

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FARKLI MALZEMELERDEN YUVARLANMA ÇİFTLERİNE SAHİP
BİLYALI RULMANLARIN TRİBOLOJİK ÖZELLİKLERİNİN
KARŞILAŞTIRILMASI**

Nuri Enes ÖLÇEN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA 2005

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI MALZEMELERDEN YUVARLANMA ÇİFTLERİNE SAHİP
BİLYALI RULMANLARIN TRİBOLOJİK ÖZELLİKLERİNİN
KARŞILAŞTIRILMASI

NURİ ENES ÖLÇEN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez 03/10/2005 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

Yrd. Doç. Dr. Gültekin KARADERE Prof. Dr. Yaşar PALA Doç Dr. İbrahim GÜNEY
(Danışman)

ÖZET

Farklı Malzemelerden Yuvarlanma Çiftlerine Sahip Bilyalı Rulmanların Tribolojik Özelliklerinin Karşılaştırılması

Nuri Enes ÖLÇEN

Bu çalışmada tamamı-çelik, tamamı-seramik ve hibrit rulman dediğimiz yuvarlanma elemanı seramik, bilezikleri çelikten olan rulmanlar incelenmiştir. Öncelikle seramik bilya ve çelik bilezikten oluşan hibrit rulmanlar hakkında bilgi verilmiş, seramiklerin özelliklerine değinilmiştir. Daha sonra hibrit rulmanlarla klasik çelik rulmanlar hakkında yapılan farklı çalışmalar incelenip özet olarak sunulmuştur.

Elle tutulur sonuçları görebilmemiz amacıyla son kısımda tamamı çelik, tamamı seramik ve hibrit bilyalı rulmanlar için minimum film kalınlığı, temas alanı, maksimum temas basıncı ve deformasyonlar hesap edilmiştir. Hesaplamalar neticesinde seramik ve hibrit rulmanların klasik tamamı-çelik rulmanlara göre aynı yükte daha az deformasyona uğradığı görülmüştür. Buna karşılık temas alanları daha küçük dolayısıyla temas basınçları daha fazla çıkmıştır. Silindirik makaralı ve sabit bilyalı rulmanlar için benzer sonuçlar bulunmuştur. Ayrıca silindirik makaralı rulmanda minimum film kalınlıklarının malzemedan bağımsız olduğu saptanmıştır. Sabit bilyalı rulmanda ise seramik-çelik ve tamamı-seramik rulmanların minimum film kalınlıkları tamamı-çelik rulmandan az çıkmıştır. Çalışmanın sonunda sonuçlar tablo halinde verilip yorumlanmıştır.

Anahtar kelimeler: Sabit bilyalı yatak, silindirik makaralı yatak, minimum film kalınlığı, temas alanı, temas basıncı, deformasyon, hibrit rulman, Si_3N_4

ABSTRACT**Comparison of Tribological Properties of Deep Groove Ball Bearings which has Rolling Pairs Made of Different Materials**

Nuri Enes ÖLÇEN

In this study all-steel, all-ceramic rolling bearings and rolling bearings with ceramic rolling elements and rings made of steel, which are called hybrid bearings, are investigated. First, hybrid rolling bearings made of ceramic rolling elements and steel rings are introduced and properties of ceramics are given. After this, different researchs about hybrid rolling bearings and conventional steel bearings are investigated and presented as summaries.

In order that we see tangible results, minimum film thickness, contact area, maximum contact pressure and deformations for rolling bearings made of fully steel, fully ceramic and hybrid rolling bearings have been computed in the last chapter. Calculation results gives us that ceramic and hybrid rolling bearings has smaller deformations compared to conventional all-steel rolling bearings, in the same loading conditions. On the other hand, contact areas were smaller and this resulted in bigger contact pressures. Similar results are founded for cylindrical roller bearings and deep groove ball bearings. Besides it is determined that minimum film thickness is independent from material in cylindrical roller bearings. But in deep groove ball bearings, minimum film thickness in ceramic-steel and all-ceramic roller bearings, is found to be thinner than all-steel roller bearings. At the end of the study all results are given as tables and then commented.

Key words: Deep groove ball bearing, cylindrical roller bearing, minimum film thickness, contact area, contact pressure, deformation, hybrid rolling bearing, Si_3N_4

İÇİNDEKİLER	Sayfa No
1- GİRİŞ	1
2- KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Hibrit Rulman	3
2.1.1. Seramik Malzemeler	5
2.1.1.1. Silikon Nitrit (Si_3N_4)	5
2.1.1.2. Alüminyum Oksit (Al_2O_3)	9
2.1.1.3. Zirkon Oksit (ZrO_2)	9
2.1.2. Uygulama Alanları	9
2.1.2.1. Takım Tezgahları	9
2.1.2.2. Gaz Türbinleri	10
2.1.3. Sonuç	10
2.2. Kendi Kendini İyileştiren Rulmanlar	11
2.2.1. Özet	11
2.2.2. Giriş	11
2.2.3. Dişli Kutuları ve Krank Milleri	12
2.2.4. Akışkan makinalarında Rulmanlar	13
2.2.5. Aşınma Ömrü	13
2.2.6. Yorulma Ömrü	14
2.2.7. Titreşim ve Gürültü	15
2.2.8. Yağlama	15
2.3. Silikon Nitrit Rulman Teknolojisi: En Son Araştırmaların Bir İncelemesi	16
2.4. Si_3N_4 Rulmandaki Temas Yükleme Anındaki Hasar Süreçleri	17
2.5. Farklı Rulman Çeliklerine Karşı Kayan Yağlanmış Silikon Nitritin Aşınma Performansı	18
2.6. Seramiklerin Kayma Aşınmasında Aşınma Döküntülerinin Başlangıcı ve Rolü	21
2.6.1. Seramiklerin Kayma Aşınması	22
2.6.1.1. Temas Basınçları	22
2.7. Çeliğin Silikon Nitritle Yuvarlanma Temasında Aşınması	24

2.8. Silikon Nitrit Bilyalı Hibrit Bilyalı Rulmanların Malzeme Hasar Mekanizmaları	26
2.9. Hibrit Rulmanlarda Kullanılan Üç Si_3N_4 Bilyanın Hasar Analizi	28
2.10. Silikon Nitritin Temas Yorulması	28
2.11. Rulmanlarda Temas Yorulması	30
2.12. Soğutkanla Yağlanmış Silikon Nitrit Rulman Elemanlarının Yuvarlanma Teması Yorulmasında Artık Gerilme Değişimleri	30
3- MATERYAL VE YÖNTEM	32
3.1. Minimum Yağ Film Kalınlığı ve Bilyalı Seramik – Çelik Rulman için Deformasyon Formülasyonu	32
3.1.1. Makaralı Rulman	32
3.1.2. Bilyalı Rulman	35
3.2. Temas Alanı Formülasyonu	39
3.2.1. Makaralı Rulman	39
3.2.2. Bilyalı Rulman	40
3.3. Maksimum Temas Basıncı Formülasyonu	41
3.3.1. Makaralı Rulman	42
3.3.2. Bilyalı Rulman	42
3.4. Deformasyonun Bulunması	43
4- ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA	44
4.1. Silindirik Makaralı Rulman için Hesaplamalar	44
4.1.1. Minimum Yağ Film Kalınlığı Hesabı	44
4.1.1.1. I. Durum $Q_I = 18000$ N için	46
4.1.1.2. II. Durum $Q_{II} = 9000$ N için	52
4.1.1.3. III. Durum $Q_{III} = 4500$ N için	57
4.1.2. Temas Alanı Hesabı	63
4.1.2.1. I. Durum $Q_I = 18000$ N için	63
4.1.2.2. II. Durum $Q_{II} = 9000$ N için	64
4.1.2.3. III. Durum $Q_{III} = 4500$ N için	65
4.1.3. Maksimum Temas Basıncı Hesabı	66
4.1.3.1. I. Durum $Q_I = 18000$ N için	66
4.1.3.2. II. Durum $Q_{II} = 9000$ N için	67

4.1.3.3. III. Durum $Q_{III} = 4500$ N için	67
4.2. Sabit Bilyalı Rulman için Hesaplamalar	68
4.2.1. Minimum Yağ Film Kalınlığı ve Seramik – Çelik Rulman için Deformasyon Hesabı	68
4.2.1.1. I. Durum $Q_I = 18000$ N için	72
4.2.1.2. II. Durum $Q_{II} = 9000$ N için	77
4.2.1.3. III. Durum $Q_{III} = 4500$ N için	83
4.2.2. Temas Alanı Hesabı	89
4.2.2.1. I. Durum $Q_I = 18000$ N için	90
4.2.2.2. II. Durum $Q_{II} = 9000$ N için	92
4.2.2.3. III. Durum $Q_{III} = 4500$ N için	93
4.2.3. Maksimum Temas Basıncı Hesabı	94
4.2.3.1. I. Durum $Q_I = 18000$ N için	94
4.2.3.2. II. Durum $Q_{II} = 9000$ N için	95
4.2.3.3. III. Durum $Q_{III} = 4500$ N için	95
4.2.4. Deformasyon Hesabı	96
4.2.4.1. I. Durum $Q_I = 18000$ N için	97
4.2.4.2. II. Durum $Q_{II} = 9000$ N için	97
4.2.4.3. III. Durum $Q_{III} = 4500$ N için	97
4.3. Sonuçların Karşılaştırılması ve Tartışma	98
5- KAYNAKLAR	104
EKLER	106
EK-1	106
Tablo 4.16. $\cos \tau$, μ , ν ve $2K/\pi\mu$ değerleri (tümü)	106
EK-2	108
Örnek: Silindirik makaralı rulman sorusu için temas alanı bulma.	108
EK-3	110
a) Makaralı Rulman Örneği için Pascal Programı	110
b) Bilyalı Rulman Örneği için Pascal Programı	112
TEŞEKKÜR	117
ÖZGEÇMİŞ	118

SİMGELER DİZİNİ

2a	Eliptik temas yüzeyinin x doğrultusundaki yarıçapı	mm
2b	Eliptik temas yüzeyinin y doğrultusundaki yarıçapı	mm
2b	Dikdörtgen temas alanının genişliği	mm
d	Bilya çapı	mm
d_e	Ortalama çap	mm
d_i	İç yuva çapı	mm
d_o	Dış yuva çapı	mm
d_w	Makara çapı	mm
E	Elastisite modülü	N/mm ²
E'	Efektif elastisite modülü	N/mm ²
F	Temas alanı	mm ²
G	Boyutsuz malzeme parametresi	
G_i	İç yuva için boyutsuz malzeme parametresi	
G_o	Dış yuva için boyutsuz malzeme parametresi	
H_{min}	Boyutsuz minimum film kalınlığı	
$H_{min,i}$	İç yuva teması için boyutsuz minimum film kalınlığı	
$H_{min,o}$	Dış yuva teması için boyutsuz minimum film kalınlığı	
h_{min}	Boyutlu minimum film kalınlığı	μm
$h_{min,i}$	İç yuva teması için boyutlu minimum film kalınlığı	μm
$h_{min,o}$	Dış yuva teması için boyutlu minimum film kalınlığı	μm
J_i	İç bilezik için eliptik integral	
J_o	Dış bilezik için eliptik integral	
k	Elipslik parametresi	
k_i	İç yuva için elipslik parametresi	
k_o	Dış yuva için elipslik parametresi	
K	Hertz sabiti	
l_{eff}	Makara efektif uzunluğu	mm
n	Yuvarlanma elemanı sayısı	

p_0	Maksimum temas basıncı	N/mm^2
Q	Yük	N
Q_{max}	En çok yüklenen makaranın yükü	N
Q'_{max}	En çok yüklenen makarada birim uzunluğa gelen radyal yük	N/mm
q_a	Sabit	
R_i	İç yuva eğrilik yarıçapı	mm
R_o	Dış yuva eğrilik yarıçapı	mm
R_i	İç bilezik ve bilyanın temas ettiği eğrilik toplamı	mm
R_o	Dış bilezik ve bilyanın temas ettiği eğrilik toplamı	mm
R_w	Yuvarlanma elemanı eğrilik yarıçapı	mm
$R_{r,i}$	İç yuva uygunluğu	
$R_{r,o}$	Dış yuva uygunluğu	
$R_{x,i}$	İç yuva eşdeğer eğrilik yarıçapı	mm
$R_{x,o}$	Dış yuva eşdeğer eğrilik yarıçapı	mm
r_i	Bilyanın yuvarlandığı iç yarıçapı	mm
r_o	Bilyanın yuvarlandığı dış yarıçapı	mm
U	Boyutsuz hız parametresi	
U_i	İç yuva için boyutsuz hız parametresi	
U_o	Dış yuva için boyutsuz hız parametresi	
\bar{u}	Silindirik makaranın x yönündeki ortalama yüzey hızı	mm/s
$\bar{\vartheta}$	Hız	mm/s
W	Boyutsuz yük parametresi	
W'	Boyutsuz yük parametresi	
W_i	İç yuva için boyutsuz yük parametresi	
W_o	Dış yuva için boyutsuz yük parametresi	
α_r	Yarıçap oranı	
$\alpha_{r,i}$	İç yuva için yarıçap oranı	
$\alpha_{r,o}$	Dış yuva için yarıçap oranı	
β	Temas açısı	$(^\circ)$

δ_i	İç bilezikteki deformasyon	mm
δ_o	Dış bilezikteki deformasyon	mm
δ	Toplam deformasyon	μm
ε_i	İç bilezik için eliptik integral	
ε_o	Dış bilezik için eliptik integral	
η	Sabit sıcaklık ve basınçta, $p = 0$, mutlak viskozite	$N.s/m^2$
μ	Hertz sabiti	
ν	Poisson oranı	
ξ	Viskozite-basınç katsayısı	mm^2/N
ρ	Eşdeğer eğrilik yarıçapının tersi	mm^{-1}
$\Sigma \rho$	Eşdeğer eğrilik yarıçaplarının tersleri toplamı	mm^{-1}
ω_i	İç bileziğin açısal hızı	rad/s
ω_o	Dış bileziğin açısal hızı	rad/s
ν	Hertz sabiti	

KISALTMALAR

NDE: Hasarsız muayene

SEM: Tarayıcı elektron mikroskopisi

YTY: Yuvarlanma temas yorulması

LOM: Işıklı optik mikroskop

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	Aşınma performansı test sonuçları : VU091 rulman vs. standart rulman, karbonitratlanmış bilya yuvalı rulmanlar ve hibrit rulmanlar.	7
Şekil 2.2.	Kuru sürtünme halinde 1000 saatlik bir zaman diliminde çelik ve hibrit rulmanda oluşan titreşim değerleri.	8
Şekil 2.3.	VU091 Sabit Bilyalı Rulmanlar	12
Şekil 2.4.	Kendi kendini-iyileştiren ve standart tamamı-çelik rulmanların dayanıklılık testi sonuçları.	14
Şekil 2.5.	Kirlenme testinden sonraki göreceli titreşim seviyesi, kendi kendini-iyileştiren vs. standart rulmanlar arasında.	15
Şekil 2.6.	Disk-üzeri-iğne (Deney düzeneği)	19
Şekil 2.7.	İğne/disk göreceli aşınma dirençleri karşılaştırması: M50 iğne, 60 N yük, 7 m/s kayma hızı, Mobil Jet II yağıyla yağlanmış.	21
Şekil 2.8.	Düz bir Al_2O_3 numunenin Al_2O_3 bilyaya karşı 9,8 N yük ve 11,5 mm/s kayma hızında havadaki testinde oluşan aşınma izinin tarayıcı elektron mikro grafisi.	22
Şekil 2.9.	Bilyalı-çubuk yuvarlanma-temas-yorulması test edicisinin şematiği.	25
Şekil 2.10.	Aparat düzeneğinin şematik gösterimi.	27
Şekil 2.11.	Tribolojik denemeler için özel rulmanlar: iç bilezik, kafes, dış bilezik ve üç seramik bilya.	27
Şekil 2.12.	Test ekipmanının şematiği	29
Şekil.3.1.	Radyal, bilyalı rulman kesiti [Hamrock ve Anderson, (1983)]	35
Şekil 3.2.	İki silindirik kütlelerin teması	39
Şekil 3.3.	Eliptik temas alanı	40
Şekil 4.1.	Makaralı rulman örneği (Hamrock ve Anderson (1983))	44

TABLolar DİZİNİ

Tablo 2.1.	Seramik ve Çelik Malzemelerin Temel Özellikleri	5
Tablo 2.2.	Silikon nitritin özellikleri, Si_3N_4	18
Tablo 2.3.	Deney düzeneğinde test edilen çeliklerin bir listesi	20
Tablo 2.4.	Hibrit ve tamamı çelik yağlanmış kayma temasları için sürtünme katsayıları	20
Tablo 2.5.	Sinterlenmiş ve HIPed silikon nitritin, AISI 52100 ve M-50 çeliklerinin özellikleri	25
Tablo 4.1.	Makaralı rulmanda farklı yüklemeler için h_{\min} minimum film kalınlıkları	62
Tablo 4.2.	Makaralı rulmanda farklı yüklemelerde oluşan temas alanları	65
Tablo 4.3.	Makaralı rulmanda farklı yüklemelerde oluşan p_0 maksimum temas basınçları	68
Tablo 4.4.	Bilyalı rulmanda farklı yüklemeler için h_{\min} minimum film kalınlıkları	88
Tablo 4.5.	$\cos \tau$, μ , ν ve $2K/\pi\mu$ değerleri (kısmi)	90
Tablo 4.6.	Bilyalı rulmanda farklı yüklemelerde oluşan temas alanları	94
Tablo 4.7.	Bilyalı rulmanda farklı yüklemelerde oluşan p_0 maksimum temas basınçları	96
Tablo 4.8.	Bilyalı rulmanda farklı yüklemelerde oluşan δ deformasyonları	98
Tablo 4.9.	Silindirik makaralı rulmanda F temas alanı, p_0 maksimum temas basıncı ve h_{\min} minimum film kalınlıkları	99
Tablo 4.10.	Bilyalı rulmanda F temas alanı, p_0 maksimum temas basıncı, δ deformasyonları (μm) ve h_{\min} minimum film kalınlıkları	99
Tablo 4.11.	Makaralı rulmanda farklı yüklemeler için h_{\min} minimum film kalınlıkları	100
Tablo 4.12.	Bilyalı rulmanda farklı yüklemeler için h_{\min} minimum film kalınlıkları	100
Tablo 4.13.	Deformasyonlar δ (μm)	101

Tablo 4.14.	Sabit yükte, farklı rulmanların ezilme miktarlarının karşılaştırılması (%)	101
Tablo 4.15.	Aynı bilyalı rulmanların 18000 N, 9000 N ve 4500 N'luk yüklere göre ezilme karşılaştırması	101
Tablo 4.16.	$\cos \tau$, μ , v ve $2K/\pi\mu$ değerleri (tümü)	106

1. GİRİŞ

Rulman yada yuvarlanma elemanlı yatak adıyla tanıdığımız yataklar standartlaştırılmış makina elemanlarıdır.

Biri dönen, diğeri sabit iki makina parçası arasında kuvvet iletimini, bu iki parçaya oturacak şekilde montajı yapılan iki bileziğin aralarına yerleştirilmiş, yuvarlanma elemanlarının yuvarlanma (dönme+kayma) hareketi sayesinde, çok az bir sürtünmeyle sağlayan rulmanlar, yuvarlanma elemanının geometrisine göre; bilyalı, silindirik makaralı, konik makaralı, masuralı v.b. diye sınıflandırılmışlardır.

Rulman üreticilerinin hazırladıkları kataloglarda, aynı mil çapında daha büyük yük taşıma özelliğine sahip çeşitlerin bulunması ve standartlaştırılmış basit hesap yöntemleri ile kolay seçilebilmesi özelliklerinden dolayı, rulmanlı yataklar konstrüktörler tarafından sıkça kullanılan makina elemanlarındandır.

Rulmanların hem bileziklerinin hem de yuvarlanma elemanlarının hemen hemen tamamı sertleşebilen veya yüzeyi sertleştirilebilen ve piyasa adı rulman çeliği olan çelikten üretilir. Rulman çeliğinden beklenen özellikler, yüksek mukavemet ve sertlik, yeter düzeyde süneklik ve aşınma dayanımıdır.

Bu konudaki son gelişmelerle, özel alaşımlarda kullanılmak üzere plastik, seramik, cam ve silisyum-karbid'den yapılan ve tüm özellikleri çelik rulmanlardan çok farklı olan rulmanlar da üretilmeye başlanmıştır.

Rulmanlar da kaymalı yataklarda olduğu gibi, Radyal ve Eksenel olarak iki kısma ayrılmıştır. Ancak böyle bir sınıflandırma, rulmanlara açıklık sağlayamamaktadır. Çünkü aslında radyal kuvvet taşımak üzere yapılmış olan rulmanlar büyük miktarda eksenel kuvvet te taşıyabilmekte ve hatta bazı hallerde eksenel yataklara üstün duruma geçmektedirler. Bu sebepten dolayı yuvarlanma elemanının geometrisine göre sınıflandırma yapmak daha uygundur.

Teknolojinin hızla gelişmesi sonucunda klasik rulmanlar bazı çalışma şartlarında yetersiz kalabilmektedirler. Bu gibi durumlarda daha farklı özelliklere sahip yuvarlanmalı yatakların kullanılması gerekmektedir. Bu amaçla yuvarlanmalı yatağı oluşturan malzemelerde birtakım değişiklikler yapılarak çoğunlukla kullanılan çelik malzemenin dışında daha farklı malzemelerin kullanılması düşünülmüştür. Bunun en önemli örneği "Hibrit Rulman" dır. Hibrit Rulmanlar, seramik bilyalar ve çelik bileziklerin bir kombinasyonudur. Bu nedenle "Seramik Rulmanlar" olarak ta ifade

edilmektedirler. Yuvarlanma elemanı malzemesi çoğunlukla Silikon Nitrit'tir. Silikon Nitrit' in yoğunluğu ve sürtünme katsayısı düşük; sertliği yüksektir. Hibrit Rulmanların ömürleri daha uzundur. Bu gibi özelliklerden dolayı seramik esaslı rulmanların kullanımı gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır. Bu rulmanlar, günümüzde özellikle başta havacılık ve uzay endüstrisi (gaz türbinleri) olmak üzere elektrik motorları, dişli kutuları, pompalar, takım tezgahları ve kompresörler gibi çeşitli sistemlerde kullanılmaktadırlar. Hibrit Rulmanlar, yüksek sıcaklıkta ve yüksek hızlı sistemlerde düşük titreşimle üstün bir performans sergilemektedir.

Yağlayıcının görevi; sürtünmeyi azaltmak, aşınma ve korozyonu önlemek ve gerek katı gerek sıvı kirlere karşı rulmanı korumaktır.

Yuvarlanan yüzeylerin yağlanması az miktarda yağ yeterli olur. Bunun dışında silindirik parçalar ve kafes veya bilyalar ve hareket ettikleri yuvada yağlamaya ihtiyaç duyulur. Pratikte, teoriye göre daha fazla yağ miktarı ilave etmek gerekir. Çünkü emniyet ve yağlanma istenen noktalara kadar yağın ulaşabilmesi yada yağın diğer görevleri; yüzeyleri örtme veya ısıyı giderme istendiği için. Diğer taraftan normalinden fazla kullanımında, yatak aşınmasını artırır, yağlama malzemesinin ve yatağın ısısını yükseltir ve sızdırmazlığı kötüleştirir

Teorik olarak ideal şartlarda çalışan ve mükemmel yağlanan bir rulmanın sonsuz ömre sahip olması gerekir. Ancak bunu etkileyen faktörler, yuvarlanan eşlerin makro geometrik şekilleri, yüzeyleri, sertleştirilmiş çeliğin özellikleri, yağlayıcı maddenin film teşkil özelliği ve yağlayıcı madde ile çelik arasındaki mekanik ve kimyasal karşılıklı tesirlerdir.

Triboloji birbiri üzerinde hareket eden yüzeylerin etkileşimini açıklayan bilimdir. Kapsadığı konular: sürtünme, aşınma ve yağlamadır.

Bu araştırmada farklı malzemelerden (seramik, çelik) yuvarlanma çiftlerine (makara, bilya, bilezik) sahip rulmanların belli devir sayısında, sabit bir viskozitede ve farklı üç yükte yüklenmesine bağlı olarak, oluşan minimum film kalınlıklarını, temas alanlarını, maksimum basınçları ve deformasyonları hesapladık. Daha sonra bunları birbiriyle karşılaştırarak yorumladık.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 Hibrit Rulman

KÜLAHOĞLU (2001), yaptığı araştırmasında hibrit rulmanlara ayrıntılı olarak yer vererek deneysel verilerle de bunu desteklemiştir. Şimdi çalışmasına yer verelim.

Son yıllarda makina elemanlarının imalatında, geleneksel malzemelerden farklı malzemelerin kullanımı üzerinde çok sayıda araştırma yapılmaktadır. Böylelikle yüksek sıcaklık ve korozif ortamlar gibi ağır çalışma şartları altında makina elemanları işlevlerini görebilmektedirler. 1960'lı yılların başında, yatak tasarımcıları seramik malzemeler ile ilgilenmeye başlamışlardır. 1970' li yılların başında, seramik malzemeler ile yapılan çalışmalarda büyük aşama kaydedilmiş ve bir seramik malzeme olan Silikon Nitrit (Si_3N_4), sıcak presleme ile şekillendirilmiştir. Seramik malzemelerin şekillendirilmesinde yapılan gelişmeler neticesinde, bu malzemelerin kullanımı da gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır.

Seramik malzemelerin kullanımının yaygınlaşması sonucunda, yuvarlanmalı yataklardaki bilyaların da seramik malzemelerden üretilmesi için çalışmalar yapılmıştır. Seramik bilyalar ve takım çeliğinden yapılmış olan bileziklerin birlikteliği ile hibrit rulman olarak tanımlanabilen bir yuvarlanmalı yatak elde edilmiştir. Hibrit rulmanlar, aşınma dirençlerinin fazla olması nedeni ile tamamı çelik olan rulmanlara göre 6 misli daha uzun ömürlü olabilmekte; yüksek hızlı sistemlerde yüksek hassasiyet, minimum salgı ve düşük sıcaklık artışı ile yeterince görevlerini yapabilmektedirler. Hibrit rulmanların servis ömrünün yüksek, yağ sarfiyatının az olması ve diğer rulmanlara göre performanslarının daha yüksek olması, kullanıcılar tarafından tercih edilmelerinin en önemli nedenleridir.

Yüksek hızlarda çalışan rulmanlarda dönme esnasında oluşan merkezkaç kuvveti oldukça önemlidir. Merkezkaç kuvveti etkisi ile rulmanın dış bileziğindeki yük artacak, iç bileziğindeki yük ise azalacaktır. Özellikle eğik bilyalı yataklarda, yüksek hızlardaki merkezkaç kuvveti etkisi ile dış ve iç bilezikteki eğim açıları büyük değişimler olur. Eğim açılarındaki değişimler nedeniyle rulmanın hassasiyeti bozulur. Bu tür olumsuzlukları gidermek için çeşitli tasarımlar yapılmaktadır.

Rulmanda, bilyalar üzerindeki merkezkaç kuvvetini azaltmak için aşağıdaki önlemler alınabilir:

- Bilyalar küçültülür
- Bilya malzemesi olarak daha düşük yoğunluktaki malzemeler seçilir
- Her iki durum da göz önüne alınır

Bilya çapının küçültülmesi ile, merkezkaç kuvveti oluşturan en önemli etkenlerden biri olan kütle de azaltılır. Bunun sonucunda daha düşük merkezkaç kuvvetleri sağlanmış olacak ve rulman bileziklerine gelen baskı kuvvetleri azaltılarak rulmanın hassasiyeti de korunmuş olacaktır. Bilyaların küçültülmesi ile taşınacak olan yük değerlerinde azalma olacaktır. Tek sıralı bilyaların yerine iki sıralı bilyalar kullanılarak bu yük rahatlıkla taşınabilir.

Rulmanlardaki bilyalar, çelik yerine daha düşük yoğunluktaki seramikten yapılabilir. Seramik bilyalar, çelik bilyalara göre aşağıdaki avantajlara sahiptir:

- Yoğunluğu % 40 daha düşüktür
- Elastiklik modülü % 50 daha fazladır
- Sürtünme katsayısı düşüktür
- Yüzeyler, sertliğini kaybetmeden yüksek sıcaklıklara dayanabilir
- Sertliği yüksektir
- Yüzey hassasiyeti oldukça iyidir
- Korozyona ve kimyasal maddelere dayanıklıdır
- İyi bir elektrik izolatörüdür
- Anti magnetiktir
- Ömürleri uzundur
- Yağ sarfiyatı azdır

Hibrit rulmanlar, çelik rulmanlara göre daha pahalıdırlar. Fakat sahip oldukları uzun ömür ve diğer üstünlükleri düşünüldüğünde, avantajlı olmaktadır. Örneğin, bir takım tezgahının maliyeti üzerinde bir rulmanın etkisi çok küçüktür. Bu nedenle rulman, genel olarak tezgah maliyetini artıran bir unsur değildir. Diğer taraftan, bu rulmanlardaki yağ sarfiyatı ve bakım giderleri az olduğundan işletme giderleri de azalmaktadır.

2.1.1. Seramik Malzemeler

Hibrit rulmanlarda kullanılan seramik malzemelerin ve çeliğin temel özellikleri Tablo 2.1' de ifade edilmiştir.

2.1.1.1 Silikon Nitrit (Si_3N_4)

Silikon Nitrit, günümüzde rulmanlarda başarılı bir şekilde ve oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Silikon Nitrit' e ait değerler tabloda incelendiğinde, bu malzemenin ne çok sert ne de çok kırılman olmadığı görülmektedir. Bu malzemenin, fiziksel ve mekanik özellikleri sayesinde yüksek performansın istendiği uygulama alanlarında iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Bu bölümde Silikon Nitrit' in temel özellikleri detaylı olarak ifade edilecektir.

Tablo 2.1 Seramik ve Çelik Malzemelerin Temel Özellikleri

Özellikler Malzeme	Silikon Nitrit	Alüminyum Oksit	Zirkon Oksit	Çelik (M50)
Kimyasal Bileşimi (%)	% 87 Si_3N_4 % 13 diğer	% 99.5 Al_2O_3 % 0.5 diğer	% 97 ZrO_2 % 3 MgO	%0.8C, %4.1Cr %4.25 Mo
Sertlik (HV 10)	1400-1700	1700	1800	700
Yoğunluk (gr/cm^3)	3.22-3.25	3.87	5.6	7.8
Elastiklik Modülü (GPa)	310-320	530	290	210
Maksimum çalışma sıcaklığı	1000°C	1400°C	2400°C	250°C
Kırılma tokluğu (MPa. $\text{m}^{1/2}$)	6-8	13.5	10	>16
Hasar tipi	Parçalanma	Kırılma	Parçalanma	Parçalanma

i) Termal Genleşme

Silikon Nitrit sıcaklığa daha az duyarlı olduğundan sıcaklık ile genişmesi de azdır. Genleşme çeliklerin % 30 u kadardır. Çelik rulmanlarda, çalışma ortamlarındaki sıcaklık etkisi ile parçalarda genleşmeler (boyut değişimleri) olabilmektedir. Özellikle hassasiyetin oldukça önemli olduğu rulmanlarda bu tür değişimler zararlı olabilmektedir. Silikon Nitrit esaslı rulmanlarda, sıcaklık etkisi ile boyutlarda fazla bir değişim olmadığından, bilya-bilezik arasındaki boşluk korunmakta, böylece rulmanın hassasiyeti bozulmamaktadır.

ii) Sertlik

Silikon Nitrit bilyaların sertliği, çelik bilyalardan daha yüksektir. Bunun sayesinde çalışma esnasında yüzeylerde oluşan yüksek basınçlar karşılanabilmektedir. Bundan dolayı sertliğin önemli olduğu ağır şartlar altında çalışan öğütme ve taşlama makinalarındaki yataklarda çoğunlukla silikon nitrit esaslı hibrit rulmanlar kullanılmaktadır. Seramik bilyalar sertliklerini 1000 °C sıcaklığa kadar koruyabilmektedir.

iii) Sürtünme

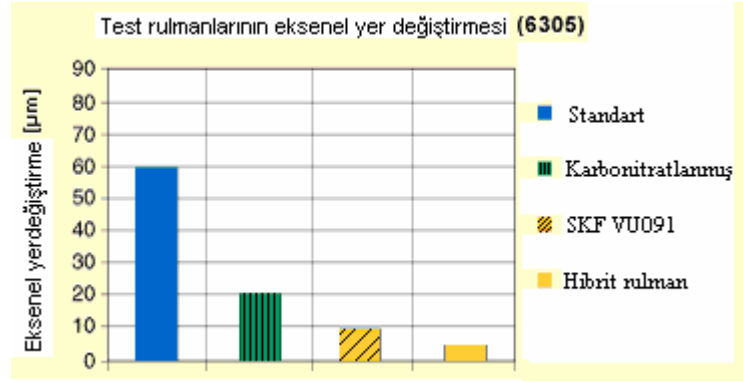
Silikon Nitrit-çelik yüzeyler arasındaki sürtünme katsayısı, çelik-çelik yüzeyler arasındaki sürtünme katsayısına nazaran % 20 daha azdır. Bu fark, özellikle büyük güçlerin harcandığı sistemlerde oldukça önemli olmaktadır. Böylelikle, temas yüzeyleri daha az aşınmakta ve enerji kaybı azalmaktadır.

iv) Aşınma

SKF laboratuvarlarında çeşitli tiplerdeki rulmanlar için aşınma testleri yapılmaktadır. Yaklaşık olarak 100 saat süren aşınma testi sonucunda, rulmanı oluşturan parçalar tek tek incelemeye alındığında parçalarda ağırlık azalması ve bilezik-bilya arasındaki boşluklarda da büyümeler tespit edilmiştir. Çelik bilyalı bir rulmanın ve seramik bilyalı bir rulmanın aşınma testleri Şekil 2.1' de ifade edilmektedir. Şekilde zamana bağlı olarak her iki rulmandaki aksenal yer değişimleri (boşluklardaki

büyümler) görülebilmektedir. Elde edilen sonuçların değerlendirilmesinde çelik rulmandaki aşınma değerlerinin hibrit rulmanlardakinin çok üstünde olduğu görülmüştür.

Aşınma testlerinde dikkate alınan diğer bir konu da, yüzeylerde oluşan ağırlık kaybıdır. Kuru sürtünme halinde çelik ve hibrit rulmanların iç bileziklerinde oluşan aşınma değerleri yapılan testlerle kaydedilmiştir. 1500 d/d hızda ve 100 saatlik bir zaman diliminde yapılan testlerde hibrit rulmana ait bilezikte çok az, çelik rulmanda ise oldukça fazla ağırlık kaybının olduğu görülmüştür.



Şekil 2.1. Aşınma performansı test sonuçları : VU091 rulman vs. standart rulman, karbonitratlanmış bilya yuvalı rulmanlar ve hibrit rulmanlar.

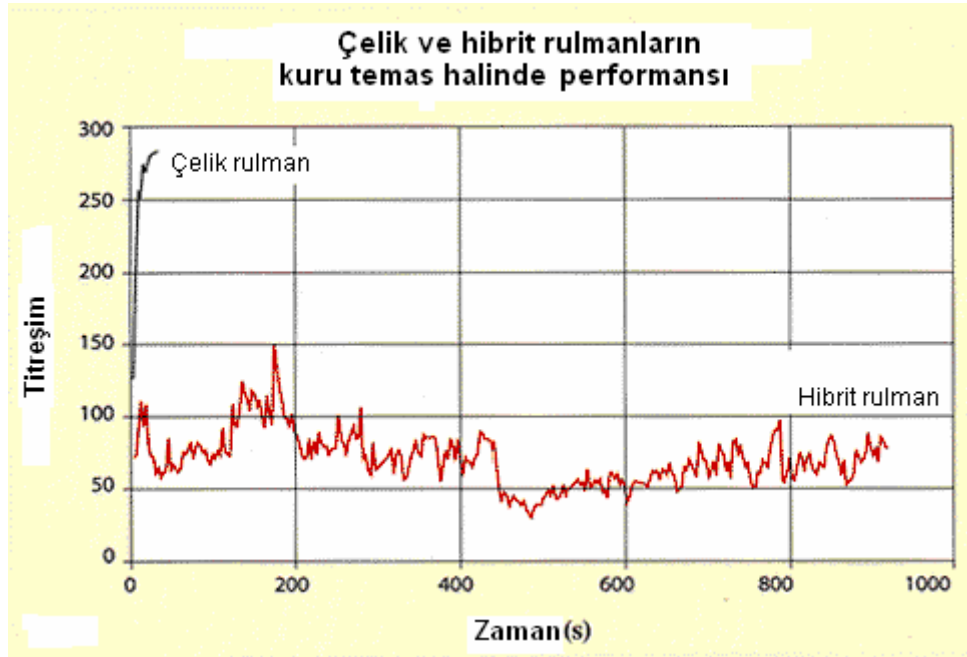
v) Yorulma Dayanımı

Tam yoğunlukta (içinde porozite veya inklüzyon bulunmayan) ve homojen bir yapıya sahip Silikon Nitrit malzemesinin yorulma direnci çeliğe göre oldukça yüksektir. Bu şekilde, uçaklarda kullanılan M50 takım çeliğinden yapılmış rulmanlar ve silikon nitrit esaslı rulmanların kuru sürtünme şartlarındaki yorulma test sonuçları ifade edilmektedir. Deney numuneleri aynı yükleme şartları altında yorulma testine tabi tutulmuştur. Burada iki farklı silikon nitrit malzeme göz önüne alınmıştır. Birincisi tam yoğunluğa sahip (%100), ikincisi ise hacimsel olarak % 0.6 porozite (gözeneklilik) içermektedir. Elde edilen test sonuçları değerlendirildiğinde tam yoğunluğa sahip silikon nitrit bilyalı rulmanların, takım çeliğinden yapılan rulmanlara nazaran daha çok yorulma dayanımına sahip olduğu görülebilmektedir. Seramik malzeme içinde porozite (gözeneklilik) veya inklüzyon (kalıntı) bulunması da yorulma dayanımını oldukça

azaltmaktadır. Bunun sonucunda seramik bilyaların üretim teknolojisinin önemi ortaya çıkmaktadır.

vi) Titreşim

Hibrit rulmanlardaki titreşim (gürültü) miktarı, çelik bilyalı rulmanlara göre daha azdır. Hibrit rulman, seramik malzemenin etkisi ile daha az titreşimle çalışmaktadır. Şekil 2.2'de, kuru sürtünme halinde 1000 saatlik bir zaman diliminde çelik ve hibrit rulmanda oluşan titreşim değerleri görülmektedir. Görüldüğü gibi, hibrit rulman kuru temas halinde olmasına rağmen çelik rulmana göre daha az titreşimle, uzun süre çalışabilmektedir.



Şekil 2.2. Kuru sürtünme halinde 1000 saatlik bir zaman diliminde çelik ve hibrit rulmanda oluşan titreşim değerleri.

vii) Yağlama

Çelik bilyalı rulmanlarda alçak ve orta hızlarda gres ile, yüksek hızlarda ise sıvı yağ ile yağlama yapılmaktadır. Hibrit rulmanlarda ise, yüksek hızlarda da gres ile yağlama yapılabilmektedir. Bu da yağ sarfiyatını azaltarak sistemin daha temiz

kalmasını sağlamaktadır. Özellikle yüksek hızlarda gresin dışarıya atılmasını önlemek amacıyla, hibrit rulmanlar conta yapırlar.

2.1.1.2. Alüminyum Oksit (Al_2O_3)

%99.5 saflıkta olan Alüminyum Oksit malzemedden yapılmış olan bilyalar, yüksek sıcaklıklarda, aşındırıcı ve korozif ortamlarda iyi bir şekilde çalışmaktadırlar. 1100 °C sıcaklığa kadar boyutlarında önemli bir değişim (ısı genleşme) oluşmamaktadır. Ayrıca oksidasyona karşı oldukça dirençlidir. Su, tuz çözeltileri ve bir takım asitlere karşı da belli ölçüde dayanım göstermektedir. Kırılma toklukları diğer seramik malzemelere göre yüksektir.

2.1.1.3. Zirkon Oksit (ZrO_2)

Zirkon oksit % 97 saflıkta olup %3 MgO içerir. Kırılma tokluğu daha yüksek olduğundan özel uygulamalarda kullanılır ve silikon nitrite nazaran 2-3 misli daha fazla yorulma ömrüne sahiptir. Korozif ve aşındırıcı ortamlarda çok iyi performans sergilerler.

2.1.2. Uygulama Alanları

Seramik malzemeler içinde en çok Silikon Nitrit kullanılmaktadır. Bu bölümde Silikon Nitrit esaslı Hibrit Rulmanların sıkça kullanıldığı uygulama alanları ifade edilecektir.

2.1.2.1. Takım Tezgahları

Takım tezgahlarının sahip olduğu mekanizmalar, çok hassas olmalıdırlar. Çünkü bu hassasiyetin bir miktar bozulması tezgahtan çıkan ürün kalitesini bozar. Tezgahlarda özellikle miller büyük öneme sahiptir. Bu millerin titreşimden uzak tutulması gerekmektedir. Dişli çark ve kayış-kasnak mekanizmalarından gelen titreşimler, milin

yataklarını etkileyecek ve bir süre sonra yataklarda titreşim sebebiyle bir takım deformasyonlar oluşacaktır.

Geçmişte, takım tezgahlarında çoğunlukla açısız temaslı bilyalı yataklar kullanılmıştır. Silikon Nitrit esaslı Hibrit Rulmanlar, yüksek sıcaklıklarda çalışabilme, düşük titreşim ve uzun ömürleri sayesinde, günümüzde NC ve CNC takım tezgahlarında özellikle fener millerinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu yatakların kullanımı sonucunda oluşan titreşimler azaltılarak milden ürüne gidecek hatalar engellenmiş olur.

2.1.2.2. Gaz Türbinleri

Uçak ve helikopterlerde kullanılan gaz türbinleri, yüksek hız ve sıcaklıklarda oldukça ağır çalışma şartlarında görev yaparlar. Türbin yataklarında kullanılan hibrit rulmanlar, yüksek hızlı sistemlerde oluşan merkezkaç kuvvetini azaltır. Hibrit rulmanlar, mekanik özellikleri bozulmadan türbinde oluşan yüksek sıcaklıklarda çalışabilmektedir. Ayrıca çelik rulmanlardan daha az olan termal genleşmesi sayesinde, yüksek sıcaklıktan etkilenmeyerek çalışma esnasında boyutlarını koruyacaktır.

Bir helikopterdeki gaz türbininde bulunan çelik bilyalı ve silikon nitrit bilyalı (hibrit rulman) yataklara ait ömür değerlerine bakılırsa, yüksek hızlarda (devirlerde) hibrit yatakların ömrü, çelik yatakların ömründen daha fazla olduğu görülür. Düşük hızlarda ise ömür değerlerinde bir farklılık yoktur. Hız arttıkça merkezkaç kuvvet de artmaktadır. Merkezkaç kuvvetler 40000 dev/dk dan sonra artarak çelik rulmanın ömrünü daha da azaltmaktadır. Hibrit rulmanda ise merkezkaç kuvvet daha az olacağından ömrü de daha fazla olmaktadır.

2.1.3. Sonuç

Hibrit rulmanlar, sahip oldukları avantajlar sayesinde gün geçtikçe daha yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Bu rulmanlar, yurt dışında yaygın olarak kullanılmalarına rağmen, ülkemizde henüz yeteri kadar tanınmadıkları için fazla kullanım alanı bulamamaktadırlar. Maliyet değerleri ilk olarak göz önüne alındığında, çoğunlukla geleneksel tiplerdeki rulmanların kullanımını yoluna gidilmektedir. Halbuki hibrit rulman, uzun ömür ve sağladığı diğer avantajlar ile kendisini bir süre sonra amorti edecektir.

Böylelikle rulmanın bulunduğu üretim hattında da üretime ara verilmeden toplam giderler azaltılmış olmaktadır.

2.2. Kendi Kendini İyileştiren Rulmanlar

2.2.1 Özet

Gabelli ve Kahlman (1999), bu konuyu incelemiştir. Basitçe sabit bilyalı rulmandaki bir çelik bilyanın seramik olanla değiştirilmesi yeni SKF VU091 dizaynı için muazzam fırsatlar açmıştır. Bu yeni dizayn, geleneksel tamamı-çelik rulmanlara göre aşınma direnci açısından hatırı sayılır bir artış sağlamıştır.

Yeni rulman, sabit bilyalı rulmanların geleneksel niteliklerini gerektiren geniş uygulama alanlarında - endüstriyel dişli kutuları, akışkan makinaları ve enerji makinaları gibi - açık avantajlara sahiptir. Bir de yeni dizaynda kendi kendine aşınmayı ve yorulma gerilmelerini azaltma nitelikleri vardır.

Bilya yuvalarının kendi kendini iyileştirme özellikleri, rulmanların ürettiği titreşim ve gürültünün azaltılmasında da faydalı etkiye sahiptir.

2.2.2. Giriş

VU091 nolu rulman, yuvarlanan yüzeylerdeki aşınma ve yorulmayı arttırıcı gerilme konsantrasyonlarını kendi-kendine azaltma özelliğine sahip yeni SKF patentli rulman dizaynıdır.

Yeni SKF VU091 rulmanlarının (şekil 2.3.) kendi kendini-iyileştiren dizaynının faydaları büyüktür. Pratikte yeni kabiliyetler basit olarak, geleneksel bir çelik yuvarlanma elemanının sert seramikten (rulman sınıfı silikon nitrat gibi) yapılmış olanıyla değiştirilmesi sayesinde kazanılmıştır.

Seramik bilyaların parlatma işlemiyle sürekli yenilenen bilya yuvaları bu şekilde hep süper-finiş (ince işlenmiş, pürüzsüz) hallerini korurlar. Yüzey hasarı başlasa bile bu uzun sürmez.

Bu dizayn değişikliği aşınma direncini standart tamamı-çelik rulmanlara göre 7 kat artırır. Ayrıca kapsamlı laboratuvar testleri göstermiştir ki VU091 rulmanlarının yorulma süresi standart rulmanlara göre 2-3 kat artmıştır. Bilya yuvalarının kendi

kendini-iyileştiren özellikleri ayrıca titreşimin %50'ye varan oranlarda azaltılması ve böylelikle de rulmanlardan kaynaklanan gürültünün azaltılmasında faydalı etkilere sahiptir. Ayrıca yeni dizayndaki seramik bilyaların sürekli parlatici etkisi temas yüzeylerinin düzgünlüğünü sağlar. Böylece kendi kendini-iyileştiren dizayndaki servis zamanı standart tamamı-çelik rulmanlara göre yağlayıcı filmin kalitesine daha az bağımlı olmaktadır.

2.2.3. Dişli Kutuları ve Krank Milleri

VU091 rulmanların öngörülen kullanım alanlarından biri rulmanların da dişlilerle aynı yağla yağlandığı endüstriyel dişli kutularıdır. Tipik olarak, yüksek-hız kabiliyetlerinden, düşük sürtünme ve ılımlı yağlama ihtiyaçlarından ötürü, dişli kutularında sabit bilyalı rulmanlar kullanılır. Rulmanların yağlanması ve soğutulması genelde dişli çarkların yağ banyosuna dalmalarıyla sağlanır.



Şekil 2.3. VU091 Sabit Bilyalı Rulmanlar

Dişli kutularındaki rulmanlar, sertleştirilmiş çelik dişli çarklar ve çetin çalışma şartlarından kaynaklanan aşınma partiküllerinden dolayı sıklıkla kirlenme tehlikesiyle karşı karşıyadırlar. Bu uygulamadaki VU091 sabit bilyalı rulmanlar dişli kutularının kalitesini arttırmada ve yeni dizaynlarda muhtemelen önemli bir rol oynayacaklardır.

Krank mili rulmanları genelde bu dişli kutusu rulmanları gibi benzer zor şartlar altında çalışırlar. Örneğin seyrek yağlama, yakıt ve yağ karışımlarının kirlenmesinden dolayı bilya yuvalarında tolerans kaybının, gürültü ve yorulmanın oluşması gibi durumlarla karşılaşılır. Bu gibi durumlarda, VU091 rulmanları yüksek performanslı ekonomik bir alternatif sunabilir. Bu konudaki müşteri testleri halen devam etmektedir.

2.2.4. Akışkan Makinalarında Rulmanlar

Akışkan makinaları uygulamalarında birçok rulman düzenleri kullanılmaktadır. Bu durumlarda çalışma ortamı gereği rulmanlar hava yada sıvı akışları içinde yada onlara yakın konumlarda kalmaktadırlar. Kir partikülleri girip aşınma ve yorulmaya sebep olabildiğinden dolayı bu durum genelde rulmanlar için pek uygun değildir. Buna göre VU091 rulmanlarının , kirlenmeye karşı koyan özellikleriyle çeşitli fan, pompa, el aletleri ve tahta işleme makinalarında önemli roller oynayabileceği umulur.

Mesela, elektrikli el aletleri dizaynları ağırlık ve yerden kazanmak için çok ufak yapılırlar. Bu aletlerde elektrik motorunun soğutulması rulmanlardan geçen hava akıntılarıyla olmaktadır. VU091 dizaynını kullanarak, bu problemler büyük oranda azaltılır ve bu sayede asıl ürünün ömrü ve güvenilirliği artar.

2.2.5. Aşınma Ömrü

VU091 rulmanları ilk olarak standart tamamı-çelik rulmanlar, tüm yuvarlanma elemanları seramik olanlar (hibrit rulmanlar) ve karbonitratlanmış bilya yuvalı çelik rulmanlarla, aşınma karakteristikleri bakımından karşılaştırılmıştır. Aşınma testinde bir SKF Colette tipi dişli kutusu kullanılmıştır. Bu testte 6305 nolu bilyalı rulman 600 mg/l konsantrasyonunda, boyutları 50 mikrona kadar olan sert, 63-64 HRC, metalik parçalar içeren, kirlenmiş yağ banyosuna tabi tutuldu. Test 100 saat sürdü. Bu zaman zarfında rulmanın temizliğindeki artış sürekli gözlemlendi. Bu test dişli kutuları için tipik bir değer olan 2 GPa değerinde Hertz temas basıncını sağlayan birleştirilmiş eksenel radyal yükleme şartları altında yapıldı.

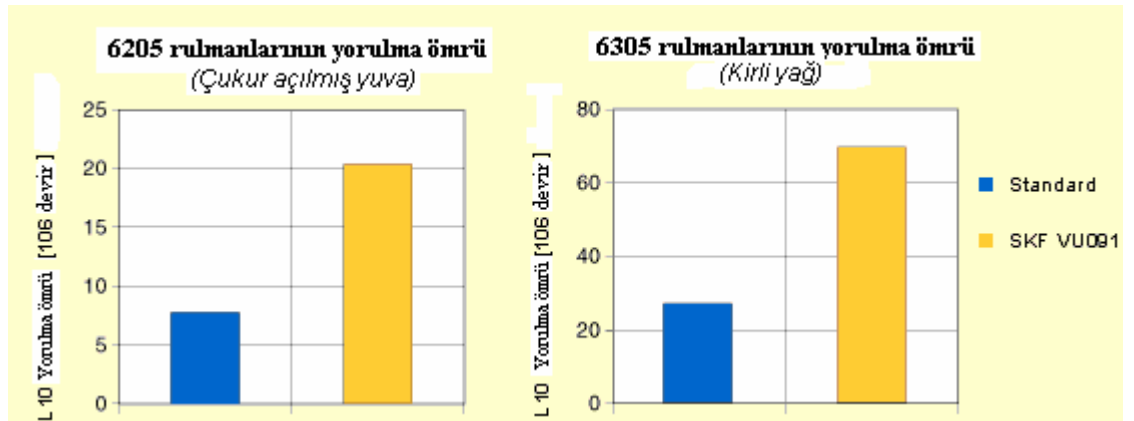
Aşınma testlerinin sonuçları göstermiştir ki kendi kendini-iyileştiren dizayn standart tamamı-çelik rulmanlara göre aşınma direncini 7 kat, karbonitratlı rulmanlara göre 2 kat arttırmıştır. Bu gelişmeler aşınmadan ötürü performans kaybına uğrayan uygulamalar için hatırı sayılır faydalar sağlar. Yeni rulman dizaynı güvenilirliği, kesinliği arttırabilir ve bakım masraflarını azaltabilir (Test sonuçları Şekil 2.1'de görülmektedir).

2.2.6. Yorulma Ömrü

Standart tamamı-çelik rulmanlara nazaran VU091 rulmanlarının kullanımıyla kazanılan faydaları ölçmek için kendi kendini-iyileştiren dizaynın yorulma ömrü ölçüldü ve tümü-çelik dizaynın yorulma ömrüyle karşılaştırıldı. VU091 rulman grupları ve tümü-çelik rulmanlar iki farklı kirlilik şiddeti simüle edilerek özdeş koşullarda test edildi. Bu işlem kontrollü dayanıklılık test koşulları altında iki tip test metoduyla yapıldı.

İlk test serisinde 6205 nolu sabit bilyalı rulmanların her birinin iç bilezik yuvası merkezinde 3 'er çukur oluşturuldu. Ortalama çukur boyutu (genişlik x derinlik) 220 x 6,6 mikrondu. İkinci test serisinde 6305 nolu sabit bilyalı rulmanlar, aşınma testindekilere benzer yüksek sertlikte metalik partiküller içeren kirlenmiş dişli kutusu yağına tabi tutuldular. Her iki serideki rulmanlar da 3 GP Hertz temas basıncı altındaydı.

Bu iki dayanıklılık testinin sonuçları, her iki test koşulunda kendi kendini iyileştiren dizayn sayesinde yorulma ömründe önemli bir artış sağlandığını göstermiştir. VU091 rulmanında yorulma ömrü ortalama olarak 2,6 kat fazla çıkmıştır. Şuna dikkatinizi çekeriz ki çukur açılmış 6205 rulmanlarının daha sert koşullar altında çalışmasına rağmen ömür farkı her iki testte de hemen hemen aynıdır. Çukurların (220 mikron çapında) oluşturduğu çetin şartlar kirli dişli kutusu yağında çalışan rulmanlara göre daha serttir.(Test sonuçları Şekil 2.4.'te gösterilmiştir).

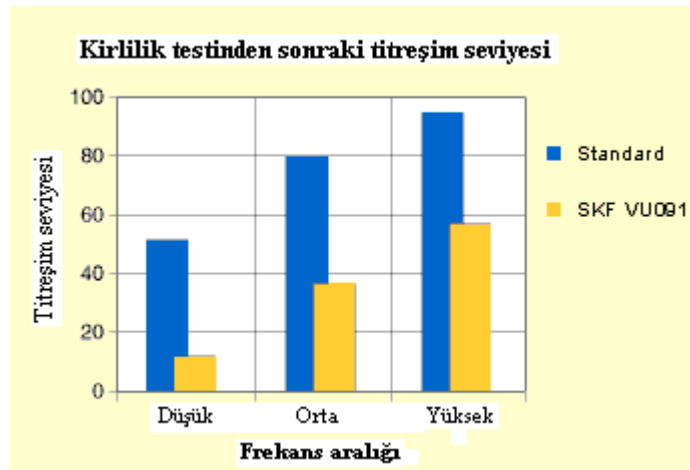


Şekil 2.4. Kendi kendini-iyileştiren ve standart tamamı-çelik rulmanların dayanıklılık testi sonuçları.

2.2.7. Titreşim ve Gürültü

Sessiz çalışma mekanik bir sistemin önemli bir karakteristiğidir. Verilen bir seviyeyi aşan sesin azaltılması mekanik sistemin çalışma ömrü hakkında bir kriter oluşturur. Bilya yuvasının çukurlaşması ve aşınması sonucu gürültü hızla artar. Kirlenme yada yetersiz yağlama durumlarından ötürü bu duruma dişli kutuları, vitesler gibi mekanik sistemlerde de kısmen sık rastlanır. Bu gibi durumlarda, sessiz çalışmanın önemli olduğu uygulamalarda uzun servis ömrü sağlama açısından rulmanın iç güvenilirliği sağlama ve titreşimi azaltma yeteneği çok büyük öneme sahiptir.

Rulmanın orjinal sessiz çalışma özelliklerini koruma yeteneği, belli kirlilik testlerine (aşınma testlerindeki gibi) tabi tutulmadan ve tutulduktan sonra rulmandaki titreşim seviyesinin ölçülmesiyle belirlenir. Kendini-iyileştiren dizaynda titreşim seviyesinde önemli bir azalma (%50 oranında) ölçülmüştür. Bu durum rulmanın çalışmak zorunda olduğu sert koşullara rağmen gürültü azaltılmasının ve sessiz çalışmanın önemli olduğu uygulamalarda bu tip dizaynın avantajını açıkça göstermektedir. (Şekil 2.5'te titreşimle ilgili yapılan testin sonuçları görülmektedir)



Şekil 2.5. Kirlenme testinden sonraki göreceli titreşim seviyesi, kendi kendini-iyileştiren vs. standart rulmanlar arasında.

2.2.8. Yağlama

Yetersiz yağlama koşulları kendi kendini-iyileştiren dizaynın güvenli çalışmasını pek etkilemez. Kendi kendini-iyileştirme yeteneği rulmanın bilya yuvasının en pürüzsüz

halde kalmasını sağlar. Son derece ince yağ filmleri bile yuvarlanma yüzeyleri için yeterlidir. Bu durum normalde rulman ömrünü azaltacak yağlama koşullarında güvenli çalışmanın devamını garanti eder. Dahası kendi kendini-iyileştiren rulmanın ince yağ filmlerinde dayanma yeteneği rulmanın yağ yokluğuna daha uzun süre karşı koymasına imkan tanır. Bu durumla gresle yağlanmış rulmanlarda karşılaşılır. Bu uygulamalarda gres, yaşlanmadan ötürü, yağlama karakteristiklerini yavaş yavaş kaybeder. Bu durumda greslenmiş VU091 rulmanının ömrü standart tümü-çelik rulmanlara göre önemli derecede artacaktır.

2.3. Silikon Nitrit Rulman Teknolojisi: En Son Araştırmaların Bir İncelemesi

Wang ve arkadaşlarının (2000) yaptığı bu çalışma, son on yıl veya daha yakın sürede seramik rulman alanında yapılan bazı kapsamlı araştırmaları incelemektedir. Bu çalışmanın bir sonucu olarak, sıcak ve izostatik biçimde preslenmiş silikon nitrit (HIPed Si_3N_4) yüksek performanslı tamamen-seramik veya hibrit çelik/seramik rulmanlar üretmek için son derece ümit veren bir malzeme olarak ortaya çıkmıştır. Konvansiyonel çelik rulmanlarla karşılaştırıldığında silikon nitrit rulmanlar, rulman yorulma ömrü açısından kayda değer yararlar saha sahiptir ve malzemenin düşük yoğunluğu, bilya/bilya yuvası temasında, makine takımı milleri ve gaz türbini motorları gibi çok yüksek hıza sahip uygulamalarda, dinamik yüklemeyi son derece azaltır. Araştırmalar silikon nitrit rulman kullanmanın aşırı sıcaklık, büyük sıcaklık farkı, yüksek hız, ultra-yüksek vakum gibi ağır yağlama ve aşınma koşullarında dikkate değer yararlarını göstermiştir. Güvenliğin kritik olduğu uygulamalarda da, mesela, bir uçak motorunda kısa periyotlarla yağsız çalışma gereksinimine karşılık verebilirler, dayanıklıdırlar. İspat edilen diğer yararları korozyon dayanımı ve kirletilmiş yağlayıcılara olan toleransıdır. Devamlı gelişme ve testlerin sonucu olarak silikon nitrit rulmanların her çeşit uygulamada geniş kabul görmeye devam etmeleri beklenmektedir.

Bu inceleme silikon nitrit rulman teknolojisi alanında yapılmış ve yapılmakta olan kapsamlı çalışmaları kısaca özetlemiştir. Şu açıktır ki seramik rulmanların önceki aşamalarda tahmin edilerek sezilen avantajları son yirmi senedir yapılan devamlı araştırma ve geliştirme sonucu olarak şimdi gerçeğe dönüştürülmektedir. Rulman üretimi, işlenmesi, NDE (hasarsız muayene), yüzey işlemleri, kaplamalar, tam-ölçekli

rulman testleri ve alan testlerindeki gelişmeler birçok faydalı bilgiler sağlamıştır. Bu faydalı bilgiler, mühendislere, seramik rulmanların ilk olarak uzay gibi çok uzmanlık gerektiren haller için tasarlanmış olmalarına rağmen bunların dışında konvansiyonel tamamı çelik rulmanlara üstünlük sağlayabilecekleri çok daha geniş bir kullanım alanı oluşturmada güvenilir bir temel teşkil etmelerine yardımcı olmaktadır.

Gelecekteki ses uygulamaları, her nasılsa, tutarlılık, güvenilirlik ve kalite kontrolünün başarılmasına ve doğrulanmış performans veri tabanları ile dizayn kodlarının mevcudiyetine kritik olarak bağlıdır. Diğer bir anahtar konu üretim maliyetlerini, kazanılacak performans kazancını koruyacak seviyeye düşürmektir. Araştırmacılar için ana amaçlar: malzemelerin geliştirilmesi (özellikle kırılma tokluğu); randımanlı üretim ve finiş teknikleri; seramik elemanlar ve onlarla eşleşen çelik parçalar için optimize edilmiş yüzey işlemleri ve/veya kaplamalar; yağlama (katı ve sıvı); ve tam bir rulmanın analiz ve geometrik dizaynıdır. Titreşim gibi bazı spesifik ve güç problemlerin de çaresine bakılmalıdır. Yirmi yıldan fazla bir araştırma ve testten sonra silikon nitrit rulmanların bize vaat ettiklerinin çoğunu pratikte gerçeğe dönüştürebiliriz. Ki bunlar daha şimdiden rulman teknolojisinde değerli pratik gelişmeler olarak geniş kabul almaya başlamıştır.

2.4. Si₃N₄ Rulmandaki Temas Yükleme Anındaki Hasar Süreçleri

Chen ve arkadaşları (1996) incelemiştir. Araştırmaları özetle şöyledir; yüksek kaliteli silikon nitrit seramikleri mükemmel yüksek sıcaklık dayanımına, düşük yoğunluğa ve düşük sürtünmeden ötürü mükemmel aşınma dayanımına sahiptir. Bu özelliklerin kombinasyonu silikon nitriti yuvarlanma elemanlı yatak uygulamalarında çekici bir malzeme yapmaktadır. Silikon nitritin yoğunluğunun düşük olması, yüksek hızlı hava türbini yataklarının yuvarlanma elemanlarına uygulandığı taktirde dikkate değer avantajlara sahiptir. Si₃N₄'ün mekanik özelliklerini geliştirmek için birçok çalışmalar yapılmıştır. Fakat Si₃N₄ yatak bilyelerindeki aşınma halen hibrit Si₃N₄ yataklarının ömrünü kısıtlayan önemli bir problemdir. Hibrit yataklardaki Si₃N₄ yatak bilyelerinin aşınma mekanizması birçok deneysel gözlem yapılmasına rağmen yeteri kadar karakterize edilememiştir. Bu bildiri Si₃N₄ yatak bilyesindeki aşınmayı, yorulmadan dolayı mikro-çatlakların başlaması ve bunların yayılma süreci şeklinde

anlatmaktadır. Deneysel sonuçlar, silikon nitrit aşınmasının esas sebebini ve yatak bilyalarının ömrüne etki eden esas faktörleri açıklayan kırılma modeliyle uyuşmaktadır.

Tablo 2.2.'de silikon nitritin bazı fiziksel özellikleri gösterilmiştir.

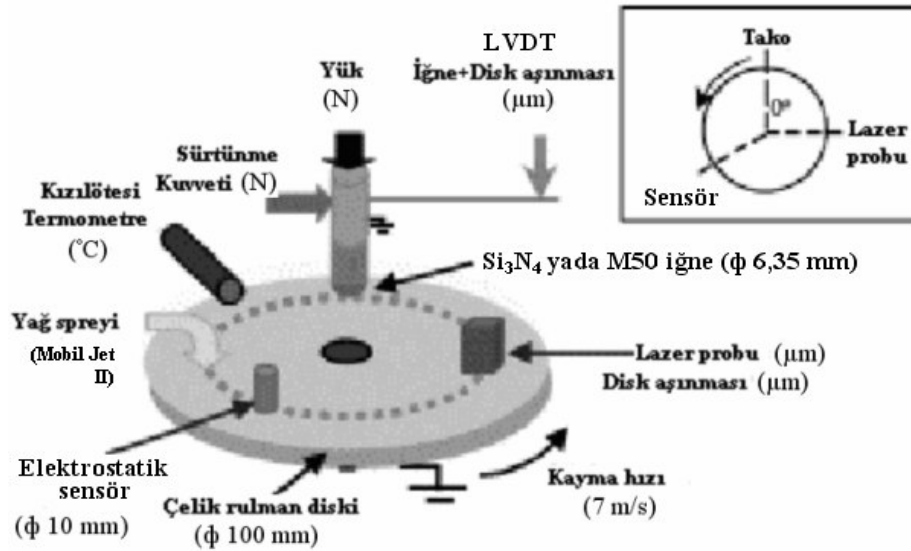
Tablo 2.2.Silikon nitritin özellikleri, Si₃N₄

Tane büyüklüğü	~2 µm
Bası mukavemeti (oda sıcaklığında)	3.5 GPa
Yoğunluk (% teorik)	3.16 g/cm ³ [>%99.9]
Weibull modülü	>15
Elastisite modülü	320 GPa
Poisson oranı	0.26
Vicker sertliği HV10	1550

2.5. Farklı Rulman Çeliklerine Karşı Kayan Yağlanmış Silikon Nitritin Aşınma Performansı

Wang ve arkadaşları (2003) incelemiştir. Araştırmalarının özeti şu şekildedir; çelik yüzeyli rulmanla çalışan silikon nitrit yuvarlanma elemanlarının kullanıldığı hibrit rulmanların kullanım süresi, bileşenlerinin ömür ve performansına bağlıdır. Hibrit rulmanların gelişmiş yüksek hızlı uçaklarda kullanım potansiyelleri vardır. Bu kombinasyonların aşınma ve sürtünme performansları yeni nesil hibrit rulmanlar için üzerinde durulan esas faktördür. Bu çalışma, yağlanmış Si₃N₄ elemanlarının, tam ekipmanlı disk-üzeri-iğneden oluşan aşınma test donanımında (şekil 2.6.) tam kaymalı temas şartlarında farklı yatak çeliklerine karşı yüklenmiş haldeki hibrit rulman temasını açıklar. Si₃N₄'ün aşınma ve sürtünme performansı M50 yatak çeliğinin M50 diske karşı kayması baz alınarak karşılaştırılmıştır. Her iki hibrit ve çelik-çelik teması da Mobil Jet II uçak motoru yağıyla yağlanmıştır. Aşınma mekanizmaları, iğnedeki aşınma izleri, diskteki aşınma yüzeyi ve aşınma kalıntısının optik mikroskopi, yüzey profilometresi ve FEG-SEM (tarayıcı elektron mikroskobisi) kullanarak test sonrası analizi ile

belirlenmiştir. Si_3N_4 'ün farklı yatak çeliklerine karşı kaymasındaki aşınma oranları, aşınma mekanizmaları, sertlikleri ve mikro-yapılarına bağlı olarak performanslarına göre sıralanmıştır. Si_3N_4 'ün çeliğe karşı kaymasında tanecikler arası ve mikron-altı çatlama mekanizmalarının hakim olduğu görülürken çeliğe çelik kombinasyonunda tipik kayma teması aşınma mekanizmaları bulunmuştur. Malzeme transferi (çelikten silikon nitrite) kanıtları bulunmuştur. Sürtünme değerleri, yatak çeliği kombinasyonlarındaki yatak çeliğinde $\mu=0.17$ iken farklı kombinasyonlar için büyük ölçüde küçük ($\mu=0.04$) rapor edilmiştir. Disk ve iğne aşınması, elektrostatik bir aşınma sensörü, LVDT ve lazer yer değiştirme probu, bir sürtünme strengeyçi, ve bir kızılötesi termometre tarafından online olarak izlenmiştir. Aşınma oranı ve şarj üretimi/seviyesi, sürtünme, temas sıcaklığı, ve disk sertliği arasındaki korelasyonlar gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Disk-üzeri-iğne (Deney düzeneği)

Çalışmanın sonuçları şöyledir; yağlanmış silikon nitrit – çelik eşleşmesi için aynı anda yapılan (simültane) özgül aşınma oranı ile diskin aşınma oranı, diskteki aşınma izindeki veya aşınma izini kaplayan yağ filmindeki şarj seviyesi, sürtünme sabiti ve temas yakın mahaldeki sıcaklık arasında ilişki bulunmuştur. Farklı yatak çelikleriyle eşleşen silikon nitritin kaymasındaki yağlanmış halde aşınma oranları 10^{-7} ila 10^{-11} $\text{mm}^3/\text{N m}$ bulunmuştur. Farklı yatak çeliklerinin aşınma oranları da değerlendirilmiş ve M50 çifti baz alınarak bir sıraya konmuştur. Yağlanmış halde silikon nitrit ve yatak çeliğindeki aşınma ile elektrostatik şarj seviyeleri arasında bir ilişki bulunmuştur. Bu sonuç hibrit rulmanların durumunun izlenmesi için elektrostatik

algılama teknolojisinin daha fazla araştırılmasını teşvik etmektedir. Bu çalışmanın sonuçları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

$\text{Si}_3\text{N}_4/\text{M50NiL}$ DH, 60 N yük altında düşük sıcaklıkta (18–28 °C) en iyi kombinasyon iken $\text{Si}_3\text{N}_4/\text{M50NiL}$, 120 N yük altında en iyi aşınma dayanımını vermiştir. Her ikisi de sırasıyla iğne ve disk için $\sim 10^{-9}$ ve $\sim 10^{-11}$ $\text{mm}^3/\text{N m}$ özgül aşınma oranlarına sahiptir. Yağlanmış tam kayma testinde yatak çeliği üzerindeki Si_3N_4 ve M50 bilyaları ölçülebilir elektrostatik şarj üretilmiştir.

Si_3N_4 , M50'ye nazaran en az iki derece daha az aşınma oranına sahiptir.

Si_3N_4 – Çelik arasında M50 Çeliği – Çelik eşleşmesine göre daha az sürtünme vardır.

Hibrit temastaki aşınma ile elektrostatik şarj seviyeleri, aşınma izinin profil/derinliğinde, sürtünme katsayısında ve yüzey sıcaklığı arasında ilişki bulunmuştur.

Yağlanmış haldeki Si_3N_4 – Çelik eşleşmesinin aşınma mekanizmasının, mikron altı tortu püskürmesine yol açan tanecikler boyunca ve tanecikler arası çatlama içeren parlatma (tribo kimyasal) aşınması ile başladığı görülmüştür. Yüzey kabarması, silikon nitrit bilyadan büyük parçacıklar düşmeye başladığında başlar. Çelik –Çelik temasında klasik kayma teması aşınma mekanizmaları bulunmuştur.

Tablo 2.3.'te deney düzeneğinde test edilen çeliklerin bir listesini, Tablo 2.4. ve Şekil 2.7.'de deney sonuçlarını görebilirsiniz.

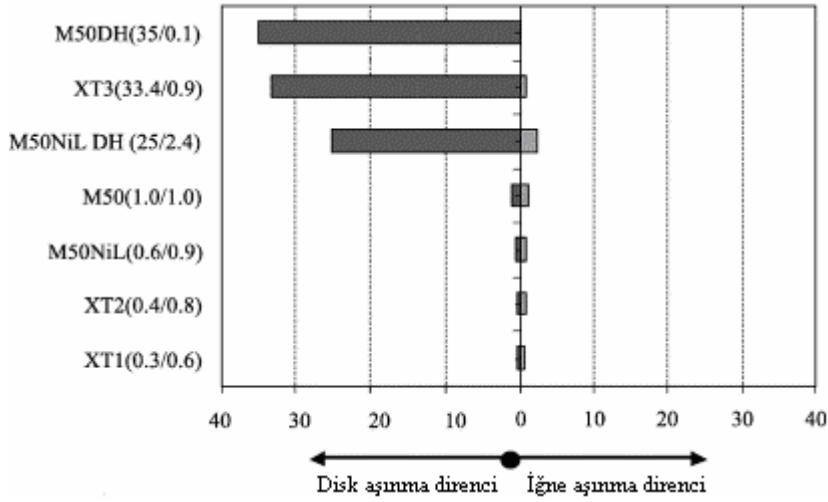
Tablo 2.3. Deney düzeneğinde test edilen çeliklerin bir listesi

Rulman Çeliği	Tip/Sertleştirme detayları	Sertlik (Hv0,1kg)
M50	VIM-VAR	784
M50 NiL	VIM-VAR, yüzeyi sertleştirilmiş	793
M50 NiL DH	VIM-VAR, duplex sertleştirilmiş(yüzey sertleştirilmesi ve plazmanitritlenmiş)	911

VIM: Vakum indüksiyon ergimesi VAR: Vakum ark ergimesi

Tablo 2.4. Hibrit ve tamamı çelik yağlanmış kayma temasları için sürtünme katsayıları

İğne	Disk	Yük (N)	Sürtünme katsayısı
M50	M50	60	0,16
M50	M50NiL	60	0,17
Si_3N_4	M50	60	0,09
Si_3N_4	M50NiL	60	0,04
Si_3N_4	M50DH	60	0,07
Si_3N_4	M50 NiL DH	60	0,06
Si_3N_4	M50	120	0,08
Si_3N_4	M50NiL	120	0,05
Si_3N_4	M50DH	120	0,08

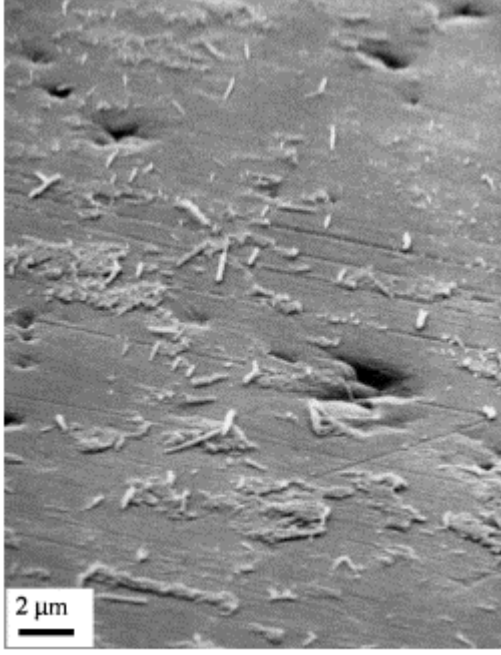


Şekil 2.7. İğne/disk göreceli aşınma dirençleri karşılaştırması: M50 iğne, 60 N yük, 7 m/s kayma hızı, Mobil Jet II yağıyla yağlanmış.

2.6. Seramiklerin Kayma Aşınmasında Aşınma Döküntülerinin Başlangıcı ve Rolü

Fischer ve arkadaşları (2000) bu çalışmada seramiklerde aşınma döküntüsünün formasyonu, ortaya çıkması ve özellikleri ile onların bu malzemelerin aşınmasındaki etkisini araştırmıştır. Bunlar, seramiklerin metallere göre farklı mekanik ve kimyasal özelliklerinden ötürü farklılık gösterir. Seramikler, metallerin aksine, mekanik olarak alaşımlı sert ve kohezif yüzey tabakaları oluşturmazlar. Aşınma döküntüsünün oluşumu çevreye (rutubete) çok duyarlıdır, genellikle farklı ölçekteki kırılmalar sonucu meydana gelir: düşük yüklerdeki mikro çatlamlar, orta yüklerde tane sınırı yorulmaları ve yüksek yüklerde makroskopik kırılmalar. Aşınma izindeki döküntü devam eden sürtme ile çok ince toz haline gelir. Kuru ortamda, bu toz düşük mekanik mukavemete ve aşınmada da çok küçük etkiye sahiptir. Nemli ortamda, olay malzemeye bağlıdır. Nanoksit seramiklerin tribo kimyasal reaksiyonları nispeten büyük miktarda kompakt hidratlaştırılmış oksit meydana getirir. Su buharına maruz kalan seramikte, alüminyum oksit ve silisyum dioksitte (çakmaktaşı) de gözlendiği gibi yağlayıcı görevi gören ince hidroksit tabakalar oluştuğu gözlenmiştir. Tribo kimyasal tabakalar çoğu kez yüzeyde silindirler oluşturur (Şekil 2.8.). Bu silindirler yuvarlanmalı yatak şeklinde davranmazlar ve sürtünme veya aşınmayı azaltmazlar. Ortamdaki rutubet, temas basınçlarını dağıtarak aşınmayı azaltacak kohezyona sahip tabakalar haline gelmiş

aşınma döküntüleri arasında adhezyona sebep olur. Suda ve bazı sulu çözeltilerde, silikon nitrit ve silikon karpit suda çözünür ve aşınma döküntüsü oluşturmaz.



Şekil 2.8. Düz bir Al_2O_3 numunenin Al_2O_3 bilyaya karşı 9,8 N yük ve 11,5 mm/s kayma hızında havadaki testinde oluşan aşınma izinin tarayıcı elektron mikro grafisi. Aşınma izinde silindirik aşınma döküntüleri (rulolar) ve bazı oluklar gözlenmiştir.

2.6.1. Seramiklerin Kayma Aşınması

Bir malzemedeki aşınma, onun iki yüzeyi birbirine bastıran kuvvetlerin oluşturduğu lokal basınçlara ve temas yerinde oluşan sürtünmeye verdiği tepkidir. Malzemelerin aşınma mekanizmalarını ve aşınma mukavemetlerini anlamak için, temas yükü ve sürtünme kuvvetlerinin oluşturduğu gerilmeleri iyi anlamak lazımdır.

2.6.1.1. Temas Basınçları

Temas basınçları, makroskopik kuvvetler ve temasın mikro geometrisi tarafından tanımlanır. Yani dizayn şekli ve hareket eden parçaların yüzey pürüzlülüğü ile. Bu basınçlar yük, yüzeylerin pürüzlülüğü ve sürtünme katsayısı tarafından tanımlanırlar. Aşınma mekanizmalarını anlatabilmek için, bu basınçların genellikle üç-eksenli ve inhomojen olduğunun farkında olmak önemlidir. Metallerde pürüzlülükler

yük altında plastik deformasyona uğrarlar, böylece lokal bası gerilmesi pürüzlülükler altındaki sertliğe eşit olur ve uygulanan yükten bağımsızdır. Seramiklerde pürüzlülükler elastik olarak deform olurlar ve temas basınçları pürüzlülük yarıçapına bağlıdır. İlk yaklaşımda, yükteki artış temas eden pürüzlülüklerin yoğunluğunu ve gerçek temas alanını artırır; bunun doğal sonucu olarak, temas eden pürüzlülükler altındaki lokal basınçlar yükten bağımsızdır. Bunlar makroskopik geometriden hesaplanan Hertz basınçlarından çok daha büyüktür. Yukarıdaki hal temas eden katıların tam yüzeyleri için doğrudur, fakat biz göreceğiz ki aşınma olayı yüzeyin farklı derinliklerinde meydana geliyor. Bu yüzden lokal basınçların, pürüzlülükler ile tanımladığımız yüzeyden daha derinlere doğru nasıl geliştiğini, makroskopik temas geometrisinin nasıl olduğunu bilmeliyiz. Bu basınç değerleri makroskopik temas geometrisi ile hesaplanabilir. Pürüzlü bir yüzeyin altındaki basınçlar Lee, Ren, Yu ve Bhushan tarafından hesaplanmıştır.

Temastan yeterli derinlikte, yani komşu pürüzlülüklerin birbirleri arasındaki uzaklıklardan çok daha derinde, temas mekaniğine makroskopik temas geometrisi ile yaklaşılmıştır ve böylelikle basınçlar ifade edilebilmektedir. Aşınma olayını tartışırken bunlara “makroskopik basınçlar” demeliyiz.

Yüzeysel derinliklerde, mikrometre mesafesinde, her pürüzlülük altındaki basıncın şiddeti azalır ve derinlik arttıkça basınç enine doğru (kenara doğru) dağılır. Derinlik yüzeydeki pürüzlülük aralıkları mesafesinde arttığı zaman, herhangi bir noktadaki basınç komşu pürüzlülüklerden kaynaklanan basınçların toplamına eşittir. Artan yükte beraber bu mesafe düştüğü sürece, alt-yüzey basınçları yükte birlikte artar. Bunlar makroskopik geometriyi oluşturan hesaplanmış basınçlardan daha fazladır. Kolaylık olması açısından bunlara “sığ basınçlar” diyeceğiz. Basınçlar gittikçe düşer ve önceki paragrafta anlatılan makroskopik değerlere yaklaşır.

Bulunan sonuçlar aşağıdaki gibidir:

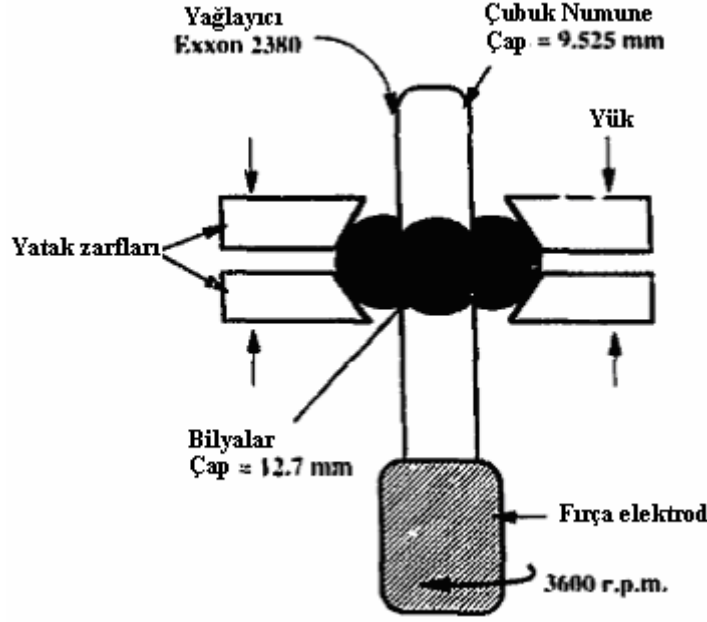
- Seramiklerdeki aşınma parçacıklarının başlangıcı ve rolü seramiklerin metallere göre farklı mekanik ve kimyasal özelliklerinden ötürü farklılık gösterir.
- Aşınma döküntülerinin ezici çoğunluğu kırılma veya çevreyle olan tribo kimyasal bir reaksiyon sonucu oluşmuştur.

- Kırılma farklı ölçeklerde oluşabilir: tanelerden daha küçük ölçekte olan mikro kırılma, çoğunlukla yorulma sonucu oluşan granüller arası kırılma yada yüksek yüklerde oluşan makroskopik kırılma.
- Orijinal boyuttaki aşınma döküntüleri aşınma izlerinin dışında bulunabilir. İzlerde kalan döküntüler devamlı kırılma sonucu çok ince toz haline gelmektedirler.
- Rutubet veya başka koşullar parçacıklar arası adhezyona sebep olduğu zaman, ince toz halindeki aşınma döküntüleri silindirler, dağınık parçacıklar veya kompakt yüzey filmi halinde topaklaşırlar.
- Bu filimler mekanik olarak alaşım halindedirler ve yumuşaktırlar. Temas basınçlarını dağıtarak ve kesme hareketini yerleştirerek aşınmayı etkilerler.
- Ortam ve döküntünün kimyasal özellikleri döküntü parçaları arasında adhezyon yapmadığı zaman pürüzlülük teması ve gerilme konsantrasyonlarına dayanımı çok az olan dağınık şekilde bir toz oluşur.

2.7. Çeliğin Silikon Nitritle Yuvarlanma Temasında Aşınması

Lakshminarayanan ve arkadaşlarının (1997) yaptığı bir çalışmadır. Taşlanmış ve taşlanmış-ve-leplenmiş silikon nitrit çubuklarla bilyalı-çubuk yuvarlanma-temas-yorulması (YTY) test edicisi (şekil 2.9.) kullanılarak yağlanmış yuvarlanma temasında (AISI M-50 ve AISI52100) çelik yatak bilyalarının (Tablo 2.5.) aşınması üzerinde çalışılmıştır. Çelik bilyalar, taşlanmış sayılabilir ($R_a = 0.18 \mu m$) silikon nitrit çubuklarla olan yuvarlanma temasında dikkate değer miktarda aşınmaya maruz kalmıştır. Aşınmadaki hacim kaybı, yuvarlanma mesafesiyle yaklaşık olarak lineerdir. Aşınma oranı, 3–6.5 GPa aralığındaki başlangıç Hertz temas basıncı ile lineer olarak artmıştır. Aşınma izlerinin tarayıcı elektron mikroskopu ile incelenmesi yüzey özelliklerini açığa çıkarmıştır. Bu da çelik yüzeyin plastik deformasyonu ile ilgili bir aşınma mekanizmasını göstermiştir. Bu olay metalin dışarıya doğru simetrik olarak ezilmesi ve kenarlardan metal tabakaların kopması şeklinde olmaktadır. İhmal edilebilir derecede aşınmaya maruz kalan çelik bilyalar, taşlanmış-ve-leplenmiş silikon nitrit çubuklarla ($R_a = 0.08 \mu m$) 5.5 GPa başlangıç temas basıncı altında, yuvarlanma teması sırasında yüzey kabarmasına yenik düşmüşlerdir. Taşlanmış-ve-leplenmiş silikon nitrit çubuklar aşınma

göstermemiş fakat ara sıra yüzey kabarması arızası yapmıştır. Fakat taşlanmış sayılabilir silikon nitrit çubuklar YTY testlerinde ne aşınma ne de yüzey kabarması göstermiştir.



Şekil 2.9. Bilyalı-çubuk yuvarlanma-temas-yorulması test edicisinin şematiği.

Tablo 2.5. Sinterlenmiş ve HIPed silikon nitritin, AISI 52100 ve M-50 çeliklerinin özellikleri

Özellik	Malzeme		
	Silikon nitrit	AISI 52100	AISI M-50
Yoğunluk (g cm^{-3})	3,23	7,80	7,80
Young modülü (GPa)	308	207	207
Poisson oranı	0,29	0,29	0,29
Vicker sertliği (GPa) ^a	14-16	7,85±0,41	7,32±0,26
Kırılma tokluğu ($\text{MPa m}^{1/2}$)	5,15±0,06	18,20	18,0
Isıl genişleme ($\times 10^{-6} \text{ mm}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$)	2,9-3,2 (20-800°C)	12,5 (20-280°C)	12,3 (20-300°C)
Isıl iletkenlik ($\text{W m}^{-1}\text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$)	18-25 (20°C'de)	-	56 (20°C'de)

^a 20 kg çentik yükünde

Çalışmanın sonuçları aşağıdaki gibidir.

1. Seramik yüzeydeki ortalama yüzey pürüzlülüğü 0.18 μm civarı olduğunda çelikten yapılan yatak elemanları silikon nitritle olan yuvarlanma temasında kayda değer miktarda aşınmaya maruz kalabilir.

2. Çelik bilyalar yüzeyin plastik deformasyona uğrayıp dışarıya doğru simetrik olarak ezilmesi ve kenarlardan metal tabakaların kopması şeklinde bir mekanizmayla aşınmıştır.
3. Ortalama pürüzlülüğü 0,08 μm 'ye düşürmek için silikon nitrit yüzeyi alıştırmak aslında çelik bilyalardaki aşınmayı ortadan kaldırmaktadır.
4. Leplenmiş silikon nitrit yüzeylerinin ortalama yüzey pürüzlülüğü ince taşlanmış yüzeylerden azdır. Bu da çelik bilyalardaki aşınmayı azaltır.
5. Silikon nitrit çubuklar sadece arada sırada yüzey kabarması hatası göstermiştir. Bu da yatak sınıfı seramiklerin yüksek kalitesini tasdik eder.

2.8. Silikon Nitrit Bilyalı Hibrit Bilyalı Rulmanların Malzeme Hasar Mekanizmaları

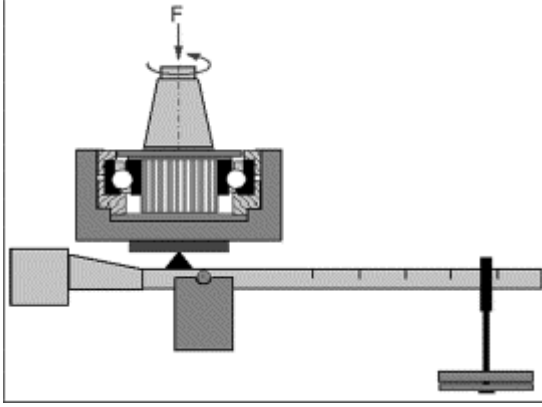
Thoma ve arkadaşları (2004) bu konu üzerinde çalışmışlardır. Çalışmalarını özetleyelim:

Silikon nitrit ve zirkonyum dioksit bilyaların kullanıldığı hibrit bilyalı rulmanlarda hasar mekanizmalarını tesbit etmek ve hasarın ne kadar sürede oluştuğunu bulmak için dört bilyalı bir aparat kullanılmıştır (Şekil 2.10.). Makina, temas basıncını artırmak için, olağan 14 bilya yerine üç seramik bilya içeren bir hibrit rulmanla (Şekil 2.11.) çalışacak şekilde ayarlanmıştır. Yüzey pürüzlülüğü, gözeneklilik ve katkı maddelerinin kimyasal kompozisyonu gibi niceliklerinde farklılık gösteren beş çeşit silikon nitrit seramik incelenmiştir. Bu çalışmanın amacı silikon nitritin endüstriyel kullanımı için bir kalite kriteri saptamaktır. Silikon nitrit bilyalı beş rulmanda ömür ve hasar mekanizmaları çeşitlilik göstermiştir ve bunların gözeneklilik ile malzemelerin kimyasal kompozisyonuna bağlı olduğu bulunmuştur. Fakat yüzey pürüzlülüğü performanslarını etkilemiyor gözükmiştir.

Çalışmada bulunan sonuçlar aşağıdaki gibidir:

Hibrit bilyalı rulmanların başarılı bir şekilde çalışması için rulman malzemesinin mükemmel kalitede olması kaçınılmaz bir ön şarttır. Silikon nitrit bilya kullanılan hibrit bilyalı rulmanların tribolojik davranışı silikon nitritin malzeme özelliklerine bağlıdır. Seramik malzemelerdeki kompozisyon veya gözeneklerin dağılımındaki ufak değişimler hasar mekanizmalarında farklılıklara yol açmaktadır.

Farklı üreticilerdeki malzemelerin ana farklılıkları kullanılan katkı maddeleri ve malzemelerin gözeneklilikleriyle ilgilidir. Çoğu üründe yüzey finiş kalitesi hemen hemen aynı standarttır. Gözeneklerin küçük çatlakları bile tribolojik davranışı etkileyecektir. En gözenekli malzeme en istenmeyen tribolojik özelliklere sahip çıkmıştır. Katkı maddelerinin tribolojik performansa tam etkileri gelecekte daha yakından incelenecektir. Şimdiye kadar örneğin düşük gözenekli Al ve Y esaslı katkıları içeren A, SNFA şirketi tarafından hibrit rulmanlarda kullanılmış ve testi de geçmiştir. Gelecekteki araştırmalar yüksek kaliteli çelik bileziklerin kullanımını da içerecektir. Artık veya yıgılma oluşumunu engellemek için rulman içinden devamlı yağ akışı da planlanmaktadır.



Şekil 2.10. Aparat düzeneğinin şematik gösterimi.



Şekil 2.11. Tribolojik denemeler için özel rulmanlar: iç bilezik, kafes, dış bilezik ve üç seramik bilya.

2.9. Hibrit Rulmanlarda Kullanılan Üç Si_3N_4 Bilyanın Hasar Analizi

O'Brien ve arkadaşları (2003) bu konu üzerinde çalışmışlardır. Çalışmada yuvarlanma elemanının yorulma ömrü, silikon-nitrit bilyalar, REX20 takım-çeliğinden iç bilezik ve CRU20 takım-çeliğinden dış bilezik içeren ileri teknolojik malzemelerden oluşan rulmanlarda yük, hız ve yağlamanın dikkatli kontrolüyle kalifiye bir biçimde test edilerek ölçülmüştür. Dört rulmanın (207H boyutunda) çeşitli setleri dördün-en azı tekniği ve ani-ölüm istatistikleri kullanılarak yük, zaman ve numune büyüklüğünü izah eden iki değişkenli bir model üzerine kurulu Weibull dağılımı elde etmek için test edilmiştir. Weibull dağılım modeli, gelişmiş malzemedan oluşan rulmanların, test şartları altında, referans alınan 52100 çelik rulmanlardan %90 güvenilirlikle 6,7 kat daha uzun ömre ve %50 güvenilirlikle 12 kat uzun ömre sahip olduğunu göstermektedir. Hasarlı üç seramik bilyanın fraktografik analizi gerçekleştirilmiştir. Her durumda, en son kırılmanın başlangıcı nispeten küçük bir yere kadar geriye doğru izlenmiştir. Her iki durumda da hasarın potansiyel sebebini gösterebilen ilginç özellikler tanımlanmıştır. Bu potansiyel sebepler $2 \mu\text{m}$ 'den küçük çaplardaki sinterleme boşlukları olduğuna inanılan küçük kusurlar olarak tanımlanmıştır. Bilyaların artırılmış yükte uzun süre dayanmaları, üreticinin önceden var olan üretim kusurlarının nüfusunu çok iyi kontrol ettiğini göstermektedir. Bu denli ufak kusurların üretim kusurundan çok malzemenin tabiatında olan kusurlar olarak düşünülmesi mümkündür.

REX20, M62 takım çeliğinin havada erimiş toz metalurjisi versiyonudur. CRU20 ise REX20'nin vakum indüksiyonuyla erimiş versiyonudur. Rulmanlar standart katalog rulmanı olan 207H boyutundadır. 207H tip rulmanın dış çapı 72,0 mm, iç delik çapı 35,0 mm, genişliği 17,0 mm ve bilya çapı 11,906 mm'dir.

2.10. Silikon Nitritin Temas Yorulması

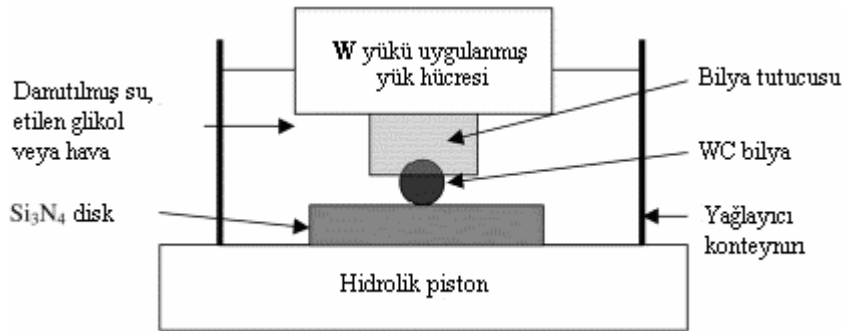
Eyzop ve Karlsson (2001) bu çalışmayı yapmıştır. Özeti: Seramikler; rulmanlar, kam izleyicileri ve valfler gibi çeşitli tribolojik uygulamalarda gelişmiş performans ve artırılmış ömürleri bakımından ilgi çekicidirler. Hibrit rulmanlarda silikon nitrit bilyalar çelik kafes ve bileziklerle kullanılırlar.

Bu çalışmanın amacı mikro yapı ve çevrenin silikon nitritin periyodik temas yorulmasına etkisini incelemektir. Bir WC bilyaya MTS 880 servo hidrolik test makinasında (Şekil 2.12.) silikon nitrit bir disk üzerinde devir yaptırılarak hibrit bir rulmanın çeşitli yükleme halleri simüle edilmiştir. 4 silikon nitrit 5–15 GPa arası maksimum temas basıncında, 100.000 ila 5.000.000 arası periyotta 10 Hz frekansta test edilmiştir. Çatlaklar ve çukurlar ışıklı optik mikroskop (LOM) ve tarayıcı elektron mikroskobu (SEM) ile incelenmiştir.

İri taneli mikro yapıda derin çukurlar ve nispeten az çatlaklar vardır. Cam fazının yüksek olması malzemeyi gerilim korozyonundan ötürü suya hassas yapar. Suda yapılan deneyler 5 GPa’da silikon nitrit numunelerinde çatlakla beraber derin ve büyük çukurların oluşmasına yol açmıştır. Oysa havada yapılan testlerde aşınma izleri daha küçük olup çatlaklar sadece 15 GPa’da oluşmuştur. Etilen glikol’den oluşan test ortamında nispeten küçük çukurlarla ve çatlaksız bir sonuçla karşılaşılmıştır.

Bulunan sonuçları yazmak istersek: Bu test metodu farklı silikon nitrit malzemelerindeki ve farklı çevre şartlarındaki periyodik temas yorulma hasarını karşılaştırmaktadır.

En tekdüze (uniform) mikro yapıya sahip silikon nitrit malzemeler düşük neme sahip çevrelerde en iyi periyodik temas yorulma performansı vermiştir. Daha fazla cam fazda içeriğe sahip malzemede yüksek temas sıcaklıkları cam tabakayı yumuşatır. Bu da pürüzlülükleri düzgülendirip mikro çatlakların oluşumunu engelleyip hasarı en aza indirmiştir. Saf suda, bazı uzatılmış tanelere sahip ince taneli silikon nitrit, çatlamanın yön değiştirmesinden ötürü en iyi hasar direncine sahiptir. Daha çok cam tabakaya sahip malzeme, gerilim korozyonunun yol açtığı en büyük hasara sahiptir. İri taneli ve çift modlu mikro yapıya sahip silikon nitritte derin ve büyük aşınma izleri vardır.



Şekil 2.12. Test ekipmanının şematiği

2.11. Rulmanlarda Temas Yorulması

Fernandes'in (1997) yaptığı bir çalışmadır. Özeti ve sonuçları şu şekildedir; yüzey temas yorulması rulmanlarda bulunan yaygın bir hasar türüdür. Gözlenen hasarın büyüklüğü temas yüklerine, yuvarlanma elemanlarının eğriliklerine ve temas eden yüzeyler arasındaki bağıl harekete bağlıdır. Farklı tipteki temas yorulmalarının karakteristikleri aşağıdaki gibidir:

- 1.(a) Salt yuvarlanma temasında mikroskobik çukurlar oluşur. Bunlar daha fazla zarara yol açacak şekilde basınç konsantrasyon alanları gibi hareket edebilirler.
- 2.(b) Kayma-yuvarlanma temasında, düzensiz şekilli çukurlar oluşur. Bu tip hasar oluşumu , korozyon çukurları, işleme hasarı ve çentikler gibi geometrik inhomojeniteler sonucu hızlanır.
- 3.(c) Yuvarlanma ve yuvarlanma-kayma sonucu oluşan çukurların ilerlemesiyle pullanma oluşur ve bu da büyük, düzensiz-şekilli çukurlar oluşumuna yol açar.
- 4.(d) Yüzey kabarması keskin kenarlı, dik yüzlü ve düz tabanlı derin çukurların oluşumunu ve sertleştirilmiş yüzeylerin çekirdekli ara yüzeylerinde çatlama oluşumunu kapsar.

Çeşitli tipteki temas yorulma hasarlarını göstermek için birkaç tane rulman hasarının pratik örneği kullanılmıştır.

2.12. Soğutkanla Yağlanmış Silikon Nitrit Rulman Elemanlarının Yuvarlanma Teması Yorulmasında Artık Gerilme Değişimleri

KHAN ve arkadaşlarının (2005) yaptığı bir çalışmadır. Soğutkanla yağlamaya tabi tutulmuş silikon nitrit yatak elemanlarının, yuvarlanma temasındaki artık gerilim alanı incelenmiştir. Artık gerilim ölçümleri X-ışını metoduyla yapılmıştır. Yuvarlanma teması yorulma testleri, çeşitli Hertz temas basınçları altında, modifiye edilmiş dört bilyalı ve bir basınç odasına bağlı makina ile gerçekleştirilmiştir. 0,1 milyon kerelik basınç çevriminde artık gerilim -242 MPa iken 5,6 milyon kerelik basınç çevriminde artık gerilim -60 MPa çıkmıştır ki bu da bize artık gerilimle yuvarlanma temas yorulması çevrimleri arasında ters orantı olduğunu göstermektedir. Bu değerler

yuvarlanma teması yorulma ömrünü tahmin etmede yardımcıdır. Artık gerilim ölçümleri, bilezikte çatlağa neden olan yerlere farklı mesafelerdeki temas yollarında da yapılmıştır. Artık gerilim alan analizi, artık gerilimlerin alt-yüzey hasarından ötürü azaldığını göstermektedir. Hertz temas basıncının yol açtığı, temas yolunun kenarındaki, maksimum temas basınçları alt-yüzey çatlağının bulunduğu cephede daha az artık gerilme alanına sebep olur.

Artık Bası gerilmeleri yuvarlanma teması yorulma performansını belirler. Artık bası gerilmeleri bir düzlemde uygulanan Hertz temas basınçlarının aksi şeklinde davranış gösterir ve böylece yorulma ömrünü artırır. Artık bası gerilmeleriyle yuvarlanma teması esnasındaki gerilme çevrimleri arasındaki ters ilişki kalan ömrün bir ölçüsü olarak kullanılabilir. Artık gerilmeler yorulmadan hasar gören bölgelerde hızla azalır. Alt-yüzey çatlak başlangıcı ve üremesi artık gerilmelerinin azalmasına yol açar. İkincil yüzey çatlakları artık gerilmelerin büyüklüğünü azaltır. Çatlaktaki yüksek artık gerilme düşük Hertz temas basınçlarının ve önceden çatlamış alanlarda maksimum ortogonal kesme gerilmelerinin sonucu olabilir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Minimum Yağ Film Kalınlığı ve Bilyalı Seramik – Çelik Rulman için Deformasyon Formülasyonu

3.1.1. Makaralı Rulman

Makaralı rulmanların farklı yüklerde yüklenerek bu yüklerde oluşan film kalınlıklarını bulmak için öncelikle rulmanların konstrüksiyonlarının ve çalışma şartlarının bilinmesi gerekir.

Konstrüksiyon:

İç yuva çapı	d_i	mm
Dış yuva çapı	d_o	mm
Makara çapı	d_w	mm
Makara efektif uzunluğu	l_{eff}	mm
Makara sayısı	n	

Malzeme özellikleri:

Elastisite modülü	E	N/mm^2
Poisson oranı	ν	

Çalışma şartları:

İç bileziğin açısal hızı	ω_i	rad/s
Dış bileziğin açısal hızı	ω_o	rad/s
Sabit sıcaklık ve basınçta, $p = 0$, mutlak viskozite	η	$N.s/m^2$
Viskozite-basınç katsayısı	ξ	mm^2/N

Çözüm:

Tüm hesaplamalarda “i” alt indisi iç yuva için, “o” alt indisi ise dış yuva için kullanılmıştır.

İlk olarak rulman şeklinden eğrilik yarıçapları bulunur. R_w , R_i ve R_o (mm)

Bunlar kullanılarak (3.1) ve (3.2)’den eşdeğer eğrilik yarıçapları hesaplanır.

$$\frac{1}{R_{x,i}} = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_i} \quad (\text{mm}^{-1}) \quad (3.1)$$

$$\frac{1}{R_{x,o}} = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_o} \quad (\text{mm}^{-1}) \quad (3.2)$$

Daha sonra ortalama çap hesaplanır (3.3):

$$d_e = \frac{d_i + d_o}{2} \quad (\text{mm}) \quad (3.3)$$

Devamında efektif elastisite modülü E' elik makara – elik bilezik, seramik makara – elik bilezik ve seramik makara – seramik bilezik için hesaplanır.

$$E' = \frac{2}{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.4)$$

Silindirik makaranın x yundeki ortalama yüzey hızı $(u_a + u_b)/2$, mm/s

Tam yuvarlanma için bulunur.

$$\tilde{u} = \frac{|\omega_o - \omega_i| \cdot (d_e^2 - d^2)}{4 \cdot d_e} \quad (\text{mm/s}) \quad (3.5)$$

Buraya kadar olan hesaplamalar boyut ve alışma Őartlılarıyla alakalı olup yükten bağımsızdır.

apsal boşluk c_d sıfır olduğunda (3.6) eşitliğinden en çok yüklenen makaranın yükünü bulabiliriz.

$$Q_{\max} = \frac{4 \cdot Q}{n} \quad (\text{N}) \quad (3.6)$$

En çok yüklenen makarada birim uzunluğa gelen radyal yük:

$$Q'_{\max} = \frac{Q_{\max}}{l_{\text{eff}}} \quad (\text{N/mm}) \quad (3.7)$$

Eğer hız sadece dönme yönünde ise ($\vec{\vartheta}=0$), iç ve dış yuvada oluşan temaslar için boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} \quad (3.8)$$

$$G = \xi \cdot E' \quad (3.9)$$

(*G malzemeye bağlı olup iç ve dış yuvalar için aynıdır.*)

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} \quad (3.10)$$

Dikdörtgen temas için boyutsuz minimum film kalınlığı formülü

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 1,714 \cdot (W')^{-0,128} \cdot U^{0,694} \cdot G^{0,568} \quad (3.11)$$

Burada W' boyutsuz yük parametresi olup şu şekilde hesaplanır:

$$W' = \frac{Q'}{E' \cdot R_x} \quad (3.12)$$

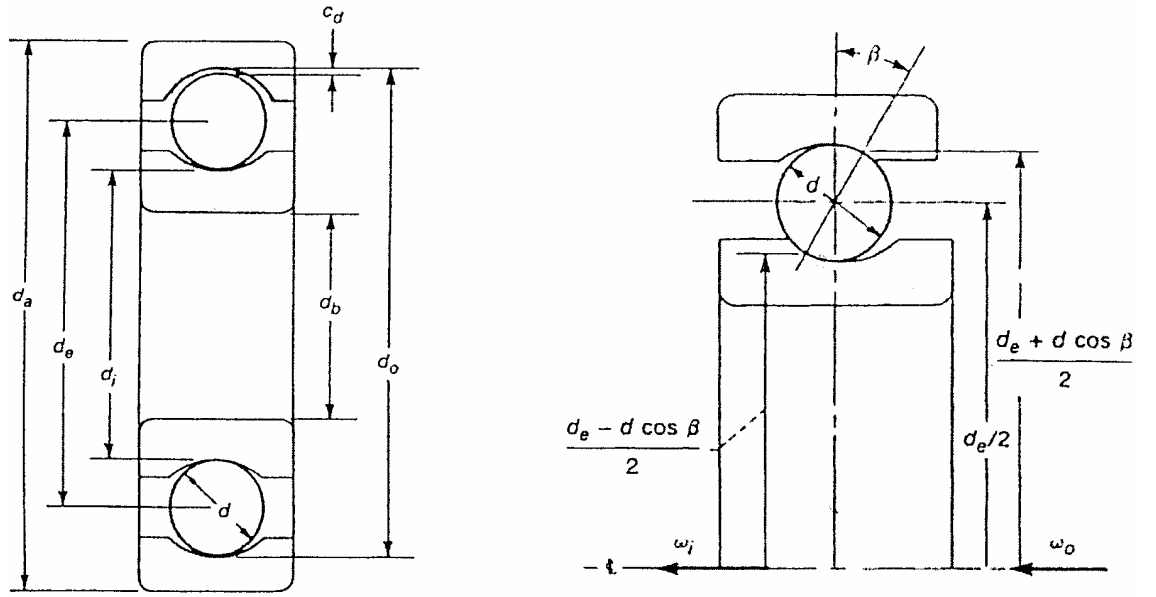
Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min} = H_{\min} \cdot R_x \text{ (mm)} \quad (3.13)$$

(3.11), (3.12) ve (3.13) formüllerinde makara -iç yuva teması ve makara - dış yuva teması için olan hesaplamalarda sadece alt indisler değişecektir. Böylelikle minimum film kalınlıkları her iki temas şekli için de bulunmuş olur.

3.1.2. Bilyalı Rulman

Şimdi de radyal bilyalı rulmanda farklı yüklerde yüklenerek bu yüklerde oluşan film kalınlıklarını bulalım. Önce rulman konstrüksiyonu ve çalışma şartları bilinmelidir. Şekil 3.1.'de bir radyal rulman kesiti görebiliriz.



Şekil.3.1.Radyal, bilyalı rulman kesiti [Hamrock ve Anderson, (1983)]

Konstrüksiyon:

İç yuva çapı	d_i	mm
Dış yuva çapı	d_o	mm
Bilya çapı	d	mm
Bilyanın yuvarlandığı iç yarıçapı	r_i	mm
Bilyanın yuvarlandığı dış yarıçapı	r_o	mm
Temas açısı	β	(°)
Bilya sayısı	n	

Malzeme özellikleri:

Elastisite modülü	E	N/mm^2
Poisson oranı	ν	

Çalışma şartları:

İç bileziğin açısal hızı	ω_i	rad/s
Dış bileziğin açısal hızı	ω_o	rad/s
Sabit sıcaklık ve basınçta, $p = 0$, mutlak viskozite	η	N.s/m ²
Viskozite-basınç katsayısı	ξ	mm ² /N

Çözüm:

İlk olarak (3.14) denkleminle iç ve dış yuva uygunlukları bulunur.

$$R_{r,i} = R_{r,o} = \frac{r_i}{d} = \frac{r_o}{d} \quad (3.14)$$

Devamında (3.3)'ten ortalama çap d_e hesaplanır. Sonra bu değerleri kullanarak eşdeğer eğrilik yarıçaplarını hesap ederiz.

$$R_{x,i} = \frac{d(d_e - d \cos \beta)}{2d_e} \quad (\text{mm}) \quad (3.15)$$

$$R_{x,o} = \frac{d(d_e + d \cos \beta)}{2d_e} \quad (\text{mm}) \quad (3.16)$$

$$R_{y,i} = \frac{R_{r,i} \cdot d}{2R_{r,i} - 1} \quad (\text{mm}) \quad (3.17)$$

$$R_{y,o} = \frac{R_{r,o} \cdot d}{2R_{r,o} - 1} \quad (\text{mm}) \quad (3.18)$$

Devamında sırasıyla iç bilezik ve bilyanın temas ettiği eğrilik toplamı R_i ile dış bilezik ve bilyanın temas ettiği eğrilik toplamı R_o , (3.19) ve (3.20)'den bulunur.

$$\frac{1}{R_i} = \frac{1}{R_{x,i}} + \frac{1}{R_{y,i}} \quad R_i \quad (\text{mm}) \quad (3.19)$$

$$\frac{1}{R_o} = \frac{1}{R_{x,o}} + \frac{1}{R_{y,o}} \quad R_o \quad (\text{mm}) \quad (3.20)$$

Sonra yarıçap oranları α_r , elipslik parametreleri, k ve sabitimiz q_a bulunur.

$$\alpha_{r,i} = \frac{R_{y,i}}{R_{x,i}} \quad (3.21)$$

$$\alpha_{r,o} = \frac{R_{y,o}}{R_{x,o}} \quad (3.22)$$

$$k_i = \alpha_{r,i}^{2/\pi} \quad (3.23)$$

$$k_o = \alpha_{r,o}^{2/\pi} \quad (3.24)$$

$$q_a = \frac{\pi}{2} - 1 \quad (3.25)$$

Eliptik integraller ile yolumuza devam ederiz:

$$\varepsilon_i = 1 + \frac{q_a}{\alpha_{r,i}} \quad (3.26)$$

$$\varepsilon_o = 1 + \frac{q_a}{\alpha_{r,o}} \quad (3.27)$$

$$J_i = \frac{\pi}{2} + q_a \cdot \ln \alpha_{r,i} \quad (3.28)$$

$$J_o = \frac{\pi}{2} + q_a \cdot \ln \alpha_{r,o} \quad (3.29)$$

Devamında efektif elastisite modülü E' çelik makara – çelik bilezik, seramik makara – çelik bilezik ve seramik makara – seramik bilezik için (3.4)'ten hesaplanır.

Silindirik makaranın x yönündeki ortalama yüzey hızı \tilde{u} , tam yuvarlanma için bulunur (3.5)'ten bulunur. Stribeck eşitliği (3.30) bize en çok yüklenen bilyanın yükünü verir.

$$Q_{\max} = \frac{5 \cdot Q}{n} \quad (\text{N}) \quad (3.30)$$

Eğer hız sadece dönme yönünde ise ($\vec{\vartheta} = 0$), iç ve dış yuvada oluşan temaslar için boyutsuz hız parametreleri sırasıyla (3.8) ve (3.10)'dan elde edilir. Boyutsuz malzeme

parametresi iç ve dış yuva için sabit olup (3.9) ile hesaplanır. Boyutsuz yük parametresi ise iç ve dış yuvada oluşan temaslar için sırasıyla (3.31) ve (3.32)'den elde edilir

$$W_i = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,i})^2} \quad (3.31)$$

$$W_o = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,o})^2} \quad (3.32)$$

Bilyalı rulmanda oluşan eliptik temaslar için boyutsuz minimum film kalınlığı formülü

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 3,63.U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68k}) \quad (3.33)$$

Boyutlu minimum film kalınlığı (3.13)'teki gibi bulunur.

-Maksimum lokal basınçta deformasyon miktarının bulunuşu

-İç bilezik için

$$\delta_i = J_i \left[\frac{9}{2 \cdot \varepsilon_i \cdot R_i} \left(\frac{Q_{\max}}{\pi \cdot k_i \cdot E'} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (\text{mm}) \quad (3.34)$$

-Dış bilezik için

$$\delta_o = J_o \left[\frac{9}{2 \cdot \varepsilon_o \cdot R_o} \left(\frac{Q_{\max}}{\pi \cdot k_o \cdot E'} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (\text{mm}) \quad (3.35)$$

Bu değerleri toplayarak toplam deformasyon miktarını bulabiliriz. Aynı zamanda μm birimine çeviririz.

$$\delta = \delta_i + \delta_o \quad (\mu m) \quad (3.36)$$

3.2. Temas Alanı Formülasyonu

3.2.1. Makaralı Rulman

Makaralı rulman konstrüksiyonundan eğrilik yarıçapları R_w , R_i , R_o şeklinde bulunmuştur.

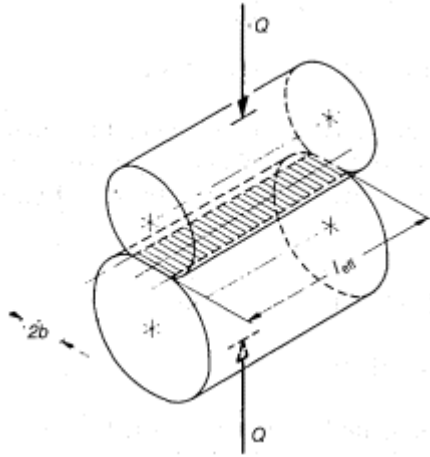
(3.1) ve (3.2)'den bulduğumuz eşdeğer eğrilik yarıçapları $R_{x,i}$ ve $R_{x,o}$ 'dan yola çıkarak denklemlerimizde kullanacağımız ρ değişkenlerini buluruz.

$$\rho_{11} = \frac{1}{R_{x,i}} = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_i} \quad (\text{mm}^{-1}) \quad (3.37)$$

$$\rho_{21} = \frac{1}{R_{x,o}} = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_o} \quad (\text{mm}^{-1}) \quad (3.38)$$

$$\Sigma \rho = \rho_{11} + \rho_{21} \quad (\text{mm}^{-1}) \quad (3.39)$$

Dikdörtgen temas alanımızın genişliği Hertz'e göre $2b$ 'dir ve (3.40) formülüyle ifade edilir. Şekil 3.2.'den de iki silindirik kütlelerin temasını görebiliriz.



Şekil 3.2. İki silindirik kütlelerin teması

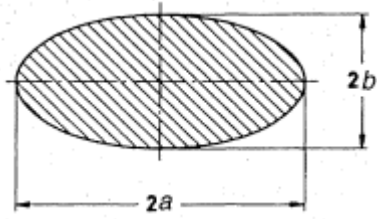
$$2b = 2 \cdot \sqrt{8(1-\nu^2) \left(\frac{Q}{l_{eff}} \right) \left(\frac{1}{\pi \cdot E \cdot \Sigma \rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.40)$$

Buradan dikdörtgensel temas alanımız (3.41) formülüyle bulunur.

$$F = 2.b.l_{\text{eff}} \quad (3.41)$$

3.2.2. Bilyalı Rulman

Bilyalı rulmandaki temas nokta temasıdır ve temas alanı da şekil 3.3.'deki gibi eliptik olur.



Şekil 3.3. Eliptik temas alanı

$$2a = 2.\mu \cdot \sqrt{3(1-\nu^2) \left(\frac{Q}{E.\Sigma\rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.42)$$

$$2b = 2.\nu \cdot \sqrt{3(1-\nu^2) \left(\frac{Q}{E.\Sigma\rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.43)$$

Şimdi de formülde kullanmak üzere eğrilik yarıçaplarının terslerini buluruz

$$\frac{1}{\rho_{11}} = \frac{d(d_e - d \cos \beta)}{2d_e} \quad (\text{mm}) \quad (3.44)$$

$$\frac{1}{\rho_{12}} = \frac{R_{r,i}.d}{2R_{r,i} - 1} \quad (\text{mm}) \quad (3.45)$$

$$\frac{1}{\rho_{21}} = \frac{d(d_e + d \cos \beta)}{2d_e} \quad (\text{mm}) \quad (3.46)$$

$$\frac{1}{\rho_{22}} = \frac{R_{r,o}.d}{2R_{r,i} - 1} \quad (\text{mm}) \quad (3.47)$$

Daha sonra bunları toplarız.

$$\Sigma\rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} \quad (\text{mm}^{-1}) \quad (3.48)$$

Ve cos fonksiyonunda yerine koyarız.

$$\cos \tau = \frac{\rho_{11} - \rho_{12} + \rho_{21} - \rho_{22}}{\Sigma\rho} \quad (3.49)$$

cos τ 'ye bağlı olarak, μ , ν ve $2K/\pi\mu$ değerlerini veren tablodan bu değerleri hesap ederiz. (Bu değerler Hertz sabitleridir).

Son olarak ise (3.50) formülüyle temas alanını hesap ederiz.

$$F = \pi ab = \pi \cdot \mu \cdot \nu \left[3(1-\nu^2) \left(\frac{Q}{E\Sigma\rho} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \text{mm}^2 \quad (3.50)$$

Seramik rulmanda $E = 3,2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ ve $\nu = 0,26$ için (3.42) ve (3.43) denklemleri aşağıdaki hale sadeleşir

$$2a = 0,0412 \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma\rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.51)$$

$$2b = 0,0412 \cdot \nu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma\rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.52)$$

Çelikte $E = 2,08 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ ve $\nu = 0,3$ için (3.42) ve (3.43) denklemleri aşağıdaki hale sadeleşir.

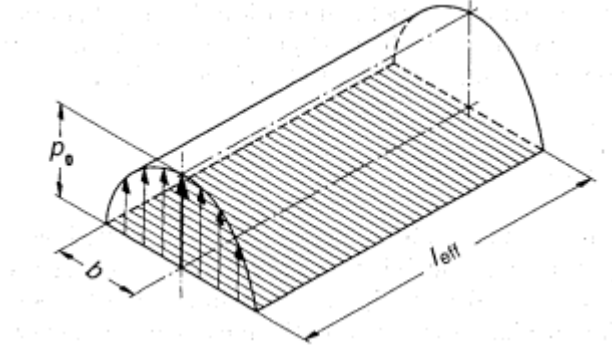
$$2a = 0,0472 \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma\rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.53)$$

$$2b = 0,0472 \cdot \nu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma\rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.54)$$

3.3. Maksimum Temas Basıncı Formülasyonu

3.3.1. Makaralı Rulman

Maksimum temas basıncının dağılımı makaralı rulmanda Şekil 3.2.'deki gibidir.



Şekil 3.2. Dikdörtgensel temas alanındaki basınç dağılımı

Maksimum temas basıncı formülümüz şöyledir:

$$p_0 = \frac{4}{\pi} \left(\frac{Q}{F} \right) \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.55)$$

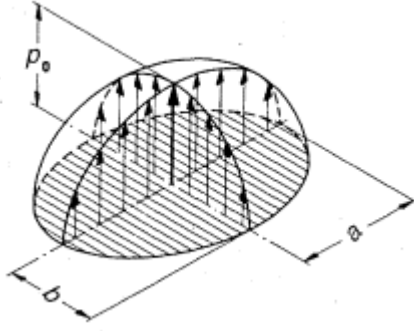
(3.55)'te F'i yerine koyarsak denklem aşağıdaki hali alır:

$$p_0 = \sqrt{\left(\frac{E}{\pi \cdot (1 - \nu^2)} \right) \cdot \left(\frac{\Sigma \rho}{2} \right) \cdot \left(\frac{Q}{l_{eff}} \right)} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.56)$$

Verilen l_{eff} ve (3.39)'da bulduğumuz $\Sigma \rho$ değerleri boyutlarla alakalı olduğundan değişmemektedir. Sadece E, ν ve Q değerleri değişecektir. Değerleri (3.55) veya (3.56) formülünü kullanarak yerine koyarsak p_0 maksimum temas basıncını elde ederiz.

3.3.2. Bilyalı Rulman

Maksimum temas basıncının dağılımı bilyalı rulmanda Şekil 3.3.'teki gibidir.



Şekil 3.3. Eliptik temas alanı üzerindeki basınç dağılımı

Maksimum temas basıncı formülümüz şöyledir:

$$p_0 = 1,5 \cdot \frac{Q}{F} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.57)$$

Burada F'i yerine koyarsak:

$$p_0 = \frac{1,5}{\pi \cdot \mu \cdot \nu} \sqrt[3]{\left[\frac{E \cdot \Sigma \rho}{3 \cdot (1 - \nu^2)} \right]^2} \cdot Q \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.58)$$

3.4. Deformasyonun Bulunması

Bu hesabı ne yazık ki sadece bilyalı rulman için yaptık. Çünkü makaralı rulman için başvurduğumuz kaynaklardaki formüllerin doğruluğuna güvenemedik.

Deformasyon formülümüz şu şekildedir:

$$\delta = 1,5 \cdot \left(\frac{2K}{\pi} \right) (1 - \nu^2) \left(\frac{Q}{E \cdot a} \right) \quad (\text{mm}) \quad (3.59)$$

Tablo'dan (3.49) ile hesapladığımız $\cos \tau$ 'ya bağlı olarak $2K/\pi \cdot \mu$ değerini bulmuştuk (Temas alanı hesabında). Burada μ 'yü yerine koyup $2K/\pi$ değerini bulabiliriz. Boyutlar değişmediğinden bu değer tüm hesaplamalar için aynı olarak kullanılacaktır.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA

4.1. Silindirik Makaralı Rulman için Hesaplamalar

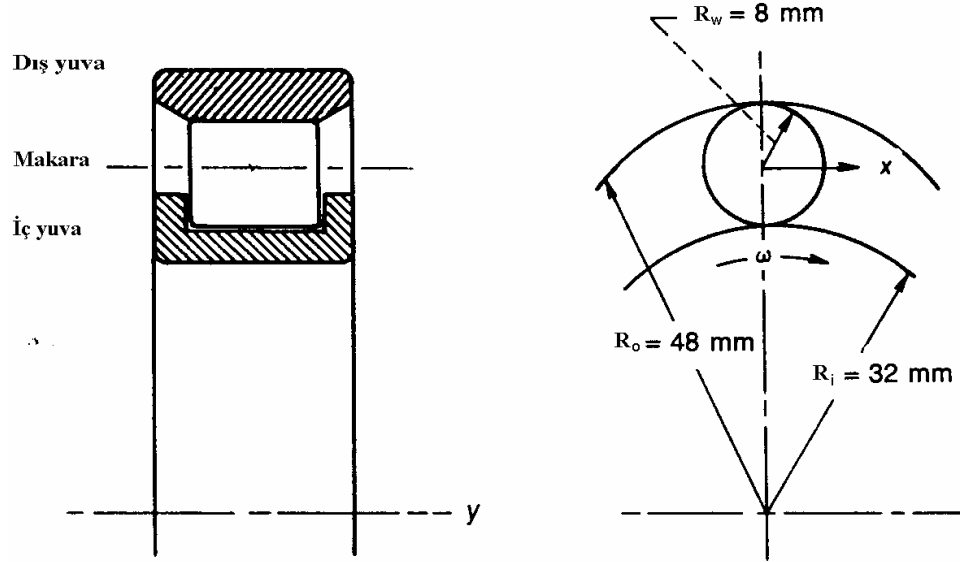
$Q = 18000 \text{ N}$ yük ile yüklenen makaralı rulman aşağıdaki boyutlardadır.

$$E_c = 2,08 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \quad d_i = 64 \text{ mm} \quad (\text{İç yuva çapı})$$

$$v_c = 0,3 \quad d_o = 96 \text{ mm} \quad (\text{Dış yuva çapı})$$

$$E_s = 3,2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \quad d_w = 16 \text{ mm} \quad (\text{Makara çapı})$$

$$v_s = 0,26 \quad l_{\text{eff}} = 16 \text{ mm} \quad (\text{Makara efektif uzunluğu})$$



Şekil 4.1..Makaralı rulman örneği (Hamrock ve Anderson (1983))

4.1.1. Minimum Yağ Film Kalınlığı Hesabı

Verilen rulmanımız $n = 9$ adet makaraya sahiptir ve aşağıdaki şartlarda çalışmaktadır. Sırasıyla 18000 N , 9000 N ve 4500 N 'luk Q yüklerinde oluşan minimum yağ filmi kalınlığını hesaplayınız.

$$\text{İç bileziğin açısal hızı } \omega_i = 400 \text{ rad/s}$$

$$\text{Dış bileziğin açısal hızı } \omega_o = 0 \text{ rad/s}$$

$$\text{Sabit sıcaklık ve basınçta, } p = 0, \text{ mutlak viskozite } \eta = 0,04 \text{ N.s/m}^2$$

$$\text{Viskozite-basınç katsayısı } \xi = 2,3 \cdot 10^{-2} \text{ mm}^2/\text{N}$$

Çözüm:

Tüm değerlerin mm cinsinden olması için $\eta = 0,04 \cdot 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$ şeklinde bir düzeltme yaparız.

Şekil 4.1.'den eğrilik yarıçapları $R_w = 8\text{mm}$, $R_i = 32\text{mm}$ ve $R_o = -48\text{mm}$ şeklinde bulunur. Bunları kullanarak aşağıdaki şekilde eşdeğer eğrilik yarıçaplarını buluruz.

$$\frac{1}{R_{x,i}} = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_i} \quad (\text{mm}^{-1}) \quad (3.1)$$

$$\frac{1}{R_{x,i}} = \frac{1}{8} + \frac{1}{32} \quad R_{x,i} = 6,4\text{mm}$$

$$\frac{1}{R_{x,o}} = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_o} \quad (\text{mm}^{-1}) \quad (3.2)$$

$$\frac{1}{R_{x,o}} = \frac{1}{8} - \frac{1}{48} \quad R_{x,o} = 9,6\text{mm}$$

Ortalama çap

$$d_e = \frac{d_i + d_o}{2} \quad (\text{mm}) \quad (3.3)$$

$$d_e = \frac{64 + 96}{2} \quad d_e = 80\text{mm}$$

Efektif elastisite modülü E' çelik makara – çelik bilezik, seramik makara – çelik bilezik ve seramik makara – seramik bilezik için hesaplanacaktır. Hangi hal için hesaplamalar yapılıyorsa formüllerde de o efektif elastisite modülü kullanılacaktır.

i) çelik makara – çelik bilezik için E' efektif elastisite modülü

$$E' = \frac{2}{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.4)$$

$$E' = \frac{2}{(1-0,3^2)/(2,08 \cdot 10^5) + (1-0,3^2)/(2,08 \cdot 10^5)}$$

$$E' = 2,285.10^5 \text{ N/mm}^2$$

ii) *seramik makara – çelik bilezik için E' efektif elastisite modülü*

$$E' = \frac{2}{(1-\nu_s^2)/E_s + (1-\nu_c^2)/E_c} = \frac{2}{(1-0,26^2)/(3,2.10^5) + (1-0,3^2)/(2,08.10^5)}$$

$$E' = 2,743.10^5 \text{ N/mm}^2$$

iii) *seramik makara – seramik bilezik için E' efektif elastisite modülü*

$$E' = \frac{2}{(1-\nu_s^2)/E_s + (1-\nu_s^2)/E_s} = \frac{2}{(1-0,26^2)/(3,2.10^5) + (1-0,26^2)/(3,2.10^5)}$$

$$E' = 3,432.10^5 \text{ N/mm}^2$$

Silindirik makaranın x yönündeki ortalama yüzey hızı $(u_a + u_b)/2$, mm/s

Tam yuvarlanma için

$$\tilde{u} = \frac{|\omega_o - \omega_i| \cdot (d_e^2 - d^2)}{4 \cdot d_e} \quad (\text{mm/s}) \quad (3.5)$$

$$\tilde{u} = \frac{|0 - 400| \cdot (80^2 - 16^2)}{4 \cdot 80} = 7680 \text{ mm/s}$$

Yukarıda bulduğumuz değerler Q yükü ile değişmediğinden tüm şıklar için sabit kalacaktır. Şimdi sırasıyla her üç yükleme durumunda minimum film kalınlıklarını bulalım.

4.1.1.1. I. Durum $Q_I = 18000 \text{ N}$ için

Çapsal boşluk c_d sıfır olduğundan (3.6) eşitliğinden en çok yüklenen makaranın yükünü bulabiliriz.

$$Q_{\max} = \frac{4.Q}{n} \quad (\text{N}) \quad (3.6)$$

$$Q_{\max} = \frac{4.18000}{9} = 8000N$$

En çok yüklenen makarada birim uzunluğa gelen radyal yük:

$$Q'_{\max} = \frac{Q_{\max}}{l_{eff}} \quad (\text{N/mm}) \quad (3.7)$$

$$Q'_{\max} = \frac{8000}{16} \quad Q'_{\max} = 500N / mm$$

i) Çelik makara – Çelik bilezik halinde h_{min} minimum film kalınlıkları

Eğer hız sadece dönme yönünde ise ($\vec{\vartheta} = 0$), iç ve dış yuvada oluşan temaslar için boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{2,285 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 2,1 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,285 \cdot 10^5) = 5255,5 \quad (3.9)$$

(*G malzemeye bağlı olup iç ve dış yuvalar için aynıdır.*)

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{2,285 \cdot 10^5 \cdot 9,6} = 1,4 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

Dikdörtgen temas için boyutsuz minimum film kalınlığı formülü

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 1,714.(W')^{-0,128} .U^{0,694} .G^{0,568} \quad (3.11)$$

Burada W' boyutsuz yük parametresi olup (3.12) denklemiyle hesaplanır:

$$W' = \frac{Q'}{E' .R_x} \quad (3.12)$$

Şimdi sırasıyla boyutlu ve boyutsuz film kalınlıklarını hesaplayalım:

Makara – iç yuva teması için

$$W'_i = \frac{500}{2,285.10^5 .6,4} = 3,418.10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714.(3,418.10^{-4})^{-0,128} .(2,1.10^{-10})^{0,694} .(5255,5)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,1876.10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} .R_{x,i} = 1,1876.10^{-4} .6,4 = 7,60.10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,760 \mu\text{m}$$

Makara – dış yuva teması için

$$W'_o = \frac{500}{2,285.10^5 .9,6} = 2,279.10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714.(2,279.10^{-4})^{-0,128} .(1,4.10^{-10})^{0,694} .(5255,5)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 0,944.10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 0,944 \cdot 10^{-4} \cdot 9,6 = 9,06 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,906 \mu\text{m}$$

ii) Seramik makara – Çelik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Eğer hız sadece dönme yönünde ise ($\vec{v} = 0$), iç ve dış yuvada oluşan temaslar için boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 1,749 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,743 \cdot 10^5) = 6311,1 \quad (3.9)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 9,6} = 1,666 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

Dikdörtgen temas için boyutsuz minimum film kalınlığı formülü

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 1,714 \cdot (W')^{-0,128} \cdot U^{0,694} \cdot G^{0,568} \quad (3.11)$$

Şimdi sırasıyla boyutlu ve boyutsuz film kalınlıklarını hesaplayalım:

Makara – iç yuva teması için

$$W'_i = \frac{Q'}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{500}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 2,847 \cdot 10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714 \cdot (2,847 \cdot 10^{-4})^{-0,128} \cdot (1,749 \cdot 10^{-10})^{0,694} \cdot (6311,1)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,188 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,188 \cdot 10^{-4} \cdot 6,4 = 7,60 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,760 \mu\text{m}$$

Makara – dış yuva teması için

$$W'_o = \frac{Q'}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{500}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 9,6} = 1,898 \cdot 10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714 \cdot (1,898 \cdot 10^{-4})^{-0,128} \cdot (1,666 \cdot 10^{-10})^{0,694} \cdot (6311,1)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 0,944 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 0,944 \cdot 10^{-4} \cdot 9,6 \cong 9,07 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,907 \mu\text{m}$$

iii) Seramik makara – Seramik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Eğer hız sadece dönme yönünde ise ($\vec{\vartheta} = 0$), iç ve dış yuvada oluşan temaslar için boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{3,432 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 1,398 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G = \xi.E' = (2,3.10^{-2}).(3,432.10^5) = 7893,6 \quad (3.9)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04.10^{-6} \cdot 7680}{3,432.10^5 \cdot 9,6} = 0,932.10^{-10} \quad (3.10)$$

Dikdörtgen temas için boyutsuz minimum film kalınlığı formülü

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 1,714.(W')^{-0,128} \cdot U^{0,694} \cdot G^{0,568} \quad (3.11)$$

Şimdi sırasıyla boyutlu ve boyutsuz film kalınlıklarını hesaplayalım:

Makara – iç yuva teması için

$$W'_i = \frac{Q'}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{500}{3,432.10^5 \cdot 6,4} = 2,276.10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714.(2,276.10^{-4})^{-0,128} \cdot (1,398.10^{-10})^{0,694} \cdot (7893,6)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,1886.10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,1886.10^{-4} \cdot 6,4 = 7,61.10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,761 \mu\text{m}$$

Makara – dış yuva teması için

$$W'_o = \frac{Q'}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{500}{3,432.10^5 \cdot 9,6} = 1,517.10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714 \cdot (1,517 \cdot 10^{-4})^{-0,128} \cdot (0,932 \cdot 10^{-10})^{0,694} \cdot (7893,6)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 0,944 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 0,944 \cdot 10^{-4} \cdot 9,6 = 9,07 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,907 \mu\text{m}$$

4.1.1.2. II. Durum $Q_{II} = 9000 \text{ N}$ için

Çapsal boşluk c_d sıfır olduğundan $Q_{\max} = \frac{4 \cdot Q}{n}$ eşitliğinden en çok yüklenen makaranın yükünü bulabiliriz.

$$Q_{\max} = \frac{4 \cdot 9000}{9} = 4000 \text{ N} \quad (3.6)$$

En çok yüklenen makarada birim uzunluğa gelen radyal yük:

$$Q'_{\max} = \frac{Q_{\max}}{l_{\text{eff}}} \quad Q'_{\max} = \frac{4000}{16} \quad Q'_{\max} = 250 \text{ N / mm} \quad (3.7)$$

i) Çelik makara – Çelik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Eğer hız sadece dönme yönünde ise ($\vec{\vartheta} = 0$), iç ve dış yuvada oluşan temaslar için boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{2,285 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 2,1 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G = \xi.E' = (2,3.10^{-2}).(2,285.10^5) = 5255,5 \quad (3.9)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04.10^{-6} \cdot 7680}{2,285.10^5 \cdot 9,6} = 1,4.10^{-10} \quad (3.10)$$

Dikdörtgen temas için boyutsuz minimum film kalınlığı formülü

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 1,714.(W')^{-0,128} \cdot U^{0,694} \cdot G^{0,568} \quad (3.11)$$

Şimdi sırasıyla boyutlu ve boyutsuz film kalınlıklarını hesaplayalım:

Makara – iç yuva teması için

$$W'_i = \frac{Q'}{E' \cdot R_x} = \frac{250}{2,285.10^5 \cdot 6,4} = 1,7089.10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714.(1,7089.10^{-4})^{-0,128} \cdot (2,1.10^{-10})^{0,694} \cdot (5255,5)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,2978.10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,2978.10^{-4} \cdot 6,4 = 8,31.10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,831 \mu\text{m}$$

Makara – dış yuva teması için

$$W'_o = \frac{250}{2,285.10^5 \cdot 9,6} = 1,1393.10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714.(1,1393.10^{-4})^{-0,128} .(1,4.10^{-10})^{0,694} .(5255,5)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,0317.10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} . R_{x,i} = 1,0317.10^{-4} . 9,6 = 9,90.10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,990 \mu\text{m}$$

ii) Seramik makara – Çelik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Eğer hız sadece dönme yönünde ise ($\vec{\vartheta} = 0$), iç ve dış yuvada oluşan temaslar için boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04.10^{-6} \cdot 7680}{2,743.10^5 \cdot 6,4} = 1,749.10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G = \xi \cdot E' = (2,3.10^{-2}) \cdot (2,743.10^5) = 6311,1 \quad (3.9)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04.10^{-6} \cdot 7680}{2,743.10^5 \cdot 9,6} = 1,666.10^{-10} \quad (3.10)$$

Dikdörtgen temas için boyutsuz minimum film kalınlığı formülü

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 1,714.(W')^{-0,128} .U^{0,694} .G^{0,568} \quad (3.11)$$

Şimdi sırasıyla boyutlu ve boyutsuz film kalınlıklarını hesaplayalım:

Makara – iç yuva teması için

$$W'_i = \frac{Q'}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{250}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 1,4236 \cdot 10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714 \cdot (1,4236 \cdot 10^{-4})^{-0,128} \cdot (1,749 \cdot 10^{-10})^{0,694} \cdot (6311,1)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,2983 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,2983 \cdot 10^{-4} \cdot 6,4 = 8,31 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,831 \mu\text{m}$$

Makara – dış yuva teması için

$$W'_o = \frac{Q'}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{250}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 9,6} = 0,9491 \cdot 10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714 \cdot (0,9491 \cdot 10^{-4})^{-0,128} \cdot (1,666 \cdot 10^{-10})^{0,694} \cdot (6311,1)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,0321 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,0321 \cdot 10^{-4} \cdot 9,6 \cong 9,91 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,991 \mu\text{m}$$

iii) Seramik makara – Seramik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Eğer hız sadece dönme yönünde ise ($\vec{v} = 0$), iç ve dış yuvada oluşan temaslar için boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{3,432 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 1,398 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (3,432 \cdot 10^5) = 7893,6 \quad (3.9)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{3,432 \cdot 10^5 \cdot 9,6} = 0,932 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

Dikdörtgen temas için boyutsuz minimum film kalınlığı formülü

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 1,714 \cdot (W')^{-0,128} \cdot U^{0,694} \cdot G^{0,568} \quad (3.11)$$

Şimdi sırasıyla boyutlu ve boyutsuz film kalınlıklarını hesaplayalım:

Makara – iç yuva teması için

$$W'_i = \frac{Q'}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{250}{3,432 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 1,1382 \cdot 10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714 \cdot (1,1382 \cdot 10^{-4})^{-0,128} \cdot (1,398 \cdot 10^{-10})^{0,694} \cdot (7893,6)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,2989 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,2989 \cdot 10^{-4} \cdot 6,4 = 8,31 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,831 \mu\text{m}$$

Makara – dış yuva teması için

$$W'_o = \frac{Q'}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{250}{3,432 \cdot 10^5 \cdot 9,6} = 0,7588 \cdot 10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714 \cdot (0,7588 \cdot 10^{-4})^{-0,128} \cdot (0,932 \cdot 10^{-10})^{0,694} \cdot (7893,6)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,0326 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,0326 \cdot 10^{-4} \cdot 9,6 = 9,91 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,991 \mu\text{m}$$

4.1.1.3. III. Durum $Q_{III} = 4500 \text{ N}$ için

Çapsal boşluk c_d sıfır olduğundan $Q_{\max} = \frac{4 \cdot Q}{n}$ eşitliğinden en çok yüklenen makaranın yükünü bulabiliriz.

$$Q_{\max} = \frac{4 \cdot 4500}{9} = 2000 \text{ N} \quad (3.6)$$

En çok yüklenen makarada birim uzunluğa gelen radyal yük:

$$Q'_{\max} = \frac{Q_{\max}}{l_{\text{eff}}} \quad Q'_{\max} = \frac{2000}{16} \quad Q'_{\max} = 125 \text{ N / mm} \quad (3.7)$$

i) Çelik makara – Çelik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Eğer hız sadece dönme yönünde ise ($\vec{\vartheta} = 0$), iç ve dış yuvada oluşan temaslar için boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{2,285 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 2,1 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,285 \cdot 10^5) = 5255,5 \quad (3.9)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{2,285 \cdot 10^5 \cdot 9,6} = 1,4 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

Dikdörtgen temas için boyutsuz minimum film kalınlığı formülü

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 1,714 \cdot (W')^{-0,128} \cdot U^{0,694} \cdot G^{0,568} \quad (3.11)$$

Şimdi sırasıyla boyutlu ve boyutsuz film kalınlıklarını hesaplayalım:

Makara – iç yuva teması için

$$W'_i = \frac{Q'}{E' \cdot R_x} = \frac{125}{2,285 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 0,8545 \cdot 10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714 \cdot (0,8545 \cdot 10^{-4})^{-0,128} \cdot (2,1 \cdot 10^{-10})^{0,694} \cdot (5255,5)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,4183 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,4183 \cdot 10^{-4} \cdot 6,4 = 9,08 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,908 \mu\text{m}$$

Makara – dış yuva teması için

$$W'_o = \frac{125}{2,285 \cdot 10^5 \cdot 9,6} = 0,5697 \cdot 10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714 \cdot (0,5697 \cdot 10^{-4})^{-0,128} \cdot (1,4 \cdot 10^{-10})^{0,694} \cdot (5255,5)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,1274 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,1274 \cdot 10^{-4} \cdot 9,6 = 10,82 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 1,082 \mu\text{m}$$

ii) Seramik makara – Çelik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Eğer hız sadece dönme yönünde ise ($\vec{v} = 0$), iç ve dış yuvada oluşan temaslar için boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 1,749 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,743 \cdot 10^5) = 6311,1 \quad (3.9)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 9,6} = 1,666 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

Dikdörtgen temas için boyutsuz minimum film kalınlığı formülü

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 1,714 \cdot (W')^{-0,128} \cdot U^{0,694} \cdot G^{0,568} \quad (3.11)$$

Şimdi sırasıyla boyutlu ve boyutsuz film kalınlıklarını hesaplayalım:

Makara – iç yuva teması için

$$W'_i = \frac{Q'}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{125}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 0,7118 \cdot 10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714 \cdot (0,7118 \cdot 10^{-4})^{-0,128} \cdot (1,749 \cdot 10^{-10})^{0,694} \cdot (6311,1)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,4188 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,4188 \cdot 10^{-4} \cdot 6,4 = 9,08 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,908 \mu\text{m}$$

Makara – dış yuva teması için

$$W'_o = \frac{Q'}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{125}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 9,6} = 0,4745 \cdot 10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714 \cdot (0,4745 \cdot 10^{-4})^{-0,128} \cdot (1,666 \cdot 10^{-10})^{0,694} \cdot (6311,1)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,1278 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,1278 \cdot 10^{-4} \cdot 9,6 \cong 10,83 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 1,083 \mu\text{m}$$

iii) Seramik makara – Seramik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Eğer hız sadece dönme yönünde ise ($\vec{\vartheta} = 0$), iç ve dış yuvada oluşan temaslar için boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{3,432 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 1,398 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (3,432 \cdot 10^5) = 7893,6 \quad (3.9)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 7680}{3,432 \cdot 10^5 \cdot 9,6} = 0,932 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

Dikdörtgen temas için boyutsuz minimum film kalınlığı formülü

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 1,714 \cdot (W')^{-0,128} \cdot U^{0,694} \cdot G^{0,568} \quad (3.11)$$

Şimdi sırasıyla boyutlu ve boyutsuz film kalınlıklarını hesaplayalım:

Makara – iç yuva teması için

$$W'_i = \frac{Q'}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{125}{3,432 \cdot 10^5 \cdot 6,4} = 0,5691 \cdot 10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714 \cdot (0,5691 \cdot 10^{-4})^{-0,128} \cdot (1,398 \cdot 10^{-10})^{0,694} \cdot (7893,6)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,4194 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,4194 \cdot 10^{-4} \cdot 6,4 = 9,08 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,908 \mu m$$

Makara – dış yuva teması için

$$W_o' = \frac{Q'}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{125}{3,432 \cdot 10^5 \cdot 9,6} = 0,3794 \cdot 10^{-4} \quad (3.12)$$

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 1,714 \cdot (0,3794 \cdot 10^{-4})^{-0,128} \cdot (0,932 \cdot 10^{-10})^{0,694} \cdot (7893,6)^{0,568} \quad (3.11)$$

$$H_{\min,i} = 1,1283 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,1283 \cdot 10^{-4} \cdot 9,6 = 10,83 \cdot 10^{-4} mm \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 1,083 \mu m$$

Bulduğumuz değerleri bir tablo halinde düzenleyelim (Tablo 4.1)

Tablo 4.1. Makaralı rulmanda farklı yüklemeler için h_{\min} minimum film kalınlıkları

Rulman malzemesi	Q yükü (N)	18000	9000	4500
Çelik makara – Çelik bilezik	$h_{\min,i}$	0,760	0,831	0,908
	$h_{\min,o}$	0,906	0,990	1,082
Seramik makara – Çelik bilezik	$h_{\min,i}$	0,760	0,831	0,908
	$h_{\min,o}$	0,907	0,991	1,083
Seramik makara – Seramik bilezik	$h_{\min,i}$	0,761	0,831	0,908
	$h_{\min,o}$	0,907	0,991	1,083

$h_{\min,i}$ ve $h_{\min,o}$ değerleri μm cinsindedir.

Aynı kuvvet altında malzeme değiştiği halde minimum film kalınlıklarında hemen hemen hiç değişme olmamıştır. Bu da silindirik makaralı rulmanda minimum film kalınlıklarının malzemeden bağımsız olduğunu gösterir. Kuvvet yarıya indiğinde ise minimum film kalınlıkları yaklaşık %9,34 oranında artmıştır.

4.1.2. Temas Alanı Hesabı

Sırasıyla 18000 N, 9000 N ve 4500 N'luk Q yüklerinde temas alanlarını tamamı çelik ve tamamı seramik rulman için bulunuz.

Çözüm:

Şekil 4.1'den eğrilik yarıçapları; $R_w = 8mm$ $R_i = 32mm$ $R_o = -48mm$ şeklinde bulunmuştur.

(3.1) ve (3.2)'den bulduğumuz eşdeğer eğrilik yarıçapları $R_{x,i}$ ve $R_{x,o}$ 'dan yola çıkarak denklemlerimizde kullanacağımız ρ değişkenlerini buluruz.

$$\rho_{11} = \frac{1}{R_{x,i}} = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_i} \quad (3.37)$$

$$\rho_{11} = \frac{1}{R_{x,i}} = \frac{1}{8} + \frac{1}{32} \quad \rho_{11} = 0,1562 \text{ mm}^{-1}$$

$$\rho_{21} = \frac{1}{R_{x,o}} = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_o} \quad (3.38)$$

$$\rho_{21} = \frac{1}{R_{x,o}} = \frac{1}{8} - \frac{1}{48} \quad \rho_{21} = 0,1042 \text{ mm}^{-1}$$

$$\Sigma \rho = \rho_{11} + \rho_{21} \quad \Sigma \rho = 0,2604 \text{ mm}^{-1} \quad (3.39)$$

$$2b = 2 \cdot \sqrt{8(1-\nu^2) \left(\frac{Q}{l_{eff}} \right) \left(\frac{1}{\pi \cdot E \cdot \Sigma \rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.40)$$

4.1.2.1. I. Durum $Q_I = 18000 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde

$$2b = 2 \cdot \sqrt{8(1-0,3^2) \left(\frac{18000}{16} \right) \left(\frac{1}{\pi \cdot 2,08 \cdot 10^5 \cdot 0,2604} \right)} = 0,6205 \text{ mm}$$

Dikdörtgensel temas alanı

$$F = 2 \cdot b \cdot l_{\text{eff}} \quad F = 0,6205 \cdot 16 \quad F = 7,0202 \text{ mm}^2 \quad (3.41)$$

Seramik bilya – Seramik bilezik halinde

$$2b = 2 \cdot \sqrt{8(1-0,26^2) \left(\frac{18000}{16} \right) \left(\frac{1}{\pi \cdot 3,2 \cdot 10^5 \cdot 0,2604} \right)} = 0,5064 \text{ mm} \quad (3.40)$$

Dikdörtgensel temas alanı

$$F = 2 \cdot b \cdot l_{\text{eff}} \quad F = 0,5064 \cdot 16 \quad F = 5,7291 \text{ mm}^2 \quad (3.41)$$

4.1.2.2. II. Durum $Q_{II} = 9000 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde

$$2b = 2 \cdot \sqrt{8(1-0,3^2) \left(\frac{9000}{16} \right) \left(\frac{1}{\pi \cdot 2,08 \cdot 10^5 \cdot 0,2604} \right)} = 0,3103 \text{ mm} \quad (3.40)$$

Dikdörtgensel temas alanı

$$F = 2 \cdot b \cdot l_{\text{eff}} \quad F = 0,6205 \cdot 16 \quad F = 4,964 \text{ mm}^2 \quad (3.41)$$

Seramik bilya – Seramik bilezik için

$$2b = 2 \cdot \sqrt{8(1-0,26^2) \left(\frac{9000}{16} \right) \left(\frac{1}{\pi \cdot 3,2 \cdot 10^5 \cdot 0,2604} \right)} = 0,2532 \text{ mm} \quad (3.40)$$

Dikdörtgensel temas alanı

$$F = 2.b.l_{\text{eff}} \quad F = 0,5064 \cdot 16 \quad F = 4,0511 \text{ mm}^2 \quad (3.41)$$

4.1.2.3. III. Durum $Q_{III} = 4500 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde

$$2b = 2 \cdot \sqrt{8(1-0,3^2) \left(\frac{4500}{16} \right) \left(\frac{1}{\pi \cdot 2,08 \cdot 10^5 \cdot 0,2604} \right)} = 0,2194 \text{ mm} \quad (3.40)$$

Dikdörtgensel temas alanı

$$F = 2.b.l_{\text{eff}} \quad F = 0,2194 \cdot 16 \quad F = 3,5101 \text{ mm}^2 \quad (3.41)$$

Seramik bilya – Seramik bilezik için

$$2b = 2 \cdot \sqrt{8(1-0,26^2) \left(\frac{9000}{16} \right) \left(\frac{1}{\pi \cdot 3,2 \cdot 10^5 \cdot 0,2604} \right)} = 0,1790 \text{ mm} \quad (3.40)$$

Dikdörtgensel temas alanı

$$F = 2.b.l_{\text{eff}} \quad F = 0,1790 \cdot 16 \quad F = 2,8646 \text{ mm}^2 \quad (3.41)$$

Bunları bir tablo halinde göstermek istersek:

Tablo: 4.2. Makaralı rulmanda farklı yüklemelerde oluşan temas alanları

Rulman Malzemesi	Q yükü (N)	Dikdörtgen temas alanı (mm ²)
Tamamı çelik	18000	7,0202
	9000	4,964
	4500	3,5101
Tamamı seramik	18000	5,7291
	9000	4,0511
	4500	2,8646

(3.40) ve (3.41) nolu formüllerden de anlaşılacağı üzere burada F temas alanı \sqrt{Q} ile doğru orantılıdır. Q değerleri yarıya indiğinden F temas alanları da $\sqrt{0,5} \cdot 100 \cong \%70$ 'ine düşmektedir. Yani her seferinde %30 azalmaktadır. Seramik rulman daha sert olduğundan daha az ezilmekte ve temas alanı da daha az olmaktadır.

4.1.3. Maksimum Temas Basıncı Hesabı

Yukarıdaki makaralı rulman sorusu için herşey aynı kalmak koşuluyla p_0 maksimum temas basınçlarını bulunuz.

Çözüm:

Maksimum temas basıncı formülümüz şu şekildeydi:

$$p_0 = \frac{4}{\pi} \left(\frac{Q}{F} \right) \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.55)$$

(3.55)'te F' i yerine koyarsak denklem aşağıdaki hali alır:

$$p_0 = \sqrt{\left(\frac{E}{\pi \cdot (1-\nu^2)} \right) \cdot \left(\frac{\Sigma \rho}{2} \right) \cdot \left(\frac{Q}{l_{eff}} \right)} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.56)$$

a şıkında kullandığımız $\Sigma \rho, l_{eff}$ değerleri boyutlarla alakalı olduğundan değişmemektedir. Sadece E, ν ve Q değerleri değişecektir. Değerleri (3.55) formülünü kullanarak yerine koyalım:

4.1.3.1. I. Durum $Q_I = 18000 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde

$$p_0 = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{18000}{7,0202} \right) \quad p_0 = 3264,6129 \text{ N/mm}^2 \quad (3.55)$$

Seramik bilya – Seramik bilezik halinde

$$p_0 = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{18000}{5,7291} \right) \quad p_0 = 4000,3185 \text{ N/mm}^2 \quad (3.55)$$

4.1.3.2. II. Durum $Q_{II} = 9000 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde

$$p_0 = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{9000}{4,964} \right) \quad p_0 = 2308,4299 \text{ N/mm}^2 \quad (3.55)$$

Seramik bilya – Seramik bilezik halinde

$$p_0 = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{9000}{4,0511} \right) \quad p_0 = 2828,6523 \text{ N/mm}^2 \quad (3.55)$$

4.1.3.3. III. Durum $Q_{III} = 4500 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde

$$p_0 = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{4500}{3,5101} \right) \quad p_0 = 1632,3064 \text{ N/mm}^2 \quad (3.55)$$

Seramik bilya – Seramik bilezik halinde

$$p_0 = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{4500}{2,8646} \right) \quad p_0 = 2000,1593 \text{ N/mm}^2 \quad (3.55)$$

Tablo 4.3 Makaralı rulmanda farklı yüklemelerde oluşan p_0 maksimum temas basınçları

Rulman Malzemesi	Q yükü (N)	p_0 maksimum temas basıncı (N/mm ²)
Tamamı çelik	18000	3264,6129
	9000	2308,4299
	4500	1632,3064
Tamamı seramik	18000	4000,3185
	9000	2828,6523
	4500	2000,1593

(3.56) nolu denklemden anlaşılacağı üzere p_0 basıncı \sqrt{Q} ile doğru orantılıdır. Bu durumda rulmana uygulanan yük her seferinde yarıya indiğinden temas basınçları da $\sqrt{0,5} \cdot 100 \cong \%70$ 'ine düşmektedir. Yani her seferinde %30, azalmaktadır. Seramik rulmanda temas alanları daha küçük olduğundan temas basınçları da artmaktadır.

4.2. Sabit Bilyalı Rulman için Hesaplamalar

Q yüküyle yüklenen sabit bilyalı, radyal rulman için aşağıdaki değerler verilmektedir.

$E_c = 2,08 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$	$d_i = 52,291 \text{ mm}$	(İç yuva çapı)
$\nu_c = 0,3$	$d_o = 77,706 \text{ mm}$	(Dış yuva çapı)
$E_s = 3,2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$	$d = 12,7 \text{ mm}$	(Bilya çapı)
$\nu_s = 0,26$	$r_i = 6,604 \text{ mm}$	Bilyanın yuvarlandığı iç yarıçapı
$\beta = 0^\circ$ (Temas açısı)	$r_o = 6,604 \text{ mm}$	Bilyanın yuvarlandığı dış yarıçapı

4.2.1. Minimum Yağ Film Kalınlığı ve Seramik – Çelik Rulman için Deformasyon Hesabı

Seçilen rulman $n = 9$ adet bilyaya sahiptir ve aşağıdaki şartlarda çalışmaktadır. Sırasıyla 18000 N, 9000 N ve 4500 N' luk Q yüklerinde oluşan minimum yağ filmi kalınlığı ve seramik-çelik rulman için δ deformasyonu hesaplanacaktır.

İç bileziğin açısal hızı $\omega_i = 400 \text{ rad/s}$

Dış bileziğin açısal hızı $\omega_o = 0 \text{ rad/s}$

Sabit sıcaklık ve basınçta, $p = 0$, mutlak viskozite $\eta = 0,04 \text{ N.s/m}^2$

Viskozite-basınç katsayısı $\xi = 2,3 \cdot 10^{-2} \text{ mm}^2/\text{N}$

Çözüm:

Tüm değerlerin mm cinsinden olması için $\eta = 0,04 \cdot 10^{-6}$ N.s/m² şeklinde bir düzeltme yaparız. Sonra ortalama çap d_e ve yuva uygunluklarını, $R_{r,i}$ - $R_{r,o}$, buluruz.

$$d_e = \frac{1}{2}(d_i + d_o) \text{ (mm)} \quad d_e: \text{Ortalama çap} \quad (3.3)$$

$$d_e = \frac{1}{2}(52,291 + 77,706) \quad d_e = 64,9985 \text{ mm}$$

$$R_{r,i} = R_{r,o} = \frac{r_i}{d} = \frac{r_o}{d} \quad (3.14)$$

$$R_{r,i} = R_{r,o} = \frac{6,604}{12,7} = 0,52$$

Bu değerleri kullanarak eşdeğer eğrilik yarıçaplarını hesap ederiz. Eşdeğer eğrilik yarıçapları:

$$R_{x,i} = \frac{d(d_e - d \cos \beta)}{2d_e} \text{ (mm)} \quad (3.15)$$

$$R_{x,i} = \frac{12,7(64,9985 - 12,7 \cos 0)}{2 \cdot 64,9985} \text{ (mm)} \quad R_{x,i} = 5,11 \text{ mm}$$

$$R_{x,o} = \frac{d(d_e + d \cos \beta)}{2d_e} \text{ (mm)} \quad (3.16)$$

$$R_{x,o} = \frac{12,7(64,9985 + 12,7 \cos 0)}{2 \cdot 64,9985} \text{ (mm)} \quad R_{x,o} = 7,59 \text{ mm}$$

$$R_{y,i} = \frac{R_{r,i} \cdot d}{2R_{r,i} - 1} \text{ (mm)} \quad (3.17)$$

$$R_{y,i} = \frac{0,52 \cdot 12,7}{2 \cdot 0,52 - 1} \quad R_{y,i} = 165,1 \text{ mm}$$

$$R_{y,o} = \frac{R_{r,o} \cdot d}{2R_{r,o} - 1} \text{ (mm)} \quad (3.18)$$

$$R_{y,o} = \frac{0,52 \cdot 12,7}{2 \cdot 0,52 - 1} \quad R_{y,o} = 165,1 \text{ mm}$$

İç bilezik ve bilyanın temas ettiği eğrilik toplamı

$$\frac{1}{R_i} = \frac{1}{R_{x,i}} + \frac{1}{R_{y,i}} = \frac{1}{5,11} + \frac{1}{165,1} = 201,76 \quad R_i = 4,956mm \quad (3.19)$$

Dış bilezik ve bilyanın temas ettiği eğrilik toplamı

$$\frac{1}{R_o} = \frac{1}{R_{x,o}} + \frac{1}{R_{y,o}} = \frac{1}{7,59} + \frac{1}{165,1} = 137,81 \quad R_o = 7,256mm \quad (3.20)$$

α_r : Yarıçap oranı

$$\alpha_{r,i} = \frac{R_{y,i}}{R_{x,i}} = \frac{165,1}{5,11} = 32,31 \quad (3.21)$$

$$\alpha_{r,o} = \frac{R_{y,o}}{R_{x,o}} = \frac{165,1}{7,59} = 21,75 \quad (3.22)$$

Elipslik parametreleri

$$k_i = \alpha_{r,i}^{2/\pi} = (32,31)^{2/\pi} = 9,14 \quad (3.23)$$

$$k_o = \alpha_{r,o}^{2/\pi} = (21,75)^{2/\pi} = 7,10 \quad (3.24)$$

Sabitimiz: $q_a = \frac{\pi}{2} - 1 \quad (3.25)$

Eliptik integraller

$$\varepsilon_i = 1 + \frac{q_a}{\alpha_{r,i}} = 1,0176 \quad (3.26)$$

$$\varepsilon_o = 1 + \frac{q_a}{\alpha_{r,o}} = 1,0263 \quad (3.27)$$

$$J_i = \frac{\pi}{2} + q_a \cdot \ln \alpha_{r,i} = 3,555 \quad (3.28)$$

$$J_o = \frac{\pi}{2} + q_a \cdot \ln \alpha_{r,o} = 3,3284 \quad (3.29)$$

Efektif elastisite modülü E' çelik bilya – çelik bilezik, seramik bilya – çelik bilezik ve seramik bilya – seramik bilezik için (3.4)'ten hesaplanacaktır. Hangi hal için hesaplamalar yapılıyorsa formüllerde de o efektif elastisite modülü kullanılacaktır.

iv) çelik bilya – çelik bilezik için E' efektif elastisite modülü

$$E' = \frac{2}{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2} \quad (3.4)$$

$$E' = \frac{2}{(1-0,3^2)/(2,08 \cdot 10^5) + (1-0,3^2)/(2,08 \cdot 10^5)}$$

$$E' = 2,285 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

v) seramik bilya – çelik bilezik için E' efektif elastisite modülü

$$E' = \frac{2}{(1-\nu_s^2)/E_s + (1-\nu_c^2)/E_c} = \frac{2}{(1-0,26^2)/(3,2 \cdot 10^5) + (1-0,3^2)/(2,08 \cdot 10^5)}$$

$$E' = 2,743 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

vi) seramik bilya – seramik bilezik için E' efektif elastisite modülü

$$E' = \frac{2}{(1-\nu_s^2)/E_s + (1-\nu_s^2)/E_s} = \frac{2}{(1-0,26^2)/(3,2 \cdot 10^5) + (1-0,26^2)/(3,2 \cdot 10^5)}$$

$$E' = 3,432 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

x yönündeki ortalama yüzey hızı $(u_a + u_b)/2$, m/s

Tam yuvarlanma için $(d_e \cong 65 \text{ mm})$

$$\tilde{u} = \frac{|\omega_o - \omega_i| \cdot (d_e^2 - d^2)}{4 \cdot d_e} = \frac{|0 - 400| \cdot (65^2 - 12,7^2)}{4 \cdot 65} = 6252 \text{ mm/s} \quad (3.5)$$

Yukarıda bulduğumuz değerler Q yükü ile değişmediğinden tüm şıklar için sabit kalacaktır. Şimdi sırasıyla her üç yükleme durumunda minimum film kalınlıklarını ve sadece seramik – çelik rulmana mahsus olmak üzere δ deformasyonunu bulalım.

4.2.1.1. I. Durum $Q_I = 18000$ N için

Stribeck eşitliği (3.30) bize en çok yüklenen bilyanın yükünü verir.

$$Q_{\max} = \frac{5.Q}{n} \quad Q_{\max} = \frac{5.18000}{9} = 10000 \text{ N} \quad (3.30)$$

i) Çelik bilya – Çelik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Eğer hız sadece dönme yönünde ise ($\bar{\vartheta} = 0$), iç ve dış yuvada oluşan temaslar için boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{2,285 \cdot 10^5 \cdot 5,11} = 2,1417 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G_i = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,285 \cdot 10^5) = 5255,5 \quad (3.9)$$

$$W_i = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,i})^2} = \frac{10000}{2,285 \cdot 10^5 \cdot (5,11)^2} = 16,76 \cdot 10^{-4} \quad (3.31)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{2,285 \cdot 10^5 \cdot 7,59} = 1,442 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

$$G_o = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,285 \cdot 10^5) = 5255,5 \quad (3.9)$$

$$W_o = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,o})^2} = \frac{10000}{2,285 \cdot 10^5 \cdot (7,59)^2} = 7,593 \cdot 10^{-4} \quad (3.32)$$

Eliptik temaslar için boyutsuz minimum film kalınlığı formülü

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 3,63.U^{0,68}.G^{0,49}.W^{-0,073}.(1 - e^{-0,68k}) \quad (3.33)$$

Bilya – iç yuva teması için

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 3,63.(2,1417.10^{-10})^{0,68}.(5255,5)^{0,49}.(16,76.10^{-4})^{-0,073}.(1 - e^{-0,68.9,14})$$

$$H_{\min,i} = 0,999.10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i}.R_{x,i} = 0,999.10^{-4}.5,11 = 5,11.10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,511 \mu\text{m}$$

Bilya – dış yuva teması için

$$H_{\min,o} = \frac{h_{\min,o}}{R_{x,o}} = 3,63.(1,442.10^{-10})^{0,68}.(5255,5)^{0,49}.(7,593.10^{-4})^{-0,073}.(1 - e^{-0,68.7,10})$$

$$H_{\min,o} = 0,809.10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,o} = H_{\min,o}.R_{x,o} = 0,809.10^{-4}.7,59 = 6,14.10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,o} = 0,614 \mu\text{m}$$

ii) Seramik bilya – Çelik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları ve δ değeri

Seramik bilya – çelik bilezik için δ deformasyon değerlerini Hamrock'un (1994) formülüyle bulabiliriz.

Maksimum lokal basınçta deformasyon miktarı*-İç bilezik için*

$$\delta_i = J_i \left[\frac{9}{2 \cdot \varepsilon_i \cdot R_i} \left(\frac{Q_{\max}}{\pi \cdot k_i \cdot E'} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (3.34)$$

$$\delta_i = 3,555 \left[\frac{9}{2 \cdot 1,0176 \cdot 4,956} \left(\frac{10000}{\pi \cdot 9,14 \cdot 2,743 \cdot 10^5} \right)^2 \right]^{1/3} = 0,04013 \text{ mm}$$

$$\delta_i = 40,13 \mu\text{m}$$

-Dış bilezik için

$$\delta_o = J_o \left[\frac{9}{2 \cdot \varepsilon_o \cdot R_o} \left(\frac{Q_{\max}}{\pi \cdot k_o \cdot E'} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (3.35)$$

$$\delta_o = 3,3284 \left[\frac{9}{2 \cdot 1,0263 \cdot 7,256} \left(\frac{10000}{\pi \cdot 7,10 \cdot 2,743 \cdot 10^5} \right)^2 \right]^{1/3} = 0,03904 \text{ mm}$$

$$\delta_o = 39,04 \mu\text{m}$$

İç ve dış bilezikte toplam lokal ezilme miktarı:

$$\delta = \delta_i + \delta_o = 40,13 + 39,04 = 79,17 \mu\text{m} \quad (3.36)$$

Boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 5,11} = 1,7837 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G_i = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,743 \cdot 10^5) = 6311,1 \quad (3.9)$$

$$W_i = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,i})^2} = \frac{10000}{2,743 \cdot 10^5 \cdot (5,11)^2} = 13,96 \cdot 10^{-4} \quad (3.31)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 7,59} = 1,2006 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

$$G_o = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,743 \cdot 10^5) = 6311,1 \quad (3.9)$$

$$W_o = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,o})^2} = \frac{10000}{2,743 \cdot 10^5 \cdot (7,59)^2} = 6,32 \cdot 10^{-4} \quad (3.32)$$

Eliptik temaslar için boyutsuz minimum film kalınlığı:

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 3,63 \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68k}) \quad (3.33)$$

Bilya – iç yuva teması için

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 3,63 \cdot (1,7837 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (6311,1)^{0,49} \cdot (13,96 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 9,14})$$

$$H_{\min,i} = 0,977 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 0,977 \cdot 10^{-4} \cdot 5,11 = 5,00 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,500 \mu\text{m}$$

Bilya – dış yuva teması için

$$H_{\min,o} = \frac{h_{\min,o}}{R_{x,o}} = 3,63 \cdot (1,2006 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (6311,1)^{0,49} \cdot (6,32 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 7,10})$$

$$H_{\min,o} = 0,791.10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,o} = H_{\min,o} \cdot R_{x,o} = 0,791.10^{-4} \cdot 7,59 = 6,01.10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,o} = 0,601 \mu\text{m}$$

iii) Seramik bilya – Seramik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04.10^{-6} \cdot 6252}{3,432.10^5 \cdot 5,11} = 1,426.10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G_i = \xi \cdot E' = (2,3.10^{-2}) \cdot (3,432.10^5) = 7893,6 \quad (3.9)$$

$$W_i = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,i})^2} = \frac{10000}{3,432.10^5 \cdot (5,11)^2} = 11,16.10^{-4} \quad (3.31)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04.10^{-6} \cdot 6252}{3,432.10^5 \cdot 7,59} = 0,959.10^{-10} \quad (3.10)$$

$$G_o = \xi \cdot E' = (2,3.10^{-2}) \cdot (3,432.10^5) = 7893,6 \quad (3.9)$$

$$W_o = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,o})^2} = \frac{10000}{3,432.10^5 \cdot (7,59)^2} = 5,057.10^{-4} \quad (3.32)$$

Eliptik temaslar için boyutsuz minimum film kalınlığı:

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 3,63 \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68k}) \quad (3.33)$$

Bilya – iç yuva teması için

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 3,63 \cdot (1,426 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (7893,6)^{0,49} \cdot (11,16 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 9,14})$$

$$H_{\min,i} = 0,952 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 0,952 \cdot 10^{-4} \cdot 5,11 = 4,86 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,486 \mu\text{m}$$

Bilya – dış yuva teması için

$$H_{\min,o} = \frac{h_{\min,o}}{R_{x,o}} = 3,63 \cdot (0,959 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (7893,6)^{0,49} \cdot (5,057 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 7,10})$$

$$H_{\min,o} = 0,770 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,o} = H_{\min,o} \cdot R_{x,o} = 0,770 \cdot 10^{-4} \cdot 7,59 = 5,85 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,o} = 0,585 \mu\text{m}$$

4.2.1.2. II. Durum $Q_{II} = 9000 \text{ N}$ için

$$Q_{\max} = \frac{5 \cdot Q}{n} \quad Q_{\max} = \frac{5 \cdot 9000}{9} = 5000 \text{ N} \quad (3.30)$$

i) Çelik bilya – Çelik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{2,285 \cdot 10^5 \cdot 5,11} = 2,1417 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G_i = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,285 \cdot 10^5) = 5255,5 \quad (3.9)$$

$$W_i = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,i})^2} = \frac{5000}{2,285 \cdot 10^5 \cdot (5,11)^2} = 8,38 \cdot 10^{-4} \quad (3.31)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{2,285 \cdot 10^5 \cdot 7,59} = 1,442 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

$$G_o = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,285 \cdot 10^5) = 5255,5 \quad (3.9)$$

$$W_o = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,o})^2} = \frac{5000}{2,285 \cdot 10^5 \cdot (7,59)^2} = 3,798 \cdot 10^{-4} \quad (3.32)$$

Eliptik temaslar için boyutsuz minimum film kalınlığı

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 3,63 \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68k}) \quad (3.33)$$

Bilya – iç yuva teması için

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 3,63 \cdot (2,1417 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (5255,5)^{0,49} \cdot (8,38 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 9,14})$$

$$H_{\min,i} = 1,075 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,075 \cdot 10^{-4} \cdot 5,11 = 5,37 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,537 \mu\text{m}$$

Bilya – dış yuva teması için

$$H_{\min,o} = \frac{h_{\min,o}}{R_{x,o}} = 3,63 \cdot (1,442 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (5255,5)^{0,49} \cdot (3,798 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 7,10})$$

$$H_{\min,o} = 0,8655 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,o} = H_{\min,o} \cdot R_{x,o} = 0,8655 \cdot 10^{-4} \cdot 7,59 = 6,46 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,o} = 0,646 \mu\text{m}$$

ii) Seramik bilya – Çelik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları ve δ değeri

Maksimum lokal basınçta deformasyon miktarı

-İç bilezik için

$$\delta_i = J_i \left[\frac{9}{2 \cdot \varepsilon_i \cdot R_i} \left(\frac{Q_{\max}}{\pi \cdot k_i \cdot E'} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (3.34)$$

$$\delta_i = 3,555 \left[\frac{9}{2,1,0176 \cdot 4,956} \left(\frac{5000}{\pi \cdot 9,14 \cdot 2,743 \cdot 10^5} \right)^2 \right]^{1/3} = 0,02528 \text{ mm}$$

$$\delta_i = 25,28 \mu\text{m}$$

-Dış bilezik için

$$\delta_o = J_o \left[\frac{9}{2 \cdot \varepsilon_o \cdot R_o} \left(\frac{Q_{\max}}{\pi \cdot k_o \cdot E'} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (3.35)$$

$$\delta_o = 3,3284 \left[\frac{9}{2,1,0263 \cdot 7,256} \left(\frac{5000}{\pi \cdot 7,10 \cdot 2,743 \cdot 10^5} \right)^2 \right]^{1/3} = 0,02459 \text{ mm}$$

$$\delta_o = 24,59 \mu\text{m}$$

İç ve dış bilezikte toplam lokal ezilme miktarı:

$$\delta = \delta_i + \delta_o = 25,28 + 24,59 = 49,87 \mu m \quad (3.36)$$

Boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 5,11} = 1,784 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G_i = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,743 \cdot 10^5) = 6311,1 \quad (3.9)$$

$$W_i = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,i})^2} = \frac{5000}{2,743 \cdot 10^5 \cdot (5,11)^2} = 6,98 \cdot 10^{-4} \quad (3.31)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 7,59} = 1,2006 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

$$G_o = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,743 \cdot 10^5) = 6311,1 \quad (3.9)$$

$$W_o = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,o})^2} = \frac{5000}{2,743 \cdot 10^5 \cdot (7,59)^2} = 3,16 \cdot 10^{-4} \quad (3.32)$$

Eliptik temaslar için boyutsuz minimum film kalınlığı

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 3,63 \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68k}) \quad (3.33)$$

Bilya – iç yuva teması için

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 3,63 \cdot (1,784 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (6311,1)^{0,49} \cdot (6,98 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 9,14})$$

$$H_{\min,i} = 1,0285 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,0285 \cdot 10^{-4} \cdot 5,11 = 5,26 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,526 \mu\text{m}$$

Bilya – dış yuva teması için

$$H_{\min,o} = \frac{h_{\min,o}}{R_{x,o}} = 3,63 \cdot (1,2006 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (6311,1)^{0,49} \cdot (3,16 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 7,10})$$

$$H_{\min,o} = 0,8326 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,o} = H_{\min,o} \cdot R_{x,o} = 0,8326 \cdot 10^{-4} \cdot 7,59 = 6,32 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,o} = 0,632 \mu\text{m}$$

iii) Seramik bilya – Seramik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{3,432 \cdot 10^5 \cdot 5,11} = 1,426 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G_i = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (3,432 \cdot 10^5) = 7893,6 \quad (3.9)$$

$$W_i = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,i})^2} = \frac{5000}{3,432 \cdot 10^5 \cdot (5,11)^2} = 5,58 \cdot 10^{-4} \quad (3.31)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{3,432 \cdot 10^5 \cdot 7,59} = 0,96 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

$$G_o = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (3,432 \cdot 10^5) = 7893,6 \quad (3.9)$$

$$W_o = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,o})^2} = \frac{5000}{3,432 \cdot 10^5 \cdot (7,59)^2} = 2,528 \cdot 10^{-4} \quad (3.32)$$

Eliptik temaslar için boyutsuz minimum film kalınlığı

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 3,63 \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68k}) \quad (3.33)$$

Bilya – iç yuva teması için

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 3,63 \cdot (1,426 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (7893,6)^{0,49} \cdot (5,58 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 9,14})$$

$$H_{\min,i} = 1,001 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,001 \cdot 10^{-4} \cdot 5,11 = 5,12 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,512 \mu\text{m}$$

Bilya – dış yuva teması için

$$H_{\min,o} = \frac{h_{\min,o}}{R_{x,o}} = 3,63 \cdot (0,96 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (7893,6)^{0,49} \cdot (2,528 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 7,10})$$

$$H_{\min,o} = 0,811 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,o} = H_{\min,o} \cdot R_{x,o} = 0,811 \cdot 10^{-4} \cdot 7,59 = 6,15 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,o} = 0,615 \mu m$$

4.2.1.3. III. Durum $Q_{III} = 4500 \text{ N}$ için

$$Q_{\max} = \frac{5.Q}{n} \quad Q_{\max} = \frac{5.4500}{9} = 2500 \text{ N} \quad (3.30)$$

i) Çelik bilya – Çelik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{2,285 \cdot 10^5 \cdot 5,11} = 2,1417 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G_i = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,285 \cdot 10^5) = 5255,5 \quad (3.9)$$

$$W_i = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,i})^2} = \frac{2500}{2,285 \cdot 10^5 \cdot (5,11)^2} = 4,189 \cdot 10^{-4} \quad (3.31)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{2,285 \cdot 10^5 \cdot 7,59} = 1,442 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

$$G_o = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,285 \cdot 10^5) = 5255,5 \quad (3.9)$$

$$W_o = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,o})^2} = \frac{2500}{2,285 \cdot 10^5 \cdot (7,59)^2} = 1,581 \cdot 10^{-4} \quad (3.32)$$

Eliptik temaslar için boyutsuz minimum film kalınlığı

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 3,63 \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68k}) \quad (3.33)$$

Bilya – iç yuva teması için

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 3,63.(2,1417.10^{-10})^{0,68} .(5255,5)^{0,49} .(4,189.10^{-4})^{-0,073} .(1 - e^{-0,68.9,14})$$

$$H_{\min,i} = 1,105.10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} . R_{x,i} = 1,105.10^{-4} . 5,11 = 5,65.10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,565 \mu\text{m}$$

Bilya – dış yuva teması için

$$H_{\min,o} = \frac{h_{\min,o}}{R_{x,o}} = 3,63.(1,442.10^{-10})^{0,68} .(5255,5)^{0,49} .(1,581.10^{-4})^{-0,073} .(1 - e^{-0,68.7,10})$$

$$H_{\min,o} = 0,895.10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,o} = H_{\min,o} . R_{x,o} = 0,895.10^{-4} . 7,59 = 6,65.10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,o} = 0,665 \mu\text{m}$$

ii) Seramik bilya – Çelik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları ve δ değeri

Maksimum lokal basınçta deformasyon miktarı

-İç bilezik için

$$\delta_i = J_i \left[\frac{9}{2 \cdot \varepsilon_i \cdot R_i} \left(\frac{Q_{\max}}{\pi \cdot k_i \cdot E'} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (3.34)$$

$$\delta_i = 3,555 \left[\frac{9}{2 \cdot 1,0176 \cdot 4,956} \left(\frac{2500}{\pi \cdot 9,14 \cdot 2,743 \cdot 10^5} \right)^2 \right]^{1/3} = 0,015925 \text{ mm}$$

$$\delta_i = 15,925 \mu m$$

-Dış bilezik için

$$\delta_o = J_o \left[\frac{9}{2 \cdot \varepsilon_o \cdot R_o} \left(\frac{Q_{\max}}{\pi \cdot k_o \cdot E'} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (3.35)$$

$$\delta_o = 3,3284 \left[\frac{9}{2 \cdot 1,0263 \cdot 7,256} \left(\frac{2500}{\pi \cdot 7,10 \cdot 2,743 \cdot 10^5} \right)^2 \right]^{1/3} = 0,015495 mm$$

$$\delta_i = 15,495 \mu m$$

İç ve dış bilezikte toplam lokal ezilme miktarı:

$$\delta = \delta_i + \delta_o = 15,925 + 15,495 = 31,42 \mu m \quad (3.36)$$

Boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_o \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 5,11} = 1,784 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G_i = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,743 \cdot 10^5) = 6311,1 \quad (3.9)$$

$$W_i = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,i})^2} = \frac{2500}{2,743 \cdot 10^5 \cdot (5,11)^2} = 3,49 \cdot 10^{-4} \quad (3.31)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_o \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{2,743 \cdot 10^5 \cdot 7,59} = 1,2006 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

$$G_o = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (2,743 \cdot 10^5) = 6311,1 \quad (3.9)$$

$$W_o = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,o})^2} = \frac{2500}{2,743 \cdot 10^5 \cdot (7,59)^2} = 1,581 \cdot 10^{-4} \quad (3.32)$$

Eliptik temaslar için boyutsuz minimum film kalınlığı

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 3,63 \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68k}) \quad (3.33)$$

Bilya – iç yuva teması için

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 3,63 \cdot (1,784 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (6311,1)^{0,49} \cdot (3,49 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 9,14})$$

$$H_{\min,i} = 1,082 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,082 \cdot 10^{-4} \cdot 5,11 = 5,53 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,553 \mu\text{m}$$

Bilya – dış yuva teması için

$$H_{\min,o} = \frac{h_{\min,o}}{R_{x,o}} = 3,63 \cdot (1,2006 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (6311,1)^{0,49} \cdot (1,581 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 7,10})$$

$$H_{\min,o} = 0,876 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,o} = H_{\min,o} \cdot R_{x,o} = 0,876 \cdot 10^{-4} \cdot 7,59 = 6,65 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,o} = 0,665 \mu\text{m}$$

iii) Seramik bilya – Seramik bilezik halinde h_{\min} minimum film kalınlıkları

Boyutsuz hız, boyutsuz malzeme ve boyutsuz yük parametreleri sırasıyla şu şekilde elde edilir:

İç yuva için

$$U_i = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,i}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{3,432 \cdot 10^5 \cdot 5,11} = 1,426 \cdot 10^{-10} \quad (3.8)$$

$$G_i = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (3,432 \cdot 10^5) = 7893,6 \quad (3.9)$$

$$W_i = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,i})^2} = \frac{2500}{3,432 \cdot 10^5 \cdot (5,11)^2} = 2,790 \cdot 10^{-4} \quad (3.31)$$

Dış yuva için

$$U_o = \frac{\eta_0 \cdot \tilde{u}}{E' \cdot R_{x,o}} = \frac{0,04 \cdot 10^{-6} \cdot 6252}{3,432 \cdot 10^5 \cdot 7,59} = 0,96 \cdot 10^{-10} \quad (3.10)$$

$$G_o = \xi \cdot E' = (2,3 \cdot 10^{-2}) \cdot (3,432 \cdot 10^5) = 7893,6 \quad (3.9)$$

$$W_o = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot (R_{x,o})^2} = \frac{2500}{3,432 \cdot 10^5 \cdot (7,59)^2} = 1,264 \cdot 10^{-4} \quad (3.32)$$

Eliptik temaslar için boyutsuz minimum film kalınlığı

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 3,63 \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68k}) \quad (3.33)$$

Bilya – iç yuva teması için

$$H_{\min,i} = \frac{h_{\min,i}}{R_{x,i}} = 3,63 \cdot (1,426 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (7893,6)^{0,49} \cdot (2,790 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 9,14})$$

$$H_{\min,i} = 1,0535 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,i} = H_{\min,i} \cdot R_{x,i} = 1,0535 \cdot 10^{-4} \cdot 5,11 = 5,38 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,i} = 0,538 \mu m$$

Bilya – dış yuva teması için

$$H_{\min,o} = \frac{h_{\min,o}}{R_{x,o}} = 3,63 \cdot (0,96 \cdot 10^{-10})^{0,68} \cdot (7893,6)^{0,49} \cdot (1,264 \cdot 10^{-4})^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 7,10})$$

$$H_{\min,o} = 0,8528 \cdot 10^{-4}$$

Boyutlu minimum film kalınlığı

$$h_{\min,o} = H_{\min,o} \cdot R_{x,o} = 0,8528 \cdot 10^{-4} \cdot 7,59 = 6,47 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$h_{\min,o} = 0,647 \mu m$$

Bulduğumuz h_{\min} minimum film kalınlıklarını Tablo 4.4.'te düzenli olarak görebiliriz.

Tablo 4.4. Bilyalı rulmanda farklı yüklemeler için h_{\min} minimum film kalınlıkları

Rulman malzemesi	Q yükü (N)	18000	9000	4500
Çelik bilya – Çelik bilezik	$h_{\min,i}$	0,511	0,537	0,565
	$h_{\min,o}$	0,614	0,646	0,679
Seramik bilya – Çelik bilezik	$h_{\min,i}$	0,500	0,526	0,553
	$h_{\min,o}$	0,601	0,632	0,665
Seramik bilya – Seramik bilezik	$h_{\min,i}$	0,486	0,512	0,538
	$h_{\min,o}$	0,585	0,615	0,647

$h_{\min,i}$ ve $h_{\min,o}$ değerleri μm cinsindedir.

Aynı kuvvet altında malzeme değiştiğinde minimum film kalınlıklarında yaklaşık %2,2'lik bir değişme gözlenmiştir (seramik-çelik rulmanın film kalınlığı, tamamı-çelik rulmana göre %2,2 azalmış, tamamı-seramik rulmanın film kalınlığı ise seramik-çelik rulmana göre %2,2 azalmıştır). Kuvvet yarıya indiğinde ise minimum film kalınlıkları yaklaşık %5 oranında artmıştır.

4.2.2. Temas Alanı Hesabı

Sırasıyla 18000 N, 9000 N ve 4500 N'luk Q yüklerinde temas alanlarını tamamı-çelik ve tamamı-seramik rulman için bulunuz.

Çözüm:

Eliptik temas ekseninin büyük eksenini 2a ve küçük eksenini 2b aşağıdaki gibi bulunur.

$$2a = 2 \cdot \mu \cdot \sqrt{3(1-\nu^2) \left(\frac{Q}{E \cdot \Sigma \rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.42)$$

$$2b = 2 \cdot \nu \cdot \sqrt{3(1-\nu^2) \left(\frac{Q}{E \cdot \Sigma \rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.43)$$

ρ :Eşdeğer eğrilik yarıçapının tersi.

$$\frac{1}{\rho_{11}} = \frac{d(d_e - d \cos \beta)}{2d_e} \quad (\text{mm}) \quad (3.44)$$

Boyutlar değişmediğinden 4.2.1.'de bulduğumuz ortalama çap $d_e = 64,9985$ mm ve yuva uygunluğu $R_{r,i} = R_{r,o} = 0,52$ değerlerini kullanabiliriz.

$$\frac{1}{\rho_{11}} = \frac{12,7(64,9985 - 12,7 \cos 0)}{2 \cdot 64,9985} \quad (\text{mm}) \quad \rho_{11} = 0,1957 \text{mm}^{-1}$$

$$\frac{1}{\rho_{12}} = \frac{R_{r,i} \cdot d}{2R_{r,i} - 1} \quad (\text{mm}) \quad (3.45)$$

$$\frac{1}{\rho_{12}} = \frac{0,52 \cdot 12,7}{2 \cdot 0,52 - 1} \quad \rho_{12} = 0,0060 \text{mm}^{-1}$$

$$\frac{1}{\rho_{21}} = \frac{d(d_e + d \cos \beta)}{2d_e} \quad (\text{mm}) \quad (3.46)$$

$$\frac{1}{\rho_{21}} = \frac{12,7(64,9985 + 12,7 \cos 0)}{2 \cdot 64,9985} \quad (\text{mm}) \quad \rho_{21} = 0,1317 \text{mm}^{-1}$$

$$\frac{1}{\rho_{22}} = \frac{R_{r,o}.d}{2R_{r,i}-1} \quad (\text{mm}) \quad (3.47)$$

$$\frac{1}{\rho_{22}} = \frac{0,52.12,7}{2.0,52-1} \quad \rho_{22} = 0,0060 \text{mm}^{-1}$$

$$\Sigma\rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} \quad \text{mm}^{-1} \quad (3.48)$$

$$\Sigma\rho = 0,1957 + 0,0060 + 0,1317 + 0,0060 \quad \Sigma\rho = 0,3394 \text{mm}^{-1}$$

$$\cos \tau = \frac{\rho_{11} - \rho_{12} + \rho_{21} - \rho_{22}}{\Sigma\rho} \quad (3.49)$$

$$\cos \tau = \frac{0,1872 - 0,0060 + 0,1359 - 0,0060}{0,3394} = 0,9292$$

Ek-1'deki Tablo 4.16. 'dan μ ve ν değerlerini bulabiliriz. Kolaylık olması açısından burada Tablo 4.16.'nın ufak bir parçasını Tablo 4.5. olarak verdik ki konu dağılmasın. Tablo 4.5.'te aradığımız değerler koyu yazıyla belli edilmiştir.

Tablo 4.5 $\cos \tau$, μ , ν ve $2K/\pi,\mu$ değerleri (kısmi)

$\cos \tau$	μ	ν	$2K/\pi,\mu$
0.936	3.73	0.418	0.613
0.934	3.68	0.420	0.618
0.932	3.63	0.423	0.622
0.930	3.59	0.426	0.626
0.928	3.55	0.428	0.630
0.926	3.51	0.431	0.634
0.924	3.47	0.433	0.638
0.922	3.43	0.436	0.642
0.920	3.40	0.438	0.646

Tablo 4.5.'te $\cos \tau = 0,928$ değeri var. 0,929 değeri için interpolasyon yaparsak aşağıdaki değerleri buluruz:

$$\mu = 3,57 \quad \nu = 0,427 \quad 2K/\pi,\mu = 0,628 \text{ olacaktır.}$$

4.2.2.1. I. Durum $Q_I = 18000 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde eliptik temas alanı

$$2a = 2, \mu \cdot \sqrt[3]{3(1-\nu^2) \left(\frac{Q}{E \cdot \Sigma \rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.42)$$

$$2a = 2,3,57 \sqrt[3]{3(1-0,3^2) \left(\frac{18000}{2,08 \cdot 10^5 \cdot 0,3394} \right)} \quad (\text{mm}) \quad 2a = 6,3547 \text{ mm}$$

$$2b = 2, \nu \cdot \sqrt[3]{3(1-\nu^2) \left(\frac{Q}{E \cdot \Sigma \rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.43)$$

$$2b = 2,0,427 \cdot \sqrt[3]{3(1-0,3^2) \left(\frac{18000}{2,08 \cdot 10^5 \cdot 0,3394} \right)} \quad (\text{mm}) \quad 2b = 0,7600 \text{ mm}$$

$$F = \pi ab = \pi \cdot \mu \cdot \nu \left[3(1-\nu^2) \left(\frac{Q}{E \Sigma \rho} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \text{ mm}^2 \quad (3.50)$$

$$F = \frac{\pi \cdot 2a \cdot 2b}{4} \quad F = \frac{\pi \cdot 6,3547 \cdot 0,7600}{4} \quad F = 3,7601 \text{ mm}^2$$

Seramik bilya –Seramik bilezik halinde eliptik temas alanı

Seramik rulmanda $E = 3,2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ ve $\nu = 0,26$ için (3.42) ve (3.43) denklemleri aşağıdaki hale sadeleşir

$$2a = 0,0412 \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma \rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.51)$$

$$2b = 0,0412 \cdot \nu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma \rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.52)$$

$$2a = 0,0412 \cdot 3,57 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{18000}{0,3394} \right)} \quad 2a = 5,5259 \text{ mm}$$

$$2b = 0,0412 \cdot 0,427 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{18000}{0,3394} \right)} \quad 2b = 0,661 \text{ mm}$$

$$F = \pi ab \quad F = \frac{\pi \cdot 2a \cdot 2b}{4} \quad F = \frac{\pi \cdot 5,5259 \cdot 0,661}{4} \quad F = 2,8676 \text{ mm}^2$$

4.2.2.2. II. Durum $Q_{II}=9000$ N için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde eliptik temas alanı

μ, ν ve $\Sigma\rho$ değerleri boyutlarla alakalı olduğundan değişmemektedir. Sadece Q değerini değiştirerek hesaplamalara devam edeceğiz.

Çelikte $E = 2,08 \cdot 10^5$ N/mm² ve $\nu = 0,3$ için (1) ve (2) denklemleri aşağıdaki hale sadeleşir.

$$2a = 0,0472 \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma\rho}\right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.53)$$

$$2b = 0,0472 \cdot \nu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma\rho}\right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.54)$$

$$2a = 0,0472 \cdot 3,57 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{9000}{0,3394}\right)} \quad 2a = 5,0215 \text{ mm}$$

$$2b = 0,0472 \cdot 0,427 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{9000}{0,3394}\right)} \quad 2b = 0,606 \text{ mm}$$

$$F = \pi ab \quad F = \frac{\pi \cdot 2a \cdot 2b}{4} \quad F = \frac{\pi \cdot 7,9725 \cdot 0,9535}{4} \quad F = 2,3687 \text{ mm}^2$$

Seramik bilya –Seramik bilezik halinde eliptik temas alanı

$$2a = 0,0412 \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma\rho}\right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.51)$$

$$2b = 0,0412 \cdot \nu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma\rho}\right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.52)$$

$$2a = 0,0412 \cdot 3,57 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{9000}{0,3394}\right)} \quad 2a = 4,3852 \text{ mm}$$

$$2b = 0,0412 \cdot 0,427 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{9000}{0,3394}\right)} \quad 2b = 0,5245 \text{ mm}$$

$$F = \pi ab \quad F = \frac{\pi \cdot 2a \cdot 2b}{4} \quad F = \frac{\pi \cdot 4,3852 \cdot 0,5245}{4} \quad F = 1,8065 \text{ mm}^2$$

4.2.2.3. III. Durum $Q_{III} = 4500 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde eliptik temas alanı

μ, ν ve $\Sigma\rho$ değerleri boyutlarla alakalı olduğundan değişmemektedir. Sadece Q değerini değiştirerek hesaplamalara devam edeceğiz.

$$2a = 0,0472 \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma\rho}\right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.53)$$

$$2b = 0,0472 \cdot \nu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma\rho}\right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.54)$$

$$2a = 0,0472 \cdot 3,57 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{4500}{0,3394}\right)} \quad 2a = 3,9856 \text{ mm}$$

$$2b = 0,0472 \cdot 0,427 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{4500}{0,3394}\right)} \quad 2b = 0,4767 \text{ mm}$$

$$F = \pi ab \quad F = \frac{\pi \cdot 2a \cdot 2b}{4} \quad F = \frac{\pi \cdot 3,9856 \cdot 0,4767}{4} \quad F = 1,4922 \text{ mm}^2$$

Seramik bilya –Seramik bilezik halinde eliptik temas alanı

$$2a = 0,0412 \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma\rho}\right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.51)$$

$$2b = 0,0412 \cdot \nu \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Sigma\rho}\right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.52)$$

$$2a = 0,0412 \cdot 3,57 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{4500}{0,3394}\right)} \quad 2a = 3,4806 \text{ mm}$$

$$2b = 0,0412 \cdot 0,427 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{4500}{0,3394}\right)} \quad 2b = 0,4163 \text{ mm}$$

$$F = \pi ab \quad F = \frac{\pi \cdot 2a \cdot 2b}{4} \quad F = \frac{\pi \cdot 3,4806 \cdot 0,4163}{4} \quad F = 1,1380 \text{ mm}^2$$

Tablo: 4.6. Bilyalı rulmanda farklı yüklemelerde oluşan temas alanları

Rulman Malzemesi	Q yükü (N)	Dikdörtgen temas alanı (mm ²)
Tamamı çelik	18000	3,7601
	9000	2,3687
	4500	1,4922
Tamamı seramik	18000	2,8676
	9000	1,8065
	4500	1,1380

(3.50) nolu formülden de anlaşılacağı üzere burada F temas alanı $\sqrt[3]{Q^2}$ ile doğru orantılıdır. Bu durumda rulmana uygulanan yük her seferinde yarıya düştüğünden temas basınçları da $\sqrt[3]{0,5^2} \cdot 100 \cong \%63$ 'üne inecektir. Yani her seferinde %37 azalmaktadır. Seramik rulman daha sert olduğundan daha az ezilmekte ve temas alanı da daha az olmaktadır.

4.2.3. Maksimum Temas Basıncı Hesabı

Aynı bilyalı rulman için aynı şartlarda p_0 maksimum temas basınçlarını bulunuz.

Çözüm:

$$p_0 = 1,5 \cdot \frac{Q}{F} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.57)$$

Burada F'i yerine koyarsak:

$$p_0 = \frac{1,5}{\pi \cdot \mu \cdot v} \sqrt[3]{\left[\frac{E \cdot \Sigma \rho}{3 \cdot (1 - \nu^2)} \right]^2} \cdot Q \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.58)$$

4.2.3.1. I. Durum $Q_I = 18000 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde p_0 maksimum temas basıncı

Verilenleri (3.57)'de yerine koyalım:

$$p_0 = 1,5 \cdot \frac{18000}{3,7601} \quad p_0 = 7180,6084 \text{ N/mm}^2 \quad (3.57)$$

Seramik bilya – Seramik bilezik halinde p_0 maksimum temas basıncı

Verilenleri (1.6)'da yerine koyalım:

$$p_0 = 1,5 \cdot \frac{18000}{2,8676} \quad p_0 = 9415,5369 \text{ N/mm}^2 \quad (3.57)$$

4.2.3.2. II. Durum $Q_{II}=9000 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde p_0 maksimum temas basıncı

Verilenleri (3.57)'de yerine koyalım:

$$p_0 = 1,5 \cdot \frac{9000}{2,3687} \quad p_0 = 5699,2526 \text{ N/mm}^2 \quad (3.57)$$

Seramik bilya – Seramik bilezik halinde p_0 maksimum temas basıncı

Verilenleri (3.57)'de yerine koyalım:

$$p_0 = 1,5 \cdot \frac{9000}{1,8065} \quad p_0 = 7473,1166 \text{ N/mm}^2 \quad (3.57)$$

4.2.3.3. III. Durum $Q_{III}=4500 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde p_0 maksimum temas basıncı

Verilenleri (3.57)'de yerine koyalım:

$$p_0 = 1,5 \cdot \frac{4500}{1,4922} \quad p_0 = 4523,4998 \text{ N/mm}^2 \quad (3.57)$$

Seramik bilya – Seramik bilezik halinde p_0 maksimum temas basıncı

Verilenleri (3.57)'de yerine koyalım:

$$p_0 = 1,5 \cdot \frac{4500}{1,1380} \quad p_0 = 5931,4165 \text{ N/mm}^2 \quad (3.57)$$

Tablo 4.7. Bilyalı rulmanda farklı yüklemelerde oluşan p_0 maksimum temas basınçları

Rulman Malzemesi	Q yükü (N)	p_0 maks. basınç (N/mm ²)
Tamamı çelik	18000	7180,6084
	9000	5699,2526
	4500	4523,4998
Tamamı seramik	18000	9415,5369
	9000	7473,1166
	4500	5931,4165

(3.58) nolu formülden de anlaşılacağı üzere burada p_0 maksimum temas basıncı $\sqrt[3]{Q}$ ile doğru orantılıdır. Bu durumda rulmana uygulanan yük her seferinde yarıya indiğinden temas basınçları da $\sqrt[3]{0,5 \cdot 100} \cong \%79$ 'una inmektedir. Yani her seferinde %21 azalmaktadır.

Ayrıca seramik rulman daha sert olduğundan daha az ezilmekte ama buna mukabil maksimum temas basıncı çeliğe göre daha fazla olmaktadır.

4.2.4. Deformasyon Hesabı

Aynı bilyalı rulman için aynı şartlarda δ deformasyonlarını bulunuz.

Çözüm:

$$\delta = 1,5 \cdot \left(\frac{2K}{\pi} \right) (1-\nu^2) \left(\frac{Q}{E \cdot a} \right) \text{ (mm)} \quad (3.59)$$

Tablo 4.5.'ten $\mu = 3,57$ için $2K/\pi \cdot \mu = 0,628$ olarak bulunmuştu yukarıda. μ 'yü yerine koyup $2K/\pi$ değerini bulabiliriz. (Temas alanı hesabında bulunmuştu)

$$\frac{2K}{\pi} = 3,57 \cdot 0,628 \quad \frac{2K}{\pi} = 2,2419 \quad \text{Boyutlar değişmediğinden bu değer tüm}$$

hesaplamalar için aynı olarak kullanılacaktır.

4.2.4.1. I. Durum $Q_I = 18000 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde δ deformasyonu

Verilenleri (3.59)'da yerine koyalım:

$$\delta = 1,5.2,2419.(1-0,3^2) \left(\frac{18000}{2,08.10^5.3,1633} \right) \quad \delta = 83,72 \mu\text{m}$$

Seramik bilya – Seramik bilezik halinde δ deformasyonu

Verilenleri (3.59)'da yerine koyalım:

$$\delta = 1,5.2,2419.(1-0,26^2) \left(\frac{18000}{3,2.10^5.2,7625} \right) \quad \delta = 63,85 \mu\text{m}$$

4.2.4.2. II. Durum $Q_{II} = 9000 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde δ deformasyonu

Verilenleri (3.59)'da yerine koyalım:

$$\delta = 1,5.2,2419.(1-0,3^2) \left(\frac{9000}{2,08.10^5.2,5107} \right) \quad \delta = 52,74 \mu\text{m}$$

Seramik bilya – Seramik bilezik halinde δ deformasyonu

Verilenleri (3.59)'da yerine koyalım:

$$\delta = 1,5.2,2419.(1-0,26^2) \left(\frac{9000}{3,2.10^5.2,1926} \right) \quad \delta = 40,22 \mu\text{m}$$

4.2.4.3. III. Durum $Q_{III} = 4500 \text{ N}$ için

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde δ deformasyonu

Verilenleri (3.59)'da yerine koyalım:

$$\delta = 1,5.2,2419.(1-0,3^2) \left(\frac{4500}{2,08.10^5.1,9928} \right) \quad \delta = 33,22\mu m$$

Seramik bilya – Seramik bilezik halinde δ deformasyonu

Verilenleri (3.59)'da yerine koyalım:

$$\delta = 1,5.2,2419.(1-0,26^2) \left(\frac{4500}{3,2.10^5.1,7403} \right) \quad \delta = 25,34\mu m$$

Tablo 4.8. Bilyalı rulmanda farklı yüklemelerde oluşan δ deformasyonları

Rulman Malzemesi	Q yükü (N)	δ deformasyonları (μm)
Tamamı çelik	18000	83,72
	9000	52,74
	4500	33,22
Tamamı seramik	18000	63,85
	9000	40,22
	4500	25,34

(3.59) nolu formülden de anlaşılacağı üzere burada δ deformasyonu $\sqrt[3]{Q^2}$ ile doğru orantılıdır. Bu durumda rulmana uygulanan yük her seferinde yarıya indiğinden deformasyonlar da $\sqrt[3]{0,5^2}.100 \cong \%63$ 'üne düşmektedir. Yani her seferinde %37 azalmaktadır. Seramik rulman daha sert olduğundan daha az ezilmekte ve deformasyon da daha az olmaktadır.

4.3. Sonuçların Karşılaştırılması ve Tartışma

Hesaplamalar neticesinde seramik ve hibrit rulmanların klasik tamamı-çelik rulmanlara göre aynı yükte daha az deformasyona uğradığı görülmüştür. Buna karşılık temas alanları daha küçük dolayısıyla temas basınçları daha fazla çıkmıştır. Silindirik makaralı ve sabit bilyalı rulmanlar için benzer sonuçlar bulunmuştur. Ayrıca makaralı rulmanda minimum film kalınlıklarının malzemeden bağımsız olduğu saptanmıştır.

Sabit bilyalı rulmanda ise seramik-çelik ve tamamı-seramik rulmanların minimum film kalınlıkları tamamı-çelik rulmandan az çıkmıştır. Şimdi tüm bulduğumuz sonuçları birer tablo halinde gösterelim:

Tablo 4.9. Silindirik makaralı rulmanda F temas alanı, p_0 maksimum temas basıncı ve h_{min} minimum film kalınlıkları

Rulman malzemesi	Yük Q (N)	Temas alanı F (mm^2)	Maks. basınç p_0 (N/mm^2)	Min. film kalınlığı h_{min} (μm)
Tamamı Çelik	18000	7,0202	3264,6129	$h_{min,i} = 0,760$
				$h_{min,o} = 0,906$
	9000	4,964	2308,4299	$h_{min,i} = 0,831$
				$h_{min,o} = 0,990$
	4500	3,5101	1632,3064	$h_{min,i} = 0,908$
				$h_{min,o} = 1,082$
Tamamı Seramik	18000	5,7291	4000,3185	$h_{min,i} = 0,761$
				$h_{min,o} = 0,907$
	9000	4,0511	2828,6523	$h_{min,i} = 0,831$
				$h_{min,o} = 0,991$
	4500	2,8646	2000,1593	$h_{min,i} = 0,908$
				$h_{min,o} = 1,083$

Maks. basınç: Maksimum basınç

Min. film kalınlığı: Minimum film kalınlığı

Tablo 4.10. Bilyalı rulmanda F temas alanı, p_0 maksimum temas basıncı, δ deformasyonları (μm) ve h_{min} minimum film kalınlıkları

Rulman malzemesi	Yük Q (N)	Tem. alanı F (mm^2)	Maks. basınç p_0 (N/mm^2)	Def. δ (μm)	Min. film k. h_{min} (μm)
Tamamı Çelik	18000	3,7601	7180,6084	83,72	$h_{min,i} = 0,511$
					$h_{min,o} = 0,614$
	9000	2,3687	5699,2526	52,74	$h_{min,i} = 0,537$
					$h_{min,o} = 0,646$
	4500	1,4922	4523,4998	33,22	$h_{min,i} = 0,565$
					$h_{min,o} = 0,679$
Tamamı Seramik	18000	2,8676	9415,5369	63,85	$h_{min,i} = 0,486$
					$h_{min,o} = 0,585$
	9000	1,8065	7473,1166	40,22	$h_{min,i} = 0,512$
					$h_{min,o} = 0,615$
	4500	1,1380	5931,4165	25,34	$h_{min,i} = 0,538$
					$h_{min,o} = 0,647$

Maks. basınç: Maksimum basınç

Tem. Alanı: Temas alanı

Def: Deformasyon

Min. film k.: Minimum film kalınlığı

h_{\min} değerlerini tekrar tablolarsak:

Tablo 4.11. Makaralı rulmanda farklı yüklemeler için h_{\min} minimum film kalınlıkları

Rulman malzemesi	Q yükü (N)	18000	9000	4500
Çelik makara – Çelik bilezik	$h_{\min,i}$	0,760	0,831	0,908
	$h_{\min,o}$	0,906	0,990	1,082
Seramik makara – Çelik bilezik	$h_{\min,i}$	0,760	0,831	0,908
	$h_{\min,o}$	0,907	0,991	1,083
Seramik makara – Seramik bilezik	$h_{\min,i}$	0,761	0,831	0,908
	$h_{\min,o}$	0,907	0,991	1,083

$h_{\min,i}$ ve $h_{\min,o}$ değerleri μm cinsindedir.

Tablo 4.12. Bilyalı rulmanda farklı yüklemeler için h_{\min} minimum film kalınlıkları

Rulman malzemesi	Q yükü (N)	18000	9000	4500
Çelik bilya – Çelik bilezik	$h_{\min,i}$	0,511	0,537	0,565
	$h_{\min,o}$	0,614	0,646	0,679
Seramik bilya – Çelik bilezik	$h_{\min,i}$	0,500	0,526	0,553
	$h_{\min,o}$	0,601	0,632	0,665
Seramik bilya – Seramik bilezik	$h_{\min,i}$	0,486	0,512	0,538
	$h_{\min,o}$	0,585	0,615	0,647

$h_{\min,i}$ ve $h_{\min,o}$ değerleri μm cinsindedir.

Hesaplamalarımızda kolaylık sağlayacağından bilyalı rulmandaki deformasyon değerlerini de ayrı bir tablo halinde sunalım. (Tablo 4.13.)

Tablo 4.13. Deformasyonlar δ (μm)

	Bilya	Bilezik	18000 N	9000 N	4500 N
			δ_a (μm)	δ_b (μm)	δ_c (μm)
δ_1	Çelik	Çelik	83,72	52,74	33,22
δ_2	Seramik	Çelik	79,17	49,87	31,42
δ_3	Seramik	Seramik	63,85	40,22	25,34

Tablo 4.14. Sabit yükte, farklı rulmanların ezilme miktarlarının karşılaştırılması (%)

Q = 18000 N	
Çelik bilezikli çelik bilyalı – Çelik bilezikli seramik bilyalı	$[(\delta_1 - \delta_2) / \delta_2].100$
	%5,74
Çelik bilezikli çelik bilyalı – Seramik bilezikli seramik bilyalı	$[(\delta_1 - \delta_3) / \delta_3].100$
	%31,11
Çelik bilezikli seramik bilyalı – Seramik bilezikli seramik bilyalı	$[(\delta_2 - \delta_3) / \delta_3].100$
	%23,99
Q = 9000 N	
Çelik bilezikli çelik bilyalı – Çelik bilezikli seramik bilyalı	$[(\delta_1 - \delta_2) / \delta_2].100$
	%5,75
Çelik bilezikli çelik bilyalı – Seramik bilezikli seramik bilyalı	$[(\delta_1 - \delta_3) / \delta_3].100$
	%31,13
Çelik bilezikli seramik bilyalı – Seramik bilezikli seramik bilyalı	$[(\delta_2 - \delta_3) / \delta_3].100$
	%23,99
Q = 4500 N	
Çelik bilezikli çelik bilyalı – Çelik bilezikli seramik bilyalı	$[(\delta_1 - \delta_2) / \delta_2].100$
	%5,73
Çelik bilezikli çelik bilyalı – Seramik bilezikli seramik bilyalı	$[(\delta_1 - \delta_3) / \delta_3].100$
	%31,10
Çelik bilezikli seramik bilyalı – Seramik bilezikli seramik bilyalı	$[(\delta_2 - \delta_3) / \delta_3].100$
	%23,99

Tablo 4.15. Aynı bilyalı rulmanların 18000 N, 9000 N ve 4500 N'luk yüklere göre ezilme karşılaştırması

Çelik - Çelik	
18000 N / 9000 N	9000 N / 4500 N
$[(\delta_b - \delta_a) / \delta_a].100$	$[(\delta_c - \delta_b) / \delta_b].100$
- %37,00	- %37,01
Çelik – Seramik	
18000 N / 9000 N	9000 N / 4500 N
$[(\delta_b - \delta_a) / \delta_a].100$	$[(\delta_c - \delta_b) / \delta_b].100$
- %37,01	- %36,99

Tablo 4.15. (Devam) Aynı bilyalı rulmanların 18000 N, 9000 N ve 4500 N'luk yüklerle göre ezilme karşılaştırması

Seramik - Seramik	
18000 N / 9000 N	9000 N / 4500 N
$[(\delta_b - \delta_a)/\delta_a].100$	$[(\delta_c - \delta_b)/\delta_b].100$
- %37,01	- %36,99

Tablomuzdan anlaşılacağı üzere incelenen malzeme çiftleri için, seçilen yük sahasında, yükler yarıya indirildiğinde, deformasyonların ortalama %37 azaldığı sonucuna varılmıştır.

Sonuçları yorumlarsak:

1 – Tablo 4.9 ve Tablo 4.10 incelendiğinde, sabit bilyalı rulmandaki en büyük basınç değerlerinin, silindirik makaralı rulmandaki en büyük basınç değerlerinden, çok daha yüksek olduğu görülmektedir.

2 – Tablo 4.9 ve Tablo 4.10 incelendiğinde, silindirik makaralı rulmanlardaki temas alanlarının, sabit bilyalı rulmanlardaki temas alanlarından, büyük olduğu görülmektedir.

3 – 1. ve 2. maddelere göre, silindirik makaralı rulmanların, sabit bilyalı rulmanlara göre, ağır yük taşımak gerektiğinde, daha uygun olduğu kanısına varılmaktadır. Çünkü silindirik makaralı yataklarda, hem en büyük basıncın değeri daha düşük olmakta, ve hem de bu basınç değeri daha geniş bir temas alanı ile karşılanmaktadır.

4- Tablo 4.11'den anlaşılacağı üzere, silindirik makaralı rulmanda, rulmana uygulanan yük yarıya indikçe, minimum film kalınlıkları yaklaşık %9,34 oranında artmaktadır. Malzeme değiştirildiğinde ise aynı yüklemeler yaklaşık olarak aynı film kalınlıklarını vermektedir. Bu da silindirik makaralı rulmanda minimum film kalınlıklarının malzemedan bağımsız olduğunu gösterir.

5 - Tablo 4.12'den anlaşılacağı üzere sabit bilyalı rulmanda, rulmana uygulanan yük yarıya indiğinde minimum film kalınlıkları yaklaşık %5 oranında artmıştır. Aynı yüklemelerde ise seramik-çelik rulmanın film kalınlığı, tamamı-çelik rulmana göre %2,2 azalmış, tamamı-seramik rulmanın film kalınlığı ise seramik-çelik rulmana göre %2,2 azalmıştır. Bu durum bilya – iç yuva ve bilya – dış yuva temasında da aynıdır.

6- Tablo 4.11 ve 4.12'de görüleceği gibi iç yuva temasındaki minimum film kalınlıkları, $h_{\min,i}$, dış yuva temasındaki minimum film kalınlıklarından, $h_{\min,o}$, daha küçük çıkmıştır. Çünkü konvex (dış bükey) eğrilerin eşdeğer yarıçapları daha ufaktır.

Bundan dolayı, iç yuva temasındaki minimum film kalınlığını hesaplamak yeterlidir. Ancak, yüksek hızda çalışan bir rulman için, dış yuvayla olan temastaki temas kuvvetine, yuvarlanan elemanın santrifüj kuvveti de eklenir. Bu durumlarda, dış yuva temasındaki minimum film kalınlığı, $h_{\min,o}$, iç yuva temasındaki minimum film kalınlığı, $h_{\min,i}$ 'den küçük çıkabilir. Bu yüzden elastohidrokinamik film kalınlığı, iç ve dış yuvalar için hesaplanmalıdır.

7 – Tablo 4.11 ve Tablo 4.12 incelendiğinde yuvarlanma elemanı - iç yuva temasındaki minimum yağ film kalınlıklarının yuvarlanma elemanı – dış yuva temasındaki minimum yağ film kalınlıklarından hep az çıktığı görülmüştür. Bu durum yuvarlanma elemanı - iç yuva temasının kritik olduğunu göstermektedir.

8 – Kullanılan malzemeye göre inceleme yapıldığında (Tablo 4.13), seramikten yapılmış bilezik ve yuvarlanma elemanlarının, çelikten yapılmış olanlara göre daha az deformasyona uğradıkları görülmektedir. Bilezik – yuvarlanma elemanı ikilisi, seramik – seramik olduğunda en az deformasyon, çelik – seramikte daha çok ve çelik – çelik ikilisinde en fazla deformasyon olmaktadır.

9 – Tablo 4.14'ten görüleceği üzere farklı üç yükte (18000 N, 9000 N ve 4500 N) yüklenen çelik bilezikli – çelik bilyalı rulmanın, çelik bilezikli – seramik bilyalı rulmana göre ortalama %5,74 daha fazla deformasyona uğradığı görülmüştür. Aynı şekilde yüklenen çelik bilezikli – çelik bilyalı rulmanın, seramik bilezikli – seramik bilyalı rulmana göre ortalama %31,11 ve çelik bilezikli – seramik bilyalı rulmanın, seramik bilezikli – seramik bilyalı rulmana göre ortalama %23,99 daha fazla deformasyona uğradığı hesaplanmıştır.

10 – Tablo 4.15'ten görüleceği üzere, incelenen malzeme çiftleri için, seçilen yük sahasında, yükler yarıya indirildiğinde, deformasyonların ortalama %37 azaldığı sonucuna varılmıştır.

KAYNAKLAR

- BABALIK, F.C. 2000. Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri – Cilt 2. Vipaş, Bursa. s. 140 – 141
- BRANDLEIN, J. 1999. Ball and Roller Bearings: Theory, Design and Application. Chichester, New York. p 77-122
- CHEN Z., J.C. CUNEO, J.J. MECHOLSKY, Jr. ve S. HU. 1996. Damage processes in Si_3N_4 bearing material under contact loading. Elsevier, Wear Volume 198, Issues 1-2 , p. 197-207
- EYZOP B. L. ve S. KARLSSON. 2001. Contact fatigue of silicon nitride. Elsevier, Wear Volume 249, Issues 3-4 , p. 208-213
- FERNANDES P. J. L. 1997. Contact fatigue in rolling-element bearings. Elsevier, Engineering Failure Analysis, Volume 4, Issue 2 , p. 155-160
- FISCHER T. E., Z. ZHU, H. KIM ve D. S. SHIN. 2000. Genesis and role of wear debris in sliding wear of ceramics. Elsevier, Wear Volume 245, Issues 1-2 , p. 53-60
- GABELLI, A. ve L. KAHLMAN. 1999. Bearings that heal themselves. SKF, Evolution 3-99
- HAMROCK, B. J.,S. R. SCHMID ve B. O. JACOBSON. 2004. Fundamentals of Machine Elements. McGraw-Hill, New York. p 540-605
- HAMROCK, B. J. 1994. Fundamentals of Fluid Film Lubrication. McGraw-Hill, New York. p. 518-586
- HARNOY, Avraham. 2003. Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication, Marcel Dekker Inc, New York. p. 346-350
- KÜLAHOĞLU, E. 01/2001. Hibrid rulmanlar. Mühendis ve Makine, Ankara
- KHAN Z. A., M. HADFIELD, S. TOBE ve Y. WANG. 2005. Residual stress variations during rolling contact fatigue of refrigerant lubricated silicon nitride bearing elements (unpublished), Elsevier, Ceramics International
- LAKSHMINARAYANAN R., L-Y. CHAO, N. IYER ve D. K. SHETTY. 1997. Wear of steel in rolling contact with silicon nitride. Elsevier, Wear Volume 210, Issues 1-2 , p. 278-286
- O'BRIEN, M. J., N. PRESSER ve E. Y. ROBINSON. 2003. Failure analysis of three Si_3N_4 balls used in hybrid bearings. Elsevier, Engineering Failure Analysis, Volume 10, Issue 4, p. 453-473

OKDAY, Ş. 1977. Makine Elemanları – Rulmanlı Yataklar Kaymalı Yataklar ve Yağlama. Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul. s. 280-360

ONARAN, K. 1995. Malzeme Bilimi. Bilim Teknik Yayınevi, İstanbul. s. 348-357

THOMA K., L. ROHR, H. REHMANN, S. ROOS ve J. MICHLER. 2004. Materials failure mechanisms of hybrid ball bearings with silicon nitride balls. Elsevier, Tribology International Volume 37, Issue 6, p. 463-471

TOSUN, C. 2002. Rulmanlı Yatakların Tribolojik Özellikleri. Yüksek lisans tezi, Uludağ Üniversitesi, Bursa. 91 s.

WANG L., R. J. K. WOOD, T. J. HARVEY, S. MORRIS, H. E. G. POWRIE ve I. CARE. 2003. Wear performance of oil lubricated silicon nitride sliding against various bearing steels. Elsevier, Wear Volume 255, Issues 1-6, p. 657-668

WANG L., R. W. SNIDLE ve L. GU. 2000. Rolling contact silicon nitride bearing technology:a review of recent research. Elsevier, Wear Volume 246, Issues 1-2 , p. 159-173

EKLER**EK-1****Tablo 4.16.** $\cos \tau$, μ , ν ve $2K/\pi\mu$ değerleri (tümü)

$\cos \tau$	μ	ν	$2K/\pi\mu$	$\cos \tau$	μ	ν	$2K/\pi\mu$
0.9995	23.95	0.163	0.171	0.9865	6.93	0.303	0.416
0.9990	18.53	0.185	0.207	0.9860	6.84	0.305	0.420
0.9985	15.77	0.201	0.230	0.9855	6.74	0.307	0.423
0.9980	14.25	0.212	0.249	0.9850	6.64	0.310	0.427
0.9975	13.15	0.220	0.266	0.9820	6.19	0.321	0.447
0.9970	12.26	0.228	0.279	0.9815	6.12	0.323	0.450
0.9965	11.58	0.235	0.291	0.9810	6.06	0.325	0.453
0.9960	11.02	0.241	0.302	0.9805	6.00	0.327	0.456
0.9955	10.53	0.246	0.311	0.9800	5.94	0.328	0.459
0.9950	10.15	0.251	0.320	0.9750	5.44	0.343	0.486
0.9945	9.77	0.256	0.328	0.9745	5.39	0.345	0.489
0.9940	9.46	0.260	0.336	0.9740	5.35	0.346	0.491
0.9935	9.17	0.264	0.343	0.9735	5.32	0.347	0.493
0.9930	8.92	0.268	0.350	0.9730	5.28	0.349	0.495
0.9925	8.68	0.271	0.356	0.9725	5.24	0.350	0.498
0.9920	8.48	0.275	0.362	0.9720	5.20	0.351	0.500
0.9915	8.27	0.278	0.368	0.9715	5.16	0.353	0.502
0.9910	8.10	0.281	0.373	0.9710	5.13	0.354	0.505
0.9905	7.93	0.284	0.379	0.9705	5.09	0.355	0.507
0.9900	7.76	0.287	0.384	0.9700	5.05	0.357	0.509
0.9895	7.62	0.289	0.388	0.969	4.98	0.359	0.513
0.9890	7.49	0.292	0.393	0.968	4.92	0.361	0.518
0.9885	7.37	0.294	0.398	0.967	4.86	0.363	0.522
0.9880	7.25	0.297	0.402	0.966	4.81	0.365	0.526
0.9875	7.13	0.299	0.407	0.965	4.76	0.367	0.530
0.9870	7.02	0.301	0.411	0.964	4.70	0.369	0.533

Tablo 4.16. (Devam) $\cos \tau$, μ , ν ve $2K/\pi\mu$ değerleri (tümü)

$\cos \tau$	μ	ν	$2K/\pi\mu$	$\cos \tau$	μ	ν	$2K/\pi\mu$
0.963	4.65	0.371	0.536	0.908	3.20	0.452	0.667
0.962	4.61	0.374	0.540	0.906	3.17	0.454	0.671
0.961	4.56	0.376	0.543	0.904	3.15	0.456	0.674
0.960	4.51	0.378	0.546	0.900	3.09	0.461	0.680
0.957	4.38	0.384	0.556				
0.956	4.34	0.386	0.559	0.895	3.03	0.466	0.688
0.955	4.30	0.388	0.562	0.890	2.97	0.471	0.695
0.954	4.26	0.390	0.565	0.885	2.92	0.476	0.702
0.953	4.22	0.391	0.568	0.880	2.86	0.481	0.709
0.952	4.19	0.393	0.571				
0.951	4.15	0.394	0.574	0.84	2.53	0.515	0.755
0.950	4.12	0.396	0.577	0.83	2.46	0.523	0.765
0.948	4.05	0.399	0.583	0.82	2.40	0.530	0.774
0.946	3.99	0.403	0.588	0.81	2.35	0.537	0.783
0.944	3.94	0.406	0.593	0.80	2.30	0.544	0.792
0.942	3.88	0.409	0.598				
0.940	3.83	0.412	0.603	0.75	2.07	0.577	0.829
				0.70	1.91	0.607	0.859
0.938	3.78	0.415	0.608	0.65	1.77	0.637	0.884
0.936	3.73	0.418	0.613	0.60	1.66	0.664	0.904
0.934	3.68	0.420	0.618	0.55	1.57	0.690	0.922
0.932	3.63	0.423	0.622				
0.930	3.59	0.426	0.626	0.50	1.48	0.718	0.938
				0.45	1.41	0.745	0.951
0.928	3.55	0.428	0.630	0.40	1.35	0.771	0.962
0.926	3.51	0.431	0.634	0.35	1.29	0.796	0.971
0.924	3.47	0.433	0.638	0.30	1.24	0.824	0.979
0.922	3.43	0.436	0.642	0.25	1.19	0.850	0.986
0.920	3.40	0.438	0.646	0.15	1.11	0.908	0.994
				0.10	1.07	0.938	0.997
0.918	3.36	0.441	0.650	0.05	1.03	0.969	0.999
0.916	3.33	0.443	0.653				
0.914	3.30	0.445	0.657	0	1	1	1
0.912	3.27	0.448	0.660				
0.910	3.23	0.450	0.664				

Ek – 2

Örnek : Silindirik makaralı rulman sorusu için temas alanı bulma.

$Q = 11000$ N yük ile yüklenen makaralı rulman aşağıdaki boyutlardadır. Temas alanlarını tamamı çelik ve tamamı seramik rulman için bulunuz.

$$\begin{aligned} E_{\zeta} &= 2,08 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 & d_i &= 120 \text{ mm} & (\text{İç yuva çapı}) \\ v_{\zeta} &= 0,3 & d_o &= 160 \text{ mm} & (\text{Dış yuva çapı}) \\ E_s &= 3,2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 & d_w &= 20 \text{ mm} & (\text{Makara çapı}) \\ v_s &= 0,26 & l_{\text{eff}} &= 10 \text{ mm} & (\text{Makara efektif uzunluğu}) \end{aligned}$$

Çözüm:

ρ : Eşdeğer eğrilik yarıçapının tersi

$$\rho_{11} = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_i} \quad \rho_{11} = \frac{1}{10} + \frac{1}{60} \quad \rho_{11} = 0,1166 \text{ mm}^{-1} \quad (3.37)$$

$$\rho_{21} = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_o} \quad \rho_{21} = \frac{1}{10} - \frac{1}{80} \quad \rho_{21} = 0,0875 \text{ mm}^{-1} \quad (3.38)$$

$$\Sigma \rho = \rho_{11} + \rho_{21} \quad \Sigma \rho = 0,2041 \text{ mm}^{-1} \quad (3.39)$$

$$2b = 2 \cdot \sqrt{8(1-\nu^2) \left(\frac{Q}{l_{\text{eff}}} \right) \left(\frac{1}{\pi \cdot E \cdot \Sigma \rho} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.40)$$

$$F = 2 \cdot b \cdot l_{\text{eff}} \quad (3.41)$$

Çelik bilya – Çelik bilezik halinde

$$2b = 2 \cdot \sqrt{8(1-0,3^2) \left(\frac{11000}{10} \right) \left(\frac{1}{\pi \cdot 2,08 \cdot 10^5 \cdot 0,2041} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.40)$$

$$2b = 0,4900 \text{ mm}$$

Dikdörtgensel temas alanı

$$F = 2 \cdot b \cdot l_{\text{eff}} \quad F = 0,4900 \cdot 10 \quad F = 4,900 \text{ mm}^2 \quad (3.41)$$

Seramik bilya – Seramik bilezik halinde

$$2b = 2 \cdot \sqrt{8(1-0,26^2) \left(\frac{11000}{10} \right) \left(\frac{1}{\pi \cdot 3,2 \cdot 10^5 \cdot 0,2041} \right)} \quad (\text{mm}) \quad (3.40)$$

$$2b = 0,3999 \text{ mm}$$

Dikdörtgensel temas alanı

$$F = 2 \cdot b \cdot l_{\text{eff}} \quad F = 0,3999 \cdot 10 \quad F = 3,999 \text{ mm}^2 \quad (3.41)$$

Ek – 3

Minimum film kalınlıklarını, temas alanlarını, maksimum temas basınçlarını ve bilyalı rulman için deformasyonları bulan pascal programları:

a) Makaralı Rulman Örneği için Pascal Programı

```
{*****Makarali Rulman Örneği*****}
label 10;
var n:byte;
di,d0,d,li,no,y,E1,E2,v1,v2,wzmax,wzz,rax,rbxi,rbxo,Rxi,Rxo,EE,de:real;
wz,wi,wo,u,Ui,Wii,Woo,Uo,Go,Hemini,hmini,hemino,hmino,Wussui,Wussuo:real;
p11,p22,sp,b,bb,F,po:real;

begin
writeln;
writeln('*****');
di:=64; d0:=96; d:=16; li:=16; n:=9; wz:=4500; wi:=400; wo:=0;
no:=0.04; y:=2.3E-08; E1:=2.08E+11; E2:=3.2E+11; v1:=0.3; v2:=0.26;

{E1,v1 icin celik - E2,v2 icin seramik degerleri girildiginde hibrit rulmanin minimum
film kalinligini (hmin) bulur.En asagida sirasiyla celik ve seramik icin temas alani ve
max. basinc degerlerini bulur}

{Dogru F,P hesabi icin E1,v1'e celik - E2,v2'ye seramik degerleri giriniz}
{E1,v1 ve E2,v2 icin celik degerleri girilirse celik-celik arasi hmin bulunur}
{E1,v1 ve E2,v2 icin seramik degerleri girilirse seramik-seramik arasi hmin bulunur}

{ 10:writeln ('Sirasiyla asagidaki degerleri giriniz');
writeln('di[mm] d0[mm] d[mm] li[mm] n wz[N] wi[rad/s]');
writeln('wo[rad/s] no[Ns/m2] y[m2/N] E1[N/m2] E2[N/m2] v1 v2');
readln(di,d0,d,li,n,wz,wi,wo,no,y,E1,E2,v1,v2); }
```

```

di:=di/1000; d0:=d0/1000; d:=d/1000; li:=li/1000;
wzmax:=4*wz/n; writeln('wzmax=',wzmax:4:3);
wzz:=wzmax/li; writeln('Birim uzunluga gelen radyal yuk Q=',wzz);
rax:=0.008; rbxi:=0.032; rbxo:=-0.048;
Rxi:=1/rax+1/rbxi; Rxi:=1/Rxi; writeln('Rxi=',Rxi);
Rxo:=1/rax+1/rbxo; Rxo:=1/Rxo; writeln('Rxo=',Rxo);
EE:=2/(((1-sqr(v1))/E1+((1-sqr(v2))/E2)));
writeln('Esdeger elastisite modulu=',EE);
de:=(d0+di)/2; writeln('Ortalama cap de=',de);
u:=(abs(wi-wo)*(sqr(de)-sqr(d)))/(4*de);
writeln('Yuzey hizi u=',u);
Ui:=(no*u)/(EE*Rxi);
writeln('Boyutsuz hiz paramatresi-ic bilezik- Ui=',Ui);
Uo:=(no*u)/(EE*Rxo);
writeln('Boyutsuz hiz paramatresi Uo=',Uo);
Go:=y*EE; writeln('Boyutsuz materyal parametresi Go=',Go);
writeln;

Wussui:=wzz/(EE*Rxi); writeln('-Ic bilezik icin-W ussu(i)=',Wussui);
Hemini:=1.714*exp(-0.128*ln(Wussui))*exp(0.694*ln(Ui))*exp(0.568*ln(Go));
writeln('-Ic bilezik icin boyutsuz min film kalinligi:Hemin(i)=',Hemini);
hmini:=Hemini*Rxi; hmini:=hmini*1E+6;
writeln('Ic bilezik icin min. film kalinligi=',hmini:3:3);

Wussuo:=wzz/(EE*Rxo); writeln('-Dis bilezik icin-W ussu(o)=',Wussuo);
Hemino:=1.714*exp(-0.128*ln(Wussuo))*exp(0.694*ln(Uo))*exp(0.568*ln(Go));
writeln('-Dis bilezik icin boyutsuz min film kalinligi:Hemin(o)=',Hemino);
hmino:=Hemino*Rxo; hmino:=hmino*1E+6;
writeln('Dis bilezik icin min. film kalinligi=',hmino:3:3);
writeln;
writeln('*****');

```

```

{Silindirik makarali rulmanda temas alani,maksimum temas basinci}
p11:=1/(d/2)+1/(di/2);
p22:=1/(d/2)-1/(d0/2);
sp:=p11+p22;
{Celik-Celik icin}
b:=sqrt(8*(1-sqr(v1))*(wz/li)*(1/(pi*E1*sp)));
bb:=2*b*1000;
  writeln('Celik-Celik icin 2b=',bb:1:4);
F:=2*b*li; F:=F*1E+6;
  writeln('Celik-Celik icin F temas alani=',F:2:4);
po:=4/pi*(wz/F);
  writeln('Celik-Celik icin po maksimum temas basinci=',po:4:4);
{Seramik-Seramik icin}
b:=sqrt(8*(1-sqr(v2))*(wz/li)*(1/(pi*E2*sp)));
bb:=2*b*1000;
  writeln('Seramik-Seramik icin 2b=',bb:1:4);
F:=2*b*li; F:=F*1E+6;
  writeln('Seramik-Seramik icin F temas alani=',F:2:4);
po:=4/pi*(wz/F);
  writeln('Seramik-Seramik icin po maksimum temas basinci=',po:4:4);

readln;
end.

```

b) Bilyalı Rulman Örneği için Pascal Programı

```

{*****Bilyali Rulman Ornegi*****}
label 10;
var n:byte;
di,d0,d,ri,ro,beta,Rqb,Rqa,wi,wo,no,eta,Q,E1,E2,v1,v2:real;
Qmax,rax,rbxi,rbxo,Rxi,Rxo,Ryi,Ryo,E,de,alfari,alfaro,ki,ko:real;
Rri,Rro,u,Ui,Wii,Woo,Uo,G,Hemini,hmini,hemino,hmino:real;

```

p11,p12,p21,p22,sp,cost,mu,v,a,b,aa,bb,F,po,kpi,delta:real;

begin

writeln;

writeln('*****');

di:=52.291; d0:=77.706; d:=12.7; n:=9; ri:=6.604; ro:=6.604; beta:=0;

Rqb:=0.0625; Rqa:=0.175; wi:=400; wo:=0; no:=0.04E-6; eta:=2.3E-2;

{Burada Q yukunu, elastisiteyi (E) ve poisson oranini (v) degistirip istenilen hesaplamayi yapabilirsin }

Q:=18000; E1:=2.08E+5; E2:=3.2E+5; v1:=0.3; v2:=0.26;

{E1,v1 icin celik - E2,v2 icin seramik degerleri girildiginde hibrit rulmanin minimum film kalinligini (hmin) bulur.Ve en asagida sirasiyla celik ve seramik icin temas alani, max basinc ve deformasyon degerlerini bulur }

{Dogru hesaplama icin E1,v1'e celik - E2,v2'ye seramik degerleri giriniz }

{ 10:writeln ('Sirasiyla asagidaki degerleri giriniz');

writeln('di[mm] d0[mm] d[mm] n ri[mm] ro[mm]');

writeln('beta[rad] Rqb[mikrometre] Rqa[mikrometre] wi[rad/s] wo[rad/s] ');

writeln('no[N.s/mm2] eta[mm2/N] Q[N] E1[N/mm2] E2[N/mm2] v1 v2');

readln(di,d0,d,n,ri,ro,beta,Rqb,Rqa,wi,wo,no,eta,Q,E1,E2,v1,v2); }

{ Ortalama cap }

de:=(d0+di)/2; writeln('Ortalama cap de=',de);

{ Yuva uygunlugu }

Rri:=ri/d; Rro:=Rri;

{ Esdeger egrilik yaricaplari }

Rxi:=(d*(de-d*cos(beta)))/(2*de);

Rxo:=(d*(de+d*cos(beta)))/(2*de);

```

Ryi:=(Rri*d)/(2*Rri-1);
Ryo:=(Rro*d)/(2*Rri-1);
{ Yaricap oranlari }
alfari:=Ryi/Rxi;
alfaro:=Ryo/Rxo;
{ Elipslik parametreleri }
ki:=exp(2/pi*ln(alfari));
ko:=exp(2/pi*ln(alfaro));
{ Efektif elastisite modulu }
E:=2/(((1-sqr(v1))/E1+((1-sqr(v2))/E2)));
writeln('Esdeger elastisite modulu=',E:1:3);
{ En cok yuklenen bilyanin yuku }
Qmax:=5*Q/n; writeln('Qmax=',Qmax:4:3);
{ x yonundeki ortalama yuzey hizi mm/s }
u:=(abs(wi-wo)*(sqr(de)-sqr(d)))/(4*de);
writeln('x yonundeki ortalama yuzey hizi u=',u:4:2);
{ Ic ve dis yuva temaslari icin boyutsuz hiz, malzeme ve yuk parametreleri }
Ui:=(no*u)/(E*Rxi);
writeln('Boyutsuz hiz paramatresi-ic bilezik- Ui=',Ui);
G:=eta*E; writeln('Boyutsuz materyal parametresi G=',G:4:1);
Wii:=Qmax/(E*sqr(Rxi));
writeln('Boyutsuz yuk parametresi-ic bilezik- Wii=',Wii);
Uo:=(no*u)/(E*Rxo);
writeln('Boyutsuz hiz paramatresi Uo=',Uo);
Woo:=(Qmax)/(E*sqr(Rxo));
writeln('Boyutsuz yuk parametresi-dis bilezik- Woo=',Woo);
{ Eliptik temaslar icin boyutsuz minimum film kalinaligi }
{ Bilya-Ic yuva temasi }
Hemini:=3.63*exp(0.68*ln(Ui))*exp(0.49*ln(G))*exp(-0.073*ln(Wii))*(1-exp(-
0.68*ki)*ln(e));
writeln('-Ic yuva icin boyutsuz min film kalinaligi:Hemini=',Hemini);

```

```

{Boyutlu minimum film kalınlığı}
hmini:=Hemini*Rxi; hmini:=hmini*1000;
writeln('Ic yuva-Bilya teması icin min. film kalınlığı hmini=',hmini:4:3);
{Bilya-Dis yuva teması}
Hemino:=3.63*exp(0.68*ln(Uo))*exp(0.49*ln(G))*exp(-0.073*ln(Woo))*(1-exp(-
0.68*ki)*ln(e));
writeln('-Dis yuva icin boyutsuz min film kalınlığı:Hemino=',Hemino);
{Boyutlu minimum film kalınlığı}
hmino:=Hemino*Rxo; hmino:=hmino*1000;
writeln('Dis yuva-Bilya teması icin min. film kalınlığı hmino=',hmino:4:3);
writeln;

writeln('*****');

{Bilyalı rulmanda temas alanı,maksimum temas basıncı,deformasyon}
p11:=1/Rxi; p12:=1/Ryi;
p21:=1/Rxo; p22:=1/Ryo;
sp:=p11+p12+p21+p22;
cost:=(p11-p12+p21-p22)/sp;
mu:=3.57; v:=0.427;
{Celik-Celik icin}
a:=mu*exp((1/3)*ln(3*(1-sqr(v1))*(Q/(E1*sp)))); aa:=2*a;
b:=v*exp((1/3)*ln(3*(1-sqr(v1))*(Q/(E1*sp)))); bb:=2*b;
writeln('Celik-Celik icin 2a=',aa:1:4);
writeln('Celik-Celik icin a=',a:1:4);
writeln('Celik-Celik icin 2b=',bb:1:4);
{Temas alanı}
F:=pi*a*b;
writeln('Celik-Celik icin F temas alanı=',F:2:4);
{Deformasyon}
kpi:=2.2419;
delta:=1.5* kpi*(1-sqr(v1))*(Q/(E1*a)); delta:=delta*1000;

```



```

    writeln('Celik-Celik icin Delta deformasyonu=',delta:3:2);
    {Maksimum basinc}
    po:=1.5*(Q/F);
    writeln('Celik-Celik icin po maksimum temas basinci=',po:4:4);
    {Seramik-Seramik icin}
    a:=mu*exp((1/3)*ln(3*(1-sqr(v2))*(Q/(E2*sp)))); aa:=2*a;
    b:=v*exp((1/3)*ln(3*(1-sqr(v2))*(Q/(E2*sp)))); bb:=2*b;
    writeln('Seramik-Seramik icin 2a=',aa:1:4);
    writeln('Seramik-Seramik icin a=',a:1:4);
    writeln('Seramik-Seramik icin 2b=',bb:1:4);
    {Temas alani}
    F:=pi*a*b;
    writeln('Seramik-Seramik icin F temas alani=',F:2:4);
    {Deformasyon}
    delta:=1.5*kpi*(1-sqr(v2))*(Q/(E2*a)); delta:=delta*1000;
    writeln('Seramik-Seramik icin Delta deformasyonu=',delta:3:2);
    {Maksimum basinc}
    po:=1.5*(Q/F);
    writeln('Seramik-Seramik icin po maksimum temas basinci=',po:4:4);

readln;
end.

```

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans öğrenimimde ve yüksek lisans tezimde danışmanlığımı yapan değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Gültekin KARADERE'ye ve tüm öğrenim yaşamım boyunca benden maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen anne ve babama en derin saygılarımı sunarım.

Ayrıca tez çalışmalarım sırasında beni hemen her hafta Amerika'dan arayarak motive eden abim Ahmet Burak ÖLÇEN'e ve savunma seminerimi hazırlamamdaki gayretlerinden ötürü değerli arkadaşım Arş. Gör. Arif BAŞGÜMÜŞ'e de teşekkürlerimi bir borç bilirim.

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Ankara'da doğdu. 1991 yılında Bursa İstiklal İlkokulu'nu, 1995 yılında Bursa Anadolu lisesini bitirdi. 1998 yılında İzmir Fen Lisesi'nden mezun oldu ve Uludağ Üniversitesi Mühendislik – Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünü kazandı. 2002 yazında mezun olarak 2002 güzünde Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Konstrüksiyon ve İmalat dalında yüksek lisans öğrenimine başladı. 2003 yılında Almanya Aachen Teknik Üniversitesi'nde Simulation Techniques in Mechanical Engineering dalında yüksek lisans yapmaya hak kazandı ve sürdürmekte olduğu yüksek lisansını dondurarak Almanya'ya gitti. Bir sene Almanya'da okuduktan sonra 2004'te tekrar Uludağ Üniversitesi'ne döndü. Halen yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir.