



GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK HIZ PRESİ TASARIMI

Pelin ÖZKAL

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
TASARIM VE İMALAT
ANABİLİM DALI**

2005

ÖZET

Ekstrüzyon, enjeksiyon, kaynak, döküm, talaşlı imalat gibi üretim yöntemleri üretim mühendisliğinde makine mühendislerinin yaygın olarak kullanıldığı vazgeçilmez yöntemlerdir. Presler, bu imal usulleri içinde de önemle yerlerini almış bulunmaktadır. Öz olarak, presler, belli bir kullanım elemanının imalatı için kullanılabildiği gibi sanayi elemanı olarak kullanılacak elemanların yapımında da kullanılabilmektedirler. Preslerin kendi içinde farklı tipleri mevcuttur. Bu tip makinalarda basınç uygulama esastır. Bir başka deyişle, presler, genel olarak basınçla şekil verme makinalarıdır.

Bu Yüksek Lisans tezinde, imalat teknolojisinde önemli bir yeri olan preslerden özel bir pres olan yüksek hızlı eksantrik prese ilişkin bir tasarım yapılması amaçlanmıştır. Bu şekilde, bir eksantrik presin tasarımında önemli olan parametre ve hesaplamalarla uygulamalı bir tez yapılması hedeflenmiştir.

Öncelikle, eksantrik preslerin dövme basma makinaları içinde yeri üzerinde durulmuştur. Bu Yüksek Lisans Tezi içinde eksantrik preslerin özellikleri, mekanik presler başlığı altında, elemanlarıyla birlikte tanıtılmıştır. Ayrıca hidrolik presler ile karşılaştırmalarına yer verilmiştir.

Pres tasarımının gerçekleştirilmesi için öncelikle, pres kuvveti belirlenerek seçilmiştir. Sanayinin talebi de göz önüne alınarak, pres nominal kuvveti olarak 20 ton belirlenmiştir. Takiben, pres elemanlarının uyumlu şekilde seçilmesine geçilmiştir. Bu bağlamda, preslerin kullanım şekilleri ve önemli kısımları incelenmiş ve bu preslerin kullanımı için gerekli şekiller tez içinde verilmiştir.

Bu Yüksek Lisans Tezi gerçekleştirilirken, CAD-CAM programlarından yararlanılmıştır. Tüm bu çalışmalar sonucunda

ulaşılan sonuçlara ilişkin olarak eksantrik pres boyutlandırmaları yapılmıştır. Söz konusu tasarımılanan 20 tonluk yüksek hız presinin ilgili ve önemli ölçüleri, Yüksek Lisans Tezi ile birlikte verilmektedir.

SUMMARY

Extrusion, injection, welding and casting are important manufacturing techniques for the industry and mechanical engineers are used them worldwide. Presses are important machines for the manufacturing and related methods. So, shortly, they can be used for the special manufacturing process, but also they can be used for the manufacturing of the industrial products. Presses have different types and the application and the press is the main process for them. So the presses, generally the forming machine by using press application.

In this thesis, it is aimed to design an high speed eccentric press that has an important and a special place in the machines. So, the purpose of the thesis is an industrial appliacable study with its important parameters and related calculations.

At first, the place of the presses in the machines are described and press classifications are given. Furthermore, the eccentric presses are informed with their elements in detailed and their comparisons with hidrolic press is given.

For the design of the press, its nminal force was selected firstly. The pres is determined according to the industrial demand as 20 tons capacity. Then, the press elements were selected. Hence, press parts are determined in details and related schedules had given in the study.

During the thesis study, CAD-CAM programming were used. In the result of the calculatios, drawings of the press could be done sensitively.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiii
TABLOLAR DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ	1
2. PRESLER	4
2.1. Hidrolik Presler	4
2.1.1. Hidrolik Preslerin Sınıflandırılması	4
2.1.2. Hidrolik Preslerin Çalışma Sistemi	5
2.2. Mekanik Presler	7
2.2.1. Mekanik Preslerin Çalışma Sistemi	7
2.2.2. Mekanik Preslerde Hareket Tipleri	9
2.2.3. Mekanik Preslerin Sınıflandırılması	10
2.2.3.1. Mekanik Preslerin Pres Fonksiyonlarına Göre Sınıflandırılması	10
2.2.3.2. Gövde Yapılarına Göre Mekanik Preslerin Sınıflandırılması	11
2.2.4. Mekanik Pres Tasarımı	14
2.3. Eksantrik Pres Elamanları ve Fonksiyonları	15
2.3.1. Kavrama ve Fren Grubu	15
2.3.2. Dişli Grubu	16
2.3.3. Biyel Kolu	16
2.3.4. Elma Vidası	17
2.3.5. Tezgah Tablaları	18
2.3.6. Denge Silindiri	18
2.3.7. Hava Yastıkları	19

2.3.8. Aşırı Yük Sistemi	20
2.3.9. Parça Düşürücüler	21
2.3.10. Parça Alıcı Aparatları	22
2.4. Hidrolik ve Mekanik Preslerin Karşılaştırılması	22
3. 20 TON YÜKSEK HIZ PRESİ DİZAYN HESAPLARI	25
3.1. Kritik Gövde Kesitinin Boyutlandırılması	25
3.2. Pres Kuvvet Hesabı ve Kuvvet Aktarım Elemanlarının Boyutlandırılması	27
3.2.1. Volan Şekli ve Boyutları	30
3.2.1.1. Volan Mukavemeti	36
3.2.2. Krank Mili Mukavemet Kontrolü ve Boyutlandırılması	47
3.2.2.1. Kavrama Seçimi	50
3.2.2.2. Krank Mili – Volan Bağlantısı	53
3.2.2.3. Krank Yataklarının Seçimi	53
3.2.2.4. Mekanik – Eksantrik Kavrama Grubu	55
3.2.2.5. Hareket Kontrol Ünitesi	57
3.2.3. Biyel Kolu Boyutlandırılması ve Mukavemet Kontrolü	58
3.2.4. Elma Vida Mukavemet Kontrolü	65
3.2.5. Kayıt Yükseklik Ayarı	67
3.2.6. Pres Aşırı Yük Sistemi	68
3.2.7. Pres Kayıt Konstrüksiyonu	70
3.2.8. Dengeleyici Pistonlar	72
3.3. Eksantrik Presin Montaj Sonrası Kontrolleri	73
4. SONUÇ VE ÖNERİLER	75
KAYNAKLAR	77
ÖZGEÇMİŞ	79
EKLER	

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

σ_K	: Malzeme Kopma Mukavemeti
σ	: Malzeme Üzerindeki Gerilme
F	: Kesitin Taşıyacağı Yük
S	: Emniyet Katsayısı
m	: Volan Ağırlığı
V	: Volanın Çizgisel Hızı
V_1	: Volanın Maksimum Çizgisel Hızı
V_2	: Volanın Minimum Çizgisel Hızı
E	: Volan İşi
δ	: Düzgünsüzlük Sayısı
V_{ort}	: Volanın Ortalama Çizgisel Hızı
G	: Volan Kütlesi
g	: Yerçekimi İvmesi
D	: Volan Çapı
n	: Volan Devri
D_1	: Volan Göbek Dış Çapı
D_2	: Volan Halka İç Çapı
D_3	: Volan Halka Dış Çapı
B_1	: Volan Göbek Genişliği
B_2	: Volan Disk Genişliği
B_3	: Volan Halka Genişliği
γ	: Volan Yoğunluğu
F_p	: Pres Kuvveti
e	: Pres Toplam Eksantrikliği
e_1	: Pres Krank Mili Eksantrikliği
e_2	: Pres Mekanik Kavrama Eksantrikliği
e_{maks}	: Pres Maksimum Eksantrikliği
e_{min}	: Pres Minimum Eksantrikliği
s	: Kuvvet Kolu
x	: Pres iş Yüksekliği

- α : Pres Biyel Kolu Açısı
 W : Pres İşi
 E_g : Gerçek Volan İşi
 ν_T : Toplam Verim
 ν_1 : Volan Kasnak Verimi
 ν_2 : Kayıt Verimi
 r_1 : Volan Göbek Dış Yarı Çapı
 r_2 : Volan Halka İç Yarı Çapı
 r_3 : Volan Halka Dış Yarı Çapı
 r_4 : Volan Göbek İç Yarı Çapı
 F_{c3} : Volan Halkasında Oluşan Santrifüj Kuvveti
 λ_{3c} : Volan Halkasının Çevresel Uzaması
 λ_{3r} : Volan Halka Çapının Uzaması
 C_H : Volan Halkasının Çevresi
 F_{c2} : Volan Diskinde Oluşan Santrifüj Kuvveti
 λ_{2c} : Volan Diskinin Çevresel Uzaması
 λ_{2r} : Volan Disk Çapının Uzaması
 χ : Radyal Uzamaların Farkı
 E : Elastisite Modülü
 ε : Birim Uzama
 σ_E : Uzama Gerilmesi
 ΔL : Uzama Miktarı
 L_0 : Uzama Öncesi Parça Boyu
 A_{c3} : Santrifüj Kuvveti Etkisi Altında Zorlanan Volan Halka Kesit Alanı
 y_{03} : Volan Halkasının Ağırlık Merkezi
 V_3 : Volan Halkasının Çizgisel Hızı
 m_3 : Volan Halkasının Ağırlığı
 Y_{02} : Volan Diskinin Ağırlık Merkezi
 V_{2D} : Volan Diskinin Çizgisel Hızı
 m_2 : Volan Diskinin Ağırlığı
 A_{c2} : Santrifüj Kuvveti Etkisi Altında Zorlanan Volan Disk Kesit

Alanı

σ_{em} : Emniyetli Gerilme

F_{CT} : Volan Üzerindeki Toplam Santrifüj Kuvveti

A_T : Santrifüj Kuvveti Etkisi Altında Zorlanan Volan Toplam

Disk Kesit Alanı

A_{c1} : Santrifüj Kuvveti Etkisi Altında Zorlanan Volan Göbek Kesit Alanı

τ_{em} : Emniyetli Burulma Gerilmesi

M_b : Burulma Momenti

W_p : Polar Mukavemet Momenti

d_m : Krank Mili Çapı

τ_b : Malzeme Burulma Gerilmesi

d_{ort} : Trapez Diş Ortalama Çapı

d : Trapez Diş Anma Çapı

h : Trapez Diş Hatvesi

t : Trapez Diş Teorik Yüksekliği

z : Trapez Diş Adedi

l : Krank Mil Ana Eksenine İle Elma Vida Küre Merkezleri Arasındaki Mesafe

F_x : Pres Yan Yüğü

r_d : Biyel Kolu Halka Dış Çapı

r_i : Biyel Kolu Halka İç Çapı

d_b : Trapez Diş Diş Dibi Çapı

f : Pres Aşırı Yük Sistemi Stroğu

d_k : Kolon Mili Çapı

P : Basınç

d_p : Dengeleyici Silindir Piston Çapı

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Hidrolik Pres Hareketleri	5
2.2. Krank – Biyel Mekanizması Alt ve Üst Ölü Noktaları	8
2.3. Eksantrik Preslerde Çift Etkili Çalışma	11
2.4. C Tipi Eksantrik Pres Görünüşleri	13
2.5. H Tipi Eksantrik Pres Görünüşü	14
2.6. Biyel Kolu Uygulaması	17
2.7. Tabla Konstrüksiyon Örneği	18
2.8. Aşırı Yük Sistemi Montajı	21
3.1. 20 Ton Yüksek Hız Presinin Taşıyıcı Kolon Kesiti	26
3.2. Şematik Volan Kesiti	31
3.3. Krank Mili Hareket Şeması	34
3.4. Şematik Çember Volan Kesiti	37
3.5. Volanı Etkileyen Kuvvetler	38
3.6. Çember Volanın Yarı Parçasındaki Santrifüj Kuvvetleri ve Uzamaları	39
3.7. Krank Mili Üzerindeki Elemanlar	50
3.8. Mekanik – Mandallı Tip Kavrama	51
3.9. Pnömatik Kavrama	52
3.10. Krank Milinin Yataklanması	55
3.11. Sık Rastlanılan Bir Mekanik – Eksantrik Kavrama Tipi	56
3.12. Hareket Kontrol Ünitesi Şematik Gösterimi	57
3.13. Biyel Kolu Kesiti	59
3.14 Trapez Vida Kesiti	61
3.15. Biyel Kolu Kritik Kesiti	63
3.16. Krank – Biyel Hareketi	66
3.17. Mekanik Sigorta	69
3.18. 20 Ton Yüksek Hız Presinin Görünüşleri	74

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo**Sayfa**

2.1. Mekanik ve Hidrolik Preslerde Yapılan İşler

23

1. GİRİŞ

İnsanoğlu var olduğundan beri, çevresini değiştirmek istemekte ve bu amaçla farklı faaliyetleri hayata geçirmeyi amaçlamaktadır. Bu uğraşta, insanın medeniyet göstergesi olarak da nitelenebilecek bir husus, tasarımı yapıp hayata geçirdiği alet, cihaz ve makinalar olmuştur. Günümüzde de, amaca uygun alet, cihaz ve makinaların geliştirilmesi sanayinin ana hedeflerinden biridir.

18. yüzyılda sanayi devriminin başlamasıyla, geliştirilen alet ve aparatlar çok daha karmaşıklaşmış ve karmaşık yapıları elemanlar tasarımı yapılmıştır. Burada, ana amaç, bir işi yapmak için kas kuvvetini azaltarak ya da kuvvet uygulamayı kolaylaştıran işin yapılmasını basitleştiren araçlar yaratmak ve kullanmak olmuştur (T.Britannica, 1992).

Böylece, öz olarak, “herhangi bir enerji türünü başka bir enerjiye dönüştürmek veya belli bir etki meydana getirmek için birleştirilmiş mekanizmalar bütünü” olarak tanımlanabilecek makinalar, geliştirilmiş ve halen de geliştirilmeye devam edilmektedir (Meydan Larousse, 1990).

Enerjinin ortaya çıktığı çeşitli şekillerin ve basit organların birleşmesiyle elde edilebilecek mekanizmaların çokluğu, makinaları da çeşitlendirmektedir. Dolayısı ile makinaları farklı şekillerde sınıflandırmak mümkündür.

Ayrıca, makinalar için önemli olan bazı kavramlar söz konusudur. Bunlar arasında, makina ekonomisi ve makina verimi önemli bir yer tutmaktadır.

Esas itibariyle, makinalar enerjiyi geri vermemekte, kendilerine sağlanan enerjiyi kullanarak karşılığında bir iş yapmaktadırlar. Bu bağlamda, makinada üç önemli eleman veya eleman grubu mevcuttur. Bunlar; alıcı, operatör ve hareket iletim mekanizması olarak nitelenebilir (Çiftçi, 2003).

Alıcı olarak nitelenen eleman veya eleman grubu, hareket ettirici kuvvetlerin doğrudan doğruya etki ettiği kısmı oluşturmaktadır. Operatör, kendisine verilen enerjiyi, amaca uygun, yararlı işe dönüştüren kısımdır. Hareket iletim mekanizması ise, motoru operatöre bağlayan ve motor gücünü ileten kısım olmaktadır (Çiftçi, 2003).

Burada bir iletim söz konusudur. İletime aracılık eden çeşitli organlar, doğal olarak pasif dirençlerle karşılaşmaktadırlar. Örneğin; kollar veya miller yataklarında, akışkanlar borularda, vidalar somunlarında sürtünmektedirler. Bu bağlamda, kayışlar ile zincirler uzamakta ve/veya kaymakta, çarkların dişleri birbirine çarpabilmekte ve makinanın iskeleti titreşebilmektedir (Yurci, 1997).

Hareket sonucu meydana gelen bütün bu olaylar, makinanın yapacağı işten kayba yol açmaktadır. Çoğu kez, enerji ısı biçiminde yayılmaktadır. Dolayısı ile, sağlanan enerjinin, sadece bir kısmı amaca uygun, yararlı işe dönüşmektedir (Anık ve Ark., 1997).

Yararlanılan işin, sağlanan işe oranı “makinanın verimi” olarak nitelenmektedir. Bu verim daima 1’den küçük olmaktadır. Ancak, ne kadar 1’e yaklaşırsa, o kadar verim yüksek olacaktır. Makina tasarımında, makina veriminin yüksek olmasının sağlanması, makina kullanımı açısından önem taşımaktadır.

Bu hususların geçerli olduğu çeşitli makina imalatları söz konusudur. Hepsine birden “makina sanayi” denmektedir. Makina sanayinin belli başlı çalışma alanları; takım tezgahları, sanayi donatımı, kaldırma makinaları, taşıma makinaları, bayındırlık makinaları, sanayi için makina ve özel donanımlar, presler, optik ve ölçme aletleri, mutfak ve ev donanım aletleri, maden makinaları, tarım makinaları ve özel makinalar olarak sayılabilir.

Görüldüğü gibi, makinalar hayli çeşitlidir ve amaca uygun olarak da birbirlerinden hayli farklı yapılarda olabilmektedirler. Bunlar içinde yer alan presler, farklı amaçlarla kullanılabilen makinalardır. Bu grup makinalar, belli bir kullanım elemanının imalatı için kullanılabildiği gibi sanayi elemanı olarak kullanılacak elemanların yapımında da kullanılabilmektedirler.

Preslerin kendi içinde farklı tipleri mevcuttur. Ancak, genellikle, şekil verme amaçlı kullanımları söz konusudur. Bu tip makinalarda basınç uygulama esastır. Bir başka deyişle, presler, genel olarak basınçla şekil verme makinalarıdır.

Bu Yüksek Lisans tezinde, imalat teknolojisinde önemli bir yeri olan preslerden bir özel bir pres olan yüksek hız preslerine ilişkin bir tasarım yapılması hedeflenmiştir. Böylelikle, yüksek hız presi tasarımında önemli olan parametre ve hesaplamalarla uygulamalı bir tez yapılması amaçlanmıştır.

Bu çalışma ile daha önce M. E. Yurci, M. Çiğdem, S. Anık ve arkadaşlarının çalışmalarında tanımlamalarını ve dizayn gerekliliklerini verdikleri çalışmalarından yola çıkılmış ve M. S. Çakmak ve A. S. Erdoğan tarafından yapılan dizayn hesaplarının geliştirilmesine çalışılmıştır.

2. PRESLER

Sanayinin önemli imalat makinelerinden olan presler, elektrik motorundan alınan dönme hareketini mekanik enerjiye çeviren ve bu enerjiyi kullanan makinelerdir. Preslerin sınıflandırması esas itibariyle tahrik sistemlerine göre yapılmaktadır.

Presler tahrik sistemlerine göre iki sınıfa ayrılmaktadır. Bunlar;

1. Hidrolik Presler

2.Mekanik Presler

Söz konusu presler aşağıdaki alt bölümler içinde tanıtılmaktadır (Yurci, 1997).

2.1. Hidrolik Presler

2.1.1. Hidrolik Preslerin Sınıflandırılması

Hidrolik presler yağ basıncı ile çalışan preslerdir. Farklı şekillerde kendi içinde sınıflandırılabilirler. Öncelikle;

A. Tek tesirli Hidrolik Presler

B. Çift tesirli Hidrolik Presler

olarak ayrılmaları [Çiğdem, 1996].

Bu sınıflamadan ayrı olarak hidrolik presler, gövde yapılarına göre de sınıflandırılabilmektedir [Çiğdem, 1996].

Buna göre ise;

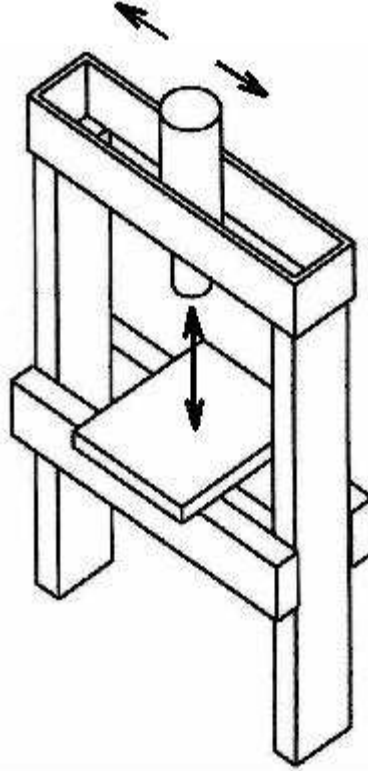
a. Açık Gövdeli Hidrolik Presler

b. Kapalı Gövdeli (düz kenarlı) Hidrolik Presler

olarak nitelenmektedirler.

2.1.2. Hidrolik Preslerin Çalışma Sistemi

Hidrolik preslerde, seçilen bir elektrik motoru yardımı ile elektrik enerjisi kullanılarak yağ basmaya yarayan pompalar çalıştırılmakta ve sisteme basınçlı yağ basılmaktadır. Basılan yağ, çeşitli yön denetim valfleri ve basınç ayar regülatörleri ile denetlenerek silindirlere etki ettirilirler. Böylelikle, silindirlerin ileri geri (doğrusal) hareketleri sağlanabilir. Silindirlere bağlı olan slayt (hareketli kafa) ise, aşağı yukarı hareket ettirilir. Şekil 2.1’de bir hidrolik presin hareketleri gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Hidrolik Pres Hareketleri [Bickerton, 2001]

Silindirlere gönderilen yağ miktarı ve basıncı kontrol edilerek, presin aşağı yukarı hareket hızları ve tonajı istenen değerlerde ayarlanabilir. Bu özelliklerden dolayı özellikle derin çekme kalıplarında hidrolik presler tercih edilmektedir.

Çift tesirli preslerde iki tane kayıt hareketi vardır. Dışta çalışan slayda “pot çemberi”, içte çalışan slayda ise “iç baskı” denmektedir. Derin çekme kalıbı, prese bağlandığı zaman önce pot çemberi saça basmakta ve basıncı kilitlemektedir. Daha sonra, iç baskı devreye girmekte ve saça basarak derin çekme işlemini gerçekleştirmektedir. İç baskı, ayarlanan basınç değerine ulaşınca dış baskı basıncı boşalmakta ve iç baskı yukarıya doğru kalkmaya başlamaktadır. Bu şekilde, dış baskıyı yukarıya kaldırmaktadır. Basılan parçanın durumuna göre pot çemberinin dört köşesindeki baskı kuvvetini ayrı ayrı ayarlama imkanı söz konusudur [Anık ve ark., 1997].

Bu tip preslerde iki tip çalışma pozisyonu bulunmaktadır.

1. Kademeli (el ile) çalışma pozisyonu

Bu tip çalışmada, aşağı yukarı butonlarına basıldığı sürece pres, aşağı yukarı hareket etmektedir.

2. Pedal konumu (otomatik) çalışma pozisyonu

Bu tip çalışmada ise, dış baskı, basınç tutup kilitlenene kadar pedalla kumanda edilir. Daha sonra, pedal kumandası bırakılsa bile, pres otomatik olarak derin çekme işlemini yapar ve üst ölü noktaya kalkar.

Hidrolik preslerde istenen strok aralıklarında istenen hızlarda hareket etme imkanı vardır. Örneğin; pres yukarıdan aşağıya hızla, saca basmasına az bir mesafe kalınca yavaş inebilir. Bu hareket tarzı özellikle derin çekme sac parçaların basılmasında önemlidir. Bu tip presler, aynı hareketi yukarı kalkarken de yapabilirler.

Hidrolik preslerde maksimum tonaja, parça basma anında ulaşılmaktadır. İstenen basınca ulaşıncaya, prosetat denilen basınç kontrol elemanları, ventillerin pozisyonunu değiştirerek presin geri dönmesini sağlar.

Hidrolik preslerde, pres kursu silindir boylarına bağlıdır. Tonaj ise, silindir çaplarına ve çalışma basıncına bağlıdır.

Çift tesirli hidrolik preslerde de slayt ayarı bulunmaktadır. Slayt ayarı, pot çemberi ile iç baskı arasındaki mesafeyi ayarlamada kullanılmaktadır. Hidrolik preslerin tüm hareketleri; mikroswitch, prosestat vb. kontrol elemanları ile kontrol edilmektedir.

2.2. Mekanik Presler

2.2.1. Mekanik Preslerin Çalışma Sistemi

Mekanik preslerde, elektrik motoru ile elde edilen dönme hareketi, kayışlar vasıtasıyla volana aktarılmaktadır. Kullanılan elektrik motorunun devir sayısı yüksektir (1450 dak.^{-1}). Öte yandan, preslerin dakikadaki vuruş sayısı, çalışılacak kalıp parametreleri nedeni ile bu mertebelerde bırakılamaz. Bu yüzden motorun devir sayısı, aktarma organlarında düşürülerek aktarılmaktadır. Bu aktarma organları aynı zamanda kuvvet akışında da rol oynamaktadır.

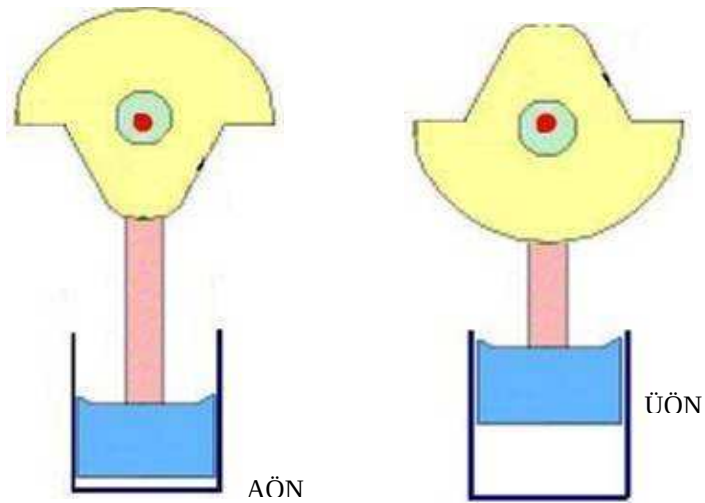
Volana bağlı olan milin üzerinde kavrama ve fren grubu bulunmaktadır. Kavrama ve fren grubu pnömatik veya hidrolik kumanda ile çalışabileceği gibi daha eski bir metot olarak mekanik olarak da çalışabilir. Volan motordan aldığı dönme hareketi ile sürekli dönmekte, ancak volan mili kavrama aracılığı ile hareket almadığı zaman dönmemektedir.

Bu tip preslerde, parça basılmak istendiğinde, kavrama kumandası devreye (pedal veya el butonları ile) sokulur ve volan mili dönmeye başlar. Volan milindeki dönme hareketi, eğer sistemde var

ise dişliler vasıtasıyla devir sayısı küçültülerek yada direkt olarak krank (eksantrik) miline aktarılmaktadır.

Eksantrik milin görevi dairesel hareketi doğrusal harekete dönüştürmektir. Presin krank miline, biyel kolu adı verilen kollarla hareketli bir kafa (koç, slayt, kayıt) bağlıdır. Burada, krank milinin eksen kaçıklığının iki katı kadar doğrusal hareket yaptırılır. Buna, presin kursu (strok) denmektedir. Eksantrik preslerde bu strok ayarlanabilir yapılabileceği gibi, strok sabit olarak da bırakılabilir.

Değişik yüksekliklerde kalıplar bağlayabilmek ve çalışma boşluğunu ayarlayabilmek amacı ile kayıt yükseklik ayar mekanizması da sisteme ayrıca dahil edilmektedir.



Şekil 2.2. Krank – Biyel Mekanizmasının Alt ve Üst Ölü Noktaları

Mekanik pres kaydının doğrusal hareketinin en aşağıya indiği pozisyona Alt Ölü Nokta (A.Ö.N.) ve en yukarıda olduğu pozisyona Üst Ölü Nokta (Ü.Ö.N.) adı verilmektedir. Krank – biyel hareketinin doğası gereği bu noktalarda kayıt hızı sıfırlanarak, kayıt yön

değiştirmektedir. Şekil 2.2.'de bir krank – biyel mekanizmasının alt ölü noktası ve üst ölü noktası şematik olarak gösterilmiştir [Çiftci, 2003].

2.2.2 Mekanik Preslerde Hareket Tipleri

Mekanik preslerde farklı tip hareketler mevcuttur. Presler genel olarak el butonları ve pedallar ile kumanda edilmektedir. Özellikle pedal ile çalışılırken operatörün elleri serbest kaldığından iş kazalarından kaçınmak için emniyet ışık bariyeri kullanılır. Ayrıca pedal ile çalışmada, pedala basınca kavrama - fren grubu pnömatrik ventiline enerji iletilmiş olmaktadır ve grubun fren tarafı açılarak kavrama tarafı devreye girmektedir. Böylece kayıt hareket etmeye başlmaktadır. A.Ö.N 'ya 20° kalana kadar pedala kumanda sonlandırılırsa, pres durmaktadır. Ancak, A.Ö.N 'ya 5°den daha az kalmışsa, pres Ü.Ö.N 'ya çıkana kadar hareketini otomatik olarak yapmaktadır. Pedal ile çalışma sırasında pedalın sağlıklı çalışması çok büyük önem taşımaktadır ve pedal kontrollerinin iyi yapılması gerekmektedir.

El butonları ile çalışmada da istenirse aynı kumanda sistemi kullanılabilir. İş kazalarını askeri seviyeye indirebilmek için el butonları operatörün iki elini de meşgul edecek şekilde hazırlanmaktadır. Ayrıca bir başka çalışma konumu olan kalıp ayar pozisyonunda da genellikle el butonları kullanılmaktadır.

Eksantrik preslerde sık raslanan bir diğer hareket tipi de seri harekettir. Bu çalışma konumunda pres hareketi ilgili butona basıldığında başlamakta ve diğer ilgili butona basılana kadar devam etmektedir.

Bu çalışma konumları bir operatör ile çalışmada kullanılacağı gibi iki veya daha fazla operatörle çalışmaya da adapte edilebilir.

Ayrıca eksantrik presler otomatikleşmiş bir imalat bandında malzeme sürücülerinden yada bir önceki imalat prosesinden de sinyal alarak kumanda edilebilirler.

2.2.3. Mekanik Preslerin Sınıflandırılması

Mekanik presler iki farklı şekilde sınıflandırılmaktadır. Bunlar;

1. Pres fonksiyonlarına göre sınıflandırma
2. Gövde Yapılarına göre sınıflandırma olmaktadır.

2.2.3.1. Mekanik Preslerin Pres Fonksiyonlarına Göre Sınıflandırılması

Mekanik presler, fonksiyonlarına göre üç grup olarak incelenebilmektedir. Bunlar;

1. Tek Etkili
2. Çift Etkili
3. Üç Etkili presler

Tek Etkili Mekanik Presler:

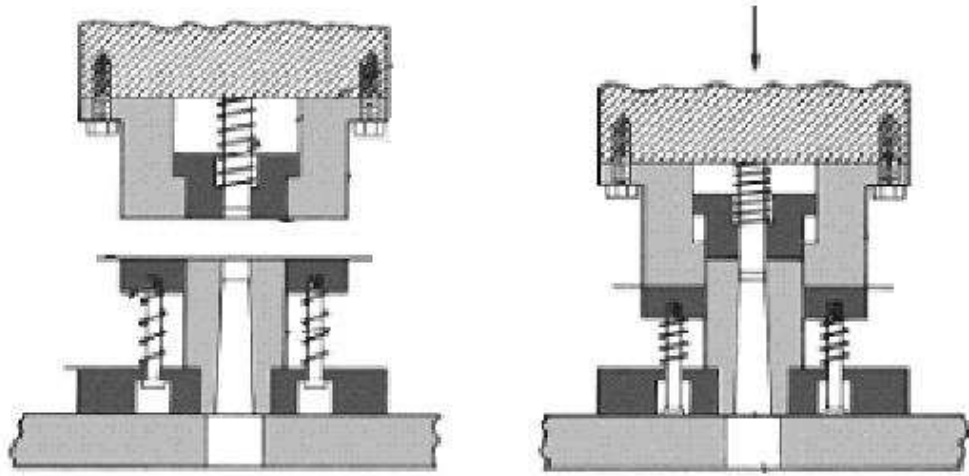
Bu preslerde, bir kayıt hareketi bulunmaktadır. Kayıt tabla ölçülerine göre bir, iki veya dört biyel kolu ile krank miline bağlı olarak bulunmaktadır ve yine tek veya çift krank milini olarak da imal edilebilir .

Tek etkili presler çeşitli metal şekillendirme (Kesme, Delme, Çekme vs.) işlemlerinde tercih edilmektedir.

Çift Etkili Mekanik Presler:

Bu preslerde iki ayrı kayıt ve kayıt hareketi veya iki ayrı yönde kayıt hareketi mevcuttur. Dışta hareket eden yada ikinci doğrultuda hareket eden kayıta “pot çemberi” veya “dış baskı”, içtekine ise “iç

baskı” adı verilmektedir. Dış baskıya, kalıbın saç tutan kısmı bağlanmaktadır. Esas şekil verecek göbek de, iç baskıya bağlanmaktadır. Önce dış baskı aşağıya inmekte ve saçı gergin bir şekilde tutmaktadır. Daha sonra ise, iç baskı aşağıya inmekte ve çekme işlemi yapılmaktadır. Bu tür presler, derin çekme işlerinde kullanılmaktadır. Aşağıdaki şekilde çift etki ile çalışan bir eksantrik pres kalıbının çalışması gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Eksantrik Preslerde Çift Etkili Çalışma [Emblom, 2003]

Üç Etkili Mekanik Presler:

Çift etkili mekanik preslerde olduğu gibi, iki kayıt hareketli başlığın içinde, bir kayıt hareketi de tablanın altında olmaktadır. Tabla altından olan hareket aynı zamanda kalıp içerisindeki mamulün dışarı atılması için de kullanılmaktadır.

2.2.3.2. Gövde Yapılarına Göre Mekanik Preslerin Sınıflandırılması

Preslerde gövde malzemesi dökme demirden yada kaynak konstrüksiyonlu olarak çelikten yapılmaktadır. Pres çalışması sırasında, pres gövdesi, kendisine etki eden kuvvetler nedeniyle şekil

değişimine uğramaktadır. Pres gövdesinde meydana gelen bu şekil değişimi, gerek preste imal edilen parçanın kalitesine ve gerekse kalıp ömrü üzerine ters yönde etki etmektedir. Bu nedenle çalışma sırasında, pres gövdesindeki şekil değişiminin minimum olması için presler mümkün mertebe esneme yapmayacak şekilde imal edilmektedir. Bunun için de, pres imalatında malzeme tasarrufu gözetmeksizin, çalışma sırasında gövdeye gelecek kuvvetlerin, gövdenin mukavemet edebileceği değerden hayli düşük olmasına dikkat edilmektedir.

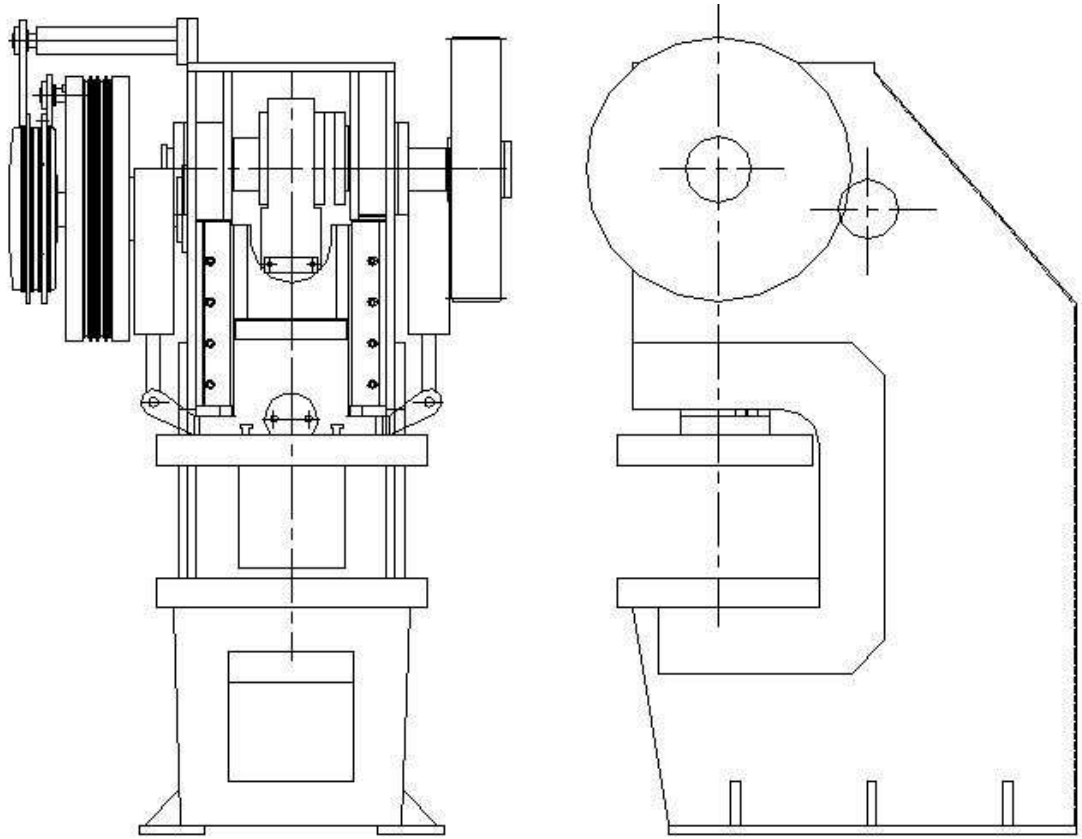
Gövde Yapılarına Göre Presler;

1. C tipi (Açık Gövdeli) Presler
2. H Tipi (Düz Kenarlı) Presler

olarak sınıflandırılabilir;

C Tipi (Açık Gövdeli) Mekanik Presler:

Bu presler genellikle tek etkili olarak kullanılan preslerdir. Ancak bazı durumlarda ikinci bir tesiri çıkarıcı olarak kullanabilirler. Avantajları, daha düşük fiyatlı olması, malzeme çalışma ve aktarılmasındaki kolaylıktır. Bu tiplere, kalıpların kolayca önden ve yandan bağlanabilmesinin yanı sıra, malzeme sürülmesinin kolaylığı da vardır. Basılan parçalar kalıp altına, yanlara, yada arkaya atılabilmektedir. Bu preslerin bir dezavantajı, yük altında gövde yapısı sebebiyle açısal deformasyona uğraması ve hizalama (alt ve üst tablolardaki paralelliğin bozulması) bozukluklarına sebebiyet vermesidir. Bunun neticesinde zımba ve kalıpların aşınması sorunu ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle bu tip presler piyasa da çok rağbet görmesine karşın hassas işlerde ve birden çok işi aynı anda yapan progresif kalıplarla kullanılması uygun değildir. Şekil 2.4.'de C tipi bir mekanik presin önden ve yandan görünüşleri gösterilmektedir.



Şekil 2.4. C Tipi Eksantrik Pres Görünüşleri

H Tipi (Düz Kenarlı) Mekanik Presler:

Bu preslerde, tezgah alt ve üst tablalarını hizalamayı sağlayacak en iyi koşullar mevcuttur. Bu hizalama sistemi bronz alaşımlı doğrusal yataklarla yapılabileceği gibi istenen hassasiyete göre doğrusal hareketli rulmanlı yataklarla da yapılabilir. Bu tip preslerin yük altında gövde esnemesi düz ve yere dik olmaktadır. C tiplerinde olduğu gibi açılı bir hareket görülmediği için ayarlanan paralellik çalışma esnasında da korunmuş olur. Esneme, kalıp ile aynı doğrultuda olduğundan kalıba da zararı olmamaktadır. Büyük düz kenarlı presler genellikle, küçüklere oranla daha yavaş vuruş yapmaktadırlar. Bunun nedeni, derin çekmeli parçalarda şekillendirme problemi olması nedeniyle darbeden ötürü kalıp ve pres ömürlerinin azalmasını önlemektir. Fakat gelişen kalıp teknolojisi ile

birlikte bu tip preslerde de hız aranılan bir özellik olmaya başlamıştır. Şekil 2.5’de ise H tipi bir eksantrik pres görülmektedir.



Şekil 2.5. H Tipi Eksantrik Pres Görünüşü

2.2.4. Mekanik Pres Tasarımı

Bir presin tonaj ve kapasitesi, en büyük kuvveti harcayarak basabileceği parçaya göre belirlenmektedir. Preslerin yükleme çalışma ve kapasitesini bir diğer presle mukayese edebilmek için o presin öncelikle hangi şartlar ve parçalar için imal edildiğini öğrenmek gereklidir.

Ayrıca, preslerin ihtiyaca uygunluğunun ilk kontrolü için öncelikle pres tahrik sisteminin kapasitesinin belirlenmesi bir zorunluluktur. Bu da, krank ve eksantriğin bağlantılarından başlayarak tüm kuvvet organlarının incelenmesini gerektirmektedir. Bundan sonra, diğer elemanların tasarımlanmasına gidilmektedir. Pres stroğu, en dar kalıpta bile parçayı basabilecek ve açıldığında rahatça parçayı alabilecek yükseklikte seçilmelidir. Pres stroğunun aynı zamanda yapılan işin yüksekliğinde de etkili olduğu unutulmamalıdır.

2.3. Eksantrik Pres Elamanları ve Fonksiyonları

2.3.1. Kavrama ve Fren Grubu

Motordan volana aktarılan dönme hareketini istendiği zaman (pedala yada el butonuna basıldığı anda) şafta aktaran ve dolayısıyla presin aşağı yukarı inip kalkmasını ve istendiği zaman durdurulmasını sağlayan mekanizmadır. Kavrama ve fren grubu gelişmiş preslerde hava yada hidrolik yağ ile çalışmaktadır. Kavrama disklerinden alınan güç, ara disklerle şafta aktarılmaktadır. Siteme bağlı olarak ara dişliler de, bu hareketi şaft ile biyel koluna aktarmaktadır.

Preslerin başarıyla ve güvenli çalışmasında en mükemmel çalışması gereken sistemler kavrama ve fren sistemleridir. Kavrama metal şekillendirmesi için gerek kuvveti sağlar ve kontrol etmektedir. Pres devamlı çalıştığında, kavrama volanla şafta güç aktarmaktadır. Vuruş istendiği zaman, kavrama, presin dönen kısımlarını hareketsiz konumdan tam hıza geçirmekte, frenler de bu hızlı hareketi her vuruşun sonunda durağan hale getirmektedir. Bu çalışma esnasında iş güvenliğini korunak için kavramalar prese giden elektrik yada hava kesildiğinde otomatik olarak frene geçecek şekilde tasarlanmaktadır.

Böylelikle bir kesinti anında presin kontrolsüz hareketleri engellenmiş olmaktadır.

Frenler ve kavramalar sürekli bakım ve kontrole ihtiyaç göstermektedirler. Kavrama, hava veya yağ basıncıyla sürtünmeli yüzeyleri birleştirirken, frenlerde bu sürtünmeli yüzeyleri ayırmak için güçlü yay – pim sistemleri kullanılmaktadır.

2.3.2. Dişli Grubu

Dişli grubu, kavrama milinden aldığı dönme hareketini, dişliler vasıtasıyla krank miline aktarmaktadır. Krank milinin dönmesi ile biyel kolu krank milinin eksantrik kaçıklığı kadar doğrusal hareket yapmaktadır. Eksantrik dişlilerin konstrüksiyon yapısına göre preste istenen hız elde edilmektedir. Bu hız ayarı, pres imalatı sırasında, presin kullanılma amacına göre istenen slayt hızı da göz önüne alınarak ayarlanmaktadır. Ancak bazı dizaynlarda dişlilere gerek kalmaksızın istenilen hız ve kuvvet elde edilebilir. Bu durumda dişliler sistem dışında bırakılır.

2.3.3. Biyel Kolu

Eksantrik (krank mili) mildeki dönme hareketini, eksantrik milin eksen kaçıklığının iki katı kadar doğrusal harekete çeviren bir elemandır. Bu dönüşüm basit bir krank – biyel mekanizması sayesinde olmaktadır. Şekil 2.6. bir eksantrik presdeki biyel kolu uygulaması görülmektedir.



Şekil 2.6. Biyel Kolu Uygulaması

2.3.4. Elma Vidası

Elma Vida (Kayıt ayar vidası), değişik yüksekliklerde kalıp bağlayabilmek için slayt ile tabla arasındaki mesafeyi ayarlayan düzendir.

Presin doğrusal hareketi değişmeyeceği için, elma vidası ile pres kafasını, kalıp yüksekliklerine göre aşağı veya yukarı yönde doğrusal hareket yaptırılabilir. Biyel kolunun ucuna bir vida bağlı bulunmaktadır. Ayrı bir motor ile yada el ile bu vida döndürülmektedir. Vida sabit olduğundan, somunun bağlı olduğu hareketli kafa aşağı ve yukarı hareket ettirilebilir, böylece istenen yükseklik ayarı yapılabilir.

2.3.5. Tezgah Tablaları

Hidrolik ve mekanik preslerde kalıp ile pres yatağı arasında tablalar kullanılmaktadır. Tablalar, kalıp bağlanmasını uygun düz yüzey sağlarlar ve aşınmaları halinde tekrar taşlanabilirler. Üzerlerinde kalıptan yastığa uzanan basınç pimlerinin geçeceği boşluklar bulunmaktadır. Tablalar, kalıplara destek vermesi ve esnemesi açısından yeterince kalın olmalıdır. Tablaların genişliği, uzunluğu ve kalınlığı her pres yatağına göre standarttır. Bu standartlaşma ile presler arası kalıp değişimi mümkün olmaktadır. Bazı büyük preslerde kalıp değişimini hızlandırmak için hareketli tablalar da kullanılmaktadır. Şekil 2.7.'de kalıp bağlayabilmek için kollu olarak tasarlanmış bir tabla konstrüksiyonu görülmektedir.



Şekil 2.7. Tabla konstrüksiyon örneği

2.3.6. Denge Silindiri

Kayıta bağlanan üst kalıbın ağırlığı her kalıp için değişmektedir. Kayıtın volandan aldığı ve vuruş esnasında kullandığı enerjiyi üst ölü noktaya çıkarken boşa harcamamak için, değişen kalıp ağırlıklarına karşı kayıta hava basıncı yardımıyla fazladan bir güç kazandırılmaktadır. Bu gücün değeri her kalıp için ayrı

olmaktadır. Bu da, denge silindirlerinin basıncını değiştirmek suretiyle yapılmaktadır.

Kısacası, bu ağırlığın kayıt üzerindeki etkisini ortadan kaldırılmasına yardımcı olmaktadır. Denge silindiri hızlı ve darbeli hareketler sonucu oluşabilecek dişlilerin aşınmasını ve boşluk doğmasını engellemektedir.

Denge silindirleri, kayıtın her iki yanındaki kolonlar içinde yer almaktadır ve hava ile çalışmaktadırlar. Denge silindirleri kolonlar içinde dik konuma sahip durumdadırlar. Üstten pres üst başlıklarına bağlı olarak ve alttan ise piston mili ile slayda bağlı olarak tasarımlanmaktadır.

Denge silindirlerine dengesiz basınç verilirse, kalıp kolonlarında sıyırma olabilir. Bu ise, kalıptan çıkan parçada çeşitli etkiler meydana getirebilir. Vuruş tam olmaz (örneğin; kesme kalıbı tam kesmez veya çapaklı keser), pres kızaklarında çeşitli sıyırmalara sebep olabilir. Bu nedenle birden fazla silindirin kayıta bağlandığı durumlarda bu bağlantılar kayıta göre simetrik olarak dizayn edilmelidirler [Çiftci, 2003].

Basıncın, kalıp ağırlık farklılıklarına göre değiştirilebilmesi için bir kontrol vanası (pnömatik regülatör) sisteme dahil edilebilir. Denge silindiri basıncı düşük olduğu zaman pres tablası devamlı olarak aşağıya salınım hareketi yaptığı görülmüştür.

2.3.7. Hava Yastıkları

Hava yastıkları, pres alt tablasının altında yer almaktadır. Küçük preslerde tek yastık, büyük preslerde çift yastık bulunmaktadır. Bazı preslerde pot çemberi görevi görerek parçanın düz ve çevresel olarak eşit kuvvetle tutulmasını sağlamaktadırlar.

Hava yastıkları aynı zamanda basılmış veya kesilmiş parçayı kalıptan çıkarıcı görevi de yapmaktadır.

Hava yastıkları, bir hava pistonu ve silindirden ibarettir. Verdiğimiz hava miktarına göre, karşı yönde bir kuvvet oluşturmaktadırlar. Yukarıdan gelen kuvvetlerle de tahliyeden havayı atarak pistonun aşağı yukarı hareket etmesini sağlamaktadırlar. Yüksek güç gerektiren konstrüksiyonlarda bu yastıklar hidrolik olarak da kullanılabilmektedir.

Hava yastıkları derin çekme ve ütüleme kalıplarında parçayı tutarak gerdirmede, kesme kalıplarında ise parça çıkarıcı görevi yapmaktadırlar. Yastıklara fazla basınç verilirse parçalarda yırtma görülebilir ve az basınç verildiğinde de pot oluşabilir. Bu nedenle baskı değerleri iyi hesaplanarak ayarlanmalıdır.

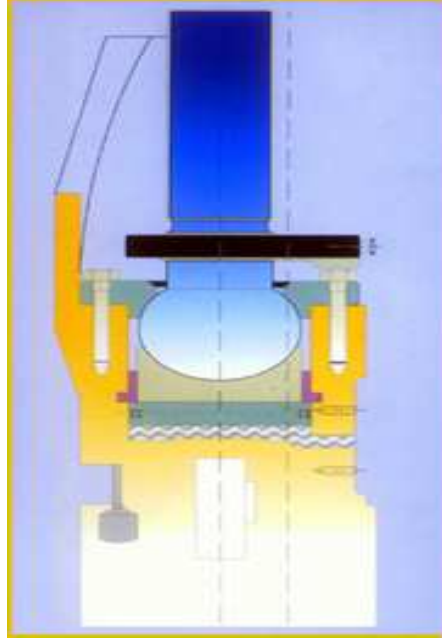
Yastık ayarları kalıp pim boylarına göre yapılmaktadır. Az sayıda pim kullanılan kalıplarda yastık basıncının mümkün olduğu kadar düşük olması gerekmektedir. Yüksek basınç verildiğinde, kalıbın dengeleme pimi yok ise pimler sıyırmaya maruz kalırlar. Bu durumda, kasıtlı çalışılacağı için pim boyunda kısaltmalar oluşabilir. Pim kalıp tablasında şişmeden dolayı sıkışır ve sonuçta kalıp zarar görebilir.

2.3.8. Aşırı Yük Sistemi

Aşırı yük sisitemi, biyel kolunun hareketli kafaya bağlandığı yerde vuruş ayarını dengeleyen bir silindirden ibarettir. Bu silidir mekanik olarak yada hidrolik olarak çalışabilir.

Prese herhangi bir sebeple maksimum basıncın üzerinde bir vuruş verilirse, pres aşırı yüke girer ve kavrama devre dışı kalmaktadır. Böylelikle, silindirdeki yağ boşaltılarak tahliye

edilmektedir. Bu da presin sıkışmasını önlemektedir. Şekil 2.8’de hidrolik bir aşırı yük sigortasının montajı şematik olarak görülmektedir.



Şekil 2.8. Aşırı Yük Sistemi Montajı

2.3.9. Parça Düşürücüler

Parça düşürücüler, preste basılan parçanın üst kalıptan düşürülmesini sağlamaktadır. Kesme kalıplarında kullanılmaktadır. Bu kalıplar, üst sıyırıcıda yay olmayan kalıplardır.

Düşürücü sistemi olan kalıplarda genelde, kalıp üstündeki itici pimlerine göre pres düşürücü ayakları ayarlanmaktadır. Kalıba zarar vermemek ve pres düşürücü ayakların zorlanmaması için düşürücü ayar hatası yapılmaması gereklidir.

Düşürücü mesafesi az verilirse parça kalıptan düşmez ve düşürücü mesafesi fazla verilirse:

- Kalıp iç göbeğini tutan pimler (saplamalar) kırılabilir,

- Pres düşürücü civataların zorlanmasına, eğilmesine sebep olabilir,
- Kalıp itici pimlerin kırılmasına sebep olabilir.

2.3.10. Parça Alıcı Aparatlar

Kesme kalıplarında kesilen (veya delinen) parçanın alınmasını sağlayan aparatlar her kalıp yüksekliğine göre ayarlanmaktadır. Pres bağlantı çubuğu, aparatın gidip-geldiği uç noktalarına göre ayarlanmaktadır.

Aparatın hareketli ucu, aparat kolunun kenarına değmeyecek şekilde getirilmekte ve alıcı tepsi bağlantı kolu takılmaktadır. Alıcı tepsi bağlantı kolu, kalıp ve slayt yüksekliğine (dişi ve erkek kalıp arasındaki mesafeye göre) ayarlanarak sıkıştırılmaktadır. Tepsinin dişi ve erkek kalıba çarpmamaları gerekmektedir.

2.4.Hidrolik ve Mekanik Preslerin Karşılaştırılması

Hidrolik ve mekanik presler öncelikle yapabildikleri işlere göre seçilirler. Aynı işin her iki tür presde yapılabildiği durumlarda ise pres performans değerleri ile çalışma koşulları incelenmelidir. Hidrolik ve mekanik preslerde yapılan işler Tablo 2.1’de özetlenmiştir.

Tablo 2.1. Mekanik ve Hidrolik Preslerde Yapılan İşler

Mekanik Presler	Hidrolik Presler	Mekanik ve Hidrolik Presler
Fazla derin olmayan çekmeler	Derin çekmeler	Orta ve derin
Seri imalat	Düzgün olamayan parça şekillendirmeleri	Etek kesimleri
Kesme	Kesme	
Delme	Kalıp Alıştırmaları	
Ütüleme		
Açılı Kesme		

Hidrolik ve mekanik presler arasındaki önemli farklar ise aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- 1- Hidrolik preste vuruş boyunca kuvvet sabittir, mekanik preste ise slayt pozisyonuna göre kuvvet değişmektedir.
- 2- Hidrolik preste strok yüksekliği kolayca ayarlanır ve kontrol altındadır. Mekanik preste ise, strok yüksekliği krank ve eksantrik dönüşüyle sınırlıdır.
- 3- Hidrolik presin hızı ayarlanabilir, mekanik presin hızı ise tahrik sistemiyle sınırlı ve sabittir.
- 4- Hidrolik pres aşırı yüke giremez, önceden ayarlanmış bir kuvvete ulaşınca kayıt hareketini sona erdirir. Mekanik pres ise aşırı yüke girer ve koruyucu sistem yoksa prese ve kalıba zarar verebilir.
- 5- Mekanik presler, devrini daha hızlı tamamlar ve seri üretime daha yatkındır.
- 6- Enerji volanda depolandığından mekanik preste daha küçük motor kullanılır. Hidrolik presler, eşdeğer bir mekanik prese oranla 2-2,5 kat daha güçlü motor kullanır.
- 7- Mekanik presin kayıt hızı, daha yüksek olduğundan yüksek darbe hareketi isteyen kesme ve delme işlemlerine daha uygundur. Aynı

işlemler hidrolik preslerde yapılabilir ancak bıçak ve zımbaların metali kesim esnasındaki şoku hidrolik sisteme zarar verebilir.

- 8- Mekanik presler harekete geçtikten sonra slayt geri alınamaz ve vuruşunu tamamlamak zorundadır. Eğer direnç fazla gelirse kayıt aşağıda kalarak sıkışma oluşur yada kalıbı kırar (veya pres zayıf bir noktasından kırabilir). Hidrolik sistemde basınç, ayarlı bir valf ile ayarlanabilir. Sistem basıncı sadece malzeme direncini geçecek seviyede tutulur. Malzeme kalınlığı, cinsi, çift basma ve yanlış kalıp bağlamalarda sistem sadece valf değeri kadar basınç uygular, üstüne çıkmaz. Hidrolik presleri aşırı yük ile zorlamak hemen hemen imkansızdır. Bu nedenle kontrolleri daha kolaydır.

3. 20 TON YÜKSEK HIZ PRESİ DİZAYN HESAPLARI

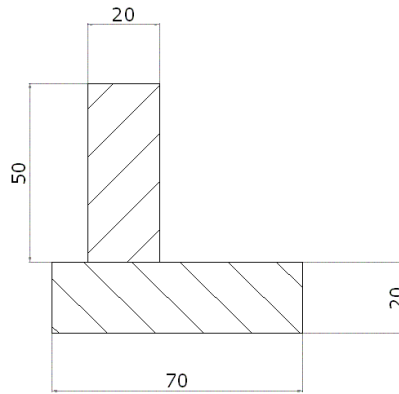
3.1. Kritik Gövde Kesitinin Boyutlandırılması

Pres dizaynına başlarken öncelikle pres gövdesinin pres mukavemeti sağlayacak şekilde minimum ölçüleri tayin edilir. Daha sonra dizayn gereklilikleri ve pres parçalarının bağlanma ve montaj kolaylıkları göz önüne alınarak pres ölçülerinin nihai değerleri belirlenir. Yüksek hız pres gövdesi, hızlı çalışması esnasında sağlıklı kızak yataklaması sağlanabilmesi amacı ile H tipi gövde olarak düşünülmüş. Ve gövde hesapları buna göre yapılmıştır.

H tipi gövdeli bir pres, ana hatlarıyla dört adet kaynak konstrüksiyonlu kolon arasında ve bu kolonlara kızaklanmış şekilde çalışan bir kayıt sistemine sahiptir. Bu sistem sayesinde darbe esnasında oluşan tepki kuvvetleri kayıt üzerinden gövdeye homojen olarak dağıtılır. Bu taşıyıcı kolonlar gövdenin altında ve üstünde kaynak konstrüksiyonlarla birbirine bağlanmış ve gövdenin bütünlüğü sağlanmıştır.

Böyle bir konstrüksiyonda, pres darbe sırasında gövde kolonlarını uzatmaya çalışacağından kritik mukavemet noktaları kolonlar olarak kabul edilir. Bir başka deyişle pres yükünü bu dört kolon emniyetli bir şekilde deforme olmaksızın taşıyabiliyorsa gövde konstrüksiyonu sağlam olarak kabul edilebilir. Bu nedenle öncelikle bu kolonların mukavemet hesapları yapılarak boyutları belirlenmelidir. Bu çalışmada bu hesabı yapabilmek için benzer kuvvetlerdeki eksantrik presler göz önüne alınarak uygun bir kesit seçilmiş ve bu kesitin hesabı yapılarak boyutların uygunluğu kontrol edilmiştir.

Şekil 3.1’de 20 Ton Yüksek hız Presi için seçilen taşıyıcı kolon kesiti görülmektedir. Bu kesit presin yan, ön veya arka saçlarının birleşmesiyle meydana gelecektir. Yan, ön ve arka saçlar pres boyunca ve enince tek parça olacakları halde kritik kesit olarak kabul edilen darbe düzleminde, malzeme yükleme pencereleri içerdiklerinden, saçların birleşme köşelerinden pencerelere kadar olan boyutları pres taşıyıcı kolonu olarak kabul edilmiştir.



Şekil 3.1. 20 Ton Yüksek Hız Presinin Taşıyıcı Kolon Kesiti

Pres dört taşıyıcı kolon üzerine kurulduğu için her bir kolon pres tonajının dörde birini taşıyacaktır. Bu durumda bir taşıyıcı kolon 5 ton taşımak zorundadır.

Darbe esnasında oluşacak gerilme malzeme mukavemetinden küçük olursa kesit emniyetli bir şekilde yükü taşıyor olarak kabul edilir. Buna göre;

$$\sigma_K \geq \sigma \quad (3.1)$$

ve,

$$\sigma = \frac{F}{A} \cdot S \quad (3.2)$$

Burada;

σ_K : Malzemenin Kopma Mukavemeti (daN/mm²)

F : Kesitin Taşıyacağı Yük (daN)

A : Kesit Alanı (mm²)

S : Emniyet Katsayısı

Pres gövde konstrüksiyonunda, Ek 1'de dayanım değerleri verilen DIN17100 genel konstrüksiyon çeliklerinden kaynak yatkınlığı ve rahat bulunabilirliği göz önüne alınarak St 37-2 kullanılacaktır. Bu malzemenin kopma mukavemeti 37 daN/mm² olarak ve emniyet katsayısı pres ömrünü uzatmak amacı ile 3,5 olarak kabul edilerek hesaplanırsa [Dikmen, 2000];

$$\sigma = \frac{20.000}{(50.20) + (70.20)} \cdot 3,5 = 29,2 \text{ daN/mm}^2$$

$$37 > 29,2$$

olduğundan taşıyıcı kolon kesiti emniyetli olarak kabul edilmiştir.

Yan ve ön pres çalışma pencereleri sırası ile 420 mm ve 510mm olarak kabul edildiğine göre, pres kolonları ile birlikte pres genişliği 650 mm ve pres derinliği ise 520 mm olarak tayin edilmiş olur.

3.2. Pres Kuvvet Hesabı Ve Kuvvet Aktarım Elemanlarının Boyutlandırılması

Enerji veya iş makineleri genellikle ihtiyaçları olan hareketi bir dönme momenti ile karşılarlar. Eksantrik presler de bu tip makinelerle örnek teşkil ederler. Motor ve kayış kasnak sistemi ile elde ettikleri enerjiyi volan yardımı ile depolar ve krank – biyel mekanizması ile doğrusal harekete dönüştürürler. Bu enerji zincirinde kilit noktası volandır.

Volanın kazandığı enerji, geometrik şekli itibari ile sahip olduğu kütle (m) ve teğetsel hızına bir başka değişle kinetik enerjisine bağlıdır.

$$K = \frac{m.V^2}{2} \quad (3.3)$$

Bu formülde;

K : Kinetik Enerji (daN.m)

m : Volan Kütlesi (kg)

V : Volanın Halka Dış Çapındaki Çizgisel Hızı (m/sn)

Bu denklemden yola çıkarak volan enerjisini dolayısıyla pres kuvvetini etkileyen iki önemli faktör volanın hızı ve ağırlığı olduğu sonucuna varılabilir. Buna göre volan pres üzerinde en hızlı bölgeye yani devrin en yüksek olduğu yere bağlanmalıdır. Bu nedenle motor devrinden faydalanabilmek için volan – kasnak oranı bir başka ifade ile volan ve kasnağın çapları oldukça önemlidir.

Esas olarak volan mekanik bir akü olarak kabul edilebilir. Her bir turunda pres işi için gerekli olan enerjiyi toplamaktadır. Eksantrik presler dünya standartlarına uygun olarak krank milinin 360 derecelik turunun son 30 derecesinde istenilen kuvveti verecek şekilde dizayn edilirler. Bu durumda direkt volandan tahrikli bir pres için volan turunun 330 derecesinde gerekli enerjiyi depolamalı ve presi işe hazır konuma getirmelidir.

Pres üzerindeki kalıbın işe girmesi ile birlikte volanda bir hız düşüşü gözlemlenir. Bunun nedeni volanın topladığı enerjinin çekilmesidir. Kinetik enerjisinin düşmesi ile 3.3 nolu formüle bağlı olarak volan hızı düşer. Bu hız düşüşü presin çektiği gücün bir göstergesi olarak kabul edilebilir. Bir başka değişle pres, krank mili turunun son 30 derecesinde gözlemlenen hız düşüşüne orantılı bir

enerji harcamaktadır. Volanın, volan halkası dış çapındaki, maksimum çizgisel hızını V_1 ve minimum çizgisel hızını da V_2 olarak kabul edersek, Volan İşi (E);

$$E = \frac{1}{2}.m.(V_1^2 - V_2^2) \quad (3.4)$$

formülü ile hesaplanabilir.

Ayrıca volandaki hız farkının ortalama hıza oranı, hareketteki dengesizliği ifade eder, ve δ ile gösterilerek düzgünsüzlük sayısı olarak ifade edilir [Çakmak, 1993].

$$\delta = \frac{(V_1 - V_2)}{V_{ort.}} \quad (3.5)$$

Düzgünsüzlük sayısı ne kadar büyük olursa hız farkı da o derecede büyük demektir ve makine o derecede düzensiz çalışır, küçük olması oranında ise daha düzenli çalışır. Makinenin tam olarak düzgün çalışması için hız farkının sıfır olması gerekir. Bu durum teorik olarak limit değer olmakla birlikte ancak özel uygulamalar ile laboratuvar şartlarında gerçekleştirilebilmektedir [Çakmak, 1993].

3.4 nolu Formül göz önüne alınıp iki kare farkı şeklinde düzenlenir ve ortalama hız değeri ve düzgünsüzlük sayısı cinsinden ifade edilecek olur ise, Volan İşi (E);

$$E = m.V_{ort}^2.\delta \quad (3.6)$$

şeklini alır.Ayrıca formülde geçen pres kütlesi (m) ve volan ortalama hızını (V_{ort}), volan yaralı ağırlığı (G),yerçekimi ivmesi (g), volan çapı (D) ve volan devri (n) cinsinden yazılacak olur ise;

$$m = \frac{G}{g} \quad (3.7)$$

ve

$$V_{ort} = \frac{\pi.D.n}{60} \quad (3.8)$$

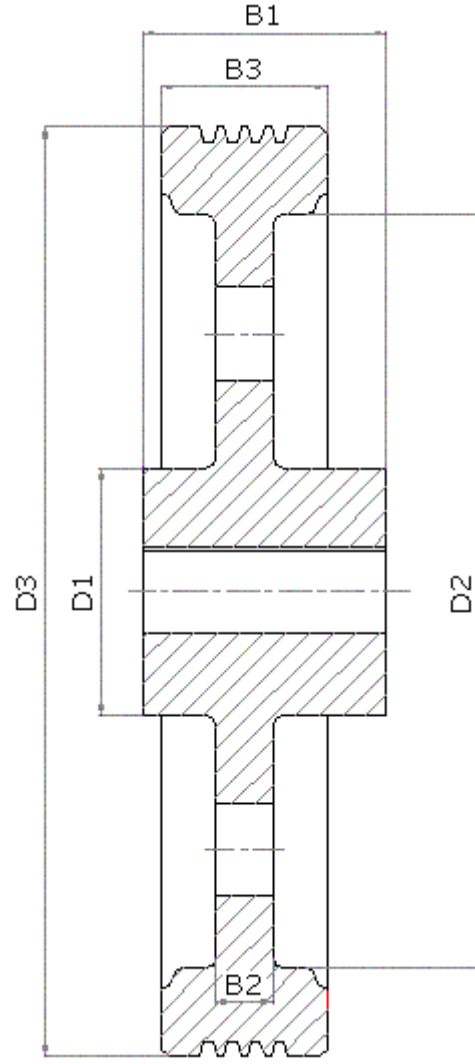
terimleri elde edilir ve burada π^2/g ifadesi 1 olarak kabul edilirse Volan İşi (E) aşağıdaki şekli alır;

$$E = G.D^2 \cdot \frac{n^2}{3600} \cdot \delta \quad (3.9)$$

Bu ifadedeki GD^2 volanın geometrik büyüklüğünü ifade eder ve Volan Momenti veya Volan Savurma Momenti olarak da anılır.

3.2.1. Volan Şekli ve Boyutları

Volanın dönel bir cisim olduğu göz önüne alınarak volan şekillendirilmesi ve boyutlandırılması yapılmalıdır. Pratik olarak Volan Savurma Momentini, volanın dış halkasının yarattığı kabul edilir. Böylelikle volan merkezi ve merkezi çembere bağlayan kolonlar mukavemet sağlaması kaydıyla bağımsız olarak makinenin diğer aksamalarına göre boyutlandırılır. Şekil 3.2.'de şematik olarak çok kullanılan bir volan kesiti görülmektedir.



Şekil 3.2. Şematik Volan Kesiti

Görülen volan kesitine yakın bir volanda 3.7 nolu denklemde geçen yararlı volan ağırlığı (G) volanın D3 ve D2 çapları arasında kalan halkasının ağırlığı olarak kabul edilir ise, yararlı volan ağırlığı volan yoğunluğu (γ) da dikkate alınarak şu şekilde hesaplanabilir;

$$G = \frac{B3.\pi}{4} \cdot (D3^2 - D2^2) \cdot \gamma \quad (3.10)$$

Buna bağlı olarak 3.8 nolu denklemdeki volan çapı (D) Şekil 3.2’de görülen D3 olarak alınarak denklem şu şekilde ifade edilebilir;

$$E = \frac{B3.\pi}{4} \cdot (D3^2 - D2^2) \cdot D3^2 \cdot \frac{n^2}{3600} \cdot \delta \cdot \gamma \quad (3.11)$$

Burada volanın hızı düştükçe depolayabildiği enerji değeri de düştüğünden, hesaplar için pres minimum devir ile çalışıyor olarak değerlendirildi.

Volan halkasının boyutlarını saptayabilmek için, öncelikle volanın her bir turunda depolaması gereken Volan İşi (E) hesaplanır. Bunun için pres kuvvetinden yola çıkıldı. Eksantrik preslerde volanın işi yada momenti krank mili tarafından biyel koluna taşınır ve bu moment kuvvet kolu çarpı kuvvet prensibine uygun olarak Pres Kuvveti (F_p) haline dönüşür.

Eğer sistemde volan ile krank mili arasında bir dişli sistemi söz konusu ise aktarılan moment bu sistem üzerinden krank miline ve biyel koluna ulaşacağından dişli oranları da göz önüne alınmalıdır. Eksantrik presler bu dişli grubu angrenaj sistemi olarak adlandırılır. Angrenaj sistemi, çoğunlukla volan ölçüleri konstrüksiyonun genel ölçülerinin çok üzerinde olması gerektiği durumlarda tercih edilir. Böylelikle volan ebatları istenilen sınırlar dahilinde tutulurken moment angrenaj oranı ile orantılı olarak artar. Konstrüksiyonun gerektirdiği durumlarda, sisteme iki veya daha fazla angrenaj sistemi de eklenebilir. Angrenaj sisteminin gerekliliğine karar verebilmek için tasarlanan konstrüksiyona uygun bir volan kabul edilir ve Pres Kuvvetine bağlı olarak uygunluğu saptanır. Bu hesaplama sırasında istenilen Pres Kuvvetinin seçilen volan ile sağlanamadığı görülürse uygun bir angrenaj oranı tespit edilerek Pres Kuvvetinin sağlanması yoluna gidilir. Tespit edilen bu oran ve angrenaj dişlilerinin ve diğer elemanlarının mukavemetleri de göz önüne alınarak dişli boyutları, angrenaj mili ve onun yataklarının boyutları belirlenir.

Bu çalışmada dizaynı gerçekleştirilen, yüksek hız presinin nominal kuvveti 20 tondur. Hesaplamalar sırasında pres çalışmasının rahat ve sağlıklı olması için Pres Kuvveti nominal değerin yaklaşık %10 kadar fazlası olarak alınır. Buna göre hesaplamalar esnasında Pres Kuvveti 25 ton (25.000 daN) olarak kabul edilecektir.

Eksantrik preslerde krank milinin taşıdığı moment, bir başka değiş ile angrenaj sisteminin söz konusu olmadığı durumlarda Volan İş, Pres Kuvvetinin kuvvet koluyla çarpımına eşit olmaktadır. Kuvvet kolu ise bu tip preslerde pres eksantrikliği (e) kadardır. Pres eksantrikliği aynı zamanda pres stroğunun iki katına eşittir.

Eksantrik presler uygulama alanlarına göre ve beraber kullanıldıkları kalıpların özelliklerine göre farklı stroklarda çalıştırılmak istenir. Bu isteği karşılaya bilmek ve strok değerini değişken olarak kullanabilmek için krank mili üzerine, krank mili ile biyel kolu arasına mekanik kavrama adı verilen bir eleman yerleştirilir. Mekanik kavrama presin çalışması sırasında, pres ile beraber hareket edecek fakat istenildiğinde pres durdurulup krank milinden bağımsız şekilde döndürülebilecek şekilde dizayn edilir ve belirli bir eksantrikliğe sahiptir. Bu sayede pres kuvvet hattı üzerinde iç içe geçmiş iki eksantriklik yaratılmış olur. Bunlar krank mili eksantrikliği (e_1) ve mekanik kavrama eksantrikliği (e_2) olarak anılır. Bu değerlere bağlı olarak maksimum ve minimum eksantriklik;

$$e_{maks.} = e_1 + e_2 \quad (3.12)$$

$$e_{min.} = e_1 - e_2 \quad (3.13)$$

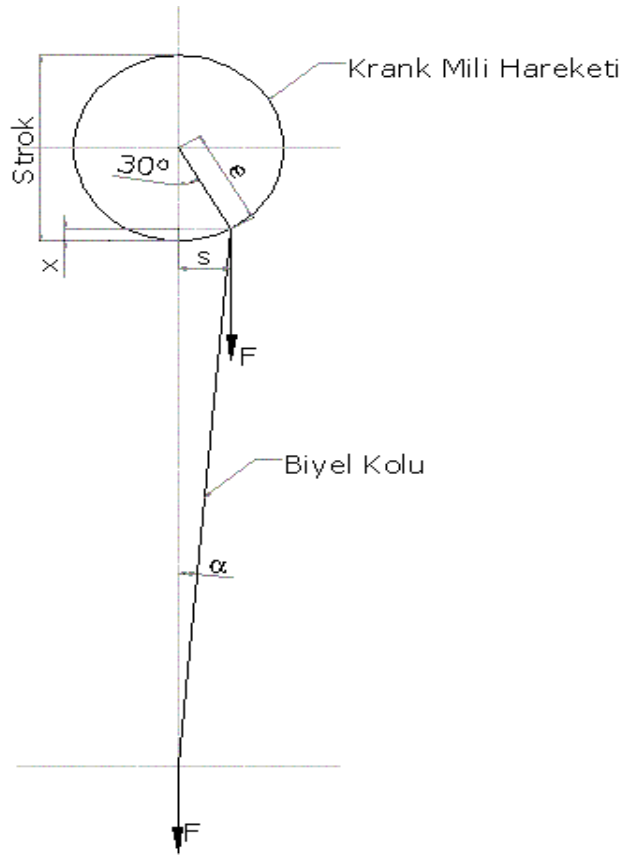
Burada mekanik kavramanın eksantrikliğinin her zaman krank mili eksantrikliğinden küçük olması gerekliliği gözden kaçırılmamalıdır. Pres çalışırken eksantrikliğin minimum konumda olduğu varsayılırsa ve mekanik kavramanın eksantrikliği krank mili eksantrikliğine eşit veya ondan daha büyük değerlere sahip ise teorik olarak karşımıza sonsuza yaklaşan ve pratik olarak kontrolsüz derecede büyük kuvvetler çıkabilir. Bu kontrolsüz yükler altında pres ara ve bağlantı parçaları ve hatta pres gövdesi aşırı yüklenmiş konumda kalabilir ve deformasyonlar baş gösterebilir. Bu nedenle pres emniyetini her koşulda sağlayabilmek için dizayn aşamasında

mekanik kavrama eksantrikliği krank mili eksantrikliğinden daha küçük seçilir.

Pres kuvvet kolu yani eksantrikliği büyüdükçe moment ilkelerine göre pres kuvvetinin sağlanması için gereken moment de artacaktır. Bir başka deyişle pres stroğu arttıkça gereken Volan İş i de artmaktadır. Bu nedenle pres kuvveti hesaplarında presin maksimum stroğu esas alınarak hareket edilecektir.

Pres İş i hesaplanırken krank milinin bir turluk hareketi göz önüne alınarak kuvvet kolu tespit edilir. Kuvvet Kolu (s) Şekil 3.3'e bağlı olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$s = e \cdot \sin 30^\circ \quad (3.14)$$



Şekil 3.3. Krank Mili Hareket Şeması

Bu çalışmada ele alınan yüksek hız presinin maksimum stroğu 15 mm olarak istendiğine göre maksimum eksantrikliği de 7,5mm olmaktadır. Dolayısıyla pres kuvvet kolu (s);

$$s = 7,5 \cdot \sin 30^\circ = 3,75 \text{ mm}$$

olarak hesaplanır. Buna göre Pres İşi (W);

$$W = F_p \cdot s \quad (3.15)$$

olduğuna göre gerekli Pres İşi;

$$W = 25000 \cdot 0,00375 = 93,75 \text{ kgm}$$

olarak elde edilir.

Ek 2'de görülen teknik resimdeki volanın kullanılacağı kabulü ile volandaki hız kaybı %30 olarak kabul edilerek düzgünsüzlük sayısı (δ) 3.5 nolu denkleme göre aşağıdaki gibi hesaplanabilir [Sass et al, 1961].

$$\delta = \frac{V - 0,3V}{\frac{V + 0,3V}{2}} = \frac{0,7V}{0,65V} = 1,07$$

ve pres minimum devri 150 d/dak. alınarak, 3.11 nolu denkleme göre Volan İşi (E), volan yoğunluğu 7850 kg/m³ alınarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir. [Topbaş, 1998]

$$E = \frac{0,150 \cdot \pi}{4} \cdot (0,500^2 - 0,250^2) \cdot 0,500^2 \cdot \frac{100^2}{3600} \cdot 1,07 \cdot 7850 = 128,8 \text{ daNm}$$

olarak elde edilir. Bu değer teorik volan işidir. Gerçek volan işi (E_g) için ise pres toplam verimi (v_T) dikkate alınır.

Bu çalışmada ele alınan eksantrik pres için tezgahta angrenaj sistemi olmadığı kabul edilerek pres toplam verimi volan-kasnak sistemini verimi (v_1) ile Kayıt veriminin (v_2) çarpımına eşit olur.

$$v_T = v_1 \cdot v_2 \quad (3.16)$$

Pres üzerindeki iki verim de %90 kabul edilirse;

$$v_T = 0,9 \cdot 0,9 = 0,81$$

Bu durumda gerçek volan işi (E_g);

$$E_g = 0,81 \cdot 128,8 \cong 104 \text{ kgm} > 93,75 \text{ kgm}$$

$$E_g > W$$

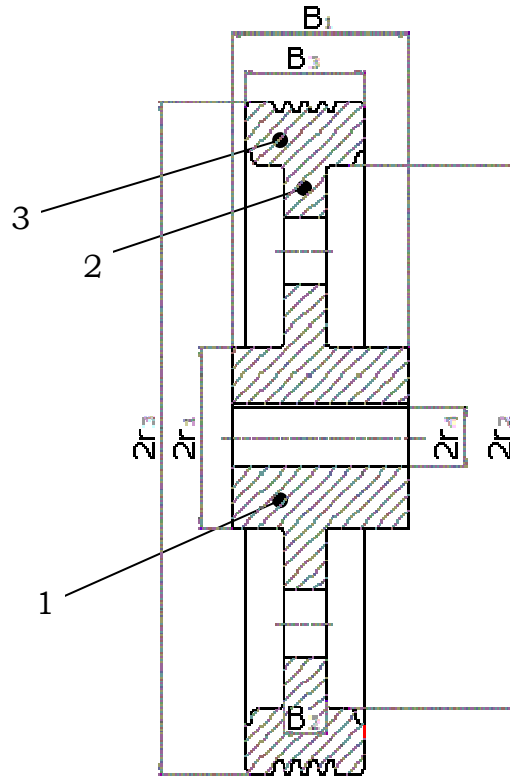
Olduğuna göre hesapları yapılan 20 Ton Yüksek hız Presi için angrenaj sistemine gerek olmaksızın Ek 2'de teknik resmi gösterilen volanın kullanılması uygun olmaktadır.

3.2.1.1. Volan Mukavemeti

Volan yüksek açısal hızı (w) ve özellikle dış halkasındaki volan ağırlığı (G) nedeniyle yüksek santrüf kuvvetlerine maruz kalmaktadır. Bu da radyal doğrultuda zorlamalar meydana getirir. Bu zorlamalar sonucu volan göbeği ile halkasını bağlayan disk veya kollar üzerinde deformasyonlar ve şekil değişiklikleri oluşabilir.

Yukarıdaki kuvvet hesabına göre kontrolü yapılan volan benzeri çember volanlarda, Şekil 3.4'de de gösterildiği gibi volan genel olarak 3 ana gruba ayrılarak incelenir. Bunlar;

1. Volan Göbeği
2. Volan Diski
3. Volan Halkası



Şekil 3.4. Şematik Çember Volan Kesiti

Bu tip bir volanda iki kritik durum incelenir. Bunlar;

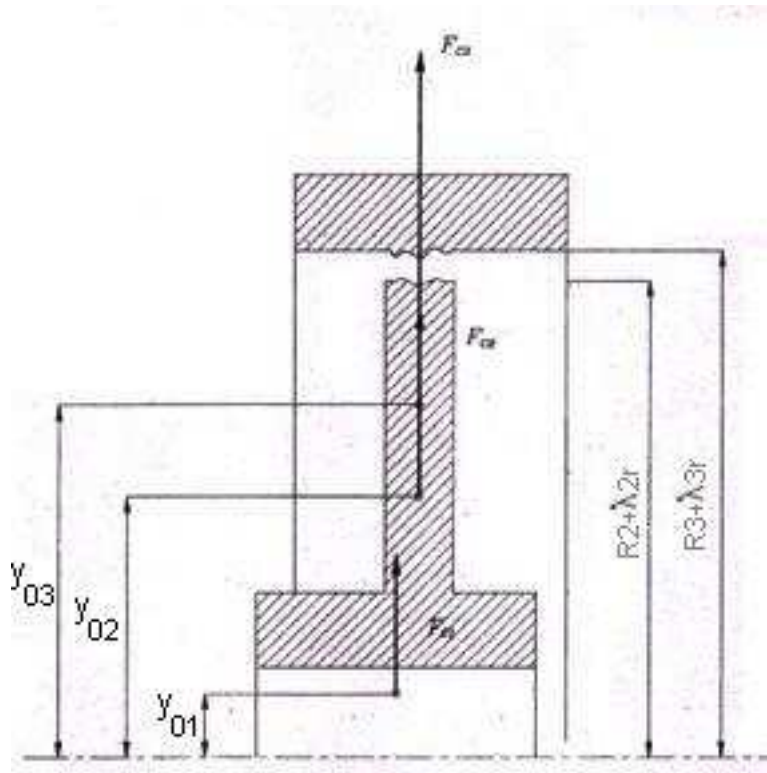
- I. Santrifüj kuvvetlerinden sırasıyla 1 ve 2 nolu kısımlar etkilenir. 3 nolu volan halkası ise santrifüj etkilerinden ihmal edilebilecek derecede az etkilenir. Ve santrifüj etki sonucu oluşan elastik genleşmeler ile 3 nolu volan halkası 2 nolu volan diskinden ayrılmaya çalışır [Çakmak, 1993].
- II. Santrifüj etki ile oluşan gerilmeler parçaları birbirlerinden ayıramadığı durumlarda volan merkezinden dışarı doğru

$$C_H = \pi.(2.r_3 + \lambda_{3r}) = 2\pi.r_3 + \lambda_{3c} \quad (3.17)$$

olmaktadır. Buna göre;

$$\lambda_{3r} = \frac{\lambda_{3c}}{\pi} \quad (3.18)$$

bağıntısı oluşur. Şekil 3.6'da bu durum gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Çember Volanın Yarı Parçasındaki Santrifüj Kuvvetleri ve Uzamalar

Volan diskinin de halkasına benzer olarak santrifüj kuvveti (F_{C2}) etkisinden dolayı, çevresel olarak λ_{2c} ve çapsal olarak da λ_{2r} kadar uzadığı kabul edilirse, bu iki değer arasındaki bağıntı de aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\lambda_{sr} = \frac{\lambda_{2c}}{\pi} \quad (3.19)$$

Dönel yapıdaki bir cismin, dinamik ilkelerine bağlı olarak, merkezinden dışarı doğru gidildikçe çizgisel hızının artacağını ve buna bağlı olarak santrifüj kuvvetinin de artacağını göz önün alarak bu kuvvetlere bağlı olan uzamaları birbirleri ile şu şekilde ilişkilendirilir.

$$\lambda_{3r} > \lambda_{2r} \quad (3.20)$$

Buna göre bu radyal uzamaların farkı (χ);

$$\chi = \lambda_{3r} - \lambda_{2r} \quad (3.21)$$

olarak kabul edildiğinde volan halkasının ve diskinin birleşme kesitlerinde oluşan kritik gerilme uzama farkının maksimum değerinde oluşmaktadır. Hooke Kanunu gereği elastisite modülüne (E) bağlı olarak uzama gerilmesi (σ_E);

$$\sigma_E = E \cdot \varepsilon \quad (3.22)$$

olarak ifade edilir [Gieck, 1982].

Burada geçen birim uzama (ε) ise;

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (3.23)$$

olarak Hooke Kanununa bağlı olarak gösterilir. Burada;

ΔL : Uzama Miktarı (mm)

L_0 : Uzama Öncesi Parça Boyu (mm)

olarak alınır. Volan halkası ve diski arasındaki hareket göz önüne alınarak bu çalışma için birim uzama (ε) şu şekilde yazılabilir;

$$\varepsilon = \frac{\chi}{r_2 - r_1} \quad (3.24)$$

Denklem 3.22’de, bu değer yerine konarak yazılırsa volan halka ve diskinin birleşme kesitindeki kritik uzama gerilmesini elde etmiş olunur.

$$\sigma = E \cdot \frac{\chi}{r_2 - r_1} \quad (3.25)$$

Başka bir yaklaşım ile 3.22 ve 3.23 nolu Denklemleri gerilim ana denklemi ile bağdaştırarak volan halkası için yazılırsa;

$$\sigma = \frac{F_{c3}}{A_3} = \frac{\lambda_{3r}}{R_2} \cdot E \quad (3.26)$$

Burada;

A_3 : Santrifüj Kuvveti Etkisi Altında Zorlanan Kesit Alanı (mm²)

F_{c3} : Volan Halkasındaki Santrifüj Kuvveti (daN)

3.26 nolu Bağntı sayesinde volan halka çapındaki uzamayı aşağıdaki denklem yardımı ile hesaplanabilir;

$$\lambda_{3r} = \frac{2 \cdot F_{c3} \cdot r_2}{A_3 \cdot E} \quad (3.27)$$

Volan halkasındaki santrifüj kuvveti (F_{c3}) ise aşağıdaki şekilde halka ağırlık merkezi göz önüne alınarak hesaplanabilir.

$$F_{c3} = m_3 \cdot \frac{V_3^2}{y_{03}} \quad (3.28)$$

Buradaki volan halkasının çizgisel hızı (V_3);

$$V_3 = \frac{\pi \cdot r_3 \cdot n}{30} \quad (3.29)$$

ve volan halkasının ağırlık merkezi (y_{03}) ise;

$$y_{03} = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{r_3^3 - r_2^3}{r_3^2 - r_2^2} \quad (3.30)$$

şeklinde hesaplanır. Bu durumda, Ek 2'deki volan resmi de dikkate alınarak;

$$y_{03} = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{0,250^3 - 0,125^3}{0,250^2 - 0,125^2} = 0,124m$$

olarak hesaplanır.

Halka çizgisel hızı (V_3) değeri hesaplanırken ise, kritik durum hesabı yapılmak istendiğinden, volanın maksimum devri göz önüne alınmalıdır. Bu bölümde dizayn hesapları anlatılan 20 Ton Yüksek hız Presinin maksimum devri 300 dak.⁻¹ olarak istendiğinden, volan halkasının maksimum çizgisel hızı hesaplanırken bu değer dikkate alınmıştır. Buna göre;

$$V_3 = \frac{\pi \cdot 0,250 \cdot 300}{30} = 7,9 m/sn$$

olarak bulunur. Bunlara bağılı olarak halka santrifüj kuvveti (F_{c3}) de sayısal olarak 3.28 nolu denkleme göre hesaplanabilir. Denklemden geçen halka ağırlı (m_3) ise 3.10 Denklemine benzer olarak hesaplanır.

$$m_3 = \frac{0,150 \cdot \pi}{4} \cdot (0,250^2 - 0,125^2) \cdot 7850 = 43 kg$$

$$F_{c3} = 43 \cdot \frac{7,9^2}{0,124} = 21602 N$$

olarak elde edilir.

Volan halkasının santrifüj kuvvetinden (F_{c3}) etkilenen alanı (A_3) ise şu şekilde hesaplanabilir;

$$A_3 = \frac{\pi}{2} \cdot (r_3^2 - r_2^2) \quad (3.31)$$

ve buna göre,

$$A_3 = \frac{\pi}{2} \cdot (0,250^2 - 0,125^2) = 0,074 m^2$$

olur.

3.27 nolu denklemden elastiklik modülü (E) $2,1 \times 10^9$ N/m² olarak alınarak, elde edilen değerler yerine konursa;

$$\lambda_{3r} = \frac{2 \cdot 21602 \cdot 0,125}{0,074 \cdot 2,1 \cdot 10^9} = 3,5 \cdot 10^{-5} m$$

olarak hesaplanır.

Benzer hesaplamalar volan diski için de yapılarak λ_{2r} de hesaplandı.

$$y_{02} = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{0,125^3 - 0,100^3}{0,125^2 - 0,100^2} = 0,072m$$

$$V_{2D} = \frac{\pi \cdot 0,125 \cdot 300}{30} = 3,9m/sn$$

$$m_2 = \frac{0,053 \cdot \pi}{4} \cdot (0,125^2 - 0,100^2) \cdot 7850 = 1,8kg$$

$$F_{c2} = 1,8 \cdot \frac{3,9^2}{0,072} = 394N$$

$$A_2 = \frac{\pi}{2} \cdot (0,125^2 - 0,100^2) = 0,009m^2$$

$$\lambda_{2r} = \frac{2.394 \cdot 0,100}{0,009 \cdot 2,1 \cdot 10^9} = 4,2 \cdot 10^{-6}m$$

Elde edilen değerler yardımı ile radyal uzama farkı (χ) 3.21 nolu denklem yardımı ile elde edildi

$$\chi = 3,5 \cdot 10^{-5} - 4,2 \cdot 10^{-6} = 3 \cdot 10^{-5} m$$

3.25 nolu gerilme denklemi göz önüne alınarak ve elde edilen değerler yerlerine yazılarak santrifüj kuvvetleri etkisi altında volan halkası ve diski arasındaki kritik kesitte oluşan gerilme hesaplanmış olur.

$$\sigma = 2,1 \cdot 10^9 \cdot \frac{3 \cdot 10^{-5}}{0,125 - 0,100} = 2576961 N / m^2 = 0,25 daN / mm^2$$

Hesaplamalarının yapıldığı eksantrik pres volanının malzemesi DIN 1691'e göre Lamel Grafitli Dökme Demirlerden GG20 olarak seçilmiştir. Buna göre volanın kopma dayanımı (σ_k) Ek 1'deki tablo dikkate alınarak 20 daN/mm² olarak kabul edilebilir. Emniyet katsayısı (S) ise 3,5 alınarak emniyetli volan gerilmesi (σ_{em}) aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_k}{S} \geq \sigma \quad (3.32)$$

Buna göre emniyetli volan gerilmesi;

$$\sigma_{em} = \frac{20}{3,5} = 5,7 daN / mm^2 \geq 0,25 daN / mm^2$$

olarak hesaplanır ve emniyetli sınırlar dahilinde olduğu için seçilen volan emniyetli olarak kabul edildi.

Volan kısımlarının birbirlerinden farklı uzamalar sonucu kopma tehlikesinin olmadığına göre, çember tip volan için ikinci kritik durum olan bir bütün olarak deformasyona uğrama durumu incelenir. Bunun için kısımların santrifüj kuvvetleri toplanarak elde edilen toplam santrifüj kuvveti (F_{CT}) etkisine karşı gerilme hesabı ve mukavemet kontrolü yapılmalıdır.

$$F_{CT} = F_{C1} + F_{C2} + F_{C3} \quad (3.33)$$

Toplam santrifüj kuvvetine karşı oluşan toplam gerilme (σ) şu şekilde hesaplanabilir;

$$\sigma = \frac{F_{CT}}{A_T} \quad (3.34)$$

Bu denklem içerisinde yer alan toplam etki alanı (A_T) ise volan halka, disk ve göbeğindeki santrifüj etkisine maruz kalan alanların toplamıdır.

$$A_T = A_{C1} + A_{C2} + A_{C3} \quad (3.35)$$

Buna göre 3.28, 3.29 ve 3.30 nolu denklemlerden ve Ek 2’de görülen volan ölçüleri göz önüne alınarak volan göbeğini etkileyen santrifüj kuvveti (F_{C1}),

$$F_{C1} = 475,9 \text{ N}$$

olarak hesaplanır ve göbek santrifüj etki alanı (A_1) ise 3.31 nolu denklemden faydalanılarak şu şekilde hesaplanır;

$$A_1 = \frac{\pi}{2} \cdot (0,100^2 - 0,08^2) = 0,0056 \text{ m}^2$$

Daha önce hesaplanan volan halka ve diskinin santrifüj kuvvetleri ve santrifüj etki alanları yardımı ile,

$$\sigma = \frac{475,9 + 394 + 21602}{0,0056 + 0,009 + 0,073} = 0,025 \text{ daN/mm}^2$$

olarak elde edilir. Bu değer 3.32 nolu denkleme göre hesaplanan emniyetli gerilme sınır değeri $5,7 \text{ daN/mm}^2$ ‘den küçük olduğuna göre volanın deformasyonu söz konusu olmamaktadır.

Böylelikle yapılan kuvvet hesapları ve mukavemet kontrolleri doğrultusunda Ek 2’de gösterilen volanın, bu çalışmada dizaynı yapılan eksantrik pres için uygun olduğu belirlenmiş olur.

3.2.2. Krank Mili Mukavemet Kontrolü ve Boyutlandırılması

Eksantrik preslerde güç akışı volan üzerinden motordan krank miline doğru gerçekleşir. Bu akış sırasında kuvvet iletim elemanlarının aktarma oranına bağlı olarak artar ve krank milinde maksimum seviyeye ulaşır. Bu durum pres elemanlarının malzeme secimi sırasında göz önüne alınır. Bu bağlamda, yapılan çalışma için eksantrik presler krank mili malzemesi olarak Ek 1’de dayanım değerleri görülen DIN 17200 Islah Çeliklerinden 50CrMo4 olarak seçildi.

Bir krank milinde kritik kesitler gövde ve biyel kolu yatakları olarak kabul edilir. Bu kesitler burulma ile zorlandıklarından, mukavemet hesaplarında emniyetli burulma gerilmesi (τ_{em}) dikkate alınır ve aşağıdaki gibi hesaplanır [Dikmen, 2000].

$$\tau_{em} = \frac{M_b}{W_p} \quad (3.36)$$

Burada;

M_b : Burulma Momenti (Nmm)

W_p : Polar Mukavemet Momenti (mm³)

Mukavemet hesabı sırasında kritik durum incelendiği için en yüksek momentin olduğu an üzerinde durulur. Bu da presin maksimum kuvvetle yüklendiği andır. Presin 45 ton bir başka deyişle 25.000 daN değerinde kuvvetle (F_p) yüklenebileceğini ve maksimum

stroğunun (e) da 15mm olduğunu daha önce kabul etmiştik. Bu durumda pres krank mili üzerindeki maksimum burulma momenti (M_b) kuvvet çarpı kuvvet kolu prensibi ile şekil 3.3 dikkate alınarak hesaplanabilir.

$$M_b = F_p \cdot e \quad (3.37)$$

Bu durumda sayısal değerleri yerine koyarak,

$$M_b = 250\ 000 \cdot 15 = 3\ 750\ 000\ Nmm$$

burulma momenti elde edilmiş olur.

3.36 nolu denklemde yer alan polar mukavemet momenti (W_p) ise aşağıdaki ana denklemle hesaplanabilir.

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_m^3}{16} \quad (3.38)$$

Bu denklemde görülen mil çapı (d_m), mukavemet denklemleri yardımı ile hesaplanması istenen değer olduğuna göre, bu denklem 3.36 nolu denklem ile birlikte ele alınarak mil çapı elde edilebilir.

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot \tau_{em}}} \quad (3.39)$$

Emniyetli burulma gerilmesi (τ_{em}) ise Ek 1'de görülen malzemenin statik burulma dayanımının (τ_b) emniyet katsayısına (S) bölümüne eşit olduğuna göre;

$$\tau_{em} = \frac{\tau_b}{S} \quad (3.40)$$

emniyet katsayısının (S) 3,5 kabulü ile,

$$\tau_{em} = \frac{630}{3,5} = 180 N / mm^2$$

olarak bulunur ve buna bağlı olarak emniyetli mil çapı (d);

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{16.3750000}{\pi.180}} = 47,3mm$$

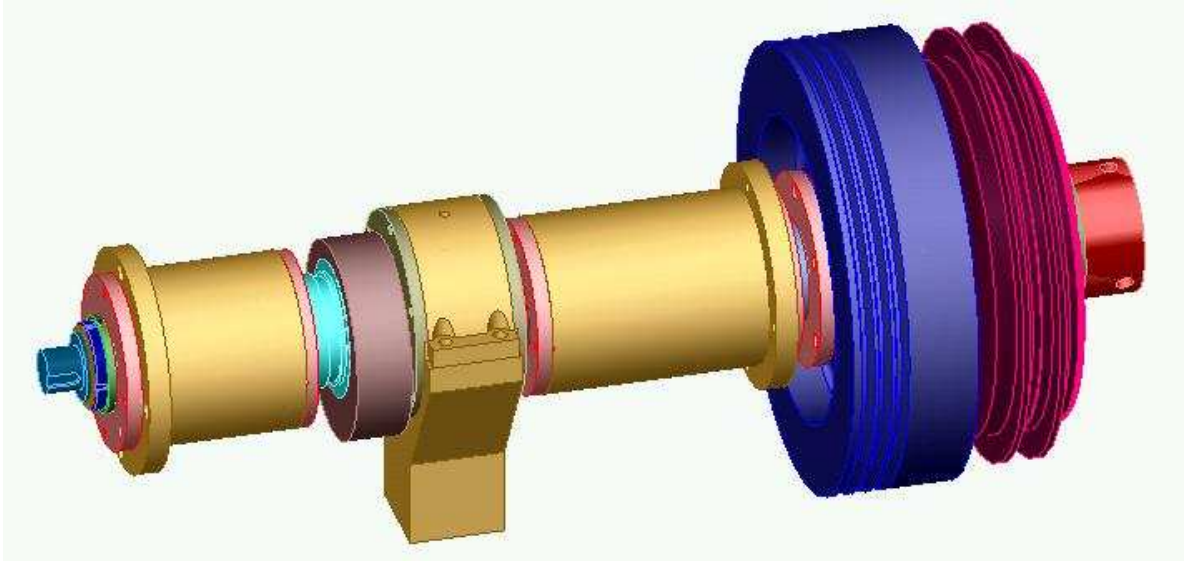
hesaplanmış olur.

Bu durumda krank mili yataklarındaki minimum mil çapı 50mm olarak alınmalıdır. Fakat krank milinin nihai ölçüleri üzerindeki ekipmanların boyutlarına ve montaj durumlarına göre belirlenir.

Pres ana mili konumundaki krank mili üzerindeki elamanlar şu şekilde adlandırılabilir;

- Fren - Kavrama Grubu
- Volan
- Krank Yatakları
- Mekanik – Eksantrik Kavrama Grubu
- Hareket Kontrol Ünitesi

Şekil 3.7’da görülen şematik gösterimde krank mili üzerinde yukarıda sıralanan elamanların yerleşimi gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Krank Mili Üzerindeki Elemanlar

3.2.2.1. Kavrama Seçimi

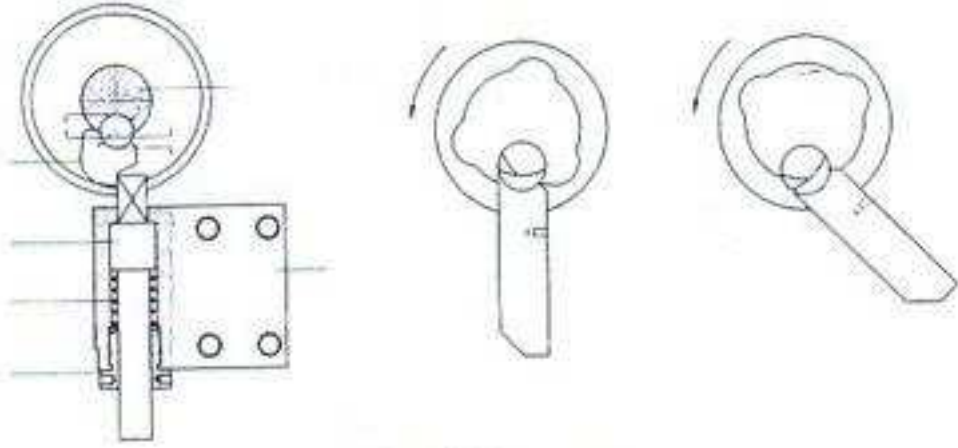
Genel olarak eksantrik preslerde kullanılan iki tip kavrama mevcuttur. Bunlar;

- Mekanik – Mandallı Kavrama
- Pnömatik Fren – Kavrama Grubu

olarak adlandırılır. Pres hareket enerjisini, volanın dönme hareketinden aldığı için, bu iki tip kavramanın da kullanımı sırasında pres fren pozisyonunda olsa bile volanın dönmesi sağlanır. Pres harekete geçirilmek istendiğinde volan hareketi ve enerjisi kavrama yardımı ile aktarılır.

Yukarıda geçen iki tip kavramadan mekanik bir başka değişle mandallı tip kavrama daha ilkel ve iş güvenliğini tehdit eden bir

sistem olarak değerlendirilir. Şekil 3.8.'deki şematik gösterimde de görüldüğü gibi üç veya dört yuvalı bir burç içinde çalışan bir mandaldan oluşur. Mandalın belirli bir açı ile döndürülmesi ile yuvalardan birine oturmakta ve frenlemeyi sağlamaktadır.



Şekil 3.8 Mekanik – Mandallı Tip Kavrama

Burada mandal, frenleme amacı ile döndürüldüğünde presin hareketinin durdurulması için dönüş yönüne göre mandala en yakın yuva mandal hizasına gelmesi gerekir. Bu sırada pres koçu hareketine devam etmiş olacaktır. Bu durum iş kazalarına sebep olmakta ve presin gelişmiş kalıplarla çalışıldığında gerekli olan gelişmiş kontrol sistemleri ile kontrolünü imkansız hale getirmektedir.

Bu nedenler ile mekanik kavramaya karşılık pnömatik kavrama geliştirilmiştir. Şekil 3.9'da da görüldüğü gibi Pnömatik kavrama Küresel Grafitli Dökme Demirden imal edilmiş (GGG50) üzerinde soğutma kanalları bulunan iki tane sabit gövdeye ve bir tane hareketli kısma ve bunlar arasında çalışan iki adet balatalı diskten oluşur. Disklerden biri hareketli tarafa, volana, diğeri sabit tarafa, pres gövdesine bağlıdır. Kavramanın sabit gövdeleri ise iş mili, krank mili üzerindedir. Pnömatik kavrama fren durumunda iken hareketli

kısmı üzerinde bulunan yaylar vasıtasıyla fren diskine doğru itilmiş durumdadır ve krank mili hareketi söz konusu değildir. Kavrama durumunda ise kavrama içine verilen en az 6,5 bar basınç değerine sahip hava yay kuvvetlerini yenerek kavramının hareketli kısmını volana bağlı olan hareketli diske doğru iter ve böylelikle volanın hareketi krank miline aktarılmış olur.



Şekil 3.9 Pnömatik Kavrama

Böyle bir kavrama ile pres herhangi bir noktada ve herhangi bir anda durdurulduğu gibi elektriğin ve/veya havanın kesilmesi durumunda otomatik olarak fren yapılmaktadır.

Bu çalışmada dizaynı yapılan yüksek hızlı eksantrik preste iş güvenliği göz önüne alınarak pnömatik kavrama kullanılması ön görülmüştür.

Pnömatik kavramalar taşıyacakları moment göz önüne alınarak seçilebilirler. Ek 3’de verilen katalogdan daha önce hesaplanan volan momentine göre uygun kavrama seçilmelidir.

Bu çalışma için volan momenti daha önce de hesaplandığı gibi verimsiz olarak 128,8 daNm kabul edilerek Ek 3’de görülen 430 kodlu pnömatik kavrama modeli seçilmiştir ve seçilen kavramanın

mile bağlantısı yapılacak olan kavrama göbeğinin teknik resmi Ek 4'de verilmiştir.

3.2.2.2. Krank Mili – Volan Bağlantısı

Pnömatik kavrama volan üzerine ve krank miline bağlanacağı ve volanın da aynı zamanda krank mili ile çalışacağı unutulmamalıdır. Aynı zamanda volan gereken enerjiyi depolayabilmek için pnömatik kavrama fren durumunda iken bile dönmelidir. Bu şartlar göz önünde bulundurularak volanın krank mili üzerine rulmanlı yataklar ile yataklanması uygun görülmüştür. Böylelikle volan krank milinden bağımsız olarak dönebilmektedir.

Volan üzerindeki çevresel ve radyal yükler ve volan hızı göz önüne alınarak tek sıra sabit bilyalı yataklardan 6210 nolu rulmanlı yatak seçilmiştir. Volan göbeğinden bu yataklardan iki adet kullanılarak volanın salınımı azaltılması ön görülmüştür.

Rulmanlı yatakları volan göbeği içerisinde kontrol altında alabilmek için yatakların iç ve dış bilezikleri burçlar ile sıkıştırılarak sabitlenmelidir. Ayrıca montaj sırasında yağlanarak yerlerine yerleştirilen yataklar göbeğin iki tarafına yerleştirilen keçeli kapaklar ile dışarıdan gelebilecek kir ve tozlara karşı korunmalıdır.

3.2.2.3. Krank Yataklarının Seçimi

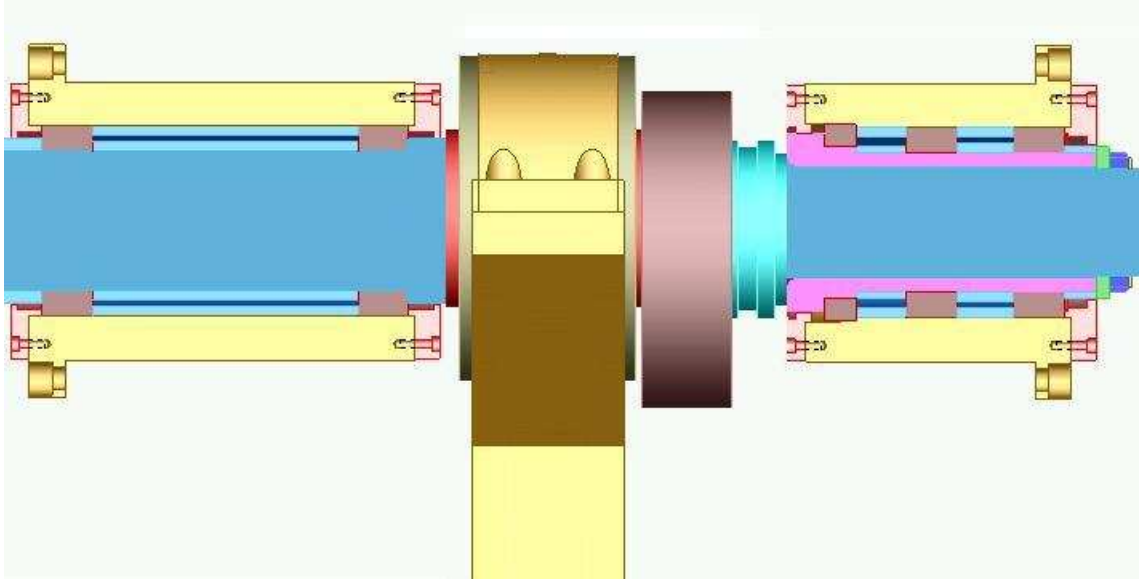
Krank mili üzerindeki kuvvetler olabildiğince az eleman kullanılarak ana gövde saçlarına aktarılmalıdır. Bu aktarım hattı üzerinde ne kadar çok eleman kullanılırsa, o kadar çok titreşim ve moment kaynağı oluşacaktır. Bu nedenle krank yatakları ana gövde saçlarından yan saçlara kaynaklanmış boru veya takozların içerisine alınır. Saç yanı sıra boru veya takoz kullanımının nedeni yatak boyunu uzatarak daha sağlıklı bir yataklamanın sağlanmasıdır. Pratikte yataklama boyunun en az mil çapının 1,5 katı olmasına dikkat edilir.

Eksantrik preslerde genellikle belirli bir boşluk miktarı ile mili yataklayan bronz alaşımlı yataklar kullanılır. Böylelikle yataklara gelen yüksek değerlerdeki kuvvetlere dayanabilen ve sürekli olarak yağ filmi içerisinde tutulan yataklar ile krank mili gövde içerisinde kalmış olur. Fakat bu tez ile dizaynı yapılan pres gibi yüksek hızların söz konusu olduğu sistemlerde bronz yatakların kullanımı, bronz alaşımlı malzemelerin yüksek hızlara dayanamayarak aşındığından dolayı uygun olmamaktadır.

Eksantrik pres koçunun tam güç ile altındaki malzemeye vurduğu anda krank miline doğru aynı büyüklükte bir tepki kuvveti oluşur. Krank mili yatakları da bu tepki kuvvetini pres gövdesine iletme ile görevlidir. Krank milinin iki yatak ile yataklandığı kabul edilirse her bir yatak pres maksimumu kuvvetinin yarısını taşıyabilme kapasitesine sahip olmalıdır.

Kısaca bu hızdaki bir makinede bronz yatak kullanılamayacağı için hem yüksek hıza hem de kuvvette dayanabilecek yataklar seçildi. Bu çalışma için iğne rulman seçimi ön görülmüştür.

Her bir krank yatağına ikişer adet iğne rulman konularak, her bir rulmanın pres kuvvetinin dörtte birini taşıması amaçlanmıştır. Fakat iğne rulmanlar eksenel yükler karşısında zayıf olduğu ve eksantrik preslerde biyel kolu açısına bağlı olarak azda olsa eksenel yük bulunduğu için krank mili üzerine, yataklardan birine büte (ksenel bilyalı rulmanlı) yatak konarak ve bu rulmanı çektiirmek üzere konuşlandırılmış bir emniyet somunu ve sacı kullanarak, krank milinin olası eksenel yüklere karşı korunması sağlanmıştır.



Şekil 3.10. Krank Milinin Yataklanması

Bu bağlamda, krank mili üzerindeki radyal ve eksenel yükler ve krank mili çalışma devri dikkate alınarak, mili radyal yüklere karşı yataklamak amacı iğne rulmanlardan NA 4911 ve mili eksenel yüklere karşı yataklamak amacı ile de büte rulmanlardan 511 12 nolu rulmanlı yataklar seçilmiştir. Seçilen yataklarla ilgili değerler Ek 5'deki kataloglarda görülebilir.

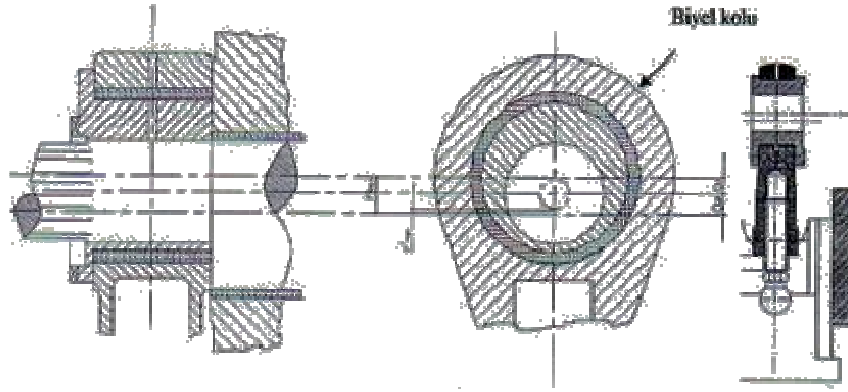
3.2.2.4. Mekanik – Eksantrik Kavrama Grubu

Daha öncede belirtildiği gibi pres eksantrikliği krank eksantrikliği ve mekanik – eksantrik kavrama eksantrikliğinin toplamından ibarettir. Mekanik – eksantrik kavrama kullanımının amacı pres eksantrikliğini dolayısıyla stroğunun ayarlanabilir olmasını sağlamaktır.

Mekanik – eksantrik kavrama genel olarak biyel kolu ile krank mili arasında çalışan bir yüzeyine diş açılmış ve biyel kolu içerisindeki kısmı eksantrik olarak işlenmiş bir burçtan ibarettir. Burcu krank mili üzerinde ve biyel kolu içerisinde

döndürebilmek için, mekanik – eksantrik kavrama karşılığı adı verilen ve üzerine kavramada bulunan dişlerin karşılığı açılmış olan disk kullanılır. Ayrıca bir üçüncü parça yardımı ile dişlilerin hareketinin krank mili çalışırken kilitlenmesi sağlanır.

Böylelikle krank mili dolayısıyla pres durmuş iken döndürülen mekanik – eksantrik kavrama sayesinde, krank milinin çalışması sırasındaki pres eksantrikliği ve ona bağlı olarak pres stroğu değiştirilmiş olur. Mekanik – eksantrik kavrama çok değişik şekillerde imal edilebilir. En yaygın olarak kullanılan tipi Şekil 3.11.’deki şematik resimde görülmektedir.



Şekil 3.11. Sık Rastlanılan Bir Mekanik – Eksantrik Kavrama Tipi

Bu çalışmada da yukarıda görülen kavramadan farklı olmakla beraber aynı şekilde çalışan bir mekanik kavrama krank mili ölçüleri de göze alınarak dizayn edilmiştir.

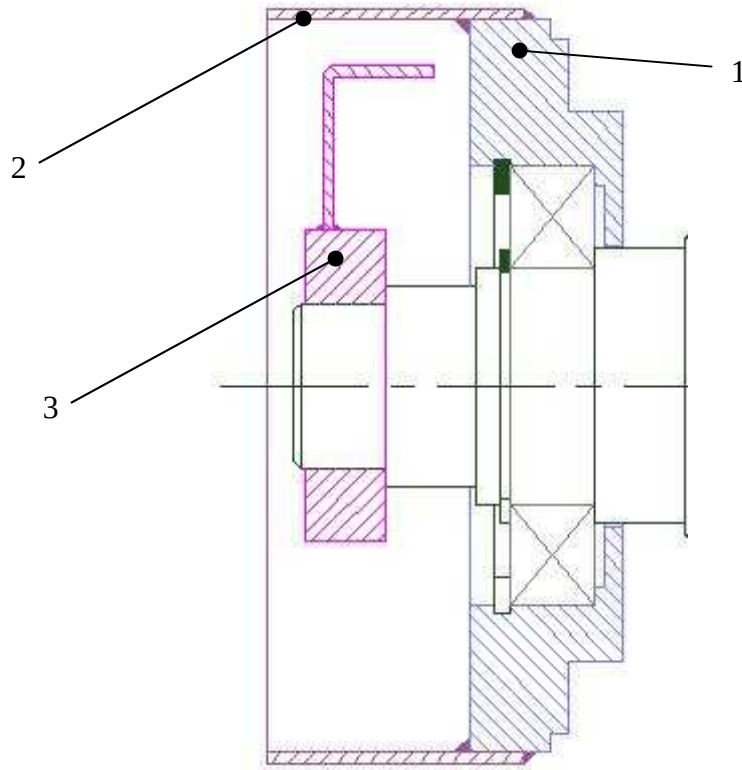
Mekanik – Eksantrik Kavrama ile birlikte çalışan bir sistem ilavesi ile kavramaya ulaşmanın yada insan gücü ile döndürmenin zor olduğu durumlarda strok ayarı bir step motor yardımı ile otomatik olarak yapılabilir. Fakat bu çalışma için pres boyutları rahatlıkla ulaşmayı sağlayacak ölçülerde olduğu için pres strok ayarının manuel olarak yapılması ön görülmüştür.

Ek 6'da 20 Ton Yüksek hız Presi için yapılan mekanik kavramanın grup montaj resmi görülebilir.

3.2.2.5. Hareket Kontrol Ünitesi

Eksantrik preslerde, presin sürekli veya tek vuruş konumunda çalışması sırasında hareket durduğunda koçun üst ölü noktada olması istenir. Böylelikle kayıt altındaki kalıp boşa çıkmış olur ve ilgili operatör rahatlıkla müdahale edebilir.

Bu nedenle presler üzerinde presin durduğu anda üst ölü noktada olmasını sağlayacak türlü yöntemler kullanılır. Bu çalışma için krank mili ucuna yerleştirilen ve gerektiğinde krank milinden bağımsız olarak ayarlanabilir şekilde yerleştirilen bir ünite hazırlanmıştır. Bu hareket kontrol ünitesinin şematik gösterimi ise Şekil 3.12.'de görülebilir.



Şekil 3.12. Hareket Kontrol Ünitesi Şematik Gösterimi

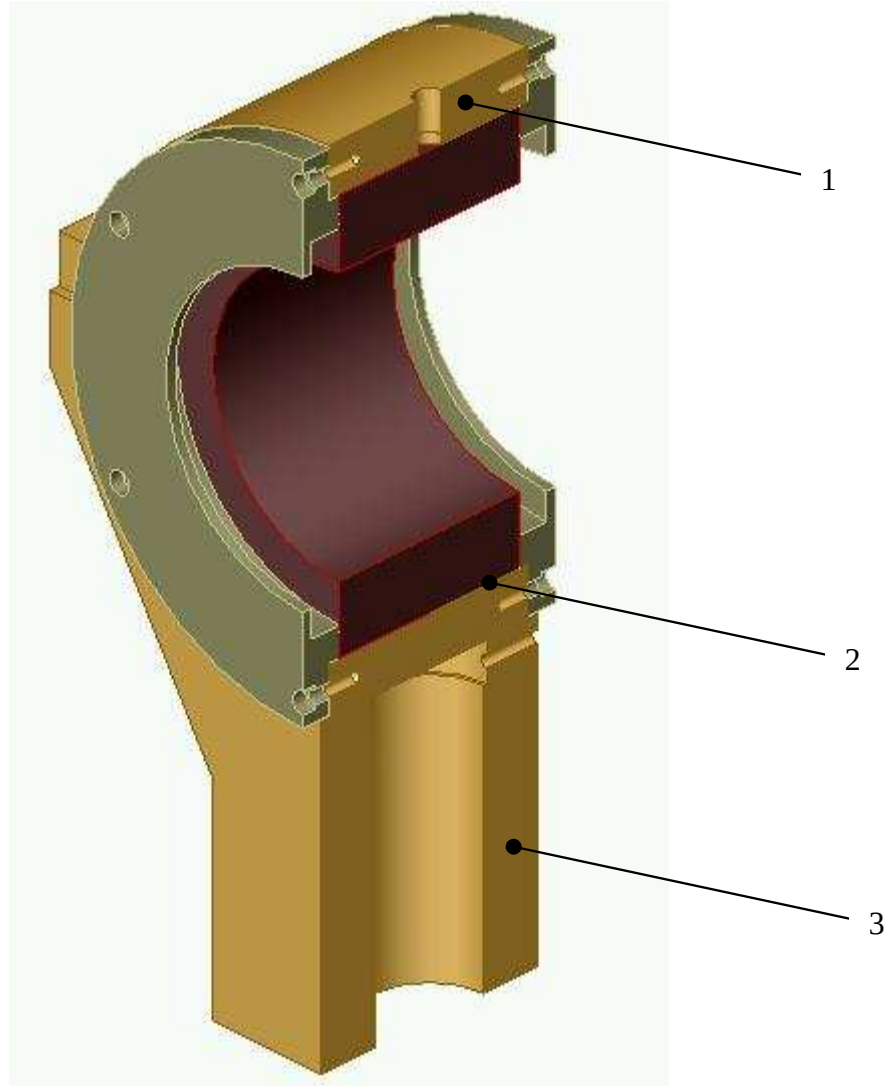
Şekil 3.12’de 2 nolu çembere yerleştirilen bir sensör ve 3 nolu burca kaynatılmış köşegen sayesinde sensör köşegeni gördüğü anda presin durması sağlanır. Sensörün konumu ise 1 nolu parçanın döndürülmesi ile ayarlanır. Bu durumda pres elektrik panosuna yerleştirilen sensör kontağı sayesinde pres hareketi durdurulmak istendiğinde otomatik olarak sensörün köşegeni görmesi beklenenecektir.

3.2.3. Biyel Kolu Boyutlandırılması ve Mukavemet Kontrolü

Biyel kolu mekanik – eksantrik kavrama üzerine, krank milinin gövdeye yataklandığı şekilde yataklanır. Bu yataklama elemanı seçilirken de yine krank mili için dikkate alınan kriterler dikkate alınmalıdır. Ayrıca eksenel yönde olabilecek hareketleri kontrol altına almak için mekanik – eksantrik kavramanın krank mili üzerinde ve biyel kolunun da mekanik – eksantrik kavrama üzerinde segman ve bilezikler yardımı ile çektirilerek sabit kalması sağlanmıştır.

Mekanik – eksantrik kavramanın boyutları ve gerekli et kalınlıkları göz önüne alınarak biyel kolu üzerindeki tepki kuvvetleri taşıyarak dakikada 300 devire dayanabilecek olan NA 4914 nolu iğne rulmanlı yatak seçilmiştir. Biyel kolu içerisinde bu rulmandan iki adet kullanılacaktır. Seçilen rulmanlı yatağa ait özellikler Ek 5’de görülebilir.

Biyel kolu üç parça halinde irdelenecek olur ise Şekil 3.13. ‘de gösterilen 1 ve 2 nolu parçalar boyutlandırılırken yukarıda seçilen rulmanların boyutları dikkate alınır.



Şekil 3.13. Biyel Kolu Kesiti

Şekilde gösterilen 3 nolu parça üzerinde elma vida ile çalışan dişler görülmektedir. Buradaki diş boyunun tespiti için öncelikle yükü taşıyabilecek minimum diş sayısı hesaplanmalıdır. Pres üzerine dengeleyici piston yerleştirilerek kayıt ağırlığının sıfırlanacağı kabul edilirse elma vida dişleri üzerinde sadece tepki kuvvetlerinin etkili olur.

Söz konusu tepki kuvvetleri açılan dişlere dikey ekseninde etkiyerek, dişleri kesmeye çalışacaktır. Buna göre gerekli mukavemet kontrolünü yapabilmek için biyel koluna Tr 50x8 diş çekildiği

varsayıldı. Biyel kolunun kaynak konstrüksiyon olarak DIN17100 genel konstrüksiyon çeliklerinden gerekli mukavemeti sağlayabilmek için St 44-2 malzemesinden imal edildiğini kabul edilerek Ek 1’de verilen malzeme değerlerine göre ilgili malzemenin kopma dayanım değeri 440 N/mm² olarak alınır. Buna göre 3.32 nolu denklem göz önüne alınarak malzemenin emniyetli kopma gerilimi (σ_{em}) emniyet katsayısı (S) 3,5 alınarak hesaplanabilir.

$$\sigma_{em} = \frac{440}{3,5} = 125,7 \text{ N/mm}^2$$

Pres tepki kuvveti 25000 daN olduğunda kesme etkisine tabii tutulan emniyetli alan (A) 3.34 nolu denklemdeki benzer olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$A = \frac{250000}{125,7} = 1988,63 \text{ mm}^2$$

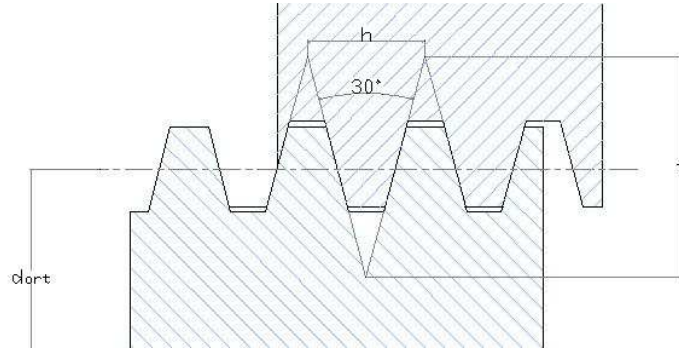
Trapez diş ortalama çapı (d_{ort}), diş üstü çapı (d) ve diş hatvesi (h) değerlerine bağlı olarak şu şekilde formülize edilebilir.

$$d_{ort} = d - \frac{h}{2} \quad (3.41)$$

Buna göre diş ortalama çapı,

$$d_{ort} = 50 - \frac{8}{2} = 46 \text{ mm}$$

olarak hesaplanır.



Şekil 3.14. Trapez Diş Kesiti

Şekil 3.14'deki diş kesitinde gösterilen teorik diş yüksekliği (t) aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$t = 1,866.h \quad (3.42)$$

Diş hatvesi (h) 8 mm alındığına göre teorik diş yüksekliği;

$$t = 1,866.8 = 14,928 \text{ mm}$$

olarak bulunur. Buna göre gerekli diş sayısı (z), daha önce hesaplanan emniyetli alandan (A) yola çıkılarak hesaplanır.

$$z = \frac{A}{d_{ort} \cdot \pi \cdot t} \quad (3.43)$$

Bu durumda gerekli diş sayısı (z);

$$z = \frac{1988,63}{46 \cdot \pi \cdot 14,928} \cong 3,5a \text{ det}$$

olarak hesaplanır. Bu durumda, diş hatvesi 8 mm olduğuna göre minimum diş boyu yaklaşık 28 mm olarak alınır.

Eksantrik preslerde iki tabla arasındaki mesafeyi ayarlamak için elma vida dişleri kullanılır. Hesaplanan emniyetli diş boyu, iki tabla arasında ön görülen mesafe minimum iken biyel kolunun içinde kalması gereken elma vida boyu olarak kabul edilir. Hesapları yapılan pres için ayar miktarı 100 mm olarak alınır ise toplam diş boyu en az 128mm olmalıdır.

Biyel Kolu üzerine diş çekmeyi kolaylaştırmak amacı ile diş çekilen çapın arkasına yaklaşık 20mm civarında bir delik de işlenir. Bu durumda biyel kolundaki toplam delik boyu 148 mm olarak alınmalıdır.

Eksantrik preslerde krank – biyel hareketinden dolayı az da olsa yan yükler oluşmaktadır. Bu yükler daha önce Şekil 3.3’de gösterilen biyel kolu açısı (α) ile orantılıdır. Bu açı ne kadar az olur ise oluşan yan yüklerde o kadar az olur. Teorik olarak biyel kolu açısı 70°nin altında tutularak bu yükler kontrol altında alınır. Biyel kolu açısını etkileyen ve değişiklik yapılabilecek en kolay parametre biyel kolu boyudur [Sass et al, 1961].

Krank mili ana eksenini ile elma vida küre merkezi arasındaki mesafenin (l), pres kuvvet koluna (s) bölümü trigonometrik ilkelere göre biyel kolunun tanjant değerini vermektedir.

$$\tan \alpha = \frac{s}{l} \quad (3.44)$$

Bu denklemden merkezler arası mesafe (l) çekilir ise,

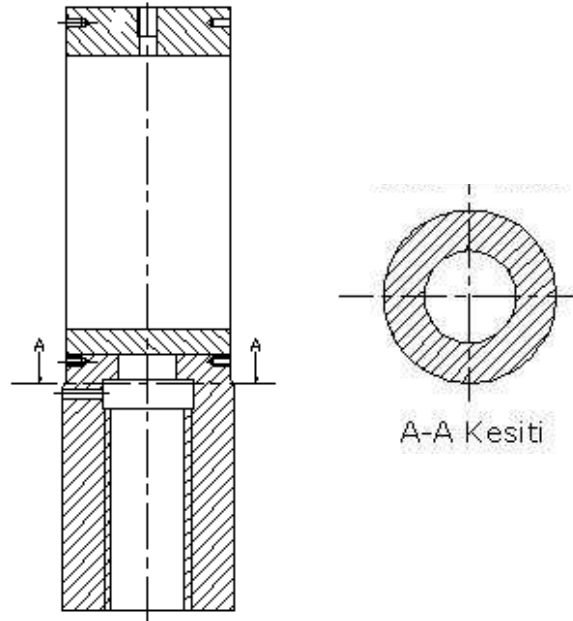
$$l = \frac{s}{\tan \alpha} \quad (3.45)$$

Pres kuvvet kolu (s) daha önce 3,75mm olarak hesaplandığına ve biyel kolu açısı en az 7^0 olacağına göre;

$$l \geq \frac{3,75}{\tan 7} = 30,54mm$$

Hesaplanan biyel kolu diş uzunluğu bu değerden daha büyük olduğuna biyel kolu açısı emniyetli sınırlar dahilindedir. Yine de biyel kolu mukavemet hesapları bu açı 7^0 kabul edilerek yapılır. Böylelikle hesaplanan değerlerin emniyet sınırları içerisinde kalması ön görülür.

Biyel kolu için boyutlandırılması gereken bir diğer kritik kesit de Şekil 3.15.'de gösterilen biyel kolu ara kesitidir. Bu halka şeklindeki kesit yan yükler tarafından zorlanmaktadır. Biyel kollarında sık rastlanan bir deformasyon da bu kesitin zayıflığından dolayı oluşan kırılmalardır.



Şekil 3.15. Biyel Kolu Kritik Kesiti

Gösterilen halka kesitin iç çapı açılan diştten büyük olmalıdır. Seçilen diş Tr50 olduğuna göre halka çapı 54mm olarak kabul

edilebilir. Bu kesite gelen yan yük (F_x) ise bileşke yük prensibine göre aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$F_x = F_p \cdot \tan 7^\circ \quad (3.46)$$

Pres kuvvetini (F) 25.000 daN alarak,

$$F_x = 25000 \cdot \tan 7^\circ = 3069,6 \text{ daN}$$

olarak hesaplanır. Daha önce hesaplanan biyel kolu malzemesinin emniyetli kopma gerilmesi $125,7 \text{ N/mm}^2$ olduğuna göre 3.34 nolu denklem de göz önüne alınarak emniyetli kesit alanı aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$A = \frac{30696}{125,7} = 244,17 \text{ mm}^2$$

Halka alanı formülünden halka dış çapını çekilir;

$$r_d = \sqrt{\frac{A}{\pi} + r_i^2} \quad (3.47)$$

Burada;

r_d : Halka Dış Çapı (mm)

r_i : Halka İç Çapı (mm)

Buna göre;

$$r_d = \sqrt{\frac{244,17}{\pi} + 27^2} = 28,4 \text{ mm}$$

olarak elde edilir. Daha önce yapılan tüm hesaplamalar dikkate alınarak oluşturulan biyel kolu teknik resmi Ek 7’de görülmektedir. Oluşturulan biyel kolunun dış kesitine dik en dar dış çapı 100 mm olduğuna göre biyel kolu kritik halka kesiti de emniyetli değerler dahilinde olmaktadır.

3.2.4. Elma Vida Mukavemet Kontrolü

Elma vida biyel kolu ile çalışacağı için seçilen diş ölçüleri ve hesaplanan diş boyu da biyel kolu ile aynı olmalıdır. Burada dikkat edilecek bir nokta elma vida diş dibi kesitinin pres tepki kuvvetlerini taşıyabilecek durumda olmasıdır.

Elma vida DIN17200 Islah Çeliklerinden Ck 45’den imal edilecektir. Buna göre Ek 1’de verilen malzeme dayanım değerlerine bakılarak 3.32 nolu denkleme göre elma vida malzemesi emniyetli kopma dayanımı hesaplanabilir.

$$\sigma_{em} = \frac{700}{3,5} = 200N / mm^2$$

Tr50x8 anma çaplı dişin diş dibi çapı (d_b) 50,5 olduğuna göre elma vida diş dibi kesiti (A) şu şekilde hesaplanabilir:

$$A = \pi \cdot \frac{d_b^2}{4} \quad (3.48)$$

Buna göre;

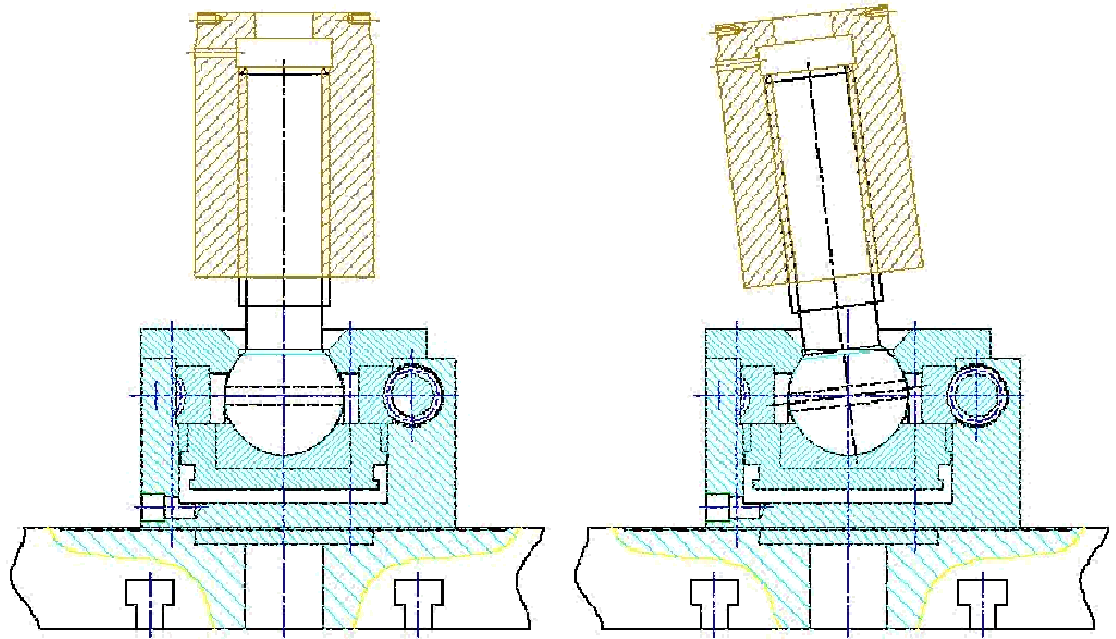
$$A = \pi \cdot \frac{41,5^2}{4} = 1352,65mm^2$$

Elma vida dış dibi kesitinde pres tepki kuvvetinin yarattığı gerilme 3.34 nolu denklem dikkate alınarak aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$\sigma = \frac{250000}{1352,65} = 184,8$$

Hesaplanan gerilme malzemenin emniyetli dayanım değerinden küçük olduğu için elma vida emniyetli olarak kabul edilir.

Krank – Biyel Mekanizmasının doğası gereği Şekil 3.16'da da görüleceği gibi elma vida bir merkez etrafında salınım hareketi yapmaktadır. Bu kesit, elma vidayı yataklayabilmek ve oluşacak boşlukları kontrol altına alabilmek için küresel olarak dizayn edilir. Bu küre ile çalışacak yüzey ise yarı küre olarak işlenir ve bronz alaşımlı bir malzemeden imal edilir. Böylelikle metal metale çalışmada oluşabilecek deformasyon engellenir.



Şekil 3.16. Krank – Biyel Hareketi

Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen ölçülere göre dizayn edilen elma vidanın görünüşü Ek 8’de verilmiştir.

3.2.5. Kayıt Yükseklik Ayarı

Kayıt yüksekliği presin alt ve üst tablaları arasındaki mesafeyi tayin etmektedir. Bu ayar pres ile beraber kullanılacak olan kalıba ve kalıbı yükleme yöntemine bağlıdır. Bir pres üzerinde farklı kalıplar da kullanılabileceğinden bu ayar değişken olmalıdır ve kullanıcının isteğine göre ayarlanabilmelidir.

Elma vida küresinin montaj detayı Ek 9’ da gösterilmiştir. Burada 4 ve 5 nolu parçalar elma vidayı döndürerek kayıt yükseklik ayarının yapılmasını sağlayan sonsuz vida grubudur. Elma vida ile sonsuz vida arasındaki bağlantı, elma vida küre merkezinden geçen ve sonsuz vida dişlisindeki yuvalara oturan bir pim sayesinde yapılmaktadır. Sonsuz vida milinin kayıttan dışarı doğru uzatılan bir kol yardımı ile döndürülmesi sağlanır. Böylelikle elma vida döndürülerek kayıt istenildiği gibi yukarı veya aşağıya hareket ettirilebilir. Büyük tonajlı preslerde kayıt ağırlıkları ve sürtünmeler arttığından ve kayıt ulaşılması zor yüksekliklere çıkabildiğinden bu ayar bir motor yardımı ile otomatik olarak da yapılabilir. Fakat dizaynı yapılan 20 Ton Yüksek hız presinde kayıt ağırlığı dengeleyici pistonlar ile dengelendiğinden ve kayıt ergonomik olarak zor ulaşılacak bir seviyede bulunmadığından bu ayarın el ile yapılması uygun görülmüştür.

Kayıt yükseklik ayarı için sonsuz vida grubu kullanılmadığı durumlarda elma vidanın, pres çalışması esnasında ileri veya geri dönmesini engellemek amacı ile sisteme bir kilit veya kontura somunu konur. Fakat bu sistem gibi sonsuz vida ile çalışan sistemlerde sonsuz vida daima milden tahrik edildiği ve dişli

tarafından döndürölmek istendiğinde oto blokaj oluştuğu için böyle bir kilit sistemine gerek kalmamaktadır. Bu nedenle dizaynı yapılan elma vida için kilit ünitesi ön görölmemiştir.

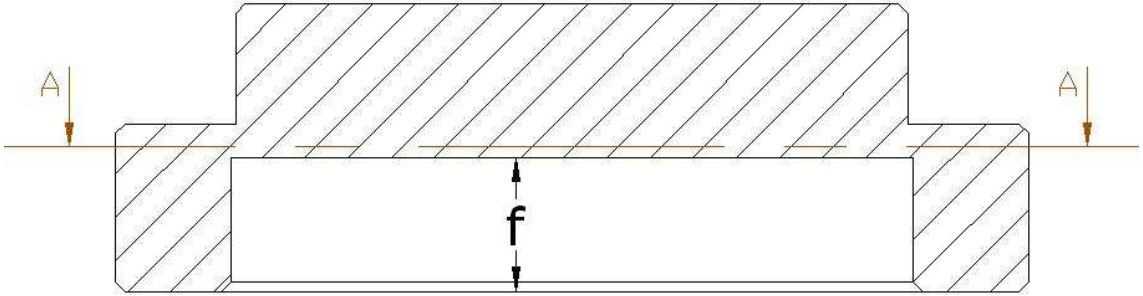
Ayrıca, Ek 9'da gösterilen 2 nolu elma vida kapağı olarak adlandırılan parça sayesinde sonuz vida grubunun ve elma vida küresinin çalışma boşlukları kontrol altına alınarak optimum çalışma koşulları oluşturulmuştur.

3.2.6. Pres Aşırı Yük Sistemi

Eksantrik presler çalışma prensibi olarak alt ölü noktalarında maksimum kuvvetlerin ulaşılır ve çalıştıkları kalıbın içinde stroklarını tamamlamış durumda olur. Tam bu noktada karşlarına daha fazla kuvvet gerektiren bir iş çıkarsa pres sıkışabilir. Bu durumda pres aşırı yüklenmiş olur ve tüm elemanlar o yük altında sıkışıp kalırlar. Bu sıkışma sonucu presin ileri veya geri hareketi mümkün olmadığından pres hareketsiz olarak alt ölü noktada durur. Bu durum pres elemanlarını zorladığı gibi presi tahrik eden motoru durdurarak elektrik devrelerini de zorlar. Bu olay sonucu pres hareket ve kuvvet zincirindeki en zayıf halka yıpranacak ve deformasyona uğrayacağı gibi presi çalıştırmak mümkün olmayacaktır.

Eksantrik pres kullanımı sırasında oluşabilecek bu durumu engelleyebilmek ve presin sağlıklı çalışmasını sağlayabilmek amacı ile pres kuvvet hattına pres aşırı yük sigortası eklenir. Bu sigorta prensip olarak aşırı yüklenme anında belirli bir miktarda boşluk yaratarak kayıtın boşa çıkması ve hareket edebilmesini sağlar. Yaratılan boşluk presi sıkıştıran iş yüksekliğinden daha fazla olmalıdır.

Aşırı yük sigortası farklı şekillerde yapılabilir en yaygın yöntemlerden biri sisteme mekanik sigorta olarak tabir edilen bir parça eklemektir. Şekil 3.17’de eksantrik preslerde en sık kullanılan mekanik sigorta şekli görülmektedir.



Şekil 3.17. Mekanik Sigorta

Mekanik sigortanın çalışma prensibi yukarıda gösterilen A-A kesitinin gerilme dayanım değeri üzerine kurulur. Örneğin 20 Ton kuvvetindeki bir pres için bu kesit öyle seçilir ki, pres 25 Ton’a ulaştığı anda kırılarak stroğu (f) kadar boşluk yaratır.

Bu yöntemde presi tekrar çalışır hale getirmek için mekanik sigorta yenilenmelidir. Bu da, pres kurtarıldıktan sonra üzerinden kırılan sigortanın sökülerek yerine yeni sigortanın takılması kadar bir sürenin kaybedilmesi anlamına gelir. Ayrıca bazı durumlarda mekanik sigortanın kırıldığı halde sıkışarak gerekli boşluğu yaratamadığına rastlanmıştır. Bu gibi durumlar mekanik sigortanın dezavantajlarıdır.

Bir diğer aşırı yük sigortası ise hidrolik sigortadır. Burada istenilen boşluk bir piston hareketi ile sağlanır. Pistonun içinde hareket ettiği silindir içerisi hidrolik yağ ile doldurulur. Piston kesitleri yardımı ile belirli kuvvet değerlerindeki basınç değerleri bulunur ve istenen kuvvet değerine karşı gelen basınç değerinde silindir içindeki yağın tahliyesi sağlanır. Yağ tahliye edildikçe piston

silindir içerisinde hareket eder ve görevini yerine getirerek istenilen kurtarma boşluğunu oluşturur.

Hidrolik sigortanın kullanıldığı preslerde, presin aşırı yükleme durumunda boşalan silindir herhangi bir parça değişimine gerek kalmaksızın doldurulabilmekte ve mekanik sigortaya göre çok daha kısa sürede pres tekrar çalışmaya başlamaktadır.

Bu çalışma ile dizaynı yapılan yüksek hız presinde hidrolik sigorta kullanılmıştır. Ek 9'daki montaj resminde görülen 3 numaralı hazne aynı zamanda hidrolik sigorta silindiri olmakta ve 7 nolu parçada hidrolik sigorta pistonu görevi yapmaktadır. Pres üzerine yerleştirilen emniyet valfi ve manometre yardımıyla pres kuvveti 25 Ton seviyesini aştığı anda hazne içerisinde bulunan yağ tahliye olmakta ve presin sıkışması veya zorlanması engellenerek daha uzun ömürlü olması sağlanmaktadır.

3.2.7. Pres Kayıt Konstrüksiyonu

Ana hatları ile pres kayıdı üst kalıbı bağlamak için bir tabla, elma vida haznesini yataklayacak bir gövde ve doğrusal hareket kızakları ile yataklanacak kılavuzlardan oluşur. Kayıt yaygın olarak dökme demirden imal edilmekle birlikte, dizaynı yapılan bu preste olduğu gibi kaynak konstrüksiyondan da imal edilebilir. Kayıt üzerinde zorlayıcı kuvvetler birikmemekte ancak kayıt yükleri elma vida üzerinden krank miline ve kızaklar üzerinden gövdeye aktarmaktadır.

Pres kayıt kızaklamaları genel olarak düz veya açılı kesitlere sahip kamalar ile yapılmaktadır. Kamaların kayıt ile çalışan yüzeylerine ise bronz alaşımlı lamalar monte edilerek aşınma minimuma indirilmektedir. Fakat bu çalışmada dizaynı yapılan pres yüksek hızlı olduğu için pres üzerindeki diğer yataklarda da olduğu

gibi bronz alaşımlı malzemeler kullanılamamaktadır. Bu durumda pres kızakları için doğrusal hareket rulmanları tercih edilmelidir.

Doğrusal hareket rulmanlarının seçilebilmesi için öncelikle üzerlerinde çalışacakları kolon millerin boyutları tayin edilmelidir. Bu kolon milleri üzerlerinde rulmanlı yataklar çalışacağından taşlanmalıdırlar. Bu nedenle malzemeleri Sementasyon Çeliklerinden 20MnCr5 olarak seçilmiştir. Kayıt paralelliğini sağlıklı bir şekilde sağlayabilmek için kolon millerden dört adet kullanılmalı ve miller gövde üzerine paralel bir şekilde yataklanmalıdır.

Pres kayıt kızaklamasını yapacak kolon milleri üzerinde etkili tek kuvvet daha önce 3.46 nolu denklem yardımı ile hesaplanmış olan pres yan yüküdür. Bu kuvvet etkisi altında kolon milleri kesilme gerilmesi ile zorlanacaktır. Fakat kayıtın bir tarafında iki adet mil olacağından pres yan yükünün yarısı bir mile etkiyor olarak kabul edilebilir. Seçilen kolon mili malzemesinin Ek 1'e göre dayanım değeri (σ) 1080 N/mm² olduğuna göre daha önce de yapılan hesaplamalara benzer olarak 3.32 nolu denkleme göre emniyetli malzeme gerilmesi (σ_{em}), emniyet katsayısı (S) 3,5 alınarak ve 3.34 nolu denkleme göre de emniyetli mil kesit alanı (A) hesaplanabilir. Buna göre;

$$\sigma_{em} = \frac{1080}{3,5} = 308,57 \text{ N/mm}^2$$

$$A = \frac{30696/2}{308,57} = 49,73 \text{ mm}^2$$

olarak elde edilir ve emniyetli mil çapı (d_k) 3.48 nolu denkleme benzer olarak hesaplanabilir;

$$d_k \geq \sqrt{\frac{4.49,73}{\pi}} \geq 25mm$$

Hesaplanan emniyetli kolon mili çapı göz önüne alınarak standart mil çaplarına uygun olarak kolon mili çapı 40mm olarak kabul edilmiştir. Seçilen bu kolon milleri üzerinde çalışacak doğrusal hareket rulmanları ise doğrusal hareket rulmanlarından KB 4080 olarak seçilmiştir.

Yapılan hesaplamalar ve kabuller ışığında pres kayıtı Ek 10'daki teknik resim ile boyutlandırılmıştır.

3.2.8. Dengeleyici Pistonlar

Pres kayıtının rahat çalışabilmesi, pres çalışma konforu ve sessizliği ve kayıt yükseklik ayarı ve pres strok ayarının rahat yapılabilmesi için pres üzerine, kayıt ve onun üzerine bağlanacak kalıbın ağırlığını kaldırabilecek ölçülerde dengeleyici pnömatik pistonlar yerleştirilir.

Bu pistonlardan pres üzerinde, kayıt merkezine yakın olarak bir tane yerleştirilebileceği gibi aynı yükü taşıyacak şekilde merkeze göre simetrik olarak birden fazla da yerleştirilebilir. Buradaki simetrinin amacı çalışırken kayıtın kasmaını engelleyerek rahat çalışmayı sağlamaktır.

Dengeleyici piston seçimi için öncelikle kullanılacak kayıt ve üzerine monte edilecek elemanların ağırlıkları tespit edilmelidir. Dizaynı yapılan pres için yaklaşık kayıt, elma vida haznesi, elma vida kapağı, Sonsuz vida grubu ve elma vida pistonunun yaklaşık ağırlıkları sırası ile 110 kg, 22 kg, 5 kg, 7 kg ve 4 kg olarak hesaplanmıştır. Buna göre pres üzerine bağlanacak dengeleyici pistonlar yaklaşık 150 kg'lık bir ağırlığı dengeleyebilmelidirler.

İki adet dengeleyici piston kullanılacağı öngörülerek pistonlardan birinin 75 kg taşıyacağı kabul edilebilir. Bu ağırlık yaklaşık olarak 750 N olarak alınır ve dengeleyici pistonların 6,5 barda çalışacağı da göz önüne alınarak piston silindir alanı aşağıdaki denklem yardımı ile hesaplanabilir.

$$A = \frac{F}{P} \quad (3.49)$$

Burada;

A : Piston Alanı (cm²)

F : Pistonun Taşıyabileceği Kuvvet (daN)

P : Piston Çalışma Basıncı (Bar)

Bu denkleme göre gerekli piston alanı hesaplanabilir.

$$A = \frac{75}{6,5} = 11,53 \text{ cm}^2$$

3.48 nolu denklem yardımı ile gereken piston çapı (d_p) elde edilir.

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4.1153}{\pi}} \geq 38,32 \text{ mm}$$

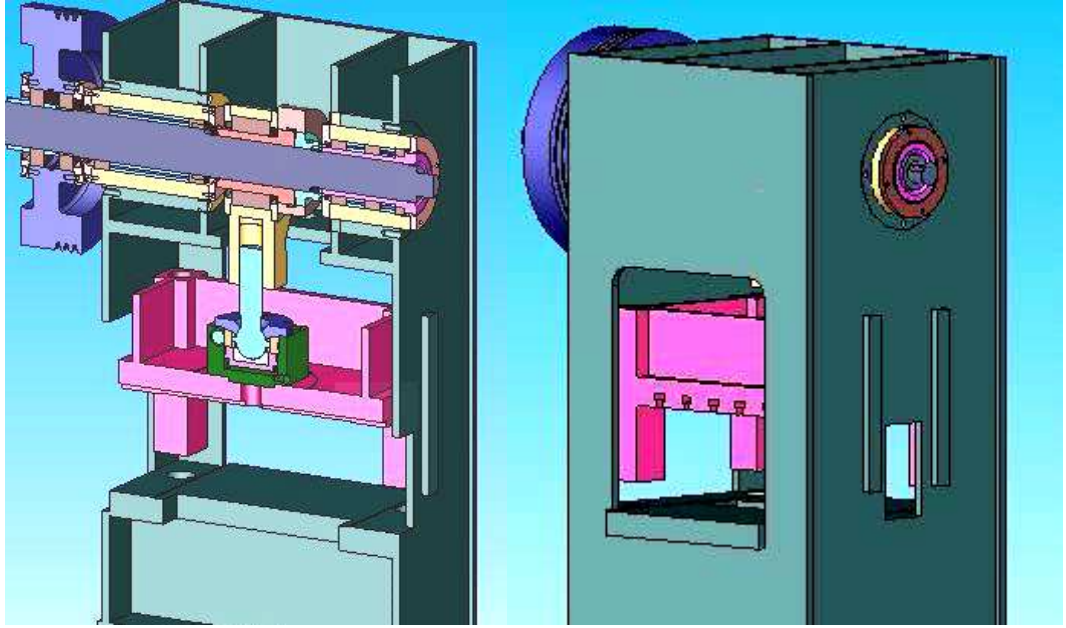
Bu durumda dizaynı yapılan eksantrik presin kayıtını dengeleyebilmek için 40 mm piston çapına sahip iki adet pnömatik silindir kullanılmalıdır.

3.3. Eksantrik Presin Montaj Sonrası Kontrolleri

Yapılan hesaplar ve seçilen parametreler ışığında bu yüksek lisans tezi ile dizaynı gerçekleştirilen 20 Ton kapasiteli yüksek hızlı

eksantrik pres montajı yapılmış ve TSE tarafından öngörülen kalite testlerine tabii tutularak istenilen kapasiteye ulaşabildiği ve oluşan deformasyonların ve paralellik hatalarının ön görülen sınırlar dahilinde kaldığı görülmüştür.

Böylelikle Şekil 3.18’de üç boyutlu görünüş ve kesit çizimleri görülen presin imalatı tamamlanmış olmaktadır.



Sekil 3.18. 20 Ton Yüksek Hız Presinin Görünüşleri

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, hızı dakikada 100 ile 300 devir arasında değişen yüksek hızlı eksantrik bir presin tasarımı amaçlanmıştır. Öncelikle, eksantrik preslerin dövme basma makineleri içerisindeki yeri ve preslerin genel sınıflandırılmaları üzerinde durulmuştur. Bunlarla beraber bu Yüksek Lisans Tezi içinde eksantrik preslerin özellikleri, mekanik presler içinde elemanlarıyla birlikte tanıtılarak özellikle hidrolik preslerle karşılaştırmalarına yer verilmiştir.

Rasyonel şekilde bir eksantrik pres tasarımının gerçekleştirilebilmesi için öncelikle, pres kuvveti belirlenmiştir. Ardından belirlenen pres kuvvetine bağlı olarak pres gövdesi ve ana kuvvet elemanları seçilmiştir. Sanayinin talebi de göz önüne alınarak, pres kapasitesi 20 ton (20 daN) olarak belirlenmiştir.

Ana pres elemanlarının belirlenmesini takiben, bu elemanların uyumlu şekilde beraber çalışabilmesi için gereken ve kullanıcının tasarımı yapılan makineden beklentilerinin karşılanmasını sağlayacak konstrüksiyonlar oluşturulmuştur. Bu bağlamda, preslerin kullanım şekilleri ve önemli kısımları incelenmiş ve bu preslerin kullanımı için gerekli şekiller tez içerisinde verilmiştir.

Tasarımda, eksantrik pres, ana elemanlardan başlanarak, yan elemanlar ve destekleme elemanları seçimi ve hesaplamaları yer almıştır. Ek olarak, her aşamada kontrol hesaplamaları da yapılarak presin emniyeti onaylanmıştır. Ayrıca Bu Yüksek Lisans Tezi gerçekleştirilirken, CAD-CAM programlarından yararlanılarak gereken boyutlandırılmalar oluşturulmuş ve tüm bu çalışmalar sonucunda ulaşılan sonuçlara ilişkin olarak eksantrik pres imalat çizimleri yapılmıştır.

Yüksek hız preslerinin istenilen hız değerlerine ulaşabilmesi için bir üretim bandı düzeninde ve sürücü tabir edilen besleme üniteleri ile birlikte kullanılması gerekir. Dolayısıyla bu tip preslerin gelişimi ve kullanımı aynı zamanda birlikte çalıştıkları kalıp ve sürücülerin gelişmesine bağlıdır. Dolayısıyla ilerleyen kalıp ve malzeme besleme teknolojileri ile birlikte yüksek hıza sahip pres ve ekipmanların kullanımı artacaktır. Bu sayede aynı iş gücü ve enerji sarfıyatı ile daha çok ve hızlı iş üretme imkanı doğacaktır.

Öz olarak bu Yüksek Lisans Tezi ile, endüstrinin ihtiyacı doğrultusunda çeşitli amaçlarla kullanılabilecek bir yüksek ve ayarlanabilir hızlı eksantrik pres tasarımı gerçekleştirilmiş ve detayları ile birlikte verilmiştir. Sonuçta, sanayiye yönelik kullanılabilecek ve hayata geçirilebilecek bir çalışma yapılmıştır.

KAYNAKLAR

1. Temel Britannica, 1992
2. Meydan Larousse, 1990
3. Çiğdem M., 1996, İstanbul, “İmal Usulleri” ,Çağlayan Kitapevi
4. Yurci E., İstanbul, 1997, “Talaşsız Şekil Verme” , T.C. Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Yayınları No. 97.0248
5. Bickerton S., New Zealand, 2001, “*Engineering Design 2M Lecture Notes*” , Auckland University Departman Of Mechanical Engineering
6. Anık S., Dikicioğlu A., Vural M., 1997, İstanbul, “İmal Usülleri” , Birsen Yayınevi
7. Çiftçi Y., 2003, Ankara, “*Toz Metalurjisinde Tozların Preslenmesi ve Kullanılan Preslerin Tanımı*” , T.C. Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Makine Projesi
8. Emblom, W., 2003, Louisiana, “*Sheet – Metal Forming Process Lecture Notes Chapter # 16*” , University of Louisiana at Lafayette
9. Dikmen, F, 2000, İstanbul, , “*Makine Elemanları Ders notları*” T.C. Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

10. Erdoğan, A. S., 2003, İstanbul, “*Eksantrik Pres Tasarımı*” , T.C. Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Konstrüksiyon Anabilim Dalı Bitirme Tezi
11. Çakmak, M. S., 1993, İstanbul, “*Volan ve Volan Hesapları*” , T.C. Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Yayınları No. 279
12. Topbaş, M. A., 1998, “*Çelik ve Isıl İşlem El Kitabı*” , Prestij Yayıncılık Basım Hizmetleri
13. Gieck, K., 1982, Ankara, “*Mühendislik Formülleri*” , Güven Yayıncılık
14. Esentepeli, M., 2000, İstanbul, “*Teknik Çep Kitabı*” , Birsen Yayınevi
15. Sass, F., Bouche, Ch., Leither, A., 1961, “*Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau*”, Springer – Verlag
16. www.desch.de
17. www.tekateknik.com.tr
18. www.ozkalmakina.com

ÖZGEÇMİŞ

2 Haziran 1979 tarihinde doğdu. İlkokul eğitimini takiben orta ve lise öğrenimini İstek Vakfı Semiha Şakir Lisesi'nde 1997 yılında tamamladı. Aynı yıl YTÜ Makina Fakültesi'ne girdi ve Haziran 2001'de Makina Mühendisi olarak mezun oldu. Mezuniyeti takiben Kasım 2003'e kadar ALTAŞ Alüminyum Sanayi ve Ticaret A.Ş.'de çalıştı. Ocak 2002'de Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsünde Tasarım ve İmalat Bölümü'nde Yüksek Lisansa başladı. Kasım 2003'den beri ÖZKAL Makina Sanayi ve Dış Ticaret Ltd. Şti.'nde Makina Mühendisi olarak çalışmaktadır. Evlidir ve ingilizce bilmektedir.

MALZEME CİNSİ		STATİK ($d < 16 \text{ mm}$)				DİNAMİK		
		Kopma Dayanımı	Akma Dayanımı			Yorulma Dayanımı		
			Çekme	Eğilme	Burulma	Çekme	Eğilme	Burulma
		σ_K	$\sigma_{AK(\sigma)}$	$\sigma_{AK(\tau)}$	τ_{AK}	$\sigma_{D(\sigma)}$	$\sigma_{D(\tau)}$	τ_D
DIN17100 Genel Konstr. Çelik- leri ⁽¹⁾	St 37-2	370	240	330	140	150	170	100
	St 44-2	440	280	380	160	180	200	120
	St 50-2	500	300	410	170	210	240	140
	St 60-2	600	340	470	190	250	280	160
	St 70-2	700	370	510	210	300	330	190
DIN17200 İslah Çelik- leri ⁽²⁾	Ck 22	550	350	490	250	220	240	170
	Ck 45	700	500	700	350	280	310	210
	46Cr2	900	650	900	460	370	390	270
	41Cr4	1000	800	1000	560	410	440	300
	50CrMo4	1100	900	1100	630	450	480	330
DIN17210 Semen- tasyon Çelik- leri ⁽³⁾	Ck 15	740	440	610	250	330	370	210
	15Cr3	780	510	710	290	350	390	220
	16MnCr5	880	640	880	360	390	440	250
	20MnCr5	1080	740	1030	420	480	540	310
	18CrNi8	1230	840	1170	480	550	610	350
DIN 17221 Yay Çel.	51Si7	1320	1130	1320	780	540	580	390
	50CrV4	1370	1180	1370	820	560	600	410
DIN 17221 Yay Çe- Tel ⁽⁴⁾ (Çapa başlık Verilir)	A	d=1 mm	1600	1400	1600	960	650	700
		d=5 mm	1200	1050	1200	720	490	520
		d=10 mm	1000	880	1000	600	410	440
	C	d=1 mm	2300	2000	2300	1380	940	1000
		d=5 mm	1640	1440	1640	980	670	720
		d=10 mm	1340	1160	1340	800	540	580
DIN 1681 D.Çelik	GS 45	450	230	300	140	190	180	110
	GS 60	600	300	390	180	240	240	140
DIN 1693 Kü.Gra. D.Demir	GGG40	400	250	350	200	140	200	120
	GGG50	500	300	420	240	160	220	130
	GGG70	700	400	560	320	210	300	180
DIN 1691 La.Gra. D.Demir	GG15	150	-	160	100	40	70	60
	GG20	200	-	240	170	60	100	90
	GG30	300	-	320	250	80	140	120

Malzeme Dayanım Değerleri (N/mm^2) (Dikmen,200)

EK 1
GENEL MAKİNA MALZEMELERİ DAYANIM
DEĞERLERİ

1

2

3

4

A

B

C

D

E

A

B

C

D

E

500

250

200

160

72

125

26

150



PROJEKTOVANJE: 1

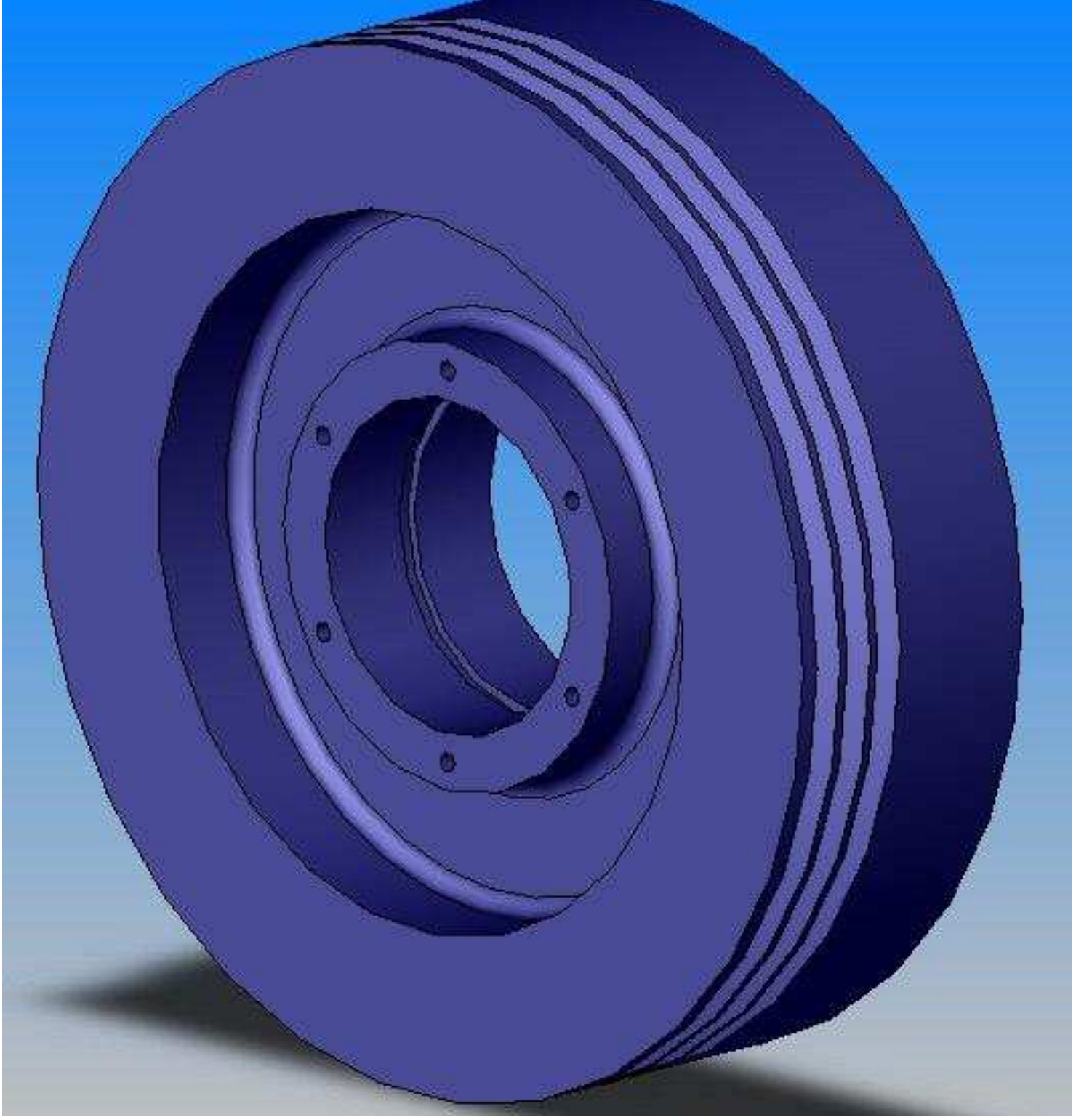
ADIT	1									
POSLE	POSLE	POSLE								
POSLE	POSLE	POSLE								
POSLE	POSLE	POSLE								

REKONSTRUKCIJA

PARČA ADE

30.0000 - 100.000

POSLE REKONSTRUKCIJE



Volan Görünüşü

EK 2
VOLAN GÖRÜNÜŞÜ
VE
TEKNİK RESMİ

PNÖMATİK KUMANDALI KAVRAMA – FREN KOMBİNASYONU

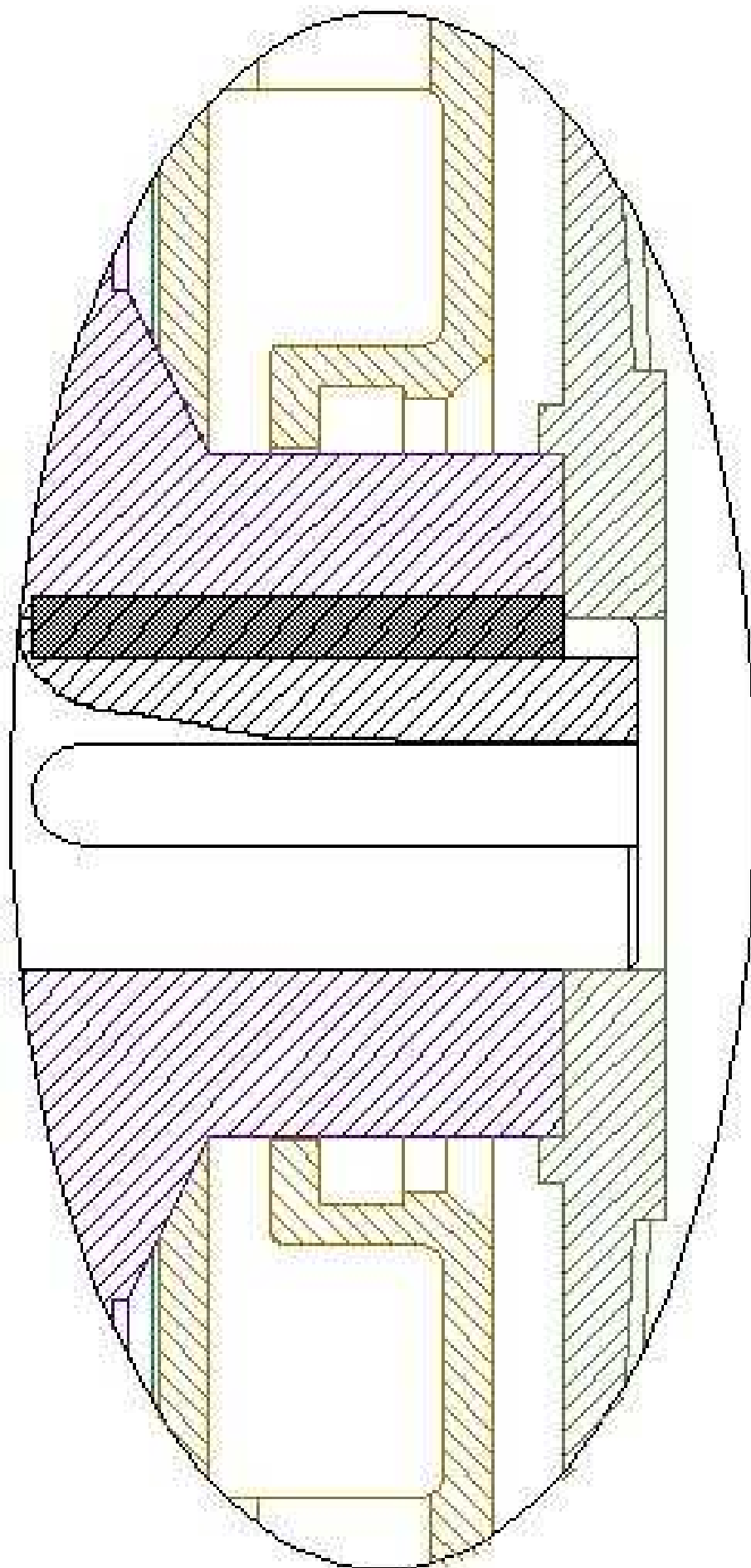
KOD: 430

Kavrama Momenti (Nm)	5055
Fren Momenti (Nm)	3000
Çalışma Basıncı (Bar)	6
Maksimum Devir Sayısı (dev ⁻¹)	1200
Ortalama Basıncılı Hava İhtiyacı (dm ³ /dak.)	1,00
Maksimum Göbek Çapı (mm)	95
Kama Kanalı Derinliği (mm)	5,4
Cıvata Sıkma Momenti (Nm)	86
Ağırlık (kg)	100

HİDROMODE MAKİNA İMALAT SAN. VE TİC. LTD. ŞTİ.

EK 3

PNÖMATİK KAVRAMA KATALOĞU

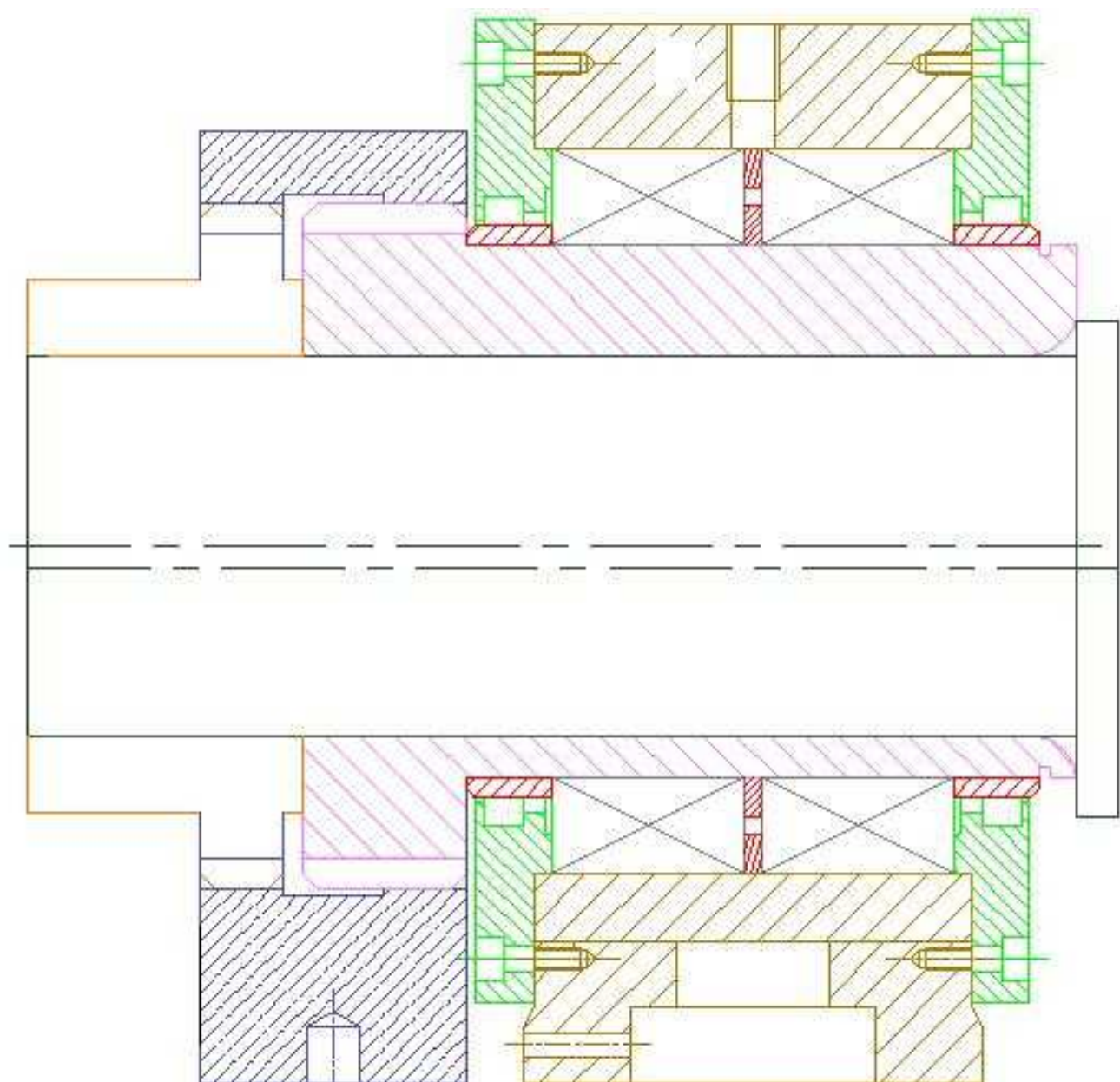


EK 4
PNÖMATİK KAVRAMA
MONTAJ DETAYI

EK 5
RULMAN KATALOGLARI

KULLANILAN RULMANLARIN KATALOG DEĞERLERİ

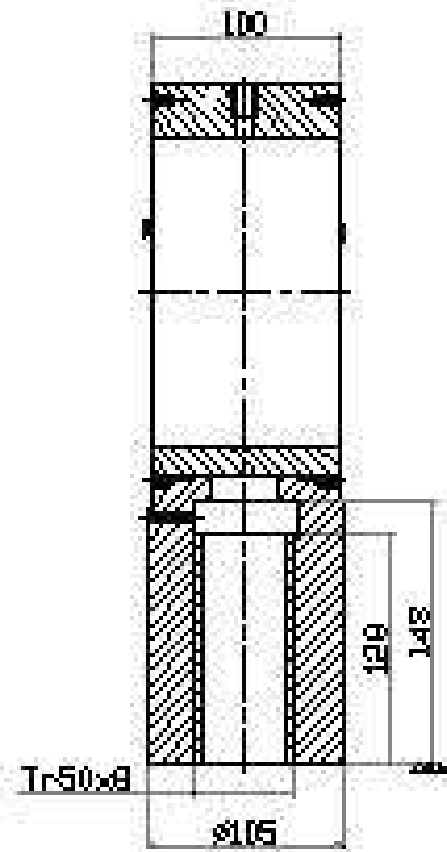
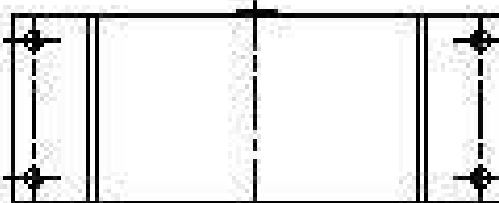
FİRMA	SERİ NO	İÇ ÇAP (mm)	DIŞ ÇAP (mm)	KALINLIK (mm)	AĞIRLIK (kg)	DEVİR SINIRI (dev ⁻¹)	DİNAMİK YÜK ORANI C (kN)	STATİK YÜK ORANI C ₀ (kN)	TİPİ
FAG	6210	50	90	20	0,466	18000	36,5	24	Tek Sıra Sabit Bilyalı Yatak
INA	NA4911	55	80	25	0,393	7000	58	100	İğne Rulmanlı Yatak
INA	NA4914	70	100	30	0,728	5500	84	156	İğne Rulmanlı Yatak
FAG	511 12	60	85	17	0,817	3600	36,5	93	Eksenel Sabit Bilyalı - Büte Yatak



EK 6

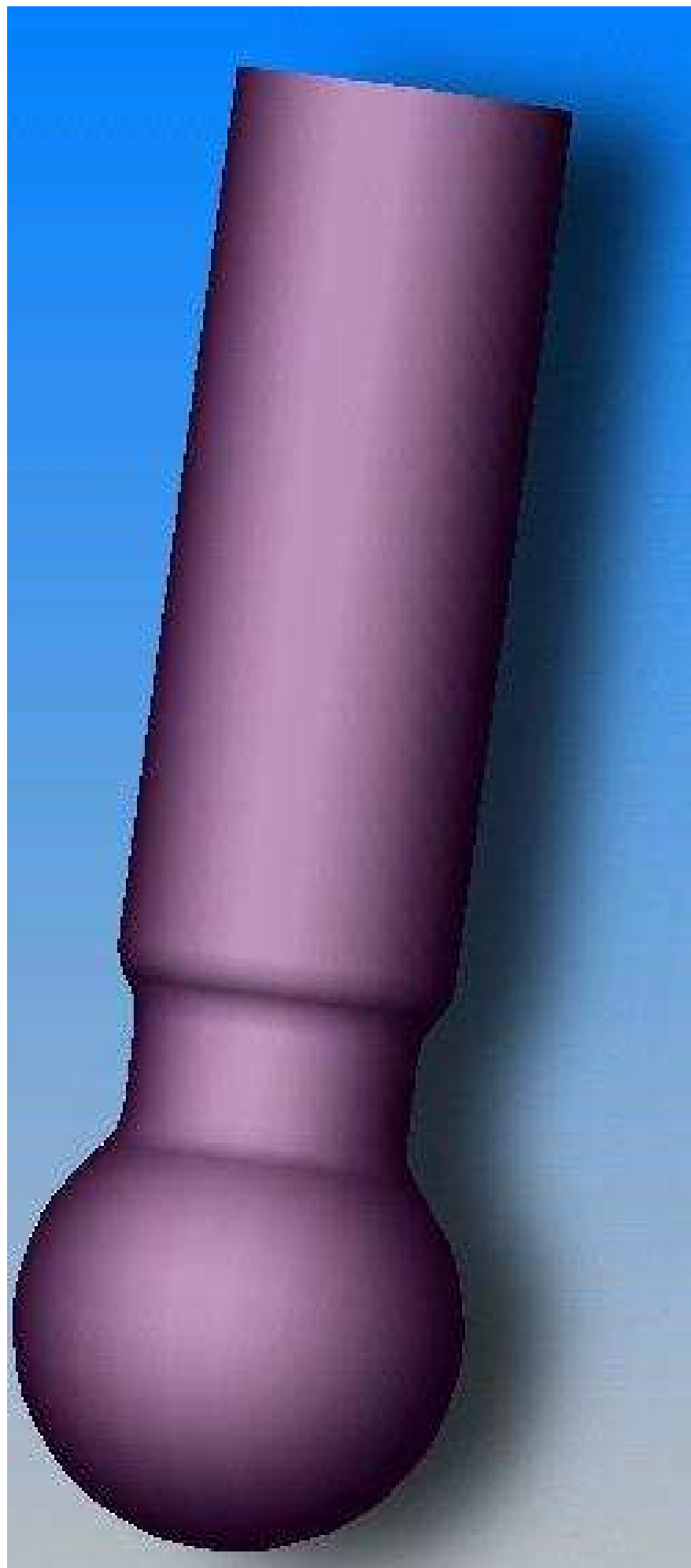
MEKANİK – EKSANTRİK KAVRAMA

MONTAJ DETAYI

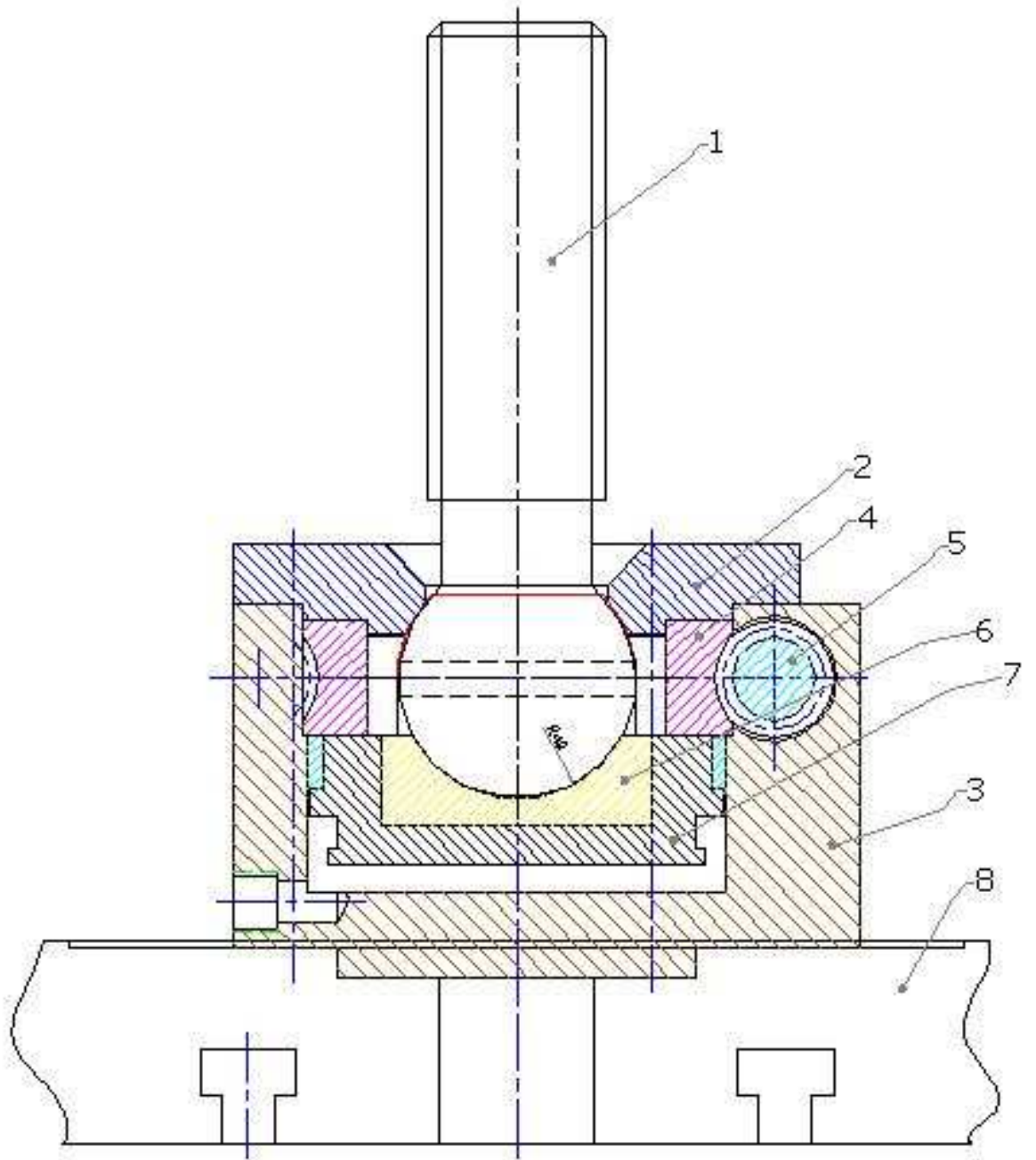


(७७ . ७७७)

EK 7
BİYEL KOLU
TEKNİK RESMİ

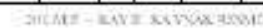
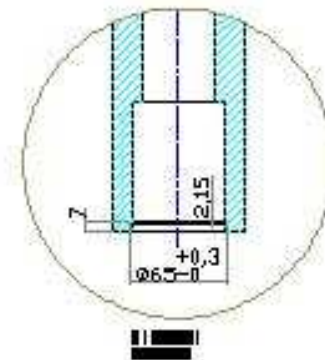
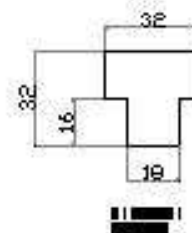
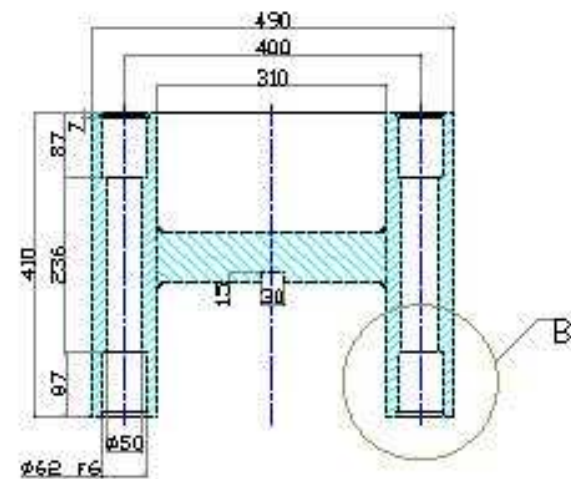


EK 8
ELMA VIDA GÖRÜNÜŞÜ



- 1 Elma Vida
- 2 Elma Vida Kapağı
- 3 Hazne
- 4 Sonsuz Vida Dişlisi
- 5 Sonsuz Vida Mili
- 6 Elma Vida Yatağı
- 7 Piston
- 8 Kayıt

EK 9
ELMA VİDA
MONTAJ DETAYI



EK 10
KAYIT
TEKNİK RESMİ