

HİDRODİNAMİK EKSENEL KAYMALI YATAKLARDA TASARIM BÜYÜKLÜKLERİ VE SİSTEM PERFORMANSINA ETKİLERİ

Ali Osman KURBAN

Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, KAYSERİ

Erdem KOÇ

Çukurova Üniversitesi Mimarlık Mühendislik Fakültesi, ADANA

ÖZET

Elastik deformasyona uğrayabilen bir aksenal kaymalı yatağın genel davranışı iki boyutta teorik olarak analiz edilmiştir. Geliştirilen bilgisayar programı ile Reynolds'un temel yağlama diferansiyel denklemi sonlu farklar metodunun adapte edilmesiyle nümerik olarak çözülmüştür. Modelde iki boyutlu ızgara kullanılmış olup, yük, basınç, yağ film kalınlığı değişimi gibi çalışma parametreleri boyutsuz olarak değerlendirilmiştir. Burada aksenal kaymalı yatağın hidrodinamik ve hidrostatik davranışları incelenmiştir. Bu tip yataklarda, fizik daralan yağ kaması mekanizmasının yük taşıyıcı mekanizma olduğuna işaret edilmiştir. Eğimli yüzüyle maksimum film kalınlığının oluştuğu açılal pozisyonun çok önemli olduğu belirlenmiştir.

DESIGN PARAMETERS OF HYDRODYNAMIC AXIAL THRUST BEARINGS AND THEIR EFFECTS ON SYSTEM PERFORMANCE

SUMMARY

In this work, the general behaviour of thrust bearing in the elastic deformed form has been analysed in two dimensional plane. The adaption of finite difference method to the Reynold's basic differential equation has been achieved and solved numerically by a developed computer program. In the model, the fringe in two dimension has been used, and load, pressure and oil film thickness variation have been considered in dimensionless. In this study, the hydrodynamic and hydrostatic behaviour of thrust bearing have been investigated. In this type of thrusts, it was pointed out that the physically narrowed oil wedge mechanisms is the load carried mechanism. It was specified the angular position that the maximum film thickness can occur at the inclined surface is very important.

1. GİRİŞ

Hidrodinamik yağlama; birbirine göre izafi hareket eden iki yüzey arasında, basınç meydana getiren yağlayıcı akışkan filminin teşekkül ettiği yağlama türüdür. Aksenal yatakların yarı sıvı sürtünme veya tam sıvı sürtünme ile çalışan tipleri vardır. Bu tür yataklar, desteklenecek yükün durumuna göre aksenal veya radyal kaymalı yataklar şeklinde incelenebilmektedir. Bu yatağın kaldırma kuvveti veya yatak yükü, bütün yatak yüzeyi üzerindeki basınç dağılımının bir fonksiyonudur. Basınç dağılımı ise yatağın geometrik ölçülerine, mil ve yatak burcu (zarfı) arasındaki izafi

hıza, prensipte milin çevresel hızına ve kullanılan yağın viskozitesine bağlıdır[1,2].

Bu çalışmada, elastik deformasyona uğrayabilen yatak geometrisi dikkate alınarak, aksenal yatağın genel davranışı analiz edilmiştir. Reynolds'un yağlama diferansiyel denklemi sonlu farklar metodunda iki boyutlu nümerik olarak çözülmüştür. Modelde iki boyutlu ızgara kullanılmış olup, yağ film kalınlığı değişimi, basınç ve yük taşıma kapasitesi gibi çalışma parametreleri araştırılmıştır. Kaymalı yataklarda yük taşıyıcı hidrodinamik basıncın teşekkül etmesi esastır. Yük taşıyıcı basınç alanın meydana gelmesini izah etmek üzere ileri sürülmüş bir çok mekanizmalar mevcuttur. bunlardan önemlileri ve kabul edilenleri;

- Daralan yağ kaması mekanizması,
- Viskozite kaması,
- Termal kama ve deformasyon,
- Yüzey pürüzlülüğü,
- Kaviteasyon ve elastik deformasyondur.

Bir çok araştırmacı bu mekanizmalarla hidrodinamik yük taşımanın mümkün olduğunu göstermişlerdir[3,4]. Bunlardan hidrodinamik yağlama rejiminde çalışan kaymalı yataklarda hareket yönünde daralan yağ kaması, iki yüzey arasında yük taşıyıcı yağlayıcı akışkan filmi teşekkül ettiren ana mekanizmadır[5]. Daralan kama şeklindeki eksene yatağın yatak geometrisi, sistem basıncı, yatak hızı ve yağlayıcı akışkan dikkate alınarak, aksenal yatağın daha fazla yük taşıyabilme kapasitesi incelenmiş ve daralan yağ kamasının eksen kaçıklığından değil, elastik deformasyondan meydana geldiği dikkate alınarak analiz genişletilmiştir[6].

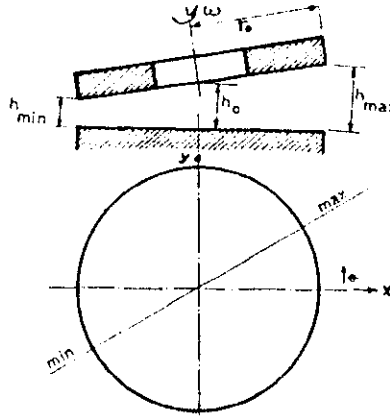
2. SONLU GENİŞLİKTE YATAK ANALİZİ

Tek boyutlu analizin uygulamada yeterli olmaması ve yatakların genişliklerinin sonlu olması, Reynolds diferansiyel denkleminin iki boyutlu olarak ele alınmasını gerektirmektedir[7]. Bu denklemin kaymalı aksenal yataklar ve mekanik sızdırmazlık elemanları için çözümü, nümerik metoda yapılabilmektedir. Hidrodinamik basınç alanının, yüzeylerin izafi eğiminden kaynaklandığı kabulünden hareketle, yatak geometrisi Şekil-1' de verildiği biçimde tarif edilmiştir[8]. Burada polar koordinatlar r , θ ve film kalınlıkları değişimi verilmiştir. Boyutsuz büyüklüklerle çalışmanın istenilen birimlerle çalışılabilmesi gibi bir çok faydalarından dolayı, aşağıda belirtilen yağ film kalınlığı başta olmak üzere bütün büyüklükler,

boyutsuz olarak değerlendirilmiştir. Nümerik analiz için esas olan ızgara çizgileri ise Şekil-2'de gösterilmiştir. İncelenen yatak yüzeyi r ve θ yönünde eşit aralıklı ızgara çizgileriyle bir çok parçaya bölünmüştür. Herhangi bir noktadaki film kalınlığı değişimi,

$$h = h_0 \left[1 + e \frac{r}{r_0} \cos (\theta - \theta_{\max}) \right] \quad (1)$$

şeklinde tarif edilmiştir. Burada, h_0 ortalama film kalınlığı, $e = (h_0 - h_{\min}) / h_0$ olarak tarif edilen relatif eğim, θ_{\max} maksimum film kalınlığının oluşabileceği açısal pozisyon ve r_0 yatak dış yarıçapıdır.



Şekil-1: Eğimli çalışan kaymalı yatakta film kalınlığı değişimi.

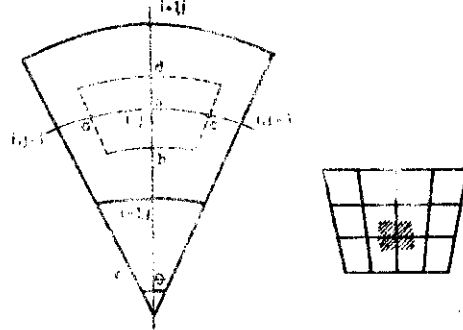
(1) eşitliğindeki $\bar{h} = h/h_0$, $\bar{r} = r/r_0$ olarak boyutsuz formda yağ film kalınlığı;

$$\bar{h} = 1 + e \bar{r} \cos (\theta - \theta_{\max}) \quad (2)$$

şeklinde elde edilir. Bu film kalınlığı değişimi ve boyutsuz geometrik büyüklüklerle Reynolds diferansiyel denklemi ,

$$\frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) = 6\bar{r} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \quad (3)$$

Burada, $\bar{p} = \rho h_0^2 / \eta \omega r_0^2$ dir. η Dinamik viskozite, ω açısal hızdır.



Şekil-2 : Sönu farklar için ızgara.

(3) bağıntısının analitik çözümü mümkün olmadığından bunun sönu farklar karşılığı elde edilmiştir. Şekil-2'de verilen ve nümerik çözüme esas olan küçük bir elemanın a, b, c ve d noktalarındaki toplam net akışlar dikkate alınarak, iterasyonla basınç alanları bulunmuştur. Hesaplanan basınç değeri herhangi bir noktada sıfırdan küçükse, yağ filminin genişleyen bölgesinde kavitasyon olacağı ve basınç alanının Reynolds kavitasyon sınır şartlarına uygun olarak sıfır olacağı kabul edilmiştir [9]. Şekil-2'ye göre, tanımlanmış elemandaki akış dengesi, toplam net akış sıfır olduğunda sağlanacaktır. Buradan akış debi ifadeleri ;

$$Q_a + Q_b + Q_{va} - Q_c - Q_d - Q_{vc} = 0 \quad (4)$$

olarak akış dengesidir. Burada Q_a , Q_b , Q_{va} giren akışkan, Q_c , Q_d , Q_{vc} ise çıkan akışkan miktarıdır. b noktasında basınçtan meydana gelen giren akışkanlardan birisi olan Q_b 'nin sönu farklar karşılığı ifadesinin;

$$Q_b = \frac{1}{12 \eta} \left[\frac{p_{i-1,j} - p_{i,j}}{r_i - r_{i-1}} \right] \left[\frac{h_{i,j} + h_{i-1,j}}{2} \right]^3 \left[\frac{r_i + r_{i-1}}{2} \right] \left[\frac{\theta_{j+1} - \theta_{j-1}}{2} \right] \quad (5)$$

şeklinde olduğu, c noktasındaki basınçtan doğan çıkan akışkan miktarlarından yine birisi yazılırsa bunun da,

$$Q_c = \frac{1}{12 \eta} \left[\frac{P_{i,j+1} - P_{i,j}}{r_j (a_{j+1} - a_j)} \right] \left[\frac{h_{i,j} + h_{i,j+1}}{2} \right]^3 \left[\frac{r_{i+1} - r_{i-1}}{2} \right] \quad (6)$$

olduğu görülmektedir [9]. (4) bağıntısında verilen diğer büyüklükler ise bunlara benzer şekilde ifade edilmektedir.

Basınçlar bulunduktan sonra birbirine göre izafi hareket eden iki yüzey arasındaki sistemin yük taşıma kabiliyeti ;

$$\bar{W}_T = \int_0^{2\pi} \int_{r_j}^{r_i} \bar{p} \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \quad (7)$$

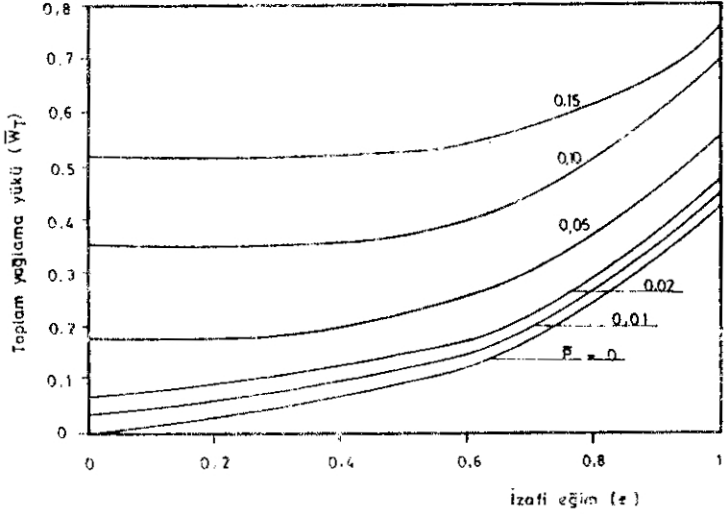
integrasyonu ile bulunur. Burada $\bar{r}_i = r_i/r_0$ şeklinde tarif edilen boyutsuz iç yarıçaptır. Bu büyüklüklerle toplam yük ifadesi ;

$$\bar{W}_T = W_T h_0^2 / \eta \omega r_0^4 \quad (8)$$

şeklini alır. Bu analiz sonuçlarına göre değişik çalışma parametrelerinde ve aksenal yatak geometrilerinde, geliştirilen bilgisayar programıyla sistemin hidrodinamik ve hidrostatik davranışına etkileri incelenebilmektedir [6].

3. TEORİK SONUÇLAR

Değişik çalışma parametreleri etkisinde, aksenal yatak performansı teorik olarak analiz edilmiştir. Bunlardan önemli görülen sonuçlar bu makalede verilmiştir. Yatağın toplam yük taşıyabilme kabiliyetini etkileyen faktörler ; izafi eğim (e), sistem basıncı (\bar{p}) ve maksimum film kalınlığı açısı değeri (θ_{max}) dır. Toplam yük taşıma kabiliyeti \bar{W}_T ' nin tam hidrodinamik ($\bar{p} = 0$) ve hidrostatik sistem basınçlarında ($\bar{p} > 0$), izafi eğimle değişimi Şekil-3' de verilerek bunların mukayese imkanı sağlanmıştır.



Şekil-3 : Toplam yükün eğimle değişimi

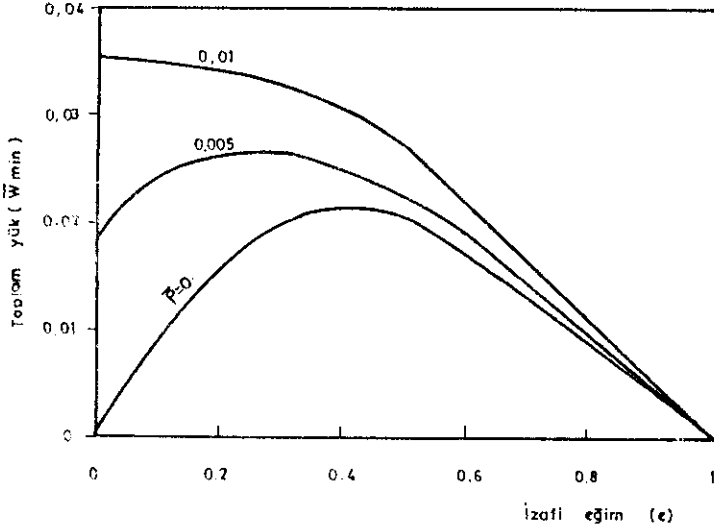
Burada, eğim yokken ($e = 0$) ve $\bar{p} = 0$ durumunda sistemde yük taşınması söz konusu değildir. Eksenel yatakta izafi eğimin 0'dan 1'e doğru artan değerlerinde, hidrodinamik etkiden dolayı taşınan toplam yağlama yükünde bir artış gözlenmektedir. Eşitlik (8)' de ifade edilen boyutsuz toplam yük \bar{W}_T 'deki ortalama film kalınlığı olan h_0 ' ın, minimum film kalınlığı h_{min} 'e göre boyutsuzlaştırılmasıyla elde edilmiş şeklinin,

$$\bar{W}_{min} = \bar{W}_T (1 - e)^2 \quad (9)$$

olduğu görülür. Burada, \bar{W}_{min} ' in boyutlu karşılığı,

$$\bar{W}_{min} = W_T h_{min}^2 / \eta \omega r_o^4 \quad (10)$$

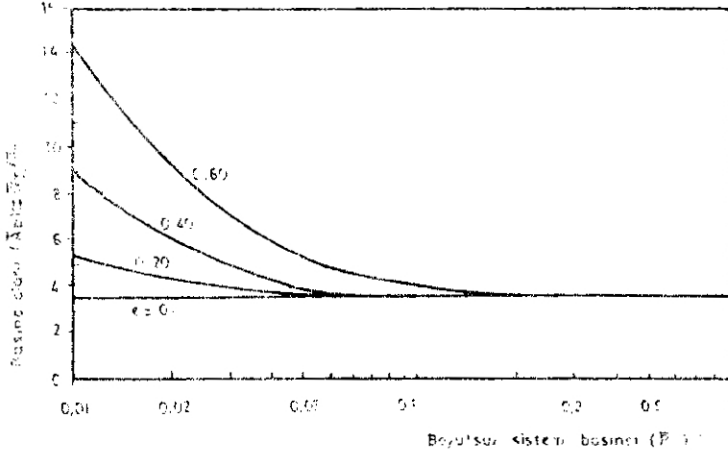
şeklinde tarif edilmektedir. Farklı sistem basınçlarında, yukarıda ifade edilen \bar{W}_{min} yükünün izafi eğimle değişimi Şekil-4' de verilmiştir.



Şekil-4 : Yükün eğimle değişimi

Buna göre, $\bar{p} = 0$. için izafi eğim 0 ve 1'e ulaştığı zaman \bar{W}_{min} büyüklüğü 0 olmaktadır. Bu sabit davranışlar hidrodinamik yatak teorisine uygundur. \bar{W}_{min} eğimle yaklaşık 0.40 mertebelerine kadar artmaktadır. Bu sınır aşıldığı zaman aksenal yatağın taşıdığı yükte bir azalma meydana gelmektedir. $e = 0.40$ büyüklüğü, basıncın sıfır olduğu tam hidrodinamik şartlar için uygun bir büyüklük, bu eğri ise tasarım eğrisi olarak kullanılabilir. Aksenal kaymalı yatakta h_{min} 'in büyüklüğü, yük taşınması ve metal - metal temasının önlenmesi bakımından son derece önemlidir. (10) bağıntısı ve Şekil-4 dikkate alınarak, izafi eğimin 0.5 sistem basıncı $\bar{p} = 0.01$, kullanılan yağın dinamik viskozitesi $\eta = 0.04 \text{ Ns/m}^2$, açısal hız $\omega = 104.7 \text{ 1/s}$ (deney iş mili hızı 1000d/dak), toplam boyutsuz yük $\bar{W}_{min} = 0.027$, yatak dış yarıçapının $r_0 = 40 \text{ mm}$ ve uygulanan toplam yükün 1000kgf (9810 N) olması halinde, yaptığımız deneysel çalışmadan minimum yağ film kalınlığı: $h_{min} = 5.432 \mu\text{m}$ olmaktadır.

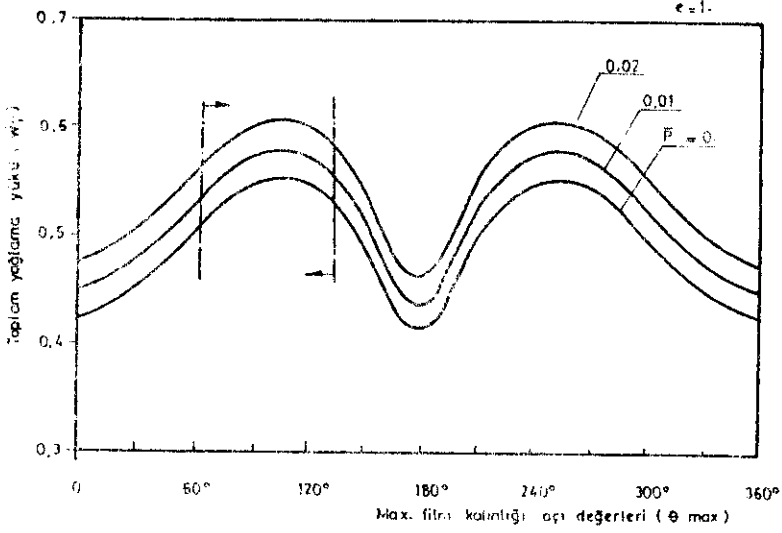
Eksenal yatakta yük taşıyıcı basınç alanı; taşınan toplam yükün, sistem basıncına oranıdır. ($\bar{A}_p = \bar{W}_T/\bar{p}$). Buna göre farklı eğimlerde yük taşıyıcı basınç alanının, sistem basıncıyla değişimi Şekil-5' de verilmiştir.



Şekil-5 : Basınç alanıyla sistem basıncının değişimi.

Burada, eğimin sıfır olması halinde ($e = 0$), basınç alanı değişmemektedir. Farklı sistem basınçlarında ve eğimin $e = 0$ ' dan 0.60 'a kadar artan değerlerinde, hidrostatik basınç alanı ve dolayısıyla hidrostatik yük artışı olmaktadır. Eğimin 0.60 ve sistem basıncı \bar{p} 'nin tam hidrodinamik ($\bar{p} = 0$.) olması halinde, yük taşıyıcı hidrostatik basınç alanı maksimum değerine ulaşmaktadır.

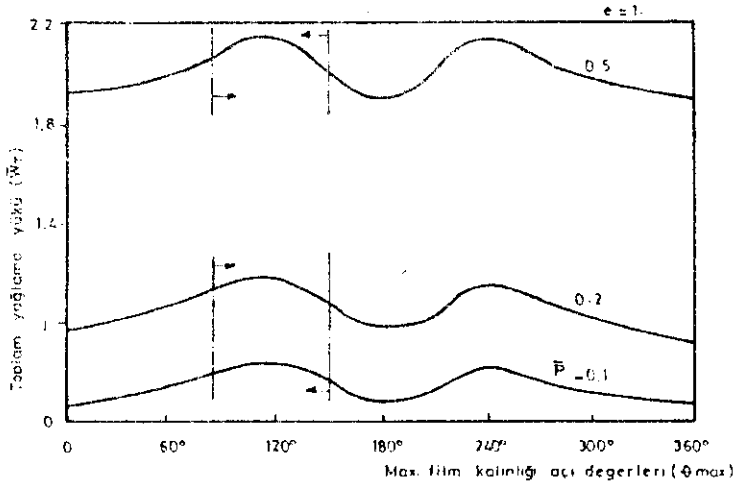
Eğimli çalışan bir yatakta (Şekil-1), maksimum yağ film kalınlığının oluşabileceği açısal pozisyon (θ_{max}) oldukça önemlidir. (2) bağıntısıyla verilmiş olan film kalınlığı esas alınarak, farklı sistem basınçlarında ve sabit eğimde ($e = 1$.), toplam yükün - θ_{max} ile değişimi Şekil-6'da verilmiştir. Burada, θ_{max} 'a bağlı yük artışı 180° aralığında maksimum ve minimum değerini almakta ve \bar{p} 'nin sıfır olduğu tam hidrodinamik şartlarda maksimum değerine ulaşarak yaklaşık sinüzidal formda meydana gelmektedir.



Şekil-6 : Toplam yükün θ_{max} ile değişimi

θ_{max} 'in $60 - 120^\circ$ aralığında yatağın taşıdığı toplam yağlama yükü maksimum değerine ulaşmaktadır.

Aynı şartlarda ve sistem basıncının daha da artırılması halinde ($\bar{p} > 0$), toplam yükün $-\theta_{max}$ ile değişimi Şekil-7'de verilmiştir.



Şekil-7 : Toplam yükün θ_{max} ile değişimi

Burada, θ_{max} değerlerine tekabül eden yük artışı hidrostatik etkiden dolayı sınırlı kalmaktadır. Şekil-6 ve 7'de kesikli çizgiyle gösterilen kısımlar tasarım açısından daha da olumludur.

4. SONUÇ

Yukarıda izah edilen yük kapasitesi, beklenen davranıştaki yatakta elde edilebilmektedir. (8) bağıntısı ile Şekil-6 dikkate alınarak, hidrodinamik sistem basıncı $\bar{p} = 0$. maksimum film kalınlığının oluşabileceği açısız pozisyon $\theta_{max} = 30^\circ$ ve buna takabül eden taşınan toplam yük $W_T = 0.424$, açısız hızın $\omega = 104.7$ rd/s (1000 d/dak) ortalama film kalınlığı $h_0 = 12$ μ m, yağın viskozitesi $\eta=0.04$

Ns/m²ve deneyde kullandığımız model yatağın dış yarıçapı $r_0 = 40$ mm alınarak ; yatağın taşıyabileceği yük değeri 3.2 ton olarak elde edilmiştir[6]. Şekil-7 ve (8) bağıntısı kullanılarak, diğer büyüklüklerin aynı olması ve $\theta_{max} = 120^\circ$ ye geldiği zaman, taşınabilen toplam yük; yaklaşık % 25 artışla $W_T = 4$ ton'a ulaşmaktadır. Teorik olarak θ_{max} 'ın arzu edilen büyüklüğü belirlenebiliyorsa da pratikte bu değeri sağlamak daha zordur. Maksimum film kalınlığının oluşabileceği açısız pozisyon olan θ_{max} 'ın büyüklüğü , yük taşıma kapasitesi üzerinde doğrudan etkili bir parametredir. buna göre, değişik çalışma şartlarında (sistem basıncı, hız, eğim v.b.) bu etkinin teorik olarak araştırılması, tasarımcılara tavsiyelerde bulunabilecek sonuçların elde edilmesi için şarttır.

KAYNAKLAR

- [1]. Brockwell, K., Ettles, C., Stokes, M., "A Design Method for Radially Grooved Thrust Washers, Tribology Conv., Paper 12, 82-92, 1970.
- [2]. Pape, J. G., "Fundamental Research on a Radial- Face Seal, ASLE Transactions, 11, 302-309, 1968.
- [3]. Cameron, A., Ettles, C., "Thermal and Elastic Distortions in Thrust Bearings", Ints. Mech. Eng., Lub. and Wear Convention Paper 7, 60-71, May 1963.

- [4]. Sneek, H. J., The Misaligned, Eccentric Face Seal, Journal of Lubrication Technology, Trans. of ASME, 695-703, October, 1969.
- [5]. Rednolds, O., "On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beachamp Tower's Experiments, Philos. Trans. R. Soc., Ser. A, 177, 157-234, 1986.
- [6]. Kurban, A. Osman, "Eksenel Kaymalı Yataklarda Elastohidrodynamic yağlama ve Elastik Deformasyona Uğrayabilen Kaymalı Yatak Dizaynı", Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi, Şubat 1990.
- [7]. Koç, E., "Eksenel Kaymalı Yatakların ve Mekanik Radyal Keçelerin Hidrodinamik Analizi", Doğa Bilim Dergisi, B, 10, 1, 5-13, 1986.
- [8]. Bağcı, C., Singn, A. P., "Hydrodynamic Lubrication of Finite Slider Bearings: Effect of one Dimensional Film Shepa, and Their Computer Aided Optimum Designs", Transactions of the ASME, Vol. 105, 48-66, January, 1983.
- [9]. Dufrane, K. F., Glaeser, W., "Performance of Heavily Loaded Oscillatory Journal Bearing", ASME Trans. Vol. 20, 4, Page, 309-314, 1976.