

**TALAŞ KALDIRMA İŞLEMLERİNDE KESİCİ TAKIM TALAŞ
AÇISININ KESME KUVVETLERİNE ETKİSİNİN DENEYSEL
OLARAK İNCELENMESİ**

Mustafa GÜNAY

134140

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
(MAKİNA EĞİTİMİ)**

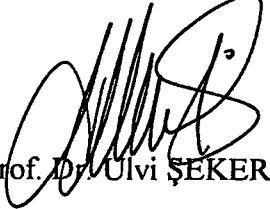
**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Temmuz 2003

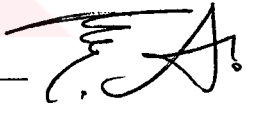
ANKARA

134140
T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

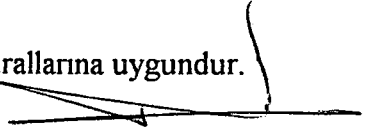
Mustafa GÜNAY tarafından hazırlanan TALAŞ KALDIRMA İŞLEMLERİNDE KESİCİ TAKIM TALAŞ AÇISININ KESME KUVVETLERİNE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.


Prof. Dr. Ulvi ŞEKER
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Muhammed NALBANT 
Üye : Prof. Dr. Ulvi ŞEKER (Danışman) 
Üye : Doc. Dr. Ersan ASLAN 
Üye : _____
Üye : _____

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	iii
TEŞEKKÜR.....	v
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	4
2.1. Kesme Kuvvetlerinin Ölçülmesi Üzerine Yapılan Çalışmalar.....	4
2.2. Talaş Açısının Ve Kesme Parametrelerinin Kesme Kuvvetlerine Etkisi İle İlgili Çalışmalar.....	10
2.3. Literatür Araştırmasının Değerlendirilmesi.....	13
3. KESME KUVVETLERİ.....	14
3.1. Kesme Kuvvetlerinin Teorik Olarak Hesaplanması.....	16
3.1.1. Dik (Ortogonal) kesme.....	16
3.1.2. Kesme kuvveti bağıntıları.....	17
3.1.3. Asıl kesme kuvvetinin hesaplanması.....	18
3.1.4. Hız bağıntıları.....	21
3.2. Talaş Açısının Kesme Kuvvetleri Üzerine Etkisi.....	22
3.2.1. Talaş açısının önemi ve takım geometrisinde talaş açısı.....	22
3.2.2. Kesici takımdaki farklı talaş açıları.....	24
4. KESME KUVVETLERİNİN ÖLÇÜLMESİ.....	26
4.1. Kuvvet Ölçme Metotları.....	26

4.1.1. Bilinen bir yük ile dengelenerek kuvvet ölçme.....	26
4.1.2. Elastik cismin deformasyonu ile kuvvet ölçme.....	28
4.1.3. Fiziksel özelliklerin değişimi ile kuvvet ölçme.....	29
4.2. Ölçme Sistemleri.....	30
4.2.1. Birincil sistemler.....	30
4.2.2. İkincil sistemler.....	30
4.2.3. Üçüncül sistemler.....	31
4.3. Sinyal Sınıflandırma Özelliği.....	32
4.4. Ölçme Aletinin Seçimi.....	33
4.5. Transdüserler Ve Transdüser Parametreleri.....	34
4.6. Transdüser Çeşitleri.....	36
4.6.1. Kapasitif transdüserler.....	36
4.6.2. Piezoelektrik transdüserler.....	37
4.6.3. Fotoelektrik transdüserler.....	38
4.6.4. Termo-elektrik transdüserler.....	49
4.6.5. Diferansiyel transformatörler (LVDT).....	40
4.7. Transdüserlerin Kalibrasyonu.....	41
4.8. Transdüserlerde Minimize Edilen Hatalar.....	42
4.9. Yük Hücreleri Ve Yük Hücreleri İle Kuvvet Ölçümü.....	44
4.9.1. Çubuk tipi yük hücresi.....	45
4.9.2. Kiriş tipi yük hücresi.....	48
4.9.3. Halka tipi yük hücresi.....	51
4.9.4. Makaslama göbekli tip yük hücresi.....	54
4.10. Elastik Elemanlar.....	55

4.11. Gerilme Gerinim İlişkisi.....	57
4.12. Gerinim Ölçümü.....	59
4.13. Gerinim Ölçer Çeşitleri.....	62
4.14. Gerinim Ölçer Seçim Kriterleri.....	62
4.15. Gerinim Ölçerlerde Karşılaşılan Problemler.....	63
4.16. Wheatstone Köprüsü.....	64
5. MATERYAL VE METOT.....	68
5.1. Giriş.....	68
5.2. Deney Düzenegi.....	69
5.2.1. Tasarım aşaması.....	70
5.2.2. Deney setinin oluşturulması.....	71
5.2.3. Yük hücrelerinin deney düzenegine yerleştirilmesi.....	78
5.3. Takım Tezgahı Ve Kesici Takım.....	79
5.4. Deney Numuneleri.....	80
5.5. Kesme Parametrelerinin Seçimi.....	81
5.6. Kalibrasyon.....	83
5.7. Yüzey Pürüzlülüğünün Ölçülmesi.....	83
6. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	84
6.1. Değerlendirme Esasları.....	84
6.2. Talaş Açısının Kesme Kuvveti (F_c) Üzerindeki Etkisinin Değerlendirilmesi.....	86
6.3. Asıl Kesme Kuvveti İçin Deneysel Sonuçlarla Teorik Sonuçların Karşılaştırılması.....	91
6.4. Talaş Açısının İlerleme Kuvveti (F_a) Üzerindeki Etkisinin Değerlendirilmesi.....	96

6.5. Talaş Açısının Ortalama Yüzey Pürüzlülüğü (Ra) Üzerindeki Etkisinin Değerlendirilmesi.....	99
7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	102
KAYNAKLAR.....	107
EKLER.....	111
ÖZGEÇMİŞ.....	119



**TALAŞ KALDIRMA İŞLEMLERİNDE KESİCİ TAKIM TALAŞ AÇISININ
KESME KUVVETLERİNE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Mustafa GÜNAY

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Temmuz 2003

ÖZET

Bu çalışmada, dönel parçalardan sabit kesici takımlarla talaş kaldırma işlemlerinde, kesici takım talaş açısının kesme kuvvetleri üzerindeki etkisinin değerlendirilmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla kesme kuvvetlerinin ölçülebilmesi için bir dinamometre tasarımı ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Bu dinamometrede, kesici takım ve BSD (CNC) torna tezgahına göre, uygun konumlara yerleştirilmiş 2 adet giriş tipi yük hücresi kullanılarak, kesici takımda kesme kuvvetleriyle oluşan yer değiştirmelerin sezilebilmesi sağlanmıştır. Yük hücreleri tarafından sezilen “mV” düzeyindeki analog sinyaller bir amplifikatör yardımıyla “V” düzeyine yükseltilmiştir. Bir I/O kartı kullanılarak, elde edilen veriler bilgisayar ortamına aktarılmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Deneysel çalışmalarda, özellikleri iyi bilinen AISI 1040 malzeme kullanılarak, beş farklı kesme hızında, ilerleme ve talaş derinliği sabit tutularak, negatiften pozitif doğru 8 farklı talaş açısı için asıl kesme kuvveti (F_c) ve ilerleme kuvveti (F_a) belirlenmiştir. Yapılan değerlendirme sonucunda, talaş açısının pozitif olarak değiştirilmesi ile asıl kesme kuvvetinde düşme eğilimi gözlenmiştir. İlerleme kuvveti için, özellikle 0° talaş açısında en düşük değerlerin elde edildiği, talaş açısının negatif ve pozitif olarak artmasıyla

ilerleme kuvvetinin arttığı görülmüştür. İşlenen numunelerin yüzey pürüzlülükleri değerlendirildiğinde, talaş açısının yüzey pürüzlülüğü üzerinde çok etkili bir parametre olmadığı tespit edilmiştir. Dinamometrenin kullanılabilirliğini değerlendirmek amacıyla, asıl kesme kuvvetleri için deneysel sonuçların teorik sonuçlarla da bir karşılaştırılması yapılmıştır.

Bilim Kodu : 626.12.01
Anahtar Kelimeler : Kesme kuvvetleri, talaş açısı, dinamometre, yük hücresi, işlenebilirlik
Sayfa Adedi : 119
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Ulvi ŞEKER

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF CUTTING
TOOL RAKE ANGLE ON FORCES DURING METAL CUTTING**

(M. Sc. Thesis)

Mustafa GUNAY

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

July 2003

ABSTRACT

In this study, evaluation of the influence of cutting tool rake angle on the cutting forces during chip removal operations from a rotating part using a stationary cutting tool has been aimed. For this purpose, a dynamometer was designed and constructed in order to measure cutting forces using two beam type load cells suitably placed according to the CNC lathe and the cutting tool. By doing so, the deflection of the cutting tool under cutting forces was aimed to be determined. The signals sensed by the load cells at “mV” level were amplified to “V” level. The obtained cutting force data was recorded on a computer using I/O card and then analysed. Cutting tests were carried out on a AISI 1040 work piece material whose properties are well known at five different cutting speeds while depth of cut and feed rate were kept constant. 8 different rake angles from negative to positive were selected and during each test the primary (F_c) and feed (F_a) forces were measured. The results showed that positively increasing rake angle decreased the primary cutting force. The lowest feed force was obtained at 0° rake angle and positive and negative rake angle increased this force. Surface roughness measurements were also carried out on the cut surfaces and it was seen that rake angle did not have a remarkable influence on the surface roughness. A comparison was also made between the measured and

theoretically calculated cutting force to verify whether this dynamometer can measure the cutting forces with required accuracy.



Science Code	: 626.12.01
Key Words	: Cutting forces, rake angle, dynamometer, load cell, machinability
Page Number	: 119
Adviser	: Prof Dr. Ulvi ŞEKER

TEŞEKKÜR

Tezin tamamlanmasında her türlü maddi ve manevi desteği esirgemeyen, çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Danışmanım Prof. Dr. Ulvi ŞEKER'e, çalışmalar sırasında karşılaştığım sorunların çözülmesinde yardımlarını aldığım Yrd. Doç. Dr. İhsan KORKUT ve Arş. Gör. Abdullah KURT'a, özellikle maddi yönden desteğini aldığım Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Başkanlığına, ayrıca Arş. Gör. Gökhan SUR, Arş. Gör. İbrahim ÇİFTÇİ ve manevi destekleriyle beni yalnız bırakmayan tüm çalışma arkadaşlarıma, tezin yazımı sırasında göstermiş olduğu sabrından dolayı sevgili nişanlıma teşekkürü bir borç bilirim.



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Bazı transdüserler ve özellikleri.....	36
Çizelge 4.2. Yük hücresi doğrulukları için özellikler.....	43
Çizelge 5.1. Seçilen yük hücresinin teknik özellikleri.....	73
Çizelge 5.2. Kullanılan strain-gage girdi modülünün teknik özellikleri.....	74
Çizelge 5.3. Kullanılan I/O kartının bazı teknik özellikleri.....	75
Çizelge 5.4. Deney numunelerinin kimyasal bileşimi.....	80
Çizelge 5.5. Deneylerde kullanılan parametreler.....	82
Çizelge 5.6. Yüzey pürüzlülük ölçüm cihazının teknik özellikleri.....	83
Çizelge 6.1. Farklı kesme hızlarına ve farklı talaş açlarına bağlı olarak asıl kesme kuvveti (F_c) ve ilerleme kuvvetindeki (F_a) değişimler.....	87
Çizelge 6.2. Farklı kesme hızlarında talaş açısına bağlı olarak elde edilen ortalama yüzey pürüzlülük değerleri.....	99

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Ring teorisine dayalı torna ve taşlama tezgahı dinamometresi.....	5
Şekil 2.2. Sensör entegre edilmiş takım sistemi.....	8
Şekil 2.3. Hamid'in kullandığı deney düzeneği.....	11
Şekil 3.1. Tornada oluşan kesme kuvvetleri.....	15
Şekil 3.2. Dik kesmenin şematik olarak gösterimi.....	16
Şekil 3.3. Dik kesmede oluşan kuvvetler.....	17
Şekil 3.4. Hesaplama üçgenleri.....	17
Şekil 3.5. Talaş kesitinin yanaşma açısı ile ilişkisi.....	19
Şekil 3.6. Hız üçgeni.....	22
Şekil 3.7. Kesici takım üzerinde pozitif ve negatif talaş açısı.....	23
Şekil 4.1. Analitik terazi.....	27
Şekil 4.2. Çoklu manivela sistemi.....	27
Şekil 4.3. Sarkaç kuvvet ölçme mekanizması.....	27
Şekil 4.4. Eşit kollu manivela terazi.....	28
Şekil 4.5. Kuvvet dengeleme metodu.....	28
Şekil 4.6. Transdüserler.....	29
Şekil 4.7. Sezme prosesi.....	31
Şekil 4.8. Kuvvetin yay vasıtasıyla yer değiştirme olarak çevrimi.....	31
Şekil 4.9. Genel bir ölçme sistemi.....	32
Şekil 4.10. Ankastre kirişin statik ve dinamik yüklenmesi.....	33
Şekil 4.11. Doğrusal olmayan transdüser tepkisi.....	34

Şekil 4.12. Kapasitif etki.....	37
Şekil 4.13. Piezoelektrik etki.....	38
Şekil 4.14. Termokopul ölçme sistemi.....	39
Şekil 4.15. Diferansiyel transformatörler.....	41
Şekil 4.16. Çubuk tipi yük hücresi.....	46
Şekil 4.17. Kiriş tipi yük hücresi.....	48
Şekil 4.18. Halka tipi yük hücresi.....	51
Şekil 4.19. Üniversal düzlem yüzey yük hücresi.....	55
Şekil 4.20. Elastik elemanlar.....	57
Şekil 4.21 Eksenel ve enine gerilim ilişkileri.....	58
Şekil 4.22. İki eksenli gerilme hali.....	59
Şekil 4.23. Yapıştırma tipi gerinim ölçer konstrüksiyonu.....	61
Şekil 4.24. Dirençli gerinim ölçer tipleri.....	62
Şekil 4.25. Elektrik dirençli gerinim ölçerlerin sıcaklık dengelemesi	64
Şekil 4.26. Standart bir Wheatstone köprü devresi.....	65
Şekil 5.1. Sistem donanımı.....	69
Şekil 5.2. Deneylerde kullanılan yük hücresi.....	72
Şekil 5.3. Strateji tasarımcısında yer alan programın genel çerçevesi.....	76
Şekil 5.4. Strateji tasarımcısında yer alan bazı blokların diyalog kutuları.....	76
Şekil 5.5. Bilgisayar programının akış şeması.....	78
Şekil 5.6. Deney düzeneğinin tezgahdaki konumu.....	79
Şekil 5.7. Kesme şartlarının sınırları.....	81
Şekil 6.1. Grup 3, Deney No 3 için zamana bağlı ölçülen kesme kuvvetleri.....	85
Şekil 6.2. Asıl kesme kuvveti (F_c)'nin talaş açısı (γ)'na bağlı olarak değişimi.....	88

Şekil 6.3. Farklı kesme hızlarında asıl kesme kuvveti (F_c)'nin talaş açısı (γ)'na bağlı olarak değişimi.....	89
Şekil 6.4. Talaş açısına bağlı olarak deneysel ve teorik F_c kuvvetlerindeki değişim.....	93
Şekil 6.5. Talaş açısındaki değişime bağlı olarak deneysel ve teorik sonuçlar arasındaki sapmanın değişimi.....	94
Şekil 6.6. Farklı kesme hızlarında ilerleme kuvvetinin talaş açısına bağlı olarak değişimi.....	96
Şekil 6.7. Farklı kesme hızlarında talaş açısına bağlı olarak ortalama yüzey pürüzlülüğündeki değişim.....	100



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
k_s	Özgül kesme kuvveti (N/mm^2)
A_0	Ortogonal talaş kaldırmada talaş kesiti (mm^2)
a	Talaş derinliği (mm)
f	İlerleme (mm/dev)
k_{11}	$h=1$ mm ve $b=1$ mm için özgül kesme kuvveti (N/mm^2)
m	Malzeme sabitesi
E	Elastikiyet modülü (N/mm^2)
G	Kesici takımın kayma modülü
I	Atalet momenti (mm^4)
M	Eğilme momenti (Nmm)
F_c	Asıl kesme kuvveti (N)
F_a	İlerleme kuvveti (N)
F_p	Pasif kuvvet (N)
γ	Talaş açısı ($^\circ$)
β	Sürtünme açısı ($^\circ$)
K_r	Takım yanaşma açısı ($^\circ$)
ϕ	Kayma açısı ($^\circ$)
μ	Sürtünme katsayısı
σ_k	Malzemenin çekme dayanımı (N/mm^2)
V	Kesme hızı (m/min)
V_c	Talaş hızı (m/min)
V_s	Kayma hızı (m/min)
γ_0	Talaş açısı referans değeri ($^\circ$)
C	Talaş açısı sabiti

k_γ	Talaş açısı faktörü
k_v	Kesme hızı faktörü
k_a	Takım aşınma faktörü
k_t	Takım malzemesi faktörü
V_o	Transdüserin çıkış gerilimi (V)
A	Kristalin enine kesit alanı (mm ²)
δt	Kristal kalınlığındaki değişim (mm)
t	Kristalin kalınlığı (mm)
δ	Yer değiştirme (mm)
ρ	İletkenin öz direnci
R	İletkenin direnci (Eşitlik 4.42)
ϵ_a	Boyuna değişim (Eşitlik 4.34)
ϵ_L	Enine değişim (Eşitlik 4.35)
ν	Poison oranı (Eşitlik 4.36)
σ_a	Eksenel gerilme (N/mm ²)
K_G	Gage faktörü (Eşitlik 4.46)
e_i	Wheatstone köprüsü giriş gerilimi (V)
e_o	Wheatstone köprüsü çıkış gerilimi (V)
S_f	Çubuk tipi yük hücresi malzemesinin yorulma dayanımı (N/mm ²)
K	Yay sabiti (Eşitlik 4.1)

Kısaltmalar**Açıklama**

A	Analog
D	Dijital
I/O	Girdi (Input) / Çıktı (Output)
BSD (CNC)	Bilgisayarlı sayısal denetim (Computer Numeric Control)
DAQ	Veri alma kartı (Data Acquisition Quard)

LVDT	Doğrusal değişen diferansiyel transformatör (Linear Variable Differential Transformatör)
AE	Akustik emisyon
BUE	Kesici kenarda talaş yığılması (Built Up Edge)
KOSGEB	Küçük Orta Ölçekli Sanayi Geliştirme Birliği
HSS	Yüksek hız çeliği (High Speed Steel)



1. GİRİŞ

Dünyada bilimsel ve teknolojik gelişmeler hızla devam etmekte, araştırma ve geliştirme çalışmaları ile yeni teknolojik gelişmeler sağlanmaktadır. Gelişmekte olan yeni teknolojilerin yardımıyla insanların ihtiyacı olan mal ve ürünler de değişmekte ve gelişmektedir. Sanayi adı verilen, mal ve ürünlerin üretildiği ortamlar her geçen gün kendini yenilemekte, modern makine, teçhizat ve üretim yöntemleri ile tanışmaktadır. Böylece, bilimsel ve teknolojik gelişmelerin üretime aktarılması, sanayide kullanılmasıyla ilgilenen üretim mühendisliği, üretim faaliyetlerinde çok önemli bir konuma gelmiştir.

Makine, araç, malzeme, eşya vb. üretiminde kullanılan en önemli yöntemlerden birisi ham gereçlerden talaş kaldırarak üretim yapılmasıdır. Mal ve ürünlerin meydana getirildiği bu süreç içerisinde, takım tezgahı olarak adlandırılan çeşitli makineler kullanılmaktadır. Takım tezgahlarının esas geometrisinde çok fazla değişiklik olmamakla beraber temeldeki mekanik yapıya eklenen hidrolik, pnömatik, sayısal denetim, bilgisayarlı sayısal denetim ve simülasyon gibi işletim ve kumanda özellikleri bu tezgahları çok daha fonksiyonel bir duruma getirmektedir.

Talaşlı üretimdeki takım tezgahlarının, kendilerinden beklenen fonksiyonlarını yerine getirebilmeleri için, tasarımının ve imalatının amaca uygun olarak yapılması gerekir. Tezgahın mekanik yapısı, üzerinde bulunan takım ve aparatları, tezgahın rijitliğini bozmadan taşıyabilmelidir. Daha da önemlisi, tezgah çalışırken kesici takıma gelen kesme kuvvetlerinin etkisiyle tezgah parçaları istenilmeyen şekilde deforme olmamalıdır. Tezgahın uzun ömürlü olabilmesi için özellikle hareketli parçaların çalışma yüzeylerinin aşınması önlenmelidir. Talaş kaldırmadan dolayı meydana gelen kesme kuvvetlerinin güvenle karşılanabilmesi için kesici takımın dayanım özellikleri çok iyi araştırılmalıdır (1).

Takım tezgahlarının uzun ömürlü olabilmesi, tezgahların hassasiyetini uzun süre koruyabilmesi ve üretimin kalitesinin artırılabilmesi için tezgahları etkileyen yük, kuvvet ve zorlanmaların etkisiyle meydana gelen gerilmelerin çok iyi belirlenmesi gerekmektedir. Takım tezgahlarının tasarımı ve boyutları bu değerlendirmelere göre yapılmaktadır. Çeşitli nedenlerle, teorik hesaplama yöntemleri ve bulunan gerilme değerleri, uygulama ile tam olarak uyuşmamaktadır. Bu nedenle kuvvetlerin deneysel olarak analizi ve ölçülmesi gereklidir. Ayrıca, malzemelerin maruz kaldığı iç ve dış gerilme ölçümleri, basınç ve yüklerin sebep olduğu kuvvet ölçümleri, tasarımda büyük önem taşımaktadır. Bu sebeple mühendislik faaliyetlerinin sürdürüldüğü bütün alanlarda emniyetli bir çalışma ortamının gerçekleşmesi, üretilecek ürün ve sistemlerin uzun ömürlü, kaliteli, emniyetli ve ekonomik olabilmesi için takım ve tezgahları etkileyen bütün kuvvetlerin doğru ve hassas olarak ölçülmesi gerekmektedir. Bütün parça ve sistemlerin dayanım hesaplarının teorik olarak yapılması her zaman kolay olmamaktadır. Hesaba katılmayan ve belirlenemeyen kuvvetler ileride olumsuz sonuçlar doğurabilmektedir. Kuvvet ve gerilme etkisinde kalan gereçlerde, şekil değişiminin hesaplanması, kuvvet ölçümlerinde çok kullanılan bir yöntemdir. Hooke Kanunu'na göre, metalik bir malzemeye kuvvet uygulandığında malzemede boyut değişikliği meydana gelmektedir. Malzemede meydana gelebilecek boyut değişikliğinin doğru tespit edilebilmesi için buna neden olan kuvvetin hassas olarak ölçülmesi gerekmektedir (2).

Talaşlı imalatta her türlü talaş kaldırma işleminde istenilen kalitede bir yüzey elde edebilmek için bir çok kesme parametresinin optimum şekilde düzenlenmesi gerekmektedir. İşlenecek malzeme ve istenilen geometriye bağlı olarak kesme hızı, ilerleme, talaş derinliği, kesici takım talaş açısı, kullanılacak kesicinin cinsi, malzemesi ve geometrisi ile bunlara bağlı olarak işleme maliyetinin tespitinde, talaş kaldırma sırasında oluşan kesme kuvvetlerinin önemli bir etkisi görülmektedir.

Talaşlı imalatla ürün kalitesini düşürmeden üretim girdilerini ve dolayısı ile de maliyeti azaltmak için yukarıda belirtilen işleme parametrelerinin optimum bir şekilde düzenlenmesini sağlamak amacıyla çeşitli araştırmalar yapılmış ve halen yapılmaktadır. Talaş kaldırmada oluşan kesme kuvvetleri alanında yapılan çeşitli çalışmalarda; kesme kuvvetlerinin kesme hızı, ilerleme, talaş derinliği, kesici takım talaş açısı ve kesici takım ömrü gibi parametreler üzerinde doğrudan bir etkisinin olduğu ve bu amaçla çeşitli kuvvet ölçme yöntem ve metotlarının geliştirildiği görülmektedir. Bu amaçla yapılan, piezoelektrik, termo-elektrik, foto elektrik, yük hücresi (load-cell) vb. transdüser tiplerinin gerinim ölçme esasına dayalı olarak, mekanik enerjiyi elektrik sinyallerine dönüştürerek ölçüm yaptıkları bilinmektedir.

Bu çalışma, dönel iş parçalarından talaş kaldıran takım tezgahlarından biri olan BSD (CNC) torna tezgahında talaş kaldırma sırasında oluşan kesme kuvvetleri üzerinde talaş açısının etkisini incelemek, asıl kesme kuvveti (F_o) ve ilerleme kuvvetini (F_a)'ni ölçmek ve bu kuvvetlerin talaş açısı ile nasıl değiştiğini belirlemek amacı ile bir dinamometre tasarlanması ve imal edilmesini içermektedir. Bu tasarımda, gerinim ölçme tekniğini esas alarak bir çeşit transdüser olan ve mekanik bir büyüklük olan kuvveti elektriksel büyüklüğe dönüştüren yük hücresi (load-cell) ile bu 2 kuvvet bileşeninin aynı anda farklı kanallardan ölçülebilmesi amaçlanmıştır. Fiziksel, kimyasal ve işlenebilirlik gibi önemli özellikleri bilinen bir malzeme (AISI 1040) üzerinde yapılan deneylerle talaş açısının kesme kuvvetleri üzerindeki etkisi belirlenirken, elde edilen sonuçların teorik hesaplamalarla karşılaştırılması yapılarak sistemin güvenilirliği ortaya konulmuştur.

2. LİTERATÜR İNCELEMESİ

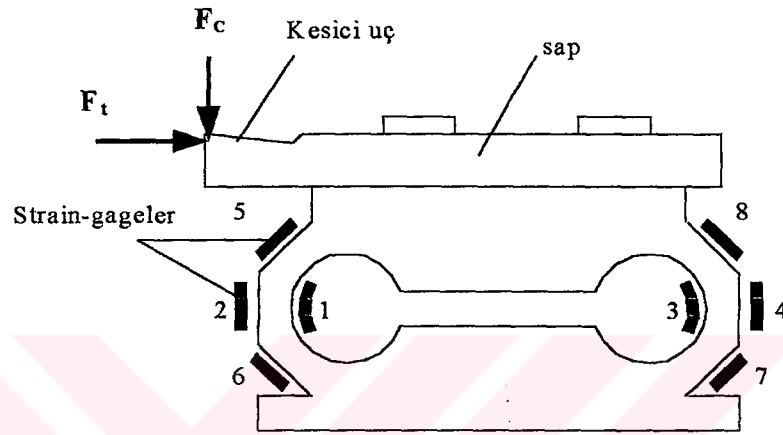
Talaş kaldırma esnasında oluşan kesme kuvvetleri, kesme performansına ve birim parça maliyetine doğrudan etki etmektedir. Doğal olarak bu konu, yıllardan beri araştırmacıların ilgisini çekmiş, hakkında yüzlerce araştırma yapılmış ve halen de yapılmaktadır. Aynı zamanda metaller ve metal alaşımlarının işlenmesinde kullanılan takımın kesici kenarları yeterince keskin olmasına rağmen, talaş kaldırma sırasında oluşan gerilmeler karşısında oldukça zorlanmaktadırlar. Bu sebeple takımın dayanabileceği optimum kesit ve kesmeyi kolaylaştıracak ideal açıları (ideal takım geometrisi) bulmak için pek çok araştırma yapılmıştır. 1930'lu yıllarda sert karbürlerin bulunması, kesme hızlarını daha da artırarak daha kaliteli yüzeylerin elde edilmesini sağlamıştır. Son yıllarda gelişen bilgisayar teknolojisinin talaşlı imalata transferiyle birlikte, talaş kaldırma sürecindeki problemler optimum düzeylere indirilmiştir. Özellikle kesme kuvvetleri ve gerilme değerlerinin önceden tahmin edilmesine yardımcı olan bilgisayar paket programları (ANSYS, FRANC2D) sayesinde, talaş kaldırma mekaniğinde çok büyük iyileştirmeler sağlanmıştır (3).

Bu bölümde, yapılacak olan çalışmaya yön verecek olan literatür sunulmuş ve bir değerlendirme yapılmıştır.

2.1. Kesme Kuvvetlerinin Ölçülmesi Üzerine Yapılan Çalışmalar

Cook, Loewen ve Shaw, "Takım Tezgahları Dinamometreleri" ismini verdikleri çalışmalarında torna, freze ve taşlama tezgahlarında oluşan kesme kuvvetlerini ölçebilecek, "gerinim ölçer tipi" dinamometre tasarımı ve imalatını yapmışlardır. Bu çalışmada, dört adet sekiz köşeli ring kullanmışlardır. Rastgele bir kuvvet uygulandığında bu kuvvet dört ring tarafından da karşılanır. Ringler üzerine uygulanan kuvvetleri algılayabilmek için oluşturulan ölçme köprülerinin yerleşimi Şekil 2.1'de görülmektedir. Gerinim ölçerleri doğrudan takım üzerine yerleştirmek uygun olmayacağı için ölçme bölgesini üzerinde taşıyacak bir takım tutucusu kullanılmıştır.

Burada kesme kenarının, ölçme kesitinin ekseninde ve gerinim ölçerlerden bilinen bir uzaklıkta tutulması önemlidir (4).



Şekil 2.1. Ring teorisine dayalı torna ve taşlama tezgahı dinamometresi (4)

Korkut, tornalamada oluşan kesme kuvvetlerini ölçmek amacıyla gerinim ölçer esaslı bir dinamometre tasarım ve imalatını yapmıştır. Hazırlanan dinamometrede, 3 adet Wheatson köprüsü ve 4 adet gerinim ölçer kullanarak kesme kuvvetleri ölçülmüştür. Dinamometrenin hassasiyeti için elektrik devrelerinden yararlanılmış ve dinamometreden alınan kuvvet sinyalleri, işlem amplifikatörü ile işlenerek bilgisayara aktarılmıştır (5).

Karabay ve Karabay, değişik tiplerde gerinim ölçer ve komparatörlü dinamometreler imal etmişlerdir. Bu dinamometrelerle, talaş kaldırma özelliklerinin, benzer gereçler için dış ülkelerde tespit edilen bağıntılarla uyum içinde olduğunu ve dolayısıyla ülkemizde, kendi imkanlarımızla başka ülkelerin standartlarına uygun test ve ölçümler yapılabileceğini ortaya koymuşlardır (6).

“Bir işleme merkezinde, dolaylı kesme kuvveti ölçümleriyle adaptif kesme kuvvetinin kontrolü” isimli çalışmalarında, Kim ve Kim, birçok ticari BSD işleme merkezlerine

bağlanabilen bir adaptif kesme kuvveti kontrol elemanının frezeleme operasyonlarındaki kullanımı üzerinde durmuşlar; x, y ve z eksenlerindeki kesme kuvvetlerini alternatif akımlı ilerleme tahrik servo motorlarından elde edilen akımların kullanılmasıyla, dolaylı olarak ölçmüşlerdir. Tahrik motorundan, kesme kuvveti ölçümünü analiz etmek amacıyla yatay bir işleme merkezinin ilerleme tahrik kontrol sisteminin tipik bir modelini geliştirmişler ve darbeli frezeleme kuvvetlerini, ilerleme tahrik sistemi, geri besleme kontrol hücresi akımlarının bant genişliklerinin ölçümüyle dolaylı olarak ölçmüş, dolaylı ölçülen kesme kuvveti sinyallerinin, adaptif kontrol biriminde kesme kuvveti düzeltimi amacıyla kullanılabileceğini göstermişlerdir (7).

Youn, Yang ve Park, kesici takım çatlağını tespit etmek için çeşitli metotlar geliştirildiğine değinerek, bunların çoğunda pratik uygulamalar açısından bazı problemlerin olduğunu söylemişlerdir. Bu çalışmalarında, akustik emisyon (Acoustic Emission- AE) kullanımı ile kullanılan kesici takımlardaki küçük çatlaklar kadar, çok büyük takım kırılmalarını da tespit etmek amacıyla, kesme kuvveti sinyallerinin uygulanabilirliğini incelenmişlerdir. S45C ve ısıtılmış S45C çeliklerine, gerçek işleme şartları altında, geleneksel sementit karbür kesicilerle tornalama deneyleri yaparak; kesme kuvveti elemanlarının grafik ve şekillerle ifade edilmesiyle, AE'nin sinyal özellikleri ile kesici takımlardaki çatlaklarını göstermişlerdir. Çeşitli takım çatlağı tiplerindeki çift sinyallerin analizleri kullanılarak, kesici takımlardaki çatlağı başarılı bir şekilde tespit etmişlerdir (8).

Kurt, doğrusal hareketle talaş kaldıran vargel tezgahında oluşan kesme kuvvetlerinin bilgisayar yardımıyla ölçülebilmesi için bir dinamometrenin tasarım ve imalatını yapmıştır. Dinamometre tasarımında 3 adet gerinim ölçer esaslı analog yük hücreleri kullanılmıştır. Yük hücreleri, kesici takımın tezgaha tespitlendiği başlığa kesme kuvvetlerinin yönlerine zıt olacak şekilde yerleştirilmiştir. Gerinim ölçerdeki boyutsal değişimden elde edilen sinyallerin sayısal bir dönüşümü yapılmış ve daha sonra bilgisayar yardımıyla kesme kuvvetlerinin ölçülmesi amaçlanmıştır. Teorik hesaplamalar sonucu bulunan (F_0) değerleri ile kesme deneyleri sonucunda ölçülen (F_0)

değerlerinin birbirini doğrular nitelikte olması, tasarımı ve imalatı yapılan dinamometrenin güvenilirliğini göstermiştir (9).

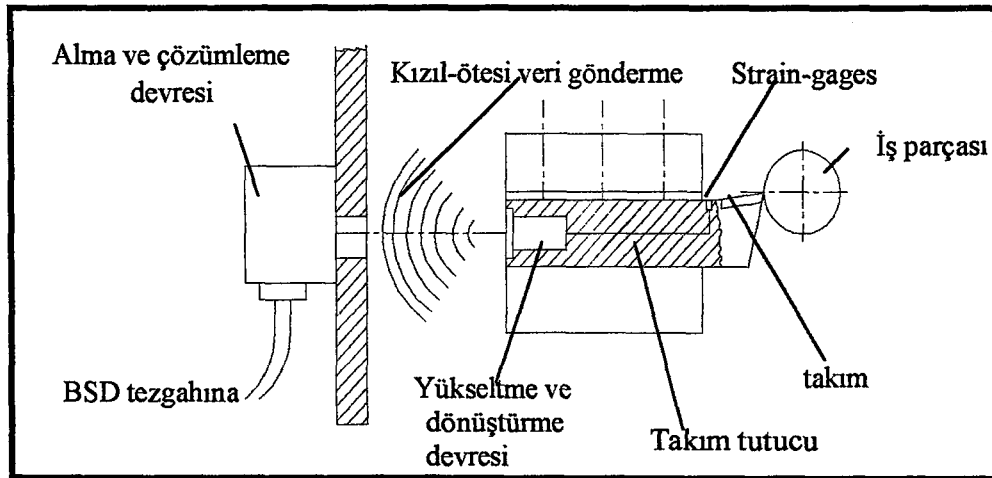
Otmanbölük, Ay ve Aksoy, gerinim ölçer esasına dayalı ve ring teorisine göre torna tezgahı için bir dinamometre imalatı yaparak kesme kuvvetlerini ölçmüşlerdir. Ölçümler neticesinde, pratik kesme kuvvetleriyle teorik kesme kuvvetlerini kıyaslamasını yapmışlardır. Elde ettikleri deneysel sonuçların teorik değerlere çok yakın bulunduğunu ve dolayısıyla bu tür dinamometre uygulamalarının standartlara uygun olduğunu ortaya koymuşlardır (10).

Yardımoğlu ve Boyar, talaş kaldırmada gerekli olan enerjiyi belirten, özgül kesme enerjisini deneysel olarak araştırmışlardır. Kesme kuvvetlerini, kalemlige tutturulan “üç eksenli mekanik kuvvet ölçer” ile ölçmeye çalışmışlardır. Genel olarak, kuvvet bileşenlerinin ilerleme hızı ile doğru orantılı olduğunu ve talaş derinliğinin artmasıyla kesme kuvvetlerinin arttığını gözlemişlerdir. Ayrıca kesme hızının artışı ile özgül kesme enerjilerinin azaldığını göstermişlerdir (11).

Jin, Venuviod ve Wang, atelye şartlarına iyi bir uyum sağlayabilme yeteneğine sahip olan kesme kuvveti sinyallerini incelemenin bir yolunu bulmak amacıyla, özel olarak tasarlanan optik fiber sensörlü standart bir takım sapı kullanarak, kesme kuvveti ölçen bir takım geliştirmişlerdir. Takım sapını, kesme işlemi süresince yer değiştirmenin kesme kuvvetiyle F^z orantısı olacak şekilde tasarlamışlar ve sonuç olarak yer değiştirmeyi; takım sapına bağlanan optik fiber sensörle, bir kesme kuvvetinin ölçülmesi gibi belirlemişlerdir. Bu takımı ayarlamak için fazla zaman gerekmeyeceğini ve değişik işlemler için takımın uyumluluğunun etkilenmeyeceğini belirtmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlarda, aletin statik ve dinamik performansının yeterli olduğunu ve çıkış sinyallerinin takım şartlarına duyarlı olduğunu göstermişlerdir (12).

Dai ve Gautschi, “yeni nesil kesme kuvveti dinamometreleri” adlı çalışmalarında, dönel kesme kuvveti dinamometreleri (Rotating Cutting Force Dynamometers-RCD) ve üç parçalı dinamometre (Compac Dyn) aletlerinde kesme kuvveti ölçme aralığını genişletme ve hassas bir ölçme yapma konularını incelemişlerdir (13).

Santochi, Dini, Tantussi ve Beghini, “kesme kuvveti gösterimi için hassas bir takım” isimli çalışmada, tornalama operasyonlarındaki kuvvetlerin ölçülmesinde gerinim ölçer özellikli kesici takımların kullanıldığı yeni bir görüşü tanıtmışlardır. Takım sapı içerisine sensör yerleştirilerek, kullanımı ve montajı kolay olan ve radyo-telsiz dalgaları aracılığıyla verilerin BSD’ye aktarıldığı yeni bir sistemi incelemişlerdir. Özellikle ölçme köprüsündeki ölçme sinyallerini yükseltmiş ve kızılötesi dönüştürücüyle dış veri alma sistemine göndermişlerdir. Çalışmalarında kullandıkları, sensör entegre edilmiş takım sistemi, Şekil 2.2’de gösterilmiş olup sistem; kesme kuvvetleri sinyallerinin gerinim ölçerler vasıtasıyla ölçüldüğü algılama sistemi ile sinyallerin yükseltip frekans entegreli devreye dönüştürülmesi ve kızıl-ötesi verici diyotuna gönderildiği sinyal işleme çevrimlerinden oluşmaktadır (14).



Şekil 2.2. Sensör entegre edilmiş takım sistemi (14)

Özçatalbaş ve Ercan, tornalama sırasında oluşan kesme kuvvetlerini gerinim ölçer ile ölçme tekniği kullanarak algılayabilen bir dinamometre imal etmişler ve gerinim ölçer ölçme köprüsünden aldıkları analog sinyalleri amplifikatörden geçirerek hassasiyetini artırmış ve dijital dönüştürücü vasıtasıyla da bilgisayar ortamına aktararak kesme kuvveti değerlerinin bilgisayar ortamında depolanması ve değerlendirilmesini sağlamışlardır (15).

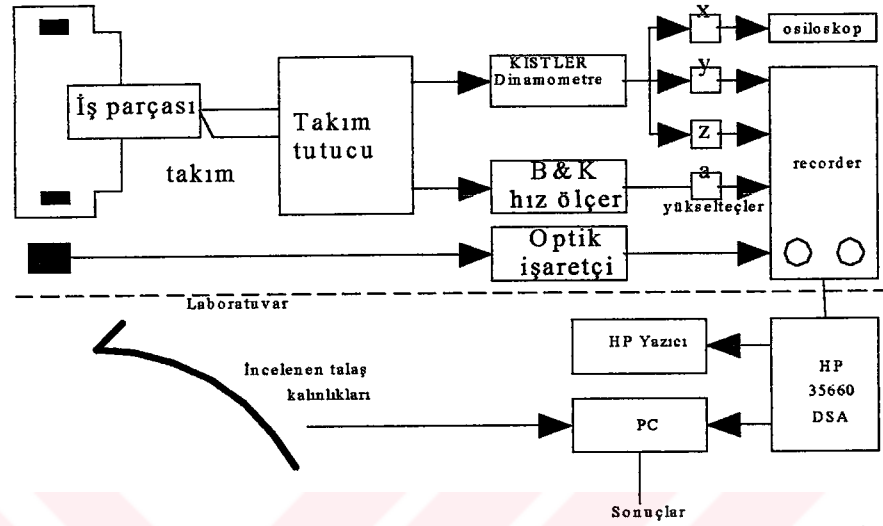
Strafford ve Audy, “Kesme kuvvetlerinin ölçülmesi yoluyla karbonlu çeliklerin işlenebilirliğinin dolaylı gösterimi” isimli çalışmalarında, tek noktadan kesme işlemi yapan takımlarla, tornalamada oluşan kesme kuvveti elemanlarının bağıntılarını ve bunların farklı karbon bileşimlerindeki çeliklerin mikroyapılarına bağlı olarak kuvvet genliklerini incelemişlerdir. Sürekli kesme şartları altında, silindirik çelik malzeme deney numuneleri ve sementit karbür kesici takım kullanılarak incelemeler yapmış ve dinamik kuvvetleri üç parçalı bir Kistler piezoelektrik dinamometresi tarafından ölçerek, beş dakika aralıklarla değerlendirmişlerdir. Bu kısa periyotların ötesinde elde edilen sonuçların takım aşınmasından önemli bir ölçüde etkilenmediğini, bu çeşit bilginin işleme şartlarını iyileştirmeye yardımcı olabileceğini ve iş parçası malzemesinin işlenebilirliğinin dolaylı gösteriminde kullanılabileceğini belirtmişlerdir (16).

Duran, tornalama esnasında oluşan 3 eksenindeki kesme kuvvetlerini ölçebilecek gerinim ölçer esaslı sekizgen halka dinamometresi tasarlamış ve imalatını yapmıştır. Çalışmasında, değişik yavaşma açıları kullanarak Ç1060 malzemesinin işlenmesi esnasında oluşan kesme kuvvetlerini ölçmüş ve bu kuvvetlerin kesici takım üzerindeki etkilerini ANSYS sonlu elemanlar paket programı kullanarak değerlendirmiştir (17).

2.2. Talaş Açısının Ve Kesme Parametrelerinin Kesme Kuvvetlerine Etkisi İle İlgili Çalışmalar

Shih, dört farklı talaş açısında (-2° , 0° , 5° , 15°) mükemmel bir şekilde bilenmiş kesici takımlar kullanarak dik talaş kaldırmanın nümerik analizini yapmıştır. Bunun için, düzlem-uzama sonlu eleman simulasyon programı geliştirmiş ve uygulamıştır. Başlangıç ve deforme edilmiş sonlu eleman ağları ile kesme kuvvetleri modellenmiş, kesme yüzeyi altındaki kalıcı gerilme dağılımları karşılaştırılmış ve analiz edilmiştir. Temas ve kayma bölgeleri ile kesme yüzeyinin altındaki normal ve kayma gerilmelerinin dağılımı, sıcaklık eğrileri ile parametre dağılımlarını çıkartmıştır (18).

Hamid ve Ali, dik kesme deneylerinin büyük bir bölümünü Alüminyum 2014-T6 için HSS ve sementit karpit takımlar kullanarak; devir sayısı, ilerleme ve kesme derinliği gibi geniş bir kesme değişkenleri yelpazesi ile yapmışlardır. Takım-iş parçası temasından sonraki ilk bir kaç devir süresince, geçici dinamik kuvvet davranışını kaydederek zaman ve frekans analizleri yapmışlar ve deneylerin bir çoğunda kesme şartlarına bağlı olarak 1,5-2 devir seviyelerinde, kesme ve itme kuvvetlerinin denge durumuna ulaştıklarını göstermişlerdir. Buna bağlı olarak uygulanan mevcut metal-kesme kuvvetleri modellerinin, geçici kesme şartları süresince gerçek kuvvet davranışını gösteremeyeceğine işaret ederek; ani kuvvet ve kesme derinliği kadar bunların ilk ve bunu izleyen zamanlardaki türevlerini kapsayan yeni bir dinamik model önermişlerdir. Bu ilk ve diğer zamanlardaki doğrusal diferansiyel eşitliğinin, özellikle amaçlanan adaptif kontrol için geliştirilen modelleme açısından önemli olduğunu belirterek, fiziksel olarak belirtilen bu sonuçların kısaca analizini yapmışlardır. Sistemlerinde kullandıkları kesme kuvveti ölçme düzeneği ise Şekil 2.3'de gösterilmekte olup kesme kuvvetlerini ölçmek amacıyla KISTLER 9257B tipi bir dinamometreden yararlanmışlardır (19).



Şekil 2.3. Hamid'in kullandığı deney düzeneği (19)

Zhou, Sturesson, Sandgvisit ve Stahl, “Kesme kenarı gerilmesinin anında tahmini için bir yaklaşım” isimli çalışmalarında, metal işleme süresince kesme kenarında oluşan bozulmaların çok yüksek mekanik ve ısı gerilmelere işaret ettiğini belirterek, kesme kenarı mekanik gerilmeleri ve yük simülasyonu için yeni bir yaklaşım sunmuşlardır. Yaklaşım, kesme kenarındaki gerilme halinin sonlu elemanlar yöntemiyle araştırılması ve zamana bağlı kenar bozulmasının gösterimi amacıyla yapılan, çalışma anı gerilmesinin tahmininde uygulanabilmekte olup; yaklaşım kesme kuvveti ölçümlerine ve yük analizlerine dayanır. Deneylerinde kesme kuvveti sinyallerini, takım tutucuya yapılandırılan gerinim ölçer ile ölçmüşler; sinyallerin filtre edilmesi ve yükseltilmesinden sonra zamana bağlı izleme sistemine göndermişlerdir. Yük fonksiyonu ve ilgili gerilme kavramı, kesme kenarı üzerinde oluşan gerilmeleri tahmin etmek amacıyla ortaya konularak, çoklu regrasyon analizi ile elde edilen model vasıtasıyla, kesici üzerinde oluşan gerilmeler, işlem esnasında tahmin edilebilmektedir. Bu çalışmada, bir kesme kenarındaki 2-boyutlu gerilme analizi yapılarak, bunun 3-boyutlu gerilme hesaplanmasında kullanılabileceği gösterilmiştir. Ayrıca bu yaklaşımla, ısı enerjisi ve mekanik gerilmelerin yayılımını incelemek için farklı yük fonksiyon değerlerinin kullanılmasıyla işlemin simülasyonunun başarılabileceğini göstermişlerdir (20).

Cheng, Tsay ve Lin, çalışmalarında alın frezelemedeki ani kesme kuvveti katsayıları karakteristiklerini incelemişlerdir. Alın frezelemedeki bu ani kesme kuvveti katsayılarını tespit etmek amacıyla, ani kesme kuvveti katsayılarıyla ölçülen kesme kuvveti sinyalleri arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Ani kesme kuvveti katsayıları ve diğer kesme parametreleri arasındaki ilişkileri de belirlemişlerdir. Normal kuvvet katsayısının temel olarak, talaş kalınlığı, kesme kenarı uzunluğu ve kesme hızından etkilendiği ve yatay kuvvet katsayısının yalnızca talaş kalınlığı, kesme uzunluğu ve kesme hızından etkilenmeyip aynı zamanda talaş kalınlığındaki değişimlerden de etkilendiğini tespit etmişlerdir (9).

Plebani ve Fu, alın frezeleme işleminde takım aşınmasının bir fonksiyonu olarak oluşan dinamik kesme kuvveti değişiminin özelliklerini tanımlamak amacıyla, entropi tabanlı bir metot geliştirmişlerdir. Alın frezeleme işlemi için yaptıkları analizlerde, takım aşınmasını tanımlama bakımından entropi tabanlı metodun tepe frekans metoduna göre daha iyi olduğunu göstermişlerdir (21).

Rao, Gao ve Friedrich, entegre edilmiş kuvvet sezme metodunu esas alarak yeni bir “Çalışma anı kesme geometrisi muayene metodu” geliştirmişlerdir. Bir piezoelektrik kuvvet sensörünü, tek kristalli bir elmas takımın arkasına monte ederek, dalma kesme yapan takım sistemi tarafından karşılaşılan kesme kuvvetlerinin ölçülmesi amacıyla yaklaşık 125 μm kalınlığındaki bakır levha üzerindeki paralel mikro akış kanallarını kullanmışlardır. Sonuç olarak kuvvet verilerini ve kesilen mikro kanalların geometrik boyutlarını (derinlik ve genişlik olarak) hesaplayan bir yazılım kodu geliştirmişlerdir. Deneyleri, sabit hız (2400 dev/dak) ve 4 farklı ilerleme değerinde (0,1; 0,3; 1,0 ve 5,0 $\mu\text{m}/\text{dev}$) yapmış ve bunları teorik analiz sonuçlarıyla karşılaştırdıklarında; maksimum yanılma bağıl hatasının % 9,8 olduğunu göstermişlerdir (22).

2.3. Literatür Araştırmasının Değerlendirilmesi

Literatür araştırmasında, çalışmanın konusu ve yöntemi esas alınarak bir gruplandırma yapılmıştır. Bu gruplandırma neticesinde aşağıda belirtilen hususların ön plana çıktığı görülmektedir:

Kesme kuvvetlerinin ölçülmesi üzerine yapılan çalışmalarda; gerinim ölçer esaslı ve ring teorisine göre çalışan dinamometreler, üç eksenli mekanik kuvvet ölçer, komparatörlü dinamometreler, üç parçalı kistler piezoelektrik dinamometre, döner takım klemensleri içerisine entegre edilen sensör ve gerinim ölçer esaslı yük hücrelerinden oluşmuş dinamometre gibi yöntemlerden yararlanılmıştır.

Talaş açısının ve kesme parametrelerinin kesme kuvvetlerine etkisi ile ilgili çalışmalarda; farklı malzemeler kullanarak talaş açısı, devir sayısı, kesme hızı, ilerleme gibi kesme parametrelerinin kesme kuvvetlerine etkilerinin araştırılması, kesme kuvvetlerinin takım aşınmasına etkisinin tespiti, kesici takım talaş açısının kesme kuvveti ve gerilmelere etkisi gibi konuların incelendiği ve elde edilen sonuçların değerlendirildiği görülmüştür.

Sonuç olarak literatürdeki çalışmaların bir çoğunun, torna, freze ve taşlama gibi takım tezgahlarında kullanılan kesici takımlar üzerine yapıldığı görülmektedir. Yapılan çalışmaların genelde kesici takımlarda meydana gelen kesme kuvvetleri, gerilme, aşınma ve sıcaklık değerlerinin tespitini amaçlamaktadır. Bu çalışmada da BSD torna tezgahı için bir dinamometrenin tasarım ve imalatı yapılmıştır. Ayrıca kullanılan dinamometrenin tasarım ve imalat safhasında diğer çalışmalardan farklı olarak yük hücreleri kullanılmıştır. Çalışmanın esas amacı, dik talaş kaldırma sırasında kesici takım talaş açısındaki değişimin kesme kuvvetleri üzerindeki etkisinin incelenmesidir.

3. KESME KUVVETLERİ

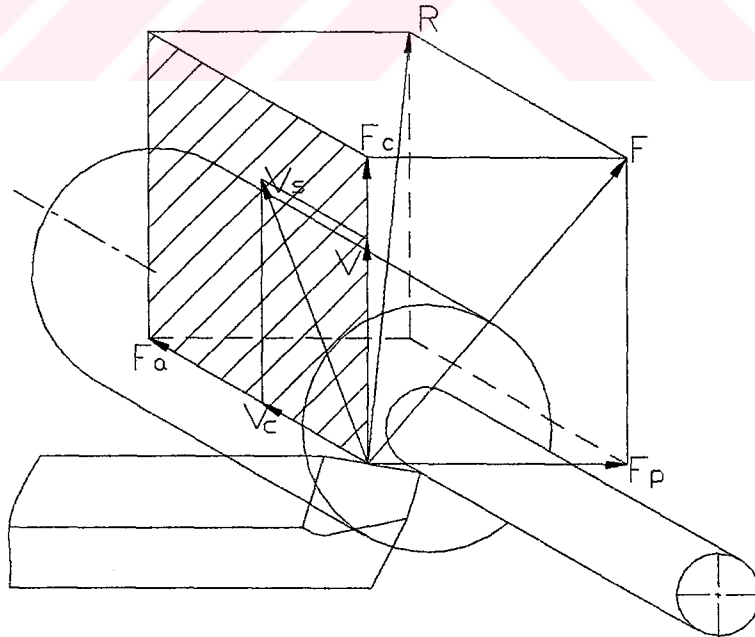
Takım tezgahlarının tasarımında, titreşimsiz ve rijit tezgahların üretilmesi için tezgahları etkileyen kuvvetlerin ölçümü ve buna göre tezgah gücü hesaplarının yapılması gereklidir. Tezgahları etkileyen en önemli kuvvetlerden biri de talaş kaldırma sırasında meydana gelen kesme kuvvetleridir. Kesici takım üzerine etki eden bu kuvvetler, talaş kaldırmanın önemli bir safhasını oluşturmaktadır. Kesme kuvvetlerinin ölçülmesi, takım tasarımını optimize etmede de faydalı olup kesmenin bilimsel analizi için de gereklidir. Son yıllarda takıma etki eden kuvvetlerin yeterli hassasiyette ölçülmesi için pek çok dinamometre geliştirilmiştir. Kullanılan bütün metotlar yük altında takımın elastik yer değiştirmesinin ölçülmesi esasına dayanmaktadır.

Talaş kaldırma işleminde kesme kuvvetlerinin, takım-talaş arasındaki temas uzunluğu ile ilgili olduğu bilinmektedir. Örneğin; iki fazlı ve kesikli talaş çıkaran malzemeleri işlemede, kesici takım ve talaş arasında daha az temas uzunluğunun olmasından dolayı çok küçük kuvvetler meydana gelmektedir. Kesme hızının artırılması, kayma açısını arttırdığı, daha ince talaş oluşturduğu ve temas uzunluğunu azalttığı için kesme kuvvetleri de oldukça düşmektedir. Sınırlı temas uzunluğuna sahip takımlar kullanılarak, takım-talaş arasındaki temas uzunluğunun sınırlandırılmasıyla kesme kuvvetlerinde belirli düşüşler sağlanabilmektedir. Kesme kuvvetleri kesici uç geometrisinden de etkilenmektedir. Talaş açısının optimum bir değeri mevcut olup, bu değer daha fazla artışı kesici ucun dayanımını azaltacağından aşınmayı artırır. Artan aşınma ile birlikte boşluk yüzeyi temas alanını artıracığından takımdaki kesme kuvvetleri artacaktır (23).

Şekil 3.1’de torna tezgahında, dik (ortogonal) talaş kaldırma işlemi için takım üzerine etki eden kuvvet bileşenleri gösterilmektedir. Bunlar; takım-talaş yüzeyi üzerine etki eden, kesme ucuna dik V yönündeki kuvvetin bileşeni kesme kuvveti (F_c) olarak adlandırılır. F_c , kesme hızı vektörü doğrultusunda etkiyen esas kesme kuvveti olup genellikle oluşan kuvvetlerin en büyüğüdür ve kesme işleminde gerekli gücün %99’nu

içerir. İlerleme doğrultusuna paralel yönde takım üzerine etkiyen kuvvet bileşeni ilerleme kuvveti (F_a) olup, bu kuvvet genelde F_c kuvvetinin yaklaşık %55'ne kadar çıkabilmektedir. Fakat ilerleme miktarları kesme hızları ile karşılaştırıldığında çok düşük olduğundan gerekli gücün sadece küçük bir kısmını harcar. Radyal yönde takımı iş parçasından uzaklaştırmaya çalışan, işlenmiş yüzeye dik etki eden pasif kuvvet (F_p) ise üçüncü kuvvet bileşenidir. İlerleme kuvvetinin yaklaşık %50' si kadar olup, güç gereksinimine katkısı, radyal doğrultudaki hız ihmal edilebilir olduğu için çok azdır. Bu kuvvet, dik kesmede kuvvetlerin en küçüğü olduğundan basit tornalama işlemlerindeki kesme kuvvetlerinin analizinde ihmal edilir (23).

Talaş kaldırmada gerekli olan kuvvetlerin, haddeme, dövme gibi diğer metal işleme yöntemleriyle karşılaştırıldığında oldukça küçük olduğu görülür. Bunun sebebi kaldırılan metal tabakasının ince olmasıdır. Dolayısıyla ölçülecek kuvvetler genelde birkaç bin Newton'dan daha büyük değildir.



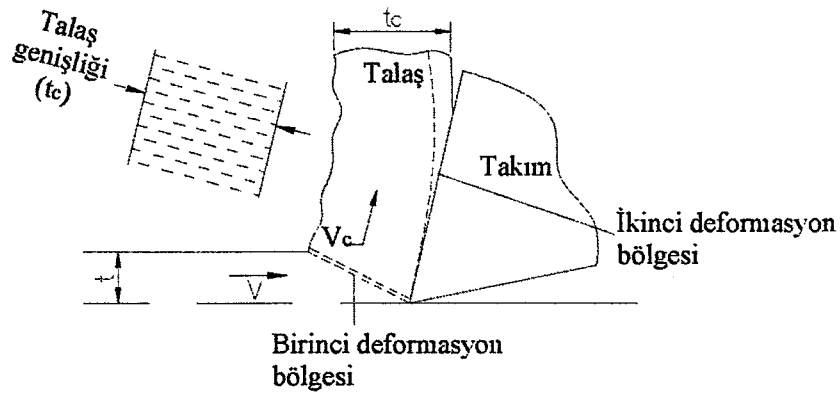
Şekil 3.1. Tornada oluşan kesme kuvvetleri (3)

3.1. Kesme Kuvvetlerinin Teorik Olarak Hesaplanması

3.1.1. Dik (Ortogonal) kesme

Genellikle iki boyutlu kuvvet analizi yapmak daha pratik olduğundan, kesme kuvvetinin ölçümü için yapılan çalışmaların çoğunda dik kesme alınarak incelemeler yapılmıştır (Şekil 3.2). Uygulamalı mekanik prensiplerine göre metallerden talaş kaldırmayı analiz etmek için şu kabuller yapılabilir (24):

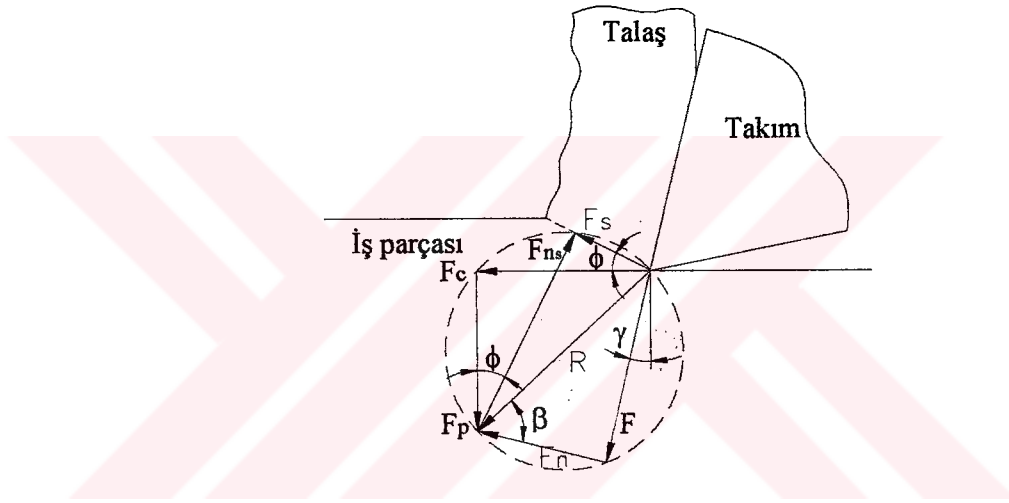
1. Kesme yüzeyi, kesme kenarından yukarıya uzanan düzlemdir.
2. Takımın keskinliği en iyi düzeydedir ve takımın boşluk açısı boyunca iş ile kesici yüzeyleri arasında temas yoktur.
3. Kesme kenarı hareketin yönüne dik olarak uzatılan bir doğrudur ve işin hareketi ile bir düzlem oluşturur.
4. Talaş her iki yüzeye akmaz.
5. Talaş derinliği daima sabit kalır.
6. Talaşın genişliği iş parçasının kesilen genişliğinden daha büyüktür.
7. İş parçası takıma göre bağlı ve düzenli bir hızla hareket eder.
8. Sürekli talaş, sıvanma oluşmadan meydana gelir.



Şekil 3.2. Dik kesmenin şematik olarak gösterimi (24)

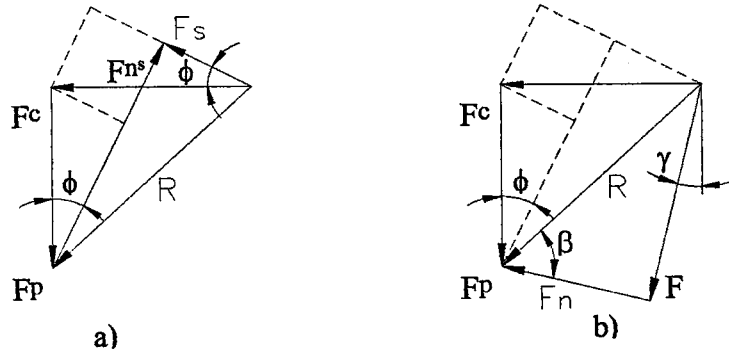
3.1.2. Kesme kuvveti bağıntıları

Kuvvet bağıntılarını çıkarabilmek için, talaş serbest olarak malzemeden izole edilmiş gibi dengede düşünülerek incelenir. Talaş ve takımın talaş yüzeyi arasındaki kuvvet, kayma düzlemi boyunca talaş ve iş parçası arasındaki kuvvete eşit olmalıdır. Takım yüzeyinde elde edilen kuvvet bileşenleri, takım yüzeyindeki sürtünme katsayısının ve sürtünme kuvvetinin de hesaplanmasına da imkan sağlar (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Dik kesmede oluşan kuvvetler (24)

Şekil 3.1. ve 3.3'den yola çıkılarak yatay ve dikey bileşenler kullanılarak Şekil 3.4'deki kuvvet vektörlerini veren hesaplama üçgenleri elde edilir.



Şekil 3.4. Hesaplama üçgenleri, (a) Kayma düzlemi (b) Takım yüzeyi (24)

Bu hesaplama üçgenlerinden özetle şu bağıntılar yazabilir.

$$Fn_s = Fp \cos \phi + Fc \sin \phi \quad [3.1]$$

$$F = Fc \sin \gamma + Fp \cos \gamma \quad [3.2]$$

$$Fn = Fc \cos \gamma - Fp \sin \gamma \quad [3.3]$$

Bu bağıntılardan yola çıkılarak sürtünme açısını (β) ve dolayısıyla sürtünme katsayısını (μ) yazmak mümkündür.

$$tg \beta = \mu = \frac{F}{Fn} \quad [3.4]$$

F ve F_n yerine koyulursa,

$$\mu = \frac{Fc \sin \gamma + Fp \cos \gamma}{Fc \cos \gamma - Fp \sin \gamma} \Rightarrow \mu = \frac{Fp + Fc tg \gamma}{Fc - Fp tg \gamma} \quad [3.5]$$

Eğer talaş açısı (γ) negatif bir değer alırsa bu eşitlik,

$$\Rightarrow \mu = \frac{Fp - Fc tg \gamma}{Fc + Fp tg \gamma} \quad [3.6]$$

3.1.3. Asıl kesme kuvvetinin hesaplanması

Kayma düzlemi boyunca etki eden F_s kuvvetini, kaldırılan talaş miktarı, malzemenin çekme dayanımı (σ_k) ve kayma düzlemi açısı (ϕ)'na bağlı olarak aşağıdaki gibi yazmak mümkündür:

$$F_s = A \times \sigma_k \times \csc \phi \Rightarrow F_s = a \times f \times \sigma_k \times \csc \phi \quad [3.7]$$

F_s 'yi ve Şekil 3.6'daki hız üçgenleri kullanarak F_c 'yi hesaplamak mümkün olacaktır.

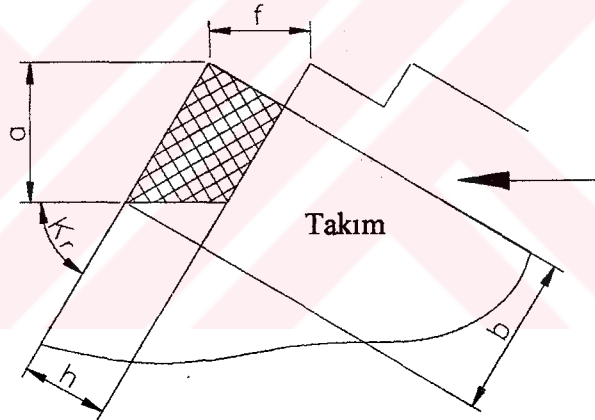
$$F_c = \frac{F_s \times \cos(\beta - \gamma)}{\cos(\phi + \beta - \gamma)} \quad [3.8]$$

eşitliği elde edilir.

Kienzle'ye göre F_c asıl kesme kuvveti, talaş kesiti ile işlenen malzemenin özgül kesme direncinin çarpımı esasına dayanır (25).

$$F_c = A \times k_s \quad [3.9]$$

Talaşlı imalatta takım tezgahlarının pek çoğu için kesme kuvveti ve buna bağlı kesme gücünü hesaplamak için F_c bu esasa göre belirlenir. Bu hesaplamada, talaş geometrisi de büyük önem taşımaktadır. Talaş kesitini belirleyen en önemli faktör Şekil 3.5'de gösterilen kesici takımın yanaşma açısıdır.



Şekil 3.5. Talaş kesitinin yanaşma açısı ile ilişkisi (3)

Şekil 3.5'deki taralı alan talaş kesitini ifade ettiğine göre;

$$A_0 = h \times b \quad [3.10]$$

$$h = f \times \sin Kr \quad [3.11]$$

$$b = a / \sin Kr \quad [3.12]$$

F_c asıl kesme kuvvetinin hesaplanmasında kullanılan özgül kesme direnci ise;

$$k_s = \frac{k_{11}}{h^m} \quad [3.13]$$

ampirik bağıntısı ile bulunur.

Bu bağıntıdaki k_{11} ifadesi $h=1$ mm ve $b=1$ mm olan bir kesitin özgül kesme kuvvetini ifade eder. m ise işlenen malzemenin k_{11} değeri ile h değeri arasındaki logaritmik ilişkiyi gösteren eğrinin karakteristik eğimidir. Malzeme cinsine bağlı olarak sabit bir değerdir. Buna göre talaş kalınlığının (h) artan değerlerine karşılık malzemenin özgül kesme direnci (k_s) azalmaktadır. (m) değeri ise her malzeme için farklı değerler taşımaktadır.

Yapılan pek çok deneysel araştırmanın ortaya koyduğu sonuçlara göre, talaş kaldırma sırasında asıl kesme kuvveti F_c 'yi etkileyen değişik faktörler söz konusudur. Bunların en önemlileri:

- Talaş açısı faktörü (k_γ)
- Kesme hızı faktörü (k_v)
- Takım aşınma faktörü (k_a)
- Takım malzemesi faktörü (k_t)'dür.

Talaş açısı düzeltme faktörü deneysel olarak elde edilmiş şu eşitlikle hesaplanabilir [25]:

$$k_\gamma = 1 - \left[\frac{(\gamma - \gamma_0)}{66.7} \right] \quad [3.14]$$

Burada;

γ : takımın efektif talaş açısı,

γ_0 : talaş açısı referans değeridir.

γ_0 değerleri; çelik malzemelerin işlenmesi için 6° , döküm ve benzeri diğer malzemeler için 2° olarak kabul edilir.

Benzer bir şekilde; k_γ 'nın hesaplanması için aşağıdaki bağıntının kullanılması da yaygın bir uygulamadır.

$$k_\gamma = \frac{C - 1.5\gamma}{100} \quad [3.15]$$

Burada da:

γ : takımın efektif talaş açısı,

C: talaş açısı sabitidir.

C değerleri; çelik malzemelerin işlenmesi için 109, döküm ve benzeri diğer malzemeler için 103 olarak genel bir değerde alınır.

Bu faktörlerde dikkate alınarak Eşitlik 3.16'daki asıl kesme kuvveti denklemi elde edilmiştir:

$$F_c = A x k_s x k_v x k_\gamma x k_a x k_t \quad [3.16]$$

Talaş kaldırma esnasında oluşan kuvvetlerin tayini için ampirik ifadeler çeşitli araştırmalar sonucu ortaya konulmuş olmakla beraber, bu kuvvetlerin ölçülerek belirlenmesi en etkili yoldur. Pasif kuvvet (F_p) ve ilerleme kuvveti (F_a) için kesin değerler olmamakla F_c 'ye bağlı olarak yaklaşık olarak hesaplanırlar. Buna göre;

$$F_a \approx (0.2 - 0.3)F_c \quad [3.17]$$

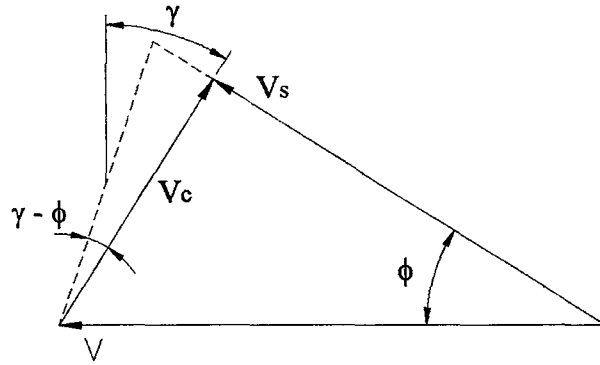
$$F_p \approx (0.1 - 0.2)F_c \quad [3.18]$$

$$\text{Bileşke kuvvet ise } R = \sqrt{F_c^2 + F_a^2 + F_p^2} \quad [3.19]$$

olarak hesaplanır (25).

3.1.4. Hız bağıntıları

Talaş kaldırma sırasında üç hız meydana gelir. Bu hızlar hem tasarım hem de üretim açısından önemlidir. Bunlar; kesme hızı (V), talaş hızı (V_c) ve kayma hızı (V_s) dir (Şekil 3.6).



Şekil 3.6. Hız üçgeni (3)

Kesme hızı, kesme kuvveti F_c 'ye paralel olarak oluşturulan takımın bağıl hızıdır. Talaş hızı, takımın talaş yüzeyine paralel olarak talaşın takıma göre bağıl hızıdır. Kayma hızı ise talaş kayma düzlemine paralel olarak oluşan talaşın iş parçasına göre bağıl hızını ifade eder.

Şekil 3.6'daki hız üçgeninden; talaş hızı, kesme hızı ve kesilme hızı vektörlerinden aşağıdaki bağıntılar yazılabilir:

$$V_c = \frac{\sin \phi}{\cos(\phi - \gamma)} \times V \quad [3.20]$$

$$V_s = \frac{\cos \gamma}{\cos(\phi - \gamma)} \times V \quad [3.21]$$

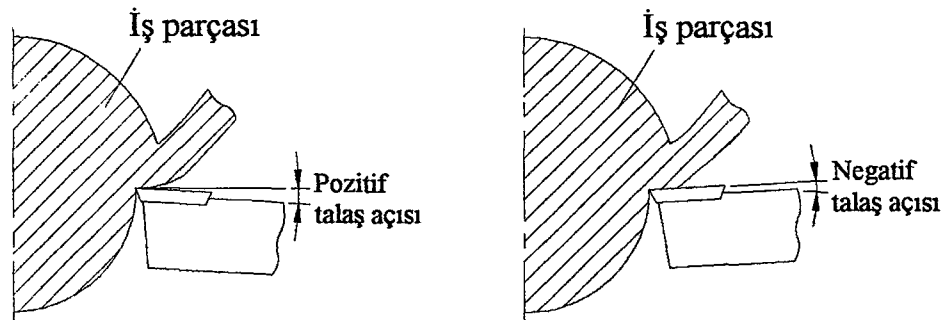
3.2. Talaş Açısının Kesme Kuvvetleri Üzerine Etkisi

3.2.1. Talaş açısının önemi ve takım geometrisinde talaş açısı

Genel kural olarak, talaş açısının artması ile kesme kuvvetleri azalır ve daha iyi bitirme yüzeyi elde edilir. Talaşların yön kontrolü, talaşların akmasına sebep olan doğru talaş

açısının verilmesi ile sağlanır. Şekil 3.7’de pozitif ve negatif talaş açılı takımlar gösterilmiştir.

Aşırı pozitif talaş açısının takım kesici ucunu zayıflatacağı bilinmektedir. Her değişik büyüklükteki talaş açısının belli bir amacı vardır. Kullanılan tip, iş parçası malzemesinin özelliğine ve yapılan kesme işlemine bağlıdır. Talaş açıları, HSS kesici takımlar üzerinde taşlanarak oluşturulmaktadır. Değiştirilebilir sert maden uçlarda ise, istenilen talaş açısını sağlayan uygun takım tutucu içine yerleştirilerek oluşturulur. Verimli talaş kaldırma işlemi için en iyi olan tasarım pozitif talaş açılı takımın kullanılmasıdır. Pozitif talaş açılı kesici takım kayma bölgesinde daha büyük kayma açısı yaratır. Bu durum talaşın takım-talaş ara yüzeyi boyunca serbestçe akmasını sağlar. Şartlar doğru seçilmezse takım yüzeyi üzerinden talaşların kayması krater aşınmasına yol açabilir. Bu etki, talaş açısının doğal krater oluşturma eğilimidir. Düşük çekme dayanımlı, demir içerikli olmayan ve içerisinde aşındırıcı parçacıkları bulunmayan sünek malzemeler, küçük çaplı uzun miller veya işlenirken sertleşen malzemelerden talaş kaldırırken pozitif talaş açılı takımlar kullanılmaktadır.



Şekil 3.7. Kesici takım üzerinde pozitif ve negatif talaş açısı

Bir kesici takım için talaş açısının değeri ve tipi belirlenirken aşağıdaki faktörler dikkate alınmalıdır (23):

- İşlenecek malzemenin sertliği,

- Kesme işlemi tipi (sürekli veya kesikli),
- Kesici takım malzemesi,
- Kesici ucun dayanımı.

Yüksek çekme dayanımlı ve aşındırıcı içerikli malzemelerde, ilerleme değerinin büyük ve kesme işleminin kesikli olarak yapılması sırasında negatif talaş açısı tercih edilir. Bir kesici takım üzerinde negatif talaş açısı kayma bölgesi boyunca daha küçük bir kayma açısı oluşturur. Bu nedenle daha fazla sürtünme ve ısı meydana gelir. Isıdaki artış dezavantaj olarak görülmesine rağmen, tok malzemelerin karbürlü takımlarla işlenmesinde istenilen bir durumdur. Genellikle negatif talaş açılı kesici takımlar esmer dökme demir, temper dökme demir, dökme çelikler, takım çelikleri ve sıcak iş takım çelikleri veya sade karbonlu çelikler gibi malzemelerin karbürlü takımlarla işlenmesinde tercih edilir. Kesici takım üzerinde negatif talaş açısının avantajları aşağıdaki gibi özetlenebilir (23):

- İş parçasından kesici takıma uygulanan şokun, kesicinin uç noktası veya kenarında değil, takım yüzeyinde oluşması (Şekil 3.7), bununla özellikle seramik takımlarda takım ömrünü artırması,
- Metal üzerinde sert dış yüzeyin kesici kenar ile temas etmemesi,
- Kesikli kesme ile yüzeylerin kolaylıkla işlenebilmesi,
- Daha yüksek kesme hızlarının kullanılabilir olmasıdır.

3.2.2. Kesici takımdaki farklı talaş açıları

3.2.2.1. Geriye talaş açısı

Bu açı takım tutucu gövdesine paralel olan düzlemlerle takım yüzeyi arasındaki açı olarak tanımlanır. Gövdeye dik ve kesici uç yan kenarına paralel düzlem içinde ölçülür. Talaşın kesici takım yüzeyinden akarak uzaklaşmasını sağlayan açı olduğundan genellikle

pozitif olarak verilir. Ancak bazı hallerde özellikle seramik takım ile kesme yapıldığında bu açının değeri negatif olabilmektedir. Negatif talaş açısı tasarlandığında, talaş, takımın üst talaş yüzeyinden yukarı doğru uzaklaşır, negatif geriye talaş açısı takım ucunu kesme basıncından ve sert malzemelerin abrasiv etkinden korur. Geriye talaş açısındaki değişimler, talaş akma doğrultusuna ve kesme kuvvetine etki eder. Diğer şartlar sabit kalırken bu açı artırılırsa takım ömrü çok az artar ve kesme kuvvetleri azalır. Takım pozitif geriye talaş açısına sahip ise, talaş, takım üst yüzeyi uç noktasından aşağı doğru uzaklaşır. Bu durum talaşın kesici kenardan serbest olarak akmasını sağlar. Pozitif geriye talaş açısı 5° 'nin üzerine çıktığı zaman kesici uç dayanımı azalır. Benzer şekilde geriye talaş açısı negatif olursa kesici kenar dayanımı artar ve -5° civarında optimize edilir (23).

3.2.2.2. Yan talaş açısı

Bu açı, takım yüzeyi ile takım tutucu gövdesine paralel düzlem arasındaki açıdır. Yan talaş açısı, hem kesici kenarın yanı sıra hem de takım tutucu gövdesine dik bir düzlem içinde ölçülür. Bu açıdaki değişimler, kesme kuvveti üzerine en büyük etkiye sahip olup bazı durumlarda talaş akma doğrultusunu da etkilemektedir. Açı arttıkça zaman, iş parçasındaki yırtılmalar daha az olduğundan her bir pozitif yan talaş açısı derecesi için kuvvetler yaklaşık %1 azalır. Negatif yan talaş açısı kesici kenar dayanımını artırır ve genelde çelikler için bunun yapılması tavsiye edilir. Daha küçük talaş açısı kayma açısını azaltırken daha büyük talaş açısı burulmaya sebep olur ve talaş akma direncini artırır. Daha küçük negatif talaş açıları daha kaba yüzey ve daha fazla sertleşen yüzeyler meydana getirir. Küçük ve negatif talaş açıları talaşın fazla bozulması, kısa mesafelerde talaşın kırılması ile talaş kontrolünü kolaylaştırmaktadır. Yan talaş açısının geriye talaş açısından daha fazla etkisi mevcuttur. Kullan-at tipi kesici uçlar genellikle düz olduğundan gerekli yan ve geriye talaş açıları üretici firmalar tarafından oluşturulur. Talaş derinliğinde görünen fark, negatif talaş açılı takım daha büyük takım yerdeğişimi ve daha yüksek kesme kuvvetlerinin oluşmasından kaynaklanır (23).

4. KESME KUVVETLERİNİN ÖLÇÜLMESİ

Statik ve dinamik kuvvetlerin ölçülmesinde, kuvveti elastik bir makina elemanına uygulayarak bu elastik elemanda oluşan deformasyon miktarının belirlenmesinde dinamometreler veya transdüserler yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak deformasyonların küçük olması durumunda gerinim ölçerlerin kullanılmasını zorunlu kılmaktadır. Normal kesme kuvvetleri sadece katı cisimler mekaniğinde karşılaşılan büyüklükler değildir. Örneğin talaş kaldırma işlemi ve talaş oluşumu esnasında oluşan kuvvetler göz önüne alınır ve kesici takımın bir ankastre çubuk gibi davrandığı düşünülürse takımda oluşan yatay ve düşey düzlemde eğilme-burulma ve basma-burkulma kuvvetleri hesaplanabilir .

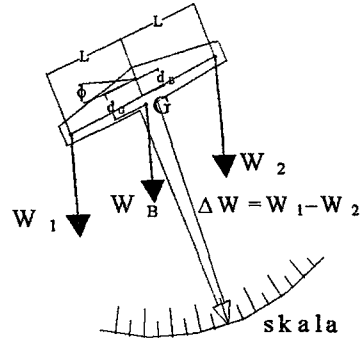
4.1. Kuvvet Ölçme Metotları

Kuvvet ölçme metotları üç kategoride incelenebilir.

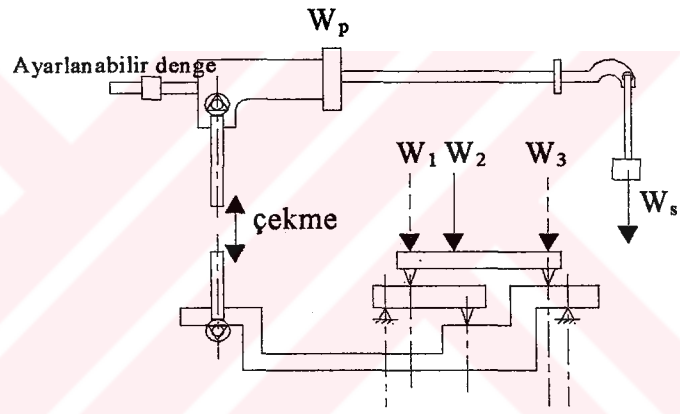
4.1.1. Bilinen bir yük ile dengelenerek kuvvet ölçme

Bu yöntemde, ölçülecek olan kuvvet, kütlesi bilinen bir karşı ağırlık ile dengelenir. Bu dengelemeye göre kuvvet, karşı ağırlığın kütlesinin yerçekimi ivmesiyle çarpılması sonucu hesaplanır. (Kuvvet=Karşı Ağırlığın Kütlesi x Yer Çekimi İvmesi). Bu metot yüksek bir hassasiyet sağlamakla birlikte karmaşık bir yapıya sahiptir. Kullanım alanı sınırlı olup, orta büyüklükteki kuvvetlerin ölçümünde kullanılmaktadır (2).

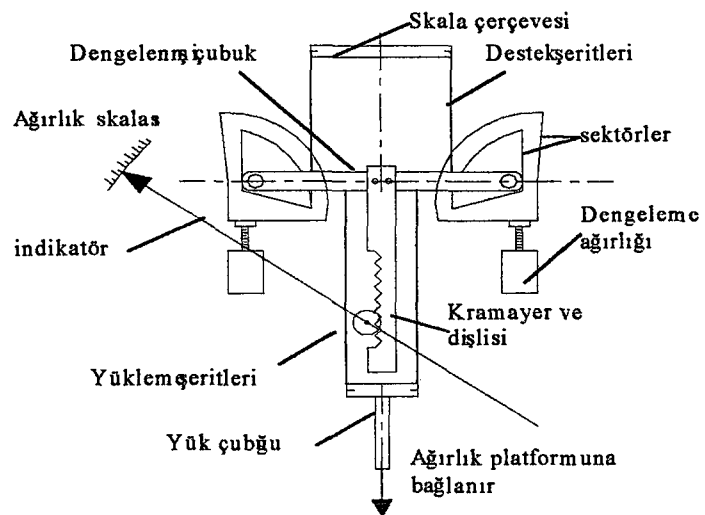
Doğrudan kuvvet ölçme metodu olarak da bilinen bu metodun tipik örnekleri; basit bir analitik terazi (Şekil 4.1), çoklu manivela sistemler (Şekil 4.2), sarkaç kuvvet ölçme mekanizması (Şekil 4.3), manivela terazi (Şekil 4.4) ve kuvvet dengeleme metodudur (Şekil 4.5).



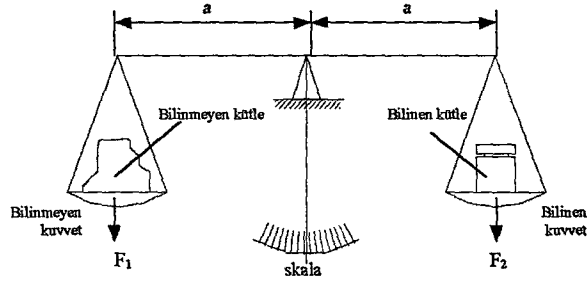
Şekil 4.1. Analitik terazi (26)



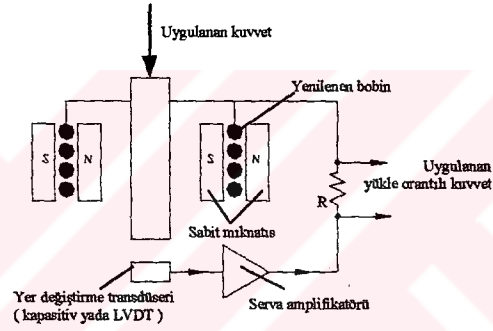
Şekil 4.2. Çoklu manivela sistem (27)



Şekil 4.3. Sarkaç kuvvet ölçme mekanizması (27)



Şekil 4.4. Eşit kollu manivela terazi (28)



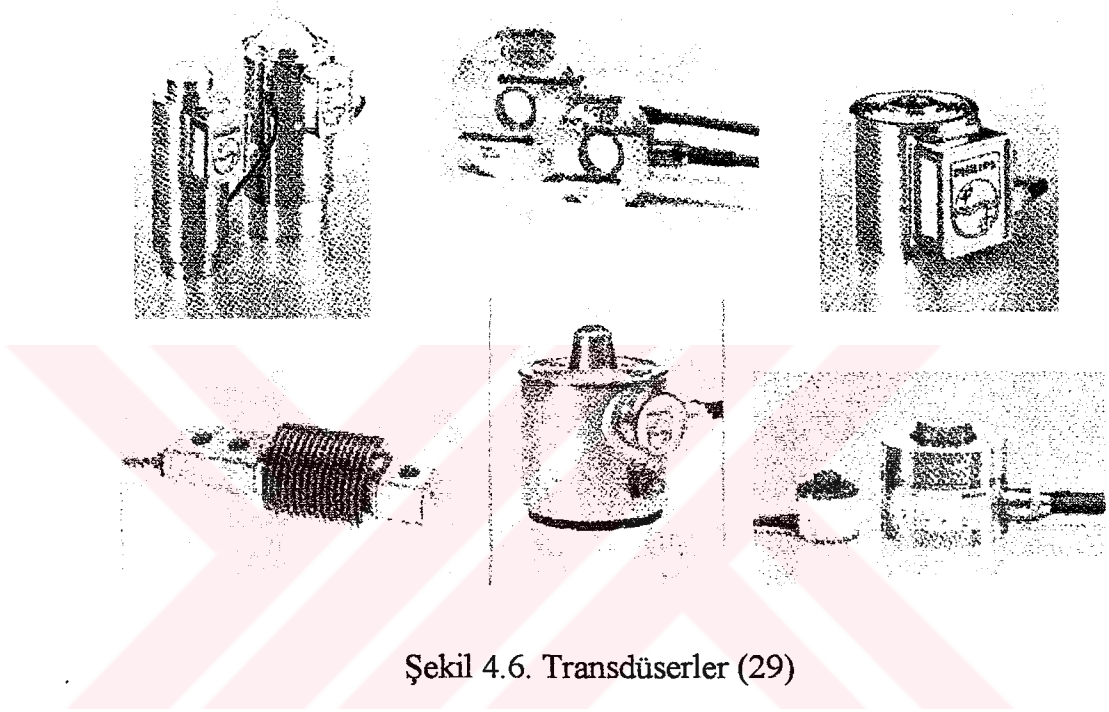
Şekil 4.5. Kuvvet dengeleme metodu (28)

4.1.2. Elastik cismin deformasyonu ile kuvvet ölçme

Kuvvet ölçme metodunun ikinci kategorisinde yer alan bu metot, dolaylı kuvvet ölçme metodu olarak da isimlendirilmektedir. Bu metotta ise kalibre edilmiş kütleler veya transdüserler (Şekil 4.6) kullanılmaktadır.

Yüksek bir hassasiyet elde etmek için, kaliteli bir elastik cisim seçilir ve bu cisme uygun sınırlar içinde kuvvet uygulanırsa, elastik cismin deformasyonundan kuvvet ölçülebilmektedir. Yük uygulandığında, elastik cisim elastik bölgede kalacak şekilde ölçüm yapılabilmesi için çevre şartlarına göre, uygun boyut ölçme metotlarından birisi kullanılabilir. Kuvvetin doğru ölçülebilmesi için elastik cisimde ortaya çıkan

deformasyonun çok hassas olarak ölçülmesi gerekir. Bu metot, genellikle yüksek hassasiyet sağlar ve tüm yük dönüştürücülerde kullanılabilir (2).



Şekil 4.6. Transdüserler (29)

4.1.3. Fiziksel özelliklerin değişimi ile kuvvet ölçme

Malzemelerin fiziksel özelliklerindeki değişiminden yararlanma esasına dayanan bu metodun güvenilirliği diğer iki metoda göre daha azdır. Çünkü fiziksel özelliklerdeki değişim her zaman doğrusal olmamaktadır. Ancak elektriksel olarak değerlendirme yapıldığı için, bilimde ve endüstrideki ölçme işlemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca, deformasyonla elektriksel direnç değiştiğinden deformasyon özelliği ile fiziksel özelliklerin birlikte kullanılması da mümkündür (2).

4.2. Ölçme Sistemleri

Ölçme aletleri, verilerin toplanması ile kayıt aletleri ve verilerin işlenmesi şeklinde iki sınıfa ayrılabilir. Ölçme sistemleri sıcaklık, basınç, kuvvet, strain (gerinim, birim uzama), hız, yer değiştirme gibi farklı büyüklüklerin değişimi hakkında bilgi toplamak amacıyla; bir veya daha fazla aletin kombinasyonundan oluşmaktadır. Bu yolla bilgi toplamada çıktı (output); elde edilen bir ölçüm olarak bilinirken, girdi (input) de büyüklük miktarındaki değişimdir. Ölçme sistemlerinin karmaşıklığı ise, ölçüm yapan aletin tipine ve istenilen hassasiyete bağlıdır.

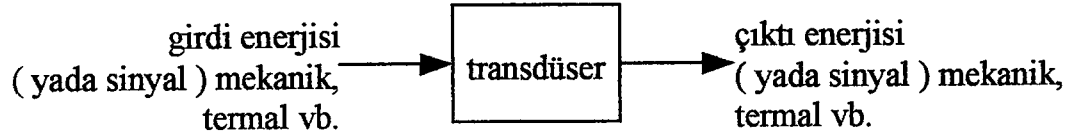
Ölçme sistemleri temel olarak birincil, ikincil ve üçüncül ölçme sistemleri olarak üç grupta incelenebilmektedir (30).

4.2.1. Birincil sistemler

Birincil sistemler istenilen bilginin incelendiği ve herhangi bir ekipman olmaksızın bakma veya dokunma gibi temel duyularla yapılır. Farklı iki uzunluğun birbirleriyle karşılaştırılması şeklinde gerçekleşir.

4.2.2. İkincil sistemler

İkincil sistemler, birincil sinyalin (değişim miktarı) başka sinyal şekilleri (ikincil sinyal) değişimini içermektedir. Böyle bir değişimi yapan aletler de transdüser olarak bilinmektedir. Transdüserler birer sensör olmakla beraber, en büyük özelliği enerjiyi bir şekilden başka bir şekle değiştirmesidir (Şekil 4.7).



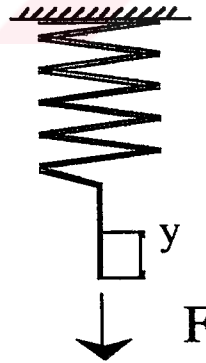
Şekil 4.7. Sezme prosesi

Örneğin kuvvetin bir yay ile, yer değiştirme miktarı olarak değişimi Şekil 4.8’de görülmektedir. Burada yay sabiti K , yer değiştirme miktarı y ve uygulanan kuvvet F ise,

$$F = K \times y$$

[4.1]

olurken yaydaki yer değiştirme de $y = F/K$ olarak bulunabilir. Yayın uygulanan kuvvet ile doğrusal bir yer değiştirme göstermesi, alt bölümlerde işlenecek olan elastik elemanlarla kuvvet ölçmenin de temelini oluşturmaktadır.

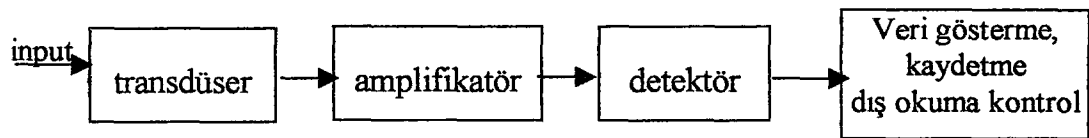


Şekil 4.8. Kuvvetin yay vasıtasıyla yer değiştirme olarak çevrimi

4.2.3. Üçüncül sistemler

Üçüncül sistemler iki çevrimi içermektedir. Birincisi, ikincil sistemlerde olduğu gibi birincil sinyalin ikincil sinyale çevrilmesi ve ikincisi de başka bir üçüncül sinyale

dönüştürülmesidir. Örneğin, dönen bir mildeki açısal hızın ölçülmesinde, birincil sinyal (açısal hız) elektro-mekanik bir transdüserle ölçülür ve ikincil elektriksel sinyale (voltaj) çevrilerek sinyal işlenir ve ibreli bir ölçme aletiyle ölçülür. Genel bir ölçme sistemi ise Şekil 4.9’da gösterilmektedir.



Şekil 4.9. Genel bir ölçme sistemi (31)

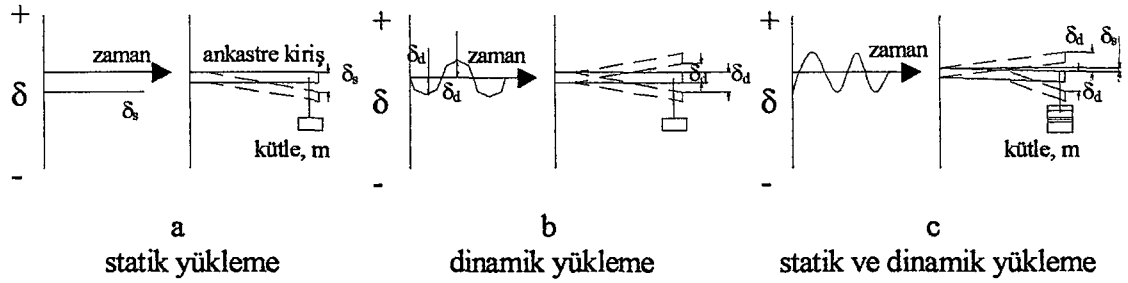
Transdüser bloğu, bir sensör ve bir köprü devresi veya bazı uyarım şekilleri için amplifikatör (yükseletç) tarafından istenilen elektriksel çıkışın üretildiği çeşitli transdüserlerden oluşmaktadır. Basit sistemlerde doğru akım (d.c.) uyarımı yeterli olurken birçok hassas sistemlerde alternatif akım (a.c) uyarımı gereklidir. Böyle durumlarda amplifikatör çıkışı a.c. olacak ve d.c. sinyallerini görme ve kontrol amacıyla çevrilmesinde kullanılan bir detektör (faz duyarlıklı alet) de yer alacaktır. Son blok ise elde edilen çıktının (ölçülen değer) gösterildiği, kaydedildiği, okunduğu veya kontrol edildiği birimdir.

4.3. Sinyal Sınıflandırma Özelliği

Ölçme aleti statik ve dinamik büyüklükleri ölçmek amacıyla kullanılır. Birçok pratik uygulamalarda statik ve dinamik elemanları aynı anda ölçmek gereklidir.

Şekil 4.10a’da gösterilen ankastre kirişteki statik yükleme sonucu bir miktar yer değiştirme (δ_s) olurken Şekil 4.10b’deki dinamik yüklemenden oluşan yer değiştirmeler (δ_d) nedeniyle titreşimler meydana gelmektedir. Şekil 4.10c’deki statik ve dinamik yer değiştirmelerin ölçüldüğü ankastre kirişte ise yükün statik uygulanması ile (δ_s) sapsması

ve kirişin titreşime maruz kalması halinde de (δ_d) saptmaları oluşacak ve toplam sapma; statik ve dinamik saptmaların bir fonksiyonu olarak oluşacaktır (30).



Şekil 4.10. Ankastre kirişin statik ve dinamik yüklenmesi (30)

4.4. Ölçme Aletinin Seçimi

Özel uygulamalar için alet seçimi, ölçülen büyüklüğün özelliğine bağlıdır. Alet seçimi için kullanılabilecek parametreler; yapılan ölçümün statik olması, dinamik olması (frekansının bulunması) veya her ikisinin bir kombinasyonundan oluşması hali ile ölçümün yaklaşık büyüklüğü gibidir. Buna ilave olarak ölçme aleti sinyallerine tepkisi de ayrıca düşünülmelidir.

Buna göre, belli başlı ölçme karakteristikleri şöyle sıralanabilir (30):

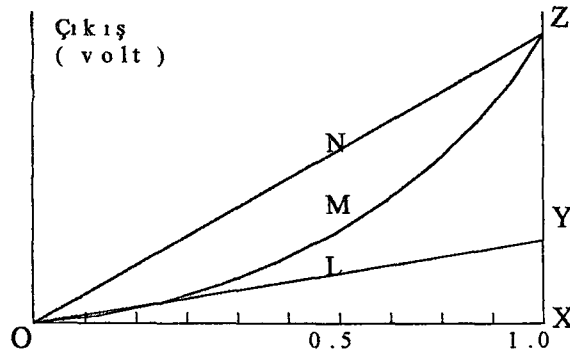
1. *Doğrusallık*, girdi ve çıktı arasındaki ilişkiyi ifade etmekte olup aletin ölçme kapasitesini belirtir. İdeal bir ölçme aletinde çıkış, girişle doğrusal olmalıdır.
2. *Doğruluk*, ölçülen değer gerçekte ölçülen değere yakınlığıdır.
3. *Tolerans*, ölçmede izin verilen hata limitidir.
4. *Tekrar edilebilirlik*, bir dizi ölçme içinde aletin aynı ölçümü yapabilmesidir.
5. *Ölçme limiti*, aletin maksimum ölçebilme kapasitesidir.
6. *Duyarlılık*, aletin girdideki değişime göre çıktısındaki değişimin oranı olup olabildiğince yüksek olması istenir.

7. *Çapraz duyarlılık*, aletin normal ölçme eksenini doğrultusunda girdinin uygulanmamasını ifade eder. Genellikle transdüserlerde etkin olup olabildiğince düşük olması istenir.
8. *Çözünürlük*, aletin ölçümdeki en küçük değişimi ölçebilmesidir.
9. *Gecikme*, aletin ölçümdeki değişiklikleri erteleme veya geciktirmesidir.
10. *Dinamik hata*, dinamik bir ölçümde girdinin gerçek değeri ile alet tarafından ölçülen değer arasındaki farklılıktır.
11. *Çevrim doğruluğu*, dinamik hata dışında ölçümde tespit edilen değişimlerin derecesidir.
12. *Sıfır dengesi*, aletin ölçüm değerinden sıfıra geri dönebilme kabiliyetidir.
13. *Frekans tepkisi*, aletin ölçümdeki maksimum frekansa cevap verebilme yeteneği olup genellikle dinamik ölçümlerde geçerlidir.

4.5. Transdüserler Ve Transdüser Parametreleri

Transdüserler enerjiyi bir halden başka bir hale çevirdiğinden temel karakteristiği sezme işlemi olmakla beraber, çeşitli şekillerdeki enerji dönüşümünü de sağlarlar. Bu enerji tipleri; ışık, mekanik, termal, elektriksel, manyetik, kimyasal vb. şeklindedir.

Bir transdüserin iki önemli parametresi vardır; verilen bir girdi sinyali sonucu üretilen çıktı sinyali ve çıktı parazit düzeyidir (31).



Şekil 4.11. Doğrusal olmayan transdüser tepkisi (31)

Transdüserin tepkisi, girdi sinyaline göstermiş olduğu cevap vermedir. Bu cevap, girdiye karşılık olarak verilen çıktı sinyalinin girdi sinyaline oranı olarak bilinir. Pratikte transdüserin cevabı, Şekil 4.11'de gösterildiği gibi, yer değiştirmenin (OMZ eğrisi) ve transdüser çalışma aralığının (1 mm) bir fonksiyonu olarak çıkış voltajı, bu çalışma aralığının çok üstünde olabilir.

L için tanımlanan transdüser tepkisi, küçük yer değiştirmeler için XY/OX olup yer değiştirme artarken artmaktadır. Sıfır yer değiştirme değerine göre 1 mm'lik yer değiştirme için maksimum doğrusal olmama değeri YZ / XZ dir. Doğrusal olmayan transdüserler için çıkış voltajı (V_o) yer değiştirmelerin (d) bir fonksiyonu olarak,

$$V_o = a_0 + a_1d + a_2d^2 + a_3d^3 + \dots \quad [4.2]$$

olur. Burada a_0 , bir denge (Şekil 4.11'de çok az) ve a_1 de sıfır yer değiştirme tepkisidir. Bu tür transdüserler, çoğunlukla sıfır detektörü olarak, kuvvet geri besleme (feedback) sistemlerinde kullanılır. Yer değiştirme ölçmede, 1 mm'nin üzerindeki transdüser tepkisi, genellikle XZ/OX ve maksimum doğrusal olmama da YZ/XZ olmalıdır.

Modern transdüserlerde doğrusal olmama, ara birim olarak bilgisayarın kullanılması ve gerçek yer değiştirme ile çıktı arasında bir düzeltme tablosu olarak kullanılmasıyla önemini kaybetmiştir.

Bir transdüser, verilen bir sinyalin ortaya çıkarabileceği düzeyde parazit üretir ve bu, çıktı sinyalinin parazit oranının girdi sinyaline oranıdır. Ortaya çıkartılabilen en küçük sinyal, girdi sinyali tarafından etkin çıktı sinyalinin birim parazit oranını üretir ve bu 1'dir. Bunun anlamı herhangi bir girdi sinyali yoksa, transdüser belirli bir parazit gücü (N) üretir ve en küçük girdi sinyali de çıktı sinyal gücünün (S) N'ye eşitlenmesi ile bulunabilir (31).

4.6. Transdüser Çeşitleri

Transdüser çeşitlerinin oldukça fazla olması nedeniyle, sadece sınırlı sayıda transdüser üzerinde durulmuştur. Bunlar; kapasitif, piezoelektrik, fotoelektrik, termoelektrik, diferansiyel transformatörler ile kuvvet transdüserleri (load cell-yük hücresi) dir. Çizelge 4.1’de bu transdüserlerle ilgili bazı değerler verilmiştir.

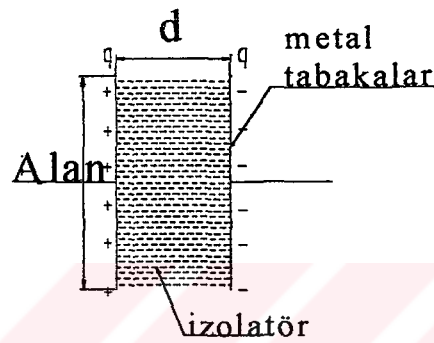
Çizelge 4.1. Bazı transdüserler ve özellikleri (26)

TRANSDÜSER TİPİ	GİRDİ (INPUT) TİPİ	ÇIKTI (OUTPUT) TİPİ	UYGULAMA YERİ
Kapasitif	Yer değiştirme veya tabakalar arasındaki alan ve dielektrik değişim katsayısındaki değişme	Kapasitans	Yer değiştirme, alan sıvı seviyesi, basınç, ses düzeyi ölçümleri. Küçük kuvvetlerin ölçümü
Piezoelektrik	Kuvvet veya gerilme	Girdi kuvvetiyle doğru orantılı gerilim	Kuvvet, basınç, ses düzeyi (mikrofon kullanma) ölçümü
Fotoelektrik	Işık	Akım	Sayma amacıyla çok kullanışlıdır
Termo-elektrik	Elektrik direnci	Sıcaklık	Sıcaklık ölçme
Diferansiyel transformatör	Doğrusal yer değiştirme	Girdi yer değiştirmesiyle doğru orantılı gerilim	Yer değiştirme ölçümleri
Yük hücresi (load cell)	Doğrusal yer değiştirme	Kuvvet veya gerilme	Kuvvet veya gerilme

4.6.1. Kapasitif transdüserler

Kapasitör, bir izolatör vasıtasıyla ayrılan iki veya daha fazla metal tabaka ileteninden oluşmaktadır. Tabakalara bir gerilim (voltaj) uygulandığında tabakalarda eşit ve zıt yönlü elektrik şarjı meydana gelir (Şekil 4.12).

Kapasitans, $\text{şarjın uygulanan voltaja oranı}$ olarak belirtilebilir. Bu prensibe dayalı transdüserler, genellikle küçük yer değiştirmelerin ölçülmesinde kullanılmakla beraber, transdüserin çalışma prensibi tabaka alanına veya tabakalar arasındaki d aralığının değişimine dayanmaktadır (30).



Şekil 4.12. Kapasitif etki (30)

4.6.2. Piezoelektrik transdüserler

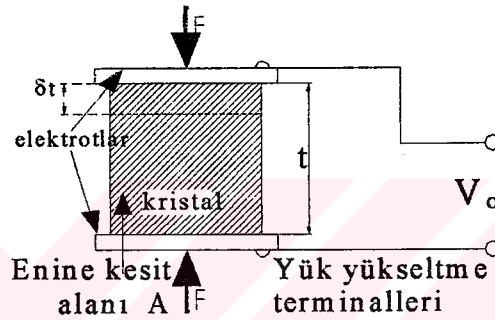
Piezoelektrik etki, doğal veya suni olarak üretilen kristallerin mekanik olarak deforme edildiklerinde, elektriksel yükler üretmesidir. Fiziksel olarak boyutları değişen kristalin zıt yüzeylerine karşı potansiyel bir fark uygulanırsa piezoelektrik etki çift yönlü olmaktadır. Quartz ve potasyum-sodyum tartar, piezoelektrik özellikler gösteren doğal maddelerdir.

Piezoelektrik etki, farklı yollarla deforme edilen kristaller tarafından üretilmektedir. Örneğin genleşme veya basılma nedeniyle kalınlığının değişmesi bir piezoelektrik etkidir. Elektriksel yük elde etmek amacıyla, bir kristalin seçilen yüzeylerine metal elektrotlar tespit edilir (Şekil 4.13).

Kuvvet (F) ve kalınlıktaki değişim (δt) arasındaki ilişki,

$$F = \frac{E \times A \times \delta t}{t} \quad [4.3]$$

Burada E, gerilme/gerinim ile bulunan elastikiyet modülü ; A, kristalin enine kesit alanı; t, kristalin kalınlığı ve δt , kristal kalınlığındaki değişimdir.



Şekil 4.13. Piezoelektrik etki (30)

Transdüser statik bir kuvvet uygulanırsa, elektriksel bir yük üretilmesine karşın, kristalin iç direnci aracılığıyla da yük yavaş bir şekilde dağılır. Bu özellik nedeniyle piezoelektrik transdüserler daha çok, kuvvetin bir fonksiyonu olan ivme, basınç gibi dinamik büyüklüklerin ölçümünde kullanılmasına rağmen, benzer statik büyüklükler de özel amplifikatörler kullanılarak ölçülebilmektedir (30).

4.6.3. Fotoelektrik transdüserler

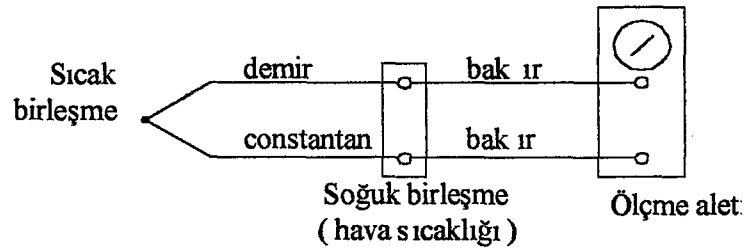
Fotoelektrik transdüserler, gelen ışığın şiddetindeki değişime bağlı olarak elektriksel sinyaller üreten sensörlerdir. Bu amaçla kullanılan fotoelektrik transdüserler; yayıcı fotosel, foto-iletken, foto-elektrolitik, foto-diyot ve foto-transistörler olup; sıcaklık, ışık şiddeti ve darbe (pulse) sayımı amacıyla kullanılırlar. Ancak foto-elektrolitik transdüserler, esasen ışık ölçerlerde kullanılmasına rağmen, nadiren de olsa, hassas aletlerde de kullanılmaktadır (30).

4.6.4. Thermo-elektrik transdüserler

Thermo-elektrik transdüserler; termokopul (ısı çifti), termorezistif ve termistörler olarak üç grupta incelenebilir (30).

Bunlardan termo-rezistif transdüserler sıcaklık ölçümlerinde kullanılır. Elektriksel dirençteki değişimi ölçmek amacıyla bir termometre, Wheatstone köprüsünün bir koluna bağlanarak, yaklaşık 1100°C' nin üzerindeki sıcaklıklar ölçülebilmektedir. Termistörler ise platin dirençli termometrelere göre en az 10 kat daha duyarlı yarı iletken aletlerdir. Termistörlerin en büyük avantajı fiziksel olarak çok küçüktürler ve tepki verme zamanları da çok hızlı olduğundan sıcaklık kontrol sistemlerinde kullanılırlar. Ölçme tekniği, dirençli termometrelerdeki gibi olup çoğunlukla termistör yapımında kullanılan malzemeler; mangan, nikel ve kobaltoksittir. 250°C ile 600°C arasındaki sıcaklıkları ölçülebilmektedirler.

Farklı iki metal (demir-constantan, bakır-constantan, krom-alüminyum, platin-rodyum) iki noktada kapalı bir zincir ve iki bağlantı arasında bir sıcaklık farkı olacak şekilde birleştirilir ise, bağlantılar arasında elektriksel bir gerilim oluşur. Böyle bir düzenek termokopul (ısı çifti) olarak bilinir ve çoğunlukla sıcaklık ölçümlerinde kullanılır (Şekil 4.14).

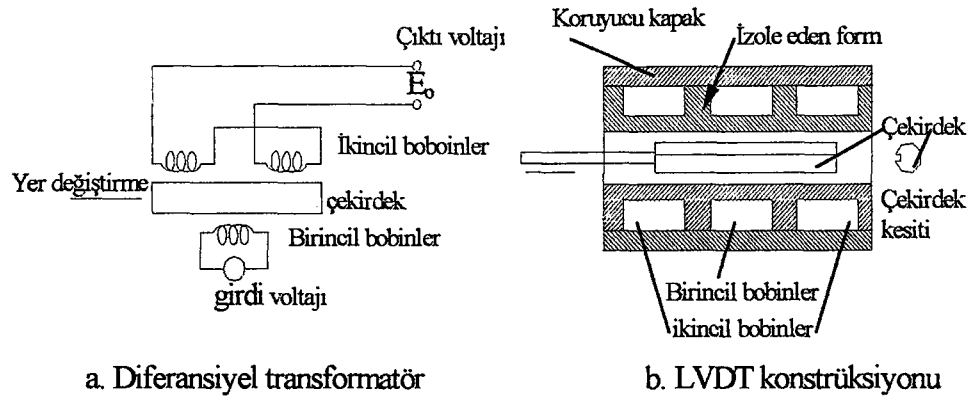


Şekil 4.14. Termokopul ölçme sistemi (30)

Bu düzenekte, iki farklı metal tel birbirinden izole edilirken buna karşılık bir noktada birleştirilir. Endüstriyel termokopullarda teller, metal bir kılıf içerisinde yer almaktadır. Termokopul telleri ile ölçme aleti (d.c. milivoltmetre) terminalleri soğuk bağlantı olacak şekilde birleştirilir. Bu noktada termokopulun her iki teli de oda sıcaklığındadır. Eğer oda sıcaklığı sabit tutulup, sıcak birleşme için bir ısı uygulanacak olursa milivoltmetre tarafından bir elektromotor kuvvet (e.m.f.) tespit edilecektir. Bu e.m.f. iki birleşme arasındaki sıcaklık farkı ile doğrudan orantılıdır. Bu nedenle oda sıcaklığı bilinirse ısı kaynağının sıcaklığı da ölçülebilmektedir. Termokopul ile maksimum ölçme sıcaklığı platin-rodyum teller ile yaklaşık 1500°C dir.

4.6.5. Diferansiyel transformatörler (LVDT)

Diferansiyel bir transformatörün şeması Şekil 4.15a'da gösterilmektedir. Bobinler arasında serbestçe hareket edebilen manyetik bir çekirdek ile doğrusal olarak yerleştirilmiş üç bobin yer almaktadır. Şekil 4.15b'de ise aletin konstrüksiyonu yer almaktadır. Alternatif bir girdi gerilimi, merkezi bobine uygulanırsa, diğer iki bobinden alınan çıktı gerilimi, çekirdek ve bobinler arasındaki manyetik kavramaya bağlı olur. Bu kavrama, çekirdek konumuna bağlı olarak dönme şeklinde olur. Bu yüzden aletin çıktı gerilimi çekirdeğin bir yer değiştirme yaptığını işaret etmektedir. İşlemin doğrusal bir sınırdan olması halinde alet, doğrusal değişen diferansiyel transformatör (LVDT) olarak adlandırılır. LVDT yer değiştirme ölçümlerinde, kuvvet ve basınç ölçümlerinde de mekanik bir çevrimle kullanılmaktadır (26).



Şekil 4.15. Diferansiyel transformatörler (26)

4.7. Transdüserlerin Kalibrasyonu

Bütün transdüserler değişmeyen bir kalibrasyon sabiti sağlanması amacıyla kalibre edilmelidirler. Yük hücresi ve tork hücrelerinin kalibrasyonu genellikle, belirgin sınırlar dahilinde doğruluğu onaylanmış bir test makinası tarafından yapılmaktadır (32). Transdüser test makinasına bağlandıktan sonra, yükler; transdüser aralığının tamamına kadar, belirli artışlarla uygulanır. Transdüserden çıkan veri ile her bir yük düzeyinde test makinasının gösterdiği yük karşılaştırılır ve farklar (hatalar) kaydedilir. Hatalar küçük ise transdüserin kalibrasyon sabiti yeterlidir ve transdüser güvenilirdir. Eğer hatalar oldukça büyük olmasına karşın tutarlı (transdüser tepkisi doğrusal ama eğim yanlış) ise, kalibrasyon sabiti hata düzeltmek amacıyla ayarlanır. Kalibrasyon sabitinin düzeltilmesi gereken durumlarda, yeni kalibrasyon sabitinin doğru ve tatmin edici bir biçimde olması amacıyla, kalibrasyon deneyi tekrarlanmalıdır. Bazı hallerde hatalar tutarlı bir davranış göstermeyecek ve transdüser çıktıları düzensiz olacaktır. Eğer ölçme sistemi kontrol edilir ve işlem düzenli bulunursa, transdüser o zaman kusurludur ve kalibre edilemez. Böyle transdüserler hemen kullanımdan kaldırılmalı veya üretici firmaya gönderilerek tamir ettirilmelidir.

İkinci bir kalibrasyon metodu da, genellikle test makinasının istenilen doğruluğu sağlaması ancak yeterli olmaması durumlarında kullanılır. Bu metot iki transdüser seri olarak bağlandığında kullanışlıdır. Transdüserlerden biri standart bir transdüser olup yalnızca kalibrasyon amacıyla kullanılırken diğeri de çalışan transdüserdir. Bu metotla, kalibrasyon yükleri bir test makinası yerine standart transdüser tarafından verilir.

Düşük kapasiteli yük ve tork hücreleri için kalibrasyon çoğunlukla ölü ağırlık yükleri işleminde kullanılır. Standart (Standartlar bürosunun kalibre edilmiş bir ölçekle ağırlığını onayladığı) ağırlıklar doğrudan transdüsera uygulanarak bilinen bir girdi elde edilir. Transdüser çıktısı ile girdisi arasındaki ilişki karşılaştırılır. Kalibrasyonda ölü ağırlık yükü kullanmanın birçok avantajı bulunması ve genellikle tercih edilen bir metot olmasına karşın, yük hücresi kapasitesi veya aralığının yaklaşık 1 kN olduğu durumlarda pratik bir uygulama değildir.

4.8. Transdüserlerde Minimize Edilen Hatalar

Çoğu transdüserler sensör olarak; ucuz olmaları, kolay kurulabilmeleri ve çıkış geriliminin bir köprü devresiyle sağlanabilmesi gibi özelliklerinden dolayı, elektrik dirençli gerinim ölçerlerden yararlanılarak, kuvvet, tork veya basınç ölçmek amacıyla tasarlanmışlardır. Gerilme analizlerinin yapıldığı gerinim ölçer uygulamalarında kabul edilen doğruluk, $\pm \% 2$ 'dir (32). Transdüserlerde sensör olarak gerinim ölçerlerin kullanılmasıyla doğruluk ihtiyaçları veya gereksinimlerinin büyük olmasının nedeni, köprü devresinin tasarımında ve gerinim ölçerlerin seçim ve kurulumunda dikkatli olunması gereğidir. Genel amaçlı; düzeltilmiş doğruluk ve yüksek doğruluğun tipik performans özellikleri Çizelge 4.2'de verilmektedir.

Çizelge 4.2. Yük hücresi doğrulukları için özellikler (32)

Karakteristik	Genel amaçlı yük hücresi	Düzeltilmiş doğruluk yük hücresi	Yüksek doğruluk yük hücresi
Kalibrasyon hatası	% 0,5 GB ^a	% 0,25 GB	% 0,1 GB
Sıfır sıcaklık etkisi	± % 0,005/°F GB	± % 0,0025/°F GB	± % 0,0015/°F GB
Sıfır dengeleme hatası	± % 5 GB	± % 2,5 GB	± % 1 GB
Ölçme aralığındaki sıcaklık etkisi	± % 0,01/°F Y ^b	± % 0,005/°F Y	± % 0,008/°F Y
Doğrusal olmama	% 0,25 GB	% 0,1 GB	% 0,05 GB
Histerizis	% 0,1 GB	% 0,05 GB	% 0,02 GB
Tekrar edilemezlik	% 0,1 GB	% 0,05 GB	% 0,02 GB
Sistem hatası ^c	% 1 GB	% 0,5 GB	% 0,15 GB
^a Gerçek büyüklük, ^b Yük, ^c Sıcaklık içermeyen birleşik etkiler			

Bir transdüserin doğruluk derecesindeki hatalar; çift duyarlılık, sıcaklık değişimiyle sıfır noktasının yer değişmesi ile ölçmenin değişmesi, köprü dengesi, ölçme sınırının düzeltilmesi gibi nedenlerden kaynaklanmaktadır (32).

Sıcaklık nedeniyle çift duyarlılığın oluşumu bir örnekle açıklanacak olursa; çubuk tipi bir yük hücresinin okuma periyodu süresince F_z yükü ve ΔT sıcaklık değişimiyle etkilenir. Çubuktaki gerinim ölçerler yük tarafından üretilen ε ve sıcaklık değişimi nedeniyle üretilen gerinime (ε') cevap vereceklerdir. Her bir gerinim ölçerdeki toplam tepki,

$$\left. \frac{\Delta R_1}{R_1} = \frac{\Delta R_g}{R_g} \right)_{F_z} + \left. \frac{\Delta R_g}{R_g} \right)_{\Delta T} = K\varepsilon_1 + K\varepsilon'_1 \quad [4.4]$$

olacaktır.

Eğer gerinim ölçerler eşit ve her bir gerinim ölçerdeki sıcaklık değişimi aynı ise sıcaklık yüzünden gerinim ölçerlerin tepkisi iptal edilecek ve köprü çıkışı yalnızca yük transdüserinin elastik elemanındaki gerinimlerin bir fonksiyonu şeklinde olacaktır.

Çubuk tipi yük hücreleri kuvvet ölçümünde kullanıldıklarında, çubuk ekseninde ve bu eksene paralel F_z yükünü uygulamak, genellikle zordur. Sonuç olarak bir F_z yükü ve bir eğilme momenti çubuğa etkiyecek ve transdüserin F_z 'ye karşılık yüksek bir duyarlılık göstermesine karşın eğilme momentine düşük bir duyarlılık gösterecektir.

Sıcaklık değişimi büyük olduğunda, dirençte küçük değişimler olur ve sıfır yük altında sıfır çıkış geriliminin olduğu söylenilemez. Sıcaklık değişimi ile sıfır yer değiştirme, yarım ya da tam köprü devresi kullanmak suretiyle azaltılır. Burada, direnç değişimine neden olan sıcaklık, köprü devresinin tüm özellikleri tarafından kısmen engellenir.

Genelde transdüserler, her hangi bir yük uygulanmadıklarında, sıfır çıkış sergilemek zorundadırlar. Ne yazık ki sensör olarak gerinim ölçerlerin kullanılması ile mükemmel bir şekilde benzeşim (tamamen aynı direnç) olmaz. Bu yüzden köprü devresi genellikle her hangi bir yükün uygulanmadığı şartlarda dengelenir. Dengeleme köprüünün bir ve ikinci kolları arasında bir dengeleme direncinin eklenmesi ile gerçekleştirilebilir.

Ölçme aralığı, transdüserin duyarlılığı demektir. Büyük ölçme sistemlerinde transdüserler birbirleriyle sık sık yer değiştirirler. Transdüserlerin önceden seçilen bir "ölçme aralığı düzeltme düzeyleri" nin olması önemlidir. Ölçme aralığı, gerilimle desteklenen sıcaklık-duyarsız direnç (ölçek veya gage) kullanılarak düzeltilir (32).

4.9. Yük Hücreleri ve Yük Hücreleri ile Kuvvet Ölçümü

Kuvvet ölçümünde kullanılan transdüserlerin tasarımında farklı elastik elemanlar geliştirilmiş olup bunlar; çubuk, kiriş, halka, silindir, kolon, tüp, rondela, diyafram, makaslama göbeği ve özel uygulamalar için çok değişik şekillerde kullanılan elemanlardır. Sensör olarak gerinim ölçerler kullanılmakla beraber bazen statik ve statığe benzer ölçümlerde LVDT ve doğrusal potansiyometreler de kullanılmaktadır.

4.9.1. Çubuk tipi yük hücresi

Sensör olarak gerinim ölçerlerin kullanıldığı basit bir çubuk tipi yük hücresi Şekil 4.16a'da görülmektedir. Yük (F) çekme veya basma yükü olabilmektedir. Eleman üzerindeki 4 gerinim ölçerlerin ikisi aksenal ve diğer ikisi de enine yönde yapıştırılmıştır. 1 ve 3 kollarındaki gerinim ölçerler aksenal, 2 ve 4 kollarındaki gerinim ölçerler de enine yönlerde olmak üzere bir Wheatstone köprü bağlantısı oluşturmaktadır (Şekil 4.16b).

Yük (F) uygulandığında çubuktaki aksenal ve enine gerinimler ε_a ve ε_L olup;

$$\varepsilon_a = \frac{F}{A \times E} \quad [4.5a]$$

$$\varepsilon_L = -\frac{\nu \times F}{A \times E} \quad [4.5b]$$

eşitlikleri ile hesaplanır.

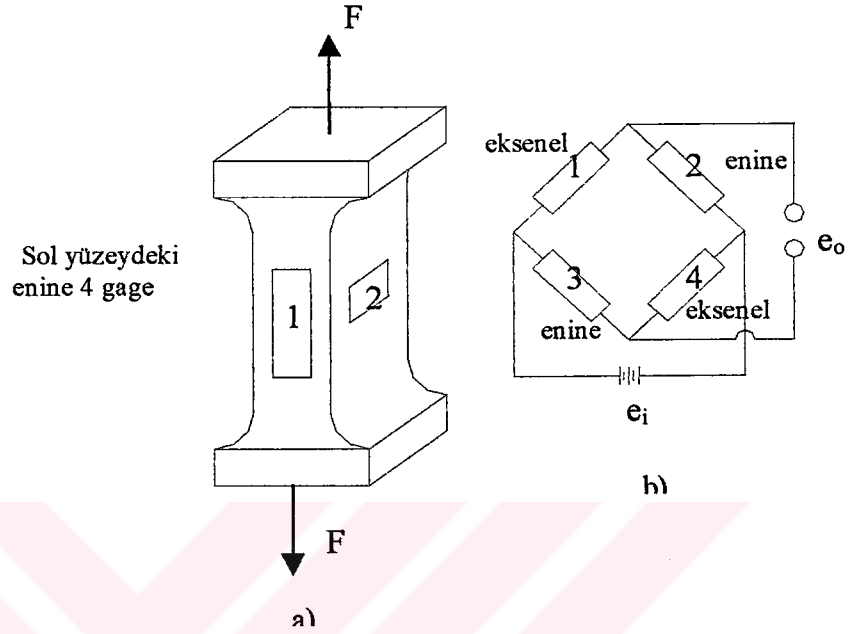
Uygulanan yük ile direnç değişimi (ΔR) arasında,

$$\frac{\Delta R_1}{R_1} = \frac{\Delta R_3}{R_3} = K\varepsilon_a = \frac{K_G \times F}{A \times E} \quad [4.6a]$$

ve

$$\frac{\Delta R_2}{R_2} = \frac{\Delta R_4}{R_4} = K\varepsilon_L = -\frac{\nu \times K_G \times F}{A \times E} \quad [4.6b]$$

ilişkisi kurulabilir (32).



Şekil 4.16. Çubuk tipi yük hücresi (32)

Köprü çıkış gerilimi (e_o) ve köprüdeki 4 gerinim ölçerin aynı olduğu düşünülürse,

$$e_o = \frac{K_G F (1 + \nu) e_i}{2AE} \quad [4.7]$$

$$F = \frac{2AE}{K_G (1 + \nu) e_i} \quad [4.8]$$

olacaktır. Eşitlik 4.8 uygulanan yük ile köprü çıkış geriliminin bir ilişki içerisinde olduğunu göstermektedir. Eşitlikte yer alan kalibrasyon veya oransal sabit ise;

$$C = \frac{2AE}{K_G (1 + \nu) e_i} \quad [4.9]$$

olur. Yük hücresi ve Wheatstone köprüsü kombinasyonunun duyarlılığı (S);

$$S = \frac{e_o}{F} = \frac{1}{C} = \frac{K_G (1 + \nu) e_i}{2AE} \quad [4.10]$$

olarak bulunur.

Eşitlik 4.10, çubuk tipi yük hücresi duyarlılığının; çubuğun enine kesit alanına (A), çubuk malzemesi özelliklerine (E ve ν), kullanılan gerinim ölçerlere (K_G) ve Wheatstone köprüsü giriş gerilimine (e_i) bağlı olduğunu göstermektedir.

Çubuk tipi yük hücresinin yük sınırı, çubuğun enine kesit alanının ve çubuk malzemesinin yorulma dayanımına (S_f) bağlı olarak,

$$F_{\text{maks}} = S_f \times A \quad [4.11]$$

olur. Duyarlılık ve aralığın her ikisinin de çubuğun enine kesit alanı ile ilişkili olduğu düşünülürse; yük duyarlılığı, düşük yük hücresi kapasitesini ve düşük duyarlılık da yüksek yük hücresi kapasitesini işaret etmektedir. Birçok çubuk tipi yük hücresinin çubuk elemanı AISI 4340 çeliğinden ($E=206850$ MPa ve $\nu=0,3$) yapılmakta olup bu malzemenin yorulma dayanımı (S_f) ≈ 550 MPa'dır.

Yük hücrelerinde kullanılan gerinim ölçerlerin gage faktörünün $K \approx 2$ olduğu düşünülürse; maksimum yükteki gerilim oranı $(e_o/e_i)_{\text{maks}}$;

$$\left(\frac{e_o}{e_i} \right)_{\text{maks}} = \frac{K_G S_f (1 + \nu)}{2E} \quad [4.12]$$

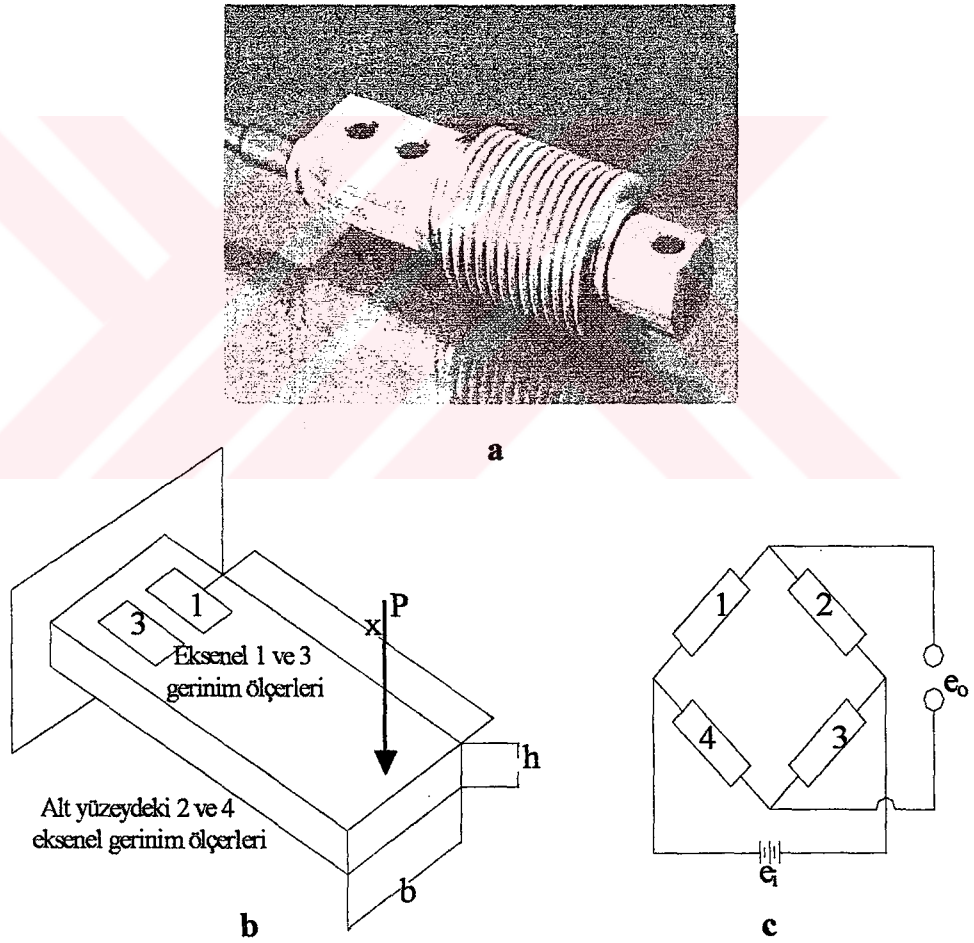
olur. Bu eşitliğe ve çubuk malzemesi değerlerine göre yükün gerçek değeri ($F=F_{\text{maks}}$) için $(e_o/e_i)^*_{\text{maks}} = 3$ mV/V olur. Buna göre yük hücresindeki yük (F),

$$F = \frac{(e_o/e_i)}{(e_o/e_i)^*} \times F_{\text{maks}} \quad [4.13]$$

olarak bulunur. Köprü giriş gerilimi (e_i) 10 V ise maksimum yük oranında köprü çıkış gerilimi $e_o \approx 30$ mV olur. Bu çıkış değeri dijital bir voltmetre veya sinyalin dinamik olması halinde bir osiloskop veya osilografik kaydedici tarafından okunabilmektedir.

4.9.2. Kiriş tipi yük hücresi

Çubuk tipi yük hücresinin etkin olmadığı, düşük düzeydeki yüklerin ölçümünde genellikle kiriş tipi yük hücreleri kullanılmaktadır (Şekil 4.17a). Bu tip yük hücresinin sensör ve elastik elemanı Şekil 4.17b’de gösterilmekte olup kiriş elemanının alt ve üst yüzeylerinde ikişer adet gerinim ölçer bulunmaktadır. Şekil 4.17c’de bu yük hücresinin Wheatstone köprüsündeki gerinim ölçer pozisyonları görülmektedir.



Şekil 4.17. Kiriş tipi yük hücresi (28, 32)

- a. kiriş tipi yük hücresinin fotoğrafı, b. gerinim ölçerdeki elastik eleman,
- c. Wheatstone köprüsündeki gerinim ölçerlerin konumları

Belirli bir X mesafesinde uygulanan yük (F), $M = F x X$ momenti oluşturur ve meydana gelen gerinimler,

$$\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = -\varepsilon_4 = \frac{6M}{Ebh^2} = \frac{6Fx}{Ebh^2} \quad [4.14]$$

şeklindedir. b , kirişin enini ve h de yüksekliğini ifade etmektedir. Gerinim ölçerin değişimi ise,

$$\frac{\Delta R_1}{R_1} = -\frac{\Delta R_2}{R_2} = \frac{\Delta R_3}{R_3} = -\frac{\Delta R_4}{R_4} = \frac{6K_G Fx}{Ebh^2} \quad [4.15]$$

olacaktır.

Köprü devresinden çıkan gerilim (e_o) ve uygulanan yüke bağlı olarak kırışteki gerinim ölçerlerin aynı olduğu düşünülürse,

$$e_o = \frac{6K_G Fx e_o}{Ebh^2} \quad [4.16]$$

$$F = \frac{Ebh^2}{6K_G x e_i} \times e_o = C e_o \quad [4.17]$$

olur. Eşitlik 4.17; uygulanan F yükünün çıkış gerilim (e_o) ile doğrusal bir ilişki içerisinde olduğunu göstermekte olup kalibrasyon sabiti (C);

$$C = \frac{Ebh^2}{6Kx e_i} \quad [4.18]$$

dir.

Yük hücresi-Wheatstone köprü devresi kombinasyonun duyarlılığı, Eşitlik 4.18'e göre

$$S = \frac{e_o}{F} = \frac{1}{C} = \frac{6K_G x e_i}{E b h^2} \quad [4.19]$$

olacaktır.

Eşitlik 4.19, kiriş tipi yük hücresi duyarlılığının kirişin enine kesit boyutlarına (b ve h), kiriş malzemesinin elastikiyet modülüne (E), uygulanan yükün gerinim ölçerlerden uzaklığına (x), gerinim ölçerlere (K_G) ve wheatstone köprüsüne uygulanan giriş gerilimine (e_i) bağlıdır. Kiriş tipi yük hücresinin kapasitesi ise kirişin enine kesitinin şekline, yükün uygulandığı noktaya ve kiriş malzemesinin yorulma dayanımına bağlıdır. Uygulanan yükün kiriş mesnetinin çok yakınında olduğu ($M_{gag} = M_{maks}$) kabul edilirse;

$$F_{maks} = \frac{S_f b h^2}{6x} \quad [4.20]$$

olacaktır.

Eşitlik 4.19 ve Eşitlik 4.20 kiriş tipi yük hücresinin kapasite ve duyarlılığının her ikisinin de yükün uygulama noktasının değişimi ile değişebileceğini göstermektedir. Maksimum duyarlılık ve maksimum kapasite X'in kirişin ucuna yaklaşması ile meydana gelir. Duyarlılığın azalması ve kapasitenin artması, uygulanan yükün gerinim ölçerlere yakın olması ile ilgilidir (32).

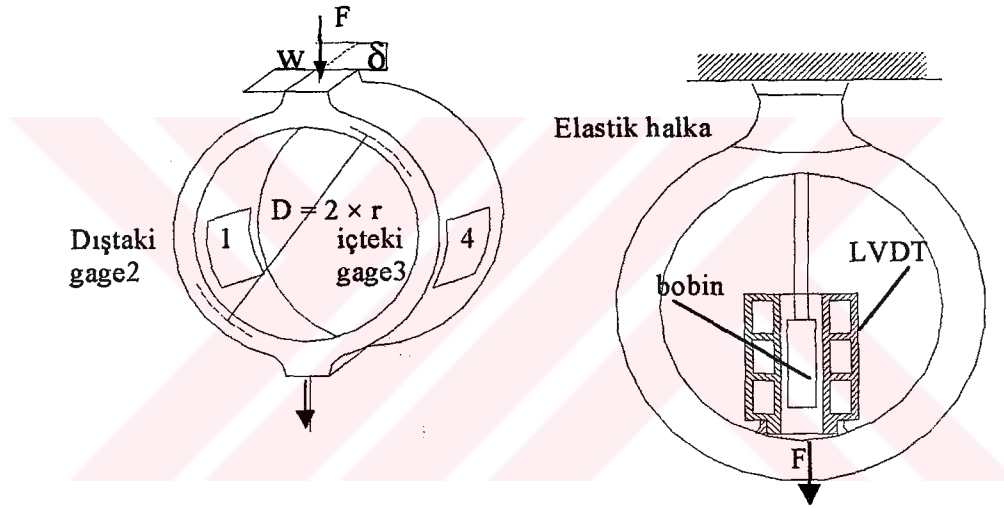
Maksimum yükteki gerilim oranı $(e_o/e_i)_{maks}$, Eşitlik 4.20 ve Eşitlik 4.16'e göre;

$$\left(\frac{e_o}{e_i} \right)_{maks} = \frac{K_G S_f}{E} \quad [4.21]$$

olur. Eşitlik 4.21 ve Eşitlik 4.12'nin karşılaştırılması ile kiriş tipi yük hücresinin çubuk tipi yük hücresine göre %50 daha duyarlı olduğu görülür. Kiriş tipi yük hücresinin $(e_o/e_i)_{maks}$ oranı, maks nominal yük için 4-5 mV'dur.

4.9.3. Halka tipi yük hücresi

Halka tipi yük hücresi (Şekil 4.18), elastik eleman olarak bir yük hücresinden oluşmaktadır. Halka elemanının D çapının (veya r yarıçapının), t kalınlığının veya w genişliğinin değişimi ile, halka tipi yük hücreleri çok geniş bir aralıktaki yükleri okuyabilecek şekilde tasarlanabilirler. Halka tipi yük hücresinde sensör olarak hem gerinim ölçerler hem de LVDT kullanılabilir.



Şekil 4.18. Halka tipi yük hücresi (32)

Halkadaki uzama (δ) veya boyutsal (çapdaki) değişimi ölçmek için bir LVDT kullanılırsa, yer değiştirme (δ) ve yük (F) arasındaki ilişki,

$$\delta = 1,79 \frac{Fr^3}{Ewt} \quad [4.22]$$

olacaktır. Eşitlik 4.22, halkanın alt ve üstündeki güçlendirilmiş alanlar için yaklaşık bir değerdir. Bir LVDT'nin çıkış gerilimi (e_o),

$$e_o = S\delta e_i \quad [4.23]$$

Burada S; LVDT'nin duyarlılığı, e_i de LVDT'nin esas bobinine uygulanan gerilimdir. Çıkış gerilimi ve uygulanan yük arasındaki ilişki, Eşitlik 4.22 ve Eşitlik 4.23'e göre

$$e_o = 1,79 \frac{SFr^3 e_i}{Ewt^3} \quad [4.24]$$

$$F = 0,56 \frac{Ewt^3 e_o}{Sr^3 e_i} \quad [4.25]$$

olur.

Eşitlik 4.25, uygulanan yükün çıkış gerilimi ile doğru orantılı olduğunu göstermektedir. Kalibrasyon sabiti,

$$C = 0.56 \frac{Ewt^3}{Sr^3 e_i}, \quad [4.26]$$

dir.

LVDT halkasının duyarlılığı,

$$S_t = \frac{e_o}{F} = \frac{1}{C} = 1,79 \frac{Sr^3 e_i}{Ewt^3} \quad [4.27]$$

olur.

Buradan bir LVDT halka tipi yük hücresinin duyarlılığı; halka geometrisine (R, w ve t), halkanın yapıldığı malzemenin elastikiyet modülüne (E) ve LVDT'nin karakteristiklerine (S ve e_i) bağlıdır.

Halka tipi yük hücresinin kapasitesi halka malzemesinin dayanımı tarafından kontrol edilmektedir. Eğer yük hücresi dinamik yüklerin ölçümünde kullanılacaksa yorulma dayanımı (S_f) önemlidir. Yük hücresi yalnızca statik yükler için kullanılacaksa, malzemenin oransal sınırı yük hücresinin kapasitesini bulmak amacıyla kullanılabilir. Halka elemanını altındaki ve üstündeki güçlendirilmiş bölgelerde maksimum gerilme; uygulanan yüke dik olarak halka çapının iç yüzeyinde en yüksek olur (32). Buradaki gerilme yaklaşık,

$$\sigma_\theta = 1,09 \frac{Fr}{wt^2} \quad [4.28]$$

kadardır.

Dinamik yük ölçümleri için

$$F_{maks} = 0,92 \frac{wt^2 S_f}{r} \quad [4.29]$$

olur.

Maksimum yükteki gerilim oranı $(e_o/e_i)_{maks}$, Eşitlik 4.24 ve Eşitlik 4.29'e göre,

$$\left(\frac{e_o}{e_i} \right)_{max} = 1,64 \frac{Sr^3 S}{Et} \quad [4.30]$$

olur. Yük hücreleri için sensör olarak tipik bir kısa aralığa sahip LVDT ($\pm 1,25$ mm) kullanılmakla beraber 250 mv/V'luk bir duyarlılık sergiler. F_{maks} için yük hücresi halka elemanı maksimum yer değiştirmesi $\delta_{maks}=1,25$ mm olacak şekilde tasarlanırsa Eşitlik 4.23'e göre,

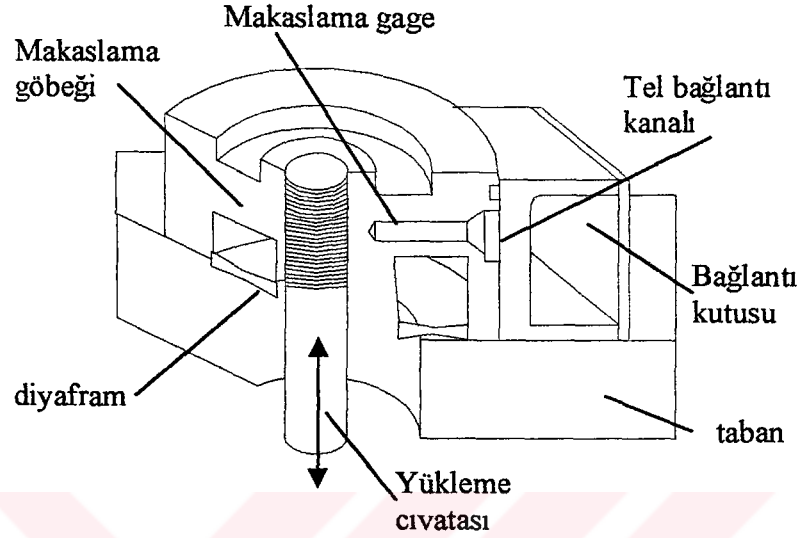
$$\left(\frac{e_o}{e_i}\right)_{\max} = S\delta_{\max} = 250 \times 1,25 = 313 \text{ mV/V}$$

olur. Halka tipi yük hücrelerinin (e_o/e_i) ≈ 300 mV/V oranında kullanılabilir olup çekme ve basma yüklerinin her ikisinde de ölçme kapasiteleri (üniversal yük hücreleri) vardır. LVDT sensörlü yük hücrelerinin (e_o/e_i) oranı gerinim ölçerli sensörlere göre belirgin bir şekilde yüksektir.

4.9.4. Makaslama göbekli tip yük hücresi

Bu tip yük hücreleri (aynı zamanda düzlem yüzey yük hücresi olarak da bilinir), yükün sınırlı bir hat boyunca uygulandığı uygulamalarda kullanılmaktadır. Düzlem yüzey yük hücresi bir iç yükleme göbeği ve bir sabit makaslama merkezi ile temas eden harici bir destekleme flanşından ibarettir. Makaslama tip gerinim ölçerler, merkezin nötr yüzeyi içerisindeki küçük deliklere tespitlenir (Şekil 4.19) (32).

Düzlem yüzey yük hücresi tek parça ve dayanıklıdır. Bu yüzden, yüksek bir yük frekansın istenildiği dinamik yük ölçümlerinde kullanılabilir. Efektif ağırlık (w_e), Çizelge 4.3'de de görülebileceği gibi, çok küçüktür. Bunun nedeni, iç göbek ve makaslama merkezinin içteki parçalarının; transdüserin dinamik olarak etkileştirildiğinde meydana gelen, genliğindeki titreşimdir. Dinamik yüklemelerdeki bir yük hücresinin frekans sınırı efektif ağırlık mekanizmasının hareketli ağırlığı (w_x) ve yük hücresinin dayanımı tarafından belirlenir. Yük hücrelerinin üretici tarafından belirlenen k ; yük hücresinin dayanımı veya yaylanma oranı, w_e yük hücresinin aktif parçasının efektif ağırlığı ve w_x de yük hücresinin hareketli parçasına etkiyen harici ağırlıktır.



Şekil 4.19. Üniversal düzlem yüzey yük hücresi (32)

4.10. Elastik Elemanlar

Dolaylı kuvvet ölçme metodunda yer alan elastik elemanlarla kuvvet ölçme sistemi temel olarak transdüserler; sinyal işleme, gösterme ve kaydetme olmak üzere üç elemandan oluşmaktadır (28).

Daha öncede değinildiği gibi, transdüserler ve özellikle de yük transdüserleri (load cell), sisteme uygulanan kuvveti elektriksel bir çıkışa çeviren aletlerdir. Transdüserler harici bir gerilime (volt) gerek duyan *pasif* ve elektriksel girdiye ihtiyaç duymayan *aktif* transdüserler olmak üzere iki sınıfa ayrılırlar.

Genel olarak transdüserler uygulanan yükü yer değiştirmeye çeviren elastik eleman ve bu sinyalleri elektriksel bir çıkışa çeviren sezme elemanı olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır.

Elastik elemanların davranışı, yer değiştirme ile uygulanan kuvvet arasında doğrusal bir ilişkinin bulunduğunu ifade eden Hook kanunu tarafından kontrol edilir ve malzemenin elastik sınırının geçilmemesine dikkat edilir. Elastik elemanlarda uygulanan yüke bağlı olarak yer değiştirme, $F=K \times y$ eşitliği ile ifade edilir. Buna ilave olarak Şekil 4.20a'da gösterilen basit bir elastik eleman için kuvvet,

$$F = \frac{A \times E}{L} \times \delta \quad [4.31]$$

şeklindedir. Burada ; A, enine kesit alanı; L, boy ve E, elastikiyet modülüdür.

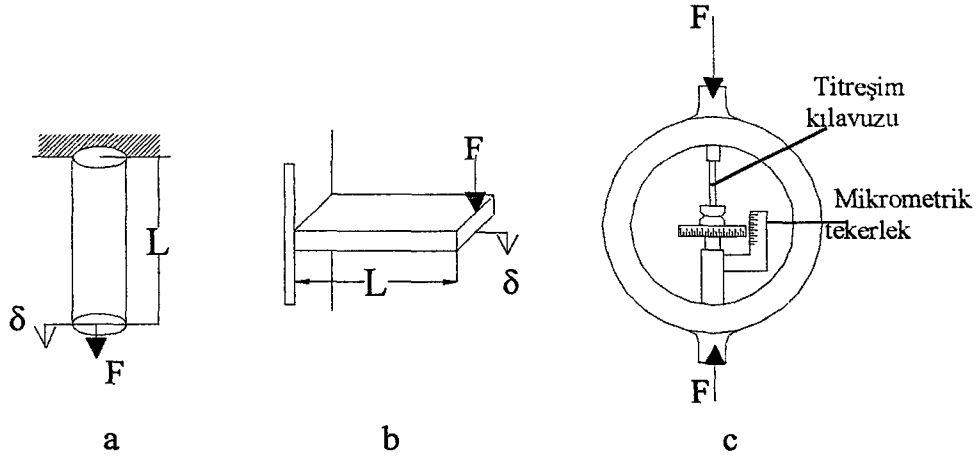
Ankastre bir kiriş (Şekil 4.20b) için kuvvet,

$$F = \frac{3 \times E \times I}{L^3} \times \delta \quad [4.32]$$

Diğer bir elastik eleman olan elastik halka (Şekil 4.20c) için kuvvet,

$$F = \frac{16}{\pi} \times \frac{4}{2} \times \frac{E \times I}{d^3} \times \delta \quad [4.33]$$

şeklindedir.



Şekil 4.20. Elastik elemanlar (28)

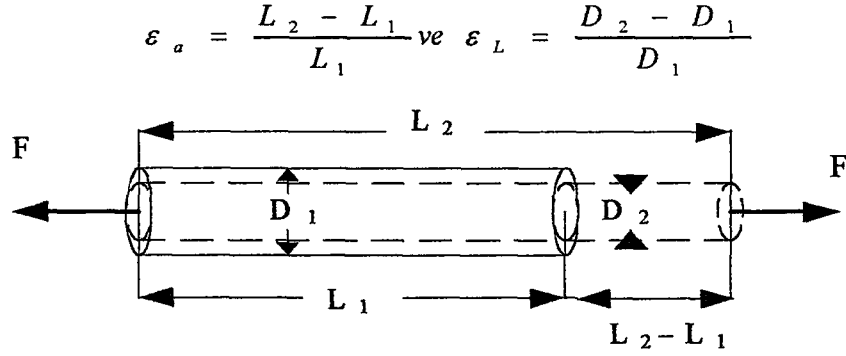
a. Basit elastik eleman, b. Ankastre elastik eleman, c. Elastik halka

4.11. Gerilme-Gerinim İlişkisi

Elastik elemanlarla kuvvet ölçmenin mantığını Eşitlik 4.31, Eşitlik 4.32 ve Eşitlik 4.33'de bulunan (δ) yer değiştirmesinin (uzama, strain, gerinim) ölçülmesi oluşturmaktadır. Gerilme analizleri, değişik şekillerdeki malzemeler üzerindeki farklı yükleme durumlarında oluşan gerilme dağılımını içermektedir. Deneysel gerilme analizlerinde ise yük altında oluşan deformasyon incelenmektedir. Bu nedenle deformasyon ölçümü için Şekil 4.20'de gösterilen bir elemanın F kuvveti ile çekildiği düşünülürse;

Elemandaki eksenel uzama (ϵ_a),

$$\epsilon_a = \frac{dL}{L} = \frac{(L_2 - L_1)}{L} = \frac{\Delta L}{L} \quad [4.34]$$



Şekil 4.21 Eksenel ve enine gerinim ilişkileri (27)

Hooke kanuna göre gerinim ise;

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} = \frac{(F/A)}{E} = \frac{F}{A \times E} \quad [4.35]$$

Ancak elemanın boyundaki uzamaya bağlı olarak enine kesit küçülür ve boyuna değişimin (ε_a) enine değişime (ε_L) oranı olarak bilinen “Poisson oranı” (ν);

$$\nu = -\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_L} = -\frac{dD/d}{dL/L} \quad [4.36]$$

olur. Şekil 4.22’de gösterilen iki eksenli gerilme (σ_x, σ_y) durumuna göre x ve y yönlerindeki gerinim,

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x - \nu\sigma_y}{E} \quad [4.37a]$$

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y - \nu\sigma_x}{E} \quad [4.37b]$$

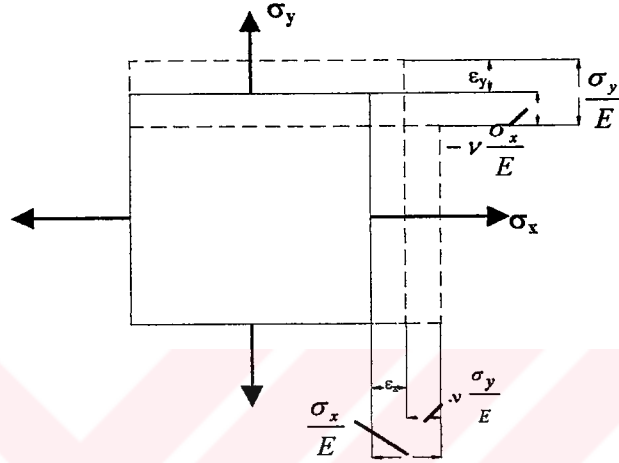
olacaktır. σ_x ve σ_y için 4.37 eşitliği birlikte çözülecek olursa,

$$\sigma_x = \frac{E(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y)}{1 - \nu^2} \quad [4.38a]$$

$$\sigma_y = \frac{E(\varepsilon_y + \nu\varepsilon_x)}{1 - \nu^2}$$

[4.38b]

olarak bulunacaktır.



Şekil 4.22. İki eksenli gerilme hali (27)

Eğer üçüncü bir gerilmenin (σ_z) olması halinde ise (3 boyutlu gerilme hali);

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad [4.39]$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad [4.40]$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad [4.41]$$

olarak belirlenir.

4.12. Gerinim Ölçümü

Gerinim doğrudan veya dolaylı bir biçimde ölçülebilmektedir. Modern gerinim ölçerler (strain gage-gerinim ölçer), doğal olarak gerinime duyarlı olduklarından; birim çıkışları doğrusal olarak birim boyutsal değişme-gerinim (strain) ile orantılıdır. Bu gerinimi ölçmek amacıyla yaklaşık 1930'lu yıllarda ekstensiyometre (uzama ölçer) kullanılmış ve

daha sonraları bunların mekanik (Huggenberger ekstensiyometresi) ve optik (Tuckerman ekstensiyometresi) tipleri geliştirilmiştir (27).

Elektriksel dirençli gerinim ölçerler ise gerinim ölçümünde tercih edilen en önemli aletler olmuşlardır. Bu aletler gerinim ölçmenin yanında, transdüser formu (load cell-yük hücresi) kullanılarak, birçok kuvvet ölçümünde de kullanılmaktadır.

Elektriksel dirençli ölçmenin temeli, mekanik bir deformasyona uğrayan iletken bir telin elektriksel direncinde de bir değişimin olmasıdır. Tipik olarak bir elektrik iletkeni Şekil 4.23’de gösterildiği gibi, ince kağıtlar arasına yerleştirilerek, herhangi bir yükleme olmaksızın bir eleman üzerine yapıştırılır. Başlangıçta iletkenin öz direnci (ρ), uzunluğu (L), enine kesit alanı (A) ve direnci (R);

$$R = \rho \frac{L}{A} \quad [4.42]$$

olurken, herhangi bir yük uygulanması halinde doğal olarak çok ince iletken deformasyona uğrayacak ve direncinde de dR kadar bir değişim olacaktır.

Eşitlik 4.42’nin diferansiyeli alınırsa,

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dL}{L} - \frac{dA}{A} \quad [4.43]$$

Alan, iletken tel çapının (D) karesi şeklinde olursa,

$$\frac{dA}{A} = 2 \frac{dD}{D} \quad [4.44]$$

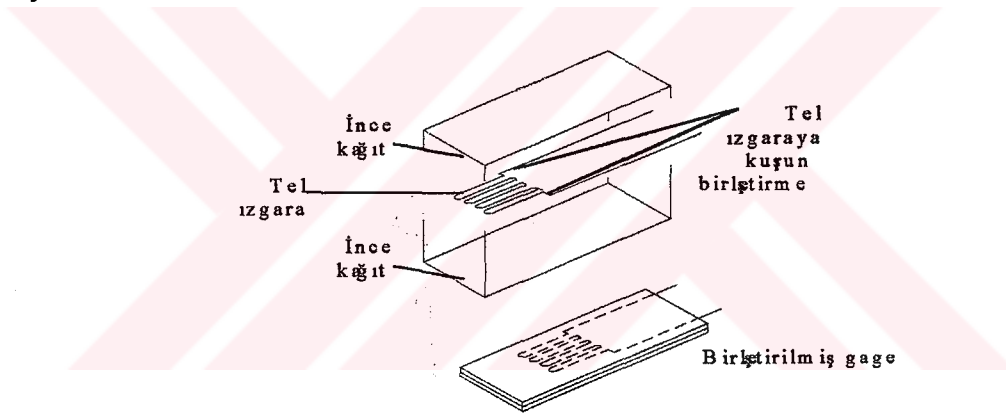
ve Eşitlik 4.43’de yerine konularak, eşitliğin her iki yanı dL/L ile bölünürse;

$$\frac{(dR/R)}{(dL/L)} = \frac{(d\rho/\rho)}{(dL/L)} + \frac{(dL/L)}{(dL/L)} - 2 \frac{(dD/D)}{(dL/L)} \quad [4.45]$$

olur. Burada $[(dR/R)/(dL/L)]$ ifadesi gage faktörü (K_G) olarak tanımlanır. Buna göre gage faktörünün son hali, Eşitlik 4.34 ve Eşitlik 4.36'da dikkate alınarak;

$$K_G = \frac{dR/R}{\epsilon_a} = \frac{(d\rho/\rho)}{\epsilon_a} + 1 + 2\nu \quad [4.46]$$

şeklinde tanımlanır.



Şekil 4.23. Yapıştırma tipi gerinim ölçer konstrüksiyonu (27)

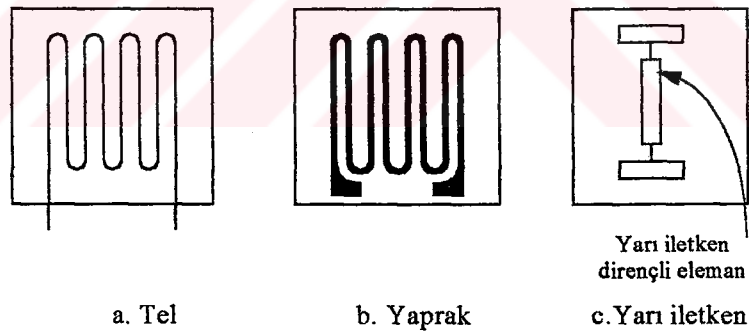
Gage faktörü ve direnç, genellikle üretici firma tarafından belirtilerek, gerinim tespitinde yalnızca dR 'nin ölçülmesi yeterli olmaktadır. Malzemenin direncinin gerinim ile değişmediği hallerde $\nu=0,3$ olur ve gage faktörü de Eşitlik 4.46'ya göre $K_G=1,6$ olur. Bu durumda, malzemenin direncindeki değişme fiziksel boyutlardaki değişimden kaynaklanır. Eğer öz direnç gerinim ile birlikte azalır, gage faktörü de 1,6'dan daha küçük olacak ve malzemenin direnci plastik bölgeye kadar uzarsa $\nu=0,5$ olacak ($K_G=2$) ve öz direnç sabit kalacaktır. Gage faktörünün büyük olması, gerinim girişi için verilen dR direncindeki değişimin büyük olması nedeniyle istenilen bir durumdur.

Direncin gerinim ile değişimi de,

$$\varepsilon = \frac{dR/R}{K_G} \quad [4.47]$$

4.13. Gerinim Ölçer Çeşitleri

Üç tip dirençli gerinim ölçer vardır (Şekil 4.24) (26). Bunlar; yapıştırılan gerinim ölçer (boyutları 15-25 µm) , yaprak gerinim ölçer (25 µm'den daha ince) ve yarı iletken gerinim ölçerlerdir. Yaprak tipi gerinim ölçer diğerlerine göre çok daha esnek olduğundan çeşitli gerilmelerin ölçülmesinde kullanılırlar. Yarı iletken gerinim ölçerlerin gerinim duyarlığı olan silikon bir gövdesi olup, gage faktörünün büyük olmasının ($K \approx 100$) yanı sıra, çok yüksek bir sıcaklık direnç katsayısı vardır.



Şekil 4.24. Dirençli gerinim ölçer tipleri (26)

4.14. Gerinim Ölçer Seçim Kriterleri

Gerinim ölçer karakteristikleri ve parametrelerinin dikkatli ve rasyonel bir şekilde seçilmesi için; özel çevre şartları için gerinim ölçer performansını ve işleme şartlarının optimize edilmesi, hassasiyetin elde edilmesi ve güvenli bir biçimde kullanılması,

kurulumun kolaylaştırılması ve toplam maliyetin minimize edilmesi gibi faktörler göz önünde bulundurulmalıdır (33).

Bir gerinim ölçerin kurulum ve işleme karakteristikleri ise; gerinim duyarlıklı alaşım, gerinim ölçeri taşıyıcı malzeme, gerinim ölçer uzunluğu, gerinim ölçer dizilişi, kendi kendine sıcaklık dengeleme miktarı ve ızgara direncidir (33).

Temel olarak gerinim ölçer seçimi, çevre ve diğer işleme şartlarının çok uygun olması ve aynı zamanda kurulum ve işleme sınırlamaları, hassasiyet, sıcaklık, uzama, deney sürekliliği, kararlılık, kolay kurulum ve kullanım limiti gibi parametrelerin kombinasyonundan ibarettir.

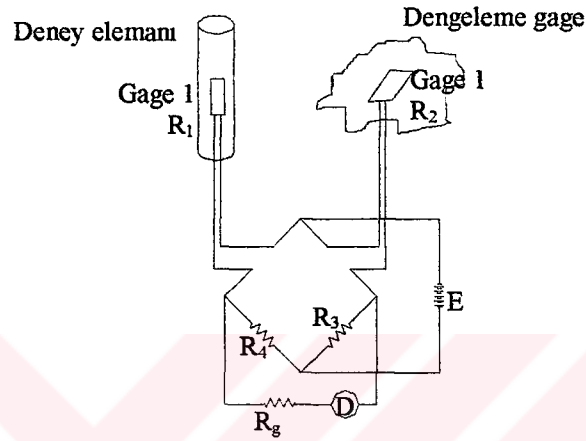
4.15. Gerinim Ölçerlerde Karşılaşılan Problemler

Gerinim ölçer kullanımında görülebilen sorunlar; sıcaklık etkileri, nem etkileri ve tel bağlantı sistemindeki problemler olmak üzere başlıca 3 kategoride incelenebilir (26).

Sıcaklık problemleri, direnç elemanı ile direnç elemanının yapıştırıldığı malzeme arasında farklı ısı yayılma nedeniyle ortaya çıkar. Yarı iletken gerinim ölçerlerin bir avantajı da, daha küçük bir ısı yayılma katsayısına sahip olmalarıdır. Ancak yayılma problemine ilave olarak sıcaklıkla birlikte gerinim ölçer direncinde de bir değişim olur ki bu etki yeterli ölçüde dengelenmelidir. Gerinim ölçerlerdeki sıcaklık düzeltimi hesaplanamamakla beraber genellikle Şekil 4.25’de gösterilen sıcaklık dengelenmesi yapılır.

Burada Gage 1, test elemanına ve Gage 2’de her hangi bir etkiye maruz kalmayan ama aynı sıcaklıklarda olan başka bir elemana tespitlenir. Gage 1 direncinde sıcaklık nedeniyle her hangi bir değişiklik meydana gelirse, Gage 2 direncindeki benzer değişikliklerle dengelenir. Köprü dengesi ise Gage 1 üzerindeki düzenlemeden elde edilen dengelenmemiş bir durumu hemen ortaya çıkartır. Sıcaklık problemiyle ilgili

diğer bir çözüm metodu ise malzemelerin ve çalışma sıcaklık aralığının dikkatli seçimi ile minimize edilebilir (27).



Şekil 4.25. Elektrik dirençli gerinim ölçerlerin sıcaklık dengelenmesi (26)

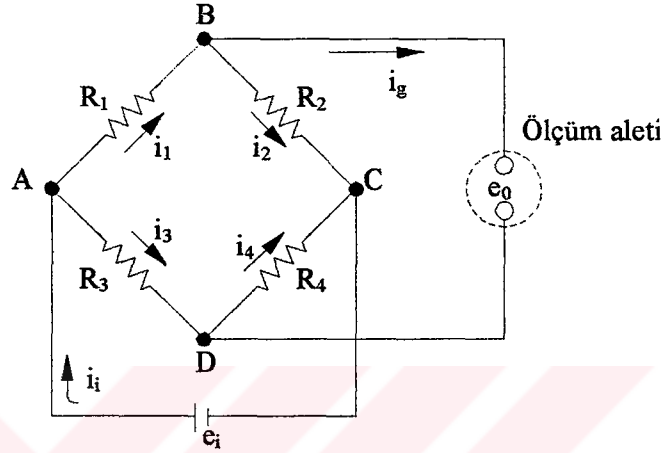
Kağıt ve bağlayıcı tarafından emilen nem, gage ve zemin potansiyeli arasındaki elektriksel direnci değiştirebilir ve bu yüzden çıktı direncinin okunması da etkilenebilir. Gage direnç malzemesi ve harici okuma devresi arasındaki hatalı bağlantılar nedeniyle tel birleştirmelerindeki problemler çoğalabilir.

Elektriksel dirençli gerinim ölçerler, kolay kalibre edilemediklerinden önce bir kalibrasyon yapılır. Pratikte, gage faktörü üretici firma tarafından belirli bir değer olarak verilir ve bir yarı-kalibrasyon köprü ölçüm ve okuma sisteminin kontrolünden etkilenir.

4.16. Wheatstone Köprüsü

Gerinim ölçerler ile kuvvet ölçmenin temelini teşkil eden gerinim ölçer direncindeki değişimi (ΔR) ölçmek amacıyla geliştirilen özel elektrik devresine *Wheatstone köprüsü* (Şekil 4.26) adı verilmektedir.

Wheatstone köprüsünün çalışma prensibi ise şöyledir:



Şekil 4.26. Standart bir Wheatstone köprü devresi (27)

Köprü giriş gerilimi (e_i) ve köprü çıkış gerilimi (e_o) olmak üzere her bir gerilim için Ohm kanunu yazılırsa;

$$e_i = i_i \times R_i \quad [4.48a]$$

$$e_o = i_o \times R_o \quad [4.48b]$$

Şekil 4.26'daki Wheatstone köprüsünün denge şartı için,

$$i_g = 0 \quad \text{ve} \quad \frac{e_o}{e_i} = 0 \quad [4.49]$$

yazılabilir. Bu durumda $i_1 = i_2$ ve $i_3 = i_4$ olur ve Eşitlik 4.49'a göre gerilim,

$$i_1 \times R_1 = i_3 \times R_3 \quad \text{ve} \quad i_2 \times R_2 = i_4 \times R_4 \quad [4.50]$$

şeklinde yazılabilir.

Wheatstone köprüsünü dengelemek için, herhangi bir komşu iki koldaki direnç oranlarının diğer iki koldaki direnç oranları ile eşit olması gerekir. Buna göre köprü devresi;

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_3}{R_4} \quad \text{veya} \quad \frac{R_1}{R_3} = \frac{R_2}{R_4} \quad [4.51]$$

olur. Böylelikle bilinen dirençler yardımıyla bilinmeyen direnç kolayca bulunabilmektedir.

Şekil 4.26'daki köprü devresinde köprü çıkışının bir osiloskopa bağlandığı düşünülürse;

$$e_0 = i_{ABC} \times R_1 - i_{ADC} \times R_3 \quad [4.52]$$

olur. Ohm ve sıfır denge şartına göre

$$e_0 = e_i \times \left(\frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_3}{R_3 + R_4} \right) = e_i \times \left(\frac{R_1 R_4 - R_2 R_3}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} \right) \quad [4.53]$$

Köprü sisteminde R_1 direncinde ΔR kadar bir değişimin olduğu kabul edilerek;

$$\frac{e_o + \Delta e_o}{e_i} = \left(\frac{(R_1 + \Delta R)R_4 - R_2 R_3}{(R_1 + \Delta R + R_2)(R_3 + R_4)} \right) \quad [4.54]$$

bulunur. Tüm dirençlerin başlangıçta eşit ($R_1 = R_2 = R_3 = R_4$) olduğu kabulüyle ve $e_o = 0$ ise, Eşitlik 4.54'den;

$$\frac{\Delta e_o}{e_i} = \frac{\Delta R_1 / R}{4 + 2(\Delta R_1 / R)} \quad [4.55]$$

elde edilir. Gage faktörü (K_G) olarak alındığında Eşitlik 4.47'ye göre;

$$\frac{\Delta e_o}{e_i} = \frac{K\epsilon}{4 + 2K\epsilon} \quad [4.56]$$

olur.

Eşitlik 4.56'ya göre Wheatstone köprü devresi yardımıyla okunan direnç değişimi ile köprü devresinde de bir gerilim değişimi olacak ve böylelikle; her hangi bir kuvvetin büyüklüğü tespit edilebilecektir.

5. MATERYAL VE METOT

5.1. Giriş

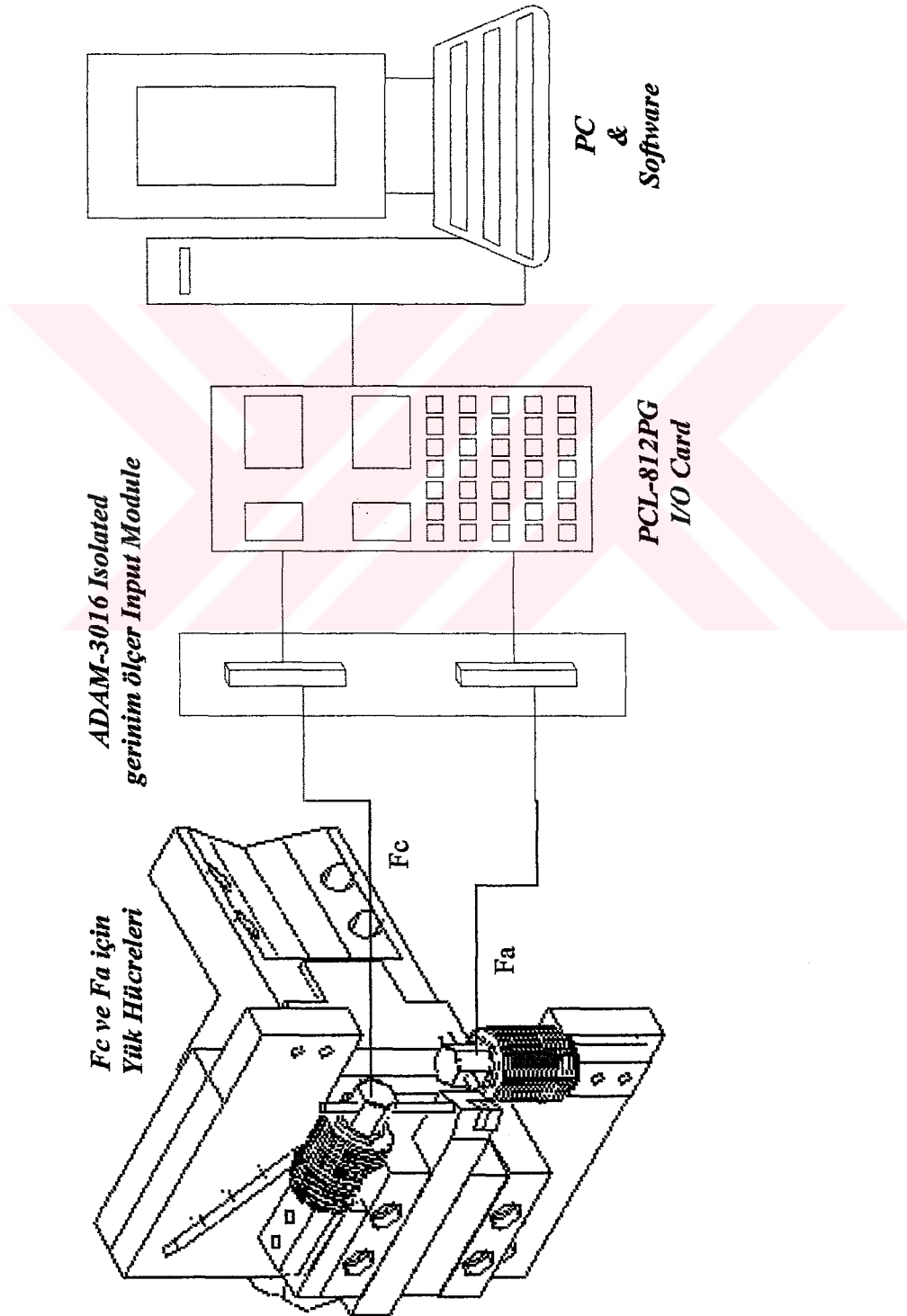
Bu çalışmada, dönel parçalardan sabit kesici takımlarla talaş kaldırma işlemlerinde kullanılan BSD torna tezgahında oluşan kesme kuvvetleri üzerinde talaş açısının etkisinin belirlenebilmesi ve bilgisayar ortamında değerlendirilebilmesi için bir dinamometre tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Dinamometre tasarımında 2 adet gerinim ölçer esaslı “Bending Beam 2000 N” kapasiteli analog yük hücreleri kullanılmıştır. Tasarım ve imalatı yapılan dinamometre ile bilgisayar bağlantısı kurularak, numune iş parçası üzerinde bir dizi deney gerçekleştirilmiştir. Deneylerde kesici takım çifti olarak ISO 5608’e uygun olarak STELLRAM ürünü olan SSBCR 2525 M12 takım tutucu, ISO 1832’ye uygun olarak SCMW 12M508-S2F ve SCMT 12M508-S3X7 formunda kaplamasız sementit karbür kesici takım kullanılmıştır.

İş parçası olarak, AISI 1040 malzeme kullanılmıştır. Bu malzemenin KOSGEB malzeme laboratuvarında spektral analizi yaptırılarak, malzemenin kimyasal kompozisyonu belirlenmiş ve doğrulanmıştır (Bölüm 5.4’de verilmiştir). Bu malzemenin seçilme nedeni ise, makine imalat sektöründe çok yaygın bir kullanım alanına sahip olması ve malzeme özelliklerinin (fiziksel, kimyasal, mekanik, işlenebilirlik vb.) iyi biliniyor olmasıdır.

Çalışmada öncelikli olarak, gerinim ölçer esaslı yük hücreleri kullanarak bir analog dinamometrenin imal edilmesi ve bunun bilgisayar bağlantısının yapılması amaçlanmıştır. Tasarlanan bu sistemin kullanılabilirliğini araştırmak ve dinamometreden alınan analog verileri sayısal olarak bilgisayar ortamında değerlendirebilmek amacıyla “Genie Data Acquisition and Software Version 2.0” adlı bir paket program kullanılmıştır.

5.2. Deney Düzenęi

Bu çalışmada oluşturulan sisteme ait donanım şekil 5.1’de şematik olarak gösterilmiştir.



şekil 5.1. Sistem donanımı

5.2.1. Tasarım aşaması

Dönel parçalardan talaş kaldırırken, kesici takım talaş açısının asıl kesme kuvveti (F_c) ve ilerleme kuvveti (F_a) üzerindeki etkisini incelemek amacıyla yapılan bu çalışmada kullanılacak dinamometrenin tasarımı iki ayrı aşama halinde gerçekleştirilmiştir.

Birinci aşamada deney düzeneğinin BSD'li torna tezgahına uygun olarak tasarımı yapılmıştır. Tasarım yapılırken ilk önce kesici takım kesme yönü ve iş parçasının dönme yönüne uygun olarak (F_c) ve (F_a) kuvvetlerinin yönleri tespit edilmiş ve buna göre yük hücrelerinin bağlantı konumları bulunmuştur. Daha sonra, kesici takımlardaki talaş açısı değerlerinin sabit olduğu düşünülmüş ve farklı talaş açılarında da kesme yapabilmek amacıyla deney düzeneğinin uygun bir yerine derece bölüntüsü yerleştirilmesi uygun görülmüştür. Bu derece bölüntüsü için ayarlanabilir açılı gönyeler üzerinde bulunan dereceli kısım kullanılmıştır. Ayrıca, BSD'li torna tezgahında, kesici takım talaş açısı 0° olan kesicinin talaş açısı değiştirildiğinde, kesicinin punta yüksekliğinin de değiştiği bilinmektedir. Bu nedenle deney düzeneğinde, punta ayarının da yapılabilmesine imkan veren bir kısım oluşturulmuştur.

Tasarlanan ve imalatı yapılan sistemin çizim ve ölçülerini içeren yapım resmi Ek 1.'de detaylı olarak verilmiştir. Bununla birlikte kesici takımlara hem pozitif hem de negatif talaş açısı uygulandığı bilinmektedir. Bu bilgiden yola çıkarak, deney düzeneğinin imalatından önce, sistem pozitif ve negatif talaş açısı uygulanabilecek şekilde tasarlanmıştır. Bunun için deney düzeneği üzerine 45° 'lik yay şeklinde kanallar açılmıştır. Bu kanallar sayesinde pozitif ve negatif yönde $\pm 22,5^\circ$ 'lik talaş açısı verilebilecek şekilde talaş kaldırılmasına imkan sağlanmıştır.

İkinci aşamada, deney düzeneği BSD'li torna tezgahının döner başlığına bağlanarak $\gamma=0^\circ$ 'de ve kesici takım punta ekseninde iken derece bölüntüsü 0° 'lik konuma ayarlanmış ve buna göre deney düzeneğindeki yerine sabitlenmiştir. Bu deney düzeneğinin temel çalışma mantığı, talaş kaldırma sırasında meydana gelen kesme

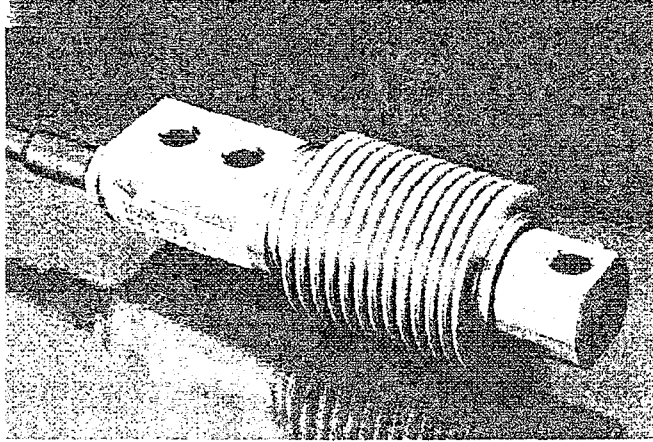
kuvvetlerinden etkilenen kesici takımdaki yer değiştirmelerin yük hücreleri yardımıyla ölçülebilmesi esasına dayanmaktadır. Bu işlem, kuvvet etkisiyle kesicide oluşan yer değiştirmelerin yarattığı elektriksel gerilimin Volt cinsinden bilgisayar ortamında ölçülmesini ve değerlendirilmesini içermektedir.

5.2.2. Deney setinin oluşturulması

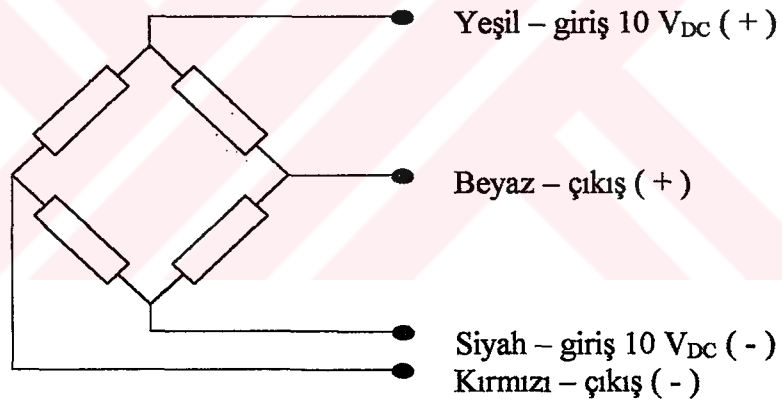
Deney setinin kurulumuna geçilmeden önce, yük hücreleri ile ölçüm yapılırken kullanılan donanımın seçim karakteristikleri belirlenmiştir. Buna göre sistem elemanlarını belirleme safhaları aşağıda gösterilmiştir (34):

Ölçüm için kullanılacak I/O sinyal tipinin belirlenmesi : Ölçüm için gerekli verilerin alınması-edinilmesi (data acquisition-DAQ) sırasında, önce kullanılan sensör ve I/O tipinin belirlenmesi gerekmektedir.

Literatürde, BSD’li tornada kesme kuvvetleri üzerine gerçekteştirilen bu metoda (kesici takıma temas eden yük hücresi ile kuvvet ölçme) benzer başka bir çalışmanın yapılmaması kurulan deney düzeneğinin orijinalliğini göstermektedir. Bu nedenle ölçme sisteminin temelini oluşturan; asıl kesme kuvveti (F_c) ve ilerleme kuvveti (F_a) ayrı ayrı ölçebilmek amacıyla seçilen yük hücreleri (şekil 5.2a) BAYKON firmasından temin edilen 2 adet kiriş tipi BB 200 kg LOAD CELL olup yük hücrelerinin teknik özellikleri Çizelge 5.1’de verilmiştir. Deneylerde kullanılan yük hücrelerinin çalışma prensibi, özel olarak köprü devresi (şekil 5.2b) bağlantıları yapılmış olarak içerisine monte edilmiş gerinim ölçerlerin yük hücresi ucundaki, şekil 5.2a’da gösterilen doğrultuda oluşan yer değiştirmeleri algılaması prensibine dayanır.



a)



b)

Şekil 5.2. Deneylerde kullanılan yük hücresi (28)

a. Yük hücresinin fotoğrafı, b.Yük hücresi köprü devresi

Sistemin temelini oluşturan yük hücresinin analog girdisi kuvvet (N) olup analog çıkışı da gerilim (Volt) cinsindedir.

Çizelge 5.1. Seçilen yük hücresinin teknik özellikleri (29)

Model (355 Stainless Steel)	Serial Number (71650)	
Parametreler	Birimler	Değeri
Nominal yük	Kg	200
Uyarım gerilimi	V	10
Tam ölçü çıkışı (FS)	MV/V	2,0016
Doğrusal olmama	% FS	0,02
Histerize & Tekrar edilememe	% FS	0,01
Toplam hata	% FS	0,02
Sürünme (30 dakika)	% FS	0,02
Operasyon sıcaklık sınırı	°C	-30 ... +80
Dengelenmiş sıcaklık sınırı	°C	-10 ... +40
Termal denge değişimi	% FS/°C	0,0140
Termal duyarlık değişimi	% FS/°C	0,0100
Girdi direnci	Ohm	380 ± 10
Çıktı direnci	Ohm	350 ± 3
Güvenli yük	% FS	150
Kopma yükü	% FS	300
Maksimum yanal yük	% FS	100
Yalıtım	-	IP 68 (DIN 40050)
Kablo uzunluğu	M	6
Ağırlık	Kg	0,35

Sinyal işleme metodunun seçilmesi : Sinyallerin DAQ elemanına veri göndermesinden önce bazı işlemlerin yapılması gereklidir (34). Bu amaçla kullanılacak donanım elemanları, amplifikatörler-transmitter veya yükselteçler, izolatörler, filtreleme elemanları vb. gibi. Sistemde kullanılan yük hücresinin çıkışının mV seviyesinde olması (Çizelge 5.1) ve seçilen DAQ kartının girişinin volt düzeyinde olması nedeniyle bir çeşit amplifikatör olan ADVANTECH ürünü ADAM-3016 izole edilmiş gerinim ölçer girdi modülü kullanılmıştır. Gerilim

yükseltilmesi için dışarıdan uygulanacak uyarım 1-10 V (maksimum 60 mA) doğru akım olup, bu bir adaptör vasıtasıyla sağlanacaktır. Kurulumunun kolay olması ve çevresel zararlı etkilerden yük hücresi ve işlenen sinyalin korunması temel özelliklerindendir. Kullanılan bu amplifikatörün doğruluğu ise tam ölçüm değerinin $\pm \% 0.1$ 'dir (Çizelge 5.2).

Çizelge 5.2. Kullanılan gerinim ölçer girdi modülünün teknik özellikleri (29)

Giriş tipi	Tam köprü
Giriş sınırları	± 10 mV, ± 20 mV, ± 30 mV, ± 50 mV, ± 100 mV
Besleme	1 ~10 V _{DC} 8 maks. 60 mA)
Çıkış gerilimi	Bipolar : ± 5 V, ± 10 V Unipolar : 0 ~ 10 V _{DC} Empedans : $< 50 \Omega$
Çıkış akımı	0 ~ 20 mA
Çıkış izolasyonu	1000 V _{DC}
Doğruluk	$\pm \% 0,1$
Kullanılan güç	2,15 W

Gerilim düzeyi ayarlandıktan sonra, I/O kartına gönderilecek olan verilerin kanal sayı sırasının düzenlenmesi, ADVANTECH ürünü olan ve I/O kartına birleşik 20 yassı kabloyla bağlanabilen uygun ve güvenilir sinyaller sağlayan PCLD-780 vidalı "terminal board" ile gerçekleştirilmiştir. Bu elemanın özellikleri ise;

- ☒ Akım-gerilim çevrimi yapılabilir,
- ☒ Gerilim hafifletme ve alçak frekans filtreleme gibi sinyal işleme devreleri için yedek alan bulunur,
- ☒ İki adet 20'li kablo bağlantı portu için 40 terminal noktası vardır,
- ☒ Endüstriyel uygulamalarda da kullanılabilir,
- ☒ Kelepçe terminal blokları kolay ve güvenilir bağlantılara izin vermektedir.

Uygun DAQ I/O elemanının seçilmesi : DAQ I/O elemanının belirlenmesi amacıyla kullanılan karakteristikler, doğruluk, veri edinme-alma süresi ve oranı, kanal sayısı, kullanım esnekliği, güvenilirlik, geliştirilebilirlik vb.'dir (34). Sistemde yük hücresinden alınan sinyallerin bilgisayar ortamında okunması ve analizlerinin

yapılabilmesi amacıyla yine bir ADVANTECH ürünü, çoklu fonksiyon özelliği olan analog ve dijital I/O kartı PCL-812PG kullanılmıştır. Kullanılan bu kartın ölçme ve kontrol fonksiyonel özellikleri arasında analog (A)-dijital (D-sayısal) çevrimi, dijital-analog çevrimi, dijital girdi, dijital çıktı ve sayaç gibi özellikler bulunmaktadır. Kart, oldukça düzenli bir şekilde oluşturulmuş 16 adet 12-bit analog giriş kanalı, 2 adet 12-bit analog çıkış kanalı, 16 dijital giriş ve 16 dijital çıkış kanalları ile programlanabilir bir sayıcıdan/zamanlayıcıdan ibarettir. Ayrıca farklı proses aşamaları veya farklı kanallar için farklı kazanca ihtiyaç duyan uygulamalarda, maksimum çözünürlük ve uygunluk sağlayabilmektedir.

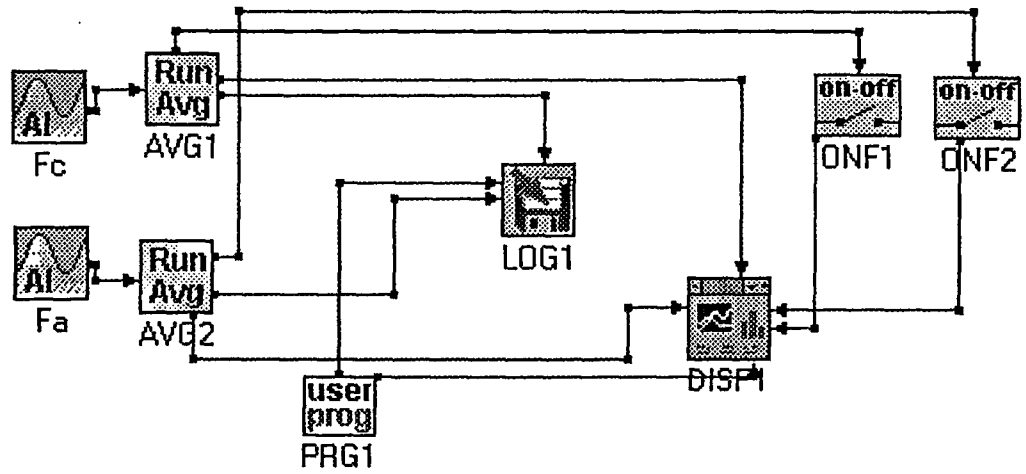
Kartın bazı teknik özellikleri Çizelge 5.3’de gösterilmiş olup diğer temel özellikleri aşağıdaki gibidir:

- ⊕ Programlanabilir örnekleme sayısı 30Mhz.dir
- ⊕ Operasyon sıcaklığı 0°C ile 50°C arasındadır.

Çizelge 5.3. Kullanılan I/O kartının bazı teknik özellikleri (29)

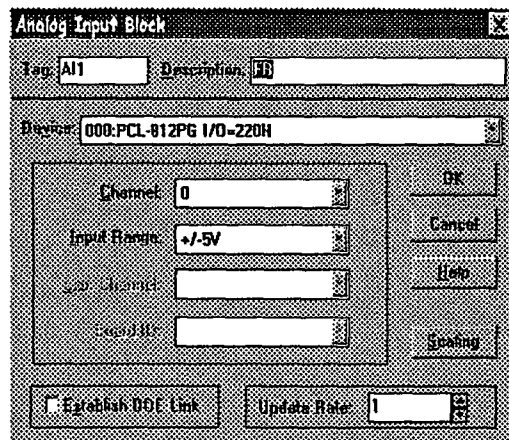
ANALOG GİRDİ	
Kanal sayısı	16 tek uçlu
A/D çevrimi	12-bit, 25 μ s çevrim zamanı
Giriş sınırı (Volt, yazılımla programlanabilir)	$\pm 10, \pm 5, \pm 2.5, \pm 1.25, \pm 0.625, \pm 0.3125$
Veri transferi	Program kontrollü, aralık 2~7, 9~12, 14,15 veya tek kanal aralığı için DMA (Kanal 1 veya 3)
Doğruluk	Okunan ± 1 LSB için % 0.01
Giriş empedansı	> 10 M Ω
DİJİTAL ÇIKIŞ	
Kanal sayısı	16, TTL düzeyi
İşletim kapasitesi	8 mA @ 0.5 V (sink); 0.4 mA @ 2.4 V (source)

Sistem için gerekli yazılımın seçilmesi : Yük hücrelerinden gelecek verileri gerinim olarak okuyarak kesme kuvvetlerini ölçme işlemini yapmak amacıyla kurulan deney düzeneğinde, yine bir ADVANTECH ürünü olan “GENIE Data Acquisition and Software Version 2.0” isimli ticari bir paket program kullanılmıştır. Kullanılan programda hazırlanan stratejinin genel çerçevesi Şekil 5.3’de gösterilmiştir.

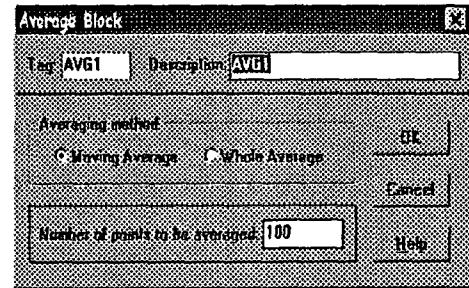


Şekil 5.3. Strateji tasarımcısında yer alan programın genel çerçevesi

Program editörünün sürükle-bırak mantığıyla çalışan bir programlama yapısı vardır. Programın “setup/devices” menüsünde, yük hücrelerinden gelen verileri alan ve gerekli düzenlemeleri yapan, I/O kartının kurulumu yapılır. Gerekli kurulum yapıldıktan yani veri alınmanın nereden gerçekleşeceğinin programa tanıtılmasından sonra programın “strateji tasarımcısı” isimli editöründe (Şekil 5.3) sürükle-bırak mantığıyla programlamaya geçilir.



(a)



(b)

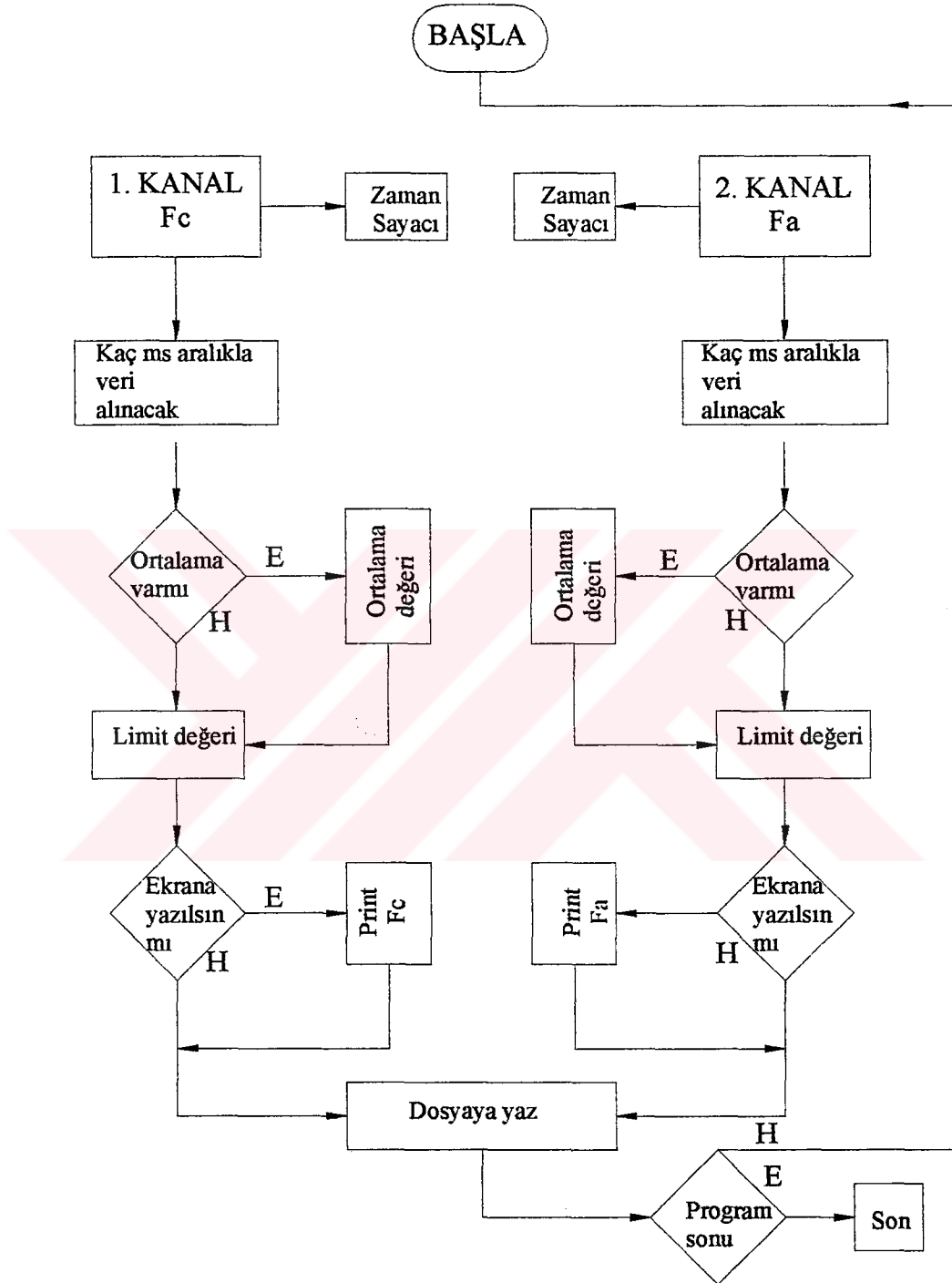
Şekil 5.4. Strateji tasarımcısında yer alan bazı blokların diyalog kutuları
(a) Analog giriş bloğu, (b) Ortalama bloğu diyalog kutusu

Programa kaç çeşit veri gelecekse, bu veri sayısınca, veriler kanallara ayrılır. Kanal sayısınca (kanal sayısı sırasına göre) analog girdiyi gösteren “analog girdi-AI” blokları (Şekil 5.3) konur ve her birinin üzerine çift-click yapılarak kanal numarası, giriş ranji, I/O kaynağı ve tanımlayıcı diğer bilgiler girilir (Şekil 5.4a). I/O kartının kapasitesinin oldukça büyük (30 Mhz) olması nedeniyle gelen veriler içerisinde istenilen sayıda (bu çalışmada bu sayı 100 olarak uygulanmıştır) veri seçilerek bunların ortalamasını almak amacıyla bir “hareketli ortalama-RUN AVG” bloğu kullanılır (Şekil 5.3) ve verinin geldiği kaynakla bağlantısı yapılır. Program, gelen veriler içerisinde her 100 verinin ortalamasını (Şekil 5.4b) hesaplar ve bulduğu değerleri ileride anlatılacak olan “kaydetme-LOG” bloğunda (Şekil 5.3) ASCII formatı olarak, adı program çalıştırılmadan önce sorulan, bir dosyaya kaydeder. Daha sonra ortalaması alınan veriler için bir karşılaştırılmanın yapıldığı “açık-kapalı-ON-OFF” bloğu (Şekil 5.3) kullanılarak, veriler için belirlenen alt ve üst limitler doğrultusunda açınıp kapanan bir mantık anahtarı yardımıyla bu limitler arasında olmayan sinyallerden bir anlamda korunmuş olur.

“Kaydetme-LOG” bloğunda, program çalıştırıldığında kullanıcı tarafından kaydedilmesi istenen dosyaya, zaman ve kanallardan gelen verilerin hesaplanmış ortalamaları kaydedilir.

Programın “gösterim-DISP” bloğunda (Şekil 5.3) ise okunan verilerin ayrı ayrı farklı renklerde gösterimi yapılmış ve bu blokla açık-kapalı bloğu, hareketli ortalama bloğu ile analog girdi bloğunun bağlantıları yapılmıştır.

Kullanılan bu strateji, kesme ortamında elde edilen verilerin bilgisayar ortamında kaydedilerek değerlendirilmesi amaçlanmıştır. Bu strateji sayesinde, okutulmak istenen kanallar, birim saniyede alınması istenilen veri sayısı ve alınmak istenilen ortalama, kullanıcı tarafından belirlenebilmektedir. Kullanılan stratejinin akış diyagramı Şekil 5.5’de gösterilmiştir.



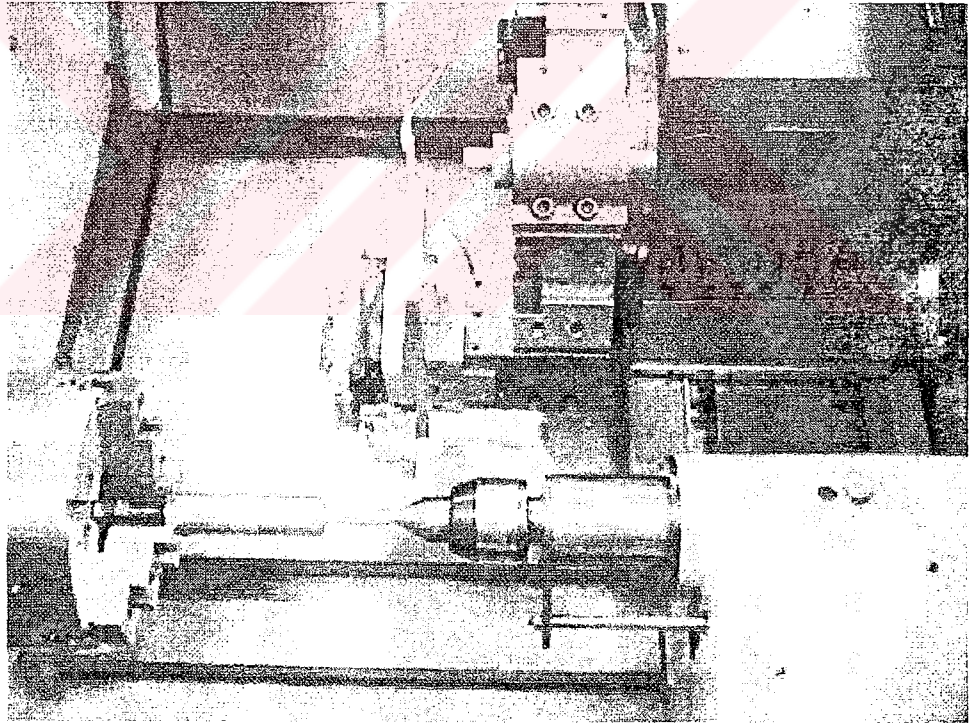
Şekil 5.5. Bilgisayar programının akış şeması

5.2.3. Yük hücrelerinin deney düzeneğine yerleştirilmesi

Dönel parçalardan talaş kaldırma esnasında kesici takıma etki eden asıl kesme kuvveti (F_c) ve ilerleme kuvveti (F_a) diye adlandırılan kuvvetleri ölçebilmek

amacıyla geliştirilen gerinim ölçer esaslı dinamometrenin BSD'li torna tezgahı üzerindeki yerleşim konumu Şekil 5.6'da gösterilmiştir. Ölçme işleminde kesici takım ile yük hücresi arasındaki temasın sağlanmasında AISI 1040 malzemeden bir pim eleman tasarlanmış olup bu elemanın boyutlandırılması için gerekli burkulma ve basılma hesaplamaları yapılmıştır. Daha sonra yük hücresinde yer alan yükün sezildiği deliğe boşluksuz geçecek tarzda imalatı yapılmıştır. Son olarak, imal edilen bu pim elemanın, yük hücresi üzerindeki yerine, civata-somun ile montajı gerçekleştirilmiştir.

Deney düzeneğinin tezgah üzerine konumlandırılmasında kullanılan ekipmanların ve kullanılan numunenin detaylı resimleri EK 1'de gösterilmiştir.



Şekil 5.6. Deney düzeneğinin tezgahdaki konumu

5.3. Takım Tezgahı Ve Kesici Takım

Deney düzeneğinin yerleştirildiği tezgah, TC-35 JOHNFORD BSD torna tezgahıdır. Kesme kuvveti ölçümünde kesici takım çifti olarak ISO 5608'e uygun olarak STELLRAM ürünü olan SSBCR 2525 M12 takım tutucu, ISO 1832'ye uygun olarak

SCMW 12M508-S2F ve SCMT 12M508-S3X7 sementit karbür kesici takım kullanılmıştır. Sementit karbür kesici takımların kalitesi (grade) aynı (P20) olmasına rağmen talaş açıları farklıdır. SCMW 12M508-S2F sementit karbür kesici takım 0° talaş açısına sahip iken SCMT 12M508-S3X7 sementit karbür kesici takımın 7° talaş açısı vardır. Her iki ucunda boşluk açısı değeri 7° 'dir. Fakat 0° talaş açısına sahip SCMW formundaki sementit karbür kesici takımın talaş açısı dinamometrenin açılı sistemi ile 7° 'nin üzerine çıkartıldığında, boşluk açısı 0° 'nin altına düşmektedir. Bu nedenle 7° ve üzeri talaş açısı değerleri için, 7° 'lik talaş açısına sahip SCMT formundaki sementit karbür kesici takım kullanılmıştır. Deneylerde en fazla $12,5^{\circ}$ 'lik talaş açısı kullanıldığı için yukarıdaki iki tip sementit karbür kesici takımın kullanılması yeterli olmuştur. Bu her iki sementit karbür kesici takımın talaş açısı dışındaki diğer tüm geometrik ve kalite özellikleri birbirinin aynıdır.

5.4. Deney Numuneleri

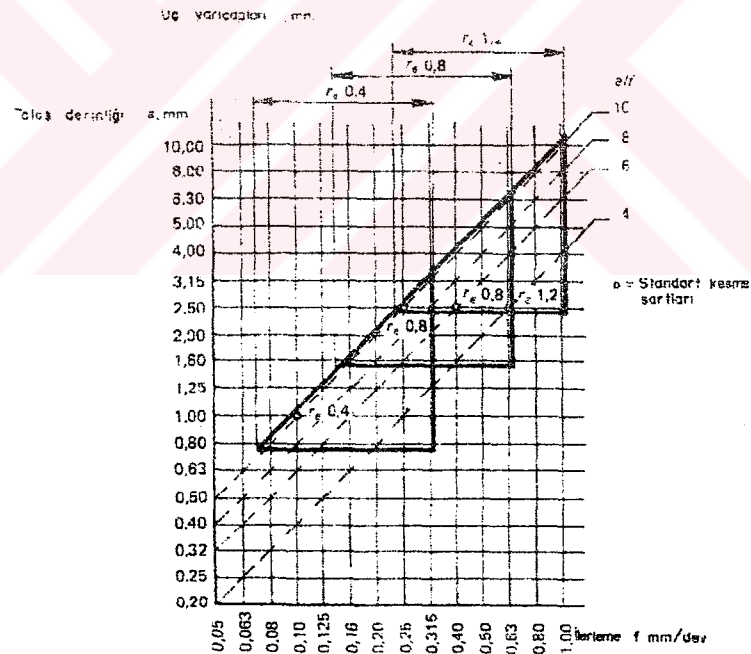
Deney numunelerinin malzemesi AISI 1040 ve boyutları $\varnothing 39 \times 200$ mm olup malzemenin kimyasal bileşimi Çizelge 5.4'de gösterilmiştir. Ham deney malzemesi $\varnothing 40 \times 2500$ mm boyutlarındadır. Malzemenin yüzeyi olası dış yüzey tabaka sertleşmesi ihtimaline karşılık, 0.5 mm talaş derinliği verilerek, geleneksel bir torna tezgahında silindirik tornalama işlemine tabi tutulmuş ve dış yüzeylerdeki olumsuzluklar giderilmiştir. Son olarak deney malzemesinin bir tarafına punta deliği açılmış ve böylece deney numuneleri kesme kuvveti ölçme deneyleri için hazır hale getirilmiştir. Yük hücrelerinin tesbitlenmesinde kullanılan ve yük hücresi ile kesici takım arasında rijit bir teması gerçekleştiren elemanın montajında civatalı ve pimli bağlantılardan yararlanılmıştır.

Çizelge 5.4. Deney numunelerinin kimyasal bileşimi

% C	% Si	% Mn	% P	% S	% Al
0,329	0,220	0,693	0,00913	0,0710	0,0186
%Cr	%Mo	%Cu	%Co	%Ni	%Fe
0,0367	0,0263	0,205	0,0235	0,0121	98,07

5.5. Kesme Parametrelerinin Seçimi

Literatürde dönel parçalardan talaş kaldıran tezgahlarda kesici takıma etkiyen kesme kuvvetlerinin ölçülmesinde kullanılan kesme parametrelerinin seçimine ilişkin herhangi bir çalışmaya rastlanmadığından, deneylerde kullanılacak kesme parametrelerinin seçiminde, yük hücrelerinin çalışma aralığı esas alınmıştır. Bunun için, Bölüm 3'deki Eşitlik 3.16'ya göre yapılan teorik hesaplamalar dikkate alınarak, kesme parametreleri, yük hücrelerinin çalışma aralığını aşmayacak şekilde takım üretici firma verileri ve ISO 3685'e göre belirlenmiştir. ISO 3685'te (34) önerildiği şekilde beş farklı kesme hızı belirlenirken takım üretici firmanın önerdiği kesme hızı aralığı baz alınmış ve 0,8 mm kesici takım uç yarıçapına uygun olarak talaş derinliği ve ilerleme için ISO 3685'deki referans değerler seçilmiştir (Şekil 5.7).



Şekil 5.7. Kesme şartlarının sınırları (35)

Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Talaşlı Üretim Anabilim Dalı Atölyesinde bulunan FANUC kontrol ünitesine sahip TC-35 JOHNFORD marka BSD'li torna tezgahının G-kodlarından G50 ve G96 kodları kullanılarak hazırlanan programa göre deneyler yapılmıştır. G50 kodu; kendisinden sonra yazılan devir sayısı (S=2000 rpm) değerinin programa yazılan değerin üzerine çıkmamasını sağlamaktadır. G96 kodu

ise; FANUC kontrol ünitesi tarafından kesme hızı ve devir sayısı olarak kullanılan S parametresinin, m/min cinsinden kesme hızı olarak algılanmasını sağlamaktadır. Deneylerde kullanılan kesme parametreleri Çizelge 5.5’de liste halinde verilmiştir. Deneylerde, numuneler üzerinden 100 mm uzunluğunda talaş kaldırılarak ölçüm yapılmıştır. Deneylerin tümünde aynı şartları oluşturmak için, her deneyde hiç kullanılmamış yeni sementit karbür kesici takım kullanılmıştır. Her bir deney sonrası tezgah durdurularak, kesme hızı ve talaş açısı parametreleri değiştirilmiş ve toplam 40 adet deney yapılmıştır.

Çizelge 5.5. Deneylerde kullanılan parametreler

Grup No	Deney No	Kesme Hızı V (m/min)	İlerleme f (mm/dev)	Talaş Derinliği a(mm)	Talaş Açısı γ (°)
1	1	80	0,25	2,5	-5
	2	100			
	3	120			
	4	150			
	5	180			
2	1	80	0,25	2,5	-2,5
	2	100			
	3	120			
	4	150			
	5	180			
3	1	80	0,25	2,5	0
	2	100			
	3	120			
	4	150			
	5	180			
4	1	80	0,25	2,5	2,5
	2	100			
	3	120			
	4	150			
	5	180			
5	1	80	0,25	2,5	5
	2	100			
	3	120			
	4	150			
	5	180			
6	1	80	0,25	2,5	7,5
	2	100			
	3	120			
	4	150			
	5	180			
7	1	80	0,25	2,5	10
	2	100			
	3	120			
	4	150			
	5	180			
8	1	80	0,25	2,5	12,5
	2	100			
	3	120			
	4	150			
	5	180			

5.6. Kalibrasyon

Yük hücrelerinin kalibrasyonu için imalatçı firma TEDEA-HUNLEIGH'nın kalibrasyon verileri kullanılmıştır (30). Çizelge 5.1'de verilen bu değerlere göre, deneyler sonucunda elde edilen volt (V) değerlerine karşılık gelen kuvvet (N) değerlerini belirlemek için aşağıdaki hesaplama yöntemi kullanılmıştır:

1 kg → 9,81 N ve 200 kg → 2,0016 V (İmalatçı kalibrasyon değeri) ise 1 V 980,2 N'a karşılık gelmektedir. Elde edilen bu değer, deneyler sonucunda yük hücresinin okuduğu volt (V) değerleri ile çarpılarak kesme kuvvetleri belirlenmiş ve bilgisayar ortamına alınmıştır.

5.7. Yüzey Pürüzlülüğünün Ölçülmesi

Deneyler sonucunda elde edilen yüzeylerin yüzey pürüzlülük değerleri Surf test 211 MITUTOYO marka elmas uçlu yüzey pürüzlülük cihazı ile ölçülerek pürüzlülüğün talaş açısı ve kesme hızı parametrelerine göre değişimi değerlendirilmiştir. Yüzey pürüzlülük cihazı ile ilgili teknik özellikler Çizelge 5.6'da verilmiştir.

Çizelge 5.6. Yüzey pürüzlülük ölçüm cihazının teknik özellikleri (36)

MODEL	Surf test 211 (MITUTOYO)
Ölçme Prensibi	Stylus metodu
Tarama Hızı	0,5 mm/sn (ölçme yaparken) 1 mm/sn (geri dönerken)
Ölçme Kuvveti	4 mN (0,4 gf)
Uç malzemesi	Elmas
Ölçme Sıcaklığı	≈20°C
Numune Uzunluğu	0,8 mm
Değerlendirme Uzunluğu	4 mm
İzleyici Uç Yarıçapı	5µm
Ortalama pürüzlülük	$Ra = \frac{1}{ln} \int_0^{ln} f(x) dx$ (µm)
Ortalaması alınan pürüzlülük	$Rz = \frac{Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5}{5}$ (µm)
Maksimum pürüzlülük	Rt (µm)

6. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA

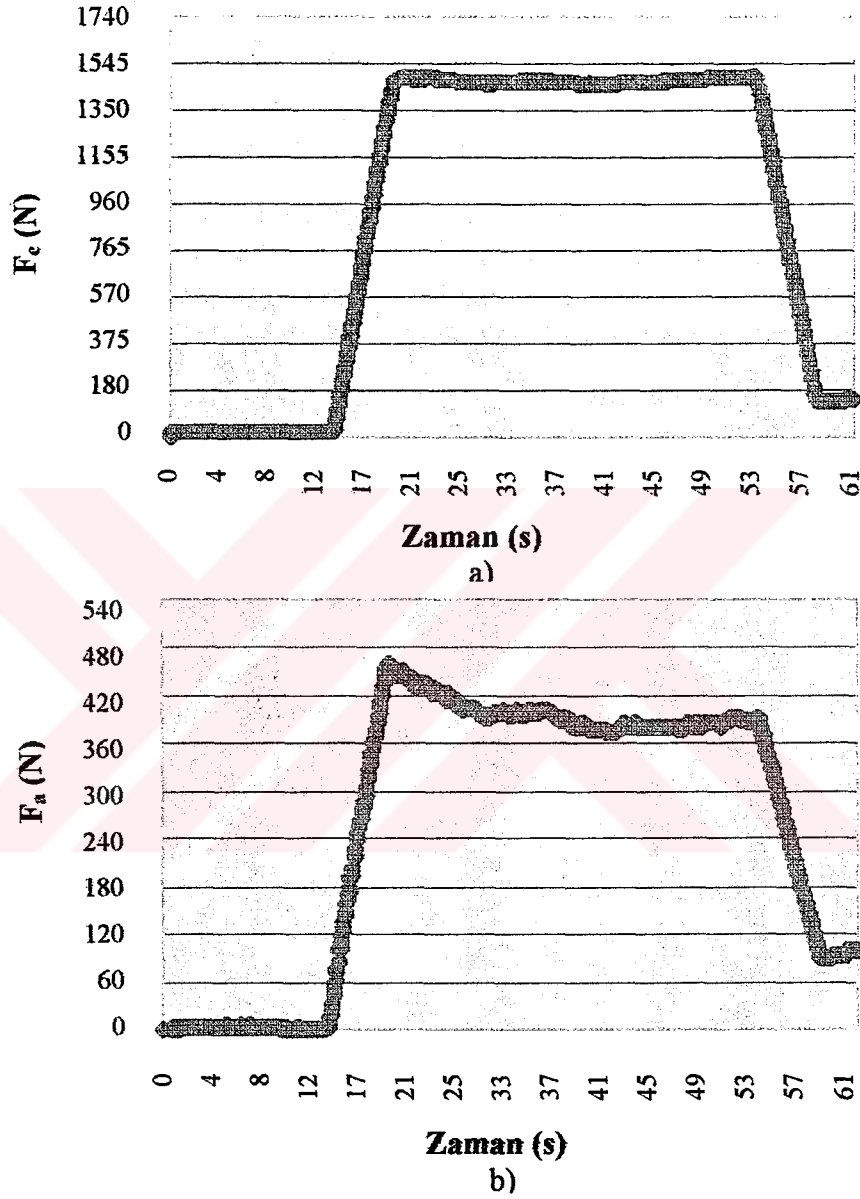
6.1. Değerlendirme Esasları

Talaş kaldırma sırasında kesme kuvvetlerini etkileyen pek çok faktör söz konusudur. Takım ile talaşın temas uzunluğunun kesme kuvvetleri üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu bilinmektedir (23). Temas uzunluğunun azalması ile birlikte kesme kuvvetleri düşerken, temas uzunluğunun artması ile meydana gelen sürtünme, kesme kuvvetlerinin artmasına sebep olmaktadır.

Kesici uç tipi, takım/talaş temas yüzeyini belirleyen en önemli parametrelerden birisidir. Geometriyi oluşturan elemanlardan, özellikle talaş açısı, bu temas bölgesinin belirlenmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Talaş açısı için genellikle optimum bir değer mevcut olup bu değer gereğinden büyük seçilmesi kesici ucun dayanımı üzerinde olumsuz etki yapacağından aşınma sürecini hızlandırır. Aşınma ile birlikte boşluk yüzeyindeki temas artarak kesme kuvvetlerinin de artmasına sebep olabilir. Ancak talaş açısının pozitif olarak belirli değerlere kadar artırılması, takımın talaş yüzeyinde takım/talaş temas uzunluğunun kısılmasına neden olacağından kesme kuvvetlerinde bir azalma olması beklenmektedir. Özellikle, negatif talaş açılarında artan temas alanı ve sürüklenen talaş hacminin artması kesme kuvvetleri ve ısı oluşumunu çok fazla etkilemektedir (18, 24, 37, 38). Bölüm 3, Eşitlik 3.16'da talaş açısının bu tarzdaki etkisi modellenmiştir. Bu yaklaşım kesme kuvvetlerinin teorik olarak hesaplanmasında yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bu çalışmada bu teorik yaklaşım baz alınarak, talaş açısındaki değişime bağlı kesme kuvvetlerindeki değişimin deneysel olarak belirlenmesi ve teorik yaklaşımın doğruluğunun araştırılması hedeflenmiştir. Bu amaçla, Bölüm 5'de detaylı olarak anlatılan dinamometre tasarlanarak imal edilmiş ve BSD'li torna tezgahında, farklı talaş açıları kullanılarak, talaş kaldırma deneyleri yapılmıştır. Talaş derinliği ve ilerlemenin sabit, kesme hızının ve talaş açısının değişken olduğu deneylerde, kesme kuvvetlerinin grafikleri, Şekil 6.1'de örneği gösterildiği gibi elde edilmiştir. Şekil 6.1'deki grafiklerde görülen, kesme kuvvetlerinin kararlı olduğu bölgenin başlangıç

ve bitiş noktasındaki değerleri esas alınarak, her kesme hızı ve her talaş açısı için ortalama F_c ve F_a kuvvetleri belirlenmiştir.



Şekil 6.1. Grup 3, Deney No 3 için zamana bağlı ölçülen kesme kuvvetleri
a) Asıl kesme kuvvetinin zamana bağlı değişimi
b) İlerleme kuvvetinin zamana bağlı değişimi

Elde edilen bu bulgular ışığında öncelikli olarak asıl kesme kuvveti F_c 'nin, daha sonrada ilerleme kuvveti F_a 'nın talaş açısına bağlı olarak değişimleri değerlendirilmiştir. Bunlara ilave olarak her deney sonunda işlenen yüzeyin ortalama

yüzey pürüzlülük değerleri ölçülerek, yüzey pürüzlülüğünün takımın talaş açısından etkilenip etkilenmediği araştırılmıştır.

6.2. Talaş Açısının Kesme Kuvveti (F_c) Üzerindeki Etkisinin Değerlendirilmesi

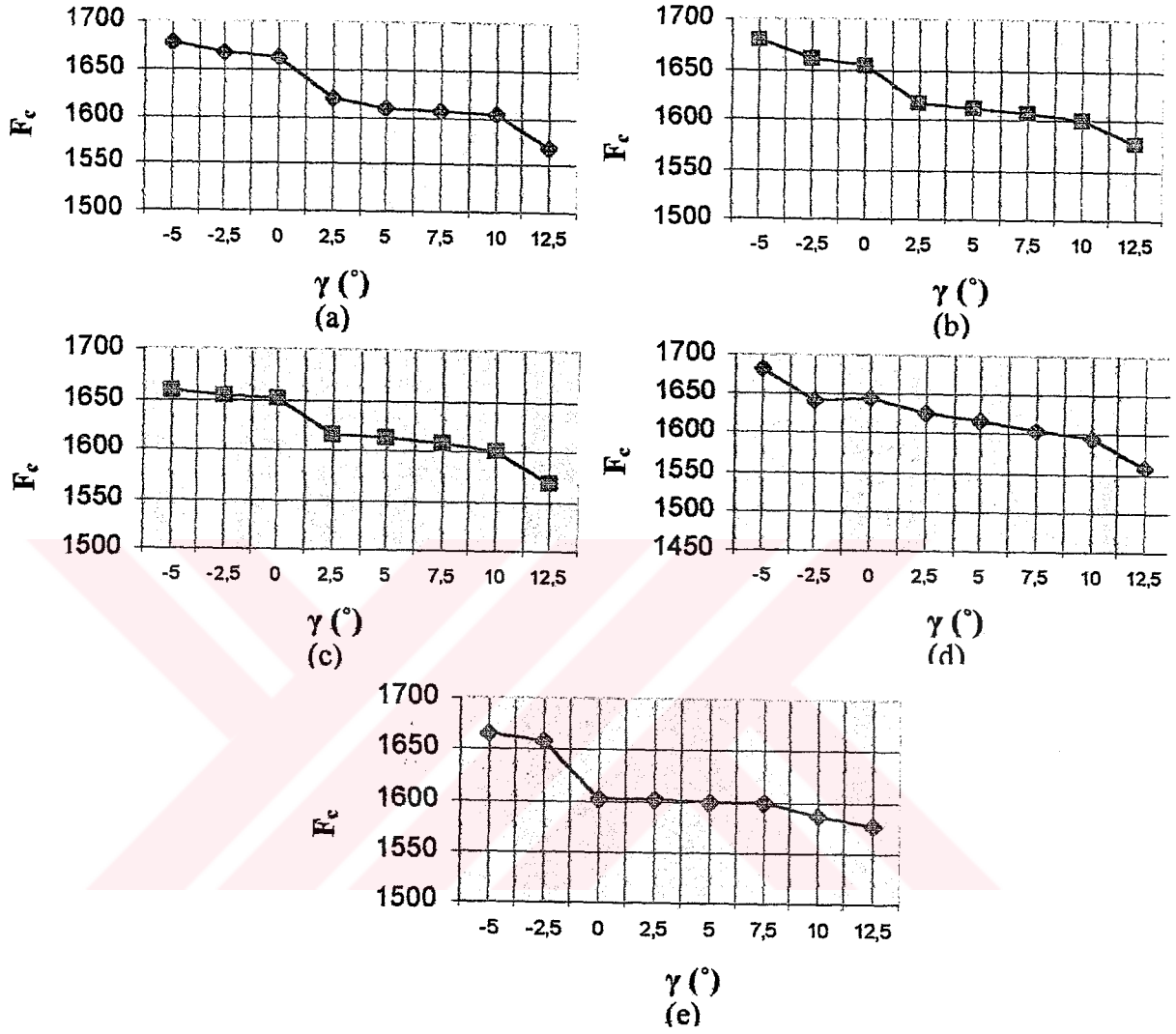
Sabit talaş derinliği (2,5 mm) ve sabit ilerleme (0,25 mm/dev) kullanılarak, beş farklı kesme hızında (80, 100, 120, 150 ve 180 m/min) talaş açısının -5° 'den $+12,5^\circ$ 'ye kadar sekiz farklı değerinde yapılan talaş kaldırma deneyleri sonucunda elde edilen asıl kesme kuvveti değerleri Çizelge 6.1'de gösterilmiştir.

Aynı çizelgede, teorik olarak hesaplanan asıl kesme kuvveti değerleri ve deneysel sonuçlarla teorik sonuçlar arasındaki sapma “%” olarak verilmiştir.

Çizelge 6.1'de listelenen deneysel sonuçlar baz alınarak, kullanılan beş farklı kesme hızı için asıl kesme kuvveti (F_c)'nin talaş açısına bağlı olarak değişimi Şekil 6.2'deki grafiklerde her kesme hızı için ayrı ayrı ve Şekil 6.3'de ise toplu halde bir arada gösterilmiştir.

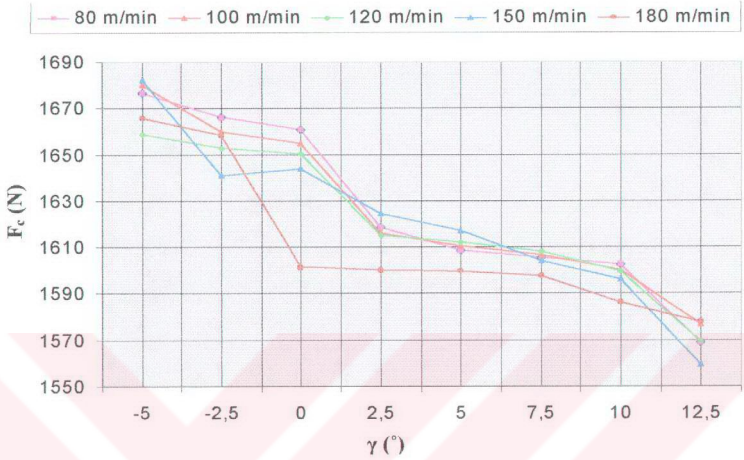
Çizelge 6.1. Farklı kesme hızlarına ve farklı talaş açılarına bağlı olarak, asıl kesme kuvveti (F_c) ve ilerleme kuvvetindeki (F_a) değişimler

Kesme hızı V (m/min)	Talaş açısı γ (°)	Deneysel ölçülen F_c (N)	Teorik hesaplanan F_c (N)	Deneysel ölçülen F_a (N)	Teorik hesaplanan F_a (N)	Deneysel F_a / F_c (%)	F_c için Deneysel ve teorik sonuçlarda sapma (%)
80	-5	1676,632	1831,529	852,284	549,459	0,51	-9,24
	-2,5	1666,340	1772,574	826,799	531,772	0,50	-6,38
	0	1660,949	1713,619	557,244	514,086	0,34	-3,17
	2,5	1618,310	1654,665	616,545	496,399	0,38	-2,25
	5	1608,580	1595,710	704,273	478,713	0,44	0,80
	7,5	1605,568	1524,964	768,477	457,489	0,48	5,02
	10	1602,627	1477,801	729,759	443,340	0,46	7,79
	12,5	1568,810	1414,915	662,125	424,475	0,42	9,81
100	-5	1680,063	1795,616	831,209	538,685	0,49	-6,88
	-2,5	1659,479	1737,818	807,684	521,345	0,49	-4,72
	0	1654,578	1680,019	551,853	504,006	0,33	-1,54
	2,5	1615,860	1622,220	598,902	486,666	0,37	-0,39
	5	1610,630	1564,421	770,928	469,326	0,48	2,87
	7,5	1606,548	1495,063	761,615	448,519	0,47	6,94
	10	1600,367	1448,824	722,898	434,47	0,45	9,47
	12,5	1576,652	1387,172	664,085	416,151	0,42	12,02
120	-5	1658,696	1777,660	801,313	533,298	0,48	-7,17
	-2,5	1652,617	1720,439	789,061	516,132	0,48	-4,10
	0	1650,167	1663,218	510,684	498,965	0,31	-0,79
	2,5	1614,880	1605,998	594,001	481,799	0,37	0,55
	5	1612,060	1548,777	742,501	464,633	0,46	3,93
	7,5	1608,018	1480,112	752,303	444,034	0,47	7,95
	10	1599,574	1434,335	714,076	430,300	0,45	10,33
	12,5	1569,300	1373,300	660,165	411,990	0,42	12,49
150	-5	1682,023	1741,748	816,506	522,524	0,49	-3,55
	-2,5	1640,855	1685,683	773,868	505,705	0,47	-2,73
	0	1643,795	1629,618	483,239	488,885	0,30	0,86
	2,5	1624,682	1573,553	582,239	472,066	0,36	3,15
	5	1617,132	1517,488	716,526	455,246	0,44	6,16
	7,5	1604,097	1450,211	749,363	435,063	0,47	9,59
	10	1596,240	1405,359	720,938	421,608	0,45	11,96
	12,5	1559,498	1345,556	676,829	403,667	0,43	13,72
180	-5	1665,850	1723,792	791,021	517,138	0,47	-3,48
	-2,5	1658,008	1668,305	780,239	500,491	0,47	-0,62
	0	1601,647	1612,818	484,709	483,845	0,30	-0,70
	2,5	1600,078	1557,331	572,436	467,199	0,36	2,67
	5	1599,785	1501,844	711,135	450,553	0,44	6,12
	7,5	1597,726	1435,260	738,581	430,578	0,46	10,17
	10	1568,217	1390,870	708,685	471,261	0,45	11,31
	12,5	1577,632	1331,684	693,491	399,505	0,44	15,59



Şekil 6.2. Asıl kesme kuvveti (F_c)'nin talaş açısı (γ)'na bağlı olarak değişimi

a) $V=80$ m/min, b) $V=100$ m/min, c) $V=120$ m/min,
d) $V=150$ m/min, e) $V=180$ m/min



Şekil 6.3 Farklı kesme hızlarında asıl kesme kuvveti (F_c)nin talaş açısı (γ)na bağlı olarak değişimi

Şekil 6.2’de ve Şekil 6.3’deki grafiklerden görülen en çarpıcı sonuç, uygulanan kesme hızlarının hepsi için, talaş açısının pozitif yönde artırılmasıyla asıl kesme kuvvetlerinde bir düşme görülürken, talaş açısının negatif yönde artmasıyla birlikte asıl kesme kuvvetleri de artmaktadır. Bu durum, değerlendirme esaslarında da sözü edildiği gibi takım talaş yüzeyindeki değişime bağlı olarak açıklanabilir ve literatürdeki bilgilerle paralellik arz etmektedir (3, 23, 24, 25, 37, 38, 39, 40, 41, 42). Literatürde, talaş açısının pozitif olarak artırılmasının kesme kuvvetleri üzerinde olumlu etkisinden söz edilmekte ve bu durum talaşın takım üzerindeki temas yüzeyinin küçülmesine ve dolayısı ile de sürtünme kuvvetlerindeki azalmaya, talaş akışının daha kolay gerçekleşebilmesine atfedilmektedir. Aynı durum, yapılan bu deneysel çalışma ile doğrulanmış olup, talaş açısındaki pozitif yönde artışla birlikte asıl kesme kuvveti azalmıştır.

Farklı kesme hızları için, asıl kesme kuvvetinin talaş açısına bağlı değişimi değerlendirilecek olursa, Şekil 6.2’den görüleceği gibi, talaş açısının pozitif değişimine bağlı olarak kesme kuvvetleri azalırken, kesme hızındaki artışa bağlı

olarak bir miktar farklı eğilimler göze çarpmaktadır. 80, 100 ve 120 m/min'lik kesme hızlarında en büyük azalma 0°'lik talaş açısından +2,5°'lik talaş açısına geçiş sırasında gözlenirken 150 m/min'lik kesme hızında aynı talaş açısında daha küçük bir azalma eğilimi görülmektedir. 180 m/min kesme hızında ise talaş açısı -2,5°'den 0°'ya değişimi sırasında kesme kuvvetlerindeki azalma en belirgin hale gelmektedir.

Söz konusu kesme hızları, kullanılan kesici takım için üretici firmanın önerdiği 80-150 m/min arasında değişen kesme hızı sınırları içerisinde kalan değerlerdir (29). Kesme hızının 150 m/min ve 180 m/min'e çıkarılması ile eğilimin değişmesi, hız sınırları dışına çıkılmasına bağlı olarak açıklanabilir. Her ne kadar 150 m/min, önerilen üst sınır olsa da, 2,5 mm talaş derinliği ve 0,25 mm'nin "orta" işleme şartları içinde kaldığı göz önünde bulundurulacak olursa, 150 m/min'lik hızın bu şartlar için yüksek bir kesme hızı değeri olduğu söylenebilir. 80 m/min'de talaş açısının -5°'den -2,5°'ye değiştirilmesiyle kesme kuvveti %0,6; -2,5°'den 0°'ye değiştirilmesiyle %0,3 azalırken 0°'den +2,5°'ye değişim sırasında kesme kuvveti %2,5 gibi bir azalma eğilimi sergilemektedir. Aynı şekilde 100 m/min ve 120 m/min'lik kesme hızları için de talaş açısının 0°'den +2,5°'ye değiştirilmesiyle kesme kuvvetlerinde %2'nin üzerinde belirgin bir azalma gözlenmektedir. Kesme hızı 150 m/min'e çıkarıldığında aynı açı değişimi için kesme hızındaki azalma %1,2 civarında kalmakta ve 180 m/min'de ise bu açı değerleri için değişim kayda değer olmaktan çıkmaktadır.

Bütün kesme hızları için, negatif açı değerindeki yüksek kesme kuvvetleri, literatürde (3, 23, 24, 25, 37, 38, 39, 40, 41, 42) negatif talaş açısı için kesme kuvvetlerinin arttığını vurgulayan yaklaşımları doğrular niteliktedir.

180 m/min'lik kesme hızında -2,5°'lik negatif değerden 0°'ye geçiş sırasında kesme kuvvetindeki azalma %3,4'e kadar çıkmaktadır. Ancak 0°'den +7,5°'ye kadar olan süreç içerisinde kesme kuvveti neredeyse sabit kalmaktadır. Bu durum yüksek kesme hızlarında, talaş açısından bağımsız olarak, daha belirgin akma bölgesinin talaş yüzeyinde temas alanını azaltmasına bağlı olarak açıklanabilir (3, 40). +7,5°'den sonra talaş açısının artan değerleri kesme kuvvetleri üzerinde tekrar etkili olmaya

başlamıştır. Yine bütün kesme hızları için, talaş açısının pozitif olarak daha da yüksek değerlere çıkarılması ($+10^\circ$ ve $+12,5^\circ$ gibi) ile kesme kuvvetlerinde de $\%1,48$ 'den $\%2,3$ 'e kadar değişen bir azalma eğilimi görülmektedir.

6.3. Asıl Kesme Kuvveti İçin Deneysel Sonuçlarla Teorik Sonuçların Karşılaştırılması

Kesme kuvvetleri deneysel yöntemlerle ölçülebildiği gibi, analitik olarak da hesaplanabilmektedir. Deneysel ölçme işlemlerinde yaygın olarak dinamometreler ve yük hücreleri kullanılırken, analitik hesaplamalarda ise ilk olarak Ernst ve Merchant'ın 1941 yılında geliştirdikleri üst sınır teoremi kullanılmıştır (24). 1951'de Lee ve Shaffer bazı deneysel çalışmalarıyla da örtüşecek şekilde kayma düzlemi metodunu geliştirmişlerdir. Daha sonraları ise 1961'de Thomsen, 1967'de Rowe ve Spick, 1982'de ise Wrigth, başlangıçtaki kayma düzlemi ve üst sınır teoremlerini geliştirerek yeni yaklaşımlar ortaya koymuşlardır (24, 37, 43). Fang'da kayma düzlemi (slip line) yöntemi üzerinde bazı modifikasyonlarla yeni eşitlikler türetmiştir (44, 45, 46).

Ancak geliştirilen metotların hiçbiri işlenen malzemenin ve kesicinin metalurjik yapısını dikkate almadığından dolayı, tamamen doğru sonuçlar vermemekte, sadece belli bir yakınlıkta kesme kuvvetlerinin tahmin edilebilmesine imkan sağlamaktadır. Belli bir aşamadan sonra talaş kaldırma işlemlerinde kesme kuvvetlerinin analiz edilmesi için nümerik yöntemler kullanılmaya başlanmıştır. Bir malzemenin iç ve dış etkiler karşısındaki davranışlarının nümerik olarak modellenmesinin getirdiği zorluklar, bu yaklaşımla da kesin sonuçlar alınmasını engellemektedir. Nümerik metotlarda kompleks malzeme modellerinin geliştirilmesiyle birlikte, talaş kaldırma işlemlerindeki simülasyonların deneysel verilerle hemen hemen $\%90$ civarında doğruluğu sağlanmış ve daha gerçekçi tahminlerin yapılabilmesi mümkün olmuştur (3, 37).

Yapılan bu çalışmada da, özellikle enerji tüketiminde en önemli parametre olan asıl kesme kuvveti için deneysel olarak belirlenen verilerin, uygulamada yaygın olarak

kullanılan teorik yaklaşımlarla belirlenen değerleri ile bir karşılaştırmanın yapılmasının yerinde olacağı düşünülmüştür. Bu amaçla kesme kuvveti için Bölüm 3'deki Eşitlik 3.16, talaş açısı faktörü için Eşitlik 3.15 kullanılarak, teorik F_c değerleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamalarda, k_s değerini belirlemek maksadı ile Eşitlik 3.13 kullanılmıştır. Eşitlik 3.13'deki h değeri, takımın yanalma açısı 75° ve seçilen $0,25$ m/dev ilerleme kullanılarak Şekil 3.5'deki gösterildiği gibi Eşitlik 3.11 kullanılarak $0,241$ olarak belirlenmiştir. Eşitlik 3.13'deki k_{11} değeri, AISI 1040 çeliği için farklı kaynaklarda farklı değerler ihtiva etmektedir. Bu çalışmada k_{11} değeri 1860 olarak alınmıştır (25). Aynı kaynaktan m değeri $0,20$ olarak belirlenmiştir. Bunun sonucunda Eşitlik 3.13 kullanılarak yapılan hesaplama ile k_s değeri 2474 olarak bulunmuştur. Bu yaklaşımla teorik hesaplamalarla elde edilen ve deneysel çalışmalardan belirlenen asıl kesme kuvveti değerleri Çizelge 6.1'de listelenmiştir. Aynı çizelgede deneysel sonuçlar ile teorik sonuçlar arasındaki sapma da % olarak gösterilmiştir.

Çizelge 6.1.'deki veriler baz alındığında, talaş açısındaki değişime bağlı deneysel olarak ölçülen F_c 'nin değişimi ile teorik olarak hesaplanan F_c 'nin değişimi Şekil 6.4'deki grafiklerde gösterilmiştir.

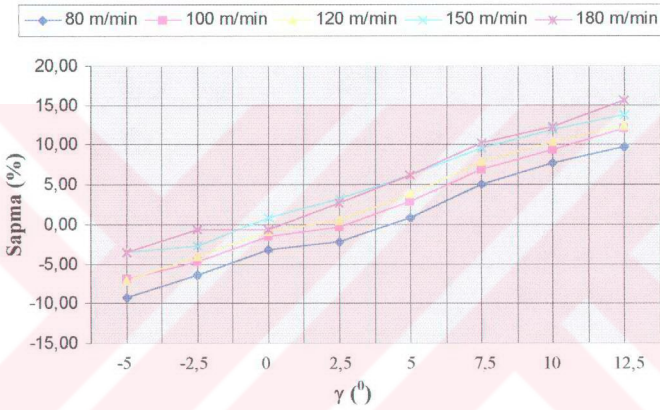


Şekil 6.4. Talaş açısına bağlı olarak deneysel ve teorik F_c kuvvetlerindeki değişim
 b) $V=80$ m/min, b) $V=100$ m/min, c) $V=120$ m/min,
 d) $V=150$ m/min, e) $V=180$ m/min

Şekil 6.4'den bütün kesme hızları için bir karşılaştırma yapıldığında deneysel sonuçlarla teorik sonuçların benzer bir eğilim sergilediği görülmektedir. Teorik sonuçlar, Eşitlik 3.16'daki değişkenlerin doğal bir sonucu olarak, talaş açısındaki artışa bağlı, lineer bir azalma eğilimi sergilemektedir. Deneysel sonuçlara bakıldığında, benzer bir azalma eğilimi görülürken, deneyler sırasındaki gerçek işleme şartlarına bağlı olarak, azalma eğilimi tam lineer olmamaktadır. Deneysel ve teorik sonuçların sergilediği uyum, teorik yaklaşımların önemli ölçüde geçerliliğini

yanstırken, aynı zamanda deneysel çalışmalar için tasarımı yapılan dinamometrenin de kullanılabilirliğini ön plana çıkarmaktadır.

Deneysel sonuçlarla teorik sonuçlar arasındaki sapmayı değerlendirmek maksadı ile; talaş açısındaki değişime bağlı olarak sapma değerlerindeki değişim (%), beş farklı kesme hızı için Şekil 6.5’deki grafiklerde toplu halde gösterilmiştir.



Şekil 6.5. Talaş açısındaki değişime bağlı olarak deneysel ve teorik sonuçlar arasındaki sapmanın değişimi

Şekil 6.5’deki grafiklerde, talaş açısına bağlı olarak sapma değerlerindeki değişimin bütün kesme hızları için aynı eğilimi sergilemesi, elde edilen bulguların geçerliliğini ortaya koymaktadır.

Talaş açısının küçük değerleri ($-2,5^{\circ}$, 0° , $+2,5^{\circ}$ gibi) için sapma miktarı çok küçük değerlerde kalırken talaş açısının negatif ve pozitif yönde artmasıyla deneysel sonuçlarla teorik sonuçlar arasındaki sapma da artmakta ve en yüksek hız en büyük talaş açısı (180 m/min , $+12,5^{\circ}$) için en yüksek değerini almaktadır. $\%15,59$ ’luk en yüksek sapma, talaş açısının kullanılan sınırları arasında, teorik hesaplamaların $\%85$ doğrulukla kullanılabileceğini ortaya koymaktadır. En yüksek sapmanın elde edildiği 180 m/min ’lik kesme hızının, takım için önerilen sınırların üstünde olduğu dikkate

alınacak ve değerlendirme dışında bırakılacak olursa, teorik hesaplamaların, literatürde bahsedildiği gibi (3, 23, 39) %90 doğrulukla kullanılabileceğini göstermektedir.

Ancak sapmanın kesme hızı ve talaş açısına bağlı değişimi, özellikle de talaş açısının negatif veya pozitif yönde artmasıyla sapmadaki artış eğilimi dikkate alınacak olursa, teorik hesaplamalarda kullanılan kesme hızı faktörü (k_v) ve talaş açısı faktörü (k_γ)'nın sorgulanma ihtiyacını ortaya koymaktadır.

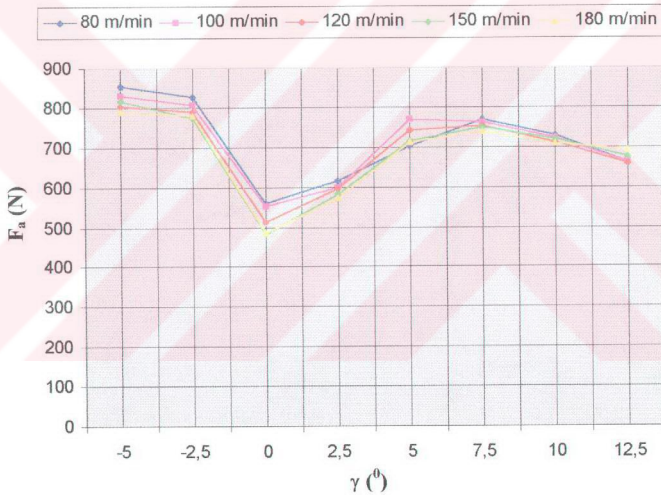
Teorik hesaplamalarda Bölüm 3 Eşitlik 3.15'deki k_γ talaş açısı faktörünü belirlemek amacıyla çelik malzemeler için tavsiye edilen "C" katsayısının (109), küçük talaş açıları için oldukça tutarlı olduğu görülürken, talaş açısındaki artışla birlikte deneysel sonuçlarda görülen sapmanın önemli ölçüde artması, talaş açısının tüm değerleri için "C" katsayısının sabit kalmadığını göstermektedir. Bu amaçla, farklı çelik malzemeler için benzer çalışmalar yapılarak "C" katsayısının daha tutarlı şekilde belirlenmesi veya k_γ faktörü için farklı bir modelin geliştirilebilmesi mümkün olacaktır.

Farklı kesme hızları için elde edilen grafiklerin sergilediği paralellik, k_v 'nin nispeten daha kullanılabılır olduğunu ortaya koymakla beraber, aynı şekilde, kesme hızındaki değişime bağlı olarak deneysel sonuçlar ile teorik sonuçlar arasındaki değişen sapma değerleri, kesme hızı faktörü k_v için de daha tutarlı yaklaşımlara ihtiyaç olduğunu göstermektedir. Bu durum, k_v için referans olarak seçilen 100 m/min'lik kesme hızının, gelişen modern kesici takımlara ve bu takımların ihtiyaç gösterdiği yüksek kesme hızlarına göre yeniden belirlenmesi gerektiğini göstermektedir.

Teorik hesaplamalar ile deneysel sonuçlardaki sapmanın bir başka nedeni de, işlenen malzemeye ait k_s değerinin tam doğrulukta belirlenememiş olması olabilir. Daha öncede bahsedildiği gibi, farklı kaynaklara bakıldığında, AISI 1040 malzeme için k_s , k_{11} ve m için farklı değerlere rastlanmaktadır. Bu çalışmada k_s 'yi belirlemek için seçilen k_{11} ve m değerlerinin tam doğrulukta olmama ihtimali, söz konusu sapmaların bir başka nedeni olarak yorumlanabilir.

6.4. Talaş Açısının İlerleme Kuvveti (F_a) Üzerindeki Etkisinin Değerlendirilmesi

Tasarlanan ve imal edilen dinamometre ile asıl kesme kuvveti F_c 'nin yanı sıra, kesme kuvvetleri arasında ikinci derecede bir öneme sahip ilerleme kuvveti F_a 'nın da ölçülebilmesi mümkün olmuştur. Deneysel ölçümlerle elde edilen ve Çizelge 6.1'de listelenen ilerleme kuvvetinin, farklı kesme hızlarında talaş açısına bağlı olarak değişimi Şekil 6.6'daki grafiklerde bir arada gösterilmiştir.



Şekil 6.6. Farklı kesme hızlarında, ilerleme kuvvetinin talaş açısına bağlı olarak değişimi

Şekil 6.6'dan görülebileceği gibi, bütün kesme hızları için, ilerleme kuvveti F_a 'nın, talaş açısındaki değişim karşısında sergilediği davranış benzer özellikler sergilemekle beraber, asıl kesme kuvvetindeki değişimden çok farklı bir eğilim sergilemektedir.

Kesme hızındaki artışa bağlı olarak, genel anlamda, ilerleme kuvvetinin çok küçük miktarlarda azaldığı ve ilerleme kuvvetinin kesme hızına karşı duyarlılığının düşük olduğu söylenebilir.

Asıl kesme kuvveti F_c , talaş açısına bağlı olarak, bu açının negatif değerlerinde büyük çıkarken, talaş açısının pozitif olarak artırılması ile düşme eğilimi sergilemiştir (Şekil 6.3). Bu durum literatürde gözlenen bulgularla paralellik arz etmekte olup (3, 18, 40, 42, 47, 48, 49, 50), talaş açısındaki pozitif artışla birlikte takım talaş yüzeyinde, takım talaşın temas alanının küçülmesine, çıkan talaş kalınlığının negatif açılarda büyümesine ve talaş oranına (işlenmiş talaş kalınlığının işlenmemiş / teorik talaş kalınlığına oranı) bağlı olarak açıklanmıştır. Oysa ilerleme kuvveti F_a , F_c 'nin bu davranışını sergilememekte, negatif açılarda en büyük değerlerini alırken, özellikle 0° 'de oldukça küçük değerlere düşmekte ve talaş açısındaki pozitif artışla beraber tekrar yükselme eğilimine girmektedir. Dolayısıyla da F_c 'den çok farklı bir eğilim gözlenmektedir. Beş farklı kesme hızı için de elde edilen grafiklerin paralel bir davranış sergilemiş olması, deneysel sonuçlarda çok ciddi bir hata olmadığını, F_a 'nın talaş açısındaki değişim karşısında F_c 'den çok farklı bir davranış sergilediğini göstermektedir.

İlerleme kuvveti için en iyi sonuçlar (F_a 'nın küçük olduğu değerler) 0° ve daha sonra $+2,5^\circ$ 'lik talaş açılarında elde edilmiştir. Talaş açısının negatif ve pozitif yönde artırılmasıyla ilerleme kuvveti tekrar bir artış sergilemiş, $+7,5^\circ$ 'den sonra ise nispeten daha az olsa bile tekrar düşüş eğilimi sergilemeye başlamıştır. Literatürde, talaş açısının ilerleme kuvveti üzerindeki etkisini değerlendiren bir çalışmaya rastlanılmamış olması, bu durum hakkında bir değerlendirme yapılmasını güçleştirmektedir.

F_a için gözlenen bu eğilim, öncelikli olarak dinamometre tasarımındaki özelliklerle bağlı olarak değerlendirilmiştir. Yapılan tasarımda, öncelikli olarak 0° talaş açısına sahip, kesici takım kullanılmış ve farklı talaş açıları için dinamometreye bağlanan bir açılı ölçer ile, takım bir bütün halinde döndürülerek istenen talaş açısı değerleri ayarlanmıştır. Böyle bir tasarımda yaşanan en önemli durum, takımın ön boşluk

açısının, negatif talaş açılarında artması, pozitif talaş açılarında azalması şeklinde kendini göstermiştir. Ancak bu değişimin olumsuz etkisini engellemek için, ön boşluk açısının en küçük değerinin, 2,5 mm talaş derinliği ve 0,25 mm/dev ilerleme şartları için, takımın ön tarafındaki sürtünmeyi engelleyecek tarzda kalması sağlanmıştır. Bu amaçla, özellikle pozitif talaş açılarındaki daha büyük değerlerde, ön boşluk açısının arzu edilen durumda kalmasını temin etmek için, $+7,5^\circ$ ve daha sonraki talaş açıları için, bütün özellikleri aynı (genel geometri, uç yarıçapı, kalite grubu vb) ama $+7^\circ$ talaş açısına sahip kesici takım kullanılmasına geçilmiştir. Böylece ön boşluk açısının kesme kuvvetlerini etkilemesi engellenmiştir. Her deneyde yeni bir takım kullanılması ve her deneyde çok yüksek miktarlarda talaş kaldırılmamış olması da, aşınma ile yaşanabilecek olumsuz etkileri en aza indirmiştir.

Bu tasarım şartlarının olumsuz bir etkiye sahip olmadığı düşünülecek olursa, F_a 'nın 0° 'lik talaş açısında en düşük değerlerde kalması, bu açı durumunda deney şartlarının en kararlı olduğu anlamı taşımaktadır. Bu konu; üzerinde hala çalışılması gereken bir özellik arz ederken, deneyler sırasında “gürültü ve titreşim” ölçümleri yapılarak, 0° 'de en kararlı şartların elde edildiği doğrulanmalıdır. Tez sonrası planlanan çalışmalar ile bu eğilimin irdelenmesi ve daha kapsamlı bir değerlendirme yapılması amaçlanmaktadır.

Literatüre bakıldığında (3, 23, 40), ilerleme kuvveti F_a 'nın asıl kesme kuvvetine bağlı, teorik olarak belirlenebileceği görülmektedir. İlerleme kuvvetinin, asıl kesme kuvvetinin %55'ine kadar çıkabileceği vurgulanırken, teorik tahminlerde ve pratik uygulamalarda, tornalama işlemleri için 0,2–0,3 F_c kadar alınması tavsiye edilmektedir.

Çizelge 6.1'den görülebileceği gibi, yapılan deneysel çalışmalarda, F_a 'nın F_c 'ye oranı en fazla 0,51 olarak belirlenmiş ve bu oranın genel olarak 0,30–0,51 arasında değiştiği görülmüştür. Deneysel verilerde bu oranın %55'i geçmemesi, literatürle paralellik arz ederken, teorik yaklaşımlarda yaygın kullanılan 0,2–0,3 katsayısının

düşük olduğu ve F_a 'nın en az 0,3 F_c kadar dikkate alınması gereğini ortaya koymaktadır.

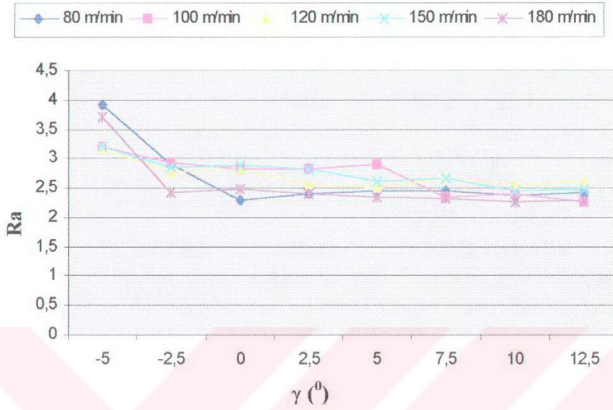
6.5. Talaş Açısının Ortalama Yüzey Pürüzlülüğü (R_a) Üzerindeki Etkisinin Değerlendirilmesi

Farklı talaş açılarının işlenen yüzeyin kalitesi üzerindeki etkisini değerlendirmek amacıyla yapılan deneylerde, işlenen her yüzey üzerinden, ölçme aletinin örnek uzunluğu (4 mm) kullanılarak, yüzeyin değişik bölgelerinde (çevresel ve boyuna) üç farklı ölçme işlemi yapılmış ve elde edilen bu üç değer aritmetik ortalaması alınarak, o yüzeye ait “ortalama yüzey pürüzlülüğü” olarak değerlendirilmiştir. Beş farklı kesme hızı için sekiz farklı talaş açısında elde edilen ortalama yüzey pürüzlülük değerleri (R_a) Çizelge 6.2’de listelenmiştir.

Çizelge 6.2. Farklı kesme hızlarında talaş açısına bağlı olarak elde edilen ortalama yüzey pürüzlülük değerleri

Talaş Açısı γ (°)	Kesme Hızı – V (m/dk)				
	80	100	120	150	180
-5	3,18	3,2	3,18	3,2	3,7
-2,5	2,91	2,92	2,77	2,85	2,42
0	2,3	2,83	2,81	2,87	2,48
2,5	2,4	2,81	2,55	2,82	2,39
5	2,45	2,69	2,5	2,62	2,33
7,5	2,44	2,35	2,66	2,67	2,32
10	2,37	2,4	2,56	2,46	2,27
12,5	2,43	2,26	2,6	2,48	2,28

Çizelge 6.2’de listelenen bulgular, farklı kesme hızları için, farklı talaş açısına bağlı olarak ortalama yüzey pürüzlülüğündeki değişimi göstermek amacıyla, Şekil 6.7’deki grafiklerde toplu halde gösterilmiştir.



Şekil 6.7. Farklı kesme hızlarında talaş açısına bağlı olarak ortalama yüzey pürüzlülüğündeki değişim

Şekil 6.7.'de görülen en çarpıcı sonuç, negatif talaş açıları için, özellikle de -5° 'lik talaş açısı için yüzey pürüzlülüğü değerleri bir hayli yüksek iken, 0° 'lik talaş açısından itibaren talaş açısının pozitif olarak artışıyla yüzey pürüzlülüğünün kayda değer bir değişim göstermemesidir. Kullanılan kesici takım için, imalatçı firma tarafından önerilen kesme hızı aralığı (100-150 m/min) dışına çıkıldığında, hem düşük kesme hızı (80 m/min) hem de yüksek kesme hızı (180 m/min) için, -5° 'lik negatif talaş açısında en yüksek yüzey pürüzlülüğü değerlerinin elde edilmesi, önerilen aralığın dışında çalışmanın olumsuz etkisini yansıtmaktadır.

Önerilen kesme hızı aralığı için, seçilen her üç kesme hızında da, -5° 'lik talaş açısında elde edilen pürüzlülük değerleri aynı olmakta ve diğer talaş açıları için elde edilen değerlerden daha yüksek seviyede bulunmaktadır. -5° 'lik negatif talaş açısında gözlenen bu durum, bu talaş açıları için elde edilen kesme kuvvetlerinin de büyük olmasına ve negatif talaş yüzeyindeki talaş akışının olumsuz etkisine atfedilebilir.

Talaş açısının $-2,5^0$ 'den itibaren $+12,5^0$ 'ye kadar artan değerlerinde oldukça kararlı seyreden pürüzlülük değerleri, pozitif talaş açısının, yüzey pürüzlülüğü üzerinde AISI 1040 malzemesi için çok etkili bir parametre olmadığı şeklinde yorumlanabilir. $-2,5^0$ 'den itibaren elde edilen en yüksek pürüzlülük değeri ($V=100$ m/min, $-2,5^0$ için $2,92\mu\text{m}$) ile, en düşük pürüzlülük değeri ($V=180$ m/min, $\gamma=12,5^0$ için $2,28\mu\text{m}$) arasında seyreden değişimin çok düşük düzeyde olması bunun bir göstergesidir. Elde edilen bulgular, takımın uç yarıçapı (0,8 mm) ve 0,25 mm/dev ilerleme için, takım üretici firmalar tarafından, bu işleme tarzında beklenen değerlere yakın seyretmektedir (28). "Orta işleme şartları" aralığındaki 2,5 mm talaş derinliği ve 0,25 mm/dev ilerleme ile elde edilen bu değerler tornalama işlemleri için kabul edilebilir sınırlar içindedir.

180 m/min'lik kesme hızında, -5^0 'lik negatif talaş açısı hariç, elde edilen en olumlu değerler, yüksek kesme hızlarının yüzey pürüzlülüğü üzerindeki bilinen olumlu etkisine atfedilebilir (3, 24, 39, 41). Yine bu kesme hızında, artan talaş açısına bağlı olarak çok düşük düzeyde de olsa seyreden olumlu ve kararlı gelişme, pozitif olarak artırılan talaş açısının yüzey pürüzlülüğü üzerinde, çok az bile olsa olumlu bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir.

Deneylerde kullanılan AISI 1040 çelik malzemenin, ihtiva ettiği karbon miktarı, çekme dayanımı vb. gibi özellikleri dikkate alındığında, işlenebilirlik açısından, işlenebilirliği en iyi çelik malzemeler arasında yer almaktadır (3, 40). Bu anlamda, yüzey pürüzlülüğünün, özellikle yüksek kesme hızlarında, olumsuz özellikler sergilemesi beklenmemektedir. Ancak, özellikle sünek malzemelerin, orta veya düşük kesme hızlarında işlenmesi sırasında yaşanan "yığıma kenar (BUE)" problemi, yüzey pürüzlülüğü açısından olumsuz bir faktördür ve problemi elimine etmek için en etkili önlemlerden biri talaş açısının pozitif olarak artırılmasıdır (3, 24, 39, 40, 41, 42). Bu sebeple, talaş açısının yüzey pürüzlülüğü üzerindeki bu çok düşük etkisi, sıvanma eğilimi daha yüksek bazı malzemeler (alüminyum vb.) kullanılarak denendiğinde, talaş açısının, yüzey kalitesi üzerinde çok daha yüksek seviyede olumlu etkilere sahip olması beklenebilir.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, tornalama işlemleri sırasında takımın talaş açısının asıl kesme kuvveti (F_c) ve ilerleme kuvveti (F_a)'ni nasıl etkileyeceğini araştırmak amacıyla bir dinamometre tasarlanarak imal edilmiş ve AISI 1040 çeliği kullanılarak hazırlanan deney numuneleri üzerinde, beş farklı kesme hızı, sabit talaş derinliği ve sabit ilerleme kullanılarak, negatiften pozitifte değişen sekiz farklı takım talaş açısı için BSD'li torna tezgahında yapılan deneylerle ölçülen kesme kuvvetleri değerlendirilmiştir. Ayrıca, talaş açısının yüzey kalitesi üzerindeki etkisini değerlendirmek amacı ile, her deney sonrası numunelerin işlenen yüzeylerinde ortalama yüzey pürüzlülük değerleri (R_a) ölçülmüştür. Yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen bulgular değerlendirildiğinde şu önemli sonuçlar bulunmuş ve aşağıda maddeler halinde özetlenmiştir:

- Tezgah ve kesici takıma göre uygun konumlanmış iki adet yük hücresi kullanılarak F_c ve F_a 'yı aynı anda ölçecek şekilde tasarlanmış ve imal edilmiş dinamometrenin bir bilgisayar sistemi ile entegrasyonu sağlanarak, elde edilen verilerin süratli ve sağlıklı bir şekilde değerlendirilmesi mümkün olmuştur.
- Tüm deneylerin aynı şartlarda yapılmış olması, elde edilen sonuçların kendi arasında tutarlılık sergilemesi, tasarlanan ve imal edilen dinamometrenin söz konusu amaç için kullanılabilir olduğunu göstermiş ve deney sonuçlarının kendi aralarında karşılaştırılabilmesini mümkün kılmıştır.
- Yapılan deneylerden elde edilen en önemli sonuç, takımın talaş açısının pozitif yönde artmasıyla asıl kesme kuvvetinin düşmesi ve talaş açısının negatif olarak artırılmasıyla asıl kesme kuvvetinin de artmasıdır. Bu durum literatürdeki bulgularla paralellik arz etmektedir.
- Seçilen kesici takım için, imalatçı firma tarafından önerilen kesme hızı aralığında, asıl kesme kuvvetindeki en belirgin azalma, talaş açısının 0° 'den

+2,5°'ye değiştirilmesi sırasında gösterirken, bu şartlarda asıl kesme kuvvetindeki azalma %2'nin üzerinde olmuştur.

- Önerilen kesme hızının üstünde yapılan deneyler sırasında ise, asıl kesme kuvvetindeki en belirgin düşüş, talaş açısının -2,5°'den 0°'ye değiştirilmesi ile elde edilmiş ve azalma %3,4'e kadar çıkmıştır.
- Bütün kesme hızları için asıl kesme kuvveti, negatif talaş açısı değerlerinde yüksek olmakta ve bu durum, literatürde negatif talaş açısının asıl kesme kuvvetini artırdığını vurgulayan yaklaşımları doğrulamaktadır.
- Asıl kesme kuvveti için, deneysel sonuçlarla teorik sonuçları karşılaştırmak amacı ile yapılan değerlendirmede teorik ve deneysel sonuçların benzer bir eğilim sergilediği görülmüştür. Sonuçların sergilediği uyum teorik yaklaşımların önemli ölçüde geçerliliğini yansıtırken aynı zamanda tasarımı yapılan dinamometrenin de kullanılabilirliğini göstermektedir.
- Asıl kesme kuvveti için deneysel sonuçlarla teorik sonuçlar arasındaki sapma değerlendirildiğinde, talaş açısının küçük değerleri (-2,5°, 0°, +2,5°) için sapma çok küçük olurken, en yüksek kesme hızı (180 m/min) ve en büyük talaş açısı (+12,5°) için en yüksek değerine ($\approx$ %15) ulaşmaktadır.
- Elde edilen sapma değerleri değerlendirildiğinde, kullanılan teorik yaklaşımın %85 doğrulukla, daha küçük talaş açıları için %90 doğrulukla kullanılabileceği görülmektedir.
- Sapmanın kesme hızı ve talaş açısına bağlı değişimi ve talaş açısının negatif veya pozitif yönde artmasıyla sapmadaki artış eğilimi dikkate alınacak olursa, teorik hesaplamalarda kullanılan kesme hızı faktörü (k_v) ve talaş açısı faktörünün (k_γ) tekrar sorgulanması gereğini ortaya koymaktadır.

- Bütün kesme hızları için, ilerleme kuvveti (F_a), talaş açısındaki değişim karşısında, asıl kesme kuvvetinden farklı bir eğilim sergilemektedir.
- Kesme hızlarındaki artışa bağlı olarak, ilerleme kuvvetindeki azalmanın çok küçük olması, ilerleme kuvvetinin kesme hızına duyarlılığının daha az olduğunu göstermektedir.
- İlerleme kuvvetinin en küçük olduğu talaş açıları, 0° ve daha sonra $+2,5^\circ$ dir. Bu durum, deney şartlarının özellikle 0° de en kararlı olduğunu göstermektedir.
- Deneyssel olarak elde edilen F_a/F_c oranları dikkate alındığında, bu oranın $0,30\sim 0,51$ arasında kaldığı görülmüştür. Bu oranın $0,55$ 'i geçmemesi literatürdeki bilgileri doğrularken, pratik uygulamalarda da en az F_c 'nin $0,3$ katı kadar alınması gerektiğini göstermektedir.
- Talaş açısının yüzey kalitesi üzerindeki etkisi değerlendirildiğinde, negatif talaş açılarının yüzey kalitesi üzerinde olumsuz bir etkiye sahip olduğu görülmüş, 0° 'lik talaş açısından itibaren pozitif artan talaş açısıyla yüzey kalitesinde olumlu bir gelişme gözlenmiştir.
- Talaş açısının $+2,5^\circ$ den $+12,5^\circ$ ye kadar değişen değerlerinde yüzey kalitesi özellikleri oldukça kararlı seyretmekte olup, iyileşme çok küçük değerlerde kalmaktadır. Bu durum, AISI 1040 malzemesi için, talaş açısının yüzey pürüzlülüğü üzerinde çok az bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir.

Elde edilen bu sonuçlar ışığında, bundan sonra yapılabilecek çalışmalar için aşağıdaki öneriler getirilebilir:

- Deneyssel sonuçların kendi içindeki tutarlılığı, teorik sonuçlarla olan uyumu, tasarımı ve imalatı yapılan dinamometrenin kullanılabilirliğini ortaya koymakla beraber, söz konusu dinamometrenin uluslararası kabul görmüş bir dinamometre

ile kalibrasyonu, tasarımın geçerliliğini güçlendirecektir. Bu amaçla, “Kistler” dinamometre ile kalibrasyonu sağlamak için, aynı deneylerin, mevcut Kistler dinamometre ile yapılması ve sonuçların karşılaştırılarak kalibrasyon kriterlerinin belirlenmesi planlanmaktadır.

- Yapılan deneysel çalışma ile, negatif talaş açısının asıl kesme kuvveti üzerindeki olumsuz etkisi görülmekle beraber, bu çalışmada seçilen en büyük negatif talaş açısının (-5^0) artırılarak, literatürde -15^0 olarak gösterilen sınıra kadar bir değerlendirme yapılması, sonuçların pekişmesini sağlayacaktır.
- Talaş açısı faktörünü belirlemek amacıyla çelik malzemeler için tavsiye edilen “C” katsayısının (109), küçük talaş açıları için tutarlı olduğu görülürken, talaş açısındaki negatif veya pozitif artışla beraber deneysel sonuçlarda görülen sapmanın önemli ölçüde artması, talaş açısının tüm değerleri için bu katsayının sabit kalmadığını göstermektedir. Bu amaçla çalışmalar derinleştirilerek “C” katsayısının daha tutarlı bir şekilde belirlenmesi veya k_f faktörü için farklı bir modelin geliştirilmesi mümkündür.
- Talaş açısının, özellikle pozitif olarak artırıldığında, AISI 1040 malzemenin yüzey kalitesi üzerinde yüksek bir etkiye sahip olmadığı görülmekle beraber, özellikle sünek malzemelerde yaşanan yığma kenar (BUE) problemini ve bunun yüzey kalitesi üzerindeki olumsuz etkisini elimine etmek için geçerli önlemlerden birinin talaş açısının pozitif olarak artırılması olduğu bilinmektedir. Bu sebeple BUE oluşturma eğilimi yüksek (Alüminyum ve Alüminyum Alaşımları gibi) malzemeler kullanılarak, talaş açısının yüzey kalitesi üzerindeki etkisi değerlendirilebilir (Bu amaçla Al alaşımı malzemeler ile yapılacak bir çalışmanın hazırlık aşaması tamamlanmıştır).
- Deneysel çalışmalar, talaş açısına bağlı olarak ilerleme kuvveti F_a ’nın asıl kesme kuvveti F_c ’den farklı eğilimler sergilediğini göstermiştir. Özellikle 0^0 ’lik talaş açısında elde edilen en düşük F_a değerleri, bu açıdaki kararlı deney şartlarına

bağlı olarak açıklanmıştır. Ancak bu durum, yapılacak gürültü ve titreşim ölçümleri ile doğrulanmalıdır. Literatürde F_a 'nın talaş açısına bağlı değişimini gösteren bulgu olmaması, bu konunun ayrıca değerlendirilmesi gereğini ortaya koymaktadır.

Malzemelerin talaşlı imalatla şekillendirilmesi alanında çok fazla çalışma yapılmış olmasına rağmen, araştırılan konuların daha ziyade; kayma açısı, kesici takım aşınması, takım ömrü, sıcaklık dağılımı, kesici takım-talaş ara yüzeyinde oluşan gerilemeler, I. ve II. deformasyon bölgelerinde meydana gelen plastik deformasyonlar vb. konular üzerine odaklandığı görülmektedir. Talaş kaldırma sırasında doğrudan talaş açısının etkisi üzerine odaklanmış çalışma sayısı çok azdır. Bu anlamda bakıldığında, yapılan bu çalışmada elde edilen sonuçlar, literatürdeki bilgilerin geçerliliğini ortaya koymak ve eksik hususları tamamlamak veya işaret etmek açısından önemli özellikler arz etmektedir.

KAYNAKLAR

1. Korkut, İ., Dönertaş, M. A., Şeker, U., "Üç boyutlu dinamometre tasarımı ve imalatı", *ZKÜ Karabük Teknik Eğitim Fakültesi Teknoloji Dergisi*, Yıl 2, Sayı 1-2: 115-129 (1999).
2. Dönertaş, M. A., "Freze tezgahında gerinim ölçme esaslı, bilgisayar bağlantılı dinamometrenin tasarımı ve imalatı". Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (1999).
3. Şeker, U., "Talaşlı İmalatta Takım Tasarımı", *G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Ders Notları*, Ankara, (2000).
4. Cook, N. H., Loewen, E. G. and Shaw, M. C., "Machine-tool dynamometers", *American Machinist*, A.B.D., (1954).
5. Korkut, İ., "Tornalama esnasında oluşan kuvvetlerin, grilmelerin bilgisayar yardımıyla ölçülebilmesi amacıyla gerinim ölçer esasına dayalı bir dinamometre tasarımı ve imalatı". Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (1996).
6. Karabay, M. ve Karabay, S., "Takım tezgahları için dinamometre tasarımı", *2. Ulusal Makine Tasarım ve İmalat Kongresi*, Ankara, 209-216 (1986).
7. Kim, T. Y., Kim, J., "Adaptive cutting force contro for a machining center by using inirect cutting force measurement", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 36 (8): 925-937 (1996).
8. Youn, J. W., Yang, M. Y., Park, H. Y., "Detection of cutting tool fracture by dual signal measurements", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 34 (4): 507-525 (1994).
9. Kurt, A., "Doğrusal hareketle talaş kaldıran vargel tezgahında kesme kuvvetlerinin ölçülmesi için bir dinamometre tasarımı ve imalatı". Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2001).
10. Otmanbölük, N., Ay, İ., ve Aksoy, Z., "Tornalamada kesme kuvvetlerinin ölçümü için ortogonal-ring dinamometresi tasarımı", *Malzeme ve İmalat Sempozyumu*, Dokuz Eylül Üniversitesi, Denizli, (1987).
11. Yardımoğlu, B., Boyar, L., "Talaşlı imalatla takıma gelen kuvvetlerin deneysel incelenmesi", *5. Ulusal Makine ve İmalat Kongresi*, Ankara, (1992).
12. Jin, W. L., Venuviod, P. K., Wang, X., "Optical fibre sensor based cutting force measuring device", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 35 (6): 877-883 (1995).

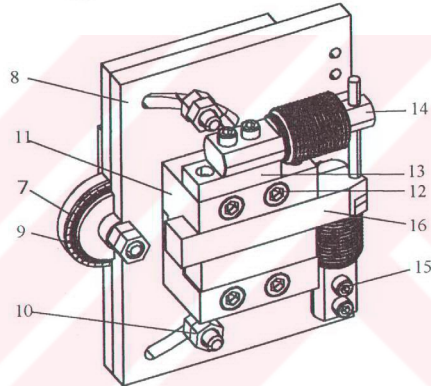
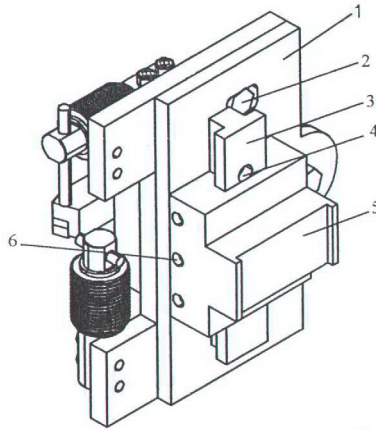
13. Dai, X., Gautschi, G. H., "Nex generation of cutting force dynamometers", *International symposium on test and measurement*, International Academic Publishers, Beijing, China, 615-616 (1997).
14. Santochi, M., Dini, G., Tantussi, G., Beghini, M., "Sensor integrated tool for cutting force monitoring", *Cirp Annals Manufacturing Technology*, 46 (1): 49-52 (1997).
15. Özçatalbaş, Y., Ercan, F., "İki bileşenli gerinim ölçerli torna dinamometresi tasarımı, imalatı ve bilgisayara entegrasyonu", *Gazi Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Dergisi*, 12 (1): 1-12 (1997).
16. Strafford, K. N., Audy, J., "Indirect monitoring of machinability in carbon steels by measurement of cutting forces", *Journal of Material Processing Technology*, 67 (1-3): 150-156 (1997).
17. Duran, A., "Tornalamada kesici kenar ayar açısının kesmeye etkisinin sonlu elemanlarla analizi". Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (1998).
18. Shih, A. J., "Finite element analysis of the rake angle effects in orthogonal metal cutting", *International Journal Mechanical Science*, 38 (1): 1-17 (1996).
19. Hamid, A. A., Ali, Y., "Experimental determination of dynamic forces during transient orthogonal cutting", *Journal of Material Processing Technology*, 55 (3-4): 162-170 (1995).
20. Zhou, J., Stureson, P. O., Sandgvisit, H., Stahl, J. E., "Approach for on-line cutting edge stress estimation", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 34 (5): 741-751 (1994).
21. Plebani, L. J., Fu, J. J., "Entropy based method for characterizing dynamic cutting forces and tool wear in face milling processes", *Proceedings of the Industrial Engineering Research Conference, Published by IEE, Norcross GA, USA*, 365-369 (1993).
22. Rao, B. C., Gao, R. X., Friedrich, C. R., "Integrated force measurement for on-line cutting geometry inspection", *IEEE Transaction on Instrumentation and Measurement*, 44 (5): 977-980 (1995).
23. Şahin Y., "Kesici takım geometrisi ve seçimi", Talaş Kaldırma Prensipleri Cilt-I, *Nobel Yayınevi*, Ankara, (2000).
24. Shaw, M. C., "Mechanics of orthogonal cutting", *Metal Cutting Principles, Oxford University Press*, London, (1984).

25. Mendi, F., "Tornalama teorisi ve hesapları", Takım Tezgahları Teori Ve Hesapları, *ISBN 975-06008-0-3*, Ankara, (1996).
26. Holman, J. D., "Experimental Methods for Engineers", *Mcgraw Hill Book Company*, (1989).
27. Beckwith, T. G., Marangoni, R. D., "Mechanical Measurements", *Addison-Wesly Publishing Company*, (1990).
28. Noltingk, B. E., "Jone's Instrument Techonology Volume 1", Mechanical Measurements, *Butterworths*, (1989).
29. Firma Katalogları, (*Stellram, Turning tools-Sandvik Coromant, Tedeo Hunleight*), (2003).
30. Sutton, "Engineering Instrumentation and Control 4 Checkbook", *Butterworths Scientific*, (1982).
31. Usher, M. J., Keating, D. A., "Sensors and Transducers", *Macmillan Press*, (1996).
32. Dally, J., Riley, W., Mcconnel, K., "Instrument for Engineering Measurements", *Butterwoths*, London, (1985).
33. Firma Katalogları, (*Measurement Group Messtechnik Gmbh*), Germany, (1995).
34. Firma Katalogları, (*National Instruments Kataloğu*), London, (1998).
35. TS 10329 (ISO 3685), "Torna Kalemli-Ömür Deneyi", *Türk Standartları Enstitüsü*, (1992).
36. Surftest 211, "Surface Roughness Tester-User's Manual", *Mitutoyo*, Japan, (2001).
37. Jaspers, Serge P.F.C., "Metal Cutting Mechanics And Material Behaviour", *PhD Thesis*, Technischeuniversiteit Eindhoven, (1999).
38. Huang, L., Chen Joseph C., and Chang, T., "Effect of Tool/Chip Contact Length on Orthogonal Turning Performance", *Journal of Industrial Technology*, 15 (2): (1999).
39. Black, S. C., Chiles, A., Lisseman A. J., Martin, S. J., "Principles of Manufacture, 3rd ed.", *Arnold Book Company*, London.
40. Modern Metal Cutting, A Practical Handbook, *Sandvik Coroman*, Sweden, (1994).

41. Trent, E. M., "Metal Cutting, 2nd ed.", *Butterworths*, London, (1984).
42. Çakır, M. C., "Moderne Talaşlı İmalat Yöntemleri", *Vipaş*, Bursa, (2000).
43. Altıntaş, Y., "Mechanics of Metal Cutting", Manufacturing Automation, *Cambridge University Press*, USA, (2000).
44. Fang, N., "Slip-Line Modelling of Machining With A Rounded Edge Tool-Part II: Analysis of The Size Effect And The Shear Strain-Rate", *Journal of The Mechanics and Physics of Solids*, 51 (4): 743-762, (2003).
45. Fang, N., "Machining With Tool-Chip Contact on The Secondary Rake Face-Part II: A New Slip-Line Model", *International Journal of Mechanical Sciences*, 44 (11): 2337-2354, (2002).
46. Vaisonen, T., Lastunmuodostus, Lastuamisen Mallintaminen Ja Kalvonmuodostus Teraksia Astuttaessa, *PhD Thesis*, Teknillinen Korkeakoulu Konepajateknikan Laboratorio, (2001).
47. Shankar, R., "Some Consequences of Shear Plane Model of Machining to Chip Formation and Related Micromechanics", *MSc Thesis*, Purdue University, (2002).
48. Lo, S-P., "An Analysis of Cutting under Different Rake Angles Using The Finite Element Method", *Journal of Materials Processing Technology*, 105: 143-151, (2000).
49. Arai, N., "A Study on the Cutting of Quenched Steel by Tool Having Negative Rake Angle", *Sci. Eng. Rev. Doshisha University*, 33: 185-198, (1992).
50. Kita, Y., Ido M., and Kawasaki N., "A Study of Metal Flow Ahead of Tool Face With Large Negative Rake Angle", *J. Eng. Ind., ASME*, 104: 319-325, (1982).

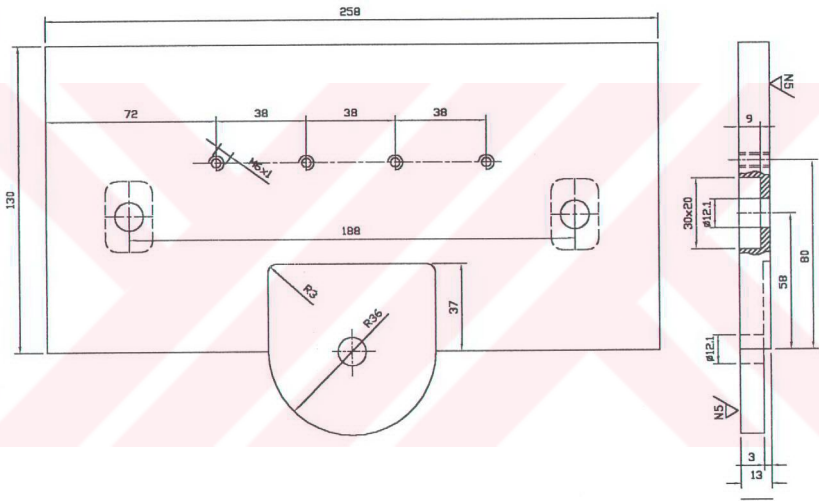


EKLER



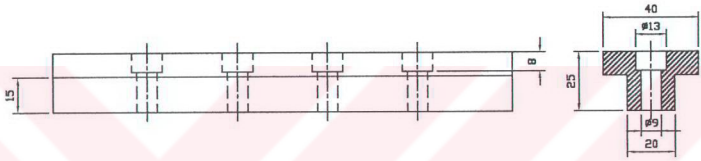
38	Toplam Parça Sayısı					
1	Takım Tutucu ve Kesici Takım	16		Hazır		
4	Alyan başlı civata M8 x 25	15		Hazır		
1	Yük Hücresi	14		Hazır		
1	Yük Hücresi Konumlama Elemanı	13	01-13	Ç1040		
4	Alyan başlı civata M12 x 30	12		Hazır		
1	Takım Tutucu Gövde	11		Hazır		
6	Altıköşe başlı somun	10		Hazır		
1	Üst Derece	09		Hazır		
1	Hareketli Plaka	08	01-08	Ç1040		
1	Alt Derece	07		Hazır		
6	Alyan başlı civata M6 x 30	06		Hazır		
1	Hareketli Yatak	05	01-05	Ç1040		
4	Alyan başlı civata M8 x 30	04		Hazır		
1	Sabit Yatak	03	01-03	Ç1040		
3	Altıköşe başlı civata M12 x 60	02		Hazır		
1	Sabit Plaka	01	01-01	Ç1040		
Sayı	Parçanın Adı ve Boyutları		Montaj No	Resim No	Gereç	Açıklama
Çizen	Mustafa GÜNAY	Ölçek	Resmin Adı		G.Ü.Fen Bilimleri Enstitüsü	
Kontrol	Ulvi ŞEKER		Dinamometre		Resim No	01-00

N6 / (N5)



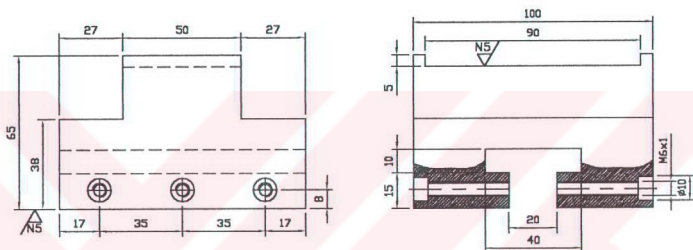
Ç1040	1	1/2	Sabit Plaka	Mustafa GÜNAY	01-01
Gereç	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Çizen	Resim No

N6



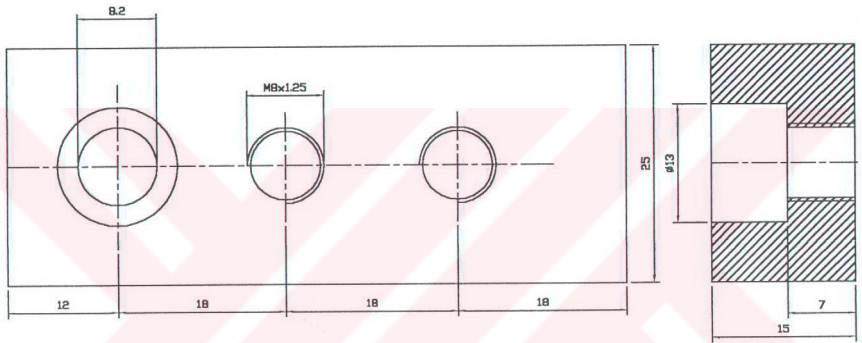
Ç1040	1	1/2	Sabit Yatak	Mustafa GÜNAY	01-03
Gereç	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Çizen	Resim No

N6 / (N5)



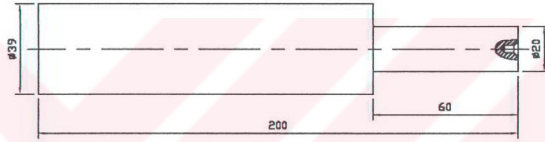
Ç1040	1	1/2	Hareketli Yatak	Mustafa GÜNAY	01-05
Gereç	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Çizen	Resim No

N7/



Ç1040	1	2/1	Yük Hücresi Konumlama Elemanı	Mustafa GÜNAY	01-13
Gereç	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Çizen	Resim No

N7/



Ç1040	1	1/2	Deney Numunesi	Mustafa GÜNAY	02
Gereç	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Çizen	Resim No

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa Günay, Bursa Orhangazi ilçesinde 06.04.1978’de doğdu. İlkokul öğrenimini Bursa Orhangazi ilçesi Üreğil Köyü İlkokulu’nda tamamladı. Ortaokul öğrenimini Orhangazi ilçesi Orhangazi Lisesi’nde bitirdi. Lise öğrenimini Bursa Tophane Teknik ve Endüstri Meslek Lisesi Makine Bölümü’nde 1995 yılında tamamlayarak mezun oldu. 1996 yılında girmiş olduğu üniversite sınavında, Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Talaşlı Üretim Öğretmenliği’ni kazanarak üniversite eğitimine başladı. 2000 yılı bahar döneminde lisans eğitimini bitirdi. 2000 yılı Eylül ayında Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Bölümü’nde Yüksek Lisans eğitimine başladı. 2001 Ekim ayında, sınavla kazanmış olduğu Araştırma Görevlisi görevine, Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü’ne bağlı Talaşlı Üretim Anabilim Dalı’nda başladı. Halen aynı üniversitede Araştırma Görevlisi olarak çalışmalarına devam etmektedir.