

23108

YILDIZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ FAKÜLTESİ

HİDROLİK DEVRELER VE
HİDROLİK BUMLU VİNC
UYGULAMASI

TEZİN BAZI SAYFALARI
ORJİNALİNDE SİLİK

PROJEYİ YÖNETEN :

Prof. Dr. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ

PROJEYİ HAZIRLAYAN :

Aykut ÇİFTÇİ

İÇİNDEKİLER

I. ÖNSÖZ	Sy.2
II. HİDROLİK HAKKINDA GENEL BİLGİLER	Sy.4
III. HİDROLİK AKIŞKANLAR VE ÖZELLİKLERİ	Sy.12
IV. HİDROLİK DEVRE ELEMANLARI	Sy.17
a.) BORULAR VE HORTUMLAR	Sy.17
b.) DEPO VE DONANIM	Sy.19
c.) HİDROLİK POMPALAR	Sy.25
d.) HİDROLİK BİRİKTİRCİLER	Sy.28
e.) SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI	Sy.30
f.) HİDROLİK SİLİNDİRLER	Sy.34
g.) VALFLER	Sy.38
1. YÖN DENETİM VALFLERİ	Sy.38
2. BASINÇ DENETİM VALFLERİ	Sy.40
3. AKIŞ DENETİM VALFLERİ	Sy.41
4. ORANSAL VALF	Sy.42
5. SERVO VALF	Sy.43
VI. UYGULAMA (HİDROLİK BUMLU DÖNER VİNÇ)	Sy.44
a.) KONSTRÜKSİYON HESAPLARI	Sy.44
b.) HİDROLİK DEVRE HESAPLARI	Sy.57
c.) İMALAT DETAY RESİMLERİ	Sy.63
d.) MONTAJ RESİMLERİ	Sy.80
e.) İMALAT RESİMLERİ (ÇELİK KONSTRÜKSİYON)	Sy.88
f.) KOMPLE RESİM	
g.) HİDROLİK DEVRE ŞEMASI	
VII. KAYNAKÇA	Sy.93

I - ÖNSÖZ

Üretimin giderek devasa boyutlar kazanıp, uluslararası arenada geniş ölçekli sanayi devlerini yarattığı günümüzde, bu gelişimin; insan ve doğa üzerindeki olumlu ve olumsuz etkileri, kuşkusuz tartışılabilir ve tartışılmalıdır.

Ancak bu noktada tartışmasız kabul gören birşey varsa, o da yoğunlaşan üretim sürecinde; OTOMASYON'un birinci derecede önem kazanmaya başladığıdır. Ve hatta denebilir ki; otomasyon, özellikle birçok tartışmaları da dikkate alındığında, işletmeciliğin "OLMAZSA OLMAZ" ilkesi haline gelmiştir.

Enek yoğun üretim biçiminin tarihe karıştığı günümüzde, artık giderek üretim maliyeti içerisinde "işgücü fiyatı"nın düşük tutulması yoluyla, kârlılığın artırılmasının da önü kapanmaktadır. Kârlılığın artırılmasının en akılcı yolu; prodüktivitenin ve en geniş anlamıyla üretim rantabilitesinin artırılmasından geçmektedir. Kanısı artık geniş ölçekli bütün işletmelerin kabul ettiği bir ilke haline gelmiştir.

Bu sürece teknik açıdan bakıldığında; otomasyonun gelişmesinde çok ciddi kilometre taşlarını oluşturan birçok önemli katkıdan bahsedilebilir. Fakat hemen konumuzla bağlayarak söylersek, 1950 lerden sonra hızla gelişip yaygınlaşan hidrolik teknolojisi, bu süreçte, özellikle elektronikle birlikte "LOKOMOTİF GÜÇ" işlevi görmüş-
tür denebilir.

Özellikle tam otomasyonu hedefleyen, yaygın deyiimiyle söylersek, robot teknolojisi çalışmalarında; elektronikteki tüm gelişmelere derhal adapte olabilen, tüm mafsalları ve mekanizmalarla tam bir uyum teskil edebilen hidrolik teknolojisi, bu esneklik ve pratikliğiyle çağımızın gözde teknolojisidir denebilir.

Son 20 yıldır ülkemizde de hızla yaygınlaşan ve yerli imalat alanında da ciddi mesafeler kateden bu teknoloji; ne yazık ki, kelimenin tam anlamıyla bir literatür fakiridir.

Ne vine ne kadar acıdır ki;izleyebildiğim kadarıyla,bu alanda üniversitelerimizde bir "kürsü" değil,akılsızlar mekânının bir adım öte ine geçmiş ders bile mevcut değildir.Kuşkusuz bu olumsuzlukta;üniversitelerimizi birer bilim ve araştırma merkezleri olmaktan,salt birer öğretim kurumları durumuna iten,son 10 yıllık karanlıkların ciddi etkileri olmuştur.

Ancak bu noktada inanıyorum ki;ülkenizin olumlu sinyaller verne ve başlayan demokratikleşme süreciyle kısıt ve bu sürecin önünde varılacak bir şekilde,toplumdaki gerçek konumunu tekrar kazanacak olan üniversitelerimiz,diğer problemleri ile birlikte bu eksikliğini de hızla aşabilecektir.

Bu çalışmada:endüstriyel hidrolik teknolojisinin genel hatları üzerinde kısaca durulduktan sonra,bu alanda bir uygulama örneği olarak,hidrolik bumlu döner vinç tasarımı yapılmıştır.Kuşkusuz böylesi bir çalışma;hidroliğin uygulama alanına güzel bir örnek teşkil etmekle birlikte,kapsamı gereği daha ziyade denge,hareket ve dayanım problemleri ağırlıklıdır ve bu yönüyle tecrübi değerlerin ışığında,normlara sadık kalınarak dizayn edilmelidir.Gerek henüz ülkemizde böylesi bir olanağın bulunmaması ve gerekse çalışmanın bir ekip çalışması olmaması nedeniyle,diğer projelendirme aşamasında dahi,konstrüktif zaafıların bizzat projenin kendisinin hissedeceği düzeyde bir ön çalışma kapsamındadır.

II. HİDROLİK HAKKINDA GENEL BİLGİLER

A - BİRİM SİSTEMLERİ :

Tüm mekanik alanlarında olduğu gibi; akışkanlar mekaniğinde de, kuvvet (K), uzunluk (L) ve zaman (T) gibi üç büyüklükten seçilebilir. Bunlardan birisi yerine kütle (M) seçildiğinde Newton yasasına göre ;

$$F = m \cdot a \quad \text{ve buradan da,}$$

$$m = F/a \quad \text{ve} \quad M = K \cdot T^2 \cdot L^{-1} \quad \dots\dots\dots(1)$$

yazılabilir.

MKS (metre, kilogram, saniye) birim sistemine göre boyutlandırıldığında (1) formülünden ; kütle birimi "kg.sn²/m" bulunur. Güç birimi "kgm/sn" ve gerilme birimi de kg/m² dir.

Diğer birim sistemi SI (système International d'unités) dir. Buna göre; kuvvet birimi Newton (N), enerji birimi Joule (J = N.m), güç birimi Watt (W = J/sn) ve gerilme birimi de N/m² dir. (1 N/m² = 1 Pascal).

SI birim sisteminde, pratikte kuvvet birimi olarak Kp = 9.81 N ve gerilme (basınç) birimi olarak ta Ear = 1.02 Kp/cm² kullanılmaktadır.

B - AKIŞKANLAR MEKANİĞİNİN BÖLÜMLERİ :

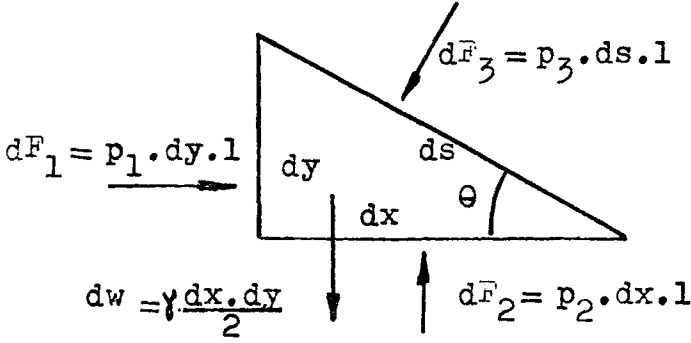
Akışkanlar mekaniği ; duran akışkanlar mekaniği (HİDROSTATİK) ve hareketli akışkanlar mekaniği (HİDRODİNAMİK) olmak üzere iki kısma ayrılır.

1. HİDROSTATİK :

Konuya yine genel mekanik mantığıyla bakarsak; genel statik alanında olduğu gibi, hidrostatik alanında da denge denklemlerinden söz edilmelidir. Bunun için önce bir noktadaki basıncı inceleyelim.

1.1. BİR NOKTADAKİ BASINÇ :

olduğundan, yalnızca basınç kuvvetlerinden sözedilebilir. Bunun için boyutları $(dx, dy, ds, 1)$ olan bir elemanter üçgen prizma alalım:



Denge denklemlerinden yazılırsa:

$$\sum F_x = 0$$

$$p_1 \cdot dy - p_3 \cdot ds \cdot \sin\theta = 0 \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$p_2 \cdot dx - \gamma \cdot \frac{dx \cdot dy}{2} - p_3 \cdot ds \cdot \cos\theta = 0 \quad \dots\dots\dots(3)$$

$\sin\theta = dy/ds$ ve $\cos\theta = dx/ds$ yerlerine yazılırsa:

(2) denkleminde ;

$$p_1 \cdot dy - p_3 \cdot ds \cdot (dy/ds) = 0 \quad \longrightarrow \quad p_1 = p_3$$

(3) denkleminde ;

$$p_2 \cdot dx - \gamma \cdot \frac{dx \cdot dy}{2} - p_3 \cdot ds \cdot \cos\theta = 0$$

$$p_2 = \gamma dy/2 + p_3$$

Elementer üçgen prizmanın boyutları sifıra yaklaşırken, $\gamma \cdot dy/2$ de sifıra yaklaşacağından ;

$$p_2 = p_3 \quad \text{bulunur.}$$

Görüldüğü gibi $p_1 = p_2 = p_3$ olmak üzere, durağan bir akışkanın herhangi bir noktasındaki basınç, doğrultudan bağımsız olarak sabittir.

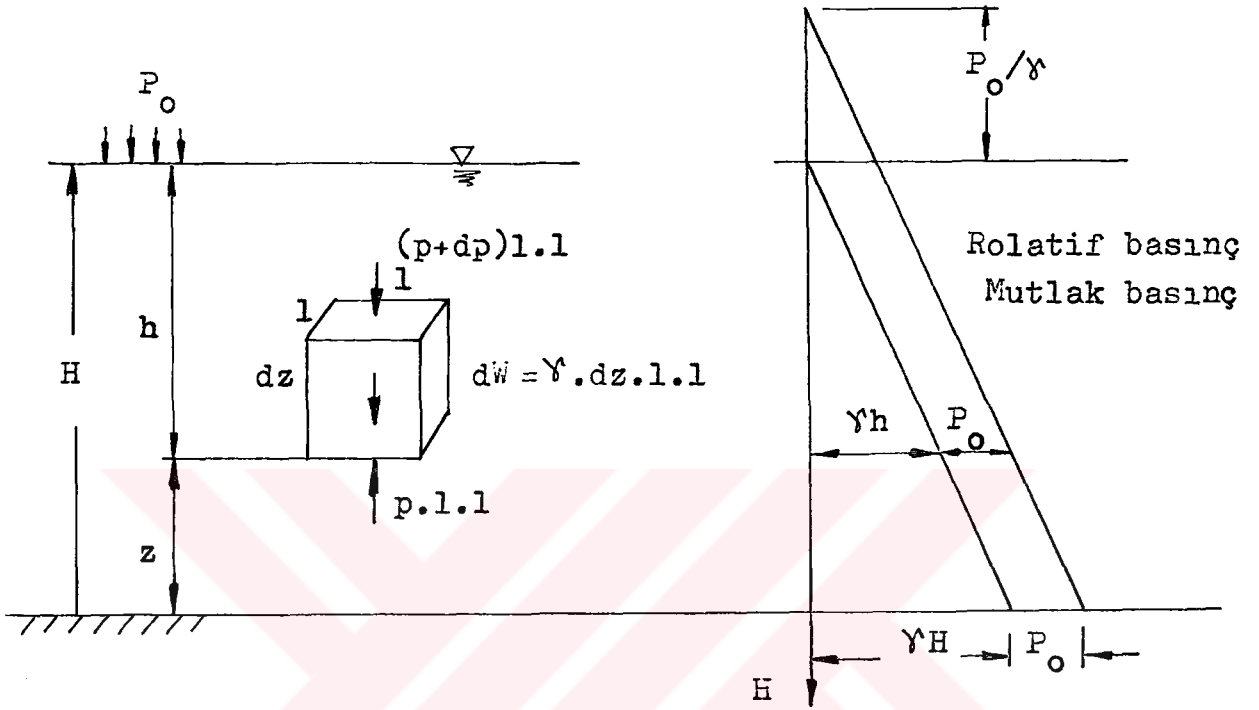
1.2. BASINÇIN DERİNLİKLE DEĞİŞİMİ :

Şekilde görüldüğü gibi, alt tabanı zeminden "z" kadar yükseklikte ve boyutları $(1, 1, dz)$ olan bir elemanter akışkan parça-

alınır. Burada dikey eksendeki denge denklemi yazılırsa;

$$\sum F_z = p.(1.1) - (p+dp).(1.1) - \gamma(dz.1.1) = 0 \dots\dots(4)$$

bulunur.

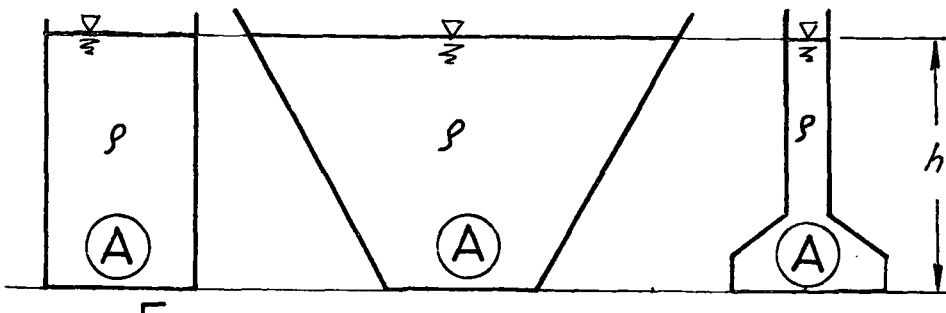


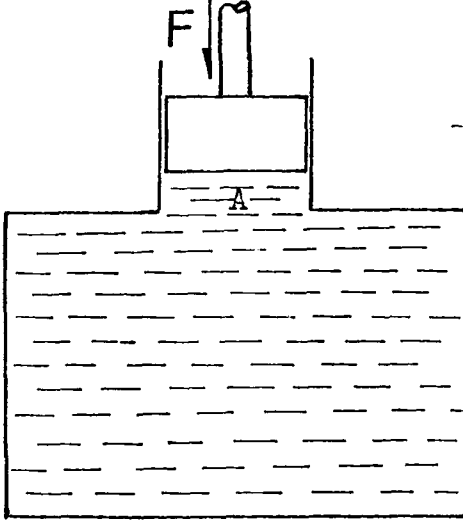
Denge denkleminin integrasyonu alınır ve $p = p_0$ atmosfer basıncı ve $z = H$ sınır şartlarında C integrasyon sabitinin değeri yerine yazılırsa ;

$$p = p_0 + \gamma h \dots\dots\dots(5)$$

şeklinde basıncın derinlikle değişimini veren denklem elde edilir.

Bölüm 1.1 ve 1.2 gösterildiği gibi; durgun bir akışkanın herhangi bir noktasındaki basınç, doğrultu ne olursa olsun sabit kalmakta ve fakat derinlikle lineer olarak artmaktadır. Buna göre, aşağıda görülen ve taban alanları birbirine eşit üç kabın tabanlarına etkiyen hidrostatik basınç kuvvetleri $F_1 = F_2 = F_3$ eşittir.





1.3.DIŞ KUVVETLERİN YARATTIĞI BASINÇ (PASCAL YASASI)

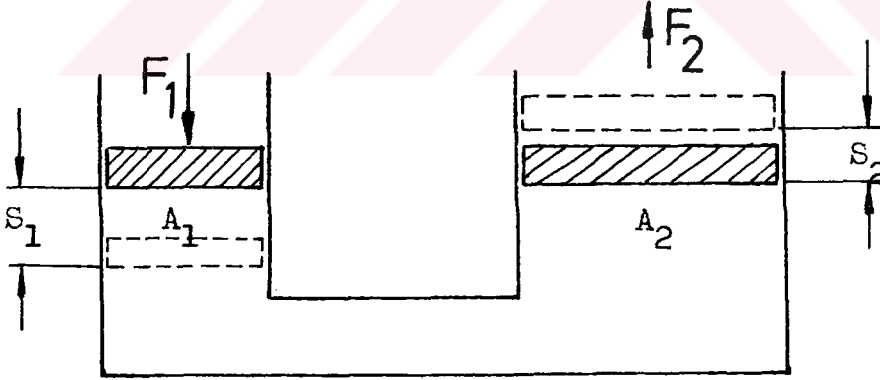
Şekildeki akışkana;(A) kesit alan-
lı bir pistona (F) gibi bir kuvvet
uygulanmak suretiyle elde edilen
basınç (P) ise;

$$P = \frac{F}{A} \text{ (6) olacaktır.}$$

F : daN , A : cm² , P : daN/cm²

Bu basınç sıvının her tarafında üniform dağılır.Bu noktada kabın
şeklinin bir önemi yoktur.Ayrıca dış kuvvetler etkisi altında olu-
şan basınç,hidrostatik basınca göre çok büyük olduğundan;hidrosta-
tik basınç etkisi hesaplarda ihmal edilebilir.

Şimdi Pascal yasasının bir uygulaması olarak,bileşik kaplar-
dan bahsederek,basıncın sıvı boyunca iletimini ele alalım.



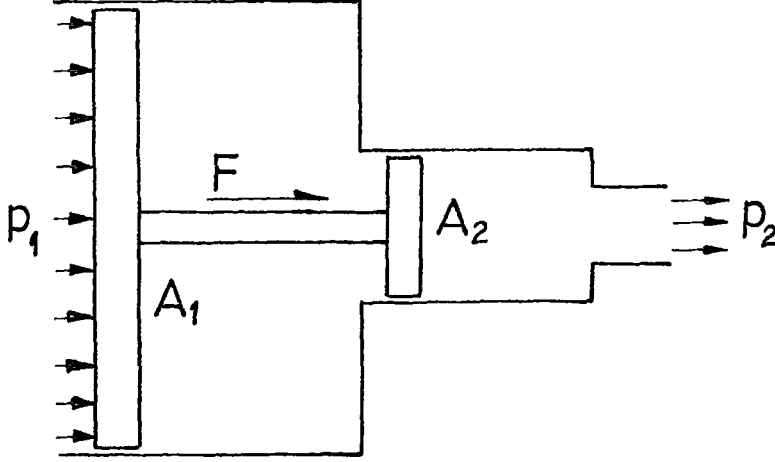
Yukardaki şekilde görülen bileşik kapta;A₁ kesit alanlı pistona
F₁ kuvveti ile etkilendiğinde ve piston S₁ kadar ötelendiğinde,
A₂ kesit alanlı pistondan,F₂ kadar bir kuvvet alınır ve piston
S₂ kadar ötelinir.Bu değerler arasındaki bağıntı; p sabit ve sıvı
sıkıştırılamaz kabul edilirse;

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{S_1}{S_2} \dots\dots\dots(7)$$

şeklindedir.

1.4.BASININ AKTIRILMASI İLKESİ :

A_1 ve A_2 kesit alanına sahip iki piston bir mil ile birbiri-



ne bağlanırsa; A_1 kesit alanlı pistona P_1 gibi bir kuvvetle etkindiğinde; $F = P_1 \cdot A_1$ kadar bir kuvvet oluşur. Bu kuvvet bağlantı mili ile aynen ikinci pistona aktarılacığından;

$$F = P_2 \cdot A_2 \text{ ve } P_2 = P_1 \cdot \frac{A_1}{A_2}$$

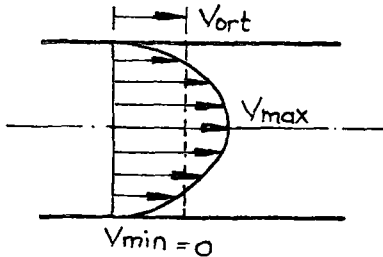
olacaktır. $A_1 > A_2$ olduğundan ; $P_2 > P_1$ olur.

2.HİDRODİNAMİK :

Daha önce de belirtildiği üzere; hareketli akışkanların yasalarını inceleyen hidrodinamik konusunu incelerken; sırasıyla, süreklilik denklemi, Euler ve Bernoulli hareket denklemleri, enerji kaybı ve akış türleri üzerinde duracağız.

2.1.SÜREKLİLİK DENKLEMİ :

Kütlenin korunumu olarak ta ifade edebileceğimiz süreklilik denklemi: belirli bir kesitten belirli bir hızla akan akışkanın, birim zamanda geçen hacim miktarı anlamına gelen DEBİ'nin sabitliğini ifade eder. Şimdi bunu inceleyelim;



Öncelikle akışkan hızını tanımlayalım.

Hız kesit içerisinde sabit olmayıp, kenarlarda sıfır ve kesit ekseninde max. olan eğrisel bir dağılım gösterir. Hesaplarda

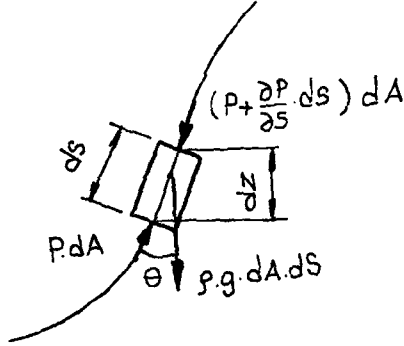
ortalama hız esas alınır. Ve bu hızın bütün kesit boyunca üniform dağıldığı kabul edilir.

$$V_{ort} = \frac{1}{A} \int_A V \cdot dA \dots\dots\dots (8)$$

Kesitsel ortalama hızı esas alarak,debi denklemini yazarsak;

$$Q = V \cdot A \dots\dots\dots(9)$$

Debi ken kesitli bir boru içerisinde akan bir akışkanın debisi her noktada eşit olacağından,süreklilik denklemi;



$$Q = V_1 \cdot A_1 = V_2 \cdot A_2 = \dots\dots\dots \text{sabit}$$

elde edilir. (10)

2.2.EULER HAREKET DENKLEMİ :

Şekilde görülen diferansiyel akışkan parçacığının,akım çizgisi boyunca hareketini

inceleyelim.Partiküler akışkanın hareket kuvvetini Newton'un 2. yasasına göre yazarsak :

$$\sum F_s = d_m \cdot a_s \dots\dots\dots(11)$$

ve diğer taraftan,aynı kuvveti denge denklemlerinden çıkaralım:

$$\sum F_s = P.dA - (P + \frac{\partial P}{\partial S} \cdot dS) dA - \rho \cdot g \cdot dA \cdot dS \cdot \cos\theta \dots\dots\dots(12)$$

(11) ve (12) nolu denklemler eşitlenir ve sadeleştirmeler yapılırsa:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial S} + g \cdot \cos\theta + a_s = 0 \dots\dots\dots(13)$$

elde edilir.Buradaki a_s ivmesinin değeri;

$$a_s = dV/dt = \frac{\partial V}{\partial S} \cdot \frac{\partial S}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial t} \text{ yerine yazılırsa:}$$

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial S} + g \cdot \cos\theta + \frac{\partial V}{\partial S} \cdot \frac{\partial S}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial t} = 0$$

$\cos\theta = dz/ds = \partial Z/\partial S$ olduğundan ve zamanla değişmeyen akım için $\partial V/\partial t = 0$ olacağından ;

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial S} + g \cdot \frac{\partial Z}{\partial S} + V \cdot \frac{\partial V}{\partial S} = 0 \text{ ve ,}$$

$$\frac{\partial P}{\rho} + g \cdot dz + V \cdot dV = 0 \dots\dots\dots(14)$$

şeklindeki Euler akım denklemi elde edilir.

2.3. BERNOULLİ DENKLEMİ :

(14) nolu denklem integre edilip, yerçekimi ivmesine bölündüğünde ;

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2.g} + z = \text{sabit} \dots\dots\dots(15)$$

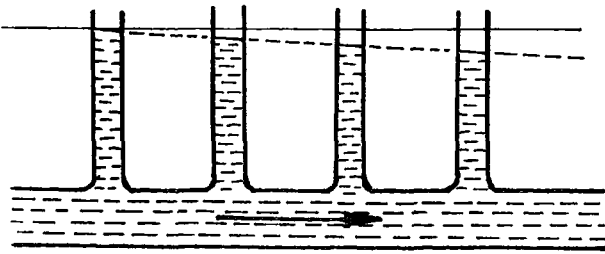
elde edilir. Denklem, (γ) özgül ağırlık ile çarpılırsa, Bernoulli Denklemi ;

$$P + \frac{\gamma v^2}{2} + \gamma z = \text{sabit} \dots\dots\dots(16)$$

bulunur. Görüldüğü üzere bu denklemde terimler sırasıyla; basınç enerjisi, kinetik enerji ve potansiyel enerjiyi ifade eder. Buradan da anlaşılabileceği üzere, Bernoulli denklemi, enerjinin korunumunun hidrolikteki uygulamasıdır. Ancak bu denklem, hareketli akışkanın sürtünme sonucu ısı olarak kaybettiği enerjinin ihmal edilmesi nedeniyle formüle edilmistir. Enerji kaybı da dikkate alındığında;

$$P_1 + \frac{\gamma v_1^2}{2} + \gamma z_1 = P_2 + \frac{\gamma v_2^2}{2} + \gamma z_2 + h_k \dots\dots(17)$$

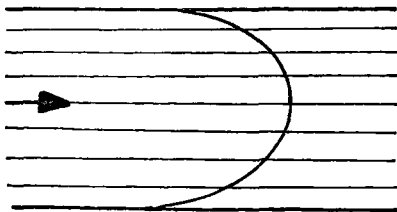
şeklini alır. h_k enerji kaybı : boru uzunluğuna, boru yüzeyi düzgün-



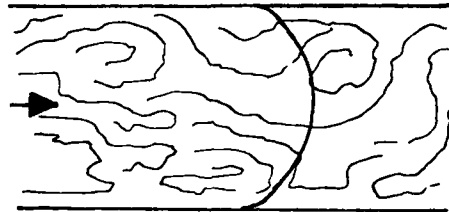
lüğüne, boru çapına, kıvrım ve dönüş sayısına ve akış hızına bağlı olarak değişir. Yandaki şekilde enerji kaybı görülmektedir.

2.4. AKIŞ TÜRLERİ :

Boru çapı ve akış hızına bağlı olarak iki tür akış vardır.



Katmanlı Akış
(Laminer Akım)



Tedirgin Akış
(Türbülanslı akım)

Sabit çapta bir boruda akan bir akışkan, belirli bir hıza kadar düzgün bir şekilde ve söz konusu kritik hızdan sonra ise tedirgin bir şekilde akar. Değişik bir ifadeyle; kritik hızın altındaki akışkan partikülleri düzgün katmanlar halinde (laminer) akarken, kritik hızın üzerine çıkıldığında partiküller birbirlerine çarparak karmaşık (türbülanslı) akarlar. Kuşkusuz türbülanslı akış enerji kaybına sebep olur ve hidrolikte istenmeyen bir durumdur.

Akışkanın kritik hızını bulmak için "REYNOLD SAYISI" kullanılır. Reynold sayısı ;

$$R_e = V \cdot d_H / \nu \quad \dots\dots\dots(18)$$

formülü ile hesaplanır. Burada ;

V : Akış hızı (m/sn)

d_H : Hidrolik çap (m)

Hidrolik çap, yuvarlak kesitli borular için iç çap, diğer kesitler için ise ; $d_H = 4 \cdot A / U$ formülü ile hesaplanır. (A) kesit alanını, (U) ise çevreyi ifade eder.

ν : Kinematik viskozite (m^2 / sn)

İyi işlenmiş yüzeyler için kritik Reynold Sayısı 2300'dür. Reynold sayısı 2300'den küçük olan durumlarda laminer akım, 2300'den büyük olan durumlarda ise türbülanslı akım oluşur.

III_HİDROLİK AKIŞKANLAR VE ÖZELLİKLERİ

Hidrolik akışkanların incelenmesi ve seçimi çok kapsamlı bir uzmanlık alanıdır.Hidrolik teknolojisindeki mühendislik çalışmalarında ise bu alandaki kuruluşların,öneri ve uyarılarına uymak pratikte yeterli olmaktadır.Kuşkusuz bu çalışmanın kapsamı da,bu uzmanlık çalışmasının dışındadır ve genel tanımlar ile hidrolik yağlarda aranan özelliklerin tanımlarıyla yetinilmiştir.

A - HİDROLİK AKIŞKANLAR HAKKINDA GENEL BİLGİLER :

Günümüzde hidrolikte kullanılan yağlar iki ana sınıfa ayrılmaktadır :

- 1.Standart madeni (mineral) yağlar,
- 2.Ateşe dayanıklı yağlar.

Mineral yağlar;kolay tutuşabilmeleri nedeniyle,ısıl işlem gerektiren yerlerde kullanılmamalıdır.Bu yağlar petrol kökenlidir ve ham petrol kalitesi,rafineri metodu ve katkı malzemelerin cinsine göre çeşitli kalitede olurlar.

Ateşe dayanıklı yağlar ise ;

- 1.Su glikol çözeltisi,
- 2.Su yağ emülsyonları,

3.Sentetik yağlar olmak üzere başlıca üç sınıfa ayrılabilir.
SU GLİKOL ÇÖZELTİSİ :

Ucuz olmaları nedeniyle büyük sistemlerde kullanılan su glikol çözeltisi; % 35-40 su içerir.Çinko ve magnezyum gibi malzemelerle kimyasal reaksiyona girmesi nedeniyle koruyucu boya veya kaplamayla birlikte kullanılmalıdır.İçerisindeki suyun buharlaşarak oksilebilmesi nedeniyle düşük çalışma sıcaklığına sahip yerlerde tercih edilmelidir.

SU YAĞ EMÜLSYONLARI :

Özel rafine edilmiş şekilde,su içerisinde yağ veya yağ içerisinde su ihtiva eder.Yaygın olarak kullanılan su-yağ emülsyonu dur.

Bu emülsyonlar bünyesinde su ihtiva etmeleri nedeniyle ateşe dayanıklı ve mükemmel soğuma karakteristiği gösteren akışkanlardır.

Dezavantajları ise pahalı olmaları ve çok itinalı filitrelenmeye gereksinim göstermeleridir.

SENTETİK YAĞLAR :

Bütün yağ sınıfları içerisinde en pahalısı olan sentetik yağlar,içerisinde su ihtiva etmemeleri nedeniyle çok yüksek sıcaklıklarda dahi buharlaşma nedeniyle azalmazlar.Tersine düşük sıcaklıklarda;kullanımdan önce bir miktar ısıtılırlar.

Bu yağlar :

1.Fosfat esterli

2.Klorlu hidrokarbonlar

3.Fosfat esterli ve klorlu hidrokarbonlar birlikte ihtiva eden olmak üzere üç sınıfa ayrılırlar.

Sentetik yağların kullanıldığı devrelerde başlıca şu iki konuya dikkat etmek gerekir.

1.Sentetik yağların özgül ağırlığının,diğer yağlardan fazla olması nedeniyle,pompa emiş ağzının dizaynı boşulumu önleyecek şekilde olmalıdır.

2.Bu devrelerde;Buna ve Neoprene özlü keçeler kullanılmama-
lı,Viton ve Teflon türü keçeler tercih edilmelidir.

B . GENEL TANIMLAR :

❖AKIŞKAN.

Akışkanlara özgün genel tanımlara geçmeden önce,akışkanların gerilmelere karşı davranışını ve dolayısıyla "akış" olayını kısaca tanımlayalım.

Bilindiği üzere birim yüzeye gelen dik kuvvete "normal gerilme" ve teğetsel kuvvete de "kayma gerilmesi" diyoruz.Normal gerilmenin yüzeye doğru etkiyen biçimi olan "basınç gerilmesi"nin etkisi altında;gazlar en fazla,sıvılar az ve katılar daha az sıkışabilmektedir.

Kayma gerilmesine karşı ise katılar yüksek bir direnç gösterirken;sıvılarda bu direnç son derece küçük olmaktadır.İşte bu kayma gerilmesi altındaki şekil değiştiren sıvıya "akıyor" diyoruz.

❖ÖZGÜL AĞIRLIK.

20°C sıcaklıktaki bir akışkanın birim hacminin ağırlığına "özgül ağırlık" denir.Çok önemli basınç değişimleri olmadığı sürece,akışkanlar için özgül ağırlık değeri sabit kabul edilir.Hidrolik yağlarda özgül ağırlık ;

$$\frac{m \cdot g}{V} = 0,91 \dots 0,95 \text{ daN/dm}^3 \text{ değerindedir.}$$

• VİSKOZİTE.

Akışkan tanımında belirtildiği üzere ;teğetsel kuvvet etkisi altında oluşan kayma gerilmelerine karşı akışkanların direnci son derece küçüktür.İşte bu dirence "viskozite"(yapışkanlık) denir.

İç gerilmelerin ölçümü için,"dinamik mutlak yapışkanlık" tanımlanır.Birimi Ns/m^2 dir.

Mühendislik hesaplarında ise;dinamik mutlak yapışkanlığın, yoğunluğa oranı olan "kinematik yapışkanlık" kullanılır.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad \left[\frac{m^2}{s} \right] \dots\dots\dots(19)$$

SI birim sisteminde;kinematik yapışkanlık birimi " mm^2/s " dir.DIN 51560-61-62'de belirtilen;200 cm^3 yağın $20^\circ C$ da,2.8 mm çaplı borudan akma süresinin,arı suyun akma süresine oranlanması esasına göre viskozite değeri tayin edilmektedir.Bu ölçümün yapıldığı cihaza "viskokoze metre" denir.

Hidrolik sistemlerde yağın $50^\circ C$ da;17-40 mm^2/s ya da $40^\circ C$ da 22-90 mm^2/s yapışkanlığa sahip olması istenir.

• HACİMSAL ELASTİSİTE MODÜLÜ.

Birçok mühendislik problemlerinde akışkanlar sıkıştırılamaz kabul edilmesine karşın,örneğin hassas ötelenme istenen,hidrolik silindir devrelerinde vb.özel durumlarda sıkıştırılabilirlik (kompresibilite) değerinin hesaplanması gerekir.

Sıkıştırılabilirliğin hesaplanması için "hacimsal elastisite modülü" tanımlanması yapılır.

$$K = \frac{\Delta p}{\frac{\Delta V}{V}} \quad N/cm^2 \quad \dots\dots\dots(20)$$

Hidrolik teknolojisindeki hesaplarda,daha çok "H" sıkışma sayısı kullanılır.

$$H = \frac{1}{K} \quad \dots\dots\dots(21)$$

Hidrolik yağlarda; $H = 0,000007-0,000008 \text{ cm}^2 /N$ değerindedir.

• AKMA NOKTASI.

Yağın akıcılığını yitirip, katılaşılmaya başladığı sıcaklık değerine, "akma noktası" denir. Hidrolik yağlarda bu sıcaklık -10°C ile -25°C 'a kadar inebilmektedir. Bazı özel yağlarda ise -50°C 'a kadar inilebilmektedir.

• ALEVLENME NOKTASI.

Yağların buharlaşarak, yanıcı gazlar ortaya çıkardığı sıcaklığa denir. Standart yağlarda bu sıcaklık $180-210^{\circ}\text{C}$ arasındadır. Ancak hidrolik sistemlerde çalışma sıcaklığı 50°C 'ı aşmadığı için, bu değer uygulamada sorun yaratmaz.

• ISIL GENLEŞME.

Sıcaklık artışı yağda hacımsal genleşmeye yol açar. Bu değer hidrolik yağlarda; $0,0007\text{ l/C}^{\circ}$ mertebesinde dir. Hacımsal genleşme;

$$\Delta V = V_0 \cdot \gamma \cdot \Delta t \dots\dots\dots(22)$$

formülü ile hesaplanır.

Isıl genleşme, kapalı devrelerde önemli basınç farklarına yol açacağı için dikkatle ele alınmalıdır.

• YAĞLARDA DİKKATE ALINAN DİĞER ÖZELLİKLER.

Yağlama yeteneği : Hidrolik yağlar sistem çalışma yüzeylerinde başka bir yağ gereksinim bırakmayacak bir şekilde yağlama yeteneğine sahip olmalıdır. Bunun için de, yağın metal yüzeylerde ince bir film tabakası oluşturması istenir.

Oksidasyon: Yağın bileşeninde bulunan katkı maddelerinin oksijen ile reaksiyona girerek veya sisteme girecek pisliklerin etkisi ile erimeyen kimyasal bileşimlerin oluşmasıdır.

Sıcaklık, pislikler ve bakır, bronz, pirinç gibi malzemeler oksidasyonu artırır. Oksidasyon 50°C 'a kadar yavaştır. Ancak bu sıcaklıktan sonra hızla artar.

Oksidasyonu önlemek için ;

-Hidrolik sistemlerde yağ sıcaklığı $35-50^{\circ}\text{C}$ da olmalıdır. 50°C 'ın üzerine kesinlikle çıkılmamalıdır.

-Yağ deposuna pislik girmeyecek şekilde önlem alınmalıdır.

-Yağın kimyasal yapısı denetlenmelidir.

Ayrıca bileşenlerindeki olası farklılıklar nedeniyle değişik marka yağlar karıştırılmamalıdır.

Su tutma : Yağın içerisinde bulunan bir miktar suyun, yağlama yeteneğini bozmama özelliğidir. Hidrolik yağlarda bu oran % 1 mertebesindedir.

Su yağdan daha ağır olduğu için depoda dibe çöker. Bu nedenle belirli peiodlarla boşaltma tapası açılarak, su boşaltılmasıdır.

Köpüklenme : Hidrolik yağlarda kesinlikle istenmeyen bu durum; basınç düşmelerine ve boşuluma yol açar. Köpüklenmeyi önlemek amacıyla hidrolik yağlara çeşitli katkı maddeleri ilave edilmektedir.

Köpüklenme durumunda; devreye hava emişi olup olmadığı kontrol edilmelidir.



IV. HİDROLİK DEVRE ELEMANLARI :

a.) BORULAR VE HORTUMLAR

Hidrolik devrelerdeki boruların özellikleri DIN 2391'de belirtilmiştir. Basınç hattındaki borular St 35.2 kalitede ve dikişsiz çelik çekme borulardır. Bükülebilir bağlantılarda kullanılan hortumlar ise; kloropren, nitril, neopren, perbunan, hypalon veya viton malzemelerden yapılırlar.

Borulamada dikkat edilmesi gereken başlıca özellikler şunlardır :

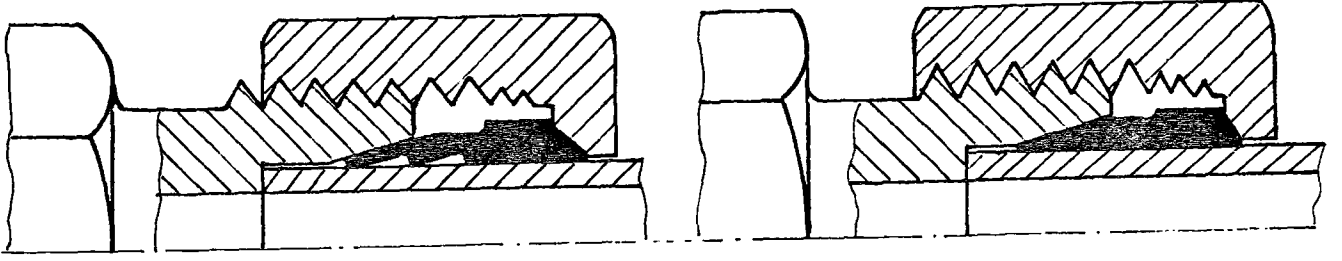
1. Boru çapı uygun olmalıdır. Bu değer ;

$$d = \sqrt{\frac{21 \cdot Q}{v}} \dots \dots \dots (23)$$

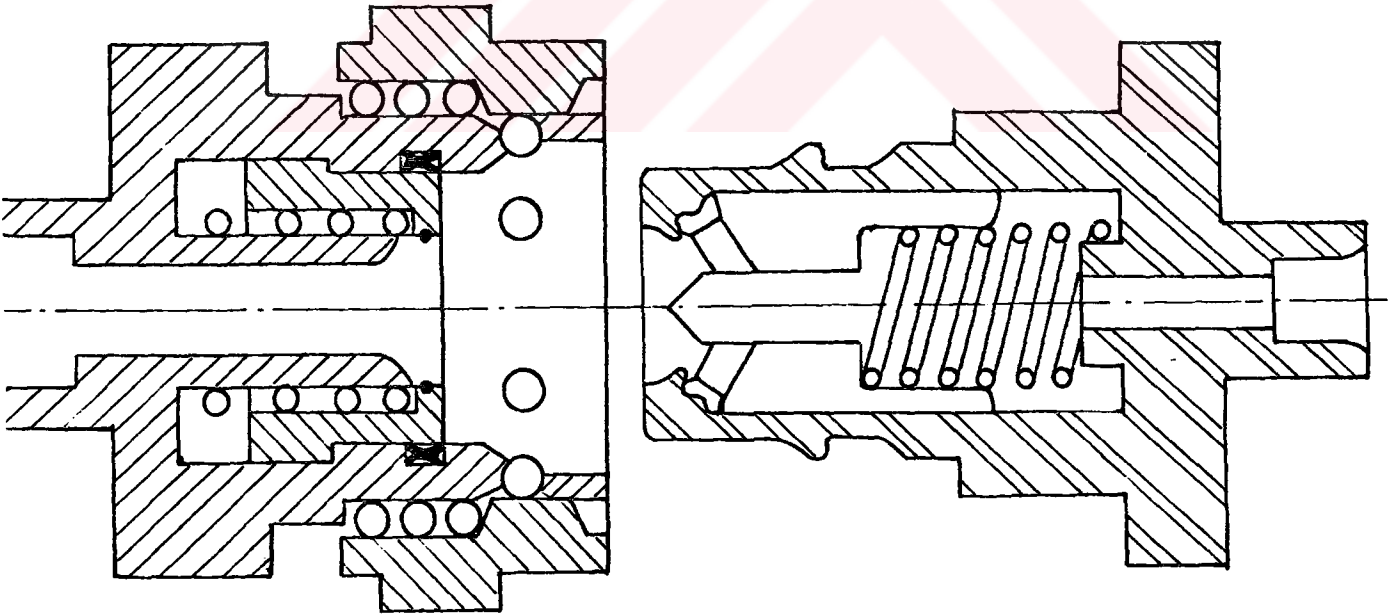
formülü ile hesaplanır. Burada;

- d : Boru iç çapı (mm)
Q : Debi (lt/dak.)
V : Akış hızı (m/s)

2. Pompa emişindeki boru çapı, basma hattındaki boru çapından büyük seçilmelidir.
3. Emiş hattında devreye hava girişini ve basınç hattında sızıntıları önlemek amacıyla bağlantılar sızdırmaz olmalıdır.
Şekil.1 ve 2'de sızdırmaz bağlantı sağlayan; yüksüklü rakor ve çabuk bağlantı rakoru şemaları gösterilmiştir.
4. Silindir ve kontrol valfleri arasındaki mesafe mümkün olduğunca kısa tutulmalıdır.
5. Boru devrelerinde keskin dönüşlerden kaçınılmalı, yeterli yarıçap verilmelidir. Rakor bağlantılarında; boru somundan sonra, enaz iki somun yüksekliği mesafe yükseklikten itibaren bükülmelidir.
6. Bükülebilir bağlantılarda; basınç altındaki hortumlar genişleceğinden, boyut değişmelerini karşılamak amacıyla hortum bir miktar uzun tutulmalıdır.
7. Uzun devrelerde, borular boru kelepçeleriyle desteklenmelidir.



ŞEKİL.1. YÜKSÜKLÜ RAKOR



ŞEKİL.2. ÇABUK BAĞLANTI RAKORU

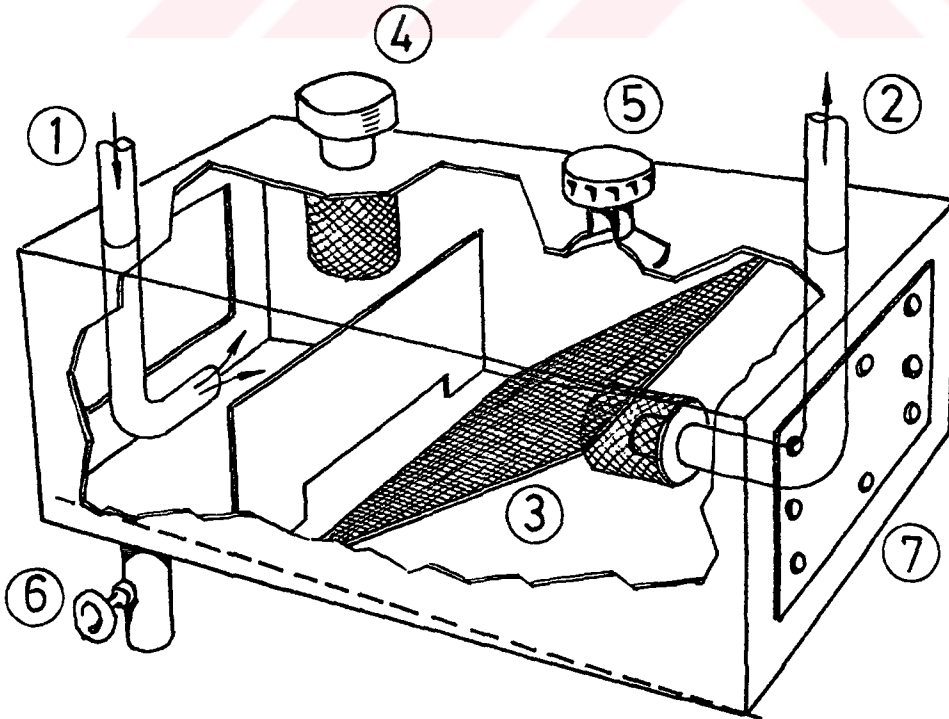
b.) DEPO VE DONANIM

Yağı barındırmak, ısıyı yaymak suretiyle soğutmayı sağlamak, yağın içerisindeki havayı ayrıştırmak, filitrizasyonu sağlamak gibi birçok işlevi olan depoların hacminin, pompanın maximum hızda bir dakikada bastığı yağ miktarının en az iki katını barındıracak kadar olması tavsiye edilir. Daha değişik bir açıdan söylersek; deponun sistemdeki kayıplar nedeniyle ortaya çıkan yağdaki ısınmayı yayıcı özelliği de dikkate alınarak, olanaklar ölçüsünde büyük seçilmesinde fayda vardır.

Öncelikle bir depoda bulunması gereken özelliklerden söz edelim.

Yağ içerisine hava girişinin önemli bir kaynağı depo olup, havanın yağa karışmasına yol açacak çalkalanmanın minimuma indirilmesi gereklidir. Bu nedenle iyi bir depo titreşim sönümleyici olmalıdır.

Yan duvarlardaki temizleme kapakları deponun her yerine



ŞEKİL.3. İSTENİLEN ÖZELLİKLERİ TAŞIYAN
BİR YAĞ DEPOSU ÖRNEĞİ

kolayca ulaşmayı sağlayacak büyüklükte olmalıdır.

Deponun tabanı,boşaltma tapasının bulunduğu kısma doğru eğimli olmalı ve kolayca boşaltma mümkün olmalıdır.

Daha iyi soğutma sağlamak amacıyla;40 litreden büyük depoların zeminden enaz 150 mm yükseltilerek,havayla temasın tabandan da sağlanması gerekir.

Büyük depolarda;emiş ve dönüş hatları bir filitre ile ayrılmalıdır.

Hava filitresinin kapasitesi,depodan yağ çekildiğinde gerekli hacim boşluğunu karşılayacak ve dolayısıyla vakuma yol açmayacak boyutlarda seçilmelidir.

Emiş hattı;yağ deposunun dibine yakın olmalı(irdaba yol açmayacak kadar),fakat depo dibindeki pislikleri emmeyecek kadar yükseklik verilmelidir.

Emiş ve dönüş hatları;hava kabarcıklarına yol açmaması açısından mümkün olduğunca birbirinden uzak tutulmalıdır.

Tankta maximum ve minumum yağ seviyelerinin kolayca kontrol edilebileceği bir kontrol göstergesi bulunmalıdır.

ŞEKİL.3'de yukarda sayılan özelliklere sahip bir hidrolik depo krokisi verilmiştir.Burada :

- (1) Dönüş hattı
- (2) Emiş hattı
- (3) Emiş ve dönüş hatlarını ayıran filitre
- (4) Doldurma kapağı
- (5) Hava filitresi
- (6) Boşaltma vanası
- (7) Temizleme kapağıdır.

Donanım :

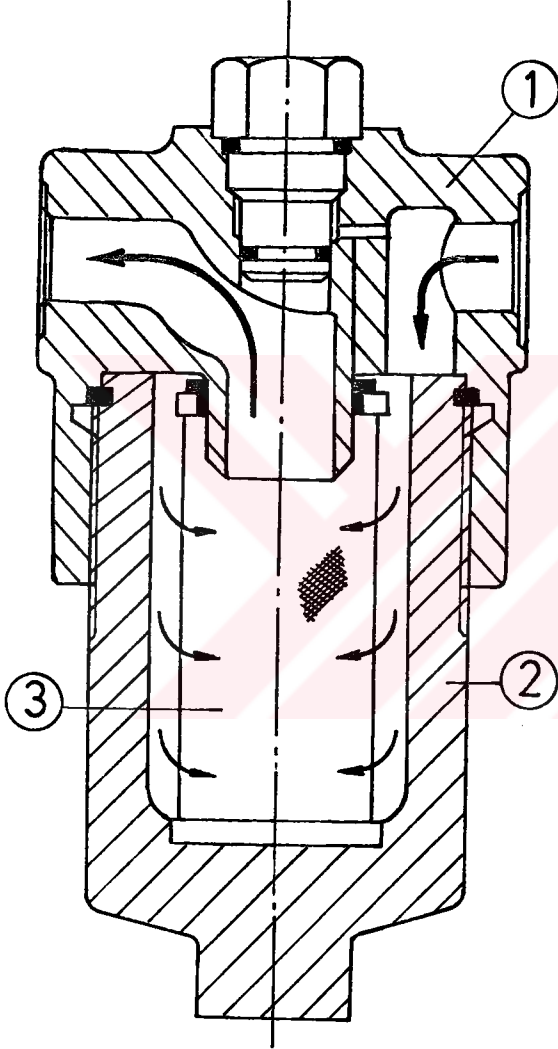
Şimdi de depolarda kullanılan çeşitli donanım malzemelerinden söz edelim:

Filitreler

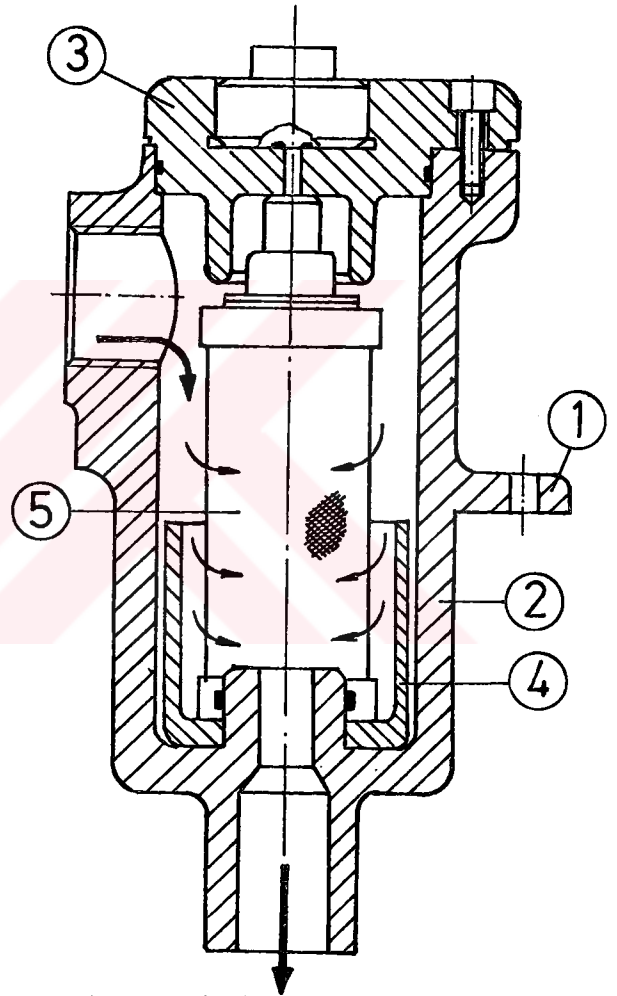
Hidrolik devrelerde kullanılan yağın temiz olması ve proses esnasında bu temizliğini mümkün olduğunca korumasının önemi açıktır.Bunu sağlamak amacıyla FİLİTRE'ler kullanılır.

Filitreler;"mutlak filtrasyon"(filitreden geçebilecek en büyük parçacığın çapı) cinsinden SAE normlarında 7 gruba ayrılmıştır.

Parçacık Boyutu m	Parçacık Sayısı $\text{cm}^3/\text{sınıf}$						
	0	1	2	3	4	5	6
5 - 10	2700	4600	9700	24000	32000	87000	128000
10 - 25	670	1340	2680	5360	10700	21400	42000
25 - 50	93	210	380	780	1510	3130	6500
50 - 100	16	28	56	110	225	430	1000
100 -	1	3	5	11	21	41	92



ŞEKİL.4. BASINÇ FİLTRESİ



ŞEKİL.5. DÖNÜŞ FİLTRESİ

Filtrelerin imalatında malzeme olarak başlıca; paslanmaz çelik tel, kağıt ve metal ipçik kullanılır. Filtre malzemesinden istenen özellik, uzun ömürlü olması ve süzme kapasitesinin yüksek olmasıdır.

Filtreler; basınç hattında kullanılan "basınç filtreleri" ve pompaya dönüş hattında kullanılan "dönüş filtreleri" olmak üzere başlıca iki sınıfta incelenebilir. Şekil 4 ve 5'de bu filtrelere birer örnek verilmiştir.

Şekil.4'de görülen basınç filitreleri;kapak(1),gövde(2) ve filitre malzemesinden(3) oluşur.Kural olarak;basınç filitrelere korunmak istenem elemandan önce devreye bağlanması gerekir.

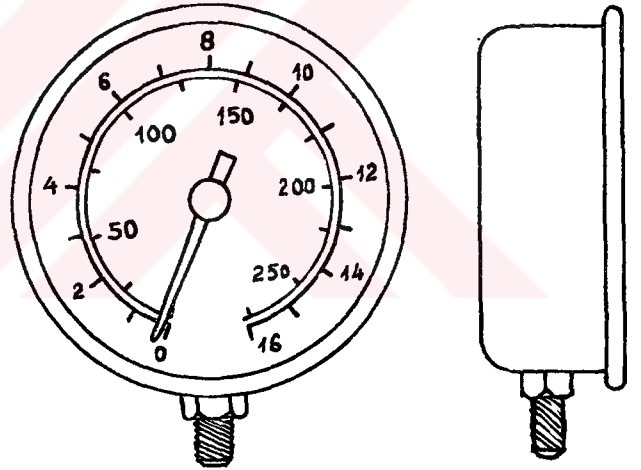
Şekil.5'de görülen dönüş filitresi ise;bağlantı flenşi(1) yardımıyla depo üzerine monte edilebilir.Bu filitreler de; gövde(2),kapak(3),pislik tutucu kap(4) ve filitre malzemesinden(5) oluşur.

En yaygın olarak kullanılan filitreler dönüş filitreleridir.

Basınç Ölçerler (Manometreler)

Basınç ölçerler (manometreler) devrede bulunan yağın basıncının kontrol edilmesi amacıyla kullanılır.Çeşitli göstergelerde ve basınç kapasitesinde standartlaştırılmış olan basınç ölçerler;konstrüktif olarak alttan ve arkadan bağlantılı olmak üzere iki sınıfa

ve çalışma prensiplerine göre de;diaframlı ve tüplü basınç ölçerler olmak üzere iki sınıfa ayrılırlar.Diaframlı düzenekte diaframın hareket (doğrusal) ettirdiği bir milden alınan hareket basit bir dişli mekanizmasıyla ibrenin dönme hareketine çevrilirken,tüplü düzeneklerde



ŞEKİL.6.MANOMETRE

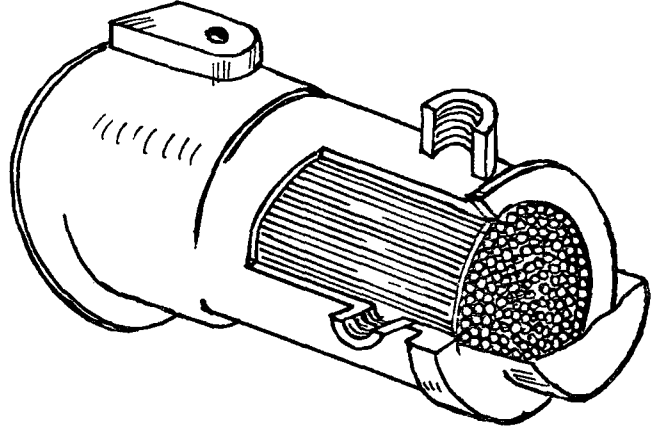
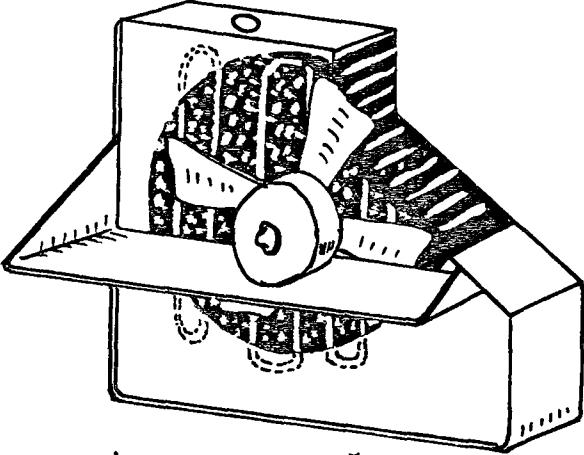
de ilk hareket basınçla şekil değiştiren bir tüpten alınır.Manometrelerin gliserinli olanları;gliserinin ani basınç değişimindeki sönümleyici özelliği nedeniyle uzun ömürlü olmaları dolayısıyla tercih edilir.

Manometrelerin seçiminde dikkat edilmesi gereken diğer bir nokta ise;bağlantı vida ölçüsüdür.

Soğutucular

Daha önce de belirtildiği üzere;hidrolik yağlarda oksidasyonu hızlandırması nedeniyle 50°C'ın üzerine çıkılmamaktadır.Devredeki enerji kayıplarının yağda oluşturduğu sıcaklık artı-

şını karşılamak üzere;soğutucular kullanılır.Hava soğutmalı ve su soğutmalı olmak üzere başlıca iki sınıfa ayrılan soğutucular,yağ sıcaklığının belirli bir değerin üzerine çıkmasını önler.



ŞEKİL.7.HAVA SOĞUTMALI ISI DEĞ. ŞEKİL.8.SU SOĞUTMALI ISI DEĞ.

Şekil.7'de görülen hava soğutmalı ısı değiştiricide,yağ difüzör borular içerisinden,soğutma kanatları arasından geçer. Sisteme bir motordan tahrik alan,bir fan kanalıyla basınçlı hava üflenir.Soğutma kanalları içerisinden birkaç kez kıvrılmak suretiyle geçen yağ borularında soğuyan yağ tekrar depoya gönderilir.

Şekil.8'de görülen su soğutmalı ısı değıştirci de ise; içerisinde su devreli kollektör boruları bulunan bir tankın içinden geçen yağ,soğutulurak depoya gönderilir.

Su soğutmalı ısıdeğıştircilerinin soğutma kapasitesi, hava soğutmalılara göre daha yüksektir,fakat devreye ilaveten su gerekmesi ekstra bir yük getirmesi nedeniyle dezavantaj teşkil eder.

Isıtıcılar

Isıtıcılar;soğuk ortamlarda veya ilk çalışma esnasındaki yağ sıcaklığını;normal çalışma sıcaklığına ulaştırmak amacıyla kullanılır ve yağ içerisine daldırılan elektrikli ısıtma çubuklarından oluşur.Bu ısıtmanın miktarı;max. olarak,madeni yağlarda 2 Watt/cm^2 ,su-glikol çözeltilerinde ise $0,7 \text{ Watt/cm}^2$ büyüklüğünü geçmemelidir.

Basınç Anahtarları

Hidrolik devrelerde; basınç kontrolü için kullanılan "basınç anahtarları", sistemdeki basınç değerine göre elektrik devresini açma veya kapama işlevi görürler.

Şekil.9'da pistonlu bir basınç anahtarı görülmektedir. Burada:

- 1 Gövde
- 2-piston
- 3-itici pim
- 4-yay
- 5-ayar vidası
- 6-Elektrik anahtarı
- 7-mekanik durdurucu(strok sınırlandırıcısı)dır.

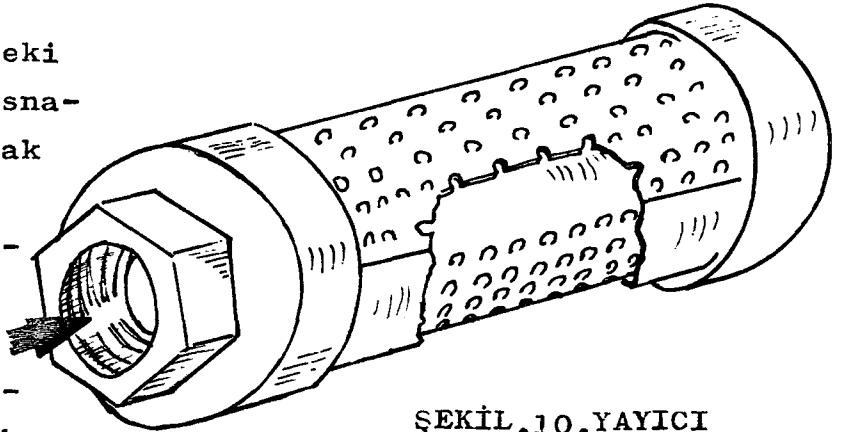
Denetlenmek istenen hidrolik basıncı (2) nolu pistonu ileriye iter ve bu strok belirli bir değeri bulduğunda (3) nolu itici pim elektrik anahtarına basar. Bu yolla sistemin elektrik devresine kumanda edilir.

ŞEKİL.9.BASINÇ ANAHTARI

Yayıcılar

Hidrolik devrelerdeki yağın depoya dönüşü esnasındaki hızını azaltmak ve depo içerisindeki çalkalanmayı ve gürültüyü minimize etmek amacıyla, depolar içerisinde kullanılan yayıcılar; prensip olarak

çevresinde şaşırtmalı bir şekilde yerleştirilmiş boşaltma delikleri bulunan, eş merkezli iki silindirden oluşur.



ŞEKİL.10.YAYICI

c.) HİDROLİK POMPALAR

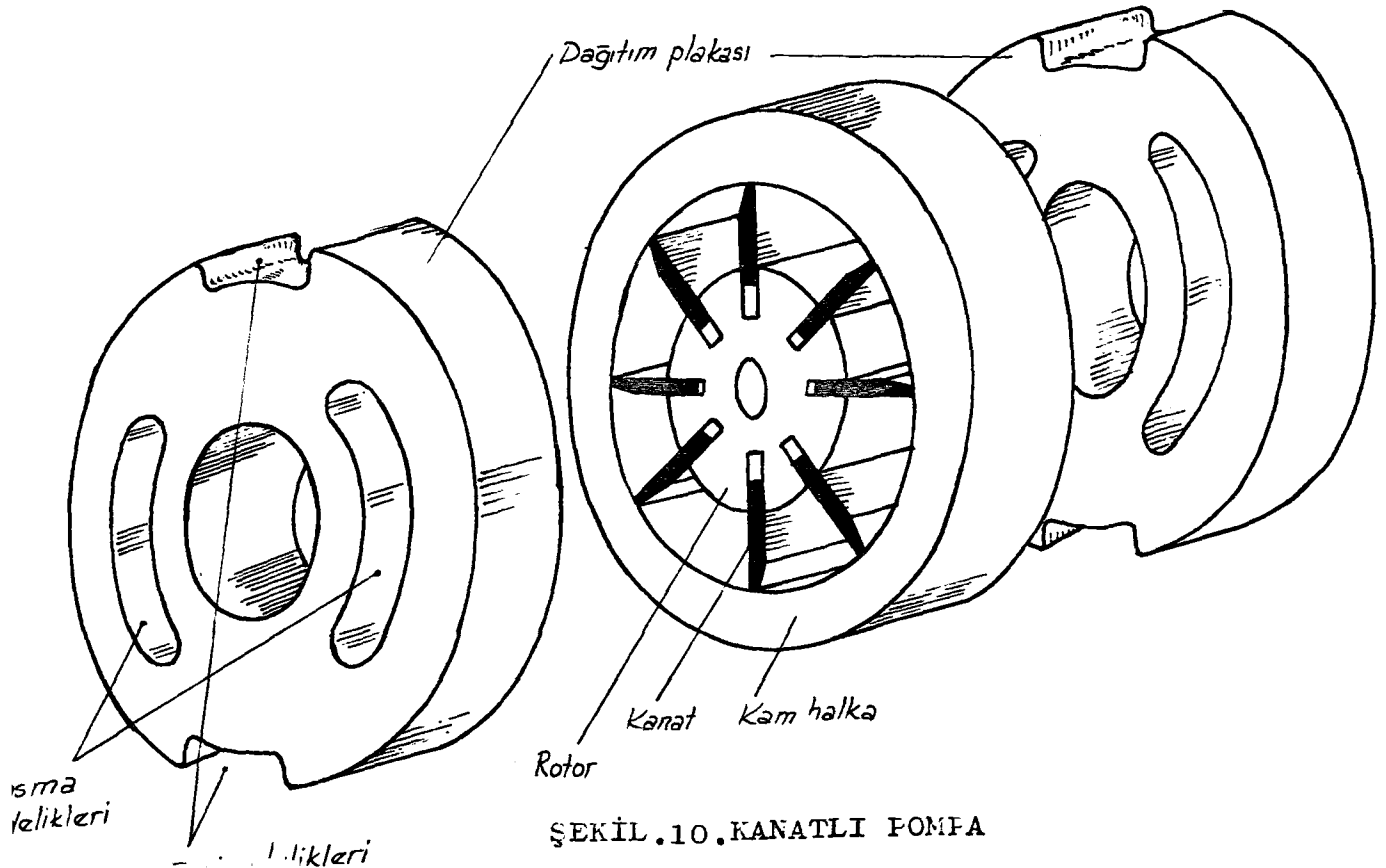
Hidrolikte kullanılan pompalar; bir motordan aldıkları enerjiyi, emme ve basma yapmak suretiyle hidroliğe aktaran devre elemanlarıdır. Endüstride kullanılan bütün pompa tiplerinde çalışma prensibi aynıdır. Hidrolik pompalar emiş hattında genişleyen bir hacim, basınç hattında ise daralan bir hacim oluşur.

Pompa endüstrisinde birçok özgün tip bulunmakla birlikte, en geniş kullanım alanına sahip üç sınıf pompa mevcuttur.

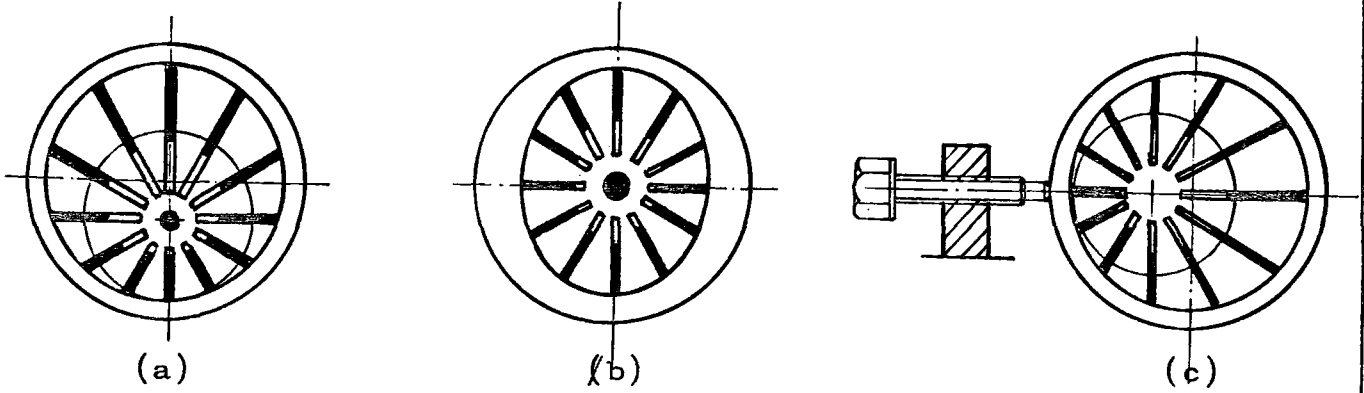
Kanatlı pompalar

Kanatlı pompalar prensib olarak; bir rotor üzerinde çevresel olarak yerleştirilmiş ve merkezkaç kuvvetinin etkisiyle içerisinde döndükleri kovan yüzeyine basınç yapmak suretiyle sızdırmazlık oluşturan ve kovan-rotor eksantiritesi (veya kovanın kendi eksantirikliği) nedeniyle, hacim daralma ve genişlemeleri suretiyle emme ve basma hareketi yapan pompa tipleridir.

Sistem genellikle üzerinde emme ve basma delikleri bulunan iki adet dağıtım plakası ile bunların ortasında bulunan bir kovandan teşkil eder.



ŞEKİL.10.KANATLI POMPA



ŞEKİL.11.KANATLI POMPA ÇEŞİTLERİ

Kanatlı pompalar:sabit verdili ve değişken verdili olmak üzere başlıca iki gruba ayrılırlar.Halka ve rotorun yataklanma eksenlerinin kaçık olduğu (şekil.11-a) veya halkanın kendisinin eksantrik olduğu(şekil.11-b) sabit verdili pompalardan alınan debi miktarı değişmez.Günümüz endüstrisinde,sabit verdili pompa türü olarak (b)'de görülen eksantrik halkalı (merkezlenmiş)pompalar kullanılmaktadır.Şekil.11-c'de görülen değişken verdili kanatlı pompada ise;ayar vidası yardımıyla çeşitli debi değerleri sağlanabilir.

Kanatlı pompalarda teorik verdi:

$$Q_t = \frac{2 \cdot h \cdot B \cdot (d - h) \cdot \pi \cdot n}{1000} \quad (\text{lt/dak}) \quad \dots\dots\dots(24)$$

h : kanat stroku (cm)

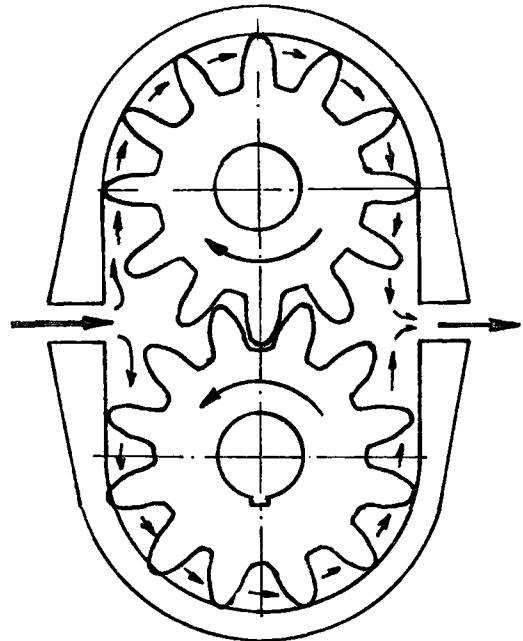
B : kanat genişliği (cm)

d : rotor çapı (cm)

n : devir sayısı (dev/dak)

Dişli pompalar

Dişli pompalar;birisi motora bağlı ve diğeri de avara olan iki adet dişliden oluşur.Emiş hattında,dişlilerin birbirisini kavramaları esnasında oluşan artan hacim dolayısıyla emiş gerçekleşir.Pompa içerisine emilen yağ dişler arasında taşınarak, basma hattına gelir.Furada oluşan azalan hacim de,pompanın yağı basma-



ŞEKİL.12.DİŞLİ POMPA

Dişli pompalarda; düz dişli, helisel dişli ve çavuş dişli kullanılmaktadır. Emiş ve basınç hatlarındaki, negatif ve pozitif basınç arasında oluşan büyük basınç farkları nedeniyle, yataklara gelen yüksek basıncı karşılamak amacıyla, emiş hattından alınan bir hatla yataklara yağ basmak suretiyle, hidrostatik yataklama uygulanır.

Dişli pompalarda verdi :

$$Q = \frac{\pi \cdot D_o \cdot 2 \cdot m \cdot B \cdot n}{1000} \quad (lt/dak) \quad \dots\dots\dots (25)$$

formülü ile hesaplanır.

Pistonlu pompalar

Pistonlu pompaların birçok çeşiti mevcut olmakla birlikte; kuramsal olarak, Şekil.13'de görülen "eğim plakalı pistonlu pompa"da olduğu gibi bir piston kanalıyla pompa basıncının sağlanması genel kuraldır.

Şekildeki pistonlu pompada; eğim plakası sabit, silindir bloku ise kendi eksenini etrafında döner. Bu esnada

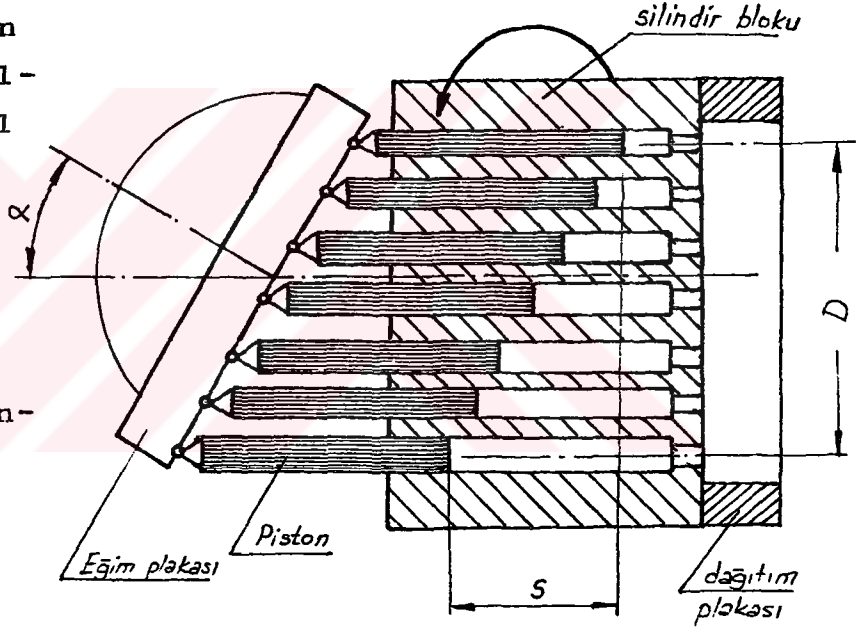
pistonlar, piston yuvaları içerisinde "s" strok mesafesi kadar hareket eder. Şekilde pistonun çeşitli dönme açılarındaki konumları gösterilmiştir.

Pistonlu pompanın eğim plakasının açısını değiştirmek suretiyle debisini artırmak veya azaltmak mümkündür. Pistonlu pompada debi ;

$$Q_t = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot D \cdot \tan \alpha \cdot n \cdot z}{4 \cdot 1000} \quad (lt/dak) \quad \dots\dots\dots (26)$$

formülü ile hesaplanır Burada;

- d : piston çapı (cm)
- D : piston dönme çapı
- α : eğim plakası açısı



ŞEKİL.13. PİSTONLU POMPA

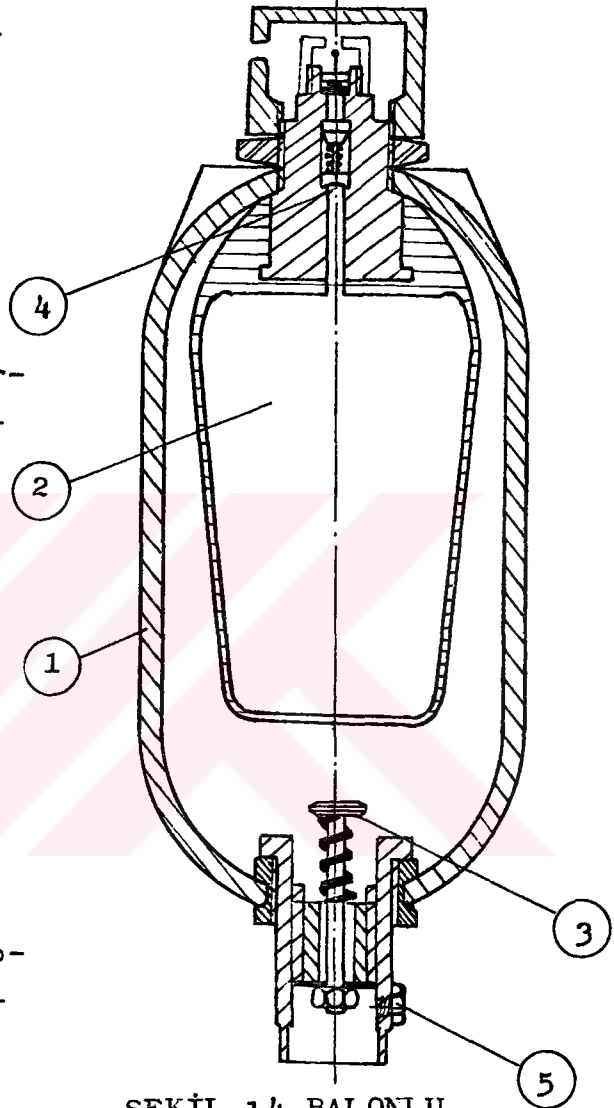
d.) HİDROLİK BİRİKTİRİCİLER

Biriktiriciler;belirli bir hacimdeki yağı biriktirmek ve istendiğinde devreye iade etmek işlevini görürler.

Sıcaklık farkları nedeniyle ortaya çıkan hacim değişimlerini absorb etmesi, seri hareket istenen devrelerde gereken ani basıncı tamamlaması nedeniyle motor ve pompa seçiminde tasarruf sağlaması,devredeki ani basınç değişimleri ve kaçaklardan hasıl olan yağ eksilmelerini karşılaması gibi birçok yararları nedeniyle hidrolik biriktiriciler kullanılmaktadır.

Hidrolik biriktiricilerin; ağırlıklı,yaylı,pistonlu,membranlı ve balonlu tipleri mevcuttur.Biz burada kullanım pratikliği nedeniyle,giderek daha çok tercih edilen balonlu biriktiriciyi örnek olarak inceleyeceğiz.

Şekil.14'de görülen balonlu biriktiricide;çelik gövde(1), azot balonu(2),düzlemsel valf(3),gaz valfi(4) ve yağ deliği(5) görülmektedir.Başlangıç konumunda,balon azot gazı ile dolarak düzlemsel valfe basar.Burada düzlemsel valfin görevi balonun hacim büyümesini tahdit etmektir.Biriktirme başlangıcından itibaren ise,yağ basıncı balon basıncını yenerek düzlemsel valfi açarakgövde içerisine dolmaya başlar.Bu akış,balon içerisinde hapsolan azot gazının basıncının,yağ basıncına ulaşmasına ka-



ŞEKİL.14. BALONLU BİRİKTİRİCİ

dar devam eder.Denge konumunda akış durur.Biriktircinin devreyi tamamlaması ise;devre basıncının,gaz basıncının altına düşmesi nedeniyle hareketin tersine dönmesi şeklinde olur. Bu devreden yağ çekme ve gerektiğinde devreye iade etme olayı tüm devre çalışması boyunca devam eder.

Görüldüğü üzere;hidrolik biriktircilerde bir ön yükleme gerekmektedir.Bu ön yükleme basıncı,diagramlardan alınabileceği gibi,sistem dizaynında bilinen minumum ve maksimum çalışma basıncını esas alan bir hesaplamayla da bulunabilir.

Yine balonlu biriktiricileri örnek alırsak;söz konusu ön yükleme basıncı,balon içerisine basılacak azot gazı basıncını ifade eder.Fratikte gaz ön doldurma basıncı 0,9 minumum sistem basıncı kadar seçilmelidir.

Biriktiricinin dolum ve boşalım süresinin uzun olduğu devrelerde gazda oluşan ısı değişiminin transfer edildiği düşünülerek ;

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 \dots\dots\dots(27)$$

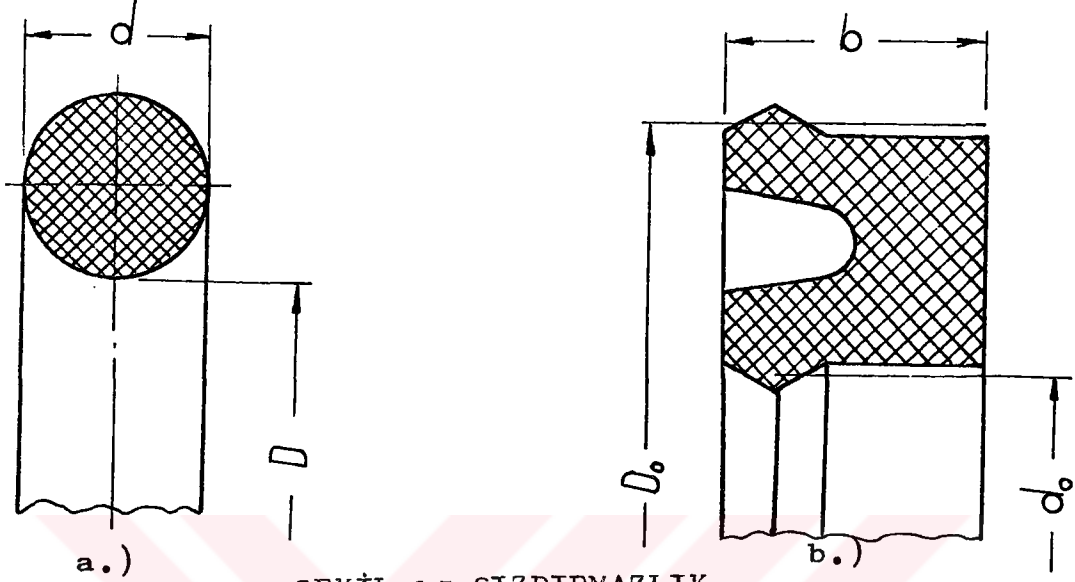
formülü kullanılır.

Hareketin seri olduğu durumlarda ise; azot gazının özgül ısı değeri olan $x=1,4$ değeri dikkate alınarak;

$$P_1 \cdot V_1^x = P_2 \cdot V_2^x \dots\dots\dots(28)$$

formülünden hesap yapılır.

e.) SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI



ŞEKİL.15.SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI

Hidrolik devreler basınçlı olarak çalıştıklarından,basınçlı olan kısım ile basınçsız kısım arasında çok iyi bir yalıtım yapmak gereklidir.Bu amaçla hidrolik devrelerde, O-ring'ler (şekil.15.a) ve yağ keçeleri (şekil.15.b) kullanılır.O-ring'ler DIN 3770 ve yağ keçeleri de DIN 3760'da normlaştırılmıştır.

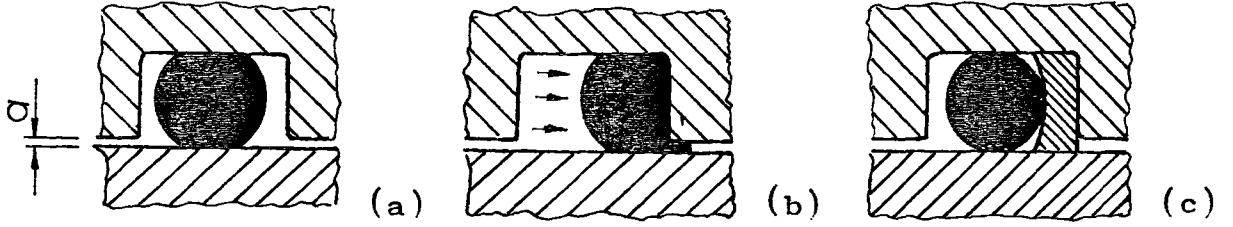
Yağ keçesi ve o-ring malzemesi olarak başlıca;NBR (Butadien akril nitril kauçuk),FKM (flour kauçuk) ve AU-EU (poliüretan) madeni yağa dayanıklı malzemeler olarak,madeni yağ kullanılmayan devrelerde ise;SBR (Styrol butadien kauçuk) ve EPDM (Etilen propilen terpolimer kauçuk) kullanılır.

Ayrıca sızdırmazlık elemanlarının ömrünü uzatmak için yapılan dayanma parçaları (bkz.Şekil.16.c),sürtünme yüzeyleri gibi yerlerde de teflon,halon ve delrin gibi ticari isimlerle bilinen poli tetra flour etilen ve poliasetal malzemeler kullanılır.

O-Ringler

Prensib olarak dinamik olmayan parçaların sızdırmazlığını sağlamak amacıyla kullanılan O-ring'ler;doğru malzeme seçimi ve boyutlandırma durumlarında 1000 bar gibi çok büyük basınçlara kadar sızdırmazlık özelliklerini korurlar.O-ring malzemesi aşağıdaki malzemeler kullanılır;

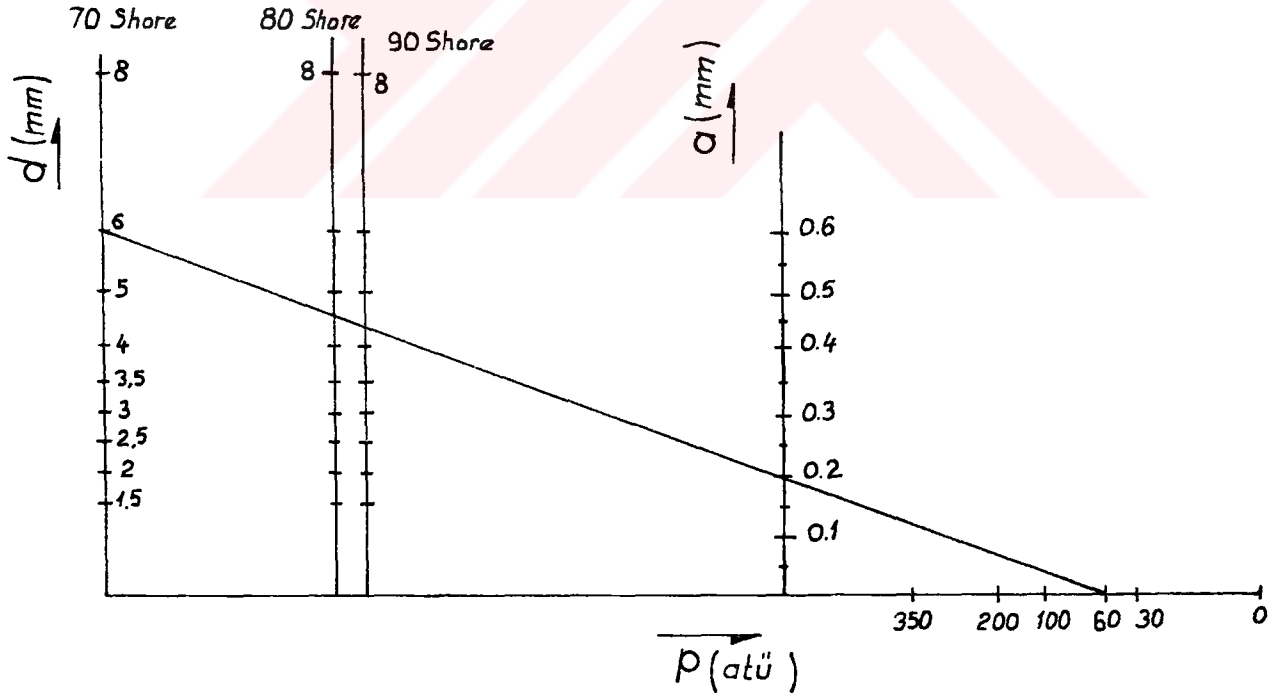
NBR	70 Shore sertlik....	çalışma sıcaklığı.	-40°C	,+100°C
NBR	88	"	"	"
			"	"
			-30°C	,+100°C



ŞEKİL.16. O-RİNG'LERİN ÇALIŞMASI

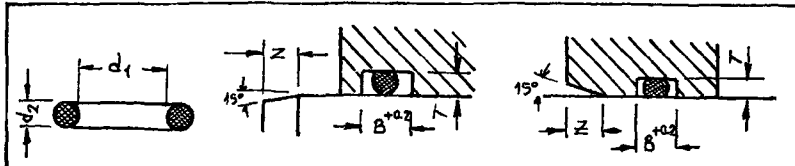
O-ring'lerin boyutları DIN 254'de belirtilen şartlarda ölçülür.İlgili standart da tanımlanan ölçüm aletinde O,ring max.1 Newton'luk bir kuvvetle ölçüm cihazına takılarak çap ölçümü yapılır.

O-ring'in ezilmemesi veya çok fazla şekil değiştirmek suretiyle kısa sürede deforma olmaması için şekil.16.a'da görülen "a" boşluk değerinin çok büyük önemi vardır.Bu değer Şe-



ŞEKİL.17. O-RİNG YUVA BOŞLUĞUNUN TAYİNİ

kil.17'den; basınç, malzeme sertliği ve ring çapına bağlı olarak seçilebilir. Şekildeki örnekte, 6 mm et kalınlığında, 70 shore sertliğinde ve 60 atü'de çalışacak bir o-ring yuvasının boşluğunun 0.2 mm olması gerektiği görülmektedir.

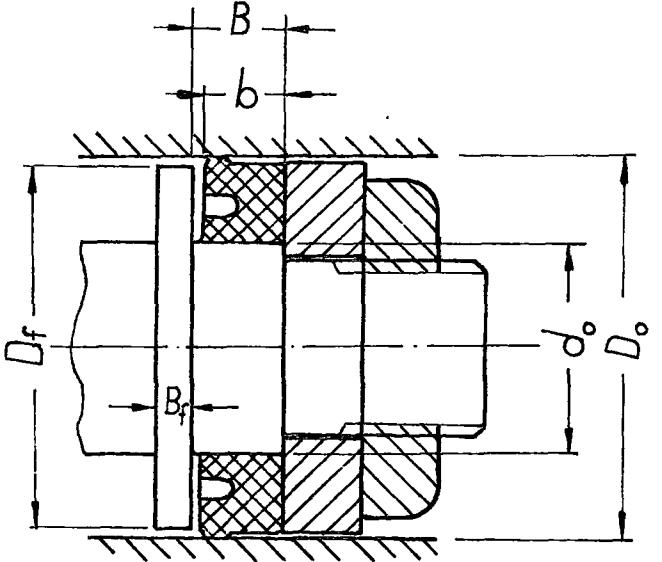


d_2	HİDROLİK T	PNOMATİK T	B	Z
1,5	1,3	1,35	1,9	1
1,78	1,5	1,55	2,3	1,1
2	1,7	1,8	2,4	1,2
2,4	2,1	2,15	2,9	1,4
2,5	2,2	2,25	3	1,4
2,62	2,3	2,35	3,1	1,5
3	2,6	2,75	3,6	1,6
3,5	3,05	3,25	4,2	1,8
3,53	3,1	3,25	4,2	1,8
4	3,5	3,7	4,8	2
4,5	4	4,2	5,4	2,3
5	4,45	4,65	6	2,5
5,33	4,7	4,95	6,4	2,7
5,5	4,95	5,15	6,6	2,8
5,7	5,1	5,35	6,9	3
6	5,4	5,65	7,2	3,1
6,5	5,8	6,1	7,8	3,3
6,99	6,3	6,6	8,4	3,6
7	6,3	6,6	8,4	3,6
7,5	6,7	7,1	9	3,8
8	7,2	7,6	9,6	4
8,5	7,7	8	10,2	4,2
9	8,2	8,5	10,8	4,3
9,5	8,6	9	11,4	4,4
10	9,1	9,5	12	4,5

ŞEKİL.18. O-RİNG KANAL ÖLÇÜLERİ

Yağ keçeleri

Keçeler, dinamik aksamdaki sızdırmazlığı sağlayan sızdırmazlık elemanlarıdır. Keçeler tek ya da takım olarak kullanıldıkları gibi, tek kullanılan keçeler de kesitlerinin simetrik veya asimetrik olmalarına göre farklı amaçlarla kullanılırlar. Örneğin şekil.15.b'de görülen simetrik keçeler hem dış çapta ve hem de milde (boğazda) sızdırmazlık sağlarlar. Asimetrik keçelerde ise yalnız boğazda veya dışçapta sızdırmazlık sağlayacak şekilde tek dudak mevcuttur. (Şekil.20)



ŞEKİL.19. YAĞ KEÇESİ MONTAJ ÖLÇÜLERİ

Şekil.19'da görülen yataklama değerleri ise;

$$B = b + 1$$

$$B_f = 5,7 \text{ mm} (D_o = \phi 20 \text{ mm} \dots \phi 200 \text{ mm} \text{ ölçüleri için})$$

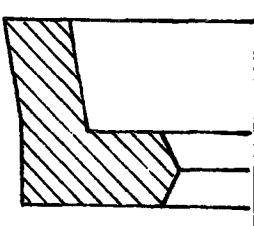
$$B_f = 10 \text{ mm} (D_o > \phi 200 \text{ mm} \text{ için})$$

$$D_f = D_o - 1 \text{ mm} (D_o < \phi 140 \text{ mm} \text{ için})$$

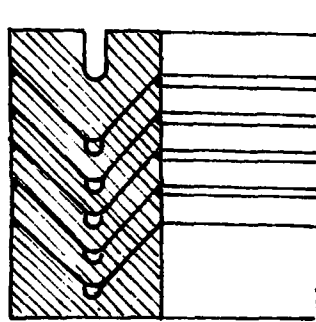
$$D_f = D_o - 2 \text{ mm} (D_o > \phi 140 \text{ mm} \text{ için})$$

şeklindedir.

Aşağıda şekil.20'de bir boğaz keçesi (asimetrik) ve şekil.21 de takım keçe görülmektedir.



ŞEKİL.20. ASİMETRİK TEK KEÇE



ŞEKİL.21. TAKIM KEÇE

f.) HİDROLİK SİLİNDİRLER

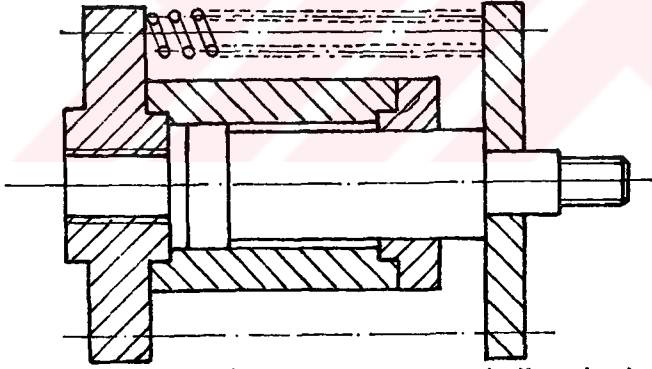
Hidrolik devrelerde;pompanın devreye verdiği basıncı doğrusal hareket olarak mekanik enerjiye çeviren devre elemanlarına "hidrolik piston" adı verilir.

Pistonlar başlıca üç çeşittir.

- 1.Tek etkili pistonlar
- 2.Çift etkili pistonlar
- 3.Özel amaçlı pistonlar.

1.TEK ETKİLİ PİSTONLAR

İleri hareketin devredeki yağ basıncıyla gerçekleştiği,geri hareketin ise;piston mili kendi ağırlığı,karşı ağırlık veya yay kuvveti gibi çeşitli karşı kuvvetlerle gerçekleştirildiği pistonlara tek etkili pistonlar denir.Bu pistonlarda;piston göbeği bulunmayabilir.Böylesi durumlarda,piston milinin kendisi göbek işlevi görür.Kuşkusuz bu,imalatı kolaylaştıran ve maliyeti düşüren bir durumdur.



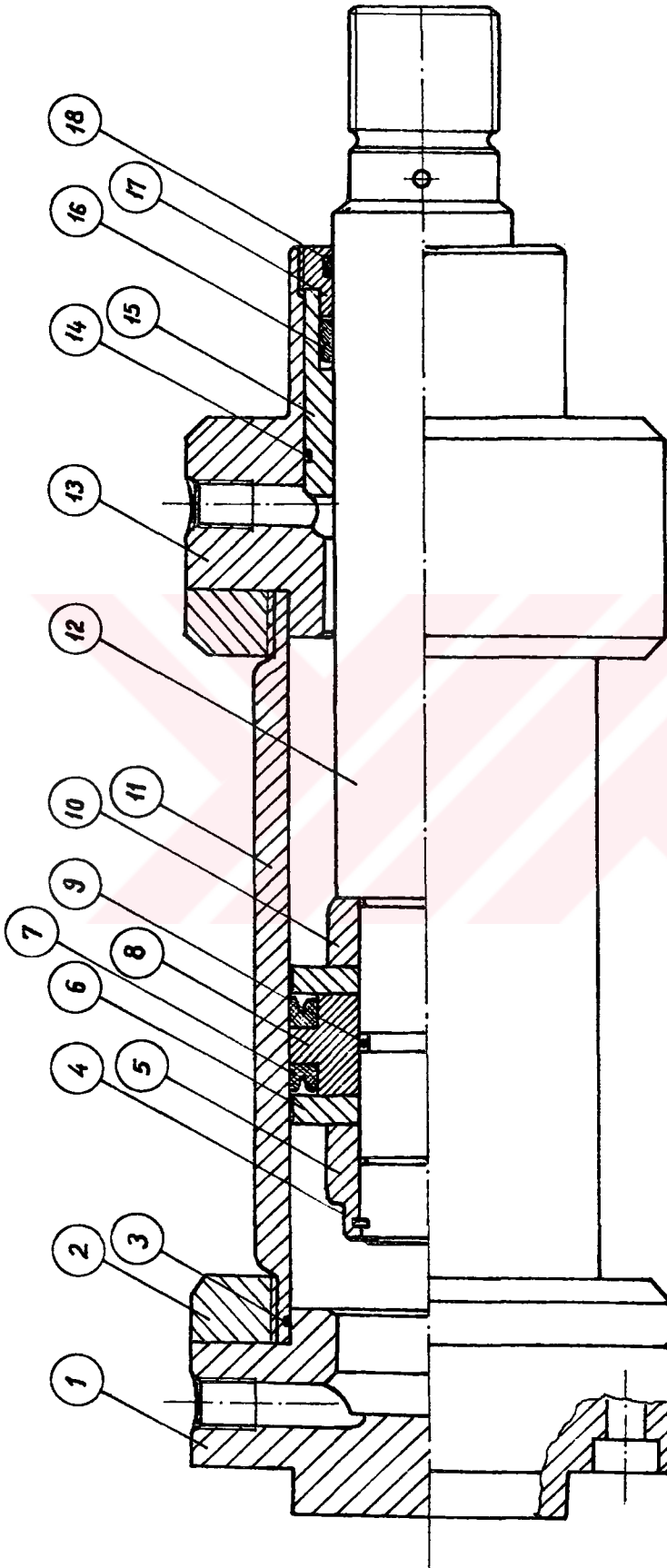
ŞEKİL.22.TEK ETKİLİ SİLİNDİR

2.ÇİFT ETKİLİ PİSTONLAR

Bir ya da iki piston miline sahip olan ve sistem basıncı ile iki doğrultuda da kuvvet oluşturabilen pistonlara"çift etkili piston"denir.Endüstriyel hidrolikte en çok kullanılan pistonlar bu tip pistonlardır.

Bu pistonlarda belirli bir üst hız limitinin üzerine çıkıldığında darbeli çalışma oluşur.Bunu önlemek amacıyla yastıklama burçları kullanılır.

Şekil.23'te konstrüksiyonu görülen çift etkili piston aşağıdaki parçalardan oluşturulmuştur.



ŞEKİL.23.ÇİFT ETKİLİ PİSTON

- | | |
|---------------------|--------------------|
| 1.Arka kapak | 11.Piston gömleği |
| 2.Flanş | 12.Piston mili |
| 3.O-ring | 13.Ön kapak |
| 4.Segman | 14.O-ring |
| 5.Yastıklama burcu | 15.Yataklama burcu |
| 6.Keçe pulu | 16.Boğaz keçesi |
| 7.Keçe | 17.Keçe kapağı |
| 8.Keçe yuvası | 18.Toz keçesi |
| 9.O-ring | |
| 10.Yastıklama burcu | |

Şimdi piston dizaynında esas alınan değerler ve hesaplama kuralları üzerinde duralım.

Silindir gömlekleri genellikle St35 veya St52 çelik çekme borular,dikişli borular veya dolu malzemedan delme suretiyle elde edilen borulardan imal edilir.

Silindir gömleğinin en önemli olan kısmı iç yüzeyidir.CETOP standartlarına göre;bu yüzeyin,0.2-0.4-0.8-1.6 ve 3.2 µm yüzey pürüzlülük değerlerine sahip olması,ovalliliğinin 2-4 µm değerleri arasında olması ve konikliğinin 0.2-0.5 mm/m mertebesinde olması gereklidir.Yataklama burcu ile piston mili arasındaki tolerans değerlerinin ise;IT7 ve IT8 olması istenir.

Silindir gömleği et kalınlığının hesaplanması ise DIN 2413'e göre yapılır.Buna göre;

Gömlek borusu dış çapının,iç çapına oranı;

$$\frac{d_a}{d_i} \leq 1.7 \quad \text{ise} \quad s_o = \frac{d_a \cdot p \cdot S}{200 \cdot \sigma_{AK}} \quad (\text{mm}) \quad \dots\dots\dots (29)$$

$$\frac{d_a}{d_i} > 1.7 \quad \text{ise} \quad \frac{\sigma_{AK}}{S} = \frac{(r_a^2 - r_i^2) \cdot p}{(r_a^2 - r_i^2) \cdot 100} \quad (\text{daN/mm}^2) \quad \dots(30)$$

formüllerinden faydalanılır.Bu formüllerde;

- | | |
|--------------------------------|--|
| d_a : Boru dış çapı (mm) | p : Basınç (bar) |
| d_i : Boru iç çapı (mm) | S : Emniyet katsayısı (1,7-2) |
| s_o : Boru et kalınlığı (mm) | σ_{AK} : Malzeme akma gerilmesi(daN/mm ²) |

Hidrolik silindirlerin seçiminde dikkat edilmesi gereken bir diğer husus ise;pistonun bağlama biçimine bağlı olarak piston kolunun (milinin) flambaj boyunun hesaplanmasıdır.

Öncelikle piston milinden söz edelim.Milin imalatında MKE Ç 51420 (X 20 Cr 13) paslanmaz çelik (veya muadili) kullanılabilir.Milin imalatında;tornalamayı takiben,taşıma ve 40 - 60 μ m (yarıçapta) sert krom kaplama ve taşıma yapılmalıdır.Piston millerinin yüzey pürüzlülük değeri 2 μ m'yi aşmamalıdır.

Hidrolik silindirlerde burkulma yükü ;

$$K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{S_k^2} \quad (\text{daN}) \quad \dots\dots\dots(31)$$

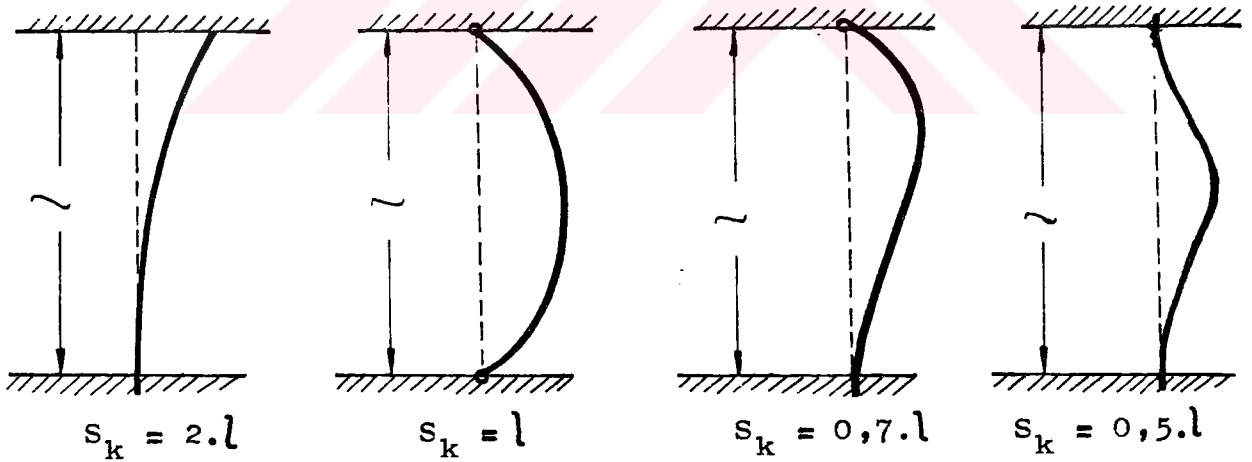
formülü ile hesaplanır.Burada;

E : Elastite modülü (çelik için 2.1×10^6 daN/cm²)

J : Tarafsız eksene göre atalet momenti (cm⁴)

S_k: Serbest burkulma boyu (cm)

S_k serbest burkulma boyu değeri aşağıdaki tablodan alınabilir.



Buradan maksimum çalışma yükü :

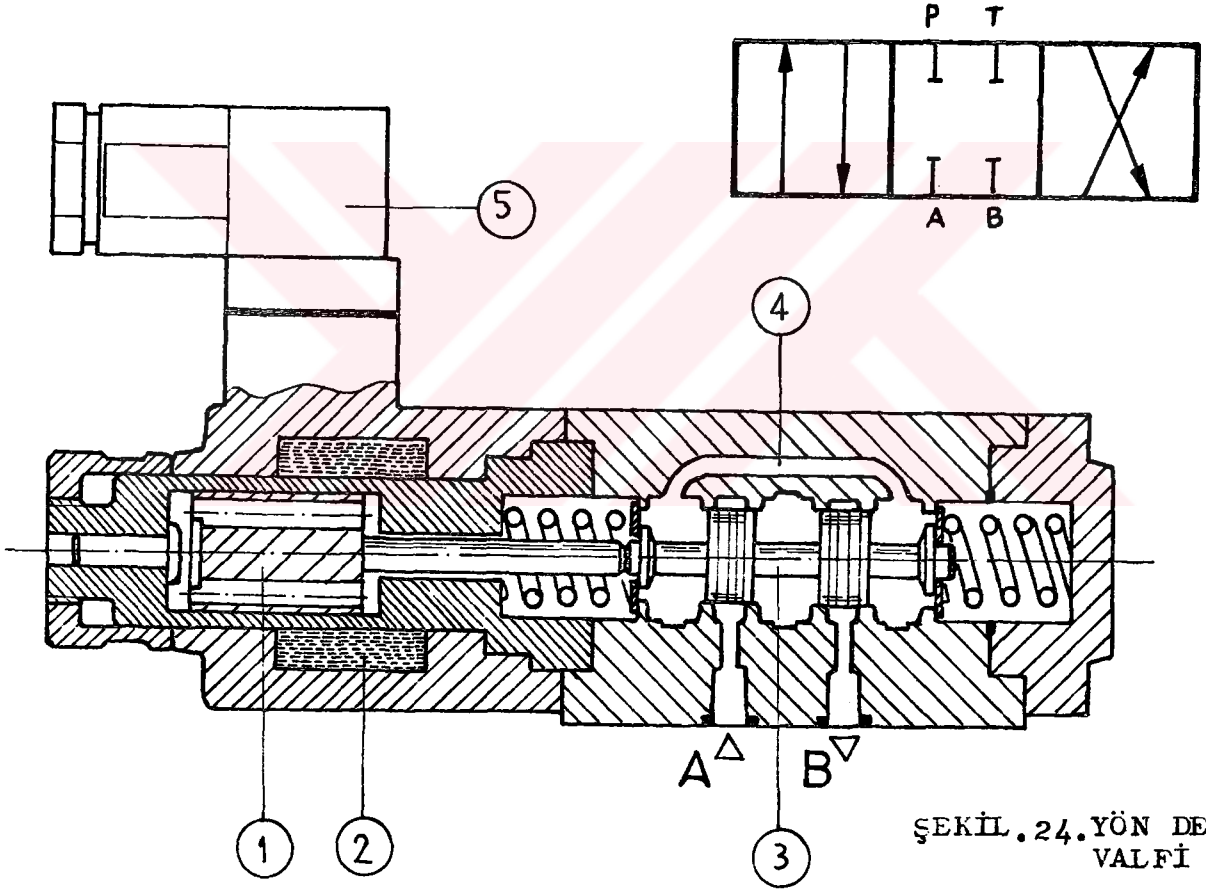
$$F = \frac{K}{S} \quad (S : \text{Emniyet katsayısı } 2,5-3,5)$$

g.) VALFLER

1. Yön denetim valfleri

Gövdesindeki deliklerden yağ akışına, bir sürgü vasıtasıyla kumanda edilen yön denetim valfleri adından da anlaşılacağı üzere yağın akış yönüne kumanda eder. Sürgü mekanik veya bobin yoluyla ileri geri hareket ettirilmek suretiyle, valf gövdesi üzerinde bulunan deliklerden bazıları kapanır veya açılır.

Aşağıda Şekil.24'te konstrüksiyon resmi görülen yön denetim valfi 4 yollu, 3 konumlu ve normalde kapalı bir yön denetim valfi-

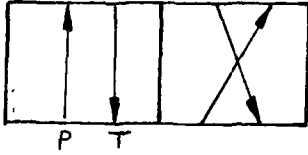


ŞEKİL.24.YÖN DENETİM VALFİ

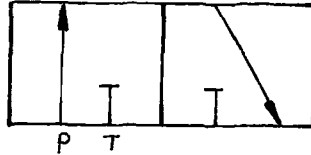
dir. Bu tanımlamanın açıklamasına geçmeden önce, bu valfin parçalarını açıklayalım. Burada; (1) çekirdek, (2) sargı, (3) sürgü, (4) sistem bağlantı deliği ve (5) bobindir. A deliği pompaya ve B deliği de depoya bağlanmıştır. Bobinin elektriklenmesiyle hareket ettirilen sürgü A ve B deliklerinin sistemdeki bağlantı yönlerini değiştirmek suretiyle, örneğin bir hidrolik silindirin ileri ve geri hareket etmesini sağlar.

Sürgünün hareketi esnasında valflerin aldığı konumlar, farklı karelerle gösterilir. Ve tüm valfler enaz iki konumludurlar. Gövdesinde bulunan delik adetine göre de 4 yollu, 3 yollu veya 2 yollu gibi adlandırılırlar.

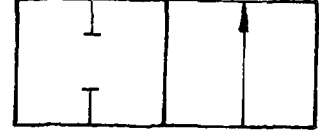
Aşağıda iki konumlu ve sırasıyla 4 yollu, 3 yollu ve 2 yollu valf görülmektedir.



4 yollu valf



3 yollu valf

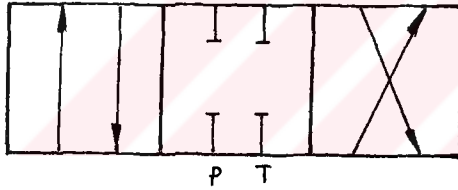


2 yollu valf

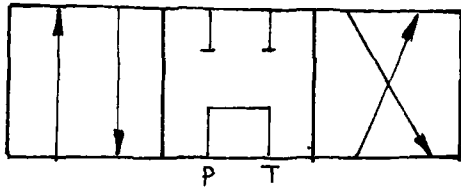
ŞEKİL .25

Sembollerde gösterilen P ve T delikleri, pompa ve tank bağlantılarını gösterir.

Ayrıca valflerin üç konumlu olanlarında; bir orta konum mevcuttur. Bu orta konum, normalde kapalı veya normalde açık olabilir. Şekil 26'da bu tip valfler şematik olarak gösterilmiştir.



a.) Normalde kapalı valf

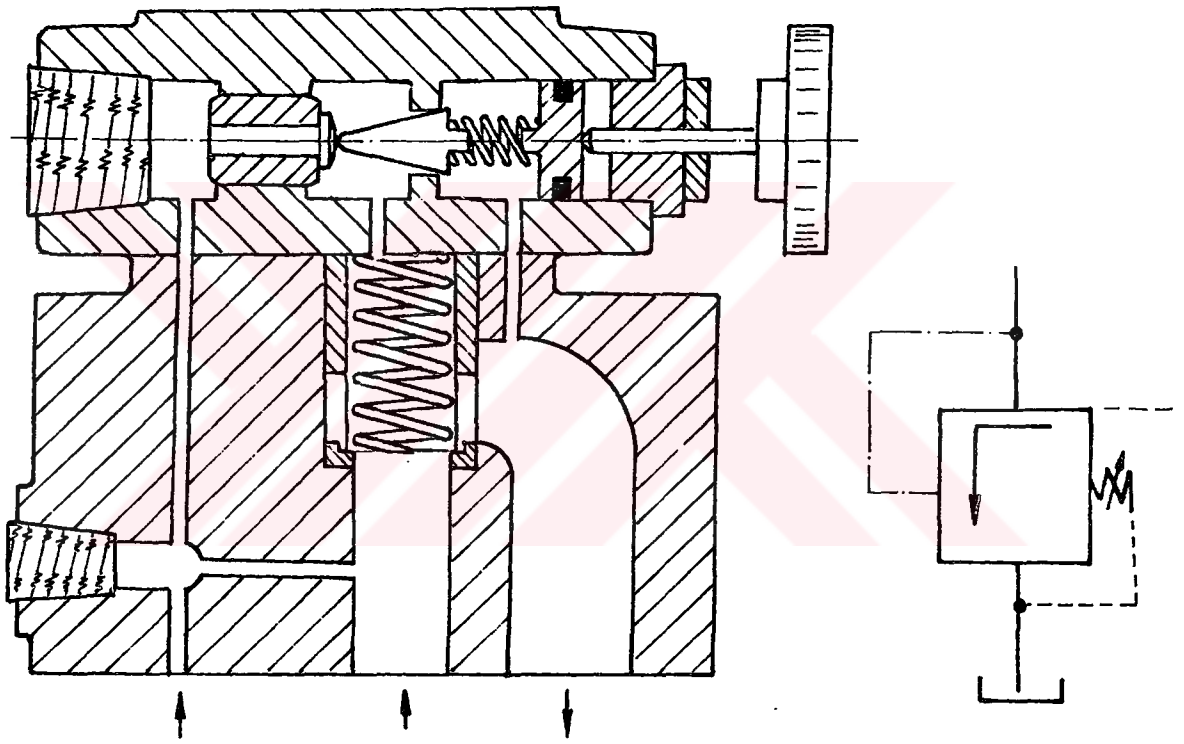


b.) Normalde açık valf

ŞEKİL.26. ORTA KONUMLU YÖN DENETİM VALFLERİ

2. Basınç denetim valfleri

Hidrolik sistemlerin basınçlarının denetlenmesinde kullanılan basınç denetim valfleri;normalde kapalı ve normalde açık olmak üzere iki ana başlıkta incelenebilir.Şekil 27.de konstrüksiyonu görülen normalde kapalı basınç denetim valfleri;sistemin güvenliği-ni sağlamak amacının yanısıra,çok işlemlili bir sistemde işlem sıra-larının tayin edilmesi amacıyla da kullanılır.



ŞEKİL.27.NORMALDE KAPALI BASINÇ DENETİM VALFİ

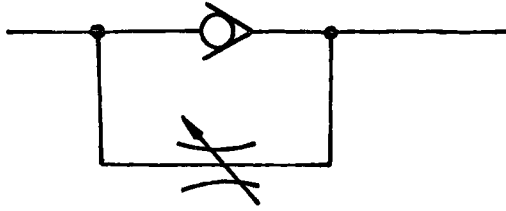
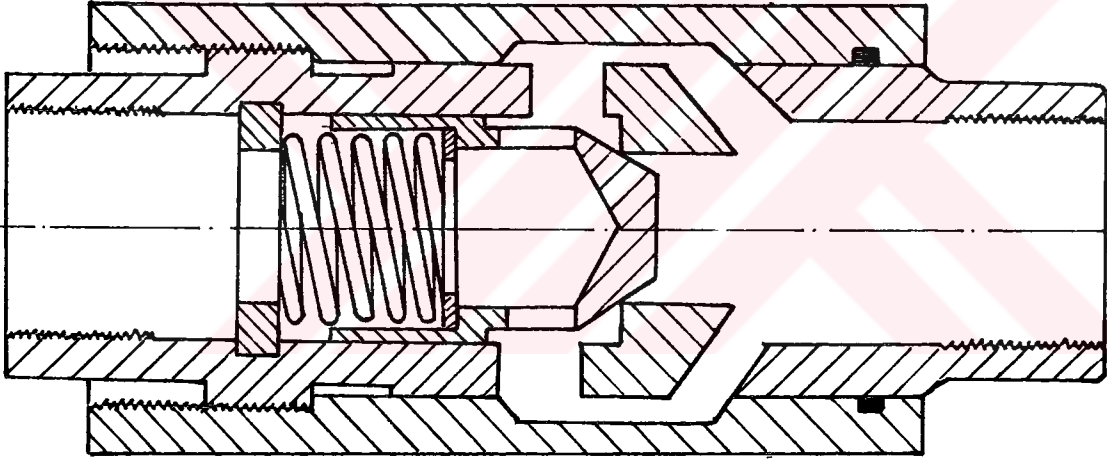
Örneğin bir takım tezgahında,önce mengenin parçayı kavramasını ve daha sonra da,örneğin delme işlemini yapmak istiyorsak;sabit bir pompa basıncı altındaki sisteme,mengene devresine daha düşük açma basıncılı bir sıralama valfi,delme devresine ise daha yüksek açma basıncılı bir sıralama valfi koymak suretiyle,işlem sıralarını tayin edebiliriz.Basıncılı yağ önce düşük basıncılı valfi açacak ve devre hareketini tamamlayarak sistem basıncı yükseldiğinde,diğer valfin açma basıncı değerine ulaşmak suretiyle ikinci işleme geçilecektir.

Normalde açık basınç denetleme valfleri ise;basınç düşürücü valf olarak kullanılır.Giriş ve çıkış delikleri arasında bulunan bir bağlantı deliği vasıtasıyla,sıralama valfinin tam tersine,akış basıncı yükseldiğinde,valf kısma yaparak basıncı düşürür.

3 . Akış denetim valfleri

Akış denetim valfleri; sistemdeki akış debisinin sistem elemanlarına istenilen miktarda aktarılması amacıyla akış ayarlaması için kullanılır. Akış denetim valfleri; kısma valfleri ve akış ayar valfleri olarak iki ana başlıkta incelenebilir.

Kısma valfleri ve akış ayar valflerinin ana işlevi aynı olmakla birlikte; kısma valfleri basınç duyarlıdır, akış ayar valfleri ise sistemdeki basınç değişimlerine duyarlıdır. Dolayısıyla basınç değişiminin minimize edilmesi istenen devrelerde, akış ayar valfleri tercih edilmelidir.



ŞEKİL.28.AKIŞ DENETİM VALFİ

Şekil.28'de görülen akış ayar valfidir. Kısma deliğinin yanınla görülen delikler, valfin basınç duyarlılığını (denetlemesini) sağlar.

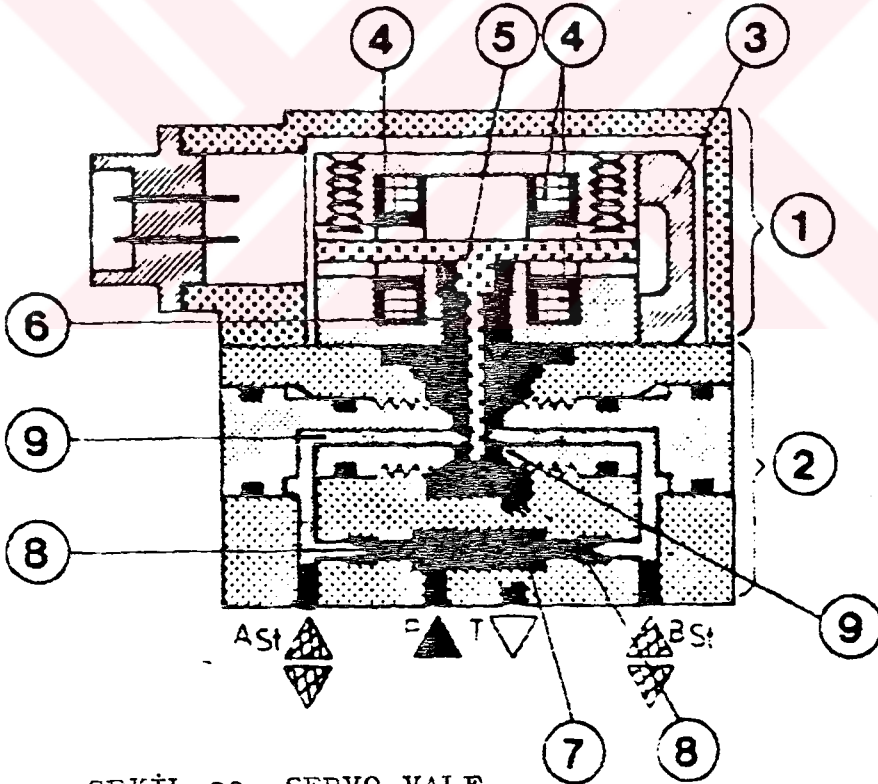
5. Servo valf

Genel anlamıyla; sistemde yapılan ayarlama ile sonuçların denetlenmesi sonucu elde edilen verilerin değerlendirilerek, kontrollü ayarlama yapabilen servo valfler; gelen elektrik sinyalinin şiddeti oranında basınç ve akış verir.

Şekil.30'da görülen iki kademeli servo valfde;

- (1) Elektrik denetim motoru
- (2) Hidrolik kuvvetlendirici
- (3) "İkknatıs
- (4) Sargılar
- (5) Çekirdek
- (6) Etli esnek boru

Elemanları görülmektedir.



ŞEKİL.30. SERVO VALF

VI. UYGULAMA

HİDROLİK BUMLU
DÖNER VİNÇ

a.) KONSTRÜKSİYON HESAPLARI

1. Sistem ağırlıkları.

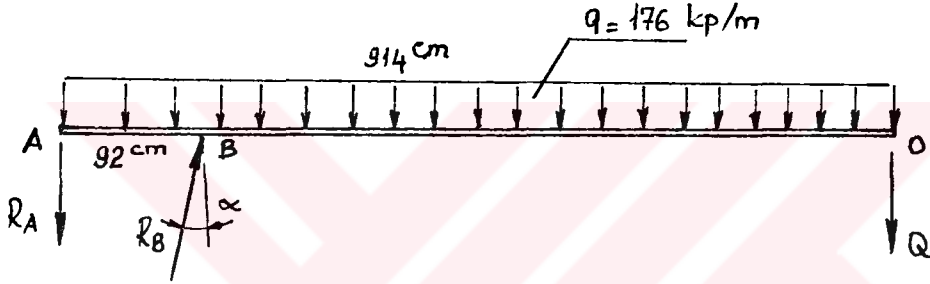
I. Bum ağırlığı ; $\cong 525 \text{ kp}$

II. Bum ağırlığı ; $\cong 685 \text{ kp}$

III. Bum ağırlığı ; $\cong 400 \text{ kp}$

Gövde ağırlığı ; $\cong 4000 \text{ kp}$

2. Gövdenin duruş emniyeti.



Not: Bum kollarının kendi ağırlıkları ; vinç kolu boyunca üniform dağılıyor kabul edilmiştir.

$$\sum M_A = 0 \rightarrow$$

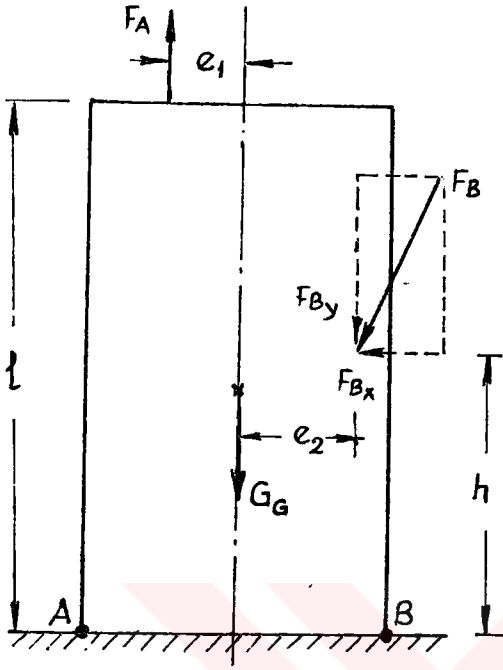
$$R_B \cdot \cos 16,64^\circ - Q \cdot 914 - \frac{q \cdot (914)^2}{2} = 0$$

$$R_B = 70554 \text{ kp}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + Q + q \cdot 914 - R_B \cdot \cos 16,64^\circ = 0$$

$$R_A = 59991 \text{ kp.}$$

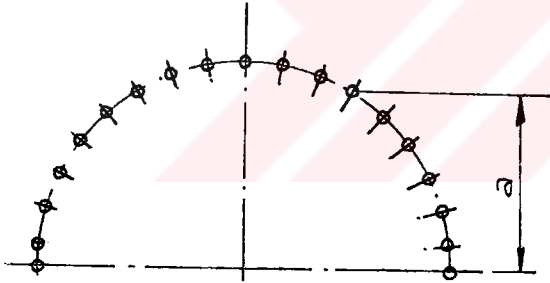


Gerilme analizi yapılırken 36 Adet M16 Ankrāj civatasının kesit alanı ve gövde taraflırsız eksenine göre atalet momenti toplamaları esas alınmıştır.

$$A_c = \frac{\pi \cdot (1,6)^2}{4} = 2,02 \text{ cm}^2$$

$$A_{ct} = 36 \times 2,02 = 72,36 \text{ cm}^2$$

$$I_c = \frac{\pi \cdot (1,6)^4}{64} = 0,321 \text{ cm}^4$$



Steiner teoremine göre ;

$$I = I_o + a^2 \cdot A$$

I_o : taraflırsız eksene göre at. mom.

a : akseneel kaçıklık , A : kesit alanı

$$I_{ct} = 2 \left[0,321 + (137)^2 \cdot 2,01 \right] + 4 \left\{ \left[0,321 + (134,9)^2 \cdot 2,01 \right] + \left[0,321 + (128,7)^2 \cdot 2,01 \right] + \left[0,321 + (118,6)^2 \cdot 2,01 \right] + \left[0,321 + (104,9)^2 \cdot 2,01 \right] + \left[0,321 + (88)^2 \cdot 2,01 \right] + \left[0,321 + (68,5)^2 \cdot 2,01 \right] + \left[0,321 + (46,8)^2 \cdot 2,01 \right] + \left[0,321 + (23,8)^2 \cdot 2,01 \right] \right\}$$

$$I_{ct} = 678660 \text{ cm}^4$$

Buna göre A noktasındaki gerilme;

$$\sigma_A = \frac{F_A}{S} - \frac{F_B \cdot \sin \alpha}{I_{ct}} \times h + \frac{F_A}{I_{ct}} \times e_1 - \frac{G_G}{S} - \frac{F_B \cdot \cos \alpha}{S} + \frac{F_B \cdot \cos \alpha}{I_{ct}} \times e_2$$

$$\sigma_A = \frac{59991}{72,36} - \frac{70554}{678660} \times 401 + \frac{59991}{678660} \times 20 - \frac{4000}{72,36} - \frac{70554}{72,36} \times \cos 16,64^\circ + \frac{70554 \cdot \cos 16,64^\circ}{678660} \times 20$$

$$\sigma_A = -168 \text{ kp/cm}^2$$

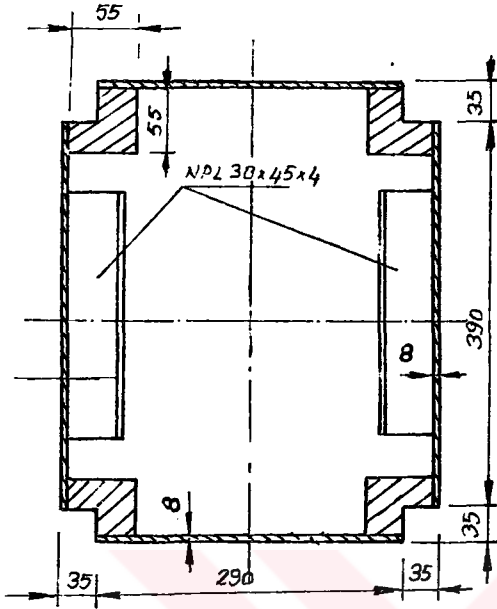
B noktasındaki gerilme;

$$\sigma_B = \frac{F_A}{S} + \frac{F_B \cdot \sin \alpha}{I_{ct}} \times h - \frac{F_A}{I_{ct}} \times e_1 - \frac{F_B \cdot \cos 16,64^\circ}{S} - \frac{G_G}{S} - \frac{F_B \cdot \cos \alpha}{I_{ct}} \times e_2$$

$$\sigma_B = -148 \text{ kp/cm}^2$$

Sonuç olarak; sistem max. yükleme durumunda dengede durmaktadır. Gövde duruş açısından EMNİYETLİ'dir.

3. Bum kolları kesit emniyeti ve buruşma kontrolü .

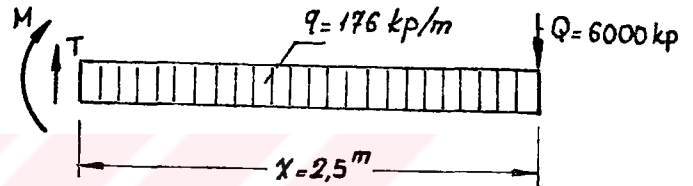


a.) III. Bum kolu G-G Kesiti

Kesit atalet momenti;

$$I_{GG} = 47700 \text{ cm}^4$$

Eğilme momenti;



$$M_x = Q \cdot x + \frac{q x^2}{2}$$

$$x = 2.5 \text{ m} \rightarrow M_{GG} = 6000 \cdot 2.5 + \frac{176 \cdot (2.5)^2}{2} \quad M_{GG} = 15550 \text{ kp.m}$$

$$M_{GG} = 1.555.000 \text{ kp.cm}$$

Eğilme gerilmesi ;

$$\sigma_e = \frac{M_e}{I} \cdot e \leq \sigma_{em} \rightarrow \sigma_{GG} = \frac{1.555.000}{47.700} \cdot 23$$

$$\sigma_{GG} = 749,8 \text{ kp/cm}^2$$

Sac malzemesi olarak St52 / Alasimsız karbonlu çelik seçildi.

$$\sigma_{em} = \frac{2900}{2,2} \rightarrow \sigma_{em} \approx 1300 \text{ kp/cm}^2$$

$\sigma_{GG} < \sigma_{em}$ kesit eğilme açısından EMNİYETLİ'dir.

Kayma gerilmesi

$$T_x = \frac{\partial M_x}{\partial x} \rightarrow T_{GG} = Q + q \cdot 2.5 \quad T_{GG} = 6440 \text{ kp.}$$

$$A = 140 \text{ cm}^2 \rightarrow \tau_{GG} = \frac{6440}{140} \quad \tau_{GG} = 46 \text{ kp/cm}^2$$

$$\tau_{em} = \frac{1680}{2,2} = 734 \text{ kp/cm}^2 \text{ (St52 ve I.yüklenme hali için)}$$

$\tau_{GG} < \tau_{em}$ kesit kayma açısından EMNİYETLİDİR.

Buruşma kontrolü (yanal yüzeylerde)

Not: Buruşma emniyeti açısından; yanal yüzey sacları 40 cm'de bir olmak üzere NPL 30x45x4 korniyerlerle takviyelenmiştir.

Bu durumda sac ölçüleri; $a=40$ cm, $b=34$ cm'dir.

$$\Psi = -1 \quad (\text{katkısız eğilme} - \sigma_c = -\sigma_b)$$

$$\alpha = \frac{a}{b} = \frac{40}{34} = 1.76 > \frac{2}{3} \quad \rightarrow \quad K_G = 23.9 \quad (\text{DIN 4114})$$

Euler gerilmesi;

$$\sigma_R^E = 18980 \left(\frac{e}{b} \right)^2 \quad e: \text{sac kalınlığı} \quad (e = 8 \text{ mm})$$

$$\sigma_R^E = 18980 \cdot \left(\frac{8}{400} \right)^2 \quad \sigma_R^E = 7.6 \text{ kp/mm}^2$$

Kritik buruşma gerilmesi;

$$\sigma_{cr}^V = K_G \cdot \sigma_R^E = 23.9 \times 7.6$$

$$\sigma_{cr}^V = 181.64 \text{ kp/mm}^2 \quad (\text{oranlı sınırı dışında})$$

Kayma gerilmesi;

$$\sigma_{cr}^V = 29 \text{ kp/mm}^2 \quad (\text{Seçildi.}) \quad \text{St 52 malz. için}$$

$$K_Z = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2} = 5.34 + \frac{4}{(1.76)^2}$$

$$K_Z = 6.63$$

Kritik gerilme;

$$\sigma_{cr}^V = K_Z \cdot \sigma_R^E = 6.63 \times 7.6$$

$$\sigma_{cr}^V = 50.4 \text{ kp/mm}^2 \quad (\text{oranlı sınırı dışında})$$

Kritik kıyaslama gerilmesi;

$$\sigma_{cr}^V = 16.8 \text{ kp/mm}^2 \quad (\text{Seçildi.})$$

$$\sigma_{cr.c}^V = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}}{\frac{1+\Psi}{4} \cdot \frac{\sigma}{\sigma_{cr}^V} + \sqrt{\left(\frac{3-\Psi}{4} \cdot \frac{\sigma}{\sigma_{cr}^V} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}^V} \right)^2}}$$

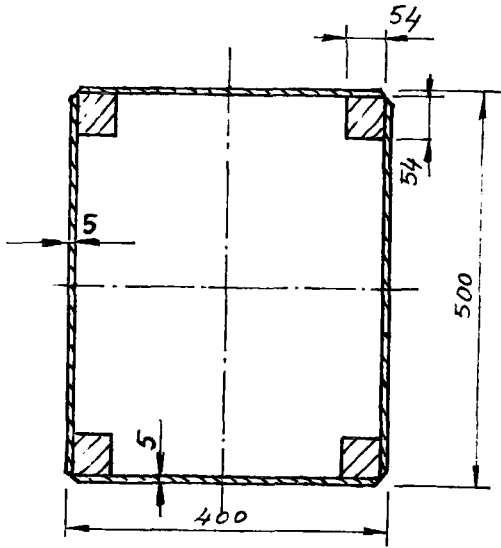
$$\sigma_{cr.c}^V = \frac{\sqrt{(7.5)^2 + 3 \cdot (0.5)^2}}{\frac{1-1}{4} \cdot \frac{7.5}{29} + \sqrt{\left(\frac{3+1}{4} \cdot \frac{7.5}{29} \right)^2 + \left(\frac{0.46}{16.8} \right)^2}}$$

$$\sigma_{cr.c}^V \approx 29 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(7.5)^2 + 3 \cdot (0.46)^2} \approx 7.55 \text{ kp/mm}^2$$

$$\text{I. Yükleme hali için; } \frac{29}{1.25} = 23.2 \text{ kp/mm}^2 > 7.55 \text{ kp/mm}^2$$

Kesit buruşma açısından EMNİYETLİDİR.

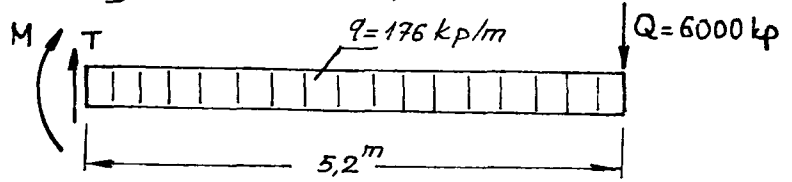


b.) II. Bum kolu F.F Kesiti ;

Kesit atalet momenti ;

$$I_{FF} = 78611 \text{ cm}^4$$

Eğilme momenti ;



$$M_{FF} = 5,2 \times 6000 + \frac{176 \cdot (5,2)^2}{2}$$

$$M_{FF} = 33580 \text{ kp.m} \rightarrow M_{FF} = 3.358.000 \text{ kp.cm}$$

$$\sigma_{FF} = \frac{3.358.000}{78611} \cdot 25$$

$$\sigma_{FF} = 1068 \text{ kp/cm}^2 < 1400 \text{ kp/cm}^2$$

Kesit eğilme açısından EMNİYETLİDİR.

Kayma gerilmesi ;

$$T_{FF} = 6915,2 \text{ kp}$$

$$\tau_{FF} = \frac{6915,2}{206,64}$$

$$A = 206,64 \text{ cm}^2$$

$$\tau_{FF} = 33,46 \text{ kp/cm}^2 < \tau_{em} \text{ Kesit kayma açısından EMNİYETLİDİR.}$$

Buruma kontrolü ;

Not: Yanal yüzeyler 5 mm sac ile takviyelenmiştir. ($e = 5 + 5 = 10 \text{ mm}$)

Levha boyutları ; $a = 2500 \text{ mm}$, $b = 500 \text{ mm}$.

$\Psi = -1$ (katsız eğilme)

$$\alpha = \frac{2500}{500} = 5 > \frac{2}{3} \rightarrow K_{\sigma} = 23,9$$

$$\sigma_R^E = 18980 \cdot \left(\frac{10}{500}\right) = 7,6 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_{cr}^Y = 23,9 \times 7,6 = 181,5 \text{ kp/mm}^2 \text{ (Orantı sınırı dışındadır. St52 malzeme için } \sigma_{cr}^Y = 29 \text{ kp/mm}^2)$$

$$K_{\tau} = 5,34 + \frac{4}{\alpha^2} \quad K_{\tau} = 5,5$$

$$\tau_{cr}^Y = K_{\tau} \cdot \sigma_R^E = 5,5 \times 7,6 = 70,56 \text{ kp/mm}^2 \text{ (Orantı sınırı dışındadır. } \tau_{cr}^Y = 16,8 \text{ kp/mm}^2)$$

Buradan kritik kıyaslama gerilmesi ;

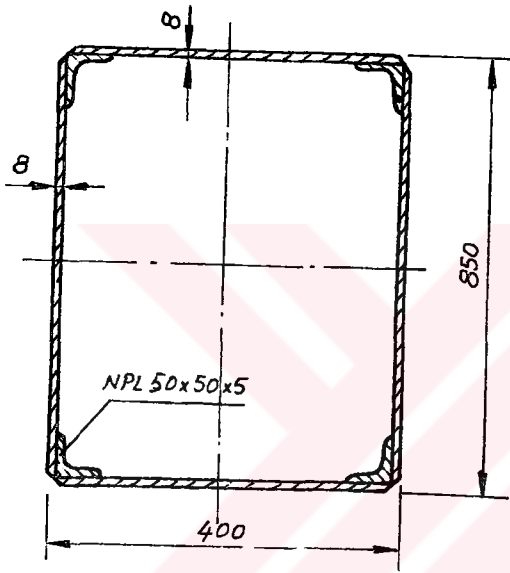
$$\sigma_{cr.c}^V = \frac{\sqrt{(10.68)^2 + 3 \cdot (0.33)^2}}{\sqrt{\left(\frac{3+1}{4} \cdot \frac{10.68}{29}\right)^2 + \left(\frac{0.33}{16.8}\right)^2}} \cong 29 \text{ kp/mm}^2$$

Bileşik gerilme; $\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 10.695$

I. yükleme hali için; $\frac{29}{1.25} = 23.2 \text{ kp/mm}^2 > 10.695 \text{ kp/mm}^2$

Kesit buruşma açısından EMNİYETLİDİR.

c.) I. Bum C.C kesiti;



Kesit atalet momenti;

$$I_{cc} = 183966 \text{ cm}^4$$

Eğilme momenti;

$$M_{cc} = 6000 \cdot 8.1 + \frac{176 \cdot (8.1)^2}{2}$$

$$M_{cc} = 54373 \text{ kp.m}$$

$$M_{cc} = 5.437.300 \text{ kp.cm}$$

Eğilme gerilmesi;

$$\sigma_{cc} = \frac{5.437.300}{183.966} = 1256 \text{ kp/cm}^2$$

$\sigma_{cc} < \sigma_{em}$ Kesit eğilme açısından EMNİYETLİDİR

Kayma gerilmesi; $\tau_{cc} = 7425.6 \text{ kp}$

Kesit alanı; $A = 219.2 \text{ cm}^2$

$$\tau_{cc} = \frac{7425.6}{219.2} = 33.87 \text{ kp/cm}^2 < \tau_{em}$$

Kesit kayma açısından EMNİYETLİDİR.

Buruşma kontrolü;

Not: 40 cm'de bir düşey eksenle NPL 70x50x7 korniyerlerle takviyelenmiştir. Levha boyutları $a=400 \text{ mm}$, $b=850 \text{ mm}$

$\psi = -1$ (katkısız eğilme) $\alpha = \frac{400}{850} = 0.47 < \frac{2}{3}$

$$K_G = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6 \alpha^2 = 15.87 + \frac{1.87}{(0.47)^2} + 8.6 \times (0.47)^2$$

$$K_G = 26.235$$

$$\sigma_R^E = 18980 \cdot \left(\frac{e}{b}\right)^2 = 18980 \cdot \left(\frac{8}{850}\right)^2$$

$$\sigma_R^E = 1,681 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_{cr}^V = 26,235 \cdot 1,681$$

$$\sigma_{cr}^V = 44,1 \text{ kp/mm}^2$$

$$(\sigma_{cr}^V = 29 \text{ kp/mm}^2 \text{ seçildi.})$$

Kayma gerilmesi

$$K_Z = 4 + \frac{5,34}{\alpha^2} = 4 + \frac{5,34}{(0,47)^2}$$

$$K_Z \cong 28,17$$

$$\tau_{cr}^V = K_Z \cdot \sigma_R^E = 28,17 \cdot 1,681$$

$$\tau_{cr}^V = 47,36 \text{ kp/mm}^2$$

$$(\tau_{cr}^V = 16,8 \text{ kp/mm}^2 \text{ seçildi.})$$

$$\sigma_{cr.c}^V = \frac{\sqrt{(12,56)^2 + 3 \cdot (0,34)^2}}{\sqrt{\left(\frac{12,56}{29}\right)^2 + \left(\frac{0,34}{16,8}\right)^2}}$$

$$\sigma_{cr.c}^V = 29 \text{ kp/mm}^2$$

$$\text{Bileşik gerilme; } \sqrt{(12,56)^2 + 3(0,34)^2} = 12,57 \text{ kp/mm}^2$$

$$\text{I. yükleme hali için; } \sigma_{em} = \frac{29}{1,25} = 23,2 > 12,57$$

Kesit buruşma açısından EMNİYETLİDİR.

4. Çark ve pinyon dişli modül hesabı

Yassı dişli çark diş sayısı ; $z_1 = 220$ } seçildi.
Pinyon " diş sayısı ; $z_2 = 22$

Toplam sistem ağırlığı ; ~ 5610 kp

Max. yük ; ~ 6000 kp

TOPLAM : 11610 kp

Toplam kütle ; $m = \frac{W}{g} = \frac{11610}{9.81} = 1183$ kps²/m

Yassı çark yuvarlanma dairesi çapı ($m=6$ için) $D_o = 1320$ mm

Sistemin çark yuvarlanma yarıçapına indirgenmiş atalet momenti ;

$$I = m \cdot R_o^2 = 1183 \times (0.66)^2$$

$$I = 515.5 \text{ kpms}^2$$

Toplam moment ; $\Sigma M = I \cdot \alpha$ (α : açısal ivme)

$$a = 0.12 \text{ m/s}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{ivmelere süresi ; } t_i = 5.2 \text{ sn} \end{array} \right\} \text{ (FEM. T-1.2311)}$$

$$\alpha = a \cdot R = 0.12 \times 0.66 \quad \alpha = 0.0792 \text{ Rad/s}$$

$$\Sigma M = 515.5 \times 0.0792 = 40.8 \text{ kp.m}$$

$$M_b = 4080 \text{ kp.cm.}$$

Dişdibi mukavemetine göre ortalama modül ;

$$m_m = 8.6 \times \sqrt[3]{\frac{k \cdot \xi \cdot M_b \cdot \gamma' (1 - \psi \cdot \sin \delta_1)}{\sigma_{em} \cdot z_1^2 \cdot \psi \cdot E}}$$

k: darbe faktörü $k=1,25$

ξ : dinamik yük faktörü $\xi=1,5$

ε : Kavrama oranı $\varepsilon=1$

γ' : Form faktörü $\gamma'=6,1$ ($z=220$ için)

Ψ : Dis genişliği faktörü $\Psi=0,23$ (secildi.)

$\sigma_{em}=800$ kp/cm² (ÇD45 malzeme için)

$P_{em}=2500$ kp/cm² (ÇD45 malzeme için)

$\delta_1=84,3^\circ$, $z_1=220$, $z_2=22$, $i=0,1$

$\delta_2=5,7^\circ$ $E: 1,51 \times 10^4$ kp/mm²

$$m_m = 8,6 \times 3 \sqrt{\frac{1,25 \times 1,5 \times 4080 \times 6,1 \times (1 - 0,23 \times \sin 84,3^\circ)}{800 \times (220)^2 \times 0,23 \times 1}}$$

$$m_m = 3,19 \text{ mm} < m = 6 \text{ mm} \text{ EMNİYETLİDİR.}$$

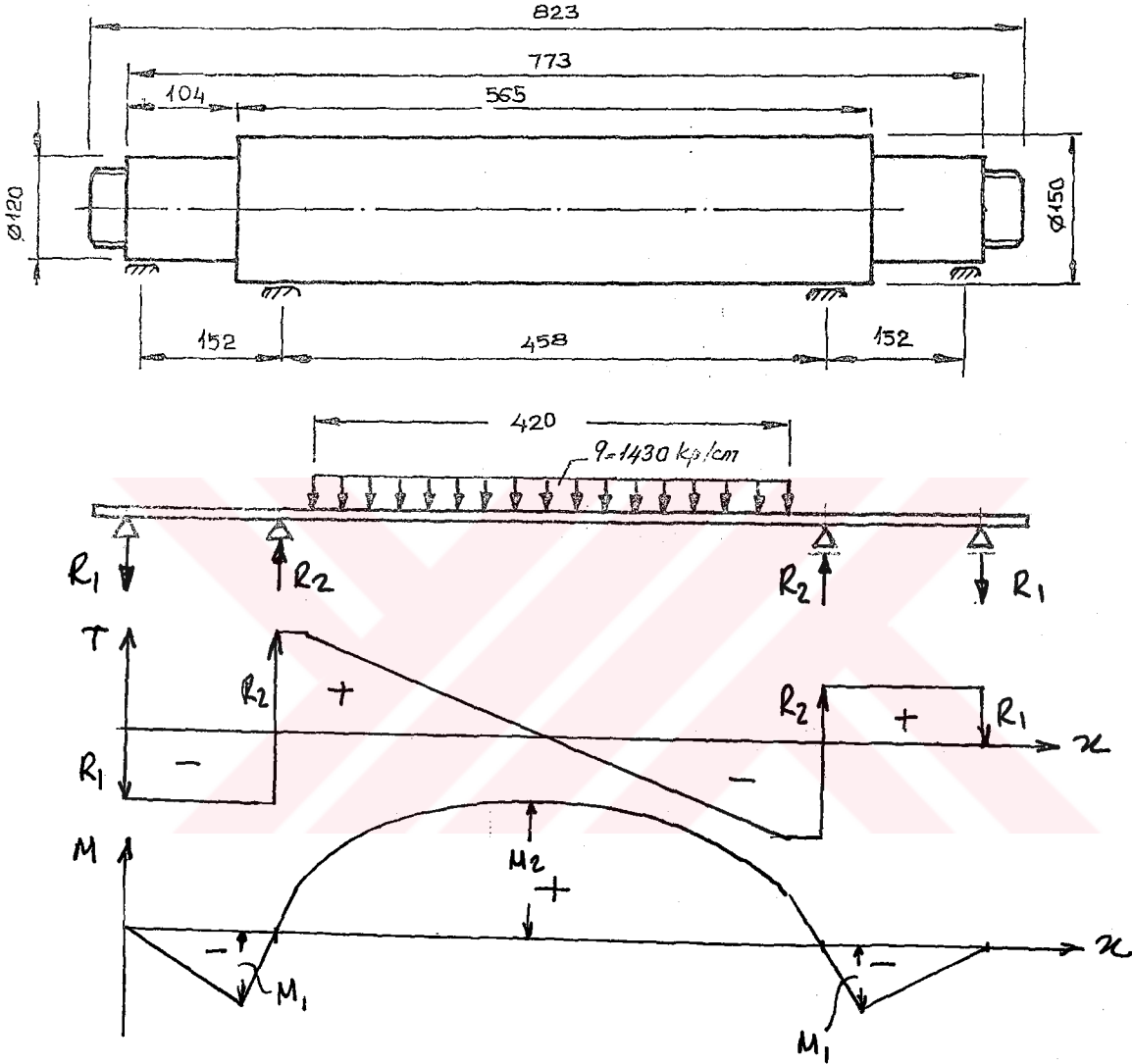
Aşınmaya göre kontrol;

$$m_m = 12,9 \times 3 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_b \cdot (i \cdot \cos \delta_1 + \cos \delta_2) (1 - \Psi \cdot \sin \delta_1) \cdot E}{P_{em}^2 \cdot z_1^2 \cdot \Psi \cdot \varepsilon \cdot i}}$$

$$m_m = 5,25 \text{ mm} < m = 6 \text{ mm} \text{ EMNİYETLİDİR.}$$

5. Mafsal milleri kesit emniyeti kontrolü

"A" Mafsalı



$$\begin{aligned} R_1 &= -11920 \text{ kp} & M_1 &= 181184 \text{ kp.cm} \\ R_2 &= 41920 \text{ kp} & M_2 &= 462000 \text{ kp.cm} \end{aligned}$$

Kiriş merkezindeki gerilme;

$$\sigma_2 = \frac{M_{e2}}{W_{e2}} \quad W_{e2} = \frac{\pi d^3}{32} = 2313 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_2 = \frac{462000}{2650} = 139.5 \text{ kp/cm}^2 < \sigma_{em}$$

Kesit EMNİYETLİDİR.

R_2 mesnet noktasındaki gerilme;

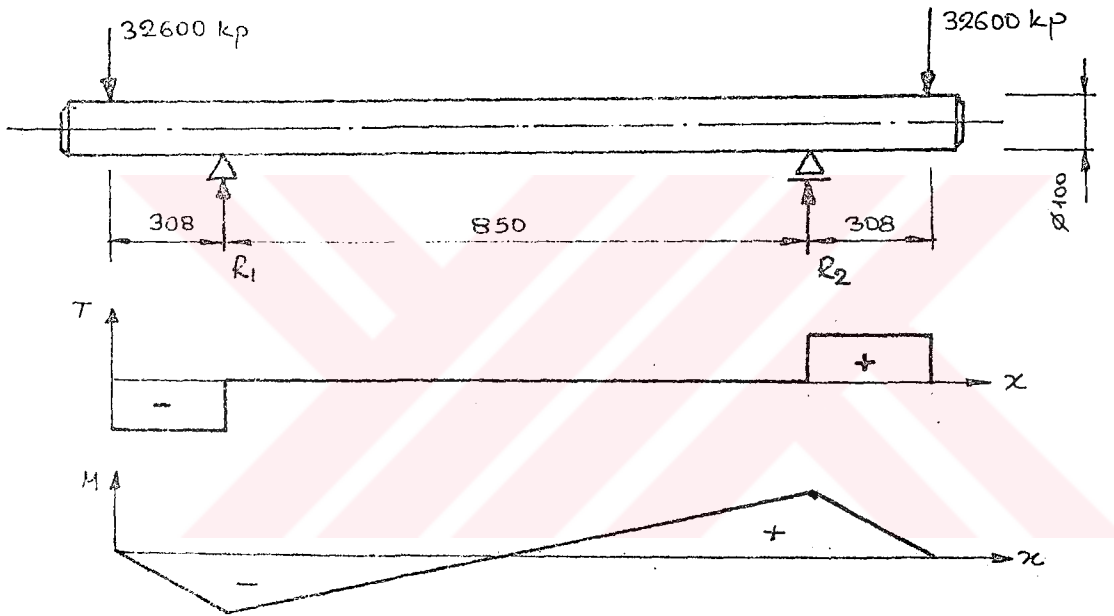
$$\sigma_1 = \frac{M_{e1}}{W_{e1}}$$

$$W_{e1} = \frac{\pi (12)^3}{32} = 169,7 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_1 = \frac{181184}{169,7} = 1068 \text{ kp/cm}^2 < \sigma_{em}$$

kesit EMNİYETLİDİR.

B Mafsalı



$$R_1 = R_2 = R_p$$

$$M_x = R_p \cdot x$$

$$T_x = \frac{\partial M_x}{\partial x} = R_p$$

$$x = 30,8 \text{ cm}$$

$$\rightarrow M_x = M_{e_{max}} = 1004080 \text{ kp.cm}$$

$$T_x = 32600 \text{ kp.}$$

Eğilme gerilmesi;

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e}$$

$$W_e = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 981,7 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_e = 1022,7 \text{ kp/cm}^2$$

Kesme gerilmesi;

$$\tau = \frac{T_x}{A}$$

$$\tau = 415 \text{ kp/cm}^2$$

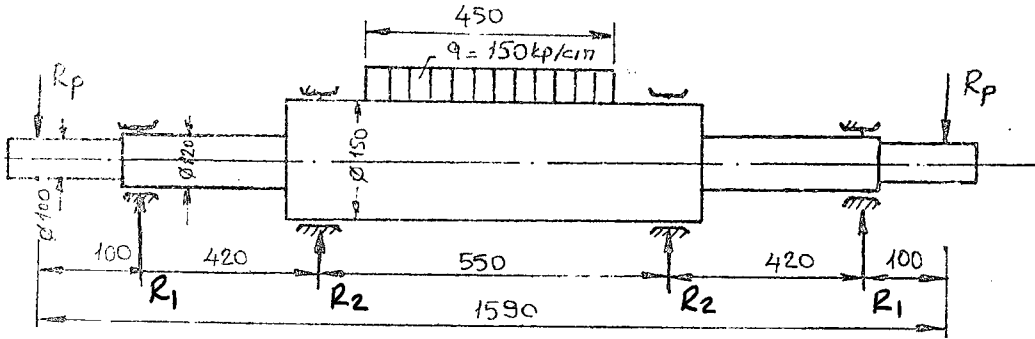
Bileşik gerilme;

$$\sigma = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \cdot \tau^2} = 1250 \text{ kp/cm}^2$$

Mil malzemesi 64140 için $\sigma_{em} = 2200 \text{ kp/cm}^2$ ($\sigma_{Ak} = 55.90 \text{ kp/mm}^2$)

$\sigma < \sigma_{em}$ olduğundan mafsal EMNİYETLİDİR.

"E" Mafsalı



$$R_1 = 33420 \text{ kp}$$

$$M_1 = 334200 \text{ kp.cm}$$

$$R_2 = 2550 \text{ kp}$$

$$M_2 = 51525 \text{ kp.cm}$$

$$\sigma_1 = \frac{M_{e1}}{W_{e1}}$$

$$W_{e1} = 169,6 \text{ cm}^3$$

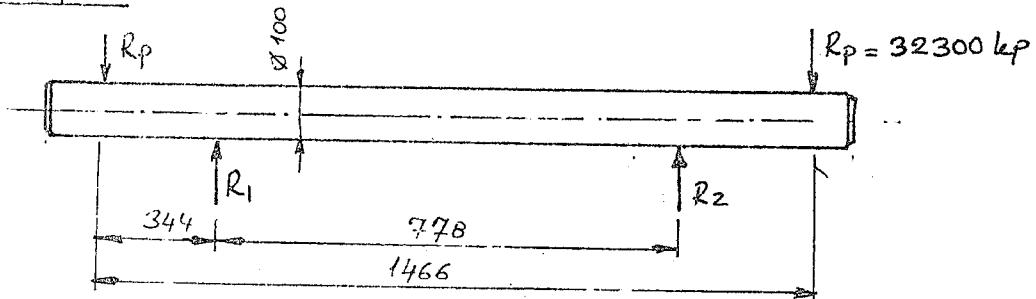
$$\sigma_1 = \frac{334200}{169,6} = 1970 \text{ kp/cm}^2 < \sigma_{em} \text{ kesit EMNİYETLİDİR}$$

$$\sigma_2 = \frac{M_{e2}}{W_{e2}}$$

$$W_{e2} = 331,3 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_2 = \frac{51525}{331,3} = 155,5 \text{ kp/cm}^2 < \sigma_{em} \text{ kesit EMNİYETLİDİR.}$$

"F" Mafsalı



$$M_{e\max} = 1111120 \text{ kp.cm}$$

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = 1131 \text{ kp/cm}^2$$

$$W_e = 981,74 \text{ cm}^3$$

$$T_{\max} = 32300 \text{ kp}$$

$$\tau = \frac{T}{A} = 411 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_e^2 + 3\tau^2} \approx 1340 \text{ kp/cm}^2 < 2200 \text{ kp/cm}^2$$

Mafsal emniyetlidir.

b.) HİDROLİK DEVRE HESAPLARI

1. Piston seçimi

"A" mafsəlindəki dənge denkleminədən gərəkli piston itmə kuvvəti;

$$R_p = \frac{70554}{2} \quad R_p \approx 32300 \text{ kp} \quad (\text{Bkz. Bölüm 2.1 - sy.})$$

NHS Yastıklı - Çift etkili hidrolik piston serisinden NHS.200 piston seçilir ve sistem basıncı 160 Bar olarak kabul edilirse;

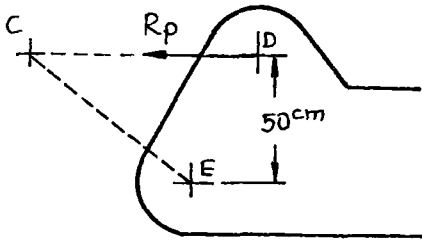
$$R = \frac{\pi \cdot (20)^2}{4} \times 160 \times 1,02 = 51720 \text{ kp} \quad (1 \text{ Bar} = 1,02 \text{ kp/cm}^2)$$

$R = 51720 > R_p = 32300 \text{ kp}$ olduğundan sistem EMNİYETLİDİR.

"B" mafsəlindəki moment dəyəri ;

$$M_B = 6000 \times 543,25 = 3.259.500 \text{ kp.cm}$$

Digər tərəftən yükləmə halində mafsəlın 180° açıldığı diktatə alınaraq;



$$M_a = 2 \cdot R_p \cdot 50 \geq M_B$$

$$R_p = \frac{3.259.500}{100} \quad R_p = 32595 \text{ kp}$$

Yine NHS 200 piston seçilir ve sistem basıncı olan 160 Bar'da çalıştığı düşünülürse;

$R = 51720 \text{ kp} > R_p = 32595 \text{ kp}$ olduğundan sistem EMNİYETLİDİR

3. büm kolunu (teleskobik büm) hareket ettirmek için NHS 100 piston seçildi. Buna göre ; teleskobik büm hareketini sağlayan itme kuvveti ;

$$F = 160 \times 1,02 \times \frac{\pi \cdot (10)^2}{4} \cong 12817 \text{ kp.}$$

2. Pompa ve motor seçimi

Pompa debisi; $Q = \frac{3 \cdot A \cdot V}{50}$ [lt/dak.]

A : Piston kesit alanı (cm²).

Kesit alanı olarak ; max. kesit alanına sahip NHS 200 piston hesaplanmış ve aynı anda iki eş pistonun çalışması nedeniyle iki katı esas alınmıştır.

$$A = 2 \times \frac{\pi (20)^2}{4} = 628 \text{ cm}^2$$

V : Piston hızı (cm/s)

$$V = \frac{S}{t}$$

S : piston stroğu (cm)

NHS 200 serisinin max. strok uzunluğu olan S = 106,75 cm esas alınmıştır.

$$V = \frac{106,75}{45}$$

$$V = 2,37 \text{ cm/s}$$

t = 45 sn. (seçildi.)

Buna göre pompa debisi ;

$$Q = \frac{3 \times 628 \times 2,37}{50} = 89,3 \text{ lt/dak.}$$

Dişli -hidrolik pompa serisinden 3P1 -4210-S - A /CB seçildi. Bu pompada ;

$$Q = 95,5 \text{ lt/dak.}$$

$$n_{nom} = 1500 \text{ dev/dak}$$

$$n_{max} = 2250 \text{ dev/dak}$$

$$p = 248 \text{ Bar (1500 dev/dak için)}$$

Gerekli motor gücü ;

$$P = \frac{p \cdot Q}{600 \eta_g}$$

$$p = \text{sistem basıncı (160 Bar)}$$

$$Q = \text{Debi (89,3 lt/dak)}$$

$$P = \frac{160 \times 89,3}{600 \times 0,85}$$

$$\eta_g = \text{sistem verimi (0,85)}$$

$$P = 28 \text{ kW}$$

Senkron motor serisinden CAMK 200-LK 4R1 seçildi.

($S_3 = \% 25$ için ; $N = 28 \text{ kW}$, $I = 57 \text{ A}$, $n_{nom} = 1430 \text{ dev/dak}$)

3. Depo ve dizaynı

Depo hacmi ; pompa debisinin iki katından büyük olmalıdır.

$$Q = 95,5 \text{ lt/dak}$$

$$V = 210 \text{ lt (seçildi.)}$$

Emiş ve basınç boru çapları ;

$$\left. \begin{aligned} d_{em} &= \sqrt{\frac{21 \cdot Q}{V_{em}}} & V_{em} &= 1,25 \text{ m/s} \\ d_{em} &= \sqrt{\frac{21 \cdot 95,5}{1,25}} & V_{bas} &= 5 \text{ m/s} \end{aligned} \right\} \text{ seçildi.}$$

$$d_{em} = 40 \text{ mm}$$

$$d_{bas} = \sqrt{\frac{21 \cdot 95,5}{5}} \quad d_{bas} = 20 \text{ mm}$$

3P1 serisi dişli-hidrolik pompa için önerilen adaptör boru iç vida ölçüleri ; emiş hattı için 1 1/2" ve basma hattı için (depo için dönüş) 1" dır.

Buna göre seçilen borular ;

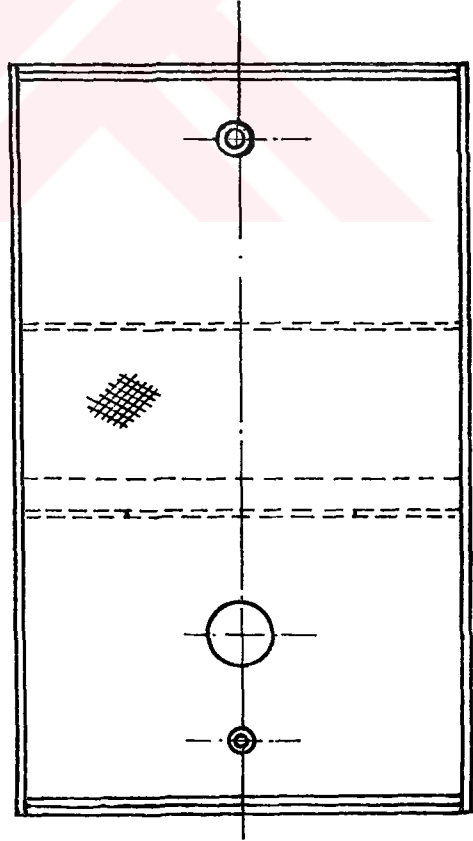
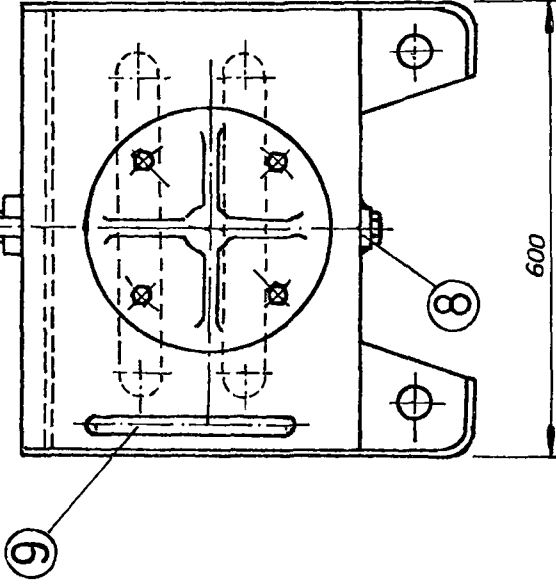
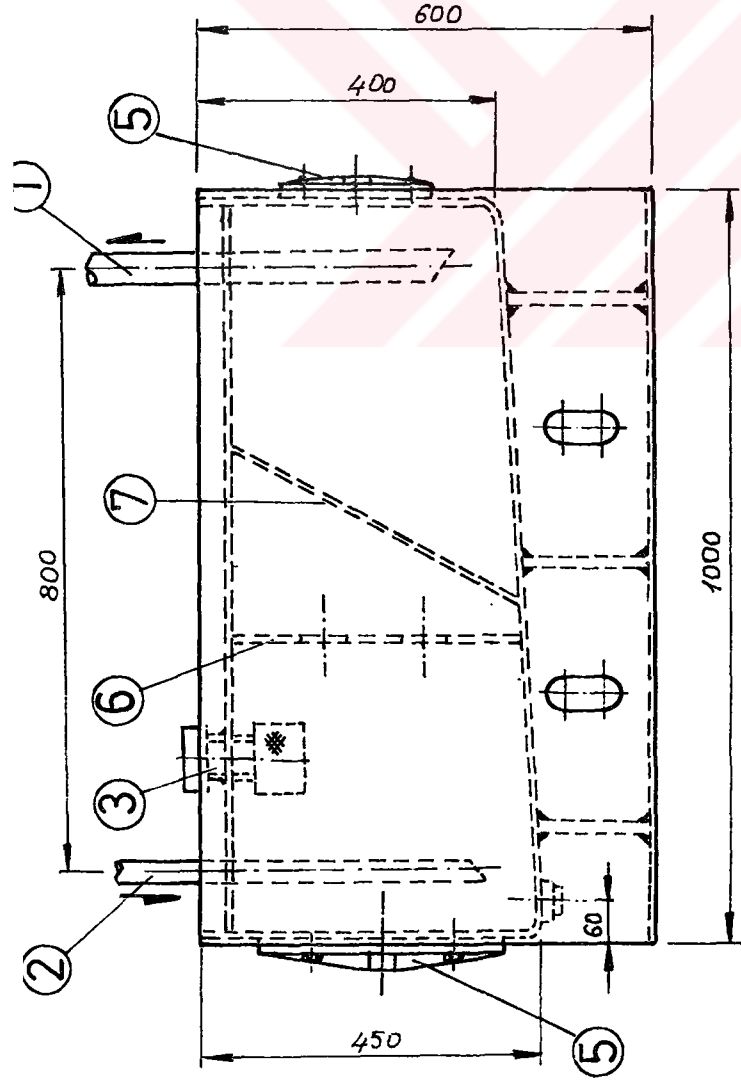
$$\begin{aligned} \text{EMİŞ HATTI} \rightarrow d_{diş} &= 38 \text{ mm} & \text{Boru dış çapı} \\ t &= 5 \text{ mm} & \text{Boru et kalınlığı} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{DÖNÜŞ (BASINÇ) HATTI} \rightarrow d_{diş} &= 25 \text{ mm} \\ t &= 3 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sistemin gerçek yağ akış hızları ;

$$V_{em} = \frac{21 \cdot 95,5}{(28)^2} = 2,55 \text{ m/s}$$

$$V_{bas} = \frac{21 \cdot 95,5}{(19)^2} = 5,55 \text{ m/s}$$



PARÇA NO	PARÇA ADI
9	Düzey göstergesi
8	Bosaltma kapağı
7	Filtre elemanı
6	Ayırıcı plaka
5	Temizleme kapakları
4	Gövde
3	Doldurma ve havalandırma filtresi
2	Dönüş hattı $d_1 = 1"$
1	Emiş hattı $d_2 = 1 \frac{1}{2}"$
HİDROLİK DEPO (210 lt)	

4. Kaplin seçimi

İletilen moment;

$$M = 95970 \cdot \frac{N}{n}$$

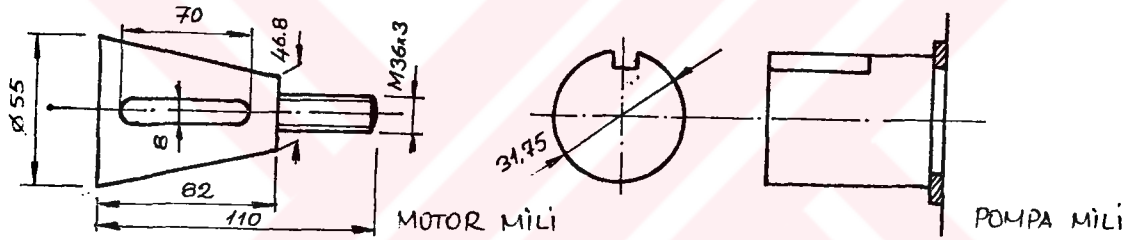
$$N = 28 \text{ kW} , n = 1500 \text{ dev/dak}$$

$$M = 95970 \cdot \frac{28}{1500} \approx 1791,5 \text{ kp.cm}$$

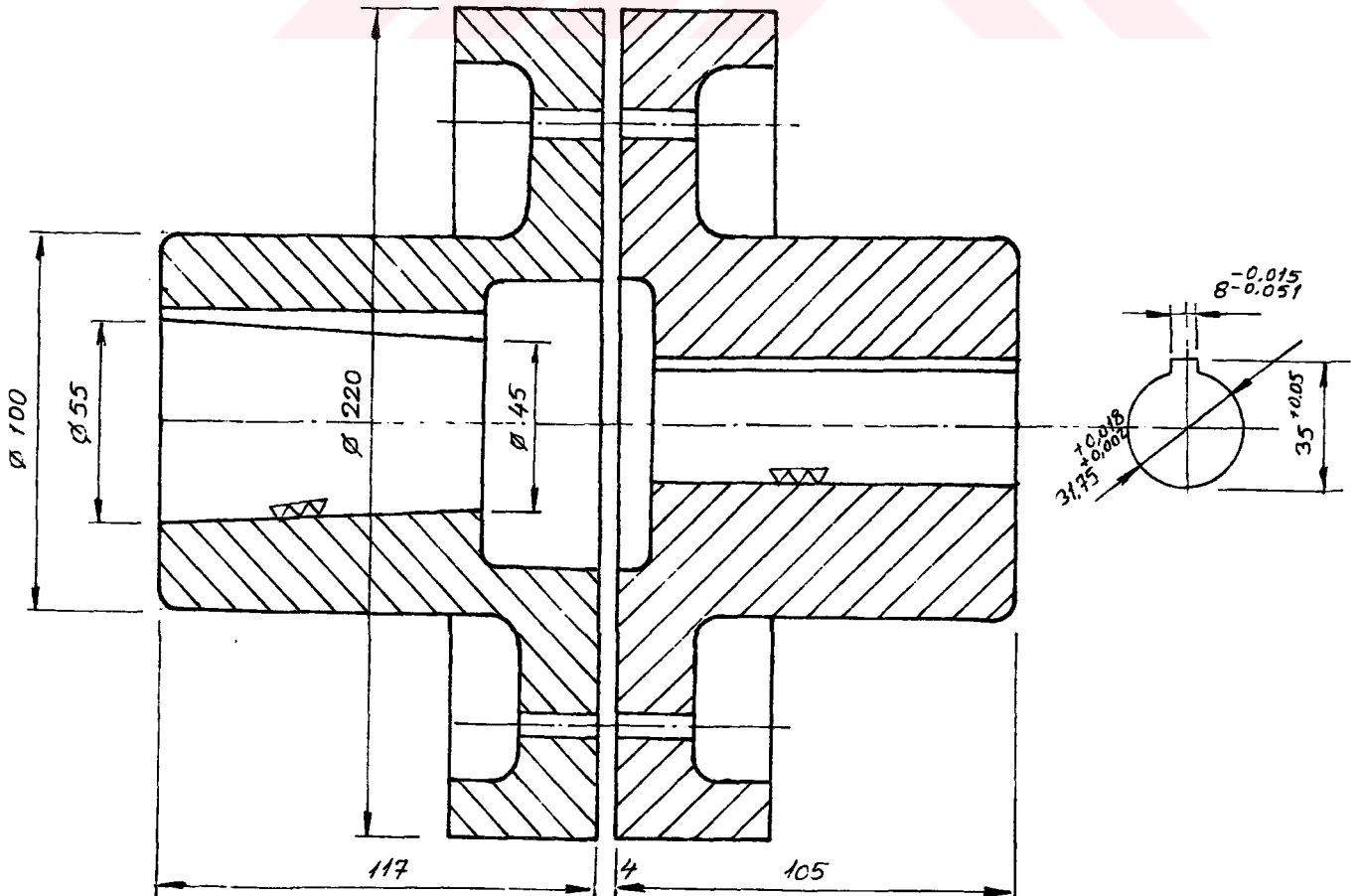
SEB 601 410 - 65 K2 elastik kaplin seçildi.

Kaplinin taşıdığı max.moment $M_{\max} = 3400 \text{ kp.cm}$

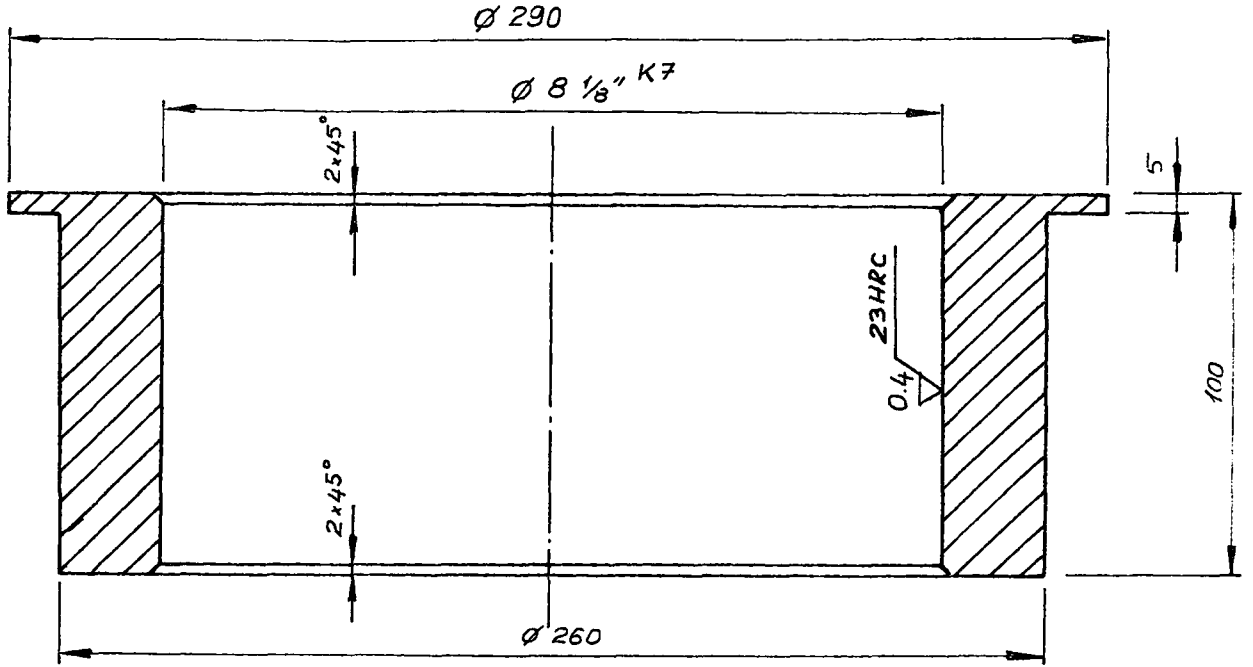
Motor çıkış mili çapı ; $d_m = 55 \text{ mm}$ (referans çap)



Hidrolik pompa giriş mili çapı ; $d_p = 31,75 \text{ mm}$



c.) İMALAT DETAY RESİMLERİ

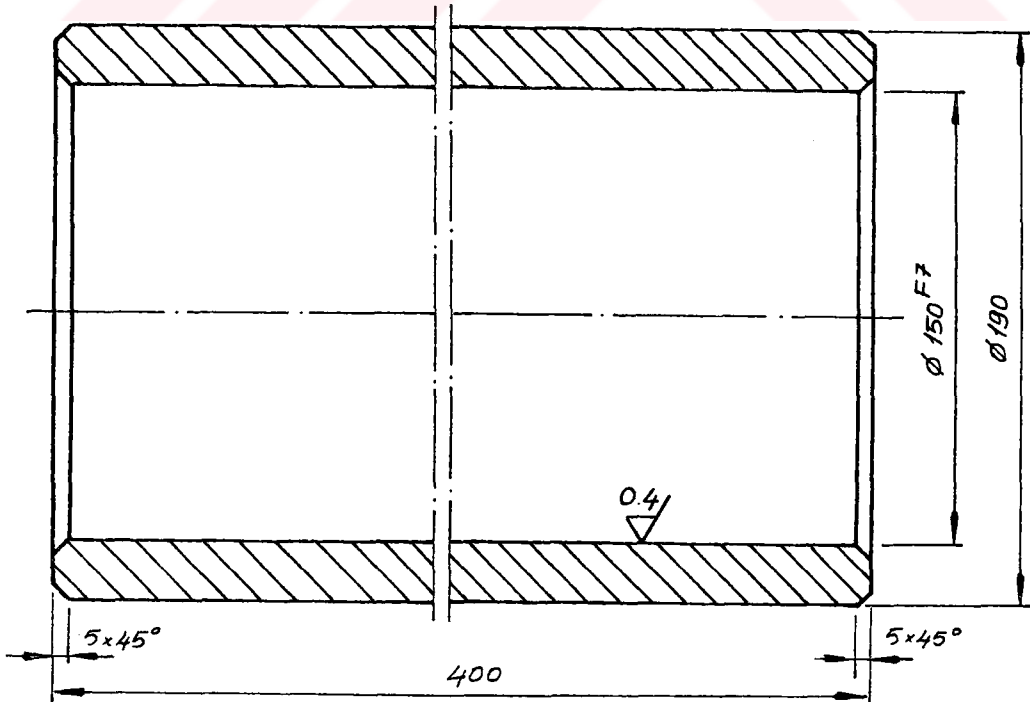


MONTAJ NR.1

Not: 0.4 Yüzey işlemlili yüzeyler sertleştirilecek ve taşlanacaktır.

Ø 8 1/8"	K7	+13 -33
ÖLÇÜ	İŞARET	TOLERANS
Prof. Dr. M. ALIŞVERİŞÇİ	ÇA.31.01	
ÇİZEN	KONTROL	RESİM NR.

Ç 1040	1:2	4	YATAK YUVASI	A. ÇİFTÇİ
GEREÇ	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN



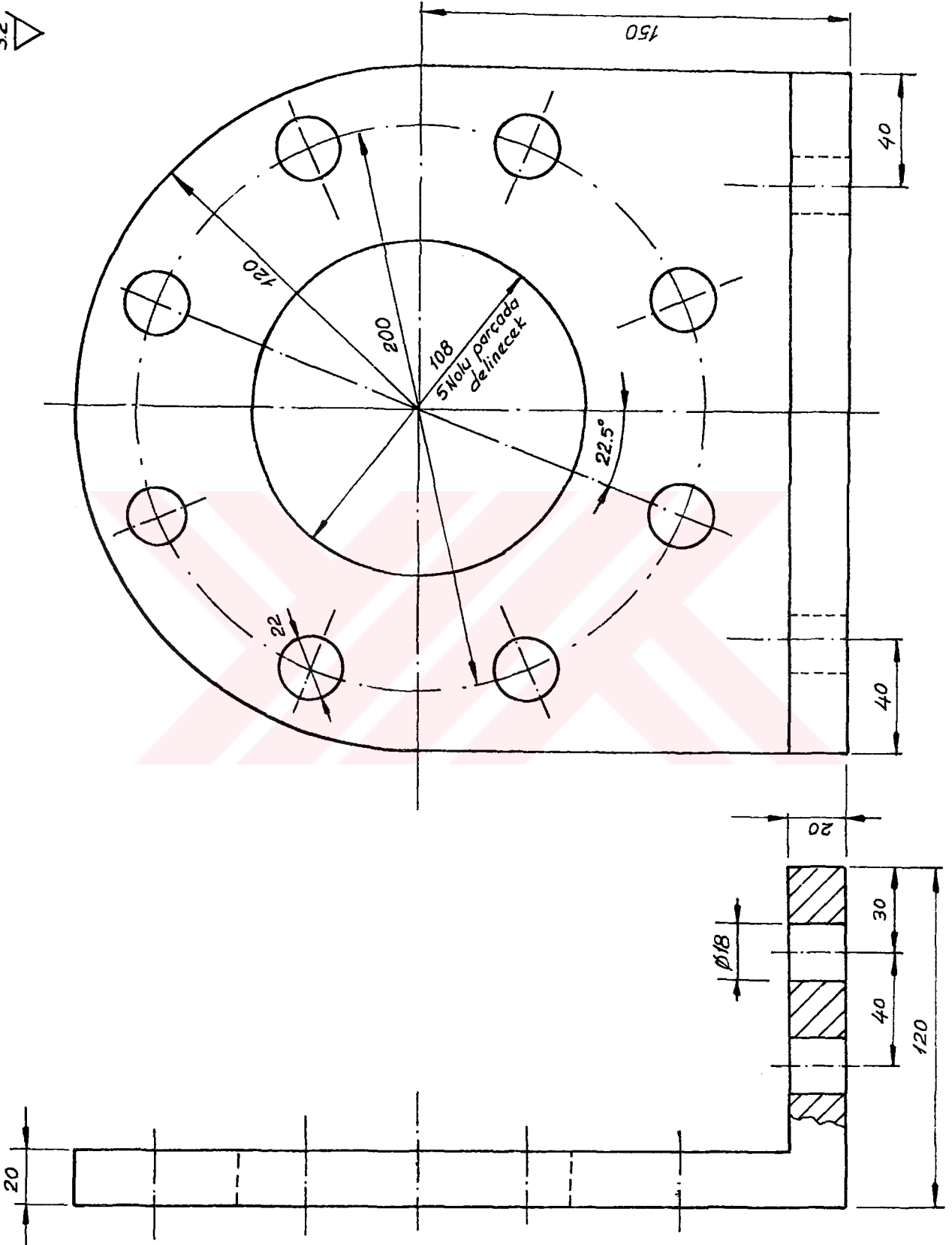
MONTAJ NR.3

Not: 0.4 Yüzey işlemlili yüzeyler sertleştirilecek ve taşlanacaktır.
Yüzey sertliği 23HRC

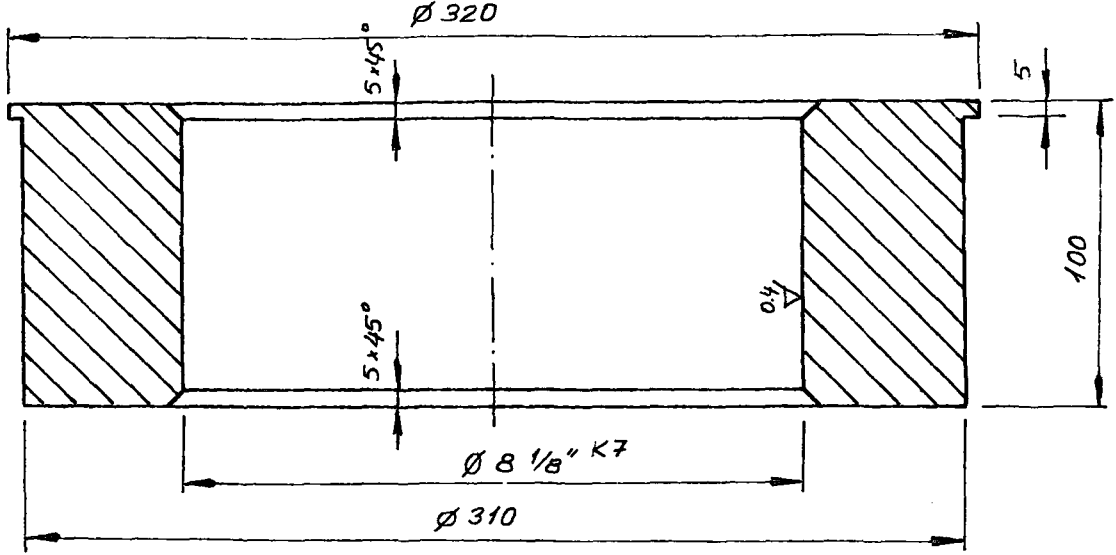
Ø 150	F7	+43 +83
ÖLÇÜ	İŞARET	TOLERANS
Prof. Dr.		21 02

--	--	--	--	--

32



MONTAJ NR. 4 (5)

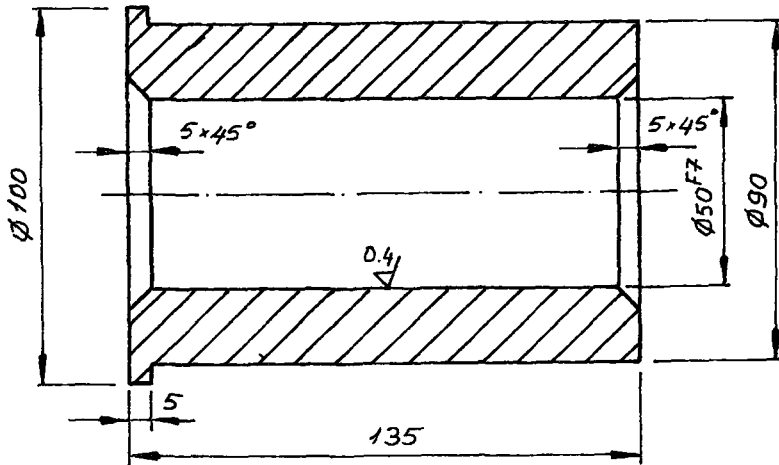


Not: 0.4 Yüzey işlemli yüzeyler sertleştirilecek ve taşlanacaktır. Yüzey sertliği: 23 HRC

MONTAJ NR. 6

Ø 8 1/8"	K7	+13 -33
ÖLÇÜ	İŞARET	TOLERANS

Ç1040	1:2.5	2	YATAK YUVASI	A. ÇİFTÇİ	Prof. Dr. M. ALIŞVERİŞÇİ	ÇA. 32. 02
GEREÇ	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN	KONTROL	RESİM NR.

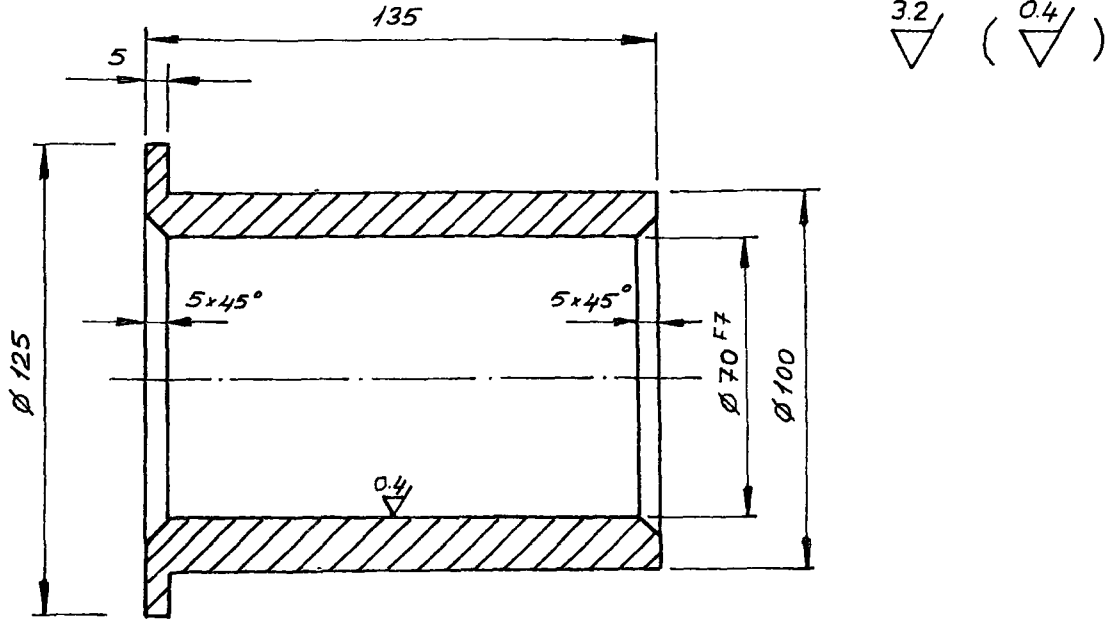


Not: 0.4 İşlemli yüzeyler sertleştirilecek ve taşlanacaktır. Yüzey sertliği: 23 HRC

MONTAJ NR. 9

Ø 50	F7	+50 +25
ÖLÇÜ	İŞARET	TOLERANS

Ç1040	1:2	2	Mİ YATAK	A. ÇİFTÇİ	Prof. Dr. M. ALIŞVERİŞÇİ	ÇA. 33 01
-------	-----	---	----------	-----------	--------------------------	-----------

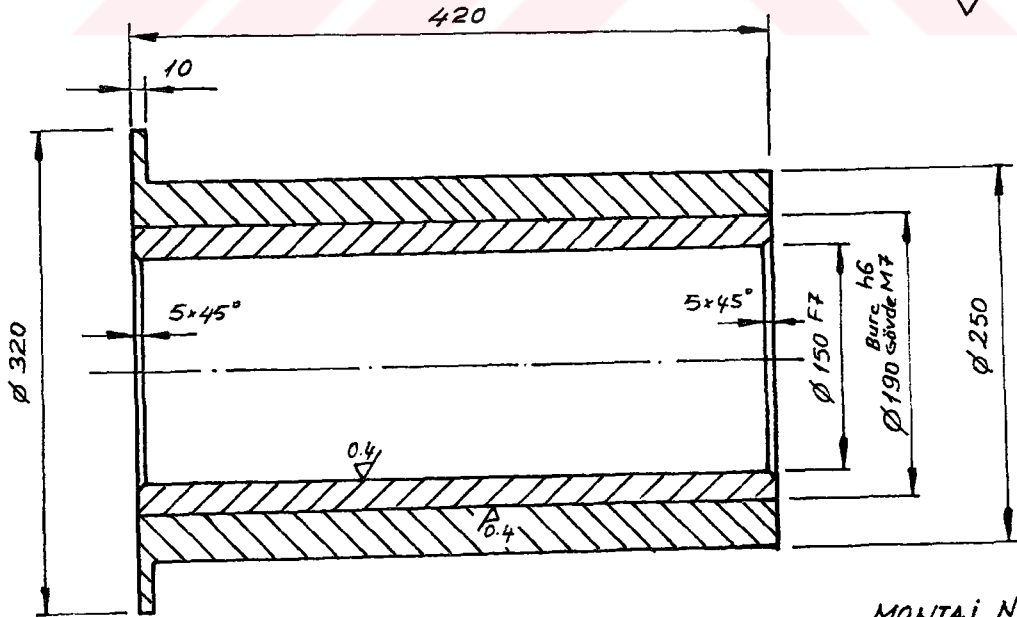


Not: ∇ işlemlili yüzeyler sertleştirilecek ve taşlanacaktır. Yüzey sertliği 23 HRC

MONTAJ NR.10

GEREÇ	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN	KONTROL	RESİM NR
Ç1040	1:2	4	MİL YATAĞI	A.ÇİFTÇİ	Prof.Dr. M.ALINVERİŞÇİ	ÇA.33.02

3.2 (0.4)

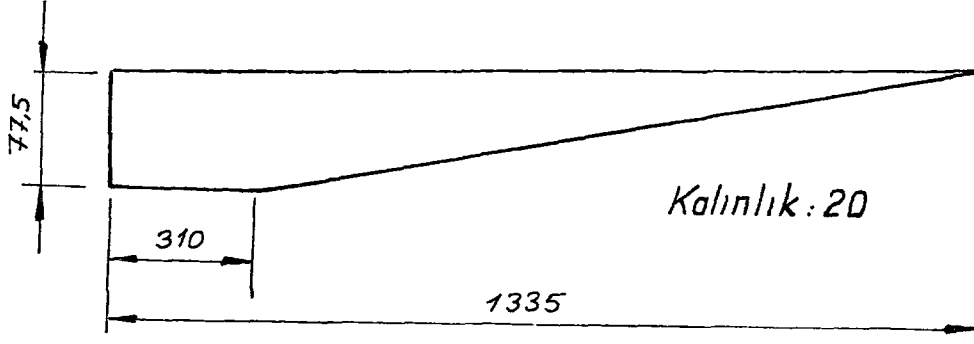


Not: Burç malzemesi Ç3115 dir. Sementle edilip 830°C yağda sertleştirilecektir. Tüm yüzeyleri taşlanacaktır. Yüzey Sertliği: 45 HRC Göbek malzemesi Ç1040 ve ∇ işlemlili yüzey taşlanacaktır.

MONTAJ NR.11

GEREÇ	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN	KONTROL	RESİM NR
Ç3115	1:2	1	MİL YATAĞI	A.ÇİFTÇİ	Prof.Dr. İSVERİŞÇİ	ÇA.34.01

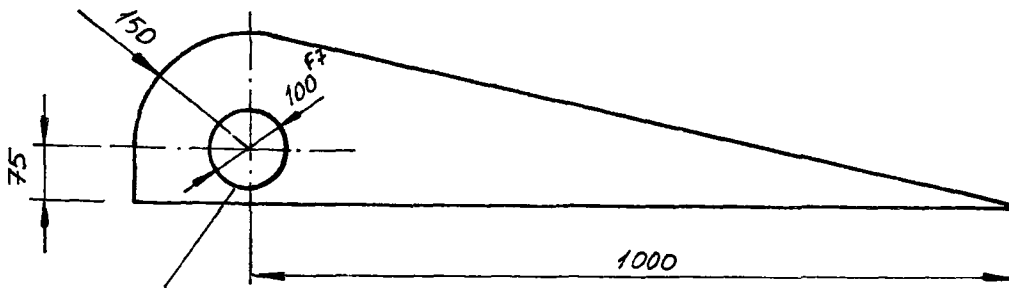
3.2 /



MONTAJ NR.12

C 1040	—	2	KÖŞE PLAKASI	A. GİFTÇİ	Prof. Dr. M. ALİFBERİŞÇİ	ÇA. 34.02
GEREÇ	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN	KONTROL	RESİM NR.

3.2 / (1.6 /)



Sertleştirilecek ve Rayba
ila işlenecek. (). Yüzey sertliği 23HRC

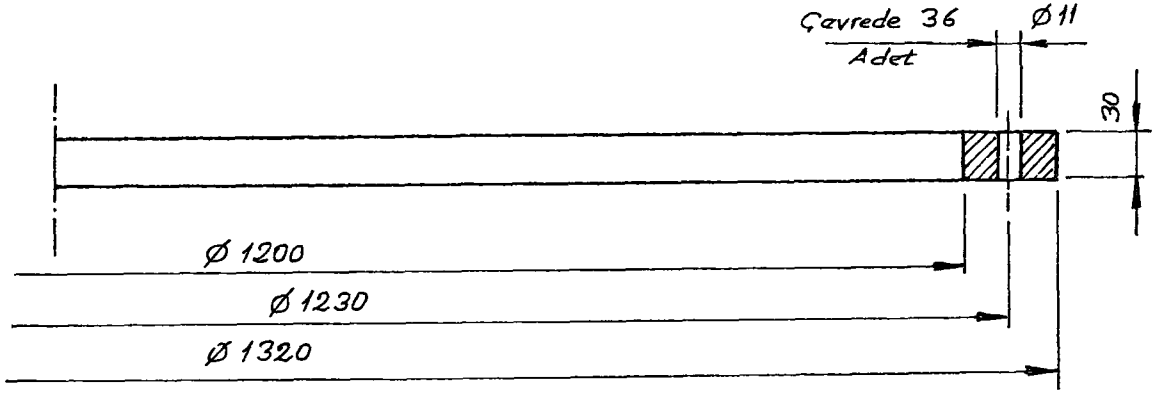
Kalınlık : 30

MONTAJ NR.13

Ø 100	F7	+7/ +36
ÖLÇÜ	İŞARET	TOLERANS

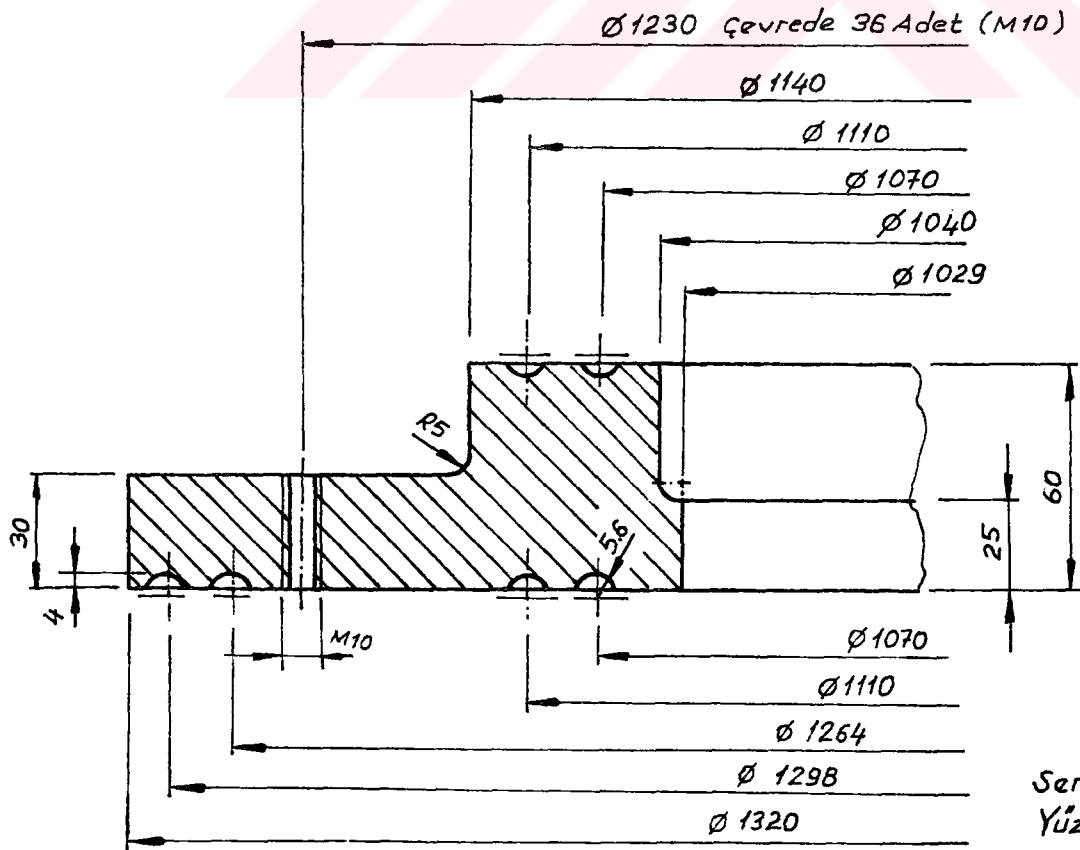
C 1040	1:10	2	"E" PLAKASI	A. GİFTÇİ	Prof. Dr. M. ALİFBERİŞÇİ	ÇA. 34.02
--------	------	---	-------------	-----------	--------------------------	-----------

3.2/



MONTAJ NR. 15

Ç1040	1:5	1	GÖVDE TESPİT FLENSİ	A. ÇİFTÇİ	Prof. Dr. M. ALIŞVERİŞÇİ	ÇA. 34.05
GEREÇ	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN	KONTROL	RESİM NR

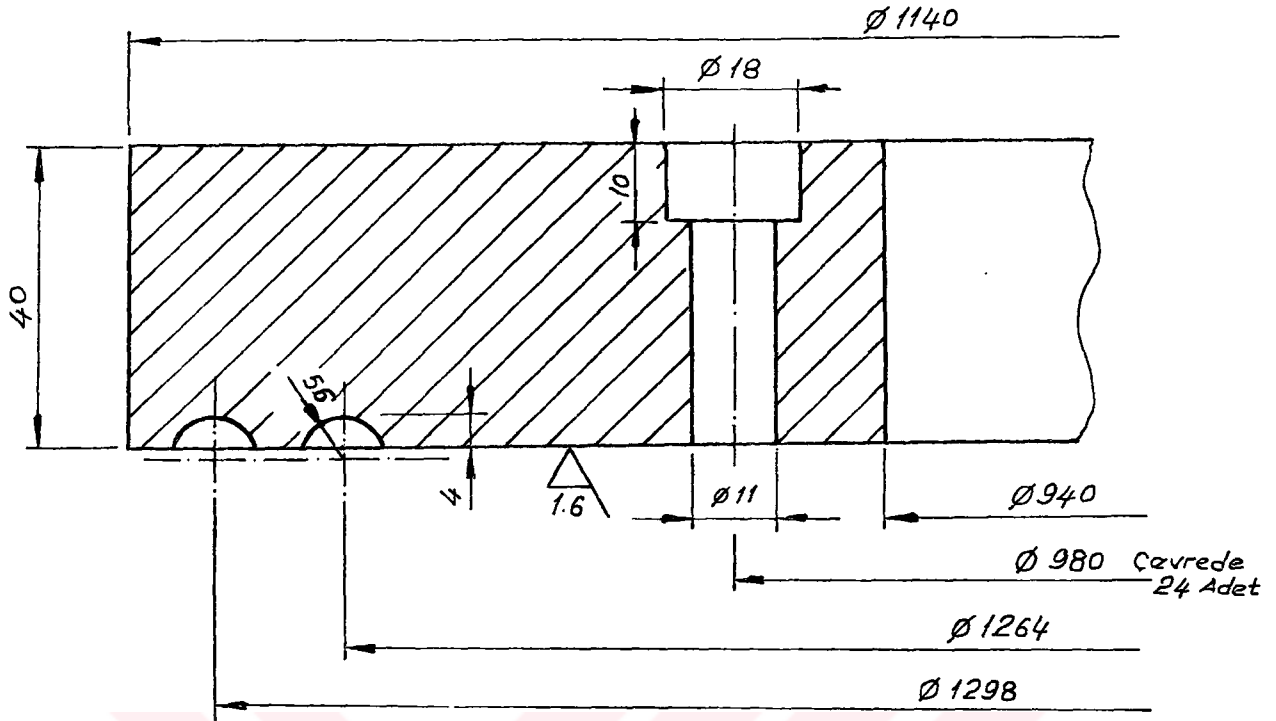


1.6/

Sertleştirilecek.
Yüzey sertliği: 46HRC

MONTAJ NR. 16

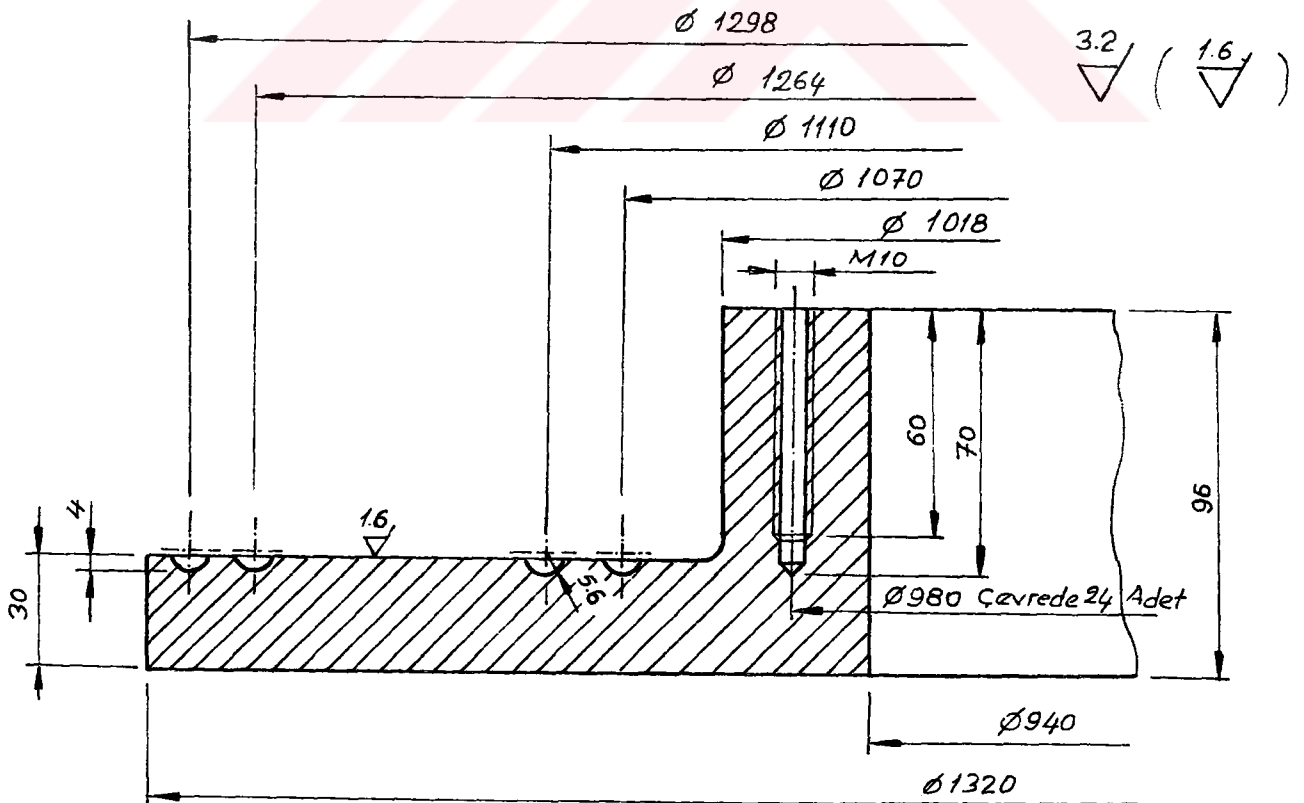
C3150	1:2	1	" r YÜZLÜK PLANMA FLENSİ	Prof. Dr.		
-------	-----	---	--------------------------	-----------	--	--



Not: 1.6 işlemlili yüzey sertleştirilecektir. Yüzey sertliği : 46HRC

MONTAJ NR.17

G3140	1:1	1	TESPİT FLENSİ	A.ÇİFTÇİ	Prof.Dr. MALİSERİSİ	ÇA.34.07
GEREC	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN	KONTROL	RESİM NR.



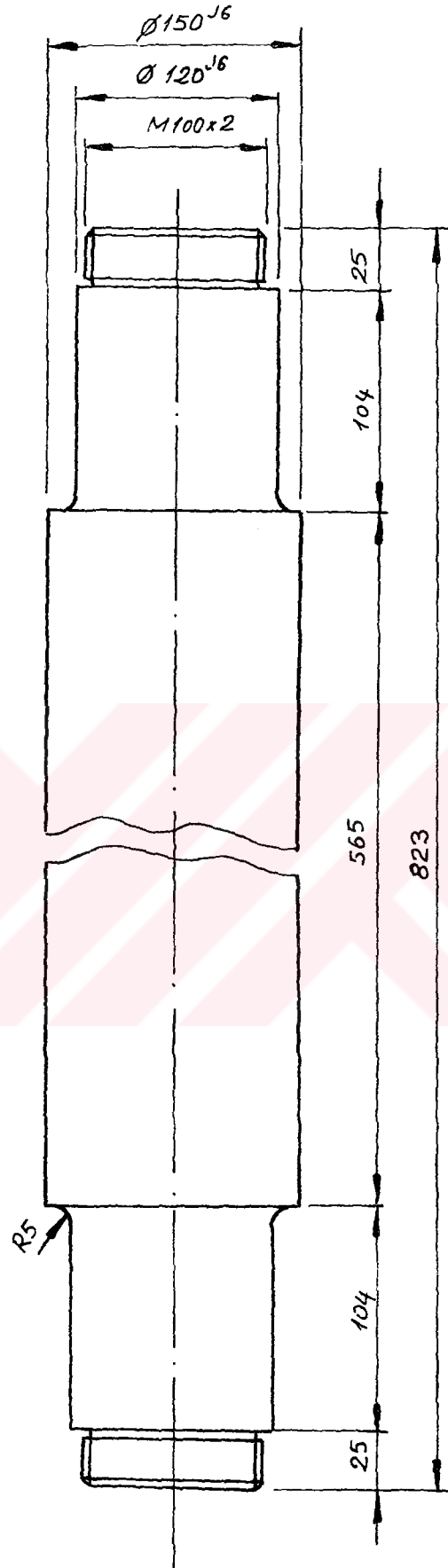
Not: 1.6 işlemlili yüzey sertleştirilecektir. Yüzey sertliği : 46HRC

MONTAJ NR.18

G3140	1:2	1	ALT YUVARLANMA FLENSİ	A.ÇİFTÇİ	Prof.Dr. MALİSERİSİ	ÇA.34.08
GEREC	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN	KONTROL	RESİM NR.

-73-

0.4/



MONTAJ NR.22

25 μ m sert krom kaplanacaktır. Yüzey Sertliği: 65 HRC (min)

$\varnothing 150$	J6	$+14$ -11
$\varnothing 120$	J6	$+13$ -10
ÖLÇÜ	İŞARET	TOLERANS
Prof. Dr.	M. ALIŞVERİŞİ	Ç.A. 34.09

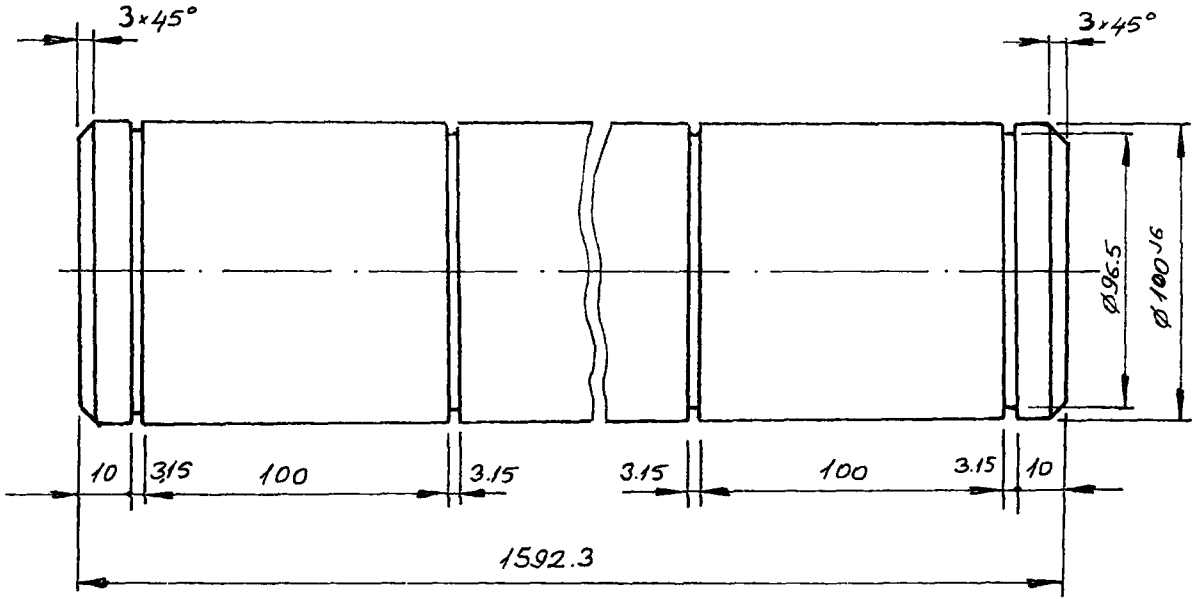
Ç4140

1:2,5

1

"A" MAFSALI GÖBEK MİLİ

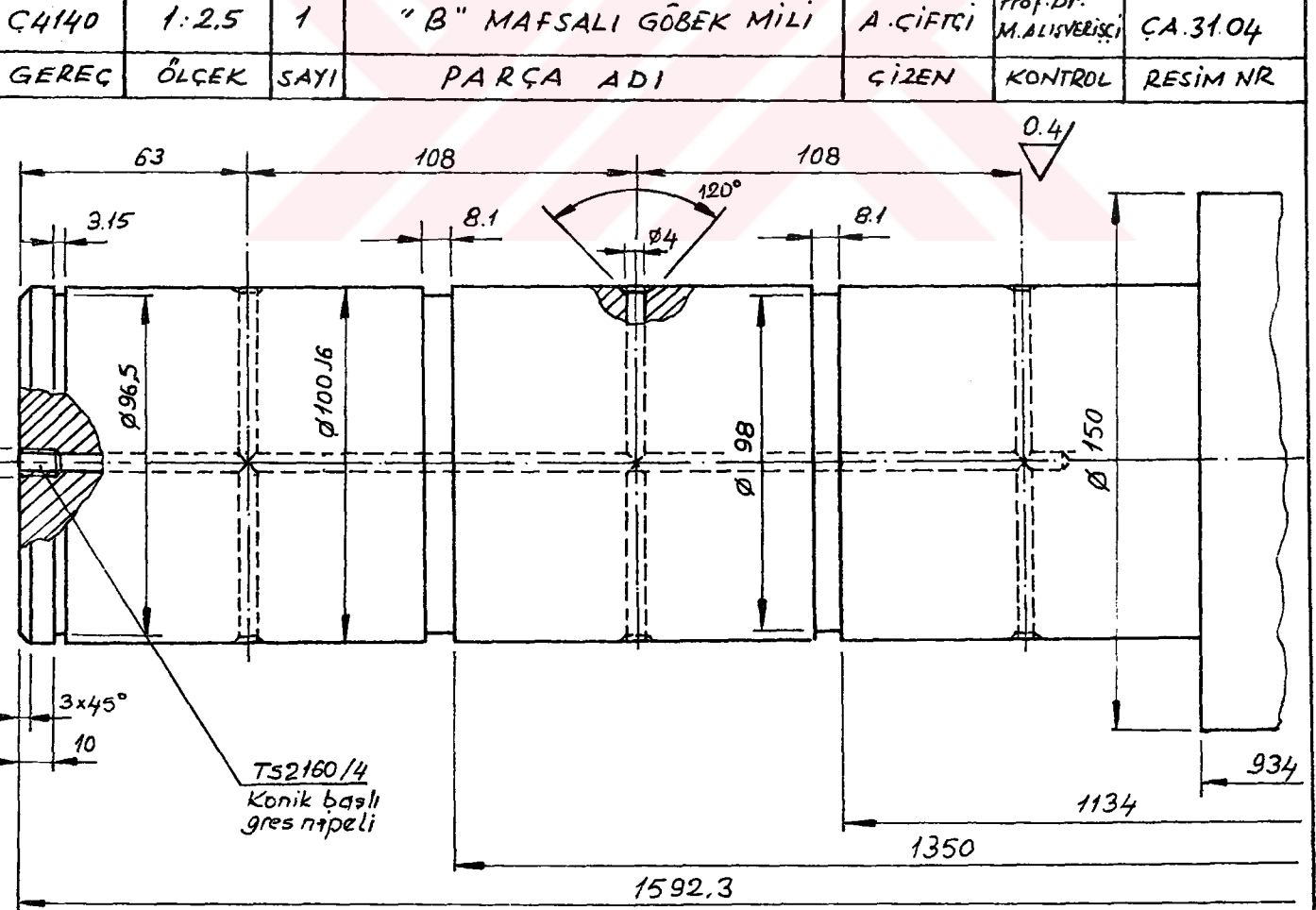
A. ÇİFTÇİ



MONTAJ NR. 27

Not: 25 µm sert krom kaplanacaktır. (Y. sert. 65 HRC-min.)

Ø 100	J6	+13 -9
ÖLÇÜ	İŞARET	TOLERANS
Prof. Dr. M. ALIŞVERİŞİ	ÇA. 31.04	
GEREC	ÖLÇEK	SAYI
PARÇA ADI	ÇİZEN	KONTROL
RESİM NR		



Not: Mil uçları simetrikidir.

Yüzey 25 µm sert krom kaplanacaktır.

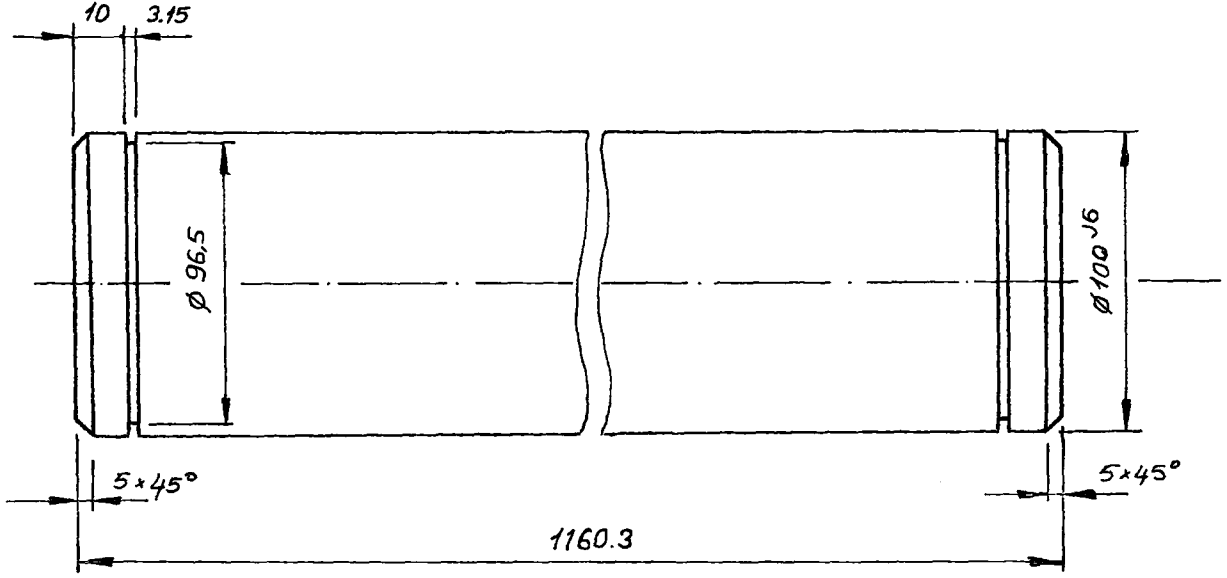
MONTAJ NR. 37

Ø 100	J6	+13 -9
ÖLÇÜ	İŞARET	TOLERANS
Prof. Dr. M. ALIŞVERİŞİ	ÇA. 31.05	
GEREC	ÖLÇEK	SAYI
PARÇA ADI	ÇİZEN	KONTROL
RESİM NR		

G4140 1:2 1 "C" MAFSALI GÖBEK MİLİ

A. ÇİFTÇİ

0.4
▽

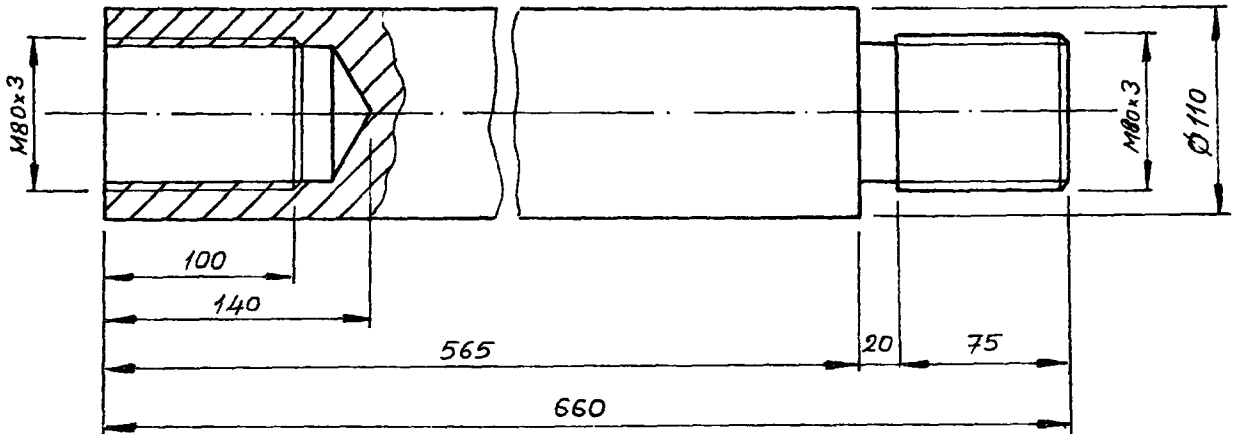


MONTAJ NR. 40

Not: 25 µm sert krom kaplanacak. Yüzey sertliği 65 HRC

GEREÇ	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN	MONTAJ NR. 40		
					Ø 100	J6	$\begin{matrix} +13 \\ -9 \end{matrix}$
G4140	1:25	1	"D" MAFSALI GÖBEK MİLİ	A. GİFTÇİ	Prof. Dr. M. ALIŞVERİŞÇİ	ÇA. 32.03	
					ÖLÇÜ	İŞARET	TOLERANS
					KONTROL	RESİM NR.	

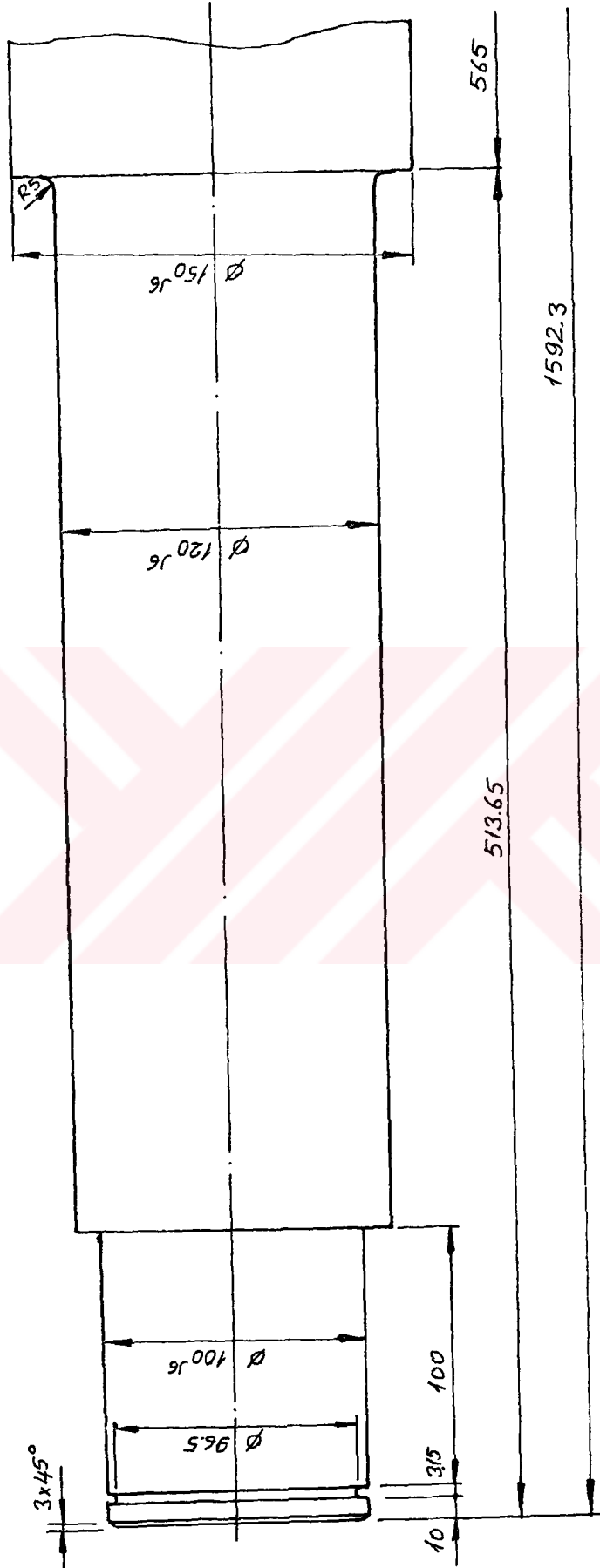
3.2
▽



Not: 25 µm sert krom kaplanacaktır. Yüzey sertliği 65 HRC

MONTAJ NR. 33

G4140	1:4	2	PİSTON MİLİ UZATMA PARÇASI	A. GİFTÇİ	Prof. Dr. M. ALIŞVERİŞÇİ	ÇA. 35.01
-------	-----	---	----------------------------	-----------	--------------------------	-----------



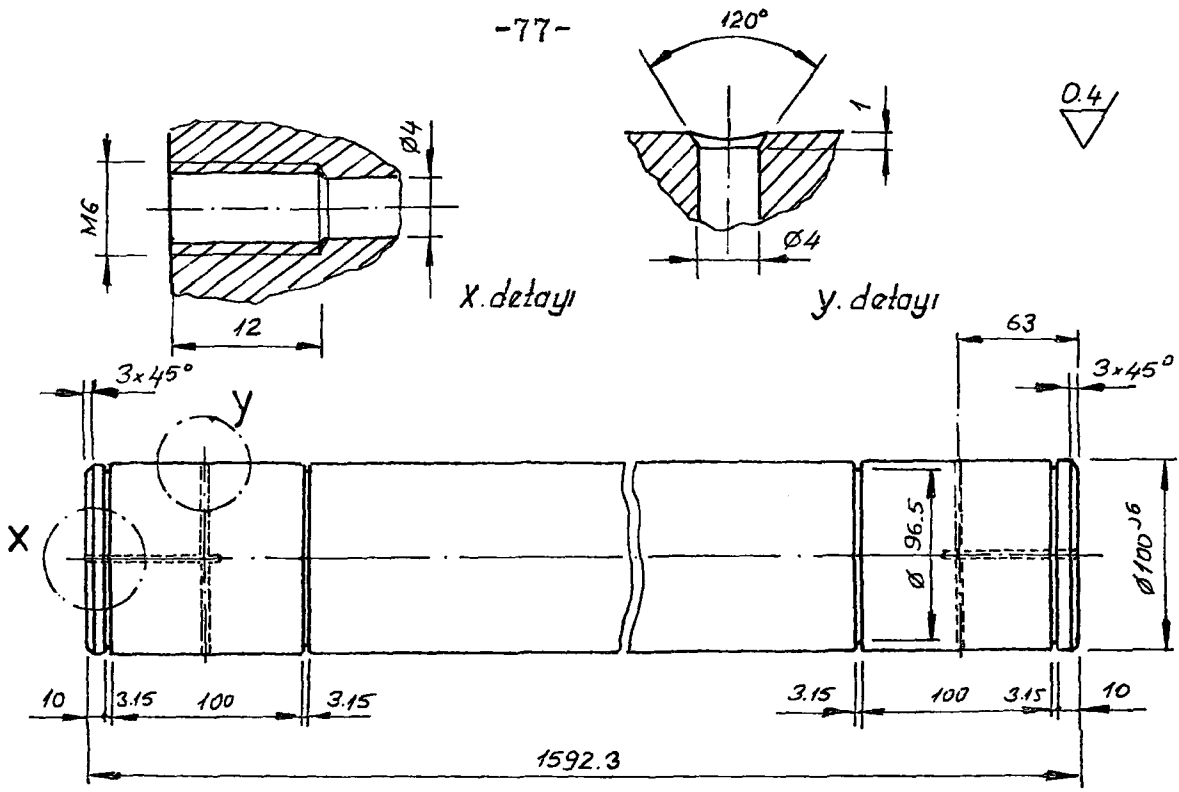
MONTAJ NR. 41

$\varnothing 150$	J6	+14 -11
$\varnothing 120$	J6	+13 -9
$\varnothing 100$	J6	+13 -9
ÖLÇÜ	İŞARET	TOLERANS

Not: 25 μ m sert krom kaplanacaktır. Yüzey sertliği 65 HRC

C4140	1:2.5	1	"E" MAFSALI GÖBEK MİLİ	A. ÇİFTÇİ	Prof. Dr. ... ;	CA.32.04
-------	-------	---	------------------------	-----------	-----------------	----------

-77-

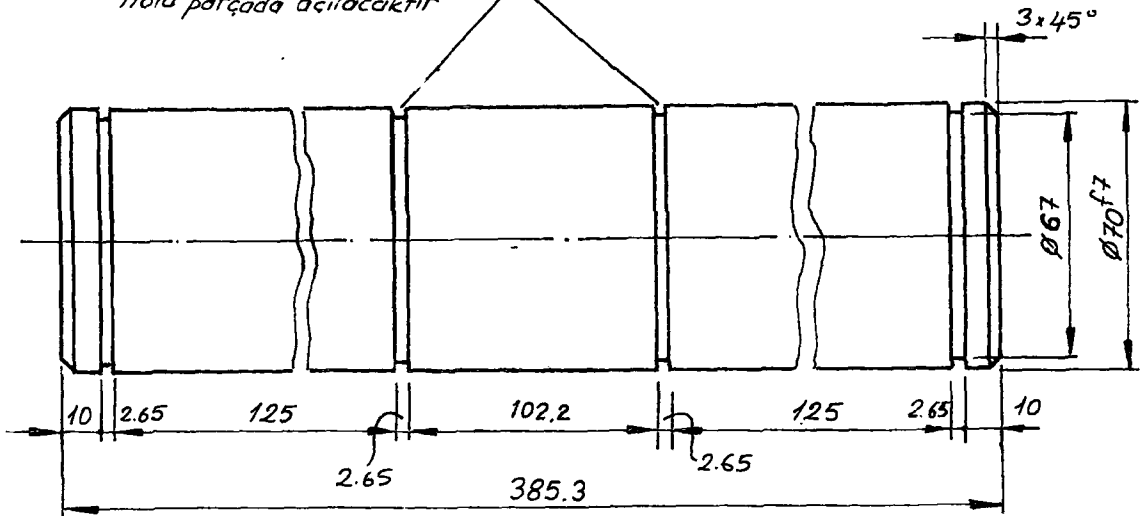


MONTAJ NR. 43

Not: 25 µm sert krom kaplanacaktır. Y.sertliği: 65 HRC

GEREÇ	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN	RESİM NR.
1:4	1	"F" MAFSALI GÖBEK MİLİ	A.ÇİFTÇİ	Prof. Dr. M. A. YERİŞİ	ÇA.33.03

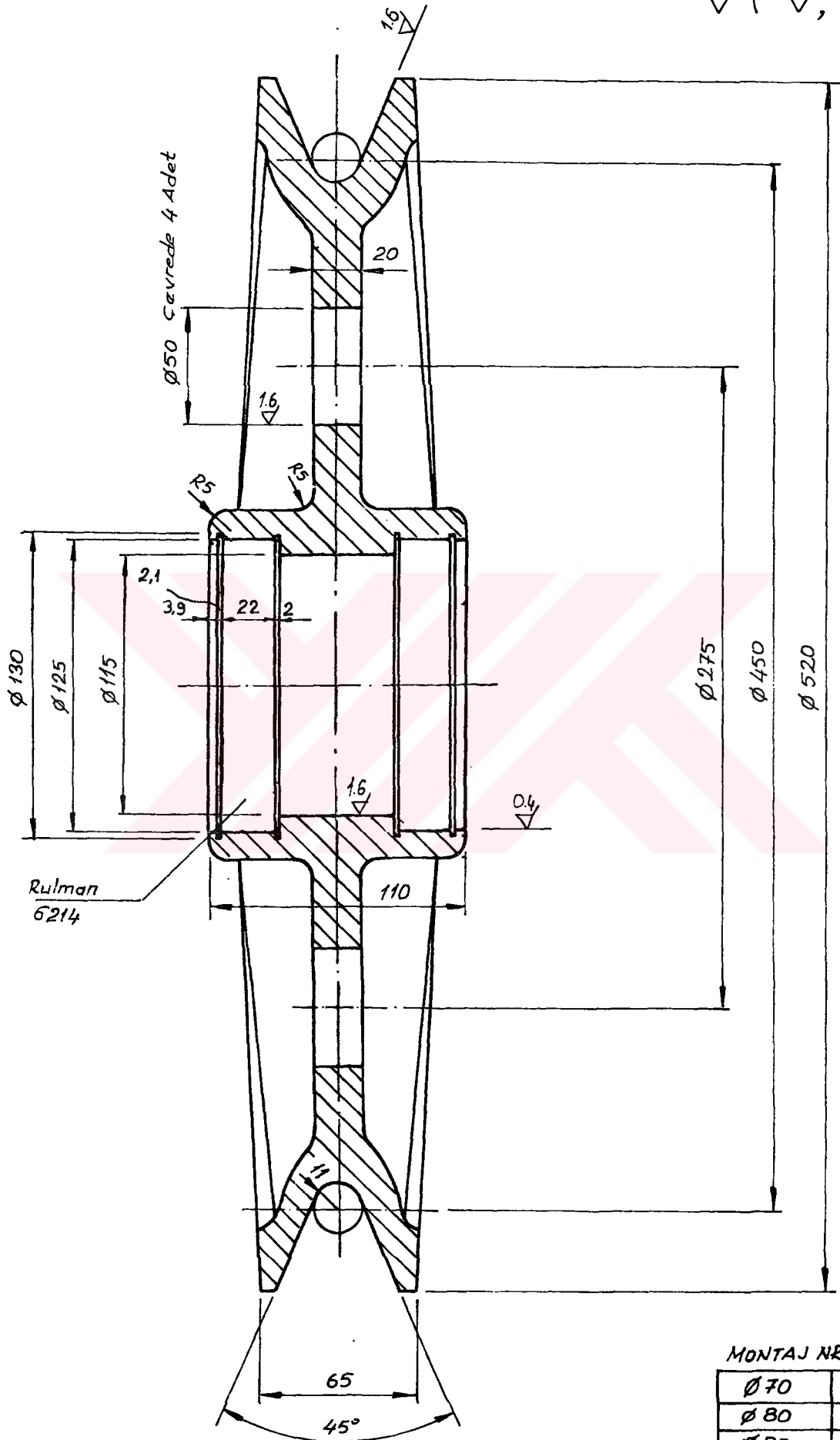
Bu segment yuvaları 46 montaj
nolu parçada açılacaktır



MONTAJ NR. 46/47

Not: 25 µm sert krom kaplanacaktır. Y.sertliği 65 HRC

GEREÇ	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN	RESİM NR.
C4140	1:2	1	MAKARA GÖBEK MİLİ (46)	A.ÇİFTÇİ	Prof. Dr. M. A. YERİŞİ
		1	F TESPİT MİLİ (47)		ÇA.33.05



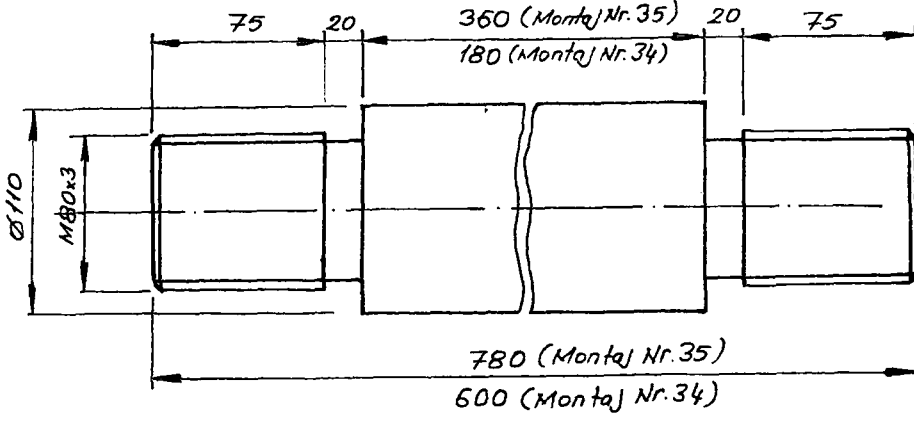
MONTAJ NR. 45

Ø 70	EB	+106 +60
Ø 80	N7	
Ø 80	h6	
ÖLÇÜ	İŞARET	TOLERANS

Prof. Dr.

CA 33 01.

3.2
▽

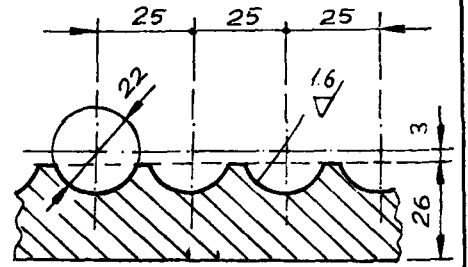
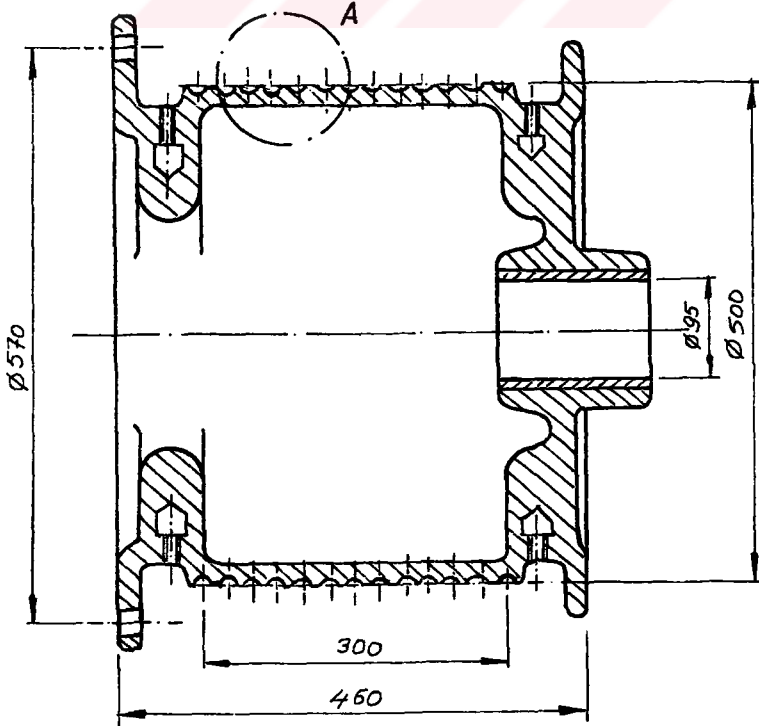


Not: 25 µm sert krom kaplanacaktır. Yüzey sertliği : 65 HRC

MONTAJ NR. 35/34

4140	1:4	2'er Adet	MAFSAL MILİ	A.ÇİFTÇİ	Prof.Dr. M.İLİVERİŞÇİ	ÇA.35.02
GEREÇ	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN	KONTROL	RESİM NR.

3.2 (1.6)
▽ (▽)

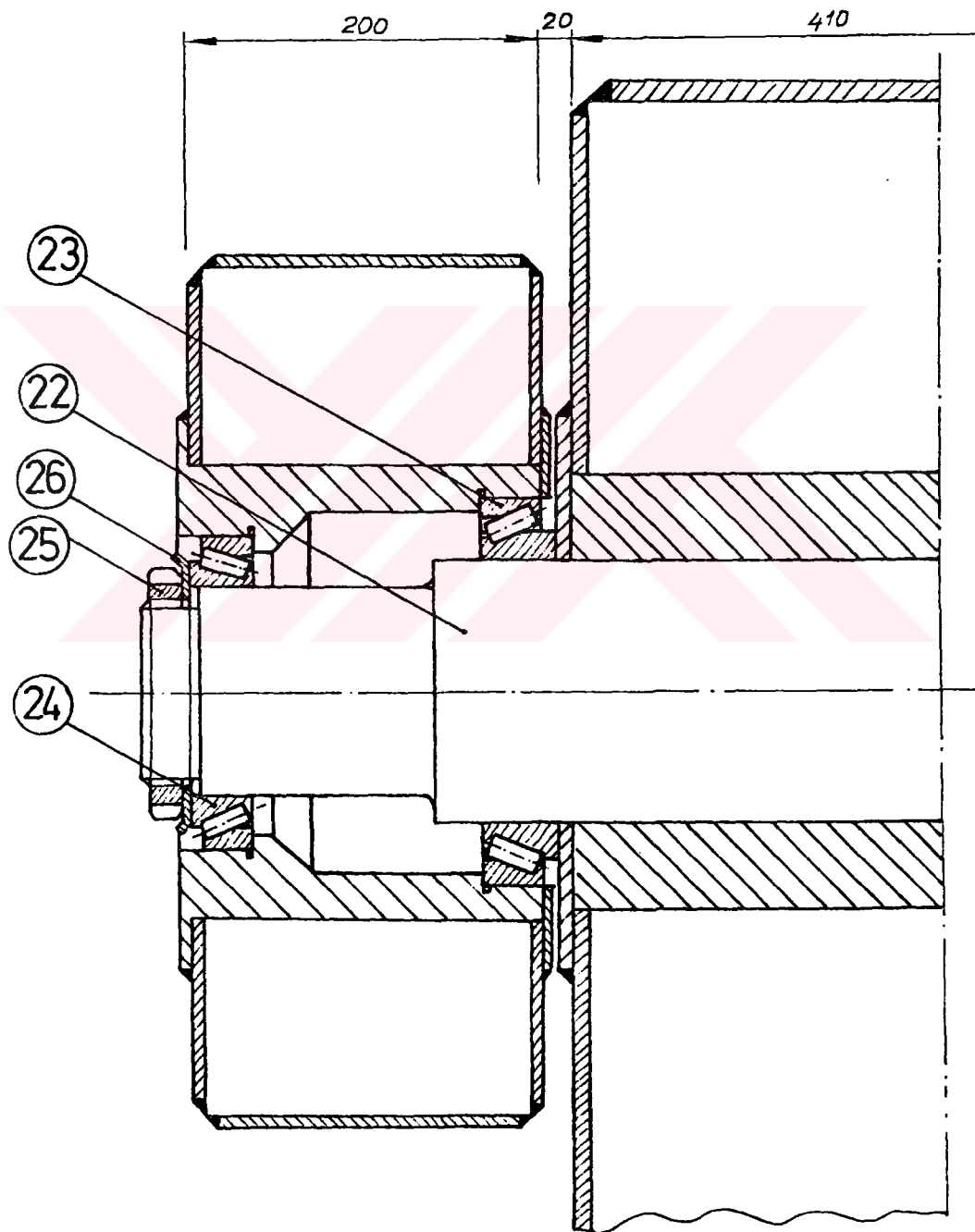


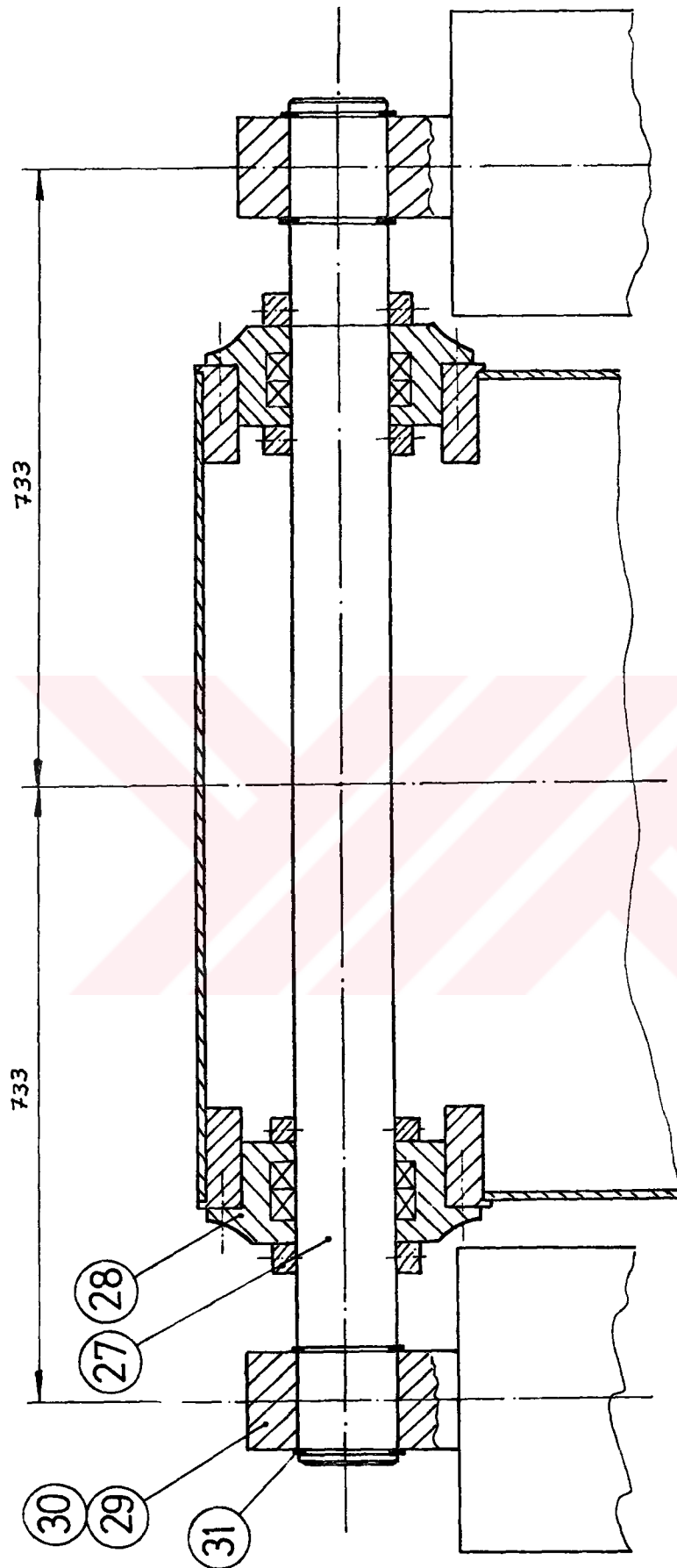
A. Detayı

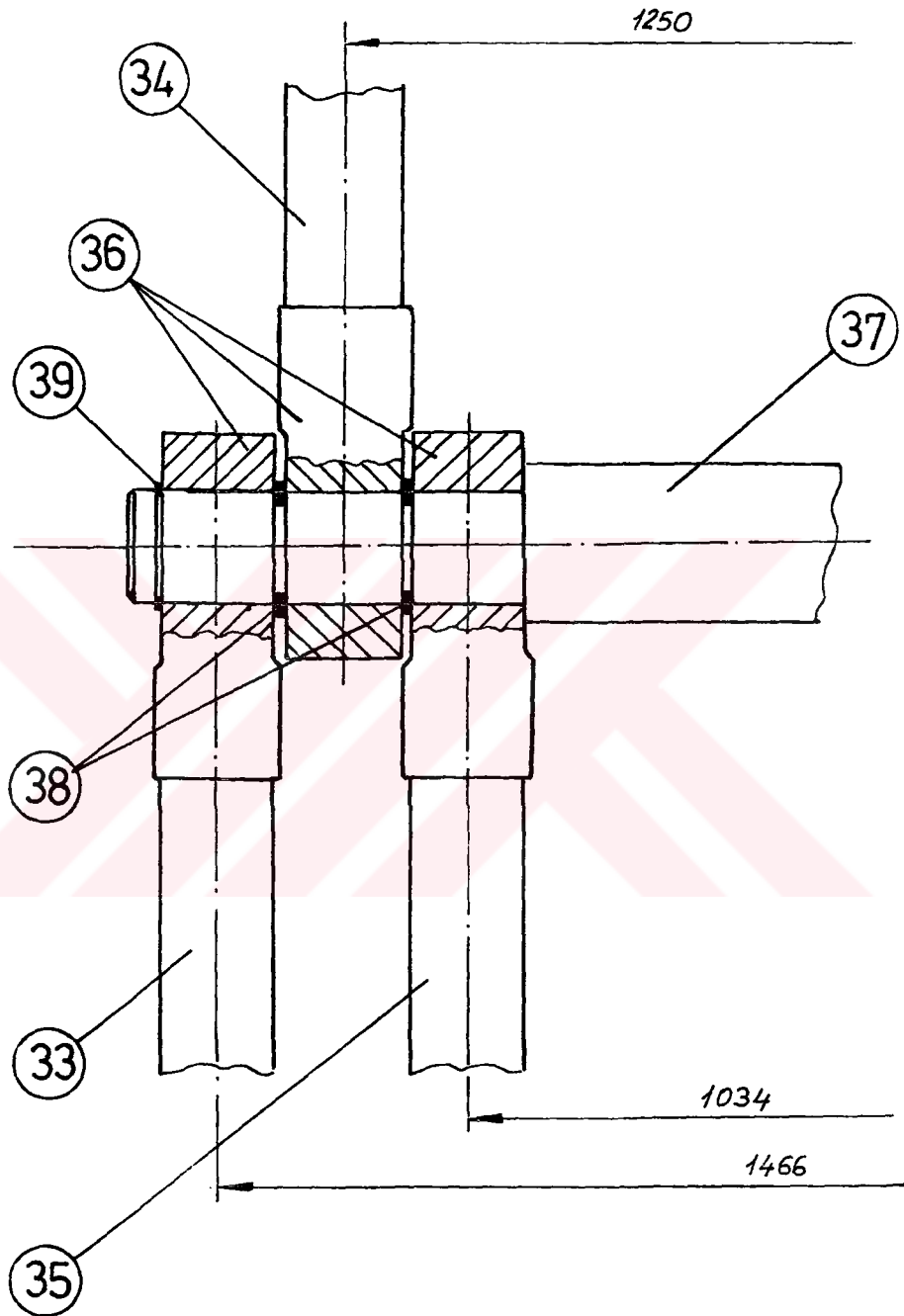
MONTAJ NR. 51

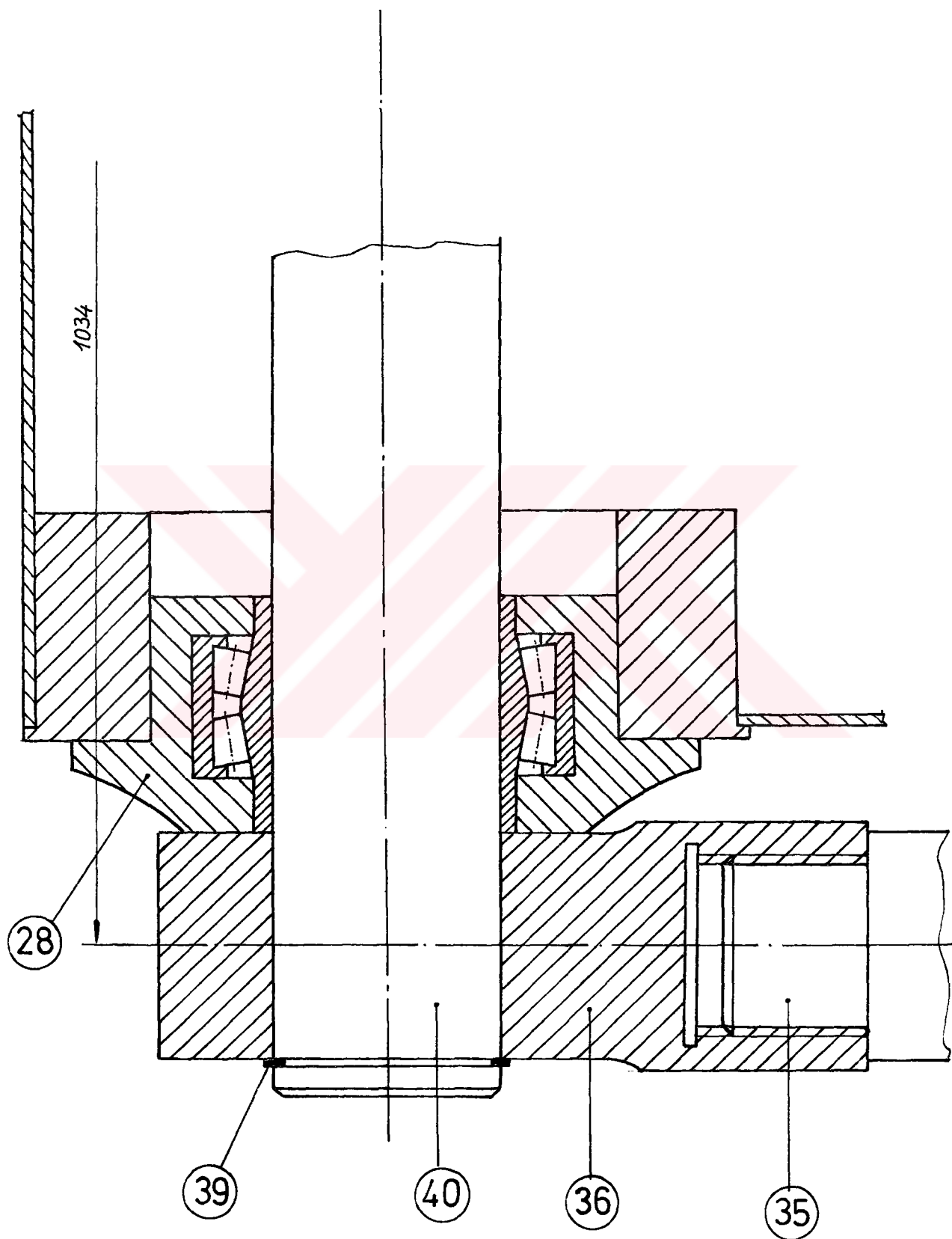
DDL20	1:7.5	1	HALAT TAMBURU	A.ÇİFTÇİ	Prof.Dr. M.İLİVERİŞÇİ	ÇA.36.03
-------	-------	---	---------------	----------	--------------------------	----------

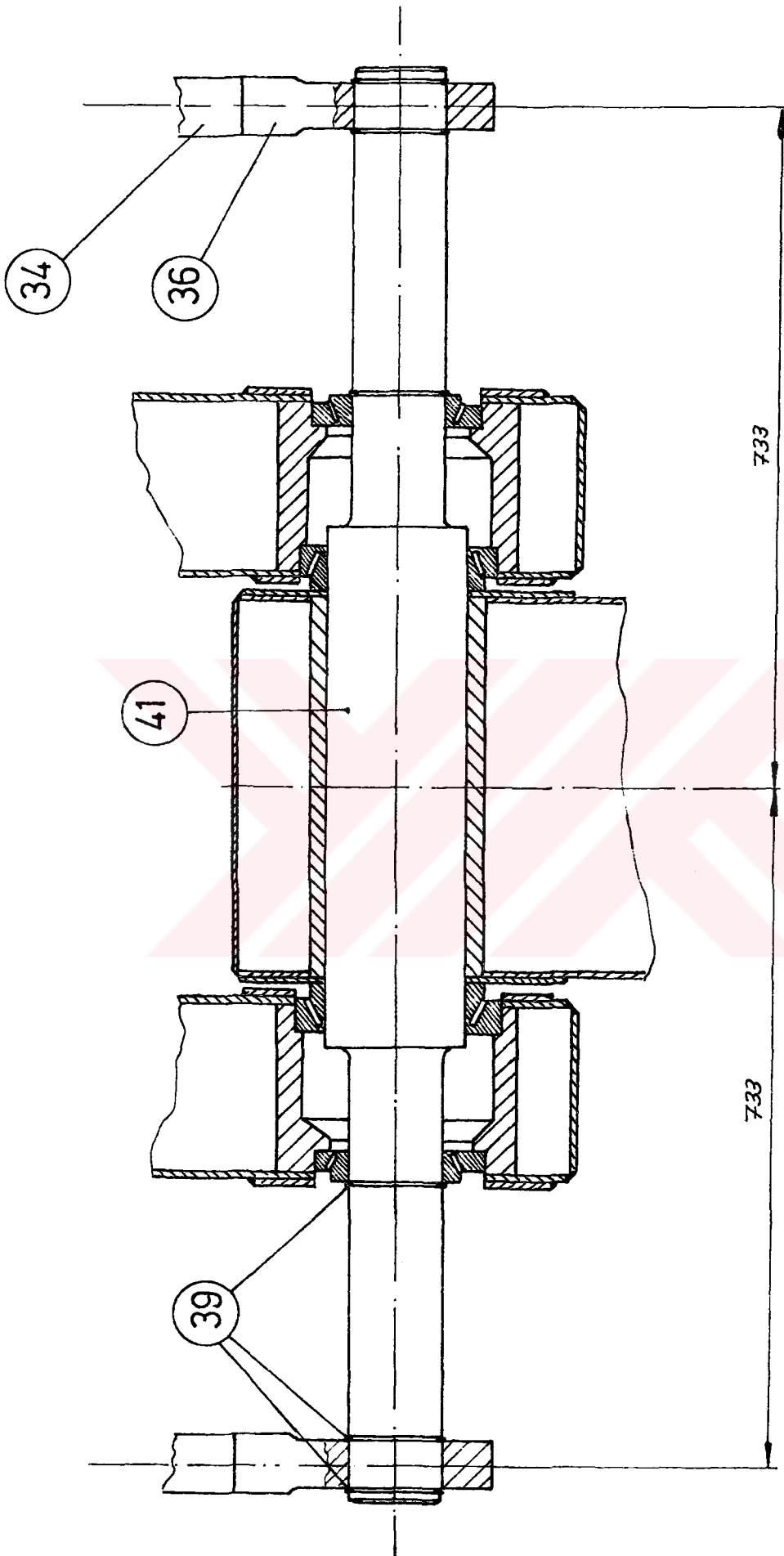
d.) MONTAJ RESİMLERİ



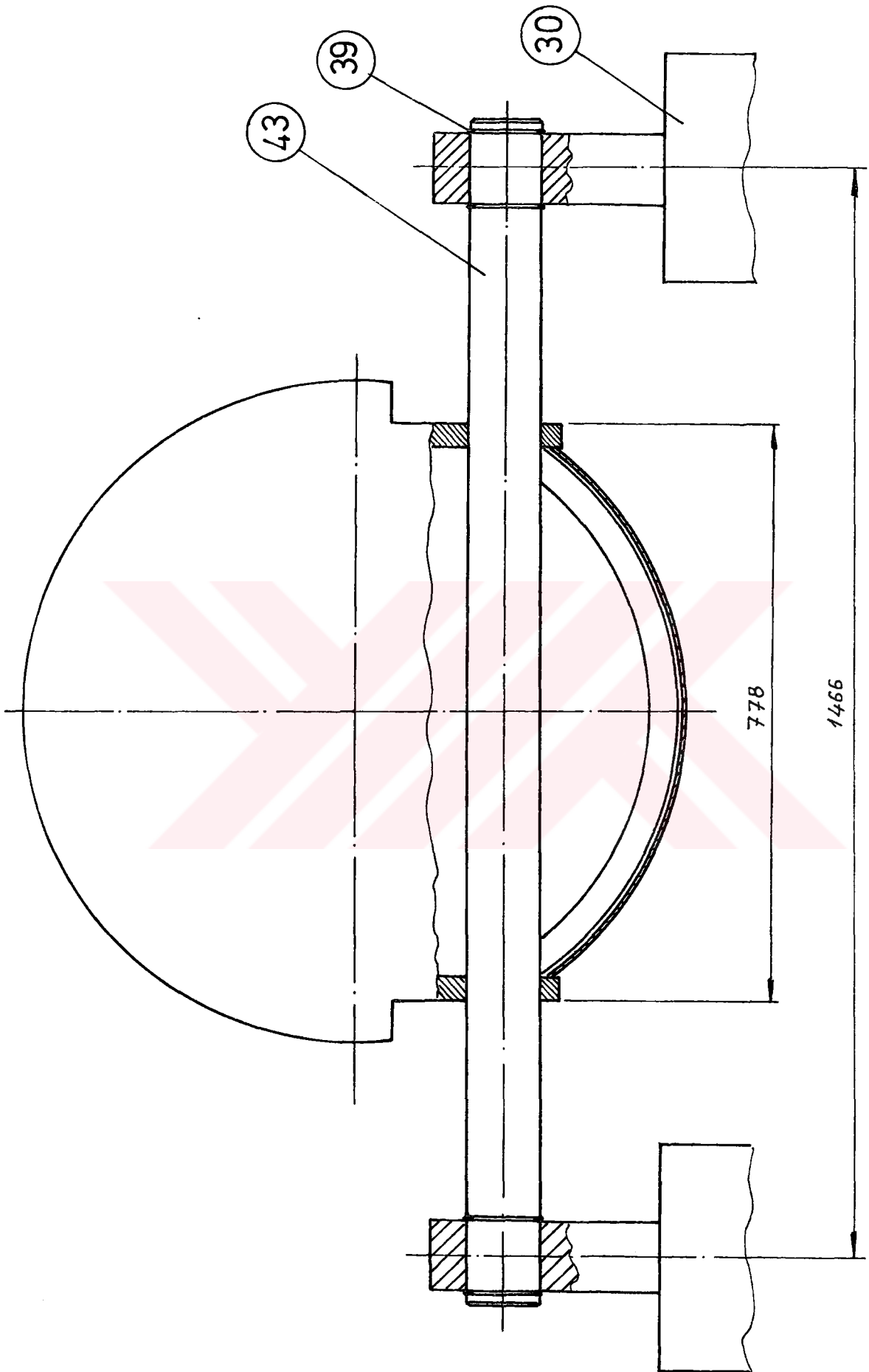


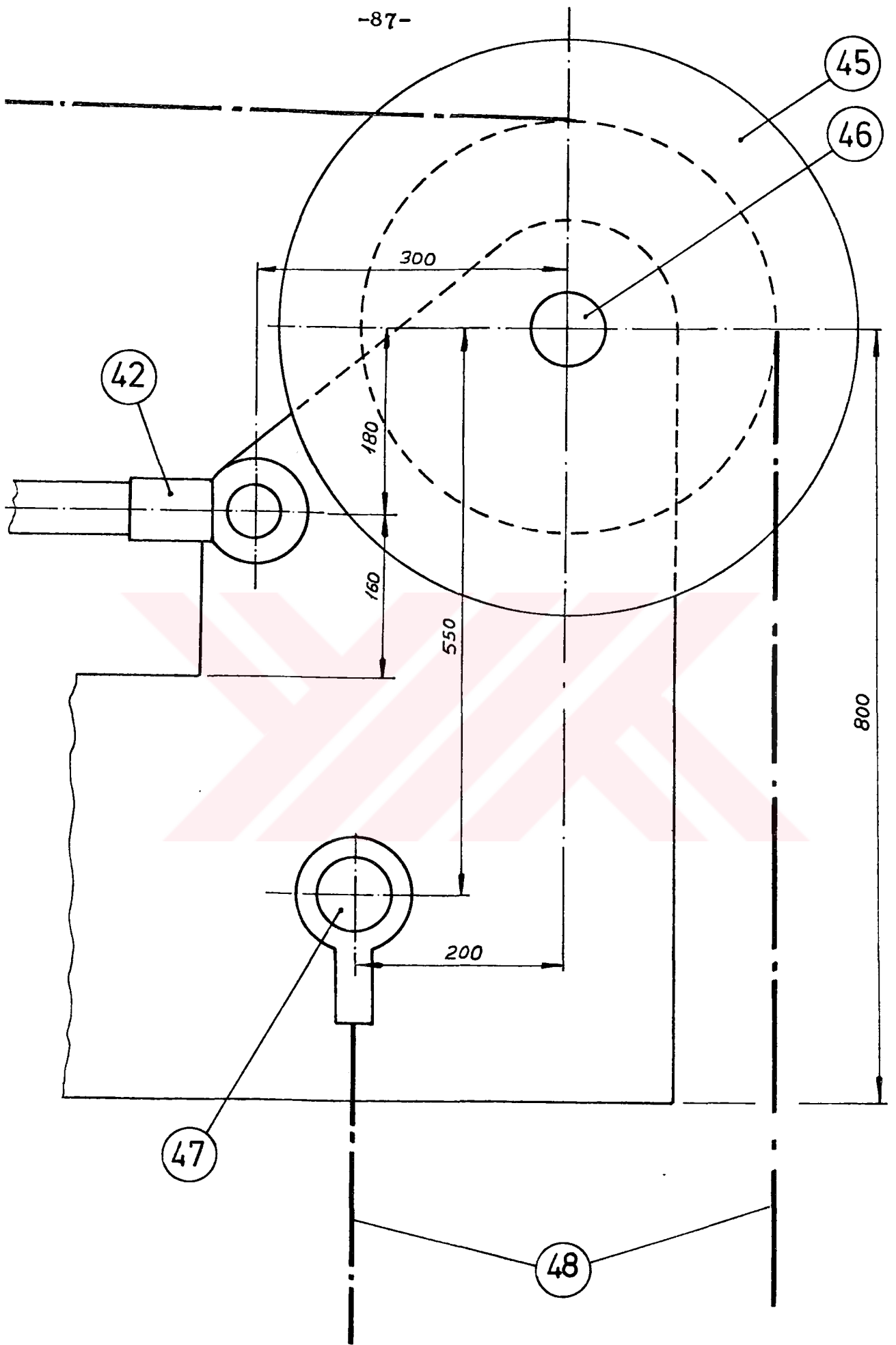






"E" MAFSALI





e.) İMALAT RESİMLERİ

(ÇELİK KONSTRÜKSİYON)

KAYNAKÇA

- HİDROLİK AKIŞKAN GÜCÜ MERT EĞİTİM YAYINLARI
- ATOS HİDROLİK DEVRE ELEMANLARI KATALOGU
- MERT HİDROLİK-PNOMATİK KATALOGU
- UZAY MAKİNA HİDROLİK-PNOMATİK KATALOGU
- ZET KAPLIN KATALOGU
- FEM VİNÇLER İÇİN HESAPLAMA KURALLARI
- MKE ÇELİK TÜRLEİ KATALOGU
- MECMAN HİDROLİK SİLİNDİR KATALOGU
- AKIŞKANLAR MEKANİĞİ - Prof.Dr.M.Şükrü GÜNEY
- MAKİNA ELEMANLARI - Prof.Dr.Özdemir BENGİSU
- KALDIRMA İLETME MAKİNALARI - Prof.Faruk SUNER
- DİNAMİK - F.BEER - R.JOHNSON