

YÜRÜR TIF SAMAN MAKINASI
DIZAYNI.

Yaşar Özdemir.

Anadolu Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makina Mühendisliği Anabilim Dalında
Konstrüksiyon ve İmalat Bilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Olarak hazırlanmıştır.

Danışman: Prof. Dr. Battal KUSHAN.

Subat - 1990

Yaşar Özdemir'in YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı "YÜRÜR TİP SAMAN MAKİNASI DİZAYNI" başlıklı bu çalışma, jürimiz lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

.2.3.1990

Başkan: Prof. Dr. Erdoğan Fıratlı

Üye : (Danışman) Prof. Dr. Battal Kuşhan

Üye : Yrd. Doç. Dr. Nejat Kireç

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun **07 MART 1990** gün ve **.236/5.....** sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Rüstem KAYA

İCİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	V
SUMMARY	Vi
SEKİLLER DİZİNİ	Vi1
SİMGELER DİZİNİ	Vi11
TEŞEKKÜR	Xi
1.GİRİŞ	1
1.1. Makinanın tanıtılması	1
1.2. İmalat hakkında açıklama	2
2.SAMAN MAKİNASI KONSTRÜKSİYONU	3
2.1. Genel ölçüler	3
2.2. Makinanın çatısı	3
2.3. Şase	3
2.4. Toplayıcı düzen	4
2.5. Aktarıcı düzen	4
2.6. Batör konstrüksiyonu	4
2.6.1. Batör hesapları	5
2.6.1.1. Parmak hesapları	5
2.6.1.2. Volan ihtiyacının incelenmesi	10
2.6.1.3. Batör mili hesabı	13
2.6.1.4. Batör yatak hesapları	17
2.7. Aspiratör dizaynı	18
2.8. Sanzuman dizaynı	23
2.9. Makinanın hareket iletim düzeni	31
3.MALİYET ANALİZİ	38
3.1. Sabit ve değişken maliyetler	38
3.2. Makina maliyeti	39
3.2.1. Şase maliyeti	39
3.2.2. Gövde maliyeti	40
3.2.3. Saptoplar maliyeti	40
3.2.4. Aktarıcı maliyeti	41
3.2.5. Batör maliyeti	42

İÇİNDEKİLER DEVAM

Sayfa

3.2.6. Sanzuman maliyeti	42
3.2.7. Aspiratör maliyeti	43
3.2.8. Montaj maliyeti	43
3.2.9. Toplam maliyet	43
3.3. Batör maliyet farkı	44
3.4. Sanzuman maliyet farkı	44
3.5. Aspiratör maliyet farkı	44
3.6. Montaj maliyet farkı	44
3.7. Toplam maliyet farkı	44
4.SONUCLAR VE TARTIŞMASI	45
KAYNAKLAR	47
EK. 0 Montaj resmi	
EK. 1 Sase resmi	
EK. 2 Batör yan elemanı resmi	
EK. 3 Toplayıcı yan sacı resmi	
EK. 4 Ön kapak resmi	
EK. 5 Batör ara parçası resmi	
EK. 6 Batör perdesi resmi	
EK. 7 Gövde resmi	
EK. 8 Toplayıcı resmi	
EK. 9 Sanzuman resmi	
EK. 10 Aspiratör resmi	
EK. 11 Batör resmi	
EK. 12 Vantilatör abakları	

ÖZET

Günümüz beslenme açığının şartlandığı hayvancılık sektöründe ana besin kaynağı olarak samanın yeri büyüktür. Bu ihtiyacın karşılanmasında saman makinası önemli bir yer tutmaktadır.

Bu çalışmada tarım makinaları arasından saman makinası incelenmiştir. İncelenen makina tanıtılmış ve imalat hakkında açıklamalar yapılmıştır. Mevcut makinanın konstrüktif hesapları yapılarak gerekli yerler değiştirilmiştir.

Makinanın maliyeti bulunarak yapılan değişikliklerin maliyete etkisi incelenmiştir.

SUMMARY

Straw as a main food plays an important role which nutrition gap makes it necessary in stock recently. Straw machine has a certain level to supply this requirement.

Straw machine among agricultural machines has been investigated in this study. Investigated machine has been introduced and explanations about manufacturing the machine have been given. After detailed design calculations of available machine were done, necessary parts had been changed.

Finally, cost of the machine has been found and difference has been calculated.

SEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Açıklama</u>	<u>Sayfa</u>
1.1.1.	Patozla saman yapmanın şematik görünüşü	1
1.1.2.	Yürür tip saman makinasıyla saman yapmanın şematik görünüşü.	2
1.1.3.	Yürür tip saman makinası	3
2.5.1.	Aktarıcı ünite	4
2.6.1.1.	Batör parmağı	5
2.6.1.2.	Batör parmağı sürtünme yüzeyi ..	9
2.6.1.3.1.	Batör miline etkiyen kuvvetler .	13
2.6.1.3.2.	Batör mili sehimi süperpozisyonu	16
2.6.1.4.1.	Batör yatak kuvvetleri	17
2.7.1.	Kanat çizimi	21
2.8.1.	Sanzuman şematik görünüşü	24
2.9.1.	Hareket iletim mekanizması	31
2.9.2.	Sanzuman batör değerleri	33
2.9.3.	Batör aktarıcı değerleri	35
2.9.4.	Zincir mekanizması değerleri . . .	35
3.1.	İşletme masraf sınıfları	38
3.2.	Karlılık noktası	39

SIMGELER DİZİNİ

<u>Simge</u>	<u>Açıklama</u>
M_d	Döndürme momenti (kg.cm)
M_e	Eğilme momenti (kg.cm)
W	Direnç momenti (cm ³)
σ	Gerilme (kg/cm ²)
I	Atalet momenti (cm ⁴)
P	Güç (BG)
F	Normal kuvvet (kg)
F_N	Sürtünme kuvveti (kg)
F_S	Sürtünme katsayısı
μ	Düzensüzlük katsayısı
ε	Açısal hız (1/s)
w	Volanın depoladığı enerji (Jul)
A	Volan ataleti (kg.m ²)
θ	Kütle (kg)
m	Jirasyon yarıçapı (m)
i	Devir (d/d)
n	Kayma gerilmesi (kg/cm ²)
τ	Sehim (cm)
f	Elastisite modülü (kg/cm ²)
E	Kritik devir (d/d)
n_k	Yatak ömrü (saat)
L	Dinamik yük sayısı
C	Yoğunluk (gr/cm ³)
γ	Gaz sabiti (kg.f/m ²)
R	Sıcaklık (°K)
T	Özgül tanım sayısı
n	Basma yüksekliği (mmSS)
H^q	Debi (m ³ /s)
V^m	Çıkış hızı (m/s)
U_2	Giriş hızı (m/s)
U_1	Basınç katsayısı
ψ	

SIMGELER DİZİNİ DEVAM

g	Yerçekimi ivmesi (m/s ²)
P	Basınç farkı (mmSS)
C	Giriş hızı (m/s)
E ^s	Hız katsayısı
M	Pfilenderer sayısı
B ₁	Giriş eni (cm)
B ₂	Çıkış eni (cm)
β ₁	Giriş açısı (°)
β ₂	Çıkış açısı (°)
z	Daralma katsayısı
Z	Kanat sayısı
S	Kanat kalınlığı (mm)
η _h	Hidrolik verim
H _{th}	Teorik basma yüksekliği (mmSS)
Z ₁	Giriş dişli sayısı
Z ₂	Çıkış dişli sayısı
i	Çevrim oranı
α ₀₁	Giriş dişlisi tepe açısı (°)
α ₀₂	Çıkış dişlisi tepe açısı (°)
y ₂	Yağlama faktörü
y ₁	Malzeme faktörü
s	Emniyet katsayısı
m	Ortalama modül (mm)
c	Dinamik faktör
ψ _m	Genişlik faktörü
Z _r	Teorik diş sayısı
d _m	Ortalama tak. dairesi çapı (mm)
b	Dişli çark genişliği (mm)
P _e	Diş yüzey basıncı (kg/cm ²)
F _u	Dişe gelen kuvvet (kg)
y _L	Ömür faktörü
y _C	Profil faktörü
y _W	Malzeme faktörü

SİMGELER DİZİNİ DEVAM

d_k	Diş başı dairesi çapı(mm)
d_f	Taban dairesi çapı(mm)
δ_k	Diş koni yan açısı(°)
δ_f	Taban konisi yan açısı(°)
R_a	Koni uzunluğu(mm)
X_k	Diş başı açısı(°)
X_f	Taban açısı(°)
b_i	Yüzey işleme faktörü
b_o	Büyüklik faktörü
β	Şekil faktörü
L_e	Etken kayış uzunluğu(mm)
T	Kayış gergi kuvveti(kg)
V	Kayış hızı(m/s)
k	Güç faktörü
P_D	Güç kabiliyeti(BG)
q_s	Kavrama faktörü
q_k	Form faktörü

TEŞEKKÜR

Tezimin konusunu seçmemde ve çalışmalarımda bana yardımcı olan danışman hocam sayın Prof.Dr. Battal KUŞHAN'a teşekkürlerimi arz ederim.

Ayrıca çizimlerde yardımcı olan Adnan ÇAKAR'a ve yazılmasına yardımcı olan Arş.Grv. Osman N. CELİK'e teşekkür ederim.

1. GİRİŞ

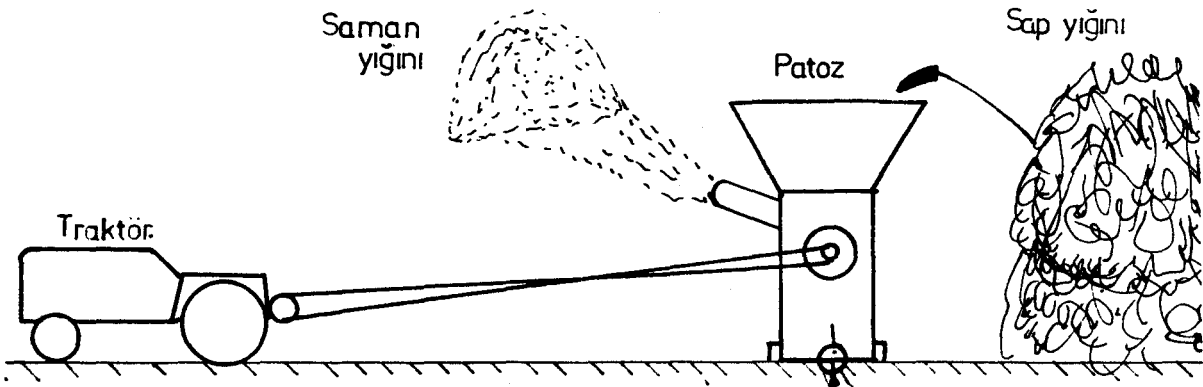
Tarım ülkesi olan Türkiye'de sanayinin tarımın esasını teşkil ettiği anlaşılmıştır. Sanaysiz tarım ürünlerinin tam anlamıyla değerlendirilemeyeceği gibi tarım faaliyetleri için gerekli araçlarada sanaysiz sahip olmak mümkün değildir.

Günün şartlarına uygun verimli tarımın yapılabilmesi için pahalı insan gücü yerine mekanik gücün kullanılması gereklidir. Bu da tarım sanayinin gelişmesi ve ucuz tarım makinalarının piyasaya sürülmesi ile mümkündür.

Hızlı nüfus artışının ve bunun yarattığı beslenme açığının şartlandığı hayvancılık sektörünün ilerlemesi, gelişmesi hayvanların beslenme problemlerini de ortaya çıkarmıştır. Önceleri kullanılan harman makinaları tane hasatını ön planda tutarken günümüzde sadece sapı saman yapan tarım makinalarının imalatına başlanmıştır.

1.1. Makinanın Tanıtılması

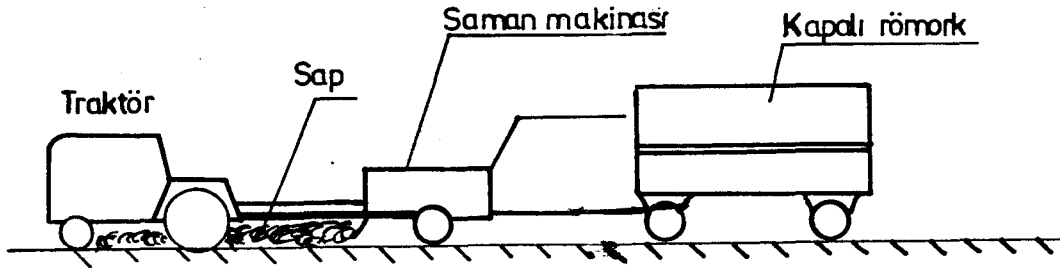
Değişik illerde imalatı gerçekleştirilen yürür tip saman makinasının esas biçerdöverin namı halinde bıraktığı tanesiz sapları toplayıp, kırıp arkasındaki kapalı römorka atması esasına dayanır.



Sekil 1.1.1: Patozla saman yapmanın şematik görünüşü.

Basit patozlar biryere (harman) sabitledikten sonra güç ihtiyacı traktörle kayış kasnak mekanizması yardımıyla sağlanmakta ve önceden toplanmış materyal (sap) kullanılmaktadır.

Yürür tip saman makinalarında ise traktörle irtibat universal bir şaftla sağlanmakta ve insan gücüne ihtiyaç olmadan dağınık haldeki sapları toplayıp kırdıktan sonra arkasındaki kapalı römorka püskürtmektedir. Buda orta büyüklükteki bir çiftçinin saman ihtiyacını önceden 1-1.5 ay zarfında karşılarken bu makinayla maksimum iki günde bu sorununu ortadan kaldırmış olmaktadır.



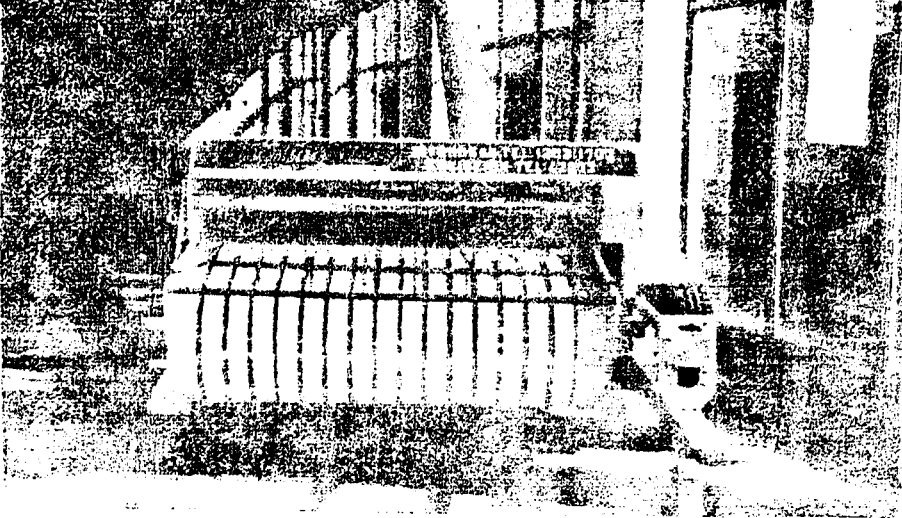
Şekil 1.1.2:Yürür tip saman makinasıyla saman yapmanın şematik görünüşü.

1.2. İmalat Hakkında Açıklama

Fındıkoğulları Tarım Makinaları Sanayi ve Ticaret A.Ş ilk kuruluşu küçük bir atölye tipinde basit tarım işleriyle uğraşmaktaydı. Daha sonra tarım makinaları imalatına başlamış önceleri su tankerleri, römorklar imal eden firma şu anda üretiminin büyük kısmı yürür tip saman makinası olmak üzere diğer tarım araçlarınınıda üretmektedir.

Makinanın eski modelleriyle yeni modelleri arasındaki fark tekerleklerinden birisi uygulamada güçlük çıkarttığı için iç kısımdan dışa alınmıştır. Bundan başka makinada önemli bir değişiklik yapılmamış yalnızca kaporta görünüşü düzeltilmiştir. Makinanın tüm malzemeleri yerli olup kaynak

konstrüksiyonu olarak imalatı gerçekleştirilmektedir.



Sekil 1.2.3:Yürür tip saman makinası (Fındık oğulları).

2. SAMAN MAKİNESİ KONSTRÜKSİYONU

Batör, şanzuman ve aspiratör ayrıntılı olarak hesaplanmış makinenin diğer kısımları ise mevcuttaki gibi alınmıştır.

2.1. Genel Ölçüler

Toplam uzunluk;3200 mm., toplam genişlik;2380 mm., toplam yükseklik;2340 mm.'dir.

2.2. Makinanın Çatısı

Makinanın esas çatısı 5 mm'lik sacdan şekillendirilmiş şaseye civata ve kaynakla monte edilmiştir (Resim no:0007, Ek:7). Buna kontrabatör (delikli sac) montajda takılacaktır.

2.3. Sase

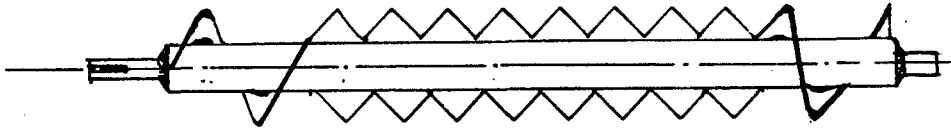
Esas itibarıyla U profilleri kullanılarak kaynak konstrüksiyonu olarak imal edilmiştir (Resim no:0001, Ek:1). Buna iki adet tekerlek takılmıştır. Makinanın arkasında perşinden gelen römorkun takılmasına yarayan çeki halkası mevcuttur. Çeki oku üzerinde de şaftı destekleyici eleman vardır.

2.4. Toplayıcı Düzen

İlerleme yönüne dik olarak yerleştirilmiş olan toplama düzeni yine ilerleme yönüne göre makinanın sağ tarafındadır. Toplama düzeninde 4 adet pervaz ve her pervaz üzerinde pervaz boyunca yanyana dizilmiş yaylı tirmıklar bulunmaktadır. Pervazlar eksantrik kollar yardımıyla ilerleme yönüne ters yönde dönerek çalışmaktadır. Toplama düzeni zemine göre istenilen yüksekliğe getirilmesi sağ tarafta bulunan kademeli ayar lamasıyla sağlanmaktadır. Tirmıkların yerden topladıkları sapları yukarıya kaldırmaları anında havaya fırlatmalarını önleyici çubuklu ızgara bulunmaktadır (Resim no:0008 Ek:8).

2.5. Aktarıcı Düzen

Boru üzerine sactan yapılmış iki ucu helezon şeklinde ortası 180° 'lik açı farkıyla yerleştirilmiş paletlerden ibarettir.



Sekil 2.5.1: Aktarıcı ünite.

Aktarıcı düzen toplayıcı düzen tarafından kendisine iletilen sapları batöre aktarır.

2.6. Batör Konstrüksiyonu

Bir mil üzerine birbirine dik olarak yerleştirilmiş kırıcılardan ibarettir. Kırıcılara kuvvet sürtünme yoluyla aktarılmakta mil üzerinde kama v.s bulunmamaktadır. Mil üzerine dizilen kırıcılar ara takozları vasıtasıyla birbirine göre mesafeleri ayarlanıp makine çatısı üzerine yataklar takıldıktan sonra milin iki ucundan sıkılarak sürtünme

kuvveti sağlanmaktadır (Resim no:0011, Ek:11).

2.6.1. Batör hesapları

Makinanın toplam maksimum çektiği güç 35 BG dir. (Rapor, 1986,359-414/HH4) Aspiratör için gerekli güç 6 BG, boştta çalışırken çektiği güç 8 BG, toplama düzeni için gerekli güç 2 BG olduğuna göre batör tarafından yutulan güç $35-6-8-2=19$ BG. (Rapor,1986, 359-414/HH4)

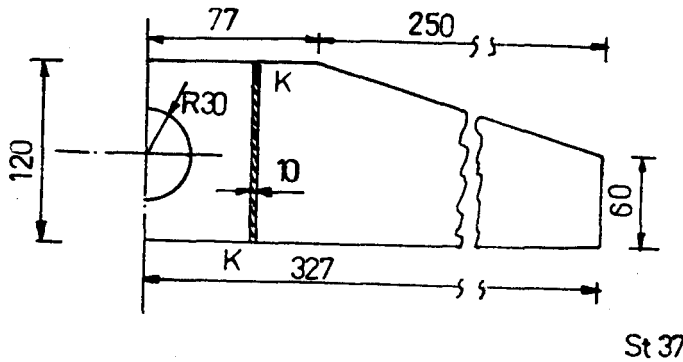
Batör tarafından sapı saman yapmak için 19 BG güç gerekmektedir. Oluşturduğu moment ;

$$M = 71620 \frac{P}{n} = 71620 \frac{19}{1000}$$

$$M = 1360,8 \text{ kg.cm}$$

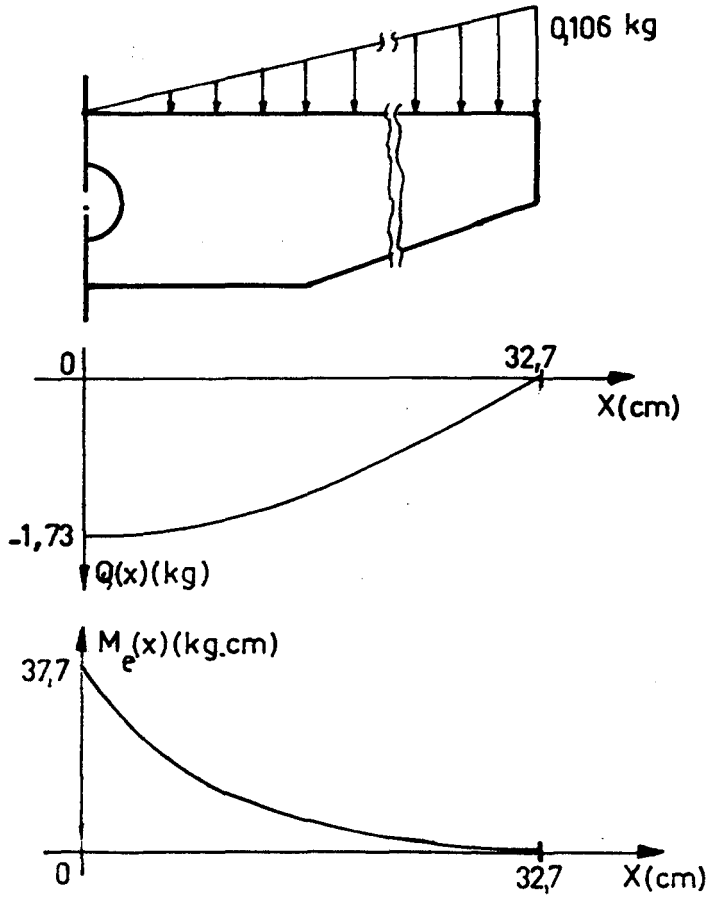
Bu momentin parmaklara eşit olarak yayıldığını düşünersek her parmak $1360,8/36=37,7$ kg.cm bir moment aktarmaktadır.

2.6.1.1. Parmak hesapları



Sekil 2.6.1.1: Batör parmağı.

Parmak ucuna gelen maksimum kuvvet 0,106 kg'dır. Parmaga gelen yük dağılımı aşağıdaki diyagramda gösterilmiştir.



$$Q(x) = -\frac{1}{2} \cdot \frac{0,106}{32,7} x^2 - 1,73$$

$$M(x) = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,106}{32,7 \cdot 3} x^3 - 1,73 \cdot x + 37,7$$

Sınır şartları; X=0 için M(x)=37,7 kg.cm

Q(x)=-1,73 kg.

X=32,7 için M(x)=0 kg.cm

Q(x)=0 kg , olarak bulunur.

K kesitinin atalet momenti;

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{10 \times 120^3}{12} = 1440000 \text{ mm}^4$$

K kesitinin mukavemet momenti;

$$w = \frac{I}{h/2} = 24000 \text{ mm}^3 = 24 \text{ cm}^3$$

K kesitinde oluşan gerilme;

$$\sigma = \frac{M}{w} = \frac{37,7}{24} = 1,57 \text{ kg/cm}^2$$

St 37 için, $\sigma_{em} = 12 \text{ kg/mm}^2 = 1200 \text{ kg/cm}^2$

$$1,57 < 1200 \text{ kg/cm}^2$$

Görüldüğü gibi parmaklardaki gerilme çok azdır. Eger tersten gidilip te parmakların dayanacakları sınır gerilmeyi bulursak;

$$\sigma = \frac{M}{w}, \text{ buradan } 1200 = \frac{M}{24} \text{ yazılabilir.}$$

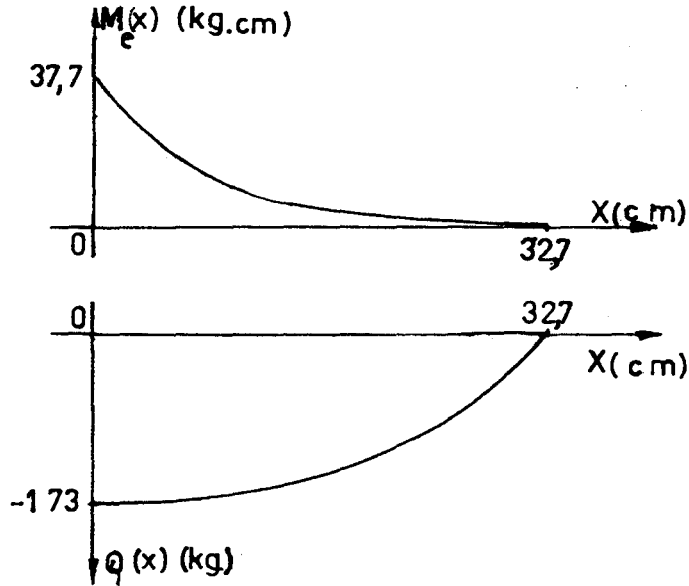
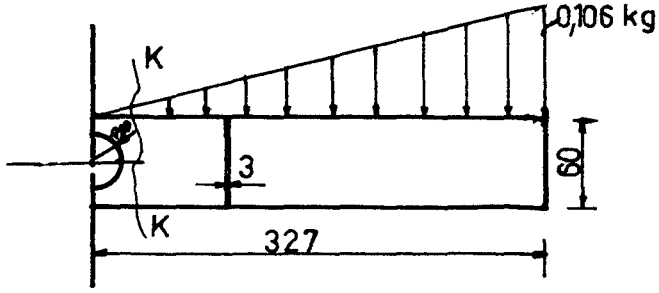
$M = 28800 \text{ kg.cm}$ 'lik bir moment gerekmektedir. Batördeki tüm parmakları gözönüne alırsak $28800 \times 36 = 1036800 \text{ kg.cm}$ 'lik bir moment meydana gelecektir. Bu momenti karşılamak için gerekli güç;

$$M = 71620 \frac{P}{n} \text{ formülünden } P = 14476 \text{ BG}$$

Görüldüğü gibi parmakların kırılması için gerekli güç 14476 BG bulunmaktadır. Makinanın hiç bir zaman bu kadar zorlanmayacağı açıktır. Bu da bize parmakların mukavemet açısından ne kadar kuvvetli olduğunu göstermektedir.

Bunun için parmak konstrüksiyonunu değiştirmek gerekmektedir. 10 mm yerine 3 mm malzeme kullanmak ve genişliğide 60 mm'ye düşürmek hem malzeme hemde imalatın kolaylaşması açısından büyük bir kazanç sağlanacaktır. Ayrıca sap kırılma geniş parmakların yüzeyi büyük olduğundan güç ihtiyacı fazladır. Parmak kalınlığını düşürdüğümüz takdirde ma-

kinanın güç ihtiyacı eskisinden daha az olacaktır. Parmaklar incelidikçe bıçak etkisi ile sapı kesecektir.



$$K \text{ kesitinin atalet momenti; } I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{3 \times 60^3}{12} = 54000 \text{ mm}^4$$

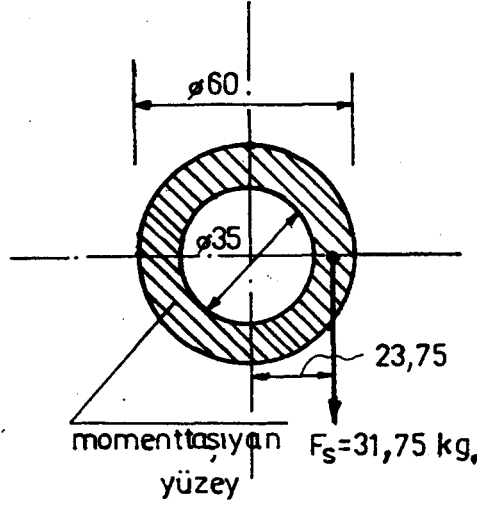
$$K \text{ kesitinin mukavemet momenti; } w = \frac{I}{h/2} = 1800 \text{ mm}^3 = 1,8 \text{ cm}^3$$

$$K \text{ kesitindeki gerilme; } \sigma = \frac{37,7}{1,8} = 20,9 \text{ kg/cm}^2$$

$$20,9 < 1200 \text{ kg/cm}^2$$

Görüldüğü gibi malzeme açısından yarından fazla fayda sağlanmıştır. Ayrıca parmakların çalışan yüzeylerinin aşınmasından sonra parmakların ters düz edilerek kullanılmaları mümkün olacaktır.

Parmakların aktardıkları moment az olduğundan sürtünmeyle aktarılabilir.



Şekil 2.6.1.2: Batör parmakları sürtünme yüzeyi.

İki parmanın aktardığı moment $2 \times 37,7 \text{ kg.cm}$ 'dir. Gerekli sürtünme kuvveti $F_s \times 2,375 = 75,4$ olmalıdır. Buradan $F_s = 31,75 \text{ kg}$ 'lık bir sürtünme kuvvetine ihtiyaç vardır.

Dökme demir-çelik için $\mu = 0.18 - 0.25$ (Akkurt, 1984).

$$F_s = F_N \cdot \mu \quad \mu = 0,25 \text{ seçilmiştir.}$$

$$F_N = \frac{F_s}{\mu} = 127 \text{ kg'dır.}$$

Görüldüğü gibi baskı kuvveti çok küçük olmaktadır. Dolayısıyla sürtünmeli olarak gücü aktarabiliriz. Bu kuvvet iki parmak için geçerlidir. Yani momentin iletildiği ucun ortasındaki parmak içindir. Baş taraflarda ise bu moment $2 \times 9 \times 37,7 = 2 \times 339,3 \text{ kg.cm}$ 'ye ulaşmaktadır. Batör mili başla-

rından sıkılacak somunların ne kadarlık bir ön gerilmeyle sıkılacağını bu toplam moment belirleyecektir. Bu momenti taşıyabilecek sürtünme kuvveti;

$$2,375 \cdot F_s = 339,3.2 \text{ kg.cm'den}$$

$$F_s = 142,8 \times 2 \text{ kg olacaktır.}$$

Somunlara tatbik edilecek ön gerilme ise;

$$F_N = \frac{F_s}{\mu}, \text{ olduğuna göre}$$

$$F_N = 1142 \text{ kg gibi bir kuvvettir.}$$

Bu kuvvet sadece momentin sürtünme yoluyla aktarılması için gerekli kuvvettir. Buna ilave olarak somunların sürtünme kuvvetinin eklenmesiyle toplam sıkma kuvveti bulunacaktır.

Gerekli sıkma momenti; $M_s = 0,19 \cdot F_N \cdot d$ (Akkurt,1984,cilt1) ($d=30$ mm alınmıştır) dolayısıyla $M_s = 650,9 \text{ kg.cm}$ olarak bulunur.

2.6.1.2. Volan ihtiyacının incelenmesi

Genelde rotatif makinalarda kullanılan volanın amacı, makinanın zaman içerisindeki güç ihtiyacındaki değişikliklerin güç kaynağından çekilen güçteki dalgalanmaları minimize etmektir. Yani çalışma sırasında meydana gelen düzensizliğin azaltılması için volan kullanılır.

Kullanılan volanın hesaplanmasında da ana kıstas mevcut makinanın ve yapılan işin hangi toleranslar içinde bir güç dalgalanmasına götüreceği bilinmelidir. Yapılan işin esnekliği ne kadar fazla olursa kullanılacak olan volanda okadar küçük olacaktır. Güç istekleri karşısında mevcut güç kaynağımızın bu gücü karşılayacak büyüklükte olmayışıda bizi volan kullanmaya iten zorlayıcı bir faktördür.

Örneğin: Bir makasta kısa bir süre için fazla güce ihtiyacımız vardır. Bunun yanında bu gücü kullandıktan sonra uzun bir müddet güç ihtiyacı yoktur. Eğer belli kalınlıkta bir parçayı kesecek gücü hesaplarız ve buna göre bir motor seçersek motor çok büyük olacaktır. Halbuki gerekli enerjiyi küçük bir motorla volana yükleyip gerektiğinde aniden bu güçten faydalanabiliriz. Bu nedenle pres ve makaslardaki motorlar çok küçüktür. Buna karşılık büyük volanlar mevcuttur.

Bir makinada volan ihtiyacını belirlemek için düzgünlük derecesini belirlemek gerekir. İncelemekte olduğumuz saman makinası traktörle tahrik edildiğine göre en ideal düzgünlük katsayısının traktörün düzgünlük katsayısına eşit olmasıdır. Bu durumun hesaplarda göze alınması gerekmez.

$$\text{Düzgünlük katsayısı; } \xi = \frac{w_{\max} - w_{\min}}{w_{\text{ort}}}$$

$$w_{\text{ort}} = \frac{w_{\max} + w_{\min}}{2}$$

$$\text{Volanın depoladığı enerji; } A = \theta \cdot w_{\text{ort}}^2 \cdot \xi$$

$$\text{Volanın ataleti; } \theta = m \cdot i^2$$

Mevcut makinada bulunan volanın depoladığı enerji;

Dolu volanda $i = r/2$ olarak alınabilir (Akkurt, 1984 cilti). Makinanın volanında $r = 327,5 \text{ mm}$ ve $m = 82 \text{ kg}$ 'dir.

$$\theta = 82 \left(\frac{0.3275}{2} \right)^2 = 2.198 \text{ kg.m}^2$$

$$1 \text{ Jul} = 3,7 \cdot 10^{-7} \text{ BGh}$$

$$A = 2.198 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 1000}{30} \right)^2 \cdot 1 = 24103.77 \text{ Joule} = 0.00892 \text{ BGh}$$

İki volanın depoladığı enerji; $2 \times 0.00892 = 0.018 \text{ BGh}$ 'dir.

$\xi = 1$ seçilirse;

$$\xi = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\text{ort}}}, \quad n_{\text{ort}} = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2}$$

$$n_{\text{ort}} = 1000 \text{ d/d olduğuna göre } 1000 = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2}$$

Buda bize gösteriyor ki maksimum ve minimum devirler arasında 1000 devirlik fark olduğu zaman iki volanın aktardığı maksimum güç 0.018 BGh'dır. Makinanın traktör kuyruk milinden çektiği toplam güç 35 BGh'dır. Bunun yanında volanlardaki gücün ne kadar küçük olduğu görülmektedir. Kaldığı makina hiçbir şekilde 1000 devirlik bir fark olacak şekilde çalışmamaktadır. Burada göz önüne alırsak volanın çekilen güç dalgalanmalarına katkısı dahada azalacaktır. Halbuki makinamız 45-80 BG olan traktörlere bağlıyoruz. Bu güç dalgalanması traktörün kendi içinde regüle edebileceği kadar küçüktür. Dolayısıyla volan kullanılmıyorsa olur. Volanın kullanılması güç tüketimi açısından pek fark etmesede imalat için büyük bir kazançtır.

Volanın makinaya kazandırdığı düzgünlük;

Çekilen maksimum güç ; 25.67 kW

Çekilen ortalama güç ; 16.16 kW

Döndürme momentini sabit kabul edersek;

$$w = \frac{P}{M \cdot d} \quad \text{buradan maksimum ve ortalama güç için:}$$

$$n_{\min} = 630 \text{ d/d}, \quad n_{\max} = 1000 \text{ d/d}, \text{ olacaktır.}$$

$$\delta = \frac{A}{e \cdot w_{\text{ort}}^2} \quad ; \quad \delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\text{ort}}}$$

$$n_{\text{ort}} = \frac{1000 + 630}{2} = 815 \text{ d/d}$$

$$\delta = \frac{1000 - 630}{815} = 0.45 \text{ olarak bulunur.}$$

Aynı durum için:

$$A = 2.198 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 815}{30} \right)^2 \cdot 0.45 = 7204.64 \text{ Joule}$$

Makinada volan kullanmazsak düzgünlük;

$$\xi = \frac{A}{\theta \cdot w_{\text{ort}}} = \frac{7204.64}{1 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 815}{30}\right)^2} = 0.98$$

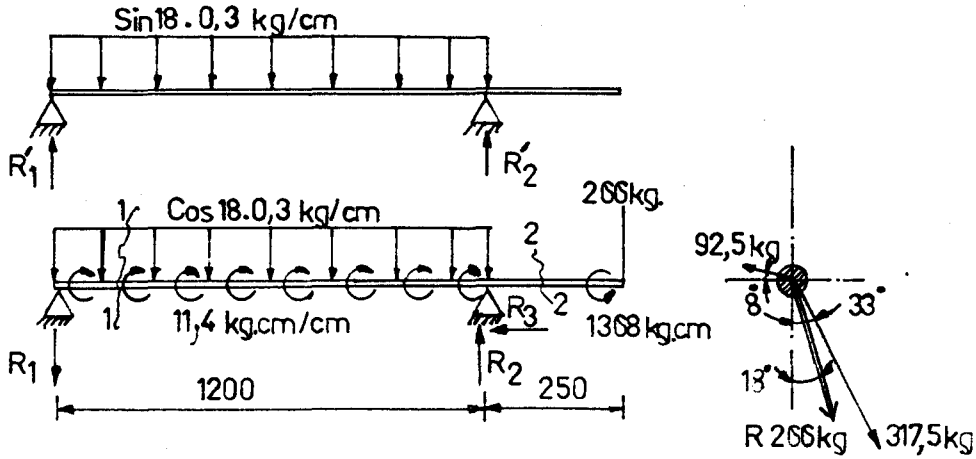
Volan kullanırsak; $\xi = 0.45$

Volan kullanmazsak; $\xi = 0.98$

Bütün bu inceleme çekilen güç kaynağındaki gücün maksimum 25.67 kW 'dan fazla güç olmaması halleri için geçerlidir. Döndürme momenti arttığı zaman güç ihtiyacıda artacaktır. Eğer kaynakta bu güç yoksa bu olay devirdeki düşmeye sebep olacaktır. Bu da düzgünlük katsayısını yükseltecektir. Kaynakta bizim ihtiyacımızdan fazla güç varsa w (açısal hız) sabit kalacaktır. Dolayısıyla düzgünlükte azalacaktır. Bu nedenle volana ihtiyaç yoktur.

2.6.1.3. Batör mili hesabı

Mile gelen kuvvetler ve gerekli ölçüler aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Bekil 2.6.1.3.1: Batör miline etkiyen kuvvetler.

Mil ucundaki bileşke kuvvet $R=266$ kg'dır.

$$\sum F_x = 0 \text{ dan } R_3 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \text{ dan } R_2 - R_1 - 266 - 34 = 0$$

2 noktasına göre moment alınır; $\sum M_e = 0$

$$266 \times 250 - R_1 \times 1200 - 34 \times 600 = 0$$

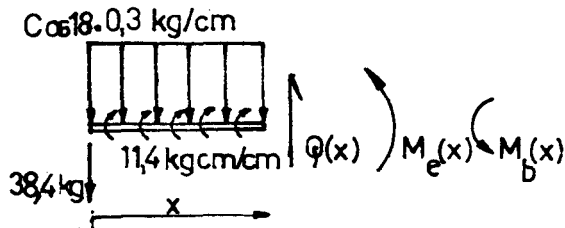
$$R_1 = 38,4 \text{ kg}$$

$$R'_1 = R'_2 = 5,56 \text{ kg}$$

$$R_2 = 338,4 \text{ kg} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Batör miline etkiyen kesme kuvveti, burulma momenti ve eğilme momenti diyagramları çizilirse aşağıdaki diyagramlar elde edilir.

1-1 Kesitinde ($0 \leq X \leq 120 \text{ cm}$)

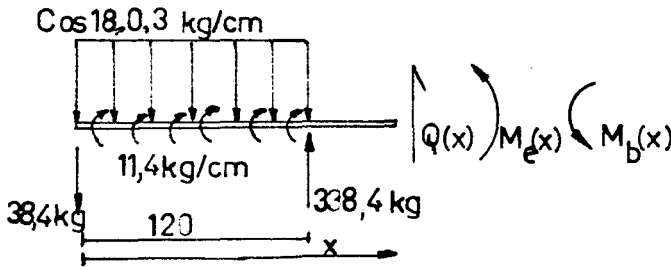


$$Q(x) = 0,28 \cdot X + 38,4$$

$$M_e(x) = -0,28 \cdot X^2 / 2 - 38,4 \cdot X$$

$$M_b(x) = 11,4 \cdot X$$

2-2 Kesitinde ($120 \leq X \leq 145 \text{ cm}$)



$$Q(x) = -266$$

$$M_e(x) = 266 \cdot X - 38544$$

$$M_b(x) = 1368 \text{ kg.cm}$$

olarak iki bölge için bulunmuştur.

Mili boyutlandırırken eğilme ve burulmayı bir arada düşünüp bileşke gerilmeye göre boyutlandıracağız.

Emniyet gerilmesi; st 37 çelik için $\sigma_{em} = 17 \text{ kg/mm}^2 = 1700 \text{ kg/cm}^2$

$$M_{emax} : 6624 \text{ kg.cm}$$

$$M_{bmax} : 1368 \text{ kg.cm}$$

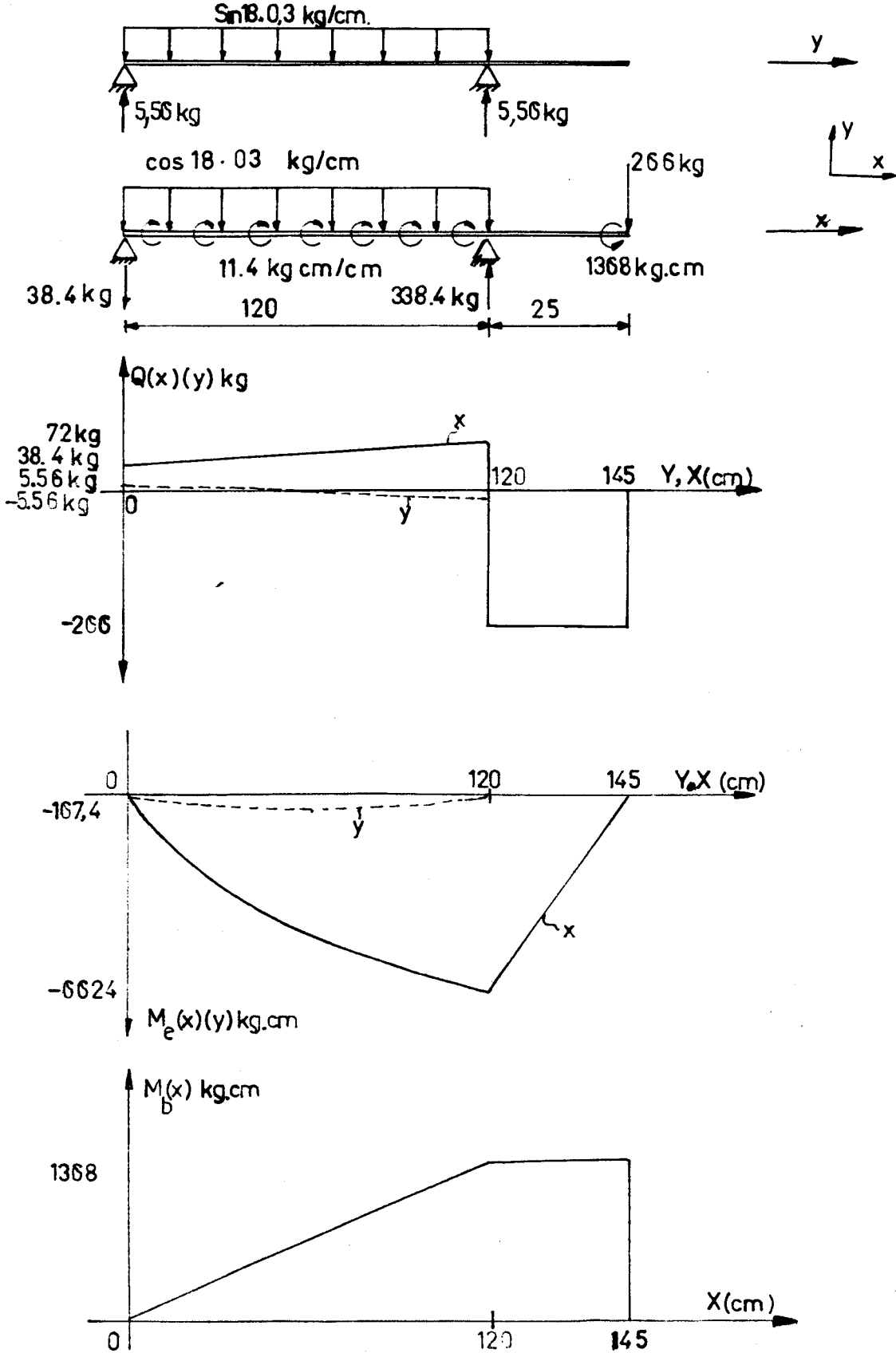
$$\text{Bileşik gerilme; } \sigma = \frac{16}{3 \cdot \pi \cdot d} \left[\frac{M_e}{e} + \sqrt{\frac{M_e^2}{e^2} + \frac{M_b^2}{b^2}} \right]$$

$$\sigma \leq \sigma_{em} \text{ olmalıdır.}$$

σ yerine σ_{em} alındığında $d = 3,4 \text{ cm}$ bulunur. $d = 35 \text{ mm}$ alınmıştır.

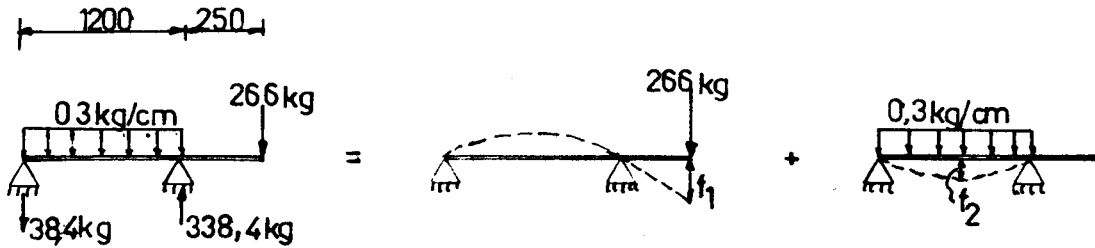
En büyük çapı seçersek batör mil çapı $d=35$ mm olarak st 37'den yapılacaktır. Kullanılacak mil (Resim no:0011.Ek: 11) montaj resminde gösterilmiştir.

$Q(x), Q(y), M_e(x), M_e(y), M_b(x)$ Diagramları



Batör mili sehimi:

Batör mili st 37'den yapılmıştır. Elastisite modülü $E=210000$ MPa'dır. Milin atalet momenti $I=73661.7$ mm⁴ mile gelen dış kuvvetler ve süperpozisyonu aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Sekil 2.6.1.3.2: Batör mili sehimi süperpozisyonu.

$$f_2 = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad , \quad f_1 = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

Sekildeki büyüklükler bu formülde yerine konursa;

$$f_1 = 0,89 \text{ mm}$$

$$f_2 = 0,83 \text{ mm}$$

Toplam $f = f_1 + f_2 = 1,72$ mm olarak bulunur.

Kritik dönme hızı:

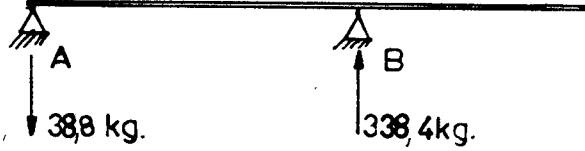
$$n_{kr} = 300 \cdot \sqrt[3]{K \cdot J / f}$$

Serbest yataklanmış millerde $K=1$ olarak kabul edilebilir (Kuşhan, 1975).

$$n_{kr} = 300 \cdot \sqrt[3]{1 \cdot J / 1,72} = 229 \text{ d/d olarak bulunur.}$$

Makinanın çalışma devri, kritik devrin çok dışındadır.

2.6.1.4. Batör yatak hesapları



Sekil 2.6.1.4.1: Batör yatak kuvvetleri.

Milde herhangi bir aksenal kuvvet olmadığından A ve B yatakları oynak bilyalı yatak olarak seçilmiştir. Tarım makinalarında 500 saatlik ömür kafidir.

B Yatağı için ;

$$F_r = 338,4 \text{ kg.}, F_a = 0$$

Eşdeğer yatak yükü;

$$F = 338.4 \text{ kg}$$

$$d = 35 \text{ mm}$$

1208 nolu yatak için dinamik yük sayısı $C=14600$ N olduğundan yatak ömrü;

$$L = \frac{1000000}{60.n} \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^p$$

p: Mekanalı yataklarda 10/3, bilyalı yataklarda 3 olarak alınır (Babalık, 1983).

Değerler yerine konursa $L= 2179$ saat olduğundan yatak uygundur.

A Yatağı için;

$$F_r = 38,8 \text{ kg.}, F_a = 0$$

Eşdeğer yatak yükü;

$$F = 38,8 \text{ kg}$$

$$d = 35 \text{ mm}$$

1208 nolu yatak için dinamik yük sayısı $C=14600$ N olduğundan yatak ömrü;

$$L = 4713056 \text{ saat olarak bulunmuştur.}$$

$$L < 500 \text{ saat olduğundan seçilen yatak uygundur.}$$

2.7. Aspiratör Dizaynı

Batörde kırılan saman kontrabatörden aşağıya düşerek aspiratör etki alanına girer ve aspiratör yardımıyla arkasından gelen kapalı römorka püskürtür (Resim no:0010,Ek:10).

Batörde bir tıkanıklık olmaması için hesaplarda gerekli saman debisi 2500 kg/h olması gerekir. Saatte 2,5 ton saman atması için gerekli hava debisi; bir metreküp havada 4 kg saman atacağı düşünülürse $V = 10000 \text{ m}^3/\text{h} = 2,7 \text{ m}^3/\text{s}$ olarak bulunur.

Dizayn için; $\Delta P = 150 \text{ mmSS}$, $n = 1000d/d'$ 'dir.

$$\gamma = \frac{P}{R.T} = \frac{760.13,6}{29,3.(273+30)} = 1,16 \text{ kgf/m}^3$$

Saman partikülleride göz önüne alınırsa aktarılan metaryalin yoğunluğu: $1,41 \text{ kgf/m}^3$ olacaktır.

$$H_m = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{150}{1,41} = 106,3 \text{ mmSS}$$

$H_m = 110 \text{ mmSS}$ olarak alınmıştır.

Düzgöl tanım sayısının tayini:

Aspiratör karakteristiğini belirler.

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{V}}{H_m^{3/4}} = 1000 \cdot \frac{\sqrt{2,7}}{110^{3/4}} = 49,1$$

$n_q = 49,1$ için abaktan $\psi = 0,83$, $\eta_i = 0,93$, $D_q = 2$ olarak okunmuştur.

Fan dış çapının geçici hesabı:

Çevresel hız;

$$U = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H_m}{\psi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 110}{0,83}} = 50,9 \text{ m/s}$$

olarak bulunur.

$$D = \frac{60 \cdot U}{2} = \frac{60 \cdot 50 \cdot 9}{1000 \cdot \pi} = 0,9 \text{ m} \quad \text{olarak bulunur.}$$

İç gücün tayini:

$$N_i = \frac{\Delta P \cdot V}{102 \cdot \eta_i} = \frac{150 \cdot 2,7}{102 \cdot 0,93} = 4,2 \text{ kW}$$

$\eta_i = 0,93$ olarak abaktan okunmuştur.

Mil gücü:

$$N = \frac{P \cdot V}{102 \cdot \eta_m} = \frac{150 \cdot 2,7}{102 \cdot 0,9} = 4,41 \text{ kW} \approx 6 \text{ BG} \quad \text{olarak alınabilir.}$$

Fan giriş çapı tayini:

$\varepsilon = 0,45$ olarak okundu (Ek:12)

$$C_s = \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_m}, \quad D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot C_s}}$$

$$C_s = 0,45 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 107} = 20,6 \text{ m/s}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,7}{\pi \cdot 20,6}} = 0,42 \text{ m} \quad \text{olarak bulunur.}$$

$D_s \approx D_1$ olduğundan $D_1 = 420 \text{ mm}$ olarak alınabilir.

Giris hızı:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot n \cdot D_1}{60} = \frac{\pi \cdot 1000 \cdot 0,42}{60} = 21,7 \text{ m/s} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Kanat giriş eni:

$$V' = \pi \cdot D_1 \cdot B \cdot C_{om}, \quad \frac{C_{om}}{C_s} = m, \quad m = 0,5 \left(\frac{100}{n} \right)^{1/6}$$

$$m = 0.5 \cdot \left(\frac{100}{49.1} \right)^{1/6} = 0.56 \quad C_{om} = 0.56 \cdot 20.6 = 11.5 \text{ m/s}$$

$$B_1 = \frac{2.7}{\pi \cdot 0.42 \cdot 11.5} = 0.17 \text{ m} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Kanat çıkış eni:

$$B_2 = \frac{2.7}{\pi \cdot 0.85 \cdot 11.5} = 0.087 \text{ m} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Giriş açısı:

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{om}}{\xi \cdot U} = \frac{11.5}{0.92 \cdot 21.9} = 0.57 \quad \beta_1 = 28^\circ$$

$$\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ = 38^\circ$$

Daralma katsayısı: $\xi = 0.92$ olarak okundu (Ek: 12)

Daralma faktörü ve kanat sayısı:

$$\xi = 1 - \frac{Z \cdot s}{\pi \cdot D \cdot \sin \beta} \quad , \quad Z = K \frac{D_1 + D_2}{D_2 - D_1} \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right)$$

$s = 4 \text{ mm}$ olarak alındı (kanat kalınlığı)

$K = (3-8)$ arası alınır ($n=1000$ d/d 'nin üstü için büyük altı için küçük alınır (Gökelim))

$$Z = 3 \cdot \frac{0.42 + 0.9}{0.9 + 0.42} \sin \left(\frac{28 + 38}{2} \right) = 4.49 \quad , \quad Z = 4 \quad \text{olarak alınmıştır.}$$

$$\xi = 1 - \frac{4.4}{\pi \cdot 420 \cdot \sin 28} = 0.97 \quad \text{olarak bulunmuştur.}$$

Hesaplanan 0.97 ile seçilen 0.92 birbirlerine yakın olduklarından başa dönülerek yeniden hesap yapılır.

Buna göre $D_2 = 850 \text{ mm}$, $\xi = 0.96$ seçilirse:

$U = 44.5 \text{ m/s}$ olarak bulunur.

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{10,7}{0,96 \cdot 21,9} = 0,5 \quad , \quad \text{oldugundan} \quad \beta_1 \approx 27^\circ$$

$$\beta_2 \approx 37^\circ$$

$$Z = 3 \cdot \frac{0,42+0,85}{0,85-0,42} \operatorname{Sin}\left(\frac{27+37}{2}\right) = 4,6 \quad , \quad Z = 4 \quad \text{olarak} \\ \text{alındı.}$$

$$\xi = 1 - \frac{4 \cdot 4}{\pi \cdot 420 \cdot \operatorname{Sin}27} = 0,97 \quad , \quad 0,97 \approx 0,96$$

oldugundan dizayn uygundur (Pergaman Prees, A. J. Troskalanski, Newyork)

Dizayn sonuçları:

Veriler: $V=10000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$, $H=150 \text{ mmSS}$, $n=1000 \text{ d/d}$

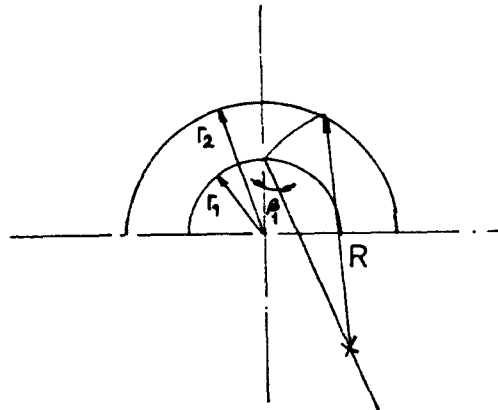
Sonuçlar: $U_1=21,9 \text{ m/s}$, $U_2=44,5 \text{ m/s}$, $D_1=420 \text{ mm}$, $D_2=350 \text{ mm}$

$\beta_1=27^\circ$, $\beta_2=37^\circ$, $C_{\text{om}}=11,5 \text{ m/s}$, $B_1=0,17 \text{ m}$, $B_2=0,087 \text{ m}$,

$B=125 \text{ mm}$ olarak seçilmiştir.

Vantilatör fanının çizimi:

Vantilatör fanı birkaç metotla çizilebilir. Bunların en basiti tek eğrilik metodudur. Ayrıca çift eğrilik ve nokta nokta metoduda vardır. Yapılan dizaynda tek eğrilik metodu kullanılmıştır.



Şekil 2.7.1: Kanat çizimi.

Bu tablo kullanılarak salyangoz çizilir.

Gerakli güç:

$N = \frac{Q.H}{m} = 1,41.2,7.110 = 4187,1 \text{ wat} = 6 \text{ BH}$ olarak bulunur.

Vantilatör mil hesabı:

St 70 için $\tau_{em} = 86,6 \text{ N/mm}^2$

$$M = \frac{P}{b \cdot w} = \frac{4412}{\pi \cdot (1000/30)} = 42,13 \text{ Nm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot \tau_{em}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 42130}{\pi \cdot 86,6}} = 13,5 \text{ mm, } d=20 \text{ mm alındı.}$$

Seçilen yatak: Konik makaralı 30204 nolu yataktır.

Kullanılan kama: $b \times h \times l: 5 \times 5 \times 16$ 'dır (Akkurt, 1984, cilt. 11).

Kama için; $\tau_{em} = 19 \text{ kg/mm}^2$ 'dir.

Kontrol:

$$M_d = 71620 \cdot \frac{6}{1000} = 429,7 \text{ kg.cm}$$

$$\tau = \frac{\frac{M_d}{d/2}}{b \cdot l} \leq \tau_{em}$$

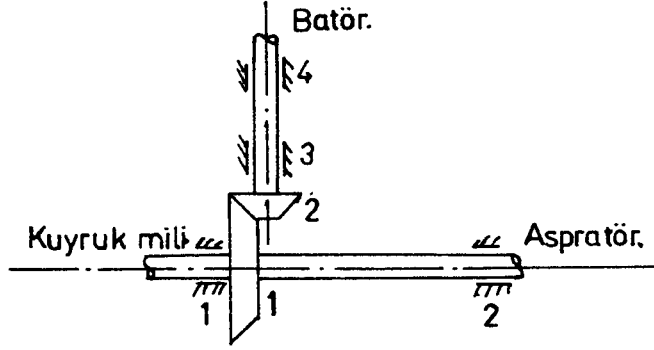
$$\tau = \frac{2 \times 4297 / 15}{5 \times 16} = 7,16 \text{ kg/mm}^2, \text{ olarak bulunur.}$$

$\tau \leq \tau_{em}$, olduğundan seçilen kama uygundur.

2.8.Şanzuman Dizaynı

Tasarlanacak şanzuman kuyruk milinden aldığı gücü taşıyıcılara, batöre ve makina arkasına monte edilmiş aspiratöre iletmelidir. Aspiratör kuyruk mili hareketini paralel

olarak kaydırmayla güç ihtiyacını karşılamakta batör ve toplayıcılara ise kuyruk mili hareketine dik olarak güç gerekmektedir.



Şekil.2.8.1:Şanzuman şematik görünüşü.

Şanzumanın aktaracağı güç ve devirler;

$P=35$ BH , $n_1=420$ d/d , $n_2=800$ d/d'dir.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{420}{800} = 0,525$$

$$M_d = 71620 \frac{P}{n_1} = 71620 \frac{35}{420} = 5968,33 \text{ kg.cm'dir.}$$

$Z_1 = 33$ seçilirse, $Z_2 = Z_1 \cdot i = 33 \cdot 0,525 = 17,3$ olarak bulunur.

Yeni çevrim oranı;

$$i = \frac{17}{33} = 0,515 , \text{ olarak bulunur.}$$

Konik dişlilerin tepe açıları:

$$\text{tg} \varepsilon_{01} = \frac{1}{i} = \frac{1}{0,515} = 1,94 , \quad \varepsilon_{02} = 90 - \varepsilon_{01}$$

$\varepsilon_{01} = 63^\circ$, $\varepsilon_{02} = 27^\circ$, olarak bulunur.

Dişli malzemesi olarak 16MnCr5 sementasyon çeligi seçilmiştir. Bu malzeme için , $P_o = 190 \text{ kg/mm}^2$, $\sigma_{eT} = 42 \text{ kg/mm}^2$

$S = 1,7$ (Akkurt, 1984 cilt II)

$$\sigma_{eem} = \frac{\sigma_{eT}}{S} = \frac{42}{1,7} = 24,7 \text{ kg/mm}^2$$

$S = 1,8$

$y_1 = 1$

$y_2 = 1$ (Akkurt, 1984 cilt II)

$$P_{em} = \frac{P_o \cdot y_1 \cdot y_2}{S} = 105,5 \text{ kg/mm}^2$$

Sekillendirme:

$C = 1,25$

$q_k = 2,5$

$q_s = 1$

$\psi_m = 10$ (Akkurt, 1984, cilt.11)

$$m_m = 3 \sqrt{\frac{2 \cdot M \cdot C \cdot q_k \cdot q_s}{Z_1 \cdot \psi_m \cdot \sigma_{em}}} = 3 \sqrt{\frac{2 \cdot 59683 \cdot 3 \cdot 1,25 \cdot 2,5}{33 \cdot 10 \cdot 24,7}} = 3,57 \text{ mm}$$

Diş modülü:

$$m_m = m_m \cdot \left(1 + \frac{m}{Z_1} \sin^2 \delta_{01}\right) = 3,57 \cdot \left(1 + \frac{10}{33} \sin^2 33\right) = 4,53 \text{ mm}$$

$m = 5 \text{ mm}$ olarak alındı. $m = 5 \text{ mm}$ için $m_m = 3,94 \text{ mm}$ dir.

Teorik diş sayısı:

$$Z_{r1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_{01}} = \frac{33}{\cos 33} = 72,68$$

$$Z_{r2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_{02}} = \frac{17}{\cos 27} = 19.07, \text{ olarak bulunur.}$$

Dis taksimat dairesi çapı:

$$d_0 = m \cdot Z_0 \quad ; \quad d_{01} = 5.33 = 165 \text{ mm}$$

$$d_{02} = 5.17 = 85 \text{ mm} \quad , \text{ olarak bulunur.}$$

Ortalama taksimat dairesi çapı:

$$d_m = m \cdot Z_m \quad ; \quad d_{m1} = 3,94.33 = 130,02 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = 3,94.17 = 66,98 \text{ mm}, \text{ olarak}$$

bulunur.

Disli çark genişliği:

$$b = \psi_m \cdot m = 10.3,94 = 39,4 \text{ mm} \quad , \quad b = 40 \text{ mm alındı.}$$

Dis dibi mukavemet kontrolü:

$$\sigma_{em} = 24,7 \text{ kg/mm}^2$$

$$q_k = 1$$

$$C_s = 1,25$$

$q_s = 1$ (Akkurt, 1984 cilt II) , bu degerler aşağıdaki formüllerde yerine konursa,

$$F_u = \frac{2 \cdot M}{d_m} \cdot C_s = 1147 \text{ kg.}$$

$$\sigma_e = \frac{F_u}{b \cdot m} \cdot q_k \cdot q_s \leq \sigma_{em} \quad ; \quad \sigma_e = 7,27 \text{ kg/mm}^2, \text{ bulunur.}$$

$$\sigma_e \leq \sigma_{em}$$

olduğundan dişli çarklar diş dibi zorlaması bakımından emniyetlidir.

Dişlilerin yüzey basıncı açısından kontrolü:

$$P_e = \sqrt{\frac{F_u}{b \cdot d_m} \cdot \frac{i^2 + 1}{i^2} \cdot y_w \cdot y_L \cdot y_c} \leq P_{em}$$

$$P_{em} = 105,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$y_w = 27$$

$$y_c = 1,764$$

$$y_L = 1 \quad (\text{Akkurt, 1984})$$

Bu değerler yukarıdaki formülde yerine konursa; $P_e = 54,09 \text{ kg/mm}^2$ bulunur.

$P_e \leq P_{em}$, olduğundan dişliler yüzey basıncı yönünden emniyetlidir.

Diş başı yüksekliği: $h = m = 5 \text{ mm}$

Taban derinliği: $h_f = 1,2 \cdot m = 6 \text{ mm}$

Diş başı dairesi çapı:

$$d_k = d_o + 2 \cdot m \cdot \cos \delta$$

$$d_k = 165 + 2 \cdot 5 \cdot \cos 63^\circ = 169,53 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = 85 + 2 \cdot 5 \cdot \cos 27^\circ = 93,9 \text{ mm}$$

olarak bulunur.

Taban dairesi:

$$d_f = d_o - 2,4 \cdot m \cdot \cos \delta$$

$$d_{f1} = 165 - 2,4 \cdot 5 \cdot \cos 63^\circ = 159,5 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = 85 - 2,4 \cdot 5 \cdot \cos 27^\circ = 74,3 \text{ mm}$$

olarak bulunur.

Koninin uzunluğu:

$$R_a = \frac{d_o}{2 \cdot \sin \delta} = \frac{165}{2 \cdot \sin 63^\circ} = 93,6 \text{ mm}$$

Diş başı açısı:

$$\tan X_k = \frac{m}{R_a} = \frac{5}{93,6} = 0,053, \text{ ise } X_k = 3,01^\circ$$

Taban açısı:

$$\operatorname{tg} X = \frac{h}{f} = \frac{6}{93,6} = 0,064, \text{ ise } X = 3,66^\circ$$

Dış koninin yan açısı:

$$\begin{aligned} \varepsilon_k &= \varepsilon_0 - X \\ \varepsilon_{k1} &= 63 - 3,01 = 30,01^\circ \\ \varepsilon_{k2} &= 27 - 3,01 = 66,01^\circ \end{aligned}$$

Taban konisinin yan açısı:

$$\begin{aligned} \varepsilon_f &= \varepsilon_0 - X \\ \varepsilon_{f1} &= 63 - 3,66 = 59,34^\circ \\ \varepsilon_{f2} &= 27 - 3,66 = 23,34^\circ \end{aligned}$$

olarak bulunur.

Dişli boyutları:

<u>Döndüren dişli</u>	<u>Ortak boyutlar</u>	<u>Döndürülen dişli</u>
$n_1 = 420 \text{ d/d}$	$m = 3,94 \text{ mm}$	$n_2 = 800 \text{ d/d}$
$Z_1 = 33 \text{ adet}$	$m = 5 \text{ mm}$	$Z_2 = 17 \text{ adet}$
$\varepsilon_{01} = 63^\circ$	$b = 40 \text{ mm}$	$\varepsilon_{02} = 27^\circ$
$d_{01} = 165 \text{ mm}$		$d_{02} = 85 \text{ mm}$
$d_{m1} = 130,02 \text{ mm}$		$d_{m2} = 66,98 \text{ mm}$
$d_{k1} = 169,53 \text{ mm}$		$d_{k2} = 93,9 \text{ mm}$
$d_{f1} = 159,6 \text{ mm}$		$d_{f2} = 74,3 \text{ mm}$

olarak hesaplanmıştır.

Dişlilere gelen kuvvetler:

Çevre kuvveti: $F_u = 1147 \text{ kg.}$

1. Nolu dişli için

Radyal kuvvet: $F_{r1} = F_u \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{Cos} \varepsilon_{01}$, $\alpha = 20^\circ$ (kavrama açısı)

$$F_{r1} = 1147 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \operatorname{Cos} 63^\circ = 189,50 \text{ kg.}$$

$$\text{Eksenel kuvvet: } F_{a1} = F_u \cdot \text{tg} \alpha \cdot \text{Sin} \delta$$

$$F_{a1} = 1147 \cdot \text{tg} 20^\circ \cdot \text{Sin} 63^\circ = 371,96 \text{ kg.}$$

2. Nolu dişli için

$$\text{Radyal kuvvet: } F_{r2} = 371,96 \text{ kg.}$$

$$\text{Eksenel kuvvet: } F_{a2} = 189,50 \text{ kg.}$$

olarak bulunur.

Sanzuman mil hesapları:

Mil malzemesi: St70 için $\tau = 19 \text{ kg/mm}^2$

$$\tau_{em} = \frac{\tau \cdot b_i \cdot b_o}{S \cdot \beta}$$

$$S = 1,3$$

$$\beta = 1,18$$

$$b = 0,82$$

$$b_i = 0,87 \quad (\text{Babalık, 1982})$$

Bu değerler yukarıdaki formülde yerine konursa $\tau_{em} = 8,83 \text{ kg/mm}^2 = 86,6 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunur.

Giriş mili hesabı:

Cekilen güç = Batör gücü + Aspiratör gücü = 29,41 kW

Devir: $n = 420 \text{ d/d}$

$$\text{Moment: } M_b = \frac{P}{\omega} = \frac{29410}{\pi \cdot 420 / 30} = 668,7 \text{ Nm.} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Mil çapı:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot \tau_{em}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 668700}{\pi \cdot 86,6}} = 34 \text{ mm}$$

$d = 35 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.

Giriş mili dişli kaması:

Seçilen kama: $b \times h \times l: 10 \times 8 \times 32$, $\tau_{em} = 19 \text{ kg/mm}^2$ (Akkurt, 1984)

Kontrol:

$$\tau = \frac{2.M / d}{b.l} = \frac{2.59683,3/35}{10.32} = 10,65 \text{ kg/mm}^2$$

$\tau < \tau_{em}$, olduğundan kama uygundur.

Çıkış mili:

Moment: $M = \text{Giriş moment} \times \text{Cevrim oran} \times \text{Mekanizma verimi}$

$$M = 668,7 \times 0,515 \times 0,99 = 340,93 \text{ Nm.} = 34753 \text{ kg.mm.}$$

Mil çapı: Denklemden moment yerine konursa , $d = 27,16 \text{ mm}$ olarak bulunur. $d = 30 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.

Çıkış mili dişli kaması;

Seçilen kama: $b \times h \times l : 10 \times 8 \times 25$ (Akkurt,1984)

Kontrol:

$$\tau = \frac{2.34753/30}{10.25} = 9,26 \text{ kg/mm}^2$$

$\tau < \tau_{em}$, olduğundan seçilen kama uygundur.

Rulman seçimi

$$F = X.F_r + Y.F_a$$

F : Eşdeğer yatak yükü

X, Y : Katsayılar

F_r : Radyal kuvvet

F_a : Eksenel kuvvet

1-2. Nolu yatak için: $F_a = 371,96 \text{ kg.}$, $F_r = 189,50 \text{ kg.}$, $D = 72 \text{ mm}$

$$d_i = 35 \text{ mm} \quad n = 420 \text{ d/d}$$

$X = 0,4$; $Y = 1,75$ (SKF Rulman kataloğu)

$$F = 0,4.189,50 + 1,75.371,96 = 726,73 \text{ kg.}$$

30207 nolu yatak seçilmiştir. Dinamik yük sayısı: $C = 4400 \text{ dön.}$

İanzuman için 5000 saatlik ömür uygun görülmektedir.

Yatak ömrü;

$$L = \frac{1000000}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{F} \right)^p, \quad p=10/3 \text{ (makaralı yataklarda)}$$

(Babalık, 1982)

Değerler yerine konursa; $L = 16052$ saat olarak bulunur.

Seçilen yatak uygundur.

3-4. Nolu yatak için; $F_a = 189,50$ kg., $F_r = 371,96$ kg., $D = 62$ mm

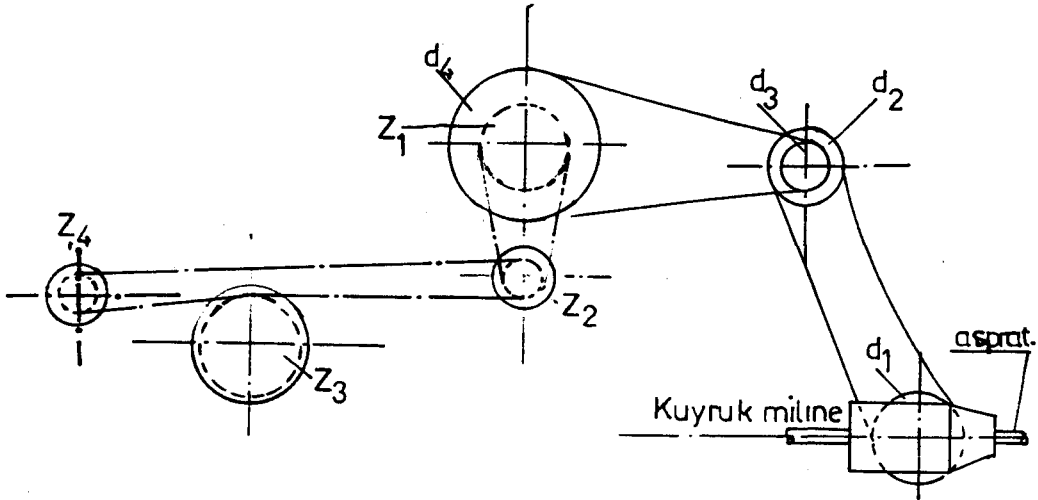
$$d_i = 30 \text{ mm}$$

30206 nolu yatak seçilmiştir. Bu yatak için $C = 3450$ olarak okunmuştur.

$X = 0,4$; $Y = 1,6$ (SKF Rulman kataloğu)

Değerler yerine konursa; $F = 451,9$ kg. $L = 18253$ saat olarak bulunur. Seçilen yatak uygundur.

2.9. Makinanın hareket iletim düzeni



Sekil 2.9.i Hareket iletim mekanizması

Makinada hareket M şaftı ile traktör kuyruk milinden alınarak 90° döndürülerek d_1 kasnağına direkt olarak aspratöre verilir. d_1 kasnağından d_2 ve d_3 kasnaklarına (batör miline) intikal eden güç d_2 vasıtasıyla d_4 kasnağına geçerek helezon aktarıcıya buradanda Z_1 ve Z_2 dişlisine geçerek Z_3 dişlisini harekete geçirerek toplayıcı-

ci tirmiklari çalıştırır.

Kayış kasaak mekanizmaları:

Sanzuman batör arası:

evrim oranı;

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{800}{1000} = 0,8$$

Kayış hızı;

$$V = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60} = \frac{\pi \cdot 800 \cdot 0,25}{60} = 10,47 \text{ m/s}$$

Kayış sarım ağısı;

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot e} = \frac{250 - 200}{2 \cdot 596} = 0,042 \quad , \quad \beta = 175^\circ$$

$$\sin \alpha = \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot e} = \frac{250 - 200}{2 \cdot 596} = 0,042 \quad , \quad \alpha = 2,5^\circ$$

Etken kayış uzunluğu;

$$L = 2 \cdot e \cdot \cos \alpha + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{\pi \cdot \alpha}{180} (d_1 - d_2)$$

Sekildeki değerler formüde yerine konursa $L = 1899,9 \text{ mm}$ olarak bulunur. Standart kayış olarak $L = 2000 \text{ mm}$ kayış seçilmiştir.

Kayış adedi:

$$Z = \frac{F \cdot C_2}{P \cdot C_1 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5}$$

F :iletilecek güę (kw):27

C₂ :işletme faktörü:1,4

C₁ :sarım ağısı faktörü:1

C₃ :uzunluk faktörü:1

C₄ :etkenlik faktörü:1,69

C₅ :evrim faktörü:1,03 (Babalık,1983)

Değerler formülde yerine konursa $Z = 4$ adet olarak bulunur.

Kayış gergi kuvveti;

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{K \cdot \beta}$$

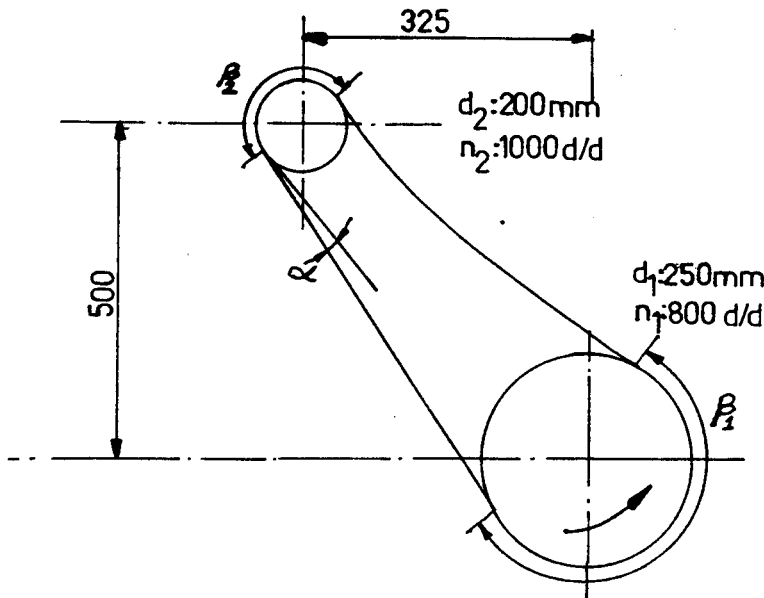
T_1 : gergin koldaki kuvvet (kg.)

T_2 : gevşek koldaki kuvvet (kg.)

K : sürtünme katsayısı (0,25-0,3)

e : 2,7183

β : kayış temas açısı (rd) (Kuşhan, 1975)



Şekil 2.9.2: Sanzuman batör değerleri.

Değerler yerine konursa;

$$T_1 = T_2 \cdot 2,5 \quad , \text{ elde edilir.}$$

$$T_1 - T_2 = 136,08 \quad , \text{ (giriş momentinden)}$$

Bu denklemlerin çözümünden, $T_1 = 90,72$ kg. , $T_2 = 226,8$ kg. olarak bulunur.

Kayış gergi kuvveti:

$$T = T_1 + T_2 = 90,72 + 226,8 = 317,5 \text{ kg. olarak bulunur.}$$

Kasnak kol sayısı:

$$U = \left(\frac{1}{7} \text{ ila } \frac{1}{8} \right) \cdot \sqrt{D} \geq 4$$

U : kol sayısı

D : kasnak çapı (mm) (Akkurt, 1984)

$$U = 1/7 \cdot \sqrt{250} = 2,25 \quad , \quad U = 4 \text{ kollu olarak}$$

yapılacaktır.

Kollardaki gerilme:

$$\sigma_e = \frac{3 \cdot F_u \cdot y}{U \cdot W} \leq \sigma_{em} \quad , \quad F_u = \frac{75 \cdot P}{V} \quad , \quad y = \frac{D_1 - D_2}{2}$$

$$W = \frac{\pi \cdot a_1^2 \cdot a_2}{4} \quad , \quad a_1 = (2 - 2,5) \cdot a_2$$

$\sigma_{em} = 250-350 \text{ kg/mm}^2$ (Akkurt, 1984)

F_u : çevre kuvveti (kg.)

y : moment çap farkı

U : kol sayısı

W : direnç momenti

V : kayış hızı (m/s)

Değerler formüllerde yerine konursa: $F_u = 259,7 \text{ kg}$

$$y = 25 \text{ mm}$$

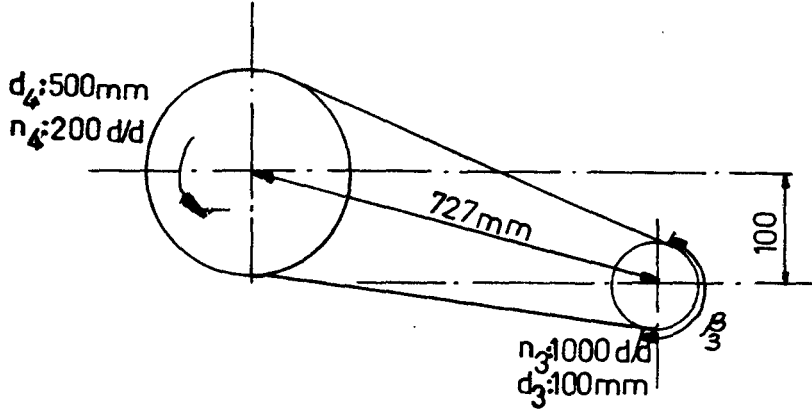
$$W = 4,71 \text{ kg/mm}^3$$

$$\sigma_e = 99,8 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_e \leq \sigma_{em} \quad , \quad \text{olduğundan kol sayısı uygundur.}$$

Batör kasnağı için hesap yapmaya gerek yoktur. Kol sayısı 4 olarak alınıp çap küçük tutulacaktır.

Batör aktarıcı arası;



Sekil 2.9.3 Batör aktarıcı degerleri

Aynı yöntemlerle hesaplamalar yapılırsa;

Cevrim oranı : $i=5$

Kayış hızı : $V=5,2\text{ m/s}$

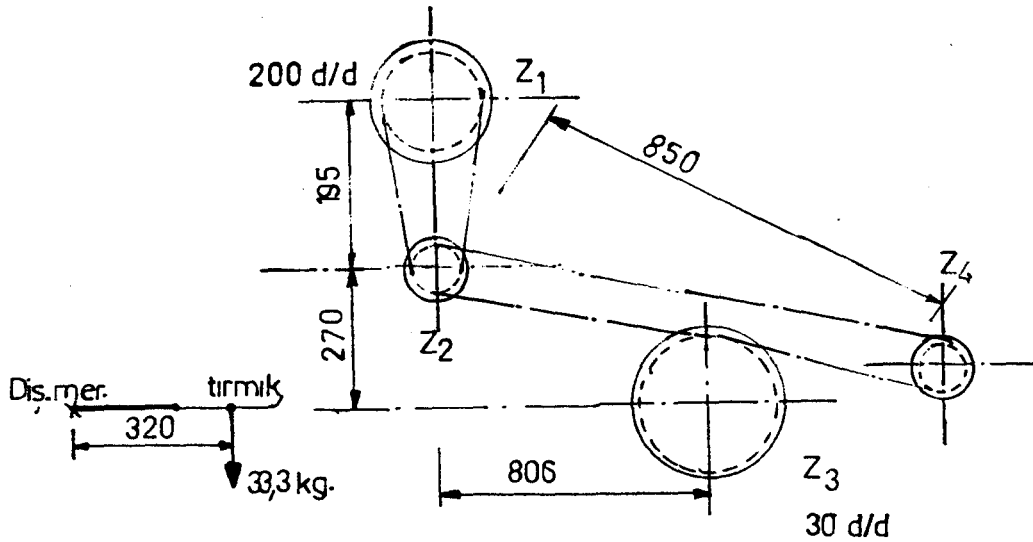
Sarım açısı : $\beta=148^\circ$

Etken kayış uzunluğu: $L = 2466\text{ mm}$, $L = 2500\text{ mm}$ alınmıştır.

Kayış adedi : $Z = 1$

Kayış gergi kuvveti : $T = 92,5\text{ kg.}$ olarak bulunmuştur.

Zincir mekanizmaları:



Sekil 2.9.4 Zincir mekanizma degerleri

Oluşan moment: $M_d = 33,3 \times 32 = 1066,6 \text{ kg.cm}$

$$\text{Gerekli güç: } P = \frac{M_d \cdot n}{71620} = \frac{1066,6 \cdot 30}{71620} = 0,45 \text{ BG.}$$

1 ve 2 dişlileri arası uzaklık 195 mm, $Z_1 = 17$ olarak alındı.

Zincir güç kabiliyeti;

$$P_D = \frac{P}{k \cdot C_1} = \frac{0,45}{0,85 \cdot 0,9} = 0,585 \text{ BG.}$$

P : aktarılan güç (BG): 0,45

k : güç faktör katsayısı: 0,85

C₁ : dinamik faktör: 0,9 (Akkurt, 1984, cilt. 11)

Seçilen zincir: txd: 12,7x7,75 mm DIN 8187 'dir.

Döndüren çark taksimat dairesi çapı;

$$\alpha_1 = \frac{180^\circ}{Z_1} = \frac{180}{17} = 10,6^\circ$$

$$d_{OZ1} = \frac{t}{\sin \alpha_1} = \frac{12,7}{\sin 10,6} = 69 \text{ mm}$$

Döndürülen çark taksimat dairesi çapı;

Çevrim oranı : $i = 2,5$

Diş sayısı : $Z_2 = 43$

Taksimat çapı: $d_{OZ2} = 174 \text{ mm}$, olarak bulunur.

Z_4 , dişlisini kılavuz dişlisi olarak hareket yönünü değiştirmek için kullanıyoruz.

Z_3 , için taksimat dairesi çapı;

Çevrim oranı : $i = 2,66$

Diş sayısı : $Z_3 = 115$

Taksimat çapı: $d_{OZ3} = 465 \text{ mm}$, olarak bulunur.

Z_2 için 2 adet 6002 nolu rulman, Z_4 için 1 adet 6002 nolu rulman kullanılmıştır.

Zincir eleman sayıları:

$$Z_0 = 2 \cdot \frac{a'}{t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a'}$$

a' : eksenler arası mesafe (mm)

Z_1 : döndüren dişli diş sayısı

Z_2 : döndürülen dişli diş sayısı

t : bakla adımı (Akkurt, 1984, cilt.1)

1-2 arası;

2-3 arası;

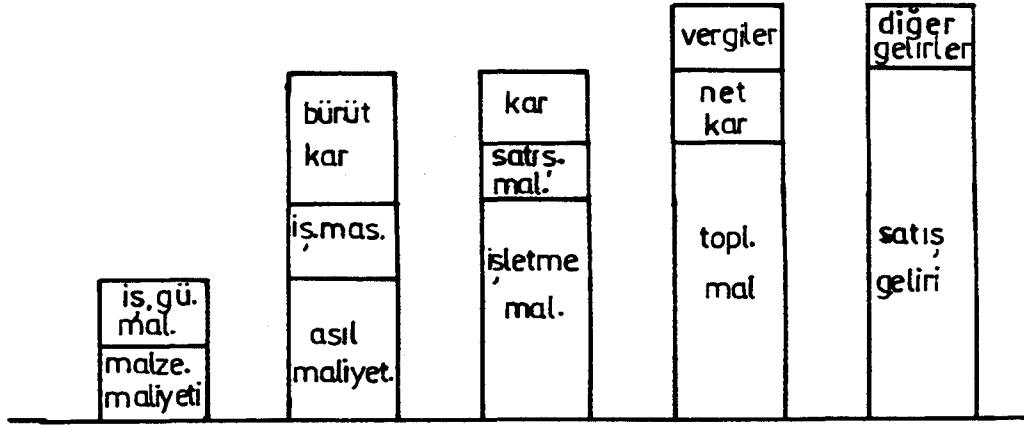
$$Z_{0(1-2)} = 62 \text{ adet,}$$

$$Z_{0(2-3)} = 215 \text{ adet}$$

Toplam bakla sayısı: $Z_0 = 62 + 215 = 277$ adet olarak bulunur.

3.MALİYET ANALIZİ

Bir ürünün maliyetini hesaplarken tüm kriterleri göz önünde bulundurmalıyız.



Sekil 3.1. İşletme masraf sınıfları (Buffa,1981)

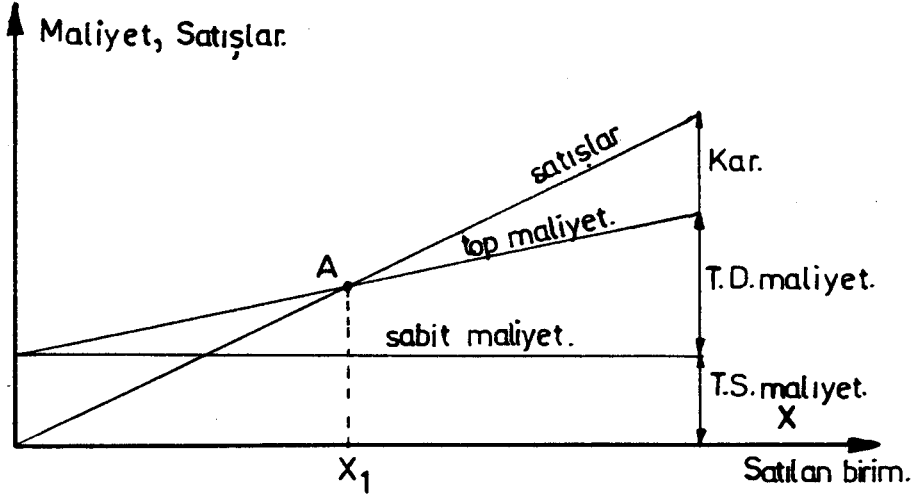
İşletme masrafları:Dolaylı iş gücü, fabrika alımları, takım ve onarım, tesis araç yıpranması vb. **Satış masrafları:**Reklam, seyahat, şüpheli alacaklar, telefon vb.

İş gücü ve malzeme dolaysız maliyet olarak düşünülür. İşletme masrafları ve işletme genel masraf kalemleri genellikle dolaylı maliyet olarak alınır. Rastgele tahsis dışında bunları belirli bir ürüne atamak zordur. Yönetim ve satış masrafları genel maliyetlerdir ve yapı olarak dolaylıdır (Buffa,1981).

3.1.Sabit ve değişken maliyetler

Üretim hacmi ne olursa olsun işletme hiç üretim yapmasa bile belli bir yatırım yapmak zorundadır.Buda işletme için sabit maliyettir. Üretimin artmasıyla malzeme, iş gücü ve üretime bağlı olarak artar veya azalır. Buda değişken maliyeti oluşturur.

Bunları bir şemada gösterirsek şek 3.2 'deki şema ortaya çıkar. Bir işletme ancak 'A' noktasından sonra kara geçer. Bu noktaya karlılık noktası denir. Bu işletme en az X kadar satış yapmalıdır ki kara geçebilsin (Buffa, 1981).



Şekil 3.2 Karlılık noktası (Buffa, 1981)

3.2. Makinanın maliyeti

Maliyet bölüm bölüm incelenecektir.

3.2.1. Sasi maliyeti

Resim no: 0001 'den, toplam kaynak boyu: 7,5 m

Kullanılan elektrot 3.1/4 'lük rutil tip E6024 , elektrot özellikleri; kaynak faktörü=4

iş alanı=4,6 adet/m

ergime zamanı=97 sn. (berlikon katalogu, 1983)

Kullanılan elektrot= $4,6 \times 7,5 = 35$ adet.

Kaynak zamanı= $97 \times 35 \times 4 = 13580$ sn.=3,77 saat.

Malzeme hazırlığı için geçen zaman=4,2 saat.

Toplam zaman= 8 saat.

Genel masraflar=işçilik \times 2 (As kaynak, S.ANIK)

<u>malzeme</u>	<u>miktar</u>	<u>fiyat T.L</u>
Elektrot(3.1/4)	35 adet	24500
Profil(U 65x42)	60 kg.	66000
Profil(U 80x45)	56 kg.	61600
işçilik	8 sat	20000
Genel masraflar	---	40000
Lastik teker(28x600)	2 adet	250000
(yataklarıyla birlikte)		

Toplam şasi maliyeti : 462100 T.L

3.2.2.Gövde maliyeti

Kaynak boyu=7 m.

Elektrot(3.1/4)= 32 adet.

Kaynak zamanı=7 saat.

Parça hazırlama için geçen zaman=13 saat

<u>malzeme</u>	<u>miktar</u>	<u>fiat T.L</u>
Saç St37 5 mm.	99,5 kg.	99500
4 mm.	10 kg.	10000
3 mm.	83,5 kg.	83500
8x8 M10 civata	8 adet.	4000
Elektrot(3.1/4)	32 adet.	22400
işçilik	20 saat.	50000
Genel masraflar	----	100000
		Gövde maliyeti = 369400 T.L

3.2.3.Saptoplar maliyeti

Kaynak boyu=2 m.

Kaynak zamanı=1,1 saat.

Parça hazırlama=14,9 saat.

Elektrot(3.1/4)=10 adet.

<u>malzeme</u>	<u>miktar</u>	<u>fiat T.L</u>
Yatak(FY20FJ)	2 adet.	70000
8x8 M10 civata	2 adet.	10000
8x8 M5 civata	56 adet.	16800

L profili(25x25)	8 kg.	8800
Rulman 609	4 adet.	22000
Döküm(GG20)	15 kg.	22500
Saç St37 5 mm.	23 kg.	23000
3 mm.	6 kg.	6000
Ø5 dolu malzeme	5 kg.	5000
Boru(1.1/2")	1,6 m.	4000
Ø3 yay çeligi	3 kg.	9000
5x25 mm.sıvama	2 kg.	2000
Elektrot(3.1/4)	10 adet	7000
İşçilik	16 saat.	40000
Genel masraflar	----	80000
		Saptoplar maliyeti = 327100 T.L

3.2.4. Aktarıcı maliyeti

Kaynak boyu=1,5 m.

Kaynak zamanı=3 saat.

Elektrot(3.1/4)=7 adet.

<u>malzeme</u>	<u>miktar</u>	<u>fiat T.L</u>
Boru(3")	1,6 m.	4800
Saç St37 3 mm.	3 kg.	3000
Yatak(FY20FJ)	2 adet.	70000
Elektrot(3.1/4)	7 adet.	4900
İşçilik	3 saat.	7500
Genel masraflar	----	15000
		Aktarıcı maliyeti = 105200 T.L

3.2.5. Batör maliyeti

<u>malzeme</u>	<u>miktar</u>	<u>fiat T.L</u>
Ø40 St37 dolu malzeme	20 kg.	18000
Saç St37 3 mm.	17 kg.	17000
8x8 M35 somun	1 adet.	7000
8x8 M39 somun	1 adet	7500

Takoz (6622)	15 kg.	22500
Rulman 1208	2 adet.	74000
Yatak yuvası	2 adet.	30000
İşçilik	3 saat.	7500
Genel masraflar	---	15000
		Batör maliyeti = 198500 T.L

3.2.6. Sanzuman maliyeti

<u>malzeme</u>	<u>miktar</u>	<u>fiat T.L</u>
Gövde (6622)	35 kg.	52500
Miller St70	8 kg.	12000
Dişli (16MnCr5)	2 adet.	160000
Keçeler 7x30x62	1 adet.	20000
7x35x47	1 adet.	10000
7x35x62	1 adet.	15000
Rulman 30206	2 adet.	60000
30207	2 adet.	70000
8x8 M10 civata	8 adet.	4000
M10 rondela	8 adet.	1600
8x8 M5 civata	4 adet.	1200
M5 rondela	4 adet.	400
8x8 M16 civata	1 adet.	1000
İşçilik	8 saat.	20000
Genel masraflar	---	40000
		Sanzuman maliyeti = 470700 T.L

3.2.7. Aspiratör maliyeti

Kaynak boyu=6 m.
 Elektrot (3.1/4)=30 adet.
 (2.1/2)=27 adet.

<u>malzeme</u>	<u>miktar</u>	<u>fiat T.L</u>
Saç St37 4 mm.	140 kg.	140000
3 mm.	33 kg.	33000

Elektrot(3.1/4)	30 adet.	21000
(2.1/2)	27 adet.	13500
Rulman 30204	2 adet.	50000
Yatak yuvası(6620)	3 kg.	4500
Mil St70 Ø30	1,5 kg.	2500
İşçilik	8 saat.	40000
Genel masraflar	----	80000

Aspiratör maliyeti = 384500 T.L

3.2.8. Montaj maliyeti

<u>malzeme</u>	<u>miktar</u>	<u>fiat T.L</u>
Kasnaklar 250 mm. 4kanal	1 adet.	40000
200 mm. 4kanal	1 adet.	35000
100 mm. 1kanal	1 adet.	15000
500 mm. 1kanal	1 adet.	30000
500 mm. 2kanal	1 adet.	45000
210 mm. 2kanal	1 adet.	20000
Kayışlar SPA 12,7x10x2000	4 adet.	32000
SPA 12,7x10x2500	1 adet.	10000
SPA 12,7x10x2800	2 adet.	25000
Zincir dişlileri 17 diş	1 adet.	15000
43 diş	3 adet.	75000
115 diş	1 adet.	45000
Zincir	339 eleman	101700
Rulman 6002	3 adet.	45000
İşçilik	16 saat.	40000
Genel masraflar	----	80000

Montaj maliyeti = 673700 T.L

2.3.7. Toplam maliyet

Kasım 1989 fiyatlarıyla Toplam maliyet = 2991200 T.L
dir.

3.3. Batör maliyet farkı

<u>Malzeme</u>	<u>Miktar</u>	<u>Fiyat.TL.</u>
Dolu malzeme	20 kg	18000
Saç farkı	12 kg	12000
Döküm takoz farkı	13 kg	19500
Rulman farkı	-----	74000
Yatak yuvası farkı	-----	20000
işçilik farkı	-----	7500
Toplam fark :		151000

3.4. Sanzuman maliyet farkı

	<u>Fiyat.TL.</u>
Dişli farkı	70000
işçilik farkı	15000
Toplam fark : 85000	

3.5. Aspiratör maliyet farkı

Saç farkı 10 kg	10000.TL.
-----------------	-----------

3.6. Montaj farkı

	<u>Fiyat.TL.</u>
Kayış fazlalığı 1 adet	10000
Volan 2 adet (162 kg)	194400
Zincir farkı	50000
Toplam fark : 254400	

Toplam fiyat farkı

Kasım 1989 fiyatlarıyla toplam fiyat farkı :500400 TL.

4. SONUCLAR ve TARTISMASI

Çalışma konusu olan yürür tip saman makinası dizaynında amaçlanan hedef üretimi yapılan makinanın konstrüksiyon ve kullanım bakımından fazla veya eksik taraflarını ortaya çıkartmaktır.

- İncelemede batör kırıcı parmaklarının konstrüksiyon bakımından çok fazla emniyetli olduğu bulunmuş ve parmak konstrüksiyonu değiştirilmiştir. İmalatı yapılan makinadaki bir tek batör parmağının kırılması için makina güç girişinden 402 BG güç çekilmesi gerektiği bulunmuştur. Bu da bize parmakların çok fazla mukavim olduğunu gösterir.

- Batör mili olması gereken çap $d=35$ mm. ,kullanılan çap $d=60$ mm.'dir.

- Makinada kullanılan volanlar incelenerek volanların makinanın çalışması esnasında dikkate alınacak bir güç biriktirmediği bulunmuştur. Makina çalışma devrinden duruncaya kadar volanın depoladığı enerji 0,018 BGh'dir. Bu makinanın çektiği toplam güç olan 35 BG göz önünde tutulursa önemsiz olduğu açıkça görülmektedir.Kaldı ki makina 45 - 80 BG 'deki traktörlere bağlanmaktadır.

- Kullanılan aspiratörde kanat sayısı 8 'dir. Olması gereken ise 4'dür. Firma makinada kullandığı aspiratörün aynısını saman aktarıcı olarakta imal etmektedir. Aktarıcı 12 ton/h saman aktarmaktadır. Makina kapasitesi ise 2 ton/h 'dir.

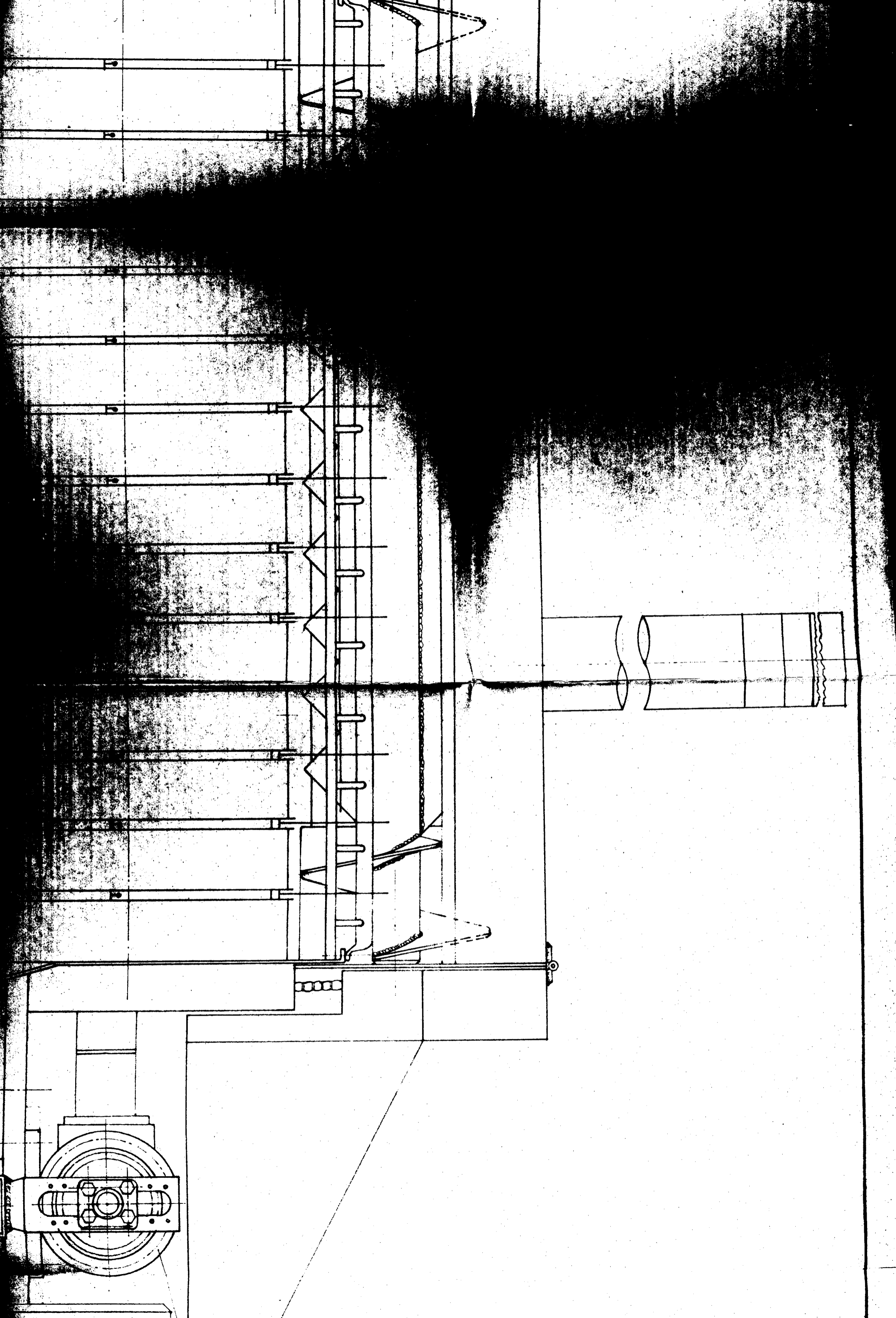
- Kullanılan şanzuman dişlileri konik helis dişli olarak yapılmıştır. Konik helis dişli imalatı, konik dişliye göre daha zordur. Yapılan dizaynda ise konik dişli kullanılmıştır.

- Makina maliyeti 2991200 TL. olarak bulunmuştur, İmalatı yapılan makina fiatı ise 3491600 TL. 'dir. Maliyet

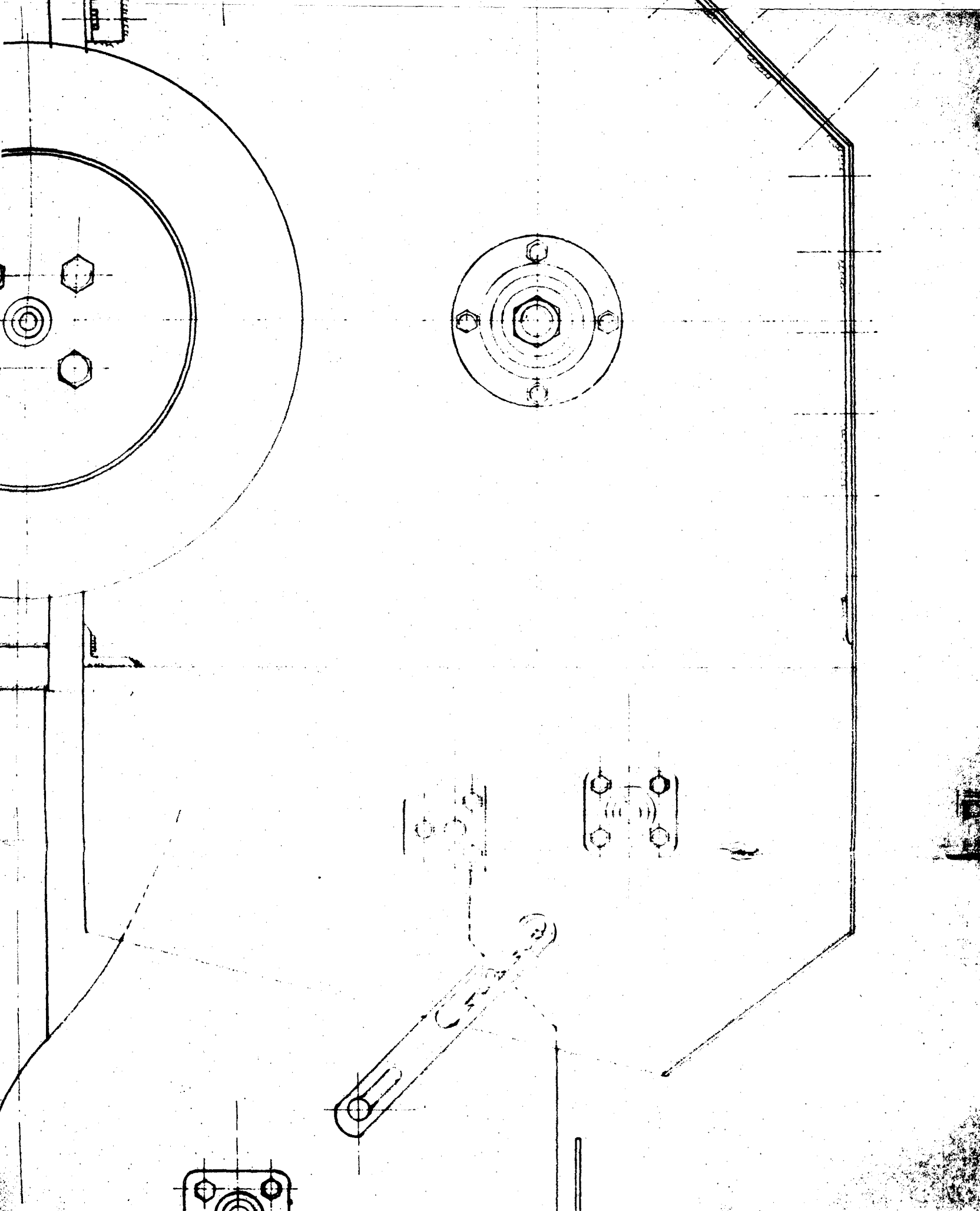
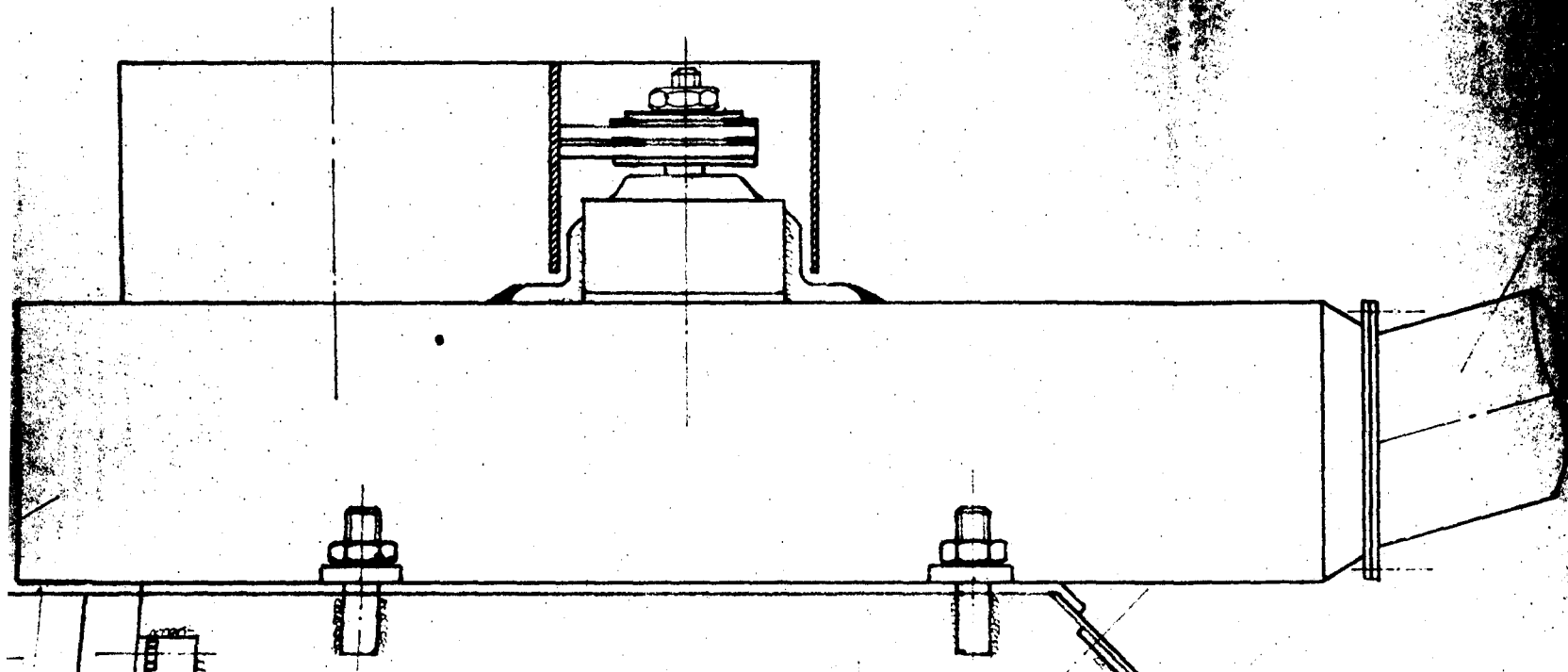
bakımından 500400 TL.'lik bir kazanç mevcuttur. Bunun yanın-
da makina hafifliği ve batör kırıcı parmaklarının yüzeyleri-
nin küçülmesi güç tüketimi açısından da kazanç sağlayacaktır.

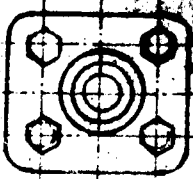
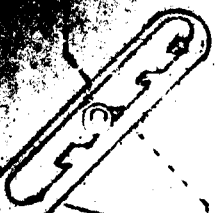
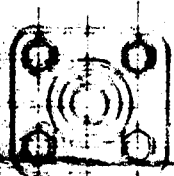
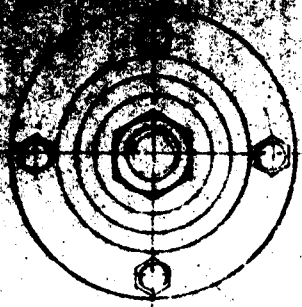
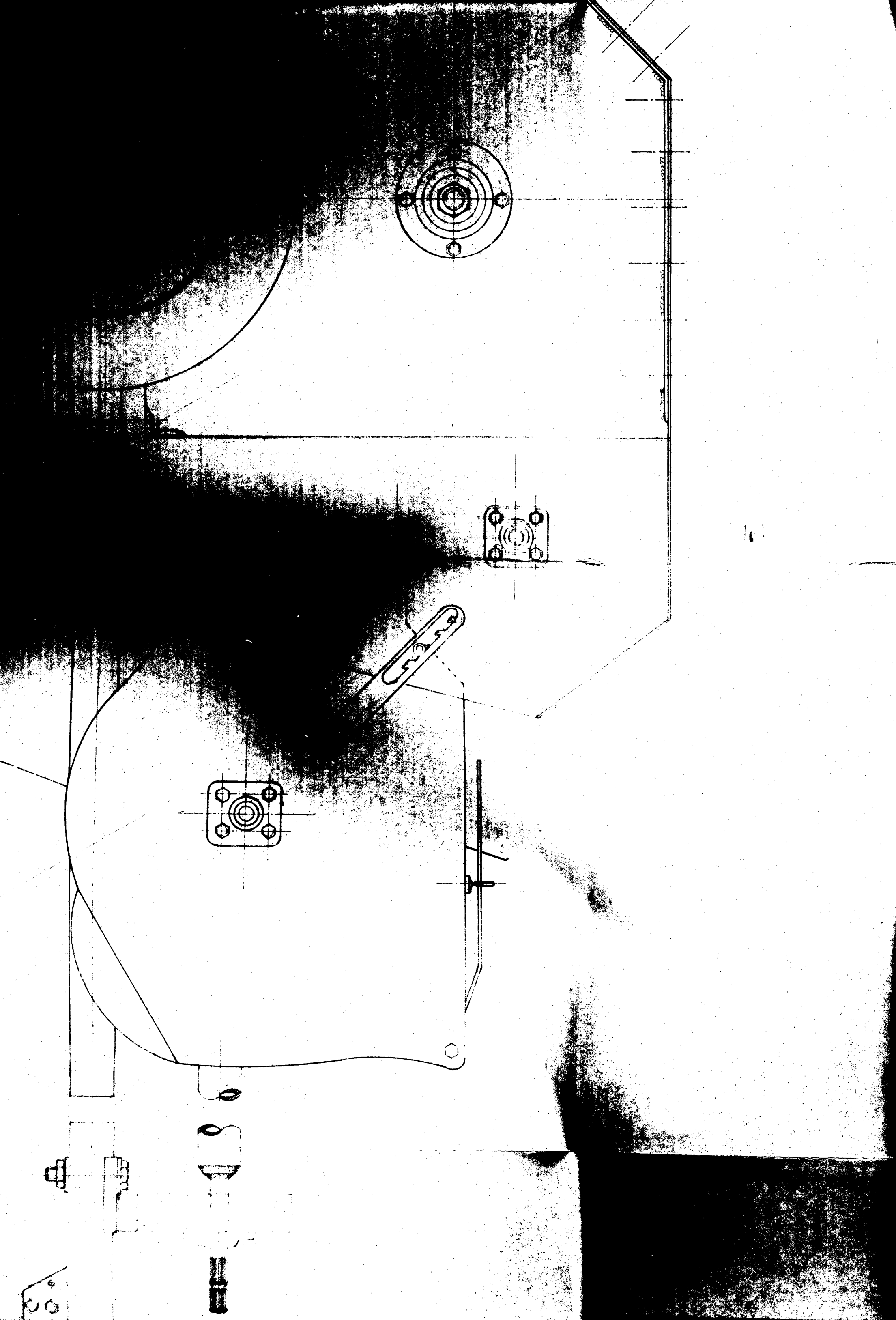
KAYNAKLAR

- AKGÜN D.R. Mukavemete Giriş
Eskişehir. 1984
- AKKURT M. ve SAVCI M. Makina Elemanları cilt.1
Ankara. 1984
- AKKURT M. ve SAVCI M. Makina Elemanları cilt.2
Ankara. 1984
- BABALIK F.C. Makina Elemanları Mukavemet Hesapları
Bursa. 1982
- BABALIK F.C. Makina Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri
Bursa. 1983
- BUFFA E.S. Temel Üretim Yönetimi
Ankara. 1981
- EVCİM Ü. Türkiye'de İmal Edilen Harman Makinaları Üzerinde
Araştırma
Ankara. 1983
- GÖKELİM A.T. Vantilatörler
Ankara. 1978
- KUSHAN B. Erzurum'da İmal Edilen Harman Makinaları Üzerine
Bir Araştırma
Ankara. 1975
- OERLIKON Elektrot Katalogu
Ankara. 1973
- PALAVAN S. ve DEMİR Z. Mekanik Titreşimler
İ.T.U. 1949
- PALAVAN S. Pistonlu Makinalar Dinamiği
İ.T.U. 1975
- PASIN F. Makina Dinamiği
İ.T.U. 1984
- SKF Rulman Katalogu
Ankara. 1982
- TRASKOLONSKI A.J. ve PRESI F. Impeller Pumps
Newyork
- Tarımsal Mekanizasyon Araştırma ve Deney Enstitüsü Müdürlüğü
Raporu 359-414/H.H.4 - Ankara. 1986

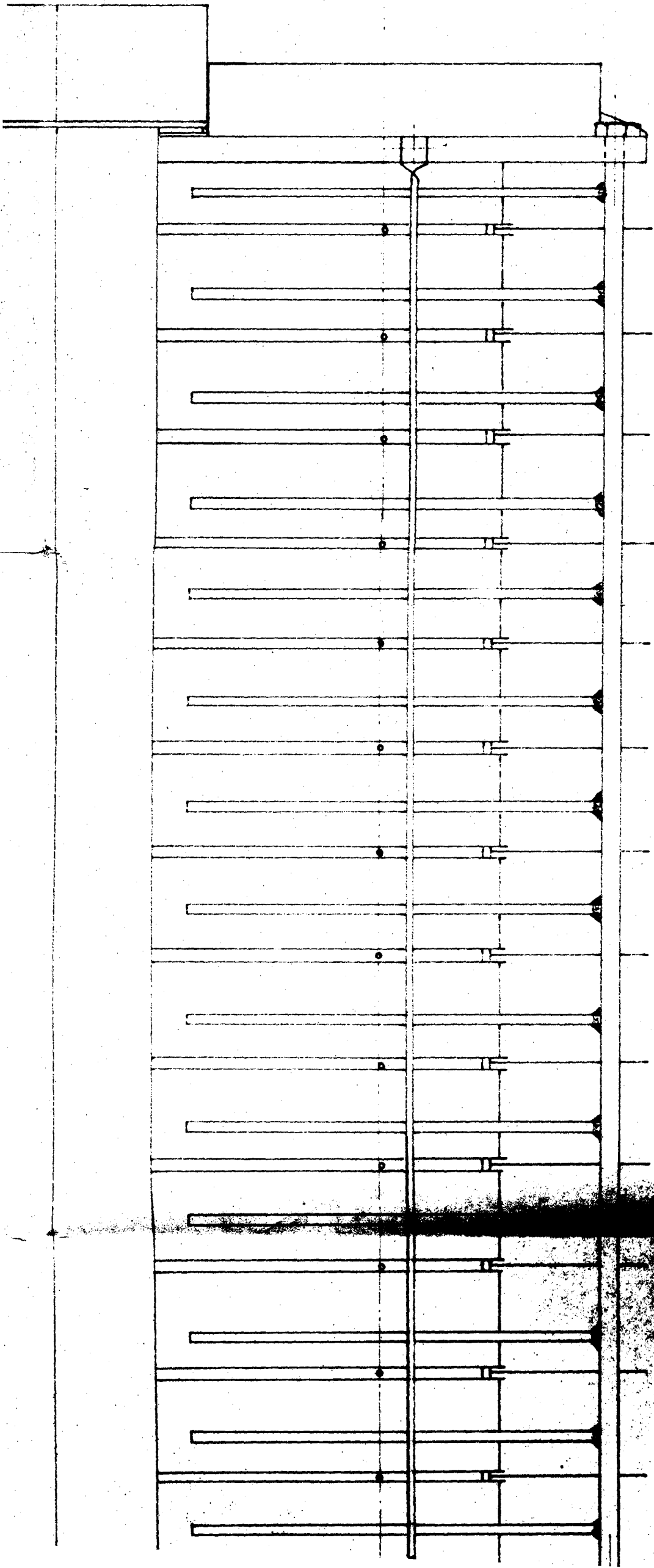
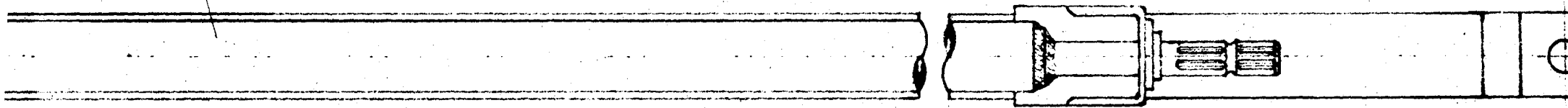


6

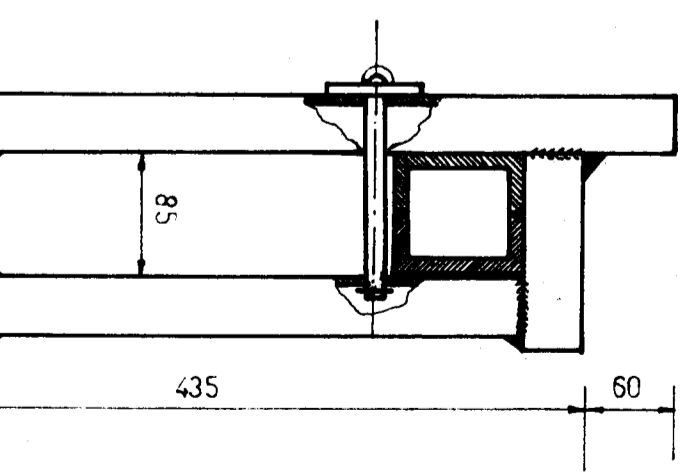
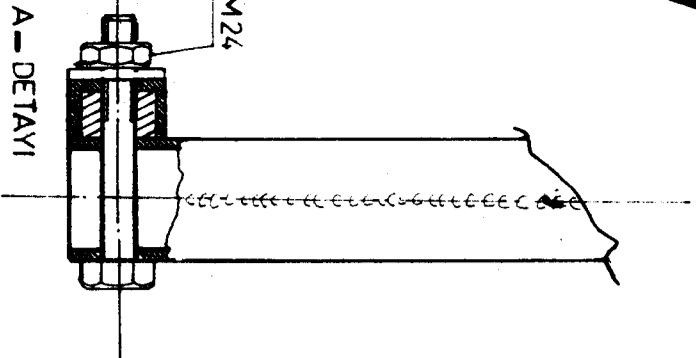
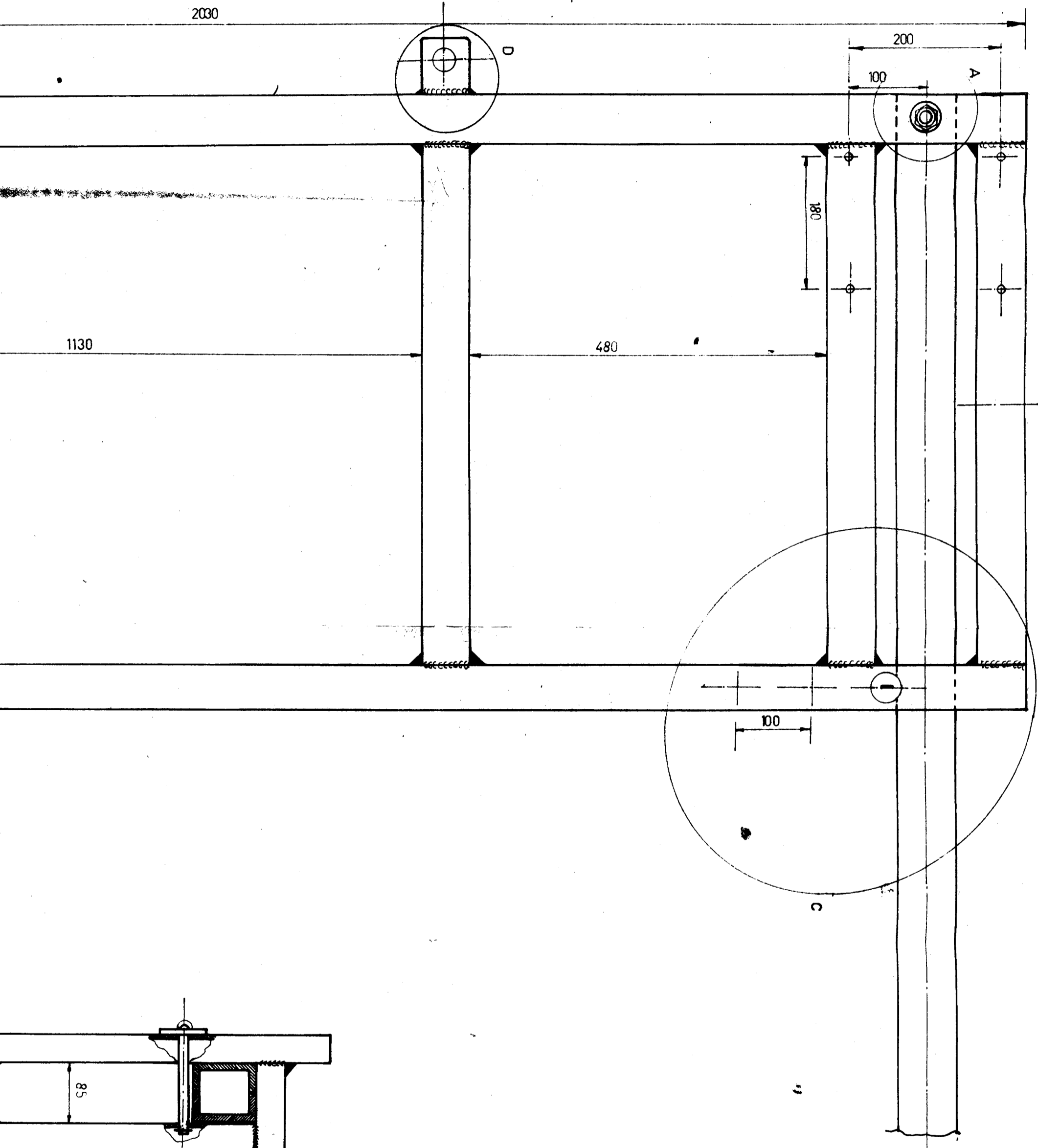




30



3200



2 adet 80x45 U profilli alından kay

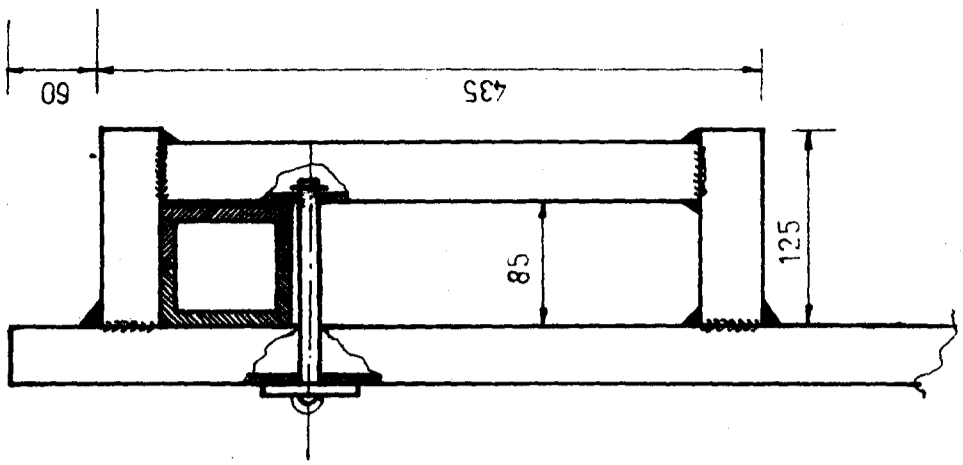
2030

5mm sac dan bükülucek

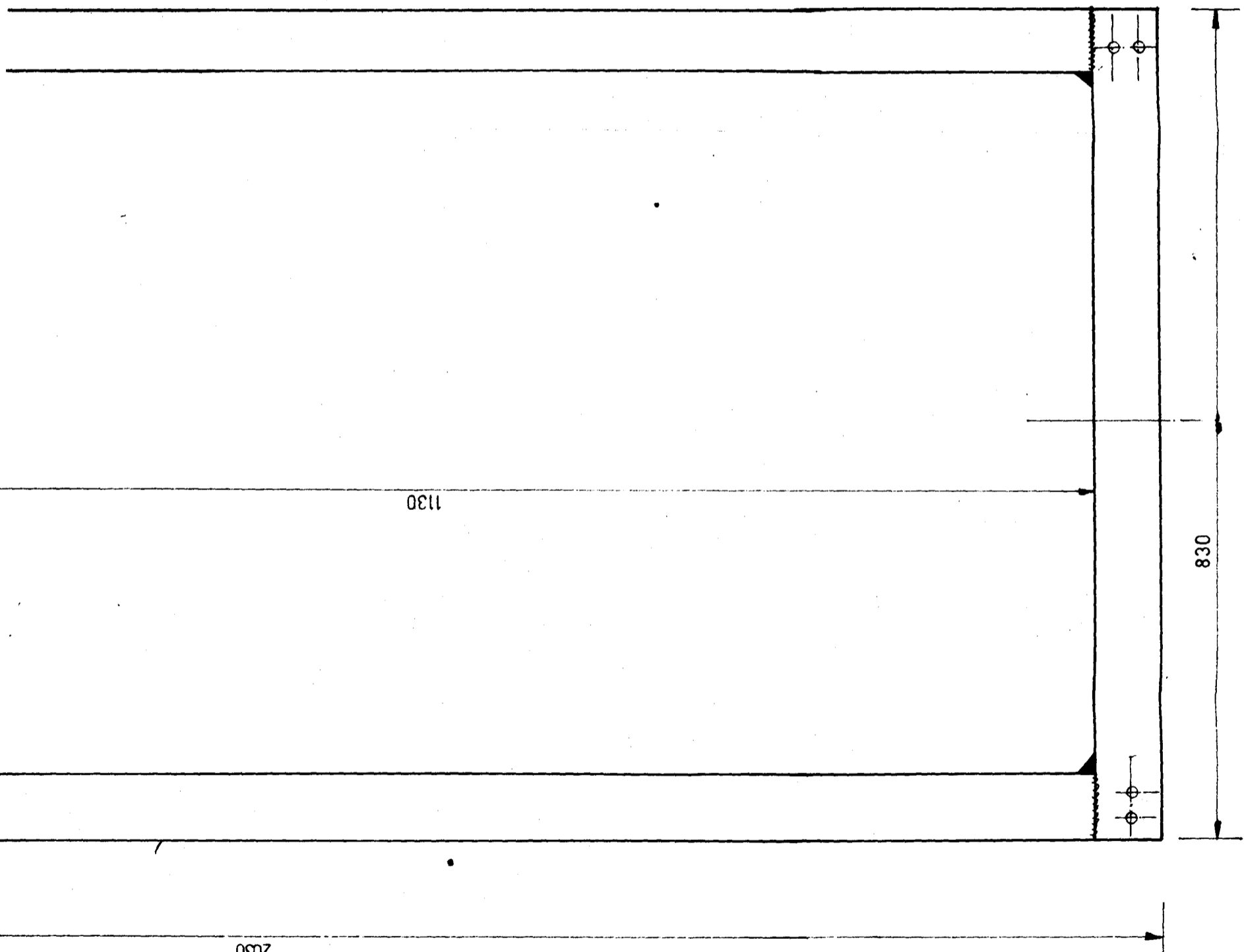
65x42 U

DETAYI

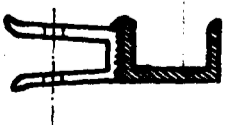
Çeki okunda



C-DETAYI



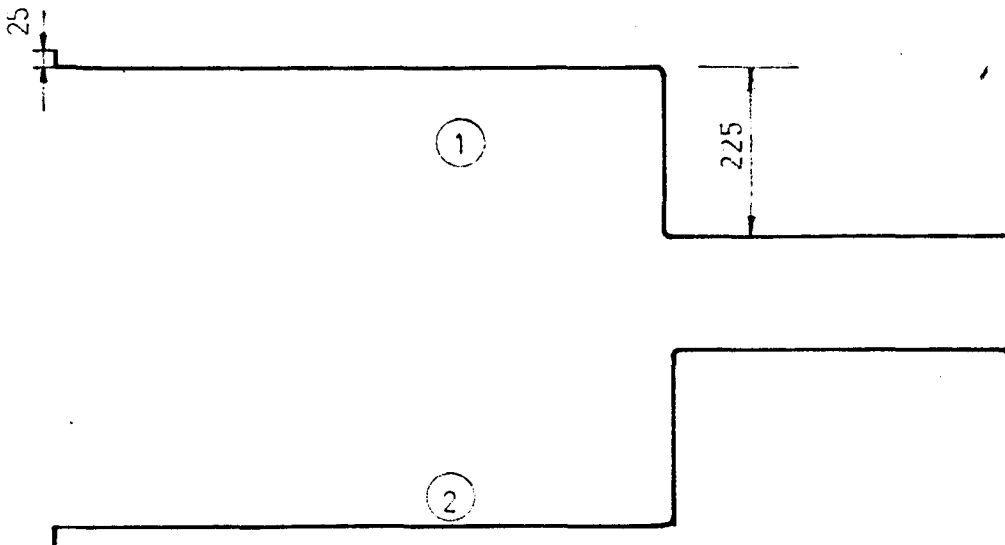
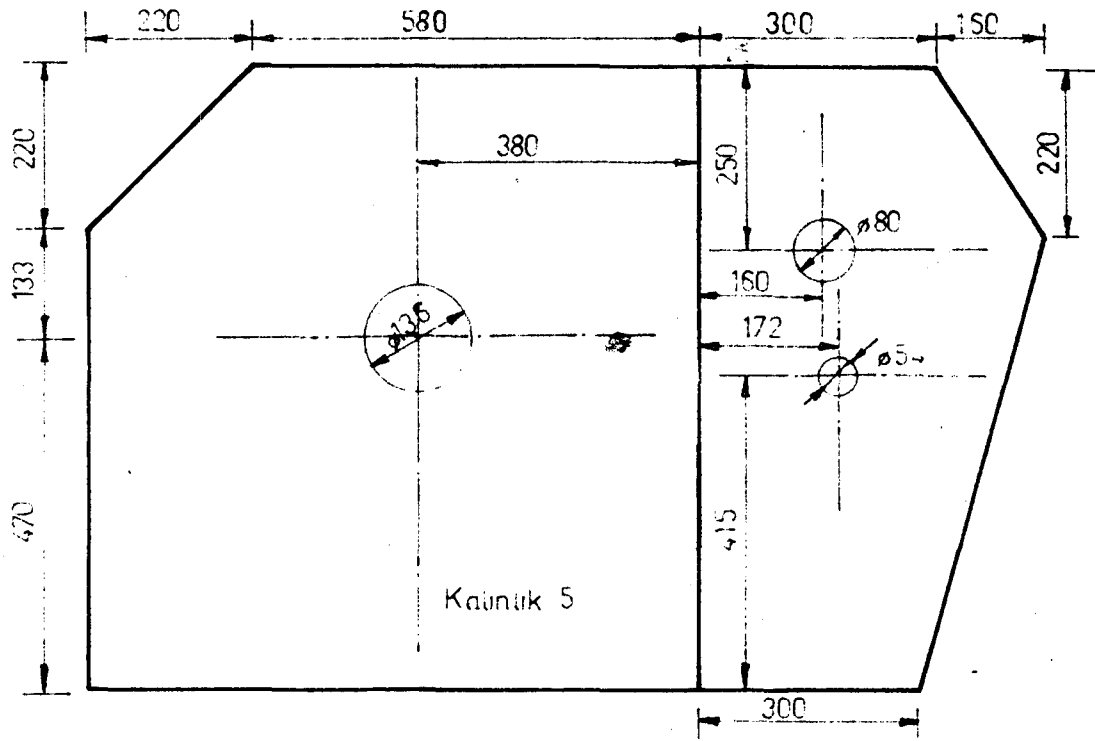
5mm sac dan bükülecek.



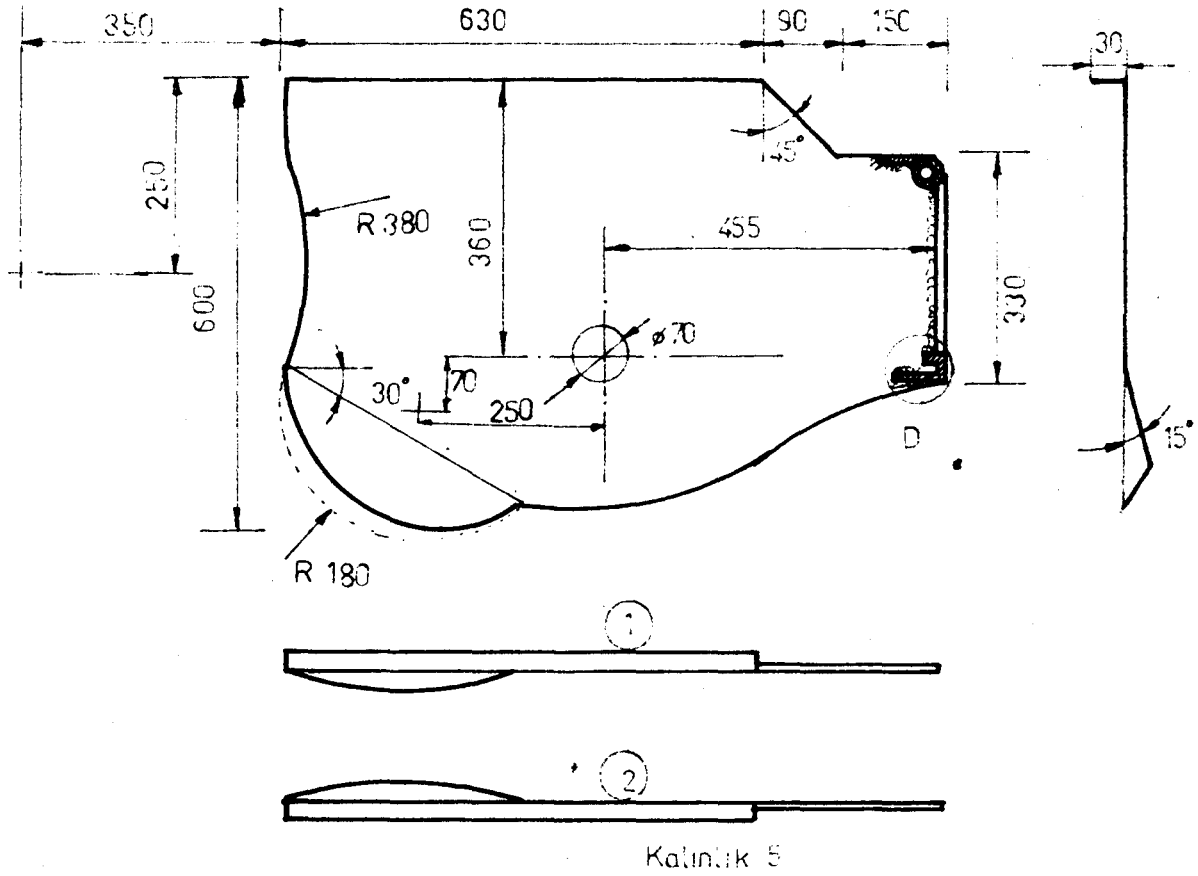
55 x 42 U

D-DETAYI

2030



2 adet



2 adet

ÖLÇEK.

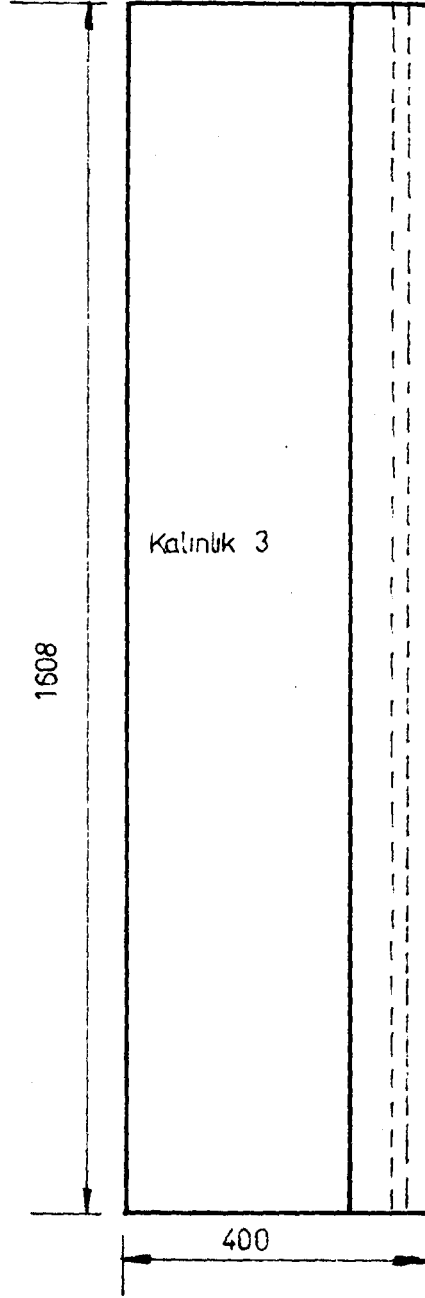
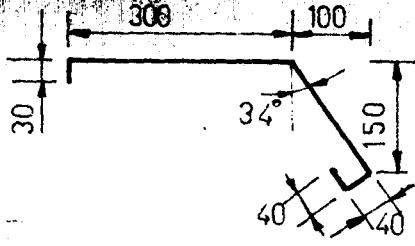
1:10

TOPLAYICI YAN SACI St 37

Resim no: 0003

ÇİZEN: Yaşar ÖZDEMİR.

EK-4



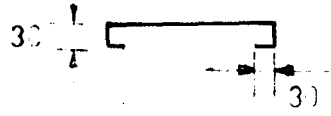
LÇEK.

1:10

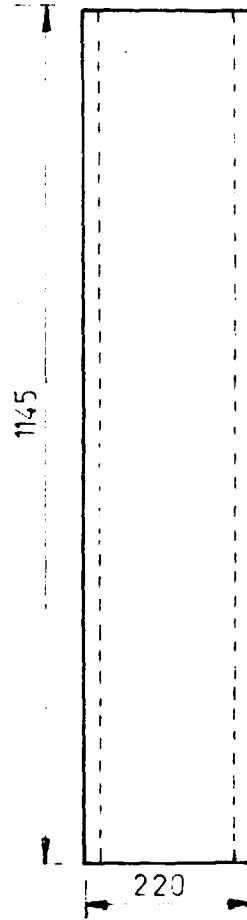
ÖN KAPAK St37

Resim no:0004

ÇİZEN : Yasar ÖZDEMİR.



kalınlık 3



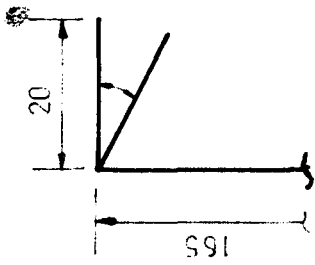
ÖLÇEK.

1:10

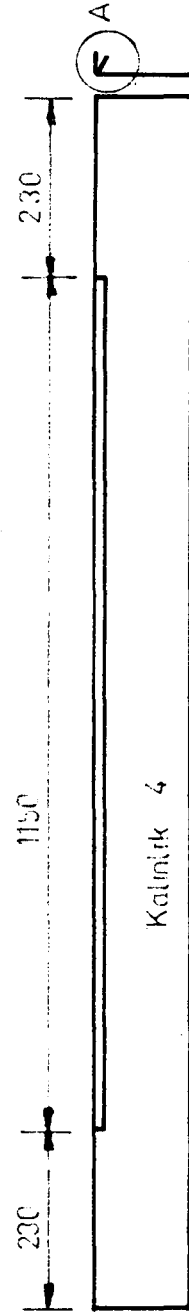
BATOR ARA PARÇASI St 37

Resim no:0035

ÇİZEN : Yasar ÖZDEMİR.



A - ÖLÇÜSÜ 1:1



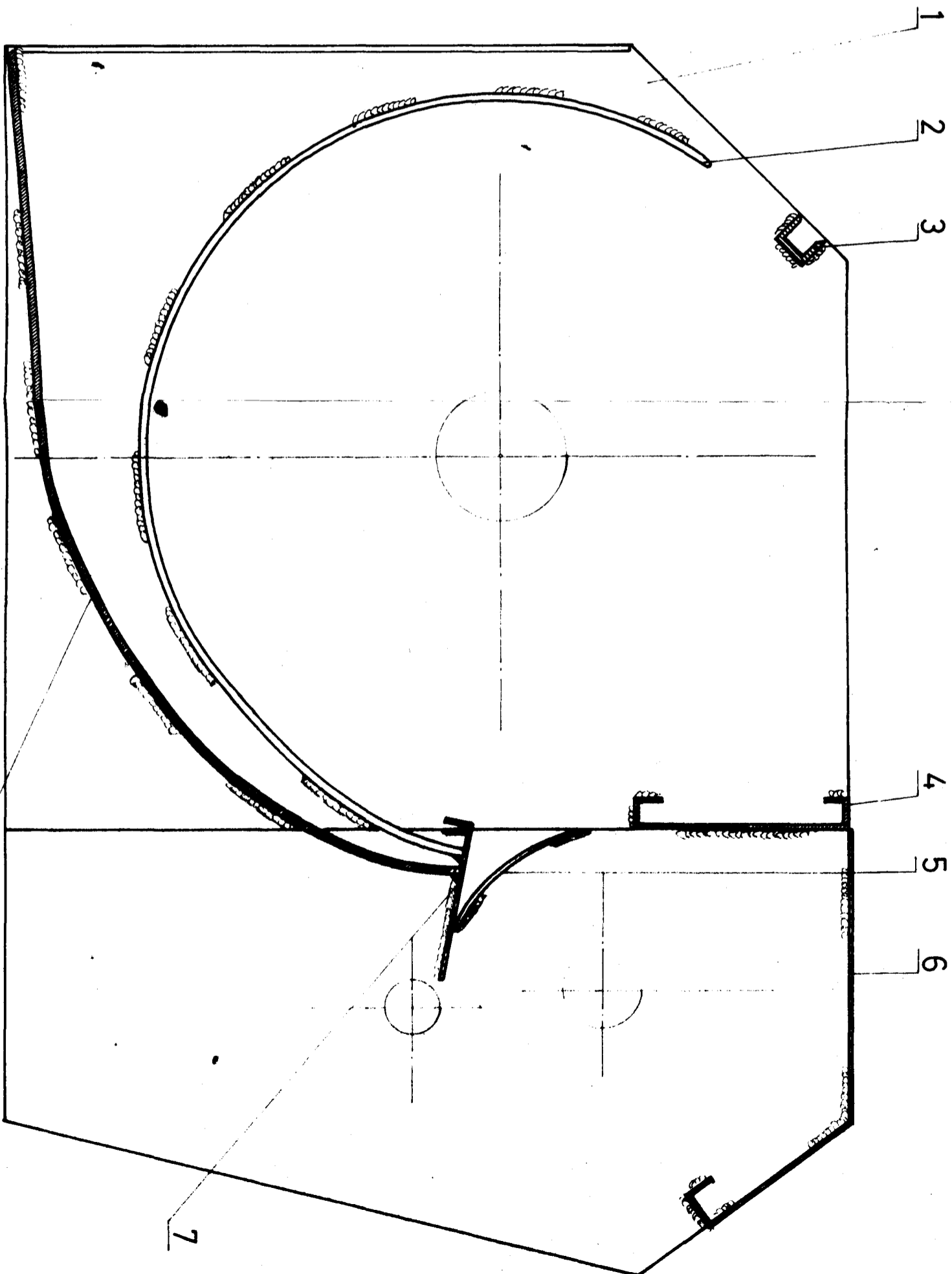
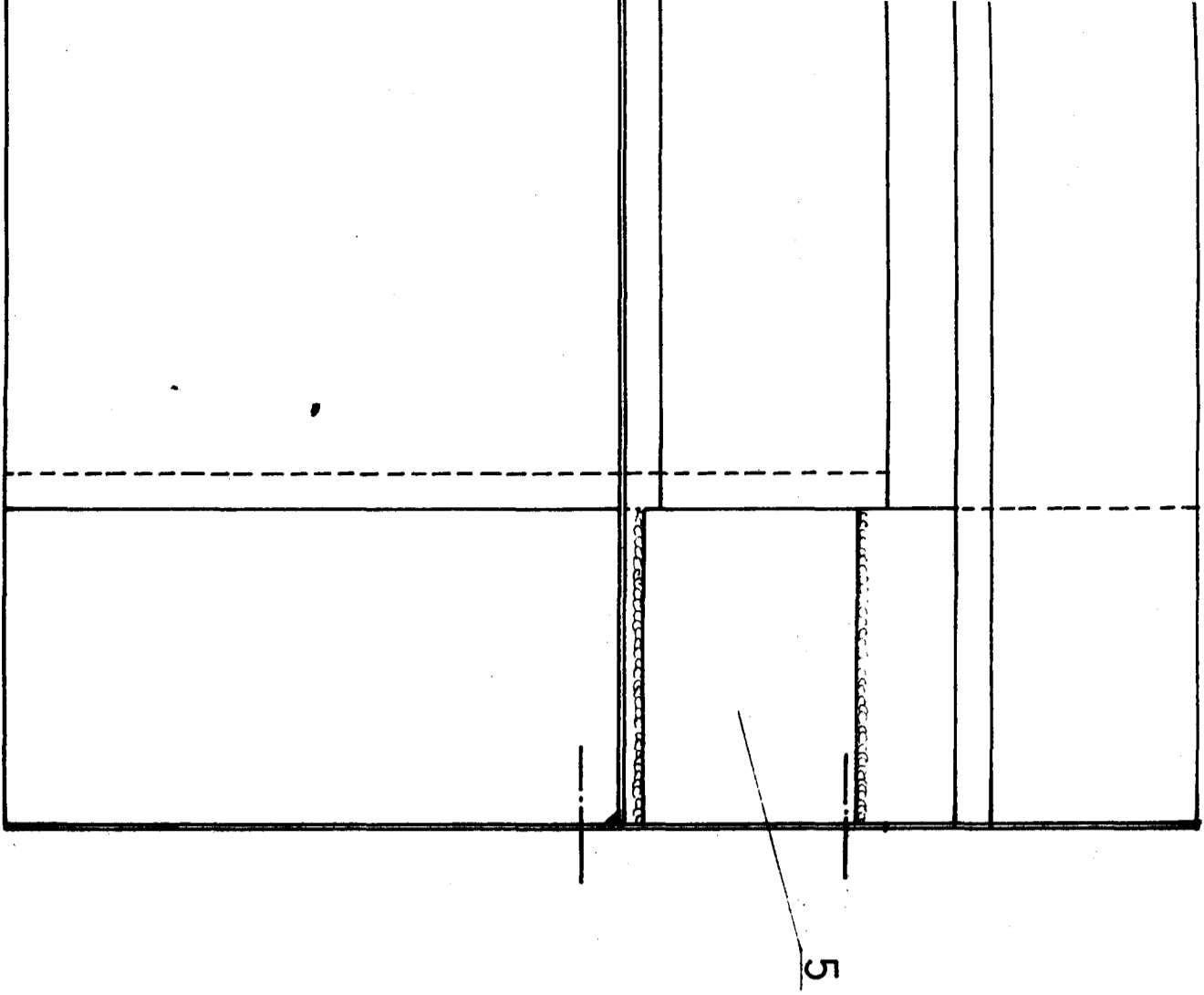
ÖLÇEK.

1:10

BATÖR PERDESİ St 37

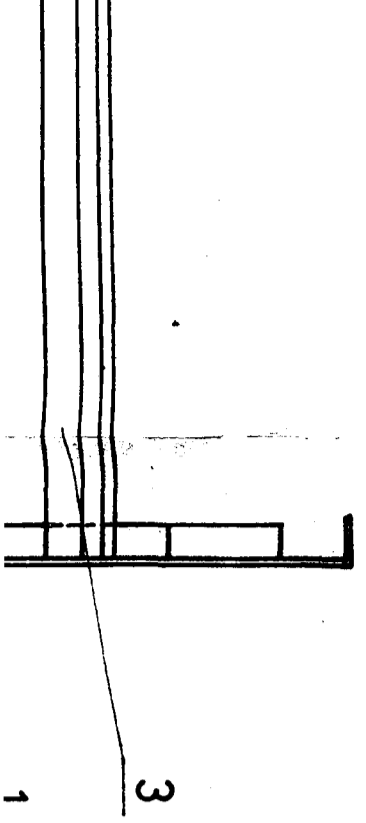
Resim no: 0006

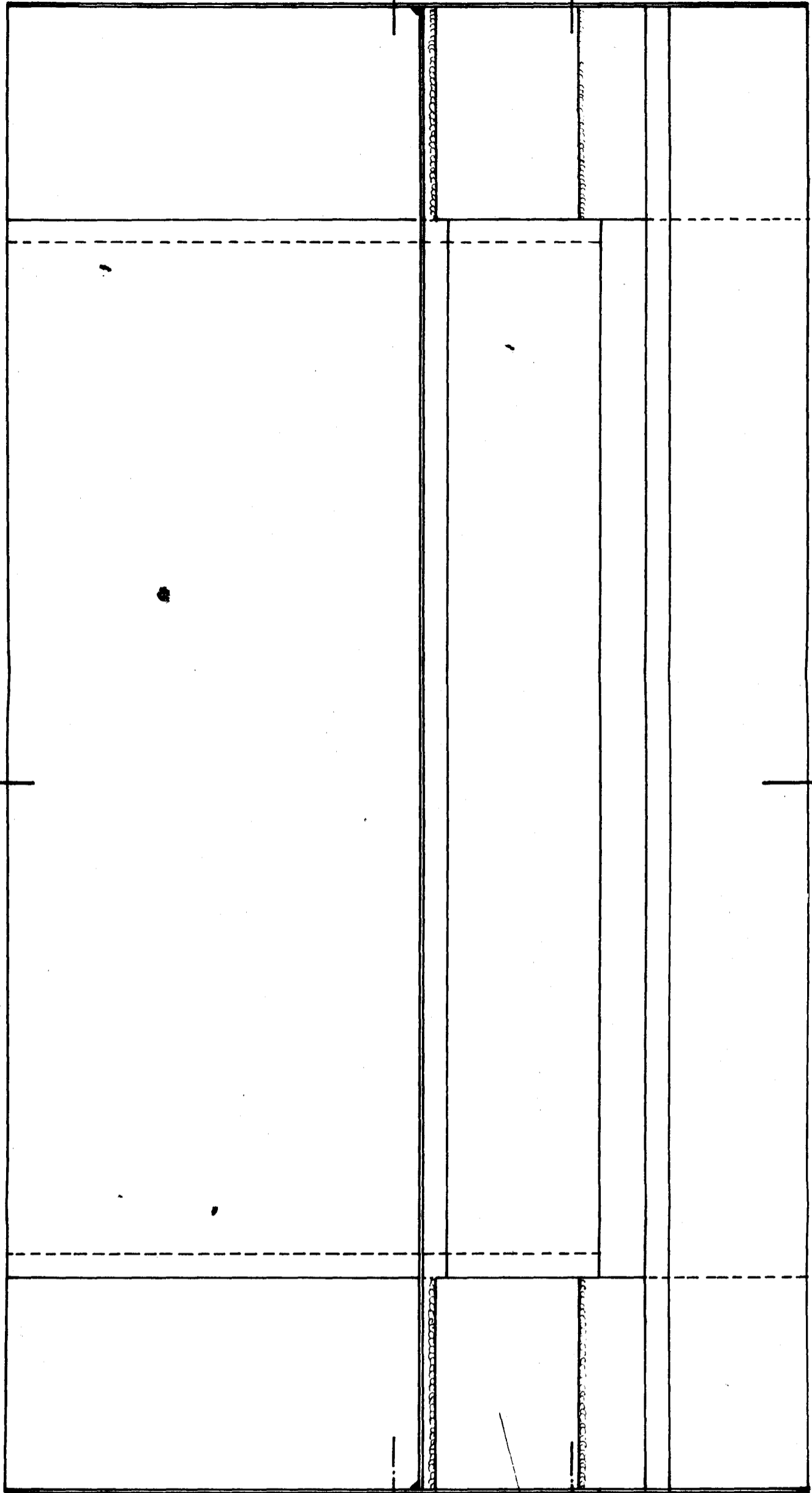
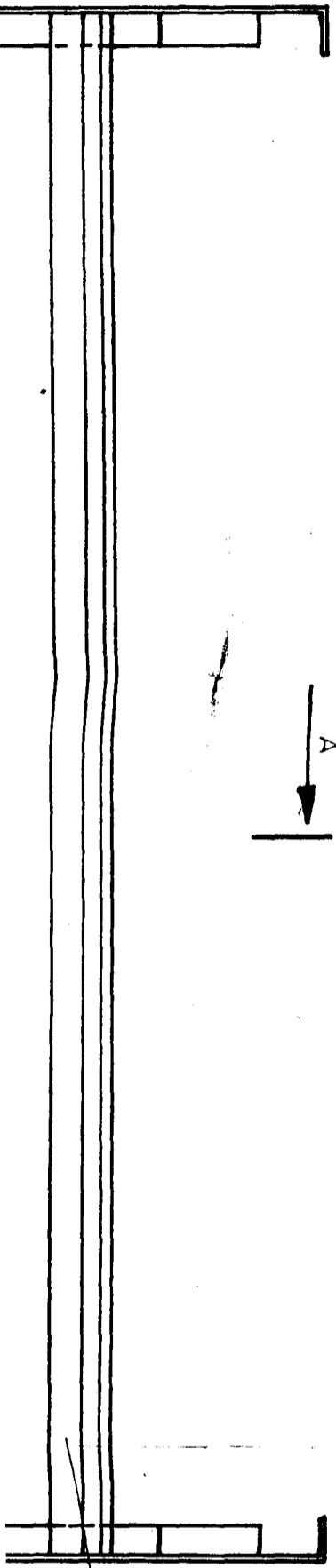
ÇİZEN: Yaşar ÖZDEMİR.



A-A KESITI

Yalıq tespi delikler tənəffüs a. b. c. d. e. f. g. h. i. j. k. l. m. n. o. p. q. r. s. t. u. v. w. x. y. z.





A

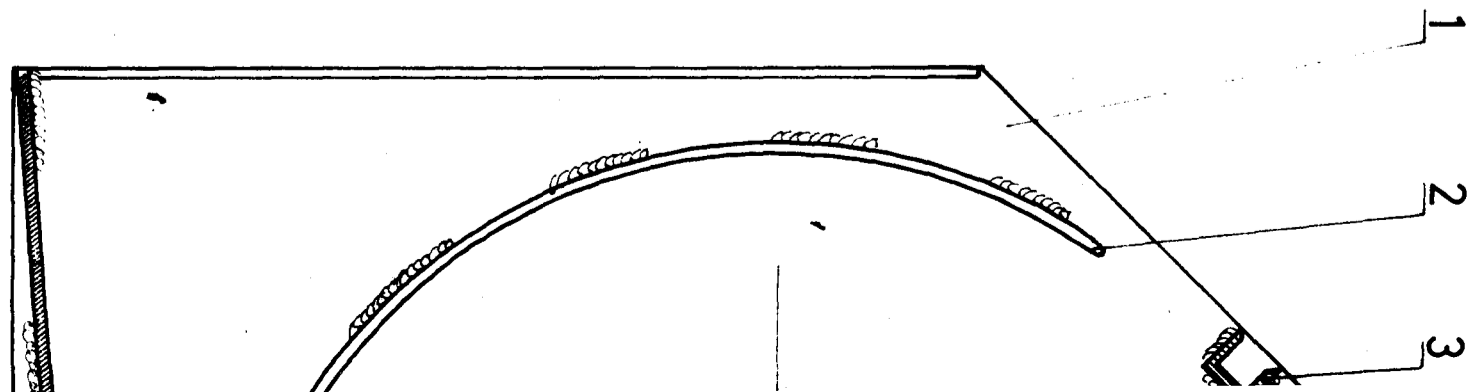
A

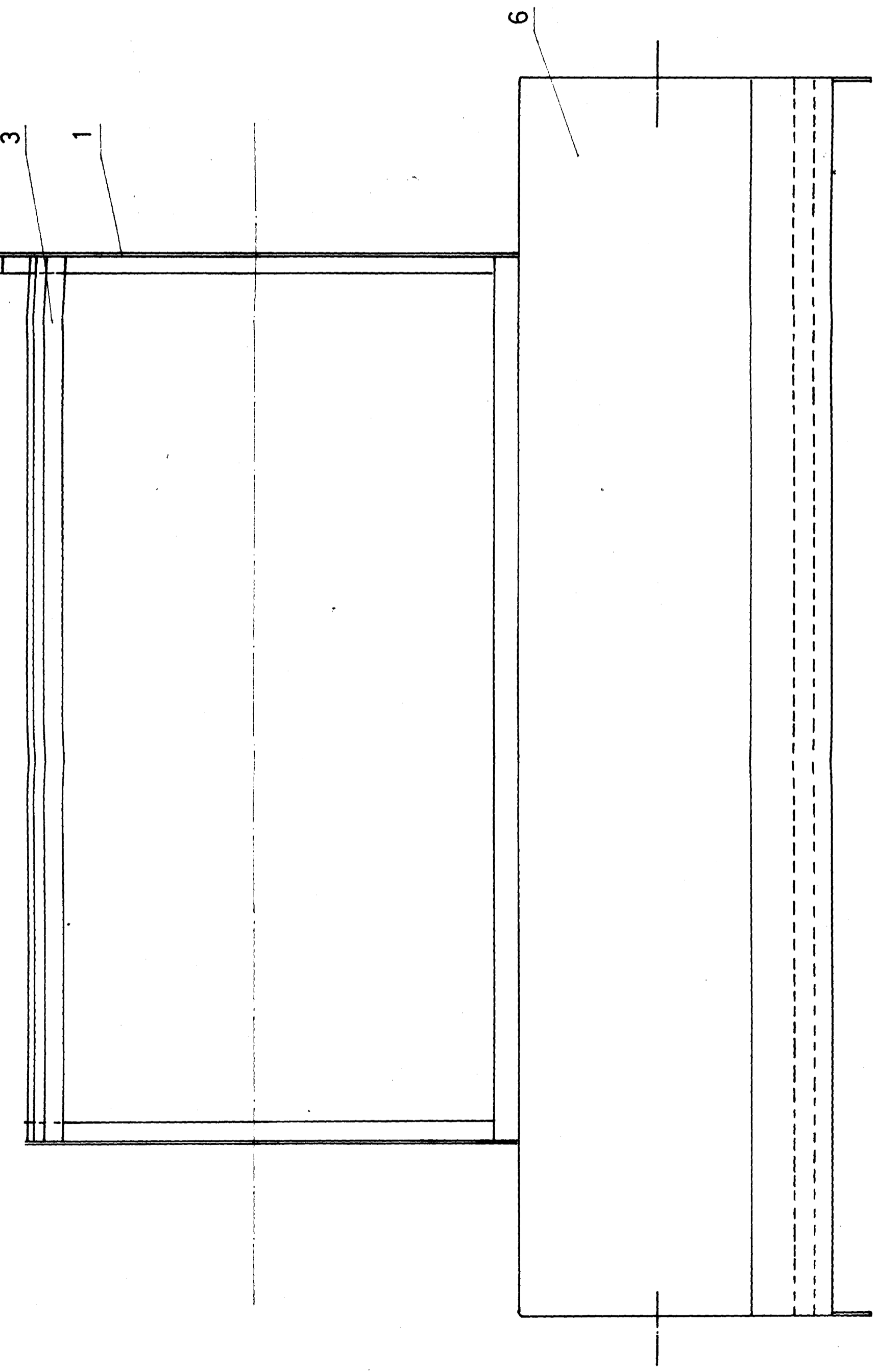
5

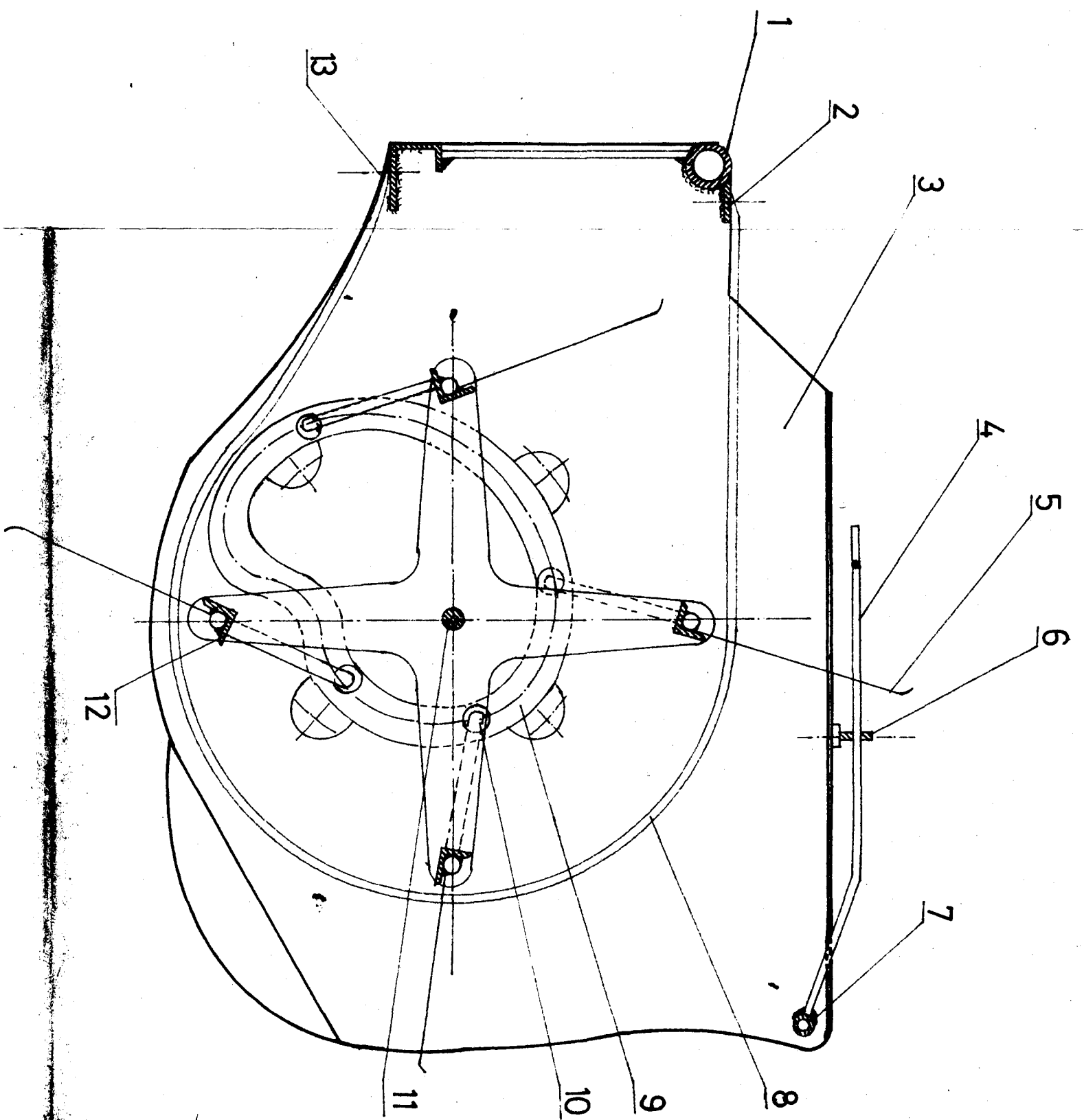
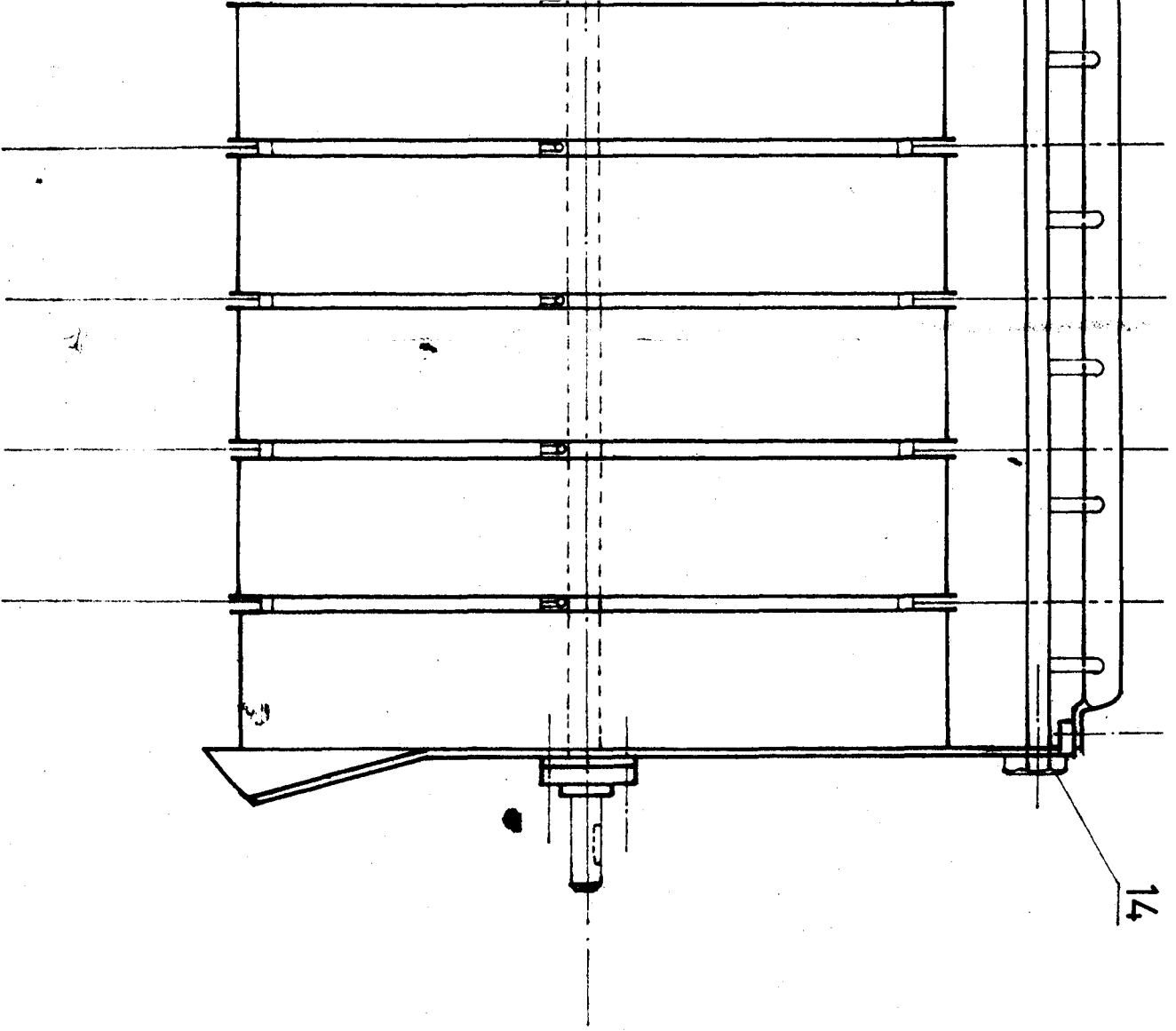
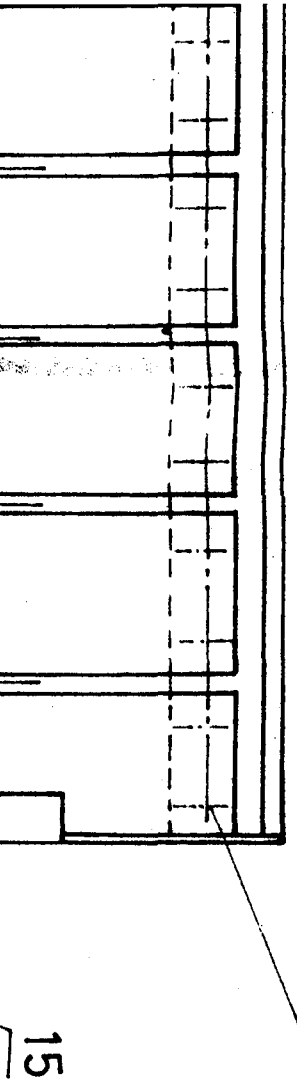
5

1

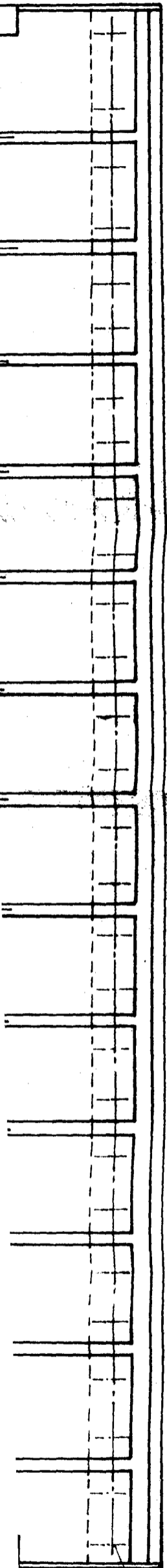
3



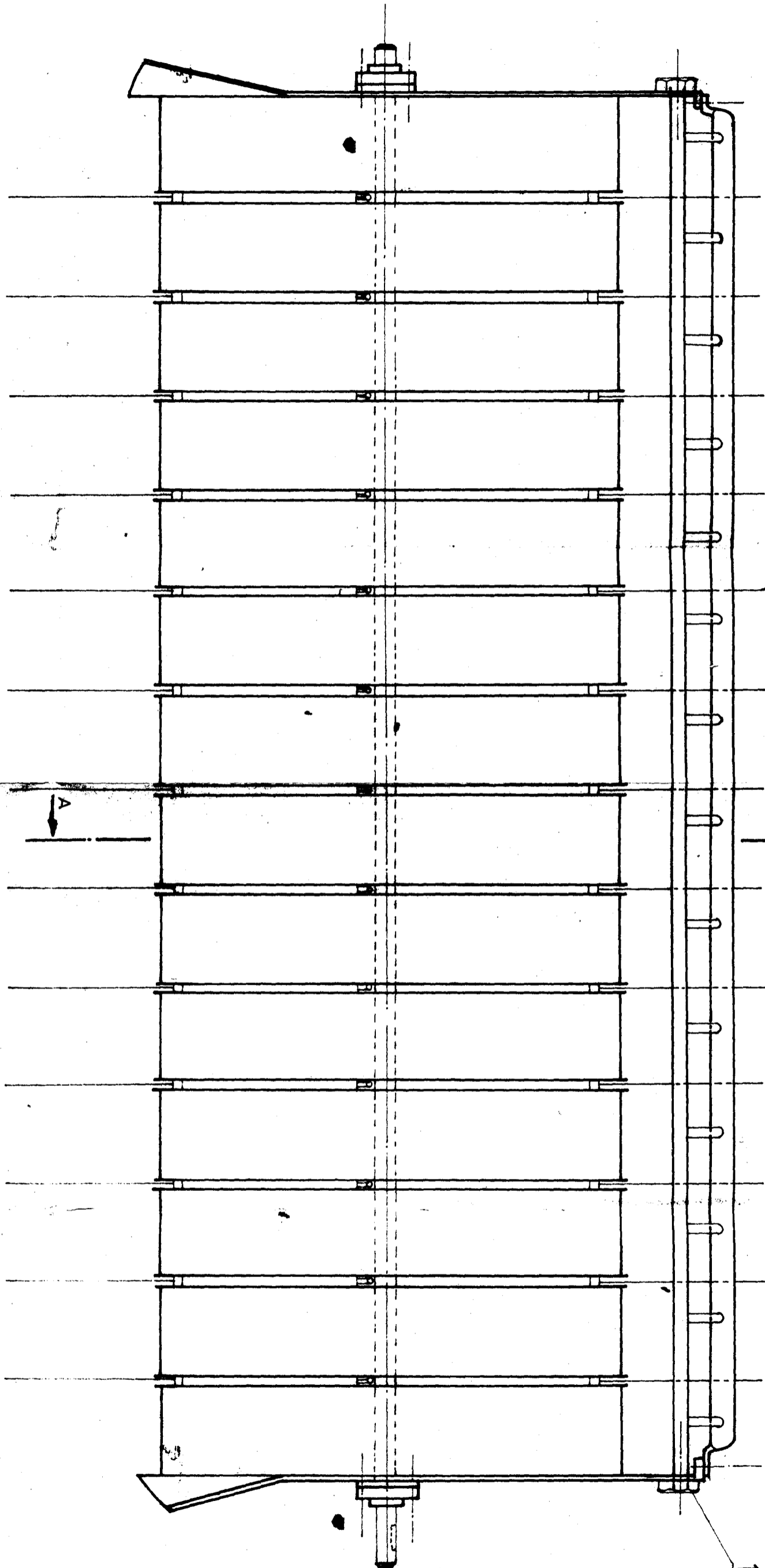




EK-8



2

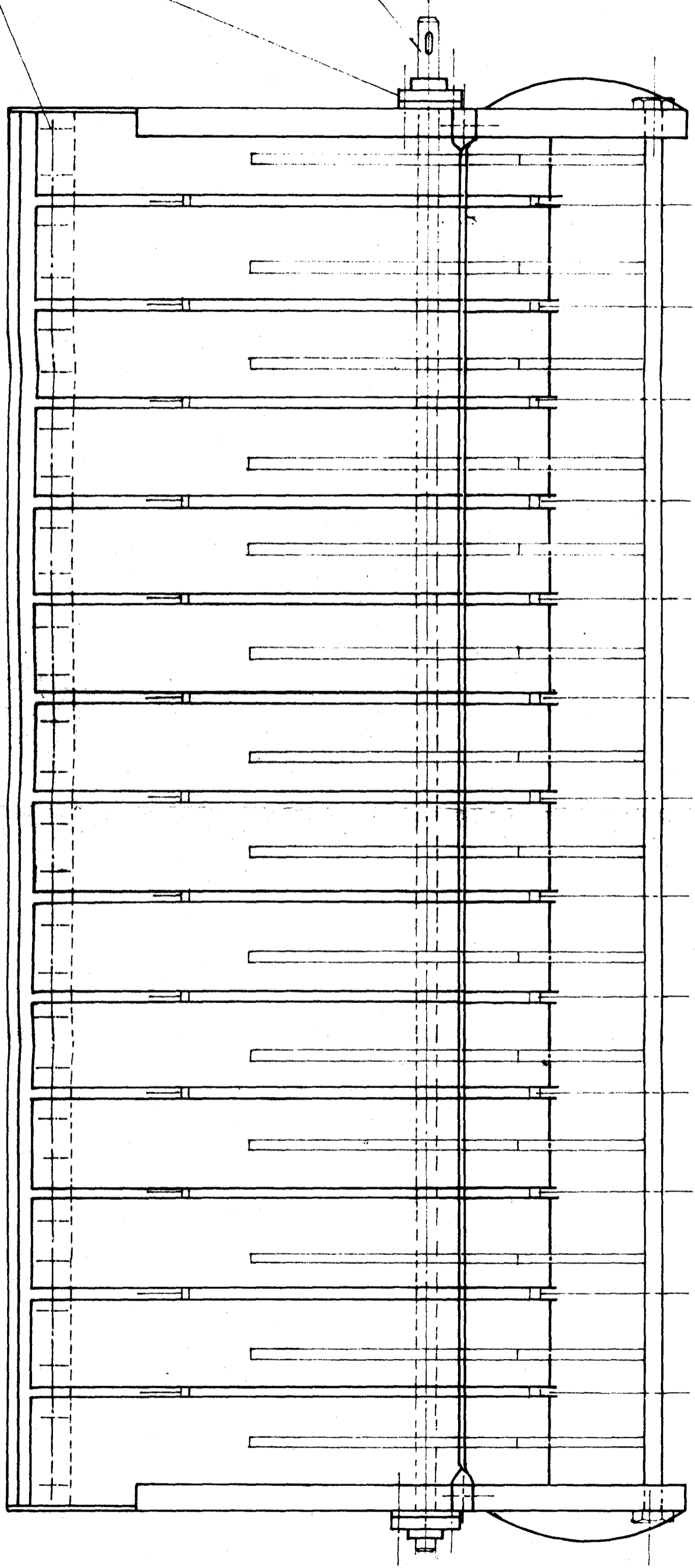


14

2

15

11



29	Bosaltma tapası	1	8x8	
28	Gergi vidası	1	8x8	
27	Kama	1	St 50	8x10x32
26	Kama	1	St 60	8x10x32
25	Segman	1		
24	Conta	1	Klingerit	2mm
23	Conta	1	Klingerit	2mm
22	Conta	1	Klingerit	2mm
21	Pul	8		
20	Kama	1	St 70	8x10x20
19	Kama	1	St 70	8x10x32
18	Kapak	1	GG 22	
17	Keçe	1		7x30x62
16	Keçe	1		7x35x47
15	Keçe	1		7x35x62
14	Konik rulman	2		30206
13	On kapak	1	GG22	
12	Segman	2		
11	Pinyon dişli yatağı	1	GG 22	
10	Konik rulman	2		30207
9	Giriş dişlisi	1	16MnCr 5	
8	Çıkış dişlisi	1	16MnCr 5	
7	Çıkış mili	1	St 70	
6	Pul	1		
5	Civata	8	8x8	M 10
4	Civata	4	8x8	M 5
3	Giris mili	1	St 70	
2	Civata (doldurma-havl.)	1	8x8	M 16
1	Gövde	1	GG 22	

P.No	R.No	Parça adı	Adet	Malzeme	Acıklama
------	------	-----------	------	---------	----------

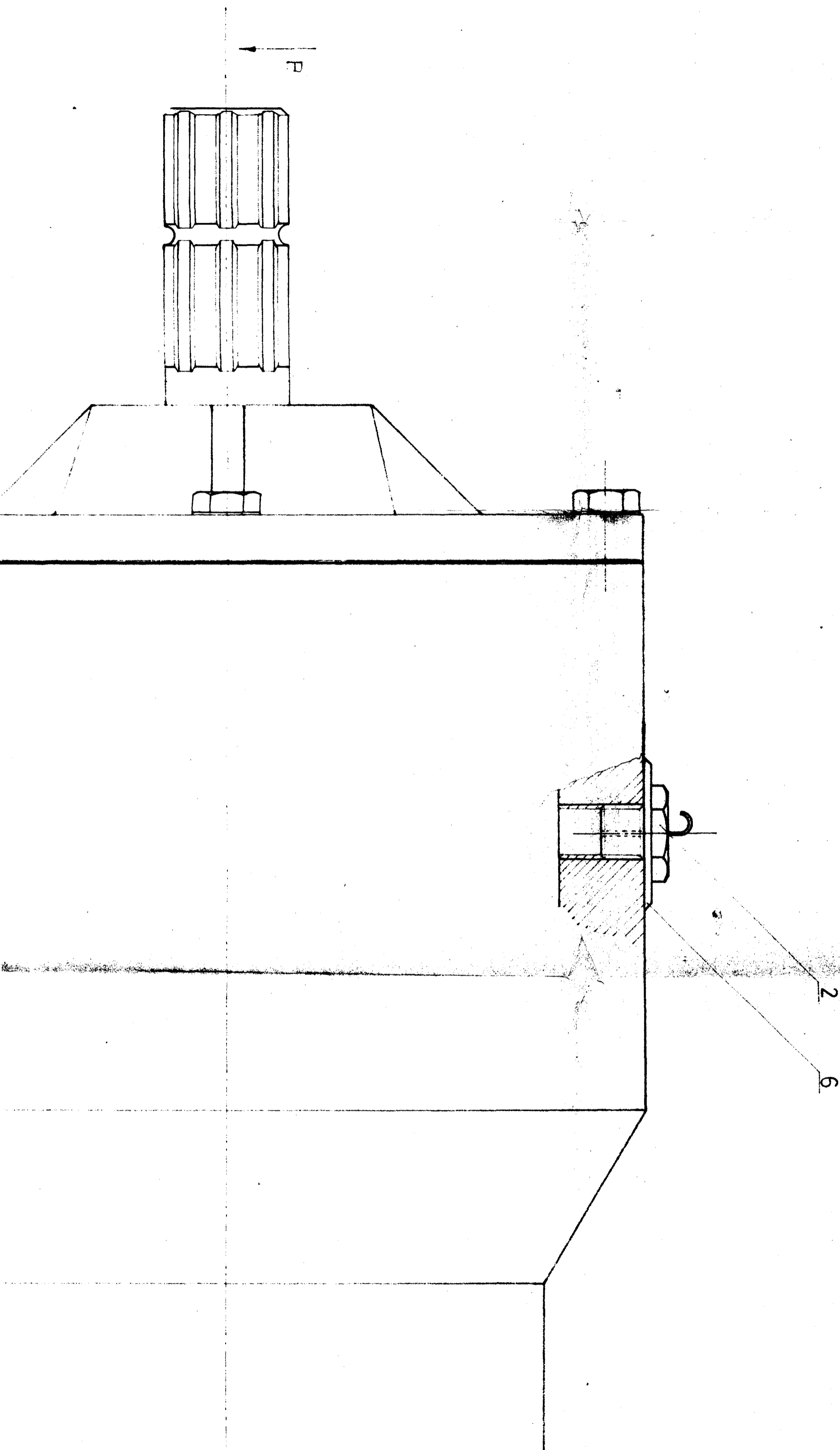
ÖLÇEK.

1:1

ŞANZUMAN

Resim no : 0009

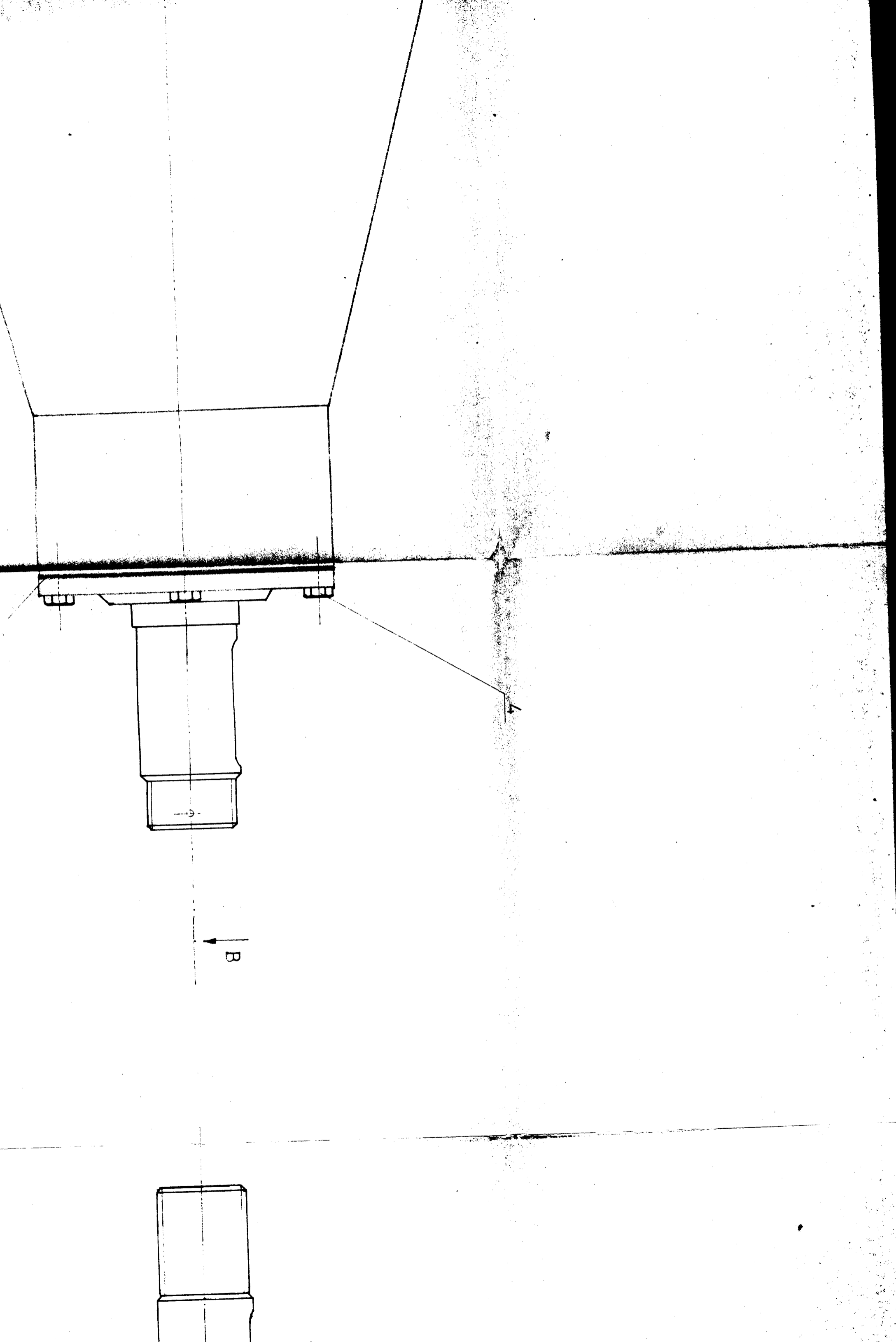
ÇİZEN : Yasar ÖZDEMİR.

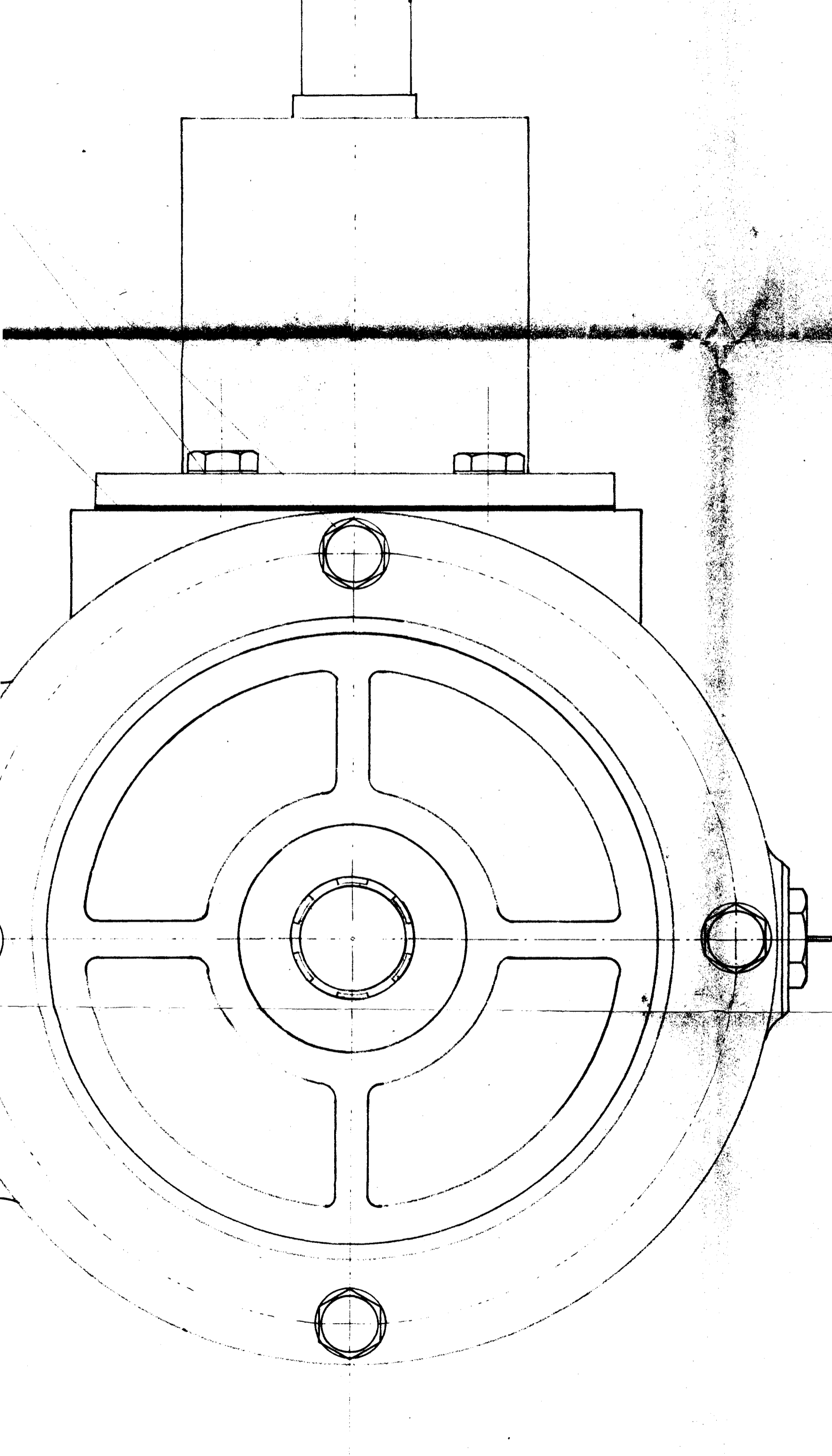


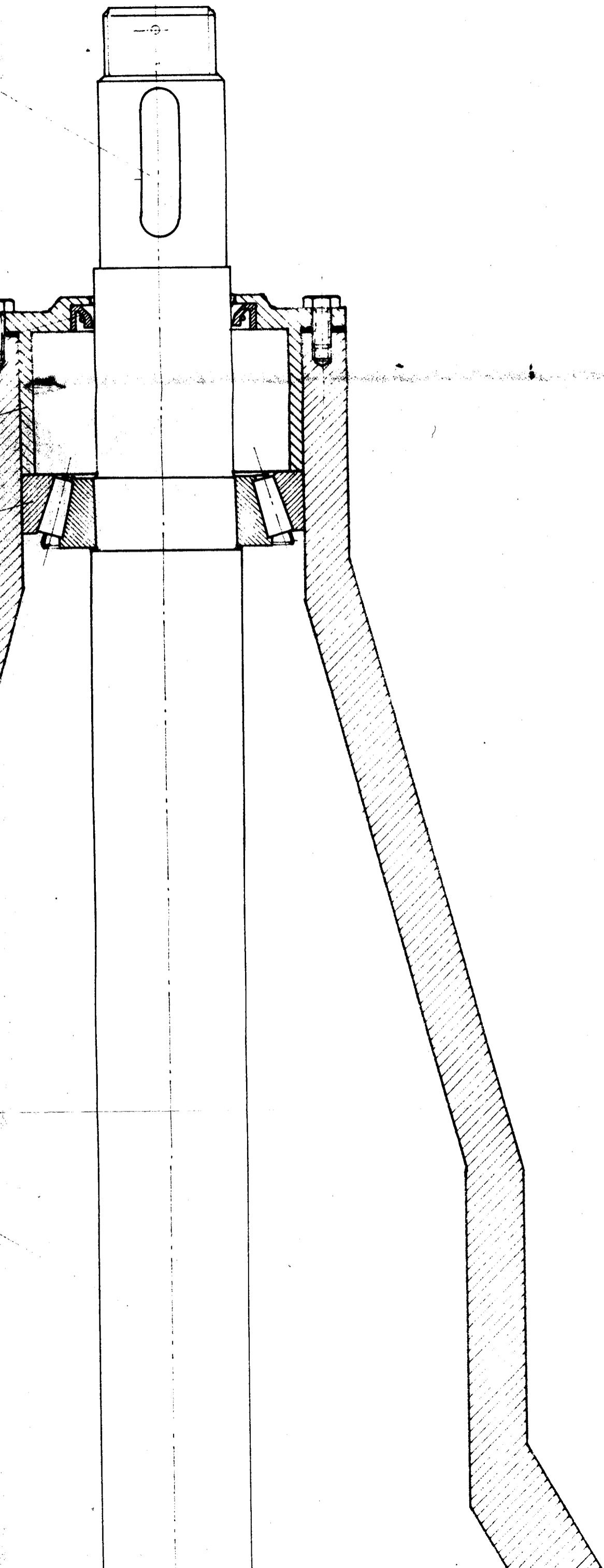
P

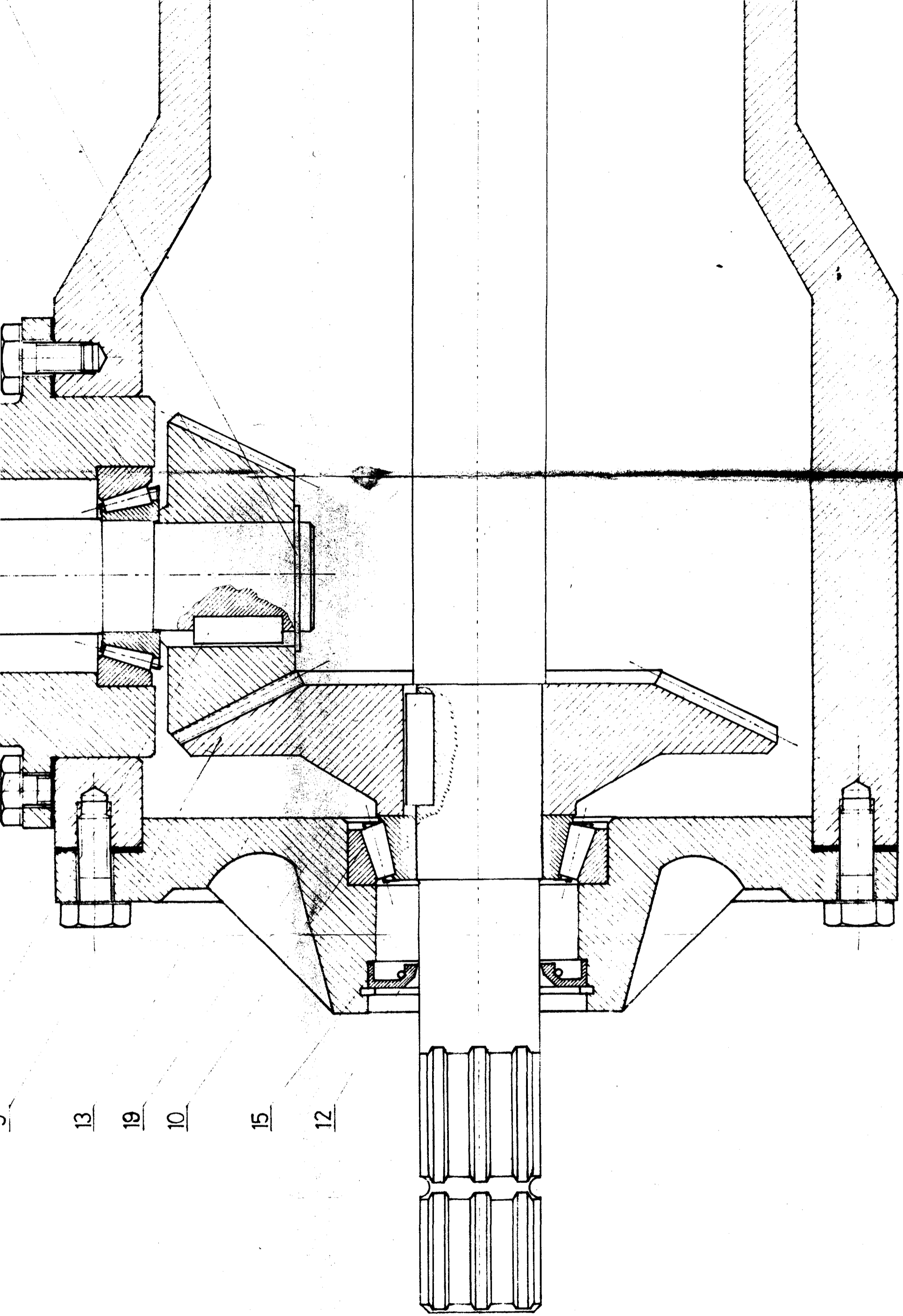
2

6

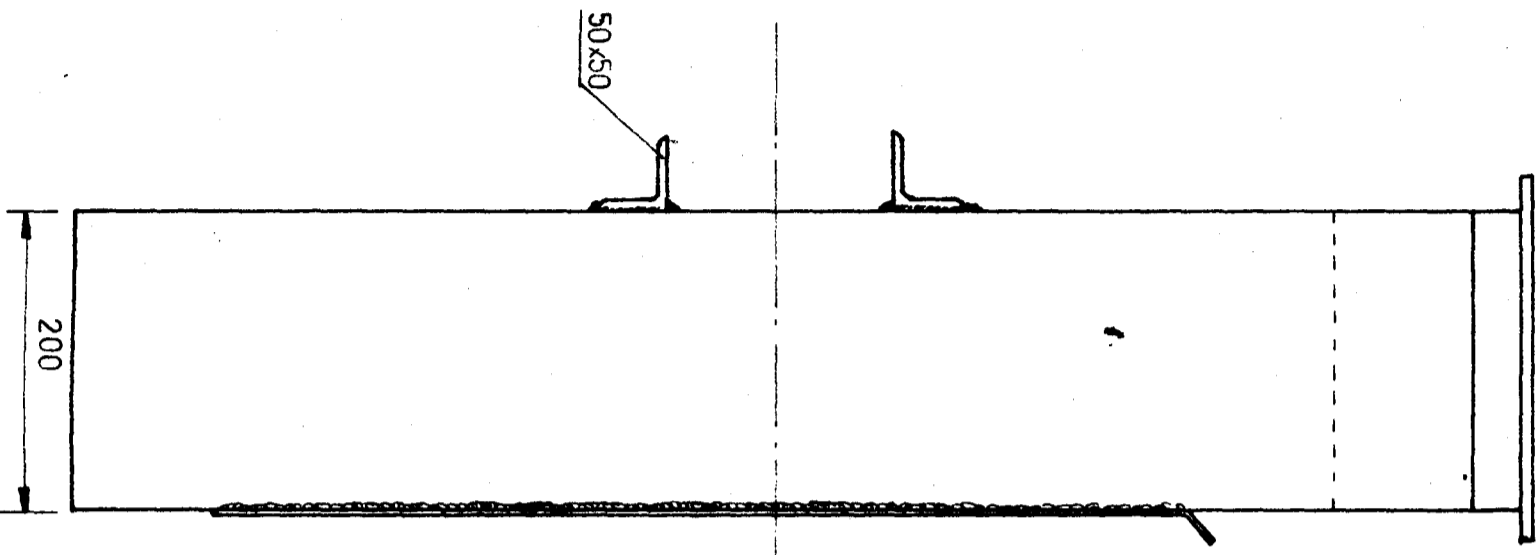
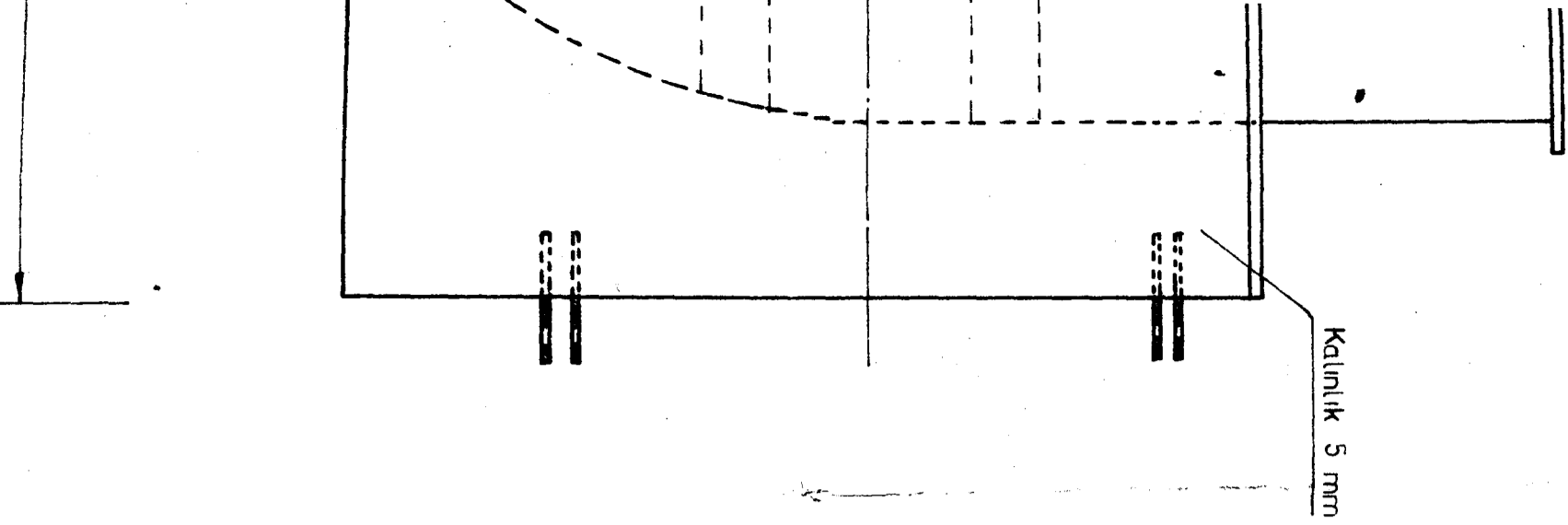




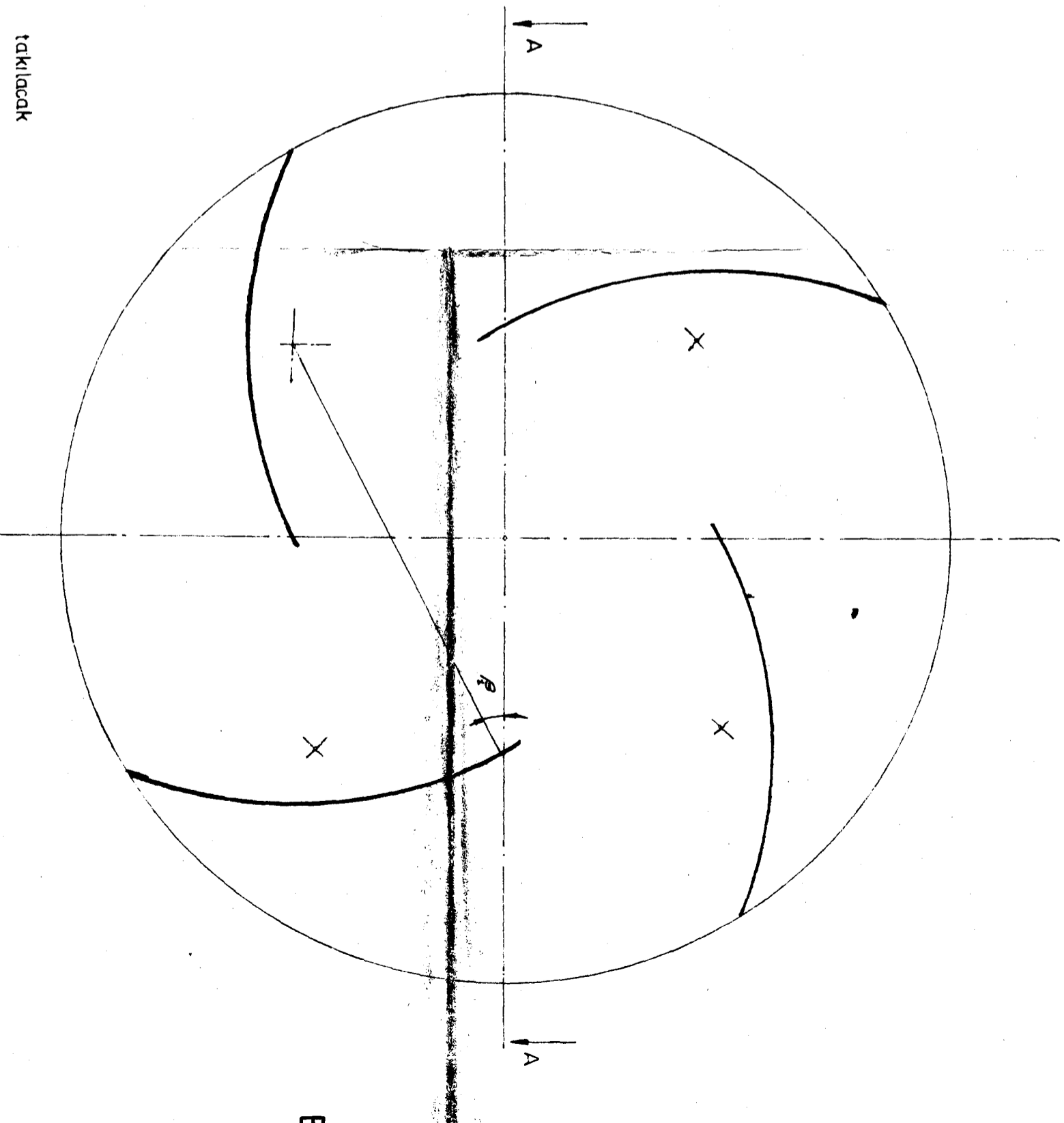
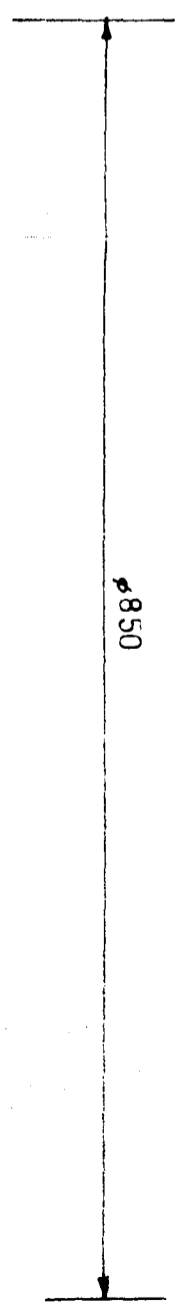




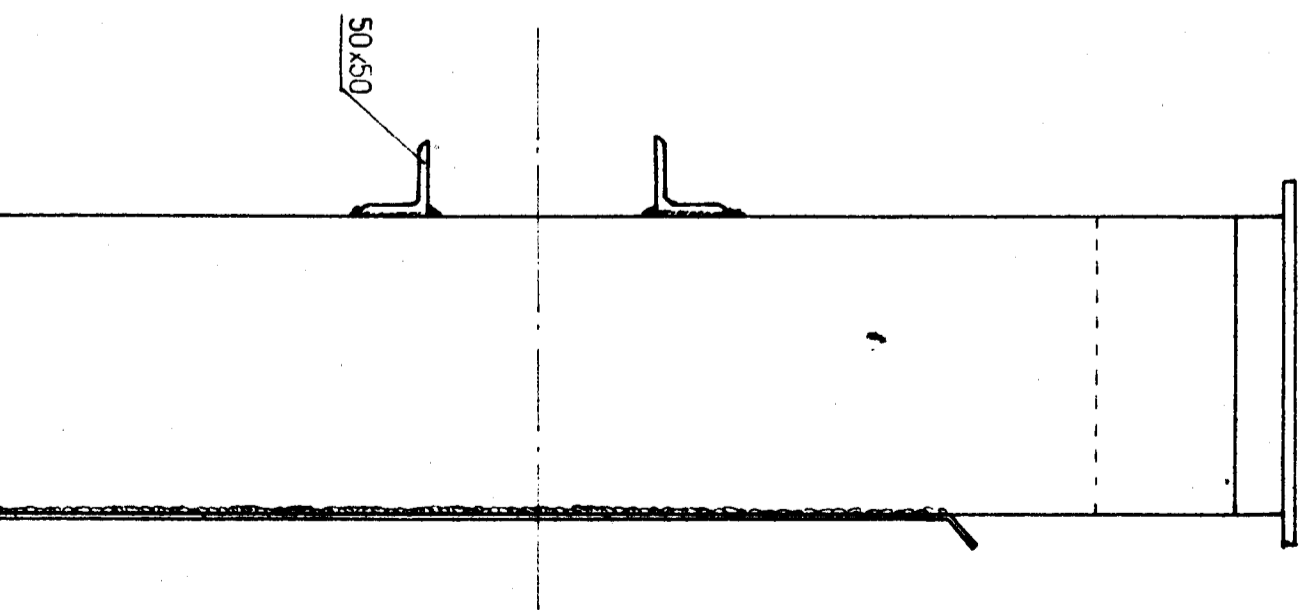
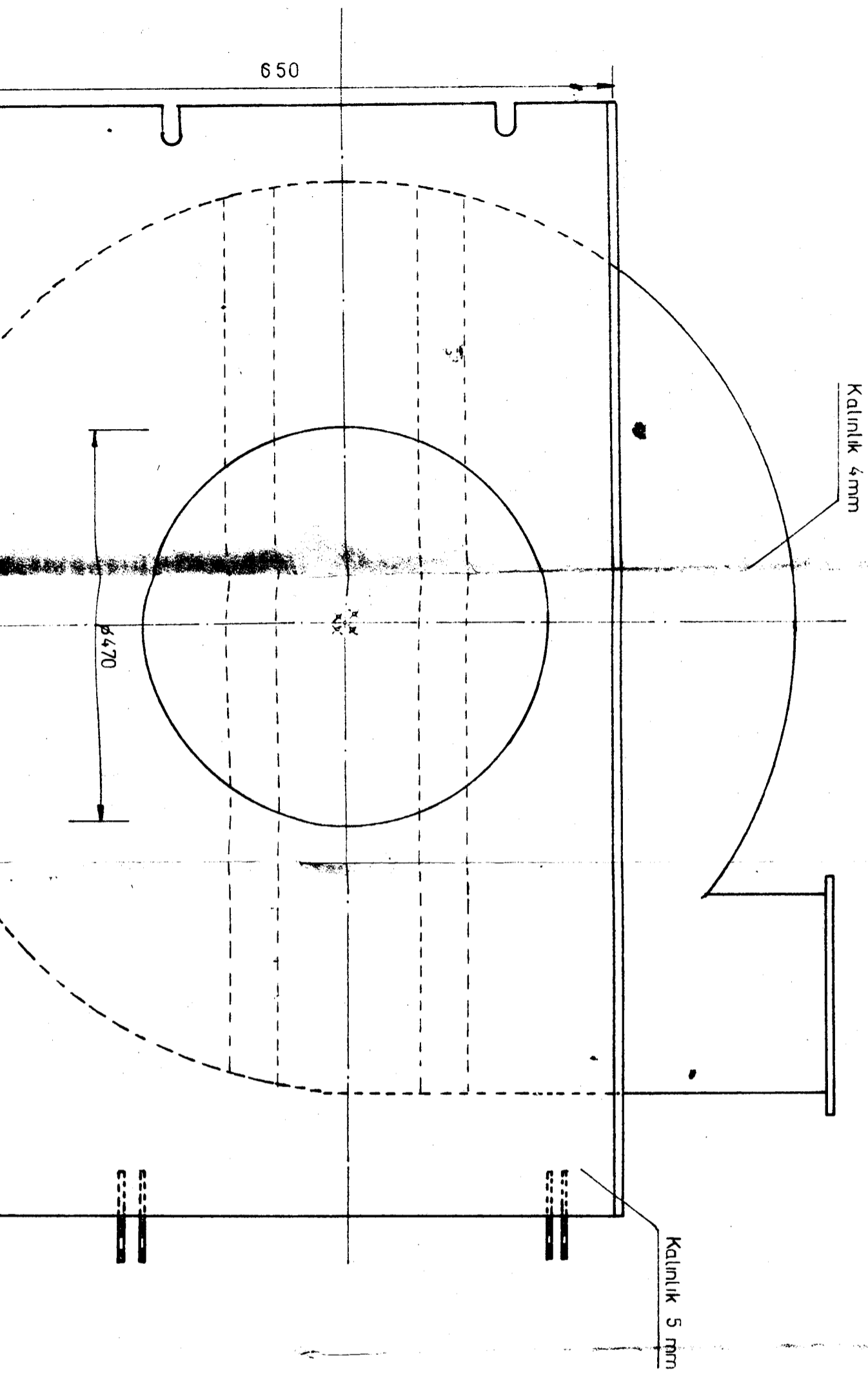
13 19 10 15 12

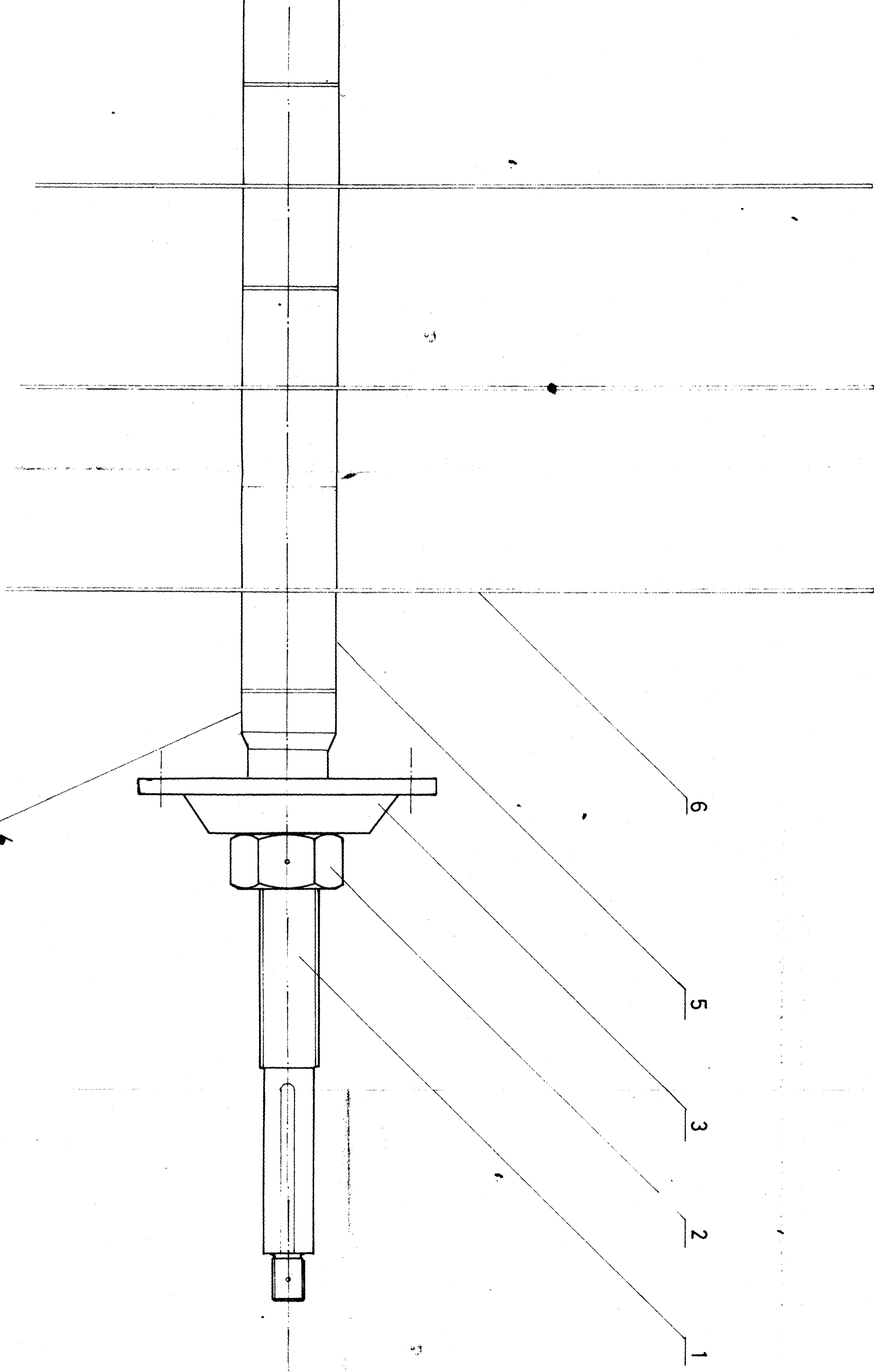


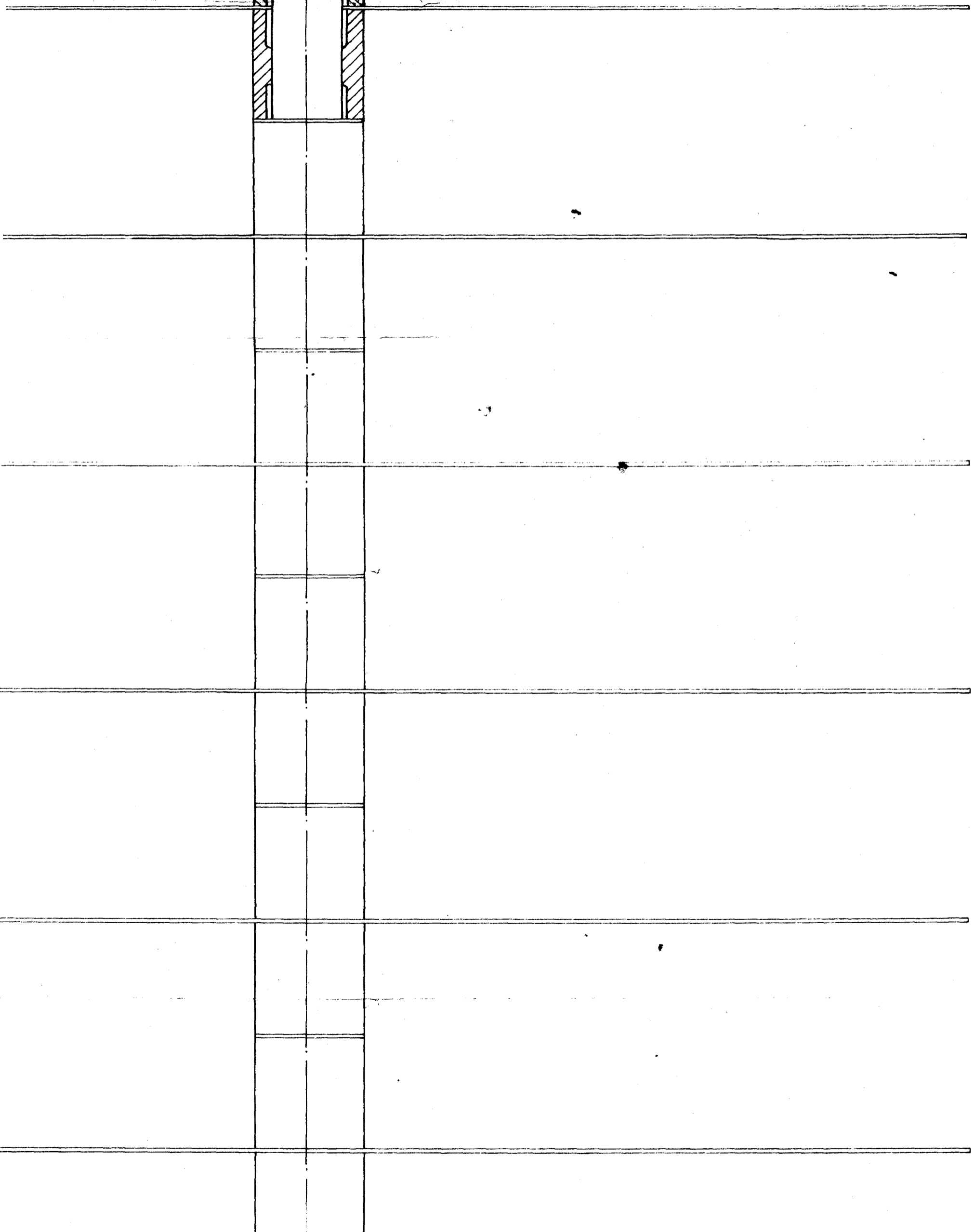
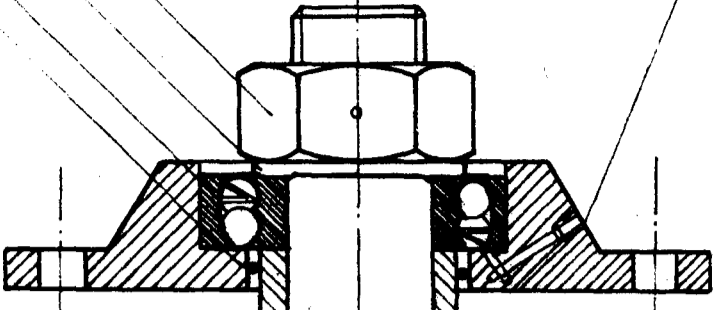
Yatak montajda takılacak



Kanat eğrilik yarıçapı: 400

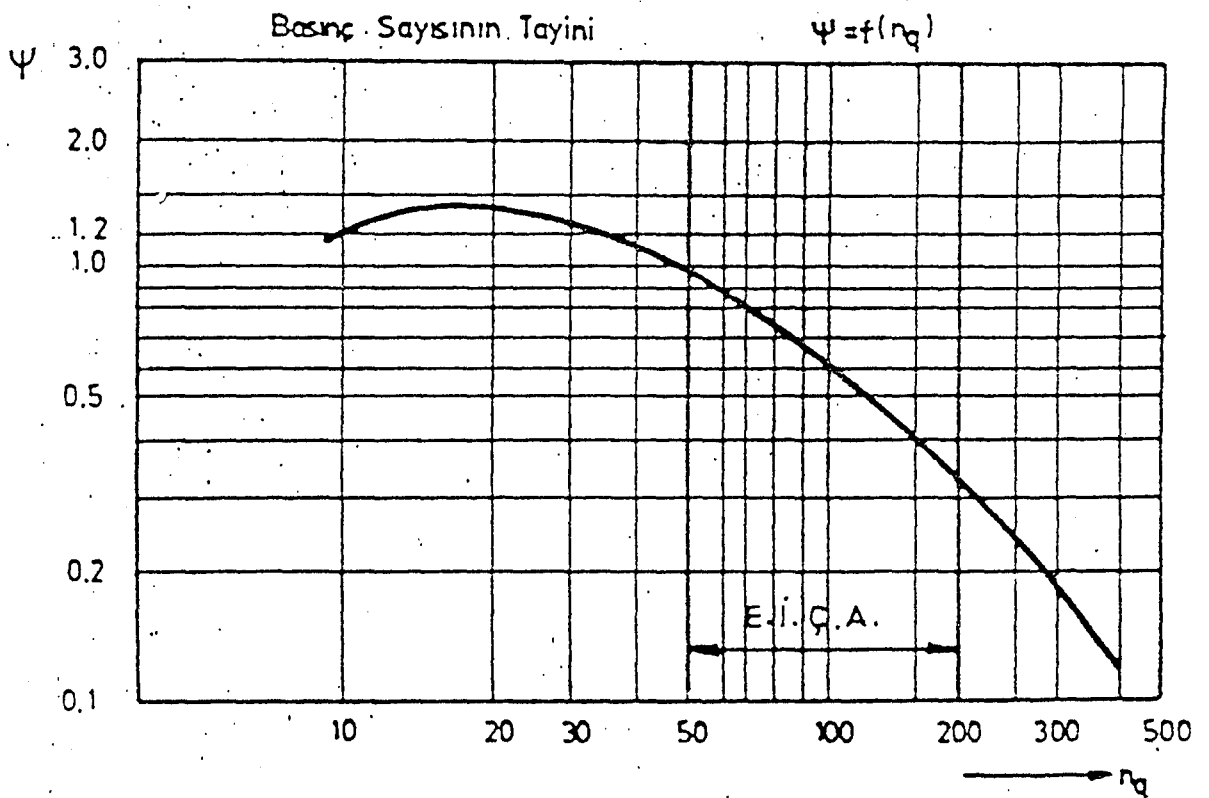
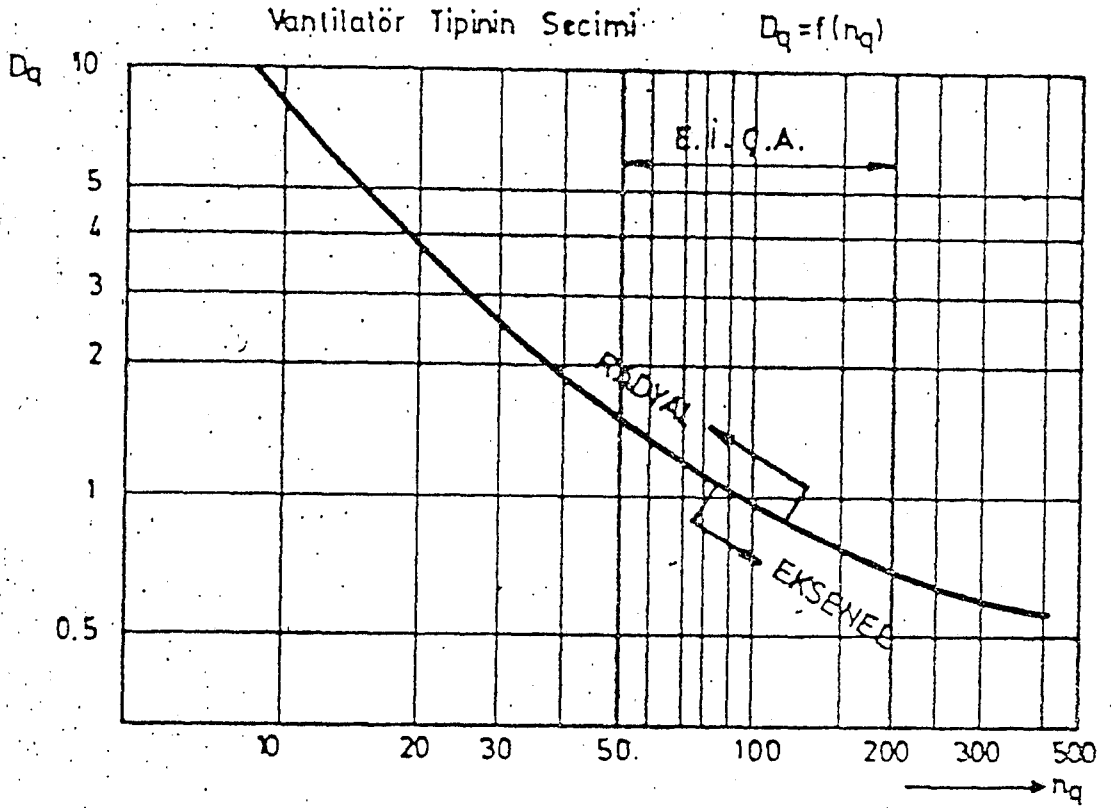
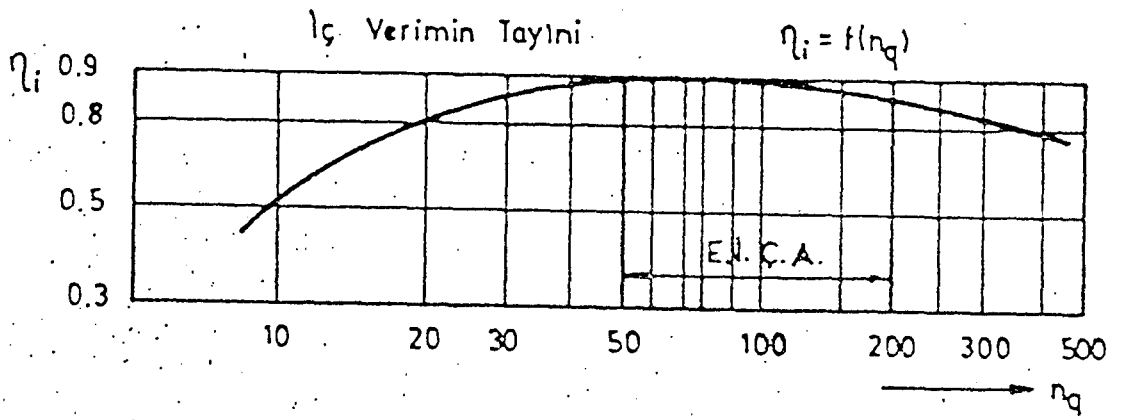






EK-12

VANTİLATÖR ABAKLARI



RADYAL AKIMLI VANTİLATÖRLER İÇİN KARAKTERİSTİK
EĞRİLER

