RULMAN KATALOĞU

Teknik Bilgi Kitabı

GENEL MERKEZ:

Eskişehir Yolu No:294
Lodumlu / ANKARA
Tel: (0090) 312 289 89 00
Fax: (0090) 312 284 62 53
e-mail: salesors@ors.com.tr

FABRİKA

Ankara- Polatlı Karayolu 65. Km
06901 Polatlı, Ankara / TÜRKİYE
Tel: (0090) 312 648 00 10 (pbx)
Fax: (0090) 312 648 00 21
e-mail: plant@ors.com.tr
http://www.ors.com.tr

ORTADOĞU RULMAN SANAYİ VE TİCARET A.Ş.

Yapım-Üretim:
SEMİH OFSET
Büyük Sanayi 1. CAdde Çilingir Sokak No:26
Çakırlar İşhanı , İskitler / ANKARA
Tel: (0.312) 341 40 75 (4 hat) Fax: (0.312) 341 98 98
www.semihofset.com.tr

Modifiye edilmiş hesaplanabilir çalışma ömrü mü (ISO-NORM), yoksa modifiye edilmiş yeni taşıma sayısı mı?

Milletlerarası Normlar ISO 281-1977-ISO 76-1978

Milletlerarası Normlandırma Organizasyonu (ISO), endüstri ülkelerinin milletlerarası norm teklifi sunduğu, tartıştığı ve oluşturduğu bir teşkilattır. Bu teşkilat sadece milletlerarası işbirliğine ve teknik ilerlemeye hizmet eder. Buradan yayınlanan normlar dolaysız ve hemen kullanılabilecek durumdadır veya milli norm enstitülerinin kendi ülkelerinin teknik standartlarına uyarlamaları gerekir. Milletlerarası normlar, güvenilir ve kabul edilmiş ilmi bilgileri yansıtan ayna gibidir. Münferit girişimler milletlerarası işbirliğini aksatacağı gibi, rulman imalatçıları ve rulman kullananlar arasındaki güveni'de etkiler.

ISO 281-1977 aşağıdaki kuralları şart koşar:

Dinamik taşıma sayısı C

- Yuvarlanma elemanları adedi ve ölçülerine,
- Yuvarlanma yolu ile yuvarlanma elemanları arasındaki temas açısına,
- İmalat hassasiyetine,
- Malzemeye (alışıla gelmiş rulman çeliği)

bağlıdır. Gerçekleşme varsayımı % 90'dır.

Modifiye edilmiş hesaplanabilir çalışma ömrü L_{na}

- Dinamik taşıma sayısına, dinamik eşdeğer yüke, gerçekleşme varsayımına, yağlama şartlarına ve rulman malzemesine (alışılagelmiş rulman malzemesinden daha üstün bir malzeme) bağlıdır

ISO 76-1978

- Statik taşıma sayısı C_o'nin ek olarak belli bir plastik deformasyonun sınır değeri şartı altında hesaplanmasını öngörür.

Maalesef bahsedilen faktörler için, güvenilir yağlama şartlarını, tekniğine uygun montaj ve daha üstün malzeme kullanımını içeren sayısal değerler verilmiyor.
Bu nedenle rulman imalatçıları arasında bir çok farklı uygulama sayısı ve uygulama diyagramı oluşmuştur.

Rulman teknolojisinde en son gelişmeler

Teknik gelişme durmadan devam etmektedir. Son 10-15 yıl içerisinde rulman teknolojisinde, özellikle rulmanların güvenirliğini, yani çalışma ömrünü hedef alan etkili gelişmeler mevcuttur.

Bu gelişmeler şunlardır:

- Geliştirilmiş imalat metodları ve imalat teçhizatı (metod tekniği)
- Daha hassas olan ölçü alet ve makinaları (kontrol tekniği)
- Daha düzgün malzeme bünyesi (malzeme tekniği)
- Daha uzun ömürlü yağlama maddesi (yağlama tekniği)
- Sürtünme ve aşınma hakkında yeni bilgiler
- Rulmanlara uygun montaj ve sızdırmazlık sağlanması (uygulama tekniği)

İlk üç madde rulman imalatçısının elindedir. Ancak, işin esasına kısmen etki eder. Diğer maddelerin önemi daha büyüktür. Mevcut yağlar, güvenilir yağ filmi oluşmasını sağlar (yıllar süren kullanım), rulman tekniğine uygun montaj rulmanı önceden bilinmeyen ek yüklere karşı korur ve kullanıma uygun sızdırmazlık sağlanmasıda rulmana pislik girmesini önler. Rulman ve yağ imalatçıları ile rulman kullananlar arasındaki işbirliği konu için önemli bir ön şarttır.

Bu önemli etkenleri teyit edebilmek için değişik yağlama şartlarında ve kirlilik oranlarında her yönüyle masraflı çalışma ömrü deneyleri yapılmıştır. Şimdiye kadar elde edilen sonuçlar kesindir. Tamamen temiz laboratuvar atmosferinde çalışma ömrü hesaplanan ömrün bir kaç katına ulaşmaktadır. Aksine, fazlaca bir kirlilik söz konusu olduğunda çalışma ömrü tahmin edilemeyecek şekilde bir kaç kat kısalır. Hatta, araştırma sonuçlarına göre rulmanlar uygun kullanım ve bakımda özel makina elemanları olmaktan çıkarlar. Bunların her cıvata, her prim ve her mil gibi belli bir yorulma mukavemeti vardır.

Ancak, fazla acele ederek laboratuvar sonuçlarını genelde uygulamaya aktarmak kimseye yarar sağlamaz. Çünki, rulmandaki yaklaşık bir asırlık gelişmeden sonra bu gibi yeni bilgilerin uzman çevrelerde tartışılıp kabul edilmesi gereklidir. Ancak bundan sonra bu bilgiler milletlerarası nomlara aktarılır ve bu da bilimsel ciddiyetin temel prensibidir.

Yorulma mukavemeti hariç, yukarıdaki şartların kesinlikle sağlanması halinde rulmanların güvenirliği ve gerçekleşme varsayımı, hesaplanabilir çalışma ömrünün yükseltilmesinden zarar görmez, yani:

- Bilyalı rulmanlar için 2,2 kat
- Makaralı rulmanlar için 1,5 kat

Bir yandan rulman imalatçısının verdiği rulmanın hesaplanabilir çalışma ömrünün %90'ına ulaşmasında müsaade edilirken, diğer yandan da istatistiksel dağılım kanununa göre, tüm rulmanların %50 sinin hesaplanabilir çalışma ömrünün 5 katı çalışabildikleride bilinmektedir.

Statik taşıma sayısı genelde önemli rol oynamaz. Fakat Amerikalılar tarafından yapılan araştırmalarda plastik deformasyonun belli bir kriterinden belli bir hertz basıncına (hert sche pressung) geçilebileceği ispatlanmıştır. Bu hesaplama yöntemine göre özellikle makaralı rulmanların statik taşıma sayıları C_o çok büyür. Bununla ilgili bir ISO norm taslağı üzerinde bir kaç yıldır çalışılmaktadır.

ORS rulmanları en yeni teknoloji ile üretilmektedirler. En modern imalat metodları ile en yüksek kalitede malzeme kullanılmaktadır. Sonucuda, milletlerarası en yüksek kalite seviyesinde rulmanlardır. Bu nedenle rulmanlarımıza ilişkin değerleri yükseltilmiştir.

"Modifiye edilmiş dinamik taşıma sayısında" hidrodinamik yağ filmi oluşumunu ve daha önce gerçekleştirilen temas geometrisi geliştirmesini dikkate alıyoruz. "Modifiye edilmiş statik taşıma sayısı" için amerikan AFBMA-Normu hesap metodunu kullanmaktayız.

Yeni ORS Rulman Çözümü

Modifiye edilmiş hesaplanabilir çalışma ömrünün denklemi ISO 281/1'e dolayısıyla önorm 6320/1 e göre şöyledir:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \left(\frac{C_{ISO}}{P}\right)^p$$

- L_{na}: Hesaplanabilir çalışma ömrü, bak ORS teknik el kitabı
- a_2: Yağlama maddesi faktörü
- a_3: Malzeme Faktörü
- a_1: Gerçekleşme varsayımı faktörü

$a_{23} = a_2 \cdot a_3 =$
- = Bilyalı rulmanlar için 2,2
- = Makaralı rulmanlar için 1,5

a_1 = %90 emniyet için 1.0
= %99 emniyet için 0,21

Yağ filmi oluşumunu dinamik taşıma sayısına dahil etmekle her uygulama örneği için yağ filmi oluşmasını, ön şart koştuğumuzu ve çalışma ömrü denkleminin ifadesini belirsizleştirdiğimizin farkındayız. Ancak, bu durum son zamanlarda pratikte sık sık talep edilmektedir. Bilyalı rulmanlar için etkisi %30 (a_{23} = 2,2), makaralı rulmanlar içinde %12,5 dur (a_{23} = 1,5). Geometri etkisi ise henüz dikkate alınmamıştır. Bu şekilde hesaplanan modifiye edilmiş dinamik taşıma sayısı C_{mod}'un gerçekleşme varsayımı değişmeden % 90 dır. Yani normun özüne uygun olarak emniyet garantisi % 90 dır.

Bu taşıma sayısı ile yükseltilmiş hesaplanabilir çalışma ömrü elde edilir.

$$L_{(10)} = \left(\frac{C_{mod}}{P}\right)^p$$

Bunun yanısıra norm taşıma sayısı C_{ISO}'yuda muhafaza ediyoruz. Bu taşıma sayılarıyla hesaplanabilir çalışma ömrü eski değerde kalır. İtinalı kullanma ve bakım halinde % 100 e varan oranda çalışma emniyeti beklenebilir.

Normal olarak her türlü çalışma şartı istenildiğinde (yağ filmi oluşumu) eşdeğer faktör a_{23} ün hesaba dahil edilmesiyle dikkate alınabilir.

Son zamanlarda farklı ifade edilen ve bu nedenlede tanımları insanı şaşırtan "taşıma sayısı" hakkında hem ilmi, hem de pratik olarak bilgi vermeye gayret ettik. Bu kavram , daha sık reklam konusu olmaktadır ve bu nedenle de teknik hesaplar için milletlerarası norm olmuş ve belirlenmiş bir değer olarak, söz konusu tanımın dikkate alınmasıyla sakıncasız kullanılabilir.

ÖNSÖZ

Ülkemizin ilk ve tek rulman üreticisi ORTADOĞU RULMAN SANAYİ VE TİCARET A.Ş. tarafından hazırlanan bu katalog sadece bir rulman katoloğu olarak değil, aynı zamanda tüm kullanıcılara hitap eden bir teknik el kitabı niteliğindedir.Bu amaçla ORS'nın ürün yelpazesi dışındaki makaralı tip rulmanlar da bu katoloğa dahil edilerek daha geniş bir kitlenin ihtiyaçlarına cevap verilmeye çalışılmıştır.

ORS 1986 yılında STEYR Lisansı ile üretime başlamış, 1989 yılında STEYR'in SKF tarafından satınalınması ile SKF Avusturya lisansı ile devam etmiş ve 1991 yılından itibaren de bağımsız olarak üretimini sürdürmektedir.

70 yılı aşkın STEYR tecrübe ve knowhow'ını Türk mühendis ve işçisinin emeği ile birleştiren ORS bugün gerek yurt içindeki kullanıcıların gerekse A.B.D., Almanya ve İtalya başta olmak üzere tüm sanayileşmiş ülkeler kullanıcılarının aradığı ve kabul ettiği bir ürün olmuştur.

Türkiye'nin ilk ve tek rulman üreticisi olmanın verdiği gurur ve sorumlulukla ORS kalite konusunda aşırı bir titizlikle çalışmış ve bugün rulman sanayiindeki dünya devletleri ile başarı ile rekabet edebilmekte ve her geçen gün pazar payını arttırmaktadır.

ORS tesisleri şu anda sahip olduğu hassas kalite ölçüm ve kontrol laboratuvarları ile TSE tarafından akredite edilmiş rulman ölçüm merkezi olmuştur. 1993 yılında TSE tarafından ISO 9002 kalite sertifikasına layık bulunmuş ve halen tüm üretim ISO 9002'ye uygun olarak yürütülmektedir.

ORS, Rulmanlı yatakları ile ilgili her türlü tasarım, uygulama kolaylığı ve rulman temini konusunda tüm Türk Sanayicisi, araştırmacısı ve üniversite öğrencilerinin hizmetindedir. Satış öncesi ve satış sonrası servis ağımız üç büyük şehirdeki uygulama mühendislerimiz ve ülkenin her yerine verdiğimiz hizmetler de tüm kullanıcılarının haklı takdirini kazanmaktadır.

Saygılarımızla,

ORTADOĞU RULMAN SANAYİ VE TİCARET A.Ş

ORS
Rulmanları

TABLOLAR

Tablo 2.2/1 Çalışma ömrüne ilişkin tecrübe değerler 31
Tablo 2.2/2 Kombine yükler için dinamik yük faktörleri 37
Tablo 2.2/3 Dinamik yükler için ek faktörler 38
Tablo 2.3/1 Kombine yükler içinde statik yük faktörü 43
Tablo 2.4/1 Silindirik makaralı rulmanlar için eksenel yük faktörü 46
Tablo 2.6/1 Sürtünme kat sayıları 51
Tablo 2.6/2 Yüksek çalışma sıcaklıkları için son ek sembolleri ve ısı faktörleri 52

Tablo 3.1/1 Radyal rulman toleransları (konik makaralı rulmanlar hariç) 54
Tablo 3.1/2 Konik makaralı rulman toleransları 56
Tablo 3.1/3 Eksenel rulman toleransları 58
Tablo 3.1/4 Kenar mesafeleri toleransları 59
Tablo 3.1/5 Konik delik toleransları 59
Tablo 3.2/1 Doldurma kanalı olmayan bilyalı rulmanların radyal boşluğu (tek sıralı) 61
Tablo 3.2/2 Silindirik makaralı rulmanların radyal boşlugu 62
Tablo 3.2/3 Oynak bilyalı rulmanların radyal boşluğu 63
Tablo 3.2/5 Dört nokta temaslı rulmanların eksenel boşluğu 65
Tablo 3.2/6 Çift sıra eğik bilyalı rulmanların eksenel boşluğu 65

Tablo 4.1/1 Dolu miller (çelikten) için tavsiye edilen tolerans alanları 76
Tablo 4.1/2 Radyal rulmanlar için mil alıştırma ölçüleri 77
Tablo 4.1/3 Sıktırma ve geçme manşonları için mil alıştırmaları 78
Tablo 4.1/5 Radyal rulmanlar için gövde alıştırma ölçüleri 79
Tablo 4.1/6 Rulmanlı yatak oturma yerlerinin müsaade edilen pürüzlülük derinliği 80
Tablo 4.3/1 Radüsler ve omuz yükseklikleri 84
Tablo 4.3/2 Silindirik makaralı rulmanlar için bağlantı ölçüleri 85
Tablo 4.3/3 Konik makaralı rulmanlar için bağlantı ölçüleri 85
Tablo 4.3/4 Sıktırma manşonlarının bağlantı ölçüleri 88
Tablo 4.3/5 Dış bilezikdeki segman kanalları 89
Tablo 4.3/6 Dış bileziğinde segman kanalı bulunan rulmanlar için segmanlar 90

Tablo 5.2/1 Radyal boşluğun azaltılmasında ve iç bileziğin veya manşonun eksenel kaydırılmasında (monte esnasında) esas alınan değerler 100

Tablo 6.2/1 Önemli gres cinslerinin özellikleri ve yapısı 106
Tablo 6.2/2 Yapı cinsi ek değerleri 108
Tablo 6.2/3 Gres yağı miktar ayarlayıcısı için ölçüler 111

İÇİNDEKİLER

Sayfa

1	ORS de rulmanın yapı ve imalat tipleri	9
1.1	Rulman parçalarının isimlendirilmesi	11
1.1.1	Bilyalı rulmanlar	11
1.1 2	Makaralı Rulmanlar	12
1.2	Rulman sembolleri	13
1.2.1	Ön ek semboller	13
1.2.2	Temel semboller	14
1.2.3	Son ek semboller	14
1.2.4	Komple rulman sembollerine ait örnekler	18
1.3	Rulman tiplerinin özellikleri	18
1.3.1	Sabit bilyalı rulmanlar	18
1.3.2	Omuzlu bilyalı rulmanlar	19
1.3.3	Eğik bilyalı rulmanlar	19
1.3.4	Oynak bilyalı rulmanlar	21
1.3.5	Silindirik makaralı rulmanlar	22
1.3.6	Oynak makaralı rulmanlar	23
1.3.7	Konik makaralı rulmanlar	23
1.3.8	Eksenel bilyalı rulmanlar	24
1.3.9	Yatak gövdeleri	24
1.3.10	Ek parçalar	25
2	Rulman tipinin ve ölçülerinin tesbiti	26
2.1	Rulman seçiminde etkin olan özellikler	27
2.2	Rulmanların dinamik yüklere göre hesaplanması	29
2.2.1	Dinamik yük taşıma kapasitesi	29
2.2.2	Hesaplanabilir çalışma ömrü ve kullanma süresi	29
2.2.2.1	Hesaplanabilir çalışma ömrü denklemi	?
2.2.2.2	Çeşitli uygulamalardaki çalışma ömrüne ilişkin tecrübe değerleri	30
2.2.2.3	Kullanım süresi	34
2.2.3	Dinamik eşdeğer yük ve dış rulman yükü	34
2.2.3.1	Dinamik eşdeğer yük	34
2.2.3.2	Dış rulman yükü	38
2.2.3.2.1	Ek kuvvetlerin ek faktörler yardımıyla dikkate alınması	39
2.2.3.2.2	Değişken yükler ve değişken devir sayıları	39
2.2.3.2.3	Çift kullanılan ve ön gerilimi olan rulmanlarda yükler	41
2.3	Statik yüklerde rulmanların hesaplanması	43
2.3.1	Statik yük taşıma kapasitesi	43
2.3.2	Statik eş değer yük	43

2.3.3	Statik taşıma emniyeti	44
2.4	Sınır yükleri	44
2.4.1	Silindirik makaralı rulmanların azami eksenel yüklenebilme kabiliyeti	44
2.4.2	Eksenel bilyalı rulmanların asgari yükleme hesabı	46
2.4.3	Bilyalı rulmanların azami yükleme hesabı	46
2.5	Devir sayısı ve devir sayısı sınırı	48
2.6	Sürtünme ve çalışma sıcaklığı	49
2.6.1	Sürtünme sayısı ve sürtünme momenti	49
2.6.2	Çalışma sıcaklığı ve malzeme durumu	51
3	Rulman seçimi	53
3.1	Ölçü şekil ve çalışma hassasiyeti	53
3.2	Rulman boşluğu	60
3.2.1	Yerine takılmamış rulman boşluğu	60
3.2.2	Rulman çalışma boşluğunun hesaplanması	66
3.2.2.1	Radyal boşluğun geçmeler nedeniyle azalması	66
3.2.2.2	Radyal boşluğun sıcaklık etkisiyle değişmesi	70
3.3	Kafes tipleri	71
3.4	Çalışma süresi	72
4	Yatak yerinin tasarımı	73
4.1	Geçmeler	73
4.1.1	Geçme toleranslarının seçimini etkileyen konular	73
4.1.2	Tolerans alanının seçimi	75
4.1.3	Rulman oturma yerlerinin yüzey kalitesi	80
4.2	Eksenel rulmanların tesbitlenmesi	80
4.3	Bağlantı ölçüleri	84
4.3.1	Radüslü kenarlar ve omuz yükseklikleri	84
4.3.2	Silindirik makaralı rulmanlar için bağlantı ölçüleri	85
4.3.3	Konik makaralı rulmanlar için bağlantı ölçüleri	86
4.3.4	Gerdirme manşonları için bağlantı ölçüleri	88
4.3.5	Dış bilezikdeki segman kanalları	89
4.3.6	Dış bileziğin segman kanalı bulunan rulmanlar için segmanlar	90
4.4	Rulman yerlerinin sızdırmazlığının sağlanması	91
4.4.1	Temassız keçeler	91
4.4.2	Temaslı keçeler	92

4.4.3 Kombine keçeler 94
4.4.4 Sızdırmaz rulmanlar 94

5 Takma ve sökme için tavsiyeler 95

5.1 Silindirik delikli rulmanların takılması 95
5.2 Konik delikli rulmanların takılması 99
5.3 Rulmanların sökülmesi 102

6 Yağlama 105

6.1. Yağlama metodunun seçimi 105
6.2 Gres yağı ile yağlama 105
6.2.1 Gres cinsleri 106
6.2.2 Yağ tamamlama süresi, gres miktarı 107
6.3 Sıvı yağ ile yağlama 112
6.3.1 Yağlama sistemleri 112
6.3.1.1 Daldırma veya yağ banyosu yağlaması 112
6.3.1.2 Silkilasyon yağlaması 113
6.3.1.3 Yağ sisi ve YAĞ-HAVA karışımı ile yağlama 115
6.3.1.4 Sıçratmalı yağlama 115
6.3.1.5 Asgari yağlama, taze yağ ile yağlama 115
6.3.2 Yağın seçimi 116
6.3.3 Yağ miktarının belirlenmesi, yağ değişimi, yağ eskimesi 118
6.4 Katı yağlama maddeleri ile yağlama 119

7 Hesaplama örnekleri 121

7.1 Şanzıman rulmanları 121
7.2 Bir tarım aracının ileri geri şanzımanı 123
7.3 Debriyaj baskı rulmanı 127
7.4 Karayolu aracının teker yataklaması (kamyon ön tekeri) 129
7.5 Vantilatör yataklanması 134
7.6 Rulman çalışma boşluğu (çelik yatakda) 136
7.7 Rulman çalışma boşluğu (hafif metal gövde) 138
7.8 Bir elektromordaki yataklamalar 141
7.9 Testere karşıt mil yataklanması 144

RULMAN TABLOSU 149

ORS Rulmanlarının tipleri ve üretim programları

Rulmanlı yataklar aşağıdaki özelliklere göre sınıflandırılır:

a) Yuvarlanma elemanlarının tiplerine göre,
b) Maruz kaldıkları yüklere göre (Radyal veya eksenel),
c) Standart veya özel imalat durumlarına göre.

Standart üretim programında bilyalı ve makaralı rulmanlar, rulman gövdeleri ve bilya ve makaralar yer alırlar. Bu ürünler üretimin en önemli kısmını teşkil ederler ve kısa sürede stoktan teslim edilebilirler.

Özel ihtiyaçları için gerçekleştirilen üretim programında bir veya birkaç ihtiyaç sahibinin isteklerine cevap veren, standart rulmanların konstrüksiyon elemanlarının bazılarının değiştirilmesi ile yapılan rulmanlar yer alır.

Özel üretim programları ise rulman tekniğinin son derece zor problemlerinin çözümü ile uğraşır. Bu grupta belli bir proje için çeşitli araştırma geliştirme çalışmaları ve deneyler yapılır. Bu tür sorunların çözümü için ORS Mühendisleri tüm kuruluşların hizmetindedir.

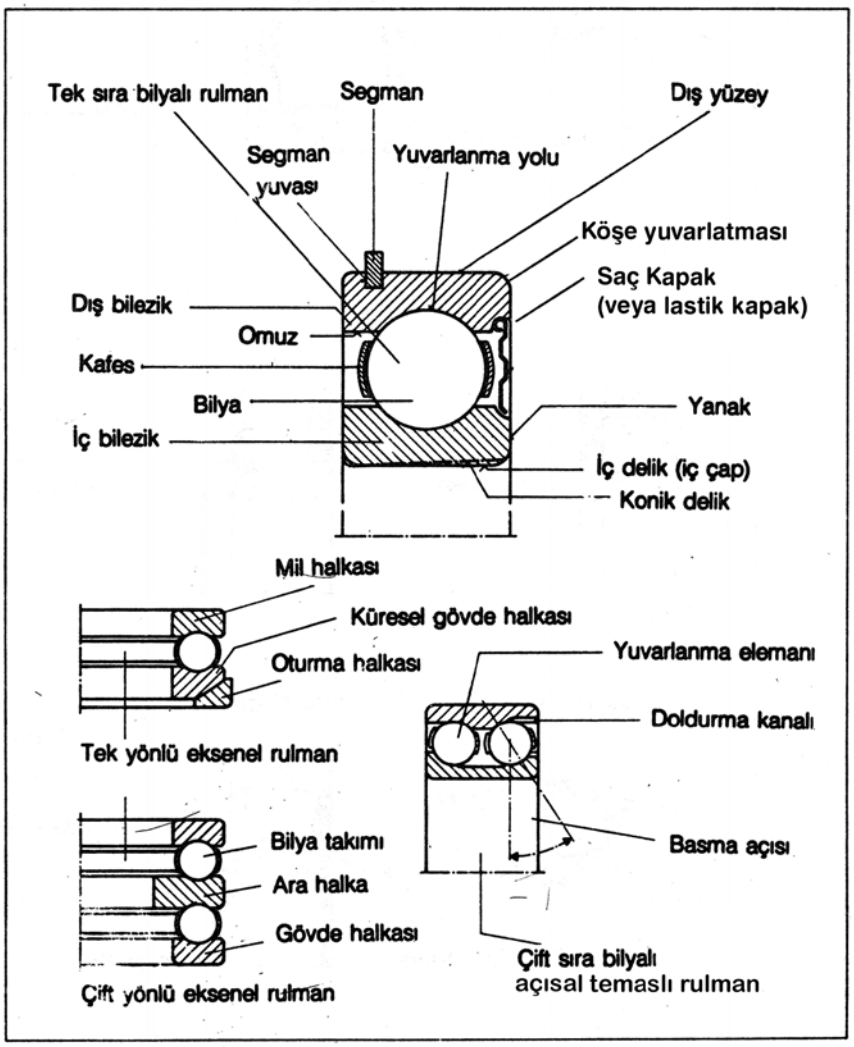
ORS Standart Seri programı:

Bilyalı rulmanlar	Radyal	Bilyalı rulmanlar	161, 160 60, 60 Z, 60-2Z, 60 RS, 60-2RS, 60 N, 60 ZN, 60-2ZN 62, 62 Z, 62-2Z, 62 RS, 62-2RS, 62 N, 62 ZN, 62-2ZN 63, 63 Z, 63-2Z, 63 RS, 63-2RS, 63 N, 63 ZN, 63-2ZN 64, 64 N RLS, RMS 42
		Omuzlu bilyalı rulmanlar (manyeto)	E, BO, L, M
		Eğik bilyalı rulmanlar (Tek sıralı) Dört nokta temaslı rulmanlar Eğik bilyalı rulmanlar (iki sıralı)	72 B, 73 B 72 BG, 73 BG QJ 2, QJ 3 32, 33
		Oynak bilyalı rulmanlar	12, 12 K, 13, 13 K 112 22, 22 K, 23, 23 K 113
	Eksenel	Bilyalı rulmanlar (BÜTELER)	511, 512, 532, 532 U, 513, 533, 533 U, 514, 534, 534 U 522, 542, 542 U, 523, 543, 543 U, 524, 544, 544 U
Radyal makaralı rulmanlar		Silindirik makaralı rulmanlar	N 10, NU 10, NJ 10, NUP 10 N 2, NU 2, NJ 2, NUP 2 NU 2E, NJ 2E, NUP 2E NU 22, NJ 22, NUP 22 NU 22E, NJ 22E, NUP 22E N 3, NU 3, NJ 3, NUP 3 NU 3E, NJ 3E, NUP 3E NU 23, NJ 23, NUP 23 NU 23E, NJ 23E, NUP 23E N 4, NU 4, NJ 4, NUP 4
		İç bileziksiz silindirik makaralı rulmanlar	RNU 10, RNU 2, RNU 22, RNU 3, RNU 23, RNU 4 RNU 2E, RNU 22E, RNU 3E, RNU 23E
		Dış bileziksiz silindirik makaralı rulmanlar	RN 2, RN 3, RN 4
		Faturalı halkalar	HJ 10, HJ 2, HJ 22, HJ 3, HJ 23, HJ 4 HJ 2E, HJ 22E, HJ 3E, HJ 23E
		Oynak makaralı rulmanlar	222 C, 222 CK 223 C, 223 CK
		Konik makaralı rulmanlar	320 X, 302, 303, 313 322, 323

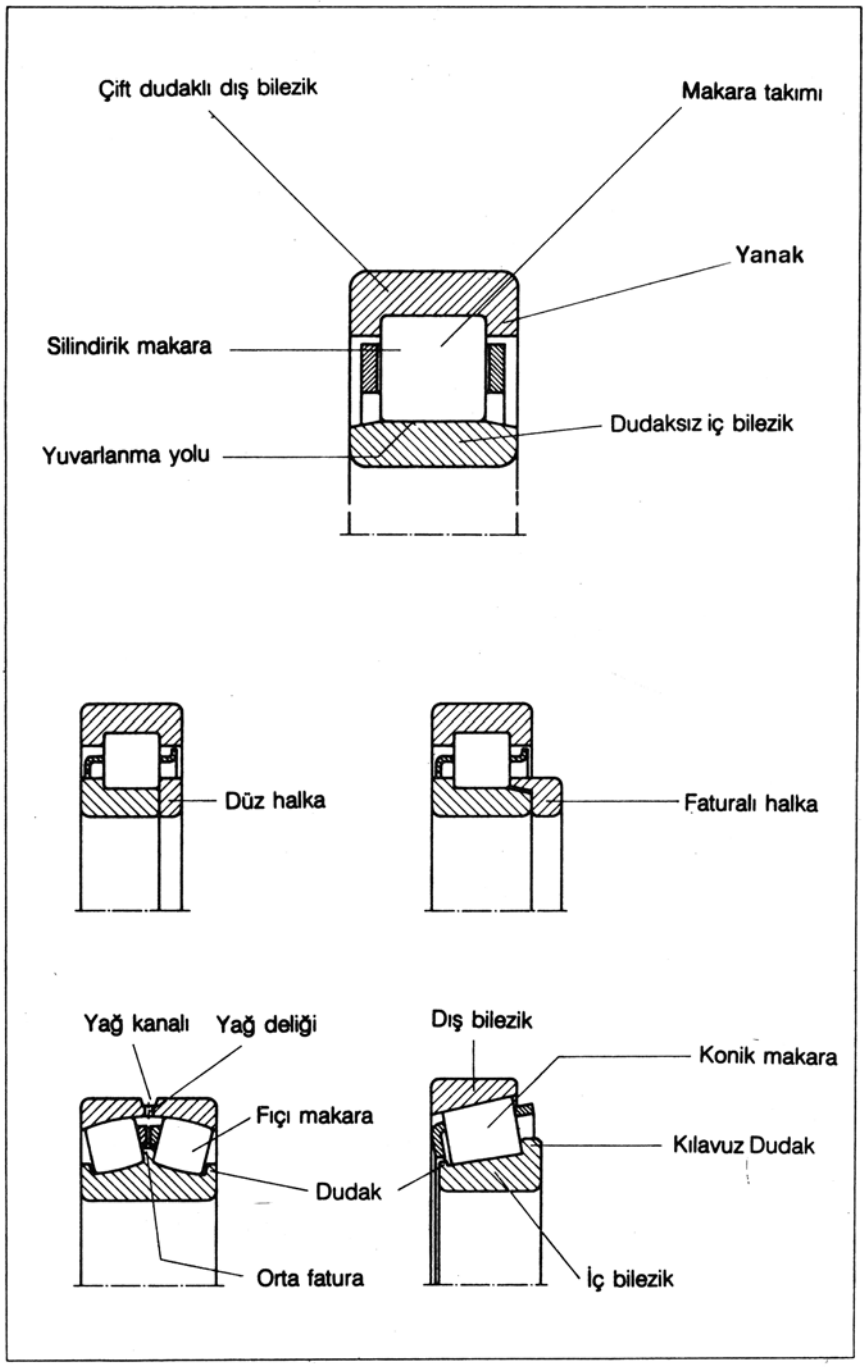
1.1 RULMAN PARÇALARININ İSİMLENDİRİLMESİ

Rulmanlar çeşitli parçaların birleşmesinden meydana gelen makina elemanlarıdır. Çeşitli tasarımlara göre bu parçalar değişmekte ve sonuçda da çok çeşitli rulman tipleri ortaya çıkmaktadır.

1.1.1 — Bilyalı rulmanlar



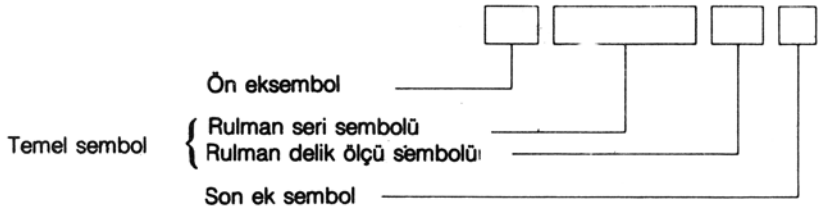
1.1.2 Makaralı rulmanlar



1.2 Rulman sembolleri

Semboller rulmanı kesin olarak tarif eder ve belli bir özelliği hakkında bilgi verirler. Aynı sembollü rulmanlar birbirleri ile değiştirilebildikleri halde parçalarının değiştirilmesi her zaman garanti edilemez.

Semboller, değişik grupları birbirinden ayırdedecek şekilde düzenlenmişlerdir.



Ön ek semboller: Genellikle rulmanın bir parçasını ifade ederler.

Temel semboller: Rulman seri sembolü ile delik sembolünün birleşmesinden meydana gelirler.

Son ek semboller: Rulman dış ölçüleri dış forma, keçesi, kapağı, kafesi toleransları, boşluğu, ısıya mukavemeti gibi hususları açıklayıcı bilgi verirler.

1.2.1 Ön ek semboller

K Kafes ile yuvarlanma elemanı müşterek (Bilya veya makara takımı)
Örnek: K512 08 = 512 08 numaralı eksenel bilyalı rulmanın bilya takımı.

L Parçalarına ayrılabilen bir rulmanın serbest iç veya dış bileziği.
Örnek: LNU 2 08 = NU 208 numaralı silindirik makaralı rulmanın iç bileziği.
L 30307 = 30307 numaralı konik makaralı rulmanın dış bileziği.

R Parçalarına ayrılabilen bir rulmanın makara takımını taşıyan iç veya dış bileziği.
Örnek: RNU 208 = NU 208 numaralı silindirik makaralı rulmanın makara takımı ile birlikte dış bileziği.
RN 208 = N 208 numaralı silindirik makaralı rulmanın makara takımı ile birlikte iç bileziği.
R30307 = 30307 numaralı konik makaralı rulmanın makara takımı ile birlikte iç bileziği.

BO Bir silindirik makaralı rulmanda düz halka.
Örnek: BO NUP208 = NUP 208 numaralı silindirik makaralı rulmanın düz halkası.
BO NU 208 = NP 208 numaralı silindirik makaralı rulmanın düz halkası.

W Tek yönlü bir eksenel rulmanın (büte) mil halkası.
Örnek: W210 = 51210 veya 53210 numaralı eksenel rulmanın mil halkası.

G Tek veya çift yönlü eksenel rulmanın gövde halkası.
Örnek: G210 = 51210 veya 53210 numaralı eksenel rulmanın gövde halkası.

M Çift yönlü eksenel rulmanın ara halkası.
Örnek: M210 = 52210 veya 54210 numaralı eksenel rulmanın orta halkası.

B Tek veya çift yönlü eksenel rulmanın küresel gövde halkası.
Örnek: B210 = 53210 veya 54210 numaralı eksenel rulmanın küresel gövde halkası.

U Tek veya çift yönlü eksenel rulmanın oturma halkası.
Örnek: U210 = 53210 U veya 54210 U numaralı eksenel rulmanın oturma halkası.

1.2.2 Temel semboller

Temel sembol, rulman tipini karakterize eder. Temel sembolün birinci kısmı olan seri sembolü, dış çapa göre yatak cinsini ve şifre olarak rulman genişliğini belirtir. Temel sembolün ikinci kısmı ise rulman delik çapını ifade eder.

Çap işareti 00 10 mm delik çapını
Çap işareti 01 12mm delik çapını
Çap işareti 02 15 mm delik çapını
Çap işareti 03 17 mm delik çapını gösterir.

04 den itibaren :çap işareti x 5 = delik çapı anlamına gelir.
İstisnalar: E,BO,L,M serilerinde çap işareti= delik çapıdır.
Radyal bilyalı rulmanlarda 10 mm nin altında delik çapları son rakam ile ifade edilir (Son rakam = delik çapı)
RLS ve RMS serilerinin ana ölçüleri inç olarak tertiplenmiştir.

1.2.3 Son ek semboller

İç konstürüksiyon ile ilgili olanlar:

A,B,C, bu harfler belirli değişiklik ve özellikler için kullanılır.
Örnek: 7206B = İç konstürüksiyonu değiştirilmiş 7206 numaralı rulman

E Sağlamlaştırılmış iç konstürüksiyonlu silindirik makaralı rulman
Örnek: NU 2305 E

G 72 ve 73B serisi eğik bilyalı rulmanların üniversal tipi.

Dış ölçüler ve dış form ile ilgili semboller

X Rulman ve aksesuar parçaların ölçüleri ISO'ya uyduruldu.
Bu işaret sadece geçiş zamanında kullanılır.
Örnek: 51206X = 51206 numaralı eksenel bilyalı rulmanın dış çap ölçüsü ISO'ya uydurulmak için küçültüldü.
AHX2322 = AH2322 çektirme manşonu delik çapı ISO'ya uydurulmak için büyütüldü.

K Konik delikli rulman koniklik 1:12
Örnek: 12 07 K

K30 Konik delikli rulman, koniklik 1:30

N Dış bilezikte segman yuvası olan rulman
Örnek: 6207 N

NR Segman yuvalı ve segmanlı rulman
Örnek: 6207 NR

D Ayrılabilir iç bilezikli veya iki parçalı sıkma manşonlu rulman
Örnek: 33 10 D

P Ayrılabilir dış bilezikli oynak bilyalı rulman

ZW İki mil halkalı eksenel bilyalı rulman
Örnek: 51212-2W

2G İki gövde halkalı eksenel bilyalı rulman

Keçe ile ilgili semboller

Z Tek tarafı kapaklı rulman (temassız sızdırmazlık)
Örnek: 6207 Z

ZZ Her iki tarafı kapaklı rulman
örnek: 6207-2Z

RS Tek tarafı contalı rulman
Örnek: 62 07 RS

2RS Her iki tarafı contalı rulman
Örnek: 6207-2RS

ZN Tek tarafı kapaklı, karşı tarafta segman yuvası olan rulman
Örnek: 6207 ZN

ZNB Tek tarafı kapaklı, aynı tarafta segman yuvası olan rulman
(RSNB) Örnek: 6207 ZNB

ZNBR ZNB (RSNB) rulmanında olduğu gibi, ayrıca segmanlı
(RSNBR) Örnek: 6207 ZNBR

1.2.3

Kafes ile ilgili semboller

Kafes sembolleri rulman tipi standart tipten farklılık gösterdiği zaman kullanılırlar.

Masif kafesler

F	Çelik kafes
FE	Bonderize edilmiş çelik kafes
L	Hafif metal kafes
M	Pirinç kafes
TN, TN1, TH1	Plastik kafes
T	Bezli plastik kafes

Kafes tip sembolleri:

Bu işaretler sadece masif kafes sembolleri ile birlikte kullanılır.

A	Dış bilezikten kılavuzlu safes Örnek MA veya FA
B	İç bilezik dışından kılavuzlu kafes
P	Pencereli kafes (tek parça bir bilezik üzerine çökertme yaparak veya delik açarak yapılmış kafes)
S	Yağ kanalları kılavuzlama yüzeyi üzerinde
H	Büzmeli kafes

Saç kafesler

J	Çelik saç kafes
JE	Bonderize edilmiş çelik saç kafes
Y	Pirinç saç kafes
H	Sertleştirilmiş çelik saç kafes

Kafessiz rulman sembolleri:

V	Bilya veya makara ile tamamen doldurulmuş rulman Örnek: NU 208 V = Yuvarlanma elemanı ile tamamen doldurulmuş NU 208 numaralı rulman
VH	Kendi kendini tutan makara takımlı makara ile tamamen dolu rulman

Toleranslar

Normal tolerans sınıfına tolerans sembolü yazılmaz

P6 Daraltılmış tolerans

P5 Daraltılmış tolerans

P4 Daraltılmış tolerans

Rulman boşlukları için kullanılan semboller

C1 Radyal boşluk C2 den küçük
C2 Radyal boşluk normalden küçük
CO Normal radyal boşluk (sembolsüz)
C3 Radyal boşluk normalden büyük
C4 Radyal boşluk C3 den büyük.
C5 Radyal boşluk C4 den büyük

Hem rulman boşluğunun hem de toleransın belirtilmesi gereken tolerans ve boşluk sembolleri birleştirilir..
Örnek: P63= P6 + C3 = Tolerans sınıfı P6 + radyal boşluk C3
R10.15 Ozel radyal boşluk R= 10....15 μm
A2030 Özel eksenel boşluk A=20....30 μm

Rulmanlarda gürültü:

Q6 çalışmada sesi en düşük rulman

Isıya dayanıklılık:

S1 200°C sınır sıcaklığa kadar
S2 250°C sınır sıcaklığa kadar
S3 300°C sınır sıcaklığa kadar
S4 350°C sınır sıcaklığa kadar

Örnek 6315 S1 İç ve dış bileziği 200°C a kadar stabilize edilmiş 6315 numaralı rulman

Özel imalat

SV... Müşteri isteğine uygun özelliğe sahip rulman
Örnek: 223 14 C/SV24 dış bileziğinde yağ kanalı ve yağ delikleri bulunan 22314C numaralı oynak makaralı rulman

Yağlama ile ilgili semboller

Özel gres basılarak contalanmış veya kapak takılmış yataklar:
LT... Düşük sıcaklık sahaları
MT... Orta sıcaklık sahaları
HT... Yüksek sıcaklık sahaları
Örnek: 6306-2Z/LT2 LT2 Sınıfı gresle doldurulmuş bakımı gerektirmeyen 6306-2Z numaralı rulman.

Gres miktarı ile ilgili semboller

Bu semboller gres kullanıldığı hallerde rulman sembolüne ilave edilirler.

X Maksimum gres şarjı
P Minimum gres şarjı
Örnek: 6205-2Z/MT2P

Gövde ile ilgili semboller

G Gresörlüğü bulunan gövde
V Gres miktarı ayarlayıcısı bulunan gövde

Komple rulman sembollerine ait örnekler

6205.....62 seri numaralı, d=25mm delik çaplı bilyalı rulma
6205-2RS/C3/SV6/MT15..... Her iki tarafı contalı
Rulman boşluğu C3
Elektrik motorlarına özel
MT15 gresi ile doldurulmuş bilyalı rulman
NJ314MA/P63/51..... NJ tipinde
Dış bilezikten kılavuzlu pirinç masif kafesli
Tolerans sınıfı P6
Radyal boşluğu C3
Ve rulman bileziklerinin ısıya dayanıklılığı 200°C
(473°K) olan silindirik makaralı rulman

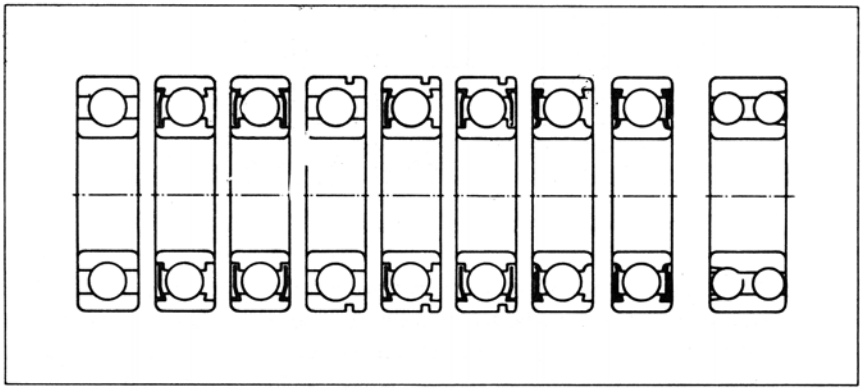
1.3. Rulman Tiplerinin Yapı Özellikleri

1.3.1 Bilyalı Rulmanlar

Bilyalı rulmanlar yekpare yapılı, parçalara ayrılması mümkün olmayan radyal rulmanlardır. Bilya kafesi, iç ve dış bilezikte yer alan yuvarlanma yolları içinde yuvarlanır. Tek sıra bilyalı rulmanlarda radyal ve eksenel yük taşıma kaabiliyeti yaklaşık aynı düzeydedir. Bu rulmanlar tüm rulman tipleri içinde en yüksek devir sayısı sınırlarına erişir. Radyal boşluğa bağlı olarak, normal çalışma şartlarında eksen konumuna göre 8-16 dakika açı altında eğik takılmasına müsaade edilir.

ORS standart seri imalat programında temassız kapaklı, tek sıra bilyalı rulmanlar olduğu gibi (son ek sembolleri Z,2Z), temaslı contalı rulmanlarıda (son ek sembolleri RS, 2RS) sunmaktadır. Her iki tarafında kapağı bulunan rulmanlar (2Z, 2RS) bakım gerektirmez ve -20° (253 K) ila + 120° (393 K) arası çevre ısısında çalışmaya uygundur. (Bak kısım 4.4.4.).

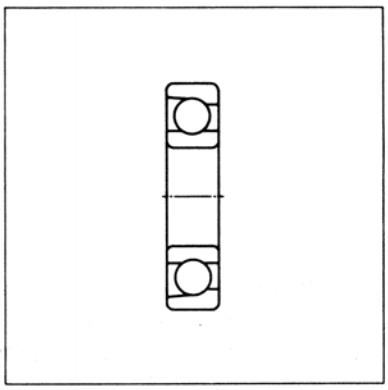
Bilyalı rulmanların kolayca ve küçük hacim işgal edecek şekilde gövdeye eksenel olarak tesbit edilebilmeleri için, dış bileziği segman yuvalı (son ek sembolü N) veya segman yuvalı ve segmanlı olanlar (son ek sembolü NR) teklif edilmektedir.



Çift sıra bilyalı rulmanların radyal yük taşıma kapasitesi tek sıralı olanlara göre daha yüksektir, ancak doldurma kanalları nedeniyle eksenel olarak daha az yük taşıyabilirler. Eğik konumlara da müsaade edilmez.

1.3.2. Omuzlu bilyalı rulmanlar

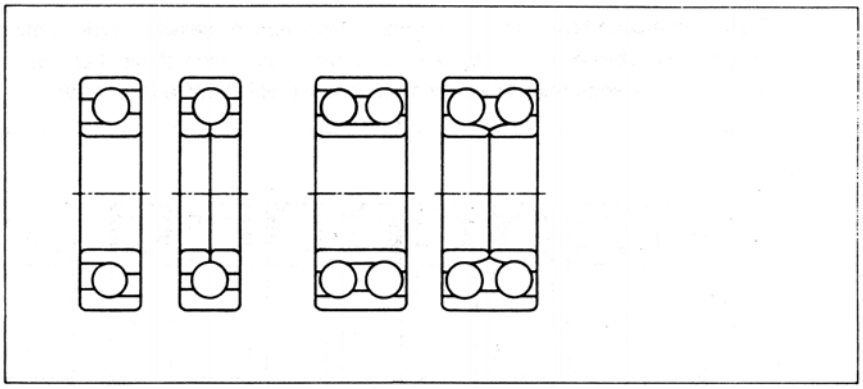
Omuzlu bilyalı rulmanlar yapı olarak tek sıra bilyalı rulmanlara benzemektedir. Fark dış bilezikteki tek omuzdan gelmektedir. Yuvarlanma yolu profili bir tarafta kısa bir silindirik yuvarlanma yolu haline dönüşür. Bir milin yataklanmasında kullanılan iki omuzlu rulman az bir eksenel boşlukla takılır ve böylece milin ısıya bağlı olarak uzamasını iyi bir şekilde dengeler. Eksenel yükler kısıtlı olarak taşınabilir. Bilya kafesli iç bilezik ve dış bilezik değiştirilebilir yapıdadır ve ayrı ayrı takılırlar. Bu durum her iki rulman bileziği için sıkı yataklanma imkanı verir ve seri montajda büyük yarar sağlar.



1.3.3 Eğik bilyalı rulmanlar

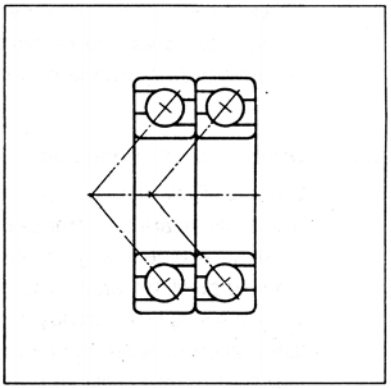
Eğik bilyalı rulmanlar tek ve çift sıralı olarak imal edilmektedir.

Tek sıralı eğik bilyalı rulmanlar sadece bir yönden gelen eksenel yükleri taşıyabilirler ve bu nedenle de ikinci bir rulmanın yanında konulmaları gerekir. Tek sıralı eğik bilyalı rulmanlar parçalarına ayrılamazlar. Yük açısı 40° dir. En uygun yük dağılımı kuvvet oranları $F_a / F_r = 1$ olduğu zaman sağlanır. Bu rulmanlar yüksek devirlerde çalışmaya uygundur. Karşıt rulmana olan mesafe kısa seçilmelidir. Çünkü milin ısıya bağlı uzunluk değişimleri rulmandaki çalışma boşluğunu etkiler.

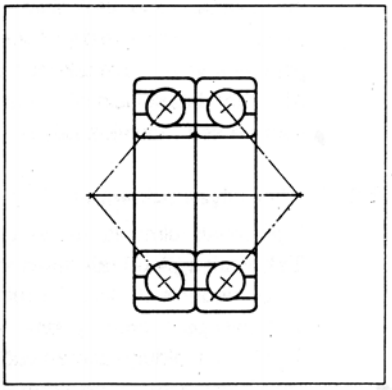


Eksenel boşluğu az olan sabit yataklamalar için eşleşmiş olarak takılan eğik bilyalı rulmanlar vardır. Bu rulmanlar son ek sembolü G ile tanınmakta ve tek tek ambalajlanmış olarak verilmektedir. İhtiyaç sahibi tek rulman adedi üzerinden siparişini verir ve gerekli yataklamayı istediği şekilde düzenler. (Tandem,O veya X düzeni)

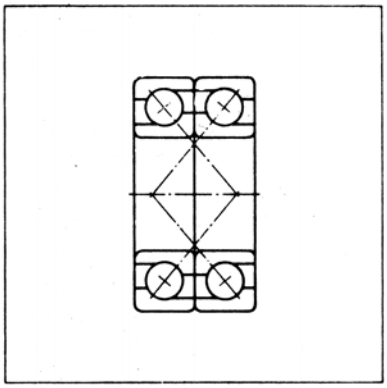
Eğik bilyalı rulmanların çift olarak kullanıldığı **Tandem-düzeni** eksenel yükler bir yönde taşınabilir ve her iki rulmana eşit miktarda yük dağılır. Tandem düzenindeki eğik bilyalı rulmanlar karşı desteği sağlayan başka bir rulmana dayandırılır.



Eğik bilyalı rulmanların çift olarak kullanıldığı **O-düzeni** , (Endirekt veya sırt sırta). Eksenel yükler her iki yönde, ancak her yönde bir rulman tarafından taşınabilir. Rulman genişliği, dolayısıyla destek genişliği arttığından bu tür yataklama çok sağlamdır ve büyük moment lere karşı koyar. Bir kaç yerden birden yataklama gerektiren durumlarda, yataklama yerlerinin eksenleri teorik eksene ne kadar yaklaşırsa yükün dağılımı ve taşınması o kadar iyi olur.



Eğik bilyalı rulmanların çift olarak kullanıldığı **x-düzeni** (direkt veya yüz yüze). Eksenel yükler O- düzeninde olduğu gibi her iki yönde, ancak her yönde bir rulman tarafından taşınabilir. Küçük destek genişliği nedeniyle, bir kaç yerden birden yataklama gerektiren durumlarda yüksek yataklama eksenleri hassasiyeti aranılmaz. Ancak, X-düzeni küçük destek genişliği nedeniyle fazla moment yükü taşıyamaz.



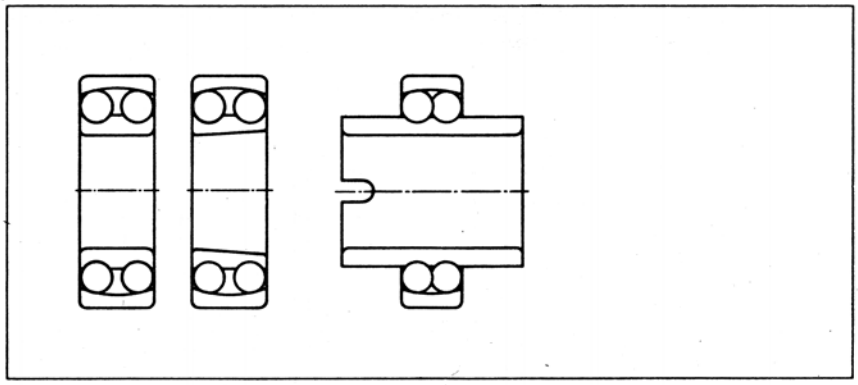
Eğer O veya X düzeninde mil J5 ve gövde yatak yuvası J6 ölçülerinde imal edilirse, küçük bir rulman boşluğu söz konusudur.

Dört nokta temaslı rulmanlar, tek sıra eğik bilyalı rulmanların iç bilezikleri iki parçalı ve yük açısı 35° olanlarıdır. ORS dört nokta temaslı rulmanları yüksek taşıma gücüne sahiptir ve eksenel yükleri her iki yönde karşılayabilir. En iyi çalışma şartı, kuvvetlerin F_a / F_r = 1.27 olduğu orandır. Dört nokta temaslı rulmanlar yüksek devirlerde çalışmaya uygundur. Dış bilezik ve bilya takımı iki parçalı iç bilezikten ayrı olarak takılır. Sadece eksenel yükler söz konusu ise yuvarlanma yolu boşluklu işlenir. Büyük dört nokta temaslı rulmanları yerine tesbitlemek için segman kanalı olan dış bilezik kullanılır.

Çift sıra eğik bilyalı rulmanlar, işlev olarak tek sıralı eğik bilyalı rulmanların çift olarak kullanıldığı O-düzenine uymaktadır. Standart cinsi parçalarına ayrılmaz ve yük açısıda 32°'dir. Rulmanlar, büyük eksenel yüklerin doldurma kanalı olmayan yuvarlanma yolu tarafından karşılanacak şekilde takılmalıdır.

Çift sıralı eğik bilyalı rulmanların iki parçalı iç bileziği olan ayrılabilir tipleride mevcuttur (son ek sembolü D) ve yük açısı 45°'dir. Bu rulmanların doldurma kanalları yoktur ve eksenel yükleri her iki yönde de aynı derecede taşıyabilirler.

1.3.4 Oynak bilyalı rulmanlar

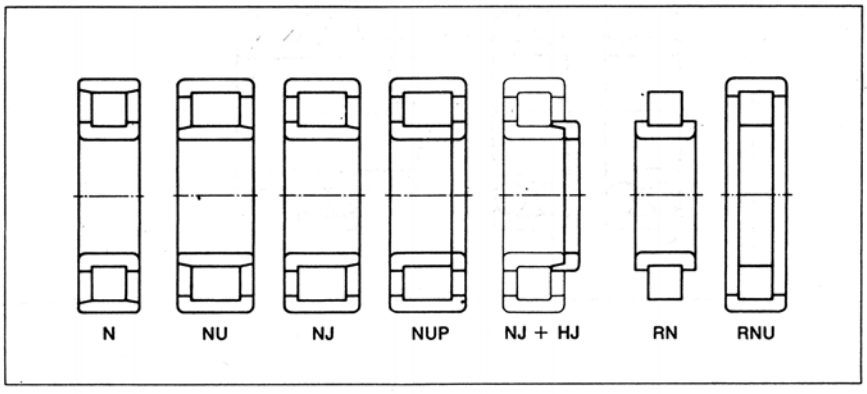


Oynak bilyalı rulmanlar çift sıralı, dış bilezikteki yuvarlanma yolu iç bükey küre biçiminde olan parçalarına ayrılmayan rulmanlardır. Bu nedenle rulmanların açıları ayarlanabilir. Yataklamada eksen hatalarından ve eksene göre 4°'ye kadar olan mil esnemelerinden etkilenmezler. Oynak bilyalı rulmanlar hem silindirik hem de 1:12 konik iç delikli rulmanlar olarak ORS standart seri imalat programında yer almaktadır. (Bak Tablo 3.1/5). Konik delikli rulmanlar ya mil üzerindeki konik yatak yerine, ya da sıkma manşonları ile silindirik millere takılabilirler. (Bak Kısım 5.2)

İç bileziği geniş oynak bilyalı rulmanlar (112 ve 113 serileri) çekme olarak imal edilmiş millere takılmaya uygundur. İç bileziklerin delik ölçüleri J7 tolerans alanındadır. İç bileziğin bir tarafında bulunan tesbitleme boşluğuna takılan bir silindirik pim yardımıyla iç bileziğin mil üzerinde dönmesi önlenir. İç bileziği geniş olan oynak bilyalı rulmanlardan iki tanesi bir yataklama için kullanılacaksa tesbitleme pimlerinin ya içe ya da dışa gelecek şekilde takılması gereklidir.

1.3.5 Silindirik makaralı rulmanlar

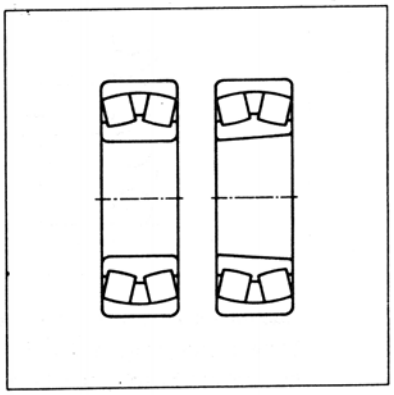
Silindirik makaralı rulmanlar parçalarına ayrılabilir radyal rulmanlardır. Makaralar ve yuvarlanma yolları arasındaki çizgisel temas uygun şekle getirilmiştir. Kenar gerilimleri bu yolla giderilmiş oluyor. Radyal yük taşıma gücü ve devir sayısı sınırı çok yüksektir. Eksene göre 2—4 dakika arasında bir eğikliğe müsaade edilmektedir. Silindirik makaralı rulmanların değişik tipleri, dudakların konumlarıyla belirlenir. N-Tipi rulmanın iç bileziğinde iki dudak bulunur ve dış bilezikte dudak yoktur. NU-tipi rulmanda ise dış bilezikte iki dudak bulunmasına karşın iç bileziğin dudağı yoktur. N ve NU tipi silindirik makaralı rulmanlar milin uzunluk değişimlerini kendi içlerinde dengelediklerinden en uygun serbest yatak özelliklerine sahiptirler. NJ tipi silindirik makaralı rulmanların dış bileziklerinde iki, iç bileziklerinde de bir dudak vardır. Eksenel yükler bir yönde taşınabilir. (Bak kısım 2.4.1) HJ tipi faturalı halka eklendiği taktirde NJ tipi silindirik makaralı rulmanlardan her iki yönde eksenel yük taşıyabilen sabit yataklar oluşur. NU tipleri sadece faturalı halka ile birlikte kullanılabilir. Her yönde değişken eksenel yükleri karşılayabilmek için, yani sabit yatak olarak silindirik makaralı rulmanların NUP tipleri kullanılır. Bunların dış bileziğinde iki sabit dudak, iç bileziğinde bir sabit dudak ve bir de serbest düz halkası vardır. Kısıtlı hacim söz konusu olan yataklanmalarda RNU tip rulmanlar, yani iç bileziği bulunmayan NU tipi rulmanlar, veya N tipi rulmanların dış bileziği bulunmayan, yani RN tipi silindirik makaralı rulmanlar kullanılır. Her iki halde de rulman kalitesine eşdeğer hassasiyette sertleştirilmiş ve taşlanmış yuvarlanma yolunun mil üzerinde veya gövde içinde garanti edilmesi gerekmektedir. RNU tipi rulmanlar için normal olarak mil g6, rulman yuvasıda K7



toleranslarındaRN tipi rulmanlarda iç bileziğin mil üzerine sıkı geçmesi nedeniyle genleşmesi dikkate alınarak, gövdenin rulman yuvası işleme toleransı seçimi buna göre yapılmalıdır. ORS Standart normal olarak tüm silindirik makaralı rulmanları "eşleştirilmiş bilezikler" boşluk sınırları içerisinde sunmaktadır. (Bak Tablo 3.2/2). Eşleştirilmiş bileziklerin az olan rulman boşluğu dağılımı, birbirine ait olan iç ve dış bileziklerin birlikte kullanılmalarıyla muhafaza edilebilir. Eğer bilezikler karıştırılırsa daha büyük olan "karışmış bilezikler" rulman boşluğu dağılımı ortaya çıkabilir.

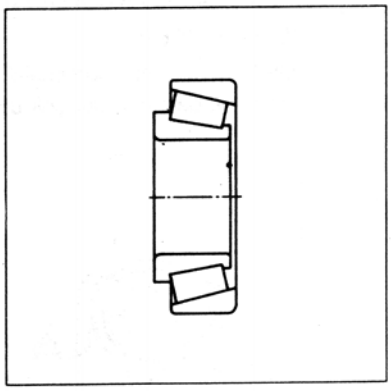
Eğer rulmanlar "değiştirilmez" bileziklerle verilirse, son ek sembolü NA, az rulman boşluğu dağılımı söz konusudur. Bileziklerin karıştırılmaması veya değiştirilmemesi gerekir. Çok yüksek radyal yükler için en uygun durumda, özel makara takımı olan silindirik makaralı rulmanlar imal edilmektedir. Bu tiplere son ek sembol olarak E harfi verilmiştir.

1.3.6 Oynak makaralı rulmanlar



Oynak makaralı rulmanlar çift sıralı, dış bilezikteki yuvarlanma yolu iç bükey küre biçiminde olan ayrılmaz rulmanlardır. Bu nedenle rulmanların açıları ayarlanabilir. Yataklanmalarda eksen hatalarından ve eksene göre 0,5°'ye kadar olan mil esnemelerinden etkilenmezler. Oynak makaralı rulmanlar hem silindirik hem de 1:12 konik iç delikli rulmanlar olarak ORS Standart seri imalat programında yer almaktadır. (Bak Tablo 3.1/5). Konik delikli rulmanlar ya mil üzerindeki konik yatak yerine ya da sıkma manşonları ile silindirik millere takılabilirler. (Bak kısım 5.2) büyük rulmanlar mukavemet sınırlarına yakın yüklerde çalıştırıldıkları taktirde yağlama sorunları ortaya çıkabilir. Genellikle dış bilezikte yer alan yağlama kanalı veya yağlama deliği soruna çözüm getirmektedir.

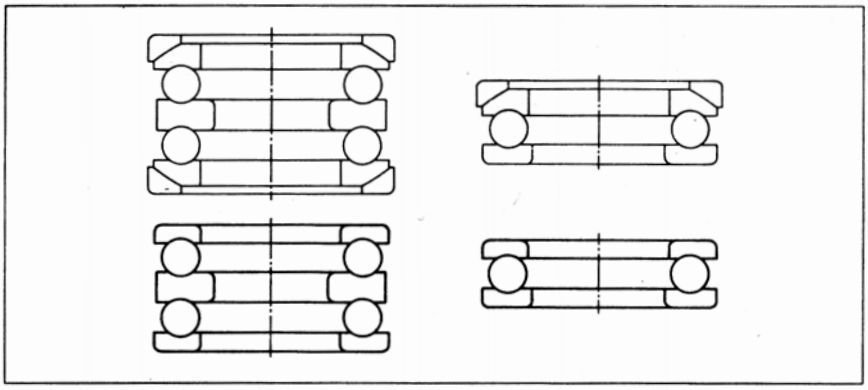
1.3.7 Konik makaralı rulmanlar



Konik makaralı rulmanlar parçalarına ayrılabilirler. Makaralar ve yuvarlanma yolları arasındaki çizgisel temas uygun şekle getirilmiştir. Kenar gerilimleri bu yolla giderilmiş oluyor. Konik makaralı rulmanlar eksenel yükleri bir yönde taşıyabilir. Karşı destek olarak ikinci bir konik makaralı rulman kullanılabilir. Konik makaralı rulmanların yataklama yerlerinin eksenleri hatasız olmalıdır. Eksene göre rulman eğikliği iki dakikalık açıyı geçmemelidir. En uygun yük dağılımı 320, 302, 303, 322, 323 serileri için kuvvetlerin F_a / F_r = 0,3 ve 313 serisi için de F_a / F_r = 0,7 olduğu orandır. Isıya bağlı olarak milde meydana gelen uzunluk değişimleri rulmanın çalışması için gerekli olan rulman boşluğunu olumsuz yönde etkiler. Bu nedenle karşıt rulmana olan mesafenin küçük tutulması gereklidir. Rulman boşluğu montaj esnasında karşıt rulmana göre ayarlanır.

1.3.8 Eksenel bilyalı rulmanlar

Eksenel bilyalı rulmanlar parçalarına ayrılabilirler. Bu rulmanlar hem tek, hem de çift yönde görev yapabilen tiplerde imal edilmektedir. Tek yönlü eksenel rulmanlar mil bileziği, bilya takımı ve gövde bileziğinden meydana gelmektedir. Çift yönlü eksenel rulmanların parçaları ise iki adet gövde bileziği, iki adet bilya takımı ve ara bileziğidir. Her iki tip rulman da büyük eksenel yükleri taşıyabilirler.

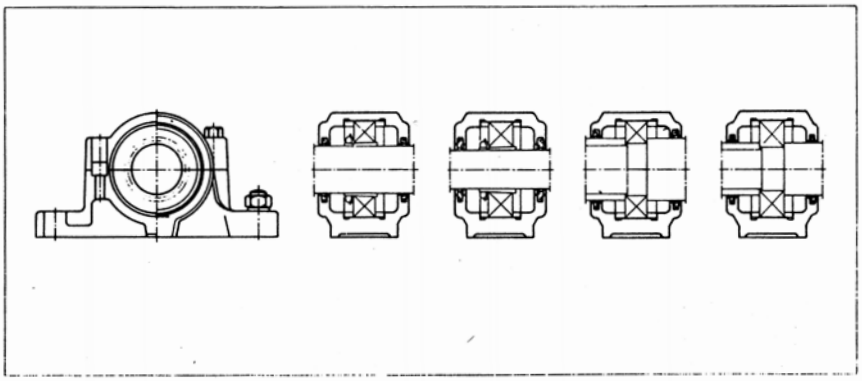


Radyal yükler için ve yüksek devirlerde kullanılmaya uygun değildirler. Devir sayısına bağlı asgari yükleme değerleri dikkate alınmalıdır (Bak kısım 2.4.2). Açı hataları (eğik konumlar) küresel gövde bileziği veya oturma bileziği kullanılarak kontrol altına alınabilir.

1.3.9 Yatak gövdeleri

ORS yatak gövdeleri rulman kullanım ve yataklanmasına uygun ve dayanıklı yapıda pik dökümden imal edilmektedir. Özel kullanım amaçları için çelik döküm de uygulanmaktadır.

ORS standart imalat programında yer alan yatak gövdeleri ve uygun rulmanlar ile ek parçalar pek çok uygulamalarda başarı ile kullanılmaktadır.



İki parçalı dikey yatak gövdelerinden bilyalı rulmanlar, oynak bilyalı rulmanlar ve oynak makaralı rulmanlar için silindirik delikli olanları, oynak bilyalı rulmanlar ve oynak makaralı rulmanlar için de konik delikli olanları mevcuttur. Rulmanların dış bilezikleri gövde içinde eksenel yönde hareketlidir (serbest yatak) ve sabit bileziklerin takılmasıyla sıkı (sabit) yatak halini alırlar.
Gres yağı ayarlayıcısı, conta kapakları ve yağlama teçhizatıda istendiğinde temin edilebilir.

Geniş iç bileziği bulunan oynak bilyalı rulmanlar için kullanılan tek parçalı radyal yatak gövdeleri ayrıca güncel olarak taşıt araçlarında kullanılan oynak bilyalı ve oynak makaralı rulmanlar için tek parçalı yatak gövdeleri de stokta bulundurulmaktadır.

Bunun haricinde ORS rulman, aktarma organları tekniğinde münferit ve özel uygulamalarda kullanılan yataklama elemanları konusunda kendi tecrübelerini memnuniyetle sunmaktadır.

1.3.10 Ek parçalar (yedek parçalar)

Ek parçalar adı altında şunlar kastedilmektedir: Parçalarına ayrılabilir rulmanların münferit elemanları (faturalı bilezik) düz halka, oturma halkası rulmanların sabitleştirilmesine yarayan parçalar (sıktırma manşonu, çektirme manşonu, somunlar, emniyet saçları, emniyet segmanları, sabit bilezikler), normlandırılmış keçe kanalları için contalar (lambda contaları, keçeler) ve bilyalar ile makaralar.

Tüm ORS ek parçaları kullanıma uygun kalitede ve en son teknik imkanlara göre imal edilmektedir.

2 Rulman tipinin ve ölçülerinin tesbiti

Rulmanların seçiminde hacim ölçülerinin yanısıra yatak yükünün cinsi ve miktarı, öngörülen çalışma ömrü ve yataklama emniyeti kıstas olarak dikkate alınır. Rulmanlı yataklarda iki türlü yük vardır.

Dinamik yük. Eğer rulman yük altında dönüyorsa, rulman parçalarının yuvarlanma yüzeylerindeki malzeme yorulması hesaplamada esas alınır. Malzemenin yorulması, yükün cinsine ve yuvarlanma hareketinin sayısına bağlı olan, zamanla sınırlı doğal bir olaydır. Bir rulmanın ömrünün sona erdiği yuvarlanma yüzeyinin pul halinde dökülmesi (soyulması), yani gözenek oluşumu ile olur.

Statik yük. Eğer rulman yük altında hareketsiz duruyorsa, veya sadece tam devir yapmadan sallanıyorsa veya devir sayısı küçükse (33 devir / dakika'nın altındaysa) yuvarlanma elemanı ile yuvarlanma yolu arasındaki en çok zorlanan temas noktasındaki kalıcı deformasyon hesap için esas alınır. Sözü edilen deformasyon, tecrübelere göre rulmanın çalışmasına etki edecek büyüklükte değildir.

2.1 Rulman seçiminde etkin olan özellikler

Rulmanlar, bir konstrüksiyon düzeni içerisinde hesabı ilk önce yapılması gereken makina elemanları değildir. Ancak, rulmanlar en önemli parçalardandır ve seçimlerinde büyük itina gerekir. Pek çok rulman arasından en doğru rulmanı seçebilmek için çeşitli dış etkenleri etraflıca düşünmek gerekir. Tüm rulmanlar bir dizi farklı karakteristiğe, aynı zamanda da bir çok benzer özelliğe sahiptirler. Bu nedenle en uygun rulmanı seçebilmek kolay değildir. Bu konuda çok tecrübe gerekir. Aşağıda rulman seçiminde etkin olan özellikler anlatılmaya çalışılmıştır.

Yükleme. Her şeyden önce, rulman yapısına göre yapılan seçimde yükün büyüklüğünden ziyade yükün etkili olduğu yön önemlidir; yani radyal mi, eksenel mi yoksa her ikisi de mi? Küçük ve orta büyüklükteki yüklerde bilyalı yataklar daha elverişlidir, ancak aynı ölçülerdeki makaralı rulmanlar daha büyük radyal yükler taşıyabilirler. Büyük yüklerde makaralı rulman kullanmak daha ekonomiktir.

Silindirik makaralı rulmanlar her şeyden önce radyal rulmanlardır. Buna karşılık eksenel bilyalı rulmanlar yalnızca eksenel yönde yük taşıyan rulmanlardır. Diğer bütün rulmanlar temelde hem radyal hem de eksenel yükleri taşıyabilirler.

Bilyalı rulmanlar radyal ve eksenel yükleri her iki yönde de taşıyabilirler.

Tek sıra eğik bilyalı rulmanlar ve konik makaralı rulmanlar için eksenel yük mutlaka gereklidir. Bu rulmanlar radyal ve eksenel yönlerde aynı anda etkili olan yükler için (karışık yükler) çok uygundur. Eksenel yükleri tek istikamette taşıyabilirler. Ve diğer bilinen çift rulmanlı yataklama uygulamalarında karşıt rulmanın eksenel iç tepki kuvveti, yalnızca radyal yüklemede dahi, kusursuz çalışma için gerekli eksenel yükü temin edebilmektedir.

Dört nokta temaslı ve çift sıra eğik bilyalı rulmanlar eksenel yükleri her iki yönde taşıyabilirler ve oldukça büyük eğik konumlardan etkilenmezler.

Rulman yeri. Bir konstrüksiyonda genellikle rulman için öngörülen yer kısıtlıdır, belli bir mil çapı için bütün rulman tiplerinde normlara göre dış çap ve genişlik kademelendirmesi vardır. Bu nedenle pek çok uygulama imkânı söz konusudur.

Eğik konum. Birbirini karşılamayan rulmanyuva eksenleri ve millerin yük altında esnemesi nedeniyle ortaya çıkan eğik konumları oynak bilyalı ve oynak makaralı rulmanlar çok iyi şekilde, büyük rulman boşluğu bulunan bilyalı rulmanlar da kısıtlı olarak dengeler.

Silindir makaralı rulmanlar ve konik makaralı rulmanlar yuvarlanma yolları ve makaralar arasındaki uygun şekle getirilmiş çizgisel temas nedeniyle eğik konumlara karşı hassas değildirler. Eğik bilyalı rulmanlar ve eksenel bilyalı rulmanlar eğik konumları kendi içlerinde dengeleyemezler.

Azami eğik konum açısı

Bilyalı rulmanlar (k 5/J 6 tolerans eşleştirmesi)	Normal boşluk	8 '
	C3 boşluğu	12'
	C4 boşluğu	16'
Oynak bilyalı rulmanlar		4^{o}
Oynak makaralı rulmanlar		30'
Silindirik makaralı rulmanlar		2...4'
Konik makaralı rulmanlar		2'

Esnemezlik. İşletme yükü altında rulman parçalarında meydana gelen esnemeler, diğer normal imalat toleransları yanında dikkate alınması gereken boyutlarda değildir. Bu konuda, esnemelere meydan vermeyecek şekilde yataklanması büyük önem taşıyan takım tezgahlarına ait iş milleri istisna oluşturmaktadır. Çizgi teması olan silindirik makaralı ve konik makaralı rulmanlar nokta teması olan bilyalı rulmanlardan daha sıkıdır.

İkisi birarada kullanılan tek sıra eğik bilyalı rulmanların esnemezlikleri eksenel ön gerilimle yükseltilebilir.

Eksenel hareket kaabiliyeti ve montaj durumu. Genelde bir mil, iki veya daha fazla yerinden yataklanmışsa, eksenel yükleri taşıyan sadece bir sabit yatağı vardır. Diğer yatakların tümü serbest yataklardır. Sorun yaratmayan serbest yataklar bir adet dudaksız iç bileziği olan N veya NU tipi silindirik makaralı rulman kullanılan yataklardır. Eksenel hareket kaabiliyeti rulmanın kendindedir ve bu nedenle iç ve dış bilezikler yuvalarına veya yatak yerlerine sıkı oturabilirler. Bilyalı bir rulman serbest yatak olarak kullanılacak olursa, iç veya dış bilezikten biri yerinde hareketli olmak zorundadır.

İç çapı konik olan rulmanlar sıkma manşonlarının yardımıyla kolayca takılabilirler. Ancak somunu sıkma esnasında çalışma boşluğunu daraltmamak için çok dikkatli davranmak gerekir. (Bak tablo 5.2/1)

Hassasiyet. Her türlü rulmanın bir normal tipi vardır. Çok hassas yataklanan (örneğin takım tezgahları milleri) ve yüksek devirlerde çalışan miller ağır şartlar yaratmaktadır. Bu nedenle rulmanların çalışma ölçüleri daha dar toleranslarda imal edilmek zorundadır. Rulman parçalarının hassasiyeti mil ve gövdedeki rulman yerlerinin mümkün olan işleme hassasiyetine bağlıdır.

Çok hassas rulmanlar için belli tip ve imalat dizisi kısıtlaması yoktur.

Çalışma sesi. Normal rulman o kadar sessiz çalışırki, genelde çevre gürültüsü daha baskındır. Çevre şartlarının gerektirdiği bazı haller için (örneğin asansörlerin elektrik motorlarında ve ev aletlerinde kullanılmak üzere) çok sessiz çalışan rulmanlar mevcuttur. Bunların sınırlandırılmasında norm kullanılmamakla birlikte, bütün rulman imalatçıları aynı standartlara bağlı kalmaktadır.

Devir sayısı. Devir sayısı tam olarak rulmanın iç yapısına bağlıdır. Makaralı rulmanlar yüksek devirlerde kullanıma uygundur. Aynı anda radyal ve eksenel yükler söz konusu olduğunda (kombine yüklerde) eğik bilyalı rulmanlar; ve sırasıylada konik makaralı, oynak makaralı ve eksenel bilyalı rulmanlar kulanılırlar. Eksenel yüklerde ve yüksek devirlerde radyal bilyalı rulmanlar eksenel bilyalı rulmanlardan daha iyidir.

2.2 Rulmanların dinamik yüklere göre hesaplanması

2.2.1 Dinamik taşıma sayısı

Bir rulmanın dinamik taşıma sayısı, radyal rulmanlarda yalnızca radyal yük ve eksenel rulmanlarda da yalnızca eksenel yük, yani tam merkeze etki eden yüklerin yönü ve miktarı değişmeden, yeterli miktarda aynı tip ve ölçüdeki rulmanların bir milyon devir sayısına ulaşması veya geçmesi demektir.

Radyal rulman dinamik taşıma sayısı C'nin ve eksenel rulman dinamik taşıma sayısı Ca'nın ilgili değerleri rulman tablolarında verilmiştir. Bu değerler en fazla 150°'lik (423 K) işletme sıcaklığı için geçerlidir. Daha yüksek ısılarda mukavemet azalır ve bu durum ısı katsayısı f_t ile ifade edilir.

$C_t = f_t \cdot C$ Dolayısı ile $C_{at} = f_t \cdot C_a$

Rulman ısısı t [°C(K)]	<150(423)	<(200(473)	<250(523)	<300(573)
Isı katsayısı f_t	1,0	0,9	0,75	0,6

2.2.2 Hesaplanabilir çalışma ömrü denklemi

Bir rulmanın hesaplanabilir çalışma ömrü, yeterli miktarda aynı tip ve ölçüdeki rulmanın malzeme yorulmasına ilişkin ilk belirtilerin ortaya çıkmadan erişebildikleri veya geçebildikleri çalışma süresidir.

Pratik denemelere göre oluşturulan çalışma ömrü eğrileri, denenen rulmanların büyük kısmının hesaplanabilir çalışma ömründen daha fazla, tüm rulmanların yarısının hesaplananın beş katı hatta daha fazla süre çalışabildiklerini göstermiştir. Bu konudaki büyük farklar, hesaplanabilir çalışma ömrünün bütün dünya tarafından kabul edilen tanımının belirlenmesine neden olmuştur.

Aşağıdaki çalışma şartlarına uyulduğu taktirde, her rulmanın tanımlanan çalışma ömrü hesaplanabilir:

- Hatasız yerleştirme,
- Yeterli yağlama,
- Tam sızdırmazlık.

Hesaplanabilir çalışma ömrünün denklemi şöyledir:
Radyal Rulmanlar için

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

L = Hesaplanabilir çalışma ömrü, milyan devir olarak [10^6]
C, C_a = Dinamik taşıma sayısı (daN)
$\frac{C}{P}$, $\frac{C_a}{P_a}$ = Emniyetli taşıma oranı
p = Çalışma ömrü eksponenti,
Bilyalı rulmanlar için p = 3
Makaralı rulmanlar için $p = \frac{10}{3}$

Eksenel Rulmanlar için P,Pa = Dinamik eşdeğer yük [daN]
(Bak kısım 2.2.3)

$$L = \left(\frac{C_a}{P_a}\right)^p$$

Hesaplanabilir Çalışma ömrü (İşletme saati olarak):

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}$$

L_h = Hesaplanabilir çalışma ömrü [h]
n = Rulman devir sayısı [1/min]

Hesaplanabilir çalışma ömrü (katedilen kilometre olarak):

$$L_s = L \cdot pi \cdot D$$

L_s = Hesaplanabilir çalışma ömrü [km]
D = Tekerler çapı [mm]

Hesaplama dökümanları

Rulman tabloları	Ana ölçüler, taşıma sayıları
Resim 2.2/1	L [10^6 U] ve C/P, Ca/Pa arasındaki bağlantı
Resim 2.2/2	L [10^6 U] ve L_h [h] arasındaki bağlantı
Tablo 2.2/2	Karışık yükler için dinamik yük katsayıları
Resim 2.2/4	Bilyalı rulmanlar için yük katsayılarının çizimle gösterilmesi
Resim 2.2/8	Tek sıra eğik bilyalı rulmanların ve konik makaralı rulmanların eksenel eşdeğer yük.

Rulman tipi (taşıma sayısı) radyal yük, eksenel yük ve hesaplanabilir çalışma ömrü arasındaki bağlantılar ORS tarafından çizimli bir hesaplama yöntemiyle işlenmiştir. Bu bilgiler "ORS rulman tekniği" yayınları çerçevesinde ilgilenenlere sunulmaktadır. Çeşitli rulman imalat dizilerinin çalışma ömürleri ve kullanıldığı amaca ilişkin ortalama masrafları çabuk ve kolayca diyagramlardan okunabilir. Bu dökümanlar en uygun rulmanın çabuk bir şekilde bulunmasına yardımcı olur.

2.2.2.2. Çeşitli uygulamalardaki çalışma ömrüne ilişkin tecrübe değerleri:

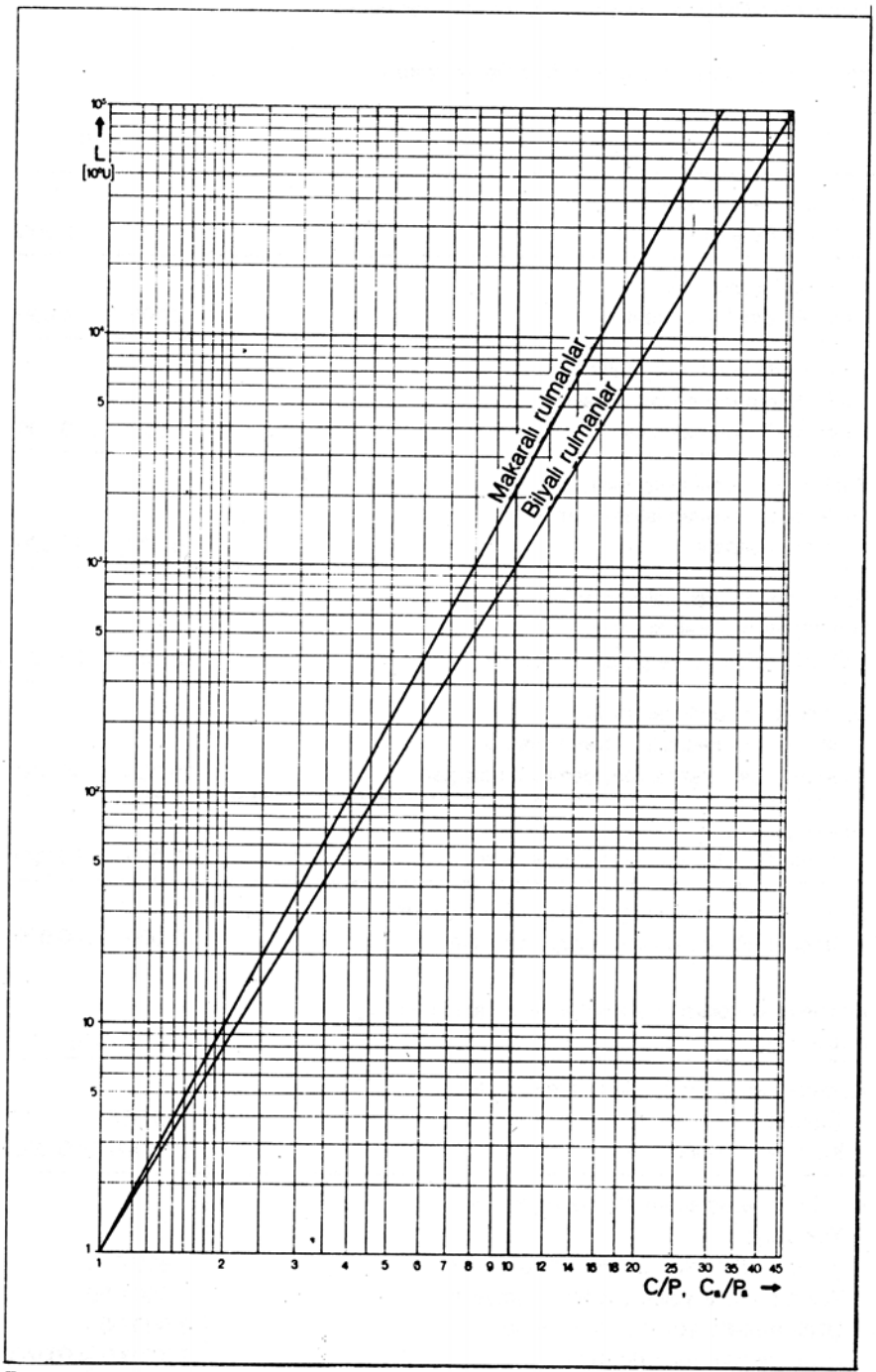
Çeşitli uygulamalarda, her ihtisas dalı için ilgililer kendi tecrübelerini ortaya koymuşlardır. 2.2/1 numaralı tabloda bu değerler verilmektedir.

Tablo 2.2/1 Çalışma ömrüne ilişkin tecrübe değerleri

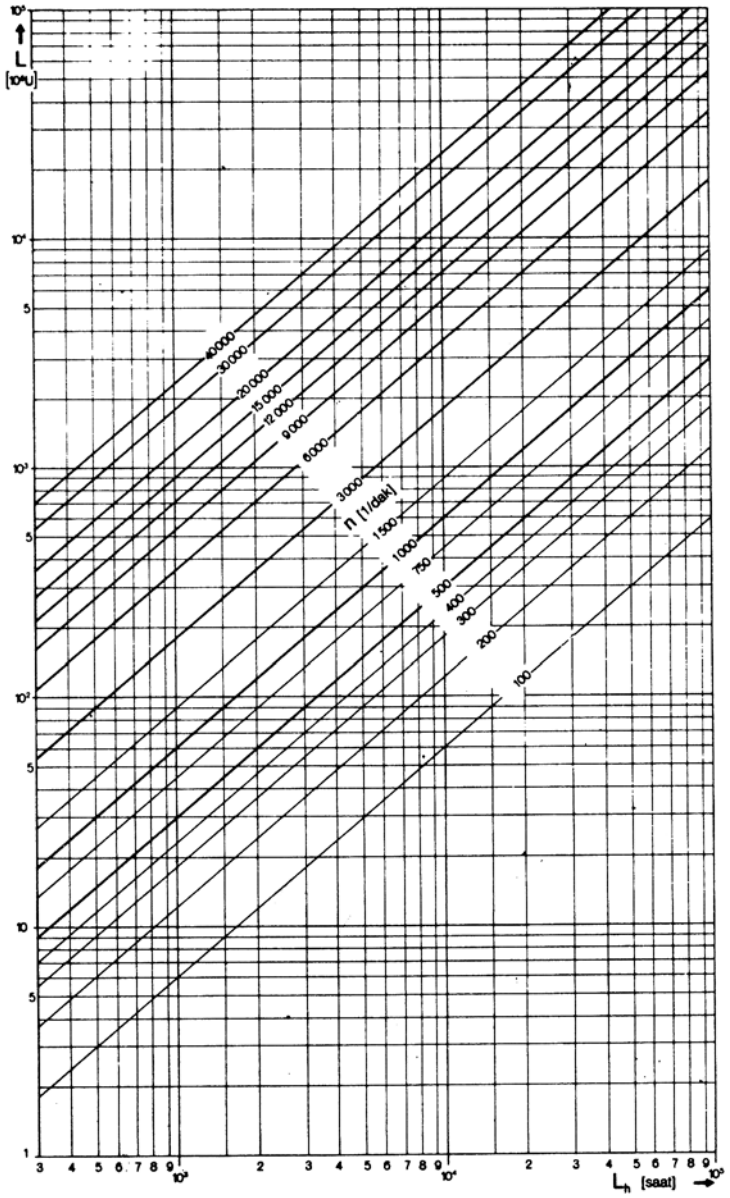
İşletme saati olarak hesaplanabilir çalışma ömrü L_h

Çalışma Şartları	L_h [h]
Seyrek kullanılan aletler Örnek: Ev aletleri	500 ... 2 000
Kısa süreli çalışmalar Örnek: Binek otomobili	2 000 ... 4 000
Günlük orta süreli çalışmalar, büyük önem taşımayan arızalar Örnek: Tarım makinaları	4 000 ... 8 000
Günlük orta süreli çalışmalar, büyük önem taşıyan işletme emniyeti Örnek: Asansör	8 000 ... 12 000
Günlük uzun süreli çalışmalar, tam kapasite olarak kullanılmayan Örnek: kaldırma ve götürme teçhizatı	12 000 ... 20 000
Günlük uzun süreli çalışmalar, genellikle tam kapasite olarak kullanılan Örnek: Takım tezgahları, demiryolu araçları	20 000 ... 40 000
Sürekli çalışma Örnek: Büyük motorlar, kompresörler	40 000 ... 80 000
Büyük işletme emniyeti gerektiren sürekli çalışma Örnek: Kağıt makinaları, enerji santralları	80 000 ... 200 000

Kilometre yol olarak hesaplanabilir çalışma ömrü L_s Aracın cinsi	L_s[km]
Karayolu araçlarının teker yataklamaları	
Otomobil	100 000
Kamyon, otobüs	200 000 300 000
Demiryolu araçlarının aks yataklamaları	
Yük vagonu (Sürekli etkin olan en yüksek aks yükü)	800 000
Yakın mesafe yolcu trenleri, tramvaylar	1 500 000
Uzak mesafe yolcu treni vagonu	3 000 000
Uzak mesafe motorlu treni	3 000 000 | 4 000 000
Uzak mesafe dizel ve elektrikli lokomotifler	3 000 000 | 5 000 000


L
[10⁶U]
10²
10⁴
5
10³
5
10²
5
10
5
1
Makaralı rulmanlar
Bilyalı rulmanlar
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
12
14
16
18
20
25
30
35
40
45
C/P, Cₐ/Pₐ →

Resim 2.2/1


L
[10⁶U]
40000
30000
20000
15000
12000
9000
6000
3000
n [1/dak]
1500
1000
750
500
450
300
200
100
L_h [saat]

Resim 2.2/2

2.2.2.3 Kullanım süresi

Kısım 2.2.2.1 belirtilen çalışma şartları olan hatasız yerleştirme, yeterli yağlama ve tam sızdırmazlığın kontrol altına alınması kolay olmadığından bu dış etkenlerin hesaplanması gereği ortaya çıkmıştır. Bunun içinde hesaplanabilir çalışma ömrünün (yorulma ömrü) yanısıra kullanım süreside (aşınma süresi) kavram olarak yerleştirilmiştir. Kullanım süresinin, özellikle kullanım alanından gelen etkileri dikkate alması söz konusudur.

Çalışma ömrü ile kullanım süresi arasında kesin bir ayırım yapmak mutlaka gereklidir. Ancak, ideal duruma olumsuz yönde etki edenetkenlerinçok zor kontrol edilebilir olması nedeniyle, bunlara kısmen dahi olsa hesap yoluyla kesin olarak hükmetmek mümkün değildir. Dolayısıyla kullanım süresi sadece, ideal yorulma ömrü (hesaplanabilir çalışma ömrü) ile gerçek aşınma ömrü sınırı (kullanım süresinin alt sınırı) arasındaki farkın boyutlarının ne olabileceğini tahmin etmeye yarar. Çalışma ömrünü etkileyen tüm uygulama unsurlarının şimdi olduğu gibi, yakın gelecekte de dikkate alınabilmesi hemen hemen imkansız görülmektedir. Bu demek değildir ki bu konuda yeterli gayret sarfedilmiyor. Konunun bu şekilde açıklanması rulman seçiminde ve yataklama şeklinin belirlenmesinde ne kadar itinalı davranılması gerektiğini vurguluyor.

Kullanım süresi kavramını kolay anlaşılır bir örnekle, yani bakım gerektirmeyen 2Z ve 2RS tipi bilyalı rulmanlarla anlatmak mümkün. Bu rulmanların kullanım süresi hesaplanabilir çalışma ömrüne eşit olabilir veya kullanılan yağın ısıya bağlı ömrü kullanım süresini belirler. Rulmanlar için uygun çalışma şartları mevcut olmasına rağmen bazen kullanım süresi hesaplanabilir çalışma ömründen daha az olabilir. Bu nedenle bu rulmanlar için"çalışma ömrü boyunca yetecek şekilde yağlanmıştır." demek yanlış olur. Bakım gerektirmeyen bilyalı rulmanların kullanım süreleri "ORS Rulman Tekniği" kitabında 2.12/2'de grafikle gösterilmiştir.

2.2.3 Dinamik eşdeğer yük ve dış rulman yükü

2.2.3.1 Dinamik eşdeğer yük

Hesaplanabilir çalışma ömrü L'nin hesaplanmasında rulman yükü P'nin nasıl olması gerektiğini, dinamik taşıma sayısı C'nin mahiyeti belirler. Tüm diğer rulman yükleri düşüncede var olan tek bir yük, dinamik eşdeğer yük olarak hesaplanmalıdır. Dinamik eşdeğer yük denildiği zaman gerçek yükün yaptığı etkiye eşit olan sabit radyal ve eksenel yükler anlaşılır.

Radyal rulmanlar

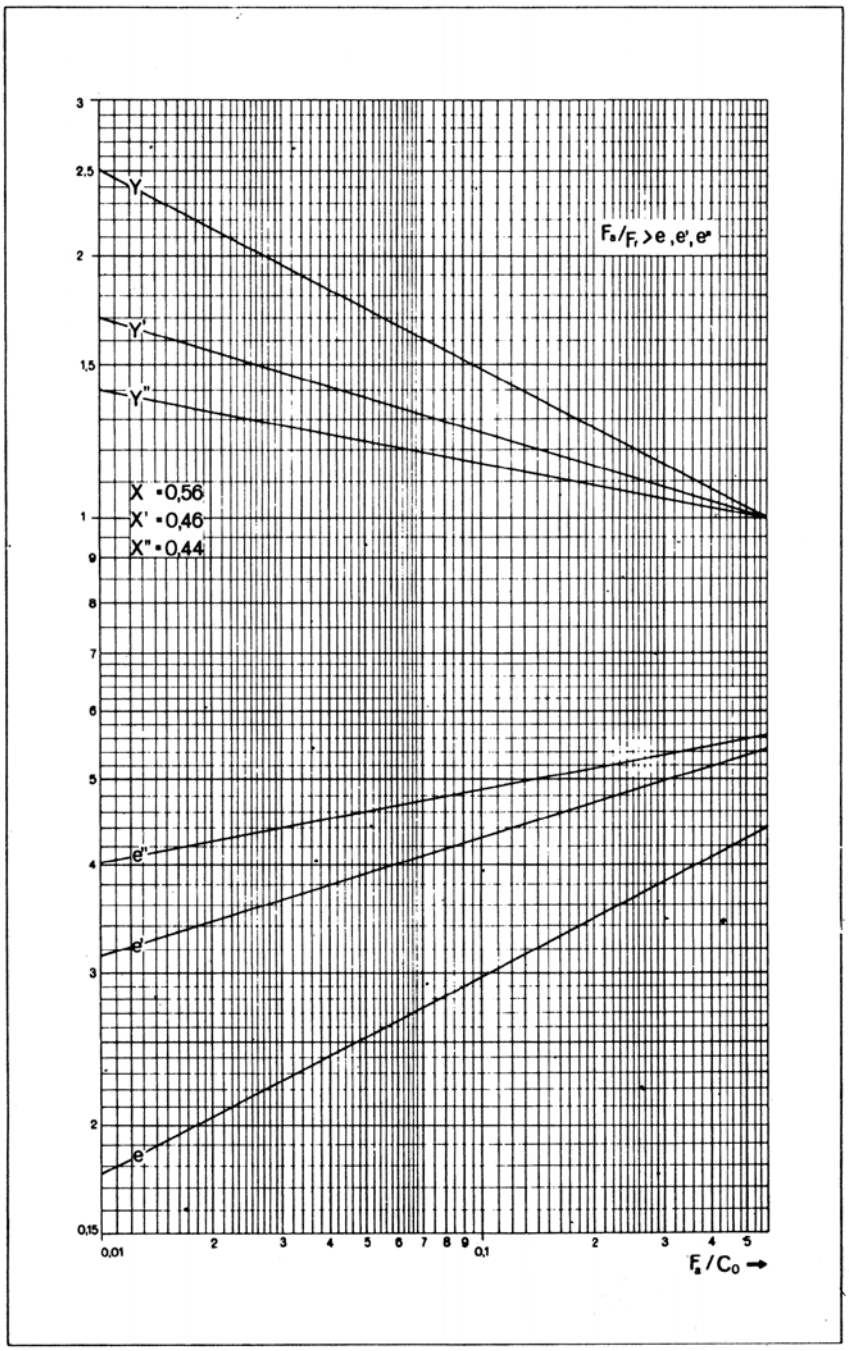
Sadece radyal yük:

$P = F_r$

Karışık yük;

$P = X.F_r + Y . F_a$

P = Dinamik ..... yük [daN]
X = Dinamik radyal yük katsayısı
Y = Dinamik eksenel yük katsayısı
F_r = Radyal yük [daN]
F_a = Eksenel yük [daN]



Resim 2.2/3

2.2.3.1

Tek sıralı radyal rulmanlarda eksenel yük, yük oranı $F_a / F_r > e$ olduğu taktirde dikkate alınır. Sınır yük oranı e (bak 2.2/2) bir rulmanın iç yapısı için karakteristik bir değerdir. Yük oranları $F_a / F_r \leq e$ için X = 1 ve Y = 0, yani $P \mathrel{\hat{=}} F_r$'dir.

Çift sıralı radyal rulmanlarda, bir sınır yük oranı olmasına rağmen, en küçük eksenel yüklerin dahi dikkate alınması gerekir.

Tablo 2.2/2, normal çalışma boşluğu olan rulmanlar için X ve Y yük faktörlerinin sayısal değerlerini veriyor.

Bilyalı rulmanlarda daha büyük çalışma boşluğu, eksenel yük taşıma kabiliyetini artırır.

Resim 2.2/3 bilyalı rulmanlar için söz konusu faktörleri F_a / C_o 'a bağımlı olarak ve değişmeyen alıştırmalara göre gösteriyor.

X, Y, e	Normal çalışma boşluğunda
X', Y', e'	Takılmamış rulman boşluğu % 75-80 arttırılmış olarak (bir boşluk sınıfı atlamak)
X'', Y'', e''	Takılmamış rulman boşluğu % 150-160 artırılmış olarak (iki boşluk sınıfı atlamak)

X ve Y faktörlerinin tesbit edilmesi:

Bilyalı rulmanlar hariç, tüm rulman cinsleri için sabit birer sınır yük değeri e verilmiştir. X ve Y doğrudan okunabilir. Buna karşılık bilyalı rulmanlarda sınır yük değeri e, F_a / F_r oranına bağlıdır. Önce, aranılan şartları karşılayacağı tahmin edilen belli bir rulman seçilir. Bu şekilde belirlenen C_o değeriyle F_a / C_o oranı oluşturulur ve F_a / F_r oranına göre tesbit edilen sınır yük değeri e'ye bağımlı olarak X ve Y faktörleri tablo 2.2/2 veya resim 2.2/3'den elde edilir. Yanlış seçim halinde işlem tekrarlanır.

N ve NU tipi silindirik numaralı rulmanlar sadece radyal yükleri taşıyabilirler. Bu nedenle çalışma ömrü hesabında sadece bu dikkate alınmıştır. NJ, NJ + HJ ve NUP tipi sabit dudaklı silindirik makaralı rulmanlar eksenel yükleride taşıyabilirler. Kuvvet iletme işlemi bu durumda silindirik makaralarla dudaklar arasında kayma şeklinde olmaktadır. Taşınabilir en yüksek eksenel yük hesabı çalışma ömrü hesaplarından bağımsız olarak kısım 2.4.1'de gösterilen şekilde yapılır.

Eksenel bilyalı rulmanlar

Eksenel bilyalı rulmanlar radyal yükleri taşıyamadıklarından bunların dinamik eşdeğer yükü eksenel yükün kendisidir.

$P_a = F_a$

P_a = Dinamik eşdeğer ... yük [daN]
F_a = Eksenel yük [daN]

Tablo 2.2/2 Kombine yükler için dinamik yük faktörleri

Tek sıralı radyal rulman $\frac{F_a}{F_r} \leq e : X = 1, Y = 0$

Rulman tipi	F_a/C_0	e	$\frac{F_a}{F_r} > e$ X	Y
161, 160	0,014	0,19		2,3
60, 62, 63, 64	0,028	0,22		2,0
RLS, RMS	0,056	0,26		1,7
	0,084	0,28	0,56	1,55
	0,11	0,30		1,45
	0,17	0,34		1,3
	0,28	0,38		1,15
	0,42	0,42		1,05
	0,56	0,44		1,0
E, L, M, BO		0,2	0,5	2,5
72 B, 73 B		1,14	0,35	0,57
QJ 2, QJ 3 *)		0,95	0,6	1,07
320 04 X, 320/22 X		0,39		1,55
05 X . . . 07 X		0,44		1,35
08 X . . . 09 X		0,39	0,4	1,55
10 X		0,44		1,35
11 X		0,39		1,55
12 X . . . 40 X		0,44		1,35
302 03 . . . 04		0,35		1,75
05 . . . 08		0,38	0,4	1,6
09		0,41		1,5

Rulman tipi	e	$\frac{F_a}{F_r} > e$ X	Y
302 10	0,42		1,45
11 . . . 13	0,41		1,5
14	0,42	0,4	1,45
15	0,44		1,4
16 . . . 22	0,42		1,45
24	0,44		1,4
303 02 . . . 03	0,29		2,1
04 . . . 05	0,30		2,0
06 . . . 07	0,31	0,4	1,9
08 . . . 20	0,34		1,75
313 05 . . . 13	0,83	0,4	0,72
322 06 . . . 08	0,37		1,6
09	0,40		1,5
10 . . . 12	0,42		1,45
13	0,40	0,4	1,5
14	0,42		1,45
15 . . . 16	0,43		1,4
17 . . . 22	0,42		1,45
24	0,43		1,4
323 05	0,30		2,0
06 . . . 07	0,31	0,4	1,9
08 . . . 15	0,34		1,75

*) $F_a/F_r \leq e$: Daraltılmamış

Çift sıralı radyal rulman

Rulman tipi	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$ X	Y	$\frac{F_a}{F_r} > e$ X	Y
42	Bak tek sıra bilyalı rulmanlar, ancak: $(F_a/C_0)_{max} = 0,1$				
32, 33	0,86	1	0,73	0,62	1,17
72 BG, 73 BG**)	1,14	1	0,55	0,57	0,93
12 00	0,33		1,95		3,0
01	0,35		1,8		2,8
02	0,33		1,95		3,0
03	0,30		2,1		3,2
04	0,31		2,0		3,1
05	0,29		2,15	0,65	3,35
06	0,25	1	2,5		3,85
07	0,24		2,65		4,1
08 . . . 09	0,22		2,9		4,5
10	0,21		2,95		4,6
11	0,20		3,2		5,0
12 . . . 13	0,19		3,25		5,1
14 . . . 22	0,18		3,5		5,4
13 00	0,33		1,9		3,0
01	0,35		1,8		2,8
02 . . . 03	0,33		1,9		3,0
04 . . . 05	0,30		2,1		3,25
06 . . . 08	0,26	1	2,35	0,65	3,65
09 . . . 11	0,25		2,55		3,95
12 . . . 13	0,24		2,6		4,05
14 . . . 20	0,23		2,75		4,25
21	0,25		2,45		3,9
22	0,23		2,75		4,25

Değerler O veya X düzeni için geçerlidir, tandem düzeni için 72 B, 73 B değerleri geçerlidir.

Rulman tipi	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$ X	Y	$\frac{F_a}{F_r} > e$ X	Y
22 00 . . . 01	0,58		1,1		1,7
02 . . . 04	0,47		1,35		2,1
05	0,39		1,6		2,5
06 . . . 07	0,37		1,75		2,65
08 . . . 09	0,31	1	2,05	0,65	3,15
10 . . . 14	0,27		2,3		3,55
15 . . . 17	0,25		2,45		3,8
18 . . . 19	0,27		2,3		3,6
20 . . . 22	0,28		2,2		3,45
23 00	0,63		1,0		1,55
01	0,57		1,1		1,7
02 . . . 05	0,49		1,3		2,0
06 . . . 11	0,43	1	1,45	0,65	2,25
12 . . . 15	0,39		1,65		2,5
16 . . . 22	0,37		1,7		2,65
222 05	0,37		1,8		2,7
C 06 . . . 07	0,35		1,9		2,85
08	0,33		2,0		3,0
09	0,31		2,2		3,25
10 . . . 13	0,28		2,4		3,55
14	0,27	1	2,5	0,67	3,75
15	0,26		2,6		3,9
16 . . . 17	0,25		2,7		4,0
18	0,27		2,55		3,8
19 . . . 20	0,28		2,45		3,6
22 . . . 30	0,29		2,3		3,45
223 08 . . . 10	0,42		1,6		2,4
C 11 . . . 12	0,40		1,7		2,5
13	0,39		1,75		2,6
14	0,37	1	1,8	0,67	2,7
15 . . . 16	0,39		1,75		2,6
17 . . . 22	0,37		1,8		2,7
24 . . . 26	0,36		1,9		2,8
28	0,37		1,8		2,7

2.2.3.2 Dış Rulman yükü

Hesaplanabilir çalışma ömrü L'nin hesaplanabilmesi için tanıma göre yönü ve miktarı değişmeyen tam bir radyal yük veya tam merkeze yönelik eksenel bir yük gereklidir. Yükler bu şekliyle mekanik kanunlarına göre kesin hesaplanabilir dış kuvvetlere benzemektedir. (Örneğin, kütle kuvvetleri, teorik diş kuvvetleri, ağırlıklar)

Pratikte ortaya çıkan yüklerin büyük kısmı ya kesin hesaplanamaz cinstendir (örneğin, gerçek diş kuvvetleri, takım tezgâhlarının kesme kuvvetleri) ya da belli aralıklarla ortaya çıkan ek kuvvetler veya darbelerle (örneğin, balanssızlık, takım tezgahlarında takımın kesmeye başlaması) birlikte etkili olurlar, Bu durumlarda tecrübeyle ek kuvvetler olarak dikkate alınırlar. Böylece sabit ortalama yükler elde edilmiş olur.

Tablo 2.2/3 Dinamik yükler için ek faktörler

Uygulama ortamı		Faktör f_z
Dişliler	Bölüm ve form hatası < 0,02 mm	1,05 ... 1,1
	> 0,02...0,1 mm	1,1 ... 1,3
Zincirli tahrik düzenleri		1
Kayışlı tanrik düzenleri	V-Kayışları	1,5 ... 2,5
	Gerdirme kasnaklı düz kayış	2 ... 3
	Gerdirme kasnaksız düz kayış	3 ... 4

Uygulama ortamı		Faktör f_d
İş makinaları	Darbesiz (elektrik makinaları, türbinli makinalar)	1,0 ... 1,2
	Orta darbeli (İçten yanmalı motorlar takım tezgahları)	1,2 ... 1,5
	Ağır darbeli (Değirmenler, kırıcılar)	1,5 ... 3,0
Aks yataklamaları	Yaylı	1,3
	Yaysız	1,5 ... 1,7
Teker yataklamaları	Havalı lastikler	1,3 ... 1,6

2.2.3.2.1 Ek kuvvetlerin ek faktörler yardımıyla dikkate alınması

Dişlilerin yataklanmasında ek kuvvetler ya, dişli düzeninin içinde kendisinden oluşan ve imalat hassasiyet derecesini dikkate alan ya da düzene ek olarak takılan makinaların neden olduğu ek kuvvetler diye ayrılır. Gerçek diş yükü ise:

$$Keff = f_z.f_d.K$$

f_z = Dişli faktörü (Tablo 2.2/3)
f_d = Ek takılan makina katkı değeri (Tablo 2.2/3)
K = Teorik diş kuvveti

Kayış tahrikli düzenlerin mutlaka ön gerilimi ve her zaman ek dinamik yükleri vardır (kayış titreşimleri). f_z tablo değerleri dönme momentinden hesaplanan çevre kuvvetinin arttırılması için kullanılır. Miller arasındaki mesafe azsa, düşük devirler ve ağır çalışma şartları söz konusu ise daha büyük değerler seçilir. Gerçek kayış yükü ise:

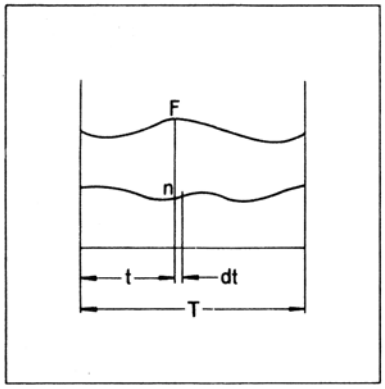
$$Keff = f_z.U$$

f_z = Ön gerilim ve dinamik faktörü (Tablo 2.2/3)
U = Teorik çevre kuvveti

Diğer uygulama durumları için ek faktörler uygun olarak kullanılmalıdır.

2.2.3.2.2 Değişken yükler ve değişken devir sayıları

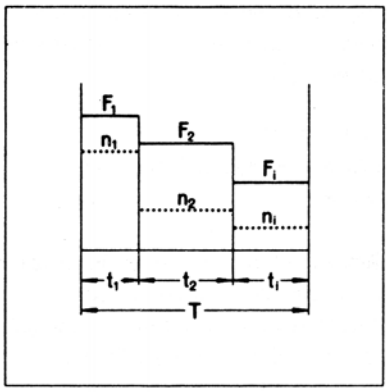
Değişken kuvvet ve devir sayısındaki oynamalar belli bir süre içinde (zaman kesiti T) tam olarak biliniyorsa ve bu aynı zaman aralıklarıyla tekrarlanıyorsa, o zaman rulman hesabında etken olan yükün sabit ortalama değeri çalışma ömrü kuralının (çalışma ömrü eksponenti p) uygulanmasıyla genelde şu şekilde hesaplanır: (Resim 2.2/4)



$$F_m = \left(\frac{(T)\int F^p \cdot n \cdot dt}{(T)\int n \cdot dt} \right)^{\frac{1}{p}}$$

Resim 2.2/4

Aslında devir sayısı genelde uzun zaman aralıklarında değişmektedir (örnek: araç şanzımanı). Bu zaman aralıklarında eğer kuvvette değişmezse, ortalama kuvvet elde edilir. (Resim 2.2/5)



Resim 2.2/5

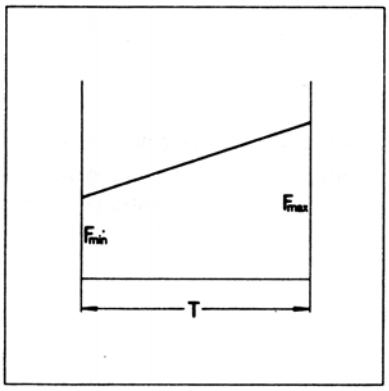
$$F_m = \left(\frac{F_1^p \cdot n_1 \cdot t_1 + F_2^p \cdot n_2 \cdot t_2 + \ldots F_i^p \cdot n_i \cdot t_i}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \ldots n_i \cdot t_i} \right)$$

ve ortalama devir sayısı (Resim|2.2/5)

$$n_m = \frac{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \ldots n_i \cdot t_i}{T}$$

t_1, t_2, ... ti çeşitli periyotları T periyodunun yüzdesi olarak ifade edilir.

Sabit devir sayısında lineer değişken yük



Resim 2.2/6

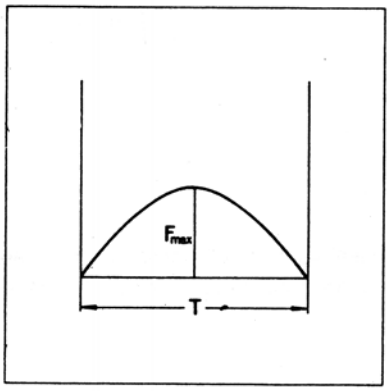
Yaklaşık değer formülü:

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3}$$

Esas formül:

$$F_m = \left(\frac{1}{p+1} \cdot \frac{F_{max}^{p+1} - F_{min}^{p+1}}{F_{max} - F_{min}} \right)^{\frac{1}{p}}$$

Sabit devir sayısında sinus şekilli değişken yük



Resim 2.2/7

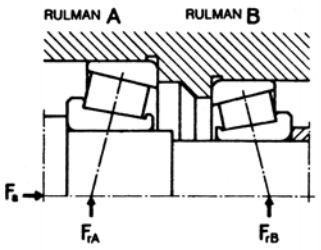
$$F_m = \left(\frac{4}{3\pi} \right)^{\frac{1}{p}} \cdot F_{max}$$

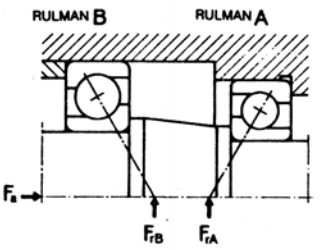
2.2.3.2.3 Çift kullanılan ve ön gerilimi olan rulmanlarda yükler

İki adet tek sıra bilyalı veya konik makaralı rulman 0- veya X- düzeninde boşluklu veya boşluksuz (ön gerilimli veya ön gerilmisz) takılabilir. Dıştan gelen her radyal kuvvet bir iç kuvvet, yani eksenel reaksiyon kuvveti, oluşmasına neden olur. Bu kuvvet de karşıt rulman (yatak) için dış yük halini alır. Bu eksenel yük bileşeni, sadece $F_a / F_r >$ e olduğu zaman rulmanda etkili olur.

Resim 2.2/8'de mümkün olan uygulama ve yük durumları için eşdeğer eksenel yükler, F_{aA} veya F_{aB} ile gösterilmektedir. Y_A ve Y_B, $F_a / F_r >$ e için Tablo 2.2/2 de bulunan dinamik eksenel yük faktörleridir.

Rulmanlar, millerin esnemesiz desteklenmesi, titreşimlerin engellenmesi, bilya ve makara takımlarına daha iyi yük dağılımın sağlamak veya ısı genleşmelerini dengelemek için ön gerilimli takılırlar. Dış ekseriel yüklerin en fazla %50 sine kadar olan ön gerilim kuvveti, rulman çalışma ömrünü önemli ölçüde etkilemez. Bu sınırın aşılmaması gerekir, çünkü sıkılığın artması çalışma ömrünü olumsuz yönte etkiler.



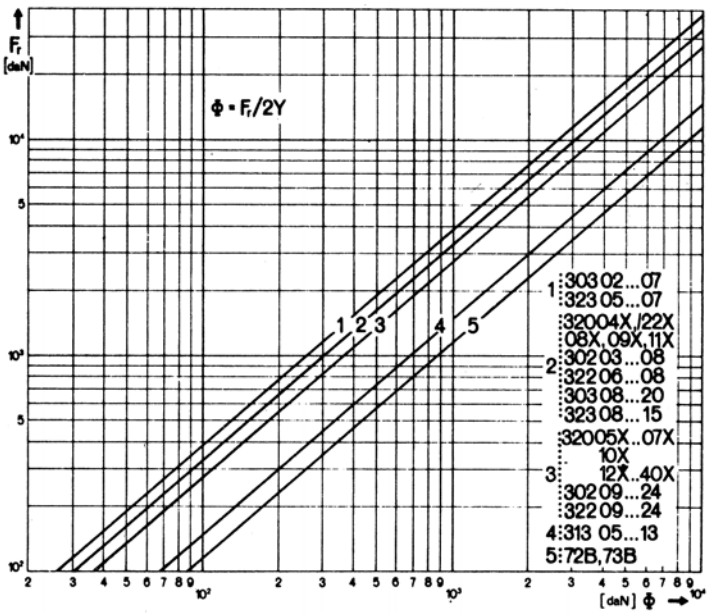


Konik makaralı rulman,
tek sıra
eğik bilyalı rulman

$\Phi_A = \frac{F_{rA}}{2Y_A}$ $\Phi_B = \frac{F_{rB}}{2Y_B}$

		Eşdeğer eksenel yük	
		F_{aA}	F_{aB}
$\Phi_A \leq \Phi_B$		$F_a + \Phi_B$	–
$\Phi_A > \Phi_B$	$F_a > \Phi_A - \Phi_B$	$F_a + \Phi_B$	–
	$F_a \leq \Phi_A - \Phi_B$	–	$\Phi_A - F_a$

Index : A ... Rulman A*
B ... Rulman B



Resim 2.2/8

2.3. Statik yüklerde rulmanların hesaplanması

2.3.1 Statik taşıma sayısı

Bir rulmanın statik taşıma sayısı, radyal rulmanlarda merkezden etki eden radyal yükün kendisi ve eksenel rulmanlarda merkezden etki eden eksenel yükün kendisi olarak, yuvarlanma elemanı ile yuvarlanma yolu arasındaki temasda en çok zorlanan noktada, yuvarlanma elemanı çapının % 0,01'i oranında kalıcı bir toplam deformasyon oluşturan statik yüktür.

Tek sıra eğik bilyalı rulmanlarda ve konik makaralı rulmanlarda statik taşıma sayısı, yükün rulman bileziklerini dikey yönde kaydıran radyal koluyla ilgilidir. Statik taşıma sayısına kadar olan yüklerde hareketsiz halde, sallanma hareketinde veya n $\leq$ 33 devir/dakika olan yavaş dönmelerde yuvarlanma yolları ve yuvarlanma elemanları çok az deformasyon gösterdiklerinden, zaman zaman hızlı dönmelerde de sessiz çalışma söz konusudur.

Radyal rulmanların statik taşıma değerleri C_0 ve eksenel rulmanların statik taşıma değerleri C_{0_a} rulman tablolarında verilmiştir.

2.3.2 Statik eşdeğer yük

Kombine radyal ve eksenel yükler teorik tek yük halinde yani statik eşdeğer yük olarak hesaplanmak zorundadır. Bu statik eşdeğer yük, söz konusu gerçek yükün statik radyal ve eksenel yük kollarının etkisine eşittir.

Radyal rulmanlar

Gerçek radyal yük:
$P_0 = F_r$

Kombine yük:
$P_0 = X_0 . F_r + Y_0 . F_a$

Her zaman $P_0 \leq F_r$ olmalıdır.

P_0 = Statik eşdeğer yük [daN]
X_0 = Statik radyal yük faktörü
Y_0 = Statik eksenel yük faktörü
F_r = Radyal yük [daN]
F_a = Eksenel yük [daN]

X_0 ve Y_0 rakamsal değerleri tablo 2.3/1'de verilmiştir. Radyal ve eksenel yükler için bir işletme sürecinde en yüksek değerler esas alınmalıdır. Eşdeğer yükün, yük faktörleri yardımıyla hesabedilen, P_0 değeri F_r den küçük ise, $P_0 \triangleq F_r$ alınmlıdır. Eksenel yükün dikkate alınması gerekmez.

Tablo 2.3/1 kombine yük için statik yük faktörleri

Rulman cinsi	X_0	Y_0
Bilyalı rulman	0.60	0.50
Eğik bilyalı rulman, tek sıra	0.50	0.26
Eğik bilyalı rulman, çift sıra	1.00	0.63
Oynak bilyalı rulman	1.00	0.68 Y*)
Oynak makaralı rulman	1.00	0.66 Y*)
Konik makaralı rulman	0.50	0.55 Y*)

*Y = Dinamik eksenel yük faktörü ($F_a/F_r > e$ için), Tablo 2.2/2

Eksenel rulmanlar

Eksenel bilyalı rulmanlar radyal yükleri taşıyamazlar

$P_{0a} = F_a$

P_{0a} = Statik eşdeğer yük [daN]
F_a = eksenel yük [daN]

2.3.3 Statik taşıma emniyeti

Genelde rulmanların statik taşıma kaabiliyeti, eğer sallanma hareketi ve yavaş devirde dönme söz konusu ise, bozulma kıstası olarak ortaya çıkar. Büyük darbelerin gözlendiği dinamik yüklerde çalışan rulmanlarda statik taşıma kaabiliyetinin yeterli olup olmadığı araştırılmalıdır. En yüksek yük (darbe) statik taşıma sayısı C_0'ya göre belli bir oranı geçmemelidir. Bu durum statik taşıma emniyeti S_0 ile tanımlanmaktadır.

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \text{ yani } s_0 = \frac{C_{0a}}{P_{0a}}$$

C_0, C_{0a} = statik taşıma sayısı [daN]
P_0, P_{0a} = statik eşdeğer yük [daN]

S_0 için esas alınan değerler:

2	özellikle sessiz çalışma isteniyorsa
1,5 .. 2	darbeli çalışma hakimse
1	normal işletme şartları ve normal çalışma sessizliği isteniyorsa
0,5	titreşimsiz statik yük varsa ve çalışma sessizliği çok önemli değilse

2.4 Sınır yükleri

2.4.1 Silindirik makaralı rulmanların azami eksenel yüklenebilme kaabiliyeti

Silindirik makaralı rulmanlar radyal yüklerde kullanılmalıdır. NJ, NUP, NJ + HJ tipleri makaraların alın yüzeyleri ve halkaların temas yüzeyleri üzerinden eksenel yükleride, taşıyabilirler. Eksenel yüklenebilme kaabiliyeti temas yüzeyleri arasında yeterli yağ filminin olup, olmadığına bağlıdır. Sürekli ve değişmeyen eksenel yüklerde yük oranının $F_a/F_r \mathrel{\hat{=}} 0{,}4$ olmasına dikkat edilmelidir.

Viskozitesi yüksek yağlar düşük devirlerde çok iyi güç iletimi sağlar. Yüksek devirlerde ise düşük viskoziteli yağlar kullanılmalıdır, yağın soğutulması gerekebilir. Değişmeyen eksenel yükler, temas yüzeylerinin yağlanması işlemi için değişen yükler veya fasılalı çalışmalardan daha elverişsizdir.
Çok sayıdaki etkenin, söz konusu olması nedeniyle eksenel taşıma kaabiliyetinin hesaplanması ancak yaklaşık olarak mümkündür ve yeterlidir.

Gres ile yağlama; ince yağ ile yağlama $n \cdot E \leq 1{,}2 \cdot 10^5$:

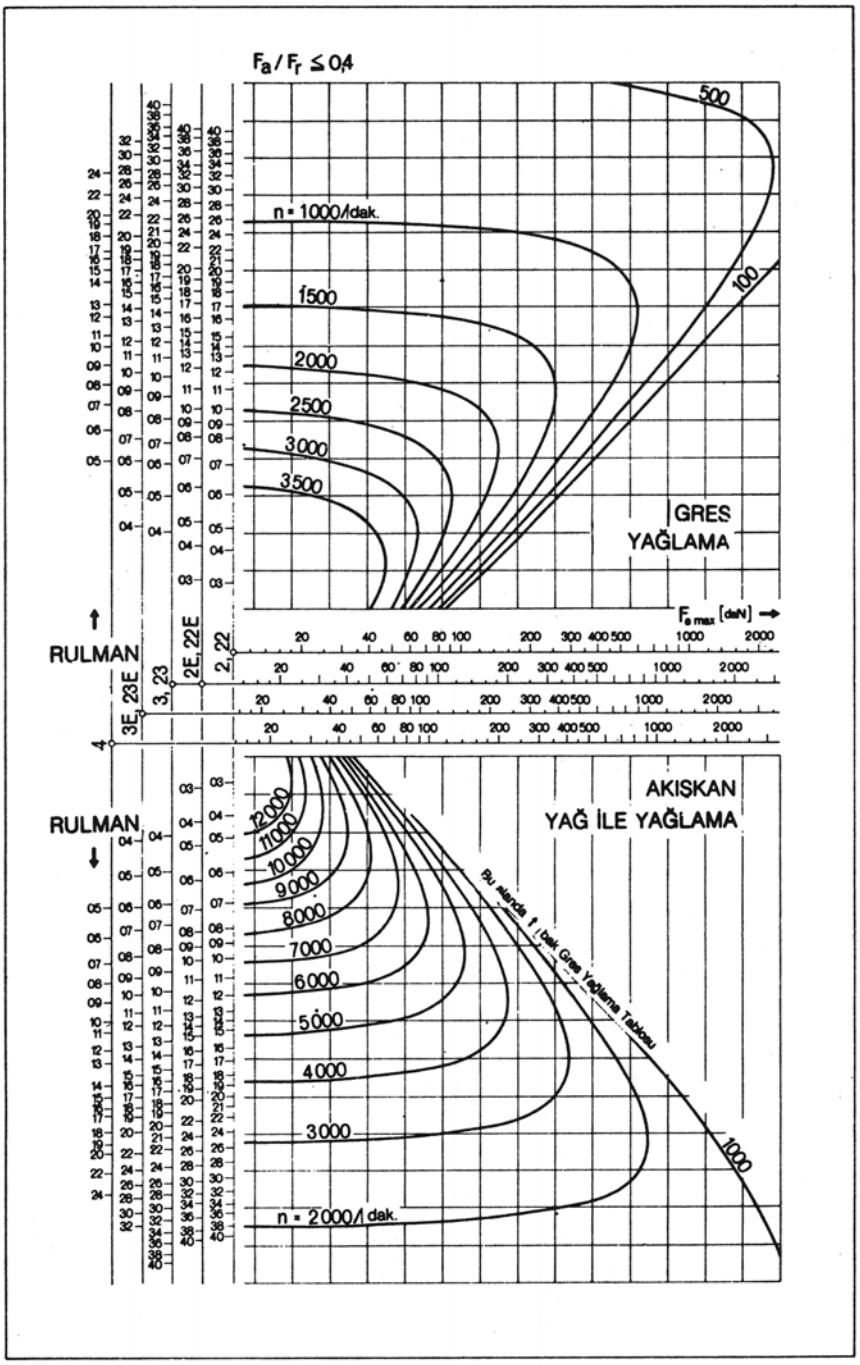
$$F_{amax} = f_a \cdot f_b \cdot E^2 \cdot \left(2 - \frac{n \cdot E}{10^5}\right) \text{ [daN]}$$

İnce yağ ile yağlama $n \cdot E > 1{,}2 \cdot 10^5$:

$$F_{amax} = f_a \cdot f_b \cdot E^2 \cdot \left(1 - \frac{n \cdot E}{6 \cdot 10^5}\right) \text{ [daN]}$$

E = Dış bilezik yuvarlanma yolu çapı(mm)
n = Devir sayısı[1/min]
f_a = İşletme faktörü (Tablo 2.4/1)
f_b = imalat dizisi faktörü

Resim 2.4./1'e göre F_{amax} değişmeyen ve sürekli eksenel yük için geçerlidir (f_a = 0,2)


Fa / Fr ≤ 0,4
n = 1000/dak.
1500
2000
2500
3000
3500
500
100
GRES
YAĞLAMA
Fe max [daN]
20 40 60 80 100 200 300 400 500 1000 2000
RULMAN
2, 22
2E, 22E
3, 23
3E, 23E
4
RULMAN
AKISKAN
YAĞ İLE YAĞLAMA
12000
11000
10000
9000
8000
7000
6000
5000
4000
3000
n = 2000/dak.
1000
Bu alanda 1 dak. Gres Yağlama Tablosu

Resim 2.4/1

Tablo 2.4/1 Silindirik makaralı rulmanlar için eksenel yük faktörleri

Eksenel yükün etki süresi	f_a	İmalat serisi	f_b
Sabit ve sürekli	0,2	NJ2, NJ22, NUP2, NUP 22	0,24
Değişken ve kısa süreli	0,4	NJ3, NJ23, NUP3, NUP23, NJ2E, NJ22E, NUP2E, NUP22E	0,30
Darbeli	0,6	NJ4, NUP4	0,33
		NJ3E, NJ23E, NUP3E, NUP 23E	0,35

Gösterilen hesaplama yönteminin temelinde şu prensip vardır; Sürtünmeden dolayı oluşan ısı belli bir sınır değeri aşmayacak ve temas yüzeylerinin aşınması söz konusu olmayacak.

2.4.2 Eksenel bilyalı rulmanların asgari yüklenme hesabı

Eksenel bilyalı rulmanlar asgari yüklenme sağlandığında çalışabilirler. (Yuvarlanma elemanlarının merkezkaç kuvveti nedeniyle). Hesaplanan asgari yük dış etkilerle elde edilemiyorsa baskı yayları ile ön gerilim oluşturmak uygun olur. Asgari yük şöyle hesaplanır:

$$F_{amin} = A \cdot \left(\frac{n}{1000}\right)^2 \text{ [daN]}$$

A = Asgari yük faktörü (Bak rulman tabloları)
n = Devir sayısı [1/min]

Resim 2.4/2'de asgari eksenel yük okunabilir.

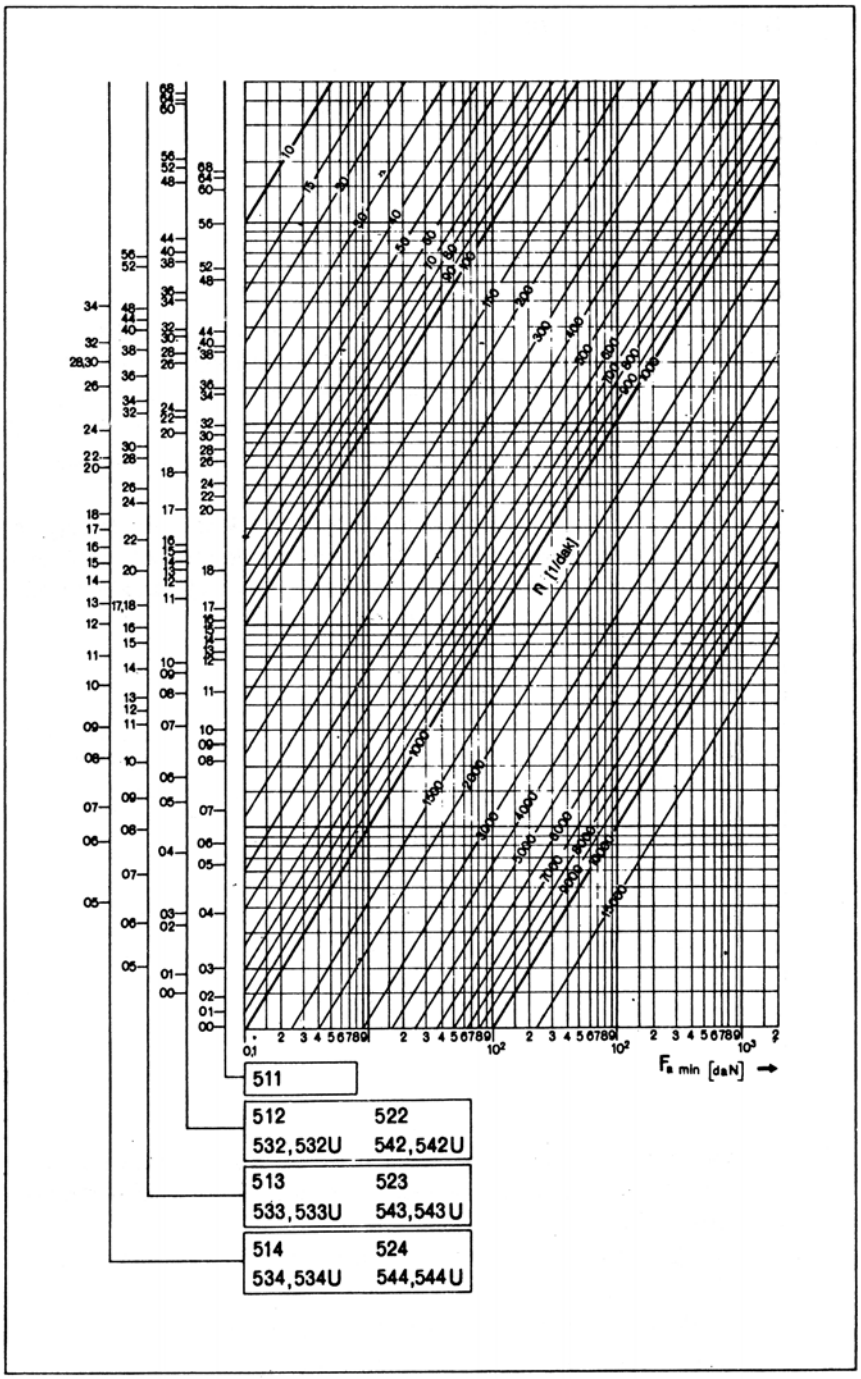
2.4.3 Bilyalı rulmanların azami yüklenme hesabı

Bilyalı rulmanlar kombine yükleri en iyi şekilde taşır. Bilyalı rulmanlar yüksek devirlerde eksenel yükleri eksenel bilyalı rulmanlardan daha iyi taşıyabilirler. Bilyalı rulmanların eksenel yük taşıma gücü omuz yüksekliği ile sınırlıdır. Yalnız eksenel yüklerde bilyalı rulmanların imalat serisi 160,60,62,63 ve 64 için aşağıdaki değerler esas alınır:

Radyal boşluk	Famax/Co	
	$d \leq 60$ mm	$d > 60$ mm
normal	0,5	0,75
C3	0,45	0,67
C4	0,4	0,6

F_{amax} = azami eksenel yük
C_0 = Statik yük taşıma kapasitesi
d = Delik çapı

Kombine yüklerde kuvvet etki noktası yuvarlanma yolu ortasına kayar ve böylece müsaade edilen eksenel yük daha büyük olabilir.


n [1/dak]
$F_{a\ min}$ [daN]
511
512 522
532,532U 542,542U
513 523
533,533U 543,543U
514 524
534,534U 544,544U

Resim 2.4/2

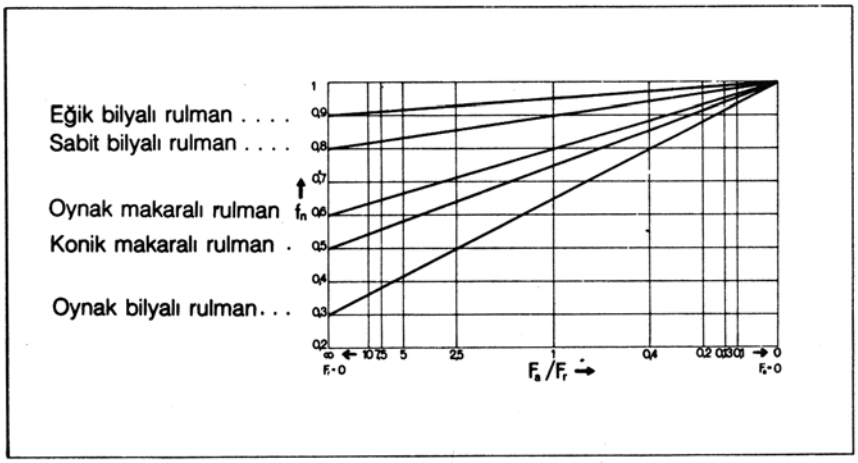
2.5 Devir sayısı ve devir sayısı sınırı

Bir rulmanın devir sayısı sınırını şunlar etkilemektedir:

- Rulmanın cinsi ve boyutları
- Yükün cinsi ve büyüklüğü
- Rulman boşluğu
- Kafesin yapısı
- Yağ cinsi ve yağlama şekli
- Soğutma

Yukarıdaki nedenlerle bir rulmanın devir sayısı için kesin bir sınır tesbit etmek mümkün değildir. Standart rulmanlar için tablolarda belirtilen devir sayısı sınırı n_g eğer radyal rulman sadece radyal, eksenel rulmanda sadece eksenel yükle zorlanırsa geçerlidir. Bu durumda da yük dinamik taşıma sayısının % 10'unu geçmemelidir. Kombine yüklerde devir sayısı sınırı için şu geçerlidir: $n_g = f_n \cdot h_{g^\circ}$ Devir sayısı azaltma faktörü f_n resim 2.5/1 den elde edilir.

Kullanılan yağın karışımı veya viskozitesi düşük ve orta devir sayısında büyük önem taşımaz. Sadece kinematik yapışkanlığı çalışma esnasında 12 mm²/S (c St)'dan daha düşük olmamalıdır. Gres yağı kullanılıyorsa, temel yağın yapışkanlığı kastedilmektedir. (Bunun için yağlama ile ilgili olan 6. kısma bakınız)



Resim 2.5/1

Rulmanda sürtünme ısısının artmaması için devir sayısı artışıyla birlikte buraya gönderilen yağın miktarının azaltılması gereklidir. Devir sayısı sınırının hemen altında kendi soğutma teçhizatına ihtiyaç duyulmaz.

Sızdırmazlığı sağlanmış RS tipi rulmanların devir sayısı sınırı 1/3 oranında azaltılmalıdır: $n'_g = {}^2/_3 \cdot n_g$.

Belirtilen devir sayısı sınırları şu şartlar altında yükseltilebilir:

- Şekil ve hareket hassasiyeti yükseltilirse (P_6, P_5),
- Radyal boşluk arttırılırsa,
- Kafesin yapısı ve yataklama şekli değiştirilebilirse,
- Özel yağlama teçhizatı mevcutsa,

Mil ve gövde, rulman toleranslarına uygun imal edilmiş olmaları gerekir. Sürtünme ısısı, en iyi şartlarda yağlanma sağlansa bile artan devir sayısı ile yükselir. Soğutma için gerekli önlemlerin alınması söz konusudur.

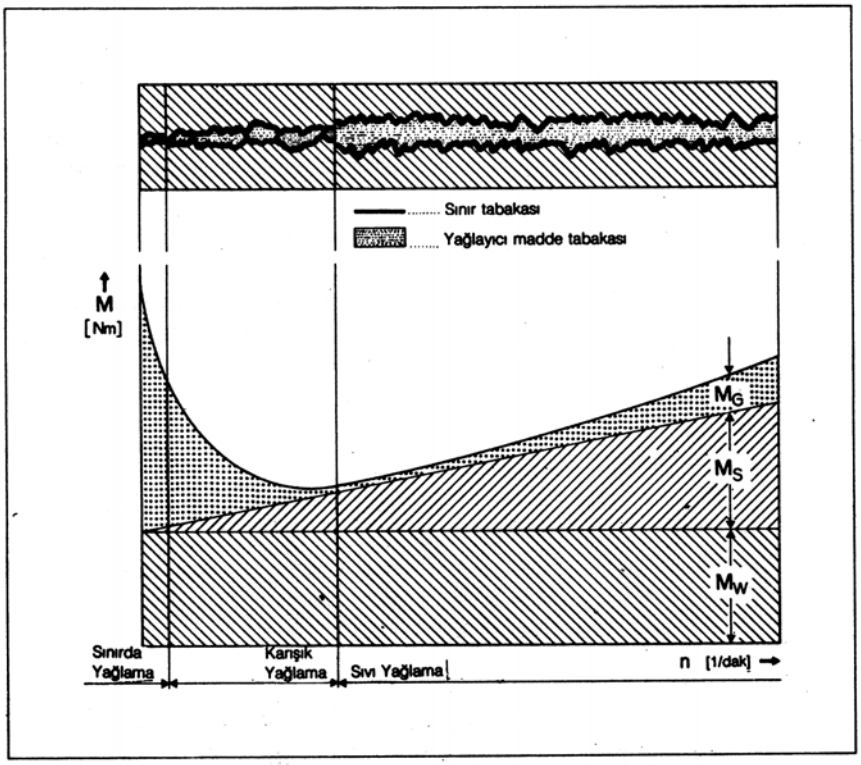
2.6 Sürtünme ve çalışma sıcaklığı

2.6.1 Sürtünme sayısı ve sürtünme momenti

Rulmanda sürtünme nedenleri şunlardır:

- Yuvarlanma elemanları ile yuvarlanma yolu arasındaki yuvarlanma direnci
- Yuvarlanma elemanları ile bilezikler arasındaki temas yüzeylerindeki atlamalar (kısmi kaymalar)
- Yuvarlanma elemanları ile kafes arasında ve aynı zamanda da omuzlu bileziklerle yataklanmış dolgun kafesler arasındaki kaymalar.
- Yağın sıkıştırma direnci
- Sızdırmaz yataklarda keçelerin kayması

Sürtünme momenti yüke ve yağlama durumuna (yağ cinsi ve miktarı) olduğu kadar rulmanın devir sayısına da bağlıdır. Sürtünme momenti M, devir sayısı n ve yağlama durumları arasındaki ilişkiyi gösteren karakteristik eğri resim 2.6/1 de genel şekliyle gösterilmektedir.



Resim 2.6/1

Elastiki hidro dinamik yağlanmadan dolayı sürtünme kaybı M_S yuvarlanma hızıyla birlikte artar. Buna karşılık, malzemenin kendine bağlı sürtünme momenti kaybı M_w devir sayısına bağlı değildir. Yüzeylerin teması yağ filmi tabakasıyla tamamen kesilmedikçe, yuvarlanma yolları ile yuvarlanma elemanları arasında mikro kaynamalardan dolayı yüke bağlı bir sürtünme momenti M_G oluşur. Devir sayısının artmasıyla bu sürtünme payı azalır. Yüzeylerin tamamen ayrılmasıyla yağ filminin yırtılmasına kadar düşer. En küçük yağ filmi kalınlığı S_{min}, etkili olan toplam pürüzlülük derinliğinden daha fazla olduğu sürece yüzeyler ayrılmış kalırlar. O zaman EHD-yağlamadan söz edilebilir. Yüzeyler henüz tam anlamıyla ayrılmamış ise, sürtünme momentinin asgari değerleri küçük devir sayılarında görülürler. Bu durumda kısmi EHD-yağlama mevcuttur, yani sınır veya karışık yağlama.

Sürtünme momentinin yaklaşık hesaplanabilmesi için Tablo 2.6/1'ye göre ortalama sabit sürtünme sayısı μ kullanılır. Bunun için de $P/C \geqq 0{,}1$ ve normal çalışma şartlarının mevcut olması gerekir. Bu sürtünme sayısı belli bir ısınma çalışması süresinden sonra oturur. Bir rulmanın çalışmaya başlamasından esas çalışma devir sayısına ulaşana kadar olan zaman içerisinde, başlama sürtünmesi %50'ye varacak şekilde daha büyük olabilir.

Buna benzer olarakta, eksenel kuvvetin artmasıyla devir sayısı sınırı düşmekte ve sürtünme yükselmektedir. Bu yükselme eğik bilyalı rulmanlar için geçerli değildir. Sürtünme, bilyalı rulmanlarda tam eksenel yükler için iki katı, diğer rulman cinsleri için de üç katı olarak alınmalıdır.

Rulmanın yaklaşık sürtünme momenti:

$M = \mu \cdot F \cdot d/2$

μ = Sürtünme kat sayısı
F = Rulman yükü
d = Delik çapı

Sürtünme momenti, çalışmaya başlama aşamasında % 50'ye varacak şekilde daha büyük olabilir. Sürtünen sızdırmaz keçelerden kaynaklanan sürtünme momenti artışıda dikkate alınmalıdır.

Daha kesin hesaplamalar için şu ilişki gereklidir:

$M = M_0 + M_1$

M_0 = Yüke bağlı olmayan moment payı
M_1 = Yüke bağlı olan moment payı

M_0 için $\nu \cdot n \geqq 2000$ x 'de:

$M_0 = 10^{-7} \cdot f_0 \, (\nu \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3$ [Nmm]

Ve $\nu \cdot n < 2000$ x 'de:

$M_0 = 1{,}6 \cdot 10^{-5} \cdot f_0 \cdot d_m^3$ [Nmm]

f_0 = Rulman tipi ve yağlama için etki faktörü (değerler Tablo 2.6/1 de)
n = Devir sayısı [1/min]
ν = Yağın çalışma ısısındaki kinematik yapışkanlığı [$mm^2/5$ = c St] (Gres ise temel yağın kinematik yapışkanlığı)
d_m = Ortalama rulman çapı [mm]

M_1 için:

$M_1 = f_1 \cdot \Gamma \cdot d_m$ [Nmm]

f_1 = rulman cinsi ve statik taşıma emniyeti için etki faktörü (Tablo 2.6/1)
Γ = Yük miktarı ve yük yönü için etki değerler tablo 2.6/1'de F_a ve F_r ile birlikte [N] olarak

Daha önce de belirtildiği gibi başlangıç momenti daha büyüktür. Yüke bağlı moment payı yaklaşık olarak iki kat daha büyüktür. ($2M_1$), konik makaralı rulmanların 313 imalat serisi için daha yüksektir.

Tablo 2.6/1 Sürtünme CHT sayıları

Rulman cinsi		μ	f_0	f_1	Γ
Bilyalı Rulman		0,0015 . . . 0,002	1,5 . . . 2,0	$0{,}9 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{1}{s_0}\right)^{0{,}55}$	$(2 \ldots 3) \cdot F_a - 0{,}1 \cdot F_r \geq F_r$
Eğik bilyalı rulman	72 B, 73 B QJ 2, QJ 3	0,002 . . . 0,0025	2	$1{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{1}{s_0}\right)^{0{,}33}$	$F_a - 0{,}1 \cdot F_r \geq F_r$
	32, 33	0,0024 . . . 0,0027	4	$10^{-3} \cdot \left(\frac{1}{s_0}\right)^{0{,}33}$	$1{,}4 \cdot F_a - 0{,}1 \cdot F_r \geq F_r$
Oynak bilyalı rulman		0,0012 . . . 0,0015	1,5 . . . 2,0	$0{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{1}{s_0}\right)^{0{,}4}$	$1{,}4 \cdot Y F_a - 0{,}1 \cdot F_r \geq F_r$
Silindirik makaralı rulman		0,001 . . . 0,0015	2 . . . 3	$(0{,}25 \ldots 0{,}3) \cdot 10^{-3}$	F_r
Oynak makaralı rulman		0,0018 . . . 0,0025	4 . . . 6	$(0{,}4 \ldots 0{,}5) \cdot 10^{-3}$	$1{,}2 \cdot Y F_a \geq F_r$
Konik makaralı rulman		0,0018 . . . 0,0025	3 . . . 4	$(0{,}4 \ldots 0{,}5) \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot Y \cdot F_a \geq F_r$
Eksenel bilyalı rulman		0,0013	1,5 . . . 2,0	$1{,}2 \cdot \left(\frac{1}{s_0}\right)^{0{,}33}$	F_a

S_0 = Statik taşıma emniyeti *Parantez değerleri $\frac{F_a}{C_0} = 1 \ldots 0{,}1$ e uygundur.

Y = Dinamık eksenel yük faktörü (Tablo 2.2/2'ye göre F_a/F_r) e için.

f_0 tabela değerleri yatay miller ve yağ banyosu halindeki yağlanmalar veya az miktarda gres yağı için geçerlidir (yağ seviyesi: en alttaki yuvarlanma elemanının ortası). Yağ sisi ile yağlamalarda değerler tabela değerlerinin en fazla % 50 si kadar olabilir. Yağ banyosu veya yağ dolaşımı ile yağlanan milin dikey konumu tabela değerlerini % 100 e kadar attırır.

2.6.2 Çalışma sıcaklığı ve malzeme durumu

Rulman bilezikleri ve yuvarlanma elemanları krom çeliğinden imal edilir ve normda öngörülen değerlere göre sertleştirilir ve ısıl işleme tabi tutulurlar. Rulmanlar, 120°c (393 K) dereceye kadar olan sabit çalışma sıcaklıklarında tablolarda verilen taşıma kapasitesine ulaşırlar, 150°C kadar olan uc sıcaklıklarada müsaade edilir (423 K). Daha yüksek derecelerde malzeme bünyesi değişikliğe uğrar, sertlik değerinde kayıplar ve ölçü değişiklikleri gözlenir. Ölçü değişikliklerine karşı rulman bilezikleri özel bir ısıl işleme tabi tutularak önlem alınır. Bu nedenle ortaya çıkan sertlik değerindeki kayıp dinamik taşıma sayısını azaltır. Ancak, bu durum ısı faktörü f_t'de dikkate alınmıştır. (kısım 2.2.1'eye bakılabilir). Ölçü stabilitesi sağlanmış rulman bilezikleri son ek sembollerle işaretlenmiştir. (Tablo 2.6/2)

Tablo 2.6/2 Yüksek çalışma sıcaklıkları için son ek semboller ve ısı faktörleri

Son ek sembol	Azami çalışma sıcaklığı °C(K)	Isı faktörü f_t
S 0	150 (423)	1,0
S 1	200 (473)	0,9
S 2	250 (523)	0,75
S 3	300 (573)	0,6

S 0 son ek sembolü rulmana damgalanmaz. (ORS standart imalatıdır)

Rulmanların çalışma sıcaklıkları bir çok etkenlere bağlıdır.
Bunlardan en önemlileri:

- Rulmanın sürtünme momenti sonucu kendi kendine ısınması
- Mil, gövde veya ısı yansıması nedeniyle dışardan ısınma
- Çevre sıcaklığı
- Soğutma durumu
- Yağın cinsi ve miktarı

Çalışma sıcaklığı, etkenlerin farklılığı nedeniyle genellikle güç tahmin edilir. Yapı itibariyla birbirine benzeyen ve benzer şartlarda çalışan makinaların gözlenmesiyle tahmini çalışma sıcaklıkları elde edilebilir.

Yüksek çalışma sıcaklıkları, kullanılan yağların ısıya dayanıklılığını da o derece gerekli kılar. Gres yağları rulmanlardan dışarı akmamalıdır ve yağ viskozitesi 12mm²/S' nin (12 cSt) altına düşmemelidir.

3. Rulman seçimi

3.1 Ölçü, şekil ve çalışma hassasiyeti

Rulmanların ana ölçüleri ve toleransları milletlerarası düzeyde normlandırılmıştır. Rulmanlar normal toleranslı (tolerans sınıfı 0) ve daraltılmış toleranslı (tolerans sınıfı P6, P5 ve daha küçük) olarak ikiye ayrılırlar. Rakamlar küçüldükçe gösterilen hassasiyet artmaktadır.

Daraltılmış toleranslı rulmanlar kullanımda daha büyük itina ister. Miller gövdeler ve diğer ilgili parçalar rulmanlarla aynı hassasiyette imal edilmelidir. Daraltılmış tolerans sınıfları son metnin ileriki tablolarında yer alan sembollerin anlamları aşağıda ifade edilmektedir:

Metnin ileriki tablolarında yer alan sembollerin anlamları aşağıda ifade edilmektedir:

d = İç bileziğin delik çapı (radyal rulmanlarda) veya mil halkasının delik çapı (eksenel rulmanda)

dm = En büyük ve en küçük delik çapı d'ye göre hesaplanan ortalama değer (iki nokta ölçümü)

D = Dış bileziğin dış çapı (radyal rulmanlarda) veya gövde halkasının dış çapı (eksenel rulmanlarda)

Dm = En büyük ve en küçük dış çap D'ye göre hesaplanan ortalama değer (iki nokta ölçümü)

B = İç ve dış bileziklerin genişliği (konik makaralı rulmanlarda sadece iç bileziğin genişliği)

T = Konik makaraları rulmanlarda toplam genişlik

r, r_1 = Kenar mesafesi

U_p = Genişlik farklılıkları (tek bir bileziğin en büyük ve en küçük genişlik ölçüleri arasındaki fark)

R_i = İç bileziğin radyal salgısı (iç bilezik deliğinin, iç bilezik yuvalanma yoluna olan en büyük ve en küçük radyal mesafeler arasındaki fark)

R_a = Dış bileziğin radyal salgısı (dış yüzeyin dış bilezik yuvarlanma yoluna olan en büyük ve en küçük radyal mesafeler arasındaki fark)

S_i = İç bileziğin yanal salgısı (iç bilezik referans yüzeyinin bezik eksenine dikey bir düzleme olan en büyük ve en küçük radyal mesafeler arasındaki fark)

S_a = Dış bileziğin yanal salgısı (Dış yüzey ve referans yüzeye paralel bir düzlemde bulunan noktalar arasındaki en büyük dikey oynama)

A_i = İç bileziğin eksenel salgısı (referans yüzeyinin iç bileziğin yuvarlanma kanalına olan en büyük ve en küçük eksenel mesafeler arasındaki fark)

A_a = Dış bileziğin eksenel salgısı (referans yüzeyinin dış bileziğin yuvarlanma kanalına olan en büyük ve en küçük eksenel mesafeler arasındaki fark)

A_s = Mil veya gövde halkasının eksenel salgısı (bir halkanın yuvarlanma yolu ile oturma yüzeyi arasında en büyük ve en küçük eksenel mesafeler arasındaki fark)

Tablo 3.1/1 Radyal rulman toleransları (konik makaralı rulman hariç)

İç bilezik

Normal toleranslar (Tolerans sınıfı 0)

Ölçü sınırları µm

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm] üstünde / kadar		10 / 18	18 / 30	30 / 50	50 / 80	80 / 120	120 / 180	180 / 250	250 / 315
Delik	d_m	−8 / 0	−10 / 0	−12 / 0	−15 / 0	−20 / 0	−25 / 0	−30 / 0	−35 / 0
	d	−11 / +3	−13 / +3	−15 / +3	−19 / +4	−25 / +5	−31 / +6	−38 / +8	−44 / +9
Genişlik	B *	0 / −120	0 / −120	0 / −120	0 / −150	0 / −200	0 / −250	0 / −300	0 / −350
Genişlik sapmaları	U_p	20	20	20	25	25	30	30	35
Radyal salgı	R_i	10	13	15	20	25	30	40	50

Tolerans sınıfı P 6

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm] üstünde / kadar		10 / 18	18 / 30	30 / 50	50 / 80	80 / 120	120 / 180	180 / 250	250 / 315
Delik	d_m	−7 / 0	−8 / 0	−10 / 0	−12 / 0	−15 / 0	−18 / 0	−22 / 0	−25 / 0
	d	−8 / +1	−9 / +1	−11 / +1	−14 / +2	−18 / +3	−21 / +3	−26 / +4	−30 / +5
Genişlik	B *	0 / −120	0 / −120	0 / −120	0 / −150	0 / −200	0 / −250	0 / −300	0 / −350
Genişlik sapmaları	U_p	20	20	20	25	25	30	30	35
Radyal salgı	R_i	7	8	10	10	13	18	20	25

Tolerans sınıfı P5

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm] üstünde / kadar		10 / 18	18 / 30	30 / 50	50 / 80	80 / 120	120 / 180	180 / 250	250 / 315
Delik	d_m	−5 / 0	−6 / 0	−8 / 0	−9 / 0	−10 / 0	−13 / 0	−15 / 0	−18 / 0
	d	−5 / 0	−6 / 0	−8 / 0	−9 / 0	−10 / 0	−13 / 0	−15 / 0	−18 / 0
Genişlik	B *	0 / −80	0 / −120	0 / −120	0 / −150	0 / −200	0 / −250	0 / −300	0 / −350
Genişlik sapmaları	U_p	5	5	5	6	7	8	10	13
Radyal salgı	R_i	3,5	4	5	5	6	8	10	13
Yanal salgı	S_i	7	8	8	8	9	10	11	13
Eksenel salgı	A_i	7	8	8	8	9	10	13	15

*B iç ve dış bilezikler için geçerlidir, değerler deliğe göre ayarlanmıştır.

Dış bilezik

Normal tolerans (Tolerans sınıfı 0)

Ölçü sınırları µm

Dış çapın anma ölçüsü alanı D [mm]	üstünde	18	30	50	80	120	150	180	250	315	400
	kadar	30	50	80	120	150	180	250	315	400	500
Dış çap	D_m	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		−9	−11	−13	−15	−18	−25	−30	−35	−40	−45
	D	+2	+3	+4	+5	+6	+7	+8	+9	+10	+12
		−11	−14	−17	−20	−24	−32	−38	−44	−50	−57
Radyal salgı	R_a	15	20	25	35	40	45	50	60	70	80

Tolerans sınıfı P6

Dış Çap anma ölçüsü alanı D [mm]	üstünde	18	30	50	80	120	150	180	250	315	400
	kadar	30	50	80	120	150	180	250	315	400	500
Dış çap	D_m	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		−8	−9	−11	−13	−15	−18	−20	−25	−28	−33
	D	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4	+4	+5	+5
		−9	−11	−13	−15	−18	−21	−24	−29	−33	−38
Radyal salgı	R_a	9	10	13	18	20	23	25	30	35	40

Tolerans sınıfı P5

Dış çap anma ölçüsü alanı D [mm]	üstünde	18	30	50	80	120	150	180	250	315	400
	kadar	30	50	80	120	150	180	250	315	400	500
Dış çap	D_m	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		−6	−7	−9	−10	−11	−13	−15	−18	−20	−23
	D	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		−6	−7	−9	−10	−11	−13	−15	−18	−20	−23
Genişlik sapmaları g	U_p	5	5	6	8	8	8	10	11	13	15
Radyal salgı	R_a	6	7	8	10	11	13	15	18	20	23
Yanal salgı	S_a	8	8	8	9	10	10	11	13	13	15
Eksenel salgı	A_a	8	8	10	11	13	14	15	18	20	23

Tablo 3.1/2 Konik makaralı rulman toleransları

İç bilezik

Normal toleran (tolerans sınıfı 0)

Ölçü sınırları μm

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm] üstünde		10	18	30	50	80	120
kadar		18	30	50	80	120	180
Delik	d_m	—8 0	—10 0	—12 0	—15 0	—20 0	—25 0
	d	—11 +3	—13 +3	—15 +3	—19 +4	—25 +5	—31 +6
Genişlik	B	0 —200	0 —200	0 —240	0 —300	0 —400	0 —500
Radyal salgı	R_i	15	18	20	25	30	35
Toplam genişlik	T	+200 0	+200 0	+200 0	+200 0	+200 —200	+350 —250

Tolerans sınıfı P6

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm] üstünde		10	18	30	50	80	120
kadar		18	30	50	80	120	180
Delik	d_m	—7 0	—8 0	—10 0	—12 0	—15 0	—18 0
	d	—8 +1	—9 +1	—11 +1	—14 +2	—18 +3	—21 +3
Genişlik	B	0 —200	0 —200	0 —240	0 —300	0 —400	0 —500
Radyal salgı	R_i	7	8	10	10	13	18
Yanal salgı	S_i	10	10	12	12	15	15
Toplam genişlik	T	+200 0	+200 0	+200 0	+200 0	+200 —200	+350 —250

Tolerans sınıfı P5

deliğin anma ölçüsü alanı d [mm] üstünde		10	18	30	50	80	120
kadar		18	30	50	80	120	180
Delik	d_m	—7 0	—8 0	—10 0	—12 0	—15 0	—18 0
	d	—8 +1	—9 +1	—11 +1	—14 +2	—18 +3	—21 +3
Genişlik	B	0 —200	0 —200	0 —240	0 —300	0 —400	0 —500
Radyal salgı	R_i	3,5	4	5	5	6	8
Yanal salgı	S_i	7	8	8	8	9	10
Toplam genişlik	T	+200 0	+200 0	+200 0	+200 0	+200 —200	+350 —250

Dış bilezik

Normal tolerans (tolerans sınıfı 0)

Ölçü sınırları µm

Dış çap anma ölçüsü alanı D [mm] üstünde		30	50	80	120	150	180
kadar		50	80	120	150	180	250
Dış çap	D_m	0 —11	0 —13	0 —15	0 —18	0 —25	0 —30
	D	+3 —14	+4 —17	+5 —20	+6 —24	+7 —32	+8 —38
Radyal salgı	R_a	20	25	35	40	45	50

Tolerans sınıfı P 6

Dış çap anma ölçüsü alanı D[mm] üstünde		30	50	80	120	150	180
kadar		50	80	120	150	180	250
Dış çap	D_m	0 —9	0 —11	0 —13	0 —15	0 —18	0 —20
	D	+2 —11	+2 —13	+2 —15	+3 —18	+3 —21	+4 —24
Radyal salgı	R_a	10	13	18	20	23	25

Tolerans sınıfı P5

Dış çap anma ölçüsü alanı D [mm] üstünde		30	50	80	120	150	180
kadar		50	80	120	150	180	250
Dış çap	D_m	0 —9	0 —11	0 —13	0 —15	0 —18	0 —20
	D	+2 —11	+2 —13	+2 —15	+3 —18	+3 —21	+4 —24
Radyal salgı	R_a	7	8	10	11	13	15
Yanal salgı	S_a	8	8	9	10	10	11

Tablo 3.1/3 Eksenel rulman toleransları

Mil bileziği

Normah tolerans (Tolerans sınıfı O)

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm]		Üstünde / Kadar		18 / 30	30 / 50	50 / 80	80 / 120	120 / 180	180 / 250	250 / 315	315 / 400	400 / 500
				Ölçü sınırları µm								
Delik	d_m			−8 / 0	−10 / 0	−12 / 0	−15 / 0	−20 / 0	−25 / 0	−30 / 0	−35 / 0	−40 / 0	−45 / 0
Eksenel salgı	A_s			10	10	10	10	15	15	20	25	30	30

Tolerans Sınıfı P6

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm]		Üstünde / Kadar		18 / 30	30 / 50	50 / 80	80 / 120	120 / 180	180 / 250	250 / 315	315 / 400	400 / 500
Delik	d_m			−8 / 0	−10 / 0	−12 / 0	−15 / 0	−20 / 0	−25 / 0	−30 / 0	−35 / 0	−40 / 0	−45 / 0
Eksenel salgı	A_s			5	5	6	7	8	9	10	13	15	18

Tolerans Sınıfı P5

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm]		Üstünde / Kadar		18 / 30	30 / 50	50 / 80	80 / 120	120 / 180	180 / 250	250 / 315	315 / 400	400 / 500
Delik	d_m			−8 / 0	−10 / 0	−12 / 0	−15 / 0	−20 / 0	−25 / 0	−30 / 0	−35 / 0	−40 / 0	−45 / 0
Eksenel Salgı	A_s			3	3	3	4	4	5	5	7	7	9

Yuva bileziği

Normal Tolerans (Tolerans sınıfı Po)

Dış çap anma ölçüsü alanı	D [mm]	Üstünde / Kadar		18 / 30	30 / 50	50 / 80	80 / 120	120 / 180	180 / 250	250 / 315	315 / 400	400 / 500
				Ölçü sınırları µm								
Dış çap			D_m	0 / −13	0 / −16	0 / −19	0 / −22	0 / −25	0 / −30	0 / −35	0 / −40	0 / −45
Eksenel salgı			A_s	10	10	10	15	15	20	25	30	30

Tolerans sınıfı P6

Dış çap anma ölçüsü alanı	D [mm]	Üstünde / Kadar		18 / 30	30 / 50	50 / 80	80 / 120	120 / 180	180 / 250	250 / 315	315 / 400	400 / 500
Dış çap			D_m	0 / −13	0 / −16	0 / −19	0 / −22	0 / −25	0 / −30	0 / −35	0 / −40	0 / −45
Eksenel Salgı			A_s	5	6	7	8	9	10	13	15	18

Tolerans sınıfı P5

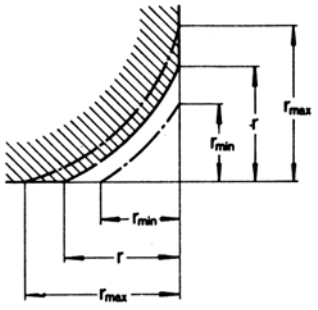
Dış çap anma ölçüsü alanı	D [mm]	Üstünde / Kadar		18 / 30	30 / 50	50 / 80	80 / 120	120 / 180	180 / 250	250 / 315	315 / 400	400 / 500
Dış çap			D_m	0 / −13	0 / −16	0 / −19	0 / −22	0 / −25	0 / −30	0 / −35	0 / −40	0 / −45
Eksenel Salgı			A_s	3	3	4	4	5	5	7	7	9

Tablo 3.1/4 Kenar mesafeleri toleransları

r = Kenar mesafesinin anma ölçüsü

r_{min} = En küçük kenar mesafesi (mil veya gövdede rulman kenarının boşluk bırakması gereken omuz köşesindeki radüs'ün en büyük ölçüsü)

r_{max} = Bilezik veya halka çevresinin herhangi bir noktasında en büyük kenar mesafesi

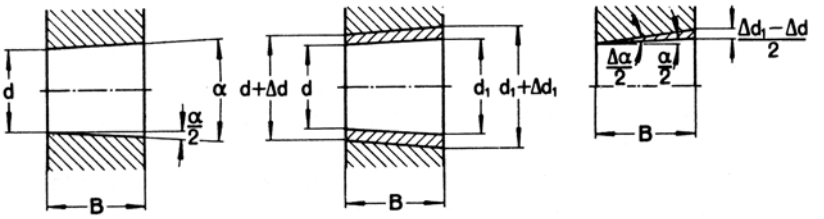


ölçüler mm

r_{min}	0,3	0,5	0,7	0,9	1,1	1,5	1,9	2,3	2,7	3,1	3,9	4,7	6,3
r	**0,5**	**0,8**	**1**	**1,2**	**1,5**	**2**	**2,5**	**3**	**3,5**	**4**	**5**	**6**	**8**
r_{max}	0,8	1,2	1,5	1,7	2,1	2,7	3,3	4	4,5	5,2	6,5	7,5	10

Tablo 3.1/5 Konik delik toleransları

Anma ölçüsü | Anma ölçüsünden sapma | Koniklik açısı sapması



d = Rulman deliğinin anma çapı [mm]
$d_1 = d + 0{,}083333$. B = Konik deliğin büyük olan taraftaki en büyük çapı [mm]
B = İç bileziğin genişliği [mm]

$\frac{\alpha}{2} = 2° 23' 9{,}4''$ = Eğiklik açısı

Δd = Anma çapı d'nin tolerans ölçüsü [µm]

Δd_1 = Delik çapı d_1'in tolerans ölçüsü [µm]

$\Delta \frac{\alpha}{2} = 1{,}716 \frac{\Delta d_1 - \Delta d}{B}$ = Eğiklik açısı tolerans ölçüsü [dakika]

Tolerans ölçüleri µm olarak

Anma ölçüsü alanı d[mm]	üstünde	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
	kadar	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500
Δd (H8)	Asgari	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Azami	+27	+33	+39	+46	+54	+63	+72	+81	+89	+97
$\Delta d_1 - \Delta d$ (IT 7)	Asgari	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Azami	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63

3.2 Rulman boşluğu

3.2.1 Yerine takılmamış rulmanın boşluğu

Rulmanlar millere mümkün olduğu kadar hassas bir şekilde yataklamalıdır. Takılan rulmanın radyal boşluğunun sadece bir kaç mikron olmasına müsaade edilir. Bu çalışma şartlarını elde edebilmek için çeşitli kriterler dikkate alınmak zorundadır.

Rulman bileziklerindeki ve bağlı parçalardaki farklı ısı genleşmeleri rulmanın kasılmasına yol açar.

Rulman bileziklerinde sıkı geçmeler rulman boşluğunu küçültür. Genelde çalışma boşluğu, takılmamış rulman boşluğundan daha küçüktür. Takılmamış rulmanın boşluğu değişik çalışma şartlarına ve uygulama toleranslarına uygun olarak seçilmelidir. Bu nedenle normal boşluklu rulmanların yanısıra daha küçük ve daha büyük boşluklu rulmanlarda vardır.

Normal boşluklu rulmanların belirleyici bir işareti yoktur. Bu rulmanlar normal toleranslar ve normal çalışma şartlarında uygun rulman çalışma boşluğunu ifade ederler.

Daha az radyal boşluğu olan rulmanların son ek sembolü C2'dir. Daha fazla radyal boşluğu olanlar ise rakamlarla büyüyen radyal boşluğu ifade eden son ek semboller C3, C4 ve C5 ile tanınırlar.

Normlandırılmış boşluk gruplarıyla aslında tüm çalışma örneklerine cevap verilebilmektedir.
İstisnai durumlarda eğer normlandırılmış boşluk guruplarından daha dar tolerans alanı gerekirse, o zaman rulman boşluğu sınır değerleriyle birlikte radyal boşluk için R ve eksenel boşluk içinde A son ek sembolünü alır, örnek R.30.40.

Silindirik makaralı rulmanlar mutlaka "eşleştirilmiş bilezikler" tipinde (ZS) teslim edilmektedir. Eğer bilezikler takılma esnasında değiştirilecek olursa, o zaman "karışmış bilezikler" rulman boşluğu alanına girilmiş olur. Rulmanlar ender olarak değiştirilmez bileziklerle teslim edilmektedir. (NA tipi). Bunların boşluğu "eşleştirilmiş bilezikler"in boşluk alanındadır. Ayrı paketlerde verilen bileziklerin ait oldukları eşleri, işaretlerle belirlenmiştir.

Radyal ve eksenel rulmân boşluğu değerleri 3.2/1'den 3.2/5'e kadar olan tablolarda verilmiştir.

Konik delikli rulmanlarda iç bilezik milin konik bölümüne preslenerek oturtulurken çalışma boşluğunun kontrol edilmesi gerekir. Radyal boşluk değerleri, silindirik delikli olan rulmanlardan daha fazladır.

Çift sıra eğik bilyalı rulmanlar için radyal boşluk yerine eksenel boşluk belirtilir. Tek sıra eğik bilyalı rulmanlar veya konik makaralı rulmanlarla çift rulman kullanılarak yapılan yataklamalarda (X-veya O -düzeni) eksenel boşluk montaj esnasında ayarlanır. Boşluk mu yoksa ön gerilim mi uygulanacak, bu durum münferit uygulamalar için çalışma şartlarına göre tesbit edilir.

Rulman boşluğu seçiminde uyulması gereken kurallar:

Normal boşluk, normal çalışma şartlarında rulman bileziklerinden birinin hafif pres geçme toleranslarına sahip olması halinde seçilir.

Eğer mümkün mertebe tatlı sıkı yataklama gerekliyse, o zaman azaltılmış radyal boşluk C2 seçilir. Geçmelerin sıkı olmamasına dikkat etmek gerekir.

Arttırılmış rulman boşluğu C3, C4, C5, büyük yüklere maruz kalan sıkı geçmeler, yönleri belli olmayan yüke maruz kalan pres geçme iç ve dış bilezikler, dış ve iç bilezik arasında büyük ısı farkı, gövdenin soğutulması veya mil üzerinden ısı artışı gibi özel çalışma şartlarında seçilir.

Boşluk grubu, daraltılmış tolerans sınıfının son ek sembolü ile kullanılabilir. Bu durumda. "C" harfi çıkarılır ve boşluk grubunun işareti tolerans sınıfınınkine eklenir, örneğin P6 + C3 = P63.

Tablo 3.2/1 Doldurma kanalı olmayan bilyalı rulmanların dikey boşluğu, tek sıralı ve silindirik delikli

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm]		Rulmanın radyal boşluğu R [µm]									
		C 2		normal		C 3		C 4		C 5	
Üstünde	kadar	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
6	10	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24	30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40	50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
50	65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
65	80	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105
80	100	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
100	120	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140
120	140	2	23	18	48	41	81	71	114	105	160
140	160	2	23	18	53	46	91	81	130	120	180
160	180	2	25	20	61	53	102	91	147	135	200
180	200	2	30	25	71	63	117	107	163	150	230
200	225	4	38	32	79	72	127	116	184	170	274
225	250	4	41	34	89	80	144	132	204	188	304
250	280	4	48	40	94	85	154	142	229	212	334

Tablo 3.2/2 Silindirik makaralı rulmanlarda radyal boşluk silindirik delikli

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm] Üstünde	Kadar	Rulmanın radyal boşluğu R [µm] C1 min	C1 max	C2 Bilezikler Eşleşmiş min	C2 Eşleşmiş max	C2 Karışmış min	C2 Karışmış max	normal Bilezikler Eşleşmiş min	normal Eşleşmiş max	normal Karışmış min	normal Karışmış max
—	18	5	15	10	20	0	30	20	30	10	40
18	24	5	15	10	20	0	30	20	30	10	40
24	30	5	15	10	25	0	30	25	35	10	45
30	40	5	15	12	25	0	35	25	40	15	50
40	50	5	18	15	30	5	40	30	45	20	55
50	65	5	20	15	35	5	45	35	50	20	65
65	80	10	25	20	40	5	55	40	60	25	75
80	100	10	30	25	45	10	60	45	70	30	80
100	120	10	30	25	50	10	65	50	80	35	90
120	140	10	35	30	60	10	75	60	90	40	105
140	160	10	35	35	65	15	80	65	100	50	115
160	180	10	40	35	75	20	85	75	110	60	125
180	200	15	45	40	80	25	95	80	120	65	135
200	225	15	50	45	90	30	105	90	135	75	150
225	250	15	50	50	100	40	115	100	150	90	165
250	280	20	55	55	110	45	125	110	165	100	180

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm] Üstünde	Kadar	Rulmanın radyal boşluğu R [µm] normal Bilezikler Eşleşmiş min	normal Eşleşmiş max	normal Karışmış min	normal Karışmış max	C3 Bilezikler Eşleşmiş min	C3 Eşleşmiş max	C3 Karışmış min	C3 Karışmış max	C4 Bilezikler Eşleşmiş min	C4 Eşleşmiş max	C4 Karışmış min	C4 Karışmış max
—	18	20	30	10	40	35	45	25	55	45	55	35	65
18	24	20	30	10	40	35	45	25	55	45	55	35	65
24	30	25	35	10	45	40	50	30	65	50	60	40	70
30	40	25	40	15	50	45	55	35	70	55	70	45	80
40	50	30	45	20	55	50	65	40	75	65	80	55	90
50	65	35	50	20	65	55	75	45	90	75	90	65	105
65	80	40	60	25	75	70	90	55	105	90	110	75	125
80	100	45	70	30	80	80	105	65	115	105	125	90	140
100	120	50	80	35	90	95	120	80	135	120	145	105	160
120	140	60	90	40	105	105	135	90	155	135	160	115	180
140	160	65	100	50	115	115	150	100	165	150	180	130	195
160	180	75	110	60	125	125	165	110	175	165	200	150	215
180	200	80	120	65	135	140	180	125	195	180	220	165	235
200	225	90	135	75	150	155	200	140	215	200	240	180	255
225	250	100	150	90	165	170	215	155	230	215	265	205	280
250	280	110	165	100	180	185	240	175	255	240	295	230	310

Tablo 3.2/3 Oynak bilyalı rulmanlarda radyal boşluk
silindirik delikli

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm]		Rulmanın radyal boşluğu R [µm]									
		C 2		normal		C 3		C 4		C 5	
Üstünde	Kadar	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
	10	6	12	10	19	16	25	23	32		
10	14	6	13	10	20	17	27	25	35	34	44
14	18	7	15	11	21	18	28	26	36	35	45
18	24	7	16	11	23	19	31	26	38	35	47
24	30	8	17	11	24	19	32	29	42	40	55
30	40	8	18	13	26	23	36	34	47	46	65
40	50	8	19	14	27	25	38	37	50	50	70
50	65	9	20	16	30	30	45	45	65	65	90
65	80	9	21	18	35	35	54	54	76	76	106
80	100	9	22	22	42	42	64	64	89	89	124
100	120	10	25	25	50	50	75	75	105	105	145

Konik delikli

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm]		Rulmanın radyal boşluğu R [µm]									
		C 2		normal		C 3		C 4		C 5	
Üzerinde	Kadar	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
18	24	10	19	14	26	22	34	29	41	38	50
24	30	12	21	15	28	23	36	33	46	44	59
30	40	14	24	19	32	29	42	40	53	52	71
40	50	16	27	22	35	33	46	45	58	58	78
50	65	20	31	27	41	41	56	56	76	76	101
65	80	24	36	33	50	50	69	69	91	91	121
80	100	29	42	42	62	62	84	84	109	109	144
100	120	35	50	50	75	75	100	100	130	130	170

Tablı 3.2/4 Oynak makaralı rulmanlarda radyal boşluk
silindirik delikli

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm]		Rulmanın radyal boşluğu R [µm]							
		C 2		normal		C 3		C 4	
Üstünde	Kadar	min	max	min	max	min	max	min	ma
24	30	15	25	25	40	40	55	55	7
30	40	15	30	30	45	45	60	60	8
40	50	20	35	35	55	55	75	75	10
50	65	20	40	40	65	65	90	90	12
65	80	30	50	50	80	80	110	110	14
80	100	35	60	60	100	100	135	135	18
100	120	40	75	75	120	120	160	160	21
120	140	50	95	95	145	145	190	190	24
140	160	60	110	110	170	170	220	220	28
160	180	65	120	120	180	180	240	240	31
180	200	70	130	130	200	200	260	260	34
200	225	80	140	140	220	220	290	290	38
225	250	90	150	150	240	240	320	320	42

Konik delikli

Deliğin anma ölçüsü alanı d [mm]		Rulmanın radyal boşluğu R [µm]							
		C 2		normal		C 3		C 4	
Üstünde	Kadar	min	max	min	max	min	max	min	ma
24	30	20	30	30	40	40	55	55	7
30	40	25	35	35	50	50	65	65	8
40	50	30	45	45	60	60	80	80	10
50	65	40	55	55	75	75	95	95	12
65	80	50	70	70	95	95	120	120	15
80	100	55	80	80	110	110	140	140	18
100	120	65	100	100	135	135	170	170	22
120	140	80	120	120	160	160	200	200	26
140	160	90	130	130	180	180	230	230	30
160	180	100	140	140	200	200	260	260	34
180	200	110	160	160	220	220	290	290	37
200	225	120	180	180	250	250	320	320	41
225	250	140	200	200	270	270	350	350	45

Tablo 3.2/5 Dört nokta temaslı rulmanlarda eksenel boşluk

Deliğin anma ölçüsü alan d [mm]		Rulmanın eksenel boşluğu A [µm]							
		C 2		normal		C 3		C 4	
Üstünde	Kadar	min	max	min	max	min	max	min	max
10	17	20	60	50	90	80	130	120	170
17	40	30	70	60	110	100	150	140	190
40	60	40	90	80	130	120	170	160	210
60	80	50	100	90	140	130	180	170	230
80	100	60	110	100	160	140	200	190	250
100	140	70	130	120	180	160	220	210	270
140	180	80	160	140	200	180	250	230	300

Tafel 3.2/6 Çift sıra eğik bilyalı rulmanlarda eksenel boşluk

Deliğin anma ölçüsü alanı		Rulmanın eksenel boşluğu A [µm]							
		C 2		normal		C 3		C 4	
Üstünde	Kadar	min	max	min	max	min	max	min	max
	10	4	12	10	17	17	24	24	31
10	18	4	12	10	20	20	30	30	40
18	20	4	13	11	21	21	32	32	43
20	30	4	13	11	22	22	33	33	44
30	40	4	13	11	22	22	33	33	44
40	50	4	14	13	24	24	36	36	48
50	65	4	20	20	33	33	47	47	61
65	80	4	22	22	37	37	51	51	65
80	100	4	22	22	40	40	59	59	80
100	110	4	22	22	44	44	66	66	88

$R \approx 0{,}6\ A$.

3.2.2 Rulman çalışma boşluğunun hesaplanması

Bir çok uygulama durumunda, doğru rulman boşluğunu seçebilmek için beklenen çalışma boşluğunun önceden hesaplanması gerekir.

Dikkate alınması gereken hususlar:

- Rulman boşluğunun mil ve gövdedeki rulman yerleri (yuvalar) tarafından daraltılması.
- Rulman boşluğunun çalışma sıcaklığı nedeniyle değişmesi.

3.2.2.1 Radyal boşluğun geçmeler nedeniyle azalması

Teorik ölçü fazlası

Seçilen geçmeler teorik ölçü fazlasını verir.

Δd...Mil ile rulman iç bileziği arasında [μm]
ΔD...Rulman dış bileziği ile gövde arasında [μm]

Azami , muhtemel ve asgari ölçü fazlası değerleri, gerçek ölçülerin muhtemel çalışmalarına göre, Tablo 4.1/2 ve 4.1/5'den temin edilir. Muhtemel ölçü fazlası, gerçek ölçülerin iyi taraf ölçülerinden toleransın üçte biri aralığında olduğu varsayılarak hesaplanmıştır.

Etkili ölçü fazlası

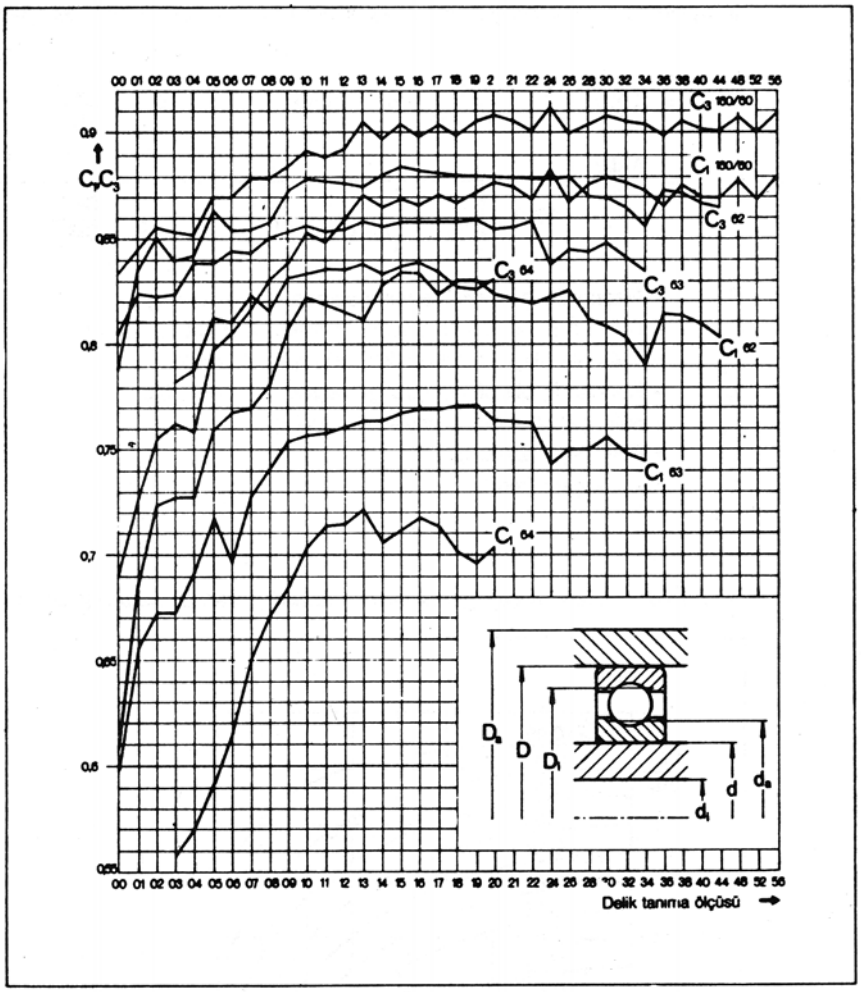
$\Delta deff = \Delta d - G$ [μm]
$\Delta Deff = \Delta D - G$ [μm] G = Geçmenin toplam yüzey düzgünlüğü

$G = 2.(G_1 + G_A)$ [μm] G_1 = İç parçanın yüzey düzgünlüğu
G_A = Dış parçanın yüzey düzgünlüğü

Yüzey düzgünlüğü ortalama olarak pürüzlülük ölçüsü R_t'nin 0,6 katına eşittir.

G için esas alınan değerler:

d, D [mm]		G [μm]	
üstünde	kadar	hassas taşlanmış	hassas tornalanmış
—	50	4	6
50	100	6	8
100		8	10



Resim 3.2/1

Resim 3.2/1 bilyalı rulmanlar için kesit oranları C_1 ve C_3'ü gösteriyor. Silindirik makaralı rulmanlar için yaklaşık olarak d_a = F, D_i = E geçerlidir. (Bak rulman tabloları).

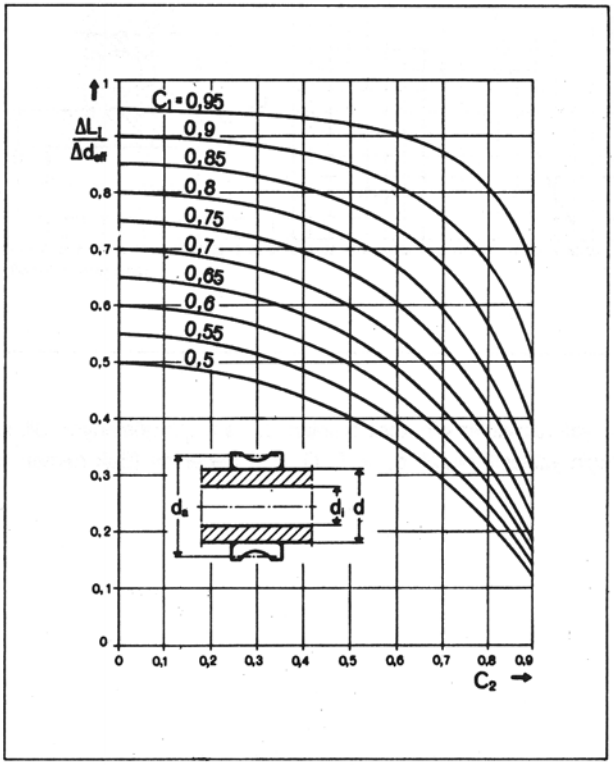
İç bilezik yuvarlanma yolunun çap büyümesi ΔL_i (iç bileziğin genişlemesi)

$$\Delta L_I = 2000 \cdot \frac{d}{E_{IR}} \cdot \frac{C_1}{1-C_1^2} \cdot p \quad [\mu m] \qquad C_1 = \frac{d}{d_a} \qquad C_2 = \frac{d}{d}$$

$$p = \frac{\Delta d_{eff}}{d} \cdot \frac{1}{1000 \cdot \left[\frac{1}{E_{IR}} \cdot \left(\frac{1+C_1^2}{1-C_1^2} + \mu_{IR}\right) + \frac{1}{E_w} \cdot \left(\frac{1+C_2^2}{1-C_2^2} - \mu_w\right)\right]} \quad [N/mm^2]$$

P = Geçmede iç bilezik ile mil arasındaki birim basınç
E_{IR} = Rulman iç bileziğinin elastikiyet modülü: 210 000 N/mm²
E_w = Milin elastikiyet modülü: 210 000 N/mm² (çelik)
μ_{IR} = Rulman iç bileziğinin çap genleşme kat sayısı: 0,3
μ_w = Milin çap genleşme sayısı: 0,3 (çelik)
Δd_{eff} = Etkili ölçü fazlası [μm]
d = Delik çapı [mm]

Resim 3.2/2 iç bileziğin çap genişlemesini $\Delta L_i/\Delta d_{eff}$ orantısı olarak gösteriyor.



Resim 3.2/2

Dış bilezik yuvarlanma yolu çap küçülmesi (Dış çap daralması)

$$\Delta L_A = 2000 \cdot \frac{D}{E_{AR}} \cdot \frac{C_3}{1-C_3^2} \cdot p \quad [\mu m] \qquad C_3 = \frac{D_i}{D} \qquad C_4 = \frac{D}{D_a}$$

$$p = \frac{\Delta D_{eff}}{D} \cdot \frac{1}{1000 \cdot \left[\frac{1}{E_G} \cdot \left(\frac{1+C_4^2}{1-C_4^2} + \mu_G\right) + \frac{1}{E_{AR}}\left(\frac{1+C_3^2}{1-C_3^2} - \mu_{AR}\right)\right]} \quad [N/mm^2]$$

P = Geçmede dış bilezik ile gövde arasındaki birim basınç

E_G = Gövdenin elastikiyet modülü: 210 000 N/mm² (çelik)
105 000 N/mm² (Demir döküm)
76 000 N/mm² (hafif metal)

E_{AR} = Rulman dış bileziğinin elastikiyet modülü: 210 000 N/mm²

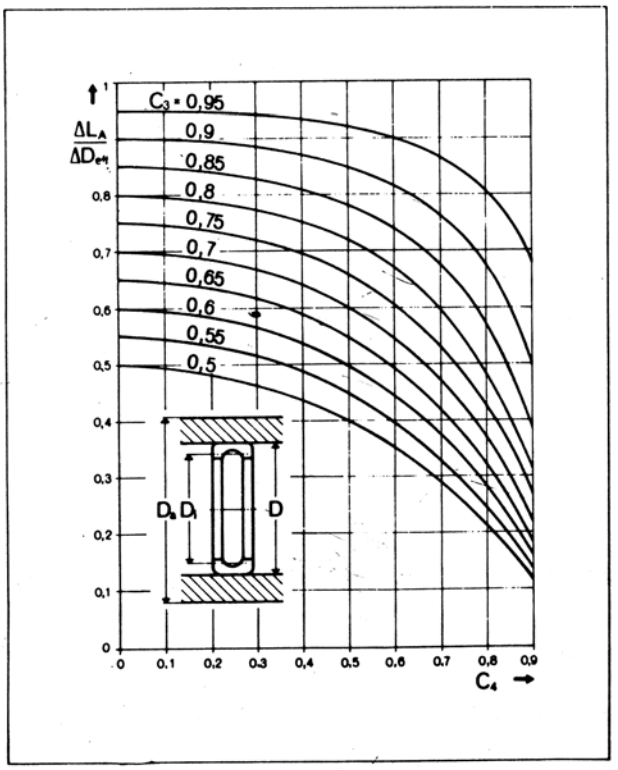
μG = Gövdenin çap genleşme kat sayısı: 0,3 (çelik, çelik döküm, hafif metal)
0,25 (demir döküm)

μ_{AR} = Rulman dış bileziğinin çap genleşme kat sayısı: 0,3

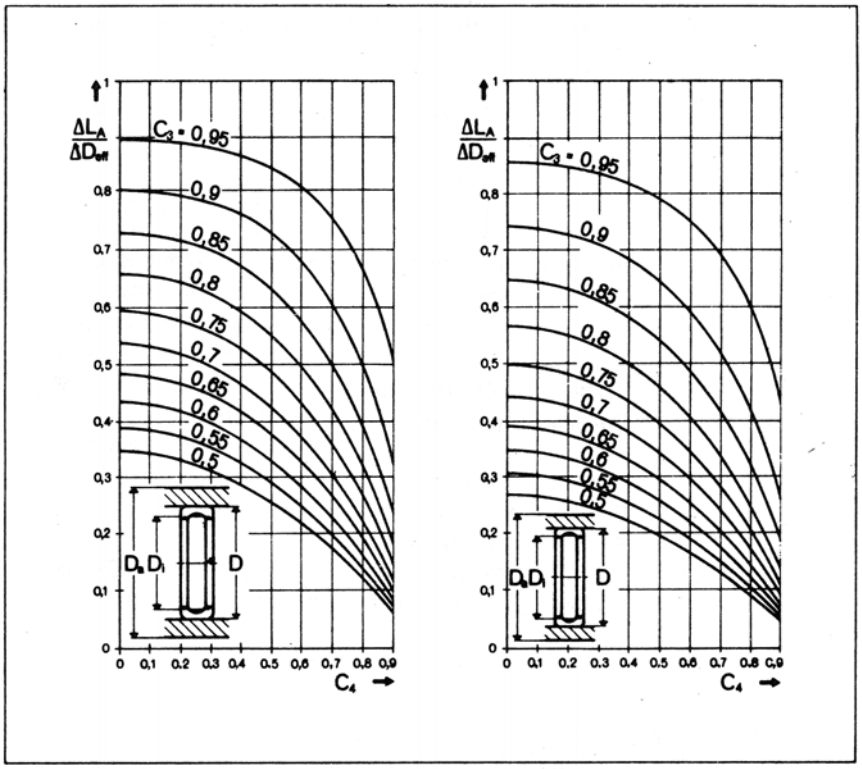
ΔD_{eff} = Etkili ölçü fazlası [μm]

D = Rulman dış çap ölçüsü [mm]

Dış bilezik yuvarlanma yolu çap küçülmesi $\Delta L_A/D_{eff}$: Resim 3.2/3 çelik gövde için, resim 3.2/4 pik döküm gövde için, resim 3.2/5 hafif metal gövde için.



Resim 3.2/3



Resim 3.2/4 *Resim 3.2/5*

3.2.2.2 Radyal boşluğun sıcaklık etkisiyle değişmesi

Çelik gövdelerde yataklanan rulmanlar

Pek çok uygulamada rulmanın iç bileziği dış bileziğinden daha fazla ısınır. Bu nedenle de ek bir radyal boşluk azalması meydana gelir.

Çelik gövdelerde yataklanan rulmanların radyal boşluklarının yaklaşık olarak hesaplanabilmesi için aşağıdaki formül kullanılır:

$$\Delta R_t = 0{,}012 \cdot \frac{d + D}{2} \cdot \Delta t \ [\mu m]$$

d = Rulman deliği [mm]
D = Rulman dış çapı [mm]
Δt = İç ve dış bilezikler arasındaki ısı farkı

Hafif metal gövdelerde yataklanan rulmanlar

Hafif metal gövdelerdeki rulmanlarda ısıdan kaynaklanan genleşmeler özellikle dikkate alınmalıdır. Isı genleşme katsayılarının çelikte (α_{St} = $12.10^{-6}K^{-1}$) ve hafif metalde (α_{AL} = $22.10^{-6}K^{-1}$) farklı olmalarından dolayı ısı değişikliklerinde gövde toleransları ve radyal boşluk değişir. Oda sıcaklığını aşan sıcaklıklarda daha düşük ısılarda yataklama sıkılaşmakta ve radyal boşluk azalmaktadır.

Gövde ve dış bilezik arasındaki etkili alıştırma ölçü fazlasının sıcaklık dalgalanmasından dolayı değişim hesabı şu şekilde yapılır:

$\Delta D_t = 10^{-3} D . \Delta \alpha . \Delta t$ [µm]

D = Rulman dış çapı [mm]
$\Delta \alpha = \alpha Al - \alpha_{St} = 10.10^{-6} K^{-1}$
Δ_t = 20° ye göre (293 K) ısı değişimi
t > 20° C(293 K) :Boşluk büyümesi
t < 20° C(293 K) :Boşluk daralması

Etkili ölçü fazlası bu durumda:

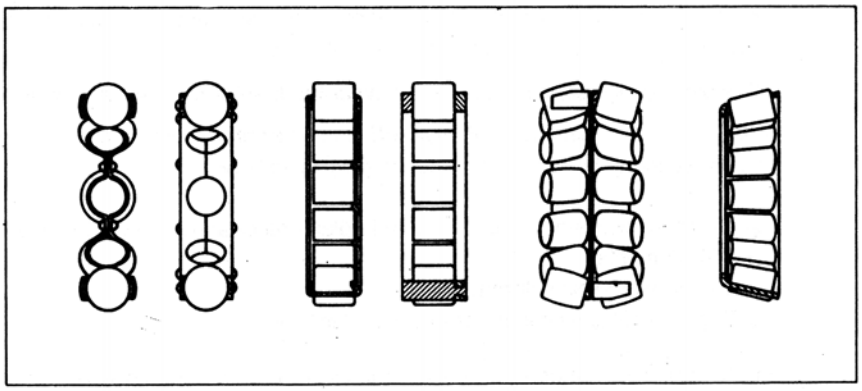
$\Delta D_{t\ eff} = \Delta D_{eff} - \Delta D_t$ [µm]

Resim 3.2/5 de dış bilezik yuvarlanma yolunun çap değişikliğini bu durum için $\Delta L_A / \Delta D_{teff}$ oranı olarak görmek mümkün.

Ayrıca bir ısı farklılığı mevcutsa, bundan kaynaklanan radyal boşluk azalma miktarı, rulmanın dış bileziğinin sahip olduğu ısı esnasındaki radyal boşluktan çıkarılır.

3.3. Kafes tipleri

Kafeslerin görevi, yuvarlanma elemanlarını belli mesafelerde ve ayrılabilen rulmanlarda yuvarlanma elemanı takımlarını birarada tutmaktır. Kuvvet iletiminde kafesler rol oynamaz. Kafeslerin yataklanması yuvarlanma elemanları, yuvarlanma yolları veya bileziklerin kenarlarıyla sağlanır. Temas yüzeylerinde sürtünme vardır. Temas yüzeyinin büyüklüğü, yeterli miktarda yağ filmi, dolayısıyla kaygan sürtünme oluşumunu ve aşınmanın az mı, çok mu olacağını etkiler. Aranan şart yeterli miktarda yağın mevcut olmasıdır.



Resim 3.3/1

Kafesi yönlendiren kuvvetler, merkezkaç kuvvetinden (ağırlık nedeniyle) kafesin yataklanma boşluğu miktarına bağlı ağırlık noktası gezinmeleri ve yuvarlanma elemanlarının basınç bölgesine giriş ve çıkışlarındaki ivme veya frenlemeden oluşmaktadır. Ayrıca, çalışma başlangıcında atalet kuvvetleride etkili olabilir.

Şu kafes tipleri mevcuttur:

J = Çelik saçdan yapılma kafes
Y = Prinç sacdan yapılma kafes
F = Çelikten yapılma masif kafes
L = Hafif metalden yapılma dolu kafes
M = Prinçten yapılma masif kafes
TN = Plastikten yapılma masif kafes

Eğer standart imalat değilse, rulman tipi sembolüne kafes tipi sembolüde eklenir.

Kafesler genelde yuvarlanma elemanları üzerinde yataklanır. Dış bilezik yataklamalarında kafes tipi sembolüne, "A" harfi, iç bilezik yataklamalarında da "B" harfi eklenir.

Ana tiplerdeki değişiklikler son ek sembole ilave edilen rakamlarla belirlenir. Örnek:

J3 = Çelik sacdan yapılma kafesin değişik konstrüksiyonu
MA 6.1 = Dış bilezik yataklamalı, prinçten yapılma masif kafesin alternatif konstrüksiyonları

En çok çelik sacdan yapılma kafesler kullanılır. Bunlar seri imalata uygun olmakla birlikte normal çalışma şartlarında bilyalı ve silindirik makaralı rulmanlar için yeterli çalışma emniyetini de sağlarlar.

Değişken yüklerde ve çok yüksek devir sayılarında ($n > n_g$) masif kafesler sac kareslere tercih edilmelidir.

3.4 Çalışma sesi

İmalat standartlarının yüksek olması nedeniyle rulmanların çalışma sesi çok azdır. Genelliklede çevre gürültüsü tarafından bastırılmaktadır.

Çok sessiz genel çalışma ortamı istenen uygulamada kullanılan sessiz rulmanlar mevcuttur.

ORS bu rulmanları Q6 veya SV6 son ek sembolleri ile belirlemiştir. Aşağıdaki şartlar yerine getirildiği takdirde sessiz çalışma sağlanır:

- Alıştarma ölçülerinin tutturulması ve bağlantı parçalarının hassas işlenmesi,
- Dikkatli montaj,
- Son derece temiz çalışma,
- Doğru seçilmiş yeterli miktarda yağ kullanılması.

Yeni rulmanlar takılmadan önce yıkanmamalıdır. Rulman yüzeyindeki koruycu kaplama maddesi her yağ imalatçısının mamülü ile uyum sağlar.

4 Yatak yerinin tasarımı

4.1 Geçmeler

4.1.1 Geçme toleranslarının seçimini etkileyen konular

Geçme toleransları rulmanın yeterli sıkılıkta yerine oturmasını sağlayacak ve kayma hareketlerine meydan vermeyecek şekilde olmalıdır. Bu şart ancak sıkı geçmelerle yerine getirilebilir.

Sıkı geçmelerin oldukça ince cıdarlı rulman bileziklerini çepeçevre sararak destek sağlamaları rulman ömrünü olumlu yönde etkiler. Ancak, sıkı geçmelerin uygulanması her zaman mümkün olmaz. Gereği halinde, serbest yatağın hareket edebilmesi veya kolay takma ve sökme şartlarınında dikkate alınması söz konusudur.

Geçmeler için şu etkenlerin dikkate alınması gerekir:

Yükün cinsi ve miktarı. Bu konu çevre yükü, nokta yükü ve belirsiz yük yönü olarak incelenir.

Eğer yük sabitse ve bilezik dönüyorsa veya yük dönüyor ve bilezik sabitse, çevre yükü mevcuttur. Yani, her dönüşte yuvarlanma yolunun her noktası bir defa yükleniyor. Çevre yüküne maruz kalan rulmanların dönüş istikametinde "Kayma" eğilimleri vardır ve bu nedenle mutlaka sıkı geçme tercih edilmelidir. Yük ve darbeler ne kadar büyük olursa, geçmelerinde o kadar sıkı olması gerekir.

Eğer bilezik dönmüyor ve yükde sabitse veya bilezik dönerken yükte birlikte dönüyorsa nokta yükünden söz edilir. Nokta yüküne maruz kalan bilezikler "Kayma" eğilimi göstermez ve bunun içinde serbest geçmeye müsaade edilir.

Hem nokta hem de çevre yükü varsa, o zaman belirsiz yük yönünden söz edilir. Her iki bileziğinde sıkı geçme olması gerekir.

Sıcaklık. Yataklama yerindeki ısı değişimleri geçmeleri etkiler, ancak ısının yayılma yönü önemlidir. (Bölüm 3.2.2.2 ile kıyasla)

Bağlantılı parçaların yapısı. Geçmelerin çalışma şartlarına uygun sıkılıkta yataklama sağlamaları gerekir. Ancak, bu sıkılık bileziklerde dengesiz bir deformasyon (yuvarlaklığın bozulması) meydana getirmemelidir. Rulmanlarda normal çalışma hassasiyeti aranan şartlarda mil üzerindeki yatak yerinde alıştırma kalitesi 6 ve gövde yuvasında alıştırma kalitesi 7 yeterlidir. Daha hassas çalışma hassasiyeti isteniyorsa, rulman yerleri alıştırma kalitesinin en az 5 dolayısıyla 6 olarak seçilmesi gereklidir. Serbest geçmeler kullanılmamalıdır. Form hataları söz konusu tolerans alanının yarı değerini geçmemelidir.

Rulmanların çektirme manşonu ile takılması halinde mil toleransı h7 veya h8, gerdirme manşonu ile takılması halinde de h9 veya h10 uygundur. Milin form hataları IT5 tolerans değerlerini, daha az hassasiyet aranan durumlarda da IT 7 tolerans değerlerini aşmamalıdır.

Parçalı gövdeler, muhtemel form hataları nedeniyle H veya J olerans alanlarından daha sıkısına sahip olmamalıdır. Hafif metal gövde, demir dökümden veya çelikten yapılmış ince cıdarlı gövde ile çelikten yapılmış içi boş miller, kalın cıdarlı gövdelere ve dolu millere kıyasla daha sıkı geçme toleranslarına sahip olmalıdır.

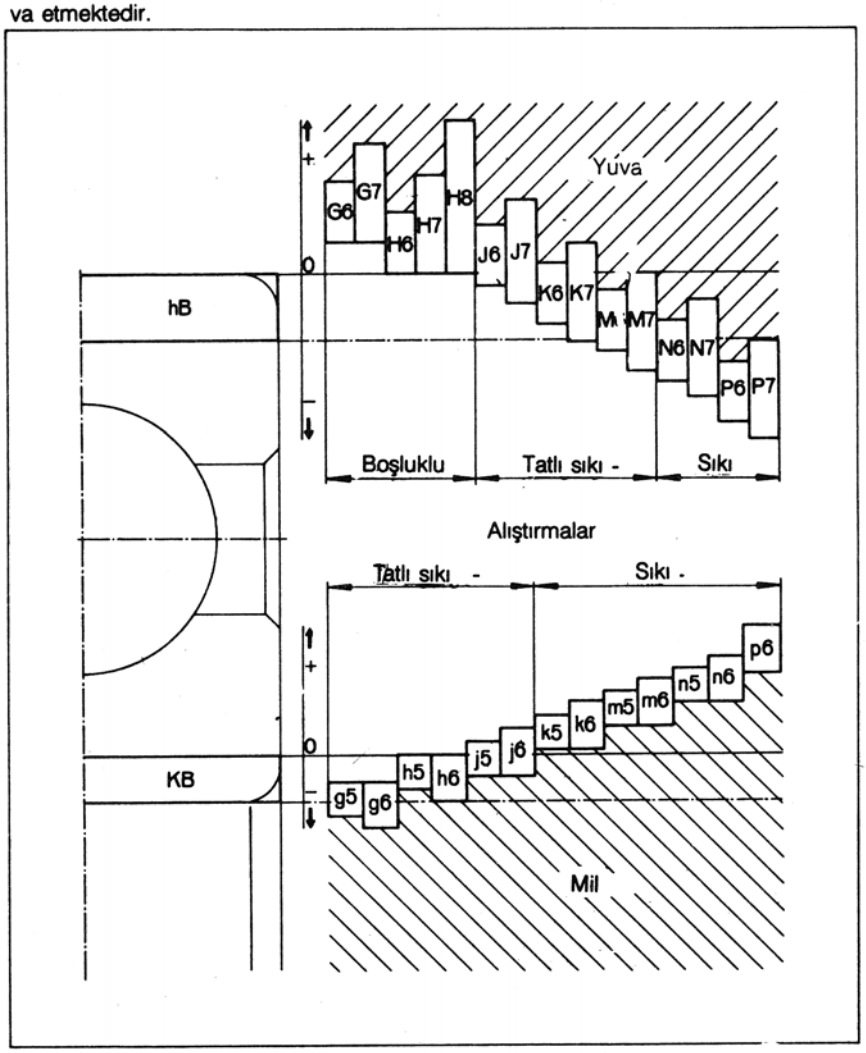
Serbest rulmanların yan hareketi. Bilyalı, oynak bilyalı, oynak makaralı ve çift sıra oynak bilyalı rulmanların eksenel yan hareketi, nokta yükü olan rulman bileziğinin serbest geçme olmasıyla sağlanır. NU ve N tipi silindirik makaralı rulmanlarda her iki bilezikde sıkı geçme yerleştirilir. Eksenel yan kayma rulmanın kendi içinde olur.

4.1.2. Tolerans alanının seçimi

Rulmanların delik toleransları (hB) ve dış çap toleransları (KB) milletlerarası düzeyde normlandırılmıştır. Ancak, ISO alıştırma sistemlerinin tolerans alanlarından hiç birine uymaz. Her alıştırma ölçüsü, ISO alıştırma sistemlerinin miller ve yuvalar için olanlarından uygun tolerans alanı seçilerek belirlenir.

Resim 4.1/1 Rulmanların takılmasında uygulanan alışıla gelmiş tolerans alanlarının, rulmanların iç ve dış çap toleranslarına göre konumlarını göstermektedir.

4.1/1'den 4.1/4'e kadar olan tablolar tavsiye edilen tolerans alanları ve alıştırmaları ihtiva etmektedir.



Resim 4.1/1

Tablo 4.1/1 Dolu miller (çelikten) için tavsiye edilen tolerans alanları

Silindirik delikli radyal rulmanlar

Yükleme cinsi	Rulman cinsi	Mil çapı [mm]		Tolerans alanı*
İç bilezikte nokta yükü	Bilyalı ve sil. makaralı rulman	Tüm ölçüler	İç bilezik kolayca kayabilir	**g 5, g 6**
			İç bilezik kolayca kaymaz	**h 6, j 6**
İç bilezikte çevre yükü veya belirsiz yük yönü	Bilyalı Rulmanlar**	≦ 50	Normal yük, P/C < 0,1	**j 5, j 6**
		50 . . . 100	Küçük yük, P/C < 0,08	**j 6**
			Normal ve büyük yük P/C > 0,08	**k 5, k 6**
		100 . . . 200	Küçük yük, P/C < 0,1	**k 6, m 6**
			Normal ve büyük yük P/C > 0,1	**m 6**
		200 . . . 300	Küçük yük, P/C < 0,1	**m 6**
			Normal ve büyük yük P/C > 0,1	**n 6**
	Silindırık makaralı rulmanlar	≦ 50	Küçük yük P/C < 0,08	**j 6**
			Normal ve büyük yük P/C > 0,08	**k 5, k 6**
		50 . . . 100	Küçük yük, P/C < 0,1	**k 6**
			Normal yük P/C = 0,1 . . . 0,15	**m 5, m 6**
			Büyük yük, P/C > 0,15	**m 6**
		100 . . . 200	Küçük yük, P/C < 0,1	**k 6**
			Normal yük, P/C = 0,1 . . . 0,15	**m 6, n 6**
			Büyük yük, P/C > 0,15	**n 6, p 6**
		200 . . . 300	Normal yük P/C < 0,15	**m 6, n 6**
			Büyük yük, P/C > 0,15	**p 6**

Eksenel rulmanlar

Yükleme cinsi	Rulman cinsi		Tolerans alanı*
Eksenel yük	Eksenel bilyalı rulman	Tek yönde etkili	**j 5, j 6**
		İki yönde etkili	**k 6**

Sıktırma, çektirme manşonları

Manşon cinsi	Müsaade edilen form sapmaları (yuvarlaklık, koniklik)	Tolerans alanı*
Çektirme manşonu	IT 5	**h 7, h 8**
Sıktırma manşonu	IT 6, IT 7	**h 9, h 10**

* İlk verilen alan tercih edilmelidir.

** 32,33 serileri için J den daha sıkı olmayan tolerans alanları kullanılmalıdır.

Tablo 4.1/2 Radyal rulmanlar için mil alıştırma ölçüleri

Milin anma ölçüsü alanı [mm]

üstünde	10	18	30	50	80	120	180	250	315
kadar	18	30	50	80	120	180	250	315	400

Rulmanın deliği toleransı [µm]

Tolerans	−8	−10	−12	−15	−20	−25	−30	−35	−40
(KB)	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Mil toleransı, alıştırma ölçü fazlası yani alıştırma boşluğu [µm]

g 5	**2** / 3 / 14 — 6 / —14	**3** / 3 / 16 — 7 / —16	**3** / 5 / 20 — 9 / —20	**5** / 4 / 23 —10 / —23	**8** / 4 / 27 —12 / —27	**11** / 3 / 32 —14 / —32	**15** / 2 / 35 —15 / —35	**18** / 1 / 40 —17 / —40	**22** / 0 / 43 —18 / —43
g 6	**2** / 4 / 17 — 6 / —17	**3** / 5 / 20 — 7 / —20	**3** / 6 / 25 — 9 / —25	**5** / 6 / 29 —10 / —29	**8** / 6 / 34 —12 / —34	**11** / 6 / 39 —14 / —39	**15** / 5 / 44 —15 / —44	**18** / 4 / 49 —17 / —49	**22** / 54 —18 / —54
h 5	**8** / 3 / 8 0 / — 8	**10** / 4 / 9 0 / — 9	**12** / 4 / 11 0 / —11	**15** / 6 / 13 0 / —13	**20** / 8 / 15 0 / —15	**25** / 11 / 18 0 / —18	**30** / 13 / 20 0 / —20	**35** / 16 / 23 0 / —23	**40** / 18 / 25 0 / —25
h 6	**8** / 2 / 11 0 / —11	**10** / 2 / 13 0 / —13	**12** / 3 / 16 0 / —16	**15** / 4 / 19 0 / —19	**20** / 6 / 22 0 / —22	**25** / 8 / 25 0 / —25	**30** / 10 / 29 0 / —29	**35** / 13 / 32 0 / —32	**40** / 15 / 36 0 / —36
J 5	**13** / 8 / 3 + 5 / — 3	**15** / 9 / 4 + 5 / — 4	**18** / 10 / 5 + 6 / — 5	**21** / 12 / 7 + 6 / — 7	**26** / 14 / 9 + 6 / — 9	**32** / 18 / 11 + 7 / —11	**37** / 20 / 13 + 7 / —13	**42** / 23 / 16 + 7 / —16	**47** / 25 / 18 + 7 / —18
J 6	**16** / 10 / 3 + 8 / — 3	**19** / 11 / 4 + 9 / — 4	**23** / 14 / 5 +11 / — 5	**27** / 16 / 7 +12 / — 7	**33** / 19 / 9 +13 / — 9	**39** / 22 / 11 +14 / —11	**46** / 26 / 13 +16 / —13	**51** / 29 / 16 +16 / —16	**58** / 33 / 18 +18 / —18
k 5	**17** / 12 / 1 + 9 / + 1	**21** / 15 / 2 +11 / + 2	**25** / 17 / 2 +13 / + 2	**30** / 21 / 2 +15 / + 2	**38** / 26 / 3 +18 / + 3	**46** / 32 / 3 +21 / + 3	**54** / 37 / 4 +24 / + 4	**62** / 43 / 4 +27 / + 4	**69** / 47 / 4 +29 / + 4
k 6	**20** / 14 / 1 +12 / + 1	**25** / 17 / 2 +15 / + 2	**30** / 21 / 2 +18 / + 2	**36** / 25 / 2 +21 / + 2	**45** / 31 / 3 +25 / + 3	**53** / 36 / 3 +28 / + 3	**63** / 43 / 4 +33 / + 4	**71** / 49 / 4 +36 / + 4	**80** / 55 / 4 +40 / + 4
m 5	**23** / 18 / 7 +15 / + 7	**27** / 21 / 8 +17 / + 8	**32** / 24 / 9 +20 / + 9	**39** / 30 / 11 +24 / +11	**48** / 36 / 13 +28 / +13	**58** / 44 / 15 +33 / +15	**67** / 50 / 17 +37 / +17	**78** / 59 / 20 +43 / +20	**86** / 64 / 21 +46 / +21
m 6	**26** / 20 / 7 +18 / + 7	**31** / 23 / 8 +21 / + 8	**37** / 27 / 9 +25 / + 9	**45** / 34 / 11 +30 / +11	**55** / 41 / 13 +35 / +13	**65** / 48 / 15 +40 / +15	**76** / 56 / 17 +46 / +17	**87** / 65 / 20 +52 / +20	**97** / 72 / 21 +57 / +21
n 5	**28** / 23 / 12 +20 / +12	**34** / 28 / 15 +24 / +15	**40** / 32 / 17 +28 / +17	**48** / 39 / 20 +33 / +20	**58** / 46 / 23 +38 / +23	**70** / 56 / 27 +45 / +27	**81** / 64 / 31 +51 / +31	**92** / 73 / 34 +57 / +34	**102** / 80 / 37 +62 / +37
n 6	**31** / 25 / 12 +23 / +12	**38** / 30 / 15 +28 / +15	**45** / 36 / 17 +33 / +17	**54** / 43 / 20 +39 / +20	**65** / 51 / 23 +45 / +23	**77** / 60 / 27 +52 / +27	**90** / 70 / 31 +60 / +31	**101** / 79 / 34 +66 / +34	**113** / 88 / 37 +73 / +37
p 6	**37** / 31 / 18 +29 / +18	**45** / 37 / 22 +35 / +22	**54** / 45 / 26 +42 / +26	**66** / 55 / 32 +51 / +32	**79** / 65 / 37 +59 / +37	**93** / 78 / 43 +68 / +43	**109** / 89 / 50 +79 / +50	**123** / 101 / 56 +88 / +56	**138** / 113 / 62 +98 / +62

Okuma Örneği: Mil Φ 60 h6

	15	Ölçü fazlası (iyi taraflar karşılaştığında)
İyi taraf	0	
	4	Muhtemel ölçü fazlası, yani boşluk
Iskarta taraf	— 19	Ölçü fazlası, yani boşluk (ıskarta taraflar karşılaştığında)

Kalın basılmış siyah sayılar = Alıştırma ölçü fazlası

Kalın basılmış gri sayılar = Alıştırma boşluğu

Tablo 4.1/3 Sıktırma ve gerdirme maşonları için mil alıştırmaları

	Milin anma ölçü alanı mm]								
Üstünde	10	18	30	50	80	120	180	250	315
Kadar	18	30	50	80	120	180	250	315	400
	Toleranslar ve form sapmaları [µm]								
h 7 / IT 5	0 −18 8	0 −21 9	0 −25 11	0 −30 13	0 −35 15	0 −40 18	0 −46 20	0 −52 23	0 −57 25
h 8 / IT 5	0 −27 8	0 −33 9	0 −39 11	0 −46 13	0 −54 15	0 −63 18	0 −72 20	0 −81 23	0 −89 25
h 9 / IT 6	0 11	0 13	0 16	0 19	0 22	0 25	0 29	0 32	0 36
/ IT 7	−40 18	−52 21	−62 25	−74 30	−87 35	−100 40	−115 46	−130 52	−140 57
h 10 / IT 6	0 11	0 13	0 16	0 19	0 22	0 25	0 29	0 32	0 36
/ IT 7	−70 18	−84 21	−100 25	−120 30	−140 35	−160 40	−185 46	−210 52	−230 57

Kalın basılmış değerler = IT - sınıfı form sapmaları

Tablo 4.1/4 Gövde için tavsiye edilen tolerans alanları (St veya GG)

Radyal Rulman**

Yükleme cinsi			Tolerans alanı*
Dış bilezikte nokta yükü	Dış bilezik kolayca kayabilir	Yekpare gövde	H 6, H 7
		Parçalı gövde	H 7, H 8
		Mil üzerinden gelen sıcaklık nedeniyle ısınma	G 7
	Dış Bilezik kolayca kaymaz	Yekpare gövde	J 6
		Parçalı gövde	J 7
Dış bilezikte çevre yükü veya belirsiz yük yönü	Dış bilezik kaymaz (sıkı)	Küçük veya normal yük	K 7
		Darbeli normal yük veya büyük yük	M 7
		Darbeli büyük yük P/C > 0,15	N 7
		Kuvvetli darbeli büyük yük ve ince cıdarlı gövde	P 7

Eksenel Rulman

Yükleme cinsi	Rulman cinsi	tolerans alanı
Eksenel yük	Eksenel bilyalı rulmanlar	H 8

* İlk verilen alan tercih edilmelidir.

** İmalat serisi 32,33 Azami J alanları kullanılmalıdır

TABLO 4.1/5 Radyal rulmanlar için gövde alıştırma ölçüleri

Gövdedeki deliğin anma ölçüsü alanı [mm]

Üstünde / Kadar	10 / 18	18 / 30	30 / 50	50 / 80	80 / 120	120 / 150	150 / 180	180 / 250	250 / 315	315 / 400	400 / 500

Rulman dış çapı toleransları [μm]

Tolerans (hB)	0 / −8	0 / −9	0 / −11	0 / −13	0 / −15	0 / −18	0 / −25	0 / −30	0 / −35	0 / −40	0 / −45

Gövde toleransı, alıştırma ölçü fazlası, yani alıştırma boşluğu [μm]

G 6	+ 6 +17	+ 7 7 +20 14 29	+ 9 9 +25 18 36	+10 10 +29 21 42	+12 12 +34 24 49	+14 14 +39 28 57	+14 14 +39 31 64	+15 15 +44 35 74	+17 17 +49 39 84	+18 18 +54 43 94	+20 20 +60 48 105
G 7	+ 6 6 +24 15 32	+ 7 7 +28 17 37	+ 9 9 +34 21 45	+10 10 +40 24 53	+12 12 +47 29 62	+14 14 +54 33 72	+14 14 +54 36 79	+15 15 +61 40 91	+17 17 +69 46 104	+18 18 +75 50 115	+20 20 +83 56 128
H 6	0 0 +11 6 19	0 0 +13 7 22	0 0 +16 9 27	0 0 +19 11 32	0 0 +22 12 37	0 0 +25 14 43	0 0 +25 17 50	0 0 +29 20 59	0 0 +32 22 67	0 0 +36 25 76	0 0 +40 28 85
H 7	0 0 +18 9 26	0 0 +21 10 30	0 0 +25 12 36	0 0 +30 14 43	0 0 +35 17 50	0 0 +40 19 58	0 0 +40 22 65	0 0 +46 25 76	0 0 +52 29 87	0 0 +57 32 97	0 0 +63 36 108
H 8	0 0 +27 12 35	0 0 +33 14 42	0 0 +39 17 50	0 0 +46 20 59	0 0 +54 23 68	0 0 +63 27 81	0 0 +63 29 88	0 0 +72 34 102	0 0 +81 39 116	0 0 +89 43 129	0 0 +97 47 142
J 6	− 5 5 + 6 1 14	− 5 5 + 8 2 17	− 6 6 +10 3 21	− 6 6 +13 5 26	− 6 6 +16 6 31	− 7 7 +18 7 36	− 7 7 +18 10 43	− 7 7 +22 13 52	− 7 7 +25 15 60	− 7 7 +29 18 69	− 7 7 +33 21 78
J 7	− 8 8 +10 1 18	− 9 9 +12 1 21	−11 11 +14 1 25	−12 12 +18 2 31	−13 13 +22 4 37	−14 14 +26 5 44	−14 14 +26 8 51	−16 16 +30 9 60	−16 16 +36 13 71	−18 18 +39 14 79	−20 20 +43 16 88
K 6	− 9 9 + 2 3 10	−11 11 + 2 4 11	−13 13 + 3 4 14	−15 15 + 4 4 17	−18 18 + 4 6 19	−21 21 + 4 7 22	−21 21 + 4 4 29	−24 24 + 5 4 35	−27 27 + 5 5 40	−29 29 + 7 4 47	−32 32 + 8 4 53
K 7	−12 12 + 6 3 14	−15 15 + 6 5 15	−18 18 + 7 6 18	−21 21 + 9 7 22	−25 25 +10 8 25	−28 28 +12 9 30	−28 28 +12 6 37	−33 33 +13 8 43	−36 36 +16 7 51	−40 40 +17 8 57	−45 45 +18 9 63
M 6	−15 15 − 4 9 4	−17 17 − 4 10 5	−20 20 − 4 11 7	−24 24 − 5 13 8	−28 28 − 6 16 9	−33 33 − 8 19 10	−33 33 − 8 16 17	−37 37 − 8 17 22	−41 41 − 9 19 26	−46 46 −10 21 30	−50 50 −10 22 35
M 7	−18 18 0 9 8	−21 21 0 11 9	−25 25 0 13 11	−30 30 0 16 13	−35 35 0 18 15	−40 40 0 21 18	−40 40 0 18 26	−46 46 0 21 30	−52 52 0 23 35	−57 57 0 25 40	−63 63 0 27 45
N 6	−20 20 − 9 14 1	−24 24 −11 17 2	−28 28 −12 19 1	−33 33 −14 22 1	−38 38 −16 26 1	−45 45 −20 31 2	−45 45 −20 28 5	−51 51 −22 31 8	−57 57 −25 35 10	−62 62 −26 37 14	−67 67 −27 39 18
N 7	−23 23 − 5 14 3	−28 28 − 7 18 2	−33 33 − 8 21 3	−39 39 − 9 25 4	−45 45 −10 28 5	−52 52 −12 33 6	−52 52 −12 30 13	−60 60 −14 35 16	−66 66 −14 37 21	−73 73 −16 41 24	−80 80 −17 44 28
P 6	−26 26 −15 20 7	−31 31 −18 24 9	−37 37 −21 28 10	−45 45 −26 34 13	−52 52 −30 40 15	−61 61 −36 47 18	−61 61 −36 44 11	−70 70 −41 50 11	−79 79 −47 57 12	−87 87 −51 62 11	−95 95 −55 67 10
P 7	−29 29 −11 20 3	−35 35 −14 25 5	−42 42 −17 30 6	−51 51 −21 37 8	−59 59 −24 42 9	−68 68 −28 49 10	−68 68 −28 47 3	−79 79 −33 54 3	−88 88 −36 59 1	−98 98 −41 66 1	−108 108 −45 72 0

Okuma örneği: Gövde deliği Ø 100 K7

25 Ölçü fazlası yani alıştırma boşluğu (iyi taraflar karşılaştığında)

İyi taraf 25 8 Muhtemel ölçü fazlası, yani boşluk

Iskarta taraf + 10 25 Ölçü fazlası, yani boşluk (ıskarta taraflar karşılığında)

Kalın basılmış siyah sayılar = Alıştırma ölçü fazlası

Kalın basılmış gri sayılar = Alıştırma boşluğu

4.1.3 Rulman oturma yerlerinin yüzey kalitesi

Tolerans alanı, anma ölçüsü ile bağlantılı olarak tolerans büyüklüğünü belirler. Oturma yerinin, aranan özelliğini uzun bir süre daha muhafaza edebilmesi için oturma yerlerinin yüzey kalitesine gerekli ilgiyi göstermek gerekir. Kaba işlenmiş yüzeyler çalışma yükü altında pres geçmelerin zamanla sıkılığının azalmasına ve rulman oturma yerlerinin boşluk yapmasına neden olmaktadır. Baştan tesbit edilen alıştırma ölçülerinin tüm çalışma süresi boyunca değişmeden kalabilmesi için, oturma yerleri yüzeylerinin kalitesinin aranan asgari şartları karşılamalıdır. Rulman oturma yerlerinin ya taşlanmış, ya da çok hassas torna edilmiş olmaları gerekir. Başka işleme yöntemlerinede müsaade edilir, ancak istenilen yüzey kalitesini temin etmesi şartıyla. İstisnai durumlarda, yüzey kalitesi istenene uygun değilse, daha sıkı bir alıştırma, örneğin J6 yerine K6, seçilerek rulman bileziğinin oturma karakterine uygun geçme temin edilir. Tablo 4.1/6 rulman oturma yerleri yüzey kalitesi hakkında esas değerleri ihtiva etmektedir.

Tablo 4.1./6 Rulman oturma yerlerinin müsaade edilen pürüzlülük derinliği

P0 VE P6 tolerans sınıfına dahil rulmanlar için

Oturma yüzeyi	Çap [mm]	Müsaade edilen pürüzlülük derinliği R_t[μm]
Mil, aks	120'e kadar	4
	120'den fazla	6,3
Gövde	300'e kadar	6,3
	300'den fazla	10
Düz yüzeyler	300'e kadar	6,3
	300'den fazla	10

P5 Tolerans sınıfına dahil olan rulmanlar için

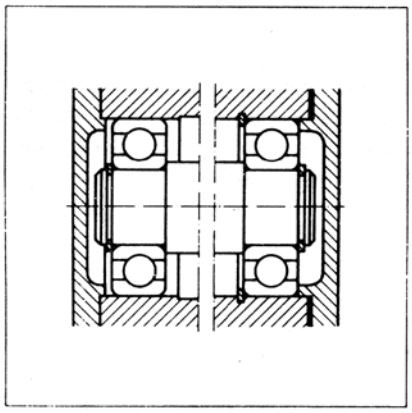
Mil, aks, gövde	300'e kadar	2,5
Düz yüzeyler	300'den fazla	4

4.2 Eksenel rulmanların tesbitlenmesi

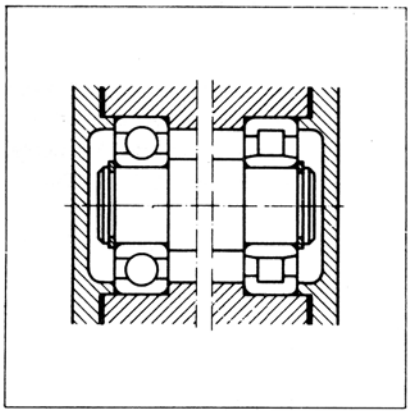
Radyal sıkı yataklar, fazlaca bir eksenel kuvvet etken değilse, bir rulmanın eksenel kaymalarını önleyebilir. Ancak, genelde önceden belli olmayan büyük eksenel kuvvetler ortaya çıkabileceğinden, eksenel emniyet konulması gereklidir. Yataklamanın dizayn şekli yatağın üstlendiği göreve bağlıdır, yani serbest yatak, sabit yatak veya destek yatak olarak, (takviye ve yüzer yataklama).
Mil ve gövdedeki rulman aralıklarının birbirini tutmaması, yataklama ek parçalarının imalatında farklı toleransların uygulanması gerektiğindendir.

Bunun haricinde yatak gövdesi oluşan işletme sıcaklığını milden daha iyi dağıtır. Bilindiği gibi gövde ve mil arasındaki sıcaklık farklılığı, farklı genleşmelere neden olmaktadır. Bu nedenle sadece bir rulmanın eksenel yataklama yapması uygundur, bunada sabit yatak adı verilir. Yani, sabit yatak radyal yüklerin yanısıra eksenel yükleride taşımak zorundadır. Yataklama her türlü kuvvete mukavemet edecek şekilde dizayn edilmelidir.

Diğer rulmanlar serbest yatak olarak takılmak zorundadır. Bir serbest yatak radyal kuvvetleri iletir ve eksenel yönde de uzunluk-dengelemesine imkân verir. NU ve N tipi silindirik makaralı rulmanlarda uzunluk dengelemesi rulmanın kendi içinde olur. Diğer rulman cinsleriyle yataklamalarda yük durumuna göre iç ve dış bileziğin eksenel yönde kayabilecek şekilde yerleşmiş olması sağlanmalıdır. Rulmanın veya rulman bileziğinin her türlü istenmeyen eksenel kaymalara karşı uygun yöntemle tesbitlenmesi gerekir.



Resim 4.2/1

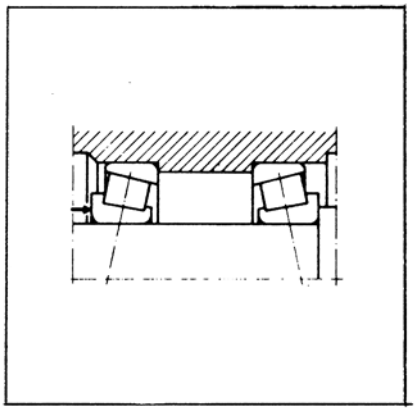


Resim 4.2/2

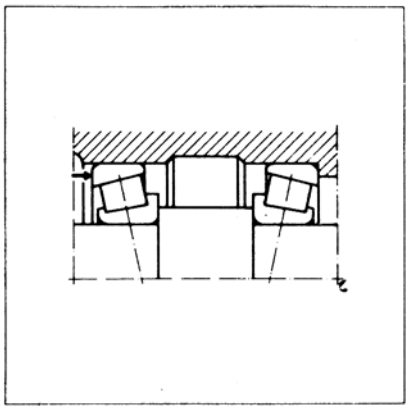
Resim 4.2/1 iki bilyalı rulmanla sağlanan serbest ve sabit yatak düzenini, resim 4.2/2'de aynı düzenin bilyalı ve silindirik makaralı rulmanla olan şeklini göstermektedir. Her iki düzenin de avantajı eksenel yataklamanın hassasiyetinin sadece sabit yatağa bağlı olmasıdır. Resim 4.2/2 de düzene göre tavsiye edilen alıştırma ölçülerinin uygulanması halinde eksenel kasılma (sıkışma) söz konusu değildir.

Sabit yatak, bir rulman çiftiyle de sağlanabilir. (İki adet tek sıralı eğik bilyalı rulmanla veya iki adet konik makaralı rulmanla) gerekli çalışma boşluğu dış veya iç bileziklerin belirli parçalara dayandırılması ile belirlenir. (Resim 4.2/3 ve 4.2/4). Eksenel yük ise her yönde tek rulman tarafından taşınır.

Bilyalı rulmanlarda dayamalı yataklamalarda kullanılır, özellikle radyal boşluğun (C3, C4) yükseltilmesiyle daha elverişli baskı açısı elde ediliyorsa, dayamalı yataklamanın avantajı rulmanın montajı esnasında çalışma boşluğunun çalışma şartlarına göre ayarlanabilmesidir.

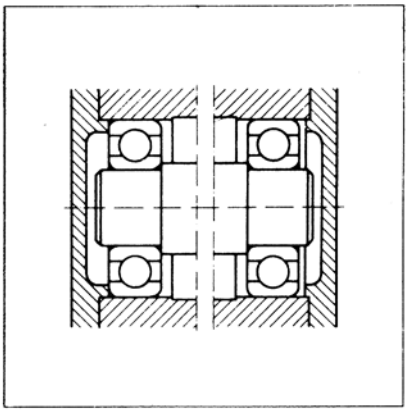


Resim 4.2/3

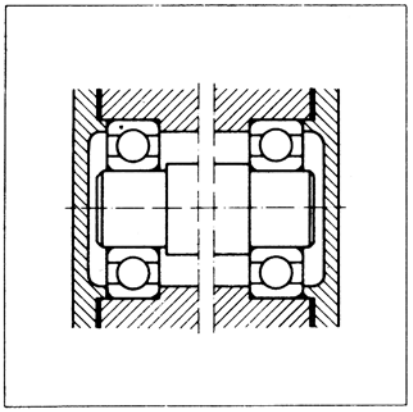


Resim 4.2/4

Rulmanlar gereğine göre küçük eksenel boşluk, boşluksuz veya ön gerilimli olarak takılabilirler. Dayamalı yataklamalarda kullanılan rulmanlar eğer imalatçı tarafından "eşleştirilmiş" değilse montaj esnasında oldukça büyük tecrübe ve dikkate ihtiyaç vardır. Resim 4.2/3 ve 4.2/4'de gösterilen imkanlardan O düzeni kuvvetli yataklama için daha uygun.



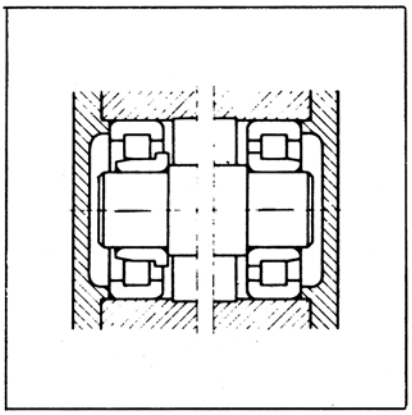
Resim 4.2/5



Resim 4.2/6

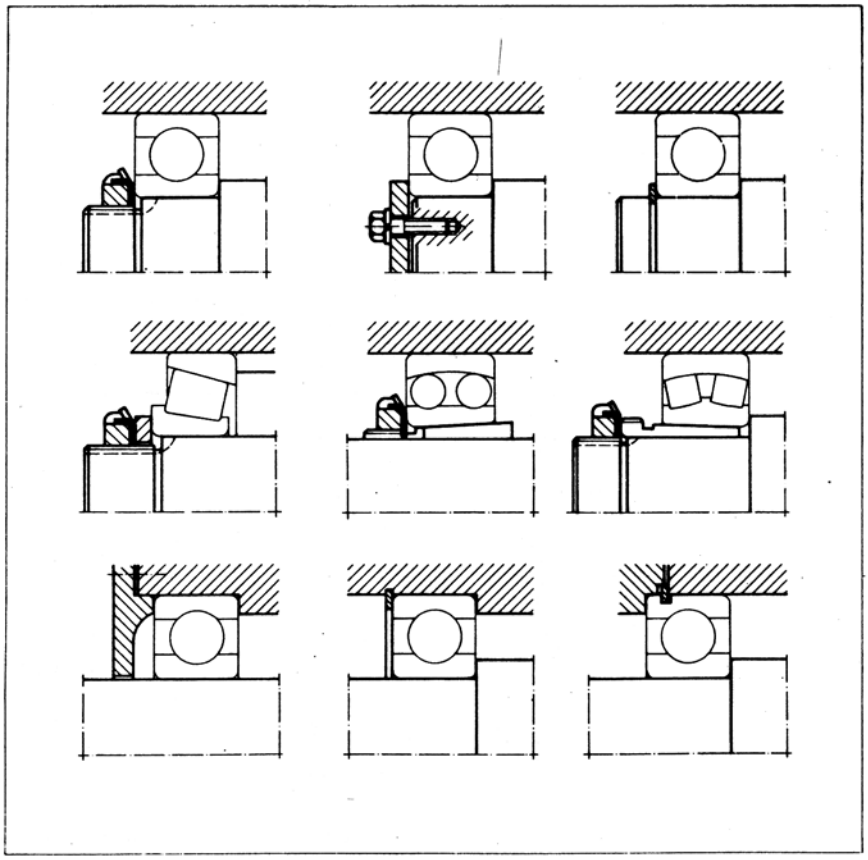
Yüzen rulman düzeni eksenel boşluğa müsaade edilen durumlarda ve küçük rulman mesafelerinde uygulanır. Her iki rulmanda gövdede (resim4.2/5), mil üzerinde (Resim 4.2/6) veya kendi içinde (Resim 4.2/7) ayar imkanlarını göstermektedir.

Gövdede ve mil üzerindeki hareketli yataklamalarda rulmanlar ayarlanabilir. NJ tipi silindirik makaralı rulmanlar ve omuzlu bilyalı rulmanlar kendi içlerinde ayarlanabilir.



Resim 4.2/7

Resim 4.2/8 En çok kullanılan eksenel tesbitleme yöntemleri hakkında bilgi veriyor.



Resim 4.2/8

4.3 Bağlantı ölçüleri

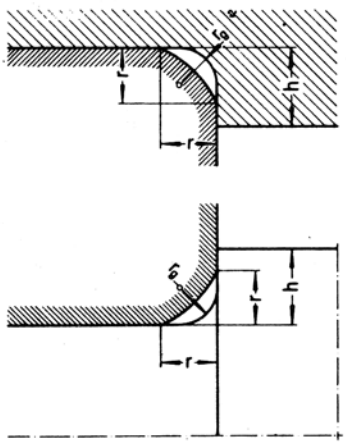
Bağlantı parçalarının tasarımında şu tavsiyeleri dikkate almalıdır:

4.3.1 Yuvarlatılmış (radüslü) kenarlar ve omuz yükseklikleri

Rulman bilezikleri yüzeyleri ile oturmalıdır, yani mil veya gövdenin köşe bölgelerinin tutmasıyla değil. Bu nedenle mil ve gövde omuzlarının köşe radüsleri rg'lerin rulmanın en küçük köşe mesafeleri r (veya r_1)'den daha küçük olmalıdır.
Bağlantı parçalarının omuz yükseklikleri, rulmanın en büyük köşe mesafesinde dahi yeterli oturma (temas) yüzeyi bırakacak büyüklükte olması gerekmektedir.

Tablo 4.3/1'de müsaade edilen en büyük mil ve gövde radüsü r_g ve omuz yüksekliği h'nın en küçük ölçüsü verilmektedir.

Tablo 4.3/1 Radüsler ve omuz yükseklikleri ölçüler mm'dir.

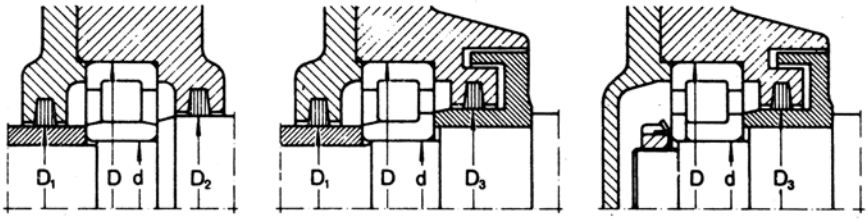


Rulmanda kenar mesafesi r anma ölçüsü	Mil ve gövdede en büyük köşe radüsü r_g	Mil ve gövde için en az omuz yüksekliği h		
		çap dizisi	0,1,2,3,4	
0,5	0,3	0,9	1,3	—
0,8	0,5	1,3	1,8	—
1	0,6	1,6	2,1	—
1,2	0,8	1,9	2,4	—
1,5	1	2,3	2,8	—
2	1	3	3,5	4,5
2,5	1,5	3,7	4,5	5,5
3	2	4,5	5,5	6,5
3,5	2	5,1	6	7
4	2,5	5,8	7	8
5	3	7,3	8,5	10
6	4	8,5	10	12
8	5	11,5	13	15
10	6	14	16	19
12	8	17	20	23

*) Sadece radyal rulmanlar için; eksenel rulmanlarda omuz mil veya gövde halkasının yaklaşık yarısına kadar ulaşmalı.

4.3.2 Silindirik makaralı rulmanlar için bağlantı ölçüleri

Silindirik makaralı rulmanlar parçalarına ayrılabilirler. Bağlantı parçaları Tablo 4.3/2 ye göre düzenlendikleri taktirde dış bileziğin takılı olduğu gövde iç bileziğin takılı olduğu milden sıyrılabilir (ayrılabilir).



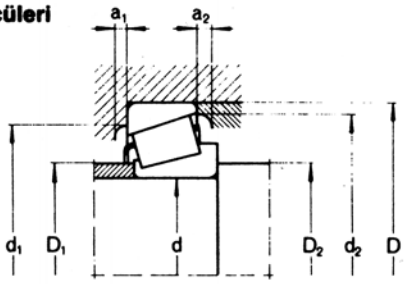
Tablo 4.3/2 Silindirik makaralı rulmanlar için bağlantı ölçüleri Ölçüler mm'dir

Rulman deliği d	Rulman imalat serileri*															
	NU 10			NU 2, NU 22, NJ 2, NJ 22, NUP 2, NUP 22				NU 3, NU 23, NJ 3, NJ 23, NUP 3, NUP 23				NU 4, NJ 4, NUP 4			
	D	D_1	D_2	D	D_1	D_2	D_3	D	D_1	D_2	D_3	D	D_1	D_2	D_3
17	35	21,5	23,5	40	22	24	27	47	24	27	30	—	—	—	—
20	42	25	27	47	26	29	32	52	27	30	33	—	—	—	—
25	47	30	32	52	31	34	37	62	33	37	40	—	—	—	—
30	55	35	38	62	37	40	44	72	40	44	48	90	44	47	52
35	62	41	44	72	43	46	50	80	45	48	53	100	52	55	61
40	68	46	49	80	49	52	56	90	51	55	60	110	57	60	67
45	75	52	54	85	54	57	61	100	57	60	66	120	63	66	74
50	80	57	59	90	58	62	67	110	63	67	73	130	69	73	81
55	90	63	66	100	65	68	73	120	69	72	80	140	76	79	87
60	95	68	71	110	71	75	80	130	75	79	86	150	82	85	94
65	100	73	76	120	77	81	87	140	81	85	93	160	88	91	100
70	110	78	82	125	82	86	92	150	87	92	100	180	99	102	112
75	115	83	87	130	87	90	96	160	93	97	106	190	103	107	118
80	125	90	94	140	94	97	104	170	99	105	114	200	109	112	124
85	130	95	99	150	99	104	110	180	106	110	119	210	111	115	128
90	140	101	106	160	105	109	116	190	111	117	127	225	122	125	139
95	145	106	111	170	111	116	123	200	119	124	134	240	132	136	149
100	150	111	116	180	117	122	130	215	125	132	143	250	137	141	156
105	160	118	122	190	124	129	137	225	132	137	149	260	143	147	162
110	170	124	128	200	130	135	144	240	140	145	158	280	153	157	173
120	180	134	138	215	141	146	156	260	151	156	171	310	168	172	190
130	200	146	151	230	151	158	168	280	164	169	184	340	183	187	208
140	210	156	161	250	166	171	182	300	176	182	198	360	195	200	222
150	225	167	173	270	179	184	196	320	190	195	213	380	210	216	237
160	240	178	184	290	192	197	210	340	200	211	228	—	—	—	—
170	260	190	197	310	204	211	223	360	216	223	241	—	—	—	—
180	280	203	209	320	214	221	233	380	227	235	255	—	—	—	—
190	290	213	219	340	227	234	247	400	240	248	268	—	—	—	—
200	310	226	233	360	240	247	261	420	254	263	283	—	—	—	—
220	340	248	254	400	266	273	289	—	—	—	—	—	—	—	—
240	360	268	275	440	293	298	316	—	—	—	—	—	—	—	—
260	400	292	300	480	318	323	343	—	—	—	—	—	—	—	—

Rulman imalat serisi "E" (Kuvvetli tip) için aynı bağlantı ölçüleri geçerlidir.

4.3.3 Konik makaralı rulmanlar için bağlantı ölçüleri

Konik makaralı rulmanlarda kafes, dış bilezik alın yüzeyinden dışarı taşmış durumdadır. Tablo 4.3/3'de verilen bağlantı ölçüleri kafes ile gövde bağlantı parçaları arasında yeterli büyüklükte mesafe kalmasını sağlar.



Tablo 4.3/3 Konik Makaralı rulmanlar için bağlantı ölçüleri Ölçüler mm'dir

Rulman deliği	Rulman imalat serisi **320**							Rulman imalat serisi **302**						
d	D	D_1 max	D_2 min	d_1 min	d_2 min	a_1 min	a_2 min	D	D_1 max	D_2 min	d_1 min	d_2 min	a_1 min	a_2 min
17	—	—	—	—	—	—	—	40	23	23	34	37	2	2
20	42	25	25	36	39	3	3	47	27	26	40	43	2	3
22	44	27	27	38	41	3	3,5	—	—	—	—	—	—	—
25	47	30	30	40	44	3	3,5	52	31	31	44	48	2	3
28	52	33	34	45	49	3	4	—	—	—	—	—	—	—
30	55	35	36	48	52	3	4	62	37	36	53	57	2	3
32	58	38	38	50	55	3	4	—	—	—	—	—	—	—
35	62	40	41	54	59	4	4	72	44	42	62	67	3	3
40	68	46	46	60	65	4	4,5	80	49	47	69	74	3	3,5
45	75	51	51	67	72	4	4,5	85	54	52	74	80	3	4,5
50	80	56	56	72	77	4	4,5	90	58	57	79	85	3	4,5
55	90	63	62	81	86	4	5,5	100	64	64	88	94	4	4,5
60	95	67	67	85	91	4	5,5	110	70	69	96	103	4	4,5
65	100	72	72	90	97	4	5,5	120	77	74	106	113	4	4,5
70	110	78	77	98	105	5	6	125	81	79	110	118	4	5
75	115	83	82	103	110	5	6	130	86	84	115	124	4	5
80	125	89	87	112	120	6	7	140	91	90	124	132	4	6
85	130	94	92	117	125	6	7	150	97	95	132	141	5	6,5
90	140	100	99	125	134	6	8	160	103	100	140	150	5	6,5
95	145	105	104	130	140	6	8	170	110	107	149	159	5	7,5
100	150	109	109	134	144	6	8	180	116	112	157	168	5	8
105	160	116	115	143	154	6	9	190	122	117	165	177	6	9
110	170	122	120	152	163	7	9	200	129	122	174	187	6	9
120	180	131	130	161	173	7	9	215	140	132	187	201	6	9,5
130	200	144	140	178	192	8	11	230	152	144	203	217	7	9,5
140	210	153	150	187	202	8	11	250	163	154	219	234	9	9,5
150	225	164	162	200	216	8	12	270	175	164	234	250	9	11
160	240	175	172	213	231	8	13	—	—	—	—	—	—	—
170	260	187	182	230	249	10	14	—	—	—	—	—	—	—
180	280	199	192	247	267	10	16	—	—	—	—	—	—	—
190	290	209	202	257	279	10	16	—	—	—	—	—	—	—
200	310	221	212	273	297	11	17	—	—	—	—	—	—	—

Rulman deliği d	Rulman imalat serisi 303							Rulman imalat serisi 313						
	D	D_1 max	D_2 min	d_1 min	d_2 min	a_1 min	a_2 min	D	D_1 max	D_2 min	d_1 min	d_2 min	a_1 min	a_2 min
15	42	22	21	36	38	2	3	—	—	—	—	—	—	—
17	47	25	23	40	42	2	3	—	—	—	—	—	—	—
20	52	28	27	44	47	2	3	—	—	—	—	—	—	—
25	62	34	32	54	57	2	3	62	34	32	47	59	3	5
30	72	40	37	62	66	3	4,5	72	40	37	55	68	3	6,5
35	80	45	44	70	74	3	4,5	80	44	44	62	76	4	7,5
40	90	52	49	77	82	3	5	90	51	49	71	86	4	8
45	100	59	54	86	92	3	5	100	56	54	79	95	4	9
50	110	65	60	95	102	4	6	110	62	60	87	104	4	10
55	120	71	65	104	111	4	6,5	120	68	65	94	113	4	10,5
60	130	77	72	112	120	5	7,5	130	73	72	103	123	5	11,5
65	140	83	77	122	130	5	8	140	79	77	111	132	5	13
70	150	89	82	130	140	5	8	150	84	82	118	141	5	13
75	160	95	87	139	149	5	9	—	—	—	—	—	—	—
80	170	102	92	148	159	5	9,5	—	—	—	—	—	—	—
85	180	107	99	156	167	6	10,5	—	—	—	—	—	—	—
90	190	113	104	165	176	6	10,5	—	—	—	—	—	—	—
95	200	118	109	172	184	6	11,5	—	—	—	—	—	—	—
100	215	127	114	184	197	6	12,5	—	—	—	—	—	—	—
105	225	132	119	193	206	7	12,5	—	—	—	—	—	—	—
110	240	141	124	206	220	8	12,5	—	—	—	—	—	—	—
120	260	152	134	221	237	10	13,5	—	—	—	—	—	—	—

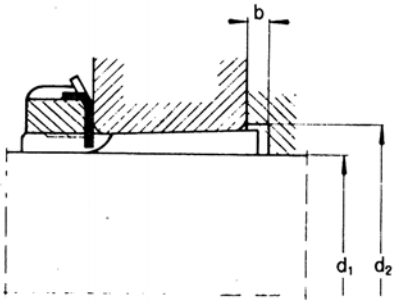
Rulman deliği d	Rulman imalat serisi 322							Rulman imalat serisi 323						
	D	D_1 max	D_2 min	d_1 min	d_2 min	a_1 min	a_2 min	D	D_1 max	D_2 min	d_1 min	d_2 min	a_1 min	a_2 min
15	—	—	—	—	—	—	—	42	22	21	35	38	2	4
17	—	—	—	—	—	—	—	47	24	23	39	43	2	4
20	—	—	—	—	—	—	—	52	27	27	43	47	3	4
25	—	—	—	—	—	—	—	62	33	32	52	57	4	5
30	62	37	36	52	58	3	4	72	39	37	59	66	4	5,5
35	72	43	42	61	67	3	5	80	44	44	66	74	4	7,5
40	80	48	47	68	75	3	5,5	90	50	49	73	82	4	8
45	85	53	52	73	80	3	5,5	100	56	54	82	93	4	8
50	90	58	57	78	85	3	5,5	110	62	60	90	102	4	9
55	100	63	64	87	95	4	5,5	120	68	65	99	111	5	10,5
60	110	69	69	95	104	4	5,5	130	74	72	107	120	6	11,5
65	120	76	74	104	115	4	5,5	140	80	77	117	130	6	12
70	125	80	79	108	119	4	6	150	86	82	125	140	6	12
75	130	85	84	114	125	4	6	160	91	87	133	149	7	13
80	140	90	90	122	134	5	7	170	98	92	142	159	7	13,5
85	150	96	95	130	142	5	8,5	180	103	99	150	167	8	14,5
90	160	102	100	138	152	5	8,5	190	108	104	157	177	8	14,5
95	170	108	107	145	161	5	8,5	200	115	109	166	186	8	16,5
100	180	114	112	154	171	5	10	215	123	114	177	200	8	17,5
105	190	120	117	161	180	5	10	225	128	119	185	209	8	18,5
110	200	126	122	170	190	5	10	240	137	124	198	222	9	19,5
120	215	136	132	181	204	7	11,5	260	148	134	213	239	9	21,5

4.3.4 Sıktırma manşonlarının bağlantı ölçüleri

Mesafe halkasında ve milde bırakılan boş kısım, rulmanın eksenel olarak hassas tesbit-lenmesini ve sıktırma manşonunun kolay çözülmesini mümkün kılar.

Tablo 4.3/4 Sıktırma manşonları için bağlantı ölçüleri

Ölçüler mm'dir

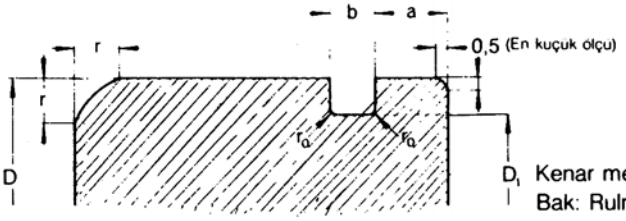


Kısa sembol	d_1	d_2	b (12 K Serisi için)
H 2 04	17	23	5
H 2 05	20	28	5
H 2 06	25	33	5
H 2 07	30	38	5
H 2 08	35	43	5
H 2 09	40	48	5
H 2 10	45	53	5
H 2 11	50	60	6
H 2 12	55	64	5
H 2 13	60	70	5
H 2 15	65	80	5
H 2 16	70	85	5
H 2 17	75	90	6
H 2 18	80	95	6
H 2 19	85	100	7
H 2 20	90	106	7
H 2 22	100	116	7

Kısa sembol	d_1	d_2	b (İmalat serisi 22 K, 222 CK)	b (13 K için)
H 3 04	17	23	5	8
H 3 05	20	28	5	6
H 3 06	25	33	5	6
H 3 07	30	39	5	8
H 3 08	35	44	5	5
H 3 09	40	50	8	5
H 3 10	45	55	10	5
H 3 11	50	60	10	6
H 3 12	55	65	8	5
H 3 13	60	70	8	5
H 3 15	65	80	12	5
H 3 16	70	85	12	5
H 3 17	75	91	12	6
H 3 18	80	96	10	6
H 3 19	85	102	9	7
H 3 20	90	108	8	7
H 3 22	100	118	6	9
H 31 24	110	128	11	—
H 31 26	115	138	8	—
H 31 28	125	149	8	—
H 31 30	135	160	15	—

Kısa sembol	d_1	d_2	b (23 K, 223 CK Serisi için)
H 23 04	17	24	5
H 23 05	20	30	5
H 23 06	25	35	5
H 23 07	30	40	5
H 23 08	35	45	5
H 23 09	40	50	5
H 23 10	45	56	5
H 23 11	50	61	6
H 23 12	55	66	5
H 23 13	60	72	5
H 23 15	65	82	5
H 23 16	70	88	5
H 23 17	75	94	6
H 23 18	80	100	6
H 23 19	85	105	7
H 23 20	90	110	7
H 23 22	100	121	7
H 23 24	110	131	7
H 23 26	115	142	8
H 23 28	125	152	8

4.3.5 Dış Bilezikteki segman kanalları

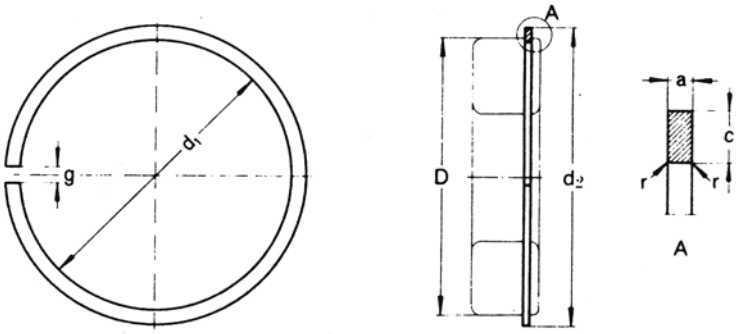


Tablo 4.3/5 Dış bilezikteki segman kanalları ölçüler mm

D	D_1	Müsaade edilen sapma	a Çap serisi*) 0	a Çap serisi*) 2, 3, 4	Müsaade edilen sapma	b	Müsaade edilen sapma	r_0	Müsaade edilen sapma
30	28,17		—	2,06		1,35		0,4	
32	30,15		2,06	2,06		1,35		0,4	
35	33,17		2,06	2,06		1,35		0,4	
37	34,77		—	2,06		1,35		0,4	
40	38,1		—	2,06		1,35		0,4	
42	39,75	—0,25	2,06	2,06	—0,15	1,35		0,4	—0,20
47	44,6		2,06	2,46		1,35		0,4	
50	47,6		—	2,46		1,35		0,4	
52	49,73		2,06	2,46		1,35		0,4	
55	52,6		2,06	—		1,35		0,4	
56	53,6		—	2,46		1,35		0,4	
58	55,6		2,06	2,46		1,35		0,4	
62	59,61		2,06	3,28		1,9		0,6	
65	62,6		—	3,28		1,9		0,6	
68	64,82		2,49	3,28		1,9		0,6	
72	68,81		—	3,28		1,9		0,6	
75	71,83		2,49	3,28		1,9		0,6	
80	76,81		2,49	3,28		1,9	+0,30	0,6	
85	81,81		—	3,28		1,9		0,6	
90	86,79		2,87	3,28	—0,20	2,7		0,6	
95	91,82		2,87	—		2,7		0,6	
100	96,8		2,87	3,28		2,7		0,6	
110	106,81		2,87	3,28		2,7		0,6	
115	111,81	—0,50	2,87	—		2,7		0,6	—0,30
120	115,21		—	4,06		3,1		0,6	
125	120,22		2,87	4,06		3,1		0,6	
130	125,22		2,87	4,06		3,1		0,6	
140	135,23		3,71	4,9		3,1		0,6	
145	140,23		3,71	—		3,1		0,6	
150	145,24		3,71	4,9		3,1		0,6	
160	155,22		3,71	4,9	—0,25	3,1		0,6	
170	163,65		3,71	5,69		3,5		0,6	
180	173,66		3,71	5,69		3,5		0,6	
190	183,64		—	5,69		3,5		0,6	
200	193,65		5,69	5,69		3,5		0,6	
210	203,6		5,69	—		3,5		1	
215	208,6		—	5,69	—0,30	3,5	+0,40	1	
225	217		6,5	6,5		4,5		1	

*)Çap serisi = Rulman seri numarasının son rakamı

4.3.6 Dış bileziğinde segman kanalı bulunan rulmanlar için segmanlar



Tablo 4.3/6 Dış bileziğinde segman kanalı bulunan rulmanlar için segmanlar

Ölçüler mm

Kısa sembol	D	a — 0,10	c — 0,15	Sıkılmış d_2 max	d_1	Sıkılmamış müsaade edilen sapma	g ≈	r* min
SP 30	30	1,12	3,25	34,7	27,4	+ 0,4	3	0,4
SP 32	32	1,12	3,25	36,7	29,4	+ 0,4	3	0,4
SP 35	35	1,12	3,25	39,7	32,4	+ 0,4	3	0,4
SP 37	37	1,12	3,25	41,3	34	+ 0,4	3	0,4
SP 40	40	1,12	3,25	44,6	37,3	+ 0,4	3	0,4
SP 42	42	1,12	3,25	46,3	38,9	+ 0,5	3	0,4
SP 47	47	1,12	4,04	52,7	43,7	+ 0,5	4	0,4
SP 50	50	1,12	4,04	55,7	46,7	+ 0,5	4	0,4
SP 52	52	1,12	4,04	57,9	48,8	+ 0,5	4	0,4
SP 55	55	1,12	4,04	60,7	51,7	+ 0,5	4	0,4
SP 56	56	1,12	4,04	61,7	52,4	+ 0,8	4	0,4
SP 58	58	1,12	4,04	63,7	54,4	+ 0,8	4	0,4
SP 62	62	1,7	4,04	67,7	58,2	+ 0,8	4	0,6
SP 65	65	1,7	4,04	70,7	61,2	+ 0,8	4	0,6
SP 68	68	1,7	4,85	74,6	63,4	+ 0,8	5	0,6
SP 72	72	1,7	4,85	78,6	67,4	+ 0,8	5	0,6
SP 75	75	1,7	4,85	81,6	70,4	+ 0,8	5	0,6
SP 80	80	1,7	4,85	86,6	75,4	+ 0,8	5	0,6
SP 85	85	1,7	4,85	91,6	80,4	+ 0,8	5	0,6
SP 90	90	2,46	4,85	96,5	85,4	+ 0,8	5	0,7
SP 95	95	2,46	4,85	101,6	90,4	+ 0,8	5	0,7
SP 100	100	2,46	4,85	106,5	95,2	+ 1	5	0,7
SP 110	110	2,46	4,85	116,6	105,2	+ 1	5	0,7
SP 115	115	2,46	4,85	121,6	110,2	+ 1	5	0,7
SP 120	120	2,82	7,21	129,7	113,6	+ 1	7	0,7
SP 125	125	2,82	7,21	134,7	118,6	+ 1	7	0,7
SP 130	130	2,82	7,21	139,7	123,6	+ 1	7	0,7
SP 140	140	2,82	7,21	149,7	133	+ 1,6	7	0,7
SP 145	145	2,82	7,21	154,7	138	+ 1,6	7	0,7
SP 150	150	2,82	7,21	159,7	142,9	+ 1,6	7	0,7
SP 160	160	2,82	7,21	169,7	152,9	+ 1,6	7	0,7
SP 170	170	3,1	9,6	182,9	161,3	+ 1,6	10	0,7
SP 180	180	3,1	9,6	192,9	171,2	+ 1,6	10	0,7
SP 190	190	3,1	9,6	202,9	181	+ 1,8	10	0,7
SP 200	200	3,1	9,6	212,9	191	+ 1,8	10	0,7
SP 210	210	3,1	9,6	222,8	200,9	+ 1,8	10	1,2
SP 215	215	3,1	9,6	227,8	205,9	+ 1,8	10	1,2
SP 225	225	3,5	10	237	214,3	+ 1,8	10	1,2

* $r_{max} = \frac{a}{2}$

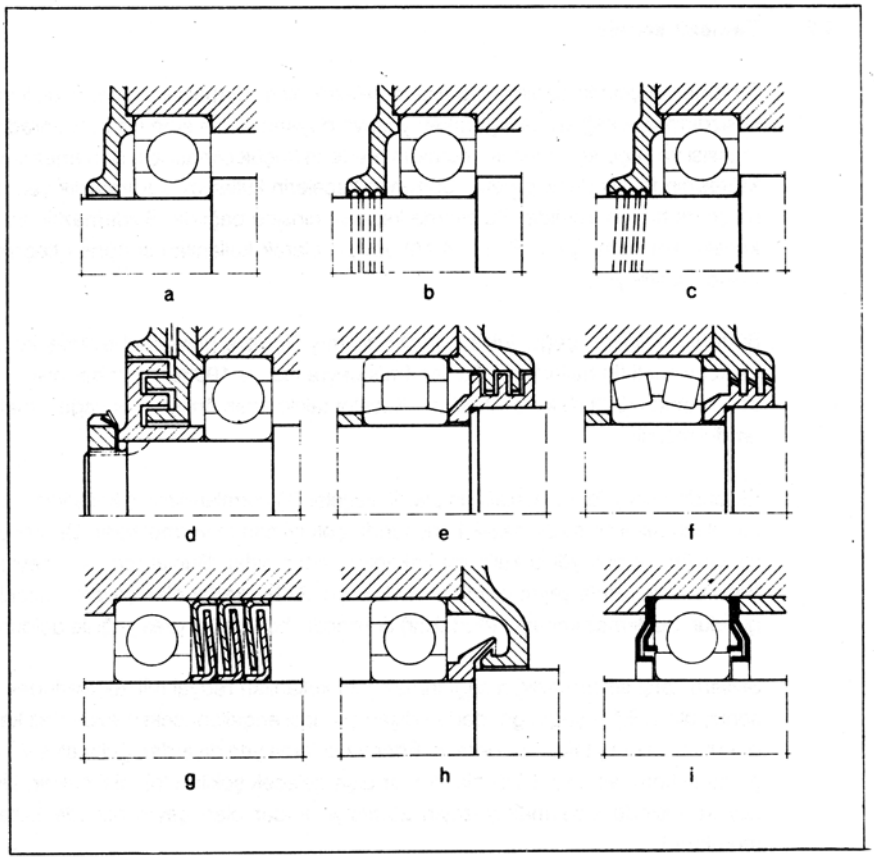
4.4 Rulman yerlerinin sızdırmazlığının sağlanması

Rulman yerleri, bir taraftan yağın dışarı çıkmasını diğer yandanda yabancı cisimlerin ve nemin girmesini engellemek için sızdırmaz hale getirilir. Keçenin seçimi, çevre şartları, yağlama cinsi (sıvı yağmı; gres yağımı), sızdırmaz yüzeydeki çevre hızı, milin eğik konumu, mevcut hacim, çalışma sıcaklığı ve ekonomik şartlara bağlıdır.

Rulman yerlerinin sızdırmazlığını sağlamak için temassız ve sürtünen keçeler kullanılır.

4.4.1 Temassız keçeler

Temassız keçeler, basit, etkilere hassas olmayan, aşınmasız, keçelerdir. Bu keçeler aynı zamanda yüksek devir sayısı ve yüksek sıcaklıklar içinde uygundur. (Resim 4.4/1). Aralıklı basit keçelerden bir miktar gres yağı dışarı taşabilir. Çıkan gres bir set oluşturarak sızdırmazlığa katkıda bulunur.



Resim 4.4/1

Aralıklı keçe (α) kuru, tozsuz çalışma şartlarında ve gres yağı ile yağlamada yeterlidir. Sızdırmazlık etkisi delik yüzeyindeki bir veya bir kaç olukla (b) arttırılabilir. Bu oluklarda toplanan gres yağı dışarıdan pislik girmesini önler. Sıvı yağ ile yağlamalarda delik yüzeyine helezonik yağ olukları (c), sol veya sağ istikamette, torna edilmelidir. Bu oluklar hareket eden yağı yataklama yerine geri döndürür.
Labirint keçeler özellikle gresle yağlamalarda kullanılır. Yekpare gövdelerde eksenel yönde (d), parçalı gövdelerde de radyal yönde takılırlar. Labirint keçenin kanallarının montaj esnasında sudan etkilenmeyen gres yağı ile doldurulmalıdır. Böylece içeri su veya nem sızması önlenir. Eğer milin eğik konumu söz konusu olursa, o zaman eğik kenarlı labirint keçe bilezikleri kullanılır. Labirint keçe sac lanellerden de yapılmış olabilir (g).
Gresle yağlamalarda sızdırmazlığın arttırılması için toplama pulları, sıvı yağ ile yağlamada da sıçratma halkaları kullanılır. Sıçratma halkası yardımıyla fırlatılan yağ geri dönüş kanalıyla gövdeye geri gönderilir.

Etkili ve az hacım gerektiren bir keçe tipide çelik sacdan özel bir formda imal edilen ve sürtünmesiz olan (1) tipi keçelerdir. Pulların arasındaki hacmin gresle doldurulması gerekir.

4.4.2 Temaslı keçeler

Sürtünen keçelerin sızdırmazlık özelliği, elastik bir sızdırmazlık elemanın belli bir basınçla sızdırmazlık sağlanması gereken yüzeye dayanması ile elde edilir. Bu arada, sürtünme ısısı ve keçe aşınmasının mümkün mertebe küçük olması için sızdırmazlık yüzeyinin kalitesininde iyi olması gerekir. Sürtünen keçelerin kullanımı sızdırmazlık yerindeki azami çevre hızı ile sınırlıdır. Bu sınırda keçenin cinsine bağlıdır. Sızdırmazlık ise temassız keçelerden daha iyidir. Resim 4.4/2 yaygın olarak kullanılan sürtünen keçelerden örnekler gösteriyor.

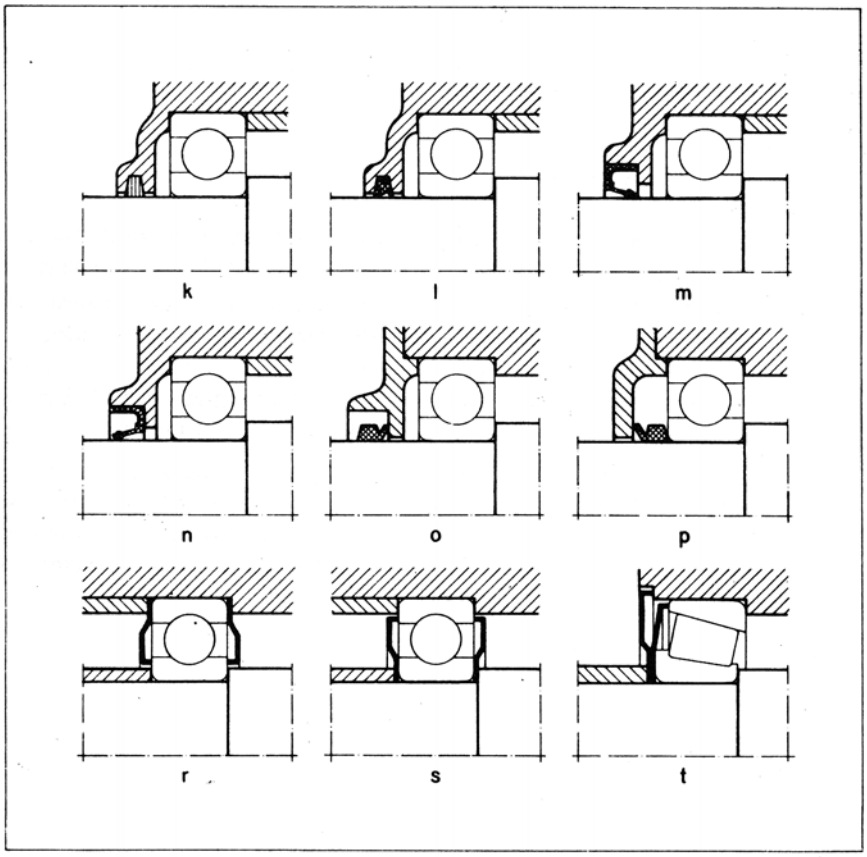
Sürtünen keçeler, çoğunlukla normlandırılmış ölçülere göre imal edilmiş keçe bileziği ve keçe şeriti (k) halindedir. Bunlar 4m/s çevre hızı ve 100°C ye kadar olan çalışma sıcaklıklarında (373 K) kullanılabilirler. Keçeler takılmadan önce sıcak yağa batırılarak yağ emdirilmelidir.

Eksenden parçalarına ayrılabilen plastik keçeler (1) normlandırılmış keçe kanallarına oturtuldukları taktirde sızdırmazlık konusunda çok iyi sonuç vermektedir. Bu keçeler kolay takılmaları ve çok yönlü kullanım imkanlarıyla tanınırlar. Bunlar temas yüzeyi kalitesine bağlı olarak 12m/s çevre hızına ve 100°C'ye (373K) kadar olan çalışma sıcaklığına uygundur. Sızdırmaz kenarlar (dudaklar) arasındaki boş bölüm gres yağı ile doldurulmalıdır.

Sıvılara karşı sızdırmazlığın sağlanması için kullanılan radyal mil keçelerinden gayet iyi sonuç alınır. Eğer yağın gövdeden dışarı çıkması engellenecekse sızdırmaz kenarın içe dönük olarak (m) takılması gerekir. Eğer yataklama yeri dışardan gelecek sıvı veya pisliğe karşı korunacaksa, sızdırmaz kenar dışa gelecek şekilde (n) takılmalıdır. Uygun yüzey kalitesinde sızdırmaz yüzeyin 20m/s'ye kadar olan çevre hızında kullanılmaları mümkündür.

V-ring keçeleri (o.p) dönerken temas ettiği yüzeye eksenel bastırıldığında, gres ve yağ için uygun keçe olurlar. Takılmaları kolaydır, düşük devir sayılarında milin eğik konumundan etkilenmezler ve sürtünme yüzeyinin iyi işlenmiş olması halinde 12m/s, üst bilezikle birliktede 20m/s çevre hızına uygundur. Gres yağı ile yağlamada V-ring keçe gövdenin dışına, sıvı yağla yağlamada da gövdenin iç kısmına takılır.

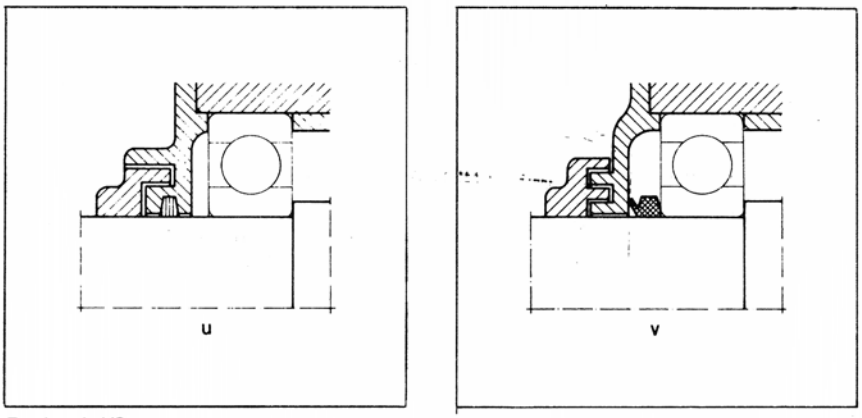
Esnek toz kapakları (r, s)5m/s'ye kadar olan çevre hızları için az hacim gerektiren sızdırmazlık sağlarlar. Bunlar ya dış bilezikle (r) ya da iç bilezikle (s) birlikte takılır ve diğer rulman bileziğinin düz yüzeyine esnek olarak otururlar. Konik makaralı rulmanlarda genellikle çift kapak (t) kullanılır ve her iki kapağın arasında kalan hacim gres ile doldurulmalıdır.



Resim 4.4/2

4.43 Kombine keçeler

Ağır çalışma şartlarında, temaslı (sürtünen) ve temassız (sürtünmeyen) keçelerden oluşan kombine keçeler amaca daha uygundur. Labirin keçe, resim 4.4/3'de keçe bileziği (u) ve resim 4.4/3 de V-ring keçeyi (v) kaba pisliklerden korur.



Resim 4.4/3

4.4.4 Sızdırmaz rulmanlar

Yataklama yerlerinin sızdırmazlığını sağlamada kapağı ve sızdırmazlık pulu bulunan rulmanlar özel yer tutmaktadır. Bunlar imalatçı tarafından bir veya iki tarafı sızdırmaz olarak üretilirler. Tek tarafı kapaklı rulmanlar son ek olarak Z, çift tarafı kapaklı rulmanlar 2Z, tek tarafı lastik contalı olanlarRS, çift lastik contalı olanlarda 2RS sembolünü alırlar. Kapaklar çelik sactan, sızdırmazlık pullarıda lastik kaplanmış çelik sactan yapılmıştır. Sızdırmazlık pulları iç bileziğe sürtünür. Devir sayısı sınırı gres yağı değerinin üçte ikisi olarak alınmalıdır. Isı alanı - 20°C (253 K) ila + 120°C (393 K) arasındadır. 2Z ve 2RS tipi rulmanlar imalatçı tarafından lityum gresi ile doldurulur. Bu rulmanların hem yıkanması hem de montaj esnasında ısıtılmasına müsaade edilmez. Kullanım süresi kullanılan gres yağının ömrüyle ilişkilidir. Bu durum yüksek ısılarda ve yüksek devir sayılarında dikkate alınmalıdır. Normal çalışma şartlarında gresin kullanma ömrü rulmanın hesaplanabilir çalışma ömrüyle aynıdır.

5 Takma ve sökme için tavsiyeler

Rulmanlar 18°-20°C (291-293 K) oda sıcaklığı ve %55 relatif nem oranında ambarlanır.

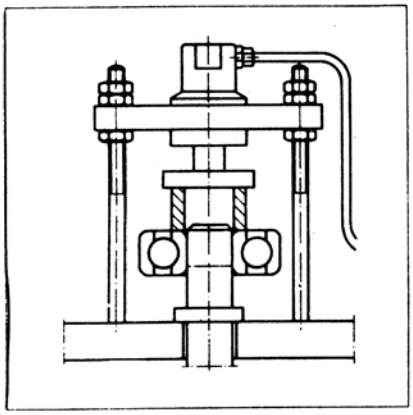
Çok titiz temizlik en önemli şarttır. Rulmanlar, montajlarından hemen önce orjinal ambalajlarından çıkarılmalıdır. Rulmanlar toz ve nemden mutlaka korunmalıdır. Tüm bağlantı parçalarının temiz ve hassas işlenmiş olmalıdır.

Yağlar kapalı kablarda depolanmalıdır. Kirlenmiş ve eski yağlar kullanıma uygun değildir. Yeni rulmanlar üzerindeki pas önleyici madde yıkanmamalıdır. Yağ ile pas önleyici maddenin karışmasında bir sakınca yoktur. Sadece pas koruyucu ise yağlama için yeterli değildir.

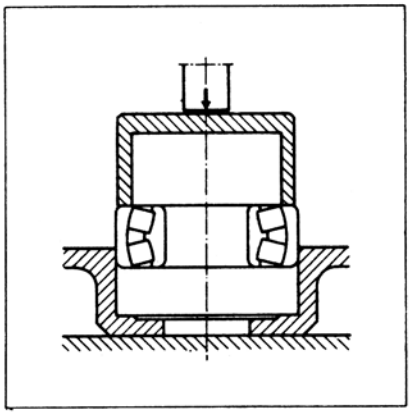
Montajda tatbik edilen kuvvetler bileziklerin yuvarlanma yolu ve yuvarlanma elemanlarına dayandırılmamalıdır. Rulmana etki eden direkt darbelere müsaade edilmez.

5.1 Silindirik delikli rulmanların takılması

Küçük rulmanlar genellikle mil üzerine ve gövdeye soğuk olarak preslenebilir. Montaj presi mevcut değilse (Resim 5.1/1), montaj, hafif çekiç darbeleriyle de (Resim 5.1/2) gerçekleştirilebilir. Söz konusu kuvvetlerin preslenen bileziğin tüm çevresine eşit olarak yayılması gerekir. Bu iş için en uygunu montaj burçlarıdır.

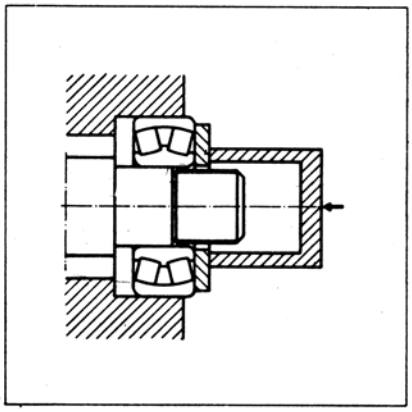


Resim 5.1/1

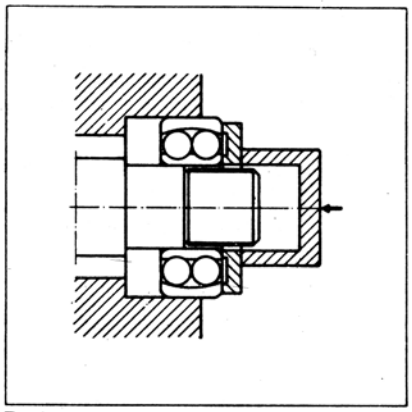


Resim 5.1/2

Rulmanlar aynı anda hem mile hemde gövdeye takılacaksa her iki rulman bileziğine birden basan çakma pulu kullanılmalıdır (Resim 5.1/3). Bazı oynak bilyalı rulman tiplerinde bilyalar yandan dışarı çıkık durmaktadır. O zaman da bir yanağında dairesel kanal bulunan çakma pulu kullanılması gerekir (Resim 5.1/4)

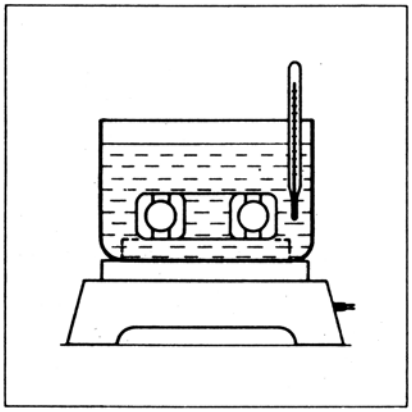


Resim 5.1/3

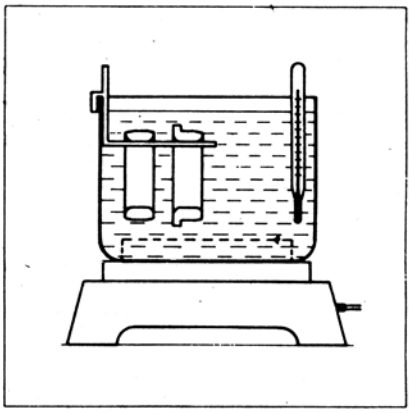


Resim 5.1/4

Büyük rulmanlar ve sıkı geçme ile takılan rulmanlar yerlerine takılmadan ısıtılırlar. Rulmanların veya parçalarına ayrılabilir rulmanların bileziklerinin ısıtılmasında yağ banyosu kullanılması en doğrusudur. Bu yöntemle rulman veya bileziklerin her noktasının eşit ısınması sağlanır. Gerekli olan 80 -100 °C (353-373 K) arası sıcaklık rahatlıkla sağlanabilir. Yağ ısıtma kabına yerleştirilen bir ızgara üzerine konulan rulmanlar hem eşit miktarda ısınır hem de pislikten korunmuş olur. (Resimler 5.1/5 ve 5.1/6)

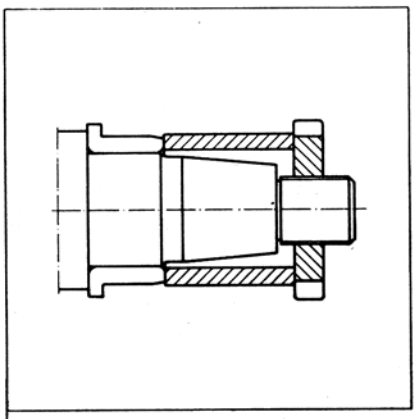


Resim *5.1/5*

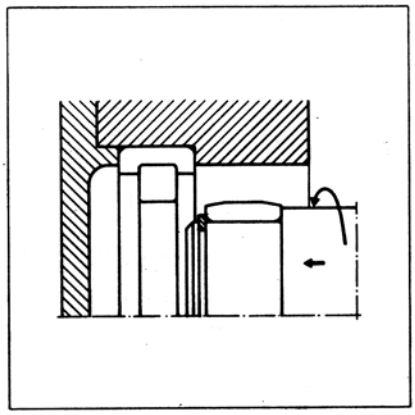


Resim 5. 1/6

Isıtma işlemindèn sonra rulmanların, dolayısıyla rulman bileziklerinin oturma yüzeyleri temiz bir bezle yağdan temizlenmelidir. Ondan sonra çabucak ve eğik durum yaratıp sıkışmaya meydan vermeden rulman veya bilezikler dayanma yerlerine kadar itilerek yerlerine takılırlar. Hafifçe döndürerek takmak kasılmadan takılmayı sağlar. Tutmak için tüğü dökülmeyen bez veya asbest eldiven kullanılmalıdır, kesinlikle üstübü kullanılmamalıdır. Resim 5.1/7 ısıtılmış bir rulman bileziğinin takılmasını gösteriyor.



Resim 5.1/7



Resim 5.1/8

Rulmanlar fırında veya elektrikli ocaktada ısıtılabilirler, elektrikli ocağın sıcaklığının kontrolu oldukça zordur. Rulmanın her yanının yaklaşık olarak, eşit miktarda ısınmasını sağlamak için bir kaç defa çevrilmesi gerekir.

Kapağı veya sızdırmazlık pulu olan rulmanlar ısıtılmamalıdır.

Rulmanların, eşit ısıtma ve sıcaklık kontrolünün yapılmasının mümkün olmaması nedeniyle şalome ile ısıtılmaları uygun değildir.

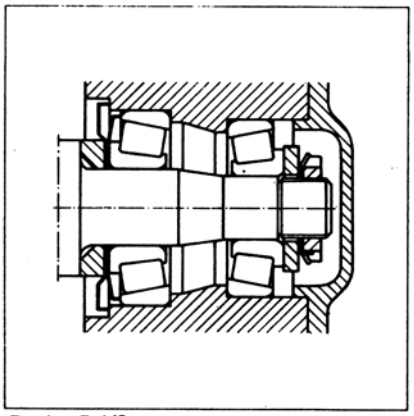
Silindirik makaralı rulmanların takılması. Silindirik marakalı rulmanların iç ve dış bilezikleri ayrı ayrı takılır. Serbest rulman bileziğinin makara takımına geçirilmesi zorla olmamalıdır, çünki rulmanın yuvarlanma yollarında çizikler meydana gelebilir. Her iki rulman bileziğinin aynı eksende olması gerekir. Bileziklerin takılması esnasında mil veya gövde döndürülmelidir. (Resim 5.1/8)

Dayamalı rulmanların takılması. Tek sıra bilyalı rulmanlar ve konik makaralı rulmanlar genelde ikinci bir rulmana dayandırılırlar.

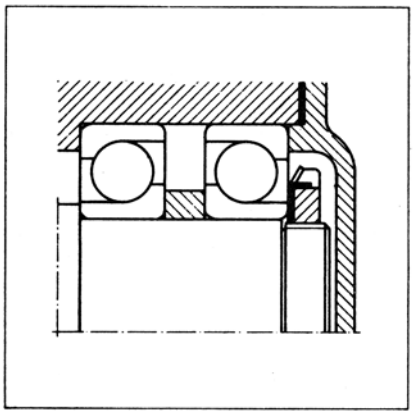
Yataklamada sağlamlık isteniyorsa veya düşük devir sayılarında veya hareketsiz durumda büyük darbe ve titreşimler varsa, o zaman rulmanlarda ön gerilim sağlanması gerekmektedir. Ön gerilimin miktarı çalışma şartlarına göre değişir.

Uygulamaların pek çoğunda mil ile gövde arasında sıcaklık farkı söz konusudur. Aynı genleşme katsayısı olması şartıyla O-düzeninde (Resim 5.1/9) büyük rulman mesafeleri büyük boşluğa, O-düzeninde küçük rulman mesafeleri ve X-düzenide (Resim 5.1/10) küçük boşluğa yol açar.

Yerleştirme esnasında mil veya gövde ileri geri oynatılmalıdır. Bu şekilde yuvarlanma elemanları düzgünce yerlerine otururlar.

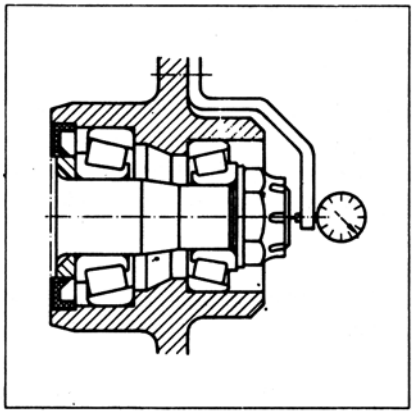


Resim 5.1/9

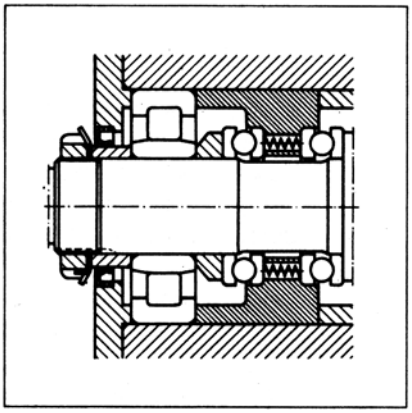


Resim 5.1/10

Elle yerleştirme büyük hüner ve tecrübe gerektirir. Yataklama, milin veya gövdenin döndürülmesinde farkedilir bir direnç hissedene kadar somunla sıkılır. Bu durumda yataklama boşluksuzdur. Somunun gevşetilmesi eksenel boşluk, sıktırılması da ön gerilim sağlar. Somunun sıkma anındaki ilerlemesi dişin hat ve mesafesine, istenen eksenel boşluğa veya ön gerilmeye bağlıdır.



Resim 5.1/11



Resim 5.1/12

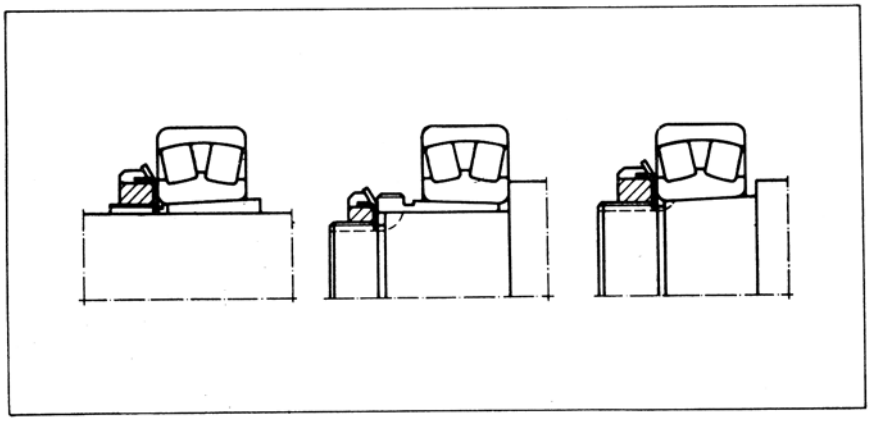
Kompresörle yapılan yerleştirmede mil veya gövde ileri geri hareket ettirilir ve eksenel boşluk kompresörde okunur. (Resim 5.1/11). Mile takılan somunun veya vida dişli halkanın sıkılmasıyla ya da rulman bileziklerine eklenen ayar saclarıyla istenen eksenel boşluk veya öngerilim sağlanmış olur.

Moment anahtarı ile yapılan yerleştirmede mile takılan somunun sıkma momenti ölçülür. Bir başka imkanda rulmanın sürtünme momentinin ölçülmesi. Bu metodlar seri montaj işlemine uygundur. Ancak, hesapla elde edilen sürtünme ve döndürme momentinin (Bak kısım 2.6.1) deneylerle kontrol edilmesi tavsiye edilir.

Eksenel bilyalı rulmanlar işletme taleplerine göre az boşluklu veya boşluksuz yerleşimde takılabilir. Gerekli asgari eksenle yük (Bak kısım 2.4.2) dizaynda alınan önlemlerle (Resim 5.1/12) temin edilmelidir.

5.2 Konik delikli rulmanların takılması

Konik delikli rulmanlar genelde sıktırma veya çektirme manşonuyla mile, ender durumlarda da mil üzerindeki konik yatak yerine takılır (Resim 5.2/1)



Resim 5.2/1

Yük ne kadar büyükse, konik yüzey geçmeside o kadar sıkıdır. Konik sıkma düzeni iç bileziğin genleşmesine, dolayısıyla rulmanın radyal boşluğunun azalmasına neden olur. Genleşme miktarı sıkma düzeninin sıkılığı konusunda bir ölçüdür. Takılmamış rulmanın radyal boşluğu konik delikli rulmanlarda silindirik delikli olanlardan daha büyüktür. (Bak tablo 3.2/3 ve 3.2/4)

Tablo 5.2./1 Radyal boşluğun azaltılmasında ve iç bileziğin veya manşonun eksenel kaydırılmasında (monte esnasında) esas alınan değerler.

Oynak bilyalı rulmanlar

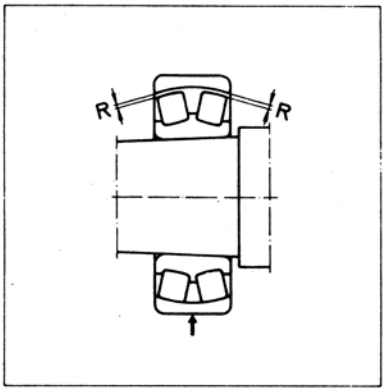
Rulman deliği mm		Montajdan önce radyal boşluk µm		Boşluğun azalması µm		Montajdan sonra radyal boşluk µm		Eksenel kaydırma (koniklik 1:12) mm
kadar	üzerinde	min	max	min	max	min	max	
				Normal Rulman Boşluğu				
18	30	14	28	8	15	6	13	0,10 . . . 0,25
30	40	19	32	10	17	9	15	0,15 . . . 0,25
40	50	22	35	12	19	10	16	0,20 . . . 0,30
50	65	27	41	15	22	12	19	0,25 . . . 0,35
65	80	33	50	18	27	15	23	0,30 . . . 0,40
80	100	42	62	23	34	19	28	0,35 . . . 0,50
100	120	50	75	27	41	23	34	0,40 . . . 0,60
				C3 Rulman Boşluğu				
18	30	22	36	11	18	11	18	0,15 . . . 0,25
30	40	29	42	15	22	14	20	0,25 . . . 0,35
40	50	33	46	17	24	16	22	0,25 . . . 0,35
50	65	41	56	21	29	20	27	0,30 . . . 0,45
65	80	50	69	26	35	24	34	0,40 . . . 0,55
80	100	62	84	32	43	30	41	0,50 . . . 0,65
100	120	75	100	38	51	37	49	0,55 . . . 0,75

Oynak makaralı rulmanlar

				Normal Rulman Boşluğu				
30	40	35	50	20	25	15	25	0,35 . . . 0,4
40	50	45	60	25	30	20	30	0,4 . . . 0,45
50	65	55	75	30	40	25	35	0,45 . . . 0,6
65	80	65	90	40	50	25	40	0,6 . . . 0,75
80	100	80	110	45	60	35	50	0,7 . . . 0,9
100	120	100	135	50	70	50	65	0,75 . . . 1,1
120	140	120	160	65	90	55	70	1,1 . . . 1,4
140	160	130	180	75	100	55	80	1,2 . . . 1,6
				C3 Rulman Boşluğu				
30	40	50	65	25	30	25	35	0,4 . . . 0,45
40	50	60	80	30	40	30	40	0,45 . . . 0,6
50	65	75	95	40	50	35	45	0,6 . . . 0,75
65	80	90	120	50	60	40	60	0,75 . . . 0,9
80	100	110	140	60	70	50	70	0,9 . . . 1,1
100	120	135	170	70	90	65	80	1,1 . . . 1,4
120	140	160	200	80	100	80	100	1,3 . . . 1,6
140	160	180	230	90	120	90	110	1,4 . . . 1,8

Çok hafif yağlanmış konik yüzeyler bileziğin mile geçirilmesi esnasında tutuk kaymayı önler. Ancak, fazla yağlanmış yüzeyler çalışma esnasında iç bileziğin veya manşonun oturduğu yerden kaymasına yol açabilir. Bu nedenle oluşan sürtünme sıcaklığına yol açabiiir. Bu nedenle oluşan sürtünme sıcaklığı ya rulmanın fazla ısınmasına ya da birbirine relatif hareket eden yüzeyler milin sarmasına yal açar ve sökme işlemini zorlaştırır.

Oynak makaralı rulmanlarda radyal boşluk (Resim 5.2/2) en uygun olarak takılmadan önce ve mile geçirilirken sentil ile ölçülür. Bu mümkün değilse o zaman iç bileziğin mile geçirilirken eksenel kayma mesafesi ölçülür



Resim 5.2/2

Oynak bilyalı rulmanların radyal boşluğu oynak makaralı rulmanlara göre daha azdır. Bu nedenle sentil ile ölçüm yapmak mümkün değildir. Burada mil üzerindeki eksenel kayma mesafesi ölçülür, bu da normal koniklik 1:12 de radyal boşluk azalmasının beşte biri kadardır. Radyal boşluk takıldıktan sonra serbest durumdaki boşluğun % 40—50 kadar olmalıdır. Alt değer normal rulman boşluğu, üst değer de C3 boşluk sınıfı içindir. Rulman her halükarda hafifçe dönebilmeli ve dış bilezik oynayabilmelidir.

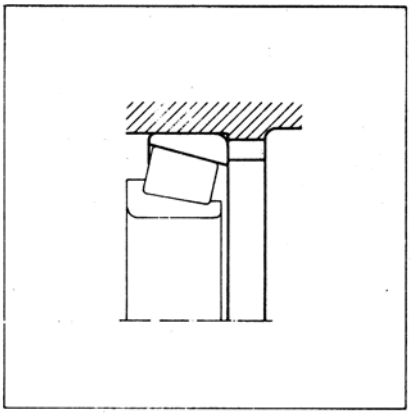
Tablo 5.2/1'de radyal boşluk azalma ve iç bileziğin veya manşonun eksenel kayma mesafesi için esas alınan değerler görülmektedir.

5.3 Rulmanların sökülmesi (yerinden çıkarılması)

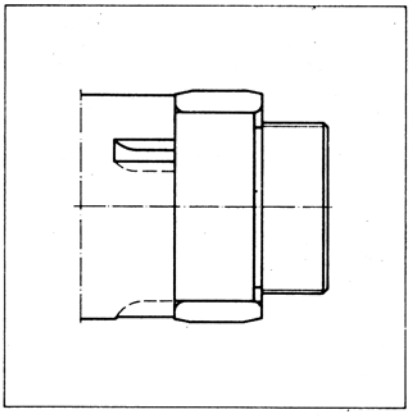
Eğer rulmanlar sökülmelerinden sonra tekrar kullanılacaksa sökme işlemi takma işlemi kadar itinalı gerçekleştirilmelidir.

Sökülen rulmanlar etraflıca temizlenmeli ve yağlanmalıdır. Ayrıca gözle yapılan bir incelemeden sonra elde döndürülerek test edilmelidir. Eğer yeniden kullanım hemen söz konusu değilse, rulmanlar konservelenmeli ve pislikten arındırılmış olarak muhafaza edilmelidir.

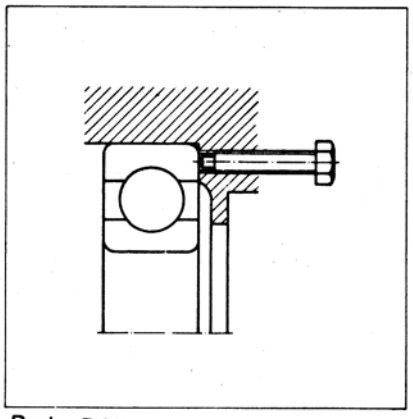
Söküm için en önemli görevlerden biri konstrüktöre düşmektedir. Çektirme ve sökme araçları için hem gövde de hem de milde uygun yerler daha konstruksiyon aşamasında öngörülmelidir. (Resim 5.3/1 ve 5.3/2) Gövde üzerindeki vida delikleri dış bileziğin baskı vidalarıyla sökülmelerini mümkün kılmaktadır. (Resim 5.2/3)



Resim 5.3/1

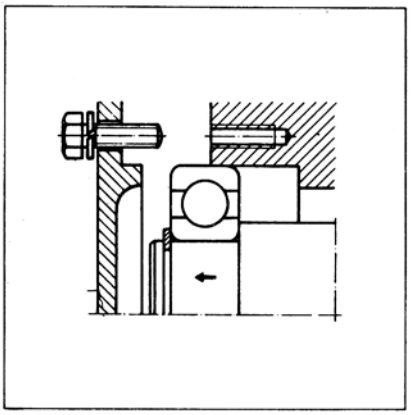


Resim 5.3/2

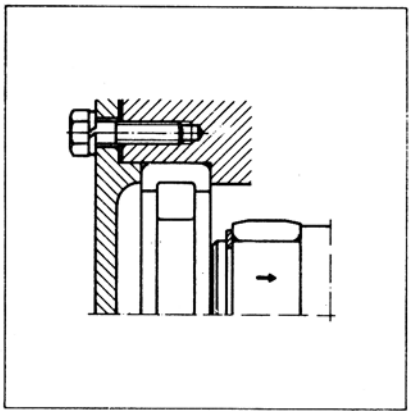


Resim 5.3/3

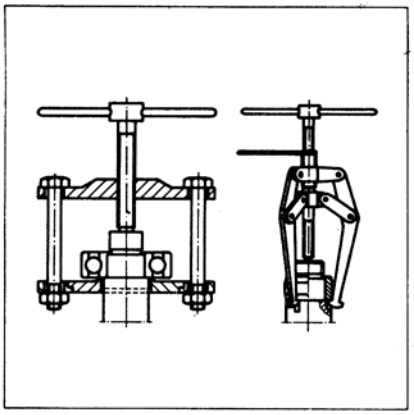
Yekpare rulmanlar sökülürken yuvarlanma elemanı takımına bastırılmamalıdır. Aksi taktirde yuvarlanma elemanları yuvarlanma yollarına iz yaparlar. Önce rulman sıkı geçme olmayan taraftan kurtarılır ve daha sonra sıkı geçme olan yerden preslenerek çıkarılır. (Resim 5.3/4). Parçalarına ayrılabilir rulmanlarda iç ve dış bilezikler ayrı ayrı sökülürler (Resim 5.3/5)



Resim 5.3/4

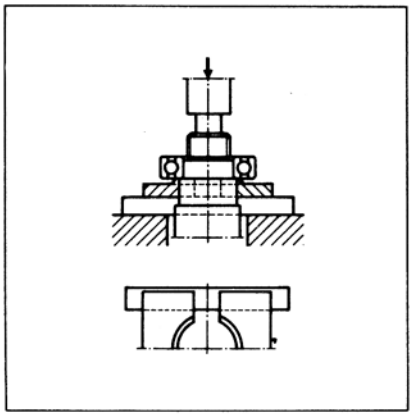


Resim 5.3/5

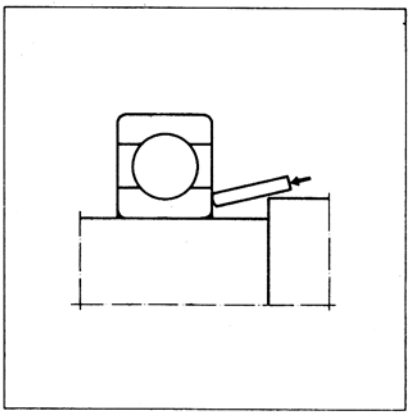


Resim 5.3/6

Küçük ve orta büyüklükteki rulmanlar genellikle mekanik çektirme aletleri veya hidrolik preslerle sökülür. (Resim 5.3/6 ve 5.3/7). Her iki imkanda mevcut değilse sökme işlemi çekiçle ve bir yumuşak metalden yapılma malafa ilede yapılabilir. Darbeler fazla güçlü olmamalı ve bütün çevreye eşit miktarda yayılması sağlanmalıdır. (Resim 5.3/8)



Resim 5.3/7

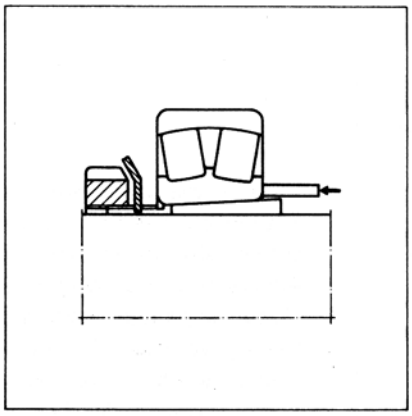


Resim 5.3/8

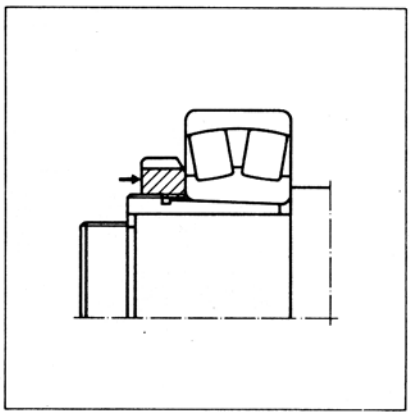
Büyük rulmanlarda mil üzerinde oturan bileziklerin sökülmesi ısıtma yoluyla kolaylaştırılabilir. Bu iş için genellikle kızgın yağa batırılmış bezler kullanılır. Prümüz lambası veya kaynak salomesi ile ısıtma uygun değildir. Serbest iç bilezikler endüktiv ısıtma aletleriyle de sökülebilir.

Sıktırma manşonlu rulmanlar. Somun, emniyetinin çıkarılmasından sonra bir kaç diş gevşetilir. Ondan sonra iç bilezik, düz yüzeyine dayanan yumuşak metalden yapılma malafaya uygulanan çekiç darbeleriyle sıktırma manşonu üzerinden sökülür. Oynak makaralı rulmanlarda malafa manşonun biraz üstünde düz yüzeye dayanacak şekilde yerleştirilir, aksi taktirde iç bilezik kenarı kırılabilir (Resim 5.3/9)

Çektirme manşonlu rulmanlar. Çektirme manşonu, bir mil somununun çektirme manşonuna vidalanmasıyla gevşetilir. (Resim 5.3/10). Manşonun eksenel emniyeti daha önce sökülmelidir.



Resim 5.3/9



Resim 5.3/10

6. Yağlama

Hasarsız çalışma şartlarını sağlamak için gerekli hesaplanmaların yanısıra özel bakım talimatlarınında dikkate alınması gerekmektedir. Çalışma şartlarına ve rulman cinsine uygun yağlar ve yağlama düzeni gerekli uzun çalışma ömrünü ancak sağlayabilir.

Rulmanların yağlanması için sıvı yağlar, gres yağları ve istisnai durumlarda da katı yağlar kullanılabilir. Yağlama maddesi rulmanlarda yuvarlanan ve sürtünen yüzeyler arasındaki direkt teması önler.Yağ aynı zamanda sürtünmeyi, dolayısıyla aşınmayı azaltır ve paslanmayı önler. Yağ, soğutma ve sızdırmazlık görevinide üslenebilir. Taşıyıcı özelliğe sahip bir yağ filminin oluşması genelde rulman yüküne, devir sayısına, yağın çalışma viskozitesine ve rulman büyüklüğüne bağlıdır.

Yağ seçiminde sadece teorik hesaplarla bulunan değerleri (temas yüzeylerinin mikro ve makro geometrileri, yuvarlanma teması anındaki yağlama durumu gibi) almamak, bunlara ek olarak tecrübe değerlerinede yer vermek gerekir. Özellikle yüksek basınç katkı maddeleri (EP-katkıları) ihtiva eden yağ kimyevi reaksiyona giriyorsa.

6.1. Yağlama metodunun seçimi

Hangi yağlama metodunun tercih edileceği teknik ve ekonomik kıstaslara bağlıdır. Tüm rulmanların % 90'ı gres yağı ile yağlanır. Gerekli konstruksiyon basit ve sızdırmazlık ucuz çözümle sağlanır.

Sıvı yağ ile yağlama, diğer makina elemanlarıda sıvı yağ gerektiriyorsa (örneğin; şanzıman) veya soğutmak için yağ kullanılıyorsa uygulanır.

Katı yağlarla yağlama sadece özel durumlarda yapılmalıdır. Bu katalogda yer alan gres ve sıvı yağ devir sayısı sınırı değerleri (n_g) çeşitli rulman cinsleri dikkate alınarak tanım değeri n . d_m'den türetilmiştir.
Hareketsiz haldeki çalışma sıcaklığı teknik işlev için öngörülen sınırı aşmamalıdır.

6.2 Gres yağı ile yağlama

Gres yağı ile yapılan yağlama rulmanlarda kullanılan en yaygın yağlama şeklidir. Basit konstruksiyon ve bakım gerektirmeyen rulman yerleri oldukça büyük ekonomiklik sağlar.

Devir sayısı tanım değeri normal gres yağları için $n.d_m < 0{,}5\ 10^6$ mm/dk ve özel gres yağları için de $n.d_m < 1{,}3\ .10^6$ mm/dk olmalıdır

Gres yağları, kalınlaştırma maddeleri ile karıştırılarak elde edilen madeni veya sentetik yağlardır. Kalınlaştırma maddeleri çoğunlukla metal sabunlarıdır. Gres yağlarının konsistensi, esas yağın cinsi ve viskositesine, kalınlaştırma maddesinin cinsi ve miktarına ve imalat yöntemine bağlıdır. Konsistens, gres yağının deformasyonu esnasında dışardan etki eden kuvvete karşı oluşturduğu dirençtir. Rulmanlar için genelde konsistens numarası 1, 2 ve 3 olan gresler söz konusudur. (NLGI - Değerleri)

6.2.1 Gres cinsleri

Tablo 6.2/1 Önemli gres cinslerinin özellikleri ve yapısı

Kalınlaştırma maddesi	Temel yağ	Kullanma sıcaklığı °C	Açıklamalar
Lityum sabunu	Madeni yağ	—30/120(130)	Çok amaçlı gresler
Lityum sabunu	Ester yağı	—60/130	Düşük sıcaklıklar ve yüksek devir sayıları
Lityum sabunu	Silikon yağı	—40/170	Düşük devirler ve yüklerdeki alçak ve yüksek sıcaklıklar
Bentonit	Madeni yağ veya Ester yağı	—20/150	Jöle gres; düşük devirlerde yüksek sıcaklıklar için
Poliüre	Madeni yağ	—20/150	Yüksek devir sayıları, yüksek sıcaklık ve yük için
Kalsiyum sabunu	Madeni yağ	—20/50	sızan su kabul edilmez
Kalsiyum kompleks sabunu	Madeni yağ	—30/150	Yüksek sıcaklık ve büyük yükler için çok amaçlı gres yağı
Kireç sabunu	Madeni yağ	—20/60	Yuğrulmaya dirençli
Natriyum sabunu	Madeni yağ	—30/80(100)	Su ile karışır
Natriyum kompleks sabunu	Madeni yağ	—20/130	Yüksek sıcaklıklar ve büyük yükler için
Aluminyum sabunu	Madeni yağ	—20/70	Suya karşı iyi sızdırmazlık sağlar
Aluminyum kompleks sabunu	madeni yağ	—40/150	Yüksek devirler, sıcaklıklar ve büyük yükler için
Baryum kompleks sabunu	Madeni yağ	—20/150	Yüksek devirler, sıcaklıklar ve büyük yükler için
Baryum kompleks sabunu	Ester yağ	—60/130	Buhara dayanıklı, yüksek devir sayıları ve düşük sıcaklıklar

Lityum sabunu gresleri kireç ve natriyum sabunu greslerinin avantajlarını kendine toplar ve günümüzün en kullanışlı sabun gresleridir. Li-sabun gresleri belli sınırlarda su iticidir ve pas önleyici katkı maddelerinin ilave edilmesiyle nemli yerlerdede kullanılır. Oksidasyonu yavaşlatıcı katkı maddeleri ise kullanım ömrünü uzatır. Ağır şartlar için Ep-katkılı Li-sabun gresleri mevcuttur. Li-sabun gresleri bu iyi özellikleri nedeniyle kapalı rulmanlarda kullanılır

Sabunsuz greslerin anorganik veya organik şişme maddeleri vardır. Bunlar çok ağır şartlar için (dağlayıcı kimyevi maddeler, vakum, kadyoaktif ışınlar) kullanılır. Fazla bilgi için rulman ve madeni yağ imalatcılarına müracaat edilmelidir.

Kalsiyum kompleksi gresleri yüksek sıcaklıklarda diğer gresler kadar yumuşamazlar ve çabuk soğumada da katılaşırlar. Korozyon önleyici ve suya karşı dayanıklıdırlar. Yatak gövdesi mümkün mertebe tamamen gresle doldurulmalıdır.

Kireç sabunu gresleri su iticidir, yuğrulmaya mukavimdir ve bunların soğukta çalışma özellikleri var. Nemin nüfuz etmesi halinde korozyonu önlemezler. Taşıma özelliği ve ısı mukavemeti katkı maddeleri ile iyileştirilebilir.

Natriyum sabun gresleri su ile karışma özelliğine sahiptir ve bu şekilde korozyonuda önleyebilir, ancak, bu durumda gres cıvıklaşır ve rulmandan kolayca sızabilir.

Aluminyum kompleksi sabun gresleri -40°C ilâ + x150°C arası kullanılabilir (223-423 K). Yüksek ısılardan soğumalarda katılaşmazlar.

Karışık sabunlu gresler iki sabun ihtiva ederler. Na/Ca, Na/Al, Li/Ca ve Li/Na en bilinenleridir. İlk sırada yer alan metal sabunu gresin ana özelliğini belirler.

Rulmanların daha sonraki yağlamalarında özellikle dikkate dilmesi gereken hususlar:

- Kireç sabunu gresleri ile lityum sabunu gresleri karıştırılabilir, tüm diğer değişik bazlı gresler karıştırılamazlar.
- Greslerin kafeslere ve sızdırmazlık kapaklarına karşı kimyevi ve fiziksel etkilerini dikkate almak gerekir.

6.2.2 Yağ tamamlama süresi, gres miktarı

Bir gresin ömrünü mekanik zorlanma ve kimyasal yaşlanma sınırlar. Yağlama şekli, sürekli yağlama ve yağ tamamlama olarak ikiye ayrılır. Gresin ömrü, rulman ömrü kadar veya daha uzunsa veya rulmanın takılmış olduğu makinanın revizyon müddeti kadar veya daha uzunsa anlam taşır.

Sürekli yağlamalı rulmanlar sınıfına her iki yanı kapaklı rulmanlar dahildir. Bunların ömrü içine doldurulan gresin ömrüyle sınırlıdır.

Yağ tamamlama süresi (t_{fn}), eksilen yağın doldurulması gereken kullanım süresine denir. Yağ tamamlama süresi rulmanın cinsine, büyüklüğüne, devir sayısına ve çalışma sıcaklığına bağlıdır. Bu sürenin yaklaşık olarak hesaplanması şu formüle göre hesaplanır.

$$t_{fn} = \frac{10^6 \cdot K}{n \cdot \sqrt{d}} - c \cdot d \text{ [h]}$$

K,c = Cins ek değeri (bak tablo 6.2/2)
n = Devir sayısı [1/dak]
d = Rulmanın delik çapı [mm]

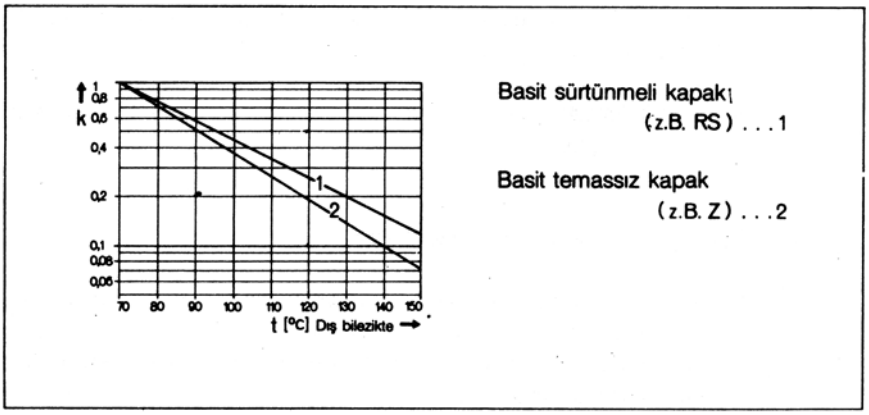
Tablo 6.2/2 Cins ek değerleri

Rulman cinsi	K	C
İmalat serisi 60,62,12,22,NU 10,N2,NU2	75	18
İmalat serisi 63, 72B,QJ2,NU3, N3	64	18
İmalat serisi 64,73B, QJ3, NU4,N4	53	18
İmalat serisi 222C, 320X, 302, 322	21	7
İmalat serisi 303, 313	19	7
İmalat serisi 223C, 323	16	7

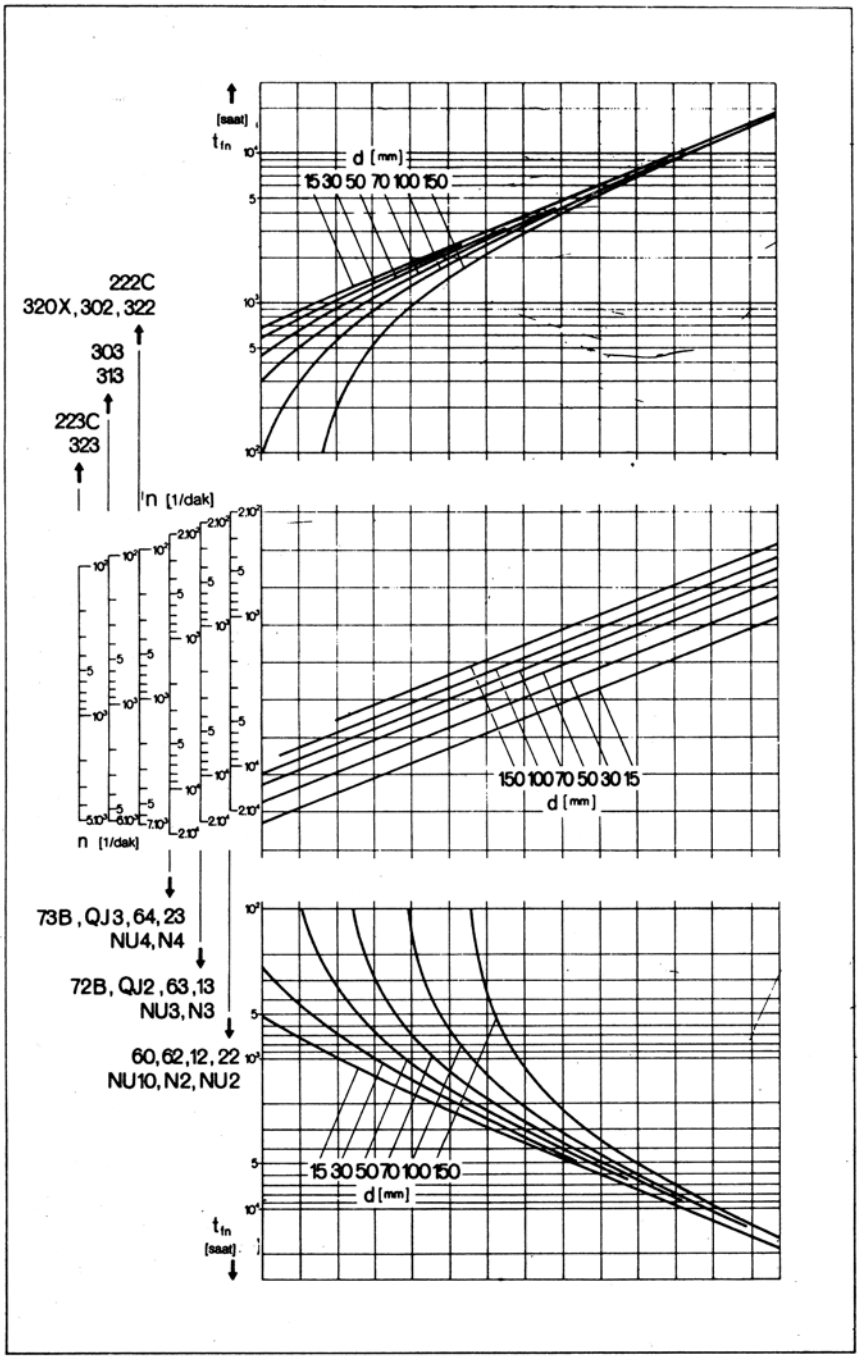
Resim 6.2/2 rulman tiplerinin tek tek yağ tamamlama sürelerinin grafik yoluyla tesbit edilmesini gösteriyor.

Eğer bir gres yağlama işleminin yanısıra sızdırmazlık görevinide yapıyorsa, hesaplanan yağ tamamlama süresi kısalır.

Küçük devir sayısı oranlarında n/ng ve düşük yatak sıcaklıklarında yağ tamamlama süresi, kısmen, kayda değer şekilde uzar. 70°C (343K) üzerindeki çalışma sıcaklıklarında yağ tamamlama süresi Resim 6.2/1'e göre k faktörü kadar kısalır. Burada $t_{fn} = k. t_{fn}$ formülü geçerlidir.



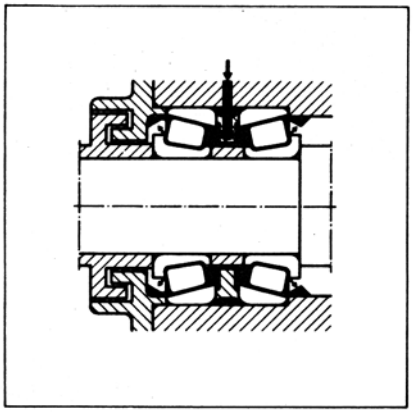
Resim 6.2/1


[saat]
t_{fn}
d [mm]
15 30 50 70 100 150
222C
320X, 302, 322
303
313
223C
323
n [1/dak]
150 100 70 50 30 15
d [mm]
n [1/dak]
73B, QJ3, 64, 23
NU4, N4
72B, QJ2, 63, 13
NU3, N3
60, 62, 12, 22
NU10, N2, NU2
15 30 50 70 100 150
d [mm]
t_{fn}
[saat]

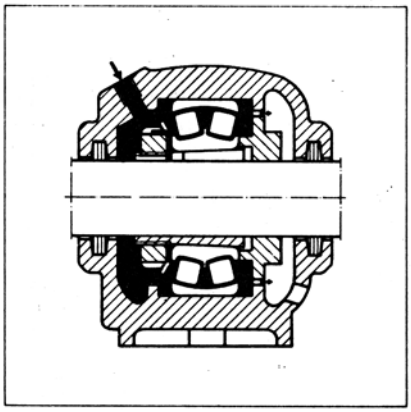
Resim 6.2/2

Yağ tamamlamaları için yağlama düzeni, yeni gresin kesinlikle rulmana ulaşacak ve kullanılmış greside dışarı itebilecek şekilde imal edilmiş olmalıdır. (Resim 6.2/3 ve 6.2/4) kullanılmış gres yağını içine alabilecek hacım öngörülmelidir. Yağ tamamlama aletleri kolay kullanılabilir ve emniyetli iş görürler.

Devir sayısı n sınır devir sayısının ng %20 sinin altında olan (n/ng<0,2) düşük hızlı rulmanlarda gövdenin boş bölümü tamamen gresle doldurulmuş olabilir.



Resim 6.2/3



Resim 6.2/4

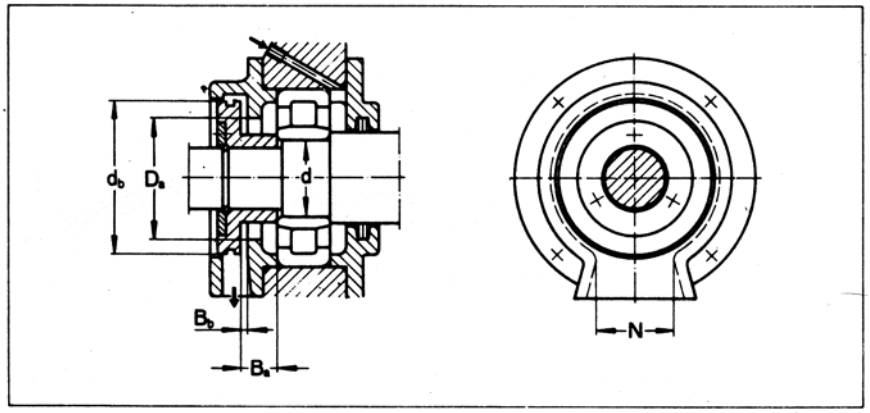
n/ng = 0,2 ... 0,8 devir sayısı alanında gövdenin boş bölümü %50 - 25 arası dolu ve n/ng > 0,8 olduğunda da gövdenin içi tamamen boş bırakılmalıdır. Ancak, rulman kendi kendini her durumda gresle doldurabilmelidir.

Gerekli yağ tamamlama miktarı G yaklaşık olarak:

$$G = \frac{D \cdot B}{200} \quad [g]$$

D = Rulmanın dış çapı [mm]
B = Rulmanın genişliği [mm]

Gres yağı miktar ayarlayıcıları (resim 6.2/5 ve 6.2/3) basit yolla rulmanın haddinden fazla yağlanmasını önlerler.



Resim 6.2/5

Tablo 6.2/3 Gres yağı miktar ayarlayıcısı için ölçüler

Deliğin anma ölçüsü alanı d			Gres yağı miktar ayarlayıcısı				
			D_a	d_b	B_a	$B_b \approx$	N
Çap serisi *)							
2	3	4					min
mm			mm				
10	9	—	21	28	4 ... 8	1,5	15
12	10	—	23	30	4 ... 8	1,5	15
15	12	—	26	34	4 ... 8	1,5	17
17	15	—	30	38	5 ... 10	1,5	20
20	17	—	34	44	5 ... 10	1,5	22
25	20	17	38	48	5 ... 10	1,5	25
30	25	20	46	58	6 ... 12	1,5	30
35	30	25	53	65	6 ... 12	1,5	34
40	35	30	60	75	6 ... 12	1,5	38
45	40	35	65	80	6 ... 12	1,5	40
50	45	40	72	88	8 ... 15	2	45
55	50	45	80	98	8 ... 15	2	50
60	55	50	87	105	8 ... 15	2	55
65	60	—	95	115	8 ... 15	2	60
70	—	55	98	120	10 ... 20	2	60
75	65	60	103	125	10 ... 20	2	65
80	70	65	110	135	10 ... 20	2	70
85	75	—	120	145	10 ... 20	2	75
90	80	70	125	150	10 ... 20	2	75
95	85	75	135	165	10 ... 20	2	85
100	90	80	140	170	12 ... 25	2,5	85
105	95	85	150	180	12 ... 25	2,5	90
110	100	90	155	190	12 ... 25	2,5	95
120	105	95	165	200	12 ... 25	2,5	100
—	110	100	175	210	12 ... 25	2,5	105
130	—	105	180	220	15 ... 30	2,5	110
140	120	110	195	240	15 ... 30	2,5	120
150	130	120	210	260	15 ... 30	2,5	130
160	140	—	225	270	15 ... 30	2,5	135
170	150	130	240	290	15 ... 30	2,5	145
180	160	140	250	300	20 ... 35	3	150
190	170	150	265	320	20 ... 35	3	160
200	180	—	280	340	20 ... 35	3	170
—	190	—	295	360	20 ... 40	3	180
220	200	—	310	380	20 ... 40	3	190
240	220	—	340	410	20 ... 40	3	205
260	240	—	370	450	25 ... 50	3	225
280	260	—	395	480	25 ... 50	3	240
300	280	—	425	510	25 ... 50	3	255

*)Çap serisi = Rulman seri numarasının son rakamı

D.3. Sıvı yağ ile yağlama

Gres yağı için müsaade edilen devir sayısı sınır değerleri aşıldığı zaman rulmanların kendi çalışma ısısı veya rulmanlara yansıyan diğer ısıların yüksek olması halinde ve yağın, yağlama görevinin yanısıra soğutma işliminide üstlenmesi halinde sıvı yağ kullanılması gereklidir. Ayrıca, sıvı yağ gerektiren diğer makina elemanlarının varlığı halinde sıvı yağ ile rulman yağlaması bir anlam taşır (örneğin dişliler)

6.3.1 Yağlama sistemleri

Hangi yağlama sisteminin seçileceği çalışma şartlarına ve çevre etkenlerine bağlıdır. En çok kullanılan sistemler.

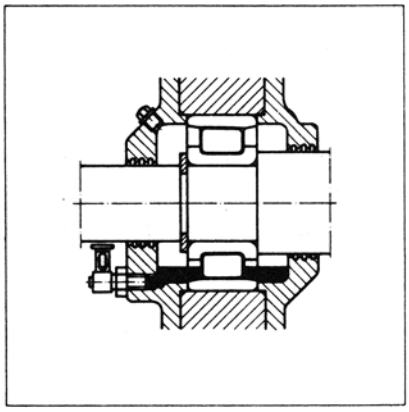
- Daldırma veya yağ banyosu yağlaması ($n.d_m \leqq 0{,}5 \cdot 10^6$ mm/dak)
- Sirkülasyon veya akış yağlaması ($n.d_m \leqq 0.8 \cdot 10^6$ mm/dak)
- Yağ sisi yağ hava karışımı ile yağlama ($n.d_m = 1{,}0 \cdot 10^6$ mm/dak)
- Püskürtme usulü yağlama
- Asgari yağlama, taze yağ ile yağlama

6.3.1.1 Daldırma veya yağ banyosu yağlaması

Bu yağlama şeklinde rulman sürekli yağ ile temas halindedir. Yağ seviyesi en alttaki yuvarlanma elemanının ortasına kadar olmalı ve seviye gözleme deliği veya bir kontrol vidası yardımıyla kontrol edilmelidir. (Resim 6.3./1)

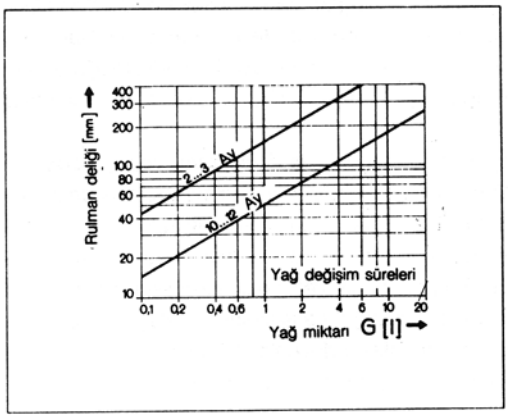
Yağ seviyesi düşük devir sayılarında ($n/n_g < 0{,}4$) daha yüksek olabilir. Bu arada çalışma sıcaklığı artmaz ve yağ daha erken eskimez.

Yağ değiştirme süreleri yağın eskimesine ve kirlilik derecesine bağlıdır. Katı kir oranı % 0,2 yi geçmemeli. Bu konuya özellikle şanzımanların ilk çalışma devrelerinde dikkat etmek gerekir.



Resim6.3/1

Fazla küçük olan yağ bölmeleri, yağın çabuk eskimesine yol açar ve daha sık yağ değişimine gerek duyulur. 70° C (343 K) altındaki çalışma sıcaklıklarında yağ değiştirme süreleri, yağ miktarına ve rulman deliğine bağlı olarak resim 6.3/2 de gösterilmektedir.

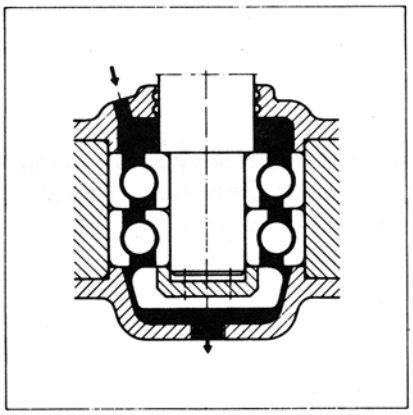


Resim 6.3/2

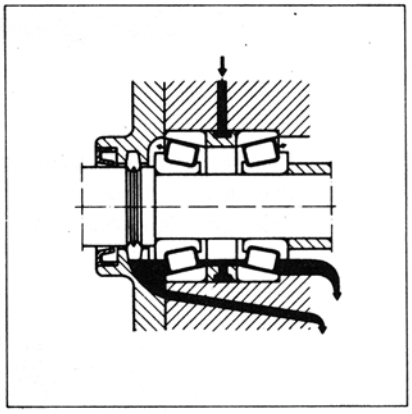
6.3.1.2 Sirkülasyon yağlaması

Rulmanda çevreden yansıyan ısı veya yüksek devir sayılarında basit yağlama sistemleri yeterli olmazlar, konstrüksiyona bağlı sebeplerde sirkülasyon yağlaması gerektirebilir.

Sirkülasyon yağlama, en sabit olarak mil üzerinde oturan yağlama halkası, yağ fırlatma pulu, yağ kepçeleme parçaları ve dişlilerin yağı rulmanlara iletmesiyle olur. (Resim 6.3/3). Geri dönüş delikleri ise yağın yağ çantalarından kartere veya yağ haznesine dönmesini sağlar.



Resim 6.3/3

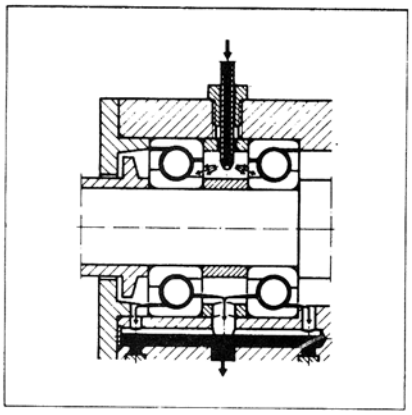


Resim 6.3/4

Büyük miktarlardaki yağların bahsedilen araçlarla sirkülasyonu sağlanamaz. Bu amaç için yağ pompaları kullanılır. Yeterli büyüklükteki dönüş delikleri yağ sıkışmasını önler. Yağ sıkışması soğutma işlemini olumsuz yönde etkiler, hatta durdurur ve oluşan yüksek basınç keçe ve contaları yenebilir. Simetrik olmayan rulman düzenleri pompa etkisi göstererek yağın bir yöne doğru aktarılmasına neden olur. Ancak bu yönün keçenin bulunduğu tarafın olmamasına dikkat etmek gerekir. Öte yandan sözü edilen pompa etkisi yağ sirkülasyonuna destek olur, örneğin konik makaralı rulmanlarda (Resim 6.3/4).

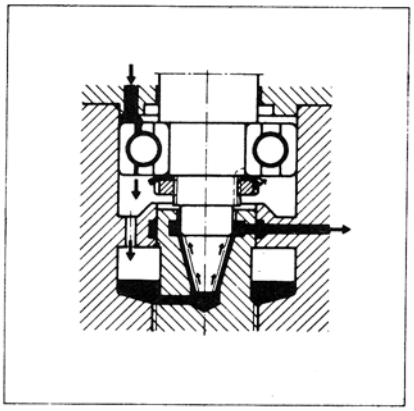
Bilindiği gibi yuvarlanma yüzeylerinin yağlanma ihtiyacı çok azdır. Yağ miktarının en büyük kısmı soğutmaya yarar. Hissedilir derecelerdeki rulman sıcaklıkları için yağın ayrıca soğutulması gerekebilir. Büyük yağ miktarlarının söz konusu olduğu durumlarda yağın bilinçli olarak yönlendirilmesi çok önemlidir. Rulmanın içine doğru kontrolsuz yağ sevkiyatı ek sürtünme yaratır.

Püskürtme yağ ve basınçlı yağ sütunu yüksek devirler ve ısılar için çok uygundur. Yağ sütunu, kafesle birlikte dönen hava sirkülasyonunu kısmende olsa delebilecek güçte olmalıdır. Bu arada, yağ sütunu iç bileziğe veya iç bilezik ile kafes arasındaki boşluğa eğik olarak yöneltilmelidir. Tek yönlü yüklemelerde de eksenel yükün karşı istikametinde iç bilezik üzerine etki etmelidir. Aynı zamanda, yağın düzenli püskürtülmesini sağlayan birden fazla eşit olarak dağıtılmış memeler soğutma işlemini kolaylaştırır. Rulmanlara iletilmesi gereken yağ miktarları fasılalarla çalışan düzenle daha iyi kontrol edilebilmektedir. Bu düzenler, sürekli çalışanlardan daha basit konstruksiyona sahiptir.



Resim 6.3/5

Dikey konumda çalışan millerin merkezkaç kuvvetinden yararlanarak yağ dolaşımı sistemi oluşturmak kolaydır. Yağ haznesine dalan konik bir sevk oluğu, yağı yükselme borusu üzerinden rulman bölgesine ulaştırır. (Resim 6.3/6).



Resim 6.3/6

6.3.1.3 Yağ sisi ve yağ-hava karışımı ile yağlama

Her iki sistemde taze yağ ile yağlamanın özel uygulamasıdır. Yağ sisi uygulaması merkezi basınçlı hava sistemi olan yerlerde oldukça kolaydır. Kurutulmuş ve filtre edilmiş hava bir püskürtücüye iletilir ve yağın zerrecikler halinde bir sise dönüşmesi sağlanır. Basınç regülatörleri bunun için 0,5 ila 1,0 bar arası püskürtme basıncını sabit tutar. Yağ sisi borular yoluyla özel memeler üzerinden yağlama, bölgesine ulaştırılır. Bu yağlama yöntemi özellikle yüksek devirler için uygundur. Soğutma, bu durumda hava akımıyla etkili olarak sağlanır. Ayrıca, yataklama yerinde oluşan basınç dışardan nem ve pisliğin içeri girmesini önler.

Yağ-hava karışımı ile yağlamalarda yağ, miktar belirleyici bir ünite tarafından hava akımı geçen bir boru içine boşaltılır. Damla, boru iç duvarı boyunca hava akımı yardımıyla yağlama bölgesine doğru iletilir. Bu arada damla parçacıklara ayrılır ve yağlama bölgesine ince dağılımlı, sürekli yağ akımı halinde ulaşır.

6.3.1.4 Sıçratmalı yağlama

Bir gövdede hareketleri nedeniyle yağ sıçratan ve dolayısıyla yağın rulmanlara ulaşmasını sağlayan makina elemanları varsa, o zaman sıçratmalı yağlama yönteminden söz edilir. Genelde sıçratılan yağ ve gövde içinde oluşan yağ buğusu rulmanları yağlamaya yeterlidir.

Çalışma başlangıcında bütün rulmanların yeterli yağ alabilmeleri için gerekli konstruksiyonu sağlamak şarttır. (yağ tutucu boşluklar, depolama pulları, depolama kenarları gibi). Bu önlemler özellikle içinde yağ barınması, mümkün olmayan rulmanlar için önemlidir. Örneğin konik makaralı rulmanlar.

6.3.1.5 Asgari yağlama, taze yağ ile yağlama

Rulmana sadece ihtiyacı kadar olan miktarda yağ iletilir. Bu yöntem, rulmana doğrudan yağ verme imkanı olan durumlarda uygulanabilir. Dik duran veya eğik konumda olan millerde yağ damlatıcıları kullanılmasının olumlu yönleri vardır. Gerekli yağ miktarı, rulman cinsi, rulman büyüklüğü ve devir sayısına bağlı olarak 5 ila 40 damla/dakika'dır. Yağ damlatıcıları pisliğe karşı hassastır. Çoğu zaman fasılalı çalışan ve birden fazla rulmana bağlantısı olan pompalar kullanılır. Taze yağ ile yağlamanın özel bir yöntemide iki zamanlı içten yanmalı motorlarda krank kutusu (motor bloğu) yağlamasıdır. Burada yağ yakıt ile karışır ve emiş esnasında blok içerisine girer. Bu yöntem yeterli yağlama sağlar, ancak yakıt katkıları nedeniyle korozyona karşı mukavemet azalır.

6.3.2 Yağın seçimi

Devir sayısı tanım değeri, yük durumu ve sıcaklık yağın zorlanma durumunu belirler. Bir yağın yağlama özelliğinin karakteristik işareti onun viskositesidir.Viskosite, yanyana iki sıvı tabakasının aksi yönde sürtünmeleri halindeki dirençtir. Viskosite, dinamik η ve kinematik ϑ olarak ikiye ayrılır. ikisinin arasında şu ilişki vardır:

η = dinamik viskosite $\left[\frac{Ns}{m^2} = Pa \cdot s = \text{Paskal Saniye}\right]$

$\eta = \varrho \cdot \nu$ ν = kinematik viskosite $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

ϱ = sıklık $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

Genellikle viskosite değerleri literatürde başka birimlerlede ifade edilmektedir.

$$1\ cP = 10^{-2}\ P = 10^{-2}\ \frac{dyn \cdot s}{cm^2} = 10^{-2}\ \frac{g}{cm \cdot s} = 10^{-3}\ \frac{kg}{s \cdot m}$$

$$= 10^{-3}\ \frac{[Ns]}{m^2} = 10^{-3}\ Pa \cdot s$$

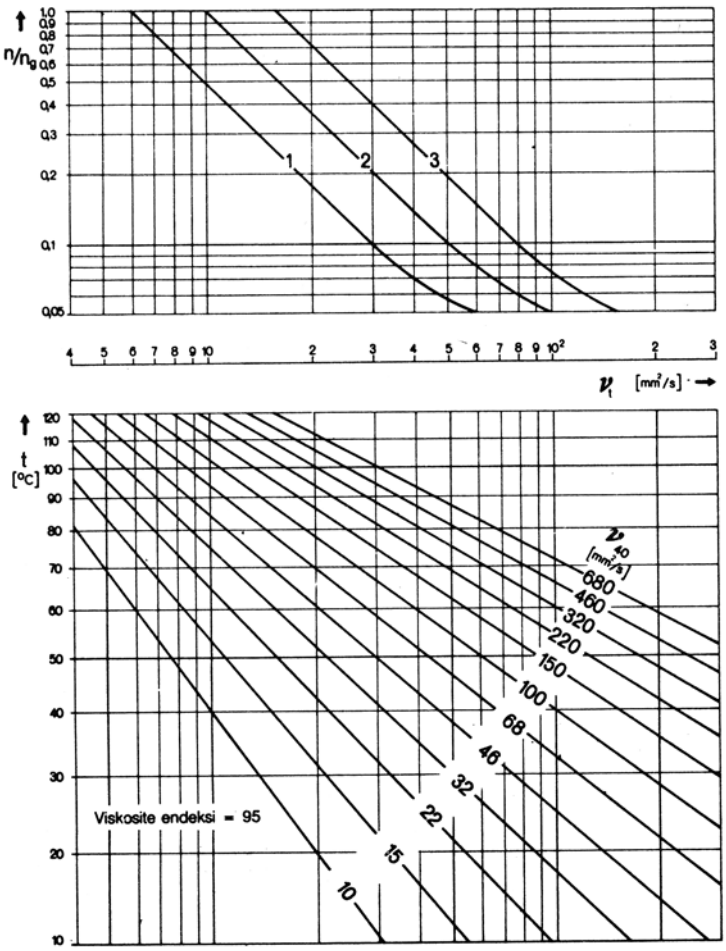
$$1\ cSt = 10^{-2}\ St = 1\ \frac{mm^2}{s} = 10^{-2}\ \frac{cm^2}{s} = 10^{-6}\ \frac{m^2}{s}$$

Viskosite engler derecesinden veriliyorsa, o zaman yaklaşık formül:

$$\nu \approx 0{,}0864 \cdot E - \frac{0{,}08}{E}\ [cm^2/s = St]$$

Viskosite artan sıcaklıkla azalır. Bu nedenle viskosite hep belli bir ısıya bağlı olarak bildirilir, genelliklede 40°C (313 K). Esas alınan sıcaklıktaki viskositeye anma viskositesi denir. Viskositenin belli çalışma sıcaklıklarında bazı tecrübe değerlerinin altında olmaması gerekir. Öte yandan hızlı çalışan makinalarda viskosite yüksek olmamalı, çünki hareket direnci ve ısı oluşması artar. Orta büyüklükte ve büyük olan rulmanlar için normal şartlarda, yani atmosfer basıncı, oda sıcaklığı, zorlanma tanım değeri $C/P > 10$ veya $n/n_g < 0{,}67$ olan devir sayılarında yağın çalışma viskositesi = 12 mm²/s (12 cSt) olmalıdır. Daha küçük olan, hızlı ve az yük altında çalışan rulmanlar için daha ince yağlar kullanılır. Resim 6.3/7 den yağın gerekli anma viskositesi ϑ_{40} belirlenebilir. Çalışma sıcaklığı olarak hareketsiz olan bilezikte (genellikle dış bilezik) ölçülen sıcaklık geçerlidir. Isı iletimi şartları nedeniyle iç bileziğin sıcaklığı genel olarak dış bileziğinkinden fazladır. Bu durum özellikle kenar sürtünmesi olan rulmanlarda söz konusudur. Örneğin konik makaralı rulmanlar. Neticede her türlü uygulama örneğinde gerekli yağlama filmi sağlanmalıdır. Resim 6.3/7 de belirlenen değerler bu şartları yerine getirebilir.

Bilyalı rulmanlar eğik bilyalı rulmanlar :	Radyal yüklenmiş 1
Oynak bilyalı rulmanlar :	Eksenel yüklenmiş. . . 2
Silindirik makaralı rulmanlar :	Radyal yüklenmiş. . . 1
Konik makaralı rulmanlar :	Radyal yüklenmiş. . . 2
Oynak makaralı rulmanlar :	Eksenel yüklenmiş. . . 3
Eksenl bilyalı rulmanlar :	. . . 3

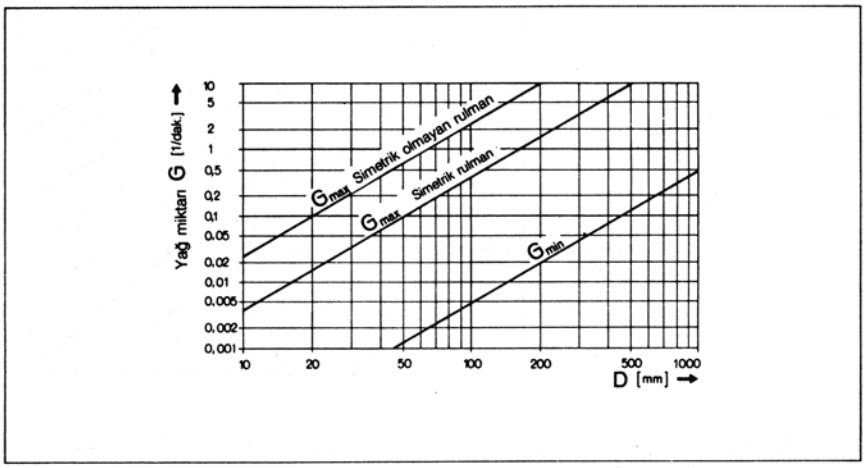


Resim 6.3/7

Rulmanlar için kullanılan yağlarda asit bulunmaması ve çok temiz olması istenir. Şanzıman yağlarında kullanılan katkı maddeleri rulmanlara zarar vermez. Az önce sözü edilen normal şartlarda alaşımsız yağlar kullanılabilir. Ancak korozyon ve yaşlanmaya karşı katkı maddeleriyle takviye edilmiş yağlar (sembol harf L) tercih edilir. C/P (10 olan büyük yüklerde aşınmayı azaltıcı yüksek basınç katkı maddeleri bulunan (EP-katıkları, sembol harf P) yağlar tavsiye edilir. Yağ sisi ve yağ-hava karışımı ile yapılan yağlamalarda, yağın pulverize olma özelliğinin ve oksidasyona karşı direncinin sağlanmış olması gerekir. Uygulamaların büyük kısmında duruma madeni yağlarla hakim olunmaktadır. Sentetik yağ çok yüksek veya çok düşük ısılar ile yüksek devirlerde kullanılır. Silikon yağlar sadece düşük yüklerde ($C/P < 40$) kullanılabilir.
Sentetik yağlar, madeni yağlara kıyasla, basınca karşı daha az dayanıklı ve fiyatlarının da yüksek olmaları nedeniyle daha az tercih edilirler. Sentetik yağlar ile madeni yağların karıştırılmalarına müsaade edilmez. Yağların elastomezere olan (keçeler, kafesler) fiziksel ve kimyasal etkilerini dikkate almak gerekir.

6.3.3 Yağ miktarının belirlenmesi, yağ değişimi, yağ eskimesi

Çalışma şartları ve konstruksiyon düzeni bilinse bile, genel olarak geçerli, yağ miktarını belirleyen bir hesaplama formülü yoktur. En emin yol, yeni uygulamalarda farklı miktarlardaki yağlarla deneme çalışması yaparak hareketsiz durumda yağ ve rulman sıcaklıklarını ölçmektir. Sirkülasyon yöntemiyle yağlanmalarda yağ miktarının yaklaşık olarak tesbiti resim 6.3/8'de gösterilmektedir. Azami yağ miktarı denildiğinde rulmanın içinden geçen yağ direncini sınırlayan miktar anlaşılır.
Asimetrik rulmanlar için (Eğik makaralı rulmanlar ve konik mararalı rulmanlar) azami yağ miktarı kafesin pompa etkisi nedeniyle simetrik olanlarınkinden daha fazladır.



Resim 6.3/8

Bir dolum yağın ömrü çalışma şartlarına, yağ kalitesine ve yağ bakımına bağlıdır. Yeni doldurulacak aletin temiz olması gerekir. Temizleme ve konversiyum maddelerinin iyice temizlenmesi, ya da çalışma yağıyla uyumlu olması şarttır. Aksi taktirde köpük oluşması ve havadan ayrışma özelliği olumsuz yönde etkilenebilir.

Çökeltme hazneleri, eğimli karter tabanı, çamur boşaltma beziği, ana ve yardımcı filtreler, santrifujlar veya toplama kabında yeterli dinlenme süresi (hava ve su ayrışımı için) yardımıyla yağ temiz tutulabilir.

Yağ sıcaklığı 70°C (343 K)'yi aşmamalıdır. Daha yüksek ısılarda da çalışılabilir, ancak orantısız bir yağ eskime hızını hesaba katmak gerekir. Sirkülasyon yöntemiyle yağlamada yağ dolaşım sayısı yaşlanma için bir ölçüdür.

$$\text{Yağ dolaşım sayısı [1/h]} = \frac{\text{Pompa sevk hacmi [m}^3\text{/h]}}{\text{Hazne hacmi [m}^3\text{]}}$$

Rulmanlar için yağ dolaşım sayısı saatte 3 ila 8 arası olmalıdır.

Yağ eskimesi renkli metallerin (bakır) katalitik etkileriyle de çabuklaşabilir. Eskimede ana etken yüksek sıcaklıklar ve havadaki oksijen nedeniyle meydana glen oksidasyondur.

6.4 Katı yağlama maddeleriyle yağlama

Katı yağlama maddeleri alışıla gelmiş yağlar ve greslerin gerek duyulan tamamlayıcılarıdır. Bunlar yağ ve greslerin yağlama görevini yerine getiremedikleri zaman kullanılırlar. Bu genelde makina imalatçılığında ve özelliklede yüksek ısı olan alanlarda (örneğin fırın arabaları rulmanları) söz konusudur.
Kuru yağlama maddeleri gres, yağ veya macun kıvamındaki maddelerin istenmediği ayrımlarda kullanılırlar, örneğin düşük veya yüksek sıcaklıklarda, optik sistemlerde (bulanıklık yaratmaması nedeniyle) vakum ve radyoaktivitenin bulunduğu yerlerde, özellikle ağır şartların geçerli olduğu uzay yolculukları yeni katı yağlama maddelerinin geliştirilmesi için zorlayıcı neden olmuştur.
Katı yağlama maddeleri saf, karışık ve suspansiyon şeklinde kullanılır. Bunlar anorganik katı maddelerdir ve fiziksel yapıları nedeniyle yağlama özelliğine sahiptir. Kendinden yağlanan metaller ve bunların alaşımları, plastikler ve şekillendirilmiş yüzeyler bunlara katılabilir.
Katı yağlama maddeleri sürtünmeyi azaltır ve korozyonu önler. Bunların basınca ve ısıya karşı dayanıklılıklarını gres ve yağ ekleyerek yükseltmek mümkün değildir. Katı yağlama maddelerinin daha önce yağa daldırılmamaları halinde, kendi yağlama özellikleri en kötü ihtimalde yeterlidir.
Katı yağların daha iyi tutunabilmesi asitle dağlama,fosfatlama ve kumlama gibi yüzey işlemleri tekniği uygulanır.
En yaygın katı, yağlama maddeleri grafit, molibden disülfit, wolframdisülfit ve politetraflor etilendir.

Katı yağlama maddeleri, piyasada toz, macun, sıvı içinde çamurlaştırılmış ve greslere, yağlama boyalarına, plastik ve sinter metallere yedirilmiş olarak bulunurlar.

Grafit. Atmosfer şartlarında iyi yağlama özelliğine sahiptir. Grafitin sürtünme katsayısı artan ısı ile büyür ve 427°C (700 K)'nin üzerine çıkınca oda sıcaklığı değerine (μ = 0,25) düşer. Yüksek vakumda, grafit yağlama özelliğini kaybeder, kimyevi stabilitesi ve ışınlanma dayanıklılığı ise son derece iyidir.

Molibendisülfit (MoS_2) atmosfer şartlarında 450°C (723K) 'ye kadar yağlama özelliği gösterir. Ayrıca yüksek vakumda hidrojen veya inert gaz atmosferlerinde 110°C (1373 K)'ye kadar yağlama özelliği devam eder.

Sürtünme katsayısı μ = 0,05 artan yüzey basıncıyla birlikte büyük düşüş gösterir. Grafite kıyasla MoS_2 yapışıp kayma özelliği (Stick slip) gös termez. Sürtünme katsayısı kuru havada yükselmez. MoS_2 kimyasal etkilere ve radyoaktif ışınlamaya dayanıklıdır. Metallerin pek çoğuna olan iyi tutunma özelliği nedeniyle ekonomik bir kullanım söz konusudur.

Wolframsülfit. (WS_2) MoS_2 'nin özelliklerine benzer özelliklere haizdir. Normal atmosferde 510°C (783 K) 'ye kadar dayanır, vakumda veya inert gaz atmosferinde bu dayanıklılık 1300°C (1573 K)'nin üzerine çıkar.

Politetrafloretilen. (PTFE) anororganik katı maddelerden değildir. Bu yapay madde toz halinde çok güzel bir kuru yağlama maddesidir. Sürtünme katsayısı anorganik katı yağlama maddelerininkinden daha küçüktür. Isıya karşı dayanıklılığını 200°C (73K) ile 300°C (573 K) arası muhafaza eder. Asit bazlı maddelere karşı PTFE son derece dayanıklıdır.

7 Hesaplama örnekleri

Önemli hesaplama verileri

Rulman tanım değerleri (C, C_0, boyutlar)	Rulman tabloları sayfa 149
Ek faktörler (f_2, f_d)	Tablo 2.2/3
Yük faktörler (X, Y, X_0, Y_0)	Tablo 2.2/2, 2.3/1 ve resim 2.2/3
Eğik tek sıra bilyalı ve konik makaralı rulmanlar için eşdeğer eksenel yük	Resim 2.2/8
Toleranslar	Tablo 3.1/1....3.1/5
Rulman boşluğu	Tablo 3.2/1....3.2/5
Geçmeler (alıştırmalar)	Tablo 4.1/1....4.1/5
"ORS Rulman tekniği" yayınlarından hesaplama sayfaları	Nr. 212 ....2.19

7.1 Şanzıman rulmanları

Bir otomobil dişli kutusuna monte edilen 6310 bilyalı rulman aşağıdaki şartlarda çalışacaktır:

İşletme şartları	1	2	3
Çalışma süresi payı t_i	0,1	0,3	0,6
Devir sayısı n_i [1/dak]	500	800	1200
Radyal yük F_{ri} [daN]	1200	750	400
Eksenel yük F_{ai} [daN]	400	250	133

Rulman ömrü L_h çalışma saati olarak ne kadardır?

Rulman tablolarına göre: $C_{ISO} = 53{,}6\ kN = 5360\ daN$
$C_{0\,ISO} = 41{,}6\ kN = 4160\ daN$

İşletme durumu 1...3 için: $\frac{F_a}{F_r} = 0{,}33$

Tablo 2.2/2 ye ve Resim 2.2/3'e göre:

İşletme durumu 1 için:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{400}{4160} = 0{,}1 \rightarrow e = 0{,}29$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0{,}33 > e = 0{,}29 \rightarrow X_1 = 0{,}56,\ Y_1 = 1{,}49$$

İşletme durumu 2 için:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{250}{4160} = 0{,}060 \rightarrow e = 0{,}264$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0{,}33 > e = 0{,}26 \rightarrow X_2 = 0{,}56,\ Y_2 = 1{,}66$$

İşletme durumu 3 için:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{133}{4160} = 0{,}032 \rightarrow e = 0{,}228$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0{,}33 > e = 0{,}228 \rightarrow X_3 = 0{,}56,\ Y_3 = 1{,}92$$

Eşdeğer dinamik yük payları şöyle hesaplanır:

$P_i = X_i \cdot F_{ri} + Y_i \cdot F_{ai}$,

Dolayısıyla:

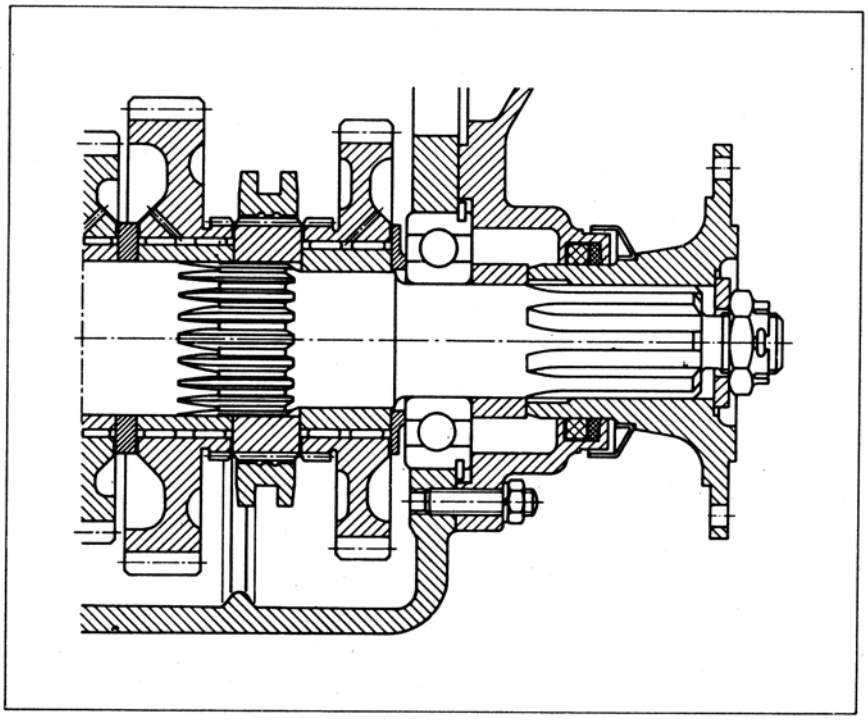
$P_1 = 0{,}56 \cdot 1200 + 1{,}49 \cdot 400 = 1268$ daN
$P_2 = 0{,}56 \cdot 750 + 1{,}66 \cdot 250 = 835$ daN
$P_3 = 0{,}56 \cdot 400 + 1{,}92 \cdot 133 = 480$ daN

Dinamik eşdeğer yük:

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot n_1 \cdot t_1 + P_2^3 \cdot n_2 \cdot t_2 + P_3^3 \cdot n_3 \cdot t_3}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + n_3 \cdot t_3}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{1268^3 \cdot 500 \cdot 0{,}1 + 835^3 \cdot 800 \cdot 0{,}3 + 480^3 \cdot 1200 \cdot 0{,}6}{500 \cdot 0{,}1 + 800 \cdot 0{,}3 + 1200 \cdot 0{,}6}} =$$

$= 683$ daN



Ortalama devir sayısı n_m:

$n_m = n_1 . t_1 + n_2 . t_2 + n_3 . t_3 = 500 . 0,1 + 800 . 0,3 + 1200 . 0,6 = 1010/\text{dak.}$

Taşıma emniyeti $\frac{C_{ISO}}{P} = \frac{5360}{683} = 7,85$ ile resim 2.2/1 ' den hesaplanabilir.

Çalışma ömrü L ≙ 480 milyon devir olarak tesbit edilir, aynı değer şu denklemlede bulunur:

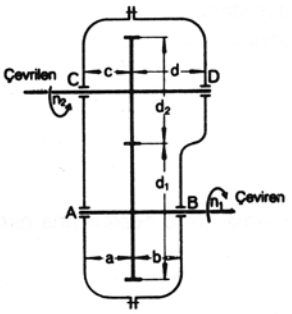
$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{5360}{683}\right)^3 = 483 \text{ milyon devir}$$

Çalışma ömrü saat olarak:

$$L_h = \frac{10^6 . L}{60 . n_m} = \frac{10^6 . 483}{60 . 1010} = 7970 \text{ h}$$

Çalışma ömrü tecrübe değeri otomobilde kullanılan rulmanlar için (Tablo 2.2/1) 2000 .... 4000 saattir. Rulman özellikleri yeterlidir.

7.2 Bir tarım aracının ileri geri şanzumanı



Tahrik gücü N= 105 KW (142,8 PS)
Tahrik devir sayısı n_1 = 100/Dak.
Her iki mildede eksenel yük çalışma süresinin %5'i ve darbelidir F_a = 1000 daN
Düz dişliler de:
Yuvarlanma Dairesi çapı d_1 = 184 mm
d_2 = 152 mm
Kavram açısı α = 20 °
Mesafeler a = b = c = 33 mm
d = 48 mm

Mil çapı $d_{W1} = d_{W2}$ = 50 mm
yağ içinde çalışmada

İstenen çalışma ömrü L_h = 10000 çalışma saati
Tahrik milinin devir sayısı:

$$n_2 = \frac{n_1 . d_1}{d_2} = \frac{1000 . 184}{152} = 1210/\text{Dak}$$

Tahrik momenti:

$$M = \frac{955 . N}{n_1} = \frac{955 . 105}{1000} = 100 \text{ daN m}$$

Dişlilerin ayrılma kuvveti:

$$U = \frac{M}{\frac{d_1}{2}} = \frac{100}{\frac{0{,}184}{2}} = 1087 \text{ daN}$$

Dişlilerin çevre kuvveti:

$$T = U \cdot \tan\alpha = 1087 \cdot \tan 20^\circ = 396 \text{ daN}$$

Milin radyal yükü:

$$F_z = \sqrt{U^2 + T^2} = \sqrt{1087^2 + 396^2} = 1157 \text{ daN}$$

Radyal rulman yükü:

$$F_{rA} = F_{rB} = \frac{F_z \cdot f_z}{2} = \frac{1157 \cdot 1{,}3}{2} = 752 \text{ daN}$$

$$F_{rC} = \frac{F_z \cdot d \cdot f_z}{c+d} = \frac{1157 \cdot 48 \cdot 1{,}3}{81} = 891 \text{ daN}$$

$$F_{rD} = \frac{F_z \cdot c \cdot f_z}{c+d} = \frac{1157 \cdot 33 \cdot 1{,}3}{81} = 613 \text{ daN}$$

$f_z = 1{,}3$ Tablo 2.2/3 den

Birinci seçenek: Silindirik makaralı rulmanla yataklama çalışma ömrü denklemine göre gerekli taşıma sayısı:

$$C_{erf} = P \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}}$$

Silindirik makaralı rulmanlarda eksenel yükler çalışma ömrü hesaplarına girmez

$$P = F_r$$

$$C_{A\,erf} = C_{B\,erf} = 752 \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{60 \cdot 10\,000 \cdot 1000}{10^6}} = 5125 \text{ daN}$$

$$C_{C\,erf} = 891 \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{60 \cdot 10\,000 \cdot 1210}{10^6}} = 6429 \text{ daN}$$

$$C_{D\,erf} = 613 \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{60 \cdot 10\,000 \cdot 1210}{10^6}} = 4423 \text{ daN}$$

Sayfa 210'daki rulman tablosuna göre seçim:

Rulman yeri A ve B NJ211 , C_{ISO} = 51,7 kN = 5170 daN
Rulman yeri C NJ212 , C_{ISO} = 60,4 kN = 6040 daN
Rulman yeri D NJ210 , C_{ISO} = 42,8 kN = 4280 daN

Silindirik makaralı rulmanlar eksenel yüklendiğinde, eksenel yükün müsaade edilen değerleri aşıp aşmadığı kontrol edilmelidir.

$n_1 . E_{A,B} = 1000 . 88,5 = 88\,500 < 1,2 . 10^5$
$n_2 . E_C = 1210 . 97,5 = 117\,975 < 1,2 . 10^5$
$n_2 . E_D = 1210 . 80,4 = 97\,284 < 1,2 . 10^5$

E.... sayfa 210'daki rulman tablosundan

Sıvı yağ ile yağlamalarda n . E $< 1,2 . 10^5$ olursa:

$$F_{a\,max} = f_a . f_b . E^2 \left(2 - \frac{n . E}{10^5} \right)$$

f_a , f_b .... 2.4/1 tabloya göre (aynı zamanda bak resim 2.4/1)

Rulman A ve B (NJ 211):

$$F_{a\,max} = 0,6 . 0,24 . 88,5^2 \left(2 - \frac{1000 . 88,5}{10^5} \right)$$

$$F_{a\,max} = 1258 \text{ daN} > 1000 \text{ daN}$$

Rulman C (NJ 210):

$$F_{a\,max} = 0,6 . 0,24 . 97,5^2 \left(2 - \frac{1210 . 97,5}{10^5} \right)$$

$$F_{a\,max} = 1123 \text{ daN} > 1000 \text{ daN}$$

Rulman D (NJ 210):

$$F_{a\,max} = 0,6 . 0,24 . 80,4^2 \left(2 - \frac{1210 . 80,4}{10^5} \right)$$

$$F_{a\,max} = 956 \text{ daN} < 1000 \text{ daN}$$

C rulmanındaki müsaade edilen eksenel yük $F_{a\,max}$ = 956 daN, etkili olan yükten bir miktar küçüktür, F_a = 1000 daN. Bu nedenle mümkün mertebe bir üst rulman N5 211 seçilmelidir.

İkinci seçenek: Bilyalı rulmanlarla yataklama

Bilyalı rulmanların gerekli taşıma sayıları çalışma ömrü denkleminden hesaplanamaz, çünki dinamik yük faktörleri X ve Y, F_a / C_o orantısıyla değişirler.

Bu nedenle rulmanlar tahmin edilirler (kademeli yaklaşım).

Rulman A ve B: Rulman tablosuna göre 63 13, sayfa 160, C_{ISO} = 80,3 kN = 8030 daN, $C_{o\,ISO}$ = 65,2 kN = 6520 daN

$$\frac{F_a}{C_{0\,ISO}} = \frac{1000}{6520} = 0{,}15 \rightarrow e = 0{,}33 < \frac{F_a}{F_r} = \frac{1000}{752} = 1{,}33$$

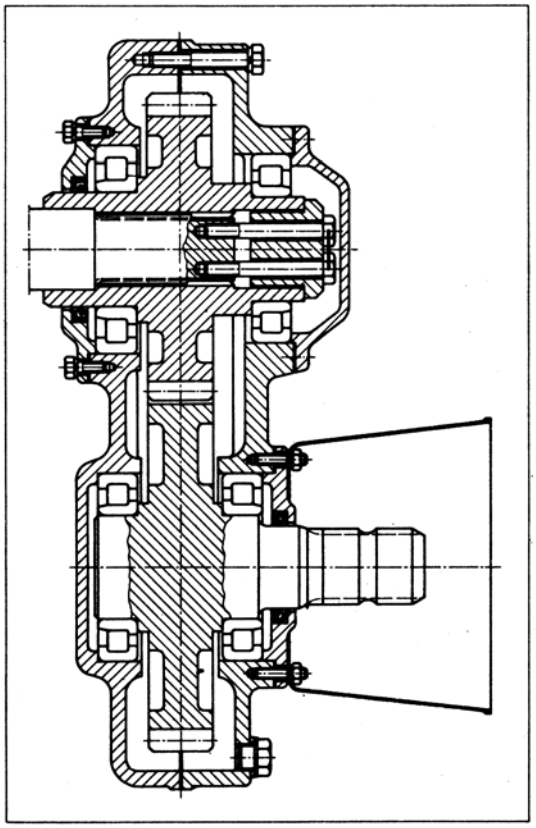
X = 0,56, Y = 1,3 (Tablo 2,2/2, Resim 2.2//3)

$P_1 = F_r$ = 752 daN... Çalışma süresinin % 95 i için

$P_2 = F_r \cdot X + F_a \cdot Y = 752 \cdot 0{,}56 + 1000 \cdot 1{,}34 = 1758$ daN ... çalışma süresinin % 5'i için

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot t_1 + P_2^3 \cdot t_2}{t_1 + t_2}} = \sqrt[3]{\frac{752^3 \cdot 95 + 1758^3 \cdot 5}{100}} = 877 \text{ daN}$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{8030}{877}\right)^3}{60 \cdot 1000} = 12700 \text{ h}$$



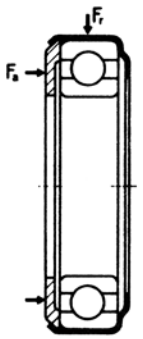
NOT:
Maliyet karşılaştırması

6213 ... K = 210 puan
NJ 211 .. K = 129 puan

Yani, bilyalı rulman %65 daha pahalıdır. Diğer rulman uygulamalardada oranlar buna yakındır.

7.3 Debriyaj baskı rulmanı

Bir debriyaj baskı rulmanının 60 Z 50* çalışma ömrü kontrol edilecektir. (Dayama pulu ve kapağı olan 60 10 C3 bilyalı rulmanın aynısı)



Ayırma kuvveti	F_a	= 200 daN
Radyal yük	F_r	= 3 daN
Kavrama anında Devir sayısı	n	= 1000 /Dak

NOT: Büyütülmüş rulman radyal boşluğu C3 bu durumda sıkı geçmeler veya ısı farklılıkları nedeniyle değilde daha büyük çalışma boşluğu sağlayarak rulmanın eksenel yüklere uygunluğunu arttırmak için seçilmiştir. Bu nedenle X' ve Y' yük faktörleri ile resim 2.2/3'e göre hesaplanmalıdır. (Aynı geçmelerde bir üst boşluk sınıfına geçiniz)

60 10 Rulman tablosuna göre C_{ISO} = 18,5 kN = 1850 daN
$C_{0\,ISO}$ = 16,3 kN = 1630 daN

$$\frac{F_a}{C_{0\,ISO}} = \frac{200}{1630} = 0{,}123 \rightarrow X' = 0{,}46;\ Y' = 1{,}22$$

$$P = X' \cdot F_r + Y' \cdot F_a = 0{,}46 \cdot 3 + 1{,}22 \cdot 200 = 245 \text{ daN}$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{1850}{245}\right)^3}{60 \cdot 1000} = 7170 \text{ h}$$

*ORS imalat programında şu debriyaj baskı rulmanlarına yer vermektedir:
160Z 40, 60 Z 45, 60 Z 50, 60 Z 55, 60 Z 55, 60 Z 65, 60 Z 75

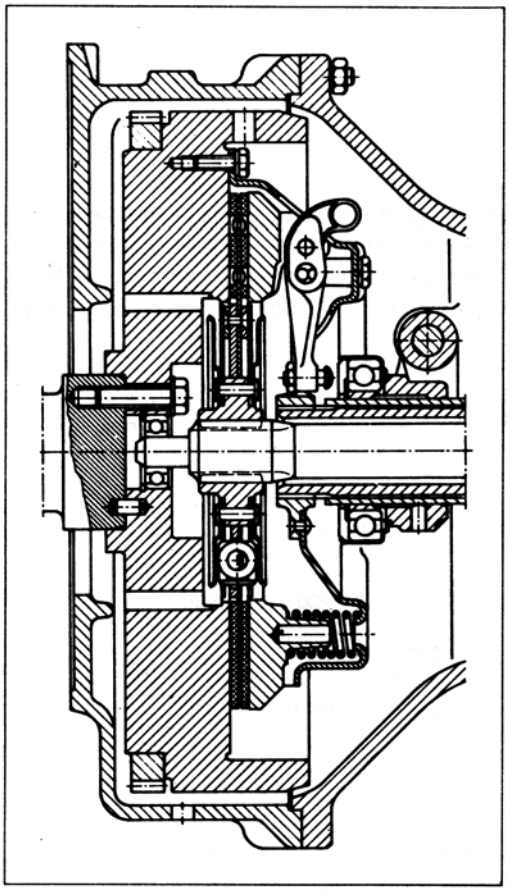
Karşılaştırma amacıyla aynı rulman için, normal boşluklu olarak, çalışma ömrü hesaplandığında:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{200}{1630} = 0{,}123 \rightarrow X = 0{,}56;\ Y = 1{,}41$$

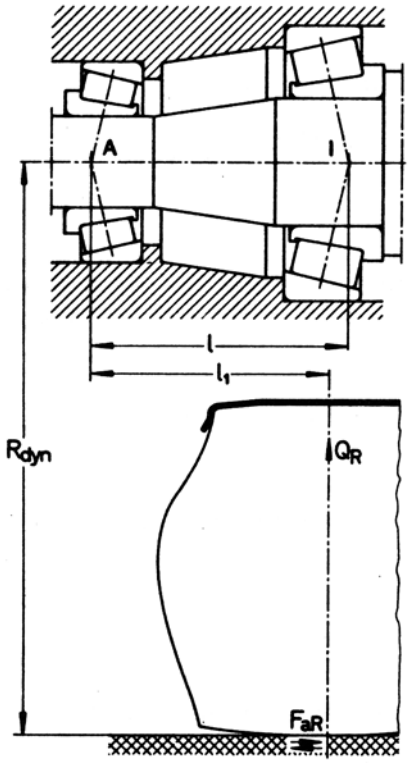
$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0{,}56 \cdot 3 + 1{,}41 \cdot 200 = 283\ daN$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{1850}{283}\right)^3}{60 \cdot 1000} = 4650\ h$$

60 Z 50 debriyaj baskı rulmanının çalışma ömrü 6010 normal boşluklu bilyalı rulmanınkinden % 40 daha yüksektir.



7.4 Bir karayolu aracının teker yataklaması (Kamyon ön tekeri)



Kamyon ön tekeri 32314 (iç: endeks "I") ve 32310 (dış: endex "A") numaralı rulmanlarla yataklanmıştır.

Yarım aks yükü	Q_B	=	3250 daN
Porya yükü = $\frac{\text{Aks basıncı}}{2}$ · Teker ağırlığı:	Q_R	=	3087 daN
Dinamik teker lastiği çapı	R_{dyn}	=	540 mm
Teker açıklığı	S_w	=	1940 mm
Ağırlık merkezi yüksekliği	h_s	=	1100 mm
Yatak basınç merkezleri açıklığı	l	=	140 mm
Dış rulmanın basınç merkezinin teker orta çizgisine olan uzaklığı	l_1	=	130 mm
Vuruntu (darbe) faktörü (arazide yol alma)	f_d	=	1,6
Kavrama sürtünme katsayısı: Lastik-yol yüzeyi	μ_H	=	0,85
Yan yükten yararlanma faktörü	a	=	0,412
Düz yolda zaman payı	f_G	=	0,9
Sağ ve sol dönemeçte zaman payı	f_K	=	0,05

Rulmanın kilometre ömrünün hesaplanması isteniyor.

Düz yolda (Endex 1)

Radyal rulman yükü:

$$F_{rI1} = f_d \cdot \frac{Q_R \cdot l_1}{l} = 1{,}6 \frac{3087 \cdot 130}{140} = 4586 \text{ daN}$$

$$F_{rA1} = f_d \cdot \frac{Q_R \ (l - l_1)}{l} = 1{,}6 \frac{3087 \ (140 - 130)}{140} = 353 \text{ daN}$$

Eksenel rulman yükü:

Düz yol almalarda dış eksenel yükler yoktur. (Ön takım ayarından kaynaklanan değerler ihmal edilebilir). Konik makaralı rulmanlarda radyal yüklerden eksenel kuvvet kolları oluşur.

Resim 2.2/8 e göre eşdeğer eksenel yük şöyle hesaplanır:

$F_{rI_1} = 4586$ daN $\rightarrow \Phi I_1 = 1310$ daN

$Fr_{A_1} = 353$ daN $\rightarrow \Phi A1 = 101$ daN

Dış eksenel yük F_a olmadığına göre, eşdeğer eksenel yük, radyal yükten oluşan iki eksenel yükün (Φ) büyük olanıdır.

$F_{aI1} = Fa_{A_1} = \Phi_{I1} = 1310$ daN

Eşdeğer rulman yükü:

$$\frac{F_{aI1}}{F_{rI1}} = \frac{1310}{4586} = 0{,}286 < e = 0{,}34 \rightarrow X_{I1} = 1, \ Y_{I1} = 0 \text{ (Tablo 2.2/2)}$$

$$P_{I1} = F_{rI1} = 4586 \text{ daN}$$

$$\frac{F_{aA1}}{F_{rA1}} = \frac{1310}{353} = 3{,}7 > e = 0{,}34 \rightarrow X_{A1} = 0{,}4, \ Y_{A1} = 1{,}75$$

$$P_{A1} = X_{A1} \cdot F_{rA1} + Y_{A1} \cdot F_{aA1} = 0{,}4 \cdot 353 + 1{,}75 \cdot 1310 = 2434 \text{ daN}$$

Dönemeçte (virajda) yol alma:

Merkezkaç kuvveti nedeniyle dış taraftaki tekere ek yük biner, iç taraftaki tekerin yükü azalır. Teker lastiği ile yol arasında bir eksenel kuvvet vardır ve bu normal yol alma şartlarında her iki teker için aynı büyüklüktedir.

$$F_{aR} = Q_B \cdot \mu_H \cdot a = 3250 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}412 = 1138 \text{ daN}$$

Dönemeçte dışta kalan teker (endex 2)

Tekerin radyal yükü:

$$Q_{RO} = f_d \frac{2 Q_R \ (0{,}5 S_w + \mu_H \cdot a \cdot h_s)}{S_w} =$$

$$= 1{,}6 \cdot \frac{2 \cdot 3087 \ (0{,}5 \cdot 1940 + 0{,}85 \cdot 0{,}412 \cdot 1100)}{1940} =$$

$$= 6901 \text{ daN}$$

Radyal rulman yükü:

$$F_{rI2} = \frac{Q_{RA1} \cdot l_1}{l} + \frac{F_{aR} \cdot R_{dyn}}{l} = \frac{6901 \cdot 130}{140} + \frac{1138 \cdot 540}{140} =$$

$$= 10\,798 \text{ daN}$$

$$F_{rA2} = \frac{Q_{RA} \cdot (l - l_1)}{l} - \frac{F_{aR} \cdot R_{dyn}}{l} = \frac{6901 \cdot (140 - 130)}{140} - \frac{1138 \cdot 540}{140} =$$

$$= -3897 \text{ daN} (\text{„—“ İhmal edilebilir})$$

Eksenel rulman yükü:

$F_{rI2} = 10\,798$ daN → $\Phi_{I2} = 3085$ daN
$F_{rA2} = 3\,897$ daN → $\Phi_{A2} = 1113$ daN

Resim 2.2/8: EndexA ≙ I, EndexB ≙ A

$\Phi_{I2} > \Phi_{A2}$ $\quad F_{aR} = 1138$ daN $< \Phi_{I2} - \Phi_{A2} = 1972$ daN
$F_{aI2} = 0$
$F_{aA2} = \Phi_{I2} - F_{aR} = 3085 - 1138 = 1947$ daN

Eşdeğer rulman yükü:

$P_{I2} = F_{rI2} = 10\,798$ daN

$$\frac{F_{aA2}}{F_{rA2}} = \frac{1947}{3897} = 0{,}5 > e = 0{,}34 \rightarrow X_{A2} = 0{,}4,\ Y_{A2} = 1{,}75$$

$$P_{A2} = X_{A2} \cdot F_{rA2} + Y_{A2} \cdot F_{aA2} = 0{,}4 \cdot 3897 + 1{,}75 \cdot 1947 = 4\,966 \text{ daN}$$

Dönemeçte iç tarafta kalan tekerlek (Endex 3):

Tekerin radyal yükü:

$$Q_{RI} = f_d \cdot 2\,Q_R - Q_{RA} = 1{,}6 \cdot 2 \cdot 3087 - 6901 = 2977 \text{ daN}$$

Radyal rulman yükü:

$$F_{rI3} = \frac{Q_{RI} \cdot l_1}{l} - \frac{F_{aR} \cdot R_{dyn}}{l} = \frac{2977 \cdot 130}{140} - \frac{1138 \cdot 540}{140} = -1625 \text{ daN}$$

$$F_{rA3} = \frac{Q_{RI} \cdot (l - l_1)}{l} + \frac{F_{aR} \cdot R_{dyn}}{l} = \frac{2977\,(140 - 130)}{140} + \frac{1138 \cdot 540}{140} =$$

$$= 4602 \text{ daN}$$

Eksenel rulman yükü:

$F_{rI3} = 1625$ daN → $\Phi_{I3} = 464$ daN
$F_{rA3} = 4602$ daN → $\Phi_{A3} = 1315$ daN

Resim 2.2/8: Endex A ≙ A, Endex B ≙ I

$\Phi_{A3} > \Phi_{I3}$ $\quad F_{aR} = 1138\ daN > \Phi_{A3} - \Phi_{I3} = 851\ daN$

$F_{aI3} = 0$

$F_{aA3} = F_{aR} + \Phi_{I3} = 1138 + 464 = 1602\ daN$

Eşdeğer rulman yükü:

$P_{I3} = F_{rI3} = 1625\ daN$

$\frac{F_{aA3}}{F_{rA3}} = \frac{1602}{4602} = 0{,}348 > e = 0{,}34 \rightarrow X_{A3} = 0{,}4,\ Y_{A3} = 1{,}75$

$P_{A3} = X_{A3} \cdot F_{rA3} + Y_{A3} \cdot F_{aA3} = 0{,}4 \cdot 4602 + 1{,}75 \cdot 1602 = 4644\ daN$

İşletme Durumları		Zaman payı	P_I [daN]	P_A [daN]
Düz yol alma	(1)	0,9	4586	2434
Dönemeçte dış teker	(2)	0,05	10798	4966
Dönemeçte iç teker	(3)	0,05	1625	4644

Ortalama eşdeğer rulman yükü:

$$P_m = \sqrt[p]{P^p_1 \cdot t_1 + P^p_2 \cdot t_2 + P^p_3 \cdot t_3}$$

$$P_{Im} = \sqrt[\frac{10}{3}]{4586^{\frac{10}{3}} \cdot 0{,}9 + 10798^{\frac{10}{3}} \cdot 0{,}05 + 1625^{\frac{10}{3}} \cdot 0{,}05} = 5443\ daN$$

$$P_{Am} = \sqrt[\frac{10}{3}]{2434^{\frac{10}{3}} \cdot 0{,}9 + 4966^{\frac{10}{3}} \cdot 0{,}05 + 4644^{\frac{10}{3}} \cdot 0{,}05} = 2936\ daN$$

Rulman ömrü:

İç Rulman: 32 314 : $C_{I\,ISO} = 258\ kN = 25800\ daN$

Dış rulman: 32 310 : $C_{A\,ISO} = 149\ kN = 14900\ daN$

$$L_I = \left(\frac{C_I}{P_{Im}}\right)^p = \left(\frac{25800}{5443}\right)^{\frac{10}{3}} = 178{,}8 \text{ milyon devir}$$

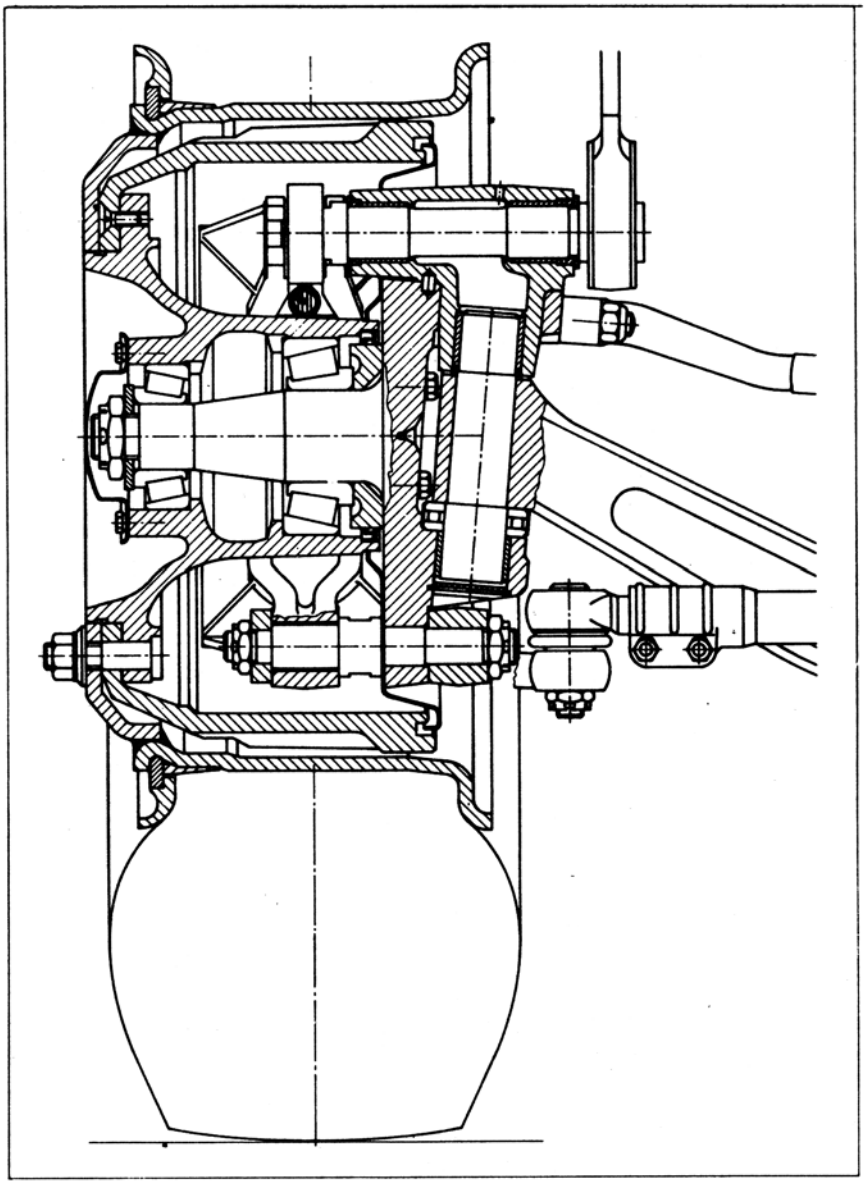
$$L_A = \left(\frac{C_A}{P_{Am}}\right)^p = \left(\frac{14900}{2936}\right)^{\frac{10}{3}} = 224{,}49 \text{ milyon devir}$$

Yol uzunluğu:

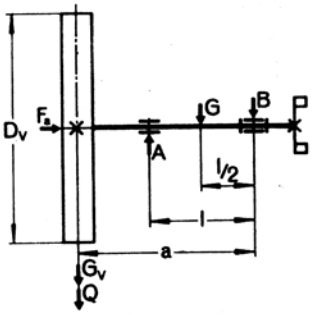
$L_{sI} = L_I \cdot \pi \cdot 2\,R_{dyn} = 178{,}8 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 540 = 606650$ km

$L_{sA} = L_A \cdot \pi \cdot 2\,R_{dyn} = 224{,}49 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 540 = 761680$ km

Bir kamyon tekeri yataklanmasından 500.000 km yol yapması isteniyorsa, boyutlar - yeterli seçilmiştir.



7.5 Bir vantilatörün yataklanması



Çalıştırma gücü	N	=	12 kW (16,32 PS)
Devir sayısı	n	=	2800/dak.
Pervane ağırlığı	G_V	=	90 kg
Pervane çapı	D_V	=	800 mm
Eksenel itme gücü	F_a	=	170 daN
Mil ve kavrama ağırlığı	G	=	35 kg
Mesafeler	a	=	480 mm
	l	=	370 mm
Mil çapı	$d_A = d_B$	=	70 mm

Hesaplanabilir çalışma örnünün L_h = 40 000 saat olması isteniyor, yataklama için uygun bir çift rulman yatağı kullanılacaktır.

Vantilatörlerde dikkat edilecek hususlar:

Çalışma süreci içerisinde pervanenin kanatlarına pislik oturmakta ve balansı bozmaktadır. Tecrübelere dayanarak pervanenin ağırlık merkezinin $r = 0{,}0005 \cdot D_v$ değerinde kayacağı varsayılarak bu durum dikkate alınmış olur.

Salgı:

$$Q_{max} = m \cdot r \cdot \omega^2 = \frac{G_V \cdot 0{,}0005 \cdot D_V \cdot n^2}{91} = \frac{90 \cdot 0{,}0005 \cdot 0{,}8 \cdot 2800^2}{91} = 3102 \text{ N} \approx$$

$\approx$ 310 daN

Salgı zamana göre doğrusal artar, bu nedenlede ortalama değerlerin kullanılması gerekir.

Rulman A (serbest yatak): seçilen 6314 C_{ISO} = 90,2 kN = 9020 daN

$$A_{min} = \frac{G_V \cdot a + G \cdot \frac{l}{2}}{l} = \frac{90 \cdot 480 + 35 \cdot \frac{370}{2}}{370} = 134 \text{ daN}$$

$$A_{max} = \frac{(G_V + Q_{max}) \cdot a + G \cdot \frac{l}{2}}{l} = \frac{(90 + 310) \cdot 480 + 35 \cdot \frac{370}{2}}{370} = 536 \text{ daN}$$

$$F_r = \frac{A_{min} + 2A_{max}}{3} = \frac{134 + 2 \cdot 536}{3} = 402 \text{ daN}$$

$$P = F_r$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^P}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{9020}{402}\right)^3}{60 \cdot 2800} = 67\,200 \text{ h}$$

Rulman B (sabit yatak): 63 14 C_{ISO} = 90,2 kN = 9020 daN seçildi
C_{0ISO} = 74,3 kN = 7430 daN

$B_{min} = A_{min} - G_V - G = 134 - 90 - 35 = 9$ daN

$B_{max} = A_{max} - G_V - Q_{max} - G = 536 - 90 - 310 - 35 = 101$ daN

$$F_r = \frac{B_{min} + 2\,B_{max}}{3} = \frac{9 + 2 \cdot 101}{3} = 70 \text{ daN}$$

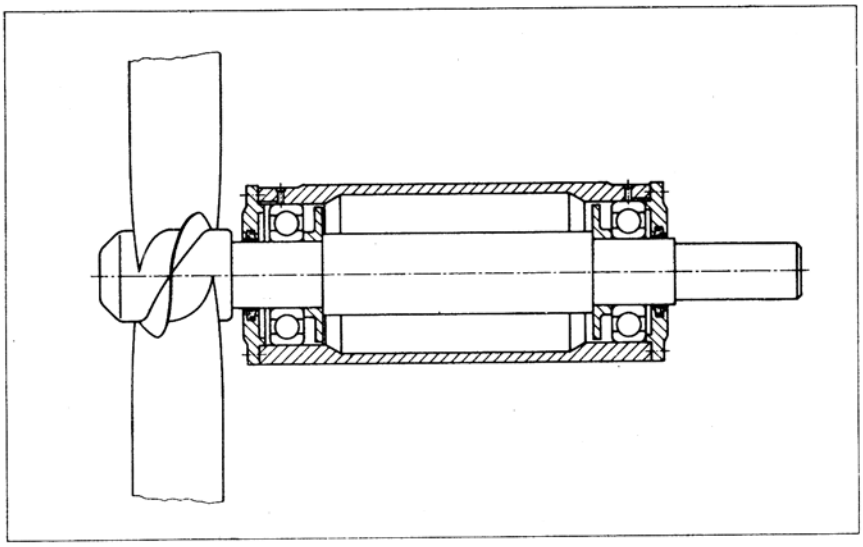
$F_a = 170$ daN

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{170}{6400} = 0{,}0266$$ Tablo 2.2/2 ve resim 2.2/3: e göre:

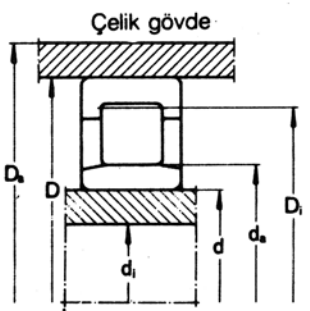
$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{170}{70} = 2{,}4 > e = 0{,}21 \rightarrow X = 0{,}56,\ Y = 2{,}08$$

$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0{,}56 \cdot 70 + 2{,}08 \cdot 170 = 393$ daN

$$L_h = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{9020}{393}\right)^3}{60 \cdot 2800} = 71\,900 \text{ h}$$



7.6 Rulmanın çalışma boşluğu (çelik yatakta)



İçi boş çelik mil

Silindirik makaralı rulman NU 320
d_i = 50 mm
d = 100 mm
D = 215 mm
D_a = 307 mm
Seçilen m5 ve N6 tolerans alanlarında normal boşluklu bir rulmanın kullanılıp kullanılamayacağının kontrolü gereklidir.

Buna ek olarak da iç ve dış bilezik arasındaki Δt = 20°C (20 k) sıcaklık farkının etkisinin incelenmesi gereklidir.
İç bileziğin genleşmesi:

Teorik ölçü fazlası: Mil Φ 100 m5 – iç bilezik

Δd_{max} = 48 μm
$\Delta d_{muhtemel}$ = 36 μm (Tablo 4.1/2 ye göre)
Δd_{min} = 13 μm

Bir rulman bileziğinin mile takılması esnasında temas yüzeyleri sürtünmeden dolayı düzgünleşir. Bu nedenle etkin ölçü fazlası, teorik ölçü fazlasından malzeme düzgünleşmesi miktarı kadar daha azdır. Hassas taşlanmış yüzeylerde düzgünleşme miktarı olarak G = 6μm hesabedilir (Bak bölüm 3.2.2.1)

$\Delta d_{eff} = \Delta d - G$
$\Delta d_{eff\ max} = d\ 48\text{-}6 = 42\ \mu m$
$\Delta d_{eff\ muhtemel} = 36\text{-}6 = 30\ \mu m$
$\Delta d_{eff\ min} = 13 - 6 = 7\ \Delta m$

Kesit oranları:

İç bilezik $C_1 = \frac{d}{d_a} = \frac{100}{129,5} = 0,77$ $d_a \cong F = 129,5$ mm Sayfa 214 teki rulman tablosundan

İç boşmil $C_2 = \frac{d_i}{d} = \frac{50}{100} = 0,5$

Bu değerlerle resim 3.2/2 den iç bileziğin çap büyümesi elde edilir. $\Delta L_i = 0,7 \cdot \Delta d_{eff}$

$\Delta L_{i\ max} = 0,7 \cdot 42 = 30\ \mu m$
$\Delta L_{i\ muhtemel} = 0,7 \cdot 30 = 21\ \mu m$
$\Delta L_{i\ min} = 0,7 \cdot 7 = 5\ \mu m$

Rulman dış bileziğinin uygunluğu:

Teorik ölçü fazlası: Çelik gövde 215 Φ N6 – Dış bilezik

ΔD_{max} = 51 µm
$\Delta D_{muhtemel}$ = 31 µm (Tablo 4.1/5 den)
ΔD_{min} = 0 µm

Gövdedeki rulman yuvası hassas tornalanmış yüzeye sahiptir: G = 10 µm

Etkin ölçü fazlası:

$\Delta D_{eff} = \Delta D - G$
$\Delta D_{eff\ max}$ = 51 — 10 = 41 µm
$\Delta D_{eff\ muhtemel}$ = 31 — 10 = 21 µm
$\Delta D_{eff\ min}$ = 0 µm

Kesit orantıları:

Dış bilezik $C_3 = \frac{D_i}{D} = \frac{185,5}{215} = 0,86$ $D_i \triangleq E = 185,5$ mm (Sayfa 214)

Gövde $C_4 = \frac{D}{D_a} = \frac{215}{307} = 0,7$

Bu değerlerle, Resim 3.2/3'den dış bilezik yuvarlanma yolunun çap küçülmesi elde edilir.

$$\Delta L_A = 0,69 \cdot \Delta D_{eff},$$

$\Delta L_{A\ max}$ = 0,69 . 41 = 28 µm
$\Delta L_{A\ muhtemel}$ = 0,69 . 21 = 14 µm
$\Delta L_{A min}$ = 0,69 . 0 = 0 µm

Rulmanın toplam radyal boşluğunun azalması dış bilezik daralması ve iç bileziğin genleşmesinin toplamıdır:

$\Delta R_{max} = \Delta L_{I\ max} + \Delta L_{A\ max} = 30 + 28 = 58$ µm
$\Delta R_{muhtemel} = \Delta L_{I\ muhtemel} + \Delta L_{A\ muhtemel} = 21 + 14 = 35$ µm
$\Delta R_{min} = \Delta L_{I\ min} + \Delta L_{A\ min} = 5 + 0 = 5$ µm

NU 3 20 için radyal rulman boşluğu tablo 3.2/2 ye göre: (Eşleştirilmiş bilezikler)

Normal: 45 ... 70 µm
C3: 80 ... 105 µm

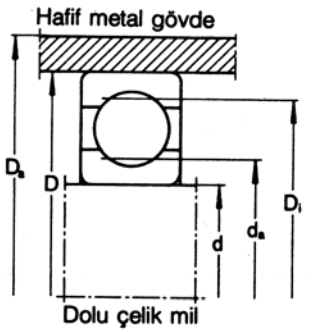
Seçilen alıştırmalar için normal boşluklu bir rulman kullanılabilir. Eğer çalışma esnasında iç bileziğin ısısının dış bileziğinkinden daha fazla olabileceği sanılıyorsa, örneğin Δt = 20°C, rulmanın seçiminde ek bir radyal boşluk azalmasının dikkate alınması gerekir.

$$\Delta R_t = 0{,}012 \cdot \frac{d+D}{2} \cdot \Delta_t = 0{,}012 \cdot \frac{100+215}{2} \cdot 20 = 38\ \mu m$$

$\Delta R_{max} = 58 + 38 = 96\ \mu m$
$\Delta R_{muhtemel} = 35 + 38 = 73\ \mu m$
$\Delta R_{min} = 5 + 38 = 43\ \mu m$

İç ve dış bilezik arasındaki 20°C lik ısı farkı radyal boşluk sınıfı C3 ü gerektirir.

7.7 Rulman çalışma boşluğu (hafif metal gövde)



Bilyalı rulman 6205 C3'ün radyal boşluğunun ve oturma özelliklerinin iki zamanlı bir motorun silumin gövdesinde Δt = 100°C (100K)'lik bir ısı değişiminden nasıl etkilendiğinin incelenmesi gerekir.

Çalışma sıcaklığı.... +90°C (363K)
Soğuk başlama.... -10°C(263K)

Mil $d = \phi\ 25\ ^{+0{,}009}_{+0{,}002}$ mm

Gövde $D = \phi\ 52\ ^{-0{,}050}_{-0{,}060}$ mm

$D_a = 122$ mm

İç ve dış bilezik arasında ısı farkı yok.

Rulman bileziğindeki genleşme:

Mil ve rulman iç bileziğinin geçme ölçü fazlası her iki parçanında çelikten (aynı malzemeden) olması nedeniyle ısı değişimlerinden etkilenmez.

Milin toleransı: $T_{W\,min} = +2\ \mu m$, $T_{W\,max} = +9\ \mu m$

Rulman iç bileziğinin toleransı (Tablo 3.1/1): $T_{I\,min} = 0\ \mu m$, $T_{I\,max} = -10\ \mu m$

G= 4 µm ölçüsünde (taşlanmış yüzeyler için) bir düzlenme söz konusu olduğunda etkin ölçü fazlası:

$\Delta d_{eff\,min} = T_{W\,min} - T_{I\,min} - G = 2 - 0 - 4 = -2\ \mu m$ (Boşluk) $\triangleq 0$
$\Delta d_{eff\,max} = T_{W\,max} - T_{I\,max} - G = 9 - (-10) - 4 = 15\ \mu m$

Mit $C_1 = \frac{d}{d_a}$ = (resim 3.2/1 e göre) ve $C_2 = 0$ (dolu malzeme)
ile iç bileziğin yuvarlanma yolu çapı büyümesi resim 3.2/2 den tesbit edilir.

$L_{I\,min} = 0{,}76 \cdot \Delta d_{Etkin\,min} = 0{,}76 \cdot 0 = 0\ \mu m$
$L_{I\,max} = 0{,}76 \cdot \Delta d_{Etkin\,max} = 0{,}76 \cdot 15 \approx 12\ \mu m$

Rulman dış bileziğinin uygunluğu:

Gövde ve rulmanın malzemelerinin farklı sıcaklık genleşmesi katsayıları nedeniyle, 20°C (293K) haricindeki oda sıcaklıklarında alıştırma (Geçme) ölçü fazlası:

Gövde deliği toleransı	$T_{G\,min} = -50\ \mu m$
	$T_{G\,max} = -60\ \mu m$
Rulman dış bileziği toleransı (Tablo 3.1/1)	$T_{A\,min} = -13\ \mu m$
	$T_{A\,max} = 0\ \mu m$

Isıya bağlı olmadan, etkin ölçü fazlası yüzey düzgünlüğü G=B μm dikkate alındığında (gövdedeki hassas tornalanmış rulman yuvası),

$\Delta D_{Etkin\,min} = T_{A\,min} - T_{G\,min} - G = -13 - (-50) - 8 = 29\ \mu m$
$\Delta D_{Etkin\,max} = T_{A\,max} - T_{G\,max} - G = 0 - (-60) - 8 = 52\ \mu m$

Etkin ölçü fazlasının - 10°C (243 K) 'de değişimi

$$\Delta\alpha = \alpha_{Al} - \alpha_{St} = 0{,}022 - 0{,}012 = 0{,}01\ \frac{\mu m}{mm\ ^\circ C\ (K)}$$

$\Delta t = -30\ ^\circ C\ (K)$
$\Delta D_t = D \cdot \Delta\alpha \cdot \Delta t = 52 \cdot 0{,}01 \cdot (-30) = -16\ \mu m$

Etkin ölçü fazlasının + 90°C (363K)'de değişimi:

$$\Delta\alpha = 0{,}01\ \frac{\mu m}{mm\ ^\circ C\ (K)}$$

$\Delta t = +70\ ^\circ C\ (K)$
$\Delta D_t = D \cdot \Delta\alpha \cdot \Delta t = 52 \cdot 0{,}01 \cdot 70 = 36\ \mu m$

Isının dikkate alınmasıyla etkin alıştırma ölçü fazlası:

$\Delta D_{t;Etkin} = \Delta D_{Etkin} - \Delta D_t$

—10 ° C (263 K)'de:

$\Delta D_{t;Etkin\,min} = \Delta D_{Etkin\,min} - \Delta D_t = 29 - (-16) = 45\ \mu m$
$\Delta D_{t;Etkin\,max} = \Delta D_{Etkin\,max} - \Delta D_t = 52 - (-16) = 68\ \mu m$

+90 ° C (363 K) 'de:

$\Delta D_{t;Etkin\,min} = \Delta D_{Etkin\,min} - \Delta D_t = 29 - 36 = -7\ \mu m$
$\Delta D_{t;Etkin\,max} = \Delta D_{Etkin\,max} - \Delta D_t = 52 - 36 = 16\ \mu m$ (Oynak) $\triangleq 0$

Görüldüğü gibi düşük sıcaklıklarda ölçü fazlası çok büyümekte, buna karşılık çalışma sıcaklığında oldukça küçülmekte ve çok ağır şartlarda da boşluklu yatak oluşturmaktadır.

Dış bilezik yuvarlanma yolunun çap küçülmesini resim 3.2/5 e göre şöyle hesaplanır:

$$C_3 = \frac{D_i}{D} = 0{,}86 \quad \text{(Resim 3.2/1)}$$

$$C_4 = \frac{D}{D_a} = \frac{52}{122} = 0{,}43$$

—10 ° C (263 K) 'de:

$$\Delta L_{A\,min} = 0{,}60 \cdot \Delta D_{t\,eff\,min} = 0{,}60 \cdot 45 = 27\ \mu m$$
$$\Delta L_{A\,max} = 0{,}60 \cdot \Delta D_{t\,eff\,max} = 0{,}60 \cdot 68 = 41\ \mu m$$

+90 ° C (363 K) 'de:

$$\Delta L_{A\,min} = 0{,}60 \cdot \Delta D_{t\,eff\,min} = 0{,}60 \cdot 0 = 0\ \mu m$$
$$\Delta L_{A\,max} = 0{,}60 \cdot \Delta D_{t\,eff\,max} = 0{,}60 \cdot 16 = 10\ \mu m$$

6205 C3 rulmanın radyal boşluk azalması

—10 ° C (263 K)'de:

$$\Delta R_{min} = \Delta L_{I\,min} + \Delta L_{A\,min} = 0 + 27 = 27\ \mu m$$
$$\Delta R_{max} = \Delta L_{I\,max} + \Delta L_{A\,max} = 12 + 41 = 53\ \mu m$$

+90 ° C (363 K) 'de:

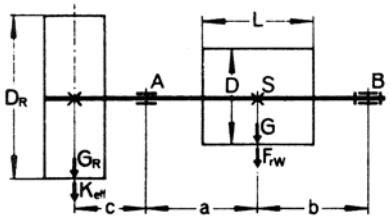
$$\Delta R_{min} = \Delta L_{I\,min} + \Delta L_{A\,min} = 0 + 0 = 0\ \mu m$$
$$\Delta R_{max} = \Delta L_{I\,max} + \Delta L_{A\,max} = 12 + 10 = 22\ \mu m$$

6205 C3 için radyal boşluk: 13 ... 28 μm (Tablo 3.2/1)

$$R_{Çalışma\,min} = R_{min} - \Delta R_{max} = 13 - 53 = -40\ \mu m$$
$$R_{Çalışma\,max} = R_{max} - \Delta R_{min} = 28 - 0 = 28\ \mu m$$

Soğuk başlangıç çalışmasında (çok ağır şartlarda) rulmanın 40 μm ön gerilimi olabilir, ancak çalışma sıcaklığında radyal boşluk 28 μm ölçüsüne kadar varabilir. Çalışma boşluğunun büyük olması halinde motorun sessizliğinin olumsuz yönde etkilenmesi nedeniyle, rulman boşluğunun C4 (23.....41 μm) sınıfına yükseltilmesi uygun değildir.
Bu durumlarda daha ziyade konstruktif önlemlerle muhtemel rulman boşluk değişimlerinin geniş alanı daraltılabilir. (Bir çelik veya plastik bileziğin rulman ile hafif metal gövde arasına yerleştirilmesi).

7.8 Bir elektromotordaki yataklamalar



Yatay konumdaki motor mili ve kayış tahrikli yataklamanın 20000 çalışma saati ömrü olması isteniyor. Sabit yatak kayış kasnağının karşı tarafında yer almaktadır.
Serbest yatak NU tipi silindirik makaralı rulman kayış kasnağı tarafında.

Diğer bilgiler

Motor Gücü	**N = 7,5 kW (10,2 PS)**
Motor devir sayısı	**n = 1 500 mm/dak.**
Rotorun ağırlığı, mil dahil	**G = 20 daN**
Kayış kasnağının ağırlığı	**G_R = 5 daN**
Rotorun uzunlamasına kesiti	**A = 195 cm²**

(A = L.D, L = rotor uzunluğu 15 cm ve D = Rotor çapı 13 cm olduğunda).

Her iki rulman yerinin istenen mil çapı 30 ... 50 cm dir.

Kayış kasnağın çapı	**D_R = 220 mm**
Mesafeler	**a = 150 mm**
	b = 150 mm
	c = 97 mm

Rotorun ağırlık merkezindeki radyal kuvveti:

$F_{rw} \approx F_m + f_n \cdot G$

F_m = Manyetik çekim: 100 kW gücündeki motorlar için:

$F_m = 0{,}2 \cdot A = 0{,}2 \cdot 195 = 39$ daN

		f_n yatay miller	f_n dikey miller
Direk kavramı	Elastik	1,05 den 1,2 ye kadar	0,2 den 0,5 e kadar
	Sabit	1.2	0,5
Kayış, dişli ve zincir	tahriki	1	0
Volan ve sabit kavrama		1,05 den 1,2 ye kadar	0,2 den 0,5 e kadar

$$F_{rw} = 39 + 1 \cdot 20 = 59 \text{ daN}$$

Kayış asılma gücü K_{eff}:

Uygun olmayan kayış asılma yönü (aşağı doğru) olduğunda:

$K_{eff} = f_z \cdot U$ $\quad f_z \ldots 4$ (Tablo 2.2/3 den)

$$U = \frac{974 \cdot N}{n \cdot \frac{D_R}{2}} = \frac{974 \cdot 7{,}5}{1500 \cdot \frac{0.22}{2}} = 44 \text{ daN}$$

$$K_{eff} = 4 \cdot 44 = 176 \text{ daN}$$

Kayış kasnağındaki radyal kuvvet:

$$F_{rR} = K_{eff} + G_R = 176 + 5 = 181 \text{ daN}$$

Radyal rulman yükü: B-tarafındaki rulman için en ağır şartlar dikkate alınır, yani kayış asılma gücü ve milli rotor ağırlığı birbirine eklenir.

$$F_{rA} = \frac{F_{RW} \cdot b + F_{rR} \cdot (a + b + c)}{a + b} = \frac{59 \cdot 150 + 181 \cdot 397}{300} =$$

$$= 269 \text{ daN}$$

$$F_{rB} = \frac{F_{RW} \cdot b + F_{rR} \cdot c}{a + b} = \frac{59 \cdot 150 + 181 \cdot 97}{300} =$$

$$= 88 \text{ daN}$$

Eşdeğer yük oluşmadığından eşdeğer rulman yükü

$$P_A = F_{rA} = 269 \text{ daN}$$
$$P_B = F_{rB} = 88 \text{ daN}$$

Rulman A: Silindirik makaralı rulman

$$L_h = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}}}{60 \cdot n}$$

Taşıma Emniyeti:

$$\frac{C}{P} = \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} = \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{60 \cdot 1500 \cdot 20\,000}{10^6}} = 9{,}48$$

Gerekli taşıma sayısı:

$$C = 9{,}48 \cdot P_A = 9{,}48 \cdot 269 = 2550 \text{ daN}$$

Konstruksiyona ilişkin nedenlerle (mil çapı 30....50 mm) NU 207 tipi bir rulman (C = 3000 daN) seçilmelidir.

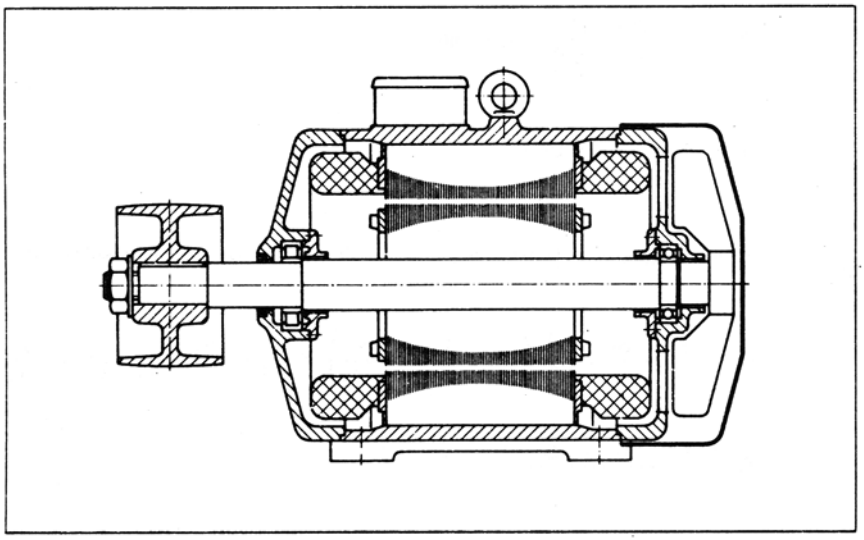
Rulman B: Bilyalı rulman

$$\frac{C}{P} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1500 \cdot 20\,000}{10^6}} = 12{,}16$$

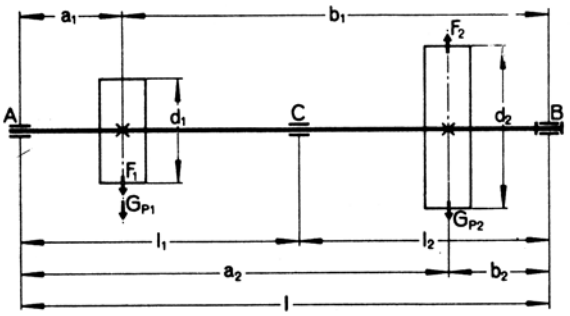
Gerekli taşıma sayısı:

$$C = 12{,}16 \cdot P_B = 12{,}16 \cdot 88 = 1070 \text{ daN}$$

Bu şartları 6007 seri no'lu rulman (C = 1250 daN) yerine getirir.



7.9 Bir hızarın karşıt mil yataklaması



Çalıştırma güçü:
N = 55,2 kW
(75,1 PS)
Devir sayısı:
n = 568/dak.
d_1 = 560 mm
d_2 = 900 mm
l = 2850 mm
l_1 = 1500 mm
l_2 = 1350 mm
$a_1 = b_2$ = 550 mm
$a_2 = b_1$ = 2300 mm

40.000 saatlik çalışma ömrü istenmektedir. Dikkat edilmesi gereken konu ise rulmanlara göre mil çapının değişmemesidir. Çünki çekme çubuktan yapılma mil kullanılacaktır. Rulmanlar sıkma manşonları tesbit edilecektir.
Rulman yükü kayış asılma kuvveti, kasnak ve mil ağırlığından oluşmaktadır. Verilen motor gücü için gerekli kayış asılma kuvveti ise:

$$F_1 = fz \cdot U = fz \cdot \frac{955 \cdot N}{n \cdot \frac{d_1}{2}} = 4 \cdot \frac{955 \cdot 55{,}2}{568 \cdot \frac{0{,}56}{2}} = 1326 \text{ daN}$$

$$F_2 = 4 \cdot \frac{955 \cdot 55{,}2}{568 \cdot \frac{0{,}9}{2}} = 825 \text{ daN}$$

f_z ... Tablo 2.2/3 e göre

Üçlü yataklamada (statik olarak belirsizdir) yatak kuvvetleri şu şekilde hesaplanabilir:

$$C = \frac{F_1}{2} \cdot \frac{b_1}{l_2} \cdot \frac{a_1^2}{l_1^2} \left(1 + \frac{l}{a_1} - \frac{l_2^2}{a_1 b_1}\right) \pm \frac{F_2}{2} \cdot \frac{a_2}{l_1} \cdot \frac{b_2^2}{l_2^2} \cdot \left(1 + \frac{l}{b_2} - \frac{l_1^2}{a_2 b_2}\right)$$

$$A = \frac{F_1 \cdot b_1 - C \cdot l_2 \pm F_2 \cdot b_2}{l}$$

$$B = \frac{F_1 \cdot a_1 - C \cdot l_1 \pm F_2 \cdot a_2}{l}$$

Kayış asılma gücünden oluşan yatak kuvvetleri:

$$C_B = \frac{1326}{2} \cdot \frac{2300}{1350} \cdot \frac{550^2}{1500^2} \left(1 + \frac{2850}{550} - \frac{1350^2}{550 \cdot 2300}\right) - \frac{825}{2} \cdot \frac{2300}{1500} \cdot \frac{550^2}{1350^2} \cdot \left(1 + \frac{2850}{550} - \frac{1500^2}{2300 \cdot 550}\right) = 258 \text{ daN}$$

$$A_B = \frac{1326 \cdot 2300 - 258 \cdot 1350 - 825 \cdot 550}{2850} = 789 \text{ daN}$$

$$B_B = \frac{1326 \cdot 550 - 258 \cdot 1500 - 825 \cdot 2300}{2850} = -546 \text{ daN}$$

Kayış kasnakları ağırlığından oluşan yatak kuvvetleri:

Kayış kasnak ağırlığı 1: $G_{P1} = 52$ kg
Kayış kasnak ağırlığı 2: $G_{P2} = 93$ kg

$$C_P = \frac{52}{2} \cdot \frac{2300}{1350} \cdot \frac{550^2}{1500^2} \left(1 + \frac{2850}{550} - \frac{1350^2}{550 \cdot 2300}\right) + \frac{93}{2} \cdot \frac{2300}{1500} \cdot \frac{550^2}{1350^2} \cdot \left(1 + \frac{2850}{550} - \frac{1500^2}{2300 \cdot 550}\right) = 80 \text{ daN}$$

$$A_P = \frac{52 \cdot 2300 - 80 \cdot 1350 + 93 \cdot 550}{2850} = 22 \text{ daN}$$

$$B_P = \frac{52 \cdot 550 - 80 \cdot 1500 + 93 \cdot 2300}{2850} = 43 \text{ daN}$$

Mil ağırlığından oluşan yatak kuvvetleri (kabul edilen mil çapı $2r = 100$ mm):

Toplam mil ağırlığı: $G = r^2 \cdot \pi \cdot l \cdot \gamma = 0{,}5^2 \cdot \pi \cdot 28{,}5 \cdot 7{,}85 = 176$ kg

$\gamma = 7{,}85$ kg/cm³ = özel ağırlık

Simetrik olarak A ve C arasında yatan ağırlık payı:

$$G_1 = \frac{G \cdot l_1}{l} = \frac{176 \cdot 1500}{2850} = 93 \text{ kg}$$

Simetrik olarak B ve C arasında yatan ağırlık payı:

$G_2 = G - G_1 = 176 - 93 = 83$ kg

Simetrik olarak yataklar arasında dağılmış bulunan mil ağırlık kuvvetlerinin hesabı:

$l = 2850$ mm $\quad a_1 = 750$ mm $\quad b_1 = 2100$ mm
$l_1 = 1500$ mm $\quad a_2 = 2175$ mm $\quad b_2 = 675$ mm
$l_2 = 1350$ mm

$$C_S = \frac{93}{2} \cdot \frac{2100}{1350} \cdot \frac{750^2}{1500^2} \left(1 + \frac{2850}{750} - \frac{1350^2}{750 \cdot 2100}\right) + \frac{83}{2} \cdot \frac{2175}{1500} \cdot \frac{675^2}{1350^2} \cdot$$

$$\cdot \left(1 + \frac{2850}{675} - \frac{1500^2}{2175 \cdot 675}\right) = 121 \text{ daN}$$

$$A_S = \frac{93 \cdot 2100 - 121 \cdot 1350 + 83 \cdot 675}{2850} = 31 \text{ daN}$$

$$B_S = \frac{93 \cdot 750 - 121 \cdot 1500 + 83 \cdot 2175}{2850} = 24 \text{ daN}$$

Toplam yatak yükleri:

$F_{rA} = A_B + A_P + A_S = 789 + 22 + 31 = 842$ daN
$F_{rB} = B_B + B_P + B_S = -546 + 43 + 24 = -479$ daN
$F_{rC} = C_B + C_P + C_S = 258 + 80 + 121 = 459$ daN

Yükleme yönü çalışma ömrü hesabı için önemli değildir. Bu nedenle (-) ön işaretler düşebilir. Sadece radyal yükler oluştuğundan; $P = F_r$
$P = r_r$

Rulman A:

Seçilen Rulman : 22 22 K + H 322 $C_{ISO} = 83{,}9$ kN = 8390 daN

$$L_{hA} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C}{P_A}\right)^3}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{8390}{842}\right)^3}{60 \cdot 568} = 29\,030 \text{ h}$$

Rulman B:

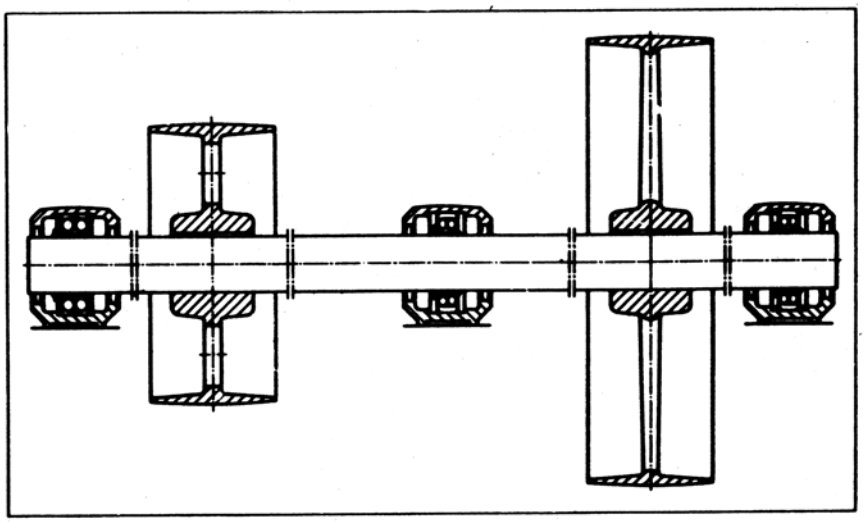
Seçilen Rulman : 12 22 K + H 222 $C_{ISO} = 61{,}3$ kN = 6130 daN

$$L_{hB} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C}{P_B}\right)^3}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{6130}{479}\right)^3}{60 \cdot 568} = 61\,500 \text{ h}$$

Rulman C:

Seçilen Rulman: 12 22 K + H 222 C_{ISO} = 61,3 kN = 6130 daN

$$L_{hC} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C}{P_C}\right)^3}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{6130}{459}\right)^3}{60 \cdot 568} = 69\,900\ h$$



ORS

Rulmanları

Bütün Dünyada...

