

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
BİLİMSEL ARAŞTIRMA PROJELERİ
KOORDİNASYON BİRİMİ**

**RADYAL KAYMALI YATAKLARDA FARKLI MİL VE YATAK YÜZEY
TEXTURELERİNİN YATAK PERFORMANSINA ETKİLERİNİN
ARAŞTIRILMASI**

Proje No: FBA-9-1146

Araştırma Projesi

SONUÇ RAPORU

Proje Yürütücüsü:

Doç. Dr. Cem SİNANOĞLU
Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü

Şubat 2011
KAYSERİ

TEŐEKKÖR

“Radyal Kaymalı Yataklarda Farklı Mil ve Yatak Yüzey Texturelerinin Yatak Performansına Etkilerinin Araştırılması” başlıklı projemizde bizlere sağladığı maddi katkılardan dolayı Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimine teşekkürlerimizi sunarız.

İÇİNDEKİLER

	SAYFA
KAPAK SAYFASI	
TEŞEKKÜR	I
ÖZET	II
ABSTRACT	III
1. GİRİŞ	7
2. PROJENİN AMACI VE KAPSAMI	8
3. RADYAL YATAKLARIN TEORİSİ	8
4. DENEYSEL SİSTEM	12
5. DENEYSEL ÇALIŞMA	14
6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	16
7. KAYNAKLAR	18

Özet

Endüstride yaygın olarak kullanılan ve yükü radyal yönde taşıyan hidrodinamik yağlama esaslı yataklardan birisi de radyal kaymalı yataktır. Radyal kaymalı yataklar sessiz çalışma, titreşimli yüklemelere direnç (İçten yanmalı motorda biyel ve krank yatakları v.b.) ve titreşim sönümleme özelliklerinin arandığı yerlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Yapılan proje çalışmasında radyal kaymalı yataklarda farklı mil ve yatak yüzey texturelerinin yatak performansına etkileri deneysel olarak araştırılmıştır. Yatak basınçlarının ve dolayısı ile taşınan yükün farklı ortam sıcaklıklarında değişimi deneysel olarak belirlenmiştir. Yapılan deneylerde basınç ölçümünde kullanmak amacıyla 12 adet manometre tüpü radyal yatağın çevresine 30° lik açılarla ve 4 adet manometre tüpü de yatağın uzunluğu boyunca yerleştirilmiştir. Ayrıca farklı ortam sıcaklıklarında değişik viskoziteli yağlayıcı maddeler kullanılarak, farklı yükleme durumlarında yatağın yük taşıma kabiliyeti test edilmiştir. Bu deneyler, -8, 18 °C, sıcaklıklarda çelik mil ile ayrıca 18 °C'de ise plastik mil kullanılarak 1000, 1250, 1500, 1750 ve 2000 d/dak hızlarda yapılmıştır. Bu çalışmada; 0W-40 Mobil ve 0W-30 Castrol sentetik yağı kullanılarak, kaymalı yatağın 4 eksenel ve 12 çevresi boyunca değişik 16 noktadaki taşınan basınç değerleri elde edilmiş ve bunların bir kısmının grafikleri proje sonuç raporunda verilmiştir. Kaymalı yatakta kullanılan plastik mil, düşük devir aralıklarında (1000 d/dak) olumlu sonuç verirken, çelik mil-yatak sisteminde, sentetik bir yağlayıcı kullanılması, yatağın taşıdığı yük kapasitesi üzerinde daha fazla etkili olmaktadır.

Anahtar Sözcükler: Radyal yatak, Yatakların Yağlanması, Basınç değerleri

Abstract

The radial bearings, which carry load in the radial direction and work on the principle of the hydrodynamic lubrication, are one of the commonest types of the bearings used in industry. They are especially used in environments where silence and cushioning of vibrations and resistance to vibrative forces are essential. These bearings are also employed under sub-zero temperatures. In this work, the effects of environment conditions on the performance of bearing pressure and consequently on the load were investigated. For the experiments, in order to measure the pressure distribution, 12 manometer-tubes were placed around the circumference with 30° between the tubes and 4 more tubes were located along the bearing length. The experiments were conducted at -8°C and 18°C for steel shafts and at 18°C for plastic shafts. Different rotational speeds (1000, 1250, 1500, 1750, 2000 rpm) were employed. Additionally, at different temperature conditions, oils with different viscosities were used and their effects on the load were compared. In order to investigate the viscosity effects, 0W-40 Mobil and 0W-30 Castrol synthetic oils were used. The pressure variation was recorded with the sixteen tubes and the results were plotted. The performance results for plastic shaft bearing system were good at (1000 rpm) rotational speeds. On the other hand, the application of synthetic lubricant proved more effective on the bearing-shaft system.

Key Words: Journal Bearing, Lubrication of bearings, Pressure values

1. GİRİŞ

Radyal kaymalı yataklar pratikte kullanılan hidrodinamik yatakların büyük bir kısmını oluşturmaktadır. Çalışma şartları altında radyal kaymalı yatakların performansını doğru bir şekilde tahmin etmek oldukça zor olmasına karşın bu yatakların davranışları hakkında gerek deneysel ve gerekse nümerik ve analitik dikkate değer araştırmalar yapılmıştır [1, 2, 3].

Bu alanda çalışma yapan ilk araştırmacı Osborn Reynolds olup bilime önemli katkılarda bulunmuştur. Bir sonraki araştırmacı olan Sommerfeld, Reynolds tarafından yapılan çalışmaları geliştirmiştir ve özellikle yağ filmindeki basınç dağılımını veren diferansiyel denklemlerin günümüzdeki analitik yaklaşımlarını araştırmıştır. 1924 de Newkirk titreşim konusu üzerine dikkat çekmiş ve sonuçta radyal ve aksenal kaymalı yatak alanında giderek artan sayıda birçok araştırma yapılmıştır [4, 5, 6].

Radyal yataklarda yük taşınabilmesi ve dolayısıyla yatağa etkiyen dış kuvvetin dengelenerek mil ve yatak yüzeylerinin birbirlerinden ayrılabilmesi için mil ve yatak yüzeyleri arasında basınçlı bir yağ tabakasının oluşması gerekir. Yüzeyler arasındaki basınç, hidrodinamik ve hidrostatik olmak üzere iki şekilde sağlanabilir. Hidrodinamik sıvı sürtünmesinde; yüzeyin geometrisine uygun olarak, yağ tabakasında kendiliğinden bir basınç alanı oluşur. Basınçlı bir yağ tabakasının oluşması ve bunun devamı için yüzeylerin geometrik yapısından başka, birbirine göre belirli bir bağıl hıza sahip olması ve yük taşıyıcı yağ tabakasının hareket yönünde daralması gerekir (daralan yağ kaması). Yük taşıyıcı yağ filmi oluşturan önemli mekanizmalar; termal deformasyon, aksenal sapma, yüzey pürüzlülüğü ve düzensizliği, kavitasyon ve elastik deformasyon ile daralan yağ kamasıdır [7]. Birçok araştırmacı burada tanımlanan mekanizmalar vasıtasıyla hidrodinamik yük taşıma kabiliyetini göstermişlerdir [8].

Radyal yataklarla ilgili olarak yapılan çalışmalar ise; [9, 10, 11]. Radyal yataklarda, termal etkilere ilişkin bu çalışmalardan evvel birçok araştırma yapılmıştır [12, 13]. Bununla birlikte çok yüksek mil hızları ve yükleme durumunda karşılaşılan daha karmaşık problemler, bugün halen araştırma için oldukça verimli bir alan oluşturmaktadır.

Bu çalışmanın amacı; farklı ortam sıcaklıklarında (pozitif ve negatif) ve devir aralıklarında, değişik yağlar kullanılarak, radyal kaymalı yatağın, farklı yükleme durumlarında basınç değişimlerinin araştırılmasıdır. Hidrodinamik yağlama esaslı radyal kaymalı yatağın, daha

fazla yük taşımada gerekli olan “Daralan yağ kaması mekanizması” oluşturulması esastır. Bu amaçla 100 ve 200 gr’lık ağırlıklar yatak alt kısmındaki yük mili üzerinde hareket ettirilerek, mil ile yatak merkezi arasında eksantriklik oluşturulmuştur (Şekil 1,2 ..). Böylece radyal kaymalı yatakta yük taşıyıcı basınç alanı oluşumu özellikleri araştırılmıştır.

Kaymalı yatak deney düzeneğinde 4 adet aksenal ve 12 adette çevresel olmak üzere, toplam 16 adet basınç tüpü taşınan yüklere karşılık gelmek üzere yerleştirilmiştir (Şekil 1). Yapılan deneylerde, Mobil 0w-40 ile Castrol Slx 0w-30 gibi sentetik yağlayıcı kullanılarak, bunların taşıdıkları yatak basınç değerleri mukayese edilmiştir.

2. PROJENİN AMACI VE KAPSAMI

Radyal kaymalı yataklar, endüstride yaygın olarak kullanılan ve yüke radyal doğrultuda direnç gösteren yatak tipidir. Radyal yataklarda, muylu veya zarf yüzeyleri üzerinde oluşturulan farklı yüzey texturelerinin yatağın çalışma performansını olumlu yönde etkilediği ve yatağın yük taşıma kabiliyetini önemli derecede artırdığı yapılan çalışmalarla gösterilmiştir. Önerilen proje kapsamında, farklı yüzey texturelerine sahip muylu ve/veya zarfın yatak performansı üzerine etkileri araştırılmıştır. Bu bağlamda, çeşitli zarf ve/veya muylu yüzey texturelerinde radyal yatağın çevresi boyunca basınç dağılımları deneysel olarak ölçülmüş ve elde edilen sonuçlar mevcut teoriler ile mukayese edilmiştir. Muylu ve/veya zarf yüzey texturelerinin optimum şekil ve boyutsal parametrelerinin deneysel veriler ışığında belirlenmesi ve yatak çalışma parametrelerinin de değerlendirilmesi ile yeni yatak tasarımları geliştirilmiştir. Proje kapsamında;

- Radyal kaymalı yataklarda yük taşıma kabiliyetinin artırılması
- Radyal yatağın yük taşıma kabiliyeti üzerine farklı mil ve/veya zarf yüzey texturelerinin etkilerinin deneysel olarak araştırılması
- Yüzey texture parametrelerinin optimize edilmesi ile optimum yüzey texturesinin tespiti
- Yatak çalışma parametrelerinin de değerlendirilmesi ile yeni yatak tasarımlarının geliştirilmesi hedeflenmiştir.

3. RADYAL YATAKLARIN TEORİSİ

En genel anlamda bir radyal kaymalı yatak dönen milleri destekleyen ve çevreleyen kısa, rijit ve metal malzemedan imal edilmiş silindirik bir yapıdan ibarettir. Mil ve yatak zarfı arasındaki boşluk yağlayıcı akışkan ile doldurulmaktadır. Yatak üzerine herhangi bir yükün

etkimemesi durumunda ve ihmal edilebilir bir gövde ağırlığında, dönen mil yatak ile eş merkezlidir, ancak radyal yatak üzerine etkiyen dış yük arttığında mil merkezi yatak merkezine göre eksantrik bir konum almaktadır. İzotermal işlemlerde, yatak mili üzerindeki yükleme koşulları S Sommerfeld sayısı olmak üzere boyutsuz bir grup denklemlerle ifade edilebilir (Bhushan, 2001);

$$S = \frac{\mu N}{P} \left(\frac{R}{C} \right)^2 = \left(f_R^2 + f_T^2 \right)^{1/2} \quad (1)$$

burada, N ; dönme hızı ve R ; ise mil yarıçapı, C ; yatak ve mil arasındaki açıklık, μ ; yağlayıcı akışkanın viskozitesi, P is yatak tarafından taşınan yük değeridir. Radyal yatak yükü, $P = W/LD$ şeklinde tanımlanmakta olup, L ; yatak genişliği, D ise yatak çapıdır.

Radyal açıklık, yani yatak zarfı ve mil yarıçapı arasındaki fark C ile gösterilmektedir. Burada mil çapı R_s ve yatak zarf çapı ise R_b ile temsil edilmektedir. Dolayısıyla $C = R_b - R_s$ olup pratikte uygulanan normal bir yatak tasarımında $C/R \approx O(10^{-3})$ olarak alınmaktadır. Yatak çalışma performansı ifadesini elde edebilmek için Reynolds denklemi kullanılmaktadır. Burada analiz Ortogonal kartezyen koordinat sisteminde yapılabilmektedir. Trigonometri ve binom açılımları kullanılarak, birbirine göre eksantrik olarak yerleşmiş iki silindir arasındaki film kalınlığı aşağıda verilen formül vasıtasıyla ifade edilebilir;

$$h = C + e \cos \theta = C \left(1 + \varepsilon \cos \theta \right) \quad (2)$$

burada, e ; eksantriklik, h ; film kalınlığı ve θ milin dönme yönünde merkezler çizgisinden itibaren ölçülen açıdır. Yük çizgisi ve dolayısıyla merkezler arasındaki merkezler çizgisi sabit olmayıp değişkendir, milde dengelenmiş balans kuvveti dışında bir dönme olduğunda film kalınlığı sabit konum değeri Ξ ile ilişkilidir.

$$h = C + e \cos \left[\Xi - \phi + \psi \right] \quad (3)$$

burada, ϕ ; yük çizgisi ve merkezler çizgisi arasındaki açıdır ve konum açısı olarak adlandırılır. ψ ise sabit konum $\Xi = 0$ 'a göre bağlı yük çizgisini tanımlamaktadır. Denklem (4), Reynolds denkleminin sağ tarafındaki ifadeyi açmak için kullanılmaktadır.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6R\omega \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \left[\cos \theta + e \left(\frac{R}{C} + \omega_w \right) \sin \theta \right] \quad (4)$$

burada, ω ve $\omega_w = d\psi/dt$ sırasıyla mil ve yük vektörleri arasındaki açısal frekanslardır. Reynolds denklemi (4) nolu denklem ile boyutsuz olarak ifade edilebilir,

$$x = R\theta, z = \frac{L}{2} \bar{z}, h = CH = C \left(\frac{R}{C} + \varepsilon \cos \theta \right), p = \mu N \left(\frac{R}{C} \right)^2 \bar{p} \quad (5)$$

burada, denklem (4)'teki $\dot{e} = \dot{\phi} = \omega_w = 0$ varsayılarak, Reynolds denklemi boyutsuz olarak temsil edilebilir. Bu denklem statik yükler altındaki radyal yataklarda geçerlidir.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(H^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = 12\pi \frac{\partial H}{\partial \theta} \quad (6)$$

Denklem (6)'nın sol tarafındaki ifade sırasıyla çevresel ve aksenal doğrultulardaki ortalama basınç akış oranını göstermektedir ve kayma gerilmesi $12\pi \left(\frac{R}{C} \right)^2 \frac{\partial H}{\partial \theta}$ vasıtasıyla dengelenmektedir.

Yatak performansı aşağıda verilen yük taşıma kapasitesi formüllerinde yerine yazılmak suretiyle basınç dağılımı ifadesinden çıkarılabilir (Şekil 12deki kuvvet dengesi) (Szeri, 1998);

$$-W \sin \phi + F_T = 0 \quad (7)$$

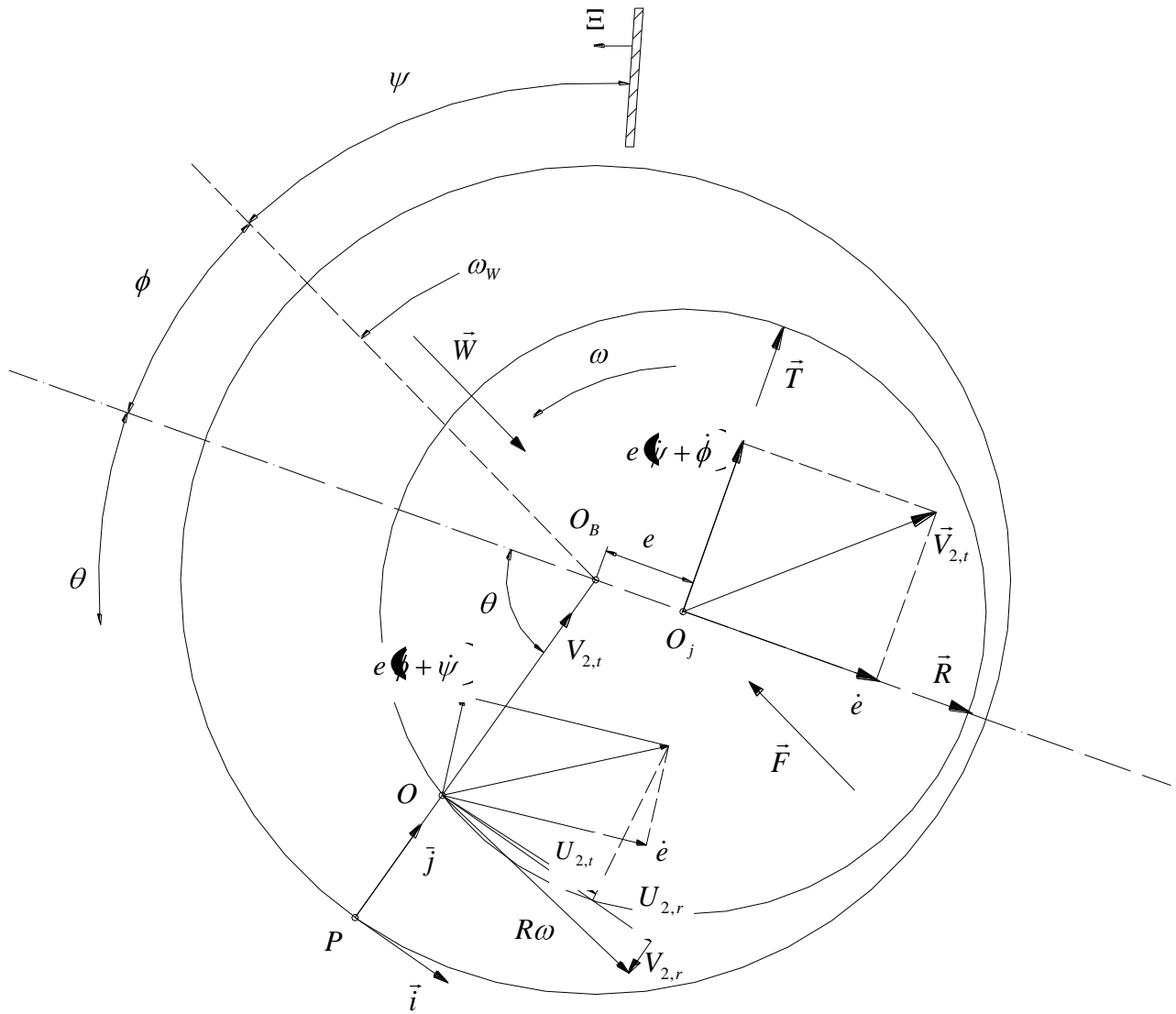
$$W \cdot \sin \phi + F_R = 0 \quad (8)$$

burada, F_R ve F_T sırasıyla merkez çizgileri boyunca ve buna dik doğrultudaki basınç kuvvet bileşenlerini tanımlamaktadır. W mil üzerine etkiyen dış yüküdür.

$$F_R = f_R LD \mu N \left(R/C \right) = \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{R\theta_{cav}} p \cos \theta dx dz \quad (9)$$

$$F_T = f_T LD \mu N \left(R/C \right) = \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{R\theta_{cav}} p \sin \theta dx dz \quad (10)$$

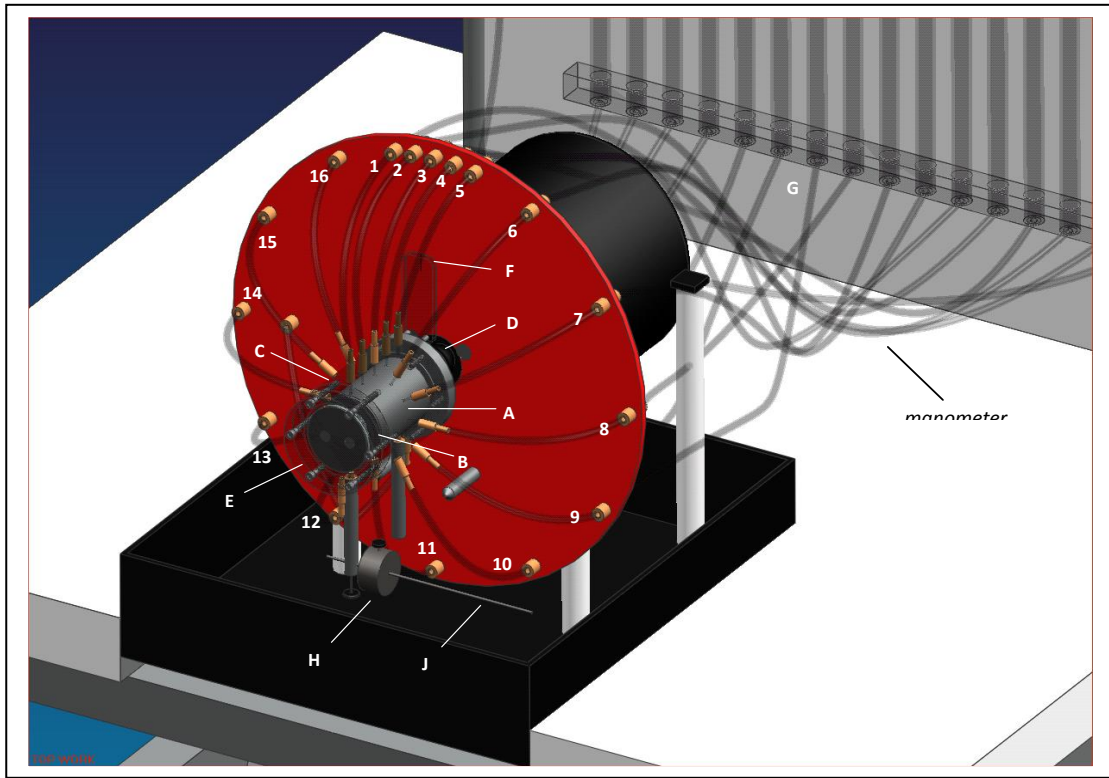
f_R ve f_T boyutsuz kuvvet bileşenlerini tanımlamaktadır.



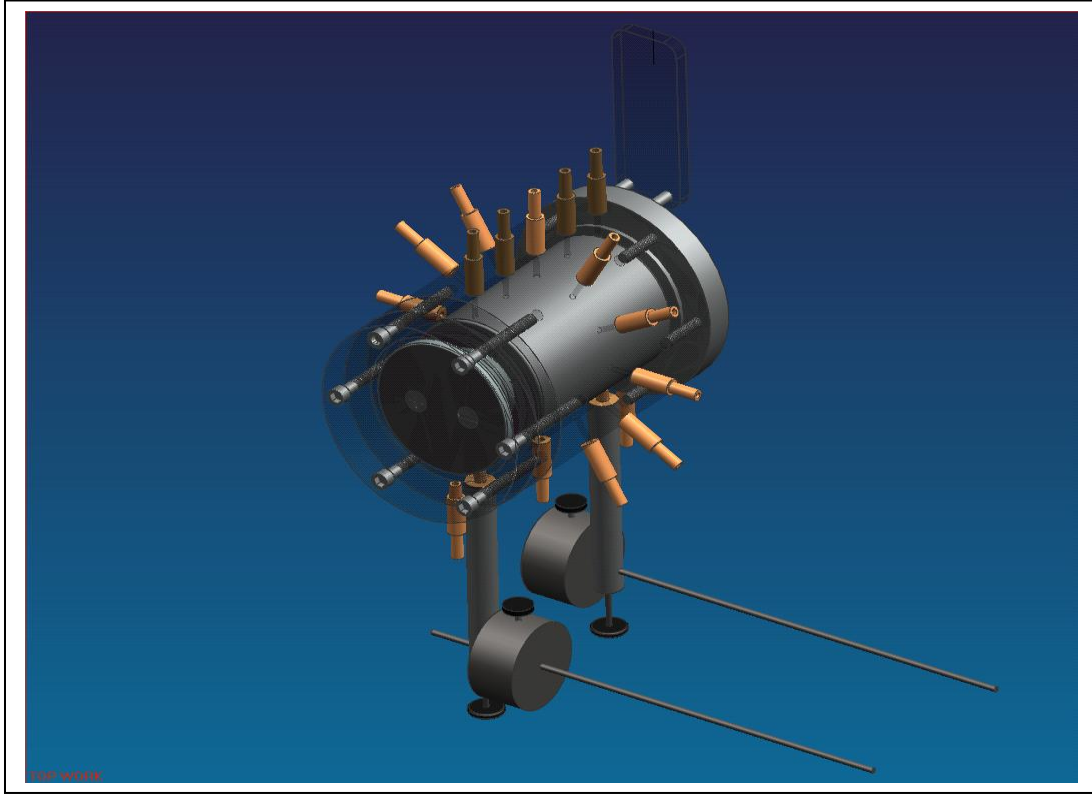
Şekil 1. Kaymalı yatak terminolojisi

4. DENEYSEL SİSTEM

Radyal kaymalı yatak deney seti ile farklı ortam sıcaklıklarında, değişik yağlar kullanılarak deney yapılmıştır. Model radyal kaymalı yatak deney seti kesiti ve görünüşü Şekil.1'de verilmiştir. Esas olarak, yatak shaftı (A) üzerine, serbest olarak yerleştirilmiş şeffaf yataktan ibarettir. Yatak shaftı, doğrudan motor shaftı üzerine sabitlenmiştir. Motor shaftı (B), hızı, ana gövdenin ön kısmına yerleştirilmiş olan hız kontrol ünitesi ile ayarlanmaktadır. Hız kontrol ünitesi ile 500 ÷ 3000 d/dak aralığında hız elde edilebilir. Kontrol ünitesinde yer alan çevirme anahtarı vasıtasıyla saat ibresi ve tersi yönde hareket sağlanabilir.



Şekil 2 (a) Manometre yerleştirme bölgeleri



Şekil 2. (b) Radyal yatağın yükleme koşulları

Radyal kaymalı yatağa (C), çevresi boyunca 12 adet, uzunluğu boyunca da 4 adet basınç ölçümlerinin yapıldığı manometre tüpleri yerleştirilmiştir. Şekil.2 (a)'da verilen 1-2-3-4-5 numaralı yağ basınç tüpleri yatak üst kısmına ve aynı doğrultu üzerine dik radyal düzlemde aksenal olarak monte edilmiştir. Yatak çevresi boyunca yerleştirilmiş olan diğer bağlantılar (6-7-8-9-10-11-12-13-14-15-16) bu uçlara ve birbirlerine 30° lik açısal konumda monte edilmiştir. Yatağın bir ucunda sızdırmazlık için esnek lastik bir diyafram (D), diğer ucunda ise şeffaf bir disk ile bir keçe (E) kullanılmıştır. Radyal yatak üzerinde bulunan uçlara bağlanan manometre tüplerindeki kursör (F), hemen arka planda yer alan sabit bir çerçeve üzerine (G) işaretlenen, basınç gösterge seviyelerine bağlı olarak hareket etmektedir. Basınç ölçümleri esnasında eksen kaçıklığı için, yatak alt kısmına bağlantısı yapılmış olan yük mili (J) üzerine, küçük ağırlıklar (H) ilave edilmektedir. Bu ağırlıklar çubuk boyunca serbest bir şekilde ayarlanabilir konumdadır.

Yağ film basınçları, 180 cm boyunda, 16 adet manometre tüpleri vasıtasıyla okunmaktadır. Manometre tüplerinin üst uçları ana manifolda bağlı olup, herhangi bir yağ taşması durumunda yağ deposuna tahliye edilmektedir. Esnek bir plastik tüple, yatağa bağlı olan yağ

deposunun yüksekliği ayarlanabilir konumdadır. Depoda bulunan yağ, yatağın alt kısmında bulunan iki uçtan yatağa gönderilebilecek şekilde tasarlanmıştır. Radyal yatak parametreleri Tablo 1’de verilmektedir.

Tablo 1. Radyal yatak parametreleri

Radyal yatak parametreleri	Değeri
Mil çapı	54.80 mm
Yatak zarfı çapı	55 mm
Etkili yatak genişliği	70 mm
Genel yatak genişliği	80 mm
Yatağın bağlantıları ile birlikte kuru ağırlığı	650 g
Her bir taşınabilir yük ağırlığı	100 g
Yataktaki yağ hacmi	65.5 cm ³

5. DENEYSEL ÇALIşMA

Deneysel çalışmada, motor dönme yönü saat ibresinin dönüş yönünde seçilir ve motor çalıştırılarak dönme hızı kademeli olarak 1500 d/dak’ya artırılır. Bundan sonra hız 1500 d/dak’dan 1000 d/dak’ya indirilir ve yataktaki yağlayıcı yağın yerleşmesi için 10 dak. beklenir. Gerekli test ağırlıkları yatak alt kısmında bulunan yükleme miline eklenir ve yataкта açısız olarak yer değiştirme oluşturulur. Manometrelerdeki yağ seviyeleri denge konumuna geldiğinde 16 manometre tüpünden okuma yapılır. Yağ tankı ilk olarak 735 mm seviyesine konumlandırılır. Pozitif basınç farkları lokal yük taşıma kapasitelerine karşılık gelmektedir.

Bu deneyler esnasında yağ deposu statik bir basıncın oluşturulabilmesi amacıyla, kaymalı yataktan 735 mm (p_s) yükseklikteki bir seviyeye sabitlenmiştir. Dolayısıyla grafiklerde kullanılan;

P= Ölçülen basınç değerleri.

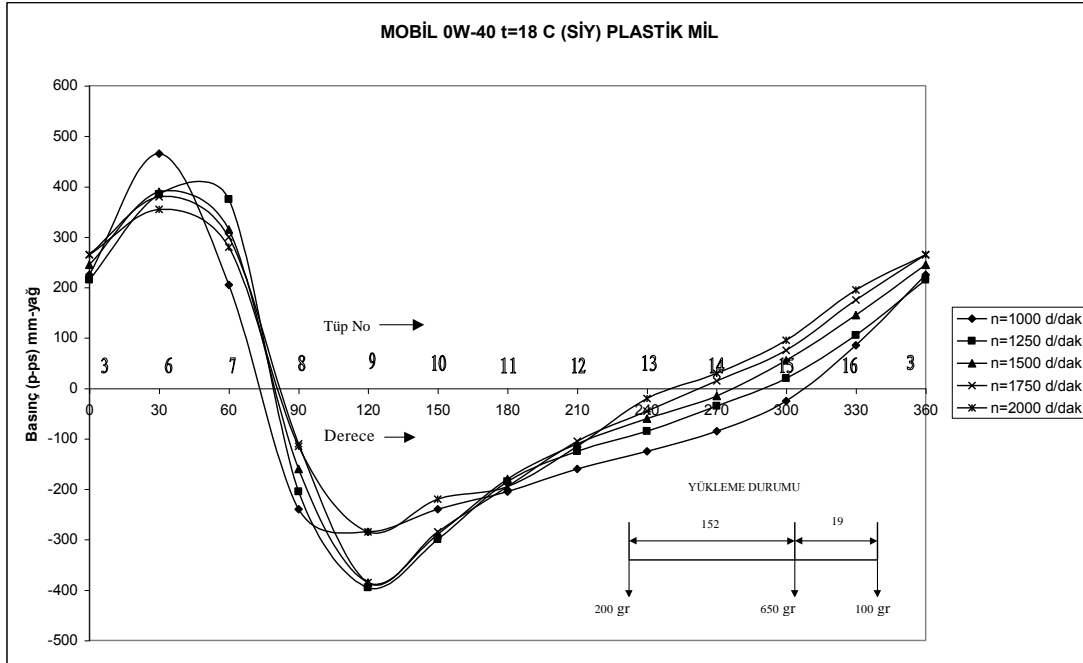
P_s = Statik basınç (735 mm sabit değerinde).

Deneysel çalışma esnasında; farklı özelliklere (viskozite, yoğunluk, yük taşıyabilme v.b. gibi karakteristik değerler) sahip olan mineral ve sentetik yağlar kullanılarak farklı ortam sıcaklıklarında radyal kaymalı yatağın farklı yükleme durumlarında ki basınç değişimleri test

edilmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan yağlayıcı akışkanın çalışma sıcaklığındaki ($\approx 65^{\circ}\text{C}$) viskozite değeri;

Mobil Ow-40 için 24.8 cSt

Deneysel çalışma 18°C sıcaklıkta, iki farklı yükleme durumu için Mobil OW-40 yağlayıcı akışkanı kullanılarak yapılmıştır (Şekil.3). 18°C 'de 152 mm-19 mm ve 200 gr-100 gr yükleme konumunda basınç değişimlerini vermektedir. Pozitif basınç bölgesi, 0° - 90° ve 240° - 360° arasında oluşmaktadır. Maksimum basınç farkı 2000 d/dak hızda S.İ.Y'de 30° lik yağ filmi konumunda 6 nolu tüp bölgesinde oluşmakta ve 800 mm-yağ seviyesindedir. Artan devir sayısı ile birlikte basınç farkları artmaktadır.



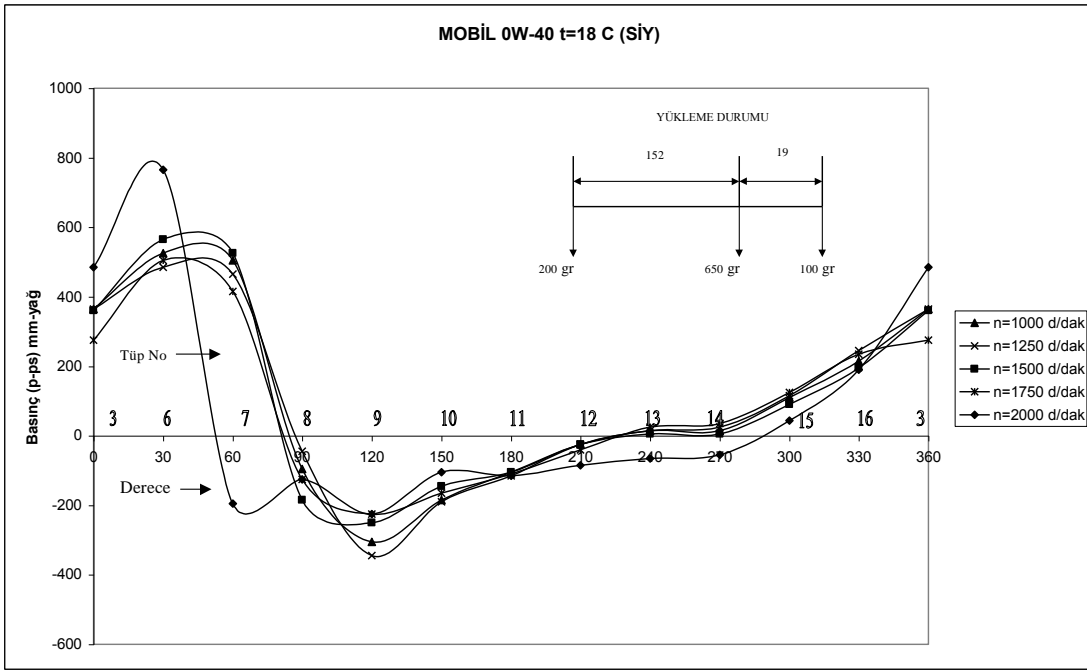
Şekil 3. Çevresel açı değerleriyle basıncın değişimi

Diğer bir deneysel çalışmada, 18°C sıcaklık ve Mobil Ow-40 yağı ile, yüzey pürüzlülüğü çelik mile oranla daha fazla olan plastik bir mil kullanılarak 152 mm-19 mm ve 200 gr-100 gr yükleme durumu için deneysel ölçümler yapılmıştır. Çelik ve plastik mile ait ölçülen yüzey pürüzlülükleri;

Çelik mil $R_t=9.2 \mu\text{m}$

Plastik mil $R_t=25.9 \mu\text{m}$ olarak ölçülmüştür.

Şekil 4’de, çevresel 30° lik yağ film konumlarındaki basınç fark değişimleri verilmiştir. Pozitif basınç bölgesi yaklaşık $0^\circ-90^\circ$ ve $300^\circ-360^\circ$ arasında oluşmaktadır. Yatak üzerine etkiyen yükü taşıyan maksimum basınç farkı 1000 d/dak hızda, 30° yağ film konumunda oluşmaktadır. Bu basınç farkının değeri; 500 mm-yağ seviyesindedir. Artan hız ile birlikte basınç farkı azalmaktadır. Aynı yükleme durumu ve sıcaklık şartlarında aynı yağ ile yapılan Şekil.4 ile mukayese edilecek olursa basınç fark seviyelerinde azalma tespit edilmektedir. Basınç düşmesi; artan mil yüzey pürüzlülüğü nedeniyle minimum yağ film tabakasının kalınlığının artmasındandır.



Şekil.4 Çevresel açı değerleriyle basıncın değişimi

6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Proje çalışmasında, radyal kaymalı yataklarda farklı mil ve yatak yüzey texturelerinin yatak performansına etkileri araştırılmıştır. Radyal kaymalı yatağın basınç ve yük taşıma kabiliyeti üzerinde etkili olan çalışma parametreleri araştırılmıştır. Farklı yüzey pürüzlülük değerlerine sahip çelik ve plastik miller 152 mm-19 mm ve 100 gr-100 gr yükleme durumunda çalıştırılarak basınç farkları deneysel olarak tespit edilmiştir. Basınç farklarının düşmesi;

negatif basınç bölgesinin genişleyerek, pozitif basınç bölgesinin daralması sebebi ile yatağın yük taşıma kabiliyetini azaltmaktadır.

18⁰C sıcaklıkta yüzey pürüzlülüğü farklı plastik bir mil kullanılarak yapılan deneyde; yatağın yük taşıma kabiliyeti test edildiği zaman, artan yüzey pürüzlülüğü ($R_t=25.9 \mu\text{m}$) nedeniyle minimum yağ film tabakasının kalınlığı da artmakta ve buna paralel olarak, film tabakasındaki basınç farkı düşmektedir. Bu ise yatağın yük taşıma kabiliyetini azaltmaktadır.

Kaymalı yatakta kullanılan plastik mil, düşük devir aralıklarında (1000 d/dak) olumlu sonuç vermektedir. Yüzey pürüzlülüğü 9.2 μm olan sert çelik mil-yatak sisteminde, sentetik bir yağlayıcı kullanılması, taşınan yük kapasitesi üzerinde daha olumludur. Farklı sıcaklık aralıklarında, çeşitli yağlarla ve ölçüme esas olan çevresel açılardaki nokta sayıları artırılarak yapılacak testler, daha hassas sonuçlar verecektir.

SEMBOLLER

w : Milin açısal hızı.

r : Mil yarıçapı.

R : Yatak iç yarıçapı.

δ : Radyal boşluk (R-r).

e : Eksantrisite (OO_1).

ε : İzafi eksantriklik (e/δ).

μ : Yağın mutlak (dinamik) viskozitesi.

7. KAYNAKLAR

1. Brockwell K., Ettles C. and Stokes M., A Design method for radially grooved thrust Washers, Tribology Con., 1970, 12, 82-92.
2. Pape J.G., Fundamental Research on a Radial-Face Seal, ASME Transactions, 1968, 11, 302-309.
3. Signal G.C., Computation method for Hydrodynamic Problems, Computer Aided Design, 1981, 13(3), 151-154.
4. Chandrawat H.N. and Sinhasan R. A, A study of steady-state and transient performance characteristics of a flexible shell journal bearing. Tribology Int, 1988, 21 (3), 137-148.
5. Gethin D.T., An investigation into plain journal bearing behaviour including thermoelastic deformation of the bush, Proc. Inst. Mech. Engrs., 1985, 199, (C3), 215-223.
6. Koç E., An Investigation into the Numerical Solution of Reynolds Lubrication Equation with Special Reference to Thrust Bearings, Tribology International, 1990, 23(6), 429-438.
7. Kurban A.O and Koç E., Design parameters for hydrodynamic thrust bearings and their effect on the system performance, Balkantrib'96 2 nd International Conference on Tribology, Thessaloniki-Greece 5-7 June 1996, 606-612.
8. Bağcı C and Singh A.P, Hydrodynamic lubrication of Finite Slider Bearings; Effect of one Dimensional Film Shape, and Their Computer Aided Optimum Designs, Transaction of the ASME, 1983, Vol.105, 48-66.
9. Boncompain R and Frene J., Thermodynamic analysis of a finite journal bearings static and dynamic characteristics., Proc. 6 th Leed-Lyon Symp on Thermal Effects in Tribology, Institution of Mechanical Engineers, London, 1980, 33-44.

10. Ferron J and Frene J.A., A study of thermohydrodynamic performance of a plain Journal bearing. Comparison between theory and experiments. Trans, ASME J., Lubr. Technolo, 1983, 105, 422-428.
11. Khonsari M.M and Beaman J.J., Thermohydrodynamic analysis of laminar incompressible journal bearings., Trans. ASME., J. Tribol., 1986, 108, 219-224.
12. Khonsari M.M., A review of thermal effects in hydrodynamic bearings, Part II: Journal bearings, ASLE Trans., 1986,29(2), 141-150.
13. Knight J.D and Barrett L.E., An approximate solution technique for multilobe journal bearings including thermal effects with comparison to experiments. ASLE Trans., 1983, 26 (4), 501-508.