

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

106358

**BİR MATKAP TEZGAHININ SONLU ELEMANLAR
YÖNTEMİ KULLANILARAK TASARIMI**

Makina Müh. Turgut KAYMAKÇI

**F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı İmal Usulleri Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

106358

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Erhan Altan

Altan

Prof. M. Emin YURCI *Yurci*

Doç. Dr. Mesut ÖZGÜRLER *Ozgurler*

İSTANBUL-2001

**T.C. YÜKSEK ÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iv
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ÖNSÖZ.....	xiv
ÖZET.....	xv
ABSTRACT.....	xvi
1 GİRİŞ.....	1
2 MATKAP TEZGAHLARI ve DELME İŞLEMİNİN ÖZELLİKLERİ.....	2
2.1 Matkap Tezgahları.....	2
2.2 Delme İşleminin Özellikleri.....	5
2.3 Delme Takımları.....	7
2.3.1 Matkap malzemeleri.....	8
2.3.2 Matkapların imalat yöntemi.....	9
2.3.3 Normal matkaplar.....	10
2.3.4 Derin delik matkapları.....	13
2.3.5 Matkapların aşınması ve bilenmesi.....	14
2.4 Spiral Matkapla Delik Delme.....	15
2.4.1 Takımın geometrisi.....	15
2.4.2 Talaş kaldırma faktörleri.....	17
2.4.2.1 Kesme hızı.....	18
2.4.2.2 İlerleme.....	18
2.4.2.3 Talaş boyutları ve kesiti.....	19
2.4.2.4 Kesme kuvvetleri.....	19
2.4.2.5 Kesme gücü ve tezgah gücü.....	20
2.4.2.6 Kesme faktörlerinin tayini.....	21
2.4.2.7 İşleme zamanı.....	21
2.5 Diğer Delik İşleme Operasyonları.....	22
2.5.1 Delik genişletme.....	22
2.5.2 Raybalama.....	24
2.5.3 Havşa başı açma.....	26
3 MATKAP TEZGAHININ DİZAYN VE MUKAVEMET HESAPLARI.....	27
3.1 Tezgahın Devir Kademelendirme Hesabı.....	28
3.2 Motor Gücünün Hesaplanması ve Motor Seçimi.....	29
3.3 Kasnakların Boyutlandırılması ve Kayış Seçimi.....	33

3.3.1	Kasnakların boyutlandırılması.....	33
3.3.2	Kayış seçimi ve kontrol hesabı.....	34
3.4	İş Mili Mekanizmasının Mukavemet Hesabı.....	37
3.4.1	İş milinin gerilme kontrol hesabı.....	38
3.4.2	Yüzey basınç kontrol hesabı.....	39
3.4.3	İş mili rulmanlarının seçimi ve kontrolü.....	40
3.5	İş Mili Göbeğinin Mukavemet Hesabı.....	41
3.5.1	İş mili göbeğinin gerilme kontrol hesabı.....	41
3.5.2	İş mili göbeğinin rijitlik kontrolü.....	44
3.5.3	İş mili göbeği yataklama rulmanlarının seçimi ve kontrolü.....	45
3.6	Kremayerin ve Karşı Dişlisinin Mukavemet Hesabı.....	46
3.6.1	Kremayer ve karşı dişlisinin boyutlandırılması.....	46
3.6.2	Diş dibi kırılmasına göre kontrol hesabı.....	47
3.6.3	Diş yüzeyi ezilme kontrolü.....	48
3.7	İlerleme Kolunun Mukavemet Hesabı.....	49
3.8	Kremayer Karşı Dişli Milinin Mukavemet Hesabı.....	51
3.9	Kolonun Mukavemet ve Deformasyon Hesabı.....	52
3.9.1	kolonun gerilme kontrol hesabı.....	53
3.9.2	kolonun eğilme deformasyon hesabı.....	54
3.10	Üst Tablanın Mukavemet Hesabı.....	54
3.11	Üst Tabla Civatasının Mukavemet Hesabı.....	56
3.12	Alt Tablanın Mukavemet Hesabı.....	57
3.13	Döküm Kafanın Mukavemet Hesabı.....	60
4	SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ	62
4.1	Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş.....	62
4.2	SEY ile İlgili Bazı Kavramlar.....	63
4.3	SEY ile Analiz.....	68
4.3.1	SEY ile Analizde İzlenecek Yol.....	71
4.3.2	SEY’de El ile Çözüm Örneği.....	74
4.3.3	SEY’de Bilgisayarla Çözüm Örneği.....	80
4.4	SEY’nin Üstünlükleri ve Olumsuzlukları.....	82
4.5	SEY’nin Kullanım Alanları.....	86
4.6	Ansys Programı.....	88
5	TEZGAH PARÇALARININ SEY İLE ANALİZİ	91
5.1	Kolonun SEY İle Analizi.....	91
5.2	Üst Tablanın SEY İle Analizi.....	94
5.3	Alt Tablanın SEY İle Analizi.....	98
5.4	Döküm Kafanın SEY İle Analizi.....	102
6	MATKAP TEZGAHININ 2D ÇİZİMLERİ	106
7	MATKAP TEZGAHININ 3D KATI MODELLEMESİ	137
8	SONUÇ	150
	KAYNAKLAR	152
	EKLER	154
	ÖZGEÇMİŞ	160

SİMGE LİSTESİ

a	Kesme derinliği
a	Hız kademe aralığı
a	Kasnak eksenleri arası uzunluk
A	Alan
A_m	Ortalama kesit alan
A_s	Toplam talaş kesiti
A_{sz}	Matkapta bir ağıza karşılık gelen talaş kesiti
b	Matkapta bir ağıza karşılık gelen talaş genişliği
b	Dişli çarkta diş genişliği
b	Kayış anma genişliği
b_i	Genişlik
b_o	Kayış üst genişliği
b_1	Kasnakta üst kanal genişliği
be	Etkin kanal genişliği
B	Global katılık matrisinde bant genişliği
{B}	Şekil fonksiyon matrisinin türevi
\bar{b}	Hacimsel kuvvet vektörü
C	Dinamik yük sayısı
C_t	Taylor sabiti
d	Çap
d_b	Dişli çarkta baş dairesi çapı
d_{e1}	Motor kasnağı etkin kanal çapları
d_{e1}'	Mil kasnağı etkin kanal çapları
d_{gi}	Göbek çapı
d_i	Motor kasnağı kanal çapları
d_i'	Mil kasnağı kanal çapları
d_{mi}	Mil çapı
d_{yi}	Yatak çapı
d_t	Dişli çarkta taban dairesi çapı
d_o	Ortalama çap
d_o	Dişli çarkta taksimat dairesi çapı
d_1	Diş dibi çapı
{d}	Yer değiştirme matrisi
[D]	Elastiklik matrisi
e_1	Tarafsız eksenin üst noktaya uzaklığı
e_2	Tarafsız eksenin alt noktaya uzaklığı
E	Elastiklik katsayısı
f_e	Kayışın eğilme frekansı
f_{em}	Kayışın emniyetli frekans değeri
F	Kuvvet
F_a	Eksenel kuvvet
$F_{eş}$	Eşdeğer yatak kuvveti
F_{kol}	Kol kuvveti
F_{m1}	Kayışın 1. konumu için iş mili göbeğine gelen kuvvet
F_p	İş parçası ağırlık kuvveti
F_r	Toplam radyal kuvvet
F_{rz}	Matkapta bir ağıza karşılık gelen radyal kuvvet
F_s	Toplam kesme kuvveti
F_{sz}	Matkapta bir ağıza karşılık gelen kesme kuvveti

F_t	Teğetsel kuvvet
F_{t1}	Kasnağa gelen teğetsel kuvvet
F_T	Toplam kuvvet
F_{T1}	Kolon üzerine etki eden gövde ağırlığı
F_{T2}	Alt tabla üzerine etki eden gövde ağırlığı
F_v	Toplam ilerleme kuvveti
F_{vz}	Matkapta bir ağıza karşılık gelen ilerleme kuvveti
$F_{1,2}$	Kayış kol kuvvetleri
$\{F_B\}$	Hacimsel kuvvetler matrisi
$\{F_C\}$	Noktasal kuvvetler matrisi
$\{F_S\}$	Yüzeysel kuvvetler matrisi
g	Yer çekimi ivmesi
h	Matkapta bir ağıza karşılık gelen talaş kalınlığı
h	Dişli çarkta diş yüksekliği
h	Kayış yüksekliği
h_e	Kasnakta etkin kanal yüksekliği
h_b	Dişli çarkta diş başı yüksekliği
h_t	Dişli çarkta diş taban yüksekliği
H	Yükseklik
I	Eğilme atalet momenti
I_p	Burulma atalet momenti
I_{z-z}	Tarafsız eksene göre eğilme atalet momenti
i	Çevrim oranı
k	Kamalı milde yük dağılım faktörü
k	Parça ve takım malzemesine bağlı bir katsayı
k_a	Takımın aşınma faktörü
k_b	Kayış sarılma faktörü
k_L	Kayış uzunluk faktörü
$k_{iş}$	İşletme faktörü
k_k	Kasnak çap faktörü
k_s	Özgül kesme kuvveti
$k_{s.1.1}$	Birim özgül kesme kuvveti
k_T	Takım, malzeme ve talaş kaldırma yöntemine bağlı bir katsayı
k_γ	Takımın talaş açısı ile ilgili bir katsayı
k_λ	Takımın eğim açısı ile ilgili bir katsayı
K_b	Boyut faktörü
K_φ	Çentik faktörü
K_E	Elastiklik faktörü
K_{fl}	Form faktörü
K_i	Çevrim oranı faktörü
K_t	Teorik çentik faktörü
K_v	Dinamik faktör
K_y	Yüzey pürüzlülük faktörü
K_z	Zorlanma faktörü
K_α	Yuvarlanma faktörü
$[k]$	Katılık matrisi
l_a	Matkabın parçaya giriş mesafesi
l_d	Delik uzunluğu
l_u	Matkabın parçadan çıkış mesafesi
L	Uzunluk
L	İşleme stroku

L_a	Kayış çevre uzunluğu
L_e	Etkin kayış uzunluğu
L_i	Uzunluk
$L_{10h(öng)}$	Öngörülen çalışma süresi
$L_{10h(mev)}$	Mevcut çalışma süresi
m	Modül
M_i	Moment
M_b	Burulma momenti
$M_{b(mot)}$	Motor milindeki burulma momenti
M_{bo}	Ortalama burulma momenti
M_{bg}	Burulma moment genliği
M_{b1}	Kayışın 1.konumu için iş milindeki burulma momenti
M_{eo}	Ortalama eğilme momenti
M_{eg}	Eğilme moment genliği
$M_{eğ}$	Eğilme momenti
M_s	Kesme için gerekli toplam moment
M_{sz}	Matkapta bir ağıza karşılık gelen kesme momenti
n	Devir sayısı
n	Parça ve takım malzemesine bağlı bir katsayı
n_i	İş mili devir sayıları
n_m	Motor devir sayısı
[N]	Şekil fonksiyon matrisi
p	Rulmanlı yataklarda kullanılan bir katsayı
P_i	Basınç
P_{em}	Emniyetli yüzey basınç değeri
P_{Hem}	Diş yüzeyi için emniyetli yüzey basınç değeri
$P_{H(max)}$	Maksimum yüzey basıncı
P_{HD}	Diş yüzeyi basınç mukavemet sınırı
P_m	Motor gücü
P_s	Kesme gücü
P_v	İlerleme gücü
P_{top}	Toplam güç
P_1^*	Özgül kayış gücü
P_{1em}	Kayışın emniyetle iletebileceği güç
q	Çentik hassasiyet faktörü
r	Yarıçap
R	Düğüm numaraları arasındaki en büyük fark
R_i	Tepki kuvvetleri
R_t	Yüzey pürüzlülük derinliği
R_a	Ortalama yüzey pürüzlülük değeri
\vec{R}	Noktasal kuvvet vektörü
s	İlerleme
s_z	Bir ağıza karşılık gelen ilerleme
S	Emniyet katsayısı
S	Yüzey Alanı
t	Taksimat
t	Kasnakta kanal yüksekliği
t_h	İşleme zamanı
$\tan\alpha_{max}$	Maksimum eğim
T	Takım ömrü
\vec{t}	Yüzeysel kuvvet vektörü

u	İlerleme hızı
u	Yer değiştirme miktarı
U	İç kuvvetlerin yaptığı iş
$\{u\}$	Yer değiştirme bileşenleri matrisi
v	Kesme hızı
V	Hacim
W	Dış kuvvetlerin yaptığı iş
W	Eğilme mukavemet momenti
W_p	Burulma mukavemet momenti
y	Eksenel faktör
Y_G	Parçanın ağırlık merkezinin tabandan yüksekliği
y_g	Komponentlerin ağırlık merkezinin tabandan yüksekliği
y_{max}	Maksimum çökme değeri
$y_{müs}$	Müsaade edilen çökme değeri
x	Radyal faktör
x	Matkapta koni kısmın yüksekliği
$\{X_i\}^T$	Transpoze matris
z	Malzeme sabiti
z	Matkapta ağız sayısı
z	Kayış sayısı
z	Devir kademe sayısı
z	Kama sayısı
z_k	Kasnak sayısı
z_{kra}	Kremayerdeki diş sayısı
z_1	Dişli çarktaki diş sayısı
α	Matkapta serbest açısı
α	Kasnak kanal açısı
α_o	Kavrama oranı
α_x	Yan serbest açısı
β	Matkapta kama açısı
β_x	Matkapta yan kama açısı
γ	Matkapta talaş açısı
γ_x	Matkapta yan talaş açısı
δ	Yer değiştirme
δ_{max}	Maksimum yer değiştirme
ε	Gerinim
η_{kk}	Kayış kasnak mekanizmasının verimi
η_{kr}	Kremayer mekanizmasının verimi
η_m	Tezgah verimi
η_{ry}	Rulmanlı yatakların verimi
η_{top}	Toplam verim
θ	Matkapta helis açısı
λ	Eğim açısı
μ	Sürtünme katsayısı
ν	Poisson oranı
ρ	Dişli çarkta diş kavisi
σ_A	Malzemenin akma dayanımı
$\sigma_{AK(\varphi)}$	Malzemenin çekme akma dayanımı
σ_b	Basma gerilmesi
σ_φ	Çekme gerilmesi

σ_{eb}	Eğilme basma gerilmesi
$\sigma_{eç}$	Eğilme çekme gerilmesi
σ_D	Dinamik normal gerilme için malzemenin yorulma dayanımı
$\sigma_{D(e)}$	Dinamik eğilme mukavemeti
σ_D^*	Dinamik normal gerilme için makina elemanının yorulma dayanımı
σ_e	Eğilme gerilmesi
σ_{em}	Emniyetli normal gerilme
$\sigma_{eş}$	Eşdeğer gerilme
σ_g	Normal gerilme genliği
σ_{gd}	Dalgalı değişken normal gerilme
σ_K	Malzemenin kopma dayanımı
σ_{max}	Maksimum gerilme
σ_o	Ortalama normal gerilme
τ_{AK}	Malzemenin burulma akma gerilmesi
τ_D	Dinamik kayma gerilmesi için malzemenin yorulma dayanımı
τ_D^*	Dinamik kayma gerilmesi için makina elemanının yorulma dayanımı
τ_{em}	Emniyetli kayma gerilmesi
$\tau_{eş}$	Eşdeğer gerilme
τ_g	Kayma gerilme genliği
τ_{gd}	Dalgalı değişken kayma gerilmesi
τ_{max}	Maksimum kayma gerilmesi
τ_o	Ortalama kayma gerilmesi
φ	Matkaptaki radyal kesme açısı
χ	Matkaptaki yerleştirme açısı
ψ	Matkabın uç açısı
ω	Açısal hız

KISALTMA LİSTESİ

AT	Alt tolerans
CAD	Computer Aided Design
CAM	Computer Aided Manufacturing
CAE	Computer Aided Engineering
CIM	Computer Integrated Manufacturing
CNC	Computer Numerical Control
DNC	Direct Numerical Control
DOF	Degree of Freedom
DXF	Drawing Interchange Format
FEM	Finite Element Method
FMS	Flexible Manufacturing Systems
HM	Hard Metal
HRC	Hardness Rockwell Conic
HSS	High Speed Steel
IGES	Initial Graphics Exchange Specification
ISO	International Standars Organization
IT	ISO Tolerance
NC	Numerical Control
ROT	Rotation
RPM	Rotate Per Minute
SEQV	Equivalent Stress
SEY	Sonlu Elemanlar Yöntemi
ÜT	Üst tolerans

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Masaüstü matkap tezgahı.....	2
Şekil 2.2	Sütunlu matkap tezgahı.....	2
Şekil 2.3	Radyal matkap tezgahı.....	3
Şekil 2.4	Borwerg tezgahı.....	4
Şekil 2.5	Çok matkaplı tezgah.....	4
Şekil 2.6	Delik işleme tezgahı.....	5
Şekil 2.7	Delik işleme operasyonları.....	6
Şekil 2.8	Delik delme işleminde klavuzlama.....	7
Şekil 2.9	Delme işleminde parça bağlama yöntemleri.....	7
Şekil 2.10	Konik ve silindirik saplı matkapların bağlama ve çözme yöntemleri.....	7
Şekil 2.11	Konik saplı bir matkabın kısımları.....	8
Şekil 2.12	Kaynaklı matkapların imalat yöntemi.....	10
Şekil 2.13	Standart matkaplar.....	10
Şekil 2.14	Matkap tipleri.....	11
Şekil 2.15	Sert metal plaketsli matkaplar.....	12
Şekil 2.16	Derin delik matkapları.....	13
Şekil 2.17	Silindirik saplı spiral matkabın kısımları.....	15
Şekil 2.18	Spiral matkapta yüzey, kenar ve köşeler.....	15
Şekil 2.19	Spiral matkapta açılar.....	16
Şekil 2.20	Spiral matkapla delik delme ve genişletme.....	18
Şekil 2.21	Matkapla delme işleminde kesme kuvvetleri.....	19
Şekil 2.22	Talaş kaldırma stroku.....	21
Şekil 2.23	Delik genişletme işlemi.....	22
Şekil 2.24	Özel matkaplarla işlemler.....	23
Şekil 2.25	Raybalama işlemi.....	24
Şekil 2.26	Rayba tipleri.....	24
Şekil 2.27	Burç şeklinde raybalar.....	25
Şekil 2.28	Havşa başı takımları.....	26
Şekil 3.1	Matkap tezgahının genel görünümü	27
Şekil 3.2	Tezgahın çalışma bölgesi.....	28
Şekil 3.3	Matkap tezgahının devir kademelendirme diyagramı.....	29
Şekil 3.4	Kayış-kasnak mekanizması.....	33
Şekil 3.5	İş mili mekanizması.....	37
Şekil 3.6	İş mili göbeği ve kasnağı.....	41
Şekil 3.7	İş mili kovanı ve kremayer mekanizması.....	46
Şekil 3.8	İlerleme mekanizması.....	49
Şekil 3.9	Kolon ve üzerindeki gerilmeler.....	52
Şekil 3.10	Üst tabla ve moment diyagramı.....	54
Şekil 3.11	Üst tabla kesiti ve gerilme diyagramı.....	54
Şekil 3.12	Üst tabla-flanş bağlantı civatası	56
Şekil 3.13	Alt tabla ve moment diyagramı.....	57
Şekil 3.14	Alt tabla kesiti ve gerilme diyagramı.....	57
Şekil 3.15	Döküm kafa ve moment diyagramı.....	60
Şekil 3.16	Döküm kafa kesiti ve gerilme diyagramı.....	60
Şekil 4.1	Doğal bölme ile ilgili örnekler.....	64
Şekil 4.2	Tek boyutlu elemanlar.....	65
Şekil 4.3	İki boyutlu elemanlar.....	65
Şekil 4.4	Üç boyutlu elemanlar.....	65
Şekil 4.5	Elemanlara ayrılmış bir krank-biyel mekanizması.....	67
Şekil 4.6	Analizi yapılacak konik silindir.....	74

Şekil 4.7	Tek elemanlı model.....	75
Şekil 4.8	İki elemanlı model.....	77
Şekil 4.9	Analitik çözüm yönteminden ve bir elemanlı model için sonlu elemanlar yönteminden hesaplanan yer değiştirme değerlerinin karşılaştırılması.....	79
Şekil 4.10	Analitik çözüm yönteminden ve sonlu elemanlar yönteminden hesaplanan yer değiştirme değerlerinin bir ve iki elemanlı modeller ile karşılaştırılması.....	79
Şekil 4.11	Analitik çözüm yönteminden ve sonlu elemanlar yönteminden hesaplanan gerilme değerlerinin bir ve iki elemanlı modeller ile karşılaştırılması.....	79
Şekil 4.12	Optimize edilecek model.....	81
Şekil 4.13	Modelin mesh yapısı.....	81
Şekil 4.14	Optimizasyondan önceki ve sonraki modeller için analiz sonuçları.....	81
Şekil 4.15	Optimize edilen anahtar şekli.....	82
Şekil 4.16	Bir ürünün SEY kullanılarak ve kullanılmayarak üretilmesi.....	82
Şekil 4.17	SEY’de eleman sayısına bağlı olarak analiz sonucunun değişimi.....	84
Şekil 4.18	Sonlu elemanlar yöntemi ile sonlu farklar yönteminin karşılaştırılması.....	85
Şekil 4.19	Piston kolunun gerilme analizi	88
Şekil 4.20	Bir pistonun termal gerilme analizi.....	88
Şekil 5.1	Kolonun sonlu elemanlar modeli ve sınır şartların uygulanması.....	92
Şekil 5.2	Kolonun gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları.....	92
Şekil 5.3	Kolonun deformasyon analizi-yer değiştirme sonuçları.....	93
Şekil 5.4	Kolonun deformasyon analizi-eğim sonuçları.....	93
Şekil 5.5	Üst tablanın üç boyutlu katı modeli.....	95
Şekil 5.6	Üst tablanın mesh yapısı ve sınır şartların uygulandığı bölgeler.....	95
Şekil 5.7	Üst tablanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları.....	96
Şekil 5.8	Üst tablanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları-kesit görünüş.....	96
Şekil 5.9	Üst tablanın deformasyon analizi-yer değiştirme sonuçları.....	97
Şekil 5.10	Üst tablanın deformasyon analizi-eğim sonuçları.....	97
Şekil 5.11	Alt tablanın üç boyutlu katı modeli.....	99
Şekil 5.12	Alt tablanın mesh yapısı ve sınır şartların uygulandığı bölgeler.....	99
Şekil 5.13	Alt tablanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları.....	100
Şekil 5.14	Alt tablanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları-kesit görünüş.....	100
Şekil 5.15	Alt tablanın deformasyon analizi-yer değiştirme sonuçları.....	101
Şekil 5.16	Alt tablanın deformasyon analizi-eğim sonuçları.....	101
Şekil 5.17	Döküm kafanın üç boyutlu katı modeli.....	103
Şekil 5.18	Döküm kafanın mesh yapısı ve sınır şartların uygulandığı bölgeler.....	103
Şekil 5.19	Döküm kafanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları.....	104
Şekil 5.20	Döküm kafanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları-kesit görünüş.....	104
Şekil 5.21	Döküm kafanın deformasyon analizi-yer değiştirme sonuçları.....	105
Şekil 5.22	Döküm kafanın deformasyon analizi-eğim sonuçları.....	105
Şekil 6.1	Matkap tezgahı-montaj resmi.....	106
Şekil 6.2	Üst tabla.....	109
Şekil 6.3	Alt tabla.....	110
Şekil 6.4	Döküm kafa.....	111
Şekil 6.5	Kolon.....	112
Şekil 6.6	Alt tabla flanşı.....	113
Şekil 6.7	Üst tabla flanşı.....	114
Şekil 6.8	Kasnak kutusu alt kapağı.....	115
Şekil 6.9	Kasnak kutusu üst kapağı.....	116
Şekil 6.10	Motor mili kasnağı.....	117
Şekil 6.11	İş mili göbek kasnağı.....	118
Şekil 6.12	İş mili kovanı.....	119
Şekil 6.13	Kremayer karşı dişlisi.....	120

Şekil 6.14	İlerleme kolu.....	121
Şekil 6.15	İş mili göbeği.....	122
Şekil 6.16	İş mili.....	123
Şekil 6.17	İlerleme göstergesi ve çubuğu.....	124
Şekil 6.18	Gösterge çubuğu kelepçesi.....	125
Şekil 6.19	Motor bağlantı sacı.....	126
Şekil 6.20	Elektrik motoru.....	127
Şekil 6.21	Açma-kapama butonu.....	128
Şekil 6.22	Switch kutusu parçaları-1.....	129
Şekil 6.23	Switch kutusu parçaları-2.....	130
Şekil 6.24	Flanş sıkma kolu.....	131
Şekil 6.25	Hazır standart parçalar.....	132
Şekil 6.26	Zemberek yayı ve kovani.....	133
Şekil 6.27	Mandren ve spiral matkap ucu.....	134
Şekil 6.28	Etiketler.....	135
Şekil 6.29	Elektrik şeması.....	136
Şekil 7.1	Matkap tezgahı-3D montaj resmi-1.....	137
Şekil 7.2	Matkap tezgahı-3D montaj resmi-2.....	138
Şekil 7.3	Üst tabla-3D.....	139
Şekil 7.4	Alt tabla-3D.....	139
Şekil 7.5	Döküm kafa-3D.....	140
Şekil 7.6	Kolon-3D.....	140
Şekil 7.7	Alt tabla flanşı-3D.....	141
Şekil 7.8	Üst tabla flanşı-3D.....	141
Şekil 7.9	Kasnak kutusu-3D.....	142
Şekil 7.10	Motor mili ve iş mili göbek kasnağı-3D.....	142
Şekil 7.11	İş mili kovani-3D.....	143
Şekil 7.12	Kremayer karşı dişlisi ve ilerleme kolu-3D.....	143
Şekil 7.13	İş mili göbeği-3D.....	144
Şekil 7.14	İş mili-3D.....	144
Şekil 7.15	Gösterge çubuğu kelepçesi-3D.....	145
Şekil 7.16	İlerleme göstergesi ve çubuğu-3D.....	145
Şekil 7.17	Motor bağlantı sacı-3D.....	146
Şekil 7.18	Elektrik motoru-3D.....	146
Şekil 7.19	Açma-kapama butonu-3D.....	147
Şekil 7.20	Switch kutusu parçaları-3D.....	147
Şekil 7.21	Mandren-3D.....	148
Şekil 7.22	Flanş sıkma kolu-3D.....	148
Şekil 7.23	Zemberek yayı ve kovani-3D.....	149
Şekil 7.24	Hazır standart parçalar-3D.....	149

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1	Delik işleme yöntemlerinde işleme kalitesi ve yüzey pürüzlülüğü.....	6
Çizelge 2.2	Matkap saplarında kullanılan mors konuları.....	8
Çizelge 2.3	Hız çeliklerinin kullanım alanları.....	9
Çizelge 2.4	N tipi matkap için kesme açıları.....	11
Çizelge 2.5	N, H, W ve H tipi matkapların kesme açıları.....	11
Çizelge 2.6	Spiral matkapla delik delme işleminde kesme hızları.....	17
Çizelge 2.7	Raybalamada işleme payları.....	25
Çizelge 2.8	Havşa başı ile işlemede kesme faktörleri.....	26
Çizelge 3.1	Dizayn edilecek matkap tezgahının özellikleri.....	27
Çizelge 3.2	Matkap tezgahının çalışacağı devir sayıları.....	28
Çizelge 3.3	Motor gücünün hesaplanabilmesi için gerekli değerler.....	30
Çizelge 3.4	Tezgah için seçilen motorun özellikleri.....	32
Çizelge 3.5	Kasnakların boyutlandırılabilmesi için gerekli değerler.....	33
Çizelge 3.6	Çevrim oranları	33
Çizelge 3.7	Mil kasnağı etkin kanal çapları.....	34
Çizelge 3.8	Kasnak dış kanal çapları.....	34
Çizelge 3.9	Kayış seçimi ve kontrol hesabında kullanılacak değerler.....	34
Çizelge 3.10	İş mili hesaplarında kullanılacak değerler.....	37
Çizelge 3.11	İş mili göbeğinin hesaplarında kullanılacak değerler.....	41
Çizelge 3.12	Kremayer ve karşı dişlisinin hesaplarında kullanılacak değerler.....	46
Çizelge 3.13	İlerleme kolunun mukavemet hesabında kullanılacak değerler.....	50
Çizelge 3.14	Kremayer karşı dişli milinin mukavemet hesabında kullanılacak değerler.....	51
Çizelge 3.15	Kolonun mukavemet ve deformasyon hesabında kullanılacak değerler.....	52
Çizelge 3.16	Üst tablanın mukavemet hesabında kullanılacak değerler.....	54
Çizelge 3.17	Üst tabla civatasının mukavemet hesabında kullanılacak değerler.....	56
Çizelge 3.18	Alt tablanın mukavemet hesabında kullanılacak değerler.....	57
Çizelge 3.19	Döküm kafanın mukavemet hesabında kullanılacak değerler.....	60
Çizelge 4.1	Ansys programı kullanılarak yapılabilecek analizler.....	89
Çizelge 5.1	Kolonun analizi için gerekli bilgiler.....	91
Çizelge 5.2	Kolonun analiz sonuçları ve sonuçların analitik yöntem ile karşılaştırılması... ..	92
Çizelge 5.3	Üst tablanın analizi için gerekli bilgiler.....	94
Çizelge 5.4	Üst tablanın analiz sonuçları ve sonuçların analitik yöntem ile karşılaş.....	94
Çizelge 5.5	Alt tablanın analizi için gerekli bilgiler.....	98
Çizelge 5.6	Alt tablanın analiz sonuçları ve sonuçların analitik yöntem ile karşılaş.....	98
Çizelge 5.7	Döküm kafanın analizi için gerekli bilgiler.....	102
Çizelge 5.8	Döküm kafanın analiz sonuçları ve sonuçların analitik yöntemle karşılaş.....	102
Çizelge 6.1	Matkap tezgahı parça listesi.....	107
Çizelge 8.1	Dizayn edilen matkap tezgahının özellikleri.....	151

ÖNSÖZ

Sonlu elemanlar yöntemi sayısal yöntemler içerisinde önemi gittikçe artan ve mühendisler tarafından yaygın olarak kullanılan matematiksel bir çözüm şeklidir. Bunun nedeni farklı yüklerle maruz kalan, geometrisi ve malzeme özellikleri karmaşık olan sistemlere ait bir çok problemin alışlagelmiş yöntemlerle çözümünün çok zor veya imkansız olmasıdır. Bu gibi durumlarda yaklaşık çözümler veren sayısal yöntemlerin kullanılması gerekmektedir. Bu yöntemlerin en önemlilerinden biride sonlu elemanlar analiz yöntemidir.

Sonlu elemanlar yönteminin gelişmesinde ve yaygın olarak uygulanmasında bilgisayar teknolojisindeki gelişmenin etkisi oldukça büyüktür. Bilgisayar maliyetlerinin ve kapasitelerinin getirdiği sınırlayıcı etkiler hızla ortadan kalktığından dolayı günümüzde sonlu elemanlar yöntemi mühendislik uygulamaları için ekonomik ve verimli bir duruma gelmiştir. Bu yöntem sayesinde prototiplerin bilgisayar ortamında hazırlanması ve test edilmesi mümkün olmaktadır. Üretim veya kullanımdan önce en uygun tasarım yapılabilen ve böylece optimum boyutlarda ve en ekonomik üretim imkanı sağlanabilmektedir.

Bu konudaki çalışmamda yardımlarından dolayı Prof. Dr. Erhan Altan'a ve Dr. Murat Kıyak'a teşekkür ederim.

ÖZET

Masaüstü matkap tezgahının sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak tasarımının yapıldığı tez çalışması sekiz bölümden oluşmaktadır. Bunlar sırasıyla; giriş, matkap tezgahları ve delme işleminin özellikleri, matkap tezgahının dizayn ve mukavemet hesapları, sonlu elemanlar analiz yöntemi, tezgah parçalarının sonlu elemanlar yöntemi ile analizi, matkap tezgahının iki boyutlu çizimleri, matkap tezgahının katı modellemesi ve sonuç bölümleridir.

Giriş bölümünde; takım tezgahlarının gelişimi hakkında bilgi verilmektedir. İkinci bölümde; matkap tezgahları ve delme işleminin özellikleri anlatılmaktadır. Üçüncü bölümde; matkap tezgahının devir kademelendirme, motor gücü hesabı ile tezgah paçalarının boyutlandırma ve mukavemet hesapları yer almaktadır.

Dördüncü bölümde; SEY'ne giriş, SEY ile ilgili kavramlar, SEY ile analiz ve örnekler, yöntemin üstünlükleri ve olumsuzlukları, SEY'nin kullanım alanları ve Ansys programının anlatıldığı kısımlar bulunmaktadır. Beşinci bölümde; tezgah parçalarının SEY ile yapılan gerilme ve deformasyon analizleri yer almaktadır.

Altıncı bölümde; tasarımı yapılan tezgahın iki boyutlu çizimleri, yedinci bölümde; tezgahın üç boyutlu katı modellemesi, sonuç bölümünde ise tasarım ile ilgili değerlendirmeler yer almaktadır.

Anahtar Kelimeler: Bilgisayar destekli tasarım, bilgisayar destekli analiz, sonlu elemanlar yöntemi, üç boyutlu katı modelleme, masaüstü matkap tezgahı.

ABSTRACT

This study in which the desktop drill press machine is designed by finite element method, are consist of eight sections. In sequence these; introduction, property of the drill press and drilling process, calculates of design and strength, the finite element method, analysis of the drill press components by the finite element method, two dimensional drawings of the drill press, solid modeling of the drill press and result sections.

In introduction section; the informations is given about development of the machine tools, In second section; property of the drill press machines and drilling process is told. In third section; levels of the rotation, the engine power calculation, dimensioning and strength calculation of the drill press component is presented.

In fourth section; introduction to the FEM, basic consepts about the FEM, analysis by the FEM and examples, advantage and disadvantage of the FEM, application areas of the FEM, and Ansys package program sub-sections is presented. In fifth section; analysis of the drill press component by finite element method is explained.

In sixth section; two dimensional drawings of the drill press that is designed, In seventh section; three dimensional solid modeling of the machine, and in result section; the conclusion is explained about the design of the drill press.

Keywords: Computer aided design, computer aided analysis, finite element method, 3D solid modeling, desktop drill press machine.

1 GİRİŞ

İmalatın amacı, ham madde halinde bulunan herhangi bir malzemeyi, belirli bir şekle dönüştürmektir. Herhangi bir imalat, şekil değişimine uğrayan malzemenin yanısıra, imalat yöntemi, takım ve tezgah olmak üzere üç etkenin yardımı ile gerçekleşir. İmalat yöntemi; ham maddeye şekil vermek için uygulanan fiziksel olay, takım; imalat işlemini gerçekleştiren eleman, tezgah ise imalat yöntemini gerçekleştirmek için ham maddeye ve takıma gereken hareketleri sağlayan makinadır.

Metal, ağaç, taş ve plastik gibi çeşitli malzemelerden yapılmış iş parçalarına, takım denilen araçlar yardımıyla şekil vermek için kullanılan ve bu amaçla gerek iş parçasını gerekse takımı bağlayacak ve tahrik edecek kısım ve aparatlara sahip üretim araçlarına takım tezgahı denilmektedir. İmalatta kullanılan makinelerin büyük bir kısmını oluşturan ve makina imal eden makineler olarak bilinen takım tezgahları, endüstride çok önemli üretim vasıtaları içerisinde yer alırlar.

Üretim aracı olarak takım tezgahlarının kullanılması insanlık tarihi ile başlar. Ancak takım tezgahları günümüzdeki anlamı ile 19.yüzyılın başlangıcında İngiltere ve diğer Batı Avrupa ülkelerinde sanayi devriminin başlamasıyla hızlı bir gelişme göstermiş ve bu ülkelerde sanayinin belkemiğini oluşturmuştur. Takım tezgahları alanındaki en büyük gelişme, 1950 yıllarında nümerik programa göre çalışan nümerik kontrollü tezgahların uygulamaya konulmasıdır. NC tezgahların bilgisayarlarla donatılması ile CNC ve DNC tezgahları geliştirilmiştir.

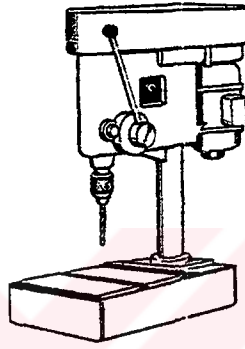
Tezgahların bu gelişmesine paralel olarak imalat sistemlerinde de büyük gelişmeler sağlanmıştır. Bilgisayarların yardımı ile ayrı ayrı yapılan bilgisayar destekli konstrüksiyon-CAD ve bilgisayar destekli imalat-CAM işlemleri birleştirilerek CAD-CAM-CAE sistemlerini ve bunların CNC ve DNC tezgahları ile birleşmesi ile esnek imalat sistemleri-FMS ortaya çıkmıştır. Böylece fabrikanın kalite kontrol, stok kontrol, muhasebe, alım satım ve yönetim gibi diğer kısımlarını bilgisayarların kontrolü altında birleştiren bilgisayar destekli bütünleşik imalat sistemleri-CIM devri başlamıştır.

Talaş kaldırma ve takım tezgahları ile ilgili gelişmeler ulaşım, haberleşme ve uzay teknolojisindeki gelişmeler gibi toplum tarafından yakından takip edilememekle birlikte bu ve benzeri bir çok alandaki gelişmenin takım tezgahlarındaki gelişmeler sayesinde gerçekleştiği bilinmektedir (4).

2 MATKAP TEZGAHLARI VE DELME İŞLEMİNİN ÖZELLİKLERİ

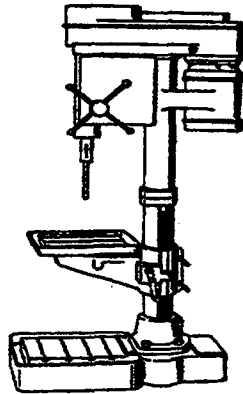
2.1 Matkap Tezgahları

Matkap tezgahı adını taşıyan delik delme ve işleme tezgahları, çeşitli büyüklükte ve şekilde olabilirler. Yapılan işin türüne göre; tüm delik işlemlerini yapabilen veya sadece raybalama, havşa başı açma, vida açma gibi işlemleri yapan matkap tezgahları bulunmaktadır. Ayrıca takımın konumuna göre dikey veya yatay olarak adlandırılan borwerg tezgahları mevcuttur. Delme işlemleri; torna tezgahının karşı puntasına veya otomat tornaların revolver başlığına matkap bağlanarakta yapılabilir.



Şekil 2.1 Masaüstü matkap tezgahı (5)

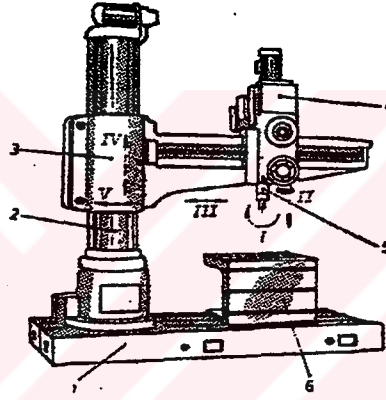
Yukarıdaki şekilde masaüstü matkap tezgahı gösterilmiştir. Tezgah; tabla, kolon, kasnak kutusu, iş mili, ilerleme mekanizması ve motor gibi ana elemanlardan oluşmaktadır. Bazı modellerde alt tabladan ayrı olarak üst tabla da bulunmaktadır. Takım, iş miline takılan mandrene, parça ise tablaya tespit edilir. İş mili, dış kısmında kremayeri bulunan iş mili kovanı içerisinde dönme hareketi yaparken aynı zamanda ilerleme kolu yardımıyla ilerleme hareketi de yapmaktadır.



Şekil 2.2 Sütunlu matkap tezgahı (4)

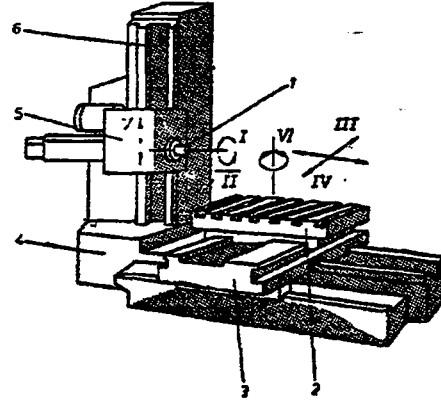
Şekil 2.2'de gösterilen sütunlu matkap tezgahının çalışma şekli ve ana elemanları masaüstü matkap tezgahı ile benzer şekildedir. Yalnız burada üst tabla kremayer mekanizması ile ayarlanabilmektedir. İlerleme hareketinin otomatik olarak gerçekleştirildiği şanzımanlı sütunlu matkap tezgahları da mevcuttur.

Aşağıdaki şekilde gösterilen radyal matkap tezgahında; 1-alt plaka, 2-kolon, 3-yatay kol, 4-kesme ve ilerleme hız kutularını ve ana mili içeren araba, 5-ana mil ve 6-parça bağlama masasıdır. Takım iş miline, parça ise masaya bağlanır. Araba, takım ile birlikte kolona bağlı olan yatay kol üzerinde ileri-geri hareket edebilir ve kolun uzunluğuna göre istenilen konuma ayarlanabilir veya yatay bir düzlemde istenilen konuma göre 360° döndürülebilir. Bu şekilde çeşitli genişlikte ve yükseklikte parçalar işlenebilir. Bu tezgahın konstrüksiyonu ile ilgili diğer bir husus, kesme ve ilerleme hareketi ile kolun dikey yönde konumunu ayarlamak için ayrı motorların kullanılmasıdır.



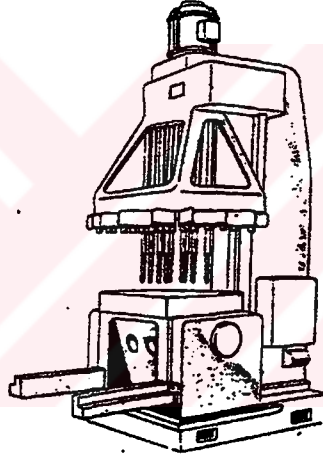
Şekil 2.3 Radyal matkap tezgahı (4)

Aşağıdaki şekilde gösterilen ve borwerg olarak bilinen yatay delik işleme tezgahında; 1-iş mili, 2-üst kızak(tabla), 3-alt kızak(tabla), 4-gövde, 5-araba ve 6-kolondur. Takımın bağlandığı iş mili(1) yatay vaziyettedir. İş miline dönme ve ilerleme hareketini ileten araba(5) tezgahın kolonuna(6) kızaklanmış vaziyettedir. Böylece araba, takımla birlikte yukarı-aşağı bir hareket yapabilmektedir. Parçanın bağlandığı üst tabla sağ-sol (parçaya göre radyal), alt tabla ileri-geri (parçaya göre aksel) ve kendi ekseni etrafında dönme hareketi yapabilmektedir. Şekil üzerinde I ve II ile takımın dönme ve ilerleme hareketi, III, IV ile parçanın sağ-sol ve ileri-geri hareketleri, V ile arabanın yukarı-aşağı doğru hareketi ve VI ile parçanın dikey eksenine göre dönme ayar hareketi gösterilmiştir. Bu şekilde büyük bir işleme kabiliyeti elde edilmektedir. Bu tezgahlarda, geniş parçaların karşı deliklerini bir hamlede işlemek için, takım taşıyıcı çubuğu kullanılır. Bu durumda çubuğu desteklemek için tezgaha bir yardımcı kolon yerleştirilebilir. Tüm bu hareketlere sahip olan ve frezeleme işlemi de yapabilen tezgahlara işleme merkezi(machining center) denilir.



Şekil 2.4 Borweg tezgahı (4)

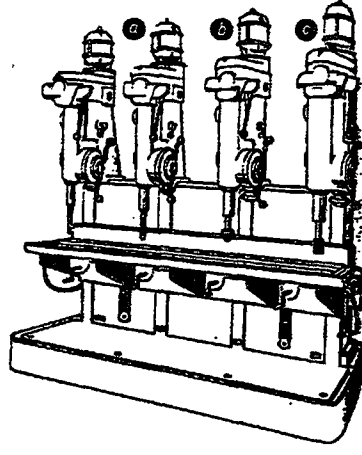
Aşağıdaki şekilde kütle imalatında kullanılan çok matkaplı bir tezgah gösterilmiştir. Tezgahın ana milinden, kardan kaplinleri yardımıyla bir çok mile ve bunlara bağlı olan matkaplara hareket iletilir. Tezgah, matkap sayısı kadar delik açabilir.



Şekil 2.5 Çok matkaplı tezgah (4)

Aşağıdaki şekilde delik açma, genişletme, raybalama ve havşa başı açma gibi bir çok delik işleme operasyonunu hızlı bir şekilde gerçekleştirmeyi mümkün kılan çok başlı bir delik işleme tezgahı gösterilmiştir.

Delme ve raybalama işlemi, tornada karşı puntanın yardımı ile de yapılabilir. Ancak bu işlem çeşitli mahsurlarından dolayı pek tavsiye edilmez. Delik işleme operasyonları revolver başlığı ile donatılmış bir borweg tezgahında da işlenebilir. Bu durumda revolver başlık delikleri işlemeye başlamadan önce işlem için gereken tüm takımlarla donatılarak takım değiştirme zamanından tasarruf edilebilmektedir.



Şekil 2.6 Delik işleme tezgahı (4)

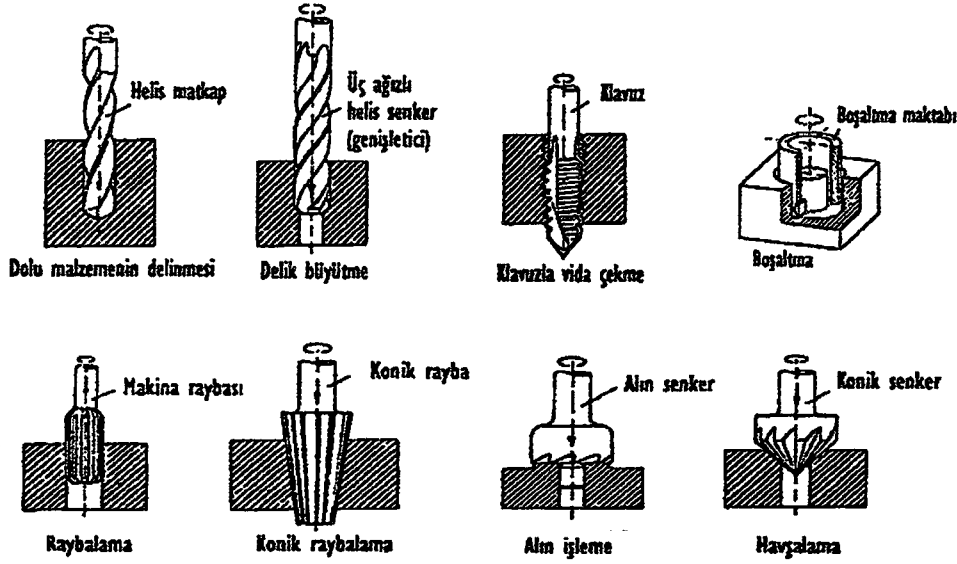
Günümüzde bu tezgahlar Nümerik Kontrollü (NC-CNC) şekilde yapılmaktadır. Böylece insan müdahalesi olmadan revolver başlığa bağlı olan takımlar işleme konumuna girer ve işleme operasyonu bittikten sonra işleme konumunu terk eder. Bu durumda; revolver başlığın ilerleme yörüngesine ait konumlar ve kesme faktörleri programda yazılır ve nümerik kontrollü tezgah tarafından otomatik olarak yerine getirilir (4).

2.2 Delme İşleminin Özellikleri

Matkap denilen bir takımla yapılan delme işleminde kesme ve ilerleme hareketi, takımın dönmesi ve ilerlemesi ile gerçekleşir. Değişik delik işleme operasyonları vardır. Bunlar; Delik delme, delik genişletme, raybalama, klavuzla vida açma, havşa başı açma, alın düzeltme ve boşaltma gibi işlemlerdir. Delik delme; yok olan bir deliği meydana getirme, delik genişletme mevcut olan bir deliği daha büyük çapa getirme, raybalama ise mevcut olan bir deliğin işleme kalitesini iyileştirme amacını taşımaktadır. Klavuzla vida açma işlemi; mevcut bulunan bir deliğe civata takmayı sağlamak için diş açma işlemidir. Havşa başı açma ve düzeltme, deliğe girecek bir parçanın örneğin civata başının daha iyi oturmasını sağlayan işlemlerdir.

Delik genişletme; delik delmede kullanılan spiral matkap veya sadece delik genişletmede kullanılan delik genişletme matkabı ile yapılabilir. Ayrıca bu işlem tornada tek ağızlı bir takım kullanılarak gerçekleştirilebilir. Tek ağızlı bir takımla delik genişletme işlemi, takımın aynı zamanda hem kesme, hem ilerleme hareketini yaptığı delik işleme tezgahlarında da yapılabilir; bu işleme "boring" bunu gerçekleştiren tezgahlara borwerg denilmektedir

Matkapla delik delme veya genişletme; imalat ve yüzey kalitesi bakımından hassas bir işlem değildir. Bu nedenle, delik işleminde şu operasyon çeşitleri uygulanır; matkapla delik açma, delik genişletme matkabı ile delik genişletme ve raybalama.



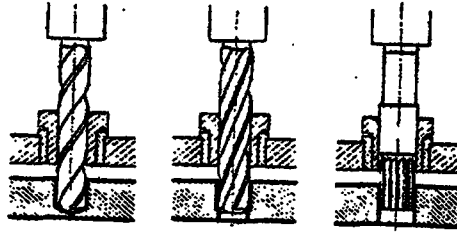
Şekil 2.7 Delik işleme operasyonları (11)

Aşağıdaki çizelgede çeşitli delik işleme yöntemleri ile elde edilen kalite ve yüzey pürüzlülük değerleri verilmiştir. Delik genişletme matkabı ile işlenecek deliğin minimum çapı şu şekilde hesaplanabilir. Yaklaşık $0,7 \times$ deliğin nominal çapı. Örneğin deliğin nominal çapı $D=50\text{mm}$ olduğu durumda, delik genişletme matkabı ile işlenecek deliğin minimum çapı $d=0,7 \times 50=35$ mm olması gerekir.

Çizelge 2.1 Delik işleme yöntemlerinde işleme kalitesi ve yüzey pürüzlülüğü (4)

İşleme yöntemi	ISO kalitesi (ortalama değer)	Pürüzlülük R_a (μm)	Yüzeyin durumu
Delik delme	12	80	Kaba
Spiral matkapla delik genişletme	11	20	İnce
Havşa başı açma	9	12	İnce
Raybalama	7	8	Çok ince
Katerli takımla delik işleme	7	8	Çok ince
Özel başlıklı takımla delik işleme	7	4	Çok ince

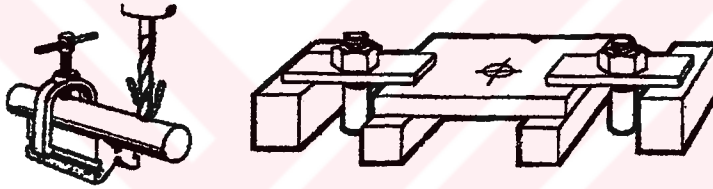
Delik işleme ile ilgili bir örnek olarak, $\varnothing 25$ H7 kalitesinde bir deliğin işlenmesinde gerçekleştirilen operasyonlar şu şekildedir; 1.op. deliklerin markalanması, 2.op. $\varnothing 19$ mm'lik spiral bir matkapla deliğin açılması, 3.op. $\varnothing 23$ mm'lik spiral matkapla delik genişletme, 4.op. $\varnothing 24,75$ mm'lik delik genişletme matkabı ile delik genişletme, 5.op. üst yüzeyin düzeltilmesi, 6.op. $\varnothing 25$ H7 bir rayba ile deliklerin raybalanması. Açılan deliklerin kontrolü; çapı ayarlanabilir master, sabit master, komparatör veya bilgisayar destekli dijital ölçme cihazlarıyla yapılabilir.



Şekil 2.8 Delik delme işleminde klavuzlama (4)

Konvansyonel tezgahlarda, spiral bir matkapla kaliteli bir delik açmak için parça markalanır veya aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi merkezleme burçları kullanılır.

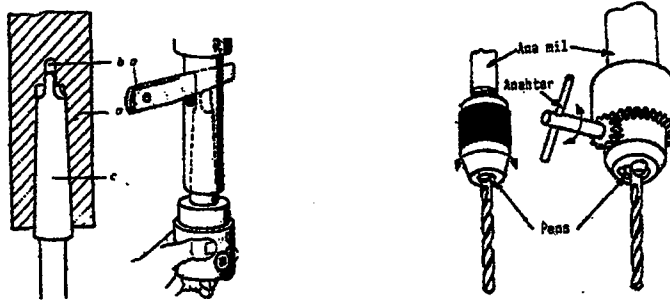
Delğin kalitesi matkap ekseni ile işlenen yüzey arasındaki açı tarafından da etkilenmektedir. Bu açı 70° 'den daha küçük olursa, işleme iyi koşullarda yapılamaz. Bu durumda ön delme veya frezeleme gibi ön işlemler yapılır. En iyi işleme konumu matkap eksenin işleme yüzeyine dik olmasıdır. Aşağıda matkapla delinecek parçaların tablaya tespit edilme şekilleri görülmektedir (4,11).



Şekil 2.9 Delme işleminde parça bağlama yöntemleri (4)

2.3 Delme Takımları

Takım, ana mile konik geçme veya silindirik bağlama sistemiyle tespit edilebilir. Şekilde; a-kovan, b-matkabı çözmek için boşluk, c-matkabın konik (mors konu) kısmı, d-morsu çıkarmak için kullanılan takımdır. Silindirik bağlama sistemi(mandren) bir sıkma tertibatıdır. Sıkma işlemi pensler yardımıyla gerçekleştirilir.

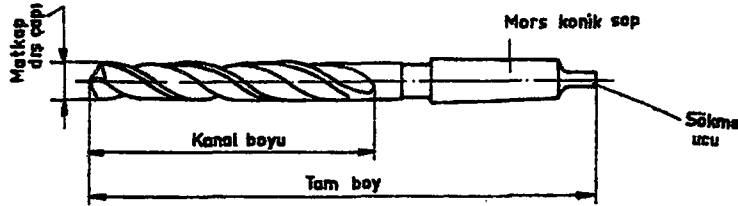


Şekil 2.10 Konik ve silindirik saplı matkapların bağlama ve çözme yöntemleri (4)

Konik saplı matkapların sapı mors koni şeklinde yapılıdır. Matkabın çapına göre tavsiye edilen değerler Çizelge 2.2’de gösterilmiştir (4).

Çizelge 2.2 Matkap saplarında kullanılan mors konları (4)

Matkap çapı	3...14	14...23	23...31,75	32...50	51...76	77...100
Mors konu	1	2	3	4	5	6



Şekil 2.11 Konik saplı bir matkabın kısımları (15)

2.3.1 Matkap malzemeleri

Matkaplar genellikle tek parça veya kaynaklı olarak hız çeliğinden yapılıdır. Hız çeliğinden yapılan matkapların kesme kabiliyetlerini arttırmak için kesme kısımlarına siyanürizasyon gibi kaplama işlemleri uygulanmaktadır. Bazı hallerde sert metalden yapılan matkaplar da kullanılır, bunlar daha çok takılabilir plaketsiz matkap şeklindedir ve sinterleme tekniği ile üretilirler.

Hız çelikleri (HSS); (% 1,2-19) wolfram(W) ve % 4 krom(Cr) içeren yüksek alaşımli çeliklerdir. Pratikte çok kullanılan bu çeliklerin bileşimi şu şekildedir; ana yapı; Fe,

$$C = \% (0,6-1,6) \quad Mo = \% (0,7-10)$$

$$Co = \% (2-14) \quad V = \% (1,4-5)$$

$$Cr = \% 4 \quad W = \% (1,2-19)$$

Çalışma sıcaklığı $\leq 600^{\circ}C$, sertliği 62-65 HRC, çelik için kesme hızı $v = 30-40$ m/dak. HSS (High Speed Steel) veya SS çelikleri olarak bilinen bu çeliklerin DIN standartlarına göre simgelenme tarzı ve kullanım alanları aşağıdaki çizelgelerde gösterilmiştir. AISI ve SAE standartlarına göre hız çelikleri, sırasıyla T ve M ile simgelenen tungsten(wolfram) ve molibden esasına dayanan iki gruba ayrılırlar. Bu iki grup arasındaki fark, M grubunun T grubuna göre daha ucuz olmasıdır. Takım çelikleri ve özellikle hız çeliklerinin kesme kabiliyetlerini arttırmak için siyanürleme, karbonitrüleme, buharlı ortamda ısıl işlem yapılması, krom ile elektro-kaplama gibi yöntemler uygulanmaktadır.

Çizelge 2.3 Hız çeliklerinin kullanım alanları (4)

Operasyon	Genel	İnce talaş	Kaba talaş	Ağır kesme
Tornalama ve planyalama	S 10-4-3-10	S 12-1-4	S 12-1-2-5 S 18-1-2-5	S 18-1-2-10 S 18-1-2-15
Spiral matkap ve klavuz	S 6-5-2			S 6-5-2-5
Raybalama	S 6-5-2 S 12-1-4			
Frezeleme	S 6-5-2 S 18-0-1	S 12-1-4	S 2-9-2-8 S 12-1-2-5 S 18-0-2-2	S 2-9-1 S 18-1-2-10
Testere ile kesme	S 3-3-2		S 6-5-2	

Hız çeliklerinin DIN standartlarına göre simgelenme tarzında S Hız çeliğini, rakamlar ise yüzde olarak sol baştan itibaren sırasıyla W, Mo, V, Co alaşımlarının miktarlarını göstermektedir (4).

2.3.2 Matkapların imalat yöntemi

Talaşlı imalat takımları içerisinde önemli bir yere sahip olan matkap uçları günümüzde adet olarak en yüksek sayıda üretilen takımlardır. İmalattaki payları %20-25 mertebesindedir. Matkap uçları; haddelene, frezeleme veya taşlama yöntemi ile imal edilirler.

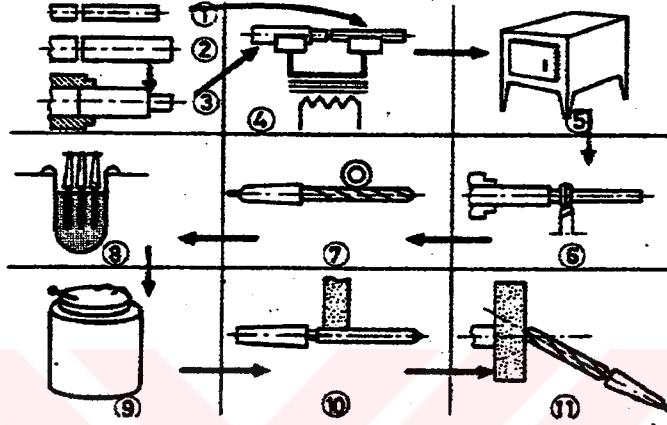
Yukarıda belirtilen üretim metotlarının birbirlerine göre teknolojik zorlukları ve üstünlükleri olmakla beraber, haddelenmiş matkap uçları malzemeyi meydana getiren iç yapıdaki liflerin kesilmeyip kendi üretim yönünde yönlendirilmeleri sebebiyle kırılmaya ve darbeli çalışmaya karşı daha mukavimdirler, bu nedenle;

Haddelenmiş matkap uçları, darbeli ve titreşimli çalışma yerleri ile, daha az hassas olan universal delik delme işlemlerinde, yüksek performans gösterirler.

Taşlanmış matkap uçları ise, bilhassa NC ve CNC makinalarda hassas delik delme işlemlerinde kullanılır. Ayrıca bu matkap uçlarının talaş kanal yüzey hassasiyeti daha iyi olduğundan talaşın rahat akmasını ve delinen delik yüzeylerinin daha hassas olmasını sağlar.

Frezeleme matkap uçları ise küçük miktarlarda standart ve standart dışı özel form ve ölçülerde universal freze tezgahları ile, özel amaçlı tezgahlarda imal edilirler.

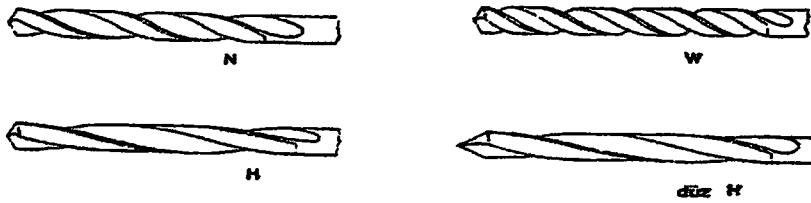
Matkaplar, kaynaklı olarak yapıldıkları takdirde, matkabın kesici kısmı hız çeliğinden, sapı ise daha ucuz olan karbon veya az alaşımlı (özellikle manganez ve silisyum içeren) çeliklerden yapılabilir. Aşağıdaki şekilde kaynaklı bir matkabın imalat operasyonları gösterilmiştir. Sap(1) ve kesici kısım(2) kesildikten sonra, kaba olarak işlenir(3), sap ile kesici kısım elektrik direnç kaynağı ile birbirine kaynaklanır(4), tavlama işlemi yapılır(5), ince tornalama(6)'dan sonra, nihai şekil verilir(7), sertleştirilir(8), temperlenir(9), taşlanır(10) ve (11) kesme açıları oluşturulur (4,11).



Şekil 2.12 Kaynaklı matkapların imalat yöntemi (4)

2.3.3 Normal matkaplar

İş parçası malzemesine bağlı olarak kesme açılarının belirlendiği DIN standartlarında (DIN 1414) N, H ve W ile simgelenen üç standart matkap tipi vardır. Bunlardan N tipi çelik ve dökme demir gibi normal, H tipi pirinç alaşımları W tipi ise alüminyum alaşımları gibi yumuşak malzemeler içindir. Bunlara, plastik malzemeler için geçerli olan değiştirilmiş H tipi de ilave edilebilir.



Şekil 2.13 Standart matkaplar (4)

Yukarıda gösterilen standart matkapların kesme açılarının değerleri Çizelge 2.5'de verilmiştir. Her tip için kesme açıları matkabın d çapına bağlıdır. Çelik ve dökme demir için geçerli olan N tipi matkabın, çapa bağlı olarak kesme açıları Çizelge 2.4'de verilmiştir.

Çizelge 2.4 N tipi matkap için kesme açıları (4)

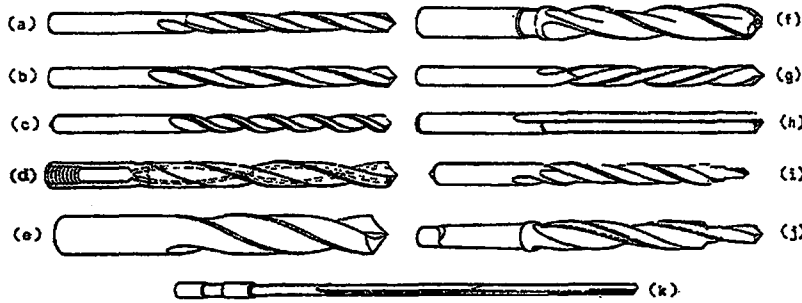
Matkap çapı(mm)	Yan talaş açısı ($\gamma_x \pm 3^\circ$)	Yan serbest açı ($\alpha_x \pm 1^\circ$)	Uç açısı ($\psi_x \pm 3^\circ$)
2,51...6,3	22°	12°	118°
6,31...10	25°	10°	
> 10	30°	8°	

Çelik ve dökme demir için geçerli olan N tipi matkabin uç açısı 118°'dir. Bu açı standart bir açı olarak kabul edilir. Uç açıları 118° den daha küçük olan matkaplara uzun açılı matkap, daha büyük olanlara ise düz açılı matkap denir. Matkapların en çok aşınan yerleri dış kısmın köşeleridir. Uç açısı büyüdükçe köşe açısı azalır ve aşınma hızlanır. Bu menfi etkiyi gidermek için büyük uç açılı matkaplar ikinci açı $\psi = 70^\circ$ olmak üzere çift açılı şekilde yapılırlar.

Çizelge 2.5 N, H, W ve H tipi matkapların kesme açıları (4)

Parça malzemesi	M.tipi	Yan talaş açısı (γ_x)	Yan serbest açı (α_x)	Uç açısı (ψ)
Çelik, dökme çelik, dökme demir, nikel	N	16...30°	6...15°-20...25°	118°
Pirinç, bronz, ostenitik çelik, magnezyum, eternit, preslenmiş karton	H	10...13°	8...18°-6...10°	140°
Alüminyum, çinko, beyaz metal, bakır	W	35...40°	8...18°	140°
Bakalit, sert lastik, preslenmiş plastikler	H	10...13°	8...12°	80° - 60°

Normal işlemler için kullanılan matkaplar konstrüksiyon özelliklerine göre aşağıda sınıflandırılmıştır. Bunlar (a, b, e) normal spiral, (d) delikli, (e) küt, (f) delik genişletme (göbekli), (g) sol helisli, (h) düz kanallı, (i,j) kademeli, (k) namlu(silah) matkabi şeklinde gruplandırılabilir.



Şekil 2.14 Matkap tipleri (4)

Normal spiral matkaplar; normal çelikler için kullanılan, fiyatları nispeten düşük olan bu matkaplar değişik çap ve şekillerde imal edilirler.

Küt matkaplar; toplam uzunluğu normal matkaplara göre daha kısa olan bu matkapların kanallı kısmının uzunluğu, normal matkapların yarısıdır. Böylece ağır koşullarda çalışmaya elverişli, rijit bir matkap elde edilir.

Sol helisli matkap; diğer matkaplara göre tek farkı, kanalların sol helisli olmasıdır. Matkap, dönme yönü normal dönme yönüne göre ters olan operasyonlarda kullanılır.

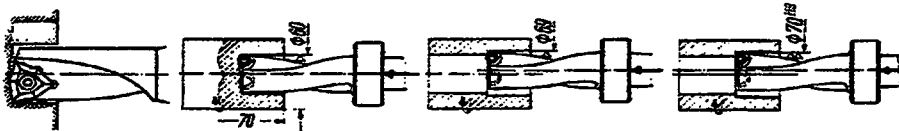
Düz kanallı matkap; ince parçalar veya pirinç gibi yumuşak malzemeler için özel olarak yapılan bir matkaptır.

Delikli matkaplar; bu matkaplar kesme sıvısının matkap içinden sevk edilmesini sağlarlar. Sıvının girişi sap ucundan veya yandan yapılır. Deliklerden basınç ile verilen kesme sıvısı matkap ucuna ulaşır ve burada biriken talaş ve pislikleri dışarıya taşır. Sapları silindirik veya konik olan bu matkaplar genellikle derin deliklerde kullanılırlar.

Delik genişletme matkapları; sadece delik genişletmede kullanılan bu matkaplar 3 ile 6 ağızlı olabilir. Aynı sayıda kanalları bulunan bu matkaplar, daha yüksek ilerleme ile çalışabilirler ve dolayısıyla diğerlerine göre daha üretkenlerdir.

Kademeli matkaplar; iki veya daha fazla farklı çapa sahip olan bu matkaplar, bir pasoda kademeli deliklerin işlenmesinde veya bir deliğin aynı matkapla, birincisi delme ikincisi delik genişletme olmak üzere iki pasoda işlenmesinde kullanılırlar.

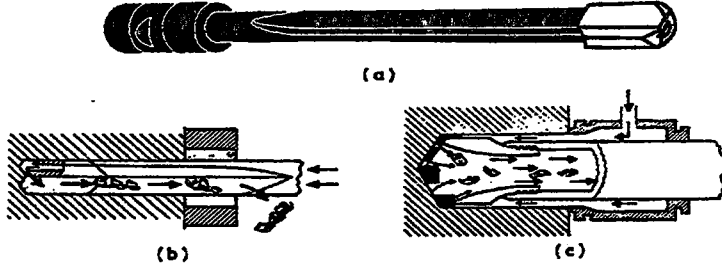
Plaketli matkaplar; aşağıdaki şekilde sert metal plaketli matkaplar gösterilmiştir. Bunlar bir veya iki plaketli olabilirler. Bu takımlar alın tornalama ve boyuna tornalama için de kullanılabilirler. Bu tip takımlarla kaba, ince ve çok ince talaş kaldırma işlemleri yapılır. Bu şekilde boyut ve yüzey kalitesi çok iyi olan delikler açılabilir (4).



Şekil 2.15 Sert metal plaketli matkaplar (4)

2.3.4 Derin delik matkapları

İşlenen delik derinliği $l \geq 5d$ olduğu durumda delik derin sayılır. Gerek talaşın ve kesme ağzında oluşan sıcaklığın tahliyesi, gerekse matkap rijitliğinin azalması bakımından derin deliklerin işlenmesi çok daha zordur. Bu delikler, derin delik matkapları ile işlenebilirler. Derin delik matkapları; tek ağızlı, basınçlı soğutma sıvılı takımlardır. Bunlar dış talaş taşıyıcı takımlar ve iç talaş taşıyıcı takımlar olmak üzere iki gruba ayrılır.



Şekil 2.16 Derin delik matkapları (4)

Dış talaş taşıyıcı matkaplar; içi boş, tek ağızlı, tek kanallı matkaplardır; kesme kısmının ucu V şeklindedir. Matkabin kesme ağzı ikiye ayrılmış vaziyettedir; bunlardan birisi kesme, diğeri ise talaşı kırıp çok küçük parçalar haline getirmek için kullanılır. İçine yağ sevkinin sağlamak için matkap bir boruya bağlanır ve tüm sistem yağ besleme başlığı ile donatılır. Matkabin içinden sevk edilen basınçlı yağ işlenen yüzeye ulaşır ve burada bulunan talaşı, matkap ile delik cidarı arasındaki boşluktan dışarı tahliye eder.

Bu tip matkaplar hız çeliğinden veya sert metalden yapılır. Sert metal takmalı plaket veya yekpare olarak kullanılır. Kesme ile diğer kısımların arasında genleşme farkının oluşturduğu menfi etkileri gidermek için pahalı olmasına rağmen yekpare seçeneği tercih edilir. Tek kesme ağzının oluşturduğu kesme kuvvetlerini dengelemek ve matkabi merkezde tutmak için kesme ağzının karşı tarafına genellikle sert metalden yapılan destekler yerleştirilir. Kaliteli delikler elde etmek için derin delik matkapları, rijit bir bağlama tertibatı ile birlikte kullanılırlar. Bu şekilde 50 mm çapındaki bir delik, 0,0125 mm toleransla işlenebilir, böylece raybalama işlemi de ortadan kalkmış olur.

İç talaş taşıyıcı matkaplar; boru şeklinde bir taşıyıcı ile, sert lehim veya takmalı olarak tespit edilmiş ve genellikle sert metalden yapılmış kesme kısmından meydana gelirler. Burada basınçlı yağ, takım ile işlenen delik yüzeyinin arasından basılır ve talaşla birlikte takımın iç kısmından tahliye edilir. Yağın basılması için takım taşıyıcı kısmının dış çapı, delik çapından biraz daha küçük yapılır. Derin delik açma işleminde soğutma ve yağlama çok önemlidir. Bu nedenle, genellikle sülfür veya klorit aditifli çok iyi kaliteli kesme yağları kullanılır. Ayrıca

talaşın taşınması için yağın yüksek basınçlı ve bol miktarda olması gerekir. İşlenen delik derinliklerine gelince, delik açma matkapları $L = (6-60)d$, delik genişletme matkapları $L = (20-750)d$, iç talaş taşıyıcı matkaplar $L = (2,5-125)d$ uzunluktaki delikleri açabilirler (4).

2.3.5 Matkapların aşınması ve bilenmesi

Matkaplarda aşınma takımın serbest yüzeyinde, kesme kenarlarında ve köşelerinde meydana gelir. Bu yüzeyler taşlama(bileme) ile tekrar eski şeklini alırlar. İlke olarak taşlamadan sonra, kesme ağızlarının uzunluklarının(L_1, L_2) yüksekliklerinin(h_1, h_2) ve yerleştirme açılarının (χ_1, χ_2) birbirine eşit olması gerekir. Ayrıca radyal kesme ağzının ortasının matkabın ekseninde bulunması gerekir. Pratikte bu koşullar belirli bir tolerans çerçevesinde gerçekleştirilir. Örneğin en önemli L_1, L_2 ve χ_1, χ_2 arasında aşağıdaki tolerans değerleri bulunmalıdır. Bu koşulların yerine getirilmediği durumda, işlenen deliklerde hatalar meydana gelir. Matkapların taşlanması el ile veya mekanik tertibatlarla yapılabilir. Elle taşlanan matkaplarda yukarıdaki koşulların yerine getirilmesi çok zordur, ancak mekanik tertibatlarda bu şartlar yerine getirilebilir.

$$L_1 - L_2 < \pm 0,1 \text{ mm}, \quad \chi_1 - \chi_2 < \pm 0,33^\circ \quad (2.1)$$

Matkaplarda aksenal kuvvetleri azaltmak ve merkezleme özelliğini iyileştirmek amacıyla öz inceltme şeklinde bileme yapılmaktadır. Bu tip bileme genellikle 14 mm çapın üzerindeki N tipi matkaplara $0,1.d$ olacak şekilde uygulanmaktadır. Öz inceltme, ilerleme basıncının azalmasını, talaş dağılımının kolaylaşmasını ve kesme şartlarının iyileşmesini sağlamaktadır. Öz inceltme bilhassa helis boyu kısalmış matkaplarda kalınlaşan özün inceltmesinde tercih edilen bir bileme yöntemidir.

Çekirdeğin menfi etkisini ortadan kaldırmak amacıyla son zamanlarda radyal kesme ağzının sivrileştirilmesi adı ile bilinen yöntemler uygulanmaktadır. Normal sivrileştirmede çekirdek kalınlığının $0,1.d$ değerine kadar radyal ağzın her iki köşesi eşit miktarda sivrileştirilir. Bu yöntem aksenal kuvvetin azalmasını sağlamamakta, ancak daha kolay bir çalışma tarzı oluşturmaktadır. Sivrileştirme, ana ağızların düzeltilmesi şeklinde olursa aksenal kuvvette bir azalma meydana gelir. Bu azalma haç şeklinde düzeltmede daha büyüktür. Bu sistemlerin yanı sıra, özellikle dökme demirler için ucu yarıklı matkaplar da kullanılır (4,11).

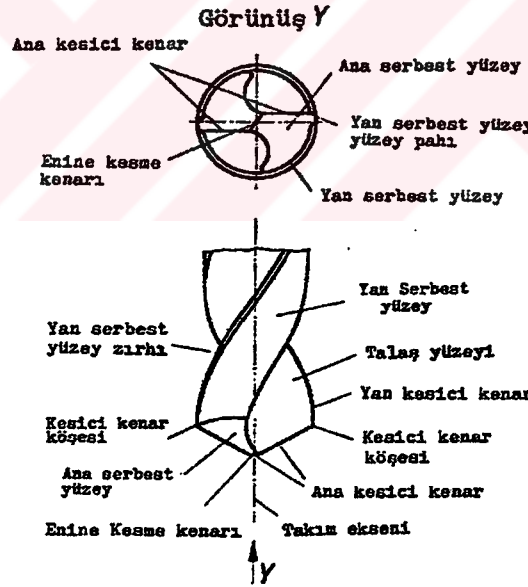
2.4 Spiral Matkapla Delik Delme

2.4.1 Takımın geometrisi

Delik açmada veya genişletmede, çevresinde spiral kanallar bulunan ve spiral matkap denilen takımlar kullanılır. Spiral kanallar, talaşın delikten dışarıya çıkmasını sağlarlar. Spiral matkaplar aşağıdaki şekillerde görüldüğü gibi; kanallı kısım ve sap olmak üzere iki kısımdan meydana gelmektedirler. Tutturma için kullanılan sap kısmı silindirik veya konik şeklindedir. Kanallı kısım sap ile yekpare veya kaynakla bağlanmış olabilir. İki kısım arasında bir boyun olabilir veya olmayabilir. Matkapın çapı d , kanallı kısmının başlangıçtaki çapıdır. Delik delme esnasında ilk açılan kısmın delik çapının değişmemesi için, kanallı kısmı $0,1/100$ (mm/mm) değerinde konik yapılıdır.



Şekil 2.17 Silindirik saplı spiral matkapın kısımları (15)

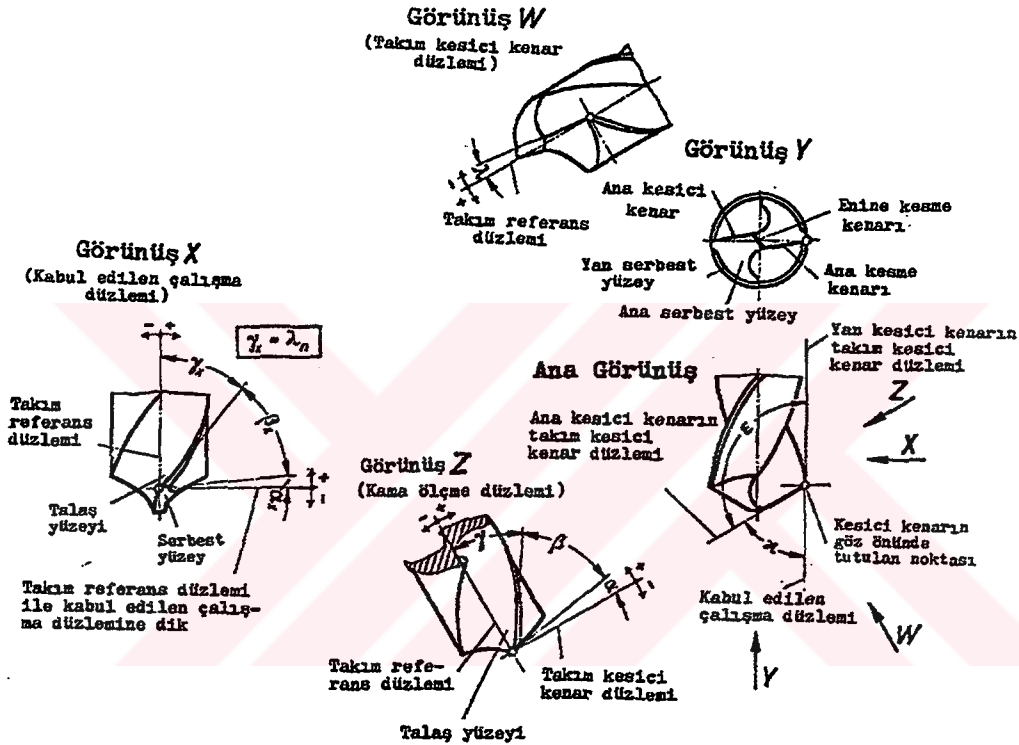


Şekil 2.18 Spiral matkapta yüzey, kenar ve köşeler (32)

Takımın kesme kısmı, takımın koni şeklinde olan uç kısmıdır. Burada, iki ana kesme ağzı, her ağzının birer talaş ve serbest yüzeyi bulunur. Ana ağzıların oluşturduğu koni tam sivri değildir. Aralarında çekirdek denilen yassı bir kısım vardır. Çekirdeğin genişliği radyal kesme ağzını oluşturur. Ana ağzıların birbirine göre açılma konumu; uç sayısı (ψ), radyal kesme ağzının konumu; radyal kesme açısı (ϕ), kanalların şekli ise helis açısı (θ), ile ifade edilir.

Talaş yüzeyi esasen uç kısmına isabet eden kanaldır. Bu kısımda iki kanal arasındaki yüzeyi serbest yüzeyi meydana getirmektedir. Matkabın kanallı kısmında iki kanal arasındaki yüzey, matkabın sırtını oluşturmaktadır. Sırt ile kanal arasında bir kenar vardır.

Matkabın bir ağız, delik açma için kullanılan torna kalem ile benzeştirilebilir. İki ağız ise üst üste yerleştirilmiş iki kalem gibi düşünülebilir. Matkabın, bu iki kalemin bir çekirdek üzerine helisel bir şekilde sarılması ile oluştuğu varsayılabilir. Dolayısıyla matkabın ana kesme ağzının geometrisi, tek ağızlı takımlarda olduğu gibi tayin edilir. Burada da talaş açısı(γ), kama açısı(β) ve serbest açı(α) gibi kesme açıları vardır.



Şekil 2.19 Spiral matkaptaki açıları. (Ana görünüş takım referans düzleminde) (32)

Yukarıdaki şekil dikkate alınır matkabın kesme açıları şu şekilde ifade edilir. Ağız düzlemine normal Z görünüşünde (ölçme düzleminde); γ , β , α yani sırasıyla talaş açısı, kama açısı ve serbest açı bulunur. Matkabın eksenine dik X görünüşünde bu açıları γ_x , β_x , α_x yani sırasıyla yan talaş açısı, yan kama açısı ve yan serbest açı olarak ifade edilmektedir. Y görünüşünde talaş açısı γ_x talaş kanalının θ açısı ile eşittir ($\gamma_x = \theta$). Dolayısıyla matkaplarda her ağıza karşılık gelen ve helis açısının, ağzın talaş açısı ile eşit olduğu bir kanal vardır. Ağzın λ eğim açısı W görünüşünde ifade edilmiştir. Şekilde χ yerleştirme açısını, ψ ise matkabın uç açısını ifade etmektedir. Görüldüğü gibi $\chi = \psi/2$ dir. Uç sayısı genellikle $\psi = 116^\circ$ ile 120° arasında olmaktadır. Matkabın açıları arasındaki aşağıdaki bağıntılar vardır;

$$\gamma + \beta + \alpha = 90^\circ \quad ; \quad \gamma_x + \beta_x + \alpha_x = 90^\circ \quad (2.2)$$

$$\tan\gamma = \tan\gamma_x / \sin\chi \quad ; \quad \tan\alpha = \tan\alpha_x / \sin\chi \quad (2.3)$$

Matkapın geometrisi ile ilgili önemli noktalar şu şekilde sıralanabilir; Talaş açısı (γ), matkapın ucuna doğru azalır, yassı kısım(çekirdek), menfi kesme özelliklerine sahiptir, talaş kaldırma sırasında serbest açının azalması; serbest yüzey ile işlenen yüzey arasındaki sürtünmelerin büyümesine neden olur, bu nedenle bu açı 8° ile 14° arasında alınır (4,7).

2.4.2 Talaş kaldırma faktörleri

İlke olarak matkapla talaş kaldırma işlemi ile tek ağızlı bir takım (tornalama, planyalama) talaş kaldırma işlemi arasında bir fark yoktur. Ancak delik işlemede; tek ağızlı bir takım ile işlemeye göre talaşın tahliyesinin ve kesme sıvısının işleme bölgesine iletilmesinin zorluğu, matkap ile işlenen yüzeyler arasındaki sürtünmenin büyüklüğü, talaş açısının ağız boyunca değişmesi ve bundan dolayı ağız boyunca farklı kesme koşullarının oluşması ve kesme özellikleri iyi olmayan radyal bir ağızın bulunduğu göz önünde tutulursa, matkapla talaş kaldırma işleminin, tek ağızlı bir takım ile talaş kaldırma işlemine göre çok daha karışık ve ağır koşullarda meydana geldiği sonuca varılır. Bu nedenle matkapla delik işlemede talaş kaldırma faktörlerinin tayininde, yukarıdaki hususların göz önünde tutulmasında fayda vardır. Aşağıdaki çizelgede HSS spiral matkapla delik delme işlemi için kesme hızları verilmiştir. Daha ayrıntılı bilgi için kaynaklara başvurulabilir (4).

Çizelge 2.6 Spiral matkapla delik delme işleminde kesme hızları (16,17)

<i>Delinecek Parça Malzemesi</i>	<i>Kesme Hızı-v (m/dak)</i>
İmalat çeliği % C (0,2-0,3)	20-34
İslah çeliği % C (0,4-0,5)	17-24
Takım çeliği % 1,2 C	14-18
Dövme çelik	11-15
Alaşımli çelik	14-21
Paslanmaz çelik-yumuşak	15-21
Paslanmaz çelik-sert	8-12
Dökme demir-yumuşak	24-46
Dökme demir-orta sertlikte	17-31
Dökme demir-sert	8-12
Temper döküm	24-27
Pirinç ve bronz	61-92
Bakır-nikel alaşımları-monel	11-15
Alüminyum ve alaşımları	61-90
Magnezyum ve alaşımları	76-122
Ahşap	24-88

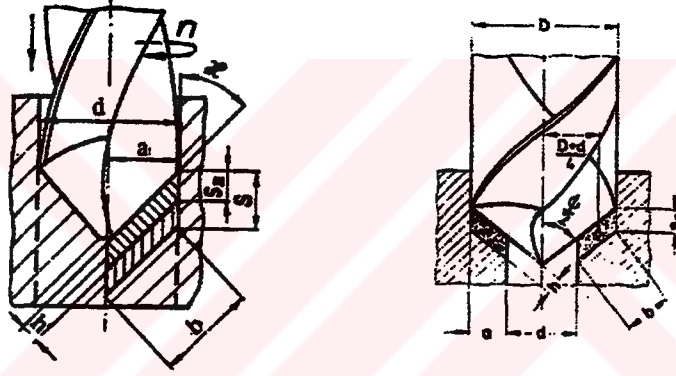
2.4.2.1 Kesme hızı

Matkapla talaş kaldırma işleminde kesme hareketi, matkabın dönme hareketine bağlı olduğundan kesme hızı şu bağıntı ile ifade edilir;

$$v = (\pi \cdot d \cdot n) / 1000 \quad (\text{m/dak}) \quad (2.4)$$

Burada; d -matkabın çapı(mm), n ise dönme hızıdır(d/dak). Kesme ağzının çapına bağlı olarak kesme hızı ağız boyunca değişecektir. Hız, matkabın çevresinde maksimum, merkezinde ise sıfır olacaktır. Bu olay, talaş kaldırma işlemini ağırlaştıran bir etkidir. Kesme hızının değişken olmasına rağmen pratikte d -çapına karşılık gelen hız, kesme hızı olarak kabul edilir.

Kesme hızları direkt Çizelgelerden seçilir veya teknik ve ekonomik koşullara göre tayin edilir. Kesme hızı tayin edildikten sonra yukarıdaki bağıntıdan matkabın dönme hızı hesaplanır ve tezgahın hız kademelerinden, bu hıza en yakın değer seçilir (4).



Şekil 2.20 Spiral matkapla delik delme ve genişletme (4)

2.4.2.2 İlerleme

İlerleme s (mm/dev), matkabın bir devirde aksenal yönde katettiği mesafedir. Matkap iki ağızlı bir takımdır, genel olarak ağız sayısı z ile ifade edilirse, bir ağıza karşılık gelen ilerleme;

$$s_z = s/z = s/2 \quad (\text{mm/dev}) \quad (2.5)$$

İlerleme hızı;

$$u = s \cdot n = z \cdot s_z \cdot n = 2 \cdot s_z \cdot n \quad (\text{mm/dak}) \quad (2.6)$$

2.4.2.3 Talaş boyutları ve kesiti

Bir ağıza karşılık gelen talaş kalınlığı h ile ilerleme s_z arasında şu bağıntı vardır;

$$h = s_z \cdot \sin\chi = (s/2) \cdot \sin\chi \quad (2.7)$$

$$\chi = \psi/2 \quad (2.8)$$

Kesme derinliği a ile kesme genişliği b arasında şu bağıntı vardır;

$$b = a/\sin\chi = d/2 \cdot \sin\chi \quad (2.9)$$

$$a = d/2 \quad (2.10)$$

Bir ağıza karşılık gelen talaş kesiti;

$$A_{sz} = b \cdot h = s_z \cdot \sin\chi \cdot (a/\sin\chi) = s_z \cdot a = s_z \cdot (d/2) = s \cdot (d/4) \quad (2.11)$$

Toplam talaş kesiti;

$$A_s = 2 \cdot A_{sz} = 2 \cdot s_z \cdot a = s \cdot a = s \cdot (d/2) \text{ olarak bulunur (4).} \quad (2.12)$$

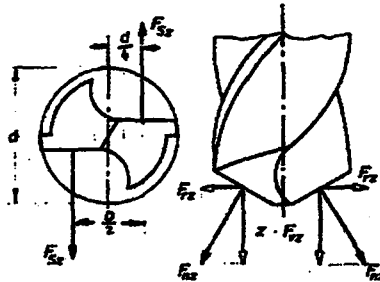
2.4.2.4 Kesme kuvvetleri

Delme sırasında bir ağıza karşılık gelen talaş kaldırma kuvvetlerinin bileşenleri olan; kesme kuvveti (F_{sz}), ilerleme kuvveti (F_{vz}) ve radyal kuvvet (F_{rz}) aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Görüldüğü gibi ağızların konumu itibarıyla her ağızda oluşan radyal kuvvetler birbirini dengelemektedir. Dolayısıyla delme işleminde sadece (F_s) ve (F_v) kuvvetleri etki göstermektedir. Bir ağıza karşılık gelen kesme kuvveti;

$$F_{sz} = A_{sz} \cdot k_s = (d/2) \cdot s_z \cdot k_s = (d/4) \cdot s \cdot k_s \quad (2.13)$$

Toplam kesme kuvveti;

$$F_s = z \cdot F_{sz} = 2 \cdot F_{sz} = d \cdot s_z \cdot k_s = (d/2) \cdot s \cdot k_s \quad (2.14)$$



Şekil 2.21 Matkapla delme işleminde kesme kuvvetleri (4)

Özgül kesme kuvveti aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir;

$$k_s = 1,2.k_{s.1.1}.h^{-2} \quad (2.15)$$

Birim özgül kesme kuvveti $k_{s.1.1}$ ve malzeme sabiti z işlenecek malzemenin cinsine bağlı olarak Çizelgeden belirlenir. 1,2 matkapla talaş kaldırma işleminin özelliklerini yansıtan düzeltme faktörüdür. Kesme kuvvetine bağlı olarak bir ağıza karşılık gelen kesme momenti;

$$M_{sz} = F_{sz}.(d/4) \quad (2.16)$$

İki ağıza karşılık gelen toplam kesme momenti;

$$M_s = z.F_{sz}.(d/4) = 2.F_{sz}.(d/4) = F_s.(d/4) \quad (2.17)$$

$$M_s = (d^2.s.k_s)/(8.10^3) \quad (\text{N.m}) \quad (2.18)$$

Burada d -(mm), s -(mm/dev), k_s -(N/mm²) olarak yazılır. Bu bağıntıyı kullanarak delinebilecek maksimum delik çapı şu şekilde hesaplanır;

$$d = [M_s.(8.10^3) / (s.k_s)]^{1/2} \quad (\text{mm}) \quad (2.19)$$

İlerleme kuvveti F_v aksenal kuvvet niteliğindedir. Aksenal kuvvet ilerlemeyi sağlayan elemanları ve özellikle iş mili rulmanlarını zorlamaktadır. Tezgahın konstrüksiyonu sırasında bu elemanlar, oluşabilecek maksimum aksenal kuvvete göre hesaplanırlar. Toplam ilerleme kuvveti şu şekildedir (4);

$$F_v = 2.F_{vz} = 2.F_{sz}.\sin\chi = F_s.\sin\chi \quad (2.20)$$

2.4.2.5 Kesme gücü ve tezgah gücü

Delme sırasında harcanan güç, kesme ve ilerleme için gereken güçtür. Kesme gücü;

$$P_s = M_s.\omega = M_s.n.(\pi/30) = M_s.n/9550 \quad (\text{kw}) \quad (2.21)$$

İlerleme gücü;

$$P_v = F_v.u = F_v.s.n / (60.1000.1000) \quad (\text{kw}) \quad (2.22)$$

Toplam güç ;

$$P_{top} = P_s + P_v \quad (2.23)$$

Tezgah gücü;

$$P_m = (P_{top})/\eta_m \quad (2.24)$$

İlerleme gücü ihmal edilirse motor gücü şu şekilde hesaplanabilir;

$$P_m = (d^2 \cdot s \cdot k_s \cdot n) / (8 \cdot 10^3 \cdot 9550 \cdot \eta_m) \quad (\text{kw}) \quad (2.25)$$

Bu formülden hareketle belirli bir motor gücü için delinebilecek maksimum delik çapı;

$$d = [(764 \cdot 10^5 \cdot P_m \cdot \eta_m) / (s \cdot k_s \cdot n)]^{1/2} \quad (\text{mm}) \quad (2.26)$$

Formüllerde; P_m -(kw), M_s -(Nm), F -(N), k_s -(N/mm²), s -(mm/dev) n -(dev/dak), d -(mm)'dir (4).

2.4.2.6 Kesme Faktörlerinin Tayini

Kesme hızı ve ilerleme değerleri direkt olarak Çizelgeden seçilebileceği gibi rasyonel ve optimum kesme şartları dikkate alınarakta tayin edilebilir. Kesme hızı Taylor bağıntısı ile tayin edilebilir. Taylor bağıntısı;

$$v = C_v / T^n \quad \text{veya} \quad T_1 / T_2 = (v_2 / v_1)^k \quad (2.27)$$

Takım malzemesi hız çeliği, iş parçası malzemesi çelik olduğunda ($n = 0,2$ $k = 5$), takım malzemesi hız çeliği, iş parçası malzemesi dökme demir ise ($n = 0,125$ $k = 8$) alınır (4).

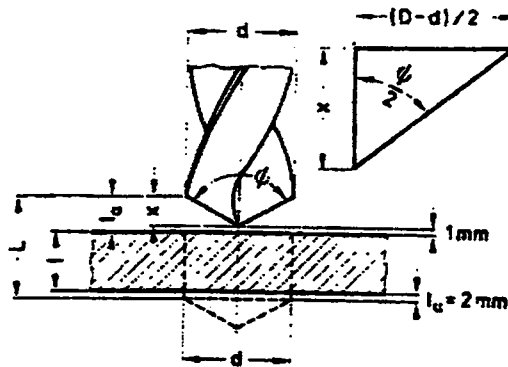
2.4.2.7 İşleme zamanı

Matkapla delik açma ve genişletmede işleme zamanı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir;

$$t_h = L / s \cdot n \quad (\text{dak.}) \quad (2.28)$$

Burada t_h -işleme zamanı, L -işleme stroku (mm), s -ilerleme (mm/dev), n -dönme hızı (dev/dak)'dır. Parçaya giriş ve çıkış strokları göz önüne alınır;

$$L = l_d + l_a + l_n \quad (2.29)$$



Şekil 2.22 Talaş kaldırma stroku (4)

Burada l_d delik uzunluğu, l_a matkabın parçaya giriş mesafesi, l_u ise parçadan çıkış mesafesidir. Giriş stroku l_a matkabın koni kısmının x yüksekliğine bağlı olarak tayin edilir, genellikle 1mm'lik bir emniyet payı bırakarak aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$l_a = x + 1 = d/[2 \cdot \tan(\psi/2)] + 1 \quad (2.30)$$

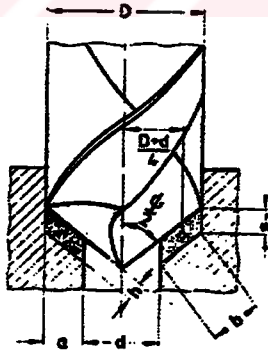
Çıkış stroku l_u için kesin değerler olmamakla beraber 2 mm olarak alınması tavsiye edilir. Uç açısı $\psi = 118^\circ$ olan spiral matkaplar için toplam strok şu şekilde bulunur (4);

$$L = l_d + [(d/3) + 1] + 2 \quad (2.31)$$

2.5 Diğer Delik İşleme Operasyonları

2.5.1 Delik genişletme

Spiral matkapla, kalitesi IT 12 ve yüzey pürüzlülüğü $R_t = 80 \mu\text{m}$ yani kalitesi oldukça düşük bir delik elde edilir. Bu nedenle deliklerin yüzey kalitelerini iyileştirmek için raybalama işlemi uygulanır. Ancak, raybalama ile çok ince talaş kaldırılır, dolayısıyla zaman alıcı bir işlemdir. Bu bakımdan kaldırılacak tabaka kalınlığı büyük olan deliklerde ilk önce delik genişletme matkabı ile talaşın büyük bir kısmı kaldırılır ve sonra raybalama işlemi uygulanır. Delik genişletme matkabının işleme kalitesi IT 11, yüzey kalitesi $R_t = 20\mu\text{m}$, raybalama işleminin ise IT 7 ve $R_t = 8 \mu\text{m}$ 'dir.

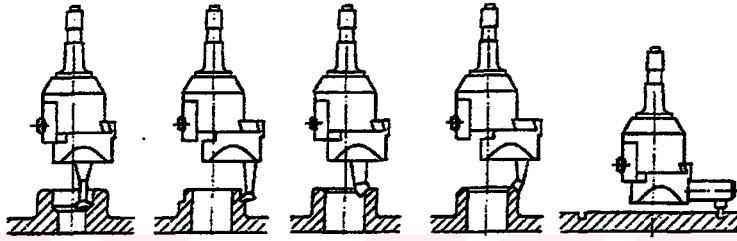


Şekil 2.23 Delik genişletme işlemi (4)

Delik genişletme işlemi son işlem veya raybalama işlemi için bir ön işlem olarak kullanılabilir, bu son durumda raybalama için bir işleme payı bırakılır. Delik genişletme işlemi 2 ağızlı spiral matkaplarla yapılabileceği gibi 3 veya 4 kesme ağızı bulunan delik genişletme matkaplarıyla da yapılabilir.

Delik genişletme matkapları yekpare veya burç şeklinde olabilir. Her iki çeşit hız çeliği veya sert metal plaketsi olarak yapılabilir. Burç tipi plaketsler lehimli veya takmalı olabilir. Burç şeklindeki matkaplar sapa bağlanır ve bu sap tezgahın iş miline tesbit edilir. İşleme bakımından delik genişletme matkapları; kaba ve ince talaş matkapları olarak ikiye ayırabilir. Kaba talaş matkapları daha sonra raybalama işlemine tabi tutulacak deliklerin genişletilmesinde kullanılırlar.

Günümüzde delik genişletmek için bir veya iki plaketsli takımlar da kullanılmaktadır. Şekil-2.5’de en sağda gösterilen işleme “göbek çıkarma” (trepaning) denilmektedir. Burada takım, çepeçevre bir kanal açar ve ortadaki göbek çıkarılarak delik oluşturulur.



Şekil 2.24 Özel matkaplarla işlemler (4)

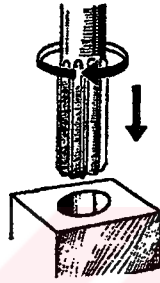
Hız çeliğinden yapılan delik genişletme matkaplarında talaş açısı $\gamma = 10^\circ$ ile 40° , takmalı sert metal plaketsli matkaplarda ise, $\gamma = +5^\circ$ ile -5° arasında değişir. Serbest açı $\alpha = 6^\circ$ ile 15° ve $\phi = 60^\circ$ ile 150° arasında olabilir. Delik genişletme matkabı ile talaş kaldırma işlemi, spiral matkapla delik genişletme işleminin aynısıdır. Dolayısıyla, spiral matkapla delik genişletme işleminde açıklanan hususlar ve bağıntılar burada da geçerli olacaktır. Ancak burada ağız sayısı $z = 2$ değil, $z = 3 \div 6$ arasında olduğundan bağıntılarda z yerine değerinin konulması gerekir. Delik genişletme ile delik açma arasındaki diğer bir fark ise a-kesme derinliğinin değeridir. Delik genişletme işleminde kesme derinliği $a = (D-d)/2$ olmaktadır.

Spiral matkapla bir karşılaştırma yapılırsa aynı kesme hızı için delik genişletme matkabında ilerlemeler 2,5-3 misli daha büyük alınabilir. Genelde delik genişletme işleminde diş başına ilerleme; çapa bağlı olarak, çelik için 0,15-0,30 mm ve dökme demir için 0,20-0,35 mm arasında alınır.

Matkapla delik genişletme işleminde, kesme ağzının sadece çevreye yakın kısmı talaş kaldırmaktadır. Böylece radyal kesme ağzının bulunduğu çekirdek, işlenen yüzeyle temas etmemektedir. Bu şekilde bu ağzın menfi etkileri ortadan kalkmakta ve talaş kaldırma işlemi daha hafif koşullarda yapılmaktadır (4).

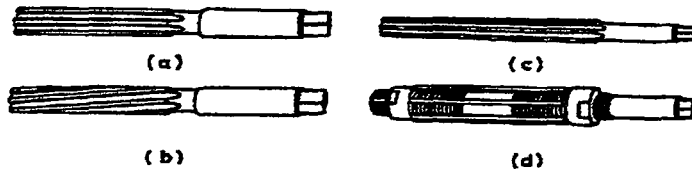
2.5.2 Raybalama

Raybalama; rayba denilen bir takımia, deliklere yüksek yüzey kalitesi($R_t = 8 \mu\text{m}$) veren bir işlemdir. Rayba genellikle 6 ile 12 arasında düz kanalları bulunan bir takımdır. Takımın sap kısmı silindirik veya konik olabilir. Raybaların gövdesi konik olan kesme kısmı ve silindirik olan istenilen boyuta getirme kısmı olmak üzere iki kısımdan meydana gelir. Kanallar aynı zamanda kesme ağızlarını(dişlerini) oluştururlar. Kesit çevresinde dişlerin taksimatı eşit olabilir veya olmayabilir. Talaş kaldıran kısım esas raybanın konik kısmıdır. Silindirik kısım deliği tam boyuta getirmekle beraber, çalışma sırasında raybanın desteklenmesini de sağlar. Konik kısmın uzunluğuna göre raybalar el ve makina raybası olmak üzere iki gruba ayrılır. El raybasının konik kısmı uzun, makina raybasının ki ise kısadır.



Şekil 2.25 Raybalama işlemi (4)

Raybalarda genellikle talaş açısı $\gamma = 0^\circ$ ile 5° serbest açı $\alpha = 60^\circ$ ile 15° arasındadır. Raybalarda $\chi = \psi/2$ açısı şu değerlere göre seçilir. El raybaları $\chi = 1^\circ-3^\circ$, makina raybaları, yumuşak malzemelerin tam delik işlenmesinde $\chi = 15^\circ$, makina raybaları dökme demirin tam delik işlenmesinde $\chi = 5^\circ$, makina raybaları işleme kalitesinin yüksek olması istendiğinde $\chi = 45^\circ-60^\circ$ sert metal plakalı raybalar $\chi = 30^\circ-45^\circ$ arasında seçilir.



Şekil 2.26 Rayba tipleri (4)

Yukarıdaki şekilde çeşitli rayba tipleri verilmiştir. Burada a-düz kanallı rayba, b-helisel kanallı rayba, c-konik rayba ve d-ayarlı raybadır. Helisel raybalar düz kanalı raybalara göre daha iyi bir yüzey kalitesi meydana getirmektedirler, ancak bunların imalatı ve bilhassa bilenmesi daha zordur. Bu nedenle bunlar özel durumlarda kullanılmaktadır.

Raybalar genellikle iki veya üç takımdan oluşan bir set şeklinde bulunmaktadır. İki takımlı sette birinci takım kaba talaş kaldırma, ikincisi ise son işlem için kullanılır. Üç takımlı sette birincisi kaba, ikincisi yarı-ince üçüncüsü ise son işlem için kullanılır.

Raybalar yekpare veya burç şeklinde yapılabilirler. Burç şeklindeki raybalar mile radyal bir kanalın vasıtasıyla bağlanırlar. Mil ucundaki pim, raybayı merkezlemek için kullanılır. Raybalar hız çeliğinden veya sert metal plaketsi olarak yapılabilir. Plaketler lehim veya takmalı olarak tesbit edilebilir. Çapı ayarlanabilir tipteki raybalarda eğik kanalların içine yerleştirilen plaketler, bir ayarlama somununun vasıtasıyla kaydırılarak ayarlanabilir ve istenilen konumda civatalarla tespit edilebilirler.



Şekil 2.27 Burç şeklinde raybalar (4)

Rayba ile talaş kaldırma bir delik genişletme işlemidir. Bu bakımdan delik genişletme işleminde uygulanan bağıntılar burada da uygulanabilir. Ancak raybalamada talaşın kalınlığı h çok küçük olduğundan ($h = 0,02-0,05$ mm) genellikle kesme faktörleri hesaplanmaz, sadece kesme hızı ve ilerleme değerleri seçilir.

Çizelge 2.7 Raybalamada işleme payları (4)

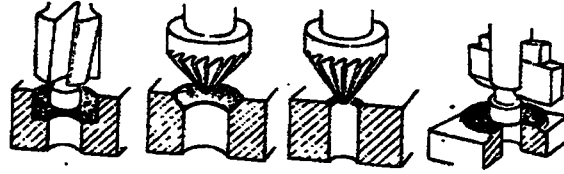
Çap (mm)	HSS		HM	
	Yumuşak malzeme	Çelik, dökme çelik	Yumuşak malzeme	Çelik, dökme çelik
≥ 10	0,2	0,1	0,2	0,15
11-20	0,35	0,15	0,3	0,25
21-30	0,5	0,3	0,4	0,3
32-50	0,7	0,4	0,5	0,35
> 50	0,9	0,6	0,6	0,6

Raybalamada bir başka husus, konik kısımdan silindirik kısma geçiş yerinde aşınmayı hızlandıran büyük basınç ve sürtünmeler meydana gelmektedir. Bu olayı önlemek için, geçiş kısmı çift açılı olarak yapılır. Ayrıca kesme koşullarını iyileştirmek için serbest yüzeyde düzeltmeler uygulanabilir. Düzeltmeler dairesel veya düzlemsel şekilde olabilir. İkinci yöntem daha iyi sonuçlar verir (4).

2.5.3 Havşa başı açma

Civata, perçin başlarının veya somunların, temas ettikleri yüzeye iyi oturmaları için deliklerin baş kısmına havşa başları (delik yuvaları) açılır. Bunlar aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi silindirik veya konik, pah kırma niteliğini taşıyan çok küçük koni veya yüzey düzeltme şeklinde olabilir.

Silindirik havşa başı genellikle pimli(memeli) havşa başı matkabı ile işlenir. Pim daha önce delinmiş olan deliğe girer ve merkezleme görevi yapar. Pimler tek parça veya takmalı olabilir. Bunun yanısıra pimsiz havşa başı matkapları da vardır.



Şekil 2.28 Havşa başı takımları (4)

Silindirik havşa başı açmada; talaş kaldırma faktörleri, delik genişletmede olduğu gibi hesaplanır. Ancak, kaldırılan talaşın şekli gözönüne alınırsa bazı farklılıklar mevcuttur. Aşağıdaki çizelgede; hız çeliğinden yapılan havşa başı matkapları için, işlenecek deliğin D çapı ve parça malzemesine bağlı olarak kesme hızları ve ilerleme değerleri verilmiştir.

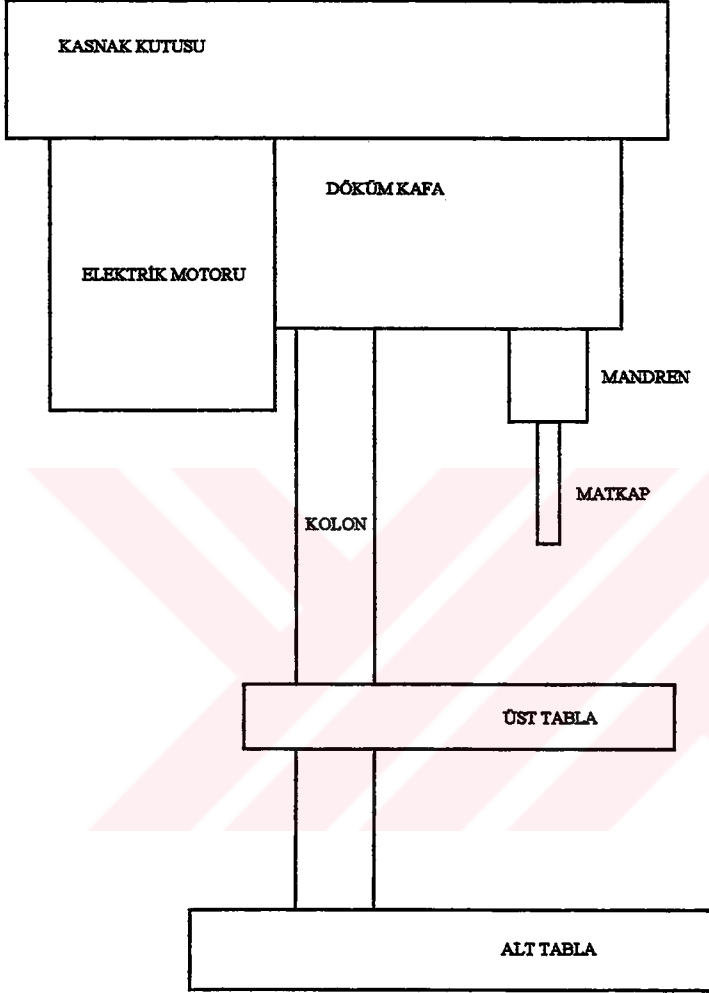
Çizelge 2.8 Havşa başı ile işlemede kesme faktörleri (4)

Parça malzemesi	v (m/dak)	İlerleme s (mm/dev)					
		İşlenen çap d (mm)					
		5	6,3	10	16	25	40
Alaşım-sız çelikler $\sigma_K \leq 70 \text{ daN/mm}^2$	10-13	0,05	0,06	0,07	0,09	0,11	0,14
Alaşım-sız ve alaşımlı çelikler $\sigma_K = 70-90 \text{ daN/mm}^2$	7-9	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07
Dökme demir GG-20, GG-25	10-14	0,05	0,06	0,0	0,09	0,11	0,14
Pirinç Ms 58, Ms 63	14-20	0,05	0,05	0,07	0,08	0,10	0,12
Al alaşımları	28-50	0,05	0,06	0,07	0,09	0,011	0,14

Konik havşa başı; yukarıdaki şekillerde gösterilen takımlarla açılır. Koniklik genellikle $60^\circ-90^\circ$ veya 120° dir. Takımlar, hız çeliğinden veya sert metal plakette yapırlar (4).

3 MATKAP TEZGAHININ DİZAYN VE MUKAVEMET HESAPLARI

Özellikleri aşağıda verilen masaüstü matkap tezgahının devir kademelendirme ve motor gücü hesabı yapıldıktan sonra tezgahın temel elemanlarının boyutlandırma ve mukavemet hesapları yapılacaktır. Boyutlandırma ve mukavemet hesaplarında kullanılacak değerler çizelge halinde verilecektir.

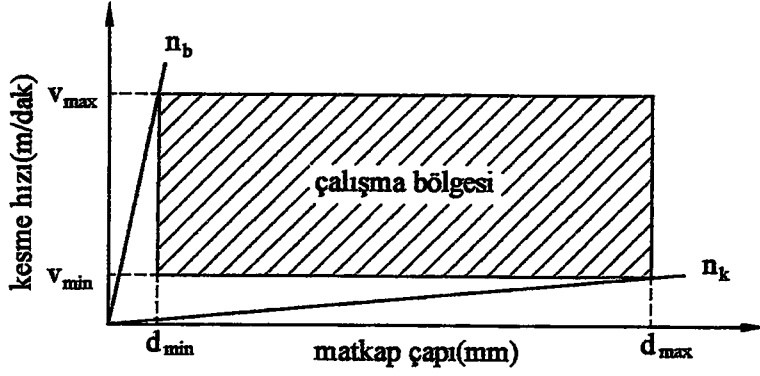


Şekil 3.1 Matkap tezgahının genel görünümü

Çizelge 3.1 Dizayn edilecek matkap tezgahının özellikleri

1- Tezgah tipi	Masaüstü matkap tezgahı
2- Tahrik şekli	Elektrik motoru ile
3- Devir kademelendirmesi	Kayış-kasnak mekanizması ile
4- Devir kademe sayısı	Beş
5- İlerleme şekli	Manuel
6- Kullanılacak matkap çapı	3-13 mm
7- İşlenecek malzemeler	St, GG, Al, plastik, ağaç vb.

3.1 Tezgahın Devir Kademelendirme Hesabı



Şekil 3.2 Tezgahın çalışma bölgesi

Kesme hızı aralığı; tezgahın ağırlıklı olarak hız çeliği matkap ile çelik malzemelerin delinmesinde kullanılacağı göz önünde bulundurularak şu şekilde seçilmiştir (16,17);

$$v_{\min} = 20 \text{ m/dak}, v_{\max} = 24 \text{ m/dak} \quad d_{\min} = 3 \text{ mm}, d_{\max} = 13 \text{ mm}$$

Bu veriler yardımıyla maksimum ve minimum devir sayıları hesaplanabilir (4);

$$n_{\min} = v_{\min} \cdot 1000 / \pi \cdot d_{\max} = 20 \cdot 1000 / \pi \cdot 13 = 489,7 \text{ d/d} \approx 500 \text{ d/d} \quad (3.1)$$

$$n_{\max} = v_{\max} \cdot 1000 / \pi \cdot d_{\min} = 24 \cdot 1000 / \pi \cdot 3 = 2546,5 \text{ d/d} \approx 2500 \text{ d/d} \quad (3.2)$$

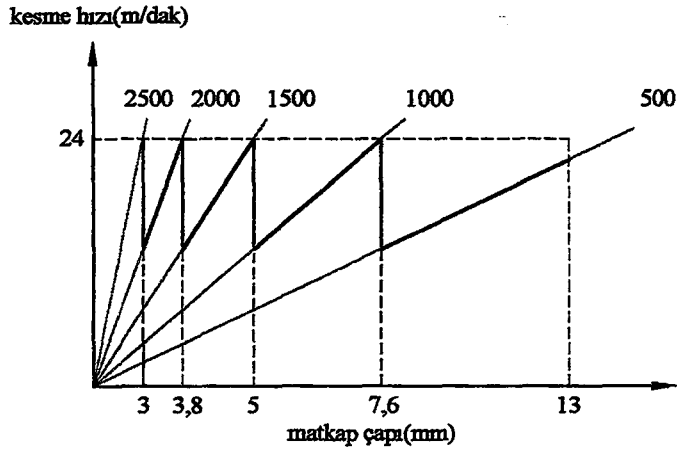
Kademelendirme, aritmetik veya geometrik artımlı olarak yapılabilir. Dizayn edilen masaüstü matkap tezgahında aritmetik artımlı kademelendirme yapılacaktır. Aritmetik artımlı kademelendirmede hız kademe aralığı, kademe sayısı beş alınarak şu şekilde hesaplanır (31);

$$a = (n_{\max} - n_{\min}) / (z-1) = (2500-500) / (5-1) = 500 \text{ d/d} \quad (3.3)$$

$$\text{Devir kademeleri } n_i = n_1 + (z_i-1) \cdot a \text{ formülü kullanılarak aşağıda hesaplanmıştır.} \quad (3.4)$$

Çizelge 3.2 Matkap tezgahının çalışacağı devir sayıları

1.kademe	= $n_1 + 0 \cdot a = 500 + 0$	$n_1 = 500 \text{ d/d}$
2.kademe	= $n_1 + 1 \cdot a = 500 + 500$	$n_2 = 1000 \text{ d/d}$
3.kademe	= $n_1 + 2 \cdot a = 500 + 1000$	$n_3 = 1500 \text{ d/d}$
4.kademe	= $n_1 + 3 \cdot a = 500 + 1500$	$n_4 = 2000 \text{ d/d}$
5.kademe	= $n_4 + 4 \cdot a = 500 + 2000$	$n_5 = 2500 \text{ d/d}$



Şekil 3.3 Matkap tezgahının devir kademelendirme diyagramı

3.2 Motor Gücünün Hesaplanması ve Motor Seçimi

Motor gücü hesabı, matkap tezgahında St-37 malzemeye sahip herhangi bir parçanın 13 mm hız çeliği matkap ile delinmesini mümkün kılacak şekilde yapılacaktır. Matkap tezgahı için gerekli motor gücünün hesaplanmasında aşağıda verilen formüller kullanılacaktır (4). Hesaplamalar için gerekli değerler çizelgede verilmiştir.

$$P_m = P_{top} / \eta_{top} \quad \text{motor gücü-watt} \quad (3.5)$$

$$P_{top} = P_s + P_v \quad \text{toplam güç-watt} \quad (3.6)$$

$$\eta_{top} = \eta_{kk} \cdot \eta_{ry} \quad \text{toplam verim} \quad (3.7)$$

$$P_s = M_s \cdot \omega = M_s \cdot (n/9550) \quad \text{kesme gücü-watt} \quad (3.8)$$

$$M_s = F_s \cdot (d/4) \quad \text{kesme için gerekli moment-Nmm} \quad (3.9)$$

$$\omega = \pi \cdot n / 30 = n / 9,55 \quad \text{açısal hız-rad.} \quad (3.10)$$

$$F_s = k_s \cdot A_s = k_s \cdot (s \cdot d / 2) \quad \text{kesme kuvveti-N} \quad (3.11)$$

$$k_s = k_{s1.1} \cdot h^{-z} (k_T \cdot k_a \cdot k_\gamma \cdot k_\lambda) \approx 1,2 \cdot k_{s1.1} \cdot h^{-z} \quad \text{özgül kesme kuvveti-N/mm}^2 \quad (3.12)$$

$$h = (s/2) \cdot \sin \chi \quad \text{bir ağıza karşılık gelen talaş kalınlığı} \quad (3.12a)$$

$$P_v = F_v \cdot u / (60.000) \quad \text{ilerleme gücü-watt} \quad (3.13)$$

$$F_v = F_s \cdot \sin \chi \quad \text{ilerleme kuvveti-N} \quad (3.14)$$

$$u = s \cdot n \quad \text{ilerleme hızı-mm/dak} \quad (3.15)$$

$$v = \pi \cdot d \cdot n / 1000 \quad \text{kesme hızı-m/dak} \quad (3.16)$$

n = iş milinin devir sayısı-dev/dak

d = matkap çapı-mm

A_s = talaş kesit alanı-mm²

χ = matkabın uç açısı-derece

s = ilerleme miktarı-mm/dev

$k_{s1.1}$ = birim özgül kesme kuvveti-N/mm²

k_T = takım, malzeme ve talaş kaldırma yöntemine bağlı bir katsayı

k_a = takımın aşınma faktörü

k_γ = takımın talaş açısı ile ilgili bir katsayı

k_λ = takımın eğim açısı ile ilgili bir katsayı

z = malzeme sabiti

η_{kk} = kayış kasnak mekanizmasının verimi

η_{ry} = rulmanlı yatakların verimi

Çizelge 3.3 Motor gücünün hesaplanabilmesi için gerekli değerler (1)

$n_{\min} = 500$ d/d	İşlenecek malzeme = St-37	$\chi = 59^\circ$
$n_{\max} = 2500$ d/d	$v = 20-24$ m/dak	$z = 0,3$
$d_{\min} = 3$ mm	$s = 0,04$ mm/dev	$k_{s1.1} = 1550$ N/mm ²
$d_{\max} = 13$ mm	Matkap: N tipi HSS spiral	$\eta_{kk} = 0,92$ $\eta_{ry} = 0,98$

En büyük matkap çapı ile delik delme için gerekli motor gücü;

Matkabın iş parçasına doğru ilerlemesi, operatör tarafından manuel olarak yerine getirildiği için ilerleme gücü motor gücü hesabına dahil edilmemiştir. Hesaplamalarda kullanılan formüller yukarıdan aşağıya doğru sıralanacak, hesaplamalar ise aşağıdan yukarıya doğru yapılacaktır. Tezgahta kullanılabilecek en büyük matkap çapı için gerekli motor gücü yukarıda verilen formüller ve çizelgedeki değerler yardımıyla şu şekilde hesaplanabilir (2,4);

$$P_m = P_{top}/\eta_{top} = P_s / \eta_{top} = 280/0,9 = 311 \text{ W} \quad (3.17)$$

Matkap tezgahının toplam verimi, bir adet kayış kasnak mekanizması ve iki adet rulmanlı yatak kullanılması durumunda şu şekilde hesaplanabilir;

$$\eta_{top} = \eta_{kk} \cdot (\eta_{ry})^2 = 0,92 \cdot (0,98)^2 \approx 0,9 \quad (3.18)$$

Kesme için gerekli gücün hesaplanması;

$$P_s = M_s \cdot (n_{min}/9550) = 5337 \cdot (500/9550) = 280 \text{ W} \quad (3.19)$$

$$M_s = F_s \cdot (d_{max}/4) = 2827(8/4) = 1642 \cdot (13/4) = 5337 \text{ Nmm} \quad (3.20)$$

$$F_s = k_s \cdot A_s = k_s \cdot (s \cdot d_{max}/2) = 6315 \cdot (0,04 \cdot 13/2) = 1642 \text{ N} \quad (3.21)$$

Özgül kesme kuvvetinin hesaplanması;

$$k_s = 1,2 \cdot k_{s1.1} \cdot h^{-2} = 1,2 \cdot 1550 \cdot (0,017)^{-0,3} = 6315 \text{ N/mm}^2 \quad (3.22)$$

$$h = (s/2) \cdot \text{Sin}\chi = (0,04/2) \cdot \text{Sin}59 = 0,017 \text{ mm} \quad (3.23)$$

İlerleme için gerekli gücün hesaplanması;

$$P_v = F_v \cdot u / (60.000) = 1407 \cdot 20 / 60.000 = 0,5 \text{ W} \quad (3.24)$$

$$F_v = F_s \cdot \text{Sin}\chi = 1642 \cdot \text{Sin}59^\circ = 1407 \text{ N} \quad (3.25)$$

Devir sayısının seçimi ve ilerleme hızının hesaplanması;

$$n = v \cdot 1000 / \pi \cdot d_{max} = 20 \cdot 1000 / \pi \cdot 13 = 489,7 \text{ d/d} \approx 500 \text{ d/d} \quad (3.26)$$

$$u = s \cdot n = 0,04 \cdot 500 = 20 \text{ mm/dak.}$$

En küçük matkap çapı ile delik delme için gerekli motor gücü;

Tezgahta kullanılabilecek en küçük matkap çapı ile delik delme için gerekli motor gücü şu şekilde hesaplanabilir (2,4);

$$P_m = P_{top} / \eta_{top} = P_s / \eta_{top} = 280 / 0,9 = 311 \text{ W} \quad (3.27)$$

Kesme için gerekli gücün hesaplanması;

$$P_s = M_s \cdot (n_{max}/9550) = 284 \cdot (2500/9550) = 74 \text{ W} \quad (3.28)$$

$$M_s = F_s \cdot (d_{min}/4) = 379 \cdot (3/4) = 284 \text{ Nmm} \quad (3.29)$$

$$F_s = k_s \cdot A_s = k_s \cdot (s \cdot d_{min}/2) = 6315 \cdot (0,04 \cdot 3/2) = 379 \text{ N} \quad (3.30)$$

Özgül kesme kuvvetinin hesaplanması;

$$k_s = 1,2 \cdot k_{s1.1} \cdot h^{-2} = 1,2 \cdot 1550 \cdot (0,017)^{-0,3} = 6315 \text{ N/mm}^2 \quad (3.31)$$

$$h = (s/2) \cdot \text{Sin}\chi = (0,04/2) \cdot \text{Sin}59 = 0,017 \text{ mm} \quad (3.32)$$

İlerleme için gerekli gücün hesaplanması;

$$P_v = F_v \cdot u / (60.000) = 325.100 / 60.000 = 0,5 \text{ W} \quad (3.33)$$

$$F_v = F_s \cdot \sin \chi = 379 \cdot \sin 59^\circ = 325 \text{ N} \quad (3.34)$$

Devir sayısının seçimi ve ilerleme hızının hesaplanması;

$$n = v \cdot 1000 / \pi \cdot d_{\min} = 24 \cdot 1000 / \pi \cdot 3 = 2546,5 \text{ d/d} \approx 2500 \text{ d/d} \quad (3.35)$$

$$u = s \cdot n = 0,04 \cdot 2500 = 100 \text{ mm/dak.} \quad (3.36)$$

Tezgahın boyutlandırma ve mukavemet hesaplarında kullanılacak olan ve tezgahı zorlayan maksimum değerlerden kesme için gerekli maksimum döndürme momenti $M_{s(\max)}$ ve ilerleme için gerekli maksimum kuvvet $F_{v(\max)}$ şu şekildedir;

$$M_{s(\max)} = 5337 \text{ Nmm} \approx 5350 \text{ Nmm},$$

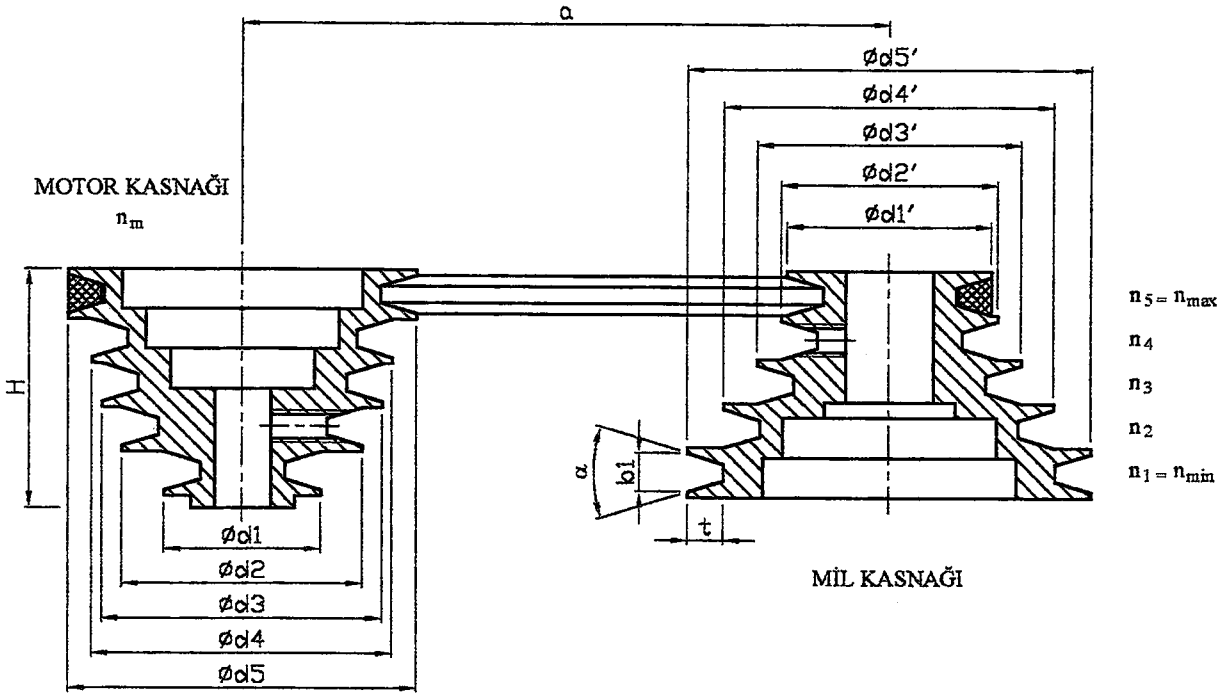
$$F_{v(\max)} = 1407 \text{ N} \approx 1400 \text{ N}$$

Motor gücü hesabından bulunan en yüksek güç ihtiyacı olan 311W değeri standart değere tamamlanarak 350W gücünde ve aşağıdaki özelliklere sahip motor seçilmiştir.

Çizelge 3.4 Tezgah için seçilen motorun özellikleri

1- Motor tipi	E tipi asenkron motor
2- Motor gücü	350 W
3- Devir sayısı	1420 d/d
4- Gerilim	230 V
5- Frekans	50 Hz
6- Faz/Puls	1 / 4
7- Max. çalışma sıc.	60 °C
8- Motor mili	14 mm, segmanlı, düz kamalı
9- Motorun bağlantı şekli	Ayaklı, 36 mm x 55 mm'de 4 adet M6 civata ile

3.3 Kasnakların Boyutlandırılması ve Kayış Seçimi



Şekil 3.4 Kayış-kasnak mekanizması

3.3.1 Kasnakların boyutlandırılması

Çizelge 3.5 Kasnakların boyutlandırılabilmesi için gerekli değerler

$de_1 = 34 \text{ mm}$	$n_1 = 500 \text{ d/d}$	$P_m = 350 \text{ W}$
$de_2 = 55 \text{ mm}$	$n_2 = 1000 \text{ d/d}$	$n_m = 1420 \text{ d/d}$
$de_3 = 65 \text{ mm}$	$n_3 = 1500 \text{ d/d}$	$H = 60 \text{ mm}$
$de_4 = 70 \text{ mm}$	$n_4 = 2000 \text{ d/d}$	$z = 5$
$de_5 = 82 \text{ mm}$	$n_5 = 2500 \text{ d/d}$	

Çevrim oranları aşağıdaki çizelgede hesaplanmıştır;

Çizelge 3.6 Çevrim oranları

1.kademe:	$= n_m / n_1 = 1420 / 500$	$i_1 = 2,84$
2.kademe:	$= n_m / n_2 = 1420 / 1000$	$i_2 = 1,42$
3.kademe:	$= n_m / n_3 = 1420 / 1500$	$i_3 = 0,946$
4.kademe:	$= n_m / n_4 = 1420 / 2000$	$i_4 = 0,71$
5.kademe:	$= n_m / n_5 = 1420 / 2500$	$i_5 = 0,568$

Mil kasnağı etkin kanal çaplarının hesaplanması;

Çizelge 3.7 Mil kasnağı etkin kanal çapları

1.kanal etkin çapı:	$= de_1 \cdot (n_m/n_1) = 34 \cdot (1420/500)$	$de_1 = 96,5 \text{ mm}$
2.kanal etkin çapı:	$= de_2 \cdot (n_m/n_2) = 55 \cdot (1420/1000)$	$de_2 = 78,0 \text{ mm}$
3.kanal etkin çapı:	$= de_3 \cdot (n_m/n_3) = 65 \cdot (1420/1500)$	$de_3 = 61,5 \text{ mm}$
4.kanal etkin çapı:	$= de_4 \cdot (n_m/n_4) = 70 \cdot (1420/2000)$	$de_4 = 49,5 \text{ mm}$
5.kanal etkin çapı:	$= de_5 \cdot (n_m/n_5) = 82 \cdot (1420/2500)$	$de_5 = 46,5 \text{ mm}$

İlk aşamada P_m , n_m ve de_1 verileri yardımıyla diyagramdan SPZ tipi kayış seçilmiştir. Seçilen kayışın kontrol hesabı daha sonra yapılacaktır. SPZ tipi kayış için aşağıdaki kasnak ölçüleri belirlenmiştir;

Etkin kanal yüksekliği $he = 2,5 \text{ mm}$

Etkin kanal genişliği $be = 8,5 \text{ mm}$

Üst kanal genişliği $b_1 = 9,7 \text{ mm}$

Kanal yüksekliği $t = 9 \text{ mm}$

Kanal açısı $\alpha = 34^\circ$

$d = de + 2 \cdot he$ bağıntısı kullanılarak hesaplanan kasnak dış kanal çapları çizelgede verilmiştir.

Çizelge 3.8 Kasnak dış kanal çapları

Kanal çapları	Motor kasnağı	Mil kasnağı
1.kanal dış kasnak çapı:	$d_1 = 39 \text{ mm}$	$d_1 = 101,5 \text{ mm}$
2.kanal dış kasnak çapı:	$d_2 = 60 \text{ mm}$	$d_2 = 83,0 \text{ mm}$
3.kanal dış kasnak çapı:	$d_3 = 70 \text{ mm}$	$d_3 = 66,5 \text{ mm}$
4.kanal dış kasnak çapı:	$d_4 = 75 \text{ mm}$	$d_4 = 54,5 \text{ mm}$
5.kanal dış kasnak çapı:	$d_5 = 87 \text{ mm}$	$d_5 = 51,5 \text{ mm}$

3.3.2 Kayış seçimi ve kontrol hesabı

Çizelge 3.9 Kayış seçimi ve kontrol hesabında kullanılacak değerler (1)

$P_m = 350 \text{ W}$	$\alpha = 34^\circ$	$de_1 = 34 \text{ mm}$
$n_m = 1420 \text{ d/d}$	$f_{em} = 60 \text{ 1/s}$	$de_1 = 96,5 \text{ mm}$
$a = 236,5 \text{ mm}$	$\mu = 0,5$	$de_5 = 85 \text{ mm}$
$k_{i\dot{s}} = 1,2$	$z_k = 2$	$he = 2,5 \text{ mm}$

Kayış uzunluğunun hesaplanması;

Etkin kayış uzunluğunun hesaplanması (1);

$$\begin{aligned}
L_e &= 2.a + (\pi/2)(d_{e1'} + d_{e1}) + (1/4a)(d_{e1'} - d_{e1})^2 \\
&= 2.236,5 + (\pi/2)(96,5 + 34) + (1/4.236,5)(96,5-34)^2 \\
&= 682 \text{ mm}
\end{aligned} \tag{3.37}$$

Kayış çevre uzunluğunun hesaplanması;

$$L_a = L_e + 2\pi.he = 682 + 2\pi.2,5 = 697,7 \text{ mm standart değere tamamlanarak} \tag{3.38}$$

La = 700 mm belirlenir.

Seçilen kayış tipi; SPZ x 700 La tipi V-kayışı, seçilen kayışın standart ölçüleri;

Kayışın ISO simgesi	SPZ
Kayışın anma genişliği	b = 9,5 mm
Kayışın üst genişliği	b _o = 9,7 mm
Kayış yüksekliği	h = 8,2 mm

Seçilen kayışın iletebileceği max. güç;

$$P_m \leq P_{1em} = 0,35 \leq 0,57 \tag{3.39}$$

Olduğundan dolayı kayış güç iletimi açısından emniyetlidir.

Kayışın emniyetle iletebileceği gücün hesaplanması (1);

$$P_{1em} = z.P^*_1(k_b.k_L.k_k)/k_{s\dot{s}} = 1.1.1.(0,96.1.2.0,54)/1,2 = 0,57 \text{ KW} \tag{3.40}$$

Özgül kayış gücünün belirlenmesinde özgül kayış gücünü en düşük çıkaracak devir kademesi göz önüne alınarak hız hesaplanır ise (1);

$$v_{min} = (\pi d_{e1}.n_m)/60.1000 = (\pi.34.1420)/60.000 = 2,5 \text{ m/s} \tag{3.41}$$

v_{min} = 2,5 m/s ve SPZ kayış için çizelgeden → P*₁ = 1,1 KW belirlenir.

Sarıma faktörü, uzunluk faktörü ve kasnak çap faktörlerinin belirlenmesi;

$$\cos(\beta_1/2) = (de_1' - de_1)/2a = (96,5-34)/2.236,5 = 0,132 \rightarrow \beta_1 = 165^\circ \quad (3.42)$$

$$\beta_1 = 165^\circ \text{ yardımıyla çizelgeden} \rightarrow k_b = 0,96$$

$$Le = 682 \text{ mm, } b_o = 9,7 \text{ mm değerleri yardımıyla çizelgeden} \rightarrow k_L = 1,2$$

$$k_k = \text{seçilen } de_1/\text{tavsiye edilen en küçük } de_1 = 34/63 \rightarrow k_k = 0,54$$

Seçilen kayışın eğilme frekans kontrolü;

$$f_e \leq f_{em} \rightarrow 17,9 \leq 60 \text{ kayış eğilme frekansı yönünden emniyetlidir.} \quad (3.43)$$

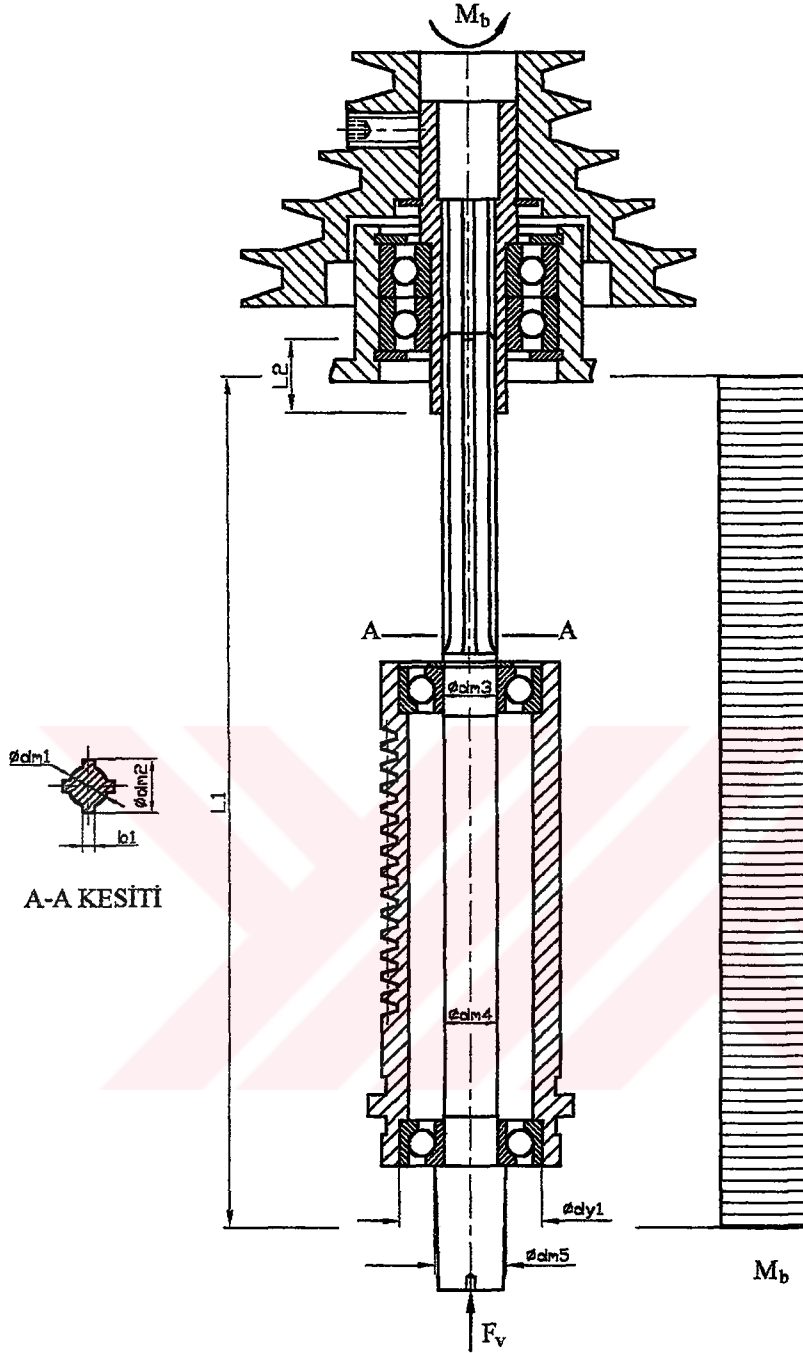
Kayışın eğilme frekans değerinin hesaplanması (1,3);

$$f_e = z_k \cdot (v_{max}/Le) = 2 \cdot (6,1/0,682) = 17,9 \text{ 1/s} \quad (3.44)$$

Kayış hızının hesaplanmasında eğilme frekans değerini en yüksek çıkaracak devir kademesi göz önüne alınarak hız hesaplanır ise;

$$v_{max} = (\pi \cdot de_5 \cdot n_m)/60.1000 = (\pi \cdot 82 \cdot 1420)/60.000 = 6,1 \text{ m/s} \quad (3.45)$$

3.4 İş Mili Mekanizmasının Mukavemet Hesabı



Şekil 3.5 İş mili mekanizması

Çizelge 3.10 İş mili hesaplarında kullanılacak değerler (1,30)

$P_m = 350 \text{ W}$	İş mili malzemesi = St-70-2	$d_{m1} = 9 \text{ mm}$
$n_m = 1420 \text{ d/d}$	$\sigma_K = 700 \text{ N/mm}^2$	$d_{m2} = 12 \text{ mm}$
$n_{min} = 500 \text{ d/d}$	$\sigma_{AK(\phi)} = 360 \text{ N/mm}^2$	$d_{m3} = 12 \text{ mm}$
$F_{v(max)} = 1400 \text{ N}$	$L_1 = 190 \text{ mm}$	$d_{m4} = 11,8 \text{ mm}$
$R_a = N9 = 6,3 \mu\text{m}$	$L_2 = 16,5 \text{ mm}$	$d_{m5} = 16 \text{ mm}$
$p = 3$ (bilyalı yatak)	$z = 4$ (kama sayısı)	$d_{y1} = 32 \text{ mm}$
$L_{10h(2ng)} = 10 \text{ sene}$	$k = 0,75$ (yük dağılım faktörü)	$b_1 = 2,7 \text{ mm}$

3.4.1 İş milinin gerilme kontrol hesabı

İş milinin ve diğer tezgah parçalarının mukavemet ve boyutlandırma hesaplarında burulma momentinin (M_b) dalgalı değişken, ilerleme kuvvetinin (F_v) ise sabit olduğu kabul edilerek maksimum gerilme koşulları için hesaplamalar yapılacaktır (1,3).

Gerilme açısından en tehlikeli bölge olan A-A kesitinde mukavemet kontrolü;

$$\tau_{\max} \leq \tau_{em} = 46 \text{ N/mm}^2 < 104,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.46)$$

A-A kesiti dalgalı değişken burulma zorlanması açısından emniyetlidir.

İş milinin dalgalı değişken burulma zorlanması için emniyetli dayanım değeri;

$$\tau_{em} = \tau_{AK}/S = 209/2 = 104,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.47)$$

$$\tau_{AK} = 0,58 \cdot \sigma_{AK} = 0,58 \cdot 360 = 209 \text{ N/mm}^2 \quad (3.48)$$

$S = 2$ sünek malzeme ve değişken dinamik gerilme için

Seçilen kesit üzerinde etkili olan maksimum gerilme değeri;

$$\tau_{\max} = \tau_{gd} = \tau_o + (\tau_{AK}/\tau_D) \cdot \tau_g = 13,5 + (209/87) \cdot 13,5 = 46 \text{ N/mm}^2 \quad (3.49)$$

$$\tau_o = M_{bo}/W_p = 3075/227,3 = 13,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.50)$$

$$\tau_g = M_{bg}/W_p = 3075/227,3 = 13,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.51)$$

Kesitin burulma mukavemet momentinin hesaplanması;

$$W_p = \pi \cdot (d_o^3)/16 = \pi \cdot 10,5^3/16 = 227,3 \text{ mm}^3 \quad (3.52)$$

$$d_o = (d_{m1} + d_{m2})/2 = (9 + 12)/2 = 10,5 \text{ mm} \quad (3.53)$$

Parça üzerinde etkili olan burulma momentinin hesaplanması;

$$M_{bo} = (M_{b(\max)} + M_{b(\min)})/2 = (6150 + 0)/2 = 3075 \text{ Nmm} \quad (3.54)$$

$$M_{bg} = (M_{b(\max)} - M_{b(\min)})/2 = (6150 - 0)/2 = 3075 \text{ Nmm} \quad (3.55)$$

$$M_{b1} = \eta_{kk} \cdot i_1 \cdot M_{b(\text{mot})} = 0,92 \cdot 2,84 \cdot 2354 \approx 6150 \text{ Nmm} \quad (3.56)$$

$$M_{b(\text{mot})} = 9550 \cdot P_m/n_m = 9550 \cdot 035/1420 = 2,354 \text{ Nm} = 2354 \text{ Nmm} \quad (3.57)$$

Dinamik burulma gerilmesi için yorulma dayanım değerinin hesaplanması;

$$\tau_D^* = \tau_D \cdot (K_b K_y / K_\phi) = 203 \cdot (0,99 \cdot 0,78 / 1,8) = 87 \text{ N/mm}^2 \quad (3.58)$$

$$\tau_D = 0,58 \cdot \sigma_D = 0,58 \cdot 350 = 203 \text{ N/mm}^2 \quad (3.59)$$

$$\sigma_{D(e)} = 0,5 \cdot \sigma_K = 0,5 \cdot 700 = 350 \text{ N/mm}^2 \quad (3.60)$$

Seçilen kesit için çentik, boyut ve yüzey pürüzlülük faktörlerinin belirlenmesi;

$$K_\phi = 1,8 \quad (\text{burulmaya zorlanan kamalı mil için})$$

$$K_b = 0,99 \quad (d_{m2} = 12 \text{ mm için})$$

$$K_y = 0,78 \quad (Ra = 6,3 \text{ } \mu\text{m}, \sigma_K = 700 \text{ N/mm}^2 \text{ için})$$

3.4.2 Yüzey Basınç Kontrol Hesabı

İş mili ile iş mili göbeği arasındaki temas uzunluğunun en az olduğu en aşağı çalışma konumu için kamalı mil yüzeyinde yüzey basınç kontrolü yapılacaktır (1).

$$P_{\max} \leq P_{em} = 15,8 < 20 \text{ N/mm}^2 \quad (3.61)$$

İş mili ve iş mili göbeği yüzey basıncı açısından emniyetlidir.

Emniyetli yüzey basınç değeri;

$$P_{em} = 20 \text{ N/mm}^2 \text{ St-70 malzeme ve değişken dinamik yükleme durumu için} \quad (3.62)$$

Kamalı mil yüzeyine etki eden basınç değeri;

$$P_{\max} = F_t / A = 1171,4 / 74,25 = 15,8 \text{ N/mm}^2 \quad (3.63)$$

$$F_t = M_{b(\max)} / (d_o / 2) = 6150 / (10,5 / 2) = 1171,4 \text{ N} \quad (3.64)$$

$$d_o = (d_{m2} + d_{m1}) / 2 = (12 + 9) / 2 = 10,5 \text{ mm} \quad (3.65)$$

Basınç etkisi altındaki yüzey alanı;

$$A = k \cdot z \cdot h \cdot L_2 = 0,75 \cdot 4 \cdot 1,5 \cdot 16,5 = 74,25 \text{ mm}^2 \quad (3.66)$$

$$h = (d_{m2} - d_{m1}) / 2 = (12 - 9) / 2 = 1,5 \text{ mm} \quad (3.67)$$

3.4.3 İş mili rulmanlarının seçimi ve kontrolü

İlk aşamada rulman katalogundan iki adet 7201B (12x32x10) eğik bilyalı radyal rulman seçilmiştir ($C = 7,61 \text{ kN} = 7610 \text{ N}$) (14).

En büyük aksenal kuvvet için rulmanların kontrolü (1,3,18);

$$L_{10h(\text{mev})} \geq L_{10h(\text{öng})} = 28908,4 \text{ h} > 20.000 \text{ h seçilen rulmanlar uygundur.} \quad (3.68)$$

Öngörülen çalışma süresi;

$$L_{10h(\text{öng})} = 8 \text{ h/gün} \times 250 \text{ gün/sene} \times 10 \text{ sene} = 20.000 \text{ h} \quad (3.69)$$

Seçilen rulmanların % 90 güvenilirlik esasına göre dayanabileceği çalışma süresinin hesaplanması;

$$L_{10h(\text{mev})} = (10^6/60.n).(C/F_{eş})^p = (10^6/60.500).(7610/798)^3 = 28908,4 \text{ h} \quad (3.70)$$

Eşdeğer yatak kuvvetinin hesaplanması;

$$F_{eş} = x.F_r + y.F_a = 0 + 0,57.1400 = 798 \text{ N} \quad (3.71)$$

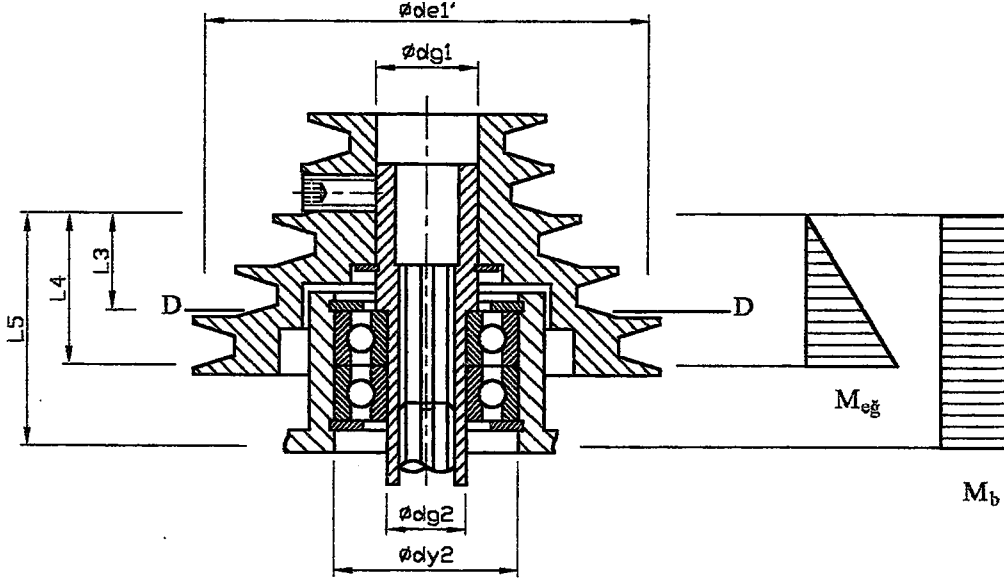
$$F_a = F_{v(\text{max})} = 1400 \text{ N} \quad \text{Yatağa etki eden aksenal kuvvet}$$

$$F_r = 0 \quad \text{Yatağa radyal yük etki etmiyor}$$

Radyal ve aksenal faktörlerin belirlenmesi;

$$x = 0,35, \quad y = 0,57 \quad \text{O düzeni ile montajlanmış eğik bilyalı rulmanlar için}$$

3.5 İş Mili Göbeğinin Mukavemet Hesabı



Şekil 3.6 İş mili göbeği ve kasnağı

Çizelge 3.11 İş mili göbeğinin hesaplarında kullanılacak değerler (1,30)

$P_m = 350 \text{ W}$	Göbek malzemesi = St-70-2	$L_3 = 21 \text{ mm}$
$n_m = 1420 \text{ d/d}$	$\sigma_K = 700 \text{ N/mm}^2$	$L_4 = 33 \text{ mm}$
$n_{min} = 500 \text{ d/d}$	$\sigma_{AK} = 360 \text{ N/mm}^2$	$L_5 = 51 \text{ mm}$
$M_{b1} = 6150 \text{ Nmm}$	$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$	$a = 236,5 \text{ mm}$
$R_a = N9 = 6,3 \text{ } \mu\text{m}$	$d_{g1} = 22 \text{ mm}$	$d_{e1} = 96,5 \text{ mm}, d_{e1} = 34 \text{ mm}$
$p = 3$ (bilyalı yatak)	$d_{g2} = 17 \text{ mm}$	$d_{m2(g\ddot{o}b)} = 12 \text{ mm } -0/+0,07$
$L_{10h(\ddot{o}n\ddot{g})} = 20.000 \text{ saat}$	$d_{y2} = 40 \text{ mm}$	$d_{m2(mil)} = 12 \text{ mm } -0,29/-0,40$

3.5.1 İş mili göbeğinin gerilme kontrol hesabı

Gerilme kontrol hesabı en büyük burulma momentinin olduğu, dolayısıyla iş mili göbeğinin en fazla zorlandığı kayışın 1.konumu için yapılacaktır.

Gerilme açısından en tehlikeli bölge olan D-D kesitinde mukavemet kontrolü;

$$\tau_{e\ddot{s}} \leq \tau_{em} = 25,7 \text{ N/mm}^2 < 104,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.72)$$

D-D kesiti eşdeğer gerilme dayanımı açısından emniyetlidir.

Hesaplanan emniyetli gerilme(τ_{em}) maksimum eşdeğer gerilme değerinin($\tau_{e\ddot{s}}$) çok üzerinde olmasına rağmen göbek içerisinde çalışacak olan iş milinin yüzey basınç emniyeti ve gerilme emniyeti açısından boyut ve malzemelerde değişikliği yapılması yoluna gidilmemiştir.

İş mili göbeğinin dalgalı değişken burulma ve tam değişken eğilme zorlanması durumunda seçilen kesit üzerinde etkili olan eşdeğer gerilmenin, maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezine göre hesaplanması (1,3,30);

$$\tau_{eş} = (\sigma_{gd} + 3 \cdot \tau_{gd}^2)^{1/2} = [(14,6)^2 + 3 \cdot (12,2)^2]^{1/2} = 25,7 \text{ N/mm}^2 \quad (3.73)$$

İş mili göbeğinin emniyetli dayanım değeri;

$$\tau_{em} = \tau_{AK}/S = 209/2 = 104,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.74)$$

$$\tau_{AK} = 0,58 \cdot \sigma_{AK} = 0,58 \cdot 360 = 209 \text{ N/mm}^2 \quad (3.75)$$

S = 2 sünek malzeme ve değişken dinamik gerilme için

Kayışın 1.konumu için iş mili göbeğinin seçilen kesiti üzerinde oluşan maksimum burulma gerilmesinin hesaplanması;

$$\tau_{gd} = \tau_o + (\tau_{AK}/\tau_D^*) \tau_g = 3,7 + (209/91)3,7 = 12,2 \text{ N/mm}^2 \quad (3.76)$$

$$\tau_o = M_{bo}/W_p = 3075/824,3 = 3,7 \text{ N/mm}^2 \quad (3.77)$$

$$\tau_g = M_{bg}/W_p = 3075/824,3 = 3,7 \text{ N/mm}^2 \quad (3.78)$$

Seçilen kesitin burulma mukavemet momentinin hesaplanması;

$$W_p = \pi \cdot (d_{g2}^4 - d_o^4) / 16 \cdot d_{g2} = \pi \cdot (17^4 - 10,5^4) / 16 \cdot 17 = 824,3 \text{ mm}^3 \quad (3.79)$$

$$d_o = (d_{m1} + d_{m2}) / 2 = (9 + 12) / 2 = 10,5 \text{ mm} \quad (3.80)$$

Parça üzerinde etkili olan dinamik burulma momentinin hesaplanması;

$$M_{bo} = (M_{b(max)} + M_{b(min)}) / 2 = (6150 + 0) / 2 = 3075 \text{ Nmm} \quad (3.81)$$

$$M_{bg} = (M_{b(max)} - M_{b(min)}) / 2 = (6150 - 0) / 2 = 3075 \text{ Nmm} \quad (3.82)$$

$$M_{b1} = \eta_{kk} \cdot i_1 \cdot M_{b(mot)} = 0,92 \cdot 2,84 \cdot 2354 \approx 6150 \text{ Nmm} \quad (3.83)$$

$$M_{b(mot)} = 9550 \cdot P_m / n_m = 9550 \cdot 0,035 / 1420 = 2,354 \text{ Nm} = 2354 \text{ Nmm} \quad (3.84)$$

Dinamik burulma gerilmesi için yorulma dayanım değerinin hesaplanması;

$$\tau_D^* = \tau_D \cdot (K_b K_y / K_\sigma) = 203(0,99 \cdot 0,78 / 1,72) = 91 \text{ N/mm}^2 \quad (3.85)$$

$$\tau_D = 0,58 \cdot \sigma_{D(e)} = 0,58 \cdot 350 = 203 \text{ N/mm}^2 \quad (3.86)$$

$$\sigma_{D(e)} = 0,5 \cdot \sigma_K = 0,5 \cdot 700 = 350 \text{ N/mm}^2 \quad (3.87)$$

Burulmaya zorlanan kademeli mil için çentik, boyut ve yüzey pürüzlülük faktörleri;

$$K_{\phi} = 1 + q.(K_t - 1) = 1 + 0,8(1,9 - 1) = 1,72 \quad (3.88)$$

$$K_t = 1,9 \quad (r/d = 0,03 \text{ ve } D/d = 1,3 \text{ için çizelgeden})$$

$$\text{Fatura yuvarlatma yarıçapı } r = 0,5 \text{ mm}$$

$$\text{Küçük ve büyük mil çapları } d = d_{g2} = 17 \text{ mm, } D = d_{g1} = 22 \text{ mm}$$

$$q = 0,8 \quad (\sigma_K = 700 \text{ N/mm}^2 \text{ için})$$

$$K_b = 0,99 \quad (d_{g1} = 22 \text{ mm için})$$

$$K_y = 0,78 \quad (Ra = 6,3 \mu\text{m, } \sigma_K = 700 \text{ N/mm}^2 \text{ için})$$

Kayışın 1.konumu için kayış-kasnak mekanizmasının iş mili göbeği üzerinde oluşturduğu eğilme gerilmesinin hesaplanması;

$$\sigma_{gd} = \sigma_o + (\sigma_{AK}/\sigma_D) \sigma_g = 0 + (360/120,9).4,9 = 14,6 \text{ N/mm}^2 \quad (3.89)$$

$$\sigma_o = M_{eo}/W = 0/412,1 = 0 \text{ N/mm}^2 \quad (3.90)$$

$$\sigma_g = M_{eg}/W = 2016/412,1 = 4,9 \text{ N/mm}^2 \quad (3.91)$$

Seçilen kesitin eğilme mukavemet momentinin hesaplanması;

$$W = \pi.(d_{g2}^4 - d_o^4)/32.d_{g2} = \pi.(17^4 - 10,5^4)/32.17 = 412,1 \text{ mm}^3 \quad (3.92)$$

Seçilen kesit üzerinde etkili olan dinamik eğilme momentinin hesaplanması;

$$M_{eo} = (M_{eg(max)} + M_{eg(min)})/2 = 1008 + (-1008) = 0 \text{ N} \quad (3.93)$$

$$M_{eg} = (M_{eg(max)} - M_{eg(min)})/2 = 1008 - (-1008) = 2016 \text{ N} \quad (3.94)$$

$$M_{eg} = F_{m1}.L_3 = 48.21 = 1008 \text{ Nmm} \quad (3.95)$$

Kayışın 1. konumu için iş mili göbeğine gelen kuvvet;

$$F_{m1} = (F_1^2 + F_2^2 - F_1.F_2.\text{Cos}\beta_1)^{1/2} = (42,3^2 + 10^2 - 42,3.10.\text{Cos}165)^{1/2} = 48 \text{ N} \quad (3.96)$$

Kayış kol kuvvetlerinin hesaplanması;

$$F_1/F_2 = e^{\mu\beta_1} = e^{0,5.2,88} = 4,22 \quad (3.97)$$

$$F_1 - F_2 = F_{t1}.\text{Sin}(\alpha/2) = 127,5.\text{Sin}(34/2) = 32,3 \text{ N} \quad (3.98)$$

$$F_{t1} = M_{b1}/(d_{e1}/2) = 6150/(96,5/2) = 127,5 \text{ N} \quad (3.99)$$

$F_1 = 42,3 \text{ N}$, $F_2 = 10 \text{ N}$ bulunur.

Kayışın sarılma açısının hesaplanması;

$$\cos(\beta_1/2) = (d_{e1} - d_{e2})/2a = (96,5-34)/2.236,5 = 0,132 \rightarrow \beta_1 = 2,88 \text{ rad} \quad (3.100)$$

Dinamik eğilme gerilmesi için yorulma dayanım değerinin hesaplanması;

$$\sigma_D^* = \sigma_D \cdot (K_b K_y / K_\phi) = 350 \cdot (0,93 \cdot 0,78 / 2,1) = 120,9 \text{ N/mm}^2 \quad (3.101)$$

$$\sigma_{D(e)} = 0,5 \cdot \sigma_K = 0,5 \cdot 700 = 350 \text{ N/mm}^2 \quad (3.102)$$

Eğilmeye zorlanan kademeli mil için çentik, boyut ve yüzey pürüzlülük faktörleri;

$$K_\phi = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1 + 0,8 \cdot (2,4 - 1) = 2,1 \quad (3.103)$$

$$K_t = 2,4 \quad (r/d = 0,03, D/d = 1,3 \text{ için çizelgeden})$$

$$q = 0,8 \quad (\sigma_K = 700 \text{ N/mm}^2 \text{ için})$$

$$K_b = 0,93 \quad (d_{g1} = 22 \text{ mm için})$$

$$K_y = 0,78 \quad (Ra = 6,3 \mu\text{m}, \sigma_K = 700 \text{ N/mm}^2 \text{ için})$$

Kayış-kasnak mekanizmasından iş mili göbeğine gelen kuvvetin çok az olması ve hesaplamalarda kolaylık sağlanması amacıyla F_{m1} kuvvetinin iş mili kasnağı ile iş mili göbeğinin temas noktasına etki ettiği düşünülerek eğilme momenti hesaplanmıştır.

3.5.2 İş mili göbeğinin rijitlik kontrolü

Kuvvetler çok küçük olmakla birlikte en büyük eğilme momentinin meydana geldiği kayışın 1.konumu için iş mili göbeğinin rijitlik kontrolü yapılacaktır.

$$y_{\max} \leq y_{\text{müs}} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ mm} < 0,15 \text{ mm} \quad (3.104)$$

İş mili göbeği yeterince rijittir, iş milini eğilmeye zorlamaz.

İş mili göbeği için müsaade edilebilecek eğilme değeri ($y_{\text{müs}}$), iş mili ile iş mili göbeği arasında olabilecek en küçük boşluktan hareketle şu şekilde hesaplanabilir (1,3);

$$y_{\text{müs}} = (d_{\text{göb}(\min)} - d_{\text{mil}(\max)})/2 = (12,0 - 11,71)/2 \approx 0,15 \text{ mm} \quad (3.105)$$

İmalatta ortaya çıkabilecek en küçük göbek ve en büyük mil çapının hesaplanması;

$$d_{göb(min)} = d_{m2(göb)} - AT = 12 - 0 = 12 \text{ mm} \quad (3.106)$$

$$d_{mil(max)} = d_{m2(mil)} + \dot{U}T = 12 + (-0,29) = 11,71 \text{ mm} \quad (3.107)$$

İş mili göbeğinde oluşabilecek maksimum eğilme değeri;

$$y_{max} = (F_{m1} \cdot L_4^3) / (3 \cdot E \cdot I) = (48,33^3) / (3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 14012,6) = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \quad (3.108)$$

İş mili göbeğinin maksimum eğilme değeri (y_{max}) müsaade edilen değerden ($y_{müs}$) küçük olması sebebiyle içerisinde çalışacak olan iş milinde herhangi bir çökme ve eğilme gerilmesi oluşmaz. Bu nedenle iş milinin mukavemet hesaplarında; iş mili göbeğine etki eden eğilme kuvvetinin dikkate alınması gerekmez.

3.5.3 İş mili göbeği yataklama rulmanlarının seçimi ve kontrolü

Rulman kataloğundan ilk aşamada 2 adet 6203 2RS (17x40x14) sabit bilyalı radyal rulman seçilmiştir ($C = 9,56 \text{ kN} = 9560 \text{ N}$). En büyük radyal kuvvet için rulmanların kontrolü (1,14);

$$L_{10h(mev)} \geq L_{10h(öng)} = 263,3 \cdot 10^6 \text{ h} > 20.000 \text{ h} \text{ rulmanlar uygundur.} \quad (3.109)$$

Hesaplanan yorulma ömrü ($L_{10h(mev)}$), yeterli görülen yorulma ömrünün ($L_{10h(öng)}$) çok üzerinde olmasına rağmen yeni bir rulman seçimi yoluna gidilmemiştir. Bunun sebebi seçilen rulmanların döküm yatak içerisinde monte edilecekleri yerin işlenebilme zorluğunun ortaya çıkmasına imkan vermeyerek işlenebilme kolaylığı sağlamaktır.

Seçilen rulmanın % 90 güvenilirlik esasına göre dayanabileceği çalışma süresi;

$$L_{10h(mev)} = (10^6 / 60 \cdot n) \cdot (C / F_{eş})^p = (10^6 / 60 \cdot 500) \cdot (9560 / 48)^3 = 263,3 \cdot 10^6 \text{ h} \quad (3.110)$$

Eşdeğer yatak kuvvetinin hesaplanması;

$$F_{eş} = x \cdot F_r + y \cdot F_a = 1,48 + 0 = 48 \text{ N} \quad (3.111)$$

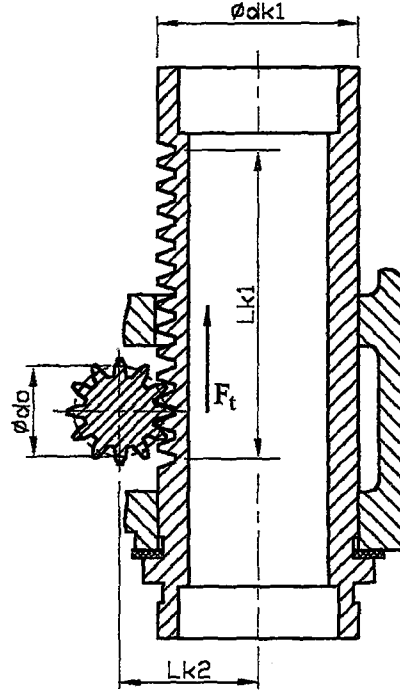
$$F_{r(max)} = F_{m1} = 48 \text{ N} \quad \text{Yataklara etki eden radyal kuvvet}$$

$$F_a = 0 \quad \text{Yataklara aksel yük etki etmiyor}$$

Radyal ve aksel yük faktörlerinin belirlenmesi;

$$x = 1, \quad y = 0 \quad F_a / F_r = 0, \text{ sabit bilyalı rulman için}$$

3.6 Kremayerin ve Karşı Dişlisinin Mukavemet Hesabı



Şekil 3.7 İş mili kovani ve kremayer mekanizması

Çizelge 3.12 Kremayer ve karşı dişlisinin hesaplarında kullanılacak değerler (1,30)

$F_{v(max)} = 1400 \text{ N}$	Dişli malzemesi = C _k 45	Kremayer malzemesi = C _k 45
$n_{min} = 500 \text{ d/d}$	$\sigma_K = 650 \text{ N/mm}^2$	$\sigma_K = 650 \text{ N/mm}^2$
$m = 1,5 \text{ mm}$	$P_{HD} = 1100 \text{ N/mm}^2$	$P_{HD} = 1100 \text{ N/mm}^2$
$b = 21,5 \text{ mm}$	$E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$	$E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
$s = 0,04 \text{ mm/dev}$	Dişli kalitesi = 7	$\alpha_o = 25^\circ$
$d_{k1} = 40 \text{ mm}$	$z_1 = 12$	$z_{kra} = 13$

3.6.1 Kremayer ve karşı dişlisinin boyutlandırılması

Taksimat daire, taban daire ve baş daire çapları (1,3);

$$d_o = m \cdot z = 1,5 \cdot 12 = 18 \text{ mm} \quad (3.112)$$

$$d_t = d_o - 2,5m = 18 - 2,5 \cdot 1,5 = 14,25 \text{ mm} \quad (3.113)$$

$$d_b = d_o + 2m = 18 + 2 \cdot 1,5 = 21 \text{ mm} \quad (3.114)$$

Diş başı yüksekliği, taban yüksekliği ve diş yüksekliği;

$$h_b = 1 \cdot m = 1 \cdot 1,5 = 1,5 \text{ mm} \quad (3.115)$$

$$h_t = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 1,5 = 1,875 \text{ mm} \quad (3.116)$$

$$h = h_b + h_t = 2,25.m = 2,25.1,5 = 3,375 \text{ mm} \quad (3.117)$$

Taksimat ve diş dibi kavisi;

$$t = (\pi.d_o/z) = \pi.m = \pi.1,5 = 4,71 \text{ mm} \quad (3.118)$$

$$\rho = 0,25.m = 0,25.1,5 = 0,375 \text{ mm} \quad (3.119)$$

Kremayer dişli boyu;

$$L_{k1} = t.z_{kra} = 4,71.13 = 61,23 \text{ mm} \quad (3.120)$$

Kremayer karşı dişlisinin mil merkezi ile iş mili kovan merkezi arasındaki mesafe;

$$L_{k2} = [(d_{k1}/2) - h_b] + d_o/2 = [(40/2) - 1,5] + (18/2) = 27,5 \text{ mm} \quad (3.121)$$

3.6.2 Diş dibi kırılmasına göre kontrol hesabı

Kremayer karşı dişlisinin diş dibi kırılma kontrolü;

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{em} = 160,6 \text{ N/mm}^2 < 173,3 \text{ N/mm}^2 \quad (3.122)$$

Kremayer karşı dişlisi diş dibi kırılmasına göre emniyetlidir.

Kremayer karşı dişlisinin emniyetli gerilme değeri (1,3);

$$\sigma_{em} = \sigma_D^* / S = 260 / 1,5 = 173,3 \text{ N/mm}^2 \quad (3.123)$$

S = 1,5 diş dibi kırılma hesabında tavsiye edilen değer.

Kremayer karşı dişlisinin yorulma dayanımının hesaplanması;

$$\sigma_D^* = (K_z/K_\rho) \cdot \sigma_D = (1,4/1,4) \cdot 280 = 260 \text{ N/mm}^2 \quad (3.124)$$

$$\sigma_D = 0,4 \cdot \sigma_K = 0,4 \cdot 650 = 260 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{ıslah ve imalat çelikleri}) \quad (3.125)$$

Zorlanma faktörü $K_z = 1,4$ (tavsiye edilen değer)

Çentik faktörü $K_\rho = 1,4$ ($\rho = 0,25.m$ için)

Dişli üzerine etki eden maksimum gerilme değerinin hesaplanması;

$$\sigma_{max} = K_{f1} \cdot K_v \cdot F_t / (b \cdot m) = 3,7 \cdot 1 \cdot 1400 / (21,5 \cdot 1,5) = 160,6 \text{ N/mm}^2 \quad (3.126)$$

$$F_t = F_{v(max)} = 1400 \text{ N}$$

Dinamik faktör ve form faktörünün belirlenmesi;

Kramayer karşı dişlisinin hızı;

$$u = v_{dişli} = v_{kra} = s.n = 0,04 \times 500 = 20 \text{ mm/dak} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ m/s} \quad (3.127)$$

$$\text{Dinamik faktör } K_v = 1 \quad (v_{dişli} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ ve dişli kalitesi} = 7 \text{ için})$$

$$\text{Form faktörü } K_{f1} = 3,7 \quad (z = 12 \text{ için çizelgeden belirlenir})$$

Kremayerin diş dibi kırılma kontrolü;

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{em} = 95,5 \text{ N/mm}^2 < 173,3 \text{ N/mm}^2 \quad (3.128)$$

Kremayer diş dibi kırılmasına göre emniyetlidir.

Kremayerin emniyetli gerilme değeri (1,3);

$$\sigma_{em} = \sigma_D^* / S = 260 / 1,5 = 173,3 \text{ N/mm}^2 \quad (3.129)$$

$S = 1,5$ diş dibi kırılma hesabında tavsiye edilen değer.

Kremayerin yorulma dayanımının hesaplanması;

$$\sigma_D^* = (K_z / K_\sigma) \cdot \sigma_D = (1,4 / 1,4) \cdot 195 = 195 \text{ N/mm}^2 \quad (3.130)$$

$$\sigma_D = 0,4 \cdot \sigma_K = 0,4 \cdot 650 = 260 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{ıslah ve imalat çelikleri}) \quad (3.131)$$

Kremayerin dişleri üzerine etki eden maksimum gerilme değerinin hesaplanması;

$$\sigma_{max} = K_{\beta} \cdot K_v \cdot F_t / (b \cdot m) = 2,2 \cdot 1 \cdot 1400 / (21,5 \cdot 1,5) = 95,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.132)$$

Dinamik faktör ve form faktörünün belirlenmesi;

$$u = v_{dişli} = v_{kra} = s.n = 0,04 \times 500 = 20 \text{ mm/dak} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ m/s} \quad (3.133)$$

$$\text{Dinamik faktör } K_v = 1 \quad (v_{dişli} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ ve dişli kalitesi} = 7 \text{ için})$$

$$\text{Form faktörü } K_{\beta} = 2,2 \quad (z = \infty \text{ için çizelgeden belirlenir})$$

3.6.3 Diş Yüzeyi Ezilme Kontrolü;

$$P_{H(max)} \leq P_{Hem} = 833,2 \text{ N/mm}^2 < 916,7 \text{ N/mm}^2 \quad (3.134)$$

Kremayer ve karşı dişlisi diş yüzeyi ezilmesine göre emniyetlidir.

Kremayer ve karşı dişlisinin emniyetli yüzey basınç değeri (1);

$$P_{Hem} = P_{HD}^*/S = 1100/1,2 = 916,7 \text{ N/mm}^2 \quad (3.135)$$

$S = 1,2$ diş yüzeyi ezilme hesabında tavsiye edilen değer

Kremayer ve karşı dişlisi üzerine etki eden maksimum yüzey basıncının hesaplanması;

$$P_{H(max)} = K_E \cdot K_\alpha \cdot K_i \cdot [K_v \cdot F_v / (b \cdot d_{o1})]^{1/2} = 270,4 \cdot 1,62 \cdot 1 [1 \cdot 1400 / (21,5 \cdot 18)]^{0,5} = 833,2 \text{ N/mm}^2 \quad (3.136)$$

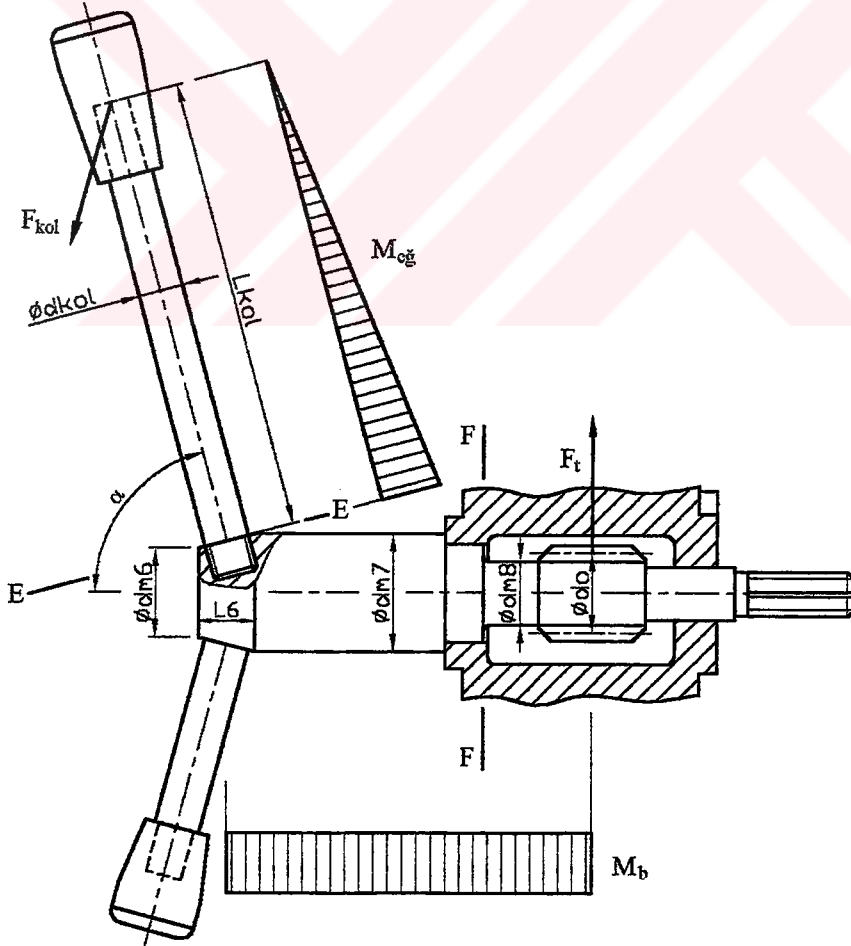
Yuvarlanma faktörü, elastiklik faktörü ve çevrim oranı faktörünün hesaplanması;

$$K_\alpha = (1/\text{Sin}\alpha_o \cdot \text{Cos}\alpha_o)^{1/2} = (1/\text{Sin}25 \cdot \text{Cos}25)^{0,5} = 1,62 \quad (3.137)$$

$$K_E = 0,59 \cdot (E_{es})^{1/2} = 0,59 \cdot (2,1 \cdot 10^5)^{0,5} = 270,4 \text{ (N/mm)}^{1/2} \quad (3.138)$$

$$K_i = (i_1 + 1)/i = 1 \quad (3.139)$$

3.7 İlerleme Kolunun Mukavemet Hesabı



Şekil 3.8 İlerleme mekanizması

Çizelge 3.13 İlerleme kolunun mukavemet hesabında kullanılacak değerler (1,20,30)

Kol malzemesi = St-50	$L_{kol} = 102 \text{ mm}$	$d_{m6} = 20 \text{ mm}$
$\sigma_{AK(\varphi)} = 290 \text{ N/mm}^2$	$d_{kol} = 10 \text{ mm}$	$d_{m7} = 26,5 \text{ mm}$
$F_t \approx F_{v(max)} = 1400 \text{ N}$	M10x1 ($d_1 = 8,773 \text{ mm}$)	$d_o = 18 \text{ mm}$
$\eta_{kr} = 0,94$		$L_6 = 12,5 \text{ mm}$

İlerleme kolunun gerilme kontrol hesabı;

İlerleme kolunun E-E dişdibi kesiti için gerilme kontrolü;

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{em} = 187 \text{ N/mm}^2 < 193,3 \text{ N/mm}^2 \quad (3.140)$$

İlerleme kolu gerilme yönünden emniyetlidir.

İlerleme kolunun emniyetli statik gerilme değeri (1,3);

$$\sigma_{em} = \sigma_{AK(\varphi)} / S = 290 / 1,5 = 193,3 \text{ N/mm}^2 \quad (3.141)$$

S = 1,5 Sünek malzeme ve hafif titreşimli statik gerilme için.

Kesit üzerine etki eden maksimum eğilme gerilmesinin hesaplanması;

$$\sigma_{max} \approx \sigma_{e(max)} = M_{eğ} / W = 12393 / 66,3 = 187 \text{ N/mm}^2 \quad (3.142)$$

Kesit üzerine etki eden eğilme momenti ve kesitin eğilme mukavemet momenti;

$$M_{eğ} = F_{kol} \cdot L_{kol} = 121,5 \cdot 102 = 12393 \text{ Nmm} \quad (3.143)$$

$$W = (\pi \cdot d_1^3 / 32) = (\pi \cdot 8,773^3 / 32) = 66,3 \text{ mm}^3 \quad (3.144)$$

İlerlemeyi sağlamak için gerekli kol kuvvetinin hesaplanması;

$$\Sigma M_o = 0 \quad (3.145)$$

$$F_t \cdot (d_o / 2) - \eta_{kr} \cdot F_{kol} \cdot [(d_{m7} + d_{m6}) / 4 + L_{kol} \cdot \sin \alpha] = 0$$

$$1400 \cdot (18 / 2) - 0,94 \cdot F_{kol} \cdot [(26,5 + 20) / 4 + 102 \cdot \sin 75,4] = 0$$

$$F_{kol} = 121,5 \text{ N}$$

 α açısının hesaplanması;

$$\tan \alpha = L_6 / [(d_{m7} - d_{m6}) / 2] = 12,5 / [(26,5 - 20) / 2] = 3,846 \text{ ise } \alpha = 75,4 \quad (3.146)$$

3.8 Kremayer Karşı Dişli Milinin Mukavemet Hesabı

Çizelge 3.14 Kremayer karşı dişli milinin mukavemet hesabında kullanılacak değerler (1,30)

Dişli mili malzemesi = C _k 45	F _{kol} = 121,5 N	d _o = 18 mm
σ _{AK(σ)} = 500 N/mm ²	S = 1,5	d _{m8} = 14,3 mm

Kremayer karşı dişli milinin gerilme kontrol hesabı;

Burulma gerilmesine maruz kalan F-F kesitinde mukavemet kontrolü;

$$\tau_{\max} \leq \tau_{em} = 23,4 \text{ N/mm}^2 < 193,3 \text{ N/mm}^2 \quad (3.147)$$

Kremayer karşı dişli mili gerilme yönünden emniyetlidir. Bu parçanın malzeme seçimi kremayer karşı dişlisinin mukavemet hesabında yapılmıştır. Bu sebeple, gerilmeler arasında önemli miktarda fark olmasına rağmen malzeme değiştirilmesi yoluna gidilmemiştir. Kremayer karşı dişli milinin emniyetli statik gerilme değeri (1,3);

$$\tau_{em} = \tau_{AK} / S = 290 / 1,5 = 193,3 \text{ N/mm}^2 \quad (3.148)$$

$$\tau_{AK} = 0,58 \cdot \sigma_{AK(\sigma)} = 0,58 \cdot 500 = 290 \text{ N/mm}^2 \quad (3.149)$$

Seçilen kesit üzerine etki eden maksimum burulma gerilmesinin hesaplanması;

$$\tau_{\max} = (M_b / W_p) = 13405 / 574,2 = 23,4 \text{ N/mm}^2 \quad (3.150)$$

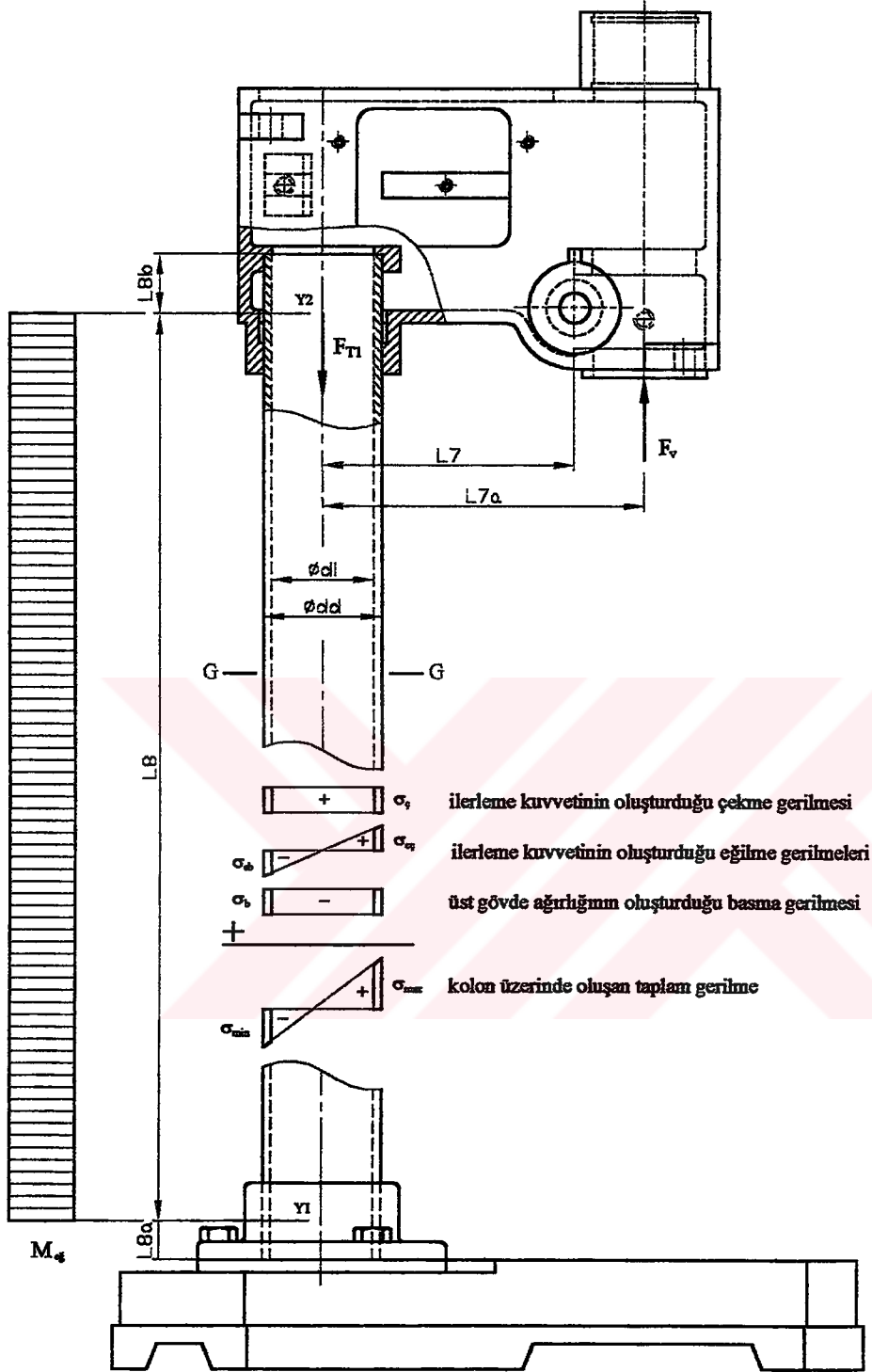
$$M_b = F_{kol} \cdot [(d_{m7} + d_{m6}) / 4 + L_{kol} \cdot \sin \alpha] \quad (3.151)$$

$$= 121,5 \cdot [(26,5 + 20) / 4 + 102 \cdot \sin 75,4] = 13405 \text{ Nmm}$$

Kesitin burulma mukavemet momentinin hesaplanması;

$$W_p = \pi \cdot (d_{m8})^3 / 16 = \pi \cdot (14,3)^3 / 16 = 574,2 \text{ mm}^3 \quad (3.152)$$

3.9 Kolonun Mukavemet ve Deformasyon Hesabı



Çizelge 3.15 Kolonun mukavemet ve deformasyon hesabında kullanılacak değerler (1,30)

Kolon malzemesi = St-34	$d_d = 46 \text{ mm}$	$L_8 = 357 \text{ mm}$
$\sigma_{AK(\varnothing)} = 200 \text{ N/mm}^2$	$d_i = 40 \text{ mm}$	$L_{8a} = 15 \text{ mm}$
$F_{v(\max)} = 1400 \text{ N}$	$L_7 = 98,5 \text{ mm}$	$L_{8b} = 26 \text{ mm}$
$m_{T1} = 12 \text{ kg}$	$L_{7a} = 126 \text{ mm}$	$S = 2$

3.9.1 Kolonun gerilme kontrol hesabı

Maksimum eğilme durumu, iş parçasının alt tabla üzerinde işlenmesi durumunda oluşacağı için deformasyon ve mukavemet hesabı bu konum için yapılacaktır. G-G kesitinde mukavemet kontrolü;

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{em} = 36,862 \text{ N/mm}^2 < 100 \text{ N/mm}^2 \quad (3.153)$$

Kolon gerilme yönünden emniyetlidir. Kolon kesitine etki eden maksimum gerilme, emniyetli gerilme miktarının oldukça altında olmasına rağmen kolonun rijitliği açısından kolon kesitinin yeniden boyutlandırılması yoluna gidilmemiştir.

Kolonun emniyetli gerilme değeri (1,3,33);

$$\sigma_{em} = \sigma_{AK(\varphi)} / S = 200/2 = 100 \text{ N/mm}^2 \quad (3.154)$$

İlerleme kuvveti ve tezgah üst gövde ağırlığının kolon kesitinde oluşturduğu maksimum ve minimum gerilmeler;

$$\sigma_{\max} = (\sigma_{\varphi} + \sigma_{e\varphi}) + (-\sigma_b) = (3,455 + 33,697) + (-0,290) = 36,862 \text{ N/mm}^2 \quad (3.155)$$

$$\sigma_{\min} = (\sigma_{\varphi} - \sigma_{eb}) + (-\sigma_b) = (3,455 - 33,697) + (-0,290) = -30,532 \text{ N/mm}^2 \quad (3.156)$$

İlerleme kuvvetinin kolon üzerinde oluşturduğu gerilmelerin hesaplanması;

$$\sigma_{\varphi} = F_{v(\max)} / A = 1400/405,3 = 3,455 \text{ N/mm}^2 \quad (3.157)$$

$$A = \pi \cdot (d_d^2 - d_i^2) / 4 = \pi \cdot (46^2 - 40^2) / 4 = 405,265 \text{ mm}^2 \quad (3.158)$$

$$\sigma_{e\varphi} = -\sigma_{eb} = M_{e\varphi} / W = 137900/4092,3 = 33,697 \text{ N/mm}^2 \quad (3.159)$$

$$M_{e\varphi} = F_{v(\max)} \cdot L_7 = 1400 \cdot 98,5 = 137900 \text{ Nmm} \quad (3.160)$$

Kolonun eğilme mukavemet momentinin hesaplanması;

$$W = \pi \cdot (d_d^4 - d_i^4) / 32d_d = \pi \cdot (46^4 - 40^4) / 32 \cdot 46 = 4092,3 \text{ mm}^3 \quad (3.161)$$

Tezgah üst gövde ağırlığının kolon üzerinde oluşturduğu gerilme;

$$\sigma_b = F_{T1} / A = 117,7/405,265 = 0,290 \text{ N/mm}^2 \quad (3.162)$$

$$F_{T1} = m_{T1} \cdot g = 12,9,81 = 117,7 \text{ N} \quad (3.163)$$

3.9.2 Kolonun eğilme deformasyon hesabı

Kolonun Y2 noktası için maksimum eğilme açısının hesaplanması (1,33);

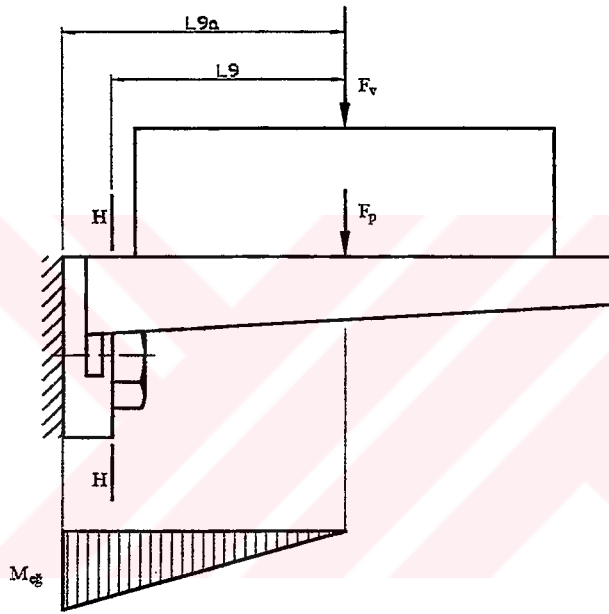
$$\tan\alpha_{\max} = (M_{e\dot{g}} \cdot L_8) / (E \cdot I) = (137900 \cdot 357) / (2,1 \cdot 10^5 \cdot 94122,90) = 2,491 \cdot 10^{-3} \quad (3.164)$$

$$I = \pi \cdot (d_d^4 - d_i^4) / 64 = \pi \cdot (46^4 - 40^4) / 64 = 94122,90 \text{ mm}^4 \quad (3.165)$$

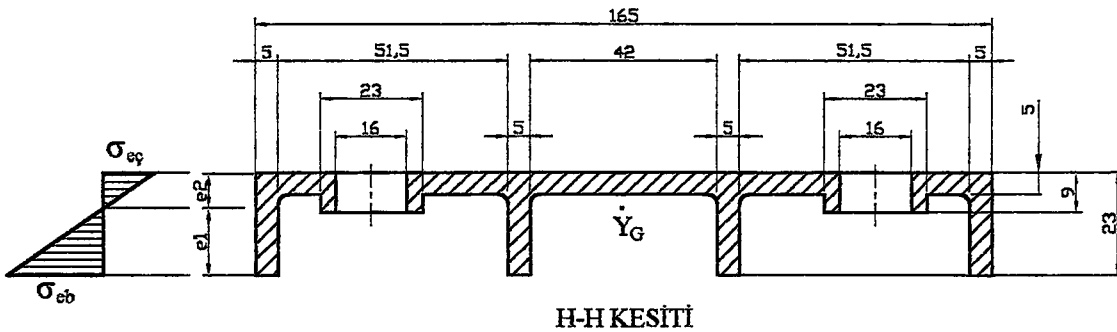
Kolonun Y2 noktası için maksimum şekil değıştirme miktarının hesaplanması (1,33);

$$y_{\max} = M_{e\dot{g}} \cdot (L_8)^2 / (2 \cdot E \cdot I) = 137900 \cdot 357^2 / (2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 94122,90) = 0,4446 \text{ mm} \quad (3.166)$$

3.10 Üst Tablanın Mukavemet Hesabı



Şekil 3.10 Üst tabla ve moment diyagramı



Şekil 3.11 Üst tabla kesiti ve gerilme diyagramı

Çizelge 3.16 Üst tablanın mukavemet hesabında kullanılacak değerler (1,30)

$F_{v(\max)} = 1400 \text{ N}$	Üst tabla malzemesi = GG-25	$L_9 = 70,5 \text{ mm}$
$F_{p(\max)} = 100 \text{ N}$	$\sigma_K = 250 \text{ N/mm}^2$	$L_{9a} = 85,5 \text{ mm}$

Üst tablanın gerilme kontrol hesabı;

Kırılma yönünden en tehlikeli bölge olan h-h kesiti için gerilme kontrolü;

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{em} = 40,5 \text{ N/mm}^2 < 100 \text{ N/mm}^2 \quad (3.167)$$

Üst tabla gerilme yönünden emniyetlidir. Üstt tabla üzerine etki eden maksimum gerilme, emniyetli gerilme miktarının oldukça altında olmasına rağmen tablanın rijitliği açısından tabla kesitinin küçültülmesi yoluna gidilmemiştir.

Üst tablanın emniyetli gerilme değeri (1,3);

$$\sigma_{em} = \sigma_K/S = 250/2,5 = 100 \text{ N/mm}^2 \quad (3.168)$$

S = 2,5 hafif titreşimli gerilme ve kırılğan malzeme için.

İlerleme kuvveti ve iş parçası ağırlığının üst tablanın seçilen kesiti üzerinde oluşturduğu maksimum gerilme değeri;

$$\sigma_{\max} = \sigma_{eb} = 40,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.169)$$

$$\sigma_{eb} = M_{eg}/W_1 = 105750/2608,9 = 40,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.170)$$

$$\sigma_{e\varphi} = M_{e\varphi}/W_2 = 105750/5963,3 = 17,7 \text{ N/mm}^2 \quad (3.171)$$

Seçilen kesitin maruz kaldığı eğilme momentinin hesaplanması;

$$M_{eg} = F_T \cdot L_0 = 1500 \cdot 70,5 = 105750 \text{ Nmm} \quad (3.172)$$

$$F_T = F_{v(\max)} + F_{p(\max)} = 1400 + 100 = 1500 \text{ N} \quad (3.173)$$

Eğilme mukavemet momentlerinin hesaplanması;

$$W_1 = I_{z-z}/e_1 = 41742,8/16 = 2608,9 \text{ mm}^3 \quad (3.174)$$

$$W_2 = I_{z-z}/e_2 = 41742,8/7 = 5963,3 \text{ mm}^3 \quad (3.175)$$

Tarafsız eksene göre eğilme atalet momentinin hesaplanması;

$$I_{z-z} = \Sigma(bh^3/12 + (Y_G - y_g)^2 \cdot A) \quad (3.176)$$

$$= 4 \cdot (5 \cdot 23^3/12 + 4,5^2 \cdot 5 \cdot 23) + (99 \cdot 5^3/12 + 4,5^2 \cdot 99 \cdot 5) + 2 \cdot (23 \cdot 9^3/12 + 2,5^2 \cdot 23 \cdot 8) = 41742,8 \text{ mm}^4$$

Seçilen kesitin ağırlık merkezinin hesaplanması;

$$Y_G = \Sigma(A \cdot y_g) / \Sigma A = 21818,5/1369 = 16 \text{ mm} \quad (3.177)$$

$$\Sigma(A.y_g) = 4.(5.23.11,5) + (99.5.17,5) + 2.(23.9.19) = 21818,5 \text{ mm}^3$$

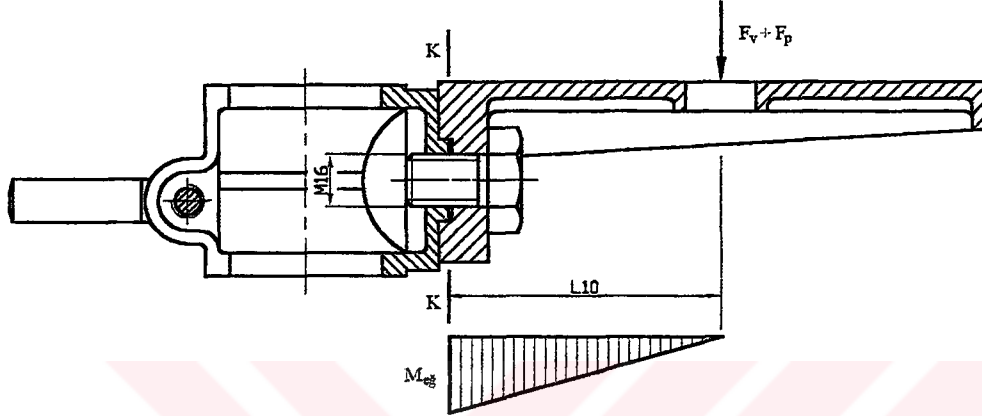
$$\Sigma A = 4.(5.23) + 99.5 + 46.9 = 1369 \text{ mm}^2$$

Tarafsız eksenin, seçilen kesitin üst ve alt noktasına uzaklığı;

$$e_1 = Y_G = 16 \text{ mm}$$

$$e_2 = 23 - Y_G = 7 \text{ mm}$$

3.11 Üst Tabla Cıvatasının Mukavemet Hesabı



Şekil 3.12 Üst tabla-flaş bağlantı civatası

Çizelge 3.17 Üst tabla civatasının mukavemet hesabında kullanılacak değerler (1,30)

Malzeme = 10.9 kalite çelik	$F_{v(max)} = 1400 \text{ N}$	M16x2 civata ($d_1 = 13,546 \text{ mm}$)
$\sigma_{AK} = 10.9 = 90 \text{ daN/mm}^2$	$F_{p(max)} \approx 100 \text{ N}$	$L_{10} = 82,5 \text{ mm}$
$\sigma_K = 10.10 = 100 \text{ daN/mm}^2$	$S = 1,5$	

Üst tabla civatasının gerilme kontrol hesabı;

Eğilme momentinin oluşturduğu çeki ve bası gerilmelerine maruz kalan civatanın K-K dişdibi kesiti için mukavemet kontrolü yapılacaktır.

Civatanın K-K kesiti için gerilme dayanım kontrolü;

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{em} = 507 \text{ N/mm}^2 < 600 \text{ N/mm}^2 \quad (3.178)$$

Üst tabla civatası gerilme yönünden emniyetlidir.

Üst tabla civatasının emniyetli statik gerilme değeri (1,3);

$$\sigma_{em} = \sigma_{AK} / S = 900 / 1,5 = 600 \text{ N/mm}^2 \quad (3.179)$$

Maksimum gerilme değerinin hesaplanması;

$$\sigma_{\max} = \sigma_{e\check{c}} = \sigma_{eb} = M_{e\check{g}}/W = 123750/244 = 507 \text{ N/mm}^2 \quad (3.180)$$

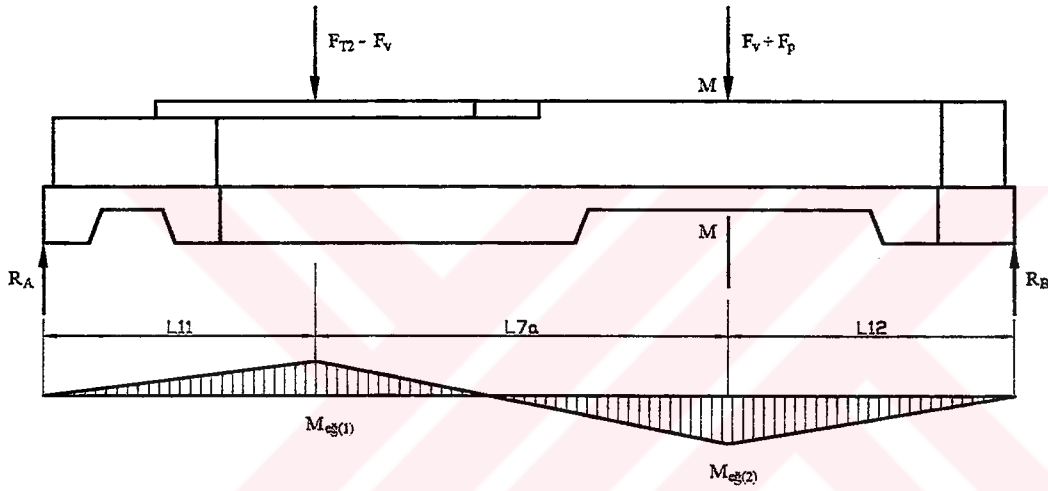
$$M_{e\check{g}} = F_T \cdot L_{10} = 1500 \cdot 82,5 = 123750 \text{ Nmm} \quad (3.181)$$

$$F_T = F_{v(\max)} + F_{p(\max)} = 1400 + 100 = 1500 \text{ N} \quad (3.182)$$

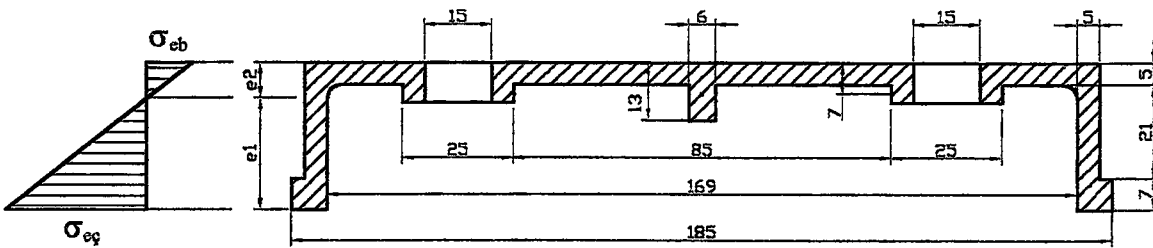
Civatanın diş dibi kesitinin eğilme mukavemet momenti;

$$W = \pi \cdot (d_1)^3/32 = \pi \cdot (13,546)^3/32 = 244 \text{ mm}^3 \quad (3.183)$$

3.12 Alt Tablanın Mukavemet Hesabı



Şekil 3.13 Alt tabla ve moment diyagramı



M-M KESİTİ

Şekil 3.14 Alt tabla kesiti ve gerilme diyagramı

Çizelge 3.18 Alt tablanın mukavemet hesabında kullanılacak değerler (1,30)

Alt tabla malzemesi = GG-25	$F_{v(\max)} = 1400 \text{ N}$	$L_{7a} = 126 \text{ mm}$
$\sigma_K = 250 \text{ N/mm}^2$	$F_{p(\max)} = 100 \text{ N}$	$L_{11} = 82 \text{ mm}$
$S = 2,5$	$F_{T2} = 167 \text{ N}$	$L_{12} = 87 \text{ mm}$

Alt tablanın gerilme kontrol hesabı;

Kırılma yönünden en tehlikeli bölge olan M-M kesiti için gerilme dayanım kontrolü;

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{em} = 21 \text{ N/mm}^2 < 100 \text{ N/mm}^2 \quad (3.184)$$

Alt tabla gerilme yönünden emniyetlidir. Alt tabla üzerine etki eden maksimum gerilme, emniyetli gerilme miktarının oldukça altında olmasına rağmen tablanın rijitliği açısından tabla kesitinin küçültülmesi yoluna gidilmemiştir.

Alt tablanın emniyetli gerilme değerinin hesaplanması (1,33);

$$\sigma_{em} = \sigma_K / S = 250 / 2,5 = 100 \text{ N/mm}^2 \quad (3.185)$$

Alt tablanın seçilen kesitinin üzerinde oluşan maksimum gerilme değerinin hesaplanması;

$$\sigma_{\max} = \sigma_{eç} = 21 \text{ N/mm}^2 \quad (3.186)$$

$$\sigma_{eç} = M_{eç(2)} / W_1 = 61296,3 / 2912,8 = 21 \text{ N/mm}^2 \quad (3.187)$$

$$\sigma_{eç} = M_{eç(2)} / W_2 = 62196,3 / 10818,8 = 5,75 \text{ N/mm}^2 \quad (3.188)$$

Maksimum eğilme momentinin hesaplanması;

$$M_{eç(2)} = R_B \cdot L_{12} = 714,9 \cdot 87 = 62196,3 \text{ Nmm} \quad (3.189)$$

Tepki kuvvetlerinin hesaplanması;

$$\sum M_A = 0 \quad (3.190)$$

$$F_{Y1} \cdot L_{11} + F_{Y2} \cdot (L_{11} + L_{7a}) + R_B \cdot (L_{11} + L_{7a} + L_{12}) = 0$$

$$-1233 \cdot 82 + 1500 \cdot (82 + 126) + R_B \cdot (82 + 126 + 87) = 0$$

$$R_A + R_B = F_{Y1} + F_{Y2} = -1233 + 1500 = 267 \text{ N} \quad (3.191)$$

$$F_{Y1} = F_{T2} - F_{v(\max)} = 167 - 1400 = -1233 \text{ N} \quad (3.192)$$

$$F_{Y2} = F_{p(\max)} + F_{v(\max)} = 100 + 1400 = 1500 \text{ N} \quad (3.193)$$

Denklemlerinin çözümünden R_B ve R_A tepki kuvvetleri şu şekilde bulunur;

$$R_B = 714,9 \text{ N}, \quad R_A = -447,9 \text{ N}$$

Eğilme mukavemet momentlerinin hesaplanması;

$$W_1 = I_{z-z}/e_1 = 75731,6/26 = 2912,8 \text{ mm}^3 \quad (3.194)$$

$$W_2 = I_{z-z}/e_2 = 75731,6/7 = 10818,8 \text{ mm}^3 \quad (3.195)$$

Tarafsız eksene göre eğilme atalet momentinin hesaplanması;

$$I_{z-z} = \Sigma(bh^3/12 + (Y_G - y_g)^2 \cdot A) \quad (3.196)$$

$$= 2 \cdot [(5.33^3/12 + 9,5^2 \cdot 5.33) + (17.5^3/12 + 4,5^2 \cdot 17.5) + (10.9^3/12 + 2,5^2 \cdot 10.9)$$

$$+ (40.5^3/12 + 4,5^2 \cdot 40.5)] + (5.13^3/12 + 0,5^2 \cdot 5.13)$$

$$= 75731,6 \text{ mm}^4$$

Seçilen kesitin ağırlık merkezinin hesaplanması;

$$Y_G = \Sigma(A \cdot y_g) / \Sigma A = 29682,5/1145 = 26 \text{ mm} \quad (3.197)$$

$$\Sigma(A \cdot y_g) = 2 \cdot [(5.33 \cdot 16,5) + (17.5 \cdot 30,5) + (10.9 \cdot 28,5) + (40.5 \cdot 30,5)] + 5.13 \cdot 26,5 = 29682,5$$

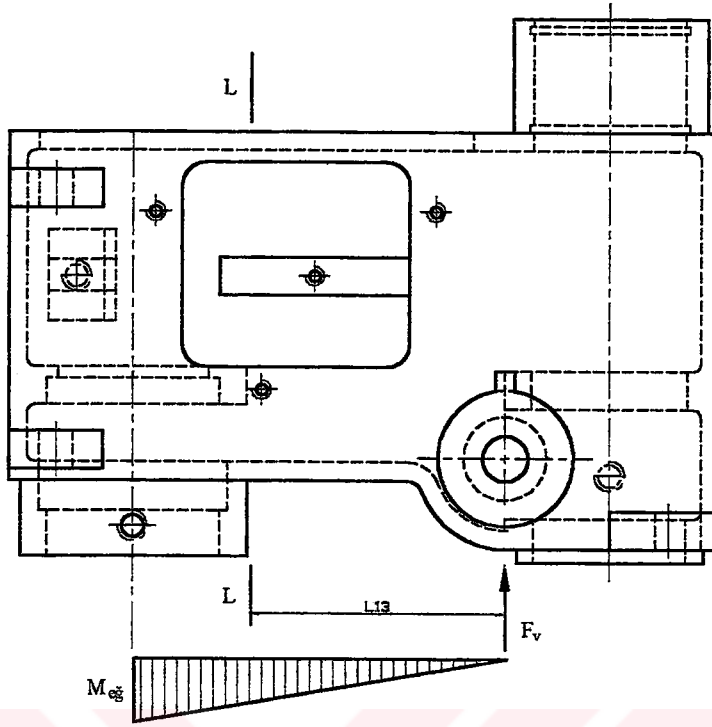
$$\Sigma A = 2[(5.33) + (17.5) + (10.9) + (40.5)] + (5.13) = 1145 \text{ mm}^2$$

Tarafsız eksenin, seçilen kesitin üst ve alt noktasına uzaklığı;

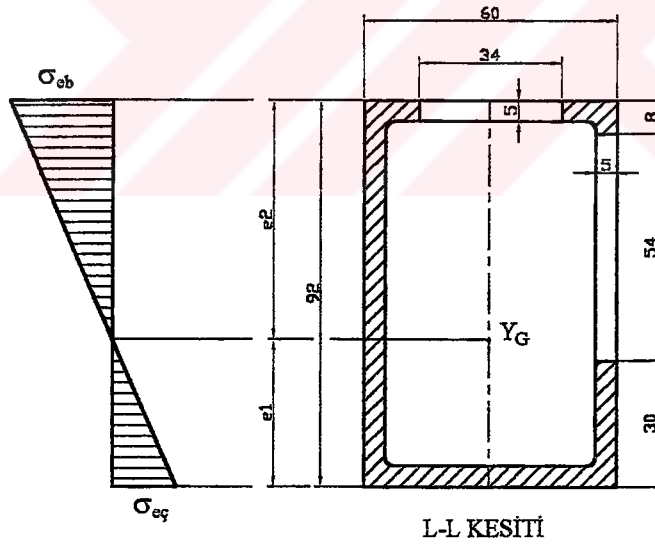
$$e_1 = Y_G = 26 \text{ mm},$$

$$e_2 = 33 - Y_G = 7 \text{ mm}$$

3.13 Döküm Kafanın Mukavemet Hesabı



Şekil 3.15 Döküm kafa ve moment diyagramı



Şekil 3.16 Döküm kafa kesiti ve gerilme diyagramı

Çizelge 3.19 Döküm kafanın mukavemet hesabında kullanılacak değerler (1,30)

Döküm kafa malzemesi = GG-25	$F_{v(max)} = 1400 \text{ N}$	$L_{13} = 67,5 \text{ mm}$
$\sigma_K = 250 \text{ N/mm}^2$	$S = 2,5$	

Döküm kafanın gerilme kontrol hesabı;

Kırılma yönünden en tehlikeli bölge olan L-L kesiti için gerilme dayanım kontrolü;

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{em} = 5 \text{ N/mm}^2 < 100 \text{ N/mm}^2 \quad (3.198)$$

Döküm kafa gerilme yönünden emniyetlidir. Döküm kafa üzerine etki eden maksimum gerilme, emniyetli gerilme miktarının oldukça altında olmasına rağmen döküm kafanın rijitliği için ve ayrıca döküm zorluğu oluşturmaması amacıyla döküm kafa kesitinin küçültülmesi yoluna gidilmemiştir. Döküm kafanın emniyetli gerilme değeri şu şekildedir;

$$\sigma_{em} = \sigma_K/S = 250/2,5 = 100 \text{ N/mm}^2 \quad (3.199)$$

İlerleme tepki kuvvetinin döküm kafanın seçilen kesiti üzerinde oluşturduğu maksimum gerilme değerinin hesaplanması (1,33);

$$\sigma_{\max} = \sigma_{eb} = M_{eğ}/W_2 = 94500/18855,4 = 5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.200)$$

$$\sigma_{eç} = M_{eç}/W_1 = 94500/30147,3 = 3,1 \text{ N/mm}^2 \quad (3.201)$$

$$M_{eç} = F_{v(\max)} \cdot L_{13} = 1400.67,5 = 94500 \text{ Nmm} \quad (3.202)$$

Eğilme mukavemet momentlerinin hesaplanması;

$$W_1 = I_{z-z}/e_1 = 1067215,8/35,4 = 30147,3 \text{ mm}^3 \quad (3.203)$$

$$W_2 = I_{z-z}/e_2 = 1067215,8/56,6 = 18855,4 \text{ mm}^3 \quad (3.204)$$

Tarafsız eksene göre eğilme atalet momentinin hesaplanması;

$$I_{z-z} = \Sigma(bh^3/12 + (Y_G - y_g)^2 \cdot A) \quad (3.205)$$

$$= (5.92^3/12 + 10,6^2 \cdot 5.92) + 2.(8.5^3/12 + 54,1^2 \cdot 8.5) + (50.5^3/12 + 32,9^2 \cdot 50.5)$$

$$+ (5.8^3/12 + 52,6^2 \cdot 5.8) + (5.30^3/12 + 20,4^2 \cdot 5.30) = 1067215,8 \text{ mm}^4$$

Seçilen kesitin ağırlık merkezinin hesaplanması;

$$Y_G = \Sigma(A \cdot y_g) / \Sigma A = 34717/981 = 35,4 \text{ mm} \quad (3.206)$$

$$\Sigma(A \cdot y_g) = (5.92.46) + 2.(8.5.89,5) + (50.5.2,5) + (5.8.88) + (5.30.15) = 34717 \text{ mm}^3$$

$$\Sigma A = (5.92) + 2.(8.5) + (50.5) + (5.8) + (5.30) = 980 \text{ mm}^2$$

$$e_1 = Y_G = 35,4 \text{ mm}$$

$$e_2 = 92 - Y_G = 56,6 \text{ mm}$$

4 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

4.1 Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş

Sonlu elemanlar yöntemi sayısal yöntemler içerisinde önemi gittikçe artan ve özellikle mühendisler tarafından her gün daha yaygın olarak kullanılan matematiksel bir çözüm şeklidir. Bunun nedeni farklı yüklere maruz kalan, geometrisi ve malzeme özellikleri karmaşık olan sistemlere ait bir çok problemin alışlagelmiş yöntemlerle çözümünün çok zor veya imkansız olmasıdır. Bu gibi durumlarda yaklaşık çözümler veren sayısal yöntemlerin kullanılması gerekmektedir. Bu yöntemlerin en önemlilerinden biride sonlu elemanlar analiz yöntemidir.

Herhangi bir sistem gerçek anlamda sonsuz sayıda birleşme noktasından oluşur ve bu durum çözümü imkansız kılar. Bu imkansızlığı yenmek için sonlu elemanlar yönteminde analiz edilecek yapının sonlu sayıda düğüm noktası ile birbirine bağlanmış elemandan oluştuğu düşünülür, böylece problem sonsuz sayıda bilinmeyenden sonlu sayıda bilinmeyene indirgenmiş olur ve sistem üzerine uygulanan fiziksel bir büyüklüğe karşı sistemin tepkisi bulunabilir. Yöntemin temel mantığı; analiz edilecek sistemin sonlu sayıda elemana ayrılması ve elde edilen elemanların hesaplamalarda temel olarak kullanılmasıdır. Elemanlar için elde edilen denklemlerin çözülmesi ve çözümlerin birleştirilmesi ile sistemin genel çözümü elde edilmektedir.

Sonlu elemanlar yönteminin temelleri, araştırmacıların diferansiyel denklemlerin çözümünde çeşitli tahminler yaptıkları 1940'lara kadar dayanmaktadır. Courant 1943, Prager ve Syngge 1947. Yöntemin ilk mühendislik uygulamaları Argyris tarafından 1954'te ve Turner tarafından 1956'da yapılmıştır. Sonlu elemanlar terimini ilk kez Clough 1960 yılında kullanmıştır. Bu yıllardan itibaren sonlu elemanlar yöntemi çeşitli yaklaşım ve metotların kullanılmaya başlanması ve bilgisayar teknolojisinin de gelişimi ile birlikte gelişerek yaygınlaşmıştır. Önceleri sadece yapısal statik analizlerde kullanılabilen sonlu elemanlar yöntemi, yöntem üzerinde geliştirilen bazı tekniklerle birlikte akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinde de kullanılmaya başlanmıştır. Günümüzde ise uzay çalışmaları, robot teknolojisi ve nükleer endüstri gibi ileri mühendislik çalışmaları başta olmak üzere bir çok farklı alanda vazgeçilmez bir analiz yöntemi olarak kullanılmaktadır.

Sonlu elemanlar yönteminin gelişmesinde ve yaygın olarak uygulanmasında bilgisayar teknolojisindeki gelişmenin etkisi oldukça büyüktür. Geçtiğimiz otuz yılda özellikle havacılık ve uzay çalışmalarında daha doğru analizlere ulaşma zorunluluğu ve gelişen bilgisayar

teknolojisi, yöntemin kullanımının giderek yaygınlaşmasını sağlamıştır. Geçmişteki bilgisayar maliyetlerinin ve kapasitelerinin getirdiği sınırlayıcı etkiler hızla ortadan kalktığından dolayı günümüzde sonlu elemanlar yöntemi mühendislik uygulamaları için ekonomik ve verimli bir duruma gelmiştir. Bu yöntem sayesinde prototiplerin bilgisayar ortamında hazırlanması ve test edilmesi mümkün olmaktadır. Üretim veya kullanımdan önce en uygun tasarım yapılabilmekte ve böylece optimum boyutlarda ve en ekonomik üretim imkanı sağlanabilmektedir (25,26,28,41).

4.2 SEY İle İlgili Bazı Kavramlar

Düğüm Noktası, Eleman ve Mesh

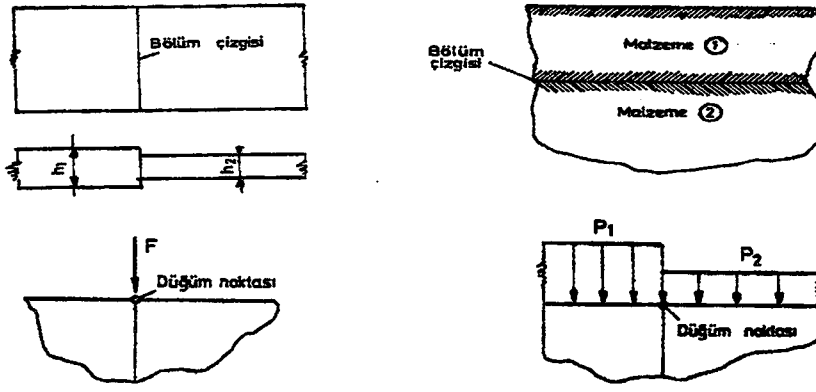
Sonlu elemanlar yönteminde analizi yapılacak model, belirli noktalarda birbirlerine bağlanmış bir çok parçanın birleşiminden oluşmuş bir yapı olarak düşünülür. Bu birleşme noktalarına düğüm noktası, her bir parçaya birim hücre veya eleman, elemanların toplamına ise mesh denilmektedir.

Elemanların şekli ve büyüklüğü; modelin yapısına, geometrisine, büyüklüğüne ve analizin tipine uygun olarak analizi yapan mühendis tarafından belirlenir. Bu işlem sonuçların doğruluğu açısından önemlidir ve deneyim gerektirir. Mühendisler, elemanları kullanılabilir sonuçlar verecek kadar küçük ve hesap işlemlerini mümkün olduğunca azaltacak kadar büyük seçmenin hassas dengesi ile karşı karşıyadırlar.

Şeklin geometrisinde, yüklerde ve malzeme özelliklerinde ani değişikliklerin meydana geldiği süreksizlik bölgelerinde sonuçların hassasiyeti için ağ yapısı kısmi olarak inceltilmelidir. Benzer şekilde, kaynaklı ya da civatalı birleştirmeler gibi bağlantı noktaları da fiziksel süreksizlik bölgeleri olup, bu bölgelerde daha küçük elemanlar kullanılmalıdır.

Mesh edilme işlemi, çözümün doğruluğu üzerinde sadece hassas şekilde yapılmasıyla değil aynı zamanda uygun bir formda gerçekleştirilmesiyle de etkilidir. Genelde çentik etkisi oluşturan bölgeler daha ince bir mesh örgüsüyle kaplanmalıdır. Sonlu elemanlar paket programları her ne kadar otomatik mesh imkanı sunsa da bazı hallerde kullanıcı mesh'i kendisi oluşturmak veya üzerinde düzeltmeler yapmak durumunda kalabilir (23,34,39).

Sistem mümkün olduğunca süreksizlik noktalarından, yani geometrinin, yüklerin ve malzeme özelliklerinin keskin olarak değiştiği yerlerden bölünmelidir. Bu şekildeki bölmeye doğal bölme denilmektedir. Aşağıdaki şekilde yüklerin, geometrinin ve malzeme özelliklerinin değiştiği doğal bölme sınırları görülmektedir.



Şekil 4.1 Doğal bölme ile ilgili örnekler (28)

Sonlu eleman çözümüne yapının elemanlara ayrılması bakımından etki eden diğer bir özellikse, kullanılan elemanların en/boy oranıdır. Bu oran bire yaklaştıkça, çözüm kalitesi artar. Başka bir ifadeyle, genellikle ince ve uzun elemanlardan sakınılması gerekir. Hatta elemanların ana şekillerinden uzaklaşmaları da çözümün hassasiyetini etkiler. Örneğin kare, dikdörtgen, paralel kenar ve yamuk dörtgen elemanlar olmalarına karşılık, bunların içinde ana şekil kare olup diğerleri değişime uğramıştır. Dolayısıyla kare şekilli elemanlar daha hassas çözüm sağlar.

Çok büyük yapıların elemanlara ayrılmasında, hassas bir çözüm için gerekli eleman sayısı çok fazla olabilir. Böyle durumlarda, yapı önce çözümü mümkün kılan kaba bir bölmeyle tabi tutulur ve analiz yapılarak sonuçlar elde edilir. Daha sonra istenilen bölgeler izole edilerek ayrıca ele alınır ve daha ince ağlarla bölme işlemi gerçekleştirilir. İkinci analizde, birinci analizin sonuçları girdi olarak kullanılır. Gerilme konsantrasyonunun fazla olduğu bölgeler bu şekilde daha hassas bir şekilde incelenebilir (26,28).

Eleman Çeşitleri

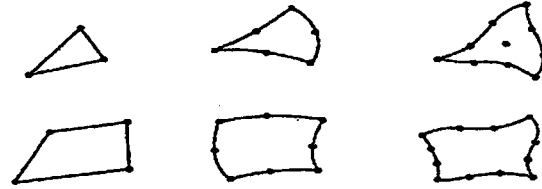
Elemanlar bir boyutlu, iki boyutlu veya üç boyutlu ve değişik şekillerde olabilirler (26,28).

Tek boyutlu elemanlar: Geometriden veya problemin özelliğinden dolayı tek boyutlu analiz yapmayı gerektiren modellerde tek boyutlu elemanlar kullanılır. Geometriden dolayı tek boyutlu analiz yapmayı gerektiren duruma örnek olarak kafes sistemlerini, problemin özelliğinden dolayı tek boyutlu analiz yapmayı gerektiren duruma örnek olarak tek boyutta ısı transferini gösterebiliriz. Geometrik olarak diğer iki boyutu, tek boyutuna göre ihmal edilebilecek büyüklükte olan geometrik yapıların analizinde de tek boyutlu elemanlar kullanılabilir.



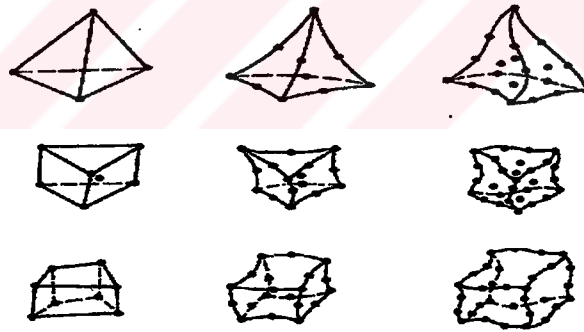
Şekil 4.2 Tek boyutlu elemanlar (40)

İki boyutlu elemanlar: Düzlemsel modellerde veya iki boyutlu analizin yeterli olduğu koşullarda kullanılırlar. Katı mekaniğinde birçok problemin yaklaşık çözümü, iki boyutlu sonlu elemanlarla yapılabilmektedir. En yaygın kullanılan iki boyutlu eleman tipi üçgendir.



Şekil 4.3 İki boyutlu elemanlar (40)

Üç boyutlu elemanlar: Üç boyutlu analiz yapmayı gerektiren durumlarda üç boyutlu elemanlar kullanılır. En basit üç boyutlu eleman tipi dört yüzlüdür. Altı yüzlü ve aksenal simetrik üç boyutlu elemanlar da mevcuttur. Aksenal simetrik cisimlerde kesiti üçgen veya dörtgen olabilen halka şeklinde sonlu elemanlar kullanılır.



Şekil 4.4 Üç boyutlu elemanlar (40)

İzoparametrik Eleman: Eğrisel kenar veya yüzeye sahip elemanlardır. Elemanın kenar veya yüzeyi üzerinde de düğüm noktaları bulunmaktadır. Geometrik tanım fonksiyonu ile alan değişkeninin değişim fonksiyonunun aynı karakterde olmasından dolayı bu tip elemanlara izoparametrik eleman denilmiştir.

Yukarıdaki şekillerde bir iki ve üç boyutlu elemanlar içerisinde izoparametrik elemanlar görülmektedir. Yer değiştirme fonksiyonunda kullanılan polinomun derecesinin artırılması ile sonuçların analitik çözüme yaklaşma oranı artar. Bu sebeple çok sayıda basit eleman yerine

analizi yapılacak modelin şekline uygun daha az sayıda izoparametrik eleman kullanılması sonuçların doğruluğu açısından önemlidir.

Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan elemanların tiplerinin ve sayılarının bir problemde hep aynı olması zorunlu değildir. Değişik bölgelerde, değişik sayıda ve nitelikte elemanlar kullanılabilir. Bütün bunların seçimi çözümü yapan kullanıcının bilgi ve tecrübesine bağlıdır.

Sınır Şartlar

Kuvvet, moment, basınç, sıcaklık gibi sistem üzerine etki eden yükler ve mesnet şartları gibi sistemin serbestlik derecesi üzerinde etkili olan faktörler sistemin sınır şartları olarak ifade edilirler. Sınır şartlar düğüm noktalarında veya eleman üzerinde tanımlanabilirler (26,28).

Global Katılık Matrisi

Analiz edilecek sistemin her bir elemanı için elde edilen matrislerin toplamından oluşan ve yapısal analizlerde elastiklik modülünü de içeren matrisler topluluğudur. İki veya üç boyutlu analizlerde global katılık matrisi 1000×1000 boyutlarına ulaşabildiği için bu tip problemlerin çözümünde bilgisayar kullanımı zorunlu olmaktadır. Katılık matrisindeki bant genişliği şu şekilde hesaplanabilir (28);

$$B = (R + 1).DOF \quad (4.1)$$

B = Global katılık matrisinde bant genişliği

R = Herhangi bir eleman içerisinde düğüm numaraları arasındaki en büyük fark

DOF = Her bir düğüm noktasının serbestlik derecesi

Sürekli ve Parçalı Ortam Problemleri

Herhangi bir fiziksel olayın meydana geldiği ortam sürekli veya parçalı olabilir. Isının bir blok içinde yayılması veya boruda bir sıvının akışı birinci duruma, bir kafes kiriş sisteminin deformasyonu ikinci duruma örnektir. Buna göre fiziksel problemler, “sürekli ortam veya alan problemleri” ve “parçalı ortam problemleri” olarak sınıflandırılabilirler (28).

Karma Analiz

Analiz edilecek sistem üzerine etki eden fiziksel büyüklükler farklı cinsten ise bu durumda yapılacak analize karma veya hibrit analiz denir. Pistonun termik ve dinamik yükler altındaki gerilme analizi karma analize örnek olarak gösterilebilir (26,28).

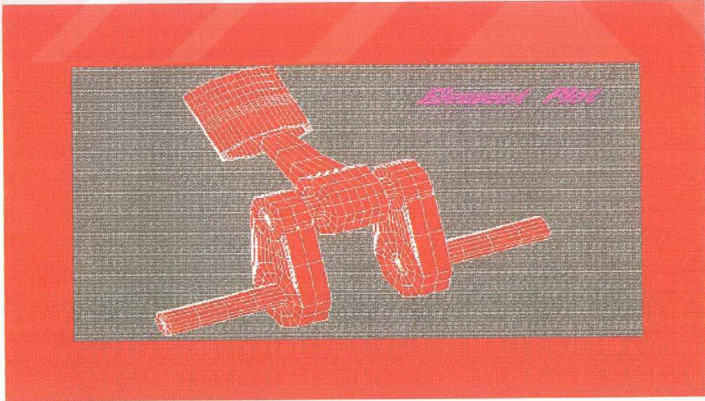
Nonlinear Sistemler ve Problemler

Katı mekaniğinde, hatta genel olarak bütün fizik problemlerinde gerçek olaylar nonlineerdir, yani doğrusal değildir. Ancak birçok problemi doğrusal(lineer) olarak ele almak ve mühendislerin kabul edeceği çözümler elde etmek pratik bakımdan uygun olmaktadır. Bununla beraber bazı problemleri gerçeğe yakın çözebilmek için, bunları nonlinear olarak incelemek gerekir. Mesela aşırı burkulma ve deformasyona maruz kalan kiriş, plak ve kabuk problemleri bu tiptendir. Nonlinear problemler, sonlu elemanlar yönteminin en önemli uygulama alanlarından biridir. Bu tip problemler üç sınıfa ayrılabilir;

1-Malzeme özellikleri nonlinear olan problemler. Bu tip problemlerde elastiklik modülü sabit değildir, dolayısıyla gerilmelerin değişimi deformasyonlarla doğru orantılı değildir. Malzemelerin aynı anda hem elastik ve hem de plastik şekil değiştirmesi bu tip problemlere örnektir.

2-Geometri özellikleri nonlinear olan problemler. Bu tip problemlerde hem deformasyon-yer değişim bağıntıları nonlineerdir, hem de yapının geometrisinde büyük değişimler meydana gelir. Büyük deformasyonların ve büyük yer değişimlerinin olduğu kiriş sistemleri bu tip problemler için örnek gösterilebilir.

3-Hem malzeme, hem de geometri özellikleri nonlinear olan problemler. Bu tip problemlerde hem nonlinear malzeme özellikleri hem de büyük deformasyonlar ve yer değişimleri vardır. Lastik gibi malzemelerin deformasyonları bu tipe örnektir (28).



Şekil 4.5 Elemanlara ayrılmış bir krank-biyel mekanizması (13)

4.3 SEY İle Analiz

Herhangi bir sistemin temel denklemlerinin kurulması ve sınır şartları altında çözülmesi için kullanılan genel çözüm yöntemleri iki grupta toplanabilir.

1-Analitik Çözüm Yöntemleri; diferansiyel denklemler, varyasyonel hesap yöntemi vb.

Mühendisleri ilgilendiren birçok problemi analitik yöntemler ile çözmek mümkün değildir. Analitik çözüm, matematik bir fonksiyondur ve ortamın her noktasında değişkenin değerini verir. Fakat bu tip çözümler ancak basitleştirilmiş bazı özel haller için elde edilebilir. Geometrisi, malzeme özellikleri ve sınır şartları karmaşık olan problemleri yaklaşık olarak çözebilmek için kabul edilebilir sonuçlar veren sayısal yöntemler kullanmak gerekmektedir.

2-Sayısal(Nümerik) Çözüm Yöntemleri; sonlu elemanlar yöntemi, sonlu farklar yöntemi sınır elemanlar yöntemi vb.

Nümerik metot, analitik metodun geliştirilemediği durumlarda kullanılan yaklaşık çözüm yöntemidir. Tüm nümerik çözümler bağımsız parametrelere göre tek tek noktalar için değerler üretirler. Parametreler değiştirildiğinde tüm çözüm prosedürü tekrarlanır. Hesaplanmış değerler tek tek noktalar için dahi olsa fiziksel prosesler için önemli bilgiler verirler.

Mühendislik problemlerinin bir çoğunda karşılaşılan çok parçalı ve karmaşık geometrilerden dolayı uygulanan yüklere karşı sistemin davranışı her zaman basit diferansiyel denklem veya integral eşitliklerle tanımlanamamakta, tanımlanabildiği durumlarda ise bu denklemler ancak sayısal yöntemler kullanılarak bilgisayar ortamında yaklaşık olarak çözülebilmektedirler.

Sayısal çözüm yöntemlerinden biri olan sonlu elemanlar yöntemi, fiziksel problemlerin karmaşık fonksiyonlarla ifade edilmesine olan gereksinimi ortadan kaldırmış ve bu tür eşitlikleri analitik olarak çözmekten daha avantajlı bir seçenek sunmuştur. Bu nedenden bu yöntem yaygın olarak kullanılan bir çözüm metodu haline gelmiştir (28).

Sonlu elemanlar yöntemi ile çözüm iki şekilde yapılabilir;

1-El ile çözüm: Basit problemlerin çözümü mümkün olmakla birlikte sonlu elemanlar yöntemi el ile çözümde pratik bir yöntem değildir. Bu nedenle çoğunlukla bilgisayar ortamında çözüm yapılır.

2-Bilgisayar kullanılarak çözüm: Sonlu elemanlar yönteminde bilgisayar kullanarak çözüme ulaşma iki şekilde mümkündür;

a-Genel veya özel amaçlı paket programlar yardımıyla (Ansys, I-Deas, Cosmos vb.)

b-Analiz edilecek sisteme uygun program hazırlayarak

Tezgah tasarımı ile ilgili analizlerde, genel amaçlı bir sonlu elemanlar programı olan Ansys programı kullanılacaktır.

Virtüel İş Prensibi

Virtüel iş prensibi sonlu elemanlar yönteminde yerdeğiştirme ve gerilme problemlerinin çözümünde sıklıkla kullanılan bir çözüm tekniğidir, bu nedenle bu kısımda virtüel iş prensibinin sonlu elemanlar yöntemindeki uygulaması ele alınacaktır.

Herhangi bir cisim keyfi olarak sonsuz küçük miktarda hareket ettirdiğimizde elde edilen işe virtüel iş denir. Virtüel yer ve şekil değiştirmeler sistemin dış bağlarına uygun, sistemin iç sürekliliğini bozmayan, çok küçük ve keyfidir. Virtüel iş prensibi geometrik veya fiziksel açıdan lineer veya lineer olmayan sistemlere uygulanabilir ve cismin fizik bünyesine bağlı değildir. Dengesi incelenen cisim rijit, elastik veya plastik olabilir.

Virtüel iş prensibine göre; dış yüklerin etkisi altında dengede olan bir sisteme geometrik ve kinematik sınır şartlarına uygun, keyfi küçük bir deplasman verildiğinde dış kuvvetlerin işindeki artım, sistemin şekil değiştirme enerjisindeki artıma eşittir. Yani iç kuvvetlerin virtüel işi dış kuvvetlerin virtüel işine eşittir. Virtüel iş prensibi şu şekilde ifade edilir (36);

$$\delta U = \delta W \quad \text{iç kuvvetlerin virtüel işi dış kuvvetlerin virtüel işine eşittir} \quad (4.2)$$

$$\delta U = \int_V \{\delta \epsilon\}^T \{\sigma\} dV \quad \text{iç kuvvetlerin virtüel işi} \quad (4.3)$$

$$\delta W = \int_V \{\delta d\}^T \{b\} dV + \int_S \{\delta d\}^T \{t\} dS + \sum_i \delta d_i R_i \quad \text{dış kuvvetlerin virtüel işi} \quad (4.4)$$

$$\int_V \{\delta \epsilon\}^T \{\sigma\} dV = \int_V \{\delta d\}^T \{b\} dV + \int_S \{\delta d\}^T \{t\} dS + \sum_i \delta d_i R_i, \quad \text{virtüel iş eşitliği} \quad (4.5)$$

Denklemlerde geçen ifadeler;

$$\{\delta d\} = [N]\{\delta u\} \quad , \quad \{d\} = [N]\{u\} \quad \text{virtüel ve gerçek yer değiştirme matrisleri} \quad (4.6)$$

$$\{\delta \epsilon\} = [B]\{\delta u\} \quad , \quad \{\epsilon\} = [B]\{u\} \quad \text{virtüel ve gerçek gerinim matrisleri} \quad (4.7)$$

$$\{\sigma\} = [D]\{\epsilon\} = [D][B]\{u\} \quad \text{sistem üzerinde etkili olan gerilme matrisi} \quad (4.8)$$

Hacimsel, yüzeysel ve noktasal kuvvet vektörleri;

$$\vec{b} = \{b\} = \{b_x, b_y, b_z\}^T \quad \text{hacimsel kuvvet vektörü} \quad (4.9)$$

$$\vec{t} = \{t\} = \{t_x, t_y, t_z\}^T \quad \text{yüzeysel kuvvet vektörü} \quad (4.10)$$

$$\vec{R} = \{R\} = \{R_x, R_y, R_z\}^T \quad \text{noktasal kuvvet vektörü} \quad (4.10a)$$

Gerilme, gerinim ve yer değiştirme bileşenleri;

$$\{\sigma\} = \{\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{zx}\}^T \quad \text{gerilme bileşenleri} \quad (4.11)$$

$$\{\delta\varepsilon\} = \{\delta\varepsilon_{xx}, \delta\varepsilon_{yy}, \delta\varepsilon_{zz}, \delta\varepsilon_{xy}, \delta\varepsilon_{yz}, \delta\varepsilon_{zx}\}^T \quad \text{virtüel gerinim bileşenleri} \quad (4.12)$$

$$\{\delta d\} = \{\delta u(x, y, z), \delta v(x, y, z), \delta w(x, y, z)\}^T \quad \text{virtüel yer değiştirme bileşenleri} \quad (4.13)$$

Virtüel iş denklemi $\{\delta u\}^T$ parantezine alınır şu şekle gelir;

$$\{\delta u\}^T \left(\int_V \{B\}^T [D] \{B\} dV \right) \{u\} = \{\delta u\}^T \left(\int_V [N]^T \{b\} dV + \int_S [N]^T \{t\} dS + \{R\} \right) \quad (4.14)$$

Sadeleştirme yapılırsa;

$$\left(\int_V \{B\}^T [D] \{B\} dV \right) \{u\} = \left(\int_V [N]^T \{b\} dV + \int_S [N]^T \{t\} dS + \{R\} \right) \quad (4.15)$$

Bu denklem sonlu elemanlar yönteminde sistemin genel denge denklemi olarak şu şekilde ifade edilir;

$$[k] \{u\} = \{F\} \quad \text{sistemin genel denge denklemi} \quad (4.16)$$

$$[k] = \int_V \{B\}^T [D] \{B\} dV \quad \text{sistemin global katılık matrisi} \quad (4.17)$$

$$[k] = [k_1] + [k_2] + \dots + [k_n] \quad \text{elemanların katılık matrislerinin toplamı} \quad (4.18)$$

Sistem üzerine etki eden hacimsel, yüzeysel ve noktasal kuvvetler;

$$\{F\} = \{F_B\} + \{F_S\} + \{F_C\} \quad \text{sistem üzerine etki eden toplam kuvvetler matrisi} \quad (4.19)$$

$$\{F_B\} = \int_V [N]^T \{b\} dV \quad \text{sistem üzerine etki eden hacimsel kuvvetler} \quad (4.20)$$

$$\{F_s\} = \int_s [N]^T \{t\} dS \quad \text{sistem üzerine etki eden yüzeysel kuvvetler} \quad (4.21)$$

$$\{F_c\} = \{R\} \quad \text{sistem üzerine etki eden noktasal kuvvetler} \quad (4.22)$$

[N] şekil fonksiyon matrisi, {B} şekil fonksiyon matrisinin türevi, [D] Elastiklik matrisi.

Von Mises Akma Kriteri

Malzemenin akma gerilmesi ile maksimum kayma gerilmesi arasındaki ilişkiyi açıklayan Von Mises akma kriteri, matkap tezgahının sonlu elemanlar yöntemi ile analizinde eşdeğer gerilme sonuçlarının hesaplanmasında kullanılacaktır. Von Mises akma kriteri şu şekilde ifade edilmektedir (38);

$$\tau_{\max} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2}{6} + \tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2} = \frac{\sigma_A}{\sqrt{3}} \quad (4.23)$$

τ_{\max} = Maksimum kayma gerilmesi

σ_A = Malzemenin akma dayanımı

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ = Normal gerilmeler

$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ = Kayma gerilmeleri

4.3.1 SEY ile analizde izlenecek yol

Sonlu eleman yöntemi ile çözülebilecek bir çok farklı problem ve bu problemlerin çözümünde kullanılan onlarca program olmakla birlikte analizlerde takip edilen işlem sırası temelde aynıdır. Analizde takip edilen işlemler, sonlu elemanlar yönteminin çözüm teorisi de dikkate alınarak şu şekilde sıralanabilir (26,28);

A-Hazırlık İşlemleri (Pre-Processing)

1-Problemin tanımlanması ve yapılacak analizin belirlenmesi: Çözümünü istediğimiz problemi doğru olarak tanımlamamız, hangi amaçla ve ne çeşit bir analiz yapacağımızı belirlememiz ve elde edeceğimiz sonuçlar hakkında genel bir fikre sahip olmamız analizin doğruluğu açısından gereklidir.

2-Model geometrisinin oluşturulması: Analizde en önemli adımlardan biri sistemin modelleme aşamasıdır. Elde edilen sonuçların doğruluk derecesi, modelin gerçek sisteme yakınlık derecesiyle doğrudan ilgilidir. Bu nedenle modellemenin mümkün olduğunca orijinal

modele sadık kalınarak yapılması gerekir. Model geometrisinin oluşturulması, çözümü istenen problemin geometrisinin oluşturulması işlemidir. Problem bilgisayarda çözülecek ise model sonlu elemanlar paket programında oluşturulur veya bir CAD programında oluşturularak IGES, DXF gibi ortak bir dosya formatı kullanılarak sonlu elemanlar programına transfer edilir.

3-Eleman özelliklerinin belirlenmesi ve modelin elemanlara ayrılması: Paket programın eleman kütüphanesinden veya kullanıcının kendisinin tanımladığı şekilde söz konusu model geometrisine ve problemin tipine uyumlu bir eleman seçimi yapılır. Uygun eleman tipi ve büyüklüğü çözüm sonuçları üzerinde doğrudan etkilidir.

Yukarıda açıklanan şekilde elde edilmiş olan model, çözüme uygun olarak belirlediğimiz elemanlara bölünerek mesh yapısı elde edilir. Ağ yapısının oluşturulması otomatik olarak yaptırılabilceği gibi bizim belirlediğimiz kıstaslara göre de yaptırılabilir. Örneğin kullanılacak en büyük sonlu eleman boyutunun ne olacağı, modelin kaç parçaya bölüneceği, model üzerindeki çizgi veya noktalarda ağ yoğunluğunun ne olacağı analizi yapan kişi tarafından tayin edilebilir.

Bazı elemanlar için belirlenmesi gereken eleman sabitleri vardır. Bunlar seçilen eleman türüne ve yapılacak analizin tipine göre programa girilmesi gereken, analiz edilecek parçaya ait kesit alanı, kalınlık, atalet momenti, yükseklik gibi değerlerdir. Ancak her eleman için eleman sabiti tanımlamak gerekli değildir.

4-Malzeme özelliklerinin belirlenerek sisteme girilmesi: Bu adımda, yapılacak çözüme uygun olarak kullanılacak malzeme özellikleri belirlenerek sisteme girilir. Malzeme özellikleri;

a-Doğrusal(lineer) malzeme özellikleri (elastiklik modülü, poisson oranı vb).

b-Doğrusal olmayan(nonlinear) malzeme özellikleri (plastisite, hiperelastisite sabiti vb).

5-Sınır şartların belirlenerek sisteme girilmesi: Kuvvet, moment, basınç, sıcaklık gibi sistem üzerine etki eden yükler ve mesnet noktaları gibi sistemin serbestlik derecesi üzerinde etkili olan faktörler sistemin sınır şartlarını oluştururlar.

Analiz edilecek sistem üzerine etki eden yükler elemanlara ayrılmış olan model üzerindeki düğüm noktaları veya elemanlar üzerine, doğrultuları ve büyüklükleri ile birlikte yerleştirilirken, sistemin serbestlik derecesi ise düğüm noktalarının belirli yönde ilerleme veya dönme hareketlerinin kısıtlanması ile belirlenir.

B-Çözüm İşlemleri (Solution)

1-Her bir eleman için denklemlerin elde edilmesi: Bilinen dış etkenler ile bilinmeyen alan değişkenleri arasındaki ilişki, her bir eleman için denklemlerle ifade edilerek matris formunda yazılır. SEY’de dış etkenler ile alan değişkenleri arasındaki ilişkinin formülasyonunda direk yaklaşım metodu, virtüel iş prensibi, toplam potansiyel enerji prensibi ve gibi çeşitli metotlar kullanılmaktadır.

2-Sistemin katılık matrisinin ve denge denkleminin elde edilmesi: Her eleman için ayrı ayrı elde edilen lineer denklemler uygun şekilde birleştirilerek tüm sistem için geçerli olan bir denklem takımı elde edilir. Sistemin denge denklemi olarak ifade edilen ve katılık matrisini içeren bu denklem takımı tüm sistemin toplam serbestlik derecesi sayısınca lineer denklem ihtiva eder.

3-Denge denkleminin çözümü ile sistemin cevabının bulunması: Elde edilen matris eşitliği çözülerek düğüm noktalarındaki alan değişkenlerinin değeri yani sistemin cevabı sayısal olarak bulunur. Alan değişkenlerinin bulunmasından sonra, bu değerler kullanılarak bunlara bağlı diğer büyüklüklerde hesaplanabilir. Mesela gerilme analizi ile ilgili bir problemde alan değişkeni olan yer değiştirmelerin bulunmasından sonra gerilmelerin bulunması gibi.

Birden fazla elemana ait olan ortak düğüm noktalarında sonuçlar, elemanlar arasında farklı hesaplanmış ise bu durumda o düğüm noktası için enterpolasyon yapılarak ortak bir değer belirlenir.

C- Sonuç İşlemleri (Post-Processing)

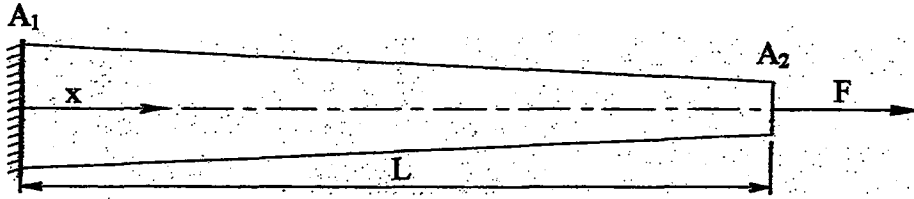
1-Çözümün Görselleştirilmesi: Elde edilen analiz sonuçları değişik şekillerde görselleştirilebilir. Sonuçlar liste halinde alınabilir veya çeşitli şekillerde ekranda görüntülenebilir. Örneğin gerilme analizi probleminde, deformasyona uğramış model, seçime göre farklı değerlerde gerilme veya yer değiştirmeleri ifade eden çizgilerle veya bölgelerin renklendirilmesiyle görüntülenir. Eğer olay zamana bağlı olarak çözümlenmiş ise olayın canlandırılması(animasyon) yapılabilir.

Gerilmeler Von Mises, Tresca gibi değişik akma kriterlerine göre hesaplanabilir. Çözümü yapılan probleme ait modelimiz üç boyutlu ise, değişik açılardan görüntülenebilmesi, istenen düzlemlerden parça üzerinden kesit alınarak iç kısımlardaki gerilme dağılımının görüntülenebilmesi sonlu elemanlar paket programları ile mümkündür. Paket programlar kullanıcının model geometrisinde ne gibi değişiklikler yapması gerektiği konusunda fikir yürütmesini sağlayan bir takım yeteneklere de sahiptir.

2-Sonuçların Değerlendirilmesi: Elde edilen sonuçlar amaçlanan hedefler doğrultusunda değerlendirilir. Dizayn amaçlı analizlerde model hedeflenen şartları tam olarak sağlamıyorsa analiz sonuçları göz önünde bulundurularak yeni bir model oluşturulur ve en uygun dizayn elde edilinceye kadar yukarıdaki işlemler tekrarlanır.

4.3.2 SEY'de el ile çözüm örneği

Eksenel yönde F kuvveti ile çekme gerilmesine maruz kalan L uzunluğunda konik silindir şeklindeki bir parçanın şekil değiştirme ve gerilme analizi; analitik yöntemle ve farklı eleman sayıları kullanılarak sonlu elemanlar yöntemi ile yapılacak ve elde edilecek sonuçlar karşılaştırılacaktır (36).



Şekil 4.6 Analizi yapılacak konik silindir (36)

$$F = 20.000 \text{ N} \quad E = 3.10^4 \text{ N/mm}^2 \quad A_1 = 1000 \text{ mm}^2 \quad A_2 = 100 \text{ mm}^2 \quad L = 1000 \text{ mm}$$

Analitik çözüm

Konik silindir üzerindeki gerilimin x eksenine boyunca değişimi;

$$\sigma(x) = F/A(x) = 20.000/(1000-0,9.x) \quad (4.24)$$

Konik silindir kesit alanının x eksenine boyunca değişimi;

$$A(x) = A_1 - [(A_1-A_2)/L].x = 1000 - [(1000-100)/1000].x = 1000 - 0,9.x \quad (4.25)$$

Konik silindirin yer değişiminin x eksenine boyunca değişimi;

$$u(x) = \int \varepsilon(x) dx = \int_0^x [2/3(1000-0,9.x)] dx = -0,741[\ln(1000-0,9.x) - 3.\ln 10] \quad (4.26)$$

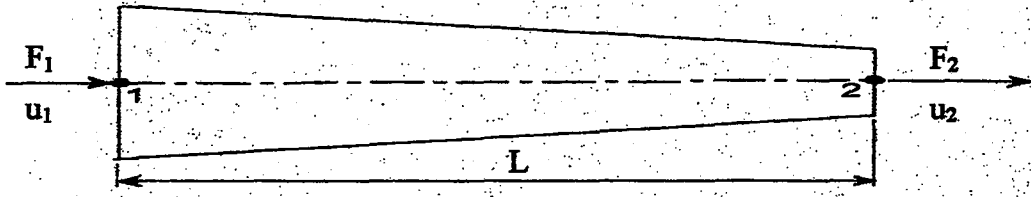
Konik silindir geriliminin x eksenine boyunca değişimi;

$$\varepsilon(x) = \sigma(x)/E = [20.000/(1000-0,9.x)]/3.10^4 = 2/3(1000-0,9.x) \quad (4.27)$$

Konik silindirin L mesafesi için elde edilen gerilme ve yer değiştirme değerleri;

$$\sigma(L) = 200 \text{ N/mm}^2 \quad u(L) = 1,706 \text{ mm}$$

Tek Elemanlı Model Kullanarak SEY ile Çözüm



Şekil 4.7 Tek elemanlı model (36)

Sistemin genel denge denklemi şu şekildedir;

$$[k]\{u\} = \{F\} \quad (4.28)$$

Sistemin toplam katılık matrisi;

$$[k] = \int_V \{B\}^T [D] \{B\} dV \quad (4.29)$$

Konik silindirin yer değişiminin x eksenine boyunca değişimi;

$$u(x) = u_2 - [(u_2 - u_1)/L] \cdot x = (1 - x/L)u_1 + (x/L) \cdot u_2 \quad (4.30)$$

Yer değişiminin matris şeklinde ifadesi;

$$u(x) = \{N\}[u] = \begin{Bmatrix} N_1 & N_2 \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 - \frac{x}{L} & \frac{x}{L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

Konik silindir geriniminin x eksenine boyunca değişimi;

$$\varepsilon_x = \frac{d}{dx} \{N\}[u] = \{B\} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{dN_1}{dx} & \frac{dN_2}{dx} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{L} & \frac{1}{L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

[N] şekil fonksiyon matrisi, {B} şekil fonksiyon matrisinin türevi, [D] Elastiklik matrisi.

$$\{B\} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{L} & \frac{1}{L} \end{bmatrix}, \quad \{B\}^T = \begin{bmatrix} -\frac{1}{L} \\ \frac{1}{L} \end{bmatrix}, \quad [D] = E \quad (4.33)$$

Bulunan değerler sistemin katılık matrisinde yazılırsa;

$$[k] = \int_V \{B\}^T [D] \{B\} dV = \int_V \begin{Bmatrix} -\frac{1}{L} \\ \frac{1}{L} \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} -\frac{1}{L} & \frac{1}{L} \end{bmatrix} dV = \frac{E}{L^2} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \int_V dV \quad (4.34)$$

Silindirik koni hacminin integrasyonla bulunması;

$$\int_V dV = \int_0^L A(x) dx = \int_0^L \{N_1 \quad N_2\} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{bmatrix} dx = \int_0^L \left[\left(1 - \frac{x}{L}\right) A_1 + \frac{x}{L} A_2 \right] dx = L \left(\frac{A_1 + A_2}{2} \right) \quad (4.35)$$

$$A_m = \left(\frac{A_1 + A_2}{2} \right) = \left(\frac{1000 + 100}{2} \right) = 550 \text{ mm}^2 \text{ silindirik koninin ortalama kesit alanı} \quad (4.36)$$

Katılık matrisi en son şu şekilde gelir;

$$[k] = \frac{E(A_1 + A_2)}{2L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} = \frac{E.A_m}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

Tek eleman kullanıldığı için elemanın katılık matrisi sistemin toplam katılık matrisine eşittir. Sistemin denge denklemi şu şekildedir;

$$[k] \{u\} = \{F\} \quad \frac{E.A_m}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (4.38, 4.39)$$

Sınır şartlar yukarıdaki denge denkleminde yazılarak iki numaralı düğüm noktası için yer değiştirme değeri (u_2) hesaplanır;

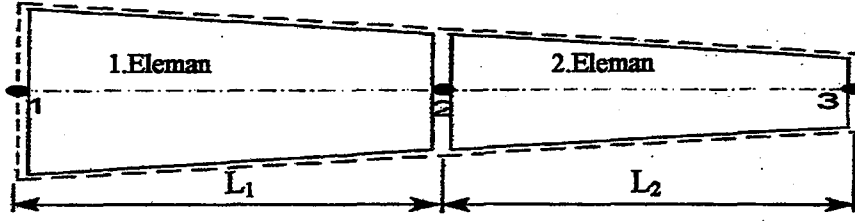
$$\frac{3 \cdot 10^4 \cdot 550}{1000} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 20.000 \end{Bmatrix} \rightarrow u_2 = 1,212 \text{ mm} \quad (4.40)$$

Eleman için x ekseninde boyunca sabit olan gerilme değeri şu şekilde hesaplanır;

$$\sigma_x = [D] \epsilon_x = [D] \{B\} \{u\} = E \begin{bmatrix} -\frac{1}{L} & \frac{1}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = 3 \cdot 10^4 \begin{bmatrix} -\frac{1}{1000} & \frac{1}{1000} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ 1,212 \end{Bmatrix} = 36,36 \text{ N/mm}^2 \quad (4.41)$$

[B] matrisi x'in fonksiyonu olmadığı için gerilme değeri eleman boyunca ve düğüm noktalarında sabittir.

İki Elemanlı Model Kullanarak SEY ile Çözüm



Şekil 4.8 İki elemanlı model (36)

Sistemin denge denklemi şu şekildedir;

$$[k]\{u\} = \{F\} \quad (4.42)$$

Sistemin katılık matrisi;

$$[k] = \int_V \{B\}^T [D] \{B\} dV \quad (4.43)$$

$$[k] = [k_1] + [k_2] \quad (4.44)$$

Tek elemanlı model için hesaplanan değerler yardımıyla elemanların katılık matrislerinin bulunması;

1.Elemanın katılık matrisi;

$$[k_1] = \frac{E.A_{m1}}{L_1} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} = \frac{E}{L/2} \begin{bmatrix} A_{m1} & A_{m1} \\ A_{m1} & A_{m1} \end{bmatrix} \quad (4.45)$$

2.Elemanın katılık matrisi;

$$[k_2] = \frac{E.A_{m2}}{L_2} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} = \frac{E}{L/2} \begin{bmatrix} A_{m2} & A_{m2} \\ A_{m2} & A_{m2} \end{bmatrix} \quad (4.46)$$

Matrislerde geçen eleman uzunluklarının ve ortalama kesit alanlarının hesaplanması;

$$L_1 = L_2 = \frac{L}{2} = \frac{1000}{2} = 500mm \quad (4.47)$$

$$A_{m1} = \left(\frac{A_1 + A_m}{2} \right) = \left(\frac{1000 + 550}{2} \right) = 775mm^2 \quad (4.48)$$

$$A_{m2} = \left(\frac{A_m + A_2}{2} \right) = \left(\frac{550 + 100}{2} \right) = 325mm^2 \quad (4.49)$$

Sistemin toplam katılık matrisinin bulunması;

$$[k] = [k_1] + [k_2] = \frac{E}{L/2} \begin{bmatrix} A_{m1} & A_{m1} \\ A_{m1} & A_{m1} \end{bmatrix} + \frac{E}{L/2} \begin{bmatrix} A_{m2} & A_{m2} \\ A_{m2} & A_{m2} \end{bmatrix} = \frac{E}{L/2} \begin{bmatrix} A_{m1} & A_{m1} & 0 \\ A_{m1} & A_{m1} + A_{m2} & A_{m2} \\ 0 & A_{m2} & A_{m2} \end{bmatrix} \quad (4.50)$$

Sistemin denge denkleminin yazılması;

$$[k]\{u\} = \{F\} = \frac{E}{L/2} \begin{bmatrix} A_{m1} & A_{m1} & 0 \\ A_{m1} & A_{m1} + A_{m2} & A_{m2} \\ 0 & A_{m2} & A_{m2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} \quad (4.51)$$

Sınır şartlar sistemin denge denkleminde yazılırsa;

$$\frac{3 \cdot 10^4}{500} \begin{bmatrix} 775 & 775 & 0 \\ 775 & 1000 & 325 \\ 0 & 325 & 325 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 20.000 \end{Bmatrix} \quad (4.52)$$

Düğüm noktalarının yer değiştirme değerleri matristen hesaplanır;

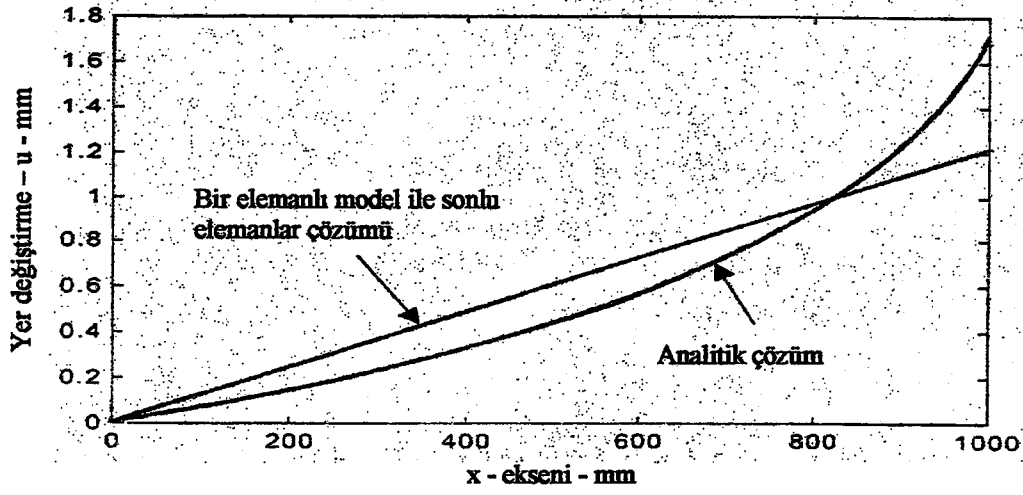
$$u_2 = 0,430 \text{ mm}, \quad u_3 = 1,456 \text{ mm}$$

Bir numaralı eleman için gerilme değeri;

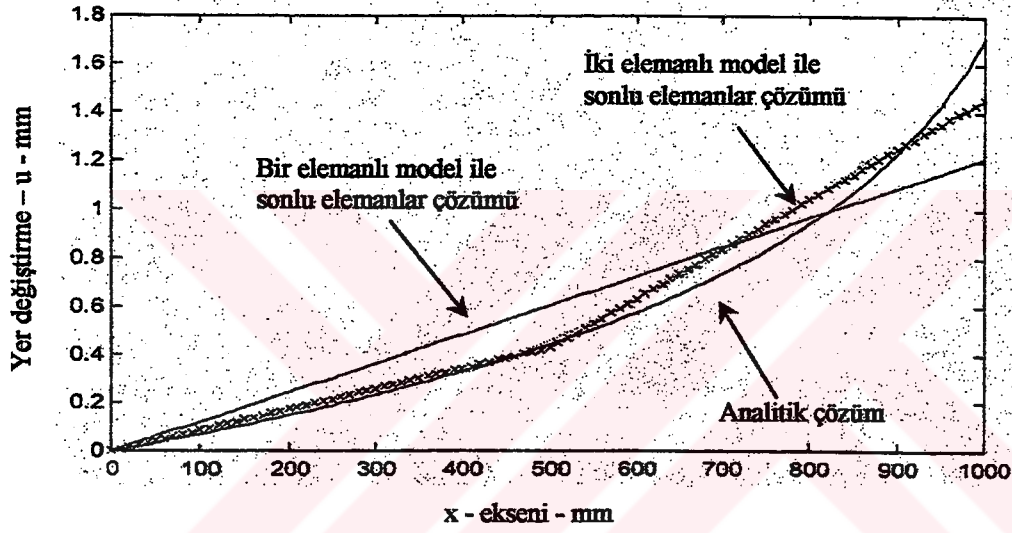
$$\sigma_{x1} = [D]\epsilon_{x1} = [D][B]\{u\}^1 = E \begin{bmatrix} -1 & 1 \\ L/2 & L/2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = 3 \cdot 10^4 \begin{bmatrix} -1 & 1 \\ 500 & 500 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0,430 \end{Bmatrix} = 25,8 \text{ N/mm}^2 \quad (4.53)$$

İki numaralı eleman için gerilme değeri;

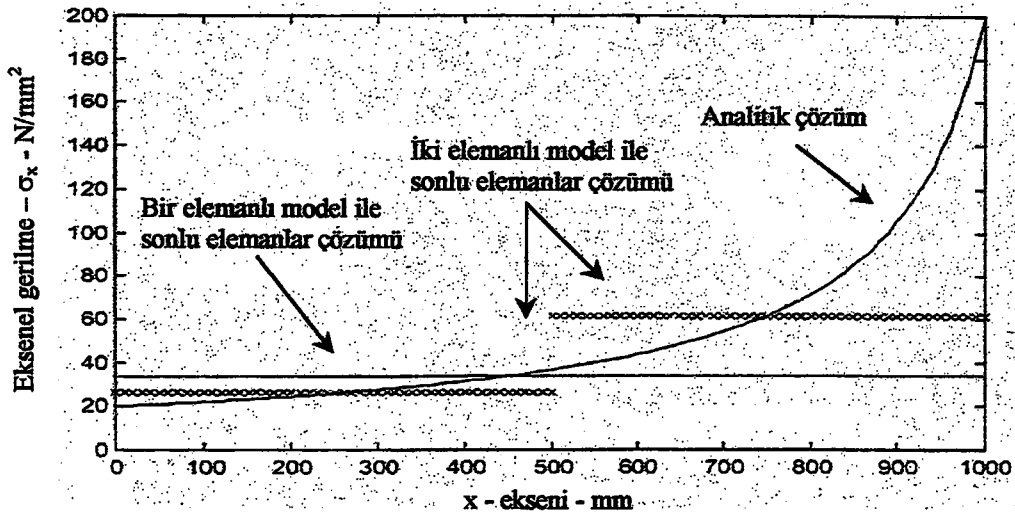
$$\sigma_{x2} = [D]\epsilon_{x2} = [D][B]\{u\}^2 = E \begin{bmatrix} -1 & 1 \\ L/2 & L/2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = 3 \cdot 10^4 \begin{bmatrix} -1 & 1 \\ 500 & 500 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0,430 \\ 1,456 \end{Bmatrix} = 61,56 \text{ N/mm}^2 \quad (4.54)$$



Şekil 4.9 Analitik çözüm yönteminden ve bir elemanlı model için sonlu elemanlar yönteminden hesaplanan yer değiştirme değerlerinin karşılaştırılması (36)



Şekil 4.10 Analitik çözüm yönteminden ve sonlu elemanlar yönteminden hesaplanan yer değiştirme değerlerinin bir ve iki elemanlı modeller ile karşılaştırılması (36)



Şekil 4.11 Analitik çözüm yönteminden ve sonlu elemanlar yönteminden hesaplanan gerilme değerlerinin bir ve iki elemanlı modeller ile karşılaştırılması (36)

4.3.3 SEY'de bilgisayarla çözüm örneği

A-Hazırlık İşlemleri (Pre-Processing)

1-Problemin tanımlanması ve yapılacak analizin belirlenmesi: Bir anahtarın dizayn optimizasyonu amacıyla gerilme analizinin yapılması (13,26).

2-Model geometrisinin oluşturulması: Anahtar bilgisayar ortamında çizilerek üç boyutlu katı modeli oluşturulur (Şekil 4.12).

3-Eleman özelliklerinin belirlenmesi ve modelin elemanlara ayrılması: Eleman tipi ve büyüklüğü sonlu elemanlar yöntemi analizinde kullanılan paket programdaki menülerden belirlenir ve model elemanlara ayrılarak mesh yapısı elde edilir (Şekil 4.13).

4-Malzeme özelliklerinin belirlenerek sisteme girilmesi: Anahtar malzemesine ait değerler programa girilir.

5-Sınır şartların belirlenerek sisteme girilmesi: Anahtar üzerine uygulanabilecek maksimum kol kuvveti ve mesnet yerleri, model üzerinde işaretlenerek programa girilir.

B-Çözüm İşlemleri (Solution)

1-Her bir eleman için denklemlerin elde edilmesi.

2-Sistemin katılık matrisinin ve denge denkleminin elde edilmesi.

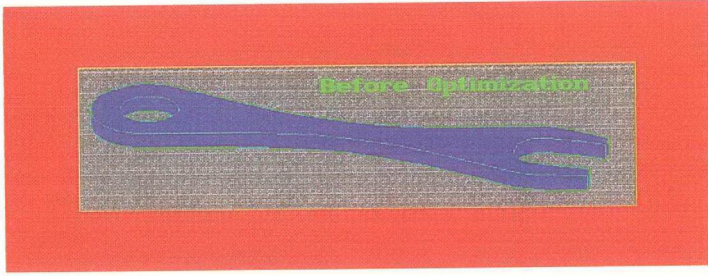
3-Denge denkleminin çözümü ile sistemin cevabının bulunması.

Bu işlemler sonlu elemanlar analizinde kullanılan program tarafından gerçekleştirilir ve anahtar üzerindeki gerilim dağılımı hesaplanır.

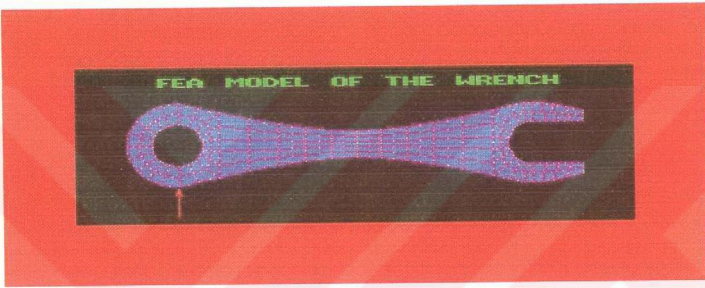
C-Sonuç İşlemleri (Post-Processing)

1-Çözümün Görselleştirilmesi: Elde edilen gerilim dağılımı eş yükselti eğrilerine benzer şekilde ve renkler yardımıyla ekranda görüntülenir (Şekil 4.14).

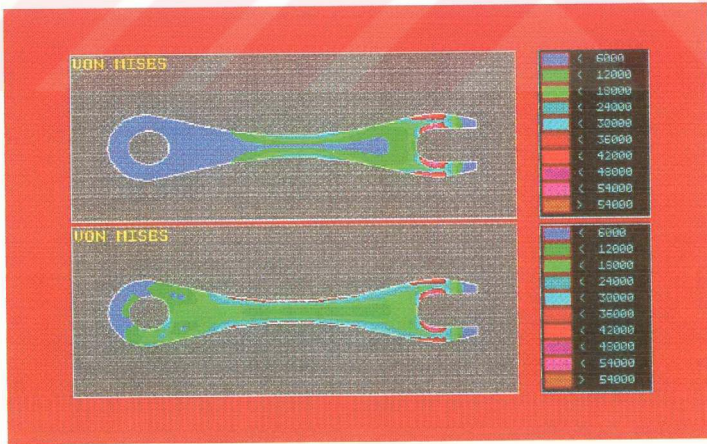
2-Sonuçların Değerlendirilmesi: Anahtar üzerinde renkler ile ifade edilen gerilim dağılımından yararlanarak maksimum gerilime dayanabilecek model şekli yeniden oluşturulur ve yukarıdaki işlemler optimum anahtar şekli elde edilinceye kadar tekrarlanır (Şekil 4.15).



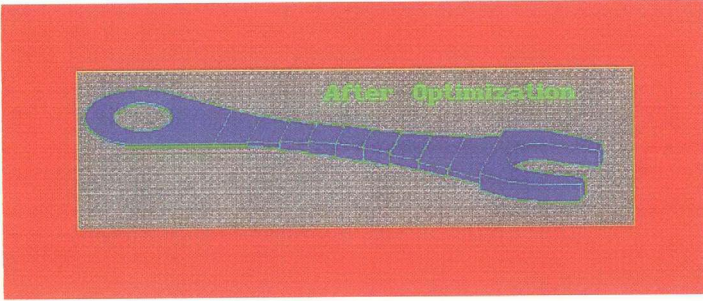
Şekil 4.12 Optimizasyon öncesi model (13)



Şekil 4.13 Modelin mesh yapısı (13)



Şekil 4.14 Optimizasyondan önceki ve sonraki modeller için analiz sonuçları (13)

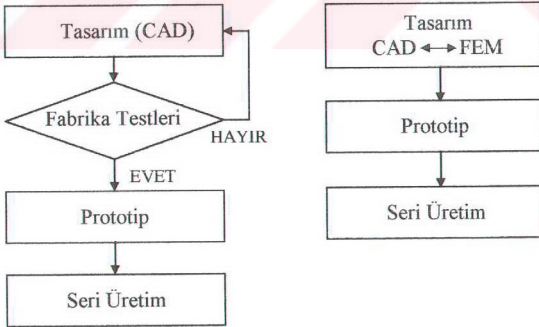


Şekil 4.15 Optimize edilen anahtar şekli (13)

4.4 SEY'nin Üstünlükleri ve Olumsuzlukları

Sonlu Elemanlar Yönteminin Avantajları

1- SEY birçok ürünü kısa sürede bilgisayar ortamında modelleme, test etme ve optimum boyutlarda en ucuza üretim imkanı sağlar. Özellikle laboratuvar çalışmalarında üretilecek parça veya makinelerin prototipinde yapılan ve oldukça pahalıya malolan birçok deney, doğrudan bilgisayar ekranından görülebilmekte ve böylece istenen değişiklikler için tekrar tekrar model yapma gereksinimi ortadan kalkmaktadır. Bu ise zaman ve para açısından yüksek verimliliğe ulaşmayı sağlamaktadır (Şekil 4.16).



a-Klasik imalat yöntemi

b-FEM ile bütünlük imalat yöntemi

Şekil 4.16 Bir ürünün SEY(FEM) kullanılarak ve kullanılmayarak üretilmesi (26)

2-Biyomedikal uygulamalarda, örneğin yapay uzuvlar veya göz lensleri gibi prototip testinin imkansız olduğu veya istenmediği durumlarda SEY ile analiz zorunlu olmaktadır.

3-Klasik yöntemlerle hesaplamaların yapılamadığı çok parçalı ve karmaşık geometri sistemlere ait problemler SEY ile kolaylıkla çözülebilir. Örneğin 10.000'den fazla serbestlik derecesine sahip yapıların analizi olağandışı değildir.

4-Sonlu elemanlar yöntemi, geometrisi ve malzemesi lineer veya nonlineer olarak değişen sistemlere uygulanabilir.

5-SEY farklı malzemelerin birleşiminden meydana gelen yapıların analizinde kullanılabilirdiği için kompozit malzemelere başarı ile uygulanabilmektedir.

6-Zamanla, sıcaklıkla ve noktadan noktaya değişen malzeme özellikleri hesaplamalarda dikkate alınabilir. Zamana bağlı olarak değişen yük ve geometriye sahip sistemlere ait problemler kolaylıkla çözülebilir.

7-SEY'de önemli değişikliklerin beklendiği bölgelerde küçük elemanlar kullanılarak hassas işlemler yapılabilirken, aynı parçanın diğer bölgeleri daha büyük elemanlara bölünerek işlem hızı arttırılabilir. Simetrik modellerde simetri koşullarından yararlanılarak, yapılan işlemlerde zamandan önemli ölçüde tasarruf sağlanabilir.

8-SEY'nin avantajlarından biride farklı problemlerin çözümünde izlenecek adımların büyük bir kısmının aynı olmasıdır. Bu gerçekten hareketle çok farklı mühendislik problemlerinin çözümüne imkan sağlayan genel amaçlı ve özel amaçlı bir çok bilgisayar programı geliştirilmiştir (26).

Sonlu Elemanlar Yönteminin Dezavantajları

1-Eleman seçiminin ve giriş bilgilerinin doğru olarak belirlenmesi ve hatasız olarak programa girilmesi sonuçların güvenilirliği açısından önemlidir. Ayrıca analiz sonuçlarının da doğru olarak yorumlanabilmesi gerekir. Bu nedenlerden dolayı SEY ile analiz belirli bir deneyim ve bilgi birikimini gerekli kılmaktadır.

2-Sonlu elemanlar metodunda hesaplamalar, çok küçük bir problem için dahi çok fazladır. Bu nedenle yöntem el ile çözüm için uygun değildir.

3-Büyük ve karmaşık sistemlerin analizi için genellikle büyük bilgisayar belleğine ve çözüm zamanına ihtiyaç vardır. Geçmişte bilgisayar kapasitelerinin düşük, fiyatlarının ise yüksek olması gibi sorunlar SEY'nin kullanım alanını sınırlayan en büyük etkenler iken günümüzde bu sorunlar hızla ortadan kalkmaktadır.

4-Analiz sonuçlarının yüzde yüz doğru olduğu zannedilmemelidir. En iyi şartlarda elde edilen sonuçlarda dahi belirli bir hata payının bulunduğu daima göz önünde tutulmalıdır. Aşağıda bu hataların sebepleri açıklanacaktır (26).

Sonlu Elemanlar Yönteminin Hata Kaynakları

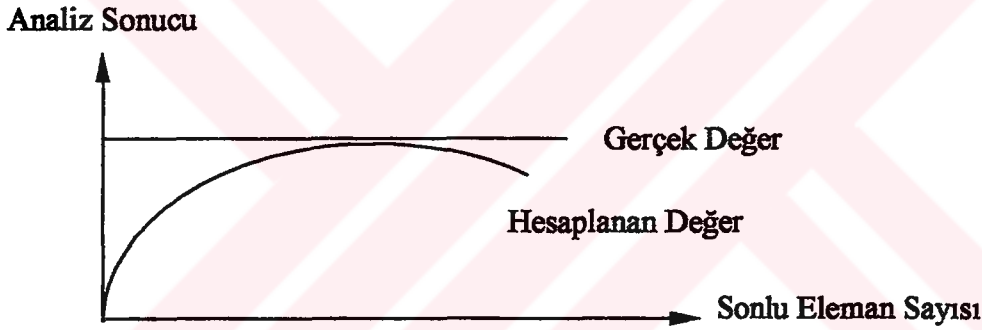
1-Prensip hataları

a-Sonlu eleman tipinin yanlış seçilmesinden kaynaklanan hatalar.

Modelin şekline uygun, düzgün ve simetrik elemanlar ile daha doğru sonuçların elde edildiği çeşitli kaynaklarda ifade edilmektedir.

b-Sonlu eleman büyüklüğünün yanlış seçilmesinden kaynaklanan hatalar.

Prensip olarak, modele ait bazı bölgelerde büyük gerilme yığılmaları söz konusuysa bu bölgelerde sonlu elemanların boyutları küçültülmelidir. Bu hususta modelde oluşacak sapmalar sonuçları da küçümsenemeyecek derecede etkiler.



Şekil 4.17 SEY'de eleman sayısına bağlı olarak analiz sonucunun değişimi (26)

Teoride sistemi küçük elemanlara bölmek daha doğru sonuçlar verir, buna karşın çözüm süresi uzar. Pratikte ise şekilden de görüleceği gibi sonlu eleman boyutlarının küçülmesine devam edildiğinde modelin gittikçe daha çok elemanlara ayrılması ile sonuçların gerçek değere yaklaşması belirli bir noktaya kadar artmakta ve optimum eleman sayısına ulaşıldıktan sonra sonuçlar gerçek değerden uzaklaşmaktadır. Böyle bir etkinin ortaya çıkmasının sebebi bilgisayar programlarının hesaplamalarda yaptığı yuvarlatma vb. hatalarıdır

2-Giriş bilgilerindeki hatalar

Sisteme etki eden fiziksel büyüklüğün malzeme özellikleri üzerindeki etkisinin ihmal edilmesi, yayılı yüklerin noktasal yük olarak sisteme girilmesi, bağlantı noktalarındaki esnekliğin ihmal edilmesi gibi hatalardır.

3-Malzemeye özgü hatalar

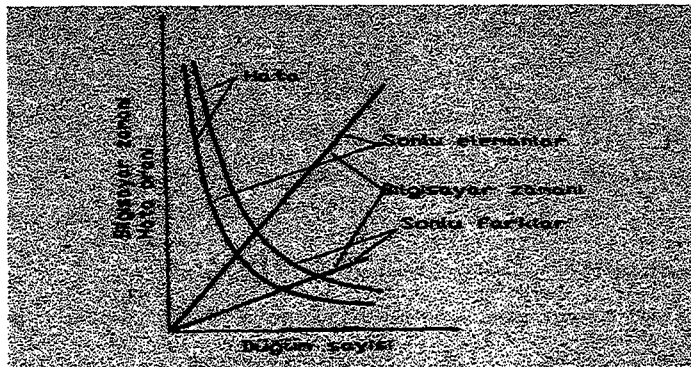
Analiz edilecek sistemin malzeme özelliklerinden kaynaklanan hatalar analiz sonuçlarının gerçek sonuçlardan farklı çıkmasına sebep olabilir. Gerçek malzeme davranışları her zaman Hooke kanununa uymaz. Bu sebeple gerilme-uzama ifadelerine bağlı olarak sonuçlarda hatalar oluşabilir.

Malzemenin kimyasal bileşimindeki sapmalardan dolayı elastiklik modülünün değişmesi, soğuk şekil verme hataları, haddeme ve çekmeden doğan malzeme bozukluğu, karbon miktarındaki toleranslara uyulmaması ve ısıl işlem hataları sonucu uzama sınırının değişmesi vb. hatalar analiz sonuçlarının deneysel sonuçlardan farklı çıkmasına sebep olabilir.

4-Geometrik hatalar

Analiz edilecek sistemin gerçek boyutlarının model boyutlarından yapacağı sapmalar sonuçları azda olsa etkileyebilir. Gerçek yapı ile konstrüksiyon resimleri arasında oluşacak küçük farklar, imalat toleranslarından doğan gövde ve sac aksamına ait kalınlık farkları, sac aksamı parçalarda presleme sonucu kıvrım yerlerindeki incelmeler, hafif bükük yüzeylerin modelde düz elemanlarla gösterilmesi vb. hatalardır.

Zaman ve hata bakımından sonlu elemanlar metodu ile sonlu farklar metodunun mukayesesi aşağıdaki şekilde verilmiştir. Sonlu elemanlarla hesap için harcanan zaman daha fazla, hata oranı ise daha azdır. Sonlu farklarda ise hesap için harcanan zaman daha az, fakat hata oranı daha fazladır. Gerçek değerlere, sonlu elemanlar yöntemi ile bulunan sonuçlar üstten yaklaşmakta, buna karşılık sonlu farklar ile bulunan sonuçlar alttan yaklaşmaktadır (26).



Şekil 4.18 Sonlu elemanlar yöntemi ile sonlu farklar yönteminin karşılaştırılması (27)

4.5 SEY'nin Kullanım Alanları

Sonlu elemanlar yöntemi günümüzde teknolojinin hemen her alanında dizayn amaçlı olarak kullanılmaktadır. Donanım ve yazılımdaki gelişmelere paralel olarak gelişimini sürdüren SEY, fizikte, mühendislikte ve tıpta her geçen gün yeni bir kullanım alanı bulmaktadır. Bu nedenle uygulama alanını kesin çizgilerle sınırlandırmak mümkün değildir. Bununla birlikte SEY ile yapılabilecek analiz çeşitleri belirtildiğinde, bu yöntemin hangi tip problemlerin çözümünde kullanılabileceği konusunda bir fikir sahibi olmak mümkündür. SEY'nin uygulama alanları genel olarak aşağıdaki üç grupta toplanabilir (28).

a-Denge Problemleri (equilibrium or steady-state problems)

Bu tip problemlerde sistemin durumu zamanla değişmez, bunlara "sabit (kararlı) hal problemleri" de denir. Mesela makina ve inşaat yapılarının gerilme analizleri, katılarda ve sıvılarda kararlı sıcaklık dağılımları, sürekli akış problemleri vb. bu gruba girer.

b-Özdeğer Problemleri (eigenvalue problems)

Bunlar denge problemlerinin bir uzantısıdır. Gerçekte gerek denge ve gerekse özdeğer problemleri "sınır değer problemleri"dir. Mesela yapıların stabilitesi ve öz titreşimleri, sönümleme, burkulma, göl ve limanlarda dalgaların serbest titreşimleri, katı ve esnek kaplarda akışkanların çalkalanması gibi problemler bu gruba girer.

c-Yayıma Problemleri (propagation or transient problems)

Bunlar zamana bağlı olan problemlerdir; sistemin ardışık durumları başlangıç şartlarına bağlı olarak belirlenir. Bunlara "başlangıç değer problemleri" de denir. Mesela yapılarda gerilme dalgaları, yapıların darbelere karşı davranışı, viskoelastik problemler, katılarda ve sıvılarda ısı geçişi, kararlı olmayan akışlar bu gruba girer.

SEY Kullanılarak Yapılabilecek Analizler

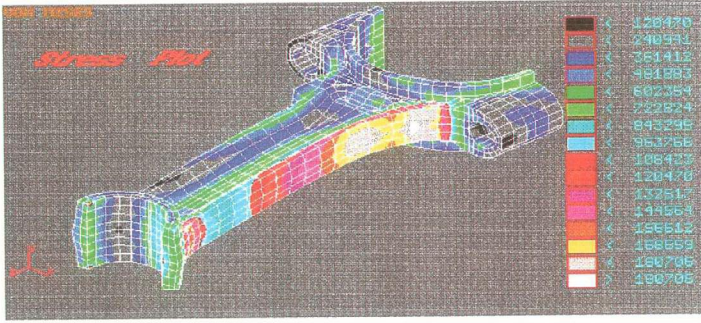
- Statik gerilme-deformasyon analizleri
- Kinematik ve dinamik analizler
- Titreşim analizleri
- Isı yayılım analizleri
- Akışkan hareketlerinin analizi
- Aerodinamik analizler

- Akustik analizler
- Elektro-statik analizler
- Elaktro-manyetik analizler vb.

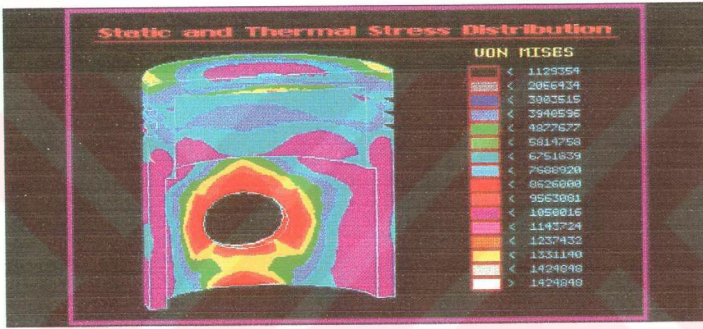
Bu analizlerin bir veya bir kaçını bir arada yapılabildiği gibi analizler zamandan bağımsız veya zamana bağımlı olarakta yapılabilmektedir (8,9,10). Aşağıdaki şekillerde sonlu elemanlar yöntemiyle yapılmış çeşitli analiz sonuçları görülmektedir.

SEY'nin Bazı Uygulama Alanları

- Çeşitli alet ve makinaların gerileme ve deformasyon analizi
- Makina elemanlarının yorulma ve kırılma analizi
- Pres ve çeşitli tezgah gövdelerinin rijitlik hesabı
- Basınçlı kaplarda gerilme analizleri
- Motor parçalarındaki termik-dinamik bileşik gerilmelerin hesabı
- Kesici takımlardaki sıcaklık ve gerilme analizleri
- Döküm ve kaynakta soğuma analizleri
- Boru ve kanallardan akış hareketleri ile ilgili hesaplar
- Robotların titreşim analizi
- Otomobil ve uçakların aerodinamik analizi ve dizaynı
- Taşıtların çarpışma analizi
- Nükleer tesislerde reaktörlerin ısı analizi
- Karma malzemelerin mekanik davranışlarının analizi
- Baraj, tünel ve köprülerin statik analizi
- Binaların deprem analizi
- Çeşitli yapıların akustik hesabı
- Elektrik motorları ve transformatörlerin hesabı
- Eklem ve kemiklerdeki gerilmeler ve protezlerin dizaynı



Şekil 4.19 Piston kolunun gerilme analizi (13)



Şekil 4.20 Bir pistonun termal gerilme analizi (13)

4.6 Ansys Programı

Ansys, Swanson Analysis Systems inc. şirketi tarafından 1970 yılında geliştirilmeye başlanan ve sonlu elemanlar yöntemini kullanarak çözümlene yapan bir bilgisayar programıdır. Programın ilk versiyonlarıyla sadece yapısal çözümlerler (gerilme, şekil değişimi vb.) yapılabilirken, zamanla bilgisayar teknolojisi ve sonlu elemanlar yöntemindeki gelişmeler paralel olarak ilerleyen versiyonlar ile Ansys, ısı transferi, akışkanlar mekaniği, elektromanyetizma, titreşim, yorulma, kırılma mekaniği ve sünme problemlerinin çözümlerinin de yapılabildiği genel amaçlı bir sonlu elemanlar programı haline almıştır. Program günümüzde otomotivden elektroniğe, havacılıktan kimyaya kadar çok çeşitli endüstrilerin ihtiyaçlarına cevap vermektedir.

Ansys programı, gerilme analizini birkaç değişik yoldan yaparak hatalı olabilecek sonuçlar hakkında kullanıcıya bilgi vermektedir. Bu da programın kullanımında oluşabilecek hataların fark edilerek düzeltilebilmesine imkan sağlar. Program birçok CAD sistemiyle irtibatlı çalışabilmektedir. Ansys programı içerisinde bulunan modüller, yapılabilecek analizler ve programın kapasitesi aşağıdaki çizelgede görülmektedir (8).

Mp-Multiphysics	Th-Thermal	PP-PrepPost
Me-Mechanical	F1-Flotran	ED-Education
St-Structural	E3-Emag-3D	Dy-LS-Dyna
LP-Linear Plus	E2-Emag-2D	DP-LS-Dyna PrepPost

Çizelge 4.1 Ansys programı kullanılarak yapılabilecek analizler (8)

Capability	Products											
	Mp	Me	St	LP	Th	F1	E3	E2	PP	ED	Dy	DP
Linear Stress:	•	•	•	•						•		
Structural Nonlinear:												
Geometric	•	•	•	•						•	•	
Material	•	•	•							•	•	
Element	•	•	•	•						•	•	
Dynamic Analysis:												
Modal	•	•	•	•						•		
Spectrum	•	•	•	•						•		
Harmonic	•	•	•	•						•		
Random Vibration	•	•	•							•		
Structural Transient:												
Linear	•	•	•	•						•		
Nonlinear	•	•	•							•	•	
Buckling:												
Linear	•	•	•	•						•		
Nonlinear	•	•	•							•	•	
Substructuring:	•	•	•							•		
Thermal:												
Steady State	•	•			•	•				•		
Transient	•	•			•	•				•		
Conduction	•	•			•	•				•		
Convection	•	•			•	•				•		
Radiation	•	•			•	•				•		
Phase Change	•	•			•					•		
CFD:												
Steady State	•					•				•		
Transient	•					•				•		

5 TEZGAH PARÇALARININ SEY İLE ANALİZİ

Bu bölümde matkap tezgahı ana parçalarından kolon, üst tabla, alt tabla ve döküm kafanın sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme ve deformasyon analizleri yapılacaktır. Her parçanın analizi için gerekli bilgiler ve analizlerden elde edilen maksimum değerler analitik çözümlerle karşılaştırılmalı olarak çizelgeler halinde verilecektir. İlerleyen sayfalarda ise parçaların modelleri, mesh yapıları ve analiz sonuçlarına ait resimler yer alacaktır.

5.1 Kolonun Sey İle Analizi

Kolonun analizinde; kolonun geometrisi hazırlandıktan sonra yapılacak analiz tipi (statik), analiz için gerekli malzeme özellikleri (elastiklik modülü ve poisson oranı), eleman tipi (pipe16), büyüklüğü ve eleman sabitleri (kolon dış çapı, cidar kalınlığı) belirlenir ve kolon elemanlara ayrılarak mesh'leme işlemi gerçekleştirilir. İlerleme kuvvetinin ve üst gövde ağırlığının kolon üzerinde oluşturduğu toplam kuvvet (F_y) ve ilerleme kuvvetinin kolon üzerinde oluşturduğu eğilme momenti (M_z) döküm kafa ile kolonun temas bölgesine (Y_2), mesnetleme şartları (DOF) ise alt tabla flanşı ile kolonun temas ettiği bölgeye (Y_1) uygulanır ve çözüm işlemi yapılarak sonuçlar elde edilir.

Kolonun sonlu elemanlar yöntemi ile analizi için gerekli bilgiler (Çizelge 5.1) ve analizlerden elde edilen sonuçlar (Çizelge 5.2) verilmiştir. Kolonun sonlu elemanlar modeli ve sınır şartların uygulanması (Şekil 5.1), kolonun deformasyon analizi-eğim sonuçları (Şekil 5.2) kolonun deformasyon analizi- yer değiştirme sonuçları (Şekil 5.3) ve kolonun gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları (Şekil 5.4) görülmektedir.

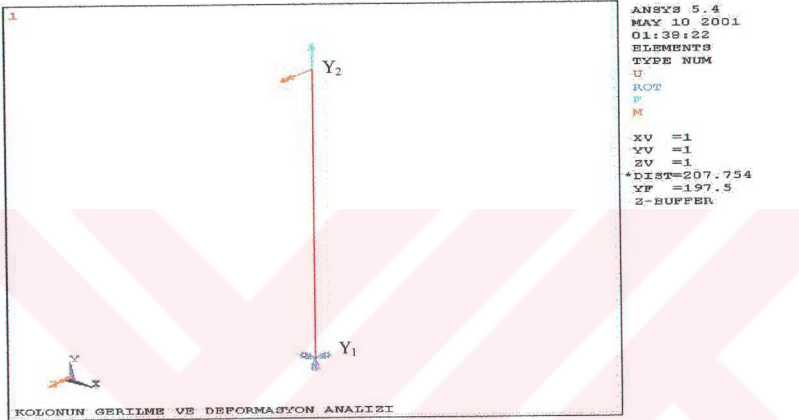
Çizelge 5.1 Kolonun analizi için gerekli bilgiler

Geometrik özellikler	Kolon uzunluğu = 395 mm Kolon dış çapı = 46 mm Kolon cidar kalınlığı = 3 mm
Yükler	Kolona etki eden toplam kuvvet $F_y = 1282,3$ N Kolona etki eden moment $M_z = 137900$ Nmm
Malzeme bilgileri	Kolon malzemesi = St 34 Elastiklik modülü $E = 2,1 \cdot 10^5$ N/mm ² Poisson oranı $\nu = 0,3$
Eleman tipi ve özellikleri	Pipe16, 2 düğümlü, 3 boyutlu, boru tipi eleman DOF = $u_x, u_y, u_z, rot_x, rot_y, rot_z$
Eleman ve düğüm sayısı	Eleman sayısı = 21, Düğüm sayısı = 22
Mesnetleme şartları	Şekilde gösterilen Y_1 noktasında DOF = Tamamı

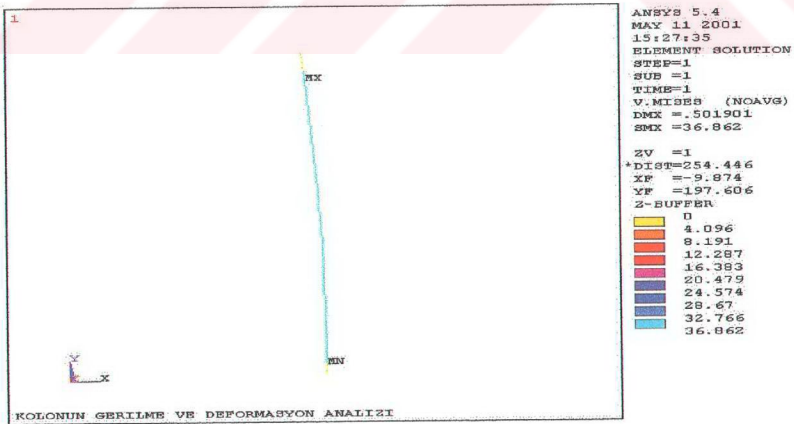
Çizelge 5.2 Kolonun analiz sonuçları ve sonuçların analitik yöntem ile karşılaştırılması

Karşılaştırma konusu	SEY ile çözüm	Analitik çözüm	S/A
Max. eşdeğer gerilme*, σ_{max}	36,862 N/mm ²	36,862 N/mm ²	1,00
Max. yer değiştirme, δ_{max}	0,4446 mm	0,4446 mm	1,00
Max. eğim, $\tan\alpha_{max}$	$2,491 \cdot 10^{-3}$	$2,491 \cdot 10^{-3}$	1,00

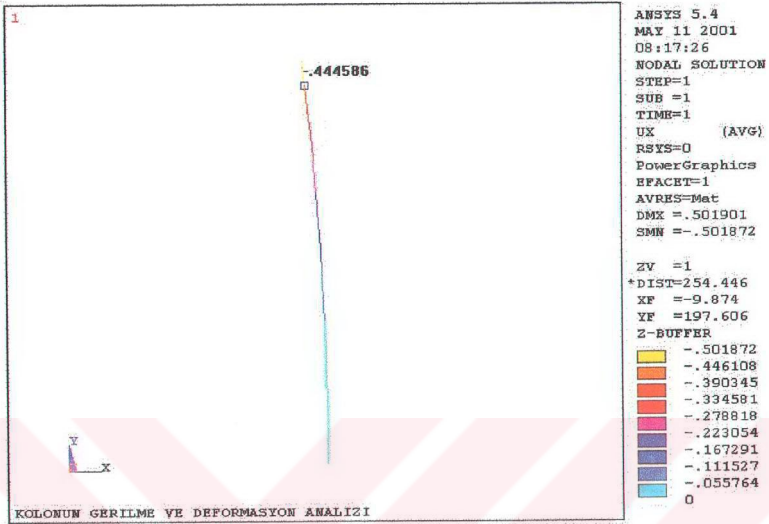
*Gerilme Y2 bölgesinde, kolon kesitinin dış kısmında, yatayla 0° açı yapan nokta içindir.



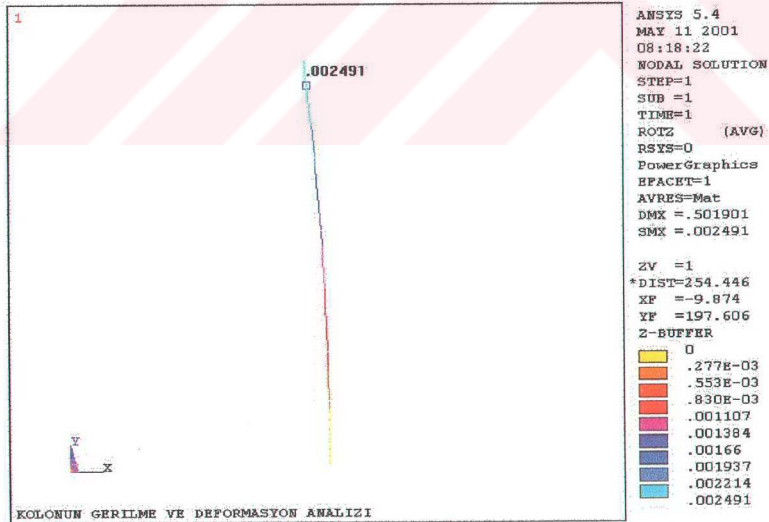
Şekil 5.1 Kolonun sonlu elemanlar modeli ve sınır şartların uygulanması



Şekil 5.2 Kolonun gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları



Şekil 5.3 Kolonun deformasyon analizi-yer değitirme sonuçları



Şekil 5.4 Kolonun deformasyon analizi-eğim sonuçları

5.2 Üst Tablanın Sey İle Analizi

Üst tablanın analizinde; üst tablanın üç boyutlu katı modeli hazırlandıktan sonra yapılacak analiz tipi (statik), analiz için gerekli malzeme özellikleri (elastiklik modülü ve poisson oranı), eleman tipi (solid72) ve büyüklüğü belirlenir ve üst tabla elemanlara ayrılarak mesh'leme işlemi gerçekleştirilir. İş parçasının üst tabla üzerinde işlenmesi sırasında oluşan ilerleme kuvvetinin ve iş parçası ağırlığının üst tabla üzerinde oluşturduğu basıncın (P) tablanın üst yüzeyine (A), mesnetleme şartlarının (DOF) ise üst tabla flanşının üst tabla ile temas ettiği alana (mesnet bölgesi) uygulanmasından sonra çözüm işlemi yapılarak sonuçlar elde edilir.

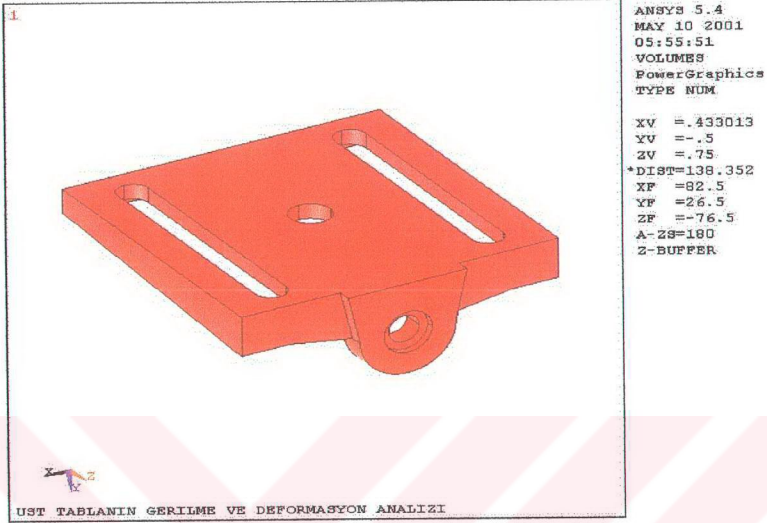
Üst tablanın sonlu elemanlar yöntemi ile analizi için gerekli bilgiler (Çizelge 5.3) ve analizlerden elde edilen sonuçlar (Çizelge 5.4) verilmiştir. Üst tablanın üç boyutlu katı modeli (Şekil 5.5), üst tablanın mesh yapısı ve sınır şartların uygulandığı bölgeler (Şekil 5.6), üst tablanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları (Şekil 5.7), üst tablanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları-kesit görünüşü (Şekil 5.8), üst tablanın deformasyon analizi-yer değiştirme sonuçları (Şekil 5.9) ve üst tablanın deformasyon analizi-eğim sonucu (Şekil 5.10) görülmektedir.

Çizelge 5.3 Üst tablanın analizi için gerekli bilgiler

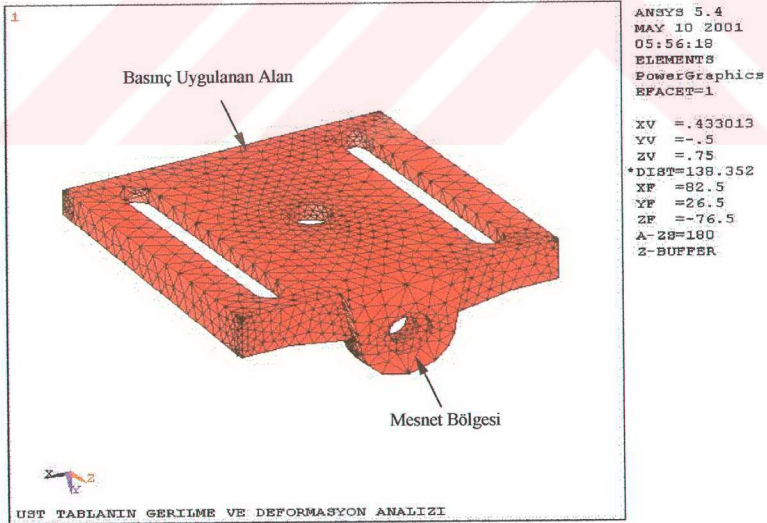
Geometrik özellikler	Maksimum ölçüler = 167 x 165 x 55 mm Basınc uygulanan alan A = 22146 mm ²
Yükler	Tablaya etki eden basınç P = 1500/22146 = 0,0677 N/mm ²
Malzeme bilgileri	Üst tabla malzemesi = GG-25 Elastiklik modülü E = 1,28.10 ⁵ N/mm ² Poisson oranı ν = 0,26
Eleman tipi ve özellikleri	Solid72, 4 düğümlü, 3 boyutlu, dört yüzlü eleman DOF = ux, uy, uz, rotx, roty, rotz
Eleman ve düğüm sayısı	Eleman sayısı = 14111, Düğüm sayısı = 4168
Mesnetleme şartları	Şekilde gösterilen mesnet bölgesinde DOF = Tamamı

Çizelge 5.4 Üst tablanın analiz sonuçları ve sonuçların analitik yöntem ile karşılaştırılması

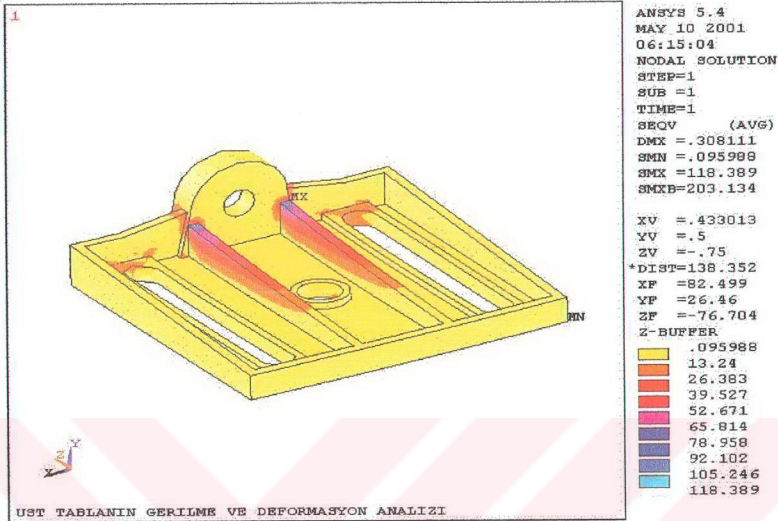
Karşılaştırma konusu	SEY ile çözüm	Analitik çözüm	S/A
Max. eşdeğer gerilme, σ_{max}	118,389 N/mm ²	40,5 N/mm ²	2,92
Max. yer değiştirme, δ_{max}	0,3081 mm	-	-
Max. eğim, $\tan\alpha_{max}$	3,715.10 ⁻³	-	-



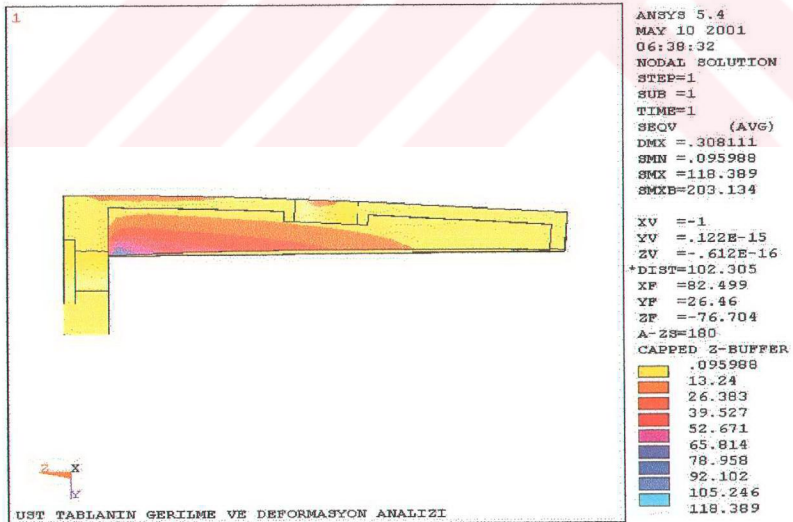
Şekil 5.5 Üst tablanın üç boyutlu katı modeli



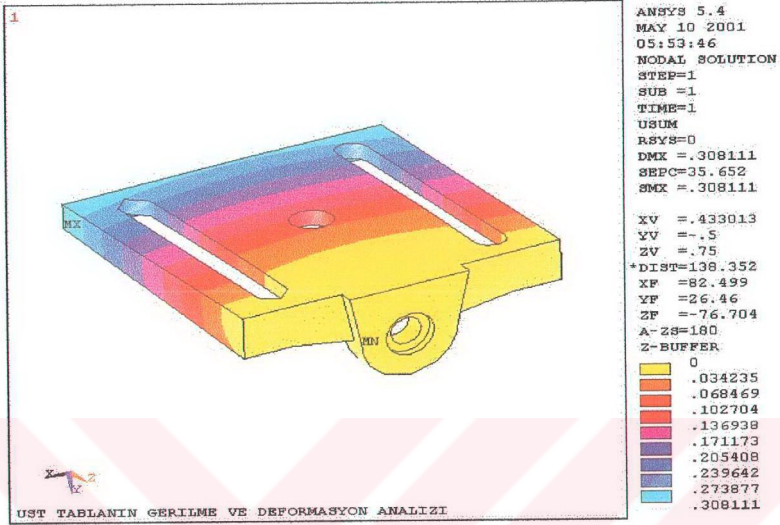
Şekil 5.6 Üst tablanın mesh yapısı ve sınır şartların uygulandığı bölgeler



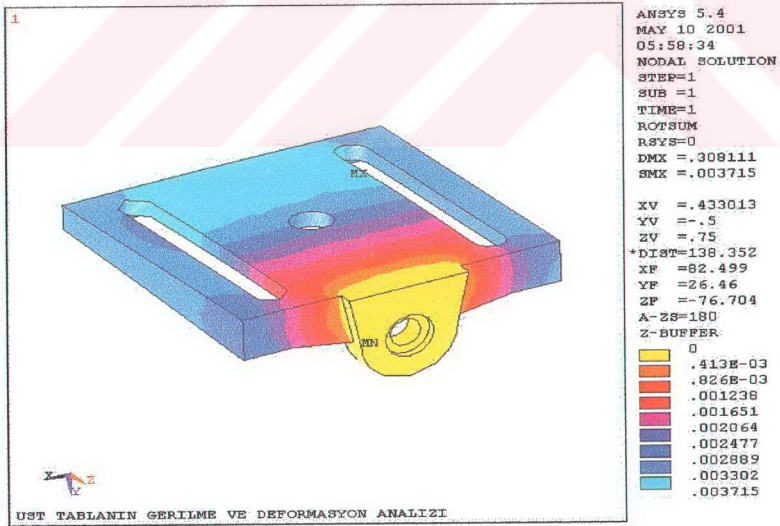
Şekil 5.7 Üst tablanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları



Şekil 5.8 Üst tablanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları-kesit görünüşü



Şekil 5.9 Üst tablanın deformasyon analizi-yer değiştirme sonuçları



Şekil 5.10 Üst tablanın deformasyon analizi-eğim sonuçları

5.3 Alt Tablannın Sey İle Analizi

Alt tablannın analizinde; alt tablannın üç boyutlu katı modeli hazırlandıktan sonra yapılacak analiz tipi (statik), analiz için gerekli malzeme özellikleri (elastiklik modülü ve poisson oranı), eleman tipi (solid72) ve büyüklüğü belirlenir ve alt tabla elemanlara ayrılarak mesh'leme işlemi gerçekleştirilir. İlerleme kuvvetinin ve iş parçası ağırlığının alt tabla üzerinde oluşturduğu basınç (P_1) tablannın iş parçası ile temas ettiği yüzeye (A_1), ilerleme kuvvetinin ve tezgah üst gövde ağırlığının kolon üzerinden alt tablaya etkisi (P_2) ise alt tabla flanşının tabla ile temas ettiği yüzeye (A_2) uygulanır. Mesnetleme şartlarının (DOF) alt tablannın yer ile temas ettiği bölgelere (mesnet bölgesi) uygulanmasından sonra çözüm işlemi yapılarak sonuçlar elde edilir.

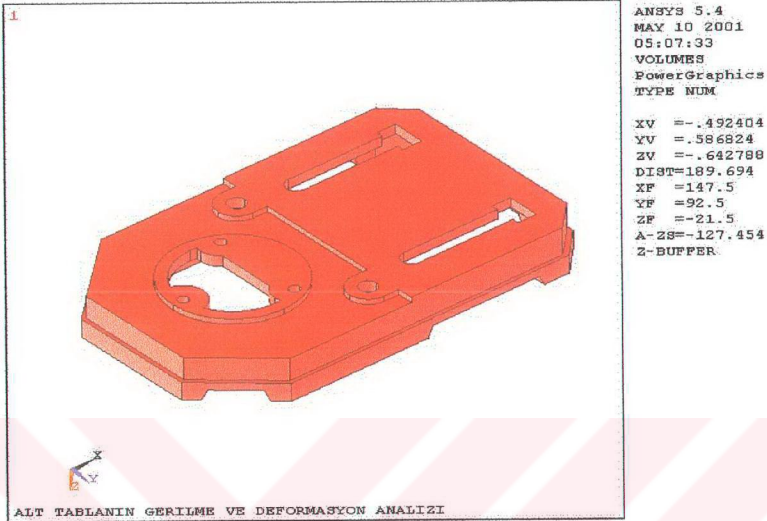
Alt tablannın sonlu elemanlar yöntemi ile analizi için gerekli bilgiler (Çizelge 5.5) ve analizlerden elde edilen sonuçlar (Çizelge 5.6) verilmiştir. Alt tablannın üç boyutlu katı modeli (Şekil 5.11), alt tablannın mesh yapısı ve sınır şartların uygulandığı bölgeler (Şekil 5.12), alt tablannın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları (Şekil 5.13), alt tablannın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları-kesit görünüşü (Şekil 5.14), alt tablannın deformasyon analizi-yer değiştirme sonuçları (Şekil 5.15) ve alt tablannın deformasyon analizi-eğim sonucu (Şekil 5.16) görülmektedir.

Çizelge 5.5 Alt tablannın analizi için gerekli bilgiler

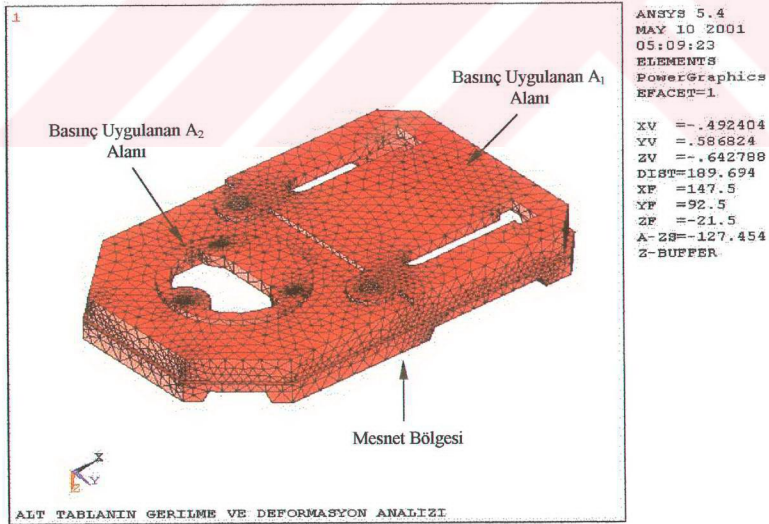
Geometrik özellikler	Maksimum ölçüler = 295 x 185 x 43 mm Basınç uygulanan 1. alan $A_1 = 23243 \text{ mm}^2$ Basınç uygulanan 2. alan $A_2 = \sim 4600 \text{ mm}^2$
Yükler	Tablaya etki eden 1. basınç $P_1 = -1500/23243 = -0,065 \text{ N/mm}^2$ Tablaya etki eden 2. basınç $P_2 = 1233/4600 = 0,268 \text{ N/mm}^2$
Malzeme bilgileri	Alt tabla malzemesi = GG-25 Elastiklik modülü $E = 1,28 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ Poisson oranı $\nu = 0,26$
Eleman tipi ve özellikleri	Solid72, 4 düğümlü, 3 boyutlu, dört yüzlü eleman DOF = $u_x, u_y, u_z, \text{rot}_x, \text{rot}_y, \text{rot}_z$
Eleman ve düğüm sayısı	Eleman sayısı = 17967, Düğüm sayısı = 5862
Mesnetleme şartları	Şekilde gösterilen mesnet bölgesinde DOF = u_z, rot_z

Çizelge 5.6 Alt tablannın analiz sonuçları ve sonuçların analitik yöntem ile karşılaştırılması

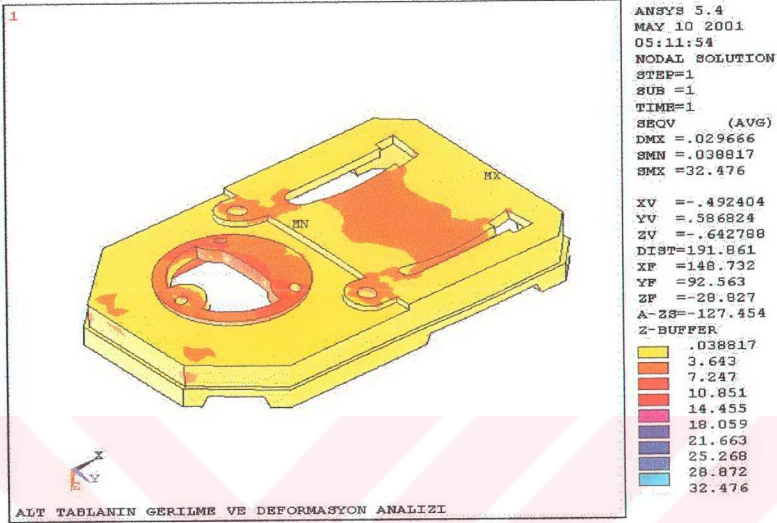
Karşılaştırma konusu	SEY ile çözüm	Analitik çözüm	S/A
Max. eşdeğer gerilme, σ_{\max}	32,476 N/mm ²	21 N/mm ²	1,55
Max. yer değiştirme, δ_{\max}	0,0297 mm	-	-
Max. eğim, $\tan \alpha_{\max}$	$1,056 \cdot 10^{-3}$	-	-



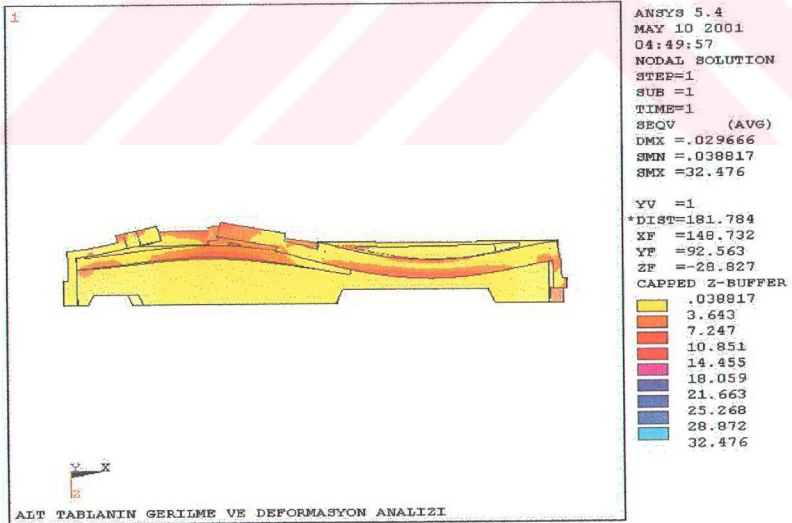
Şekil 5.11 Alt tablanın üç boyutlu katı modeli



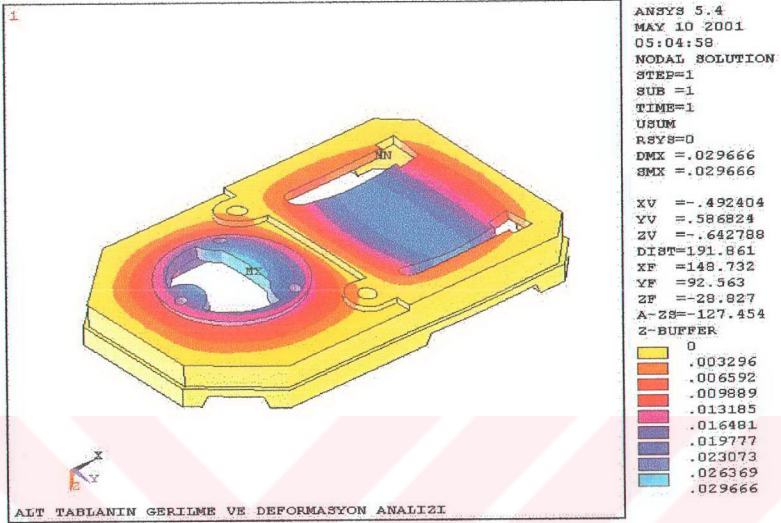
Şekil 5.12 Alt tablanın mesh yapısı ve sınır şartların uygulandığı bölgeler



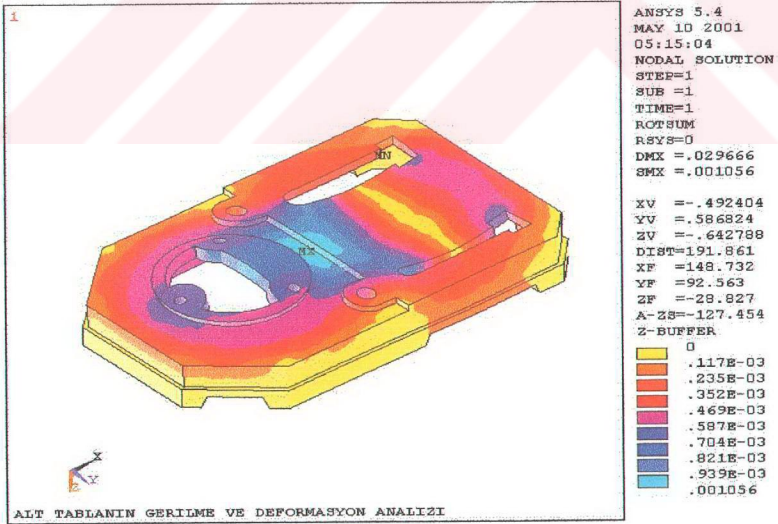
Şekil 5.13 Alt tablanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları



Şekil 5.14 Alt tablanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları-kesit görünüşü



Şekil 5.15 Alt tablanın deformasyon analizi- yer değiştirme sonuçları



Şekil 5.16 Alt tablanın deformasyon analizi-eğim sonuçları

5.4 Döküm Kafanın Sey İle Analizi

Döküm kafanın analizinde; döküm kafanın üç boyutlu katı modeli hazırlandıktan sonra yapılacak analiz tipi (statik), analiz için gerekli malzeme özellikleri (elastiklik modülü ve poisson oranı), eleman tipi (solid72) ve büyüklüğü belirlenir ve döküm kafa elemanlara ayrılarak mesh'leme işlemi gerçekleştirilir. Kremayer karşı dişli milinin döküm kafa ile temas bölgelerinde ilerleme kuvvetinin oluşturduğu basınçların (P_1 ve P_2) üst temas alanlarına (A_1 ve A_2), mesnetleme şartlarının (DOF) ise döküm kafa ile kolonun temas yüzeyine (mesnet bölgesi) uygulanmasından sonra çözüm işlemi yapılarak sonuçlar elde edilir.

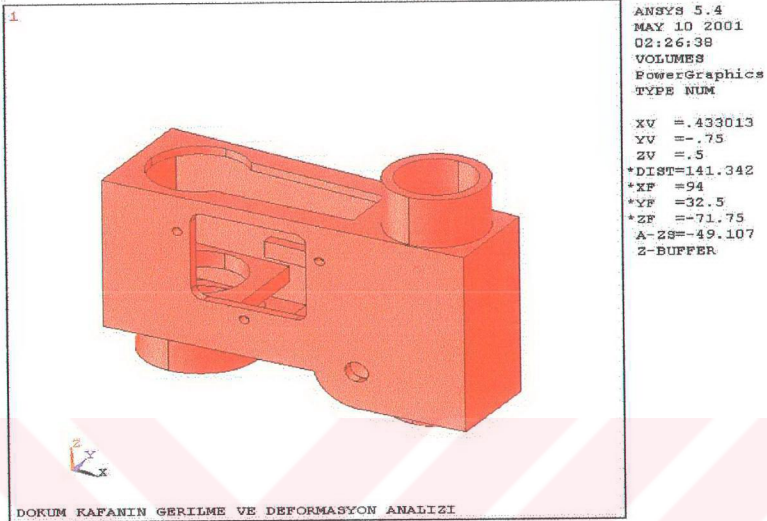
Döküm kafanın sonlu elemanlar yöntemi ile analizi için gerekli bilgiler (Çizelge 5.7) ve analizlerden elde edilen sonuçlar (Çizelge 5.8) verilmiştir. Döküm kafanın üç boyutlu katı modeli (Şekil 5.17), döküm kafanın mesh yapısı ve sınır şartların uygulandığı bölgeler (Şekil 5.18), döküm kafanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları (Şekil 5.19), döküm kafanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları-kesit görünüşü (Şekil 5.20), döküm kafanın deformasyon analizi-yer değiştirme sonuçları (Şekil 5.21) ve döküm kafanın deformasyon analizi-eğim sonuçları (Şekil 5.22) görülmektedir.

Çizelge 5.7 Döküm kafanın analizi için gerekli bilgiler

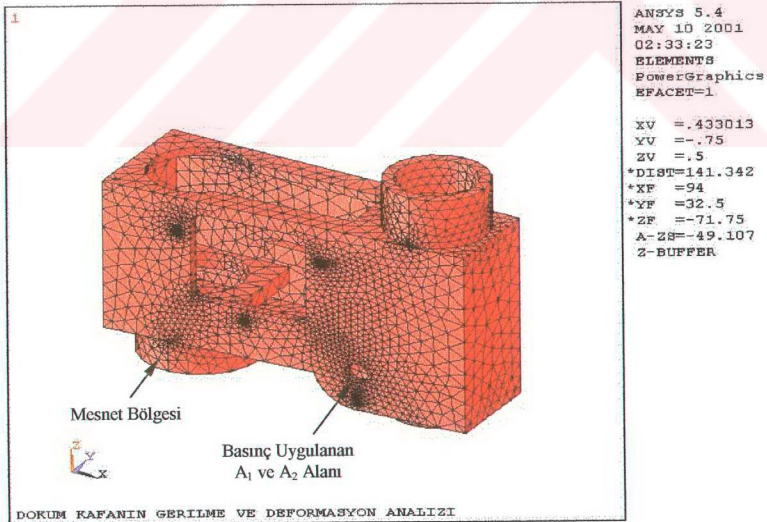
Geometrik özellikler	Maksimum ölçüler = 188 x 144 x 65 mm Basınç uygulanan 1. alan $A_1 = 172,8 \text{ mm}^2$ Basınç uygulanan 2. alan $A_2 = 94,25 \text{ mm}^2$
Yükler	D. kafaya etki eden 1. basınç $P_1 = 700/172,8 = 4,05 \text{ N/mm}^2$ D. kafaya etki eden 2. basınç $P_2 = 700/94,25 = 7,43 \text{ N/mm}^2$
Malzeme bilgileri	Döküm kafa malzemesi = GG-25 Elastiklik modülü $E = 1,28 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ Poisson oranı $\nu = 0,26$
Eleman tipi ve özellikleri	Solid72, 4 düğümlü, 3 boyutlu, dört yüzlü eleman DOF = $u_x, u_y, u_z, \text{rot}_x, \text{rot}_y, \text{rot}_z$
Eleman ve düğüm sayısı	Eleman sayısı = 18390, Düğüm sayısı = 5693
Mesnetleme şartları	Şekilde gösterilen mesnet bölgesinde DOF = Tamamı

Çizelge 5.8 Döküm kafanın analiz sonuçları ve sonuçların analitik yöntem ile karşılaştırılması

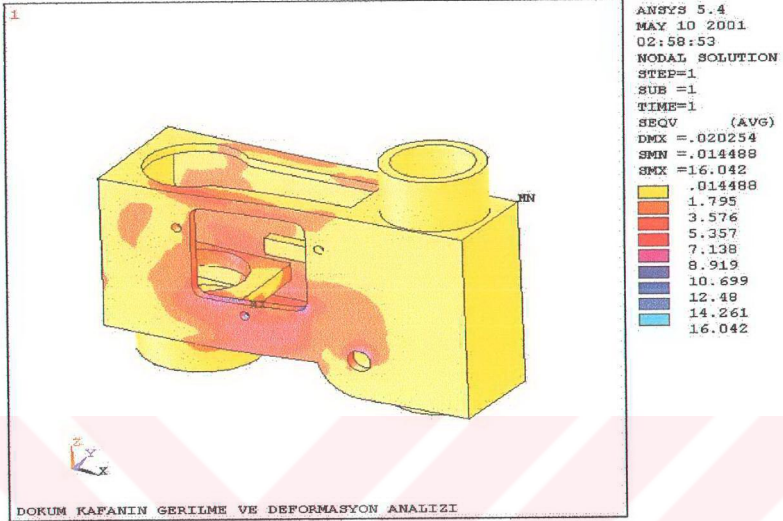
Karşılaştırma konusu	SEY ile çözüm	Analitik çözüm	S/A
Max. eşdeğer gerilme, σ_{\max}	16,042 N/mm ²	5 N/mm ²	3,2
Max. yer değiştirme, δ_{\max}	0,0203 mm	-	-
Max. eğim, $\tan \alpha_{\max}$	$0,300 \cdot 10^{-3}$	-	-



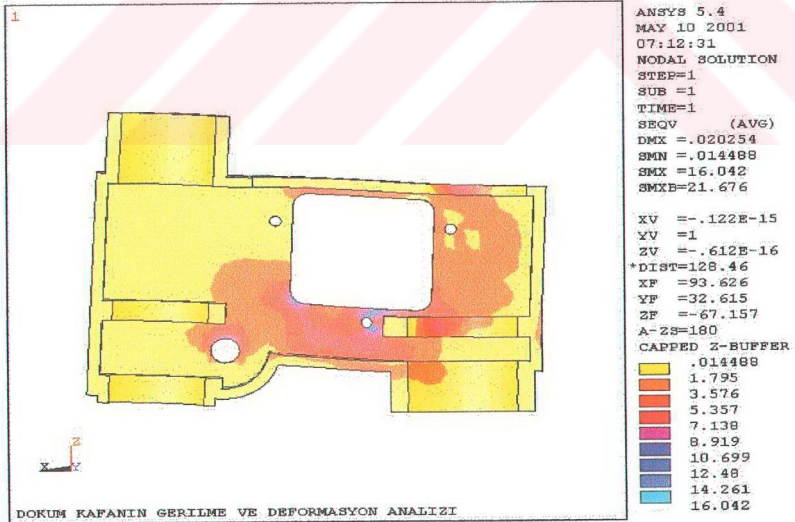
Şekil 5.17 Döküm kafanın üç boyutlu katı modeli



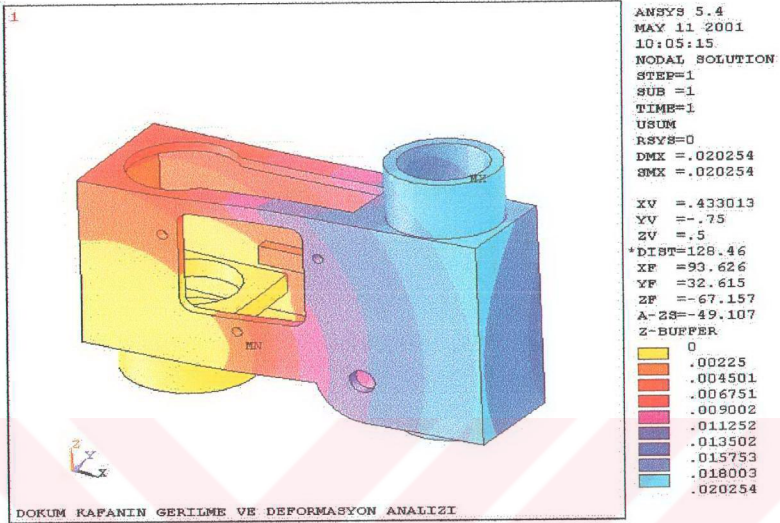
Şekil 5.18 Döküm kafanın mesh yapısı ve sınır şartların uygulandığı bölgeler



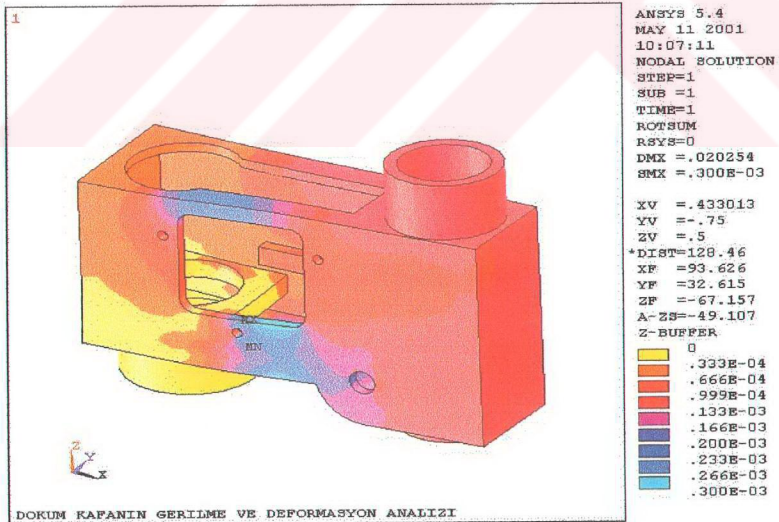
Şekil 5.19 Döküm kafanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları



Şekil 5.20 Döküm kafanın gerilme analizi-eşdeğer gerilme sonuçları-kesit görünüş

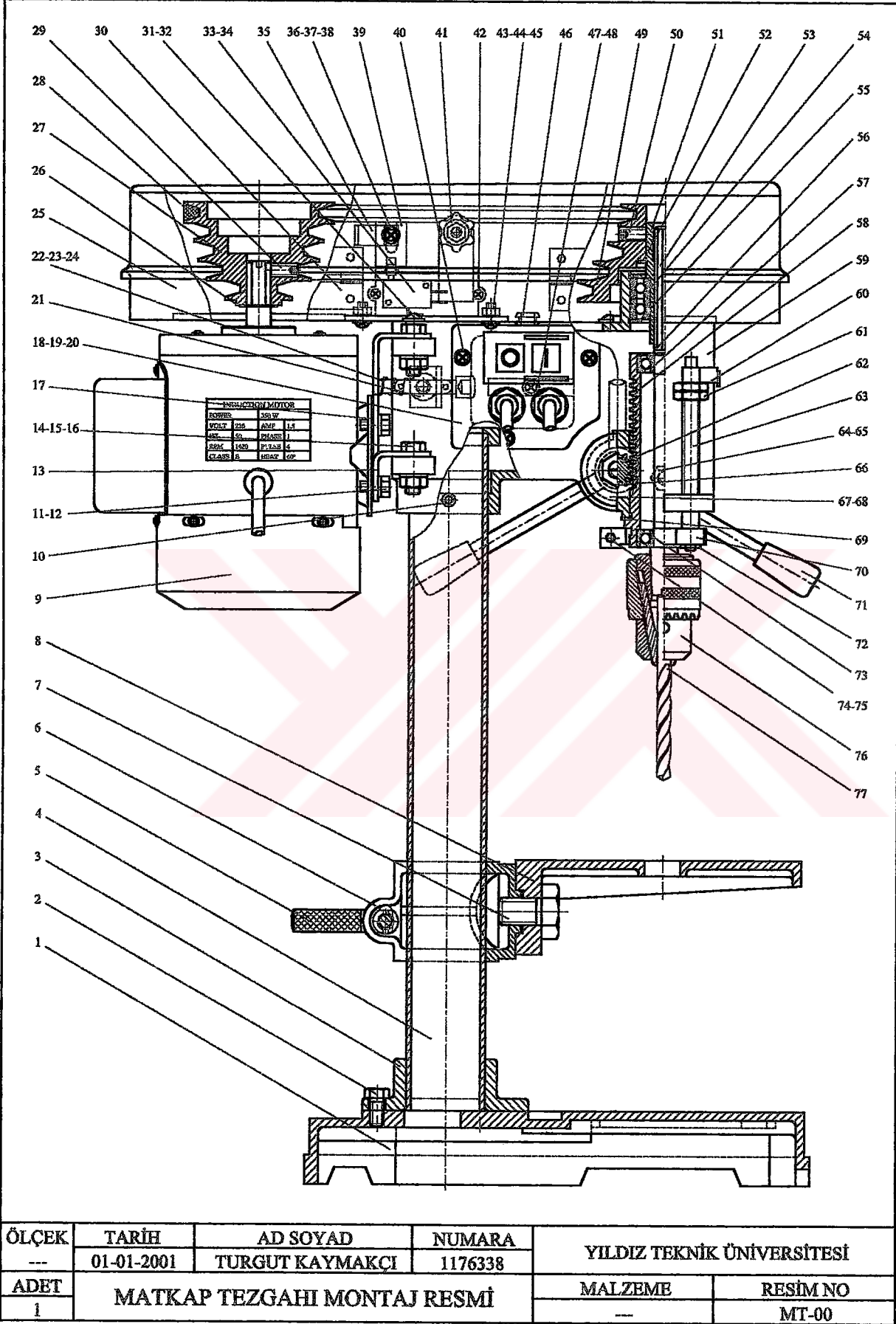


Şekil 5.21 Döküm kafanın deformasyon analizi-yer değiştirme sonuçları



Şekil 5.22 Döküm kafanın deformasyon analizi-eğim sonuçları

6 MATKAP TEZGAHININ 2D ÇİZİMLERİ



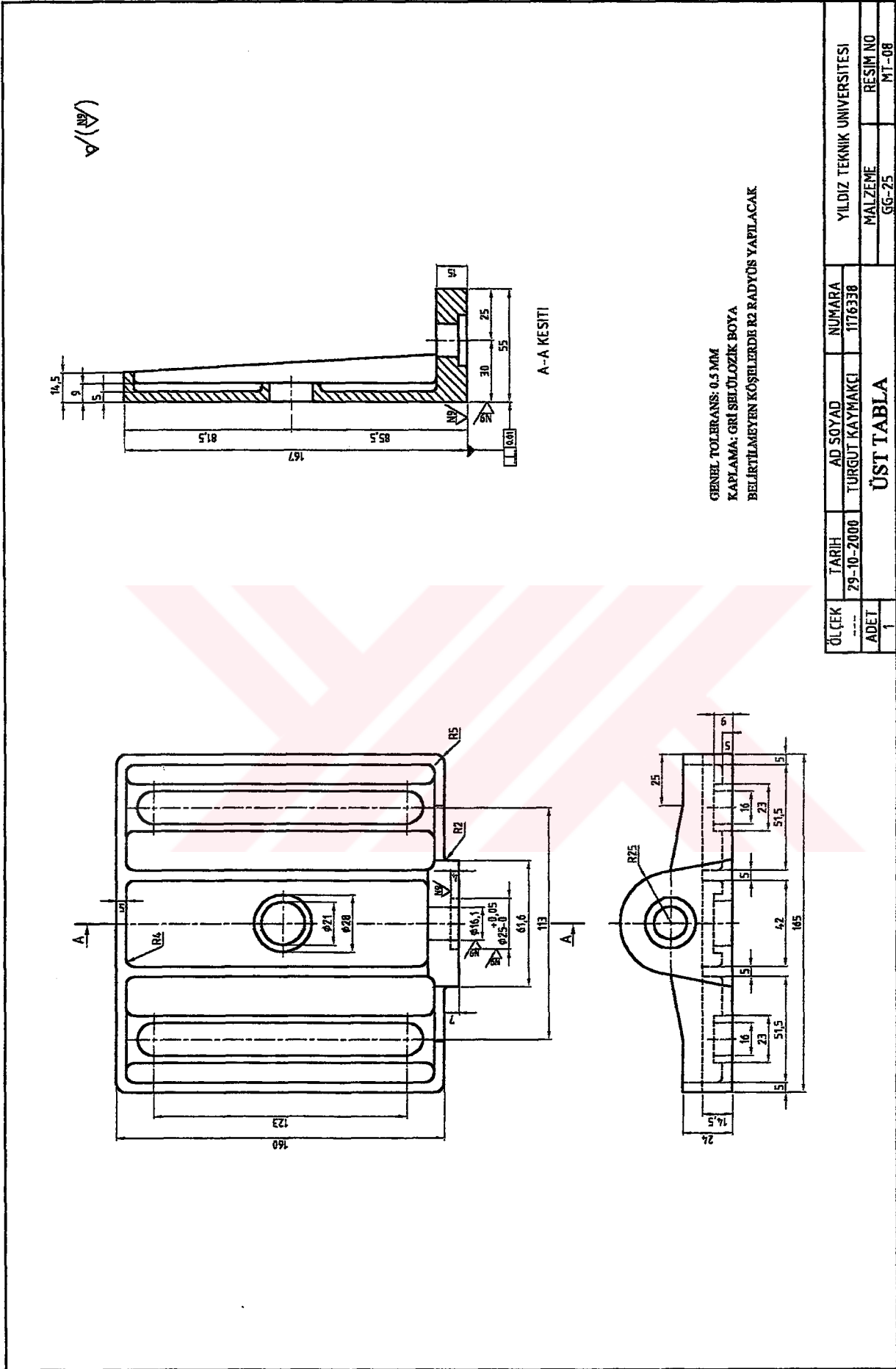
Şekil 6.1 Matkap tezgahı-montaj resmi

Çizelge 6.1 Matkap tezgahı parça listesi

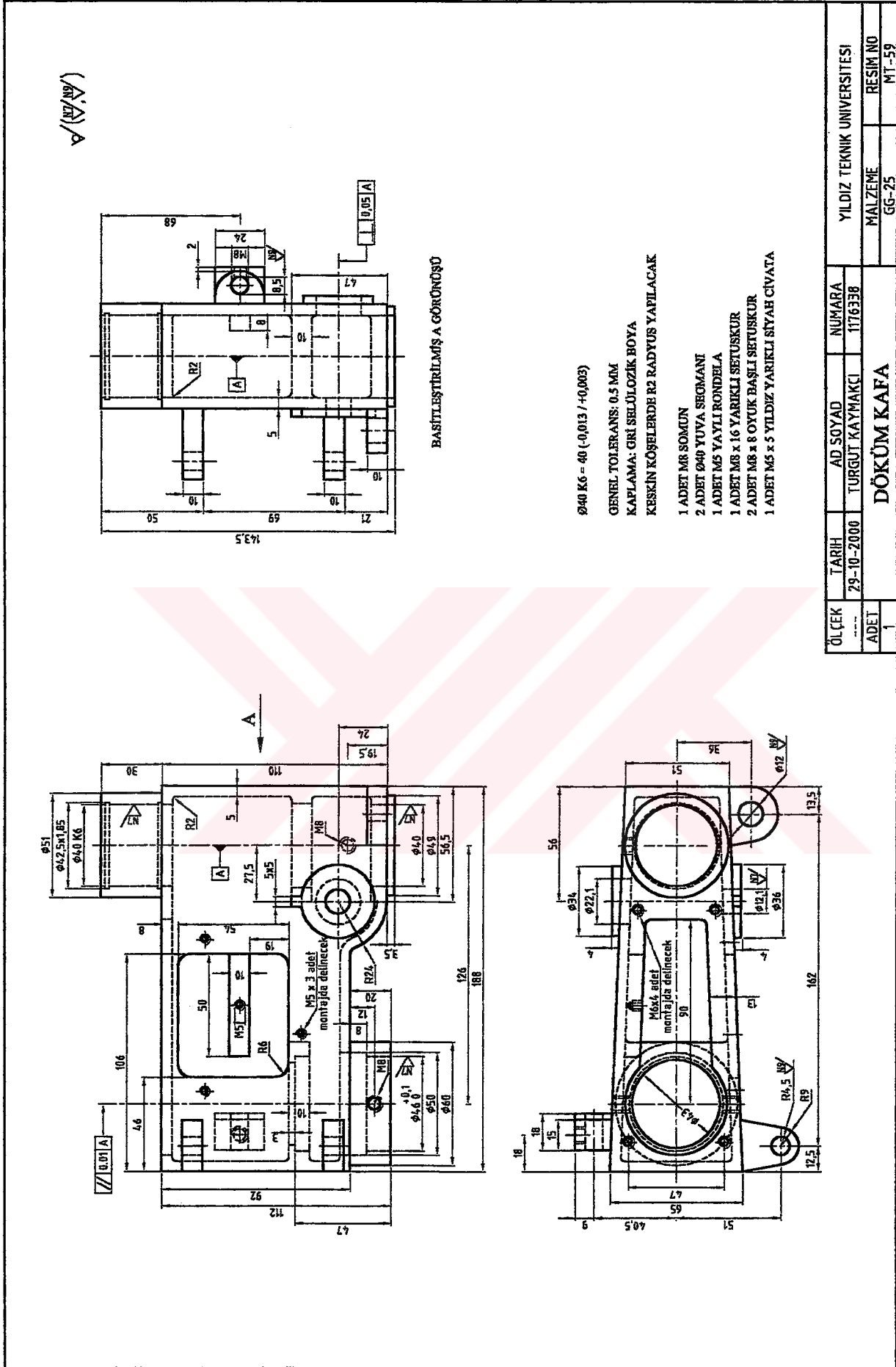
MATKAP TEZGAHI PARÇA LİSTESİ-1				
PARÇA NO	PARÇA ADI	ADET	MALZEME	AÇIKLAMA
1	ALT TABLA	1	GG-25	
2	CİVATA M8x16 A.K.BAŞLI	3	HAZIR	TS 1021/2
3	ALT TABLA FLANŞI	1	GG-25	
4	KOLON	1	ST-34	
5	FLANŞ SIKMA KOLU	1	ST-37	
6	ÜST TABLA FLANŞI	1	GG-25	
7	CİVATA M16x25 10.9 A.K.BAŞLI	1	HAZIR	TS 1021/7
8	ÜST TABLA	1	GG-25	
9	ELEKTRİK MOTORU 350 W-1420 d/d	1	HAZIR	
10	VİDALI PİM M8x8	2	HAZIR	TS 1024/9
11	CİVATA M6x12 A.K.BAŞLI	4	HAZIR	TS 1021/2
12	PUL 6,4 A TİPİ	4	HAZIR	TS 79/2
13	MOTOR BAĞLANTI SACI	1	ST-34	
14	CİVATA M8x20 A.K.BAŞLI	2	HAZIR	TS 1021/2
15	SOMUN M8	2	HAZIR	TS 1026/2
16	PUL 8,4 A TİPİ	2	HAZIR	TS 79/2
17	CONTA Ø8,4	4	LASTİK	
18	AÇMA-KAPAMA BUTONU	1	HAZIR	
19	MOTOR BAĞLANTI KABLOSU	1	HAZIR	
20	ŞEBEKE BAĞLANTI KABLOSU VE FİŞİ	1	HAZIR	
21	KAYIŞ SIKIŞTIRMA TUTAMAĞI	1	HAZIR	
22	KAYIŞ SIKIŞTIRMA PİMİ	1	ST-37	
23	KAYIŞ SIKIŞTIRMA YAYI (10x1,25x20)	1	YAY ÇELİĞİ	TS 1440/1
24	KAYIŞ SIKIŞTIRMA PİM TAPASI	1	KAUÇUK	
25	KASNAK KUTUSU	1	ST-34	
26	MİL SEGMANI Ø14	1	YAY ÇELİĞİ	DIN 471
27	MOTOR MİLİ KASNAĞI	1	GG-25	
28	V-KAYIŞI 9,5x700 La	1	HAZIR	TS 198/2
29	VİDALI PİM M8x16	1	HAZIR	TS 1024/9
30	MENTEŞE	2	HAZIR	
31	CİVATA M6x8 YILDIZ YARIKLI	4	HAZIR	TS 1020/7
32	PUL 6,4 A TİPİ	4	HAZIR	TS 79/2
33	SWICH	1	HAZIR	
34	SWICH KUTUSU	1	PLASTİK	
35	SWICH KARŞI PARÇA SABİTLEME PL.	1	PLASTİK	
36	CİVATA M5x12 YILDIZ YARIKLI	1	HAZIR	TS 1020/7
37	SOMUN M5	1	HAZIR	TS 1026/2
38	PUL 5,3 A TİPİ	2	HAZIR	TS 79/2
39	SWICH KARŞILIĞI	1	PLASTİK	
40	CİVATA M5x12 YILDIZ YARIKLI	3	HAZIR	TS 1020/7

Çizelge 6.1 Matkap tezgahı parça listesi(devam)

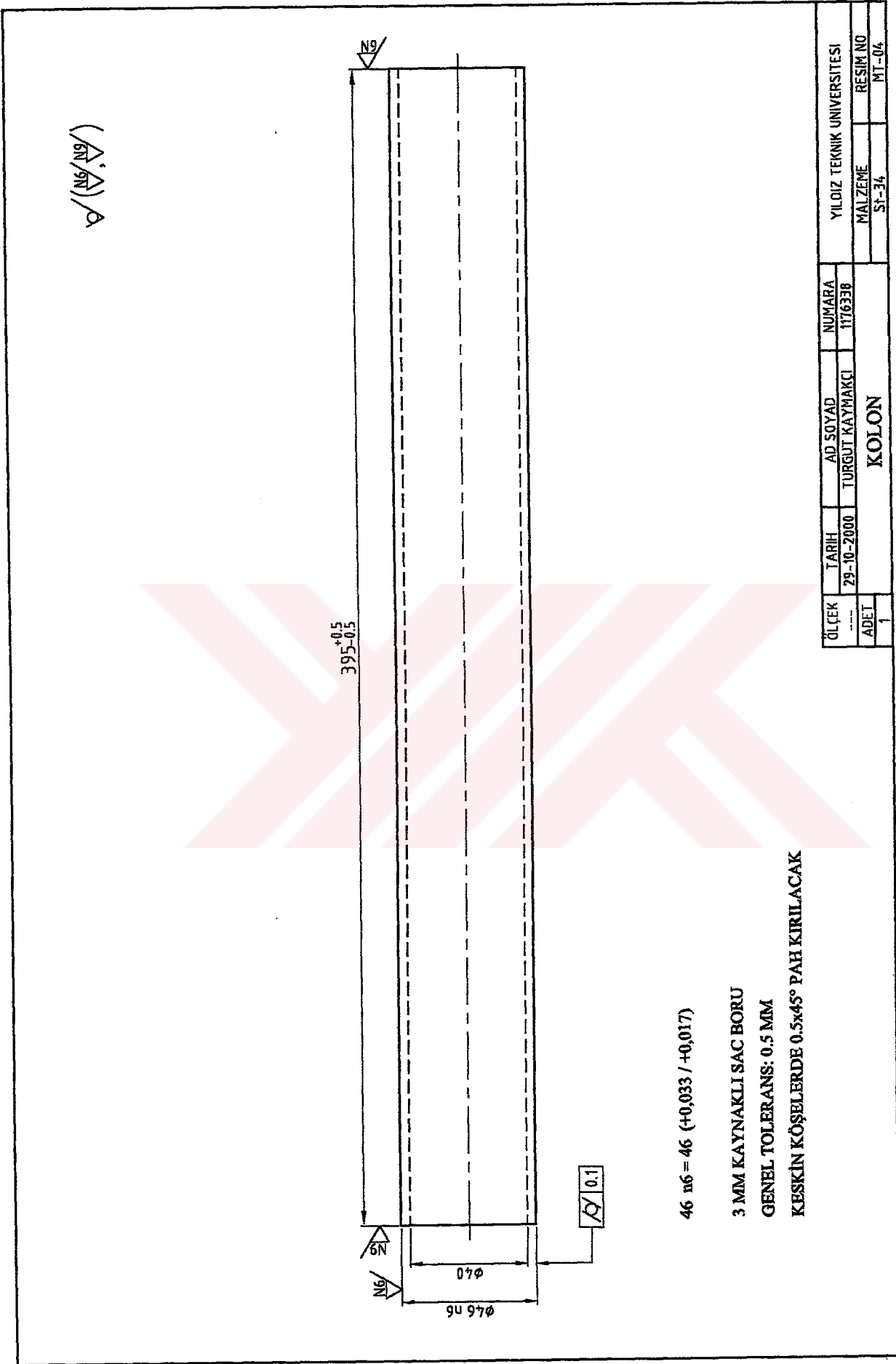
MATKAP TEZGAHI PARÇA LİSTESİ-2				
PARÇA NO	PARÇA ADI	ADET	MALZEME	AÇIKLAMA
41	KASNAK KUTUSU TUTAMAĞI	1	HAZIR	
42	SAC CİVATASI ST 2,9x6,5	2	HAZIR	TS 432/9
43	CİVATA M5x12 YILDIZ YARIKLI	2	HAZIR	TS 1020/7
44	SOMUN M5	2	HAZIR	TS 1026/2
45	PUL 5,3 A TİPİ	2	HAZIR	TS 79/2
46	KABLO KORUMA HALKASI	1	KAUÇUK	
47	CİVATA M5x5 YILDIZ YARIKLI	1	HAZIR	TS 1020/7
48	PUL 5,3 KANATLI A TİPİ	1	HAZIR	TS 79/38
49	İŞ MİLİ GÖBEK KASNAĞI	1	GG-25	
50	VİDALI PİM M8x16	1	HAZIR	TS 1024/9
51	İŞ MİLİ GÖBEĞİ	1	ST-70-2	
52	MİL SEGMANI Ø22	1	YAY ÇELİĞİ	DIN 471
53	İŞ MİLİ	1	ST-70-2	TS 9402
54	RULMAN 7201B (Ø12xØ32x10)	1	HAZIR	DIN 628 T1
55	YUVA SEGMANI Ø40	2	YAY ÇELİĞİ	DIN 472
56	MİL SEGMANI Ø12	1	YAY ÇELİĞİ	DIN 471
57	RULMAN 6203 2RS (Ø17xØ40x12)	2	HAZIR	DIN 625 T1
58	İŞ MİLİ KOVANI	1	Ck-45	
59	DÖKÜM KAFA	1	GG-25	
60	İLERLEME GÖSTERGESİ	1	PLASTİK	
61	SOMUN M10	2	HAZIR	TS 1026/4
62	KREMAYER KARŞI DIŞLISI	1	Ck-45	
63	İLERLEME GÖSTERGE ÇUBUĞU	1	ST-37	
64	SOMUN M8	1	HAZIR	TS 1026/4
65	VİDALI PİM M8x16	1	HAZIR	TS 1024/9
66	SOMUN M10	2	HAZIR	TS 1026/4
67	YAY KOVANI	1	ST-34	
68	ZEMBEREK YAYI	1	YAY ÇELİĞİ	
69	CONTA Ø38x50x1,5	1	LASTİK	
70	GÖSTERGE ÇUBUĞU KELEPÇESİ	1	PLASTİK	
71	İLERLEME KOLU	3	ST-50	
72	SOMUN M6	1	HAZIR	TS 1026/2
73	RULMAN 7201B (Ø12xØ32x10)	1	HAZIR	DIN 628 T1
74	CİVATA M5x25 YILDIZ YARIKLI	1	HAZIR	TS 1020/7
75	SOMUN M5	1	HAZIR	TS 1026/2
76	MANDREN-1,5-13 MM	1	HAZIR	
77	MATKAP UCU 3-13 MM	1	HSS	TS 62
78	ÜST TABLA AYAR ETİKETİ	1	AL.	
79	İLERLEME GÖSTERGE ETİKETİ	1	AL.	
80	DEVİR SAYISI AÇIKLAMA ETİKETİ	1	AL.	



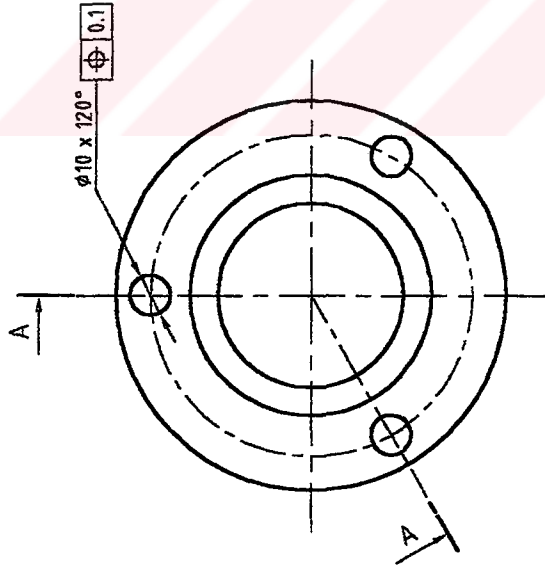
Şekil 6.2 Üst tabla



Şekil 6.4 Döküm kafa



Şekil 6.5 Kolon

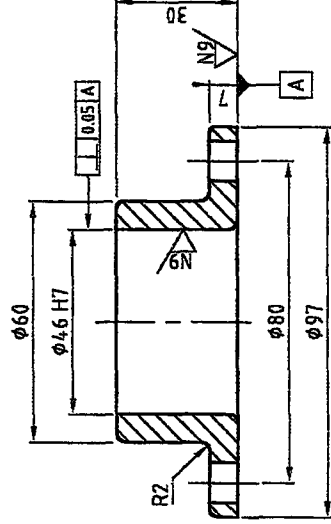


46 H7 = 46 (+0,025 / +0)

GENEL TOLERANS: 0.5 MM

KAPLAMA: GRİ SELÜLOZİK BOYA

KESKİN KÖŞELERDE R2 RADYÜS YAPILACAK



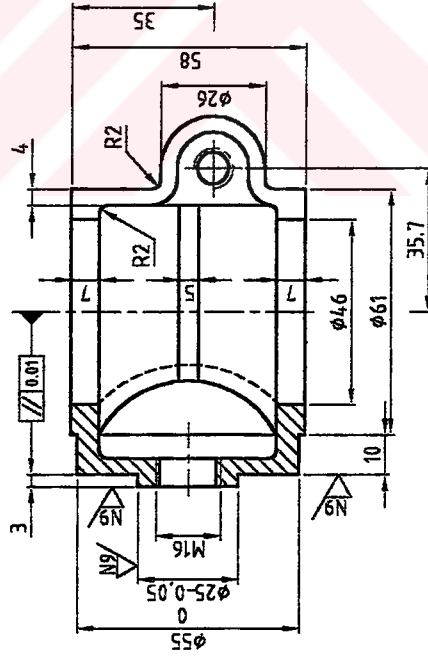
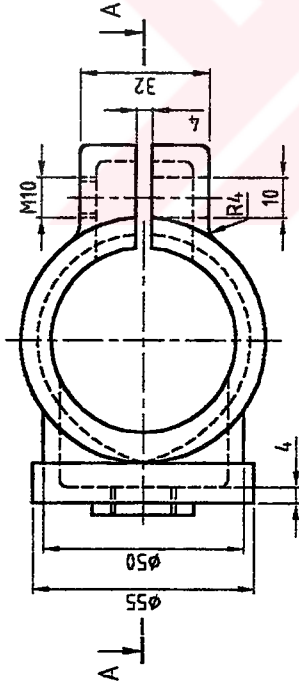
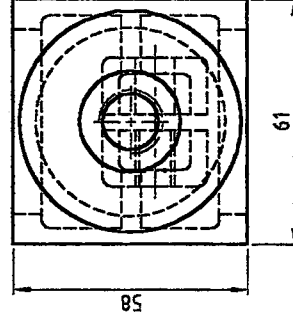
A-A KESİTİ

ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
---	29-10-2000	TURGUT KAYMAKCI	1176336	
ADET	ALT TABLA FLANŞI			MALZEME
1				GG-25
				RESİM NO
				MT-03

Şekil 6.6 Alt tabla flansı



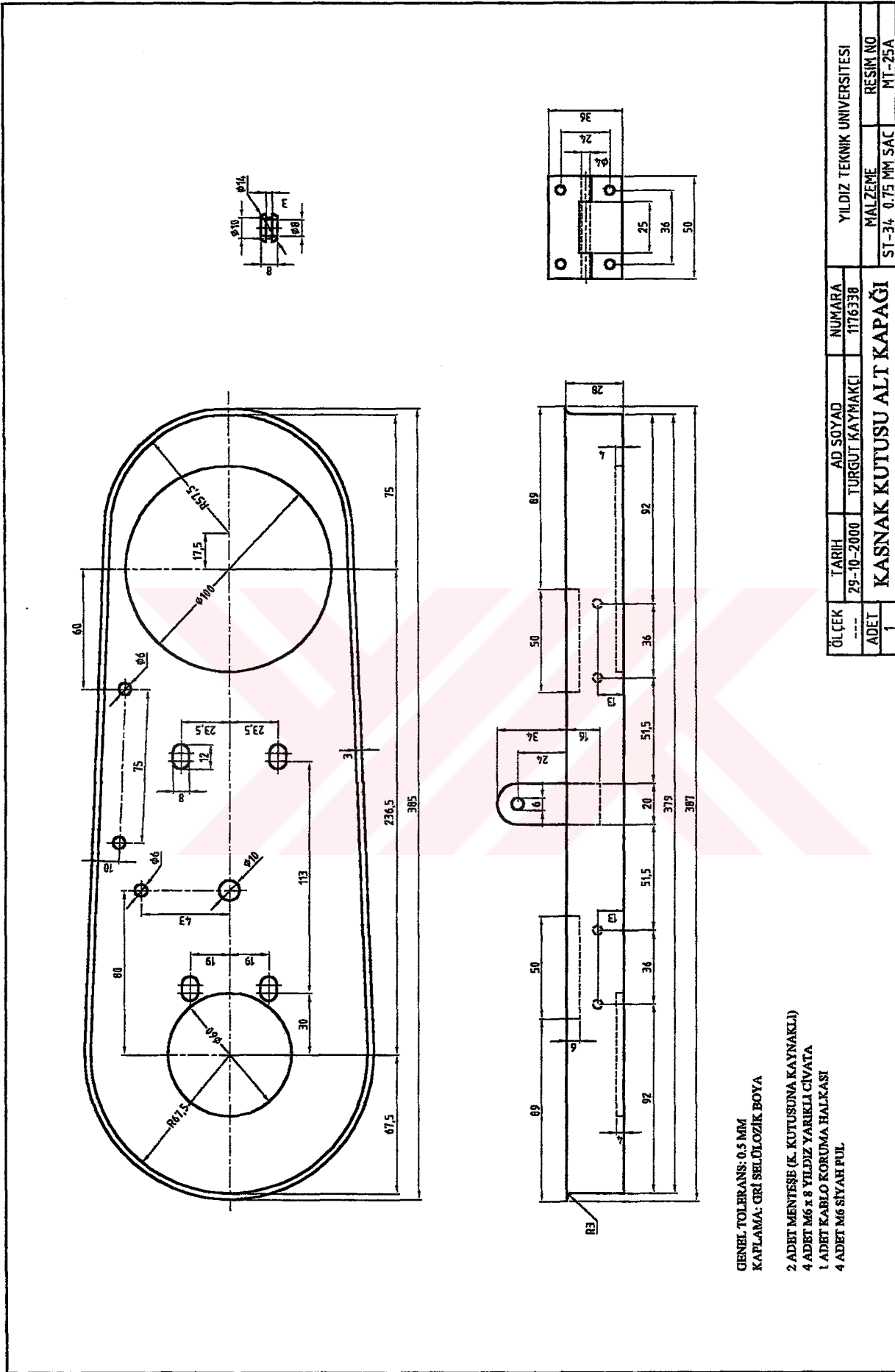
GENEL TOLERANS: 0.5 MM
 KAPLAMA: GRİ SELÜLOZİK BOYA
 KESKİN KÖŞELERDE R2 RADYUS YAPILACAK
 1 ADET M16 x 25 10.9 KALİTE A. KÖŞE BAŞLI CİVATA



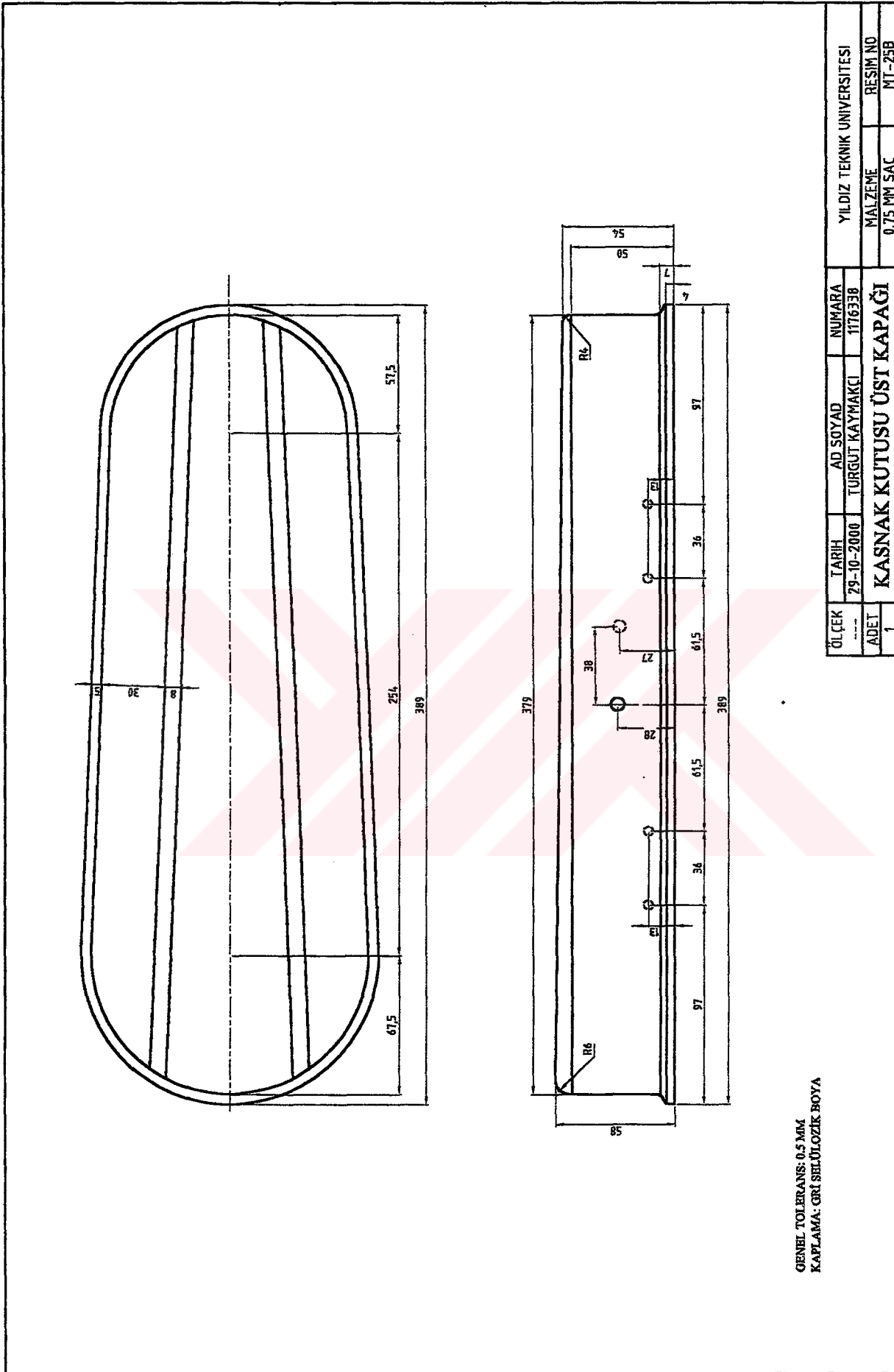
A-A KESİTİ

ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
1	29-10-2000	TURGUT KAYMAKCI	1176338	MALZEME
ADDET	ÜST TABLA FLANŞI			GG-25
				REŞİM NO
				MT-06

Şekil 6.7 Üst tabla flanşı

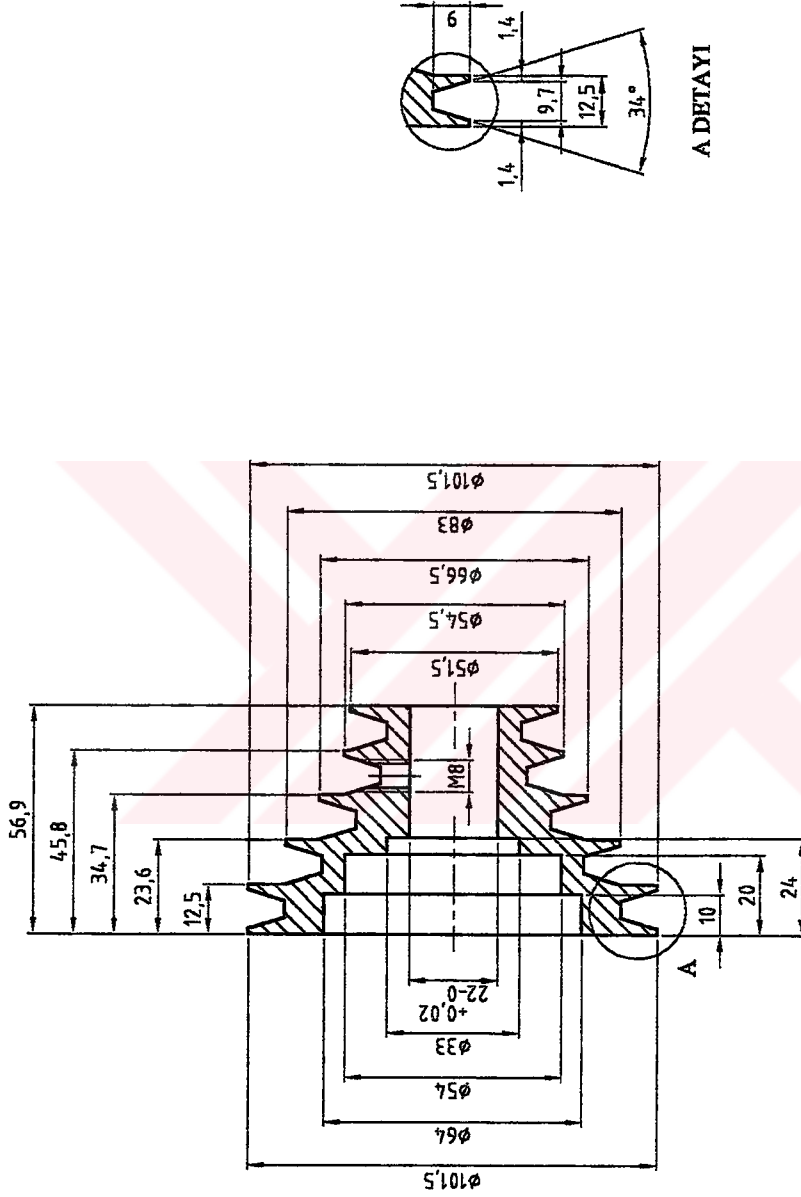


Şekil 6.8 Kasnak kutusu alt kapağı



Şekil 6.9 Kasnak kutusu üst kapağı

NİP



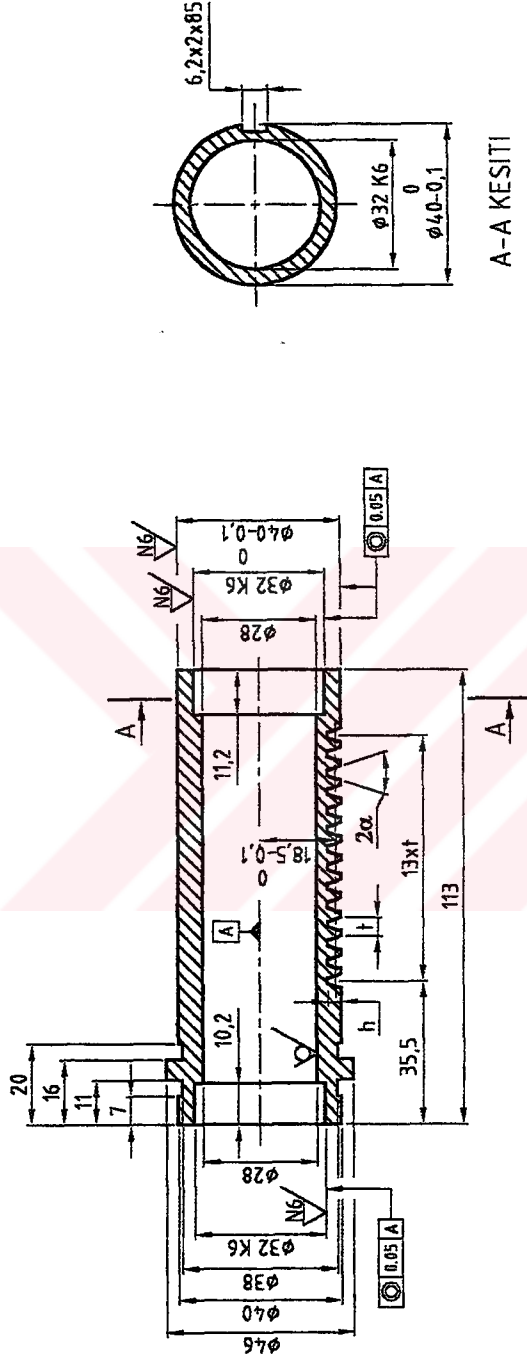
A DETAYI

GENEL TOLERANS: 0.5 MM
 KAPLAMA: SIYAH SELÜLOZİK BOYA
 1 ADET M8 x 16 OYUK BAŞLI SETÜSKÜR

ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
1	29-10-2000	TURGUT KAYMAKÇI	1176338	MALZEME
				GG-25
				RESİM NO
				MT-49

İŞ MİLİ GÖBEK KASNAĞI

Şekil 6.11 İş mili göbek kasnağı



$h = 3,375$, $t = 4,71$, $2\alpha = 50^\circ$
 $32 K6 = 32 (-0,013 / +0,003)$

GENEL TOLERANS: 0.2 MM

KESKİN İÇ KÖŞELERDE R1 RADYUS YAPILACAK

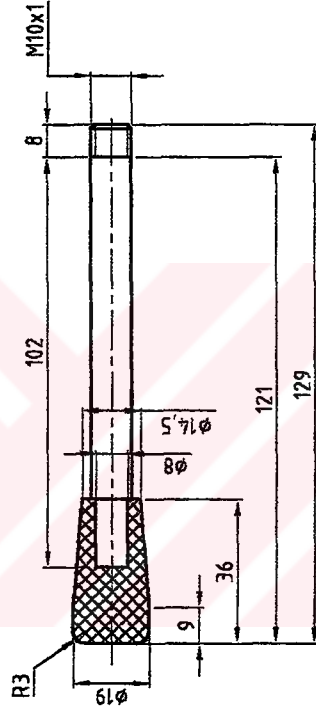
1 ADET $\emptyset 38 \times \emptyset 50 \times 1.5$ CONTA $\emptyset 38$ LİK KISMA TAKILACAK

DİŞ YÜZEYİ İNDİKSİYON İLE 550-570 HB ARASINDA SERTLEŞTİRİLECEK

A-A KESİTİ

ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
---	29-10-2000	TURGUT KAYMAKÇI	1176338	MALZEME
ADET	İŞ MİLİ KOVANI			Çk-45
1				RESİM NO
				MT-58

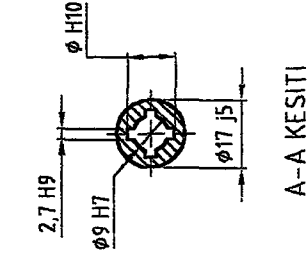
Şekil 6.12 İş mili kovani



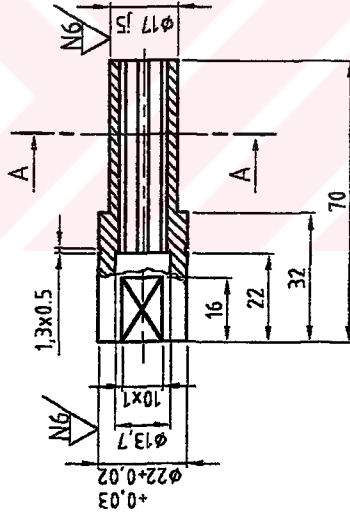
GENEL TOLERANS: 0.2 MM
KAPLAMA CİNSİ: NİKEL KAPLAMA

ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
---	29-10-2000	TURGUT KAYMAKCI	1776306	
ADET	İLERLEME KOLU			MALZEME
3				ST-37 + PLASTİK
				RESİM NO
				MT-71

Şekil 6.14 İlerleme kolu



A-A KESİTİ



- 12 H10 = 12 (-0 / +0,07)
 2,7 H9 = 2,7 (-0 / +0,025)
 9 H7 = 9 (-0 / +0,015)
 17 j5 = 17 (-0,003 / +0,003)

GENEL TOLERANS: 0.5 MM

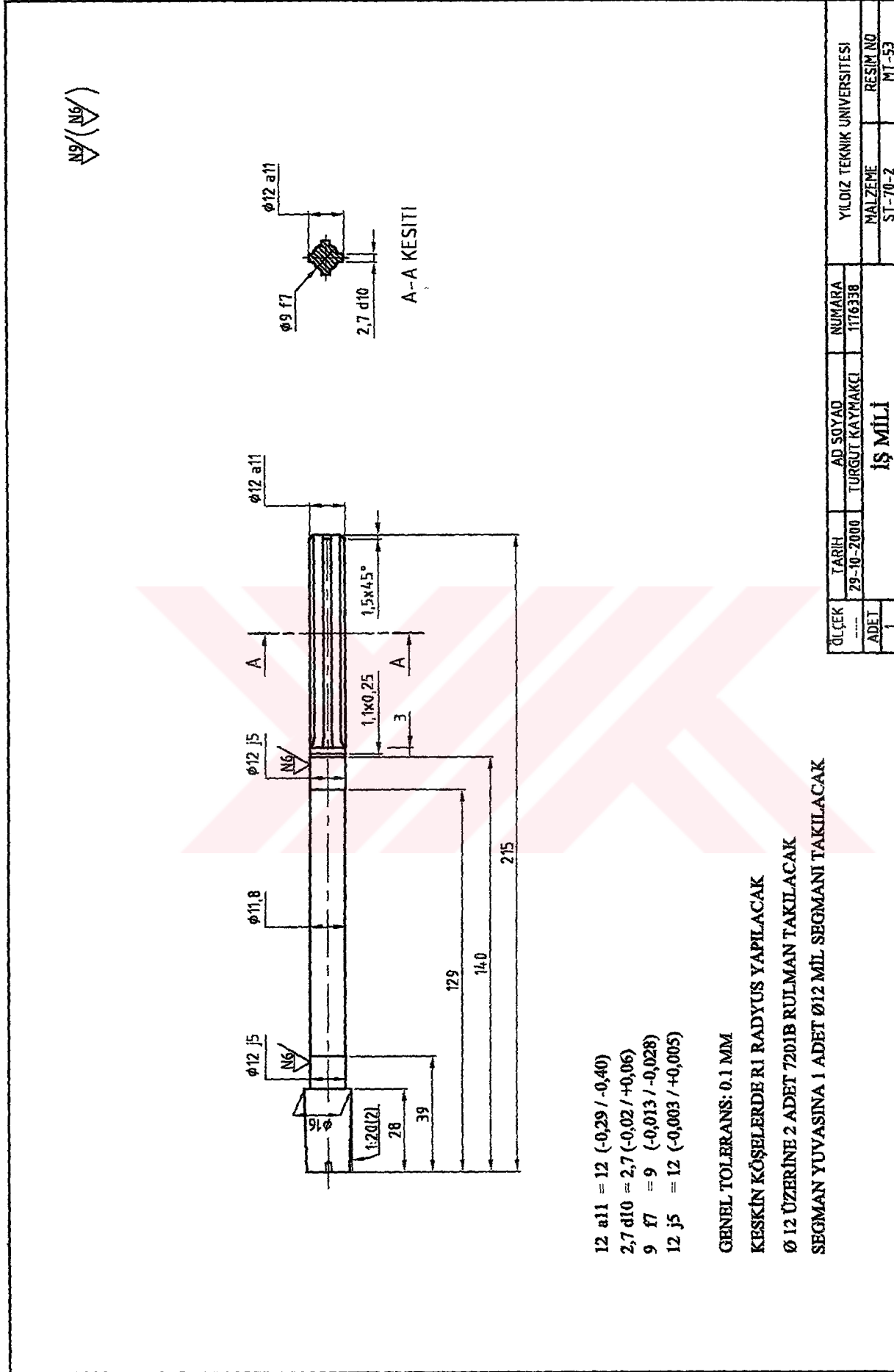
KESKİN KÖŞELERDE R1 RADYUS YAPILACAK

SEGMAN YUVASINA 1 ADET Ø22 MİL SEGMANI TAKILACAK

Ø17 ÜZERİNE 2 ADET 6203 2RS RULMAN TAKILACAK

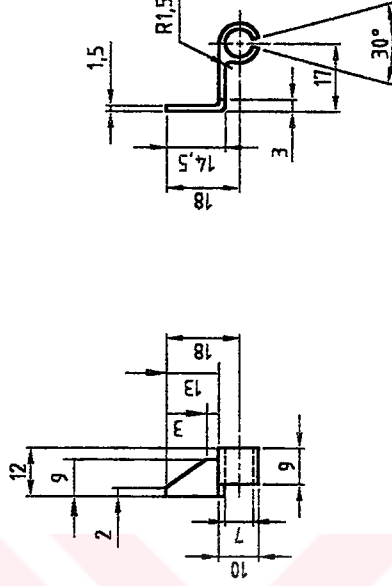
ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
1	29-10-2000	TURGUT KAYMAKCI	1176338	MALZEME
ADDET	İŞ MİLİ GÖBEĞİ			RESİM NO
1				ST-10-2
				MT-51

Şekil 6.15 İş mili göbeği

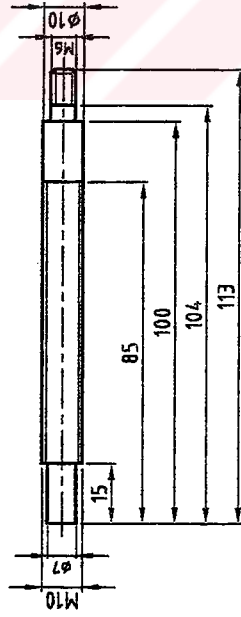


Şekil 6.16 İş mili

NB/



İLERLEME GÖSTERGESİ

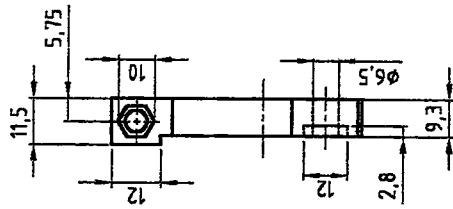
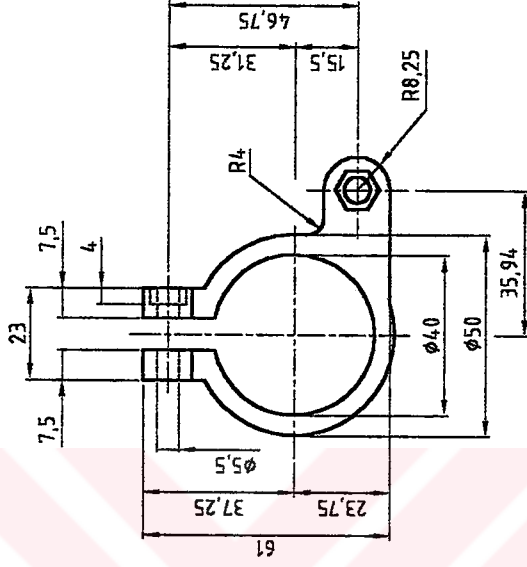


İLERLEME GÖSTERGE ÇUBUĞU

KARARTILACAK
 GENEL TOLERANS: 0.5 MM
 KESKİN KÖŞELERDE 0.5x45° PAH KIRILACAK
 2 ADET M10x5 SIYAH SOMUN
 1 ADET M6 SIYAH SOMUN

ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
1	29-10-2000	TURGUT KAYMAKCI	1176338	MALZEME
ADET	İLERLEME GÖSTERGESİ VE ÇUBUĞU			RESİM NO
1				ST-37 - PLASTİK
				MT-60-63

Şekil 6.17 İlerleme göstergesi ve çubuğu



GENEL TOLERANS: 0.5 MM

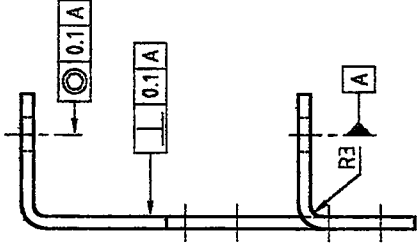
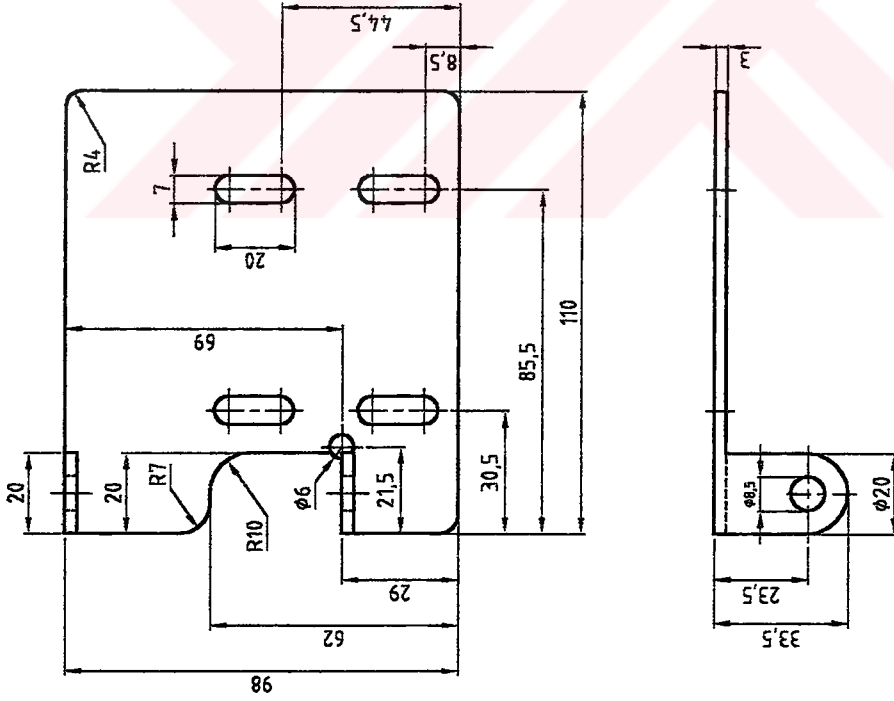
1 ADET M6 SIYAH SOMUN

1 ADET M5 SIYAH SOMUN

1 ADET M5 x 25 YILDIZ YARIKLI CIVATA

ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
---	29-10-2000	TURGUT KAYMAKÇI	1176338	
ADET	GÖSTERGE ÇUBUĞU KELEPÇESİ			MALZEME
1				PLASTİK
				RESİM NO
				MT-70

Şekil 6.18 Gösterge çubuğu kelepçesi

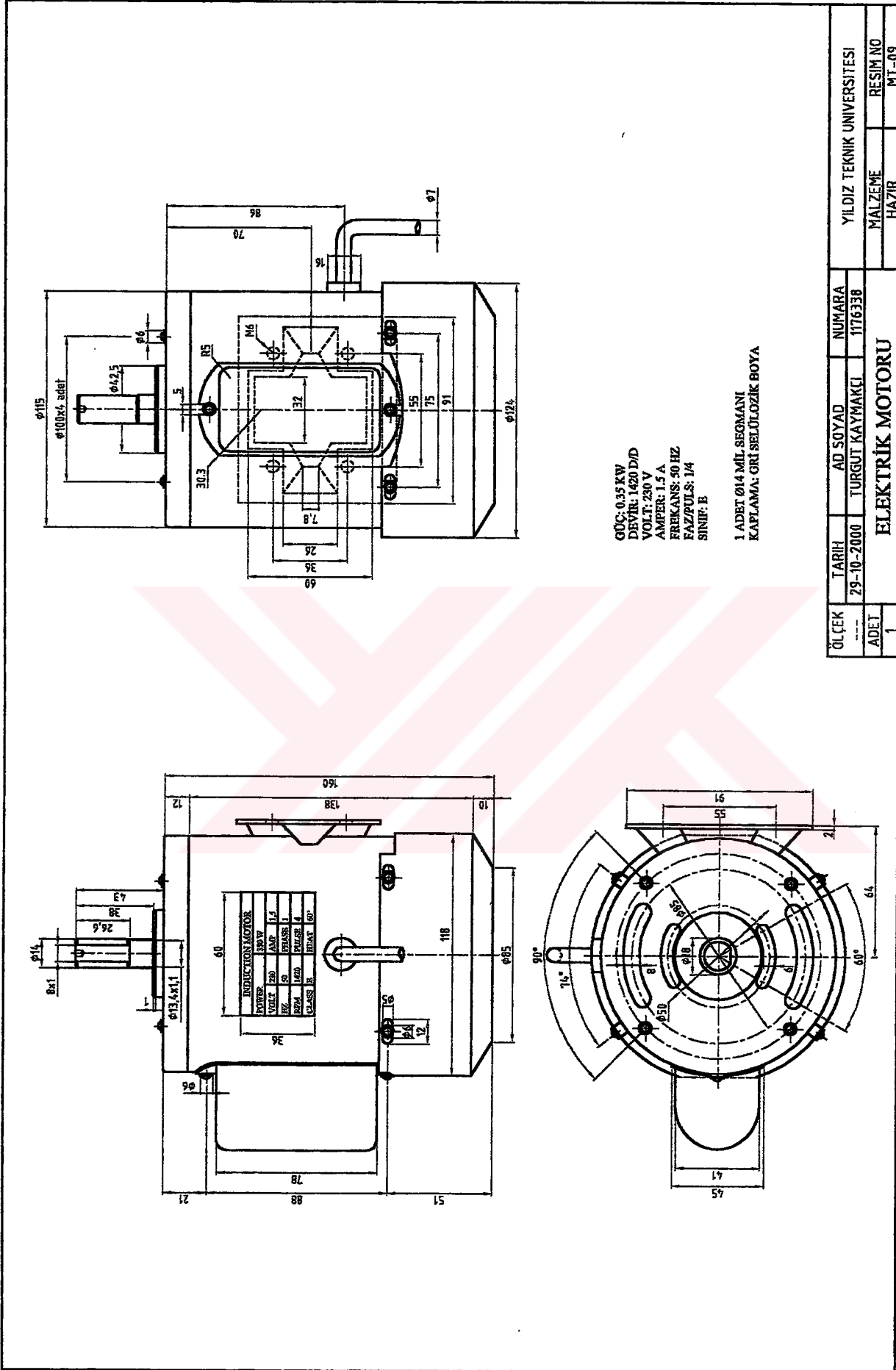


GENEL TOLERANS: 0.5 MM
KAPLAMA: GRİ SELÜLOZİK BOYA

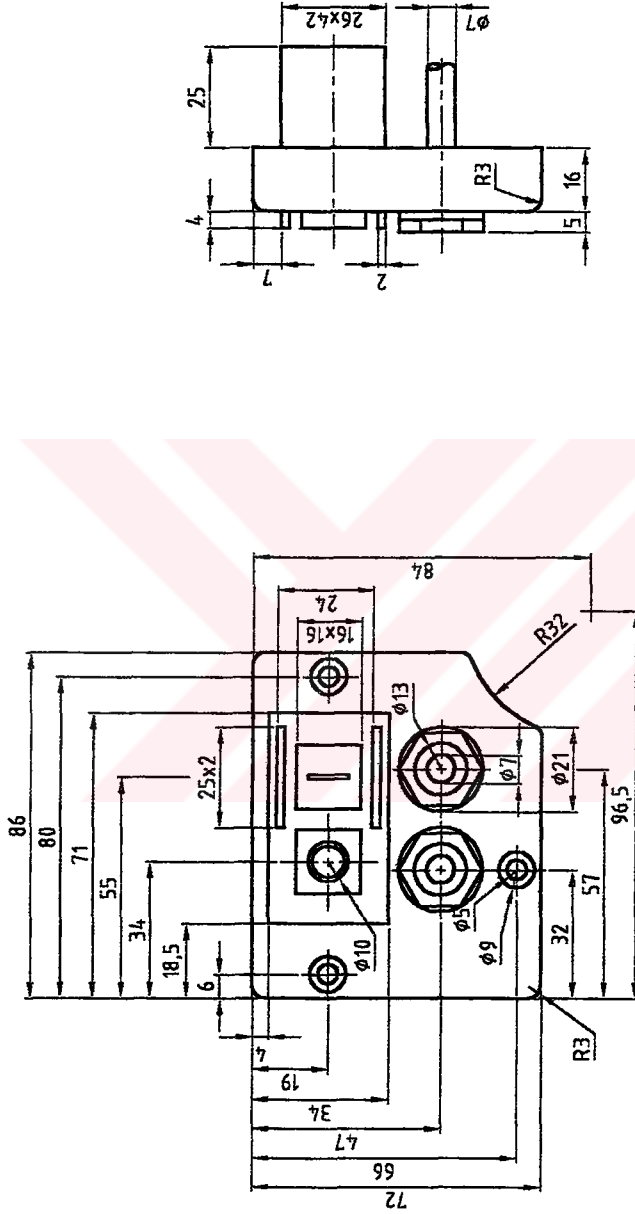
- 2 ADET M8 SİYAH PUL
- 4 ADET M6 SİYAH PUL
- 4 ADET M6 SİYAH CONTA
- 2 ADET M8 SİYAH SOMUN
- 2 ADET M8x20 SİYAH A. KÖŞE CİVATA
- 4 ADET M6x12 SİYAH A. KÖŞE CİVATA

ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
---	29-10-2000	TURGUT KAYMAKÇI	1176338	
ADET	MOTOR BAĞLANTI SACI			MALZEME
1				ST-34
				RESİM NO
				MT-13

Şekil 6.19 Motor bağlantı sacı



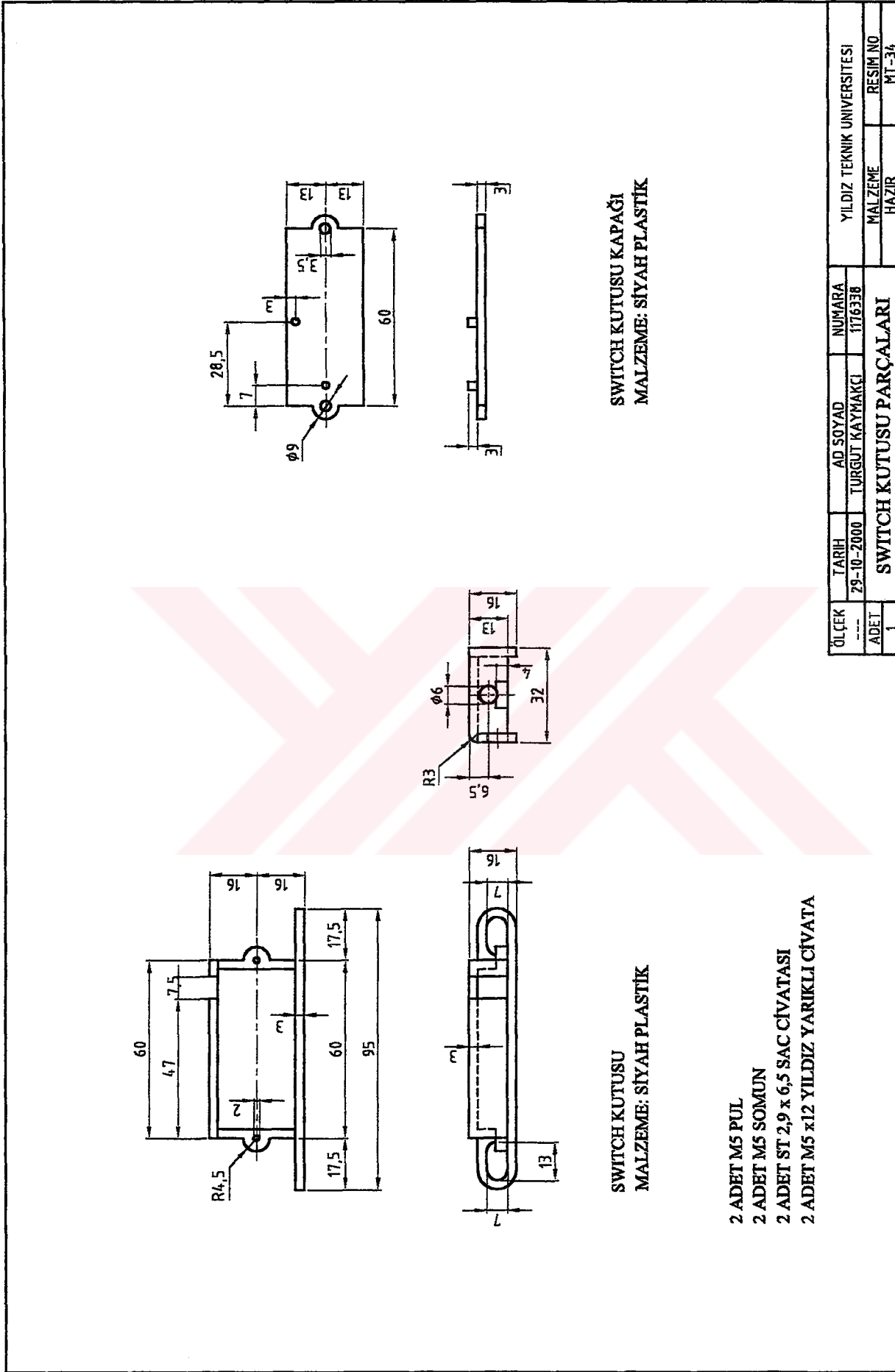
Şekil 6.20 Elektrik motoru



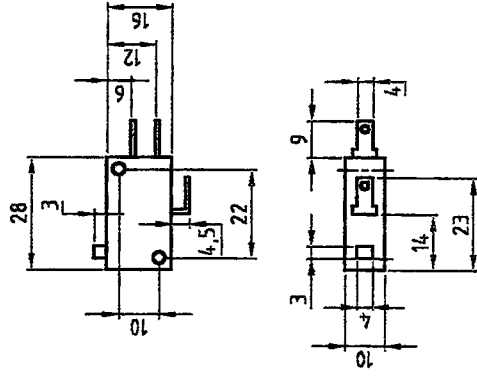
- 3 ADET M5 x 12 YILDIZ YARIKLI CIVATA
 1 ADET 350 MM MOTOR BAĞLANTI KABLOSU
 1 ADET 1500 MM ŞEBEKE BAĞLANTI KABLOSU VE FİŞİ

ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
---	29-10-2000	TURGUT KAYMAKÇI	1176338	MALZEME
ADET	AÇMA-KAPAMA BUTONU			REŞİM NO
1				MT-18

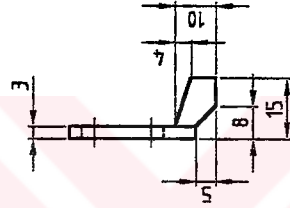
Şekil 6.21 Açma-kapama butonu



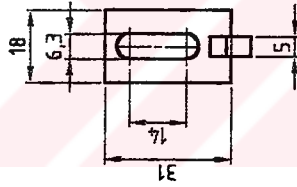
Şekil 6.22 Switch kutusu parçaları-1



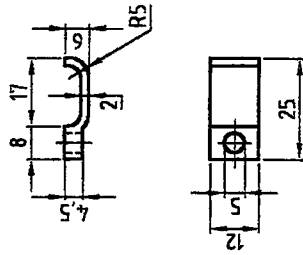
SWITCH
MALZEME: PLASTİK + METAL



SWITCH KARŞILIĞI
MALZEME: SİYAH PLASTİK



SWITCH KARŞILIK PARÇASI SABİTL. PLASTİĞİ
MALZEME: SİYAH PLASTİK

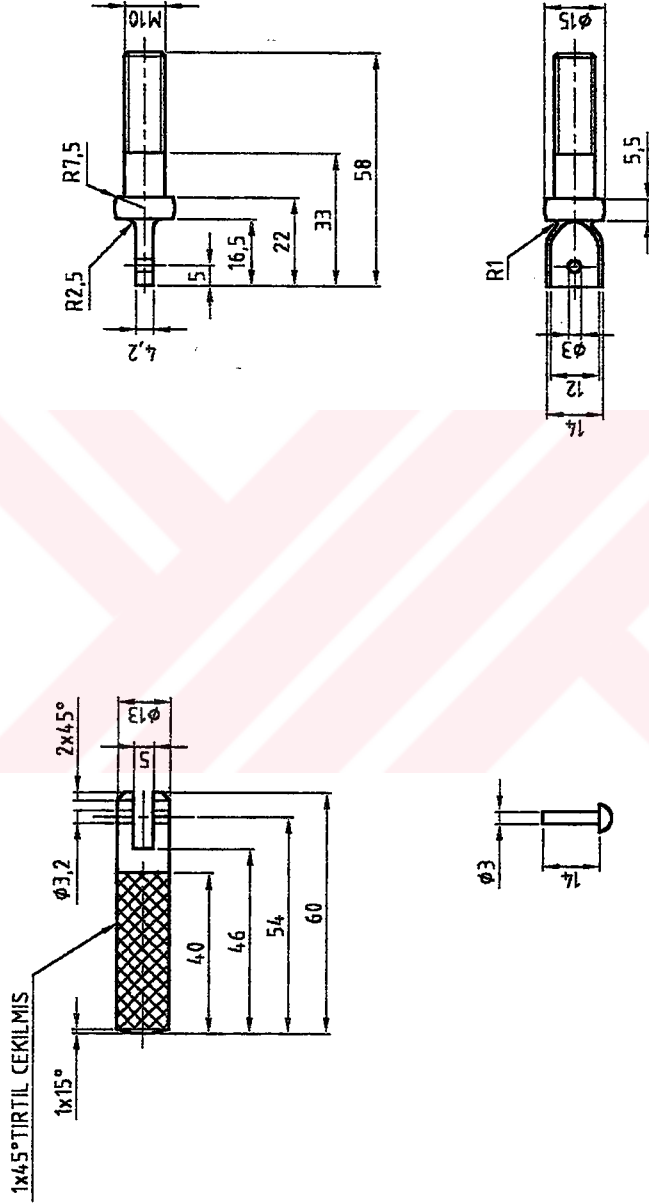


- 1 ADET M5 x 12 Y. YARIKLI CİVATA
- 1 ADET M5 SOMUN
- 2 ADET M5 PUL

ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
---	29-10-2000	TURGUT KAYMAKÇI	1176338	
ADET	SWITCH KUTUSU PARÇALARI			MALZEME
1				HAZIR
				RESİM NO
				MT-33-35-39

Şekil 6.23 Switch kutusu parçaları-2

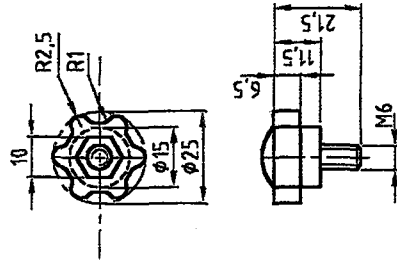
N9



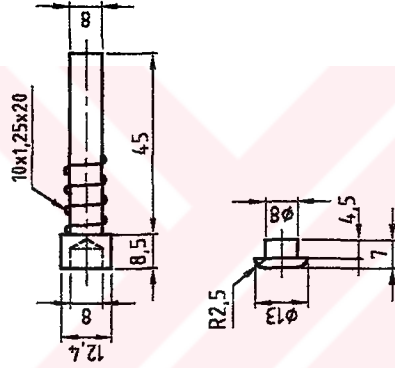
KARARTILACAK
GENEL TOLERANS: 0.5 MM

ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
---	29-10-2000	TURGUT KAYMAKCI	1176338	MALZEME
ADET	FLANŞ SIKMA KOLU			ST-37
1				RESİM NO
				MT-05

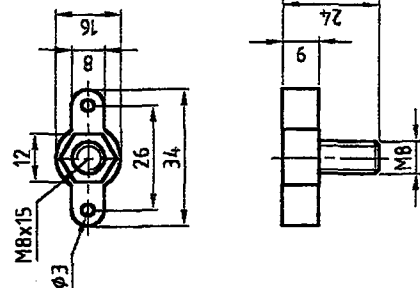
Şekil 6.24 Flanş sıkma kolu



KASNAK KUTUSU TUTAMAÇI
SİYAH BAKALİT + M6 x 10 A.K.BAŞLI CİVATA



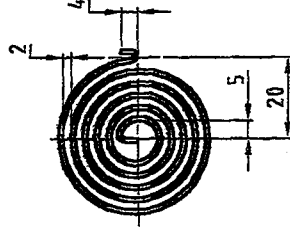
KAYIŞ SIKIŞTIRMA PİMİ, YAYI VE PİM TAPASI
ST-37, YAY ÇELİĞİ, SİYAHLASTIK TAPA



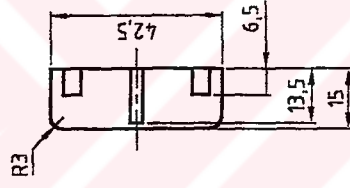
KAYIŞ SIKIŞTIRMA TUTAMAÇI
KIRMIZI PLASTİK + M8 x 15 A.K.BAŞLI CİVATA

ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
---	29-10-2008	TURGUT KAYMAKÇI	1176338	
ADET	HAZIR STANDART PARÇALAR			MALZEME
1				HAZIR
				RESİM NO
				MT-21-22-23-24-41

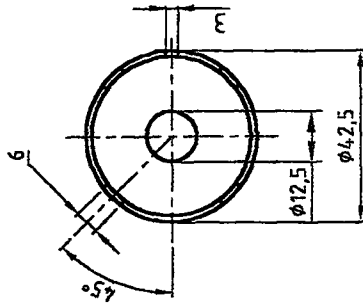
Şekil 6.25 Hazır standart parçalar



ZEMBEREK YAYI



YAY KOVANI



KARARTILACAK

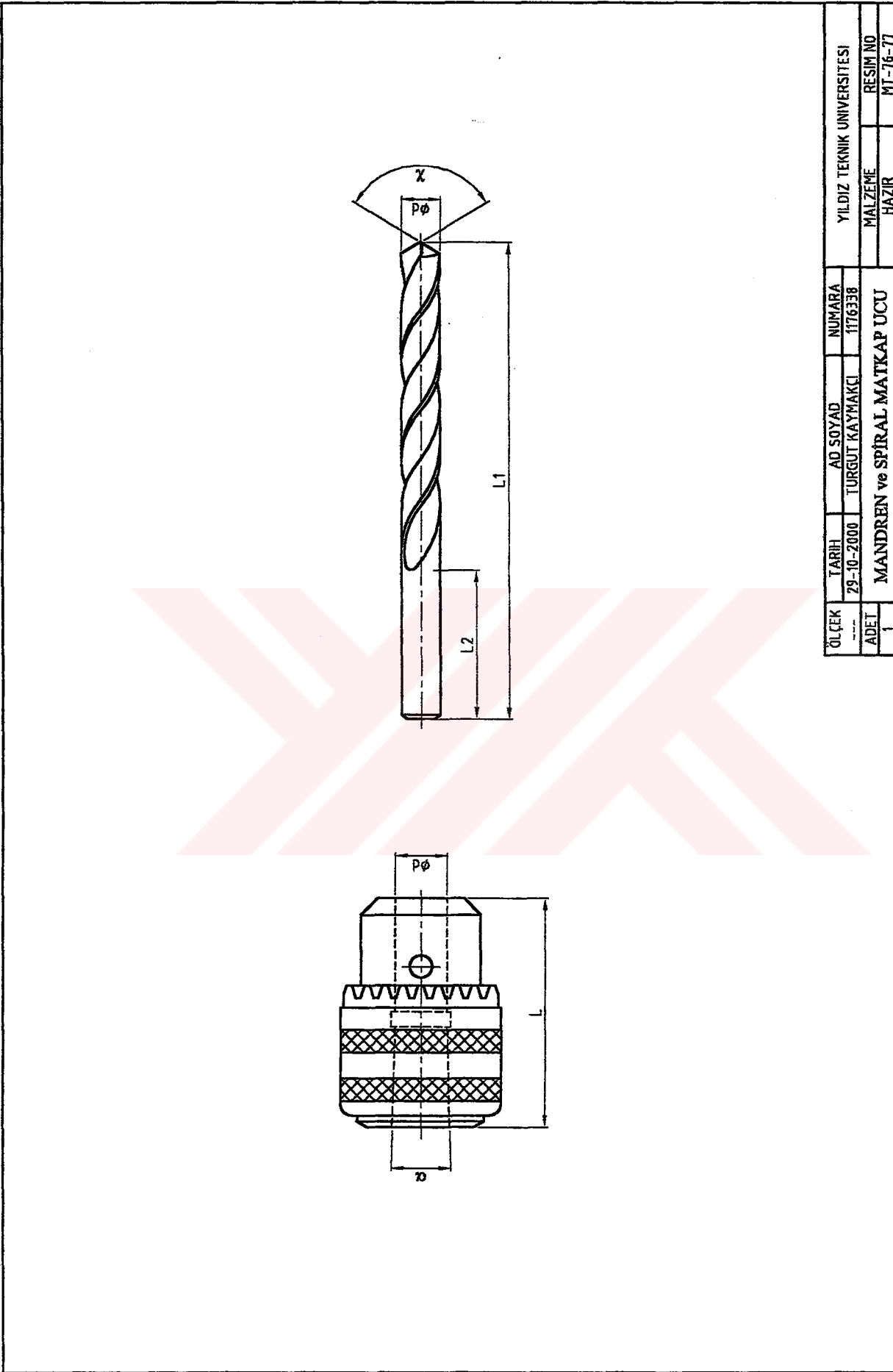
GENEL TOLERANS: 0.5 MM

YAY AÇINIMI: 1 x 6 x 410 MM

YAY MALZEMESİ: YAY ÇELİĞİ

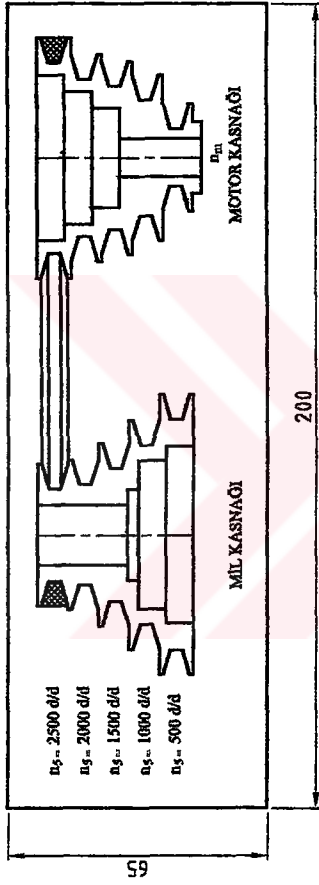
ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
---	29-10-2000	TURGUT KAYMAKCI	1176338	
ADET	ZEMBEREK YAYI VE KOVANI			MALZEME
1				ST.34, 1,2 MM SAC
				RESİM NO
				MT-67-68

Şekil 6.26 Zemberek yayı ve kovani

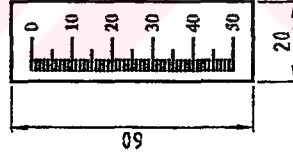


ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
---	29-10-2000	TURGUT KAYMAKCI	1176338	
ADET	MANDREN ve SİRAL MATKAP UCU			MALZEME
1				HAZIR
				RESİM NO
				MT-16-77

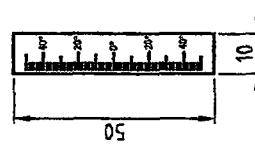
Şekil 6.27 Mandren ve spiral matkap ucu



DEVİR SAYISI AÇIKLAMA ETİKETİ



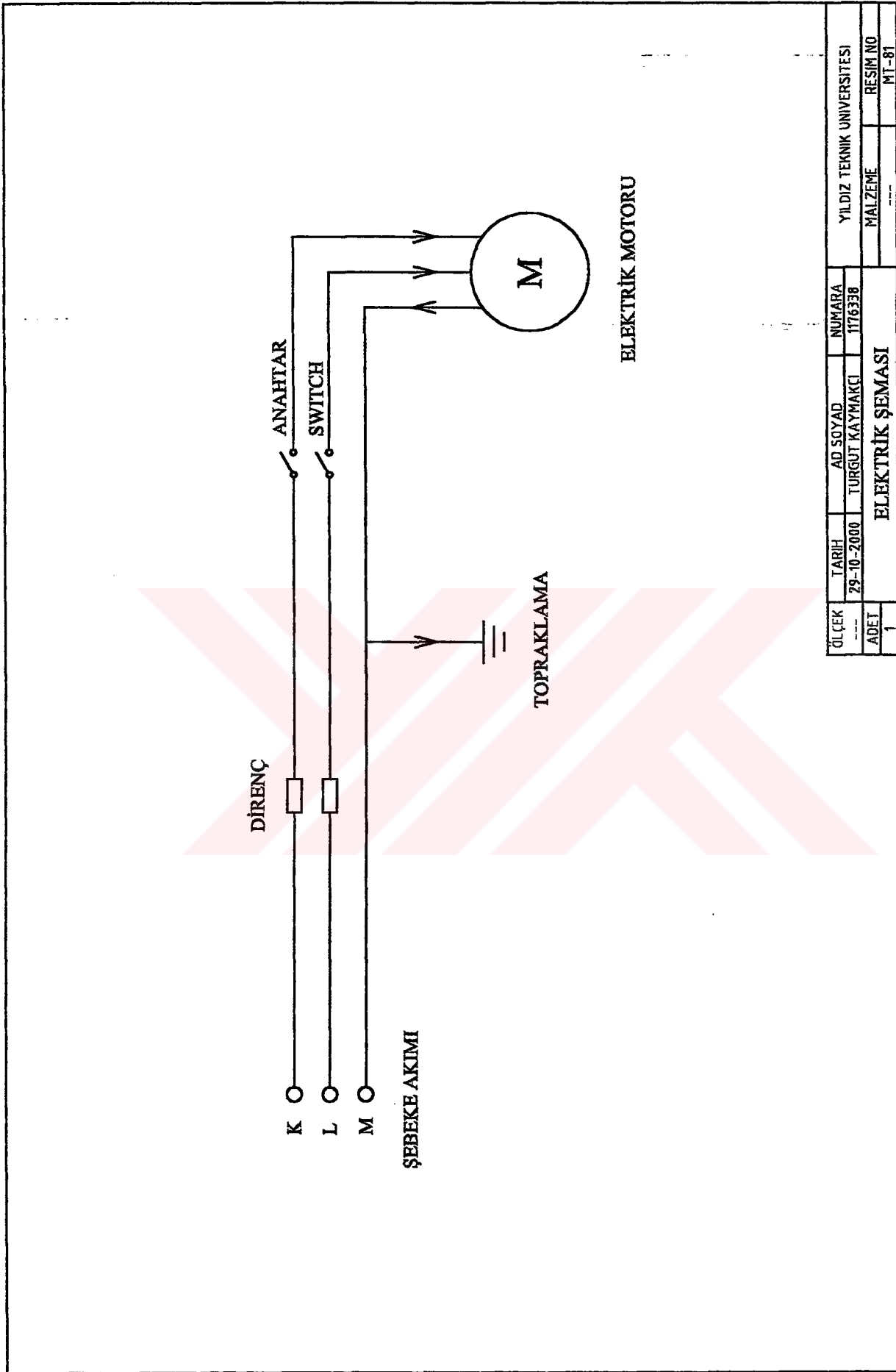
İLERLEME GÖSTERGE ETİKETİ



ÜST TABLA AYAR ETİKETİ

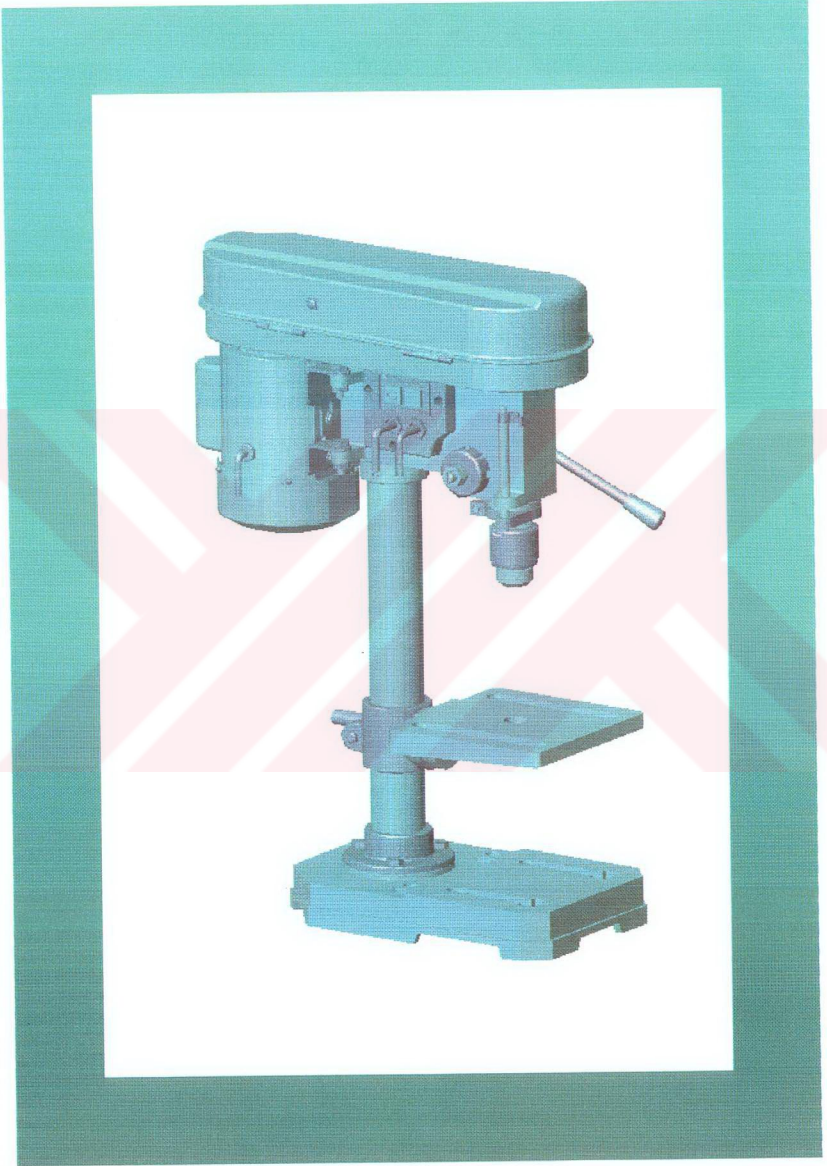
ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
---	29-10-2000	TURGUT KAYMAKCI	1176338	
ADET	ETİKETLER			MALZEME
1				0,5 MM AL.
				RESİM NO
				MT-18-19-80

Şekil 6.28 Etiketler



Şekil 6.29 Elektrik şeması

7 MATKAP TEZGAHININ 3D KATI MODELLEMESİ



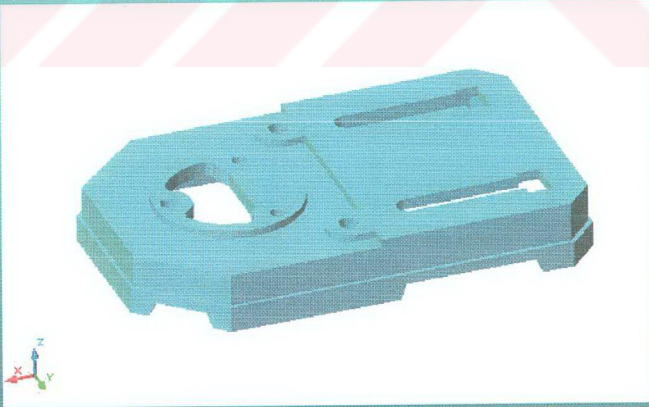
Şekil 7.1 Matkap tezgahı-3D montaj resmi-1



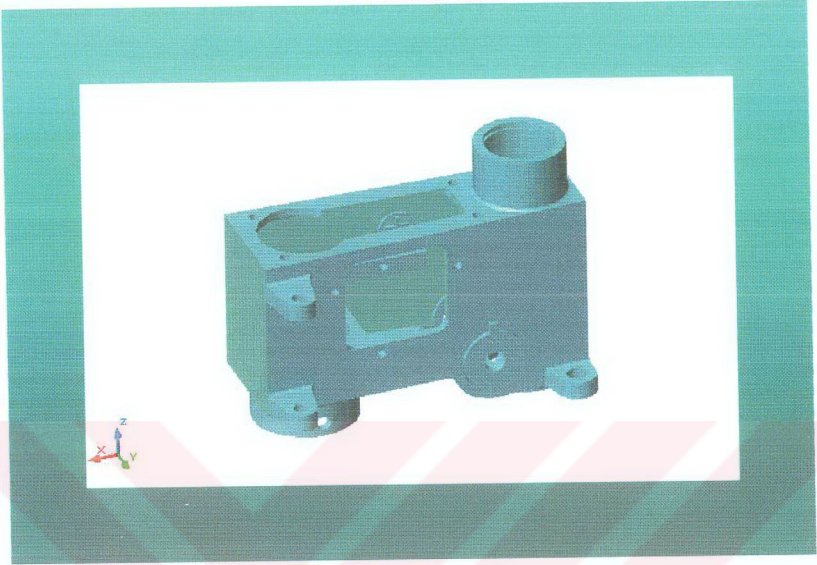
Şekil 7.2 Matkap tezgahı-3D montaj resmi-2



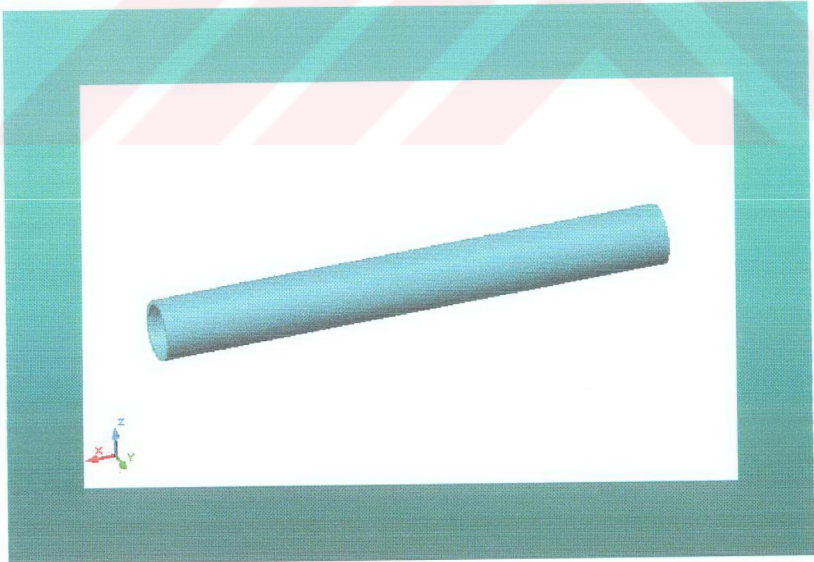
Şekil 7.3 Üst tabla-3D



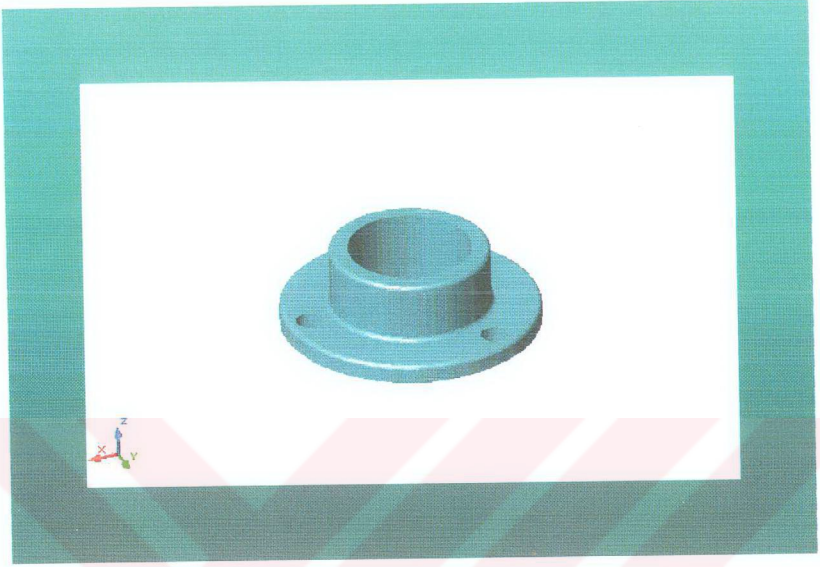
Şekil 7.4 Alt tabla-3D



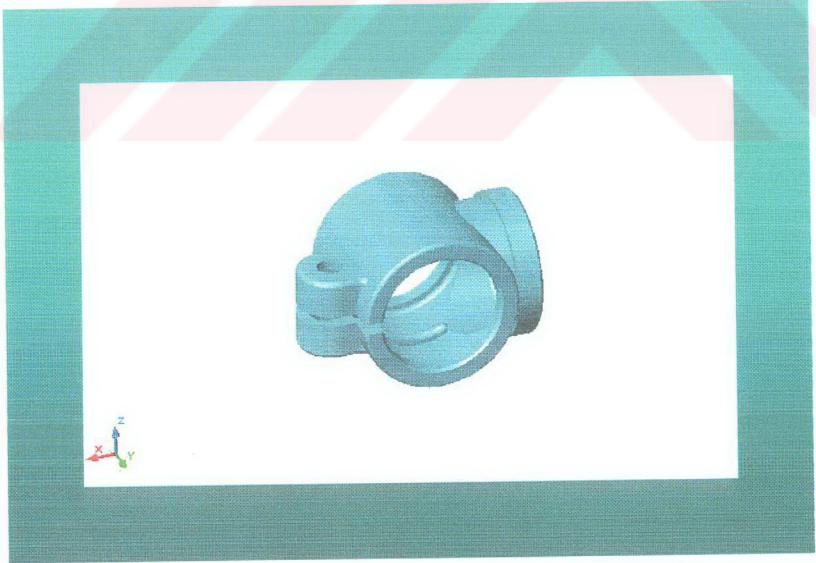
Şekil 7.5 Döküm kafa-3D



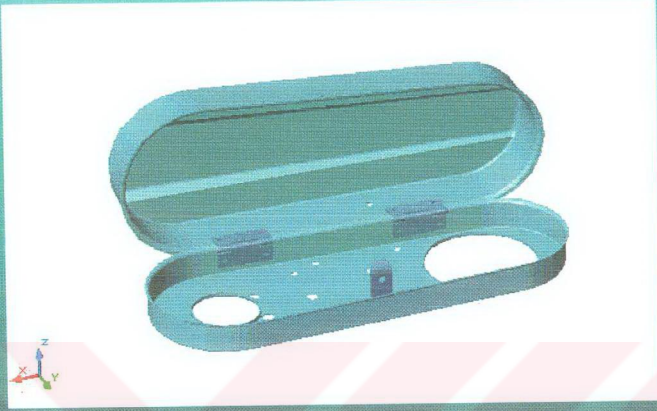
Şekil 7.6 Kolon-3D



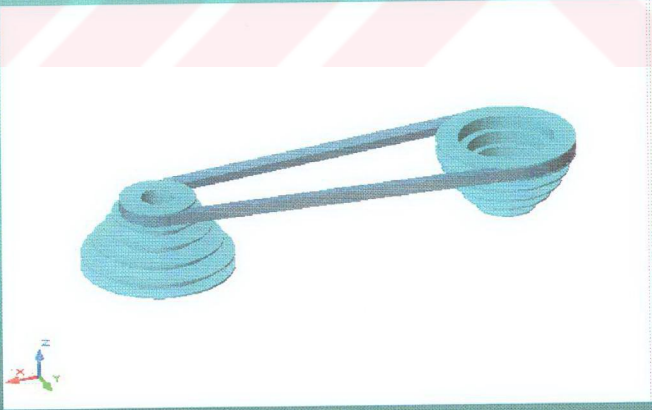
Şekil 7.7 Alt tabla flanşı-3D



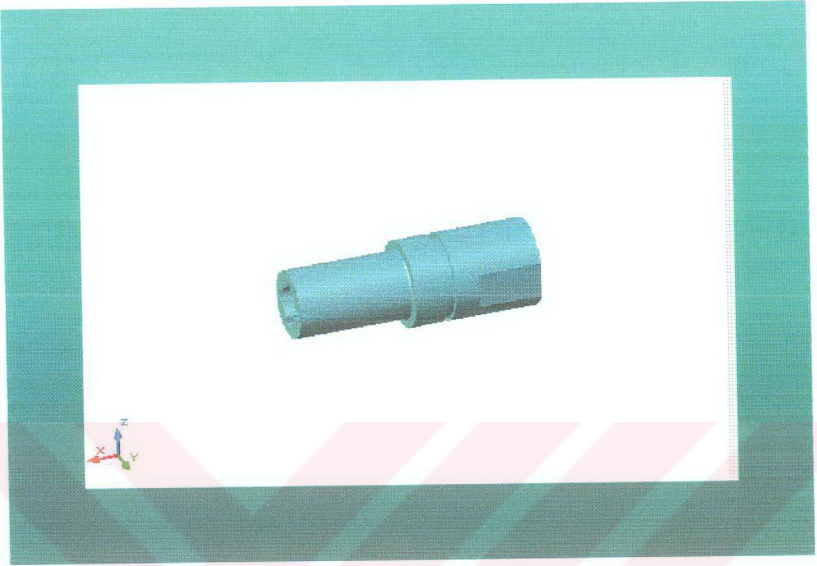
Şekil 7.8 Üst tabla flanşı-3D



Şekil 7.9 Kasnak kutusu-3D



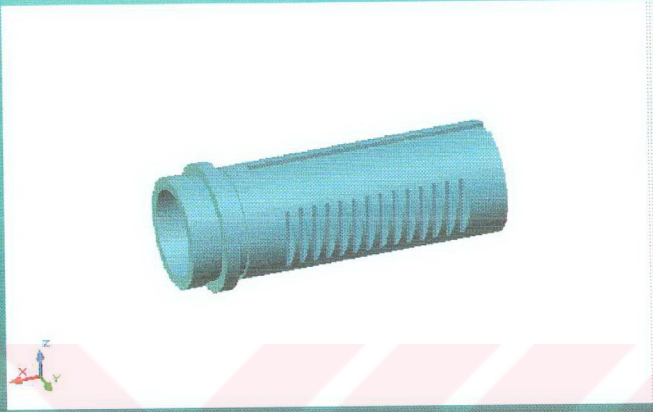
Şekil 7.10 Motor mili ve iş mili göbek kasnağı-3D



Şekil 7.11 İş mili göbeği-3D



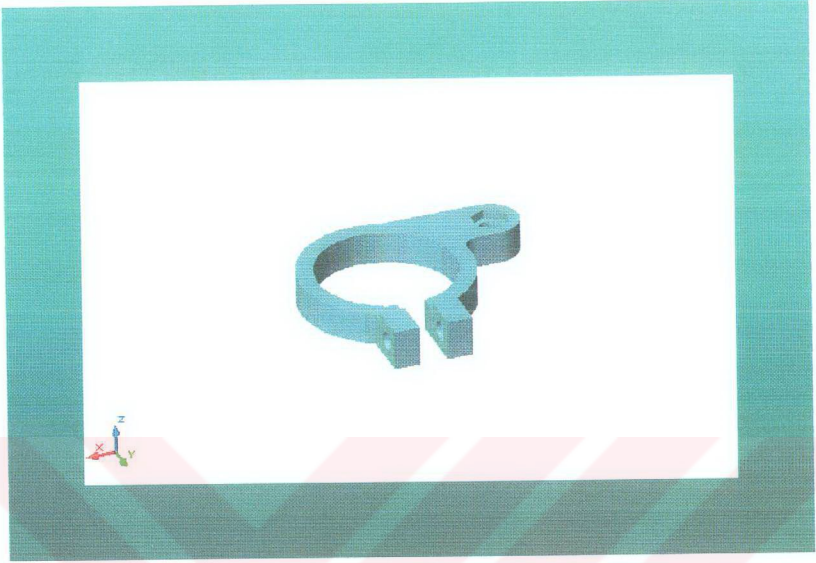
Şekil 7.12 İş mili-3D



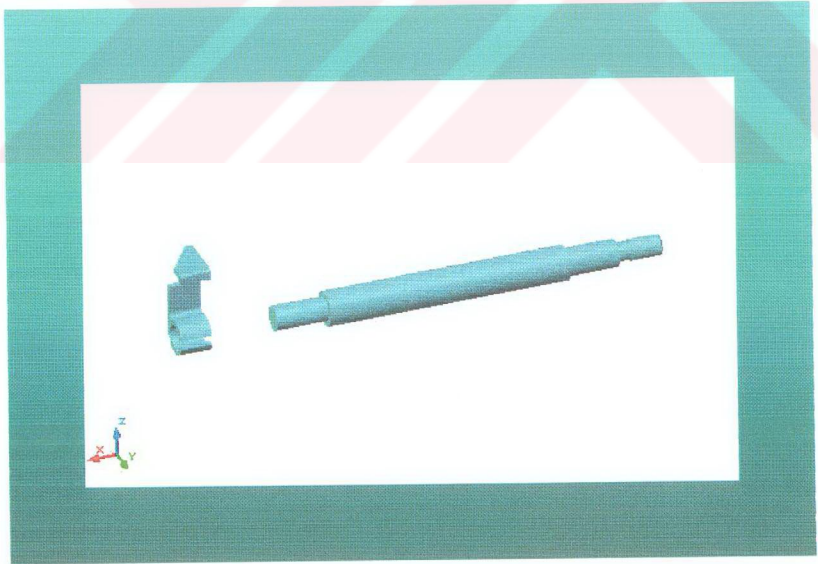
Şekil 7.13 İş mili kovani-3D



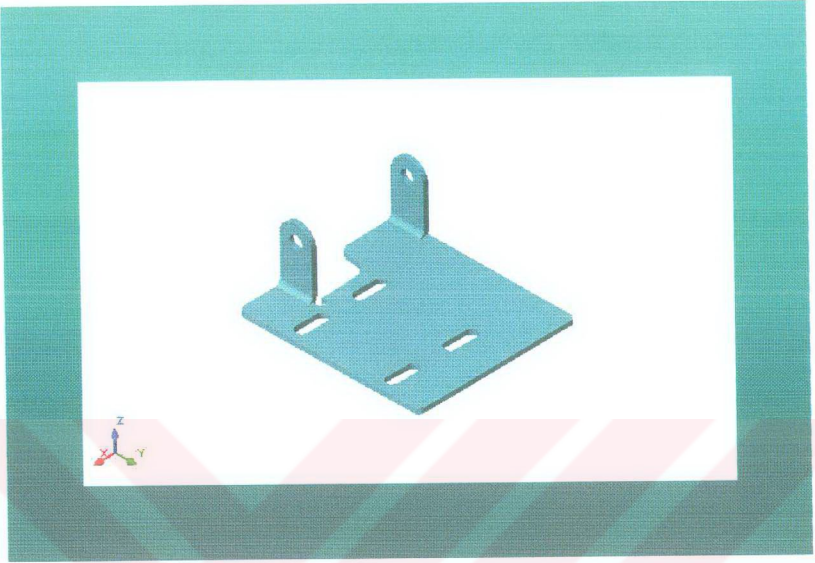
Şekil 7.14 Kremayer karşı dişlisi ve ilerleme kolu-3D



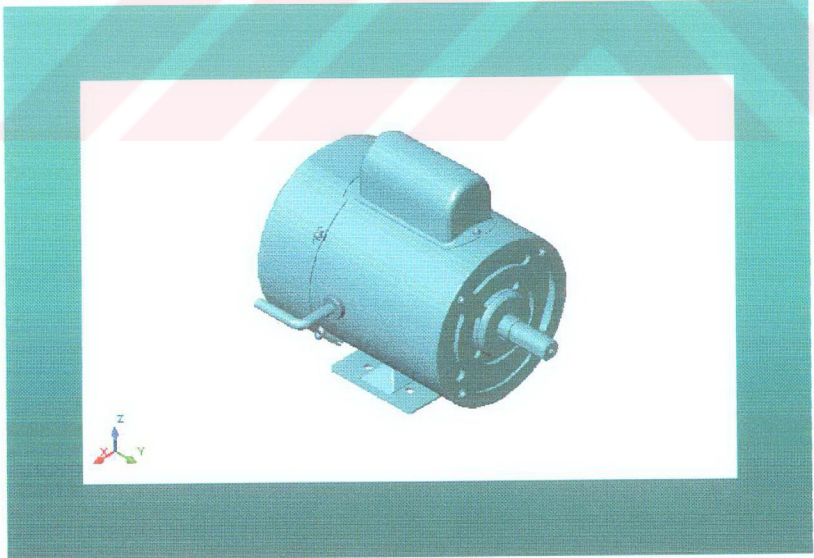
Şekil 7.15 Gösterge çubuğu kelepçesi-3D



Şekil 7.16 İlerleme göstergesi ve çubuğu-3D



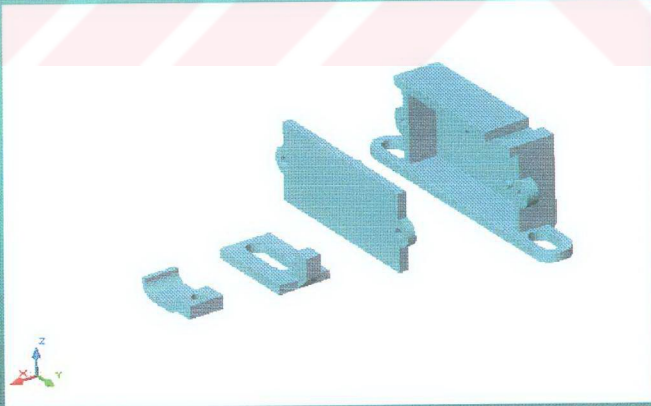
Şekil 7.17 Motor bağlantı sacı-3D



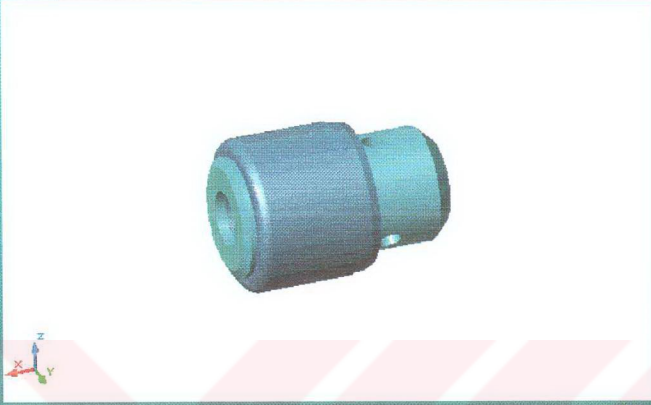
Şekil 7.18 Elektrik motoru-3D



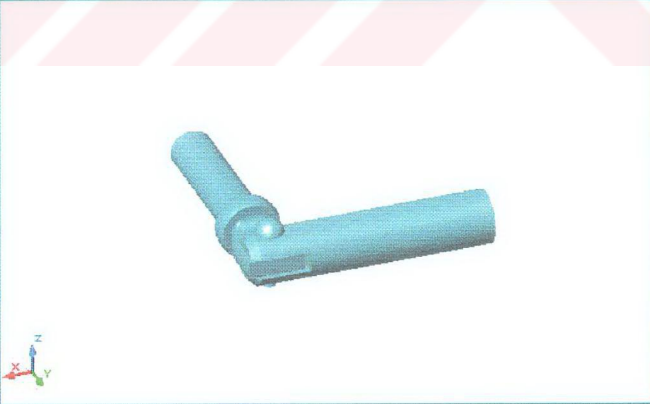
Şekil 7.19 Açma-kapama butonu-3D



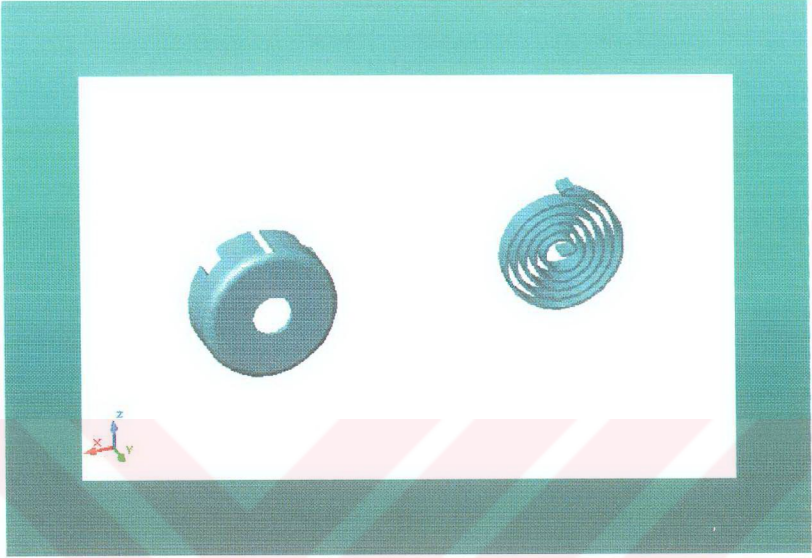
Şekil 7.20 Switch kutusu parçaları-3D



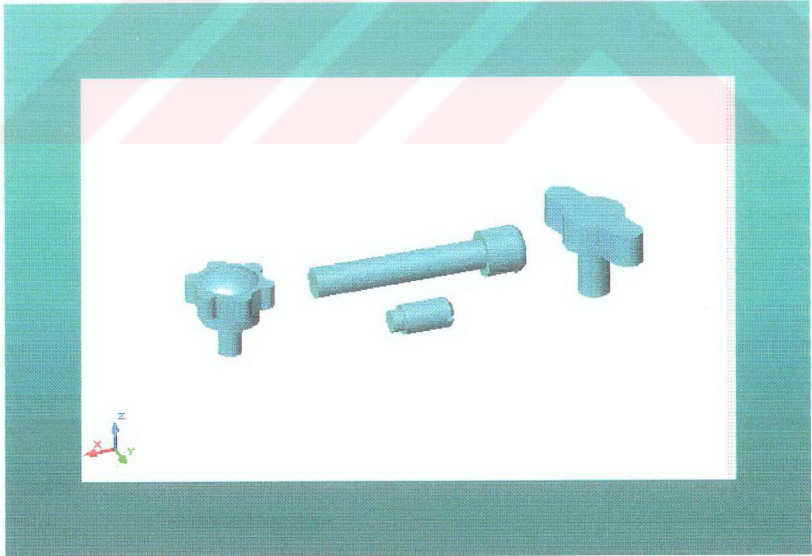
Şekil 7.21 Mandren-3D



Şekil 7.22 Flanş sıkma kolu-3D



Şekil 7.23 Zemberek yayı ve kovarı-3D



Şekil 7.24 Hazır standart parçalar-3D

8 SONUÇ

Bir takım tezgahının tasarımında; tezgahın çalışması sırasında ortaya çıkacak olan kuvvetlere dayanabilecek kadar mukavim ve yeterince rijit olması yanında, tezgahın üretim kolaylığı ve maliyeti, kullanım ve bakım kolaylığı, yapacağı üretimin prodüktivitesi ve kalitesi ile tezgahın üretim amacına uygunluğu gibi faktörlerin de göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Matkap tezgahının sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen bilgisayar destekli tasarımında, bu faktörler mümkün olduğunca göz önünde bulundurulmaya çalışılmıştır. Dizayn edilen tezgahın özellikleri aşağıdaki çizelgede verilmektedir.

Tezgah parçalarının klasik yöntemlerle elde edilen sonuçları, sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında; kolon için hesaplanan değerler her iki yöntem için tamamen aynı olduğu halde üst tabla, alt tabla ve döküm kafa için hesaplanan değerlerde bazı farklılıklar ortaya çıkmaktadır. Sonuçların farklı çıkmasında klasik hesaplamalarda yayılı yüklerin noktasal yük olarak ele alınması önemli ölçüde etkili olmakla birlikte kullanılan eleman sayısı ve elemanların şekil değiştirme oranı da sonuçlar üzerinde etkili olmaktadır. Analiz sonuçları elde edilirken eleman sayıları kullanılan programın kapasitesi ölçüsünde yüksek tutulmaya, elemanların şekil değiştirme oranları ise mümkün olduğunca azaltılmaya çalışılmıştır.

Tezgahın tasarımında, analizlerden elde edilen maksimum gerilme değerleri baz alınmış ve hesaplanan gerilme değerlerinin, malzemenin emniyetli dayanım değerleri içerisinde kalmasına dikkat edilmiştir. Gerilmelerin, malzemenin emniyetli dayanım değerinin üzerine çıktığı bölgelerde kesit kalınlaştırılması yapılmıştır. Gerilme değerlerinin çok az olduğu bölgelerde ise parça kesitleri 5mm'ye kadar küçültülerek döküm ve işleme zorluğu oluşturmayacak şekilde parçalar dizayn edilmiştir.

Analizlerden elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla yüzde yüz aynı olma ihtimali sonlu elemanlar yönteminin hata kaynakları bölümünde belirtildiği sebeplerden dolayı mümkün olmamakla birlikte, analiz sonuçları tasarım için önemli bir veri kaynağı oluşturmaktadır. Analizlerden elde edilen sonuçların, tezgahın çalışması sırasında oluşacak olan gerilme ve deformasyonlara yakınlığının belirlenebilmesi için deneysel yöntemlerin kullanılması ve deney sonuçlarının analiz sonuçları ile karşılaştırılması gerekmektedir.

Çizelge 8.1 Dizayn edilen matkap tezgahının özellikleri

1	Tezgah tipi	Masaüstü matkap tezgahı
2	Motor özellikleri	350W-1500d/d, 230V-50Hz
3	Devir kademelendirme	5 Kademeli kayış-kasnak mek.
4	İş mili devir sayıları	500-1000-1500-2000-2500 d/d
5	İş parçası malzemeleri	St, GG, Al, plastik, ağaç vb.
6	İlerleme şekli ve stroku	Manuel-50 mm
7	Delme kapasitesi	3-13 mm
8	İş mili çapı	12 mm
9	İş mili yataklama rulmanları	7201 B
10	İş mili göbeği yataklama rulmanları	6203 2RS
11	Kayış tipi ve ölçüsü	9,5 x 700 La
12	Kremayer mekanizması dişli modülü	1,5 mm
13	Kolon-matkap eksenleri ara mesafesi	126 mm
14	İş mili-alt tabla ara mesafesi	300 mm
15	Kasnak eksenleri ara mesafesi	236,5 mm
16	Üst tabla boyutları	165 x 160 mm
17	Alt tabla boyutları	295 x 185 mm
18	Tezgahın dış boyutları	585 x 340 x 220 mm
19	Tezgah ağırlığı	21 kg
















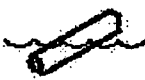









KAYNAKLAR



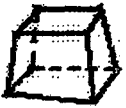




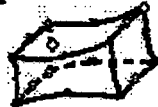

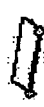















- 1-Akkurt M., (1990), Makina Elemanları Cilt-1,2, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- 2-Akkurt M., (1993), Talaş Kaldırma ve Takım Tezgahları Problemleri, Birsen Y., İstanbul.
- 3-Akkurt M., (1994), Makina Elemanları Problemleri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- 4-Akkurt M., (1996), Talaş Kaldırma Yöntemleri ve Takım Tezgahları, Birsen Y., İstanbul.
- 5-Akün F., (1980), Takım Tezgahları Cilt1-2, İTÜ Matbaası, İstanbul.
- 6-Alışverişçi M., (1989) Teknik Resim-2, Eğitim Web Ofset, İstanbul.
- 7-Altan E., (1999), Metallerde Talaş Kaldırma Mekanığı Ders Notları, İstanbul.
- 8-Ansys, (1997), Basic Analysis Procedures Guide, Release 5.4, Ansys Swanson Analysis Systems Inc. Canonsburg.
- 9-Ansys, (1997), Modeling and Meshing Guide, Release 5.4, Ansys Swanson Analysis Systems Inc. Canonsburg.
- 10-Ansys, (1997), Structural Analysis Guide, Release 5.4, Ansys Swanson Analysis Systems Inc. Canonsburg.
- 11-Avuncan G., (1988), Talaş Kaldırma Ekonomisi ve Kesici Takımlar, MTE Yay., İstanbul.
- 12-Bozacı A., (2000), Makina Elemanları Cilt-1, Seç Yayın Dağıtım, İstanbul.
- 13-Cosmos M., (1994), Finite Element Analysis System, Structural Research and Analysis Corporation, Santa Monika.
- 14-Çeşitli Standart Parça Katalogları
- 15-Çeşitli TSE Standartları
- 16-Cristoforo R.J. De, (1991), The Drill Press Book, Mcgraw-Hill Book Com, U.S.A.
- 17-Degarmo E.P., Black JT. ve Kohser R.A., (1997), Materials and Processes in Manufacturing, Prentice-Hall International Inc, U.S.A.
- 18-Dikmen F., (1997), Makina Elemanlar-1,2 Ders Notları, İstanbul.
- 19-Drilling Machine Instruction Manuel, T.I.P.
- 20-Düzgün D., Makina Elemanları, (1999) Dizayn-Konstrüksiyon, TSE Merkezi, Ankara.
- 21-Ekebaş A.N., (1998), Autocad Release14, Seçkin Yayınevi, Ankara.
- 22-Ekebaş A.N., (1998), Autocad Release14 3Boyut ve Rendering, Seçkin Yayınevi, Ankara.
- 23-Huebner K.H., (1975), The Finite Element Method for Engineers, Wiley & Sons, Canada.
- 24-Karahasanoğlu C., (1998), Takım Tezgahları Ders Notları, İstanbul.
- 25-Kardeştuncer H. ve Norrie D.H., (1988), The Finite Element Handbook, Mcgraw-Hill Book Company, England.
- 26-Kaymakçı T., (1999), Sonlu Elemanlar Yöntemi Seminer Notları, İstanbul.
- 27-Köksal T., (1995), Sonlu Elemanlar Metodu, YTÜ Matbaası, İstanbul.

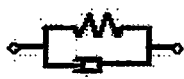


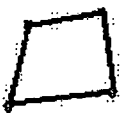






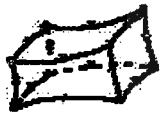









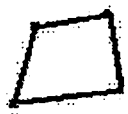




- 28-Kurtay T., (1980), Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş Ders Notları, İstanbul.
- 29-Kurtay T., Kocabaş H. ve Tümkor S., (1997), Bilgisayar Destekli Konstrüksiyon ve Uygulamaları, İTÜ Matbaası, İstanbul.
- 30-Kutay M.G., (1993), Makina İmalatçıları İçin Temel Muk. Değ., MMO yayını Ankara.
- 31-Mendi F., (1999), Takım Tezgahları Tasarımı, Gazi Kitapevi, Ankara.
- 32-Özgürler M., (2000), Talaşlı Şekillendirmede Gelişmeler Ders Notları,
- 33-Salt A., (1996), Mukavemet-1,2 Ders Notları, İstanbul.
- 34-Segerlind L.J., (1984), Applied Finite Element Analysis, John Wiley & Sons, Canada.
- 35-Soyer B., (1997), Katı Modelleme, MMO yayını, İstanbul.
- 36-Şanlıtürk K.Y., (2001), Finite Element Method Ders Notları, İstanbul.
- 37-Şen İ. ve Özçilingir N., (1995), Standart Makina Elemanları, Çözüm Matbaası, İstanbul.
- 38-Yurci M.E., (2000), Talaşsız Şekil Verme Analizleri ve Gelişmeler Ders Notları, İstanbul.
- 39-Zahavi E., (1992), The Finite Element Method in Machine Design, Prentice-Hall U.S.A.
- 40-Zeid İ., (1994), CAD/CAM Theory And Practice, Mcgraw-Hill Book Company, England.
- 41-Zienkiewicz O.C., (1989), The Finite Element Method Vol-1, Mcgraw-Hill Book Company, England.


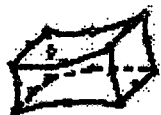





















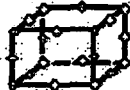

EKLER

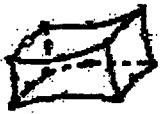

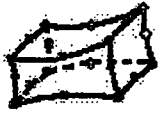


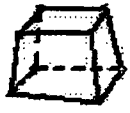










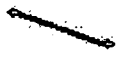



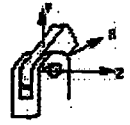
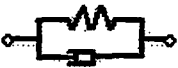
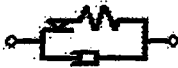

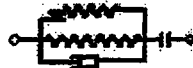
EK-1 Ansys programı içerisinde bulunan eleman tipleri ve özellikleri

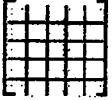

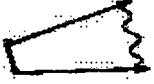





Structural Point	Structural 1-D Line	Structural 2-D Beam		
Structural Mass  MASS21 1 node 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	Spar  LINK1 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY	Elastic Beam  BEAM3 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, ROTZ	Plastic Beam  BEAM23 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, ROTZ	Offset Tapered Unsymmetric Beam  BEAM54 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, ROTZ
Structural 1-D Line Spar  LINK8 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ	Tension-Only Spar  LINK10 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ	Linear Actuator  LINK11 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ	Structural 3-D Beam Elastic Beam  BEAM4 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	Thin-Walled Beam  BEAM24 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ
Offset Tapered Unsymmetric Beam  BEAM44 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	Structural Pipe Elastic Straight Pipe  PIPE15 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	Elastic Pipe Tee  PIPE17 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	Curved Pipe (Elbow)  PIPE16 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	Plastic Straight Pipe  PIPE20 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ
Immersed Pipe  PIPE39 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	Elastic Curved Pipe  PIPE60 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	Structural 2-D Solid Triangular Solid  PLANE2 6 nodes 2-D space DOF: UX, UY	Axisymmetric Harmonic Struct. Solid  PLANE25 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ	Structural Solid  PLANE42 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY
Structural Solid  PLANE82 8 nodes 2-D space DOF: UX, UY	Axisymmetric Harmonic Struct. Solid  PLANE83 8 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ	Structural Solid p-Element  PLANE145 8 nodes 2-D space DOF: UX, UY	Triangular Solid p-Element  PLANE146 6 nodes 2-D space DOF: UX, UY	Structural 3-D Solid Structural Solid  SOLID45 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ

<p>Layered Solid</p>  <p>SOLID45 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Anisotropic Solid</p>  <p>SOLID54 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Reinforced Solid</p>  <p>SOLID65 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Solid with Rotations</p>  <p>SOLID72 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>Solid with Rotations</p>  <p>SOLID73 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>
<p>Tetrahedral Solid</p>  <p>SOLID92 10 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Structural Solid</p>  <p>SOLID95 20 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Structural Solid p-Element</p>  <p>SOLID47 20 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Tetrahedral Solid p-Element</p>  <p>SOLID48 10 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Structural 2-D Shell</p> <p>Elastic Axisymmetric Shell with Torsion</p>  <p>SHELL91 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX</p>
<p>Axisymmetric Harmonic Struct. Shell</p>  <p>SHELL61 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX</p>	<p>Structural 3-D Shell</p> <p>Shear/Twist Panel</p>  <p>SHELL28 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ or ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>Membrane Shell</p>  <p>SHELL41 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Elastic Large Strain Shell</p>  <p>SHELL43 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>Elastic Shell</p>  <p>SHELL63 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>
<p>16-Layer Structural Shell</p>  <p>SHELL91 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>Structural Shell</p>  <p>SHELL93 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>100-Layer Structural Shell</p>  <p>SHELL93 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>Elastic Shell</p>  <p>SHELL143 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>Structural Shell p-Element</p>  <p>SHELL150 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>
<p>Finite Strain Shell</p>  <p>SHELL181 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>Explicit Dynamic</p> <p>Explicit Spar</p>  <p>LINK160 3 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, VX, VY, VZ, AX, AY, AZ</p>	<p>Explicit Beam</p>  <p>BEAM161 3 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, VX, VY, VZ, AX, AY, AZ</p>	<p>Thin Structural Shell</p>  <p>SHELL163 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, VX, VY, VZ, AX, AY, AZ</p>	<p>Structural Solid</p>  <p>SOLID164 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, VX, VY, VZ, AX, AY, AZ</p>

<p>Explicit Spring-Damper</p>  <p>COMB165 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, VX, VY, VZ, AX, AY, AZ</p>	<p>Explicit Structural Mass</p>  <p>MASS166 1 node 3-D space DOF: UX, UY, UZ, VX, VY, VZ, AX, AY, AZ</p>	<p>Explicit Link</p>  <p>LINK167 3 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, VX, VY, VZ, AX, AY, AZ</p>	<p>Hyperelastic Solid</p> <p>Hyperelastic Mixed U-P Solid</p>  <p>HYPER66 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Hyperelastic Mixed U-P Solid</p>  <p>HYPER68 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>
<p>Hyperelastic Mixed U-P Solid</p>  <p>HYPER74 8 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Hyperelastic Solid</p>  <p>HYPER84 8 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Hyperelastic Solid</p>  <p>HYPER86 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Hyperelastic Mixed U-P Solid</p>  <p>HYPER158 10 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Visco Solid</p> <p>Viscoelastic Solid</p>  <p>VISCO66 8 nodes 2-D space DOF: UX, UY</p>
<p>Viscoelastic Solid</p>  <p>VISCO88 20 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Large Strain Solid</p>  <p>VISCO106 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Large Strain Solid</p>  <p>VISCO107 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Large Strain Solid</p>  <p>VISCO108 8 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Thermal Point</p> <p>Thermal Mass</p>  <p>MASS71 1 node 3-D space DOF: TEMP</p>
<p>Thermal Link</p> <p>Radiation Link</p>  <p>LINK91 2 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>	<p>Conduction Bar</p>  <p>LINK32 2 nodes 2-D space DOF: TEMP</p>	<p>Conduction Bar</p>  <p>LINK33 2 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>	<p>Convection Link</p>  <p>LINK34 2 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>	<p>Thermal 2-D Solid</p> <p>Triangular Thermal Solid</p>  <p>PLANE55 6 nodes 2-D space DOF: TEMP</p>
<p>Thermal Solid</p>  <p>PLANE55 4 nodes 2-D space DOF: TEMP</p>	<p>Axisymmetric Harmonic Thermal Solid</p>  <p>PLANE75 4 nodes 2-D space DOF: TEMP</p>	<p>Thermal Solid</p>  <p>PLANE77 8 nodes 2-D space DOF: TEMP</p>	<p>Axisymmetric Harmonic Thermal Solid</p>  <p>PLANE78 8 nodes 2-D space DOF: TEMP</p>	<p>Thermal 3-D Solid</p> <p>Thermal Solid</p>  <p>SOLID70 8 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>

		Thermal Shell	Fluid	
<p>Tetrahedral Thermal Solid</p>  <p>SOLID87 10 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>	<p>Thermal Solid</p>  <p>SOLID90 20 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>	<p>Thermal Shell</p>  <p>SHELL57 4 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>	<p>Acoustic Fluid</p>  <p>FLUID29 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, PRES</p>	<p>Acoustic Fluid</p>  <p>FLUID30 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, PRES</p>
<p>Dynamic Fluid Coupling</p>  <p>FLUID36 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Thermal-Fluid Pipe</p>  <p>FLUID66 2 nodes 3-D space DOF: PRES, TEMP</p>	<p>Contained Fluid</p>  <p>FLUID79 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY</p>	<p>Contained Fluid</p>  <p>FLUID88 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Axially Symmetric Harmonic Contained Fluid</p>  <p>FLUID81 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ</p>
<p>Acoustic Fluid</p>  <p>FLUID129 2 nodes 2-D space DOF: PRES</p>	<p>Acoustic Fluid</p>  <p>FLUID130 4 nodes 3-D space DOF: PRES</p>	<p>FLOTRAN CFD Fluid-Thermal</p>  <p>FLUID141 4 nodes 2-D space DOF: VX, VY, VZ, PRES, TEMP, ENKE, ENDS</p>	<p>FLOTRAN CFD Fluid-Thermal</p>  <p>FLUID142 8 nodes 3-D space DOF: VX, VY, VZ, PRES, TEMP, ENKE, ENDS</p>	<p>Thermal Electric</p> <p>Thermal-Electric Solid</p>  <p>PLANE67 4 nodes 2-D space DOF: TEMP, VOLT</p>
<p>Thermal-Electric Line</p>  <p>LINK68 2 nodes 3-D space DOF: TEMP, VOLT</p>	<p>Thermal-Electric Solid</p>  <p>SOLID69 8 nodes 3-D space DOF: TEMP, VOLT</p>	<p>Thermal-Electric Shell</p>  <p>SHELL157 4 nodes 3-D space DOF: TEMP, VOLT</p>	<p>Magnetic Electric</p> <p>Current Source</p>  <p>SOURCE6 3 nodes 2-D space DOF: MAG</p>	<p>Magnetic Solid</p>  <p>PLANE53 8 nodes 2-D space DOF: VOLT, AZ</p>
<p>Magnetic-Scalar Solid</p>  <p>SOLID96 8 nodes 3-D space DOF: MAG</p>	<p>Magnetic Solid</p>  <p>SOLID97 8 nodes 3-D space DOF: VOLT, AX, AY, AZ</p>	<p>Magnetic Interface</p>  <p>INTER115 4 nodes 3-D space DOF: AX, AY, AZ, MAG</p>	<p>Magnetic Edge Solid</p>  <p>SOLID117 20 nodes 3-D space DOF: AZ</p>	<p>Magnetic-High Frequency</p>  <p>HF119 4 nodes 3-D space DOF: AX</p>

<p>Magnetic-High Frequency</p>  <p>HF120 20 nodes 3-D space DOF: AX</p>	<p>Electrostatic Solid</p>  <p>PLANE121 8 nodes 2-D space DOF: VOLT</p>	<p>Electrostatic Solid</p>  <p>SOLID22 20 nodes 3-D space DOF: VOLT</p>	<p>Tetrahedral Electrostatic Solid</p>  <p>SOLID23 10 nodes 3-D space DOF: VOLT</p>	<p>General Circuit</p>  <p>CIRCU124 2-6 nodes 3-D space DOF: VOLT, CURR, EMF</p>
<p>Coupled-field</p> <p>Coupled-field Solid</p>  <p>SOLID5 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, TEMP, VOLT, MAG</p>	<p>Coupled-field Solid</p>  <p>PLANE13 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, TEMP, VOLT, AZ</p>	<p>Coupled-field Solid</p>  <p>SOLID62 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, AX, AY, AZ, VOLT</p>	<p>Tetrahedral Coupled-field Solid</p>  <p>SOLID98 10 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, TEMP, VOLT, MAG</p>	<p>Contact</p> <p>Point-to-Point</p>  <p>CONTACT12 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY</p>
<p>Point-to-Ground</p>  <p>CONTACT26 3 nodes 2-D space DOF: UX, UY</p>	<p>Point-to-Surface</p>  <p>CONTACT48 3 nodes 2-D space DOF: UX, UY, TEMP</p>	<p>Point-to-Surface</p>  <p>CONTACT49 6 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, TEMP</p>	<p>Point-to-Point</p>  <p>CONTACT52 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Contact</p>  <p>TARGE163 9 nodes 2-D space DOF: UX, UY</p>
<p>Contact</p>  <p>TARGE178 3 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Contact</p>  <p>CONTA171 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY</p>	<p>Contact</p>  <p>CONTA172 3 nodes 2-D space DOF: UX, UY</p>	<p>Contact</p>  <p>CONTA73 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Contact</p>  <p>CONTA174 6 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>
<p>Combination</p> <p>Revolute Joint</p>  <p>COMBIN3 5 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>Spring-Damper</p>  <p>COMBIN14 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, PRES, TEMP</p>	<p>Contact</p>  <p>COMBIN37 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, PRES, TEMP</p>	<p>Nonlinear Spring</p>  <p>COMBIN39 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, PRES, TEMP</p>	<p>Combination</p>  <p>COMBIN46 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, PRES, TEMP</p>

Matrix	Infinite			
<p>Stiffness, Mass or Damping Matrix</p>  <p>MATRIX27 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>Superelement</p>  <p>MATRIX50 2-D or 3-D space DOF: Any</p>	<p>Infinite Boundary</p>  <p>INF19 2 nodes 2-D space DOF: AZ, TEMP</p>	<p>Infinite Boundary</p>  <p>INF167 4 nodes 3-D space DOF: MAG, TEMP</p>	<p>Infinite Boundary</p>  <p>INF110 4 nodes 2-D space DOF: AZ, VOLT, TEMP</p>
Surface.....				
<p>Infinite Boundary</p>  <p>INF111 8 nodes 3-D space DOF: MAG, AX, AY, AZ, VOLT, TEMP</p>	<p>Surface Effect</p>  <p>SURF19 3 nodes 2-D space DOF: UX, UY, TEMP</p>	<p>Surface Effect</p>  <p>SURF22 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, TEMP</p>		



ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi		1973
Doğum Yeri		Erzincan
Lise	1990-1993	Bakırköy Lisesi
Lisans	1994-1998	Y.T.Ü. Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü İ.Ö. Bölüm Birincisi-85/100
Yüksek Lisans	1999-2001	Y.T.Ü. F.B.E. Mak. Müh. A.B.D. İmal Usulleri Programı Bilim Sınavı Birincisi-90/100
Çalıştığı Kurumlar:	1998-1999	Hidromode Hidrolik Makinalar San. ve Tic. A.Ş.
	2000-2001	Sabri Yaman Ağaç İşleme Makinaları San ve Tic. A.Ş.

