

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİLGİSAYAR KONTROLLÜ MASAÜSTÜ
PLANYA TEZGAHI DİZAYNI**

139750

Makine Müh. Kemal DÖNMEZ

F.B.E Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İmal Usulleri Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Erhan ALTAN

ALTAN

Prof. Dr. Aysegül AKDOĞAN

Akdoğan

Doç. Dr. Feriht DİBİVEN

Dibiven

İSTANBUL, 2003

**Y.C. YÖNETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖNSÖZ.....	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xiv
1. GİRİŞ	1
2. ANİ DURDURMA CİHAZLARINDA KULLANILAN YÖNTEMLER	4
2.1 Tornalama Prensibinde Kullanılan Ani Durdurma Yöntemleri.....	4
2.1.1 Kesilme Pimli Ani Durdurma Yöntemi	4
2.1.2 Yay Çekmeli Ani Durdurma Yöntemi.....	4
2.1.3 Patlamalı Ani Durdurma Yöntemi (Hastings Modeli).....	5
2.1.4 Patlamalı Ani Durdurma Yöntemi (Lin, Bhattacharyya, Ferguson Modeli)	5
2.1.5 Mafsallı Ani Durdurma Yöntemi.....	6
2.1.6 Tetikli Ani Durdurma Yöntemi	9
2.2 Frezeleme Prensibinde Kullanılan Ani Durdurma Yöntemi.....	11
2.3 Planyalama Prensibinde Kullanılan Ani Durdurma Yöntemleri	12
2.3.1 Ani Durdurma Kafalı Ani Durdurma Yöntemi.....	12
2.3.2 Çekiç Darbeli Ani Durdurma Yöntemi (Kesilme Pimli).....	15
2.3.3 Çekiç Darbeli Ani Durdurma Yöntemi (Yaylı Pimli)	16
2.4 Matkapla Delme Prensibinde Kullanılan Ani Durdurma Yöntemi.....	17
3. PLANYA TEZGAHININ DİZAYNI	19
3.1 Kesme Kuvvetlerinin Hesaplanması.....	20
3.2 Motor Gücünün Hesaplanması ve Motor Seçimi	21
3.3 Vidalı Mil Seçimi.....	24
3.4 Kaplin Seçimi	27
3.5 Mengenenin Tasarlanması	28
3.6 Hareketli Tablanın Tasarlanması	40
3.7 Bilyalı Doğrusal Rulman Ünitesinin Seçimi	41
3.8 Talaş Derinliği Ayar Mekanizmasının Tasarlanması	43
3.8.1 İnce Ayar Mekanizmasının Tasarlanması.....	44
3.8.2 Kaba Ayar Mekanizmasının Tasarlanması	50
3.9 Ana Taşıyıcı Kirişin Mukavemet Hesabı.....	52
3.10 Kılavuz Yatakların Mukavemet Hesabı.....	53
3.11 Ana Taşıyıcı Kolonların Mukavemet Hesabı	55
4. BİLGİSAYAR KONTROLLÜ MASAÜSTÜ PLANYA TEZGAHININ MONTAJ VE İMALAT RESİMLERİ	58
5. SONUÇLAR.....	76
KAYNAKLAR.....	77



SİMGE LİSTESİ

A	Mengene milinin en küçük dış dibi kesiti
A	Cıvatanın en küçük dış dibi kesiti
A	Kritik yüzey alanı
A	KAV en küçük dış dibi kesiti
As	Talaş kesit alanı
A1	Seçilen vidanın dış dibi kesiti
b	Talaş genişliği, parça genişliği
b	Destek çenesi genişliği
b	Sabit çene genişliği
b	Alt giriş kalınlığı
b	Levha genişliği
b	Hareketli tablanın kalınlığı
b	Ana taşıyıcı giriş kalınlığı
C	Malzeme sabiti
c	Yayıllı yükün uçları ile mesnetler arasındaki mesafe
DB	Vidalı milin çapı
DK	Kaplin dış çapı
d	Mengene milinin en küçük dış dibi çapı
d	Kuvveti ileten kesitin dış çapı
d	Cıvata çapı
d	Cıvatalarının en küçük dış dibi çapı
d	KAV en küçük dış dibi çapı
d1	Cıvatanın en küçük dış dibi çapı
d1	Seçilen vidanın dış dibi çapı
d2	Seçilen vidanın ortalama çapı
F	Alt girişi eğmeye çalışan yük
Fa	Doğrusal hareketin oluşturduğu aksenal yük
Fay	Ayar mekanizmalarının yüklerinin toplamı
FÇ	Çenenin uygulaması gereken kuvvet
FÇD	Denge için uygulanması gereken kuvvet
Fd	Basma yayının oluşturduğu kuvvet
Fe	Kesme esnasında mile gelen aksenal yük
Fht	Tabla ağırlığından dolayı oluşan kuvvet
Fr	Radyal kuvvet
Fs	Kesme kuvveti
FSR	Deney parçasını tutan sürtünme kuvvetleri
FST	Mil çapı 16 mm olan bilyalı doğrusal rulman ünitesinin statik yük değeri
FN	Bir rulmanı etkileyen toplam kuvvet
FT	Rulmanları etkileyen toplam kuvvet
FT	Hareketli tablayı etkileyen toplam kuvvet
FM	Mengene ağırlığından dolayı oluşan kuvvet
FM	Motor cinsine bağlı katsayı
Fm	İAM alt tablasını eğmeye çalışan radyal kuvvet
Fp	İAK'nın taşıdığı parçaların yükleri toplamı
Fruy	Rulman milini kesmeye çalışan kuvvet
Fru	Rulmanı etkileyen kuvvet
Fu	Servis faktörü
FW	Çalışma yoğunluğuna bağlı katsayısı
Fz	Talaş kaldırma kuvveti
f	Vidalı milin direnci

g	Yerçekimi ivmesi
h	Talaş kalınlığı
h	Seçilen vidanın hatvesi
h	Destek çenesi yüksekliği
h	Sabit çenesi yüksekliği
h	Alt giriş genişliği
h	Hareketli tablanın genişliği
h	Ana taşıyıcı giriş genişliği
JB	Vidalı milin ataleti
JC	Kaplin ataleti
JL	Motor şaftına indirgenmiş yük ataletleri
JL1	Doğrusal hareketin ataleti
k	Emniyet katsayısı
k	Malzeme emniyet katsayısı
k1	Kesme kuvveti büyütme katsayısı
k1	Malzeme emniyet katsayısı
k2	Malzeme emniyet katsayısı
ka	Takımın aşınma faktörü
ks	Özgül kesme kuvveti
ks1	Birim özgül kesme kuvveti
kT	Talaş kaldırma yöntemine bağlı bir katsayı
ky	Takımın talaş açısı ile ilgili katsayı
kλ	Takımın eğim açısı ile ilgili katsayı
L	Bağlantı civatalarının birbirinden uzaklığı
L	Yayıllı yükün genişliği
L	Alt girişi sabitleyen somunların birbirinden uzaklığı
L	Bilyalı doğrusal rulman üniteleri eksenleri arasındaki mesafe-mm
L	Ana taşıyıcı giriş mesnet noktalarının birbirinden uzaklığı
L	İnce ayar vidasının en büyük ilerlemesi
LB	Vidalı milin uzunluğu
LÇT	Vidanın teorik çalışma boyu
l	Alt girişin boyu
M	Doğrusal hareket yapan elemanların toplam ağırlığı
M	Destek çenesi eğilme momenti
M	Sabit çene eğilme momenti
M	Alt giriş eğilme momenti
M	Hareketli tablanın eğilme momenti
M	Ana taşıyıcı giriş eğilme momenti
May	Ayar mekanizmalarında kullanılan parçaların kütleleri toplamı
Mht	Hareketli tabla ağırlığı
Miak	İnce ayar kafasının kütlesi
Miakat	İnce ayar kafası alt tablasının kütlesi
MK	Kaplin ağırlığı
MM	Mengenenin ağırlığı
MS	Mengene milindeki sıkma momenti
m	Çene kuvvetinin uygulandığı genişlik
NM	Motor devir sayısı
n	Devir sayısı
n	Taşıyan bilyalı doğrusal rulman ünitesi sayısı
n	Cıvata adedi
P	Talaş kaldırırken gereken motor gücü
P0	Talaş kaldırırken gereken motor gücü

Pa	İvmelenme sırasındaki anlık güç
PB	Vidalı milin adımı
pem	Emniyetli yüzey basıncı
R	Redüksiyon oranı
s	Levha kalınlığı
TC	Talaş kaldırma için gerekli moment
Tk	Kaplinin taşınması gereken moment
TL	Parça ilerletme için gerekli moment
TT	Talaş kaldırma anındaki toplam moment
t	Seçilen vidanın yüksekliği
ta	İvmelenme süresi
V	Kesme hızı
z	Malzeme sabiti
z	Çalışması gereken en az diş sayısı
z	Kritik kesitteki cıvata deliği adedi
W	Sabit çene eksenel direnç momentleri
W	Destek çenesi eksenel direnç momentleri
W	Alt giriş direnç momentleri
W	Hareketli tablanın direnç momentleri
W	Ana taşıyıcı giriş direnç momentleri
Wb	Burulma direnç momentleri
α	Seçilen vidanın eğim açısı
α	Kuvveti ileten kesitin uç açısı
α	İnce ayar kafasının uç eğimi
x	En büyük talaş derinliği
β	Büyütme katsayısı
μ	Kuru yüzey-kuru yüzey temasındaki sürtünme katsayısı
μ	Alt tablanın kayıt-kızakları arasındaki sürtünme katsayısı
η	Vidalı milin toplam verimi
σ_{ak}	Destek çenesi malzemesi akma gerilmesi
σ_{ak}	Sabit çene malzemesi akma gerilmesi
σ_{ak}	Alt giriş malzemesi akma gerilmesi
σ_{ak}	Mengene alt tablası malzemesi çekme gerilmesi
σ_{ak}	Hareketli tabla malzemesi akma gerilmesi
σ_{ak}	Ana taşıyıcı giriş malzemesi akma gerilmesi
σ_b	Mengene milindeki bası gerilmesi
σ_{ct}	Cıvata malzemesi bası gerilmesi
$\sigma_{eğ}$	Sabit çene eğilme gerilmesi
σ_{em}	Cıvatanın emniyetli çekme gerilmesi
σ_{em}	Milin emniyetli çekme gerilmesi
σ_{em}	Destek çenesi emniyetli eğilme gerilmesi
σ_{em}	Sabit çene emniyetli eğilme gerilmesi
σ_{em}	Alt giriş emniyetli eğilme gerilmesi
σ_{em}	Malzeme emniyetli çekme gerilmesi
σ_{em}	Tablanın emniyetli eğilme gerilmesi
σ_{em}	Hareketli tablanın emniyetli eğilme gerilmesi
σ_{em}	Cıvataların emniyetli bası gerilmesi
σ_{em}	KAV emniyetli çekme gerilmesi
σ_{em}	ATK emniyetli eğilme gerilmesi
$\sigma_{eş}$	Mengene milindeki eşdeğer gerilme
σ_{kav}	Kaba ayar vidası malzemesinin çekme gerilmesi
σ_m	Mengene mili malzemesinin bası gerilmesi

τ	Mengene milindeki burulma gerilmesi
τ_{ct}	Seçilen cıvatanın kayma gerilmesi
τ_{em}	Cıvatanın emniyetli kayma gerilmesi
γ	Derece cinsinden kesici takımın talaş açısı
ρ	Vidalı mil malzemesinin öz kütlesi
ρ	Seçilen vidanın sürtünme açısı
ρ	Malzemenin yüzey basınç gerilmesi
ρ_{em}	Emniyetli yüzey basınç gerilmesi
ρ_{yb}	Kritik yüzey basınç gerilmesi



KISALTIMA LİSTESİ

ADC	Ani durdurma cihazı
ATK	Ana taşıyıcı giriş
İAK	İnce ayar kafası
İAM	İnce ayar mekanizması
KAM	Kaba ayar mekanizması
KAV	Kaba ayar vidası
IP	Motorun korunma derecesi



ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Kesilme pimli ani durdurma yöntemi (Bhattacharyya A, 1984).....	4
Şekil 2.2 Yay çekmeli ani durdurma yöntemi (Bhattacharyya A, 1984).....	4
Şekil 2.3 Patlamalı ani durdurma yöntemi (Hastings modeli) (Bhattacharyya A, 1984).....	5
Şekil 2.4 Patlamalı ani durdurma yöntemi (Lin, Bhattacharyya, Ferguson modeli).....	6
Şekil 2.5 Mafsallı ani durdurma yöntemi (Y. Özçatalbaş, A. Özdemir, 1999).....	7
Şekil 2.6 Mafsallı ani durdurma yönteminin çalışma prensibi (Y. Özçatalbaş, A. Özdemir).....	9
Şekil 2.7 Tetikli ani durdurma yöntemi (Bhattacharyya A, 1984).....	9
Şekil 2.8 Frezeleme prensibinde kullanılan ani durdurma yöntemi (T. Altan, J. Söhner, I. Al-Zkeri, P. Sartkulvanich, Y.C. Yen).....	11
Şekil 2.9 Elde edilen numunenin mikrografik resmi ve resim yardımıyla plastik bölge kalınlığının ölçülmesi (T. Altan, J. Söhner, I. Al-Zkeri, P. Sartkulvanich, Y.C. Yen).....	11
Şekil 2.10 Ani durdurma kafalı ani durdurma yöntemi deney tertibatı (P. Wallen, S. Jacobson, S. Hogmark, 1988).....	12
Şekil 2.11 Ani durdurma kafalı ani durdurma yönteminde kullanılan kesici takım örneği.....	12
Şekil 2.12 Ani durdurma kafalı ani durdurma yöntemiyle elde edilen numune (P. Wallen, S. Jacobson, S. Hogmark, 1988).....	14
Şekil 2.13 Çekiç darbeli ani durdurma yöntemi (Yaşar B, 2003).....	15
Şekil 2.14 Çekiç darbeli ani durdurma yönteminin katı modeli (Yaşar B, 2003).....	16
Şekil 2.15 Çekiç darbeli ani durdurma yönteminin tel kafes görünüşü ve bu yöntemde kullanılan yaylı pim (Yaşar B, 2003).....	17
Şekil 2.16 Matkapla delme prensibinde kullanılan ani durdurma yönteminin teknik resmi ve fotoğrafı (K. Weinert, W. Koehler, D. Opalla, 2002).....	17
Şekil 2.17 Matkapla delmede kullanılan ani durdurma cihazının çalışma prensibi (K. Weinert, W. Koehler, D. Opalla, 2002).....	18
Şekil 2.18 Darbe mandallarının çözülmesi sonrası numunenin mecburi hareketi (K. Weinert, W. Koehler, D. Opalla, 2002).....	18
Şekil 3.1 Planya tezgahının genel görünümü.....	19
Şekil 3.2 Ana tahrik mekanizmasının genel görünümü.....	21
Şekil 3.3 Mengenenin genel görünümü.....	28
Şekil 3.4 Dency parçasının sıkıştırılması anında oluşan kuvvetler.....	29
Şekil 3.5 Mengene milinde meydana gelen kuvvetler.....	30
Şekil 3.6 Çene-alt tabla bağlantı civatalarını kesmeye çalışan kuvvetler.....	33
Şekil 3.7 Destek çenesinde meydana gelen eğilme gerilmesi.....	34
Şekil 3.8 Sabit çenede meydana gelen eğilme gerilmesi.....	35
Şekil 3.9 Hareketli çenede meydana gelen yüzey basınç gerilmesi.....	36
Şekil 3.10 Mengene alt tablasının kuvvete dik kesitler boyunca yırtılması.....	37
Şekil 3.11 Mengene-hareketli tabla bağlantı civatalarını etkileyen kuvvetler.....	38
Şekil 3.12 Hareketli tablada meydana gelen eğilme gerilmesi.....	40
Şekil 3.13 Hareketli tablanın kayıt-kızak sistemi.....	41
Şekil 3.14 Talaş derinliği ayar mekanizması.....	43
Şekil 3.15 İnce ayar mekanizması alt kirişinde meydana gelen eğilme gerilmesi.....	44
Şekil 3.16 Radyal yük civatalarına gelen kuvvetler.....	45
Şekil 3.17 Baskı yayının yük grafiği.....	47
Şekil 3.18 İnce ayar kafasının uç eğimi.....	48
Şekil 3.19 Rulmanı etkileyen kuvvetler.....	49

Şekil 3.20	Kaba ayar vidasını etkileyen kuvvetler	50
Şekil 3.21	Ana taşıyıcı kirişte meydana gelen eğilme gerilmesi	52
Şekil 3.22	Kılavuz yataklarda meydana gelen eğilme gerilmesi	53
Şekil 3.23	Ana taşıyıcı kolonları etkileyen kuvvetler	55
Şekil 4.1	Bilgisayar kontrollü masaüstü planya tezgahının montaj resmi	58
Şekil 4.2	Bilgisayar kontrollü masaüstü planya tezgahının A-A kesiti	59
Şekil 4.3	Tezgah alt tablası	61
Şekil 4.4	Mengene sabit çenesi	62
Şekil 4.5	Mengene hareketli çenesi.....	63
Şekil 4.6	Mengene destek çenesi	64
Şekil 4.7	Mengene mili	65
Şekil 4.8	Mengene alt tablası	66
Şekil 4.9	Paralellik ayar plakası	67
Şekil 4.10	Hareketli tabla.....	68
Şekil 4.11	İnce ayar kafası	69
Şekil 4.12	İnce ayar mekanizması alt kirişi	70
Şekil 4.13	İnce ayar kafası kovanı	71
Şekil 4.14	Saplama.....	72
Şekil 4.15	Ana taşıyıcı giriş	73
Şekil 4.16	Kaba ayar vidası.....	74
Şekil 4.17	Ana taşıyıcı kolon	75

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1.1 Ani durdurma cihazlarında kullanılan dört ana prensip (P. Wallen, S. Jacobson, S. Hogmark, 1988.)	2
Çizelge 2.1 Tornalamada kullanılan ani durdurma yöntemlerinin performanslarının mukayesesi (Y. Özçatalbaş, A. Özdemir, 1999)	10
Çizelge 2.2 Ani durdurma kafalı ani durdurma yönteminin karakteristik verileri (P. Wallen, S. Jacobson, S. Hogmark, 1988)	13
Çizelge 2.3 Uygulanan deneydeki kontrol edilebilir giriş parametreleri ve elde edilen çıkış parametreleri (P. Wallen, S. Jacobson, S. Hogmark, 1988)	14
Çizelge 3.1 Tasarlanacak planya tezgahının özellikleri	19
Çizelge 3.2 Kesme kuvvetinin hesaplanması için gerekli değerler	20
Çizelge 3.3 Motor gücünün hesaplanması için gerekli değerler	23
Çizelge 3.4 Vidalı mile gelen toplam eksenel yükün hesaplanması için gerekli değerler	25
Çizelge 3.5 Kaplıne gelen toplam momentin hesaplanması için gerekli değerler	27
Çizelge 3.6 Çenelerin uygulaması gereken kuvvetin hesaplanması için gerekli değerler	29
Çizelge 3.7 Mengene milinin en küçük diş dibi çapının hesaplanması için gerekli değerler	30
Çizelge 3.8 Seçilen mengene milinin kontrolü için gerekli değerler	31
Çizelge 3.9 Çalışması gereken en az diş sayısının hesaplanması için gerekli değerler	32
Çizelge 3.10 Çene-alt tabla bağlantı civatalarının mukavemet hesabı için gerekli değerler	33
Çizelge 3.11 Destek çenesinin mukavemet hesabı için gerekli değerler	34
Çizelge 3.12 Sabit çenenin mukavemet hesabı için gerekli değerler	36
Çizelge 3.13 Hareketli çenenin mukavemet hesabı için gerekli değerler	37
Çizelge 3.14 Mengene alt tablasının mukavemet hesabı için gerekli değerler	38
Çizelge 3.15 Mengene-hareketli tabla bağlantı civatalarının mukavemet hesabı için gerekli değerler	39
Çizelge 3.16 Hareketli tablanın mukavemet hesabı için gerekli değerler	40
Çizelge 3.17 Bilyalı doğrusal rulman ünitesinin seçimi için gerekli değerler	42
Çizelge 3.18 İnce ayar mekanizması alt kirişi mukavemet hesabı için gerekli değerler	44
Çizelge 3.19 Radyal yük civatalarının en küçük diş dibi çapının hesaplanması için gerekli değerler	46
Çizelge 3.20 Baskı yayının özellikleri	47
Çizelge 3.21 İnce ayar kafasının uç eğiminin hesabı için gerekli değerler	48
Çizelge 3.22 Rulman seçimi için gerekli değerler	49
Çizelge 3.23 Kaba ayar vidasının en küçük diş dibi çapının hesaplanması için gerekli değerler	51
Çizelge 3.24 Ana taşıyıcı kiriş mukavemet hesabı için gerekli değerler	52
Çizelge 3.25 Kılavuz yatakların mukavemet hesabı için gerekli değerler	54
Çizelge 3.26 Ana taşıyıcı kolon mukavemet hesabı için gerekli değerler	56
Çizelge 3.27 Ana taşıyıcı kolon bağlantı civatalarının en küçük diş dibi çapının hesaplanması için gerekli değerler	56
Çizelge 4.1 Bilgisayar kontrollü masüstü planya tezgahı parça listesi	60

ÖNSÖZ

Bu çalışmamı hazırlarken bana her konuda yardımcı olan, düşünce ve tavsiyeleriyle beni destekleyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Erhan Altan'a, benden maddi, manevi ve fikri desteklerini esirgemeyen aileme, arkadaşlarıma ve Termo Makina San. ve Tic. A. Ş. çalışanlarına teşekkür ederim.

Çalışmamın yeni yapılacak araştırmalarda yararlı olmasını dilerim.



ÖZET

Ani durdurma cihazları, talaşlı imalat uygulamalarında talaşın oluştuğu kısa zaman aralığında talaş kaldırma işlemini kesebilecek şekilde tasarlanmışlardır. Böylece deney parçasından ayrılmamış talaş numuneleri elde edilerek, talaş oluşumu sırasında ortaya çıkan, malzemelerin plastik deformasyonu, takım-talaş ara yüzeyindeki deformasyon ve takımlardaki yığılma ağız oluşumu gibi olaylar tespit edilebilir. Ayrıca yeni üretilen veya geliştirilen malzemelerin işlenebilirliği, takım tasarımının kontrolü, takım malzemelerinin özellikleri ve işleme maliyetleri üzerinde çalışmalar yapılabilir.

Ani durdurma cihazı olarak kullanılan bilgisayar kontrollü masaüstü planya tezgahının dizaynının gerçekleştirildiği bu çalışma 5 ana bölümden oluşmaktadır.

Giriş bölümünde ani durdurma cihazlarının kullanım amaçları, sahip olmaları gereken özellikler ile ani durdurma cihazlarında kullanılan ana çalışma prensiplere yer verilmiştir.

İkinci bölümde talaş kaldırma prensiplerine göre sınıflandırılan ani durdurma cihazlarında kullanılan yöntemler incelenmiştir. Teknik resimler ve fotoğraflar kullanılarak yöntemlerin çalışma prensipleri açıklanmıştır.

Üçüncü bölümde masaüstü planya tezgahının dizaynı yer almaktadır. Bu amaçla, tezgahı oluşturan parçalarla ilgili tasarımlar, hesaplamalar ve seçimler gerçekleştirilecektir.

Dördüncü bölümde dizaynı yapılan tezgah parçalarının imalat ve montaj resimleri bulunmaktadır.

Sonuç bölümünde ise bilgisayar kontrollü masaüstü planya tezgahının dizaynı ile ilgili düşünceler vardır.

Anahtar Kelimeler: Ani durdurma cihazı, bilgisayar kontrollü masaüstü planya tezgahı, kopmamış talaş numunesi, deney tertibatı, tezgah dizaynı.

ABSTRACT

Quick stop devices are designed to stop the cutting process in a very short time period that chip is formed, in machining. So frozen chips are obtained to observe the plastic deformations in workpiece materials, deformations in tool-chip interfaces and build up edge in tools. Also studies on machineability of new materials, the control of a tool design, properties of tool materials and machining costs can be done.

This study in which computer control desktop planing machine is designed, is consist of 5 main chapters. In order these are introduction, methods used for quick stop devices, construction of desktop planing machine, part and assembly drawings of desktop planing machine and conclusion.

In introduction section, aims of using quick stop devices, properties that they should have and main working principles of quick stop devices take place.

In second section, methods used for quick stop devices which are classified in chip forming principles, are examined. Principles of methods are explained by using technical drawings and pictures.

In third section, construction of desktop planing machine takes place. For this reason designes, calculations and selection of parts that are used for the machine wil be done.

In fourth section, there are part drawings and assembly drawings of the designed parts.

In conclusion section, opinions about design of the computer control desktop planing machine are available.

Keywords: Quick stop device, computer control desktop planing machine, frozen chip, test rig, workbench design Quick stop device, computer control desktop planing machine.

1. GİRİŞ

Önemli imalat yöntemlerinden biri olan talaşlı imalatta, kesici takım ve iş parçası arasındaki etkileşimler önemli olduğu kadar karmaşıktır. Takım ile iş parçası arasındaki etkileşimin anlaşılması, yeni üretilen veya geliştirilen bir malzemenin işlenebilirliğinin, takım tasarımının, takım malzemesinin, işleme maliyetinin ve işlenen parçanın yüzey kalitesinin değerlendirilmesi açısından zorunludur. İşleme sırasında birbirlerine göre yüksek bağlı hızlara sahip takım-iş parçası ikilisi, aralarındaki etkileşimin incelenmesi için gerekli olan talaş oluşum mekanizmasının gözlemlenmesine fırsat vermez. Talaş oluşumu sırasında meydana gelen, malzemenin plastik deformasyonu, takım-talaş ara yüzeyindeki deformasyon ve takım ucunda yığma ağız oluşumu gibi kompleks olayların incelenmesi için Ani Durdurma Cihazının (Quick Stop Device, ADC) kullanılması gerekir. Genel anlamda ani durdurma cihazları, talaşın oluşmaya başladığı an ile iş parçasından koptuğu an arasındaki kısa zaman aralığında talaş kaldırma işlemini keserek talaş oluşum numunelerinin elde edilmesini sağlayan mekanizmalardır.

İyi tasarlanmış bir ani durdurma cihazı, gerçek imalat şartlarında oluşan talaşın özelliklerine sahip numune talaş çıkartmaya uygun olmalıdır. Bunu elde edebilmek için ani durdurma cihazının şu özelliklere sahip olması gerekmektedir:

- Son derece rijit olmalı ve yüksek kesme hızlarında kullanılabilirliği,
- Talaş kırılma mesafesi çok kısa olduğundan, takım ile talaş kökünün ayrılmasını çok kısa bir sürede gerçekleştirebilmeli,
- Takım, talaş yüzeyinden ayrılırken bu ayrılma hareketi nedeniyle kesme derinliği ve bunun gibi değişiklikler meydana getirmemeli,
- Oluşturduğu darbe etkisi ile takıma ve tezgaha zarar vermemeli,
- Farklı takım geometrilerinde kullanılabilirliği,
- Değişik talaş pozisyonlarında kullanılabilir olmalı,
- Kolay kumanda edilebilmeli,
- Güvenli olmalı.

Araştırmacılar tarafından değişik talaşlı imalat prensiplerine uygun çok sayıda ani durdurma cihazı geliştirilmiştir. Bunların çoğunluğu büyük kesme derinliklerinin ve sürekli kesme şartlarının sağlandığı tornalama, özellikle oluşan kuvvetlerin en kolay şekilde tespit edildiği ortogonal kesme şartları için gerçekleştirilmiştir. Bunun dışında frezeleme, planyalama, testere ile kesme, matkap tezgahında delme, taşlama işlemleri gibi süreksiz talaşın ve görece daha düşük kesme derinliklerinin söz konusu olduğu talaş kaldırma yöntemleri içinde ani durdurma cihazları geliştirilmiştir.

Bu konudaki ilk çalışmalar Rosenhain ve Sturney tarafından gerçekleştirilmiştir. Talaş oluşumu esnasında deformasyon bölgesinin incelenebilmesi için Keçecioğlu ve Nakayama tarafından yay etkili; Hastings, Philip, Williams, Stevenson ve Oxley tarafından ise patlamalı ani durdurma cihazları kullanılmıştır. Ani durdurma cihazlarında kullanılan en yaygın çalışma prensibinde çekiç, yay veya patlama ile bir kuvvet oluşturulur. Bu kuvvet, takımı taşıyan pim kesilmesini sağlar. Patlayıcı tekniği ile yay basıncı tekniği aynı prensiple çalışır. Bunlardan farklı olarak, Katayama ve Hashimura manyetik etki ile hızla çektirilen bir çekicinin, kalem tutucuya çarptırılması ve pim kesilmesi yöntemi ile çalışan bir ani durdurma cihazı kullanmıştır. Talaş oluşum mekanizması, talaş kaldırma işleminin bir elektron mikroskobu içerisinde gerçekleştirilerek videoya kaydedilmesi yoluyla da incelenmiştir. Ancak bu yöntem hem çok pahalıdır hemde sistemin kurulması uzun zaman gerektirir. (P. Wallen, S. Jacobson, S. Hogmark, 1988)

Çizelge 1.1'de ani durdurma cihazlarında kuvvetin elde edilmesi için kullanılan dört ana prensip belirtilmiştir.

Çizelge 1.1 Ani durdurma cihazlarında kullanılan dört ana prensip (P. Wallen, S. Jacobson, S. Hogmark, 1988)

Prensip	Referans	Kuvvet Tipi
Sabit Takımın İvmeli Hareketi	Keçecioğlu, Nakayama	Yay Kuvveti
Sabit Takımın İvmeli Hareketi	Hastings, Philip	Patlayıcı Gaz Basıncı
Sabit Takımın İvmeli Hareketi	Williams, Stevenson, Oxley	Patlamalı Darbe
Sabit Takımın İvmeli Hareketi	Hoshi, Özçatalbaş	Mekanik Darbe
Hareketli Takımın Kırılması	Söderberg	Mekanik Darbe
Sabit İş Parçasının İvmeli Hareketi	Wager	Patlayıcı Gaz Basıncı
Sabit İş Parçasının İvmeli Hareketi	Vorm, Oxford	Mekanik Darbe
Hareketli İş Parçasının Kırılması	Furrer	İş Parçasının Kırılması
Hareketli İş Parçasının Kırılması	Rosenhain, Heginbotham	Diğer Mekanik Kuvvetler

Deneyler sırasında kuvvetler hesaplanmak istenirse ayarlanan kesme derinliği ile elde edilen kesme derinliğinin farklı olması gibi önemli bir sorunla karşılaşılabilir. Bu problemin üç nedeni vardır.

- İlerleme ayarındaki düşük hassasiyet
- Elemanlardaki elastik gerilmeler
- Oluşması muhtemel yığılma ağzının etkisi

Meydana gelen bu sorun oluşan kuvvetlerin hesaplanmasını veya cihazlardan okunan kesme kuvvetlerinin hangi kesme derinliğinde elde edildiğini tespit etmemizi zorlaştırır. Bu problem araştırmacıların kesme işlemi gerçekleştikten sonra gerçek kesme derinliğini ölçmesi, bilgisayardan okunan kuvvetleri bu kesme derinliğine göre değerlendirmesi ile ortadan kaldırırlar.

Bu çalışmada planyalama prensibinde ani durdurma gerçekleştirecek bir tezgah tasarlanacaktır. Laboratuvar çalışmalarında kullanılmak üzere, sac veya levha şekilli malzemelerden ortogonal talaş kaldırmak için tasarlanan bu cihazda iki ana hareket mevcuttur. Bunlar tek ekseninde değişken hızlı bir ilerleme hareketi ve hassas bir kesme derinliği ayar hareketidir. Bu cihazın en önemli özellikleri:

- Yük altında sabit bir kesme hızı sağlaması,
- 0.05 mm.den daha düşük bir kesme derinliği hassasiyeti sağlayabilmesi,
- Kesme sırasında kesici takım ile iş parçası arasındaki sapmanın çok düşük mertebelerde kalmasıdır.

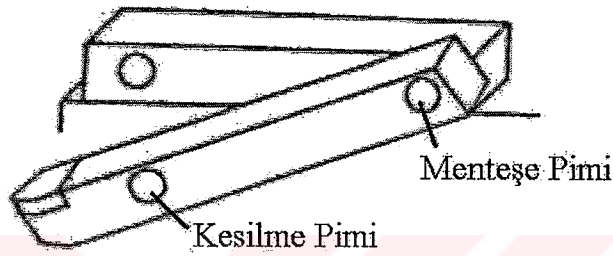
Tasarlayacağımız ani durdurma cihazında deney parçası olarak alüminyum, bakır yada alaşımsız çelikler gibi talaş kaldırma sırasında düşük kesme kuvvetlerine ihtiyaç duyacak malzemeler kullanılacaktır.

2. ANİ DURDURMA CİHAZLARINDA KULLANILAN YÖNTEMLER

2.1 Tornalama Prensibinde Kullanılan Ani Durdurma Yöntemleri

2.1.1 Kesilme Pimli Ani Durdurma Yöntemi

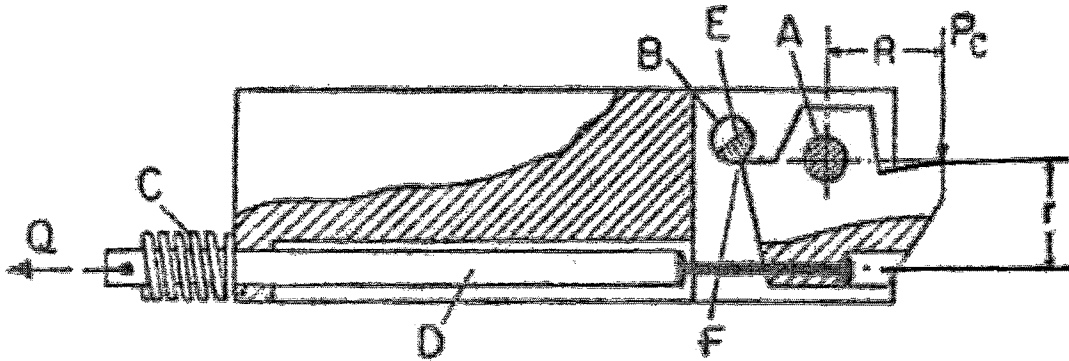
Kesilme pimli ani durdurma yöntemi, çoğunlukla yalnız talaş kökü elde etmek istendiğinde kullanılır. Şekil 2.1'de şematik olarak gösterilen bu yöntemin temel prensibi, yük altında kesilme piminin kopması ve takımın menteşe pimi ekseninde dönerek iş parçasından ayrılması olarak izah edilebilir (Bhattacharyya A, 1984)



Şekil 2.1 Kesilme pimli ani durdurma yöntemi (Bhattacharyya A, 1984)

2.1.2 Yay Çekmeli Ani Durdurma Yöntemi

Yay çekmeli ani durdurma yöntemi, daha sonra değişik versiyonları Keçecioglu, Okushima ve Loladze tarafından da kullanılan, yay kuvveti ile takımın iş parçasından uzaklaştırılmasına dayanan tipik bir yöntemdir. Şekil 2.2'de takım bloğu (A), bir yayla (C) çekilerek yarıklı, döndürülebilir bir pime (B) dayanır (Bhattacharyya A, 1984)

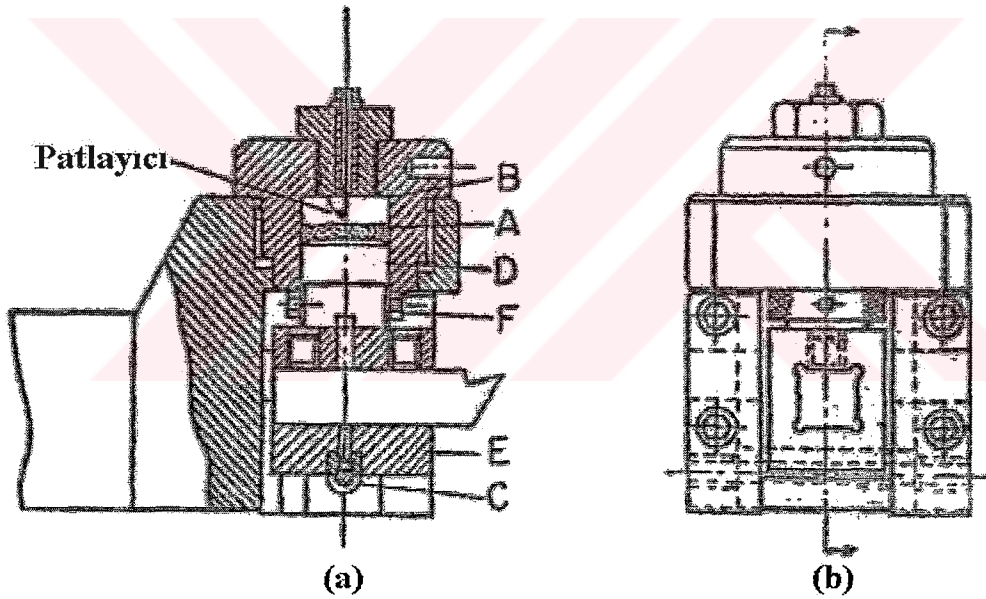


Şekil 2.2 Yay çekmeli ani durdurma yöntemi (Bhattacharyya A, 1984)

Yay kuvveti takım bloğuna bir bağlantı çubuğu (D) ve kablo vasıtasıyla iletilir. B pimi döndürülüp pimmin düz yüzeyi (E) takım bloğunun ucuna (F) gelince takım, kesme kuvvetinin (P_c) oluşturduğu moment ve yay kuvvetinin (Q) oluşturduğu çekme kuvveti ile aşağıya doğru dönerek iş parçasından uzaklaşır. Serbest kalma anında bu iki kuvvet (P_c , Q) en büyük değerlerindedirler. Ayrılma başladıktan sonra kesme kuvveti ve bu kuvvet sonucu oluşan moment sifira inerken, yay çekme kuvveti yayın ön gerilmesine kadar düşer.

2.1.3 Patlamalı Ani Durdurma Yöntemi (Hastings Modeli)

Hastings tarafından kullanılan bu ani durdurma yönteminde takım, kesme işleminin uygun bir anında oluşturulan bir patlama ile harekete geçirilir. Şekil 2.3'de patlayıcı madde (A) kapalı odacığa (B) koyulur. Patlayıcı maddenin patlamasıyla oluşan kuvvet, piston (D) ile takım alt bloğuna (E) iletir. Bu sayede taşıyıcı pim (C) kesilir ve takım iş parçasından ayrılır. Pistonun dış açılmış dış yüzeyine tırtıllı bir bilezik (F) yerleştirilmiştir (Bhattacharyya A, 1984)

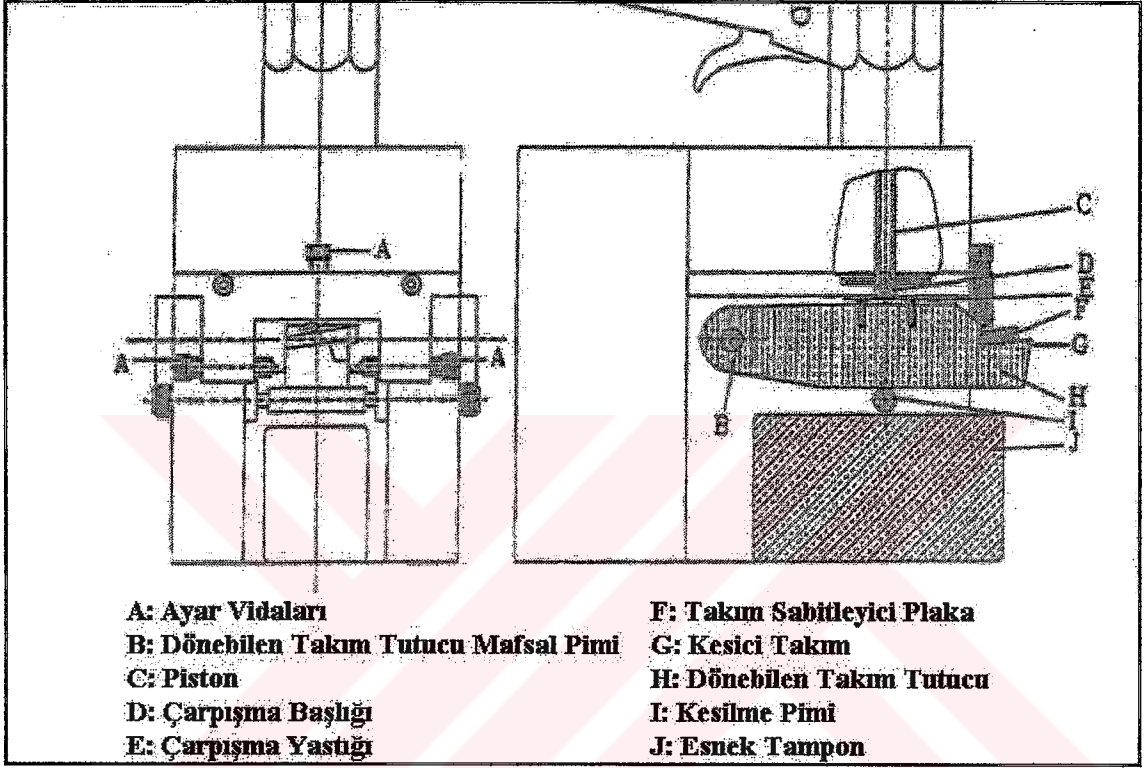


Şekil 2.3 Patlamalı ani durdurma yöntemi (Hastings modeli) (Bhattacharyya A, 1984)

2.1.4 Patlamalı Ani Durdurma Yöntemi (Lin, Bhattacharyya, Ferguson Modeli)

Bir diğer patlamalı ani durdurma yöntemi J. T. Lin, D. Bhattacharyya ve W.G. Ferguson tarafından kullanılmıştır. Şekil 2.4'de, Hastings tarafından kullanılan yöntemden küçük farklılıklar gösteren patlamalı ani durdurma yönteminin detayları gösterilmiştir. Kesici takım (G), takım sabitleyici plaka yardımıyla (F) dönebilen takım tutucuya (H) monte edilir. Takım tutucu alttan kesilme pimi (I) ile desteklenerek talaş kaldırma işlemini gerçekleştirir. Kesilme

pimi her iki tarafı faturalı, dökme demirden imal edilmiş bir pimdir. Takım tutucunun kesme işlemi sırasında hareket etmesini engellemek için ayar vidaları (A) kullanılarak bir sabitleme işlemi gerçekleştirilir. Patlamanın etkisiyle oluşan kuvvet, pistonu (C), dolayısıyla çarpma başlığını iter. Bu itme çarpma yastığı ile takım tutucuya iletilir. Oluşan darbe döküm kesilme piminin kopmasına ve takım ile iş parçasının işlenmiş yüzeyinin ayrılmasına neden olur. Dönen takım tutucunun zarar görmeden durdurulması için esnek bir tampon (J) kullanılır.

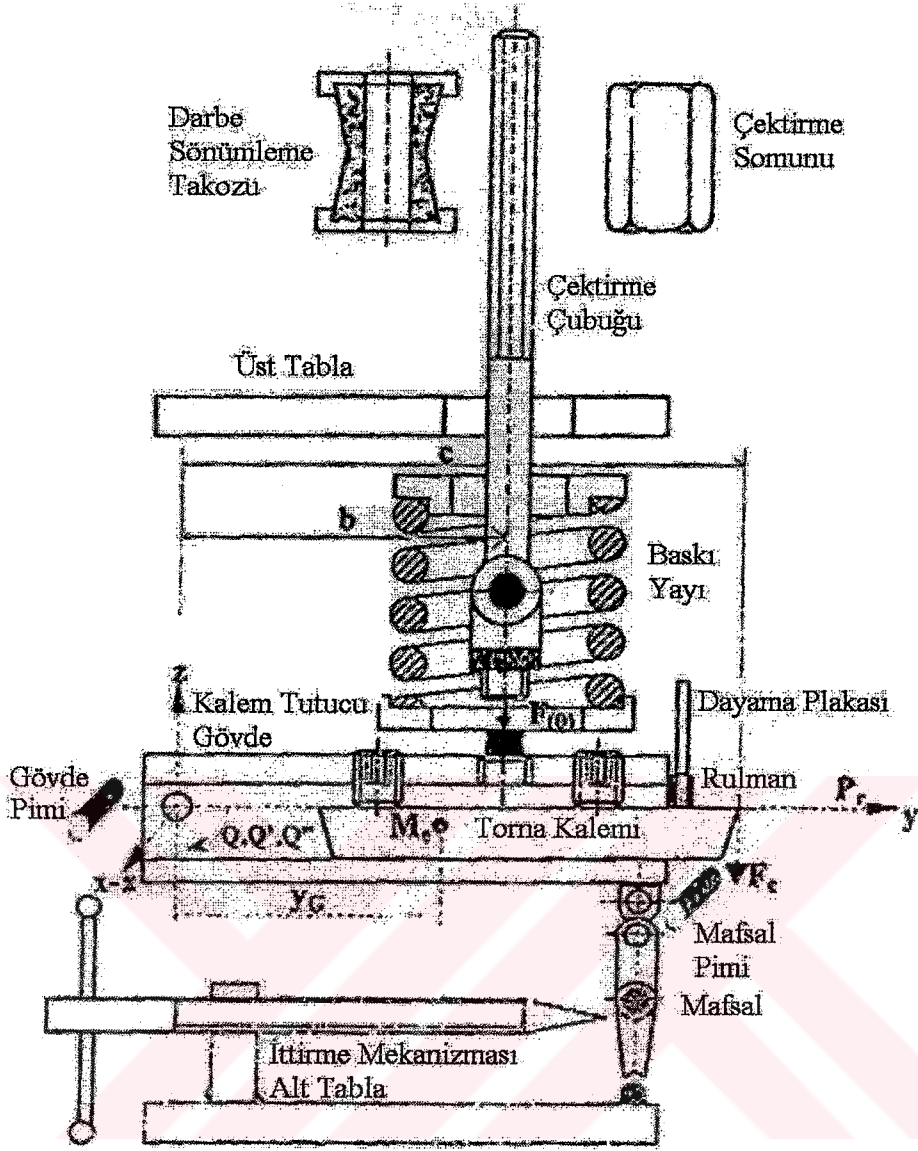


Şekil 2.4 Patlamalı ani durdurma yöntemi (Lin, Bhattacharyya, Ferguson modeli)

2.1.5 Mafsallı Ani Durdurma Yöntemi

Özçatalbaş ve Özdemir tarafından tornalamada kullanılmak üzere bir ani durdurma yöntemi geliştirilmiştir. Bu yöntem hem ortagonal hemde eğik kesme şartlarını yerine getirebilecek, yay etkili, çubuk mafsallı boşaltma mekanizmalı şekilde tasarlanmıştır. Bu ani durdurma yönteminde diğer cihazlarda oluşan patlayıcı tehlikesi, pim ve patlayıcı sarfiyatı yoktur. Şekil 2.5'de konstrüksiyon elemanları gösterilen cihaz 6 ana kısımdan oluşmaktadır. Bunlar;

- Gövde,
- Takım tutucu gövde,
- Baskı yayı,
- Mafsallı mekanizması,
- İttirme mekanizması,
- Çektirme çubuğu ve darbe sönümlenme mekanizmasıdır.



Şekil 2.5 Mafsalı ani durdurma yöntemi (Y. Özçatalbaş, A. Özdemir, 1999)

Bu kısımları yapıları ve fonksiyonları açısından şu şekilde izah edebiliriz.

Gövde: Cihazı oluşturan kısımlara yataklık yapan ve cihazın tezgaha montajını sağlayan levha malzemeden bir konstrüksiyondur.

Takım tutucu gövde: Kesici takımın bağlandığı kısımdır. Gövdeye gövde pimi ile bağlanarak dönme hareketi yapabilmesi sağlanmıştır. Talaş kaldırma esnasında mafsal ile yay arasında denge konumundadır. Radyal kuvvetin moment oluşturmaması için kesici ağız ile gövde pimi aynı düzlemde (P_r) tasarlanmıştır. Eğik kesme şartlarının gerçekleştirildiği bir deneyde, kesme sırasında x-x yönünde oluşacak yan kuvvetlerin kalem tutucu gövde ile gövde yan plakası arasında sürtünmelere neden olmaması ve kesme anında kararlılığını muhafaza edebilmesi için bir rulman ile kızaklanmıştır.

Baskı yayı: Gövde üst plakası ve kalem tutucu gövde arasında yataklanmış olan baskı yayının görevi, kesici takımı deney parçasının açılma hızından daha yüksek bir hızla iterek ani durdurmayı sağlamaktır. Deney parçasının hızının yükseldiği dolayısıyla takımın parçadan uzaklaşma hızının artırılması gereken durumlarda yay sabiti artırılarak ayrılma süresi kısaltılabilir. Ayrıca baskı yayının düşme anında homojen ve düzenli olarak açılması için alt kılavuz plakasına kaynaklanan bir pim vasıtası ile kalem tutucu gövdeye yataklanmıştır.

Mafsal mekanizması: Talaş kaldırma esnasında düşey düzlemde durarak kalem tutucu gövdeye gelen yay baskı kuvvetini ve kesme kuvvetini karşılayan mekanizmadır. Pimler ile mafsalanmıştır. İttirme mekanizması ile desteklenmiştir.

İttirme mekanizması: Denge konumundaki mafsal mekanizmasını iterek takımın deney parçasından ayrılmasını sağlayan mekanizmadır. Gövdeye kaynaklı bir somun ve bu somun içerisinde hareket eden bir vida ikilisinden oluşmaktadır.

Çektirme çubuğu ve darbe sönümlenme mekanizması: Kalem tutucu gövdeyi yatay düzleme (P_r) kaldırmak için kullanılan, takım tutucu gövdeye vidalanmış, araya konan darbe sönümlenme takozuna rağmen çektirme somunu yardımıyla yay baskı kuvvetini yenmekte kullanılan çubuktur. Takım ile deney parçasının ayrılması sırasında oluşabilecek darbeleri engellemek için çektirme somunu ile üst tabla arasına plastik bir darbe sönümlenme takozu yerleştirilir.

Çalışma Prensipleri

Tornalamada kullanılmak üzere yay baskılı olarak tasarlanan bu ani durdurma cihazının çalışması Şekil 2.6'da gösterildiği gibi iki aşamada gerçekleşmektedir. Bu aşamalar kurma ve boşaltma olarak adlandırılabilir.

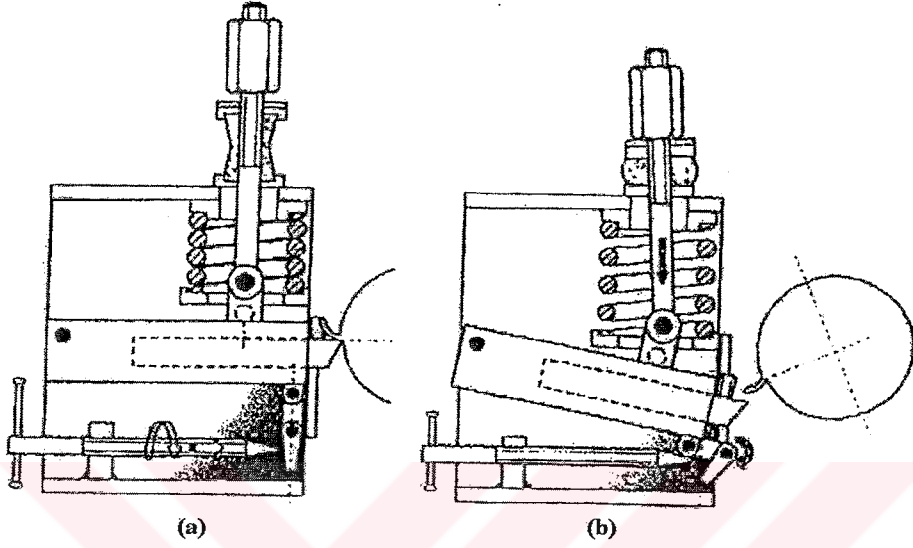
a. Kurma (Şekil 2.6a)

Mafsal mekanizması katlanmış durumda olan ani durdurma cihazını kurmak için çektirme somunu sıkılır. Yay baskı kuvvetinin yenilmesi ile kalem tutucu gövde P_r düzlemine gelir. Kalem tutucu gövdenin yere tam paralel olduğu konumda mafsal mekanizması da yere tam düşey pozisyona gelir. Kurma aşamasının son işlemi itirme mekanizmasının mafsal mekanizmasına temas edene kadar ilerletilmesidir.

b. Boşaltma (Şekil 2.6b)

Tornalama sırasında takım ile deney parçasının ayrılması istendiğinde büyük adimli bir vida

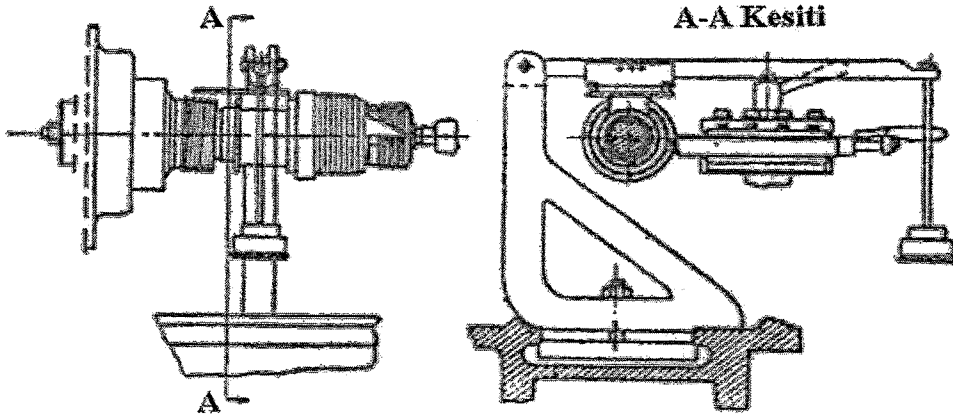
olan ittirme vidası 1/8 tur döndürülerek mafsalın denge konumu bozulur. Yay baskı kuvvetinin ve kesme kuvvetinin etkisi ile takım hızla açısal hareket yapar. Çektirme somunu ile üst gövde arasına monte edilmiş darbe sönümlenme takozu boşaltma anında darbe oluşumunu etkiler. Her talaş kökü çıkarma işlemi için bu iki aşama tekrar edilmelidir (Y. Özçatalbaş, A. Özdemir, 1999)



Şekil 2.6 Mafsallı ani durdurma yönteminin çalışma prensibi (Y. Özçatalbaş, A. Özdemir, 1999)

2.1.6 Tetikli Ani Durdurma Yöntemi

Loladze, Mullick ve Bhattacharyya tarafından kullanılan ani durdurma cihazında (Şekil 2.7) kesici takımın yanında bulunan bir tetik, boru şeklindeki iş parçasının dönmesini durdurarak talaş örneğini iş parçası üzerinde "dondurur".



Şekil 2.7 Tetikli ani durdurma yöntemi (Bhattacharyya A, 1984)

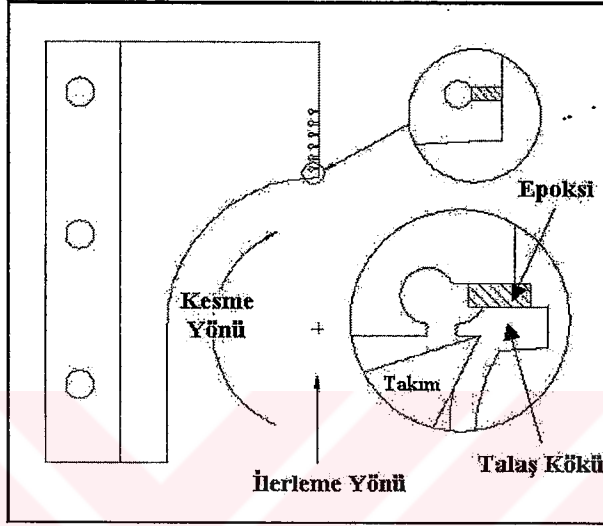
Çizelge 2.1'de araştırmacıların geliştirdikleri tornalamada kullanılan ani durdurma yöntemlerinin performanslarının mukayesesi yapılmıştır.

Çizelge 2.1 Tornalamada kullanılan ani durdurma yöntemlerinin performanslarının mukayesesi (Y. Özçatalbaş, A. Özdemir, 1999)

Referanslar	ADC'nin Tipi	Performans Ölçme Metodu	305 m/dk Hıza Erişmek İçin Alınan Yol, mm	305 m/dk Hıza Erişmek İçin Geçen Zaman, μs	İvme mm/s^2
Hastings	Patlayıcı ile takım tutucuya temaslı piston tahrikli	Yüksek hızlı film	$7,62 \times 10^{-3}$	3,3	$152,4 \times 10^7$
Stevenson ve Oxley	Yukarıdaki Gibi	Gerilim ölçerin kopması	$50,8 \times 10^{-3}$	20	$25,4 \times 10^7$
Philip	Yukarıdaki Gibi	Yüksek hızlı film	$152,4 \times 10^{-3}$	57	$88,6 \times 10^6$
Ellis, Kirk ve Barrow	Bir tabancadan fırlayan sürgü ile kızağa bağlı haldeki takım tutucuyu iten mekanizma	Kapasitans	$63,5 \times 10^{-3}$	31	$132,8 \times 10^6$
Williams, Smart ve Milner	Yukarıdaki Gibi	Yüksek hızlı film	$38,1 \times 10^{-3}$	15,2	$33,02 \times 10^7$
Brown ve Komanduri	Patlayıcı ile takım tutucuya temaslı piston tahrikli	Fotonik algılayıcı	$330,2 \times 10^{-3}$	200	$71,12 \times 10^6$
Özçatalbaş ve Özdemir	Yay kurma ve boşaltma	Bilgisayar destekli hareket analizi	$5,77 \times 10^{-3}$	189	$2,15 \times 10^6$

2.2 Frezeleme Prensibinde Kullanılan Ani Durdurma Yöntemi

Frezeleme sırasında ani durdurmanın elde edilebilmesi için geliştirilmiş bu yöntemde, özel olarak tasarlanmış bir geometriye sahip iş parçası kullanılır. Şekil 2.8’de gösterilen bu iş parçasının kenarı boyunca çentikler açılmıştır. Kesici takım saat yönünde dönerken ilerlerken talaş kökü ile iş parçası arasındaki kalınlık uygun bir seviyeye işlendiğinde talaş, kökü ile birlikte iş parçasından ayrılır (T. Altan, J. Söhner, 2002)



Şekil 2.8 Frezeleme prensibinde kullanılan ani durdurma yöntemi (T. Altan, J. Söhner, 2002)

Şekil 2.9’da bu yöntemle elde edilmiş bir numunenin mikrografik resmi ve bu resim yardımıyla plastik bölge kalınlığının ölçülmesi gösterilmiştir.

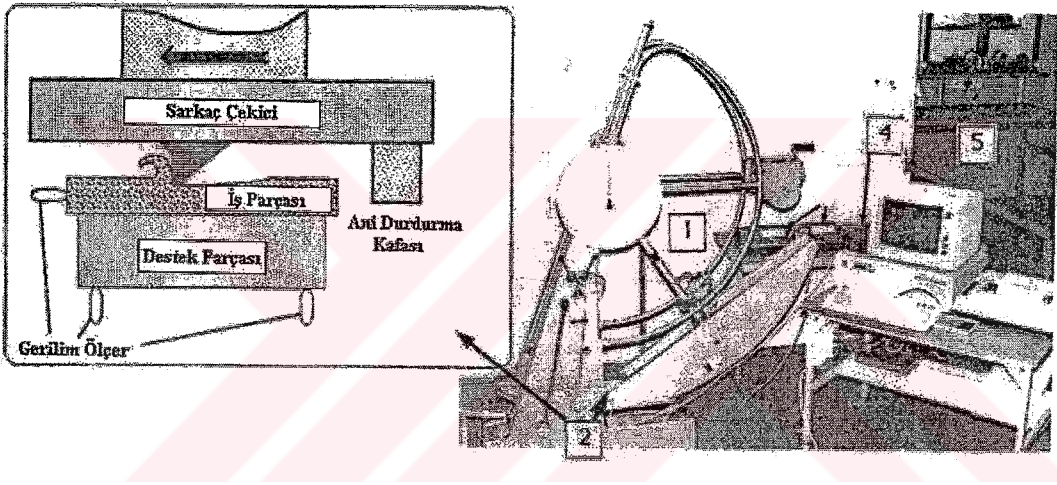


Şekil 2.9 Elde edilen numunenin mikrografik resmi ve resim yardımıyla plastik bölge kalınlığının ölçülmesi (T. Altan, J. Söhner, 2002)

2.3 Planyalama Prensibinde Kullanılan Ani Durdurma Yöntemleri

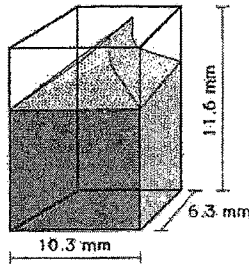
2.3.1 Ani Durdurma Kafalı Ani Durdurma Yöntemi

Bryggman, Hogmark ve Vingsbo tarafından, malzemeleri aşınma dirençlerine göre sıralamak üzere geliştirilen bu yöntemde, çentik-darbe deneylerinde kullanılan sarkaç, üzerinde bazı değişiklikler yapılarak kullanılır (Şekil 2.10). Sarkacın çentik-darbe deneylerinde kullanılan çekici yerine üzerine Şekil 2.11'deki gibi bir kesici takım monte edilmiş yeni bir çekiç kullanılır. İş parçası bağlama yeri ise 10x15x100 mm ebatlarındaki numuneleri bağlamak üzere yeniden tasarlanmıştır. Kesici kenarın radyal pozisyonu ayarlanarak yatay yerleştirilmiş numuneden kalınlığı 0 ile 650 μm arasında değişebilen kalınlıklarda talaş kaldırılabilir (P. Wallen, S. Jacobson, S. Hogmark, 1988)



Şekil 2.10 Ani durdurma kafalı ani durdurma yöntemi deney tertibatı (P. Wallen, S. Jacobson, S. Hogmark, 1988)

1. Sarkaç
2. Oluşan kuvvetlerin tespiti için gerinim ölçerler yerleştirilmiş iş parçası bağlama yeri.
Kesme kuvvetinin ölçümü için 1, normal kuvvetlerin ölçümü için 2 gerinim ölçer bağlıdır.
3. Amplifikatör
4. Analog-dijital sinyal dönüştürücü
5. Verilerin kaydı, hesaplanması ve sunumu için bilgisayar



Şekil 2.11 Kesici takım örneği (P. Wallen, S. Jacobson, S. Hogmark, 1988)

Sürekli kesme işlemlerinde kullanılan 30-120 m/dak (0,5-2 m/s) gibi düşük kesme hızlarını elde etmek için ağır çekiç (106 kg) düşük potansiyel enerji kazandırılarak, en yüksek kesme hızı olan 6 m/s hıza erişmek için hafif çekiç (20 kg) yüksek potansiyel enerji kazandırılarak kullanılır. Her deneyde sarkacın parçaya giriş hızı ölçülerek çekicinin serbest bırakılma yüksekliği ayarlanabilir. Çizelge 2.2’de ani durdurma kafalı ani durdurma yönteminin karakteristik verileri belirtilmiştir.

Çizelge 2.2 Ani durdurma kafalı ani durdurma yönteminin karakteristik verileri (P. Wallen, S. Jacobson, S. Hogmark, 1988)

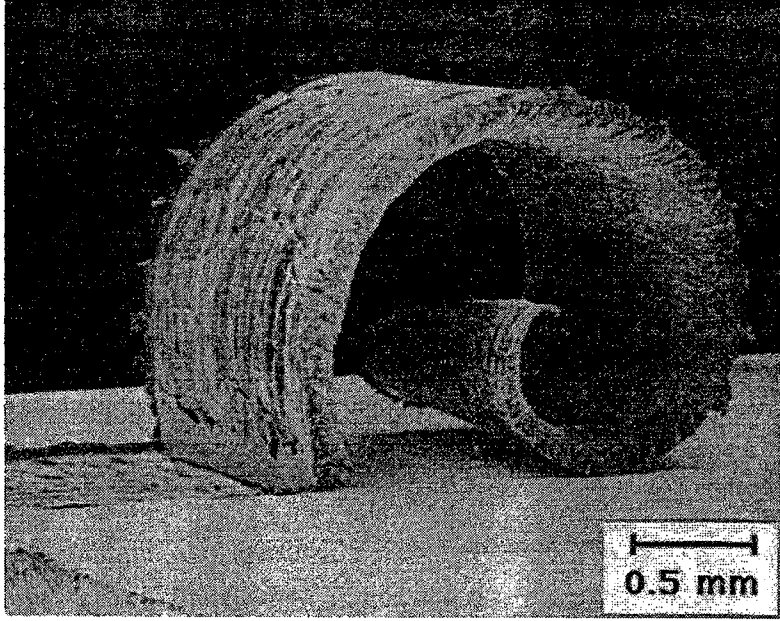
	Ağır Çekiç	Hafif Çekiç	
Çekiç Ağırlığı	106	20	kg
Hız Aralığı	0,5-2	6	m/s
Kinetik Enerji Aralığı	15-240	360	Nm
Maksimum Normal Kuvvet	1160-1680	1200	N
Kuvvet Verileri Arasındaki Mesafe	20-80	240	µm
Veri Sıklığı	<25		kHz
Maksimum Ayarlanabilen İlerleme	0-650		mm
Sarkaç Kol Boyu	827		mm
Kesme Mesafesi	0-65		mm
Kesici Takım Boyutları	6,3x10,3x11,6 (Şekil 2.11)		mm
Numune Boyutları	10x15x100 (10x10x100)		mm

Oluşan kesme ve normal kuvvetler iş parçasının önüne ve altına yerleştirilen gerinim ölçerler yardımıyla belirlenir. Elde edilen sinyaller amplifikatör ve analog-dijital sinyal dönüştürücüden geçirilerek bilgisayarda kaydedilir.

Diğer deney yöntemlerinin aksine bu yöntemde takım ağır ve hareketli, numune ise hafif ve durağandır. Bu durum talaş oluşumu sonrasında numunenin takımdan kolayca ayrılabilmesini sağlar.

Numune, iş parçası bağlantı yerine civataların sıkılmasıyla oluşan sürtünme kuvveti ile sabitlenir. Ani durdurma kafasının darbesiyle sabitleme kuvveti yenilir ve numune sarkaçtan ayrılır. Tezgahtan ayrılan numunenin önündeki gerinim ölçerinin çıkartılmasıyla numune tamamen sökülür.

Şekil 2.12’de ani durdurma kafalı ani durdurma yöntemiyle elde edilen numune gözükmemektedir.



Şekil 2.12 Ani durdurma kafalı ani durdurma yöntemiyle elde edilen numune (P. Wallen, S. Jacobson, S. Hogmark, 1988)

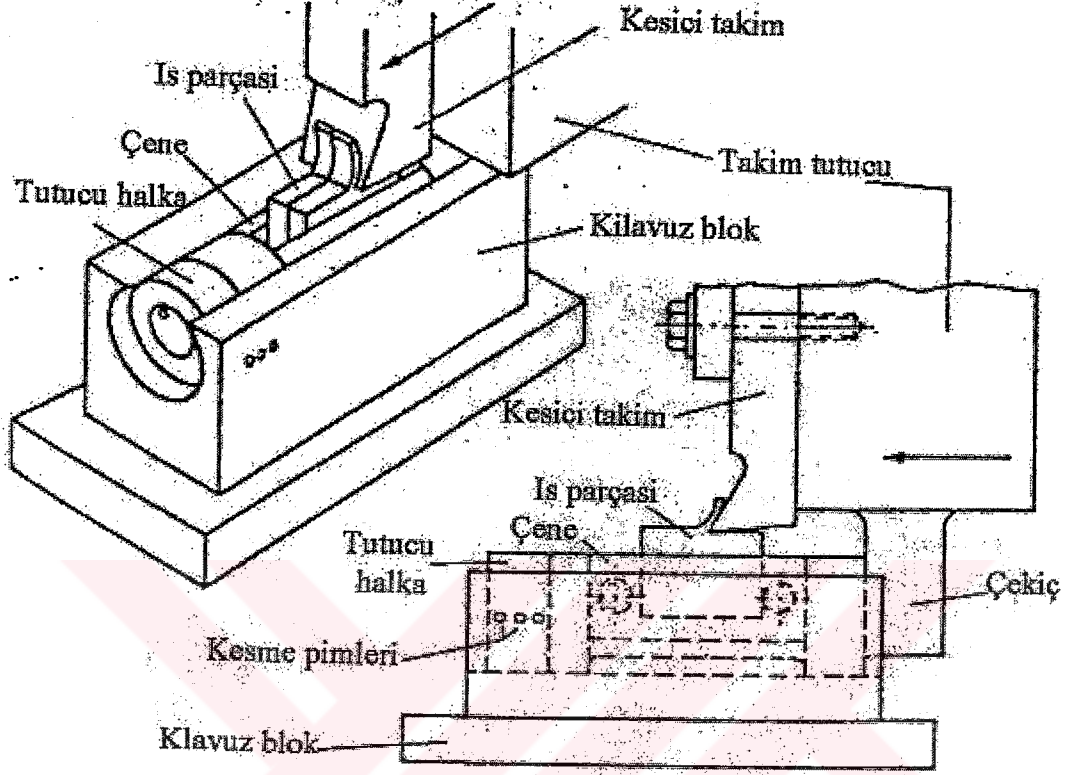
Çizelge 2.3’de ise deneyde kullanılan kontrol edilebilir giriş parametreleri ve elde edilen çıkış parametreleri belirtilmiştir.

Çizelge 2.3 Uygulanan deneydeki kontrol edilebilir giriş parametreleri ve elde edilen çıkış parametreleri (P. Wallen, S. Jacobson, S. Hogmark, 1988)

Girdi Parametreleri		Çıktı Parametreleri
Kesme Hızı		Özgül Kesme Kuvveti
Kesme Derinliği		Özgül Normal Kuvvet
Takım Geometrisi	➔	Talaş Oluşum Mekanizması
Takım Malzemesi/Kaplaması		Talaşın Görünümü
İş Parçası		İşlenen Yüzeyin Şekli
Yağlama		Takım Giriş-Çıkış Olayı

2.3.2 Çekiç Darbeli Ani Durdurma Yöntemi (Kesilme Pimli)

1988 yılında Boothroy ve Knight tarafından geliştirilen bu yöntem (Şekil 2.13) planyalama prensibiyle talaş kaldırırken ani durdurma elde etmek için kullanılır (Yaşar B, 2003).

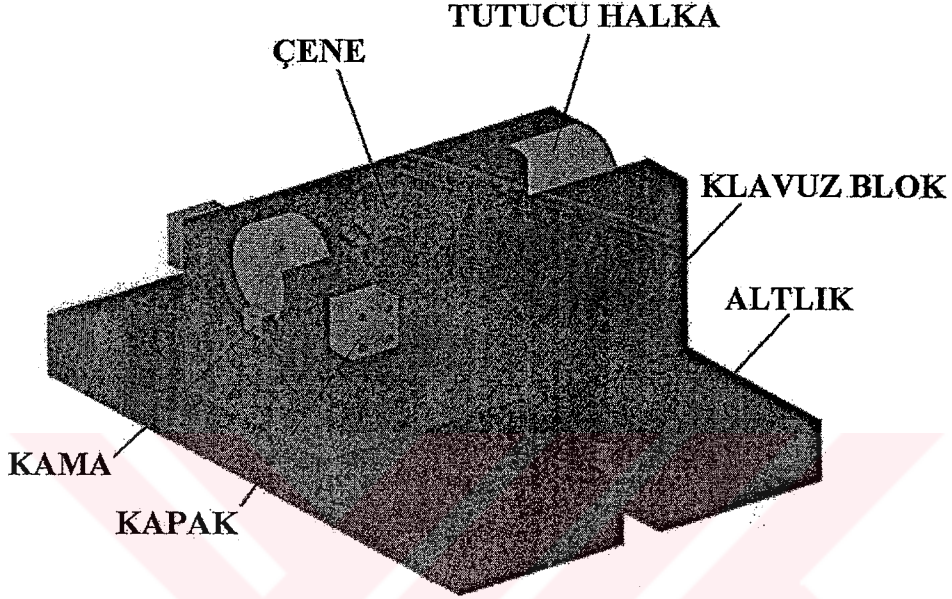


Şekil 2.13 Çekiç darbeleriyle ani durdurma yöntemi (Yaşar B, 2003)

Bu ani durdurma cihazında iş parçası, kılavuz blok içerisinde serbestçe kayan çeneler arasında tutulmuştur. Kesme sırasında çene, tutucu halkalara dayanır. Tutucu halkaları kılavuz blokla halkaların içinden boydan boyya geçen kesme pimleri tutar. Kesme pimleri kesme kuvvetini taşıyabilecek şekilde tasarlanmıştır. Talaş oluşumu başlayıp takım iş parçasından ayrılmadan önce, takım tutucuya bağlı çekiç çeneye vurarak pimlerin kesilmesini sağlar. İş parçası kesici takımın hızına erişir. Bu nedenle kesme hareketi sona erer. Bu yöntemde durdurma zamanı oldukça düşüktür. Kesme hızının 0.8 m/s olduğu deneyde durdurma zamanı 0.00017 s. olarak ölçülmüştür (Yaşar B, 2003).

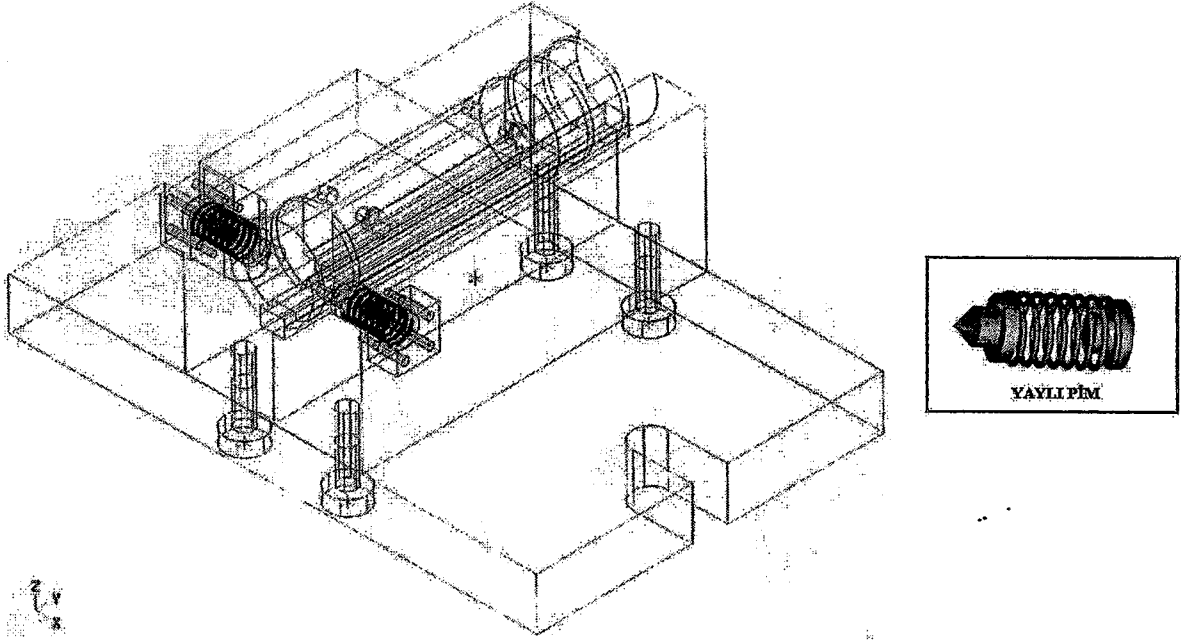
2.3.3 Çekiç Darbeli Ani Durdurma Yöntemi (Yaylı Pimli)

Planyalamada kullanılan bir diğer ani durdurma cihazı Yıldız Teknik Üniversitesinde Barış Yüce tarafından yüksek lisans tezi deneylerinde kullanılmak üzere Boothroy ve Knight'ın çalışması geliştirilerek tasarlanmıştır (Şekil 2.14). Orijinalinden farklı olarak bu cihazda kesme pimlerinin yerini yaylı pimler almıştır (Yaşar B, 2003).



Şekil 2.14 Çekiç darbeleri ani durdurma yönteminin katı modeli (Yaşar B, 2003)

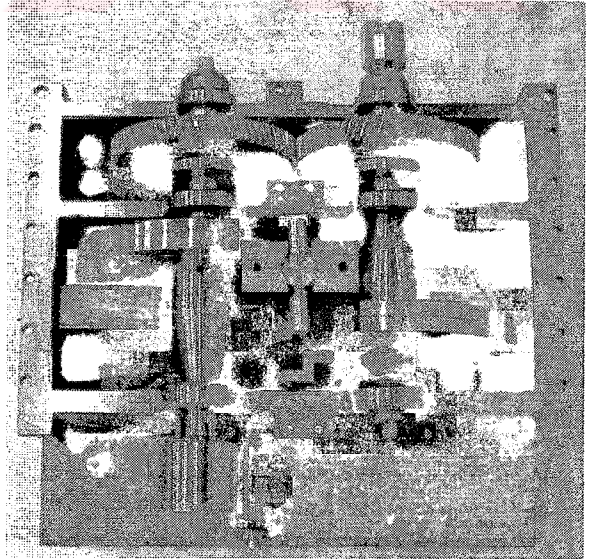
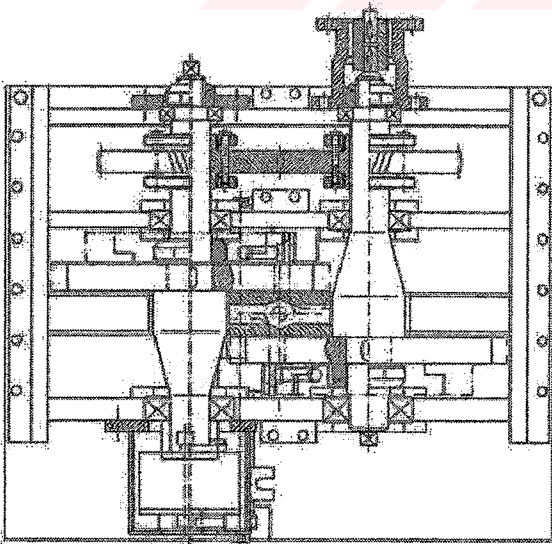
Cihazın çalışma mekanizması şu şekildedir. Deney parçası çenelerin arasında sıkıştırılır. Boothroy ve Knight'ın mekanizmasından farklı olarak çene ile kılavuz blok arasında bir kama vardır. Çene kılavuz blok içerisinde kamanın üzerinde ileri geri hareket eder. Kesme sırasında çenenin ilerlemesi tutucu halkalar tarafından engellenir. Tutucu halkaların kılavuz blok içerisinde sabit kalmasını arkalarında yay bulunan pimler sağlar (Şekil 2.15). Pimlerin ucunda 45° koniklik mevcuttur. Yaylı pimlerin bulunduğu deliklerin dışında kapaklar vardır. Bu kapaklar yaya gerekli baskıyı yaparak tutucu halkaların sabitlenmesini sağlar. Yay baskısı kesme kuvvetini yenecek şekilde seçilmiştir. Talaş oluşumu sırasında takım tutucuya bağlı çekiç çeneye vurarak arkasında yay bulunan pimlerin açılmasını ve tutucu halka ile çenenin kılavuz blok içerisinde ilerlemesini sağlar. Elde edilen sonuçlar orijinal mekanizmayla aynıdır. Bu yaylı mekanizmada pim sarfiyatı ve her deney sonrası yeni pimlerin imalatı gibi sorunlar ortadan kaldırılmıştır (Yaşar B, 2003).



Şekil 2.15 Çekiç darbeli ani durdurma yönteminin tel kafes görünüşü ve bu yöntemde kullanılan yaylı pim (Yaşar B, 2003)

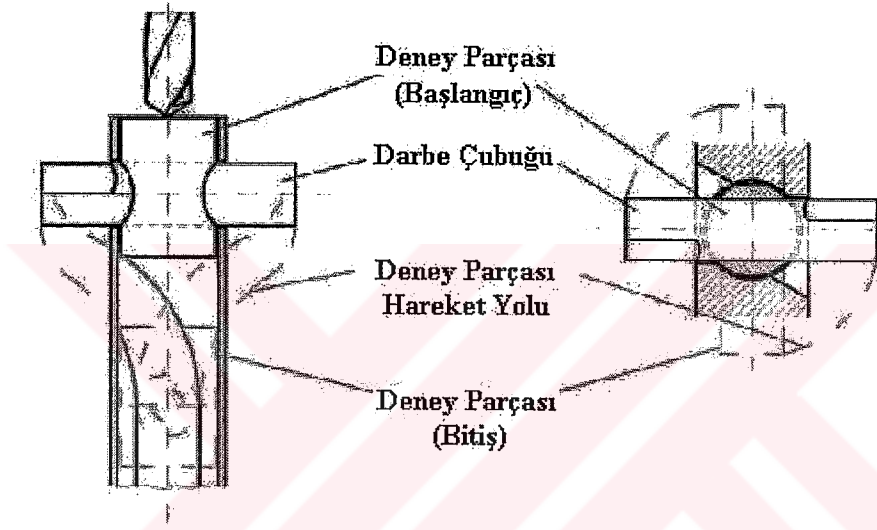
2.4 Matkapla Delme Prensibinde Kullanılan Ani Durdurma Yöntemi

Delme işlemlerindeki talaş oluşumunu incelemek için tasarlanmış olan ani durdurma cihazı Dortmund Üniversitesinde K. Weinert, W. Koehler ve D. Opalla tarafından geliştirilmiştir. Şekil 2.16'da bu ani durdurma yönteminin teknik resmi ve imal edilmiş halinin fotoğrafı görülmektedir.

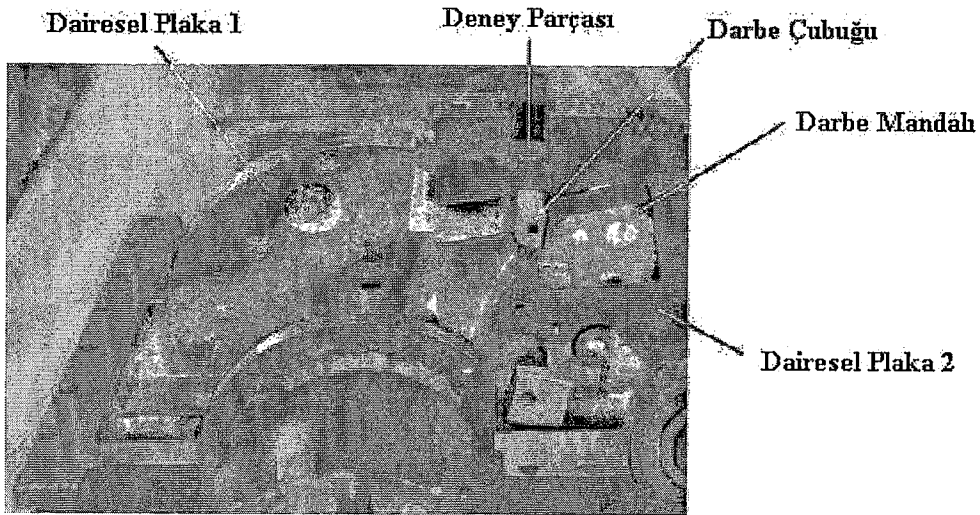


Şekil 2.16 Matkapla delme prensibinde kullanılan ani durdurma yönteminin teknik resmi ve fotoğrafı (K. Weinert, W. Koehler, D. Opalla, 2002)

Şekil 2.17’de ise ani durdurma cihazının çalışma prensibi anlatılmaktadır. Deney parçasının içinden bir darbe çubuğu geçmektedir. Bu çubuğun döndürülmesiyle deney parçası içinde bulunduğu yatağın alt tarafındaki vida şekilli kanalda ilerler. Bu hareket için gereken enerji dairesel iki parçanın dönerek darbe çubuğunu kendi eksenini etrafında döndürmesi ile sağlanır. Önceden sabitlenmiş darbe mandalları delme işlemi esnasında açılır, darbe çubuğuna çarpar ve deney parçasını hareket ettirir (Şekil 2.18). Deney parçası sertleştirilmiş yatak içerisinde aşağıya doğru dönme ve ilerleme hareketlerini gerçekleştirir. Bu hareketin hızı kesici takımın hızına eşittir. Böylece talaş oluşumu talaş kökünün etkisi yada matkabın zorlaması olmadan titreşimsiz şekilde durmuş olur (K. Weinert, W. Koehler, D. Opalla, 2002).



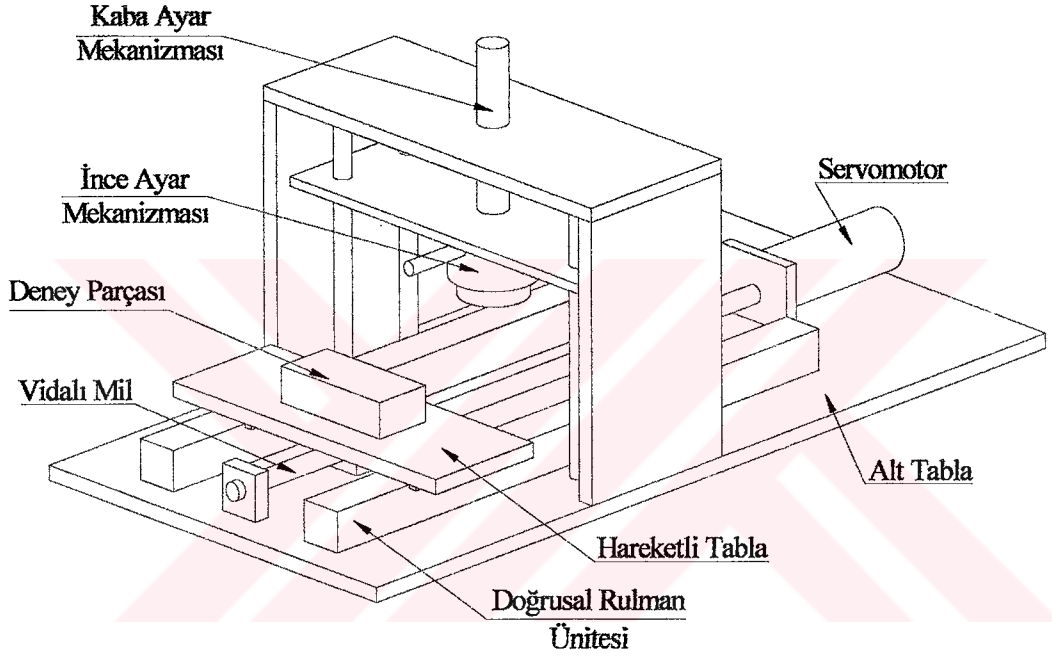
Şekil 2.17 Matkapla delmede kullanılan ani durdurma cihazının çalışma prensibi (K. Weinert, W. Koehler, D. Opalla, 2002)



Şekil 2.18 Darbe mandallarının çözülmesi sonrası numunenin mecburi hareketi (K. Weinert, W. Koehler, D. Opalla, 2002)

3. PLANYA TEZGAHININ DİZAYNI

Genel görünümü (Şekil 3.1) ve özellikleri (Çizelge 3.1) aşağıda verilen masaüstü planya tezgahında öncelikle kesme işleminin gerçekleştirebilmesi için gereken kesme kuvveti ve motor gücü hesaplanmıştır. Daha sonra tezgahı oluşturan elemanların mukavemet hesapları yapılarak boyutlandırılmışlardır. Hesaplamalar sırasında bu planya tezgahının aynı zamanda bir ani durdurma cihazı olarak kullanılacağı da göz önünde bulundurulmuştur. Hesaplamalarda kullanılacak değerler çizelgeler halinde o hesaplama başlığı altında verilmiştir.



Şekil 3.1 Planya tezgahının genel görünümü

Çizelge 3.1 Tasarlanacak planya tezgahının özellikleri

Tezgah tipi	Masaüstü planya tezgahı (A.D.C. olarak da kullanılabilir)
Tahrik şekli	Servo motor ile
Kesme hızı ayarı	Servo motorun sürücüsü ile
Kesme derinliği / ayar tipi	2 mm (maksimum) / el ile
Deney parçasının ebatları	1,5x30x50 mm
İşlenecek malzemeler	St 37, Al, Cu vb.
Kesme hızı	15 m/dak (maksimum)
Tezgah stroku	850 mm

3.1 Kesme Kuvvetlerinin Hesaplanması

Kesme kuvvetinin hesabı, deney parçası malzemelerinden en büyük özgül kesme kuvvetine sahip olan malzeme (St 37), bir pasoda kaldırılması hedeflenen en büyük talaş kesiti (3 mm^2) ve ortogonal kesme şartları için yapılacaktır.

$$F_s = A_s \cdot k_s \quad \text{kesme kuvveti-N} \quad (3.1)$$

$$A_s = h \cdot b \quad \text{talaş kesit alanı-mm}^2 \quad (3.2)$$

$$k_s = k_{s11} \cdot h^{(-z)} \cdot k_\gamma \cdot k_\lambda \cdot k_T \cdot k_a \quad \text{özgül kesme kuvveti-N/mm}^2 \quad (3.3)$$

$$k_\gamma = (C - 1,5 \cdot \gamma) / 100 \quad \text{takımın talaş açısı ile ilgili katsayı} \quad (3.4)$$

$$F_r = F_s \cdot 0,5 \quad \text{radyal kuvvet-N} \quad (3.5)$$

$$F_z = (F_s^2 + F_r^2)^{1/2} \quad \text{talaş kaldırma kuvveti-N} \quad (3.6)$$

h = talaş kalınlığı-mm

b = talaş genişliği, parça genişliği-mm

k_{s11} = birim özgül kesme kuvveti-N/mm²

z = malzeme sabiti

C = malzeme sabiti

γ = derece cinsinden kesici takımın talaş açısı

k_λ = takımın eğim açısı ile ilgili katsayı

k_T = talaş kaldırma yöntemine bağlı bir katsayı

k_a = takımın aşınma faktörü

Çizelge 3.2 Kesme kuvvetinin hesaplanması için gerekli değerler

$h = 2 \text{ mm}$	$b = 1,5 \text{ mm}$	$k_{s11} = 1550 \text{ mm}$	$z = 0,3$	$C = 109$	$\gamma = 20^0$	$k_T = 1,18$
--------------------	----------------------	-----------------------------	-----------	-----------	-----------------	--------------

Deney sırasında ortogonal kesme gerçekleştirileceği ve yapılacak deneyin amacı gereği kesici takımın açıları kontrol altında tutulacağı için k_λ ve k_a katsayıları 1 alınmıştır.

Takımın talaş açısı ile ilgili katsayının hesaplanması:

$$k_\gamma = (C - 1,5 \cdot \gamma) / 100 = (109 - 1,5 \cdot 20) / 100 = 0,79 \quad (3.7)$$

Özgül kesme kuvvetinin hesaplanması:

$$k_s = k_{s11} \cdot h^{(-z)} \cdot k_\gamma \cdot k_\lambda \cdot k_T \cdot k_a = 1550 \cdot 2^{(-0,3)} \cdot 0,79 \cdot 1 \cdot 1,18 \cdot 1 = 1173,6 \text{ N/mm}^2 \quad (3.8)$$

Talaş kesit alanının hesaplanması:

$$A_s = h.b = 2.1,5 = 3 \text{ mm}^2 \quad (3.9)$$

Kesme kuvvetinin hesaplanması:

$$F_s = A_s.k_s = 3.1173,6 = 3520,9 \text{ N} \quad (3.10)$$

Radyal kuvvetin hesaplanması:

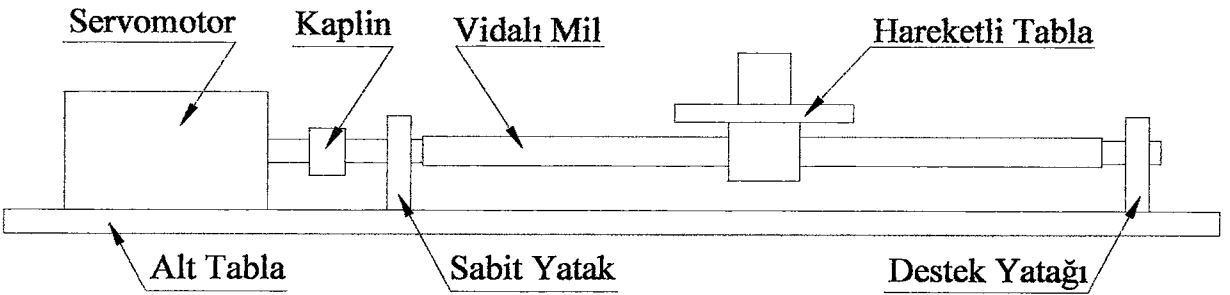
$$F_r = F_s.0,5 = 3520,9.0,5 = 1760,45 \text{ N} \quad (3.11)$$

Talaş kaldırma kuvvetinin hesaplanması:

$$F_z = (F_s^2 + F_r^2)^{1/2} = (3520,9^2 + 1760,45^2)^{1/2} = 3936,5 \text{ N} \quad (3.12)$$

3.2 Motor Gücünün Hesaplanması ve Motor Seçimi

Planya tezgahının dizaynında devir sayısı , dönme miktarı, çalışma süresi gibi parametreleri bir sürücü (driver) tarafından kontrol edilen bir servomotor kullanılacaktır. Şekil 3.2’de gösterilen ana tahrik mekanizmanda hareketli tabla bir vidalı mil ile tahrik edilir. Vidalı mil ile ise servomotora bir rijit kaplin ile bağlanmaktadır. Servomotor ve sürücüsünün seçimi için gerekli değerler hesaplanacak yada kabul edilecektir. Kabul edilen değerlerin doğruluğu ilgili elemanların kesin seçimi yapıldıktan sonra kontrol edilecektir. Servomotor seçiminde Siemens’in DA 65.3-2000 katalogu kullanılacaktır.



Şekil 3.2 Ana tahrik mekanizmasının genel görünümü

Servomotor seçiminde, gerekli güç ve moment tespitinden önce motorun korunma derecesi (IP) belirlenmelidir. Çalışma ve çevre şartlarına bağlı olarak IP (International Protection), temasa karşı koruma, yabancı maddelere karşı koruma ve suya karşı koruma olmak üzere 3 etken değerlendirilerek tespit edilir. Çalışmamızda kullanacağımız motorun korunma derecesi IP 64'dür. Bu değer temaslara karşı tam koruma, toz girişine karşı tam koruma ve her yönden su sıçramalarına karşı koruma sağlamaktadır.

Planya tezgahının motor gücünün hesaplanmasında şu formüller kullanılacaktır;

$$P_0 = (2.\pi.N_M.T_T)/60 \quad \text{talaş kaldırırken gereken motor gücü-W} \quad (3.13)$$

$$P_a = (2.\pi.N_M/60)^2.(J_L/t_a) \quad \text{ivmelenme sırasındaki anlık güç-W} \quad (3.14)$$

$$J_L = J_{L1}+J_B+J_C \quad \text{motor şaftına indirgenmiş yük ataletleri-kg.m}^2 \quad (3.15)$$

$$J_{L1} = M.(P_B/2.\pi.R)^2 \quad \text{doğrusal hareketin ataleti-kg.mm}^2 \quad (3.16)$$

$$J_B = (\pi.\rho.L_B.D_B^4)/32 \quad \text{vidalı milin ataleti-kg.mm}^2 \quad (3.17)$$

$$J_C = (M_K.D_K^2)/8 \quad \text{kaplin ataleti-kg.mm}^2 \quad (3.18)$$

$$T_T = T_L+T_C \quad \text{talaş kaldırma anındaki toplam moment-N.m} \quad (3.19)$$

$$T_L = ((9,8.\mu.M)+f).P_B)/(2.\pi.R.\eta) \quad \text{parça ilerletme için gerekli moment-N.m} \quad (3.20)$$

$$T_C = (F_s.P_B)/(2.\pi.R.\eta) \quad \text{talaş kaldırma için gerekli moment-N.m} \quad (3.21)$$

$$N_M = (V.R)/P_B \quad \text{motor devir sayısı-dev/dak} \quad (3.22)$$

$$t_a = \text{ivmelenme süresi-sn}$$

$$M = \text{doğrusal hareket yapan elemanların toplam ağırlığı-kg}$$

$$P_B = \text{vidalı milin adımı-mm}$$

$$R = \text{redüksiyon oranı}$$

$$\rho = \text{vidalı mil malzemesinin öz kütlesi-g/cm}^3$$

$$L_B = \text{vidalı milin uzunluğu-m}$$

$$D_B = \text{vidalı milin çapı-m}$$

$$M_K = \text{kaplin ağırlığı-kg}$$

$$D_K = \text{kaplin dış çapı-m}$$

$$f = \text{vidalı milin direnci-N}$$

$$\mu = \text{alt tablanın kayıt-kızakları arasındaki sürtünme katsayısı}$$

$$\eta = \text{vidalı milin toplam verimi}$$

$$F_s = \text{kesme kuvveti-N}$$

$$V = \text{kesme hızı-m/dak}$$

Çizelge 3.3 Motor gücünün hesaplanması için gerekli değerler

$t_a = 0,1$ sn	$M = 5$ kg	$P_B = 5$ mm	$R = 1$
$\rho = 7,85 \cdot 10^{-3}$ kg/dm ³	$L_B = 1$ m	$D_B = 0,025$ m	$M_K = 0,1$ kg
$D_K = 0,054$ m	$\mu = 0,2$	$\eta = 0,9$	$V = 15$ m/dak
$f = 80$ N			

Motor devir sayısının hesaplanması:

$$N_M = (V.R)/P_B = (15.1)/0,005 = 3000 \text{ dev/dak} \quad (3.23)$$

Talaş kaldırma için gerekli momentin hesaplanması:

$$T_C = (F_s.P_B)/(2.\pi.R.\eta) = (3520,9.0,005)/(2.\pi.1.0,9) = 3,1 \text{ N.m} \quad (3.24)$$

Parça ilerletme için gerekli momentin hesaplanması:

$$T_L = ((9,8.\mu.M)+f).P_B/(2.\pi.R.\eta) = ((9,8+80).0,005)/(5,65) = 79.10^{-3} \text{ N.m} \quad (3.25)$$

Talaş kaldırma anındaki toplam momentin hesaplanması:

$$T_T = T_L+T_C = 3,1+79.10^{-3} = 3,18 \text{ N.m} \quad (3.26)$$

Motor ile vidalı mil arasındaki kaplinin ataletinin hesaplanması:

$$J_C = (M_K.D_K^2)/8 = (0,1.0,054^2)/8 = 0,36.10^{-4} \text{ kg.mm}^2 \quad (3.27)$$

Vidalı milin ataletinin hesaplanması:

$$J_B = (\pi.\rho.L_B.D_B^4)/32 = (\pi.7,85.10^3.1.0,025^4)/32 = 3,01.10^{-4} \text{ kg.mm}^2 \quad (3.28)$$

Doğrusal hareketin ataletinin hesaplanması:

$$J_{L1} = M.(P_B/2.\pi.R)^2 = 5.(0,005/2.\pi.1)^2 = 0,03.10^{-4} \text{ kg.mm}^2 \quad (3.29)$$

Motor şaftına indirgenmiş yük ataletlerinin hesaplanması:

$$J_L = J_{L1}+J_B+J_C = (0,03+3,01+0,36).10^{-4} = 3,4.10^{-4} \text{ kg.m}^2 \quad (3.30)$$

İvmelenme sırasındaki anlık gücün hesaplanması:

$$P_a = (2.\pi.N_M/60)^2.(J_L/t_a) = (2.\pi.3000/60)^2.(3,4.10^{-4}/0,1) = 335,6 \text{ W} \quad (3.31)$$

Talaş kaldırırken gereken motor gücünün hesaplanması:

$$P_D = (2.\pi.N_M.T_T)/60 = (2.\pi.3000.3,18)/60 = 999 \text{ W} \quad (3.32)$$

Servomotor seçiminde:

Motorun anma momenti $\geq T_T$;

Motorun anma gücü $\geq P_0$;

Motorun anma devri = N_M ;

şartları sağlanmalıdır. Servomotor katalogundan bu şartlara uygun **1FK6060-6AF71-1** tipi servomotor ve bu motora denk gelen **6SE7016-1EA51** kodlu 6,1 A'lik hareket kontrollü (motion control) konverter sürücü seçilmiştir. Sürücünün standart yüklü yazılımı ile motor devri kontrol edilebilir, redüksiyon oranı ve vidalı milin adımı verilerek her bir çalıştırmada hareketli tablanın ilerleme mesafesini programlayabiliriz. Ayrıca yine sürücü yardımıyla motorun çekeceği momenti sınırlayıp, aşırı yüklenmelerde motorun çalışmasını sürücünün akımı kesmesi ile durdurabiliriz.

Motorun anma momenti = $4,0 \text{ Nm} \geq 3,18 \text{ Nm}$

Motorun anma gücü = $1,26 \geq 0,999 \text{ kW}$

Motorun anma devri = 3000

3.3 Vidalı Mil Seçimi

Vidalı milin seçiminde THK firmasının 200-2BE numaralı katalogu kullanılmıştır. İstenilen şartlara uygun vidalı milin seçilebilmesi için şu adımlar izlenmiştir:

1. Adım doğruluğunun (lead accuracy) tespiti,
2. Montaj metodunun seçimi,
3. Vidalı mile gelen toplam aksenal yükün hesaplanması,
4. Mil çapının tespiti,
5. Adım seçimi,
6. Geçici vidalı mil boyunun seçimi,
7. Vidalı mil yataklama metodunun seçimi,
8. Uygun somunun seçimi.

a. Adım Tamlığının Seçimi

THK firmasının katalogunda tam ölçülü (Precision Ground Ball Screw) ve yuvarlatılmış ölçülü (Rolled Ball Screw) olmak üzere 2 tip vida adımı doğruluğu bulunmaktadır. Tam ölçülü vidalı miller yüksek doğruluğa sahip olup C0-C5 arasındaki kalitelerde değişmektedir. Yuvarlatılmış vidalı miller ise düşük maliyetli olup C7-C10 kaliteleri arasında değişmektedir. Orta seviye bir adım doğruluğu olan C5 (800 mm vida boyu için doğruluğu $\pm 40 \mu\text{m} / 300 \text{ mm}$) kalitesi seçilmiştir.

b. Montaj Metodunun Seçimi

THK katalogunda sabit uç-serbest uç, sabit uç-desteklenmiş uç, sabit uç-sabit uç olmak üzere 3 tip montaj metodu belirtilmiştir. Dizaynımızda sabit uç-desteklenmiş uç montaj tipi uygulanacaktır. Montaj metodu vidalı mile müsaade edilen aksenal yükü ve müsaade edilen dönme devrini etkilemektedir.

c. Vidalı Mile Gelen Toplam Aksenal Yükün Hesaplanması

$$F_e = F_s + F_a \quad \text{kesme esnasında mile gelen aksenal yük-N} \quad (3.33)$$

$$F_a = f + (9,8 \cdot \mu \cdot M) \quad \text{doğrusal hareketin oluşturduğu aksenal yük-N} \quad (3.34)$$

$$F_s = \text{kesme kuvveti-N}$$

$$f = \text{vidalı milin direnci-N}$$

$$\mu = \text{alt tablanın kayıt-kızakları arasındaki sürtünme katsayısı}$$

$$M = \text{doğrusal hareket yapan elemanların toplam ağırlığı-kg}$$

Çizelge 3.4 Vidalı mile gelen toplam aksenal yükün hesaplanması için gerekli değerler

$F_s = 3520,9 \text{ N}$	$f = 80 \text{ N}$	$\mu = 0,2$	$M = 5 \text{ kg}$
--------------------------	--------------------	-------------	--------------------

Doğrusal hareketin oluşturduğu aksenal yükün hesaplanması:

$$F_a = f + (9,8 \cdot \mu \cdot M) = 80 + (9,8 \cdot 0,2 \cdot 5) = 89,8 \text{ N} \quad (3.35)$$

Kesme esnasında mile gelen aksenal yükün hesaplanması:

$$F_e = F_s + F_a = 3520,9 + 89,8 = 3610,7 \text{ N} \quad (3.36)$$

c. Mil Çapının Seçimi

THK katalogunun aksenal yük-montaj mesafesi (Sayfa 32) ve dönme devri-montaj mesafesi (Sayfa 34) grafiklerinden uygun vidalı mil çapı seçilir. Vidalı mil boyunu 1000 mm kabul edersek montaj mesafesi (L_B) = 940 mm olur.

$$F_e = 3,6 \text{ kN ve } L_B = 900 \text{ mm için } D_B = \text{Ø}18 \text{ mm}$$

$$N_M = 3000 \text{ dev/dak ve } L_B = 900 \text{ mm için } D_B = \text{Ø}25 \text{ mm}$$

Dönme devri-montaj mesafesine bağlı vidalı mil çapı daha büyük olduğu için Ø25 mm vidalı mil çapı olarak seçilmiştir.

d. Adım Seçimi

Motor gücünün hesaplanması esnasında $P_B = 5$ mm seçilmiştir. THK katalogu 9. sayfada tam ölçülü vidalı millerde Ø25 mm için 5 mm adımın mevcut olduğu görülmektedir.

e. Geçici Vidalı Mil Boyunun Seçimi

THK katalogu sayfa 29'da Ø25 mm ve C5 kalite vidalı mil için en uzun boyu 2000 mm verilmiştir. Bu değer motor gücü hesabında öngördüğümüz 1000 mm vidalı mil boyuna uygundur.

f. Vidalı Mil Yataklama Metodunun Seçimi

Montaj metodunun seçimi sırasında belirtildiği gibi vidalı milimizin bir ucu sabitlenmiş (motor tarafı), diğer ucu desteklenmiş şekilde yataklanacaktır. THK katalogunun tavsiye edilen mil uçları kısmından sabit taraf için EK15 Ø25, desteklenmiş taraf için EF15 Ø25 seçilmiştir. Bu seçim sonucunda sayfa 244 yardımıyla milin sabit tarafının geometrisini, sayfa 246 yardımıyla desteklenmiş tarafının geometrisini görebiliriz. Ayrıca sayfa 309'dan sabit tarafta kullanılacak montaj ünitesinin ölçülerine, sayfa 317'den ise desteklenmiş tarafın montaj ünitesinin ölçülerine ulaşabiliriz.

g. Uygun Somunun Seçimi

Tam ölçülü vidalı millerde kullanılabilen ön yüksüz bir model olan **BNT 2505-2.6** seçilmiştir. Bu somun dikdörtgen bir yapıya sahiptir. Bu sayede tezgahta kullanacağımız hareketli tabla doğrudan vidalı milin somununa bağlanabilecektir.

3.4 Kaplin Seçimi

Servomotor mili ile vidalı mil arasındaki bağlantıda kullanılacak kaplin seçiminde Esco firmasının katalogu kullanılmıştır. Kaplin seçiminde öncelikle bağlantısı gerçekleştirilecek millerin çapları belirlenmelidir. Seçimi yapılan motorun mili $\varnothing 24$ mm, vidalı milin kaplin tarafındaki mil çapı 15 mm'dir. Seçimin 2. aşaması kaplinin aktarılacak momenti emniyetli bir şekilde taşıyıp taşıyamayacağıdır. Bunun hesaplanması için şu formül kullanılır.

$$T_k = (9550.P.F_u) / n \quad \text{kaplinin taşınması gereken moment-Nm} \quad (3.37)$$

$$F_u = F_M.F_W \quad \text{servis faktörü} \quad (3.38)$$

P_0 = Talaş kaldırırken gereken motor gücü-kW

n = devir sayısı-dev/dak

F_M = motor cinsine bağlı katsayı

F_W = motorun çalışma yoğunluğuna bağlı katsayı

F_M katsayısı, kullanılacak motor elektrik motoru olduğu için F_N katsayısına eşittir.

Çizelge 3.5 Kapline gelen toplam momentin hesaplanması için gerekli değerler

$F_N = 1,75$	$F_W = 1$	$P_0 = 1 \text{ kW}$	$n = 3000 \text{ dev/dak}$
--------------	-----------	----------------------	----------------------------

Servis faktörünün hesaplanması:

$$F_u = F_M.F_W = 1,75.1 = 1,75 \quad (3.39)$$

Kaplinin taşınması gereken momentin hesaplanması:

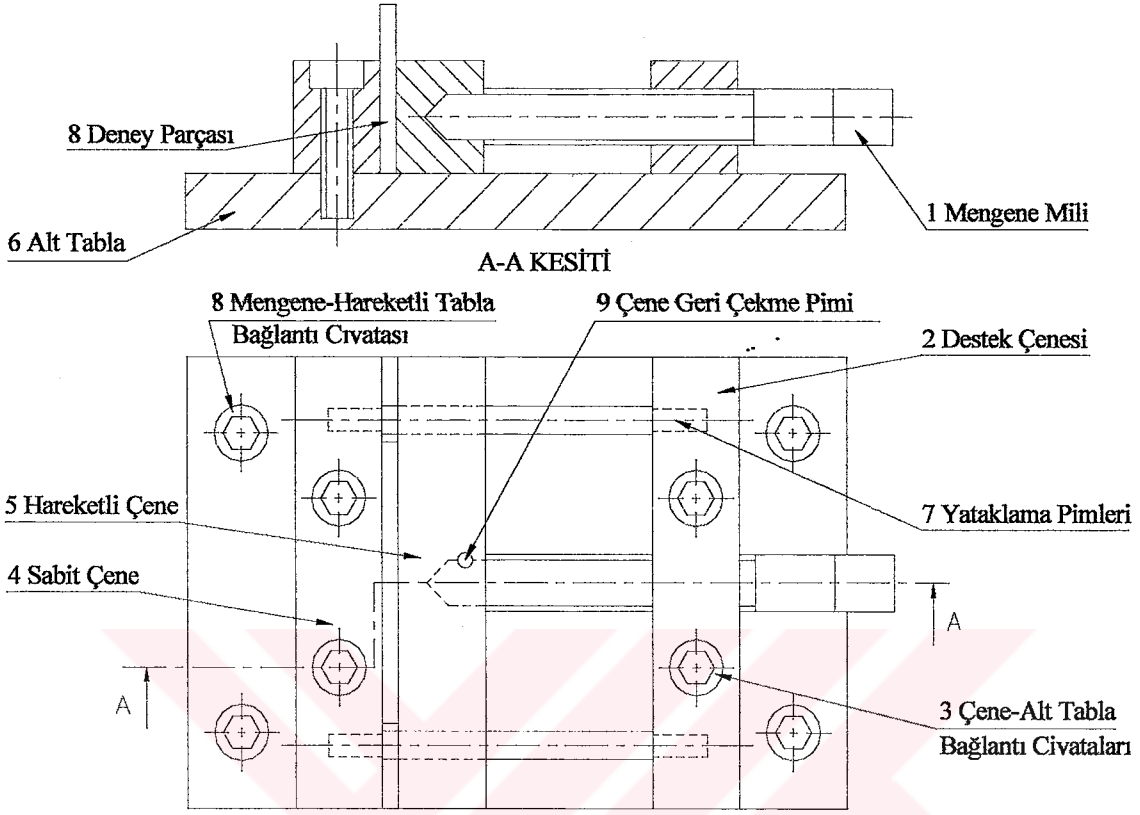
$$T_k = (9550.P.F_u) / n = (9550.1.1,75) / 3000 = 5,6 \text{ Nm} \quad (3.40)$$

Bu iki faktör değerlendirilerek Esco firmasının Esconyl adlı ürününün A tipi 24 nolu ebadı seçilmiştir.

Kaplinin taşıyabileceği moment = $20 \text{ Nm} \geq 5,6 \text{ Nm}$

Kaplinin en büyük devir sayısı = $6000 \text{ dev/dak} \geq 3000 \text{ dev/dak}$

3.5 Mengenenin Tasarlanması

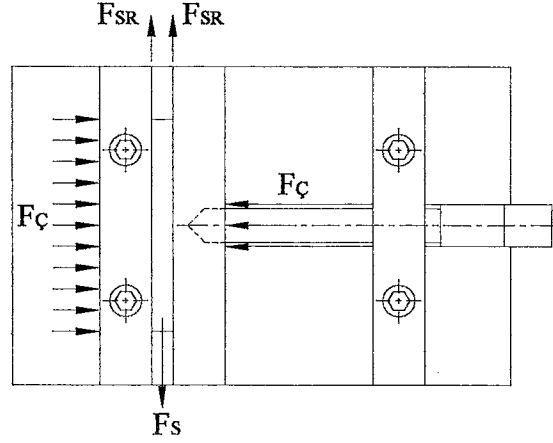


Şekil 3.3 Mengenenin genel görünümü

Deneç parçası, tezgahın hareketli tablasına Şekil 3.3’de genel görünümü verilen mengene ile bağlanmaktadır. Hesaplamanın ilk adımı kesme kuvvetini yenebilmek için mengene çenelerinin uygulaması gereken kuvvetlerin hesaplanmasıdır (Şekil 3.4). Daha sonra sırasıyla bu kuvveti uygulayacak milin, çenelerin, çeneleri mengene alt tablasına bağlayan cıvataların ve mengene alt tablasının dizaynının yapılması. Mengenenin önemli bir özelliği, deneç parçasının üst yüzeyinin tezgaha paralellliğini sağlayan bir paralellik ayar kolu ve vidasına sahip olmasıdır. Deneç parçası mengenenin çeneleri arasında sabitlenmeden önce ayar vidası döndürülerek, bir tarafı mafsalı diğer tarafı ayar vidasına basan, üzerinde deneç parçası olan paralellik ayar kolunun yukarı-aşağı hareket etmesi ile deneç parçasının üst yüzeyinin tezgaha paralellığı sağlanır. Daha sonra ucu anahtar ağzı şeklinde işlenen mengene mili bir anahtar yardımıyla döndürülerek sıkıştırma işlemi gerçekleştirilir.

Mengenenin tasarlanmasında, çeneler ve alt tablanın St 52 malzemeden, mengene milinin Ck60 malzemeden, cıvataların ise 8.8 kaliteden olduğu kabul edilmiştir.

a. Çenelerin Uygulaması Gereken Kuvvet



Şekil 3.4 Deneş parçasının sıkıştırılması anında oluşan kuvvetler

Deneş parçasının mengine kesme süresince sabit kalabilmesi için kesme kuvveti (F_S), çenelerin baskı kuvveti (F_C) ve bu kuvvetten dolayı çeneler ile deneş parçası arasında oluşan sürtünme kuvvetleri (F_{SR}) tarafından yenilmelidir. Denge şartı için hesaplanan çene kuvvetleri daha sonra emniyet katsayısı (k) ile büyütülmelidir.

$$F_C = F_{CD} \cdot k \quad \text{çenelerin uygulaması gereken kuvvet-N} \quad (3.41)$$

$$F_{CD} = F_{SR} / \mu \quad \text{denge için uygulanması gereken kuvvet-N} \quad (3.42)$$

$$F_{SR} = F_S / 2 \quad \text{deneş parçasını tutan sürtünme kuvvetleri-N} \quad (3.43)$$

$$k = \text{emniyet katsayısı}$$

$$\mu = \text{kuru yüzey-kuru yüzey temasındaki sürtünme katsayısı}$$

$$F_S = \text{kesme kuvveti-N}$$

Çizelge 3.6 Çenelerin uygulaması gereken kuvvetin hesaplanması için gerekli değerler

$F_S = 3521 \text{ N}$	$\mu = 0,2$	$k = 1,2$
------------------------	-------------	-----------

Deneş parçasını tutan sürtünme kuvvetlerinin hesaplanması:

$$F_{SR} = F_S / 2 = 3521 / 2 = 1760,5 \text{ N} \quad (3.44)$$

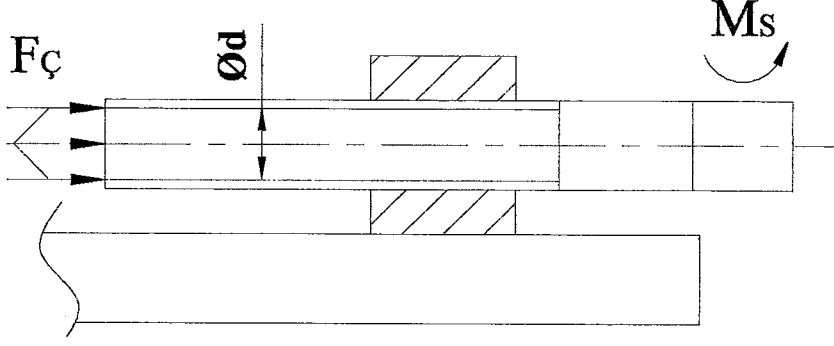
Denge için uygulanması gereken kuvvetin hesaplanması:

$$F_{CD} = F_{SR} / \mu = 1760,5 / 0,2 = 8802,5 \text{ N} \quad (3.45)$$

Çenelerin uygulaması gereken kuvvetin hesaplanması:

$$F_C = F_{CD} \cdot k = 8802,5 \cdot 1,2 = 10563 \text{ N} \quad (3.46)$$

b. Mengene Milinin Mukavemet Hesabı



Şekil 3.5 Mengene milinde meydana gelen kuvvetler

Şekil 3.5’de gösterilen mengene mili basıya (F_C) ve burulmaya (M_s) zorlanmaktadır. Mili uygulanan bası yükü β katsayısı ile büyütülerek gerekli mil çapı hesaplanacak, daha sonra diş dibi kesiti bası+burulma gerilmesi için kontrol edilecektir.

$$d = (4.A/\pi)^{1/2} \quad \text{mengene milinin en küçük diş dibi çapı-mm} \quad (3.47)$$

$$A = (F_C.\beta)/\sigma_{em} \quad \text{mengene milinin en küçük diş dibi kesiti-mm}^2 \quad (3.48)$$

$$\sigma_{em} = \sigma_m/k \quad \text{milin emniyetli bası gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.49)$$

F_C = çenelerin uygulaması gereken kuvvet-N

β = büyütme katsayısı

σ_m = mengene mili malzemesinin bası gerilmesi-N/mm²

k = emniyet katsayısı

Çizelge 3.7 Mengene milinin en küçük diş dibi çapının hesaplanması için gerekli değerler

$F_C = 10563 \text{ N}$	$\beta = 1,3$	Mengene mili malzemesi = Ck 60	$\sigma_m = 520 \text{ N/mm}^2$	$k = 2$
-------------------------	---------------	--------------------------------	---------------------------------	---------

Milin emniyetli bası gerilmesinin hesaplanması:

$$\sigma_{em} = \sigma_m/k = 520/2 = 260 \text{ N/mm}^2 \quad (3.50)$$

Mengene milinin en küçük diş dibi kesitinin hesaplanması:

$$A = (F_C.\beta)/\sigma_{em} = (10563.1,3)/260 = 52,8 \text{ mm}^2 \quad (3.51)$$

Mengene milinin en küçük diş dibi çapının hesaplanması:

$$d = (4.A/\pi)^{1/2} = (4.52,8/\pi)^{1/2} = 8,2 \text{ mm} \quad (3.52)$$

Diş dibi çapı 9,85 mm olan **M 12** vida mengene mili olarak seçilmiştir.

$$\sigma_{eş} = (\sigma_b^2 + 3.\tau^2)^{1/2} \quad \text{mengene milindeki eşdeğer gerilme-N/mm}^2 \quad (3.53)$$

$$\tau = M_S/W_b \quad \text{mengene milindeki burulma gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.54)$$

$$W_b = \pi.(d_1)^3/16 \quad \text{burulma direnç momenti-mm}^3 \quad (3.55)$$

$$M_S = (F_C.d_2.\tan(\alpha+\rho'))/2 \quad \text{mengene milindeki sıkma momenti-N.mm} \quad (3.56)$$

$$\sigma_b = F_C/A_1 \quad \text{mengene milindeki bası gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.57)$$

d_1 = seçilen vidanın diş dibi çapı-mm

d_2 = seçilen vidanın ortalama çapı-mm

α = seçilen vidanın eğim açısı-($^{\circ}$)

ρ = seçilen vidanın sürtünme açısı-($^{\circ}$)

A_1 = seçilen vidanın diş dibi kesiti-mm 2

Çizelge 3.8 Seçilen mengene milinin kontrolü için gerekli değerler

$d_1 = 9,85 \text{ mm}$	$d_2 = 10,86 \text{ mm}$	$\alpha = 3^{\circ}$	$\rho = 6,5^{\circ}$	$A_1 = 76 \text{ mm}^2$
-------------------------	--------------------------	----------------------	----------------------	-------------------------

Mengene milindeki bası gerilmesinin hesaplanması:

$$\sigma_b = F_C/A_1 = 10563/76 = 139 \text{ N/mm}^2 \quad (3.58)$$

Mengene milindeki sıkma momentinin hesaplanması:

$$M_S = (F_C.d_2.\tan(\alpha+\rho'))/2 = (10563.10,86.\tan(3+6,5))/2 = 9598 \text{ N.mm} \quad (3.59)$$

Burulma direnç momentinin hesaplanması:

$$W_b = \pi.(d_1)^3/16 = \pi.(9,85)^3/16 = 187,6 \text{ mm}^3 \quad (3.60)$$

Mengene milindeki burulma gerilmesinin hesaplanması:

$$\tau = M_S/W_b = 9598/187,6 = 51,1 \text{ N/mm}^2 \quad (3.61)$$

Mengene milindeki eşdeğer gerilmenin hesaplanması:

$$\sigma_{eş} = (\sigma_b^2 + 3.\tau^2)^{1/2} = (139^2 + 3.51,1^2)^{1/2} = 164,7 \text{ N/mm}^2 \quad (3.62)$$

$\sigma_{eş} \leq \sigma_{em}$ olduğu için **M 12** mengene mili bası+burulma bileşik gerilmesine göre emniyetlidir.

c. Çalışması Gereken En Az Diş Sayısının ve Destek Çenesi Genişliğinin Hesabı

Mengenenin tasarlanmasında bir sonraki aşama, çenelerin baskı kuvvetine dayanabilmesi için mengene milinin kaç dişinin çalışması gerektiğinin hesabıdır. Böylece destek çenesinin mengene milinin çalışmasına göre en düşük genişliği de hesaplanacaktır. Bu hesaplama sırasında k emniyet katsayısı yüksek seçilmiştir çünkü çalışan dişler arasında yük homojen dağılmamaktadır.

$$L_{CT} = z.h \quad \text{vidanın teorik çalışma boyu-mm} \quad (3.63)$$

$$z = F_C / (\pi.d_2.t.p_{em}) \quad \text{çalışması gereken en az diş sayısı-adet} \quad (3.64)$$

$$p_{em} = \sigma_{ak}/k \quad \text{emniyetli yüzey basıncı-N/mm}^2 \quad (3.65)$$

$$h = \text{seçilen vidanın hatvesi-mm}$$

$$F_C = \text{çenelerin uygulaması gereken kuvvet-N}$$

$$t = \text{seçilen vidanın yüksekliği-mm}$$

$$\sigma_{ak} = \text{destek çenesi malzemesi akma gerilmesi-N/mm}^2$$

$$k = \text{emniyet katsayısı}$$

Çizelge 3.9 Çalışması gereken en az diş sayısının hesaplanması için gerekli değerler

$h = 1,75 \text{ mm}$	$t = 1,07 \text{ mm}$	Destek çenesi malzemesi = St 52	$\sigma_{ak} = 355 \text{ N/mm}^2$	$k = 5$
-----------------------	-----------------------	---------------------------------	------------------------------------	---------

Emniyetli yüzey basıncının hesaplanması:

$$p_{em} = \sigma_{ak}/k = 355/5 = 71 \text{ N/mm}^2 \quad (3.66)$$

Çalışması gereken en az diş sayısının hesaplanması:

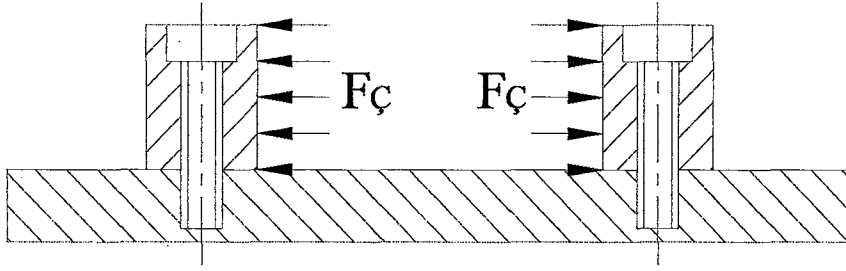
$$z = F_C / (\pi.d_2.t.p_{em}) = 10563 / (\pi.10,86.1,07.71) = 4,1 \text{ adet} \quad (3.67)$$

Vidanın teorik çalışma boyunun hesaplanması:

$$L_{CT} = z.h = 1,75.4,1 = 7,1 \text{ mm} \quad (3.68)$$

7,1 mm destek çenesinin mengene milinin çalışmasına göre en küçük genişliğidir. Asıl destek çenesi genişliği bu parçanın eğilmeye karşı direnci hesaplandıktan sonra belirlenecektir.

d. Çene-Alt Tabla Bağlantı Cıvatalarının Mukavemet Hesabı



Şekil 3.6 Çene-alt tabla bağlantı cıvatalarını kesmeye çalışan kuvvetler

Şekil 3.6'da gösterilen cıvatalar destek çenesini ve sabit çeneyi mengene alt tablasına bağlarlar. Her bir çenenin bağlantısını 2 adet cıvata gerçekleştirmektedir. Cıvatalar kesme gerilmesine maruz kalmaktadır. Bu durumda cıvataların hesabı şu şekilde gerçekleştirilir.

$$d_1 = (4.A/\pi)^{1/2} \quad \text{cıvatanın en küçük dış dibi çapı-mm} \quad (3.69)$$

$$A = F_C/2.\tau_{em} \quad \text{cıvatanın en küçük dış dibi kesiti-mm}^2 \quad (3.70)$$

$$\tau_{em} = \tau_{ct}/k \quad \text{cıvatanın emniyetli kayma gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.71)$$

F_C = çenelerin uygulaması gereken kuvvet-N

τ_{ct} = seçilen cıvatanın kayma gerilmesi-N/mm²

k = emniyet katsayısı

Çizelge 3.10 Çene-alt tabla bağlantı cıvatalarının mukavemet hesabı için gerekli değerler

$F_C = 10563 \text{ N}$	Cıvata kalitesi = 8.8	$\tau_{ct} = 640 \text{ N/mm}^2$	$k = 2$
-------------------------	-----------------------	----------------------------------	---------

Bağlantı cıvatalarının emniyetli kayma gerilmesinin hesaplanması:

$$\tau_{em} = \tau_{ct}/k = 640/2 = 320 \text{ N/mm}^2 \quad (3.72)$$

Bağlantı cıvatalarının en küçük dış dibi kesitinin hesaplanması:

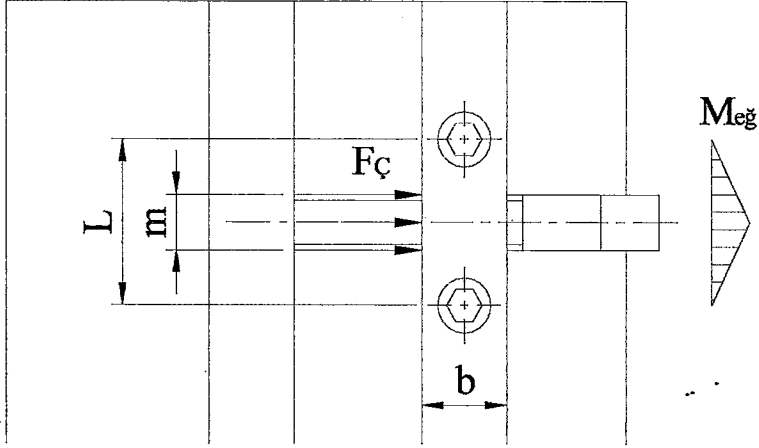
$$A = F_C/2.\tau_{em} = 10563/2.320 = 16,5 \text{ mm}^2 \quad (3.73)$$

Bağlantı cıvatalarının en küçük dış dibi çapının hesaplanması:

$$d = (4.A/\pi)^{1/2} = (4.16,5/\pi)^{1/2} = 4,6 \text{ mm} \quad (3.74)$$

Diş dibi çapı 6,47 mm olan **M 8** imbus cıvata çene-alt tabla bağlantı cıvatası olarak seçilmiştir.

e. Destek Çenesinin Mukavemet Hesabı



Şekil 3.7 Destek çenesinde meydana gelen eğilme gerilmesi

Destek çenesinin yüksekliği deney parçasının yüksekliğine göre 20 mm olarak kabul edilmiştir. Çenenin içinden geçen mil m genişliğinde yayılı bir yük gibi çalışacaktır.

$$b = (6 \cdot W/h)^{1/2} \quad \text{destek çenesi genişliği-mm} \quad (3.75)$$

$$W = M/\sigma_{em} \quad \text{destek çenesi aksenal direnç momenti-mm}^3 \quad (3.76)$$

$$M = F_C \cdot (2 \cdot L - m)/8 \quad \text{destek çenesi eğilme momenti-N.mm} \quad (3.77)$$

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k \quad \text{des. çenesi emniyetli eğilme gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.78)$$

$$h = \text{destek çenesi yüksekliği-mm}$$

$$L = \text{bağlantı civatalarının birbirinden uzaklığı-mm}$$

$$m = \text{çene kuvvetinin uygulandığı genişlik-mm}$$

$$\sigma_{ak} = \text{destek çenesi malzemesi akma gerilmesi -N/mm}^2$$

$$k = \text{emniyet katsayısı}$$

Çizelge 3.11 Destek çenesinin mukavemet hesabı için gerekli değerler

m = 12 mm	h = 20 mm	L = 40 mm	k = 2
Destek çenesi malzemesi = St 52			$\sigma_{ak} = 355 \text{ N/mm}^2$

Destek çenesi emniyetli eğilme gerilmesinin hesaplanması:

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k = 355/2 = 177,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.79)$$

Destek çenesindeki eğilme momentinin hesaplanması:

$$M = F_C \cdot (2 \cdot L - m)/8 = 10563 \cdot (2 \cdot 40 - 12)/8 = 89785,5 \text{ N.mm} \quad (3.80)$$

Destek çenesinin eksenel direnç momentinin hesaplanması:

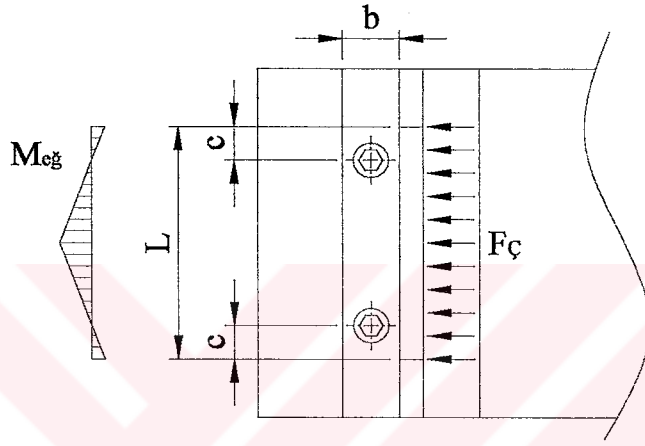
$$W = M/\sigma_{em} = 89785,5/177,5 = 505,8 \text{ mm}^3 \quad (3.81)$$

Destek çenesi genişliğinin hesaplanması:

$$b = (6.W/h)^{1/2} = (6.505,8/20)^{1/2} = 12,3 \text{ mm} \quad (3.82)$$

Destek çenesi genişliği bu parçanın mengene alt tablası ile bağlantısını sağlayan cıvata da göz önünde bulundurularak **20 mm** seçilmiştir.

f. Sabit Çenenin Mukavemet Hesabı



Şekil 3.8 Sabit çenede meydana gelen eğilme gerilmesi

Hesaplamalar yapılırken sabit çenenin boyutları destek çenesinin boyutları ile aynı gibi düşünülüp kontrol edilecektir. Destek çenesinden farklı olarak sabit çenede eğilme yönünde gerilme yığılması oluşmayacaktır.

$$\sigma_{eğ} = M/W \quad \text{sabit çene eğilme gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.83)$$

$$W = b.h^2/6 \quad \text{sabit çene eksenel direnç momenti-mm}^3 \quad (3.84)$$

$$M = (F_ç.L/4).((L-4.c)/2.L) \quad \text{sabit çene eğilme momenti- N.mm} \quad (3.85)$$

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k \quad \text{sabit çene emniyetli eğilme gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.86)$$

b = sabit çene genişliği-mm

h = sabit çenesi yüksekliği-mm

L = yayılı yükün genişliği

c = yayılı yükün uçları ile mesnetler arasındaki mesafe-mm

σ_{ak} = sabit çene malzemesi akma gerilmesi -N/mm²

k = emniyet katsayısı

Çizelge 3.12 Sabit çenenin mukavemet hesabı için gerekli değerler

b = 20 mm	h = 20 mm	k = 2	L = 50 mm
c = 5 mm	Sabit çene malzemesi = St 52		$\sigma_{ak} = 355 \text{ N/mm}^2$

Sabit çene emniyetli eğilme gerilmesinin hesaplanması:

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k = 355/2 = 177,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.87)$$

Sabit çene eğilme momentinin hesaplanması:

$$M = (F_C \cdot L/4) \cdot ((L-4 \cdot c)/2 \cdot L) = (10563 \cdot 50/4) \cdot ((50-4 \cdot 5)/2 \cdot 50) = 39611 \text{ N.mm} \quad (3.88)$$

Sabit çene eksenel direnç momentinin hesaplanması:

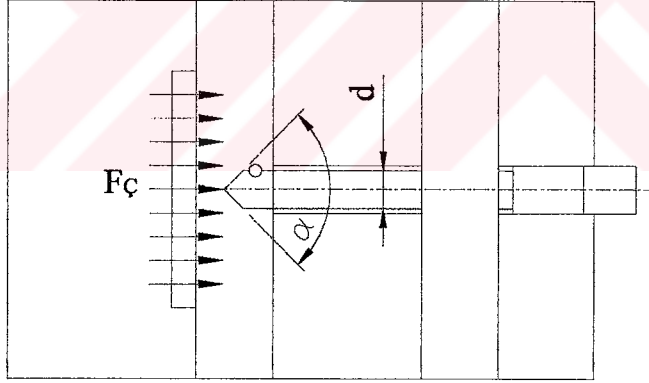
$$W = b \cdot h^2/6 = 20 \cdot 20^2/6 = 1333,3 \text{ mm}^3 \quad (3.89)$$

Sabit çene eğilme gerilmesinin hesaplanması:

$$\sigma_{eg} = M/W = 39611/1333,3 = 29,7 \text{ N/mm}^2 \quad (3.90)$$

$\sigma_{eg} \leq \sigma_{em}$ olduğu için 20 mm sabit çene genişliği uygundur.

g. Hareketli Çenenin Mukavemet Hesabı



Şekil 3.9 Hareketli çenede meydana gelen yüzey basınç gerilmesi

Hareketli çene, mengene milinin ucundaki konik yüzeyin ittiği yüzeyin yüzey basınç gerilimine göre kontrol edilecektir.

$$\rho_{yb} = F_C/A \quad \text{kritik yüzey basınç gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.91)$$

$$A = \pi \cdot d^2/4 \cdot \sin(\alpha/2) \quad \text{kritik yüzey alanı-mm}^2 \quad (3.92)$$

$$\rho_{em} = \rho/k \quad \text{emniyetli yüzey basınç gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.93)$$

- d = kuvveti ileten kesitin dış çapı-mm
 α = kuvveti ileten kesitin uç açısı-($^{\circ}$)
 ρ = malzemenin yüzey basınç gerilmesi-N/mm²
k = emniyet katsayısı

Çizelge 3.13 Hareketli çenenin mukavemet hesabı için gerekli değerler

d = 10 mm	$\alpha = 120^{\circ}$	k = 2
Hareketli çene malzemesi = St 52		$\rho = 240 \text{ N/mm}^2$

Emniyetli yüzey basınç gerilmesinin hesaplanması:

$$\rho_{em} = \rho/k = 240/2 = 120 \text{ N/mm}^2 \quad (3.94)$$

Kritik yüzey alanının hesaplanması:

$$A = \pi \cdot d^2/4 \cdot \sin(\alpha/2) = \pi \cdot 10^2/4 \cdot \sin(60^{\circ}) = 90,7 \text{ mm}^2 \quad (3.95)$$

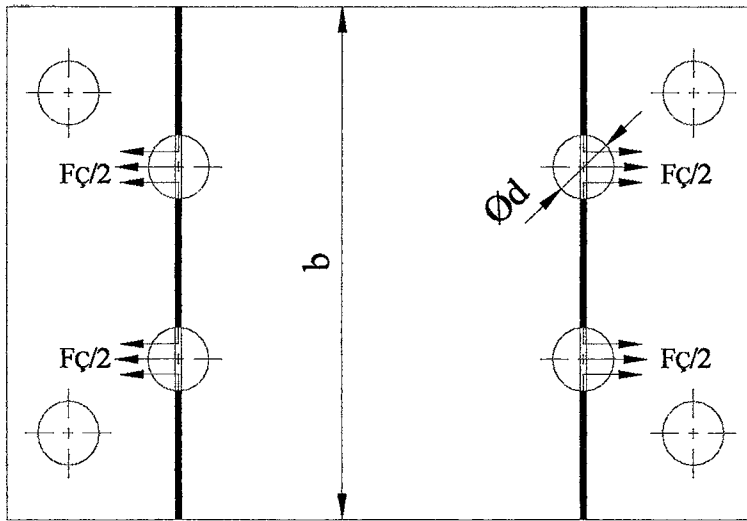
Kritik yüzey basınç gerilmesinin hesaplanması:

$$\rho_{yb} = F_C/A = 10563/90,7 = 116,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.96)$$

$\rho_{yb} \leq \rho_{em}$ olduğu için kuvveti ileten kritik yüzey emniyetlidir.

h. Mengene Alt Tablasının Mukavemet Hesabı

Mengene alt tablası, çenelerin uygulayacağı kuvvetin etkisi ile yırtılmaya çalışır. Bu gerilmelerde çenelerin baskı kuvvetleri, kuvvete dik kesit boyunca levhayı yırtmaya çalışacaktır.



Şekil 3.10 Mengene alt tablasının kuvvete dik kesitler boyunca yırtılması

$$s = F_{\phi} / (b - z \cdot d) \cdot \sigma_{em} \quad \text{levha kalınlığı-mm} \quad (3.97)$$

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak} / k \quad \text{malzeme emniyetli çekme gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.98)$$

F_{ϕ} = çenelerin uygulaması gereken kuvvet-N

b = levha genişliği-mm

z = kritik kesitteki cıvata deliği adedi

d = cıvata çapı-mm

σ_{ak} = mengene alt tablası malzemesi çekme gerilmesi-N/mm²

k = emniyet katsayısı

Çizelge 3.14 Mengene alt tablasının mukavemet hesabı için gerekli değerler

$F_{\phi} = 10563 \text{ N}$	$b = 85 \text{ mm}$	$z = 2$
$d = 8 \text{ mm}$	Alt tabla malzemesi = St 52	$\sigma_{ak} = 355 \text{ N/mm}^2$

Mengene alt tablası malzemesi emniyetli çekme gerilmesinin hesaplanması:

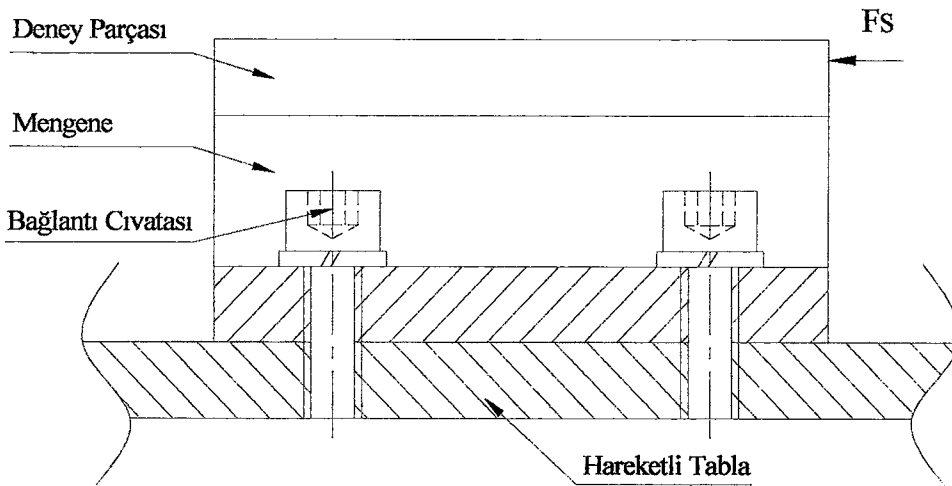
$$\sigma_{em} = \sigma_{ak} / k = 355 / 2 = 177,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.99)$$

Levha kalınlığının hesaplanması:

$$s = F_{\phi} / (b - z \cdot d) \cdot \sigma_{em} = 10563 / (85 - 2 \cdot 8) \cdot 177,5 = 0,86 \text{ mm} \quad (3.100)$$

Mengene alt tablasının kalınlığı 8 mm kabul edilmiştir.

I. Mengene-Hareketli Tabla Bağlantı Cıvatalarının Mukavemet Hesabı



Şekil 3.11 Mengene-hareketli tabla bağlantı cıvatalarını etkileyen kuvvetler

Şekil 3.11’de gösterilen cıvatalar mengeneği hareketli tablaya bağlarlar. Bağlantı 4 adet cıvata ile gerçekleştirilmektedir. Cıvatalar kesme gerilmesine maruz kalmaktadır. Bu durumda cıvataların hesabı şu şekilde gerçekleştirilir.

$$d_1 = (4.A/\pi)^{1/2} \quad \text{cıvatanın en küçük dış dibi çapı-mm} \quad (3.101)$$

$$A = F_S/4.\sigma_{em} \quad \text{cıvatanın en küçük dış dibi kesiti-mm}^2 \quad (3.102)$$

$$\tau_{em} = \tau_{ct}/k \quad \text{cıvatanın emniyetli kayma gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.103)$$

F_S = kesme kuvveti-N

τ_{ct} = seçilen cıvatanın kayma gerilmesi-N/mm²

k = emniyet katsayısı

Çizelge 3.15 Mengene-hareketli tabla bağlantı cıvatalarının mukavemet hesabı için gerekli değerler

$F_S = 3521 \text{ N}$	Cıvata kalitesi = 8.8	$\tau_{ct} = 640 \text{ N/mm}^2$	$k = 2$
------------------------	-----------------------	----------------------------------	---------

Cıvatalarının emniyetli kayma gerilmesinin hesaplanması:

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k = 640/2 = 320 \text{ N/mm}^2 \quad (3.104)$$

Cıvatalarının en küçük dış dibi kesitinin hesaplanması:

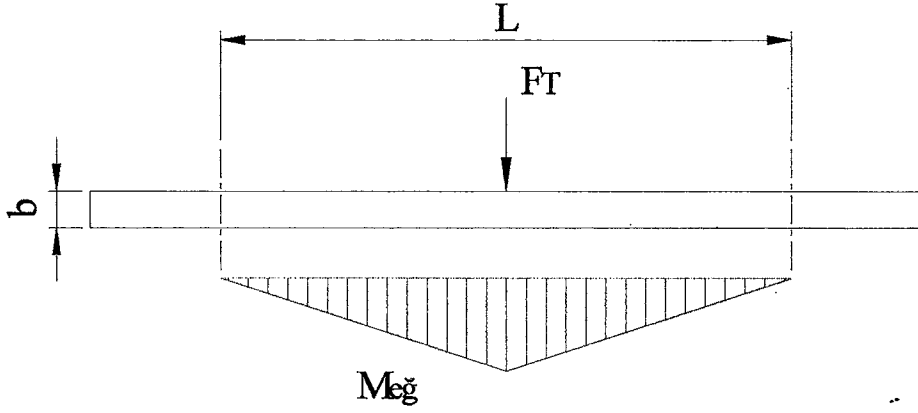
$$A = F_S/4.\sigma_{em} = 3521/4.320 = 2,75 \text{ mm}^2 \quad (3.105)$$

Bağlantı cıvatalarının en küçük dış dibi çapının hesaplanması:

$$d = (4.A/\pi)^{1/2} = (4.2,75/\pi)^{1/2} = 1,8 \text{ mm} \quad (3.106)$$

Dış dibi çapı 6,47 mm olan M 8 imbus cıvata mengene-hareketli tabla bağlantı cıvatası olarak seçilmiştir.

3.6 Hareketli Tablanın Tasarlanması



Şekil 3.12 Hareketli tablada meydana gelen eğilme gerilmesi

$$b = (6.W/h)^{1/2} \quad \text{hareketli tablanın kalınlığı-mm} \quad (3.107)$$

$$W = M/\sigma_{em} \quad \text{hareketli tablanın direnç momenti-mm}^3 \quad (3.108)$$

$$M = F_T.L/4 \quad \text{hareketli tablanın eğilme momenti-N.mm} \quad (3.109)$$

$$F_T = F_M + F_r \quad \text{hareketli tablayı etkileyen toplam kuvvet-N} \quad (3.110)$$

$$F_M = M_M.g \quad \text{mengene ağırlığından dolayı oluşan kuvvet-N} \quad (3.111)$$

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k \quad \text{tablanın emniyetli eğilme gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.112)$$

$$h = \text{hareketli tablanın genişliği-mm}$$

$$L = \text{bilyalı doğrusal rulman üniteleri eksenleri arasındaki mesafe-mm}$$

$$F_r = \text{radyal kuvvet-N}$$

$$M_M = \text{mengenenin ağırlığı-kg}$$

$$g = \text{yerçekimi ivmesi-m/s}^2$$

$$\sigma_{ak} = \text{hareketli tabla malzemesi akma gerilmesi -N/mm}^2$$

$$k = \text{emniyet katsayısı}$$

Çizelge 3.16 Hareketli tablanın mukavemet hesabı için gerekli değerler

h = 150 mm	L = 140 mm	F _r = 1761 N	M _M = 5 kg	g = 9,81 m/s ²
Hareketli tabla malzemesi = St 52		σ _{ak} = 355 N/mm ²		k = 2

Tablanın emniyetli eğilme gerilmesinin hesaplanması:

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k = 355/2 = 177,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.113)$$

Mengene ağırlığından dolayı oluşan kuvvetin hesaplanması:

$$F_M = M_M \cdot g = 5,9,81 = 49 \text{ N} \quad (3.114)$$

Hareketli tablayı etkileyen toplam kuvvetin hesaplanması:

$$F_T = F_M + F_r = 49 + 1761 = 1810 \text{ N} \quad (3.115)$$

Hareketli tablanın eğilme momentinin hesaplanması:

$$M = F_T \cdot L/4 = 1810 \cdot 140/4 = 63350 \text{ N.mm} \quad (3.116)$$

Hareketli tablanın direnç momentinin hesaplanması:

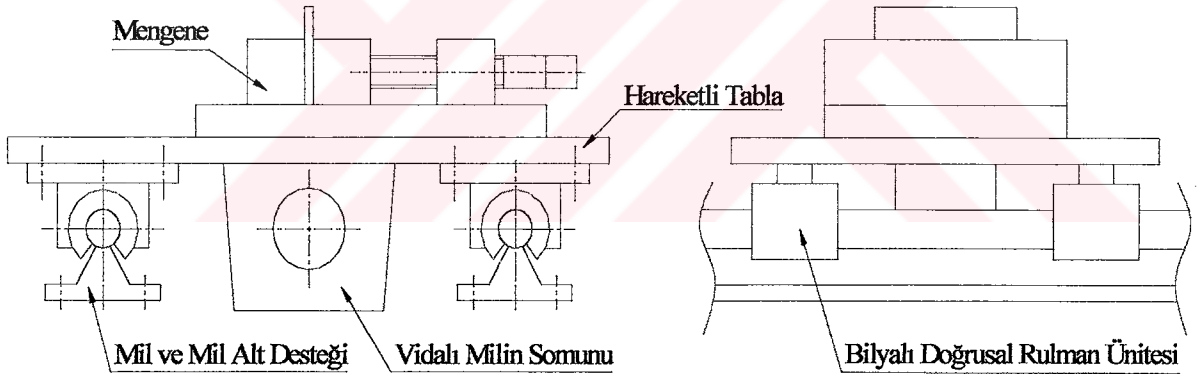
$$W = M/\sigma_{em} = 63350/177,5 = 356,9 \text{ mm}^3 \quad (3.117)$$

Hareketli tablanın kalınlığının hesaplanması:

$$b = (6 \cdot W/h)^{1/2} = (6 \cdot 356,9/150)^{1/2} = 3,8 \text{ mm} \quad (3.118)$$

Hareketli tablanın kalınlığı 8 mm kabul edilmiştir.

3.7 Bilyalı Doğrusal Rulman Ünitesinin Seçimi



Şekil 3.13 Hareketli tablanın kayıt-kızak sistemi

Hareketli tabla doğrusal hareketini 4 adet bilyalı doğrusal rulman ünitesi üzerinde gerçekleştirmektedir. Bu ünitelerin seçimi şu şekilde gerçekleştirilir.

$$F_N \leq F_{ST} \quad \text{rulman seçimi kabul şartı} \quad (3.119)$$

$$F_N = F_T/n \quad \text{bir rulmanı etkileyen toplam kuvvet-N} \quad (3.120)$$

$$F_T = F_M + F_{ht} + F_r \quad \text{rulmanları etkileyen toplam kuvvet-N} \quad (3.121)$$

$$F_M = M_M \cdot g \quad \text{mengene ağırlığından dolayı oluşan kuvvet-N} \quad (3.122)$$

$$F_{ht} = M_{ht} \cdot g \quad \text{tabla ağırlığından dolayı oluşan kuvvet-N} \quad (3.123)$$

F_{ST} = mil çapı 16 mm. olan bilyalı doğrusal rulman ünitesinin statik yük değeri-N

n = tablayı taşıyan bilyalı doğrusal rulman ünitesi sayısı-adet

M_M = mengenenin ağırlığı-kg

M_{ht} = hareketli tabla ağırlığı-kg

g = yerçekimi ivmesi- m/s^2

F_r = radyal kuvvet-N

Çizelge 3.17 Bilyalı doğrusal rulman ünitesinin seçimi için gerekli değerler

$F_{ST} = 620 \text{ N}$	$n = 4 \text{ adet}$	$M_M = 5 \text{ kg}$
$M_{ht} = 3 \text{ kg}$	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	$F_r = 1761 \text{ N}$

Tabla ağırlığından dolayı oluşan kuvvetin hesaplanması:

$$F_{ht} = M_{ht} \cdot g = 3,9,81 = 29,5 \text{ N} \quad (3.124)$$

Mengene ağırlığından dolayı oluşan kuvvetin hesaplanması:

$$F_M = M_M \cdot g = 5,9,81 = 49 \text{ N} \quad (3.125)$$

Rulmanları etkileyen toplam kuvvetin hesaplanması:

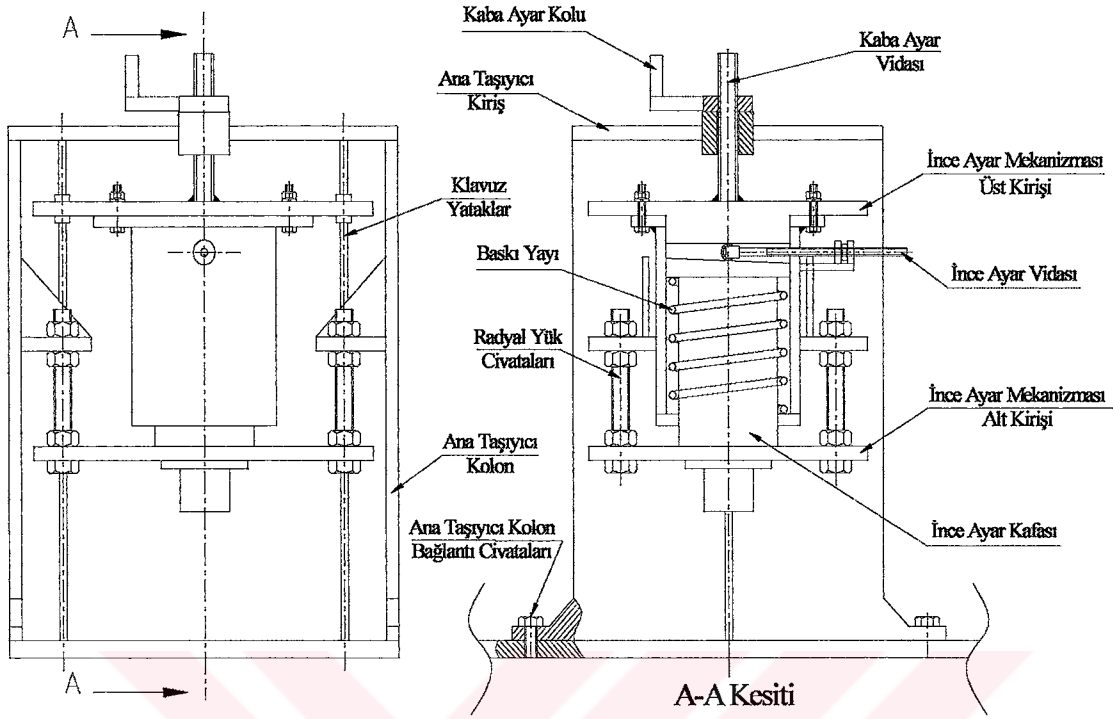
$$F_T = F_M + F_{ht} + F_r = 49 + 29,5 + 1761 = 1839,5 \text{ N} \quad (3.126)$$

Bir rulmanı etkileyen toplam kuvvetin hesaplanması:

$$F_N = F_T / n = 1839,5 / 4 = 459,9 \text{ N} \quad (3.127)$$

$F_N \leq F_{ST}$ ($460 \text{ N} \leq 620 \text{ N}$) olduğu için mil çapı 16 mm olan bilyalı doğrusal rulman ünitesi (KGBO 1636) ve bu ünite ile birlikte çalışacak mil ve mil alt desteği (TSN 16 G G4) seçilmiştir.

3.8 Talaş Derinliği Ayar Mekanizmasının Tasarlanması



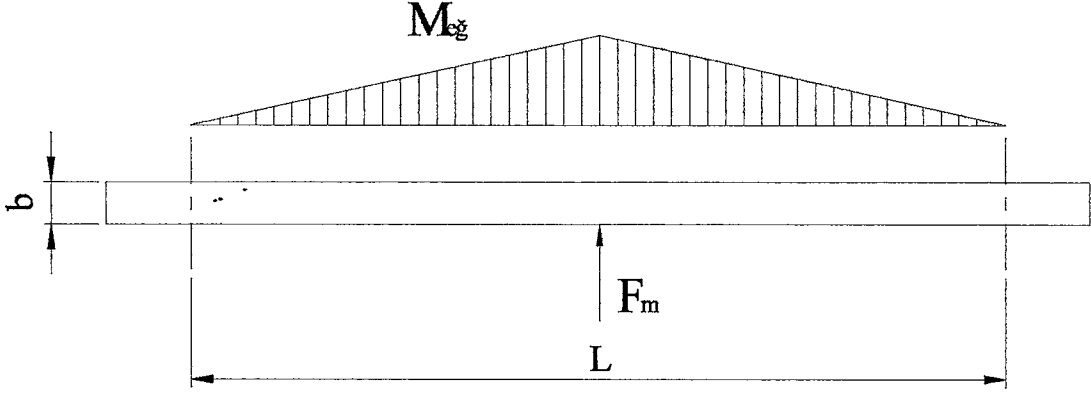
Şekil 3.14 Talaş derinliği ayar mekanizması

Talaş derinliği ayar mekanizması, kaba ayar mekanizması (KAM) ve ince ayar mekanizması (İAM) olmak üzere 2 alt mekanizmadan oluşur. Kaba ayar mekanizması deney parçasına ilk yaklaşımın sağlanması için kullanılır. Bu mekanizma ince ayar mekanizmasına kaynakla sabitlenmiş bir vida ve bu vidanın hareketini ana taşıyıcı kirişten destek aldığı destekle gerçekleştiren bir kol ve somundan oluşur. Kaba ayar vidası ana taşıyıcı kirişteki parçadan boşluklu geçer. Bu sayede vidayı taşıyan somun sadece kaba ve ince ayar mekanizmalarının ağırlığını taşır. Radyal kuvvetin bu mekanizmalara etkisi yoktur. İnce ayar mekanizması ise bir yatak içerisinde sürekli olarak yay baskısına maruz kalan bir kafadan, ince ayar kafası ile ince ayar mekanizması üst kirişi arasında çalışan bir rulman ve bu rulmana bağlı bir araba ve vidadan oluşur. İnce ayar kafası açılı bir üst yüzeye sahiptir. İnce ayar vidasının hareket yönüne göre bu vidanın ucuna bağlı rulman sürekli temas halinde bulunduğu ince ayar kafasını en büyük deplasman 2 mm. olmak üzere aşağı-yukarı hareket ettirir. İnce ayar mekanizması alt kirişi radyal yük cıvataları ayarlanarak radyal yükleri ana taşıyıcı kolona verecek şekilde sabitlenir. Kesme kuvveti yönündeki kuvvetler ise aynı zamanda mekanizmayı yataklayan klavuz yataklarca karşılanır. Talaş derinliği miknatisla ana taşıyıcı kolonlara sabitlenen bir ölçü saatinin İAM alt kirişinden ilerlemeyi ölçmesi ile ayarlanacaktır.

3.8.1 İnce Ayar Mekanizmasının Tasarlanması

a. İnce Ayar Mekanizması Alt Kirişinin Mukavemet Hesabı

İAM alt kirişi, talaş kaldırma kuvvetini ve radyal kuvveti emniyetli bir şekilde tezgahın ana kolonlarına iletmek amacıyla düşünülmüş ve tasarlanmıştır.



Şekil 3.15 İnce ayar mekanizması alt kirişinde meydana gelen eğilme gerilmesi

$$b = (6.W/h)^{1/2} \quad \text{alt kiriş kalınlığı-mm} \quad (3.128)$$

$$W = M/\sigma_{em} \quad \text{alt kiriş direnç momenti-mm}^3 \quad (3.129)$$

$$M = F_m.L/4 \quad \text{alt kiriş eğilme momenti-N.mm} \quad (3.130)$$

$$F_m = F_r.k_1 \quad \text{alt kirişi eğmeye çalışan yük-N} \quad (3.131)$$

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k_2 \quad \text{alt kiriş emniyetli eğilme gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.132)$$

h = alt kiriş genişliği-mm

L = alt kirişi sabitleyen somunların birbirinden uzaklığı-mm

F_r = radyal kuvvet-N

k_1 = radyal kuvvet büyütme katsayısı

σ_{ak} = alt kiriş malzemesi akma gerilmesi -N/mm²

k_2 = malzeme emniyet katsayısı

Çizelge 3.18 İnce ayar mekanizması alt kirişi mukavemet hesabı için gerekli değerler

$h = 250 \text{ mm}$	$L = 240 \text{ mm}$	$F_r = 1761 \text{ N}$	$k_1 = 3$
Alt kiriş malzemesi = St 52		$\sigma_{ak} = 355 \text{ N/mm}^2$	$k_2 = 2$

$$d = (4.A/\pi)^{1/2} \quad \text{cıvatalarının en küçük diş dibi çapı-mm} \quad (3.138)$$

$$A = F_m/n.\sigma_{em} \quad \text{cıvataların en küçük diş dibi kesiti-mm}^2 \quad (3.139)$$

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k \quad \text{cıvataların emniyetli bası gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.140)$$

F_m = İAM alt tablasını eğmeye çalışan radyal kuvvet-N

n = cıvata adedi

σ_{ak} = cıvata malzemesi bası gerilmesi-N/mm²

k = emniyet katsayısı

Çizelge 3.19 Radyal yük cıvatalarının en küçük diş dibi çapının hesaplanması için gerekli değerler

$F_m = 5283 \text{ N}$	$n = 4$	Cıvata kalitesi = 8.8	$\sigma_{ak} = 640 \text{ N/mm}^2$	$k = 2$
------------------------	---------	-----------------------	------------------------------------	---------

Cıvataların emniyetli bası gerilmesinin hesaplanması:

$$\sigma_{em} = \sigma_{ct}/k = 640/2 = 320 \text{ N/mm}^2 \quad (3.141)$$

Cıvataların en küçük diş dibi kesitinin hesaplanması:

$$A = F_m/(n.\sigma_{em}) = 5283/(4.320) = 4,12 \text{ mm}^2 \quad (3.142)$$

Cıvatalarının en küçük diş dibi çapının hesabı:

$$d = (4.A/\pi)^{1/2} = (4.4,12/\pi)^{1/2} = 2,3 \text{ mm} \quad (3.143)$$

4 adet cıvatanın ayarlanması sırasında cıvatalarda aynı yükün elde edilemeyeceği düşünüldüğünden diş dibi çapı 4,77 mm olan **M 6** cıvata radyal yük cıvatası olarak seçilmiştir.

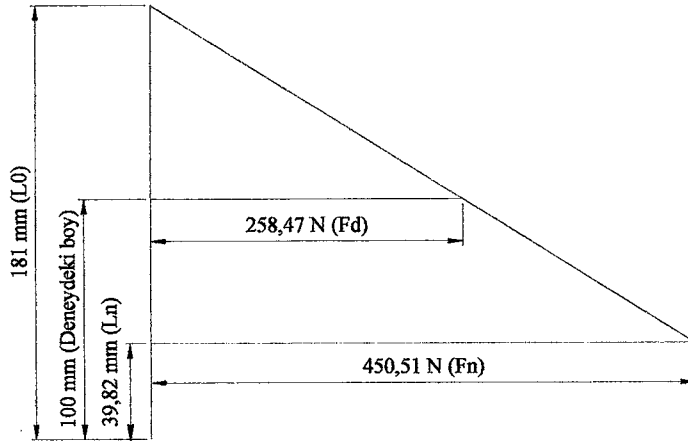
c. Baskı Yayının Seçimi

İnce ayar kafasının rulmana sürekli temasını sağlamak için bir basma yayı kullanılacaktır. Gutekunst firmasının LAGER yay katalogundan seçilen baskı yayının özellikleri şunlardır.

Çizelge 3.20 Baskı yayının özellikleri

Sembol	Değer	Birim	Tanım
d	5,5	mm	tel çapı
D	89,5	mm	sarım ortalama çapı
Dd	81,8	mm	en büyük mandrel çapı
De	95	mm	sarım dış çapı
Dh	99,7	mm	en küçük kovan çapı
spring ends	kapalı ve düz-		yay sonları
Fn	450,505	N	statik kullarımdaki en büyük yük
Fndyn	435,22	N	dinamik kullarımdaki en büyük yük
L0	181	mm	sıkıştırılmamış yay boyu
Ln	39,82	mm	statik kullarımdaki en küçük boy
Lndyn	44,61	mm	dinamik kullarımdaki en küçük boy
Weight	295,3	g	yay ağırlığı
n	3,5	sarım	çalışan sarım sayısı
R	3,191	N/mm	yay sabitinin eğimi
s	50,143	mm	yay adımı
material	1.4310-		yay malzemesi

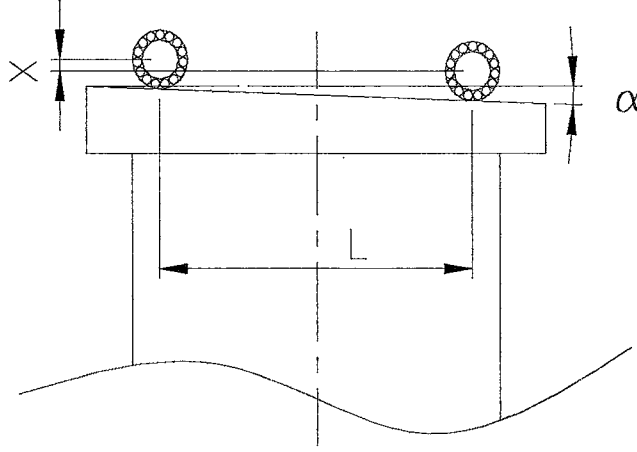
Yay seçiminde; ince ayar kafasının çapı, boyu ve sıkıştırılan yayın oluşturacağı yük değerlendirilmiştir. Yay yapımında kullanılan numarası 1.4310 olan malzeme X 10 CrNi 18-8 paslanmaz yay çeliğidir. Şekil 3.16'da yayın yük grafiği ve öngörülen yay boyuna karşılık gelen yay baskı kuvveti (F_d) görülmektedir.



Şekil 3.17 Baskı yayının yük grafiği

d. İnce Ayar Kafasının Tasarlanması

İnce ayar kafasının (İAK) uç eğimi hesaplanırken, ince ayar vidası ucundaki rulmanların L mesafesi kadar ilerlediğinde, kafanın en büyük talaş derinliği olan 2 mm kadar hareket ettiği düşünülmüştür.



Şekil 3.18 İnce ayar kafasının uç eğimi

$$\alpha = \arctan (x/L) \quad \text{İnce ayar kafasının uç eğimi-} (^{\circ}) \quad (3.144)$$

x = en büyük talaş derinliği-mm

L = ince ayar vidasının en büyük ilerlemesi-mm

Çizelge 3.21 İnce ayar kafasının uç eğiminin hesabı için gerekli değerler

x = 2 mm	L = 68 mm
----------	-----------

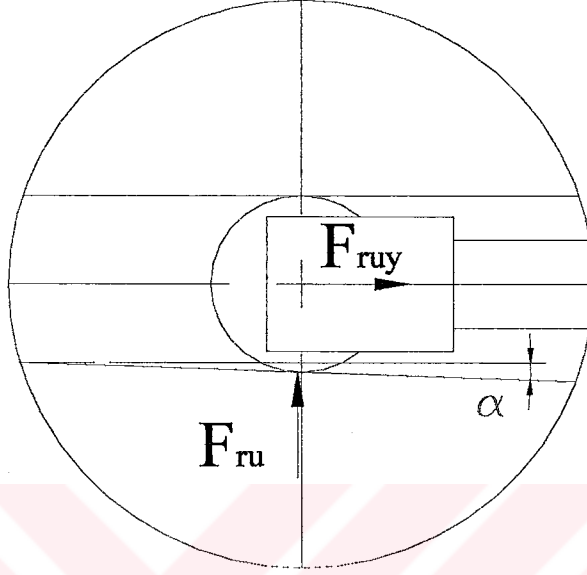
İnce ayar kafasının uç eğiminin hesabı:

$$\alpha = \arctan (x/L) = \arctan (2/68) = 1,68^{\circ} \quad (3.145)$$

1,68⁰'lik açı ancak ince ayar vidasının tam 68 mm ilerlemesi halinde 2 mm talaş derinliği sağlamaktadır. 2 mm talaş derinliğini daha emniyetli bir şekilde elde edebilmek için ince ayar kafasının uç eğimi 2⁰ olarak düşünülecektir.

e. Rulman Seçimi

İnce ayar vidasının ucunda talaş ayarını gerçekleştirmek için 1 adet iğneli rulman bulunmaktadır. Bu rulman yay baskısı sayesinde ince ayar kafasının eğimli yüzeyine sürekli temas etmektedir. Şekil 3.18'de gösterildiği gibi rulman F_{ru} kuvvetinin etkisi altındadır.



Şekil 3.19 Rulmanı etkileyen kuvvetler

$$C_0 \geq F_{ru} \quad \text{rulman kabul kriteri} \quad (3.146)$$

$$F_{ruy} = F_{ru} \cdot \tan(\alpha) \quad \text{rulman milini kesmeye çalışan kuvvet-N} \quad (3.147)$$

$$F_{ru} = F_d - F_p \quad \text{rulmanı etkileyen kuvvet-N} \quad (3.148)$$

$$F_p = M_{iak} \cdot g + M_{iakat} \cdot g \quad \text{IAK'nın taşıdığı parçaların yükleri toplamı-N} \quad (3.149)$$

$$\alpha = \text{ince ayar kafası uç eğimi-} (^{\circ})$$

$$F_d = \text{basma yayının oluşturduğu kuvvet-N}$$

$$M_{iak} = \text{ince ayar kafasının kütlesi-kg}$$

$$M_{iakat} = \text{ince ayar kafası alt tablasının kütlesi-kg}$$

$$g = \text{yerçekimi ivmesi-m/s}^2$$

Çizelge 3.22 Rulman seçimi için gerekli değerler

$C_0 = 4250 \text{ N}$	$\alpha = 2^{\circ}$	$F_d = 258,47 \text{ N}$
$M_{iak} = 5,7 \text{ kg}$	$M_{iakat} = 5 \text{ kg}$	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$$d = (4.A/\pi)^{1/2} \quad \text{KAV en küçük diş dibi çapı-mm} \quad (3.154)$$

$$A = F_{ay}/\sigma_{em} \quad \text{KAV en küçük diş dibi kesiti-mm}^2 \quad (3.155)$$

$$F_{ay} = M_{ay}.g \quad \text{ayar mekanizmalarının yüklerinin toplamı-N} \quad (3.156)$$

$$\sigma_{em} = \sigma_{kav}/k \quad \text{KAV emniyetli çekme gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.157)$$

M_{ay} = ayar mekanizmalarında kullanılan parçaların kütleleri toplamı-kg

g = yerçekimi ivmesi m/s^2

σ_{kav} = kaba ayar vidası malzemesinin çekme gerilmesi-N/mm²

k = emniyet katsayısı

Çizelge 3.23 Kaba ayar vidasının en küçük diş dibi çapının hesaplanması için gerekli değerler

$M_{ay} = 21 \text{ kg}$	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	$k = 2$
Kaba ayar vidası malzemesi = C15		$\sigma_{kav} = 355 \text{ N/mm}^2$

Kaba ayar vidası emniyetli çekme gerilmesinin hesaplanması:

$$\sigma_{em} = \sigma_{kav}/k = 355/2 = 177,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.158)$$

Ayar mekanizmalarının oluşturduğu yüklerin toplamının hesaplanması:

$$F_{ay} = M_{ay}.g = 21.9,81 = 206 \text{ N} \quad (3.159)$$

Kaba ayar vidası en küçük diş dibi kesitinin hesaplanması:

$$A = F_{ay}/\sigma_{em} = 206/177,5 = 1,16 \text{ mm}^2 \quad (3.160)$$

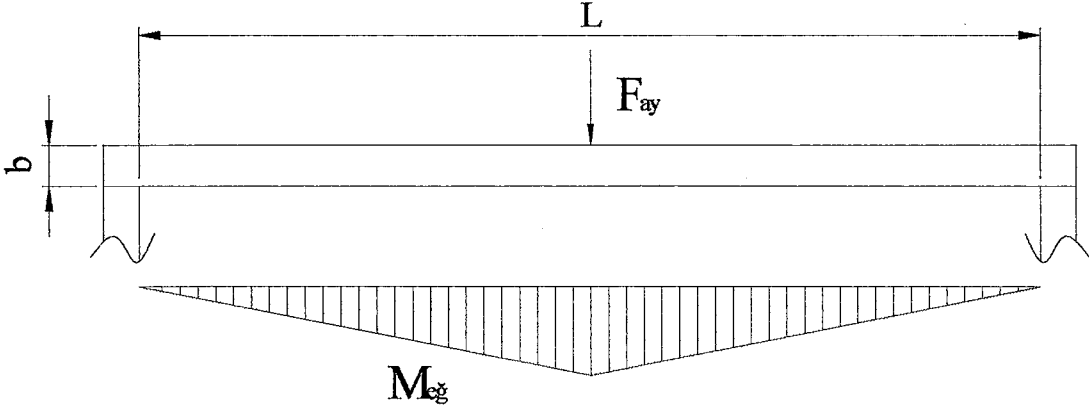
Kaba ayar vidası en küçük diş dibi çapının hesaplanması:

$$d = (4.A/\pi)^{1/2} = (4.1,16/\pi)^{1/2} = 1,2 \text{ mm} \quad (3.161)$$

Diş dibi çapı 6,47 mm olan **M 8** vida kaba ayar vidası olarak seçilmiştir.

3.9 Ana Taşıyıcı Kirişin Mukavemet Hesabı

Ana taşıyıcı kiriş (ATK) kaba ayar vidası ve somunu yardımıyla hem kaba hemde ince ayar mekanizmalarını taşıyan, ana taşıyıcı kolonlara üstten basarak eğilme gerilmesine maruz kalan bir elemandır.



Şekil 3.21 Ana taşıyıcı kirişte meydana gelen eğilme gerilmesi

$$b = (6 \cdot W/h)^{1/2} \quad \text{ana taşıyıcı kiriş kalınlığı-mm} \quad (3.162)$$

$$W = M/\sigma_{em} \quad \text{ana taşıyıcı kiriş direnç momenti-mm}^3 \quad (3.163)$$

$$M = F_{ay} \cdot L/4 \quad \text{ana taşıyıcı kiriş eğilme momenti-N.mm} \quad (3.164)$$

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k_1 \quad \text{ATK emniyetli eğilme gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.165)$$

$$h = \text{ana taşıyıcı kiriş genişliği-mm}$$

$$F_{ay} = \text{ayar mekanizmalarının oluşturduğu yüklerin toplamı-N}$$

$$L = \text{ana taşıyıcı kiriş mesnet noktalarının birbirinden uzaklığı-mm}$$

$$\sigma_{ak} = \text{ana taşıyıcı kiriş malzemesi akma gerilmesi-N/mm}^2$$

$$k = \text{malzeme emniyet katsayısı}$$

Çizelge 3.24 Ana taşıyıcı kiriş mukavemet hesabı için gerekli değerler

$h = 300 \text{ mm}$	$F_{ay} = 206 \text{ N}$	$L = 320 \text{ mm}$	$k = 2$
Ana taşıyıcı kiriş malzemesi = St 42		$\sigma_{ak} = 255 \text{ N/mm}^2$	

Ana taşıyıcı kirişin emniyetli eğilme gerilmesinin hesaplanması:

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k = 255/2 = 127,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.166)$$

Ana taşıyıcı kiriş eğilme momentinin hesaplanması:

$$M = F_{ay} \cdot L / 4 = 206.320 / 4 = 16480 \text{ N.mm} \quad (3.167)$$

Ana taşıyıcı kiriş direnç momentinin hesaplanması:

$$W = M / \sigma_{em} = 16480 / 127,5 = 129,3 \text{ mm}^3 \quad (3.168)$$

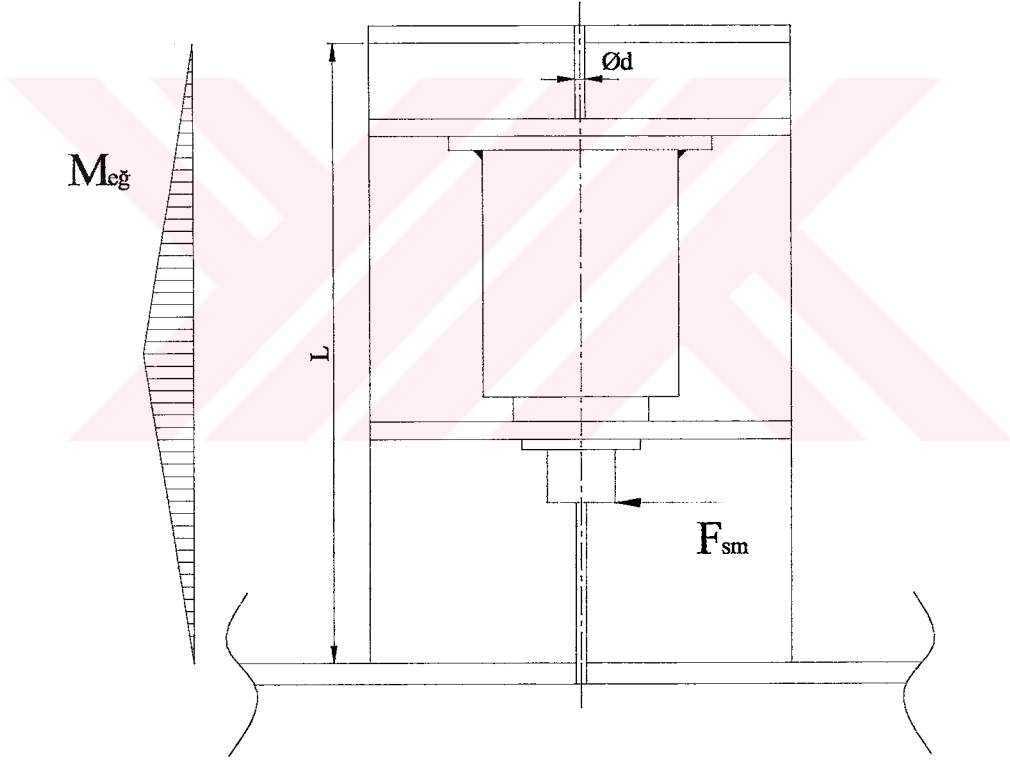
Ana taşıyıcı kiriş kalınlığının hesaplanması:

$$b = (6 \cdot W / h)^{1/2} = (6 \cdot 129,3 / 300)^{1/2} = 1,6 \text{ mm} \quad (3.169)$$

Ana taşıyıcı kiriş kalınlığı **8 mm** kabul edilmiştir.

3.10 Kılavuz Yatakların Mukavemet Hesabı

2 adet kılavuz yatak, ince ayar mekanizması alt tablasına gelen kesme kuvveti yönündeki kuvvetleri taşıyacak ve talaş kaldıran kafaya kılavuzluk edecek şekilde tasarlanacaktır.



Şekil 3.22 Kılavuz yataklarda meydana gelen eğilme gerilmesi

$$d = (32 \cdot W / \pi)^{1/3} \quad \text{1 kılavuz yatağın kalınlığı-mm} \quad (3.170)$$

$$W = M / \sigma_{em} \quad \text{1 adet kılavuz yatağın direnç momenti-mm}^3 \quad (3.171)$$

$$M = F_{sm} \cdot L / 8 \quad \text{1 adet kılavuz yatağın eğilme momenti-N.mm} \quad (3.172)$$

$$F_{sm} = F_s \cdot k_1 / 2 \quad \text{1 adet kılavuz yatağı eğmeye çalışan yük-N} \quad (3.173)$$

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak} / k_2 \quad \text{yatakların emniyetli eğilme gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.174)$$

- L = kılavuz yataklarının boyu-mm
 F_s = kesme kuvveti-N
 k_1 = kesme kuvveti büyütme katsayısı
 σ_{ak} = kılavuz yatak malzemesi akma gerilmesi -N/mm²
 k_2 = malzeme emniyet katsayısı

Çizelge 3.25 Kılavuz yatakların mukavemet hesabı için gerekli değerler

L = 378 mm	$F_s = 3521$ N	$k_1 = 2$
Kılavuz yatak malzemesi = Ck 60	$\sigma_{ak} = 520$ N/mm ²	$k_2 = 2$

Kılavuz yatakların emniyetli eğilme gerilmesinin hesaplanması:

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k_2 = 520/2 = 260 \text{ N/mm}^2 \quad (3.175)$$

Kılavuz yatakları eğmeye çalışan yükün hesaplanması:

$$F_{sm} = F_s \cdot k_1/2 = 3521 \cdot 2/2 = 3521 \text{ N} \quad (3.176)$$

Kılavuz yatakların eğilme momentinin hesaplanması:

$$M = F_{sm} \cdot L/8 = 3521 \cdot 378/8 = 166367,25 \text{ N.mm} \quad (3.177)$$

Kılavuz yatakların direnç momentinin hesaplanması:

$$W = M/\sigma_{em} = 166367,25/260 = 640 \text{ mm}^3 \quad (3.178)$$

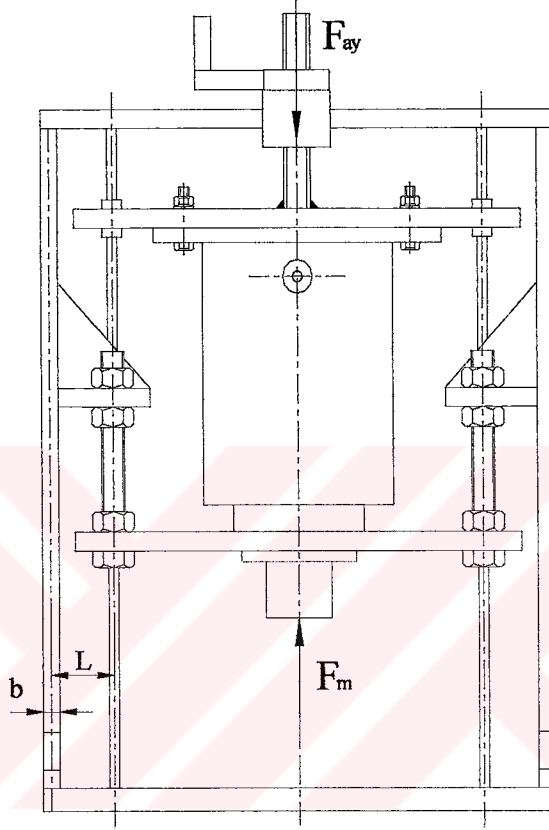
Kılavuz yatakların kalınlığı:

$$d = (32 \cdot W/\pi)^{1/3} = (32 \cdot 640/\pi)^{1/3} = 18,68 \text{ mm} \quad (3.179)$$

Kılavuz yataklardan her biri **20 mm** çapında kabul edilmiştir.

3.11 Ana Taşıyıcı Kolonların Mukavemet Hesabı

Ana taşıyıcı kolonlar talaş kaldırma işleminin gerçekleşmediği ayar safhalarında mekanizmaların ağırlığıyla basıya, talaş kaldırma esnasında ise radyal yük cıvataları ile iletilen yükler ile eğilmeye çalışmaktadır. Kolonların mukavemet hesabı daha kritik yüklemeye neden olacak olan eğilme gerilmesine göre yapılacaktır.



Şekil 3.23 Ana taşıyıcı kolonları etkileyen kuvvetler

$$b = (6.W/h)^{1/2} \quad \text{ana taşıyıcı kolon kalınlığı-mm} \quad (3.180)$$

$$W = M/\sigma_{em} \quad \text{ana taşıyıcı kolon direnç momenti-mm}^3 \quad (3.181)$$

$$M = F_m.L/2 \quad \text{ana taşıyıcı kolon eğilme momenti-N.mm} \quad (3.182)$$

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k \quad \text{ATK emniyetli eğilme gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.183)$$

$$h = \text{ana taşıyıcı kolon genişliği-mm}$$

$$F_m = \text{radyal kuvvet-N}$$

$$L = \text{radyal yük cıvatalarının ana taşıyıcı kolona mesafesi-mm}$$

$$\sigma_{ak} = \text{ana taşıyıcı kolon malzemesi eğilme gerilmesi-N/mm}^2$$

$$k = \text{malzeme emniyet katsayısı}$$

Çizelge 3.26 Ana taşıyıcı kolon mukavemet hesabı için gerekli değerler

$h = 300 \text{ mm}$	$F_m = 5283 \text{ N}$	$L = 48 \text{ mm}$	$k = 2$
Ana taşıyıcı kolon malzemesi = St 42		$\sigma_{ak} = 255 \text{ N/mm}^2$	

Ana taşıyıcı kolonların emniyetli eğilme gerilmesinin hesaplanması:

$$\sigma_{em} = \sigma_{ak}/k = 255/2 = 127,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.184)$$

Ana taşıyıcı kolon eğilme momentinin hesaplanması:

$$M = F_m \cdot L/2 = 5283 \cdot 48/2 = 126792 \text{ N.mm} \quad (3.185)$$

Ana taşıyıcı kolon direnç momentinin hesaplanması:

$$W = M/\sigma_{em} = 126792/127,5 = 994,5 \text{ mm}^3 \quad (3.186)$$

Ana taşıyıcı kolon kalınlığının hesaplanması:

$$b = (6 \cdot W/h)^{1/2} = (6 \cdot 994,5/300)^{1/2} = 4,46 \text{ mm} \quad (3.187)$$

Ana taşıyıcı kolon kalınlığı **12 mm** kabul edilmiştir.

I. Ana Taşıyıcı Kolon Bağlantı Cıvatalarının Mukavemet Hesabı

Ana taşıyıcı kolonlar tezgah alt tablasına 2 adet cıvata ile bağlanmıştır. Bu cıvatalar çekme gerilmesine maruz kalmaktadır.

$$d = (4 \cdot A/\pi)^{1/2} \quad \text{cıvataların en küçük dış dibi çapı-mm} \quad (3.188)$$

$$A = F_{civ}/\sigma_{em} \quad \text{cıvataların en küçük dış dibi kesiti-mm}^2 \quad (3.189)$$

$$F_{civ} = F_m/4 \quad \text{her bir cıvataya gelen çekme gerilmesi-N} \quad (3.190)$$

$$\sigma_{em} = \sigma_{civ}/k \quad \text{cıvataların emniyetli çekme gerilmesi-N/mm}^2 \quad (3.191)$$

$$F_m = \text{radyal kuvvet-N}$$

$$\sigma_{civ} = \text{cıvata malzemesi çekme gerilmesi-N/mm}^2$$

$$k = \text{emniyet katsayısı}$$

Çizelge 3.27 Ana taşıyıcı kolon bağlantı cıvatalarının en küçük dış dibi çapının hesaplanması için gerekli değerler

$F_m = 5283 \text{ N}$	Cıvata kalitesi = 8.8	$\sigma_{ct} = 640 \text{ N/mm}^2$	$k = 2$
------------------------	-----------------------	------------------------------------	---------

Cıvataların emniyetli çekme gerilmesinin hesaplanması:

$$\sigma_{em} = \sigma_{civ}/k = 640/2 = 320 \text{ N/mm}^2 \quad (3.192)$$

Her bir cıvataya gelen çekme gerilmesinin hesaplanması:

$$F_{civ} = F_m/4 = 5283/4 = 1320,75 \text{ N} \quad (3.193)$$

Cıvataların en küçük dış dibi kesitinin hesaplanması:

$$A = F_{civ}/\sigma_{em} = 1320,75/320 = 4,12 \text{ mm}^2 \quad (3.194)$$

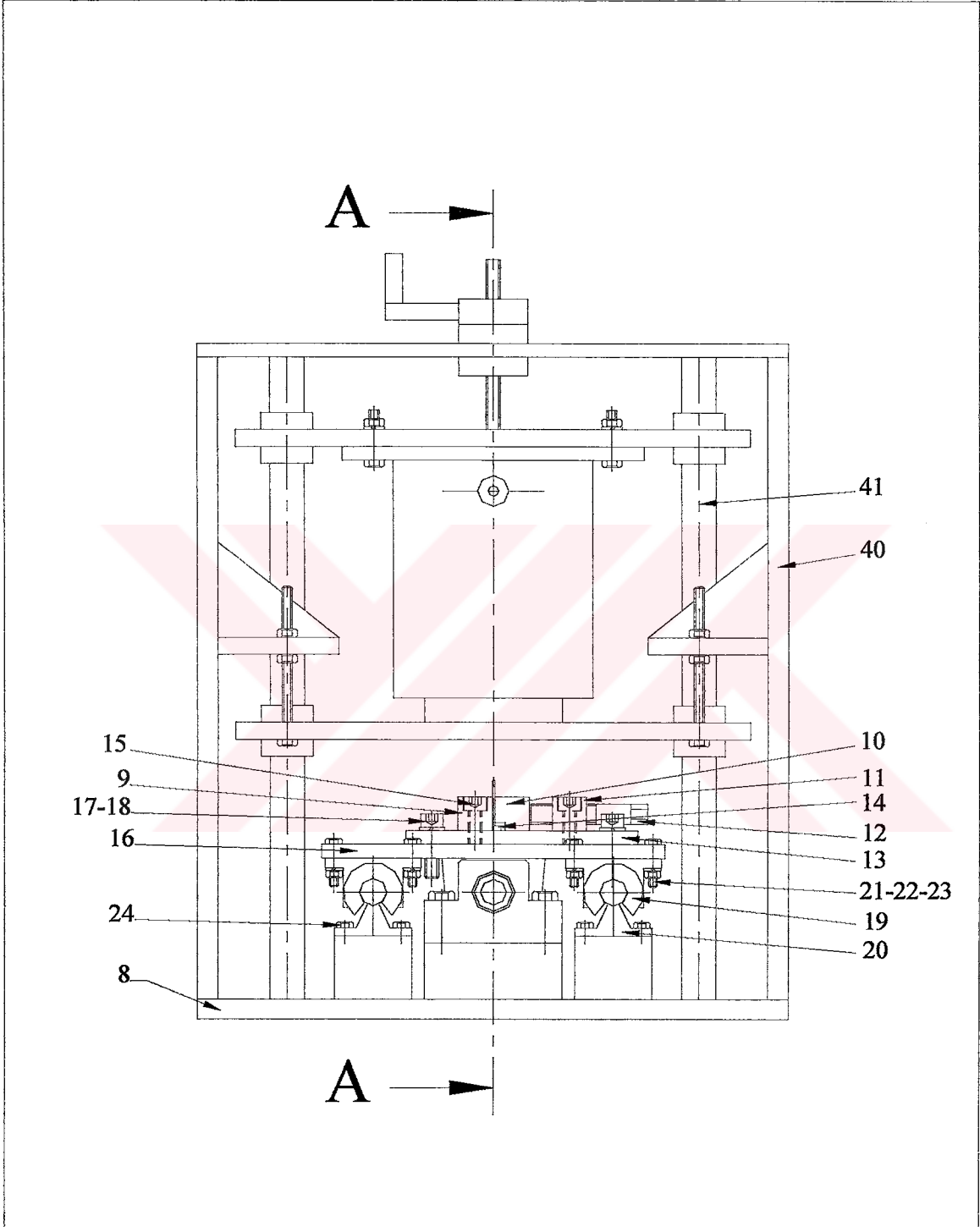
Cıvataların en küçük dış dibi çapının hesaplanması:

$$d = (4.A/\pi)^{1/2} = (4.4,12/\pi)^{1/2} = 2,3 \text{ mm} \quad (3.195)$$

Diş dibi çapı 4,7 mm olan **M 6** cıvatalar ana taşıyıcı kolon bağlantı cıvataları olarak seçilmiştir.

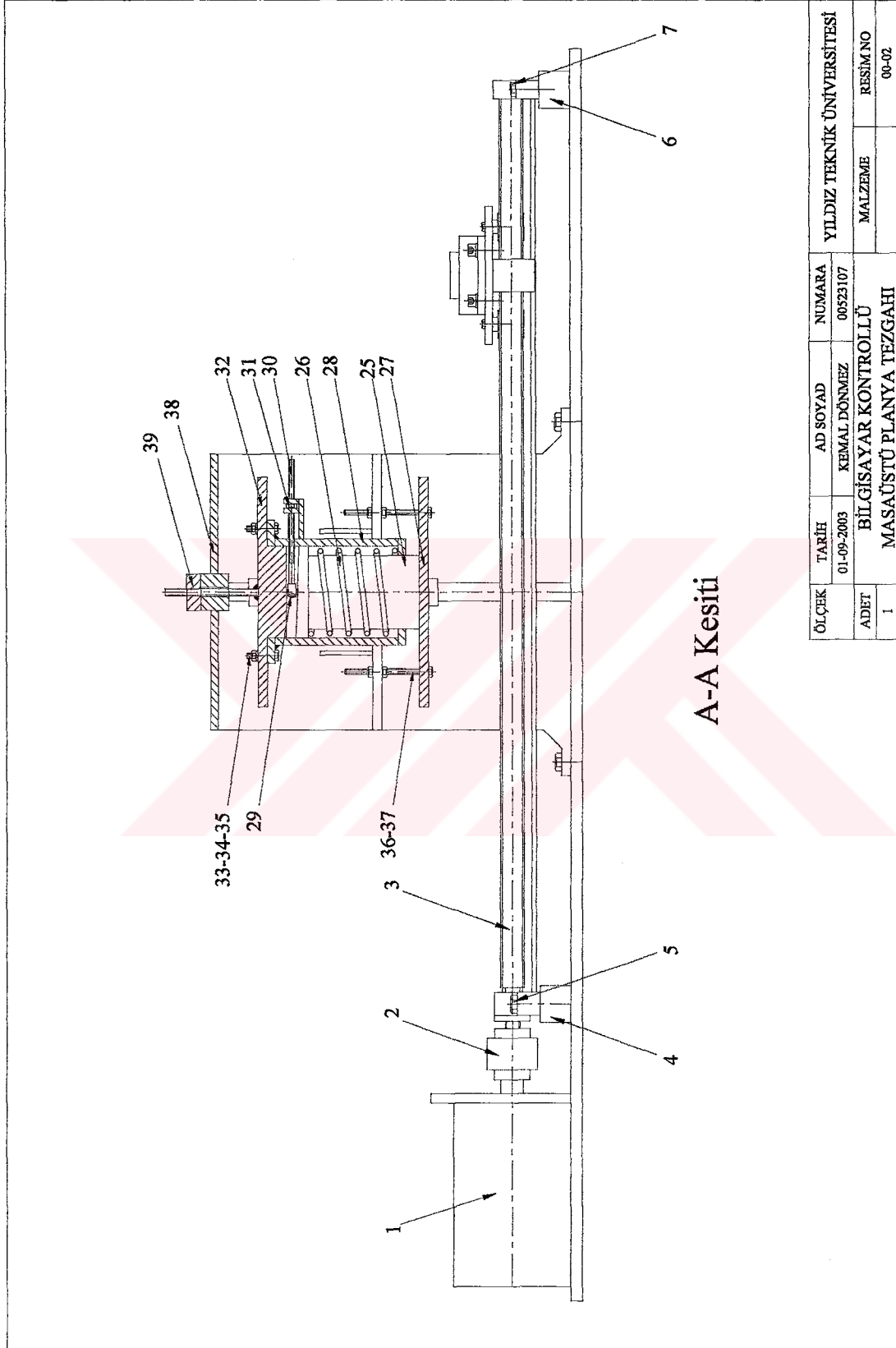


4. BİLGİSAYAR KONTROLLÜ MASAÜSTÜ PLANYA TEZGAHININ MONTAJ VE İMALAT RESİMLERİ



ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ	
	01-09-2003	KEMAL DÖNMEZ	00523107		
ADET	BİLGİSAYAR KONTROLLÜ MASAÜSTÜ PLANYA TEZGAHI			MALZEME	RESİM NO
1					00-01

Şekil 4.1 Bilgisayar kontrollü masaüstü planya tezgahının montaj resmi

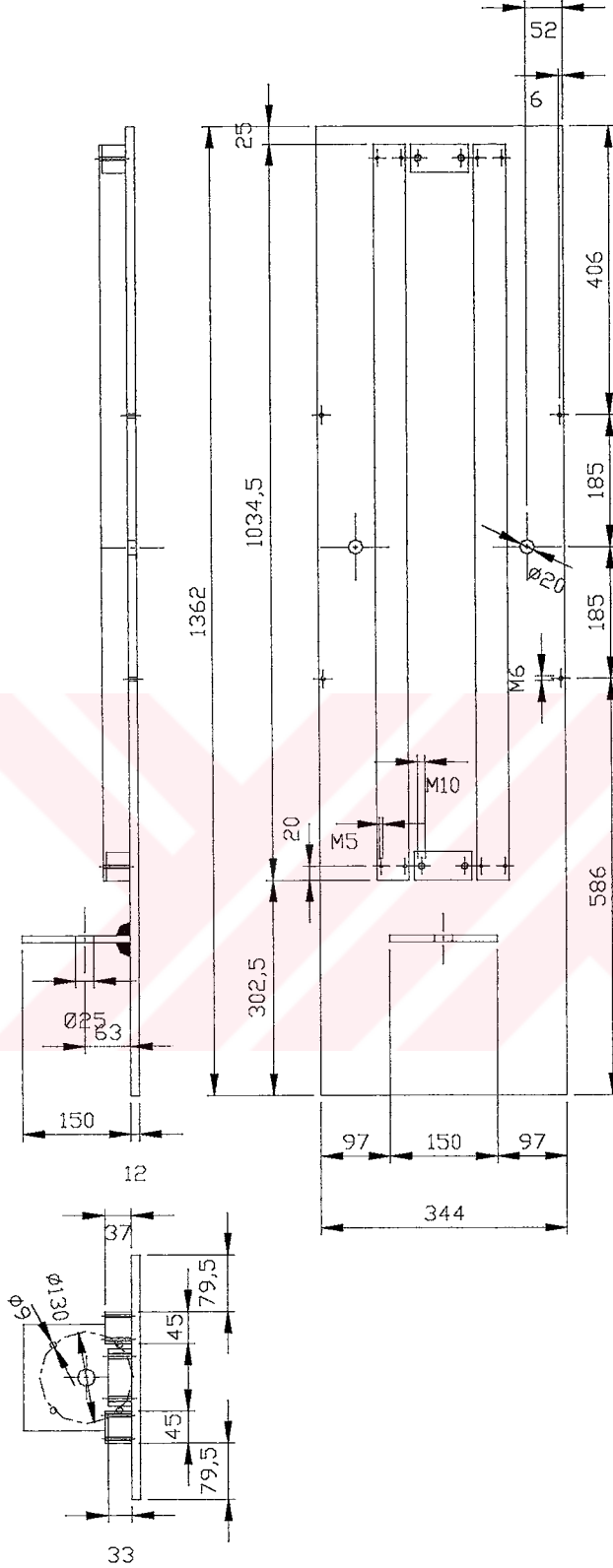


ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ	
	01-09-2003	KEMAL DÖNMEZ	00523107	MALZEME	RESİM NO
ADET	BİLGİSAYAR KONTROLLÜ			09-02	
1	MASAÜSTÜ PLANYA TEZGAHI				

Şekil 4.2 Bilgisayar kontrollü masaüstü planya tezgahının A-A kesiti

PARÇA NO	PARÇA ADI	ADET	MALZEME	AÇIKLAMA
1	SERVO MOTOR	1	HAZIR	1FK6060-6AF71-1
2	KAPLİN	1	HAZIR	ESCONYL
3	VİDALI MİL	1	HAZIR	THK Ø25
4	SABİT YATAK	1	HAZIR	THK EK 15
5	CIVATA M10x65 A.K.B.	2	8.8	DIN 961
6	DESTEK YATAĞI	1	HAZIR	THK EK 15
7	CIVATA M8x65 A.K.B.	2	8.8	DIN 961
8	TEZGAH ALT TABLASI	1	St 42	
9	MENGENE SABİT ÇENESİ	1	St 52	
10	MENGENE HAREKETLİ ÇENESİ	1	St 52	
11	MENGENE DESTEK ÇENESİ	1	St 52	
12	MENGENE MİLİ	1	Ck 60	
13	MENGENE ALT TABLASI	1	St 52	
14	PARALELLİK AYAR PLAKASI	1	St 37	
15	CIVATA M8x25	4	8.8	DIN 912
16	HAREKETLİ TABLA	1	St 52	
17	CIVATA M8x25	4	8.8	DIN 912
18	YAYLI RONDELA M8	4	YAY ÇELİĞİ	DIN 128
19	BİLYALI LİNEER RULMAN ÜNİTESİ	4	HAZIR	INA KGBO 1636
20	MİL VE MİL ALT DESTEĞİ	2	HAZIR	INA TSN 16 G G4
21	CIVATA M5x25 A.K.B.	8	8.8	DIN 931
22	SOMUN M5	8	8	DIN 934
23	YAYLI RONDELA M5	8	YAY ÇELİĞİ	DIN 128
24	CIVATA M5x25 A.K.B.	4	8.8	DIN 931
25	İNCE AYAR KAFASI	1	St 37	
26	BASMA YAYI	1	X 10 CrNi 18-8	GUTEKUNST
27	İAM ALT KİRİŞİ	1	St 52	
28	İNCE AYAR KAFASI KOVANI	1	St 52	
29	RULMAN	1	HAZIR	SKF NKI 5/12
30	SAPLAMA	1	Ck 60	
31	SOMUN M6	1	8	DIN 934
32	İAM ÜST KİRİŞİ	1	St 52	
33	CIVATA M6x30 A.K.B.	4	8.8	DIN 931
34	SOMUN M6	4	8	DIN 934
35	YAYLI RONDELA M6	4	YAY ÇELİĞİ	DIN 128
36	CIVATA M6x90 A.K.B.	4	8.8	DIN 931
37	SOMUN M6	8	8	DIN 934
38	ANA TAŞIYICI KİRİŞ	1	St 42	
39	KABA AYAR KOLU	1	St 42	
40	ANA TAŞIYICI KOLON	2	St 42	
41	KILAVUZ YATAK	2	Ck 60	

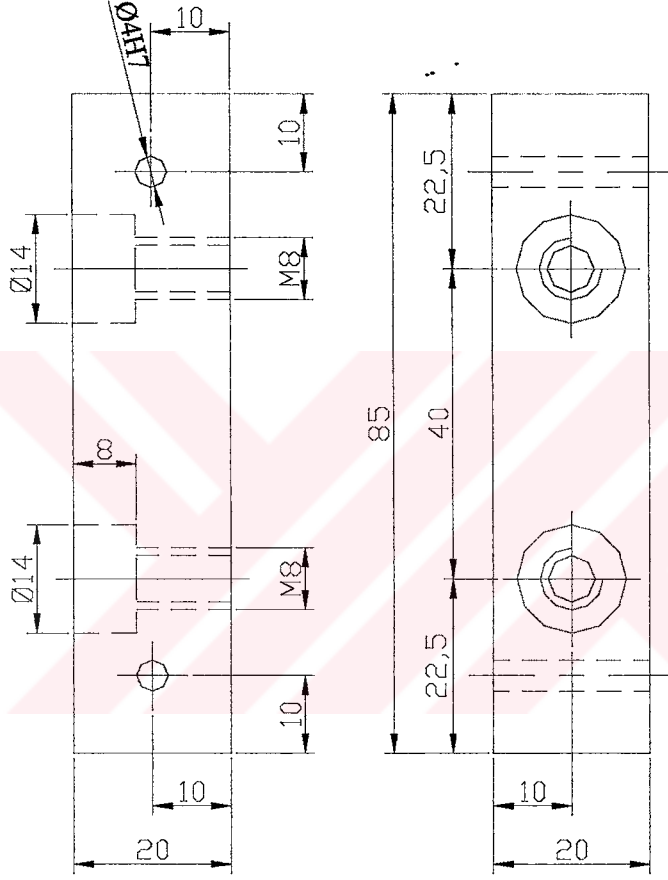
Çizelge 4.1 Bilgisayar kontrollü masaüstü planya tezgahı parça listesi



KAYNAK SONRASI GERİLİM GİDERME UYGULANACAKTIR.
KESKİN KÖŞELERE 2x45° PAH KIRILACAK

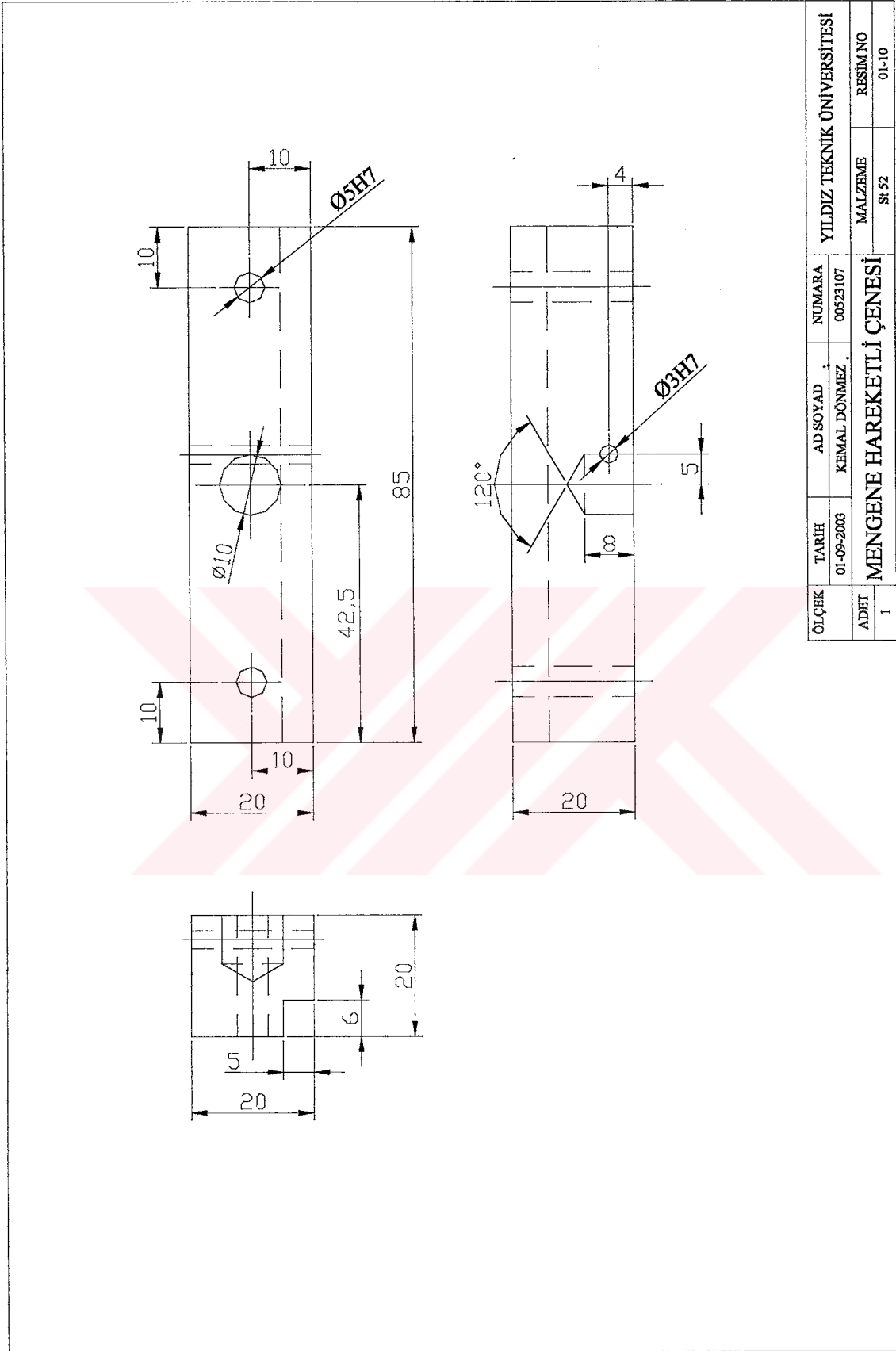
ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
	01-09-2003	KEMAL DÖNMEZ	00523107	
ADDET	TEZGAH ALT TABLASI			MALZEME
1				S1.42
				RESİM NO
				01-08

Şekil 4.3 Tezgah alt tablası

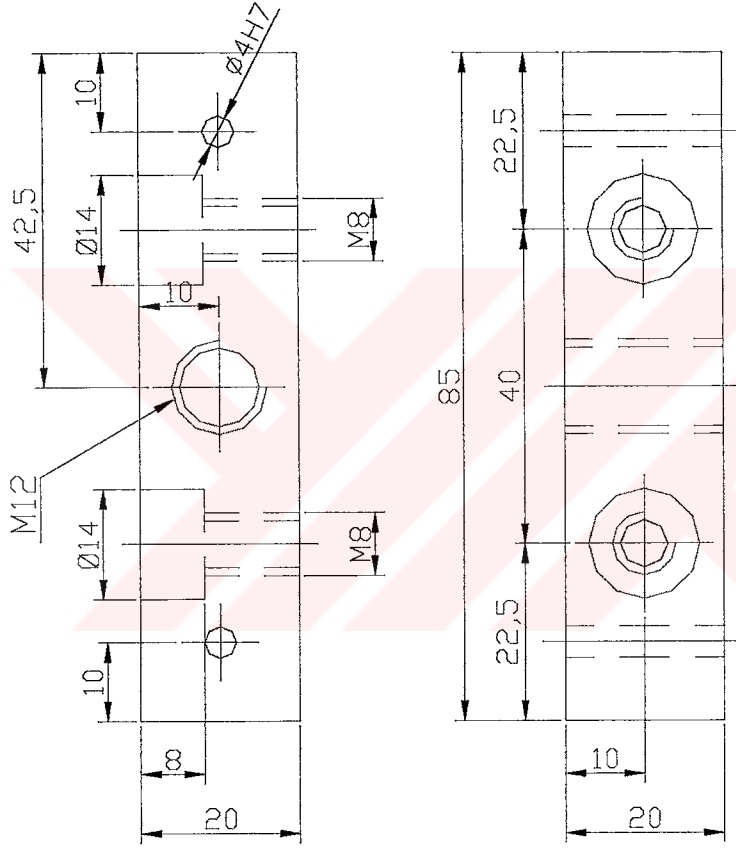


ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ	
1	01-09-2003	KEMAL DÖNMEZ	00523107	MALZEME	RESİM NO
MENGENE SABİT ÇENESİ				S452	01-09

Şekil 4.4 Mengene sabit çenesi

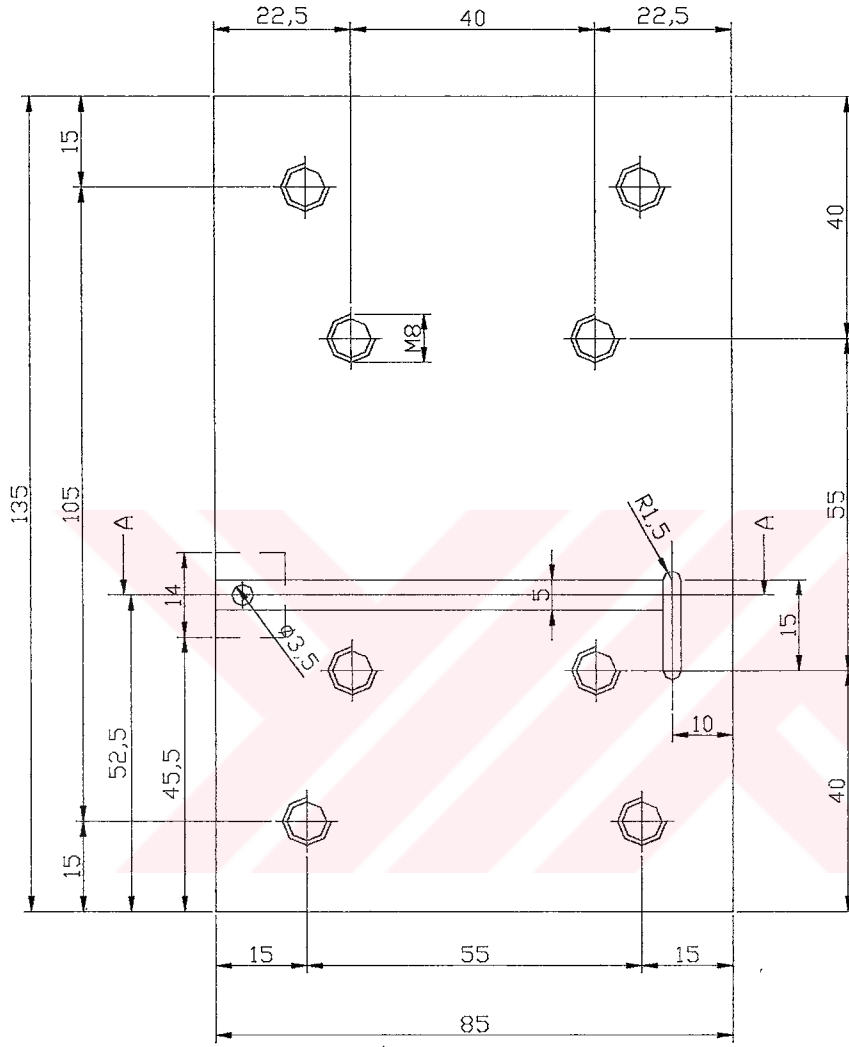


Şekil 4.5 Mengene hareketli çenesi



ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
	01-09-2003	KEMAL DÖNMEZ	00523107	
ADET	MENGENE DESTEK ÇENESİ			MALZEME
1				St:52
				RESİM NO
				01-11

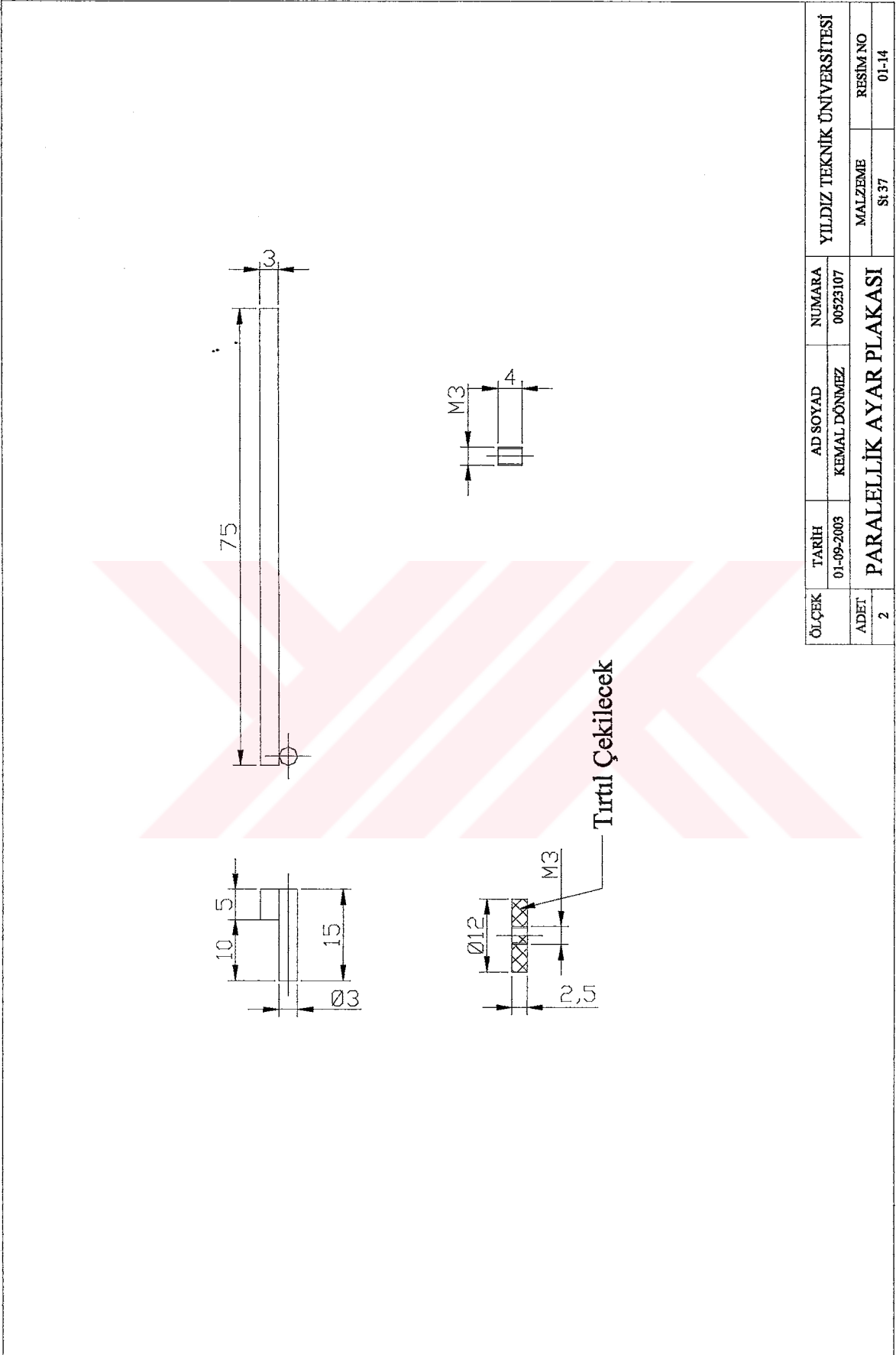
Şekil 4.6 Mengene destek çenesi



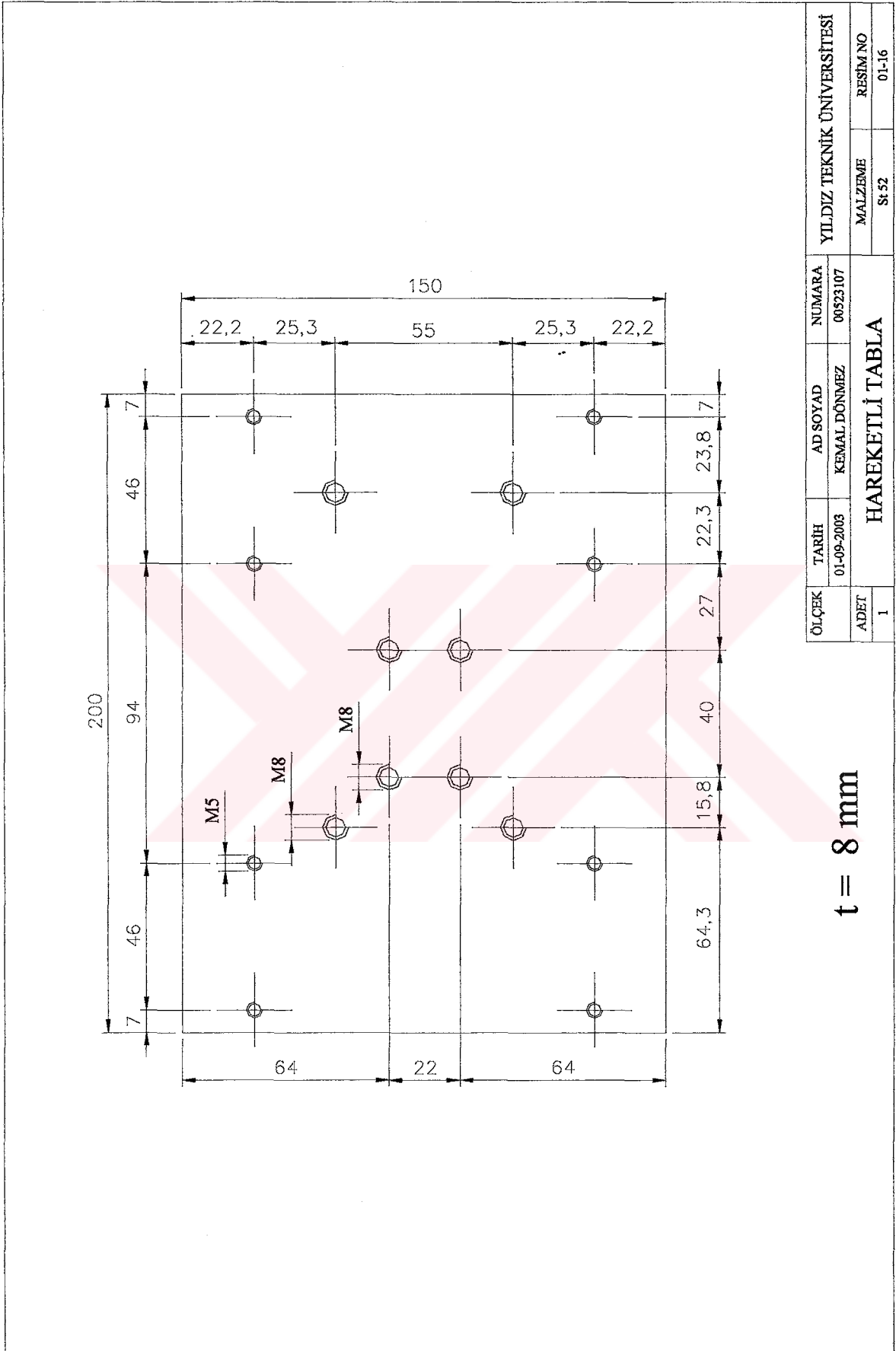
A-A KESİTİ

ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ	
	01-09-2003	KEMAL DÖNMEZ	00523107	MALZEME	RESİM NO
ADET	MENGENE ALT TABLASI			Sİ 52	01-13
1					

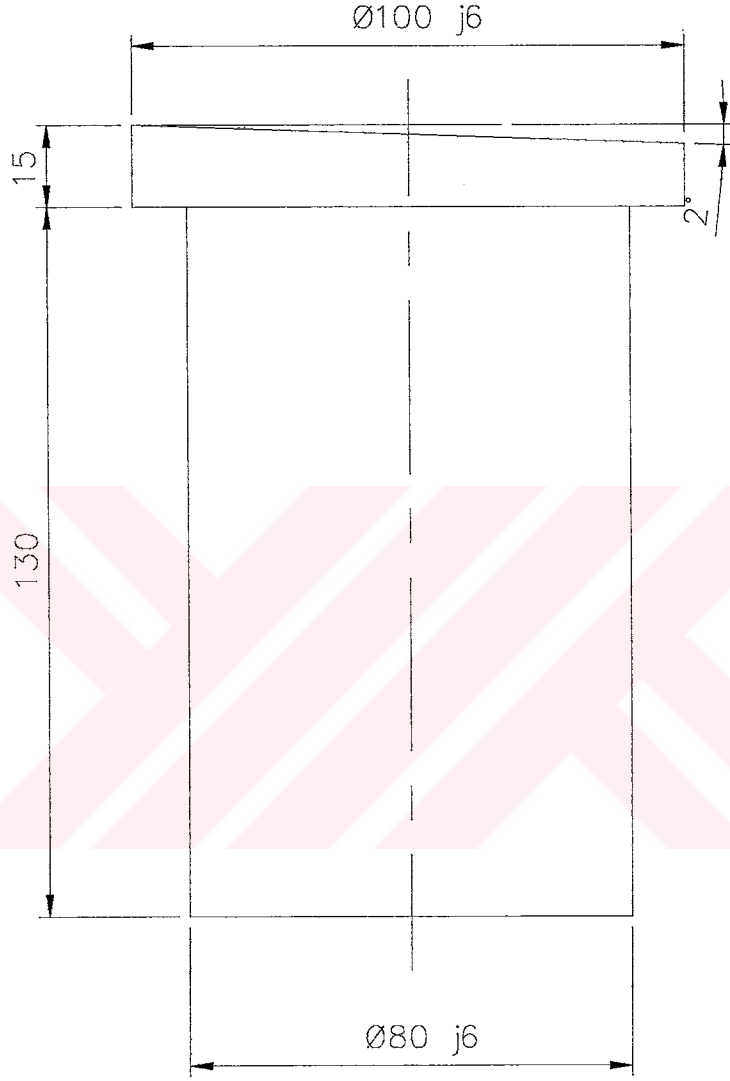
Şekil 4.8 Mengene alt tablası



Şekil 4.9 Paralellik ayar plakası

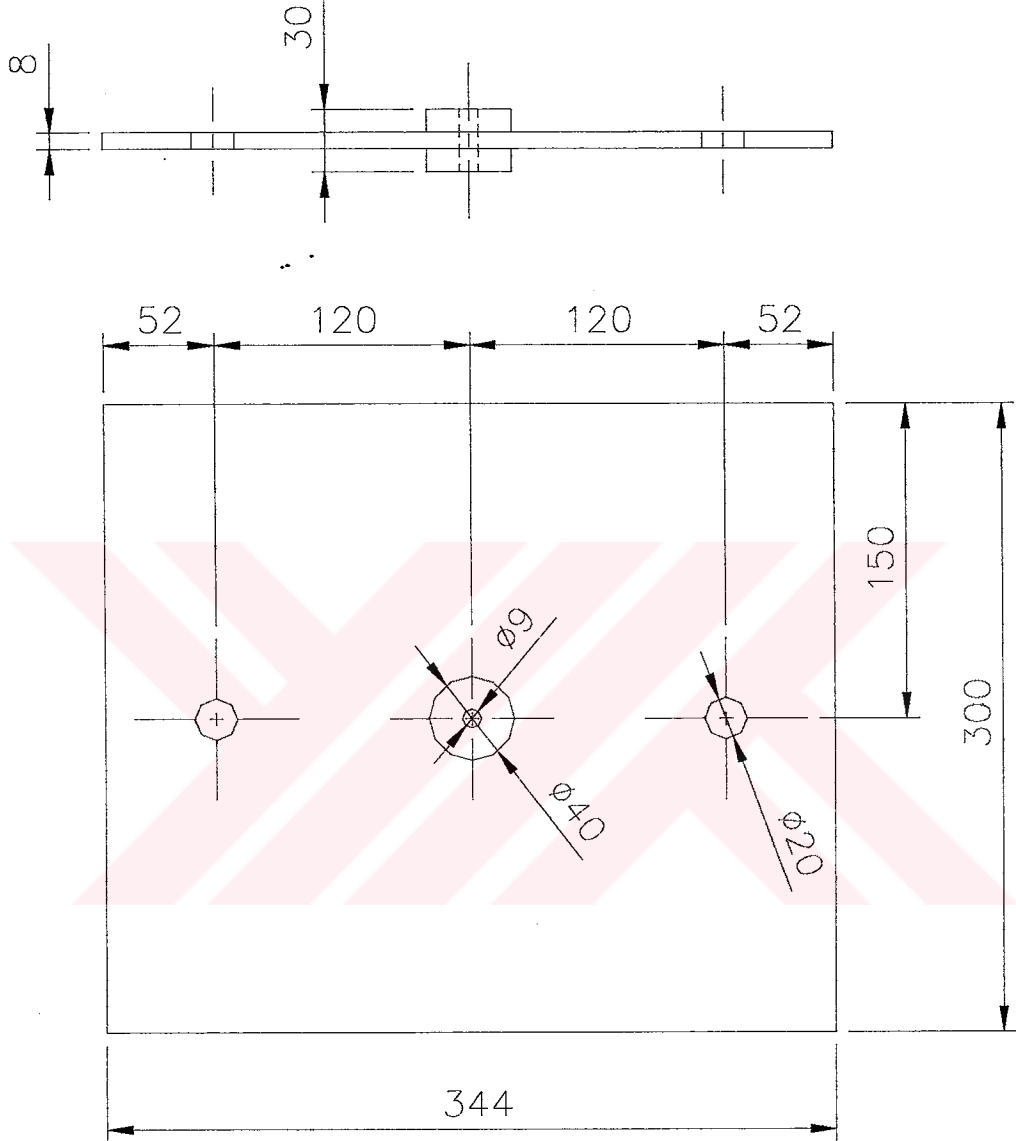


Şekil 4.10 Hareketli tabla



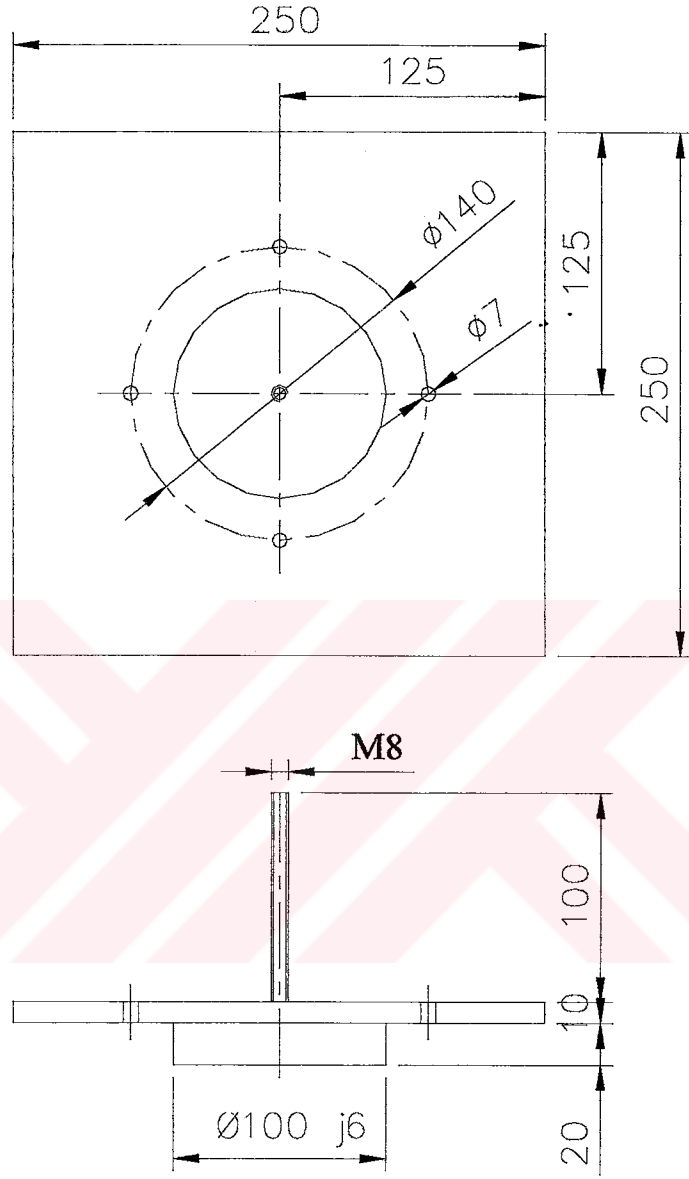
ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ	
	01-09-2003	KEMAL DÖNMEZ	00523107		
ADET	İNCE AYAR KAFASI			MALZEME	RESİM NO
1				St 37	01-25

Şekil 4.11 İnce ayar kafası



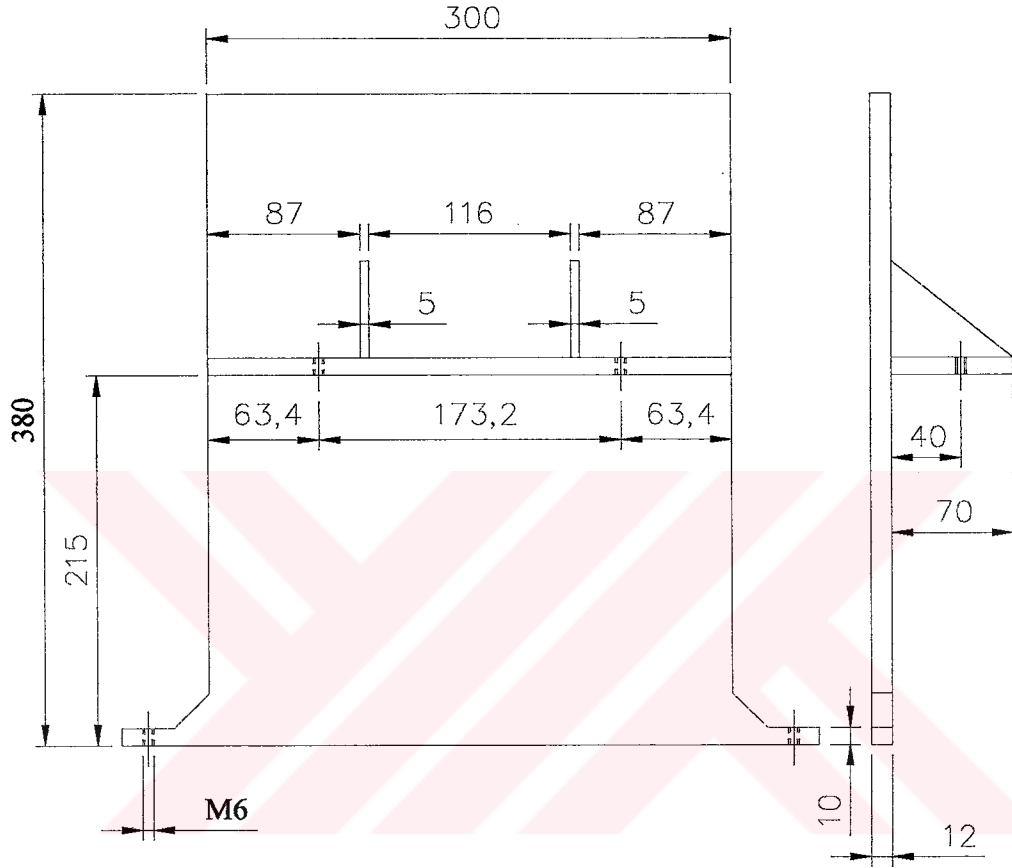
ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ	
	01-09-2003	KEMAL DÖNMEZ	00523107		
ADET	ANA TAŞIYICI KİRİŞ			MALZEME	RESİM NO
1				St 42	01-38

Şekil 4.15 Ana taşıyıcı kiriş



ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ	
	01-09-2003	KEMAL DÖNMEZ	00523107		
ADET	KABA AYAR VİDASI			MALZEME	RESİM NO
1				St 42	01-39

Şekil 4.16 Kaba ayar vidası



ÖLÇEK	TARİH	AD SOYAD	NUMARA	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ	
	01-09-2003	KEMAL DÖNMEZ	00523107		
ADET	ANA TAŞIYICI KOLON			MALZEME	RESİM NO
1				St 42	01-40

Şekil 4.17 Ana taşıyıcı kolon

5. SONUÇLAR

Planyalama prensibinde ani durdurma elde etmek için geliştirilmiş bilgisayar kontrollü masaüstü planya tezgahının özellikleri aşağıda özetlenmiştir.

1. 1,5 mm kalınlığındaki deney parçalarından ortogonal kesme şartları ile 2 mm derinliğinde talaş kaldırılabilir.
2. Deneylerde alüminyum, bakır ve alaşımsız çelikler kullanılabilir.
3. Kaba ayar mekanizması ile parçaya yaklaşma gerçekleştirilmekte daha sonra ince ayar mekanizması ile istenen talaş derinliği verilmektedir.
4. Ayarlanan talaş derinliği ana taşıyıcı kolonlara bağlanan bir ölçü saatinden okunabilmektedir.
5. Planya tezgahının en büyük kesme hızı 15 m/dak. olup servo motorun sürücüsü ile ilerleme hızı ayarlanabilmektedir.
6. Sürücü üzerindeki program ile vidalı milin adımı tanımlanarak istenen ilerleme miktarı ayarlanabilir.
7. Dizaynı yapılan bu tezgahın imali durumunda, talaş oluşumu sırasında ortaya çıkan, malzemelerin plastik deformasyonu, takım-talaş ara yüzeyindeki deformasyonlar, takımlardaki yığma ağız oluşumlarının incelenmesi mümkün olacaktır.

KAYNAKLAR

- Akkurt, M., (2000), Talaş Kaldırma Yöntemleri ve Takım Tezgahları, Birsen Yayınevi, İstanbul
- Bhattacharyya, A., (1984), Metal Cutting Theory and Practice, Central Book Agency LTD, Calcutta
- Bozacı, A., (1995), Makine Elemanlarının Projelendirilmesi, Seç Yayın Dağıtım, İstanbul
- Lin, J.T., Bhattacharyya, D. ve Ferguson, W.G., (1998), "Chip Formation in The Machining of SiC-Particle Reinforced Aluminium-Matrix Composites", Composites Science and Technology, 58(285-291).
- M.E.B., (2000), Metal Mesleğinde Tablolar , Milli Eğitim Basımevi, İstanbul
- Özçatalbaş, Y. ve Özdemir, A., (1999), "Tornalamada Kullanılabilen Yeni Bir Ani Durdurma Cihazının Geliştirilmesi", Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 12(3):809-820.
- Wallen, P., Jacobson, S. ve Hogmark, S., (1988), "An Experimental Method for Studies of Intermittent Cutting at Small Cutting Depths", Int. J. Mach. Tools Manufact., 28(4):539-550
- Yaşar, B., (2003), Metallerin Talaşlı Şekillendirilmesinde Takımın Giriş ve Çıkış Etkileri, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü

İNTERNET KAYNAKLARI

- [1] <http://www.ercnsm.org> (Yen, Y.C., Sartkulvanich, P., Al-Zkeri, I., Söhner, J. ve Altan, T., (2002), "Prediction of Cutting Forces, Tool Stresses, Temperatures and Tool Wear in High Speed Machining-A Progress Report", The Engineering Center for Net Shape Manufacturing)

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 30.07.1978

Doğum yeri İstanbul

Lise 1993-1996 Haydarpaşa Anadolu Meslek Lisesi
Makine Bölümü

Lisans 1996-2000 Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2001- Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, İmal Usulleri Programı

Çalıştığı kurumlar

2000-2001 Bordo Denizcilik San. ve Tic. A.Ş.
2002-Devam ediyor Termo Makina San. ve Tic. A.Ş.

