

**T.C.**  
**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ**  
**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ**

**DİNAMİK YÜK ALTINDA ÇALIŞAN KAYMALI YATAK DENEY DÜZENEGİ**  
**TASARIMI VE PROTOTİP İMALATI**

**BİTİRME PROJESİ**

**340772 Adem YEŞİLOĞLU**

**329619 Baki Enes GENİŞ**

**329578 Mehmet ÖZKOCAOĞLU**

**(I. ÖĞRETİM)**

**HAZİRAN 2020**  
**TRABZON**

**T.C.**  
**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ**  
**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ**

**DİNAMİK YÜK ALTINDA ÇALIŞAN KAYMALI YATAK DENEY DÜZENEĞİ**  
**TASARIMI VE PROTOTİP İMALATI**

**340772 Adem YEŞİLOĞLU**

**329619 Baki Enes GENİŞ**

**329578 Mehmet ÖZKOCAOĞLU**

**(I. ÖĞRETİM)**

**Jüri Üyeleri**

**Danışman:** Doç. Dr. Hasan BAŞ .....

**Üye** : Prof. Dr. Olkan ÇUVALCI .....

**Üye** : Dr. Ügr. Üyesi Hüccet KAHRAMANZADE .....

**Bölüm Başkanı:** Prof. Dr. Burhan ÇUHADAROĞLU

**HAZİRAN 2020**

**TRABZON**

## ÖNSÖZ

Yataklar, konstrüksiyonlarda milleri ve aksları destekleyen yapı elemanlarıdır. Yataklar bu işlevleri yerine getirirken farklı şekildeki kuvvetlere maruz kalırlar. Kuvvetin geldiği doğrultu yönüne göre yataklar aksel veya radyal olarak sınıflandırılırlar. Eğer kuvvet yatağın eksenine dik bir şekilde etkirse radyal yatak olarak adlandırılırlar. Otomotiv sektöründe; motorlarda ve özellikle krank-biyel yataklarında, buhar türbinlerinde, haddelerde radyal kaymalı yataklar sıkça kullanılmaktadır. Bu tür makina sistemlerinin analizinin çok iyi bir şekilde yapılması gerekmektedir. Bu çalışmayla, gerekli parametrelerin ve ihtiyaçların tespit edilip, bu özelliklere göre uygun kaymalı yatakların seçilmesi ve testlere tabi tutularak kaymalı yatakların performansının incelenmesi amaçlanmıştır.

Bu çalışmanın ortaya çıkmasında bizlere olan desteğini esirgemeyen, yoğun ilgi ve katkılarından dolayı Gümüşhane Üniversitesinde görevli değerli hocamız Öğr. Gör. Erdar KAPLAN'a teşekkürlerimizi sunarız.

*“Çalışmanın bütün kısımlarında bizlere olan hiçbir destek ve yardımı esirgemeyen, bir dönem projemizin danışmanlığını yürüten ancak tüm dünyayı etkisi altına alan Covid-19 salgını nedeniyle hayatını kaybeden kıymetli hocamız Dr. Öğr. Üyesi Mustafa Sabri DUMAN'a minnettarlığımızı sunar ailesine ve sevdiklerine başsağlığı dileriz.”*

Adem YEŞİLOĞLU  
Baki Enes GENİŞ  
Mehmet ÖZKOCAOĞLU  
Trabzon 2020

## ÖZET

### DİNAMİK YÜK ALTINDA ÇALIŞAN KAYMALI YATAK DENEY DÜZENEĞİ TASARIMI

Bu çalışmada radyal kaymalı yatakların dinamik yükler altında ne tür davranışlar sergilediğinin analizlerinin yapılmasına olanak sağlayan bir deney düzeneği tasarlandı. Bu düzeneğin tasarlanması için öncelikle dinamik yüklere maruz kalan kaymalı yatak sistemleri incelendi. Kurulan deney düzeneği için referans olarak binek otomobillerde bulunan krank-biyel mekanizmaları alındı. Seçilen bir katalogdan birçok farklı otomobil için verilen farklı büyüklük ve özellikteki kaymalı yataklar içerisinde uygun görülen bir otomobilin krank mili ana yatağı baz alınarak tasarımın başlangıcı gerçekleştirildi.

Bu aşamadan sonra sistem için gerekli olan bazı veriler belirlendi. Yapılan tasarımın devamı olarak kaymalı yatağın seçildiği katalogdan, yatak için verilen malzeme (Al20Sn1Cu) tespit edildi. Bu malzemeye ait bazı mekanik özellikler belirlenerek kaymalı yatağın hesapları yapıldı. Bunu takiben uygulanacak kuvveti sağlayacak hidrolik pistonların hesapları ve pompaların seçimi yapıldı. Daha sonra milin düzeneğe yataklanması için gerekli olan rulmanların hesapları yapılarak rulman kataloğundan uygun bir rulman seçildi. Bu çap için milin gerekli mukavemet kontrolleri yapıldı. Malzemesi ve boyutları belirlenen mil ve kasnaklar için kullanılacak olan kamaların hesaplarıyla beraber makina elemanlarının hesap ve seçimleri tamamlandı.

Belirlenen geometrik büyüklükler ve toleranslar ile birlikte deney düzeneğinin teknik resimleri ve 3D katı modelleri, AutoCAD ve SolidWorks programlarıyla çizildi. Mühendislik hesap, analiz ve çizimlerinden sonra sistemin maliyet hesabı, çevreyle olan etkileşimi ve sonuçları irdelenerek çalışma sonlandırıldı.

**Anahtar Kelimeler:** Yataklama, Kaymalı Yatak, Dinamik Yük, Hidrodinamik Yağlama, Deney Düzeneği

## SUMMARY

### DESIGN OF EXPERIMENTAL SETUP OF JOURNAL BEARINGS WORKING UNDER DYNAMIC LOADING

In this study, an experimental setup was designed to enable for analyzing the behaviors of journal bearings under dynamic loads. In order to design this mechanism, firstly journal bearing systems subjected to dynamic loads were examined. Crank-connecting rod mechanisms in personal cars were taken as reference for the experimental setup. Beginning of the design was started by chosen a crankshaft main bearing of a convenient car within from a catalogue which is for journal bearings in different sizes and properties for many different cars.

After this stage, some datas which is required for this design have been specified. As continuation of the design which is done, the material (Al20Sn1Cu) that is given for the journal bearing was detected from the same catalogue which was used for the journal bearing. By detecting some mechanical properties of this material, calculations of the journal bearing was done. Subsequently, the hydraulic pistons were calculated to provide the force to be applied and the pumps were selected. Then, the bearings required for support the shaft to the assembly were calculated and a suitable bearing was selected from the bearing catalog. The required strength checks of the shaft for this diameter were controlled. With the calculations of the wedges to be used for the shafts and pulleys whose material and dimensions are determined, the calculations and selections of the machine elements was completed.

The technical drawings and 3D solid models of the experimental setup with the determined geometric sizes and tolerances were drawn with AutoCAD and SolidWorks programs. After the engineering calculations, analysis and drawings, the cost calculation of the system, the interaction with the environment and the results were examined and the work was completed.

**Key Words:** Bearing, Journal Bearing, Dynamic Loading, Hydrodynamic Lubrication, Experimental Setup

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
<b>ÖNSÖZ</b> .....	<b>III</b>
<b>ÖZET</b> .....	<b>IV</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>V</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>VI</b>
<b>TABLolar DİZİNİ</b> .....	<b>VIII</b>
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b> .....	<b>IX</b>
<b>1. GENEL BİLGİLER</b> .....	<b>1</b>
1.1. GİRİŞ .....	1
1.2. LİTERATÜR TARAMASI .....	1
1.3. KISITLAR VE KOŞULLAR .....	2
1.4. KAYMALI YATAKLAR .....	4
<b>2. YAPILAN ÇALIŞAMALAR</b> .....	<b>6</b>
2.1. KAYIŞ KASNAK HESAPLARI.....	6
2.2. KAYMALI YATAK HESAPLARI .....	16
2.3. MİL HESAPLARI.....	27
2.3.1. Kuvvet ve Moment Hesapları .....	32
2.3.1.1. Pistonun Yukarıdan Vurduğu Andaki Mukavemet Hesabı.....	32
2.3.1.2. Pistonun Önden Vurduğu Andaki Mukavemet Hesabı.....	36
2.3.1.3. Pistonun Arkadan Vurduğu Andaki Mukavemet Hesabı.....	39
2.3.1.4. Pistonun Alttan Vurduğu Andaki Mukavemet Hesabı .....	42
2.3.2. Mil-Çap Hesabı Mukavemet Kontrolü.....	46
2.3.2.1. B Kesiti İçin Mukavemet Kontrolü .....	47
2.3.2.2. L Kesiti İçin Mukavemet Kontrolü.....	48
2.3.2.3. G Kesiti İçin Mukavemet Kontrolü .....	50
2.3.2.4. R Kesiti İçin Mukavemet Kontrolü .....	51
2.3.3. Mil Şekil Değiştirme Hesabı .....	52
2.3.3.1. Az Kuvvetinin Oluşturduğu Sehim .....	53
2.3.3.2. B <sub>z</sub> Kuvvetinin Oluşturduğu Sehim .....	54
2.3.3.3. L <sub>z</sub> Kuvvetinin Oluşturduğu Sehim .....	55
2.3.3.4. R <sub>z</sub> Kuvvetinin Oluşturduğu Sehim .....	56
2.3.3.5. C <sub>z</sub> Kuvvetinin Oluşturduğu Sehim .....	57
2.3.3.6. G Kuvvetinin Oluşturduğu Sehim .....	58
2.3.3.7. G-Noktası İçin Toplam Sehim.....	59
2.4. RULMAN HESAPLARI .....	60

2.4.1. Rulmanlı Yatak Hesabı .....	60
2.4.1.1. R Rulmanı Hesabı .....	61
2.4.1.2. L Rulmanı Hesabı.....	62
2.4.2. Rulman-Mil Sıkı Geçme .....	63
2.4.2.1. Sıkı Geçme Emniyet Hesabı.....	63
2.4.2.2. Presleme kuvveti .....	66
2.5. KAYIŞ-KASNAK EK HESAPLARI .....	66
2.6. KAMA HESAPLARI .....	67
2.6.1. Mili Döndüren Kasnağın Kama Hesabı .....	68
2.6.2. Yatak Yağlama Pompasını Tahrik Eden Kasnağın Kama Hesabı.....	69
2.6.3. Hidrolik Piston Pompasını Tahrik Eden Kasnağın Kama Hesabı .....	70
2.7. TASARIM ÇALIŞMASI .....	72
<b>3. BULGULAR .....</b>	<b>77</b>
<b>4. TARTIŞMA.....</b>	<b>79</b>
<b>5. SONUÇLAR.....</b>	<b>81</b>
<b>6. ÖNERİLER.....</b>	<b>82</b>
<b>7. KAYNAKLAR.....</b>	<b>83</b>
<b>8. EKLER .....</b>	<b>85</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b>	

## TABLolar DİZİNİ

	<b><u>Sayfa No</u></b>
Tablo 1. Kayış-Kasnak tasarımında seçilen parametreler .....	6
Tablo 2. Çok elastik HGC kösele kayışının özellikleri .....	8
Tablo 3. Kayış genişliği hesaplamalarında kullanılan parametreler ve özellikleri.....	9
Tablo 4. Kayış kasnak sisteminin mutad ölçüleri.....	10
Tablo 5. Eğilme frekansı hesabının parametreleri ve açıklamaları .....	10
Tablo 6. Mil ve kaymalı yatağın kayış-kasnak sistemi verileri.....	11
Tablo 7. Çok elastik HGL kösele kayışının özellikleri .....	12
Tablo 8. Mil ve hidrolik pistonun kayış-kasnak sistemi verileri .....	14
Tablo 9. Al20sn1cu malzemesinin özellikleri .....	18
Tablo 10. Sistem Elemanlarının Ağırlıkları .....	31
Tablo 11. Kasnak ağırlıkları .....	32
Tablo 12. St52-3N çeliğinin özellikleri .....	47
Tablo 13. Seçilen rulmanın özellikleri .....	62
Tablo 14. Rulmanların yağlanması.....	63
Ek-Tablo 1. Düz kayış kasnaklarının boyutları .....	85
Ek-Tablo 2. Düz kayışların teknik değerleri (Ortalama).....	86
Ek-Tablo 3. Düz kayışların mekanizmaları için sürtünme faktörü, $K_{\mu}$ .....	87
Ek-Tablo 4. Düz kayışları için çalışma faktörü, $K_0$ .....	87
Ek-Tablo 5. Düz kayış genişliğine göre seçilebilecek kasnak genişliği, mm (DIN 111)....	88
Ek-Tablo 6. Kaymalı yataklarda yaklaşık sürtünme katsayıları.....	88
Ek-Tablo 7. Ortalama yüzey basıncı için emniyet değerleri (DIN 31 652 T3).....	88
Ek-Tablo 8. Malzeme çiftlerine göre sürtünme katsayıları .....	89
Ek-Tablo 9. Rulman nominal ömürleri $L_h$ .....	89
Ek-Tablo 10. Çentik hassasiyeti faktörü $q$ .....	90
Ek-Tablo 11. Boyut faktörü $K_b$ .....	90
Ek-Tablo 12. k moment iletimi için emniyet katsayısı.....	90
Ek-Tablo 13. Sıkı geçme bağlantılarında $\mu \approx \mu_0$ sürtünme katsayısı değerleri.....	90
Ek-Tablo 14. Uygu kamalarının standart boyutları .....	91



## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b><u>Sayfa No</u></b>
Şekil 1. Sürtünme katsayısının devir sayısı ile değişimi ve sürtünme halleri .....	4
Şekil 2. Hidrodinamik yağlamanın gerçekleşmesi için gerekli şartların gösterimi .....	5
Şekil 3. Mil tasarımı modeli .....	28
Şekil 4. Mili döndüren kasnağın serbest cisim diyagramı.....	29
Şekil 5. Yatak yağlama pompasını döndüren kasnağın serbest cisim diyagramı .....	29
Şekil 6. Hidrolik pistonların pompasını döndüren kasnağın serbest cisim diyagramı .....	30
Şekil 7. Milin serbest cisim diyagramı .....	31
Şekil 8. Pistonun yukarıdan vurduğu andaki kuvvet dağılımı.....	33
Şekil 9. Birinci durumdaki (x-y) düzlemi için yükleme durumu .....	34
Şekil 10. Birinci durumdaki (x-z) düzlemi için yükleme durumu.....	35
Şekil 11. Pistonun önden vurduğu andaki kuvvet dağılımı .....	36
Şekil 12. İkinci durumdaki (x-y) düzlemi için yükleme durumu .....	37
Şekil 13. İkinci durumdaki (x-z) düzlemi için yükleme durumu .....	38
Şekil 14. Pistonun arkadan vurduğu andaki kuvvet dağılımı .....	39
Şekil 15. Üçüncü durumdaki (x-y) düzlemi için yükleme durumu .....	40
Şekil 16. Üçüncü durumdaki (x-z) düzlemi için yükleme durumu .....	41
Şekil 17. Pistonun alttan vurduğu andaki kuvvet dağılımı .....	42
Şekil 18. Dördüncü durumdaki (x-y) düzlemi için yükleme durumu.....	44
Şekil 19. Dördüncü durumdaki (x-z) düzlemi için yükleme durumu.....	45
Şekil 20. Arkadan vurma anındaki x-z düzleminin serbest cisim diyagramı .....	52
Şekil 21. $A_z$ kuvveti ve parametreler .....	53
Şekil 22. $B_z$ kuvveti ve parametreler .....	54
Şekil 23. $L_z$ kuvveti ve parametreler .....	55
Şekil 24. $R_z$ kuvveti ve parametreler .....	56
Şekil 25. $C_z$ kuvveti ve parametreler .....	57
Şekil 26. Piston kuvveti ve parametreler .....	58
Şekil 27. Tasarımın hidrolik devre şeması .....	72
Şekil 28. Tasarımın üstten görünüşü .....	73
Şekil 29. Tasarımın yandan görünüşü .....	74

Şekil 30. Tasarımın önden kesiti .....	74
Şekil 31. Dinamik yükün çalıştığı bölgenin kesiti.....	75
Şekil 32. Yataklama bölgesinin kesiti .....	75
Şekil 33. Tasarımın yandan kesit görünümü .....	76
Şekil 34. Tasarımın genel görünüşü .....	76
Ek-Şekil 1. Bazın yaygın SAE yağlarının viskozitelerinin sıcaklık ile değişimi .....	92
Ek-Şekil 2. İzafi minimum yağ filmi kalınlığı ve izafi eksantrisite diyagramı .....	93
Ek-Şekil 3. Sürtünme faktörü diyagramı.....	93
Ek-Şekil 4. Debi faktörü diyagramı.....	94
Ek-Şekil 5. Debi oranını tayin için diyagram .....	94
Ek-Şekil 6. Maksimum yağ basıncını tayin için diyagram.....	95
Ek-Şekil 7. Minimum film kalınlığı $h_0$ 'ın konumunun tayini için diyagram .....	95
Ek-Şekil 8. Yağ filminin nihayetinin ve maksimum yağ basıncının konumunun tayini için diyagram .....	96
Ek-Şekil 9. Burulmaya çalışan kademeli mil .....	96
Ek-Şekil 10. Eğilmeye çalışan kademeli mil.....	97
Ek-Şekil 11. Yüzey pürüzlülük faktörü.....	98

## **1. GENEL BİLGİLER**

### **1.1. Giriş**

Günümüz makine sistemlerinde hareket büyük oranda miller ve milleri yataklayan makine elemanlarıyla sağlanır. Sistemlerin sahip olduğu veya karşılanması istenen mekanik özellikler tespit edilerek uygun mil ve yatak malzemeleri ile bu elemanların geometrik büyüklükleri hesaplanır ve incelenir. Bir sistem oluşturulurken seçilecek malzeme ve geometrik özellikler en önemli husus olarak göz önüne alınmaktadır. Hesaplanan veya tespit edilen mekanik özellikler yalnızca teorik olacağından dolayı malzemeler üzerinde bazı deneylerin yapılması gerekmektedir. Bu deneyler için özel sistemler oluşturulmakta ve geliştirilmektedir [1-18].

Yataklar, bir insanı ayakta tutan iskelet sistemi gibi makine sistemlerini ayakta tutan ve destekleyen en önemli elemanlardır. Bu sebeple yatakların da sistemlerdeki görevleri neticesiyle yeterliliklerinin incelenmesi gerekmektedir. Deney düzenekleri vasıtasıyla yatakların karşılayabileceği kuvvetler, yatakların yüzey yorulmaları ve aşınmaları gibi parametreleri belirlemek ve incelemek mümkün olmaktadır. Böylelikle sistemin ihtiyaçlarını karşılayabilecek yatak seçimleri mümkün olmaktadır.

### **1.2. Literatür Taraması**

Bu bölümde kaymalı yatak analizleri üzerine yapılan çalışmalar incelenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucu şu bulgulara ulaşılmıştır.

Weihsmann [2], yağlayıcı bozulmalarına bağlı olarak, kaymalı yataklarda hasar belirtilerini, türlerini ve nedenlerini araştırdığı çalışmasında, yatak yüzeyinde meydana gelen hasarların, sırasıyla yetersiz yağlayıcı, mil ve yatak eksen sisteminin kaçıklığı, korozyon ve iki yüzey arasındaki elektrik akımı geçişinin neden olabileceğini vurgulayıp, bunların yağlayıcı bozulmalarıyla ilgisini açıklamıştır.

Lang [3], yaptığı bir deneysel çalışmada, farklı dinamik yükler altında teste tabi tuttuğu yatakların aktif yüzeyinde oluşan yorulma bölgeleriyle malzemenin ısı iletim, ısı genişleme ve korozyon özellikleri arasındaki ilişkiye dikkat çekerek, yatak yüzeyinde oluşan yorulma çatlaklarının yükün en büyük olduğu bölgelerde meydana geldiğini belirtmiştir. Forrester ve Chalmers [4], yataklarda yorulma oluşum nedenlerini iki ana

grup altında incelemişlerdir. Birinci grupta yağ filmi basıncı, sürtünme ve sistemin esnekliğinden kaynaklanan mekanik gerilmeler ile ikinci grupta sıcaklık ve farklı genleşme özelliklerinin neden olduğu ısıl gerilmeleri ele almışlardır. Sürtünme kuvvetlerinin karışık sürtünme bölgesinde önem kazanan gerilme kaynakları olabileceğini ileri sürmüşlerdir.

Blundell [5], dinamik yüklü kaymalı yataklarda yorulma kırılmalarının maksimum basınç, sıcaklık dağılımı ve minimum film kalınlığı gibi başlıca yatak parametreleri ile ilgisini araştırarak, yorulma bölgesinin maksimum basınç ve minimum film kalınlığının olduğu bölgeler arasında olduğunu tespit etmiştir.

Benzer çalışmalar Bıyıklıoğlu [6], ve Duman [7] tarafından yapılmış, yüzey yorulmasının yatağın genişliğine bağlı olarak değiştiği ve yorulma bölgesinin dar yataklarda, yatağa etkiyen dinamik yükün maksimum değerleri civarında, yatak genişliği arttıkça kılcal çatlakların başlangıç noktasının yükün dönme yönünden daha sonraki konumlarda ortaya çıktığını belirlemişlerdir.

Desaki ve Kamiya [8] yaptıkları bir çalışmada, küçük ölçekli dizel motorlarda kullanılan yatakların performansını ve yorulma direncini artırmak için yüksek yorulma ömrü ve korozyon direncine sahip SA250 alüminyum alaşımından imal ettikleri yatakların performansını artırmışlardır. Yatakta oluşan ilk kılcal çatlakların sıcaklığın en yüksek olduğu ve yağ filminin minimum olduğu bölgelerde ortaya çıktığını öne sürmüşlerdir. Geliştirdikleri alaşımın geleneksel yatak malzemesi olan alüminyum alaşımıyla karşılaştırıldığında yorulma direncinin arttığını ve %3'ten daha iyi performans sağladığını belirlemişlerdir.

### **1.3. Kısıtlar ve Koşullar**

Günümüzde otomotiv sanayi, motorlu karayolu taşıtlarının üretildiği ana sanayi ile bu ana sanayinin belirlediği teknik dokümanlara uygun orijinal ya da eşdeğer aksam, parça, modül ve sistem üreten yan sanayinin tümünü kapsayan büyük bir sanayi koludur. Bu yapıyla otomotiv sanayi, tüm sanayileşmiş ülkelerde ekonominin lokomotif sanayilerinden biridir. Otomobiller birçok farklı fonksiyondaki büyüklü küçüklü makine elemanlarının bir araya gelmesiyle oluşturulan kompleks yapılardır [9]. Bu kompleks yapıların başında krank-biyel mekanizmaları da bulunmaktadır. Hesap ve incelenmesi zor olan bu yapılarda kaymalı yataklar çok büyük önem arz etmektedir. Bundan dolayı deney düzeneği oluşturulurken özellikle otomotiv sektörü göz önüne alınmıştır. Hem piyasa

değeri hem de kullanım çokluğu bakımından otomobillerde kullanılan kaymalı yataklar tasarlanan düzenek için uygun görülmüştür.

Otomobillerin farklı bölgelerinde farklı malzemelerde ve boyutlarda kaymalı yataklar kullanılmaktadır. Tasarlanan düzenek için öncelikle genel araç piyasası incelendi. Bunun sonucunda kaymalı yatakların kullanıldığı bölümler, bu yataklara gelen kuvvetler [14-15], güçler ve devirler ve çeşitli farklı faktörler ile ilgili detaylı bir araştırma yapıldı. Yapılan araştırmalar sonucunda piyasada hâlihazırda kullanılmakta olan bir krank ana yatağı seçildi. Bu yatağa uygulanması gereken kuvvetler belirlendi ve takiben uygun hidrolik pistonlar seçildi. Otomobillerde yataklara farklı yönlerde ve büyüklüklerde kuvvetler etki ettiği için sistem için 4 adet hidrolik piston seçildi. Pistonların noktasal kuvvet uygulamaması adına uygun vurma pabuçları tasarlandı.

Tasarım için kaymalı yatak ve pistonlar belirlendikten sonra hesaplamalar için gerekli olan devir sayısı belirlendi. Bu veriler kullanılarak kaymalı yatak hesapları yapıldı. Daha sonra sistem milini yataklamak için belirli sehim açılarını karşılayabilecek oynak makaralı rulmanlar için hesaplamalar yapıldı. Düzeneğin farklı mil ve yataklar için kullanılabilmesi durumu göz önüne alınarak tasarım aşamaları sürekli olarak yenilendi.

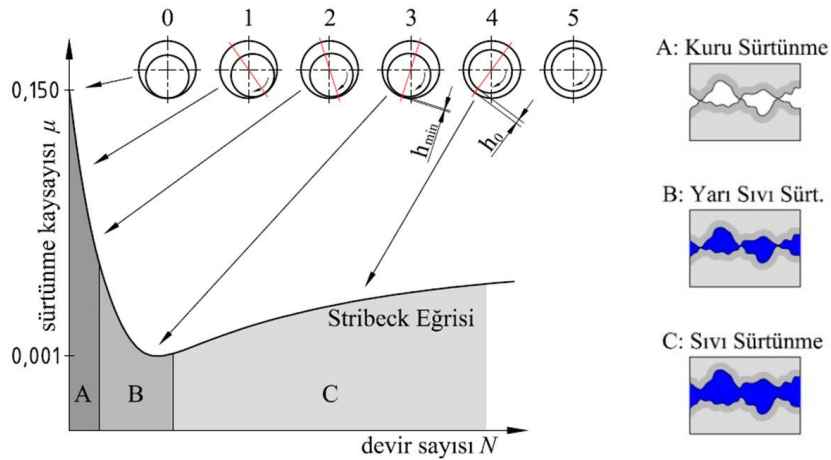
Sistem 5,5 kW gücündeki bir motor ile kayış-kasnak mekanizması kullanılarak tahrik edildi. Aynı mil üzerine iki farklı kayış-kasnak düzeneği eklenerek hidrolik pistonlar ve hidrodinamik yağlama için gerekli olan pompaların tahriki sağlandı.

Bütün bu hesaplamalar yapılırken deney düzeneğinin hangi ortamda ve sistem gereksinimleri ile çalışacağı göz önüne alındı. Yapılan kabullerden başlıcaları; kaymalı yatağın yağlama yağı giriş sıcaklığı, kayış-kasnak mekanizmaları için çalışma faktörü, düz kayış kasnak mekanizmaları için sürtünme faktörü, tam değişken yükleme durumu, rulmanların çalışma saati olarak sıralanabilir.

Yapılan literatür araştırmaları sonucu literatüre geçmiş olan tasarımlar [10-13] incelenerek bazı değişiklikler sonucu yeni bir tasarım ortaya koyuldu. Tasarlanan kaymalı yatak deney düzeneğinde sistem için tüm tahrik tek bir elektrik motoru tarafından düz kayışlar vasıtasıyla sağlanmaktadır. Milin gövdeye yataklanması ise rulmanlar tarafından sağlanmaktadır.

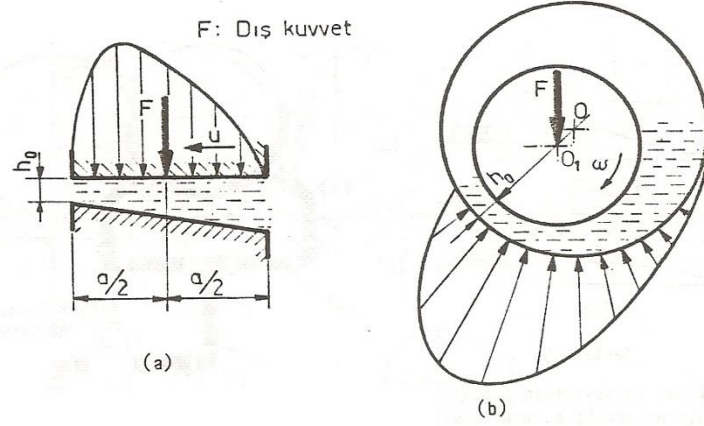
## 1.4. Kaymalı Yataklar

Makine sistemlerinde çoğunlukla iki tip yatak kullanılır. Bunlar kaymalı ve rulmanlı yataklardır. Kaymalı yataklarda, yataklanan makine elemanı yatak üzerinde kayma hareketi yapar. Makine elemanlarındaki hareket rulmanlı yataklarda yuvarlanma elemanlarıyla sağlanır. Sabit eleman yani yatak, çalışma şartları esnasında ortaya çıkabilecek etkileri karşılayabilecek özellikteki malzemeden ki genellikle alaşımlardan imal edilir. Yatak malzemesinin seçiminde işletme şartları; yüklemenin büyüklüğü, yükleme tipi, yağlama tarzı, çalışma sıcaklığı gibi parametreler önemli olmaktadır. Kaymalı yatağın çalışma ömrü büyük ölçüde iyi bir yağlamaya bağlıdır. Bunun için kayma yüzeylerinin arası yağ filmi ile birbirinden tamamen ayrılmış durumda olması gerekmektedir. Bu sayede yatak sürtünmesi ve aşınma gibi etkiler [16] en düşük seviyelerde tutulur. Burada sıvı sürtünmenin daimi olması çok önemlidir [11]. Sıvı sürtünme, sistemlerde büyük ölçüde hidrodinamik yağlama ile sağlanır. Bunun sebebi hidrostatik yağlama sistemlerinin nispeten karmaşık ve pahalı olmasından kaynaklanır. Hidrodinamik yağlama kullanılan sistemlerde yüzeyler çalışmanın ilk anında birbirine kısa süreli olarak temas ederler. Bu durumda statik sürtünme, dinamik sürtünmeden daha büyük olmaktadır. Sistemin harekete geçmesi için bu oluşacak statik sürtünmeyi aşması gerekir. Sistem stabil bir çalışma prosesine başladıktan sonra yüzeyler arasında sıvı sürtünme sağlanmış olur [12].



Şekil 1. Sürtünme katsayısının devir sayısı ile değişimi ve sürtünme halleri

Hidrodinamik yağlamanın gerçekleşmesi için bazı şartlar aranır. Bu şartlardan bir tanesi hareket doğrultusunda daralan bir aralığın sağlanmasıdır. Bir diğer şart ise yağ ile temas halindeki yüzeylerin birbirlerine göre izafi bir hıza sahip olmalarıdır. Bu şartların sonuncusu yağlamada kullanılan maddenin yüzeylere tutunma kabiliyetidir. Bu şartların sağlandığı temsili şekil aşağıda verilmiştir [12].



**Şekil 2.** Hidrodinamik yağlamanın gerçekleşmesi için gerekli şartların gösterimi

## 2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu bölümde bulunan ifadeler ve formüller [1]'den alınmıştır.

### 2.1. Kayış Kasnak Hesapları

Kayış-kasnak mekanizmalarında güç naklini sürtünme kuvveti sayesinde gerçekleştirirler. Güç nakli, döndüren ve döndürülen kasnaklara sarılı gergin bir kayış ile bu kasnaklar arasında oluşan sürtünme kuvveti sayesinde sağlanır. Burada kayış ile kasnak arasındaki izafi kayma sebebiyle çevrim oranı sabit değildir. Hatta, ani yük artışlarında kayma dahi oluşabilir. Ancak, bu durum ani yük artışlarının motor miline iletilmesini önler. Çevrim oranının sabit olmaması sebebiyle bu mekanizmalar senkronize hareket gerektiren sistemlerde kullanılamaz. Fakat kayış-kasnak mekanizmalarının iyi özelliklerinden bir tanesi de kayışın elastik olmasından dolayı oluşan titreşim ve darbeleri sönmüleme yeteneğinin olması ve sessiz çalışmalarıdır. Yağlama söz konusu olmadığından dolayı bakımları da kolayca yapılabilmektedir.

Kayışların sarıldığı kasnaklar silindirik veya bombeli olarak imal edilirler. Bombeli yapılan kasnakta kayış bombeden dolayı fazladan zorlanmaya maruz kalır; ancak bombe, kayışın kasnağın ortasına sarılmasını sağladığından kasnaktan atmadan çalışmasını sağlar. Kural olarak döndüren kasnağın silindirik, döndürülen kasnağın ise bombeli yapılması öngörülür. Kayış hızı 30 m/s'nin üzerinde ise iki kasnak da bombeli yapılır.

Kayışlar kasnaklara sarılarak yön değiştirdiklerinden dolayı bu sistemlerde merkezkaç kuvvetleri oluşur ve bu kuvvetler kayış kollarında çekme gerilmeleri cinsinden gerilmeler meydana getirirler. Gergin kolda oluşan çekme gerilmeleri gevşek kolda oluşan gerilmelerden büyüktür. Bu itibarla, kayışın herhangi bir noktasındaki gerilme bir devirde bu iki gerilme arasında değişmektedir. Bu gerilmeler dolayısıyla kasnak merkezlerine ve haliyle mil merkezlerine doğru kuvvetler meydana gelmektedir.

Kayış-kasnak mekanizmalarının hesaplamaları bazı parametre ve değerlerin bilinmesiyle aşağıdaki şekilde gerçekleştirilmiştir.

---

**Tablo 1.** Kayış-Kasnak tasarımında seçilen parametreler

---



Parametre	Değer
Motor devri	1500 dev/dk
Motor gücü	5.5 kW
Sistem devri	1800 dev/dk

Çevrim oranı;

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1500}{1800} = 0,8333$$

Motor kasnak çapı;

$$d_1 = (1200 \sim 1450) \sqrt[3]{\frac{P_1}{P_2}} \text{ mm}, d_1 = 1250 \sqrt[3]{\frac{5,5}{1500}} = 192,8 \text{ mm}$$

Ek-Tablo 1'den DIN 111 standartlarına göre d nominal çapı  $200 \pm 2$  mm, h = 0,6 mm bombeli olan kasnak seçildi.

Döndürülen motor kasnak çapı;

$$d_2 = i_{1,2} \cdot d_1 = 0,8333 \cdot 200 = 166,666 \text{ mm}$$

Ek-Tablo 1'den DIN 111 standartlarına göre d nominal çapı  $180 \pm 2$  mm, h = 0,5 mm bombeli olan kasnak seçildi.

Bombeli yapılan kasnakta kayış bombeden dolayı fazladan zorlanmaya maruz kalır. Ancak bombe, kayışın kasnağın ortasına sarılmasını sağladığından kasnaktan atmadan çalışmasını sağlar. Kural olarak döndüren kasnağın silindirik döndürülen kasnağın ise bombeli yapılması öngörülür.

Eksenler arası mesafe;

$$\text{Önerilen eksenler arası uzaklık, } a = (0.7 \sim 2) \cdot (d_1 + d_2) \text{ mm}$$

$$a = 1,5 \cdot (200 + 180) = 570 \text{ mm}$$

Kayış uzunluğu;

$$L \approx 2.a + \left(\frac{\pi}{2}\right).(d_1+d_2) + \left(\frac{(d_1-d_2)^2}{4.a}\right) \text{ mm denkleminde};$$

$$L \approx 2.570 + \left(\frac{\pi}{2}\right).(200+180) + \left(\frac{(200-180)^2}{4.570}\right) = 1737 \text{ mm}$$

Kayış çevre hızı;

$$V \approx \frac{\pi.d_1.n_1}{60} \approx \frac{\pi.d_2.n_2}{60}, V = \frac{\pi.200.1500}{60.10^3} = 15,71 \text{ m/s}$$

$$V_{opt} = 0,58. V = 0,58.15,71 = 9,11 \text{ m/s}$$

Buradan yola çıkarak Ek-Tablo 2'den kayış malzemesi olarak çok elastik HGC kösele kayışı seçildi. Bu kayış ait teknik bilgiler aşağıda verilmiştir.

**Tablo 2.** Çok elastik HGC kösele kayışının özellikleri

Parametreler	Değerler	Parametreler	Değerler
Kayış kalınlığı, s	3 ~ 20 mm	Sıcaklık, t	70 °C
Kayış hızı, V <sub>maks</sub>	50 m/s	Elastiklik modülü	E=450 N/mm <sup>2</sup> E <sub>e</sub> =50 N/mm <sup>2</sup>
Emniyet gerilmesi, σ <sub>em</sub>	5,5 N/mm <sup>2</sup>	Yoğunluk, ρ	900 kg/ m <sup>3</sup>
Eğilme frekansı, f <sub>eel</sub>	25 1/s	Sürtünme katsayısı, μ	0,22+0,012.V
s/d <sub>1</sub> oranı	0,05	μ = 0,22+0,012.15,71 = 0,40852	

Kayış kalınlığı;

$$s/d_1 = 0,05$$

$$s = 0,05.d_1 = 0,05.200 = 10 \text{ mm}$$

3 mm < s = 10 mm < 20 mm : Uygunur.

Sarım açısı;

$$\sin\alpha = \frac{(d_2-d_1)}{2.a}, \alpha = \sin^{-1}\left(\frac{(d_2-d_1)}{2.a}\right), \alpha = \sin^{-1}\left(\frac{(200-180)}{2.570}\right) = 1^\circ$$

Buradan;

$$\beta = \pi \pm 2.\alpha$$

$$\beta_1 = 180^\circ + 2.1^\circ = 181^\circ = 3,16 \text{ rad}$$

$$\beta_2 = 180^\circ - 2.1^\circ = 179^\circ = 3,12 \text{ rad}$$

Merkezkaç gerilmesi;

$$\sigma_a = \rho.V^2, \sigma_a = 900. 15,71^2 = 222123,69 \text{ N/m}^2 = 0,222 \text{ N/mm}^2$$

Eğilme gerilmesi;

$$\sigma_{el} = \frac{E.s}{d_1}, \sigma_{el} = 50.0,05 = 2,5 \text{ N/mm}^2$$

Toplam gerilme;

$\sigma_1$  Gergin koldaki çekme gerilmesi olmakla beraber;

$$\sigma_{maks} = \sigma_1 + \sigma_\zeta + \sigma_{el} \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_k}{s} \text{ N/mm}^2 \text{ denkleminde};$$

$$\sigma_{1em} = \sigma_{em} - \sigma_\zeta - \sigma_{el} = 5,5 - 0,222 - 2,5 = 2,278 \text{ N/mm}^2$$

Buradan;

$$P_{1em} = \sigma_{1em} \cdot \left( \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1}} \right) \cdot s \cdot v \text{ denklemi ile};$$

$$P_{1em} = 2,278 \cdot \left( \frac{e^{0,40852.3,16} - 1}{e^{0,40852.3,16}} \right) \cdot 10.15,71 = 316,4 \text{ W/mm}$$

Kayış genişliği;

$$b = \left( \frac{P}{P_{1em}} \right) \cdot K_o \cdot K_\mu, b = \frac{5500}{316,4} \cdot 1,1 = 19,12 \text{ mm}$$

**Tablo 3.** Kayış genişliği hesaplamalarında kullanılan parametreler ve özellikleri

Parametreler	Özellikler
P	Motor gücü
$P_{1em}$	Kayışın 1 cm genişliği için nakledebileceği güç
$K_o$	Kayış-kasnak malzemeleri için çalışma faktörü
$K_\mu$	Düz kayış-kasnak mekanizmaları için sürtünme faktörü

A tahrik grubu elektrik motoru yol verme momenti nominal kuvvetin 2 katından büyüktür. Bundan dolayı orta düzgünlükte işletme ve günlük çalışma saati 10 saatten az durum için Ek-Tablo 4'ten  $K_o = 1,1$  ve çevre şartları; kuru hava, nem ve sıcaklıkta normal

değişimler için Ek-Tablo 3'ten  $K_{\mu}$  seçildi. Ek-Tablo 5'ten kayış ve kasnak genişlikleri sırasıyla  $b = 20$  mm,  $B = 25$  mm seçildi.

Diğer mutata boyutlar;

<b>Tablo 4.</b> Kayış kasnak sisteminin mutata ölçüleri	
<b>Açıklamalar</b>	<b>Formüller</b>
Göbek uzunluğu	$l_g \approx (1,2 \sim 1,5).d_m$
Silindirik kasnağın uzunluğu	$k = 0,005.d + 2$ mm
Bombeli kasnağın kalınlığı	$k = 0,00533.d + 3$ mm
Göbek kalınlığı	$w = 0,4.d_m + 10$ mm

Bu veriler mil çap değerleri hesaplandıktan sonra bulundu.

Eğilme frekansı kontrolü;

$$f_e = \frac{V.z_e}{L} \text{ 1/s}$$

**Tablo 5.** Eğilme frekansı hesabının parametreleri ve açıklamaları

<b>Parametreler</b>	<b>Açıklamalar</b>
V	Kayış hızı
$z_e$	Kasnak sayısı
L	Kayış uzunluğu

$$f_e = \frac{15,71.2}{1,737} = 18,09 \text{ 1/s} < f_{em} = 25 \text{ 1/s} : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

Mile etkiyen kuvvetler;

$$\omega_2 = (2.\pi.n_2)/60, \omega_2 = 2.\pi.1800/60 = 188,5 \text{ rad/s}$$

$$M_{b2} = P/\omega_2, M_{b2} = 5500/188,5 = 29,178 \text{ N.m}$$

$$F_t = (2 \cdot M_{b2}) / d_2, F_t = 2.29,178/180 = 324,2 \text{ N}$$

$$F_m = 2 \cdot F_{\text{ön}} \approx 3 \cdot F_t, F_m = 3.324,2 = 972,6 \text{ N}$$

$$F_{\text{ön}} = F_m/2, F_{\text{ön}} = 972,6/2 = 486,2 \text{ N}$$

**Tablo 6.** Mil ve kaymalı yatağın kayış-kasnak sistemi verileri

Veriler	Değerler
Sistem devri	1800 dev/dk
Kaymalı yatak pompasının devri	1000 dev/dk
Pompanın istediği güç	0,37 kW

Çevrim oranı;

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1800}{1000} = 1,8$$

Motor kasnak çapı;

$$d_1 = (1200 \sim 1450) \sqrt[3]{\frac{P_1}{P_2}} \text{ mm}, d_1 = 1250 \sqrt[3]{\frac{0,37}{1800}} = 73,77 \text{ mm}$$

Ek-Tablo 1'den DIN 111 standartlarına göre d nominal çapı  $80 \pm 1$  mm, h = 0,3 mm bombeli olan kasnak seçildi.

Döndürülen motor kasnak çapı;

$$d_2 = i_{1,2} \cdot d_1 = 1,8 \cdot 80 = 144 \text{ mm}$$

Ek-Tablo 1'den DIN 111 standartlarına göre d nominal çapı  $160 \pm 2$  mm, h = 0,4 mm bombeli olan kasnak seçildi.

Daha önce de bahsedildiği üzere döndüren kasnağın silindirik, döndürülen kasnağın ise bombeli yapılması gerekir.

Eksenler arası mesafe;

$$\text{Önerilen eksenler arası uzaklık, } a = (0.7 \sim 2) \cdot (d_1 + d_2) \text{ mm}$$

$$a = 1,5 \cdot (80 + 160) = 360 \text{ mm}$$

Kayış uzunluğu;

$$L \approx 2 \cdot a + \left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot (d_1 + d_2) + \left(\frac{(d_1 - d_2)^2}{4 \cdot a}\right) \text{ mm denkleminde};$$

$$L \approx 2.360 + \left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot (80+160) + \left(\frac{(80-160)^2}{4 \cdot 360}\right) = 1101 \text{ mm}$$

Kayış çevre hızı;

$$V \approx \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} \approx \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60}, V = \frac{\pi \cdot 80 \cdot 1800}{60 \cdot 10^3} = 7,54 \text{ m/s}$$

$$V_{\text{opt}} = 0,58 \cdot V = 0,58 \cdot 7,54 = 4,37 \text{ m/s}$$

Buradan yola çıkarak Ek-Tablo 2'den kayış malzemesi olarak çok elastik kösele kayışı seçildi. Bu kayış ait teknik bilgiler aşağıda verilmiştir.

**Tablo 7.** Çok elastik HGL kösele kayışının özellikleri

Parametreler	Değerler	Parametreler	Değerler
Kayış kalınlığı, s	3 ~ 20 mm	Sıcaklık, t	45 °C
Kayış hızı, $V_{\text{maks}}$	50 m/s	Elastiklik modülü	E=450 N/mm <sup>2</sup> E <sub>e</sub> =50 N/mm <sup>2</sup>
Emniyet gerilmesi, $\sigma_{\text{em}}$	5 N/mm <sup>2</sup>	Yoğunluk, $\rho$	900 kg/ m <sup>3</sup>
Eğilme frekansı, $f_{\text{eel}}$	25 1/s	Sürtünme katsayısı, $\mu$	0,22+0,012.V
s/d <sub>1</sub> oranı	0,05	$\mu = 0,22+0,012 \cdot 7,54 = 0,31048$	

Kayış kalınlığı;

$$s/d_1 = 0,05$$

$$s = 0,05 \cdot d_1 = 0,05 \cdot 80 = 4 \text{ mm}$$

3 mm < s = 10 mm < 20 mm : Uygundur.

Sarım açısı;

$$\sin \alpha = \frac{(d_2 - d_1)}{2 \cdot a}, \alpha = \sin^{-1} \left( \frac{(d_2 - d_1)}{2 \cdot a} \right), \alpha = \sin^{-1} \left( \frac{(160 - 80)}{2 \cdot 360} \right) = 6,38^\circ$$

Buradan;

$$\beta = \pi \pm 2 \cdot \alpha$$

$$\beta_1 = 180^\circ + 2 \cdot 6,38^\circ = 192,76^\circ = 3,36 \text{ rad}$$

$$\beta_2 = 180^\circ - 2 \cdot 6,38^\circ = 167,24^\circ = 2,92 \text{ rad}$$

Merkezkaç gerilmesi;

$$\sigma_a = \rho \cdot V^2, \sigma_a = 900 \cdot 7,54^2 = 51166,44 \text{ N/m}^2 = 0,051 \text{ N/mm}^2$$

Eğilme gerilmesi;

$$\sigma_{el} = \frac{E \cdot s}{d_1}, \sigma_{el} = 50 \cdot 0,05 = 2,5 \text{ N/mm}^2$$

Toplam gerilme;

$\sigma_1$  Gergin koldaki çekme gerilmesi olmakla beraber;

$$\sigma_{maks} = \sigma_1 + \sigma_\zeta + \sigma_{el} \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_k}{s} \text{ N/mm}^2 \text{ denkleminde;}$$

$$\sigma_{1em} = \sigma_{em} - \sigma_\zeta - \sigma_{el} = 5 - 0,051 - 2,5 = 2,449 \text{ N/mm}^2$$

Buradan;

$$P_{1em} = \sigma_{1em} \cdot \left( \frac{e^{\mu \cdot \beta_1} - 1}{e^{\mu \cdot \beta_1}} \right) \cdot s \cdot v \text{ denkleminde;}$$

$$P_{1em} = 2,278 \cdot \left( \frac{e^{0,40852 \cdot 2,92} - 1}{e^{0,40852 \cdot 2,92}} \right) \cdot 4,7,54 = 44 \text{ W/mm}$$

Kayış genişliği;

$$b = \left( \frac{P}{P_{1em}} \right) \cdot K_o \cdot K_\mu, b = \frac{370}{44} \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 9,24 \text{ mm}$$

A tahrik grubu elektrik motoru yol verme momenti nominal kuvvetin 2 katından büyüktür. Bundan dolayı orta düzgünlükte işletme ve günlük çalışma saati 10 saatten az durum için Ek-Tablo 4'ten  $K_o = 1,1$  ve çevre şartları; kuru hava, nem ve sıcaklıkta normal değişimler için Ek-Tablo 3'ten  $K_\mu$  seçildi. Ek-Tablo 5'ten kayış ve kasnak genişlikleri sırasıyla  $b = 20 \text{ mm}$ ,  $B = 25 \text{ mm}$  seçildi.

Diğer mutlak boyutların değerleri mil çap değerleri hesaplandıktan sonra bulundu.

Eğilme frekansı kontrolü;

$$f_e = \frac{V \cdot z_e}{L_2} \text{ 1/s}$$

$$f_e = \frac{7,54 \cdot 2}{1,101} = 13,7 \text{ 1/s} < f_{em} = 25 \text{ 1/s} : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

Mile etkiyen kuvvetler;

$$\omega_3 = (2.\pi.n_3)/60 , \omega_3 = 2.\pi.1800/60 = 188.5 \text{ rad/s}$$

$$M_{b3} = P/\omega_3 , M_{b3} = 370/188,5 = 1,96286 \text{ N.m}$$

$$F_{t3} = (2. M_{b3})/ d_3 , F_{t3} = 2.1962,86/180 = 49,07 \text{ N}$$

$$F_{m3} = 2.F_{\text{ön}3} \approx 3.F_{t3} , F_{m3} = 3.49,07 = 147,2 \text{ N}$$

$$F_{\text{ön}3} = F_{m3}/2 , F_{\text{ön}3} = 147,2/2 = 73,61 \text{ N}$$

**Tablo 8.** Mil ve hidrolik pistonun kayış-kasnak sistemi verileri

Veriler	Değerler
Sistem devri	1800 dev/dk
Hidrolik pistonların pompasının devri	1250 dev/dk
Pompanın istediği güç	5 kW

Çevrim oranı;

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1800}{1250} = 1,44$$

Motor kasnak çapı;

$$d_1 = (1200 \sim 1450) \sqrt[3]{\frac{P_1}{P_2}} \text{ mm}, d_1 = 1250 \sqrt[3]{\frac{5}{1800}} = 175,7 \text{ mm}$$

Ek-Tablo 1'den DIN 111 standartlarına göre d nominal çapı  $180 \pm 2$  mm, h = 0,5 mm bombeli olan kasnak seçildi.

Döndürülen motor kasnak çapı;

$$d_2 = i_{1,2}.d_1 = 1,44.180 = 259,2 \text{ mm}$$

Ek-Tablo 1'den DIN 111 standartlarına göre d nominal çapı  $280 \pm 3,2$  mm, h = 0,8 mm bombeli olan kasnak seçildi.

Burada unutulmaması gereken nokta döndüren kasnağın silindirik, döndürülen kasnağın ise bombeli olması gereğidir.

Eksenler arası mesafe;

$$\text{Önerilen eksenler arası uzaklık, } a = (0.7 \sim 2).(d_1 + d_2) \text{ mm}$$

$$a = 1,5.(180+280) = 690 \text{ mm}$$



Kayış uzunluğu;

$$L \approx 2.a + \left(\frac{\pi}{2}\right).(d_1 + d_2) + \left(\frac{(d_1 - d_2)^2}{4.a}\right) \text{ mm denkleminde};$$

$$L \approx 2.690 + \left(\frac{\pi}{2}\right).(280 + 180) + \left(\frac{(280 - 180)^2}{4.690}\right) = 2106,2 \text{ mm}$$

Kayış çevre hızı;

$$V \approx \frac{\pi.d_1.n_1}{60} \approx \frac{\pi.d_2.n_2}{60}, V = \frac{\pi.180.1800}{60.10^3} = 16,96 \text{ m/s}$$

$$V_{opt} = 0,58. V = 0,58.16,96 = 9,84 \text{ m/s}$$

Buradan yola çıkarak Ek-Tablo 3'ten'den kayış malzemesi olarak çok elastik HGL kösele kayışı seçildi ve sürtünme katsayısı  $\mu = 0,22 + 0,012.16,96 = 0,42352$  olarak hesaplandı.

Kayış kalınlığı;

$$s/d_1 = 0,05$$

$$s = 0,05.d_1 = 0,05.180 = 9 \text{ mm}$$

3 mm < s = 10 mm < 20 mm uygundur.

Sarım açısı;

$$\sin \alpha = \frac{(d_2 - d_1)}{2.a}, \alpha = \sin^{-1}\left(\frac{(d_2 - d_1)}{2.a}\right), \alpha = \sin^{-1}\left(\frac{(280 - 180)}{2.690}\right) = 4,16^\circ$$

Buradan;

$$\beta = \pi \pm 2.\alpha$$

$$\beta_1 = 180^\circ + 2.4,16^\circ = 171,69^\circ = 3 \text{ rad}$$

$$\beta_2 = 180^\circ - 2.4,16^\circ = 188,32^\circ = 3,29 \text{ rad}$$

Merkezkaç gerilmesi;

$$\sigma_a = \rho.V^2, \sigma_a = 900.16,96^2 = 258877,44 \text{ N / m}^2 = 0,26 \text{ N/mm}^2$$

Eğilme gerilmesi;

$$\sigma_{el} = \frac{E.s}{d_1}, \sigma_{el} = 50.0,05 = 2,5 \text{ N/mm}^2$$

Toplam gerilme;

$\sigma_1$  Gergin koldaki çekme gerilmesi olmakla beraber;

$$\sigma_{maks} = \sigma_1 + \sigma_\zeta + \sigma_{el} \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_k}{s} \text{ N/mm}^2 \text{ denkleminde};$$

$$\sigma_{1em} = \sigma_{em} - \sigma_{\zeta} - \sigma_{el} = 5 - 0,26 - 2,5 = 2,24 \text{ N/mm}^2$$

Buradan;

$$P_{1em} = \sigma_{1em} \cdot \left( \frac{e^{\mu \cdot \beta^1} - 1}{e^{\mu \cdot \beta^1}} \right) \cdot s \cdot v \text{ denklemleri ile;}$$

$$P_{1em} = 2,278 \cdot \left( \frac{e^{0,40852 \cdot 3} - 1}{e^{0,40852 \cdot 3}} \right) \cdot 9,16,96 = 245,95 \text{ W/mm}$$

Kayış genişliği;

$$b = \left( \frac{P}{P_{1em}} \right) \cdot K_o \cdot K_{\mu} , b = \frac{5000}{245,95} \cdot 1,1 \cdot 1 = 22,36 \text{ mm}$$

A tahrik grubu elektrik motoru yol verme momenti nominal kuvvetin 2 katından büyüktür. Bundan dolayı orta düzgünlükte işletme ve günlük çalışma saati 10 saatten az durum için Ek-Tablo 4'ten  $K_o = 1,1$  ve çevre şartları; kuru hava, nem ve sıcaklıkta normal değişimler için Ek-Tablo 3'ten  $K_{\mu}$  seçildi. Ek-Tablo 5'ten kayış ve kasknak genişlikleri sırasıyla  $b = 20 \text{ mm}$ ,  $B = 25 \text{ mm}$  seçildi.

Diğer mutlak boyutların değerleri mil çap değerleri hesaplandıktan sonra bulundu.

Eğilme frekansı kontrolü;

$$f_e = \frac{V \cdot z_e}{L_3} \text{ 1/s}$$

$$f_e = \frac{16,96 \cdot 2}{2,1062} = 16,1051/\text{s} < f_{eem} = 25 \text{ 1/s} : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

Mile etkiyen kuvvetler;

$$\omega_5 = (2 \cdot \pi \cdot n_5) / 60 , \omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot 1800 / 60 = 188,5 \text{ rad/s}$$

$$M_{b5} = P / \omega_5 , M_{b5} = 5000 / 188,5 = 26,5252 \text{ N.m}$$

$$F_{t5} = (2 \cdot M_{b5}) / d_5 , F_{t5} = 2 \cdot 26,5252 / 180 = 294,72 \text{ N}$$

$$F_{m5} = 2 \cdot F_{ön5} \approx 3 \cdot F_{t5} , F_{m5} = 3 \cdot 294,72 = 884,17 \text{ N}$$

$$F_{ön5} = F_{m5} / 2 , F_{ön5} = 884,17 / 2 = 442,09 \text{ N}$$

## 2.2. Kaymalı Yatak Hesapları

Bir yatak konstrüksiyona başlarken doğru yatak malzemesi seçmek en önemli adımı teşkil eder. Malzeme ve yağlayıcı madde kullanım maksadına ve birbirine uygun olmalıdır.

Yatak sıvı sürtünme bölgesinde çalışıyor iken kayma yüzeylerinin en önemli rolü, yağın üzerine iyi bir şekilde tutunması (ıslanma kabiliyeti) ve basıncın etkisi altında kabul edilemez deformasyonlara [17] uğramamalıdır. Yataklar sıvı sürtünme bölgesinde çalışsalar dahi makine sükûnetten harekete veya hareketten sükûnete geçerken kuru veya sınır sürtünmeler olmaktadır ki; Burada da yatak malzemesinin cinsi de (mil malzemesi ile iletişim bakımından) büyük önem taşır. Keza sıvı halinde şu veya bu sebeple ya akışının kesilmesi veya azalması da benzer bir durum yaratır. Uygun olmayan bir malzeme seçimi büyük aşınmalara ve sıcaklık yükselmesine sebebiyet verir ki bu istenmeyen bir durumdur. Bunu önlemek için mil ve yatak malzemelerinin farklı cinsten seçilmeleri, farklı sertlikte olmaları gerekir. Korozyon ve yüzeyler arasında çeşitli sebepler dolayısıyla bulunan yabancı parçacıkların aşındırma etkileri de düşüncecek olur ise, yatak sisteminin çalışma yeteneği bakımından yatak malzemesi çok önemli bir faktör olarak ortaya çıkar. Yatak sisteminde mil ekseriya çelikten, yatak ise ‘yatak malzemesi’ denilen ve çelikten daha yumuşak olan malzemelerden yapılıdır. Yatak malzemesinde istenilen özellikler;

- Kolay kayma
- İyi ısınma kabiliyeti
- Mil malzemesi ile kolay alıştıırılabilme
- Taşıma yeteneği: İyi bir basma mukavemeti
- İyi bir gömme kabiliyeti: Yağda bulunan veya dışarıdan gelecek parçacıkları abrazyon aşınmasını önlemek için bünyesine gömmelidir. Bunun için malzemenin yeteri kadar yumuşak yani elastiklik modülü düşük olmalıdır
- Aşınmaya direnç, sarmaya mukavemet (acil durumlarda, yağın yetmediği hallerde belirli bir süre bu koşullara dayanabilmeli)
- Düşük ısıl genleşme katsayısı ve kabarma (homojen genleşme)
- Yeteri kadar statik ve dinamik mukavemet (yorulma mukavemeti)
- Isıya ve korozyona dayanıklılık
- İyi ısı iletkenliği

Tabiatı ile Yukarıdaki özelliklerin tek bir malzeme tarafından karşılanması söz konusu olamaz. Ancak, senin özellikleri birkaç malzeme tarafından karşılanabilir. Burada yapılacak olan, özellikleri ağırlığını dikkate alarak optimum çözüm sağlayan malzemeyi seçmektir.

Bu bağlamda kurulacak olan tüm göz önüne alındığında ki araçlarda kullanılan kaymalı yataklar referans alınacaktır, yüksek hızlar, fazla yükler, çarpmalı ve darbeleri

zorlanmaya maruz kalan durumlar altında çalışacak kaymalı yatak için uygun malzeme ve boyutlar hesaplanmalıdır. Sistemimiz için kullanacağımız yatak; 16 valfli 1.2 motor benzinli Renault araçlarında kullanılan ana yatak takımı olarak seçilmiştir. Bu yatakları malzemesi Al20Sn1Cu olan standart alüminyum bazlı malzeme kullanılmıştır. Düşük ve orta yükte çalışan motorlar için kullanılan bu bimetal yatak için bazı özellikler şöyledir;

<b>Tablo 9. Al20sn1cu malzemesinin özellikleri</b>	
<b>Özellikler</b>	<b>Kabiliyet</b>
Yük kapasitesi	Yeterli
Yatak sarma direnci	İyi
Aşınma direnci	İyi
Uygunluk	Yeterli
Kayma özelliği	Yeterli
Acil durum özelliği	İyi
Isı iletim / ısıl genleşme	Yeterli
Yüksek veya kuru yağlama	İyi

Bakır alaşımlarının ana kütleli bakır oluşturur. Diğer alaşım elemanları bu sert ana kütle içine dağılmış kristaller halindedir. Bakır alaşımlarında Bakır oranı %50 'den fazladır. Alüminyum bronz olan bakır alaşımlarında pahalı olan kolay bronzu yerine kullanılır. Daha sert olduklarından milin kenar basmasına ve pisliğe karşı hassastırlar. Çok dikkatli ve iyi yağlama gereklidir. Ayrıca ortalama yüzey basıncı için emniyet değeri Ek-Tablo 7'den Al-Sn alaşımları için 7 (18) N/mm<sup>2</sup>'dir. Burada parantez içindeki değer ancak bazı özel işletme şartlarında (örneğin çok küçük hızlar) kullanılır. Isı iletim katsayısı ise 70 W/mK'dir.

Yağlayıcı film içinde basınç çalışabilmesi için izafi hız ve film kalınlığının hareket yönünde dar olması gerekmektedir. Basıncın büyüklüğü ise bunların büyüklüğüne bağlıdır. Buna göre hidrodinamik yağlamanın oluşması için gereken koşullar şöyle sıralanabilir;

- Yüzeyler arası belirli bir izafi hız olması gerekir

- Yağ filmi kalınlığı hareket yönünde daralmalıdır
- Yüzeyler arasında yeterli miktarda yağ olmalıdır

Genellikle radyal yataklarda döner, yatak sabittir. Böylece teoride ortaya konulan izafi hız şartı kendiliğinden gerçekleşmiş olur. Kama şeklindeki yağ filmi ise, ya çap farkı sebebiyle milin yatak içinde eksantrik bir konum olması ile gerçekleşir veya yatak tipine göre konstrüktif tedbirler ile sağlanır.

Hidrodinamik yataklarda hesaplanması, bulunması gereken bazı değerler vardır. Bunlar hidrodinamik bakımdan, sıvı sürtünmenin olup olmadığı, yük taşıma kabiliyeti, sürtünme kuvveti veya sürtünme katsayısı, yağ debisi ve sıcaklık, mukavemet bakımından ise yüzey basıncı mukavemetidir.

Yatak sıcaklığının sınırını yatak malzemesi veya belirler. Artan sıcaklık yatak malzemesinin sertliğini azalttığı gibi, yağın viskozitesini dolayısıyla yük taşıma kabiliyetini de azaltır. Bu ise sınır Sürtünmeye ve dolayısıyla aşınmaya yol açar. Kural olarak yatak sıcaklığının  $70^{\circ} \sim 100^{\circ}$  'yi aşmaması gerekir. Mineral yağların çoğu  $75^{\circ}$  'nin üzerinde hızla yaşlanırlar. Kullanılacak yağın sıcaklık sınırını bilmek ve bu sınırın altında çalışmak gerekir. Pratikte geniş ölçüde mineral yağlar kullanılır. Bunun bazı sebepleri;

- Sürtünen yüzeyler arasında kolayca girip çıkabilir.
- Yağlama bölgesinde yağ akışı olması sebebiyle bu bölgeden ısının dışarı atılması sağlarlar.
- Metallere karşı kimyasal bakımdan duyarsızlardır. Aksine yüzeyleri oksidasyona karşı korurlar.
- Hem petrolden elde edildiklerinden dolayı fazlaca miktarda üretilebilirler. Ayrıca ucuzdurlar ve kolay bulunurlar.
- Taşınmaları, depo edilmeleri ve makinede istenen yağlama noktasına taşınmaları kolaydır.

Kaymalı yatak hesaplamaları için kullanılacak değerler;

$$n = 1800 \text{ dev/dk}$$

$$F = 2250 \text{ N}$$

$$d = 44 \text{ mm}$$

Açısal ve çizgisel hızlar;

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ rad/s} = \frac{2\pi \cdot 1800}{60} = 188.5 \text{ rad/s}$$

$$u = \omega \cdot r \text{ m/s} = \omega \cdot r = 188,5 \cdot \left(\frac{44 \cdot 10^{-3}}{2}\right) = 4.15 \text{ m/s}$$

İzafi yatak boşluğu;

Milin ve yatağın nominal boyutları aynıdır. Ancak arada yağ filminin oluşumu için tolerans mertebesinde boşluk sağlanır. Bu boşluk  $\Delta = D-d$  olarak ifade edilir ve tolerans mertebesinde dir. İzafi yatak boşluğu  $\Psi = \Delta/d$  ise, yük; devir sayısı, boyutlar ve toleranslar gibi çeşitli faktörlere bağlıdır. Yatak performansı bu sayının değişmesinde özellikle etkilenir. Tecrübelerle göre yatak malzemesine bağlı olarak  $\Psi$  için bazı yaklaşımlar yapılabilir. Metal yatak için  $\Psi = (1\sim 2) \cdot 10^{-3}$  genel yaklaşımı verilir. Sistemimizde mil ve yatak için tolerans aralıkları belirlenmiş olup ISO 286-2 standartlarına göre E5 ve k3 seçilmiştir.

$$\text{Yatak için} \quad : 44E5 : 44 \begin{matrix} +61 \\ +50 \end{matrix}$$

$$\text{Mil için} \quad : 44k3 : 44 \begin{matrix} +4 \\ 0 \end{matrix}$$

Buradan hareketle 2 farklı  $\Psi$  değeri bulunup, 2 farklı değer için de hesaplamalar yapıldı.

$$\Psi = \frac{D-d}{d}$$

$$\Psi_{\min} = \frac{D-d}{d} = \frac{44,050-44,004}{44,004} = 0,00105 = 1,05 \cdot 10^{-3}$$

$$\Psi_{\max} = \frac{D-d}{d} = \frac{44,061-44,000}{44,000} = 0,00139 = 1,39 \cdot 10^{-3}$$

Sürtünme faktörü;

Sürtünme faktörü, kaymalı yatak hesaplarında kullanılan ve Sommerfeld sayısını bulmaya yardımcı olan bir parametre olup sürtünme katsayısı ile izafi yatak boşluğu oranı şeklinde bulunur. Kaymalı yataklarda yaklaşık sürtünme katsayılarını veren Ek-Tablo 6'dan radyal yatak, sıvı yağ, bakır alaşımları kısmından sıvı sürtünme durumu için 0,003~0,008 olarak verilen değerlerden  $\mu=0,006$  seçilmiştir.

$$K_S = \frac{\mu}{\Psi}$$

$$K_{S1} = \frac{\mu}{\Psi} = \frac{0,006}{0,00105} = 5,7$$

$$K_{S2} = \frac{\mu}{\psi} = \frac{0,006}{0,00139} = 4,3$$

Uzunluk-Çap oranı;

l/d oranı olan bu boyutu sayı yük taşıma kabiliyetini tayin eden en önemli faktördür. Bu oran büyüdükçe yük taşıma kabiliyeti artar, diğer taraftan sürtünme katsayısı veya debisi azalır. Genelde makine konstrüksiyonunda genellikle bu oran 0,5 ~ 1 alınır. Daha büyük alınması durumunda kenar basması tehlikesi artar. Küçük alınması takdirde yağ, film içinde gerekli basınç sağlanmadan uç noktalarda akar. Uzunluk çap oranı taşıt makinalarında 1,25'ten düşük seçilir. Seçilen kaymalı yatak için  $l/d = 24,06/44 = 0,55$  değerindedir.

Sürtünme faktörü, uzunluk-çap oranı ve Sommerfeld sayısı arasındaki ilişkiyi gösteren Ek-Şekil 3'ten;

$$S_1 = 0,21 \text{ (} K_{s1} = 5,7 \text{ , } l/d = 0,55 \text{)}$$

$$S_2 = 0,15 \text{ (} K_{s2} = 4,3 \text{ , } l/d = 0,55 \text{) değerleri okundu.}$$

Ortalama yüzey basıncı;

Yatağa gelen radyal kuvvet F, mil çapı d ve yatak uzunluğu l ile mil ve yatak yüzeylerindeki ortalama basınç değeri hesaplanır. Seçilen yatak malzemesinin bu basınca dayanması gerekir.

$$P_m = \frac{F}{d \cdot l} \leq P_{em}$$

$$P_m = \frac{2250}{44 \cdot 24,06} = 2,13 \text{ N / mm}^2 \leq P_{em} = 7 \text{ N/mm}^2: \text{ EMNİYETLİDİR.}$$

Viskozite;

Genel anlamda, viskozite akışkanın hiç sürtünmesini belirleyen bir ölçüdür. Başka bir deyişle akışkanın harekete karşı gösterdiği dirençtir. Akışkanların akıcılıkları arasındaki fark viskozitelerin farklı olmasındandır. Viskozite, sıvı sürtünme bölgesinde bir yağlama filmi oluşturulmasında etkili özelliştir. Viskozite yağlama noktalarına yağ ulaştırmasına mukavemette de iç sürtünme dolayısıyla önemli pay sahibidir. Çoğu katalogda yağlar kinematik viskozitelerine göre sınıflandırılmıştır. Ancak yatak hesaplarında dinamik viskozite kullanılmaktadır. Bu itibarla hesaplamalar için dinamik viskozitenin bilmesi veya bulunması şarttır. Ayrıca artan sıcaklıkla beraber viskozite değerleri düşerken, basınç arttıkça yükselmektedir. Basınç arttıkça viskozite üzerindeki etkisi daha fazlalaşır.

Basıncın etkisi sıcaklık arttıkça azalır. Bununla beraber, pratikte basıncın viskozite üzerindeki etkisi ihmal edilir.

Sommerfeld sayısı dinamik viskoziteye de bağlı bir sayı olduğundan ve elde edilen verilerin arasında Sommerfeld sayısı bulunduğundan dinamik viskozite hesaplanır.

$$S = \frac{\eta \cdot n}{P_m \cdot \Psi^2}, \eta = \frac{S \cdot P_m \cdot \Psi^2}{n} \text{ (Burada } P_m \text{ 'nin birimi N / mm}^2 \text{ ve } n \text{ 'nin birimi dev/s' dir.)}$$

$$\eta_1 = \frac{0,21 \cdot 2125368,397 \cdot 0,00105^2}{1800/60} = 0,0164 \text{ Pa.s} = 16,4 \text{ cP}$$

$$\eta_2 = \frac{0,15 \cdot 2125368,397 \cdot 0,00139^2}{1800/60} = 0,0205 \text{ Pa.s} = 20,5 \text{ cP}$$

Debi faktörü;

Genellikle yağın yatağa girişi hidrodinamik bölgeye yakın bir noktadan yapılır. Ayrıca, yağın yatağa daha çabuk ve kolay dağılabilmesi için Yatak içine yağ giriş deliği ile irtibatlı yağ kanalları açılır. Yatağa giren yağın bir kısmı hidrodinamik olmayan bölgedeki yatak sonlarından dışarı Akar. Bu yağ miktarı yük taşımada olmayıp, Sadece yatağın soğumasında etkili olur; ancak, miktar küçük ise bu etki ihmal edilebilir mertebededir. Hidrodinamik bölgeye giren yağ miktarına gelince ki buna hidrodinamik debi adı verilir ve hidrodinamik filmin gerektiği miktardadır, bunun bir kısmı hidrodinamik bölgeyi tamamen kat etmeden yatak sonlarında dışarı akar, geri kalan kısmı hidrodinamik bölgeyi baştan sona kat eder.

$q$  hidrodinamik debiyi,  $q_s$  bu debinin yatak sonlarından dışarı akan kısmı göstermek üzere hidrodinamik yağ debisi Raimondi ve Boyd diyagramlarından bulunabilir. Eğer yağ miktarı Hesabın gerektiğinden az olursa, hidrodinamik basıncın çevre uzunluğu azalır ve basınç yayılımı etkilenir. Bu ise minimum yağ filmi kalınlığı  $h_o$  'ın, hesabın verdiği değer altına düşmesine yol açar. Böylelikle oluşabilecek sinir sürtünme sıcaklığının yükselmesine sebep olur. Yatağa giren yağ miktarı fazla olursa bu takdirde fazla miktarda olan yağ hidrodinamik olmayan bölgeye intikal eder ve yatak uçlarına akar, zararı yoktur. Hidrodinamik basıncın çevre uzunluğu ve basınç yayılımı etkilenmez. Faydası ise yatağın soğumasına yardımcı olmasıdır.

Debi faktörü,  $K_q = q/(n \cdot r \cdot \Delta r \cdot l) = q/(r^2 \cdot \Psi \cdot n \cdot l)$  formülüne sahip olup Ek-Şekil 4'ten;

$K_{q1} = 4,95$  ( $S_1 = 0,21$  ve  $l/d = 0,55$ ) okundu. Buradan yağ debisi;

$$q_1 = K_{q1} \cdot r^2 \cdot \Psi_1 \cdot n \cdot l = 4,95 \cdot 0,022^2 \cdot 0,00105 \cdot \frac{1800}{60} \cdot 0,02406 = 1,82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$



Debi oranı,

$$q_s/q, \text{ Ek-Şekil 5'ten } 0.77 \text{ okundu ve } q_{s1} = 0,77 \cdot q_1 = 1,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$K_{q2}$ , Ek-Şekil-4'ten 5,1 ( $S_2 = 0,15$  ve  $l/d = 0,55$ ) okundu. Buradan yağ debisi;

$$q_2 = K_{q2} \cdot r^2 \cdot \Psi_2 \cdot n \cdot l = 5,1 \cdot 0,022^2 \cdot 0,00139 \cdot \frac{1800}{60} \cdot 0,02406 = 2,48 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

Debi oranı,

$$q_s/q, \text{ Ek-Şekil 5'ten } 0.81 \text{ okundu ve } q_{s2} = 0,81 \cdot q_2 = 2,01 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

Sıcaklık;

Yatağın sıcaklığı ısı denge denklemi ile tayin edilmektedir. Yağ filmindeki sürtünmeden dolayı oluşan ısı, dışarıya akan yağ tarafından doğrudan doğruya ve yatak gövdesi üzerinden konveksiyon yolu ile çevreye iletilir.

Eğer yatak, gresle veya damlalıklı veya fitilli yağlamanın yeteceği kadar yavaş dönüyorsa veya bilezikli yağlama yöntemi kullanılıyorsa, bu takdirde yatağın soğutulması yatak gövdesi üzerinden konveksiyonla olur. Yağ tarafından dışarı atılan ısı ihmal edilir.

Şayet yağın bir pompa ile yatağa gönderilmesi suretiyle bir yağ sirkülasyonu sağlanıyor ise, bu takdirde konveksiyon yolu ile iletilen ısı yağ ile iletilerine göre ihmal edilecek kadar küçüktür. Bu takdirde  $\mu \cdot F \cdot V = c_o \cdot \rho \cdot g \cdot (t_a - t_g) + K \cdot A \cdot (t - t_o)$  denkleminin ikinci terimi ihmal edilerek;

$$\mu \cdot F \cdot V = c_o \cdot \rho \cdot g \cdot (t_a - t_g) \text{ yazılır ve buradan } \Delta t = t_a - t_g \text{ ile;}$$

$$\mu \cdot F \cdot V = c_o \cdot \rho \cdot g \cdot \Delta t \text{ ve;}$$

$$\Delta t = \frac{\mu \cdot F \cdot V}{c_o \cdot \rho \cdot g} \text{ elde edilir.}$$

Mineral yağlar için  $c_o \cdot \rho \approx 1,8 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$  alınabilir.  $\Delta t = t_a - t_g = (10 \sim 20) ^\circ\text{C}$  olmalıdır. Daha büyük bir fark filmindeki viskozite dengesiz düşümlere sebebiyet verir. Yatak hesabı yapılırken yağlayıcı filmin ortalama sıcaklığı dikkate alınır. Yağ filminin ortalama sıcaklığı;

$$t = \frac{t_a - t_g}{2} = t_g + \frac{\Delta t}{2}, \text{ dir. Yağ filminin ortalama sıcaklığı olarak kabul edilir.}$$

$$\Delta t_1 = \frac{0,006 \cdot 2250 \cdot 4,15}{1,8 \cdot 10^6 \cdot 1,82 \cdot 10^{-6}} = 17,1 ^\circ\text{C}$$

Yağın girişi sıcaklığı,  $t_g = 40 ^\circ\text{C}$  alındı;

$$t_1 = 40 + \frac{17,1}{2} = 48,55 \text{ } ^\circ\text{C} : \text{Yağ filminin ortalama sıcaklığıdır.}$$

Buradan yola çıkarak,  $t_1 = 48,55 \text{ } ^\circ\text{C}$  ve  $\eta_1 = 16,4 \text{ cP}$  ortak paydasında mineral yağ grafiğini gösteren Ek-Şekil 1'den SAE10 yağı seçilmiştir.

$$\Delta t_2 = \frac{0,006 \cdot 2250 \cdot 4,15}{1,8 \cdot 10^6 \cdot 2,48 \cdot 10^{-6}} = 12,55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Yağın yatağa girişi sıcaklığı,  $t_g = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$  alındı;

$$t_2 = 40 + \frac{12,55}{2} = 46,3 \text{ } ^\circ\text{C} : \text{Yağ filminin ortalama sıcaklığıdır.}$$

Buradan yola çıkarak,  $t_2 = 46,3 \text{ } ^\circ\text{C}$  ve  $\eta_2 = 20,5 \text{ cP}$  ortak paydasında mineral yağ grafiğini gösteren Ek-Şekil 1'den SAE10 yağı seçilmiştir.

Maksimum yağ basıncı;

Yağ filminde oluşan maksimum basınç Ek-Şekil 6'daki diyagramdan okunan  $P_m/P_{maks}$  basınç oranından hesaplanır. Benzer şekilde minimum film kalınlığının konumu ( $\emptyset$ ) Ek-Şekil 7'den ve yağ filminin nihayetinin konumu ( $\Theta_{Po}$ ) ile maksimum yağ basıncının konumu ( $\Theta_{Pmaks}$ ) değerleri de Ek-Şekil 8'deki diyagramlardan tespit edilir.

$P_m/P_{maks}$  oranı diyagramdan  $S_1 = 0,21$ ,  $S_2 = 0,55$  ve  $l/d = 0,55$  verileriyle birlikte değerler sırasıyla 0,35 ve 0,32 olarak bulunmuştur.

$$P_m/P_{maks} = 0,35, P_{maks} = \frac{P_m}{0,35} = \frac{2,13}{0,35} = 6,01 \text{ N/mm}^2 \leq P_{mem} = 7 \text{ N/mm}^2 : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

$$P_m/P_{maks} = 0,32, P_{maks} = \frac{P_m}{0,32} = \frac{2,13}{0,32} = 6,66 \text{ N/mm}^2 \leq P_{mem} = 7 \text{ N/mm}^2 : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

Minimum kalınlıktaki yağ filminin konumu diyagramdan;

$$S_1 = 0,21 \text{ ve } l/d = 0,55 \text{ için Ek-Şekil 7'den } \emptyset_1 = 45^\circ$$

$$S_2 = 0,15 \text{ ve } l/d = 0,55 \text{ için Ek-Şekil 7'den } \emptyset_2 = 40^\circ$$

Yağ filminin nihayetinin ve maksimum yağ basıncının konumu diyagramdan;

$$S_1 = 0,21 \text{ ve } l/d = 0,55 \text{ için Ek-Şekil 8'den } \Theta_{Po} = 59^\circ, \Theta_{Pmaks} = 69^\circ$$

$$S_1 = 0,21 \text{ ve } l/d = 0,55 \text{ için Ek-Şekil 8'den } \Theta_{Po} = 53^\circ, \Theta_{Pmaks} = 67^\circ$$

Minimum yağ filmi kalınlığı;

Hidrodinamik sıvı sürtünmenin oluşup oluşmadığı,  $h_o$  minimum yağ filmi kalınlığının yeterli olup olmadığının kontrolü ile anlaşılır. Sıvı sürtünmenin oluşması için

$h_o > R_{t1} + R_{t2}$  olmalıdır. Burada  $R_{t1}$  ve  $R_{t2}$  yatak ve mil yüzeylerinin pürüz derinlikleridir. Fakat burada bir  $S_m$  emniyet değeri vardır. Ayrıca  $R_a$  aritmetik ortalama pürüzlülük olmak üzere  $R_t = (4 \sim 5) \cdot R_a$  bağıntısı ile;

$h_o \geq S_m \cdot (4 \sim 5) \cdot (R_{a1} + R_{a2})$  denklemi ile elde edilir. Burada  $S_m$  genellikle 1,2 ~ 1,5 alınır ve;

$h_o \geq (1,2 \sim 1,5) \cdot (R_{tmil} + R_{tyatak})$  bağıntısı oluşturulur.

İzafi minimum yağ filmi kalınlığı,  $\delta$  Ek-Şekil 2'den  $\delta_1$  ve  $\delta_2$  değerleri için ayrı ayrı okunmuştur;

$\delta_1 = 0,21$  ve  $l/d = 0,55$  için,  $\delta_1 = h_{o1}/\Delta_r = 0,345$  alındı ve  $h_{o1} = 0,345 \cdot ((44,050 - 44,004)/2) = 7,94 \mu m$

$\delta_2 = 0,15$  ve  $l/d = 0,55$  için,  $\delta_2 = h_{o2}/\Delta_r = 0,295$  alındı ve  $h_{o2} = 0,295 \cdot ((44,061 - 44,000)/2) = 9 \mu m$

Mil yatak çok hassas taşlama işlemi ile ince taşlanmış olup yüzey pürüzlülük değeri sırasıyla  $R_{tmil} = 2,5 \mu m$ ,  $R_{tyatak} = 2,5 \mu m$  olacak şekilde metal teması durumu incelendi.

$h_o = 1,25 \cdot (R_{tmil} + R_{tyatak}) = 1,25 \cdot (2,5 + 2,5) = 7,5 \mu m$  elde edilmiştir.

$h_o = 7,5 \mu m < h_{o1} = 7,94 \mu m$  olduğundan metal-metal teması yoktur.

$h_o = 7,5 \mu m < h_{o2} = 9 \mu m$  olduğundan metal-metal teması yoktur.

Bütün hesaplar maksimum ve minimum tolerans değerine göre yapılmış oldu. Bu noktaya kadar hesaplar kendi içinde emniyetli ve tutarlı oldu. Fakat yapılması gereken her iki durumda sağlayacak seçimlere karar vermektir. Her iki durumu da karşılaması adına minimum tolerans değerleri ile yapılan hesaplar seçildi.

Reynolds'un denklemi kurarken yaptığı kabullerden biri de yağlayıcı filminde viskozitenin sabit kaldığı idi. Hâlbuki, yağlayıcı yatağa girdiği andan itibaren film içindeki sürtünmeler dolayısı ile ısınır. Böylece yağlayıcının viskozitesi bundan geniş ölçüde etkilenir. Sommerfeld sayısı ile elde edilen viskozite değeri sabit bir sıcaklık olup, Gerçekte yatak içinde sıcaklık değişimi olduğundan sıcaklığa göre yeniden viskozite tayini yapıp hesapların tekrarlanması gerekir. Hesaplanan çalışma sıcaklığı aralığında kalacak şekilde sıcaklık seçilip viskozite hesabı yapıldı.

Bu sıcaklıkla 30, 40 ve 50 derece olsun. Mineral yağ grafiğinden bu sıcaklıkla karşılık gelen SAE10 yağının viskozite değerleri sırasıyla Ek-Şekil 1'den 55 cP, 31 cP ve 19 cP okundu.

A noktası 48,55 °C için Ek-Şekil 1'den  $\eta = 16,00$  mPa.s'dır.

B noktası için herhangi bir viskozite değeri seçilsin;  $\eta = 23$  mPa.s olsun. Bu seçilen viskoziteye karşılık gelen sıcaklık hesaplanmıştır.

$$S = \frac{\eta \cdot n}{P_m \cdot \Psi^2} = \frac{0,023 \cdot (1800/60)}{2125368,397 \cdot 0,00105^2} = 0,30$$

$S = 0,30$  ve  $l/d = 0,55$  için Ek-Şekil 3'ten  $K_S = 7,5$  okundu.

$$K_S = \frac{\mu}{\Psi}, \mu = K_S \cdot \Psi = 7,5 \cdot 0,00105 = 0,0079$$

$S = 0,30$  ve  $l/d = 0,55$  için Ek-Şekil 4'ten  $K_q = 4,8$  okundu.

$$K_q = q/(r \cdot \Delta_r \cdot n \cdot l) = q/(r^2 \cdot \Psi \cdot n \cdot l), q = K_q \cdot r^2 \cdot \Psi \cdot n \cdot l = 4,8 \cdot 0,022^2 \cdot 0,00105 \cdot \frac{1800}{60} \cdot 0,02406 = 1,76 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Delta t = \frac{\mu \cdot F \cdot V}{c_o \cdot \rho \cdot g} = \frac{0,0079 \cdot 3100 \cdot 4,15}{1,8 \cdot 10^6 \cdot 1,76 \cdot 10^{-6}} = 32,08 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t = t_g + \frac{\Delta t}{2} = 40 + \frac{32,08}{2} = 56,04 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$\eta = 65$  mPa.s ve  $t = 56,04$  °C değerleri grafiğe B noktası olarak işaretlendi ve AB doğrusu ile eğri kesiştirilerek bu noktadaki  $\eta$  ve  $t$  değeri alınarak hesaplar yeniden yapıldı.

Yeni değerler;

$$\eta = 19 \text{ cP} = 0,019 \text{ Pa.s}$$

$$t = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$S = \frac{\eta \cdot n}{P_m \cdot \Psi^2} = \frac{0,019 \cdot (1800/60)}{2125368,397 \cdot 0,00105^2} = 0,24$$

$S = 0,30$  ve  $l/d = 0,55$  için Ek-Şekil 2'den  $\delta = \frac{h_{o1}}{\Delta_r} = 0,37$  okundu.

$$h_{o1} = 0,37 \cdot \Delta_r = 0,37 \cdot \left( \frac{44,050 - 44,004}{2} \right) = 8,51 \text{ } \mu\text{m}$$

Yüzey pürüzlülükleri sırasıyla 2,5  $\mu\text{m}$  ve 3,5  $\mu\text{m}$  olarak alınmıştı. Buradan;

$$h_o = 0,37 \cdot (Rt_{mil} + Rt_{yatak}) = 0,37 \cdot (2,5 + 3,5) = 7,5 \text{ } \mu\text{m}$$
 olup minimum yağ filmi kalınlığı

$h_o = 8,51$   $\mu\text{m}$  değerinden küçüktür. Dolayısıyla metal-metal teması olmaz.

$S = 0,24$  ve  $l/d = 0,55$  için Ek-Şekil 3'ten  $K_S = 6,3$  okunmuştu ve  $K_S = \frac{\mu}{\Psi}$  denkleminde sürtünme katsayısı  $\mu = K_S \cdot \Psi = 6,3 \cdot 0,00105 = 0,0066$  olarak hesaplandı.

$S = 0,24$  ve  $l/d = 0,55$  için Ek-Şekil 4'ten  $K_q = 4,9$  okundu.

$$K_q = q/(r \cdot \Delta_r \cdot n \cdot l) = q/(r^2 \cdot \Psi \cdot n \cdot l), q = K_q \cdot r^2 \cdot \Psi \cdot n \cdot l$$
 denkleminde;

$$q = 4,9 \cdot 0,022^2 \cdot 0,00105 \cdot \frac{1800}{60} \cdot 0,02406 = 1,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$S = 0,24$  ve  $l/d = 0,55$  için Ek-Şekil 5'ten  $q_S/q$  oranı 0,75 okundu.

$$q_s/q = 0,75, \quad q_s = 0,75 \cdot q, \quad q_s = 0,75 \cdot 1,8 \cdot 10^{-6} = 1,35 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$S = 0,24$  ve  $l/d = 0,55$  için Ek-Şekil 6'dan  $P_m/P_{\text{maks}}$  oranı  $0,36$  okundu.

$$P_m/P_{\text{maks}} = 0,36, \quad P_{\text{maks}} = P_m/0,36 = \left(\frac{2250}{44.24,06}\right)/0,36 = 5,9 \text{ N/mm}^2 \text{ hesaplandı.}$$

$S = 0,24$  ve  $l/d = 0,55$  için Ek-Şekil 7'den  $\Theta = 46^\circ$  okundu.

$S = 0,24$  ve  $l/d = 0,55$  için Ek-Şekil 8'den  $\Theta_{P_0} = 61^\circ$  ve  $\Theta_{P_{\text{maks}}} = 69^\circ$  okundu.

Mukavemet kontrolü;

Al-Sn alaşımları için yüzey basıncı emniyet değeri  $7(18) \text{ N/mm}^2$  olmak üzere;

$$P_{\text{maks}} = 5,9 \text{ N/mm}^2 < P_{\text{mem}} = 7 \text{ N/mm}^2: \text{EMNİYETLİDİR.}$$

Sıcaklık kontrolü;

$$\Delta t = \frac{\mu \cdot F \cdot V}{c_o \cdot \rho \cdot g} = \frac{0,0066 \cdot 2250 \cdot 4,15}{1,8 \cdot 10^6 \cdot 1,8 \cdot 10^{-6}} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t = t_g + \frac{\Delta t}{2} = 40 + \frac{19}{2} = 49,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Bulunan ve hesaplanan son değerler artık gerçek değerlerdir.

### 2.3. Mil Hesapları

Miller mekanik sistemlerde dişli çarklar, kayış-kasnak mekanizmaları gibi güç ve devir ileten parçaları destekleyen makina elemanlarıdır. Bu sebeple çoğunlukla eğilme ve burulma etkilerine maruz kalırlar. Bunların dışında; aksenal kuvvet varsa, miller çekme veya basmaya da zorlanırlar.

Miller eksenlerinin durumlarına göre sınıflandırılırlar. Mil ekseni düz, dirsekli veya esnek olur. Bu tip millere ise sırasıyla düz, dirsekli (krank) veya esnek miller denmektedir. Bunların dışında millerin içi boş veya dolu olabilmektedir.

Mil hesapları genellikle mukavemet, şekil değiştirme ve titreşim bakımından yapılmaktadır. Millerin zorlanma hali, kuvvetlerin ve burulma momentinin durumuna bağlıdır. Kuvvet değişkense mil döndüğü için eğilme gerilmesi genel değişkendir. Kuvvet sabit olsa dahi gene milin dönmesi sebebiyle eğilme gerilmesi tam değişkendir ki yapılan hesaplar tam değişken duruma göre gerçekleştirildi. Burkulma bakımından zorlanmada ise, burulma statik, tam değişken veya genel değişken olabilir. Miller eğilmeyle çalışmalarının yanında güç ilettiklerinden dolayı burulma etkisine de maruz kalırlar. Böylece millerde hem eğilme hem de burulma durumları ortaya çıkmaktadır.  $M_e$  eğilme momentinden kaynaklanan  $\sigma_e$  ve  $M_b$  burulma momentinden kaynaklanan  $\tau$  gerilmeleri maksimum biçim değiştirme enerjisi varsayımı  $\sigma_e = \sqrt{\sigma_e^2 + 3\tau^2}$  ile birleştirilerek milin  $d$  çapı elde edilir.

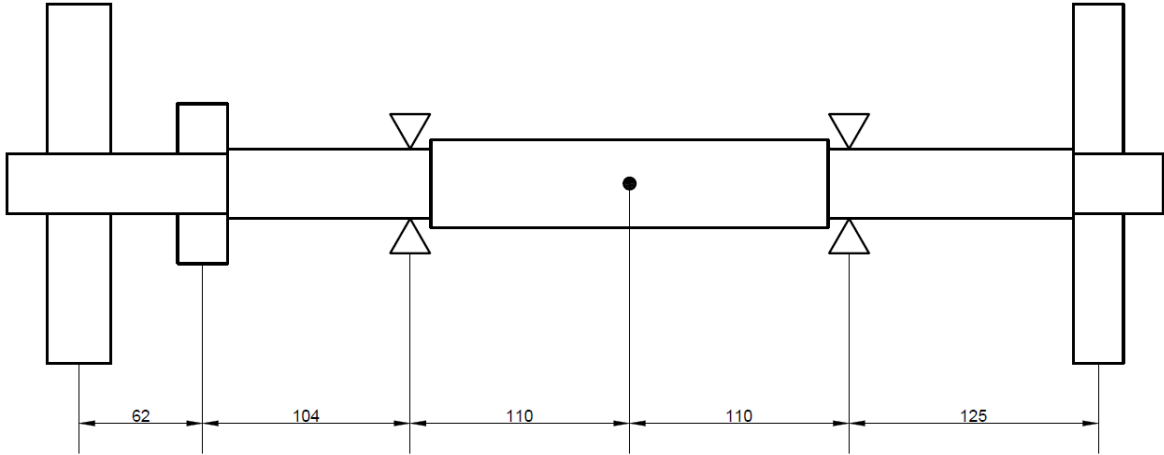
Miller dış kuvvetlerin, yataklamaların, güç iletim mekanizmalarının kuvvetleri altında çalışmak durumdadırlar. Bu sebeple hesaplara öncelikle milin bir modeli çizilir ve

daha sonra kuvvetlerin etkidiği noktalar belirlenerek bilinmeyen kuvvetler bulunur. Bunu takiben eğilme ve burulma moment diyagramları çizilir. Mil çapının bilindiği durumlarda; çap, denklemlerde yerine konur ve yapılan hesaplamalar sonucu bir emniyet katsayısı elde edilir. Bu emniyet katsayısına bağlı olarak milin mukavemet kontrolleri tamamlanır veya mil emniyetli duruma gelene kadar hesaplamalar tekrar yapılır. Milin mukavemet kontrolünde veya mili boyutlandırmada maksimum gerilmelerin ortaya çıktığı kritik kesit tespit edilir ve bu kesite göre hesaplamalar yapılır.

Millerde ortaya çıkan bu eğilme ve burulma zorlanmaları bazı şekil değiştirmelerine (deformasyon) sebep olmaktadır. Milin yataklarındaki noktalarda eğilme zorlanmalarından kaynaklanan eğim açıları ve milde çökme (sehim) meydana gelmektedir. Çökme, belli bir değerden sonra mil üzerindeki hareketli (dönel) elemanların çalışma stabiliteğini bozar ve aşınmalara sebebiyet verirler. Eğim açılarının artması ise yataklarda kasmalara neden olur ve yatakların normal çalışma düzenlerini bozarlar. Burulma durumlarında ise milin iki kesiti birbirlerine göre açısal olarak değişiklik gösterirler. Bu durumda mil kesiti düzlemselliğini kaybeder ve ilave normal gerilmeler ortaya çıkar.

Millerin üzerine monte edilen kasnak, dişli çark, kavrama-kaplin gibi dönel elemanların ağırlık merkezleri bağlantıdaki boşluklar, imalat ve montaj hataları sebebi ile milin ağırlık merkezi ile çakışmazlar. Bu durumun sonucu olarak dönen bir milde ortaya çıkan bu tip dengesiz kuvvetler merkezkaç kuvvetlerini meydana getirirler. Böylece milde eğilme titreşimleri oluşur. Her titreşen sistem gibi, burada da eğer sistemin frekansı özgül frekansı ile çakışıyor ise sistem rezonansa girer ve titreşim genliğinin artması durumunda milin kırılması durumu gerçekleşir.

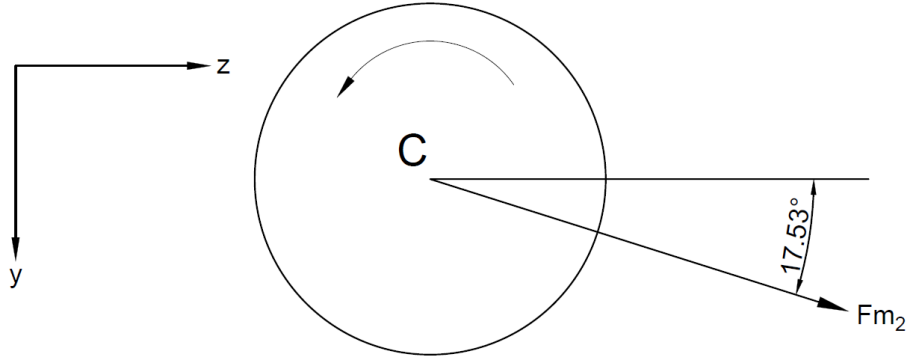
Millerde ortaya çıkan çeşitli zorlanmaların, gerilmelerin, istenmeyen durumların incelenerek mukavemet kontrollerinin tek tek yapılması gerekmektedir.



Şekil 3. Mil tasarımı modeli

- Sisteme motor arkada kalacak şekilde önden bakılmıştır.
- Milin boyutlandırılması için öncelikli olarak mile etki eden kuvvetlerin analizi yapıldı.

Mili döndüren kasnaktan gelen kuvvetler, C kesiti (y-z düzlemi);



**Şekil 4.** Mili döndüren kasnağın serbest cisim diyagramı

Kasnak hesaplarından  $F_{m2} = 972,6$  N olur.

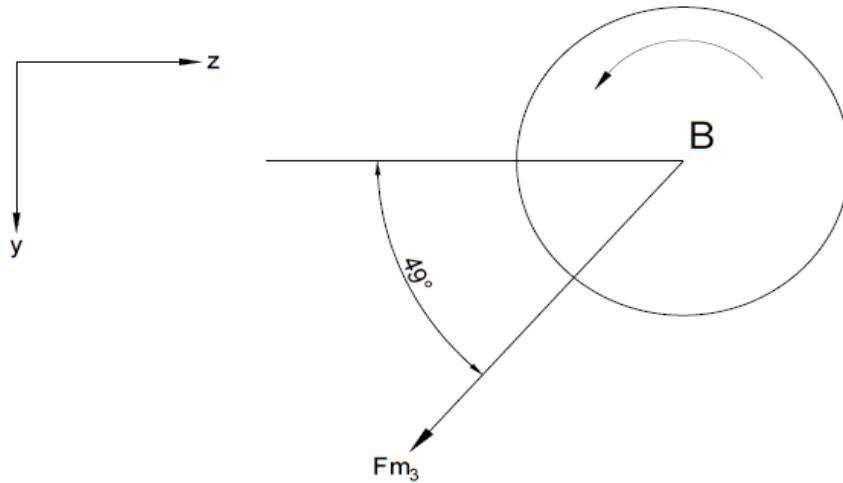
$$F_{m2z} = F_{m2} \cdot \cos 17,53 = 972,6 \cdot \cos 17,53$$

$$F_{m2z} = 927,4318 \text{ N}$$

$$F_{m2y} = F_{m2} \cdot \sin 17,53 = 972,6 \cdot \sin 17,53$$

$$F_{m2y} = 292,9521 \text{ N}$$

Yatak yağlama pompasını döndüren kasnak, B kesiti (y-z düzlemi);



**Şekil 5.** Yatak yağlama pompasını döndüren kasnağın serbest cisim diyagramı

Kasnak hesaplarından  $F_{m3} = 147,2$  N olur.

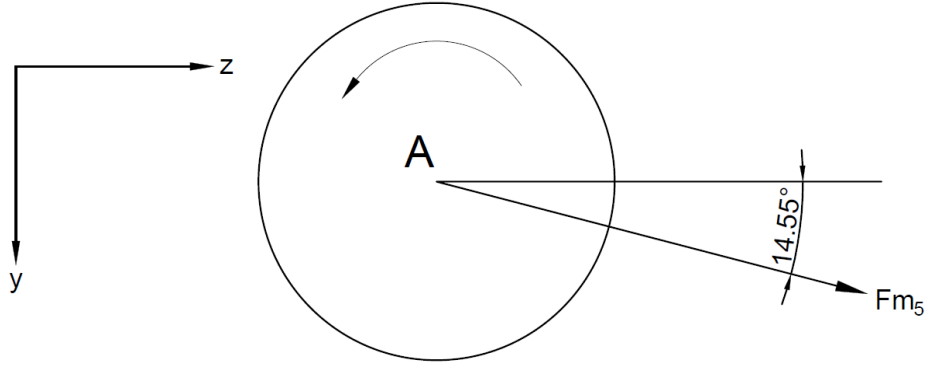
$$F_{m3z} = F_{m3} \cdot \cos 49 = 147,2 \cdot \cos 49$$

$$F_{m3z} = 96,5719 \text{ N}$$

$$F_{m3y} = F_{m3} \cdot \sin 49 = 147,2 \cdot \sin 49$$

$$F_{m3y} = 111,0933 \text{ N}$$

Hidrolik pistonların pompasının kasmağını döndüren kasnaktan gelen kuvvetler, a düzlemi (y-z düzlemi);



**Şekil 6.** Hidrolik pistonların pompasını döndüren kasmağın serbest cisim diyagramı

Kasnak hesaplarından  $F_{m5} = 884,17 \text{ N}$  olur.

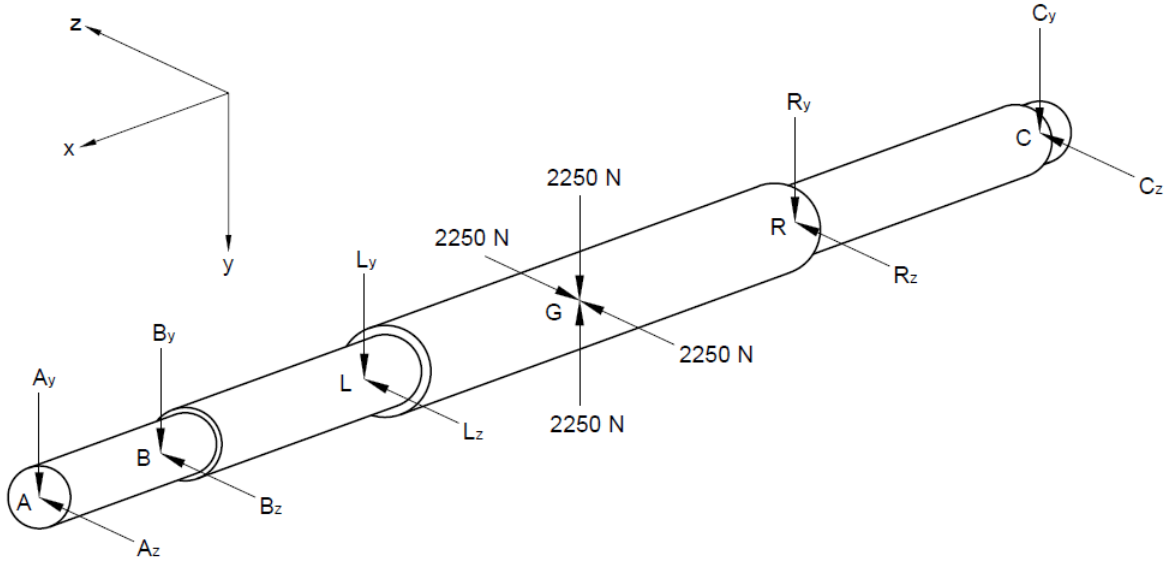
$$F_{m5z} = F_{m5} \cdot \cos 14,55 = 884,17 \cdot \cos 14,55$$

$$F_{m5z} = 855,8136 \text{ N}$$

$$F_{m5y} = F_{m5} \cdot \sin 14,55 = 884,17 \cdot \sin 14,55$$

$$F_{m5y} = 222,1254 \text{ N}$$





**Şekil 7.** Milin serbest cisim diyagramı

$$A_y = 222,1254 + 13,1426 = 235,268 \text{ N}$$

$$A_z = 855,8136 \text{ N}$$

$$B_y = 111,0933 + 1,5921 = 112,6854 \text{ N}$$

$$B_z = 96,5716 \text{ N}$$

$$C_y = 292,9521 + 14,9172 = 307,8693 \text{ N}$$

$$C_z = 927,4318 \text{ N}$$

Mil hesabında kasnak ve gövde ağırlıkları SolidWorks'ten alınarak göz önünde bulunduruldu.

**Tablo 10.** Sistem Elemanlarının Ağırlıkları

Elemanlar	Ağırlıklar
Yatak	45,93 gr

Burç	143,87 gr
Pabuç	84,88 gr (4 adet)
Gövde	6879,49 gr
Gövde Cebi	64,56 gr (2 adet)
Toplam kütle	7283,29 gr

**Tablo 11.** Kasnak ağırlıkları

Kasnak Sistemleri	Ağırlıklar		Kuvvetler
Mil-Motor Kasnağı	1520,61 gr	1,52061 kg	1,52061.9,81 = 14,9172 N
Mil-Hidrolik Piston Kasnağı	1339,71 gr	1,33971 kg	1,33971.9,81 = 13,1426 N
Mil-Yağlama Kasnağı	162,29 gr	0,16229 kg	0,16229.9,81 = 1,5921 N

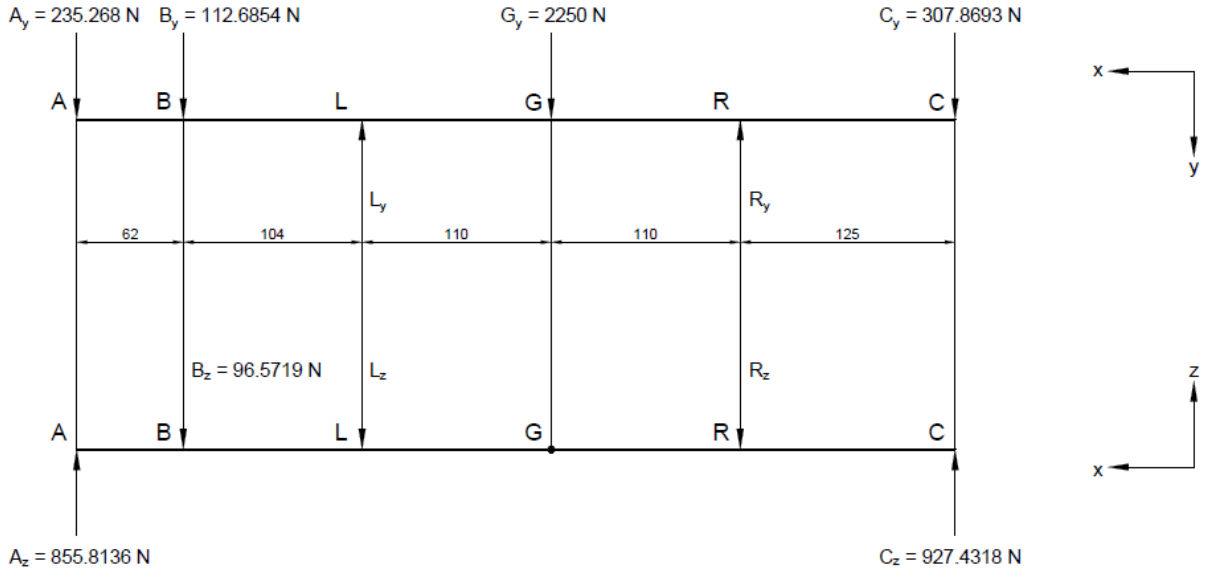
### 2.3.1. Kuvvet ve Moment Hesapları

Mile farklı yönlerde ve doğrultularda piston kuvvetleri uygulandığından dolayı mil hesabı için gerekli olan moment diyagramlarını çıkarmak için 4 farklı durum incelendi;

1. Pistonun yukarıdan vurduğu andaki durum
2. Pistonun önden vurduğu andaki durum
3. Pistonun arkadan vurduğu andaki durum
4. Pistonun alttan vurduğu andaki durum

#### 2.3.1.1. Pistonun Yukarıdan Vurduğu Andaki Mukavemet Hesabı

Pistonun vurduğu kuvvet  $G_y = 2250$  N



**Şekil 8.** Pistonun yukarıdan vurduğu andaki kuvvet dağılımı

(x-y) düzlemi için;

$$+\circlearrowleft \sum M_L = 0 \rightarrow 235,268 \cdot 166 + 112,6854 \cdot 104 - 2250 \cdot 110 + R_y \cdot 220 - 307,8693 \cdot 345 = 0$$

$$R_y = 1377,0052 \text{ N}$$

$$+\downarrow \sum F_y = 0 \rightarrow 235,268 + 112,6854 - L_y + 2250 - 1377,0052 + 307,8693 = 0$$

$$L_y = 1528,8175 \text{ N}$$

(x-z) düzlemi için;

$$+\circlearrowleft \sum M_L = 0 \rightarrow 855,8136 \cdot 166 - 96,5719 \cdot 104 + R_z \cdot 220 - 927,4318 \cdot 345 = 0$$

$$R_z = 854,2836 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F_z = 0 \rightarrow 855,8136 - 96,5719 - L_z - 854,2836 + 927,4318 = 0$$

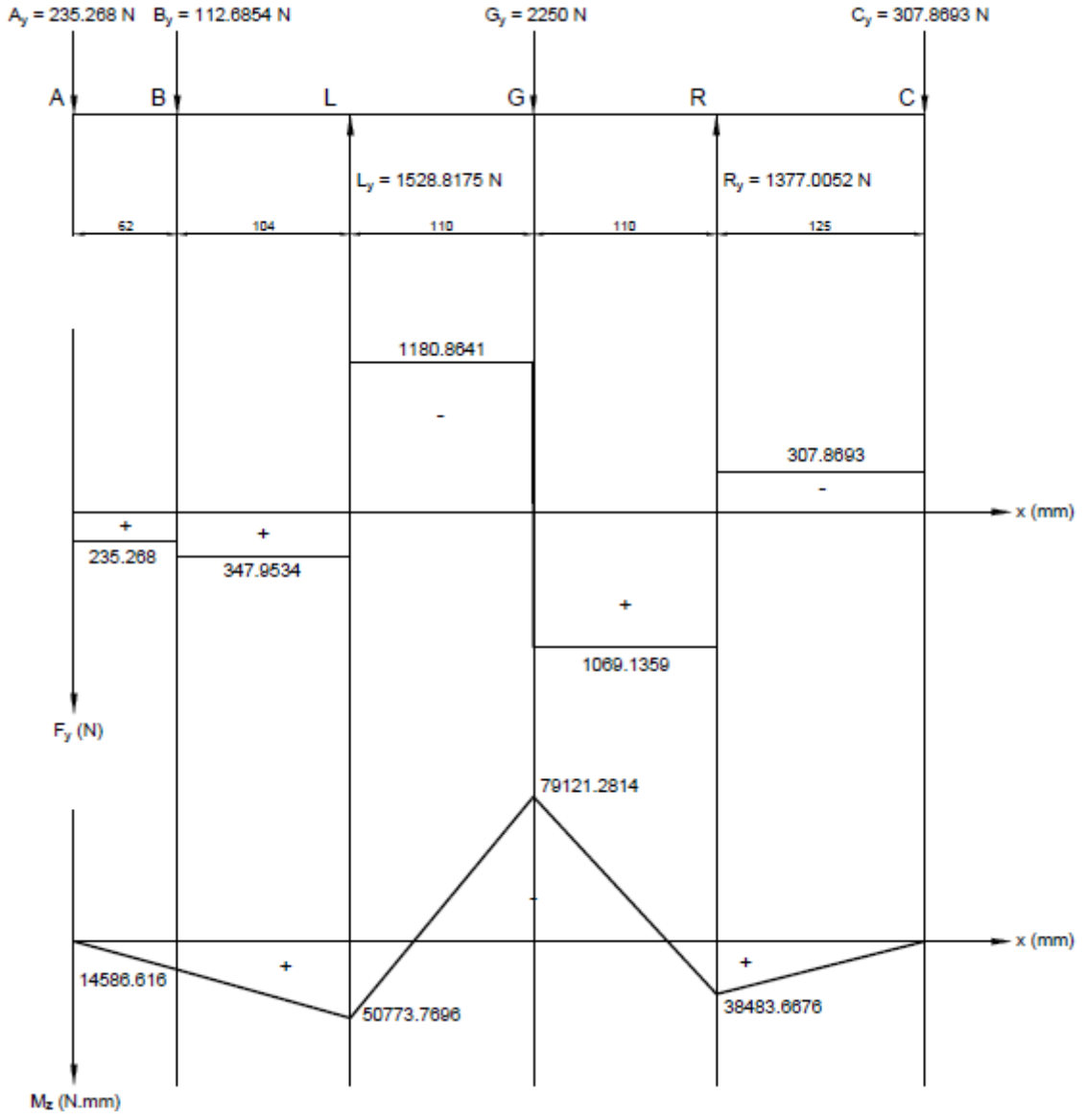
$$L_z = 832,3899 \text{ N}$$

Bu durumda rulmanlara gelen eşdeğer kuvvet;

$$\text{Sağ rulman için, } R = \sqrt{(R_y)^2 + (R_z)^2}, R = \sqrt{(1377,0052)^2 + (854,2836)^2} = 1620,5 \text{ N}$$

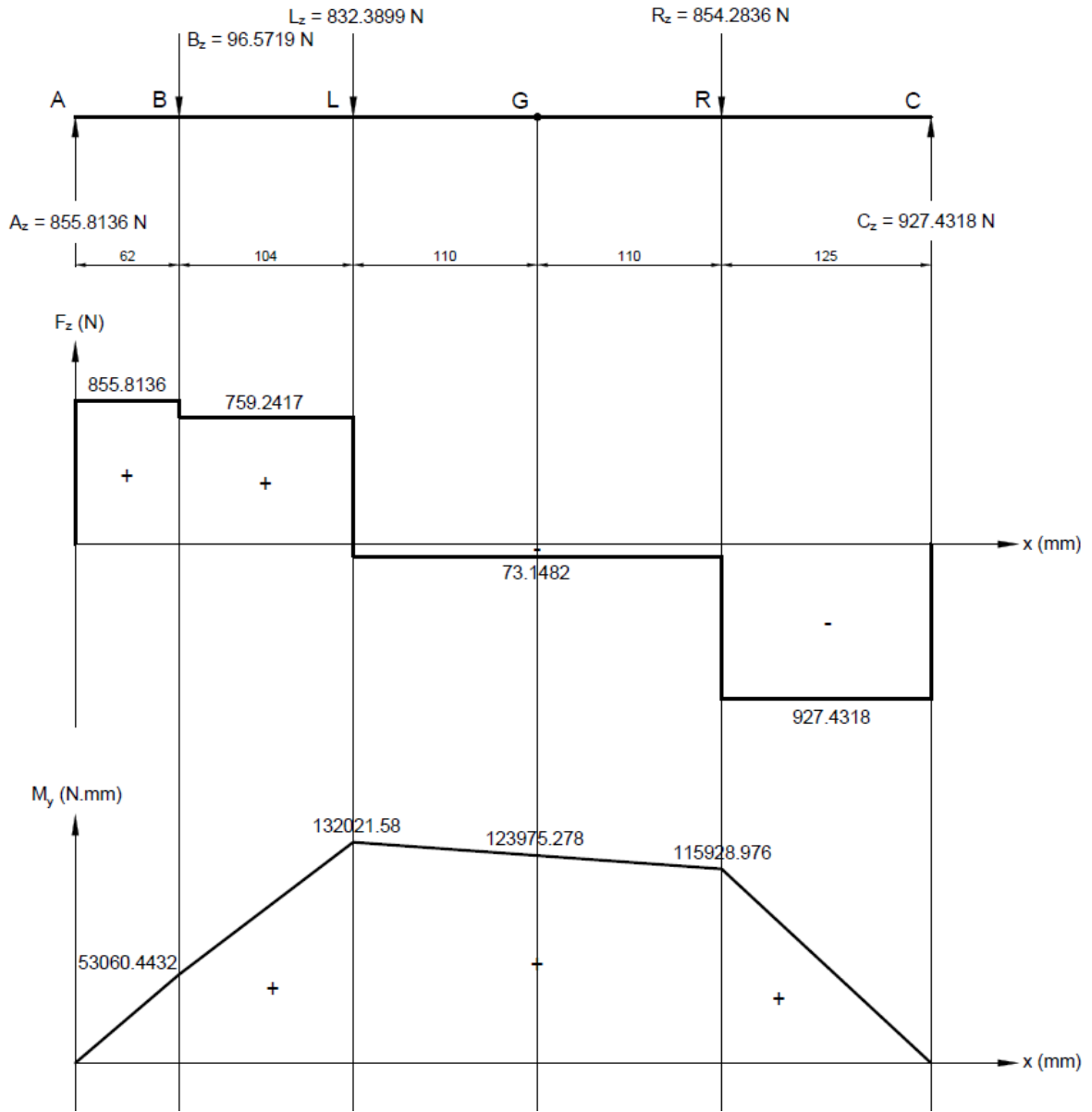
$$\text{Sol rulman için, } L = \sqrt{(L_y)^2 + (L_z)^2}, R = \sqrt{(1528,8175)^2 + (832,3899)^2} = 1740,7 \text{ N}$$

(x-y) düzlemi için yükleme durumu tekrar çizilirse;



Şekil 9. Birinci durumdaki (x-y) düzlemi için yükleme durumu

(x-z) düzlemi için yükleme durumu tekrar çizilirse;



Şekil 10. Birinci durumdaki (x-z) düzlemi için yükleme durumu

Pistonun yukardan vurduğu durumda maksimum eğilme momenti için;

$M_{emaks} = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}$  , Burada maksimum eğilme momentini bulmak için L ve G noktaları incelendi.

L noktası için;

$$M_y = 132021,58 \text{ N.mm}, M_z = 50773,7696 \text{ N.mm},$$

$$M_{emaks} = \sqrt{(132021,58)^2 + (50773,7696)^2} = 141448,4827 \text{ N.mm}$$

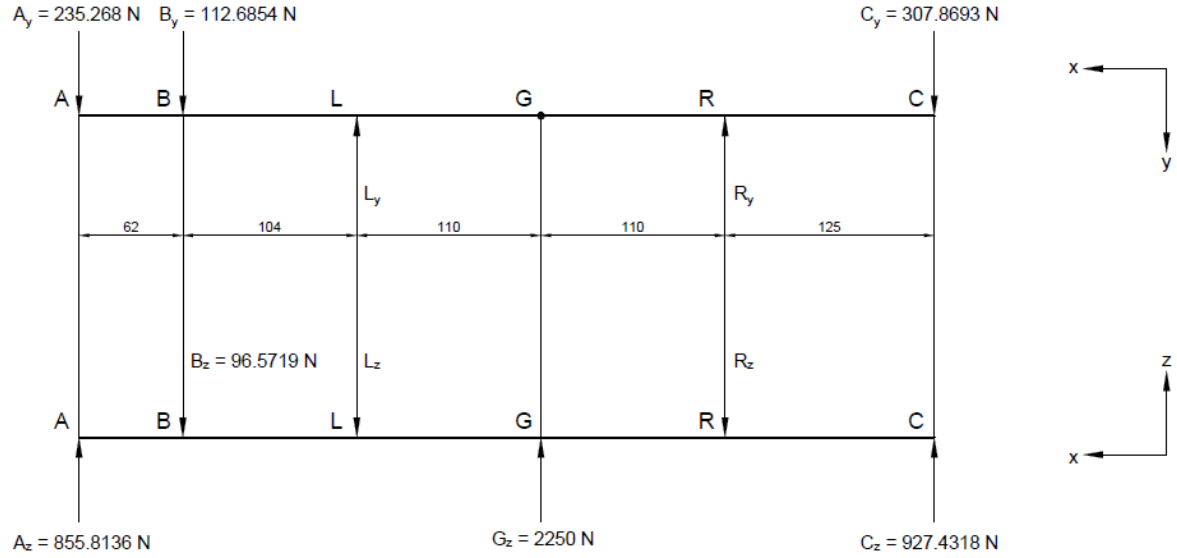
G noktası için;

$$M_y = 123975,278 \text{ N.mm}, M_z = 79121,2814 \text{ N.mm},$$

$$M_{\text{emaks}} = \sqrt{(123975,278)^2 + (79121,2814)^2} = 147071,570 \text{ N.mm}$$

### 2.3.1.2. Pistonun Önden Vurduğu Andaki Mukavemet Hesabı

Pistonun vurduğu kuvvet  $G_z = 2250 \text{ N}$



Şekil 11. Pistonun önden vurduğu andaki kuvvet dağılımı

(x-y) düzlemi için;

$$+\circlearrowleft \sum M_L = 0 \rightarrow 235,268 \cdot 166 + 112,6854 \cdot 104 + R_y \cdot 220 - 307,8693 \cdot 345 = 0$$

$$R_y = 252,0052 \text{ N}$$

$$+\downarrow \sum F_y = 0 \rightarrow 235,268 + 112,6854 - L_y - 252,0052 + 307,8693 = 0$$

$$L_y = 403,8175 \text{ N}$$

(x-z) düzlemi için;

$$+\circlearrowleft \sum M_L = 0 \rightarrow 855,8136 \cdot 166 - 96,5719 \cdot 104 - 2250 \cdot 110 + R_z \cdot 220 - 927,4318 \cdot 345 = 0$$

$$R_z = 1979,2836 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F_z = 0 \rightarrow 855,8136 - 96,5719 - L_z + 2250 - 1979,2836 + 927,4318 = 0$$

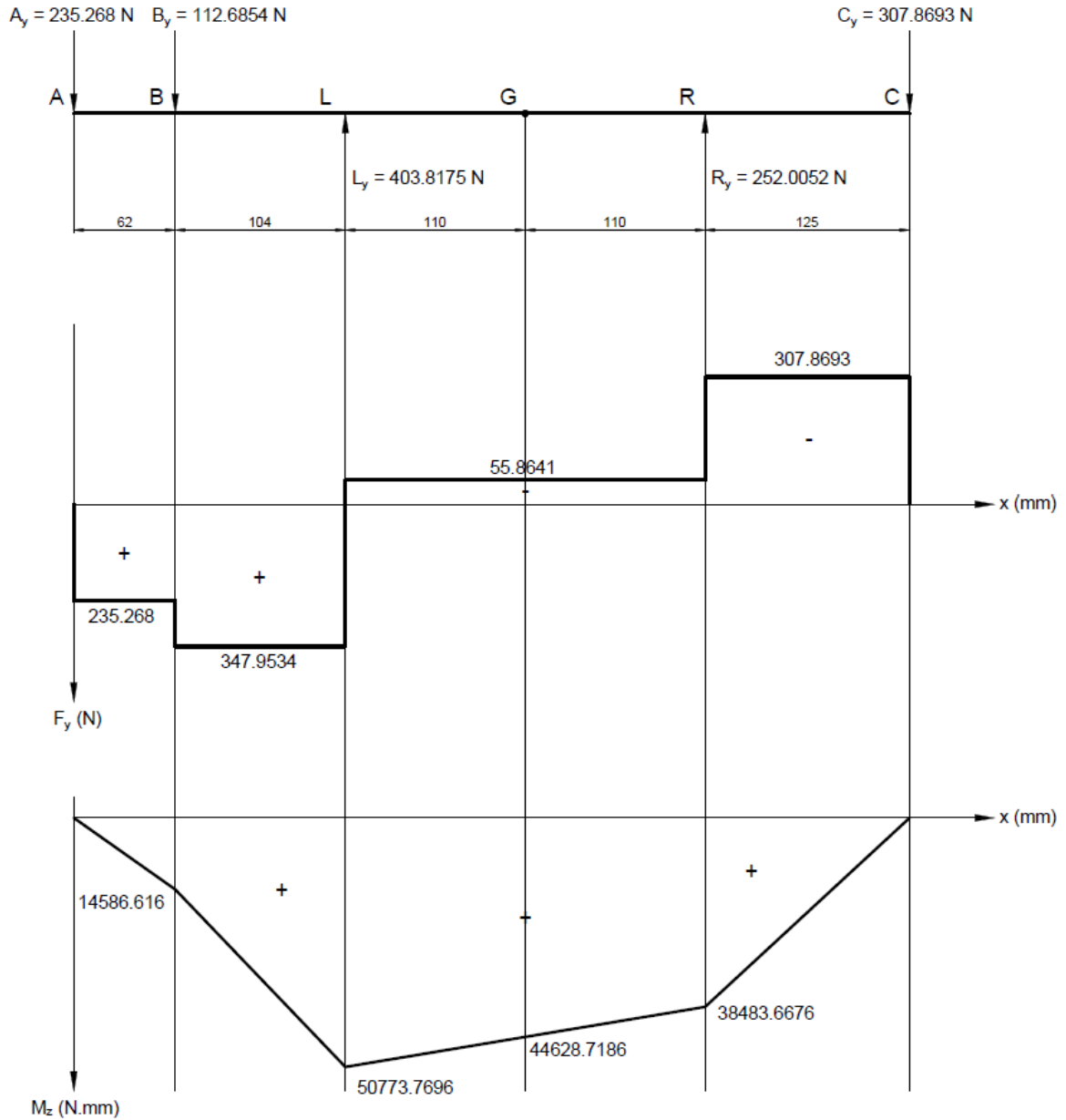
$$L_z = 1957,3899 \text{ N}$$

Bu durumda rulmanlara gelen eşdeğer kuvvet;

Sağ rulman için,  $R = \sqrt{(R_y)^2 + (R_z)^2}$  ,  $R = \sqrt{(252,0052)^2 + (1979,2836)^2} = 1995,3 \text{ N}$

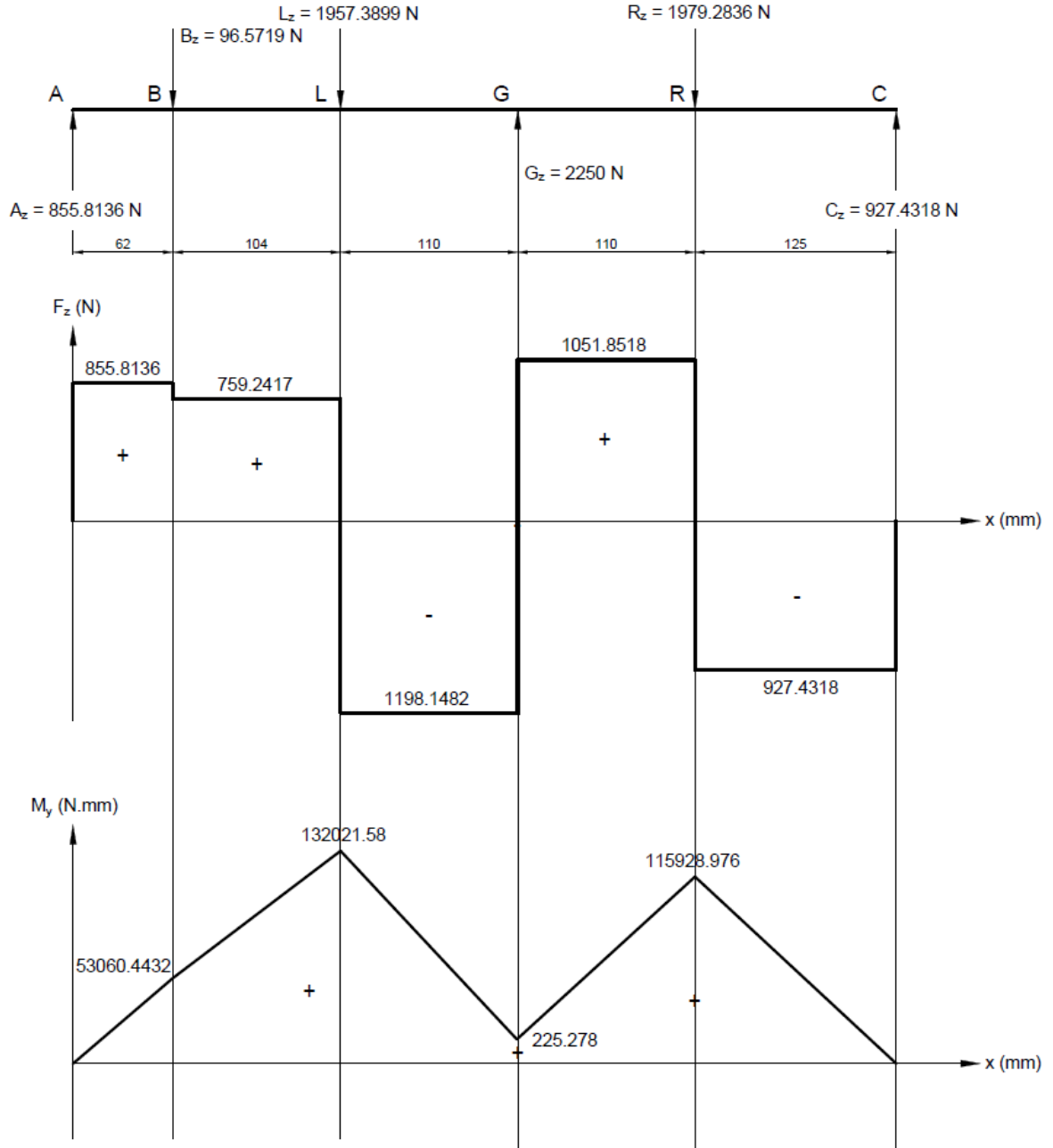
Sol rulman için,  $L = \sqrt{(L_y)^2 + (L_z)^2}$  ,  $R = \sqrt{(403,8175)^2 + (1957,3899)^2} = 1998,6 \text{ N}$

(x-y) düzlemi için yükleme durumu tekrar çizilirse;



Şekil 12. İkinci durumdaki (x-y) düzlemi için yükleme durumu

(x-z) düzlemi için yükleme durumu tekrar çizilirse;



Şekil 13. İkinci durumdaki (x-z) düzlemi için yükleme durumu

Pistonun önden vurduğu durumda maksimum eğilme momenti için;

$M_{emaks} = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}$  , Burada maksimum eğilme momentini bulmak için L ve R noktaları incelendi.

L noktası için;



$$M_y = 132021,58 \text{ N.mm}, M_z = 50773,7696 \text{ N.mm},$$

$$M_{\text{emaks}} = \sqrt{(132021,58)^2 + (50773,7696)^2} = 141448,4827 \text{ N.mm}$$

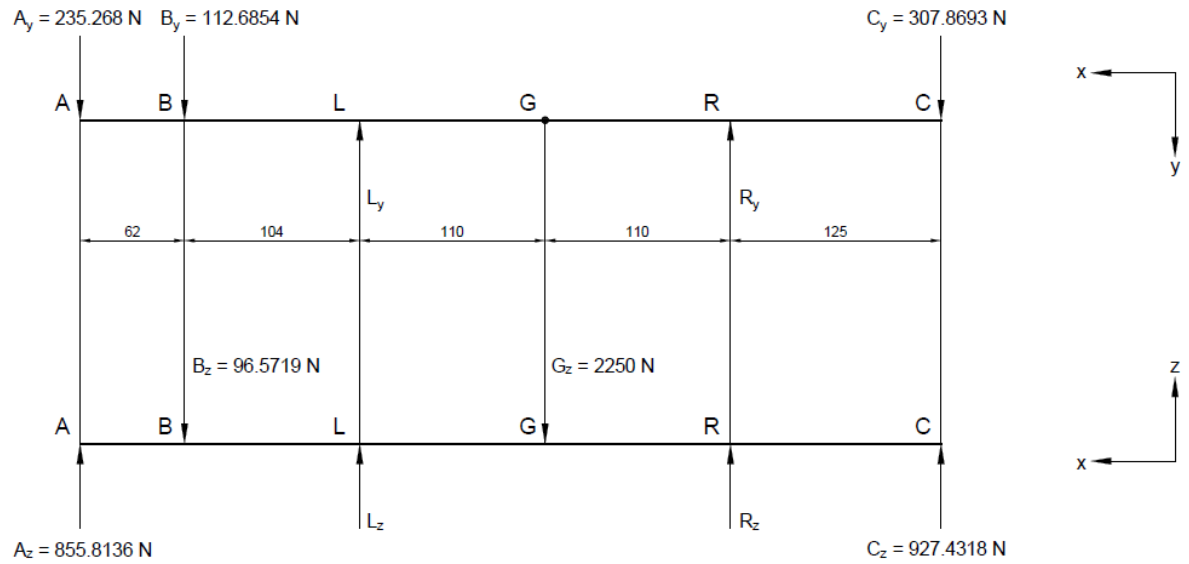
R noktası için;

$$M_y = 115928,976 \text{ N.mm}, M_z = 38483,6676 \text{ N.mm},$$

$$M_{\text{emaks}} = \sqrt{(115928,976)^2 + (38483,6676)^2} = 122149,581 \text{ N.mm}$$

### 2.3.1.3. Pistonun Arkadan Vurduğu Andaki Mukavemet Hesabı

Pistonun vurduğu kuvvet  $G_z = 2250 \text{ N}$



Şekil 14. Pistonun arkadan vurduğu andaki kuvvet dağılımı

(x-y) düzlemi için;

$$+\circlearrowleft \sum M_L = 0 \rightarrow 235,268 \cdot 166 + 112,6854 \cdot 104 + R_y \cdot 220 - 307,8693 \cdot 345 = 0$$

$$R_y = 252,0052 \text{ N}$$

$$+\downarrow \sum F_y = 0 \rightarrow 235,268 + 112,6854 - L_y - 252,0052 + 307,8693 = 0$$

$$L_y = 403,8175 \text{ N}$$

(x-z) düzlemi için;

$$+\circlearrowleft \sum M_L = 0 \rightarrow 855,8136 \cdot 166 - 96,5719 \cdot 104 + 2250 \cdot 110 - R_z \cdot 220 - 927,4318 \cdot 345 = 0$$

$$R_z = 270,7164 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F_z = 0 \rightarrow 855,8136 - 96,5719 + L_z - 2250 + 270,7164 + 927,4318 = 0$$

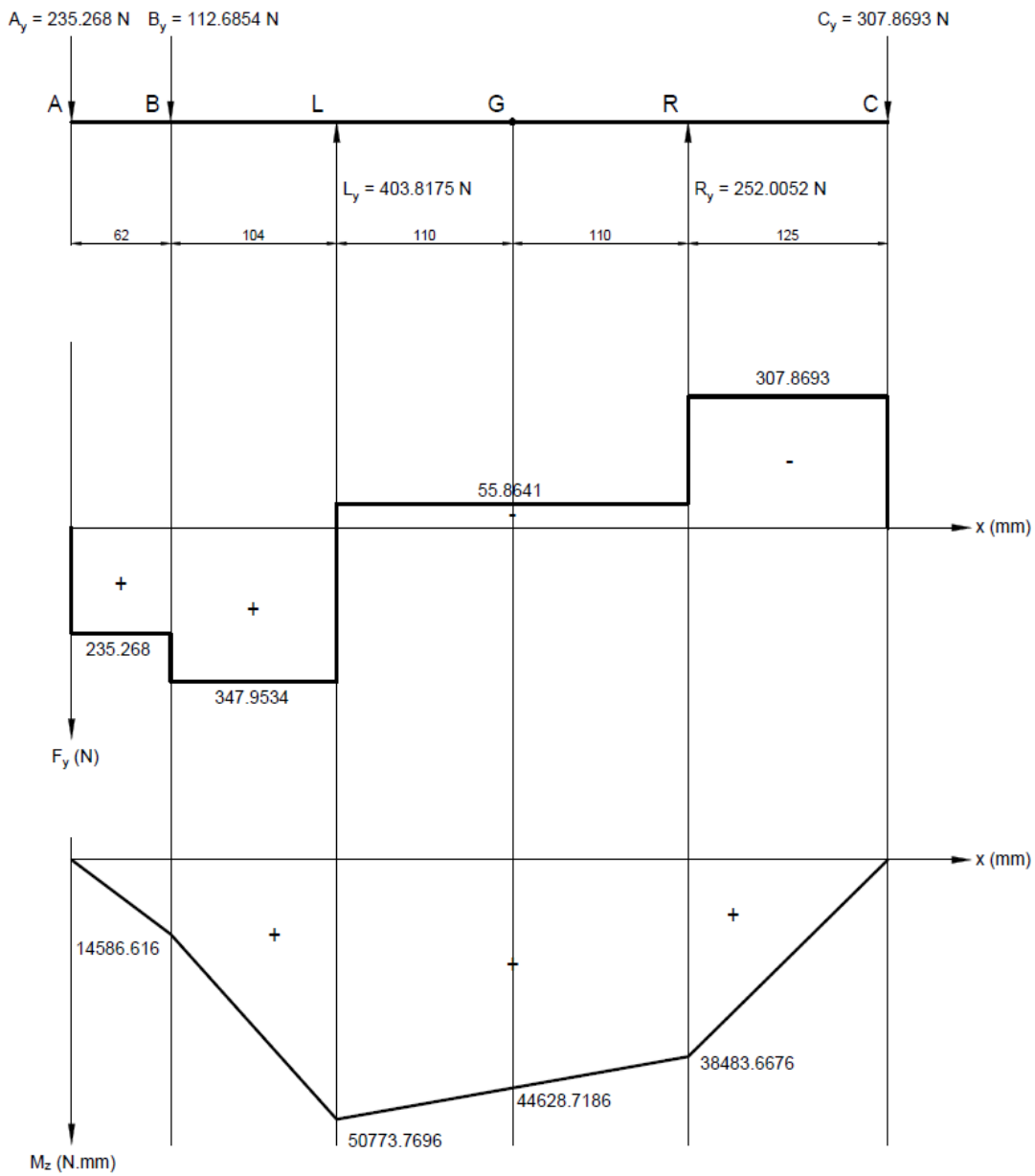
$$L_z = 292,6101 \text{ N}$$

Bu durumda rulmanlara gelen eşdeğer kuvvet;

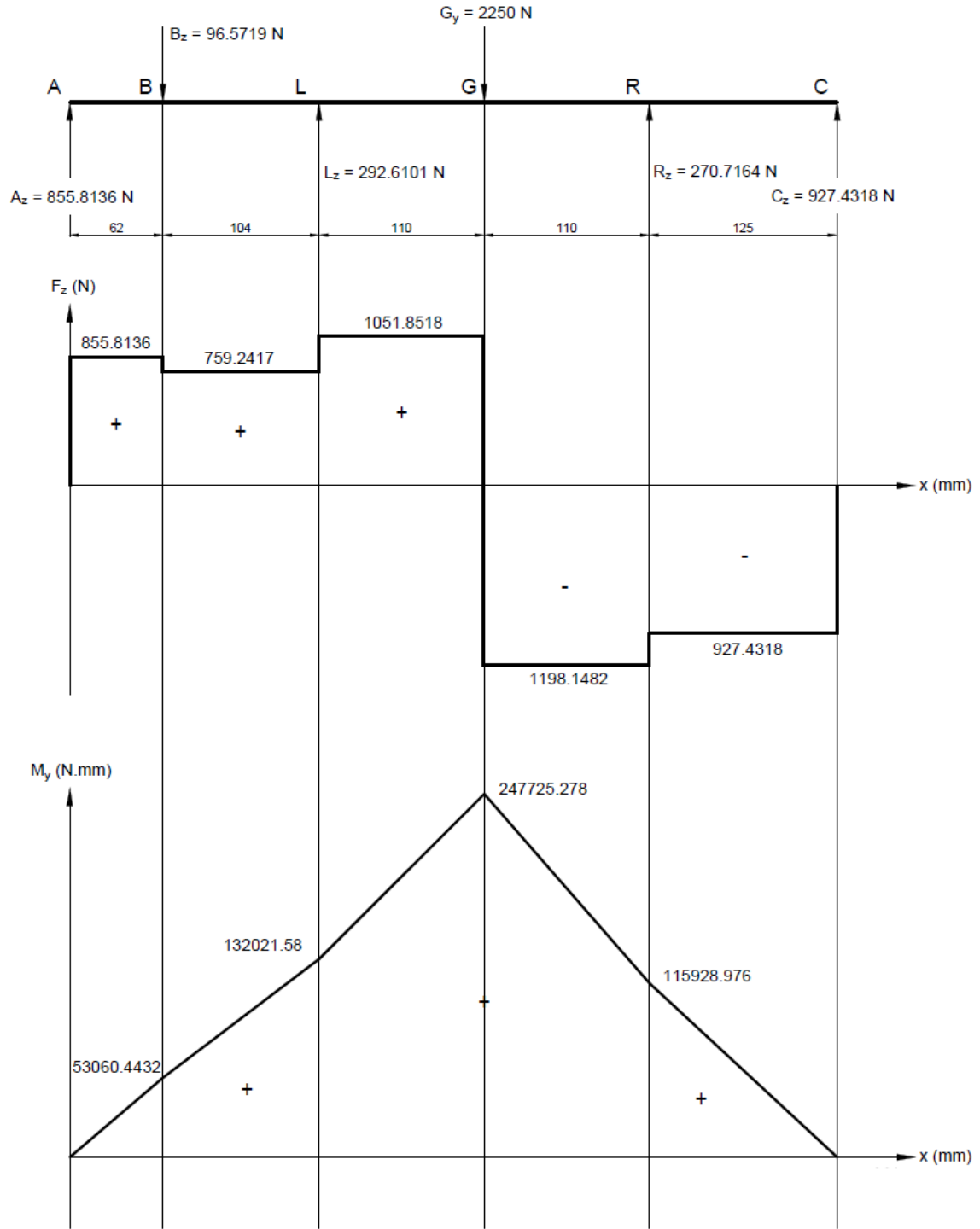
$$\text{Sağ rulman için, } R = \sqrt{(R_y)^2 + (R_z)^2}, R = \sqrt{(252,0052)^2 + (270,7164)^2} = 369,9 \text{ N}$$

$$\text{Sol rulman için, } L = \sqrt{(L_y)^2 + (L_z)^2}, R = \sqrt{(403,8175)^2 + (292,6101)^2} = 498,7 \text{ N}$$

(x-y) düzlemi için yükleme durumu tekrar çizilirse;



**Şekil 15.** Üçüncü durumdaki (x-y) düzlemi için yükleme durumu (x-z) düzlemi için yükleme durumu tekrar çizilirse;



**Şekil 16.** Üçüncü durumdaki (x-z) düzlemi için yükleme durumu

Pistonun arkadan vurduğu durumda maksimum eğilme momenti için;

$M_{emaks} = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}$  , Burada maksimum eğilme momentini bulmak için L ve G noktaları incelendi.

L noktası için;

$$M_y = 132021,58 \text{ N.mm}, M_z = 50773,7696 \text{ N.mm},$$

$$M_{emaks} = \sqrt{(132021,58)^2 + (50773,7696)^2} = 141448,4827 \text{ N.mm}$$

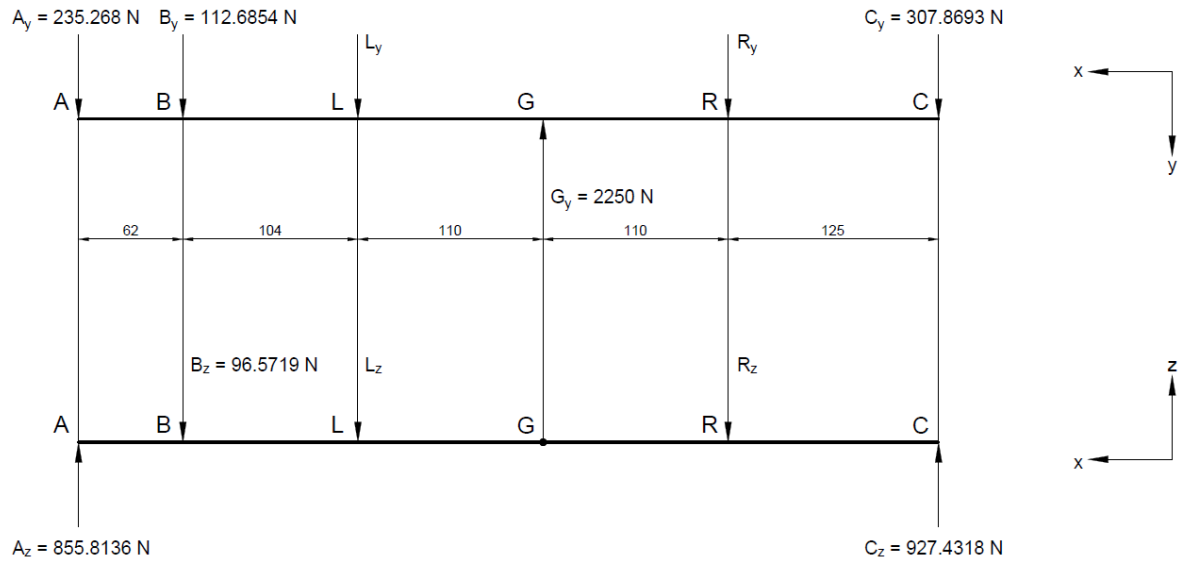
G noktası için;

$$M_y = 247725,278 \text{ N.mm}, M_z = 44628,7186 \text{ N.mm},$$

$$M_{emaks} = \sqrt{(44628,7186)^2 + (247725,278)^2} = 251713,2016 \text{ N.mm}$$

### 2.3.1.4. Pistonun Alttan Vurduğu Andaki Mukavemet Hesabı

Pistonun vurduğu kuvvet  $G_y = 2250 \text{ N}$



Şekil 17. Pistonun alttan vurduğu andaki kuvvet dağılımı

(x-y) düzlemi için;

$$+\circlearrowleft \sum M_L = 0 \rightarrow 235,268.166 + 112,6854.104 + 2250.110 - R_y.220 - 307,8693.345 = 0$$

$$R_y = 872,9948 \text{ N}$$

$$+\downarrow \sum F_y = 0 \rightarrow 235,268 + 112,6854 + L_y - 2250 + 872,9948 + 307,8693 = 0$$

$$L_y = 721,1825 \text{ N}$$

(x-z) düzlemi için;

$$+\cup \sum M_L = 0 \rightarrow 855,8136 \cdot 166 - 96,5719 \cdot 104 + R_z \cdot 220 - 927,4318 \cdot 345 = 0$$

$$R_z = 854,2836 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F_z = 0 \rightarrow 855,8136 - 96,5719 - L_z - 854,2836 + 927,4318 = 0$$

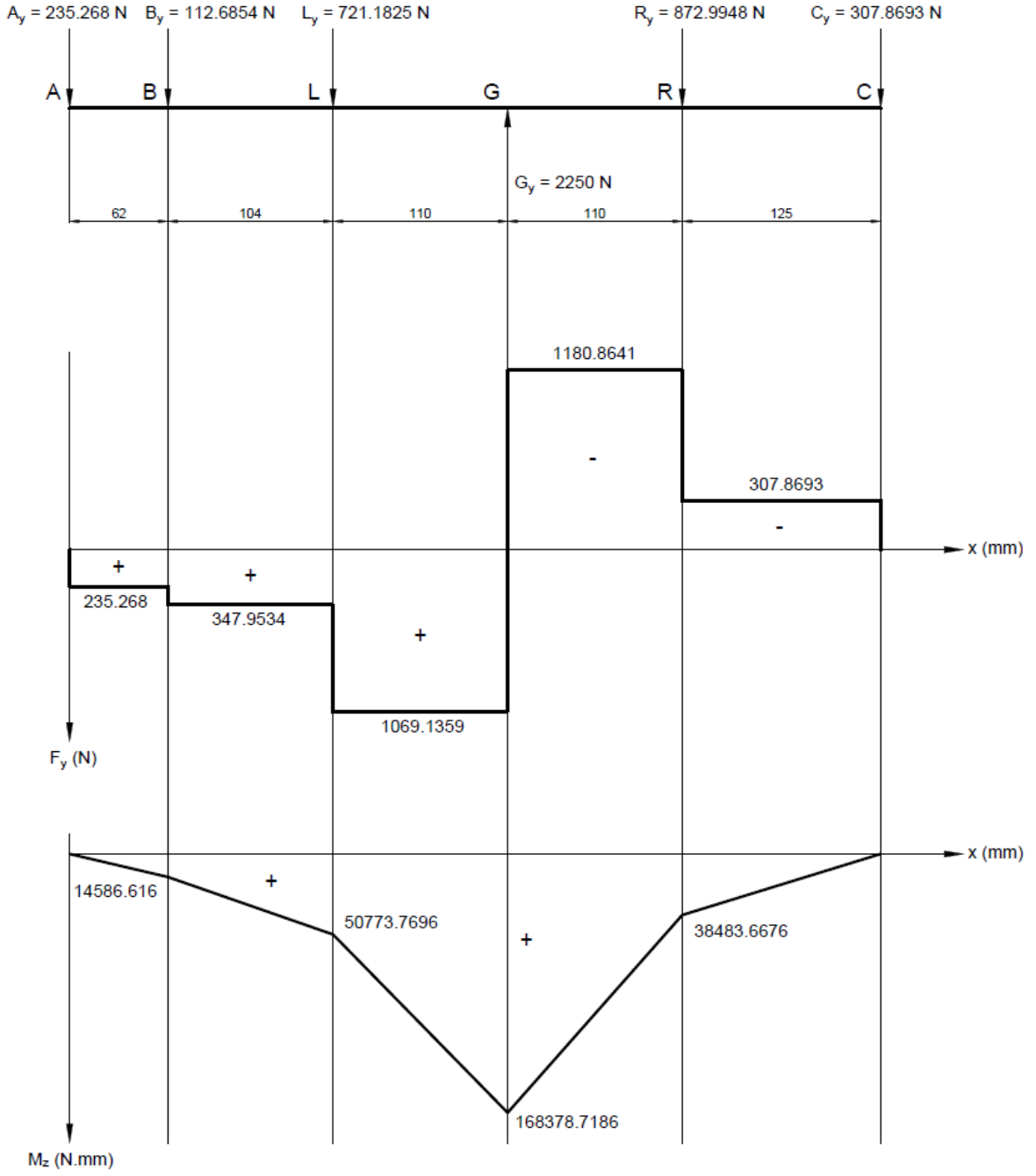
$$L_z = 832,3899 \text{ N}$$

Bu durumda rulmanlara gelen eşdeğer kuvvet;

$$\text{Sağ rulman için, } R = \sqrt{(R_y)^2 + (R_z)^2}, R = \sqrt{(872,9948)^2 + (854,2836)^2} = 1221,4 \text{ N}$$

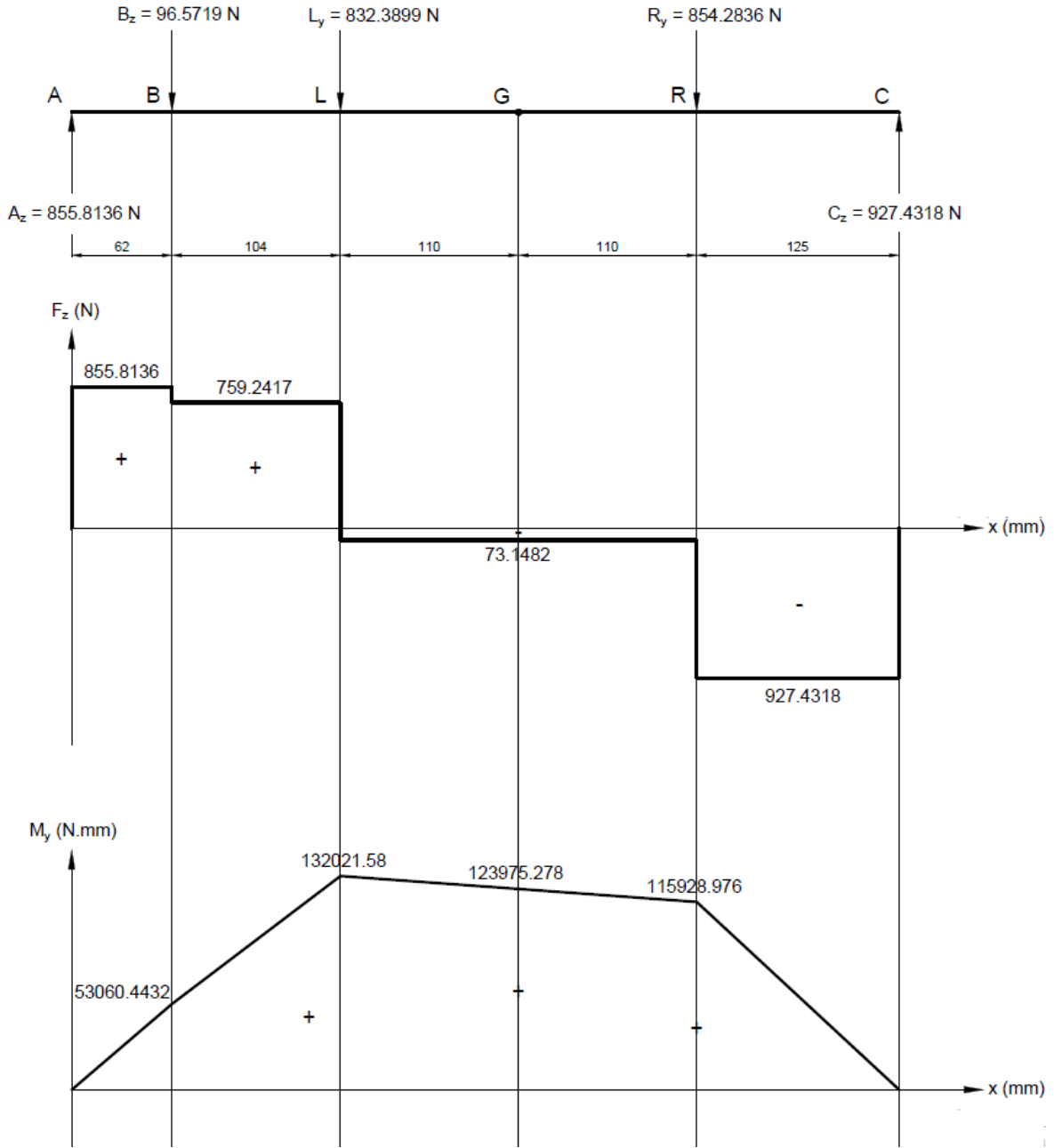
$$\text{Sol rulman için, } L = \sqrt{(L_y)^2 + (L_z)^2}, L = \sqrt{(721,1825)^2 + (832,3899)^2} = 1101,4 \text{ N}$$

(x-y) düzlemi için yükleme durumu tekrar çizilirse;



**Şekil 18.** Dördüncü durumdaki (x-y) düzlemi için yükleme durumu

(x-z) düzlemi için yükleme durumu tekrar çizilirse;



**Şekil 19.** Dördüncü durumdaki (x-z) düzlemi için yükleme durumu

Burada, hesaplamada maksimum burulma momenti 29178 N.mm olarak alındı. Burulma momentinin aktarımında moment, B noktasına geldiğinde kayıplardan dolayı 29178.(0,9764) değerinde bir moment ile B kasağına girdiği kabul edildi. Buradaki (0,9764) değerinin alınmasında kayış-kasnaklardaki ve rulmanlardaki toplam verim değerleri baz alındı.

Pistonun alttan vurduğu durumda maksimum eğilme momenti için;

$M_{emaks} = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}$  , Burada maksimum eğilme momentini bulmak için L ve G noktaları incelendi.

L noktası için;

$$M_y = 132021,58 \text{ N.mm}, M_z = 50773,7696 \text{ N.mm},$$

$$M_{emaks} = \sqrt{(132021,58)^2 + (50773,7696)^2} = 141448,4827 \text{ N.mm}$$

G noktası için;

$$M_y = 123975,278 \text{ N.mm}, M_z = 168378,7186 \text{ N.mm},$$

$$M_{emaks} = \sqrt{(123975,278)^2 + (168378,7186)^2} = 209096,2994 \text{ N.mm}$$

Sonuç;

Mil-Çap hesabında kullanılan eğilme momenti L, G ve R noktaları için hesaplanan maksimum eğilme momentlerinden en büyük olanı alındı. Buna göre  $M_{emaks}$  pistonun arkadan vurduğu durumda G noktası için  $M_{emaks} = 251713,2016 \text{ N.mm}$  olarak alındı.

### 2.3.2. Mil-Çap Hesabı Mukavemet Kontrolü

Burada mile hesabı yapılırken öncelikle 4 farklı durum için sırasıyla B, L, G ve R kesitlerine denk gelen daha önce hesaplanan eğilme momenti grafiklerinden maksimum eğilme momentleri alındı.

B noktası için;

Pistonların uyguladığı farklı yön ve doğrultular B noktasındaki kuvvet ve momentleri değiştirmediklerinden dolayı her durumda momentler birbirine eşit olur.

$$M_z = 14586,616 \text{ N.mm}$$

$$M_y = 53060,4432 \text{ N.mm}$$

$$M_{emaks} = \sqrt{14586,616^2 + 53060,4432^2} = 55028,9 \text{ N.mm}$$

L noktası için;

Pistonların uyguladığı farklı yön ve doğrultular B noktasındaki kuvvet ve momentleri değiştirmediklerinden dolayı her durumda momentler birbirine eşit olur.



$$M_z = 50773,7696 \text{ N.mm}$$

$$M_y = 132021,58 \text{ N.mm}$$

$$M_{\text{emaks}} = \sqrt{50773,7696^2 + 132021,58^2} = 141448,4827 \text{ N.mm}$$

G noktası için;

Pistonların uyguladığı farklı yön ve doğrultular sonucunda G noktasında farklı gerilme değerleri oluşur ve daha önce belirtildiği üzere G noktası için  $M_{\text{emaks}} = 251713,2016 \text{ N.mm}$  olarak alındı.

R noktası için;

Pistonların uyguladığı farklı yön ve doğrultular B noktasındaki kuvvet ve momentleri değiştirmediklerinden dolayı her durumda momentler birbirine eşit olur.

$$M_z = 38483,6676 \text{ N.mm}$$

$$M_y = 115428,976 \text{ N.mm}$$

$$M_{\text{emaks}} = \sqrt{38483,6676^2 + 115428,976^2} = 122149,581 \text{ N.mm}$$

### 2.3.2.1. B Kesiti İçin Mukavemet Kontrolü

Hesaplanan  $M_{\text{emaks}}$  ve  $M_b$  değerleri için malzemesi St52-3N olan milin mukavemet kontrolleri yapıldı.

**Tablo 12.** St52-3N çeliğinin özellikleri

Gerilmeler	Değerler
$\sigma_K$	510 MPa
$\sigma_{AK}$	355 MPa
$\sigma_{eD}$	270 MPa

Soderberg denklemleri yazılacak olursa;

$$\sigma = \sigma_0 + \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_{eD}^*} \cdot \sigma_g$$

$$\tau = \tau_0 + \frac{\tau_{AK}}{\tau_{eD}^*} \cdot \tau_g$$

Burada burulma momenti statik olduğundan dolayı  $\tau_g = 0$ ;  $\tau_0 = \frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3}$

Tam değişken zorlanmalar için;  $\sigma_{\text{maks}} = -\sigma_{\text{min}}$  'dır. Böylece;  $\sigma_o = 0$  ;  $\sigma_g = \sigma_{\text{maks}} = \frac{32.M}{\pi.d^3}$

$$M_{\text{emaks}} = 55028,9 \text{ N.mm}$$

$$M_b = 29178 \text{ N.mm}$$

$$\tau = \tau_o = \frac{16.M_b}{\pi.d^3} = \frac{16.29178}{\pi.30^3} = 5,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_g = \sigma_{\text{maks}} = \frac{32.55028,9}{\pi.30^3} = 20,8 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eD}^* = \frac{K_y.K_b}{K_\zeta} \sigma_{eD}$$

Burada;

$K_y$  yüzey faktörü olup Ek-Şekil 11'den 0,95 okundu.

$K_b$  boyut faktörü olup Ek-Tablo 11'den 0,90 okundu.

$K_\zeta$  çentik faktörü olup;

$K_\zeta = 1 + q.(K_t - 1)$  denkleminde hesaplandı.  $K_t$  teorik çentik faktörü ise  $D/d = 35/30 = 1,17$  ve  $r/d = 1,5/30 = 0,05$  değerleriyle Ek-Şekil 10'dan eğilme gerilmesi için 1,85 ve Ek-Şekil 9'dan burulma gerilmesi için 1,57 olarak okundu.  $q$  ise çentik hassasiyet faktörü olup genel imalat çelikleri için Ek-Tablo 10'dan 0,7 değeri alındı.

$$K_\zeta = 1 + 0,7.(1,85 - 1) = 1,6$$

$$K_\zeta = 1 + 0,7.(1,57 - 1) = 1,4$$

Uygu kaması yuvası için  $K_\zeta$  değeri parmak freze ile açılan kama yuvaları için 1,9 olarak alınabildiğinden hesaplar bu değere göre yapıldı.

$\sigma_{eD}$  ise sürekli mukavemet sınırı olup Tablo 19'da verilmiştir.

$$\sigma_{eD}^* = \frac{0,95.0,90}{1,9} 270 = 121,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \sigma_o + \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_{eD}^*} \cdot \sigma_g = 0 + \frac{355}{121,5} 20,8 = 60,8 \text{ N/mm}^2$$

Maksimum biçim değiştirme enerjisi varsayımına göre bileşke gerilme değeri;

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S};$$

S: Emniyet faktörü

$$\sigma_B = \sqrt{60,8^2 + 3.5,5^2} \leq \frac{355}{S}$$

$S = 5,77$  : EMNİYETLİDİR.

### 2.3.2.2. L Kesiti İçin Mukavemet Kontrolü

Hesaplanan  $M_{\text{maks}}$  ve  $M_b$  değerleri için malzemesi St52-3N olan milin mukavemet kontrolleri yapıldı.

Soderberg denklemleri yazılacak olursa;

$$\sigma = \sigma_0 + \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_{eD}^*} \cdot \sigma_g$$

$$\tau = \tau_0 + \frac{\tau_{AK}}{\tau_{eD}^*} \cdot \tau_g$$

Burada burulma momenti statik olduğundan dolayı  $\tau_g = 0$ ;  $\tau_0 = \frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3}$

Tam değişken zorlanmalar için;  $\sigma_{\text{maks}} = -\sigma_{\text{min}}$  'dır. Böylece;  $\sigma_0 = 0$ ;  $\sigma_g = \sigma_{\text{maks}} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$

$$M_{\text{maks}} = 141448,4827 \text{ N.mm}$$

$$M_b = 29178 \text{ N.mm}$$

$$\tau = \tau_0 = \frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 29178}{\pi \cdot 35^3} = 3,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_g = \sigma_{\text{maks}} = \frac{32 \cdot 141448,4827}{\pi \cdot 35^3} = 33,6 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eD}^* = \frac{K_y \cdot K_b}{K_\zeta} \sigma_{eD}$$

Burada;

$K_y$  yüzey faktörü Ek-Şekil 11'den 0,95 okundu.

$K_b$  boyut faktörü Ek-Tablo 11'den 0,88 okundu.

$K_t$  teorik çentik faktörü,  $D/d = 44/35 = 1,26$  ve  $r/d = 1,5/35 = 0,0043$  değerleriyle Ek-Şekil 10'dan eğilme gerilmesi için 2 ve Ek-Şekil 9'dan burulma gerilmesi için 1,65 olarak okundu.

$$K_\zeta = 1 + 0,7 \cdot (2 - 1) = 1,7$$

$$K_\zeta = 1 + 0,7 \cdot (1,65 - 1) = 1,5$$

$K_\zeta$  değeri yapılan hesaplar sonucu 1,7 olarak alındı.

$\sigma_{eD}$  değeri Tablo 19'dan alındı.

$$\sigma_{eD}^* = \frac{0,95 \cdot 0,88}{1,7} 270 = 132,8 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \sigma_0 + \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_{eD}^*} \cdot \sigma_g = 0 + \frac{355}{132,8} 33,6 = 89,8 \text{ N/mm}^2$$

Maksimum biçim değiştirme enerjisi varsayımına göre bileşke gerilme değeri;

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S}$$

$$\sigma_B = \sqrt{89,8^2 + 3.3,5^2} \leq \frac{355}{S}$$

S = 3,94 : EMNİYETLİDİR.

### 2.3.2.3. G Kesiti İçin Mukavemet Kontrolü

Hesaplanan  $M_{emaks}$  ve  $M_b$  değerleri için malzemesi St52-3N olan milin mukavemet kontrolleri yapıldı.

Soderberg denklemleri yazılacak olursa;

$$\sigma = \sigma_0 + \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_{eD}^*} \cdot \sigma_g$$

$$\tau = \tau_0 + \frac{\tau_{AK}}{\tau_{eD}^*} \cdot \tau_g$$

Burada burulma momenti statik olduğundan dolayı  $\tau_g = 0$ ;  $\tau_0 = \frac{16.M_b}{\pi.d^3}$

Tam değişken zorlanmalar için;  $\sigma_{maks} = -\sigma_{min}$  'dır. Böylece;  $\sigma_0 = 0$  ;  $\sigma_g = \sigma_{maks} = \frac{32.M}{\pi.d^3}$

$$M_{emaks} = 251713,2016 \text{ N.mm}$$

$$M_b = 29178 \text{ N.mm}$$

$$\tau = \tau_0 = \frac{16.M_b}{\pi.d^3} = \frac{16.29178}{\pi.44^3} = 1,74 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_g = \sigma_{maks} = \frac{32.251713,2016}{\pi.44^3} = 30,1 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eD}^* = \frac{K_y.K_b}{K_\phi} \sigma_{eD}$$

Burada;

$K_y$  yüzey faktörü Ek-Şekil 11'den 0,98 okundu.

$K_b$  boyut faktörü Ek-Tablo 11'den 0,844 okundu.

$K_\phi$  değeri milin orta kısmında çentik olmadığından dolayı 1 olarak alındı.

$\sigma_{eD}$  değeri Tablo 19'dan alındı.

$$\sigma_{eD}^* = \frac{0,98.0,844}{1} 270 = 223,3 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \sigma_0 + \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_{eD}^*} \cdot \sigma_g = 0 + \frac{355}{223,3} 30,1 = 47,9 \text{ N/mm}^2$$

Maksimum biçim değiştirme enerjisi varsayımına göre bileşke gerilme değeri;

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S}$$

$$\sigma_B = \sqrt{47,9^2 + 3.1,74^2} \leq \frac{355}{S}$$

S = 7,4 : EMNİYETLİDİR.

#### 2.3.2.4. R Kesiti İçin Mukavemet Kontrolü

Hesaplanan  $M_{emaks}$  ve  $M_b$  değerleri için malzemesi St52-3N olan milin mukavemet kontrolleri yapıldı.

Soderberg denklemleri yazılacak olursa;

$$\sigma = \sigma_0 + \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_{eD}^*} \cdot \sigma_g$$

$$\tau = \tau_0 + \frac{\tau_{AK}}{\tau_{eD}^*} \cdot \tau_g$$

Burada burulma momenti statik olduğundan dolayı  $\tau_g = 0$ ;  $\tau_0 = \frac{16.M_b}{\pi.d^3}$

Tam değişken zorlanmalar için;  $\sigma_{maks} = -\sigma_{min}$  'dır. Böylece;  $\sigma_0 = 0$  ;  $\sigma_g = \sigma_{maks} = \frac{32.M}{\pi.d^3}$

$$M_{emaks} = 122149,581 \text{ N.mm}$$

$$M_b = 29178 \text{ N.mm}$$

$$\tau = \tau_0 = \frac{16.M_b}{\pi.d^3} = \frac{16.29178}{\pi.35^3} = 3,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_g = \sigma_{maks} = \frac{32.122149,581}{\pi.35^3} = 29 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eD}^* = \frac{K_y.K_b}{K_\zeta} \sigma_{eD}$$

Burada;

$K_y$  yüzey faktörü Ek-Şekil 11'den 0,95 okundu.

$K_b$  boyut faktörü Ek-Tablo 11'den 0,88 okundu.

$K_t$  teorik çentik faktörü,  $D/d = 44/35 = 1,26$  ve  $r/d = 1,5/35 = 0,0043$  değerleriyle Ek-Şekil 10'dan eğilme gerilmesi için 2 ve Ek-Şekil 9'dan burulma gerilmesi için 1,65 olarak okundu.

$$K_\zeta = 1 + 0,7.(2 - 1) = 1,7$$

$$K_\zeta = 1 + 0,7.(1,65 - 1) = 1,5$$

$K_\zeta$  değeri yapılan hesaplar sonucu 1,7 olarak alındı.

$\sigma_{eD}$  değeri Tablo 19'dan alındı.

$$\sigma_{eD}^* = \frac{0,95 \cdot 0,88}{1,7} 270 = 132,8 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \sigma_o + \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_{eD}^*} \cdot \sigma_g = 0 + \frac{355}{132,8} 29 = 77,5 \text{ N/mm}^2$$

Maksimum biçim değiştirme enerjisi varsayımına göre bileşke gerilme değeri;

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S}$$

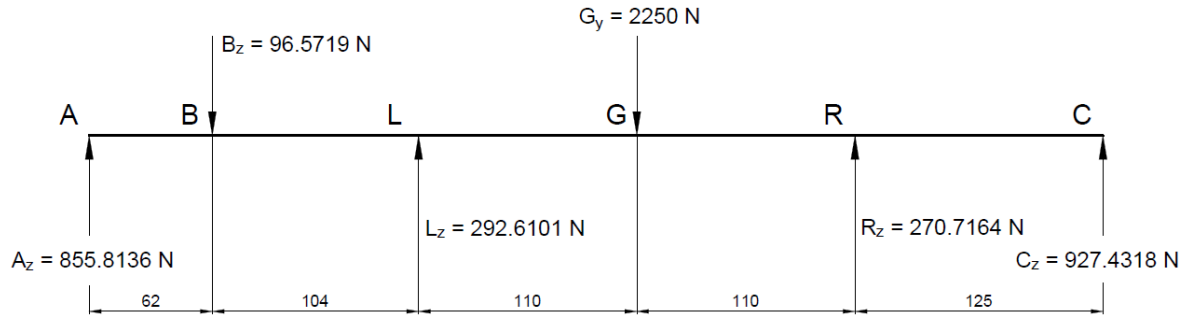
$$\sigma_B = \sqrt{77,5^2 + 3 \cdot 3,3,5^2} \leq \frac{355}{S}$$

$S = 4,57$  : EMNİYETLİDİR.

### 2.3.3. Mil şekil Değiştirme Hesabı

Miller akmaya ve kopmaya karşı mukavemetli olabilirler fakat fonksiyonlarını yerine getiremeyecek kadar deforme olabilirler. Bu deformasyonlar bazen elastik sınırı aşıp plastik deformasyon olabilirler. Bu bakımdan miller için sehim kontrolleri de önem arz etmektedir.

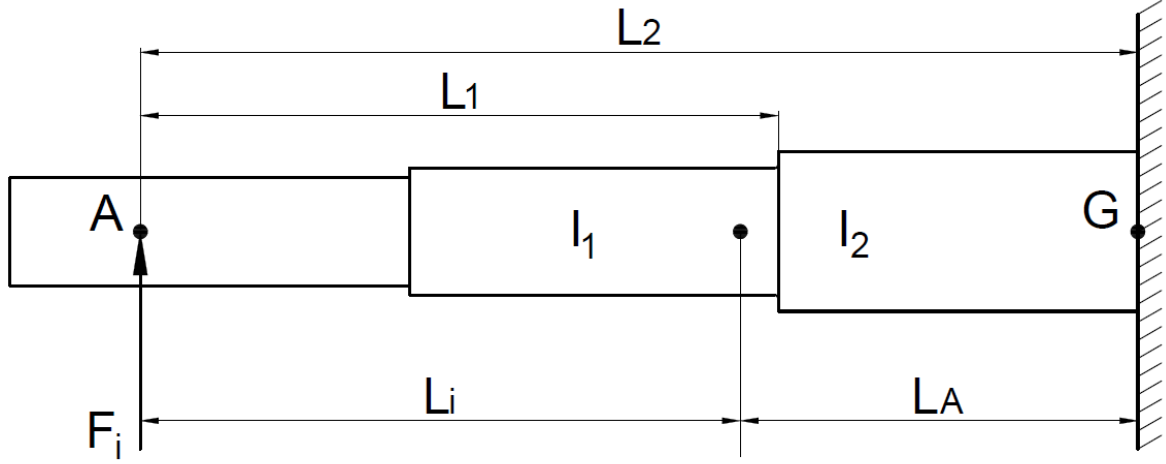
Hesaplar için kritik durum olarak G kuvvet tatbik noktasındaki maksimum eğilme momentinin olduğu pistonun arkadan vurduğu durumun x-z d¼zlemi göz önüne alındı.



şekil 20. Arkadan vurma anındaki x-z d¼zleminin serbest cisim diyagramı

### 2.3.3.1. Az Kuvvetinin Oluşturduğu Sehim

Bu bölümde  $A_z$  kuvvetinin G noktasında oluşturduğu sehim incelendi.



Şekil 21.  $A_z$  kuvveti ve parametreler

Şekilde gösterilen parametreler daha önce hesaplanan verilerden alındı.

$$\phi_{Ai} = \frac{F_i}{2 \cdot E} \left( \frac{L_1^2 - L_i^2}{I_1} + \frac{L_2^2 - L_1^2}{I_2} \right)$$

$$\delta_{Ai} = \frac{F_i}{3 \cdot E} \left( \frac{L_1^3 - L_i^3}{I_1} + \frac{L_2^3 - L_1^3}{I_2} \right) - \phi_{Ai} \cdot L_i$$

$$F_i = 855,8163 \text{ N}$$

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$L_i = 166 \text{ mm}$$

$$L_A = 110 \text{ mm}$$

$$L_1 = 176,5 \text{ mm}$$

$$L_2 = 276 \text{ mm}$$

$$I_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 35^4}{64} = 73611,76 \text{ N/mm}^4$$

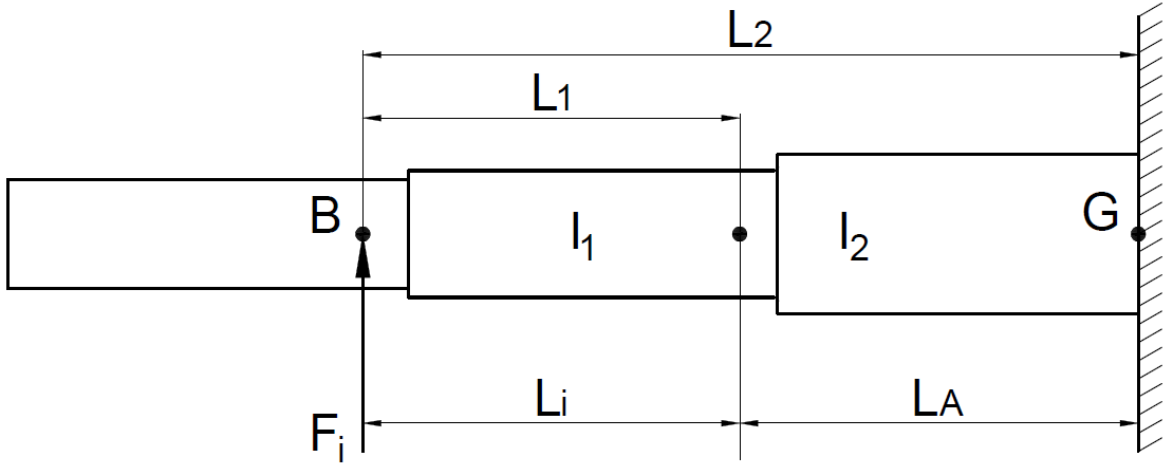
$$I_2 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 44^4}{64} = 183984,23 \text{ N/mm}^4$$

$$\phi_{Ai} = \frac{855,8136}{2 \cdot 210000} \left( \frac{176,5^2 - 166^2}{73611,76} + \frac{276^2 - 176,5^2}{183984,23} \right) = 0,000598124 \text{ rad}$$

$$\delta_{Ai} = \frac{855,8136}{3.210000} \left( \frac{176,5^3 - 166^3}{73661,76} + \frac{276^3 - 176,5^3}{183984,23} \right) - 0,000598124.166 = 0,0324 \text{ mm}$$

### 2.3.3.2. B<sub>z</sub> Kuvvetinin Oluşturduğu Şehim

Bu bölümde B<sub>z</sub> kuvvetinin G noktasında oluşturduğu şehim incelendi.



Şekil 22. B<sub>z</sub> kuvveti ve parametreler

Şekilde gösterilen parametreler daha önce hesaplanan verilerden alındı.

$$\phi_{Ai} = \frac{F_i}{2 \cdot E} \left( \frac{L_1^2 - L_i^2}{I_1} + \frac{L_2^2 - L_1^2}{I_2} \right)$$

$$\delta_{Ai} = \frac{F_i}{3 \cdot E} \left( \frac{L_1^3 - L_i^3}{I_1} + \frac{L_2^3 - L_1^3}{I_2} \right) - \phi_{Ai} \cdot L_i$$

$$F_i = 96,5719 \text{ N}$$

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$L_i = 104 \text{ mm}$$

$$L_A = 110 \text{ mm}$$

$$L_1 = 114,5 \text{ mm}$$

$$L_2 = 214 \text{ mm}$$

$$I_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 35^4}{64} = 73611,76 \text{ N/mm}^4$$

$$I_2 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 44^4}{64} = 183984,23 \text{ N/mm}^4$$

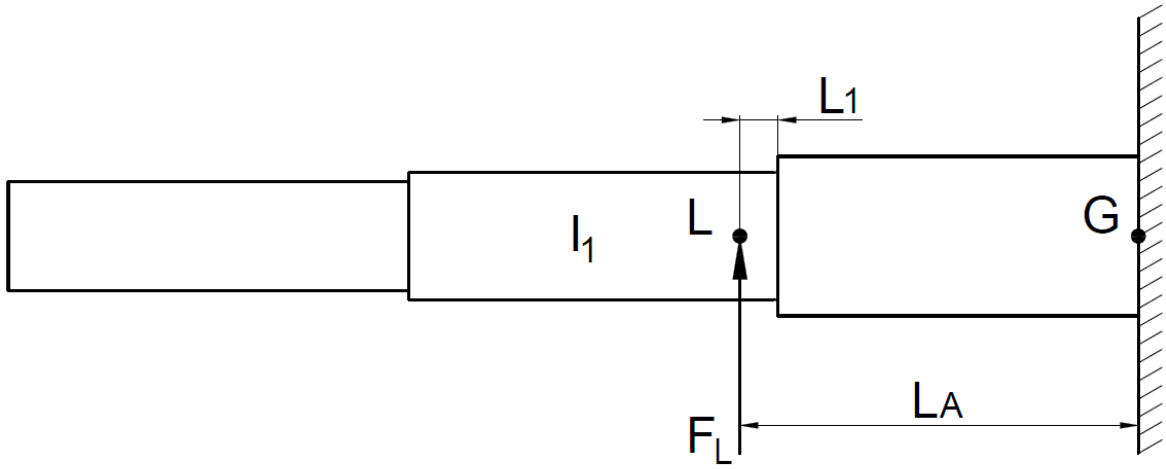


$$\phi_{Ai} = \frac{96,5719}{2.210000} \left( \frac{114,5^2 - 104^2}{73661,76} + \frac{214^2 - 114,5^2}{183984,23} \right) = 0,00004801 \text{ rad}$$

$$\delta_{Ai} = \frac{96,5719}{3.210000} \left( \frac{114,5^3 - 104^3}{73661,76} + \frac{214^3 - 114,5^3}{183984,23} \right) - 0,00004801 \cdot 104 = 0,0027 \text{ mm}$$

### 2.3.3.3. $L_z$ Kuvvetinin Oluşturduğu Şehim

Bu bölümde  $L_z$  kuvvetinin G noktasında oluşturduğu şehim incelendi.



Şekil 23.  $L_z$  kuvveti ve parametreler

Şekilde gösterilen parametreler daha önce hesaplanan verilerden alındı.

$$\phi_A = \frac{F_L}{2 \cdot E} \left( \frac{L_1^2}{I_1} \right)$$

$$\delta_A = \frac{F_L}{3 \cdot E} \left( \frac{L_1^3}{I_1} \right)$$

$$F_L = 292,6101 \text{ N}$$

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$L_A = 110 \text{ mm}$$

$$L_1 = 10,5 \text{ mm}$$

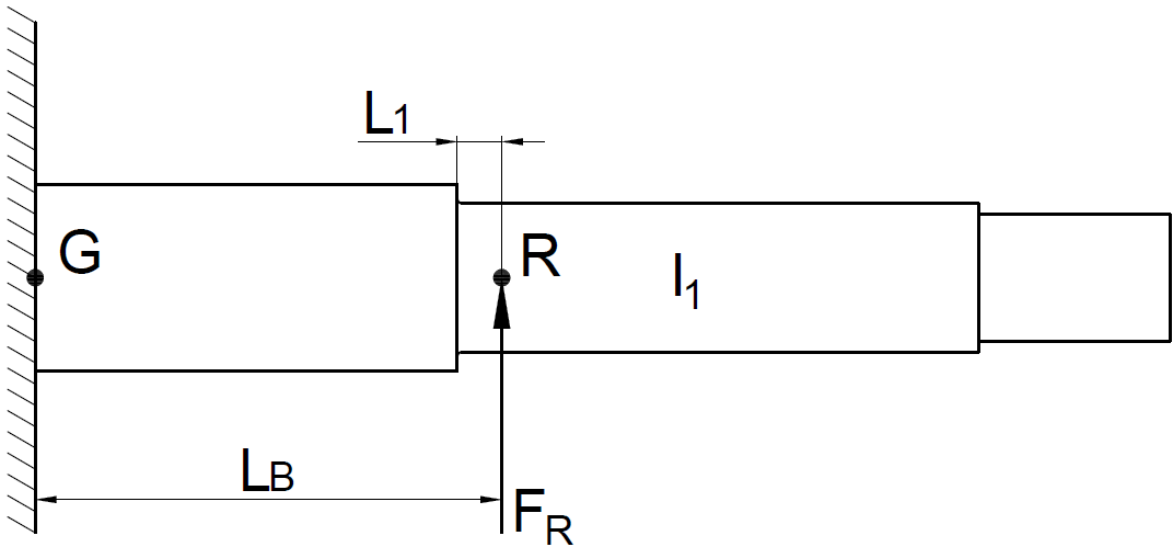
$$I_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 35^4}{64} = 73611,76 \text{ N/mm}^4$$

$$\phi_A = \frac{292,6101}{2.210000} \left( \frac{10,5^2}{73611,76} \right) = 0,000001042 \text{ rad}$$

$$\delta_A = \frac{292,6101}{3.210000} \left( \frac{10,5^3}{73611,76} \right) = 0,000007299 \text{ mm}$$

### 2.3.3.4. $R_z$ Kuvvetinin Oluşturduğu Şehim

Bu bölümde  $R_z$  kuvvetinin G noktasında oluşturduğu şehim incelendi.



Şekil 24.  $R_z$  kuvveti ve parametreler

Şekilde gösterilen parametreler daha önce hesaplanan verilerden alındı.

$$\phi_B = \frac{F_R}{2 \cdot E} \left( \frac{L_1^2}{I_1} \right)$$

$$\delta_B = \frac{F_R}{3 \cdot E} \left( \frac{L_1^3}{I_1} \right)$$

$$F_R = 270,7164 \text{ N}$$

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$L_A = 110 \text{ mm}$$

$$L_1 = 10,5 \text{ mm}$$

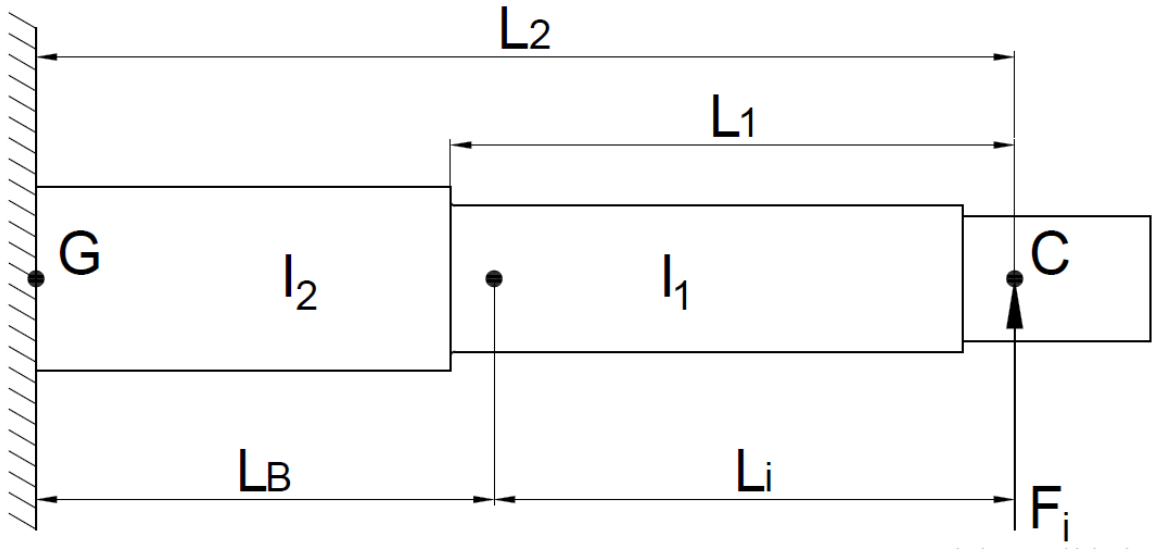
$$I_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 35^4}{64} = 73611,76 \text{ N/mm}^4$$

$$\phi_B = \frac{270,7164}{2.210000} \left( \frac{10,5^2}{73611,76} \right) = 0,000000964 \text{ rad}$$

$$\delta_B = \frac{270,7164}{3.210000} \left( \frac{10,5^3}{73611,76} \right) = 0,000006753 \text{ mm}$$

### 2.3.3.5. $C_z$ Kuvvetinin Oluşturduğu Şehim

Bu bölümde  $C_z$  kuvvetinin G noktasında oluşturduğu şehim incelendi.



Şekil 25.  $C_z$  kuvveti ve parametreler

Şekilde gösterilen parametreler daha önce hesaplanan verilerden alındı.

$$\phi_{Bi} = \frac{F_i}{2 \cdot E} \left( \frac{L_1^2 - L_i^2}{I_1} + \frac{L_2^2 - L_1^2}{I_2} \right)$$

$$\delta_{Bi} = \frac{F_i}{3 \cdot E} \left( \frac{L_1^3 - L_i^3}{I_1} + \frac{L_2^3 - L_1^3}{I_2} \right) - \phi_{Bi} \cdot L_i$$

$$F_i = 927,4318 \text{ N}$$

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$L_i = 125 \text{ mm}$$

$$L_B = 110 \text{ mm}$$

$$L_1 = 135,5 \text{ mm}$$

$$L_2 = 235 \text{ mm}$$

$$I_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 35^4}{64} = 73611,76 \text{ N/mm}^4$$

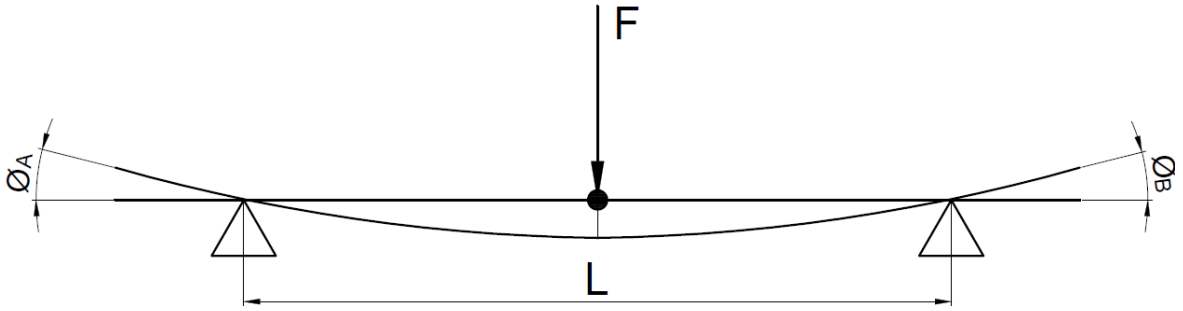
$$I_2 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 44^4}{64} = 183984,23 \text{ N/mm}^4$$

$$\phi_{Bi} = \frac{927,4318}{2.210000} \left( \frac{135,5^2 - 125^2}{73661,76} + \frac{235^2 - 135,5^2}{183984,23} \right) = 0,000524444 \text{ rad}$$

$$\delta_{Bi} = \frac{927,4318}{3.210000} \left( \frac{135,5^3 - 125^3}{73661,76} + \frac{235^3 - 135,5^3}{183984,23} \right) - 0,000524444 \cdot 125 = 0,0291 \text{ mm}$$

### 2.3.3.6. G Kuvvetinin Oluşturduğu Sehim

Bu bölümde G kuvvetinin G noktasında ve yataklarda oluşturduğu sehim incelendi.



Şekil 26. Piston kuvveti ve parametreler

Şekilde gösterilen parametreler daha önce hesaplanan verilerden alındı.

$$\phi_A = \phi_B = \frac{F \cdot L^2}{16 \cdot E \cdot I}$$

$$\delta = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

$$F_i = 2250 \text{ N}$$

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$L = 220 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 44^4}{64} = 183984,23 \text{ N/mm}^4$$

$$\phi_A = \phi_B = \frac{2250 \cdot 220^2}{16 \cdot 210000 \cdot 183984,23} = 0,00017616 \text{ rad}$$

$$\delta_G = \frac{2250.220^3}{48.210000.183984,23} = 0,01291842 \text{ mm}$$

### 2.3.3.7. G-Noktası İçin Toplam Sehim

Bu bölümde G noktasında oluşan toplam sehim hesaplandı ve kontrolü yapıldı.

A yatağında oluşan çökme ve eğim açısı

$A_z$  kuvvetinden dolayı;

$$\delta_A = 0,0324 \text{ mm}$$

$$\varphi_A = 0,000598124 \text{ rad}$$

$B_z$  kuvvetinden dolayı;

$$\delta_A = 0,0027 \text{ mm}$$

$$\varphi_A = 0,00004801 \text{ rad}$$

$L_z$  kuvvetinden dolayı;

$$\delta_A = 0,00007299 \text{ mm}$$

$$\varphi_A = 0,000001042 \text{ rad}$$

G kuvvetinden dolayı;

$$\varphi_A = 0,00017616 \text{ rad}$$

$$\delta_{AT} = 0,0324 - 0,0027 - 0,00007299 = 0,029693 \text{ mm}$$

$$\varphi_{AT} = 0,000598124 - 0,00004801 + 0,000001042 + 0,00017616 = 0,000727316 \text{ rad}$$

$$\varphi_{AT} = 0,000727316 \text{ rad} \leq \varphi_{em} = 0,001 : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

B yatağında oluşan çökme ve eğim açısı

$R_z$  kuvvetinden dolayı;

$$\delta_B = 0,000006753 \text{ mm}$$

$$\varphi_B = 0,000000964 \text{ rad}$$

$C_z$  kuvvetinden dolayı;

$$\delta_B = 0,0296 \text{ mm}$$

$$\varphi_B = 0,000524444 \text{ rad}$$

G kuvvetinden dolayı;

$$\varphi_B = 0,00017616 \text{ rad}$$

$$\delta_{BT} = 0,000006753 + 0,0296 = 0,029607 \text{ mm}$$

$$\varphi_{BT} = 0,000000964 + 0,000524444 + 0,00017616 = 0,00070024 \text{ rad}$$

$$\varphi_{BT} = 0,00070024 \text{ rad} \leq \varphi_{em} = 0,001 : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

Kuvvetin tatbik noktasındaki sehim için,

$$\delta_{GT} = \delta_A + (\delta_B - \delta_A) \cdot \frac{L_A}{L} + \delta_G$$

denklemini kullanılarak;

$$\delta = 0,029693 + (0,029607 - 0,029693) \cdot \frac{110}{220} + 0,01291842 = 0,04256842 \text{ mm}$$

$$\delta = 0,04256842 \leq \delta_{em} = 0,0005 \cdot L = 0,0005 \cdot 220 = 0,11 : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

## 2.4. Rulman Hesapları

Rulmanlı yataklarda, destekleyen eleman ile desteklenen eleman arasındaki hareket yuvarlanma hareketidir. Bu, söz konusu elemanlar arasına konan bilye veya makara şeklindeki elemanlar ile sağlanır. Bunlara ise yuvarlanma elemanı denmektedir.

Radyal rulmanlı yataklar esas itibarıyla radyal doğrultudaki kuvvetleri karşılarlar. Fakat sönümlenme kabiliyetleri kaymalı yataklara göre daha azdır. Bu sebeple darbeli yüklere karşı çok duyarlıdırlar ve yüksek devirlerde ömürleri oldukça azalır.

### 2.4.1. Rulmanlı Yatak Hesabı

Yuvarlanma elemanı masura şeklinde olan rulmanlara oynak makaralı rulman denmektedir. Dış bileziğin iç yüzeyi yuvarlanma elemanını tam saracak şekilde küreseldir. Açısal düzgünlükleri belirli bir değere kadar karşılayabilirler ve benzer bir şekilde karşılıklı yatak eksenlerinin radyal kaçıklığını da bir ölçüye kadar dengeleyebilirler. Temas

alanının nispeten büyük olmasından dolayı diğer tip rulmanlara göre daha fazla radyal yük taşıma kabiliyetine sahiptirler.

#### 2.4.1.1. R Rulmanı Hesabı

R Rulmanı için;

n 1800 dev/dk

$F_{rmax}$  1995,3 N (2. Durum: Piston önden vururken)

$F_a$  0 N

$L_h$  20000 saat (Ek-Tablo 9'dan) seçildi

$$F = x.F_r + y.F_a$$

$$F = 1.1995,3 + 0 = 1995,3 \text{ N}$$

$$L = \frac{60.n.L_h}{10^6} = \left[ \frac{C}{P} \right]^p$$

Burada;

n dev/dk

$L_h$  Çalışma Saati

C Dinamik Yük Sayısı

F Dinamik Eşdeğer Yük

P Makaralı Yataklar İçin 10/3

$$L = \frac{60.1800.20000}{10^6} = 2160$$

$$L = 2160 = \left[ \frac{C}{1995,3} \right]^{10/3}$$

$$C = (2160^{10/3}).1995,3 = 19968,4 \text{ N}$$

Bu hesaplamayla NKS rulman kataloğundan 21307CDE4 silindirik delikli çift sıralı silindirik oynak makaralı rulman seçildi.

**Tablo 13.** Seçilen rulmanın özellikleri

Parametreler	Değerler
$C_r$	71500 N
$C_{ort}$	76000 N
$d$	35 mm
$d_{amin}$	44 mm
$d_{amaks}$	47 mm
$D$	80 mm
$D_{amin}$	67 mm
$D_{amaks}$	71 mm
$B$	21 mm
$r_{min}$	1,5 mm
$r_{amaks}$	1,5 mm

Yaklaşık 0,53 kg olan oynak makaralı rulmanın katalogdaki  $n_m$  değeri 4000 dev/dk olduğundan dolayı gres yağı ile yağlama yeterli olur.

#### 2.4.1.2. L Rulmanı Hesabı

L Rulmanı için;

$n$  1800 dev/dk

$F_{rmaks}$  1998,6 N (Durum 2: Piston önden vururken)

$F_a$  0 N

$L_h$  20000 saat (Ek-Tablo 9'dan) seçildi

$$L = \frac{60.1800.20000}{10^6} = 2160$$

$$L = 2160 = \left[ \frac{C}{1998,6} \right]^{10/3}$$



$$C = (2160^{10/3}).1998,6 = 20001,5 \text{ N}$$

Bu hesaplamayla birlikte bir önceki hesaplar sonucu seçilen rulman kullanılmıştır.

**Tablo 14.** Rulmanların yağlanması

Devir Sayısı Oranı	Yuvaya Doldurma Miktarı
$n/n_{gf} < 0,2$	Tamamen
$n/n_{gf} \geq 0,2$	%60

$$\frac{1800}{4000} = 0,45 > 0,2 \text{ olduğundan \%60 yağ ile doldurulur.}$$

#### 2.4.2. Rulman-Mil Sıkı Geçme

Rulmanlar, mil üzerinde ve yuva içinde radyal, aksenel ve çevresel olarak sabitlenmelidirler. Radyal ve çevresel sabitleme rulman bileziklerinin sıkı geçmesi ile sağlanır. Rulmanların aksenel sabitlenmesi ise somunlar, yuva ve mil kapakları veya segmanlar yardımı ile olur.

Rulmanın iç bileziği ile mil ve dış bileziği ile bunun geçtiği yuva arasındaki geçme sıklığı, rulmanların sağlıklı bir şekilde çalışması için son derece önemlidir. Zira, takıldıktan sonra rulmanın normal bir şekilde çalışması için kalması gereken boşluk sıklığının derecesine bağlıdır. Geçmelere çok sıkı seçilir ise iç bilezik fazlası ile büyür, dış bilezik ise aynı derecede küçülür. Böylece yataktaki boşluk tamamen ortadan kalkabilir, kasıntı oluşur ve rulman kısa sürede işe yaramaz hale gelir. Geçmelerin gereğinden az sıkı seçilmesi ise, iç bilezik ile mil arasında fretting adı verilen ve mili tahrip eden bir korozyon aşınmasına yol açar. Bu balımdan sıklığın gerektiği kadar olması icap eder.

##### 2.4.2.1. Sıkı Geçme Emniyet Hesabı

Tasarlanan sistemde rulmanlar mile sıkı geçirildi. Burada hesap, L ve R kesitlerindeki rulmanlar kritik durum (önden vurma anı) göz önünde bulundurularak yapıldı. Buradaki değerler daha önce hesapları yapılan moment ve kuvvetlerden alındı. Rulmanlara gelen döndürme momenti eşit olduğundan dolayı yapılan hesap her iki durum içinde aynı olarak kabul edildi.

$$M_s = k.M_b$$

$$M_b = 29178 \text{ N.mm}$$

$$F_n = \pi.d.l.p$$

$$M_s = \mu.F_n \frac{d}{2} = \mu.\pi.\frac{d^2}{2}.l.p \geq k.M_b$$

$\mu$ , çevresel yöndeki sürtünme katsayısı olup Ek-Tablo 8'den 0,15 olarak alındı.

$k$ , moment iletimindeki emniyet katsayısı olup Ek-Tablo 12'den orta darbeli işletmeler için 1,5 olarak alındı.

$$M_s = 0,15.\pi.\frac{35^2}{2}.21.p \geq 1,5.29178$$

$$p_{\min} = 7,22 \text{ N/mm}^2$$

$$\delta = p.d.\left[\frac{1}{E_G}\left(\frac{1+c_G^2}{1-c_G^2}+v_G\right)+\frac{1}{E_M}\left(\frac{1+c_M^2}{1-c_M^2}-v_M\right)\right]$$

$\delta$  : Teorik sıkılık

$\Delta\delta$  : Pürüzlerin ezilme payı

$\Delta d$  : Hakiki sıkılık

$v_G$  ve  $v_M$  sırasıyla rulman ve mil için poisson oranı olup 0,3 olarak alındı.

$$E_G = E_M = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$c_M = \frac{d_{Mi}}{D}$$

$$c_G = \frac{d}{D_G}$$

Burada  $c_M$  ve  $c_G$  mil ve göbek için çap oranları olmakla beraber;

$$c_M = \frac{0}{35} = 0$$

$$c_G = \frac{35}{80} = 0,44$$

olarak hesaplandı.

$$\delta = 7,22.35.\left[\frac{1}{210000}\left(\frac{1+0,44^2}{1-0,44^2}+0,3\right)+\frac{1}{210000}\left(\frac{1+0^2}{1-0^2}-0,3\right)\right]$$

$$\delta = 2,98.10^{-3} \text{ mm} \approx 3 \mu\text{m}$$

$$\Delta\delta = 2.(0,6.R_{tR} + 0,6.R_{tM}) = 1,2.(R_{tR} + R_{tM})$$

NKS rulman kataloğundan  $R_{aR}$  değeri  $1,6 \mu\text{m}$  ve  $R_{tM}$  değeri  $0,8 \mu\text{m}$  olarak alındı.

$R_t \approx 5.R_a$  bağıntısından;

$$R_{tM} = 5.R_{aM} = 5.0,8 = 4 \mu\text{m}$$

$$R_{tR} = 5.R_{aR} = 5.1,6 = 8 \mu\text{m}$$

olarak hesaplandı.

$$\Delta\delta = 1,2.(R_{tR} + R_{tM})$$

$$\Delta\delta = 1,2.(8+4) = 14,4 \approx 15 \mu\text{m}$$

$$\Delta d_{\min} = \delta + \Delta\delta$$

$$\Delta d_{\min} = 3 + 15 = 18 \mu\text{m}$$

ISO 286-2 tolerans tablosundan rulman için K7,  $35_{-18}^{+7}$  ve mil için r6,  $35_{+34}^{+50}$  olarak okundu ve bu değerler için emniyet hesapları yapıldı.

Minimum sıklık değeri  $34-7 = 27 > 18$  olduğundan sıklık sağlanır. Buradan;

$$\Delta d_{\max} = S_b = 50 - (-18) = 68 \mu\text{m}$$

$$\delta_{\text{gerçek}} = S_b - \Delta\delta = 68 - 15 = 53 \mu\text{m}$$

$P_{\min} = 7,22$  değeri için  $\delta = 3 \mu\text{m}$  ve  $\delta_{\text{gerçek}} = 53 \mu\text{m}$  ise buradan;

$$\frac{7,22}{3} = \frac{P_{\max}}{53} \text{ denkleminde}$$

$$P_{\max} = 127,6 \text{ N/mm}^2$$

olarak hesaplanır.

DIN standartlardan rulman malzemesi 100Cr6 için  $\sigma_{AK} = 740 \text{ MPa}$  ve mil malzemesi St52-3N için  $\sigma_{AK} = 355 \text{ MPa}$  olarak okundu.

$$\sigma_R = p \frac{\sqrt{3+c_G^4}}{1-c_G^2} \leq \sigma_{emR} = \frac{\sigma_{AKR}}{S} = \frac{740}{1,3} = 569,2 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_M = p \frac{2}{1-c_M^2} \leq \sigma_{emM} = \frac{\sigma_{AKM}}{S} = \frac{355}{1,3} = 273,1 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{emR} = \frac{\sigma_{emR}(1-c_G^2)}{\sqrt{3+c_G^4}} = \frac{569,2.(1-0,44^2)}{\sqrt{3+0,44^4}} = 263,4 \text{ N/mm}^2 \geq P_{\max} = 127,6 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{emM} = \frac{\sigma_{emM}(1-c_M^2)}{2} = \frac{273,1.(1-0^2)}{2} = 136,6 \text{ N/mm}^2 \geq P_{\max} = 127,6 \text{ N/mm}^2$$

SEÇİLEN TOLERANS ÇİFTİ UYGUNDUR.

### 2.4.2.2. Presleme kuvveti

Rulmanları mile sıkı geçirmek için belirli bir minimum seviyede kuvvet uygulanması gerekmektedir.

$$F_0 \geq \mu_0 \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p$$

$\mu_0$  sürtünme katsayısının değeri Ek-Tablo 13'den alındı.

$$F_0 \geq 0,15 \cdot \pi \cdot 35 \cdot 21 \cdot 7,22 = 2500 \text{ N}$$

### 2.5. Kayış-Kasnak Ek Hesapları

Mutat Boyutların Hesapları

$$\text{Göbek uzunluğu} \quad l_g \approx (1,2 \sim 1,5) \cdot d_m$$

$$\text{Silindirik kasnağın uzunluğu} \quad k = 0,005 \cdot d + 2 \text{ mm}$$

$$\text{Bombeli kasnağın kalınlığı} \quad k = 0,00533 \cdot d + 3 \text{ mm}$$

$$\text{Göbek kalınlığı} \quad w = 0,4 \cdot d_m + 10 \text{ mm}$$

1- Numaralı Kasnak

$d_m = 38 \text{ mm}$  ve  $d = 200 \text{ mm}$  olmak üzere;

$$\text{Göbek uzunluğu} \quad l_g \approx 1,4 \cdot d_m = 1,4 \cdot 38 = 53,2 \text{ mm}$$

$$\text{Silindirik kasnağın uzunluğu} \quad k = 0,005 \cdot d + 2 \text{ mm} = 0,005 \cdot 200 + 2 = 3 \text{ mm}$$

$$\text{Göbek kalınlığı} \quad w = 0,4 \cdot d_m + 10 \text{ mm} = 0,4 \cdot 38 + 10 = 25,2 \text{ mm}$$

2- Numaralı Kasnak

$d_m = 30 \text{ mm}$  ve  $d = 180 \text{ mm}$  olmak üzere;

$$\text{Göbek uzunluğu} \quad l_g \approx 1,4 \cdot d_m = 1,4 \cdot 30 = 42 \text{ mm}$$

$$\text{Bombeli kasnağın uzunluğu} \quad k = 0,00533 \cdot d + 3 \text{ mm} = 0,00533 \cdot 180 + 3 = 3,9594 \text{ mm}$$

$$\text{Göbek kalınlığı} \quad w = 0,4 \cdot d_m + 10 \text{ mm} = 0,4 \cdot 30 + 10 = 22 \text{ mm}$$

3- Numaralı Kasnak

$d_m = 30 \text{ mm}$  ve  $d = 80 \text{ mm}$  olmak üzere;

$$\text{Göbek uzunluğu} \quad l_g \approx 1,4 \cdot d_m = 1,4 \cdot 30 = 42 \text{ mm}$$

Silindirik kasnağın uzunluğu  $k = 0,005.d + 2 \text{ mm} = 0,005.80 + 2 = 2,4 \text{ mm}$

Göbek kalınlığı  $w = 0,4.d_m + 10 \text{ mm} = 0,4.30 + 10 = 22 \text{ mm}$

#### 4- Numaralı Kasnak

$d_m = 12,7 \text{ mm}$  ve  $d = 160 \text{ mm}$  olmak üzere;

Göbek uzunluğu  $l_g \approx 1,4.d_m = 1,4.12,7 = 17,78 \text{ mm}$

Bombeli kasnağın uzunluğu  $k = 0,00533.d + 3 \text{ mm} = 0,00533.160 + 3 = 3,8528 \text{ mm}$

Göbek kalınlığı  $w = 0,4.d_m + 10 \text{ mm} = 0,4.12,7 + 10 = 15,08 \text{ mm}$

#### 5- Numaralı Kasnak

$d_m = 30 \text{ mm}$  ve  $d = 180 \text{ mm}$  olmak üzere;

Göbek uzunluğu  $l_g \approx 1,4.d_m = 1,4.30 = 42 \text{ mm}$

Silindirik kasnağın uzunluğu  $k = 0,005.d + 2 \text{ mm} = 0,005.180 + 2 = 2,9 \text{ mm}$

Göbek kalınlığı  $w = 0,4.d_m + 10 \text{ mm} = 0,4.30 + 10 = 22 \text{ mm}$

#### 6- Numaralı Kasnak

$d_m = 32 \text{ mm}$  ve  $d = 280 \text{ mm}$  olmak üzere;

Göbek uzunluğu  $l_g \approx 1,4.d_m = 1,4.32 = 44,8 \text{ mm}$

Bombeli kasnağın uzunluğu  $k = 0,00533.d + 3 \text{ mm} = 0,00533.280 + 3 = 4,4924 \text{ mm}$

Göbek kalınlığı  $w = 0,4.d_m + 10 \text{ mm} = 0,4.32 + 10 = 22,8 \text{ mm}$

## 2.6. Kama Hesapları

Uygu kaması hesaplarına önce göbek-uygu kaması malzemelerinin seçimi ile başlandı. Burada göbek malzemesi olarak GG20 lamel grafitli dökme demir, uygu kaması için ise St42 alındı. Mil malzemesi daha önce mil hesabı bölümünde belirtildiği gibi St52-3N kabul edildi. GG20 malzemesinin kopma dayanımı DIN EN 1561 standartlarına göre  $\sigma_K = 200 \text{ N/mm}^2$ , St42 malzemesi için DIN EN 10 025 standartlarında göre  $\sigma_K = 390 \text{ N/mm}^2$  ve  $\sigma_{AK} = 290 \text{ N/mm}^2$ , St52-3N malzemesi için  $\sigma_{AK} = 355 \text{ N/mm}^2$  alındı. Hesaplarda mil çapı ( $d = 30 \text{ mm}$ ) için Ek-Tablo 14'ten  $8 \times 7 \times 20$  ve  $l_1 = 28 \text{ mm}$  boyutlarında A tipi uygu kaması alındı. Bu kama için  $t_1 = 4 \text{ mm}$  ve  $t_2 = 3,3 \text{ mm}$  olarak alındı. Uygu kamasının göbek malzemesinin ve milin gelen kuvvetleri karşılayıp karşılamadığı sistem

mili üzerinde bulunan üç farklı kasnak sistemi için de hesaplandı. Emniyet katsayısı tüm hesaplarda 3 olarak kabul edildi.

### 2.6.1. Mili Döndüren Kasnağın Kama Hesabı

Burada hesaba başlanmadan önce mili döndüren kasnaktaki burulmadan uygu kaması üzerine gelen  $F_t$  hesaplandı.

$$(M_b)_M = (M_b)_2 \rightarrow (F_t)_M \cdot \frac{d_M}{2} = (F_t)_2 \cdot \frac{d_2}{2} \rightarrow (F_t)_M \cdot \frac{30}{2} = 324,2 \cdot \frac{180}{2}$$

$$(F_t)_M = F_t = 1945,2 \text{ N}$$

#### • Uygu Kaması – Göbek İçin Hesap

Burada yapılan hesapta göbek malzemesinin mekanik özelliklerinin daha zayıf olmasından dolayı hesap göbek malzemesine göre yapıldı.

$$P_1 = \frac{F_t}{(h-t_1)lkz} \leq P_{1em}$$

$$P_1 = \frac{1945,2}{(7-4).20.1.1} \leq \frac{\sigma_K}{S} = \frac{200}{3}$$

$$32,4 \text{ N/mm}^2 \leq 66,7 \text{ N/mm}^2 : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

#### • Uygu Kaması – Mil İçin Hesap

Burada yapılan hesapta uygu kaması malzemesinin mekanik özelliklerinin daha zayıf olmasından dolayı hesap uygu kaması malzemesine göre yapıldı.

$$P_2 = \frac{F_t}{t_1lkz} \leq P_{2em}$$

$$P_2 = \frac{1945,2}{4.20.1.1} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S} = \frac{290}{3}$$

$$24,3 \text{ N/mm}^2 \leq 96,7 \text{ N/mm}^2 : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

#### • Uygu Kamasının Kesilme Durumu İçin Hesap

Uygu kaması üzerine gelen kuvvetten dolayı kesilmeye zorlanmaktadır.

$$\tau = \frac{F_t}{l.b.z.k} \leq \tau_{em} = K_b \cdot \frac{\tau_{AK}}{S}$$

Boyut faktörü için Ek-Tablo 11'den  $K_b = 0,90$  alındı. Maksimum biçim değiştirme enerjisi varsayımına göre  $\tau_{AK} = 0,577 \cdot \sigma_{AK}$  bağıntısından hesaplandı.

$$\tau_{AK} = 0,577 \cdot 290 = 167,3 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{em} = 0,90 \frac{167,3}{3} = 50,2 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{1945,2}{20.8.1.1} = 12,2 \text{ N/mm}^2$$

$$12,2 \text{ N/mm}^2 \leq 49,1 \text{ N/mm}^2 : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

## 2.6.2. Yatak Yağlama Pompasını Tahrik Eden Kasnağın Kama Hesabı

Burada hesaba başlanmadan önce yatak yağlama pompasını tahrik eden kasnaktaki burulmadan uygu kaması üzerine gelen  $F_t$  hesaplandı.

$$(M_b)_M = (M_b)_3 \rightarrow (F_t)_M \cdot \frac{d_M}{2} = (F_t)_3 \cdot \frac{d_3}{2} \rightarrow (F_t)_M \cdot \frac{30}{2} = 49,07 \cdot \frac{80}{2}$$

$$(F_t)_M = F_t = 130,9 \text{ N}$$

### • Uygu Kaması – Göbek İçin Hesap

Burada yapılan hesapta göbek malzemesinin mekanik özelliklerinin daha zayıf olmasından dolayı hesap göbek malzemesine göre yapıldı.

$$P_1 = \frac{F_t}{(h-t_1)lkz} \leq P_{1em}$$

$$P_1 = \frac{130,9}{(7-4).20.1.1} \leq \frac{\sigma_K}{S} = \frac{200}{3}$$

$$2,2 \text{ N/mm}^2 \leq 66,7 \text{ N/mm}^2 : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

### • Uygu Kaması – Mil İçin Hesap

Burada yapılan hesapta uygu kaması malzemesinin mekanik özelliklerinin daha zayıf olmasından dolayı hesap uygu kaması malzemesine göre yapıldı.

$$P_2 = \frac{F_t}{t_1lkz} \leq P_{2em}$$

$$P_2 = \frac{130,9}{4.20.1.1} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S} = \frac{290}{3}$$

$$1,64 \text{ N/mm}^2 \leq 96,7 \text{ N/mm}^2 : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

### • Uygu Kamasının Kesilme Durumu İçin Hesap

Uygu kaması üzerine gelen kuvvetten dolayı kesilmeye zorlanmaktadır.

$$\tau = \frac{F_t}{l.b.z.k} \leq \tau_{em} = K_b \cdot \frac{\tau_{AK}}{S}$$

Boyut faktörü için Ek-Tablo 11'den  $K_b = 0,90$  alındı. Maksimum biçim değiştirme enerjisi varsayımına göre  $\tau_{AK} = 0,577 \cdot \sigma_{AK}$  bağıntısından hesaplandı.

$$\tau_{AK} = 0,577 \cdot 290 = 167,3 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{em} = 0,90 \frac{167,3}{3} = 50,2 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{130,9}{20 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 1} = 0,82 \text{ N/mm}^2$$

$$0,82 \text{ N/mm}^2 \leq 49,1 \text{ N/mm}^2 : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

### 2.6.3. Hidrolik Piston Pompasını Tahrik Eden Kasnağın Kama Hesabı

Burada hesaba başlanmadan önce hidrolik piston pompasını tahrik eden kasnaktaki burulmadan uygu kaması üzerine gelen  $F_t$  hesaplandı.

$$(M_b)_M = (M_b)_5 \rightarrow (F_t)_M \cdot \frac{d_M}{2} = (F_t)_5 \cdot \frac{d_5}{2} \rightarrow (F_t)_M \cdot \frac{30}{2} = 294,72 \cdot \frac{180}{2}$$

$$(F_t)_M = F_t = 1768,3 \text{ N}$$

#### • Uygu Kaması – Göbek İçin Hesap

Burada yapılan hesapta göbek malzemesinin mekanik özelliklerinin daha zayıf olmasından dolayı hesap göbek malzemesine göre yapıldı.

$$P_1 = \frac{F_t}{(h-t_1)lkz} \leq P_{1em}$$

$$P_1 = \frac{1768,3}{(7-4) \cdot 20 \cdot 1 \cdot 1} \leq \frac{\sigma_K}{S} = \frac{200}{3}$$

$$29,5 \text{ N/mm}^2 \leq 66,7 \text{ N/mm}^2 : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

#### • Uygu Kaması – Mil İçin Hesap

Burada yapılan hesapta uygu kaması malzemesinin mekanik özelliklerinin daha zayıf olmasından dolayı hesap uygu kaması malzemesine göre yapıldı.

$$P_2 = \frac{F_t}{t_1 lkz} \leq P_{2em}$$

$$P_2 = \frac{1768,3}{4 \cdot 20 \cdot 1 \cdot 1} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S} = \frac{290}{3}$$

$$22,1 \text{ N/mm}^2 \leq 96,7 \text{ N/mm}^2 : \text{EMNİYETLİDİR.}$$

#### • Uygu Kamasının Kesilme Durumu İçin Hesap

Uygu kaması üzerine gelen kuvvetten dolayı kesilmeye zorlanmaktadır.

$$\tau = \frac{F_t}{l \cdot b \cdot z \cdot k} \leq \tau_{em} = K_b \cdot \frac{\tau_{AK}}{S}$$



Boyut faktörü için Ek-Tablo 11'den  $K_b = 0,90$  alındı. Maksimum biçim değiştirme enerjisi varsayımına göre  $\tau_{AK} = 0,577 \cdot \sigma_{AK}$  bağıntısından hesaplandı.

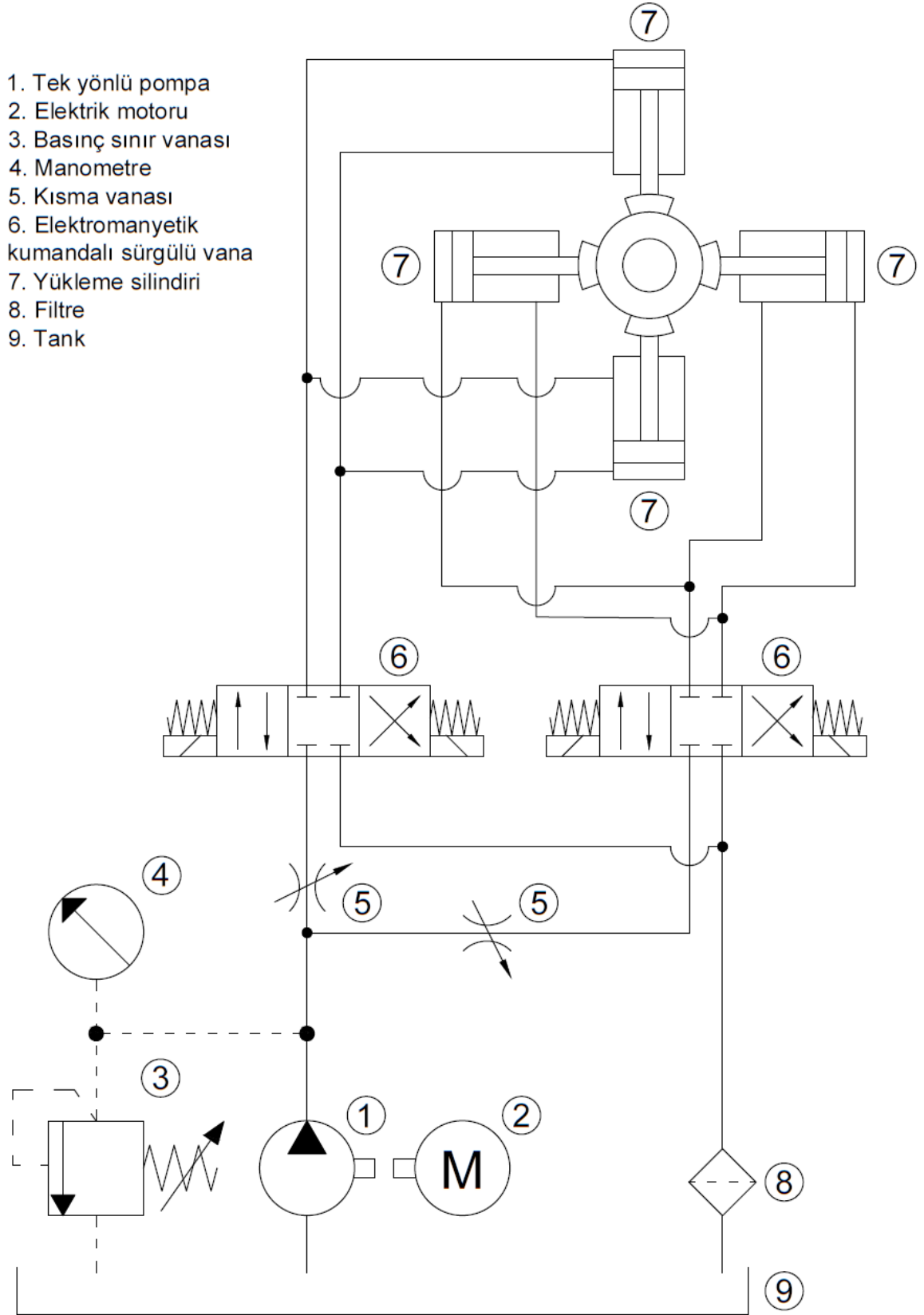
$$\tau_{AK} = 0,577 \cdot 290 = 167,3 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{em} = 0,90 \frac{167,3}{3} = 50,2 \text{ N/mm}^2$$

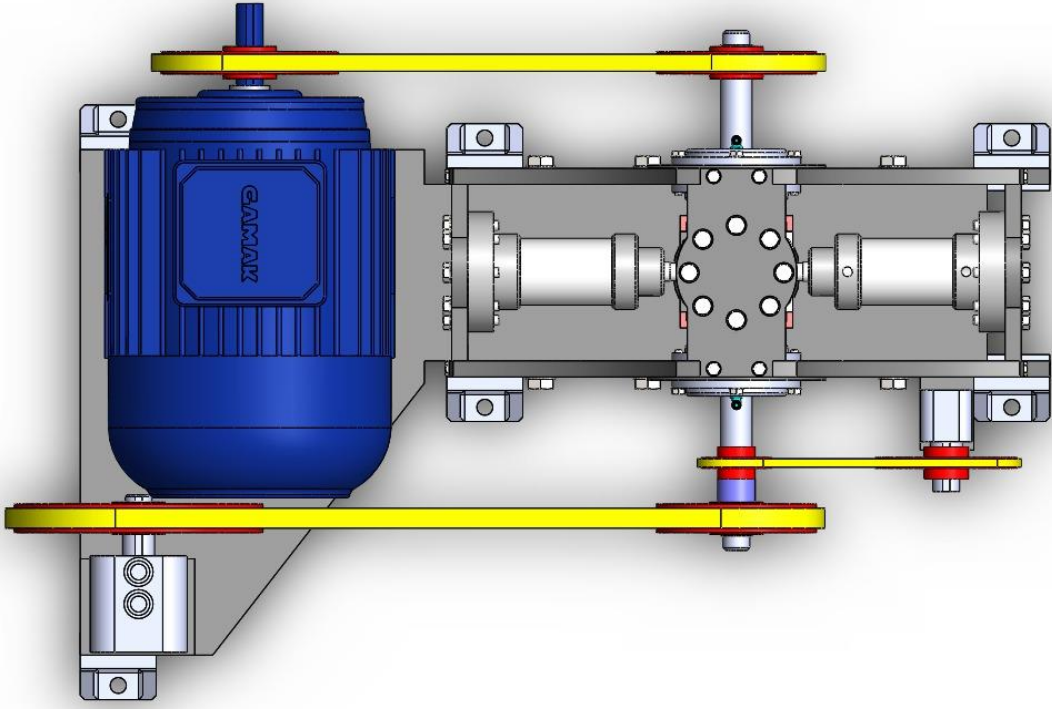
$$\tau = \frac{1768,3}{20.8.1.1} = 6,9 \text{ N/mm}^2$$

$6,9 \text{ N/mm}^2 \leq 50,2 \text{ N/mm}^2$  : EMNİYETLİDİR.

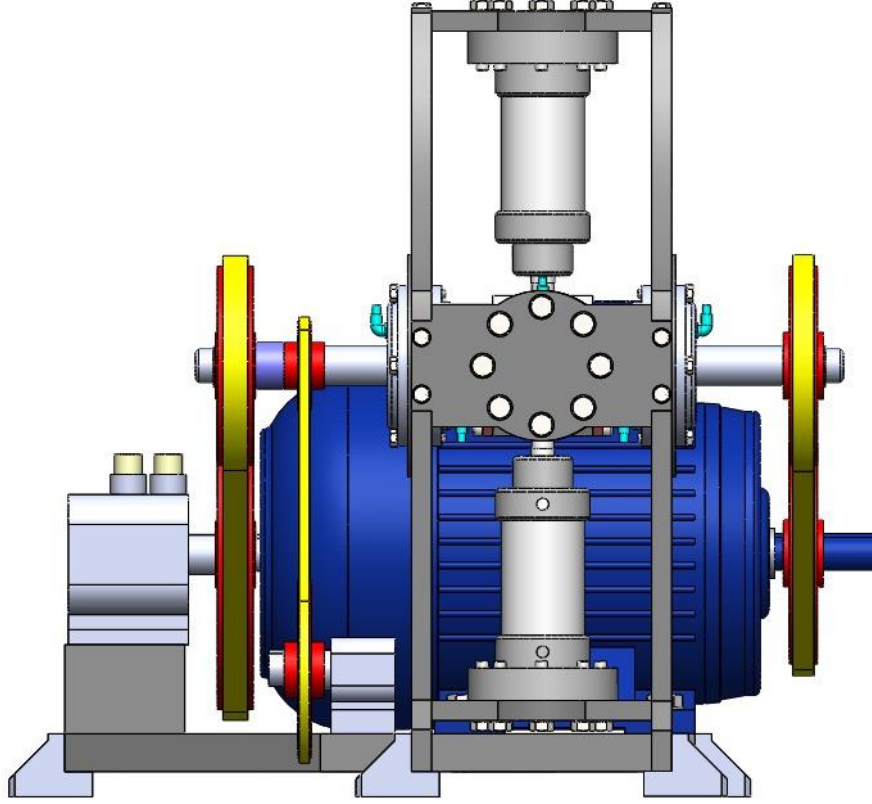
## 2.7. Tasarım Çalışması



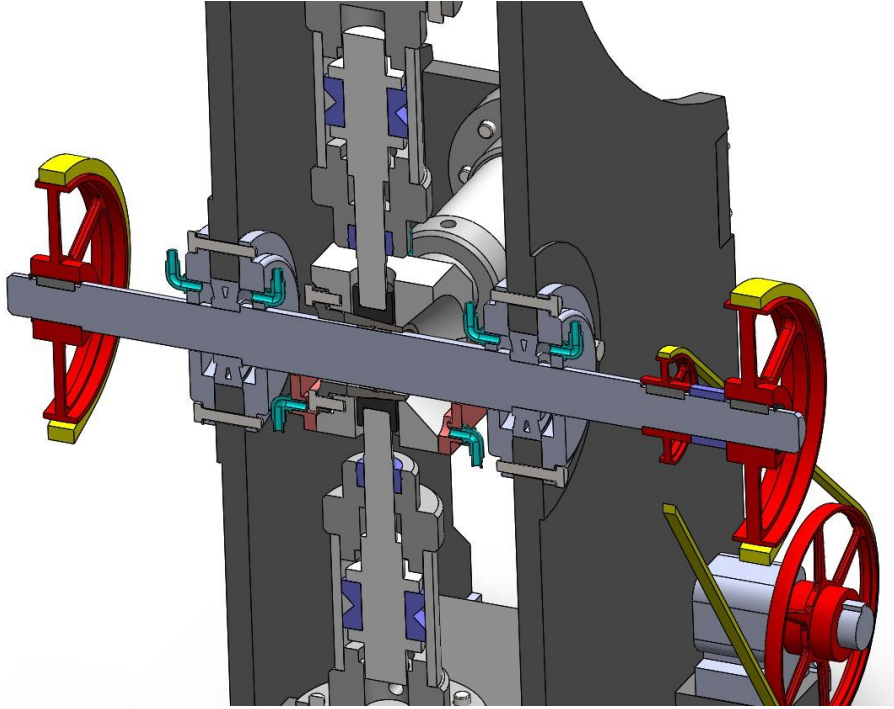
Şekil 27. Tasarımın hidrolik devre şeması



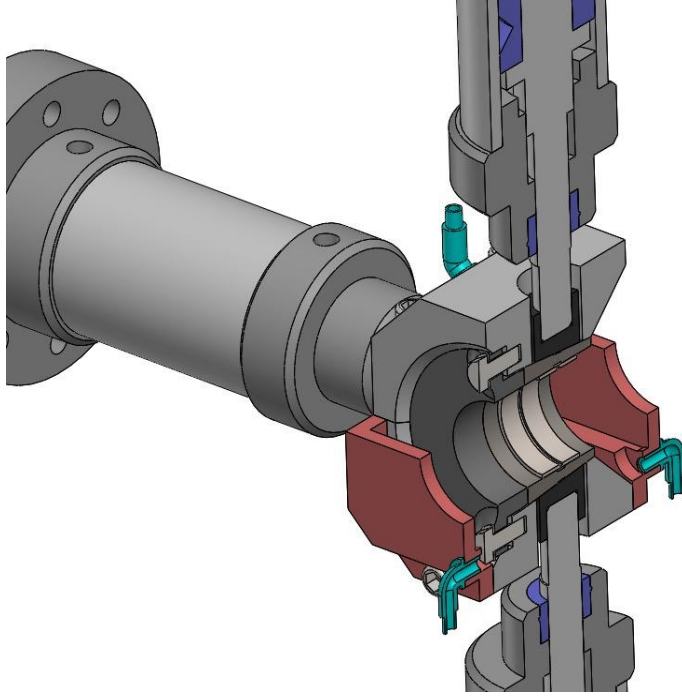
**Şekil 28.** Tasarımın üstten görünüşü



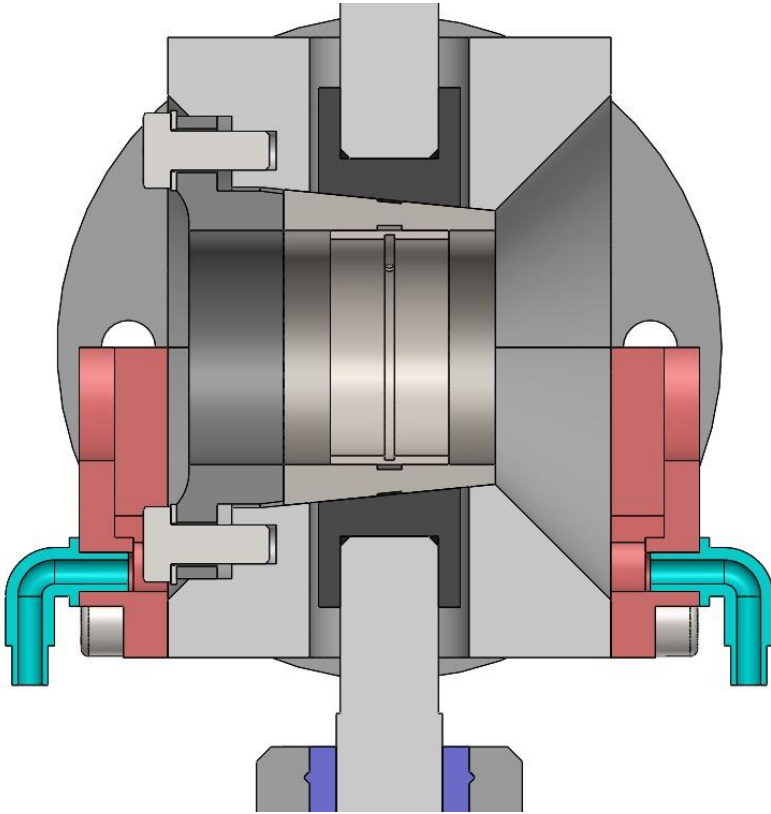
Şekil 29. Tasarımın yandan görünüşü



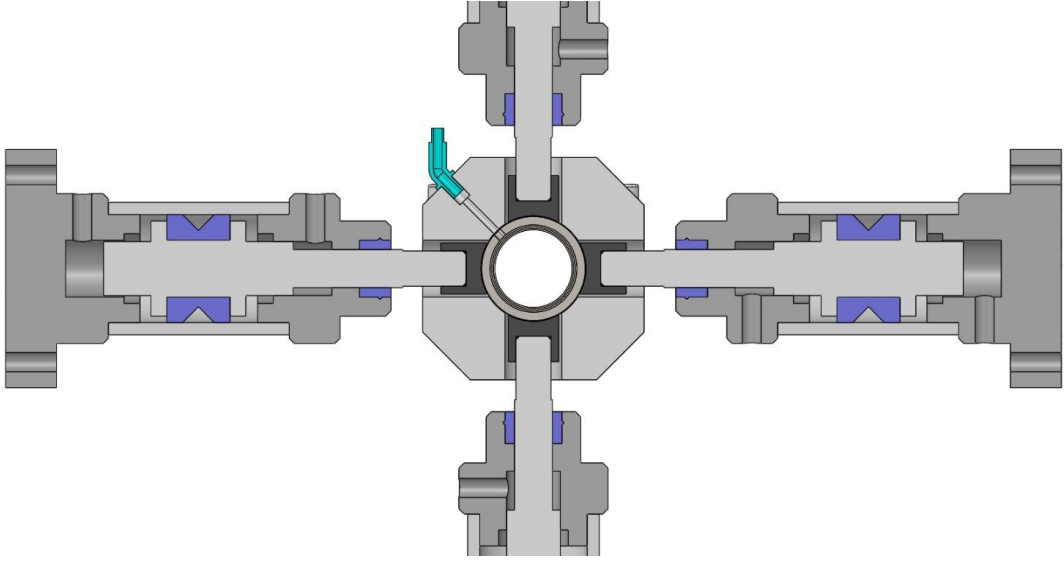
Şekil 30. Tasarımın önden kesiti



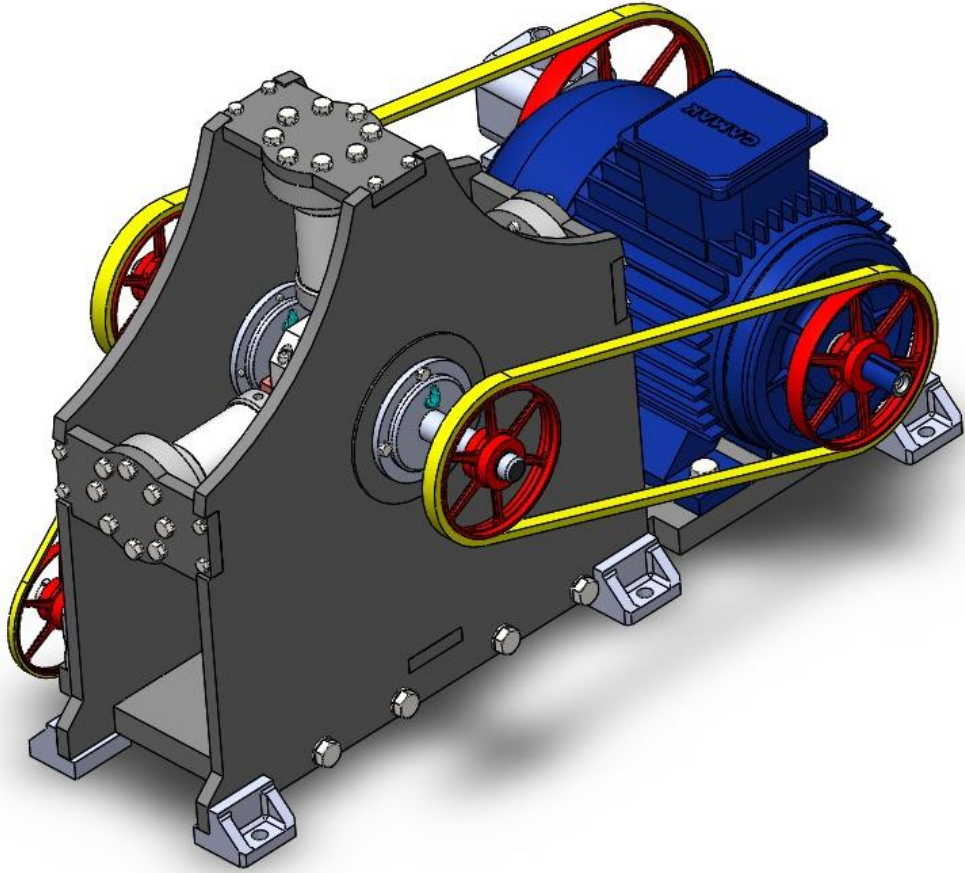
**Şekil 31.** Dinamik yükün çalıştığı bölgenin kesiti



**Şekil 32.** Yataklama bölgesinin kesiti



Şekil 33. Tasarımın yandan kesit görünümü



Şekil 34. Tasarımın genel görünüşü

### 3. BULGULAR

Düzenegin tasarım aşamasında bütün kasnak sistemlerinin taşınmasını sağlayacak ve motordan alınacak momentin sistemdeki diğer kasnaklara iletilmesini sağlayan, bir nevi düzenegin kilit makine elemanı konumundaki milin mühendislik hesaplamalarında özellikle milin tahrik edilmesini sağlayan elektrik motoruna bağlı kasnak, yatak yağlama pompasını döndüren kasnak ve hidrolik pistonların çalışmasını sağlamak için tahrik edilen kasnak sistemlerinin düzeneğe monte edildiği konuma göre kasnakların merkezleri ile yatay eksen arasında oluşacak açılarda mil üzerine etki eden kuvvetlerin x-y bileşenlerinde değişiklik meydana getirdiği belirlendi. Söz konusu değişikliklerin mil hesabının yapılması için gerekli olan eğilme moment diyagramlarında kasnakların konumlandırıldığı noktadaki kesitlerde değerlerin azalmasına veya artmasına yol açtığı ve buna bağlı olarak da kritik eğilme momentinin değiştiği, bu değişimin mil çapı hesabına da yansıdığı gözlemlendi.

Mil tasarımında diğer bir husus olan mil üzerindeki diğer makine elemanlarının ağırlıklarından dolayı işletme esnasında milde çökmelere sebep olduğu ve mil üzerine sabitlendiği konumlarının sistemi taşıyan yataklara olan mesafelerinin çökme hesabında önemli yer tuttuğu yapılan mühendislik hesaplarında görüldü. Teoride verilen genel makina konstrüksiyonlarında emniyetli çökmenin, L yataklar arasındaki mesafe olmak üzere  $0,0005 \cdot L$  değerinin altında olması gerektiği, bunun sağlanması için ise L yataklar arası mesafenin çok fazla olmaması gerektiğine yine aynı şekilde yapılan hesaplamalarda görüldü.

Sistemin tasarım çalışmalarında daha önce de bahsedildiği gibi yatak seçimi yapılması gerekliliği belirlendi. Bundan dolayı günümüzde kaymalı yatakların sıkça kullanıldığı otomobil motorlarındaki krank-biyel mekanizmalarında krankın motor bloğuna oturduğu ana yatak ve biyelin kranka bağlı olduğu biyel büyük başındaki kol yatakları dikkate alındı. Katologlardan seçilerek, yapılmış olan tasarıma uygun olduğu düşünülen yatakların sistemde uygulanacak yük altında mukavemetinin yeterli olup olmadığı gerekli mühendislik hesaplarının yapılmasıyla ortaya koyuldu. Deney düzeneginde kullanılacak olan kaymalı yatakta yeterli yük kapasitesine sahip, yatak sarma direnci ve aşınma direncinin iyi olduğu belirlendikten sonra muylu ve kaymalı yatak için uygun tolerans değerleri belirlendi. Bu değerler, kaymalı yatak hesaplarında kullanılan grafiklerdeki değerleri büyük ölçüde etkilediği belirlendikten sonra optimum bir değerde toleranslar

uygulandı. Bu hesaplarda özellikle yatak boyunun çapına oranı olan l/d oranının birçok farklı parametreye direkt olarak etkidiği saptanmıştır. Bu oran arttıca yatağın taşıyacağı yük miktarının arttığı, değişik yatak tiplerinde farklı l/d oranlarında yatakların teoride belirtildiği üzere farklı yatak malzemeleriyle değişen mukavemet değerlerine uyum sağlayıp sağlamadığına bakıldı. Genelde yapılan hesaplamaların sonucunda l/d oranlarının 0,5 altında olmasına bağlı olarak yatağın uygulanacak yüke dayanamadığı anlaşıldı.

Kaymalı yatak belirlendikten ve kaymalı yatak ile mil hesaplamaları yapıldıktan sonra uygun rulman seçimleri ve hesaplarına başlandı. Düzenek için yuvarlanmalı yatakların kullanılmasına karar verildi. Bu bağlamda pistonların mile uygulayacağı kuvvet sonucunda milin eğilmesine olanak sağlayabilecek yatak olarak oynak makaralı rulmanlar seçildi. Daha sonra ise hem hesaplamalara uygun hem de sistemin tasarımına ve montajına uygun rulmanlar katalogdan alındı. Düzeneğin tasarlanmasında kaymalı yatak için otomobillerde kullanılan kaymalı yataklardan seçim yapıldığı için benzer olarak rulmanların çalışma saati için de otomobillerde kullanılan rulmanların ömrü dikkate alınmıştır. Rulmanların montajı için gerekli olan tolerans değerleri ise sağlıklı bir çalışma düzenine göre belirlenmiştir. Ařırđ sıkđ geçme durumlarında sistemin kasacağı ve boşluklu bir geçmede ise fretting aşınmaları oluşacağı görüldükten sonra optimum değerler belirlenmiş ve emniyet hesapları yapılmıştır.

Sistemin stabil bir çalışma düzenine sahip olması ve hasar görmemesi adına milin Şekil değiştirme hesapları tasarımda çok önemli bir yer tutmaktadır. Düzenekte kullanılan 4 farklı pistonun montajı gereği vurma yn ve doğrultuları da değiştiğinden ve kayış kasnak sistemlerinin oluşturduğu kuvvetler dolayısıyla milde oluşan sehimler her farklı vurma durumunda değiştiği gözlemlenmiştir. Bu da mil malzemesinin ve milin geometrik boyutlarının belirlenmesinde önemli bir yer tutmuştur.



#### 4. TARTIŞMA

Pratikte var olan sistemlerin araştırılması sonucunda tasarlanan düzenek ile piyasada var olan düzenekler arasında bazı benzerlik ve farklılıklar görülmüştür. Genel olarak sistemlerin çoğunda bir tahrik elemanı, kayış-kasnak mekanizmaları, kaymalı yatak, hidrolik sistem elemanları, yağ pompası, yatak ana gövdesi gibi temel makine elemanları ile karşılaşmıştır. Üretimi yapılmış olan birçok sistemden farklı olarak tasarlanan düzenekte kayış-kaynak mekanizmaları tek motor tarafından tahrik edilmiştir. Var olan deney düzeneklerinde yağlama ve milin tahrik edilmesi için gerekli olan kayış-kasnak sistemleri farklı motorlar aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Bu düzeneklerde ayrıca kayışlar V-Kayış olarak seçilmiş iken burada tasarlanan sistemde düz kayışlar tercih edilmiştir. Ayrıca incelenmek istenen kaymalı yataklara uygulanacak olan kuvvetler yüksek mertebelerde olduğundan dolayı, deney düzeneklerinde hidrolik silindir-piston sistemi tercih edilmiştir. Var olan sistemler incelendiğinde genellikle 3 veya 4 hidrolik piston kullanıldığı görülmüştür. Bu sistemlerden esinlenerek yapılan tasarımda ekseriyetle kullanılan 4 pistonlu hidrolik sistem tercih edilmiştir. Bu pistonların sisteme konumlandırılmaları stabil çalışma sağlanması için 90° açılarla yapılmıştır. Pistonlardan sağlanacak olan kuvvetin mile iletilebilmesi için piston uçlarına pabuçlar yapılmıştır. Bu pabuçlar var olan düzeneklerdeki gibi, direkt olarak mile kuvvet vurmaya yerine gövdeye yerleştirilmiş olan bir burca kuvveti aktarmaktadır. Böylece yatağın incelenmesi için gerekli olan kuvvet sağlanmıştır. Yapılacak olan incelemeler için yatağın kuvveti karşılayabilmesi adına gerekli olan yağlama sistemi hidrodinamik yağlama sistemi olarak seçilmiştir. Ayrıca yatak yağlaması için kullanılan yağın devir daimini kolaylaştırmak adına muylunun bulunduğu gövdeye uygun yağ cepleri tasarlanmıştır. Mevcut sistemlerde bu yağın toplanması için genellikle düzeneğin alt kısmında yağ toplama tankı kullanıldığı görülmüştür. Bunun sebebi ise bu sistemlerde milin yataklamasının da kaymalı yataklar aracılığıyla yapılmış olmasıdır. Böylece aynı tanktan hem kuvvetlerin etki ettiği ana yatak hem de destek yataklarının yağlanması sağlanır. Fakat burada tasarlanan sistemde milin desteklenmesi için yuvarlanmalı yataklar kullanıldığı için böyle bir sisteme gerek duyulmamıştır. Tasarımda kullanılan oynak makaralı rulmanların yağlaması gres vasıtasıyla yapılmıştır. Tüm bunlara ek olarak sistemin montaj-demontajının kolay olması da düşünülmüş olup sökülebilir parçalar kullanmaya özen gösterilmiştir. Bu tasarım yapılırken incelenmek istenen farklı tip yatakların kolay bir şekilde sökülüp takılması

amaçlanmıştır. Böylece yapılan tasarım var olan tasarımlarla bir benzeşme göstermekte olup araştırma yapmak isteyenlerin kolaylığı da düşünülmüştür.

## 5. SONUÇLAR

1. Yapılan çalışmada kaymalı yatak malzemesinin boyutlarının yük taşıma kabiliyetiyle doğru orantılı olduğu görülmüştür.
2. Kaymalı yatak malzemesinin geometrik boyutlarının yağ basınç dağılımını doğrudan etkilediği görülmüştür.
3. Dinamik yüklenmenin şiddetine, yönüne ve doğrultusuna göre kaymalı yatak üzerinde farklı etkiler ortaya çıkmaktadır.
4. Uygulanan kuvvetin şiddetine göre milde ortaya çıkan sehim etkisinin değişiklik gösterdiği gözlemlenmiştir.
5. Kullanılacak olan kayış-kasnak sistemleri mile etkiyen kuvvetleri doğrudan etkilemektedir.
6. Kaymalı yatak ve mil malzemelerinin birbirine uyumlu olması gerektiği gözlemlenmiştir.
7. Kaymalı yatakların ısıya ve korozyona karşı dirençli olmaları gerektiği ortaya çıkmıştır.
8. Uygun izafi yatak boşluğunu sağlamanın önemli olduğu belirlenmiştir.
9. Kayış-kasnak mekanizmalarında kayış malzemesinin ve kayış çevre hızının merkezkaç gerilmesini doğrudan doğruya etkilediği belirlenmiştir.
10. Kullanılan kayış kalınlığına ve kasnak çapına göre kayış-kasnak sistemlerinde eğilme gerilmelerinin değişiklik gösterdiği ve dolayısıyla toplam gerilmelerin de değiştiği ki kayış genişliğini bulurken bu parametreler kullanılmaktadır, hesaplanmıştır.
11. Kayış boyları ile kayış-kasnak sistemlerinin eğilme frekanslarının doğrudan bir etkileşim içinde olduğu gözlemlenmiştir.
12. Elektrik motorunun ve pompaların konuşlandırılma pozisyonlarına göre mile etki eden kuvvetlerin büyüklüklerinde değişiklikler olacağı hesaplanmıştır.
13. Milde ortaya çıkan eğilme momentlerinin, pistonlarla uygulanan kuvvetlerin büyüklüklerine, doğrultularına ve yönlerine göre değişiklik gösterdiği ortaya çıkartılmıştır.

## 6. ÖNERİLER

Tasarlanmak istenen düzeneğin için öncelikli olarak bir makine sisteminde bulunan uygun bir kaymalı yatak seçimi yapılması önerilir. Tasarıma ve hesaplamalara buradan başlamak büyük kolaylıklar sağlayabilir. Zira sistemin kritik bölgesi kaymalı yatağın bulunduğu kısımda yoğunlaşmıştır. Burada yapılacak hesaplama veya tasarımsal bir hata sistemi direkt olarak çökteceğinden dolayı bu hataları en başta yapmak ve görmek vakit kaybından ve ekstra hesaplardan kaçmaya olanak sağlayabilir.

Kaymalı yatağa ve dolayısıyla mile uygulanmak istenen kuvvet ve milin devir sayısı da var olan sistemlerden esinlenerek alınması, tasarımın geçerli olması için olmazsa olmaz şartlardan bir tanesidir. Belirlenen bir devirde dönen mil aynı zamanda dinamik kuvvetlere de maruz kalacağından dolayı uygun bir motor seçimi çok önemlidir. Hatalı bir seçim sistemin çalışmamasına ya da sistemin stabil çalışma aralığından uzaklaşmasına neden olabilir.

Motor da belirlendikten sonra motor mili ve sistemin ana mili arasındaki çevrim oranı belirlenerek kayış-kasnak sistemlerinin hesapları yapılabilir. Burada kayışın cinsi ve malzemesi büyük önem arz etmektedir. Sistem çalışırken kayıştan dolayı meydana gelen bir arıza, sisteme ve insan sağlığına zarar verebilir. Bu hususta kayış seçimlerinin sisteme uygun olmasına özen gösterilmelidir.

Kayış-kasnak sistemlerinde oluşan kuvvetler ve mile uygulanan kuvvetler dolayısıyla milde sehimler oluşur. Bu çökmeleri karşılayabilecek uygun destekler seçilmelidir. Tasarlanan sisteme göre bu destekler kaymalı yahut yuvarlanmalı yataklar olarak seçilebilir. Yuvarlanmalı yatak seçimi yaparken çökmeyi karşılayabilecek uygun oynak makaralı rulmanlar seçilmelidir. Ayrıca sistemin varsa destek yağlama ve kaymalı yatağın yağlama yağı uygun olmalıdır. Aksi takdirde sistemde kasıntılar ve hatalı analizler görülebilir. Benzer şekilde sistemdeki gerekli elemanlara ve milin gerekli bölümlerine uygun tolerans değerleri verilmelidir ki stabil çalışan bir sistem tasarlanabilsin.

Tüm bunlara ek olarak deney düzeneğinde birçok farklı kaymalı yatak inceleneceğinden dolayı özellikle muylu kısmındaki bağlantıların demontajının kolay olacak bir şekilde sistemin tasarlanması tavsiye edilmektedir.

## 7. KAYNAKLAR

1. Tevrüz. T., ‘Makina Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri’, Cilt 1,2,3, Aralık 2014.
2. Weihsmann, P.R., ‘Bearing Failure Analysis, Pollution Engineering’, Vol. 2, 1979, pp. 53-55.
3. Lang, O.R., ‘Surface fatigue of plain bearings Wear Volume 43, Issue 1, May 1977, pp. 25-30.
4. Forrester, P.G., Chalmers, B., ‘Fatigue Testing of Bearing Alloys, Engineering, (1945), pp.41-43.
5. Blundell, J.K., ‘Fatigue İnitiation in thin-wall journal bearing’, ASLE/ASME Lubrication Conference, ASLE-78-LC-6B-1, Oct. 24-26 Minneapolis, 1978.
6. Bıyıklıoğlu, A., ‘Dinamik yüklü yataklarda yüzey yorulması’ Doktora Tezi, KTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, 1986.
7. Duman M.S., ‘ Dinamik Yük Altında Çalışan Teflon-Bronz Tabakalı Kaymalı Yataklarda Gerilme Analizi ve Yüzey Yorulmasının İncelenmesi’, Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2002.
8. Desaki, T., Kamiya, S., ‘Development of a new aluminum alloy bearing for small-sized diesel engines’, JSAE Review 21 (2000) 143-147.
9. Kâtip A., Karaer F., Özengin N., ‘Otomotiv Sektörünün Çevresel Açından Değerlendirilmesi’, Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Dergisi, Cilt 19, Sayı 2, 2014.
10. J. K. Blundell (1980) Fatigue Initiation in Thin-Wall Journal Bearings, A S L E Transactions, 23:2, 131-140, DOI: 10.1080/05698198008982954.
11. Babalık F.C., Çavdar K., ‘Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri’,
12. Belevi M., Kaymalı Yataklar, ‘<http://kisi.deu.edu.tr/melih.belevi/Kaymal%C4%B1%20Yataklar.pdf>’, [Ekim 2019].
13. Şevik Y., ‘Radyal Kaymalı Yataklarda Fretting Aşınmasının İncelenmesi İçin Deney Düzenegi Tasarımı ve İmalatı’, Yüksek Lisans Tezi , Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 2015.
14. James K., Patrick B.Sc., A.R.C.S.T., A.M.I.Mech.E., ‘Dynamic Load Effects On Journal Bearing’, Thesis Submitted to the University of Glasgow for the degree of Doctor of Philosophy, May 1967.

15. Brown T.E., 'Dynamic Loading of Journal Bearings', Thesis submitted for The Degree of Doctor of Philosophy in the University of Durham, 1976.
16. Çuvalcı, H., 'Çinko-Alüminyum esaslı ticari ZA-27 kaymalı yatağının sürtünme davranışının incelenmesi', Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, 25, 2001, pp.199-204.
17. Kurban A.O., 'Eksenel Kaymalı Yataklarda Elastohidrokinematik Yağlama ve Elastik Deformasyona Uğrayabilen Kaymalı Yatak Dizaynı', Doktora Tezi , Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalı, Şubat 1990.
18. Hultqvist. T., 'Time-dependent Analysis of Bearing Film Thickness, Power Loss and Load Response', Master Thesis Submitted to the Luleå University of Technology Department of Engineering Sciences and Mathematics, 2016.
19. Engineering ToolBox, (2005). Thermal Conductivity of Metals, Metallic Elements and Alloys, '[https://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-metals-d\\_858.html](https://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-metals-d_858.html)', [Kasım 2019].
20. iSecelt Pump Catalogue, ISO 9906 (2012) Grade 3B, '<http://iselect.impo.com.tr/public/dashboard.xhtml>', [Kasım 2019].
21. Industrial Transfer Pumps, Kupar Pompa Kataloğu, [2019].
22. Makina Mühendisliğinde Sık Kullanılan Pratik Bilgiler, Pompalar,' <http://www.muhendislikbilgileri.com/?pnum=8&pt=POMPA+SE%C3%87%C4%B0M%C4%B0>', [2019].
23. AISI 1020 Low Carbon/Low Tensile Steel, '<https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6114>', [Aralık 2019].
24. Material Data Sheet Steel Grade, 100Cr6, '<https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/100cr6/>', [Aralık 2019].
25. Özkan T., Radyal Kaymalı Yataklar, '[http://www.tuncer-ozkan.com/FileUpload/ks670557/File/radyal\\_kaymali\\_yataklar.pdf](http://www.tuncer-ozkan.com/FileUpload/ks670557/File/radyal_kaymali_yataklar.pdf)', [Ekim 2019].
26. Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü, Hidrokinematik Kaymalı Yataklar, '<http://konstruk.mkm.yildiz.edu.tr/dosya/kyatakB.pdf>', [Ekim 2019].
27. Merkezi Yağlama Sistemleri, Sıvı Sürtünmesi, '<https://www.merkeziyaglamasistemleri.com/sivi-surtunmesi/>', [Aralık 2019].

## 8. EKLER

**Ek-Tablo 1.** Düz kayış kasnaklarının boyutları

Çap D(mm)						Çember genişliği B(mm)			Kayışın maksimum genişliği b (mm)
Nominal değer	Tolerans	Nominal değer	Tolerans	Nominal değer	Tolerans	Nominal değer	Tolerans	Bombelik h	
40	±1	250	±4	(1180)	±10	20	±1	0,5	16
45		(265)		1250		25			20
50		280	±5	(1320)		32			25
56		(300)		1400		40			32
63	±1,5	315	±12	(1500)	±1,5	50	±1,5	0,5	40
71		(335)		1600		63			50
(75)		355		(1700)		(71)			(63)
80		(375)		1800		80			71
(85)	±2	400	±6	(1900)	±16	(90)	±1,5	0,5	(80)
90		(425)		2000		100			90
(95)		450	(2120)	(112)		(100)			
100		(475)	2240	125		112			
(106)	±3	500	±7	(2360)	±16	140	±2	1	125
112		(530)		2500		160			140
(118)		560		(2650)		180			160
125		(600)		2800		200			180
(132)	±3	630	±8	(3000)	±20	224	±3	1,5	200
140		(670)		3150		250			224
(150)		710		(3350)		280			250
160		(750)		3550		315			280
(170)	±4	800	±10	(3750)	±20	355	±3	2	315
180		(850)		4000		400			355
(190)		900		(4250)		450			400
200		(950)		4500		500			450
(212)	±4	1000	±10	(4750)	±20	560	±3	2	500
224		(1060)		5000		630			560
(236)		1120							

**Ek-Tablo 2.** Düz kayışların teknik değerleri (Ortalama)

Kayış Cinsi			s <sub>1</sub> (mm)	Emniyet Değerleri					σ <sub>K</sub> (N/cm <sup>2</sup> )	E <sub>ç</sub> (N/cm <sup>2</sup> )	E <sub>e</sub> (N/cm <sup>2</sup> )	ρ (kg/dm <sup>3</sup> )	μ (Kuru)
				v (m/s)	σ <sub>em</sub> (N/cm <sup>2</sup> )	f <sub>e</sub> 1/s	s/D <sub>1</sub>	t °C					
Kösele	Standart S		3-20	30	400	5	0,033	35	2500	25000	7000	1,0	Et tarafı ,22+0,012.v Kıl tarafı ,33+0,02.v
	Bükülür G		3-20	40	450	10	0,04	35	3000	35000	6000	0,95	
	HGL		3-20	50	550	25	0,05	45	3500	45000	5000	0,9	
	Yüksek derecede bükülür HGC		3-20	50	600	25	0,05	70	3750	45000	5000	0,9	
Dokuma	Lastik-Balata-Pamuk		3-8	40	440	30	0,035	45	5500	80000	5000	1,2	0,5
	Lastik-Pamuk		3-7	40	400	30	0,33	70	5300	90000	5000	1,25	0,5
	Balata-Pamuk		3-8	40	440	30	0,44	40	5800	120000	5000	1,25	0,5
	Balata-Kord		4 ve 5	40	520	20	0,05	40	6800	135000	3000	1,25	0,5
Tekstil dokuma	Yapay ipek (emprenye edilmiş)		2-18	50	420	40	0,04	70	5000		4000	1,0	0,35
	Sentetik yün		2-10	50	400	40	0,04	70	5000		4000	1,1	0,8
	Pamuk		4-12	50	370	40	0,05	70	4200	95000	4000	1,3	0,3
	Deve tüyü		3-6	60	400	30	0,05	70	3500	45000	4000	1,1	0,3
	Dokuma ve Doğal ipek (dokuma)		0,4-12	60	900	80	0,06	70	>10000		4000	0,95	0,3
	Naylon, Perlon		0,4-5	65	1900	80	0,04	75	20000		25000	1,1	0,15
Çekme kısmı naylon, perlon veya poliamid olan çok tabakalı kayış	Çalışma yüzü	Kösele	1-4	80-100	1900	80	0,01	60	20000	25000	25000	1,15	Köseledeki gibi
		Lastik	1-4		1900	80	0,01	70	20000	25000	25000	1,15	0,75

s- kalınlık, v-çevresel hız, σ<sub>em</sub>-emniyet gerilmesi, f<sub>e</sub> - bükülme sayısı, s/D<sub>1</sub>- kalınlık çap oranı, E<sub>ç</sub>-çekme elastiklik modülü, E<sub>e</sub>-eğilme elastiklik modülü, ρ -Yoğunluk, μ -sürtünme katsayısı



**Ek-Tablo 3.** Düz kayışların mekanizmaları için sürtünme faktörü,  $K_{\mu}$ 

Çevre Şartları	$K_{\mu}$
Kuru hava, nem ve sıcaklıkta normal değişimler	1
Nem ve sıcaklıkta hızlı ve büyük değişimler.	1,1
Sistem kapalı kutu içinde. Zamanla kayışta yağ birikintileri oluşturacak kadar yağlı atmosfer, Tozlu hava. Statik elektrik tehlikesi	1,25
Nem ve sıcaklıkta yavaş fakat büyük değişimler. Sürekli ıslak hacim.	1,4

**Ek-Tablo 4.** Düz kayışları için çalışma faktörü,  $K_0$ 

İş Makinası	Tahrik Makin					
	A			B		
	Günlük çalışma süresi (saat)			Günlük çalışma süresi (saat)		
	≤10 h	10-16 h	>16 h	≤10 h	10-16 h	>16 h
<b>Hafif işletme</b> Santrifüj pompalar ve kompresörler, Bantlı ileticiler (hafif malı), vantilatörler ve pompalar ( $P \leq 7kW$ )	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<b>Orta ağır işletme</b> Saç makasları, Presler, Zincirli ve Bantlı ileticiler (ağır malı), Titreşim elekleri, jeneratörler ve Uyarım makinaları, Yoğurma makinaları, Takım Tezgahları (Tornavandalar, Makinaları, Matbaa Makinaları, Vantilatörler ve Pompalar ( $P \geq 7 kW$ ))	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<b>Ağır işletme</b> Öğütme tesisleri, Pistonlu kompresörler, Aşırı yük, fırlatma ve darbeli ileticiler (Salyangoz iletiçi, Plakalı bantlar, kovalı ve kürekli ileticiler), Asansörler, Briket presleri, Tekstil makinaları, Kâğıt makinaları, Pistonlu Pompalar, Testereler, Çekiçli değirmenler	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<b>Çok ağır işletme</b> Ağır yüklü öğütme tesisleri, taş kırıcılar, Kalandar, karıştırıcılar, Sarma makinaları, Krenler	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
<b>A-Grubu Tahrik Makinaları:</b> Normal kalkış momentli elektrik motorları; Kalkış yardımcı fazlı senkron ve tek fazlı motorlar, direkt bağlı dönel akımlı motorlar, Yıldız, Üçgen salterli veya sürtünme halkalı marş motorları; doğru akım yan sargılı motorlar, içten yanmalı motorlar ve türbinler ( $n > 600 D/d$ )						
<b>B Grubu Tahrik Makinaları:</b> Yüksek kalkış momentli elektrik motorları, örneğin yüksek kalkış momentli monofaze motorlar, doğru akım ana sargılı motorlar (Seri bağlı ve kompaud); içten yanmalı motorlar ve türbinler ( $n \leq 600 D/d$ )						

**Ek-Tablo 5.** Düz kayış genişliğine göre seçilebilecek kasnak genişliği, mm (DIN 111)

Kasnak genişliği B	En büyük kayış genişliği b	Kasnak genişliği B	En büyük kayış genişliği b	Kasnak genişliği B	En büyük kayış genişliği b
25	20	100	90	224	200
32	25	125	112	250	224
40	32	140	125	280	250
50	40	160	140	315	280
63	50	180	160	355	315
80	71	200	180	400	355

**Ek-Tablo 6.** Kaymalı yataklarda yaklaşık sürtünme katsayıları

Yatak tipi ve yağlama		Yatak malzemesi	Sürtünme hali		
			Kuru	Sınır	Sıvı
Radyal yatak	Gres	Dökme demir, bakır alaşımları	0,12	0,05 ... 1	-
	Sıvı yağ	Dökme demir, bakır alaşımları	0,14	0,02 ... 0,1	0,003 ... 0,008
	Sıvı yağ	Kurşun ve Kalay alaşımları	0,24	-	0,002 ... 0,003
	Sıvı yağ	Sinter metal	0,17	0,05 ... 0,1	0,002 ... 0,014

**Ek-Tablo 7.** Ortalama yüzey basıncı için emniyet değerleri (DIN 31 652 T3)

Yatak malzemesi grubu	$P_{mem}$ N/mm <sup>2</sup>	Yatak malzemesi grubu	$P_{mem}$ N/mm <sup>2</sup>
Pb alaşımları	5 (15)	Cu-Sn alaşımları	7 (25)
Sn alaşımları	5 (15)	Al-Sn alaşımları	7 (18)
Cu-Pb alaşımları	7 (20)	Al-Zn alaşımları	7 (20)

**Ek-Tablo 8.** Malzeme çiftlerine göre sürtünme katsayıları

Malzeme çifti	Sürtünme katsayısı			
	Statik ( $\mu_0$ )		Dinamik ( $\mu$ )	
	Kuru	Sınır (yağlı)	Kuru	Sınır (yağlı)
Çelik- çelik	0,15 ... 0,2	0,08 ... 0,1	0,1 ... 0,15	0,03 ... 0,08
Çelik – dökme demir	0,18 ... 0,2	0,09 ... 0,1	0,16 ... 0,2	0,02 ... 0,08
Çelik - bronz	0,12 ... 0,21	0,08 ... 0,1	0,1 ... 0,18	0,01 ... 0,08
Dök. dem. - dök. dem.	0,2 ... 0,25	0,14 ... 0,16	0,18 ... 0,22	0,05 ... 0,1
Çelik – naylon	-	-	0,1 ... 0,4	0,05 ... 0,1
Çelik – teflon (saf)	0,06 ... 0,15	0,02 ... 0,06	0,06 ... 0,15	0,02 ... 0,06
Teflon – teflon (saf)	0,09	0,04 ... 0,07	0,09	0,04 ... 0,07
-	Sıvı sürtünmesi		Yuvarlanma sürtünmesi	
	0,001 ... 0,01 (Sıvı yağlayıcı) 0,0001 (Gaz yağlayıcı)		< 0,005	0,001 ... 0,005

**Ek-Tablo 9.** Rulman nominal ömürleri  $L_h$ 

Kullanım yeri	$L_h$ saat
Elektrikli ev gereçleri	1000 ... 2000
Küçük vantilatör	2000 ... 4000
4 kW'a kadar E-Motorları	8000 ... 10000
Orta boy E-Motorları	10000 ... 15000
Sabit, büyük E-Motorları	20000 ... 30000
Diğer sistemleri besleyen E-Motorları	$\geq 50000$
Küçük motosikletler	600 ... 1200
Büyük motosikletler, küçük otomobiller	1000 ... 2000
Büyük otomobiller, küçük kamyonlar	1500 ... 2500
Büyük kamyonlar, otobüsler	2000 ... 5000
Römork aksları	5000
Tramvay aksları	20000 ... 25000
Yolcu treni aksları	25000
Yük treni aksları	35000
Lokomotif aksları	20000 ... 40000
Deniz motorları	3000 ... 5000
Gemi uskur yatakları	15000 ... 25000

**Ek-Tablo 10.** Çentik hassasiyeti faktörü q

Malzeme	q
Genel imalat çelikleri	0,4 ... 0,8
Islah çelikleri	0,6 ... 0,9
Sementasyon Çelikleri	0,5 ... 0,7
Yay çelikleri	0,9 ... 1,0
Dökme demir	0,2 ... 0,25
Hafif metaller	0,3 ... 0,6

**Ek-Tablo 11.** Boyut faktörü  $K_b$ 

d (mm)	≤10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110-130
$K_b$	1	0,95	0,90	0,86	0,82	0,80	0,79	0,78	0,77	0,76	0,75

**Ek-Tablo 12.** k moment iletimi için emniyet katsayısı

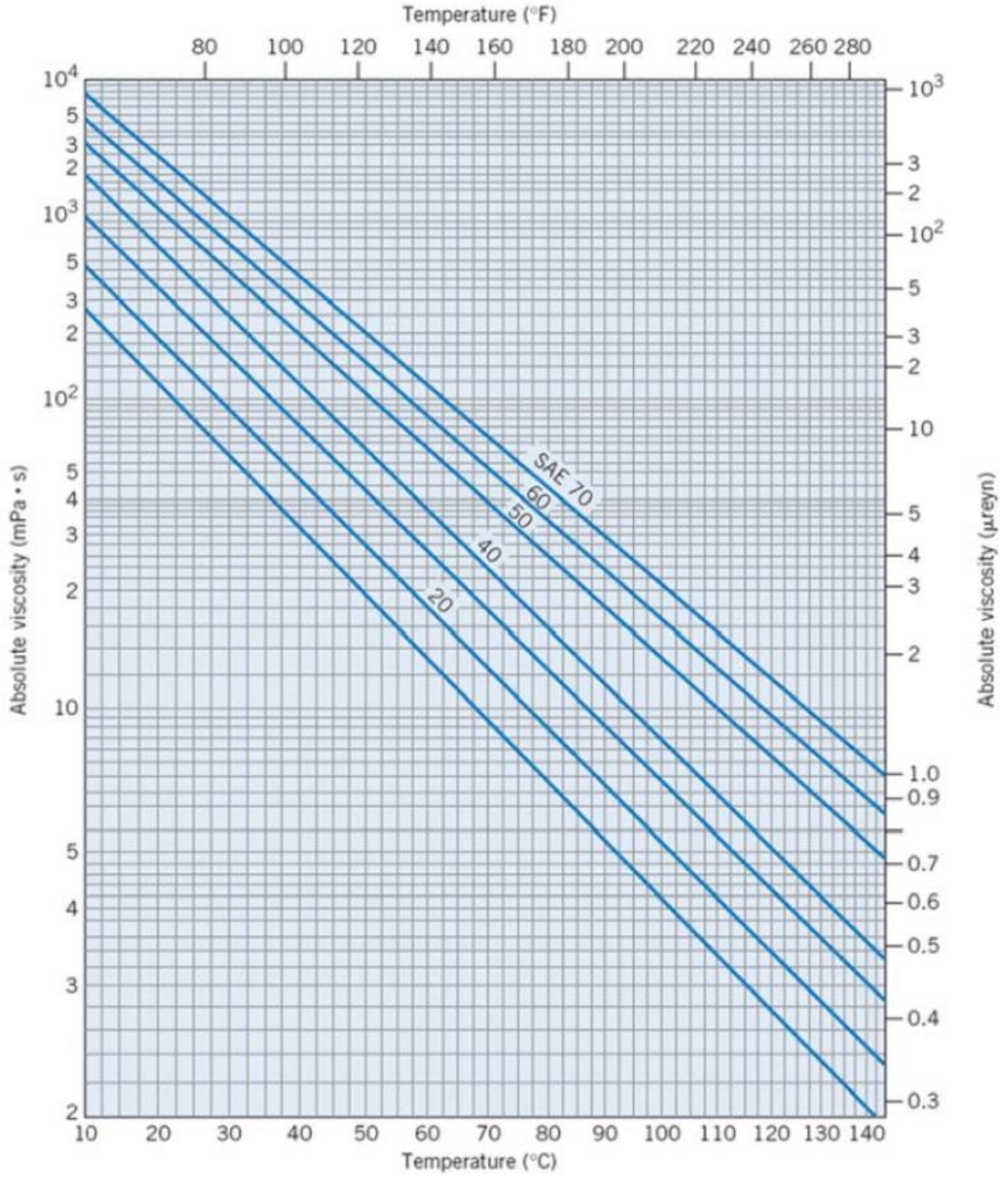
Sakin veya az darbeleri işletmelerde	$k \leq 1,25$
Orta darbeleri işletmelerde	$k \approx 1,5$
Çok darbeleri işletmelerde	$k \approx 2$

**Ek-Tablo 13.** Sıkı geçme bağlantılarında  $\mu \approx \mu_0$  sürtünme katsayısı değerleri

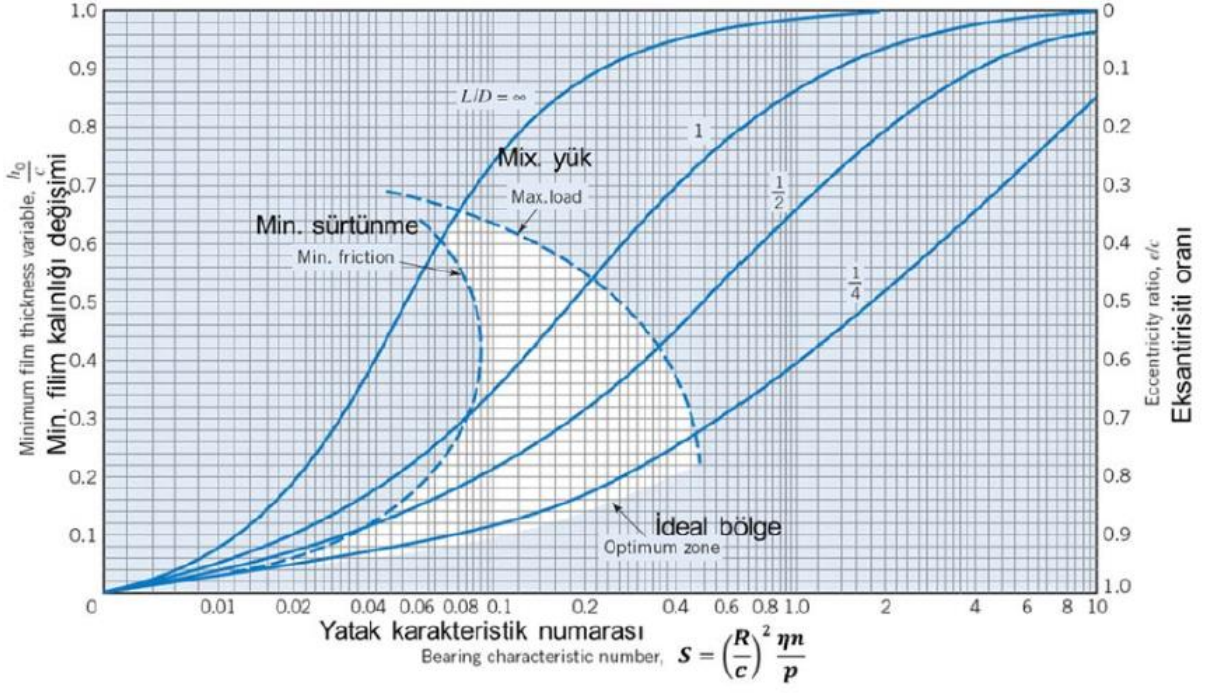
Geçme durumu	Göbek malzemesi								
	Çelik		Dökme demir		Hafif metal	Bakır alaşımları		Plastik	Ağır metal
	Kuru	Yağlı	Kuru	Yağlı	Kuru	Kuru	Yağlı	Kuru	Kuru
Eksenel	0,007	0,06	0,10	0,04	0,02	0,05	0,03	0,22	-
	...	...	...	...	...	...	...		
	0,15	0,10	0,20	0,08	0,06	0,09	0,06		
Radyal	0,07	0,06	0,10	0,08	0,10	0,05	-	-	0,17
	...	...	...	...	...	...	-		...
	0,16	0,19	0,16	0,12	0,15	0,14	-		0,25

**Ek-Tablo 14.** Uygu kamalarının standart boyutları

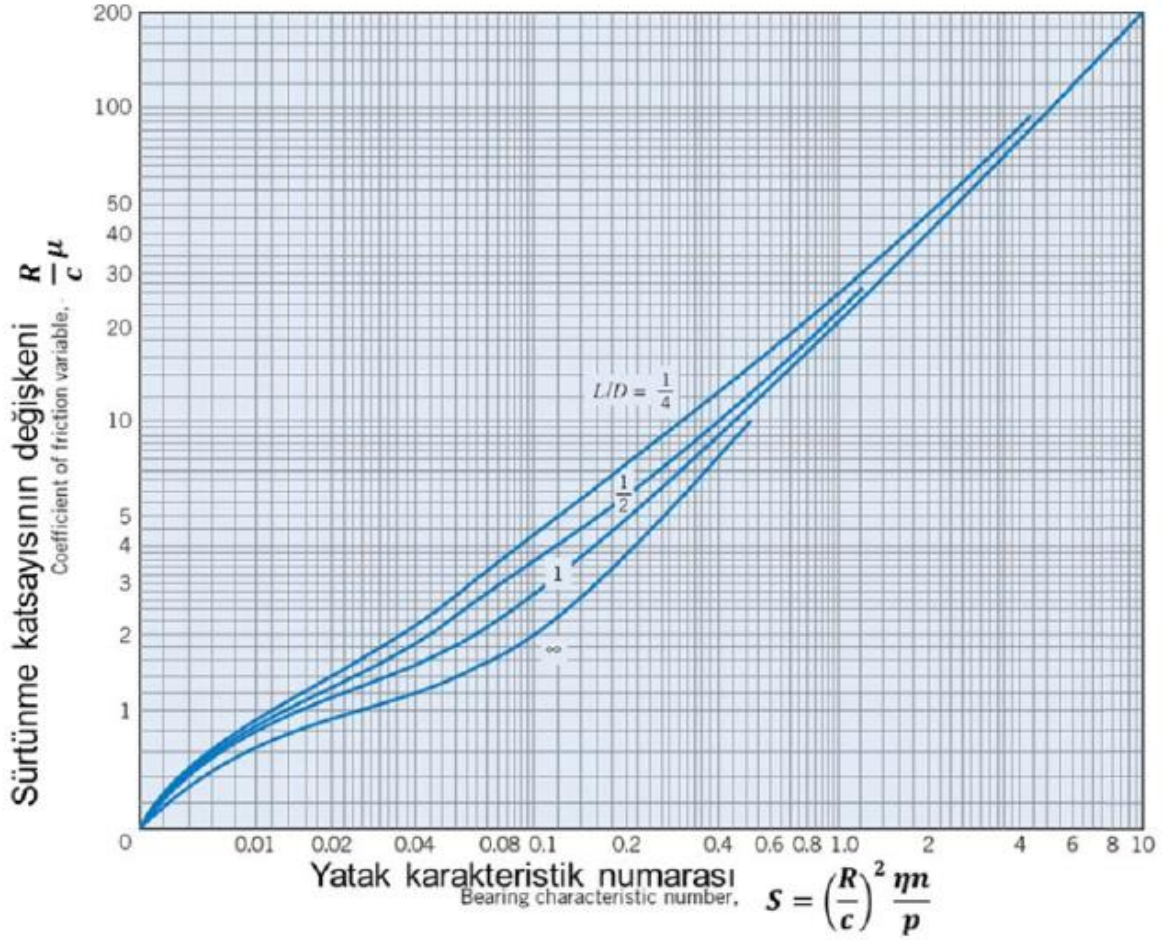
Mil çapı <math>d \leq</math>	bxh	Kalın form (DIN 6885 T1)			Kalın form (Takım tezgahları için) (DIN 6885 T1)		
		$t_1$	$t_2$	l	$t_1$	$t_2$	l
6 ... 8	2 x 2	1,2	1,0	6 ... 20			
8 ... 10	3 x 3	1,8	1,4	6 ... 36			
10 ... 12	4 x 4	2,5	1,8	8 ... 45	3,0	1,1	10 ... 45
12 ... 17	5 x 5	3,0	2,3	10 ... 56	3,8	1,3	12 ... 56
17 ... 22	6 x 6	3,5	2,8	14 ... 70	4,4	1,7	16 ... 70
22 ... 30	8 x 7	4,0	3,3	18 ... 90	5,4	1,7	20 ... 90
30 ... 38	10 x 8	5,0	3,3	22 ... 110	6,0	2,1	25 ... 110
38 ... 44	12 x 8	5,0	3,3	28 ... 140	6,0	2,1	32 ... 140
44 ... 50	14 x 9	5,5	3,8	36 ... 160	6,5	2,6	40 ... 160
50 ... 58	16 x 10	6,0	4,3	45 ... 180	7,5	2,6	45 ... 180
58 ... 65	18 x 11	7,0	4,4	50 ... 200	8,0	3,1	50 ... 200
65 ... 75	20 x 12	7,5	4,9	56 ... 220	8,0	4,1	56 ... 220
75 ... 85	22 x 14	9,0	5,4	63 ... 250	10,0	4,1	63 ... 250
85 ... 95	25 x 14	9,0	5,4	70 ... 280	10,0	4,1	70 ... 250
95 ... 110	28 x 16	10,0	6,4	80 ... 320	11,0	5,1	80 ... 250
110 ... 130	32 x 18	11,0	7,4	90 ... 360	13,0	5,2	90 ... 250
130 ... 150	36 x 20	12,0	8,4	100 ... 400	13,7	6,5	100 ... 250
150 ... 170	40 x 22	13,0	9,4	110 ... 400	14,0	8,2	110 ... 250
170 ... 200	45 x 25	15,0	10,4	125 ... 400			
200 ... 230	50 x 28	17,0	11,4	140 ... 400			
<b>Standart uygu kaması uzunlukları (<math>l_1</math>):</b> 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400							



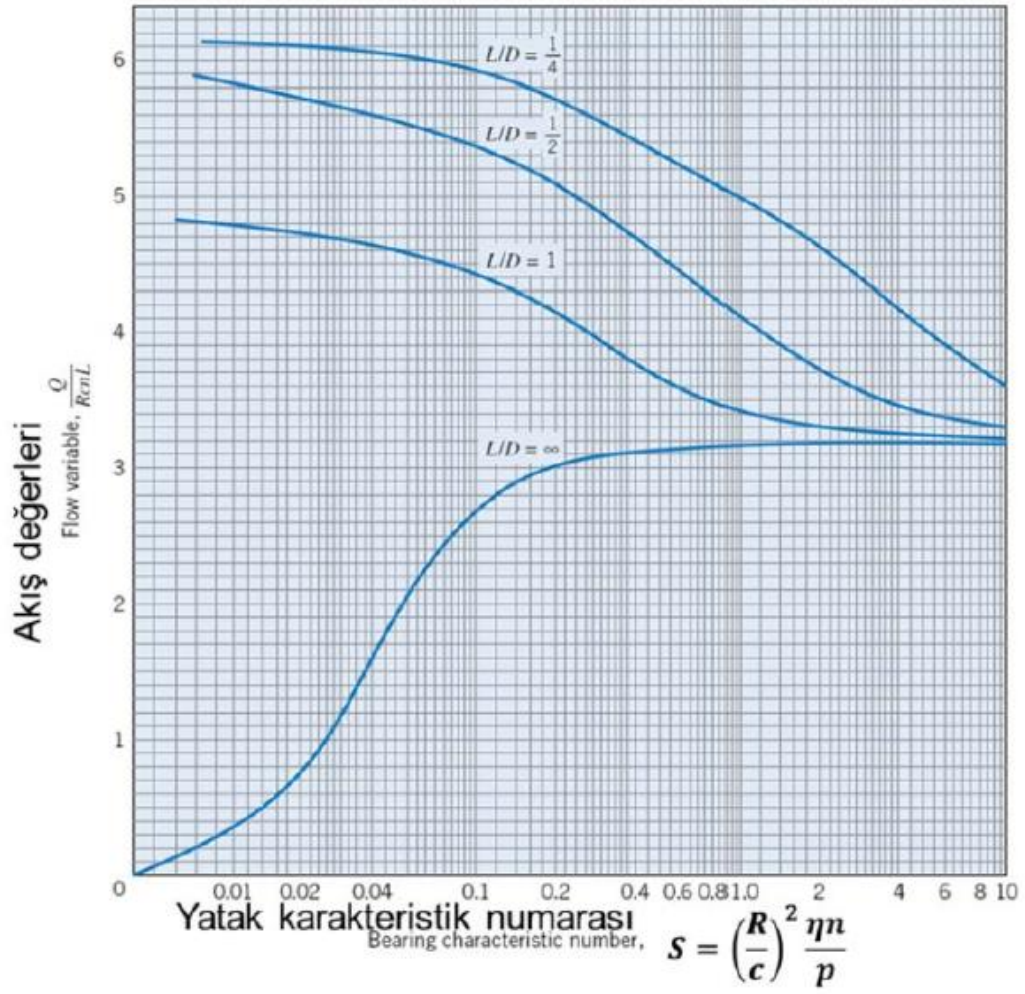
**Ek-Şekil 1.** Bazın yaygın SAE yağlarının viskozitelerinin sıcaklık ile değişimi



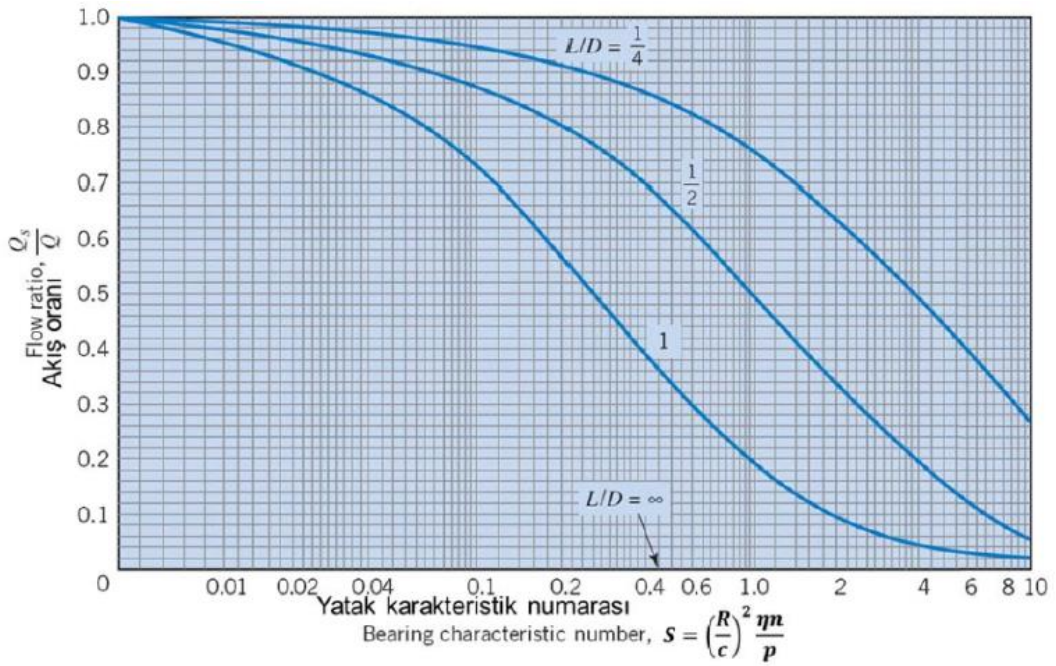
Ek-Şekil 2. İzafi minimum yağ filmi kalınlığı ve izafi eksantrisite diyagramı



Ek-Şekil 3. Sürtünme faktörü diyagramı

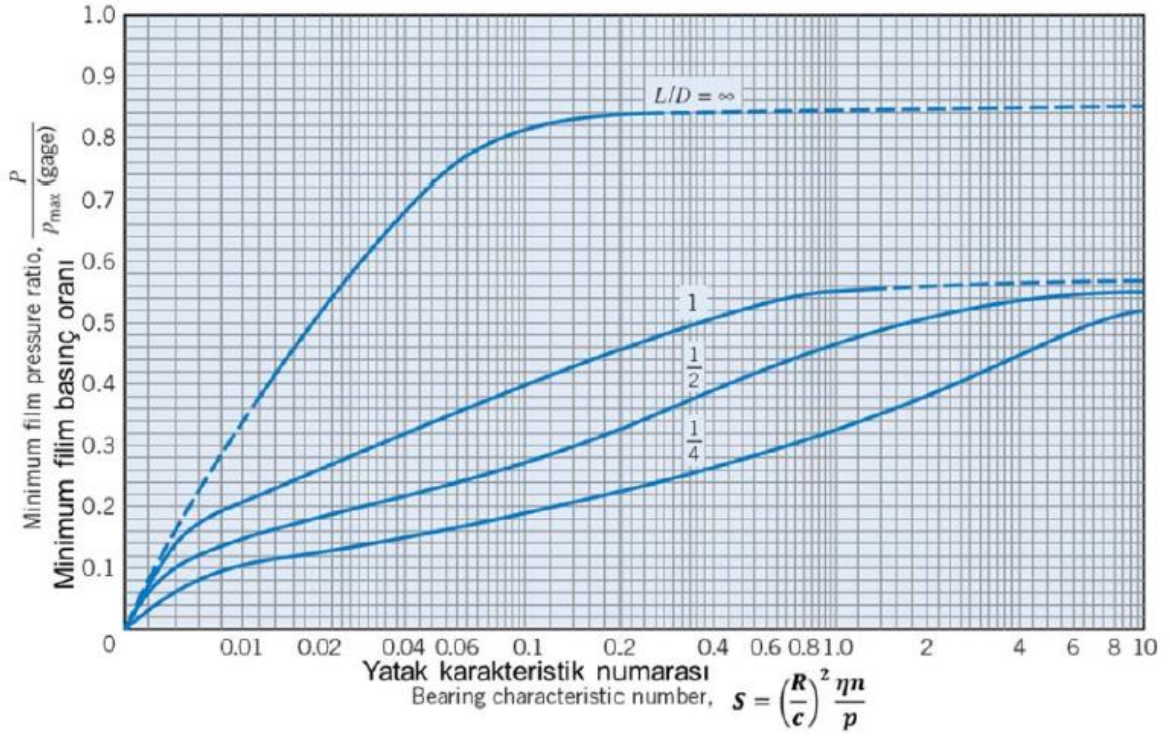


Ek-Şekil 4. Debi faktörü diyagramı

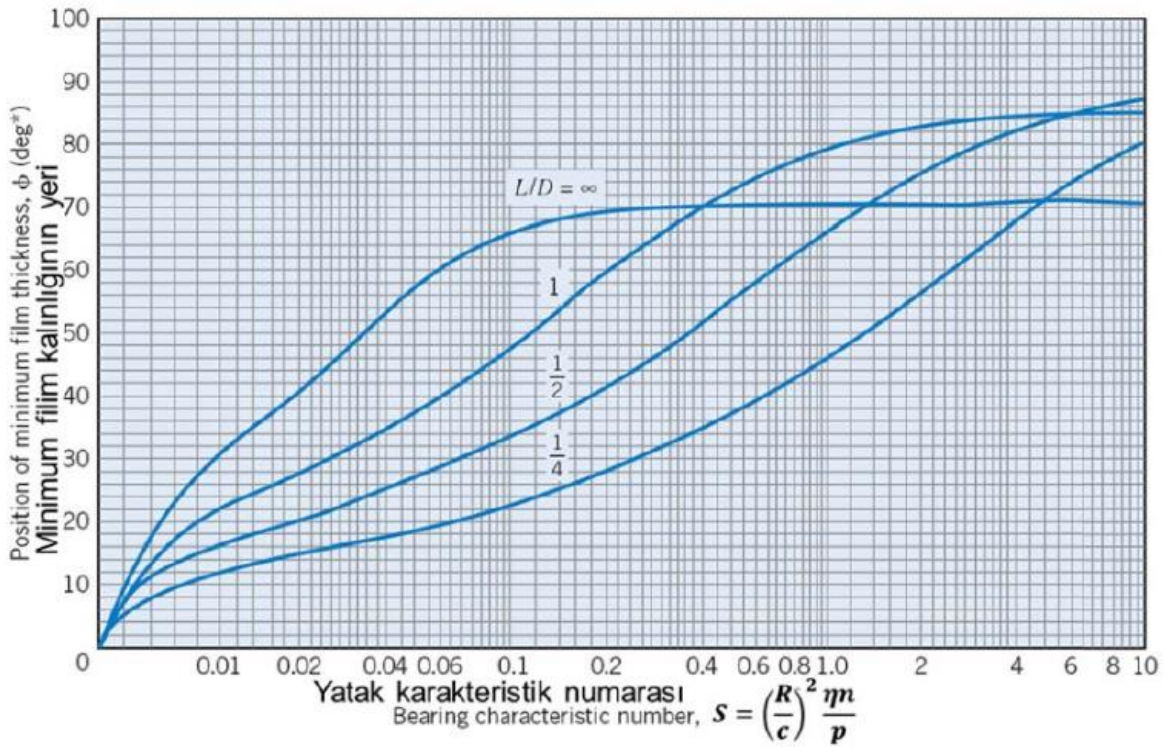


Ek-Şekil 5. Debi oranını tayin için diyagram

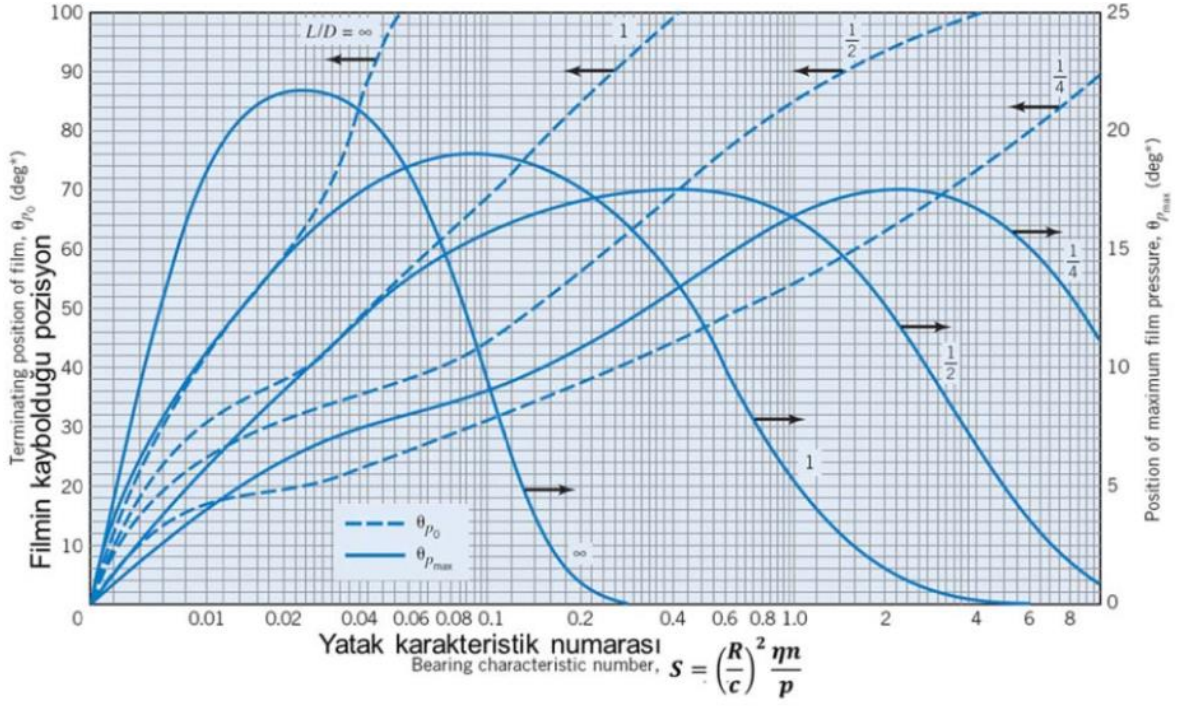




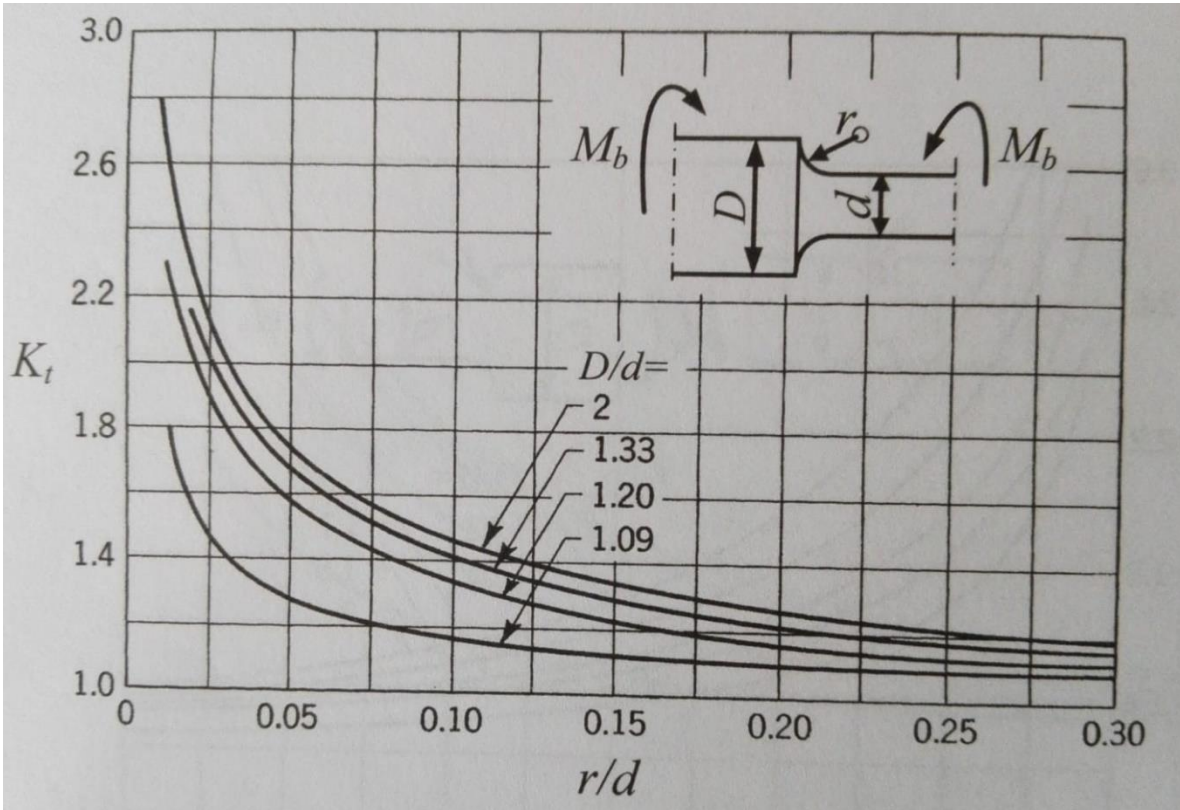
Ek-Şekil 6. Maksimum yağ basıncını tayin için diyagram



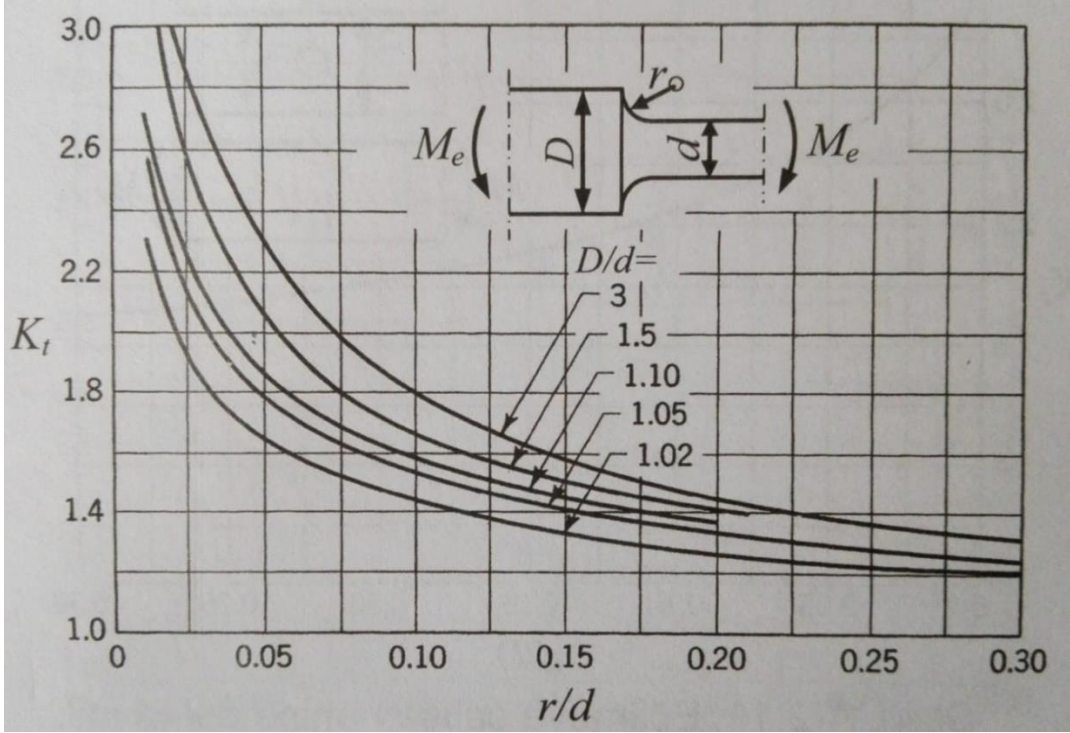
Ek-Şekil 7. Minimum film kalınlığı  $h_0$ 'ın konumunun tayini için diyagram



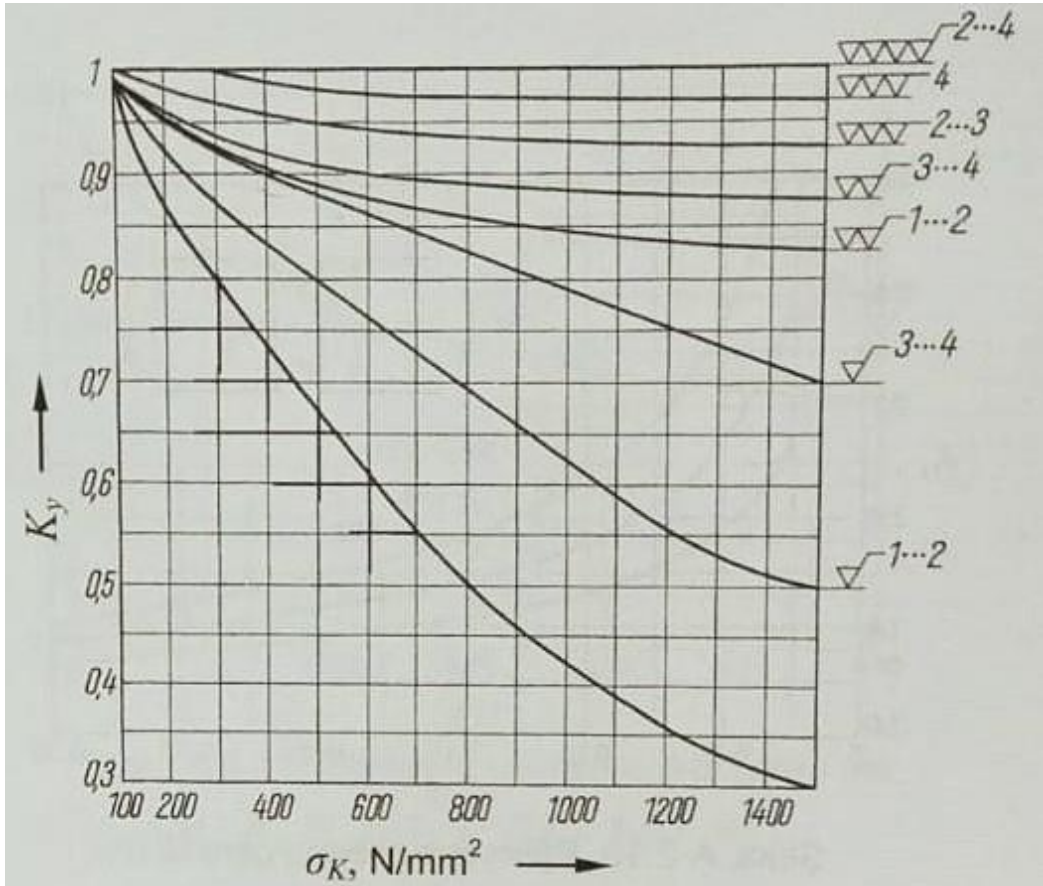
**Ek-Şekil 8.** Yağ filminin nihayetinin ve maksimum yağ basıncının konumunun tayini için diyagram



**Ek-Şekil 9.** Burulmaya çalışan kademeli mil



Ek-Şekil 10. Eğilmeye çalışan kademeli mil



Simge	Pürüz derinliği serisi	Pürüz derinliği $R_t$ ( $\mu\text{m}$ )	Yüzey işlemi
$\Delta\Delta\Delta\Delta$	2 ... 4	0,4 ... 1	Parlatılmış
$\Delta\Delta\Delta$	4	2,5	İnce taşlanmış
$\Delta\Delta\Delta$	2 ve 3	4 ... 6,3	Taşlanmış
$\Delta\Delta$	3 ve 4	16 ... 10	Çok ince taşlanmış
$\Delta\Delta$	1 ve 2	25 ... 40	İnce talaş
$\Delta$	3 ve 4	25 ... 63	Kaba talaş
$\Delta$	1 ve 2	100 ... 160 Gerektiğinde 250 $\mu\text{m}$ 'ye kadar çıkabilir	Çok kaba talaş

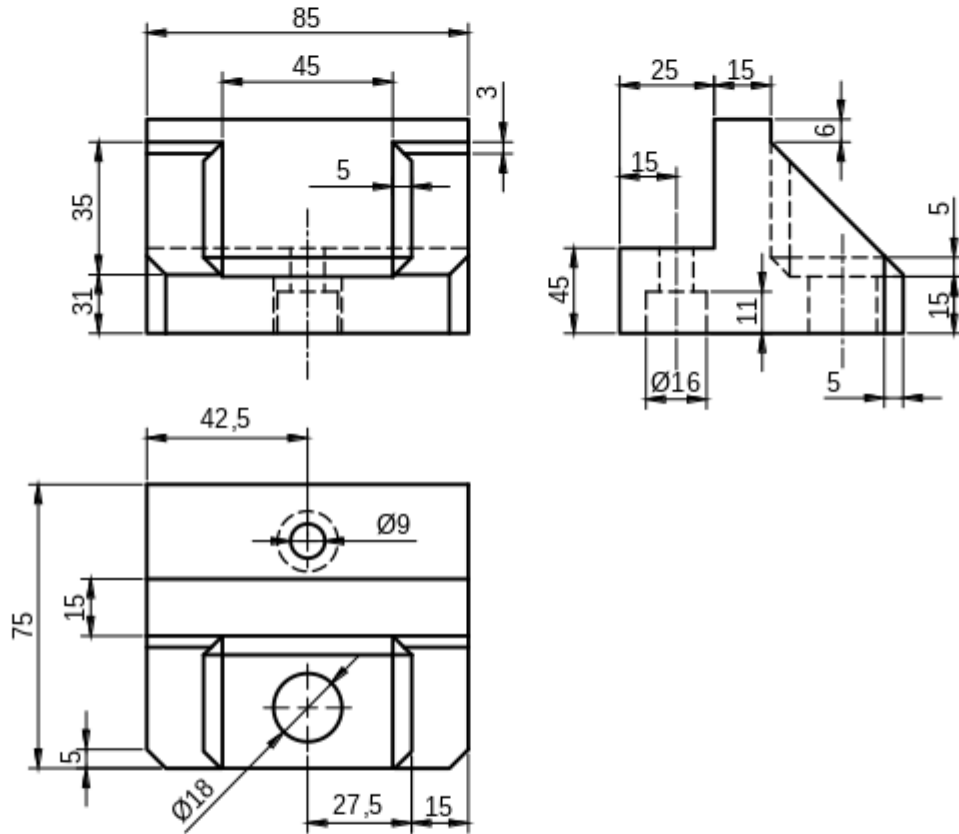
**Ek-Şekil 11.** Yüzey pürüzlülük faktörü


## ÖZGEÇMİŞ

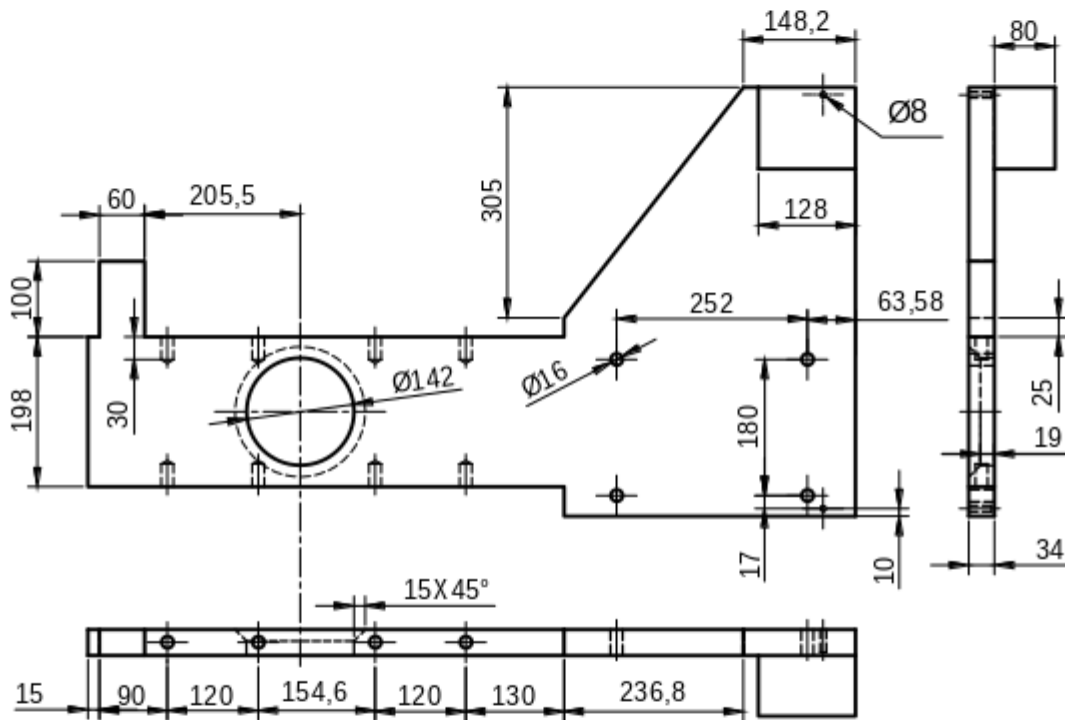
Baki Enes GENİŞ, 1997 yılında Kocaeli'nin İzmit ilçesinde doğdu. İlköğretimini de doğduğu şehir olan Kocaeli'de sırasıyla Kocatepe İlköğretim Okulu ve Ford Otosan İlköğretim Okulunda tamamladı. 2011 senesinde kazandığı Derince Necip Fazıl Anadolu Lisesi'ni 2015 yılında başarıyla bitirdi. Aynı yılın eylül ayında Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünü kazandı ve 2015-2016 yıllarında İngilizce hazırlığı tamamladı ve mühendislik fakültesinde makina mühendisliği öğrenimine başladı. 2015 senesinden beri K.T.Ü. bünyesinde Makine Mühendisliği Bölümünde aktif öğrenci olarak öğretimine devam etmektedir.

Mehmet ÖZKOCAOĞLU, 1997 yılında Malatya'da doğdu. İlkokul ve ortaokul öğrenimini Fatih İlköğretim Okulu'nda tamamladı. 2015 yılında Akmercan Anadolu Lisesi'ni bitirdi. Aynı yıl Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümüne girmeye hak kazandı ve bir yıl İngilizce hazırlık eğitiminin ardından makine mühendisliği lisans eğitimine başladı. Şuan Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde aktif öğrenci olarak eğitime devam etmektedir.

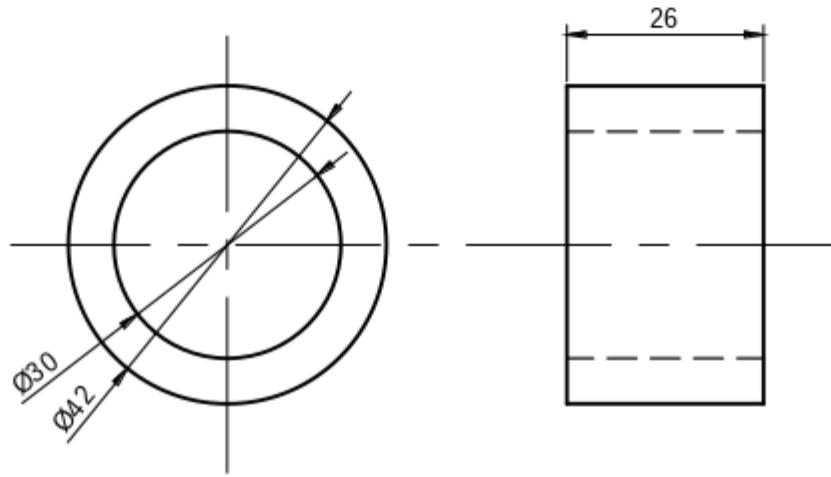
Adem YEŞİLOĞLU, 1994 yılında Bayburt'ta doğdu. İlkokul eğitimini Bayburt'ta, ortaokul öğrenimini ise Trabzon'da tamamladı. 2012 yılında Ulusoy Anadolu Teknik Lisesi'nden mezun oldu. 2015 yılında Erzincan Binali Yıldırım Üniversitesi Makine Bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü kazandı. Bir yıl İngilizce hazırlık eğitimi aldıktan sonra mühendislik eğitimine başladı. Şuan halen K.T.Ü. bünyesinde Makine Mühendisliği Bölümünde aktif öğrenci olarak öğrenimine devam etmektedir.



	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		10.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:2	TABLA AYAĞI		Resim No
			001

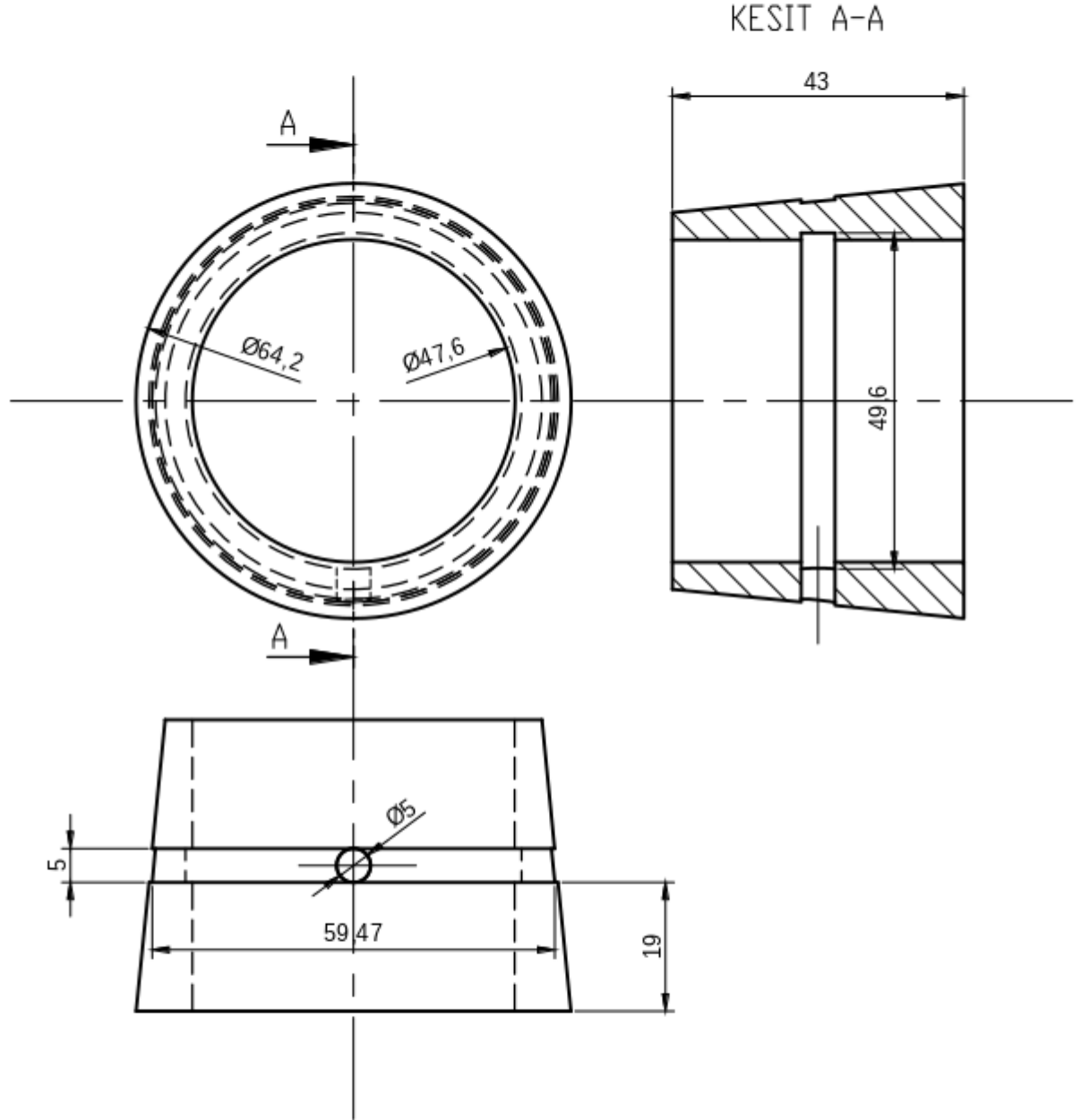



	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		10.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:10	ALT TABLA		Resim No 002

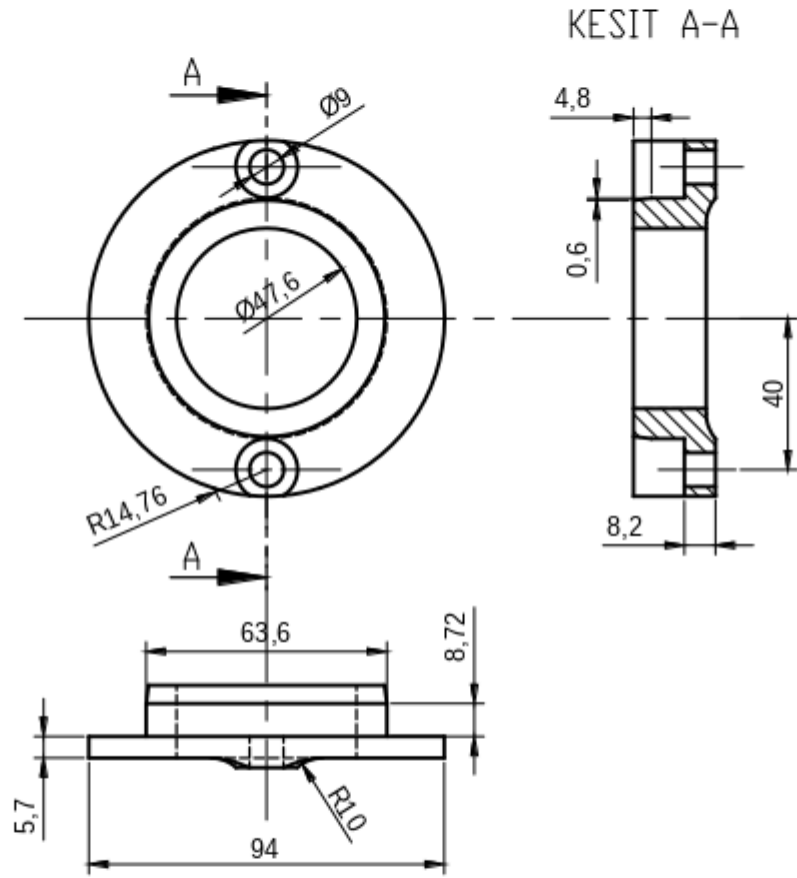



	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		10.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:1	BİLEZİK		Resim No 003
			

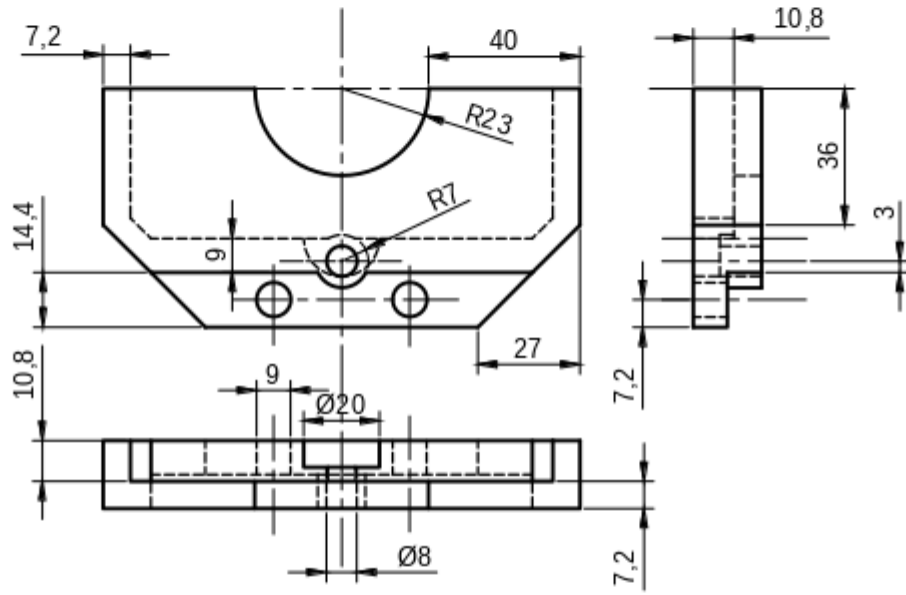





	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		11.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:1	BURÇ		Resim No
			004

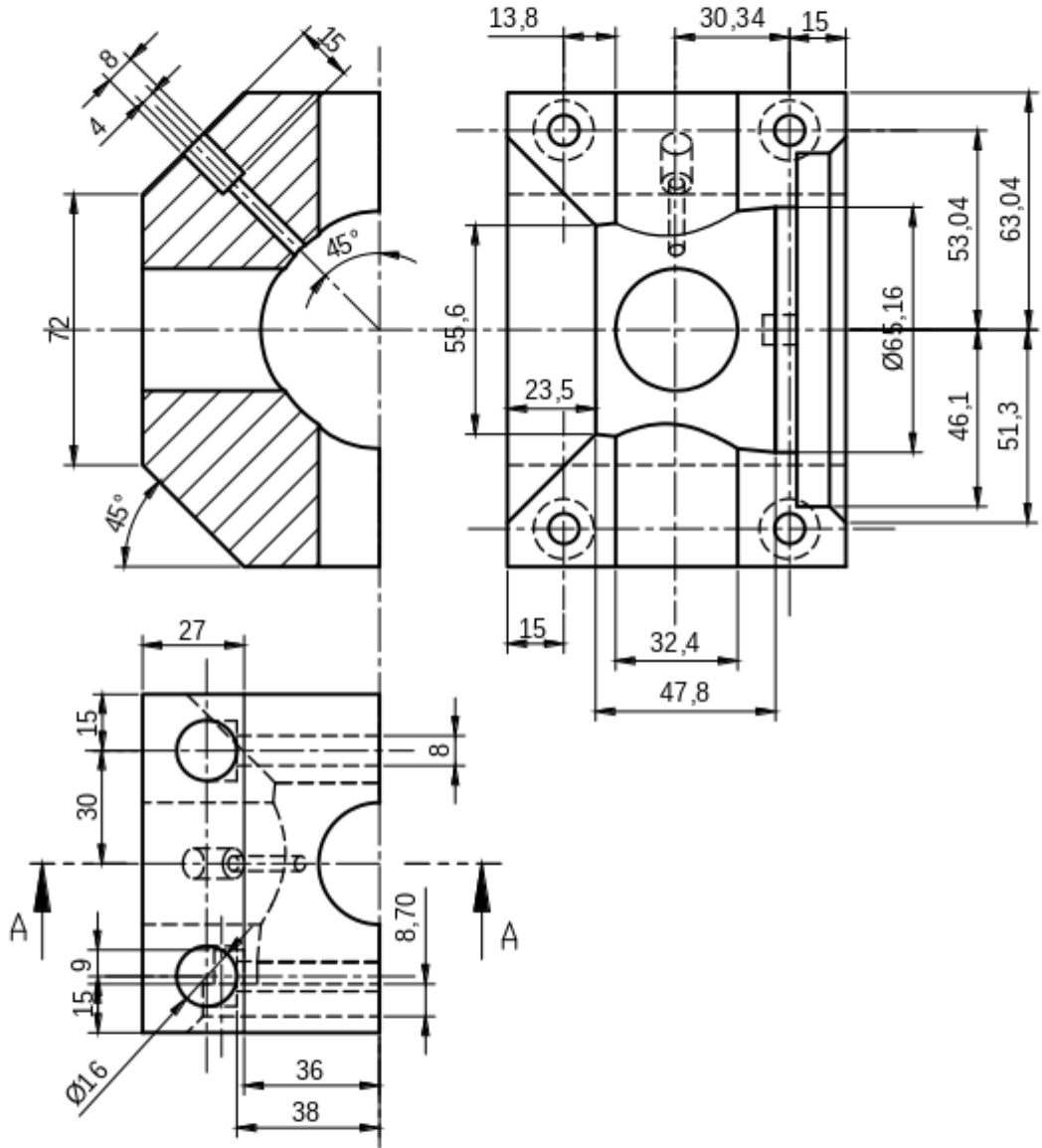


	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		12.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:2	GÖVDE BURÇ YATAKLAMASI		Resim No
			005



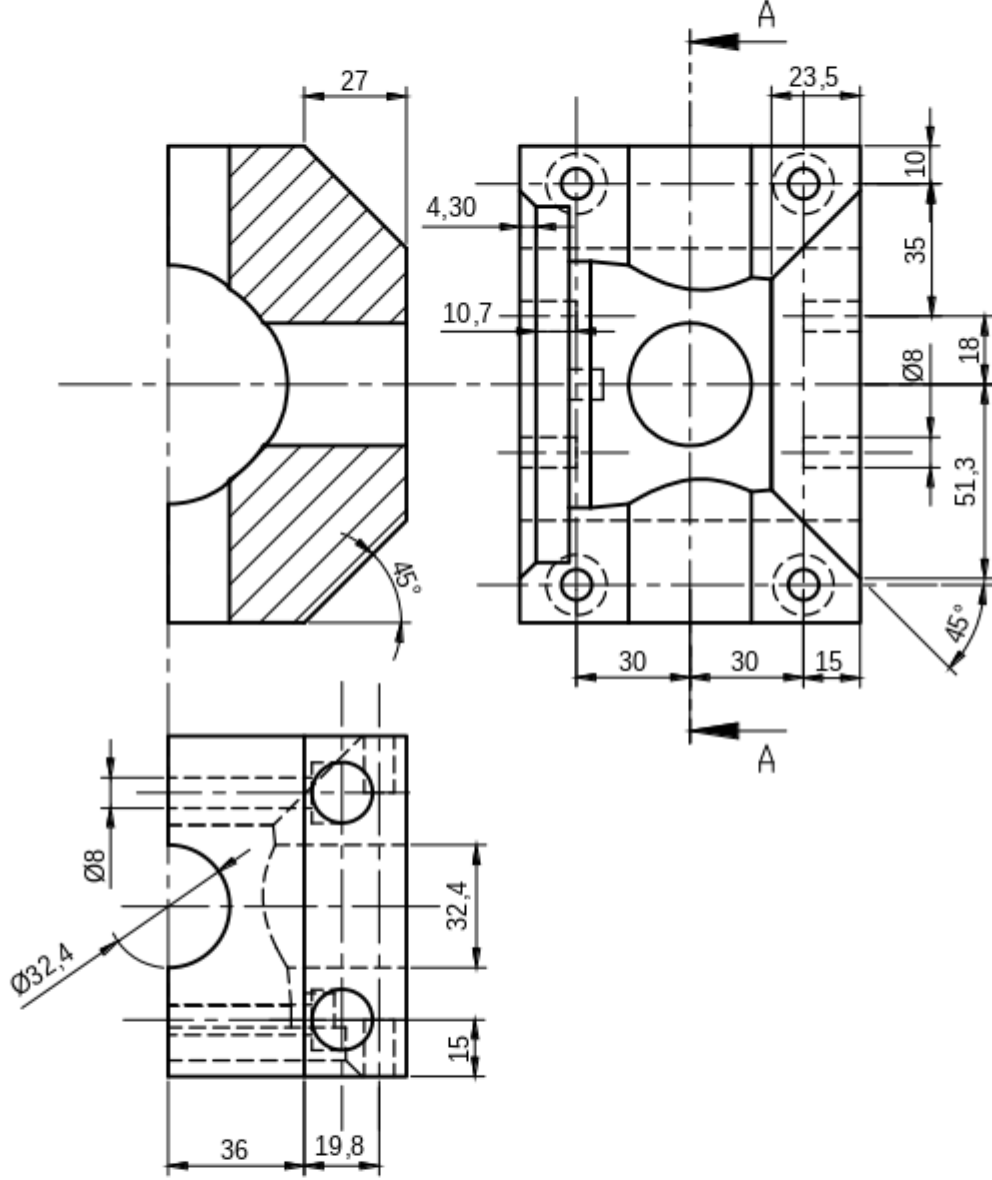
	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		12.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:2	GÖVDE YAĞLAMA CEBİ		Resim No 006
			

KESİT A-A

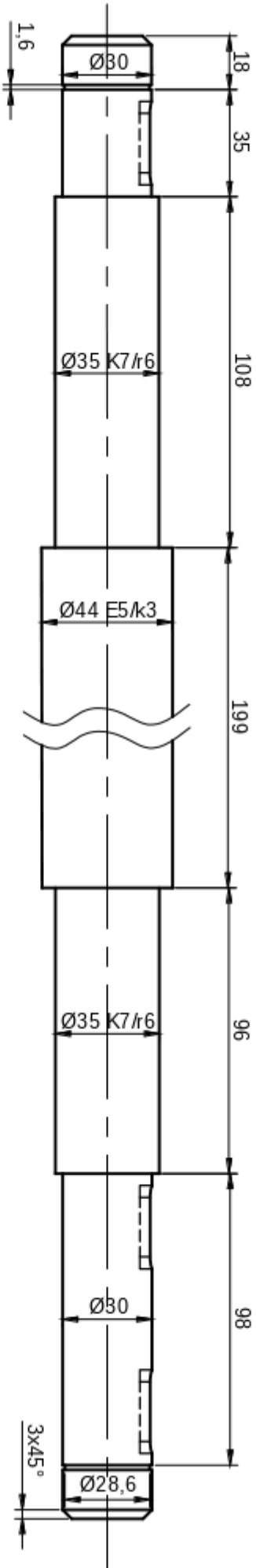


	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		13.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:2	GÖVDE ÜST KISIM		Resim No 007

KESIT A-A



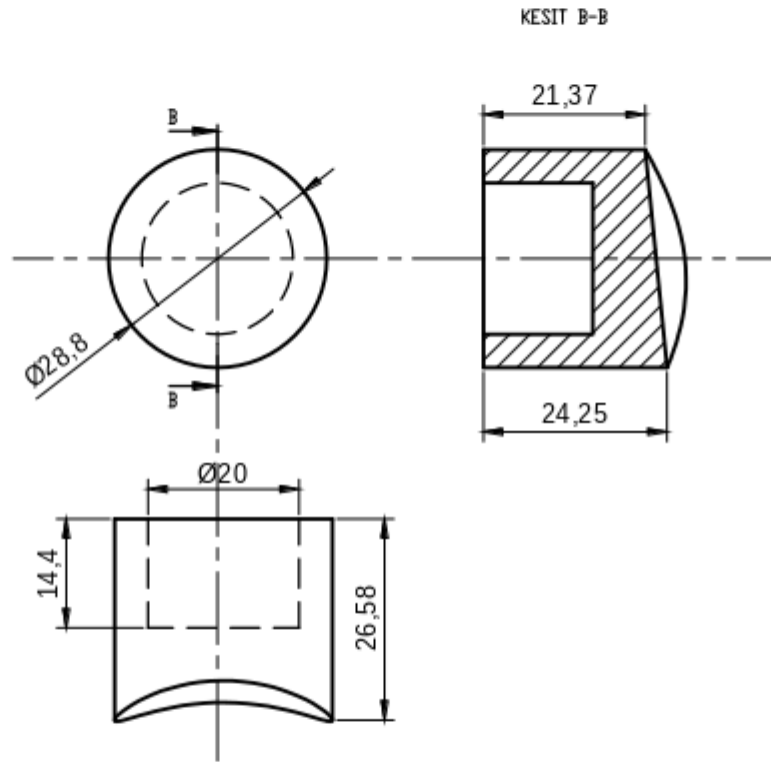
	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		13.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:2	GÖVDE ALT KISIM		Resim No 008



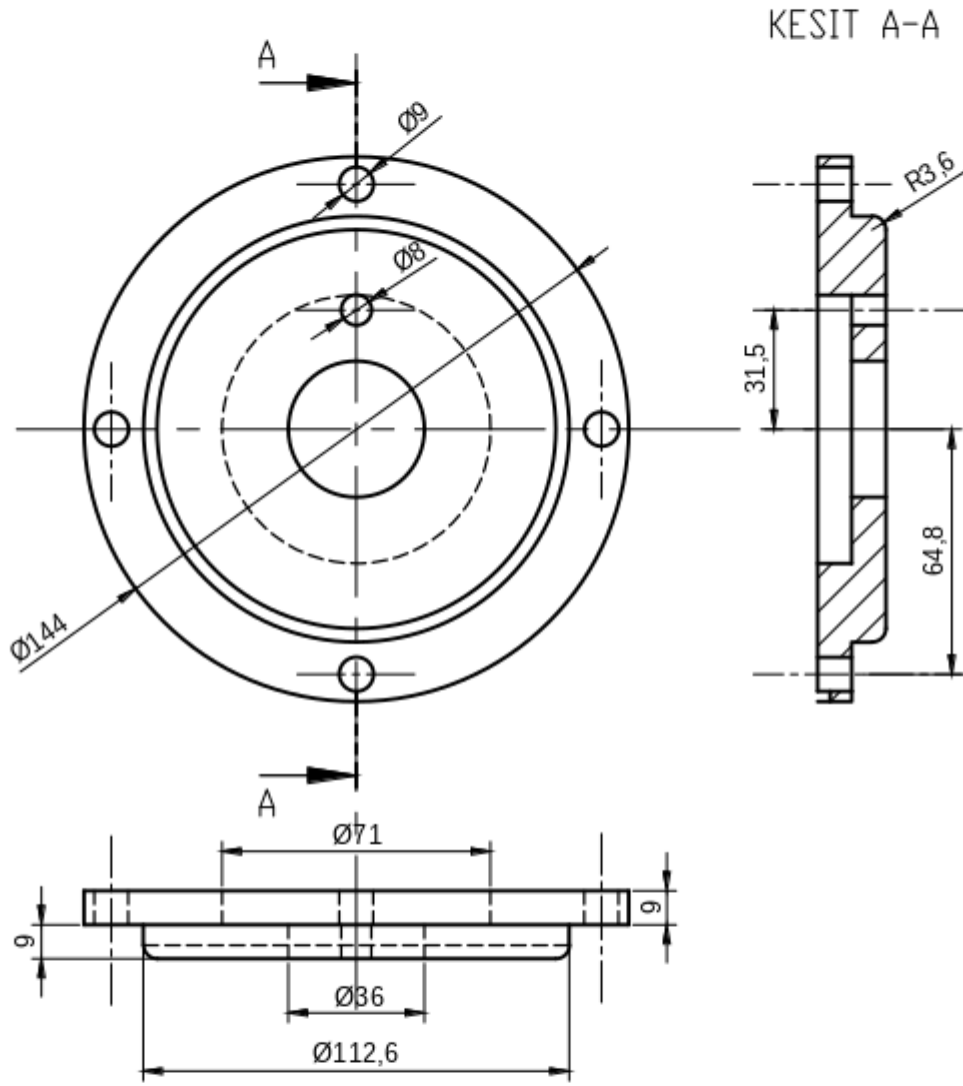
Ø35	r6	+0,050 +0,034
Ø35	K7	+0,007 -0,018
Ø44	k3	+0,004 0
Ø44	E5	+0,061 +0,050
Ölçü	İşaret	Sapmalar

Adı Soyadı		Tarih		KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		14.12.2019		
Sınıf - No				
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN			
Ölçek	1:2			
MILL		Resim No		009



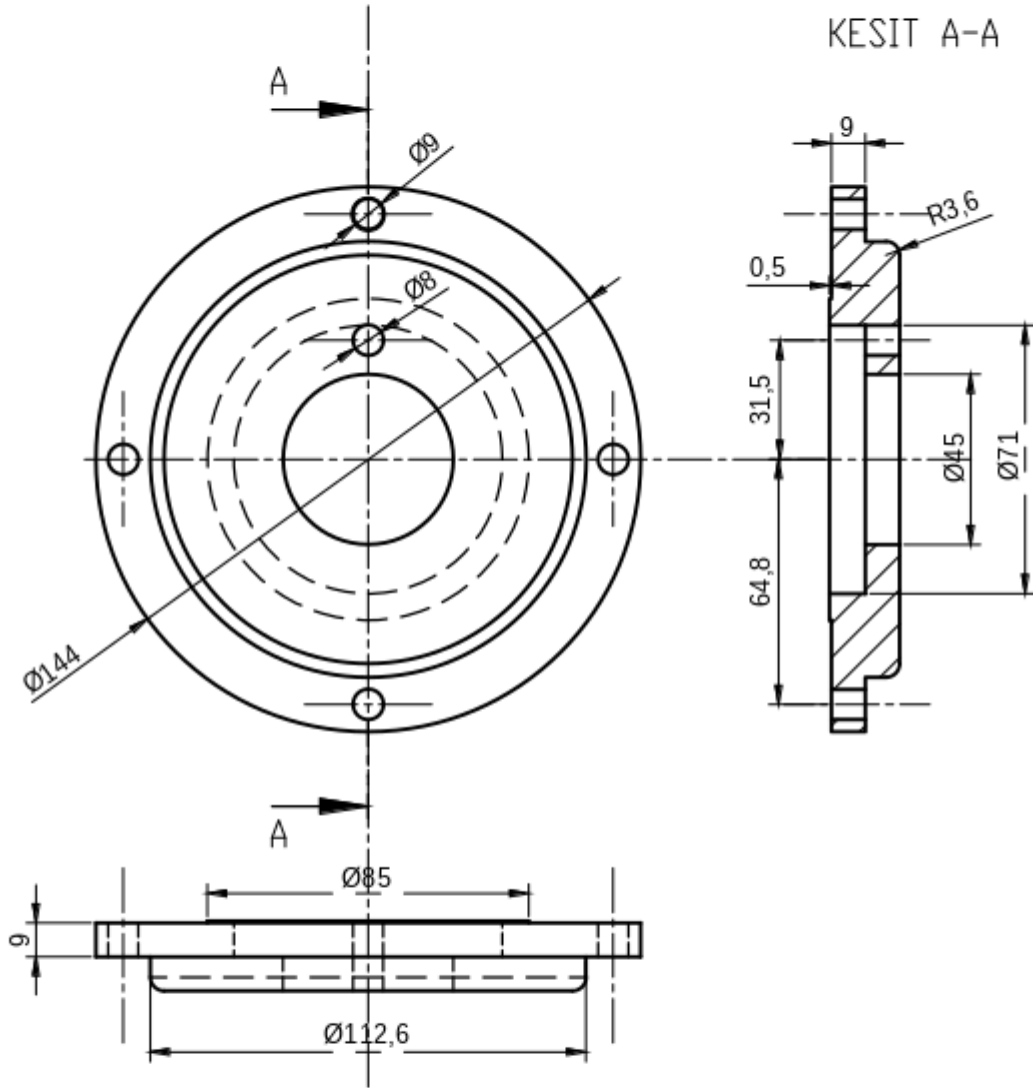


	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		14.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:1	PAPUÇ		Resim No
			0010

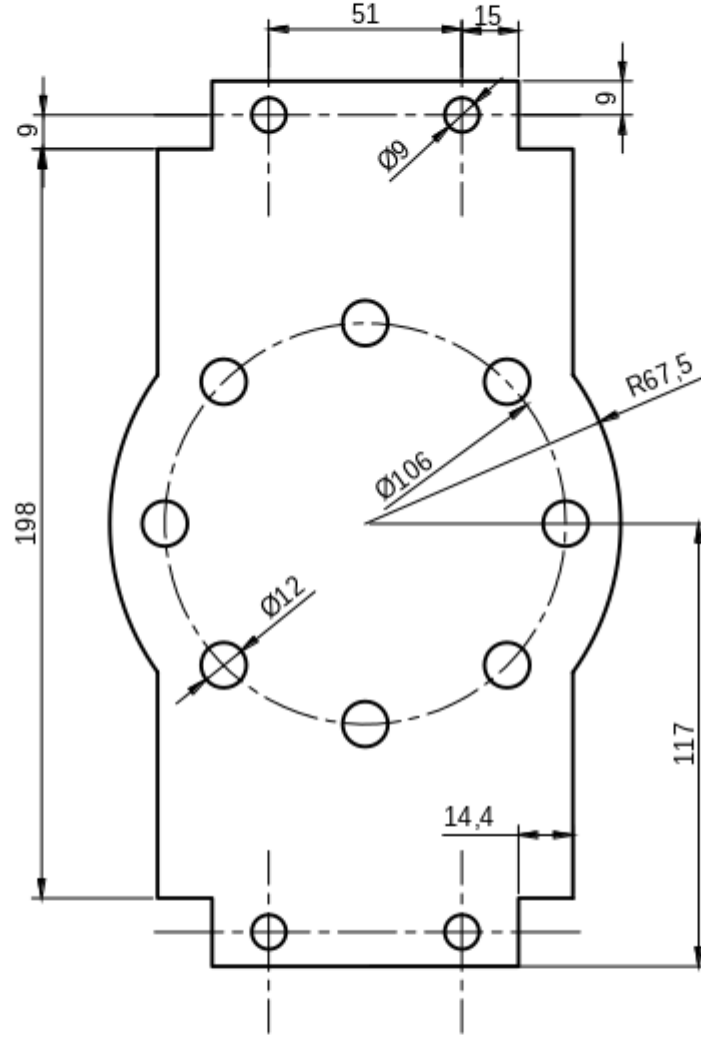


	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		15.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:2	RULMAN KAPAĞI SAĞ		Resim No
			0011



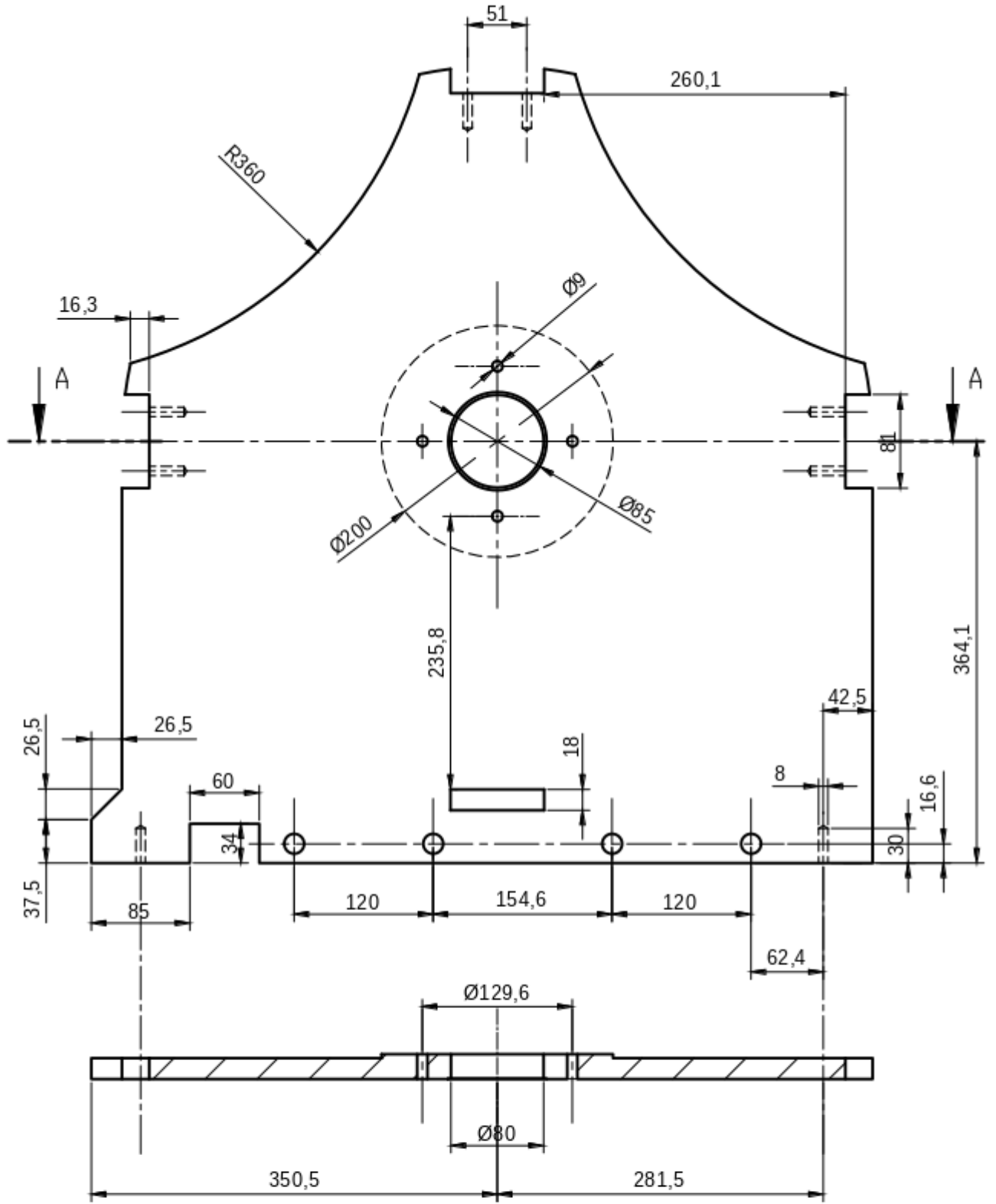


	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		15.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:2	RULMAN KAPAĞI SOL		Resim No 0012



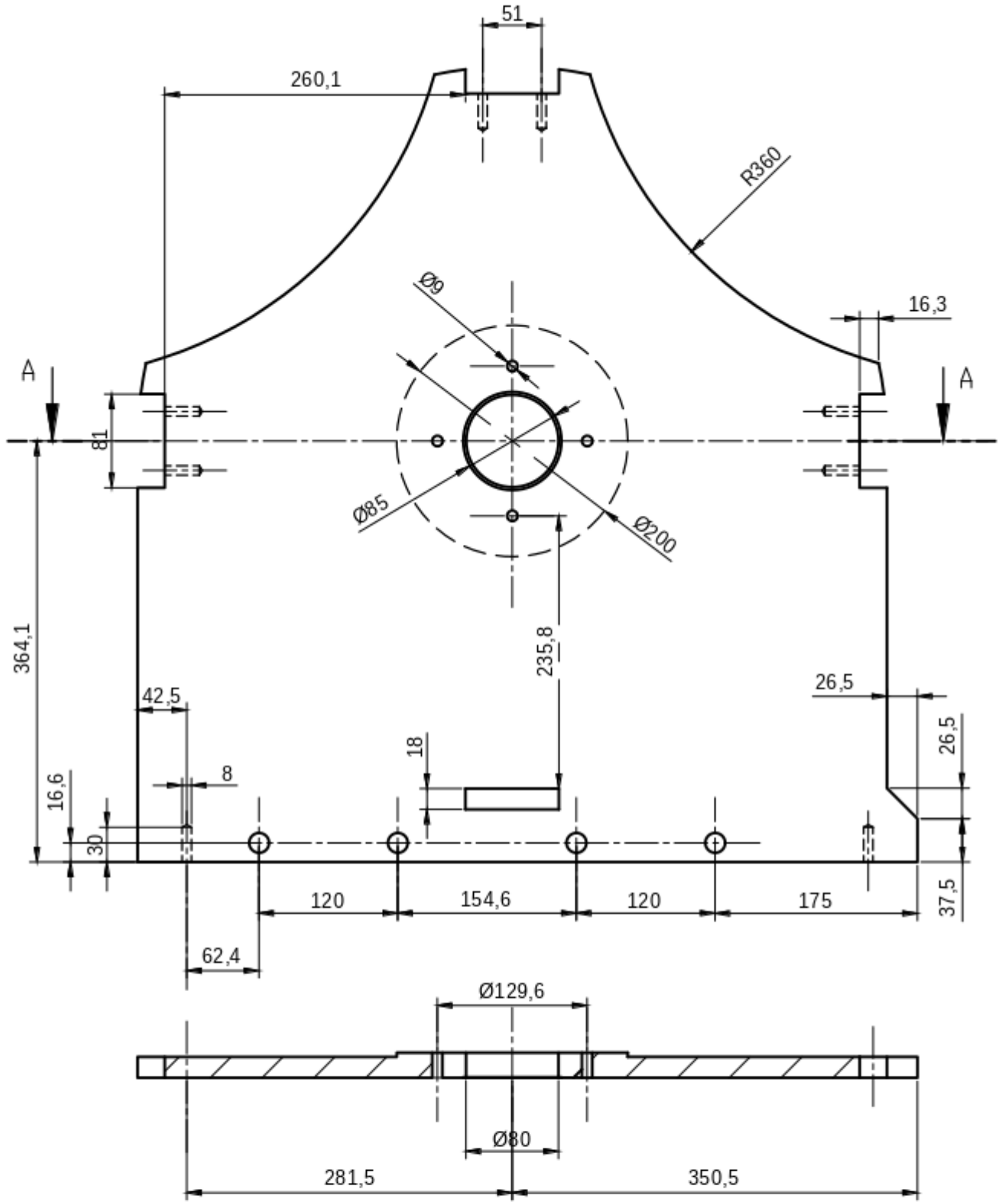
Kalınlık 18 mm

	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		16.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:2	PLAKA SACI		Resim No 0013



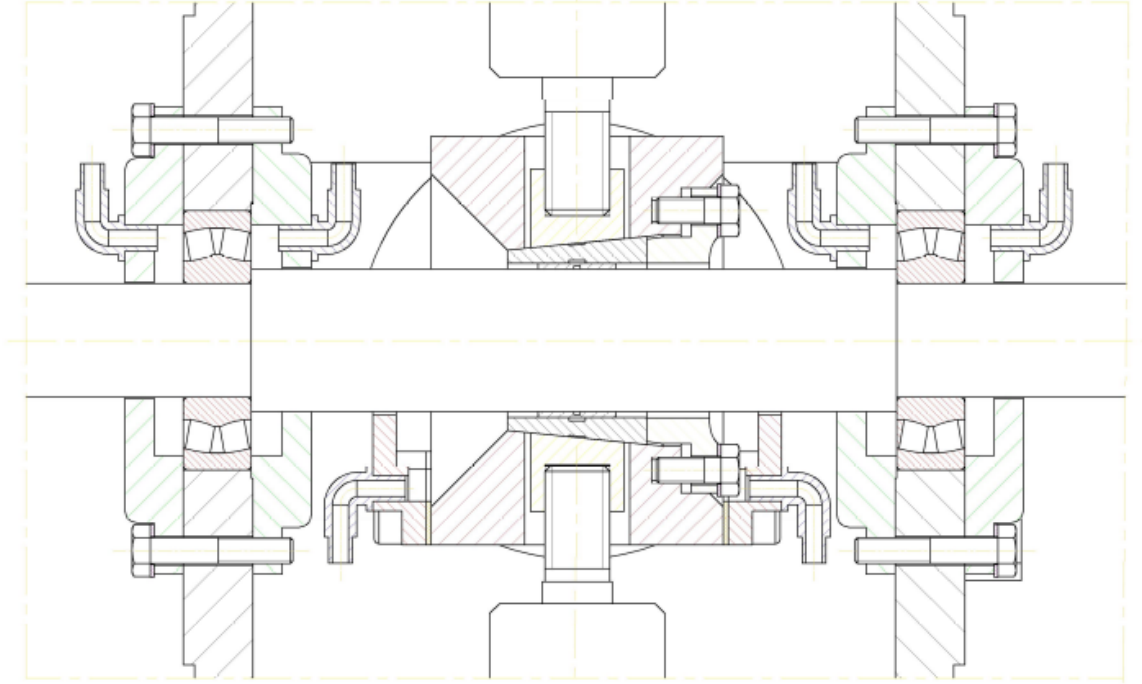
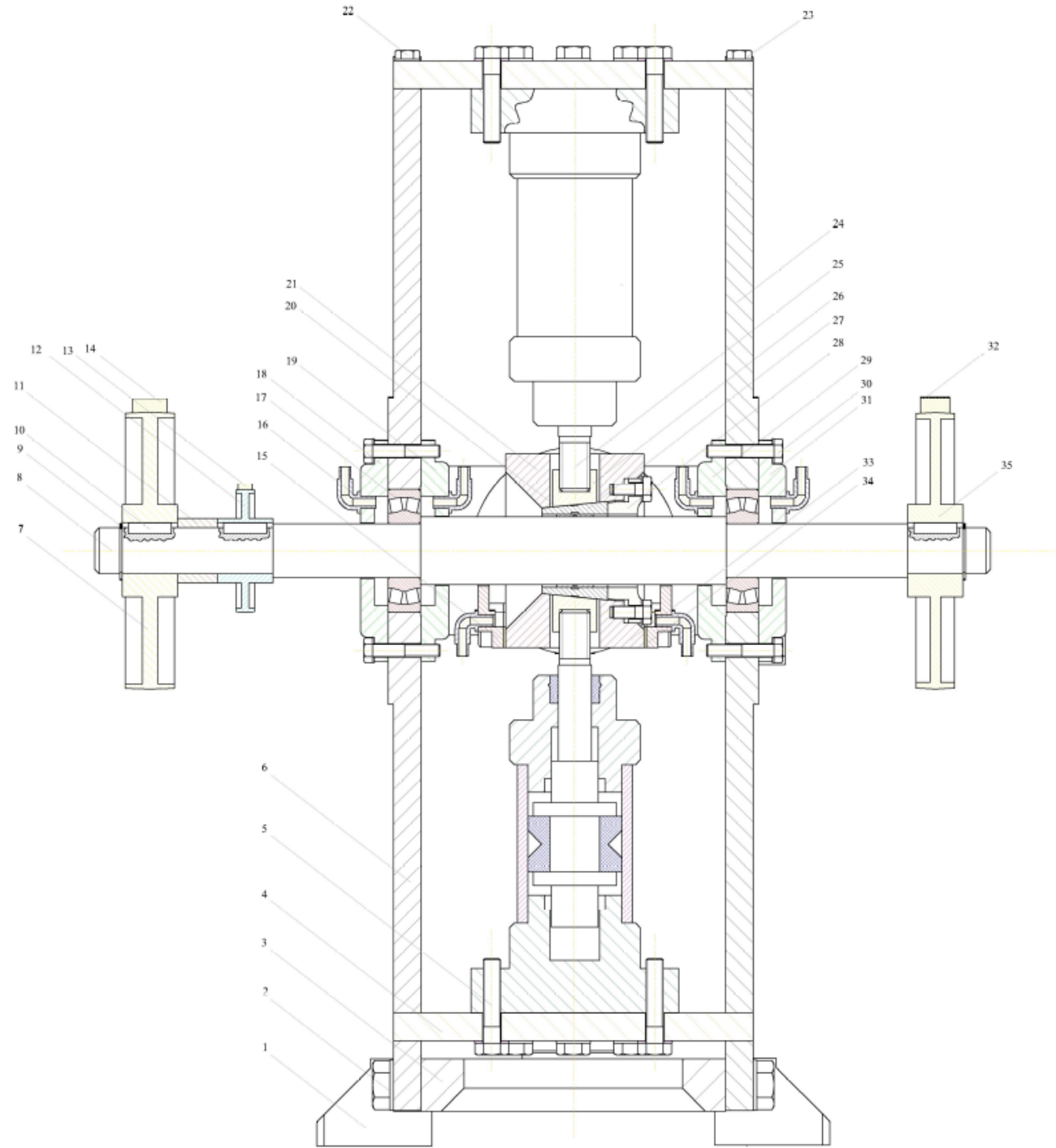
KESIT A-A

	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		16.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:5	SOL PLAKA		Resim No 0014

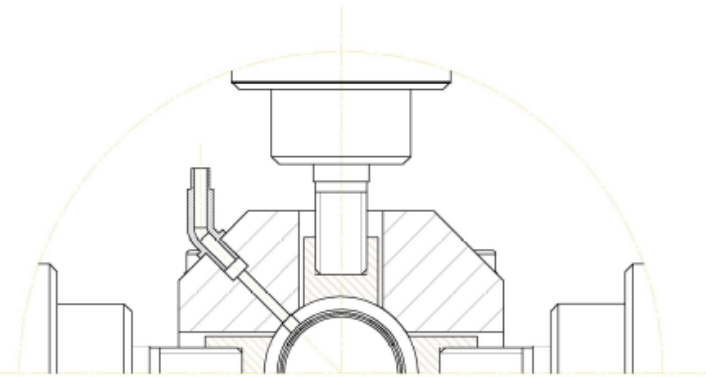


KESIT A-A

	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
Çizen		16.12.2019	
Sınıf - No			
Kontrol	Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
Ölçek 1:5	SAĞ PLAKA		Resim No 0015



DENEY DÜZENİĞİNİN DENEY MİLİNE PARALEL KESİTİ  
ÖLÇEK 1/1



DENEY DÜZENİĞİNİN DENEY MİLİNE DİK KESİTİ  
ÖLÇEK 1/1

Sıra	Parçanın Adı	Adet	Standart No	Malzeme	Açıklama
35	Motor Kasnağı	2			Hazır
34	Göbek Yağlama Cebi Contası	2			Hazır
33	Gövde Alt Kısım	1		DDL 20	İmalat
32	Motor Kayışı	1			Hazır
31	Rulman Kapağı Dış	2		DDL 20	İmalat
30	M8x44 Civata	8	TS 6206	Fe60	Hazır
29	Rulman Kapağı İç	2		DDL 20	İmalat
28	Gövde Dış Yataklaması	1		DDL 20	İmalat
27	Burç	1		DDL 20	İmalat
26	Papuç	4		DDL 20	İmalat
25	İ hidrolik Piston Mil	1			Hazır
24	Sağ Plaka	1		DDL 20	İmalat
23	Rondela	64			Hazır
22	M8x44 Civata	16	TS 6206	Fe60	Hazır
21	Gövde Üst Kısım	2		DDL 20	İmalat
20	Yatak	1			Hazır
19	Rulman Kapağı İç	2		DDL 20	İmalat
18	Rulman Kapağı Dış	2		DDL 20	İmalat
17	Konik Rulman	2			Hazır
16	Gresliçlik	6			Hazır
15	Göbek Yağlama Cebi	2		DDL 20	İmalat
14	İ hidrolik Piston Kayışı	1			Hazır
13	Yağlama Piston Kayışı	1			Hazır
12	Yağlama Piston Kasnağı	1			Hazır
11	Bilezik	1		DDL 20	İmalat
10	Kama 8x7x28	3	TS 79/1		Hazır
9	Segman	1			Hazır
8	Ana Mil	1		DDL 20	İmalat
7	İ hidrolik Piston Kasnağı	1			Hazır
6	Sol Plaka	1		DDL 20	İmalat
5	M11x50 Civata	32	TS 6206	Fe60	Hazır
4	Plaka Sacı	4		DDL 20	İmalat
3	AH Tabla	1		DDL 20	İmalat
2	M16x35 Civata	8	TS 1024/18	Fe60	Hazır
1	Tabla Ayacağı	6		DDL 20	İmalat

Sıra	Parçanın Adı	Adet	Standart No	Malzeme	Açıklama
	Çizen		20.12.2019		KTÜ MF Makina Mühendisliği Bölümü
	Çizen - No				
	Kontrol		Dr. Öğr. Üyesi M. Sabri DUMAN		
	Ölçek	1:2			Resim No 018
KAYMALI YATAK MONTAJ RESMİ					