



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TIRLAMA TİTREŞİMLERİ ÜZERİNE SÜREÇ SÖNÜMLEME ETKİSİNİN ANALİTİK OLARAK ARAŞTIRILMASI VE TORNALAMADA KARARLI KESME DERİNLİĞİ İLE SÜREÇ SÖNÜMLEME DEĞERLERİNE BAĞLI PARAMETRE OPTİMİZASYONU

Süleyman NEŞELİ

DOKTORA TEZİ

Şubat-2013
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

DOKTORA TEZİ

TIRLAMA TİTREŞİMLERİ ÜZERİNE SÜREÇ SÖNÜMLEME ETKİSİNİN ANALİTİK OLARAK ARAŞTIRILMASI VE TORNALAMADA KARARLI KESME DERİNLİĞİ İLE SÜREÇ SÖNÜMLEME DEĞERLERİNE BAĞLI PARAMETRE OPTİMİZASYONU

Süleyman NEŞELİ

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Süleyman YALDIZ
Yrd. Doç. Dr. Erol TÜRKEŞ

2013, 156 Sayfa

Jüri
Prof. Dr. Ulvi Şeker
Prof. Dr. Süleyman YALDIZ
Prof. Dr. Ahmet AKDEMİR
Prof. Dr. Ahmet AVCI
Doç. Dr. Ömer Sinan ŞAHİN

Tornalamada tırlama titreşimleri, işparçası ürün kalitesinin ve imalat verimliliğinin azalmasına yol açan, en önemli problemlerden birisidir. Bu çalışmada, tırlamanın azaltılması amacıyla, düşük kesme hızlarında takım ucunun işparçasına dalması sonucu oluşan süreç sönümlemenin kesme kararlılığına olan etkisi araştırılmıştır.

Batma kuvvetlerinden meydana gelen toplam süreç sönümleme oranlarını ve kararlılık bölgelerinin tespiti amacıyla dik kesme koşullarını dikkate alan dinamik bir kuvvet modeli geliştirilmiştir. Modelin simülasyonuyla elde edilen kararlılık diyagramları ile kıyaslanmak üzere deneysel kararlılık noktalarının oluşturulabilmesi için farklı malzeme ve mil hızlarının kullanıldığı bir dizi dinamik tornalama deneyi gerçekleştirilmiştir. Simülatif kararlılık eğrileri ile deneysel kararlı kesme noktaları uyumluluk göstermiştir.

İlerleme ve teğet doğrultulardaki kesme kuvvet katsayılarının tespiti amacıyla bir dizi statik kesme deneyi gerçekleştirilmiştir. Varyans analizi ile deneysel giriş parametrelerinin (çekme dayanımı, kesme hızı, ön boşluk açısı, ilerleme ve kesme derinliği) kesme kuvveti katsayıları üzerine olan etkileri yüzde olarak belirlenmiş ve en küçük kareler yöntemi kullanılarak üssel modeller geliştirilmiştir.

En uygun kararlı kesme derinliği ve süreç sönümleme oranlarının gerçekleşeceği kesme koşullarının bulunabilmesi için Cevap Yüzey Analizi kullanılmıştır. Belirlenen malzemeler için çizdirilen üç boyutlu yüzey grafikleri aracılığıyla, maksimum kararlı kesme derinliği ve maksimum süreç sönümleme oranı kriterine bağlı, üç seviyeli üç giriş parametresi; devir sayısı (355, 500, 710 dev/dk), ön boşluk açısı (3°, 6°, 9°) ve işparçası malzemesi (pirinç, bakır ve alüminyum) için optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre her üç malzeme için maksimum kararlı kesme derinliği ve sönümleme oranlarına kesici takım ön boşluk açısı ve mil hızlarının ilk seviyeleri kullanılarak ulaşılacağı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Cevap yüzey analizi; Kararlı kesme derinliği; Optimizasyon; Süreç sönümleme.

ABSTRACT

Ph.D THESIS

ANALITICAL INVESTIGATION OF EFFECT OF PROCESS DAMPING ON CHATTER VIBRATIONS AND OPTIMIZATION CUTTING PARAMETERS DEPENDING ON STABLE DEPTH OF CUT AND PROCESS DAMPING VALUES IN TURNING

Süleyman NEŞELİ

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY
DOCTOR OF PHILOSOPHY
IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisors: Prof. Dr. Süleyman YALDIZ
Asst. Prof. Dr. Erol TÜRKEŞ

2013, 156 pages

Jury
Prof. Dr. Ulvi Şeker
Prof. Dr. Süleyman YALDIZ
Prof. Dr. Ahmet AKDEMİR
Prof. Dr. Ahmet AVCI
Assoc. Prof. Dr. Ömer Sinan ŞAHİN

Chatter vibrations in turning is one of the major challenges that leads to reduce product quality and machining productivity. In this study, in order to decrease chatter vibrations, the effect of process damping which occurs the penetration of tool tip into workpiece material at low cutting speed to cutting stability is researched.

In order to determine stability lobes and total process damping ratios which result from penetration forces, a dynamic cutting force model is developed, to take into account orthogonal cutting conditions. A series of dynamic turning tests are carried out using different workpiece material and spindle speed for comparison simulated stability lobe curves with experimental stable depth of cut points. Good agreement is found between simulated stability lobe curves and experimental stable depth of cut points.

For determination of cutting force coefficients in feed and tangential directions, a series of static cutting tests are carried out. The effect of individual input parameters such as ultimate strength, cutting speed, clearance angle, feed rate and depth of cut on cutting force coefficients are calculated as a percentage via variance analysis and exponential mathematical models developed for the coefficients by using least squares method.

Response Surface Analysis is used in order to find out the best cutting conditions wherein optimum stable depth of cut and process damping come into existence. By means of 3D plot of the response, parameter optimization is performed depending on the criterion of maximum stable depth of cut and process damping ratios for each material. For optimization, the input parameters spindle speed (355, 500, 710 rpm), clearance angle (3°, 6°, 9°) and workpiece materials (brass, copper and aluminium) are

used. The results indicate that the first level of clearance angle and spindle speed have to be use for reaching optimal response values.

Keywords: Optimization; Process damping; Response surface analysis; Stable depth of cut.

ÖNSÖZ

Çalışmamın her aşamasında yönlendirici desteğini, engin tecrübe ve emeğini esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Süleyman YALDIZ'a;

Çalışmamın teorik ve deneysel temellerinin oluşturulması aşamasında hem gerekli cihaz ve bilgisayar yazılımlarının tedariği hem de deneyim ve bilgi birikimlerini sınırsızca sunan kıymetli Yrd. Doç. Dr. Erol TÜRKEŞ hocama,

Çalışmamın sonlandırılması aşamasında değerli yorumlarıyla yaptığı katkılarından dolayı hocam Prof. Dr. Erhan BUDAK'a,

Çalışmalarım sırasında her an desteğini gizlemeyen eşim ve kızım'a,

Ayrıca deneysel çalışmalarım için imkân sunan Dumlupınar Üniversitesi Makine Mühendisliği ve Selçuk üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümlerine teşekkürlerimi sunarım.

Süleyman Neşeli
KONYA-2013

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **vi**

ÖNSÖZ ..... **viii**

İÇİNDEKİLER ..... **ix**

ŞEKİLLERİN LİSTESİ ..... **xi**

TABLOLARIN LİSTESİ ..... **xv**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **xvii**

1. GİRİŞ **1**

1.1. Tezin Amacı 2
1.2. Literatüre Katkısı 3
1.3. Tezin Organizasyonu 4

2. KESME MEKANİKLERİ VE DİNAMİK KESMEDEKİ ETKİLERİ **6**

2.1. Talaş Kaldırma Mekaniği 6
2.1.1. Dik Kesme Modelleri 8
2.2. Dinamik Talaş Kaldırma İşlemi ve Tırlama Titreşimleri 12
2.3. Süreç Sönümlemesi 16
2.3.1. Kayma açısı değişiminin süreç sönümlemesine olan etkisi 17
2.3.2. Takım ucu dalmasının süreç sönümlemesine etkisi 21
2.3.3. Süreç sönümleme kuvvetlerinin modellenmesi 25
2.3.4. Süreç sönümleme kuvvetlerinin optimizasyonu 29

3. OPTİMİZASYON **34**

3.1. Cevap Yüzey Analizi (CYA) 34
3.2. CYA ile Optimizasyon Süreci 34

4. TORNALAMADA DALMA HACMİNE DAYALI DİNAMİK DİK KESME MODELİ **42**

4.1. Dinamik Dik Kesme Modelinin Oluşturulması 43
4.2. Takım Ucunun Batmasından Oluşan Süreç Sönümleme Modeli 45
4.3. Dinamik Kesme Kuvvet Katsayılarının Tornalamaya Uygulanması 53
4.4. Süreç Sönümleme Katsayılarının Belirlenmesi 59

5. DENEYSEL ÇALIŞMA **66**

5.1. Deneysel Metot 66

6. DENEYSEL SONUÇLAR VE ANALİZLERİ **72**

6.1. Modal Analiz 72
6.2. Kesme Kuvveti Katsayılarının (K_f ve K_t) Bulunması 73
6.2.1. Kesme kuvveti katsayılarının hesaplanması 75
6.2.2. Kesme kuvveti katsayılarının analizi 76
6.3. Dinamik Kesme Deneyleri 80
6.3.1. Tornalama deneyleri ve sonuçların analizi 81
6.4. Simülasyon ve Deneysel Sonuçların Analizi 84
6.4.1. Kararlı kesme sınırlarının deneysel olarak tespiti 84
6.4.2. Süreç sönümleme oranlarının matematik model simülasyonu ile belirlenmesi ve analizi 86
6.5. Süreç Sönümleme Oranlarının Doğrulanması 91
6.6. Kararlılık Analizi 94
6.7. Takım Ucu Yerdeğişiminin Analizi 99
6.8. Transfer Fonksiyonu (TF) Analizi 101
6.9. Cevap Yüzey Analizi ile Optimum Kararlı Kesme Derinliği ve Sönümleme Değerlerinin belirlenmesi 105
6.9.1. Deney parametreleri ve deneysel tasarım 107
6.9.2. Tahmin modellerinin oluşturulması 109
6.9.3. Varyans analizi (ANOVA) 112
6.9.4. Kararlı kesme derinliği için ANOVA analizi 112
6.9.5. Toplam süreç sönümleme oranları için ANOVA analizi 113
6.10. 3B Yüzey ve Eşyükselti Grafikleri ve Analizleri 114

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 118

7.1. Analitik ve Deneysel Sonuçlar 118
7.2. İstatistiki Sonuçlar 121
7.3. Öneriler 123

KAYNAKLAR 125

ÖZGEÇMİŞ 134

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil		**Sayfa**
Şekil 2.1	Talaş kaldırma işlemlerindeki ana deformasyon bölgeleri……..	7
Şekil 2.2	Dik ve eğik kesme sistemleri a)Dik kesme sistemi b)Eğik kesme sistemi…….……..	8
Şekil 2.3	Dik kesme modelleri…….……	9
Şekil 2.4	Dinamik kesme prosesi…….	13
Şekil 2.5	Kararlılık diyagramı örneği…….…….	15
Şekil 2.6	Kesme dinamiğinin blok diyagramı…….….	16
Şekil 2.7	a) Yerdeğiştiren hacmin şematik gösterimi b) Sönümlemeli ve sönümlemesiz kararlılık diyagramı……..	17
Şekil 2.8	Dinamik kesme işlemlerinde değişim gösteren efektif boşluk açısı gösterimi……..	19
Şekil 2.9	Dinamik dik kesme prosesine titreşim hızının etkisi……	26
Şekil 2.10	Takım ön boşluk yüzeyinin işparçasına dalma hacmi……..	27
Şekil 3.1	CYA ile modelleme ve optimizasyon süreci..……..	35
Şekil 3.2	Dağılım grafiği (scatterplot) üzerinden artıkların hesaplanması..	38
Şekil 3.3	Artıkların grafikleştirilmesi a) Tepkilerin tahmin tutarlılık yüzdesi b) Tahmin edilen tepkilere ait artıkların geçerlilik grafiği……..	39
Şekil 3.4	Dik tırmanış prosedürü…….	40
Şekil 4.1	Dinamik dik kesme modeli ve blok diyagramı...……..	44
Şekil 4.2	Tornalamada dik kesme modeli ve takım ucu üzerine etki eden dalma kuvvetleri…….……..	45
Şekil 4.3	Takım ucunun batma alanı……	47
Şekil 4.4.	Kararlı kesme bölgesinin belirlenmesi……..…...……	60

ŞEKİLLERİN LİSTESİ (devam)

Şekil		Sayfa
Şekil 5.1	FTF ölçümü için deneysel düzenek……..……	67
Şekil 5.2	Tornalama ses testi düzeneği..……..	68
Şekil 5.3	Dinamometre ve tezgâha uygulanışı ……	69
Şekil 6.1	Modal test aşamaları a)İvmeölçerin takım tutucuya bağlanması b)Giriş kuvvetiçin impuls çekicinin kullanılması c)Sonuçların programla değerlendirilmesi…….…….	72
Şekil 6.2	FTF ve optimize edilmiş fonksiyon örneği……...	73
Şekil 6.3	Kesme kuvveti katsayılarının bulunmasında izlenen yol…….	74
Şekil 6.4	K_f için güven aralığı tahmin grafiği…….……...	79
Şekil 6.5	K_t için güven aralığı tahmin grafiği…….……	80
Şekil 6.6	Ses frekanslarının kaydedilmesi a) Mikrofon testi b) LabVIEW görüntüsü……...…….……	82
Şekil 6.7	Takım tutucu sisteminin transfer fonksiyonunun reel ve imajiner grafikleri…….	82
Şekil 6.84	Kesme sisteminin FTF grafiği ve yapısal sabitlerin elde edilmesi…….	83
Şekil 6.9	Ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi……	84
Şekil 6.10	3° ön boşluk açılı takım tutucuya ait toplam süreç sönümleme oranlarının mil hızlarına göre değişimi……	87
Şekil 6.11	6° ön boşluk açılı takım tutucuya ait toplam süreç sönümleme oranlarının mil hızlarına göre değişimi…….……...	87
Şekil 6.12	9° ön boşluk açılı takım tutucuya ait toplam süreç sönümleme oranlarının mil hızlarına göre değişimi…….……...	88

ŞEKİLLERİN LİSTESİ (devam)

Şekil		Sayfa
Şekil 6.13	İşparçası malzemelerine göre sönümlemelerin değişimi, a) n=90 Dev/dk, b) n=125 dev/dk, c) n=180 dev/dk, d) n=250 dev/dk, e) n=3550 dev/dk, f) n=500 dev/dk, g) n=710 dev/dk…….	89-91
Şekil 6.14	İşparçası çekme dayanımı ile spesifik kesilme direncinin ilişkilendirilmesi…….……..	93
Şekil 6.15	Kararlılık diyagramının kullanılması……	95
Şekil 6.16	Deneysel kararlı nokta ve hesaplanan kararlılık sınırlarının karşılaştırılması, a) Pirinç malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 3° b) Pirinç malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 6° c) Pirinç malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 9° d) Bakır malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 3° e) Bakır malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 6° f) Bakır malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 9° g) Alüminyum malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 3° h) Alüminyum malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 6° i) Alüminyum malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 9…….....	96-98
Şekil 6.17	Pirinç, bakır ve alüminyum malzemeler için *x* ve *y* doğrultularındaki genlik değişimi…….	100
Şekil 6.18	Sönümleme oranı değişiminin TF reel kısmına etkisi, a) Pirinç malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 3° b) Bakır malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 3° c) Alüminyum malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 3° d) Pirinç malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 6° e) Bakır malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 6° f) Alüminyum malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 6° g) Pirinç malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 9° h) Bakır malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 9° i) Alüminyum malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 9°……..	101-103

ŞEKİLLERİN LİSTESİ (devam)

Şekil		Sayfa
Şekil 6.19	TF reel kısmı değişiminin kararlılık loblarına olan etkisi……	105
Şekil 6.20	Pirinç için deneysel ve tahmin edilen tepki değerlerinin karşılaştırılması……	111
Şekil 6.21	Bakır için deneysel ve tahmin edilen tepki değerlerinin karşılaştırılması……	111
Şekil 6.22	Al6061 için deneysel ve tahmin edilen tepki değerlerinin karşılaştırılması……	111
Şekil 6.23	Pirinç malzemesi için 3B yüzey grafiği ve eşyükselti eğrileri a) Parametrelerin kararlı kesme derinliğine olan etkileri b) Parametrelerin toplam süreç sönümleme oranına olan etkileri.....	115
Şekil 6.24	Bakır malzemesi için 3B yüzey grafiği ve eşyükselti eğrileri a) Parametrelerin kararlı kesme derinliğine olan etkileri b) Parametrelerin toplam süreç sönümleme oranına olan etkileri….....	116
Şekil 6.25	Alüminyum malzemesi için 3B yüzey grafiği ve eşyükselti eğrileri, a) Parametrelerin kararlı kesme derinliğine olan etkileri b) Parametrelerin toplam süreç sönümleme oranına olan etkileri….....	116

TABLOLARIN LİSTESİ

Tablo		**Sayfa**
Tablo 2.1	Dış yüzey tornalama işlemleri için tırlamanın sönümlenmesi ve tahmini üzerine yapılan çalışmalar…….....	32
Tablo 5.1	Modal analiz için kullanılan bazı cihazlar ve özellikleri……..	67
Tablo 5.2	Kistler 9257B dinamometre özellikleri…….……...	69
Tablo 5.3	Kistler 5019B şarj amplifikatörü özellikleri…….……	70
Tablo 5.4	Veri toplama kartı özellikleri…….……...	70
Tablo 5.5	İparçası malzemelerinin kimyasal özellikleri (%)……	71
Tablo 5.6	İparçası malzemelerinin mekanik özellikleri…….....	71
Tablo 6.1	Deney parametre ve seviyeleri…….….	74
Tablo 6.2	Kesme kuvveti belirlenmesinde kullanılan deney planı……...	76
Tablo 6.3	K_f için varyans analizi…….	77
Tablo 6.4	K_t için varyans analizi…….……	78
Tablo 6.5	Ölçülen modal parametreler…….……	83
Tablo 6.6	3° ön boşluk açılı takım için kararlı kesme derinlikleri (mm)…..	85
Tablo 6.7	6° ön boşluk açılı takım için kararlı kesme derinlikleri (mm)…..	85
Tablo 6.8	9° ön boşluk açılı takım için kararlı kesme derinlikleri (mm)…..	85
Tablo 6.9	3° takım tutucu için toplam süreç sönümleme (ζ_{sT}) değerleri (%)……	86
Tablo 6.10	6° takım tutucu için toplam süreç sönümleme (ζ_{sT}) değerleri (%)……	86
Tablo 6.11	9° takım tutucu için toplam süreç sönümleme (ζ_{sT}) değerleri (%)……	86
Tablo 6.12	Spesifik kesilme direnci ve karşılaştırma değerleri……..	92
Tablo 6.13	İparçası malzemelerinin mekanik özellikleri……	93

TABLOLARIN LİSTESİ (devam)

Tablo		Sayfa
Tablo 6.14	Ön boşluk açılarına göre takım ucu titreşim genliği miktarları…	99
Tablo 6.15	Deneysel parametreler ve seviyeleri……	107
Tablo 6.16	$L_{27}\left(3^{13}\right)$ Taguchi ortogonal deney tasarımı…….	108
Tablo 6.17	Pparametreler ve ölçülen tepkilerin deneysel tasarımı…….	109
Tablo 6.18	Pirinç malzeme için regresyon modelleri ve R^2 değerleri……...	110
Tablo 6.19	Bakır malzeme için regresyon modelleri ve R^2 değerleri……...	110
Tablo 6.20	Alüminyum malzeme için regresyon modelleri ve R^2 değerleri.	110
Tablo 6.21	$a_{\lim}$ için varyans analizi (Pirinç malzeme)…….....	112
Tablo 6.22	$a_{\lim}$ için varyans analizi (Bakır malzeme)……	113
Tablo 6.23	$a_{\lim}$ için varyans analizi (Alüminyum malzeme)……	113
Tablo 6.24	ζ için varyans analizi (Pirinç malzeme)……	114
Tablo 6.25	ζ için varyans analizi (Bakır malzeme)……..	114
Tablo 6.26	ζ için varyans analizi (Alüminyum malzeme)…….....	114

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler	Açıklamaları
A_k	Takım ucunun batma alanı (m^2)
A_s	Kesilme düzlemi alanı (m^2)
A_x	Kesici takım ucunun x doğrultusundaki genlik (m)
A_y	Kesici takım ucunun y doğrultusundaki genlik (m)
C	Kesilme ve sürtünme açısı arasındaki ilşkinin açı sabiti (°)
E	Kesme enerjisi (Nm)
E_b	Takım batmasından oluşan kesme enerjisi (Nm)
E_{kT}	Takımın toplam kinetik enerjisi (Nm)
E_p	Süreç sönümlemesinden dolayı oluşan kesme enerjisi (Nm)
F	Bileşke kesme kuvveti (N)
$\tilde{F}$	Dalga yüzeyine bağlı değişen kuvvet (N)
F_f	İlerleme doğrultusundaki kesme kuvveti (N)
F_n	Kesilme düzlemi üzerindeki normal kuvvet (N)
F_r	Radyal kesme kuvveti (N)
F_s	Kesilme kuvveti (N)
F_t	Teğetsel kesme kuvveti (N)
F_u	Takım-talaş arayüzü sürtünme kuvveti (N)
F_v	Talaş yüzeyi üzerindeki normal kuvvet (N)
G	Kesme sistemi transfer fonksiyonunun reel kısmı (m/N)
H	Kesme sistemi transfer fonksiyonunun imajiner kısmı (m/N)
K_f	İlerleme doğrultusundaki kesilme kuvveti sabiti (N/m^2)
K_t	Teğet doğrultusundaki kesilme kuvveti sabiti (N/m^2)
V	Çizgisel kesme hızı (m/s)
V_c	Talaş akış hızı (m/s)

SİMGELER VE KISALTMALAR (devam)

V_s	Kesilme hızı (m/s)
V_h	Takım ucu batma hacmi (m^3)
V_0	Ortalama kesme hızı (m/s)
a	Kesme derinliği (m)
$a_{\lim}$	Kararlı kesme drinliği (m)
a_{kr}	Kritik kesme derinliği (m)
c	Sönümleme sabiti (kg/s)
c_p	Takım batmasından kaynaklanan sönümleme sabiti (kg/s)
c_φ	Kesilme açısının değişiminden oluşan sönümleme sabiti (kg/s)
d	İşparçası çapı (m)
f_c	Takım batma kuvveti (N)
f_{sp}	İşparçası spesifik kesilme direnci (N/m^3)
h	Kesme genişliği (m)
h_c	Talaş kalınlığı (m)
h_0	Ortalama kesme genişliği (m)
k	Yay sabiti (kg/s^2)
l_s	Kesilme düzlemi uzunluğu (m)
m	Eşdeğer kütle (kg)
n	Mil devri (dev/dak)
r	Takım uç radyüsü (m)
r_c	Talaş sıkışma oranı
t	Zaman (s)

SİMGELER VE KISALTMALAR (devamı)

u_f	Birim kesilme hacminin sürtünme enerjisi (Nm/m^3)
u_s	Birim kesilme hacminin kesme enerjisi (Nm/m^3)
α	Talaş açısı (°)
α_0	Ortalama talaş açısı (°)
β_n	Bileşke kuvvetin düşey eksenle yaptığı açı (°)
β_s	Ortalama sürtünme açısı (°)
γ	Kesici takım boşluk açısı (°)
δ	Dalgalı yüzeyin eğimi (°)
ε	İç ve dış dalglanmalar arası faz gecikmesi (rad)
ζ	Sönümleme oranı
ζ_{sb}	Takım batmasından kaynaklanan sönümleme oranı
ζ_T	Toplam sönümleme oranı
ζ_{sT}	Toplam süreç sönümleme oranı
ζ_{sy}	Yapısal sönümleme oranı
$\zeta_{s\varphi}$	Kesilme açısı değişiminden kaynaklanan sönümleme oranı
η_v	Dinamik kesme sabiti
μ_a	Ortalama sürtünme katsayısı
σ_s	Kesilme düzlemindeki normal eğilme (N/m^2)
τ	İşparçası dönme periyodu (s)
τ_s	İşparçası kesilme gerilmesi (N/m^2)
φ	Dinamik kesme işleminde kesilme açısı (°)

SİMGELER VE KISALTMALAR (devamı)

φ_{01}	Talaş açısına bağlı dinamik kesme sabiti
ψ	Kesme sistemine ait transfer fonksiyonunun faz gecikmesi (rad)
ω_c	Tırlama frekansı (rad/s)
ω_n	Doğal frekans (Hz)
ω_t	Tırlama frekansı (Hz)
Φ	Kesme sisteminin transfer fonksiyonu (m/N)

Kısaltmalar	**Açıklamaları**
ANN	Yapay sinir ağı
ANOVA	Varyans analizi (Analysis of variance)
BUE	Talaş yüzeyine malzeme yapışması (Built up edge)
DOE	Design of Experiment
DT	Deneysel tasarım
FTF	Frekans tepki fonksiyonu
FE	Sonlu elemanlar
CYA	Cevap yüzey analizi
GA	Genetik algoritma
TF	Transfer fonksiyonu
TFEA	Zamana bağlı sonlu elemanlar analizi
TM	Taguchi metodu

1. GİRİŞ

Tornalama, endüstrinin ihtiyaç duyduğu talaş kaldırarak ürün oluşturulması aşamasında arzu edilen yüzey, ölçü ve geometrik toleranslarda son şekillendirme işleminin gerçekleştirildiği vazgeçilemez bir üretim biçimidir. Havacılık, uzay, enerji, otomobil, gemi, tıp ve daha birçok alanda ihtiyaç duyulan ürünlerin değişik tornalama operasyonları kullanılmak suretiyle imalatı oldukça ekonomik bir şekilde gerçekleştirilebilmektedir. Fakat farklı özeliklere sahip malzemelerin işlenebilirliği ve bu malzemelere ait sönümleme kapasitelerinin takım geometrileri ve işleme parametrelerine bağlı olarak nasıl değiştiği, imalat optimizasyonlarının önünde halen bir engel olarak durmaktadır. Talaş kaldırma işlemlerinin optimizasyonu ve imalat verimliliğiyle ilgili problemlerin çözümünde imalat sistemlerine ait statik ve dinamik karakteristiklerin anlaşılması anahtar rol oynamaktadır. Herhangi bir kesme sistemine ait dinamik karakteristiklerin anlaşılması bir dizi statik ve dinamik deneyler neticesinde elde edilen verilerin matematiksel veya istatistiki metotlar kullanılarak analizi ile sağlanabilir. Üretim verimliliğini artırmanın yolu ise varolan problemlere yeni metot ve tanımlamalarla yaklaşımlar yaparak imalat sistemlerinin sürekli olarak optimizasyonunu sağlamaktır. Özellikle malzeme çeşitliliğinin fazla olduğu imalat ortamlarında bu malzemelere ait mekanik özelliklerin dikkate alınarak doğru olan süreç parametrelerinin seçilmesi ve böylece *ilk seferde* arzu edilen parçanın üretilmesi, işleme zamanının minimum süreyle sınırlandırılmasına ve verimliliğin maksimum seviyeye çıkarılmasına sebep olacaktır. Bu bakımdan yeni veya optimize edilmiş test metotlarının geliştirilmesi veya realistik sistem analizlerin yapılması, daha verimli (yüksek talaş kaldırma oranlarında) ve düşük maliyetli imalatın gerçekleştirilmesini sağlayacaktır.

İmalat süreçlerinde maksimum talaş kaldırma oranlarının yakalanabilmesi, takım-işparçası sistemlerinin dinamik davranışlarına bağlı olarak, mümkündür. Eğer sisteme giren enerji, sistem tarafından tüketilen enerjiden fazla olursa takıma ait titreşim genliklerinde ani yükselmeler meydana gelir. Bir başka ifadeyle eğer talaş kalınlığı takım-işparçası dinamik rijitliğinin kaldırabileceğinin üzerinde bir değerde olursa, tırlama (chatter) titreşimleri olarak adlandırılan takım salınımları ortaya çıkar. Bu durumda oluşan salınımlar (self-excited vibration), kendi kendini yenileyerek şiddetini artırır ve ürün kalitesinin bozulması, takım aşınmalarının ve kırılmalarının hızlanması, çalışma ortamlarında şiddetli gürültünün oluşması, tezgâh fener mili ve yataklamalarının zarar görmesi gibi ve daha birçok istenmeyen sonuçlara neden olur.

Gerçekte, talaşlı imalatın yapıldığı her üretim şeklinde çok sık rastlanan takım titreşimlerinden, verimlilik ve ürün kalitesinden ödün vermeden kaçınmak bir zorunluluktur.

Bir takım tezgâhı hassas ve kaliteli iş parçaları üretmek için statik ve dinamik olarak rijit olmalıdır. Fakat kesme sürecinde dinamik rijitliğin sağlanabilmesi, sistemdeki dinamik kuvvetlerin doğru olarak tespitiyle mümkündür. Dinamik rijitliğin hem analitik hem de ampirik inceleme amacıyla basitleştirilerek daha iyi anlaşılabilmesi için, talaş kaldırma süreci ve takım tezgahı arasındaki etkileşim, dinamik kesme kuvvetlerinin de dikkate alındığı bir kapalı çevrim (closed loop) sistemi ile açıklanır. Bu sisteme göre takım-işparçası ikilisinin kesme anındaki yerdeğişim hareketleri, kesme kuvvetlerinin anlık talaş kalınlığına bağlı olarak değişken/dinamik olmasına neden olur. Oluşan dinamik kuvvetler işparçası üzerinde titreşim izleri bırakır. Eğer tireşim doğal olarak engellenmezse takımın dalgalı parça yüzeyinden bir sonraki geçişinde faz gecikmesinden ve buna bağlı değişen talaş kalınlığından kaynaklı titreşimlerin şiddeti üssel olarak artar. Yine istenmeyen bu kendi kendini yenileyen titreşimlerin yani tırlamaların sönümlenerek kararlı kesme koşullarının oluşturulması gerekmektedir.

İmalattaki en önemli problemlerden biri olarak ifade edilen tırlama kararlılığının tahmini amacıyla 20. yüzyılın ortalarında Tobias (1958) ile başlayan ve günümüze kadarki süreçte yapılan birçok araştırmada değişik yaklaşım, teknik ve analiz yöntemleri öne sürülmüştür. Ancak önceki metotların çoğunda takım ön boşluk yüzeyi ile işparçası dalgalı yüzeyi arasındaki temas ilişkisi ihmal edilmiştir. Dinamik kesme kuvvetlerinin lineer olmayan etkenler içermesi ve bu etkenlerin tırlama teorilerinde ihmal edilmesi kesme dinamiklerinin doğru olarak tespitini ve anlaşılmasını imkânsız hale getirir. Burada kesme hızı, ilerleme oranı ve talaş derinliği gibi lineer olmayan etkenlerin yanı sıra, henüz tam olarak kesme sistemine olan etkileri anlaşılamayan ve açıklanamayan diğer lineer olmayan etkenler, işparçası malzemesi ve süreç sönümlemesi (process damping) olarak sıralanabilir.

1.1. Tezin Amacı

Genel olarak bu tez çalışmasının amacı:

1. Tornalama operasyonlarında takımın işparçası içerisine dalmasından kaynaklanan süreç sönümlemesinin kararlılığa olan etkisinin araştırılması,

2. Takım geometrisi (ön boşluk açısı değişimi), kesme koşulları ve işparçası malzemesi gibi parametre değişimlerinin süreç sönümlemesi üzerine etkilerinin araştırılması,

3. En ideal kararlı kesme koşullarının tespiti için maksimum süreç sönümleme ve kararlı kesme derinliği kriterlerine bağlı olarak süreç parametrelerinin optimize edilmesi

olarak sıralanabilir.

1.2. Literatüre Katkısı

Bu tez çalışmasında, tornalama sistemlerinin verimliliğini ve ürün kalitesini artırmak amacıyla takım geometrisi (ön boşluk açısı değişimi), ilerleme oranı, talaş derinliği ve mil hızı gibi işleme parametrelerinin ve bunlara ilaveten malzeme çeşitliliğinin (pirinç, bakır ve alüminyum) tırlama kararlılığına olan etkilerinin tahmini için matematiksel modelleme ve istatistikî değerlendirme yapılmıştır. Düşük kesme hızlarındaki kesici takım ön boşluk yüzeyinin dalgalı işparçası yüzeyine batmasından dolayı oluşan süreç sönümlemesi, analitik olarak modellenmiş ve malzemeye bağlı kesme sisteminin optimum kararlı kesme derinliklerine karşılık gelen toplam süreç sönümlemesi, geleneksel analitik kararlılık diyagramları oluşturma prosedürü tersine uygulanmak suretiyle bulunmuştur. Bu yeni metotta sisteme ait kesme parametrelerinin, kararlı kesme derinliği ve süreç sönümlemesi üzerine olan etkileri, bu konu üzerine şimdiye kadar uygulanmamış olan Cevap Yüzey Analizi (CYA) istatistikî değerlendirme yöntemi kullanılarak tespit edilmiştir. Bu tespitlerden yola çıkarak çalışmanın literatüre olan katkıları aşağıda sıralanmıştır:

1. Tornalama işlemi dinamiğinin anlaşılabilmesi için analitiksel yeni bir dinamik model geliştirilmiştir. Bu model sayesinde sistem dinamiklerine bağlı olarak dinamik kesme kuvvetlerinin analizi daha gerçekçi ve kolay bir şekilde yapılabilmiştir.

2. Geliştirilen yeni analitik yaklaşım sayesinde takım-işparçası dinamik kararlılığı daha net bir şekilde karakterize edilmiştir.

3. Literatürde karşılaşılmayan kararlı kesme şartları üzerine istatistiki yaklaşım neticesinde kesme parametrelerinin süreç sönümlemesi üzerine etkileri açıkça belirlenmiş ve maksimum kararlı kesme derinliği ve toplam sönümleme oranı kriterine bağlı olarak kesme koşulları optimize edilmiştir.

4. İstatistikî olarak kararlı kesme derinliği ve süreç sönümleme değerlerinin işparçası malzemesi, mil hızı ve takım ön boşluk açısı parametrelerine bağlı olarak tahmini için, ikinci dereceden regresyon modelleri geliştirilmiştir. Regresyon modellerinin tahmin yetenekleri sayesinde, sanayi uygulamalarındaki uygun parametre tespiti için yapılan deneme kesmelerinin minimize edilmesi hedeflenmiştir.

5. Yapılan bu çalışmadan elde edilen bilgiler ışığında endüstriyel uygulamalardaki talaş kaldırma oranları çok daha yüksek seviyelere çekilerek imalatın maliyeti indirgenmiş olacaktır.

1.3. Tezin Organizasyonu

Tez çalışmasının sonraki bölümünde kesme sürecinin dinamiği, tırlama kararlılığı ve süreç sönümlemesi üzerine şimdiye kadar yapılan analitik ve simülatif çalışmalar hakkında literatür taraması yapılmıştır. Özellikle tırlama ve süreç sönümleme kararlılığının artırılmasında kullanılan optimizasyon yöntemlerine değinilmiş ve bu yöntemlerin uygulanmasında karşılaşılan problemlere veya yöntemlerin eksikliklerinden bahsedilmiştir.

Üçüncü bölümde, literatürde bu tür kararlılık problemlerinin çözümünde şimdiye kadar rastlanmamış olan ve ilk olarak bu çalışmada kullanılan CYA yaklaşımının kavramsal ve teorik olarak genel detayları verilmiştir.

Tez çalışmasının dördüncü kısmında, takım ucunun işparçası malzemesine batmasıyla meydana gelen süreç sönümleme etkisini de dikkate alan geliştirilen yeni matematik modele yer verilmiştir. Bölüm içerisinde takım ucuna ait enerjinin korunumu yaklaşımlarının kullanıldığı dinamik kesme modeli oluşturulmuş ve bunun tornalama operasyonuna uygulaması gerçekleştirilmiştir. Matematiksel olarak süreç sönümleme katsayılarının nasıl tespit edileceği bölümün sonunda verilmiştir.

Beşinci bölümde, çalışma kapsamında kullanılan deneysel metot ve yöntemler ifade edilmiştir.

Altıncı bölümde, deneysel çalışmalar ve matematik model simülasyonlarından elde edilen sonuçların analizlerine yer verilmiştir. Bölüm içerisinde işparçası malzemesi ve çalışılan mil hızlarına bağlı optimum kararlı kesme derinliği ve toplam süreç sönümleme oranlarının tespiti amacıyla uygulanan CYA optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

Son olarak yedinci bölümde ise tez çalışmasının sonuçları açıklanmış ve sonraki çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.

2. KESME MEKANİKLERİ VE DİNAMİK KESMEDEKİ ETKİLERİ

Bilindiği gibi talaş kaldırma operasyonları çeşitli uygulama ve zorlukların bulunduğu çok geniş bir uygulama alanıdır. Endüstride sıklıkla başvurulan talaş kaldırmak suretiyle yapılan şekillendirme işlemlerinden birisi de tornalama operasyonudur. Esasen tornalama operasyonunun statik ve dinamiği, disiplinler arası karmaşık bir yapıya sahiptir. Bu yapı talaş kaldırma metot ve teorisi, tornalama mekaniği, yapısal mekanik ve dinamiklerini kapsamaktadır. İmalat esnasında neredeyse kaçınılmaz bir olgu olan titreşimlerin bu kompleks yapı içinde sebeplerinin araştırılıp bertaraf edilmesi ise araştırmacıların üzerinde durduğu en önemli imalat mühendisliği problemlerinden biridir. Talaş kaldırma endüstrisindeki tornalama operasyonlarının genellikle düşük mil hızlarında gerçekleştirildiği dikkate alınırsa özellikle bu tür mil hızlarında, işparçası ve kesici takım arasındaki dinamik kuvvet ilişkisinden kaynaklandığı bilinen süreç sönümleme olgusunun, kararlılığın artmasında oldukça önemli bir etken olduğu düşüncesi literatürde genel bir kabul görmüştür. O halde işparçası-kesici takım etkileşiminin bir sonucu olan dinamik kesme kuvvetlerinin daha iyi karakterize edilerek, detaylı bir şekilde modellenmesi, bu kuvvetlerin kontrol altına alınabilmesi için son derce önemlidir.

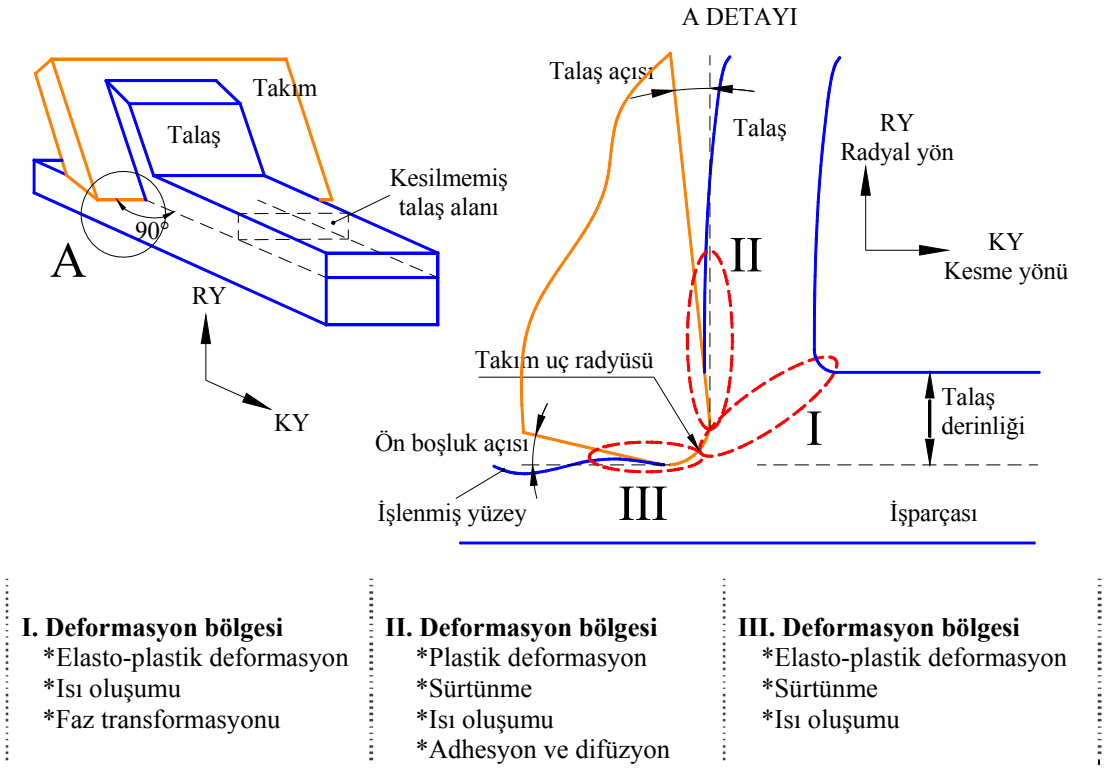
Bu bölümde dinamik kesme kuvvetlerinin modellenmesi ve süreç sönümleme olgusunun anlaşılabilmesi için yapılan literatür çalışmalarına yer verilmiştir. Verilen literatürler tezin geri kalan teori ve deneysel kısımlarının literatür alt yapısını da oluşturacaktır. Ancak sonraki bölümlerin detayları içerisinde konuyla ilişkili spesifik literatürlere de yer verilmiştir.

2.1. Talaş Kaldırma Mekaniği

Çoğu talaş kaldırma operasyonlarında, değişik geometrilere sahip bir veya daha fazla sayıda kesici takım kullanılarak farklı fiziksel ve mekanik malzeme özelliklerine sahip işparçaları üzerinden kesme işlemi gerçekleştirilir. Endüstride yaygın olarak kullanılan tornalama, frezeleme, delme, honlama ve broşlama gibi tüm talaş kaldırma operasyonlarında kesme mekanikleri aynı fakat geometri ve kinematikler farklılık gösterir.

Aslında kesme işlemi tezgâh, kesici takım ve işparçasının dinamik etkileşiminin bir sonucudur. Bu yüzden sistemlerin matematik olarak tanımlanmaları aşamasında

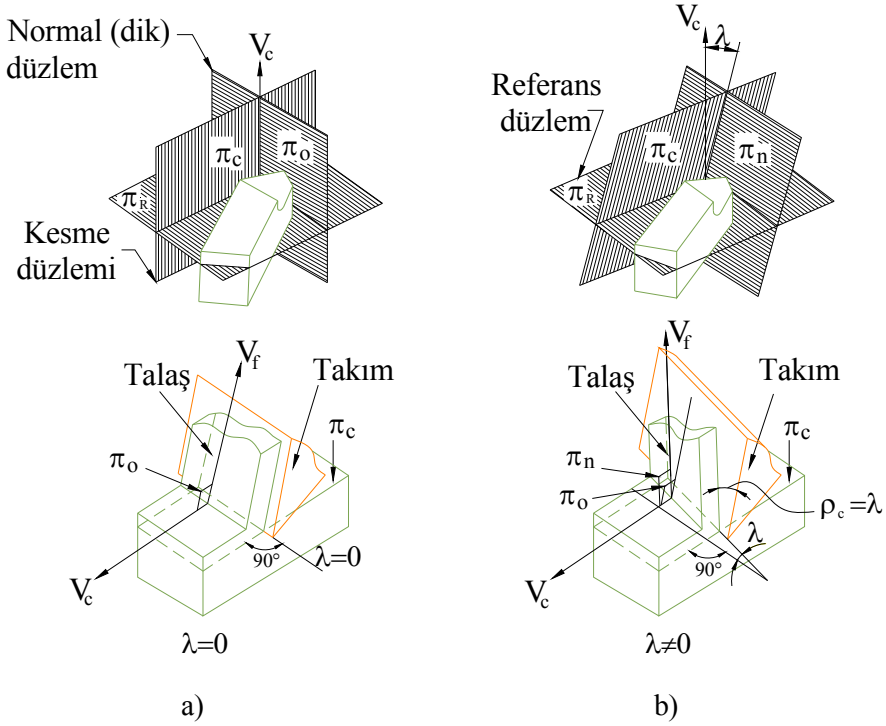
kinematik, dinamik ve işparçası mekanik özelliklerine ilaveten, talaş oluşum geometrisinin de dikkate alınması gerekmektedir. Kesme süreci, kesme bölgelerindeki elasto-plastik deformasyonlar, takım-talaş-işparçası arasındaki değişken sürtünme ortamları, aşınmalar, ısı oluşumları, malzeme yapısındaki faz geçişleri gibi fiziksel olguların varlığından dolayı oldukça karmaşık bir yapıya sahiptir (Bkz. Şekil 2.1).



Şekil 2.1. Talaş kaldırma işlemlerindeki ana deformasyon bölgeleri (Victor 2010)

Oldukça karmaşık bir yapıya sahip olan kesme sürecinin en iyi anlaşılmasının yolu tornalama operasyonlarında kullanılan tek kesici takım ucunun dik kesme analizinin yapılmasıyla mümkün olabilir. Dik kesme koşulunun sağlanabilmesi için ise takım esas kesici kenarının kesme hızı doğrultusuna dik olması gerekir. Başka bir ifade ile talaş yüzeyi üzerinden akan talaşın akış doğrultusunun esas kesme kenarına dik olması halinde dik kesme işlemi gerçekleştirilmiş olur. Şekil 2.2'de görülen kesme sistemlerinde eğer eğim açısı sıfır ($\lambda = 0$) olarak kabul edilirse talaş akışı dik düzleme (π_o) doğru olacak ve dik kesme işlemi gerçekleştirilmiş olacaktır. Eğer eğim açısı sıfırdan farklı bir değer ($\lambda \neq 0$) olarak kabul edilirse, talaş akış açısı (ρ_c) eğim açısına eşit olacak ($\rho_c = \lambda$) ve dolayısıyla eğik kesme (oblique cutting) işlemi gerçekleştirilmiş

olacaktır. Bu tez çalışmasında deneysel çalışmalar ve analitik çözümlemeler için dik kesme koşullarına bağlı kalınmıştır.

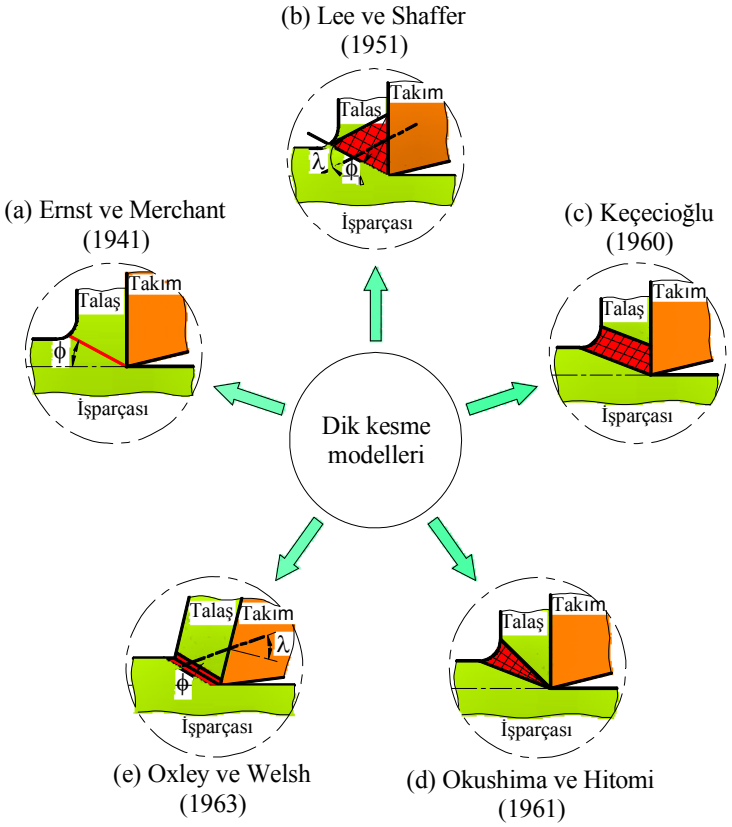


Şekil 2.2. Dik ve eğik kesme sistemleri
a) Dik kesme sistemi
b) Eğik kesme sistemi

2.1.1. Dik Kesme Modelleri

Talaşlı imalat, iş parçası yüzeyinin kesici takımlar yardımıyla kesilerek şekillendirilmesi işlemidir. Genel olarak talaşlı imalatın amacı metali belirli bir şekil ve boyuta getirmekse de verimli bir talaşlı imalat için kesme şartlarının uygun talaş oluşumunu sağlayacak şekilde seçilmesi gerekir. Modern talaşlı imalat işlemlerinde uygulanan yöntem ve kaldırılan talaş hacmi ne olursa olsun, kontrollü bir talaş oluşumu şarttır. Talaş kaldırma işleminin anlaşılabilmesi, değişik fiziksel ve/veya mekanik özelliklere sahip işparçası malzemelerinin kesilmeleri esnasındaki davranışlarının anlaşılmasına bağlıdır. Bu davranışların anlaşılabilmesi ise kesme anındaki deformasyon ve kuvvet oluşumlarının ilişkilendirilebilmesi ile mümkün olur. Her ne kadar 1900'lü yıllardan bu yana talaşlı imalat alanında değişik metotlar kullanılmış ise de özellikle son yetmiş yıldır yapılan sistematik yaklaşımlar bu alanın bilimsel temeller üzerine oturtulmasına neden olmuştur.

Uygulamaya bağlı olmak üzere imalatta işleme tipi değişebilir ancak temelde talaş kaldırma prensipleri aynıdır. Bu bakımdan dik kesme modelinin mekanik ve dinamiğinin anlaşılması uygun süreç parametrelerinin seçiminde son derece önemli rol oynamaktadır. Literatürde talaş kaldırma işlemlerinin anlaşılmasına yönelik birçok modelleme yaklaşımı mevcuttur (Şekil 2.3).



Şekil 2.3. Dik kesme modelleri (Astachov ve ark 1997)

En basit ve yaygın olarak kullanılan dik kesme modeli Ernst ve Merchant (1941) tarafından 1941 yılında oluşturulmuştur (Şekil 2.3.(a)). Bu modele göre talaş oluşumu birincil deformasyon bölgesinde kalan ve kayma düzlemi adı verilen dar bir bölge içerisindeki malzeme kaymalarıyla gerçekleşmektedir. Kayma düzlemi, maksimum kayma gerilmesi ve gerinim oranları doğrultusunda olduğu varsayılan kayma açısı (ϕ) ile tarif edilmiştir. Ernst ve Merchant minimum enerji analizine dayanarak maksimum kayma gerilmesinin, kayma düzlemi içinde oluşacağını ve talaş kalınlığının kayma açısına göre kesme kuvvetinin minimize edilmesiyle tahmin edilebileceğini varsaymışlardır. Modele göre kayma açısı formülü aşağıdaki gibi elde edilmiştir:

$$\phi = \frac{\pi}{4} + \frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2} \tag{2.1}$$

burada, ϕ, kayma açısı (radyan), α, talaş açısı (radyan) ve β, sürtünme açısı (radyan) olarak ifade edilir.

Ernst ve Merchant teorilerinde işleme esnasındaki malzemenin gerinim sertliğini dikkate almamış ve dolayısıyla işparçası malzemesini elastik-mükemmel-plastik (düşük karbonlu çelikler gibi) olarak kabul etmişlerdir. Başka bir ifade ile bu model sadece sürekli talaş oluşumu söz konusu olduğunda geçerliliğini korumaktadır.

Talaş kaldırma problemlerini çözebilmek amacıyla ilk olarak mühendislik plastisitesini (engineering plastisity) kullanan Lee ve Shaffer (1951) olmuştur. Lee ve Shaffer çalışmalarında, akma noktasında yani plastik deformasyonun başladığı yerde, kayma çizgisi (slip line) adı verilen maksimum kayma gerilmesine ait bir orthogonal eğrisel yol sistemi belirlemişlerdir (Bkz. Şekil 2.3.(b)). Varolan Ernst ve Merchant teorisine kayma çizgisi modelini ilave etmek suretiyle kayma açısının bulunmasına dair çözümü (2.2) denkleminde verildiği gibi üretmişlerdir:

$$\phi = \frac{\pi}{4} + \alpha - \beta \tag{2.2}$$

Modellerinde dik kesme koşullarında özellikle yumuşak malzemelerin işlenmesi sırasında oluşan çalışma sertleşmesinin meydana gelmediği bir rijit-mükemmel-plastik malzeme (dökme demir gibi) kullanmışlardır. Anlık olarak gerçekleşen yığılma durumunu veren kayma çizgisi bölgesinin, dalma (indentation) gibi problemlerin çözümünde kullanılması mümkündür (http://viktorastakhov.tripod.com/mc2.pdf).

Keçecioğlu (1960) Merchant modeline benzer bir yaklaşım geliştirmiş fakat kaymanın birincil deformasyon bölgesinde birbirlerine paralel sanal doğrularla sınırlandığını varsaymış ve uniform gerilim dağılımının bu bölge içerisinde gerçekleştiğini ifade etmiştir (Bkz. Şekil 2.3.(c)).

Okushima ve Hitomi (1961) kesme operasyonlarındaki kayma akışının bir düzlem şeklinde değil üçgensel bir alan içerisinde gerçekleştiğini ileri sürmüşlerdir (Bkz. Şekil 2.3.(d)).

Yukarıda belirtilen talaş kaldırma modelleri sadece kısıtlı bir yaklaşımla bakılarak doğruluğu tespit edilen modellerdir. Bu modellerin hiç birisinde değişken kemse şartları ve işparçası malzemelerinin kesmeye olan etkileri dikkate alınmamıştır.

Oxley ve Welsh (1963), Şekil 2.3.(e)'de verildiği gibi malzemedeki plastik deformasyonun, birincil ve ikincil plastik deformasyon bölgelerindeki birbirine paralel düzlemler arasında gerçekleştiğini varsaymış ve akış gerilmesinin bu paralel düzlemler ile sınırlı olduğunu iddia etmişlerdir. Daha sonraki zamanlarda Oxley (1989), kayma çizgisi ve deneysel akış bölgesi analizlerinden türetilen dik kesme operasyonu için bir talaş oluşum modeli geliştirmiştir. Bu anlayıştan yola çıkarak sınırlandırılmış bölge içindeki ortalama gerilimler dolayısıyla talaş kaldırma işlemi esnasında meydana gelen kesme ve ilerleme kuvvetlerinin ve ortalama ısının tahmin edilmesi mümkün olmuştur. İlaveten gerinim oranı, kayma düzlemi doğrultusu ve uzunluğunca gerçekleşen malzeme akış hızının bir fonksiyonu olarak deneysel olarak da modellenmiştir.

Genelde, geliştirilen kesme modelleri dik kesme şartları düşünülerek yapılmış olsa da endüstride daha çok takım geometrisine bağlı olan açılı kesme uygulanmaktadır.

Stabler (1964), eğik kesme işleminin geometrisini analiz ederek talaş akış açısının eğiklik açısına eşit olduğu varsayımını "*talaş akış kanunu*" olarak öne sürmüştür. Ancak bu varsayımda takım geometrisi, sürtünme ve kayma açılarının etkileri dikkate alınmamıştır. Bu yüzden kesme koşullarına bağlı tahmin edilen kesme kuvveti katsayı değerlerinde büyük sapmaların olduğu gözlenmiştir. Diğer yandan Armarego and Brown (1969) eğik kesmenin mekaniği üzerine çalışmış ve kayma açısı, kayma gerilmesi, sürtünme katsayısı gibi kesme parametreleri arasındaki ilişkileri dik kesme mekaniğinin genişletilmesi suretiyle tespit etmişlerdir. Altıntaş (2000) dik kesme testleri verilerini kullanarak eğik kesme kuvvetlerinin tahminini gerçekleştirebilecek pratik bir yaklaşım öne sürmüştür. Bu metot eğik kesme işleminin modellenmesindeki en doğru yöntemlerden biridir.

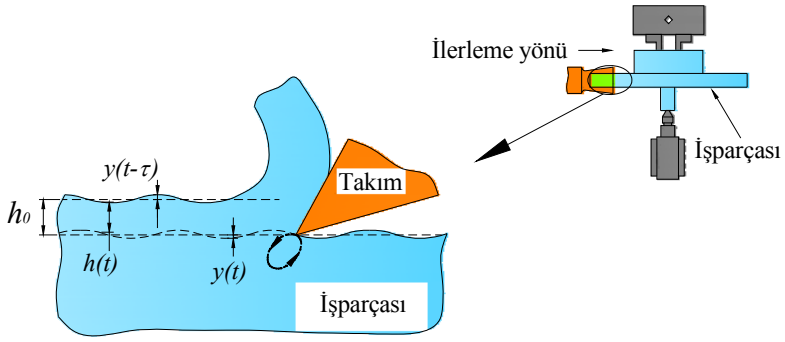
Daha sonra Huang and Liang (2003) Oxley'in teorisini, birincil ve ikincil deformasyon bölgesindeki ısıyı, ısı kaynağı hareket metodunu kullanarak modellemişlerdir. Son olarak Karpat ve Özel (2006) ile Özen ve Zeren (2006) Oxley modelini, takım talaş yüzeyindeki normal stres dağılımın güç kuralı ilişkisiyle non-uniform ve ikincil plastik deformasyon bölgesini bir üçgen gibi düşünerek geliştirmişlerdir. Birçok araştırmacının ihmal ettiği gerilme-gerinim oranı ve sıcaklığın, ikincil deformasyon bölgesindeki akma gerilmesine olan etkisi son olarak yine Özen ve Zeren tarafından dikkate alınmıştır.

Hem dik kesme hem de eğik kesme modellerinin oluşturulabilmesi için şimdiye kadar yapılan birçok deneysel çalışma aslında endüstride yapılan gerçek uygulamalardan farklı olmayan dinamik kesme koşullarının yaşandığı talaş kaldırma işlemleridir. Dinamik talaş kaldırma işlemlerine ise aşağıda detaylı olarak değinilmiştir.

2.2. Dinamik Talaş Kaldırma İşlemi ve Tırlama Titreşimleri

Talaş kaldırma işlemi, takım tezgâhları üzerine bağlanan kesici takım vasıtasıyla işparçası malzemesi yüzeyinden parça kopartılması olarak tanımlanabilir. Bu durumda takım, işparçası üzerinde düzgün bir yol takip eder. Normalde malzeme içerisindeki homojen olmayan bir yapı veya işparçasının bağlanma ortamına yanlış konumlandırılması gibi sebeplerden kaynaklanan herhangi bir küçük salınım, zaman zaman kesme sistemi tarafından sönümlenen salınımın dağınık bir yapıya dönüşmesine neden olur. Bu salınım bozuklukları süreklilik gösterirse sistem kararsızlaşır ve takım-işparçası arasındaki bağıl periyodik hareketler büyük genlikli titreşimlerin oluşmasına neden olur. Bu tür takım-işparçası arasındaki bağıl periyodik hareketler yenilenebilir tırlama (regenerative chatter) olarak adlandırılır. Dinamik talaş kaldırma işlemlerinde karşılaşılan ve yenilenebilirlik etkisi olarak da adlandırılan tırlama ile ilgili literatürde yapılan çalışmalarda, "*imalatçıların karşılaştığı tüm problemler içerisinde en narin/hassas ve belirsiz/bilinmez olanı* (Taylor 1907)" şeklinde ifade edilen tırlama olgusu, süreci, kararsızlaştırma doğrultusunda etkiler.

Dinamik talaş kaldırma işlemi, takımın bir önceki kesme hareketinden dolayı niteliği değişmiş yüzeyden (dalgalı yüzey) yeniden geçmesi halinde meydana gelir. Oluşan dinamik talaş kaldırma yapısı aslında ardışık kesmelerin zamana bağlı farklılıklarına (faz kaymasına) ve kesme kuvvetlerine bağlı bir değişimdir. Eğer sistemin, kesme hareketine olan tepkisi bir sefer sistemin doğal frekansına yakın veya eşit olursa bu olay kesme kararsızlığını tetikler. Artık kararsız kesme yapan kesici takım ucunun eliptik hareketi (Bkz. Şekil 2.4), tırlama sonucu oluşan net enerjinin yapıyı beslemesine sebep olur (Welbourn ve Smith 1970). Bu durumu en iyi açıklayan araştırmacılardan biri Budak (1994)'tır.



Şekil 2.4. Dinamik kesme prosesi

Budak'a göre dinamik dik kesme koşullarında meydana gelen tırlama titreşimleri, Şekil 2.4'te görüldüğü gibi sisteme ait yapısal modlar uyarıldığında oluşan titreşim dalgaları arasındaki faz kaymalarından dolayı meydana gelir. Takım, bir önceki geçişi sırasında $y(t-\tau)$ (dış modülasyon veya dalga kesimi) titreşim genliği ile oluşturulan dalgalı yüzey üzerinden değişken talaş kalınlığında kesme işlemi yapmaktadır. Aynı anda takım $y(t)$ (iç modülasyon veya dalga oluşumu) genliğinde de salınım yapmaktadır. Burada gerçekleşen olay bu her iki ayrı mekanizmanın çakışması olarak ifade edilebilir.

Dinamik kesme sürecinin anlaşılırlığının sağlanabilmesi için 1940'li yıllardan bu yana çok sayıda çalışma yapılmıştır (Arnold 1946, Hahn 1946, Doi ve Kato 1956, Albrecht 1962, Kegg 1965, Wallace ve Andrew 1965, Wallace ve Andrew 1966, Das ve Tobias 1967, Knight 1970). Bu çalışmalardan önemli olan bazıları aşağıda detaylandırılmıştır.

1946 yılında Arnold, uzun bir kateri çıkıntılı bağlayarak yaptığı tornalama deneylerinin sonuçlarından kabul edilebilir bir tırlama teorisi çıkarmıştır. Bu teoriye göre kesme hızındaki artıştan dolayı esas kesme kuvvetindeki azalışın, negatif sönümleme etkisi doğurduğu ve kesme sürecinin kararsızlaşmasına sebep olduğu ifade edilmiştir. Daha sonra Hahn (1946) böyle bir etkinin kararsızlık için yetersiz bir gerekçe olduğunu göstermiştir. İş parçası yüzeyindeki dalgalanmanın yapısal titreşimlerin tetiklendiği tornalama işlemlerinde her bir mil hızında yeniden oluştuğunu ilk kez ortaya çıkartan Albrecht (1962), kendi kendini yenileyerek değişken hale getiren talaş kalınlığının, salınımlı kesme kuvvetleri oluşturduğunu göstermiştir.

Literatürde dinamik kesme modelinin anlaşılabilmesi üzerine birçok araştırma olmasına rağmen en anlaşılır yaklaşımlardan birisi, Tobias ve Fishwick (1958) ve Tlusty ve Polacek (1963) tarafından ifade edilmiştir.

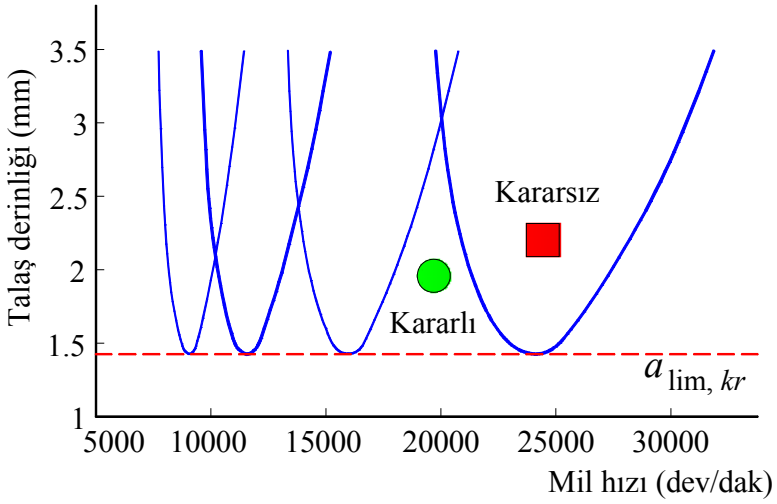
Tlusty ve Polacek (1963) yaptıkları çalışmada, minimum ağırlıktaki bir tezgâhın yüksek kararlılığa sahip olabilmesi için yenilenebilir titreşimlerin, tezgâh karakteristiklerine olan etkilerini incelemişlerdir. İnceleme sonucu sunulan teoride, tezgâhtaki yapısal değişimlerin titreşim üzerine nasıl etki ettiği belirlenmiştir. Bu çalışmada tezgâh, n-serbestlik dereceli bir titreşim sistemi olarak düşünülmüş, kararlılık sınırlarının hesaplanması için basit bir grafik metot verilmiştir. Ayrıca Albrecht'in (1962) yaklaşımına, yapının esnekliğini de dâhil ederek tırlama titreşimlerinin olmadığı kritik talaş derinliğinin bulunabilmesi için aşağıda verilen formülün kullanılabileceğini ifade etmişlerdir:

$$a_{\text{lim, kr}} = \frac{-1}{2K_f \min\left(\text{Re}\left[\Phi(j\omega)\right]\right)} \tag{2.3}$$

burada K_f, takım ilerleme doğrultusundaki varsayılan kesme kuvveti katsayısı, $\Phi(j\omega)$ takım ucu frekans tepki fonksiyonu ve $\text{Re}\left[\Phi(j\omega)\right]$ karmaşık bir fonksiyon olan $\Phi(j\omega)$'nın gerçel kısmını ifade etmektedir.

Tırlama titreşimlerinin olmadığı kesme şartlarının oluşturulabilmesi, en uygun kesme parametrelerinin tespitini yapmaya bağlıdır. Bu amaçla kesici takım ve kesme sistemini de üzerinde bulunduran takım tezgâhının (takım tutucu, taret, tezgâh gövdesi ve diğer bütün tezgâh bileşenleri) elastik yapısının kuvvetsel etkilere olan karakteristik tepkilerinin simülasyonu olarak tarif edebileceğimiz kararlılık diyagramlarının oluşturulması bir zorunluluktur (Daghini 2012). Tezgah dinamiğine bağlı olarak gerçekleşen karakteristik tepkilerin işleme parametreleri ile ilişkilendirilmiş ve "*kararlılık diyagramı*" olarak adlandırılmış bir örneği Şekil 2.5'te gösterilmiştir. Görülen kararlılık diyagramı ilk olarak Tobias ve Fishwick (1958) tarafından ortaya çıkarılmıştır. Bu diyagram üzerinde, mil hızı aralığı değişimlerine göre meydana gelen en büyük kararlı talaş derinliği değerlerini, eşitlik (2.3) yardımıyla hesaplanmak yerine doğrudan seçebilme imkanı sunulmuştur. Diyagram içerisindeki mavi çizilen parabollerin altında kalan alan (yeşil daire ile gösterilen) kararlı kesmenin yapılabileceği alanı temsil etmektedir. Burada kararlı kesme alanlarına, mavi çizgilerin kesişim yerlerine bağlı olarak farklı mil hızları ve talaş derinliklerinde ulaşılabilir ve bu durumda yapılan kesme operasyonları kararlı kesme olarak bilinir. Ancak kırmızı kesik çizgi altında kalan tüm alan için tercih edilen her mil hızı ve talaş derinliğinde kararlı

kesme yapılabilir. Mavi çizgilerin üstündeki alan (kırmızı kare ile gösterilen) ise kararsız bölgeyi temsil eder. Bu bölgede kalmayı sağlayan parametrelerin kullanıldığı tüm kesme operasyonları kullanılan kesme sistemiyle kararsız kesme yapılacağını ifade eder.



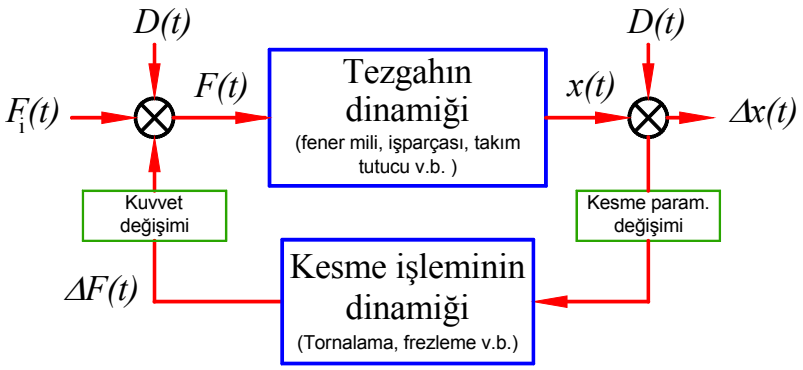
Şekil 2.5. Kararlılık diyagramı örneği

Sistemlerin dinamik davranışları çoğunlukla geleneksel yöntem olarak tarif edebileceğimiz bir uygulama bütünü ile tespit edilebilir. Bu uygulama bütününün aşamaları, aşağıda maddeler halinde sıralanmıştır:

i. Takım tezgâhının elastik yapısına ait dinamik özelliklerin tanımlanması. Genellikle bu aşama deneysel modal analiz kullanılarak gerçekleştirilir.

ii. Kesme işlemi karakteristiklerinin belirlenmesi. Burada alt sistemin transfer fonksiyonunu niteleyen dinamik parametreler, kesme işlemi dinamikleri kullanılarak temsil edilir (Şekil 2.6).

iii. 1. ve 2. aşamadan yararlanarak imalat sisteminin kararlılık diyagramının belirlenmesi.



Şekil 2.6. Kesme dinamiğinin blok diyagramı

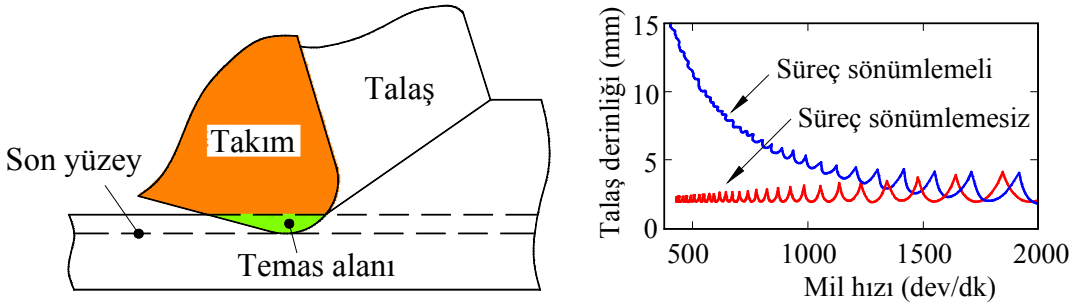
Bir takım tezgâhı hassas iş parçaları üretmek için statik olarak rijit olmalıdır. Statik rijitlik ise dinamik rijitliğin sadece özel bir durumudur. Hem analitik hem de deneysel inceleme amacıyla kesme işlemi ve takım tezgâhı arasındaki titreşimli etkileşimi, ilk olarak Merrit (1965) bir kapalı çevrim sistemi (closed loop system) ile açıklamıştır. Şekil 2.6'da gösterildiği gibi iki temel blok içeren kapalı çevrim sisteminde birinden çıkış, diğerine giriştir. Bu kapalı çevrim takım tezgahı yapısının tepkisi yani takım ucunun toplam relatif yerdeğiştirme miktarı ($\Delta x(t)$) ve takım üzerine uygulanan dinamik kesme kuvveti nominal değeri ($F_i(t)$) arasındaki ilişkiyi açıklar. Yine burada $D(t)$ ise elastik yapının termal çarpıklığı, takım aşınması, imalat sırasındaki elastik yapı rijitliğinin değişimi, tezgah fener mili rulman yataklarının karakteristiklerindeki değişimler ve kesme parametrelerinin değişimleri gibi olumsuz bozuklukları temsil etmektedir.

2.3. Süreç Sönümlemesi

Süreç sönümlemesi olarak adlandırılan olgu, kesme işlemi esnasında kesici ön boşluk yüzeyi ile işparçası temasının sağlandığı arayüzde oluşan ve tırlama titreşimlerinin azalmasına neden olan bir sönümleme mekanizmasıdır. Özellikle düşük kesme hızlarında, süreç sönümlemesinin sürece olan kararlılık artırıcı etkisi, tırlamanın kararsızlaştırıcı etkisinden daha baskın olduğundan dolayı bu hızlarda tırlama titreşimleri genellikle görülmez.

Süreç sönümleme etkisini oluşturan temas mekanizması Şekil 2.7'da verilmiştir. Şekil 2.7 (a)'da gösterilen kesici takım-işparçası temas alanı, takım ön boşluk yüzeyinin işparçasına girdiği alanı göstermektedir. Bu alan içerisinde ezilen işparçası malzemesi

takım salınımını engellemek suretiyle (süreç sönümleme etkisi) sistemi kararlı hale getirmektedir. Şekil 2.7(b)'de verilen kararlılık diyagramlarında sönümleme etkisinin düşük mil hızlarında daha yüksek talaş derinliklerinin kullanılmasına imkân vermektedir.



a) b)

Şekil 2.7. a) Yerdeğiştiren hacmin şematik gösterimi
b) Sönümlemeli ve sönümlemesiz kararlılık diyagramı

Yapısal titreşimlerle anlık olarak değişen ön boşluk açısı, kesme kuvvetlerinin de anlık değişimine neden olur. Oluşan bu dinamik kuvvetler kesme ortamındaki titreşim enerjisinin bir kısmını emerek imalat kararlılığını artırıcı olumlu katkıda bulunur. Süreç sönümlemesi olarak adlandırılan takım-işparçası arasındaki bu temas mekanizmasının son derece kompleks bir yapıya sahip olmasının yanında doğru bir şekilde modellenmesi ve ölçülmesi de oldukça zordur (Schmitz ve Smith 2009). Geçmişte yapılan çalışmaların birçoğunda süreç sönümlemesinin doğru bir şekilde tahmin edilebilmesi için sönümlemeyi oluşturan faktörler üzerine odaklanılmıştır. Genel olarak sönümlemenin kayma açısı değişimi ve takım ucunun işparçasına dalmasına bağlı olduğu kabulüne göre yapılan literatür çalışması iki kısım halinde aşağıda verilmiştir.

2.3.1. Kayma açısı değişiminin süreç sönümlemesine olan etkisi

Kayma açısı değişimine bağlı olarak işparçası yüzeyinde dalgalanma oluşumu meydana gelir. Bu durumda dalgalı yüzeyden kaldırılan talaşın kalınlığı değişken olacaktır. Yapılan birçok araştırma kayma açısı değişiminin ve buna bağlı kesme kuvveti değişiminin, tırlama titreşimlerinin esas sebebi olduğu ve bunun sonucunda kesme kuvvetlerinin de salınım yaparak değişkenlik gösterdiğini ortaya çıkarmıştır (Sarnicola ve Boothroyd (1973, 1974), Boothroyd 1975).

Albrecht (1962) yaptığı çalışmada dinamik şartlar altında talaş kalınlığı değişimi nedeniyle kuvvet dalgalanmaları yanında, kesme işlemindeki kayma açısının periyodik değişiminin sonucunda ilave kuvvet dalgalanmalarının da meydan geldiğini bulmuştur. Bu çalışmada kesme işleminin içerisinde oluşan kararsızlığın, kayma açısının periyodik değişimine ve kesme şartlarına bağlı olduğu ifade edilmiştir. Sonuçta kayma açısı değişimini talaş oluşum mekanizmasının bir parçası olarak ifade etmiştir.

Özellikle düşük hızlardaki tırlama kararlılığının doğru bir şekilde tahmin dilmesi dinamik kesme kuvveti katsayılarının belirlenmesine bağlıdır. Dinamik kesme kuvveti katsayıları ise işparçası malzemesine, takım ön boşluk açısına, kesme hızına, işleme anındaki titreşim frekansına, işparçası dalgalı son yüzeyi ile takım ön boşluk yüzeyi arasındaki temas mekanizmasına ve tabiî ki zamanla değişim gösteren kayma işlemine bağlıdır (Altintas ve ark. 2008).

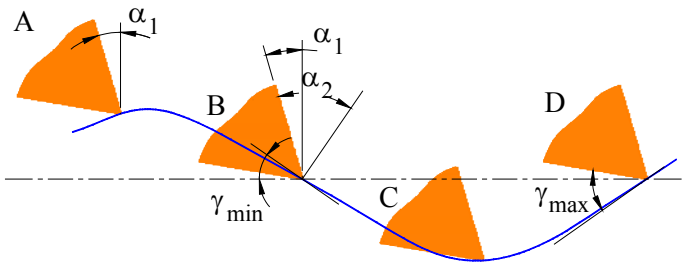
Dinamik kesme katsayıları, işleme esnasındaki parametrelerden birinin sürekli değiştiği durumlardaki deneylerden elde edilir. Ancak statik kesme katsayıları, parametrelerden birinin kademeli değiştiği durumdaki deneylerden elde edilmektedir. Dinamik ve statik kesme katsayıları arasındaki ilişkinin mevcudiyeti bilinmesine rağmen henüz net bir yaklaşım ortaya konamamıştır. Bu konu üzerine ilk olarak Das ve Tobias (1967) tarafından yapılan ortak çalışmada statik ve dinamik kesme katsayıları arasındaki ilişkiyi gösteren bir matematik model geliştirmişlerdir. Bu araştırmada dinamik talaş kaldırma işleminin üç farklı durumu incelenmiştir: Dalga oluşturularak yapılan kesme, yüzeydeki varolan dalganın yok edildiği kesme, dalgalı yüzey üzerinden kesme. Geliştirilen model, dinamik koşullar altındaki talaş kalınlığının değişiminden dolayı, kayma düzlemi doğrultusunun işleme esnasında etkisiz kalacağı varsayımı üzerine temellendirilmiştir.

Knight (1970) talaş kaldırma işlemlerindeki titreşimin araştırılmasında yüksek hızlı bir sinekamera kullanarak dinamik kesme esnasında kayma açısı salınım hareketi yaptığını tespit etmiş ve bu salınımın takım-işparçası arasındaki relatif titreşimlerden kaynaklandığını ifade etmiştir.

Nigm ve Sadek (1977) kayma açısı değişimine kesme hızı, ilerleme, talaş açısı, boşluk açısı ve frekans gibi farklı parametrelerin etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Bu parametrelerin değerlerindeki artışın kayma açısı salınımının genliğini düşürdüğü sonucuna varmışlardır. Buna ilaveten talaş kalınlığı oluşum frekansının artışıyla artan titreşim genliğinin kayma açısı salınımına önemli bir katkı sağlamadığı ve dinamik kesme katsayılarının zamana bağlı talaş kalınlığı oluşumu ile

aynı fazda olmadığını öne sürmüşlerdir. Sonuç olarak yapılan bu deneysel çalışma, kararlı kesme koşulları altında oluşan kayma açısı ve kesme kuvvetlerinin dinamik kesme bileşenleri arasında bir fark oluşturmadığı sonucunu ortaya çıkarmıştır.

Kayma açısı değişimi, işparçası yüzeyindeki dalgaların meyili ve kesme hızı doğrultularının değişimleriyle de ilişkilendirilir. Takım titreşiminden dolayı değişkenlik gösteren talaş açısı ve kesme hızı doğrultusunun değişimi dinamik kesme sistemleri üzerinde negatif sönümleme etkisi yani süreç sönümlemesi meydana getirebilir. Bu açıklamalar ışığında Tlusty (1978) tarafından açıklanan süreç sönümleme mekanizmasının temelleri Şekil 2.8 ile daha anlaşılır olarak verilebilir.



Şekil 2.8. Dinamik kesme işlemlerinde değişim gösteren efektif boşluk açısı gösterimi

Şekil 2.8'de kesme işlemi esnasında titreşen bir takımın, kesilen yüzey ile ön boşluk yüzeyi arasındaki boşluk açısı değişimi gösterilmiştir. Takımın B-C konumları arasında boşluk açısı minimum ($\gamma_{min.}$) değerde olurken dalga tepesinin üstünde bu açı maksimum değere ($\gamma_{mak.}$) ulaşmaktadır. Boşluk açısındaki bu daralma, kesme kuvvetinin itme bileşenini artırıcı rol oynar. Böylece A-C arasındaki yarı döngü içerisinde oluşan normal kuvvet C-D yolu boyunca oluşandan daha büyüktür. İtme kuvvetinin değişimi yerdeğişim fazının 90°'lik aralığıyla sınırlıdır ve kesme işlemlerindeki pozitif sönümlemeyi temsil eder. Meyili fazla olan kısa dalgalanmalarda sönümleme katsayısı büyüktür. Kesilen yüzeyde oluşan dalgalanmanın dalga boyu $\lambda = v/f$ olup v kesme hızı ve f titreşim frekansıdır. Süreç sönümleme katsayıları genellikle yapılan bir dizi deneysel çalışmayla belirlenir fakat bazı araştırmacılar bu katsayıları analitik olarak formülize edebilmek için çaba sarfetmişlerdir (Sisson ve Kegg 1969, Wu 1989). Dinamik kesme kuvveti katsayılarının tespitine yönelik bu çabaların sonucu olarak bulunan metotlar talaş oluşum prosesininde meydana gelen sönümlemenin tespit edilmesinde kullanılmıştır. Dalgalı yüzeyin bulunduğu dış

modülasyon ve titreşen takımın oluşturduğu iç modülasyonunun etkisi dinamik kesme kuvveti katsayıları kullanılarak bir arada ifade edilebilir. Böylece tek serbestlik dereceli bir dinamik kesme sisteminin kuvvet fonksiyonları aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{aligned} F_n &= a\left(K_{di}y(t)+K_{do}y(t-\tau)\right) \\ F_t &= a\left(K_{ci}y(t)+K_{co}y(t-\tau)\right) \end{aligned} \tag{2.4}$$

Burada F_n ve F_t normal ve teğetsel kesme kuvvetleri, a talaş genişliği, $y(t)$ kesilen yüzeyin normalindeki titreşimin genliği, $y(t-\tau)$ önceki kesme esnasındaki takım titreşim genliğine eşit olarak meydana gelen (işparçası yüzeyi üzerindeki) dalgalı oluşumun genliği, K_{di} ile K_{ci} dâhili modülasyon için direkt ve çapraz dinamik kesme kuvveti katsayıları, K_{do} ve K_{co} ise harici modülasyon için direkt ve çapraz dinamik kesme kuvveti katsayılarıdır. Statik kesme işleminin tersine kesme kuvveti katsayıları karmaşık sayılardan oluşur. Sayılardaki sanal bileşenler (imaginary parts) kesme sürecinde oluşan süreç sönümlemesinden dolayı meydana gelirken gerçel bileşenler (real parts) ise kesme rijitliğini temsil eder (Budak 1994).

Dinamik kesme kuvveti katsayıları üzerine kesme parametrelerinin etkilerinin belirlenebilmesi amacıyla çok sayıda araştırma yapılmıştır (Tobias 1965, Kegg 1965, Goel 1967, Kals 1971, Peters ve ark. 1971, Rao 1977, Srinivasan ve Nachtigal 1978, Tlusty ve Rao 1978, Heczko 1980). Yapılan çalışmaların genelinde dinamik kesme kuvveti katsayıları, kesme hızı ile takım geometrisi değişkenlerine bağlı olarak elde edilen titreşim genlik ve frekanslarının değerlendirildiği kontrollü deneylerden yola çıkılarak elde edilmiştir. Bu testlerin sonuçları, K_{di} sanal bileşeninin en büyük sönümleme terimi olduğunu ve dinamik kesme işlemlerine bilinmedik bir etkisinin olduğunu ortaya çıkarmıştır. Buna ilaveten yapılan çalışmalardan süreç sönümlemesinin, takım titreşiminden dolayı oluşan ön boşluk yüzeyinin işparçasına temasından kaynaklandığı sonucuna varılabilir. Dolayısıyla K_{di} ön boşluk yüzeyindeki aşınmalardan ve kesme hızından ciddi bir şekilde etkilenmekte olduğu ifade edilebilir (Budak 1994).

Türkeş ve ark. (2011) yaptıkları çalışmalarında iki serbestlik dereceli dik tornalama işlemleri için kayma açısı salınımı ve dalma kuvvetleri değişiminin dikkate alındığı yeni ve komleks bir dinamik kesme modeli geliştirmişlerdir. Bu yaklaşımda

süreç sönümleme oranlarının miktar ve değişimini, geleneksel kararlılık diyagramlarının hesaplama sürecini tersine işletmek suretiyle tahmin etmişlerdir.

Yine Türkeş ve ark. (2012) bir önceki çalışmalarıyla ilişkili deneyler yaparak süreç sönümleme oranlarının kayma açısı değişimi ve malzemeye olan dalmadan kaynaklanan miktarlarını ayrı ayrı tespit etmişlerdir. Çalışmanın sonucuna göre kayma açısının süreç sönümleme oranına olan etkisi dalmaya göre oldukça düşük olarak tespit edilmiştir.

Türkeş ve ark. (2012) tarafından yapılan son tespitten yola çıkarak, bu tez çalışmasında da süreç sönümleme etkisini oluşturan en önemli faktörün takım ucunun işparçasına dalması olduğu kabulü yapılmıştır. Literatürde de bu kabul üzerine birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalardan önemli bazıları aşağıdaki bölümde sıralanmıştır.

2.3.2. Takım ucu dalmasının süreç sönümlemesine etkisi

Kesme esnasında salınan kesici takım işparçası yüzeyinde dalga bırakacaktır. Özellikle düşük hızlarda oluşan dalgalı yüzeyin bir sonraki geçişte kesilmesi sırasında takımın işparçasına dalması, süreç sönümleme oluşumunun esas kaynağı olarak bilinmektedir. Takım ön boşluk yüzeyi ve işparçası arasındaki temas ilişkisine dayalı dalma mekanizmasının anlaşılabilmesi için Wu ve Liu (1985a, 1985b) tarafından yapılan çalışmada, düşük hızlardaki kararlılığı oluşturan en önemli unsurun takım ucu bölgesindeki dalma kuvvetlerinin olduğu gösterilmiştir. Ardından Wu (1989) iki bileşenli dalma kuvvetini modellemiştir. Bu kuvvetlerden birincisinin, talaş kalınlığı doğrultusunda ve takım ucu bölgesinin altındaki malzeme yerdeğişiminin hacmi ile orantılı olduğu ifade edilmiştir. İkinci kuvvet bileşeninin ise birinci kuvvet bileşeninin sebep olduğu sürtünme kuvveti tarafından meydana getirildiği belirlenmiş ve her iki kuvvet aşağıdaki gibi formülize edilmiştir;

$$\begin{aligned} f_1 &= f_{sp} V \\ f_2 &= \mu f_1 \end{aligned} \tag{2.5}$$

burada V, yerdeğiştiren malzemenin hacmi, f_{sp} malzemeye bağlı katsayı ve μ ise sürtünme katsayısıdır. Lee ve ark. (1995), Wu'nun tornalama işlemleri için geliştirdiği yaklaşımı kullanarak time domaininde süreç sönümleme kuvvetini simüle etmişlerdir.

Yine Chiou ve Liang (1998), Wu'nun yaklaşımını genişletmiş ve (2.6) denekleminde verilen küçük genlikli titreşim varsayımını yaparak yerdeğiştiren malzeme hacmi için bir formül geliştirmişlerdir.

$$V = \frac{-a \,.\, l_w^2 \,.\, \dot{x}}{2v} \tag{2.6}$$

burada a talaş genişliği, v kesme hızı, l_w yanal aşınma uzunluğu ve $\dot{x}$ ise talaş kalınlığı doğrultusundaki titreşimlerin hızıdır. Buna ilaveten Chiou ve Liang statik dalma testleri yapmak suretiyle malzemeye bağlı kuvvet katsayılarını hesaplamışlardır. Geliştirilen bu model, deneylerden elde edilen verilere göre tespit edilen takım aşınmaları söz konusu olduğunda, kararlılığın artırılmasında oldukça kullanışlıdır (Altintas ve ark. 2008). Yine bu model birçok araştırmacı (Clancy ve Shin 2002, Eynian ve Altintas 2009) tarafından tornalama operasyonlarında karşılaşılan değişik esas kesici kenar aşınması (flank wear) durumlarındaki kararlılığın tahminlerinde de kullanılmıştır.

Aslında Chiou ve Liang (1998) tarafından açıklanan malzemeye bağımlı katsayılar, statik koşullar altında belirlendiğinden dolayı sınırlı bir kullanım alanına sahiptir. Altıntaş ve ark. (2008) dinamik koşullar altında süreç sönümlemelerini tespit etmeye çalışmışlardır. Bu amaçla çalışmalarında basınç tetiklemeli takım hızlandırıcı (piezo-actuator driven fast tool servo) kullanmışlardır. Kullanılan bu araç belirli bir genlik ve frekansta takım yerdeğişimine imkân sağlamaktadır. Böylece işparçasının tamamlanmış turları arasındaki faz gecikmesini sıfır tutmak suretiyle yenilenebilir titreşimler elimine edilmiş ve yalnızca dalma kuvvetleri ile süreç sönümleme kuvvetleri ölçülmüştür. Yakın zamanlarda Ahmedi ve İsmail (2010), Chiou'un tespit edilen kararlılık sınırlarının daha altında kararlılığı tahmin eden küçük genlikli titreşim temeline dayalı modelini ve Altıntaş'ın uyarım genliğinin ilerleme oranı arasındaki ilişkisine dayanan metodunu deneyler yapmak suretiyle karşılaştırmışlardır.

Budak (1994) dalga oluşumu ve dalga kesimi işlemlerinin her ikisinde de takım ön boşluk açısının, kayma açısı değişimine etkisinin olmadığını ifade etmiştir. Ancak bu boşluk açısının, tırlama titreşim kararlılığını ciddi bir şekilde etkilediğine de dikkat çekmektedir. Sisson ve Kegg (1969) dinamik kesmedeki efektif ön boşluk açısını kesme hızı ve işparçasının normalindeki titreşim hızına bağlı olarak formülize etmişlerdir. Normal ve yatay doğrultulardaki flank kuvveti bileşenleri, işparçası ve takım ön boşluk yüzeyi arasında basit elastik temas olduğu varsayımı ile hesaplanmıştır. Bu kuvvetlerin

sönümlemeyici bir kuvvet (Süreç sönümleme kuvveti) gibi davranış sergiledikleri gözlemlenmiş ve sönümleme katsayılarının kesme hızıyla ters orantılı olduğu tespit edilmiştir. Son olarak yüksek kesme kararlılığının düşük kesme hızlarında meydana gelebileceğini ifade ederken yüksek kesme hızlarında bu kuralın geçerli olmayacağına dikkat çekmişlerdir.

Aygün (2010) yaptığı çalışmasında tek ve çok uçlu tornalama ve delik içi işleme işlemleri için düşük kesme hızlarında yani süreç sönümlemesinin etkin olduğu çalışma koşullarında meydana gelen dinamik kuvvetleri matematiksel olarak modellemiştir. İşparçası malzemesi, takım geometrisi, kesme hızı ve titreşimlere bağlı olan süreç sönümlemesi katsayılarını bir dizi dalma testleri gerçekleştirerek tespit etmiştir. Kararlılık problemini süreç sönümlemesini ihmal etmek suretiyle frekans domaininde analitik olarak çözümlemiş, süreç sönümlemesinin dikkate alındığı durumdaki kararlılık problemini ise Nyquist kriterini kullanarak çözümlemiştir.

Budak ve Tunç (2009, 2010) süreç sönümleme katsayılarının doğrudan tırlama testlerinden tespit edilmesine imkân veren yeni bir yaklaşım geliştirmişlerdir. Dalma kuvvetlerine ait genel bir model elde edebilmek için enerji analizi yapmışlardır. Bu yaklaşımla süreç sönümlemesi üzerine boşluk açısı ve uç radyüsünün etkisi elde edilmiştir. Çalışmanın neticesinde uç radyüsünün artırılmasıyla yüksek hızlarda da süreç sönümlemesinin elde edilebileceği ortaya çıkartılmıştır. İlaveten yapılan bu çalışmayla, talaş derinliği kademeli olarak artırıldığında düşük hızlardaki kararlı bölgeden kararsız bölgeye geçiş aralığının süreç sönümleme etkisinden dolayı, yüksek hızlı aralıktaki hızlı geçişin aksine daha büyük olduğu tespit edilmiştir.

Takım kesici kenarı üzerinde oluşan kuvvetlerin anlaşılabilmesi ve tahmin edilebilmesi amacıyla sıfır (deforme olmamış) talaş kalınlığının dikkate alındığı mekanistik yaklaşımlar yaygın olarak kullanılan yöntemlerden biridir (Hsu 1966). Bu yöntemin doğruluğu makul derecede yüksek olmasına rağmen, kalibrasyon aralığını aşan tahminler verebilmektedir.

Tırlama titreşimleri doğası gereği non-lineer olduğundan birçok kesme parametresinden ve özellikle takım-işparçası arsındaki dalma ilişkisinden etkilenir. Ancak mekanistik yaklaşımlar takım ön boşluk yüzeyi ile işparçası arasındaki temas fiziğini tam olarak açıklayamaz. Bu problemi çözmek için başka bir nümerik modelleme yaklaşımı ise sonlu elemanlar (FE) analizidir (Aksu 2008). Takım kesme kenarının optimizasyonu (Shatla ve ark. 2000) ve talaş oluşumu (Arrazola ve ark. 2010,

Mahnama ve Movahhedy (2010, 2012)) için sistem değişkenlerini ve malzeme özelliklerini dikkate alan birçok FE modeli oluşturulmuştur.

Kesme kenarı üzerine etki eden kuvvetlerin bulunmasında kullanılan yöntemlerden Slip line analizinin karmaşıklığı ve FE analizi hesaplamalarının çok zaman alması bu alanda yapılan araştırmalar için en büyük sıkıntıları oluşturmaktadır. Wu (1988a) kesme sistemlerinin dinamik davranışlarını analiz etmek amacıyla kapsamlı bir kesme kuvveti modeli geliştirmiştir. Oluşturulan model, takım-işparçası arasındaki normal hidrostatik basınç dağılımı ve birincil plastik deformasyon bölgesindeki ortalama sürtünme katsayısının değişimi dikkate alınarak türetilmiş. Yine Wu (1988b) ilerleme kuvvetinin dalma bileşeninin tespiti amacıyla bir model geliştirmiştir ve bu sayede takımın malzeme içine dalma derinliğinin, meydana gelen dalma kuvveti değerini önemli oranda etkilediğini ortaya çıkarmıştır.

Daha sonra Manjunathaiah ve Endres (2000a) Wu'nun bu görüşünü genişleterek, dalma derinliğine bağlı dalma kuvveti değişkenliğinin etkisini deneysel çalışmalar yaparak araştırmışlar ve kevvetin dalma bileşenini toplam kuvvetten ayırabilmişlerdir. Manjunathaiah ve Endres (2000b) başka bir çalışmalarında kesme kuvvetlerini, takım uç radyüsü ve kayma açısının bir fonksiyonu olarak modellemişlerdir. Ayrıca malzemeye bağlı kayma gerilmesi değerinin değişimini bulabilmek amacıyla yeni bir malzeme modeli yaklaşımı geliştirmişlerdir. Ancak bu modelde takım ön boşluk yüzeyi teması göz ardı edilmiştir.

Ranganath ve ark. (1999) bir parmak freze çakısının çevresel frezeleme işlemlerindeki dinamik davranışlarını analiz etmek amacıyla takımın tezgâha bağlantısını ankastre kiriş gibi düşünmüşler ve analizlerinde talaş kaldırma koşullarının sisteme olan etkilerine ilaveten takım ön boşluk yüzeyi mekanizmasının etkilerini de dikkate alarak kesme kuvvetlerini ve kesicinin eksenel kaymasını/sapmasını tahmin etmişlerdir. Yapılan deneysel çalışmalarla kendi modellerinin yaptığı dinamik kuvvet tahminlerinin aynı ve fakat süreç sönümlemesinin ihmal edildiği diğer modellerin yaptığı tahminlerden çak daha doğru ve hassas olduğunu göstermişlerdir.

Yine Ranganath ve ark. (2007) dik kesme koşullarında değişik takım uç tiplerinin (sıfır radyüslü, pahlı ve radyüs değerli) dinamik kesme kuvveti katsayıları üzerine olan etkisini araştırmışlardır. Ancak bu doğrultuda geliştirdikleri mekanistik modelde takım ön boşluk yüzeyi temasının göz ardı edildiği görülmüştür.

Yukarıda verilen literatürden de anlaşılacağı gibi kesme kuvvetlerinin dinamik davranışı ve süreç sönümlemesinin anlaşılabilmesi için yapılan önceki model geliştirme

çalışmaları özellikle takım ucunun ilerleme doğrultusundaki malzemeye olan teması ve malzemenin bu temasa olan tepkisi üzerine çok açıklayıcı nitelikte değildir. Temas kuvvetlerinin titreşim frekansı, kesme hızı, takım geometrisi ve iş parçası malzemesi özelliklerinin bir fonksiyonu olarak doğru bir biçimde modellenmesi, halen günümüzde akademik bir zorluk olarak varlığını sürdürmektedir (Altintas ve Weck 2004). Daha da ötesi, malzemenin mekanik özelliklerinin süreç sönümlemesine etkisi henüz araştırılmamış bir konu olarak durmaktadır. Bu yüzden üçüncü deformasyon bölgesindeki takım-işparçası teması durumunda malzemenin davranışını anlayabilmek için bu konu üzerine odaklanılması gerekmektedir (Aksu 2008).

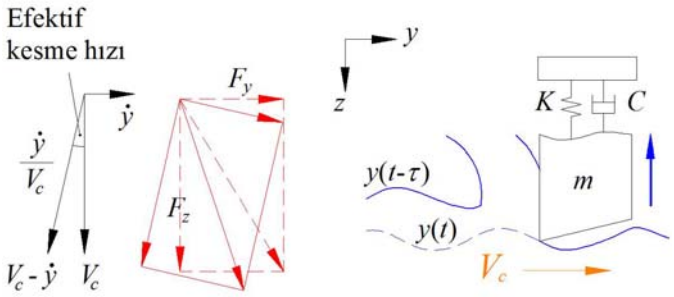
Yukarıda bahsi geçen tüm modeller dalma kuvvetlerini içermekte ve süreç sönümlemesinin kesme kararlılığının artmasına buna paralel tırlama titreşimlerinin bastırılmasına sebep olabileceğine değinmişlerdir. Buradan dinamik dalma kuvvetinin bir süreç sönümleme mekanizması gibi davrandığı sonucuna varılırken henüz bu dinamik dalma kuvveti etkisinin sönümlemeye olan katkısını miktar olarak veren sistematik bir metot veya kapsamlı bir model bulunmamaktadır (Huang 2006, Archenti 2011). Literatürde şimdiye kadar yapılan modellemelerin en önemlileri takip eden konu başlığı altında detaylandırılmıştır.

2.3.3. Süreç sönümleme kuvvetlerinin modellenmesi

Herhangi bir tornalama işleminin verimliliğini artırmak amacıyla yapılan analiz, mutlaka kararlılık sınırlarının ve kesme kuvvetlerinin tahmin edilmesini kapsar. Aynı zamanda kesme kuvvetleri davranışlarının anlaşılabilmesi, kararlılığın tahmininde önemli bir etkendir. Bir kesme sisteminin kararlılığının tahmin edilebilmesi için ise süreç sönümlemesinin modellenmesi bir gerekliliktir.

Özellikle düşük hızlarda sistemin kararlı halde kalmasını sağlayan ve süreç sönümleme kuvvetlerini modelleyebilmek için birçok araştırmacı kesilen yüzey üzerindeki takım ucunun hızı, titreşimi ve takım ön boşluk yüzeyi ile işparçası arasındaki dalma ilişkisi üzerine odaklanmışlardır. Belirtilen ilişkiler üzerine yapılan bazı çalışmalar ve içerikleri aşağıda özetlenmiştir.

Das ve Tobias (1967) kesme kuvvetinin anlık kesme hızı ile daima aynı eğim açısına sahip olacağını ileri sürmüştür (Şekil 2.9).



Şekil 2.9. Dinamik dik kesme prosesine titreşim hızının etkisi

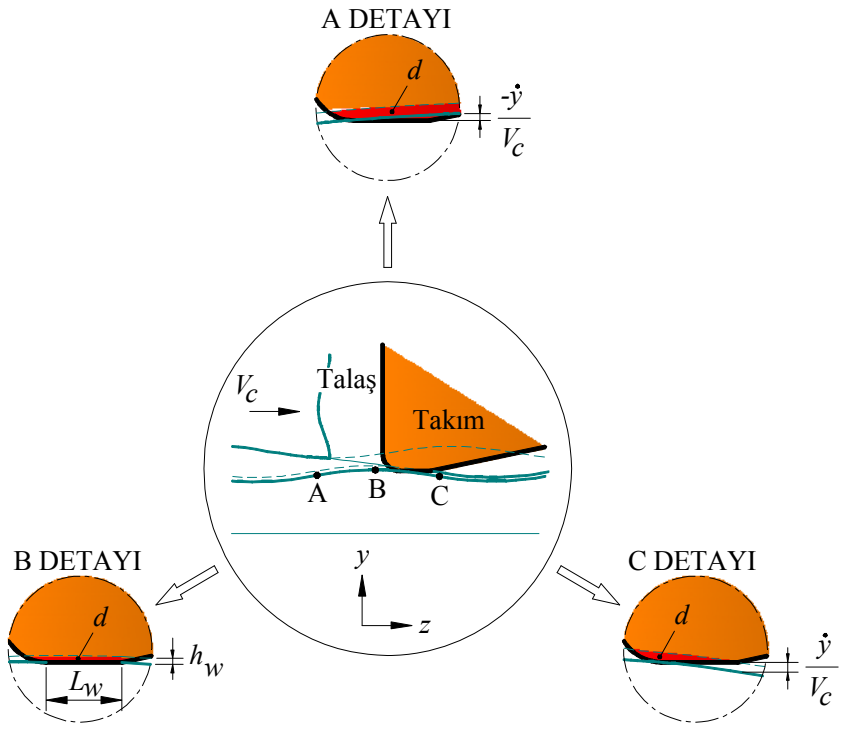
Das ve Tobias (1967), toplam süreç sönümleme kuvvetini (F_d) ve t anındaki toplam dinamik kesme kuvvetini ($F_y(t)$) eşitlik (2.7) ile vermişlerdir:

$$\begin{aligned} F_y(t) &= m\ddot{y}(t) + C\dot{y}(t) + ky(t) - F_d \\ &= K_y a\left[h_0 - y(t) + y(t-\tau)\right] - K_z ac\frac{\dot{y}}{V_c} \end{aligned} \tag{2.7}$$

Bu denklemde $y(t)$ ve $y(t-\tau)$ iç ve dış titreşim modülasyonu, K_y ve K_z sırasıyla ilerleme ve kesme hızı doğrultularındaki statik kesme kuvveti katsayıları, V_c kesme hızı, a talaş derinliği, c her bir devirdeki ilerleme miktarı, $\dot{y}$ ilerleme doğrultusundaki titreşim hızı ve τ iç ve dış modülasyonlar arasındaki zaman gecikmesidir. Ancak oluşturulan bu modelde kesme esnasındaki takım aşınmasının kararlılığa olan etkisini dikkate alınmamıştır.

Wallace ve Andrew (1965), Wu (1989) ve daha sonra Chiou ve Liang (1998) tarafından ileri sürülen, Das ve Tobias'ın ihmal ettiği takım aşınması faktörününün sadece takım uç radyüsü üzerinde gerçekleştiği varsayımından yola çıkan Sission ve Kegg'in (1965) yaklaşımındaki uç radyüsü yerine kesici kenar aşınma uzunluğunu hesaplamalarına dahil ederek yeni bir kuvvet modeli ortaya atmışlardır. Araştırmacılar, süreç sönümlemesini, takım aşınma bölgesi altındaki işparçası malzemesi hacmine baskı uygulayarak kuvvet üreten bir mekanizma olarak açıklamışlardır.

Yukarıda bahsedilen modellerin hepsinde süreç sönümleme kuvvetinin, işleme esnasında takımın altındaki yerdeğiştiren malzeme hacmi ile orantılı olduğu varsayımı yapılmıştır. Şekil 2.10'da gösterildiği gibi malzemenin hacmi takım işparçası arasındaki anlık titreşime bağlı olarak değişmektedir. Dolayısıyla değişen hacme bağlı olarak kuvvetler de anlık olarak değişecektir.



Şekil 2.10. Takım ön boşluk yüzeyinin işparçasına dalma hacmi (Wallace ve Andrew 1965)

Bu yaklaşımda, bozulan malzeme hacmi kararlı kesme için sabittir ve aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$V_0 = L_w h_w \tag{2.8}$$

burada L_w kesici kenar aşınma uzunluğu ve h_w takım altında deforme olan malzemenin yüksekliğidir. Titreşim durumunda ise bu hacim yaklaşık olarak (Chiou ve Liang 1998):

$$\Delta V \cong \begin{cases} -\dfrac{1}{2} a L_w^2 \dfrac{\dot{y}}{V_c} & \text{if} \quad \dfrac{dy}{dt} = \dfrac{\dot{y}}{V_c} < 0 \\ \dfrac{1}{2} a L_w^2 \dfrac{\dot{y}}{V_c} & \text{if} \quad \dfrac{dy}{dt} = \dfrac{\dot{y}}{V_c} > 0 \end{cases} \tag{2.9}$$

burada a kesme derinliği, V_c kesme hızı ve $\dot{y}$ ilerleme doğrultusundaki titreşim hızıdır (Şekil 2.9).

Sonuç olarak takım ucunun yukarı ($\dot{y} > 0$) ve aşağı ($\dot{y} < 0$) hareketleri ile oluşan bozulan hacim miktarı aynı olur;

$$V_T = L_w h_w - \frac{1}{2} a L_w^2 \frac{\dot{y}}{V_c} \tag{2.10}$$

Sönümleme kuvveti, toplam hacim (V_T) ve malzeme spesifik kesilme kuvveti katsayısı (f_{sp}) ile orantısal olarak değişir.

$$\begin{aligned} F_d &= f_{sp} V_T \\ &= f_{sp}\left(L_w h_w - \frac{1}{2} a L_w^2 \frac{\dot{y}}{V_c} \right) \\ F_{dy} &= \mu F_d \\ &= \mu f_{sp}\left(L_w h_w - \frac{1}{2} a L_w^2 \frac{\dot{y}}{V_c} \right) \end{aligned} \tag{2.11}$$

Takımı, talaş kaldırılan yüzeyden dışarıya normal doğrultuda iten bileşen F_d'dir. Hâlbuki F_{dy}, F_d'ye dik olan sürtünme bileşenidir. Statik ve dinamik bileşenlerden oluşan sönümleme kuvvetleri eşitlik (2.11)'te verilmiştir. Statik bileşen kesme operasyonunun kararlılığını etkilemeyeceğinden ihmal edilebilir. Böylece dinamik süreç sönümleme kuvvetleri şöyle yazılabilir:

$$\begin{aligned} F_d &= -f_{sp} \frac{1}{2} a L_w^2 \frac{\dot{y}}{V_c} \\ F_{dy} &= -\mu f_{sp} \frac{1}{2} a L_w^2 \frac{\dot{y}}{V_c} \end{aligned} \tag{2.12}$$

Sürtünme katsayısı μ malzemeye bağımlı bir büyüklüktür fakat çelik için 0.3 değeri kabul edilir (Wu 1989). Spesifik kesilme kuvveti katsayısına (f_{sp}) bir dizi dalma testi yaparak ve ölçülen kuvvetle yerdeğiştiren hacim arasındaki eğriye lineer bir fonksiyon uydurularak ulaşılmıştır (Chiou ve Liang 1998). Bu tanımlama metodunun ana fikri, kesme esnasındaki takımın işparçasına batma sürecinin, statik durumdaki bir takımın parçaya dalmasıyla özdeş olduğu kabulünden ibarettir.

Dinamik süreç sönümleme kuvvetlerinin bulunmasında kullanılan bir başka alternatif yol Altıntaş ve ark. (2008) tarafından geliştirilmiştir. Bu metoda göre

sönümleme kuvveti titreşim hızının bir fonksiyonu olarak düşünülür ve operasyon esnasında dinamik olarak aşağıdaki gibi değişir:

$$F_d = -C_z a \frac{\dot{y}}{V_c}$$
$$F_{dy} = -C_y a \frac{\dot{y}}{V_c} \tag{2.13}$$

İleri sürülen önceki metodun (Chiou ve Liang 1998) tersine, sönümleme katsayılarına (C_y, ve C_z) bir dizi alın tornalama testleri yapılarak ulaşılmıştır. Yenilenebilir talaş kalınlığı etkisini ortadan kaldırmak amacıyla bir basınç tetiklemeli takım hızlandırıcı kullanılmıştır. Takımın belirlenen bir frekans ve genlikte hareket etmesiyle işparçasının tamamlanan devirleri arasındaki ortaya çıkan faz farkı minimum seviyede tutulmuş ve bir dinamometre aracılığıyla sadece süreç sönümleme etkisi ölçülmüştür. Amaca yönelik tasarlanmış bir araca ihtiyaç duyuluyor olması ve farklı uyarım frekanslarının bir dizi deneyler yapılmak suretiyle uygulanması gerekliliği bu metodun dezavantajları olarak sıralanabilir.

2.3.4. Süreç sönümleme kuvvetlerinin optimizasyonu

Genel olarak optimizasyon, belirlenen hedefler (tepkiler) doğrultusunda gerçekleştirilen bir ampirik sürece ait bağımsız değişkenlerin (parametrelerin) ayrı ayrı ve birbirleriyle olan etkileşimlerinin hedef üzerindeki etkilerinin süreci eniyileştirdiği nokta veya koşulların tespitini yapmaktır. Herhangi bir optimizasyon prosedürü, genellikle hedef fonksiyonu adı verilen önceden tanımlanmış tepkileri (pürüzlülük, titreşim, sönümleme veya kuvvet gibi) maksimize veya minimize etmek için bağımsız değişkenler adı verilen parametrelerin değiştirilmesini içerir.

İmalat prosesindeki parametrelerin modellenmesi ve optimizasyonu, imalat sürecinin iyi bilinmesi, deneylere dayalı matematik denklemlerinin çıkartılmasında gerçekçi kriterlerin tespit edilmesi, efektif optimizasyon kriterinin tespiti ve matematik ve nümerik optimizasyon teknikleri hakkında bilgi sahibi olunması gerekliliklerinden dolayı genelde zor bir süreçtir. Talaş kaldırma işlemleri için gerekli olan uygun işleme parametreleri (talaş derinliği, kesme hızı, ilerleme, takım geometrisi, işparçası malzemesi gibi), süreç planlayıcı kişi tarafından ya kendi tecrübesine ya da

optimizasyon proseslerindeki bazı gereklilikler göz önünde bulundurmak suretiyle kaynak kitaplardan yararlanılarak tespit edilir. Ancak işleme parametrelerinin birbirleri ile etkileşimi tırlama kararsızlıklarına başka bir ifadeyle düşük verimlilik, takım ömrünün kısalması, yüzey pürüzlülüğünün artması gibi birçok problemin doğmasına neden olur. Meydana gelen olumsuz etkinin iyileştirilebilmesi, İşlemin karmaşık yapısından dolayı her zaman kişisel becerilerle mümkün olamaz. Bu problemin en efektif şekilde çözümü, tüm parametrelerin birbirleri ile olan ilişkilerinin dikkate alındığı uygun optimizasyon algoritmaları ve matematik modeller kullanılarak giriş parametrelerinin kontrol edilmesiyle mümkün olabilir (Box ve Draper 1987).

İmalat alanında giriş ve çıkış parametrelerinin fonksiyonel ilişkisini gösteren mekanistik yaklaşımlardan daha ziyade deneysel çalışmalardan elde edilen verilerin kullanıldığı Regresyon Analizi, Bulanık Mantık (Fuzzy), Yapay Sinir Ağları (ANN), Genetik Algoritma (GA), Taguchi Metodu (TM) ve Cevap Yüzey Analizi (CYA) gibi modern istatistiki optimizasyon yöntemler kullanılmaktadır (Rao 2011).

Tırlama titreşimlerinin önlenmesi için takım tezgâhı dinamiklerinin optimizasyonu üzerine yapılan araştırmalar sadece talaş kaldırma sürecinin fiziksel karmaşıklığıyla değil aynı zamanda verimlilik faktörünün de maksimum seviyelerde tutulması gerekliliğiyle mücadele etmek zorundadırlar. Geçtiğimiz yetmiş yıldan bu yana tırlama titreşimleri ile ilgili yapılan birçok araştırmada kesme işlemi dinamik davranışlarının tahmini üzerine odaklanılmıştır. Yapılan çalışmaların halen sürüyor olmasından anlaşıldığına göre henüz talaş kaldırma işlemlerindeki kuvvet ve dinamik değişkenler arasındaki ilişkileri açıklayan kapsamlı bir çözüm bulunamamıştır (Hayajneh 1998).

Tırlama kararsızlığı işparçası malzemesi, takım geometrisi ve kesme koşulları gibi daha birçok faktörden etkilenir. Tırlamayı meydana getiren şartların tespitini yaparak kararlı kesme ortamını oluşturabilmek için optimizasyon yöntemlerinin kullanılması bir gerekliliktir. Bu kısımdan itibaren literatürdeki tırlama olmadan kesme gerçekleştirilebilmesi için yapılan optimizasyon çalışmalarından bahsedilecektir.

Esasen imalattaki parametre optimizasyonunun amacı işleme zamanın kısaltılması, takım ömrünün artırılması ve dolayıyla verimin maksimum seviyeye çıkartılmasıdır. Bu doğrultuda Chua ve ark. (1993) tornalamadaki işleme zamanının minimizasyonu amacıyla proses parametrelerinin optimizasyonu, ardışık ikinci dereceden programlama temeline dayalı optimizasyon metodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Su ve Chen (1999) birden fazla pasolu tornalama işlemlerindeki

parça başına düşen maliyetin azaltılması için benzetimli tavlama (simulated annealing) temeline dayalı olasılık optimizasyonu kullanmışlardır. Singh ve ark. (2006) aynı amacı gerçekleştirebilmek için genetik algoritma yaklaşımını tercih etmişlerdir.

Değişken geometrili takımlar kullanılarak düşük kesme kuvvetleri ve yüksek talaş kaldırma oranlarının yakalanması mümkün olmaktadır. Örneğin Altıntaş ve ark. (1999) faz açısının farklı devir ve tırlama frekanslarına bağlı olarak değişkenlik göstereceği kabulünü yaparak matematiksel hesaplama yöntemi ile değişken aralıklı frezeleme takımlarının kesici uçları arasındaki açıyı, sıfır tırlama kriteri için optimize etmişlerdir.

Tırlamanın kararlılığı talaş derinliği ve mil hızının bir fonksiyonu olarak ifade edilir (Bkz. Şekil 2.5). Tırlamanın minimize edilmesi için işlem parametrelerini içeren bu fonksiyonun optimize edilmesi bir gerekliliktir. Kurdi ve ark. (2004) kararlı kesme koşulları altında yüksek talaş kaldırma oranlarına ulaşabilmek için zamana bağlı sonlu elemanlar analizi (Time finite element analysis-TFEA) kullanarak mil hızı ve talaş derinliğini optimize etmişlerdir.

Öte yandan Tekeli ve Budak (2007) frezeleme işlemlerinde talaş kaldırma oranını maksimize etmek için eksenel ve radyal talaş derinlikleri analitik metot kullanmak suretiyle optimize etmişlerdir. Optimizasyon sürecinde mil hızı ve kesici adedi sabit tutulup eksenel ve radyal talaş derinliklerin etkileşimlerinin etkileri kendi oluşturdukları algoritma ile tespit edilmiştir.

Park ve Malekian (2009) mikro frezeleme kuvvetlerinin tahmini amacıyla kayma ve dalma esnasındaki kesme sistemlerini açıklayan mekanistik bir model üzerine çalışmışlarıdır. Takım dinamikleri reseptans kaplin analizi (receptance coupling analysis) kullanılarak belirlenmiştir. Buna ilaveten kesme koşullarına bağlı olarak kuvvetlerin hassas bir şekilde ölçülebilmesi için Kalman filitre telafisi metodu (Kalman filter compensation method) kullanılmıştır. Başka bir çalışmada ise Park ve Rahnama (2010) mikro frezeleme işlemi için karalılık bölgesinin tespitinde kesici kenar teoremine bağlı robust bir tırlama kararlılığı tahmin metodu geliştirmişlerdir. süreç sönümlemesi ve dinamik değişimleri belirlemek için deneysel çalışmalar yapılmış, kararlılık diyagramı elde edilmiştir.

Süreç sönümlemesi özellikle düşük kesme hızlarında talaş kaldırma operasyonlarının kararlılığını iyileştiren en önemli kaynaklardan biri olarak düşünülebilir. Ancak süreç sönümleme miktarlarının belirlenmesi ve tahmininde literatürde de belirtildiği gibi belirli model ve metotların kullanımından dolayı kısıtlı

yaklaşımlar sergilenmiştir. Kesme prosesinin kararlılık analizi imalat sisteminin dinamik davranışının, kesme kuvvetlerinin ve takım-işparçası ikilisine ait dinamik etkileşiminin doğru bir şekilde modellenmesine bağlıdır (Andrén ve ark. 2004, Rao ve Shin 1999, Sortino ve ark. 2012). Yapılan bu modellemeler çerçevesinde tırlamanın başlangıç şartlarının tahmini teorik olarak mümkün olabilmektedir. Literatürde dış yüzey tornalama işlemlerine ait yapılan çalışmalardan önemli görülen bazıları Tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 2.1. Dış yüzey tornalama işlemleri için tırlamanın sönümlenmesi ve tahmini üzerine yapılan çalışmalar

Referanslar	Amaç	İşparçası geometri ve malzemesi	Deneysel doğrulama analizi	Kullanılan sensörler
Lee ve ark. 2001	Pasif araçlarla tırlama kontrolü	Çelik ve alüminyum	Kararlılık analizi için farklı talaş derinliklerinde yapılan kesme testleri	İvemölçer
Mahdavinejad 2005	Tırlama tahmini	Çap 40mm, boy 975 mm, çelik	Modal testler (değişik pozisyon ve doğrultulardaki giriş kuvvetlerinin kullanılmasıyla)	Çekiçleme test cihazı ve ivmeölçer
Budakve Ozlu, 2007	Tırlama tahmini	Çap 39mm, boy 75 mm, çelik	Kararlılık analizi için kesme testleri (değişik takım geometrileri kullanılarak)	Akustik probe
Martinez ve ark. 2008	Tırlama tahmini	Boy 25-50mm, Çap 7-12 mm, çelik	Önceki literatürlerden alınan deneysel verilerin kullanılması	Yok
Altintas ve ark. 2008	Tırlama tahmini	Çap 35 mm, paslanmaz çelik	Kararlılık analizi için kesme testleri	Laser yerdeğişim sensörü ve yük hücresi (load cell)
Moradi ve ark. 2009	Aktif kontrol sistemleri ile tırlama kontrolü	Belirtilmemiş	Kararlılık analizi için simülasyonu	Belirtilmemiş

Bugüne kadar literatürde süreç sönümleme katsayılarının tespitinde Design of Experiment (DOE) metotlarından herhangi birisiyle istatistiki bir yaklaşım kullanılmamış ve bu buna paralel işleme şartlarının optimizasyonu istatistiki temeller

doğrultusunda henüz gerçekleştirilmemiştir. Bu çalışmada CYA metodu kullanılarak tırlama kararsızlığı oluşmadan uygulanabilecek maksimum talaş derinliği ve kesme koşullarının malzeme çeşitliliğine bağlı oluşturduğu süreç sönümleme miktarları off-line olarak tahmin edilmiştir.

3. OPTİMİZASYON

3.1. Cevap Yüzey Analizi (CYA)

Cevap yüzey analizi deneysel çalışmalardaki problemlerin analiz edilmesi, modellenmesi ve optimizasyonu için, faktörler (bağımsız değişkenler) ve ölçülen tepkiler (bağımlı değişkenler) arasında matematiksel bağıntılar kuran istatistiksel bir tekniktir. Başka bir ifadeyle CYA, bağımsız değişkenler ile bağımlı değişken veya değişkenler arasındaki analitik formüllere dayalı bir polinomiyal ilişki oluşturma veya model/fonksiyon uydurma işlemidir (Palanikumar ve ark. 2008, Chiang 2008, Gaitonde ve ark. 2009, Abhang ve Hameedullah 2010).

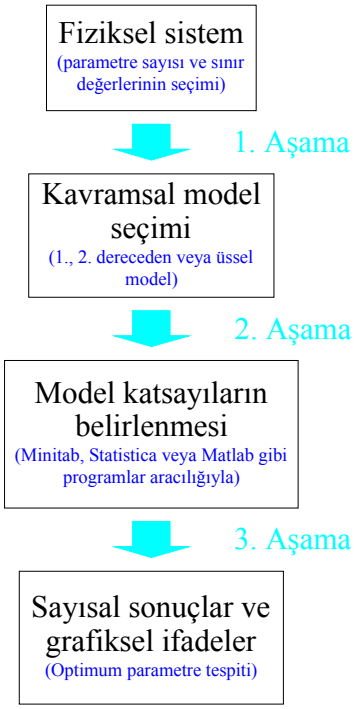
CYA ilk olarak 1950'li yılların başında Box ve Wilson (1951) tarafından ortaya atılmıştır. Günümüzde ise özellikle imalat alanında karşılaşılan optimizasyon problemlerinin çözümünde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (Asiltürk ve Neşeli 2012, Neşeli ve ark. 2011, Bouacha ve ark. 2010, Öktem ve ark. 2005, Öktem 2009). CYA uygulanmasının amacı, elde edilecek cevapları önceden öngörebilecek, sistemi ifade edebilen uygun fonksiyon bulmak ve optimum imalat koşullarını belirlemektir.

CYA aşağıda ifade edilen amaçlar doğrultusunda kullanılabilir (Kini 2004):

- Süreci etkileyen faktör seviyelerinin belirlenmesinde,
- Arzu edilen optimum noktaya en yakın faktör kombinasyonunun belirlenmesinde,
- Alan testleri sayesinde sistem davranışlarının tespitinde,
- Süreç kararlılığı için gerekli koşulların tespitinde.

3.2. CYA ile Optimizasyon Süreci

CYA metodu ile modelleme ve optimizasyon sürecinin daha iyi anlaşılabilmesi için üç aşamalı algoritma takip edilebilir (Şekil 3.1):



Şekil 3.1. CYA ile modelleme ve optimizasyon süreci

1. Aşama:

Sürecin birinci aşamasında varolan fiziksel deney ortamında tepkilerin alınabilmesi için kullanılacak bağımsız parametrelerin ve seviyelerinin tespiti gerçekleştirilir. Ardından parametrelerin kombinasyonu ile deneysel tasarım (DT) oluşturulur. Deneysel tasarım minimum sayıda deneyin gerçekleşmesi ve sonuçların güven aralığında uyum içerisinde olabilmesi için son derece önemlidir. En çok kullanılan deney tasarımları Central composite, Box-Benkhen, tam faktöryel, kısmi faktöryel ve rastgele bloklamadır (Montgomery 2005). Ardından faktör etkilerinin belirlenebilmesi için bir dizi deney gerçekleştirilir. Bunlara ilaveten fiziksel deney sisteminden basit bir kavramsal/matematik model oluşumu gerçekleştirilir. Burada amaç etkili olduğu düşünülen parametrelerin en ideal deneysel kombinasyonunu tespit edebilmektir. Kavaramsal model faktörlerin ve etkileşimlerinin dahil edildiği birinci ya da ikinci seviyeden bir regresyon modeli veya üssel bir model olarak düşünülebilir. Bu aşamada fiziksel sistemi oluşturan tüm faktörlerin modelin içerisine dahil edilecek şekilde dikkate alınması gerekir.

CYA yöntemine dayalı bir regresyon modeli oluşturmak için doğrusal regresyon modelleri ve bu modelleri oluşturan denklemlerde yer alan katsayıların tahmin edilmesinde kullanılan eğri uydurma işleminin bilinmesi gereklidir. Bundan dolayı,

öncelikle doğrusal regresyon modelleri ve eğri uydurma işlemi gibi matematiksel kavramlar ifade edilmelidir.

Bir bağımlı değişken (y) birçok bağımsız değişkenden ($x_1,\ x_2,...,x_k$) etkilenir. Bağımlı ve bağımsız değişkenler arasındaki ilişki doğrusal bir fonksiyon ile yeteri derecede temsil edilebiliyorsa yaklaşım, çoklu doğrusal regresyon modeli olarak aşağıdaki gibi verilir:

$$y = f\left(x_1,\ x_2,...,x_k\right) + \varepsilon$$
$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + ... + \beta_k x_k + \varepsilon \qquad (3.1)$$

Bu model iki boyutlu $x_1,\ x_2$ uzayındaki bir düzlemi tanımlar. Burada, y arzu edilen tepki, β'lar fonksiyonun bilinmeyen parametreleri, ε elde edilen tepkilerdeki gürültü veya modelin hata miktarı, indis olarak k ise nicel regresör değişkenidir. Eşitlik (3.1) ile verilen 1. dereceden çoklu regresyon modeline terimlerin etkileşimleri ilave edilerek;

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_{12} x_1 x_2 + ... + \varepsilon \qquad (3.2)$$

eşitliği elde edilir. Benzer şekilde sistemde eğrisel bir ilişki varsa ikinci dereceden bir polinomiyal modelin kurulması söz konusudur. Bu durumda ikinci dereceden bir CYA modeli;

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_{11} x_1^2 + \beta_{22} x_2^2 + \beta_{12} x_1 x_2 + ... + \varepsilon \qquad (3.3)$$

şeklinde yazılabilir. (3.2) ve (3.3) eşitliklerindeki matematiksel mantık izlenerek yüksek dereceli polinomiyal çoklu regresyon yani CYA modelleri türetilebilir. Ancak en çok tercih edilen model ikinci dereceden olan modellerdir. CYA analiz yönteminde ikinci dereceden modeller yaygın bir şekilde kullanılmasının nedenleri aşağıdaki gibi sıralanabilir (Montgomery 2005):

- İkinci dereceden modellerin esnekliği gerçek tepki yüzeyine daha iyi yaklaşım sağlamaktdır.

- İkinci dereceden CYA modellerindeki bilinmeyen parametrelerin (β_0, β_1,... gibi) en küçük kareler yöntemiyle tahmin edilebilmesi daha kolaydır.
- İkinci dereceden CYA modellerinin daha başarılı sonuçlar verdiği birçok uygulamayla ispatlanmıştır.

2. Aşama

İkinci aşamada elde edilen deneysel verilerin bir bilgisayar programı (Minitab, Statistica veya Matlab gibi) yardımı veya elle hesaplama yöntemi ile değerlendirilip model içerisinde kullanılacak katsayıların (bilinmeyen parametrelerin) tespiti yapılır. Katsayıları belirlenen ve son haline gelen matematik modelin kullanılmasıyla tepkiler için tahmin değerleri oluşturulur.

Çoklu regresyon modelindeki bilinmeyen parametreleri tahmin etmek için eğri uydurma işlemi gerçekleştirilir. Bu işlem sürecinde en küçük kareler yöntemi kullanılarak parametrelerin tahmini yapılır.

En küçük kareler fonksiyonu, deneylerden elde edilen veri seti ve (3.1) nolu eşitlik kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

y	x_1	x_2	.....	x_k
y_1	x_{11}	x_{12}	.....	x_{1k}
.	.	.		
y_n	x_{n1}	x_{n2}	.....	x_{nk}

$$L = \sum_{i=1}^{n} \varepsilon_i^2 = \sum_{i=1}^{n} \left(y_i - \beta_0 - \sum_{j=1}^{k} \beta_j x_{ij} \right)^2 \tag{3.4}$$

burada, i deneysel ölçüm (tepki) x_{ij}, L ise hataların kareleri toplamı olarak ifade edilen en küçük kareler fonksiyonudur. Bu fonksiyonun en kolay çözümü için matris yaklaşımı kullanılırsa:

$$y = X\beta + \varepsilon \tag{3.5}$$

$$y = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{pmatrix}, \qquad X = \begin{pmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & \cdots & x_{1k} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & \cdots & x_{2k} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_{n1} & x_{n2} & \cdots & x_{nk} \end{pmatrix}, \qquad \beta = \begin{pmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \vdots \\ \beta_n \end{pmatrix}, \qquad \varepsilon = \begin{pmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \vdots \\ \varepsilon_n \end{pmatrix}$$

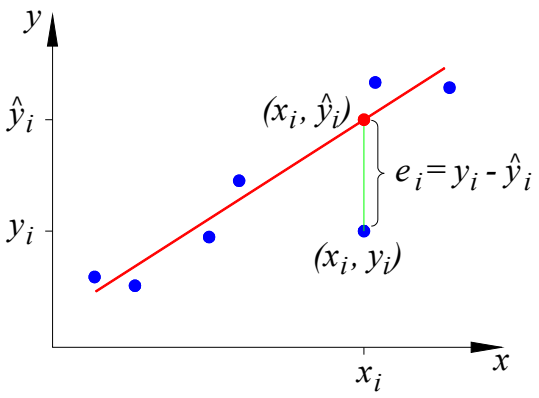
En küçük karelerin tahmin vektörü $\hat{\beta}$:

$$\hat{\beta} = \left(X^T X\right)^{-1} X^T y \tag{3.6}$$

ile elde edilebilir. Eğri uydurulmuş regresyon modeli ise:

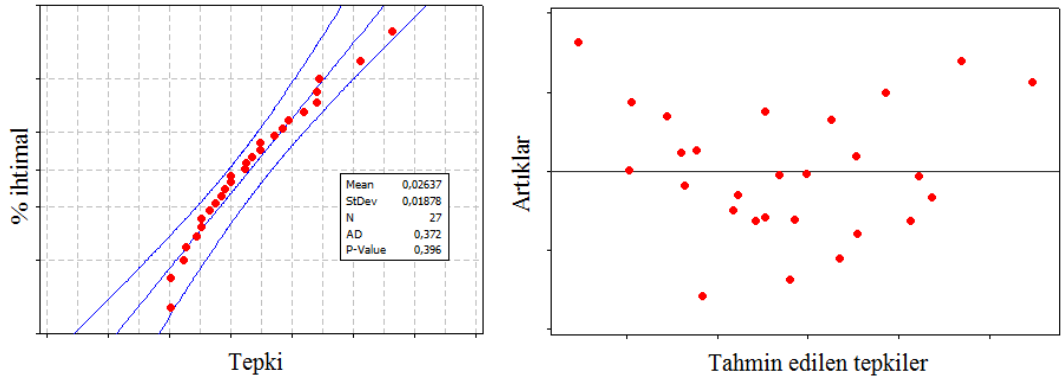
$$\hat{y} = X\hat{\beta} \tag{3.7}$$

olarak yazılabilir. Elde edilen tepki (y) ve uydurulmuş tepki ($\hat{y}$) arasındaki fark, artık (residual) olarak adlandırılır ve $\hat{\varepsilon} = e_i = y_i - \hat{y}_i$ eşitliği ile ifade edilir (Şekil 3.2).



Şekil 3.2. Dağılım grafiği (scatterplot) üzerinden artıkların hesaplanması.

Artıkların grafikleri model güvenilirliğinin daha iyi anlaşılabilmesi için yüzde ihtimal oranlarının dikkate alındığı veya tahmin edilen bağımlı değişkenlere göre farklı formlarda çizdirilebilir. Hataların normalliğinin kontrolünde Şekil 3.3(a) ile verilen tepki-% ihtimal (normal-probability) grafiği veya Şekil 3.3(b) ile verilen, tahmin edilen tepkilerle artıklara (predicted response-residual) ait grafikler kullanılır.



a) b)

Şekil 3.3. Artıkların grafikleştirilmesi
a) Tepkilerin tahmin tutarlılık yüzdesi
b)Tahmin edilen tepkilere ait artıkların geçerlilik grafiği

En küçük kareler yöntemiyle eğri uydurma işlemi boyunca oluşturulan matematik modellerin güvenirliği aşağıda verilen eşitlikler kullanılarak test edilebilir.

$$SS_E = \sum_{i=1}^{n} \left(y_i - \hat{y}_i \right)^2 = y^T y - \hat{\beta} X^T y \tag{3.8}$$

$$SS_T = \sum_{i=1}^{n} \left(y_i - \bar{\hat{y}}_i \right)^2 = y^T y - \frac{\left(\sum_{i=1}^{n} y_i \right)^2}{n} \tag{3.9}$$

$$F = \frac{\left(SS_T - SS_E \right)/k}{SS_E/\left(n-k \right)} \tag{3.10}$$

$$R^2 = 1 - \frac{SS_E}{SS_T} \tag{3.11}$$

$$R^2_{adj} = 1 - \frac{SS_E/\left(n-k \right)}{SS_T/\left(n-1 \right)}$$

$$MSE = \frac{SS_E}{n-k} \tag{3.12}$$

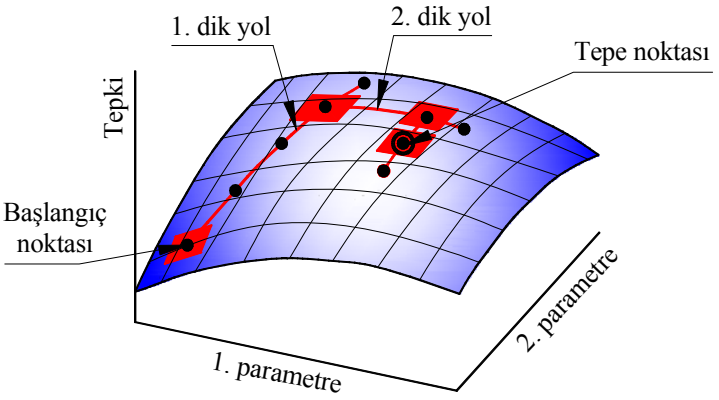
$$RMSE = \sqrt{MSE} \tag{3.13}$$

$$APE\left(\% \right) = \left(\left[\sum_{i=1}^{n} \left(\left| y_i - \hat{y}_i \right| \right)^2 / \hat{y}_i \right] \Big/ p \right).100 \tag{3.14}$$

Yukarıda verilen eşitliklerde SS_E hataların kareleri toplamı, SS_T hataların kareleri toplamı, F regresyon modelinin uygunluk değeri, R^2 regresyon modelinin çoklu tahmin geçerlilik katsayısı, R^2_{adj} regresyon modelinin ayarlanmış çoklu tahmin geçerlilik katsayısıdır. *MSE* hataların kareleri toplamının ortalaması, *RMSE* hataların kareleri toplamının karekökünü ve *APE* (%) ise ölçülen değerler ile eğri uydurulmuş (tahmin edilmiş) değerlerin ortalama mutlak yüzde hatasını gösterir. Burada R^2, oluşturulan regresyon modelinin uygun olup olmadığına karar vermek için kullanılır ve değerleri "0-1" arasında değişir. Bu değer 1'e yaklaştıkça regresyon modelinin geçerliliği yükselir yani modelin tahmin yeteneği oldukça iyi demektir. R^2 (Montogometry, 2005).

3. Aşama

Son olarak CYA'ya ait karakteristik üç boyutlu veya düzlemsel yüzey grafikleri çizdirilir. CYA analizi aslında dik tırmanış (steepest ascent) prosedürü olarak bilinir. Bu teknik, belirli noktalardan geçen doğru bir yol boyunca gerçekleştirilen deneyler aracılığıyla maksimum veya minimum noktaların araştırılması işlemidir (Şekil 3.4). Optimum noktanın grafikler üzerinden tespiti ile optimimum faktör değerleri bulunmuş olur.



Şekil 3.4. Dik tırmanış prosedürü

Bu tez çalışmasında uygulanan CYA içerisinde maksimum talaş derinliği ve süreç sönümleme değerlerinin tahmininde quadratik polinom tipi çoklu regresyon modelleri kullanılmıştır. Deneysel çalışmalardaki tepkilerin maksimum çıkabilmesine olanak sağlayan parametre kombinasyonu için ise optimizasyon işlemi

gerçekleştirilmiştir. CYA yöntemiyle oluşturulan regresyon modelleri ve optimizasyon işlemi Bölüm 5 ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

4. TORNALAMADA DALMA HACMİNE DAYALI DİNAMİK DİK KESME MODELİ

Tırlama kararsızlığının anlaşılmasında analitik yöntemler, kesme sisteminin kararlılık ve dinamiğinin modellenmesinde oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (Bkz. Bölüm 2). Bu tür modelleme yaklaşımlarıyla kararlı kesme derinliği ve mil hızlarının tespiti mümkün olmaktadır. Ancak tez çalışmasının giriş bölümünde ve literatür çalışmaları kısmında da açıklandığı gibi kesme işlemlerindeki süreç sönümlemesinin elde edilmesinde, bu güne kadar ayrıntılı veya kompleks olmayan bir süreç sönümleme kuvvet modeli önerilememiş ve kesme sistemi üzerindeki etkileri verilememiştir. Bu yüzden daha anlaşılır ve basit bir şekilde süreç sönümleme kuvvet modeli oluşturup, sönümlemenin, meydana geldiği sistem üzerine olan etkilerini doğru bir şekilde verebilecek bir modele ihtiyaç vardır.

Daha önce işparçası malzemesi kesilme gerilmesinin (τ_s) değişik kesme hızları ve ilerleme oranları için sabit kalması prensibi ile kesilme açısının değişimine ve takım ucunun dalgalı yüzeye batmasına bağlı bir dinamik kesme kuvveti modeli Türkeş (2007) tarafından oluşturulmuştur. Yapılan çalışmada, kesilme açısı (φ) değişiminin süreç sönümlemesine olan katkısının toplam süreç sönümlemeye göre %10 civarında olduğu tespit edilmiştir. Yine Türkeş çalışmasında en büyük etkinin takım ucunun işparçası malzemesine dalmasından kaynaklandığını vurgulamıştır. Buna ilaveten özellikle düşük mil hızlarındaki kesme şartlarında, dinamik dik kesme koşulları altında takım ucunun dalgalı yüzeye batmasından kaynaklı süreç sönümlemelerin sistemin süreç sönümlemesine denk olduğu fikri birçok araştırmacı tarafından da kabul görmüştür (Eynian 2010, Türkeş 2007).

Yukarıda varılan ve literatürde de birçok kişi tarafından kabul gören dalmadan kaynaklı süreç sönümleme modeline olan ihtiyaç gözüne alınarak yapılan tez çalışmasının matematik modeli, kesici takımın işparçasına dalmasıyla oluşan deformasyon hacmi dikkate alınarak oluşturulmuştur. Bu amaçla Türkeş tarafından geliştirilen modelin oldukça karmaşık bir model olduğu gerçeğinden yola çıkarak ihmal edilebilecek noktalar üzerinde durulmuştur. Sonuç olarak, ele alınan modelin kesilme açısının değişimi ihmal edilmiş ve dalmadan kaynaklı süreç sönümleme modeline enerji korunumu yöntemi ilave edilerek modifiyesi sonucu yeni bir matematik model

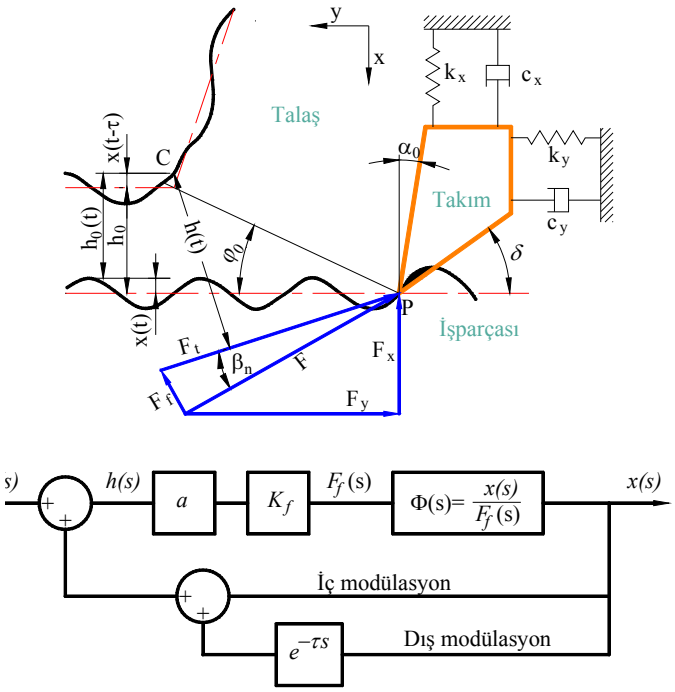
geliştirilmiştir. Süreç sadeleştirilerek daha anlaşılır ve kolay çözümlenebilir bir model ortaya çıkartılmıştır.

Toplam kesme kuvvetinin bir parçası olan dalma kuvveti, kesme işlemi esnasında işparçasının içine dalmaya çalışan takım üzerinde işparçasının bir tepkisi olarak üretildiği bilinmektedir. Bölümün ilerleyen kısımlarında tornalama operasyonlarındaki dalma kuvvetinin işparçası üzerinde meydana getirdiği deformasyon hacmine bağlı kararlılık analizi yapılmıştır. Dinamik sistemin karakteristik denklemini elde edebilmek için Laplace eşitliği kullanılmış, kesici takım sisteminin kararlılık limitinin belirlenebilmesi için ise Nyquist kararlılık kriterinden yararlanılmıştır. Kararlı ve kararsız kesme bölgelerini sembolize eden kesme koşullarına ait eğriler ilaveten çizdirilmiştir.

Bu çalışmada kullanılan matematiksel modelle elde edilen sönümleme miktarı, Bölüm 5'te detaylandırılan deneysel çalışma ile doğrulanmış, bu sayede tornalama operasyonlarında kararlı kesme derinliklerinin ve mil hızlarının seçimi için takım tezgâhı kullanıcılarına oldukça pratik bir yol gösterimi sağlanmıştır. Bununla birlikte üretim maliyetlerinin de aşağıya çekilmesi yapılan tez çalışmasının esas hedeflerinden biri olarak öngörülmüştür.

4.1. Dinamik Dik Kesme Modelinin Oluşturulması

Tırlama imalat sistemi içindeki titreşim kararsızlığıdır. Bu kararsızlık kapalı çevrim sistemi ile temsil edilebilir Merrit (1965). Tez için geliştirilen dinamik kesme modeli iki serbestlik dereceli olarak düşünülmüştür. Yeni dinamik kesme Modeli ve modele ait dinamikleri Laplace domaininde açıklayan kapalı çevrim sistemi şematik olarak Şekil 4.1'de verilmiştir:



Şekil 4.1. Dinamik dik kesme modeli ve blok diyagramı.

Şekil 4.1'de iş parçasının dalgalı yüzeyinde hareket etmekte olan kesici takım ucunun ilerleme (x) ve teğetsel (y) doğrultularındaki titreşim hareketi, eşdeğer kütle (m_x , m_y), yay sabiti (k_x , k_y) ve sönümleme katsayıları (c_x , c_y) elemanları kullanılarak modellenmiştir. Her iki doğrultuda titreşim yapan takım ucunun hareket denklemleri;

$$\begin{aligned} m_x\,\ddot{x}(t)+c_x\,\dot{x}(t)+k_x\,x(t) &= -F_x(t) = -F(t)\sin(\beta_n) \\ m_y\,\ddot{y}(t)+c_y\,\dot{y}(t)+k_y\,y(t) &= -F_y(t) = -F(t)\cos(\beta_n) \end{aligned} \tag{4.1}$$

şeklinde yazılabilir. (4.1) denklemi ile verilen t anındaki toplam dinamik kuvvet ($F(t)$) ifadesi, denklem (4.2) formunda aşağıdaki gibi yazılır:

$$F(t) = a\,K_f\,h(t) \tag{4.2}$$

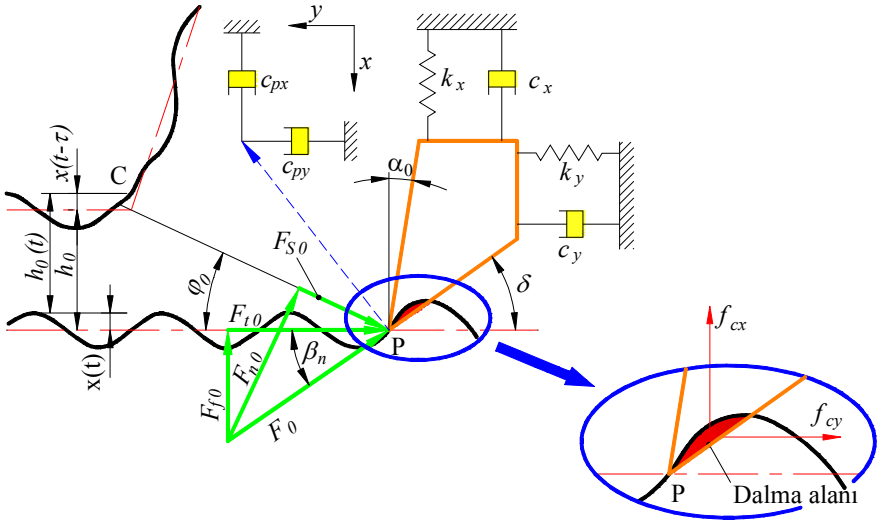
burada a talaş genişliği, K_f ilerleme doğrultusundaki statik kesme kuvveti katsayısı ve $h(t)$ toplam dinamik talaş kalınlığıdır. Şekil 4.1'e göre takımın dinamik kesmedeki tırlama titreşiminden kaynaklanan toplam dinamik talaş kalınlığı;

$$h(t) = h_0 + x(t-\tau) - x(t) \tag{4.3}$$

biçiminde ifade edilir. Burada, $x(t-\tau)$ dış ve $x(t)$ iç talaş oluşum modülasyonlarıdır. h_0 ise statik talaş genişliği olup ilerleme oranına eşittir.

4.2. Takım Ucunun Batmasından Oluşan Süreç Sönümleme Modeli

Kesme esnasında işparçası yüzeyi üzerinde meydana gelen dalgalı yüzey içerisine dalan takım ucunun dalma kuvvetlerine bağlı olarak modellenmesi için düşünülen iki serbestlik dereceli tornalama sistemi şematik olarak Şekil 4.2 ile verilmiştir.



Şekil 4.2. Tornalamada dik kesme modeli ve takım ucu üzerine etki eden dalma kuvvetleri

Bir önceki bölüm içerisinde oluşturulan dinamik kesme modeline takım ucunun dalmasından kaynaklanan sönümleme etkisini dâhil ederek geliştirilen bu süreç sönümleme modeline göre kesici takım ucunun x ve y doğrultularındaki hareket eşitlikleri, (4.1) denklemlerine benzer şekilde aşağıdaki gibi yazılır,

$$\begin{aligned} m_x\ddot{x}(t) + c_{topx}\dot{x}(t) + k_x x(t) &= F_{esx}\left[x(t) - x(t-\tau)\right] = \tilde{F}_x(t) \\ m_y\ddot{y}(t) + c_{topy}\dot{y}(t) + k_y y(t) &= F_{esy}\left[x(t) - x(t-\tau)\right] = \tilde{F}_y(t) \end{aligned} \tag{4.4}$$

Burada,

$$c_{topx} = c_x + c_{px}; \qquad F_{esx} = -aK_f; \qquad c_{topy} = c_y + c_{py}; \qquad F_{esy} = -aK_t$$

Burada her iki doğrultudaki toplam dinamik kuvvetler Şekil 4.2'ye göre;

$$\begin{aligned} F_{Tx}(t) &= \tilde{F}_x(t) - f_{cx}(t) \\ F_{Ty}(t) &= \tilde{F}_y(t) - f_{cy}(t) \end{aligned} \tag{4.5}$$

şeklinde yazılırlar. Verilen denklemlerde $\tilde{F}_x(t)$ ve $\tilde{F}_y(t)$, x ve y doğrultularındaki zamana bağlı kuvvet değişiminin negatif değerleridir ve denklem (4.1) ile formülize edilmiştir. Burada, (4.5) denklemlerindeki $f_{cx}(t)$ ve $f_{cy}(t)$ terimleri takım ucunun iş parçasının dalgalı yüzeyine batmasından doğan her iki doğrultudaki batma kuvvetleri olup aşağıdaki gibi ifade edilirler,

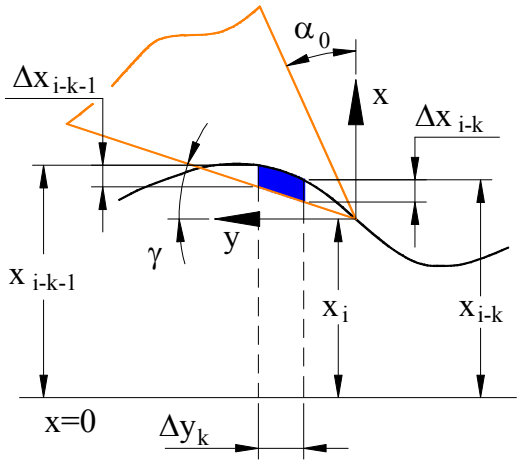
$$f_{cx}(t) = c_{px}\,\dot{x}(t) \qquad ; \qquad f_{cy}(t) = c_{py}\,\dot{y}(t) \tag{4.6}$$

Bu kuvvetlerin hesaba katılmasıyla sistemin her iki doğrultudaki hareket eşitlikleri düzenlenebilir. Batma kuvvetlerinin açık ifadelerinin (4.6) denklemlerindeki yerine konulmasıyla hareket eşitlikleri,

$$\begin{aligned} m_x\,\ddot{x}(t) + c_{topx}\,\dot{x}(t) + k_x\,x(t) &= F_{Tx}(t) \\ m_y\,\ddot{y}(t) + c_{topy}\,\dot{y}(t) + k_y\,y(t) &= F_{Ty}(t) \end{aligned} \tag{4.7}$$

şeklinde yazılırlar.

Şekil 4.2'den sabit bir P noktasına göre; $h_0 + x(t-\tau) = x(t-\tau)$ ve $x(t) = x(t)$ yazılabilirler. Kesme sistemin son haliyle toplam sönümleme sabitlerinin elde edilmesi için (4.6) denklemlerindeki c_{px} ve c_{py} sönümleme oranlarının hesaplanması gerekmektedir. Bunun için takım ucunun dalgalı yüzeye batma alanı daha anlaşılır bir şekilde şematik olarak Şekil 4.3'de verilmiştir. Kesici takım ucunun dalgalı yüzeye batma alanının n adet parçadan oluştuğu göz önüne alınmıştır. n parçadan oluşan bütünün her bir parçası ise k ile adlandırılmıştır.



Şekil 4.3. Takım ucunun batma alanı.

Şekil 4.3'deki dinamik sistemin x ve y doğrultularındaki yer değişimleri hesaplamak için gerekli bağıntılar şu şekilde yazılırlar;

$$x(t) = A_x \sin \omega t$$
$$x(t-\tau) = A_x \sin(\omega t - \varepsilon) \tag{4.8}$$

$$y(t) = A_y \sin(\omega t + \psi)$$
$$y(t-\tau) = A_y \sin(\omega t + \psi - \varepsilon) \tag{4.9}$$

burada A_x ve A_y, sırasıyla x ve y doğrultularındaki salınım genlikleridir ve zaman domenli simülasyonlar ile elde edilirler. ω, tırlama frekansı, ε, iç ve dış modülasyonlar arasındaki faz farkı, ψ ise, x ve y doğrultularındaki yer değiştirmelerin faz açısıdır. (4.8) denklemlerinde $x(t) = A_x \sin \omega t$ ve $x(t-\tau) = A_x \sin(\omega t - \varepsilon)$ ise;

$$x(t-\tau)=\frac{x(t)}{\sin\omega t}\sin(\omega t-\varepsilon)$$

$$x(t-\tau)=\frac{x(t)}{\sin\omega t}\left(\sin\omega t\cos\varepsilon-\sin\varepsilon\cos\omega t\right)$$

$$x(t-\tau)=x(t)\cos\varepsilon-\left(\frac{x(t)\sin\varepsilon\cos\omega t}{\sin\omega t}\right) \tag{4.10}$$

$$x(t-\tau)=x(t)\cos\varepsilon-\left(\frac{x(t)\,\dot{x}(t)\sin\varepsilon}{A_x\,\omega\sin\omega t}\right)$$

$$x(t-\tau)=x(t)\cos\varepsilon-\left(\frac{\dot{x}(t)\sin\varepsilon}{\omega}\right)$$

şeklinde türetilir. Sistemin her iki doğrultudaki hızları ise aşağıdaki gibidir,

$$\begin{aligned}\dot{x}(t)&=A_x\,\omega\cos\omega t\\ \dot{y}(t)&=A_y\,\omega\cos(\omega t+\psi)\end{aligned} \tag{4.11}$$

Burada titreşen kesici takım üzerindeki dinamik kuvvet bileşenleri tarafından x ve y doğrultularında bir enerji üretimi meydana gelmektedir. Üretilen enerjiler aşağıdaki denklemlerle verilirler;

$$\begin{aligned}E_x&=\int_0^{\frac{\pi}{\omega}}-F_x\,\dot{x}\,dt\\ E_y&=\int_0^{\frac{\pi}{\omega}}-F_y\,\dot{y}\,dt\end{aligned} \tag{4.12}$$

buradaki F_x ve F_y (4.4) eşitliğine göre;

$$\begin{aligned}F_x&=-a\,K_f\left[x(t)-x(t-\tau)\right]\\ F_y&=-a\,K_t\left[x(t)-x(t-\tau)\right]\end{aligned} \tag{4.13}$$

şeklinde yazılırlar. Böylece, (4.8) ve (4.9) denklemleri (4.13) denklemlerinde yerlerine yazılırlarsa;

$$F_x = F_{esx}\, A_x \left[\sin \omega t - \sin(\omega t - \varepsilon)\right]$$
$$F_y = F_{esy}\, A_x \left[\sin \omega t - \sin(\omega t - \varepsilon)\right] \tag{4.14}$$

ifadeleri elde edilir. Buradan, (4.11) ve (4.14) denklemleri de (4.12) denklemlerinde yerlerine yazılarak işlemler yürütülürse;

$$E_x = F_{esx}\, A_x^2\, \pi \sin \varepsilon$$
$$E_y = F_{esx}\, A_x\, A_y\, \pi \left[\left(\cos \varepsilon - 1\right)\sin \psi + \sin \varepsilon \cos \psi\right] \tag{4.15}$$

şeklinde elde edilirler. Burada (4.14) ve (4.15) denklemleri oluşturulurken trigonometrik dönüşüm formlarından faydalanılmıştır. Böylece, (4.15) denklemlerinden her iki doğrultudaki enerjiler kesici takımın süreç sönümlemesini meydana getiren uç batması olayının hesaba katılmadan tırlama frekansı ω'nın civarındaki frekanslarda araştırılarak ε ve ψ' ye bağlı olarak bulunurlar. Şekil 4.3'te gösterilen takım ucunun batması durumu göz önüne alındığında batmadan dolayı oluşan x ve y doğrultularındaki batma enerjilerinin hesabı da şu şekilde ifade edilir;

$$E_{bx} = -f_{cx}\, \Delta x_{i-k} = -\int_0^{\frac{\pi}{\omega}} f_{cx}\, \Delta \dot{x}_{i-k}\, dt$$
$$E_{by} = -f_{cy}\, \Delta y_{i-k} = -\int_0^{\frac{\pi}{\omega}} f_{cy}\, \Delta \dot{y}_{i-k}\, dt \tag{4.16}$$

burada k, takımın iş parçasının dalgalı yüzeyine batma alanının k adet parçaya ayrılması durumunu ifade eder. Takımın dalgalı yüzeydeki hareketi sinüzoidal bir eğeri olarak göz önüne alınırsa, takım bu eğrinin sadece yarı periyodunda batma

yapacağından (4.16) denklemindeki integrallerin sınırı (0, π/ω) olacaktır. Takımın iş parçasının dalgalı yüzeyine batma alanının ve hacminin hesabı ise Şekil 4.3'ten;

$$A_k = \left(\frac{\Delta \mathrm{x_{i\text{-}k}} + \Delta \mathrm{x_{i\text{-}k\text{-}1}}}{2} \right) \Delta \mathrm{y_k}$$
$$V_h = a\, A_k = a \sum_{k=1}^{n} A_k \tag{4.17}$$

şeklindedir ve buradaki,

$$\Delta x_{i-k} = \left(\mathrm{x_{i\text{-}k}} - x_i \right) - k\, \Delta \mathrm{y_k} \tan\gamma$$
$$\Delta x_{i-k-1} = \left(\mathrm{x_{i\text{-}k\text{-}1}} - x_i \right) - \left(k+1 \right) \Delta \mathrm{y_k} \tan\gamma \tag{4.18}$$

şeklinde bulunur. (4.16) denklemlerindeki $f_{cx}(t) = c_{px}\, \dot{x}(t)$ ve $f_{cy}(t) = c_{py}\, \dot{y}(t)$ idiler ve bu değerlerin hesabı için sistemin toplam enerjisinden faydalanmak gerekecektir. Sistemin toplam kinetik enerjisi şu şekilde hesaplanabilir;

$$E_{kT} = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 = \frac{1}{2} m \left(L\, \omega \right)^2 \tag{4.19}$$

Bu toplam kinetik enerji aynı zamanda sistemin x ve y doğrultularındaki batma $\left(E_{bx},\, E_{by} \right)$ ve batma dışındaki $\left(E_x,\, E_y \right)$ enerjilerinin toplamına eşit olacaktır;

$$E_{px} = E_{bx} + E_x = -\left(F_x + f_{cx} \right) x = -\int_0^{\frac{\pi}{\omega}} \left(F_x + f_{cx} \right) \dot{x} dt$$
$$E_{py} = E_{by} + E_y = -\left(F_y + f_{cy} \right) y = -\int_0^{\frac{\pi}{\omega}} \left(F_y + f_{cy} \right) \dot{y} dt \tag{4.20}$$

$$E_{kT} = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 = \frac{1}{2} m \left(L\, \omega \right)^2 = E_{px} + E_{py} \tag{4.21}$$

burada m, sitemin toplam eşdeğer kütlesini, L, kesici takımın bağlanma uzunluğunu ifade etmektedir. E_{px}, E_{py} ise sırasıyla x ve y doğrultularındaki süreç sönümlemesini de içene alan toplam enerjileri gösterirler. (4.11) denklemlerinin (4.6) denklemlerine uygulanmasıyla bulunan batma kuvvetleri (4.16) denklemlerindeki yerlerine yazılırlarsa, E_{bx} aşağıdaki gibi çözülebilir,

$$E_{bx} = -c_{px}\, A_x^2\, \omega_c^2 \int_0^{\frac{\pi}{\omega_c}} \cos^2(\omega_c t)\, dt \qquad \Rightarrow \qquad \omega_c\, t = z \text{ olursa}$$

$$dz = \omega_c\, dt \;;\; dt = \frac{1}{\omega_c} dz$$

$$E_{bx} = -c_{px}\, A_x^2 \omega_c^2 \frac{1}{\omega_c} \int_0^{\frac{\pi}{\omega_c}} \cos^2(z)\, dz = -c_{px}\, A_x^2\, \omega_c \int_0^{\frac{\pi}{\omega_c}} \left(\frac{1+\cos(2z)}{2} \right) dz$$

$$E_{bx} = \frac{-c_{px}\, A_x^2\, \omega_c}{2} \int_0^{\frac{\pi}{\omega_c}} \left(1+\cos(2z)\right) dz$$

$$E_{bx} = \frac{-c_{px}\, A_x^2\, \omega_c}{2} \left[z\Big|_0^{\frac{\pi}{\omega_c}} + \int_0^{\frac{\pi}{\omega_c}} \cos(2z)\, dz \right] \qquad \Rightarrow \qquad 2z = k \text{ olursa } dk = 2\, dz \;;\; dz = \frac{1}{2} dk$$

$$E_{bx} = \frac{-c_{px}\, A_x^2\, \omega_c}{2} \left[z\Big|_0^{\frac{\pi}{\omega_c}} + \frac{1}{2} \int_0^{\frac{\pi}{\omega_c}} \cos(k)\, dk \right] = \frac{-c_{px}\, A_x^2\, \omega_c}{2} \left[z\Big|_0^{\frac{\pi}{\omega_c}} + \frac{1}{2} \sin(k)\Big|_0^{\frac{\pi}{\omega_c}} \right]$$

$k = 2z$ ve $z = \omega_c\, t$ ise;

$$E_{bx} = \frac{-c_{px}\, A_x^2\, \omega_c}{2} \left[\omega_c\, t\Big|_0^{\frac{\pi}{\omega_c}} + \frac{1}{2} \sin(2\,\omega_c\, t)\Big|_0^{\frac{\pi}{\omega_c}} \right] = \frac{-c_{px}\, A_x^2\, \omega_c}{2} \left[\pi + 0 \right] = \frac{-c_{px}\, A_x^2\, \omega_c\, \pi}{2}$$

$$= \frac{-c_{px}\, A_x^2\, \omega_c\, \pi}{2} = -\frac{\pi}{2} \left(c_{px}\, A_x^2\, \omega_c \right) \quad [N\,m]$$

$$E_{bx} = -\frac{\pi}{2} \left(c_{px}\, A_x^2\, \omega_c \right) = -f_{cx}\, \Delta x_{i-k} = -\int_0^{\frac{\pi}{\omega}} f_{cx}\, \Delta \dot{x}_{i-k}\, dt$$

Burada $\sum \Delta x_{i-k} = A_x$ olacağından yukarıdaki ifadelerin eşitliğinden aşağıdaki formül elde edilir;

$$f_{sp} = \frac{\pi\, c_{px}\, A_x\, \omega_c}{V_h} \qquad \left[N/m^3 \right] \tag{4.22}$$

(4.22) denklemi ile hesaplanan f_{sp}, birim hacim için hesaplandığından kesici takımın Şekil 4.3'deki gibi dalgalı yüzeye batmasıyla oluşan hacim dolayısıyla x doğrultusunda bir tepki kuvveti meydana gelecektir. Burada, y doğrultusundaki dalma kuvveti de x doğrultusundaki dalma kuvvetinin iş parçasıyla kesici uç arasındaki ortalama sürtünme katsayısının oranıyla bulunmaktadır (Lee et al.,1995, Bailey, 1975);

$$f_{cx} = f_{sp}\, V_h \qquad ; \qquad f_{cy} = f_{cx}\, \mu_c \tag{4.23}$$

(4.20) denklemlerindeki f_{cx} ve f_{cy}'lerin hesabı için enerji denklemlerinden faydalanılarak aşağıdaki gibi bir formülasyon geliştirilmiştir. (4.6) ve (4.23) eşitlikleri (4.16)'da yerine yazılırsa ve $\Delta\dot{x}_{i-k} = \dot{x}(t)$ olarak alındığında;

$$\begin{aligned} E_{bx} &= -f_{cx}\, \Delta x_{i-k} = -\int_0^{\frac{\pi}{\omega}} f_{cx}\, \Delta\dot{x}_{i-k}\, dt = -c_{px} \int_0^{\frac{\pi}{\omega}} \dot{x}^2\, dt \\ E_{by} &= -f_{cy}\, \Delta y_{i-k} = -\int_0^{\frac{\pi}{\omega}} f_{cy}\, \Delta\dot{y}_{i-k}\, dt = -\int_0^{\frac{\pi}{\omega}} f_{cx}\, \mu\, \Delta\dot{y}_{i-k}\, dt = -c_{px}\, \mu \int_0^{\frac{\pi}{\omega}} \dot{x}\, \dot{y}\, dt \end{aligned} \tag{4.24}$$

Olarak bulunur. Burada f_{sp}, iş parçasının spesifik kesilme direnci (N/m^3), V_h, kesici takımın iş parçasına batmasıyla oluşan bölgenin hacmi, μ_c, ortalama sürtünme katsayısıdır. Böylece (4.6) denklemlerindeki c_{px} ve c_{py}'ler, (4.15)-(4.24) arasında türetilen enerji denklemlerinin yardımıyla $\Delta\dot{x}_i = \dot{x}(t)$ ile $\Delta\dot{y}_i = \dot{y}(t)$ alınarak ve zaman domenli simülasyon ile takımın ilerleme ve kesme kuvveti doğrultusundaki yer değişimler bulunarak hesaplanır. Buradan da görüldüğü gibi takım ucunun batmasından kaynaklanan süreç sönümlemelerinin bulunabilmesi için gerekli olan hesaplamalar, takım ucunun dalgalı yüzeye batmasındaki batma hacminin ve iş parçasının malzemesine bağlı olarak değişen spesifik kesilme direncinin bulunması içindir. Böylece (4.4) eşitlikleri kullanılarak yapılacak kararlılık analizi, takımın her iki

doğrultuda işparçasına batmasıyla oluşan hacim değişiminden kaynaklanan toplam eşdeğer sönümleme c_{topx} ve c_{topy}'lere göre yapılır. Bu c_{topx} ve c_{topy}'lerin, tornada yapılacak modal analiz ve kesme testlerinden belirlenecek kararlı kesme derinlikleri ile mil hızlarında hangi değerleri alacaklarının hesaplanması gerekmektedir. Bu hesaplama da tornalama kararlılık analiz prosedürlerinin tersten işletilmesiyle yapılır.

4.3. Dinamik Kesme Kuvvet Katsayılarının Tornalamaya Uygulanması

Bu bölümde verilen yaklaşımda statik ve dinamik kesilme katsayıların dinamik kesme modeline eklenmesiyle Bölüm 4.1'deki (4.1) denklemleri;

$$\begin{aligned} m_x\,\ddot{x}(t)+c_x\,\dot{x}(t)+k_x\,x(t) &= -\tau_s\,a\,\lambda_{sx}\left(h_0-x+x(t-\tau)+\lambda_{dx}\,\dot{x}-\lambda_{vx}\,\dot{y}\right) \\ m_y\,\ddot{y}(t)+c_y\,\dot{y}(t)+k_y\,y(t) &= -\tau_s\,a\,\lambda_{sy}\left(h_0-x+x(t-\tau)+\lambda_{dy}\,\dot{x}-\lambda_{vy}\,\dot{y}\right) \end{aligned} \tag{4.25}$$

Şeklinde yazılır. Burada;

$$\lambda_{sx}=\frac{\sin\left(\beta_s-\alpha\right)}{\sin\varphi\cos\left(\varphi+\beta_s-\alpha\right)}$$

$$\lambda_{sx}=\frac{\cos\left(\beta_s-\alpha\right)}{\sin\varphi\cos\left(\varphi+\beta_s-\alpha\right)}$$

$$\lambda_{dx}=\frac{h_0}{V_0}\left[\frac{\cos\left(\varphi\right)\cos\left(\varphi+\beta_s-\alpha\right)-\cos\left(2\varphi+\beta_s-\alpha\right)}{\sin\left(\varphi\right)\cos\left(\varphi+\beta_s-\alpha\right)}+\frac{\cos\left(\beta_s-\alpha\right)}{\sin\left(\beta_s-\alpha\right)}\right]$$

$$\lambda_{dy}=\frac{h_0}{V_0}\left[\frac{\cos\left(\varphi\right)\cos\left(\varphi+\beta_s-\alpha\right)-\cos\left(2\varphi+\beta_s-\alpha\right)}{\sin\left(\varphi\right)\cos\left(\varphi+\beta_s-\alpha\right)}+\frac{\sin\left(\beta_s-\alpha\right)}{\cos\left(\beta_s-\alpha\right)}\right]$$

$$\lambda_{vx}=h_0\eta_v\left[\frac{\cos\left(\beta_s-\alpha\right)}{\sin\left(\varphi\right)\cos\left(\varphi+\beta_s-\alpha\right)}+\frac{2\cos\left(\beta_s-\alpha\right)}{\sin\left(\beta_s-\alpha\right)}\right]$$

$$\lambda_{vy}=h_0\eta_v\left[\frac{\cos\left(\beta_s-\alpha\right)}{\sin\left(\varphi\right)\cos\left(\varphi+\beta_s-\alpha\right)}+\frac{2\sin\left(\beta_s-\alpha\right)}{\cos\left(\beta_s-\alpha\right)}\right]$$

olarak ifade edilir. Burada dinamik kesilme açısı φ ve sürtünme açısı β_s'dir. Yukarıda verilen dinamik kesme katsayıları (λ_{sx} , λ_{sy}) ve statik kesme katsayıları (λ_{dx} , λ_{dy} , λ_{vx} , λ_{vy}) statik kesme deneylerinden elde edilebilirler.

Sistemin kararlılık analizi, (4.25) denklemleri düzenlenerek ve Laplace dönüşümü yapılıp determinantı alınarak yapılabilir. Buna göre (4.25) eşitliklerinin çözümü, titreşimsiz kesmede, kesme kuvveti bileşenlerinin eşitliklerinden yararlanılarak yapılır;

$$F_x = a\,h\left[\tau_s \frac{\sin(\beta_s-\alpha)}{\sin\varphi\cos(\varphi+\beta_s-\alpha)}\right]$$
$$F_y = a\,h\left[\tau_s \frac{\cos(\beta_s-\alpha)}{\sin\varphi\cos(\varphi+\beta_s-\alpha)}\right] \qquad (4.26)$$

$$K_f = \tau_s \frac{\sin(\beta_s-\alpha)}{\sin\varphi\cos(\varphi+\beta_s-\alpha)}$$
$$K_t = \tau_s \frac{\cos(\beta_s-\alpha)}{\sin\varphi\cos(\varphi+\beta_s-\alpha)} \qquad (4.27)$$

şeklinde yazılır ise burada;

$$K_f = \tau_s\,\lambda_{sx} \quad ; \quad K_t = \tau_s\,\lambda_{sy} \qquad (4.28)$$

olduğu görülmektedir. Buna göre (4.25) denklemleri aşağıdaki gibi düzenlenir;

$$m_x\,\ddot{x}(t)+c_x\,\dot{x}(t)+k_x\,x(t) = -a\,K_f\left(h_0 - x + x(t-\tau) + \lambda_{dx}\,\dot{x} - \lambda_{vx}\,\dot{y}\right)$$
$$m_y\,\ddot{y}(t)+c_y\,\dot{y}(t)+k_y\,y(t) = -a\,K_t\left(h_0 - x + x(t-\tau) + \lambda_{dy}\,\dot{x} - \lambda_{vy}\,\dot{y}\right) \qquad (4.29)$$

$$m_x\,\ddot{x}(t)+c_x\,\dot{x}(t)+k_x\,x(t) = -a\,K_f\left(h_0 - x + x(t-\tau)\right) - a\,K_f\left(\lambda_{dx}\,\dot{x} - \lambda_{vx}\,\dot{y}\right)$$
$$m_y\,\ddot{y}(t)+c_y\,\dot{y}(t)+k_y\,y(t) = -a\,K_t\left(h_0 - x + x(t-\tau)\right) - a\,K_t\left(\lambda_{dy}\,\dot{x} - \lambda_{vy}\,\dot{y}\right) \qquad (4.30)$$

$$m_x\,\ddot{x}(t)+c_{esx}\,\dot{x}(t)+k_x\,x(t)+c_{vy}\,\dot{y}(t)=F_{esx}\left(x(t)-x(t-\tau)\right)$$
$$m_y\,\ddot{y}(t)+c_{esy}\,\dot{y}(t)+k_y\,y(t)+c_{dy}\,\dot{x}(t)=F_{esy}\left(x(t)-x(t-\tau)\right) \qquad (4.31)$$

(4.31) denklemlerindeki;

$$c_{esx}=c_x+a\,K_f\,\lambda_{dx} \quad ; \quad c_{vy}=-a\,K_f\,\lambda_{vx} \quad ; \quad F_{esx}=-a\,K_f$$
$$c_{esy}=c_y-a\,K_t\,\lambda_{vy} \quad ; \quad c_{dy}=a\,K_t\,\lambda_{dy} \quad ; \quad F_{esy}=-a\,K_t$$

şeklindedir. Şekil 4.2'den sabit bir P noktasına göre $h_0+x(t-\tau)=x(t-\tau)$ ve $x(t)=x(t)$ biçiminde yazılırlar. Böylece (4.31) denklemleri τ dekomposizyon formuna göre zamandan bağımsız olarak takım ucunun iş parçasına göre bağıl hareketi ile almış olduğu yol (l) türünden yazılırsa,

$$l=V_0\,t+y \qquad (4.32)$$

(4.32) denklemlerinin zamana göre türevi alındığında,

$$\frac{dl}{dt}=V_0+\dot{y}\approx V_0 \qquad (4.33)$$

burada, lineer modelleme için $\dot{y}$ lineer hıza göre küçük bir değerde olacağından ihmal edilmiştir. Buna göre (4.31) denklemlerindeki,

$$\dot{x}(t)=\frac{dx}{dt}=\frac{dx}{dl}\frac{dl}{dt}=\left(V_0+\dot{y}\right)\frac{dx}{dl} \quad \approx \quad V_0\frac{dx}{dl} \quad \rightarrow \quad x'=\frac{dx}{dl}$$
$$\ddot{x}(t)=\frac{d^2x}{dt^2}=\frac{d}{dt}\left(V_0+\dot{y}\right)\frac{dx}{dl}=\ddot{y}\frac{dx}{dl}+\left(V_0+\dot{y}\right)\frac{d^2x}{dl^2}\frac{dl}{dt} \quad \approx \quad V_0^2\frac{d^2x}{dl^2} \quad \rightarrow$$
$$x''=\frac{d^2x}{dl^2}$$
$$\dot{y}(t)=\frac{dy}{dt}=\frac{dy}{dl}\frac{dl}{dt}=\left(V_0+\dot{y}\right)\frac{dy}{dl} \quad \approx \quad V_0\frac{dy}{dl} \quad \rightarrow \quad y'=\frac{dy}{dl}$$

$$\ddot{y}(t)=\frac{d^2y}{dt^2}=\frac{d}{dt}\left(V_0+\dot{y}\right)\frac{dy}{dl}=\ddot{y}\frac{dy}{dl}+\left(V_0+\dot{y}\right)\frac{d^2y}{dl^2}\frac{dl}{dt}\quad\approx\quad V_0^2\frac{d^2y}{dl^2}\quad\rightarrow$$

$$y''=\frac{d^2y}{dl^2}$$

şeklinde yazılırlar. Buna göre (4.31) denklemleri tekrar düzenlenecek olursa;

$$\begin{aligned}&m_x V_0^2\,x''+c_{esx}V_0\,x'+k_x\,x+c_{vy}V_0\,y'=F_{esx}\left(x(l)-x(l-\pi.d)\right)\\&m_y V_0^2\,y''+c_{esy}V_0\,y'+k_y\,y+c_{dy}V_0\,x'=F_{esy}\left(x(l)-x(l-\pi.d)\right)\end{aligned}\tag{4.34}$$

burada eşitliklerin her iki tarafı $m_xV_0^2$ ve $m_yV_0^2$ ile sadeleştirilir;

$$\tilde{c}_{esx}=\frac{c_{esx}}{m_xV_0}\qquad\tilde{k}_x=\frac{k_x}{m_xV_0^2}\qquad\tilde{c}_{vy}=\frac{c_{vy}}{m_xV_0}\qquad\tilde{F}_{esx}=\frac{F_{esx}}{m_xV_0^2}$$

$$\tilde{c}_{esy}=\frac{c_{esy}}{m_yV_0}\qquad\tilde{k}_y=\frac{k_y}{m_yV_0^2}\qquad\tilde{c}_{dy}=\frac{c_{dy}}{m_yV_0}\qquad\tilde{F}_{esy}=\frac{F_{esy}}{m_yV_0^2}$$

bu basitleştirmelere göre denklemler tekrar düzenlenir;

$$\begin{aligned}&x''+\tilde{c}_{esx}\,x'+\tilde{k}_x\,x+\tilde{c}_{vy}\,y'=\tilde{F}_{esx}\left(x(l)-x(l-\pi d)\right)\\&y''+\tilde{c}_{esy}\,y'+\tilde{k}_y\,y+\tilde{c}_{dy}\,x'=\tilde{F}_{esy}\left(x(l)-x(l-\pi d)\right)\end{aligned}\tag{4.35}$$

bu denklemlerin matris formunda ve Laplace dönüşümü yapılarak determinantı alındığında;

$$\begin{bmatrix}1&0\\0&1\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}x''\\y''\end{Bmatrix}+\begin{bmatrix}\tilde{c}_{esx}&\tilde{c}_{vy}\\\tilde{c}_{dy}&\tilde{c}_{esy}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}x'\\y'\end{Bmatrix}+\begin{bmatrix}\tilde{k}_x-\tilde{F}_{esx}&0\\-\tilde{F}_{esy}&\tilde{k}_y\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}x\\y\end{Bmatrix}$$

$$+\begin{bmatrix}\tilde{F}_{esx}&0\\\tilde{F}_{esy}&0\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}x(l-\pi d)\\x(l-\pi d)\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}0\\0\end{Bmatrix}\tag{4.36}$$

$$\begin{bmatrix} s^2 + \tilde{c}_{esx}\, s + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx}) + \tilde{F}_{esx}\, e^{-\pi ds} & \tilde{c}_{vy}\, s \\ \tilde{c}_{dy}\, s - \tilde{F}_{esy} + \tilde{F}_{esy}\, e^{-\pi ds} & s^2 + \tilde{c}_{esy}\, s + \tilde{k}_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X(s) \\ Y(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{4.37}$$

$$\begin{aligned} D(s) = {} & s^4 + \left(\tilde{c}_{esy} + \tilde{c}_{esx}\right)s^3 + \left(\tilde{k}_y + \tilde{c}_{esx}\,\tilde{c}_{esy} + \tilde{c}_{dy}\,\tilde{c}_{vy} + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx})\right)s^2 \\ & + \left(\tilde{c}_{esx}\,\tilde{k}_y - \tilde{F}_{esy}\,\tilde{c}_{vy} + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx})\tilde{c}_{esy}\right)s + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx})\tilde{k}_y \\ & + \tilde{F}_{esx}\, e^{-\pi ds}\left[s^2 + \left(\frac{\tilde{F}_{esy}\,\tilde{c}_{vy}}{\tilde{F}_{esx}} + \tilde{c}_{esy} \right)s + \tilde{k}_y \right] = 0 \end{aligned} \tag{4.38}$$

denklemleri oluşur. Burada, $\tilde{c}_{esy1} = \dfrac{\tilde{F}_{esy}\,\tilde{c}_{vy}}{\tilde{F}_{esx}} + \tilde{c}_{esy}$ biçiminde alınıp işlemlerde kolaylık sağlaması için eşitliğin her iki tarafı $\tilde{F}_{esx}$' e bölünürse;

$$a_4 = \frac{1}{\tilde{F}_{esx}} \qquad a_3 = \frac{\left(\tilde{c}_{esy} + \tilde{c}_{esx}\right)}{\tilde{F}_{esx}}$$

$$a_2 = \frac{\left(\tilde{k}_y + \tilde{c}_{esx}\,\tilde{c}_{esy} + \tilde{c}_{dy}\,\tilde{c}_{vy} + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx})\right)}{\tilde{F}_{esx}}$$

$$a_1 = \frac{\left(\tilde{c}_{esx}\,\tilde{k}_y - \tilde{F}_{esy}\,\tilde{c}_{vy} + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx})\tilde{c}_{esy}\right)}{\tilde{F}_{esx}} \qquad a_0 = \frac{(\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx})\tilde{k}_y}{\tilde{F}_{esx}}$$

bu basitleştirmeler ile de (4.36) denklemi aşağıdaki gibi düzenlenebilir;

$$D(s)/\tilde{F}_{esx} = a_4\, s^4 + a_3\, s^3 + a_2\, s^2 + a_1\, s + a_0 + e^{-\pi ds}\left[s^2 + \tilde{c}_{esy1}\, s + \tilde{k}_y \right] = 0 \tag{4.39}$$

Buradan sistemin karakteristik denklemi aşağıdaki gibi düzenlenir;

$$e^{\pi ds} = \frac{-\left[s^2 + \tilde{c}_{esy1}\, s + \tilde{k}_y \right]}{a_4\, s^4 + a_3\, s^3 + a_2\, s^2 + a_1\, s + a_0} \tag{4.40}$$

Buradan görüldüğü gibi (4.40) denklemi iki kısma ayrılabilir;

$$U_1(s) = e^{\pi d s} \tag{4.41}$$

$$U_2(s) = \frac{-\left[s^2 + \tilde{c}_{esy1}\, s + \tilde{k}_y \right]}{a_4\, s^4 + a_3\, s^3 + a_2\, s^2 + a_1\, s + a_0} \tag{4.42}$$

Böylece, (4.39) denkleminin kökleri s=jω alınarak $\left|U_2(j\omega)\right| = 1$ olduğunda bulunur,

$$\frac{\left|\left(\tilde{k}_y - \omega^2\right) + j\tilde{c}_{esy1}\omega\right|}{\left|\left(a_4\omega^4 - a_2\omega^2 + a_0\right) + j\left(a_1\omega - a_3\omega^3\right)\right|} = 1$$
$$\left(a_4\omega^4 - a_2\omega^2 + a_0\right)^2 + \left(a_1\omega - a_3\omega^3\right)^2 = \left(\tilde{k}_y - \omega^2\right)^2 + \tilde{c}_{esy1}{}^2\omega^2 \tag{4.43}$$

Buradan karakteristik denklem aşağıdaki forma dönüştürülür;

$$\begin{aligned} &a_4^2\omega^8 + \left(a_3^2 - 2a_4a_2\right)\omega^6 + \left(a_2^2 + 2a_4a_0 - 2a_3a_1 - 1\right)\omega^4 + \\ &\left(a_1^2 - \tilde{c}_{esy1}{}^2 - 2a_2a_0 + 2\tilde{k}_y\right)\omega^2 + a_0^2 - \tilde{k}_y{}^2 = 0 \end{aligned} \tag{4.44}$$

Bu denklemin kökleri bulunup her bir pozitif reel kök (4.44) denkleminde $U_2(j\omega_i)$ olacak şekilde yerine yazılarak Nyquist yer eğrisi çizdirilir. Burada, (4.43) denkleminin eğrisi ise birim çember eğrisidir. Nyquist kriterine göre (4.40) denklemin sağ kısmı $U_2(s)$ Nyquist yer eğrisini ve sol kısmı $U_1(s)$ da kritik yörüngeyi ifade eder. $U_2(j\omega_i)$, denkleminin reel ve imajiner kısımlarının yardımıyla faz açısı bulunur,

$$\psi_i = \tan^{-1} \frac{\mathrm{Im}\left(U_2(j\omega_i)\right)}{\mathrm{Re}\left(U_2(j\omega_i)\right)} \tag{4.45}$$

mil periyodu değerleri ise,

$$\tau_i = \frac{\psi_i + 2\pi k}{\omega_i} \qquad \text{k=0,1,2,3,.....} \tag{4.46}$$

şeklinde bulunur. Buradan iki serbestlik dereceli sistemin değişik kesme hızlarına göre kararlı kesme derinliklerini bulabilmek için,

$$a_{lim} = \frac{-1}{2 K_f \, G(\omega)} \tag{4.47}$$

ifadesi yazılır. Burada $G(\omega)$ Şekil 4.2'de verilen iki serbestlik dereceli dinamik kesme sisteminin transfer fonksiyonunun reel kısmıdır. Bunun bulunabilmesi için sistemin yönlendirilmiş transfer fonksiyonu,

$$\Phi_{XF}(\omega) = \frac{X_0}{F} = \sum_{i=1}^{n} u_{di} \Phi_i(\omega) \tag{4.48}$$

şeklinde ifade edilir. Buradan, *n*, titreşimin serbestlik derecesi sayısı, F , titreşen takım üzerine gelen ortalama bileşke kuvvet, X_0, takımın titreşim genliği ve $\Phi_X(\omega)$, yönlendirilmiş transfer fonksiyonudur. İki serbestlik dercesine sahip bir kesme sisteminin yönlendirilmiş transfer fonksiyonu;

$$\Phi_{XF}(\omega) = cos^2 \theta_1 \, \Phi_x(\omega) + cos^2 \theta_2 \, \Phi_y(\omega) \tag{4.49}$$

biçiminde yazılır. Kesme sisteminin her bir modu için transfer fonksiyonu şu şekildedir;

$$\begin{aligned} \Phi_x(\omega) &= G_1(\omega) + jH_1(\omega) \\ \Phi_y(\omega) &= G_2(\omega) + jH_2(\omega) \end{aligned} \tag{4.50}$$

4.4. Süreç Sönümleme Katsayılarının Belirlenmesi

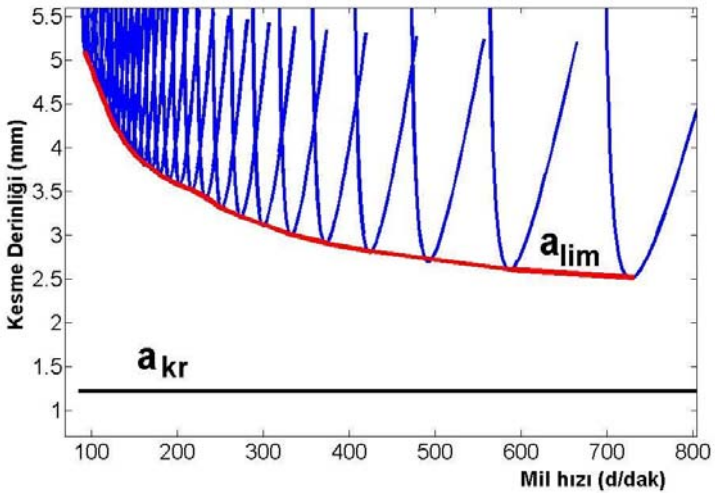
Süreç sönümleme katsayılarının hesaplanabilmesi amacıyla bu tez çalışması kapsamında geliştirilen tornalamadaki dinamik talaş kaldırma sistemine ait modele göre yapısal sönümlemelerin (ζ_{sy}) de eklenmesi ile oluşan toplam süreç sönümlemesi:

$$\zeta_T = \zeta_{sy} + \zeta_{sb} \tag{4.51}$$

olarak ifade edilir. (4.51) denkleminde, kesilme açısından kaynaklı sönümleme, toplam süreç sönümlemesinin yaklaşık %10 oranında olmasından dolayı ihmal edilmiştir. Denklem (4.51)'in dinamik denklemler halindeki yazımı, (4.4) denkleminde verilmişti. Tornalama operasyonlarında değişik tezgâh mili hızları ve kararlı kesme derinlikleri için bu toplam sönümleme ve süreç sönümleme miktarılarının belirlenmesi, KD'lerin elde edilmesinde kullanılan hesaplama prosedurünün tersten işletilmesiyle gerçekleştirilir. Buna göre;

$$a_{\lim} = \frac{-1}{2K_f G_{\min}(\omega)} \tag{4.52}$$

değeri, düşük mil hızlarında yapılan kesme testlerinden elde edilir. KD'nin her bir lobuna ait parabolik eğrinin en alt noktasından geçen $a_{\lim}$ asimtotik eğrisi altında kalan bölge kararlı kesme bölgesi olarak tarif edilir (Bkz. Şekil 4.4).



Şekil 4.4. Kararlı kesme bölgesinin belirlenmesi (Turkes 2007)

Şekil 1'e göre tornalama operasyonlarında kullanılabilecek kararlı kesme talaş derinliği, tezgâh devrine bağlı olarak $a_{\lim}$ eğrisine göre tespit edilir. Yine bu grafikteki a_{kr} (kritik kesme derinliği) doğrusu, tornalama sisteminin yapısal sönümlemesine göre çizilen kararlı kesme derinliğini göstermektedir. $a_{\lim}$ eğrisi üzerindeki kararlı kesme derinlikleri, tornalama sisteminin transfer fonksiyonunun reel kısmının minimum ($G_{\min}$) olduğu konumlara karşılık gelir. Sisteme ait transfer fonksiyonu reel kısmının minimum

olduğu noktalardaki frekans değerine tırlama frekansı (ω_t) ve sıfıra eşit olduğu zamanki frekans değerine ise sistemin doğal frekansı (ω_n) adı verilir.

n serbestlik dereceli bir tornalama sistemine ait transfer fonksiyonunun reel kısmının hesaplanması (yani toplam G için):

$$G_T(\omega) = G_1(\omega) + \ldots\ldots + G_n(\omega) \tag{4.53}$$

yazılabilir. İki serbestlik dereceli bir sistem için ise $G_{\min}$ (tırlamanın oluştuğu frekanstaki reel kısmın minimum değeri) noktalarının tespiti;

$$G_{\min}(\omega) = G_{1\min}(\omega) + G_{2\min}(\omega) \tag{4.54}$$

ile yapılabilir. İki serbestlik dereceli kesme sisteminin her bir modu için denklem (4.50) ile verilen transfer fonksiyonuna ait reel kısımların ($G_1(\omega)$ ve $G_2(\omega)$) açık olarak yazılımı:

$$G_1(\omega) = \frac{1}{k_x}\left[\frac{1-r_1^2}{\left(1-r_1^2\right)^2 + \left(2\varsigma_x r_1^2\right)}\right]$$
$$G_2(\omega) = \frac{1}{k_y}\left[\frac{1-r_2^2}{\left(1-r_2^2\right)^2 + \left(2\varsigma_y r_2^2\right)}\right] \tag{4.55}$$

şeklindedir. Burada $r_1 = \frac{\omega_c}{\omega_{nx}}$ $r_2 = \frac{\omega_c}{\omega_{ny}}$; ω_{nx} *ve* ω_{ny}, takımın x ve y doğrultusundaki doğal frekansları ve ω_c ise tırlama frekansıdır. Yine yönlendirilmiş transfer fonksiyonuna göre iki serbestlik dereceli sistemin transfer fonksiyonunun imajiner kısımları ise $H(\omega) = H_1(\omega) + H_2(\omega)$ şeklindedir.

$$H_1(\omega)=\frac{1}{k_x}\left[\frac{2\varsigma_x r_1}{\left(1-r_1^2\right)^2+\left(2\varsigma_x r_1^2\right)}\right]$$
$$H_2(\omega)=\frac{1}{k_y}\left[\frac{2\varsigma_y r_2}{\left(1-r_2^2\right)^2+\left(2\varsigma_y r_2^2\right)}\right] \quad (4.56)$$

Yukarıda verilen transfer fonksiyonuna ait reel ve imajiner kısımlara göre faz açısı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\psi=\tan^{-1}\frac{H(\omega)}{G(\omega)} \quad (4.57)$$

Mil periyoduna $\left(\tau[s]\right)$ bağlı olarak mil hızı da $\left(n\left[{}^{d}\!/_{dak}\right]\right)$ şu şekilde bulunur;

$$\tau=\frac{\varepsilon+2\pi k}{\omega}$$
$$n=\frac{60}{\tau} \quad (4.58)$$

burada $\varepsilon=3\pi+2\psi$ olup üst ve alt dalgalanmalar arasındaki faz farkıdır.

Bu durumda denklem (4.55), (4.54) eşitliğinde yerine yazılırsa:

$$G(\omega)=\frac{1}{k_x}\left[\frac{1-r_1^2}{\left(1-r_1^2\right)^2+\left(2\zeta_x r_1^2\right)}\right]+\frac{1}{k_y}\left[\frac{1-r_2^2}{\left(1-r_2^2\right)^2+\left(2\zeta_y r_1^2\right)}\right] \quad (4.59)$$

Denklem (4.59), aşağıdaki terimler kullanılarak denklem (4.60) şeklinde kısaltılarak yazılabilir:

$$R_1 = 1 - r_1^2, \qquad R_2 = 1 - r_2^2$$

$$R_{11} = 2r_1^2 k_x, \qquad R_{22} = 2r_2^2 k_y$$

$$R_{1kx} = R_1^2 k_x, \qquad R_{2ky} = R_2^2 k_y$$

$$G(\omega) = \frac{R_1\left(R_{2ky} + R_{22}\zeta_y\right) + R_2\left(R_{1kx} + R_{11}\zeta_x\right)}{\left(R_{1kx} + R_{11}\zeta_x\right)\left(R_{2ky} + R_{22}\zeta_y\right)} \tag{4.60}$$

Yukarıdaki denklemi basitleştirilebilmek için;

$$A = R_1 R_{2ky} + R_2 R_{1kx}, \qquad B = R_{1kx} R_{2ky} \qquad C = R_1 R_{22}, \qquad D = R_2 R_{11},$$

$$E = R_{11} R_{22}, \qquad F = R_{11} R_{2ky}, \qquad G = R_{22} R_{1kx}$$

dönüşümleri (4.60) denkleminde kullanılırsa:

$$G(\omega) = \frac{A + C\zeta_y + D\zeta_x}{B + E\zeta_x\zeta_y + F\zeta_x + G\zeta_y} \tag{4.61}$$

Haline gelir. Denklem aşağıdaki gibi açılırsa;

$$A + C\zeta_y + D\zeta_x - G(\omega)\left(B + E\zeta_x\zeta_y + F\zeta_x + G\zeta_y\right) = 0 \tag{4.62}$$

Yine burada,

$$A_1 = A - G_{\min}(\omega) B$$

$$B_1 = C - G_{\min}(\omega) G$$

$$C_1 = D - G_{\min}(\omega) F$$

$$D_1 = G_{\min}(\omega) E$$

dönüşümleri (4.62) denkleminde kullanılırsa denklemin son hali;

$$A_1 + B_1\zeta_y + C_1\zeta_x - D_1\zeta_x\zeta_y = 0 \tag{4.63}$$

olur. Yukarıdaki denklemden ζ_y terimi çekilerek ζ_x türünden yazılırsa;

$$\zeta_y = \frac{A_1 + C_1\zeta_x}{D_1\zeta_x - B_1} \tag{4.64}$$

olur. (4.64) denkleminde iki bilinmeyen vardır. Bir denklemin çözülebilmesi için bilinmeyen sayısı kadar denklem olması gerektiğine göre (4.64) denklemindeki bilinmeyenlerin bulunabilmesi için ikinci bir denkleme ihticamızın olduğu açıktır. Bu doğrultuda i serbestlik dereceli bir sistemde her bir G eğrisinin $G_{\min}$ noktalarını yakalamak için aşağıda verilen denklem kullanılır;

$$G_{i\min}(\omega) = \frac{-1}{4k_i\zeta_i(1+\zeta_i)} \tag{4.65}$$

Sistem iki serbestlik dereceli olduğunda ise;

$$\begin{aligned} G_{1\min}(\omega) &= \frac{-1}{4k_x\zeta_x(1+\zeta_x)} \\ G_{2\min}(\omega) &= \frac{-1}{4k_y\zeta_y(1+\zeta_y)} \end{aligned} \tag{4.66}$$

$G_{1\min}$ ve $G_{2\min}$ noktaları birbirlerinden bağımsız konumlar olmasına rağmen (4.63) denkleminin çözümü amacıyla istenen ikinci denklem oluşturulamamaktadır. Fakat kesme testleriyle belirlenen kararlı kesme derinlikleri, sistemin baskın modunun doğal frekansı ile tırlama frekansının arasındaki frekans değerlerinin (her iki frekans birbirlerine yakın değerlidir) taranmasıyla bulunur (Altintas, 2000). Bu sayede tek serbestlik dereceli bir sistem düşünülerek sönümleme oranlarının nasıl değiştiği analiz edilebilir. Örneğin y doğrultusundaki modun baskın mod olduğu kabul edilirse sistemin transfer fonksiyonunun reel kısmının minimum noktası;

$$G_{\min}(\omega) = G_{2\min}(\omega) = \frac{-1}{4k_y\zeta_y(1+\zeta_y)} \tag{4.67}$$

olarak yazılır. Sisteme ait sönümleme değerleri ikinci dereden bir denklemin köklerinin bulunması şeklinde elde edilir;

$$\zeta_y^2 + \zeta_y + \frac{1}{4k_y G_{\min}(\omega)} = 0 \tag{4.68}$$

Burada $G_{\min}$ ve k_y değerleri bilinen sabit değerler olduğundan denklemin son terimi;

$$Sa(\omega) = \frac{1}{4k_y G_{\min}(\omega)} \tag{4.69}$$

olur ve buna göre (4.68) denklemi tekrar düzenlenir;

$$\zeta_y^2 + \zeta_y + Sa(\omega) = 0 \tag{4.70}$$

Yukarıda verilen denklemin pozitif reel kökleri sistemin sönümleme oranlarını verecektir.

5. DENEYSEL ÇALIŞMA

5.1. Deneysel Metot

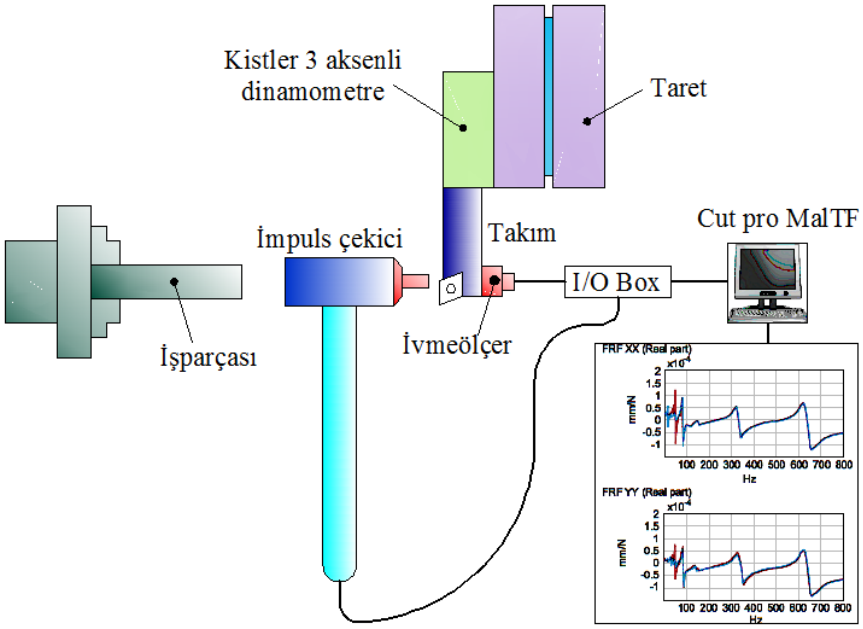
Bu çalışmada sunulan ve toplam süreç sönümleme miktarının tespiti amacıyla geliştirilen matematik modellemenin doğruluğu farklı cins işparçası malzemeleri, takım geometrileri ve kesme koşulları kullanılarak bir dizi dik kesme testi ile araştırılmıştır. Deneysel çalışma üç kısım halinde yapılmış olup birinci kısmında, yapısal sabitlerin tespiti amacıyla modal analiz testleri gerçekleştirilmiştir. İkinci kısmında kesme kuvveti katsayılarının bulunabilmesi için statik kesme testleri yapılmıştır. Bu testler neticesinde ilerleme ve teğet doğrultularındaki kesme kuvvetleri dinamometre aracılığıyla ölçülerek belirlenmiş ve bu değerler kullanılarak kesme kuvveti katsayıları hesaplanmak suretiyle tespit edilmiştir. Son olarak üçüncü kısımda tırlama frekanslarının yakalanması amaçlanmış bu doğrultuda dinamik kesme testleri yapılmıştır. Son deneylerden elde edilen tırlama frekans eşik değerleri kararlılık diyagramlarındaki kararlı kesme bölgelerinin oluşturulmasında kullanılmıştır.

Toplam süreç sönümleme miktarı kararlılık diyagramı üzerindeki kararlı talaş derinliği ($a_{\lim}$) asimtotik eğrisi ile kritik talaş derinliği (a_{kr}) doğrusu arasında kalan farktan yararlanılarak bulunur (Bkz. Şekil 4.4). Bu amaçla öncelikle kararlılık diyagramındaki a_{kr} doğrusunun elde edilmesi gerekir. a_{kr} doğrusunun elde edilebilmesi için talaş kaldırma sisteminin eşdeğer kütlesi (m), yay sabiti (k), yapısal sönümleme oranı (ζ_y) ve doğal frekansından (ω_n) oluşan yapısal sabitlerin bulunması gerekmektedir. Bunun için kesici takımın bağlandığı kater üzerine ve kesme sistemi ilerleme doğrultusuna (x) paralel ölçüm yapacak şekilde bir ivmeölçer bağlanmış ve karşısından impuls çekici ile vurarak çekiçleme testleri gerçekleştirilmiştir. Bu çekiçleme testi sırasında alınan veriler Cut-Pro yazılımı ile işlenerek mevcut kesme sisteminin yapısal sabitleri elde edilmiştir. Bu yazılım, off-line kesme işlemi optimizasyonu için geliştirilmiş analitik ve zaman domenli bir kesme işlemi simulasyonu paketidir. Aynı zamanda bu yazılım ile tırlama titreşimleri, dinamik kesme kuvvetleri, takım ve iş parçası titreşimleri, yüzey pürüzlülüğü, mil gücü, mil eğilme momenti, talaş kalınlığı ve esnek takım ve işparçası şartları altında işlem kararlığı simüle edilebilmektedir.

Çekiçleme sırasında kullanılan cihazların bazı önemli özellikleri ve deney şeması sırası ile Tablo 5.1 ve Şekil 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1. Modal analiz için kullanılan bazı cihazlar ve özellikleri.

Cihaz	Ölçüm aralığı	Hassasiyet	Güç gereksinimi	Diğer
İvmeölçer (Kistler)	±5 g	104.3 mV/g	5 V	40 kHz Resonant frekans
İmpuls çekici (Kistler)	0-500 N	10 mV/N	20-30 V	27 kHz Resonant frekans
NI-DAQ	16 giriş-2 çıkış	500kS/s	5 V	12 bit multifonksiyon
Mikrofon	40-18000 Hz	---	11-52 V	---

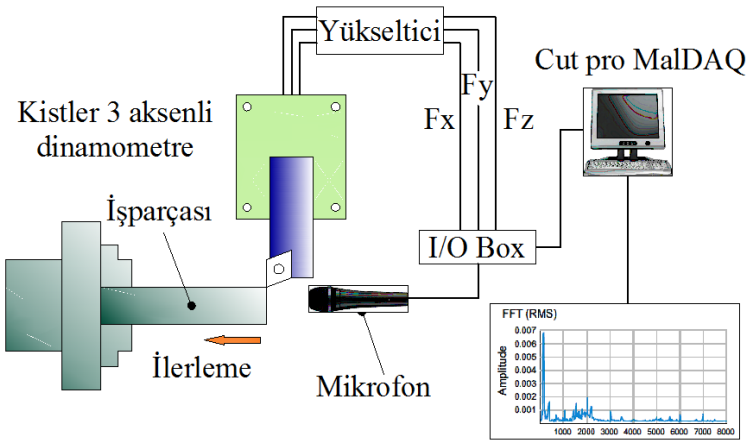


Şekil 5.1. FTF ölçümü için deneysel düzenek.

Modal analiz ve kesme testleri sırasında Tablo 5.1 ile özellikleri verilen cihazlar bir DAQ dinamik sinyal şartlandırıcıya bağlanmıştır. Dinamik sinyal sartlandırıcının ilk iki kanalı impact modal titreşim testlerindeki genel DAQ için kullanılan toplam dört analog kanala sahiptir. Diğer iki kanal yine modal titreşim testlerindeki genel DAQ için kullanılabildiği gibi ayrıca BNC ve Microdot kablolarla yapılan testler için de kullanılmaktadır. Bu çalışmada yapılan testler için MALDSCO2 model dinamik sinyal şartlandırıcı kullanılmıştır. İmpuls çekici ile dinamik sinyal sartlandırıcı arasındaki bağlantı her iki ucu BNC bağlantılı 1 m uzunluğunda 1511-903159 tipli Kistler shielded kablo ile gerçekleştirilmiştir. İvmeölçer ile dinamik sinyal şartlandırıcı arasındaki

bağlantı ise bir ucu BNC diğer ucu UNF bağlantılı 2 m uzunluğunda 1761B2–903216 tipli Kistler shielded kablo ile sağlanmıştır. DAQ kart ile dinamik sinyal şartlandırıcı arasında ise National Instrument SHC68-68-EPM tipli her iki ucu da soket bağlantılı ana kablo kullanılmıştır.

Deneysel çalışmanın bir sonraki aşamasında değişik kesme hızlarındaki kararlı kesme derinliği sınırlarının, kesme testleriyle belirlenmesi gerçekleştirilmiştir. Kararlı kesme derinliği sınırlarının belirlenmesi için ise rijit kabul edilen işparçası üzerinden, değişik mil hızlarında, tırlamanın başladığı derinliğe ulaşılana kadar kesme derinlikleri kademeli olarak arttırılmıştır. Tırlamanın başlangıç sınırını tespit edebilmek için tırlamanın oluşturduğu sesler bir mikrofon yardımıyla bilgisayar üzerine kaydedilmiştir. Mikrofon bir kablo vasıtasıyla dinamik şartlandırıcının üçüncü kanalına bağlanmıştır. Kaydedilen ses frekansları LabVIEW yazılımında yapılan program ile işlenerek tırlama titreşiminin frekansının tespitinde kullanılmıştır. LabVIEW, osiloskop ve çoklu ölçü aletleri gibi fiziksel aletlerin benzer işlemlerini gerçekleştiren yazılımdır. Bu sayede herhangi bir talaş derinliği uygulanmışken yapılan kesme işlemi esnasında alınan ses frekansları, modal analiz sonucu bulunan, sistemin doğal frekansına yakın veya eşit olduğu anda, tırlamanın başlangıcı olan kesme derinliği tespit edilmiş olur. Kesme testleri esnasındaki ses frekanslarının kaydedilmesi Şekil 5.2'de şematize edilmiştir.



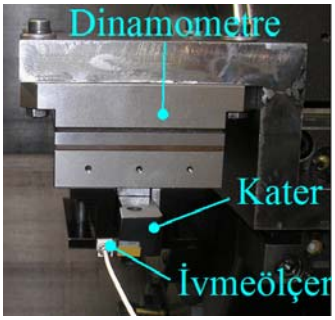
Şekil 5.2. Tornalama ses testi düzeneği.

Kesme sisteminin modal yapısal sabitlerinin ve kararlı kesme derinliği sınırlarının tespit edilmesi için yapılan çekiçleme ve kesme testleri, farklı modal yapısal sabitlere sahip kesme sistemlerine de uygulanarak değişik kesme şartlarındaki toplam süreç sönümlemeleri elde edilmiştir. Ayrıca, toplam süreç sönümleme oranlarının

işparçası malzemesine göre nasıl değiştiğinin araştırılması için kesme testlerinde pirinç, bakır ve Alüminyum olmak üzere üç değişik malzeme kullanılmıştır.

Kesme testleri, Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü İmalat Sistemleri Otomasyonu ve Bilgisayar Destekli Tasarım, Üretim, Araştırma ve Uygulama Merkezinde (ISOMER) bulunan Mori Seiki marka NL2500 serisi C eksenli CNC torna tezgâhı üzerinde dış yüzey tornalama operasyonları şeklinde gerçekleştirilmiştir.

Kesme kuvveti sinyallerinin ölçümünde kullanılan ve Şekil 5.3'te gösterilen üç eksende ölçüm yapabilen Kistler 9257B dinamometre, tezgâh taretine bir aparat vasıtasıyla bağlanmıştır. Dinamometreye ait özellikler Tablo 5.2'de verilmiştir.



Şekil 5.3. Dinamometre ve tezgâha uygulanışı.

Tablo 5.2. Kistler 9257B dinamometre özellikleri.

Ölçme aralığı (kN)	Hassasiyet (pC/N)	Doğal frekans (kHz)	L (mm)	W (mm)	H (mm)
$F_x = \pm 5$	$F_x = -7.5$	$\omega_n(x)$=2.3			
$F_y = \pm 5$	$F_y = -7.5$	$\omega_n(y)$=2.3	170	100	60
$F_z = \pm 10$	$F_z = -3.7$	$\omega_n(z)$=3.5			

Dinamometreden ölçülen voltaj cinsinden kuvvet sinyalleri, Kistler 5019B şarj amplifikatörü (yükseltici) aracılığıyla yükseltilip analog/dijitaj (I/O box) çeviriciye çıkış verilmiştir. Tablo 5.3'te deneylerde kullanılan amplifikatöre ait teknik özellikleri verilmiştir.

Tablo 5.3. Kistler 5019B şarj amplifikatörü özellikleri.

Özellik	**Birim**	**Değer**
Ölçme kanal sayısı	---	4
Ölçme aralığı	pC	±10…999'000
Sensör hassasiyeti	pC/M.U.	0.01…9'990
Ölçek	M.U./V	0.001…9'990'000
Çokış voltajı	V	±10
Çıkış akımı	mA	0...±5
Çıkış empedansı	Ω	10
Frekans sınırları	kHz	0…200
Lineerlik	%	<±0.05

Yükseltilen ve filtre edilen veriler, NI 6221 serisi veri toplama kartı ve konektör tarafından toplanmıştır (Bkz. Tablo 5.4). Kesme esnasında kuvvet verileri Dynowave yazılımı kullanılarak üç yönde (x, y, z) gerçek zamanlı olarak toplanmış ve PC üzerine kaydedilmiştir.

Tablo 5.4. Veri toplama kartı özellikleri.

Özellik	**Birim**	**Değer**
Analog giriş Çözünürlüğü	Bit	16
Analog giriş	Kanal	16
Dijital I/O sayısı	Kanal	24
Analog çıkış	Kanal	2
Sayıcı	Bit	32
Analog çıkış gerilimi	+/-V	10
Data transferi	---	PCI
Maksimum çıkış hızı	kS/s	250

Yukarıda bahsedilen ölçüm cihazları kullanılıp deney setlerinin kesme işlemi öncesinde kurulumu yapıldıktan sonra deneylerde kullanılan her üç takım tutucu için ayrı ayrı çekiçleme testleri yapılmıştır. Takım tutucu tezgâha bağlı olduğu yerden sökülürse yine çekiçleme testi yapılmalıdır çünkü sistem tekrar bağlandığında aynı rijitlikte ve hassasiyette bağlanma ihtimali yok denecek kadar azdır. Bu nedenle yeni sistemin süreç sönümlemeye etkisi farklı olacaktır. Bundan dolayı, takım tutucu önce tezgâha bağlanıp oluşan kesme sisteminin modal analizi yapılarak hemen ardından hiçbir ayarı bozulmadan kesme testine geçilmiştir.

Bu çalışmanın esas amaçlarından biri olan malzemeye bağlı süreç sönümleme miktarlarının tespiti amacıyla kesme testlerinde imalat endüstrisinde yaygın bir şekilde

kullanılan pirinç, bakır ve alüminyum malzemeleri tercih edilmiştir. Bu malzemelerin mekanik özellikleri ve kimyasal bileşimleri sırasıyla Tablo 5.5 ve 5.6'da verilmiştir.

Tablo 5.5. İşparçası malzemelerinin kimyasal özellikleri (%) *

İşparçası malzemesi	Pb	Fe	Zn	Cu	Cr	Mg	Mn	Si
Pirinç (UNS C33200)	0.8-1.4	Mak. 0.1	34	62.5-66.5	---	---	---	---
Bakır (UNS C10100)	---	---	---	100	---	---	---	---
Alüminyum (6061-T6)	---	Mak. 0.7	Mak. 0.25	0.15-0.4	0.04-0.35	0.8-1.2	Mak. 0.15	0.4-0.8

* Tabloda bulunan değerler www.matweb.com adresinden alınmıştır.

Tablo 5.6. İşparçası malzemelerinin mekanik özellikleri *

İşparçası malzemesi	Akma mukavemeti min-max (MPa)	Çekme mukavemeti min-max (MPa)	Yoğunluk (×1000 kg/m^3)
Pirinç (UNS C33200)	138-414	359-517	8.47
Bakır (UNS C10100)	90-105	221-455	8.93
Alüminyum (6061-T6)	276-324	310-414	2.7

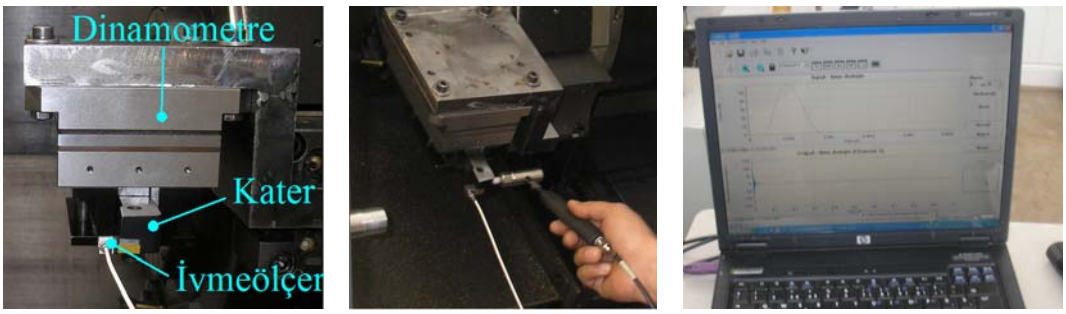
* Tabloda bulunan değerler www.matweb.com adresinden alınmıştır.

ϕ40x200 mm ölçülerinde alınan malzemeler, Böhler firmasına ait LC215B kalitesindeki TİC kaplı CNMG 120404-BF kesici uçlar kullanılarak değişik kesme hızları, talaş açısı, ilerleme ve talaş derinliği değerlerinde kesilmiştir. Kullanılan uçlara uygun Takımsaş PCLNR/L 20x20 K12 AA9, PCLNR/L 20x20 K12 AA6 ve PCLNR/L 20x20 K12 AA3 takım tutucuları kullanılmıştır. Kesici takımlar tutuculara yerleştirilince -3°, -6°, -9° yan (ikincil) talaş açısına sahip olmaktadırlar (birincil yani geriye talaş açı değeri sıfır derecedir). Dolayısıyla takımların kesme esnasında ilerleme doğrultusundaki boşluk açıları da talaş açıları miktarınca değişkenlik göstermiştir. Her bir kesme testi için kullanılan kesici uçlar yenisi ile değiştirilerek olası takım aşınmasının sürece etkisi bertaraf edilmiştir. Ayrıca yapılan kesme operasyonlarına soğutma işlemi uygulanmamıştır.

6. DENEYSEL SONUÇLAR VE ANALİZLERİ

6.1. Modal Analiz

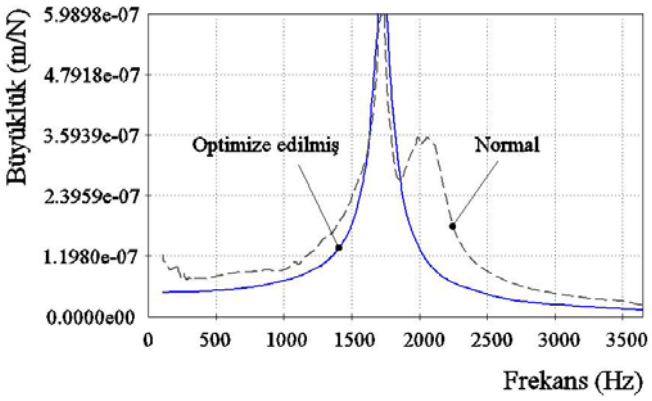
Bir kesme sistemine ait yapısal dinamiklerin anlaşılmasının ve varolan titreşim problemlerinin en iyi çözüm yolu modal analiz yapılarak sistem davranışlarının tespitini yapmaktır. Daha önceki bölümde anlatıldığı gibi süreç sönümleme miktarlarının belirlenmesinde kullanılan ve yeni geliştirilen matematiksel dinamik model içerisindeki modal parametrelerin tespiti, modal analiz yöntemi ile elde edilen veriler kullanılarak belirlenmiştir. Aslında modal analiz değişen kesme şartlarına (dinamik davranış) sistem yapısının nasıl tepki vereceğinin ipuçlarını veren bir frekans sinyali analizidir. Bu analizde, takım tutucu üzerine bağlanan ivmeölçerin karşısından impuls çekici ile vurulmak suretiyle oluşturulan kuvvete, sistemin tepkisini bulabilmek için kesici takım, takım tutucu ve tezgâh kombinasyonunun bir dizi frekans tepki fonksiyonu (FTF) ölçümü yapılır (Şekil 6.1).



a) b) c)

Şekil 6.1. Modal test aşamaları
a) İvmeölçerin takım tutucuya bağlanması
b) Giriş kuvvet için impuls çekicinin kullanılması
c) Sonuçların programla değerlendirilmesi

Deneylerdeki yapısal ölçümlerden en uygun FTF'nin elde edilebilmesi için beş ölçümün ortalaması kabul edilmiştir. Modal analiz için kullanılan Cut proMalTF programı içerisinde elde edilen ortalama FTF grafiği yine aynı program aracılığı ile optimize edilerek daha düzgün bir grafik haline getirilmiştir. Meydana gelen FTF ve optimizasyonuna ait bir örnek Şekil 6.2 ile verilmiştir.



Şekil 6.2. FTF ve optimize edilmiş fonksiyon örneği.

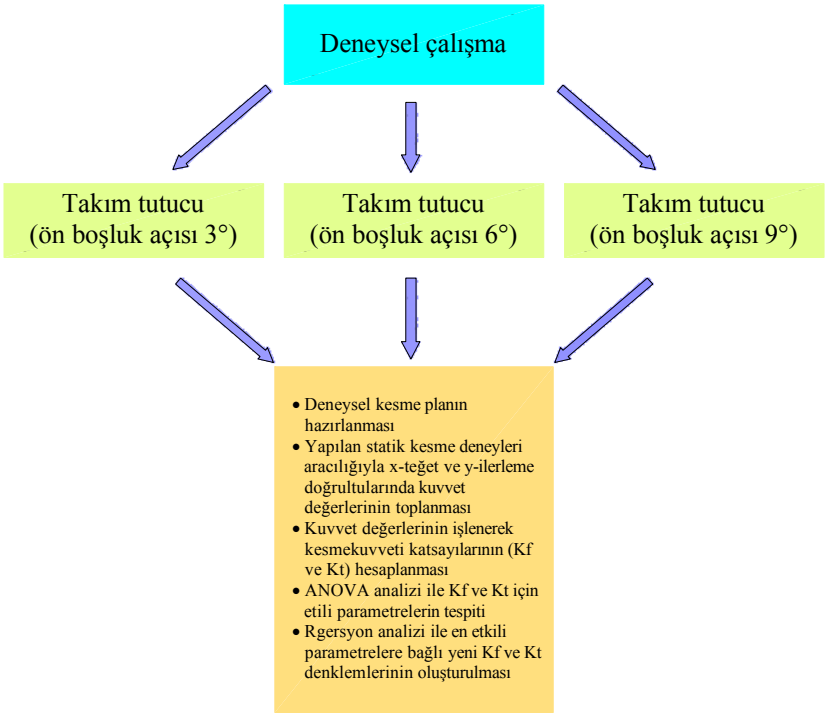
Optimize edilen FTF grafiği üzerinde pik yapan kısma ait frekans değeri, sistemin doğal (rezonans) frekans değerini göstermektedir. Talaş kaldırma esnasında oluşan tırlama frekansı, FTF grafiği ile yakalanan frekansla aynı veya yakın değerlerde oluşur. Bu tez çalışması kapsamında kullanılan her bir takım tutucu için çekiçleme testleri sonucu elde edilen FTF grafikleri takım tutucu malzemeleri, bağlantı uzunlukları (overhang) ve kesitleri değişmediği için birbirlerine çok yakın şekillerde meydana gelmiştir.

6.2. Kesme Kuvveti Katsayılarının (K_f ve K_t) Bulunması

Bu bölümde, tornalama operasyonundaki dik kesme işleminine ait kesme kuvveti katsayılarının deneysel analizi, farklı malzeme ve kesme koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Bölüm 2'de ortogonal dik kesme işleminin teorisi ve temelleri üzerinde durulmuş ve süreç sönümlemesinin tespiti amacıyla yapılan literatür çalışmalarına yer verilmiştir. Bazı literatürlerden anlaşılabileceği gibi dinamik kesme kuvvetlerinin büyüklüğü ilerleme ve talaş derinliği değerlerine bağlıdır. Aslında talaş kaldırma operasyonların karmaşıklığı birbirlerini etkileyen parametrelerin çokluğundan kaynaklanır. Kompleksliğin çözümlenebilmesi için mümkün olan tüm faktörlerin değerlendirilmesi gereklidir. Bu amaçla yapılacak olan deneysel çalışmada kullanılacak parametreler literatürde rastlanmayacak çeşitlilikte tercih edilmiş ve tüm parametrelere ait lineer etkiler dikkate alınmıştır. Burada Bölüm 6.5 ile yapılan yorumlamalar neticesinde malzeme faktörünü temsilen çekme dayanımı değerleri kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan parametreler ile bunların seviyeleri Tablo 6.1 ile ve etkilerinin araştırılmasında izlenen yol Şekil 6.3 ile verilmiştir.

Tablo 6.1. Deney parametre ve seviyeleri.

Sembol	Parametreler	Birim	Seviye 1	Seviye 2	Seviye 3
V	Kesme hızı	m/dk	30	60	120
γ	Ön boşluk açısı	Degree(°)	3	6	9
$\sigma_{ç}$	Çekme dayanımı	MPa	380 (Pirinç)	225 (Bakır)	310 (Alüminyum)
f	İlerleme	mm/dev	0.06	0.1	0.14
a	Talaş derinliği	mm	0.5	1	1.5



Şekil 6.3. Kesme kuvveti katsayılarının bulunmasında izlenen yol.

K_f ve K_t'lerin belirlenmesi aşamasında ilk olarak malzemeye bağlı kesme kuvveti katsayısının bulunabilmesi için malzeme farklılıkları ve kesme koşullarının değişken olarak kabul edildiği ve tepki olarak teğet ve ilerleme doğrultularındaki kuvvetlerin dikkate alındığı bir dizi titreşimsiz statik kuvvet deneyi yapılmıştır (z doğrultusu geliştirilen modele dâhil edilmediğinden x-teğet ve y-ilerleme doğrultularındaki kuvvet ölçümleri dikkate alınmıştır). Deneylerde işparçası rijit olarak kabul edilmiştir. Herbiri 40 mm çapında ve 200 mm uzunluğunda pirinç, bakır ve alüminyum malzemeler 3, 6, 9 derecelik ön boşluk açısına sahip takımlarla, 30-120 m/dk.'lık kesme hızı ve 0.06-0.14 mm/dev ilerleme hızı aralıklarında ayrı ayrı tornalanmıştır. Takım tutucular tezgâh taretine bağlı olan dinamometreye yardımcı bir aparat kullanılarak bağlanmıştır. Yapılan kesmeler neticesinde statik kesme kuvvetleri elde edilmiştir.

6.2.1. Kesme kuvveti katsayılarının hesaplanması

Kesme kararlılığının tespitinde kullanılacak olan ilerleme doğrultusundaki (K_f) ve teğet doğrultusundaki (K_t) kesme kuvveti katsayıları statik kesme deneylerinden elde edilen kuvvetler kullanılarak Bölüm 4 ile verilen (4.27) denklemleri aracılığıyla hesaplanmıştır. Yapılan her bir takım ve işparçası bağlantı düzenine ait deneyler neticesinde elde edilen verilerle hesaplanan kesme kuvveti katsayıları Tablo 6.2 ile verilmiştir. Bu katsayılar, bu bölümün ilerleyen aşamalarında düşük kesme hızlarındaki takım ucunun malzemeye dalmasıyla meydana gelen süreç kararlılığının tespitinde de kullanılmıştır.

Tablo 6.2. Kesme kuvveti belirlenmesinde kullanılan deney planı.

Sıra No	Malzeme (Çekme dayanımı)	Kesme hızı	Ön boşluk açısı	İlerleme	Talaş derinliği	İlerleme yönü kesme kuvveti katsayısı	Teğet yönü kesme kuvveti katsayısı
	$\sigma_Ç$ (MPa)	V (m/dk)	γ (Derece)	f (mm/dev)	a (mm)	K_f *10^9 (N/m^2)	K_t *10^9 (N/m^2)
1	380	30	3	0.06	0.5	0.93	1.43
2	380	30	3	0.06	1	0.80	1.22
3	380	30	3	0.06	1.5	0.61	1.11
4	380	30	6	0.1	0.5	0.77	1.16
5	380	30	6	0.1	1	0.70	1.14
6	380	30	6	0.1	1.5	0.64	1.13
7	380	30	9	0.14	0.5	0.59	1.37
8	380	30	9	0.14	1	0.52	1.14
9	380	30	9	0.14	1.5	0.50	1.02
10	225	60	3	0.14	0.5	0.69	1.48
11	225	60	3	0.14	1	0.55	1.17
12	225	60	3	0.14	1.5	0.44	1.02
13	225	60	6	0.06	0.5	0.95	1.89
14	225	60	6	0.06	1	0.87	1.55
15	225	60	6	0.06	1.5	0.76	1.24
16	225	60	9	0.1	0.5	1.06	1.88
17	225	60	9	0.1	1	0.87	1.67
18	225	60	9	0.1	1.5	0.68	1.42
19	310	120	3	0.1	0.5	0.81	1.19
20	310	120	3	0.1	1	0.63	0.93
21	310	120	3	0.1	1.5	0.55	0.78
22	310	120	6	0.14	0.5	0.95	1.27
23	310	120	6	0.14	1	0.85	1.11
24	310	120	6	0.14	1.5	0.71	0.83
25	310	120	9	0.06	0.5	0.74	1.34
26	310	120	9	0.06	1	0.66	1.17
27	310	120	9	0.06	1.5	0.56	1.01

6.2.2. Kesme kuvveti katsayılarının analizi

Kesme kuvveti katsayılarının kesme koşullarına ve işparçası malzemesine olan bağlılığı, istatistikî varyans analizi (analysis of variance-ANOVA) yöntemi ile araştırılmıştır. ANOVA, tepkiler (K_f ve K_t) üzerinde en etkili olan parametre veya parametrelerin ($\sigma_Ç, V, f, \gamma$ ve a) belirlenmesinde kullanılır. Tablo 6.3 ve Tablo 6.4

ile verilen ilerleme ve teğetsel doğrultudaki kesme kuvveti katsayıları için yapılan varyans analizindeki *DF* ifadeleri her bir parametre için serbestik derecesini gösterir. Deneylerdeki her parametre n=3 seviyelidir. Serbestlik derecesi parametre seviyesinden 1 çıkartılarak (n-1) belirlenir. Dolayısıyla parametrelerin ayrı ayrı serbestlik dereceleri 2 olarak bulunur. *SS* kareler toplamını, *MS* kareler ortalamasını, *F* parametre etkisini, P ihtimal değerini ve R^2 regresyon denkleminin tahmin geçerliliğini ifade eder. Burada yapılan analizlerde %95 (α=0.05) güven aralığı kullanılmıştır. Tablolardaki *P* değerlerinin 0.05'e eşit veya küçük olması durumları, parametrenin tepki üzerinde etkili olduğunu gösterir. Fakat buradaki etkinin büyüklüğü *F* kısmından daha net görülebilir. Meydana gelen etkinin daha da anlaşılır olabilmesi için etkileme/katkı oranlarını gösteren *PC* (percentage contribution) ifadesi ANOVA tablolarına eklenmiştir.

Genel olarak ANOVA tablosundaki *P* değerleri her bir katsayının önemini kontrol etmek için kullanılır. *P*<0.05 olması, katsayıya ilişkin korelâsyonun önem derecesinin fazla olduğunu göstermektedir. Buna göre Tablo 6.3 incelendiğinde K_f üzerinde en etkili olan faktörün %35.48 *PC* oranıyla talaş derinliği olduğu görülmektedir. *P* değerleri için belirlenen %95 güven aralığı dikkate alındığında K_f üzerinde etkili olan diğer parametreler sırası ile ilerleme (%27.37), kesme hızı (%14.21), ön boşluk açısı (%11.70) ve çekme dayanımı (%5.62) olarak tespit edilmiştir.

Tablo 6.3. K_f için varyans analizi.

Sembol	*DF*	*SS*	*MS*	*F*	*P*	*PC* (%)	R^2 (%)
$\sigma_Ç$	2	0.036273	0.018136	7.99	**0.004***	5.62	
V	2	0.091777	0.045888	20.21	**0.000***	14.21	
γ	2	0.075608	0.037804	16.65	**0.000***	11.70	
f	2	0.176844	0.088422	38.94	**0.000***	27.37	94.42
a	2	0.229238	0.114619	50.47	**0.000***	35.48	
Hata	16	0.036333	0.002271				
Toplam	26	0.646073					

* Koyu renkle gösterilen parametreler, tepkiler üzerinde %95 güven aralığında etkilidir.
DF:Serbestlik derecesi, *SS*:Kareler toplamı, *MS*: Kareler ortalaması, *F*:F-testi değeri, *P*:Permütasyon testi varyansı (Önemlilik) *PC*: Yüzde katkı oranı

Tablo 6.4 incelendiğinde ise belirlenen kesme parametre seviyeleri için %40.42 *PC* oranıyla çekme dayanımının K_t üzerinde en etkili parametre olduğu görülmektedir. Buna paralel ikinci en etkili parametre ise %33.55 oranı ile talaş derinliği olmuştur. Tabloda verilen diğer parametre etkilerinin katkı oranlarının düşük gerçekleşmesine

rağmen güven aralığı dâhilinde ön boşluk açısı (%8.11), kesme hızı (%8.08) ve ilerleme (%6.83) sıralamasıyla etkili olduğu söylenebilir.

Tablo 6.4. K_t için varyans analizi.

Sembol	*DF*	*SS*	*MS*	*F*	*P*	*PC* (%)	R^2 (%)
$\sigma_Ç$	2	0.79834	0.39917	53.07	**0.000***	40.42	
V	2	0.15963	0.07982	10.61	**0.001***	8.08	
γ	2	0.13494	0.06747	8.97	**0.002***	8.11	
f	2	0.09942	0.04971	6.61	**0.008***	6.83	93.92
a	2	0.66268	0.33134	44.06	**0.000***	33.55	
Hata	16	0.12034	0.00752				
Toplam	26	1.97535					

* Koyu renkle gösterilen parametreler, tepkiler üzerinde %95 güven aralığında etkilidir.
Tablodaki kısaltmaların açıklamaları için Tablo 6.3'a bakınız.

Yukarıda K_f ve K_t için yapılan ANOVA analizlerinin geçerlilik oranları oldukça yüksek gerçekleşmiştir ($R^2_{K_f} = 0.9442$, $R^2_{K_t} = 0.9392$). Dolayısıyla yapılan deneyler sonucu elde edilen kuvvetleri kullanmak suretiyle Matlab yazılımı üzerinde oluşturulan bir program aracılığıyla hesaplanan K_f ve K_t değerlerinin tahmini amacıyla bir model geliştirilebilir. Buna göre tepkiler üzerindeki etkili parametrelerin tamamını dikkate alındığı K_f ve K_t ifadeleri üssel fonksiyonlar halinde formülize edilebilir;

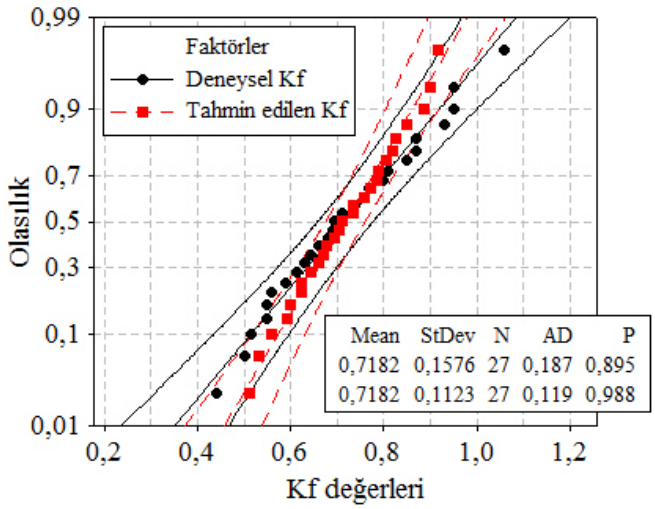
$$K_f = c.\sigma_Ç^k.V^l.\gamma^m.f^n.a^p$$
$$K_t = c.\sigma_Ç^k.V^l.\gamma^m.f^n.a^p \qquad (6.1)$$

burada *c, k, l, m, n* ve *p* bulunması gereken sabit değerlerdir. Bölüm 6.5'te varılan netiye göre spesifik kesilme direncinin malzemenin çekme dayanımına göre değiştiği sonucuna varılmıştır. Bu yüzden kesme kuvveti katsayılarının hesaplanması amacıyla türetilen üssel ifadelerde kullanılan malzeme faktörünün sembolü $\sigma_Ç$ (çekme dayanımı) olarak verilmiş ve hesaplamalarda her bir malzemeye ait çekme dayanımı değerleri kullanılmıştır. (6.1) eşitliklerindeki katsayı ve üssel bilinmeyenleri bulabilmek için deney parametreleri ve hesaplanan kesme kuvveti katsayıları üzerinde en küçük kareler

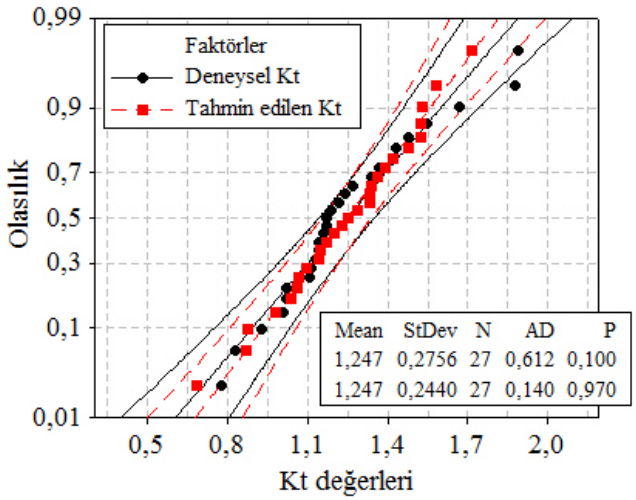
yöntemi kullanılarak regresyon analizi yapılırsa, K_f ve K_t üssel fonksiyonları aşağıdaki gibi olur;

$$K_f = 1.226\ \sigma_{Ç}^{-0.207}\ V^{0.016}\ \gamma^{-0.052}\ f^{-0.259}\ a^{-0.279}$$
$$K_t = 8.564\ \sigma_{Ç}^{-0.441}\ V^{0.107}\ \gamma^{0.081}\ f^{-0.101}\ a^{-0.275} \qquad (6.2)$$

Şekil 6.4 ve Şekil 6.5'te ise %95 güven aralığı dâhilinde bulunan deneysel K_f ve K_t değerlerinin, tahmin edilen K_f ve K_t değerleri ile ilgili güven aralığı grafiği gösterilmiştir. Verilen grafiklerindeki sürekli siyah ve kesik kırmızı çizgiler arasında kalan noktaların yoğunluğu grafik için kullanılan tahmin modelinin geçerliliği hakkında bilgi verir. En ideal olanı ise nokta yoğunlunun belirlenen alanlar içerisinde orta kısımda kalmasıdır. Orta çizgideki nokta yoğunluğu ne kadar fazla ise model tahmin geçerliliği o kadar yüksektir. Aşağıda verilen grafiklerden anlaşılacağı gibi (6.2) eşitliği ile verilen modellerin K_f ve K_t tahmininde güvenle kullanılabileceği görülmektedir.



Şekil 6.4. K_f için güven aralığı tahmin grafiği.



Şekil 6.5. K_t için güven aralığı tahmin grafiği.

6.3. Dinamik Kesme Deneyleri

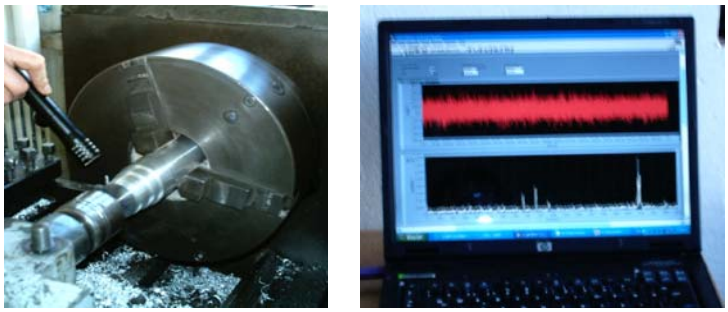
Bir talaş kaldırma operasyonu esnasında takım işparçası arayüzünde meydana gelen ve tırlama oluşumuna neden olan değişken kuvvetleri bastıracak yönde etki eden kuvvetler, süreç sönümleme kuvvetleri olarak bilinir. Bu olaya ise süreç sönümleme olayı adı verilir. Özellikle düşük kesme hızlarında oluşan bu yapının net olarak anlaşılması, endüstriyel anlamda tırlama titreşimlerinin doğurduğu problemlerin giderilmesinde en pratik yöntemlerin bulunmasına neden olacaktır. Literatürde sınırlı sayıda rastlanan tornalama operasyonlarındaki süreç sönümleme oranlarının tespiti için yapılan çalışmalara ilaveten bu çalışmada deneysel ve matematik olarak daha sonraki çalışmalara ışık tutabilecek yeni bir yaklaşım sunulmuştur. Süreç sönümlemenin yaklaşık %90 oranla takım ucunun işparçasına dalmasından kaynaklandığı (Türkeş 2007) öngörüsü üzerine şekillendirilen bu çalışmada talaş kaldırma uygulamalarında kullanılan faktörlerin sönümleme oranı üzerinde ne kadar etkili olduğu istatistikî CYA yaklaşımı ile araştırılmıştır. Daha sonra etkili parametrelerin maksimum talaş derinliği ve sönümleme oranları kriterine göre optimizasyonu yapılarak en ideal parametre kombinasyonu tespit edilmiştir. Bu tür çalışmalarda daha önceden uygulanmamış olan CYA analizi yardımıyla imalat esnasında (deneylerde kullanılan malzeme türleri için) "*hangi malzemeye hangi kesme parametreleri?*" kullanılması gerektiği sorusunun cevabı bulunmuş olacaktır.

Sonuç olarak bu bölümde farklı işparçası malzemeleri üzerinden farklı ön boşluk açılı takımlar kullanılarak değişik talaş derinliklerinde dinamik kesme işlemi

gerçekleştirilmiştir. Yapılan değerlendirmelerle tornalama operasyonları için süreç sönümlemesi üzerine pozitif etki yapan şartların tespiti yapılmıştır.

6.3.1. Tornalama deneyleri ve sonuçların analizi

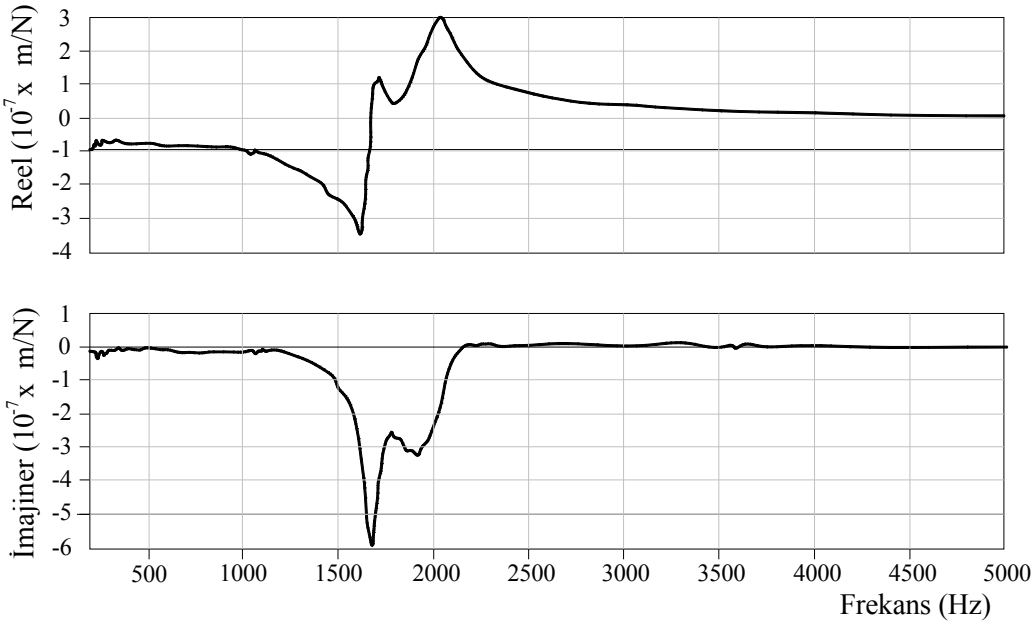
Dinamik kesme deneyleri, süreç sönümleme oranlarının belirgin şekilde etkili olacağı mil hızlarının en yükseğinden başlayarak düşük olan mil hızlarına doğru değiştirilmek suretiyle gerçekleştirilmiştir. Deneylerde Bölüm 5'te detayları verilen üç farklı takım tutucu ve bu tutuculara uygun kesici uçlar kullanılmıştır. Her bir mil hızı uygulamasında, kesilen malzeme üzerinde tırlama frekansına (doğal frekansa denk olan frekansa) ulaşılan talaş derinliği yakalanana kadar derinlik değeri kademeli olarak artırılmıştır. Tırlamanın başladığı kararlı kesme derinliğinin tespiti ise mikrafon aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Alınan ses frekanslarının LabVIEW yazılımı üzerinde oluşturulmuş bir program sayesinde, modal analizle bulunan sistemin doğal frekansına denk olduğu gözlendiği anda tırlamanın başladığı kararına varılmıştır. Bu andaki kesme derinliği ise karalı kesme derinliği olarak belirlenmiştir. Yine statik kesme deneylerinde olduğu gibi dinamik kesme deneylerinde de 40 mm çap ve 200 mm boy ölçülerine sahip pirinç, bakır ve alüminyum malzemeler kullanılmıştır. Yapılan dinamik kesme deneyleri, statik kesme deneylerinde kullanılan kesici takım ve tutucuları kullanılarak TOS SN50C tipli üniversal torna tezgahı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Deneylerde ilerleme değeri olarak tırlamanın daha erken zamanda yakalanabilmesi amacıyla tezgahın izin verdiği minimum ilerleme değeri olan 0,06 mm/dev alınmıştır. Bu değerin artırılması mümkündür ancak 70 mm sarkıtılmak (overhang) suretiyle bağlantısı yapılan takıma gelen yükün biraz daha az olması kesme güvenliği açısından da önemlidir. Herbir takım tutucu için ayrı ayrı yapılan tornalama operasyonlarında alınan ses frekanslarının laboratuvar ortamında kaydını gösteren örnek bir fotoğraf Şekil 6.6 ile verilmiştir.



a) b)

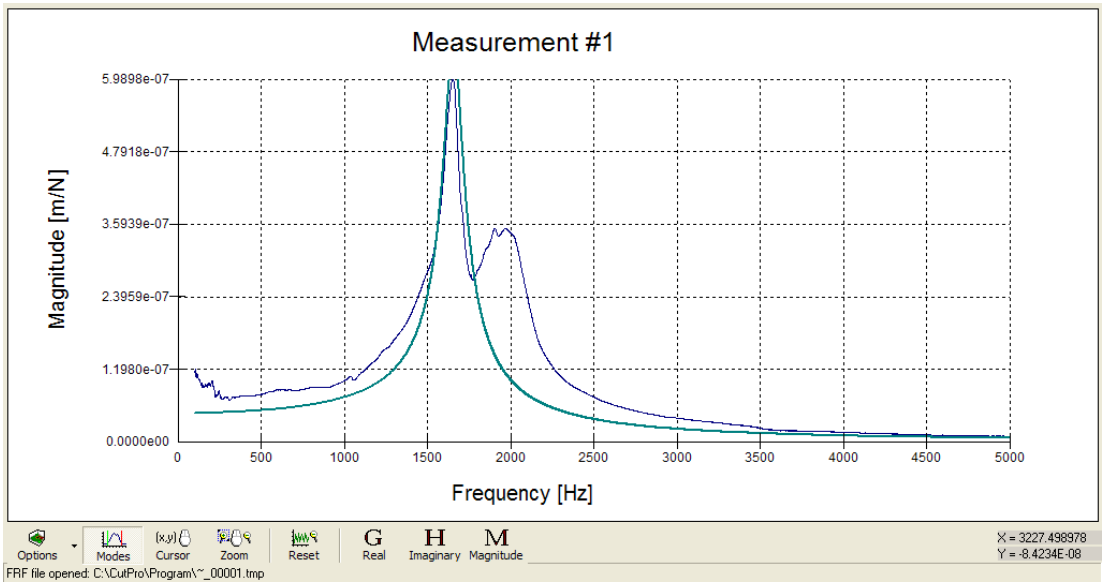
Şekil 6.6. Ses frekanslarının kaydedilmesi
a) Mikrofon testi
b) LabVIEW görüntüsü

Yapısal modal parametrelerin bulunabilmesi için yapılan modal analiz neticesinde elde edilen transfer fonksiyonunun reel ve imajiner kısımları sadece 3 derece ön boşluk açısına sahip takım tutucu için diğer tutucuları da temsilen örnek olarak Şekil 6.7 ile verilmiştir.



Şekil 6.7. Takım tutucu sisteminin transfer fonksiyonunun reel ve imajiner grafikleri.

Buradaki aynı sistemin çekiçleme testi sonunda çizdirilen frekans domenindeki FTF grafiği Şekil 6.8 ile verilmiştir:



Şekil 6.8. Kesme sisteminin FTF grafiği ve yapısal sabitlerin elde edilmesi.

Şekil 6.7 imajiner kısmında ve Şekil 6.8 ile verilen grafiğin pik yaptığı noktalara ait frekans değerleri kesme sisteminin doğal frekansını yani tırlama frekansını göstermektedir. Şekil 6.8'de görüldüğü gibi kullanılan kesme sistemi için iki mod ortaya çıkmış ancak baskın mod (büyük pik) göz önüne alınarak sistem bir serbestlik dereceli olarak kabul edilmiştir.

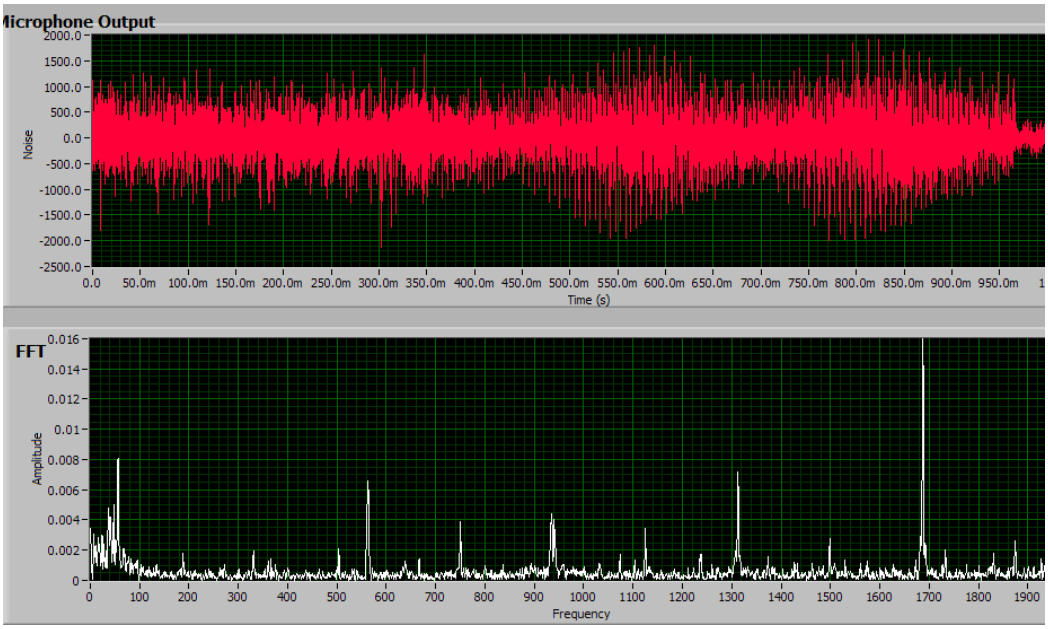
Deneylerde kullanılan takımlar, takım tutucular üzerine bağlandıklarında oluşan ön boşluk açılarındaki değişimler sisteme ait modal parametreleri değiştirmeyecektir. Ancak her seferinde aynı bağlantı konumunun sağlanması imkânsıza yakın ihtimalde olduğundan takım tutucular ayrı ayrı ve sadece ilerleme doğrultularında olmak şartı ile modal analize tabi tutulmuşlardır. Her üç takım tutucu için yapılan çekiçleme testi ve ses testleri ile elde edilen modal parametreler Tablo 6.5 ile verilmiştir.

Tablo 6.5. Ölçülen modal parametreler.

Takım tutucu boşluk açıları	Tırlama frekansı ω_t (Hz)	Doğal frekans ω_n (Hz)	Yapısal sönümleme oranı ζ (%)	Rijitlik*10^7 k (N/m)
3°	1687	1660	0.0356	2.131
6°	1658	1644	0.0369	2.118
9°	1662	1656	0.0361	2.124

Tablo 6.5 ile verilen ω_t tırlama frekansı, ω_n doğal frekans, ζ sönümleme oranı ve k modal rijitliktir. Yukarıdaki çizelgede tırlama frekansı ω_t değeri, belli bir ilerleme

ve mil hızında kesme derinliklerinin kademeli olarak artırılmasıyla yapılan ses testiyle elde edilmiştir. Uygulanan herhangi bir talaş derinliği ile yapılan kesme esnasında alınan ses frekans değerleri Tablo 6.5 ile verilen ω_n değerine eş veya yakın olduğunda tırlamanın başladığı görülmüş ve bu talaş derinliği kararlı kesme sınır değeri olarak not alınmıştır. Her bir takım tutucu ile yapılan ses testleri ile elde edilen tırlama frekeans grafiklerini temsilen 3 derece ön boşluk açısına sahip takım tutucuya ait tırlama frekans grafiği Şekil 6.9 ile verilmiştir.



Şekil 6.9. Ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.

Yukarıdaki şekilden anlaşılacağı gibi kesme sisteminin tırlama frekansı baskın modun doğal frekansına denk veya biraz üzerinde bulunmaktadır. Aynı kesme sistemindeki (yani kater bağlantısındaki) değişik kesme hızları için de tırlama frekansı yine bu değerin civarında gerçekleşmiştir. Burada kesme derinliği arttıkça tırlama frekansının bir miktar daha doğal frekans değerine göre büyüdüğü gözlemlenmiştir.

6.4. Simülasyon ve Deneysel Sonuçların Analizi

6.4.1. Kararlı kesme sınırlarının deneysel olarak tespiti

Değişik kesme hızlarındaki kararlı kesme derinliklerinin tespit edilmesi için tırlamanın başladığı kesme derinliği, ses testi aracılığıyla belirlenir. Bunun için torna

tezgâhındaki en yüksek mil hızından başlanarak daha düşük hızlara doğru yapılan devir değişikliklerinde tırlama frekanslarına rastlanan talaş derinlikleri belirlenmiştir. Bu testlerde çalışılan mil hızları ve malzemeler için kesme testleriyle tespit edilen kararlı kesme derinlik değerleri Tablo 6.6-8 ile verilmiştir. Ara mil hızları için ise tablo değerleri kullanılarak enterpolasyon yapılabilir.

Tablo 6.6. 3° ön boşluk açılı takım için kararlı kesme derinlikleri (mm)

Mil hızları	Kesme hızları	İşparçası malzemeleri		
(dev/dk)	≅ (m/dk)	Pirinç	Bakır	Alüminyum
710	89	1.4	0.35	0.5
500	63	1.9	0.5	0.75
355	45	2.6	0.7	0.9
250	31	3.5	0.9	1.1
180	23	4.6	1.15	1.3
125	16	5.1	1.35	1.45
90	11	5.9	1.6	1.6

Tablo 6.7. 6° ön boşluk açılı takım için kararlı kesme derinlikleri (mm)

Mil hızları	Kesme hızları	İşparçası malzemeleri		
(dev/dk)	≅ (m/dk)	Pirinç	Bakır	Alüminyum
710	89	1.1	0.25	0.4
500	63	1.65	0.4	0.6
355	45	2.3	0.55	0.7
250	31	2.85	0.70	0.85
180	23	3.9	0.80	1.05
125	16	4.7	0.95	1.25
90	11	5.45	1.15	1.4

Tablo 6.8. 9° ön boşluk açılı takım için kararlı kesme derinlikleri (mm)

Mil hızları	Kesme hızları	İşparçası malzemeleri		
(dev/dk)	≅ (m/dk)	Pirinç	Bakır	Alüminyum
710	89	0.75	0.2	0.3
500	63	1.15	0.35	0.45
355	45	1.9	0.45	0.6
250	31	2.4	0.6	0.7
180	23	3.15	0.7	0.8
125	16	3.9	0.85	0.95
90	11	4.4	1.0	1.15

6.4.2. Süreç sönümleme oranlarının matematik model simülasyonu ile belirlenmesi ve analizi

Değişik mil hızları ve talaş derinliklerinde yapılan kesme testlerinden elde edilen kararlı kesme derinlik verileri kullanılarak, Bölüm 4.4 ile verilen prosedüre göre tespit edilen toplam süreç sönümleme değerleri Tablo 6.9-11 ile verilmiştir.

Tablo 6.9. 3° takım tutucu için toplam süreç sönümleme (ζ_{sT}) değerleri (%).

	Mil hızları (dev/dk)						
	710	500	355	250	180	125	90
Pirinç	0.0295	0.0479	0.0727	0.1031	0.1385	0.1539	0.1779
Bakır	0.0102	0.0248	0.0437	0.0620	0.0841	0.1012	0.1219
Alüminyum	0.0170	0.0371	0.0488	0.0641	0.0790	0.0899	0.1006

Tablo 6.10. 6° takım tutucu için toplam süreç sönümleme (ζ_{sT}) değerleri (%).

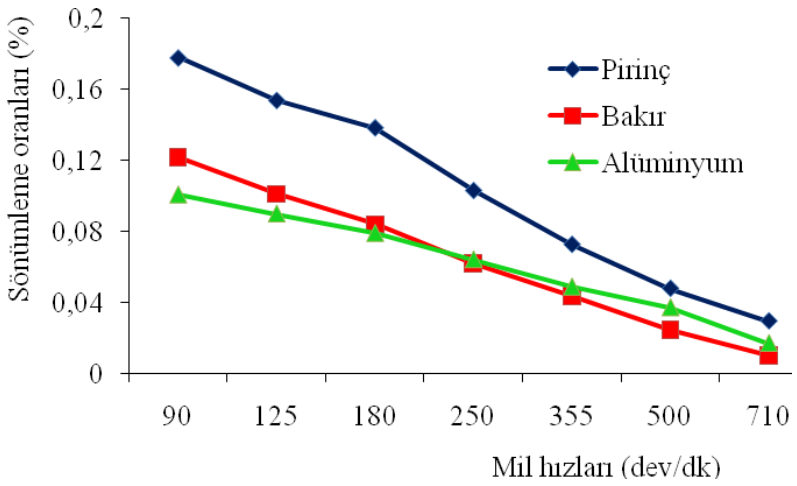
	Mil hızları (dev/dk)						
	710	500	355	250	180	125	90
Pirinç	0.0182	0.0388	0.0622	0.0813	0.1162	0.1416	0.1645
Bakır	0.0052	0.0151	0.0296	0.0437	0.0529	0.0664	0.0841
Alüminyum	0.0088	0.0268	0.0342	0.0449	0.0603	0.0753	0.0863

Tablo 6.11. 9° takım tutucu için toplam süreç sönümleme (ζ_{sT}) değerleri (%).

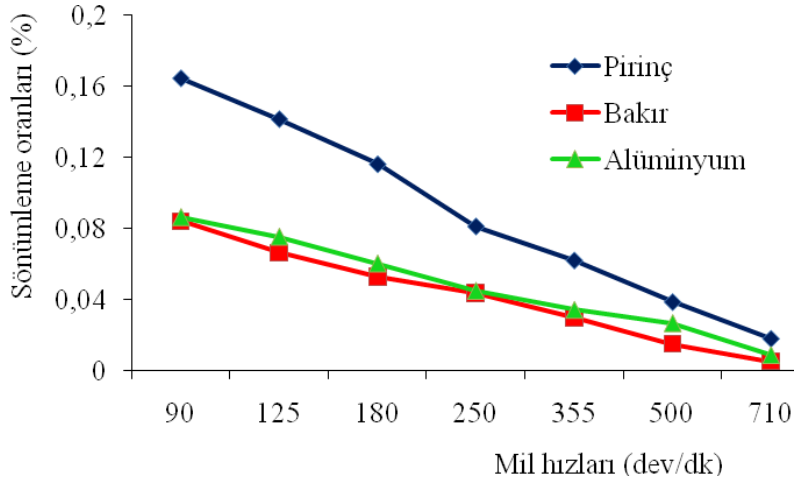
	Mil hızları (dev/dk)						
	710	500	355	250	180	125	90
Pirinç	0.0046	0.0201	0.0479	0.0657	0.0915	0.1162	0.1322
Bakır	0.0002	0.0102	0.0199	0.0343	0.0446	0.0574	0.0709
Alüminyum	0.0004	0.0129	0.0251	0.0331	0.0410	0.0527	0.0678

Sönümleme oranlarının mil hızlarına göre değişimlerinin daha anlaşılır olabilmesi için yukarıda verilen tablolardaki sönümleme değerleri takım tutucu ön boşluk açılarına göre gruplar halinde grafikleştirilmiştir (Şekil 6.10-12). Bahsedilen grafiklerin tümünde pirinç malzemeye ait sönümleme oranları en yüksek değerlerde olup buna mukabil birbirlerine çok yakın olarak okunan bakır ve alüminyum işparçası malzemelerine ait sönümleme oranları daha düşük seyretmiştir. Bu durumda, pirinç malzeme için imalat esnasında talaş kaldırma oranının, deneylerde kullanılan diğer

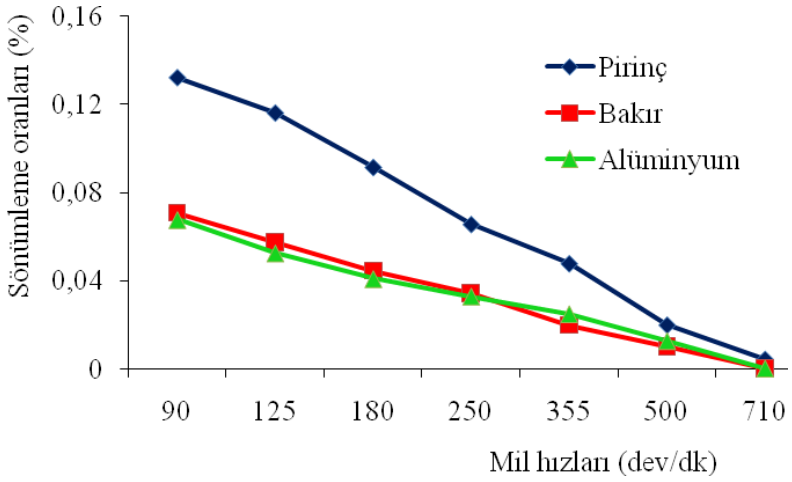
malzemelere göre daha yüksek olacağı tespiti yapılabilir. Yani süreç sönümleme etkisi bakır ve alüminyumda daha düşük seviyelerde kalmıştır. Dikkat çekici bir nokta olarak yine pirinç malzemeye ait grafiklerin eğimleri daha yüksek olup 710 dev/dk mil hızındaki sönümleme değerleri hemen hemen bakır ve alüminyum'un sönümlemelerine yakın hale gelmiştir. O halde endüstride pirinç malzeme işlenmesi esnasında mümkün olduğunca düşük mil hızlarının kullanılması işleme maliyeti, işleme zamanı ve çalışma rijitliği açısından bir zorunluluktur.



Şekil 6.10. 3° ön boşluk açılı takım tutucuya ait toplam süreç sönümleme oranlarının mil hızlarına göre değişimi.



Şekil 6.11. 6° ön boşluk açılı takım tutucuya ait toplam süreç sönümleme oranlarının mil hızlarına göre değişimi.



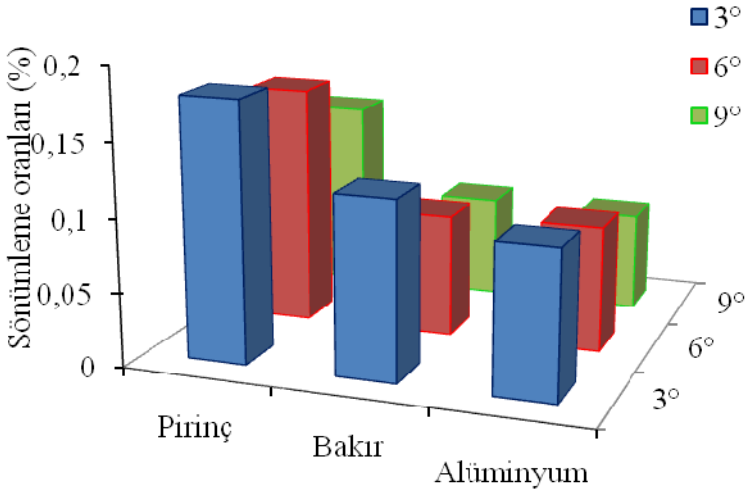
Şekil 6.12. 9° ön boşluk açılı takım tutucuya ait toplam süreç sönümleme oranlarının mil hızlarına göre değişimi.

Malzeme değişkeni ile sönümleme arasındaki ilişkiyi gösteren bir başka grafik grubu Şekil 6.13 ile verilmiştir. Bu grafikler malzeme-takım tutucu ön boşluk açıları kombinasyonlarının meydana getirdiği süreç sönümlemelerdeki % değişim değerlerini bulmakta kolaylık sağlayacaktır. Verilen grafikler 90 dev/dk'da meydana gelen sönümlemeler dikkate alınarak diğer mil hızları için de örnek olarak çizdirilmiş fakat % hesaplamalar tüm mil hızları dikkate alınarak hesaplanmıştır. % değişimler sırasıyla malzeme ve takım tutucu ön boşluk açıları sabit tutulmak şartı ile iki yönlü analiz edilebilir.

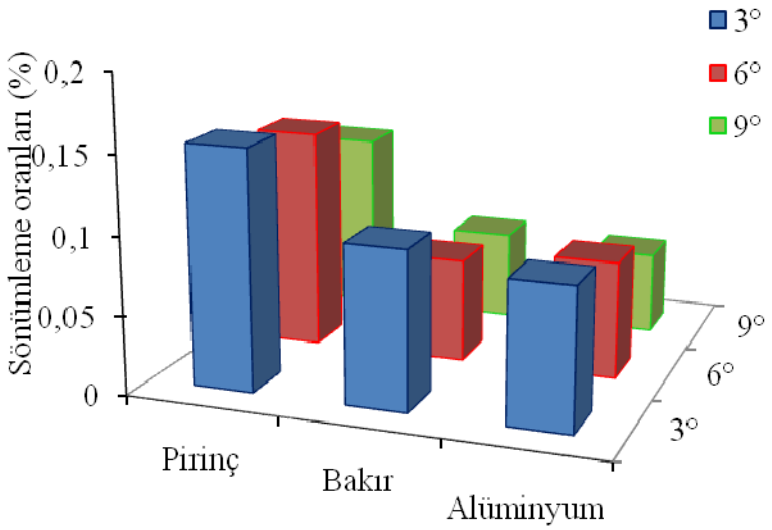
Şekil 6.13 ile verilen grafiğe bakıldığında 3° ön boşluk açısına sahip takım tutucu ile yapılan kesme işlemlerinin daha rijit yani sönümleme oranının daha yüksek olduğu açıkça görülmektedir. Pirinç malzeme için çalışılan tüm mil hızları dikkate alınarak 3° ön boşluk açısına sahip takım tutucunun kullanılmasıyla ortaya çıkan sönümleme oranının 6° ön boşluk açısına sahip takım tutucuya göre ortalama %23, 9° ön boşluk açısına sahip takım tutucuya göre ise ortalama %60 daha fazla olduğu hesaplanmıştır. Bakır için düşünülecek olursa bu oranlar sırasıyla %58, %87 yine alüminyum için ise %40 ve %79 olarak tespit edilmiştir.

Şekil 6.13 İkinci analiz yaklaşımıyla yani boşluk açıları sabit kabul edilip malzemeler dikkate alınarak incelenecek olursa, 3° ön boşluk açısına sahip takım tutucu ile yapılan kesme işlemlerindeki pirinç mazlemenin meydana getirdiği sönümleme bakır malzemenin meydana getirdiği sönümlemeye göre tüm mil hızları için ortalama %82 daha fazla, pirinç malzemenin alüminyuma göre %62 fazla fakat bakırın alüminyuma göre %7 daha az sönümleme gerçekleştridiği tespit edilmiştir. Yine 6° ön boşluk açısına

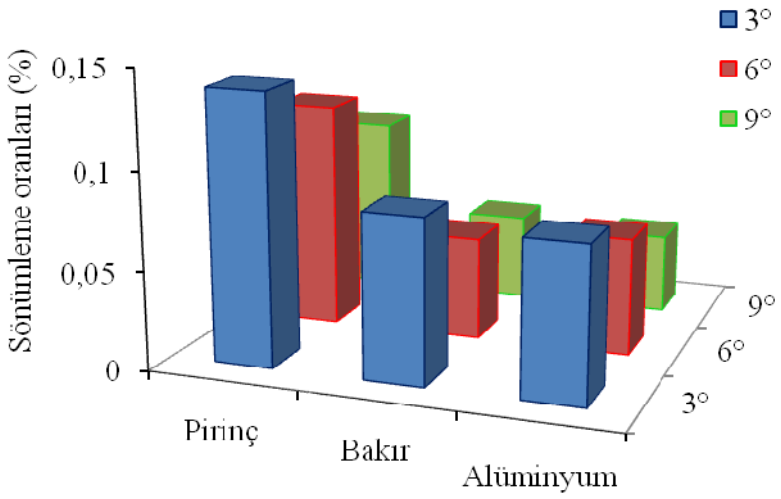
sahip takım tutucu için pirinç mazlemenin meydana getirdiği sönümleme, bakır malzemenin meydana getirdiği sönümlemeye göre tüm mil hızları için ortalama %133 daha fazla, pirinç malzemenin alüminyuma göre %83 fazla fakat bakırın alüminyuma göre %19 daha az sönümleme gerçekleştridiği tespit edilmiştir. Son olarak 9° ön boşluk açısına sahip takım tutucu için pirinç mazlemenin bakıra göre sönümleme artış oranı %103, pirinçin alüminyuma göre %97 ve bakırın alüminyuma göre artışı ise %-3 olarak hesaplanmıştır.



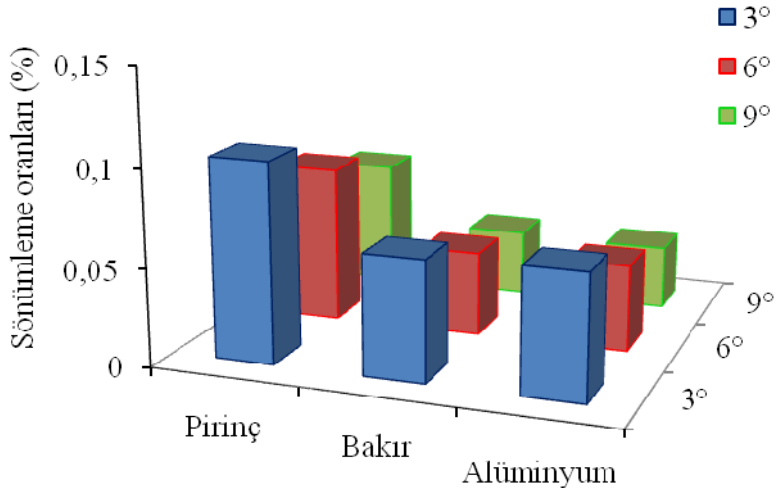
a)



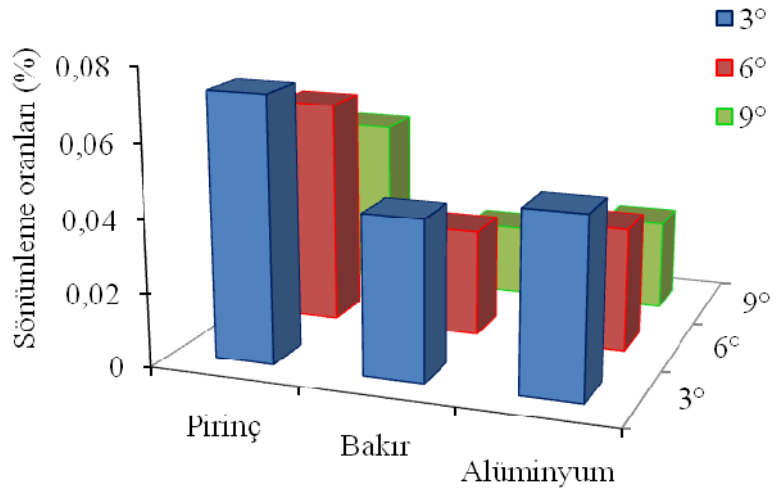
b)


3°
6°
9°
Sönümleme oranları (%)
0,15
0,1
0,05
0
Pirinç
Bakır
Alüminyum
9°
6°
3°

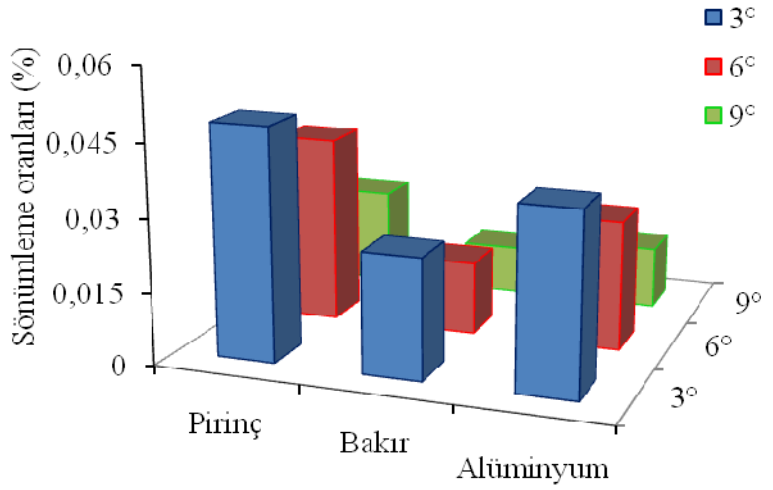
c)


3°
6°
9°
Sönümleme oranları (%)
0,15
0,1
0,05
0
Pirinç
Bakır
Alüminyum
9°
6°
3°

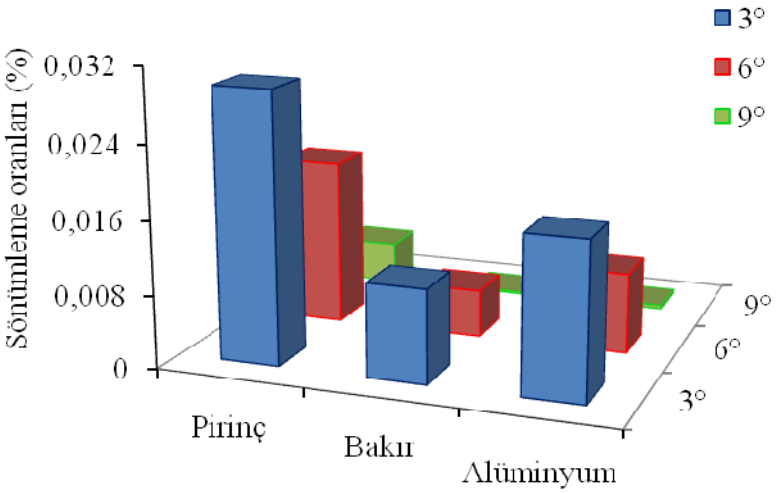
d)


3°
6°
9°
Sönümleme oranları (%)
0,08
0,06
0,04
0,02
0
Pirinç
Bakır
Alüminyum
9°
6°
3°

e)



f)



g)

Şekil 6.13. İşparçası malzemelerine göre sönümlemelerin değişimi, a) n=90 dev/dk, b) n=125 dev/dk, c) n=180 dev/dk, d) n=250 dev/dk, e) n=3550 dev/dk, f) n=500 dev/dk, g) n=710 dev/dk

6.5. Süreç Sönümleme Oranlarının Doğrulanması

Toplam süreç sönümleme oranlarını (ζ_{sT}) oluşturan yapısal (ζ_{sy}) ve batmadan kaynaklı (ζ_{sb}) sönümlemelerin eldesinde kullanılan yöntemin geçerliliğini ispat amacıyla doğrulama işlemi uygulanmıştır. Bu işlem, batma enerjisi yaklaşımı ile türetilen (4.22) eşitliği kullanılarak hesaplanan spesifik kesilme direnci (f_{sp}) sabitinin, karşılaştırma sabiti olan f_{sp}^{*} değeri ile kıyaslanması şeklinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışma kapsamında yapılan tornalama operasyonlarında baskın olan titreşim modunun ilerleme doğrultusunda gerçekleşmesi nedeniyle hesaplamalar sadece x

yönünde tek serbestlik dereceli olarak yapılmıştır. Hesaplamalarda ortalama sürtünme katsayısı $\mu = 0.3$ olarak kabul edilmiştir (Bailey, 1975; Lee ve ark., 1995).

f_{sp} değerlerinin doğrulanması amacıyla hesaplanan f_{sp}^{*} değerlerinin bulunabilmesi için ise ilk olarak (4.51) eşitliğinden, batma hacminin değişiminden oluşan c_{px} değeri bulunur. Bulunan değer (4.6) eşitliğinde yerine yazılarak ilerleme doğrultusundaki batmadan kaynaklı batma kuvveti ($f_{cx}(t)$) hesaplanır. (4.23) eşitliğinden çekilen ve f_{sp}^{*} değeri olarak bulunan ifade;

$$f_{sp}^{*} = \frac{f_{cx}(t)}{V_h} \tag{6.3}$$

Şeklinde gösterilir. Burada takımın batma hacmi (V_h) (4.17) ve (4.18) eşitlikleri ile bulunur.

Malzeme değişimine bağlı olarak her iki hesaplama sonucunda bulunan f_{sp} ve f_{sp}^{*} değerleri Tablo 6.12 ile verilmiştir.

Tablo 6.12. Spesifik kesilme direnci ve karşılaştırma değerleri.

Malzeme	f_{sp} (N/m^3)	f_{sp}^{*} (N/m^3)
Pirinç	6.63 x 10^9	6.74 x 10^9
Bakır	3.95 x 10^9	4.02 x 10^9
Alüminyum	5.36 x 10^9	5.48 x 10^9

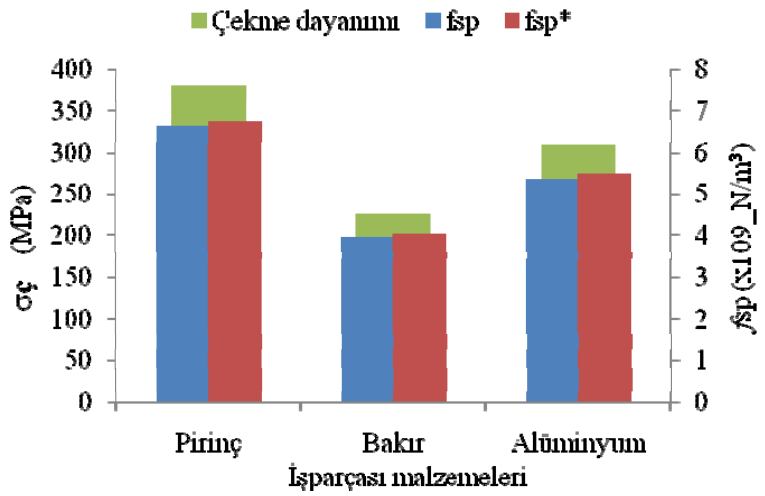
Yukarıdaki tabloda gösterilen spesifik kesilme direnci ve karşılaştırma değerlerinin birbirlerine oldukça yakın seyretmesi, takım ucu batmasının dikkate alınarak geliştirilen süreç sönümleme modelinin doğruluğunu deneylerde kullanılan malzemeler için ispatlamaktadır. Batma kuvvetlerinin elde edilmesinde kullanılan f_{sp} değerinin, işparçası malzemesinin hangi mekanik özelliklerine göre değiştiğinin tespiti malzemeye bağlı kararlı kesme şartlarının gerçekleşebilmesi için son derece önem taşımaktadır. Bir kıyaslama yapılabilmesi amacıyla deneylerde kullanılan her bir işparçası malzemelerine ait akma dayanımı (σ_A), çekme dayanımı ($\sigma_Ç$) ve elastikiyet modülü (E) değerlerinin bulunduğu Tablo 6.13 aşağıda verilmiştir.

Tablo 6.13. İşparçası malzemelerinin mekanik özellikleri *

İşparçası malzemesi	Akma dayanımı σ_A (MPa)	Çekme dayanımı $\sigma_Ç$ (MPa)	Elastisite modülü E (Gpa)
Pirinç (UNS C33200)	140	380	100
Bakır (UNS C10100)	90	225	117
Alüminyum (6061-T6)	276	310	69

* Tabloda bulunan değerler www.matweb.com adresinden alınmıştır.

Tablo 6.12 ve Tablo 6.13 incelendiğinde f_{sp} değerlerinin çekme dayanımı değerleri ile paralellik gösterdiği gözlenmektedir. Değerler arasındaki ilişkilerin daha açık olarak ifadesi Şekil 6.14 ile aşağıda verilmiştir.



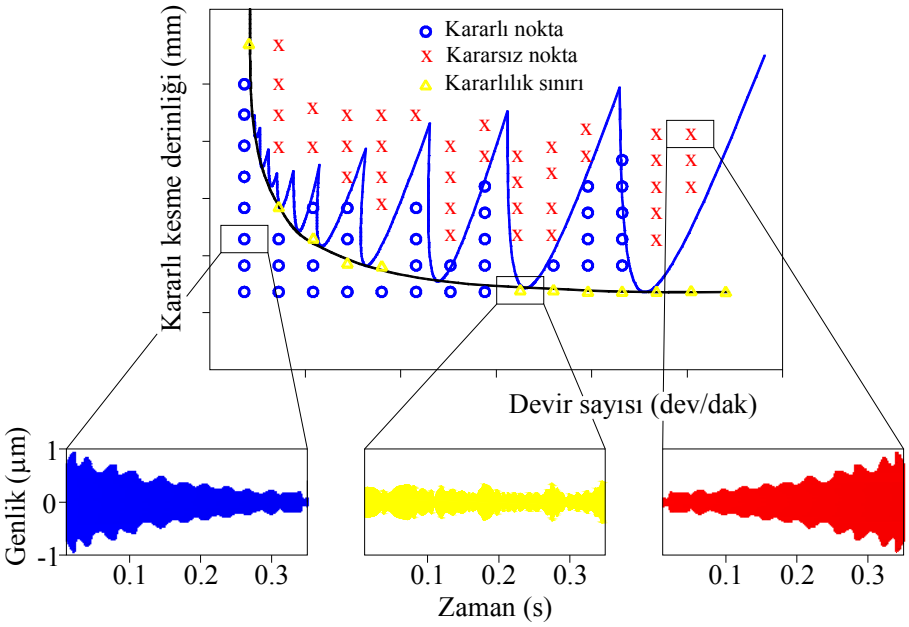
Şekil 6.14. İşparçası çekme dayanımı ile spesifik kesilme direncinin ilişkilendirilmesi.

Bir malzemeye çekme dayanımı noktasında uygulanan kuvvet, malzemenin plastik deformasyona uğramasına sebep olacaktır. Buradan yola çıkarak f_{sp} değerlerinin çekme dayanımına olan oransal paralelliği, takım ucu temas bölgesindeki malzeme deformasyonunun plastik olarak gerçekleştiğine delil olarak kabul edilebilir.

Şekil 6.14 ile verilen grafikteki en düşük $\sigma_Ç$ değerine sahip bakır malzemenin plastik deformasyonu için gerekli olan kuvvetin diğer malzemelere göre düşük çıktığı gözlenebilir. Bu durumda, takım ucu ön boşluk yüzeyinin malzemeye kesme anında batması ile oluşan süreç sönümlemesini tetikleyen sönümleme kuvvetleri de deneylerde kullanılan diğer malzemeler için söz konusu olan kuvvetlerden daha az oluşmuştur. Yani bakırın spesifik kesilme direnci daha düşük gerçekleşmiş ve dolayısıyla süreç sönümleme mekanizması pasif olarak çalışmıştır.

6.6. Kararlılık Analizi

Tırlama teorisi üzerine yapılan çalışmaların amacı talaş kaldırma oranını yükseltebilmektir. Sadece kesme parametrelerinin optimizasyonu sayesinde gerçekleştirilebilecek bu hedefe ulaşmada tırlama teorileri tarafından oluşturulan ve talaş derinliği ile mil hızı arasındaki ilişkiyi açığa çıkartan kararlılık diyagramlarından faydalanılır. Bu çalışmada çizdirilen tırlama-kararlılık diyagramları, kesme işlemi esnasındaki kararlı veya kararsız noktaların tespiti amacıyla literatürlerde (Smith ve Tlusty 1993, Merdol ve Altintas 2004, Eynian 2010) belirtilen kararlılık diyagramı oluşturma yönteminin, tersine çalıştırılması suretiyle elde edilmiştir. Şekil 6.15 ile verilen örnek bir kararlılık diyagramı üzerinde kararlı, kararsız ve kararlılık sınırını belirten noktalar sırasıyla mavi, kırmızı ve sarı renkli sembollerle ifade edilmiştir. Kırmızı yani kararsız kesme şartlarının oluşacağını ifade eden noktaların oluşturduğu bölgede iken yapılan kesme testi sonucu elde edilen mikron cinsinden takım ucu yerdeğişim genliğinin gittikçe artarak stabil kesme durumundan uzaklaşıldığını göstermektedir. Burada oluşan toplam (yapısal+dalmadan kaynaklı) süreç sönümleme, meydana gelen titreşimin sönümlenmesi için yeterli enerjiye sahip değildir. Bu aksine süreç sönümlemenin kesme kararlılığını artırıcı etkisi, mavi ile işaretli noktaların oluşturduğu bölgelerde titreşimin giderek azalmasının sebebi olarak ifade edilir. Sarı ile işaretli noktalarda ise kararlı kesme sınır değerleri kullanılarak kesme süreci gerçekleştirilmiş olur. Burada meydana gelen titreşim genliği kararlı ve sürekli bir yapıda kendini göstereceği grafik altındaki zamana bağlı takım ucu yerdeğişim genliğini gösteren grafiklerden rahatlıkla görülebilir. Yapılan deneysel çalışmalarda kararsız kesmenin gerçekleştiği noktada iken meydana gelen ses frekansının sistemin doğal frekans değerine yakın veya civarında gerçekleştiği gözlenmiştir. Her bir lobun altında kalan alan, kararlı kesme alanı olarak tarif edilse de seçimin daha güvenli yapılabilmesi için asimtotik eğri olarak verilen kararlı kesme sınırı ($a_{\lim}$) altındaki alan içerisinde kalmak seçim güvenliği için daha doğru olacaktır.

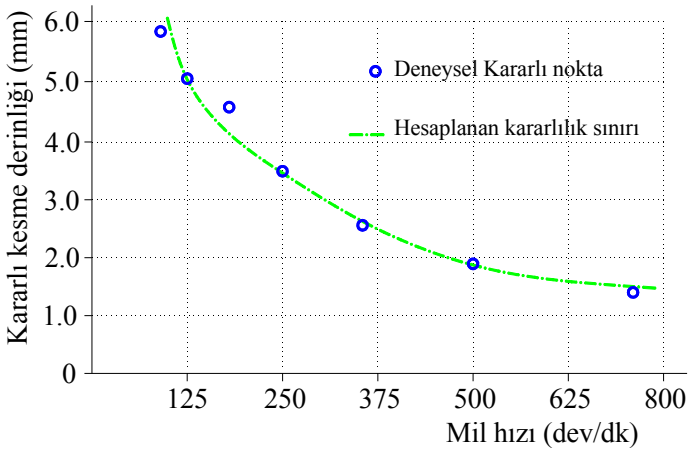


Şekil 6.15. Kararlılık diyagramının kullanılması.

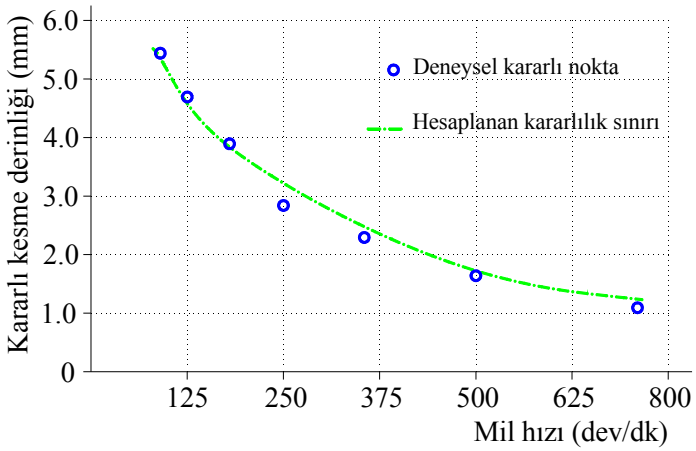
Her bir işparçası malzemesi için deneysel çalışmalarla belirlenen kararlı kesme noktalarının, Bölüm 4.4'te verilen hesaplama prosedürlerine göre toplam süreç sönümleme miktarlarının dikkate alınmasıyla elde edilen kararlılık sınırı ile olan uyumu Şekil 6.16 ile grafik grubu olarak verilmiştir. Grafiklerden anlaşılacağı gibi maksimum süreç sönümlemeler en düşük mil hızlarında, minimum süreç sönümlemeler ise en yüksek mil hızlarında gerçekleşmektedir. Toplam süreç sönümleme oranlarına göre hesaplanarak oluşturulan eğriler, kararlılık loblarının en altındaki noktalardan geçen asimtotik eğriler şeklinde çizdirilmiştir. Aslında asimtotik eğrinin üstünde kalan bölgenin tamamı kararsız bölge olarak tanımlanamaz (Bkz. Şekil 6.15). Her bir kararlılık lobunun altındaki bölgenin kararlı bölge olduğu kabulü ile aşağıda verilen kararlılık grafiklerinde kararsız noktaların bir kısmı kararlı bölge içinde, kararlı noktaların bir kısmı da kararsız bölge içinde kalacaktır. Ancak asimtotik eğrilerin altında kalan her nokta, güvenle kararlı talaş derinliği olarak kullanılabilir. Bu yüzden grafiklerdeki kararlı kesme derinliği sınırları altında kalan kısımlar kararlı, üstünde kalan kısımlar ise kararsız bölgeler olarak kabul edilebilir.

Sonuç olarak hem deney hem de hesaplama neticesinde tüm malzemelere ait grafiklerde yüksek oranda uyum gözlenmiştir. Burada takımın işparçasına dalmasıyla meydana gelen süreç sönümlemesinin dikkate alındığı matematik modelin doğruluğu grafiklerdeki uyumla ispatlanmış olmaktadır. Dolayısıyla, oluşturulan modelin diğer

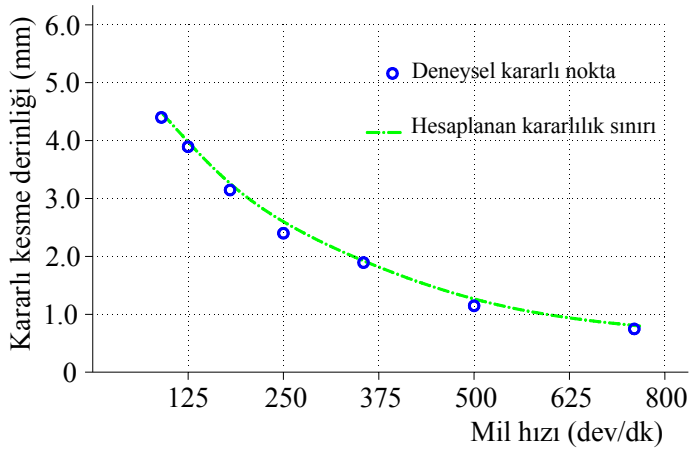
uygulamalardaki kesme koşullarına göre adapte edilip güvenle kullanılabileceği görülmüştür.



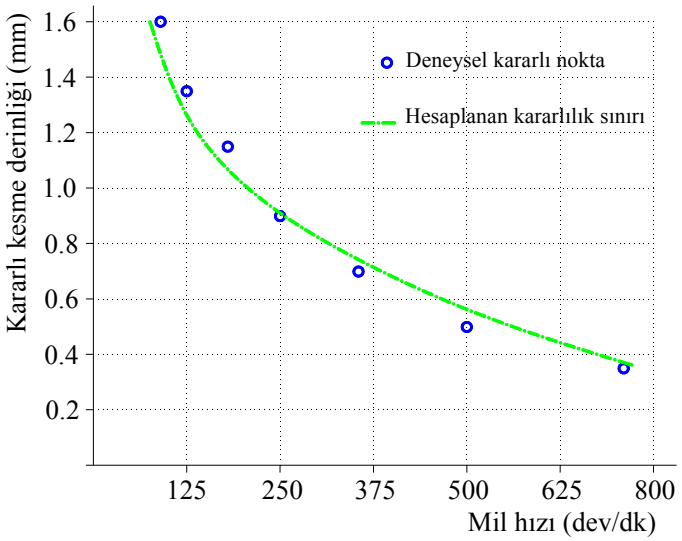
a)



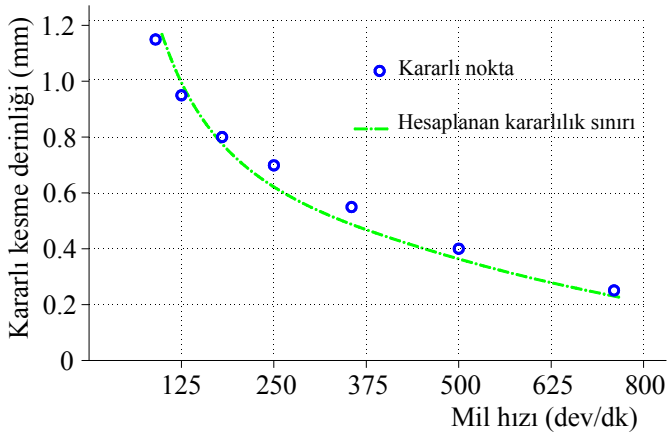
b)



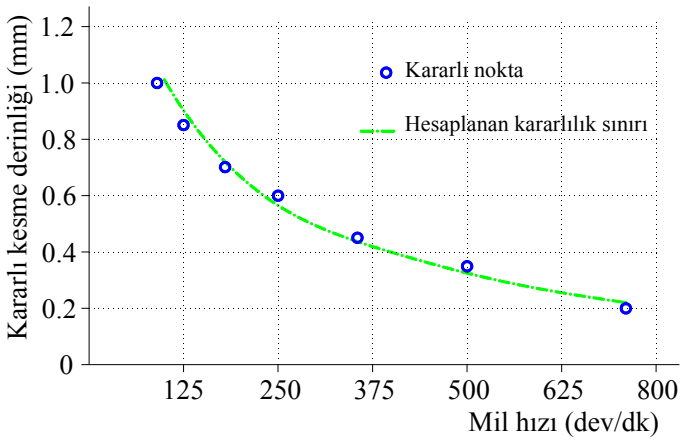
c)


Kararlı kesme derinliği (mm)
1.6
1.4
1.2
1.0
0.8
0.6
0.4
0.2
Deneysel kararlı nokta
Hesaplanan kararlılık sınırı
125
250
375
500
625
800
Mil hızı (dev/dk)

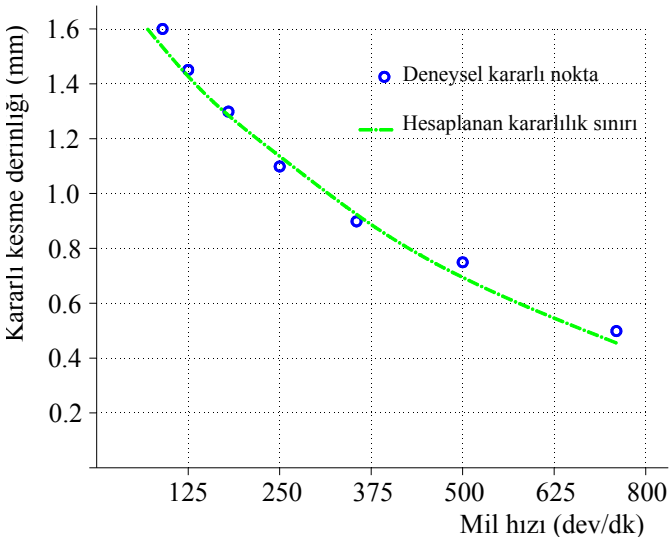
d)


Kararlı kesme derinliği (mm)
1.2
1.0
0.8
0.6
0.4
0.2
0
Kararlı nokta
Hesaplanan kararlılık sınırı
125
250
375
500
625
800
Mil hızı (dev/dk)

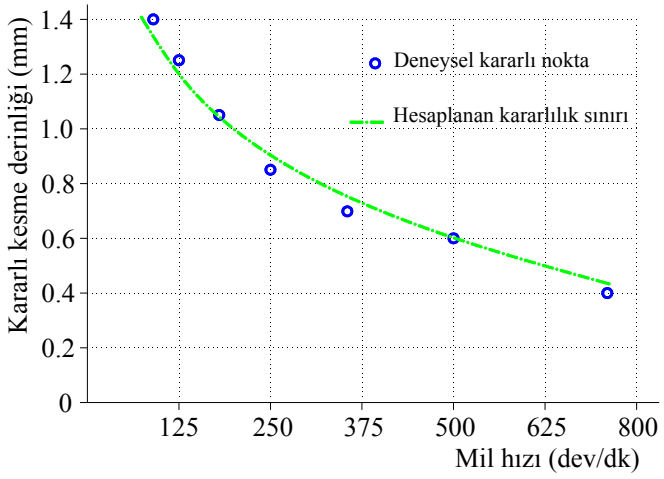
e)


Kararlı kesme derinliği (mm)
1.2
1.0
0.8
0.6
0.4
0.2
0
Kararlı nokta
Hesaplanan kararlılık sınırı
125
250
375
500
625
800
Mil hızı (dev/dk)

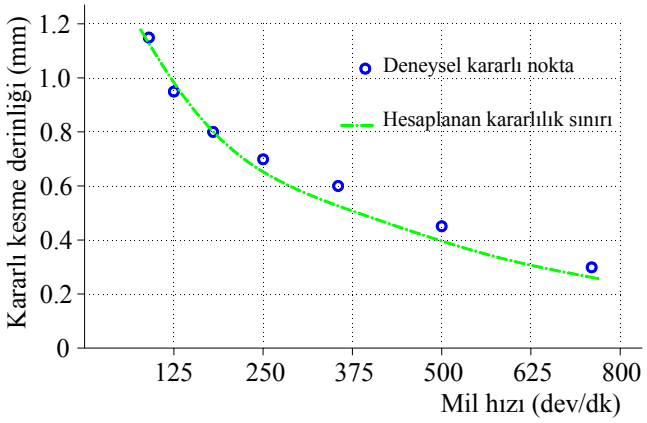
f)



g)



h)



i)

Şekil 6.16. Deneysel karalı nokta ve hesaplanan kararlılık sınırlarının karşılaştırılması,

a) Pirinç malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 3°
b) Pirinç malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 6°
c) Pirinç malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 9°
d) Bakır malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 3°
e) Bakır malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 6°
f) Bakır malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 9°
g) Alüminyum malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 3°
h) Alüminyum malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 6°
i) Alüminyum malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 9°

6.7. Takım Ucu Yerdeğişiminin Analizi

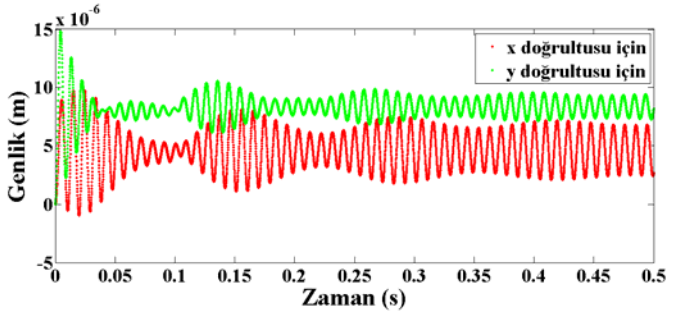
Takımın dalgalı yüzeye dalmasından kaynaklanan toplam süreç sönümleme oralarının bulunması için kesme sırasındaki titreşimlerin oluşturduğu takım ucu yerdeğişiminin (genliğinin) bulunması gerekir. Bu amaçla Bölüm 4.2 içerisindeki (4.15) ve (4.20) arası enerji denklemleri, Matlab yazılımı aracılığıyla simüle edilerek genlikler tespit edilmiştir. Zaman domainli yaklaşımla oluşturulmuş olan *x* ve *y* doğrultularındaki takım ucunun sönümlemeli titreşim genlik değerleri ($A_{x,y}$ [mm]) Tablo 6.14 ile verilmiştir.

Tablo 6.14. Ön boşluk açılarına göre takım ucu titreşim genliği miktarları.

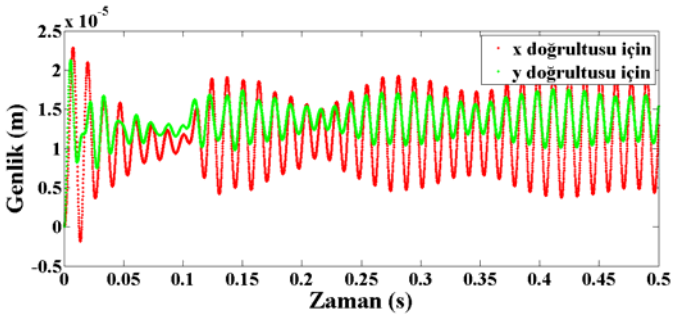
	A_x (mm)		
	3°	6°	9°
Pirinç	0.0029	0.0039	0.0043
Bakır	0.0046	0.0061	0.0069
Alüminyum	0.0038	0.0044	0.0048

Yine zaman domainli yaklaşımla oluşturulmuş olan *x* ve *y* doğrultularındaki takım ucunun sönümlemeli titreşim genlik grafikleri Şekil 6.17 ile verilmiştir. Grafikler ve genlik miktarları, 70 mm takım sarkıklığının bulunduğu 20x20 kare kesitli katerin, 710 dev/dk dönme hızına sahip herbir işparçası üzerinde tırlamanın başladığı talaş derinlikleri (Bkz Tablo 6.6-8) ve yapısal sönümlemesine batmadan kaynaklı süreç sönümlemesinin ilave edilmesiyle bulunan toplam süreç sönümlemeler (Bkz. Tablo 6.9-11) dikkate alınarak çizdirilmiştir. Pirinç, bakır ve alüminyum malzemelerinin deneysel olarak tespit edilen kritik kesme derinlikleri (maksimum kararlı kesme derinliği) simülasyon içerisine uygulanarak elde edilen her üç grafikteki zamanla genliğin azalması süreç kararlılığının arttığını göstermektedir. Deneyler esnasında gerçekleşen en büyük kuvvet değişim aralığı bakır malzeme üzerinde gerçekleşmiştir. Bu durum şu şekilde açıklanabilir: Bakır malzemenin yumuşak olması kesilmenin kolay olacağına delil olarak düşünülse de BUE etkisi bu tür malzemelerde takım geometrisini değiştirerek kuvvet artımını ve dalgalanmasını tetikleyen bir unsur haline gelmektedir. Dolayısıyla takım ucunun sehim genliği artacaktır. Sonuç olarak Şekil 6.17'de bakır için çizdirilen grafiğe bakıldığında genliğin diğer malzemeler için oluşan genliklerden daha büyük olduğu gözlemlenebilir. Kullanılan matematik modele bağlı yapılan

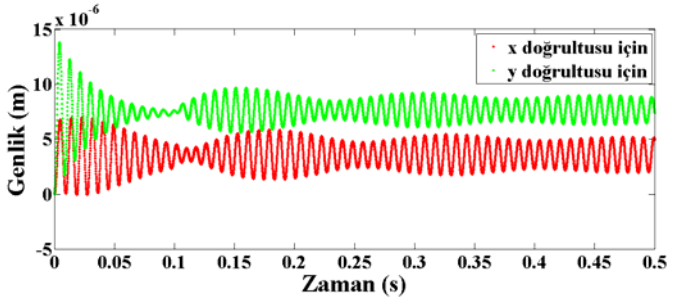
simülasyonlarda genlik dalgalanmalarının zamanla sönümlenmesi, takım ucunun malzemeye dalmasından kaynaklı süreç sönümlemesinin sisteme etkisi olarak değerlendirilir. Bu sayede oluşturulan modelin simülasyon sonuçları ile deneysel sonuçlarının uyum içinde olduğu sonucuna varılmıştır. Dolayısıyla takım ucunun işparçası malzemesine dalmasıyla ortaya çıkan süreç sönümlemesine ait matematik modelin doğruluğu ispatlanmış olmaktadır.



Pirinç malzeme
- Mil hızı (n)=710 dev/dk,
- Kritik talaş derinliği (a)=1.4 mm



Bakır malzeme
- Mil hızı (n)=710 dev/dk,
- Kritik talaş derinliği (a)=0.2 mm

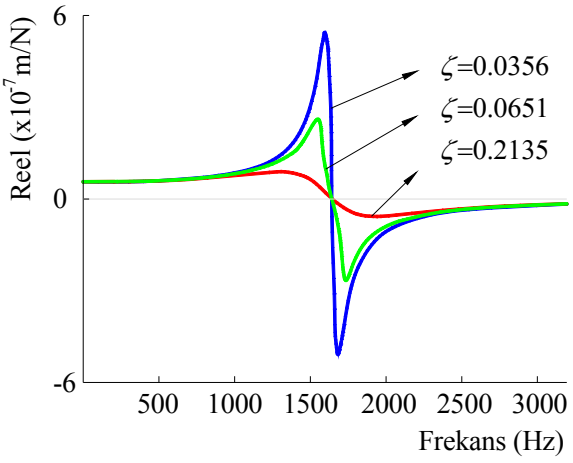


Alüminyum malzeme
- Mil hızı (n)=710 dev/dk,
- Kritik talaş derinliği (a)=1.2 mm

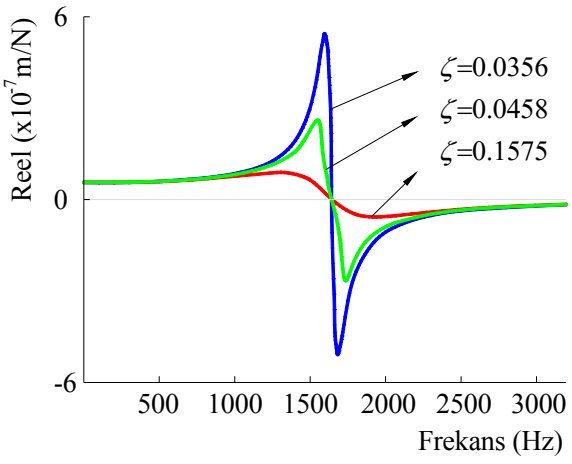
Şekil 6.17. Pirinç, bakır ve alüminyum malzemeler için *x* ve *y* doğrultularındaki genlik değişimi.

6.8. Transfer Fonksiyonu (TF) Analizi

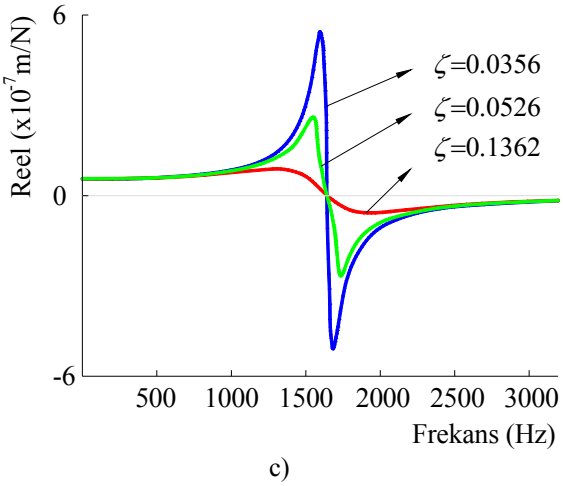
Takım ucunun işparçası malzemesine dalmasından kaynaklı toplam sönümleme oranlarının değişimine göre tek serbestlik dereceli transfer fonksiyonunun reel kısmının değişimi Şekil 6.18 ile verilmiştir.



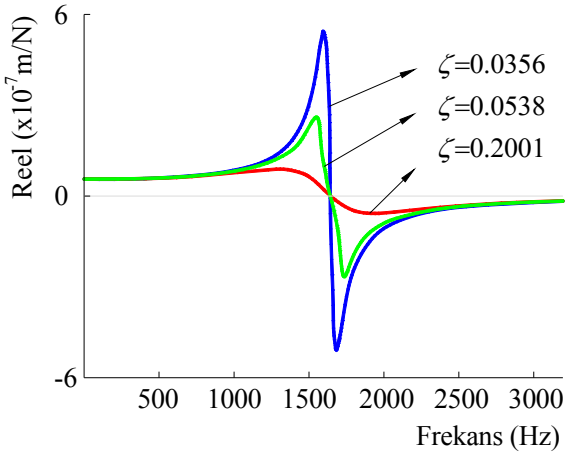
a)



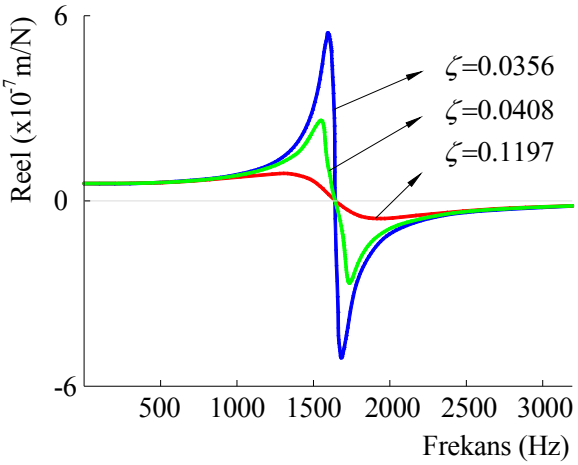
b)



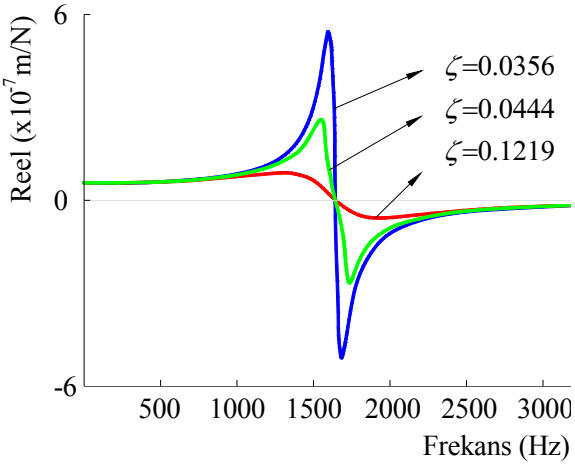
c)


6
0
-6
Reel (x10^-7 m/N)
ζ=0.0356
ζ=0.0538
ζ=0.2001
500 1000 1500 2000 2500 3000
Frekans (Hz)

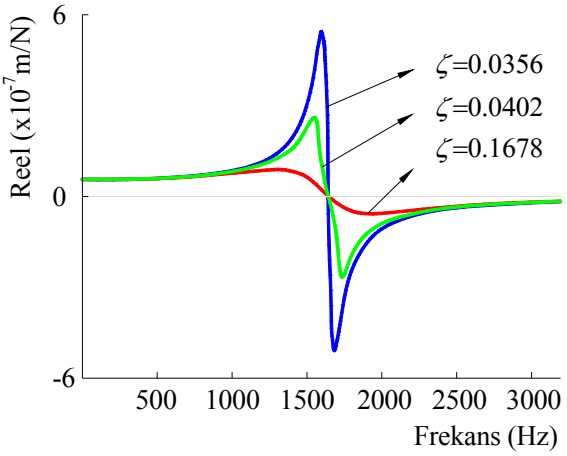
d)


6
0
-6
Reel (x10^-7 m/N)
ζ=0.0356
ζ=0.0408
ζ=0.1197
500 1000 1500 2000 2500 3000
Frekans (Hz)

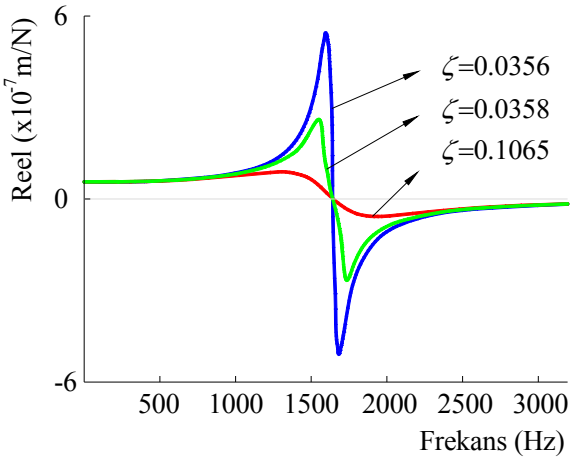
e)


6
0
-6
Reel (x10^-7 m/N)
ζ=0.0356
ζ=0.0444
ζ=0.1219
500 1000 1500 2000 2500 3000
Frekans (Hz)

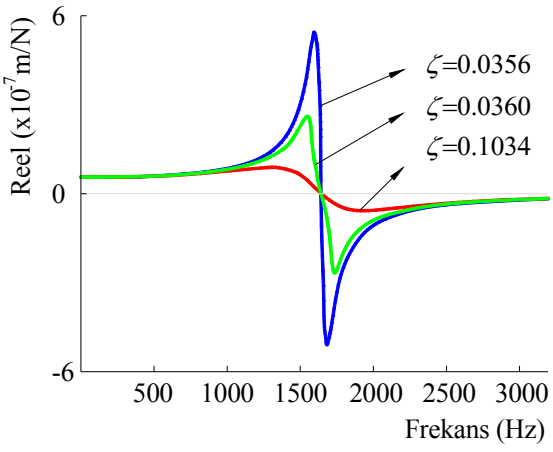
f)



g)



h)



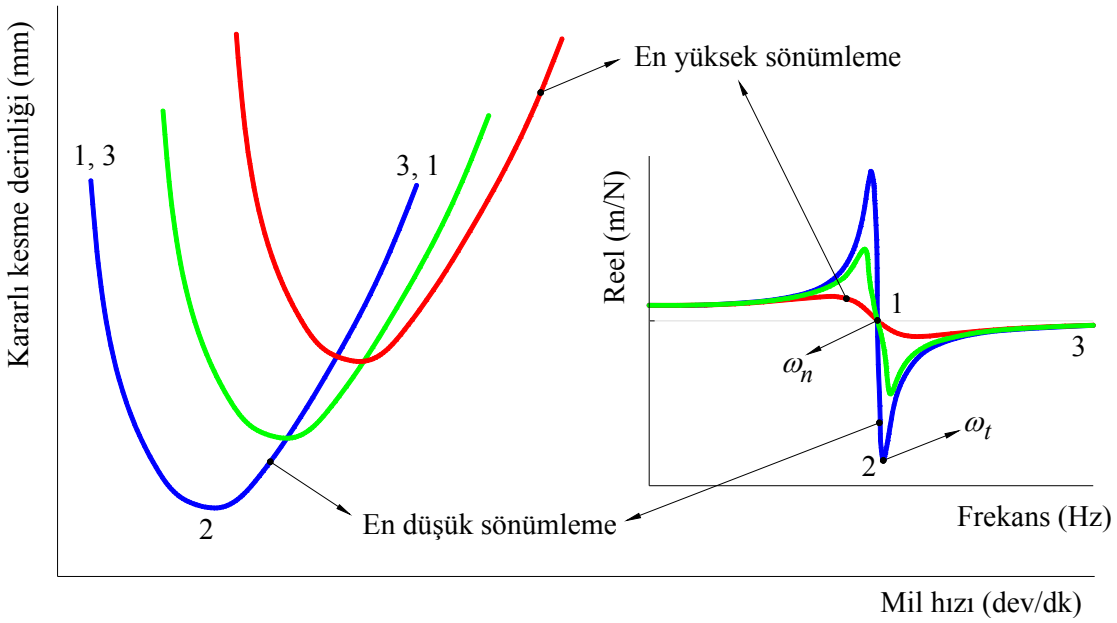
i)

Şekil 6.18. Sönümleme oranı değişiminin TF reel kısmına etkisi,
a) Pirinç malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 3°
b) Bakır malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 3°
c) Alüminyum malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 3°
d) Pirinç malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 6°
e) Bakır malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 6°
f) Alüminyum malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 6°
g) Pirinç malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 9°
h) Bakır malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 9°
i) Alüminyum malzeme-takım tutucu ön boşluk açısı 9°

Şekil 6.18 ile verilen grafikler pirinç bakır ve alüminyum işparçası malzemelerine bağlı olarak Tablo 6.9-11 ile verilen toplam sönümleme değerleri dikkate alınarak çizdirilmiş ve farklı sönümleme oranlarındaki değişim genel görünüş olarak renkli eğriler şeklinde gösterilmiştir. Burada amaç eğrilerin üzerlerindeki sönümleme oranlarına göre TF'larının nasıl değiştiğini ve buna bağlı olarak kesme kararlılığının nasıl etkilendiğini göstermektir. Buna göre her bir grafikte mavi renkli eğriler, yapısal sönümleme ($\zeta = 0.0356$) değerine göre çizdirilen takım ucu TF'nu göstermektedir. Yapısal sönümlemeye, katerin ön boşluk açısına göre ve kullanılan malzemenin 710 dev/dk dönme hızında takım-işparçası etkileşiminin meydana getirdiği toplam süreç sönümleme miktarının eklenmesiyle oluşturulan TF yeşil eğriler ile gösterilmiştir. Kırmızı renkli çizdirilen eğriler ise yapısal sönümlemeye 90 dev/dk dönme hızında takım-işparçası etkileşiminin meydana getirdiği toplam süreç sönümleme miktarının eklenmesiyle oluşturulan TF'nu göstermektedir.

Yukarıda verilen grafiklerde anlaşılacağı gibi sönümlemenin artması TF reel kısımının grafiğini neredeyse yatay eksene paralel doğru bir çizgi haline getirmektedir. Bu durum doğal frekansın arttığını gösterir. Herbir kararlılık lobuna karşılık gelen sönümleme oranlarına bağlı TF grafiklerinin temsili olarak gösterimi ise Şekil 6.19 ile verilmiştir. Grafikte TF reel kısmı üzerindeki ω_n doğal frekans, ω_t tırlama frekansıdır. 1 nolu noktada kararlılık lobunun başlangıcına, 3 nolu nokta ise lobun son kısmına denk gelir. Birbirini takip eden loblar söz konusu olduğunda verilen numaralar 1, 3 ve 3, 1 şeklinde düşünülmelidir. Yani bir lobun bittiği yere yakın noktasında bir başka lobun başlangıcı görülür. Her iki nokta da kararlı kesme derinliği ($a_{\lim}$) maksimum olur. 2 nolu noktada ise maksimum kararlı kesme derinliği (a_{kr}) değeri görülür. Bu nokta değeri altında verilecek olan tüm talaş derinliklerinde yapılan kesme operasyonları daima kararlı olacaktır.

İşparçası malzemesi ve takım geometrisi değişmemek şartı ile sistemin doğal frekansı yükseldikçe tırlama frekansının da yükseleceğinden kararlı kesme derinliklerinin artacağı ortaya çıkmaktadır. Bu artış kararlılık loblarının kayması ile Şekil 6.19'dan rahatlıkla gözlemlenebilir. Loblardaki kaymalar dikkatle izlendiğinde çalışma mil hızlarının da artış gösterdiği anlaşılmaktadır. Buradan rijitliği yüksek (yani sönümleme miktarı fazla) olan kesme sistemleri için daha yüksek mil hızları ve daha fazla talaş derinlikleri ile kesme yapılabileceği sonucuna ulaşılır.



Şekil 6.19. TF reel kısmı değişiminin kararlılık loblarına olan etkisi.

6.9. Cevap Yüzey Analizi ile Optimum Kararlı Kesme Derinliği ve Sönümleme Değerlerinin belirlenmesi

Havacılık ve otomotiv endüstrisi gibi daha birçok imalat alanında ekonomik zorluklarla başa çıkabilmenin tek yolu düşük maliyetli ve yüksek verimli çalışma imkanlarına sahip olabilmektir. Bunun için kesme esnasında yüksek talaş kaldırma oranlarına ulaşılması bir zorunluluktur. Ancak bu durumda takım üzerindeki yüklerin artması, beraberinde takım ucundaki sehimin artmasına buna bağlı olarak takım üzerinde oluşan kuvvetlerin dalgalanmasına yol açmaktadır. Oluşan bu dinamik kuvvetler tırlama adı verilen olgunun başlama sebeplerinden birisidir. Tırlama günümüzden 100 yıl önce Taylor (1907) tarafından "*imalatta karşılaşılan problemlerin en hassas ve belirsiz olanı*" şeklinde tarif edilmiştir. Kesme sistemine giren enerji, sistemden çıkan enrjiden fazla olduğunda meydana gelen tırlamanın, özellikle düşük mil hızlarında çalışıldığında sisteme dışarıdan müdahale olmadan azaldığı hatta kararlı kesme ortamlarının kendiliğinden oluştuğu bir çok araştırmada ifade edilmiştir. Araştırmalardan çıkartılabilecek ortak sonuç; düşük mil hızlarında çalışıldığında talaş kaldırma dinamiğini değiştirerek kararlılığa sebep olan olgunun süreç sönümlemesi olduğudur.

Özellikle 20 yy. ortalarından bu yana süreç sönümlemesinin imalata kararlılığa olan etkilerinin önemi kavrandıkça bu olgunun çözülebilmesi ve anlaşılabilmesi için bir

çok çalışma yapılmıştır. Kararlı kesmenin gerçekleştiği çalışma koşullarının tahmini araştırmacıların üzerinde durduğu en önemli konu başlığıdır. Bazı çalışmaların bir kısmı analitik temeller üzerine inşa edilmiş, bazıları tamamen deneysel çalışmalar üzerine odaklanmış ve yine bazıları ise bilgisayar ortamında kesme sisteminin simülasyonu vasıtasıyla kararlı kesme şartlarını tahmin etmeye çalışmışlardır. Fakat bu kararlı kesme koşullarının tespitinde kullanılan prosedürlerin uzun zaman ve maliyet kaybına sebep olması şimdiye kadar yapılan çalışmaların hepsinde ortak bir özelliktir.

Kesme esnasında oluşan dinamik yapı, kesici takım-işparçası arasındaki etkileşimden kaynaklanmaktadır. Kesici ile işparçası arasındaki etkileşim ise talaş derinliği, ilerleme ve mil hızı gibi kesme parametrelerine bağlı olarak değişkenlik gösterir. Örneğin talaş derinliğinin ve ilerlemenin artması, takım üzerine gelen kuvvetlerin artmasına ve dolayısıyla tırlamanın (titreşim dalgalanmasının) artarak kararsızlığın oluşmasına yol açacaktır. Mil hızının azalması ise süreç sönümleme etkisinin artmasından dolayı daha kararlı bir kesmeye sebep olacaktır. Genel olarak yapılan bu yorumlar, işparçası malzemesi değişimleri dikkate alındığında yapılacak yorumlara paralel olacaktır. Bu durumda kullanılan kesme parametrelerinin uygun olarak seçimi yani sürecin optimizasyonu son derece büyük önem arzedecektir. Kesme sistemlerinin süreç sönümleme etkilerine bağlı optimize edilmesi verimi yüksek ve maliyeti düşük bir kesme operasyonunun gerçekleşmesine neden olacaktır.

Bu çalışma kapsamında süreç sönümlemesinin işparçası malzemesi çeşitliliğine bağlı olarak nasıl değiştiği ve buradan yola çıkarak hangi malzemenin hangi talaş derinliği ve mil hızlarında kesileceği sorusuna şimdiye kadar uygulanmamış olan bir istatistiki yöntem kullanılarak cevap aranmıştır. Kararlılık optimizasyonu dahilinde kesme esnasında kullanılan parametreler arasındaki etkileşimlerin kararlılığa olan etkisinin tespiti parametrelerin doğru tahmininde son derece önemli rol oynamaktadır. Çünkü optimizasyon sürecinin gerçek sürece yakınlığı ancak kompleks etkileşimlerin optimizasyon sürecine dahil edilmesiyle mümkündür. Optimizasyonu düşünülen bu tür imalat verimliliği problemlerinin çözümünde ise en ideal istatistik yöntem etkileşimlerin etkisinin de sürece dahil edilebildiği CYA'dır (Neşeli ve ark. 2011).

Bu bölümde, Bölüm 5'te verilen ve deneysel çalışma adı altında gerçekleştirilen dinamik kesme deneyleri ile elde edilen mil hızlarına bağlı kararlı kesme derinlikleri ve bu derinliklerdeki süreç sönümleme değerleri kullanılarak en ideal çalışma parametreleri tespit edimiştir.

6.9.1. Deney parametreleri ve deneysel tasarım

Deneysel tasarımda kullanılacak olan giriş parametreleri (bağımsız değişkenler) süreç sönümleme oranlarının tespit edilmesi amacıyla bir önceki bölümde yapılan deneylerde kullanılan işparçası malzemesi, kesici takım ön boşluk açısı ve işparçası mil hızı olarak belirlenmiştir. Kullanılan parametre kombinasyonuna karşılık deneylerle bulunan kararlı kesme derinlikleri ve hesaplanan toplam süreç sönümleme miktarları ise tepkiler (bağımlı değişkenler) olarak atanmışlardır. Deneylerde kullanılan giriş parametreleri ve seviyeleri Tablo 6.15'de verilmiştir.

Tablo 6.15. Deneysel parametreler ve seviyeleri.

Sembol	Parametre	Birim	Seviye 1	Seviye 2	Seviye 3
			-1	0	1
M	İşparçası malzemesi	--	Pirinç	Bakır	Alüminyum
γ	Ön boşluk açısı	Derece	3	6	9
n	Mil hızı	dev/dk	355	500	710

CYA'nın en önemli kısımlarından biri DT oluşturulmasıdır. DT oluşturulmasının önemi, fiziksel deneylerden elde edilen verilere ait tahmin verimliliği en yüksek matematik modelin oluşumunu sağlayacak niteliği taşımasından kaynaklanmaktadır (Ross 1998). Tüm parametre kombinasyonlarının tepkiler üzerindeki olası etkilerinin hepsini bulabilmek çok sayıda deneme yapılmasını gerektirir. Örneğin üç seviyeli on üç parametrenin tüm etkilerinin bulunabilmesi için yapılması gereken deney sayısı 3^{13}=1594323 olmalıdır. Bu sayıdaki deneyin fiziksel olarak yapılabilmesi imkânsıza yakın olasılıktadır. Fiziksel deney zorlukları ve maliyetlerinin azaltılması amacıyla Japon bilim adamı Genichi Taguchi, "Taguchi orthogonal dizin" adını verdiği daha az sayıda fiziksel deneme içeren ancak, parametrelerin tepkiler üzerindeki tüm etkilerini ortaya koyabilen standart deneysel tasarım tabloları geliştirmiştir.

Yapılan bu çalışmada kullanılan parametre ve seviyelerinin en uygun şekilde değerlendirilmesi amacıyla deneysel tasarım için $L_{27}\left(3^{13}\right)$ Taguchi ortogonal dizini kullanılmıştır (Tablo 6.16). Burada 3^{13} terimi, üç seviyeli on üç faktörün varlığını ifade eder. Gerçekte talaş kaldırma ortamında, kullanılan kesme parametreleri haricinde de

sayılabilecek birçok süreç etkeni vardır. Fakat $L_{27}\left(3^{13}\right)$ ortogonal dizini sayesinde, seçilen üç faktörün üç seviyesi ile yapılan deneyler, geri kalan faktörlerin kullanılmasıyla yapılacak deneyleri temsil ettiği kabul edilir. Özellikle değişkenlerin doğrusal olup olmadıklarını da hesaba katmak için üç seviyeli DT ile çalışma yapmanın daha sağlıklı olduğu düşünülür (Akçiçek 2007). Buna göre üç seviyeli üç faktörün (3^3) DT'ı, L_{27} terimiyle ifade edildiği gibi 27 adet deneyi kapsamaktadır. 27 adet deneye ait yapılan DT dizilimini temsil eden 1., 2. ve 5. sütunlar Tablo 6.16 içerisinde kalın olarak işaretlenmiştir.

Tablo 6.16. $L_{27}\left(3^{13}\right)$ Taguchi ortogonal deney tasarımı.

Deney	Kodlanmış deneysel parametreler ve seviyeleri												
No	**1**	**2**	3	4	**5**	6	7	8	9	10	11	12	13
1	**-1**	**-1**	-1	-1	**-1**	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
2	**-1**	**-1**	-1	-1	**0**	0	0	0	0	0	0	0	0
3	**-1**	**-1**	-1	-1	**1**	1	1	1	1	1	1	1	1
4	**-1**	**0**	0	0	**-1**	-1	-1	0	0	0	1	1	1
5	**-1**	**0**	0	0	**0**	0	0	1	1	1	-1	-1	-1
6	**-1**	**0**	0	0	**1**	1	1	-1	-1	-1	0	0	0
7	**-1**	**1**	1	1	**-1**	-1	-1	1	1	1	0	0	0
8	**-1**	**1**	1	1	**0**	0	0	-1	-1	-1	1	1	1
9	**-1**	**1**	1	1	**1**	1	1	0	0	0	-1	-1	-1
10	**0**	**-1**	0	1	**-1**	0	1	-1	0	1	-1	0	1
11	**0**	**-1**	0	1	**0**	1	-1	0	1	-1	0	1	-1
12	**0**	**-1**	0	1	**1**	-1	0	1	-1	0	1	-1	0
13	**0**	**0**	1	-1	**-1**	0	1	0	1	-1	1	-1	0
14	**0**	**0**	1	-1	**0**	1	-1	1	-1	0	-1	0	1
15	**0**	**0**	1	-1	**1**	-1	0	-1	0	1	0	1	-1
16	**0**	**1**	-1	0	**-1**	0	1	1	-1	0	0	1	-1
17	**0**	**1**	-1	0	**0**	1	-1	-1	0	1	1	-1	0
18	**0**	**1**	-1	0	**1**	-1	0	0	1	-1	-1	0	1
19	**1**	**-1**	1	0	**-1**	1	0	-1	1	0	-1	1	0
20	**1**	**-1**	1	0	**0**	-1	1	0	-1	1	0	-1	1
21	**1**	**-1**	1	0	**1**	0	-1	1	0	-1	1	0	-1
22	**1**	**0**	-1	1	**-1**	1	0	0	-1	1	1	0	-1
23	**1**	**0**	-1	1	**0**	-1	1	1	0	-1	-1	1	0
24	**1**	**0**	-1	1	**1**	0	-1	-1	1	0	0	-1	1
25	**1**	**1**	0	-1	**-1**	1	0	1	0	-1	0	-1	1
26	**1**	**1**	0	-1	**0**	-1	1	-1	1	0	1	0	-1
27	**1**	**1**	0	-1	**1**	0	-1	0	-1	1	-1	1	0

Yukarıdaki tabloda verilen ve yapılan çalışmaya uygun (3^3) deneysel parametre tasarım sıralaması ile bunlara karşılık gelen tepkiler Tablo 6.17 ile verilmiştir.

Tablodaki ilk parametre sütununda işparçası malzemesi (M), ikinci parametre sütununda takım ön boşluk açısı (γ) ve son parametre sütununda ise mil hızı (n) ifadeleri yer almaktadır. Tablonun en sağında ise kararlı kesme derinliği ve süreç sönümleme oranları bulunmaktadır.

Tablo 6.17. Parametreler ve ölçülen tepkilerin deneysel tasarımı.

Deney No.	M	γ	n	a_{lim}	ζ
1	Pirinç	3	355	2.6	0.0727
2	Pirinç	3	500	1.9	0.0479
3	Pirinç	3	710	1.4	0.0295
4	Pirinç	6	355	2.3	0.0622
5	Pirinç	6	500	1.65	0.0388
6	Pirinç	6	710	1.1	0.0182
7	Pirinç	9	355	1.9	0.0479
8	Pirinç	9	500	1.15	0.0201
9	Pirinç	9	710	0.75	0.0046
10	Bakır	3	355	0.7	0.0437
11	Bakır	3	500	0.5	0.0248
12	Bakır	3	710	0.35	0.0102
13	Bakır	6	355	0.55	0.0296
14	Bakır	6	500	0.4	0.0151
15	Bakır	6	710	0.25	0.0052
16	Bakır	9	355	0.45	0.0199
17	Bakır	9	500	0.35	0.0102
18	Bakır	9	710	0.2	0.0002
19	Al-6061	3	355	0.9	0.0488
20	Al-6061	3	500	0.75	0.0371
21	Al-6061	3	710	0.5	0.017
22	Al-6061	9	355	0.6	0.0251
23	Al-6061	6	500	0.6	0.0268
24	Al-6061	6	710	0.4	0.0088
25	Al-6061	6	355	0.7	0.0342
26	Al-6061	9	500	0.45	0.0129
27	Al-6061	9	710	0.3	0.0004

6.9.2. Tahmin modellerinin oluşturulması

Bu bölümde Tablo 6.17 ile verilen giriş parametrelerinin veya etkileşimlerinin tepkilerle olan ilişkilerinin önceden tahmin edilmek suretiyle kontrol altına alınabilmesi için CYA yöntemiyle ikinci dereceden polinomial modeller oluşturulmuştur. Bu amaçla

Statistica 7 (Stat Soft® Inc.) istatistik analiz yazılımı kullanılarak elde edilen malzeme değişimine bağlı tepkiler ve giriş parametreleri arasındaki fonksiyonel ilişkiyi gösteren polinomiyal modeller ve yüzde olarak tahmin geçerlilikleri (R^2) Tablo 6.18-20 ile verilmiştir:

Tablo 6.18. Pirinç malzeme için regresyon modelleri ve R^2 değerleri.

Regresyon modelleri	R^2 (%)
$P_{a_{\lim}} = 5.8072 - 0.0421\ \gamma - 0.0074\ \gamma^2 - 0.0110\ n + (7.11e-6)\ n^2 + (2.74e-5)\ \gamma\, n$	99.81
$P_{\zeta} = 0.1845 - (8.79e-4)\ \gamma - (2.9e-4)\gamma^2 - (3.87e-4)n + (2.7e-7)n^2 + (1.2e-7)\gamma n$	99.79

Tablo 6.19. Bakır malzeme için regresyon modelleri ve R^2 değerleri.

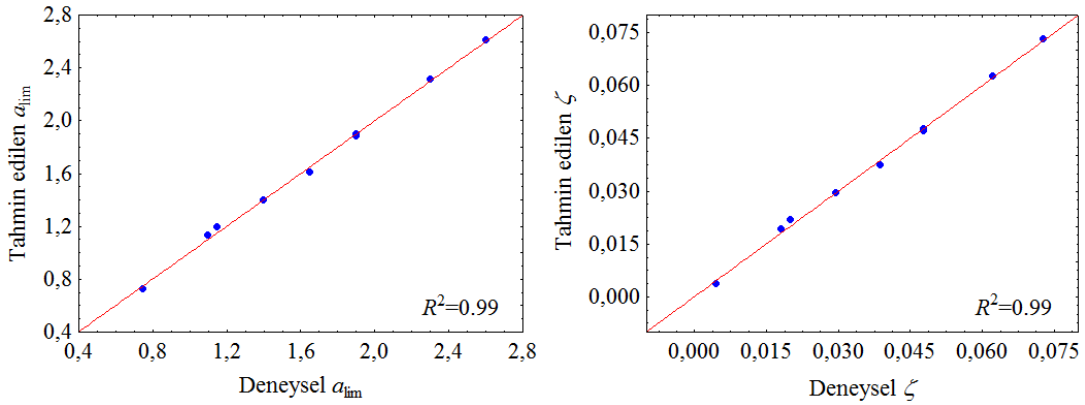
Regresyon modelleri	R^2 (%)
$B_{a_{\lim}} = 1.4971 - 0.0866\ \gamma + 0.0027\ \gamma^2 - 0.002\ n + (1e-6)\ n^2 + (44e-6)\ \gamma\, n$	99.39
$B_{\zeta} = 0.1292 - 0.008\ \gamma + (1.7e-4)\gamma^2 - (2.43e-4)n + (1.24e-7)n^2 + (6.27e-6)\gamma n$	99.55

Tablo 6.20. Alüminyum malzeme için regresyon modelleri ve R^2 değerleri.

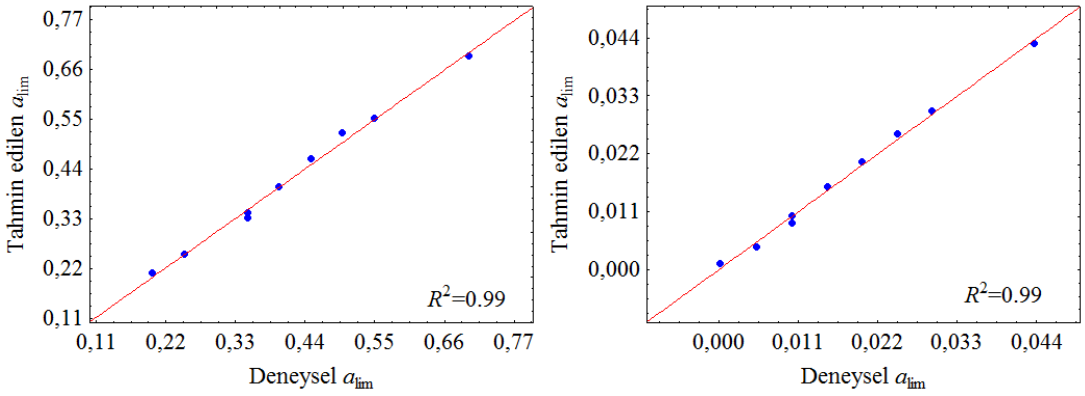
Regresyon modelleri	R^2 (%)
$Al_{a_{\lim}} = 1{,}5166 - 0{,}1307\gamma + 0{,}0074\gamma^2 - (8.74e-4)n - (9.25e-8)n^2 + (5.6e-6)\gamma n$	92.49
$Al_{\zeta} = 0.0905 - 0.0092\gamma + (5.37e-4)\gamma^2 - (4.91e-5)n - (2.35e-8)n^2 - (4.41e-7)\gamma n$	91.38

Şekil 6.20-22 ile verilen grafiklerde, oluşturulan tahmin fonksiyonlarının tahmin yeteneği daha net olarak anlaşılabilir. Grafiklerdeki içi dolu noktalar tahmin değerleri ile deneysel değerlerin örtüştüğü her bir konumu göstermektedir. Bu noktaların grafik içerisindeki doğrusal çizgilere olan yakınlığı ise tahmin edilen değerlerin gerçeğine olan uyumunu gösterir. Yani çizgi üzerinde ne kadar fazla tahmin ve deneysel değer çakışması gerçekleşirse oluşturulan fonksiyonun tahmin tutarlılığı o denli yüksek olur. Buna göre elde edilen kararlı kesme derinliği ve toplam sönümleme oranlarına ait

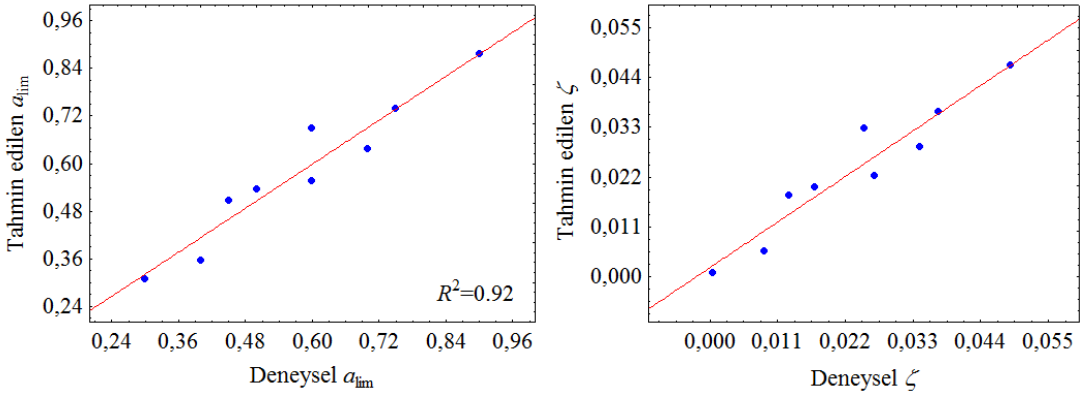
denklemlerin R^2 değerlerine ve aşağıda verilen karşılaştırma grafiklerine bakıldığında, genel olarak %90'dan daha büyük oranla, gerçeğine yakın tahminlerin yapılması mümkün görülmektedir. Dolayısıyla oluşturulan tahmin denklemlerinin geçerliliği ve güvenilirliği ispatlanmış olur.



Şekil 6.20. Pirinç için deneysel ve tahmin edilen tepki değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 6.21. Bakır için deneysel ve tahmin edilen tepki değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 6.22. Alüminyum için deneysel ve tahmin edilen tepki değerlerinin karşılaştırılması.

6.9.3. Varyans analizi (ANOVA)

Model içerisinde kullanılan prametrelerin tepkiler üzerine olan etkilerini ve önemlilik sıralamalarını bulabilmek için varyans analizi (ANOVA) uygulanmıştır. Bu yöntemle her bir parametrenin lineer, quadratik ve etkileşimli etkilerinin tepkiler üzerindeki istatistiksel önemlilikleri, %95 güven aralığında *P* (önem/olasılık) değerlerine bakılarak kararlaştırılmıştır. Buna göre $P<0.05$ olduğunda parametrenin tepki üzerinde etkili olduğu sonucuna varılır. Pirinç bakır ve alüminyum işparçası malzemeleri için yapılan CYA analizi ile elde edilen ANOVA tabloları kararlı kesme derinliği ve toplam süreç sönümleme oranları için ayrı ayrı incelenmiştir.

6.9.4. Kararlı kesme derinliği için ANOVA analizi

Deneylerde kullanılan her bir malzeme için geçerli olan kararlı kesme derinliği üzerine en etkili parametrenin mil hızının lineer etkisi olduğu tespit edilmiştir (Tablo 6.21-23). Etkililik oranları pirinç için %73.09, bakır için %71.05 ve alüminyum için %59.41 olarak hesaplanmıştır. Yine kesici takım ön boşluk açısının lineer etkisinin kararlı kesme derinliği üzerinde en etkili ikinci parametre olduğu gözlemlenmiştir. Etkililik oranları pirinç, bakır ve alüminyum için sırasıyla yaklaşık %25.3, %25.58 ve %28.86 olarak hesaplanmıştır. Parametrelerin lineer etkileşimlerinin ve kesici takım ön boşluk açısının quadratik olarak tepki üzerinde ihmal edilecek seviyelerde küçük değerlere sahip olduğu verilen tablolardan görülmektedir. Ancak az da olsa mil hızının quadratik olarak sadece pirinç malzeme için tepki üzerinde %3.23 oranında etkili olduğu sonucuna varılmıştır.

Tablo 6.21. $a_{\lim}$ için varyans analizi (Pirinç malzeme).

Sembol	*DF*	*SS*	*MS*	*F*	*P*	*PC* (%)	R^2 (%)
γ	1	0.72724	0.72724	415.885	**0.000***	25.30	
γ^2	1	0.00889	0.00889	5.083	0.109	0.31	
n	1	2.10042	2.10042	1201.164	**0.000***	73.09	
$\boldsymbol{n^2}$	1	0.09285	0.09285	53.099	**0.005***	3.23	99.81
γn	1	0.00087	0.00087	0.495	0.532	0.03	
Hata	3	0.00525	0.00175				
Toplam	8	2.87389					

* Koyu renkle gösterilen parametreler, tepkiler üzerinde %95 güven aralığında etkilidir.
Tablodaki kısaltmaların açıklamaları için Tablo 6.3'a bakınız.

Tablo 6.22. a_{lim} için varyans analizi (Bakır malzeme).

Sembol	*DF*	*SS*	*MS*	*F*	*P*	*PC* (%)	R^2 (%)
γ	1	0.04860	0.04860	126.397	**0.002***	25.58	
γ^2	1	0.00125	0.00125	3.251	0.169	0.66	
n	1	0.13500	0.13500	351.092	**0.000***	71.05	
n^2	1	0.00149	0.00149	3.880	0.143	0.79	99.39
γn	1	0.00218	0.00218	5.669	0.098	1.15	
Hata	3	0.00115	0.00038				
Toplam	8	0.19000					

* Koyu renkle gösterilen parametreler, tepkiler üzerinde %95 güven aralığında etkilidir.
Tablodaki kısaltmaların açıklamaları için Tablo 6.3'a bakınız.

Tablo 6.23. a_{lim} için varyans analizi (Alüminyum malzeme).

Sembol	*DF*	*SS*	*MS*	*F*	*P*	*PC* (%)	R^2 (%)
γ	1	0.08096	0.08096	11.525	**0.043***	28.86	
γ^2	1	0.00889	0.00889	1.265	0.343	3.17	
n	1	0.16667	0.16667	23.726	**0.017***	59.41	
n^2	1	0.00002	0.00002	0.002	0.965	0.01	92.48
γn	1	0.00004	0.00004	0.005	0.947	0.01	
Hata	3	0.02107	0.00703				
Toplam	8	0.28056					

* Koyu renkle gösterilen parametreler, tepkiler üzerinde %95 güven aralığında etkilidir.
Tablodaki kısaltmaların açıklamaları için Tablo 6.3'a bakınız.

6.9.5. Toplam süreç sönümleme oranları için ANOVA analizi

Toplam süreç sönümleme oranlarına olan parametre etkileri aşağıda verilen Tablo 6.24-26 içerisinde gösterilmektedir. Buna göre toplam süreç sönümleme oranı üzerine, kararlı kesme derinliğinde olduğu gibi mil hızının lineer etkisinin etkili olduğu gözlemlenmiştir. Pirinç, bakır ve alüminyum için etkililik sıralaması %73.01, %69 ve %60.02 olarak hesaplanmıştır. Ardından en büyük etkiyi malzeme sıralaması aynı kalmak şartıyla %25.6, %25.36, %27.46 oranlarında kesici takım ön boşluk açısı lineer etkisi oluşturmuştur. Az miktarda da olsa pirinç ve bakır için mil hızının quadratik olarak toplam süreç sönümleme oranının oluşumunu etkilediği (%2.91, %1.99), ancak buna karşılık kesici takım ön boşluk açısının quadratik olarak tüm malzemeler için toplam süreç sönümleme oluşumunda etkisiz olduğu tablolardaki *P* (önemlilik) değerelerinden açıkça görülebilir. Deney parametrelerinin etkileşimlerinin etkisi ise sadece bakır malzeme için %3.09 oranında gerçekleşmiştir.

Tablo 6.24. ζ için varyans analizi (Pirinç malzeme).

Sembol	*DF*	*SS*	*MS*	*F*	*P*	*PC* (%)	R^2 (%)
γ	1	0.00100	0.00100	380.664	**0.000***	25.60	
γ^2	1	0.00001	0.00001	5.239	0.106	0.36	
n	1	0.00284	0.00284	1085.967	**0.000***	73.01	
n²	1	0.00011	0.00011	43.316	**0.007***	2.91	99.79
γn	1	0.00000	0.00000	0.006	0.941	0.00	
Hata	3	0.00001	0.00000				
Toplam	8	0.00389					

* Koyu renkle gösterilen parametreler, tepkiler üzerinde %95 güven aralığında etkilidir.
Tablodaki kısaltmaların açıklamaları için Tablo 6.3'a bakınız.

Tablo 6.25. ζ için varyans analizi (Bakır malzeme).

Sembol	*DF*	*SS*	*MS*	*F*	*P*	*PC* (%)	R^2 (%)
γ	1	0.00037	0.000369	168.952	**0.001***	25.36	
γ^2	1	0.00001	0.000005	2.154	0.239	0.34	
n	1	0.00100	0.001004	459.660	**0.000***	69.00	
n²	1	0.00003	0.000029	13.091	**0.036***	1.99	99.55
γn	1	0.00005	0.000045	20.696	**0.020***	3.09	
Hata	3	0.00001	0.000002				
Toplam	8	0.00146					

* Koyu renkle gösterilen parametreler, tepkiler üzerinde %95 güven aralığında etkilidir.
Tablodaki kısaltmaların açıklamaları için Tablo 6.3'a bakınız.

Tablo 6.26. ζ için varyans analizi (Alüminyum malzeme).

Sembol	*DF*	*SS*	*MS*	*F*	*P*	*PC* (%)	R^2 (%)
γ	1	0.00051	0.00051	9.557	**0.049***	27.46	
γ^2	1	0.00005	0.00005	0.875	0.419	2.53	
n	1	0.00112	0.00112	20.938	**0.020***	60.20	
n^2	1	0.00000	0.00000	0.019	0.899	0.05	91.37
γn	1	0.00000	0.00000	0.004	0.953	0.00	
Hata	3	0.00016	0.00005				
Toplam	8	0.00186					

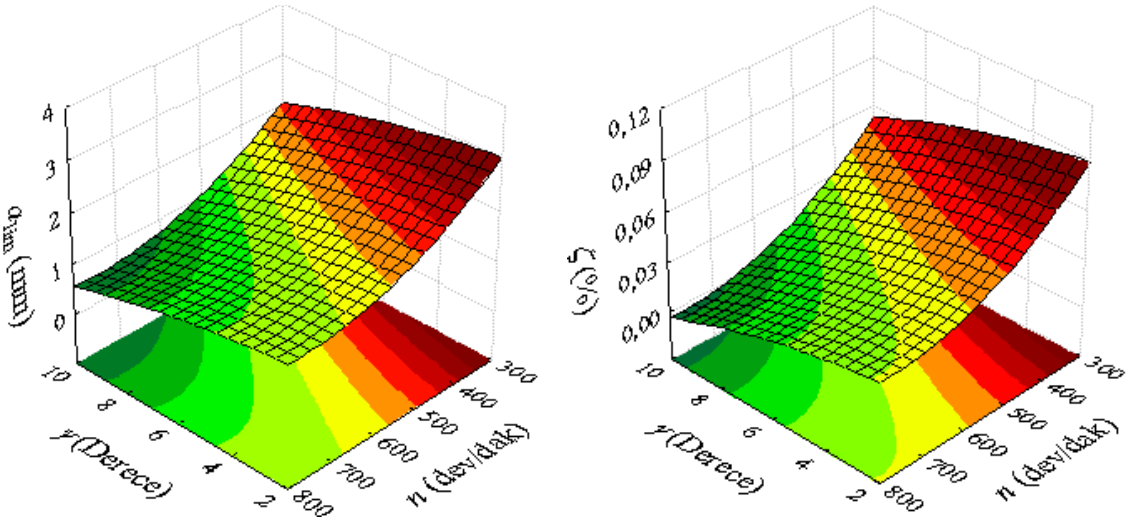
* Koyu renkle gösterilen parametreler, tepkiler üzerinde %95 güven aralığında etkilidir.
Tablodaki kısaltmaların açıklamaları için Tablo 6.3'a bakınız.

6.10. 3B Yüzey ve Eşyükselti Grafikleri ve Analizleri

Bu bölümde, daha önce oluşturulan regresyon modellerine (Bkz. Tablo 6.18-20) bağlı olarak CYA için karakteristik özelliğe sahip olan eşyükselti ve 3B yüzey grafikleri çizdirilmiştir. Bu sayede deney parametrelerinin tepkiler üzerindeki etkileri ve optimum

parametre kombinasyonları net olarak anlaşılabilir. Çizdirilen eşyükselti ve 3B yüzey grafiklerde (Şekil 6.23-25) aranacak optimum noktalar, grafik içerisinde verilen parametre kombinasyonuna göre kararlı kesme derinliğinin ve sönümleme oranlarının en yüksek olduğu bölgelerin tespiti şeklinde olacaktır.

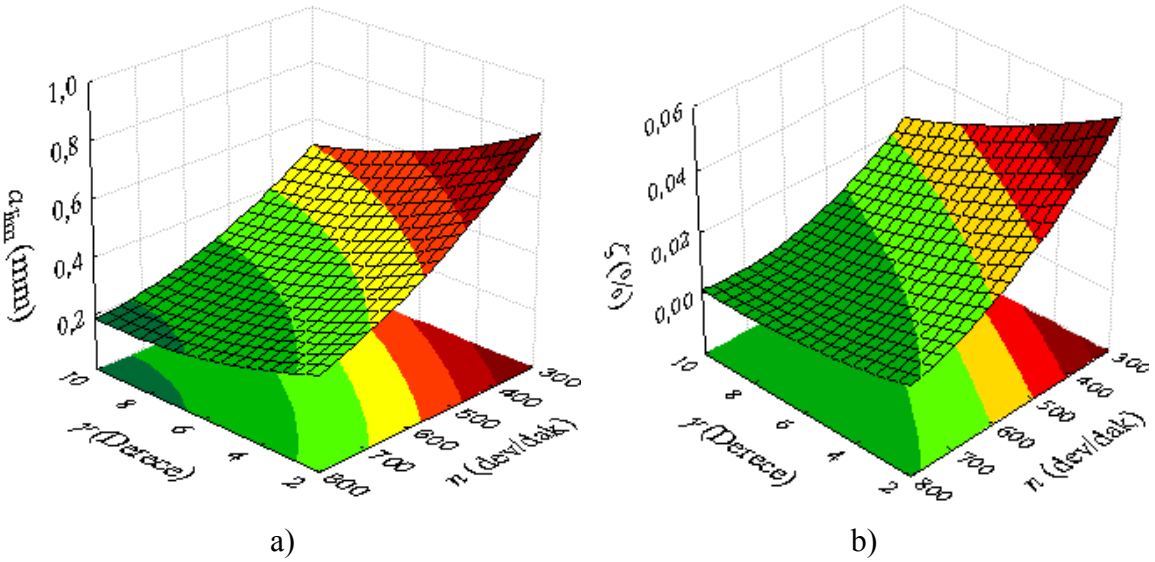
Buna göre pirinç malzeme için tepkiler üzerine parametre etkilerini gösteren yüzey ve eşyükselti grafikleri bir arada Şekil 6.23 ile verilmiştir. Hem kararlı kesme derinliği ve hem de toplam süreç sönümleme oranının maksimum olduğu bölge, mil hızının ve takım ön boşluk açısının ise minimum olması halinde elde edilir. O halde tepkileri maksimum yapan optimum parametre kombinasyonu mil hızı için 1. seviye ($n = 355$ (dev/dk)) ve takım ön boşluk açısı için 1. Seviye ($\gamma = 3°$) değerlerinde olur (parametre ve seviyeleri için Bkz. Tablo 6.15).



a) b)

Şekil 6.23. Pirinç malzemesi için 3B yüzey grafiği ve eşyükselti eğrileri
a) Parametrelerin kararlı kesme derinliğine olan etkileri
b) Parametrelerin toplam süreç sönümleme oranına olan etkileri

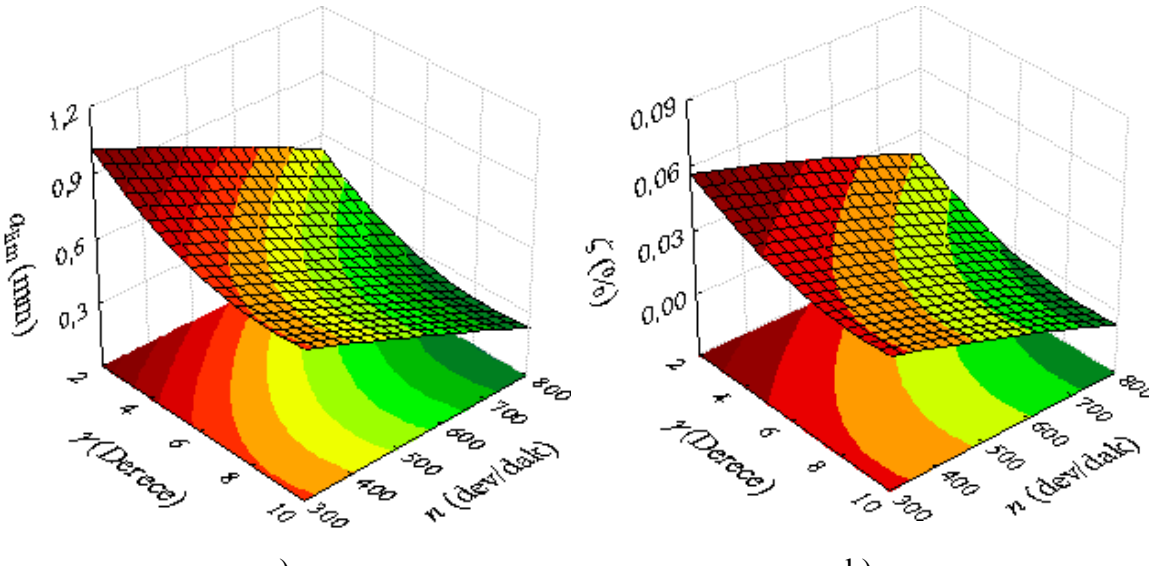
Şekil 6.24 ile verilen bakır malzeme için yüzey ve eşyükselti eğrilerine bakıldığında hem kararlı kesme derinliği ve hem de toplam süreç sönümleme oranını maksimize eden parametre kombinasyonu yine pirinç malzemede olduğu gibi mil hızı için 1. seviye ($n = 355$ (dev/dk)) ve takım ön boşluk açısı için 1. Seviye ($\gamma = 3°$) olarak gözlemlenebilir.



a) b)

Şekil 6.24. Bakır malzemesi için 3B yüzey grafiği ve eşyükselti eğrileri,
a) Parametrelerin kararlı kesme derinliğine olan etkileri
b) Parametrelerin toplam süreç sönümleme oranına olan etkileri

Son olarak alüminyum malzeme için çizdirilen grafiklerde (Şekil 6.25) daha önceki malzemelere ait yorumlarla paralel durumların olduğu açıkça görülmektedir. Dolayısıyla optimum parametre kombinasyonu olarak mil hızı için 1. seviye ($n = 355$ (dev/dk)) ve takım ön boşluk açısı için 1. Seviye ($\gamma = 3°$) kabulü yapılabilir.



a) b)

Şekil 6.25. Alüminyum malzemesi için 3B yüzey grafiği ve eşyükselti eğrileri,
a) Parametrelerin kararlı kesme derinliğine olan etkileri
b) Parametrelerin toplam süreç sönümleme oranına olan etkileri

Talaş kaldırma operasyonlarında maksimum talaş kaldırma oranlarını kararlı kesme bölgesinde gerçekleştirebilmek için mil hızının azaltılması gerektiği birçok araştırmacı tarafından da belirtilmiştir (Turkes ve ark. 2011a-b, Yusoff 2010, Altintas 2008). Nitekim süreç sönümlemesine azalan mil hızlarında karşılaşılıyor olması bir vakadır. Bunun yanı sıra takım ucunun işparçası malzemesine dalmasıyla süreç sönümleme miktarının arttığı yine birçok çalışmada (Wu 1989, Ahmadi ve Ismail 2010, Turkes ve ark. 2012) tespit edilmiştir. Bu tespitlerin ışığında yukarıda verilen grafiklerde açıkça belirtildiği gibi işparçası mil hızı ve takım ucunun işparçasına dalmasını etkileyen ön boşluk açısının maksimum süreç sönümlemesi ve kararlı kesme derinliklerinin elde edilebilmesi için yapılan optimizasyon işlemlerinin sonuçları literatürle örtüşmektedir. Aynı zamanda yüzey ve eşyükselti grafiklerine ait yapılan ve literatürle örtüşen yorumlar, Bölüm 4 ile verilen ve yeni geliştirilmiş olan matematik modelin doğruluğunun ispatı olarak kabul edilir.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan tez çalışmasının amacı tornalama operasyonlarında malzeme ve kesme parametrelerine bağlı olarak süreç sönümleme oranlarının ve tırlama kararlılığı limitlerinin optimizasyonunu sağlamaktır. Optimizasyon süreci içinde dinamik şartlar altında meydana gelen dalma kuvvetinin süreç sönümlemesine olan katkısını bulabilmek amacıyla analitik ve istatistiki CYA yaklaşımlarının ayrı ayrı kullanılması daha robust ve farklı bir yaklaşım ortaya çıkartmıştır. Bu doğrultuda yapılan çalışmaya ait sonuçların değerlendirilmesi analitik modelleme ve deneysel doğrulanması, istatistiki çalışmalar neticesinde varılan sonuçlar ve öneriler olamak üzere üç konu başlığı altında sıralanmıştır.

7.1. Analitik ve Deneysel Sonuçlar

Analitik ve deneysel çalışma kısmında dik kesme koşullarının dikkate alındığı tornalama operasyonlarındaki süreç sönümleme mekanizması üzerine odaklanılmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır:

1. İlk olarak takımın işparçasına dalmasından kaynaklanan süreç sönümlemesinin tespiti amacıyla dinamik bir kesme modeli oluşturulmuştur. Ardından kararlı kesme derinliklerinin elde edilebilmesi için farklı işparçası malzemeleri kullanarak bir dizi dinamik kesme deneyleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarla herbir işparçası malzemesi için elde edilen kararlı kesme derinlikleri, geliştirilen dinamik kesme modeli içerisinde kullanılarak süreç sönümleme oranları tespit edilmiştir. Aslında bu tez çalışmasında uygulanan sönümleme oranlarının tespit prosedürü, literatürde yapılan benzer çalışmalardaki prosedürlerlerin tam tersidir. Burada yapılan sönümleme tespit prosedürü deneysel gerçeklik tabanında ilerlediği için elde edilen süreç sönümleme değerleri çok daha net ve gerçeğine yakın olarak bulunmuştur. Dolayısıyla yapılan çalışma ile süreç sönümleme tespit yönteminde bir yenilik gerçekleştirilmiş ve bu yöntemin gelecek çalışmalarda güvenle uygulanabileceği ispatlanmıştır.

2. Geliştirilen yeni dinamik tornalama modeli, Türkeş (2007) tarafından geliştirilmiş olan kompleks dinamik modelin basitleştirilerek iyileştirilmiş halidir ve Bölüm 4'te detaylı olarak verilmiştir. Türkeş yaptığı tez çalışmasındaki modelinde süreç sönümlemesi üzerine kesilme açısı etkisinin ihmal edilebilecek seviyede az etkiye sahip olduğunu ispatlamıştır. Bu çalışmada ise kesilme açısı ihmal edilerek dalmadan kaynaklı süreç sönümleme etkisinin ve bu etkinin araştırılmasında enerji yaklaşımının dikkate alındığı yeni ve sade bir model geliştirilmiştir. Modelin geçerliliği/tahmin yeterliliği, değişik kesici takım ön boşluk açıları ve işparçası malzemeleri için özellikle düşük ve yüksek seviyeli mil hızlarında (90-710 dev/dk) yapılan deneysel çalışmalarla doğrulanmıştır.

3. Geliştirilen dinamik modelin doğruluğu, kararlı kesme derinliklerinin tespiti amacıyla herbir işparçası malzemesi için yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen derinliklerin oluşturduğu kararlılık diyagramı asimtotik eğrileri ile modelin Matlab yazılımı üzerinde simulasyonu sayesinde elde edilen eğrilerin kıyaslanması sonucu ispatlanmıştır. Sonuç olarak herbir malzeme ve takım ön boşluk açısı için ayrı ayrı bulunan kıyaslama eğrilerinin uyum içerisinde olduğu açıkça tespit edilmiştir. Elde edilen bu grafiksel uyum, tezin analitik kısmının temelini oluşturan ve Türkeş (2007) tarafından da ifade edilen tornalama işlemlerindeki süreç sönümlemesinin yaklaşık %90 oranında takım ucunun işparçasına dalmasından kaynaklı olduğu tespitini destekler niteliktedir.

4. Her bir takım tutucu için yapılan modal analizler sonucu elde edilen FTF grafiklerinden kesme sisteminin tırlama için baskın modunun, ilerleme doğrultusundaki mod olduğu görülmüştür. Yine analiz sonucu elde edilen yapısal sönümleme oranı (ζ), doğal frekans (ω_n), yay sabiti (k) ve eşdeğer kütle (m) gibi yapısal sabitlerle birlikte sadece baskın olan mod hesaplamalarda dikkate alınmıştır.

5. Statik kesme deneyleri sayesinde elde edilen verilere bağlı olarak hesaplanan ilerleme ve teğetsel yönlerdeki kesme kuvveti katsayıları (K_f ve K_t), ANOVA analizi kullanılarak incelenmiş ve regresyon analizi kullanılarak katsayıları etkileyen kesme parametrelerine bağlı olarak üssel fonsiyon şeklinde

modellenmiştir. Analizden elde edilen sonuçlara göre K_f için %35.48 etkililik oranıyla talaş derinliği ve %27.37 oranıyla ilerleme en etkili parametreler olarak tespit edilmiştir. K_t için ise %40.42 etkililik oranıyla çekme dayanımı ve %33.55 etkililik oranıyla da talaş derinliği faktörlerinin etkili olduğu belirlenmiştir.

6. Kararlı kesme derinliği ($a_{\lim}$) değerlerinin bulunabilmesi için yapılan dinamik testler neticesinde takım ucu ön boşluk açısının azalmasıyla $a_{\lim}$ değerinin arttığı tespit edilmiştir. Takımın işparçası içerisine dalması süreç sönümlemesini artırıcı bir etkiye sahiptir (Shatla ve ark. 2000, Manjunathaiah ve Endres 2000a, Aygün 2010). Artan sönümleme ise sistemin kararlılaşmasına neden olacağından arzu edilen bir durumdur. Yapılan deneysel çalışmalarda 3°, 6° ve 9° lik ön boşluk açılarına sahip takım tutucular kullanılmıştır. Ön boşluk açısının azalması, takımın kesme esnasında işparçası malzemesine olan baskısını artıracağından takım üzerine gelen dinamik kuvvetleri sönümleyici bir etki doğurmuş olacaktır. Dolayısıyla $a_{\lim}$ değerinin ön boşluk açısı azaldıkça artacağı kabulü literatür olarak da destek gören bir görüştür.

7. Yine $a_{\lim}$ değerlerinin düşük mil hızlarında arttığı, yapılan deneysel çalışmalarla tespit edilmiştir. Özellikle düşük kesme hızlarında, süreç sönümlemesinin sürece olan kararlılık artırıcı etkisi, tırlamanın kararsızlaştırıcı etkisinden daha baskın olduğundan dolayı bu hızlarda tırlama titreşimleri genellikle görülmez (Daghini 2012). Mil hızı azaldıkca, işparçasının işlenen yüzeyinde oluşan dalgaların genişliği azalarak takım ucunun bu dalgalara batma alanı büyümektedir. Buradan mil hızı azaldıkça dalma kuvvetlerinin aratacağı ve dolayısıyla sönümlemenin artacağı sonucu çıkartılır. Deneysel olarak elde edilen $a_{\lim}$ değerinin düşük mil hızlarında artıyor olması tespiti bu sebeplere dayandırılabilir.

8. Dalmadan kaynaklı süreç sönümlemesinin araştırılması için yapılan deneysel çalışmalardan, işparçası malzemesi sertleştikçe sönümlemenin arttığı sonucu ortaya çıkmıştır. Buradan, sert malzemelerde meydana gelen dalma kuvvetleri yumuşak olanlara göre daha fazladır sonucuna ulaşılır. Dolayısıyla sert

malzemelerin takım ucuna olan tepkileri daha yüksek olacağından yumuşak malzemelerdeki sönümlemeler de düşük olacaktır.

9. Zaman domainli nümerik hesaplama ile takım titreşiminin zamanla sönümlendiği grafiklerle (Şekil 6.17) ispatlanmıştır. Burada sönümlemeyi sağlayan etkenin, takım ucunun işparçasına dalmasıyla oluşan süreç sönümlemesi olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca ön boşluk açılarına göe takım ucu titreşim genliği analizi yapılarak, en büyük genliğin bakır malzeme işlenmesi sırasında oluştuğu tespit edilmiş ve herbir takım tutucu için hesaplanan ortalama genlik değerleri Tablo 6.14 ile verilmiştir.

10. Batma kuvvetlerinin hesaplanmasında kullanılan malzemenin spesifik kesilme direncinin (f_{sp}), Tablo 6.12 ve Tablo 6.13 ile verilen değerlerin kıyaslanması neticesinde işparçası malzemesinin çekme dayanımına bağlı olarak değiştiği sonucuna varılmıştır. Buradan yola çıkarak takım ucu ön boşluk yüzeyinin baskı yaptığı işparçası malzemesi bölgesinde (III. deformasyon bölgesi) sürtünmeden dolayı ısı oluşumununda tetiklediği takım ucu basıncından kaynaklı plastik deformasyon olduğu sonucuna varılmıştır.

11. Süreç sönümleme oranlarının artmasıyla kesme sisteminin TF'sinin reel kısmının beklenildiği üzere arttığı gözlemlenmiştir (Bkz. Şekil 6.18).

12. Genel olarak değerlendirildiğinde bu tez çalışmasında takım batmasına bağlı olarak geliştirilen dinamik kesme modelinin, süreç sönümleme oranlarının tespitinde güvenilir ve geçerliliğinin yüksek olduğu deneysel ve analitik olarak ispatlanmıştır.

7.2. İstatistiki Sonuçlar

Maksimum talaş kaldırma oranı ve kesme verimliliği için tırlamanın minimum olduğu (yüksek süreç sönümlemesi) kararlı kesme koşullarında talaş kaldırmak gerekmektedir. Tırlama titreşimlerinden bağımsız kesme şartlarının oluşturulabilmesi ise en uygun kesme parametrelerinin tespitini yapmaya bağlıdır. Bu çalışmada kesme sistemi analitik olarak modellenmiştir. Kesme parametrelerinin, geliştirilen analitik modelle de tahmin edilecek olan kararlı kesme derinliği ve süreç sönümleme oranlarına

olan etkilerinin bulunabilmesi için literatürde daha önce uygulanmamış olan CYA istatistiki yaklaşımı kullanılmıştır. Bu amaçla giriş parametreleri olarak kabul edilen takım önboşluk açısı ve işparçası mil hızı değişkenlerinin, tepki olarak kabul edilen kararlı kesme derinliği ve süreç sönümleme oranları üzerine olan etkilerinin tespiti ve parametre optimizasyonu, CYA kullanılarak araştırılmıştır. Araştırmadan elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır:

1. Deneysel verilerin analizi amacıyla $L_{27}\left(3^{13}\right)$ Taguchi ortogonal dizin kullanılarak üç seviyeli ve üç faktörlü bir deneysel tasarım gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda 27 adet deney verisi, dizin kodlamalarına bağlı kalınarak deneysel tasarım tablosu içerisinde sıralanmıştır. Her bir işparçası malzemesine ait kararlı kesme derinliği ve süreç sönümleme oranlarının işlem parametrelerine bağlı olarak tahmin edilebilmesi için ikinci dereceden polinomiyal modeller oluşturulmuştur (Bkz. Tablo 6.18-20). Bu modellerin tahmin yeteneklerinin yüksek oluşu ($R^2 > 0.91$) tepkilerin ara değerlerinin tespiti için güvenle kullanılabileceğini göstermektedir.

2. Deneysel tasarım içerisindeki parametre kombinasyonlarının oluşturduğu tepki değerlerinin varyans analizi tepkiler üzerindeki en etkili parametrelerin hangileri olduğunu açığa çıkarmıştır. Buna göre kararlı kesme derinliği oluşumunu en çok etkileyen parametre lineer mil hızı olarak tespit edilmiştir. işparçalarına göre % etki seviyelerin sıralaması ise %73.09 ile pirinç, %71.05 ile bakır ve son olarak alüminyum için %59.41 olarak gerçekleşmiştir. İkinci sırada etkili olan parametre ise lineer takım ön boşluk açısı olarak bulunmuştur. Tüm malzemeler için takım ön boşluk açısının quadratik olarak ve mil hızı ile etkileşimlerinin tepkiler üzerindeki etkilerinin ihmal edilecek kadar düşük olduğu açıkça gözlemlenmiştir (Bkz. Tablo 6.21-23).

3. Süreç sönümleme oranlarının oluşumunu etkileyen en önemli parametre ise yine mil hızı olmuştur. Etkililik oranları ise % olarak sırasıyla pirinç için %73.01, bakır için %69 ve alüminyum için %60.2 olarak tespit edilmiştir. Yine burada en etkisiz parametre ön boşluk açısının quadratik etkisi olmuştur (Bkz. Tablo 6.24-26).

4. İşparçası malzemesine göre en ideal kararlı kesme derinliği ve süreç sönümleme oranlarını oluşturacak olan parametre kombinasyonları ise Şekil 6.23-25 ile verilen 3B yüzey ve eşyükselti eğrileri aracılığıyla bulunmuştur. Buna göre optimum parametre kombinasyonu tüm işparçası malzemeleri için takım ön boşluk açısının 1. seviyesi ($\gamma = 3°$) ve işparçası mil hızının 1. seviyesi ($n = 355$ dev/dk) olarak tespit edilmiştir.

5. Sonuç olarak tornalama operasyonu minimum tırlama ve maksimum talaşa derinliği amacı için optimize edilmiş analitik, deneysel ve isatistiki olarak doğrulanmıştır.

Günümüzde özellikle imalat endüstrisinde herhangi bir üretim sisteminin modellenmesi ve istatistiki olarak analizi süreç tasarımı ve ürün kalitesini son derece önemli oranda etkilemektedir. Bu tez çalışmasında yapılan analitik ve istatistiki modellemeler sayesinde dinamik kesme kuvvetleri, kesme kuvveti katsayıları, kararlı kesme derinlikleri, süreç sönümleme oranları ve en ideal kesme parametresi kombinsayonlarının tespiti çok daha verimli, ekonomik ve hızlı bir şekilde yapılmıştır. Bu amaçla yapılan çalışmanın endüstride oldukça sık ratlanan talaş kaldıma operasyonlarındaki titreşim problemlerinin çözümünde imalat/makine mühendisleri için yol gösterici olacağı umulmaktadır.

7.3. Öneriler

Bu tez çalışması tornalama operasyonlarının süreç sönümleme etkili tırlama kararlılığının basitleştirilerek anlaşılması amacıyla yapılmıştır. Örneğin sadece tek tip kesici uç kullanılmıştır. Yani kesici uç radyüsü, kaplama çeşiti ve talaş kırıcı gibi özelliklerin değişimi dikkate alınmamıştır. Aslında endüstride bir çok değişik kesici uç kullanılmaktadır. Dolayısıyla gelecek çalışmalarda takım geometrisi ve özelliklerinin değişimlerini dikkate alarak süreç sönümleme analizi yapılabilir.

Yapılan çalışmada analitik modelleme için işparçasının rijit olduğu kabulü yapılmıştır. Ancak iş parçasının da kesme esnasında dinamik olduğu bir gerçektir. Buna göre sonraki çalışmalarda işparçası dinamiği de dikkate alınabilir.

Deneysel çalışmalardaki işparçası malzemelerinin farklı cins olarak değil aynı cins fakat farklı mekanik özelliklere sahip olması durumunda süreç sönümlemesi

üzerine malzeme özelliklerinin etkisi daha net olarak ortaya çıkartılabilir. Gelecekte titanyum gibi işlenmesi kolay olmayan sert malzemeler için belirtilen deneysel çalışmalarla kararlılık analizleri yapılabilir.

Tornalama operasyonları için geliştirilen analitik model iki serbestlik dereceli olarak düşünülmüştür. Frezeleme oprasyonlarına da modelin kavramsallığı değiştirilmeden adapte edilmesi şartı ile uygulanabilirliği denenebilir.

Bu çalışmadaki maksimum kararlı kesme derinliği ve süreç sönümleme oranlarının tespiti amacıyla parametre optimizasyonunda kullanılan CYA yerine yine multi-objektif problemelerin çözümünde kullanılabilen yapay zeka veya genetik algoritma gibi yöntemler optimizasyon sürecinde tercih eilebilir.

KAYNAKLAR

Ahmadi, K. ve Ismail, F., 2010, Experimental investigation of process damping nonlinearity in machining chatter, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 50(11), 1006-1014.

Aksu, B., 2008, Experimental and analytical investigation on mechanics of metal cutting including edge forces, Master of Science, *Sabancı University*, İstanbul.

Abhang, L.B., Hameedullah, M., 2010, Chip-tool interface temperature prediction model for turning process, *International Journal of Engineering Science and Technology,* vol. 2(4), 382-393

Akçiçek, N., 2007, Bilyalı değirmenlerde bazı öğütme parametrelerinin modellenmesi ve optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, *Maden Mühendisliği A.B.D., Cumhuriyet Üniversitesi*, Sivas, Türkiye.

Albrecht, P., 1962, Self-induced vibrations in metal cutting, *Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME*, vol. 84(4), 405-416.

Altintas, Y., 2000, Manufacturing automation, Cambridge University Press.

Altintas, Y., Engin, S. ve Budak, E., 1999, Analytical stability prediction and design of variable pitch cutters, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, *Transactions of the ASME*, vol.121(2), 173-178.

Altintas, Y., Eynian, M., ve Onozuka, H., 2008, Identification of dynamic cutting force coefficients and chatter stability with process damping, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 57(1), 371-374

Altintas, Y., Weck, M., 2004, Chatter stability in metal cutting and grinding, *Annals of CIRP*, Key Note Paper of STC-M, vol. 53(2), 619-642.

Andrén, L., Hakansson, L., Brandt, A. ve Claesson, I., 2004, Identification of dynamic properties of boring bar vibrations in a continuous boring operation, *Mechanical System and Signal Processing*, vol. 18(4), 869-901.

Archenti, A., 2011, A Computational framework for control of machining system capability from formulation to ımplementation, Doctoral Thesis, *KTH Royal Institute of Technology*, Sweden.

Armarego, E.J.A., ve Brown, R.H., 1969, The machining of metals, prentice-hall

Arnold, R. N., 1946, The mechanism of tool vibration in the cutting of steel, *Proceedings of institution of mechanical engineers*, vol. 154, 261-284.

Arrazola, P.J., Barbero1, O., ve Urresti, I., 2010, Influence of material parameters on serrated chip prediction in finite element modeling of chip formation process, *International Journal of Material Forming*, Vol. 3(1), 519-522.

Asiltürk, İ. ve Neşeli, S., 2012, Multi response optimisation of CNC turning parameters via Taguchi method-based response surface analysis, *Measurement*, vol. 45(4), 785-794.

Astakhov, V.P., Shvets, S.V., ve Osman, M.O.M., 1997, Chip structure classification based on mechanics of its formation, *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 71(2), 247-257.

Aygün, A., 2010, Mechanics and dynamics of line boring operation with process damping effect, Master Of Applied Science, *The University Of British Columbia*, Canada.

Bailey, J.A., 1975, Friction in metal machining-mechanical aspects, *Wear*, vol. 31(2), 243-275.

Boothroyd, G., 1966, Fundamentals of machining and machine tools, McGraw-Hill, 1975

Bouacha, K., Yallese, M.A., Mabrouki, T. ve Rigal, J.F., 2010, Statistical analysis of surface roughness and cutting forces using response surface methodology in hard turning of AISI 52100 bearing steel with CBN tool, *International Journal of Refractory Metals and Hard Materials*, vol. 28(3), 349-361.

Box, G.E.P., Draper, N.R., 1987, Empirical model-building and response surface, Wiley, New York.

Box, G.E.P., ve Wilson, K.B., 1951, On the experimental attainment of optimum conditions, *Journal of the Royal Statistical Society*, *Series B*, vol. 13(1), 1-45.

Brecher, C., Esser, M., ve Witt, S., 2009, Interaction of manufacturing process and machine tool, *Annals of the CIRP*, vol. 58(1), 588-608.

Budak, E., 1994, Mechanics and dynamics of milling thin walled structures, Doctor of philosophy, *The University of British Columbia*, Canada.

Budak, E. ve Ozlu, E., 2007, Analytical modeling of chatter stability in turning and boring operations: multidimensional approach, *Annals of the CIRP*, vol.56(1), 401-404.

Budak, E. ve Tunç, L.T., 2009, A new method for identification and modeling of process damping in machining, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 131(5), 051019-10.

Budak, E. ve Tunç, L.T., 2010, Identification and modeling of process damping in turning and milling using a new approach, *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, vol. 59(1), 403-408.

Chiang, K.T., 2008, Modelling and analysis of the effects of machining parameters on the performance characteristics in the EDM process of Al2O3+TiC mixed

ceramic, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 37(5-6), 523-533.

Chiou, R.Y. ve Liang, S.Y., 1998, Chatter stability of a slender cutting tool in turning with tool wear effect, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 38(4), 315-327.

Chua, M.S., Rahman, M. ve Wong, Y.S., 1993, Determination of Optimal Cutting Conditions using Design of Experiments and Optimization Techniques, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 33(2), 297-305.

Clancy, B.E. ve Shin, Y.C., 2002, A comprehensive chatter prediction model for face turning operation including tool wear effect, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 42(9), 1035-1044.

Daghini, L., 2012, Improving machining system performance through designed-in damping modelling, analysis and design solutions, Doctoral Thesis, *KTH Royal Institute of Technology*, Sweden.

Das, M.K., ve Tobias, S.A., 1967, The relation between static and dynamic cutting of metals, *International Journal of Machine Tool Design and Research*, vol. 7(2), 63-89.

Doi, S, ve Kato, S., 1956, Chatter vibration of lathe tools, *Transactions of the ASME*, vol. 78(7), 1127-1134.

Ernst, H. ve Merchant, M.E., 1941, Chip formation, friction and high quality machined surfaces, *Surface Treatment of Metals*, American Society of Metals, New York, vol. 29, 299-378.

Eynian M., 2010, Chatter stability of turning and milling with process damping, doctor of philosophy, *The University of British Columbia*, Vancouver, Canada.

Eynian, M. ve Altintas, Y., 2009, Chatter stability of general turning operations with process damping, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 131(4), 041005-10.

Gaitonde, V.N., Karnik, S.R., Figueira, L., ve Davim, P.J., 2009, Machinability investigations in hard turning of AISI D2 cold work tool steel with conventional and wiper ceramic inserts, *International Journal of Refractory Metals and Hard Materials*, vol. 27(4), 754-763.

Goel, B.S., 1967, Measurement of dynamic cutting force coefficients, PhD thesis, *McMaster University*.

Hahn, R.S., 1953, Metal cutting chatter and its elimination, *Journal of engineering for industry, Transactions of ASME*, vol. 75(8), 1073-1078.

Hayajneh, M., 1998, A Generalized approach for mechanics of chip formation in steady-state and dynamic orthogonal metal cutting using a new mode1 ofshear

zone with pardel boundaries and ıts validation to cutting-forces prediction in seıf-piloting machining, Doctor of Philosophy, *Concordia University*, Canada.

Heczko, O., 1980, New method for testing the dynamic cutting force coefficients. Master's thesis, *McMaster University*.

Hsu T.C., 1966, A study of the shear and normal stresses on a cutting tool, *Journal of Engineering for Industry, Transactions of ASME,* vol. 88(1), 51-62.

http://viktorastakhov.tripod.com/mc2.pdf /Web sitesi

Huang, C.Y., 2006, Analysis of process damping and system dynamics in milling, Doctor of Philosophy, *National Cheng Kung University*.

Huang, Y., ve Liang, S.Y., 2003, Cutting forces modeling considering the effect of tool thermal property-application to CBN hard turning, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 43, 307-315.

Kals, H.J.J., 1971, On the calculation of stability charts on the basis of the damping and stiffness of the cutting process, *Annals of the CIRP*, vol. 19, 297-303.

Karpat, Y., ve Ozel, T., 2006, Predictive analytical and thermal modeling of orthogonal cutting process. Part I. Predictions of tool forces, stresses, and temperature distributions, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 128, 435-444.

Kececioglu, D., 1960, Shear Zone Size, Compressive Stress, and Shear Strain in Metal Cutting and their Effects on Mean Shear Flow Stress, *Journal of Engineering for Industry*, *Transactions of the ASME*, vol. 82(1), 79-86.

Kegg, R.L.,1965, Cutting dynamics in machine tool chatter: Contribution to Machine-Tool Chatter Research-3, *Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME*, 87(4), 464-470.

Kini, S.D., 2004, An approach to integrating numerical and response surface models for robust design of production systems, M.S. Dissertation, *The Ohio State University*, USA.

Knight, W.A., 1970, Some observations on the vibratory metal cutting process employing high speed photography, *International Journal of Machine Tool Design and Research*, vol. 10(2), 221-247.

Kurdi, M.H., Schmitz, T.L., Haftka, R.T. ve Mann, B.P., 2004, Simultaneous optimization of material removal rate and part accuracy in high speed milling, *ASME International mechanical engineering congress and exposition (IMECE)*, Anaheim.

Lee, B.Y., Tarng, Y.S. ve Ma, S.C., 1995, Modeling of the process damping force in chatter vibration, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 35(7), 951-962.

Lee, E.C., Nian, C.Y. ve Tarng, Y.S., 2001, Design of a dynamic vibration absorber against vibrations in turning operations, *Journal of Material Processing Technology*, vol. 108(3), 278-285.

Lee, E.H. ve Shaffer, B. W., 1951, The theory of plasticity applied to a problem of machining, *Journal of Applied Mechanics*, *Transactions of the ASME*, vol. 18, 405-413.

Mahnama, M. ve Movahhedy, M.R., 2010, Prediction of machining chatter based on FEM simulation of chip formation under dynamic conditions, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 50(7), 611-620.

Mahdavinejad, R., 2005, Finite element analysis of machine and workpiece instability in turning, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 45(7-8), 753-760.

Mahnama, M. ve Movahhedy, M.R., 2012, Application of FEM simulation of chip formation to stability analysis in orthogonal cutting process, *Journal of Manufacturing Processes*, vol. 14(3), 188–194.

Manjunathaiah J., Endres W.J., 2000a, A new model and analysis of orthogonal machining with an edge-radiused tool, *Transactions of ASME*, vol. 122(3), 384-390.

Manjunathaiah J., Endres W.J., 2000b, A study of apparent negative rake angle and its effectson shear angle during orthogonal cutting with edge-radiused tools, *Transactions of NAMRI/SME*, vol. 28, 197-202.

Martinez, L.V., Correa, J.C.J. ve Cerda, E.R., 2008, Analysis of compliance between the cutting tool and the workpiece on the stability of a turning process, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 48(9), 1054-1062.

Merdol, S. D. ve Altintas, Y., 2004, Mechanics and dynamics of serrated cylindrical and tapered end mills, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 126(2), 317-326.

Merritt, H. E., 1965, Theory of self-excited machine-tool chatter, *Journal of Engineering for Industry*, vol. 87(4), 447–454.

Montgomery, D.C., 2005, Design and analysis of experiments, Sixth Edition, *Arizona State University*, Wiley&Sons Inc.

Moradi, H., Movahhedy, M.R. ve Vossoughi, G.R., 2009, Robust control strategy for suppression of regenerative chatter in turning, *Journal of Manufacturing Processes*, vol. 11(2), 55-65.

Neşeli, S., Yaldız, S. ve Türkeş, E., 2011, Optimization of tool geometry parameters for turning operations based on the response surface methodology, *Measurement*, vol. 44(3), 580-587.

Nigm, M.M. ve Sadek, M.M., 1977, Experimental investigation of the characteristics of the dynamic cutting process, *Journal of Engineering for Industry, Transactions of ASME*, 99(2), 410-418.

Okushima, K. ve Hitomi, K., 1961, An analysis of mechanism of orthogonal cutting and its application to discontinuous chip formation, *Journal of Engineering for Industry*, *Transactions of the ASME*, vol. 83(4), 545-556.

Oxley, P.L.B. ve Welsh, M.J.M., 1963, Calculating the shear angle in orthogonal metal cutting from fundamental stress, strain, strain-rate properties of the workpiece material. *In: Proceedings of the Fourth International Conference on Machine Tool Design and Research Conference*, 73–86.

Oxley, P.L.B., 1989, The Mechanics of Machining: An Analytical Approach to Assessing Machinability. Ellis Horwood Ltd., England.

Ozel, T., ve Zeren, E., 2006, A methodology to determine work material flow stress and tool-chip interfacial friction properties by using analysis of machining, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 128, 119-129.

Öktem, H., 2009, Kalıp parçalarının frezelenmesi sonucunda olusan yüzey pürüzlülügünün optimizasyonu, Doktora Tezi, *Kocaeli Üniversitesi*, Türkiye.

Öktem, H., Erzurumlu, T. ve Kurtaran, H., 2005, Application of response surface methodology in the optimization of cutting conditions for surface roughness, *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 170(1-2), 11-16.

Palanikumar, K., Mata, F., Davim, P.J., 2008, Analysis of surface roughness parameters in turning of FRP tubes by PCD tool, *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 204(1-3), 469-474.

Park, S.S., ve Malekian, M., 2009, Mechanistic modeling and accurate measurement of micro-end milling forces, *CIRP Ann Manuf Technol*, vol. 58(1), 49-52.

Park, S.S., ve Rahnama, R., 2010, Robust chatter stability in micro-milling operations, *CIRP Ann Manuf Technol*, vol. 59(1), 391-394.

Peters, J. Vanherck, P. ve Brussel, H.V., 1971, The Measurement of the dynamic cutting force coefficient, *Annals of the GIRP*, Vol 21(2)2, 129-136.

Ranganath, S., Narayanan, K. ve Sutherland, J. W., 1999, The Role of Flank Face Interference in Improving the Accuracy of Dynamic Force Predictions in Peripheral Milling, *ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 121, 593-599.

Ranganath S.,Campbell A.B.,Gorkiewicz D.W, 2007, A model to calibrate and predict forces in machining with honed cutting tools or inserts, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 47(5), 820-840.

Rao, B.C. ve Shin, Y.C., 1999, A comprehensive dynamic cutting force model for chatter prediction in turning, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, vol. 39(10), 1631-1634.

Rao, S.B. 1977, Analysis of the dynamic cutting force coefficient, Master's thesis, *McMaster University*.

Rao, V.R., 2011, Advanced modeling and optimization of manufacturing processes, *International Research and Development*, Springer.

Ross, P.J., 1988, Taguchi techniques for quality engineering, *McGraw-Hill Inc*., NY, USA.

Sarnicola J.F., ve Boothroyd, G., 1973, Machine tool chatter, factors which influence cutting forces during wave removing, *Proceedings of. NAMRCI.*

Sarnicola J.F., ve Boothroyd, G., 1974, Machine tool chatter, effect of work surface slope on shear angle during wave generation, *Proceedings of. NAMRCI.*

Schmitz, T.L., ve Smith, K.S., 2009, Machining dynamics frequency response to ımproved productivity, *springer*, 2009.

Shatla M., Yen Y.C., ve Altan T., 2000, Tool-workpiece interface in orthogonal cutting-application of FEM modeling, *Transactions of NAMRI/SME*, vol. 28, 173-178.

Singh, G., Choudhary, A.K., ve Karunakaran, K.P., 2006, An evolutionary approach for multi-pass turning operations, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, vol. 220(2), 145-162.

Sisson, T.R. ve Kegg, R.L., 1969, An explanation of low speed chatter effects, *Journal of Engineering for Industry, Transactions of ASME*, vol. 91(4), 951-958.

Smith, S. ve Tlusty, J., 1993, Efficient simulation programs for chatter in milling. *Annals of the CIRP*, 42(1), 463-466.

Sortino, M., Totis, G. ve Prosperi, F., 2012, Development of a practical model for selection of stable tooling system configurations in internal turning, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 61, 58-70.

Srinivasan, K. ve Nachtigal, C.L., 1978, Identification of machining system dynamics by equation error minimization, *Journal of Engineering for Industry, Transactyions of ASME*, vol. 100, 332-339.

Stabler, G.V., 1964, The chip flow law and its consequences, *Proceedings of the Fifth International Machine Tool Design and Research Conference*, Pergamon Press, Oxford, 243-251.

Su, C.T. ve Chen, M.C., 1999, Computer-aided optimization of multi-pass turning operations for continuous forms on cnc lathes, *IIE Transactions*, vol. 31(7), 583-596.

Taylor, F.W., 1907, On the art of cutting materials, *Transaction of ASME*, vol. 28.

Tekeli, A. ve Budak, E., 2007, Maximization of chatter free material removal rate in end milling using analytical methods, *Machining Science and Technology*, vol. 9(2), 147-167.

Tlusty, J., 1978, Analysis of the state of research in cutting dynamics, *Annals of the CIRP*, Vol 27(2), 583-589.

Tlusty, J. ve Polacek, M., 1963, The stability of the machine tool against self-excited vibration in machining, *International research in production engineering, ASME*, vol. 1, 465-474.

Tlusty, J., ve Rao, S.B., 1978, Verification and analysis of some dynamic cutting force coefficients data, *Proc. 6th North American Manufacturing Research Conference (NAMRC)*, University of Florida, 420-426.

Tobias, S.A., 1965, Machine tool vibration, *Blackie and Sons Ltd.*, London.

Tobias, S. A. ve Fishwick, W., 1958, Theory of regenerative machine tool chatter, *The Engineer*, vol. 205, 16-23.

Turkes, E., Orak, S., Neseli, S. ve Yaldiz, S., 2011a, Linear analysis of chatter vibration and stability for orthogonal cutting in turning, International Journal of Refractory Metals and Hard Materials, vol. 29(2), 163-169.

Turkes, E., Orak, S., Neseli, S. ve Yaldiz, S., 2011b, A new process damping model for chatter vibration, *Measurement*, vol. 44(8), 1342-1348.

Turkes, E., Orak, S., Neseli, S. ve Yaldiz, S., 2012, Decomposition of process damping ratios and verification of process damping model for chatter vibration, *Measurement*, vol. 45(6), 1380-1386.

Türkeş, E., 2007, Takım tezgahlarının tırlama titreşiminde süreç sönümlemelerin teorik ve deneysel irdelenmesi, Doktora tezi, *Eskisehir Osmangazi Universitesi Fen Bilimleri Enstitusu*, Eskişehir, Türkiye.

Victor, W.H., 2010, Modeling and simulation of share bands and tool-tip vibration in ultra-precision diamond turning, PHD thesis, *the Hong Kong Polytechnic university, department of industrial and system engineering*.

Wallace, P.W. ve Andrew, C., 1965, Machining forces: some effects of tool vibration, *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 7(2), 152-162.

Wallace, P.W. ve Andrew, C., 1966, Machining forces: some effects of removing a wavy surface, *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 8(2), 129-139.

Welbourn, D.B. ve Smith, J.D., 1970, Machine tool dynamics an introductions, Cambridge University Pres.

Wu, D.W. 1989, A new approach of formulating the transfer function for dynamic cutting process, *Journal of Engineering for Industry, Transactions of ASME*, vol. 111(1), 37-47.

Wu, D.W., 1988a, Comprehensive dynamic cutting force model and its application to wave-removing processes, *ASME Jowtal of Engineering for Industry*, vol. 110, 153-161.

Wu D.W., 1998b, Application of a comprehensive dynamic cutting force model to orthogonal wave generating processes, *International Journal of Mechanical Science*, vol. 30(8), 581-600.

Wu, D.W. ve Liu, C.R., 1985a, An analytical model of cutting dynamics. Part 1: Model building, *Journal of Engineering for Industry*, *Transactyions of ASME,* vol. 107(2), 107-111.

Wu, D.W. ve Liu, C.R., 1985b, An analytical model of cutting dynamics. Part 2: Verification, *Journal of Engineering for Industry*, *Transactyions of ASME*, vol. 107(2), 112–118.

Yusoff, A., 2010, Optimization of variable helix end milling tools, PHD thesis, *The Universtiy of Shaffield*, USA.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Süleyman NEŞELİ
Doğum Yeri ve Tarihi : 21/04/1975-TOKAT/Zile
Telefon :
e-mail : sneseli@selcuk.edu.tr

EĞİTİM

Derece		Kurum	Bitirme Yılı
Lise	:	Zile Teknik Lisesi, Zile, TOKAT	1992
Üniversite	:	Gazi Üniversitesi, ANKARA	2002
Yüksek Lisans	:	Selçuk Üniversitesi	2006
Doktora	:	Selçuk Üniversitesi	2013

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2002	Nurol Makina ve Sanayi A.Ş. / Çelik İşletmeleri	Konstrüktör
2002	EN-SU Mühendislik & Müşavirlik Ltd. Şti.	Konstrüktör
2002	Selçuk Üniversitesi	Öğretim Görevlisi

UZMANLIK ALANI

Tırlama titreşimleri, Süreç sönümleme, Modal analiz, süreç optimizasyonu, Bigisayar Destekli Tasarım, Bigisayar Destekli Üretim.

YABANCI DİLLER

İngilizce

ALDIĞI EĞİTİM VE SEMİNERLER

1- Hindistan, Pro/Engineer Eğitimi (Aralık 2007–Şubat 2008, 10 hafta)
2- Ford Otosan Eskişehir fabrikası eğitim sertifikası (2007, 1 hafta)

İDARİ GÖREVLERİ

1- Müdür Yardımcılığı (Kulu MYO, 2004, 6 ay)
2- Yönetim Kurulu Üyeliği (Kulu MYO, 2002-2004)

İŞ DENEYIMLERİ

3- Makine konstrüktörlüğü-Nurol A.Ş./Ankara, (2002, 3 ay)
4- Makine konstrüktörlüğü-Ensu A.Ş./Ankara, (2002, 1ay)

YAYINLAR

A-Uluslararası hakemli dergilerde yayımlanan makaleler

A1- **Suleyman Neseli**, Suleyman Yaldız, Erol Turkeş, 2011, *Optimization of tool geometry parameters for turning operations based on the response surface methodology*, Measurement, 44(3), 580–587.

A2- Erol Turkeş, Sezan Orak, **Suleyman Neseli**, Süleyman Yaldız, 2011, *Linear analysis of chatter vibration and stability for orthogonal cutting in turning*, Int. Journal of Refractory Metals and Hard Materials, 29(2), 163–169.

A3- Erol Turkes, Sezan Orak, **Suleyman Neseli**, Suleyman Yaldiz, 2011, *A new process damping model for chatter vibration*, Measurement, 44(8), 1342-1348.

A4- Ilhan Asilturk, **Suleyman Neseli**, 2012, *Multi Response Optimisation of CNC Turning Parameters via Taguchi Method-Based Response Surface Analysis*, Measurement, Measurement, 45(4), 785–794.

A5- Erol Turkes, Sezan Orak, **Suleyman Neseli**, Suleyman Yaldiz, 2012, *Decomposition of process damping ratios and verification of process damping model for chatter vibration*, Measurement, 45(6), 1380–1386.

A6- **Süleyman Neşeli**, İlhan Asiltürk, Levent Çelik, 2012, *Determining the optimum process parameter for grinding operations using robust process*, Journal of Mechanical Science and Technology 26(11), 3587-3595.

Halen uluslararası hakemli dergilerdeki üç adet yayının hakem değerlendirme sonuçları beklenmektedir.

B-Uluslararası bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında (Proceedings) basılan bildiriler

B1- Süleyman Yaldız, **Süleyman Neşeli**, 2007, *Web-Based Learning in Mechanical Design*, The 2nd International Conference on Virtual Learning (ICVL), pp.163-170, Romania.

B2- Sakir Tasdemir, **Süleyman Neseli**, İsmail Sarıtas, Süleyman Yaldız, 2008, *Prediction of Surface Roughness Using Artificial Neural Network in Lathe*, International Conference on Computer Systems and Technologies (Compsystech), Bulgaria.

B3- Erol Türkeş, **Süleyman Neşeli**, Süleyman Yaldız, Sezan Orak, 2010, *Investigation of Material Dependence For Process Damping in the Chatter Vibrations*, 13th International Materials Symposium (IMSP'2010), 745-752 pp., Pamukkale University, Denizli, Turkey.

C-Uluslararası destekli/ortaklı araştırma ve uygulama projeleri (yürütücü/Eğitmen/araştırıcı)

C1- **Süleyman Neşeli**, Researcher, *Virtual Training Centre for CNC*, Project no: TR/06/B/F/PP/178011**,** (http://www.virtualcnc.net/, http://www.vtcforcnc.com).

C2- **Süleyman Neşeli**, Researcher and Trainer, *Virtual Training Centre for Shoe Design*, Project no: 134124-LLP-1-2007-1-RO-LEONARDO-LMP, (http://www.virtual-shoedesign.com).

C3- **Süleyman Neşeli**, Trainer, *Excellence in Textile through "Fashion Express"*, Project no: LLP-LdV-TOI-2007-TR-061, (http://www.designintextile.com).

D-Yazılan Ulusal Kitaplar veya Kitap Editörlükleri

D1- Süleyman Yaldız, **Süleyman Neşeli**, 2008, *AutoCAD 2007*, ISBN 978-975-92866-1-3.

D2- Ahmet Can, 2007, *CNC Programlama ve Endüstriyel Uygulamalar*, Editörlük (**Süleyman Neşeli**).

E-Ulusal hakemli dergilerde yayımlanan makaleler

E1- **Süleyman Neşeli**, Süleyman Yaldız, 2007, *Tornalamada Yaklaşma Açısı ve Talaş Açısına Bağlı Tırlama Titreşimlerinin Yüzey Pürüzlülüğüne Etkileri*, Politeknik Dergisi, Cilt:10, Sayı:4, S.383-389, Ankara.

E2- **Süleyman Neşeli**, Şakir Taşdemir, Süleyman Yaldız, 2009, *Yapay sinir ağı yaklaşımı ile tornalamada yüzey pürüzlülüğünün tahmin edilmesi*, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi Cilt:XXII, Sayı:3, (Bu yayın Bilimde Modern Yöntemler Sempozyumunda (BMYS 2008) sunulmuş ve sonrasında Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisinde basılmaya layık görülmüştür.)

E3- Şakir Taşdemir, **Süleyman Neşeli**, İsmail Sarıtaş, Süleyman Yaldız, 2011, *Bulanık yaklaşım ile tornalama işleminde yüzey pürüzlülüğünün belirlenmesi*, e-Journal of New World Sciences Academy, 6(1), 156-161.

F-Ulusal bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitaplarında basılan bildiriler

F1- Şakir Taşdemir, **Süleyman Neşeli**, İsmail Sarıtaş, Süleyman Yaldız, 2010, *Bulanık Yaklaşım ile Tornalama İşleminde Yüzey Pürüzlülüğünün Belirlenmesi*, Bilimde Modern Yöntemler Sempozyumu (BMYS), Diyarbakır, Türkiye.

F2- Erol Türkeş, Sezan Orak, **Süleyman Neşeli**, 2010, *Tornalamada Tirleme Titreşimleri İçin Süreç Sönümleme Modeli*, 2. Ulusal Talaşlı İmalat Sempozyumu, Konya, Türkiye.

F3- **Süleyman Neşeli**, İlhan Asiltürk, Süleyman Yaldız, Hacı Sağlam, 2012, *Tornalama işleminde cevap yüzey metodu ile kesme kuvvetlerinin kesme parametrelerine bağlı olarak modellenmesi*, 3. Ulusal Talaşlı İmalat Sempozyumu, Ankara, Türkiye.