

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca, derin bilgi ve tecrübeleriyle beni yönlendiren, her türlü desteğini esirgemeyen Tez Danışmanım Prof. Dr. Süleyman YALDIZ'a, teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca tezimin her aşamasında engin anlayışı ile sınırsız yardımlarını gördüğüm hocam Doç. Dr. Hacı SAĞLAM'a, deneysel çalışmalarına çok değerli katkılarından dolayı Öğr.Gör. Gökhan YALÇIN'a, Öğr.Gör. Nazif ERBİL'e, Öğr.Gör. Hüseyin SARI'ya, S.Ü. Teknik Bilimler M.Y.O. Makine atölyesi teknisyenlerine ve tüm mesai arkadaşlarıma, beni manevi olarak destekleyen sevgili annem ve eşime en içten teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Özet.....	i
Abstract.....	iii
Teşekkür.....	v
İçindekiler.....	vi
Şekil Listesi.....	ix
Tablo Listesi.....	xiv
Semboller.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
3. TALAŞ KALDIRMA İŞLEMİNİN MEKANİĞİ.....	18
4. TALAŞ KALDIRMA İŞLEMİNİN DİNAMİĞİ.....	20
5. TALAŞ KALDIRMA İŞLEMİNE TAKIM GEOMETRİSİNİN ETKİSİ.....	23
5.1. Talaş Kaldırma İşlemine Takım Açılarının Etkisi.....	24
5.1.1 Talaş kaldırma işlemine yaklaşma açısının etkisi.....	28
5.1.2. Talaş kaldırma işlemine talaş ve boşluk açılarının etkisi.....	32
6. TALAŞ KALDIRMA İŞLEMİNE KESME KUVVETLERİNİN ETKİSİ.....	34
7. TALAŞ KALDIRMA İŞLEMİNE DEFORME EDİLMEMİŞ TALAŞ KALINLIĞININ ETKİSİ.....	39
8. YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜ.....	48
8.1. Yüzey Kalitesini Etkileyen Faktörler.....	49

8.2. Yüzey Yapısının Özellikleri.....	50
8.3. Yüzey Hatalarının İncelenmesinde Genel Kurallar.....	51
8.4. Yüzey Kalitesinin Sayısal Olarak Değerlendirilmesi.....	52
8.4.1. Ortalama çizgi (M) sistemi.....	53
8.4.2. Zarf sistemi (E).....	54
8.5. Yüzey Kalitesini Belirlemede Esas Alınan Sayısal Değerler.....	55
8.6. Yüzey Pürüzlülük Parametreleri.....	56
8.6.1. Ortalama eksen çizgi değeri (c_{la} , R_a).....	56
8.6.1.1. İşleme parametrelerinin R_a ile ilişkisi.....	58
8.6.2. Maksimum tepe-dip yüksekliği (R_{max} , R_t).....	59
8.6.3. Ortalamaların kareleri toplamının karekökü (R_q , R_s , rms).....	59
8.6.4. Profil maksimum tepe yüksekliği (R_p).....	61
8.6.5. Profil maksimum dip derinliği (R_m).....	61
8.6.6. On nokta yüksekliği (R_z).....	61
8.6.7. Örnekleme uzunluğu.....	62
8.6.8. Yüzey yapısı.....	62
8.6.9. Gerçek yüzey.....	63
8.6.10. Pürüzlülük.....	63
8.6.11. Pürüzlülük genişliği.....	63
8.6.12. Pürüzlülük izleme (cut-off) genişliği.....	63
8.6.13. Dalgalılık.....	64
8.6.14. Dalgalılık yüksekliği.....	64
8.6.15. Dalgalılık genişliği.....	64
8.6.16. Konum/pozisyon.....	64
8.6.17. Kusur/hata.....	64
8.7. Yüzey Pürüzlülük Ölçme Metotları.....	64
9. TAKIM TEZGAHLARINDA KARARLILIK.....	66
10. İŞLEME OPERASYONLARININ KAPALI BİR ÇEVİRİM SİSTEMİ GİBİ DÜŞÜNÜLMESİ.....	68
11. TIRLAMA TİTREŞİMİ.....	70
11.1. Zorlanmış Titreşimler.....	72
11.2. Kendiliğinden Oluşan Titreşimler.....	77
11.3. Yenilenebilen Tırlama.....	81
11.4. Mod Çiftlemesi.....	84
11.5. Termomekanik Tırlama.....	87

12. TORNALAMADA TIRLAMA TİTREŞİMİ.....	89
13. DENEYSEL ÇALIŞMA	91
13.1. Deneyin Yapısı.....	91
13.2. Malzeme.....	92
13.3. Kesme Koşulları.....	92
13.4. Kesici Takım ve Tutucu.....	93
13.5. Torna Tezgahı.....	94
13.6. Veri Alma ve Ekipmanları.....	95
13.7. Deneysel Bulgular ve Değerlendirmeler.....	97
13.7.1. Yaklaşma açısı (κ), talaş açısı (γ) ve değişimlerinin pürüzlülüğe olan etkileri.....	97
13.7.12. Uç yarıçapı (r) ve takım sarkma miktarı (L) değişimlerinin pürüzlülüğe olan etkileri.....	103
13.7.13. Yaklaşma açısı (κ) ve uç yarıçapı (r) değişimlerinin pürüzlülüğe olan etkileri.....	109
13.7.14. Talaş açısı (γ) ve takım sarkma miktarı (L) değişimlerinin pürüzlülüğe olan etkileri.....	115
14. SONUÇLAR.....	122
KAYNAKLAR.....	124
EKLER.....	132

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil No		Sayfa No
Şekil 4.1	Metal kesme işleminde deforme edilmemiş talaş kalınlığı ve kesme hızının değişme durumu	21
Şekil 4.2	Metal kesme işleminde dalga oluşumu	21
Şekil 5.1	Tek ağızlı torna kalemı üzerindeki açılar	23
Şekil 5.2	İlerleme ve takım uç yarıçapının pürüzlülüğe etkisi	24
Şekil 5.3	Genelleştirilmiş tek ağızlı torna kalemı üzerindeki açılar	25
Şekil 5.4	Yaklaşma açısının talaş üzerine etkisi	29
Şekil 5.5	Efektif normal talaş açısının kesme kuvvetlerine etkisi	32
Şekil 6.1	Kesme kuvvetlerinin bileşenleri	35
Şekil 6.2	Kesme kuvvetleri ve kesme parametreleri arasındaki ilişkiler. a) Kesme hızı-kesme kuvvetleri arasındaki ilişkisi b) İlerleme miktarı-Kesme kuvvetleri ilişkisi	36
Şekil 6.3	a) İlerleme kuvveti-yaklaşma açısı b) Kesme kuvveti-talaş açısı ilişkisi	37
Şekil 7.1	Metal kesme işleminde dalgayı ortadan kaldırma durumu	39
Şekil 7.2	Sabit iş-yüzey eğiminin etkisi a) Pozitif iş-yüzey eğimi b) Negatif iş-yüzey eğimi	40
Şekil 7.3	Tek serbestlik dereceli kütle-yay sisteminin davranışı a) Pozitif sönümleme ($c>0$) b) Negatif sönümleme ($c<0$)	41

Şekil 7.4	Talaş eğim açısının belirlenmesi	42
Şekil 7.5	İş-yüzey eğimi ve talaş eğim açısı bağıntısına kayma açısının etkisi	43
Şekil 7.6	Dalga oluşumunda dalga boyunun talaş formuna etkisi a) $t_0/\lambda = 0,1$ b) $t_0/\lambda = 0,6$	43
Şekil 7.7	Dalga boyunun C parametresine etkisi	44
Şekil 7.8	Dalgayı ortadan kaldırma sırasında kesici takıma etki eden kuvvetler	46
Şekil 8.1	Yüzey pürüzlülüğünü etkileyen faktörler	50
Şekil 8.2	İşlenmiş bir yüzeyin yüzey karakteri	51
Şekil 8.3	Yüzey pürüzlülük profili	51
Şekil 8.4	Ortalama çizgi konumunun belirlenmesi	53
Şekil 8.5	Zarf eğrisinin elde edilişi	54
Şekil 8.6	Ortalama zarf eğrisi	55
Şekil 8.7	Yüzey kalitesi için sayısal değerler	55
Şekil 8.8	Ordinatlarla R_a 'nın gösterimi	57
Şekil 8.9	Alanlarla R_a 'nın gösterimi	58
Şekil 8.10	Tepe-dip yüksekliği aynı olan yüzey örnekleri	60
Şekil 8.11	On nokta yükseklik hesaplaması için ortalama ölçümler	62
Şekil 9.1	Tipik bir kararlılık diyagramı	66
Şekil 10.1	a) Kesme dinamiğinin gösterimi b) Kesme dinamiğinin blok diyagramı (V kesme hızı)	69
Şekil 11.1	Sönümlü tek serbestlik dereceli kütle-yay sistemi	73

Şekil 11.2	Tek serbestlik dereceli kütle-yay sisteminin cevap eğrisi	74
Şekil 11.3	Cevap eğrisinden sönümlenmiş sistem sabitinin tespiti	75
Şekil 11.4	Kendiliğinden oluşan titreşimlerin prensip diyagramı	77
Şekil 11.5	Talaş genişliğinin talaş derinliğine göre değişimi	78
Şekil 11.6	Deforme edilmemiş talaş kalınlığının değişimi	79
Şekil 11.7	Titreşim sisteminin modellenmesi	81
Şekil 11.8	Kesme işleminde dalgalanmış yüzey	82
Şekil 11.9	Tornalama için iki serbestlik dereceli tirlama modeli	83
Şekil 11.10	İki serbestlik dereceli titreşim sisteminin modellenmesi	84
Şekil 11.11	Önceden deforme edilmemiş yüzeyin işlenmesi hali	84
Şekil 11.12	Konum çiftleme prensibine göre takımın aldığı eliptik yol	85
Şekil 12.1	Tornalama için iki serbestlik dereceli tirlama modeli	88
Şekil 13.1	Deney setinin şematik görünüşü	91
Şekil 13.2	Kesici uç	93
Şekil 13.3	Takım tutucu	94
Şekil 13.4	Harrison M300 üniversal bir torna tezgâhı	94
Şekil 13.5	8632C ivme ölçer	95
Şekil 13.6	a) Titreşim sensörünün bağlantısı b) Yükseltici ve PCLD-8712 board bağlantısı	96
Şekil 13.7	Mahr Perthometer M1 pürüzlülük ölçüm cihazı	96
Şekil 13.8	Yaklaşma açısı ve talaş açısı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri a) $\kappa=60^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-3^\circ$, $L=30$ mm b) $\kappa=75^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-3^\circ$, $L=30$ mm c) $\kappa=90^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-3^\circ$, $L=30$ mm	98

Şekil 13.9	Yaklaşma açısı ve talaş açısı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri	100
	a) $\kappa=60^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm	
	b) $\kappa=75^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm	
	c) $\kappa=90^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm	
Şekil 13.10	Yaklaşma açısı ve talaş açısı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri	101
	a) $\kappa=60^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-9^\circ$, $L=30$ mm	
	b) $\kappa=75^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-9^\circ$, $L=30$ mm	
	c) $\kappa=90^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-9^\circ$, $L=30$ mm	
Şekil 13.11	Uç yarıçapı ve takım sarkma miktarı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri	104
	a) $\kappa=90^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-9^\circ$, $L=30$ mm	
	b) $\kappa=90^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-9^\circ$, $L=30$ mm	
	c) $\kappa=90^\circ$, $r=1,2$, $\gamma=-9^\circ$, $L=30$ mm	
Şekil 13.12	Uç yarıçapı ve takım sarkma miktarı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri	106
	a) $\kappa=90^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-9^\circ$, $L=40$ mm	
	b) $\kappa=90^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-9^\circ$, $L=40$ mm	
	c) $\kappa=90^\circ$, $r=1,2$, $\gamma=-9^\circ$, $L=40$ mm	
Şekil 13.13	Uç yarıçapı ve takım sarkma miktarı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri	106
	a) $\kappa=90^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-9^\circ$, $L=50$ mm	
	b) $\kappa=90^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-9^\circ$, $L=50$ mm	
	c) $\kappa=90^\circ$, $r=1,2$, $\gamma=-9^\circ$, $L=50$ mm	
Şekil 13.14	Yaklaşma açısı ve uç yarıçapı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri	110
	a) $\kappa=60^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm	
	b) $\kappa=60^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm	
	c) $\kappa=60^\circ$, $r=1,2$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm	
Şekil 13.15	Yaklaşma açısı ve uç yarıçapı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri	112
	a) $\kappa=75^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm	
	b) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm	
	c) $\kappa=75^\circ$, $r=1,2$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm	

Şekil 13.16	Yaklaşma açısı ve uç yarıçapı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri	114
	a) $\kappa=90^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm	
	b) $\kappa=90^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm	
	c) $\kappa=90^\circ$, $r=1,2$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm	
Şekil 13.17	Talaş açısı ve takım sarkma miktarı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri	116
	a) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-3^\circ$, $L=30$ mm	
	b) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm	
	c) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-9^\circ$, $L=30$ mm	
Şekil 13.18	Talaş açısı ve takım sarkma miktarı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri	118
	a) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-3^\circ$, $L=40$ mm	
	b) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-6^\circ$, $L=40$ mm	
	c) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-9^\circ$, $L=40$ mm	
Şekil 13.19	Talaş açısı ve takım sarkma miktarı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri	120
	a) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-3^\circ$, $L=50$ mm	
	b) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-6^\circ$, $L=50$ mm	
	c) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-9^\circ$, $L=50$ mm	

TABLO LİSTESİ

Tablo No		Sayfa No
Tablo 8.1	Değişik pürüzlülük profilleri için R_q/R_a oranları	61
Tablo 13.1	AISI 1040 çeliği kimyasal bileşimi	92
Tablo 13.2	Kesme koşulları tablosu	92
Tablo 13.3	Kesici ucun geometrik özellikleri (mm)	93
Tablo 13.4	Takım tutucunun geometrik özellikleri (mm)	94
Tablo 13.5	Torna tezgahının özellikleri	95

SEMBOLLER

F_t	: Esas kesme kuvveti (Teğetsel kuvvet)
F_f	: İlerleme kuvveti
F_r	: Radyal kuvvet
F_n	: Normal kuvvet
α	: Boşluk açısı
β	: Kama açısı
γ	: Talaş açısı
γ_{ne}	: Efektif talaş açısı
α_{ne}	: Efektif boşluk açısı
α_f	: Yan-kenar talaş açısı
α_p	: Arka/sırt talaş açısı
V	: Kesme hızı
r	: Takım uç yarıçapı
h	: Talaş kalınlığı
h_m	: Ortalama talaş kalınlığı
t	: Talaş derinliği
b	: Talaş genişliği
k_c	: Özgül kesme kuvveti
τ_k	: Kopma mukavemeti
δ_c	: İş-yüzey eğimi
τ_s	: Kayma gerilmesi
l_{kt}	: Yapışma-sürtünme bölgesinin uzunluğu
τ_f	: Yapışma-sürtünme bölgesi sürtünme gerilmesi
L	: Örnekleme uzunluğu
R_a	: Ortalama pürüzlülük
$R_{\max}$ (R_y)	: En büyük pürüzlülük

- R_q : Orta eksenin altında ve üstündeki sapmaların geometrik ortalama değeri
- R_z : Değerlendirme aralığındaki en yüksek beş çıkıntı ile en derin beş girintinin mutlak değerlerinin ortalaması
- R_t : Filtre edilmiş pürüzlülüğün en yüksek tepesi ile en derin girintisi arasındaki mesafe
- K_f : Talaş kalınlığı yönündeki kesme kuvveti katsayısı
- $G(\omega)$: MTT sisteminin takım ucu direkt FTF'si
- b_{lim} : Kritik kesme derinliği
- F_m : Harmonik kuvvetin max. Değeri
- ΔF : Değişken kuvvet bileşkesi
- ω : Açısal frekansı
- ω_n : Tabii açısal frekans
- δ : Sönümleme katsayısı
- a : Titreşim genliği
- μ : Üst üste binme faktörü
- T : Periyot
- f : Titreşim frekansı
- m : Eşdeğer titreşim ağırlığı
- C_x ve C_y : Sönümleme viskozite sabiti
- k_x ve k_y : Makine yapısı rijitlik sabiti
- Y_0 : Kesici takımın iş parçası yüzeyinden önceki geçişi sırasında oluşan yüzeydeki dalgalanmalar arasındaki fark
- Y : En son geçişteki titreşimler

1. GİRİŞ

Metallerin talaşsız ve talaşlı olarak şekillendirilmesi, imalat sektörünün temelini teşkil eder. Yatırım maliyetlerinin düşüklüğü, kullanılan makine ve tezgahların uzun ömürlü oluşu, işleme parametrelerinin optimizasyona uygunluğu ve en önemlisi de elde edilen ürünlerin ölçü ve yüzey kalitesinin iyi olması talaşlı üretimin diğer üretim yöntemlerine göre tercih sebeplerinden bazılarıdır.

Farklı talaşlı imal usulleri kullanılarak yapılan yüzey işlemleri doğrudan veya dolaylı olarak işleme parametrelerinden etkilenmektedir. Uygun seçilmeyen işleme parametreleri kesici takımların kırılması, hızlı aşınması, yanması gibi ekonomik kayıpların yanı sıra iş parçasının veya yüzey kalitesinin bozulması gibi ekonomik kayıplara da neden olmaktadır.

Talaşlı imalatın diğer imalat metotları arasında önemli bir yeri vardır. Bütün imalat yöntemlerinde ürünün ölçü ve geometrik toleranslarının yanında tatminkar bir yüzey pürüzlülük kalitesi de büyük önem arz etmektedir. Makine parçalarının yüzey yapısı iş parçasının, takımın, işleme koşullarının veya tezgahın herhangi birinin değişmesi ile yani işleme rejiminden doğrudan etkilenir. İmal edilen parçaların gerektiği tarzda çalışması, mekanik ömrü ve dış etkilere karşı direnci, diğer faktörlerin yanında yüzey kalitesine de bağlıdır. Bu yüzden nümerik değerlerle pürüzlülüğün nasıl oluştuğunu belirlemeye veya tahmin etmeye ihtiyaç vardır. Parçanın fonksiyonunu ve maliyetini etkileyen pürüzlülüğün gerçek değerinin tahmininde de takım-iş parçası arasındaki temas titreşimini (Tırlama titreşimi) kullanmak mümkün olmaktadır.

Takım tezgahı tırlama titreşimleri (chatter vibration), işleme operasyonlarıyla yapılan talaş kaldırma esnasında kendi kendini uyaran bir mekanizmadan meydana gelir. Takım iş parçasının yapısal bir modu olan sistem başlangıçta bir kuvvet tarafından uyarılır. Tornalamada hem önceki devir sırasında hem de yapısal titreşimlerden dolayı iş parçası üzerinde dalgalı bir yüzey oluşur. Sistem, yapısal moduna çok yakın ama eşit olmayan bir tırlama frekansında salınırken, ardışık iki dalga arasındaki faz kaymasına bağlı olarak maksimum talaş kalınlığı, üssel olarak artabilir. Talaş kalınlığındaki değişken büyüme, titreşimleri artırarak kesme kuvvetlerini artırır, takımı aşındırır ve dalgalı bir yüzeye sebep olur.

Makine parçalarının fonksiyonlarını eksiksiz olarak yerine getirebilmeleri, parçaların tasarım kriterlerine uygun olarak imalat resimlerinde belirtilen form, ölçü, tolerans (şekil ve konum toleransları) ve yüzey kalitelerine uygun olarak işlenmesi ile mümkündür. Bu ancak malzemelerin uygun takım ve takım tezgâhları yardımıyla gerçekleştirilebilir. Parçalara istenilen şeklin verilebilmesi ve seri üretimde özdeşliğin sağlanabilmesi talepleri, takım tezgâhları ve kullanılacak takımların geometrileri ve malzemeleri üzerine yapılan çalışmaları tahrik etmektedir.

Talaşlı üretim esnasında uygun seçilmeyen işleme parametreleri; kesici takımların kırılması, hızlı aşınması ve deformasyonu gibi sebeplerle kısa sürede kullanılamaz duruma gelmelerine neden olmaktadır. Bu durum tezgah boş zamanının artması, iş parçası boyutlarının bozulması veya işin yüzey kalitesinin ikinci bir işlem gerektirecek derecede yetersizliği gibi bir dizi ekonomik kayıplara sebep olmaktadır. Malzemenin işlenebilirlik özellikleri önceden iyi tespit edilmemişse yukarıdaki kayıplar kaçınılmazdır.

Bu ihtiyaçlar ve doğruluğu tartışılmaz avantajlar göz önüne alındığında, imalatçıların dikkati işlenmiş parçaların yüzey kalitesini yükseltme konusu üzerinde odaklanmıştır. Titreşim ve yüzey pürüzlülüğü çalışması ve bunlar arasındaki etkileşim dünyada çeşitli teknik üniversitelerde ve enstitülerde makine mühendisliğinin artan bir ilgisine sahip olmaktadır (Neşeli 2005).

Bu çalışmanın amacı; değişik takım geometrisine sahip takımlarla yapılan silindirik tornalama işlemlerinde takım geometrisinin tırlama ve buna bağlı olarak yüzey pürüzlülüğü üzerindeki etkilerini analiz etmektir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Arnold (1946), uzun bir kateri çıkıntılı bağlayarak yaptığı tornalama deneylerinin sonuçlarından kabul edilebilir bir tırlama teorisi çıkarmıştır. Bu teorinin temelinde iki tahmin vardır.

- 1) Takım ve iş parçası arasında kesme kuvvetinin oranlı olarak azalması ile bağlı kesme hızı artar.
- 2) Makine takım yapısı basit bir salıngaç gibi düşünülebilir.

Takımın hareket denklemi kuvvet ve kesme hızı arasında sabit orantının olduğunu göstermektedir. Bu varsayım, yapının sönümlenmesinden çıkartılmıştır. Bu negatif sönümleme etkisinin daha sonra Tobias (1965), Koenigsberger ve Tlusty (1971) tarafından tırlamaya sebep olduğu ortaya atılmış, yeniden oluşma olgusu ve mod çiftlemesi etkileri tırlama mekanizmasının esasları olarak önerilmiştir.

Yeniden oluşan tırlama, önceki kesmeden dolayı niteliği değişmiş yüzeyden, bu kesmeden kısa süre sonra takımın tekrar geçmesi anında oluşur. Bu durum ardışık kesmelerin zamana bağlı farklılıkları arasında faz kaymasının kesme kuvvetine bağlı bir değişimidir. Eğer sistemin tepkisi bir sefer doğal frekansını desteklerse bu olay kararsızlığı gerçekleştirir. Yapının iki dikey modu (ortogonal mod) doğal frekansları çok yakın olunca mod çiftleme etkisi kalkar. Kesici takımın eliptik hareketi, tırlama sonucu oluşan net enerjinin yapıyı beslemesine sebep olur (Welbourn ve Smith, 1970).

Tlusty (1965), Tobias ve Fishwick'e (1958) göre yukarıda ifade edilen tüm mekanizmalar, kesme işlemlerinin dinamikleri ile yapı dinamiğinin etkileşimi ile başlatılır.

Merrit (1965), kapsamlı bir kararlılık kriterinden türetilmiş terminolojik teoriyi sistemdeki problem olarak göstermiş, bu yaklaşımla yeni bir analiz metodu ortaya koymuştur.

Weck (1985) tarafından kararlılık problemi için tek serbestlik dereceli bir yapı özetlenmiştir. Bu çalışmanın paralelinde en son Yuan ve Cai (1986) çalışmış, bu çalışmaya kesme işleminin sönümlenmesi de dahil edilmiştir, fakat kesme modeli

gereğinden çok basitleştirilmiştir. Doğrusal tırlama teorisi günümüzdeki araştırmalarda genelleştirilmekte ve herhangi bir torna konfigürasyonuna (yapılanışına) uygulanabilmektedir. Bu genel teori hem kesme şartlarının hem de kararlılık üzerindeki takım oryantasyonunun işleme sistemine bağlı etkilerini açık bir biçimde gösterir. Ayrıca bu teori frezeleme gibi diğer işleme operasyonlarına kolayca uygulanabilir.

Akün (1956) tarafından yapılan araştırmada, tezgah titreşimlerinin önemi, titreşim probleminin çok karışık olduğu ve bu titreşimlerin analizi için gerekli aletlerin mevcut olduğu belirtilmiştir. Araştırmada üç eksen boyunca, kalem ve parça eksenini titreşimleri ve parçanın dönme titreşimleri incelenmiş; talaş kesiti, kesme hızları, kesici takım açıları, kesici uç yarıçapı, takım malzemesi, işlenen parçanın malzemesi hususlarının bu titreşimler üzerine olan etkileri gösterilmiştir. İki ayrı torna üzerine yapılan araştırmada prensip olarak takım ve parçanın titreşimlerinin her doğrultu için ölçülen değerlerin toplamının yüzey pürüzlülüğü bakımından yeter bir kriter olacağı hususu ele alınmış ve yapılan deneyler bu kabulün doğru olduğunu göstermiştir.

Zharkov (1985) tarafından yapılan araştırmalarda, benzerlik analizinin hakiki ölçüde ve model halindeki bir takım tezgahı yapı elemanına nasıl tatbik edileceği belirtilmiştir. Sonuçta, tam ölçüdeki elemanın dinamik karakterlerinin model kullanılarak incelenebileceğini, birçok hallerde önemli tabii frekansların teorik ölçek faktörü ile uyduğunu ve titreşim şeklinin tabii frekanslarda iyi bir benzerlik gösterdiğini ortaya koymuştur.

Lin ve Weng (1991) tarafından yapılan araştırmalarda takım tezgahlarının rijitliğinin eğilme, burulma rijitlikleri ile temel titreşimlerin şekli ve tabii frekanslarının büyüklüğü ile karakterize edildiği ve bu rijitliğin karakteristik büyüklüklerinin model kanunu yardımı ile benzer yapılara aktarılacağı ve model tecrübelerin avantajları gösterilmiştir. Farklı yapıların rijitliklerindeki değişimler bulunmuştur. Takım tezgahı gövdesinin rijitleştirilmesi için de araştırmalar yapılmış ve bunun için model kanunları göz önüne alınmıştır. Değişik malzemeler kullanılması halinde mukayese ilişkileri elde edilmiş, yapıların büyüklüğünün hata üzerindeki tesirlerinin yönü tayin edilmiş ve bağlama flanşlarının çeşitli konstrüksiyonlarının rijitlik üzerine tesirleri araştırılmıştır.

Tobias ve Fischwick (1958) tarafından yapılan araştırmada takım tezgahının kısıt şartlarındaki herhangi bir değişimin, sönüm, eşdeğer rijitlik ve sapma eğrisi ile ilgili tabii frekanslara etkisi gösterilmiş ve titreşim izolatörlerinin sönüm ve rijitlik üzerindeki etkileri belirtilmiştir. Buna bağlı olarak yapının iç ikaz kuvvetlerine karşı olan durumu ile titreşim karakterlerinin tesiri incelenmiştir.

Albrecht (1965) tarafından yapılan çalışmada, metal kesme işlemi dinamiğinin incelenmesi analitik ve deneysel yaklaşımlarla ele alınmıştır. Metal kesme işleminin dinamik davranışına, çalışma yüzeylerinin dalgalanmasından oluşan kesme kuvvetlerinin etkisini dinamik özellikler olarak verebilen geliştirilmiş bir analiz sunulmuştur. Bu bulgular sonucunda kendi kendine kesme işleminin kararsız bir kesme davranışına sebep olacağı ileri sürülmüştür. Dalgalı çalışma yüzey konumları için, kesilmemiş talaş kalınlığı dalgalanmaları ve kesme kuvveti arasındaki ilişkinin analitik olarak ifadesinin mümkün olduğu görülmüştür. Ayrıca dalgalanma şiddetinin kesme açılarına bağlılığı tespit edilmiştir. Talaş oluşumundaki atalet kuvvetlerinin, yüksek frekanslı dalgalanmalı kesme konumlarında önemli fonksiyonu olmasından dolayı analizde göz önüne alınmıştır. Neticede metal kesme işlemindeki kararsızlıkları düzeltmek mümkün olmuştur. Çalışmada bir deney düzeneği gerçekleştirilmiş olup, kesme kuvvetlerinin dinamik cevabının ölçümü için uygun bir takım dinamometresi dizayn edilmiştir. Deney setinde kesici takım, bir geri besleme mekanizmasıyla ortalama pozisyonda kontrol edilebilen elektro-hidrolik titreştirici yardımıyla kesme yapmaktadır. Bu sette yaklaşık 400 Hz frekans aralığında meydana gelen titreşimlerin sebep olduğu kesme kuvvetlerinin dinamik cevabının tespiti mümkün olmuştur.

Knight ve ark. (1970) tarafından yapılan ortaklaşa çalışmada takım tezgahlarında frekans cevaplarının otomatik olarak belirlenmesi için bir deney seti kullanılmıştır. Bu sette programlanmış bir osilatör mevcuttur. Bir torna tezgahının kararsızlığının incelendiği bu çalışmada, titreştirici olarak elektromagnetik titreştirici ile beraber bir güç devresi kullanılmış; belirli frekans aralıklarındaki genlik ve fazın sabit tutulması, bir geri besleme ünitesiyle gerçekleştirilmiştir. Çalışmada deplasman, özel bir deplasman transduseri ile tespit edilmiştir.

Hana ve Tobias (1974) tarafından yapılan çalışmada takım tezgahı yapılarının non-lineer dinamik davranışı incelenmiştir. Bu çalışma universal bir freze tezgahı

üzerinde dinamik davranışın incelenmesiyle yapılmıştır. Önceden tespit edilmiş titreşim verilerinden faydalanılarak, titreştirici kullanılması sonucundaki verilerle ilgili olduğu bulunmuştur. Titreştiriciden üretilen kuvvet-genlik değerinin tezgah yapısının dinamik cevabının non-lineer olmasına neden olduğu bulunmuştur. Bu araştırma ve çalışma sonucunda teori ile deneysel sonuçların uyumları göze çarpmaktadır.

Wu ve Liu (1985), metal kesme dinamiğinin analitik modellenmesi üzerine yaptıkları çalışmada kesme işlemi esnasında oluşan kesme kuvvetlerinin belirlenmesi için bir analitik yaklaşımla, kendiliğinden-doğan titreşimin matematik modeli geliştirilmiştir.

Hahn (1953) tarafından yapılan çalışmada metal kesme işleminde kendiliğinden-doğan titreşim ve onun yok edilmesi konusu işlenmiştir. Kendiliğinden-doğan titreşim probleminin çözümü için titreşim modlarının incelenip sönümleyici uygulanması gerektiğini açıklamaktadır. Kendiliğinden oluşan titreşimlerin sebeplerini üç kısımda inceleyen araştırmacıya göre ilk titreşimin (primary chatter) sebebi sıcaklık gecikmesi ve kayma düzlemi civarındaki gerilme durumudur. Kendiliğinden oluşan titreşimin nedenlerinden ikincisi, geçiş kararsızlığıdır. Bu kararsızlık iş parçasının homojen olmayan yapısından kaynaklanmaktadır. Yüzeyi sertleştirilmiş bir iş parçasının işlenmesi esnasında bu titreşimlerle karşılaşılabilir. Üçüncü neden, dalgalı olan bir iş parçası üzerinden talaş kaldırma esnasında oluşabilecek ve periyodik bir alternatif oluşturabilecek geri besleme etkisidir. Hahn ayrıca metal kesme işleminde meydana gelen zorlanmış titreşimlerde periyodik dalgalanmaların frekansının iş mili hızıyla orantılı olduğunu, fakat kendiliğinden-doğan titreşimlerde periyodik dalgalanmaların iş mili hızından bağımsız ve tabii frekansla orantılı olduğunu açıklamıştır. Temel teoriyi Den Hartog (1947)'dan alan araştırmacı neticede kendiliğinden-doğan titreşim için yeni bir teori geliştirmiştir.

Doi ve Kato (1956) tarafından yapılan çalışmada özellikle torna tezgahındaki titreşim üzerinde durulmuştur. İş parçası üzerindeki yatay titreşimlerin, yatay kesme kuvvetindeki dalgalardaki gecikmeyle oluştuğu ve kesme kuvveti gecikmesinin bir diferansiyel denklemlerle ifade edilebileceği belirtilmiştir. Torna tezgahında dört grup titreşimden bahseden araştırmacılar bu titreşimleri;

- a) Takımın esnemesi nedeni ile kendiliğinden-doğan titreşimler,
- b) Puntalar arasındaki iş parçasının veya iş milinin sapmasıyla oluşan titreşimler,
- c) Hız kutusu dişlilerinin yeterli olmayan hassasiyeti nedeni ile oluşan zorlanmış titreşimler,
- d) Tezgah, iş parçası veya aynanın herhangi birinin balanssızlığı nedeniyle oluşan zorlanmış titreşimler şeklinde sınıflandırmışlardır.

Bu sınıflamaya göre c-tipi titreşim Doi ve Kato (1956) tarafından, a-tipi titreşimler ise Arnold (1946) tarafından incelenmiştir. Doi ve Kato yaptıkları deneylerden, kendiliğinden-doğan titreşimin sürtünme titreşimlerine benzer karakterde olduklarını belirlemişlerdir. Bununla beraber bu titreşimin, kesme hızının kesme kuvvetine etkisi nedeniyle oluşmadığını, iş mili ve iş parçası sehimi nedeniyle oluştuğunu tespit etmişlerdir. Aynı görüşte olan Hahn, kendiliğinden oluşan titreşimlerin, kesme hızının kesme kuvvetine etkisi ile oluşmadığını belirlemiştir. Doi ve Kato'nun yaptıkları bu çalışmada b-tipi titreşiminin oluşması için iş parçası ve takım titreşimlerinin büyük genliklere sahip olması gerektiğini vurgulayarak, takım ucundaki sehim miktarını ölçerek, takım ucunun titreşimini ve kesme kuvvetini belirlemişlerdir.

Tobias ve Fishwick (1958) yaptıkları ortak çalışmada, torna tezgahındaki dik kesme şartlarında oluşan titreşimleri incelemişlerdir. Bu araştırmacılar, torna tezgahında kesme işlemi esnasında takıma radyal ve dik (düşey) doğrultuda oluşan titreşimleri, A-tipi ve B-tipi titreşimler olarak sınıflayan Stefaniak (1954) ve Saljé (1956)'nin sınıflamasını esas alarak, kendiliğinden-doğan titreşimlerin matematik teorisini vermişlerdir. Bu iki tip titreşimin genlik ilişkilerinin olduğu belirtilmiştir. Titreşime sebep olan talaş kalınlığının değişimi, ilerleme hızı ve kesme hızı-kesme kuvveti eğrisinin eğimi etkisi incelenmiştir. Kendiliğinden-doğan titreşim teorisi sonucunda kararlılık kartları elde edilmiştir. Bununla beraber iş parçasının ilk ve son işlenmesi esnasında oluşan titreşimler tartışılmıştır. Bu araştırmacılar, netice olarak, kendiliğinden-doğan titreşime etki eden, kararlılık şartlarının çeşitli parametrelerini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir.

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 meydana geldiğini bulmuştur. Bu çalışmada kesme işleminin içerisinde oluşan kararsızlığın, kayma açısının periyodik değişimine bağlı olduğu ve kararsızlığın sistemin dinamik şartlarına değil kesme şartlarına bağlı olduğu ifade edilmiştir. Periyodik talaş teşekkülünün frekans ve genliği için analitik ifadeler çıkartılarak ölçümleri yapılmıştır. Sonuçta kesme işlemindeki kendiliğinden oluşan titreşimin, kesme işlemine bağlılığı incelenmiştir.

Thusty ve Polacek (1963) yaptıkları çalışmada, minimum ağırlıkta tezgahın yüksek kararlılığına sahip olması için kendiliğinden-doğan titreşimin, tezgahın karakteristiklerine etkisini incelemişlerdir. Sunulan teoride, tezgahdaki değişmelerin titreşim üzerindeki değişmelere nasıl etki ettiği belirlenmiştir. Bu çalışmada tezgah n-serbestlik dereceli bir titreşim sistemi olarak düşünülmüş, kararlılık sınırlarının hesaplanması için basit bir grafik metot verilmiştir.

Sweeney ve Tobias (1963) ortaklaşa çalışmalarında, metal kesme işleminde dinamik kararsızlığa sebep olan titreşim prensiplerinden en çok yenilenebilir tırlama ve mod çiftleme prensibinin etkili olduğunu kabul etmişlerdir.

Peters (1963) tarafından yapılan araştırmada, takım tezgahlarının incelenmesi ve tasarımının yapılmasında, dinamik analizin büyük bir öneme haiz olduğu belirtilmektedir. Tezgah üzerinde bir takım karakteristiklerin belirlenmesinde dinamik ölçmelerin yanında statik birtakım ölçümlerin yapılması gerektiği anlatılmaktadır. Tezgahların geliştirilmesi için statik yapı kuvvetleri kullanılarak yapı düzeltilmesi ve dinamik sönümleyicilerin kullanılması gerekmektedir. Ayrıca dinamik analizle, kesme işlemi sırasında meydana gelen titreşimlerin kaynakları belirlenmiştir. Yapılan çalışmada iş parçasının yüzey düzgünlüğü ile tezgahın dinamik karakteristikleri arasındaki ilişki ve tezgahın hassasiyetinin kendiliğinden-doğan titreşime etkisi incelenmiştir.

Wetzel ve Dornhofer (1963) tarafından yapılan ortak çalışmada, takım tezgahları endüstrisinde birtakım gelişmeler sağlayabilmek için bir torna tezgahı üzerinde titreşim araştırması yapılmıştır. Burada titreşimlerin sonuçları ve yok edilmesi gibi konular tezgah üzerinde incelenmiştir.

Long ve Lemon (1965) ortak çalışmalarında, takım tezgahlarındaki kendiliğinden-doğan titreşimin yapısal dinamiğini araştırmışlardır. Burada tezgah dinamiği transfer fonksiyonu teorisi ile temsil edilerek, kendiliğinden-doğan titreşimleri incelemek için geliştirilen kararlılık teorisine geçiş yapılmıştır. Çalışmada, karmaşık tezgah yapılarının dinamik cevabını temsil eden analitik ifadeler elde edilmiştir. Elde edilen transfer fonksiyonlarının kapalı çevrimli sistemlerin kararlılık analizi için de istenilen özelliklerde olduğu belirtilmiştir. Bu yaklaşımla tezgahın dinamik davranışının incelenmesi yapılmıştır.

Das ve Tobias (1967) tarafından yapılan ortak çalışmada kendiliğinden-doğan titreşimin, statik ve dinamik kesme katsayıları arasındaki bağıntıyı içeren bir matematiksel teori verilmiştir. Bu araştırmada dinamik kesmenin üç durumu incelenmiştir. Bu durumlar;

- a) Dalga oluşturmali kesme,
- b) Dalgayı ortadan kaldırma kesmesi,
- c) Dalga üzerinde dalgalı kesmedir.

Kesme işleminde kendiliğinden oluşan titreşimin analizi için kesme parametrelerinin (talaş kalınlığı, ilerleme, kesme hızı vs.) harmonik değişimiyle meydana gelen kuvvet artımlarının tayin edilmesi gerekmektedir. Bu amaçla, kesme parametrelerinin her birinin birim değişimi neticesindeki kuvvet artımlarının bilinmesi, kesme parametrelerinin her birinin katsayısını verir. Dinamik kesme katsayıları, kendiliğinden-doğan titreşimin matematiksel teorisine fiziksel gerçeği vermektedir. Dinamik kesme katsayıları, parametrelerden birinin sürekli değiştiği durumlardaki deneylerden elde edilmesine karşılık, statik kesme katsayıları ise parametrelerden birinin kademeli değiştiği durumdaki deneylerden elde edilmektedir. Dinamik ve statik kesme katsayıları arasındaki nedensel ilişkinin mevcudiyeti bilinmesine rağmen henüz belirlenememiştir. Bu çalışmada, araştırmacılar kuvvet genliği için bir teorik ifadeyi, deneysel sonuçlarla karşılaştırmış ve sonuçların uygunluğunu gözlemlemişlerdir.

Knight (1968) çalışmasında, Das ve Tobias'ın (1967) elde ettikleri artımsal kesme kuvveti ifadesi, basitleştirilmiş bir tezgah sistemi kararlılığının tayini için uygulanmıştır. Kararlılık sınırını tayin etme metotlarının temeli Tobias ve Fishwick

(1958) tarafından atılmıştır. Burada kesme kuvvetinin; kesilmiş talaş kalınlığının ani değerine, takımın iş parçasına nüfuziyet oranına ve kesme hızına bağlılığı kabulü yapılır. Das ve Tobias (1967) tarafından sunulan kuvvet ifadelerinin katsayıları nominal kesme şartlarında tayin edilir. Bu teori esas alınarak yapılan çalışmada, nominal şartlarda elde edilen kararlılık kartlarının üniversal kesmedeki kararlılık kartlarına ilgisi belirlenerek, üniversal kesmedeki kartlar elde edilmiştir.

Merritt (1965) tarafından yapılan çalışmada, takım tezgahlarının temel performans sınırı olan kendiliğinden-doğan titreşimin aynı zamanda takım tezgahı ile kesme işleminin birleştirilmesiyle oluşan sistemin kararsızlık bölgesi olduğu kabul edilmiştir. Bu çalışmada takım tezgahı n-serbestlik dereceli bir yapı kabul edilerek, kararlılık sınırları tespiti için bir titreşim teorisi geliştirilmiştir. Zira kararlılık kartlarının oluşturulması için sınırların belirlenmesi gerekmektedir. Geliştirilen kendiliğinden-doğan titreşim teorisi deneysel olarak ölçülen dinamik kompliyanslarla açıklanmış bu işlemler yapılırken, kesme işleminin dinamiği ihmal edilmiştir. Burada kararlılık sınır çizgilerinin belirlenmesi için sistem karakteristik denkleminin harmonik çözümlerinin elde edilmesi gerekir. Karmaşık olan kararlılık kartları, tezgahın normal çalışma bölgelerini belirler.

Thompson (1969) çalışmasında, kendiliğinden-doğan titreşim tabiatıyla ilgili çeşitli deneysel incelemelerin sonuçlarını yorumlamıştır. Yapılan çalışmalardan kapalı bir çevrim olan titreşimin, genlik ayarlı olduğu sonucuna varmıştır. Bu araştırmacının çalışması, Doi ve Kato'nun (1956) elde ettikleri teoriyi esas almıştır. Kendiliğinden oluşan titreşimin matematik analizi için Doi ve Kato'nun hareket denklemini kullanılmış ve sonuçta titreşimin frekans ifadesi elde edilmiştir.

Nachtigal ve Cook (1970) tarafından yapılan çalışmada, kendiliğinden-doğan titreşimin aktif kontrolü üzerinde durulmuştur. Titreşimdeki yenilenebilir etki, tezgahın ilk performans sınırlarından biri olarak kabul edilmiştir. Önceki çalışmalarda yapının dinamik kompliyansını düzeltmek için yenilenebilir etki probleminin minimize edilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Bu yaklaşımda; yapı sönümlemesinin artırılması, rijitliğin artırılması ve titreşim yutucularının kullanılması gibi pasif çözümler getirilmiştir. Bu çalışma da kendiliğinden-doğan titreşimlerin aktif kontrolü alanındadır. Aktif titreşim kontrol sistemi ile teçhiz edilmiş bir tezgahın analizi yapılmıştır. Bir torna tezgahındaki deneylerle önceki

deneysel çalışma sonuçları karşılaştırılmış ve uygunluğu tespit edilmiştir. Bu çalışmada, kesme kuvvetinin bir ölçüsünü veren bir parametre geri-besleme sinyali olarak kullanılmış ve işlemedeki titreşimin yok edilmesi için bilgi edinilmiştir.

Knight (1972) tarafından yapılan çalışmada, modellenerek basitleştirilmiş bir torna tezgahında çeşitli kesme şartları için deneysel kararlılık kartları elde edilmiş, kesme hızı, ilerleme hızı ve talaş açısı ile kararlılık seviyesindeki değişimler gözlenmiştir. Bu çalışmada iki teorik metot kullanılmıştır: bu metotların her ikisi de kararlı hal kesme verilerinden çıkarılan kesme-kuvvet katsayılarındaki değişimleri esas alır. Kullanılan iki metodun sonuçları karşılaştırıldığında uyumlu oldukları göze çarpmıştır.

Nigm ve ark. (1977) ortaklaşa çalışmalarında, dinamik kesme katsayılarının kararlı hal verilerinden elde edilmesi için bir matematik model sunulmuştur. Bu teori kararlı halde ortogonal kesme işleminin boyutsuz analizini esas kabul eder. Bu çalışmanın sonucunda, dinamik kesme katsayıları ve kararlılık kartları tayin edilmiştir. Sunulan teoriye göre, elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla uyumuna dikkat çekilirken, artımsal kesme kuvvet bileşenleri için açık ifadeler elde edilmiştir.

Opitz ve ark. (1965) tarafından yapılan bu araştırmada, büyük takım tezgahlarının dinamik karakteristiklerinin araştırılması için bir elektro-hidrolik titreştirici geliştirilmiştir. Titreştirici, iki kademeli bir Moog valfi ile buna bağlı çift tesirli ve statik basınç odasına sahip bir kuvvet pistonundan ibarettir. Sinüs şeklindeki giriş sinyali, uzama-ölçer (strain-gauge) köprüsünden alınan bir sinyalle, referans sinyalinin mukayesesinden elde edilen hata sinyalinin kumanda ettiği bir elektrik motoruna bağlı potansiyometre ile düzeltilmektedir. Çalışmada, bu titreştiricinin bir sütunlu freze tezgahı ile dik bir torna tezgahına uygulanması ile elde edilen rezonans ve cevap yer eğrileri verilmiştir.

Çakır (1969) tarafından yapılan çalışmada büyük takım tezgahlarının dinamik kararlılığının araştırılması için bir elektro-hidrolik titreştiricinin tasarımı ve imalatı yapılmış, çeşitli karakteristik değerler elde edilmiştir. Bu çalışma esas olarak elektro-hidrolik titreştirici sistem, bir elektro-hidrolik servo valf, bir çift tesirli hidrolik kuvvet pistonu ve bir sabit basınçlı hidrolik kuvvet merkezinden oluşmuştur. Elektro-hidrolik servo valf, elektro-dinamik bir hareket verici ve piston tipli açık merkezli bir hidrolik valfden müteşekkildir. Tesir pistonundaki diferansiyel basınç, elektronik

kontrol konsolundan gelen sinyal ile hareket ettirilen servo valf tarafından sağlanmıştır. Tesir pistonunun gerçek diferansiyel basıncı ile servo valf hareketini temsil eden geri besleme sinyalleri yardımcı bir operasyonel amplifikatörde, bir sinüs generatörü tarafından sağlanan referans sinyalleri ile birleştirilerek, istenen kuvvetle gerçek kuvvet arasındaki, dolayısıyla servo valf hareketindeki fark elde edilmiştir. Bu sinyal, kuvvet amplifikatöründeki mevcut sinyallerin düzeltilmesi için kullanılmıştır. İkinci olarak, tesir pistonunun kuvvet mili üzerine monte edilen bir geri-besleme uzama-ölçer, tesir pistonunun diferansiyel basıncını yük şartlarından bağımsız olarak muhafaza eden sinyali bir taşıyıcı amplifikatör yardımı ile operasyonel amplifikatöre taşır. Servo valf pistonuna monte edilen bir geri besleme transduseri de yine bir taşıyıcı amplifikatör vasıtası ile operasyonel amplifikatöre bağlanmıştır. Bu çalışmada kuvvet amplifikatörü kontrol sinyalini büyümekte ve elektro-dinamik hareket vericiye gönderdiği sinyalle valf pistonunun istenilen hareketini gerçekleştirmiştir. Servo valf bir kuvvet amplifikatörü olarak çalışmış ve giriş sinyaline uygun olarak tesir pistonuna hidrolik güç vermiştir. Tesir pistonu bu hareketi kendi şaftına bağlı olan deney örneğinin hareketine dönüştürmüştür. Bulgular, sinüs şekli ve kumanda seviyesinin değiştirilmesiyle elde edilen çalışma genlikleri için titreştiricinin frekans bandı olan 2-250 Hz frekansları arasında istenen seviyeye ulaşmış, performans eğrileri çizilmiş ve hesaplanan karakteristiklere uygun sonuçlar bulunmuştur. Çalışmada, büyük takım tezgahlarının araştırılmasında kullanılacak yeni elektro-hidrolik titreştiricilerin geliştirilmesi üzerine bütün olarak bir teori kurulmuştur.

İşlenmiş parça yüzeylerinin tribolojik özellikleri, yüzey dokusundan birinci derecede etkilenmektedir. Yüzey pürüzlülüğü sadece aşınma, sürtünme ve yağlama gibi tribolojinin geleneksel konularında değil, aynı zamanda sızdırmazlık, hidrodinamik, elektrik, ısı iletimi vb. farklı alanlarda da dikkate alınması gereken önemli bir faktördür. Bu yüzden makine parçalarında yüzey pürüzlülük değerinin tespiti oldukça önemlidir. Talaşlı imal usulleri kullanılarak yapılan yüzey operasyonları birçok değişkenden etkilenebilmektedir. Yüzey pürüzlülük değerinin azaltılması; talaş derinliğinin azaltılması, düşük ilerleme ve yüksek kesme hızları kullanımı, soğutma suyu debisinin artırılması, kesici takımın uç yarıçapının ve talaş açısı değerlerinin büyük olması gibi faktörlere bağlıdır (Thomas 1982).

Kopac ve Bahor (1999), pratikte sık kullanılan temperlenmiş Ç1060 ve Ç4140 çeliklerin işleme koşulları ile yüzey pürüzlülüğünün değişimi üzerindeki çalışmalarında, işleme parametrelerinin rasgele seçimi neticesinde ne tür sonuçlar ile karşılaşılabilceği üzerinde durmuşlardır. Çalışmalarında, her iki çelik için büyük uç yarıçaplı kesici takım kullanıldığında, düşük yüzey pürüzlülüğü değerlerine ulaşıldığı görülmüştür.

Yuan ve ark. (1996), tornalama ile ilgili çalışmalarında, baklava geometrilili (eşkenar dörtgen) kesici takımın keskinliğinin işleme deformasyonlarını ve işlenmiş yüzeyin pürüzlülüğünü etkileyen ana faktörlerden biri olduğunu ortaya koymuşlardır. Alüminyum alaşımlı numuneler kullandıkları deneyler sonucunda yüzey pürüzlülüğünün, iş parçasının mikrosertlik değerinin, kalıcı yüzey gerilmelerinin ve dislokasyon yoğunluklarının takım uç yarıçapıyla değiştiğini göstermiştir. Körelmiş takım ile işlenen yüzeylerin, keskin takım ile işlenenlere göre daha sert olduğu görülmüştür.

Eriksen (1998) yaptığı çalışmada, torna ile işlenen kısa elyaflarla güçlendirilmiş termoplastik malzemelerin değişik kesme ve ilerleme hızları, kesici takım uç yarıçapı ve elyaf doğrultusu ile etkileşimlerini incelemiştir. Optimum işleme koşullarını deneysel olarak belirlemenin mümkün olduğu, ancak teorik olarak hesaplanan değerler ile bu parametrelerin uyuşmadığı ifade edilmiştir. Çalışmalarında, ilerleme hızının 0,1 mm/dev değerinin üzerinde olduğu durumlarda yüzey pürüzlülüğünün arttığı, takım uç yarıçapı küçüldüğünde yüzey pürüzlülüğünün azaldığı, kesme hızı 500 m/dak değerine ulaştığı zaman yüzey pürüzlülüğünün bozulduğu, hızı 1500 m/dak'ya varan yüksek kesme hızlı işlemlerde yüzey pürüzlülüğünün kesme hızından bağımsız olduğu belirtilmiştir.

Özçatalbaş'ın (2000) yaptığı deneysel çalışmalarda, artan kesme hızı ile yüzey pürüzlülüğünün azaldığını tespit etmiştir. Ancak kesme hızı artışının düşük ilerleme miktarlarında etkisinin fazla olduğu gözlemlenmiş iken artan ilerleme miktarında ise kesme hızının yüzey pürüzlülüğü üzerinde etkisi azalmıştır. Benzer şekilde, değişik ısı işlemler uygulanmış Ç4140 çeliğinde, düşük kesme hızlarında yüzey pürüzlülük değerleri yüksek iken, artan kesme hızlarıyla numunelerin yüzey pürüzlülüğü iyileşmiştir.

Özsas (2002), AISI 5140, AISI 4140, St37 malzemeleri üzerinde yaptığı deneysel çalışmalarda, malzemenin karbon miktarına bağlı olarak değişen sertlik ve mekanik özelliklerin yüzey pürüzlülüğünü etkilediği görülmüştür. İşleme parametreleri olarak kesme hızının artırılması ile yüzey pürüzlülüğünün iyileştiği fakat kesme hızının artırılması durumunda takım aşınmasının hızlandığı dolayısı ile takım ömrünün azaldığı anlaşılmıştır. İlerleme miktarındaki artış ile yüzey pürüzlülüğünün arttığı ve ilerlemenin yüzey pürüzlülüğüne en çok etki eden bir parametre olduğu tespit edilmiştir. Kesici uç yarıçapının da yüzey pürüzlülüğünü etkilediği, uç yarıçapının büyümesi ile yüzey pürüzlülüğünün azaldığı gözlenmiştir.

Bayrak (2002) tarafından MKE’de 9MnPb28 malzemesiyle 3-farklı tezgah kullanılarak yapılan çalışmada, kullanılan tezgahın tipine bağlı olarak değişen rijitlik durumunun yüzey pürüzlülüğüne etkisi incelenmiş, revolver torna tezgahının üniversal ve sayısal denetimli tezgahlara nazaran daha iyi sonuç verdiği anlaşılmıştır. Elde edilen parametreler ile uzman sistem yardımıyla elde edilen parametreler karşılaştırılmıştır. Uzman sistem ve deney sonuçlarının karşılaştırılmasında parça-tezgah bilgilerinin bilgisayara tanıtılmasıyla, deney sonuçlarına yakın sonuçlar bulunmuştur. Kesme parametrelerinin yanında soğutma sıvısının yüzey pürüzlülüğüne etkisi incelenmiş, bunun yüzey pürüzlülüğünü iyileştirdiği sonucuna varılmıştır.

Aboulatta (2001) tarafından yüzey pürüzlülüğünün tahmin edilmesi için yapılan çalışmalarda, yüzey pürüzlülüğünün kesme parametreleri ve aynı zamanda kesici takım titreşimine bağlı olduğu ortaya konulmuştur. Kesme parametreleri ve radyal yöndeki titreşim değerlerinin birbirlerine olan etkileşimi üzerine 4-farklı matematiksel model geliştirmiştir. Çıkardığı bu 4-matematiksel modelle R_a ortalama yüzey pürüzlülüğü, R_t maksimum yüzey pürüzlülüğü ve R_{sk} genlik dağılım eğrisi değerlerini hesaplamıştır. Bulduğu değerler ile matematiksel modeller arasında R^2 ’leri ile yüzdelik olarak hata oranlarını bulmuştur. Deneysel sonuçlarda ise yüzey pürüzlülüğünün sadece kesme parametrelerine bağlı olmadığı, titreşiminde yüzey pürüzlülüğüne etki ettiğini ortaya çıkarmıştır. Maksimum yüzey pürüzlülüğü R_t ’nin en çok kesme hızı ve parça çapına bağlı olduğunu ortaya çıkarmıştır.

Beauchamp ve ark. (1995), tornalamada orta karbonlu çelik numuneler üzerinde değişik hız, ilerleme, kesme derinliği, takım uç yarıçapı ve iş parçası

boyalarında, kuru şartlarda tornada oluşan yüzey pürüzlülüğü ve tezgah titreşimini derleyerek analiz etmişlerdir. Titreşim analizleri, dinamik kuvvetin (takımı etkileyen talaş kalınlığı ile ilgili değişim) kesme esnasında rezonanstaki takım titreşiminin genliği ve takımın tabii frekansının değişimi ile ilgili olduğunu göstermiştir.

Jang ve ark. (1996), esnek bir imalat sisteminde bir tezgahı kontrol etmek için gerçek zamanlı bir izleme algoritması geliştirmişlerdir. Yüzey pürüzlülüğü ile tırlama titreşimi arasındaki korelasyonla ilgili olan bu algoritma, takımla iş parçası arasında bağıl kesme titreşimlerinin olduğunu ortaya koymuştur.

Mer ve Diniz (1994), son tornalama işleminde, farklı kesme parametrelerinde titreşim aracılığı ile oluşan artan takım aşınmasının sebep olduğu iş parçası yüzey pürüzlülüğü değişimini gözlemlene niyeti ile çeşitli deneyler gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar, tornalama operasyonlarında yüzey pürüzlülüğünün oluşumunu izlemeye takım titreşiminin iyi bir yol olduğunu göstermiştir. Bu yüzden, sonuçlar tornalama operasyonlarında takım ömrünü belirlemede kullanılabilir.

Lasota ve Rusek (1983), tornalamada yüzey pürüzlülüğünün oluşması sırasında takım tezgahının çektiği enerji tüketiminin nasıl değiştiğini araştırmışlardır. Yüzey pürüzlülüğü R_a 'ya bağlı olarak takım iş parçası sisteminin titreşim genliği ve ilerlemesini içeren yeni bir bağıntı geliştirmişlerdir.

Noker (1993), kesme parametrelerinin bir fonksiyonu olarak ortaya çıkan yüzey pürüzlülüğü ile ilgili çalışmalar üzerinde bir literatür taraması yapmıştır.

Ghani ve Choudhury (2002) tarafından yapılan çalışmalarda, kesme parametrelerinin ve takım üzerindeki titreşimin, yüzey pürüzlülüğüne ve serbest yüzey aşınması üzerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Kesme hızı, ilerleme hızı ve talaş derinliğinin artırılmasıyla serbest yüzey aşınması hızlanmıştır. Serbest yüzey aşınmasının artışıyla yüzey pürüzlülüğünün arttığı tespit edilmiştir. Diğer taraftan, serbest yüzey aşınmasının artışıyla takım üzerinde oluşan titreşim genliği ve ivmesinin arttığını ortaya koymuştur.

Tornalama operasyonlarında yüzey pürüzlülüğü üzerinde takımın geometrik hareketlerini dikkate alan pek çok analitik ve deneysel çalışma yapılmıştır. Literatür taraması herhangi bir zamanda diğer değişkenler sabit kalırken, sadece kesme değişkeninin değiştirilmesi ile yüzey pürüzlülüğünün değiştiğini açığa çıkarmıştır (Albrecht (1956), Olsen (1968)). İşlenen yüzeyin topografyası yüzey üzerindeki bazı

takım hareketlerinden ortaya çıkar (Zang ve Kapor (1991)). Bu takım hareketlerinin birincisi takımın geometrik hareketi, ikincisi takım titreşimi (Jang ve Seireg (1989), Sankar ve Osman (1975)) ve üçüncüsü de yığma kenar oluşumudur. Diğer çalışmalar kesme hızı, ilerleme, talaş derinliği (Taraman (1974)), gibi değişik kesme parametrelerini ve geometrik bir ifade olan takım uç yarıçapı (Hasegawa ve ark. (1976)) gibi değişkenlerin çelik malzemeleri tornalamada yüzey kalitesi üzerindeki etkileşimli etkilerini dikkate almıştır. Bu çalışmalar, kesme parametrelerini kullanarak bir güç form denklemi ile yüzey pürüzlülüğünü tahmin etmek için matematiksel modelleri çıkartmışlar ama maalesef sonuçlar daima tutarlı olmamıştır (özellikle kesme derinliğinin etkisi dikkate alındığında) (Boubekri ve ark. (1992)). Hatta bazı yazarlar (Albrecht (1956), Olsen (1968)) genel operasyonlarda, kesme derinliğinin yüzey pürüzlülüğü üzerinde etkisi olmadığını ifade etmişlerdir. Diğer yazarlar (Taraman (1974), Hasegawa ve ark. (1976)) talaş derinliğinin artırılmasıyla yüzey pürüzlülüğünün iyileştiğini söylerken, takım titreşimi üzerinde çalışan başka bazı yazarlar (Beauchamp ve ark. (1995), Saxsena (1982), Tobias (1965), Thomas ve ark. (1996)) belirli işleme şartlarında talaş derinliğinin artması ile yüzey pürüzlülüğünün iyileştiğini bulmuşlardır. Bazı yazarlar (Albrecht (1956), Olsen (1968), Taraman, (1974), Hasegawa ve ark. (1976)), yeni bir tahmin modeli geliştirmişlerdir. Bu modelde, dikkate alınan kesme parametrelerinin (ilerleme, kesme hızı, talaş derinliği ve takım uç yarıçapı) her biri ile bağıntılı, kinetik pürüzlülüğün toplamı ile değerlendirilebilen toplam yüzey pürüzlülüğü kullanılır. Çıkarılan tahmin modeli ile yukarıda sözü edilen deneysel verilerin %90'dan daha fazlasını açıklamayı başardılar. Ancak bu parametreler arasındaki etkileşimler modelleme işleminde dikkate alınmamıştır. Tüm bu çalışmalar yüzey pürüzlülüğü üzerindeki iki-seviyeli etkileşim etkisinin analizi ile sınırlıdır. Yüzey pürüzlülüğü üzerindeki asıl etkileşim etkisini çıkarmak için Taguchi veya kısmi deneysel tasarım uygulanabilir (Youssef ve ark. (1994)). Ancak daha yüksek etkileşim analizleri için tam faktoriyel tasarım en uygunudur (Beauchamp ve ark. (1994), Beauchamp ve ark. (1995)). Aslında bu metodları kullanarak deneylerin sayısı düşürülmüş olsa bile parametrelerin etkisi daha yüksek seviyedeki etkileşimlerde karıştırılabilir. Üçüncü seviye etkileşimler gibi daha yüksek etkileşimler, asıl parametrelerin bağımlı değişkenlere etkisi hakkında daha doğru bilgiler sağlar. Yüzey pürüzlülüğü ve yığma kenar üzerinde çalışırken

deney sayısının azaltılması ile ilgili tasarımlar, ilerleme ve takım uç yarıçap değişkenlerinin bu çalışmalar için daha önemli olduğunu göstermiştir. Toplam değişimin büyük bir çoğunluğunu açıklayan bu sonuçlar, bu çalışmadaki deneysel tasarımlar yapılmadan önce de bilinmekteydi. Azaltılmış tasarımda ortaya konulmayan ikincil etkiler, belirli uygulamalardaki tüm işlemleri anlamak için gereklidir. Örneğin, yüzey pürüzlülüğü kalitesi, belirli operasyonlarda kesme hızı değişkenine bağlı bir parametre olan yığma kenar oluşumundan etkilenebilir. Ancak bu etkileri açıklayan modelin nasıl davrandığı gerçekte bilinmemektedir. Tam faktöriyel tasarımdan elde edilen yüksek etkileşimli analiz bu modeli tam olarak karakterize etmek için ihtiyaç duyulan bilginin çoğunu ortaya koymuştur (Albrecht (1956)).

3. TALAŞ KALDIRMA İŞLEMİNİN MEKANİĞİ

Talaşlı imalat, iş parçası yüzeyinin kesici takımlar yardımıyla parça keserek şekillendirilmesi işlemidir. Metal kesme son zamanlarda kontrollü talaş üretme işlemi olmaya başlamıştır. Kaldırılan talaş, kesme bölgesinde kontrol edilebilmekte; işlem sırasında doğan ısının önemli bir miktarı çıkan talaş tarafından uzaklaştırılmaktadır. Metal kesmede talaş oluşumunun kontrolü, operasyonun özelliğine göre öncelik arz edebilir. Genel olarak talaşlı imalatın amacı metali belirli bir şekil ve boyuta getirmekse de verimli bir talaşlı imalat için işlemlerin uygun talaş oluşumunu sağlayacak şekilde yapılması gerekir. Bunun için talaşın uygun bir formda çıkarılması, gerekirse talaşın talaş kırma mekanizmaları ile kırılması sağlanmalıdır. Talaş kırma işleminin nedeni, sadece işlem sırasında oluşacak talaşın depolama kolaylığı değil, aynı zamanda kesme bölgesinden uzaklaşan talaşın temasta bulunacağı takım veya iş parçasına verebileceği zararları engellemek ve oluşan ısının büyük bir bölümünün talaşla ortamdan uzaklaşmasını sağlamaktır.

Modern talaşlı imalat işlemlerinde yapılan işlem ve kaldırılan talaş hacmi ne olursa olsun, kontrollü bir talaş oluşumu şarttır. Talaş kaldırma işleminin anlaşılabilmesi, değişik tipteki metallerin talaşa dönüşmeleri esnasındaki davranışlarının anlaşılmasına bağlıdır. Bu işlemin bir kısmı, talaş kaldırma işleminin kalitesini etkileyen belli başlı faktörler olan deformasyon, sıcaklık ve kuvvetlerin belirlenmesi işlemidir.

Sıcaklık, talaş kaldırma işlemini doğrudan etkilerken, yeterince yüksek olursa, takım malzemesi üzerinde de negatif etkileri bulunur. Kesme kuvvetleri ise işlemin gerçekleştirilmesi için gerekli güç ve momenti doğrudan etkilerler. Kesme kenarlarının tasarımı, belirli işleme şartları altında sıcaklık, kesme kuvvetleri ve talaş teşekkülünün kontrol altında tutulmasını gerektirir. Kesici takım geometrisinin tasarımı sırasında, gerçekleştirilecek talaş kaldırma işleminin, takım ömrü ve uç mukavemeti üzerindeki etkilerinin de dikkate alınması gerekir. Bir kesici kenar ile bir metalden talaş kaldırma sırasında, kesici takım iş parçası malzemesinin bir bölümünü plastik olarak deforme eder ve talaşı keser. Talaş olarak ayrılacak malzeme tabakası üzerindeki gerilmeler, bu tabaka kesici kenara yaklaştıkça artar. Bu artan gerilmeler malzemenin akma sınırına ulaştığı anda metal içerisinde elastik

ve plastik deformasyonlar meydana gelir. İş malzemesinin tipine bağlı olarak değişik talaş tipleri (sürekli, kesintili, kırılğan) oluşur.

Talaş kaldırma işlemi için gerekli enerjinin büyük bir kısmı kayma düzlemi civarında harcanır. Oluşan talaşın takım yüzeyi boyunca akışını sağlamak amacıyla kesici kenar iş parçasına doğru bastırılır ve bunun sonucunda kayma meydana gelir. Metalin kayma düzlemi boyunca olan plastik davranışı, talaşın ve talaş kaldırılan yüzeyin şekil değiştirme (deformasyon) sertleşmesi/zorlaşması üzerine etkide bulunur. Deformasyon sertleşmesi/zorlaşması kesme kuvvetini artırır, kayma açısını azaltarak daha kalın bir talaşın, kesici ucun talaş yüzeyi üzerinde akmasına neden olur. Deformasyon miktarı takımın talaş açısının büyüklüğüne bağlıdır.

Kayma düzlemi iş parçasından kaldırılacak malzemenin talaşa dönüştüğü düzlemdir. Ancak bu düzlemde ortaya çıkan kayma gerilmesinin takım yüzeyi boyunca etkilerinin analiz edilmesi gerekir. Talaş kaldırma sırasında takım/talaş arayüzeyinde bir etkileşim mevcuttur. Talaş oluşumu, temas uzunluğu üzerine etkide bulunan kayma açısından etkilenir. Talaşın temas uzunluğu boyunca takım yüzeyindeki hareketinin niteliği, talaş kaldırma işleminde dikkate alınması gereken bir diğer önemli faktördür. Kayma açısının, bu anlamda, talaş ile takım yüzeyi arasındaki temas uzunluğu üzerine bazı etkileri mevcuttur. Bu bölgede kuvvetler ve sıcaklıklar takımı önemli ölçüde etkiler. Kayma açısı küçük ise kayma kuvveti büyüktür. Büyük talaş açısı talaşın daha büyük bir yarıçap etrafında daha az kırılması ve daha düşük kuvvetlerin oluşması demektir. Birçok talaş kaldırma işleminde kesme yönünün esas kesme kenarına dik olmayıp belirli bir açı yaptığı eğik kesme söz konusudur ki bu durum takım geometrisini ve talaş akış yönünü değiştirir.

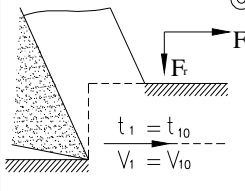
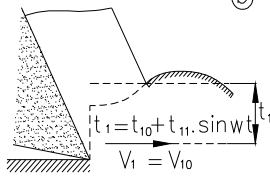
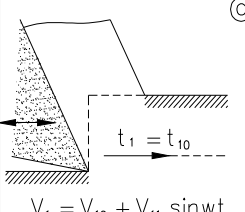
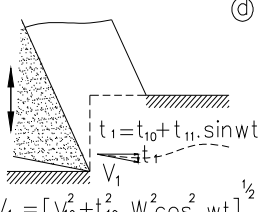
Talaş açısının temas uzunluğu üzerine etkisi söz konusudur. Temas uzunluğu, büyüyen talaş açısıyla azalır daha büyük pozitif talaş açısı daha küçük temas uzunluğu demektir. Talaş oluşumu deforme olmamış talaş kalınlığına, ilerlemeye, talaş açısına ve iş malzemesinin mukavemetine bağlıdır ve talaş deformasyon bölgesinde oluşur. Talaş, oluşumunu, talaş kaldırma işlemi esnasında ortaya çıkan eğilme kuvveti etkisiyle tamamlanır.

4. TALAŞ KALDIRMA İŞLEMİNİN DİNAMİĞİ

Takım tezgahları, fonksiyonları gereği dinamik yüklerin birçok çeşidine aynı anda maruzdurlar. Bu yüklemeler karşısında takım tezgahlarının gösterdiği davranış biçimleri, takım tezgahlarının dinamik davranışlarını belirlerler. Tezgahlarda her konumda bir dinamik davranış olacağı için, tezgahların tasarımı yapılırken o tezgahın en kritik dinamik davranışının etkilerinin incelenmesi gerekir. Talaş kaldırma esnasında takıma ve buna bağlı olarak iş parçasına, üç eksende kesme kuvvetleri etki etmektedir. Kesme kuvvetleri; esas kesme kuvveti (teğetsel kuvvet) F_t , dik kuvvet (radyal kuvvet) F_r ve ilerleme kuvveti (eksenel kuvvet) F_f 'dir.

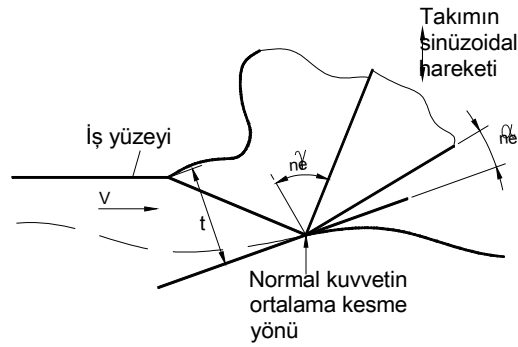
Metal kesme işleminin dinamiğini anlamak için Şekil 4.1'deki dört durumu incelemek gerekir. Şekil 4.1a durumunda, deforme olmamış talaş kalınlığı ve kesme hızı sabittir. Bu durum talaş kaldırmanın kararlı olduğunu gösterir. İkinci durumda kesme hızı sabit olduğu halde, deforme olmamış talaş kalınlığı değişkendir. Üçüncü durumda deforme olmamış talaş kalınlığı sabit olduğu halde, kesme hızı değişken olup, takım kesme doğrultusunda titreşmektedir. Bu durumların herhangi birinde tırlama titreşimi oluşabilir. Başka bir deyişle, bu durumlar kesme işleminde tırlama titreşimi şartları altında ortaya çıkan gerçek durum bileşenleridir. Tırlama titreşimi bunların birinde veya birkaçının bileşkesi olarak ortaya çıkabilir.

Şekil 4.1'deki durumların ayrı ayrı incelenmesi geniş bir inceleme oluşturacağı ve tırlama titreşimi üzerinde en etkili durum son durum olacağı için, bu incelemede deforme edilmemiş talaş kalınlığının ani değerini etkileyen bir harekette takımın radyal kuvvet doğrultusunda izafi takım-iş parçası deplasmanına sebep olan titreşim modu açıklanacaktır. Şekil 4.1-d'deki bu durumda deforme edilmemiş talaş kalınlığı ve kesme hızı değişkendir.

		Deforme olmamış talaş kalınlığı, t	
		Sabit	Değişken
Kesme Hızı, V	Sabit	 ① $t_1 = t_{10}$ $V_1 = V_{10}$	 ② $t_1 = t_{10} + t_{11} \cdot \sin wt$ $V_1 = V_{10}$
	Değişken	 ③ $t_1 = t_{10}$ $V_1 = V_{10} + V_{11} \cdot \sin wt$	 ④ $t_1 = t_{10} + t_{11} \cdot \sin wt$ $V_1 = [V_{10}^2 + t_{10}^2 \cdot W^2 \cdot \cos^2 wt]^{1/2}$

Şekil 4.1 Metal kesme işleminde deforme edilmemiş talaş kalınlığı ve kesme hızının değişme durumu

Şekil 4.2’de dalga durumu esnasında sinüzoidal olarak titreşen takımın izleyeceği yol görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi deforme olmamış talaş kalınlığı (t), deforme olmamış talaş kalınlığının değişim hızı (V), efektif normal talaş açısı (γ_{ne}) ve efektif normal boşluk açısı (α_{ne}) sürekli değişmektedir.



Şekil 4.2 Metal kesme işleminde dalga oluşumu

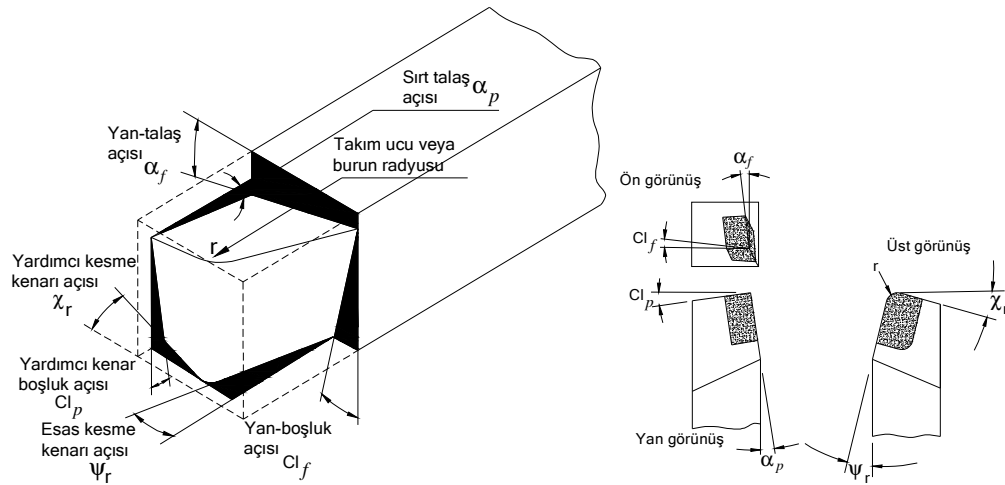
Ortalama kesme doğrultusuna dik bileşke takım kuvvetinin osilasyon yapan F bileşeninin etkisiyle oluşan durumun hareket denklemi;

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \quad (4.1)$$

ile verilir (Boothroyd (1989)). Bu ifadede F kuvvetinin; t , $\dot{t}$, γ_{ne} , α_{ne} parametreleri cinsinden yazılması gerekmektedir. Ayrıca bu ifade sistemin kararlılığının incelenmesinde kullanılır.

5. TALAŞ KALDIRMA İŞLEMİNE TAKIM GEOMETRİSİNİN ETKİSİ

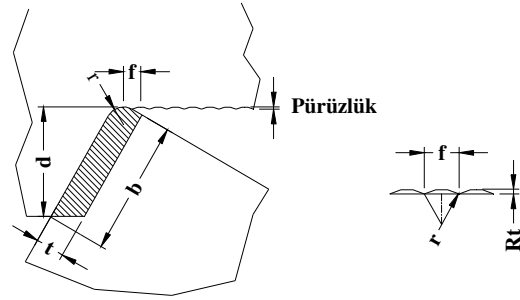
Standart bir tornalama takımı geometrisi Şekil 5.1’de görülmektedir. Takım üzerindeki önemli geometrik parametreler takım uç radyüsü (r), yan-kenar talaş açısı (α_f), arka/sırt talaş açısı α_p , ve yan kesme kenarı açılarıdır (ψ_r, Cl_f). Ortogonal kesmede sırt talaş açısı sıfır alınır ve sadece yan-kenar talaş açısı dikkate alınır. Talaş açısının konumları pozitif ($+\alpha_p$), nötr ($\alpha_p = 0$) ve negatif ($-\alpha_p$) olarak adlandırılır. Pozitif talaş açısı yüksek kayma açıları sağlar ve bu kesme kuvvetlerinin azalmasına yardım eder. Ayrıca talaşın iş parçasından akarak uzaklaşmasına yardımcı olduğu için daha iyi bir yüzey kalitesi bırakır. Negatif talaş açılı takımlar kayma açısını azalttığı için, aynı kesme şartlarında pozitif takımlardan daha yüksek kuvvetler meydana getirir. Kesintili kesmede negatif takımlar pozitif takımlardan daha büyük darbe direnci sağlarlar.



Şekil 5.1 Tek ağızlı torna kalemі üzerindeki açılar (Sağlam (2004))

Takım ucu, istenilen kalitede (pürüzlülük değerinde) yüzey işleyemediği noktada değiştirilmelidir. Pürüzlülük, işlenen yüzeyde örnek uzunluk boyunca ölçülen, küçük alanlı mikro düzensizliklerdir. Yüzey kalite standartlarının tespit edilmesinde, yüzey kalitesi referans alınmalıdır. Bu, özellikle ince talaşta (son

pasoda) büyük önem taşır. Metal kesmede yüzey yapısını, işleme operasyonu esnasında malzemenin plastik akışından doğan düzensizlikler tayin eder. Yüzey yapısı, esas itibariyle işleme metoduna, titreşimlere, tezgah kızıklarındaki hatalara, takımın tip ve durumuna, kesme parametrelerine, iş malzemesine ve toplam kararlılığa bağlı olarak değişir. Takım ucunun yuvarlatılması, talaş kesitinin bombeli teşekkülüne sebep olur. Bu durumda gerçek talaş kesiti, teorik talaş kesitinden ($A_r = f \cdot d$) daha küçük olur ve aradaki fark, parça üzerinde artık talaş olarak kalır. Bu kaldırılmamış talaş kesiti, yüzey pürüzlülüğünü meydana getirir (Şekil 5.2) (Akkurt (2000)).



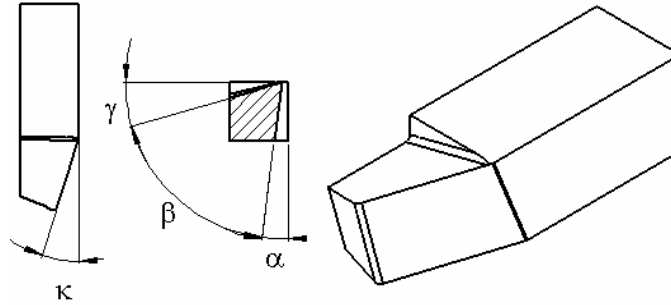
Şekil 5.2 İlerleme ve takım uç yarıçapının pürüzlülüğe etkisi

İşlenmiş yüzeydeki keskin ilerleme izlerini minimize etmek için takımlar burunlarında küçük bir kavise sahip olurlar (Şekil 5.2). Büyük takım uç yarıçapı takımı işleme sırasında kendiliğinden doğan titreşimlere veya tırlamaya daha duyarlı olduğundan tavsiye edilmez.

5.1. Talaş Kaldırma İşlemine Takım Açılarının Etkisi

Kesici takımlar, takım-iş parçası arasında sürtünen temas alanını en aza indirmek için keskin uçlu olarak tasarlanırlar. Bununla beraber bu açıların kesme kuvveti ve tezgâh gücü, aşınma, takım ömrü ve tezgâhın dinamik davranışlarına büyük etkisi vardır. Bir takım üzerinde oluşturulan değişik açılar, takım geometrisi olarak adlandırılır. Değişik türde ve şekilde imal edilmiş farklı geometride takım uçları ve bağlama konumlarına göre farklı takım tutucular mevcuttur. Takım

geometrisini oluşturacak olan bu açıların değeri, kesici ucun dayanımı ve kesme yeteneği arasındaki ilişkiye göre belirlenir. Aynı durum takım yüzeyinde meydana getirilen talaş açısı içinde geçerlidir (Güden 2005).



Şekil 5.3 Genelleştirilmiş tek ağızlı torna kalem üzerindeki açıları

Pratikte kaleme verilmesi gereken α, β, γ açıları ile normal kesme yapılabilmesi için takım ucunun punta ekseninde bağlanmış olması gerekir. Aksi halde kesme üzerinde etkili olan bu açıları değişir. Bu değişim kalemin punta ekseninde ve altında olmasına bağlıdır. Kesici takım parça ekseninde ise, dış çaplı yüzeylerin işlenmesi durumunda, ön boşluk açısı artarken talaş açısı azalır ve $\alpha + \beta$ büyür. Kesici takım köreldiği zaman parçayı kaldırmağa veya parça altında kesici takımı çekmeğe zorlayacağından iş parçası esnemesi ve kesici takım titreşimi meydana gelebilir. Bunun aksi durumu oluşursa, yani; kesici takım punta ekseninde bağlanmışsa boşluk açısı küçülür.

Talaş açısı büyüdüğünde $\alpha + \beta$ küçülür. Ancak iç çaplar işlenirken ön boşluk açısı büyürken talaş açısı küçülür. Bu durumda ise talaş iyi kırılmaz ve kaba işlemlerde uygulanabilir. İş parçasında sert kısımlara rastlanırsa fazla zorlanmadan dolayı kalem esner ve parçaya dalabilir.

Dik kesme işleminde, kayma açısı (ϕ), boşluk açısı (α), kama açısı (β) ve talaş açısı (γ) gibi açıları kesici takım geometrisini oluşturan açılarıdır. Bunların en önemlisi kayma açısı olup, kayma düzlemi ile takımın hareket yönü arasındaki açıdır. Kayma açısının değişimi, talaş kalınlığını da değiştirdiğinden, önemlidir. Bu açıların değişmesi, kesme kuvvetleri ve takım ömrü üzerine ve tırlama titreşimine yol açar. Bu nedenle kesme işlemi esnasında etkili talaş kaldırma işlemi elde etmek için kesici takımın uç noktası iş parçası veya fener mili merkezinde olmalıdır.

Bazı durumlarda talaş oluşumu daha büyük bir negatif talaş açısıyla ve talaşın kendi kendine kırılması için daha sert bir sıkıştırma ile iyileştirilirse de, genellikle küçük ilerleme hızlarında pozitif talaş açılarının belirgin bazı üstünlükleri vardır. Daha büyük ilerleme değerlerinde büyük pozitif talaş açıları talaşın kıvrıldığında sıkışmamasını sağlamaları açısından avantajlıdır.

Talaş oluşumu birçok faktörden etkilenir. Bu faktörlerden en önemlisi iş malzemesidir. Malzemenin tipi, mukavemeti, sertliği yapısı, iş parçasının şekli ve boyutları talaş oluşumunu etkiler. Kesme verilerinin, özellikle ilerleme ve talaş kalınlığının talaşın boyutları ve şekli üzerine doğrudan etkisi vardır. Yaklaşma açısının talaşın uzunluğu, genişliği ve akış yönü üzerindeki etkisi büyüktür. Uç radyüsünün talaş üzerindeki etkisi talaş kalınlığına bağlıdır.

Bunların yanı sıra, talaş yüzeyi üzerindeki kesme geometrisinin talaş oluşumunu önemli ölçüde etkilediği gözlenmiştir. Bu yüzeyin uygun tasarımı sayesinde kesici kenarın talaş kontrolü sağlanır. Talaş açısı ve oluşturulan negatif yüzeylerin uzunluğu tasarımda ilk ele alınacak unsurlardır. Bu unsurlar işleme esnasında oluşan talaşın deformasyon miktarı ve eğriliği üzerinde etkide bulunurlar.

İşleme esnasında ortaya çıkan kuvvetler ve basınçlar kesici kenar geometrisinden etkilenirler. Pratikte kesici kenar geometrisinin performans, takım ömrü, güvenilirlik, güç ihtiyacı ve talaşın şekli üzerinde büyük etkiye sahiptir.

Genel kural olarak, talaş açısının artmasıyla kesme kuvvetleri azalır ve daha iyi bitirme yüzeyi elde edilir. Talaşların kontrolü, talaşların akmasına sebep olan doğru talaş açısının verilmesiyle sağlanır. Aşırı pozitif talaş açısı takım kesici ucunu zayıflatır. Kullanılan talaş açısı, iş malzemesinin özelliğine ve yapılan kesme işlemine bağlı olarak değişir. Talaş açıları kesici takım üzerinde taşlanabilir veya plaketa uçlar halindeyse bunlar istenilen talaş açısını sağlayan uygun takım tutucu içine yerleştirilerek oluşturulur.

Verimli talaş kaldırma işlemi için en iyi olan tasarım; pozitif talaş açılı takımın kullanılmasıdır. Bu açı kayma bölgesinde daha büyük kayma açısı yaratır. Bu da talaşın talaş-takım arayüzeyi boyunca serbestçe akmasına imkan sağlar. Şartlar doğru seçilmezse, takım yüzeyi üzerinden talaşların kayması kraterleşmeye yol açabilir. Düşük çekme dayanımlı ve demir içerikli olmayan ve içerisinde aşındırıcı (abrasif)

parçacıkları bulunmayan sünek malzemeler, küçük çaplı uzun miller veya işlenirken sertleşen malzemeler kesilirken pozitif talaş açılı takımlar kullanılır.

Yüksek çekme dayanımlı malzemeler ve abrasif içerikli malzemeler, fazla ilerleme miktarlarına ve kesintili kesme işlemi yapıldığında negatif açılar tercih edilir. Bir takım üzerinde negatif talaş açısı kayma bölgesi boyunca daha küçük bir kayma açısı oluşturduğundan, daha fazla sürtünme ve ısı meydana gelir. Isıdaki artış dezavantaj olarak görülmesine rağmen, tok malzemelerin karburlu takımlarla işlenmesi arzulanır. Genellikle, negatif açılı takımlar; esmer dökme demir, temper dökme demir, dökme çelikler, takım çelikleri, sıcak iş takım çelikleri veya sadece sade karbonlu çelikler gibi malzemeler karburlu takımlarla işlendiğinde tercih edilirler.

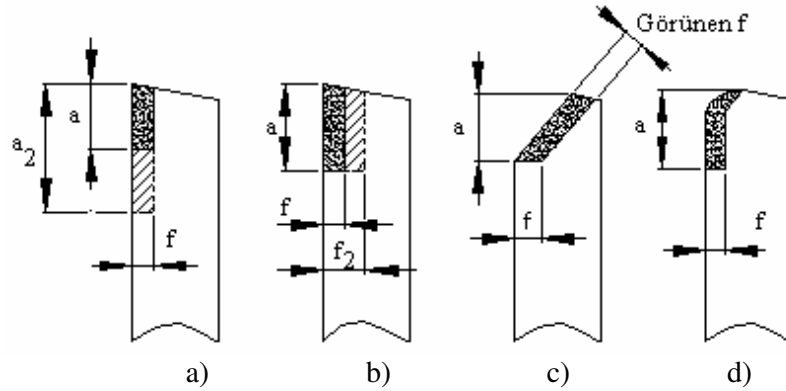
Serbest (boşluk) açısı, kesici takım ucunun ve taban yüzeyinin işlenecek iş parçasına sürtünmesini önlemek amacıyla verilir. Bu açının değeri genelde 5-8° arasında olmakla beraber kesici takım-iş parçasına göre de değişmektedir. Kama açısı; kesici takım ucunun kesme özelliğinin sağlanması, yani batmanın kolaylaştırılması için verilmekte olan bu açının değeri hem takım malzemesi hem de iş malzemesi çifti için deneyle tespit edilen tecrübeyle sağlanır. Ancak, bu açının değişmesi talaş açısını da değiştirir ve dolayısıyla bu açı talaş açısındaki değişmeye bağlıdır. Talaş açısı, talaşın kesici takım yüzeyinden akarak uzaklaşmasını sağlayan açı olup, genellikle pozitif olarak verilir. Ancak bazı hallerde, özellikle seramik takımla kesme yapıldığında, talaş açısının değeri negatif olabilmektedir. Dik kesme işleminde, boşluk açısı, kama açısı ve talaş açıları toplamı her zaman 90° olmalıdır (Şahin 2000).

5.1.1 Talaş kaldırma işlemine yaklaşma açısının etkisi

Yaklaşma açısı, kesici kenar ile ilerleme yönü arasında kalan açıdır. Bu açı talaşın oluşumunu etkilediği gibi kesme kuvvetlerinin yönünü, kesme işlemine katılan kesici kenar uzunluğunu, kesici kenar ile iş parçası arasındaki temas alanını ve kullanılan takım ile yapılacak talaş kaldırma işlemlerini de etkiler. Yaklaşma açısı 45° - 90° arasında değişir. Yaklaşma açısı kesici takımın çeşitli yönlerde talaş kaldırmasına izin verecek ve işlemler için gerekli takım sayısını azaltacak şekilde seçilmelidir. Buna ek olarak, kesici takım daha büyük bir uç açısına, dolayısıyla daha güçlü bir uca sahip olacak şekilde tasarlanmalıdır. Uygun yaklaşma açısının seçimiyle talaş kalınlığı azaltılarak basıncın daha büyük bir kesici kenar uzunluğu üzerine dağılımı sağlanır. Yaklaşma açısının kesme başlangıcında ve sonunda takımın mukavemeti, kesme esnasında kuvvetlerin etkiye yönleri ve talaş akışı üzerinde etkisi vardır (Çakır 1999).

Yaklaşma açısının talaş kesiti üzerine etkisi Şekil 5.4'de gösterildiği gibidir. Pratikte talaş kalınlığı/talaş genişliği h/f oranı yerine talaş derinliği/ilerleme miktarı a/f oranı kullanılır. a/f oranı büyüdükçe (ince talaş) yüzey kalitesi iyileşir, takım daha az aşınır ve aynı ömür için kesme hızı daha büyük seçilebilir. Dolayısıyla a/f oranı büyük olan talaş kesitleri, talaş kaldırma bakımından daha uygundur. Ancak zaman bakımından işleme zamanı artar ve verimlilik azalır (Akkurt 2000).

Yaklaşma açısı, talaş derinliği ve talaş genişliği üzerine etki etmekte olup, Şekil 5.4c,d'de görüldüğü gibi, bu açının artması ile talaş genişliği azalırken talaş derinliği ise artar. Yaklaşma açısı 90° olduğunda $\sin \alpha = 1$ olduğu için talaş derinliği ilerleme miktarına ($a = f$) eşit olur (Şekil 5.4b). Başka bir ifadeyle; f/a oranı azaldıkça talaş ince ve uzun olurken f/a oranı arttıkça talaş kalın ve kısa olur. Yani; f/a oranı azaldıkça takım daha az aşınır ve aynı takım ömrü için daha büyük kesme hızı seçilebilir. Ancak imalat artışı için f/a oranı büyük olan talaş kesitleri daha uygundur.



Şekil 5.4 Yaklaşma açısının talaş üzerine etkisi (Şahin 2000)

Verilen talaş derinliğinde birim alandaki yük, dik kesmedeki kesici takımla karşılaştırıldığında, meyilli takımların kullanılması ile azalır. Daha büyük yaklaşma açısı da büyük kuvvet oluşturur.

Netice olarak, meyil açılı uçlar sadece büyük çaplı iş parçalarının veya gezer punta tarafından desteklenmeyen oldukça kısa iş parçalarında radyal kuvvet bileşeni etkisini en aza indirmek için kullanılmalıdır.

Pozitif yaklaşma açılı takımlarla tornalama işlemleri için boyuna tornalama çapları ideal fakat alın yüzeylerin işlenmesinde bunun kadar etkili değildir. Alın yüzey ve boyuna tornalama uçlarının birleştirilmesi gerekiyorsa negatif eğimli yaklaşma açısı kullanılır. Hem dik hem de eğik kesme hareketlerinde, çubuğun dönmesi ile oluşan esas teğetsel kuvvet en büyük olup bunun büyüklüğü kullanılan pozitif veya negatif uçlu takımlara bağlı olarak da değişir. Pozitif uç kullanılırsa daha düşük kesme kuvvet oluşurken, negatif uçlu takım kullanıldığında büyük kuvvet oluşur. İlerleme kuvveti esas kesme kuvvetinden çok daha düşük ve ilerleme miktarıyla belirlenir. İlerleme miktarı artırılırsa daha yüksek ilerleme kuvveti oluşturabileceği gibi teğetsel kuvvetlerin de artmasına sebep olur. Radyal kuvvet hem pozitif hem de negatif yaklaşma açısıyla ortaya çıkar. Kesici uç burun radiusü de küçük bir radyal kuvvet oluşturur. Yaklaşma açısının 90° 'den küçük olması halinde kesici uç parçaya en zayıf noktası olan uç kısmıyla değil, çok daha güçlü, ilk darbeye çok daha dayanıklı olan ana kesici kenarıyla girer ve ilk temastan itibaren aşırı bir darbeye maruz kalmadan kesme işlemini sürdürür. Uygun bir yaklaşma açısının seçimi halinde özellikle tufallı veya sert kabuklu yüzeylerde kesici kenar sert

tabakayı ezmek yerine kesecek, iş parçasına girişte büyük bir avantaj sağlanacaktır. Tufallı veya sert kabuklu, sert tabakanın aşındırıcı özelliğinden dolayı yaklaşma açısının doğru seçilmesi takım ömrü üzerinde olumlu etkide bulunur (Çakır 1999).

Kesici uç parçadan çıkarken yaklaşma açısı, parçanın son kısmında kalan malzeme tabakası üzerinde, takımın ilerlemesi nedeniyle oluşan basıncı ve kesici kenar üzerindeki basınç değişimini etkiler. Büyük bir yaklaşma açısıyla kesme bölgesinin terk edilmesi durumunda kesici kenar üzerindeki basıncın aniden sıfırlanmasından dolayı ilerleme ve talaş kalınlığında ani bir artış görülecek ve kesici uç öne doğru bir esneme yapacaktır. Bu fazla yük kesici kenarın kırılmasına neden olabilir. 90°'lik bir yaklaşma açısında talaş derinliği efektif kesici kenar uzunluğuyla aynı uzunluğa sahiptir. Bu durumda talaş kalınlığı ilerlemeye eşittir. 45°'lik bir açı için, aynı ilerleme ve talaş derinliğinde kesici kenar uzunluğu çok büyük bir artış gösterir (yaklaşık olarak iki kat artar) talaş kalınlığı ise azalır.

Yaklaşma açısındaki değişim ilerlemeyi ve bunun sonucunda talaş debisini etkiler ve aynı talaş derinliği ve talaş kalınlığı için daha büyük bir ilerleme değeri elde edilir. Bu durum, genellikle basınç dağılımı ve kesici kenarın daha büyük bir kısmının kullanılması açısından avantajlıdır. Talaş kalınlığı, yaklaşma açısının değeri değiştikçe ilerlemeye bağlı olarak değişir. Yaklaşma açısının seçimi, kesici kenar üzerindeki birim alana gelen basıncı belirlemesi nedeniyle, takım ömrünü etkiler. Talaşın kalınlığı yaklaşma açısı ve kesici kenarın dayanabileceği basınç miktarı ile ilişkilidir. İnce bir talaş, basıncı kesici kenar boyunca dağıtır ve kalın talaşa göre daha düşük güç gerektir (Çakır 1999).

Bir parçanın işlenmesi için geçen zaman ilerlemenin arttırılması ile ve 90°'den küçük bir yaklaşma açısı kullanılması ile azaltılabilir. İlerlemedeki artış işleme zamanının azaltılmasını ve kesici kenarın daha iyi kullanımını sağlayacak, takım ömrü artacak, dolayısıyla verimlilik artacaktır.

Yaklaşma açısının daha küçük seçilmesi daha büyük uç açısına sahip, daha mukavemetli kesici uçların kullanımına imkan verir. Bu durumda kesici kenarın daha büyük bir kesiti olacaktır. İş parçasına giriş ve çıkışta daha avantajlı olan küçük yaklaşma açıları genellikle mukavemeti arttırmak amacıyla kullanılmalı, büyük yaklaşma açıları ise sadece 90°'lik faturalara doğru olan talaş kaldırma işlemlerinde ve profillere erişiminin zor durumlarda tercih edilmelidir (Çakır 1999).

Yaklaşma açısı yatay düzlemdeki kesme kuvvetlerinin yönünü de etkiler. Büyük bir yaklaşma açısı büyük bir ilerleme kuvveti ve daha küçük bir radyal kuvvetin ortaya çıkmasına neden olurken daha küçük yaklaşma açısı kuvvetler arasında daha dengeli bir ilişkinin kurulmasını sağlar. Dış tornalama işlemlerinde büyük bir yaklaşma açısı nedeniyle ortaya çıkan büyük ilerleme kuvveti iş parçasını eğilmeye zorlayacaktır. Yaklaşma açısının uygun seçimiyle kuvvetlerin dengelenmesi sağlanacak ve işlemin rijitliği artacaktır.

Genel tornalama işlemleri için, iş parçası malzemesi veya işlemler farklı bir yaklaşma açısı gerektirmiyorsa yaklaşma açısı olarak 60° - 80° arasında bir açı seçilmelidir. Bu, takım ömrü ve verimlilik açısından en uygun açı değerinin seçilmesi demektir. Ancak yine de daha iyi bir kuvvet dengesi ve rijitlik, daha verimli bir üretimi sağlayacak ilerleme hızı; kesici kenar üzerindeki basınca bağlı olarak uygun talaş kalınlığı, takımın iş parçasına yaklaşma ve çıkış koşulları dikkate alınarak en uygun kesme şartları tayin edilmelidir (Çakır 1999).

Takımın yaklaşma açısı, açı küçüldükçe talaş kalınlığının azalması ve genişliğinin artması nedeniyle, talaş oluşumunu etkiler. Daha küçük yaklaşma açılarında (45° - 60°) talaş oluşumu daha yumuşak ve daha düzgündür. Talaşların şekli ve yönü kesici kenarın köşe radyüsüne bağlı olarak değişir.

Talaş akış yönünü yaklaşma açısı kadar talaş kalınlığına bağlı olarak köşe radyüsü de etkiler. Küçük talaş kalınlıkları köşe radyüsünden etkilenen, dairesel (virgül) şekilli talaş kesitlerinin elde edilmesini; büyük talaş derinlikleri ise köşe radyüsünden daha az, yaklaşma açısından daha fazla etkilenen dışa dönük, spiral talaş kesitlerinin elde edilmesini sağlar. İlerleme, talaş kesitinin genişliğini ve talaş akışını etkiler.

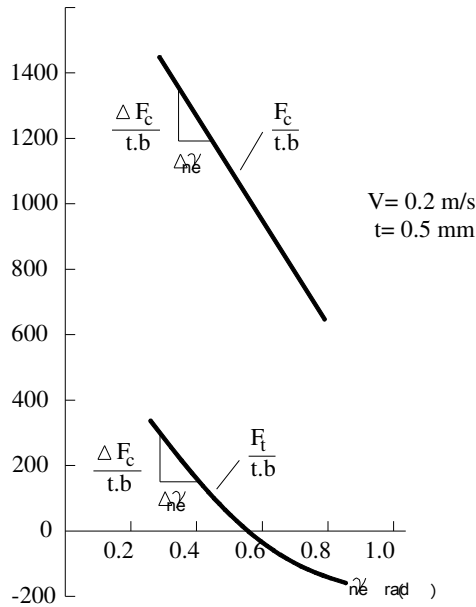
Verilen kesme şartlarında takım geometrisindeki değişiklikler, talaş oluşumu üzerinde iki etkiye sahiptir: birincisi, kayma açısı üzerine etki diğeri ise talaş kalınlığı üzerine etkidir. Bu iki etki birbiriyle ilişkili ve birinin değişimi diğerini etkiler. Pozitif uçlu takımlar daha küçük kama açısının kullanılmasına müsaade eder. Dolayısı ile daha düşük takım kuvvetleri oluşur. Talaş açısı değerinde artış hem ilerleme hem de kesme kuvvetlerini düşürür. Talaş açısının optimum bir değeri mevcut olup, daha fazla artış kesici ucun dayanımını zayıflattığından aşınmayı arttırır. Kayma düzlemi azaldığı için titreşim yapma eğilimi azalır. Bu uçlar giderek

artan oranda kullanılmaktadır. Pozitif ucun dezavantajı daha küçük kama açısına sahip olduğundan daha fazla talaş derinlikleriyle kesme yapıldığında takım ömrü azalır.

5.1.2. Talaş kaldırma işlemine talaş ve boşluk açılarının etkisi

Şekil 4.2'deki dalga oluşumunda, takım titreşirken efektif normal boşluk açısı α_{ne} ve efektif normal talaş açısı γ_{ne} değerlerinin ikisi de değişme gösterir. Şekil 5.5'de belirli bir iş malzemesi ve kesme hızı için talaş açısındaki değişimin, takım kuvvetlerini nasıl etkilediği görülmektedir. Genel olarak talaş açısı arttığında, kuvvet bileşenlerinin azalacağı ifade edilebilir. Talaş açısındaki küçük bir değişme nedeniyle kuvvetlerdeki değişme aşağıdaki denklem ile ifade edilebilir (Şişman (1989));

$$\begin{aligned}\Delta F_t &= t.b.q_t.\Delta\gamma_{ne} \\ \Delta F_c &= t.b.q_c.\Delta\gamma_{ne}\end{aligned}\tag{5.1}$$



Şekil 5.5 Efektif normal talaş açısının kesme kuvvetlerine etkisi

Takımın iş parçasına dalması sonucunda deforme olmamış talaş kalınlığının artması, denklem (5.1)'de negatif bir sönümleme etkisi gösterir, efektif talaş açısı artar ve böylece dalmaya karşı koyan F_f kuvvet bileşeni azalır.

Bazı deneyler, boşluk açısı değişimleri, takım burnu kuvvetlerinin etkisiyle takım kuvvetlerini etkileyeceğini göstermiştir (Wallace ve Andrew (1965)). Bununla beraber takım kuvvetlerindeki etki, bilenmiş bir kesici takımla küçülür. Takım boşluk açısının ana etkisi, titreşim oluştuğunda titreşimin genliğini sınırlamaktır.

6. TALAŞ KALDIRMA İŞLEMİNE KESME KUVVETLERİNİN ETKİSİ

Talaş kaldırmak için gerekli olan güç ile kesme kuvvetleri arasında bir ilişki vardır. Kesme kuvvetleri teorik olarak hesaplanabildikleri gibi bir dinamometre yardımıyla da ölçülebirlirler. Bu kuvvetler genellikle talaş kaldırma ve talaş kırma kuvvetleridir. İşlem esnasında ortaya çıkan çok büyük basınç ve sürtünme, çeşitli yönlerden kesici uç üzerine etkiyen kuvvetlerin ortaya çıkmasına neden olur. Kesici kenar üzerine kesme işlemi boyunca uygulanan gerilme, esas itibariyle basma gerilmesidir ancak, genellikle bir miktar kayma gerilmesi de söz konusudur. Talaş yüzeyi üzerindeki en büyük basma gerilmesi kesme kenarı üzerindedir. Talaş ile talaş yüzeyi arasındaki temas alanı kesme kuvvetlerine bağlıdır ki bu durum geometri optimizasyonunun en önemli nedenlerinden biridir. Geometri optimizasyonu talaş oluşumunun kontrolü, kesme kuvvetleri ve kesici kenarın mukavemeti açısından son derece gereklidir. Temas alanı ve kesici geometrisi iş malzemesine göre farklılık gösterdiğinden, iş parçası malzemesinin de kesme kuvvetleri üzerinde etkisi vardır.

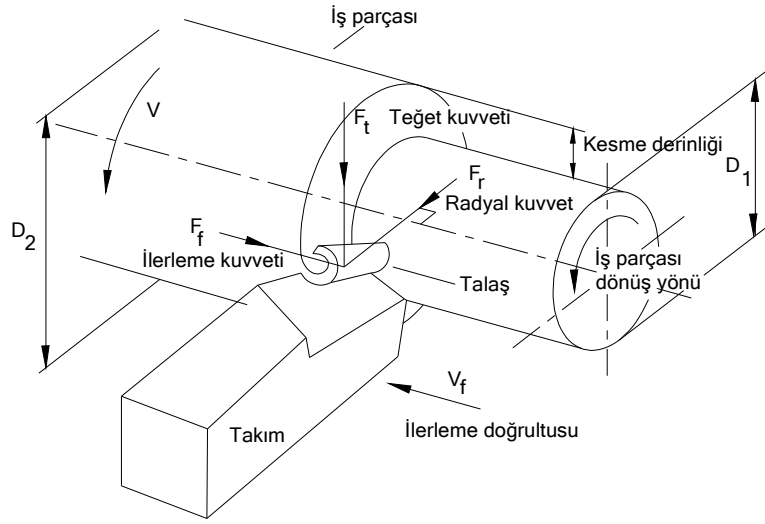
Talaş kaldırma esnasında ortaya çıkan kuvvetler ve kayma düzlemi açısından bir denge mevcuttur. Kayma düzlemi boyunca iş parçası ve talaşa ait kuvvet, takım yüzeyi ve talaş arasındaki kuvvete prensip olarak eşittir.

Talaş kaldırma işlemlerinin çoğunda gerekli boyut ve şekildeki parçaları üretmek için iş parçasından talaş ve ufak küçük parçacıkların ayrılması gerekir. İşlenecek malzemedan takım-talaş yüzeyi aracılığıyla, talaş oluşturmak için malzemenin bir kısmı kaldırılacaktır. Talaş kaldırmada gerekli olan esas mekanizma takımın kesme kenarının hemen önünde iş malzemesi üzerinde bölgesel kayma deformasyonunun oluşmasıdır. Kesme sırasında, iş parçası ve takım arasındaki bağıl hareket takım yakınındaki iş parçasını bastırarak, ilk deformasyon olarak adlandırılan kayma deformasyonuna sebep olarak talaşı oluşturur. Kayma bölgesi aracılığıyla meydana gelen plastik akma, kayma düzlemlerinin sayısına bağlıdır. Kayma düzlemi sayıları da malzemelerin kristal kafes yapısına ve davranışına bağlı olarak değişir.

Malzemenin gerilmesi, elastik sınırını aştığı zaman uygulanan kuvvet yönünde bitişik kayma düzlemleri arasında kalıcı nispi hareket oluşur. Bu hareket ve kayma bir defa oluştuğunda bu düzlemler artarak daha fazla deformasyona karşı koyar. Bu deformasyon sertleşmesi/zorlaşması hemen hemen tüm çeliklerin karakteristiği

olmakla beraber, daha ziyade paslanmaz çeliklerde görülmektedir. Talaş, kesici takımın talaş yüzeyinden geçerek takıma karşı kayma sürtünmesi ve kesmesinden dolayı ek bir deformasyon işlemine maruz kalır. Bu iki deformasyon işlemi karşılıklı etkileşim halindedir. Takım-talaş yüzeyine sürtünen malzeme ısınarak ilk kayma bölgesinden geçmesi esnasında plastik olarak deformasyona uğrar ve kayma düzlemindeki olaylardan etkilenir.

Şekil 6.1’de gösterildiği gibi kesme kuvveti üç bileşene sahiptir; ilerleme kuvveti (F_f), radyal kuvvet (F_r) ve esas kesme kuvveti (teğetsel kuvvet) (F_t).



Şekil 6.1 Kesme kuvvetlerinin bileşenleri (Çakır 1999)

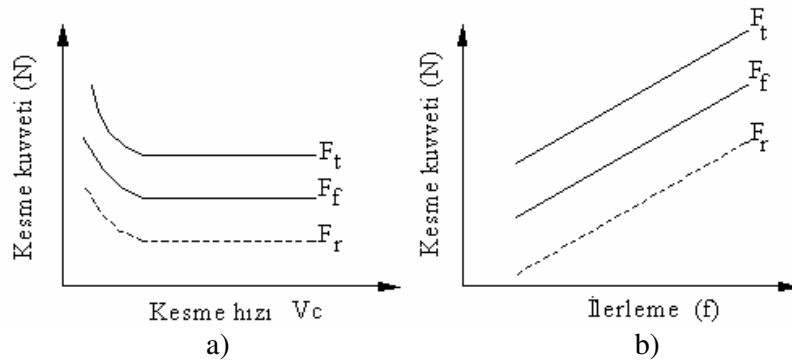
Teğetsel kuvvet, sadece iş parçası ve takım arasındaki temas ve sürtünmeye değil, aynı zamanda talaş ile talaş yüzeyi arasındaki temas koşullarına da bağlıdır. Talaş oluşumunun ve talaş kırmanın niteliği teğetsel kuvveti önemli ölçüde etkiler. Bunun yanı sıra, talaş kalınlığı (h) ile bu kuvvetin büyüklüğü arasında bir bağıntı vardır.

Birçok iş parçası malzemesi için kesme hızı artarsa kesme kuvvetleri düşer. Bunun nedeni akış bölgesindeki yüksek sıcaklıklar ve azalan temas yüzeyi alanıdır. Kesme kuvvetlerindeki azalma miktarı malzeme çeşidine, malzeme koşullarına ve çalışan kesme hızı aralığına göre farklılık gösterir.

Esas kesme kuvvetinin (F_t) büyüklüğü torku, dolayısıyla talaş kaldırmak için gerekli gücü etkiler. Prensip olarak teğetsel kuvvet ile kesme hızının çarpımı talaş kaldırmak için gerekli gücü verir. Özgül kesme kuvveti (k_c) iş parçası malzemesinin kayma akma mukavemetine ve kayma düzleminin alanına bağlıdır. Kayma düzleminin alanı değiştiğinde bu alana bağlı olarak kuvvet de değişir. Kayma düzlemi alanının özgül kesme kuvveti üzerinde talaş kaldırma işlemi esnasında değişiklik göstermeyen malzeme akma mukavemetine göre çok daha büyük etkisi olduğu düşünülmektedir.

Teğetsel kuvvet için bir birim kuvvet gibi de tanımlanan özgül kesme kuvveti deforme olmamış talaş kalınlığı/ilerleme oranına bağlıdır. Talaş kalınlığının (h_1) artması özgül kesme kuvveti değerinin düşmesine neden olur. Bu ise kaldırılan talaşın kesiti küçüldükçe özgül kesme kuvvetinin, dolayısıyla gerekli gücün artması demektir. Bu kuvvet aynı zamanda talaş kaldırma işleminde maksimum ilerleme değerinin tavsiye edilmesinin bir nedenidir. Radyal kesme kuvveti bileşeni (F_r) teğetsel kuvvete dik açı yapan kuvvet (Şekil 6.1), ilerleme kuvveti (eksenel kuvvet) (F_f) ise takımın ilerleme yönü boyunca, iş parçasının işlenme yönü doğrultusunda olan kuvvettir.

Kesme kuvvetinin her üç bileşeni de talaş kesitinin artması ile artar, ancak en büyük artışı teğetsel kuvvet gösterir. Kaba tornalama işlemlerinde kesme kuvveti bileşenleri arasındaki ilişki yaklaşık $F_t : F_r : F_f = 4 : 2 : 1$ şeklindedir (Şekil 6.2).



Şekil 6.2 Kesme kuvvetleri ve kesme parametreleri arasındaki ilişkiler.

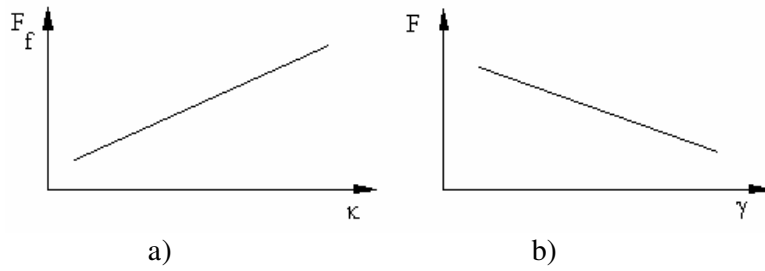
a) Kesme hızı-kesme kuvvetleri arasındaki ilişkisi

b) İlerleme miktarı-Kesme kuvvetleri ilişkisi

Esas kesme kuvveti (teğetsel kuvvet) ilerleme kuvvetinin dört, radyal kesme kuvvetinin iki katıdır (Çakır 1999). Geometri, özellikle yaklaşma açısı ilerleme ve radyal kuvvet bileşenlerinin büyüklüklerini belirler. Bu kuvvetler arasındaki ilişki özellikle narin bir iş parçası veya uzun bir takımda, hassasiyet gerektiren ve titreşimin istenmediği durumlarda son derece önemlidir.

Talaş açısı ise radyal kesme kuvvetini etkiler. Pozitif talaş açıları düşük kesme kuvvetleri demektir. Radyal kuvvetin büyüklüğü takımın yaklaşma açısına ve köşe radyüsüne bağlıdır. 90 derecelik bir yaklaşma açısı ve küçük bir köşe radyüsü radyal kuvveti minimize etmesine karşın takımın sehimine ve titreşime neden olması nedeniyle sakıncalıdır (Şekil 6.3a).

Talaş kaldırma işleminde pozitif bir talaş açısına ve iyi talaş kırma özelliklerine sahip bir takım kullanıldığında, yüksek kesme hızlarının kesme kuvvetleri titreşimler üzerinde olumlu etkilerde bulunmaktadır (Çakır 1999), (Şekil 6.3b).



Şekil 6.3 a) İlerleme kuvveti-yaklaşma açısı
b) Kesme kuvveti-talaş açısı ilişkisi

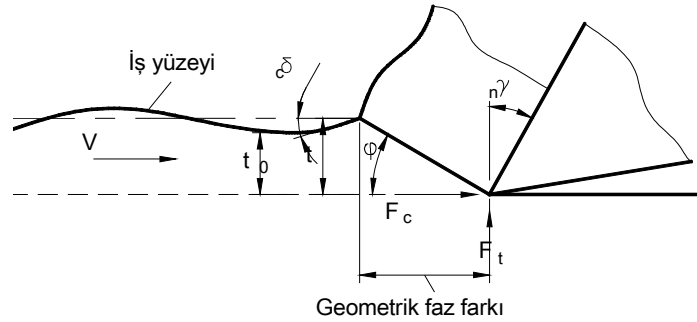
Talaş kaldırma için harcanan güç için önemli olan esas kesme kuvveti (F_t): malzemenin kopma mukavemetine (τ_k), talaşın boyutlarına (b, h) talaş açısı (γ), kayma açısı (ϕ) ve sürtünme açısına (β) bağlıdır. Kesme açısı optimum kesme açısı olduğu durumda belirli bir malzeme ve talaş boyutları için en düşük kesme kuvveti ve dolayısıyla en düşük talaş kaldırma gücü elde edilir.

Talaş kaldırma sırasında gerek takım ile talaş, gerekse takım ile işlenen yüzey arasında meydana gelen sürtünmeler ısı oluşumuna ve takım aşınmasına neden olurlar. Bu iki olay, talaş kaldırmada önemli bir faktör olan takım ömrünü tayin eder.

Bunun yanı sıra, talaş kaldırma olayını önemli şekilde etkileyen takım malzemesi, işlenen parçanın malzemesi ve talaş kaldırma olayını kolaylaştırmak amacıyla kullanılan kesme sıvıları gibi faktörler sıralanabilir. Ayrıca takım ve takım bağlama sistemleri ile parça ve parça tutturma sistemlerinin esnek birer sistem oldukları düşünülürse, talaş kaldırmada titreşim olayının da oluşması beklenebilir.

7. TALAŞ KALDIRMA İŞLEMİNE DEFORME OLMAMIŞ TALAŞ KALINLIĞININ ETKİSİ

Deforme olmamış talaş kalınlığının analizi için dalganın ortadan kaldırılması (wave removing) olarak bilinen durumun incelenmesi gerekmektedir. Şekil 7.1’de deforme edilememiş talaş kalınlığının sinüzoidal olarak değiştiği fakat talaş ve boşluk açısının sabit kaldığı görülmektedir. Bu durum dalganın ortadan kaldırılması durumudur. Burada deforme olmamış talaş kalınlığının kayma düzleminin serbest ucundan ölçüldüğü halde takım deplasmanlarının takım kesme kenarından ölçülmesi not edilmelidir. Böylece kayma düzlemi takım kesme ucuna ulaştığından takım; deforme olmamış talaş kalınlığındaki değişimleri takımın o andaki pozisyonunun ilerisinde duyacaktır. Yani takım kuvvetlerindeki dalgalanmalar, kayma düzleminin yatay izdüşümüne eşit miktarda deforme olmamış talaş kalınlıklarındaki dalgalanmalara neden olur. Bu miktar, geometrik faz farkı olarak bilinir (Boothroyd (1989)).



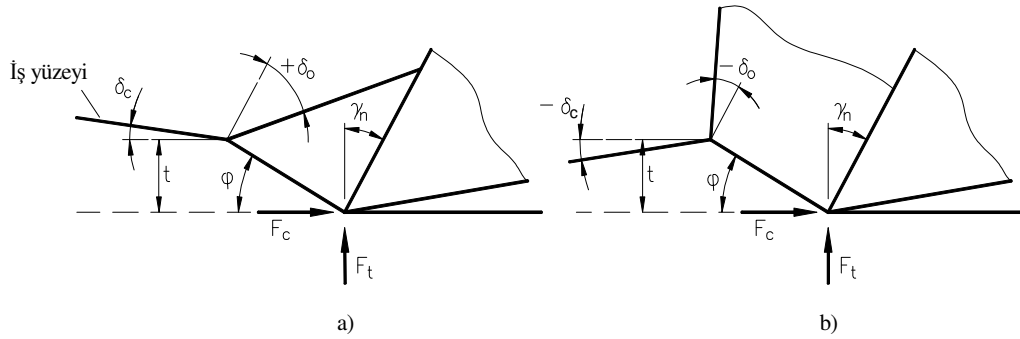
Şekil 7.1 Metal kesme işleminde dalgayı ortadan kaldırma durumu

Diğer etkiler ihmal edilirse takım kuvveti bileşenleri, deforme olmamış talaş kalınlığı ile orantılı olacaktır. Bununla beraber deforme olmamış talaş kalınlığı değişim miktarının, kuvvet bileşenlerini etkileyeceği açıktır. Deforme olmamış talaş kalınlığının değişiminin fiziksel önemi Şekil 7.1’de görülmektedir. Kayma düzleminin serbest ucunda iş-yüzey eğimi;

$$\delta_c = \frac{i}{V} \quad (7.1)$$

denklemini ile verilir. Yani sabit bir V kesme hızında, deforme olmamış talaş kalınlığı değişim miktarı, iş-yüzey eğimi ile orantılıdır. İş-yüzey eğiminin, kesme kuvvetine etkisi Şekil 7.2’de görülmektedir. Şekildeki iki durum arasındaki tek fark Şekil 7.2a’deki iş-yüzey eğiminin pozitif, b’deki iş-yüzey eğiminin negatif olmasıdır.

Birinci halde, oluşan talaşın daha küçük olduğu ve takım yüzeyinde daha küçük sürtünme kuvvetine yol açacağı beklenir. Böylece bu küçük kuvvetler, takım-yüzey eğiminin pozitif olması halinde daha büyük bir kayma açısı oluşturur.



Şekil 7.2 Sabit iş-yüzey eğiminin etkisi

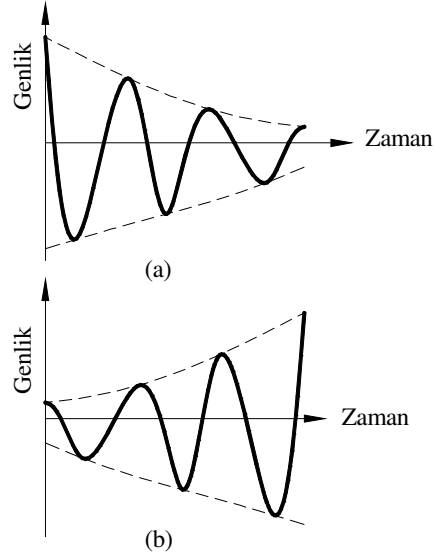
a) Pozitif iş-yüzey eğimi

b) Negatif iş-yüzey eğimi

Bu şekil iş-yüzey eğiminin negatif bir sönümleme etkisi meydana getirebileceği özelliğini açıklamada kullanılır. Pozitif ve negatif sönümleme Şekil 7.3’de verilmiştir. Şekil 7.2’den; talaşın şekli sebebiyle, deforme olmamış talaş kalınlığı arttığında oluşan kuvvetlerin küçüldüğü görülebilir. Bundan dolayı bir kesme işlemi sırasında takım iş parçasına girmeye başlarsa, bileşke takım kuvvetinin dik bileşeninin karşıladığı direnç kuvveti, deforme olmamış talaş kalınlığındaki artıştan daha az olacaktır. Yani titreşim esnasında kesme doğrultusuna dik takım hızı, $\dot{x}$ ’ün ters işaretlisine orantılı bir osilasyon kuvvet bileşeni oluşturacaktır. Bu kuvvet dinamik kararsızlığa yol açmaktadır.

Şekil 7.2’de talaş eğim açısının, muhtemelen negatif sönümleme etkisinin genliğini belirlemede önemli bir faktör olduğu görülmektedir. Şekil 7.4’ün

geometrisinden talaş eğim açısı denklemi elde edilir. Şekildeki abc üçgeni, takım hareketi sonucu ab'c üçgeni halini alır. Burada bb', ac kayma düzlemine paraleldir.



Şekil 7.3 Tek serbestlik dereceli kütle-yay sisteminin davranışı

a) Pozitif sönümleme ($c > 0$)

b) Negatif sönümleme ($c < 0$)

ab'c üçgeninden;

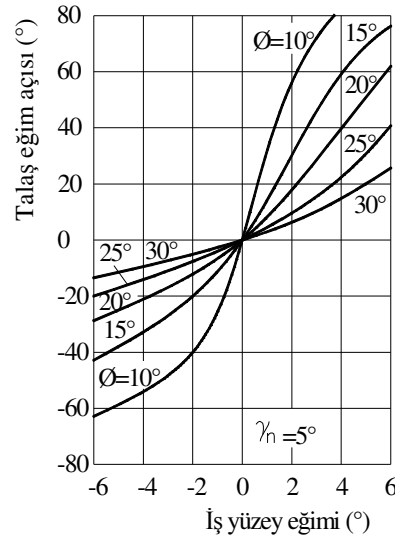
$$\frac{ac}{\sin \delta_0} = \frac{cb'}{\cos(\delta_0 + \gamma_n - \phi)} \quad (7.2)$$

abc üçgeninden;

$$\frac{ac}{\sin \delta_c} = \frac{cb}{\cos(\phi - \delta_c)} \quad (7.3)$$

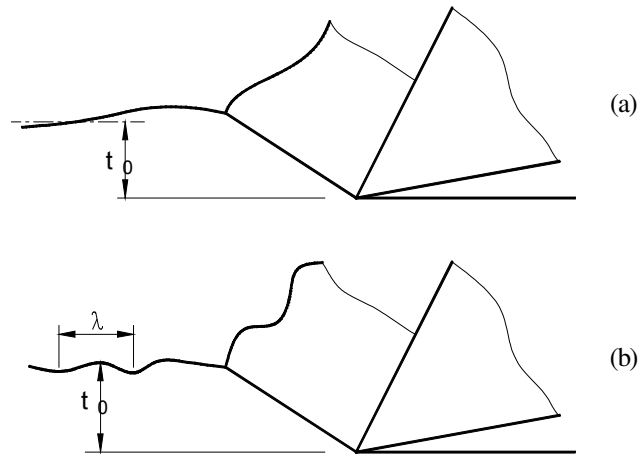
cbb' üçgeninden;

$$\frac{cb'}{\sin \phi} = \frac{cb}{\cos(\phi - \gamma_n)} \quad (7.4)$$



Şekil 7.5 İş-yüzey eğimi ve talaş eğim açısı bağıntısına kayma açısının etkisi

Yukarıdaki incelemelerde, iş-yüzey eğiminin sabit olduğu kabulü yapılmıştır. Bununla birlikte titreşim esnasındaki ani kesme doğrultusunda iş yüzeyinin izafi eğiminin sinüzoidal olarak değiştiği ve takım titreşiminin; dalga boyu, takım kuvvetleri ve iş-yüzey eğimi arasındaki bağıntıya etki ettiği bulunur. Bu bağıntı Şekil 7.6'daki durumlarla açıklanabilir. Burada iş-yüzey değişiminin iki farklı dalga boyu için geometrisi görülmektedir.



Şekil 7.6 Dalga oluşumunda dalga boyunun talaş formuna etkisi

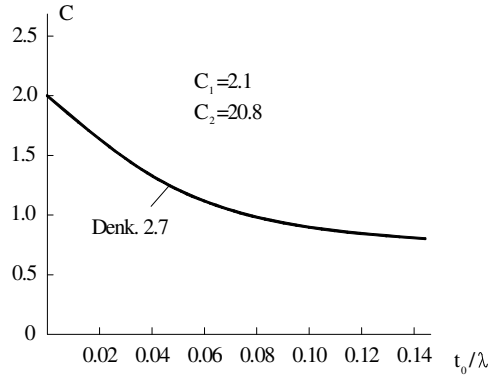
a) $t_0/\lambda = 0,1$

b) $t_0/\lambda = 0,6$

Dalga boyu, deforme olmamış ortalama talaş kalınlığının büyüklüğü ile aynı mertebede olduğunda, takım yüzeyindeki sürtünme şartları değişimi ortalananacak ve sabit kalmaya meyledecektir. İş-yüzey eğiminin kayma açısına ilintisi aşağıdaki denklemle verilir:

$$\phi = \phi_0 + C\delta_c \quad (7.6)$$

Küçük dalga boylarında C parametresinin sıfıra yaklaşacağı ve ϕ 'nin sabit kalacağı beklenir. Bununla birlikte dalga boyu büyük olduğunda C 'nin değeri, iş-yüzey eğiminin sabit olduğu deneylerden elde edilen değerlere yaklaşır. Bu durum Şekil 7.7'deki deneysel sonuçlarla gösterilmiştir (Boothroyd (1989)). Burada; C , t_0/λ oranına karşılık çizilmiştir.



Şekil 7.7 Dalga boyunun C parametresine etkisi

Şekil 7.7'deki eğri aşağıdaki ifade ile temsil edilebilir:

$$C = \frac{C_1}{1 + C_2 \frac{t_0}{\lambda}} \quad (7.7)$$

Pratik işleme şartlarında boyutsuz dalga boyu denklem (7.8) ile verilir.

$$\frac{\lambda}{t_0} = \frac{V}{ft_0} \quad (7.8)$$

Burada, titreşim frekansı (f) özel bir takım-tezgah sisteminde sabit olmaya meyler. Buradan, kararsızlığı artıran büyük dalga boyları, deforme edilmemiş ortalama talaş kalınlığının küçük değerleri ve yüksek kesme hızları için elde edilebilir. Tabi ki bu sonuç, titreşim esnasında oluşan talaş ve boşluk açısındaki dalgalanmaların muhtemel tesirlerini ihmal eder.

Özel bir durum için C_1 ve C_2 sabitleri belirlenerek, ortalama kesme doğrultusuna izafi ölçülen ani kayma açısı, denklem (7.6)-(7.8)'in birleştirilmesiyle;

$$\phi = \phi_0 + \left| \frac{C_1}{1 + C_2 \left(\frac{t_0 f}{V} \right)} \right| \delta_c \quad (7.9)$$

verilir. Takım kesme kuvvetlerine, iş-yüzey eğiminin etkisi Şekil 7.8'deki gibi bulunmuştur (Sarnicola ve Boothroyd (1973)). Şekil 7.8'de kesici takıma, dalgayı ortadan kaldırma esnasında etki eden kuvvetler gösterilmiştir. Kayma düzlemindeki kayma gerilmesi τ_s ise, kayma düzlemindeki kayma kuvveti;

$$F_s = \tau_s . b . l_k \quad (7.10)$$

denklemleri ile verilir. Şekil 7.8'den;

$$F_t = F_r \sin(\beta - \gamma_n) \quad (7.11)$$

$$F_s = F_r \cos(\phi + \beta - \gamma_n) \quad (7.12)$$

olduğu görülür. Denklem (7.10) ve (7.12) birleştirilip l_k yerine $t/\sin \theta$ yerleştirilmesiyle (7.13) denklemi elde edilir.

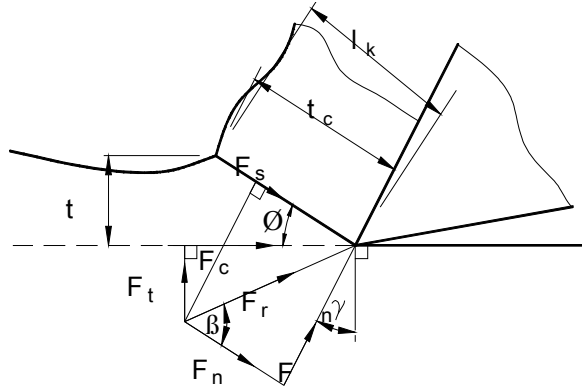
$$F_t = \frac{\tau_s . t . b . \sin(\beta - \gamma_n)}{\sin \phi . \cos[\phi + (\beta - \gamma_n)]} \quad (7.13)$$

Takımın talaşa temas ettiği yüzeyde, öyle bir bölge vardır ki buna yapışma-sürtünme yüzeyi denir. Yapışma-sürtünme bölgesi takım yüzeyinde, sürtünme

kuvvetinin büyük bir kısmını absorbe etmektedir (Boothroyd (1989)). Bu nedenle bu bölgedeki sürtünme gerilmesi τ_f ise sürtünme kuvveti;

$$F_f = \tau_f \cdot b \cdot l_{kt} \quad (7.14)$$

ile verilir.



Şekil 7.8 Dalgayı ortadan kaldırma sırasında kesici takıma etki eden kuvvetler

Yapışma-sürtünme bölgesinin uzunluğunu temsil eden l_{kt} 'nın; sabit bir kesme hızı, talaş açısı ve iş parçası malzemesi için talaş kalınlığı ile orantılı olduğu yapılan deneyler sonucu bulunmuştur (Bailey ve Boothroyd (1968)). Bu nedenle;

$$l_{kt} = K \cdot t_c \quad (7.15)$$

denklemini yazılabilir. K bir sabittir.

Şekil 7.8'deki geometriden faydalanarak aşağıdaki denklem elde edilebilir.

$$t_c = \frac{t \cdot \cos(\phi - \gamma_n)}{\sin \phi} \quad (7.16)$$

denklem (7.14) ile (7.16) birleştirilerek;

$$F_f = \frac{\tau_f \cdot K \cdot t \cdot b \cdot \cos(\phi - \gamma_n)}{\sin \phi} \quad (7.17)$$

denklemini elde edilir. benzer şekilde takım yüzeyine etki eden normal kuvvet;

$$F_n = \frac{\tau_f \cdot K \cdot t \cdot b \cdot \cos \beta}{\sin \phi \cdot \cos |\phi + (\beta - \gamma_n)|} \quad (7.18)$$

denklemini ile verilir. Denklem (7.17) ve (7.18)'den ortalama sürtünme açısının ifadesi;

$$\tan \beta = \frac{F_f}{F_n} = \frac{\cos^2 (\phi - \gamma_n)}{Q + |\sin (\phi - \gamma_n) \cdot \cos (\phi - \gamma_n)|} \quad (7.19)$$

şekilinde verilir. Burada Q ; $\frac{\tau_s}{\tau_f \cdot K}$ ile ifade edilir ve belirli kesme şartlarında sabit alınır (Boothroyd (1989)).

Denklem (7.19), denklem (7.13)'de yerine konulup düzenlenirse;

$$F_t = \tau_s \cdot t \cdot b \cdot \left| \frac{\cos \phi \cdot \cos (\phi - \gamma_n) - (Q \cdot \sin \gamma_n)}{Q \cdot \sin \phi \cdot \cos (\phi - \gamma_n)} \right| \quad (7.20)$$

sonucu bulunur. F_c kesme kuvveti için de benzer bir ifade bulunabilir.

$$F_c = \tau_s \cdot t \cdot b \cdot \left| \frac{\sin \phi \cdot \cos (\phi - \gamma_n) + (Q \cdot \cos \gamma_n)}{Q \cdot \sin \phi \cdot \cos (\phi - \gamma_n)} \right| \quad (7.21)$$

İş-yüzey eğiminin kesme kuvvetlerine etkisi, yukarıdaki eşitliklerden ve denklem (7.9)'dan bulunabilir. Bu ifadelerin dalgayı ortadan kaldırma deney sonuçlarına yakınlığı bulunmuştur (Sarnicola ve Boothroyd (1973)).

8. YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜ

İşleme metodu, kesicinin cinsi ve işlenen malzemeye bağlı olarak, işleme sırasında fiziksel, kimyasal ve ısı faktörlerle, kesen ve kesilen arasındaki mekanik hareketlerin de etkisiyle işlenmiş yüzeylerde, genellikle istenmediği halde tabii olarak bazı izler oluşur. Nominal yüzey çizgisinin altında ve üstünde düzensiz sapmalar meydana getiren bu duruma yüzey pürüzlülüğü denir (Güllü, 1995).

İşlenmiş yüzeylerde, işleme metodu ne olursa olsun (örnek: lepleme, taşlama, tornalama vb.) belli bir yüzey pürüzlülüğünün oluşması kaçınılmazdır.

Çoğunlukla son görünüm, bazı partiküllerin sebep olduğu farklı düzensizliklerin bir araya gelmiş halidir. Ancak pürüzlülüğe sebep olan faktörlerin tek tek etkilerini ayırt etmek her zaman mümkün olmayabilir.

Aynı cins malzemenin farklı metotlarla aynı yüzey pürüzlülük değerinde işlendiği, bazen bunların korozyon, aşınma, sürtünme ve yorulma dirençlerinin farklı oldukları bilinmektedir. Çünkü, yüzeyin pürüzlülüğünden başka; yüzeydeki işleme izlerinin yönleri ve dağılımları da performansı etkiler. Bu sebeple işlenecek parçaların bazılarında yüzey pürüzlülük değeri belirtildiği gibi işleme metodunun da belirtilmesi istenir.

İşlenen yüzeylerin kalitesi işleme performansı üzerinde önemli rol oynar. Kaliteli işlenmiş bir yüzey yorulma mukavemetini, korozyon direncini ve sürtünme ömrünü önemli derecede iyileştirir. Yüzey pürüzlülüğü ayrıca yüzey sürtünmesine sebep olan temas, aşınma, ışık yansıtma, ısı iletimi, yağ filminin, tutulması ve dağıtılması kabiliyeti, kaplama veya direnç ömrü gibi parçaların çeşitli fonksiyonel özelliklerini de etkiler. Bu sebeple istenilen yüzey tamlığı genellikle belirlenir ve ihtiyaç duyulan kaliteye ulaşmak için uygun işlemler seçilir. Son yüzey pürüzlülüğü iki bağımsız faktörün toplamı olarak dikkate alınabilir.

- 1) İdeal yüzey pürüzlülüğü takım geometrisi ve ilerlemenin bir sonucudur.
- 2) Tabii yüzey pürüzlülüğü kesme operasyonundaki düzensizliklerin bir sonucudur (Boothroyd ve Knight (1989)).

Kesme hızı, ilerleme ve talaş derinliği gibi kesme operasyonu kontrol eden faktörler üst seviyede oluşturulabilir. Buna rağmen takım geometrisi, takım aşınması, talaş yükleri ve talaş oluşumları veya takım ve iş parçasının malzeme özellikleri kontrol edilemeyen özelliklerdir (Huynh ve Fan (1992)). Tırlama veya takım tezgahı titreşimleri, iş malzemesinin yapısındaki hasarlar, takım aşınması veya talaş oluşumunun düzensizlikleri, işleme sırasında yüzeyin bozulmasına katkıda bulunurlar (Boothroyd ve Knight (1989)). Yüzey pürüzlülüğünü tahmin etmek ve ilerleme veya kesme hızı gibi işleme parametrelerinin uyumunu değerlendirmek ürün kalitesini yükseltir ve istenilen yüzey pürüzlülüğünün elde edilmesini sağlar.

8.1. Yüzey Kalitesini Etkileyen Faktörler

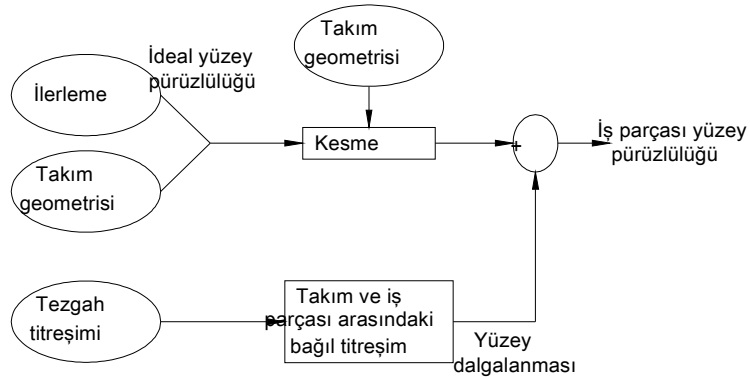
Genellikle yüzey kalitesini etkileyen faktörler şöyle özetlenebilir:

- a) Takım tezgahlarının yeterli rijitlikte olmaması,
- b) Tezgahın kinematik mekanizması,
- c) Yataklama sisteminden kaynaklanan tezgah hataları,
- d) Takım ucu ve takım tutucunun rijit olmamasından kaynaklanan imalat hataları,
- e) Takım konumlama ve bağlama hataları,
- f) Takım aşınmasından kaynaklanan hatalar,
- g) Çevrenin etkisi ile oluşan hatalar olarak sayılabilir.

Bütün talaş kaldırma işlemlerinde temel amaç iş parçasında istenilen geometri ve hassas bir bitirme yüzeyi oluşturmaktır. Talaş kaldırma işlemlerinde; istenilen geometri ve yüzey pürüzlülüğü olmak üzere iki önemli kalite karakteristiği üzerinde durulmaktadır. Talaş kaldırma işlemlerinde talaş akışı ve malzeme taşınımının oldukça karmaşık olmasından dolayı matematiksel modellenebilmesi için çoklu değişkene ihtiyaç vardır. Bu karmaşık yapıya rağmen, kısmen yüzey pürüzlülüğünün kontrolü, öncelikli olarak üç önemli talaş kaldırma değişkeni olan kesme hızı, ilerleme ve talaş derinliği için uygun değerler seçilerek sağlanabilir. Genel olarak,

talaş derinliği ve ilerleme miktarının artmasıyla birlikte yüzey pürüzlülüğü miktarı artarken, buna zıt olarak kesme hızının artmasıyla birlikte yüzey pürüzlülük değerleri azalmaktadır (Kwon (2000)).

Şekil 8.1’de yüzey pürüzlülüğüne etki eden faktörler ele alınmıştır. İş parçasının bitmiş yüzey pürüzlülüğünü etkileyen bu faktörler; ilerleme, takım geometrisi ve takım-iş parçası arasında kendiliğinden meydana gelen titreşim olmak üzere üç kısma ayrılmıştır.

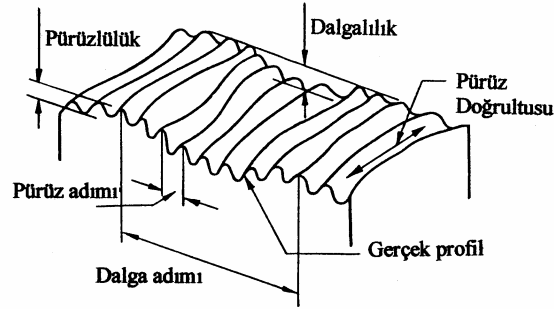


Şekil 8.1 Yüzey pürüzlülüğünü etkileyen faktörler (Cheung ve Lee (2000))

8.2. Yüzey Yapısının Özellikleri

İmalat teknolojilerindeki gelişmelere paralel olarak sadece boyutsal tamlığın ölçülmesi yeterli olmayıp, birbiri ile ilişkili, hatta ilişkili olmayan yüzeylerin pürüzlülüklerinin ve durumlarının da ölçülmesine ihtiyaç duyulmuştur. Bir yüzey yapısının kontrolünde üç önemli faktör sırasıyla; yorulma ömrü, yataklık etme özelliği ve aşınmadır. İşlenen yüzeylerde dalgalılık ve pürüzlülük olmak üzere iki tip yüzey sapması meydana gelir. Dalgalılık yüzeyin geometrik şeklini karakterize ederken, pürüzlülük yüzey kalitesini tayin eder. Yüzey pürüzlülüğü standartlara göre yüzeye dik olan bir kesitte, belirli bir numune uzunluğu boyunca, belirli bir referans profiline ve profil ortalama çizgisine göre tayin edilir. Referans profil olarak genellikle geometrik profil alınır. Profil ortalama çizgisinin yeri, bu çizginin üstünde ve altında kalan alanların toplamı birbirine eşit olacak şekilde belirlenir. Düz bir yüzey denildiğinde dalgasız, pürüzsüz denildiğinde dalgalı, fakat gözle bakıldığında

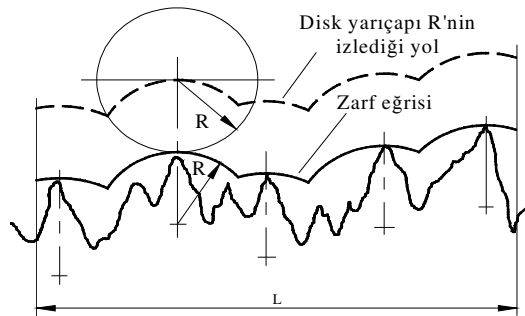
veya tırnakla kontrol edildiğinde, pürüzlülükleri fark edilemeyen yüzeyler anlatılmak istenir. Doğrultu, yüzey pürüzlerinin referans alınan bir alın yüzeyine göre durumunu belirler. Yüzey geometrileri, işleme metoduna bağlı olarak değişir. Şekil 8.2’de işlenmiş bir yüzey geometrisi görülmektedir (Galyer ve Shotbolt (1993))



Şekil 8.2 İşlenmiş bir yüzeyin yüzey karakteri

8.3. Yüzey Hatalarının İncelenmesinde Genel Kurallar

İşlenmiş bir yüzey üç-boyutlu bir uzaya sahip olduğundan, bir yüzeyin hatasız kabul edilen başka bir yüzeye göre incelenmesi, üç-boyutlu bir geometri problemidir. Ancak yüzeye dik alınan bir kesit düzlemi üzerinde hata profillerinin incelenmesi ile problem iki boyuta indirgenebilir. Bu durumda pürüzlülüğün derecesi, seçilen bu düzlemin konumuna bağlıdır. Şekil 8.3’de verilen yüzey pürüzlülük profilinde genel olarak oluşabilecek dalgalılık ve pürüzlülüğün iki boyuta indirgenmiş grafiği gösterilmiştir.



Şekil 8.3 Yüzey pürüzlülük profili (John ve Joseph (2001))

Eğer pürüzler doğrultusunda ölçüm yapılırsa, elde edilen pürüzlülük değerinin, pürüzler doğrultusuna dik yapılan ölçümle elde edilene göre daha az olması tabiidir. Bu, tek doğrultulu pürüzlü yüzeyler için doğrudur. Çok yönlü karmaşık izlerde, iki ayrı yönde yapılan ölçüm sonuçları arasında fark daha az olur. Tek yönlü izlerin olduğu yüzeylerde, herhangi bir yön belirtilmemişse, ölçümler iz doğrultusuna dik yapılmalı, çok yönlü izlerde ise birkaç değişik yönde yapılan ölçümlerin ortalaması alınmalıdır. Tatmin edici bir değer vermesi için esas pürüzlülük izlerinin dalga boyu ne kadar büyük ise, numune uzunluğu o kadar büyük alınmalıdır. Yüzey tamlığı numarası; taşlama, honlama gibi farklı metotlarla üretilen, fakat eşit pürüzlülük değerine sahip yüzeyler arasındaki yapı farklılıklarını göstermez. Bunun için yüzeylerin grafiklerinin çizilmesi gereklidir. Yüzey kalitesi farklı işleme metotları için takım geometrisine, takım özelliklerine ve yüzey pürüzlülüğünü etkileyen kesme parametrelerine bağlı olarak yazılabilir.

Tornalama için;

$$R_t = \frac{f^2}{8r} \quad (8.1)$$

Frezeleme için;

$$R_t = \frac{f \cdot r^2 \cdot 1000}{4D} \quad (8.2)$$

bağıntısı yazılabilir (Sandvik (1996)). Takım ve parça arasındaki titreşimler sebebiyle, gerçek pürüzlülük değeri, yukarıdaki bağıntıdan elde edilenden daha küçüktür.

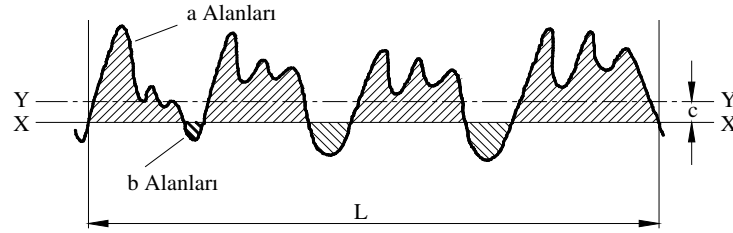
8.4. Yüzey Kalitesinin Sayısal Olarak Değerlendirilmesi

Yüzey kalitesi ölçme problemini çözmek için, üç boyuttan iki boyuta indirmek ve grafik ortalamalarıyla sonucu göstermek mümkün olmasına rağmen, tasarımcının bu şekilde gerekli olan yüzey kalitesini açıkça belirleyebilmesi pratik bir metot değildir. Grafik metodunu, ne üretim mühendisi, ne de kalite kontrol elemanı kolayca yorumlayamaz. Bu yüzden ihtiyaç duyulan şey, yüzeyin fonksiyonel

özelliklerine ait bazı ilişkilerin yer alması ve sayısal olarak yorumlanabilmesidir. Otoritelerce yüzey kalitesinin sayısal değerlerinin belirlenebileceği iki metot kabul edilmiştir. Bunlar, genellikle ortalama çizgi ve zarf sistemi olarak bilinir.

8.4.1. Ortalama çizgi (*M*) sistemi

Ortalama çizgi elde edilen geometrik profili tasdik eden bir çizgi olarak tanımlanabilir. Bu ortalama çizgi öyle bir yere yerleştirilmiştir ki, bu çizgi ile profil arasındaki ordinatların karelerinin toplamı minimum olmalıdır. Dolayısıyla ortalama veya merkez çizgisi pratikte profilin genel yönüne paralel bir çizgi olarak belirlenebilir ve bu çizginin altında ve üstündeki profili oluşturan alanlar (*a* ve *b*) birbirlerine eşittir.



Şekil 8.4 Ortalama çizgi konumunun belirlenmesi (Scarr (1991))

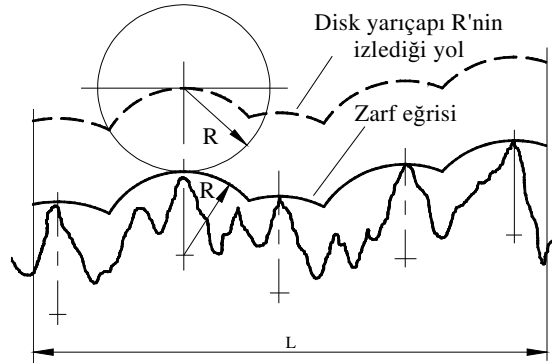
Verilmiş olan bir profil için ortalama çizginin konumu, aşağıda açıklanan yöntemle belirlenebilir. Şekil 8.4’de gösterildiği gibi bir *XX* doğrusu çizilir. Bu çizgi uygun örnekleme uzunluğu (*L*)’nin üzerindeki profilin genel yönüne paraleldir. Bir planimetre veya ordinat metodu kullanılarak *a* ve *b* alanları ölçülür. Sonra *XX* ve istenen ortalama çizgi *YY* arasındaki *c* mesafesi şu şekilde verilir.

$$c = \frac{\sum Alan (a) - \sum Alan (b)}{L} \quad (8.3)$$

8.4.2. Zarf sistemi (E)

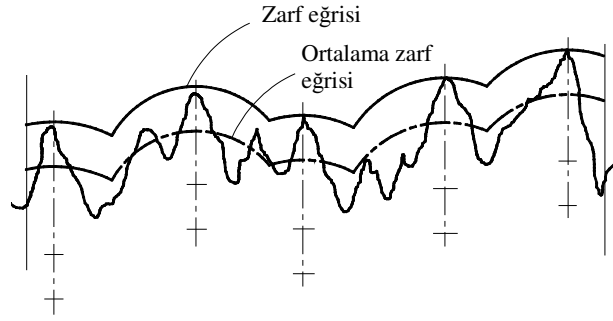
Zarf sistemi, izlere karşı yuvarlanan bir dairenin yarıçapı tarafından üretilen bir çizgi esasına dayanır. Daire merkezinin hareketinden oluşturulan bu eğri R mesafesi tarafından düşey olarak yerleştirilmiştir. Bu çizgi yüzeyin üzerinde yer alır. Şekil 8.5’de gösterildiği gibi zarf eğrisi, ideal geometrik profile dik açılarda en yüksek profile doğru çizilen ordinatlar tarafından oluşturulur.

Yarıçap R ’nin dairesel yayları ordinatlar üzerindeki merkezleriyle birlikte tepelere doğru çizilerek zarf eğrisini oluşturur. Bu eğrinin oluşumu yüzey kalitesinin grafik çıktısının dikey ve yatay eksenlerde aynı oranda büyütüldüğünü kabul eder.



Şekil 8.5 Zarf eğrisinin elde edilişi (Scarr (1991))

Dikey büyümelerin yataydaki büyümelerden dikkati çekecek kadar fazla olması ve dairesel yayların bozularak eliptik şekil alması olağandır. Eğer V dikey büyüme ve H da grafiğin yatay büyümesi ise zarf profili dairesel yayların yarıçaplarının R yerine $(RxH^2)/V$ olarak düzeltilmesiyle yeniden elde edilir. Daha sonra üretilmiş haldeki temas eden zarf çizgisinin altında ve üstünde eşit olan yüzey profili tarafından kapatılmış yayların pozisyonu ile değiştirilebilir. Bu durum Şekil 8.6’da görülmektedir. Bunun manası, zarf eğrisi M sistemindeki ortalama çizgiyi karşılar (Scarr (1991)).

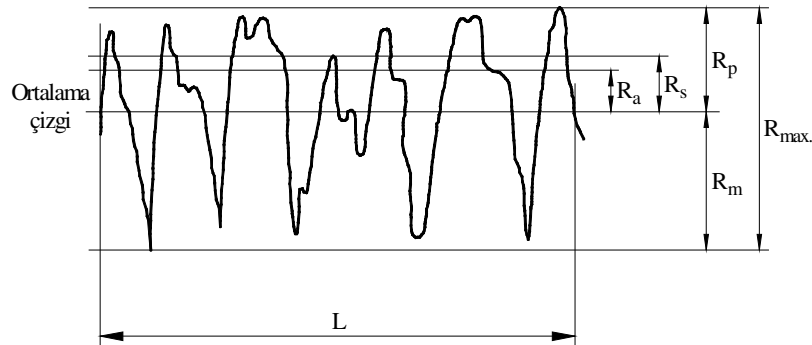


Şekil 8.6 Ortalama zarf eğrisi (Scarr (1991))

8.5. Yüzey Kalitesini Belirlemede Esas Alınan Sayısal Değerler

Birkaç farklı yoldan birisiyle, sayısal bir yüzey kalite profilinin verilmesi, başlangıç noktasının sağlanması için zarf sistemi veya ortalama çizgi sisteminin kullanılması ile mümkündür. Yine de şu anlaşılmalıdır ki, basit bir sayısal değer çeşitli geometrik yönlerin sadece birisinin ölçümü olduğu sürece yüzeyin geometrisini tamamen açıklayamaz.

Belirtilen herhangi bir değer seçimi yüzey kalitesinin görünümüne bağlıdır. Bununla fonksiyonel görüntü noktasından kontrolü çok önemlidir. Aşağıda açıklanan değerler en çok kullanılan değerlerdir ve onların ortalama çizgi veya zarf sistemine eşit olarak uygulanabilirliği tekrar vurgulanmıştır.



Şekil 8.7 Yüzey kalitesi için sayısal değerler (Scarr (1991))

8.6. Yüzey Pürüzlülük Parametreleri

Yüzey kalitesinin sayısal değerlerinin belirlenebileceği “*ortalama çizgi*” (M) ve “*zarf sistemi*” olarak adlandırılan iki yöntem kullanılmaktadır. Gelişmiş ülkelerin büyük bir çoğunluğu M yöntemini benimsemekte, bu ülkelerin bir kısmı ortalama pürüzlülüğü (R_a) bir kısmı da en büyük pürüzlülüğü (R_{max}) yüzey pürüzlülük ölçme kriteri olarak kullanmaktadır. Yüzey pürüzlülüğü, pürüzlülük değerine bağlı olarak değişen ve “*değerlendirme uzunluğu*” olarak tanımlanan standart bir aralıkta ölçülmektedir (Thomas ve Charton (1981), King ve Spedding (1982), Reason (1970 (RTH)).

Yüzeyde oluşan girinti ve çıkıntıların alan bakımından eşitlendiği orta eksenin üstünde ve altında kalan alanların aritmetik ortalamasını veren çizgiler arası mesafe R_a , orta eksenin altında ve üstünde meydana gelen sapmaların geometrik ortalama değeri R_q (rms), değerlendirme aralığındaki en yüksek beş çıkıntı ile en derin beş girintinin mutlak değerlerinin ortalaması R_z , değerlendirme aralığındaki filtre edilmemiş pürüzlülüğün en yüksek çıkıntısı ile en derin girintisi arasındaki mesafe R_{max} (R_y), filtre edilmiş pürüzlülüğün en yüksek tepesi ile en derin girintisi arasındaki mesafe de R_t olarak adlandırılmaktadır. Bunların dışında pürüzlülükle ilgili daha onlarca parametre tanımlanmaktadır (ISO 4287/1-1984 (E/F/R), Dagnall (1980 (RTH)).

8.6.1. Ortalama eksen çizgi değeri (cla , R_a)

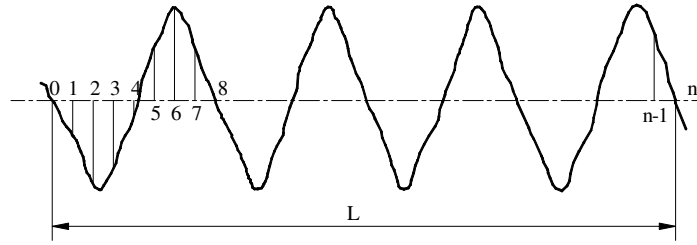
Bu parametre aritmetik ortalama pürüzlülük değeri AA (arithmetic average) veya CLA (center line average) olarak bilinir ve pürüzlülüğün en çok kullanılan parametresi olup genel olarak R_a diye tanımlanır. R_a , profil düzensizliklerinin ortalamasını vermesi sebebiyle, genel yüzey yapısı hakkında önemli bir kriterdir. R_a tahmin tekniğinin hassas, güvenilir, düşük maliyetli ve tahribatsız yapılması önemlidir.

Diğer bir tarife göre R_a seçilen örnekleme uzunluk sınırlarında, eksen çizgisinin altında ve üstünde oluşan profil sapmalarının aritmetik ortalama değeridir (ISO 4287/1-1984 (E/F/R)). Şekil 8.7’de işaret edilen durum matematiksel olarak şöyle açıklanabilir; pürüzlülük profili ve onun orta çizgisi arasındaki alan veya örnekleme uzunluğu üzerindeki pürüzlülük profil yüksekliğinin mutlak değerinin integralidir.

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |y(x)| dx \quad (8.4)$$

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i| \quad (8.5)$$

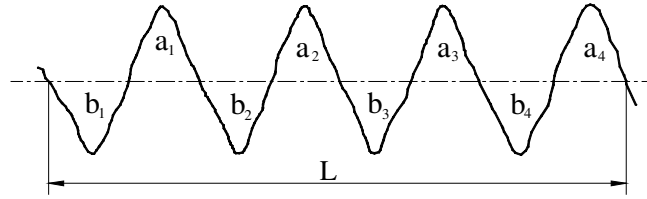
Burada L : örnekleme uzunluğu, y : ortalama eksen çizgisinden bağımsız dikeydeki yer değiştirmelerdir.



Şekil 8.8 Ordinatlarla R_a 'nın gösterimi (Galyer and Shotbolt (1993))

Ayrıca R_a yüzeyin bütün ordinatlarının orta çizgiden ortalama yüksekliği olarak tanımlanabilir. Şekil 8.8’de gösterilen ordinalara $1, 2, 3, \dots, n$ ve ordinatların yüksekliklerine $h_1, h_2, h_3, \dots, h_n$ dersek bağıntı aşağıdaki gibi olur:

$$R_a = \frac{h_1 + h_2 + h_3 + \dots + h_n}{n} = \frac{\sum h}{n} \quad (8.6)$$



Şekil 8.9 Alanlarla R_a 'nın gösterimi (Galyer and Shotbolt (1993)).

R_a 'nın değeri Şekil 8.9'da görüldüğü gibi, düzensiz bir alan eşit uzunlukta bölünerek bu uzunluklara tekabül eden orta çizginin (eksen çizgisinin) üstünde (a) ve altında (b) kalan alanlar, planimetre ile ölçülüp bu alanların toplamının örnek uzunluğa (L) bölünmesi ile de belirlenebilir (Galyer and Shotbolt (1993)).

$$R_a = \frac{a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + b_1 + b_2 + b_3 + b_4}{L} = \frac{\sum \text{Alan } (a) + \sum \text{Alan } (b)}{L} \quad (8.7)$$

R_a değerini elde etmek için toplam alanın örnekleme uzunluğuna oranı düşey büyötmeye bölünür ve μm dönüşümü için 10^3 ile çarpılır;

$$R_a = \frac{\sum \text{alan } (a) + \sum \text{alan } (b)}{L} \times \frac{10^3 \mu m}{\text{Düşey Büyütme}} \quad (8.8)$$

Burada $\sum A = \text{Toplam alan (mm}^2\text{)}$, $L = \text{Pürüzlülük izinin boyu (mm)}$ 'dur.

Maalesef, düzgün geometrik profillerden başka, tepe-dip yükseklikleri ve ortalama eksen çizgisi arasında sabit bir ilişki bulunmamıştır. Örneğin; sinizoidal profiller için $R_t/R_a = \pi$ ve kare şeklindeki profiller için $R_t/R_a = 4$ ilişkisi bulunmuştur. Pratikte R_t/R_a , tornalama ve frezelemeyle üretilmiş kaba yüzeyler için 3~5 arası alınırken, honlama ve leplemeyle üretilmiş daha ince yüzeyler için bu oran 14'e kadar alınır.

8.6.1.1. İşleme parametrelerinin R_a ile ilişkisi

Tornalama operasyonlarında R_a ile kullanılan takımların geometrik özellikleri ve tezgah işleme parametreleri teorik olarak ilişkilendirildiğinde;

$$R_a = \frac{f}{4(\tan C_s + \cos C_e)} \quad (8.9)$$

elde edilir. Burada f ilerleme hızı (mm/dev), C_s takımın yardımcı kenar açısı, C_e takım ayar açısıdır. Takım uç yarıçapı r olan bir takım için (8.9) denklemi aşağıdaki şekle dönüşür:

$$R_a = \frac{0,0642 f^2}{r} \quad (8.10)$$

Denklem (8.10)'dan anlaşılacağı üzere pürüzlülük değeri ilerleme ve takımın uç yarıçapıyla bağıntılıdır. Uç yarıçapı 0,4 mm olan bir takım sıfır uç yarıçaplı (teorik) bir takıma göre sekiz kat daha küçük yüzey pürüzlülüğü verir (Begeman ve ark. (1987)).

8.6.2. Maksimum tepe-dip yüksekliği (R_{max} , R_t)

Şekil 8.5'de gösterildiği gibi, örnekleme boyunda dikkate alınan en yüksek tepe ve en düşük dip arasındaki mesafe tepe-dip yüksekliği olarak adlandırılır. Bu R_t değeri, örnekleme boyundaki yüzey düzensizliklerinin frekansı göz önüne alınmazsa yüzey pürüzlülüğünün tam bir tanımıdır.

Şekil 8.10'da gösterilen yüzey profilinin (R_t)'si gösterilmiştir. Fakat, yüzey kalite özelliklerinde büyük bir farklılık olduğu açıktır.



Şekil 8.10 Tepe-dip yüksekliği aynı olan yüzey örnekleri (Scarr (1991))

Tepe-dip yüksekliği ortalama değerini daha da iyileştirmek için, en yüksek tepe ve en düşük dip hesaba katılmaz. Böylece örnekleme uzunluğunda çok yüksek tepe ve dibin bulunması etkili olmaz.

8.6.3. Ortalamaların kareleri toplamının karekökü (R_q , R_s , rms)

Seçilen örnekleme uzunluk sınırlarında, eksen çizgisinin altında ve üstünde meydana gelen sapmaların geometrik ortalama değeridir. Matematiksel olarak şöyle açıklanabilir:

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L y^2(x) dx} \quad (8.11)$$

Eğer şekil 8.8'deki eşit aralıklı ordinatlar $h_1, h_2, \dots, h_n$ ise;

$$h_{r.m.s.} = \sqrt{\frac{h_1^2 + h_2^2 + h_3^2 + \dots + h_n^2}{n}} \quad (8.12)$$

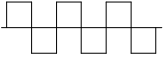
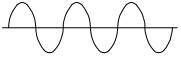
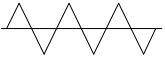
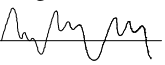
$$h_{r.m.s.} = \left(\frac{1}{L} \int_0^L h^2 dL \right)^{\frac{1}{2}} \quad (8.13)$$

şeklinde ifade edilir.

rms'e karşılık elde edilen sayısal değer yaygın olarak kullanılmaz. Ortalama değer eksen çizgisi, alan ölçme metotları yoluyla bir grafiğin kolayca ölçülmesi ve izleyici ucun hareketinin hesaplandığı bir elektriksel cihazdaki okuma kolaylığı ve ortalama sonucun bir sayaç üzerinde okunuyor olması avantajlar sağlamaktadır.

R_q ve R_a arasındaki ilişki sabit değildir. Girinti ve çıkıntıların her ikisi de yuvarlak şekilli ise $R_q/R_a = 1.11$ olurken, taşlama gibi işlemlerle elde edilen yüzeyler için ise $R_q/R_a = 1.3$ 'e kadar değişmektedir.

Tablo 8.1 Değişik pürüzlülük profilleri için R_q/R_a oranları (Yim ve Kim (1991))

Teorik Profiller	Yüzey Tipleri
Kare  $\frac{R_q}{R_a} = 1.0$	$\frac{R_q}{R_a} = 1.0$ 1.10 Tornalanmış yüzey 1.15
Sinüzoidal  $\frac{R_q}{R_a} = 1.11$	
Üçgen  $\frac{R_q}{R_a} = 1.15$	
Rasgele  $\frac{R_q}{R_a} = 1.25$	1.18 Taşlanmış yüzeyler 1.3
Düz  $\frac{R_q}{R_a} = 1.48$	
	1.3 Leplenmiş yüzeyler 1.5

8.6.4. Profil maksimum tepe yüksekliği (R_p)

Seçilen örnekleme uzunluk sınırlarındaki en yüksek tepe (çıkıntı) ile temas eden ve eksen çizgisine paralel olan çizgi ile, eksen çizgisi arasındaki mesafedir. Böylece R_p değeri geniş çıkıntı ve dar girintilerden oluşan yüzeylerde küçük, dar çıkıntı ve geniş girintilerden oluşan yüzeylerde büyük olur.

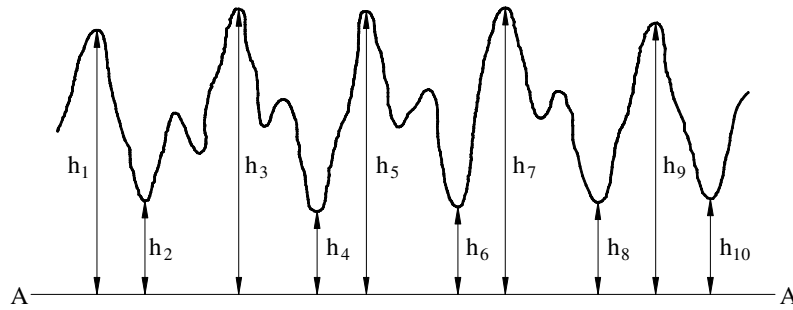
8.6.5. Profil maksimum dip derinliği (R_m)

Seçilen örnekleme uzunluk sınırlarındaki en dip girintiye temas edecek şekilde ve eksen çizgisine paralel olarak çizilen doğru ile, eksen çizgisi arasındaki mesafedir.

8.6.6. On nokta yüksekliği (R_z)

Profilin seçilen örnekleme uzunluk sınırlarındaki en yüksek beş tepe noktasının yükseklikleri ile en derin beş dip arasının derinliklerinin mutlak değerlerinin ortalamasıdır.

$$R_z = \frac{[(h_1 + h_3 + h_5 + h_7 + h_9) - (h_2 + h_4 + h_6 + h_8 + h_{10})]}{5} \quad (8.14)$$



Şekil 8.11 On nokta yükseklik hesaplaması için ortalama ölçümler (Galyer and Shotbolt (1993))

8.6.7. Örnekleme uzunluğu

Sayısal değer olarak pürüzlülük belirleneceği zaman, seçilen profil uzunluğunun etkisi dikkate alınmalıdır. Basit periyodik biçimli yüzeyler için seçilen örnekleme boyu önemsizdir, çünkü adımların sayısı, sonucu yorumlamak için yeterlidir.

Bir örnek uzunluk L_1 , maksimum tepe-dip değeri R_{t1} değeri ile bağlantılı olacaktır. Eğer örnek uzunluk L_2 'ye artırılırsa tepe-dip değeri de R_{t2} 'ye artırılmış olacaktır. Bundan dolayı, birbirine uygun sonuçlar elde etmek için yapılan ölçmeye uygun örnek uzunluk seçilmelidir. Seçilen örnek uzunluk yüzey yapısının görünümünü temsil edecek büyüklükte olmalıdır (Mike ve ark. (1999)).

8.6.8. Yüzey yapısı

Yüzey tamlığı ve yüzey pürüzlülüğü endüstride yaygın olarak kullanılan terimler olup genellikle yüzey tamlığının düzlemselliğini nitelemek için kullanılır. 1947’de (yüzey yapısı) ile ilgili Amerikan standardı B46.1-1947 önceki standardı gölgede bırakacak şekilde yüzey metrolojisinin ve terminolojisinin bir çok kavramını tanımlamıştır. Yüzey yapısı nominal bir yüzeyden sapan yüzeyin modelidir. Bu sapmalar tekrarlı veya rasgele olabilir ve pürüzlülük, dalgalılık, konum ve yüzey kusurlarından kaynaklanabilir (Mike ve ark. (1999)).

8.6.9. Gerçek yüzey

Bir cismin gerçek yüzeyi onu dış ortamdan ayıran dış kabuktur. Bu yüzey form hataları, dalgalılık ve yüzey pürüzlülüğü olarak sınıflandırılan yapısal sapmaları aynı şekilde yansıtır (Mike ve ark. (1999)).

8.6.10. Pürüzlülük

Yüzey pürüzlülüğü yüzey yapısının çok küçük düzensizliklerini ihtiva eder ve bu düzensizlikler işleme işleminin tabii hareketinden kaynaklanır. Pürüzlülük ve dalgalık profilleri Şekil.2.1’de gösterilmiştir (Mike ve ark. (1999)).

8.6.11. Pürüzlülük genişliği

Pürüzlülük genişliği takip eden tepe veya pürüzlülüğün hakim modelini oluşturan sert noktalar arasındaki nominal yüzeye paralel mesafedir (Mike ve ark. (1999)).

8.6.12. Pürüzlülük izleme (cut-off) genişliği

Pürüzlülük izleme genişliği tekrarlanan yüzey düzensizliklerinin en büyük aralığını gösteren ortalama pürüzlülük yüksekliğinin ölçümünü ihtiva eder. 1/1000

in. olarak ifade edilir. Standart cut-off değerleri 0.08, 0.25, 0.8, 2.5 mm'dir. Eğer herhangi bir değer belirtilmezse 0.8 mm kabul edilir (Mike ve ark. (1999)).

8.6.13. Dalgalılık

Dalgalılık bütün düzensizlikleri ihtiva eder. Onun aralığı pürüzlülük örnekleme uzunluğundan daha büyük ve dalgalılık örnekleme uzunluğundan daha azdır (Mike ve ark. (1999)).

8.6.14. Dalgalılık yüksekliği

Dalgalılık yüksekliği dip ve tepe değerleri arasındaki mesafedir (Mike ve ark. (1999)).

8.6.15. Dalgalılık genişliği

Dalgalılık genişliği ardışık dalga tepe noktaları veya dip noktaları arasındaki mesafedir (Mike ve ark. (1999)).

8.6.16. Konum/pozisyon

Normal olarak işleme metodu tarafından tayin edilen hakim yüzey modelinin doğrultusudur (Mike ve ark. (1999)).

8.6.17. Kusur/hata

Kusurlar parça yüzeyinin tipik topografyasındaki planlanmamış, beklenmedik ve istenmeyen kesintilerdir (Mike ve ark. (1999)).

8.7. Yüzey Pürüzlülük Ölçme Metotları

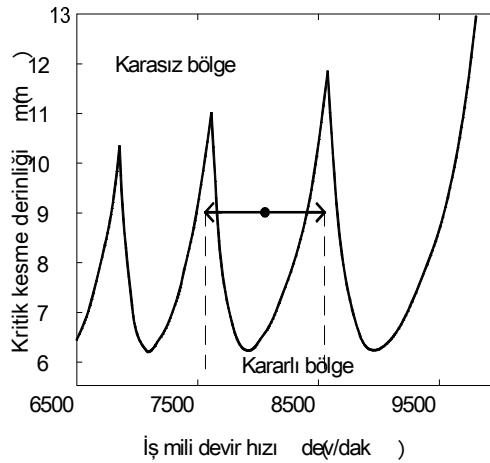
- 1) Dokunma metodu

- 2) Mekanik metot
- 3) Hidrolik metot
- 4) Pnömatik metot
- 5) Yüzey dinamometresi metodu
- 6) Kapasitans metodu
- 7) X Işını metodu
- 8) Elektron mikroskobu metodu
- 9) Optik mikroskop metodu
- 10) Kesit alan metodu
- 11) Karşılaştırma mikroskobu metodu
- 12) Optik yansıtma metodu
- 13) Enterferometrik metotlar
- 14) İzleyici uçlu cihazlar metodu
- 15) Optik parazit aletleri metodu
- 16) Replika (Mask) metodu
- 17) Elektro-fiber-optik sistem metodu

9. TAKIM TEZGAHLARINDA KARARLILIK

İşleme merkezlerinde kendinden-doğan titreşimler olmaksızın imalat yapılabilmesi için, öncelikle kararlılık diyagramlarının elde edilmesine gerek vardır. Bu diyagramlar sayesinde, verilen bir iş mili-takım tutucu-takım (MTT) kombinasyonu için, titreşim problemlerine neden olmayan kesme derinliği-iş mili devir hızı eşlemesi pratik olarak yapılabilmektedir.

Şekil 9.1’de kararlılık diyagramlarının bir örneği görülmektedir. Sınırın altındaki bölgede tırlamasız imalat yapılabilirken sınırın üstünde kalan bölgede tırlama kaçınılmaz olmaktadır. Bu diyagramların en önemli yararlarından birisi de kesme derinliğinin çok yüksek olduğu ceplere karşı gelen kesme hızlarını da göstermesidir. Bu sayede tırlama olmadan hem kesme ve ilerleme hızları hem de derinlik çok fazla arttırılabildiği için, işleme süresinde çok önemli düşüşler sağlanabilir.



Şekil 9.1 Tipik bir kararlılık diyagramı

Kendinden-doğan titreşimler oluşmadan üretim yapabilecek işleme koşullarını belirleyen bu diyagramlar, doğal olarak iş mili-takım dinamiğinin bir fonksiyonudur. Kararlılığın nasıl elde edildiğini anlamak, takım tezgahlarında yüksek devirli üretim sürecine bir “kapalı döngü kontrol problemi” olarak bakmayı gerektirmektedir. Bilindiği gibi bazı girdilere sistemin kararsız yanıt vermesi, kapalı döngü kontrol

sistemlerinin yapısında olan bir durumdur. Bu noktada gerekli olan, sistemin kararlılık sınırlarını elde etmektir. Konuyla ilgili ilk çalışmalar Tlusty ve Polacek (1957), Tobias ve Fiswick (1958) tarafından birbirinden bağımsız olarak ve neredeyse aynı dönemde yayınlanmıştır. Daha sonra Merrit (1965) Nyquist kararlılık kriterini kullanarak yeni bir teori önermiştir. Koenigsberger ve Tlusty (1971), kesme kuvvetlerinin yönü ve benzeri ayrıntıları da göz önünde bulundurarak çalışmalarını geliştirmişlerdir. Bu çalışmaya dayanarak, MTT kombinasyonu için kararlılık diyagramlarının oluşturulmasında kullanılan temel ilişki şu şekilde yazılmıştır:

$$b_{\lim} = \frac{-1}{2mK_f \operatorname{Re}[G(\omega)]} \quad (9.1)$$

Burada; K_f , talaş kalınlığı yönündeki kesme kuvveti katsayısı; m , takım ucundaki ortalama diş sayısı; $G(\omega)$, MTT sisteminin takım ucu direkt FTF'si ve $b_{\lim}$ kritik kesme derinliğidir. $\operatorname{Re}[G(\omega)]$ karmaşık bir fonksiyon olan $G(\omega)$ 'nın gerçek kısmını ifade etmektedir. Bu denklem sayesinde, belirli bir iş mili devir hızındaki kritik kesme derinliği değeri ($b_{\lim}$) hesaplanabilmektedir.

Takip eden çalışmalarda, Tlusty ve Ismail (1981) tırlamanın önceden tahmini için analitik çözümün zorluğunu göz önünde tutarak, frezeleme süreci için yaklaşık bir sayısal model ve zaman boyutunda benzetimler oluşturmuştur. Frezeleme süreçlerinde takım sürekli döndüğü ve kesici uçlar sırayla parçaya girip çıktıkları için kararlılık analizleri çok daha karmaşıktır. Minis ve Yanushevsky (1993) frezeleme işlemi süreç kararlılığı çözümünde Floquet Teoremini ve Fourier serilerini kullanarak diyagramların oluşturulması açısından önemli bir adım atmıştır. Bu sayısal çalışmaların sonrasında, Altıntaş ve Budak (1995) frezeleme işleminde süreç kararlılığını çözmek için analitik bir yöntem sunmuştur. Daha sonra Budak ve Altıntaş (1998) yenilenebilir kesme kuvveti harmoniklerini ve tezgah-iş parçasının iş mili yönündeki değişken dinamiğini hesaba katan çalışmaları yayınlamıştır.

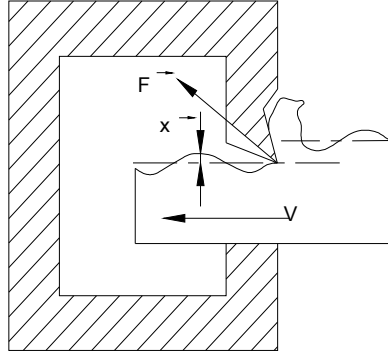
Kararlılık limitlerinin analitik olarak elde edilmesi için gereken takım ucu FTF'si $G(\omega)$, deneysel ya da teorik olarak elde edilebilir.

10. İŞLEME OPERASYONLARININ KAPALI BİR ÇEVİRİM SİSTEMİ GİBİ DÜŞÜNÜLMESİ

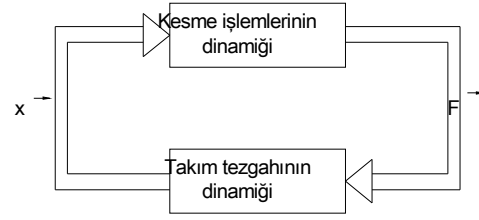
İşleme esnasında takım-iş parçası arasındaki yüklenmelerden dolayı tezgahta şekil değişiklikleri meydana gelecektir. Tezgah dağılmış kütleyle sahip olduğu için çok sayıda rezonans frekansına sahiptir. Bu frekanslar freze çakıları ve azdırmalar kullanılarak kesintili olarak kesme yapılmasıyla ikaz edilmiş olacaktır. Bunların yanında tornalama, planyalama, delme gibi sürekli talaş işlemleriyle de ikaz edilebilirler. Bunun sebebi talaşlı imalat işlemlerinde karşılaşılabilen, iş parçası üzerinde herhangi bir sert nokta, kesici takım üzerinde oluşan talaş sıvanması (BUE) ve/veya talaş kırılması, takım ucunun sapma miktarındaki değişme (böylece kesme derinliğinde değişme) gibi sebeplerle aniden değişen kesme kuvvetleri, yapıyı sık sık uyarır. Bu uyarımlar tırlama olarak bilinen titreşimin oluşabileceği gerekli şartları ortaya çıkartabilir, bazen da gittikçe hafifleyerek yok olur. Bu fiziksel prensiplerin daha iyi anlaşılması, yukarda belirtilen şartların rahatsız edici tesirlerinden nasıl kaçınılacağına bilinmesini sağlar.

Şekil 10.1a'da işleme operasyonunun şematik olarak bir gösterimi mevcuttur. Takıma uygulanan kuvvet ile meydana gelen takım ve iş parçası arasındaki bağıl yer değiştirmeye yapı tepki gösterir. Kesme işlemlerindeki talaş kalınlığı, takım geometrisi gibi parametrelerinin değeri bu yer değiştirmeleri etkiler.

Bir takım tezgahı hassas iş parçaları üretmek için statik olarak rijit olmalıdır. Fakat statik rijitlik, dinamik rijitliğin sadece özel bir durumudur. Hem analitik hem de deneysel inceleme amacıyla tezgah ve talaş kaldırma işlemi, kesme işlemi ve takım tezgahı arasındaki etkileşim Şekil 10.1b'de gösterildiği gibi iki temel blok içeren kapalı-çevrim sistemi ile açıklanır, birinden çıkış, diğerine giriştir. Bu kapalı-çevrim takım tezgahı bloğu yapının tepkisi ($\bar{x}$) ve takım üzerine uygulanan dinamik kesme kuvveti ($\vec{F}$) arasındaki ilişkiyi açıklar. Yani bu ilişki; kesme işlemleri bloğu ile gösterilen talaş kaldırma işlemine ait hesaplamalar tarafından tanımlanabilen kesme kuvvetinin ($\vec{F}$) değişimi üzerine bağıl yer değişiminin ($\bar{x}$) etkisidir. İşleme operasyonlarının kararlılık problemi olan tırlama probleminin çözümünde kapalı çevrim sistemi önerilir.



)



b)

Şekil 10.1 a) Kesme dinamiğinin gösterimi
b) Kesme dinamiğinin blok diyagramı. (V kesme hızı)

11. TIRLAMA TİTREŞİMİ

Takım tezgahlarında tırlama titreşimleri konusunun anlaşılması bakımından mekanik titreşimlerin iyi derecede bilinmesi gerekir. Bir cismin denge konumu etrafında periyodik olarak yaptığı harekete mekanik titreşim denir. Genel halde titreşim, istenmeyen ve lüzumsuz bir enerji halidir. Özellikle takım tezgahlarında gürültü yapması, parçaları kırması ve istenmeyen kuvvetleri iletmesi bir gerçektir. Bu sebeplerden dolayı titreşimin azaltılmasına çalışılır.

Bir çok sistem birden fazla şekil ve doğrultuda titreşebilir. Eğer sistem, sadece bir tek mod ve tarzda titreşmeye şartlandırılırsa veya sistemin kütlelerinin uzayda geometrik yerini tayin etmek için bir tek bağımsız değişkene ihtiyaç varsa, bu şekildeki sisteme tek serbestlik dereceli sistem denir. Konumlarını belirtmek için, n adet bağımsız koordinat gerektiren sistemlere n serbestlik dereceli sistemler denir.

Titreşim problemlerinde hareketin denkleminin çözülmesi gereklidir. Sistem önce varlığını, elastikiyetini ve sürtünmesini ifade eden kütle, yay ve sönüm elemanları cinsinden basitleştirilir. Hareketin denklemi, zamanın fonksiyonu olan yerdeğiştirme cinsinden veya hareketin herhangi bir anında kütlenin denge pozisyonuna olan mesafesini verecek şekilde ifade edilir. Hareket denkleminde sistemlerin en önemli özelliği olan tabii frekans elde edilir.

Düzgün lineer ve burulma şeklindeki titreşim hareketlerinin her ikisini de, hareketin kendisini tekrarlaması için gerekli zamana periyot, birim zamanda hareketin tekrarlanma sayısına frekans adı verilir. Tabii frekans, sistemin sürtünmesiz serbest titreşimi esnasındaki frekansıdır. Sönümlü tabii frekans ise sistemin sürtünmeli serbest titreşim yapması halindeki frekansıdır.

Her bir işleme operasyonunda hatanın esas kaynağını takım ve iş parçası arasındaki bağıl dinamik hareket oluşturur. Takım ve iş parçası arasındaki bağıl hareket, doğal frekanslı bir sistemdir ve büyük genlikli bağıl yer değiştirmelerle meydana gelen kararlı olmayan davranışlardan dolayı, işlenmiş son yüzeye ve kesici takıma büyük ölçüde zarar verebilir. Bu hareket kabul edilebilir limitlerin ötesinde gelişirse bu olay tırlama olarak adlandırılır ve meydana gelen tırlama kötü yüzey sonuçlarına, düşük ölçü tamlığına, takım aşınmalarının artmasına, sık sık takım kırılmasına ve dolaylı olarak tezgah ömrünün kısılmasına yol açar. İlaveten,

tırlamanın her zaman mevcut potansiyel zorlamaları (zorla yüklemeleri) önemli işlemlerde ilerleme ve dönme hızlarını azaltır ve işleme verimliliğini düşürür.

Titreşimin imalat sırasında ortaya çıkan bir kaç tipi vardır. Bunlar genel olarak serbest titreşimler, zorlanmış titreşimler, kendi kendini uyaran titreşimler, yenilenebilen titreşimler, termomekanik titreşimler ve mod çiftlemesi olarak adlandırılır. Bu sınıflamanın dışında titreşimler, doğrusal ve doğrusal olmayan titreşimler, sönümlü ve sönümsüz titreşimler, belirli ve rasgele titreşimler olmak üzere de sınıflandırılabilirler.

Titreşimler altında, doğal durumuna hemen hemen yakın bir frekansta meydana gelen art arda dinamik kesme kuvveti değişimi, talaş kalınlığı oluşumunun niteliğini değiştirir. Değişken bir yapıya sahip talaş kalınlığı oluşturan bu durum, sistemi daha fazla uyarır. Bu koşullar altında eğer titreşimin genliği önceki geçişte oluşan genlikle karşılaştırıldığında azalmadıysa veya kararsızlığın sonucunda titreşimin genliği sürekli olarak büyüyorsa bu titreşim tırlama titreşimi olarak adlandırılır. Bu tırlamanın mekanizması üzerine analizler ve çalışmalar yaklaşık 50 yıl önce Tobias (1965) ile başlamıştır. O zamandan beri farklı imalat işlemleri için tırlama kararlılığının limitlerini tahmin etmek ve tırlama titreşimlerinin analizi için bir çok model geliştirilmiştir.

Tırlama araştırmaları kesme işlemleri esnasında kararlılığı etkileyen en kritik faktörün talaş kalınlığı olduğunu göstermiştir (Kayhan ve Budak (2004)). Kesme işlemleri talaş kalınlığı küçük olduğu zaman çok kararlı olur. Tırlama titreşimi, tırlama limit noktası b_{lim} 'den sonra talaş kalınlığının artması ile başlar ve talaş derinliğinin en yüksek değerinde daha belirgin hale gelir. b_{lim} 'in değeri ise takım tezgahının, iş parçası malzemesinin, takımın kesme hızı ve geometrisinin dinamik karakteristiklerine bağlıdır (Tlusty (1999)).

11.1. Zorlanmış Titreşimler

Serbest titreşim, sistemin denge konumundan uzaklaştırılıp bırakılması halinde yaptığı periyodik harekettir. Tatbik edilen kuvvetler, yay kuvveti, sürtünme kuvveti ve kütle nin ağırlığıdır. Sürtünme olması halinde titreşim zamanla azalır. Bu serbest titreşim veya kısa süreli (geçici) hareket olarak adlandırılır. Serbest titreşimde $F(t) = 0$ olduğundan sistemin hareket denklemi aşağıdaki gibi verilir:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (11.1)$$

m : Eşdeğer kütle,

x : Deplasmandır,

c : Birim zamandaki sönümleme kuvveti,

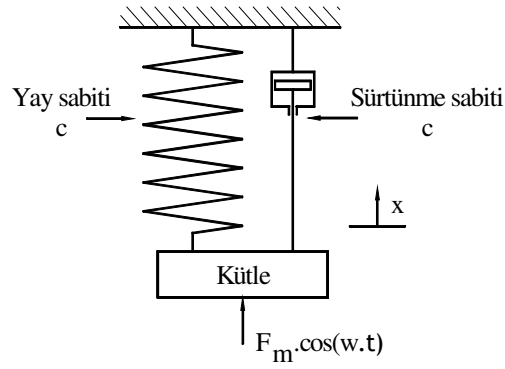
k : Birim deplasmandaki yay kuvvetidir.

Zorlanmış titreşim, genellikle $F(t) = F_m \sin(\omega t)$ veya aynı şekilde $F(t) = F_m \cos(\omega t)$ şeklindeki dış kuvvetlerin sisteme etki etmesi sonucu oluşan titreşimlerdir. Zorlanmış titreşim hareketinde sistem kendi tabi frekansı ile olduğu kadar, tatbik edilen dış kuvvetlerin frekansı ile da titreşmeye zorlanır. Sürtünme olması halinde, hareketin tatbik edilen sinüzoidal dış kuvvetin ihtiva etmediği bölümü, zamanla söner. Neticede sistem ilk şartlardan ve kendi tabii frekansından bağımsız olarak tatbik edilen dış kuvvetin frekansı ile titreşir. Dış kuvvetin tesiri ile meydana gelen titreşime düzgün titreşim hali veya tepki denir. Genellikle titreşimin devamlı tesirleri dolayısıyla düzgün titreşim hali meydana gelir. Şekil 11.1’de görülen tek serbestlik dereceli sistemin hareket denklemi, (11.2) denklemindeki gibidir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_m \cos(\omega t) \quad (11.2)$$

F_m : Dış harmonik kuvvetin max. değeri,

ω : Dış harmonik kuvvetin açısal frekansıdır.



Şekil 11.1 Sönümlü tek serbestlik dereceli kütle-yay sistemi

Bu sistemin sabit durumlu titreşim hali aşağıdaki gibidir:

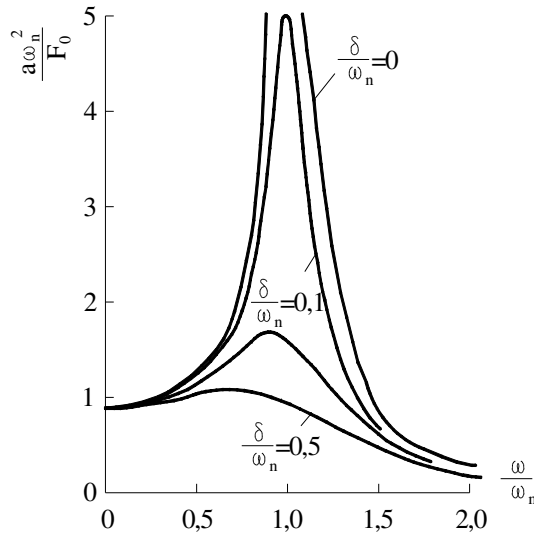
$$x = \frac{F_0 \cos(\omega t - \phi)}{\left[4\delta^2 \omega^2 + (\omega_n^2 - \omega^2)^2 \right]^{1/2}} \quad (11.3)$$

burada, $F_0 = F_m/m$, $\omega_n = \sqrt{k/m}$ (tabii açısal frekans), $\delta = c/2m$ (sönümleme katsayısı)'dır.

Denklem (11.3), a genliğinde ve ϕ faz açılı bozucu kuvvet geciktirmeli ω açısal frekansında bir hareketi ifade eder. Bu genlik aşağıdaki gibidir;

$$x = \frac{F_0}{\left[4\delta^2 \omega^2 + (\omega_n^2 - \omega^2)^2 \right]^{1/2}} \quad (11.4)$$

ω ile ω_n birbirlerine eşit olduğu zaman rezonans meydana gelir. Rezonanstaki genlik ise $F_0/2\delta\omega_n$ 'dir. Bu sonuçlar Şekil 11.2'de görülmektedir. Bu şekil sönümleme katsayısının değişen değerleri için çizilmiş bir grafikdir.



Şekil 11.2 Tek serbestlik dereceli kütle-yay sisteminin cevap eğrisi

Şekil 11.2 için;

a : Titreşim genliği,

F_0 : Bozucu kuvvetin kütleyle oranının maksimum değeri,

ω : Açısal zorlanmış frekans,

ω_n : Sistemin açısal tabii frekansı,

δ : Sönüm katsayısı.

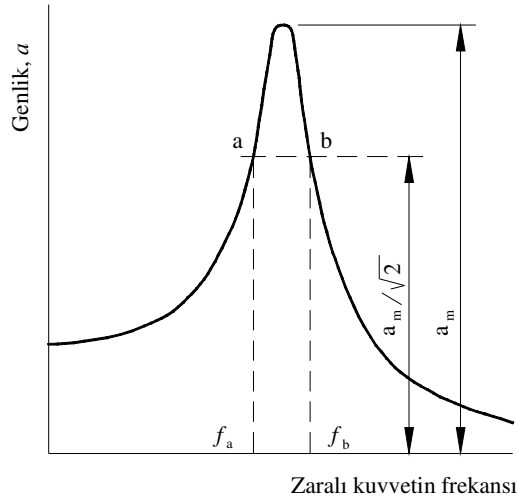
Bu sonuçlardan, sönümlü kütle-yay sisteminin titreşim genliğini minimize etmek için sönümleme mümkün olduğu kadar büyük olmalı, buna karşılık sistemin tabii frekansı, bozucu (zararlı) kuvvetin frekansından önemli derecede küçük olması gerektiği çıkartılabilir.

Takım tezgahlarındaki zorlanmış titreşimler genellikle kesme kuvvetlerindeki periyodik değişimler sebebiyledir. Mesela, böyle değişiklikler yan yüzey veya alın frezelemesinde görülebilir. Burada zorlanmış titreşim frekansı, takım dönme frekansının takım diş sayısı ile çarpımına eşittir.

Tasarımcı tarafından maksimum sönümlemenin düzenlenmesinde de gayret gösterilmelidir. Bu sönümleme, yapı malzemesinin iç sönümlemesi, çeşitli civatalı bağlantılarda sürtünmeli sönümleme ve yataklar, kızaklar v.s. çeşitli yağlanmış ara yüzeylerde viskoz sönümleme dahil olmak üzere çeşitli yollarla artırılabilir. Maalesef sönümleme hakkında, tasarım konusunda oldukça az faydalı bilgiler mevcuttur.

Bununla birlikte bir yapıdaki sönümlenmenin tahmini, deneysel olarak elde edilen cevap eğrilerinden yapılabilir.

Şekil 11.3’de sönümlenmiş bir sistemin cevap eğrisi görülmektedir. Maksimum genlik, $a_m/2$ genliğinde meydana gelen frekanslar f_a ve f_b eğrilerinden elde edilir.



Şekil 11.3 Cevap eğrisinden sönümlenmiş sistem sabitinin tespiti

Şekilden görülebilir ki, sönümleme oldukça küçük olduğunda, sönümleme katsayısı (sönüm faktörü) şöyle olur;

$$\delta = \pi(f_b - f_a) \quad (11.5)$$

bu sonuç (11.4) denkleminde a 'nın konulması ve ω^2 'ye göre çözülmesiyle,

$$\omega^2 = (\omega_n^2 - 2\delta^2) \pm 2\delta\sqrt{\omega_n^2 + \delta^2} \quad (11.6)$$

elde edilir. Bu denklemin Şekil 11.3’deki a ve b noktalarına karşılık gelen iki çözümü mevcuttur. Düşük sönümlemede δ^2 ve ω_n^2 ihmal edilirse,

$$\omega_a^2 = \omega_n^2 - 2\delta\omega_n \quad (11.7)$$

$$\omega_b^2 = \omega_n^2 + 2\delta\omega_n \quad (11.8)$$

denklemleri elde edilir. (11.7) ve (11.8) denklemlerinde düzenlemeler yapılırsa,

$$\omega_b - \omega_a = 4\delta\omega_n / (\omega_a + \omega_b) \quad (11.9)$$

denklemini elde edilir.

$\omega_b + \omega_a = 2\omega_n$ olduğu zaman (11.9) denklemi, (11.10) denklemi halini alır.

$$\omega_b - \omega_a = 2\delta \text{ veya } \delta = (\omega_b - \omega_a) / 2 \quad (11.10)$$

olur. Sonuç olarak ω_a ve ω_b , $2\pi f_a$ ve $2\pi f_b$ ile verilirse, $\delta = \pi(f_b - f_a)$ istenen ifade bulunur. Gerekli olduğu zaman eşdeğer yay rijitliği aşağıdaki denklem yardımı ile bulunur.

$$k = F_m \omega_n / 2\delta a_m \quad (11.11)$$

11.2. Kendiliğinden-Doğan Titreşimler

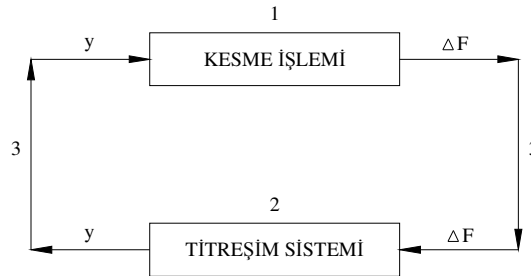
Takım tezgahlarında performansı etkileyen en önemli faktörlerden birisi; kendiliğinden oluşabilmesi için gerekli enerjiyi kesme işleminden alan titreşimlerdir. Kendiliğinden-doğan titreşimlere etki eden çok çeşitli parametreler mevcuttur. Etkili tüm parametrelerin ayrı ayrı incelenmesi zor olduğu için genellikle araştırmacılar tarafından sınıflamaya tabii tutulmuştur. Araştırmacılardan Merritt (1965) bu parametreleri; kesme işlemine ait parametreler, yapının dinamik davranışına ait parametreler ve yenilenebilir titreşim oluşmasına sebep olan parametreler olmak üzere üç sınıfta incelemiştir. Tlusty (1970)'de buna benzer bir sınıflandırma yapmıştır. Tobias (1965) ise kendiliğinden-doğan titreşimlere etki eden parametreleri kesme işlemine ait parametreler üzerine kurmuştur.

Tezgahın yapı dinamiğinin kendiliğinden oluşan titreşimler üzerindeki etkilerini reseptansa bağlayan Merritt ve Tlusty, reseptansı kendiliğinden oluşan titreşim kriteri olarak kabul etmişlerdir. Reseptans; bir mekanik sistemin herhangi bir noktasındaki deplasmanın, bu noktaya uygulanan kuvvete oranı olarak tanımlanabilir Koenigsberger ve Tlusty (1971). Buna aynı zamanda dinamik kompliyans da denir. Reseptans yapının tabii frekansı, statik rijitlik ve sönümleme miktarı değerleri

birleşiminin ve titreştirici kuvvetin frekansının bir fonksiyonudur. Merritt ve Tlusty'e göre reseptans ne kadar küçükse, tezgahın kendiliğinden-doğan titreşimden uzakta çalışma ihtimali de o kadar büyüktür.

Takım tezgahlarının kullanımında, metal kesme işleminden gelen enerjiyle oluşan titreşimlere sık sık rastlanmaktadır. Bu titreşimler işlenen yüzeylerdeki dalgalanmalar, takım ve tezgah ömrünün azalmasına ve kesme kuvvetlerindeki büyük değişmelere neden olur. Bazı işleme şartları altında kaldırılan talaş miktarı küçükse, rölatif titreşimler oluşmaz ve işlem kararlıdır. Bazı durumlarda ise rölatif titreşimlerin oluştuğu ve işlemin kararsız olduğu görülür. Kararlı ve kararsız kesme işlemleri arasında genellikle çok belirgin bir sınır mevcuttur. Kesme işlemi sırasında kararlı olan durumun, talaş genişliğinin belli bir değere çıkarılmasıyla kararsızlığa dönüşmesi mümkündür. Talaş genişliğinin bu sınır değeri kendiliğinden oluşan titreşimlerin başlama değeridir. Burada enerji kaynağı kesme işlemi içerisinde. Kendiliğinden-doğan titreşimlerin kötü etkilerinden uzaklaşmak için, bu titreşime neden olan işleme şartlarından kaçınmak gerekir. Farklı tasarımlara sahip takım tezgahlarının kararlılık sınırları farklıdır. Bundan dolayı, kendiliğinden-doğan titreşimlerin analizi, kesme şartlarının seçimini ve takım tezgahlarında yüksek kararlılık bölgelerini verebilecek tasarımları gerçekleştirecektir.

Talaş kaldırma işleminde kendiliğinden-doğan titreşimlerin prensip diyagramı Şekil 11.4'de görülmektedir. Bu iki temel kısımdan oluşan kapalı bir çevrimdir. Burada birinci kısım kesme işlemi, ikinci kısım ise tezgahın titreşim sistemidir. Kesme işlemi esnasında oluşan kuvvet değişimi, tezgahın titreşim sistemine etki etmektedir. Tezgahın titreşim kaynaklarından oluşan sistem, kuvvet değişimi sebebiyle takımla iş parçası arasındaki y titreşimini oluşturur.

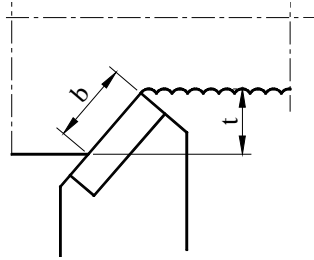


Şekil 11.4 Kendiliğinden oluşan titreşimlerin prensip diyagramı

Kesme işlemine etki eden bu y titreşimi, tekrar olarak kesme işleminden değişken bir ΔF kuvvetinin çıkmasına sebep olur. Bu olay kapalı bir çevrim şeklinde tekrarlanır. 3 nolu bağlantı kısmı, kesme işlemi ve tezgahın titreşim sistemini birbirine karşılıklı bağlayan kısımdır.

Kendiliğinden-doğan titreşimin kesme işlemine etkisi incelenirken, parametrelerin büyük kısmı standart alındığı için sabittir. Sadece talaş derinliğine bağlı olarak değişen talaş genişliği b 'dir. Şekil 11.5'de talaş genişliğinin talaş derinliğine göre değişimi tornalama ve frezeleme işleminde görülmektedir.

Farklı tezgahların veya bir tezgahın farklı düzeneklerinin kararlılığının tayin edilmesi için, standart kesme şartları altında kesme testleri yapılır. Kesme testlerinde belli bir talaş genişliğinden başlanarak, talaş genişliği artırılır. Bu değer belli bir sınıra ulaştığında kendiliğinden-doğan titreşim meydana gelir. Buradaki talaş genişliğinin limit değeri (b_{lim}), kararlılık kriteri olarak tanımlanır (Tlusty ve Polacek (1963)).

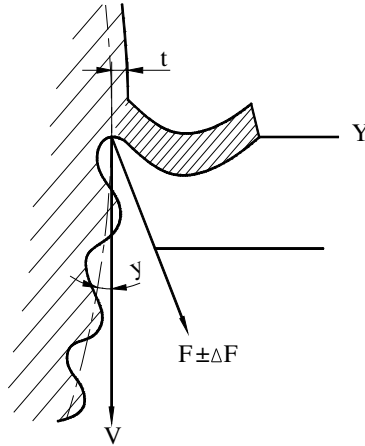


Şekil 11.5 Talaş genişliğinin talaş derinliğine göre değişimi

Şekil 11.4'deki kesme işlemi, belirtildiği gibi kapalı bir çevrimdir. y titreşiminin ΔF kuvvetine ilişkisi bir transfer fonksiyonu ile ifade edilebilir. Bu transfer fonksiyonunun oluşturulması için iki tane basit kabulün yapılması gerekmektedir. Bu kabuller;

- a) Kesme kuvvetinin değişimi, talaş genişliği değişimi ile orantılı,
- b) Kesme kuvvetinin değişen bileşeninin doğrultusu, kararlı işlemdeki kesme kuvvetinin doğrultusunun aynısı olmalıdır (Koenigsberger ve Tlusty (1971)).

Kesme işleminde transfer fonksiyonunun esas Şekil 11.6'da görülmektedir. Kesme hızı doğrultusuna dik düzlemdeki titreşim bileşiminin sadece talaş kesitine etki ettiği Şekil 11.6'da görülmektedir. y doğrultusunun da kararlı kesme esnasında ortalama talaş kalınlığı t ise, titreşim esnasında, talaş kalınlığının $(t - y)$ ve $(t + y)$ arasında değişmesi mümkündür. Yine kararlı kesme sırasında iş parçasına etki eden ortalama kesme kuvveti F ise, değişken kuvvet bileşkesi de ΔF 'dir.



Şekil 11.6 Deforme edilmemiş talaş kalınlığının değişimi

Bu değişken kuvvet bileşkesi, y titreşiminin oluşmasına neden olur. Küçük kuvvet değişimleri için, deplasman değişimleri lineerlik gösterirler. Talaş kalınlığının ortalama değeri ve kuvvetin ortalama değeri titreşim işlemine etki etmez. Transfer fonksiyonu kuvvet ve talaş kalınlığının değişen bileşenleri arasındaki bir ilişki olarak açıklanabilir. Bunu açıklamak için şu formül kullanılabilir:

$$\Delta F = -R.y \quad (11.12)$$

Bu formüldeki R ; kuvvet ile deplasman arasındaki ilişkiyi veren, çiftleme katsayısı olarak tanımlanan bir sabittir (Koenigsberger ve Tlustý (1971)). R katsayısı kesme şartlarına ve talaş genişliği b 'ye bağlıdır. Ayrıca bu katsayı ΔF ve y 'nin seçilen konumlarına göre değişir. Denklemden değişken kuvvet ile deplasmanın ters işaretli oldukları görülmektedir. Bunun açıklaması için kuvvet ile deplasmanın iş

parçası üzerindeki konumları dikkate alınmalıdır. Diğer konumlarda kuvvet ile deplasman arasındaki bağıntı;

$$\Delta F = -b.r.y \quad (11.13)$$

şeklinde yazılır. Buradaki r katsayısı; talaş genişliği dışındaki parametrelere bağlı bir katsayıdır (Tlustý ve Polacek (1963)).

11.3. Yenilenebilen Tırlama

Kendi kendini uyarıcı titreşimlerin en genel formu yenilenebilen tırlamadır. Her ne kadar makine takım yapısı kendi-kendini kararlı yapsa da, kesme operasyonları üst üste binmiş kesmeler içerdiğinden dolayı, bu durum sık sık gerçekleşir. Önceki kesmede oluşan yüzey dalgalılığı üzerinden yapılan kesmeden kaynaklanan zorlanmış titreşimlerin genliği önemli derecede büyüyebilir. Yenilenen tırlama titreşiminin esasları, ortogonal kesme işleminde bir örnekle açıklanır. Deneyisel olarak gözlemlenen kesme kuvveti (F_c), kesme derinliği (h), meyil açısı (α) ve boşluk açısının (β) bir fonksiyonu olup şöyle yazılabilir.

$$F_c = F_c(h, \alpha, \beta) \quad (11.14)$$

Bu denklem bir toplam diferansiyel fonksiyon olarak varsayılır. Kudinov aşağıda verilen formu kesme kuvvetinin dinamik değişimi için bir formül olarak önermiştir.

$$dF_c = \frac{\partial F_c}{\partial h} dh + \frac{\partial F_c}{\partial \alpha} d\alpha + \frac{\partial F_c}{\partial \beta} d\beta \quad (11.15)$$

Talaş kalınlığı değişken olduğu zaman aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$dh = x(t) - \mu x(t - T) \quad (11.16)$$

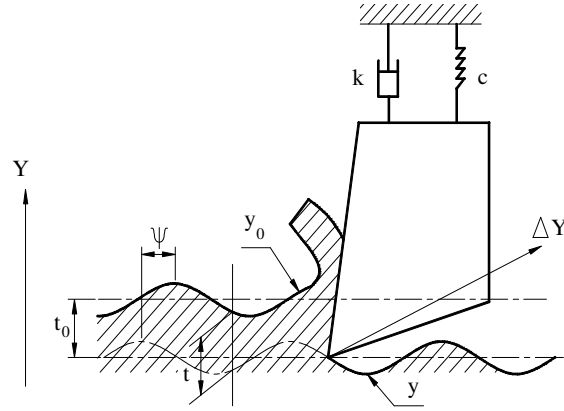
Burada μ , şu anki ve bir önceki kesmeler arasındaki üst üste binme faktörüdür. T , bir turun periyodudur. Başlangıçta, kesme işlemleri tarafından uyarılan basit tek serbestlik dereceli sistemin kararlılığı aşağıda verilen eşitlik tarafından açıklanmıştır.

$$1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} + \frac{k_1}{k} \left(1 - \mu \cos \frac{2\pi\omega}{\Omega} \right) = 0 \quad (11.17)$$

$$\xi + \mu \frac{k_1}{k} \frac{\omega_0}{\Omega} \sin \frac{2\pi\omega}{\Omega} + \frac{4\pi k_2}{k} \frac{\omega_0}{\Omega} + \frac{2k_3}{k} \frac{\omega_0}{R} = 0 \quad (11.17)$$

Burada k_1 , k_2 ve k_3 işleme şartları ve R ise bir anlık iş parçası yarıçapıdır. (11.17) ve (11.17) denklemleri yenilenebilir kararlılığın yapısını ifade eder.

Bu etkinin incelenmesi için titreşim sisteminin en basit olan tek serbestlik dereceli sistem olarak kabul edilmesi gerekmektedir (Tlustý ve Polacek (1963)). Şekil 11.7’de sistemin modellenmesi görülmektedir.



Şekil 11.7 Titreşim sisteminin modellenmesi

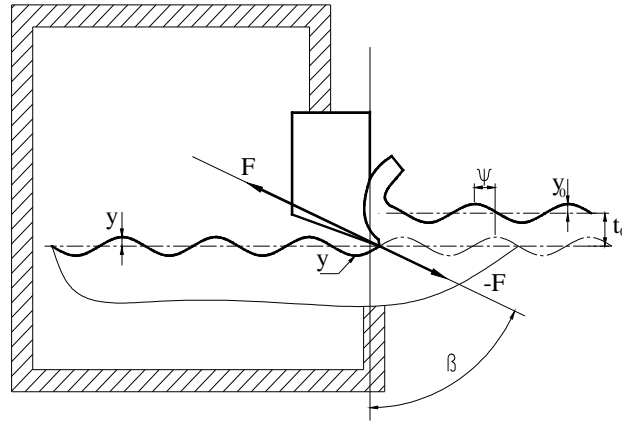
Tornalama işleminde önceden işlenen yüzey, planyalama işleminde önceki stroktaki işlenmiş yüzey ve frezeleme işleminde önceki dış tarafından işlenen yüzey, takım tarafından işlenir. Belli bir kesme sayısında takım ile iş parçası arasında bir titreşim varsa, kesilen yüzey dalgalı olacaktır. Bu kesme sayısı i olsun. $(i+1)$ kesmede talaş dalgalı yüzeyden kaldırılır. i . kesmede, kesme normal doğrultusundaki titreşim genliği y_0 , $(i+1)$. kesmedeki titreşim genliği y ise talaş kalınlığının değişimi $(y-y_0)$ 'dir. Burada y ve y_0 zamana bağlı değerlerdir. Şekil 11.8’de dalgalı yüzey görülmektedir. y ve y_0 ’ın zaman vektörleri olması sebebiyle;

$$y = q \cdot y_0 \cdot e^{-j\omega t} \quad (11.18)$$

denklemlerle ifade edilebilirler (Koenigsberger ve Tlustý (1971)). Bu denklemde ψ ; oluşan dalgalar arasındaki faz farkıdır. Neticede (11.12) denklemi yerine (11.19) denklemi gerçek kesme işlemleri için kullanılabilir.

$$\Delta F = -b.r.(y - y_0) \quad (11.19)$$

Şekil 11.8 esas alınarak y titreşimi tekrar iş parçası üzerinde bir dalgalı yüzey meydana getirir. Birbirini takip eden dalgalanmalar arasındaki titreşimin frekansı ve faz farkı kendilerini ayarlayarak, maksimum enerjiyi titreşim sistemine gönderirler.

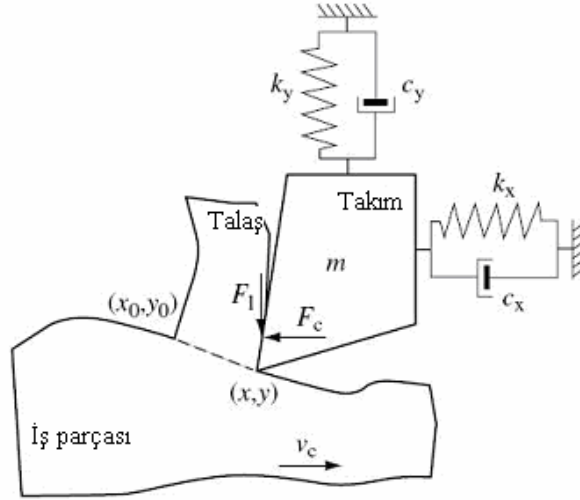


Şekil 11.8 Kesme işleminde dalgalanmış yüzey

Bu enerji titreşim sistemindeki sönümlenme tarafından oluşan enerji kayıplarını karşılamaya yeterli olabilir. Böylece sonraki kesme işlemlerinde titreşimin arttığı görülür. Bu, dinamik kararsızlığın özel bir durumu olan yenilenebilir titreşimi oluşturur. Talaş kalınlığı ve kesme kuvvetinin değişimi arasındaki çiftleme yoğunluğu $b.r$ ile verilir ve bu durum kararsızlığın artacağı halleri belirler.

Pratikte; yenilenebilir titreşim, b genişliğinin yeterli bir büyüklüğe gelmesiyle oluşur. Bu prensip üzerinde Tobias, Stefaniak ve Hahn gibi araştırmacılar çalışmışlardır.

11.4. Mod Çiftlemesi



Şekil 11.9 Tornalama için iki serbestlik dereceli tırlama modeli

Eğer itici kuvvet doğrultusundaki titreşim kesme kuvveti doğrultusu ve tersine titreşim oluştursa, oluşan tırlama mod çiftlemesi türündendir. Bu, kesme ve itme kuvvet doğrultularında eş zamanlı titreşim oluşumunun sonucudur. Fiziksel olarak bu duruma talaş kalınlığı değişimi, kesme açısıyla değişen salınımlar, yenilenebilirlik etkisi, meyil ve yüzey boşlukları üzerindeki sürtünme gibi çok sayıda kaynak sebep olur. Wu ve Liu (1985), yukarıda şekli verilen iki serbestlik dereceli modelde, mod çiftlemesini aşağıdaki kesme ve itme kuvvetleri için verilen form ile hassas bir biçimde tespit etmişlerdir.

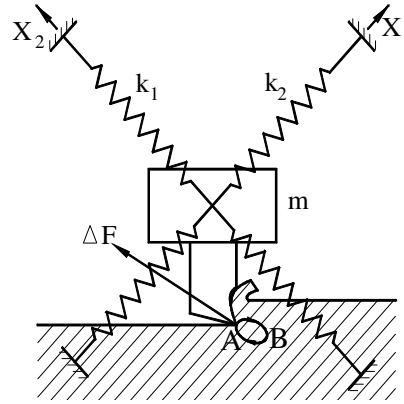
$$m\ddot{x} + c_x\dot{x} + k_x x = 2\omega\sigma_s(x_0 - x) \left[(A_x - C_x v_c) + \frac{1}{2}B_x(\dot{x} - \dot{x}_0) - \frac{1}{2}C_x(\dot{y} - \dot{y}_0) \right] - \frac{K\omega}{v_c}\dot{x} \quad (11.20)$$

$$m\ddot{y} + c_y\dot{y} + k_y y = 2\omega\sigma_s(x_0 - x) \left[(A_y - C_y v_c) + \frac{1}{2}B_y(\dot{x} - \dot{x}_0) - \frac{1}{2}C_y(\dot{y} - \dot{y}_0) \right] \quad (11.21)$$

Burada m eşdeğer titreşim ağırlığı, C_x ve C_y sönümlenme viskozite sabiti, k_x ve k_y makine yapısı rijitlik sabiti, v_c kesme hızı ve K takım ucundaki dalarak talaş çıkartma hareketinden hesaplanan sönümlenme katsayısıdır. (11.20) ve (11.21)

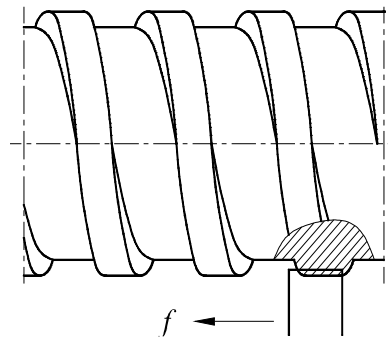
denklemleriden geri kalan sabitler (A_x , A_y , B_x , B_y , C_x , C_y) dinamik kuvvet katsayıları olarak adlandırılır ve Wu ve Liu (1985) tamamen açıklamışlardır.

Bu prensipte sistem, en az iki serbestlik dereceli bir titreşim sistemi olarak kabul edilir. Böyle bir sistemin en basit formu Şekil 11.10'da görülmektedir. Farklı rijitlik katsayılarına sahip iki yaya bir m kütlesi bağlanır ve yaylar X_1 , X_2 doğrultularında hareket ederler. Bu doğrultular birbirlerine diktir.



Şekil 11.10 İki serbestlik dereceli titreşim sisteminin modellemesi

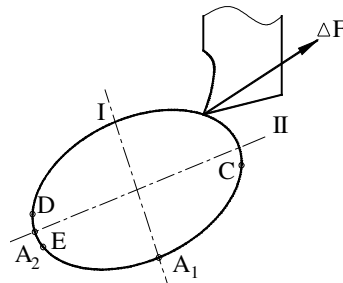
Bu prensibi önceki prensipten ayırmak için Şekil 11.11'de görülen özel bir işleme durumu düşünülmelidir. Bu durumda takım daima işlenmemiş bir yüzeyden talaş kaldırır. Bir kare dişin yüzeyinden kesme yapılacak şekilde bu durum düzenlenebilir. Bu düzenin kurulma nedeni kesme işlemindeki yenilenebilir etkiyi ortadan kaldırmaktır.



Şekil 11.11 Önceden deforme edilmemiş yüzeyin işlenmesi hali

Şekil 11.10'daki durum göz önüne alınırsa, titreşim f frekansı ile oluşur. m kütlesi X_1 ve X_2 doğrultularında, farklı genlik ve farklı bir fazla aynı zamanda titreşir. Böylece son hareket eliptik bir eğri oluşturur. Bu sırada takım da Şekil 11.10'da görüldüğü doğrultuda hareket eder. Takımın eliptik eğri üzerindeki A noktasından B noktasına yarım periyotluk hareketi sırasında, kesme kuvveti ΔF harekete karşı etki eder. Takım B noktasından A noktasına giderken, bu yarım periyotta da kesme kuvveti hareketin hızı doğrultusunda etki eder. Takımın ilk yarım periyottaki hareketi esnasında enerji, sistem tarafından harcanır. İkinci yarım periyotta ise kesme kuvveti tarafından titreşim sistemine enerji verilir. İkinci yarım periyot daha büyük bir ortalama kesme derinliği ile yapıldığı için, ortalama kesme kuvveti birinci yarım periyottaki kuvvetten daha büyük olur. Neticede, bir çevrimde sisteme verilen enerji, sistem tarafından harcanan enerjiden daha büyüktür. Fazla enerji, sönümleme kayıplarını karşılayabilir.

Bu prensibe göre; sistemin uygun düzenlemeleri ile açıklanan prosedür oluşturularak, kendiliğinden-doğan titreşim meydana çıkarılmıştır. Şekil 11.11'deki düzende, X_1 doğrultusu ΔF ve Y doğrultuları arasında kalırsa ($X_1 \perp X_2$) konum çiftlemeyi esas alan kararsızlık kriteri $k_1 < k_2$ durumudur. Eğer aynı şartlarda $k_1 > k_2$ olursa kesme işlemi kararlıdır. Bu yargı yalnızca yenilenebilir titreşimin olmadığı durumlarda geçerlidir.



Şekil 11.12 Konum çiftleme prensibine göre takımın aldığı eliptik yol

Şekil 11.12'de bu prensibe göre kendiliğinden-doğan titreşimde takımın aldığı eliptik yol görülmektedir. Burada I doğrultusunda maksimum deplasman A_1

noktasında, II doğrultusunda ise maksimum deplasmanın A_2 noktasında oluşur. Kesme kuvvetinin maksimum değeri ise E noktasında olur.

Konum çiftleme prensibine göre meydana gelen kendiliğinden oluşan titreşimde takımın aldığı eliptik yol, deneysel olarak Hahn (1953) tarafından belirlenmiştir. Ayrıca bu prensibe göre oluşan titreşimin kriteri için matematiksel bağıntılar elde edilmiştir.

11.5. Termomekanik Tırlama

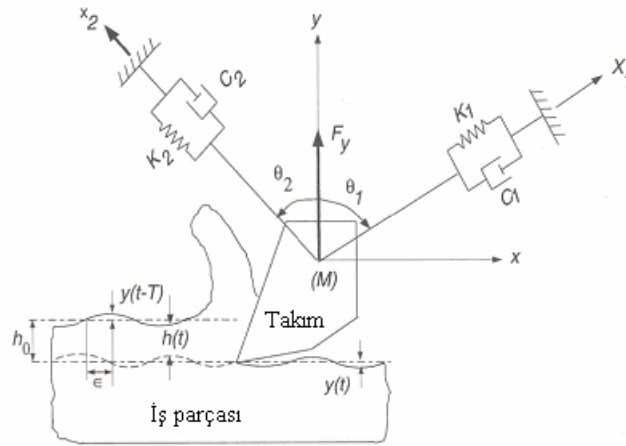
Termomekanik tırlamayı açıklayıcı ilk kapsamlı yaklaşım Hastings ve ark. (1980) tarafından yapılmıştır. Bu yaklaşımla tüm mekanizmalar üzerindeki talaş formuna ait plastik deformasyon bölgesindeki deformasyon hızı ve sıcaklığın etkisini hesaplamak için bir imalat teorisi yaklaşımı formülize edilmiştir. İki sade karbonlu çelik kullanılarak bu teori uygulanmıştır. Yüksek hızlı kesmeden elde edilen kayma gerilmesi verileri ve teori ile deney arasındaki iyi uyum kesme itici kuvvetlerinin tahmini için bir gösterge oldu. Bu yaklaşımla minimum iş kriterinden tahmin edilmiş talaş plastik bölge kalınlığı için esas olan talaş kalınlığındaki azalma ile kesme hızındaki artış gözlemlenip deneysel olarak açıklanmıştır. Daha önceleri bahsedildiği gibi Recht (1985) dikkate değer bir hipotez ile parçalanmış talaş formuna ait önemli ve tanımlayıcı açıklamada bulunmuştur. İlk defa parçalanmış talaş oluşumu mekanizmasının açıklanıp matematiksel olarak doğrulanmasını Davies ve ark. (1997) önermiştir. Burada rijit takım tarafından kesintisiz kesilen homojen materyallerin basitleştirilmiş tek boyutlu termomekaniksel modeli kullanılmıştır. Bu modelde aşağıdaki başlıca varsayımlar yapılır;

- 1) İş parçası, termal yumuşama ve deformasyon hızının zor olmasına karşı tek boyutlu kesme sürekliliğinin bir formudur.
- 2) İş parçası ve takım arasındaki etkileşimler elasto-plastik zorlanma gerilimi kurallarına uyarlar.
- 3) Kesme düzlemine sadece gerilimler paralel olduğu dikkate alınır.
- 4) Talaşın momentumu ihmal edilir.

- 5) Takım rijittir ve titreşimi iletmez.
- 6) İş parçasının belirli ısılarda iletkenliği ve yoğunluğu sabittir.

12. TORNALAMADA TIRLAMA TİTREŞİMİ

Tornadaki kendi kendini uyaran titreşimin dinamikleri frezelemeninki kadar karmaşık değildir. Talaş kaldırma işleminde belirli koşullar altında yapılan kesme sürecine net enerji girişi gerçekleştiren hem x ve hem de y doğrultularındaki kesici takım titreşimleri meydana gelir. Yüzey dalgalılığının yeniden oluşumu kesici takımın iş parçasının aynı yüzeyinden ardışık geçişlerinden dolayı talaş kalınlığının değişmesinin bir sonucudur. Hemen hemen bütün kesme işlemlerinde takım malzemenin yüzeyinden önceki geçişi sırasında oluşturduğu yüzeyden talaş kaldırır ve eğer kesici takım ile iş parçası arasında titreşim varsa yüzey üzerinde bir dalgalanma oluşur. Bir sonraki geçişte (tornalamada sonraki devir ve frezelemede sonraki dişin hareketi) yüzeyde meydana gelen dalgalanma talaş kalınlığını değiştirir. Kesici takım, sonraki geçişten dolayı oluşan dalgalı yüzeyden, periyodik olarak değişen kalınlıklı talaş kaldırılır. Bu yüzden dalgalanma sürekli olarak yeniden oluşturulur (Tlusty (1999)).



Şekil 12.1 Tornalama için iki serbestlik dereceli tırlama modeli

Tırlama süreci titreşimler tarafından oluşturulan zorlanmış titreşimlerin kapalı bir çevrimidir. Birbirini takip eden iki kesme işleminde oluşan titreşimlere bağlı olan kesme kuvveti aşağıdaki denklemle ifade edilebilir.

$$F = K_f b h \quad (12.1)$$

Burada K_f ilerleme doğrultusundaki kesme kuvveti katsayısı, b talaş genişliği ve h ise talaş kalınlığıdır. Ancak h ortalama talaş kalınlığı olan h_m 'lerin toplam değeri, Y_0 kesici takımın iş parçası yüzeyinden önceki geçişi sırasında oluşan yüzeydeki dalgalanmalar arasındaki fark, en son geçişteki titreşimler ise Y 'dir

$$h = h_m + (Y_0 - Y) e^{j\omega x} \quad (12.2)$$

Burada $(Y_0 - Y)$ talaş kalınlığındaki değişimdir. Dinamik yerdeğişimler şöyle ifade edilebilir;

$$Y = FG(\omega) \quad (12.3)$$

Burada $G(\omega)$ sistemin yönlü transfer fonksiyonudur. $G(\omega)$, Y doğrultusu üzerindeki tüm titreşimlerin Y bileşenlerinin genlikleri arasındaki orandır ve ω , bu oran ve kuvvetin genlik sıklığının bir fonksiyonudur. Yönlü transfer fonksiyonlarının tümünün toplamı G_i , u_i yön faktörü ile çarpılınca aşağıdaki gibi yönlü transfer fonksiyonu elde edilir

$$G = \sum_1^i u_i G_i \quad (12.4)$$

burada

$$u_i = \cos \alpha_i \cos(\alpha_i - \beta) \quad (12.5)$$

Denklemden kuvvet bileşenleri çıkartıldığında

$$Y = K_s b G(Y_0 - Y) \quad (12.6)$$

Denklem düzenlenirse

$$\frac{Y_0}{Y} = \frac{\frac{1}{K_s b} + G}{G} \quad (12.7)$$

Sadece ve sadece yüzeyden her geçişte meydana gelen titreşimlerde hiç artış yoksa bu kabul edilir. Bundan dolayı $|Y_0|$ ev $|Y|$ 'nin büyüklükleri oranı 1'dir.

$$\left| \frac{Y_0}{Y} \right| = 1 \quad (12.8)$$

Bu durum en az kararlılık veya tırlama kararlılık sınırını gösterir. (12.7) denklemi ve (12.8) denklemi birleştirilirse aşağıdaki ifade elde edilir

$$\left| \frac{1}{K_s b} + G \right| = |G| \quad (12.9)$$

Burada iki kompleks sayının mutlak değerinin eşitliği ifade edilir. Bu koşullarda iki parça vardır

$$\text{Im}(G) = \text{Im}(G)$$

Daha açık bir ifadeyle

$$\frac{1}{K_s b} + \text{Re}(G) = \pm \text{Re}(G)$$

Burada + işareti $b = \infty$ 'a götürür ve – işareti ise aşağıdaki ifadeye götürür

$$\frac{1}{K_s b} = -2 \text{Re}(G) \quad (12.10)$$

Burada kararlılık sınırları için fiili koşullar ifade edildi. Bu yüzden tornada kararlı dik kesme operasyonu için talaş genişliğinin sınırı şöyle yazılır

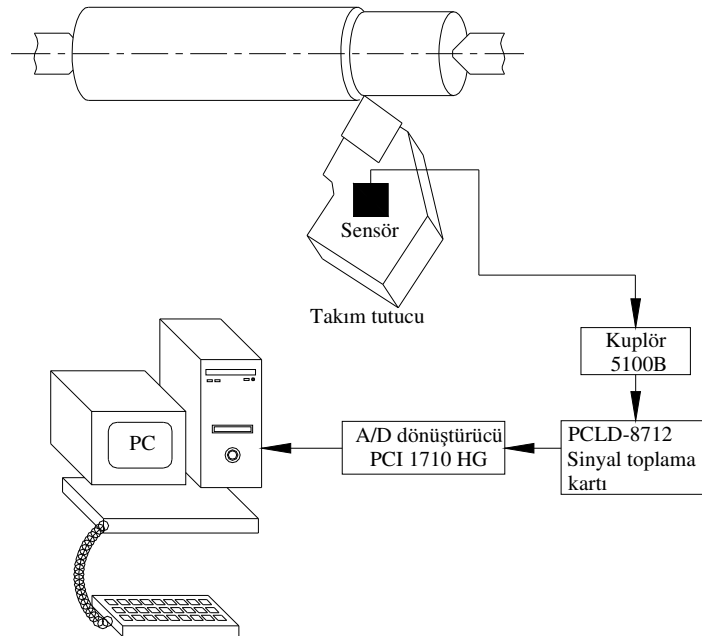
$$b_{\lim} = \frac{-1}{2K_s \text{Re}(G)} \quad (12.11)$$

13. DENEYSEL ÇALIŞMA

13.1. Deneyin Yapısı

Bu tez çalışmasında dinamik kesme şartları altında takım geometrisine bağlı olarak meydana gelen tırlama titreşiminin yüzey pürüzlülüğü üzerine etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Tam Faktöriyel Tasarım (TFT) yöntemiyle üç seviyeli dört faktörlü deney yapısı kullanılarak $81(=3^4)$ farklı deney yapılmıştır. Yapılan deneylerde farklı negatif talaş açılı takım tutucu kullanılmış, kullanılan tutucuya uygun farklı uç radyüslü takımlarla belirlenen yaklaşma açılarında kuru kesme işlemi gerçekleştirilmiştir. Takım her kesme operasyonu için değiştirilmiştir. Son olarak numunelerin işlenen yüzeyleri üzerindeki herhangi üç farklı noktadan pürüzlülük değerleri alınmıştır. Deney planı Ek 1’de gösterilmiştir.

Bu çalışmada, kurulan deney setinin şematik görüntüsü Şekil 13.1’de görülmektedir.



Şekil 13.1 Deney setinin şematik görünüşü

13.2. Malzeme

Deney numunesi olarak; Ø45x255 mm boyunda AISI 1040 imalat çeliği kullanılmış, yapının homojen olması için ısıtıl işlem uygulanarak 40 HRC'ye sertleştirilen numuneler daha sonra normalizasyon işlemine tabii tutulmuştur. Isıl işlemde dolayı yüzeyde oluşan kabuk tormalanarak tüm numunelerin çapı 40 mm'ye ayarlanmıştır. Alınları tormalanarak boyları 250 mm'ye getirilen numunelerin her iki alınına punta delikleri açılmıştır. Tablo 13.1'de deney numunelerinin kimyasal kompozisyonu verilmiştir.

Tablo 13.1 AISI 1040 çeliği kimyasal bileşimi

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Al	Co
0.365	0.247	0.799	0.0166	0.0422	0.0528	0.0267	0.106	0.0190	0.0223
Cu	Nb	Ti	V	W	Pb	Sn	Sb	Fe	
0.300	0.0020 0	0.0010 0	0.0010 0	0.0868	0.0020 0	0.0188	0.0066 9	97.83	

13.3. Kesme Koşulları

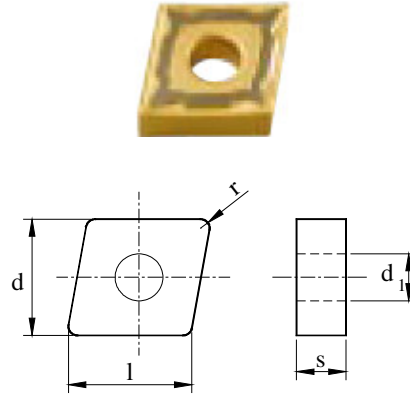
Yapılan deneylerde Tablo 13.2'de gösterilen sabit ve değişken parametreler kullanılmıştır.

Tablo 13.2 kesme koşulları tablosu

Takım uç radyüsü (r) mm	0.4	0.8	1.2
Yaklaşma açısı (κ) derece	60	75	90
Talaş açısı (γ) derece	-3	-6	-9
Takım sarkma miktarı (L) mm	30	40	50
Yardımcı talaş açısı (γ_x)	-6		
Talaş derinliği (d) mm	0.5		
Devir Sayısı (n) dev/dak	1200		
Kesme Hızı (V_c) m/dak	150		
İlerleme miktarı (f) mm/dev	0.15		

13.4. Kesici Takım ve Tutucu

Deneylerde HC-P15, HC-K15 kalitesine karşılık gelecek şekilde, Böhler firmasına ait LC215B kalitesindeki TİC kaplı (CNMG 120404-BF, CNMG 120408-BF, CNMG 120412-BF) kesici uçlar kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan değiştirilebilir uçların geometrik yapısı Şekil 13.2’de gösterilmiştir.

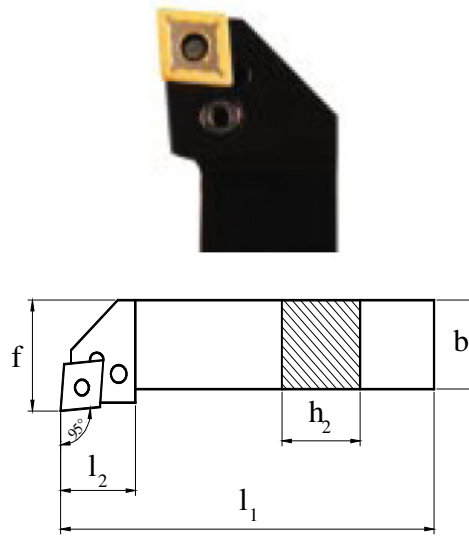


Şekil 13.2 Kesici uç

Tablo 13.3 Kesici ucun geometrik özellikleri (mm)

	l	d	s	d₁	r
CNMG 120404-BF	12.90	12.70	4.76	5.16	0.4
CNMG 120408-BF	12.90	12.70	4.76	5.16	0.8
CNMG 120412-BF	12.90	12.70	4.76	5.16	1.2

Bu uçlara uygun (PCLNR/L 2020 K12 AA9, PCLNR/L 2020 K12 AA6, PCLNR/L 2020 K12 AA3) takım tutucuları kullanılmıştır. Kesici ucun şekli ve geometrik yapısı Şekil 13.3’de gösterilmiştir.



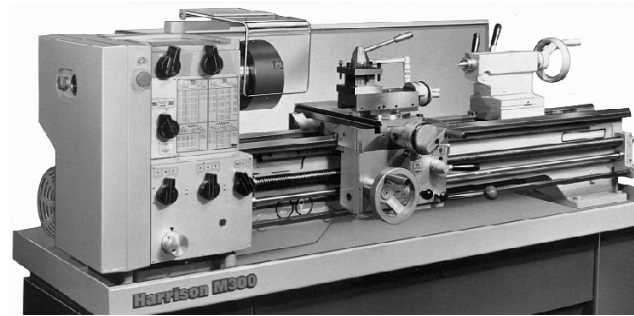
Şekil 13.3 Takım tutucu

Tablo 13.4 Takım tutucunun geometrik özellikleri (mm)

	$h_1=h_2$	b	l_1	l_2	f
PCLNR/L	20	20	125	27.4	25

13.5. Torna Tezgahı

Deneyler Harrison M300 üniversal bir torna tezgâhında gerçekleştirilmiştir. Şekil 13.4’de torna tezgahının resmi ve Tablo 13.5’de teknik özellikleri gösterilmiştir.



Şekil 13.4 Harrison M300 üniversal bir torna tezgâhı

Tablo 13.5 Torna tezgahının özellikleri

Tezgâh özellikleri				Devir sayıları (dev/dak)			
Marka	Tipi	Model	Güç (kW)	1200	800	1700	2500
Harrison M 300	Üniversal	1987	2.2 kW	260	180	370	540
				58	40	85	125

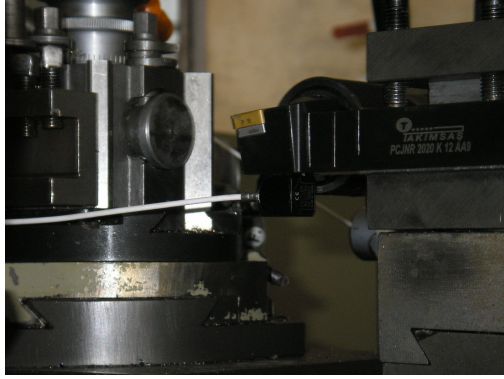
13.6. Veri Alma ve Ekipmanları

Titreşim sinyalleri, takım tutucusu üzerindeki veri alıcı sensörün kitapçığında belirtilen pürüzlülük, şekil ve konum toleranslarına uygun işlenmiş tespit yüzeyine, ivmenin ölçüleceği yönde (bağlantı yönü okla gösterilir) özel yapıştırıcısı kullanılarak monte edilen ivmelenme ölçer (Kistler 8632C cube Accelerometers) kullanılarak alınmıştır Şekil 13.5.

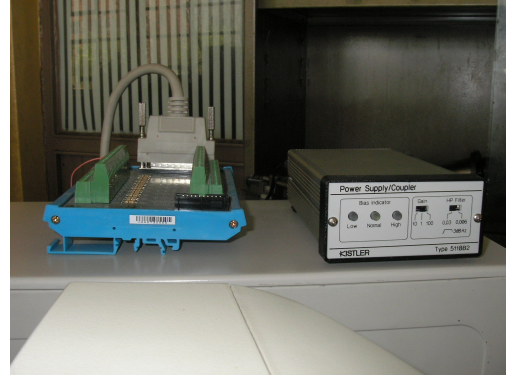


Şekil 13.5 8632C ivme ölçer

İvmelenme sensöründen çıkan sinyaller kablo aracılığıyla (Kistler 1761Bsp Coaxial), yükselticiye (5100 Piezotron power supply/coupler) giriş yapar. Yükseltici çıkış kısmından çıkış kablosu (Kistler 1511sp) kullanılarak veri toplama board'una (PCLD-8712) aktarılan sinyaller buradan PC içerisindeki veri toplama kartı (Advantech PCI-1712 A/D dönüştürücü) sayesinde rakamlara dönüştürülüp karta ait yazılım programı ile PC üzerine kaydedilmiştir. Şekil 13.6'de deney seti bağlantısının kısmi bir resmi gösterilmektedir.



a)



b)

Şekil 13.6 a) Titreşim sensörünün bağlantısı

b) Yükseltici ve PCLD-8712 board bağlantısı

İşlenen numunelerin yüzey pürüzlülük değerlerini ölçmek için “Mahr Perthometer M1” marka pürüzlülük ölçüm cihazı kullanılmıştır. Şekil 13.7’de cihazın bir resmi görülmektedir.

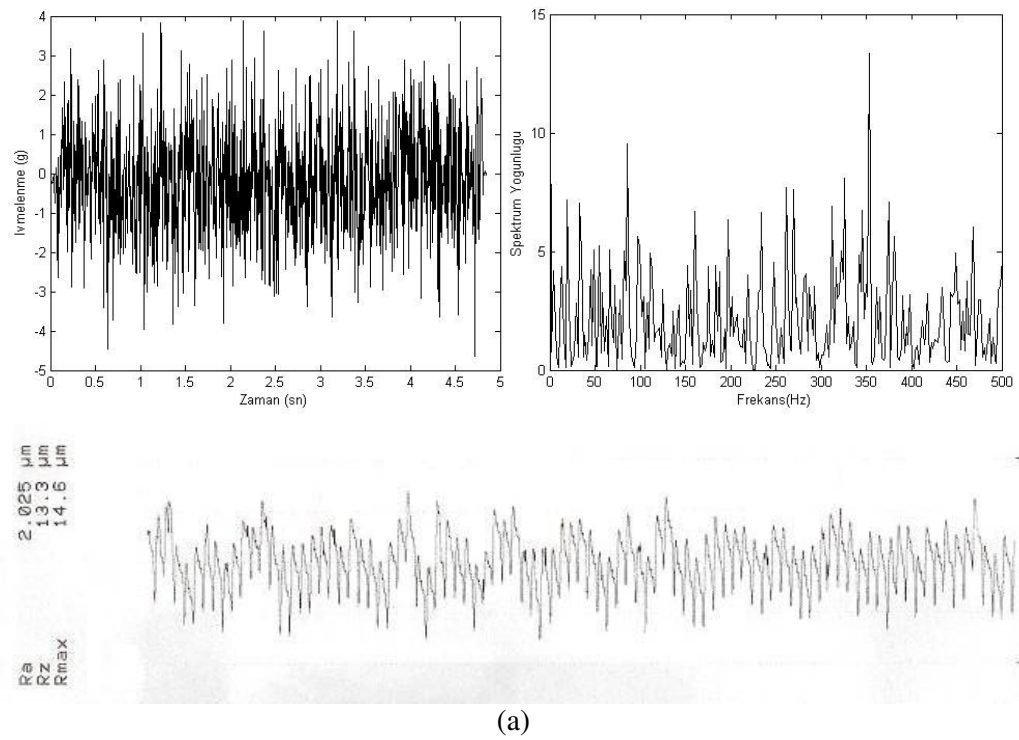


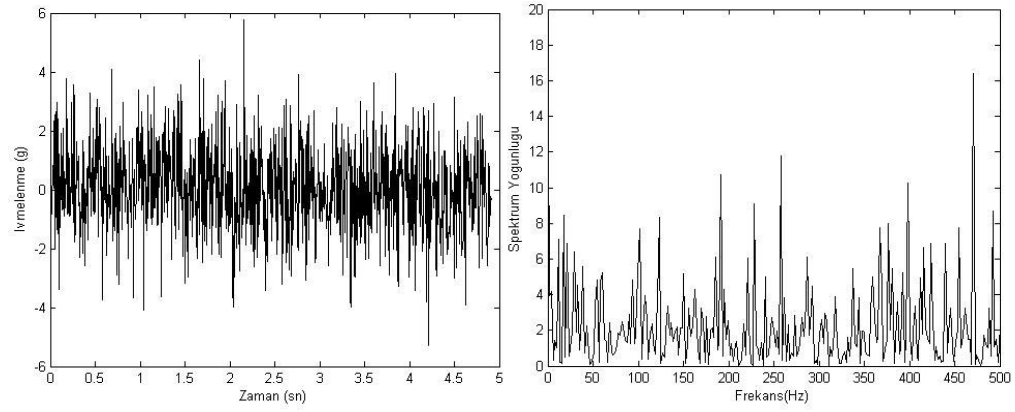
Şekil 13.7 Mahr Perthometer M1 pürüzlülük ölçüm cihazı

13.7. Deneysel Bulgular ve Değerlendirmeler

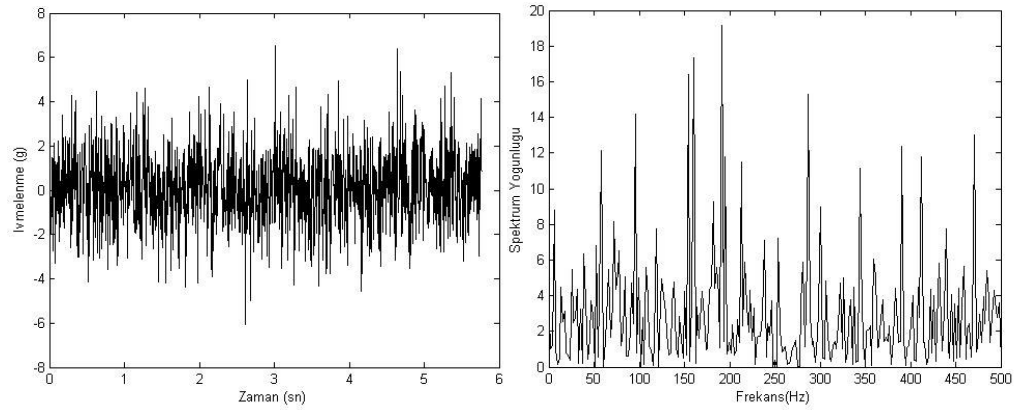
13.7.1. Yaklaşma açısı (κ), talaş açısı (γ) ve değişimlerinin pürüzlülüğe olan etkileri

Bu deneysel çalışmada yaklaşma açıları $\kappa=60^\circ$, 75° ve 90° ve talaş açısı $\gamma=-3^\circ$, -6° , -9° olarak uygulanmıştır. Her bir yaklaşma açısı için uç yarıçapı $r=0,4$ mm, takım sarkma miktarı $L=30$ mm olacak şekilde sabit tutulmuştur. Belirlenen parametrelere bağlı kalarak yapılan deneylerde değişik yaklaşma açılarında meydana gelen titreşim ve yüzey pürüzlülüğü değişimleri Şekil 13.8, Şekil 13.9 ve Şekil 13.10'da verilmiştir.





(b)



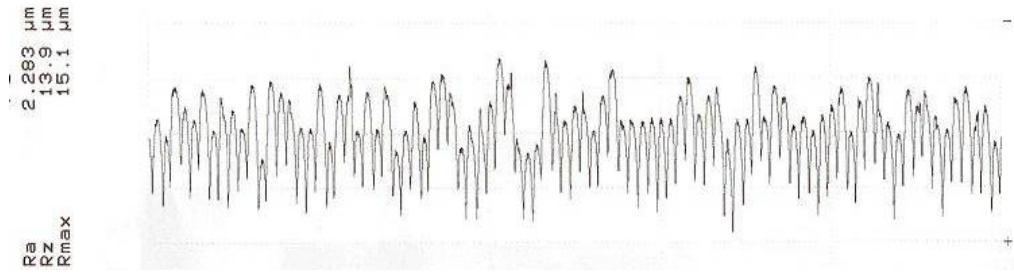
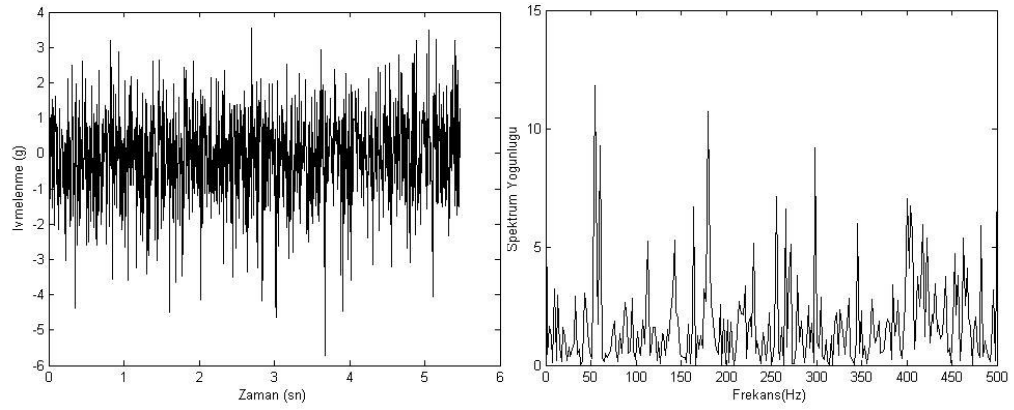
(c)

Şekil 13.8 Yaklaşma açısı ve talaş açısı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri

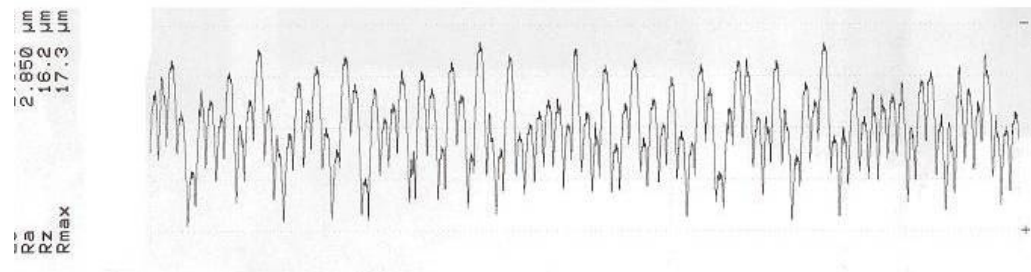
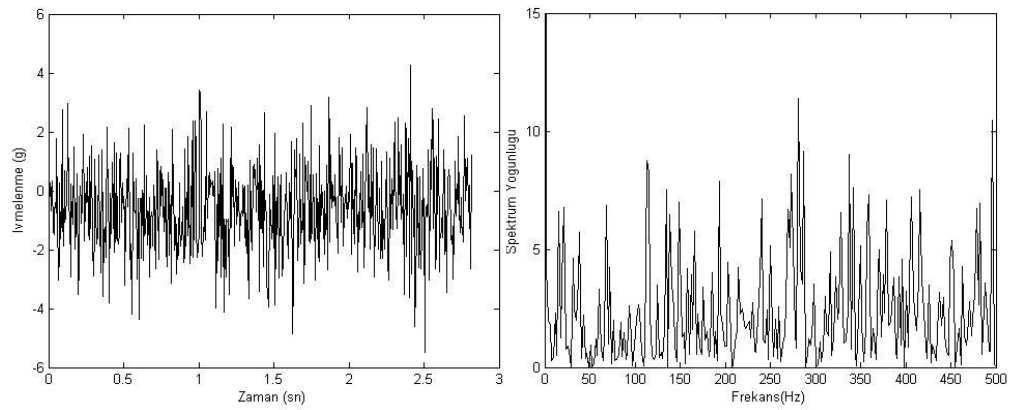
a) $\kappa=60^\circ$, $r=0.4$, $\gamma=-3^\circ$, $L=30$ mm

b) $\kappa=75^\circ$, $r=0.4$, $\gamma=-3^\circ$, $L=30$ mm

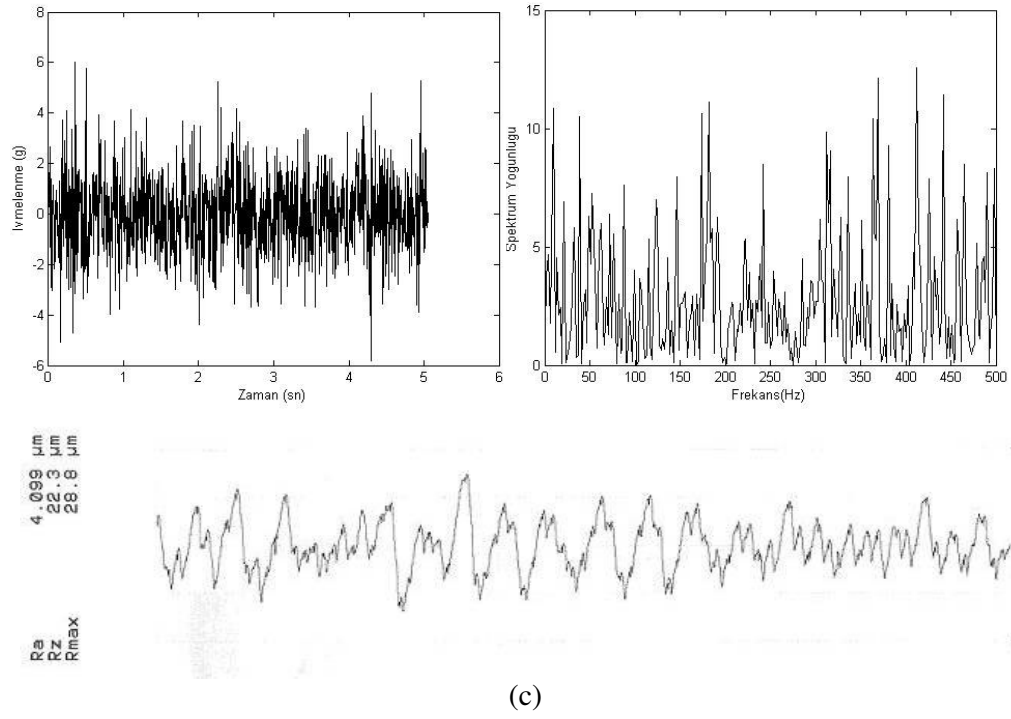
c) $\kappa=90^\circ$, $r=0.4$, $\gamma=-3^\circ$, $L=30$ mm



(a)



(b)

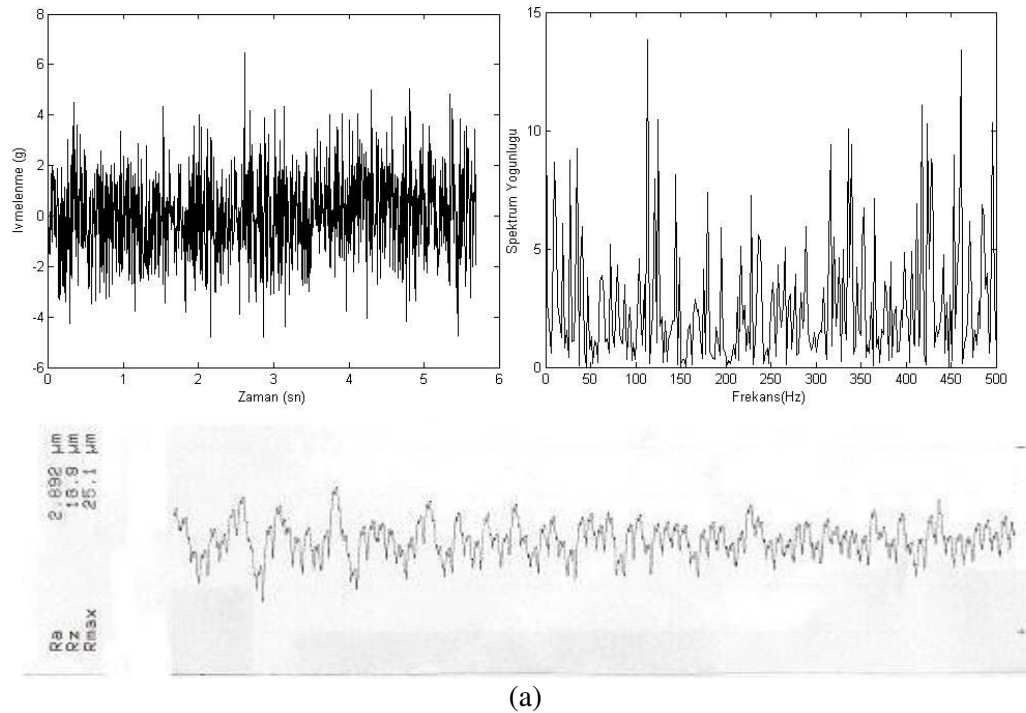


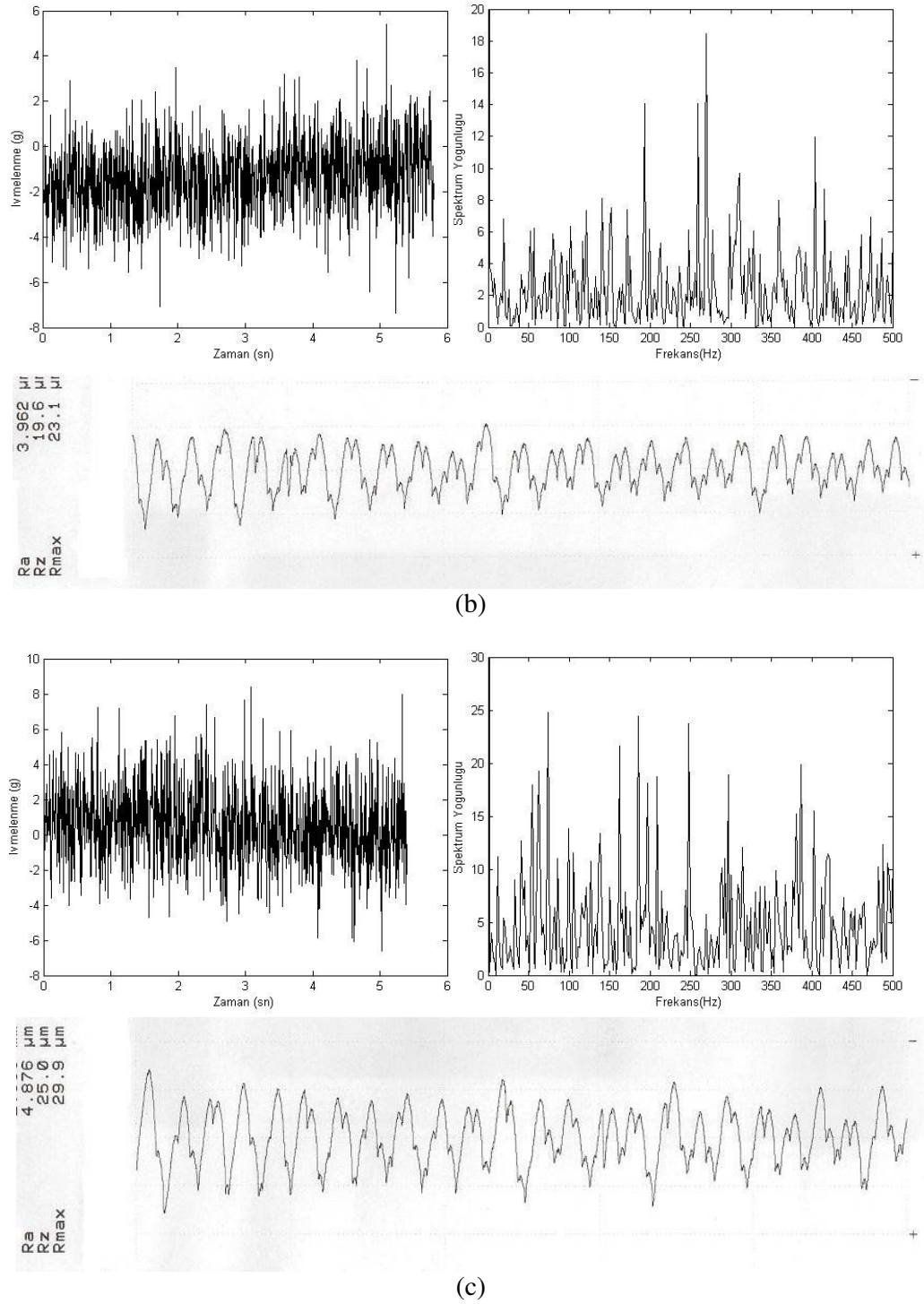
Şekil 13.9 Yaklaşma açısı ve talaş açısı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri

a) $\kappa=60^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm

b) $\kappa=75^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm

c) $\kappa=90^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm





Şekil 13.10 Yaklaşma açısı ve talaş açısı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri

a) $\kappa=60^\circ$, $r=0.4$, $\gamma=9^\circ$, $L=30$ mm

b) $\kappa=75^\circ$, $r=0.4$, $\gamma=9^\circ$, $L=30$ mm

c) $\kappa=90^\circ$, $r=0.4$, $\gamma=9^\circ$, $L=30$ mm

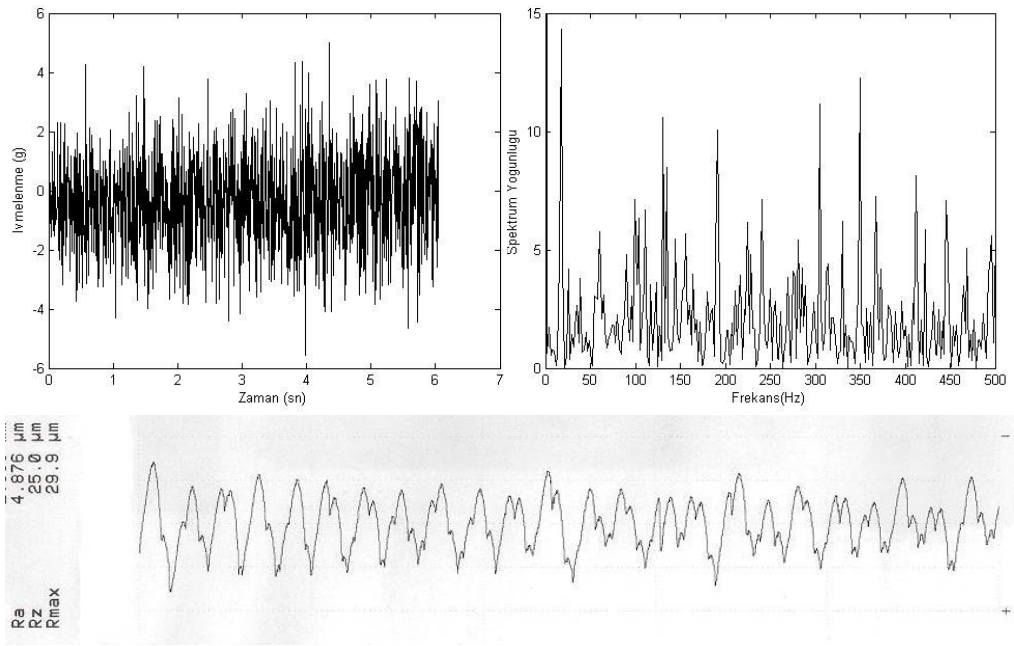
Yaklaşma açısının küçülmesi kesme basıncının yayılması ve kesme kenarının büyük bir kısmını kullanmak açısından bir avantajdır. Bu açının 60° olduğu durum göz önüne alındığında, işleme esnasında takım üzerinde meydana gelen kesme kuvvetleri, 90° yaklaşma açılı takımla meydana gelen kesme kuvvetlerinden az olması beklenir. Bu durum sistemi kararsız bir hale getirir ve yüzey pürüzlülüğünü olumsuz yönde etkiler.

Şekil 13.8, Şekil 13.9, Şekil 13.10'da ivmelenme-zaman grafiklerindeki çizgiler, $\kappa=60^\circ$ 'lik yaklaşma açısında $\kappa=90^\circ$ 'lik yaklaşma açısına göre daha az yoğundur. Bu durum spektrum-frekans grafiklerinde çok daha anlaşılır bir şekilde görülmüştür. Talaş açısının $\gamma=-3^\circ$ olduğu durumda, $\kappa=60^\circ$ 'de ortalama spektrum yoğunluğu yaklaşık 3 iken, $\kappa=90^\circ$ 'ye yaklaştıkça ortalama spektrum yoğunluğu yaklaşık 8 civarında olmuştur. Bu yükseliş tırlama titreşimini artırarak R_a pürüzlülük değerini artırmıştır. Verilen pürüzlülük grafiklerinde de bu artışın etkisi açıkça görülmüştür.

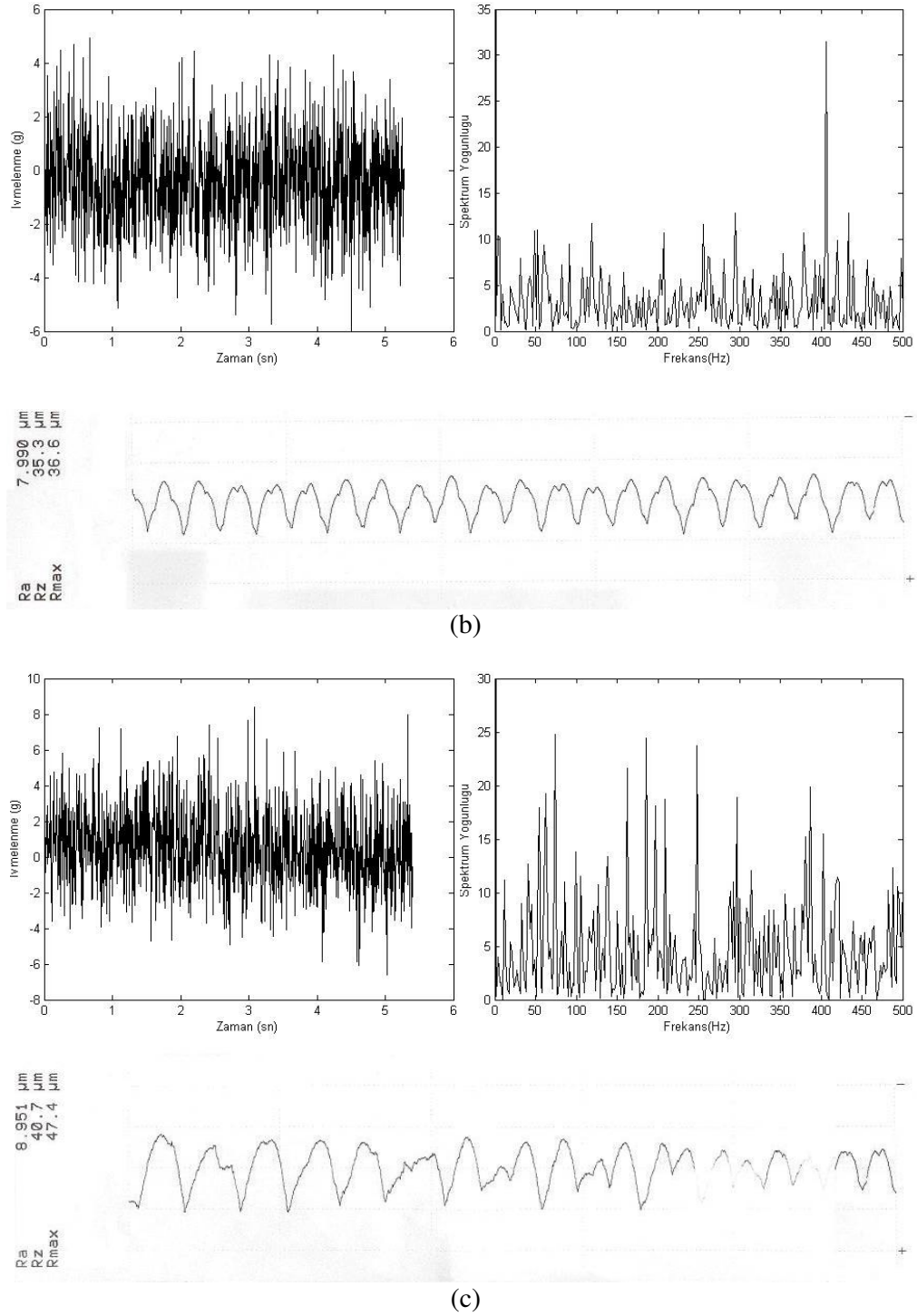
$r=0,8$ ve $r=1,2$ mm uç yarıçaplı takım ve $L=40$ ve $L=50$ mm uzunluklu takım tutucu kullanılarak yapılan deneylerde de yukarda çıkan sonuçlara paralel ancak değer olarak daha büyük sonuçlar çıkmıştır.

13.7.12. Uç yarıçapı (r) ve takım sarkma miktarı (L) değişimlerinin pürüzlülüğe olan etkileri

Deneylede $r=0,4-0,8-1,2$ mm uç yarıçaplı takımlar kullanılmıştır. Her bir uç yarıçapı için yaklaşma açısı $\kappa=90^\circ$, talaş açısı $\gamma=9^\circ$ olacak şekilde sabit tutulmuştur. Belirlenen parametrelere bağlı kalarak yapılan deneylerde değişik uç yarıçaplı takımlarla işleme esnasında meydana gelen titreşim ve yüzey pürüzlülüğü değişimleri Şekil 13.11, Şekil 13.12 ve Şekil 13.13’de verilmiştir.



(a)

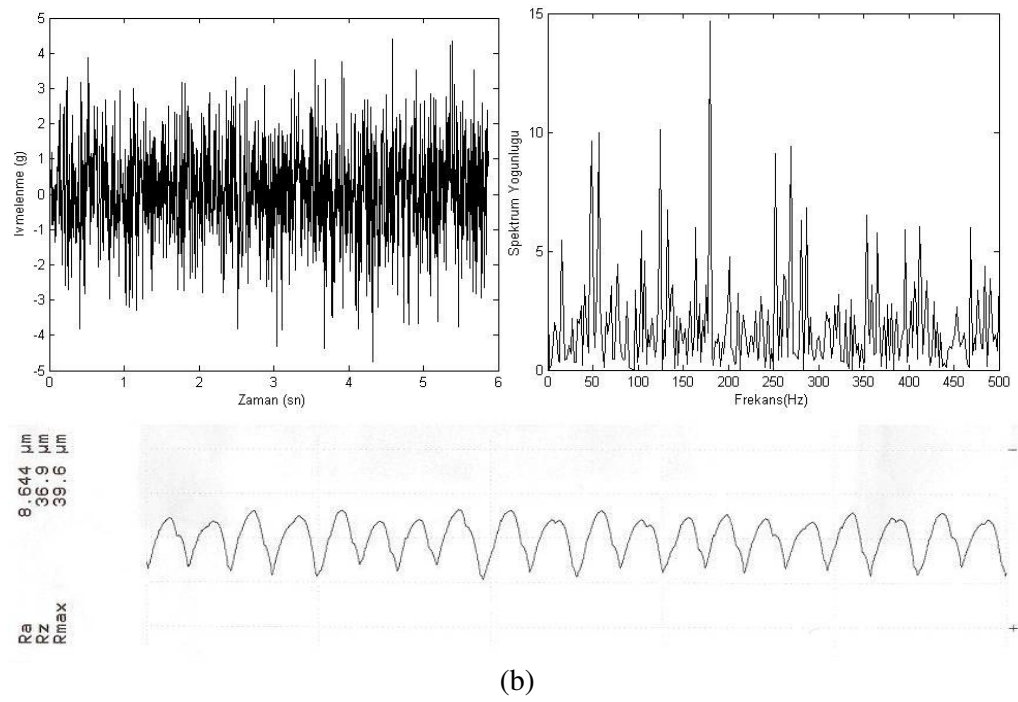
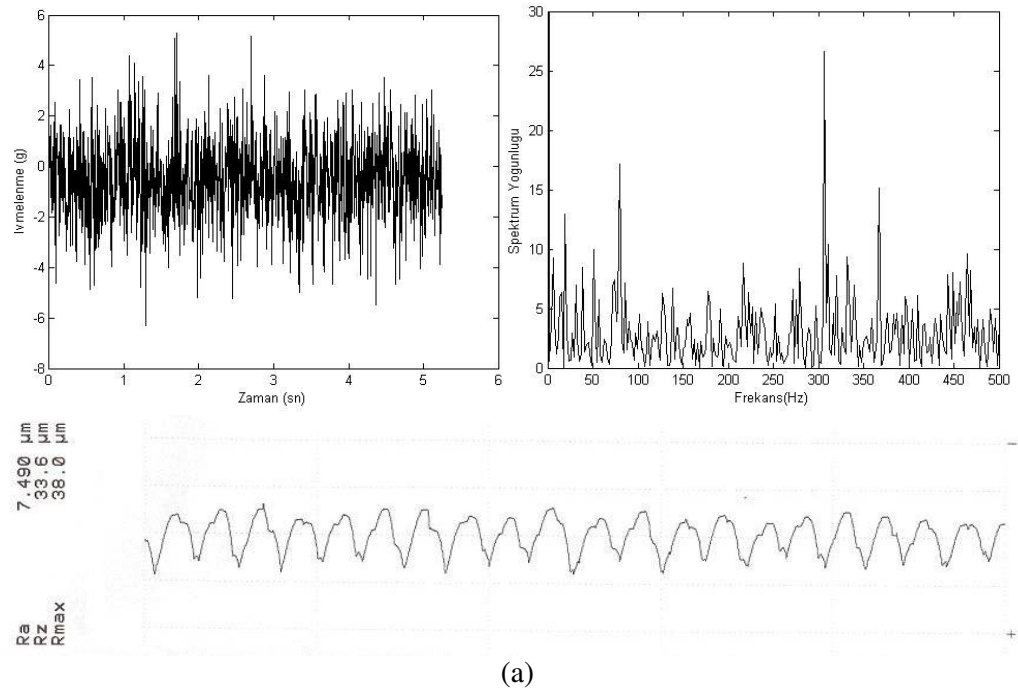


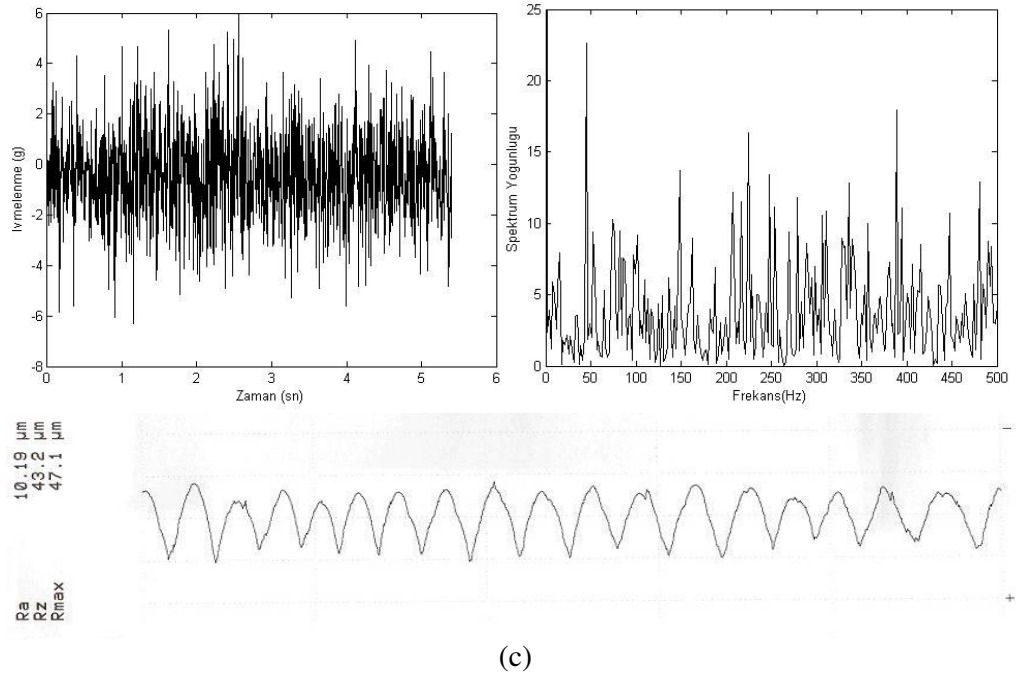
Şekil 13.11 Uç yarıçapı ve takım sarkma miktarı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri

a) $\kappa=90^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-9^\circ$, $L=30$ mm

b) $\kappa=90^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-9^\circ$, $L=30$ mm

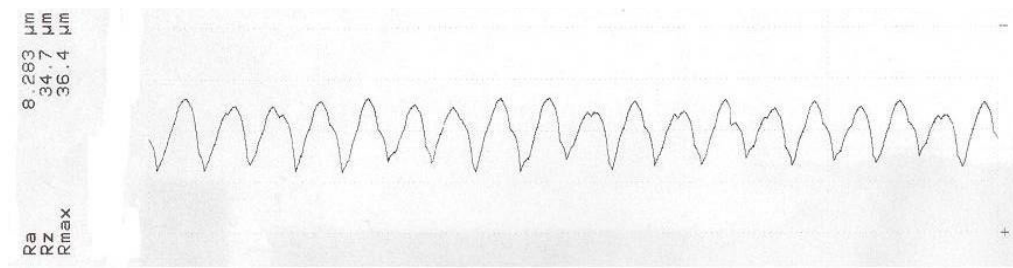
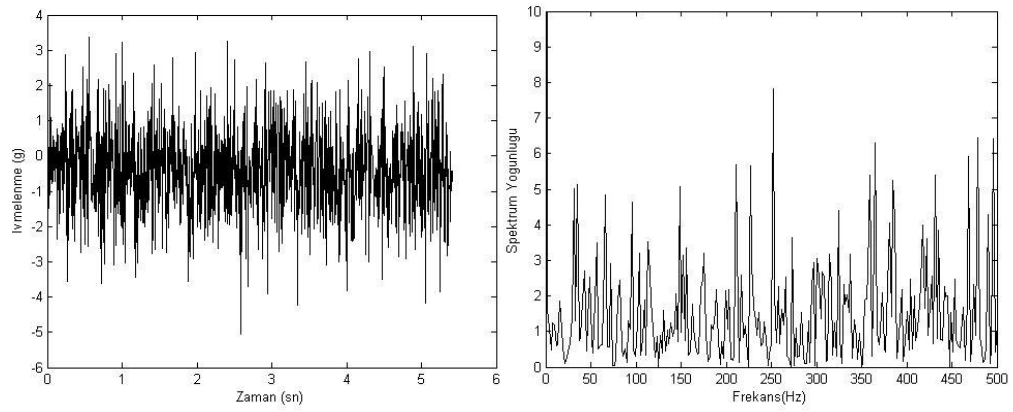
c) $\kappa=90^\circ$, $r=1,2$, $\gamma=-9^\circ$, $L=30$ mm



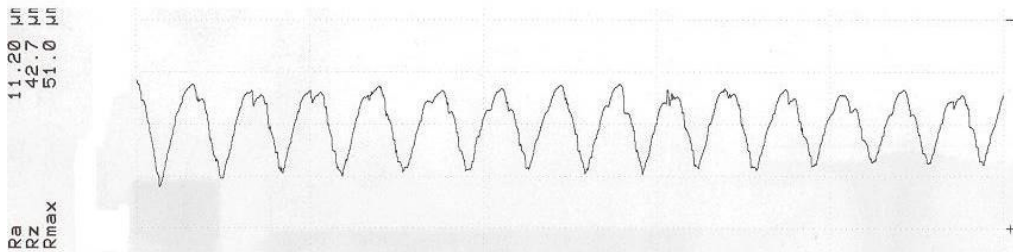
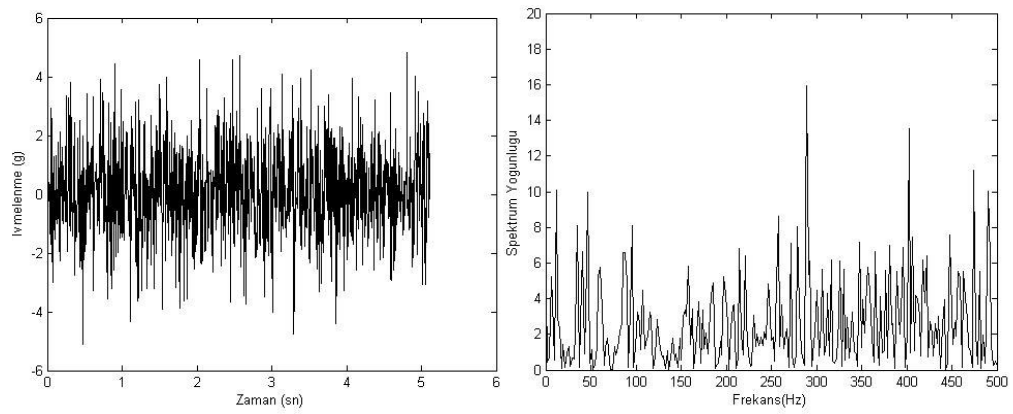


Şekil 13.12 Uç yarıçapı ve takım sarkma miktarı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri

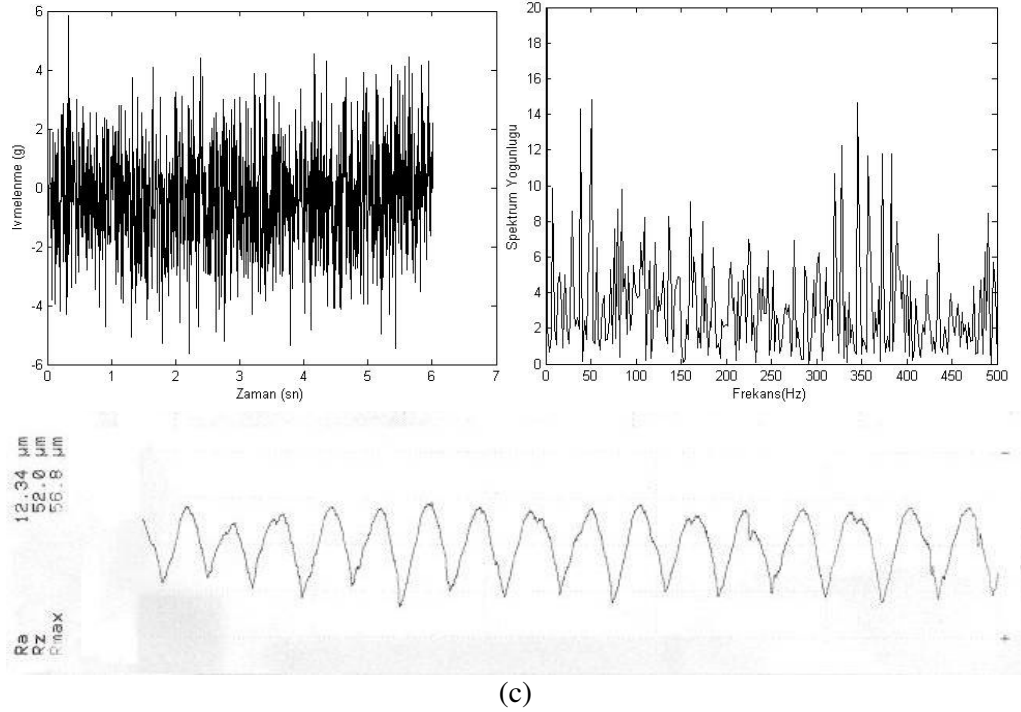
- a) $\kappa=90^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-9^\circ$, $L=40$ mm
- b) $\kappa=90^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-9^\circ$, $L=40$ mm
- c) $\kappa=90^\circ$, $r=1,2$, $\gamma=-9^\circ$, $L=40$ mm



(a)



(b)



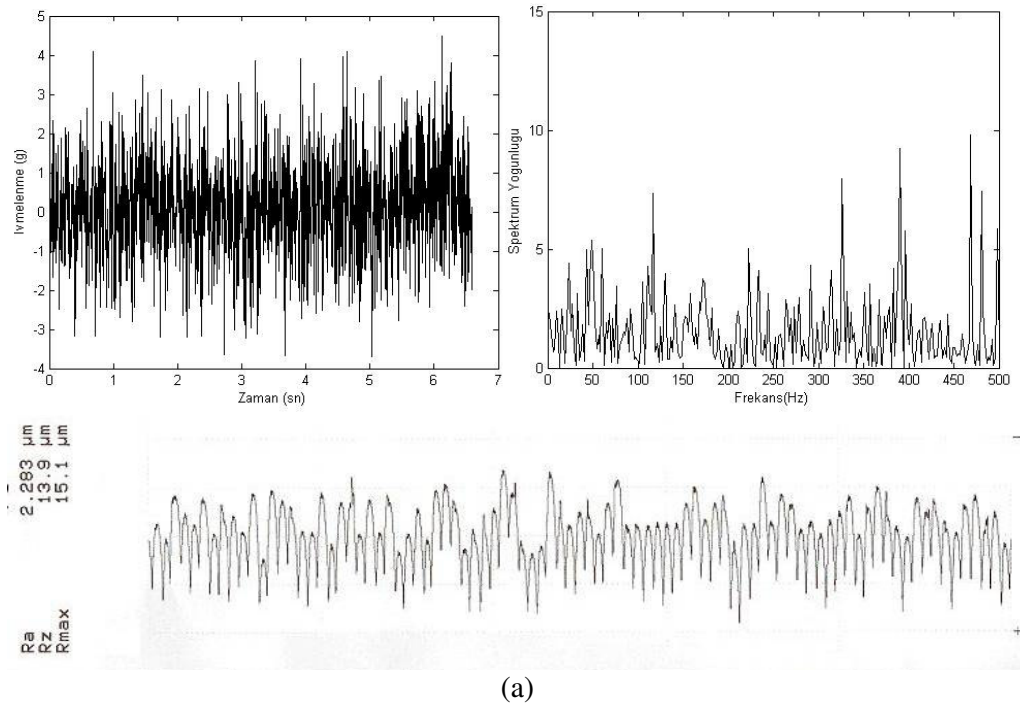
Şekil 13.13 Uç yarıçapı ve takım sarkma miktarı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri

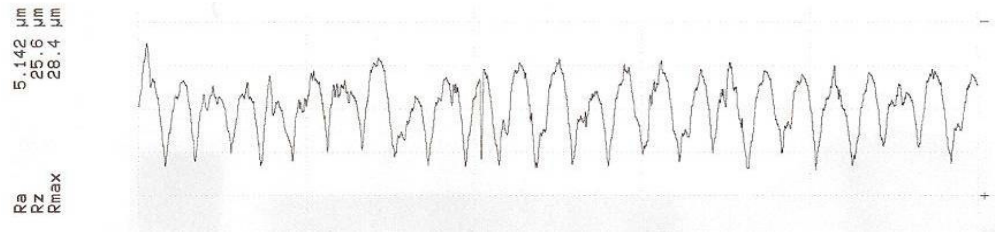
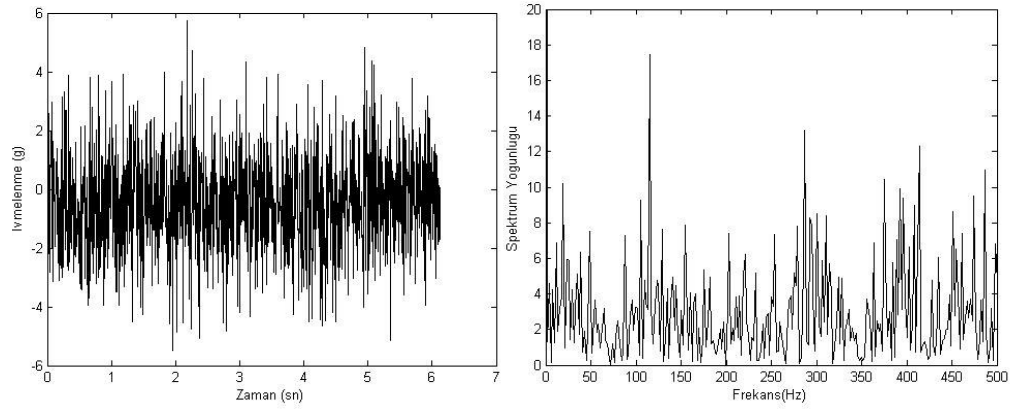
- a) $\kappa=90^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-9^\circ$, $L=50$ mm
- b) $\kappa=90^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-9^\circ$, $L=50$ mm
- c) $\kappa=90^\circ$, $r=1,2$, $\gamma=-9^\circ$, $L=50$ mm

Belirlenen deney şartlarında beklenenin aksine takım uç yarıçapının büyümesi ile beklenen R_a pürüzlülük düşüşü görülmemektedir. Şekil 13.11, Şekil 13.12 ve Şekil 13.13’de görünen grafiklerde tüm takım sarkma miktarlarında, $r=1,2$ mm uç yarıçaplı takımla elde edilen R_a pürüzlülük değerleri, $r=0,4$ mm uç yarıçaplı takımla elde edilen R_a pürüzlülük değerlerinden daha yüksektir. İdeal yüzey pürüzlülüğü tanımından da bilindiği gibi takım uç yarıçapı yüzey pürüzlülüğüne direkt olarak etki etmektedir. Dolayısı ile takım uç yarıçapı büyüdükçe R_a pürüzlülük değerinin azalması gerekmektedir. Fakat yukarıdaki grafiklerden anlaşıldığı gibi $r=1,2$ mm uç yarıçaplı takımlarla işlenen numunelerde R_a pürüzlülük değeri, $r=0,8$ mm ve $r=0,4$ mm uç yarıçaplı takımla işlenen numunelere göre beklenenin aksine daha yüksek ölçülmüştür. $r=0,8$, $r=1,2$ mm uç yarıçaplı takım ve daha uzun çıkıntılı takım tutucularla işleme yaparken kesme kuvvetlerinin daha fazla titreşim oluşturarak tırlamaya sebep olduğu varsayılmaktadır.

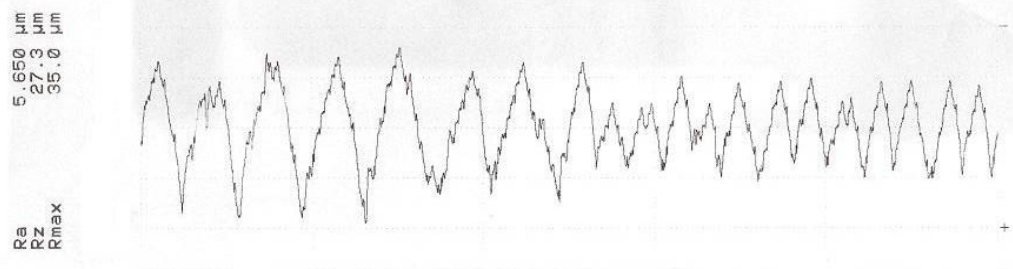
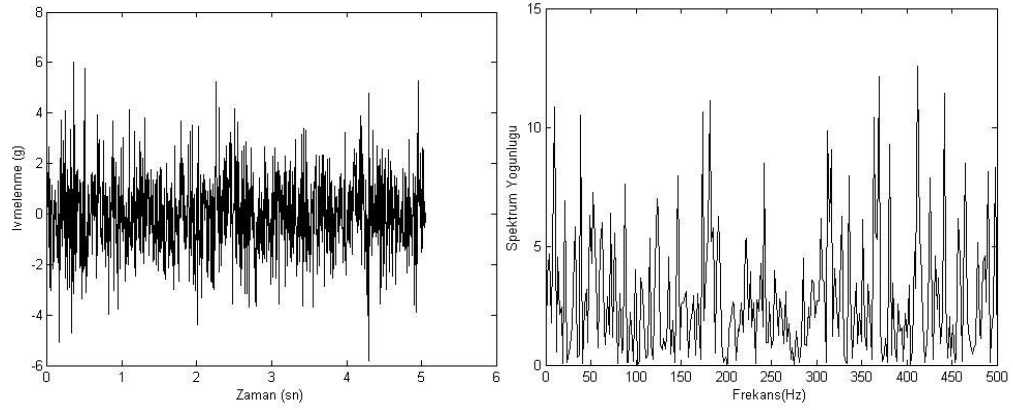
13.7.13. Yaklaşma açısı (κ) ve uç yarıçapı (r) değişimlerinin pürüzlülüğe olan etkileri

Deneylede $\kappa=60^\circ$, 75° , 90° yaklaşma açılı ve $r=0,4-0,8-1,2$ mm uç yarıçaplı takımlar kullanılmıştır. Takım sarkma miktarı $L=30$ mm ve talaş açısı $\gamma=-6^\circ$ olacak şekilde sabit tutulmuştur. Belirlenen parametrelere bağlı kalarak yapılan deneylerde değişik uç yarıçaplı takımlarla işleme esnasında meydana gelen titreşim ve yüzey pürüzlülüğü değişimleri Şekil 13.14, Şekil 13.15 ve Şekil 13.16'de verilmiştir.





(b)



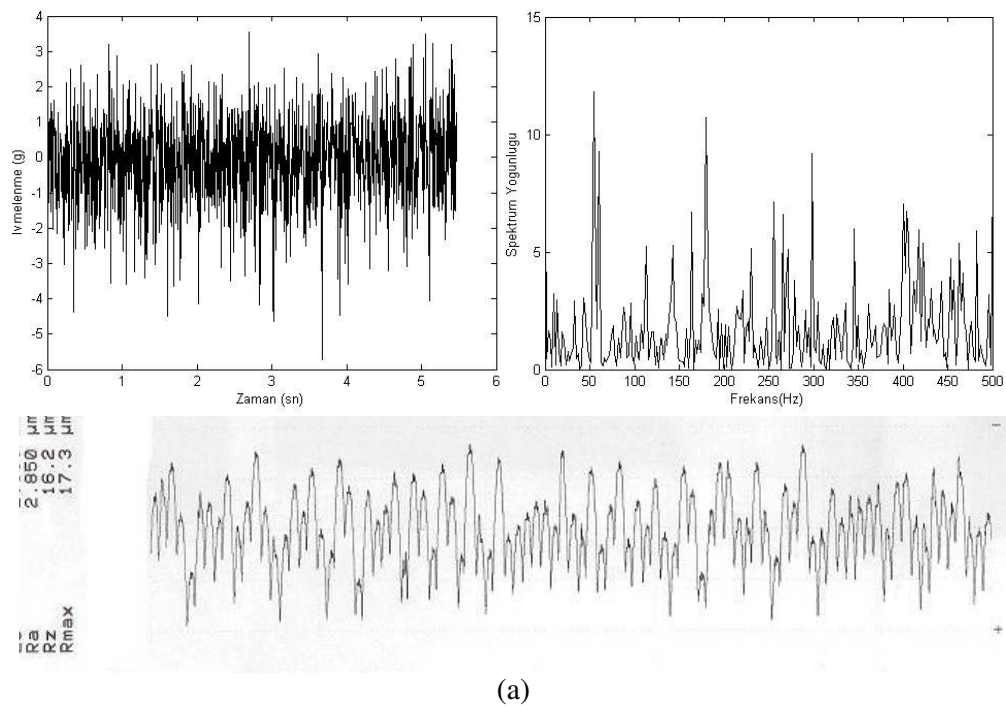
(c)

Şekil 13.14 Yaklaşma açısı ve uç yarıçapı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri

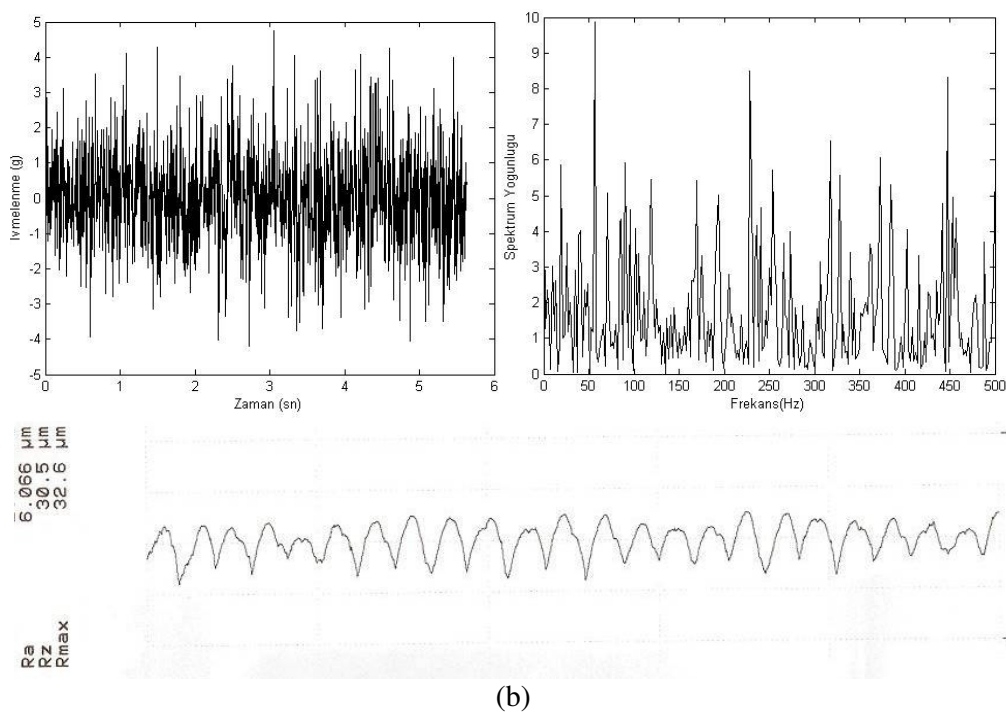
a) $\kappa=60^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm

b) $\kappa=60^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm

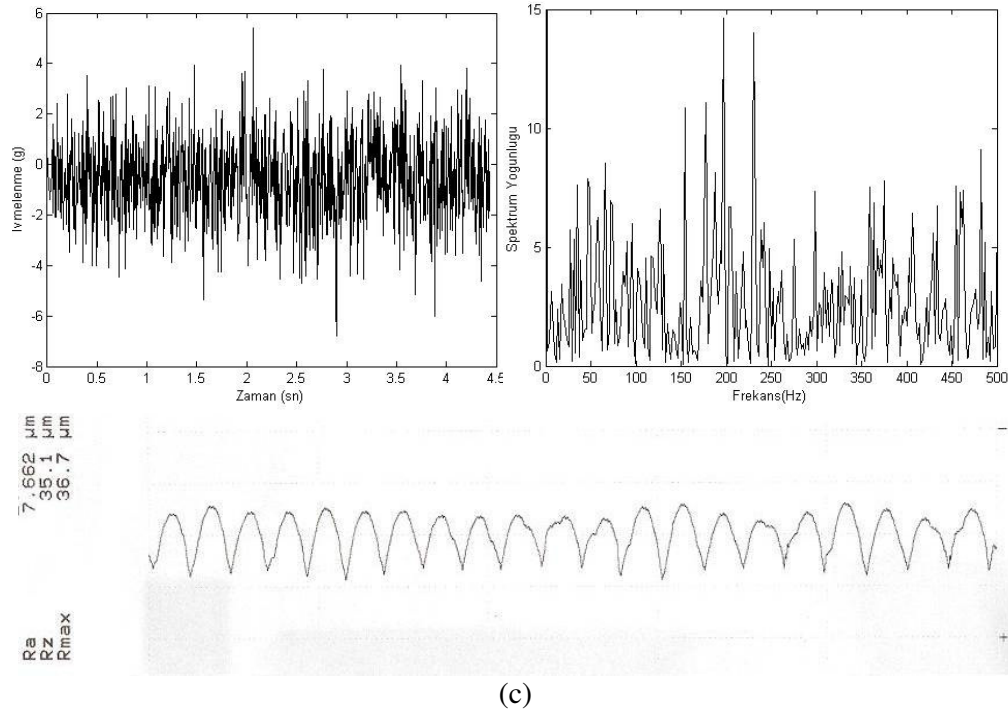
c) $\kappa=60^\circ$, $r=1,2$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm



(a)

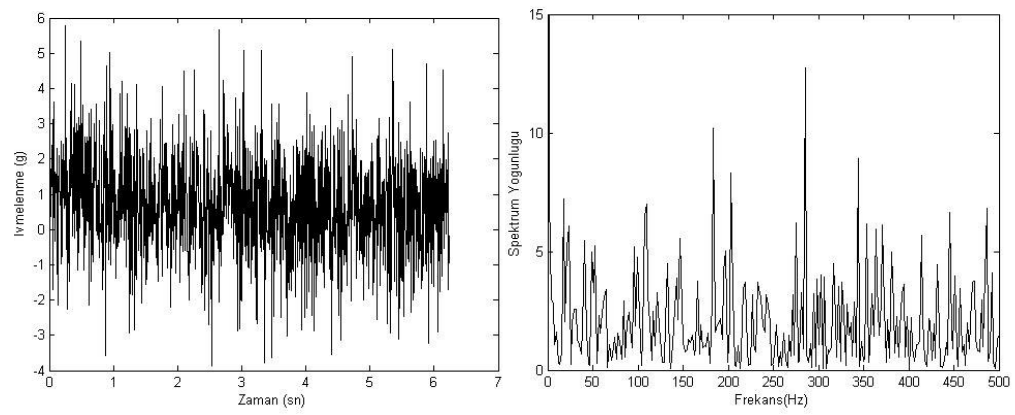


(b)

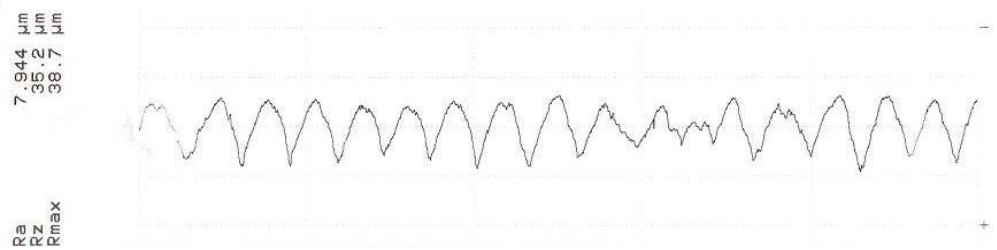
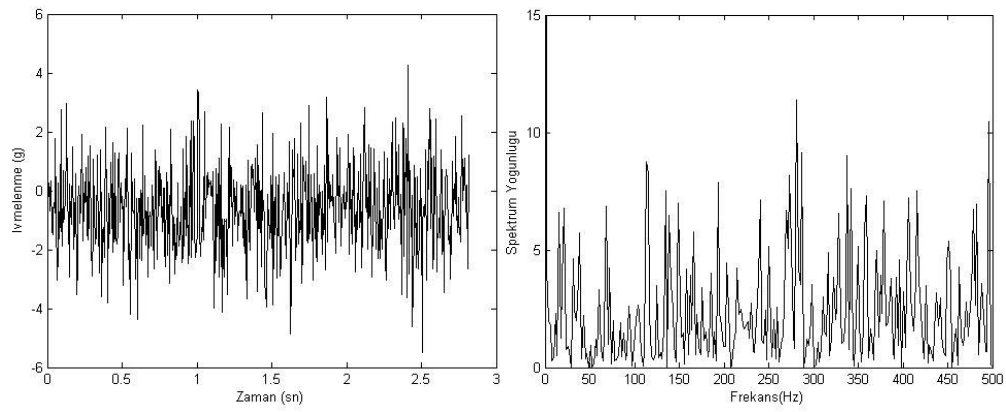


Şekil 13.15 Yaklaşma açısı ve uç yarıçapı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri

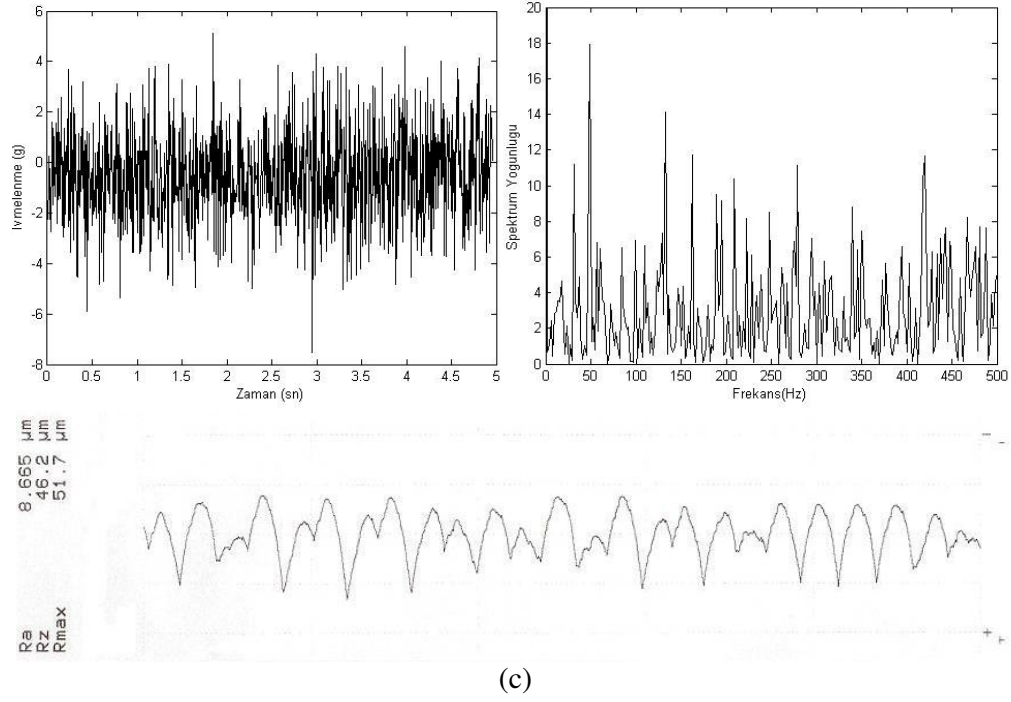
- a) $\kappa=75^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm
- b) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm
- c) $\kappa=75^\circ$, $r=1,2$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm



(a)



(b)



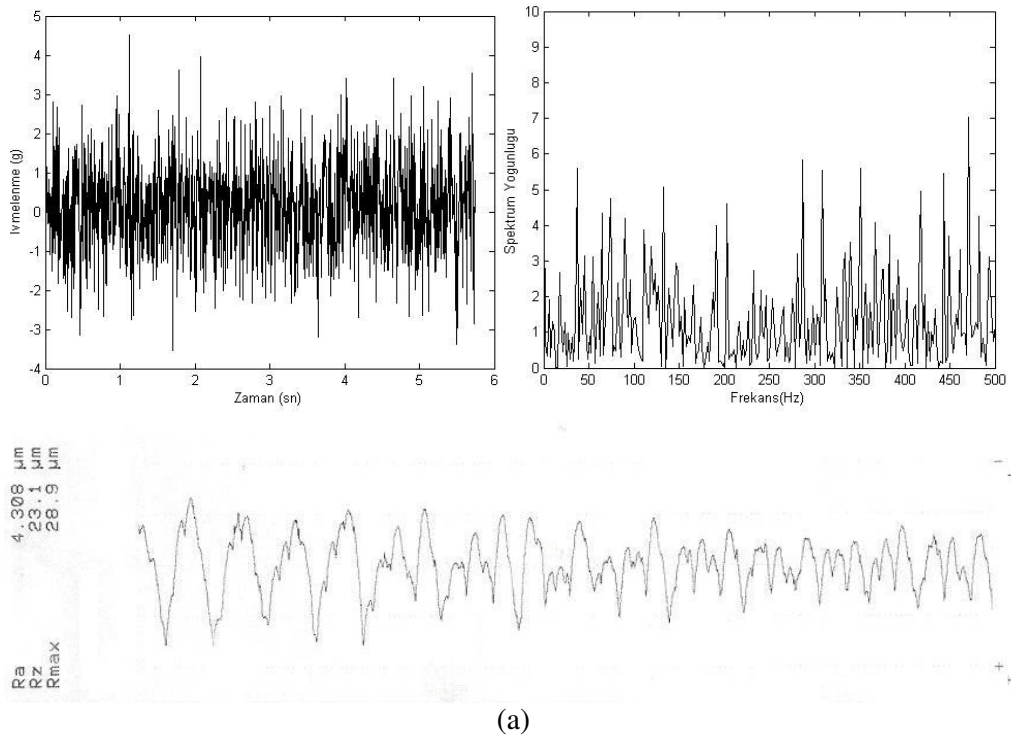
Şekil 13.16 Yaklaşma açısı ve uç yarıçapı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri

- a) $\kappa=90^\circ$, $r=0,4$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm
- b) $\kappa=90^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm
- c) $\kappa=90^\circ$, $r=1,2$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm

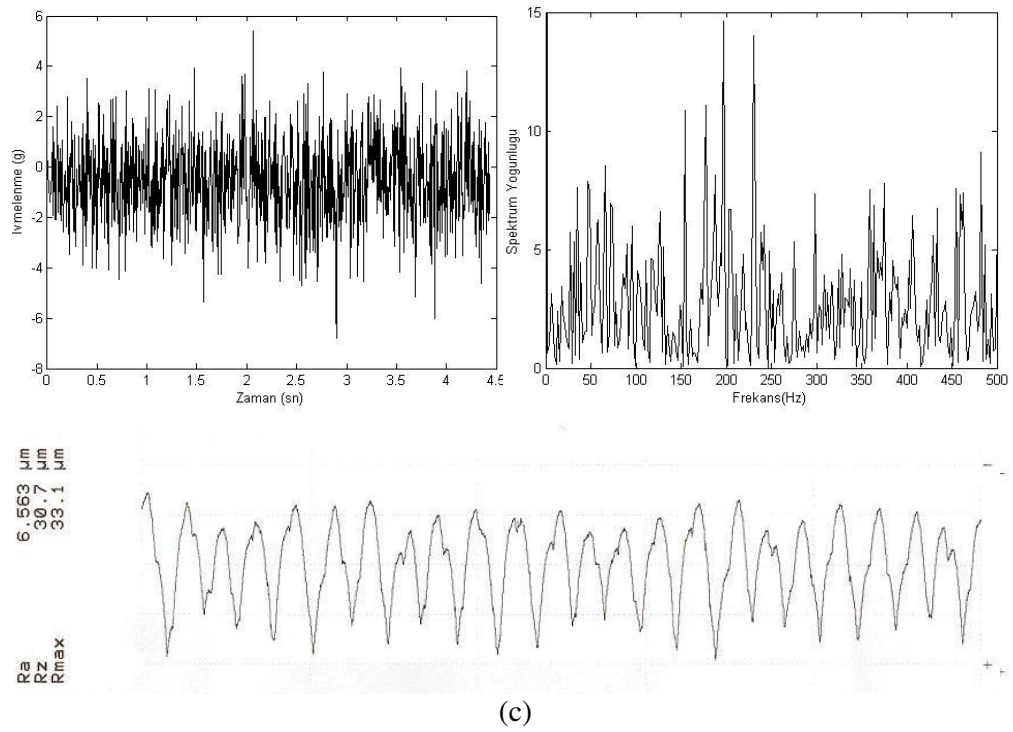
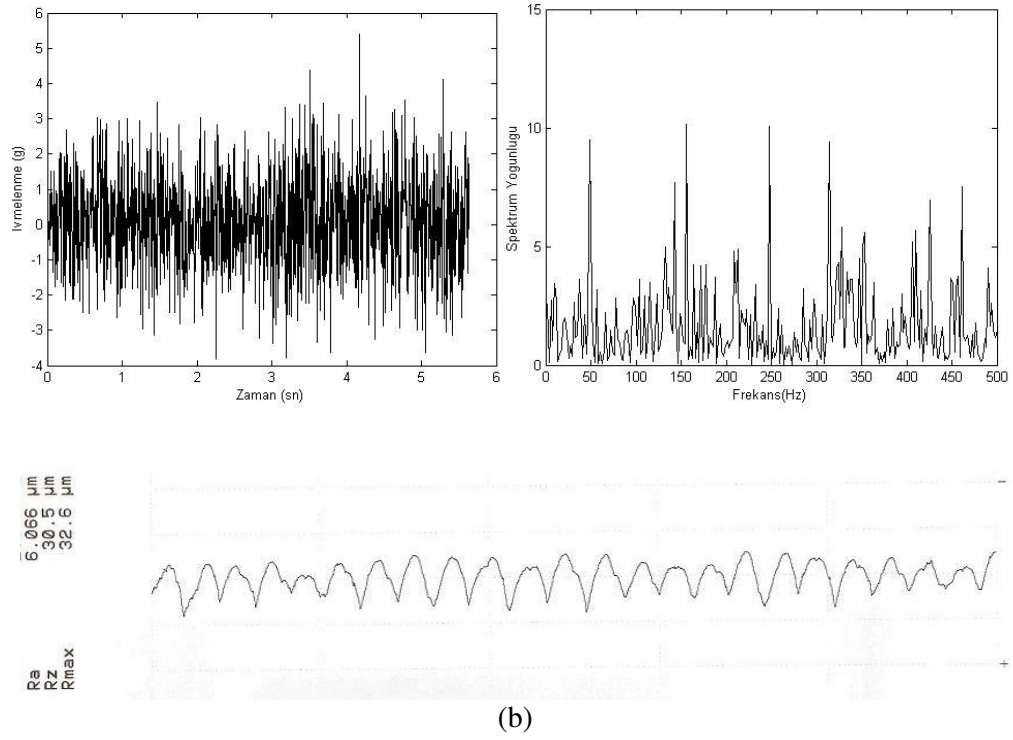
Yaklaşma açısının artması kesme kuvvetlerini artırır. Uç yarıçapının artması yüzey pürüzlülüğünü iyileştirir. Şekil 13.14, Şekil 13.15 ve Şekil 13.16’da görüldüğü gibi yaklaşma açısının artması titreşim spektrum yoğunluğunu artırmıştır. Bu durumu artan yaklaşma açısının kesme kuvvetini artırarak tırlamayı artırdığı yorumuyla açıklayabiliriz. Artan tırlama ise pürüzlülüğü olumsuz etkilemiştir. Uç yarıçapının artması halinde olması beklenen pürüzlülük iyileşmesi ise yaptığımız deneylerde görülmemiştir. Bunun bir nedeni tırlamanın olmuş olması, başka bir nedeni ise uç yarıçapının kaldırılan talaş derinliğinden fazla olması durumunda kesici takımın tam performansla çalışmamasıdır.

13.7.14. Talaş açısı (γ) ve takım sarkma miktarı (L) değişimlerinin pürüzlülüğe olan etkileri

Deneylerde $\gamma=-3^\circ$, -6° , -9° talaş açılı kesici takımlar ve $L=30, 40, 50$ mm uzunluklu takım tutucular kullanılmıştır. Yaklaşma açısı $\kappa=75^\circ$ ve uç yarıçapı $r=0,8$ mm sabit olarak kabul edilmiştir. Belirlenen parametrelere bağlı kalarak yapılan deneylerde değişik sarkma miktarlarında işleme esnasında meydana gelen titreşim ve yüzey pürüzlülüğü değişimleri Şekil 13.17, Şekil 13.18 ve Şekil 13.19’de verilmiştir.



(a)

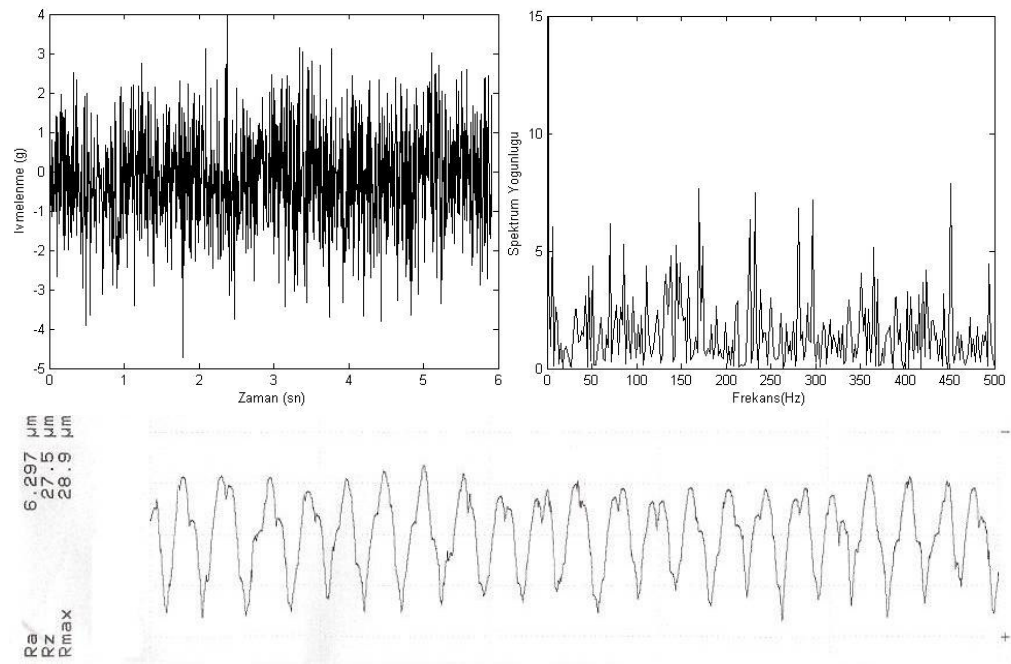


Şekil 13.17 Talaş açısı ve takım sarkma miktarı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri

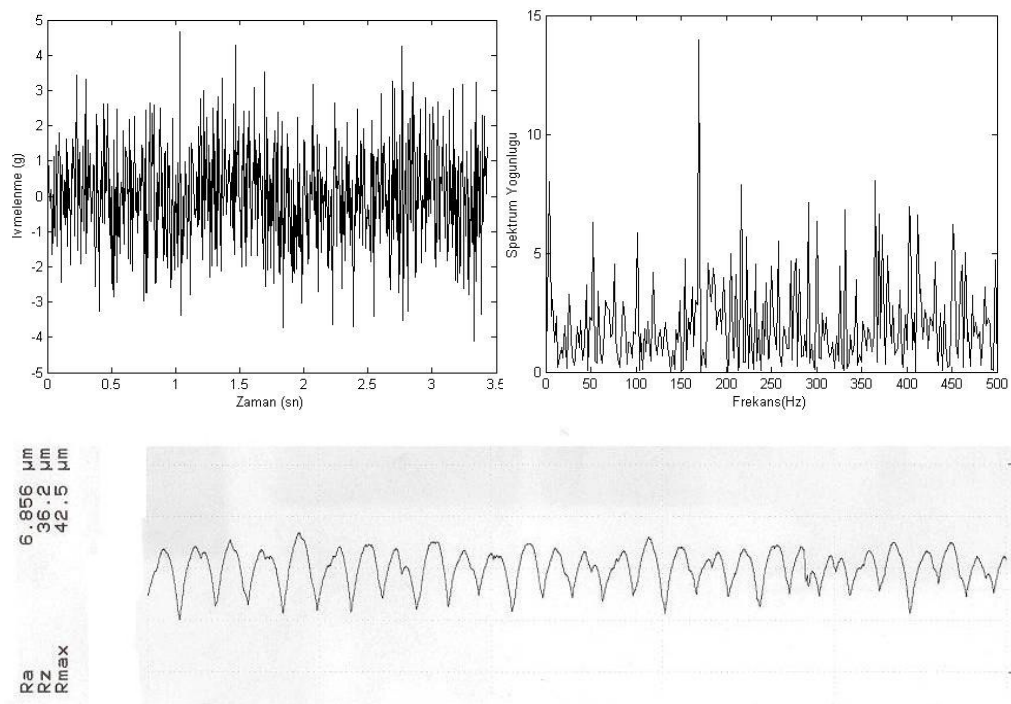
a) $\kappa=75^\circ$, $r=0.8$, $\gamma=-3^\circ$, $L=30$ mm

b) $\kappa=75^\circ$, $r=0.8$, $\gamma=-6^\circ$, $L=30$ mm

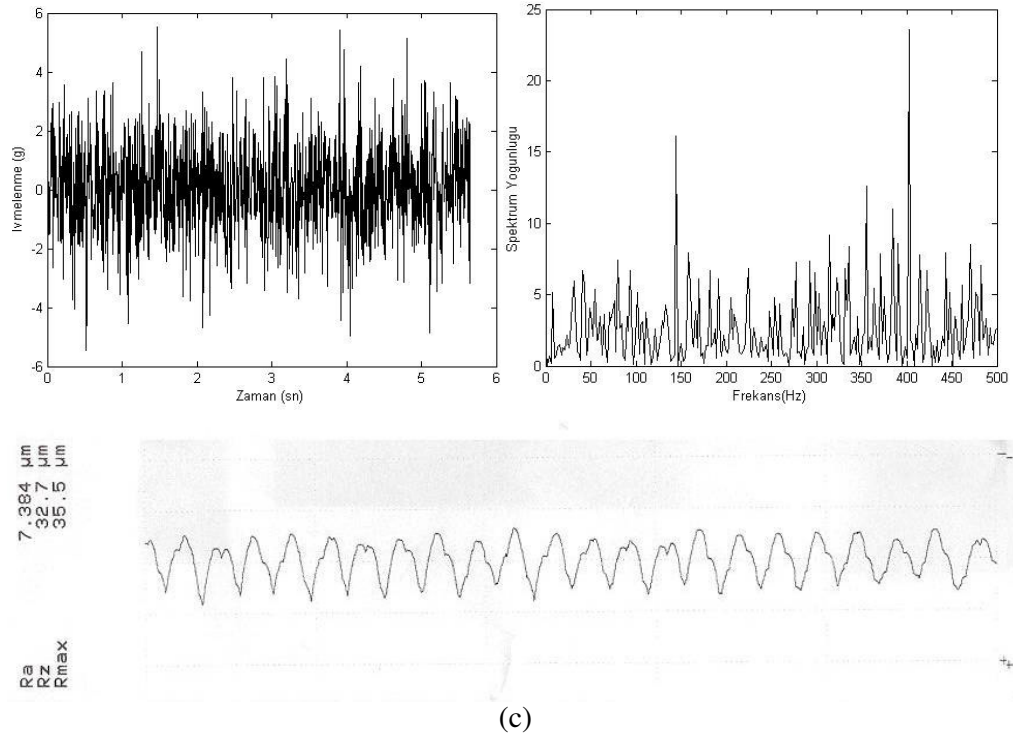
c) $\kappa=75^\circ$, $r=0.8$, $\gamma=-9^\circ$, $L=30$ mm



(a)



(b)

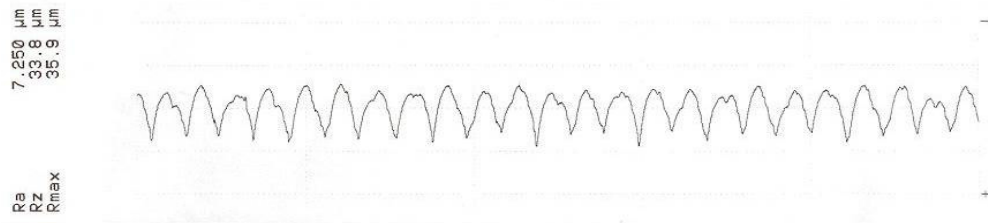
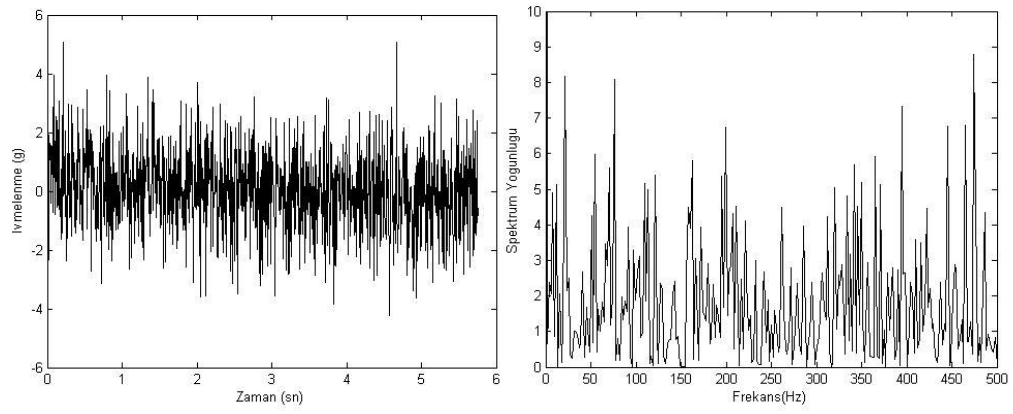


Şekil 13.18 Talaş açısı ve takım sarkma miktarı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri

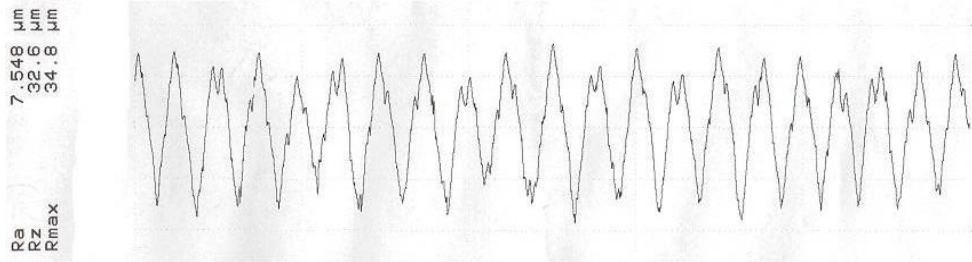
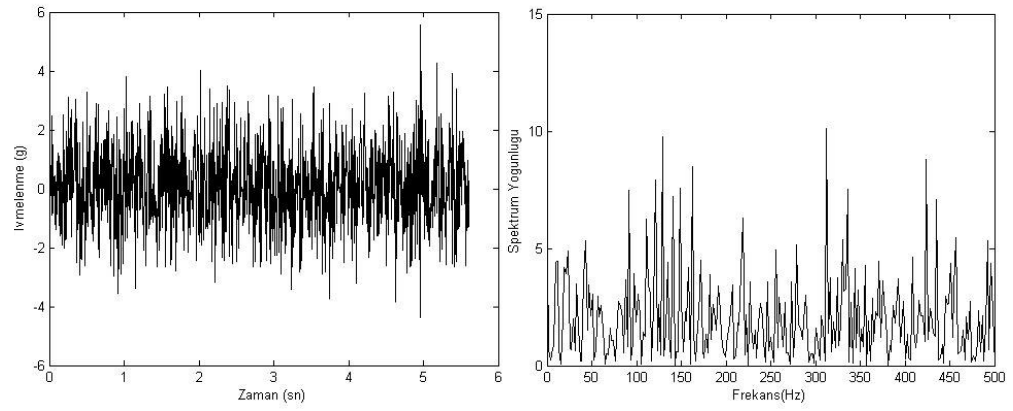
a) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-3^\circ$, $L=40$ mm

b) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-6^\circ$, $L=40$ mm

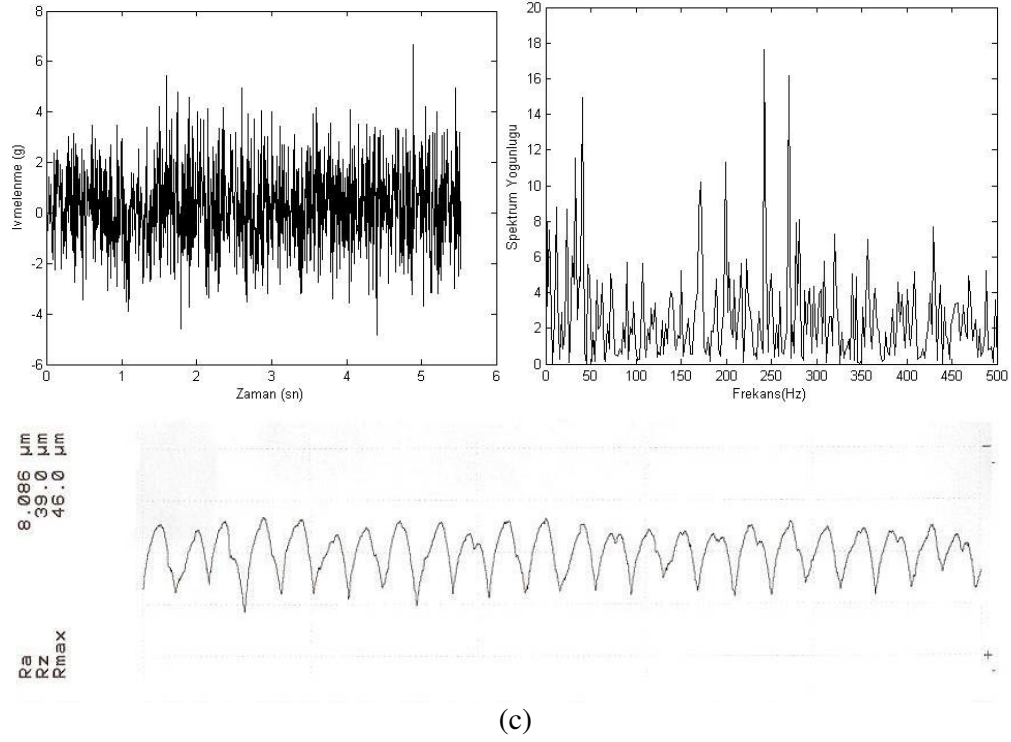
c) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-9^\circ$, $L=40$ mm



(a)



(b)



Şekil 13.19 Talaş açısı ve takım sarkma miktarı değişimlerin pürüzlülüğe etkileri

- a) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-3^\circ$, $L=50$ mm
- b) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-6^\circ$, $L=50$ mm
- c) $\kappa=75^\circ$, $r=0,8$, $\gamma=-9^\circ$, $L=50$ mm

Deneydeki takım sarkma miktarı işleme rijitliğini etkileyen en önemli faktörlerden birisidir. Kuvvetin takım üzerinde sehim yapma miktarını belirleyen etkenlerden birisi olan uzun sarkma miktarı, takımın kesme esnasında yerdeğiştirme mesafesini artırarak yapının kararlılığını olumsuz etkiler. Kısa bağlanmış bir takım, tırlama titreşimini sönümleyen bir sistem gibi düşünülebilir. Bu doğrular da dikkate alındığında yukarıdaki şekillerden de anlaşılacağı gibi $L=30$ mm çıkıntılı takımla işlenen yüzeyde meydana gelen tırlama, $L=50$ mm çıkıntılı takımla işlenen yüzeyde meydana gelen tırlamaya göre daha az olmuştur. Tırlamanın düşük olması pürüzlülük değerinin küçülmesine sebep olmuştur.

Genel kural olarak, talaş açısı $\gamma=0^\circ$ olduğunda $F = F_f$ ve $N = F_t$ olur, talaş açısının artmasıyla kesme kuvvetleri azalır ve daha iyi bitirme yüzeyi elde edilir. Bu deneyde uygulanan talaş açısı -3° iken oluşan titreşim, -9° olduğunda meydana gelen

titreşime göre daha az olmuştur. Titreşimim az olması yüzey pürüzlülüğünü doğru orantılı olarak etkilemiştir.

Not: Yapılan deneylerden elde edilen yüzey pürüzlülüğü değerleri Ek-2’de çizelge olarak verilmiştir.

14. SONUÇLAR

Talaş kaldırma sırasında, kesici takımında takım geometrisine bağımlı olarak meydana gelen titreşimler ve yüzey pürüzlülüğü gibi değerlerin önceden bilinip kesme parametreleriyle optimize edilmesi büyük önem arz etmektedir. Kesme parametrelerinin yükseltilerek işleme zamanının azaltılması aynı zamanda kesici takımında meydana gelen aşınmayı azaltıp kesici takım ömrünün artırılması için, kesici takım geometrisinde yapılan ayarlamalar en yaygın yöntem olarak bilinmektedir. Bu tez çalışmasında literatürlerden yola çıkılarak, talaşlı imalatta oldukça büyük bir öneme sahip yüzey pürüzlülüğünün takım geometrisinden ve tırlama titreşiminden ne derecede etkilendiği değerlendirilmiştir. Bu çalışmada elde edilen en önemli bulgular aşağıda özetlenmiştir.

1. Yaklaşma açısının yüzey pürüzlülüğüne etkisini incelemek amacıyla yapılan deneylerde, her yaklaşma açısında farklı sonuçlar elde edilmiştir. Yaklaşma açısı $\kappa=60^\circ$ olduğu durumda tırlama titreşimi en küçük seviyede gerçekleşmiş, açı değerinin $\kappa=75^\circ$ ve $\kappa=90^\circ$ olduğu durumlarda kesme kuvvetinde meydana gelen artışlardan dolayı titreşimlerde önemli ölçüde yükselmeler olmuştur. İş parçası üzerinde oluşan yüzey pürüzlülüğü (R_a) değerinin ölçülmesi sonucunda, pürüzlülüğün işleme sırasında meydana gelen tırlama titreşimi şiddetiyle orantılı olduğu tespit edilmiştir.
2. Uç radyüsünün yüzey pürüzlülüğüne etkisi incelendiğinde elde edilen sonuçlarda, $r=0,4$ mm uçta en düşük R_a pürüzlülük değeri elde edilmiştir. $r=0,8$ mm ve $r=1,2$ mm uç radyüslü takımlarla işlenen numunelerde daha düşük R_a pürüzlülük değeri beklenirken tersi gerçekleşmiştir. Bunun sebebi takım uç radyüsünün büyümesi ve dolayısı ile takım ile iş parçası ara yüzeyinde oluşan efektif sürtünme alanının artmasıyla oluşan tırlama titreşimin ortaya çıkmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Uç radyüsü $r=1,2$ mm uçlarla bitirme işlemleri, bu titreşimlerin her an ortaya çıkması ihtimalinden dolayı tavsiye edilmemektedir. Bitirme işlemleri için uç radyüsü

$r=0,4-0,8$ mm kesici uçlar yüksek kesme hızı ve düşük ilerlemede tavsiye edilmektedir.

3. Bu deneysel çalışmada talaş açısının yüzey pürüzlülüğüne etkisi incelendiğinde, talaş açısının daha küçük negatif değerlerinde tırlama titreşiminin çok daha fazla olduğu saptanmıştır. $\gamma=-3^\circ$ talaş açılı takım ile yapılan işlemede meydana gelen yüzey pürüzlülüğü $\gamma=-6^\circ$ ve $\gamma=-9^\circ$ dekine göre daha düşük olarak gerçekleşmiştir. Ayrıca talaş kaldırma esnasında talaş açısı $\gamma=-9^\circ$ iken $\gamma=-3^\circ$ ve $\gamma=-6^\circ$ 'ye göre daha yüksek gürültü meydana gelmiştir.
4. Kuvvetin takım üzerinde sehim yapma miktarını belirleyen etkenlerden birisi olan uzun sarkma miktarı, takımın kesme esnasında yerdeğiştirme mesafesini artırarak yapının kararlılığını olumsuz etkiler. Kısa bağlanmış bir takım, tırlama titreşimini sönümleyen bir sistem gibi düşünülebilir. Takım sarkma miktarının yüzey pürüzlülüğüne etkisini incelemek amacıyla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlara göre, en düşük R_a pürüzlülük değeri $L=30$ mm çıkıntılı takım tutucu ile elde edilmiştir. Sarkma miktarındaki artış işleme esnasında takım ucu hareketinin daha fazla olmasını sağlayacağından çok daha büyük titreşim değerleri ölçülmüştür. Dolayısıyla takım sarkma miktarına bağlı en büyük yüzey pürüzlülüğü değeri (R_a) $L=50$ mm çıkıntılı takım tutucu ile yapılan kesme işlemlerinde elde edilmiştir.

Yapılacak talaş kaldırma işlemleri için, doğru kesici takım geometrisi seçiminde yukarıdaki açıklamalar dikkate alınmalıdır. Ancak, son bitirme işleminden önce dikkate alınması gereken diğer bazı değişkenler mevcut bu faktörlerden bağlama metodu, kesici takım açıları, tezgâh gücü, soğutma sıvısı, kesici takım uç maliyeti, ilerleme miktarı, talaş derinliği ve devir sayısı önem taşımaktadır. Bu değişkenlerden genellikle, malzeme özellikleri, kaldırılacak talaş miktarı, iş parçası boyutu, iş parçası sertliği, iş parçası yüzey durumu, işleme operasyonu, yüzey pürüzlülüğü, tezgâh tipi ve iş bağlama mekanizmaları gibi sabit şartlardan herhangi bir değişikliğe gidilmez, fakat değişebilen şartlarda kesme operasyon işlemleri için en iyi kesici takımının seçilmesinde kesme şartlarının optimize edilmesi gerekir.

KAYNAKLAR

- Aboulatta, O.B., (2001), "Surface Roughness Prediction Based On Cutting Parameters and Tool Vibrations in Turning Operations", *Journal of Material Processing Technology*, 118: 269-277.
- Akkurt, M., (2000), "Talaş Kaldırma Yöntemleri ve Takım Tezgahları", İstanbul, sf. 104-105.
- Akün, F., (1956), "Tezgah Titreşimlerinin İşlenen Parçanın Durumu Üzerine Etkisi", İ.T.Ü Kütüphanesi, İstanbul.
- Albrecht, A.B., (1956), "How to secure desired surface finish in turning operations", *American machinist*, pp. 133-136.
- Albrecht, P., (1962), "Self-Induced Vibrations in Metal Cutting", *Journal of Engineeringfor Industry, Trans. of the ASME*, pp. 405-416.
- Albrecht, P., (1965), "Dynamics of Metal Cutting Process", *Journal of Engineeringfor Industry, Trans. of the ASME*, pp. 429-441.
- Altıntaş, Y. ve Budak, E., (1995), "Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling", *Annals of the CIRP*, c.44/1, s.357-362.
- Arnold R.N., (1946), "Mechanism of Tool Vibration in Cutting of Steel", *Proceedings, İnstitution Mechanical Engineers*, 154.
- Bailey, J.A. ve Boothroyd, G., (1968), "Critical Review of Some Previous Work On The Mechanics of The Metal CuttingProcess", *J. Eng. For Ind.,Series B.*, vol. 90, No.1 p. 54.
- Bayrak, M., (2002), "Kesme Parametrelerinin Yüzey Pürüzlülüğüne Etkisi Ve Uzman Sistemle Karşılaştırılması", *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara, 1-35.
- Beauchamp, Y., Thomas, M., Masounave, A.Y., Youssef, A.Y., (1994), "Aplication of Full Factorial Design For The Development of Prediction Models For Surface Roughness in The Lathe Turning and Boring Operations", *Tenth international conferance of the Israel society for quality*, Part 2, Jerusalem, pp. 953-961.
- Beauchamp, Y., Thomas, M., Youssef, A.Y., et Masounave, J., (1995), "Investigation of Cutting Parameter Effects On Surface Roughness in Lathe

Boring Operation By Use of A Full Factorial Design”, *Computers Industrial Engineering*, Vol.31, No.3/4, pp. 645-651.

Begeman, M.L., Ostwald, P.F. and Amstead, B.H., (1987), “Manufacturing Processes”, *John Willey & Sons Inc.*, Singapore.

Boubekri, N., Schneider, M.H. and Asfour, S., (1992), “Effects of some machining variables in lathe facing using a profilometer to measure surface roughness”, *Quality Engineering*, Vol. 5(2), pp. 243-253.

Boothroyd, G., and Knight, W.A., (1989), “Fundamentals of Machining and Machine Tools”. *Second edition, Marcel Dekker Inc.*, New York.

Budak, E., Altıntaş, Y., (1998), “Analytical Prediction of Chatter Stability Conditions for Multi-Degree of Freedom Systems in Milling. Part I: Modeling”, *Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, c.120, s.22-30.

Cheung, C.F., Lee, W.B., (2000), “A Theoretical and Experimental Investigation of Surface Roughness Formation in Ultra-Precision Diamond Turning”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, C: 40, s: 979-1002

Çakır, M.C., (1999), “Modern Talaşlı İmalatın Esasları”, *Vipaş Yayınları*, Bursa.

Çakır, Y.A., (1969), “Büyük Takım Tezgahlarının Araştırılması için Elektronik-Hidrolik Titreşim İkazcısı”, *Doktora tezi*, İ.T.Ü., İstanbul.

Dagnall, H., (1980 (RTH)), “Exploring Surface Texture”.

Das, M.K. ve Tobias, S.A., (1967), “The Relation Between the Static and Dynamic Cutting of Metals”, *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, vol. 7, Pergamon Pres, pp.63-89.

Davies, M.A., Burns, T.J. and Evans, C.J., (1997), “On The Dynamic of Chip Formation in Machining Hard Materials”, *Ann. CIRP* 46, 25-30.

Doi, S. ve Kato, S., (1956), “Chatter Vibration of Lathe Tools”, *Trans. ASME*, pp. 1127-1134.

Eriksen, E., (1998), “Influence From Production Parameters On The Surface Roughness of A Machined Short Fibre Reinforced Thermoplastic”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 39, 1611-1618.

- Galyer, J.F.W. and Shotbolt, C.R., (1993), "Metrology For Engineers", *Cassel Publishers Limited*, London, Vol. 9, pp. 191-194.
- Ghani, A.K., and Choudhury, I.A., (2002), "Study of Tool Life Surface Roughness and Vibration in Machining Nodular Cast Iron With Ceramic Tool", *Journal of Material Processing Technology*, 127: 17-22.
- Güden, K., (2005), "Meyil Açısı Ve Yaklaşma Açısının Kesme Kuvvetleri Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi", *Yüksek Lisans Tezi*, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Güllü, A., (1995), "Silindirik Taşlamada İstenen Yüzey Pürüzlülüğünü Elde Etmek İçin Taşlama Parametrelerinin Bilgisayar Yardımıyla Optimizasyonu", *Doktora Tezi*, Gazi Üniversitesi Makine Eğitim Bölümü, Ankara, 1-30.
- Hahn, R.S., (1953), "Metal Cutting Chatter and Its Elimination", *Trans. ASME*.
- Hana, N.H., ve Tobias, S.A., (1974), "A Theory of Nonlinear Regenerative Chatter", *J. Eng. Industry, trans. ASME*, PP. 247-255.
- Hasegawa, M., Seireg, A. and Lindberg, R.A., (1976), "Surface Roughness Model For Turning", *Tribology international*, pp.285-289.
- Hastings, W.F., Mathew, P. and Oxley, P.L.B., (1980), "A Machining Theory For Predicting Chip Geometry, Cutting Forces, etc., From Material Properties and Cutting Conditions", *proc. R. Soc. Lond. A371*, 569-587.
- Huynh, V.M. and Fan, Y., (1992), "Surface-Texture Measurement and Characterization With Applications To Machine-Tool Monitoring". *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 7, pp. 2-10.
- ISO 4287/1-1984 (E/F/R).
- Jang, D.Y., Choi, Y.G., Kim, H.G., Hsiao, A., (1996), "Study of The Corelation Between Surface Roughness and Cutting Vibrations To Develop An Online Roughness Measuring Tecnique İn Hard Turning", *International Journal of Machine Tools manufacture*, Vol. 36(4), pp. 453-464.
- Jang, D.Y. and Seireg, A., (1989), "Dynamic Simülation For Predicting Surface Roughness in Turning". *ASME Machinery dynamics-aplications and vibration control problems*, De-vol. 18-2, pp. 31-36.
- John L.Y. and Joseph C.C., (2001), "A Systematic Approach For Identifying Optimum Surface Roughness Performance in End-Milling Operations", *Journal of Industrial Technology*, Volume 17, Number 2.

- Kayhan, M., ve Budak, E., (2004), "Investigating Effects of Chatter on Tool Life in Turning", *Proceedings of 4th CIRP International Seminar on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering*, Sorrento, Italy.
- King, T.G. and Spedding, T.A., (1982), "On The Relationships Between Surface Profile Height Parameters". *Wear*, 83, 91-108.
- Knight, W.A., Sadek, M.M., ve Tobias, S.A., (1970), "Automatic Determination and Digitization of Machine-Tool Frequency Response Data", *Ad. MTOR*, vol. 11, pp. 7-19.
- Knight, W.A., (1968), "Application of the Universal Machinability Chart to the Prediction of Machine Tool Stability", *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, vol. 8, Pergamon Press, pp. 1-14.
- Knight, W.A., (1972), "Chatter in Turning: Some Effects of Tool Geometry and Cutting Conditions", *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, vol. 12, Pergamon Press, pp. 201-220.
- Kwon, Y., (2000), "Robust Control of Surface Roughness in a Turning Operation", *Bell and Howell Information and Learning Company*, The University of Iowa.
- Koenigsberger, I. and Tlustý, J., (1971), "Structures of Machine Tools", *Pergamon Pres.*
- Kopac, J., and Bahor, M., (1999), "Interaction of The Technological History of A Workpiece Material and The Machining Parameters On The Desired Quality of The Surface Roughness of A Product", *Journal of Materials Processing Technology*, pp. 92-93.
- Lasota, A., Rusek, P., (1983), "Influence of Random Vibrations On The Roughness of Turned Surfaces", *J. Mech. Working Technol.*, 7, pp. 277-284.
- Lin, J.S. and Weng, C.I., (1991), "Nonlinear Dynamics of The Cutting Process", *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 33, pp. 645-657.
- Long, G.W. ve Lemon, J.R., (1965), "Structural Dynamics in Machine-Tool Chatter", *Journal Eng. Industry, Trans. ASME*, pp. 455-463.
- Mer, B., Diniz, A.E., (1994), "Correlating Tool Wear, Tool Life, Surface Roughness and Tool Vibration in Finish Turning With Coated Carbide Tools", *Wear* pp. 173, 137-144.
- Merrit, H.E., (1965), "Theory of Self-Excited Machine Tool-Chatter", *Journal of Eng. for Industry, Trans. ASME*.

- Mike, S.L., Josep C.C., Cabel M.L., (1999), "Surface Roughness Prediction Technique For CNC End-Milling", *Journal of Industrial Technology*, Vol.15, No.1, 2-3.
- Minis, I. ve Yanushevsky, T., (1993), "A New Theoretical Approach for the Prediction of Machine Tool Chatter in Milling", *Trans. ASME Journal of Engineering for Industry*, c.115, s.1-8.
- Nachtigal, C.L., ve Cook, N.H., (1970), "Active Control of Machine Tool Chatter", *Journal of Eng. for Industry, Trans. ASME*, pp. 238-244.
- Neşeli, S., (2005), "Tornalamada Kesme Parametreleri, Takım Geometrisi ve Tırlama Titreşimlerinin Yüzey Pürüzlülüğüne Etkisi", *Yüksek Lisans Semineri*, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Nigm, M.M., Sadek, M.M. ve Tobias, S.A., (1977), "Determination of Dynamic Cutting Coefficients From Steady State Cutting Data", *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, vol. 17, Pergamon Press, pp. 19-37.
- Noaker, P.M., (1993), "How Smooth is Smooth Enough?", *Manuf. Eng.*, 47-51.
- Olsen, K.V., (1968), "Surface roughness on turned steel components and relevant mathematical analysis", *The production engineer*, pp. 593-606.
- Opitz, H., Kalkert, W. ve Rehling, E., (1965), "Design and Application of Electro-Hydraulic Exciters for The Investigation of Large Machine Tools", *Ad. MTDR*, vol. 6, pp. 5-21.
- Özçatalbaş, Y., (2000), "Isıl İşlemlerin Cr-Mo Esaslı Bir Çeliğin İşlenebilirliğine Etkisi", *10. Uluslararası Metalurji ve Malzeme Kongresi Bildiriler Kitabı*, İstanbul, sf.759-765.
- Özses, B., (2002), "Bilgisayar Sayısal Denetimli Takım Tezgahlarında Değişik İşleme Koşullarının Yüzey Pürüzlülüğüne Etkisi", *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara, 6-25.
- Peters, J., (1963), "What Can Vibration Research Contribute To Machine Tool Development", *Int. Res. Prod. Eng. ASME*, Pittsburgh, pp. 486-498.
- Reason, R.E., (1970 (RTH)), "The Measurement of Surface Texture".
- Recht, R.F., (1985), "A Dynamic Analysis of High-Speed Machining", *Trans. ASME J. Engng Industry* 107, 309-315.

- Sağlam, H., (2004), “Metal Kesmede Veri Toplama ve Değerlendirme”, *Lisans üstü ders notu*, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Sandvik, (1996), “Modern Metal Cutting-A Practical Handbook”, *Sandvik coromant*, Sandviken, Sweden, pp. V1-18-V1-24.
- Sankar, R.S. and Osman, M.O.M., (1975), “Characterization of Manufactured Surface Using Random Function Excursive Technique”, *American Society of Mechanical Engineering, Journal of engineering for industry*, Vol. 97, pp.190-195.
- Sarnicola, J.F. ve Boothroyd, G., (1973), “Factors Which Influence Cutting Forces During Wave Removing Machine Tool Chatter”, *Proc. 1 st No. Amer. Metalworking Res. Conf.*, Hamilton, Ontario, 1973, p. 111.
- Saxsena, J.P., (1982), “Effect of Machining Conditions On Cutting Tool Vibrations”, *Advanced Machining Tool, Design Manufacturing Technology*, pp.98-106.
- Scarr A.J.T., (1991), “Metrology and Precision Engineering”, *Mc. Graw-Hill Publishhing Company Limited*. New York.
- Sweeney, G. and Tobias, S.A., (1963), “An Algebraic Method for the Determination of the Dynamic Stability of Machine Tools”.*Int. Res. Prod. Eng. ASME*, Pittsburgh, pp. 475-485.
- Şahin, Y., (2000), “Talaş Kaldırma Prensipleri 1-2”, *Nobel Yayın Dağıtım*, Ankara.
- Şişman, T., (1989), “Metal Kesmede Tırlama Titreşimlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi”, *Yüksek Lisans Tezi*, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Taraman, K., (1974), “Multi Machining Output-Multi Independent Variable Turning Research By Response Surface Methodology”, *International Journal Prod. Res.*, Vol. 12(2), pp.233-245.
- Thomas, T.R., (1982), “Rough Surface”, *Longman*, New York.
- Thomas, M., Beauchamp, Y., Youssef, A.Y., Masounave, J., (1996), “Effect of Tool Vibration On Surface Roughness During Lathe Dry Turning Process”, *Computers Industrial Engineering*, Vol. 31(3-4), pp. 637-644.
- Thomas, M., Beauchamp, Y., Youssef, A.Y., (1996), “Effect of Lathe Boring Cutting Parameters On Surface Roughness and Tool Dynamic Forces”, *Proceeding of the 13th symposium on engeneering aplications of mechanics, Manufacturing*

science and engineering, Canadian Society of Mechanical Engineering, pp. 521-527.

Thomas, T.R. and Charton, G., (1981), "Variation of Roughness Parameters On Same Typical Manufactured Surfaces". *Precision Engineering*, Vol. 3(2), pp. 91-96.

Thompson, R.A., (1969), "The Modulation of Chatter Vibrations", *Journal of Engineering for Industry, Trans ASME*, PP. 673-679.

Tlusty, J., (1965), "A Method of Analysis of Machine Tool Stability", *Proc. 6th MTDR Conf.*, pp. 5-14.

Tlusty, J., (1999), "Manufacturing Processes and Equipment", *Prentice Hall*, NJ

Tlusty, J., (1970), "General Features of Chatter", *Machine Tool Structures*, vol. 1, Permagon Pres, pp.115-132.

Tlusty, J., Polacek, M., (1957), "Besipiele der behandlung der selbsterregten Schwingung der Werkzuegmaschinen", FoKoMa, Hanser Verlag, Munchen.

Tlusty, J. ve Ismail, F., (1981), "Basic Nonlinearity in Machining Chatter", *Annals of the CIRP*, c.30, s.21-25.

Tlusty, J., ve Polacek, M., (1963), "The Stability of Machine Tool Against Self-Excited vibration in Machining", *Prod. Eng. Research Conf.*, Pittsburgh, No.51. asme *Permagon Press*.

Tobias, S.A., (1965), "Machine Tool Vibration", *Willey*, New York.

Tobias, S.A., and Fishwick, W., (1958), "Theory of Regenerative Machine Tool Chatter", London.

Wallace, P.W. ve Andrew, C., (1965), "Some Effects of Tool Vibration Machining Forces", *J. Mach. Eng. Sci. (GB)*, vol. 7, pp. 152.

Weck, M., (1985), "Handbook of Machine Tools", *Willey*, Vol.4, pp. 55-61.

Welbourn, D.B. and Smith, J.D., (1970), "Machine Tool Dynamics an Introductions", *Cambridge University Pres*.

Wetzel, K.E. ve Dornhofer, R., (1963), "Applied Vibration Research on Lathe", *Int. Res. Prod. Eng. ASME*, Pittsburgh, pp. 494-501.

- Wu, D.W. and Liu, C.R., (1985), "A Nonlinear Analitical Model of Cutting Dynamics Based On Friction in Chip Formation", part 2, *J. Eng. Ind., ASME*.
- Yim, D.Y. and Kim, S.W., (1991) "Optimum Sampling for Ra Roughness Measurement", *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 205, pp. 139-142,
- Youssef, A.Y., Beauchamp, Y. and Thomas, M., (1994), "Comparison of A Full Factorial Experiment To Fractional and Taguchi Design in A Lathe Dry Turning Operation", *Computers Industrial Engineering*, Vol. 27, No.1-4, pp. 59-62.
- Yuan, Z.J., Zhou, M. and Dong, S., (1996), "Effect of Diamond Tool Sharpness On Minimum Cutting Thickness and Cutting Surface Integrity in Ultraprecision Machining", *Journal of Material Processing Technology*, 62, pp. 327-330.
- Yuan Zeh-jun and Cai Li-Jun., (1986), "A New Critical Stability Formula and A New Absolute Stability Criterion", *Annals of the CIRP*, Vol.35, 1.
- Zang, G.M. and Kapor, S.G., (1991), "Dynamic Generation of Machined Surfaces, Part 2: Construction of Surface Topography", *Journal of Engineering For Industry, Transactions of the ASME*, Vol. 113, pp. 145-153.
- Zharkov, I.F., (1985), "Vibration in Metal Cutting", Moskow.

EK-1

Yüzey Pürüzlülüğü Deney Planı

Dn No	r	κ	γ	L	Dn No	r	κ	γ	L
1	0,4	60	-3	30	42	0,8	90	-3	40
2	0,4	75	-3	30	43	1,2	60	-3	40
3	0,4	90	-3	30	44	1,2	75	-3	40
4	0,8	60	-3	30	45	1,2	90	-3	40
5	0,8	75	-3	30	46	0,4	60	-3	50
6	0,8	90	-3	30	47	0,4	75	-3	50
7	1,2	60	-3	30	48	0,4	90	-3	50
8	1,2	75	-3	30	49	0,8	60	-3	50
9	1,2	90	-3	30	50	0,8	75	-3	50
10	0,4	60	-3	40	51	0,8	90	-3	50
11	0,4	75	-3	40	52	1,2	60	-3	50
12	0,4	90	-3	40	53	1,2	75	-3	50
13	0,8	60	-3	40	54	1,2	90	-3	50
14	0,8	75	-3	40	55	0,4	60	-9	30
15	0,8	90	-3	40	56	0,4	75	-9	30
16	1,2	60	-3	40	57	0,4	90	-9	30
17	1,2	75	-3	40	58	0,8	60	-9	30
18	1,2	90	-3	40	59	0,8	75	-9	30
19	0,4	60	-3	50	60	0,8	90	-9	30
20	0,4	75	-3	50	61	1,2	60	-9	30
21	0,4	90	-3	50	62	1,2	75	-9	30
22	0,8	60	-3	50	63	1,2	90	-9	30
23	0,8	75	-3	50	64	0,4	60	-9	40
24	0,8	90	-3	50	65	0,4	75	-9	40
25	1,2	60	-3	50	66	0,4	90	-9	40
26	1,2	75	-3	50	67	0,8	60	-9	40
27	1,2	90	-3	50	68	0,8	75	-9	40
28	0,4	60	-6	30	69	0,8	90	-9	40
29	0,4	75	-6	30	70	1,2	60	-9	40
30	0,4	90	-6	30	71	1,2	75	-9	40
31	0,8	60	-6	30	72	1,2	90	-9	40
32	0,8	75	-6	30	73	0,4	60	-9	50
33	0,8	90	-6	30	74	0,4	75	-9	50
34	1,2	60	-6	30	75	0,4	90	-9	50
35	1,2	75	-6	30	76	0,8	60	-9	50
36	1,2	90	-6	30	77	0,8	75	-9	50
37	0,4	60	-6	40	78	0,8	90	-9	50
38	0,4	75	-6	40	79	1,2	60	-9	50
39	0,4	90	-6	40	80	1,2	75	-9	50
40	0,8	60	-6	40	81	1,2	90	-9	50
41	0,8	75	-6	40					

EK-2

Pürüzlülük Ölçüm Sonuçları

		L=30					L=40					L=50		
		$\gamma=-3$	$\gamma=-6$	$\gamma=-9$			$\gamma=-3$	$\gamma=-6$	$\gamma=-9$			$\gamma=-3$	$\gamma=-6$	$\gamma=-9$
r=0.4	$\kappa=60$	2.025	2.283	2.892	r=0.4	$\kappa=60$	2.950	3.223	3.972	r=0.4	$\kappa=60$	3.258	4.149	4.544
	$\kappa=75$	2.358	2.850	3.962		$\kappa=75$	3.340	3.651	4.195		$\kappa=75$	3.664	4.285	5.870
	$\kappa=90$	3.509	4.099	4.876		$\kappa=90$	4.164	4.836	7.490		$\kappa=90$	7.771	7.869	8.283
		L=30					L=40					L=50		
		$\gamma=-3$	$\gamma=-6$	$\gamma=-9$			$\gamma=-3$	$\gamma=-6$	$\gamma=-9$			$\gamma=-3$	$\gamma=-6$	$\gamma=-9$
r=0.8	$\kappa=60$	4.225	5.142	5.692	r=0.8	$\kappa=60$	5.382	5.780	6.380	r=0.8	$\kappa=60$	5.477	7.275	7.397
	$\kappa=75$	4.308	6.066	6.563		$\kappa=75$	6.297	6.856	7.384		$\kappa=75$	7.250	7.548	8.086
	$\kappa=90$	5.010	7.944	7.990		$\kappa=90$	8.076	8.429	8.644		$\kappa=90$	8.938	9.029	11.20
		L=30					L=40					L=50		
		$\gamma=-3$	$\gamma=-6$	$\gamma=-9$			$\gamma=-3$	$\gamma=-6$	$\gamma=-9$			$\gamma=-3$	$\gamma=-6$	$\gamma=-9$
r=1.2	$\kappa=60$	4.475	5.650	5.967	r=1.2	$\kappa=60$	6.672	7.252	7.346	r=1.2	$\kappa=60$	7.760	7.940	8.701
	$\kappa=75$	4.796	7.662	8.000		$\kappa=75$	8.214	8.730	8.858		$\kappa=75$	9.192	9.624	11.10
	$\kappa=90$	5.874	8.665	8.951		$\kappa=90$	9.007	9.125	10.19		$\kappa=90$	12.05	10.25	12.34

