

**BAĞLAMA KALIPLARINDA BAĞLAMA KUVVETLERİNİN
HESAPLANMASINDA KULLANILAN EMNİYET KATSAYILARININ
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Yakup TURGUT

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2007

ANKARA

Yakup TURGUT tarafından hazırlanan BAĞLAMA KALIPLARINDA BAĞLAMA KUVVETLERİNİN HESAPLANMASINDA KULLANILAN EMNİYET KATSAYILARININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd.Doç.Dr. İhsan KORKUT

.....

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ulvi ŞEKER (Başkan)

.....

Makina Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Ahmet ÖZDEMİR

.....

Makina Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Doç. Dr. Ersan ASLAN

.....

Makina Mühendisliği, Kırıkkale Üniversitesi

Doç. Dr. İbrahim ÇİFTÇİ

.....

Makina Eğitimi, Karabük Üniversitesi

Yrd.Doç.Dr. İhsan KORKUT

.....

Makina Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Tarih: 13/12/2007

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nermin ERTAN

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Yakup TURGUT

**BAĞLAMA KALIPLARINDA BAĞLAMA KUVVETLERİNİN
HESAPLANMASINDA KULLANILAN EMNİYET KATSAYILARININ
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

(Doktora Tezi)

Yakup TURGUT

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Aralık 2007

ÖZET

Bağlama kalıplarının amacı, iş parçasını takım tezgahlarına uygun bir durumda konumlamak ve işleme süresince güvenli bir bağlama sağlamaktır. Güvenli bağlama için teorik hesaplarda bir emniyet katsayısı (K) kullanılır. Bu katsayının uygun alınmaması, emniyetsiz bağlamaya ve kalıp elemanlarının hatalı seçilmesine sebep olmaktadır. İmalat işlemlerinde daha güvenli bağlama ve uygun kalıp elemanları seçimi için K katsayısının gerçek değeri kullanılmalıdır. Bu çalışmada, K emniyet katsayısının gerçek değerini belirlemek amacı ile, üç boyutlu bir dinamometre tasarımı ve imalatı gerçekleştirilerek oluşturulan bağlama kalıbında bağlama kuvvetlerinin belirlenmesi hedeflenmiştir. Sistemde, üç adet gerinim ölçer yük hücresi, üç adet izole edilmiş gerinim ölçer girdi modülü, terminal kart, veri okuma kartı ve paket program kullanılmıştır. Deney numuneleri, bağlama kalıbı tasarımında uygulanan 3-2-1 yerleştirme sistemi kullanılarak tüm serbestlik dereceleri sınırlanacak şekilde bağlanmış ve deneyler bu bağlama şartlarında yapılmıştır.

Deneyler, BSD dik işleme merkezinde kuru kesme şartlarında AISI 1040 çelik malzeme kullanılarak, üç kesme derinliği, üç ilerleme ve beş kesme hızında gerçekleştirilmiştir. 0,08-0,1-0,15 mm/diş ilerleme değerlerinde; 0,5 mm kesme değerinde K en büyük 1,1245, 1 mm kesme derinliğinde K en büyük 1,2259 ve 2 mm kesme derinliğinde ise K en büyük 1,3339 olarak bulunmuştur. Ayrıca elde edilen deney sonuçlarının çoklu regresyon analizi yapılarak bir model geliştirilmiştir. Geliştirilen modelin belirlilik katsayısı $R^2 = 0,91$ çıkmıştır.

Bilim Kodu	: 708.3.028
Anahtar Kelimeler	: Bağlama kalıpları, bağlama kuvveti, bağlama emniyet katsayısı, dinamometre, kuvvet ölçme
Sayfa Adedi	: 127
Tez Yöneticisi	: Yrd.Doç.Dr. İhsan KORKUT

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SAFETY COEFFICIENTS USED
IN THE CALCULATION OF CLAMPING FORCES ON A FIXTURE**

(Ph.D.Thesis)

Yakup TURGUT

GAZİ UNIVERSITY

INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

December 2007

ABSTRACT

The aim of fixtures is to fix the workpiece to the machine tools and provide secure clamping at the suitable position during operation. A safety coefficient (K) is used in theoretical calculations for secure clamping. Incorrect selection of K leads to unsafe clamping of the workpiece and inaccurate selection of fixture parts. The exact value of K should be used in manufacturing processes for more secure clamping and proper selection of fixture parts. In this study, design and manufacture of a three dimensional dynamometer were performed to determine exact value of K experimentally. Three strain gages with 20 kN, three insulated strain gage input module, a terminal board, a data acquisition card for transferring signals to the computer and a software to record and evaluate the data were used in the system. Experiments were carried out by clamping of samples at one point in three planes with 45° and limiting all degree of freedoms.

Machining tests were carried out on a vertical CNC machining centre at five cutting speeds, three feed rates and three depths of cuts. Coolant was not used during the tests. The workpiece material was AISI 1040 steel. At 0,08-0,1 and 0,15 mm/tooth feed rates and 0,5 mm depth of cut, the highest value of K was found to be 1,1245. When the depth of cut was increased to 1 and 2 mm, the highest values of K were found to be 1,2259 and 1,3339, respectively. In addition, a model was developed through multiple regression analysis of the obtained results. Coefficient of determination of the developed model was found to be $R^2=0,91$.

Science Code : 708.3.028
Key Words : Fixtures, clamping force, clamping safety coefficient, dynamometer, force measurement
Page Number : 127
Adviser : Assist.Prof. İhsan KORKUT

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. İhsan KORKUT'a yine kıymetli bilgilerinden faydalandığım Sayın Prof. Dr. Ulvi ŞEKER'e, tüm çalışma arkadaşlarıma ve manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan aileme teşekkür ederim.

Ayrıca bu çalışmayı, 07/2003-40 nolu proje ile destekleyen Gazi Üniversitesi Rektörlüğü Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xv
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xvii
SİMGELER ve KISALTMALAR.....	xix
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	4
2.1. Talaşlı İmalatta Kuvvet Ölçümü ve Analizi İle İlgili Çalışmalar.....	4
2.2. Bağlama Konumu Belirleme, Otomatik Bağlama Kalıbı Tasarımı ve Bağlama Kalıbı-İş Parçası Sürtünme Analizleri ile İlgili Çalışmalar.....	9
2.3. Literatür Araştırmasının Değerlendirilmesi.....	15
3. FREZELEME İŞLEMİ.....	17
3.1. Kesme Kuvvetleri.....	19
3.1.1. Kesme modelleri.....	20
3.2. Frezeleme İşleminde Oluşan Kuvvetler.....	23
3.3. Alın Frezelemede Talaş Kesiti ve Bu Kesitin Oluşumu.....	26
3.4. Kesici Uçların Yerleştirilmesi.....	32
3.5. Titreşimler.....	34
4. İŞ KALIPLARI.....	35

Sayfa

4.1. Bağlama Kalıpları.....	35
4.2. Bağlama Kalıbı Sistemlerinin Temel Amaçları.....	36
4.2.1. İş parçası konumunun doğruluğunu sağlamak.....	36
4.2.2. Operasyonların kolay ve güvenli yapılması.....	37
4.2.3. Tek iş, parti ve seri imalat ile üretim yapabilmek.....	37
4.2.4. Üretim maliyetlerini düşürmek.....	38
4.3. Yerleştirme Prensipleri ve Yerleştirme Hataları.....	38
4.3.1. Kurulum ve yerleştirme hataları.....	38
4.3.2. Altı nokta (3-2-1) yerleştirme prensibi.....	40
4.3.3. Ölçüler, yerleştirme boyutları ve yerleştirme düzlemleri.....	44
4.3.4. Dış profili kullanarak yerleştirme.....	47
4.3.5. İç profil özelliklerini kullanarak yerleştirme.....	48
4.4. Destekleme ve Destekleme Elemanları.....	50
4.5. İş Parçasının Bağlanması.....	52
4.6. Bağlama Konumu ve Yönünün Seçimi.....	54
4.6.1. Bağlama yönünün belirlenmesi.....	55
4.6.2. Bağlama konumunun belirlenmesi.....	56
4.6.3. Bağlama kuvvetinin belirlenmesi.....	57
5. KUVVET ÖLÇME YÖNTEMLERİ VE YÜK HÜCRELERİ.....	65
5.1. Kuvvet Ölçme Yöntemleri.....	65
5.1.1. Bilinen bir yük ile dengelenerek kuvvet ölçme.....	65
5.1.2. Elastik cismin deformasyonu ile kuvvet ölçme.....	66
5.1.3. Fiziksel özelliklerin değişimi ile kuvvet ölçme.....	66

Sayfa

5.2. Ölçme Sistemleri.....	67
5.2.1. Birincil sistemler.....	67
5.2.2. İkincil sistemler.....	67
5.2.3. Üçüncül sistemler.....	68
5.3. Sinyal sınıflandırma özelliği.....	69
5.4. Ölçme Aletinin Seçimi.....	69
5.5. Transdüserler ve Transdüser Parametreleri.....	71
5.5.1. Transdüser çeşitleri.....	71
5.6. Yük Hücreleri ve Yük Hücreleri İle Kuvvet Ölçümü.....	72
5.6.1. Çubuk tipi yük hücresi.....	72
5.6.2. Kiriş tipi yük hücresi.....	75
5.6.3. Halka tipi yük hücresi.....	78
6. MATERYAL VE METOD.....	81
6.1. Deney Setinin Tasarımı.....	81
6.2. Takım Tezgahı, Kesici Takım ve Takım Tutucu.....	87
6.3. Deney Numunesi ve Kesme Derinlikleri.....	88
6.4. Kesme Parametreleri.....	91
6.5. Deney Setinin Kalibrasyonu.....	92
6.6. Deneylerin Değerlendirilmesi.....	96
7. DENEYSEL SONUÇLAR ve TARTIŞMA	99
7.1. Genel Sonuçlar.....	99
7.2. İlerlemeye Bağlı Olarak K Değerinin Değişimi.....	110
7.3. Kesme Derinliğine Bağlı Olarak K Değerinin Değişimi.....	111

Sayfa

7.4. Talaş Hacmine Bağlı Olarak K Değerinin Değişimi.....	112
7.5. Deney Verilerinin İstatistiksel Analizi.....	114
8. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	116
KAYNAKLAR.....	119
ÖZGEÇMİŞ.....	126

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Dökme demir için yağsız temasta statik sürtünme katsayıları.....	13
Çizelge 2.2. Dökme demir için yağlı temasta statik sürtünme katsayıları.....	14
Çizelge 3.1. Kesici uç başına ilerleme ve ortalama talaş kalınlığı.....	29
Çizelge 3.2. Yanaşma açısının ortalama talaş kalınlığı üzerine etkisi.....	31
Çizelge 5.1. Bazı transdüserler ve özellikleri.....	72
Çizelge 6.1. Kullanılan yük hücresinin teknik özellikleri.....	82
Çizelge 6.2. Kullanılan gerinim ölçer girdi modülünün teknik özellikleri.....	84
Çizelge 6.3. Kullanılan dönüştürücü I/O kartının teknik özellikleri.....	85
Çizelge 6.4. AISI 1040 malzemesinin kimyasal bileşimi.....	89
Çizelge 6.5. Kesme şartları.....	90
Çizelge 6.6. Kesme parametreleri ve deney grupları.....	91
Çizelge 6.7. Sisteme uygulanan yükler ve elde edilen veriler.....	94
Çizelge 7.1. I. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K).....	100
Çizelge 7.2. II. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K).....	101
Çizelge 7.3. III. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K).....	102
Çizelge 7.4. IV. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K).....	103
Çizelge 7.5. V. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K).....	104
Çizelge 7.6. VI. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K).....	105
Çizelge 7.7. VII. grup deneylerdeki emniyet katsayıları(K).....	107
Çizelge 7.8. VIII. grup deneylerdeki emniyet katsayıları(K).....	108
Çizelge 7.9. IX. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K).....	109

Çizelge	Sayfa
Çizelge 7.10. Talaş hacmine bağlı K değerleri.....	112
Çizelge 7.11. Model sabiti ve değişkenlerin katsayı tablosu.....	114
Çizelge 7.12. Model için varyans analizi tablosu.....	115

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Frezeleme işlemi a) Zıt yönlü frezeleme b) Aynı yönlü frezeleme.....	18
Şekil 3.2. Yanaşma açısı, talaş kalınlığı(h)/ilerleme (f_z) ve kesme derinliği (a_p) ilişkisi a) Dik yanaşma, b) Eğik yanaşma	18
Şekil 3.3. a),b) Eğik kesme işleminin şematik olarak gösterilmesi, c) Çıkan talaş ...	21
Şekil 3.4. Dik kesmenin şematik olarak gösterilmesi	22
Şekil 3.5. Gerçek talaş oluşumu.....	23
Şekil 3.6. Alın frezelemede oluşan kuvvetler.....	25
Şekil 3.7. Alın frezelemede talaş kesiti.....	26
Şekil 3.8. Ortalama talaş kalınlığı – kesici uç başına ilerleme ilişkisi.....	30
Şekil 4.1. Bağlama işleminde iş parçasının konumlanması.....	39
Şekil 4.2. Bir prizmatik parçanın altı serbestlik derecesi.....	41
Şekil 4.3. Altı nokta (3-2-1) yerleştirme prensibi.....	41
Şekil 4.4. Altı nokta (3-2-1) yerleştirme prensibinin değişik bir çeşidi.....	42
Şekil 4.5. Silindirik bir iş parçası.....	44
Şekil 4.6. Bir parça üzerindeki referans düzlemi.....	45
Şekil 4.7. İş parçası boyutları ve yerleştirme boyutları.....	46
Şekil 4.8. Farklı üretim işlemleri için yerleştirme düzlemleri ve serbestlik dereceleri.....	46
Şekil 4.9. Yerleştirme tiplerinin birlikte değerlendirilmesi.....	46
Şekil 4.10. Yuvarlama metodu ile yerleştirme tipleri.....	48
Şekil 4.11. İç profil özelliklerini kullanarak yerleştirme.....	49
Şekil 4.12. Bir yuvarlak ve bir boşaltılmış (elmas biçimli) pim ile yerleştirme.....	49
Şekil 4.13. İki elmas biçimli pim ile yerleştirme.....	50

Şekil	Sayfa
Şekil 4.14. Kalıp gövdesinde oluşturulmuş sabit destekler.....	51
Şekil 4.15. Pim ve butonların kenar desteği olarak kullanılmasına örnekler.....	51
Şekil 4.16. Bağlama metotları.....	53
Şekil 4.17. Bağlama kuvveti yönünün etkisi-a.....	55
Şekil 4.18. Bağlama kuvveti yönünün etkisi-b.....	56
Şekil 4.19. Bağlama konumu etkisi-a.....	56
Şekil 4.20. Bağlama konumu etkisi-b.....	57
Şekil 4.21. Bir tornalama operasyonunda kesme ve bağlama kuvvetleri.....	58
Şekil 4.22. Alın frezeleme operasyonunda kesme ve bağlama kuvvetleri.....	59
Şekil 4.23. Tepki kuvvetleri için serbest cisim diyagramı.....	60
Şekil 4.24. Bağlam tipine göre tepki kuvvetleri.....	62
Şekil 5.1. Eşit kollu manivela terazisi.....	66
Şekil 5.2. Sezme süreci.....	67
Şekil 5.3. Kuvvetin yay vasıtasıyla yer değiştirme olarak çevrimi.....	68
Şekil 5.4. Üçüncül sistemin genel bir ölçme şeması.....	68
Şekil 5.5. Ankastre kirişin statik ve dinamik yüklenmesi.....	70
Şekil 5.6. a) Çubuk tipi yük hücresi, b) Wheatstone köprü bağlantıları.....	73
Şekil 5.7. Kiriş tipi yük hücresi.....	76
Şekil 5.8. Halka tipi yük hücresi.....	78
Şekil 6.1. Deneylerde kullanılan yük hücresi köprü devresi.....	83
Şekil 6.2 Deney düzeneği.....	84
Şekil 6.3. Deney verilerini okuma ve kaydetme devresi.....	86
Şekil 6.4. Deney esnasında bilgisayar ekranı.....	87

Şekil	Sayfa
Şekil 6.5. Deneylerde kullanılan kesici uç boyutları.....	88
Şekil 6.6. Deneylerde kullanılan yüzey frezeleme takım tutucu.....	88
Şekil 6.7. Deneylerde kullanılan malzeme boyutları (mm).....	89
Şekil 6.8. Sertlik ölçme noktaları.....	90
Şekil 6.9. Fx kalibrasyon eğrisi.....	95
Şekil 6.10. Fy kalibrasyon eğrisi.....	96
Şekil 6.11. Fz kalibrasyon eğrisi.....	96
Şekil 6.12. Deney veri grafiği.....	97
Şekil 7.1. I. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri.....	99
Şekil 7.2. II. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri.....	101
Şekil 7.3. III. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri.....	102
Şekil 7.4. IV. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri.....	103
Şekil 7.5. V. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri.....	104
Şekil 7.6. VI. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri.....	105
Şekil 7.7. VII. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri.....	107
Şekil 7.8. VIII. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri.....	108
Şekil 7.9. IX. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri.....	109
Şekil 7.10. İlerlemeye bağlı K değerleri	110
Şekil 7.11. Kesme derinliğine bağlı K değerleri.....	111
Şekil 7.12. Talaş hacmine bağlı K değerleri.....	113
Şekil 7.13. Kesme derinliği ve ilerlemeye bağlı K değişimi.....	114

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 6.1. Deney parçalarının sisteme bağlanması.....	82
Resim 6.2. Deneylerde kullanılan yük hücresi.....	83
Resim 6.3. Yük hücrelerine uygulanan yükler.....	94

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
μ	Sürtünme katsayısı
σ	Standart sapma
K	Bağlama emniyet katsayısı
h	Talaş kalınlığı (mm)
V	Kesme hızı (m/dak)
f_z	Diş başına ilerleme (mm/diş)
a_p	Kesme derinliği (mm)
P_c	Kesme gücü (watt)
κ	Yanaşma açısı ($^{\circ}$)
F_c	Esas kesme kuvveti (N)
k_v	Kesme hızı faktörü
k_γ	Talaş açısı faktörü
k_u	Takım aşınma faktörü
k_o	Takım malzemesi faktörü
F_{cz}	Frezelemede tek uca gelen ortalama kesme kuvveti(N)
F_{rz}	Frezelemede tek uca gelen ortalama radyal kuvvet (N)
F_{fz}	Frezelemede tek uca gelen ortalama ilerleme kuvveti (N)
F_c	Frezelemede ortalama kesme kuvveti (N)
F_r	Frezelemede ortalama radyal kuvvet (N)
F_f	Frezelemede ortalama ilerleme kuvveti (N)
F_t	Frezelemede ortalama teğetsel kuvvet (N)
F_0	Frezelemede ortalama eksenel kuvvet (N)
B	Frezelemede kesme genişliği (mm)
Z_e	Aynı anda parçadan talaş kaldıran kesici uç sayısı

Simgeler	Açıklama
h_m	Ortalama talaş kalınlığı (mm)
k_s	Özgül kesme kuvveti (N)
s_r	Talaş kalınlığı (mm)
$\varphi_2 - \varphi_1$	Frezeleme yayı
D	Freze tutucusu çapı (mm)
x	x ekseninde doğrusal hareket (mm)
y	y ekseninde doğrusal hareket (mm)
z	z ekseninde doğrusal hareket (mm)
α_x	x ekseninde açısal hareket (mm)
α_y	y ekseninde açısal hareket (mm)
α_z	z ekseninde açısal hareket (mm)
Δx	x ekseninde birim yer değiştirme
Δy	y ekseninde birim yer değiştirme
Δz	z ekseninde birim yer değiştirme
x^1	Yer değiştirmeden sonraki x konumu
y^1	Yer değiştirmeden sonraki y konumu
z^1	Yer değiştirmeden sonraki z konumu
F_{cf}	Bağlama kuvveti (N)
F_{cf}'	Teorik bağlama kuvveti (N)
FH	Yapışma (kohezyon) kuvveti (N)
C_1	Pekiştirme faktörü
$F_{cf a}$	Eksenel yönde en küçük bağlama kuvveti (N)
K	Yay sabiti
y	Yük etkisindeki yayda yer değiştirme
F	Kuvvet (N)
δ_s	Statik yük ile yer değişme
δ_d	Dinamik yük ile yer değiştirme
ε	Gerinim
R	Direnç

Simgeler**Açıklama**

E	Elastikiyet modülü
A	Alan
S	Wheatstone köprüsü kombinasyonunun duyarlılığı

Kısaltmalar**Açıklama**

EÜS	Esnek Üretim Sistemi
HSS	Yüksek Hız Çeliği
3-D	3 Dimensional (Üç Boyutlu)
BDİP	Bilgisayar Destekli İşlem Planlama
BSD	Bilgisayarlı Sayısal Denetim
BDT	Bilgisayar Destekli Tasarım
BDÜ	Bilgisayar Destekli Üretim
DXF	Drawing Interchange Format (Çizim Değişimlerrarası format)
BTİ	Bilgisayar Tümüleşikli İmalat
SD	Sayısal Denetim
BDBKT	Bilgisayar Destekli Bağlama Kalıbı Tasarımı
D.C.	Doğru akım
A.C.	Alternatif akım
Fbx1	Deney öncesi X ekseninde bağlama kuvveti
Fby1	Deney öncesi Y ekseninde bağlama kuvveti
Fbz1	Deney öncesi Z ekseninde bağlama kuvveti
Fbx2	Deney sonrası X ekseninde bağlama kuvveti
Fby2	Deney sonrası Y ekseninde bağlama kuvveti
Fbz2	Deney sonrası Z ekseninde bağlama kuvveti

1. GİRİŞ

Bağlama kalıbının temel amacı, iş parçasını istenilen ölçü sınırları içerisinde, doğru biçimde yerleştirmek, uygun şekilde desteklemek ve emniyetli bir şekilde bağlayarak aynı kalıpta üretilen parçaların özdeşliğini sağlamak ve seri şekilde üretimi gerçekleştirmektir [1-4].

Bağlama kalıpları geleneksel üretim ve modern esnek üretim sistemleri (EÜS) için işleme kalitesi, verimlilik ve imalat maliyetleri açısından çok önemlidir. Üretim ve tasarım üzerinde harcanan zaman bakımından, mevcut ürünlerin iyileştirilmesinde ve yenisinin geliştirilmesinde imalat döngüsü için bağlama kalıpları önemli katkı sağlamaktadır [5].

Talaşlı imalat işlemleriyle imal edilmiş iş parçalarında geometrik doğruluk esastır. Bağlama kalıpları, imalat kalitesini sağlamak için takım tezgahlarında iş parçasını konumlamak zorundadır. Bir bağlama kalıbı için ilk gereklilik, iş parçasının takım tezgahlarının tablası üzerinde uygun bir konumda güvenli bir şekilde yerleşmesini sağlamaktır. Bağlama kalıbı tasarımı, iş parçasının kolay yerleştirilmesi ve sökülmesi, otomatik veya yarı otomatik sıkma elemanlarını kullanılabilmesi, talaşların kolay uzaklaştırılması gibi imalat şartlarını sağlaması, iş parçasının rijit olmamasından kaynaklanan yer değiştirmeyi azaltmak için özel tasarlanmalıdır. Operasyonların güvenli ve iş parçası maliyeti açısından çok fonksiyonlu elemanların hatasız kullanımı, basit olması ve bağlama kalıbı elemanları ile fabrikasyon süreçlerini azaltmalıdır. Standart elemanların kullanımına öncelik vererek maliyetlerin azaltılmasında etkili olmalıdır. Bu prensiplerin uygulanması, bağlama kalıbı tasarımında tasarımcının kişisel deneyimine dayanır [5].

Doğru konumlama ve bağlama kuvveti, bağlama kalıbı tasarımı ve uygulamasında dikkate alınması gereken önemli bir faktördür. Bunun yanı sıra iş parçası ve bağlama kalıbı elemanları arasındaki sürtünmenin etkisi ve doğal deformasyon, bağlama kalıbı analiz problemlerinin çözümünde çok detaylıdır. Bağlama kalıbı-iş parçası sisteminde esas amaçlardan biri; sıkma, kesme ve konumlama kuvvetlerinden dolayı

iş parçasının sökülmesini ve yer değiştirmesini engellemektir. Bu durum imalat toleransları ve hassasiyette hayati önem taşır. Doğru konumlama ve bu faktörler arasındaki ilişkinin araştırılmasında, bağlama kalıbı tasarımı geliştirilmesi, bağlama kalıbı maliyetlerinin düşürülmesi ve imalat etkinliğinin artırılması esas amaç olmalıdır [6].

Bağlama donanımlarından beklenen özellikler;

- Doğru konumda yerleştirme,
- Bağlama ve kesme kuvvetleri altında rijitliğini koruma,
- Ölçü ve geometrik doğruluğu sağlama,
- İşlenen parçalarda özdeşliği sağlama,
- İş parçasının yerleştirilmesini, bağlanmasını ve sökülmesini hızlı bir şekilde yapma,
- Kesici takım ve tezgahın diğer aparatları ile uyum içinde olma,
- Maliyeti düşürücü rol oynama,
- Bağlama işlemini emniyetli şekilde yapma, [5,7,8]

olarak sıralanabilir.

Malzemelerin maruz kaldığı iç ve dış gerilme ölçümleri ile basınç ve yükün sebep olduğu kuvvet ölçümleri tasarımda büyük önem taşır. 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 tezgahı etkileyen tüm kuvvetlerin doğru ve hassas olarak ölçülmesi gerekir. Bütün parça ve sistemlerin dayanım hesaplarının teorik olarak yapılması her zaman kolay olmayabilir [9].

Teorik hesaplarda malzeme ve sistem, dış kuvvetler altında şekil değiştirmedeği, deforme olmadığı yanı rijit olduğu kabul edilir. Rijit cisimler, her türlü etki altında şekil değiştirmeyen cisimlerdir. Gerçekte bütün cisimler, kuvvetlerin etkisi altında çeşitli ölçülerde şekil değiştirdiği, dolayısıyla rijit cismin ancak bir soyutlama olduğu

açıktır. Ancak katı cisimlerin çoğunda şekil değiştirmenin cismin bütün olarak hareketi üzerindeki etkisi ihmal edilebilir mertebededir ve hareketin matematik analizini kolaylaştıran rijitlik kabulü bazı olayları incelerken önemli bir etki oluşturmaz [10].

Bağlama kalıplarında güvenli bir bağlama işlemi için teorik hesaplarda bir emniyet katsayısı (K) kullanılır. Bu katsayının uygun alınmaması, iş parçasının hassas olarak işlenmemesine, kalıp elemanlarının hatalı seçilmesine, emniyetsiz bağlamaya veya aşırı yük uygulayarak kalıp elemanlarının yada iş parçasının plastik deformasyonuna, iş parçasının hatalı yerleştirilmesine, hatalı yüzey pürüzlülüğüne sebep olmaktadır. Bu çalışmada, imalat işlemlerinde daha güvenli bağlama ve uygun kalıp elemanları seçimi için K katsayısının tavsiye edilen aralık değerleri yerine gerçek değerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda üç bileşenli bir dinamometre oluşturulmuş ve teorik hesaplamalarda dikkate alınmayan ya da alınamayan etkenlerde işleme dahil edilerek gerçek kesme şartlarında deneyler yapılmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bağlama kalıpları, imalat sisteminin önemli parçalarından birini teşkil etmektedir. İmalat kalitesini artırmak ve kısa sürede ihtiyaca cevap vermek amacı ile talep edilmektedir [11]. Etkili ve verimli bir imalat sistemi için; imalata hazırlık ve imalat süresi, çalışmanın emniyeti, ürünlerin devamlılığı ve kalitesi önem arz etmektedir. Güvenli bir şekilde imalat yapmak için, işleme parametrelerinin iyi belirlenmesi ve kalıp tasarımının doğru yapılması (kalıp elemanlarının ve bağlama kuvvetinin doğru belirlenmesi) gerekir [12]. Bu amaçla, frezeleme işlemlerinde oluşan kuvvetlerin hesabı, ölçümü ve analizleri ile ilgili günümüze kadar birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların çoğu, kesme esnasında oluşan kesme kuvvetlerinin incelenmesini, bağlama kuvvetlerinin teorik olarak analizlerini, bağlama işlemlerindeki iş parçası konumlama hatalarını, iş parçası deformasyonlarını, otomatik olarak bağlama kalıbı tasarımlarını, bağlama kalıbı elemanlarının seçimini ve bağlama elemanları ile iş parçası arasındaki sürtünme katsayısının araştırılmasını içermektedir. Bu çalışmaların genel içerikleri aşağıda özetlenmiştir.

2.1. Talaşlı İmalatta Kuvvet Ölçümü ve Analizi İle İlgili Çalışmalar

Günümüze kadar talaşlı imalatla; frezeleme, tornalama, taşlama vb. alanlarda kuvvet ölçümü ve analizi ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların tamamına yakını kesme kuvvetlerinin (özellikle tornalama ve frezelemede) deneysel olarak ölçülmesini veya bilgisayar programları yardımı ile belirlenmesini içermektedir. Bu çalışmalar aşağıda sunulmuştur.

Korkut yaptığı çalışmada, gerinim ölçer ile frezeleme işlemleri esnasında üç yönde kuvvet ölçebilen bir dinamometre tasarlamış ve imal etmiştir. İşleme esnasında kesme kuvvetini otomatik olarak okumak ve kaydetmek için, veri okuma sistemi ile gerekli yazılım-donanım kurulmuş ve geliştirilen dinamometre ile bağlantısı sağlanmıştır [13].

Sağlam ve Ünüvar, frezeleme işlemlerinde kesme kuvvetlerini ölçmek için, gerinim ölçer esaslı, üç-bileşenli, bilgisayar bağlantılı bir dinamometre tasarımı ve imalatı yapmışlardır. Kuvvet sinyallerinin algılanmasında sekizgen gerinme ringleri üzerine yapıştırılmış gerinim ölçerler kullanılmıştır. Üç kanaldan elde edilen analog kuvvet sinyalleri yükseltilerek bir veri toplama kartı aracılığı ile sayısala dönüştürülmüş ve bilgisayara kaydedilmiştir [14].

Yardımoğlu ve Boyar, talaş kaldırma işleminde gerekli enerjiyi belirten özgül kesme enerjisini, deneysel olarak araştırmışlardır. Kesme kuvvetleri, kalemlige bağlanan “üç eksenli mekanik kuvvet ölçer” ile ölçülmesi sağlanmıştır. Yapılan çalışmada, kuvvet bileşenlerinin ilerleme hızı ile doğru orantılı olduğu ayrıca kesme derinliğinin artması ile kesme kuvvetlerinin arttığı vurgulanmıştır. Kesme hızının artışı ile özgül kesme enerjilerinin azaldığı gözlenmiştir [15].

Tekiner çalışmasında, bir bilgisayar programı geliştirmiş ve bu program ile BDT ortamında çizilen prizmatik bir parçanın geometrik bilgilerinin, DXF formatı analiz edilip parçaya ait geometrik ve teknolojik bilgiler çıkartılmaktadır. Daha sonra freze tezgahında kesme esnasında oluşan kesme kuvvetleri hesaplanarak, bu kuvvetlere göre bağlama kalıp elemanlarında pabuç, cıvata, alt tabla seçimi, çakı seçimi ve tezgah seçimi yapılmıştır [16].

Tekiner ve Şeker çalışmalarında, bağlama kalıplarında etkili olan kesme ve bağlama kuvvetlerini bilgisayar ortamında otomatik olarak hesaplamak için bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Geliştirilen program ile, bağlama düzenleri başlıca üç kategoriye ayrılmış ve bu üç bağlama tipi için süperkonum prensibine dayalı statik denge denklemleri düzenlemişlerdir [17].

Kim ve Kim, birçok ticari BSD işleme merkezlerine pratik olarak bağlanabilen, frezeleme operasyonları için bir adaptif kesme kuvveti kontrol elemanının kullanımı üzerinde durmuşlardır. x, y ve z eksenlerindeki kesme kuvvetlerini alternatif akımlı ilerleme, tahrik servo motorlarından elde edilen akımların kullanılmasıyla dolaylı olarak ölçmüşlerdir. Tahrik motorundan, kesme kuvvetini analiz etmek için yatay

işleme merkezinin ilerleme tahrik kontrol sisteminin modeli geliştirilmiş ve frezeleme kuvvetlerini, ilerleme tahrik sistemi, geri besleme kontrol hücresi akımlarının bant genişliklerinin ölçümüyle dolaylı olarak ölçülmüştür. Dolaylı ölçülen bu kesme kuvveti sinyallerinin, adaptif kontrol biriminde kesme kuvveti düzeltme amacıyla kullanılabileceği vurgulanmıştır [18].

Jeng ve ark. Çalışmalarında, metal malzemelerin işlenmesi sırasında iş parçasını sabit tutmak için en küçük sıkma kuvvetini belirlemeyi amaçlamışlardır. Öncelikle iş parçasının statik analizini yapmışlar, teorik veya hesaplama eksikliğinden hareketle ön araştırma algoritması sunmuşlardır. Kesme kuvveti ile sıkma momenti arasındaki ilişkinin yeni bir metodunu ortaya koymuşlardır. Farklı bağlama kalıbı şartlarında en az sıkma kuvveti analizlerini resim ve örneklerle açıklamışlardır [19].

Donoghue ve ark. çalışmalarında, bağlanmış bir iş parçası üzerinde her bir temas noktası nitelendirilmiş, uzaysal ve düzlemsel kuvvet-yer değiştirme ilişkisi sunulmuştur. Her bir bağlama noktasının uygunluğu, bağlama kuvvetleri değişimi ele alınmış ve modellenmiştir. İş parçası-bağlama kalıbı elemanları arasındaki rijit yapı izafi (nispi) hareketin bir fonksiyonu olarak düşünülerek üç boyutlu bir bağlama kalıbı geliştirilmiştir [20].

Xiong ve ark., sıkma kuvvetlerinin büyüklük ve konumlarının optimum olanını belirlemek için genel bir metot sunmuşlardır. İlk olarak, her bir temastaki elastik deformasyon ve temas kuvveti arasındaki nonlinear birleşmeyi tanımlamak için lokal elastik temas model geliştirilmiştir. Daha sonra, uyumluluk denklemleri, iş parçası-bağlama kalıbı sisteminde tüm temas noktalarındaki elastik deformasyon verilmiştir [21].

Gülmez ve ark. takma uçlu alın freze takımı kullanarak simetrik alın frezeleme yöntemi ile düzlem yüzey işlemede, kesme kuvvetlerinin işlenebilirliğe etkisini ZF-7B bor alaşımlı çelik üzerinde deneysel olarak araştırmışlardır. Kesme kuvvetleri; yük sensörü, amplifikatör, A/D dönüştürücü, veri toplama kartı ve bağlantı kabloları yardımı ile bilgisayara aktarılmıştır. Deney sonuçları;

- Aynı anda kesme işlemi yapan kesici ağız sayısı azaldığında, statik kesme kuvvetlerini ifade eden grafik çizgilerinin daha düzgün olduğu görülmüştür.
- Kesici takım yerleştirme hataları arttıkça ani statik kesme kuvvetleri de artmaktadır.
- Kesici takım geometrisine bağlı olarak iş parçası ile kesici takım arasındaki temas uzunluğu ve aynı anda kesme yapan kesici ağız sayısı arttıkça Z eksenindeki basınç kuvveti artmaktadır.
- Kesme kuvvetlerinin; frezeleme yöntemine, kesilen malzemenin cinsine, takım geometrisine ve talaş kaldırma koşullarına bağlı olduğu gözlemlenmiştir.
- Kesici takımın form ve biçimi değiştiğinde talaş kaldırma esnasında meydana gelen talaş şekli de değişmektedir şeklinde özetlenebilir [22].

Ay ve ark. yaptıkları çalışmada, yüzey frezeleme işleminde kesici takıma etki eden kesme kuvvetleri ve titreşimler incelenip kesme esnasında oluşan kuvvet ve titreşimler deneysel olarak ölçülmüştür. Deneylerde; Ç1040, Ç1045, Ç1050 malzemeler değişik kesme derinlikleri ve ilerleme değerlerinde 0.8mm uç yarıçaplı kesiciler kullanılmıştır. Sonuç olarak, kesme derinliği arttığında yüzey kalitesinin olumsuz etkilendiği, kesme kuvvetlerinin arttığı, yüksek kesme hızı ve düşük ilerleme miktarının yüzey kalitesini iyileştirdiği ifade edilmiştir [23].

Cook ve ark. yaptıkları çalışmada, freze ve taşlama tezgahlarında oluşan kesme kuvvetlerini ölçmek için, gerinim ölçekli dinamometre tasarımı ve imalatı yapmışlardır. Çalışmada dört adet sekiz köşeli ring kullanılmıştır. Herhangi bir kuvvet uygulandığı anda bu kuvvet dört ring tarafından da karşılanmaktadır. Gerinim ölçekleri doğrudan takım üzerine yerleştirmek uygun olmayacağı düşünülüp, ölçme bölgesini üzerinde taşıyacak bir takım tutucu kullanılmıştır. Kesme kenarının, ölçme kesitinin ekseninde ve gerinim ölçeklerden bilinen bir uzaklıkta tutulmasının önemi vurgulanmıştır [24].

Korkut çalışmasında, torna tezgahlarında kullanılabilecek bir dinamometrenin tasarımını, imalatını ve bilgisayar bağlantısını yapmıştır. Dinamometrenin imalatında gerinim ölçer teknolojisi kullanmıştır. Kuvvetlerin algılanabilmesi için, malzemelerin elastik deformasyonundan faydalanmıştır. Ölçme köprülerinden elde edilen gerilim farkları çok küçük olduğundan, işlem amplifikatörü (opamp) kullanmaya gerek duymuştur. Opamp ile kazancı yükseltilecek analog sinyaller 12 bit'lik çevirici yardımı ile sayısal veriye dönüştürmüştür. Kesme parametrelerini ve kesme kuvvetlerinin değişimlerini grafiklerle ifade ederek tartışmıştır [25].

Duran çalışmasında, tornalama esnasında oluşan üç eksendeki kesme kuvvetlerini ölçebilecek gerinim ölçer tipi sekizgen halka dinamometresi tasarlamış, imalatını gerçekleştirmiştir ve kesme kuvvetlerini ölçmüştür [26].

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 [27].

Kurt ve ark. çalışmalarında, doğrusal hareketle talaş kaldırma sırasında meydana gelen kesme kuvvetlerini ölçmek amacıyla 3 adet giriş tipi yük hücresi (load cell) kullanılarak bir dinamometre tasarımı ve imalatı yapmışlardır. Yük hücrelerinin algılamış olduğu milivolt düzeyindeki analog sinyaller volt düzeyine yükseltilerek analog-dijital I/O kartı vasıtasıyla bilgisayara kaydedilmiştir [28].

Demir, düzlem taşlama tezgahında taşlama yapılırken taşlama parametrelerinin, taşlama kuvvetlerine etkilerini incelemek amacıyla gerinim ölçer esaslı bir dinamometre tasarlayarak imal etmiştir. Deneysel olarak elde edilen taşlama kuvvetleri ile karşılaştırmak amacıyla iş parçası malzemesi özelliği ve kesme derinliğine göre teorik taşlama kuvvetleri de hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlardan

ölçülen taşlama kuvvetleri ile teorik olarak hesaplananlar arasında önemli bir farkın olduğu görülmüştür [29].

Günay, dönel parçalardan sabit kesici takımlarla talaş kaldırma işlemlerinde, kesici takım talaş açısının kesme kuvvetleri üzerindeki etkisinin değerlendirilmesi amacıyla, kesme kuvvetlerinin ölçülebilmesi için bir dinamometre tasarımı ve imalatı gerçekleştirmiştir. Bu dinamometrede, uygun konumlara yerleştirilmiş 2 adet kiriş 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 [30].

Sağlam ve ark. çalışmalarında, şerit testere ile dört farklı sertlikte malzeme (Ç1020, Ç1040, Ç1060, Ç4140) değişik kesme hızı-ilerleme değerleri ile kesme işlemi yapılmış, ortalama kesme kuvvetleri, aşınma değerleri bilgisayara kaydedilmiş ve yüzey pürüzlülükleri ölçülmüştür. Artan kesme hızına karşılık kesme kuvvetlerinde azalma, yüzey kalitesinde iyileşme, kesme sabitinde ve dış başına kesme derinliğinde azalma görülürken, artan ilerlemeye karşılık bu değerlerde artış görülmüştür [31].

2.2. Bağlama Konumu Belirleme, Otomatik Bağlama Kalıbı Tasarımı ve Bağlama Kalıbı-İş Parçası Sürtünme Analizleri ile İlgili Çalışmalar

Matin ve Ferreira, sürtünmesiz üç boyutlu parçalar ile düz ve silindirik yüzeyler üzerinde optimum sıkma sistem sentezinin zorluğu vurgulamışlar. Verilmiş bir parça ile önceden belirlenmiş 3-2-1 yerleştirme sistemi, parça üzerinde dışbükey çokgen alanlar makul sıkma konumların alanları gibi tanımlanmıştır. Sürtünmesiz durum en aza indirgenmiş, en büyük sıkma kuvveti yeni bir doğrusal programla formülleştirilmiştir [32].

Roy ve Liao çalışmalarında, en iyi destekleme, yerleştirme ve sıkma konumları için (verilmiş bir parça üzerinde) işleme süreci esnasında iş parçasını rijit ve doğru

tutmak için nitel ve nicel mantıklı takımların kullanımına dayanan bir mantıksal yaklaşım sunmuşlardır. Konumlama durumlarını belirlemek, iş parçası deformasyonu ve iş parçası-takım ara yüzeyine karşı 3-2-1 yerleştirme kuralları kullanılarak açıklamak, bağlama kalıbı konfigürasyon ön hazırlığını doğrulamak için genel bir algoritma tartışılmıştır. Aynı zamanda, otomatik bağlama kalıbı tasarım sisteminde, bir prototip algoritma uygulanmasının amaçlanması tavsiye edilmiştir [33].

Xiuwen ve ark. çalışmalarında, bir bağlama kalıbı-iş parçası modelinde, bağlama kalıbı-iş parçası elemanları arasında sert olmayan temas alanları ile, bağlama kalıbı-iş parçası elemanlarının deformasyona uğraması ve sürtünme kuvvetinin dikkate alınması üzerine bir model sunmuşlardır. Bu modelin temeli üzerinde bir bağlama kalıbının konum doğruluğu ve bağlama kuvveti arasındaki ilişkiler araştırılmıştır. Ayrıca doğru konumlama üzerinde, kesme ve bağlama kuvvetinin etkisi incelenirken sürtünme kuvvetinin de dikkate alınması tavsiye edilmiştir [6].

Brost ve Peters çalışmalarında, üç boyutlu parçaları bağlamak için bağlama kalıplarını ve montaj hatlarını otomatik olarak tasarlayan bir uygulamalı algoritma sunmuşlardır. Tüm bağlama kalıpları, ayrıca döner kollu üst sıkmalı bağlama kalıbında, bir girdi-kontrol bayrağının değerlerine bağlı olarak silindirik konumlayıcılarla, bir kenar sıkma ve silindirik destekler kullanan algoritma tarafından türetilmiştir. Rijit şekilde sabitlenmiş ve bir parçaya yerleştirilmiş, sınırlamalara uyan bağlama kalıbı tasarım algoritmasında kullanılan bu modüler elemanlar, parça-biçim varyasyonları için sağlıklı, yüklenmesi kolay ve üretimi ekonomik hale getirilmiştir. Bağlama kalıplarının sınıflandırılması için algoritmanın, global optimum tasarımı bulması garanti edilmiştir. Algoritmanın uygulanması sonucu, imalat problemleri için pratik algoritma çözüm önerileri sunulmuştur [34].

Cai ve ark. çalışmalarında, kurulum hatalarından kaynaklanan imalat hatalarını en aza indirmek için emniyetli bağlama kalıbı konfigürasyonu için değişken bir metot geliştirmişlerdir. Kurulum hatalarının iki tipini ele almak için birinci ve ikinci derece iş parçası geometrik bilgileri kullanılmıştır. Diğer geleneksel bağlama kalıbı tasarım neticeleri, kısmi ve tam bağlamanın tayini gibi çeşitli yaklaşımlar kullanılmış,

tasarımın tüm parçaları incelenmiştir. Kapalı-yapı (closed-form) analitiksel çözümler türetilmiş ve sayısal örnekler gösterilmiştir. RFixDesign isimli simülasyon yazılımı nonlinear programlama tekniği kullanılarak geliştirilmiştir [35].

Roy ve Sun çalışmalarında, bir otomatik bağlama kalıbı tasarım sisteminde verilen iş parçası için otomatik bağlama kalıbı konfigürasyonu üzerinde konumlama ve sıkma konumları seçimi için heuristic (keşfe yaranan) algoritmaların geliştirilmesi üzerine odaklanmışlardır. Tamamlanmış imal model bilgileri ile sıkma ve konumlama durumlarının belirlenmesi için iş parçasının geometrik özellikleri hakkında temel bilgi sistemi ile gerekli hesaplama modülleri birleştirilerek geliştirilmesi göz önüne alınmıştır [36].

Cecil ve ark. çalışmalarında, planlama sürecinin tümleşik bir yön için bağlama kalıbı tasarımı yapma metotlarını sunmuşlardır. Bağlama kalıbı tasarım aktivitesi için üç adımlı bir yöntem geliştirmişlerdir. Bunlar, ön tasarım analizleri (adım 1), fonksiyonel analizler (adım 2) ve imalatı geliştirme safhalarıdır (adım 3). Birinci adımda, tasarım bilgilerinin çıkarılması çalışılmış ve ilk bağlama kalıbı tasarım şekilleri geliştirilmiş, ikinci adımda bağlama kalıbı tasarımının sıkma ve konumlama şekilleri, ilk işlemler peş peşe ve ürün tasarım bilgileri verilmiş, üçüncü adımda ise eş zamanlı işleme yaklaşımları, çoklu gruplar ve özelleştirilmiş kalıplar kullanılarak verimliliği yükseltmek için gerekli çalışma yolları verilmiştir [37].

Yaldız ve Ünüvar, prizmatik parçalar için geliştirilen Bilgisayar Destekli İşlem Planlama (BDİP) sisteminin, iş bağlama ve ara-parça oluşturma modülü tanıtmışlardır. Sistem, işlem planlaması yapılan parçayı bağlama kalıbına yerleştirmede, destekleme ve tespit etme yüzeylerini belirleyebilmektedir [38].

Kumar ve ark. çalışmalarında, bir bağlama kalıbı tasarımı için yapay sinir ağları ve genetik algoritma yöntemi geliştirmişlerdir [39].

Rong ve Bai çalışmalarında, bilgisayar destekli bağlama kalıbı tasarımının doğrulanması için bir işleme hassasiyeti analizi sunmuşlardır. İşleme hataları,

belirlenmiş ve rast gele seçilmiş elemanlar açısından tanımlanmış ve onların kaynaklarının temeli üzerinde analiz yapılmıştır. Doğrusal ve açısal boyutlar arasındaki değişimi dikkate alarak işleme hatalarının tahmini için boyut değişim ilişkilerinin boyut değişim sonuçlarının farklı formülleri, boyutla ilgili değişimin farklı kombinasyonları verilmiştir. Bir veri-işleme yüzeyi ilişkisi grafiği (DMG), ilişkileri temsil etmek için geliştirilmiştir. Bir matriks-temel sebep algoritması, DMG’de testi araştırmak için tasarlanarak yüzey çiftleri arasındaki ilişki tanımlanmıştır. Benzer ilişkilerin farklı modelleri, mümkün işleme hatalarını tahmin için yararlanılabilir ve bağlama kalıbı ekipmanlarını seçmek için kullanılabilir olduğu vurgulanmıştır [40].

Şeker çalışmasında, frezeleme ile talaş kaldırılacak prizmatik parçalar için kullanılacak bağlama kalıplarının tasarımını gerçekleştirebilen ve “US-BKT” adı verilen bir uzman sistem geliştirmiştir [1].

Willy ve ark. çalışmalarında, çeşitli iş kalıplarına uygun bağlama kalıpları tasarlamak için bir program geliştirmişlerdir. Bu prosedür, iş parçası montaj işlemlerinin tanımlanmasından optimum bağlama kalıbı konfigürasyonlarını otomatik olarak değerlendirmekte ve belirleyebilmektedir. Prosedürün uygulanmasının avantajları tamamen modüler ve açık bağlama kalıbı tasarım bilgisinin kullanılması ile iş parçasının daha dengede olmasını sağlamış, ana zamanı azaltmış ve bağlama kalıbı üretkenliğini ve ekonomikliği genellikle önemli derecede iyileştirmiştir. Bir matematiksel yapıda oluşturulan algoritma Boolean algoritmasını temel almaktadır. Muhtemel konfigürasyonların sonucu kurulmuş, tamamlama ve optimizasyon işlemleri belirlenmiştir [41].

Kayır yaptığı çalışmada, prizmatik parçalara yönelik otomatik bağlama kalıbı tasarımı yapan bir bilgisayar programı geliştirmiştir. İş parçasının kesici takıma göre konumlanmasında işleme yönü ile kesme kuvvetlerinin etki yönü dikkate alınmıştır. Standart kalıp elemanlarının seçilmesinde parçanın belirlenen destek, konumlama ve sıkma yüzeyleri kullanılmıştır. Bağlama elemanlarının elle montajı için gerekli bilgiler ve robotla montajı için robot programı oluşturulmuştur [42].

Ma ve Rong yaptıkları çalışmada, iş parçası geometrisi ve operasyon bilgilerini temel alarak bağlama yüzeylerini ve noktalarını belirleyen bir otomatik bağlama kalıbı planlama sistemi sunmuşlardır. Bağlama kalıbı tasarımında, mantıklı bağlama yüzeyi seçme, doğru konumlama ve uygun bağlama ana tema olarak belirtilmiş, bağlama kalıbı planlama prosedürü ve örnek bir uygulama geliştirmişlerdir [43].

Rong ve ark. çalışmalarında, modüler bağlama kalıplarında temel alınan gerdirme piminin geleneksel yapıları ve modüler bağlama elemanlarının yaygın olarak kullanıldığı bağlama yapılarını araştırmışlardır. Bağlama kalıbı elemanları arasındaki ilişki kombinasyonunu göstermek için bir modüler bağlama kalıbı eleman montaj ilişki grafiği tasarlanmıştır. Bu tasarıya dayanan, tüm uygun bağlama yapılarını çıkartan ve tabla üzerine uygun yerleştirme konumlarını araştıran algoritmalar geliştirilmiştir. Modüler bağlama kalıbı konfigürasyonlarında yerleştirme piminin (dowel-pin) otomatik tasarımı için bir prototip sistem sunulmuştur [44].

İmalatta, işleme esnasında iş parçasının bağlama kalıbında konumunu koruması için bağlama kuvvetlerinden ve sürtünmeden yararlanılmaktadır. Xei ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, otomobil parçalarının imalatında yaygın olarak kullanılan bağlama kalıbı-iş parçası uygulamalarındaki statik sürtünme katsayısını deneysel olarak belirlemeyi amaçlamışlardır. Sürtünme katsayısını etkileyen en önemli faktör, sıkma ucunun tipi ile sıkılan parçanın yüzey yapısı olduğu vurgulanarak sıkma kuvvetinin etkisinin az olduğu belirtilmiştir. Çizelge 2.1’de, dökme demir için yağsız temasta farklı iki yük altında bulunmuş statik sürtünme katsayıları verilmiştir [45].

Çizelge 2.1. Dökme demir için yağsız temasta statik sürtünme katsayıları

	Yük = 356 N		Yük = 667.5 N	
	Küresel Uç	Düz Uç	Küresel Uç	Düz Uç
İşlenmiş Yüzey	$\mu = 0,18$	$\mu = 0,23$	$\mu = 0,17$	$\mu = 0,19$
	$\sigma = 0,045$	$\sigma = 0,03$	$\sigma = 0,04$	$\sigma = 0,04$
Dökümden Çıkmış Yüzey	$\mu = 0,23$	$\mu = 0,23$	$\mu = 0,22$	$\mu = 0,19$
	$\sigma = 0,03$	$\sigma = 0,02$	$\sigma = 0,03$	$\sigma = 0,01$

(μ : Sürtünme katsayısı, σ : Standart sapma)

Çizelge 2.2’de ise, dökme demir için yağlı temasta farklı iki yük altında bulunmuş statik sürtünme katsayıları verilmiştir.

Çizelge 2.2. Dökme demir için yağlı temasta statik sürtünme katsayıları

	Yük = 356 N		Yük = 667.5 N	
	Küresel Uç	Düz Uç	Küresel Uç	Düz Uç
İşlenmiş Yüzey	$\mu = 0,14$	$\mu = 0,14$	$\mu = 0,11$	$\mu = 0,14$
	$\sigma = 0,01$	$\sigma = 0,01$	$\sigma = 0,01$	$\sigma = 0,01$
Dökümden Çıkmış Yüzey	$\mu = 0,19$	$\mu = 0,12$	$\mu = 0,15$	$\mu = 0,13$
	$\sigma = 0,01$	$\sigma = 0,01$	$\sigma = 0,01$	$\sigma = 0,01$

(μ : Sürtünme katsayısı, σ : Standart sapma)

İmalatta yapılan pratik deneylerde, iş parçası yüzeyi kaba veya talaş kaldırma işlemi kaba işlem ise sürtünme katsayısı çelik malzemeler için μ ; 0.2-0.3 ve iş parçası yüzeyi bitirme (hassas) talaş ile işlenmiş ise μ ; 0.1-0.15 olarak alınabileceği belirtilmiştir [46].

Deiab ve Elbestawi çalışmalarında, iş parçası ile bağlama kalıbı temas yüzeylerinin durumunu deneysel olarak araştırmışlar ve deneylerin sonuçlarını vermişlerdir. Çalışmada farklı yüzey pürüzlülüklerine sahip alüminyum A6061 ve 1080 çelik malzemeler kullanılmıştır. Deneylerde, iş parçası-bağlama kalıbı temas yüzeylerinin yapısı, iş parçası malzemesi ve yüzey pürüzlülüğü, bağlama elemanının yüzey pürüzlülüğü ve dik kuvvet dikkate alınmıştır. Sürtünme katsayısının azalması, bağlama kuvvetinin artması ve yüzey yapılarının iyileşmesiyle; sürtünme katsayısının artması ise, bunun tersi olduğu vurgulanmıştır [47].

Son zamanlarda bağlama kalıplarının (özellikle modüler bağlama kalıplarının), bilgisayar yardımı ile otomatik konfigürasyonu, bağlama noktalarının seçimi ve matematiksel modellemeler alanında da pekçok çalışma yapılmıştır [3,4,16,41,48-56].

2.3. Literatür Araştırmasının Değerlendirilmesi

Talaşlı imalat alanında kuvvet ölçümü ve analizi ile ilgili çalışmaların çoğunda, kesme kuvvetleri üzerinde durulmuş, frezeleme, taşlama ve özellikle tornalama işlemlerindeki kesme kuvvetleri deneysel olarak araştırılmıştır. Kuvvet ölçümünde iki yöntem kullanılmıştır. İlk yöntem, tezgah motorları veya kontrol sistemleri tarafından sağlanan akım veya elektrik sinyalleri kullanılarak kuvvet ölçümü [18,57,58]; ikincisi ise, kesici takım veya iş parçasına yük hücreleri veya gerinim ölçer yerleştirilerek kuvvetlerin ölçümü yapılmıştır [13-15,22-31,59-62].

Bağlama kalıpları ile ilgili çalışmalar, daha çok bağlama kuvvetlerinin teorik olarak optimizasyonunu, 3-2-1 konumlama sistemlerindeki konumlama ve bağlama hatalarını, bilgisayar programları yardımı ile otomatik bağlama kalıbı tasarımlarını içermektedir.

Emniyet kat sayısı (K) ile ilgili çalışmalarda ise, farklı işleme operasyonlarında K 'nın değeri, takım aşınmasına, kademeli işleme ve bu gibi sebeplere bağlı olarak kaba işlemede; 2,5-3, bitirme (hassas) işlemlerde 1,5-2,5 gibi alınması tavsiye edilmiştir [5]. K 'nın deneysel olarak araştırılmasına rastlanılmamıştır.

Yapılan bu çalışmada ise, bağlama kalıplarındaki bağlama kuvvetlerin hesaplanmasında kullanılan emniyet katsayısı (K) deneysel olarak belirlenmiştir. Teorik hesaplamalarda kullanılan emniyet katsayısı, gerçek kesme şartlarında belirlenmiş, kalıp tasarımında önemli bir yer teşkil eden kalıp elemanlarının seçiminin daha uygun yapılması, gereğinden büyük kalıp elemanlarının kullanılmasının engellenmesi ve K değerinin teorik olarak önerilenden daha küçük alınması suretiyle emniyetsiz bağlama işlemlerinin önlenmesi amaçlanmıştır. Bu amaç ile frezeleme işlemlerinde oluşacak kuvvetlerin belirlenebilmesi ve bilgisayar ortamına aktarılabilmesi için bir dinamometre tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Tasarımda, her bir yöndeki (X,Y,Z) kuvveti ayrı ayrı ölçmek için üç adet gerinim ölçer esaslı 20 kN kapasiteli analog yük hücresi kullanılmıştır. Ölçme işlemi, talaş

kaldırma işlemi esnasında meydana gelen kuvvetlerden etkilenen yük hücrelerindeki yer değiştirmeler yardımı ile yapılmıştır.

3. FREZELEME İŞLEMİ

Frezeleme, yüksek kaliteli ürünlerin üretimindeki kabiliyeti açısından endüstride çok yaygın kullanılan imalat süreçlerinden biridir. BSD programlama, BDT/BDÜ yazılımları, kesici takım teknolojisi ve yüksek hızda işleme teknolojisindeki son yirmi yıldaki gelişmeler sayesinde, frezeleme işleminin önemi; uzay sanayi, otomotiv, bağlama/hacim kalıpcılığı ve ürün imalatında oldukça artmıştır [63].

Frezeleme uygulamaları en genel halde, çevresel ve alın frezeleme uygulamalarından veya bu iki metodun kombinasyonlarından oluşur. Düzlem yüzeylerin işlenmesi için alın frezeleme genellikle en verimli işlem iken çevresel frezeleme özellikle daha uzun açık kanallar için belirli bir üstünlüğe sahiptir.

Frezeleme, yüksek işleme verimliliği, elde edilebilen yüksek yüzey kalitesi, hassasiyet ve şeklin oluşturulmasındaki esneklik sayesinde çok tercih edilen işleme yöntemidir. Ayrıca, işlem tipleri, tezgah, takım ve iş parçası açısından çok farklılıklar gösterir.

Frezeleme işleminde aynı yönlü ve zıt yönlü olmak üzere iki yöntem vardır. Zıt yönlü frezelemede, iş parçasının ilerleme yönü takımın dönüş yönüne terstir (Şekil 3.1a). Aynı yönlü frezelemede ise, iş parçasının ilerleme yönü ile takım dönüş yönü aynıdır (Şekil 3.1b). Talaş kalınlığı sıfırdan başlayıp en yükseğe doğru gittiği zıt yönlü frezelemede, tabla ile iş parçasını birbirinden ayırmaya çalışan yüksek kesme kuvvetleri oluşur. Kesici ucun talaşa ilk girişinde sıfır talaş kalınlığı nedeni ile kesici uç parçaya bastırıldığında parçayı kesmez, ezer; bu nedenle aşırı sürtünmeye ve yüksek sıcaklıklara neden olur. Bu işlemde kesici uç bir önceki işlem nedeni ile deformasyon sertleşmesine uğramış yüzey ile temas eder. Bu da takım ömrünü olumsuz etkilemektedir. Oluşan kuvvetler parçayı tabladan kaldırmaya çalışacağından parça bağlama işlemlerinde önlem alınması gerekir [64].

Yanaşma açısı ne kadar küçük olursa, talaş kalınlığı o kadar ince olur ve daha büyük bir kenar uzunluğuna yayılır (Şekil 3.2b). Bu durumda kesici kenar üzerine gelen yük azalır ve daha yüksek uç başına ilerleme değerlerinde çalışmak mümkün olur. Buna karşın daha küçük bir yanaşma açısı belirli bir kenar uzunluğu için daha küçük bir kesme derinliği kapasitesi demektir.

90°'lik yanaşma açılı alın frezeleme ile düşük eksenel kuvvetler oluşurken, 60° veya 45° gibi daha küçük yanaşma açıları ile dengeli ve daha kolay bir kesme işlemi gerçekleştirilir (Şekil 3.2a). Küçük yanaşma açıları, talaş akışı ve kesici kenarın kullanımı açısından daha olumludur.

Genel alın frezeleme işleminde yanaşma açısı 75° veya 60° olmalıdır. Bu açılar güç tüketimi açısından en uygun, kaba ve ince işlemler için en fazla kullanılan açılardır. 75° genellikle ilk tercih edilecek açı olmasına karşın 60°'lik bir açı ağır işlemlerde kesici kenara daha yüksek mukavemet sağlaması nedeni ile bir alternatiftir. 75°'lik frezeleme aynı zamanda büyük kesme derinliği kapasitesine de sahiptir.

45°'lik alın frezeleme küçük çaplı takımların kullanıldığı düşük güç/küçük tezgah uygulamalarında veya alternatif olarak büyük iş parçalarından hacmi yüksek kaba talaş kaldırma işlemlerinde veya kısa talaş oluşturan malzemeler için kullanılır. Alın frezeleme işleminde tavsiye edilen ilerleme değerleri genellikle 75°-90°'lik yanaşma açıları için geçerli değerlerdir. 45°-60° gibi daha küçük açılar için ilerleme %40-10 artırılabilir [64].

3.1. Kesme Kuvvetleri

Talaş kaldırma işleminde kesme kuvvetlerini etkileyen faktörlerden birisi takım-talaş arasındaki temas uzunluğudur. 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 artırdığı, daha ince talaş oluşturduğu ve temas uzunluğunu azalttığı için kesme kuvvetleri de oldukça düşmektedir. Sınırlı temas uzunluğuna sahip takımlar

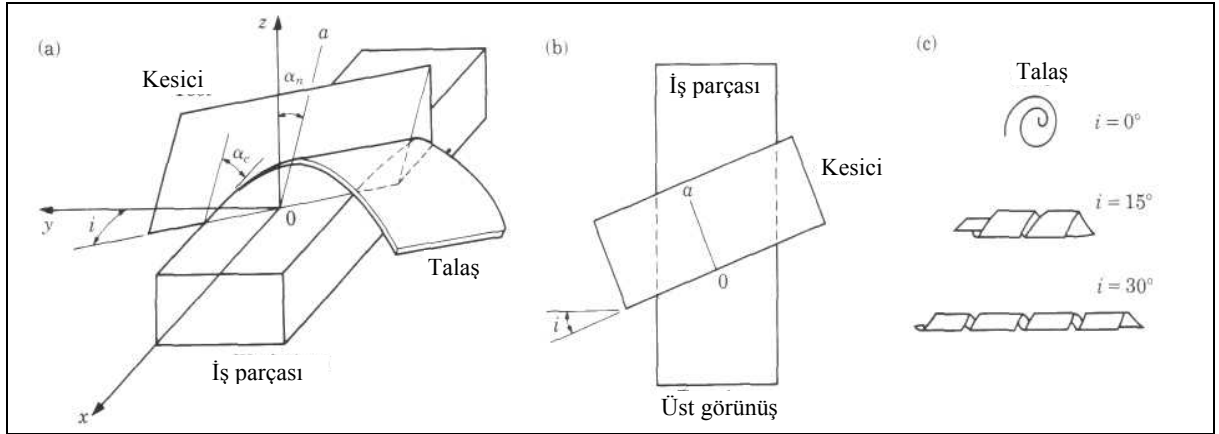
kullanılarak, takım-talaş arasındaki temas uzunluğunun sınırlandırılmasıyla kesme kuvvetlerinde belirli düşüşler sağlanabilmektedir. Kesme kuvvetleri kesici uç geometrisinden de etkilenmektedir. Talaş açısının optimum bir değeri mevcut olup, bu değerin daha fazla artışı kesici ucun dayanımını azaltacağından aşınmayı artırır. Artan aşınma ile birlikte boşluk yüzeyi temas alanı artacağından oluşan kesme kuvvetleri artacaktır. Talaşlı imalatta takım tezgahlarının pek çoğu için kesme kuvveti, talaş kesiti ile işlenen malzemenin özgül kesme direncinin çarpımı esasına dayanır ve buna bağlı kesme gücü bu esasa göre belirlenir. Bu hesaplamada, talaş geometrisi de büyük önem taşımaktadır. [66].

Deneysel araştırmaların ortaya koyduğu sonuçlara göre, talaş kaldırma sırasında asıl kesme kuvvetini etkileyen değişik faktörler vardır. Bunların en önemlileri [67];

- Kesme hızı faktörü (k_v),
- Talaş açısı faktörü (k_γ),
- Takım aşınma faktörü (k_u),
- Takım malzemesi faktörü (k_o)’dur.

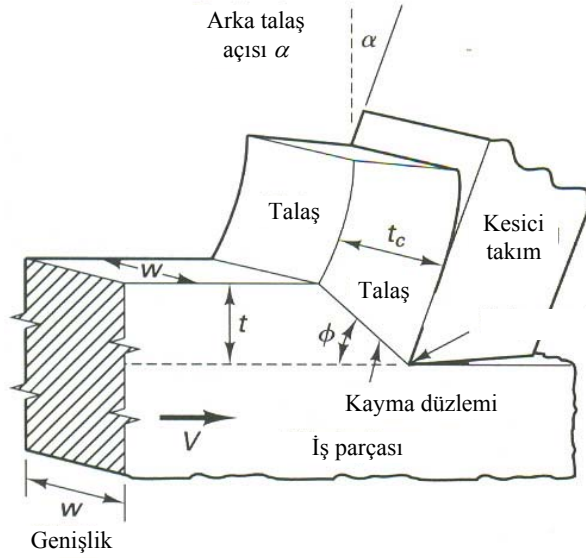
3.1.1. Kesme modelleri

Talaşlı imalat mekaniği ve talaş oluşumu ile ilgili çalışmaların çoğunda, işlenen parça olarak metaller ele alınmıştır [66,68]. Vargelleme, delme, frezeleme ve tek noktadan kesme işlemi yapılan tornalama gibi işlemler eğik kesme işlemleridir. Eğik kesmede, kesici takımın kesici kenarı kesme hız vektörüne eğimlidir (Şekil 3.3). Bu eğim, talaşın akış yönünü ve böylece de takımın performansını önemli şekilde etkilemektedir [66].



Şekil 3.3. a),b)Eğik kesme işleminin şematik olarak gösterilmesi, c) Çıkan talaş [69]

Dik (orthogonal) kesme işleminde ise kesici takımın kesici kenarı kesme hız vektörüne diktir. Şekil 3.3'teki i açısı 0° olduğunda işlem dik kesme işlemi olur. Şekil 3.3a'da eğik kesme işlemi esnasında oluşan bileşke kuvvet üç bileşene (x, y ve z yönlerinde) ayrılırken dik kesme işleminde y yönündeki kuvvet bileşeni sıfır olur. Dolayısıyla dik kesme işleminde bileşke kuvvet yalnızca x ve z yönlerinde iki bileşene ayrılır. Dik kesme işleminde ayrıca kayma işleminin tek bir düzlemde gerçekleştiği (kayma işlemi gerçekte ise dar bir kayma bölgesinde gerçekleşir), kesici ucun mükemmel sivri olduğu ve kesici takım boşluk yüzeyi ile yeni işlenen yüzey arasında bir sürtünme olmadığı varsayılır. Şekil 3.4'de görüldüğü gibi iş parçası kesici takım önünden V hızında geçer. V , kesme hızıdır. Kesilmemiş talaş kalınlığı t' 'dir. Talaş ta V_c hızı ile kesici takım talaş yüzeyi üzerinden geçer. Bu durumda kayma V_s hızında ve kayma açısı ϕ 'da gerçekleşir. Burada kesici takım bir α arka talaş açısına ve bir γ boşluk açısına sahiptir [69].



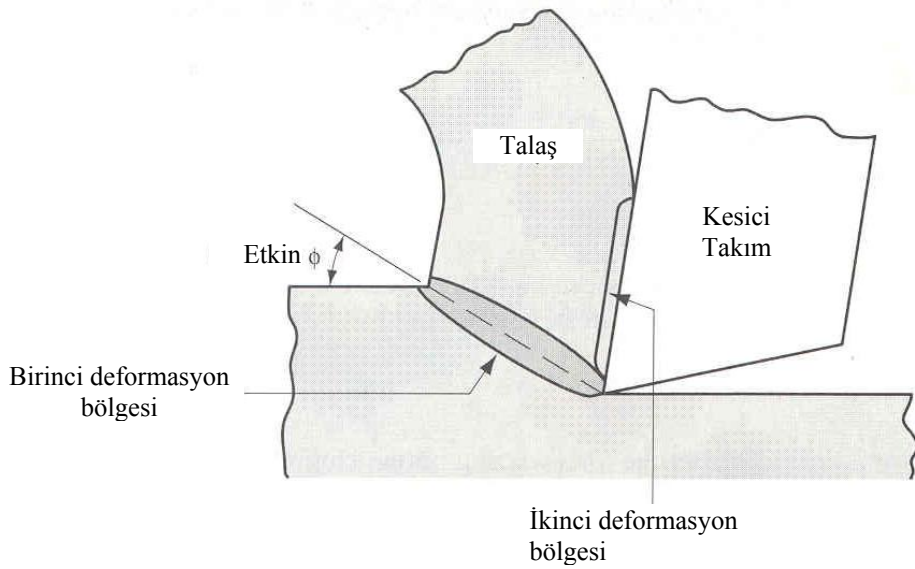
Şekil 3.4. Dik kesmenin şematik olarak gösterilmesi [69]

Bu model (dik kesme modeli), talaş oluşturma işlemi esnasında iş parçası malzemesinin davranışını, kesici takım geometrisinin en kritik elemanını (talaş açısı) ve kesici takım, talaş ve yeni oluşan iş parçası yüzeyi arasındaki etkileşimleri açıklamak için yeterlidir.

Talaşlı imalat işlemi gerçekte üç boyutlu ve oldukça karmaşık olduğu için talaşlı imalat işleminin mekaniğinin tanımlanmasında iki boyutlu dik kesme modeli çok kullanılır. İki boyutlu dik kesme modeli talaşlı imalat işleminin analizinde önemli bir rol oynar. Bu modele göre, iş parçasının kesici takımı zorlamasıyla kayma düzleminde iş parçasının kayma gerilmesinin aşılmasıyla talaş oluşumu gerçekleşir [66].

Gerçekte talaş oluşumu ince bir bölgede gerçekleşir (Şekil 3.5). Talaş oluşumu plastik deformasyonun önemli derecede rol oynadığı bir işlemdir. Talaşlı imalat işleminde talaş oluşumu, iş parçasının kesici takım önündeki bölgesel deformasyonu ile gerçekleşir. İş parçası ve kesici takım arasındaki bağıl hareket sonucu, iş parçasında oluşan gerilme iş parçasını birinci deformasyon bölgesinde plastik deformasyona uğratarak talaş oluşumunu gerçekleştirir. Oluşan talaş, kesici takımın

talaş yüzeyi üzerinden geçerek atılır. Birinci kayma (deformasyon) düzleminde oluşan talaş kesici takımın talaş yüzeyi üzerinden geçerken kayma veya yapışma sonucu ikinci defa deformasyona uğrar ve kesme bölgesinden atılır.



Şekil 3.5. Gerçek talaş oluşumu [68]

3.2. Frezeleme İşleminde Oluşan Kuvvetler

Frezeleme işlemlerinde oluşan kuvvetler; frezeleme yöntemi, kesici takım ve iş parçası malzemesi, takım ve iş parçası geometrisi, iş mili sehimi, kesici kenarlar arası mesafe, eğim açısı, ilerleme miktarı, kesme derinliği ve aşınma gibi faktörlere bağlıdır [23,70].

Frezelemede, talaş kaldırma sürecinde oluşan kesme kuvvetleri değişkenlik gösterir. Bu nedenle, pratikte hesapları kolaylaştırmak için ortalama talaş kesitine karşılık gelen ortalama kesme kuvvetleri alınır. Frezelemede genellikle aynı anda birden çok kesici uç talaş kaldırdığından kuvvetler, bir kesici uca karşılık gelen ortalama talaş kaldırma kuvveti (F_{zz}) ve onun bileşenleri; ortalama kesme kuvveti (F_{cz}), ortalama radyal kuvvet (F_{rz}) ve ortalama ilerleme kuvveti (F_{fz}) olarak ifade edilirler.

Aynı anda parçadan talaş kaldıran kesici uç sayısı;

$$Z_e = Z \cdot \frac{\varphi_s}{360}, \quad (3.1)$$

tüm freze (kesici takıma) ait ortalama kesme kuvvetleri;

$$F_c = Z_e \cdot F_{cz} \quad (3.2)$$

$$F_f = Z_e \cdot F_{fz} \quad (3.3)$$

$$F_r = Z_e \cdot F_{rz} \quad (3.4)$$

bağıntıları ile bulunur.

Helisel silindirik frezelemede F_c , F_r , F_f kuvvetlerine ek olarak eksenel kuvvet (F_a) meydana gelir. Eksenel kuvvet;

$$F_a = F_c \cdot \tan \lambda \quad (3.5)$$

ile ifade edilir. Düz silindirik frezelerde eksenel kuvvet oluşmaz.

Alın frezelemede kesme kuvvetlerinin durumu Şekil 3.6'da görülmektedir. Kesici uca dik olarak alınan N-N kesitindeki ortalama talaş kaldırma kuvvetinin (F_z) bileşenleri, ortalama kesme kuvveti (F_c) ve normal kuvvettir (F_n). F_n normal kuvvetin bileşenleri ise ilerleme kuvveti (F_f) ve radyal kuvvettir (F_r). Burada bir kesici uca karşılık gelen ortalama kesme kuvveti (F_{cz});

$$F_{cz} = A_s \cdot k_s = B \cdot h_m \cdot k_s, \quad (3.6)$$

ve kesici takıma karşılık gelen toplam ortalama kesme kuvveti (F_s);

$$F_c = Z_e \cdot F_{cz} = Z_e \cdot B \cdot h_m \cdot k_s \quad (3.7)$$

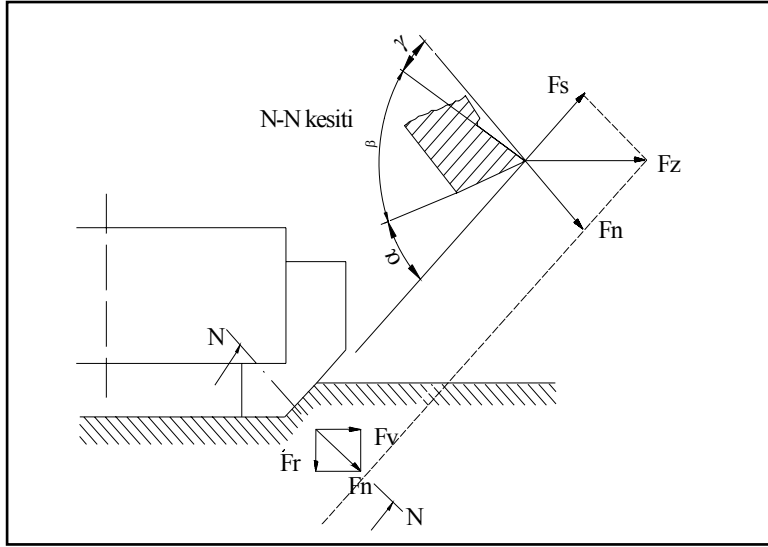
bağıntıları ile bulunur. Burada;

Z_e : Aynı anda talaş kaldıran kesici uç sayısı,

B : Kesme genişliği,

h_m : Ortalama talaş kalınlığı,

k_s : Özgül kesme kuvveti'dir.



Şekil 3.6. Alın frezelemede oluşan kuvvetler [71]

Teorik hesaplamalarda, ortalama radyal kuvvet (F_r) ve ortalama ilerleme kuvveti (F_f) deneylere dayanan aşağıdaki bağıntılara göre bulunabilir [71];

Simetrik frezelemede;

$$F_f = (0,3 \dots 0,4) F_c \quad (3.8)$$

$$F_r = (0,85 \dots 0,95) F_c \quad (3.9)$$

$$F_a = (0,5 \dots 0,55) F_c \quad (3.10)$$

Zıt yönlü asimetrik frezelemede;

$$F_f = (0,6 \dots 0,9) F_c \quad (3.11)$$

$$F_r = (0,45 \dots 0,7) F_c \quad (3.12)$$

$$F_a = (0,5 \dots 0,55) F_c \quad (3.13)$$

Aynı yönlü asimetrik frezelemede;

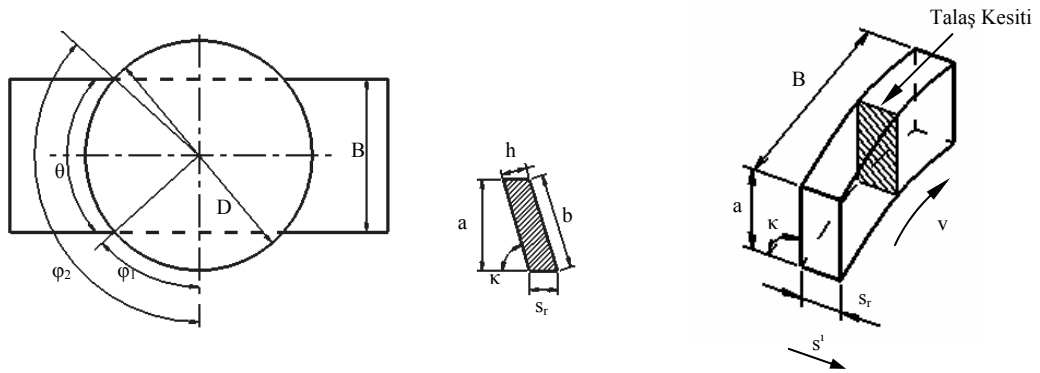
$$F_f = (0,15 \dots 0,3) F_c \quad (3.14)$$

$$F_r = (0,9 \dots 1) F_c \quad (3.15)$$

$$F_a = (0,5 \dots 0,55) F_c \quad (3.16)$$

3.3. Alın Frezelemede Talaş Kesiti ve Bu Kesitin Oluşumu

Frezeleme işleminde oluşan talaş kesiti (Şekil 3.7) (s_r), tornalama işleminde olduğu gibi sabit olmayıp, talaş kaldırma süresince değişkenlik arzeder. Şekil 3.7'deki talaş genişliğinin ilerleme hızına (f) veya frezeleme yayı ($\phi_2 - \phi_1$) açısına bağlı olarak değişkenlik sergilediği görülür. İşlenen parçanın eksenini geçene kadar sürekli büyüyen (s_r) değeri, eksenini geçtikten sonra azalan değerler alır.



Şekil 3.7. Alın frezelemede talaş kesiti [71]

Şekil 3.7'ye göre, bir kesici ucun kaldırdığı talaş genişliğinin matematiksel ifadesi;

$$s_r = f_z \cdot \sin(\phi_1 + (f_z^2 / D) \cdot \cos \phi_1) \quad (3.17)$$

olur. Burada;

D : Kesici takımın çapı (mm),

f_z : Diş başına ilerleme (mm/diş)

dir.

$\sin(f_z^2 / D \cdot \cos \phi_1)$ ifadesi dikkate alınmayacak kadar küçük olduğundan, aynı ifade şu şekilde yazılabilir;

$$s_r = f_z \cdot \sin \phi_1 \quad (3.18)$$

Yine aynı şekilde talaş kalınlığı (h);

$$h = f_z \cdot \sin \kappa \cdot \sin \phi_1 \quad (3.19)$$

şeklinde yazılır.

İş parçasının ilerleme hızı (f);

$$f = f_z \cdot n \cdot z \text{ (mm/dak)'} \text{dır.} \quad (3.20)$$

Burada;

n : Devir sayısı (dev/dk),

z : Kesici takımdaki uç (diş) sayısı

dır.

Frezeleme işlemlerinde asıl kesme kuvveti genel denklemi;

$$F_c = A \cdot k_s \quad (3.21)$$

olduğuna göre, bir kesici uca gelen kesme kuvveti;

$$F_{c_z} = A \cdot k_s = b \cdot h \cdot k_s \quad (3.22)$$

olarak ifade edebilir. Burada;

F_c : Asıl kesme kuvveti (N),

A : Talaş kesiti (mm),

k_s : Özgül kesme kuvveti (N),

F_{c_z} : Bir kesici uca gelen kesme kuvveti (N),

b : Kesme kenarı uzunluğudur (mm).

Frezeleme işleminde talaş kesiti düzgün bir geometriye sahip olmadığından, kuvvet hesaplamalarında ortalama talaş kalınlığı dikkate alınmaktadır. Bu şekilde bir kesici ucta oluşan ortalama kesme kuvveti;

$$F_{c_{z(ort.)}} = \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} \left(\frac{1}{\varphi_2 - \varphi_1} \right) \cdot F_{c_z} \cdot d\varphi \quad (3.23)$$

veya,

$$F_{c_{z(ort.)}} = \left(\frac{1}{\varphi_2 - \varphi_1} \right) \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F_{c_z} \cdot d\varphi \quad (3.24)$$

ifadesi ile bulunabilir. Burada;

$F_{c_{z(ort.)}}$: Bir kesici uca gelen ortalama kesme kuvveti,

$\varphi_2 - \varphi_1$: Frezeleme yayıdır.

Buradaki frezeleme yayı kesici takım uçlarının fiili olarak kesme işlemi yaptığı alandır. Eş. 3.22 Eş. 3.24’de yerine konursa, bir kesici uca gelen ortalama kesme kuvveti;

$$F_{C_{z(ort.)}} = \left(\frac{1}{\varphi_2 - \varphi_1} \right) \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} b \cdot h \cdot k_s \cdot dy \quad (3.25)$$

olur. Bu ifadede h yerine Eş. 3.19 yazılırsa;

$$F_{C_{z(ort.)}} = \left(\frac{1}{\varphi_2 - \varphi_1} \right) \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} b \cdot s_z \cdot k_s \cdot \sin \kappa \cdot \sin \varphi_1 \cdot dy \quad (3.26)$$

olur. $\sin \varphi_1 \cdot dy$ yerine $(\cos \varphi_2 - \cos \varphi_1)$ yazılabileceğinden;

$$F_{C_{z(ort.)}} = \frac{(b \cdot s_z \cdot k_s \cdot \sin \kappa)}{(\varphi_2 - \varphi_1)} \cdot (\cos \varphi_2 - \cos \varphi_1) \quad (3.27)$$

olur. $(\cos \varphi_2 - \cos \varphi_1) = 2B/D$ olduğundan;

$$F_{C_{z(ort.)}} = \frac{(b \cdot s_z \cdot k_s \cdot \sin \kappa)}{(\varphi_2 - \varphi_1)} \cdot \frac{2B}{D} \quad (3.28)$$

olur.

k_s ve b parametrelerinin dışındaki diğer terimlerin tümü, ortalama talaş kalınlığını (h_m) ifade etmektedir (Eş.3.22). k_s ve b ’nin çıkarılmasıyla ortalama talaş kalınlığı;

$$h_m = \frac{2s_z \cdot B \cdot \sin \kappa}{(\varphi_2 - \varphi_1)} \cdot D \quad (3.29)$$

şeklinde ifade edilir.

Bu durumda, Eş.3.22’de verilen kuvvet denklemi;

$$F_{C_{z(ort.)}} = \frac{b \cdot k_s (2 \cdot s_z \sin \kappa \cdot B)}{(\varphi_2 - \varphi_1)} \quad (3.30)$$

şeklini alır.

Frezeleme yayı üzerinde aynı anda kesme işlemi gerçekleştiren uç sayısı birden fazla olması nedeni ile, toplam ortalama kesme kuvvetini hesaplayabilmek için frezeleme yayı üzerinde kesme halinde bulunan kesici uç sayısını tespit etmek gerekmektedir. Frezeleme yayı üzerindeki kesme yapan uç sayısı (z_y);

$$z_y = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2\pi} \cdot z \quad (3.31)$$

ifadesi ile tayin edilebilir.

$$\text{Özgöl kesme kuvveti}; k_s = \frac{k_{11}}{h_m^m} \quad (3.32)$$

olduğundan Eş.3.22;

$$F_{c_{z(ort.)}} = k_s \cdot h_m \cdot b \cdot z_y \quad (3.33)$$

olur. Burada, k_s , h_m , b ve z_y 'nin değeri yerine yazılır, gerekli sadeleşmeler yapılır ve düzeltme faktörleri yerine konursa;

$$F_{c_{z(ort.)}} = \frac{k_{11}}{h_m^m} \cdot b \cdot z \cdot s_z \cdot \sin\left(\frac{B}{\pi \cdot D}\right) \cdot k_\gamma \cdot k_v \cdot k_u \quad (3.34)$$

olur. Burada s_z , Eş. 3.20'den çekilip yerine konursa;

$$F_{c_{z(ort.)}} = k_s \cdot a \cdot s^1 \cdot \left(\frac{B}{\pi \cdot D \cdot n}\right) \cdot k_\gamma \cdot k_v \cdot k_u \quad (3.35)$$

olarak yazılabilir [71].

Ortalama talaş kalınlığı değeri için belirli en az değerler mevcuttur. Genellikle bu değerler çevresel frezelemede 0,04 – 0,2 mm arasındadır. Alın frezeleme işleminde genellikle 0,1 mm'lik bir değer malzeme sertliği ve kesme geometrisi gibi faktörlere bağlı olarak çok az kabul edilir. Her kesici tipi için kesici uç başına ilerlemenin hesaplanmasına olanak sağlayan uygun değerler vardır (Çizelge 3.1).

Çizelge 3.1. Kesici uç başına ilerleme ve ortalama talaş kalınlığı [64]

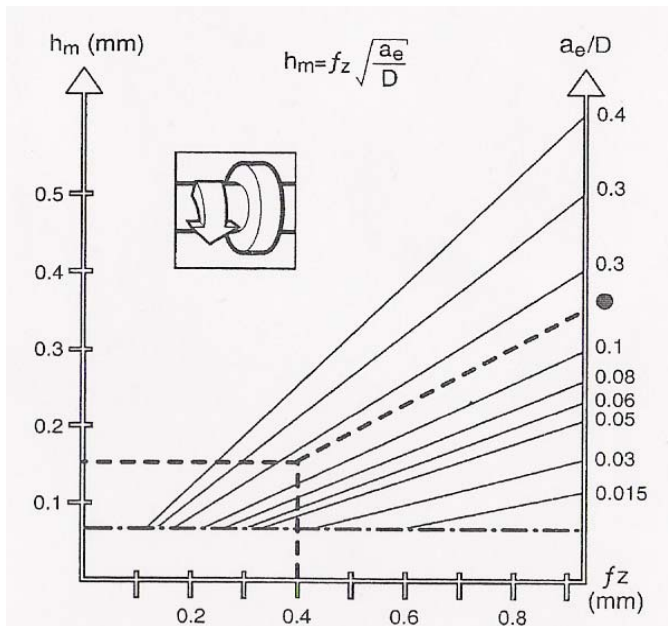
B/D	f_z (mm)										
	0,04	0,08	0,10	0,16	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80	1,0
	h_m (mm)										
1/50					0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,11	0,14
1/40				0,03	0,03	0,05	0,06	0,08	0,09	0,13	0,16
1/25				0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20
1/20				0,03	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,18	0,22
1/10			0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,19	0,25	
2/10		0,03	0,04	0,07	0,09	0,13	0,17	0,22	0,26		
3/10		0,04	0,05	0,08	0,10	0,16	0,21	0,26			
4/10		0,05	0,06	0,09	0,12	0,18	0,23				
5/10	0,03	0,05	0,06	0,10	0,13	0,19	0,25				

B : Frezeleme genişliği, D: Kesici çapı, f_z : Diş başına ilerleme, h_m : Ortalama talaş kalınlığı

Alın frezeleme işleminde kesici uç başına ilerlemenin ortalama talaş kalınlığı değerine eşit olması yeterli hassasiyet sağlayacaktır. Küçük yanaşma açısının söz konusu olduğu durumlar buna istisna teşkil edebilir. 45^0 'lık bir yanaşma açısı için düzeltme faktörü 0,71'dir. Kesici uç başına ilerleme için en az 0,1 mm ve en fazla 0,4 mm tavsiye edilen değerlerdir. Küçük bir ilerleme değeri kesici ucun ve tezgah gücünün tam randımanlı kullanılmamasına neden olur.

Tavsiye edilen kesici uç başına ilerleme değerleri kullanıldığında talaş kalınlığı genellikle problem oluşturmaz. Ancak freze eksenini iş parçasının dışında ise yapılacak uygulama için ortalama talaş kalınlığı değeri kontrol edilmelidir. Kesme esnasında kavrama açısı küçüldükçe freze eksenini kesme bölgesinden uzaklaşacak ve talaş inceleyecektir (Şekil 3.8).

Bu durum çevresel frezeleme işleminde ve frezenin, ortalama talaş kalınlığı kesici uç başına ilerleme değerinden küçük olacak şekilde yerleştirildiği alın frezeleme işleminde önemlidir. Bir uygulamada ortalama talaş kalınlığının ve kesici uç başına ilerlemenin frezeleme işleminin başarısı üzerine büyük etkisi vardır.



Şekil 3.8. Ortalama talaş kalınlığı – kesici uç başına ilerleme ilişkisi [64]

Çizelge 3.2’de freze ile iş parçası arasındaki kesme kavrama açısına (φ) bağlı olarak ortalama talaş kalınlığı ve kesici uç başına ilerleme için uygun değerler gösterilmektedir.

$$f_z = \frac{h_m}{x_k} \quad (3.36)$$

Alın frezeleme işleminde, takım çapının iş parçası genişliğinden en az %25 daha büyük olması ve aynı yönlü frezelemenin ilk tercih edilecek yöntem olması uygundur. Bu durumda kesici uç ilk anda belirli kalınlıktaki bir talaş ile temas edecek ve işlem sonunda problemlili, kalın bir talaş oluşumu söz konusu olmayacaktır. İnce bir talaş kesici kenar üzerinde daha düşük bir gerilme oluşturacağından parça çıkışında tercih edilir [64].

Çizelge 3.2. Yanaşma açısının ortalama talaş kalınlığı üzerine etkisi [64]

X_k								
	$\kappa = 90^0$		$\kappa = 75^0$		$\kappa = 60^0$		$\kappa = 45^0$	
B/D	Asimetrik	Simetrik	Asimetrik	Simetrik	Asimetrik	Simetrik	Asimetrik	Simetrik
0,025	0,16	1,0	0,15	0,97	0,14	0,87	0,11	0,71
0,05	0,22	1,0	0,21	0,97	0,19	0,87	0,16	0,71
0,075	0,27	1,0	0,26	0,97	0,23	0,87	0,19	0,71
0,10	0,31	1,0	0,30	0,96	0,27	0,86	0,22	0,71
0,15	0,38	1,0	0,36	0,96	0,33	0,86	0,27	0,70
0,20	0,43	0,99	0,42	0,96	0,37	0,86	0,31	0,70
0,25	0,48	0,99	0,46	0,96	0,42	0,86	0,34	0,70
0,30	0,52	0,98	0,50	0,95	0,45	0,85	0,37	0,70
0,35	0,55	0,98	0,53	0,95	0,48	0,85	0,39	0,69
0,40	0,58	0,97	0,56	0,94	0,51	0,84	0,41	0,69
0,45	0,61	0,96	0,59	0,93	0,53	0,83	0,43	0,68
0,50	0,64	0,95	0,61	0,92	0,55	0,83	0,45	0,68
0,60	0,68	0,93	0,65	0,90	0,59	0,81	0,48	0,66
0,70	0,71	0,90	0,68	0,87	0,61	0,78	0,50	0,64
0,80	0,72	0,86	0,70	0,83	0,63	0,75	0,51	0,61
0,90	0,72	0,80	0,70	0,78	0,62	0,70	0,51	0,57
1,0	0,64	0,64	0,61	0,61	0,55	0,55	0,45	0,45

κ : Yanaşma açısı

3.4. Kesici Uçların Yerleştirilmesi

Çok kenarlı bir takım olan frezede kesici uç sayısı (z) değişkendir ve işlem tipine göre kesici uç sayısının belirlenmesi için kullanılan belirli faktörler vardır. İş parçası malzemesi ve boyutları, yüzey kalitesi, işlem için gerekli güç daha çok iş parçası ve tezgaha bağlı faktörlerdir. Takımın sağlaması gereken koşullar ise yeterli kesici uç başına ilerlemenin (ortalama talaş kalınlığı en az 0,1 mm olacak şekilde) sağlanması, en az iki kesici kenarın aynı anda kesmeye katılması ve takımın talaş kaldırma kapasitesinin yüksek olmasıdır.

Bir freze kesicisinde hatve (u – yerleştirme mesafesi) kesici kenar üzerindeki bir nokta ile bir sonraki kesici kenar üzerindeki aynı nokta arasındaki mesafedir. Frezeler seyrek, sık ve çok sık yerleştirilmeli frezeler olarak sınıflandırılabilir.

Seyrek yerleştirme: Freze etrafında daha az kesici uç ve daha büyük talaş cepleri demektir. Bu frezeler genellikle çeliklerin kaba ve ince işlemleri için titreşimin işleme üzerinde bir tehdit oluşturduğu durumlarda kullanılırlar.

Sık yerleştirme: Freze çevresinde daha fazla kesici uç ve orta büyüklükte talaş cepleri demektir. Bu frezeler ile yüksek talaş debileri elde edilir. Normalde dökme demirler ve çeliklerin orta işlemleri için kullanılırlar.

Çok sık yerleştirme: Çok küçük talaş ceplerinin bulunduğu yerleştirmedir, bu yerleştirme çok yüksek tabla ilerlemelerine izin verir. Bu frezeler dökme demir yüzeylerin darbeli işlemleri, dökme demirlerin kaba işlemleri ve çeliklerde küçük talaş derinlikleri için uygundur.

Frezeleme işleminde iş parçasında, takımda veya tezgahda bir titreşimin oluşması her zaman olasıdır. Genelde bu tip titreşimler belirli bir seviyede tutulabildikleri müddetçe ciddi bir problem oluşturmazlar ve genel olarak yüksek rijitliğe sahip işlemlerde yüzey kalitesini etkilemezler.

Değişken yerleştirme: Freze etrafındaki kesici uçların eşit olmayan aralıklarda yerleştirilmeleri anlamına gelir. Bu tip yerleştirme seyrek yerleştirmeli alın freze için standart bir işlem olup titreşim problemlerinin söz konusu olduğu durumlar için kullanılır. Kesici ucun iş parçasına temas frekansı bazen tezgahın ve muhtemelen iş parçasının doğal frekansı ile çakışabilir. Bu titreşimler çok zararlıdır, dolayısıyla bu durumun önüne geçilmelidir. Bu olay frezelemede çok yaygındır ve ana mil hızının frekansların çakışmasına engel olacak şekilde ayarlanmasıyla önlenabilir. Ancak bu metodun da kendine göre sınırları vardır. Hızın ayarlanması, işlemeye en uygun kesme hızı aralığının dışına çıkması anlamına gelebilir.

Titreşim ile kesme kuvvetinin büyüklüğü arasında bir ilişki vardır. Kesme kuvvetleri pozitif bir talaş açısı seçilerek azaltılabilir. Bu durumda kesme kuvveti, devir başına ilerleme aynı kalsa bile azalır.

Titreşimlerin giderilmesinin seyrek yerleştirmenin ve pozitif bir talaş açısının seçilmesidir. Titreşimin devam etmesi halinde kesici kenar sayısı freze çevresindeki her iki uçtan birinin çıkartılmasıyla daha da azaltılabilir. Titreşim problemi için en iyi çare değişken yerleştirmeli tutucu seçilmesidir.

Frezeleme işleminde freze çapının seçimi kural olarak iş parçasının boyutlarına, özellikle kesme genişliğine bağlı olarak yapılır. Ancak frezeleme işlemi için gerekli gücün belirlenmesi ve bu gücün tezgah gücü ile karşılaştırılması gerekir. İşlemin en iyi şekilde yapılabilmesi için, frezenin konumu ve kesici uç ile iş parçası arasındaki temas tipi gibi dikkate alınması gereken başka önemli faktörler de vardır.

Genelde, alın frezeleme için frezenin çapı kesme genişliğinden %20 ila %50 daha büyük olmalıdır. Çok büyük yüzeylere sahip iş parçalarının yüzeyleri genişledikçe birkaç paso ile işlenmelidir.

İş parçasına girişte ve çıkışta frezenin çapı ve konumu talaş kalınlığı üzerinde etkide bulunur. Freze çapı iş parçası genişliğine eşitse veya çok az büyükse giriş ve çıkış

noktalarında çok ince talaşlar oluşur. Bu durumda yetersiz diş başın ilerleme nedeniyle ortaya çıkan olumsuz etkilere benzer etkiler görülür [64].

3.5. Titreşimler

Tezgahın çalışma koşulları ve rijitliği elde edilen yüzey kalitesini etkiler. Ana mil yataklarındaki aşırı aşınma düşük yüzey kalitesine neden olabilir. Tezgahın düzenli ayar ve bakımının yapılmaması sonucunda ortaya çıkan titreşimler düşük takım ömrü ve kötü yüzey kalitesi sağlayabilirler.

Titreşimler aşağıdaki önlemler alınarak önlenabilir:

- *Efektif takım uzunluğu* : İş parçası ile ana mil arasındaki mesafe yüksek sağlamlık için en az bir değerde tutulmalıdır.
- *Titreşim sönmüleyici katerler* : Efektif takım uzunluğunun büyük olduğu durumlarda gerekli olabilirler. Çapın dört katından büyük efektif takım uzunlukları için verimliliği iki – üç kat arttırılabilir.
- *İş parçasının desteklenmesi* : En iyi sonuçların elde edilebilmesi için iş parçasının, talaş kaldırma işlemi sırasında oluşan kesme kuvvetleriyle ilişkili olarak sürekli desteklenmesi şarttır. İyi desteklenmemiş, uzun parçaların talaşlı imalatından kaçınılmalıdır.
- *Kesici Takım* : İşlem için doğru kesici seçilmelidir; iş parçasının genişliğine uygun çapta bir kesici kullanılmalıdır; çok fazla kesici ucun kesmeye katılması aşırı basınca neden olacaktır, bu nedenle doğru tip yerleştirme seçilmeli ve kesme kuvvetlerini azaltmak için mümkün olduğunca pozitif geometrili kesici kullanılmalıdır.
- *Kesici uç başına ilerleme* : Her zaman önemlidir ve özellikle titreşim eğilimlerinin olduğu durumlarda daima kontrol edilmelidir. Arttırılması çoğu zaman azaltılmasından iyidir [64].

4. İŞ KALIPLARI

Fazla sayıda üretilecek parçaların tek tek işlenmesi ölçü hatalarına ve kalite farkına sebep olur. Bu hataların ve kalite farkının ortadan kaldırılması, seri üretimin artırılması ve üretilen parçalarda özdeşliğin sağlanması genel olarak iş kalıpları adı verilen aparatlarla gerçekleştirilir. İş kalıpları genel olarak dört grupta toplanır [1];

- Delme kalıpları
- Bağlama kalıpları
- Ölçme ve kontrol kalıpları
- Montaj kalıpları.

Bu kalıplardan sadece bağlama kalıbı aşağıda ele alınıp incelenmiştir.

4.1. Bağlama Kalıpları

Bağlama kalıpları, parti ve seri üretim için geliştirilirler. Parçayı konumlamak ve yer değiştirmesini önlemek, tasarlanan özelliklere ulaşabilmek için imalat işlemlerinde yaygın olarak kullanılırlar. İşleme süreçlerinde, imal edilen parçanın geometrik doğruluğu başlıca kesici takım ile iş parçasının konumuna bağlıdır. Bağlama kalıpları, kaliteli imalat yapabilmek için kesici takıma bağlı olarak iş parçasını konumlamak zorundadır. Bağlama kalıbında öncelikli gereklilikler, iş parçasını konumlamak, verilen konumda emniyetli bir şekilde tutmak ve kesici takımın hareketini engellemektir. Konumlama ve destek elemanları, bir iş parçasının doğrusal ve dönme hareketlerini içeren altı serbestlik derecesini sınırlamak için kullanılır. Bağlama kalıbında, iş parçasının işleme kuvvetlerine karşı konumunu muhafaza etmesi için bağlama elemanları çokça kullanılır. Konumlama yüzeyleri, iş parçasının yüzeyleri, ağırlık merkezi veya dış profil yüzeyler olabilir. Bağlama kalıbı tasarımında konumlama metotları, üç düzlem (3-2-1 metodu), bir düzlem-iki delik, iki düzlem-bir delik ve uzun-kısa V bloklarından yararlanmasını içerir. Bağlama metotları, üstten ve kenardan sıkma yapılabilen, normal ve sürtünmeli bağlama olarak sınıflandırılabilir. Bağlama kalıbı öncelikle, imalat doğruluğunu temin etmeli,

işleme esnasında titreşim ve istenmeyen deformasyona karşı rijit bağlamayı sağlayabilmelidir. Bağlama metotları ve konumları iş parçasını emniyetli tutacak şekilde belirlenmelidir [5].

4.2. Bağlama Kalıbı Sistemlerinin Temel Amaçları

Bağlama kalıbı tasarımı, hızlı, etkili ve ekonomik işlemeyi sağlayacak şekilde olmalıdır. Bağlama kalıbı tasarımında aşağıdaki dört kriter sağlanmalıdır [5];

- İş parçası konumunun doğruluğunu sağlamak,
- Operasyonların kolay ve güvenli gerçekleşmesini sağlamak,
- Tek iş, parti ve seri imalat ile üretim yapabilmek,
- İmalat maliyetlerini düşürmek.

4.2.1. İş parçası konumunun doğruluğunu sağlamak

Bağlama kalıbı tasarımında en önemli kural, her bağlamada işleme yüzeylerinin doğru konumlanmasını ve ölçü (boyut) doğruluğunu sağlamaktır. İmalatta bir bağlama işleminde, doğruluğu sağlamak için aşağıdaki işlem sırası takip edilmelidir [5];

- Konumlama ve bağlama elemanlarının seçimi ve tasarımı doğru yapılmalı. Böylelikle, işleme yüzeylerinin uzaysal ilişkisi ve konumlama verileri doğru olarak kurulmalıdır.
- Kesici takım ile bağlama tablasının uyumu için, bağlama elemanlarının seçimi ve tasarımı doğru yapılmalı. Böylelikle, iş parçası ile tablanın uyumu sağlanabilir.
- Yeterli bağlama kalıbı rijitliği ile bağlama yapısı tasarlanmalı. Böylece, bağlama ve kesme kuvvetlerinin tesiri ile, bağlama elemanlarının konumları, özellikle konumlama elemanları önemli derecede yer değiştirmez. Dinamik sürtünme, işleme esnasındaki titreşimi önemli derecede önler.
- Özellikle yeniden kullanılacak bağlama işlemlerinde yeteri derecede dayanım ve aşınma direnci ile bağlama yapılarının tasarımı yapılmalıdır.

4.2.2. Operasyonların kolay ve güvenli yapılması

Bağlama işlemi, SD takım tezgahlarında ve işleme merkezlerinde özellikle bir Esnek Üretim Sistemi (EÜS) veya Bilgisayar Tümlleşikli İmalat sisteminde (BTİ), kesici takım ve imalat sistemlerinin otomatik operasyonları açısından kolay ve güvenilir olmalıdır.

Bağlama kalıbı tasarımında dikkat edilmesi gereken esaslar [5]:

- İş parçasının kolay bağlanması ve sökülmesi gerekir. Bir iş parçasının bağlanmasında veya sökülmesinde, bağlama elemanları ile kesici takımların çarpışması ve engellenmesi, robotlar ile takım değiştirme ve parça yükleme (bağlama) göz önüne alınmalıdır. Sıkma ve diğer operasyonlar için yeteri kadar boşluk ayrılmalıdır.
- Talaşların kolay atılması sağlanmalıdır. İşleme alanında talaşların toplanması güvenlik ve kalite problemlerine sebep olabilir. Özellikle, NC tezgahlarda ve işleme merkezlerinde otomatik işleme operasyonlarında bu durum göz önünde tutulması gerekir.
- İşleme operasyonlarından önce iş parçasının konumu ve uyumu için ölçüm yapma ve ayarlama işlemlerine ihtiyaç duyulabileceğinden, operasyonlarının rahat ayarlanması ve ölçülmesi göz önüne alınmalıdır. Ölçüm ve ayarların veri yüzeyleri operasyonlara açık olmalı ve operasyonlar için yeterince boşluk bulunmalıdır.

4.2.3. Tek iş, parti ve seri imalat ile üretim yapabilmek

Bağlama tipi ve yapılarının seçiminde yıllık talep önemli bir faktördür. İmalat işlerinde iş parçası çeşitliliği için bağlama kalıbı esnek olarak tasarlanır. İmalatı gerçekleştirmek, seri üretim yapmak ve düşük bağlama kalıbı maliyetleri açısından üretimde çoğunlukla modüler bağlama ve standart elemanlar ile genel amaçlı bağlama kullanılır. Seri üretimde verimlilik çok önemli olduğundan, bağlama kalıbı maliyeti imal edilen her ürün tarafından paylaşılır ve imalat hazırlık periyodu

diğerlerine nazaran uzun olabilir. Bu durum üretim maliyetinde bağlama kalıbı operasyon zamanı açısından kritik hale gelmiştir. Çok parçalı bağlama kalıbı ve güçlü bağlama metotları, bağlama tasarımında geniş uygulama alanına sahiptir. Parti imalat için bağlama kalıbı stratejisi, her uygulamalar için farklı olabilir. Modüler ve ayarlanabilir bağlama kalıpları, esnek ve diğer bağlama kalıbı performansları için sık kullanılır [5].

4.2.4. Üretim maliyetlerini düşürmek

Bağlama kalıbı maliyetlerini düşürmede ve hızlı imalat gerçekleştirmede, bağlama yapısının ve bağlama tasarımının standart ve modüler olması önemli rol oynar. Bağlama, operasyonun bir parçası fakat son işlem değildir. Bağlama elemanlarının ve ünitelerinin yeniden kullanımı tek iş ve parti imalatı çok yararlıdır. Bağlama tasarımında mümkün olduğunca standart bağlama elemanları ve yapıları kullanılması arzu edilmektedir. 1950'lerden bu yana bağlama elemanlarının standart hale getirilmesinde ve modülize edilmesinde bir çok gelişmeler olmuştur. Özellikle modüler bağlama elemanlarının kullanımında ve ortaya çıkarılmasında güncel bilgisayar destekli bağlama kalıbı tasarımı (BDBKT) teknikleri geliştirilmiştir. Yakın gelecekte, BDBKT tekniğinin gelişmesi ve ilerlemesi beklenmektedir [5].

4.3. Yerleştirme Prensipleri ve Yerleştirme Hataları

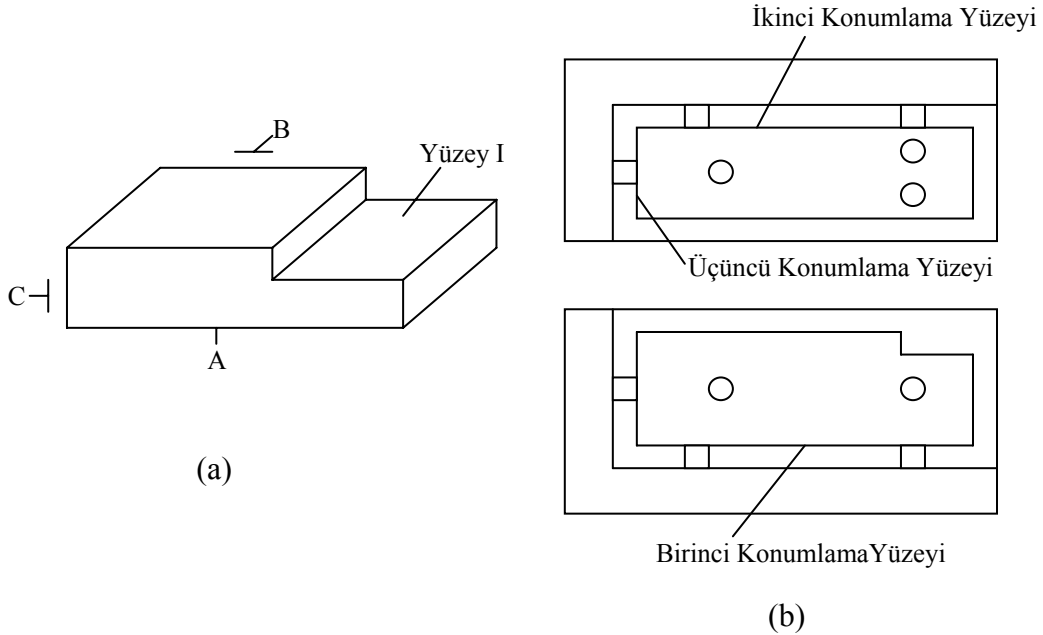
Bağlama işlemi tasarımında en önemli kural, iş parçasının kabul edilebilir doğrulukta yerleştirilmesidir [5]. Yerleştirme, iş parçası ile kalıp arasında arzu edilen ilişkinin, dolayısıyla iş parçası ile kesici arasındaki ilişkinin kurulmasını sağlar. İstenilen hassasiyeti sağlamak için iş parçası kalıp içerisine hassas olarak yerleştirilmeli ve rijit bir şekilde desteklenmelidir [1].

4.3.1. Kurulum ve yerleştirme hataları

İş parçası, işleme yüzeyleri ile diğer bağlantılı yüzeyler arasındaki bağıl konumları sağlamak için, işleme tablası üzerine yerleştirilmelidir. İş parçasını doğrudan işleme

tablasına yerleştirmek veya bağlama elemanı kullanmak gibi iş parçasını yerleştirmede önerilen metotları kullanmak, iş parçası ve kesici takım arasındaki bağlı konum bağlantısını sağlar. İş parçasını özel konumda yerleştirmek veya tezgah tablasına yerleştirmek kurulum olarak adlandırılır. Kurulum, yerleştirme ve bağlama olmak üzere iki süreci içermektedir.

Parti iş parçaları sistem tasarımında, iş parçası tezgah tablası üzerine aynı konumda yerleştirilir. Böylece imalatta konum tekrarlılığı sağlanır. Konumlama süreçleri, iş parçası yüzeylerinin düzleme yerleştirilmesi, yüzey yerleştirme verileri, iş parçasının konumlayıcılar ile teması ve bağlama esnasındaki temas, tüm imalat sürecinde güvenilir ve sağlam olmalıdır. Eğer bir iş parçasının konumlayıcılar ile teması kesilir ise yerleştirme yanlıştır. İlk olarak verilerin uyumu ve konumları belirlenmelidir. Yerleştirme verilerine bağlı olarak iş parçasının diğer yapı ve yüzeyleri ile tezgah tablası ve kesici takım belirlenmelidir. şekil 4.1a bir iş parçası ve şekil 4.1b’de bağlama işleminde iş parçasının konumlanması görölmektedir.



şekil 4.1. Bağlama işleminde iş parçasının konumlanması, a) İş parçası,
b) Konumlama [5]

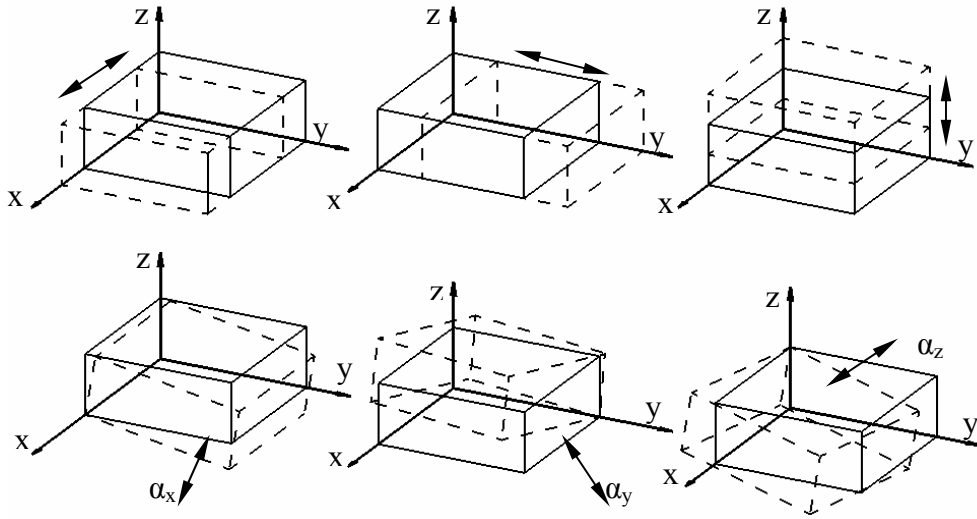
İş parçası yüzeylerden oluşur. Bu yüzeyler arasındaki boyut, uyum ve ilişki tasarım özelliklerine dayanır. Veriler, nokta, çizgi ve yüzeylerdir. Bu veriler iş parçası

üzerinde diğer noktaların, çizgilerin, yüzeylerin konum ve uyumlarını belirlemede kullanılabilir. Burada, tasarım ve imalat verileri olmak üzere iki çeşit veri vardır. İş parçası geometrisinin belirlenmesi (özellikle toleranslar, boyutlar, konum ve uyum), tasarım ve fonksiyonel gerekliliklerin belirlenmesinde kullanılır. İmalat sürecinde ise geometrik ilişkiler, operasyon verileri ve ölçü verileri belirlenir. Genellikle tasarım ve imalat gibi iki çeşit veri olduğu farz edilir, fakat bazen bunlar imalattaki güçlüklerden dolayı farklılaşır, bu da ilave imalat hatalarına sebep olabilir.

İş parçası süreci birkaç operasyon ve kuruluma ayrılır. Konumlama verileri, belirli bir kurulumda iş parçasının bağlama elemanları ile konumunun uyumunu belirlemede kullanılır. Aslında konumlama verileri noktalar, çizgiler ve yüzeylerdir. Bunlar da konumlama elemanları ile temas halindedir. İmalatın doğruluğu açısından konumlama verileri diğer verilerin (tasarım, operasyon ve ölçüm verileri) her biri ile tutarlı olmalıdır. Şekil 4.1a'da Yüzey I, frezeleme operasyonunda bir dikdörtgen bloktan imal edilmesi gerektiği görülmektedir. Burada, I.yüzey, "A", "B" ve "C" yüzeylerine dik ve paralel olması, operasyon (işlem) verileridir. Bu yüzeyler, bağlama tasarımında konumlama yüzeyi olarak seçilir (birinci konumlama yüzeyi, ikinci konumlama yüzeyi, üçüncü konumlama yüzeyi) ve Şekil 4.1b'de gösterildiği gibi konumlama elemanları ile temas ederler [5].

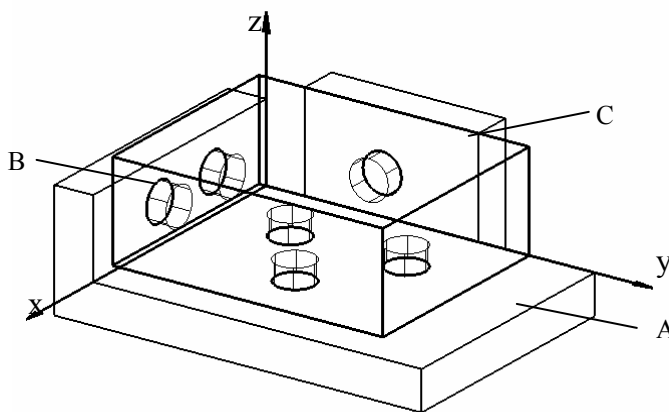
4.3.2. Altı nokta (3-2-1) yerleştirme prensibi

Prizmatik bir iş parçası için altı serbestlik derecesi tanımlanabilir. Şekil 4.2'de gösterildiği gibi; doğrusal hareketler x , y ve z ; dönme hareketleri α_x , α_y ve α_z 'dir. Yerleştirme işleminde amaç, altı serbestlik derecesini sıfırlamaktır. Böylelikle, iş parçası konumu ve uyumu tek olarak belirlenir [5].



Şekil 4.2. Bir prizmatik parçanın altı serbestlik derecesi [5]

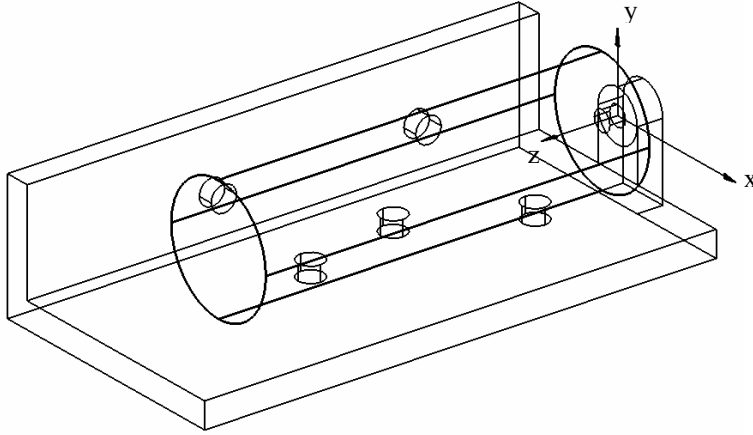
Bu prensibe göre, ilk düzlemde (genellikle iş parçasına ait referans düzlemde) üç, ikinci düzlemde iki ve üçüncü düzlemde bir yerleştirme noktası gerekmektedir. Seçilen düzlemler, birbirine paralel olmayıp dik düzlemlerdir [5]. Burada, üç serbestlik derecesini sınırlamak için alt düzlem ile üç nokta temasta (z , α_x ve α_y), iki nokta sol yanda iki serbestlik derecesini sınırlamak için (y ve α_z) ve en son serbestlik derecesini sınırlamak için arka düzlemde tek noktadır (Şekil4.3).



Şekil 4.3. Altı nokta (3-2-1) yerleştirme prensibi [5]

Altı noktanın konfigürasyonu farklı yollarla yapılabilmesine rağmen, iş parçasının tüm serbestlik derecesini sınırlamak için altı nokta gereklidir. Şekil 4.4'te örnek bir

silindirik parça gösterilmiştir. Burada silindirik yüzey dört serbestlik derecesini sınırlayan dört konumlama elemanı ile temastadır (y , z , α_y ve α_z), arka yüzeydeki tek nokta bir serbestlik derecesini sınırlar ve son nokta z eksenindeki dönmeyi (α_z) sınırlar.



Şekil 4.4. Altı nokta (3-2-1) yerleştirme prensibinin değişik bir çeşidi [5]

Teorik konumlardan, konumlama durumları belirlendiğinde, iş parçasının durumu ve konumu altı serbestlik derecesinde değişebilir (Δx , Δy , Δz , α_x , α_y ve α_z). Parça üzerinde bir noktanın yer değiştirmesine bağlı olarak parça konumu da değişir. Örneğin, parça yüzeyindeki bir referans nokta değiştiği zaman onun konumu (x , y , z)'den (x' , y' , z')'ne kayar. Her bir hareket unsuru şu şekilde hesaplanır;

- Lineer hareket

$$(x', y', z', 1) = (x, y, z, 1) \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \Delta x & \Delta y & \Delta z & 1 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

- x ekseninde dönme

$$(x', y', z', 1) = (x, y, z, 1) \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_x & \sin \alpha_x & 0 \\ 0 & -\sin \alpha_x & \cos \alpha_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

- y ekseninde dönme

$$(x^1, y^1, z^1, 1) = (x, y, z, 1) \begin{bmatrix} \cos \alpha_y & 0 & -\sin \alpha_y & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \sin \alpha_y & 0 & \cos \alpha_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

- z ekseninde dönme

$$(x^1, y^1, z^1, 1) = (x, y, z, 1) \begin{bmatrix} \cos \alpha_z & \sin \alpha_z & 0 & 0 \\ -\sin \alpha_z & \cos \alpha_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

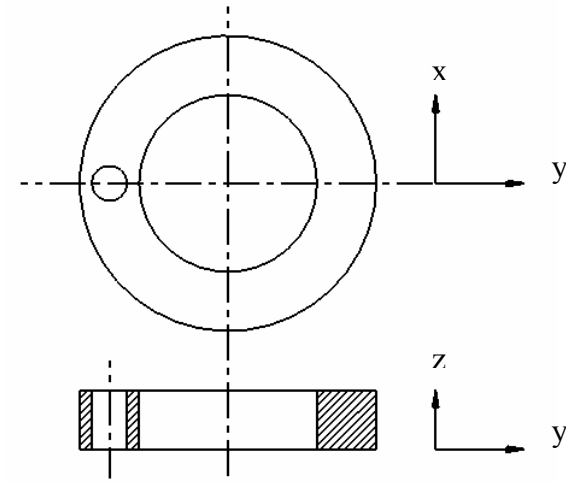
Sonuç olarak her bir noktanın konumu;

$$(x^1, y^1, z^1, 1) = (x, y, z, 1) \begin{bmatrix} \cos \alpha_y \cos \alpha_z & \cos \alpha_y \sin \alpha_z & -\sin \alpha_y & 0 \\ \sin \alpha_x \sin \alpha_y \cos \alpha_z - \cos \alpha_y \sin \alpha_z & \sin \alpha_x \sin \alpha_y \sin \alpha_z + \cos \alpha_x \cos \alpha_z & \sin \alpha_x \cos \alpha_y & 0 \\ \cos \alpha_x \sin \alpha_y \cos \alpha_z + \sin \alpha_x \sin \alpha_z & \cos \alpha_x \sin \alpha_y \sin \alpha_z - \sin \alpha_x \cos \alpha_z & \cos \alpha_x \cos \alpha_y & 0 \\ x & y & z & 1 \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

olur. Bu matris, konumlama matrisi olarak adlandırılır.

Konumlama matrisinin tek olduğu söylenemez, çünkü iş parçasının son konuma gelmesinde birçok yol vardır. Bir bağlama işlemi altı serbestlik derecesini tamamen sınırlayarak tasarlandığı zaman, iş parçasının tüm noktaları hareketsiz hale gelmiş olur. Dahası konumlama matrisi teorik bir tanımlama matrisi olur.

Bazen imalatla tam sınırlama gerekli olmayabilir. Şekil 4.5'te buna örnek bir parça görülmektedir. İş parçasına küçük bir delik delinerek her iki yüzey de üç serbestlik derecesini sınırlamada kullanılabilir ve kısa konumlama pimi, iki serbestlik derecesini sınırlamak için silindirik yüzeyin içine uygulanır. Burada iş parçası simetrik olduğundan beş serbestlik derecesi sınırlama ile bağlama işlemi tasarlanmıştır.



Şekil 4.5. Silindirik bir iş parçası [5]

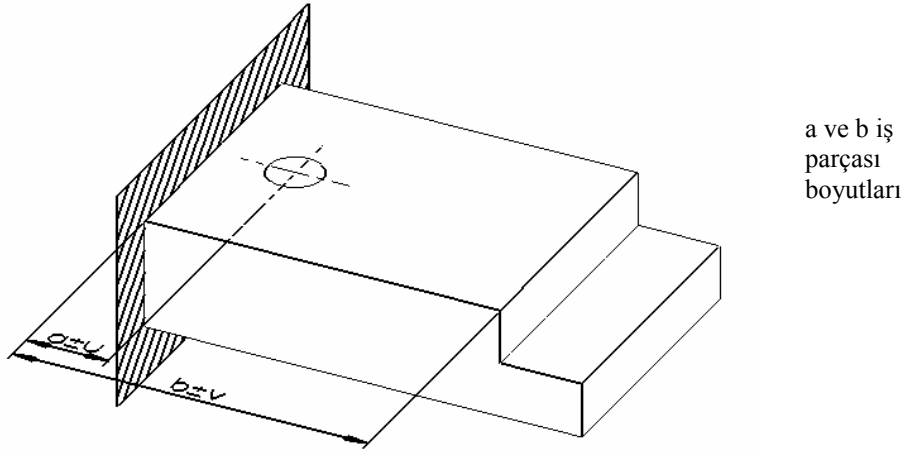
Konumlama matrisi;

$$\begin{bmatrix} \cos \alpha_z & \sin \alpha_z & 0 & 0 \\ -\sin \alpha_z & \cos \alpha_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

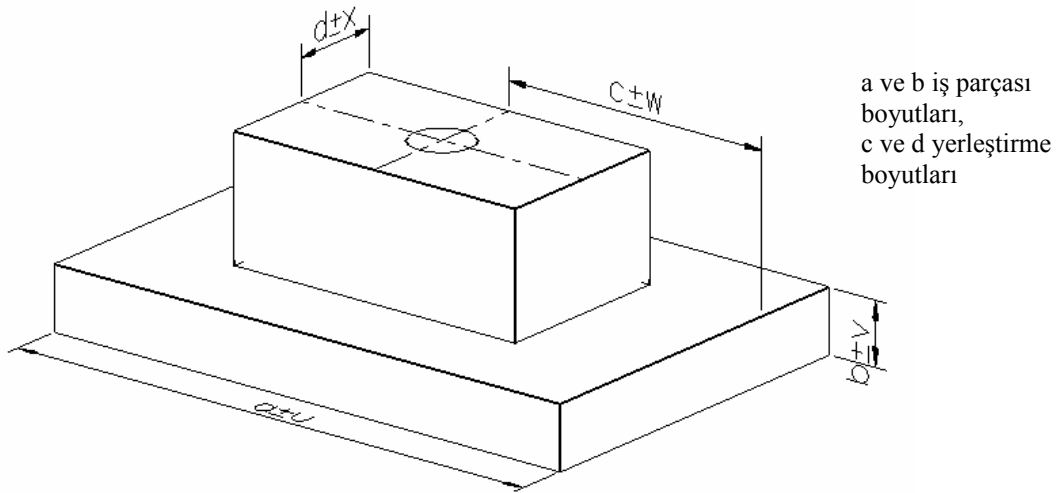
olur (5).

4.3.3. Ölçüler, yerleştirme boyutları ve yerleştirme düzlemleri

Ölçümlerden elde edilen veriler çok çeşitli şekillerde alınmakla birlikte, geleneksel ölçme orijini olarak seçilen güncel iş parçasının bir yüzü, referans düzlem olarak alınır (Şekil 4.6). İş parçasına ait boyutlarla yerleştirme fonksiyonuna ait boyutlar arasındaki farklılık Şekil 4.7’de gösterilmektedir.

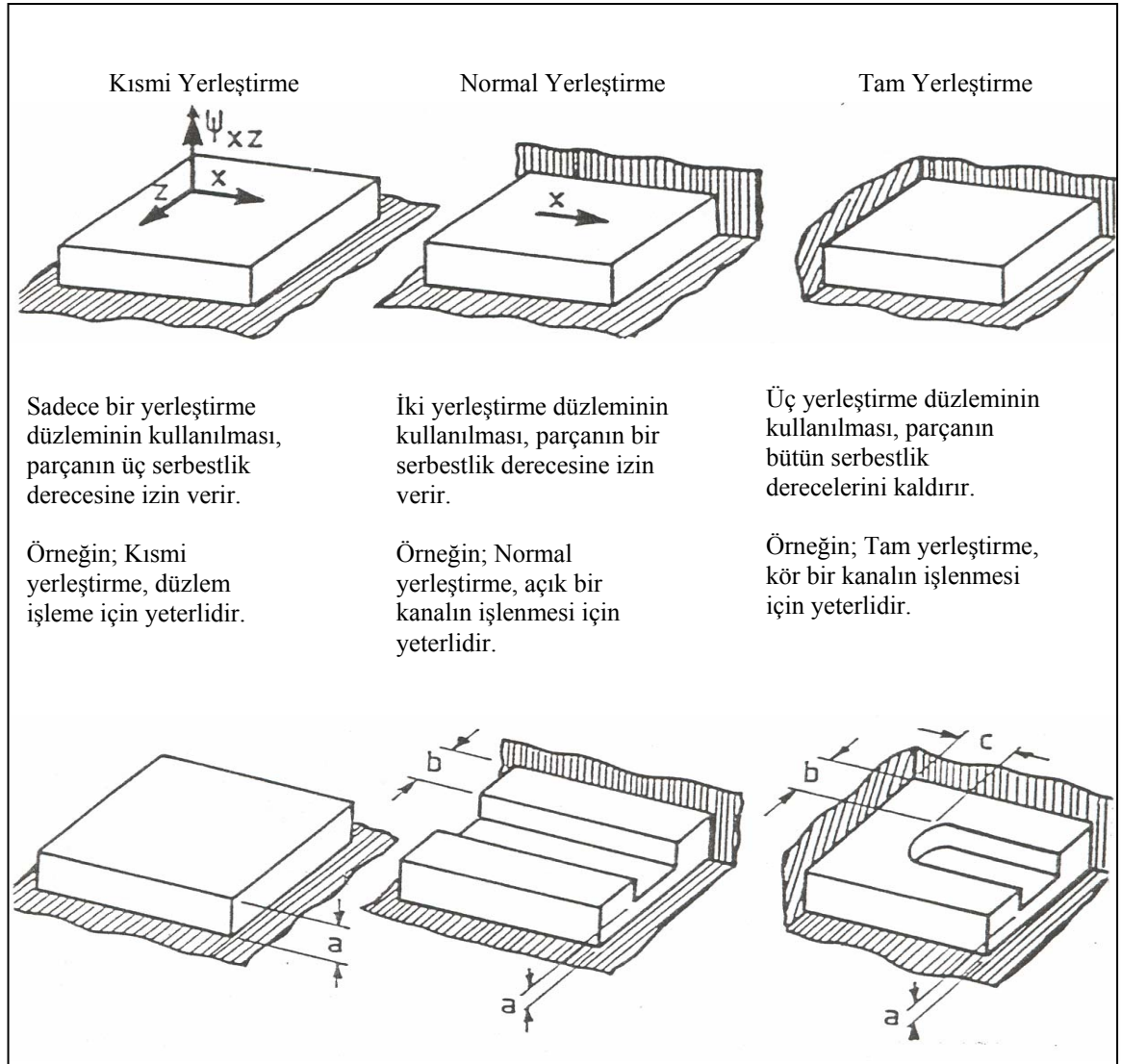


Şekil 4.6. Bir parça üzerindeki referans düzlemi [72]

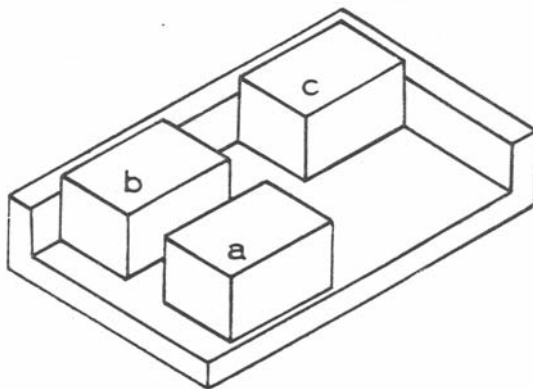


Şekil 4.7. İş parçası boyutları ve yerleştirme boyutları [72]

İş parçasındaki yüzeylerin sayısı veya işlenecek kısımların özellikleri, yerleştirme boyutlarının sayısını ve buna bağlı olarak da ihtiyaç duyulan yerleştirme tipini belirler. Yerleştirme için değişik alternatifler Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da görülmektedir.



Şekil 4.8. Farklı üretim işlemleri için yerleştirme düzlemleri ve serbestlik Dereceleri [72]



Şekil 4.9. Yerleştirme tiplerinin birlikte değerlendirilmesi [73]
a) Kısmi yerleştirme b) Normal yerleştirme c) Tam yerleştirme

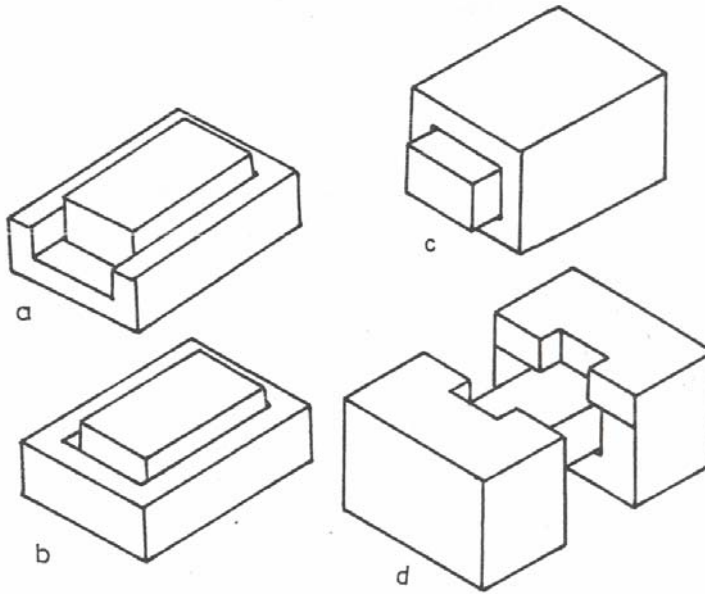
Bir yüzeyin işlenmesi için, kısmi yerleştirmede “a” boyutu yeterli olup sadece bir yerleştirme düzlemi gereklidir ve parçanın kesin yeri önemli değildir. Düz bir kanalın işlenmesi için “a” ve “b” boyutları gerekli olup, “normal yerleştirme” adı verilen bu durumda iki yerleştirme yüzeyi gerekli olur. Kör bir kanalın işlenmesi için, “tam yerleştirme” söz konusu olup üç yerleştirme düzlemine ve bu düzlemlerle olan ilişkileri düzenleyen “a,b ve c” boyutlarına ihtiyaç vardır. Bu durumda iş parçasının serbestlik derecesi “sıfır”dır.

4.3.4. Dış profili kullanarak yerleştirme

Bir önceki adımda talaş kaldırmak sureti ile işlenmiş (önceden işlenmiş) deliklerin veya yüzeylerin bir sonraki işlemde yerleştirme noktaları veya daha sonraki operasyonlarda ilave bağlama noktaları olarak kullanılması, yerleştirme ve bağlama zamanlarını azaltmak için yardımcı olan iyi bir uygulamadır.

Dış kenarları kullanarak konumlama, kolaylıkla elde edilebilecek bir dizi konumlama elemanını gerektirir. “Yuvalamak” iş parçası dış yüzeylerinden istifade ederek yerleştirmede en yaygın kullanılan metotlardan biridir. Parça, aynı biçimdeki bir hücrenin (yuvanın) içine yerleştirilir. Dış profilden yararlanılarak yerleştirme için hassas bir yol olmakla birlikte iş parçasının biçimine uygun yuvanın işlenmesi oldukça maliyet artırıcıdır. Şekil 4.10’da yuvalama metodu ile yerleştirmenin tipleri görülmektedir.

Tam yuvalamada kalıp duvarlarının işlenmesi için gerekli tedbirler alınmış olmalıdır (Şekil 4.10-d). Silindirik parçalar için halka şeklinde yuvalar kullanılır. Silindirik parçaların yuvalanması ve merkezlenmesi için “V-yataklar” da yaygın olarak kullanılır.

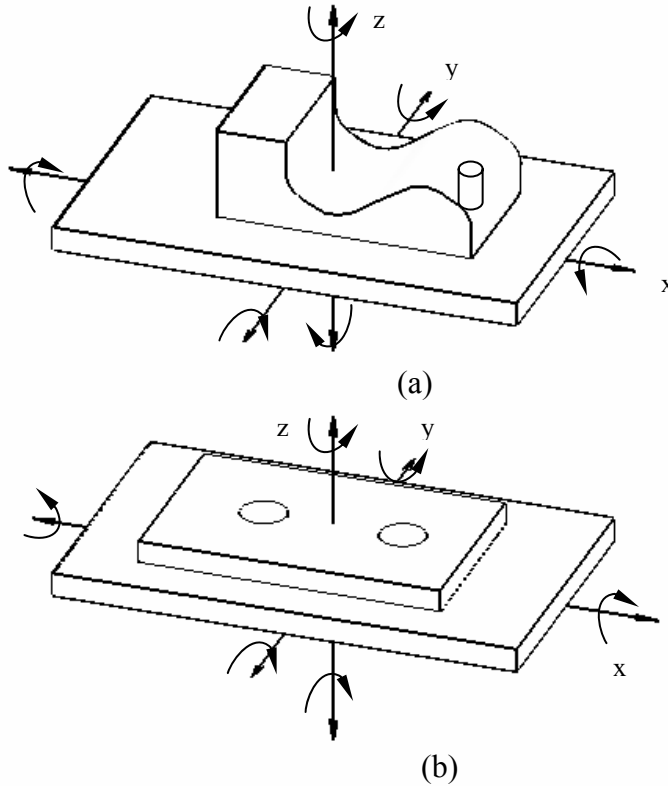


Şekil 4.10. Yuvalama metodu ile yerleştirme tipleri [73]

a) Tek taraflı yuvalama b) ve c) Çift taraftan yuvalama d) Tam yuvalama

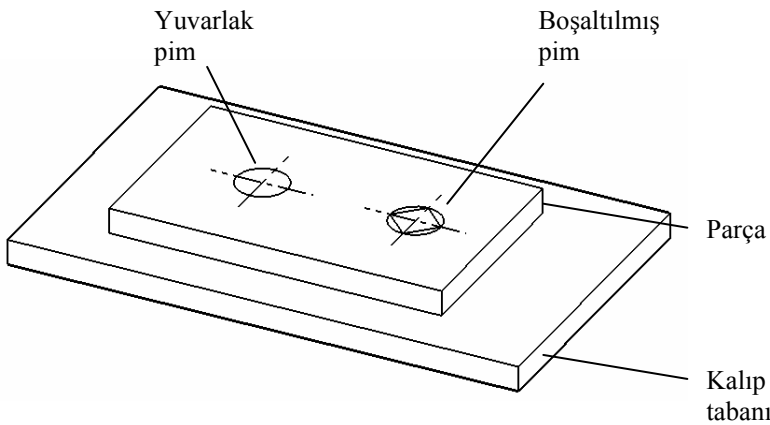
4.3.5. İç profil özelliklerini kullanarak yerleştirme

Parçaya ait bir iç profil özelliğini kullanarak yerleştirme en etkili metottur. Sadece basit bir pim, dokuz yöndeki hareketi elimine ederken, ikinci bir pim ilavesi iki sınırlama daha getirir (Şekil 4.11). Bu durumda, kalıbın yükleme ve boşaltmasını kolaylaştırmak için; pimler, yuvarlak, konik veya boşaltılmış (temas yüzeyi azaltılmış) olmalıdır. Teorik olarak, yuvarlak bir pim yerleştirme için kullanılırken, boşaltılmış (elmas biçimli) bir pim ise parçanın dönmesini engeller (Şekil 4.12). İki adet elmas biçimli boşaltılmış pim kullanılması da mümkündür ve pratikte bu daha avantajlıdır. Her bir elmas pim, diğerinin hareket yönüne bir sınırlama getirir ve daha hassas bir yerleştirme sağlar (Şekil 4.13).

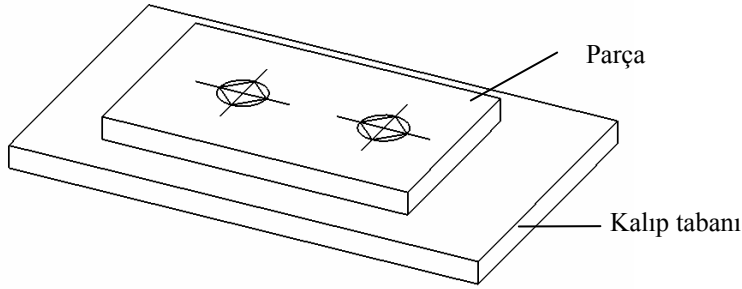


Şekil 4.11. İç profil özelliklerini kullanarak yerleştirme [73]

- a) Parça üzerindeki bir deliğe (iç profil özelliği) takılan tek bir pim, dokuz yöndeki hareketi engeller,
- b) İkinci bir pimin takılması (genellikle boşaltılmış-elmas tip) onbir yöndeki hareketi engeller



Şekil 4.12. Bir yuvarlak ve bir boşaltılmış (elmas biçimli) pim ile yerleştirme [73]



Şekil 4.13. İki elmas biçimli pim ile yerleştirme [73]

4.4. Destekleme ve Destekleme Elemanları

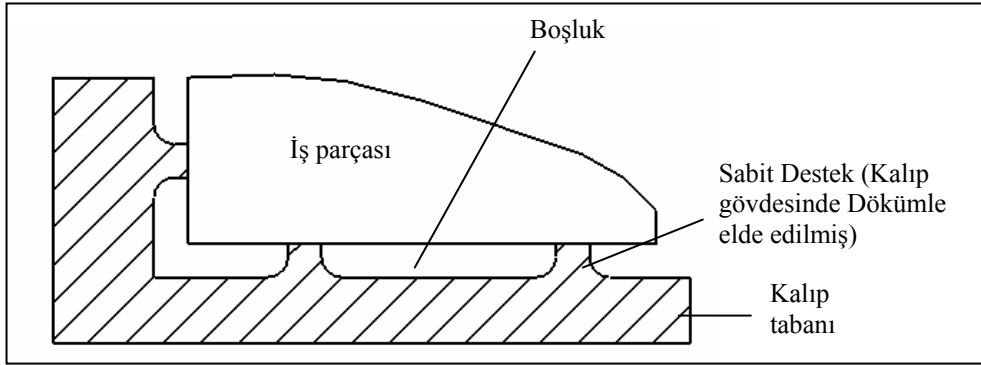
İş parçasını kalıp içerisinde yerleştirilmesini müteakip istenmeyen hareketlerin engellenmesi, kalıbın destekleme fonksiyonunu açıklar. Kalıp tasarımında, yerleştirme ve destekleme birlikte düşünülmelidir. Bazı destekleme elemanları aynı zamanda yerleştirme fonksiyonunu da yerine getirebilir (Şekil 4.12, Şekil 4.13).

Destekleme elemanları;

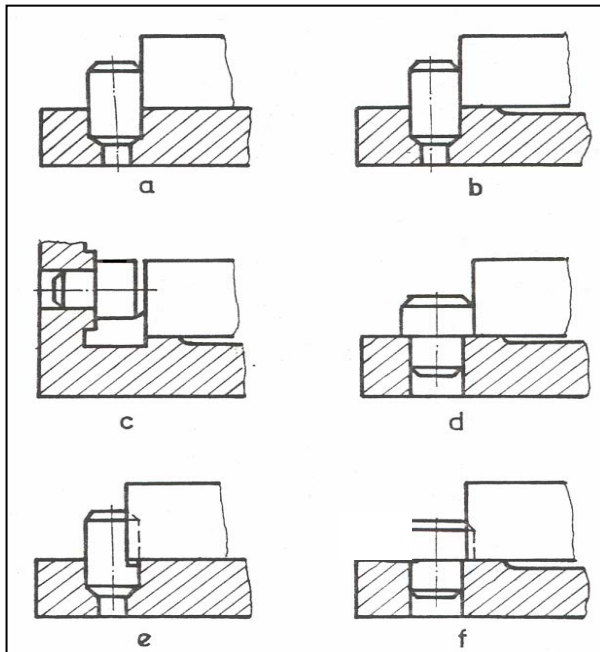
- sabit,
- ayarlanabilir,
- dengeleyici

olarak üç grupta değerlendirilebilir. Kullanılan destekleme elemanları, iş parçası yüzey biçimi ve şartlarına uygun biçimde olmalı, bağlama ve kesme kuvvetlerine karşı koyabilecek mukavemet özelliklerine sahip olmalıdır.

Sabit destekleme elemanları, işlemek suretiyle veya döküm sırasında kalıp gövdesinde oluşturulmuş (Şekil 4.14) veya sonradan rijit bir biçimde gövdeye monte edilmiş elemanlardır. Pimler ve kademeli pimler (butonlar), gövdeye sonradan monte edilen sabit desteklerin en yaygın kullanılanlarıdır (Şekil 4.15).



Şekil 4.14. Kalıp gövdesinde oluşturulmuş sabit destekler [73]



Şekil 4.15. Pim ve butonların kenar desteği olarak kullanılmasına örnekler [73]

- a) Basit bir yerleştirme piminin kenar desteği olarak kullanılması,
- b) Aynı pimin kalıp gövdesindeki boşaltılmış destekle kullanılması,
- c) Kenar destek butonunun alışılmış kullanımı,
- d) Bir butonun, pim gibi, kenar desteği olarak kullanılması,
- e) ve f) Bir tarafı düzeltilmiş pim ve butonun kenar desteği olarak kullanılması.

Sabit destekler, modüler tasarım kavramına uygun değildir. Düzgün olmayan yüzeyler ve döküm parçalar için ayarlanabilir destekler daha uygundur. İşleme sırasında, iş parçasının gerekli düzlemlerle desteklenmesine izin verilir.

Dengeleyici elemanların düzgün olmayan yüzeylerin işlenmesinde temas elemanı olarak kullanılması söz konusudur. Bir nokta kuvvete maruz kaldığında, ikinci bir nokta iş parçası ile teması sağlayacak şekilde düzenlenir.

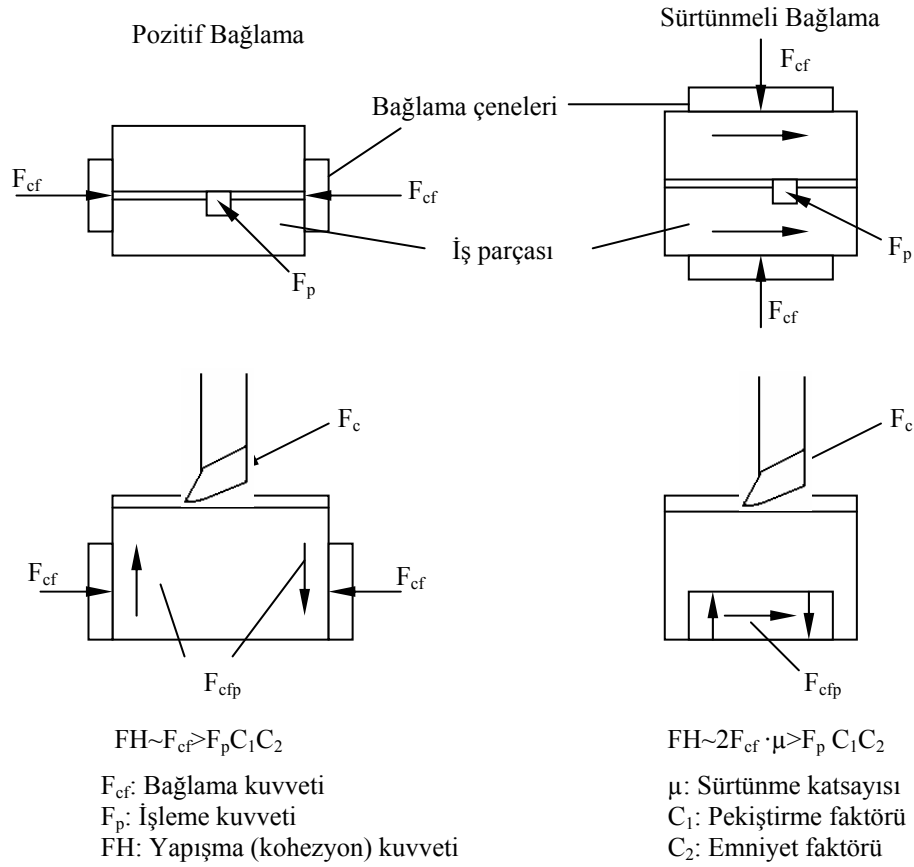
Prizmatik parçaların kenarlarından yararlanılarak yerleştirilmesi ve desteklenmesi için sökölüp-takılabilir veya ayarlanabilir elemanların kullanılması, esneklik sağlayacak ve modüler tasarıma daha uygun olacaktır. Ayrıca döküm, iş parçasının daha güvenilir biçimde konuma getirilmesini mümkün kılacaktır.

4.5. İş Parçasının Bağlanması

İş parçasının emniyetli bir biçimde bağlanması, üretim işleminin her bir adımının planlanmasında, tatmin edici olması gereken en temel ihtiyaçlardan birisidir. Bağlama, bir iş parçasının işleme operasyonu sırasında önceden belirlenmiş bir konumda emniyetli bir biçimde tutulmasını ifade eder. Talaş kaldırma sırasında oluşan titreşimlerin en aza indirilmesi, yüzey kalitesi ve hassasiyet açısından parça özelliklerinin sağlanması için, iş parçası tezgah tablasına yakın olmalı, ayrıca yerleştirme ve destekleme elemanları da işlenen yüzeye mümkün olduğunca yakın yerleştirilmelidir.

Başarılı bir kalıp tasarımı yapmak için, tasarımcı bağlama konusunda tecrübe sahibi olmalı, uygulama noktalarını ve uygulanacak yükleri iyi bilmeli, bağlama elemanları çözüldüğünde iş parçasında şekil bozukluğu olmamalıdır. Bağlama, parçanın yükleme ve boşaltma özellikleri ile zaman açısından uyumlu olmalıdır. Gereksiz gecikmeler verimliliği azaltıp parça maliyetlerini artırır.

İş parçasının tezgah tablasına bağlanması için, Şekil 4.16'da gösterilen pozitif bağlama ve sürtünmeli bağlama metotları yaygın olarak kullanılır. Pozitif bağlamada, ana kesme kuvveti direkt olarak çenelere etki eder. Bu durumda, kesme kuvvetinin etkisi ile iş parçasının çenelerden kalkmasını veya çenelerin içinde dönmesini engellemek için bağlama kuvveti yeterli olmalıdır. Diğer metot olan sürtünmeli bağlamada ise, iş parçası sadece sürtünme kuvvetleri ile tutulmaktadır.



Şekil 4.16. Bağlama metotları [72]

Emniyet sebebi ile, talaş kaldırma işlemi boyunca, bağlama kuvvetinin etkilenmediğinden ve uygulanan herhangi bir kuvvetten daha fazla olduğundan emin olmak gerekir. Bu sebeple, bağlama aygıtı kendiliğinden kilitlenebilecek şekilde olmalıdır. Temel bir kural olarak, bağlama kuvvetini azaltmak için, kesme kuvvetlerinin büyük bir kısmı kalıp gövdesinin sabit parçaları yönünde olmalıdır. Bağlama elemanlarının konumu için, temasın iş parçasının en rijit noktalarında olmasına dikkat etmek gereklidir. Bu şekilde yapılacak bağlama, bağlama kuvvetlerinden dolayı iş parçasının hassasiyetini bozacak hasar veya şekil bozuklukları oluşmasını engeller [1].

İşleme süreci esnasında iş parçası üzerinde, kesme kuvvetleri, atalet kuvveti ve diğer aktif kuvvetler vardır. Bağlama işleminde, en az deformasyon ile iş parçasını

konumlama durumunda bağlamak gerekir. Bağlama yöntemlerinin temel özellikleri şu şekilde olmalıdır;

- İş parçasının konumunu koruması açısından, bağlama işleminden sonra iş parçası, konumlayıcılar ile temasını sürdürmelidir.
- İş parçası konumunu değiştirmemesi ve titreşim oluşmaması için bağlama kuvveti, kesme kuvveti ve diğer kuvvetlere karşı yeterli olmalı, fakat işlenen yüzeylere zarar verebilecek kadarda büyük olmamalı ve iş parçasının deforme olmamasına önem verilmelidir.
- Bağlama operasyonu iş parçasının takılıp sökülmesinde, basit, hızlı, güvenli ve kolay olmalıdır. Özellikle tezgah elemanlarına ve kesici takıma etki etmemelidir.
- Bağlama özelliği, imalat tiplerine ve parti imalata uygun olmalıdır. Örneğin, güçlü bağlamalar seri ve otomatik üretimde yaygın olarak kullanılırlar. Modüler bağlama kalıpları, tek imalat ve küçük parti imalatta yaygın olarak kullanılırlar [47].

Seçilen bağlama metodu, işlemlerin analizi sonucu basit veya karmaşık olabilir. Verilen bir parça için bağlama elemanlarının seçiminde, parçanın biçimi ve boyutları dikkatli bir biçimde incelenmelidir. Öyle ki, iş parçasının özel bir boyutu için, çok daha farklı veya daha uygun bağlama tasarımları söz konusu olabilir. Bağlama elemanlarının tasarımı basit, kullanımı kolay olmalıdır. Gerekli plan bağlama kuvvetinin şiddeti, bağlama elemanlarının kesin olarak seçimi gibi, iş parçası üzerindeki kesin tasarım özelliklerine bazı sınırlamalar getirebilir. Bağlama yüzeyinin, yüzey kalitesi (kaba-ince) veya durumu, bağlama konumu ve seçim sınırlarını etkiler. Çünkü, kaba iş yüzeyleri, bağlama sırasında daha büyük bir hareketi gerektirir [1].

4.6. Bağlama Konumu ve Yönünün Seçimi

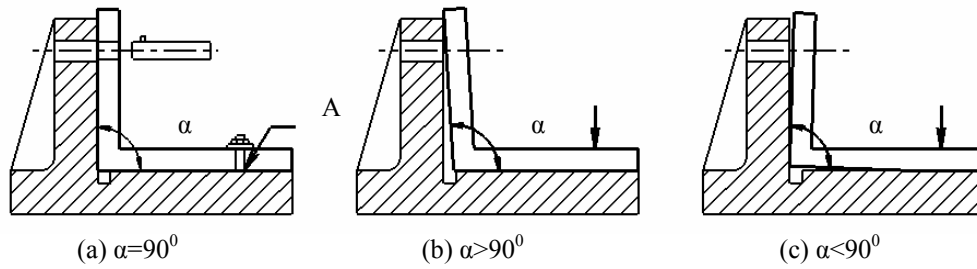
Bağlama işleminde üç ana unsurun belirlenmesi gerekir;

- Bağlama yönünün belirlenmesi
- Bağlama konumunun belirlenmesi
- Bağlama kuvveti büyüklüğünün belirlenmesi

4.6.1. Bağlama yönünün belirlenmesi

Bağlama yönü, talaş kaldırma esnasında oluşan ve iş parçasını kaldırmaya çalışan kuvvetlere ters yönde olmalıdır [1].

Bağlama yönünü uygun ve doğru konumda tutmak için asıl (birincil) konumlama yüzeyinin belirlenmesi gerekir. Şekil 4.17’de örnek olarak, A düzlemine dik olarak delik delinmiş çünkü A, birinci konumlama yüzeyi olarak seçilmiştir. Güvenli bir konumlama için bağlama kuvveti A düzlemine dik olmalıdır. İş parçası yüzeyleri imalatta istenen ölçü toleransları içerisinde α açısı tam 90^0 olmayabilir, fakat yüzeylerin birbirine 90^0 olması tercih edilir.

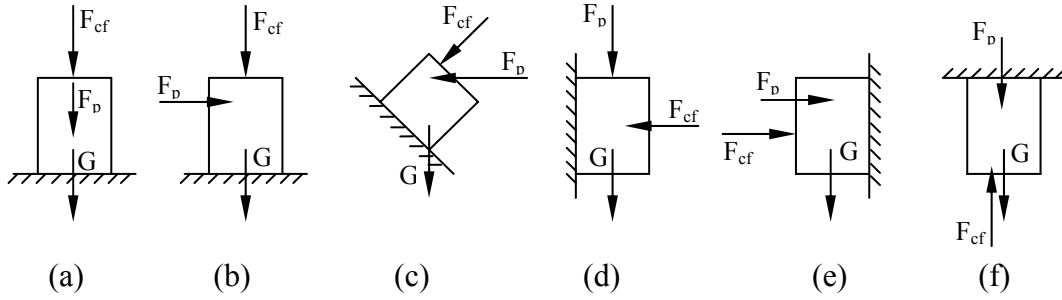


Şekil 4.17. Bağlama kuvveti yönünün etkisi-a [5]

İş parçası deformasyonunu azaltmak için bağlama yönü, asıl konumlama yüzeyi ile büyük temas alanına sahip yüzeye doğru olmalıdır. Böylece, birim alandaki bağlama basıncı azaltılmış olur. Özellikle et kalınlığı ince olan iş parçalarında bağlama yönü, iş parçasını flambaja uğratmayacak şekilde belirlenmelidir.

Kurallara uygun bağlama yönünün belirlenmesi küçük bağlama kuvveti değerleri gerektirebilir. Bağlama yönü eğer ağırlık merkezi veya kesme kuvveti yönünde olursa, bağlama kuvveti küçük değerlerde olabilir. Şekil 4.18’de birkaç örnek gösterilmiştir. Bu şekilde; F_{cf} bağlama kuvveti, G yerçekimi kuvveti ve F_p ise kesme kuvvetidir. En küçük bağlama kuvveti Şekil 4.18a’da gereklidir. Şekil 4.18b’de ise kesme kuvveti esas konumlama yüzeyine paraleldir. Burada, sürtünme kuvveti iş parçasının kaymaması için kesme kuvvetine karşı koyabilmesi gerekir. Bunun içinde

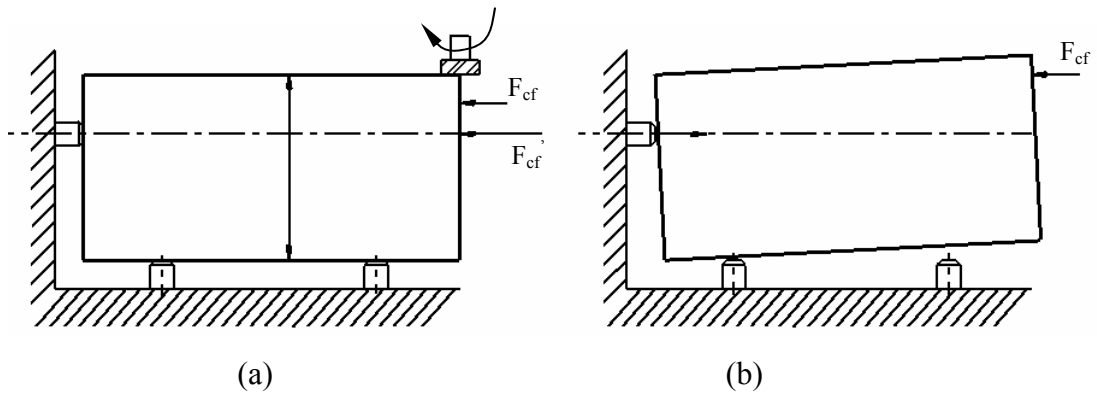
bağlama kuvvetinin çok büyük olması gerekebilir. Şekil 4.18'deki diğer durumlar içinde aynı tanımlama yapılabilir.



Şekil 4.18. Bağlama kuvveti yönünün etkisi-b [5]

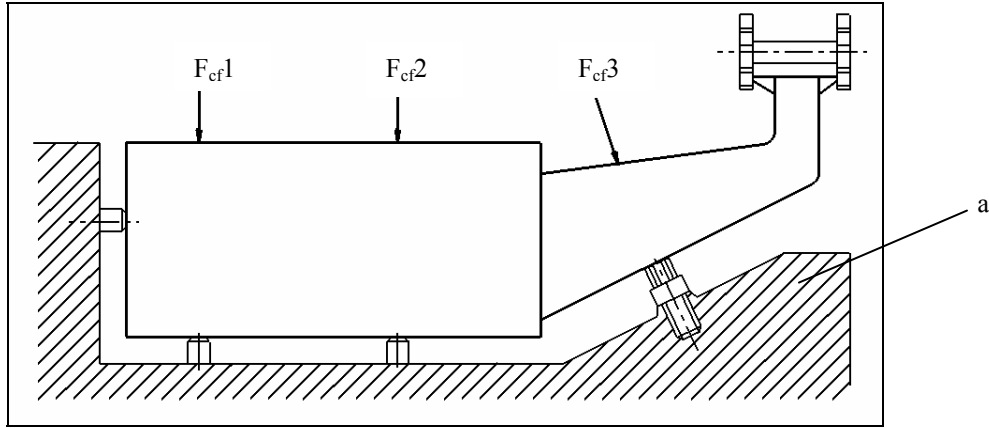
4.6.2. Bağlama konumunun belirlenmesi

Bağlama yönü seçildikten sonra, iş parçasını konumunda tutmak ve iş parçası operasyonlarını en aza indirmek için bağlama konumu belirlenebilir. Şekil 4.19'daki bağlama kalıbındaki yüzey frezeleme işleminde, bağlama konumu kenar konumlama elemanından yüksek olduğu zaman, dönme momenti iş parçasını konumlandığı yerden uzaklaştıracaktır. İş parçası deformasyonunu en aza indirmek için, özelliklede talaş kaldırma operasyonlarında bağlama kalıbının sağlamlığını artırmak için bağlamanın konumu, destek elemanlarının karşısında olmalıdır.



Şekil 4.19. Bağlama konumunun etkisi-a [5]

Şekil 4.20'de çift freze çakısı ile iş parçası olarak bir pedal gösterilmiştir. Burada, bağlama konumu destek elemanlarının tam karşısındadır.



Şekil 4.20. Bağlama konumunun etkisi-b [5]

4.6.3. Bağlama kuvvetinin belirlenmesi

Bağlama kuvvetinin büyüklüğü, çoğunlukla kesme ve bağlama kuvvetleri altındaki iş parçası-bağlama kalıbı sistemlerinin denge durumu göz önüne alınarak tasarım aşamasında belirlenir. Başlangıçta iş parçası ve bağlama kalıbı rijit bir yapı olarak dikkate alınır. Öncelikle, denge şartlarına dayanan teorik bağlama kuvveti hesaplanır ve güvenli bir bağlama için, emniyet katsayısı hesaba katılır.

$$F_{cf} = K F_{cf}' \quad (4.7)$$

Burada;

F_{cf}' : Teorik bağlama kuvveti,

F_{cf} : Gerekli bağlama kuvveti,

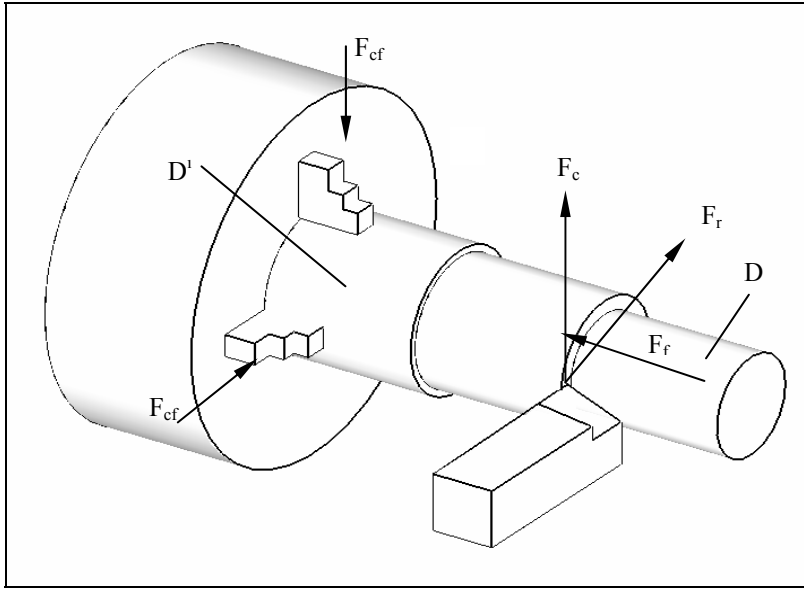
K : Emniyet katsayısıdır [5].

Teorik bağlama kuvveti, talaş kaldırma esnasında oluşan en büyük kesme kuvvetinden büyük veya ona eşit olmalıdır [1].

Farklı işleme operasyonlarında, K 'nın değeri takım aşınmasına, kademeli işleme ve bu gibi sebeplere bağlı olarak farklı olabilir. Kaba işlemede emniyet kat sayısı (K) 2,5-3, bitirme (hassas) işlemlerde 1,5-2,5 gibi alınabilir [5].

Tornalama operasyonlarında bağlama kuvveti

Şekil 3.21’de bir tornalama operasyonunda iş parçası, konumlanmış ve üç ayna ayağı ile sıkılmıştır. Şekilde kesme kuvvetleri; F_c esas kesme kuvveti ve F_f ilerleme yönündeki kesme kuvvetini göstermektedir. $F_c \gg F_f$ olduğundan teorik kesme kuvveti şu şekilde hesaplanabilir [5];



Şekil 4.21. Bir tornalama operasyonunda kesme ve bağlama kuvvetleri [5]

$$F_{cf} = \frac{D}{\mu D' n} F_c \quad (4.8)$$

ve

$$F_{cf} = K F_{cf}' = \frac{KD}{\mu D' n} F_c \quad (4.9)$$

Burada;

D : Kesici takımın kestiği çap (mm),

D' : Aynanın sıkıldığı iş parçası çapı (mm),

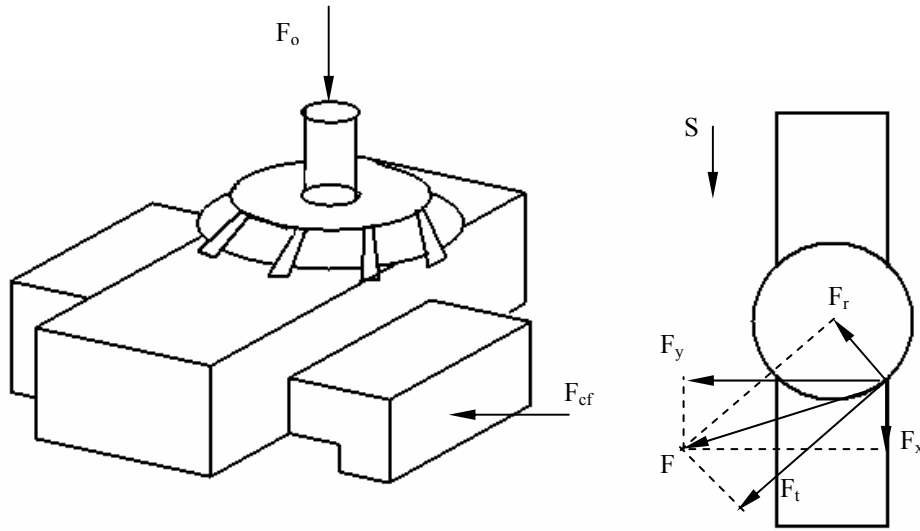
μ : İş parçası ile kesici takım arasındaki sürtünme katsayısı,

n : Sıkma ayaklarının sayısı

dır.

Alın frezeleme operasyonlarında bağlama kuvveti

Şekil 4.22’de, alın frezeleme işlemi uygulanan mengeneyle bağlanmış bir iş parçası verilmiştir. Şekildeki gibi bağlama tipleri (sürtünmeli bağlama) için en küçük bağlama kuvveti aşağıdaki gibi bulunabilir [5].



Şekil 4.22. Alın frezeleme operasyonunda kesme ve bağlama kuvvetleri [5]

Kesme kuvveti, radyal kuvvet (F_r), teğetsel kuvvet (F_t) ve eksenel kuvvet (F_o) olarak ayrılabilir. Yatay düzlemde, x yönünde kesme kuvveti bileşeni bağlamayı zayıflatmayacaktır. y yönündeki gerekli olan en küçük bağlama kuvveti şu şekilde hesaplanır;

$$F_{cfh} = \frac{F_r \cos \theta - F_t \sin \theta}{2\mu} \quad (4.10)$$

Burada; θ : Kesici takımın temas açısıdır.

Minimum bağlama kuvveti aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$F_{cfh} = \frac{\max F_r, F_t}{2\mu} \quad (4.11)$$

Benzer şekilde aksel yönde en küçük bağlama kuvveti (F_{cfa});

$$F_{cfa} = \frac{F_0}{2\mu} \text{ ile tanımlanabilir.} \quad (4.12)$$

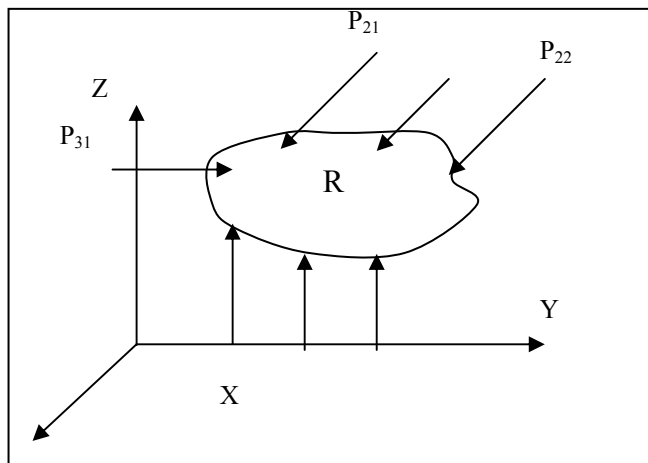
Burada gerekli bağlama kuvveti;

$$F_{cf} = K \max(F_{cfa}, F_{cfh}) \quad (4.13)$$

eşitliği ile belirlenebilir [5].

Farklı bağlama işlemleri farklı seviyede bağlama kuvvetleri sağlayabilir. Gerekli bağlama kuvveti aralığını tahmin amacı ile öncelikle bağlama işlemi seçilmeli ve bağlama yapısı tasarlanmalıdır [74].

Teorik olarak bağlama kuvvetleri, bağlama kalıbı içerisinde bağlı bulunan bir parçanın statik denge şartlarının sağlanması için işleme sırasında oluşan kesme kuvvetleri ile sıkma kuvvetlerinin dengelenmesi için gerekir. Oluşan kesme kuvvetleri, matematiksel olarak bir bileşke kuvvet ve bir moment ile tanımlanabilir. Matematiksel çözümlerde bileşke kuvvet “R” ve moment “M”, iş parçasının kütleinde temsil edilir. Üç-iki-bir yerleştirme kurallarının uygulandığı bir bağlama kalıbı tasarımı için, yerleştirme noktalarında oluşan tepki kuvvetleri Şekil 4.23’deki gibi temsil edilebilir.



Şekil 4.23. Tepki kuvvetleri için serbest cisim diyagramı [17]

Talaş kaldırma sırasında oluşan kesme kuvvetlerinin ve momentlerinin yönleri, bağlama kalıbı içerisindeki bir taslağın bağlama kuvvetleri ve destek tepkilerinin analitik hesabı için statik denge denklemlerinin karakteristikleri ortaya koyar ve hesaplamalar süperpozisyon prensibine dayanır.

Bağlama kalıbı tasarımında, bağlama kuvveti F_{cf} , esas kesme kuvveti F_c 'nin belirlenmesi gerekmektedir. Takım tezgahına yüklenmiş bağlama kalıbındaki bir iş parçasına ait bağlama kuvveti hesabı için kullanılan metot, işleme sırasında oluşan yüklerin etkisi altında statik denge şartlarının dikkate alınması temeline dayanır. Bu metot, birbirine bağlı altı denklemlik bir sistemin çözümünü öngörür.

Bağlama kuvveti (F_{cf}) ;

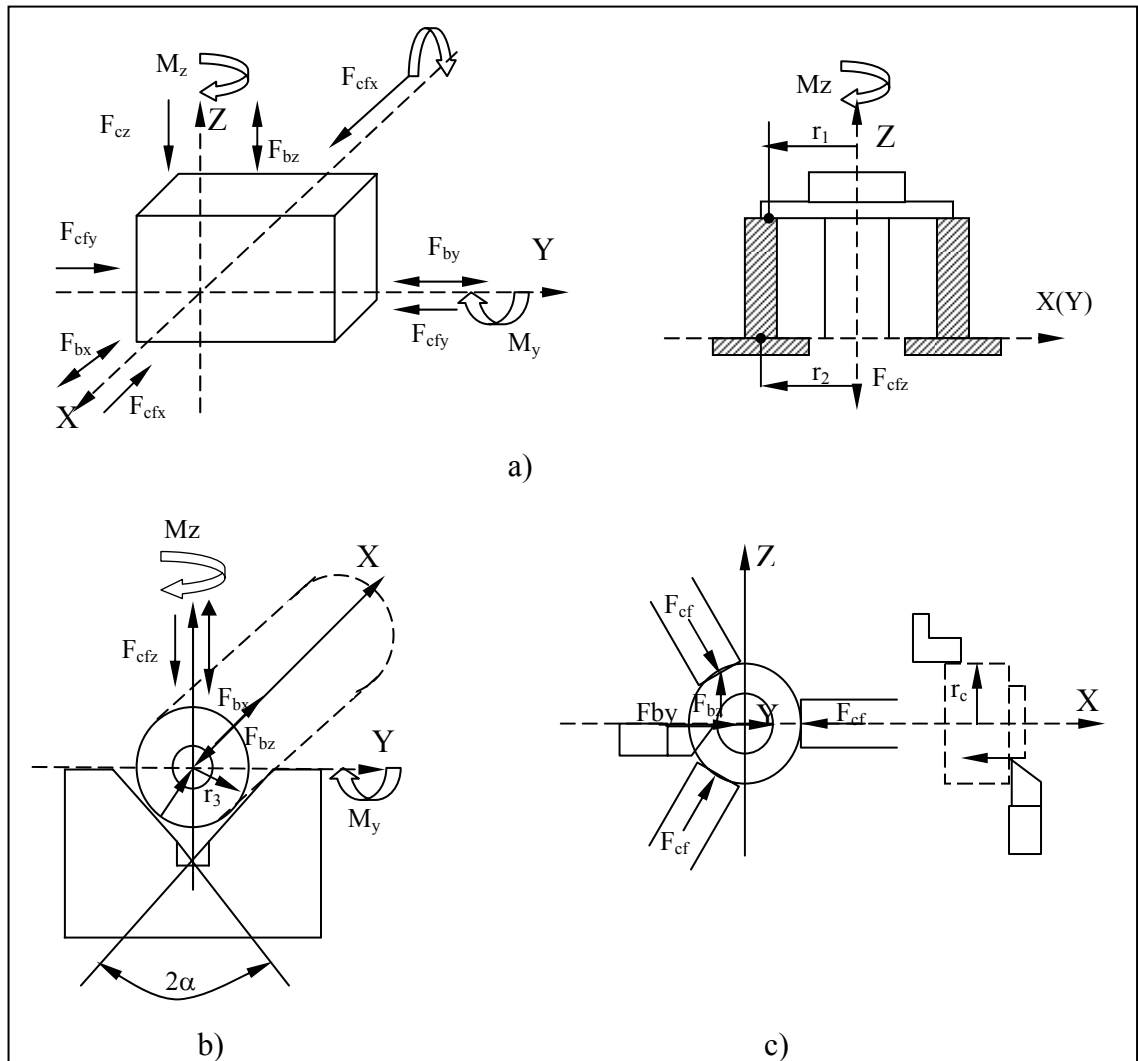
$$F_{cf} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 \quad (4.14)$$

Şeklinde altı denklemden elde edilen bileşenlerin toplamı olarak dikkate alınır. Buradaki W_1, W_2 ve W_3 , F_{bx} , F_{by} ve F_{bz} kesme kuvveti bileşenleriyle ilgili koordinat eksenlerine karşılık gelen bağlama kuvveti bileşenlerini; W_4 , W_5 ve W_6 ise kesme kuvveti bileşenlerinin tesiri ile oluşan M_x , M_y ve M_z moment bileşenleriyle ilgili koordinat düzlemlerinde karşılık gelen bağlama kuvveti bileşenlerini ifade etmektedir. F_{cf} kuvvetinin hesaplanmasındaki temel bileşenlerin ifadesinden sonra,

$$F_{cf} = F (F_c, f_i, f_R, f_w, r_i, r_R, r_w, \alpha_i, \alpha_R, \alpha_w) K \quad (4.15)$$

şeklinde bir ifade elde edilir. Eş. 4.15'te, F_c , uzayda rastgele bir konumda bulunan esas kesme kuvvetini, f_i , f_R ve f_w ; esas kesme kuvveti (F_c), destek tepkisi (R) ve bağlama kuvveti (F_{cf})'nin etki ettiği düzlemlerdeki sürtünme katsayılarını, r_i , r_R ve r_w ; etkili moment mesafesini, α_i , α_R ve α_w ise ilgili kuvvetlerin yönlerini karakterize eden açıları ifade etmektedir. K ise bağlama kuvveti için bir emniyet katsayısı ifade etmektedir.

Bağlama kuvvetinin tespiti için bağlama durumlarını üç temel yaklaşımla açıklamak mümkündür. F_{cf} 'nin hesaplanması için geliştirilen algoritmadaki bu üç durum, düzlem yüzeyde bağlama (Şekil 4.24-a), V blok içinde bağlama (Şekil 4.24-b) ve aynada bağlama (Şekil 4.24-c) şeklinde özetlenebilir. Şekil 4.24'deki F_{cfx} , F_{cfy} ve F_{cfz} bağlama kuvvetinin ilgili koordinat eksenlerindeki bileşenlerini ifade etmektedir.



Şekil 4.24. Bağlam tipine göre tepki kuvvetleri [17]

Düzlem yüzeyde bağlama durumunda (Şekil 4.24-a), F_{cf} kuvveti x, y, z koordinatlarının biri üzerinde değilse, oluşturulan algoritma ile bu kuvvetin üç koordinat eksenini üzerindeki izdüşümleri hesaplanır ve bunlar geometrik olarak

toplanır. Bu amaçla her üç eksenindeki bileşkenin hesaplanması için aşağıdaki eşitlikler kullanılır.

$$F_{cfx} = K \left(F_x + \frac{|F_{cy}|}{2f_{fr}} + \frac{|F_{cz}|}{2f_{fr}} + \frac{M_x}{2f_{fr} \cdot r_{ef}} + \frac{My}{2f_{fr} \cdot r_{ef}} + \frac{M_z}{2f_{fr} \cdot r_{ef}} \right) \quad (4.16)$$

$$F_{cfy} = K \left(\frac{|F_{cx}|}{2f_{fr}} + F_y + \frac{|F_{cz}|}{2f_{fr}} + \frac{M_x}{2f_{fr} \cdot r_{dr1}} + \frac{My}{2f_{fr} \cdot r_{ef}} + \frac{M_z}{2f_{fr} \cdot r_{dr2}} \right) \quad (4.17)$$

$$F_{cfz} = K \left(\frac{|F_{cx}|}{2f_{fr}} + \frac{|F_{cy}|}{2f_{fr}} + F_z + \frac{M_x}{gf_{fr} \cdot r_{dr2}} + \frac{My}{2f_{fr} \cdot r_{dr2}} + \frac{M_z}{2f_{fr} \cdot r_{ef}} \right) \quad (4.18)$$

Bu eşitliklerde f_{fr} , bağlama kuvveti ve destek tepkisinin etki ettiği yerdeki sürtünme katsayısı, f_{dr1} ve r_{dr2} taslağın bağlandığı düzlemle çakışmayan ve ona paralel olmayan düzlemlerdeki momentlere karşılık gelen frezeleme yarı çaplarını, $r_{ef} = r_1 + r_2$ olmak kaydı ile etkin sürtünme yarı çaplarını, r_{ef} 'nin tayinindeki r_1 ve r_2 ise bağlama ve destek düzlemlerindeki sürtünme yarıçaplarını ifade etmektedir.

İş parçasının bir V-Blok içerisinde bağlanması durumunda (Şekil 4.24-b) ise, algoritma aşağıdaki eşitliği kullanarak ilgili bağlama kuvveti bileşenlerini tespit etmektedir.

$$F_{cfz} = K \left\{ F_{cz} + \left[\frac{F_{cy}}{2} + \left(F_{cx} \frac{M_x}{r_c} + \frac{M_y}{r_{dr1}} + \frac{M_z}{r_{dr2}} \right) / \left(1 + \frac{1}{\sin \alpha} \right) \right] / f_{fr} \right\} \quad (4.19)$$

Eş.4.19'da r_c bağlama yarı çapı, α ise V-Blok'daki V açısını ifade etmektedir.

İş parçasının ayna veya benzeri bir ekstenel bağlama aparatı içerisinde bağlanarak işlenmesi sırasında ihtiyaç duyulan bağlama kuvvetinin hesaplanması için iş parçasına ait r_c bağlama yarı çapı ile r_{cut} işleme yarıçapının bilinmesi gerekmektedir (Şekil 4.24-c). Buna göre F_{cf} ,

$$F_{cf} = K \left[\frac{F_{cx}}{3} + \frac{F_{cy}}{2} + \frac{F_{cz} r_{cut}}{3r_c} \right] * f_{fr} \quad (4.20)$$

olacaktır. Bu eşitlik üç noktadan sıkma durumunu temsil etmektedir [17].

5. KUVVET ÖLÇME YÖNTEMLERİ VE YÜK HÜCRELERİ

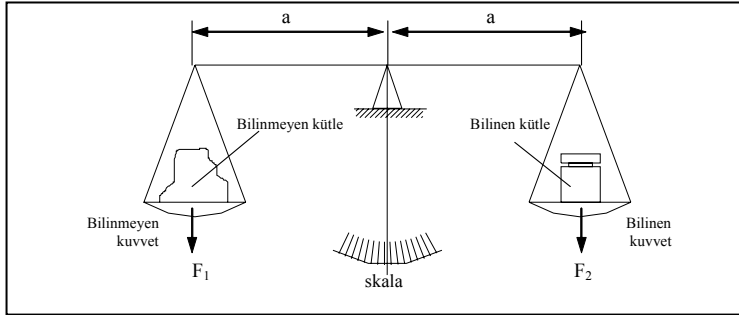
Statik ve dinamik kuvvetlerin ölçülmesinde, kuvveti elastik bir makina elamanına uygulayarak bu elastik elemanda oluşan deformasyon miktarının ölçülmesinde dinamometreler veya transdüserler yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak deformasyonların küçük olması durumunda gerinim ölçerlerin kullanılması zorunlu olmaktadır. Normal kesme kuvvetleri sadece katı cisimler mekaniğinde karşılaşılan büyüklükler değildir. Örneğin talaş kaldırma işlemi ve talaş oluşumu esnasında meydana gelen kuvvetler hesaba katılır ve kesici takımın bir ankastre çubuk gibi davrandığı dikkate alınırsa takımda oluşan yatay ve düşey düzlemde eğilme–burulma, basma-burkulma ve kesme kuvvetleri hesaplanabilir.

5.1. Kuvvet Ölçme Yöntemleri

Kuvvet ölçme yöntemleri, bilinen bir yükü dengelenerek kuvvet ölçme, elastik cismin deformasyonu ile kuvvet ölçme ve fiziksel özelliklerin değişimi ile kuvvet ölçme olarak üç kategoriye ayrılabilir [75].

5.1.1. Bilinen Bir Yükü Dengelenerek Kuvvet Ölçme

Bilinen bir yükü dengelenerek kuvvet ölçmede, ölçülecek olan kuvvet, kütlesi bilinen bir karşı ağırlık ile dengelenir (Şekil 5.1). 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 sağlamasıyla birlikte kullanım alanı sınırlı ve orta büyüklükteki kuvvetlerin ölçümünde kullanılmaktadır [29].



Şekil 5.1. Eşit kollu manivela terazi [29]

5.1.2. Elastik cismin deformasyonu ile kuvvet ölçme

Yüksek bir hassasiyet elde etmek için, kaliteli bir elastik cisim seçilir ve bu cisme uygun sınırlar içinde kuvvet uygulanırsa, elastik cismin deformasyonundan kuvvet ölçülebilmektedir. Elastik cisme yük uygulandığında, cisim elastik bölgede iken 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 [29].

5.1.3. 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 [75].

5.2. Ölçme Sistemleri

Ölçme aletleri; verilerin toplanması ile kayıt aletleri ve verilerin işlenmesi şeklinde iki sınıfa ayrılabilir. Ölçme sistemleri sıcaklık, basınç, kuvvet, strain (gerinim, uzama), hız, yer değiştirme gibi farklı büyüklüklerin değişimi hakkında bilgi toplamak amacıyla; bir ya da 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, ölçme yapan aletin tipine ve istenilen hassasiyete bağlıdır.

Ölçme sistemleri; temel olarak birincil, ikincil ve üçüncül ölçme sistemleri olarak üç grupta incelenebilmektedir;

5.2.1. Birincil sistemler

Birincil sistemler, istenilen bilgi incelenir ve herhangi bir ekipman olmaksızın bakma ya da dokunma gibi temel duyularla yapılır. Farklı iki uzunluğun birbirleriyle karşılaştırılması şeklinde gerçekleşir.

5.2.2. 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 5.2) [76].

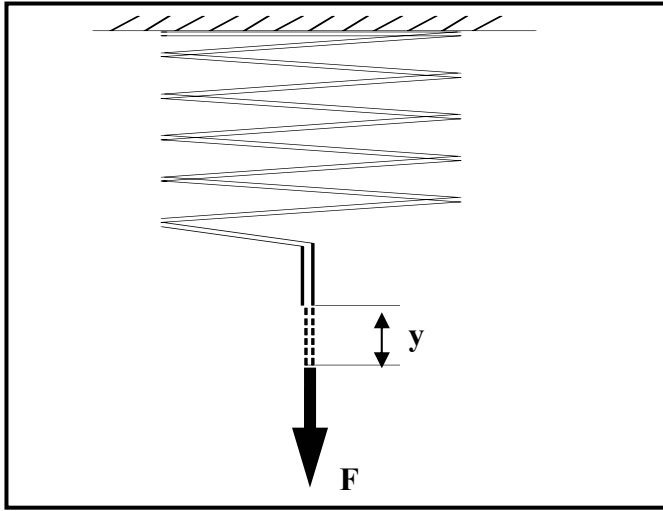


Şekil 5.2. Sezme süreci [76]

Örneğin, kuvvetin bir yay ile yer değiştirme olarak, değişimi Şekil 5.3'te görülmektedir. Burada yay sabiti K , yer değiştirme miktarı y ve uygulanan kuvvet F ise,

$$F = K \times y \quad (N) \quad (5.1)$$

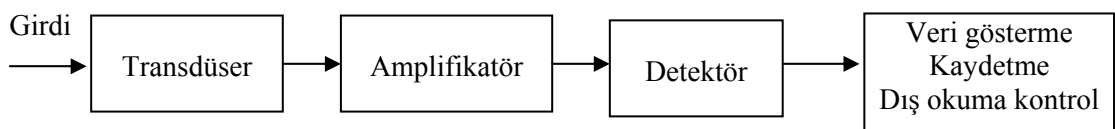
olurken yaydaki değişme de $y = F/K$ olarak bulunabilir.



Şekil 5.3. Kuvvetin yay vasıtasıyla yer değiştirme olarak çevrimi [76]

5.2.3. Üçüncül sistemler

Üçüncül sistemler, iki çevrimde 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 ibrelili bir ölçme aletiyle ölçülür. Şekil 5.4'te üçüncül sistemin genel bir ölçme şeması verilmiştir [76].



Şekil 5.4. Üçüncül sistemin genel bir ölçme şeması [76]

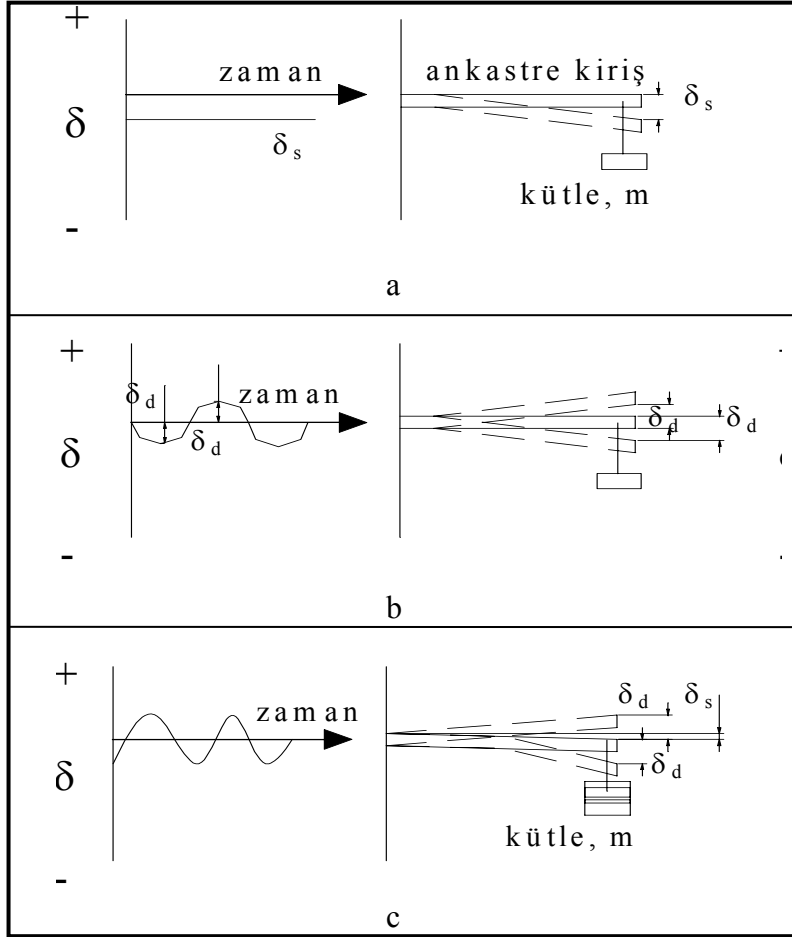
Transdüser bloğu, bir sensör ve bir köprü devresi yada bazı uyarım şekilleri için amplifikatör (yükselteç) tarafından istenilen elektriksel çıkışın üretildiği çeşitli transdüserlerden oluşmaktadır. Basit sistemlerde doğru akım (D.C.) uyarımı yeterli olurken birçok hassas sistemlerde alternatif akım (A.C.) uyarımı gereklidir. Böyle durumlarda amplifikatör çıkışı A.C. olacak ve D.C. sinyallerini görme ve kontrol amacıyla çevrilmesinde kullanılan bir detektör (faz duyarlılık alet) de yer alacaktır. Son blok ise elde edilen çıktının (ölçülen değerin) gösterildiği, kaydedildiği, okunduğu yada kontrol edildiği birimdir [76].

5.3. Sinyal sınıflandırma özelliği

Ölçme aleti statik ve dinamik büyüklükleri ölçmek amacıyla kullanılır. Birçok pratik uygulamalarda statik ve dinamik elemanları aynı anda ölçmek gereklidir. Şekil 5.5a'da gösterilen ankastre kirişteki statik yükleme sonucu bir miktar yer değiştirme (δ_s) olurken, Şekil 5.5b'deki dinamik yüklemeden oluşan yer değiştirmeler (δ_d) nedeniyle titreşimler meydana gelmektedir. Şekil 5.5c'deki statik ve dinamik yer değiştirmelerin ölçüldüğü ankastre kirişte ise yükün statik uygulanması ile (δ_s) sapması ve kirişin titreşime maruz kalması halinde de (δ_d) sapmaları oluşacak ve toplam sapma; statik ve dinamik sapmaların bir fonksiyonu olarak oluşacaktır [29].

5.4. 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) yada her ikisinin bir kombinasyonundan oluşması hali ile ölçümün yaklaşık büyüklüğü gibidir. Buna ilave olarak ölçme aleti sinyallerine tepkisi de ayrıca düşünülmelidir.



Şekil 5.5. Ankastre kirişin statik ve dinamik yüklenmesi [29]

a) Statik yükleme, b) Dinamik yükleme, c) Statik ve dinamik yükleme

Buna göre, belli başlı ölçme karakteristikleri şöyle sıralanabilir [29]:

- *Doğrusallık*, girdi ve çıktı arasındaki ilişkiyi ifade etmekte olup aletin ölçme kapasitesini belirtir. İdeal bir ölçme aletinde çıkış, girişle doğrusal olmalıdır.
- *Doğruluk*, ölçülen değer in gerçek ölçü değerine yakınlığıdır.
- *Tolerans*, ölçmede izin verilen hata limitidir.
- *Tekrar edilebilirlik*, bir dizi ölçme içinde aletin aynı değeri tekrar ölçebilmesidir.
- *Ölçme limiti*, aletin en büyük ölçebilme kapasitesidir.
- *Duyarlılık*, aletin girdisindeki değişim oranına göre çıktısındaki değişimin oranı olup olabildiğince yüksek olması istenir.

- *Çapraz duyarlılık*, aletin normal ölçme eksenine doğrultusunda girdinin uygulanmamasını ifade eder. Genellikle transdüserlerde etkin olup olabildiğince düşük olması istenir.
- *Çözünürlük*, aletin ölçümdeki en küçük değişimi ölçebilmesidir.
- *Gecikme*, aletin ölçümdeki değişiklikleri erteleme ya da geciktirmesidir.
- *Dinamik hata*, dinamik bir ölçüme girdinin gerçek değeri ile alet tarafından ölçülen değer arasındaki farklılıktır.
- *Çevrim doğruluğu*, dinamik hata dışında ölçümde tespit edilen değişimlerin derecesidir (inceliktir).
- *Sıfır dengesi*, aletin ölçüm değerinden sıfıra geri dönebilme kabiliyetidir.
- *Frekans tepkisi*, aletin ölçümdeki en büyük frekansa cevap verebilme yeteneği olup genellikle dinamik ölçmelerde geçerlidir.

5.5. Transdüserler ve Transdüser Parametreleri

Transdüserler genel anlamda herhangi bir büyüklüğü başka bir büyüklüğe dönüştüren veya başka sistemlere ileten bir cihaz olarak tanımlanabilir [75]. Transdüserlerin 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. Bunlar; verilen bir girdi sinyali sonucu ile üretilen çıktı sinyali ve çıktı parazit düzeyidir.

5.5.1. Transdüser Çeşitleri

Transdüser çeşitleri oldukça fazladır. Bunlardan en çok kullanılanları; kapasitif, piezoelektrik, fotoelektrik, termoelektrik, diferansiyel transformatörler ile kuvvet transdüserleri (load cell–yük hücresi) dir. Çizelge 5.1’de bu transdüserlerle ilgili bazı değerler verilmiştir.

Çizelge 5.1. Bazı transdüserler ve özellikleri [77]

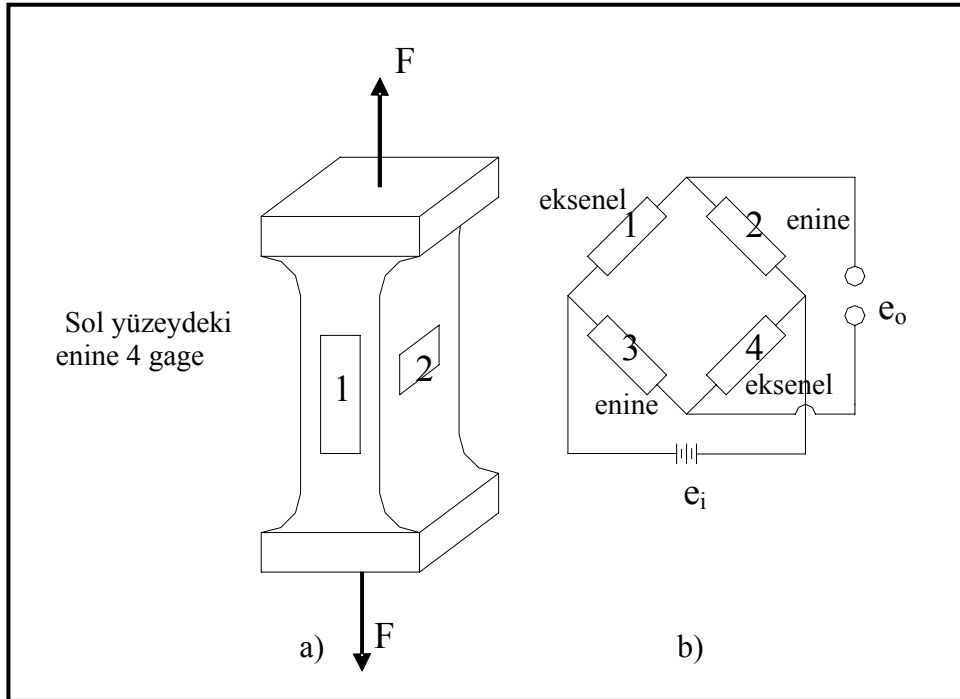
TRANSDÜSER TİPİ	GİRDİ (INPUT) TİPİ	ÇIKTI (OUTPUT) TİPİ	UYGULAMA YERİ
Kapasitif	Yer değiştirme yada tabakalar arasındaki alan ve dielektrik değişim katsayısındaki değişme	Kapasitans	Yer değiştirme, alan sıvı seviyesi, basınç, ses düzeyi ölçümleri. Küçük kuvvetlerin ölçümü
Piezoelektrik	Kuvvet yada gerilme	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 yada gerilme	Kuvvet yada gerilme

5.6. Yük Hücreleri ve Yük Hücreleri İle Kuvvet Ölçümü

Yük hücresi, bir çeşit transdüser olup mekanik bir büyüklük olan kuvveti elektriksel bir büyüklüğe dönüştürerek ölçme işlemi yapan bir cihazdır [75]. Kuvvet ölçümünde kullanılan yük hücrelerinin 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 [29].

5.6.1. Çubuk tipi yük hücresi

Sensör olarak gerinim ölçerlerin kullanıldığı basit bir çubuk tipi yük hücresi Şekil 5.6a'da görülmektedir.



Şekil 5.6. a) Çubuk tipi yük hücresi, b) Wheatstone köprü bağlantıları [29].

Yük (F) çekme yada basma yükü olabilmektedir. Eleman üzerindeki 4 gerinim ölçerin ikisi eksenel ve diğer ikisi de enine yönde yapıştırılmıştır. 1 ve 4 kollarındaki gerinim ölçerler eksenel, 2 ve 3 kollarındaki gerinim ölçerler de enine yönlerde olmak üzere bir wheatstone köprü bağlantıları yapılmıştır (Şekil 5.6b).

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

$$\varepsilon_a = \frac{F}{A \times E} \quad (V) \quad (5.2)$$

$$\varepsilon_t = -\frac{\nu \times F}{A \times E} \quad (V) \quad (5.3)$$

Uygulanan yük ile direnç değişimi (ΔR) arasında,

$$\frac{\Delta R_1}{R_1} = \frac{\Delta R_3}{R_3} = K \varepsilon_a = \frac{K \times F}{A \times E} \quad (5.4)$$

$$\frac{\Delta R_2}{R_2} = \frac{\Delta R_4}{R_4} = K \varepsilon_L = -\frac{\nu \times K \times F}{A \times E} \quad (5.5)$$

ilişkisi kurulabilir.

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

$$e_o = \frac{KF(1+\nu)e_i}{2AE} \quad (5.6)$$

$$F = \frac{2AE}{K(1+\nu)e_i} \quad (5.7)$$

elde edilir. Eş. 5.7 uygulanan yük ile köprü çıkış geriliminin bir ilişki içerisinde olduğunu göstermektedir. Kalibrasyon yada oransal sabit ise;

$$C = \frac{2AE}{K(1+\nu)e_i} \quad (5.8)$$

Yük hücresi ve Wheatstone köprüsü kombinasyonunun duyarlılığı (S),

$$S = \frac{e_o}{F} = \frac{1}{C} = \frac{K(1+\nu)e_i}{2AE} \quad (5.9)$$

Eş. 5.9, çubuk tipi yük hücresi duyarlılığının; çubuğun enine kesit alanına (A), çubuk malzemesi özelliklerine (E ve ν), kullanılan gerinim ölçerlere (K) 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,

$$F_{\max} = S_f \times A \quad (5.10)$$

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.

Yük hücrelerinde kullanılan gerinim ölçerlerin gage faktörünün $K \approx 2$ olduğu düşünülürse; en büyük yükteki gerilim oranı $(e_o/e_i)_{\max}$,

$$\left(\frac{e_o}{e_i} \right)_{\max} = \frac{KS_f(1+\nu)}{2E} \quad (5.11)$$

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

$$F = \frac{(e_o/e_i)}{(e_o/e_i)_{\max}} \times F_{\max} \quad (5.12)$$

Köprü giriş gerilimi (e_i) 10 V ise en büyük yük oranında köprü çıkış gerilimi $e_o \approx 30$ mV olur. Bu çıkış değeri dijital bir voltmetre ya da sinyalin dinamik olması halinde bir osiloskop veya osilografik kaydedici tarafından okunabilmektedir [29].

5.6.2. Kiriş tipi yük hücresi

Kiriş tipi yük hücreleri, çubuk tipi yük hücresinin etkin olmadığı, düşük ve orta düzeydeki yüklerin ölçümünde yaygın olarak kullanılırlar (Şekil 5.7a). Bu tip yük hücresinin sensör ve elastik elemanı Şekil 5.7b’de gösterilmekte olup kiriş elemanının alt ve üst yüzeylerinde ikişer adet gerinim ölçer bulunmaktadır. Şekil 5.7c’de bu yük hücresinin Wheatstone köprüsündeki gerinim ölçer konumları görülmektedir [78].

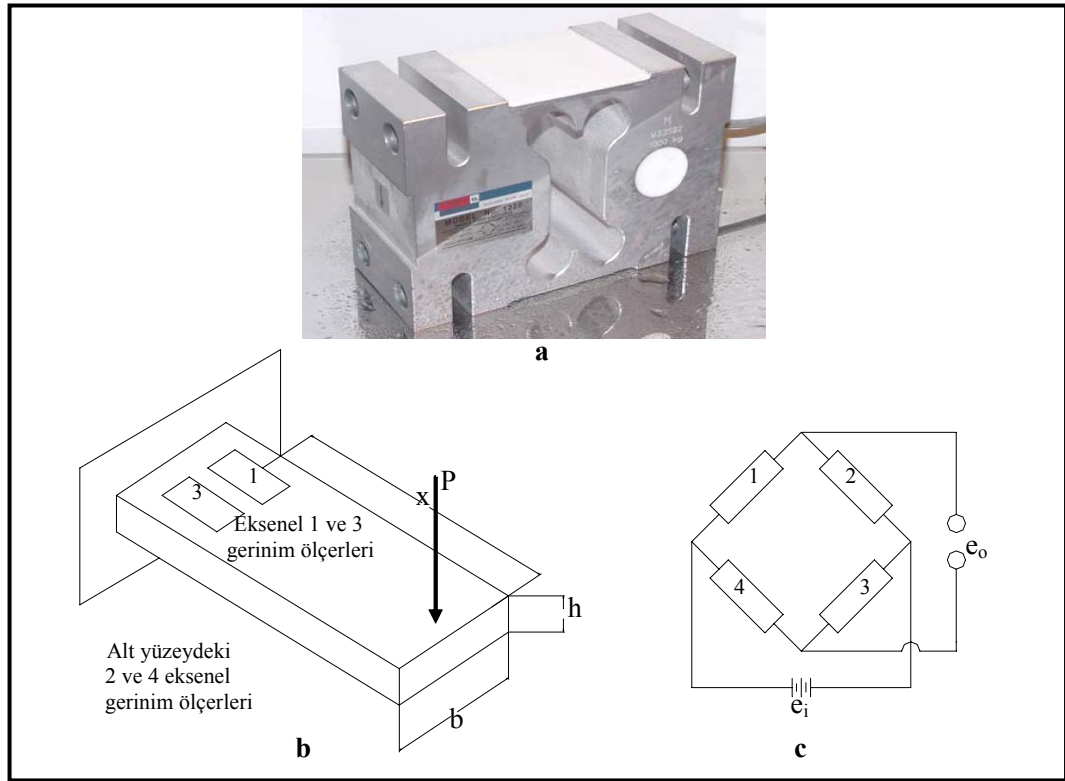
Belirli bir X mesafesinde uygulanan yük (F), $M=F \times X$ momenti oluşturur ve meydana gelen gerinimler,

$$\epsilon_1 = -\epsilon_2 = \epsilon_3 = -\epsilon_4 = \frac{6M}{Ebh^2} = \frac{6Fx}{Ebh^2} \quad (5.13)$$

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

$$\frac{\Delta R_1}{R_1} = -\frac{\Delta R_2}{R_2} = \frac{\Delta R_3}{R_3} = -\frac{\Delta R_4}{R_4} = \frac{6KFx}{Ebh^2} \quad (5.14)$$

olacaktır.



Şekil 5.7. Kiriş tipi yük hücresi [78]

(a) kiriş tipi yük hücresinin fotoğrafı (b) gerinim ölçerdeki elastik eleman (c) Wheatstone köprüsündeki gerinim ölçerlerin konumları

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

$$e_o = \frac{6KFxe_o}{Ebh^2} \quad (5.15)$$

$$F = \frac{Ebh^2}{6Kxe_i} \times e_o = Ce_o \quad (5.16)$$

Eş. 5.16; uygulanan F yükünün çıkış gerilim (e_o) ile doğrusal bir ilişki içerisinde olduğunu göstermekte olup kalibrasyon sabiti (C);

$$C = \frac{Ebh^2}{6Kxe_i} \quad (5.17)$$

Yük hücresi-Wheatstone köprü devresi kombinasyonun duyarlılığı, Eş. 5.17'ye göre

$$S = \frac{e_o}{F} = \frac{1}{C} = \frac{6Kxe_i}{Ebh^2} \quad (5.18)$$

Eş. 5.18, 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) 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 kabul edilirse ($M_{gage}=M_{max}$),

$$F_{max} = \frac{S_f b h^2}{6x} \quad (5.19)$$

Eş. 5.18 ve Eş. 5.19 kiriş tipi yük hücresinin kapasite ve duyarlılığının her ikisinin de yükün uygulama noktasının değişimi ile değişebileceğini göstermektedir. En büyük duyarlılık ve en büyük kapasite, X 'in kirişin ucuna yaklaşması ile meydana gelir. Duyarlılığın azalması ve kapasitenin artması, uygulanan yükün gerinim ölçerlere yakın olması ile ilgilidir.

En büyük yükteki gerilim oranı $(e_o/e_i)_{max}$, Eş. 5.19 ve Eş 5.15'e göre;

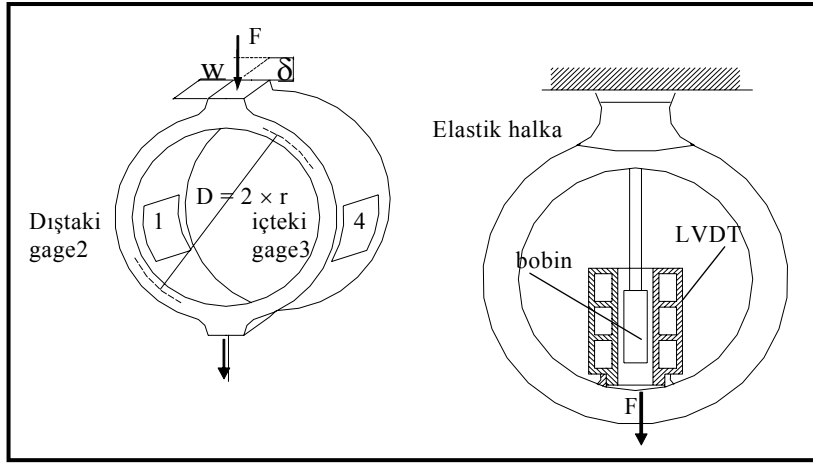
$$\left(\frac{e_o}{e_i} \right)_{max} = \frac{KS_f}{E} \quad (5.20)$$

olur. Eş. 5.20 ve Eş. 5.11'nin karşılaştırılması ile kiriş tipi yük hücresinin çubuk tipi yük hücresine göre %50 daha duyarlı olduğu görülür.

Kiriş tipi yük hücresinin $(e_o/e_i)_{max}^*$ oranı, max nominal yük için 4-5 mV'dur [78].

5.6.3. Halka tipi yük hücresi

Halka tipi yük hücresi (Şekil 5.8), elastik eleman olarak bir yük hücresinden oluşmaktadır. Halka elemanının D çapının (yada r yarıçapının), t kalınlığının yada 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 Diferansiyel transformatörler (LVDT) kullanılabilir. [78].



Şekil 5.8. Halka tipi yük hücresi [78]

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

$$\delta = 1,79 \frac{Fr^3}{Ewt} \quad (5.21)$$

olacaktır.

Eş. 5.21, halkanın alt ve üstündeki güçlendirilmiş alanlar için yaklaşık bir değerdir. Bir LVDT'nin çıkış gerilimi (e_o),

$$e_o = S\delta\epsilon_i \quad (5.22)$$

Burada S; LVDT'nin duyarlılığı, e_i de LVDT'nin esas bobinine uygulanan gerilimdir. Çıkış gerilimi ve uygulanan yük arasındaki ilişki, Eş.5.21 ve 5.22'ye göre

$$e_o = 1,79 \frac{SFr^3 e_i}{Ewt^3} \quad (5.23)$$

$$F = 0,56 \frac{Ewt^3 e_o}{Sr^3 e_i} \quad (5.24)$$

olur.

Eş. 5.24, uygulanan yükün çıkış gerilimi ile doğru orantılı olduğunu göstermektedir. Kalibrasyon sabiti,

$$C = 0.56 \frac{Ewt^3}{Sr^3 e_i}, \quad (5.25)$$

LVDT halkasının duyarlılığı,

$$S_t = \frac{e_o}{F} = \frac{1}{C} = 1,79 \frac{Sr^3 e_i}{Ewt^3} \quad (5.26)$$

olur.

Buradan bir LVDT halka tipi yük hücresinin duyarlılığı; halka geometrisine (R, w ve t), halkanın yapıldığı malzemenin elastikyet 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 en büyük gerilme; uygulanan yüke dik olarak halka çapının iç yüzeyinde en yüksek olur. Buradaki gerilme yaklaşık,

$$\sigma_{\theta} = 1,09 \frac{Fr}{wt^2} \quad (5.27)$$

kadardır.

Dinamik yük ölçümleri için

$$F_{\max} = 0,92 \frac{wt^2 S_f}{r} \quad (5.28)$$

olur.

En büyük yükteki gerilim oranı $(e_o/e_i)_{\max}$, Eş. 5.23 ve Eş. 5.28'e göre,

$$\left(\frac{e_o}{e_i} \right)_{\max} = 1,64 \frac{Sr^3 S}{Et} \quad (5.29)$$

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. $F_{\max}$ için yük hücresi halka elemanı en fazla yer değiştirmesi $\delta_{\max} = 1,25$ mm olacak şekilde tasarlanırsa Eş. 5.22'ye 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 $(e_o/e_i)^* \approx 300$ 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 [78].

6. MATERYAL VE METOD

6.1. Deney Setinin Tasarımı

İş parçaları, takım tezgahlarında talaş kaldırma esnasında kesme işlemleri, titreşimler ve momentlerden dolayı bir kuvvete maruz kalırlar. İş parçalarını bağlama işleminde, bağlama kuvvetini belirlemede oluşan bu kuvveti yenerek emniyetli bağlamak ve iş parçası deformasyona uğramadan sıkma işlemini sağlamak için teorik hesaplarda bir emniyet katsayısı (K) kullanılır. Bu katsayının uygun alınmaması, emniyetsiz bağlamaya ve kalıp elemanlarının hatalı seçilmesine sebep olmaktadır. İmalat işlemlerinde daha güvenli bağlama ve uygun kalıp elemanları seçimi için K katsayısının gerçek değeri kullanılmalıdır. Bu çalışmada, freze tezgahında prizmatik parçaların işlenmesinde K emniyet katsayısının gerçek değerini belirlemek amacı ile, üç boyutlu bir dinamometre tasarımı ve imalatı gerçekleştirilerek oluşturulan bağlama kalıbında bağlama kuvvetleri belirlenmiştir. Sistemde, X, Y ve Z yönündeki kuvvetleri ayrı ayrı ölçmek için üç adet gerinim ölçer esaslı 20 kN kapasiteli analog yük hücreleri, üç adet izole edilmiş gerinim ölçer girdi modülü, terminal kart, veri okuma kartı ve paket program kullanılmıştır. Dinamometre ile bilgisayar bağlantısı kurulmuş, kesme ortamında deneyler yapılmış ve veriler anında bilgisayara kaydedilmiştir. Deney numuneleri, bağlama kalıbı tasarımında uygulanan 3-2-1 yerleştirme sistemi kullanılarak tüm serbestlik dereceleri sınırlanacak şekilde tek noktadan bağlanmış ve deneyler bu bağlama şartlarında yapılmıştır (Resim 6.1). Bu bağlama şekli ile Hiperstatik bir bağlama işlemi gerçekleştirilmiş ve Eş.4.14'teki W_4 , W_5 ve W_6 ile temsil edilen momentler ve sürtünme kuvvetleri engellenmiş olmaktadır. Bu sebeple, Eş.4.14'teki W_1 , W_2 ve W_3 ile temsil edilen F_{bx} , F_{by} ve F_{bz} kesme kuvveti bileşenleriyle ilgili koordinat eksenlerine karşılık gelen bağlama kuvveti bileşenleri dikkate alınmış ve deneysel sonuçlar bu kuvvetler açısından yorumlanmıştır. Ayrıca sistemde kullanılan malzeme ve bağlama elemanlarının rijit olduğu varsayılmıştır.

Yük hücreleri birbirlerine dik üç ayrı düzleme monte edilmiş ve iş parçaları bu yük hücrelerinin üzerine bağlanarak kuvvetlerin ölçülmesi sağlanmıştır.

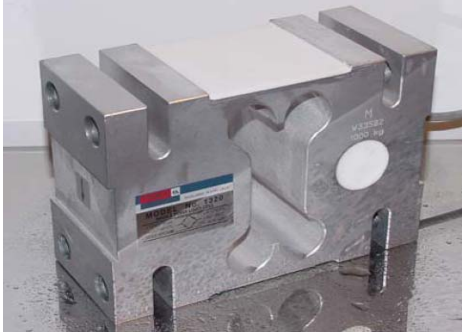


Resim 6.1. Deney parçalarının sisteme bağlanması

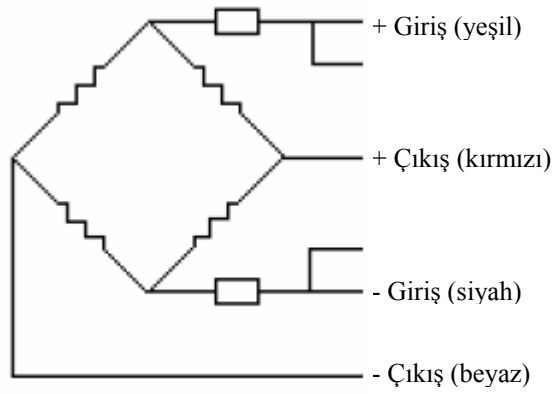
Sistemde Tedeia-Huntleigh marka, kalibrasyon testleri yapılmış Model 1320 yük hücreleri kullanılmıştır. Bu yük hücrelerinin teknik özellikleri Çizelge 6.1’de, resmi Resim 6.2’de ve bunlara ait ölçme köprü devresi Şekil 6.1’de verilmiştir.

Çizelge 6.1. Kullanılan yük hücresinin teknik özellikleri [79]

Model (1320) TEDEA-HUNTLEIGH		
Parametreler	Değerler	Birimler
Yük kapasitesi	2000	Kg
Uyarım gerilimi	10	V
Tam ölçü çıkışı	2,0544	mV/V
Doğrusallıktan sapma	0,02	% F
Sürünme (30 dakika)	0,0065	% F
Toplam hata	0,02	% F
Yalıtım direnci	>2000	Mohm
Girdi direnci	415 ± 15	Ohm
Çıktı direnci	350 ± 3	Ohm
Güvenli sıcaklık sınırı	-30 ... +70	°C
Dengelenmiş sıcaklık sınırı	-10 ... +40	°C
Merkez yükleme noktasında güvenli yük	150	% F _{max}
Merkez yükleme noktasında kopma yükü	300	% F _{max}
Kablo uzunluğu	6	m
Ağırlık	3,6	Kg



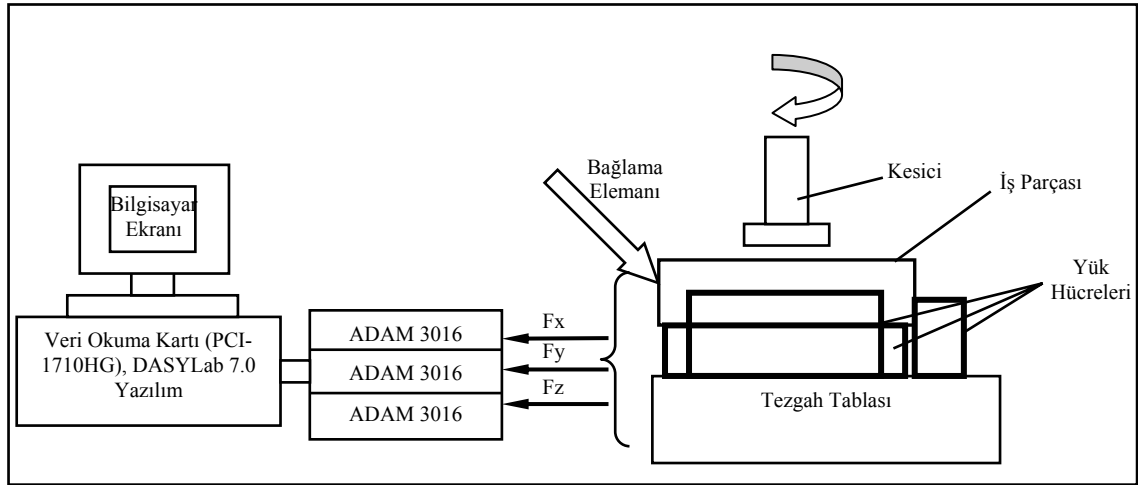
Resim 6.2. Deneylerde kullanılan yük hücresi



Şekil 6.1. Deneylerde kullanılan yük hücresi köprü devresi

Deney düzeneğinin çalışma mantığı, bağlama esnasında uygulanan ve kesmede oluşan kuvvetlerin etkisi ile iş parçasının bağlı bulunduğu yük hücrelerinde oluşan yer değiştirmelerin ölçülmesine dayanmaktadır. Yük hücrelerindeki yer değiştirmeler elektriksel gerinim oluşturmakta ve bu oluşan elektriksel gerinim amplifikatör ve veri alma kartı ile bilgisayar ortamına aktarılmakta, paket program yardımı ile bu değerlerin kaydedilmesi sağlanmaktadır.

Kurulan deney seti Şekil 6.2’de şematize edilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, yük hücresinin bir tanesi tezgahın tablasına diğer ikisi ise tablaya dik iki ayrı düzleme monte edilmiştir. Yük hücrelerinin düzlemlere paralellikleri 0,01 mm hassasiyetli komparator yardımı ile yapılmıştır.



Şekil 6.2. Deney düzeneği

Yük hücrelerine gelen kuvvetler, yük hücrelerinden milivolt (mV) düzeyinde veri çıkışı sağlamaktadır. Veri alma (DAQ) kartının girişi volt (V) düzeyinde olması nedeni ile bir çeşit amplifikatör olan Advantech ürünü ADAM-3016 izole edilmiş gerinim ölçer girdi modülü kullanılmıştır. Bu modül aynı zamanda filtreleme işlemi yapmaktadır. Gerinim girdi modülünün teknik özellikleri Çizelge 6.2’de verilmiştir. Gerinim dışarıdan bir adaptör vasıtası ile uygulanan 1-10 V doğru akım vasıtasıyla mV düzeyinden V düzeyine yükseltilmesi sağlanmıştır. Sistemin temelini oluşturan yük hücresinin analog girdisi kuvvet (N) olup analog çıkışı da gerinim (V) cinsindedir.

Çizelge 6.2. Kullanılan gerinim ölçer girdi modülünün teknik özellikleri [79]

Giriş tipi	Tam köprü
Giriş sınırları	± 10 mV, ± 20 mV, ± 30 mV, ± 50 mV, ± 100 mV
Besleme	1 ~10 V _{DC} 8 max. 60 mA
Çıkış gerinimi	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

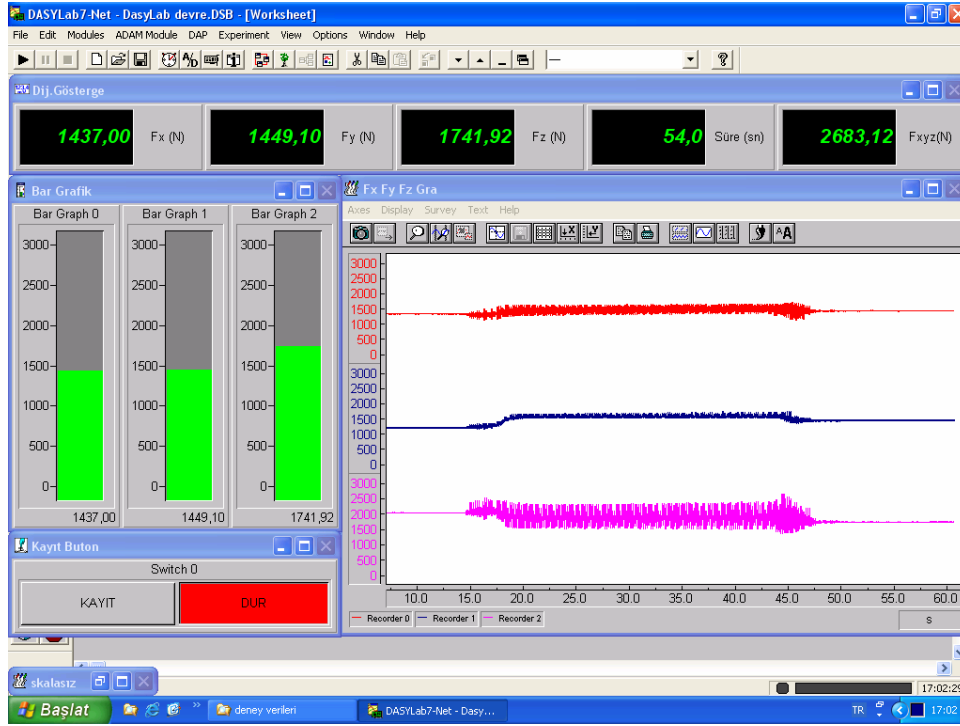
Amplifikatör yardımı ile gerinim düzeyi ayarlanan sinyallerin kanal sayı sırasının düzenlenmesi, Advantech ürünü olan analog/dijital dönüştürücü kartına 20 kanaldan bağlantı yapılabilen PCLD-8710 vidalı “terminal board” ile sağlanmış ve sinyaller analog/dijital dönüştürücü karta gönderilmiştir. PCLD-8710 terminal boardın özellikleri;

- Akım-gerinim çevrimi yapabilmesi,
- Gerinim hafifletme ve alçak frekans filtreleme gibi sinyal işleme devreleri için yedek alan bulunması,
- İki adet 20’li kablo bağlantı portu için 40 terminal noktasının olması,
- Endüstriyel uygulamalarda da kullanılabilmesi,
- Kelepçe terminal blokları kolay ve güvenilir bağlantılara izin vermesidir.

Sistemde yük hücresinden alınan sinyallerin bilgisayar ortamında okunması ve analizlerinin yapılabilmesi amacıyla yine Advantech ürünü, çoklu fonksiyon özelliği olan analog ve dijital I/O kartı PCI 1710 HG kullanılmıştır. 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, 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. Kartın teknik özellikleri Çizelge 6.3’te gösterilmiş olup programlanabilir örnekleme sayısı 30 Mhz ve çalışma sıcaklığı 0°C ile 50°C arasındadır [79].

Çizelge 6.3. Kullanılan dönüştürücü I/O kartının teknik özellikleri [79]

ANALOG GİRDİ	
Kanal sayısı	16 tek uçlu
A/D çevrimi	12-bit, 25 µs 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 ya da tek kanal aralığı için DMA (Kanal 1 ya da 3)
Doğruluk	Okunan ± 1 LSB için % 0.01
Giriş empedansı	$> 10 \text{ M}\Omega$



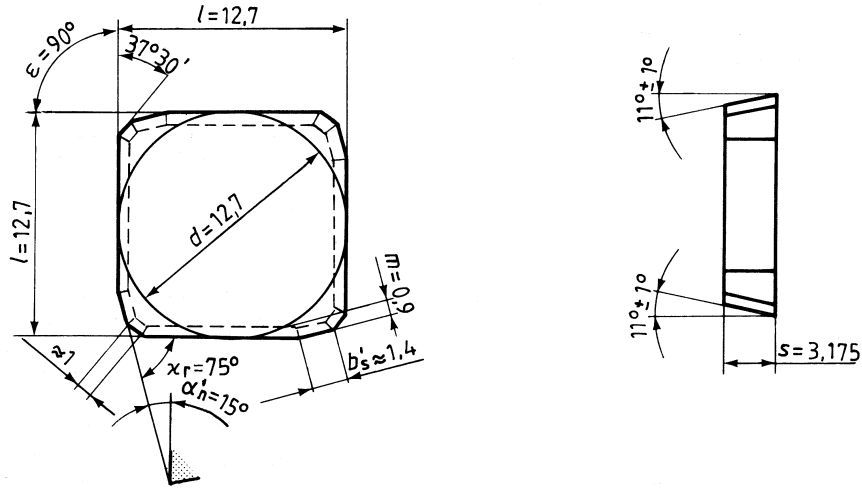
Şekil 6.4. Deney esnasında bilgisayar ekranı

Veriler alınırken, 256 adet veri bloklarının ortalamaları alınarak bir saniyede dört veri kayıt edilmektedir. Böylece saniyede 4×256 veri işlenmektedir. Sistemde saniyede alınan ve kayıt edilen veri sayısı kullanıcı tarafından değiştirilebilmektedir.

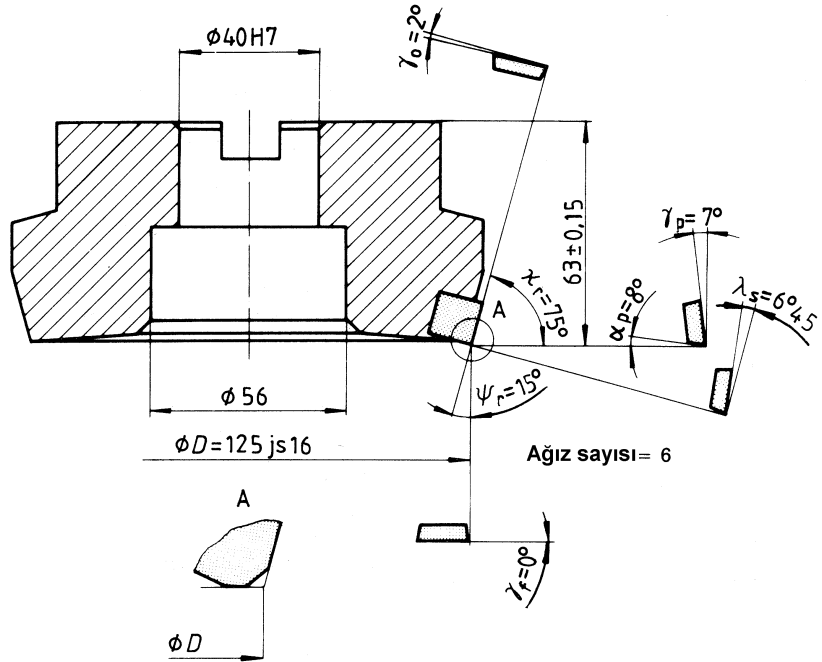
6.2. Takım Tezgahı, Kesici Takım ve Takım Tutucu

Deneyler, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Talaşlı Üretim Anabilim Dalı Sanayi CNC laboratuvarında bulunan, Fanuc kontrol ünitesi kullanan, 5,5 kW güce sahip Johnford VMC550 BSD dik işleme merkezinde yapılmıştır. Kesici takım ve takım tutucu, ISO 8688-1’de tavsiye edilen ve deney yapan kuruluşların sonuçlarının karşılaştırılabilirliğini artırmak için 125 mm çapında ve 6 eşit aralıklı ucun olduğu bir yüzey frezeleme takım tutucu kullanılmıştır. Bu tutucuya takılan değiştirilebilir karbür uçların ISO 3365’e uygun SPAN1203 EDR olması tavsiye edilmiştir. Tavsiye edilen kesiciden veya takım tutucudan herhangi bir sapmanın rapor edilmesi istenmiştir. Bu doğrultuda, deneylerde Şekil 6.5’te gösterilen ISO 3365’e uygun ve geometrik hassasiyeti daha yüksek olan Böhler

marka kaplamasız SPKN1203 EDR kesici uç ile Şekil 6.6’da gösterilen ISO 6462’ye uygun Takımsaş marka SE415-125B06R kodlu takım tutucu kullanılmıştır.



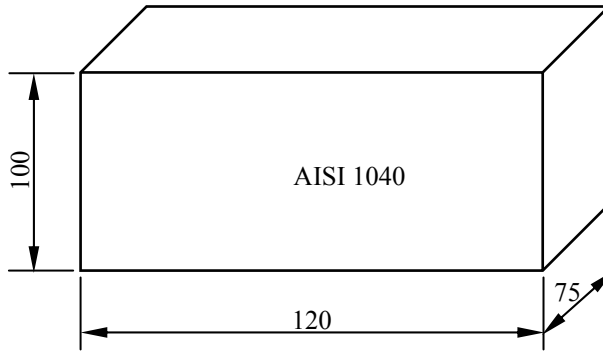
Şekil 6.5. Deneylerde kullanılan kesici uç boyutları (ISO3365, SPKN1203EDR) [80]



Şekil 6.6. Deneylerde kullanılan alın frezeleme takım tutucu (ISO 6462, Stil B, D = 125 mm) [80]

6.3. Deney Numunesi ve Kesme Derinlikleri

Deney numuneleri olarak, makina imalat alanında yaygın kullanılan AISI 1040 imalat çeliğidir. Bu numunelerin ölçü/boyutları Şekil 6.7’de verilmiştir.



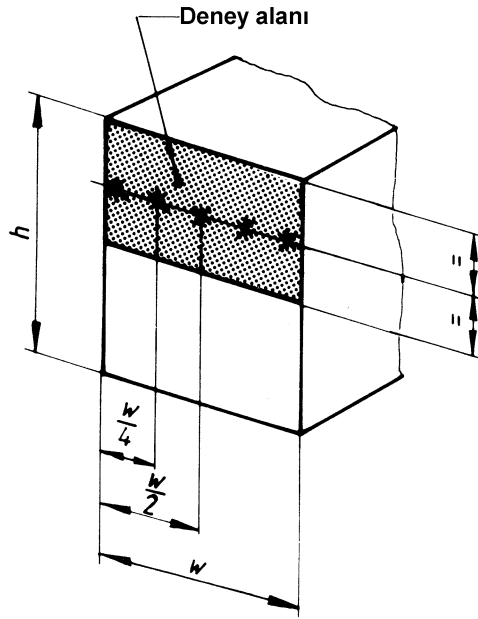
Şekil 6.7. Deneylerde kullanılan malzeme boyutları (mm)

Deneylerde toplam altı blok deney numunesi kullanılmış ve her bir bloğun bağlanmasıdan sonra bir temizleme pasosu alınmıştır. Deney malzemesi olarak seçilen AISI 1040 imalat çeliğinin kimyasal bileşimi Çizelge 6.4’te verilmiştir.

Çizelge 6.4. AISI 1040 malzemesinin kimyasal bileşimi

ELEMENT	%	ELEMENT	%	ELEMENT	%
Alüminyum (Al)	0.000	Mangan(Mn)	0.757	Molibden (Mo)	0.042
Silisyum (Si)	0.113	Kobalt (Co)	0.020	Kalay (Sn)	0.032
Fosfor (P)	0.033	Nikel (Ni)	0.011	Kurşun (Pb)	0.064
Titanyum (Ti)	0.000	Bakır (Cu)	0.227	Wolfram (W)	0.003
Vanadyum (V)	0.020	Arsenik (As)	0.021	Karbon (C)	0.510
Krom (Cr)	0.271	Niobyum (Nb)	0.000	Kükürt (S)	0.044

Deney parçalarının sertlik ölçüm işlemi yine Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Talaşlı Üretim Anabilim Dalı Laboratuvarında bulunan BMS (Bulut Makine Hardness Tester) marka sertlik ölçme cihazı ile yapılmıştır. Sertlik ölçme işleminde, deney parçası kesitleri için sertlik ölçüm noktaları, en uzun kenara paralel alanın merkez çizgisi boyunca yerleştirilmiştir. Biri tam ortada, ikisi dış kenar yakınında ve ikisi de merkez ile kenar noktalarının ortasında olacak şekilde 5 sertlik deney noktasından alınmış ve bu ölçümlerin ortalaması dikkate alınmıştır (Şekil 6.8).



Şekil 6.8. Sertlik ölçme noktaları

Yapılan sertlik ölçümlerinin sonucunda deney malzemelerinin sertlikleri 178HB çıkmıştır.

Deneylerde kullanılan kesme derinliği-genişliği ve ilerleme miktarı CNC tezgahın çalışabileceği azami şartlar olacak biçimde seçilmiş ve bu şartlar Çizelge 6.5'te verilmiştir.

Çizelge 6.5. Kesme şartları

Kesme şartı	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
Eksenel kesme derinliği, a_p (mm)	0,5	0,5	0,5	1	1	1	2	2	2
Kesme genişliği a_r (mm)	0,6xD=75								
İlerleme f_z (mm/diş)	0,08	0,10	0,15	0,08	0,10	0,15	0,08	0,10	0,15

D: Takım tutucu çapı (125mm)

6.4. Kesme Parametreleri

Deneylerde, kesici takım firmasının tavsiye ettiği 115m/dak kesme hızı orta kesme hızı alınmış ve bu hızın iki alt ve iki üst kesme hızı değerleri de eklenerek beş farklı kesme hızı kullanılmıştır. Ayrıca üç kesme derinliği ve üç diş başına ilerleme değerleri kullanılmıştır. Kullanılan bu kesme parametreleri ve deney grupları Çizelge 6.6'da verilmiştir. Her bir deney için yeni uçlar takılmış ve frezeleme yöntemi olarak simetrik frezeleme yöntemi seçilmiştir.

Çizelge 6.6. Kesme parametreleri ve deney grupları

Grup No	Deney No	Kesme Hızı $V(m/dak)$	İlerleme $f_z(mm/diş)$	Kesme Derinliği $a_p(mm)$	Yanaşma açısı $\kappa (^{\circ})$
I	1	85	0,08	0,5	75
	2	100			
	3	115			
	4	130			
	5	145			
II	6	85	0,10	0,5	75
	7	100			
	8	115			
	9	130			
	10	145			
III	11	85	0,15	0,5	75
	12	100			
	13	115			
	14	130			
	15	145			
IV	16	85	0,08	1	75
	17	100			
	18	115			
	19	130			
	20	145			

Çizelge 6.6. (Devam) Kesme parametreleri ve deney grupları

V	21	85	0,10	1	75
	22	100			
	23	115			
	24	130			
	25	145			
VI	26	85	0,15	1	75
	27	100			
	28	115			
	29	130			
	30	145			
VII	31	85	0,08	2	75
	32	100			
	33	115			
	34	130			
	35	145			
VIII	36	85	0,10	2	75
	37	100			
	38	115			
	39	130			
	40	145			
IX	41	85	0,15	2	75
	42	100			
	43	115			
	44	130			
	45	145			

6.5. Deney Setinin Kalibrasyonu

Ölçme sistemlerinde, kalibrasyon işlemi en önemli adım olarak ele alınmalı ve ölçüm güvenilirliğini sürdürmek için sistem performansı periyodik olarak kontrol edilmelidir.

Yük hücrelerinin kalibrasyon işlemi, belirli sınırlar dahilinde doğruluğu onaylanmış bir test cihazı tarafından yapılmaktadır. Transdüser test cihazına bağlandıktan sonra, yükler, transdüser aralığının tamamına kadar belirli artışlarla uygulanır. Transdüser çıkış verisi ile her bir yük için test cihazının 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 göstermez ve transdüser çıktıları düzensiz olur. 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 [78].

Yük ve tork hücrelerinde kalibrasyon işleminde çoğunlukla standart ağırlıklar kullanılır. Standart ağırlıklar doğrudan transdüsera uygulanarak bilinen bir girdi elde edilir. Transdüser çıktısı ile girdisi arasındaki ilişki karşılaştırılır. Kalibrasyonda standart ağırlık kullanmanın birçok avantajı bulunması ve genellikle tercih edilen bir metot olmasına karşın, yük hücresi kapasitesi ya da aralığının yaklaşık 1 kN olduğu durumlarda pratik bir uygulama değildir [78].

Sistemde kullanılan yük hücrelerinin kalibrasyon işlemi üretici firma tarafından yapılmış olup kalibrasyon sertifikası yük hücreleri ile birlikte gönderilmiştir.

Deney setinin kalibrasyon işleminde ise, sisteme bağlanmış yük hücrelerine yüksüz durumdan 1000N'a kadar çeşitli aralıklarla yükler uygulanmış (Resim 6.3) ve bu uygulanan yüklere karşılık yük hücrelerinden elde edilen gerinim verileri HP Agilent 34970A marka veri toplama sistemi ile alınarak her bir yük hücresi için ayrı bir dosya olarak kayıt edilmiştir. Bu veriler, üç kez tekrar edilen yüklerin yüklenmesi ve kaldırılması esnasında elde edilen verilerin ortalaması alınarak elde edilmiştir.

Kaydedilen bu veri dosyaları kullanılan DasyLab paket programında gerekli olan yerlere tanıtılmıştır.



Resim 6.3. Yük hücrelerine uygulanan yükler

Sistemdeki yük hücrelerine uygulanan yükler sonucu sistemden elde edilen veriler Çizelge 6.7’de verilmiştir.

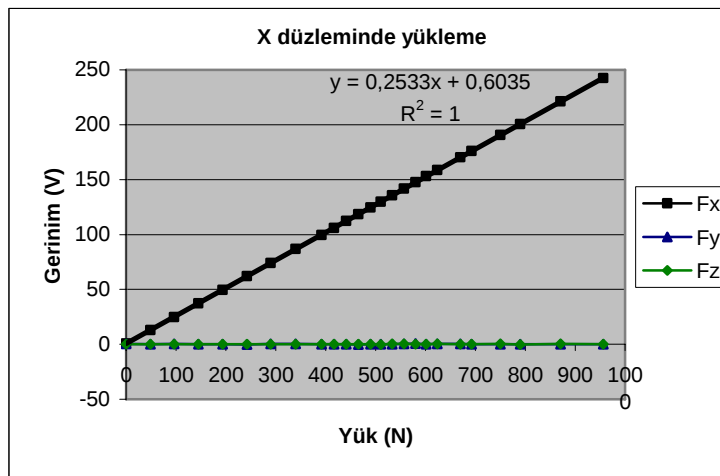
Çizelge 6.7. Sisteme uygulanan yükler ve elde edilen veriler

Yük (gr)	F _x (V)	F _y (V)	F _z (V)
0	0	0	0
4854	12,875	11,175	11,265
9630	24,925	23,300	23,425
14490	37,325	35,750	35,825
19344	49,550	48,100	48,200
24254	61,925	60,450	60,800
28984	73,975	72,425	72,950
33998	86,700	85,100	85,825
39146	99,675	98,275	99,025
41646	106,050	104,600	105,400
44092	112,350	110,675	111,525
46546	118,550	116,975	117,925
48964	124,700	123,100	124,150
51040	129,950	128,325	129,400
53308	135,700	134,100	135,275

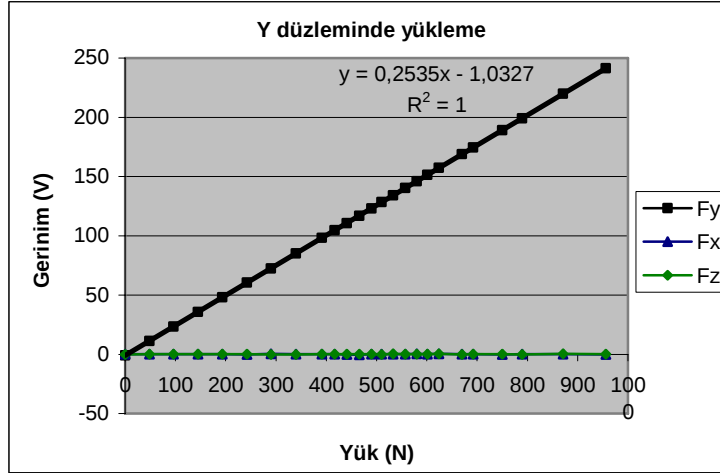
Çizelge 6.7. (Devam) Sisteme uygulanan yükler ve elde edilen veriler

Yük (gr)	Fx (V)	Fy (V)	Fz (V)
55734	141,875	140,25	141,45
57998	147,550	146,000	147,275
60138	152,975	151,400	152,750
62386	158,625	157,150	158,500
64686	164,450	162,950	164,500
66974	170,300	168,775	170,300
69204	175,975	174,400	175,950
71496	181,725	180,250	181,825
73492	186,750	185,300	187,000
74246	188,675	187,275	188,900
74988	190,550	189,175	190,825
76084	193,350	191,900	193,700
76682	194,850	193,375	195,200
77254	196,300	194,775	196,700
77854	197,800	196,325	198,275
78448	199,275	197,750	199,775
78970	200,650	199,050	201,075
87080	221,175	219,750	222,000
95622	242,550	241,300	243,800

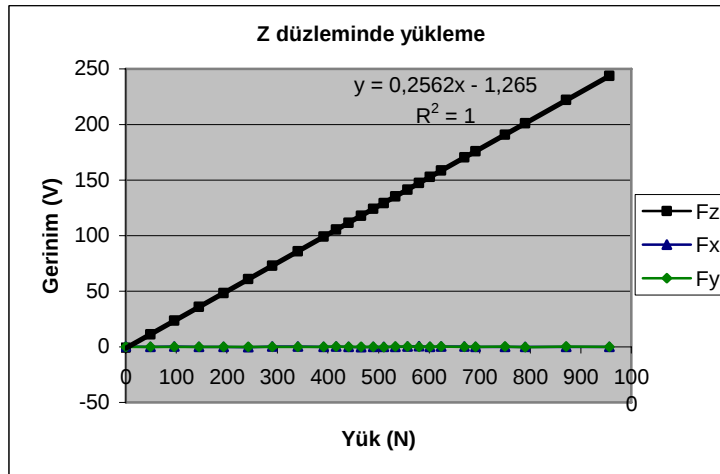
Elde edilen bu verilerin kalibrasyon eğrileri ile bu eğrilerin birinci dereceden denklemleri ve regresyon katsayıları Şekil 6.9, Şekil 6.10 ve Şekil 6.11’de verilmiştir.



Şekil 6.9. Fx kalibrasyon eğrisi



Şekil 6.10. Fy kalibrasyon eğrisi



Şekil 6.11. Fz kalibrasyon eğrisi

Sistemdeki yük hücrelerinin kalibrasyon eğrilerinin doğruya çok yakın olması deney düzeneğinin doğru veri alması ve sistemin hassasiyeti açısından önem arz etmektedir.

6.6. Deneylerin Değerlendirilmesi

Bağlama kuvveti, talaş kaldırma esnasında oluşan en büyük kesme kuvvetinden büyük veya ona eşit olması gerektiği için [1] deney numuneleri sisteme bağlanırken, her bir bağlama için o kesme şartlarındaki esas kesme kuvveti hesaplanmış ve

bulunan bu kuvvetin iki katı referans alınarak bağlama işlemi gerçekleştirilmiştir.

Eşitlik 4.7'e göre;

$$F_{cf} = K F_{cf}' \quad (6.1)$$

dir.

Burada;

F_{cf} : Gerekli bağlama kuvveti (N),

K : Emniyet katsayısı,

F_{cf}' : Teorik bağlama kuvvetidir (N) [5].

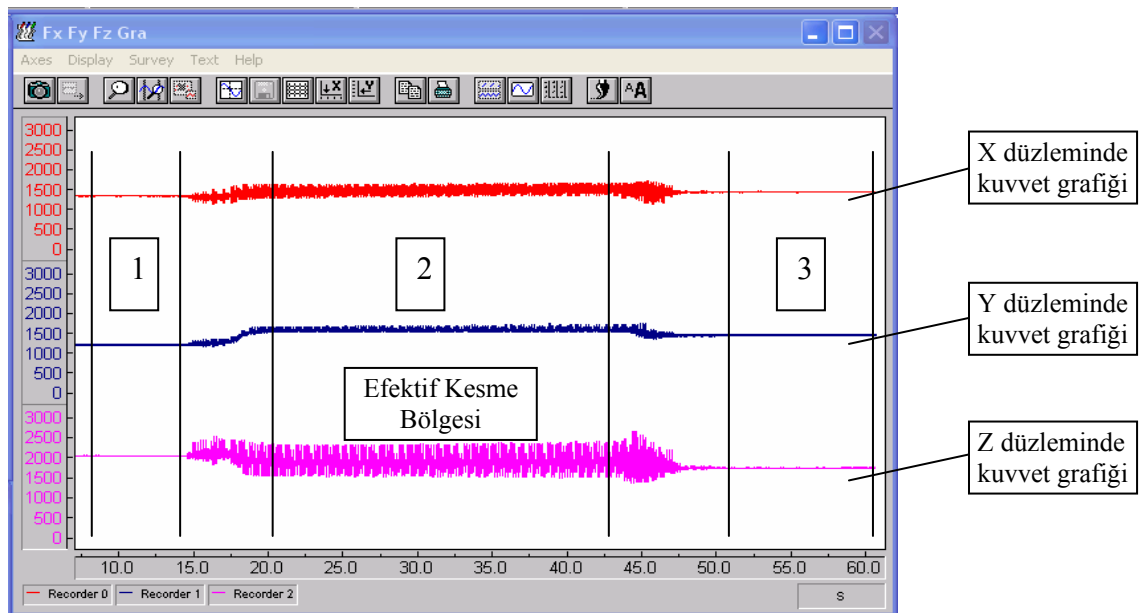
$$F_{cf}' \geq \max(F_x, F_y, F_z) \quad (6.2)$$

ise

$$F_{cf} = K \max(F_x, F_y, F_z) \quad (6.3)$$

dir.

Bütün deneylerde değerlendirmeye alınan ve Şekil 6.12'de gösterilen; deney parçasını bağlama, işleme ve işleme sonrasındaki X, Y ve Z düzlemlerinde oluşan kuvvet verilerini kapsayacak şekilde deney verileri dosyalar halinde kayıt edilmiştir.



Şekil 6.12. Deney veri grafiği

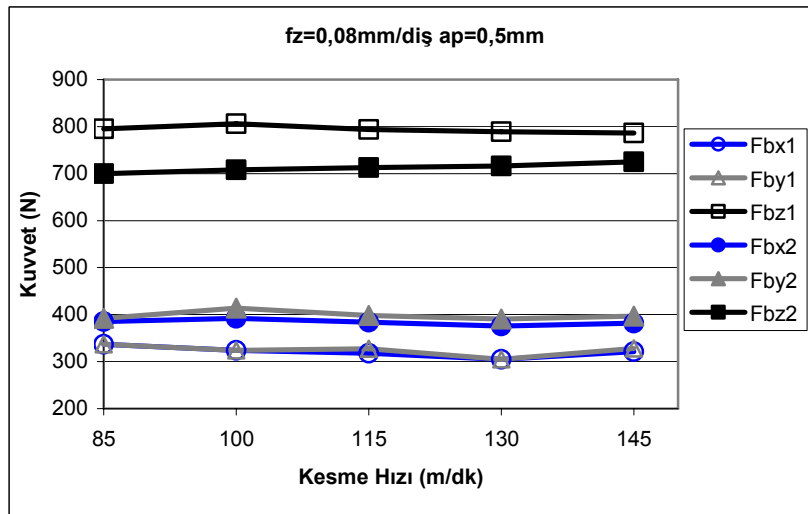
Deney verileri üç bölüme ayrılarak değerlendirme yapılmıştır (Şekil 6.12). Birinci bölüm, deney parçasını sisteme bağlamadaki bağlama kuvvetlerini, ikinci bölüm işleme esnasında oluşan kesme kuvvetlerini (efektif kesme bölgesi), üçüncü bölüm ise, işleme sonrası bağlama elemanının düzlemlere uygulamaya devam ettiği kuvvetleri göstermektedir. Burada amaç, deney öncesi bağlama kuvvetinin işleme esnasında ne kadar etkilendiğini ortaya koymaktır.

7. DENEYSEL SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Bağlama kuvvetlerini değerlendirmek için her deneye ait deney öncesi bağlama kuvveti ile deney sonrası bağlama kuvvetlerinin X, Y ve Z düzlemlerindeki bileşenleri alınarak kuvvet grafikleri oluşturulmuştur. Bu grafikler ve elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

7.1. Genel Sonuçlar

Şekil 7.1’de, 6. bölümdeki Çizelge 6.6’da detayları verilen I. grup deneylerdeki, deney öncesi uygulanan bağlama kuvvetlerini (F_{bx1} , F_{by1} , F_{bz1}) ve beş ayrı kesme hızında yapılan deneyler sonrasında elde edilen bağlama kuvvetlerinin (F_{bx2} , F_{by2} , F_{bz2}) durumu gösterilmektedir.



Şekil 7.1. I. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri

Oluşturulan bu grafiklerden deney öncesi bağlama kuvvetleri ile deney sonrası bağlama kuvvetlerinin birbirleri ile olan oranları (F_{bx1}/F_{bx2} , F_{by1}/F_{by2} , F_{bz1}/F_{bz2}) çıkartılmıştır. Bu oranlar en küçük bağlama katsayılarını (emniyet katsayılarını-K) vermektedir. Bu sayılar çizelgeler halinde her deney grubu için ayrı

ayrı oluşturulmuştur. Çizelge 7.1’de, I. grup deneylerde en fazla etkilenmiş bağlama düzlemi ve en küçük emniyet katsayıları (K) verilmiştir.

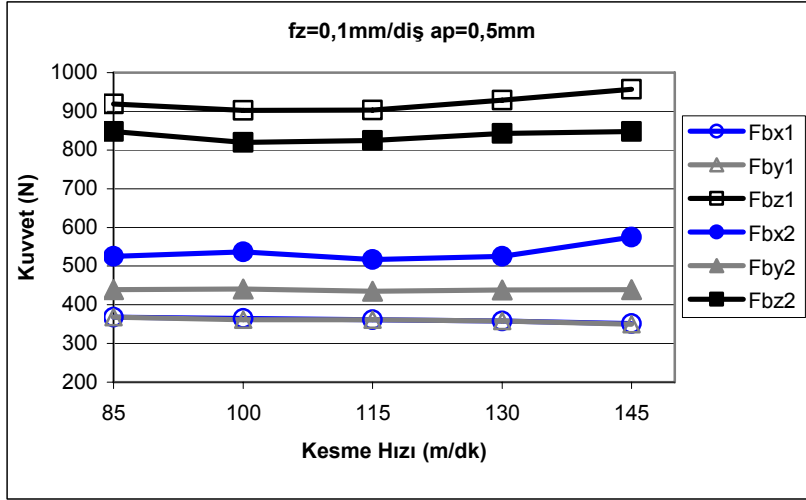
Çizelge 7.1. I. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K)

Bağlama Düzlemi	Kesme Hızı (m/dak)				
	85	100	115	130	145
X	0,875325	0,826531	0,828125	0,81117	0,840314
Y	0,859694	0,782609	0,821608	0,780051	0,826196
Z	1,121298	1,121508	1,113604	1,101955	1,084138

fz = 0,08 mm/diş, ap = 0,5 mm

Çizelge 7.1 her bir deneyin X, Y ve Z düzleminde, ilk bağlamada uygulanan kuvvetler ile deney sonrası bağlama elemanının sisteme uygulamaya devam ettiği kuvvetlerin birbirlerine oranlarını göstermektedir. Bu oranlardan, X ve Y düzlemlerindekilerin bir (1)’den küçük çıkması bu düzlemlerde kesme işleminde oluşan kuvvetlerin bağlama işlemi üzerinde olumlu etkiye sahip olduğunu göstermektedir. Z düzleminde bir (1)’den büyük çıkması ise kesme işleminde oluşan kuvvetlerin bağlama işlemi üzerinde olumsuz etkiye sahip olduğunu göstermektedir. X ve Y düzlemlerindeki bu durum, bağlamayı olumsuz etkilemediği için, dikkate alınmamıştır. Z düzleminde ise bağlama kuvvetlerine, 100 m/dak kesme hızındaki deney 1,1215 değeri ile en büyük etkiye sahip olduğu görülmüştür.

Şekil 7.2, Çizelge 6.6’da detayları verilen II. grup deneylerde X, Y, Z düzlemlerinde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetlerinin durumunu göstermektedir.



Şekil 7.2. II. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri

II. grup deneylerde I. gruba göre diş başına ilerleme %25 artırılmış, kesme derinliği sabit tutulmuştur. Bu beş deneyde bağlama kuvvetlerinin hangi düzlemde ne oranda etkilendiği Çizelge 7.2’de verilmiştir.

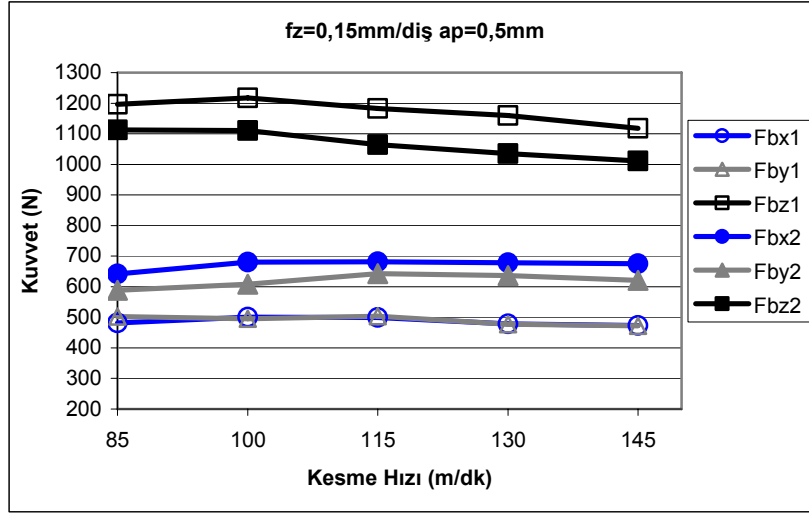
Çizelge 7.2. II. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K)

Bağlama Düzlemi	Kesme Hızı (m/dak)				
	85	100	115	130	145
X	0,700952	0,679702	0,698259	0,681905	0,610435
Y	0,838269	0,818594	0,829885	0,817352	0,797267
Z	1,083726	1,1	1,094545	1,102017	1,124538

fz = 0,1 mm/diş, ap = 0,5 mm

Çizelge 7.2’de, bağlamayı zayıflatmaya çalışan Z düzleminde 145 m/dak kesme hızında yapılan deney, 1,1245 değeri ile bağlama işlemini en fazla etkilediği görülmüştür.

Şekil 7.3, Çizelge 6.6’da detayları verilen III. grup deneylerde X, Y, Z düzlemlerinde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetlerinin durumunu göstermektedir.



Şekil 7.3. III. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri

III. grup deneylerde II. gruba göre diş başına ilerleme %50 artırılmış, kesme derinliği sabit tutulmuştur. Bu beş deneyde bağlama kuvvetlerinin hangi düzlemde ne oranda etkilendiği Çizelge 7.3'te verilmiştir.

Çizelge 7.3. III. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K)

Bağlama Düzlemi	Kesme Hızı (m/dak)				
	85	100	115	130	145
X	0,750779	0,735294	0,732746	0,705015	0,700741
Y	0,853741	0,814145	0,782271	0,75	0,760064
Z	1,074573	1,09541	1,111842	1,120773	1,105836

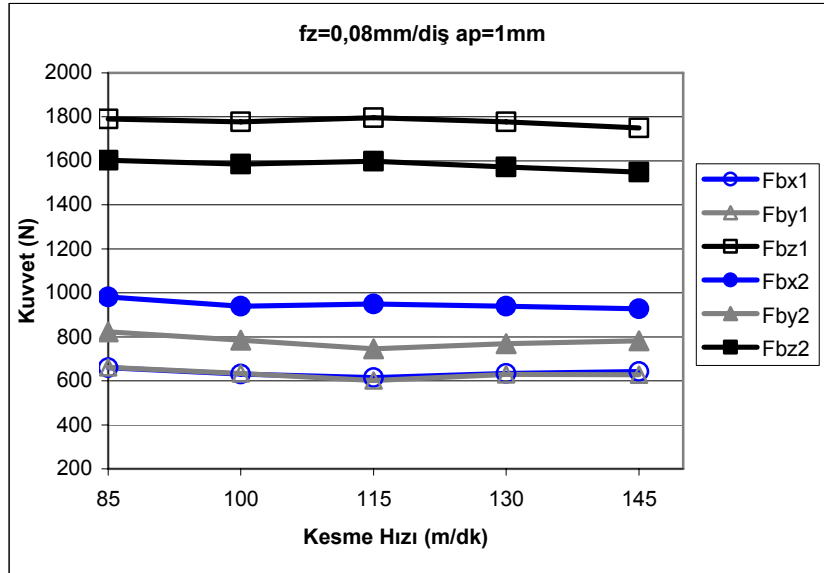
$f_z = 0,15 \text{ mm/diş}$, $a_p = 0,5 \text{ mm}$

Çizelge 7.3'te, bağlamayı zayıflatmaya çalışan Z düzleminde 130 m/dak kesme hızında yapılan deney 1,1207 değeri ile bağlama işlemini en fazla etkilediği görülmektedir.

Bu üç grup deneyde, üç farklı ilerleme (0,08-0,1-0,15 mm/diş), beş farklı kesme hızı (85-100-115-130-145 m/dak), ve sabit kesme derinliğinde ($a_p=0,5 \text{ mm}$) çıkan emniyet katsayıları (K);

I. grup deneylerde: 1,1215,
 II. grup deneylerde: 1,1245,
 III. grup deneylerde: 1,1207
 olarak bulunmuştur.

Çizelge 6.6’da detayları verilen IV. grup deneylerde X, Y, Z düzlemlerinde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri Şekil 7.4’te verilmiştir. Bu grupta ilk üç gruptan farklı olarak kesme derinliği iki kat artırılmıştır.



Şekil 7.4. IV. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri

Şekil 7.4’teki grafik verilerinden yararlanılarak bağlama kuvvetlerinin hangi düzlemde ne oranda etkilendiği Çizelge 7.4’te verilmiştir.

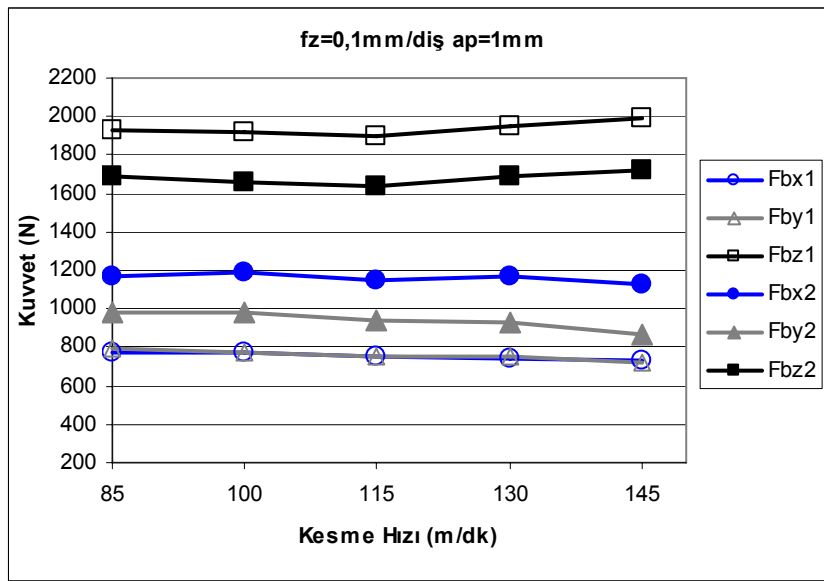
Çizelge 7.4. IV. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K)

Bağlama Düzlemi	Kesme Hızı (m/dak)				
	85	100	115	130	145
X	0,672783	0,670927	0,648051	0,675186	0,693635
Y	0,804374	0,807643	0,808054	0,817945	0,803069
Z	1,11728	1,121136	1,124531	1,130407	1,129116

fz = 0,08 mm/diş, ap = 1 mm

IV. grup deneylerde bağlama işleminin yine Z düzleminde çözülme yönünde etkilendiği görülmektedir. Burada bağlama kuvvetlerine en fazla etkiyi 130 m/dak kesme hızında yapılan deney 1,1304 değeri ile yaptığı belirlenmiştir.

Şekil 7.5'te, Çizelge 6.6'da detayları verilen V. grup deneylerde elde edilen deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetlerinin durumu verilmiştir. Bu grupta, IV. gruptaki diş başına ilerleme değeri %25 artırılmıştır.



Şekil 7.5. V. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri

Şekil 7.5'te grafiği oluşturulan V. grup deneylerin değerlerinin birbirleriyle olan oranları çıkarıldığında Çizelge 7.5'teki değerler ortaya çıkmıştır.

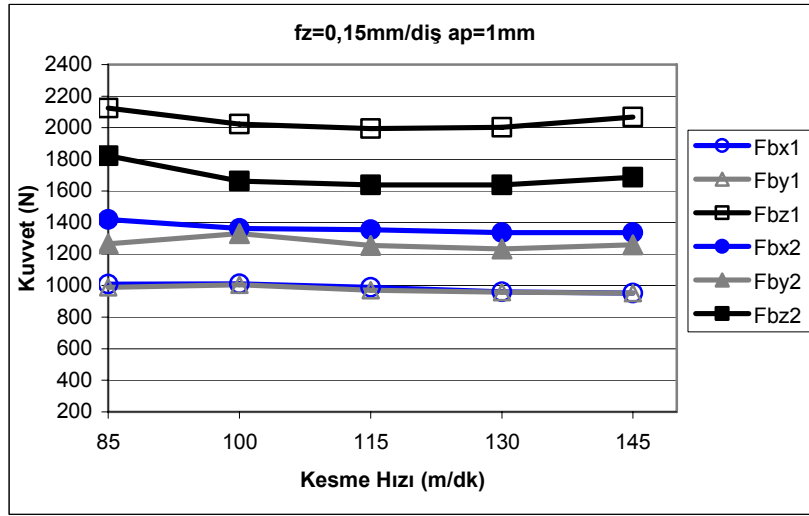
Çizelge 7.5. V. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K)

Bağlama Düzlemi	Kesme Hızı (m/dak)				
	85	100	115	130	145
X	0,666096	0,653457	0,654783	0,636208	0,645648
Y	0,805924	0,794268	0,800213	0,805825	0,828341
Z	1,143535	1,158529	1,154878	1,151569	1,155233

fz = 0,1 mm/diş, ap = 1 mm

V. grup deneylerde bağlama işlemini Z düzleminde çözmeye çalışan ve en fazla etkiye sahip 100 m/dak kesme hızında yapılan deney olmuştur. Burada olması gereken en küçük emniyet katsayısı 1,1585'tir.

Şekil 7.6'da, Çizelge 6.6'da detayları verilen VI. grup deneylerde elde edilen deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetlerinin durumu verilmiştir.



Şekil 7.6. VI. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri

VI. grup deneylerde V. gruba göre diş başına ilerleme %50 artırılmış, kesme derinliği sabit tutulmuştur. Bu beş deneyde bağlama kuvvetlerinin hangi düzlemde ne oranda etkilendiği Çizelge 7.6'da verilmiştir.

Çizelge 7.6. VI. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K)

Bağlama Düzlemi	Kesme Hızı (m/dak)				
	85	100	115	130	145
X	0,712271	0,743025	0,730428	0,719101	0,712575
Y	0,781646	0,755639	0,774322	0,778409	0,757552
Z	1,165752	1,217339	1,217949	1,222222	1,225979

fz = 0,15 mm/diş, ap = 1 mm

VI. grup deneylerde bağlama işlemi Z düzleminde çözülme yönünde etkilendiği görülmektedir. Burada en fazla etkiyi, 145 m/dak kesme hızında yapılan deney 1,2259 değeri ile yapmıştır.

İlk üç grup deneyden farklı olarak kesme derinliği iki kat artırılan IV, V ve VI. grup deneylerde, üç farklı ilerleme (0,08-0,1-0,15 mm/diş), beş farklı kesme hızı (85-100-115-130-145 m/dak), ve sabit kesme derinliğinde ($a_p=1$ mm) çıkan emniyet katsayıları (K);

IV. grup deneylerde: 1,1304,

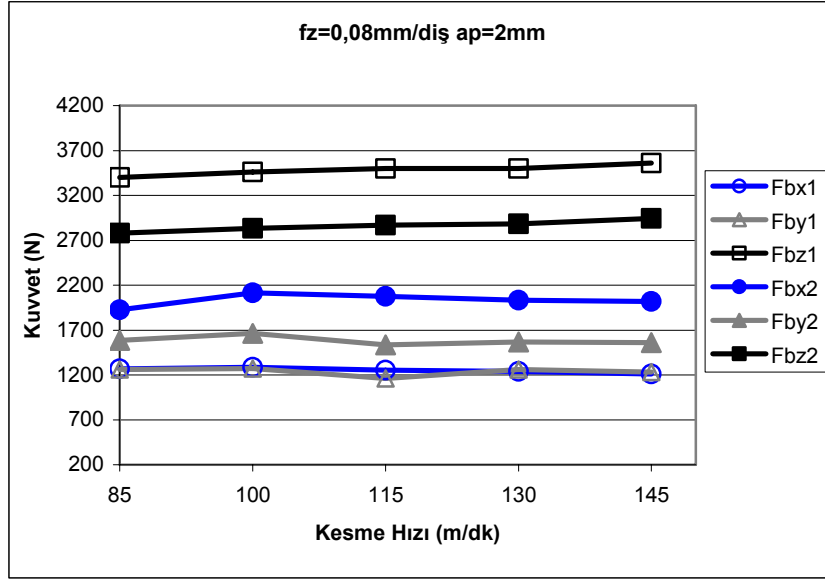
V. grup deneylerde: 1,1585,

VI. grup deneylerde: 1,2259

olarak bulunmuştur.

Çizelge 6.6'da detayları verilen VII., VIII. ve IX. grup deneylerde bir önceki gruplara göre (IV., V. ve VI. grup) kesme derinliği iki kat artırılmış ($a_p=2$ mm) ve aynı üç çeşit diş başına ilerleme ($f_z=0,08-0,1-0,15$ mm/diş) ve beş değişik kesme hızı değerleri ($V=85-100-115-130-145$ m/dak) kullanılmıştır.

Bu üçlü grubun ilki olan VII. grupta; 0,08 diş başına ilerleme değeri ile yapılan beş deneyde elde edilen deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri değerleri Şekil 7.7'de verilmiştir. Bu beş deneyde bağlama kuvvetlerinin hangi düzlemde ne oranda etkilendiği Çizelge 7.7'de verilmiştir.



Şekil 7.7. VII. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri

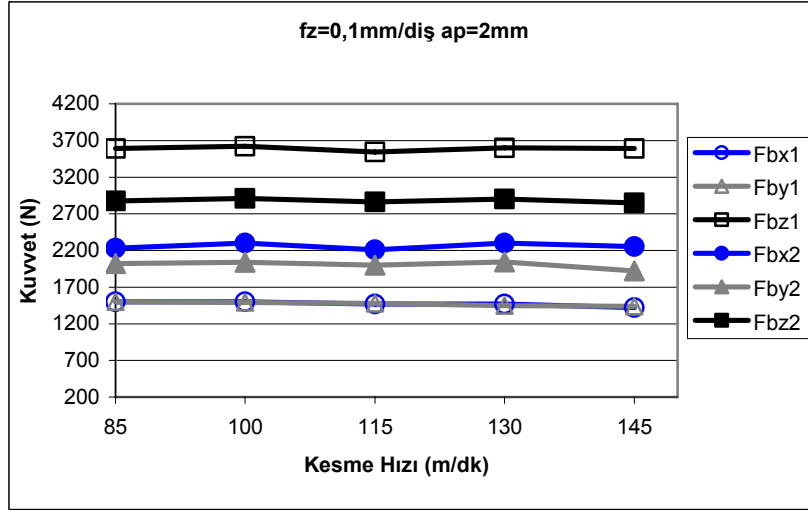
Çizelge 7.7. VII. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K)

Bağlama Düzlemi	Kesme Hızı (m/dak)				
	85	100	115	130	145
X	0,657321	0,60775	0,604237	0,609744	0,600297
Y	0,795455	0,763822	0,757003	0,802934	0,789238
Z	1,223022	1,221751	1,219512	1,214434	1,20999

fz = 0,08 mm/diş, ap = 2 mm

Çizelge 7.7'den görüldüğü gibi bu grup deneylerde bağlama işlemine olumsuz en büyük etki 85 m/dak kesme hızında yapılan deneyde meydana gelmiş olup burada en küçük emniyet katsayısı 1,2230 olarak bulunmuştur.

Diş başına ilerlemenin %25 artırılıp, 0,1 mm/diş yapıldığı VIII. grup deneylerde elde edilen bağlama kuvvetleri Şekil 7.8'de verilmiştir.



Şekil 7.8. VIII. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri

Bu deneylerden elde edilen veriler ile oluşturulan emniyet katsayıları (K) Çizelge 7.8’de verilmiştir.

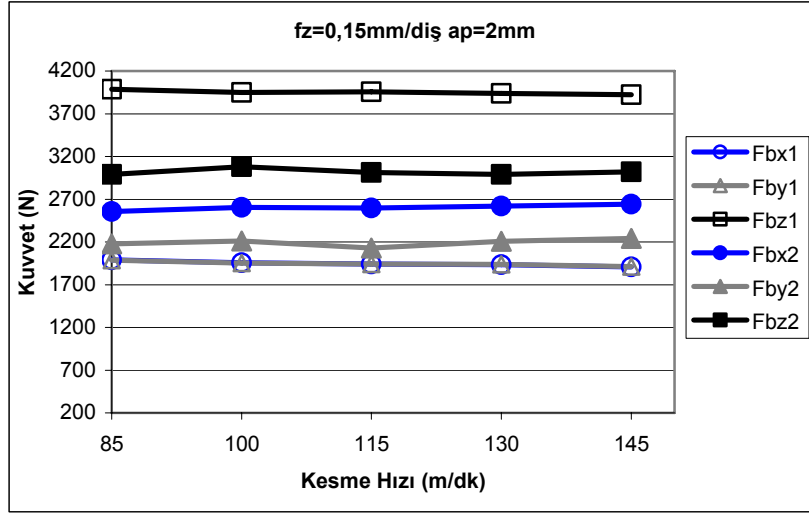
Çizelge 7.8. VIII. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K)

Bağlama Düzlemi	Kesme Hızı (m/dak)				
	85	100	115	130	145
X	0,6713	0,65087	0,664706	0,636838	0,631719
Y	0,742574	0,729902	0,7385	0,709456	0,748179
Z	1,248261	1,243986	1,237862	1,241379	1,259649

fz = 0,1 mm/diş, ap = 2 mm

VIII. grup deneylerde, bağlama kuvvetini olumsuz yönde etkileyen Z düzlemindeki katsayı 1,2596 ile 145 m/dak kesme hızında yapılan deney olmuştur.

İlerlemenin %50 artırıldığı IX. grup deneylerde elde edilen deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri değerleri Şekil 7.9’da verilmiştir.



Şekil 7.9. IX. grup deneylerde deney öncesi ve sonrası bağlama kuvvetleri

Bu beş deneyde bağlama kuvvetlerinin hangi düzlemde ne oranda etkilendiği Çizelge 7.9'da verilmiştir.

Çizelge 7.9. IX. grup deneylerdeki emniyet katsayıları (K)

Bağlama Düzlemi	Kesme Hızı (m/dak)				
	85	100	115	130	145
X	0,779561	0,751536	0,747498	0,738268	0,72218
Y	0,911846	0,882061	0,911696	0,877209	0,851538
Z	1,333891	1,281402	1,313081	1,317391	1,297485

fz = 0,15 mm/diş, ap = 2 mm

Bu üç grup içerisinde kesme şartları en ağır olan bu grupta, bağlamayı olumsuz olarak en fazla etkileyen 85 m/dak kesme hızında yapılan deney olup emniyet katsayı değeri 1,3338'dir.

Bir önceki üç grup (IV-V-VI) deneylerden farklı olarak kesme derinliği iki kat artırılan VII. VIII. ve IX. grup deneylerde, üç farklı ilerleme (0,08-0,1-0,15 mm/diş), beş farklı kesme hızı (85-100-115-130-145 m/dak), ve sabit kesme derinliğinde ($a_p=2$ mm) ortaya çıkan emniyet katsayıları (K);

VII. grup deneylerde: 1,2230,

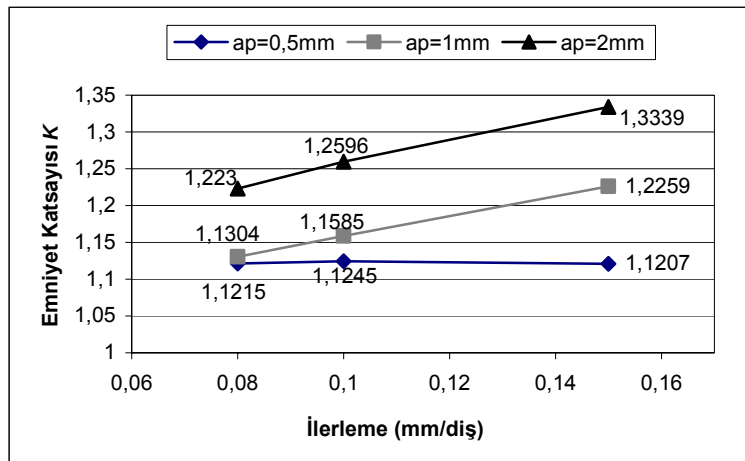
VIII. grup deneylerde: 1,2596,

IX. grup deneylerde: 1,3338

olarak bulunmuştur.

7.2. İlerlemeye Bağlı Olarak K Değerinin Değişimi

Deneyler sonucunda bulunan K değerlerinin, ilerlemeye bağlı olarak değişimi Şekil 7.10'daki grafikte verilmiştir. Burada üç kesme derinliğinde (0,5-1-2 mm) ve üç ilerleme (0,08-0,1-0,15 mm/diş) değerinde, K 'nın değişim değerleri görülmektedir.



Şekil 7.10. İlerlemeye bağlı K değerleri

Şekil 7.10'daki tablodan da görüldüğü gibi, 0,5 mm kesme derinliğinde genel olarak ilerleme arttıkça K 'da çok büyük değişiklik görülmemiştir. İlerleme; 0,08 mm/diş'ten 0,1 mm/diş'e çıktığında K , % 0,27 artmış, 0,1 mm/diş'ten 0,15 mm/diş'e çıktığında % 0,33 azalma görülmüştür.

1 mm kesme derinliğinde ilerlemeye bağlı olarak K 'da; ilerleme 0,08 mm/diş'ten 0,1 mm/diş'e çıktığında % 2,49 artış ve 0,1 mm/diş'ten 0,15 mm/diş'e çıktığında ise % 5,82 artış görülmüştür.

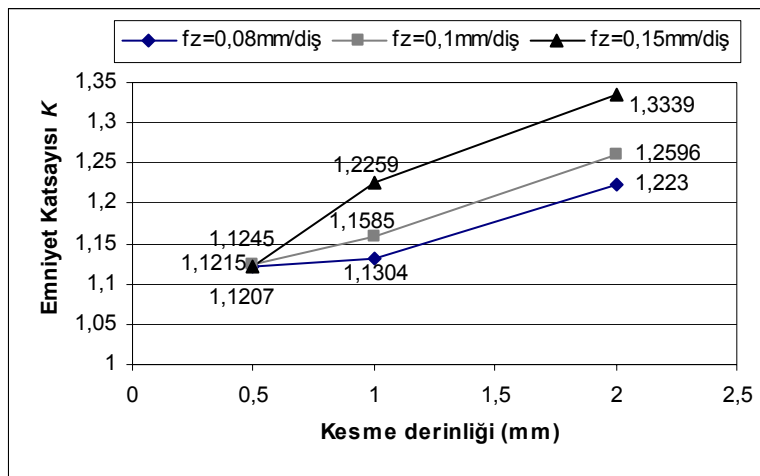
2 mm kesme derinliğinde ise K ; ilerleme 0,08 mm/diş'ten 0,1 mm/diş'e çıktığında % 2,99 artmış, ilerleme 0,1 mm/diş'ten 0,15 mm/diş'e çıktığında % 5,9 artış görülmüştür.

İlerleme arttıkça K 'nın artmasını, ortalama talaş kalınlığının artmasına bağlamak mümkündür. Talaş kalınlığının artması kesme kuvvetlerini, kesme kuvvetlerinin artması da bağlama kuvvetlerini artırdığı için K 'nında artması beklenen bir durumdur. 0,5 mm kesme derinliğinde eğilimin diğer ikisinden farklı olması, bu parametrelerde çok hafif sayılabilecek kesme şartlarına atfedilebilir. Bu şartlarda K katsayısında ciddi bir değişim gözlenmemiştir.

7.3. Kesme Derinliğine Bağlı Olarak K Değerinin Değişimi

Deney sonuçlarından, farklı ilerleme değerleri için (0,08-0,1-0,15 mm/diş) kesme derinliğine bağlı olarak K değerlerinin değişimi incelendiğinde, Şekil 7.11'deki grafik oluşmaktadır.

Şekil 7.11'de de görüldüğü gibi, 0,08 mm/diş ilerleme değerinde; 0,5 mm olan kesme derinliği %100 artırılıp 1 mm'ye çıktığında K 'daki artış % 0,79, 1 mm kesme derinliği %100 artırılıp 2 mm alındığında ise K 'daki artış % 8,2 olmuştur.



Şekil 7.11. Kesme derinliğine bağlı K değerleri

0,1 mm/diş ilerleme değerinde; 0,5 mm kesme derinliği iki kat artırılıp 1mm alındığında K 'da % 3,02 artış, 1mm kesme derinliği iki kat artırılıp 2 mm alındığında K 'da % 8,73 artış olmuştur.

0,15 mm/diş ilerleme değerinde; 0,5 mm kesme derinliği iki kat artırılıp 1 mm alındığında K 'da % 8,6 artış, 1 mm kesme derinliği iki kat artırılıp 2 mm alındığında K 'da % 8,8 artış olmuştur.

Kesme derinliğinin artması ile kaldırılan toplam talaş hacmi arttığı için, oluşan kesme kuvvetleri ve buna bağlı olarak bağlama kuvvetlerinin arttığı gözlenmiştir. Artan kesme kuvvetleri, işleme şartlarının ağırlaştığını göstermekte olup kesme şartları ağırlaştıkça emniyet katsayısının da literatürdeki [5] gibi artması beklenen bir sonuçtur.

7.4. Talaş Hacmine Bağlı Olarak K Değerinin Değişimi

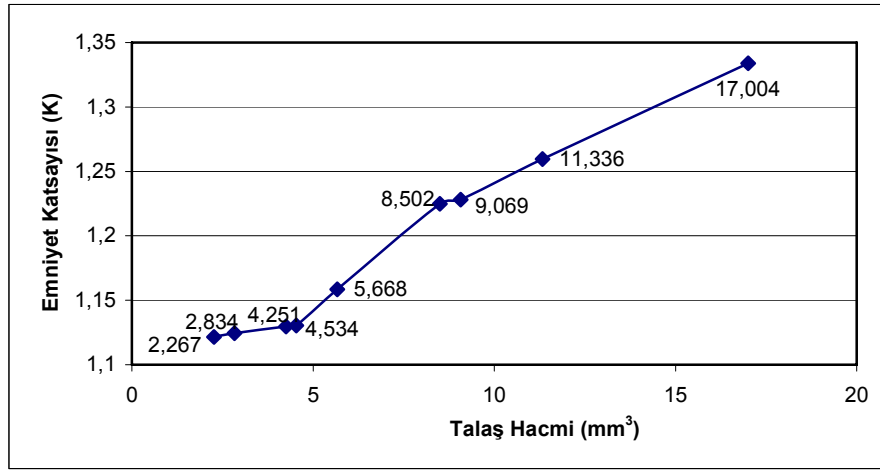
Deney sonuçları, ilerleme ve kesme derinliğinin bir fonksiyonu olan talaş hacmine bağlı olarak birlikte incelendiğinde, kesici ucun kaldırdığı talaş hacmi arttıkça K değeri de artış göstermiştir. Eş. 3.18 ve Eş. 3.19'a göre hesaplanan talaş hacmi değerleri ve buna bağlı olarak oluşan K katsayısı değerleri Çizelge 7.10'daki gibi oluşmuştur.

Çizelge 7.10. Talaş hacmine bağlı K değerleri

$f_z - a_p$	A (mm ³)	K	$f_z - a_p$	A (mm ³)	K	$f_z - a_p$	A (mm ³)	K
0,08-0,5	2,267	1,1215	0,1-0,5	2,834	1,1245	0,15-0,5	4,251	1,1207
0,08-1	4,534	1,1304	0,1-1	5,668	1,1585	0,15-1	8,502	1,2259
0,08-2	9,069	1,223	0,1-2	11,336	1,2596	0,15-2	17,004	1,334

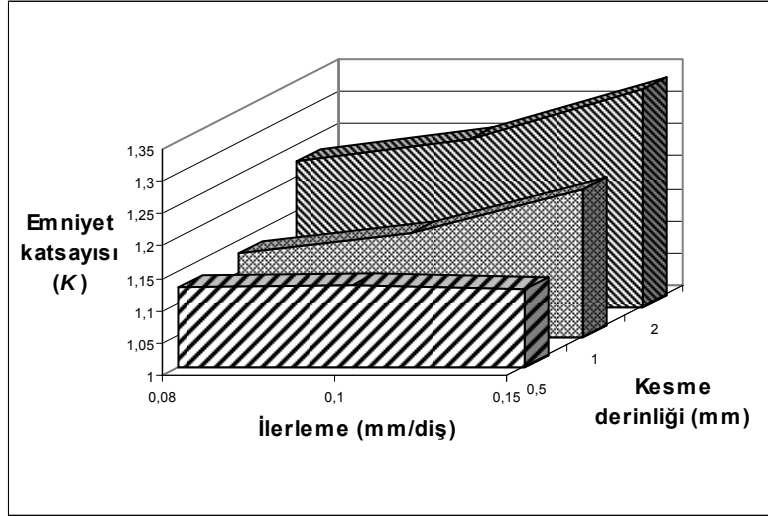
f_z : İlerleme (mm/diş), a_p : Kesme derinliği (mm), A : Talaş hacmi (mm³)

Şekil 7.12’den de görüldüğü gibi, küçük talaş hacimlerdeki artış değerlerinin K ’ya etkisi, büyük talaş hacimlerdeki değişikliklere nazaran daha az olmuştur. Talaş hacmi $2,267 \text{ mm}^3$ ’ten %100’lük artış ile $4,534 \text{ mm}^3$ ’e çıktığında K değerindeki artış % 0,79 olurken; $8,502 \text{ mm}^3$ ’ten %100’lük artış ile $17,004 \text{ mm}^3$ ’e çıktığında ise K değerindeki artış % 8,82 olmuştur. İş parçasından daha büyük hacimli talaş kaldırmak için daha fazla enerjiye gereksinim duyulması [81] bu süreçte oluşan kuvvetleri, dolayısı ile K ’yı artırmıştır.



Şekil 7.12. Talaş hacmine bağlı K değerleri

K ’daki değişim genel olarak üç boyutlu verilen Şekil 7.13’teki gibi oluşmuştur. Şekilden de görüldüğü gibi 0,5 mm kesme derinliğinde, artan ilerleme değerlerinde K değerinde çok değişiklik olmamasına rağmen, 1 ve 2 mm kesme derinliklerinde artan ilerleme değerlerinde artış gözlenmiştir.



Şekil 7.13. Kesme derinliği ve ilerlemeye bağlı K değişimi

7.5. Deney Verilerinin İstatistiksel Analizi

Yapılan deneylerde emniyet katsayısının, girdi olarak kullanılan kesme hızı, ilerleme ve kesme derinliği değerlerine göre değiştiği kabul edilmiş ve bu kabule dayalı olarak çoklu regresyon analizi yapılmıştır. Yapılan analiz sonucu, model sabiti ve değişkenlerin katsayı tablosu Çizelge 7.11'deki gibi oluşmuştur.

Çizelge 7.11. Model sabiti ve değişkenlerin katsayı tablosu

Kaynak	Katsayı	SE Katsayı	T	P
Sabit	1.07179	0.01951	54.93	0.000
V	-0.0008939	0.0001908	-4.63	0.000
f	0.00053306	0.00006374	8.36	0.000
a_p	0.100029	0.005375	18.61	0.000

Parametre etkileri incelendiğinde (Çizelge 7.11), değişkenlerden en büyük etkiye kesme derinliğinin (a_p) sahip olduğu ve kesme hızının emniyet katsayısına ters etki ettiği görülmüştür.

Çoklu regresyon analizi sonucunda geliştirilen modelin belirlilik katsayısı $R^2 = 0,91$ olarak bulunması, modelin uygunluğunun yüksek olduğunu göstermektedir. Başka bir ifade ile, bağımsız değişkenler olan kesme hızı, ilerleme ve kesme derinliğinin emniyet katsayısı üzerindeki etkisi % 91'dir. Çizelge 7.11'den de görüldüğü gibi, geliştirilen model Eş. 7.1'deki gibi oluşmuştur.

$$K = 1,07179 - 0,000894 V + 0,000533 f + 0,1 a_p \quad (7.1)$$

Burada;

K : Emniyet katsayısı,

V : Kesme hızı (m/dak),

f : İlerleme (mm/diş),

a_p : Kesme derinliği (mm), dir.

Emniyet katsayısı tahmin modelinin uygunluğu varyans analizi kullanılarak kontrol edilmiş ve modelin P değerine bağlı olarak %95 güven düzeyinde kullanılabileceğini göstermiştir ($P < 0,05$ - Çizelge 7.12).

Çizelge 7.12. Model için varyans analizi tablosu

Kaynak	SD	KT	KO	F	P
Model	3	0,210454	0,070151	138,77	0,000
Artık (Hata)	41	0,020726	0,000506		
Toplam	44	0,231179			

Çizelge 7.12, oluşturulan modelin istatistiksel açıdan anlamlı olduğunu göstermektedir ($F = 138,77$ ve $P < 0,05$).

8. SONUÇ ve ÖNERİLER

Deneyler, gerçek kesme şartlarında, teorik hesaplamalarda hesaba katılmayan veya düşünülmeyen etkenler de (malzeme ve bağlama elemanındaki elastik şekil değişikliği v.b.) düşünülerek oluşturulan deney setinde gerçekleştirilmiştir. Kesme deneyleri sırasında kesme öncesindeki bağlama kuvvetleri, kesme kuvvetleri ve kesme sonrasında ortaya çıkan bağlama kuvvetleri ölçülmüştür. Bu çalışma ile aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Deneyler esnasında oluşan kuvvet ve titreşimler nedeni ile X ve Y doğrultusundaki bağlama kuvvetlerinin arttığı, Z yönündeki bağlama kuvvetinin ilk bağlamaya göre azaldığı görülmüştür.
- Bu çalışmanın amacını oluşturan bağlama kalıplarındaki emniyet katsayısı K değerlendirildiğinde, 0,5 mm kesme derinliğinde artan ilerlemelerde K 'da çok değişiklik olmamasına rağmen, 1 mm ve 2 mm kesme derinliğinde ilerleme arttıkça K değerinin de arttığı görülmüştür.
- İlerleme değeri % 50 arttığında, K % 5,82 ile % 5,9 arasında artış göstermiş, kesme derinliği % 100 arttığında ise, K % 8,2 ile % 8,8 arasında artış göstermiştir. Bu iki durum ilerleme ve kesme derinliği değerlerinin K sayısı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir.
- Kesme şartları ağırlaştıkça K 'nında buna paralel olarak arttığı gözlemlenmiştir.
- Küçük talaş hacimlerindeki artış değerlerinin K 'ya etkisi, büyük talaş hacimlerindeki değişikliklere nazaran daha az olmuştur.
- 0,5 mm kesme derinliğinde; 0,08-0,1-0,15 mm/diş ilerleme değerlerinde K en büyük 1,1245, 1 mm kesme derinliğinde; 0,08-0,1-0,15 mm/diş ilerleme değerlerinde K en büyük 1,2259, 2 mm kesme derinliğinde; 0,08-0,1-0,15 mm/diş ilerleme

değerlerinde K en büyük 1,3339 olarak bulunmuştur. Bu kesme şartları hafif ve orta kesme şartı olarak kabul edilirse [82], literatürde bahsedildiği gibi [5] K 'nın bu şartlarda 1,5-2,5 olarak alınmasına gerek olmadığı düşünülmektedir. Deney sonuçlarına göre, hafif ve orta kesme şartları için K 'nın genel olarak 1,15~1,5 arasında alınması yeterli olacaktır.

- Elde edilen deney sonuçlarının çoklu regresyon analizi yapılarak bir model geliştirilmiştir. Geliştirilen modelin belirlilik katsayısı $R^2 = 0,91$ olarak bulunması, modelin uygunluğunun yüksek olduğunu ortaya koymuştur.
- Emniyet katsayısı tahmin modelinin uygunluğunun % 95 güven düzeyinde kullanılabileceği istatistiksel analiz sonucunda ortaya konulmuştur.
- Bağlama kalıplarında önemli bir yer teşkil eden kalıp bağlama elemanlarının seçimi, bulunan emniyet katsayıları ve geliştirilen model sayesinde daha optimum olarak belirlenebilecek ve kalıp elemanlarının gereğinden büyük seçilerek bağlama kalıbının fiziki boyutlarının büyük olması engellenmiş olacaktır.
- Bu katsayıların ve modelin kullanılması ile bağlama kuvvetinin büyük alınarak iş parçası ve kalıp elemanlarının deformasyona uğraması veya küçük alınarak emniyetsiz bağlama yapılmasının önüne geçilmiş olacaktır.

Elde edilen bu sonuçlar ışığında, bundan sonra yapılacak çalışmalara ışık tutmak amacı ile şu öneriler getirilebilir:

- Sistemde kullanılan yük hücrelerinin ölçüm alanı (1200X1200 mm) ve ölçüm aralığı (0 - ± 20 kN) daha ağır kesme şartlarına uygun olmasına rağmen deneyler imkanlar dahilinde, 5,5 kW motor gücüne sahip Jhonford VMC550 CNC dik işleme merkezinde, 0,5-1-2 mm kesme derinliği ve 0,08-0,1-0,15 mm/diş ilerleme değerleri kullanılarak tezgahın çalışabileceği azami çalışma şartlarında yapılmıştır. Daha güçlü

tezgahlar ile daha ağır kesme şartları denenebilir, geniş kesme parametresi değişkenlerine göre K değerleri belirlenebilir.

- Makina imalat sektöründe yaygın kullanılan farklı malzeme türleri için K değerlerinin nasıl değiştiği araştırılabilir, bir K katsayı atlası oluşturulabilir. Ayrıca her bir malzeme türü için ayrı bir model geliştirilebilir.
- Yapılan deneylerde her deney için yeni kesici uçlar kullanıldığından, takım aşınmasının K katsayısını nasıl etkilediğine bakılmamıştır. Takım ömrü sürecinde kesici uçlardaki aşınmanın K katsayısını nasıl etkilediği araştırılabilir.
- K katsayısı ile yüzey pürüzlülüğü arasındaki ilişki araştırılabilir.

KAYNAKLAR

1. Şeker U., “Bilgisayar destekli bağlama kalıbı tasarımı”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 1-45 (1995).
2. Köktürk İ., “Flexible fixturing systems”, **Matik 97 Makine Tasarım ve İmalat Yöntemleri Konferansı**, 281-292 (1997).
3. Boyes W., “Low-cost jigs, fixture & gages for limited production”, **Society of Manufacturing Engineers Publications Development Department**, Michigan, 1-92 (1986).
4. Mervyn F., Kumar A.S., Nee A.Y.C., “Development of an internet-enabled interactive fixture design system”, **Computer-Aided Design**, 35 (10): 945-957 (2003).
5. Rong K.Y., Zhu S.Y., “Computer-aided fixture design”, **Marcel Dekker**, New York, 1-48 (1999).
6. Xiuwen G., Fuh J.Y.H., Nee A.Y.C., “Modeling of frictional elastic fixture-workpiece system for improving location accuracy”, **IIE Transactions**, 28: 821-827 (1996).
7. Haslehurst M., “Manufacturing Technology 3rd Ed.”, **Edward Arnold**, London, 74-106 (1981).
8. Kempster M.H.A., “Introduction to jig and tool design 3rd Ed.”, **Edward Arnold**, London, 25-35 (1989).
9. Korkut İ., Dönertaş M.A., Şeker U., “Üç boyutlu dinamometre tasarımı ve imalatı”, **Teknoloji-Z.K.Ü. Karabük Teknik Eğitim Fakültesi Dergisi**, 2(1-2): 115-129 (1999).
10. Oğuz S., “Teknik Mekanik I (Statik), Çözümlü Problemler, **Bilim Teknik Kitabevi**, Eskişehir, 1-58 (1985).
11. Li B., Melkote S.N., “Optimal fixture design accounting for the effect of workpiece dynamics”, **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, (18): 701-707 (2001).
12. Das B., “An ergonomic approach to designing a manufacturing work system”, **International Journal of Industrial Ergonomics**, (1): 231-240 (1987).
13. Korkut. I., “A dynamometer design and its construction for milling operation”, **Materials and Design**, 24: 631-637 (2003).

14. Sağlam H., Ünüvar A., “Uzama ölçer esaslı, üç-bileşenli frezeleme dinamometresi tasarım ve imalatı”, *G.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi Politeknik Dergisi*, 2(2): 73-81 (1999).
15. Yardımoğlu B., Boyar L., “Talaşlı imalatla takıma gelen kuvvetlerin deneysel incelenmesi”, *5. Ulusal Makine ve İmalat Kongresi*, Ankara, 1-5 (1992).
16. Tekiner Z., “Bağlama kalıplarında bilgisayar destekli kuvvet analizi ve kalıplama elemanlarında kuvvet kontrolü”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-2 (1995).
17. Tekiner Z., Şeker U., “Bağlama kalıbı tasarımında bağlama kuvveti hesaplarının otomasyonu”, *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 25(1): 19-30 (2001).
18. Kim T.Y., Kim J., “Adaptive cutting force control for a machining center by using indirect cutting force measurement”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 36(8): 925-937 (1996).
19. Jeng S.L., Chen L.G., Chieng W.H., “Analysis of minimum clamping force”, *Int. J. Mach. Tools Manufact.*, 35(9): 1213-1224 (1995).
20. Donoghue P.J., Howard W.D., Kumar V., “Stable workpiece fixturing”, *Advances in Design Automation*, 9 (2): 475-482 (1994).
21. Xiong C.H., Xion Y.L., Wang M.Y., “Clamping planning in workpiece-fixture systems”, *ASME International Mechanical Engineering Congress*, 14: 267-272 (2003).
22. Gülmez S., Gürler M., Boztoprak Y., “ZF-7B Bor alaşımlı çelik malzemenin düzlem yüzey frezelenmesinde kesme parametrelerinin işlenebilirliğine etkisi”, *3.Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu*, Ankara, 292-307 (2003).
23. Ay M., Eldoğan O., Kurt M., “CNC freze tezgahlarında yüzey pürüzlülüğüne etki eden faktörlerin belirlenmesi”, *3.Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu*, Ankara, 317-329 (2003).
24. Cook N.H., Loewen E.G., Shaw M.C., “Machine-tool dynamometers”, *American Machinist*, A.B.D., 1-56 (1954).
25. Korkut İ., “Torna tezgahında strain gage ile ölçüm yapan bilgisayar bağlantılı dinamometre tasarımı ve imalatı”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-2 (1996).

26. Duran A., "Strain gauge esasına dayalı üç boyutlu torna dinamometresinin imali, kuvvetlerin ölçülmesi ve HSS torna kaleminde meydana gelen sehimin sonlu elemanlar yöntemi ile analizi", **Z.K.Ü. Karabük Teknik Eğitim Fak. Dergisi TEKNOLOJİ**, 3(1): 141-157 (2000).
27. 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).
28. Kurt A., Şeker U., Çiftçi İ., "Doğrusal hareketle talaş kaldırmada oluşan kesme kuvvetlerinin ölçülebilmesi için 3 boyutlu bir dinamometre tasarımı ve imalatı", **II. Makine Malzemesi ve İmalat Teknolojisi Sempozyumu**, Manisa, 656-667 (2001).
29. Demir H., "Düzlem taşlamada taşlama parametrelerinin taşlama kuvvetlerine ve yüzey kalitesine etkilerinin incelenmesi", Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 1-138 (2003).
30. Günay M., "Talaş kaldırma işlemlerinde kesici takım talaş açısının kesme kuvvetlerine etkisinin deneysel olarak incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 1-2 (2003).
31. Sağlam H., Ünüvar A., Ersoyoğlu A.S., "Şerit testere ile kesmede, kesmeyi etkileyen parametrelerin deneysel incelenmesi" **3.Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu**, Ankara, 198-210, (2003).
32. Matin R.A., Ferreira P.M., "Optimal placement of fixture clamps", **IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics**, 1: 314-319 (2001).
33. Roy U., Liao J., "Geometric reasoning for re-allocation of supporting and clamping position in the automated fixture design system", **IIE Transactions (Institute of Industrial Engineers)**, 31(4): 313-322 (1999).
34. Brost R.C., Peters R.R., "Automatic design of 3-D fixtures and assembly pallets", **International Journal of Robotics Research**, 17(12): 1243-1281 (1998).
35. Cai W., Hu S.J., Yuan J.X., "Variational method of robust fixture configuration [design for 3-D workpieces]", **Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME**, 119(4-A): 593-602 (1997).
36. Roy U., Sun P.L., "Selection of preliminary locating and clamping positions on a workpiece for an automatic fixture design system", **Computer integrated manufacturing systems**, 7(3): 161-172 (1994).

37. Cecil J., Marey R., Hari U., "Integrated methodology for fixture design", *Journal of intelligent manufacturing*, 7 (2): 95-106 (1996).
38. Yıldız S., Ünüvar A., "Prizmatik parçaların işlem planlamasında bağlama ve ara-parça oluşturma", *Makine-İmalat Teknolojileri Sempozyumu Bildiriler Kitabı*, Konya, 17-26 (1999).
39. Kumar A.S., Subramaniam V., Seow K.C., "Conceptual design of fixtures using genetic algorithms", *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 15 (2): 79-84 (1999).
40. Rong Y., Bai Y., "Machining accuracy analysis for computer-aided fixture design verification", *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 118(3): 289-300 (1996).
41. Willy A., Sadler J.P., Schraft, R.D., "Automated fixture design", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 10: 27-35 (1995).
42. Kayir Y., "Esnek üretim sistemleri için otomatik bağlama kalıbı tasarımı ve robotla montajı", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-2 (2001).
43. Ma W., Li J., Rong Y., "Development of automated fixture planning systems", *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 15 (3): 171-181 (1999).
44. Rong Y., Bai Y., "Automated generation of fixture configuration design", *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 119(2): 208-219 (1997).
45. Xei W., De Meter E.C., Trethewey M.W., "An experimental evaluation of coefficients of static friction of common workpiece-fixture element pairs" *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 40: 467-488 (2000).
46. Çoğun C., "The importance of the application sequence of clamping forces on workpiece accuracy", *ASME Journal of Engineering for Industry*, 114: 539-543 (1992).
47. Deiab I. M., Elbestawi M. A., "Experimental determination of the friction coefficient on the workpiece-fixture contact surface in workholding applications", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 45: 705-712 (2005).
48. Rong Y., Bai Y., "Automated generation of fixture configuration design", *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 119(2): 208-219 (1997).

49. King D.A., Lazaro A.S., "Process and tolerance considerations in the automated design of fixtures", *Journaj of Mechanical Design*, 116: 480-486 (1994).
50. Rong K.Y., Wu S., Chu T.P., "Automated verification of clamping stability in computer-aided fixture design", *Computers in Engineering*, 1:421-426 (1994).
51. Rong K.Y., Zhu J., Li S., "Fixturing feature analysis for computer-aided fixture design", *Manufacturing Science and Engineering*, 64: 267-274 (1993).
52. Chou Y.C., Srinivas R.A., Saraf S., "Automatic design of machining fixtures: Conceptual design", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 9: 3-12 (1994).
53. Nee A.Y.C., "A framework for an object/rule-based automated fixture design system", *Annals of the CIRP*, 40(1): 147-153 (1991).
54. Gandhi M.V., Thompson B.S., "Automated design of modular fixture for flexible manufacturing systems", *Manufacturing System*, 5(4): 243-251 (1986).
55. Hargrove S.K., Kusiak A., "Computer aided fixture design a review", *Production Research*, 32(4): 733-753 (1994).
56. Ngoi B.K.A., Leow G.L., "Modular fixture design: a designer's assistance", *International Journal of Production Research*, 32(9): 2083-2104 (1994).
57. Kim T.Y., Woo J., Shin D., Kim J., "Indirect cutting force in multiaxis simultaneous NC milling processes", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 39: 1717-1731 (1999)
58. Jeong Y.H., Cho D.W., "Estimating cutting force from rotating and stationary feed motor currents on a milling machine", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 42: 1559-1566 (2002).
59. Scheffer C., Heyns P.S., "An industrial tool wear monitoring system for interrupted turning", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 18: 1219-1242 (2004).
60. Risbood K.A., Dixit U.S., Sahasrabudhe A.D., "Prediction of surface roughness and dimensional deviation by measuring cutting forces and vibrations in turning processes", *Journal of Materials Processing Technology*, 132: 203-214 (2002).
61. Axinte D.A., Belluco W., De Chiffre L., "Evaluation of cutting uncertainty components in turning", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 41: 719-730 (2000).

62. Sastry S., Kapoor S.G., DeVor R.E., “Compensation of progressive radial run-out in face-milling by spindle speed variation”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 40: 1121–1139 (2000).
63. Budak E., “Analytical models for high performance milling. Part *I: Cutting Forces, structural deformations and tolerance integrity*”, *International Journal of Machine Tools&Manufacture*, 46: 1478-1488 (2006).
64. Çakır M.C., “Modern talaşlı imalat yöntemleri”, **Vipaş Aş.**, Bursa, 262-269 (2000).
65. Sağlam H., “Frezelemede Yapay Sinir Ağlarını Kullanarak Çok-Elemanlı Kuvvet Ölçümlerine Dayalı Takım Durumu İzleme”, Doktora Tezi, **Selçuk Üniversitesi, Fen Bil. Enstitüsü**, Konya, 1-93 (2000).
66. Shaw M.C., “Metal Cutting Principles”, **Oxford University Press**, Oxford, 1-9,86-95 (1989).
67. Mendi F., “Takım Tezgahları Teori ve Hesapları”, **72TDFO Ltd. Şti.**, Ankara, 21, 83-88 (1996).
68. Groover, M.P., “Fundamentals of modern manufacturing – Materials, processes and systems”, **Prentice-Hall Inc.**, New Jersey 220-639 (1996).
69. Kalpakjian, S., “Manufacturing process for engineering materials”, **Addison-Wesley**, New York, 120-121 (1991).
70. Gülmez S., Gürler M., Boztoprak Y., “ZF-7B Bor alaşımlı çelik malzemenin düzlem yüzey frezelenmesinde kesme parametrelerinin işlenebilirliğine etkisi”, **3.Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu**, Ankara, 292-307, (2003).
71. Akkurt M., “Talaş kaldırma yöntemleri ve takım tezgahları”, **Birsen Yayınevi**, İstanbul, 214-221, (1996).
72. Darvishi A., “Philosophy of fixture design for flexible manufacturing systems”, Phs. Dr., **Universty of Leeds Manufacturing Engineering**, Leeds G.Britain 1-86 (1987).
73. Henriksen E.K., “Jig and fixture design manuel”, **Industrial Pres Inc.**, 1-160 (1973).
74. Hoffman E. G. “Jig and fixture design”, **Delmar**, New York, 1-5 (1991).
75. Dönertaş M. A., “Freze tezgahında gerinim ölçme esaslı, bilgisayar bağlantılı dinamometrenin tasarımı ve imalatı”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 52-65 (1999).

76. Usher M. J., Keating D. A., “Sensors and Transducers”, **Macmillan Pres**, 212-279 (1996).
77. Kurt A., “Doğrusal hareketle talaş kaldıran vargel tezgahında kesme kuvvetlerinin ölçülebilmesi için bir dinamometre tasarımı ve imalatı”, Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 55-96 (2001).
78. Dally J.W., Riley W.F., McConnell K.G. “Instrumentation for Engineering Measurements 2nd”, **John Willey&Sons Inc.**, New York, 286-289, (1993).
79. Firma Kataloğu, Automation with PCs Advantech, “Solution Guide (20), Total solution for PC-based automation”, **Teta Elektronik**, 7-10 (2000).
80. ISO 8688-1 Tool life testing in milling – Part1: Face milling, **International Organization for Standardizasyon**, 5-6 (1989).
81. Baker M., “Does chip fomation minimize the energy?”, **Computational Materialsscience**, 33:407-418 (2005).
82. Böhler Kesici Uçlar Kataloğu, “Frezeleme için mekanik sıkmalı uçlar ve takımlar”, **Essen**, 13 (2004).

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : TURGUT, Yakup
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 1974 Trabzon
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (312) 202 86 84
 Faks : 0 (312) 212 00 59
 e-mail : yturgut@gazi.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /Fen Bil.Makina Eğt. Böl.	2001
Lisans	Gazi Üniversitesi/ Teknik Eğt. Fak. Mak. B.	1997
Lise	Trabzon End. Mes. Lisesi Tes. Böl.	1991

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
1999-2007	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
1998-1999	TİM-OR Tas.İmalat-OSTİM	İşletme Müdürü
1997-1998	METAR Makina İmalat-OSTİM	CNC Prog/opr.

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Turgut,Y., Korkut, İ. “Çift Etkili Silindirli Bilgisayar Destekli Pnömatik Devre Tasarımı”, **II. Makina Malzemesi ve İmalat Teknolojisi Sempozyumu Bildiriler Kitabı**, Celal Bayar Ü., Manisa, 732-741 (2001).

2. Turgut,Y., Korkut, İ. “Sabit Yük ve Sürekli Rejimde Çalışan Pnömatik Sistemleri İçin Etkileşimli Devre Tasarımı” **Makine Tasarım ve İmalat Dergisi ODTÜ**, 5(1): 35-41 (2003).
3. Korkut, İ., Şeker, U., Turgut, Y., Boy, M. “The Measurement of Temperature During Machining” **International Conference Power Transmissions 03**, 2:86-89 Varna, BULGARIA (2003).
4. Turgut,Y., Korkut, İ., Akıncı, M.T., “CNC Torna Tezgahları İçin Dialog Metodu Kullanılarak NC Kod Türetilmesi”, **Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi**, Denizli, 299-304 (2004).
5. Turgut,Y., Korkut, İ., “Standard Semboller İle Bilgisayar Destekli Pnömatik Devre Tasarımı”, **Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi**, 9(1):109-114 (2005).
6. Turgut,Y., Korkut, İ. “Bağlama Kalıplarında Bağlama Kuvvetlerinin Deneysel Ölçülmesi İçin Sistem Tasarımı ve İmalatı”, **4. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu**, Selçuk Üniv., Konya, 658-662 (2005).

Hobiler

Futbol, Voleybol, Yüzme, Bilgisayar teknolojileri