

SS496

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OYNAK LOKMALI EKSENEL HİDRODİNAMİK KAYMALI
YATAKLARIN DAVRANIŞININ SAYISAL OLARAK
BELİRLENMESİ İÇİN YENİ BİR ALGORİTMA

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Ahmet POLAT

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 15 Ocak 1996

Tezin Savunulduğu Tarih : 30 Ocak 1996

Tez Danışmanı : Doç. Dr. M.Sait YÜCENUR

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Mustafa GEDİKTAŞ

Prof. Dr. Talha DİNİBÜTÜN

OCAK 1996

ÖNSÖZ

Bu çalışmada oynak lokmalı eksenel hidrodinamik kaymalı yatakların yatak karakteristikleri sonlu farklar yöntemi ile nümerik olarak boyutlu şekilde hesaplanmıştır.

Değişik yatak hızları, viskozite, yük ve mafsal konumu gibi faktörlere bağlı olarak, lokmaların denge durumunda sahip oldukları eğim açıları ve bu eğimler doğrultusundaki basınç değişimi, minimum akışkan film kalınlığının değeri ve lokma üzerindeki yeri, maksimum basınç değeri ve konumu boyutlu olarak hesaplanmıştır.

Bu çalışmanın yapılması süresince sabırla yardımcı olan Sayın Doç.Dr.M.Sait YÜCENUR ' a teşekkürlerimi sunarım.

Adapazarı,1996

Makina Mühendisi
Ahmet POLAT

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ	ii
NOTASYON LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÖZET	viii
SUMMARY	ix
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
1.1. Genelleştirilmiş Reynolds Denklemi	1
1.2. Yarı Kutupsal Koordinatlarda Reynolds Diferansiyel Denklemi	10
1.3. Reynolds Diferansiyel Denkleminin Çözümü	12
1.3.1. Sonsuz Geniş Yatak Varsayımı	12
1.3.2. Dar Yatak Yaklaşımı	14
1.3.3. Numerik Çözüm Metodları	15
1.3.3.1 Sonlu Farklar Metodu İle Numerik Çözüm	16
BÖLÜM 2. EKSENEL HİDRODİNAMİK KAYMALI YATAKLAR	20
2.1. Eksenel Yatak Cinsleri	21
2.1.1. Topuk Yataklar	21
2.1.2. Taşıma Yatağı	22
2.1.3. Koler Yatağı	23
2.1.4. Oynak Lokmalı Yataklar	24
BÖLÜM 3. REYNOLDS DENKLEMİNİN YARI KUTUPSAL KOORDİNATLARDAN SONLU FARKLAR METODU İLE NUMERİK OLARAK ÇÖZÜMÜ	27
BÖLÜM 4. BİLGİSAYAR PROGRAMININ TANITILMASI	33
BÖLÜM 5. ÖRNEK ÇÖZÜMLER	39

5.1.	Dönme Hızına Bağlı Olarak Elde Edilen Sonuçlar	42
5.2.	Yük Değişimine Bağlı Olarak Elde Edilen Sonuçlar	45
5.3.	Mafsal Noktasının Değişimine Bağlı olarak Elde Edilen sonuçlar	47
5.4.	Dinamik Vizkozitenin Değişimine Bağlı Olarak Elde Edilen Sonuçlar	51
5.5.	Sonuçların Karşılaştırılması	53
BÖLÜM 6.	SONUÇ	57
KAYNAKLAR		58
EKLER, EK - 1	BİLGİSAYAR PROGRAMI	60
ÖZGEÇMİŞ		69



NOTASYON LİSTESİ

B	: Yatak Genişliği
L	: Yatak Uzunluğu
h_o	: Ortalama Akışkan Film Kalınlığı (m)
h_{min}	: Minimum Akışkan Film Kalınlığı (m)
n	: Devir Sayısı (dev/dak)
P_{max}	: Maksimum Basınç Değeri (N/m^2)
q_x	: x Doğrultusunda Akışkan Debisi (m^3/s)
q_z	: z Doğrultusunda Akışkan Debisi (m^3/s)
R_2	: Lokmanın Maksimum Yarıçapı (m)
R_1	: Lokmanın Minimum Yarıçapı (m)
R_o	: Lokmanın Minimum Yarıçapı (m)
θ_m	: Mafsal Açısı ($^\circ$)
θ_1, θ_2	: Lokma Genişlik Açıları ($^\circ$)
α	: Lokmanın t Doğrultusuyla Yaptığı Açısı ($^\circ$)
β	: Lokmanın x Doğrultusuyla Yaptığı Açısı ($^\circ$)
η	: Dinamik Viskozite (Ns/m^2)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
ΔR	: Yarıçap Doğrultusunda Birim Uzunluk (m)
$\Delta \theta$	: Lokma Genişliği Doğrultusunda Birim Açısı ($^\circ$)
U_1, U_2	: x Eksenine Doğrultusunda Akışkanın Çevreleyen Yüzey Hızları (1/s)
S_1, S_2	: z Eksenine Doğrultusunda Akışkanın Çevreleyen Yüzey Hızları (1/s)

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1. Taşıyıcı Yağ Filminin Oluşması	1
Şekil 1.2. Akışkan İçinde Birim Elemanın Yüzeylerine Etkiyen Gerilmeler	2
Şekil 1.3. Akışkan Filmini Sınırlayan Yüzey Hızları	5
Şekil 1.4. Birim Genişlik ve Yükseklikte Akış Debileri	7
Şekil 1.5. Düzlemsel Filmin Yarı Kutupsal Koordinatları	11
Şekil 1.6. Sonsuz Geniş Yatak	12
Şekil 1.7. Dar Yatak	15
Şekil 1.8. $y = f(x)$ Eğrisi	16
Şekil 1.9. Sonlu Farkların $y = f(x)$ Eğrisinde Gösterilmesi	17
Şekil 1.10. Yatak Alanının Bölümlere Ayrılması	18
Şekil 2.1. Sabit Eğimli Eksenel Yataklar	20
Şekil 2.2. Değişebilen Eğimli Yataklar	21
Şekil 2.3. Çeşitli Eksenel Yatak Tipleri	22
Şekil 2.4. Su Türbini Taşıma Yatağı	23
Şekil 2.5. Gemi Şaftı Koler Yatağı	24
Şekil 2.6. Oynak Lokmaların Çalışma Şekli	25
Şekil 2.7. Eksenel Yataklarda Lokmaların Çeşitli Düzenleri	26
Şekil 3.1. Lokma Üzerinde Eksenlerin Tanımlanması	29
Şekil 3.2. t Doğrultusunda Film Kalınlığının Değişimi	29
Şekil 3.3. x Eksenine Yönünde Film Kalınlığının Değişimi	30
Şekil 4.1. Yatak Alanının Gridlere Bölünmesi	34
Şekil 4.2. Mafsal Noktasının Lokma Üzerindeki Yeri	35
Şekil 4.3. Grid Üzerinde i, j Noktalarının Tanımlanması	35
Şekil 4.3. U Eksenine Etrafında Moment Alınışı	36
Şekil 4.4. V Eksenine Etrafında Moment Alınışı	36
Şekil 4.6. Programın Akış Şeması	38

Şekil 5.1. Eksenel Su Yatağı Lokmasının Boyutları	39
Şekil 5.2. Lokmanın t Ekseniyle Yaptığı α Açısı	40
Şekil 5.3. Lokmanın x Ekseniyle Yaptığı β Açısı	40
Şekil 5.4. $n = 1000$ (dev/dak) da x ve t Doğrultularında Basınç Değişimleri	42
Şekil 5.5. $n = 1500$ (dev/dak) da x ve t Doğrultularında Basınç Değişimleri	43
Şekil 5.6. $n = 500$ (dev/dak) da x ve t Doğrultularında Basınç Değişimleri	44
Şekil 5.7. $F_1 = 300$ (N) da x ve t Doğrultularında Basınç Değişimleri	45
Şekil 5.8. $F_1 = 100$ (N) da x ve t Doğrultularında Basınç Değişimleri	46
Şekil 5.9. $\theta_m = -4^\circ$ iken x ve t Doğrultularında Basınç Değişimleri	47
Şekil 5.10. $\theta_m = -6^\circ$ iken x ve t Doğrultularında Basınç Değişimleri	48
Şekil 5.11. $R_m = 0.0415$ (m) iken x ve t Doğrultularında Basınç Değişimleri	49
Şekil 5.12. $R_m = 0.0425$ (m) iken x ve t Doğrultularında Basınç Değişimleri	50
Şekil 5.13. $\eta=0.005$ (Ns/m ²) iken x ve t Doğrultularında Basınç Değişimleri	51
Şekil 5.14. $\eta=0.01$ (Ns/m ²) iken x ve t Doğrultularında Basınç Değişimleri	52
Şekil 5.15. h_{min} 'in Dönme Hızına Göre Değişimi	53
Şekil 5.16. h_{min} 'in Yüke Göre Değişimi	53
Şekil 5.17. Yük Artışına Göre P_{max} 'in Değişimi	54
Şekil 5.18. Viskoziteye Göre h_{min} 'in Değişimi	54
Şekil 5.19. Devir Sayısına Bağlı Olarak α Açısının Değişimi	55
Şekil 5.20. Devir Sayısına Bağlı Olarak β Açısının Değişimi	55
Şekil 5.21. Yük Artışına Göre α Açısının Değişimi	56
Şekil 5.22. Yük Artışına Göre β Açısının Değişimi	56

ÖZET

Bilgisayarların devreye girmesi, bellek kapasitelerinin ve işlem hızlarının giderek artması çeşitli nümerik metodların hemen hemen her türlü yağlama probleminin çözümü için kullanılmalarına imkan vermiştir. Bu metodlardan "sonlu farklar" metodu günümüzde yağlama problemlerinin nümerik olarak çözümünde en fazla kullanılan bir yöntem olarak bilinmektedir.

Yapılan bu çalışmada herhangi bir lokma geometrisine ve akışkan film şekli geometrisine bağlı kalınsızın istenilen geometride çalışma imkanı sunulmuştur. Yani belli geometriler için çalışma sınırlaması ortadan kaldırılarak daha geniş bir geometrik serbestlik getirilerek geometrisi literatürde olmayan yataklar için de performans değerleri hesaplanmaktadır.

Bu çalışmada daire sektörü şekline sahip oynak lokmalı eksenel hidrodinamik kaymalı yatakların performans karakterlerini hesaplamak için Genelleştirilmiş Reynolds denklemi kutupsal koordinatlara göre elde edilmiş ve sonlu farklar metodu kullanılarak nümerik şekilde çözülmüştür. Hazırlanan bilgisayar programı istenilen yatak geometrisinin, ve yatak büyüklüklerinin boyutlu olarak tanımlanmasına imkan vermekte ve böylelikle sonuçlar doğrudan, herhangi bir dönüşüm yapmadan boyutlu olarak elde edilebilmektedir. Böylelikle farklı geometrilere sahip yatakların belli geometrik yataklar için hazırlanmış çeşitli boyutsuz eğrilere bağlı kalmaksızın performans değerlerinin doğrudan boyutlu olarak elde edilmesi imkanı sağlanmıştır. Yatak performans değerleri olarak yük taşıma kapasitesi, lokmanın istenilen herhangi bir yönündeki basınç değişimi, lokma açıları, minimum yağ film kalınlığı ve yatak üzerindeki yeri, ortalama film kalınlığı, basınç merkezi gibi değerler hesaplanmaktadır.

A NEW ALGORITHM FOR NUMERICAL COMPUTATION OF PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF THILTING SECTURIAL HYDRODYNAMIC THRUST BEARING

SUMMARY

The study of hydrodynamic lubrication is, from a mathematical standpoint, the study of a particular form of Navier-Stokes equations. This particular differential equation was formulated by Osborne Reynolds in 1886 in the wake of a classical experiment by Beauchamp Tower in which the formation of a thin fluid film was for the first time observed and understood to be the basic mechanism of hydrodynamic lubrication. This Reynolds equation can be deduced either from the Navier-Stokes equations or from first principles, provided of course, that the same assumptions are used in both methods. The Reynolds equation contains viscosity, density, and film thickness as parameters. These parameters both determine and depend on the temperature and pressure fields and on the elastic behavior of the bearing surface. Thus, to get a complete and accurate representation of the hydrodynamics of the lubricating film, it is oftentimes necessary to consider simultaneously the Reynolds equations, the energy equation, the elasticity equation, and the equation of state [1].

The differential equation originally derived by Reynolds is restricted to incompressible fluids. This, however, is an unnecessary restriction ; for the equation can be formulated broadly enough to include effects of compressibility and dynamic loading. We have called this the generalized Reynolds equation. To get this equation we make the following assumptions (see figure 1.3.).

1. The height of the fluid film y is very small compared to the span and length x, z . This permits us to ignore the curvature of the fluid film.
2. No variation of pressure across the fluid film. Thus,

$$\partial p / \partial y = 0$$

3. The flow is laminar; no vortex flow and no turbulence occur anywhere in the film.
4. No external forces act on the film.

5. Fluid inertia is small compared to the viscous shear. These inertia forces consist of acceleration of the fluid, centrifugal forces acting in curved films, and fluid gravity.

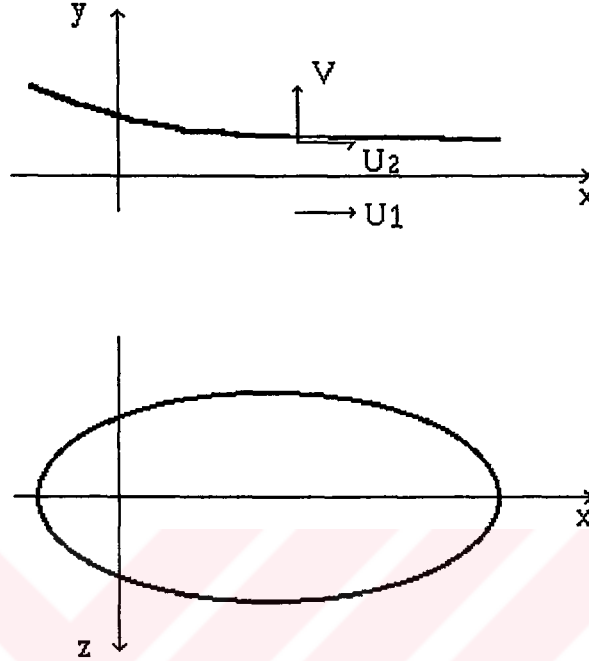


Figure 1. The Fluid Film.

6. No slip at the bearing surfaces.

7. Compared with the two velocity gradients $\partial u / \partial y$ and $\partial w / \partial y$, all other velocity gradients are considered negligible. Since u and, to a lesser degree, w are the predominant velocities and y is a dimension much smaller than either x or z , the above assumption is valid. Thus any derivatives of terms other than $\partial u / \partial y$ and $\partial w / \partial y$ will be of a much higher order and negligible. We can thus omit all derivatives with the exception of $\partial^2 u / \partial y^2$ and $\partial^2 w / \partial y^2$.

With all above assumptions and setting up a force balance of an element of fluid in the lubricant film and continuity equation and other mathematical computation we get this equation,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12\rho V$$

This equation is called as generalized Reynolds equation [1].

This equation is valid for both incompressible and compressible lubricants. But in this study we deal on the incompressible lubricants so we can set $\rho = \text{constant}$ in the equation. This time we get this equation,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12V$$

In cylindrical coordinates using the substitutions

$$x = r \cos \theta \quad \text{and} \quad z = r \sin \theta$$

$$U = \omega r = \pi n r / 30$$

the generalized Reynolds equation becomes

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6 \omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12 r V$$

In this study this equation is solved numerically with using finite difference method.

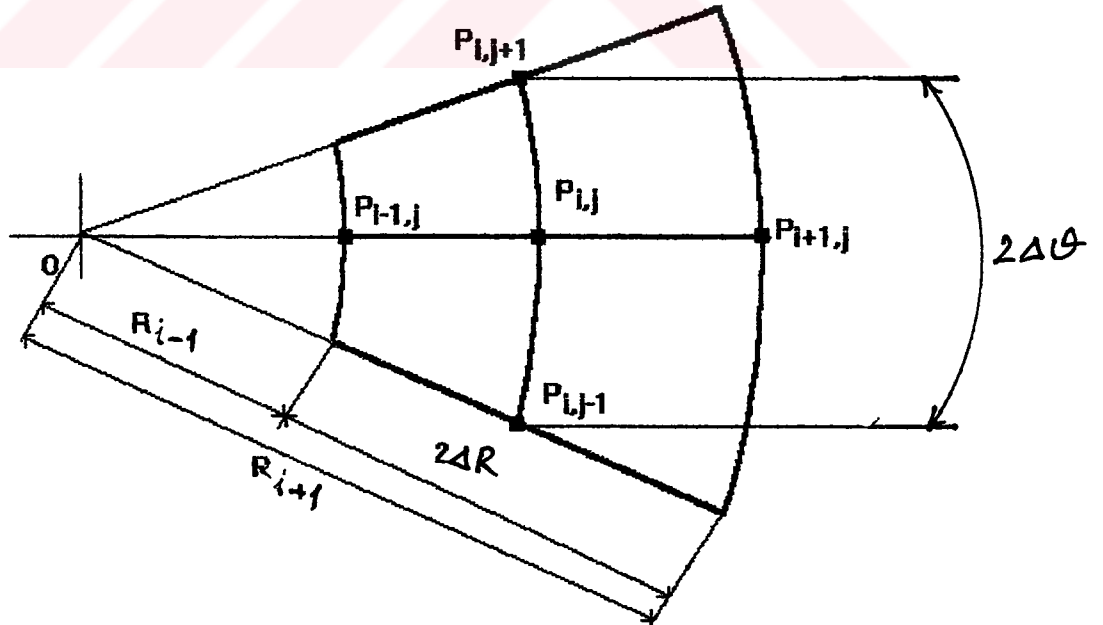


Figure 2. Mesh of The Pad

A computer programme have been developed for determining the thrust bearing Performance charecteristics. For determining the pressure distribution in the lubricant film is obtained by solving the establishrd steady-state Reynolds equation for incompressible lubricant by finite difference method [2].

The parameters in this equation are solved numerically a 40x40 mesh size and using central difference expression for the Reynolds equation. The film thickness at any point on the mesh can be written as both the function of r and θ , so ve have

$$h(r, \theta) = h_0 - (R_{i,j} \cdot \cos\theta - R_0) \cdot \tan\beta + R_{i,j} \cdot \sin\theta \cdot \tan\alpha$$

And we can compute partial differencial of this according to r and θ ,

$$\frac{\partial h}{\partial r} = \text{HARETU} = -\cos\theta \cdot \tan\beta + \sin\theta \cdot \tan\alpha$$

$$\frac{\partial h}{\partial \theta} = \text{HATETU} = R_{i,j} \sin\theta \cdot \tan\beta + R_{i,j} \cos\theta \tan\alpha$$

On the mesh we define i,j points. With an assumed film thickness at the center of the pad, the film thicness at every mash point is determined. Firstly an assumed pressure assigned every point. Then the second set of pressures are determined and this proces of iteration continues till the pressures converge to a limit of error of 0.001 Now final pressures are determined.

$$h^3 \frac{\partial^2 P}{\partial r^2} + 3h^2 r \cdot \text{HARETU} \cdot \frac{\partial P}{\partial r} + rh^3 \frac{\partial^2 P}{\partial r^2} + \frac{1}{r} 3h^2 \cdot \text{HATETU} \cdot \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{1}{r} h^3 \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} = 6wr\eta \cdot \text{HATETU}$$

$$h_{i,j}^3 \left(\frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta r} \right) + 3h_{i,j}^2 \cdot r_{i,j} \left(\frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta r} \right) \cdot \text{HARETU} + r_{i,j} \cdot h_{i,j}^3 \left(\frac{P_{i,j+1} + P_{i,j-1} - 2P_{i,j}}{\Delta r^2} \right) +$$

$$\frac{3}{r_{i,j}} h_{i,j}^2 \left(\frac{P_{i,j+1} - P_{i,j-1}}{2\Delta \theta} \right) \cdot \text{HATETU} + \frac{h_{i,j}^3}{r_{i,j}} \left(\frac{P_{i,j+1} + P_{i,j-1} - 2P_{i,j}}{\Delta \theta^2} \right) = 6wr_{i,j} \cdot \text{HATETU}$$

$$A_1 = h_{i,j}^3 \left(\frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta r} \right)$$

$$A_2 = 3h_{i,j}^2 \cdot r_{i,j} \left(\frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta r} \right) \cdot \text{HARETU}$$

$$A_3 = r_{i,j} \cdot h_{i,j}^3 \left(\frac{P_{i-1,j} + P_{i+1,j}}{\Delta r^2} \right)$$

$$A_4 = \frac{3}{r_{i,j}} h_{i,j}^2 \left(\frac{P_{i,j-1} - P_{i,j+1}}{2\Delta \theta} \right) \cdot \text{HATETU}$$

$$A_5 = \frac{h_{i,j}^3}{r_{i,j}} \left(\frac{P_{i,j-1} + P_{i,j+1}}{\Delta \theta^2} \right)$$

$$D = 6\omega r_{i,j} \cdot \text{HATETU}$$

$$B = P_{i,j} \left(\frac{-2 \cdot r_{i,j} \cdot h_{i,j}^3}{\Delta r^2} - \frac{2 \cdot h_{i,j}^3}{r_{i,j} \cdot \Delta \theta^2} \right)$$

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + P_{i,j} \cdot B = D$$

$$P_{i,j} = \frac{D - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5)}{B}$$

In this study performance characteristic of tilting-pad thrust bearing is computed in dimensional form. In the tilting-pad thrust bearing, the pads are free to tilt on spherical pivots, and can adapt to any equilibrium position for a given lubricant film thickness at pivot point.

In studying dimensionless form we make some set of graphical configurations and then for a given bearing we choose some values at the configuration and then we do some computation to transform these values to dimensional form. Besides this we only can determine the same shape of bearings as in the given at graphic.

Whith presented computer programe in this study we can define any shape of thrust bearing in the characteristic of dimensional form and we directly get the balance charecteristic of the bearing such as pressure distribution both circumfrential and longitudinal direction, pad balance angles, minumum film thicknes and its position on the pad, pressure centre and its position on the pad. And we get a set of solution by setting different bearing velocities, different viscosities, different mean film thicknes and different pivot positions.

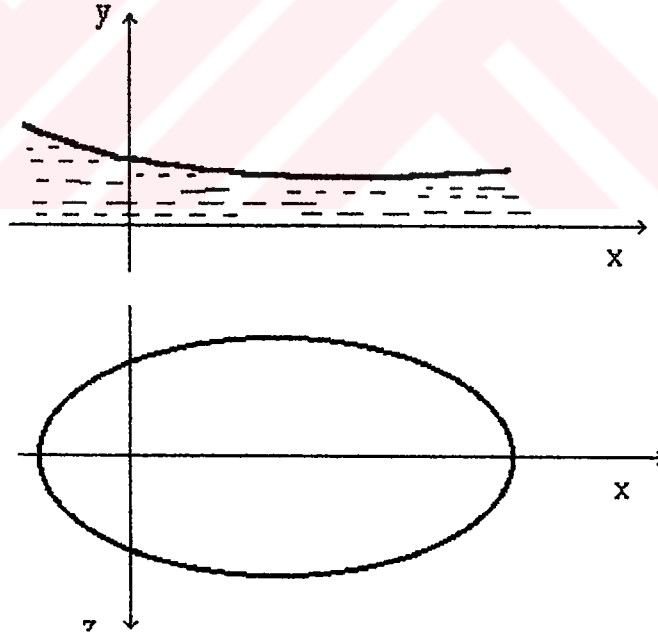


BÖLÜM 1

1. GİRİŞ

1.1. Genelleştirilmiş Reynolds Denklemi

Viskoz akışkanların dar kanallardaki akışı ile ilgili denklem Reynolds diferansiyel denklemidir. Bu denklemin en genel şeklinin elde edilişi aşağıdaki kabuller yapılacaktır [1],[2].



Şekil 1.1. Taşıyıcı Yağ Filminin Oluşması

1- Yerçekimi gibi dış kuvvet alanlarının akışkana etki etmediği düşünülecektir.

2- Akışkan filminin kalınlığı uzunluk ve genişliğine göre çok küçüktür. Kalınlık boyunca (şekil 1.1. deki y eksenini doğrultusunda) basınç değişimi yoktur. Yüzeylerin eğriliği film kalınlığına göre çok büyüktür.

3- Akışkan yüzeylere yapışmaktadır. Akışkanın yüzeydeki hızı yüzey hızına eşittir.

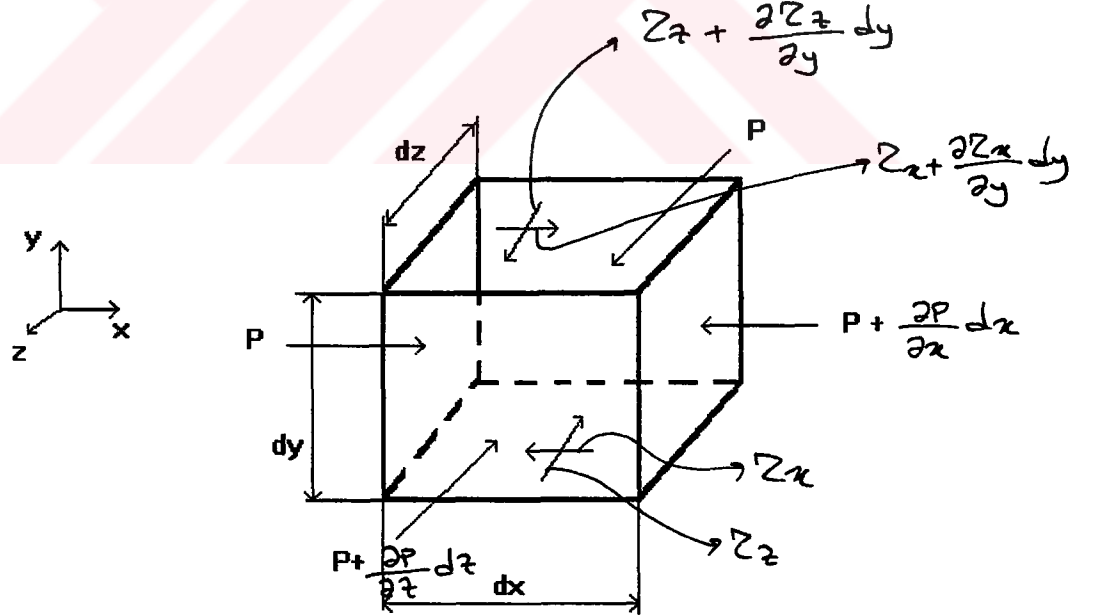
4- Akışkan Newtoniyendir.

5- Akış laminerdir.

6- Akışkanın atalet kuvvetleri viskoz kuvvetlere göre çok küçüktür ve ihmal edilebilir.

7- Akışkanın hızının bileşenleri x doğrultusunda u , z doğrultusunda w ile gösterilirse, bu hızlarda x ve z doğrultusundaki değişim y doğrultusundaki değişime göre çok küçüktür ve ihmal edilebilir. Yani $\partial u / \partial y$ ve $\partial w / \partial y$ dışındaki diğer tüm hız gradyanları ihmal edilecektir [1],[2].

Bu varsayımlardan sonra akışkan içinde dx , dy ve dz ölçülerinde sonsuz küçük bir akışkan elemanın dengesi düşünülürse elemanın yüzeylerine etkiyen gerilmeler Şekil 1.2 deki gibi gösterilebilir. 7. varsayım dikkate alınarak y eksenine paralel olan yüzeylere kayma gerilmesinin etki etmediği kabul edilebilir. y doğrultusunda basınç değişimi olmadığı varsayıldığından alt ve üst yüzeylere etki eden basınçlar şekilde gösterilmemiştir.



Şekil 1.2. Akışkan İçinde Birim Elemanın Yüzeylerine Etkiyen Gerilmeler

Akışkan elemanın dengesi x doğrultusunda etkiyen kuvvetler yazılarak,

$$p dx dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial y} dx \right) dy dz - \tau_x dx dz + \left(\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial y} dx \right) dx dz = 0$$

olur. Basitleştirme ile

$$-\frac{\partial p}{\partial y} dx dy dz + \frac{\partial \tau_x}{\partial y} dx dy dx = 0$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial \tau_x}{\partial y} \quad (1.1)$$

elde edilir. Benzer şekilde z doğrultusunda denge düşünülürse

$$p dx dy - \left(p + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) dx dy - \tau_z dx dz + \left(\tau_z + \frac{\partial \tau_z}{\partial y} dy \right) dx dz = 0$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \tau_z}{\partial y} \quad (1.2)$$

bulunur. Diğer taraftan ikinci varsayımdan hareketle

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0$$

yazılabilir. Akışkan taneciğinin hızının bileşenleri x , y ve z doğrultusunda sırasıyla u , v ve w ile gösterir ve akışkanın Newtoniyen olduğu varsayımından hareketle viskoz sürtünme kanunu kullanılarak

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial y} \right)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial w}{\partial y} \right)$$

(1.3)

$$\frac{\partial p}{\partial y}$$

yazılabilir. Viskozitenin film kalınlığı boyunca değişmediği matematik basitliği bakımından varsayılacaktır. Gerçekte bu tartışılacak bir varsayımdır.

$$\frac{\partial \eta}{\partial y} = 0$$

1.3 denklem takımı

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{d^2 u}{dy^2} \quad (a)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \eta \frac{d^2 w}{dz^2} \quad (b) \quad (1.4)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad \text{veya} \quad \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = 0 \quad (c)$$

şeklini alır. Bu, Navier-Stokes denkleminin (viskoz akışkan için momentum denkleminin) dar kanallardaki akış için baştaki varsayımlarla alacağı şekilden başka bir şey değildir. 1.4 denklem takımının çözümü ile p, u, v ve w elde edilecektir. Üç denklem dört bilinmeyen var. Dördüncü denklem süreklilik denklemidir. Hidrodinamikten bilindiği gibi kütlenin korunumu prensibinden hareketle süreklilik denklemi

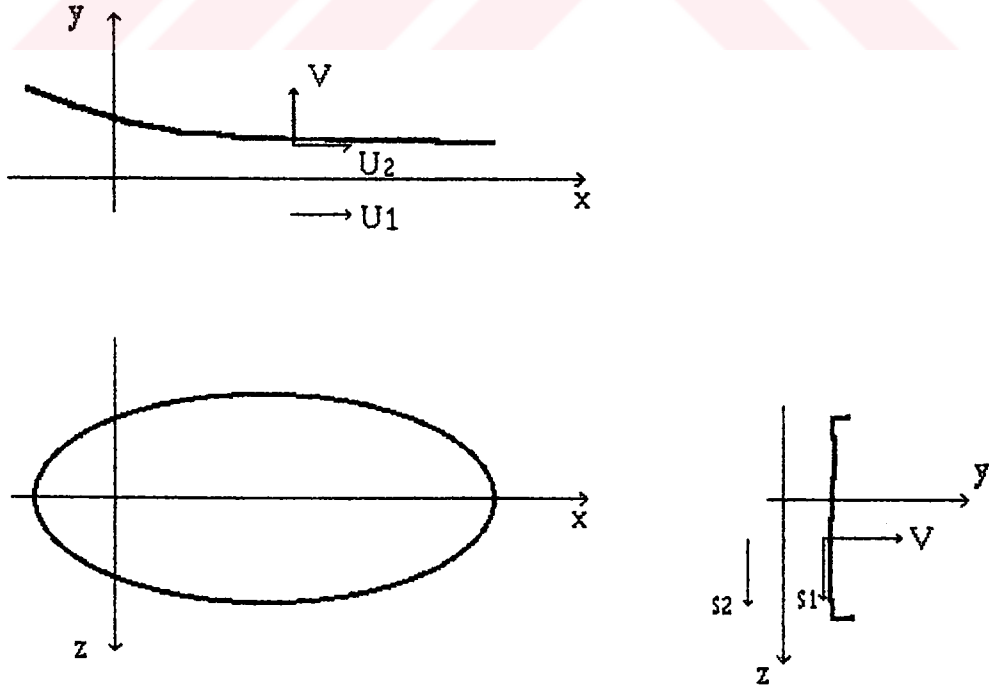
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1.5)$$

şeklindedir. Burada akışkan yoğunluğu ρ ' nun zamana bağlı olarak değişmediği kabul edilirse

Bu halde süreklilik denklemi aşağıdaki gibi olur.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0$$

Bu denklemin akışkan hızları yerine filmi sınırlayan yüzeylerin hızlarına göre düzenlenmesi Reynolds denklemini verecektir. Film sınırlayan yüzeylerin hızları şekil 3 deki gibi gösterilebilir.



Şekil 1.3. Akışkan Filmini Sınırlayan Yüzey Hızları

Burada dikkat edilmesi gereken husus U_2 ve S_2 hızlarının sırasıyla x ve z eksenlerine paralel olduğu, V hızının ise filmin o bölgesindeki kalınlığı doğrultusunda olduğu ve bu hızın filmin değişik bölgeleri için farklı değerde olabileceğidir.

2.4a ve 2.4b bağıntılarından y' ye göre integrasyonla

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + C_1 y + C_2$$

ve

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y^2 + C_3 y + C_4$$

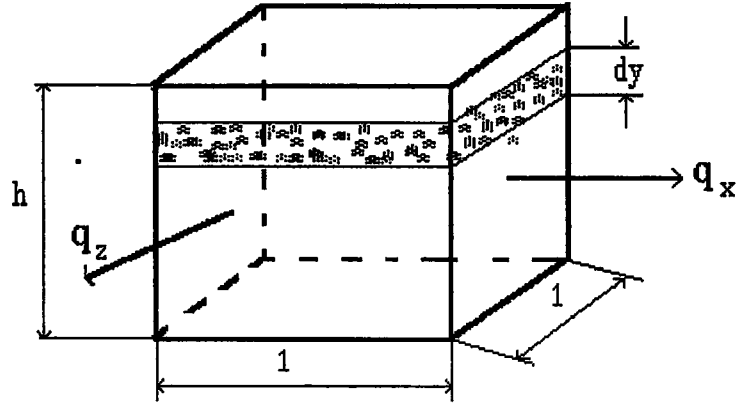
elde edilir. $y=0$ için $u=U_1$ ve $y=h$ için $u=U_2$, $w=S_2$ sınır şartları ile akışkanın hızının y yönündeki bileşenlerinin film kalınlığı boyunca değişimi

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h) - (U_1 - U_2) \frac{y}{h} + U_1 \quad (1.6)$$

ve

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y(y-h) - (S_1 - S_2) \frac{y}{h} + S_1 \quad (1.7)$$

şeklinde bulunur. Parabolik bir hız profili olduğu görülmektedir.



Şekil 1.4. Birim Genişlik ve Yükseklikte Akış Debileri

Film içinde h yüksekliğinde ve birim genişlikte bir alandan geçen hacimsel debiler x ve z doğrultuları için sırası ile

$$q_x = \int_0^h u dy$$

ve

$$q_z = \int_0^h w dy$$

dir. 1.6 ve 1.7 bağıntıları dikkate alınarak

$$q_x = \left\{ \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{y^3}{3} + \frac{hy^2}{2} \right) - (U_1 - U_2) \frac{y^2}{2h} + U_1 y \right\} \quad (1.8)$$

$$q_x = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + (U_1 + U_2) \frac{h}{2} \quad (1.9)$$

şeklinde bulunur ve benzer şekilde

$$q_z = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} + (S_1 + S_2) \frac{h}{2}$$

olur. Diğer taraftan 1.4c bağıntısı

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = 0$$

idi, integrasyonla

$$v = C_5 y + C_6$$

olur. $y=0$ için $v=0$ ve $y=h$ için $v=V$ sınır şartları ile

$$v = \frac{V}{h} y, \quad \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{V}{h}$$

elde edilir. Süreklilik denklemini

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = -\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z}$$

şeklinde yazıp y 'ye göre sıfırdan h ya kadar integre edelim.

$$\int_0^h \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dy = -\int_0^h \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dy - \int_0^h \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} dy$$

yoğunluğun y doğrultusunda değişmediği varsayımı ile sol taraf ρV ye eşit olur. Sağ tarafta türev ile integrasyonun sırasını değiştirebiliriz.

$$\rho V = -\frac{\partial}{\partial x} \rho \int_0^h u dy - \frac{\partial}{\partial z} \rho \int_0^h w dy$$

ve

$$\frac{\partial(\rho x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho q_z)}{\partial z} + \rho V = 0 \quad (1.10)$$

şeklinde süreklilik denkleminin debiler cinsinden şekli elde edilir. 1.8 ve 1.9 daki q_x ve q_z debileri 1.10 da yerine konur ve düzenlenirse Reynolds diferansiyel denkleminin en genel şekli elde edilir [1],[2].

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 6\rho h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_2) \\ + 6(S_1 - S_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial z} + 6\rho h \frac{\partial}{\partial z} (S_1 + S_2) + 12\rho V \end{aligned}$$

Sağdan ikinci ve dördüncü terimlerin yağlama problemleri için pratik bir anlamı yoktur. Hernekadar dinamik yüklü radyal yataklarda kayma hızında çevre boyunca küçük bir değişim varsa da bunun yatak davranışına etkisi çok küçüktür. Diğer taraftan incelenen problemde U_1 ile S_1 ve U_2 ile S_2 kayma hızlarının bileşkeleri aynı doğrultu üzerine düşüyor ve durum zamanla değişmiyorsa ki çoğunlukla böyledir, eksenlerin biri bileşke hız doğrultusunda alınabilir. Bu durumda denklem daha basit yapıdaki şu şekli alır.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12\rho V \quad (1.11)$$

Burada

$$V = \frac{\partial h}{\partial t}$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12\rho V$$

Burada

$$V = \frac{\partial h}{\partial t}$$

olduğunu da söylemek gerekir.

1.11 denklemindeki sağdan birinci terime " kama etkisi " terimi denir. Film içinde pozitif basınç, yüzeylerin akışkanın daralan, yoğunlukla kamaya benzeyen aralığa sürüklenmesi ile oluştuğundan bu ad verilmiştir. İkinci terime ise " film(yağ) yastığı etkisi" denir. Yüzeylerin birbirine göre normal doğrultudaki hareketi sonucu oluşabilecek basıncı belirler.

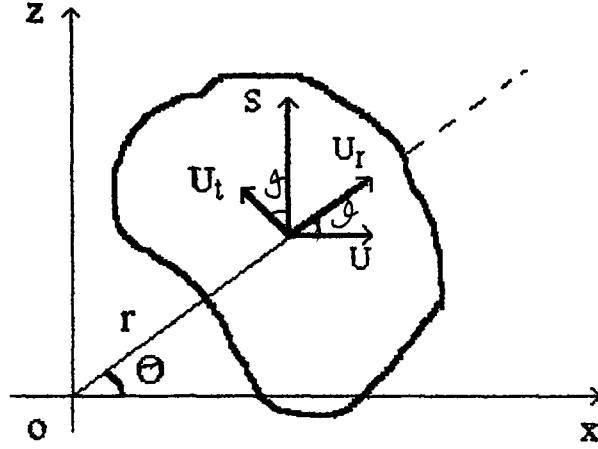
Denklemden basınçtan başka viskozite ve yoğunlukta bilinmeyen olarak görülmektedir. Bu büyüklükler akışkanın sıcaklığına ve basıncına bağlıdır. Problemlerin birçoğunda, özellikle akışkanın sıvı olması durumunda yoğunluğun değişimi sistemin davranışını fazla etkilemez. Yoğunluğun ve viskozitenin değişmediği kabulüne ek olarak akışkan filminin geometrisinin de zamanla değişmediği durumda yani $V=\delta h/\delta t =0$ durumundaki bu yataklarda sabit hız ve yükteki daimi hale karşılık gelir, denklem şu hale gelir ;

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta (U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1.12)$$

Reynolds diferansiyel denklemi böylece en basit halini alır.

1.2. Yarı Kutupsal Koordinatlarda Reynolds diferansiyel Denklemi:

Bazı yatak problemlerinde, örnek olarak eksenel yatakların incelenmesinde denklemin kutupsal koordinatlarda yazılmış şekli ile çalışmak daha elverişli olabilir. Böylece bu tür yataklarda kayma hızının dönme eksenine olan uzaklıkla değişiminin de kolayca hesaba katılması mümkün olur [1],[2]. Kutupsal koordinatlarda çalışılırken düzlemsel filmin herhangi bir noktasının koordinatı o noktanın bulunduğu yarı çapa ve koordinat eksenleriyle yaptığı açıya bağlı olarak hesaplanabilir, aynı zamanda bu noktaya ait teğetsel ve radyal hızlar da hesaplanarak bulunan değerler Reynolds denkleminde yerine yazılırsa bu denklemin yarı kutupsal koordinatlardaki ifadesi elde edilebilir. Böylelikle eksenel yatakların incelenmesinde daha elverişli kullanılabilen bir denklem elde edilmiş olur.



Şekil 1.5. Düzlemsel Filmin Yarı Kutupsal Koordinatları

Düzlemsel filmin herhangi bir noktasının koordinatları şekil 1.5' e göre

$$x = r \cos\theta, \quad y = r \sin\theta$$

şeklinde yazılır. x ve z doğrultularındaki kayma hızları U ve S den U_t teğetsel ve U_r radyal hızları

$$U_t = -U \sin\theta + S \cos\theta$$

$$U_r = U \cos\theta + S \sin\theta$$

şeklinde yazılır, bunlar kartezyen koordinatlardaki denkleme taşınır ve denklem düzenlenirse Reynolds diferansiyel denklemi yarı kutupsal koordinatlarda

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r \rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6 \left[\frac{\partial}{\partial \theta} (\rho h U_t) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho h U_r) + 2 \rho V r \right] \quad (1.13)$$

olur. Eksenel kaymalı yataklarda O ekseni aynı zamanda dönme ekseni olarak alınır ;

$$U_t = \omega r = \pi n r / 30 \quad \text{ve} \quad U_r = 0 \quad \text{olur ve denklem şu şekli alır ;}$$

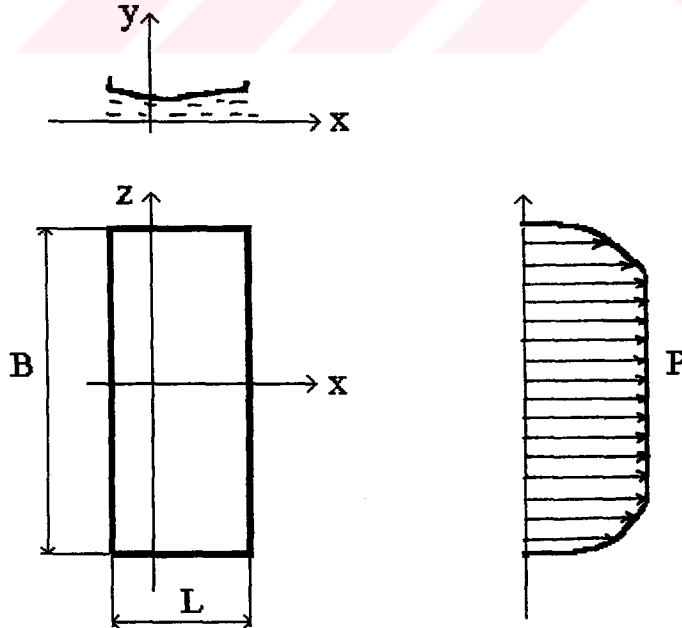
$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r \rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6 \omega r \frac{\partial (\rho h)}{\partial \theta} + 12 r \rho V \quad (1.14)$$

1.3. Reynold Diferansiyel Denkleminin Çözümü

Yağlama problemlerinin temel denklemi olan Reynolds diferansiyel denkleminin en genel halinin analitik çözümü yoktur. Bir çok uygulamada söz konusu probleme bağlı olarak bazı basitleştirmelerle denklem çözüm için daha uygun bir şekle sokulabilir. Reynolds denklemi ve diğer ilgili denklemlerin yapısı işlemlerin boyutsuz büyüklüklerle yapılmasına imkan verir. Böylece kullanılabilme açısından genelliği daha fazla olan sonuçlar elde edilir. Ancak denklem boyutluda olsa boyutluda olsa boyutsuzda olsa çözüm metodu bakımından fark yoktur. Aşağıda çözüm metodlarından bahsedilecektir [2].

1.3.1. Sonsuz Geniş Yatak Varsayımı

Filmin kendisinin veya açılımının dikdörtgen bant şeklinde olduğu durumlarda, B genişliği L uzunluğuna göre yeteri kadar büyükse (şekil 1.6) z doğrultusunda basınç değişimi çok küçük olur.



Şekil 1.6. Sonsuz Geniş Yatak

Denklemin daha önceki sayfalarda verilen şekilde yazılışına göre soldan ikinci terimdeki $\partial p / \partial z$ ihmal edilebilir. Bu z doğrultusundaki akışkan hareketinin (yan akımların) basınç oluşumundaki etkisinin ihmal edilmesi demektir. Ek olarak filmin kalınlığının z den, akışkanın viskozitesinin ve yoğunluğunun x ve z den bağımsız olduğu varsayılırsa Reynolds denklemi şu hali alır.

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dP}{dx} \right) = 6U\eta \cdot \frac{dh}{dx} + 12 \cdot \eta \cdot V \quad (1.15)$$

Bazı yağ filmlerinde, misal olarak disk şeklinde yuvarlanma veya kaymalı yuvarlanma hareketi yapan iki parça arasındaki yağ filmlerinde genişlik uzunluğuna göre çok büyüktür ve yukardaki varsayım rahatlıkla yapılabilir. Ayrıca, sınırlı genişliğe sahip filmlerde de yan akımlar ihmal edilerek yapılacak çözümler en azından filmin bir çok özelliği hakkında kalitatif olarak iyi bir fikir verir. Normal V hızının sıfır olduğu durumlarda 2.1 bağıntısı

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dP}{dx} \right) = 6 \cdot \eta \cdot U \cdot \frac{dh}{dx} \quad (1.16)$$

olur ve x' e göre integrasyonla basınç;

$$P = 6\eta U \int \frac{dx}{h^2} + C_1 \int \frac{dx}{h^3} + C_2 \quad (1.17)$$

şeklinde bulunur. C_1 ve C_2 integrasyon sabitleri sınır şartlarından kolaylıkla bulunabilir. Sonsuz geniş yatak varsayımı $B / L > 4$ olan filmler için pratik olarak geçerli sonuçlar verir [2].

1.3.2. Dar Yatak Yaklaşımı

Yatakta x doğrultusunda birim genişlik ve h yüksekliğindeki bir alandan geçen yağ debisi ($U_1=U$ ve $U_2=0$ için)

$$q_x = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{Uh}{2} \quad (1.18)$$

olur. Yatak yeteri kadar dar ise yani $B/L \ll 1$ ise x doğrultusundaki basınç gradyanından dolayı oluşan debi $Uh/2$ den epeyce küçük olur ve ihmal edilebilir.

Bu durumda

$$q_x = \frac{Uh}{2}$$

ve

$$q_z = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (1.19)$$

olduğu düşünülebilir. η =sabit, $V=0$ ve h ' in yalnız x e bağlı olduğu filmlerde bu süreklilik denkleminde taşınırsa

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_z}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{Uh}{2} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 0 \quad (1.20)$$

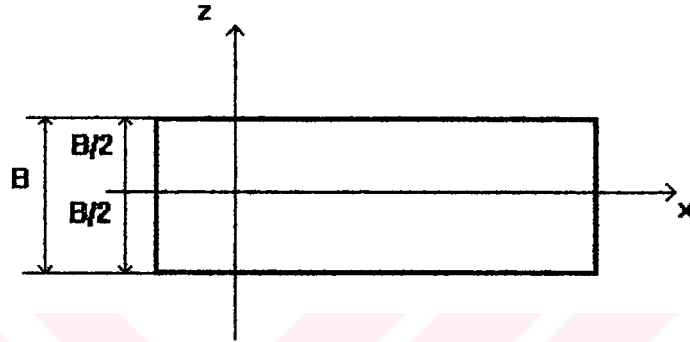
ve

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 6U\eta \frac{dh}{dx} \quad (1.21)$$

ve z ye göre integrasyonla filmdeki basınç dağılımı

$$p = 6U\eta \frac{\partial h}{\partial x} \frac{z^2}{h^3} + C_1 z + C_2 \quad (1.22)$$

şeklinde bulunur.



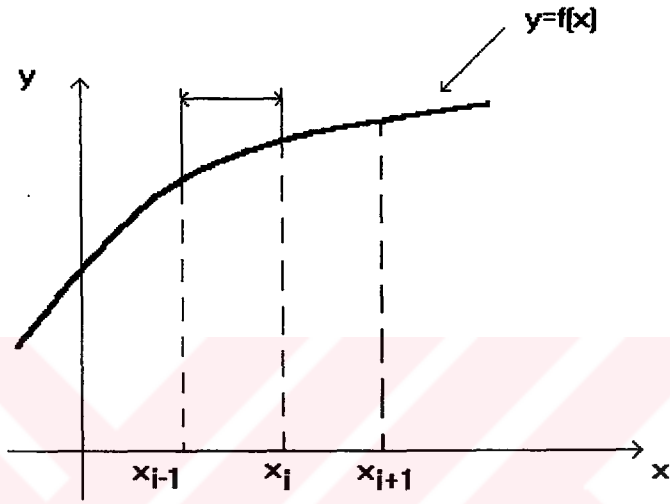
Şekil 1.7. Dar Yatak

İki sınır şartı ile integrasyon sabitleri bulunabilir. Dikdörtgen şeklindeki filmlerde eksen takımları Şekil 1.7. deki gibi alınırsa $z = -B/2$ ve $z = B/2$ için $p=0$ sınır şartları ile basınç belirlenir. Dar yatak yaklaşımı filmin başlangıç ve bitiminde $\partial h / \partial x$ 'in sıfır olduğu geometriler için kullanılabilir.

1.3.3. Numerik Çözüm Metodları

Bilgisayarların devreye girmesi, bellek kapasitelerinin ve hızların günden güne artması çeşitli nümerik metodların hemen hemen her türlü yağlama probleminin çözümü için kullanılmalarına imkan vermiştir. Çözüm metodlarında gerek film geometrisi gerekse sınır şartları bakımından bir sınırlama yapmaya gerek yoktur. Viskozitenin ve yoğunluğun değişimi de hesaba katılabilir. Böylece problemleri daha gerçekçi modellerle incelemek mümkün olmuştur. En fazla kullanılan nümerik hesap metodları "sonlu farklar" ve "sonlu elemanlar" metodlarıdır. Bu çalışmada günümüzde yağlama problemlerinde en fazla kullanılan sonlu farklar metodu kullanılmıştır [2].

1.3.3.1. Sonlu Farklar Metodu İle Numerik Çözüm



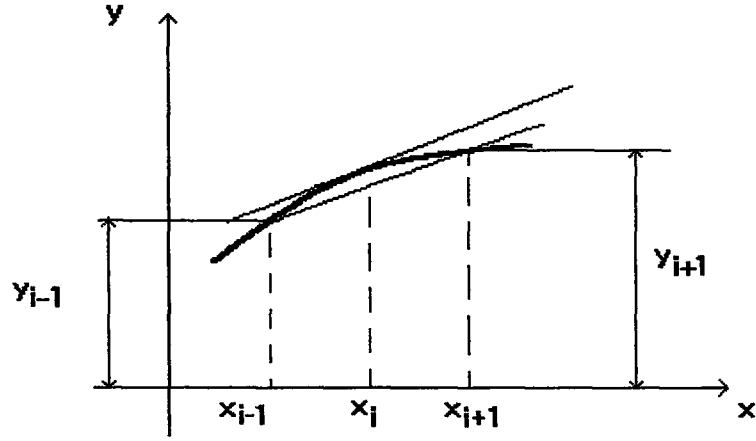
Şekil 1.8. $y=f(x)$ Eğrisi

Herhangi bir $y=f(x)$ bir diferansiyel denklemin çözümü olsun. Reynods denkleminin en genel hali ele alındığında

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12V$$

Burada $P(x,z)$, $h(x,z)$, $\rho(x,z)$, $\eta(x,z)$

ρ , h , η nin birinci türevleri, P nin birinci ve ikinci türevleri vardır.



Şekil 1.9. Sonlu Farkların $y=f(x)$ Eğrisinde Gösterilmesi

$$\frac{dy}{dx} = \frac{y_{i+1} - y_{i-1}}{2\Delta x}$$

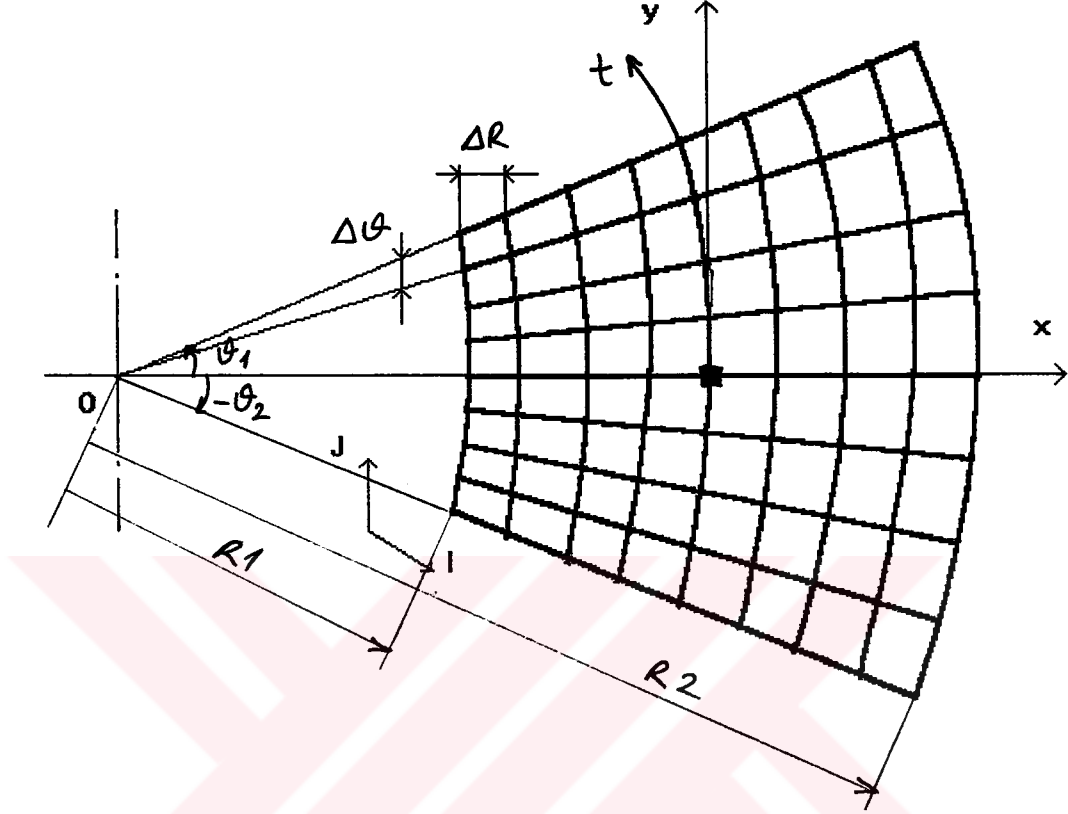
şeklinde yazılabilir. Eğride keskin dönüşler yok ise Δx yeteri kadar küçük alınırsa bu yaklaşımla oldukça hassas bir sonuç elde edilir.

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{y_{i+1} + y_{i-1} - 2y_i}{\Delta x^2}$$

şeklinde yazılabilir. Reynolds denkleminde

$$\frac{dP}{dx}, \frac{d^2P}{dx^2}, \frac{d^2P}{dz^2}, \frac{dP}{dx}, \frac{dh}{dx}, \frac{dh}{dy}, \frac{d\eta}{dx}, \frac{d\eta}{dy}, \frac{dp}{dx}, \frac{dp}{dy}$$

ifadeleri bulunmaktadır. Bu ifadelerin sonlu farklar şeklinde yazılması için yatak alanı belli sayıda bölümlere ayrılır.



Şekil 1.10. Yatak Alanının Bölümlere Ayrılması

Denklem sonlu farklara göre yazılırsa mesela basınç her nokta için yazılırsa

$$F_1(x) \cdot P_{i-1} + F_2(x) \cdot P_i + F_3(x) \cdot P_{i+1} + F_4(x) = 0$$

şeklinde bir denklem elde edilir. Yatak alanında $n \times q$ adet nokta olduğuna göre $n \times q$ adet de denklem elde edilir. Bu lineer denklem takımının çözümü bize her i, j noktasındaki basıncı verir.

Özellikle yatağın şekli karmaşık ise iteratif metodla daha iyi sonuçlar elde edebiliriz. Bu yöntemde

- Önce $P_{i,j}$ dağılımı için bir ön kabul yapılır. Yani her $P_{i,j}$ için bir değer tayin edilir.
- Bu $P_{i,j}$ lerle Reynolds denkleminde gidilir. Denklem önce

$$P_{i,j} = f(P_{i-1}, P_{i+1}, P_{j+1}, P_{j-1}, x, z)$$

şeklinde düzenlenir.

$$(P_{i,j})_k \quad \text{ve} \quad (P_{i,j})_{k+1} \quad \text{elde edilir.}$$

Giriş değeri ile yeni bulunan değer arasındaki fark her nokta için yeteri kadar küçük ise hesaba son verilir.

$$(\Delta P)_{i,j} = (P_{k+1} - P_{k-1})$$

$$\left(\left| \frac{P_{k+1} - P_k}{P_k} \right| \right)_{i,j} \max \leq A_1$$

veya

$$\left| \frac{\sum (P_{k+1} - P_k)}{\sum P_k} \right| \leq A_2$$

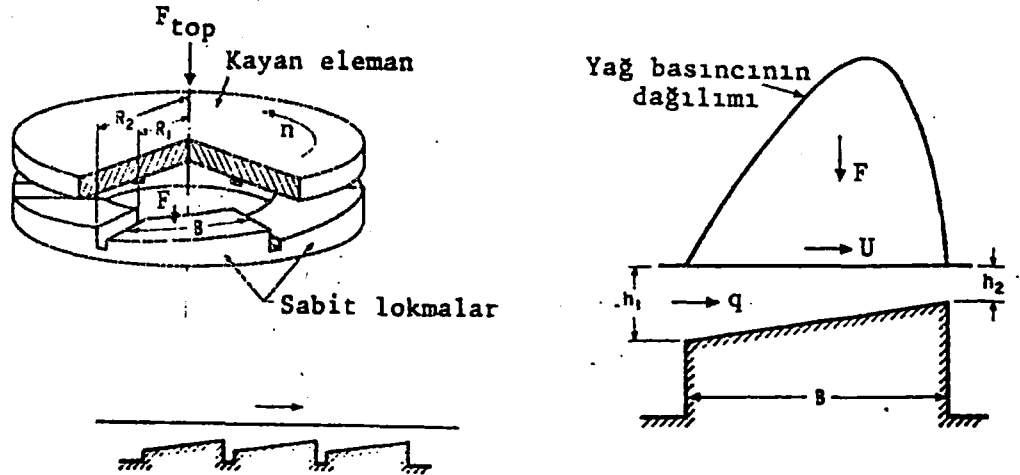
ise hesaba son verilir. Değil ise yeni bulunan $P(i,j)$ takımı ile hesaba yukardaki şartlar elde edilinceye kadar devam edilir [2].

BÖLÜM 2

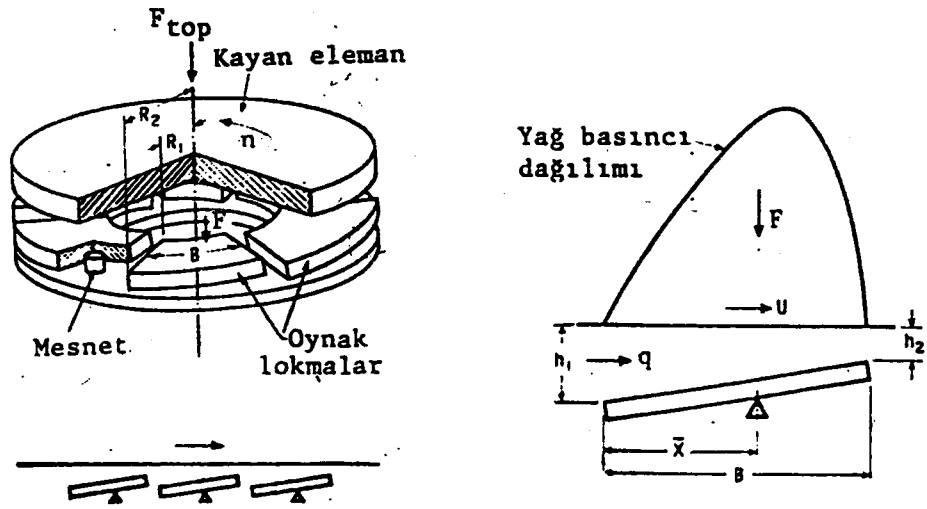
2. EKSENEL HİDRODİNAMİK KAYMALI YATAKLAR

Eksen yöndeki kuvvetleri karşılayan yataklara eksenel hidrodinamik kaymalı yataklar denir. Çeşitli türbomakinalarda örnek olarak buhar, su, gaz türbinleri pompalar ve kompresörlerde makinanın fonksiyonu sonucu oluşan yüklerin, eksenini yatay olmayan su türbinleri ve pompalarda ise ek olarak ağırlık kuvvetlerinin de hareketli milden sabit gövdeye iletilmesi eksenel yatakların belli başlı kullanım alanlarıdır. Ayrıca gemilerde pervanede oluşan kuvvetin şaft üzerinden gemi gövdesine iletilmesi için kullanılır [3].

Eksenel yataklarda hareket yönünde daralan aralık, yatak yüzeyini birtakım bölümlere ayırmak ve bu bölümlere hareket yönünde bir eğim vermek suretiyle elde edilir. Eğim değişken veya sabit olabilir. Böylece kama şeklinde daralan bir yağ filmi oluşur. Bu bölümlerin herbirine bir oynaklık sağlanırsa lokma adını alır ve bu tür yataklara oynak lokmalı yatak adı verilir. Bu yataklar Avrupa' da Michell, Amerika' da ise Kingsbury yatakları olarak bilinir (Şekil 2.1. ve 2.2.).



Şekil 2.1. Sabit Eğimli Eksenel Yataklar



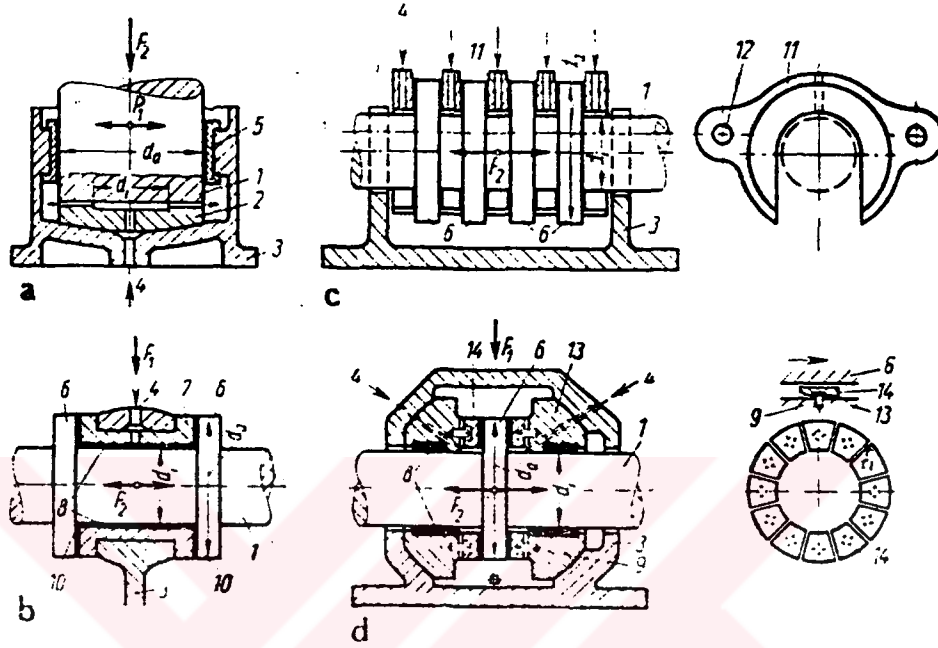
Şekil 2.2. Değişebilen Eğimli Yatak(Oynak Lokmalı Yatak)

2.1. Eksenel Yatak Cinsleri

Kullanılan belli başlı yatak tipleri şekil 2.3. de görülmektedir. Bunların dikey ve yatay tipleri vardır.

2.1.1. Topuk Yataklar

Düsey yataklardan, milin alt kısmına gelen ve ancak milin ucu ile yataklandırılmış olan yataklara "Topuk yatağı" denir. Şekil da basit bir topuk yatağı görülmektedir. Şekil 2.3. de alt kovani vida ile tutturulmuş bir kama plakası ve mile konik geçirilip vida ile sabitleştirilmiş bir karşı parça görülmektedir [3].



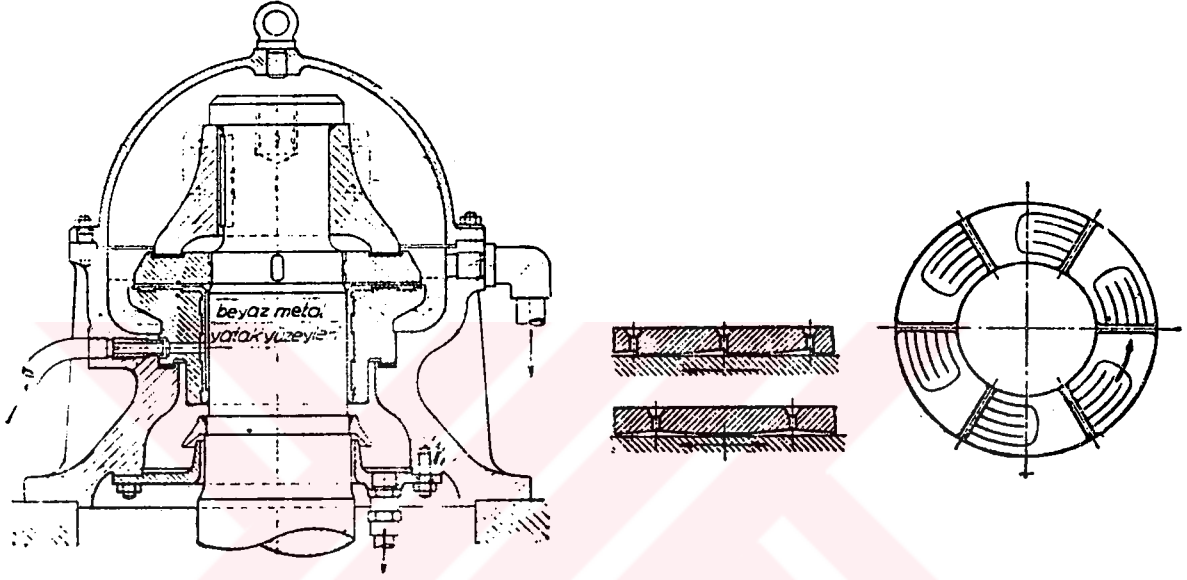
Şekil 2.3. Çeşitli eksenel yatak tipleri: a) düşey yatak; b, c ve d) yatay yatak
 a) Topuk yatağı, b) Faturalı yatak, c) Koler yatağı, d) lokmalı yatak
 1. Mil ve muylu, 2. Kayma plakası, 3. Gövde, 4. Yağ sevk kanalı, 5. Radyal yatak, 6. Mildeki fatura, 7. Yatak zarfı, 8. Radyal yükü taşıyan kayma yüzeyi, 9. Lokma pimi, 10. Eksenel yükü karşılayan kayma yüzeyi, 11. Eksenel yükü karşılayan 5 adet at nalı, 12. Vidalı muylular için delikler, 13. Yatak taban çemberi, 14. lokmalar.

2.1.2. Taşıma Yatağı

Düşey millerin üst uçlarını yataklandırmak için yataklar, türlü düzenlerle askıya alınır. veya özel konsol konstrüksiyonlarına oturtulur.

Büyük yükleri karşılamak için yatak yüzeyini büyütmek gerekir. Böyle bir yatak Şekil 2.4. de görülmektedir. Yatağa gelen yük şekilde görülen geniş bir

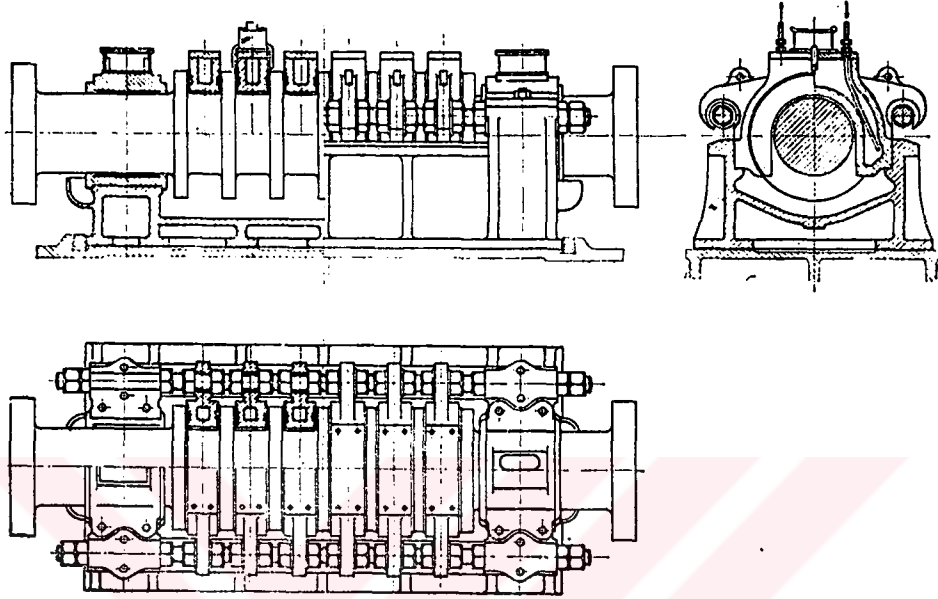
embere oturur. Yağlama bir yağ tulumbası yardımıyla doğruca radyal yatağın ortasından yapılmakta olup sıvı sürtünmeyi sağlamak için sürtünme yüzeylerine eğim verilmiştir. Bu konik yüzeyler, dönüş sırasında yağ altlarına alıp, kama etkisiyle yükselirler ve yatak yüzeyleri arasında bir yağ filminin meydana gelmesini sağlayarak hidrodinamik yağlamayı gerçekleştirirler.



Şekil 2.4. Su Türbini Taşıma Yatağı

2.1.3. Koler Yatakları

Sınır sürtünme ile çalışan Koler yatakları düşük yüzey basınç ve hızlarında kullanılır. Eski türbinlerde ve gemilerde bu tip yataklara rastlanır, bu gün yerlerini oynak lokmalı yataklar almıştır. Meydana gelebilecek büyük santrifüj kuvvetleri ve gemilerdeki yersizlik nedeniyle çapları fazla büyük alınmayıp at nalı şeklindeki dilimlerin sayısı artırılır (Şekil 2.5). Çaplarının büyükçe oluşu nedeniyle meydana gelen santrifüj kuvvetler yağlanmalarını zorlaştırır. Gemilerin ileri-geri hareketlerini karşılayabilmek için bu yataklar her iki eksen yönünde de yük kaldırır şekilde yapılır [3].



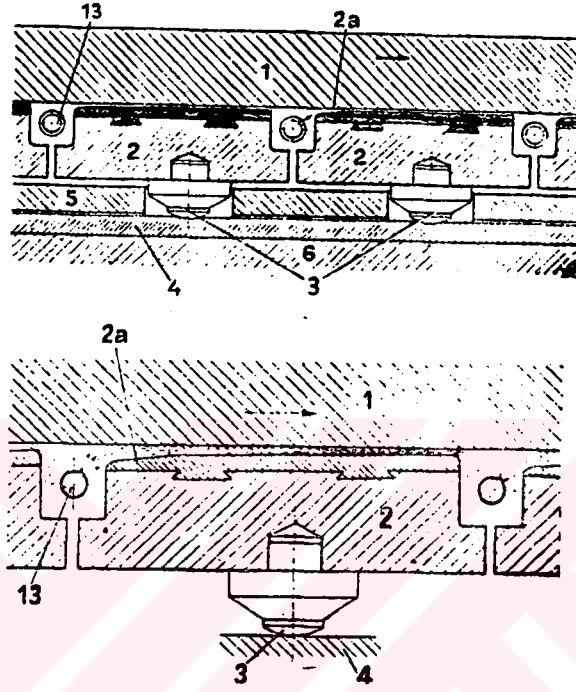
Şekil 2.5. Gemi Şaftı Koler Yatağı

3.1.4. Oynak Lokmalı Yataklar

Bu yataklarda yükü karşılayan halka bir çok bağımsız lokmadan meydana gelir. Bunlar ya bir civatanın tepesinde otururlar veya bir diske oynak olarak bağlanmışlardır. Bu lokmalar milin dönüş hızına göre eğimlerini kendiliğinden ayarlarlar ve en uygun yağ filminin otomatik olarak meydana gelmesini sağlarlar. Taşıyıcı lokmaların eşit olarak yüklenmeleri altlarındaki ayar vidaları ile sağlanır. İki yönde dönebilen lokmalı yatakta ise, ayarlama otomatik olarak çelik bilyalarla yapılır.

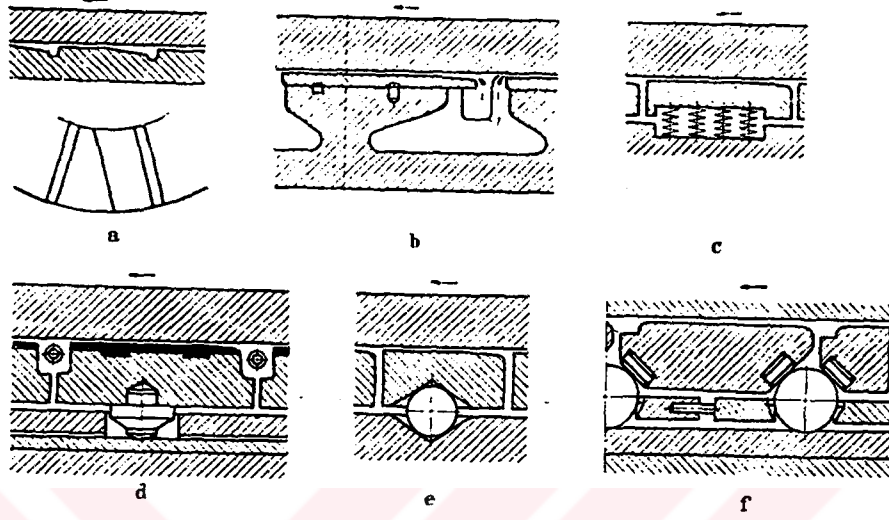
Oynak lokmalı eksenel yataklarda bütün lokmaların aynı derecede yüklenmeleri sağlanmalıdır. Aksi halde biraz yüksek kalmış olan birkaç lokma bütün yükü karşılayarak fazla aşınırlar ve yatak bozulur. Montajda bütün lokmaları aynı düzlem içinde bulunacak şekilde ayarlamak mümkün olmaz. Bu nedenle ince

ayarlarını basınç altında otomatik olarak yapmaları için özel düzenekler yapılır. Bu ayarlama Şekil 2.6 deki lokmalı yatakta görülmektedir [3],[4].



Şekil 2.6. Oynak Lokmaların Çalışma Şekli

Şekilde tek parçalı yatak üst çemberi(1), alt yatak lokmaları(2), küresel nokta mesnetleri(3), yumuşak metalden ayar plakası(4), yatak tabanı(6) ve kafes(5) ile gösterilmiştir. 4 no lu yumuşak demir plakası , lokmaların yükseklik ayarlarını yapar. Montajda, bir lokmanın biraz yüksek kaldığını kabul edelim, üzerine binen fazla yükte küresel mesnet(3) yumuşak demir ayar plakasına (4) fazla gömülür ve yükseklik ayarı otomatik olarak sağlanır. 1 no lu yatak çemberi su verilmiş ve taşlanmış çelikten olup yatak lokmaları (2) beyaz metalle kaplanmıştır.



Şekil 2.7. Eksenel Yataklarda Lokmaların Çeşitli Düzenleri

- a) Tek parçalı halkada konikleştirilmiş sürtünme yüzeyleri ve radyal yağ kanalları.
- b) Tek parçalı halka üzerinde oynak taşıma plakaları
- c) Spiral yaylara oturan oynak lokma
- d) Küresel mesnetli oynak lokmalar
- e) Bilyaya ortadan oturan oynak lokma ; yükseklik ayarı bilyaların alttaki yumuşak demir halkaya batmaları ile otomatik olarak yapılır.
- f) Bilyalara yandan oturan oynak lokma. Lokmalar bilyaları sağa ve sola sürmekle yükseklik ayarlarını otomatik olarak yaparlar.

BÖLÜM 3

REYNOLDS DEKLEMİNİN YARI KUTUPSAL KOORDİNATLARDA SONLU FARKLAR METODU İLE NUMERİK OLARAK ÇÖZÜMÜ

Reynolds denkleminin kutupsal koordinatlarda en genel halini şu şekilde ifade etmiştik

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r \rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6 w r \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} + 12 r \rho V \quad (3.1)$$

Bu çalışmada ele alınan oynak lokmalı eksenel kaymalı yatakta viskozitenin ve yoğunluğun sabit olduğu kabulü ile denklemi yeniden düzenlersek

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6 w r \eta \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (3.2)$$

düzenini alır.

Bu denklemdeki ifadelerin kısmi türevlerini alırsak

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) &= h^3 \frac{\partial p}{\partial r} + 3 h^2 \frac{\partial h}{\partial r} \cdot r + r h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial r^2} \\ &= h^3 \frac{\partial p}{\partial r} + 3 h^2 r \frac{\partial h}{\partial r} + r h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial r^2} \end{aligned} \quad (3.3)$$

ve

$$\begin{aligned}
\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) &= \frac{1}{r} \frac{\partial h^3}{\partial \theta} \cdot \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{1}{r} h^3 \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} \\
&= \frac{1}{r} 3h^2 \frac{\partial h}{\partial \theta} \cdot \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{1}{r} h^3 \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2}
\end{aligned} \tag{3.4}$$

Elde edilen bu ifadeleri denkleminde yerine koyarsak

$$h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} + 3h^2 r \frac{\partial h}{\partial r} \frac{\partial P}{\partial r} + rh^3 \frac{\partial^2 P}{\partial r^2} + \frac{1}{r} 3h^2 \frac{\partial h}{\partial \theta} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{1}{r} h^3 \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} = 6\omega r \eta \frac{\partial h}{\partial \theta} \tag{3.5}$$

şeklini alır. Bu denklemde dikkat edilirse $\partial P / \partial r$, $\partial P / \partial \theta$, $\partial^2 P / \partial \theta^2$, $\partial^2 P / \partial r^2$, $\partial h / \partial \theta$, $\partial h / \partial r$ ifadeleri bulunmaktadır. Bu ifadeler sonlu farklar yöntemine uygun olarak yazılırsa [5],[6].

$$\frac{\partial P}{\partial r} = \text{PERETU} = \frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta r} \tag{3.6}$$

$$\frac{\partial P}{\partial \theta} = \text{PETETU} = \frac{P_{i,j+1} - P_{i,j-1}}{2\Delta \theta} \tag{3.7}$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} = \text{PETETU}^2 = \frac{P_{i,j+1} + P_{i,j-1} - 2P_{i,j}}{(\Delta \theta)^2} \tag{3.8}$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial r^2} = \text{PERETU}^2 = \frac{P_{i+1,j} + P_{i-1,j} - 2P_{i,j}}{(\Delta r)^2} \tag{3.9}$$

$\partial h / \partial r$ ve $\partial h / \partial \theta$ ifadelerini sonlu farklar şeklinde yazmak için akışkan film kalınlığının x ve y yönlerinde değişimini veren ifadeyi yazar ve bu ifadelerin r ve θ ya göre türevlerini alırız ve böylelikle tüm ifadeleri sonlu farklar şeklinde yazmış oluruz [7],[8].

Burada h_0 xy koordinat aksenlerinin başlangıç noktasındaki ortalama film kalınlığıdır. Bu değer için bir ön kabul yapılarak y doğrultusuyla film kalınlığını ifade etmek istersek

$$h(y) = h_0 + y \cdot \tan\alpha$$

şeklinde yazabiliriz.

Benzer şekilde film kalınlığının x doğrultusunda değişiminide şu biçimde hesaplayabiliriz.

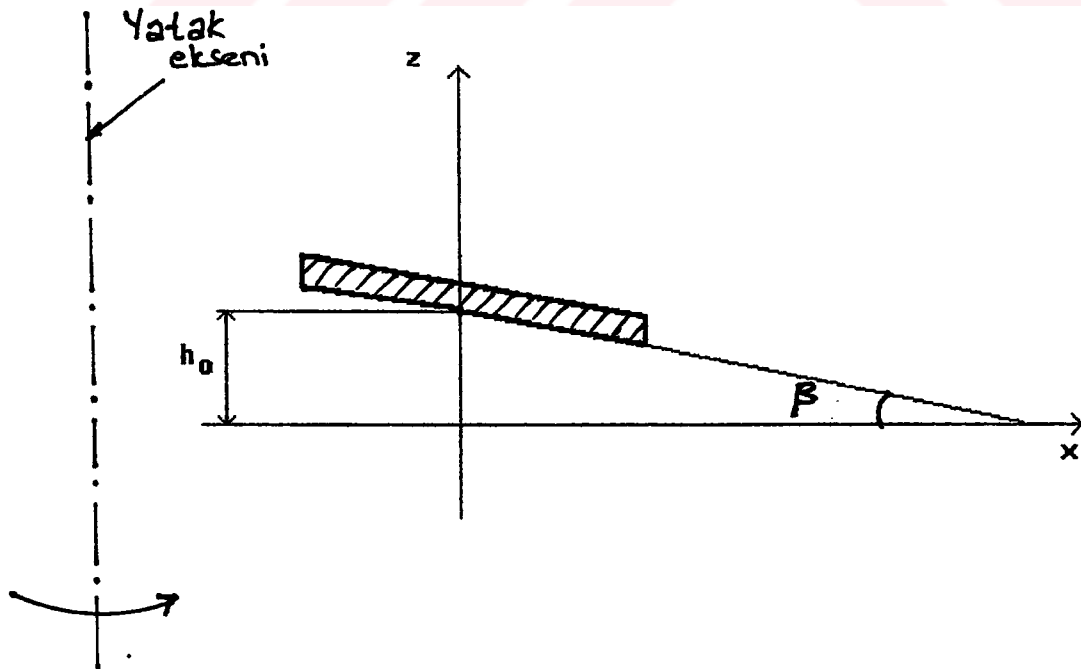
$$h(x) = h_0 - x \cdot \tan\beta$$

x ve y değerlerini $R_{i,j}$ ve tetaya göre

$$x = R_{i,j} \cdot \cos\theta - R_0$$

$$y = R_{i,j} \cdot \sin\theta$$

ifadeleriyle hesaplarız.



Şekil 3.3. x Eksenine Yönünde Film Kalınlığının Değişimi
(II. Konumdan Bakış)

Bu x ve y ifadelerini denklemde yerine koyarsak film kalınlığının değişimini R ve θ 'ya göre şu şekilde yazarız

$$h(r, \theta) = h_0 - (R_{i,j} \cdot \cos\theta - R_0) \cdot \tan\beta + R_{i,j} \cdot \sin\theta \cdot \tan\alpha \quad (3.10)$$

Ve elde edilen bu formülün r ve θ ya göre türevlerini alırsak bunların sonlu farklara göre yazılmasını sağlarız.

$$\frac{\partial h}{\partial r} = \text{HARETU} = -\cos\theta \cdot \tan\beta + \sin\theta \cdot \tan\alpha \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial h}{\partial \theta} = \text{HATETU} = R_{i,j} \sin\theta \cdot \tan\beta + R_{i,j} \cos\theta \tan\alpha \quad (3.12)$$

Buraya kadar elde edilen sonlu fark ifadeleri Reynolds denkleminde yerine yazılırsa

$$\begin{aligned} h^3 \frac{\partial P}{\partial r} + 3h^2 r \cdot \text{HARETU} \cdot \frac{\partial P}{\partial r} + rh^3 \frac{\partial^2 P}{\partial r^2} + \frac{1}{r} 3h^2 \cdot \text{HATETU} \cdot \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{1}{r} h^3 \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} &= 6wr\eta \cdot \text{HATETU} \\ h_{i,j}^3 \left(\frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta r} \right) + 3h_{i,j}^2 \cdot r_{i,j} \left(\frac{P_{i-1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta r} \right) \cdot \text{HARETU} + r_{i,j} \cdot h_{i,j}^3 \left(\frac{P_{i+1,j} + P_{i-1,j} - 2P_{i,j}}{\Delta r^2} \right) &+ \\ \frac{3}{r_{i,j}} h_{i,j}^2 \left(\frac{P_{i,j+1} - P_{i,j-1}}{2\Delta \theta} \right) \cdot \text{HATETU} + \frac{h_{i,j}^3}{r_{i,j}} \left(\frac{P_{i,j+1} + P_{i,j-1} - 2P_{i,j}}{\Delta \theta^2} \right) &= 6wr_{i,j} \cdot \text{HATETU} \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$A_1 = h_{i,j}^3 \left(\frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta r} \right)$$

$$A_2 = 3h_{i,j}^2 \cdot r_{i,j} \left(\frac{P_{i-1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta r} \right) \cdot \text{HARETU}$$

$$A_3 = r_{i,j} \cdot h_{i,j}^3 \left(\frac{P_{i-1,j} + P_{i-1,j}}{\Delta r^2} \right)$$

$$A_4 = \frac{3}{r_{i,j}} h_{i,j}^2 \left(\frac{P_{i,j+1} - P_{i,j-1}}{2\Delta\theta} \right) \cdot \text{HATETU}$$

$$A_5 = \frac{h_{i,j}^3}{r_{i,j}} \left(\frac{P_{i,j+1} + P_{i,j-1}}{\Delta\theta^2} \right)$$

$$D = 6wr_{i,j} \cdot \text{HATETU}$$

$$B = P_{i,j} \left(\frac{-2 \cdot r_{i,j} \cdot h_{i,j}^3}{\Delta r^2} - \frac{2 \cdot h_{i,j}^3}{r_{i,j} \cdot \Delta\theta^2} \right) \quad (3.14)$$

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + P_{i,j} \cdot B = D$$

$$P_{i,j} = \frac{D - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5)}{B} \quad (3.15)$$

Bu şekilde yatak alanında her i,j noktasına tekabül eden basıncın değeri bulunmuş olur.

Daha önce ifade edildiği gibi önce yatak alanında her i,j noktasına başlangıç için bir basınç atanır ve bu ön basınç ile hesaplanan basınç arasındaki hata belli bir değerden küçük olana kadar iterasyon yapılır.

BÖLÜM 4

4. Bilgisayar Programının Tanıtılması

Farklı yatak hızı, vizkozite, yük ve mafsal konumuna bağlı olarak lokkmaların denge konumunda sahip oldukları eğim açıları ve bu eğimler doğrultusundaki basınç değişimi, minimum akışkan film kalınlığı ve yeri, maksimum basıncın değeri ve konumunun hesaplanması için Fortran77 programlama diliyle bir program hazırlanmıştır.

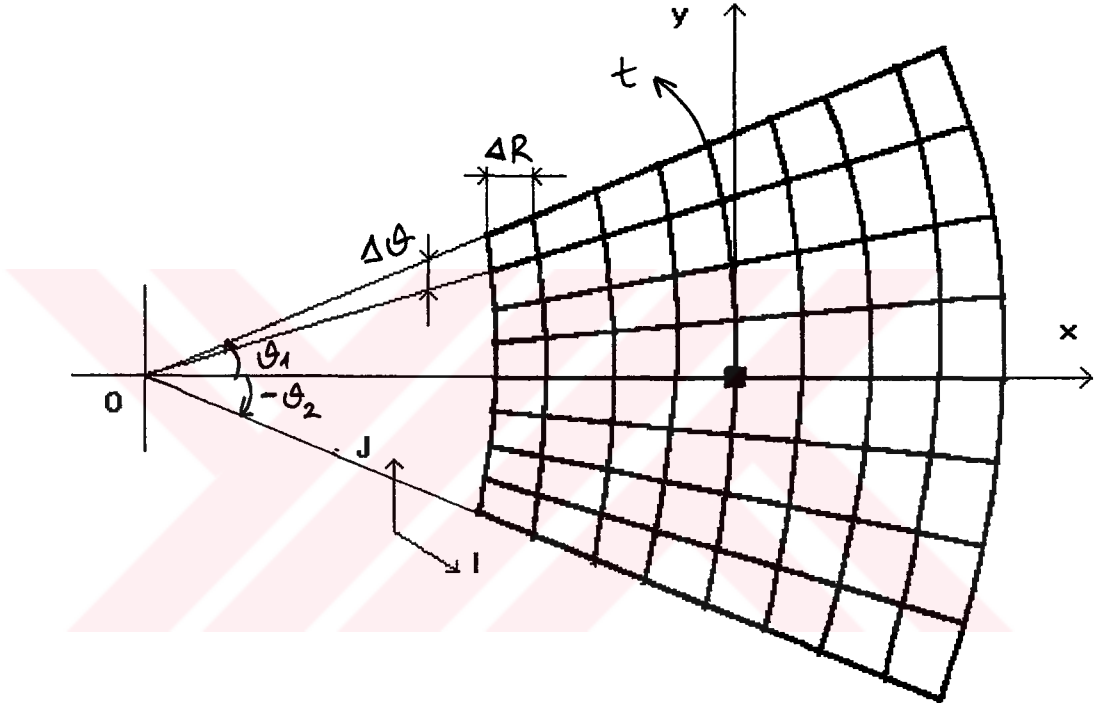
Eksenel yatakta bulunan lokmalardan bir tanesi alınarak yatağın boyutları, vizkozite değeri ve yatağın bölündüğü grid sayısı, devir sayısı ve yatak yükü programa girilir.

Daha sonra tahmini giriş değerleri olarak lokma geometrisinde gösterilen y eksenini, yani yetağın dönme yönüne paralel yöndeki α açısı ve x eksenini, yani dönme yönüne dik doğrultudaki β açısı tahmini olarak girilir. Ayrıca yine tahmini olarak ortalama film kalınlığı için bir değer ve maksimum basınç için de bir değer girilir.

Girilen bu maksimum basınç değerine göre x yönünde, lokmanın sınırlarında basınç değeri sıfır olmak üzere parabolik ve simetrik bir basınç değişimi olduğu farzedilir. Aynı şekilde lokmanın y eksenini boyunca da bu parabolik basıncın her iki lokma sınırlarına doğru doğrusal bir değişim göstererek lokma sınırlarında sıfır olduğu düşünülerek lokma alanındaki her bir noktaya bir ön basınç atanmış olur.

Aynı şekilde tahmini α ve β açılara ve ortalama film kalınlığına göre her bir nokta için bir film kalınlığı bulunmuş olur. Bu değerlerin sonlu farklar şeklinde yazılmış Reynolds denkleminde yerine konması ile yeni bir basınç değeri bulunur. Bulunan bu yeni basınç değeri ile eskisi arasındaki hata istenen değerden küçük olana kadar iterasyon işlemine devam edilir.

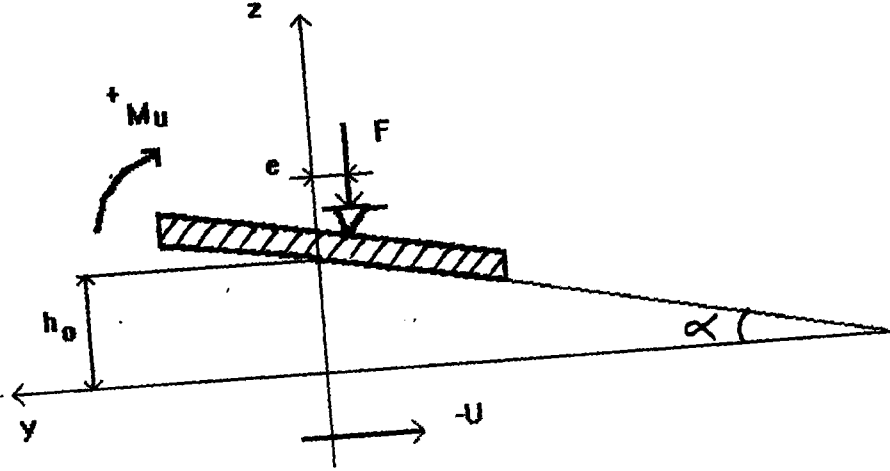
Bunda sonra yatağın her bir düğümdeki birim alanı hesaplanır ve bu noktadaki basınç ifadesiyle çarpılınca o noktanın taşıdığı kuvvet bulunmuş olur. Bu bulunan birim taşıma kuvvetinin tüm lokma alanı boyunca toplanması ile toplam lokma taşıma



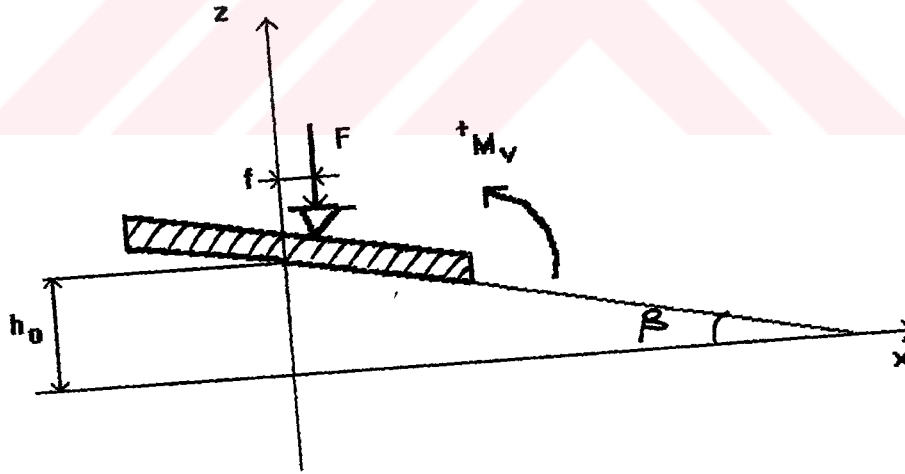
Şekil 4.1. Yatak Alanının Gridlere Bölünmesi

yükü bulunmuş olur. Bulunan bu kuvvet lokma sayısı ile çarpılınca da toplam yük taşıma kapasitesi elde edilmiş olur.

Elde edilen bu taşıma kapasitesi yatak yükü ile karşılaştırılır. Şayet yatak yükü elde edile değerden büyük ise başlangıçta tahmini olarak girilmiş olan ortalama film kalınlığı h_0 'ın



Şekil 4.3. U Eksenini Etrafında Moment Alınışı



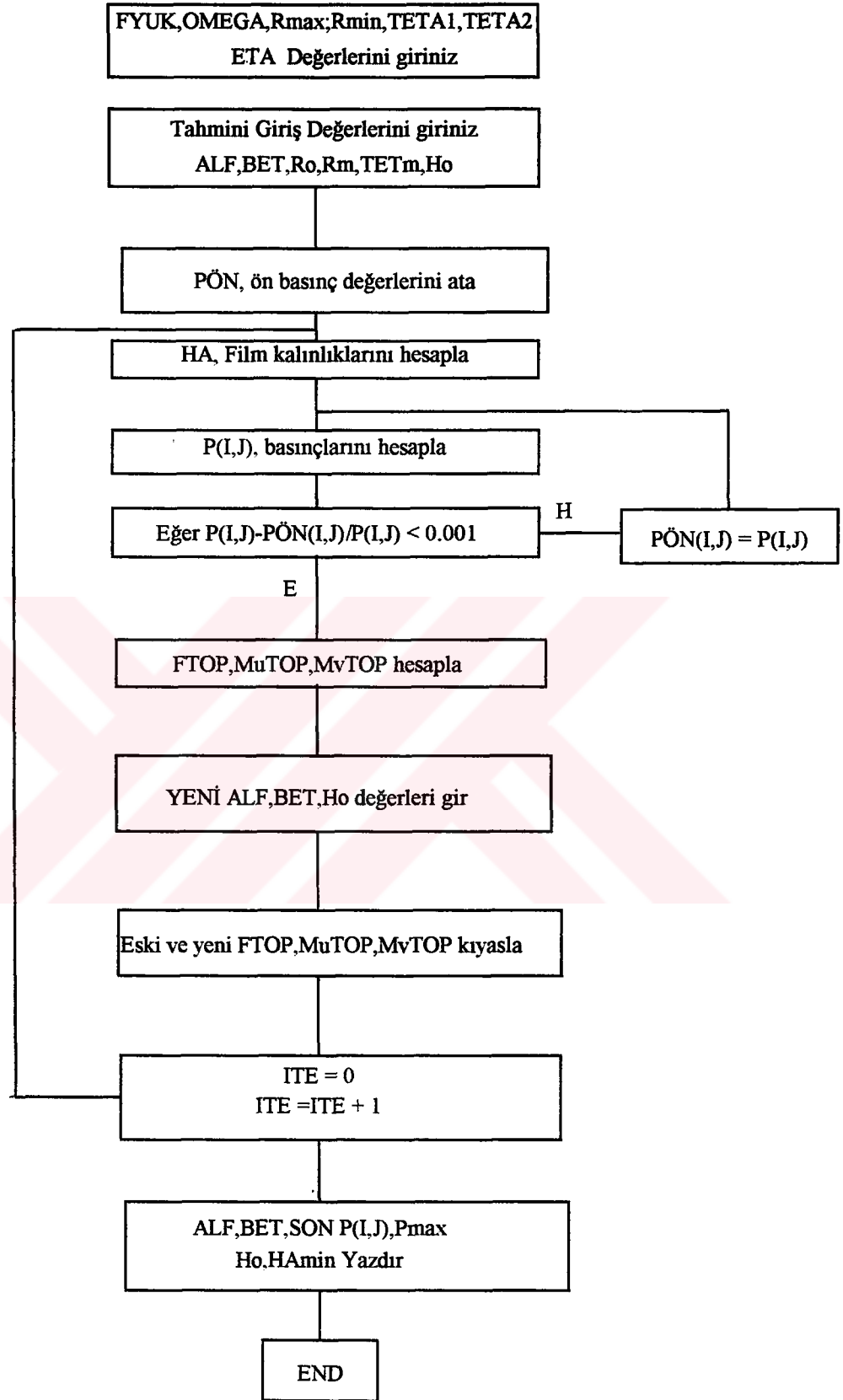
Şekil 4.4. V Eksenini Etrafında Moment Alınışı

Lokma üzerinde herhangi bir mafsal noktası belirlenerek bu mafsal noktasında yeni bir eksen takımı tanımlanır. Şekil 4.3. ve 4.4. de görüldüğü gibi bu eksenlerde

M_u ve M_v olmak üzere iki moment tanımlanmış ve yönleri şekilde belirtilmiştir. Bu momentlerin dengeye ulaşması için alfa α ve beta β açılarının değerleri artırılarak veya azaltılarak yeni film kalınlıkları ve yük taşıma büyüklükleri elde edilmekte ve bu değerler gerekli olan yük taşıma kapasitesini sağladığında ve u ve v eksenlerindeki momentlerin değeri sıfıra ulaşana kadar iterasyon işlemlerine devam edilmektedir. Yani alfa, beta ve ortalama film kalınlığının üçünün birden değişmesine bağlı olan iç içe iterasyonlar mevcuttur.

Sonunda lokmaların denge haline ulaştığında durumdaki alfa ve beta açıları, ve bu açılar yönündeki basınç değişimi, minimum yağ filmini kalınlığının değeri ve lokma üzerindeki yeri, maksimum basıncın değeri ve olduğu yer hesaplanmaktadır.



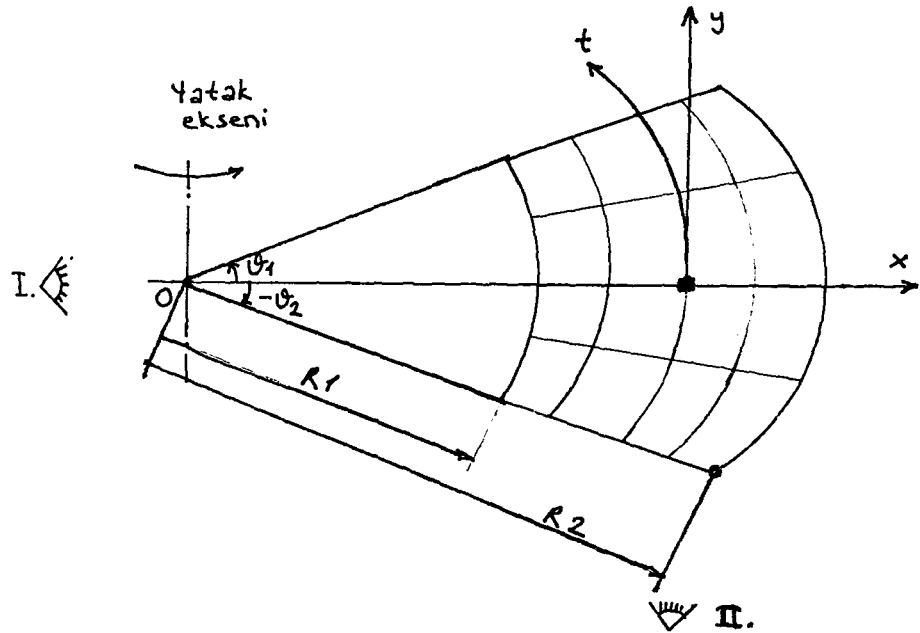


Şekil 4.6. Programın Akış Şeması

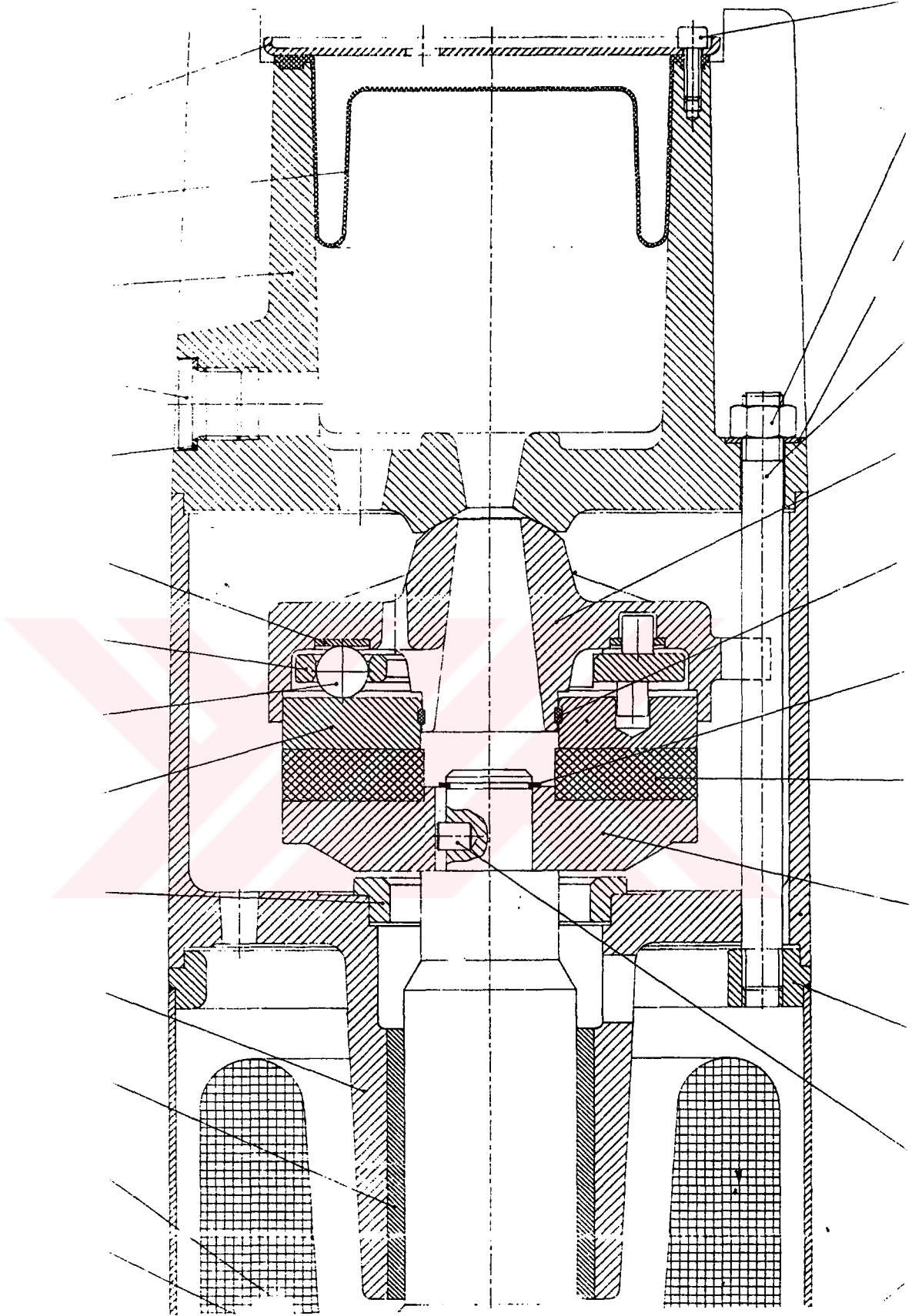
BÖLÜM 5

5. Örnek Çözümler

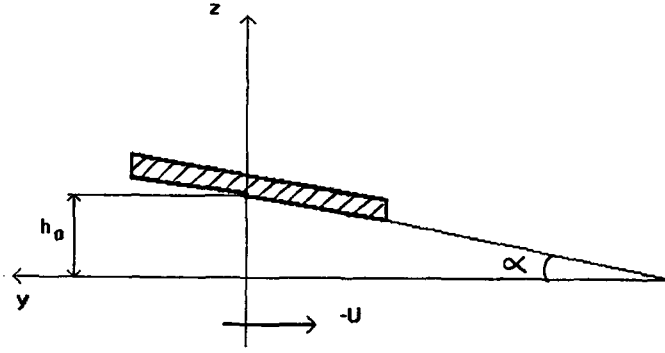
Ek-1 bölümünde sunulan bilgisayar programında uygulanmak üzere oynak lokmalı bir eksenel su yatağı ele alınmıştır. Bu yatağın bir lokmasının boyutları Şekil 5.1. de verilmiştir. Ele alınan su yatağının bazı konstrüktif boyutları sabit alınırken, diğer çalışma büyüklükleri değiştirilerek programa girilmekte ve hesap sonucunda yük taşıma kapasitesi, lokmanın şekilde 5.2. ve şekil 5.3 de görülen t ve x doğrultuları boyunca basınç dağılımı, α ve β açıları, ortalama akışkan film kalınlığı, minumum film kalınlığı ve lokma üzerindeki yeri, basınç merkezi gibi değerler boyutlu olarak elde edilmektedir.



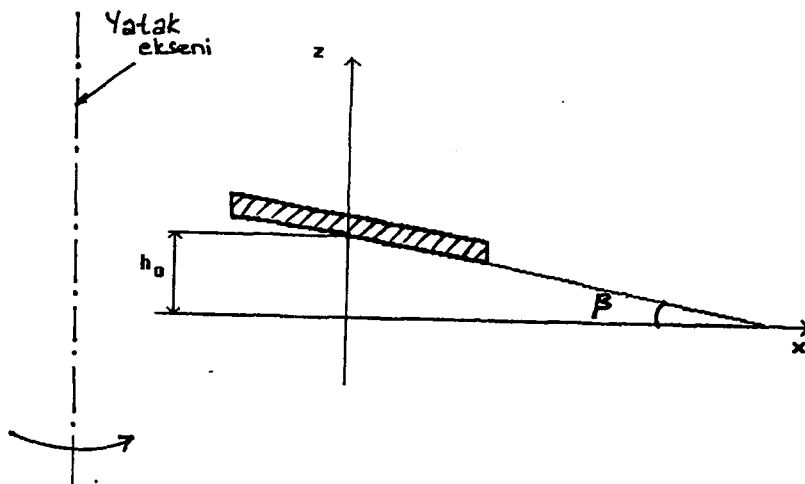
Şekil 5.1. Eksenel Su Yatağı Lokmasının boyutları



Şekil 5.1. Eksenel Su Yatağı Lokmasının boyutları



Şekil 5.2. Lokmanın t eksenine yaptığı α açısı
(I. konumdan bakış)



Şekil 5.3. Lokmanın x eksenine yaptığı β açısı
(II. konumdan bakış)

Programa girilen yatağa ait sabit büyüklükleri :

$$\text{Lokma sayısı} = 8$$

$$R_1 = 0.02 \text{ (m)}$$

$$R_2 = 0.06 \text{ (m)}$$

$$R_o = 0.04 \text{ (m)}$$

$$\theta_1 = 20 \text{ (}^\circ\text{)}$$

$$\theta_2 = -20 \text{ (}^\circ\text{)}$$

Programa girilen yatağa ait değişken büyüklükleri :

$$F_1 = F_{top}/6 \text{ (N), bir lokmaya gelen yük}$$

$$n = \text{devir sayısı (dev/dak)}$$

$$h_o = \text{ortalama film kalınlığı}$$

$$P_{max} = \text{maksimum basınç değeri (N/m}^2\text{)}$$

$$R_m = \text{mafsal yarıçapı (m)}$$

$$\theta_m = \text{mafsal açısı (}^\circ\text{)}$$

$$\alpha = \text{Lokmanın t doğrultusunda yaptığı açı (}^\circ\text{)}$$

$$\beta = \text{Lokmanın x doğrultusunda yaptığı açı (}^\circ\text{)}$$

Programa tahmini olarak şu değerlerle başlanmaktadır :

$$h_o = 1 \times 10^{-5} \text{ (m)}$$

$$P_{max} = 1 \times 10^5 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

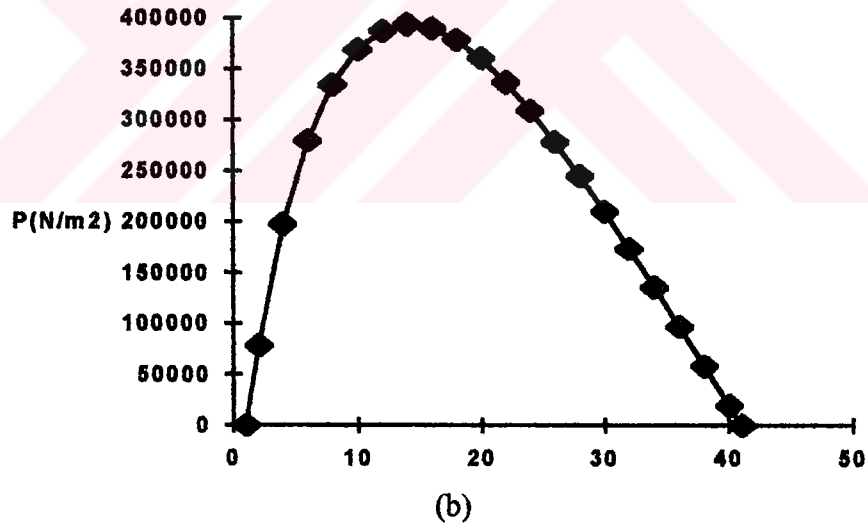
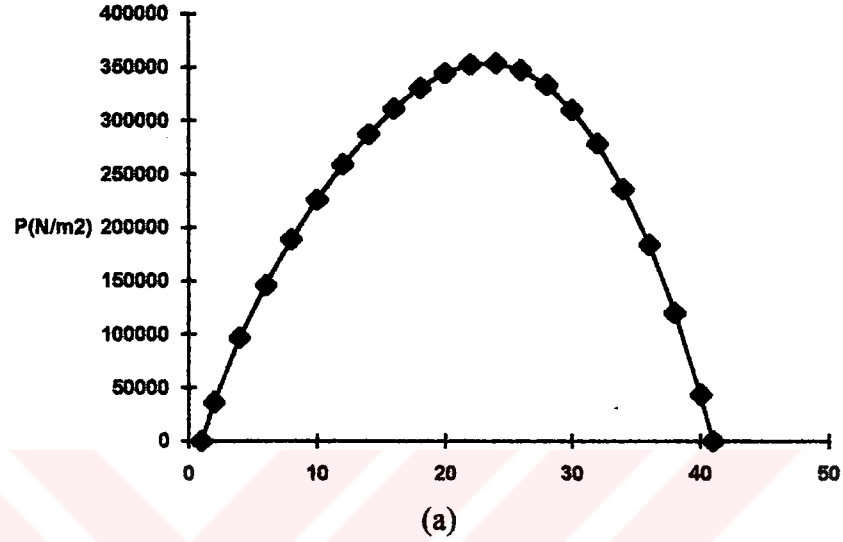
$$\alpha = 1 \times 10^{-2} \text{ (}^\circ\text{)}$$

$$\beta = 1 \times 10^{-4} \text{ (}^\circ\text{)}$$

$$K = L = 40 \text{ , R ve } \theta \text{ yönlerinde Mesh sayısı}$$

5.1. Dönme Hızına Bağlı Olarak Elde Edilen Sonuçlar

Diğer büyüklükler sabit kalmak üzere 1000, 1500 ve 500 (dev/dak) dönme hızlarında yatağa ait değerler hesaplanmaktadır.

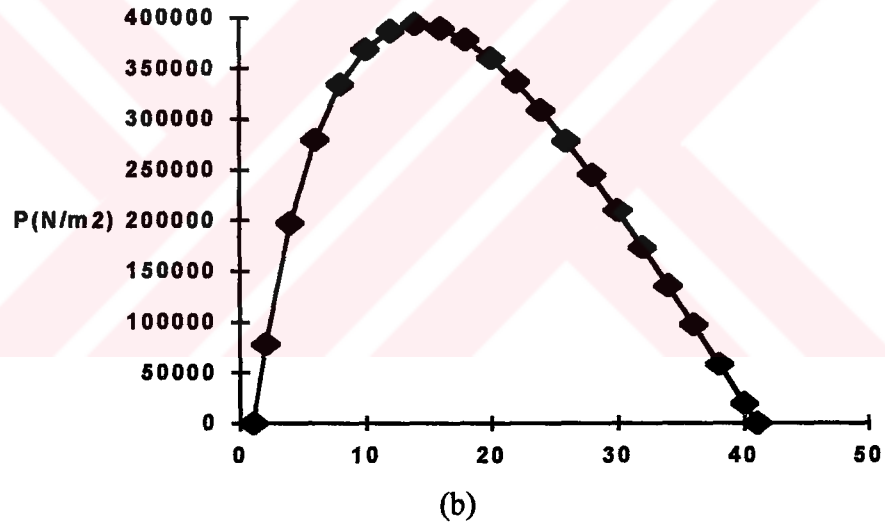
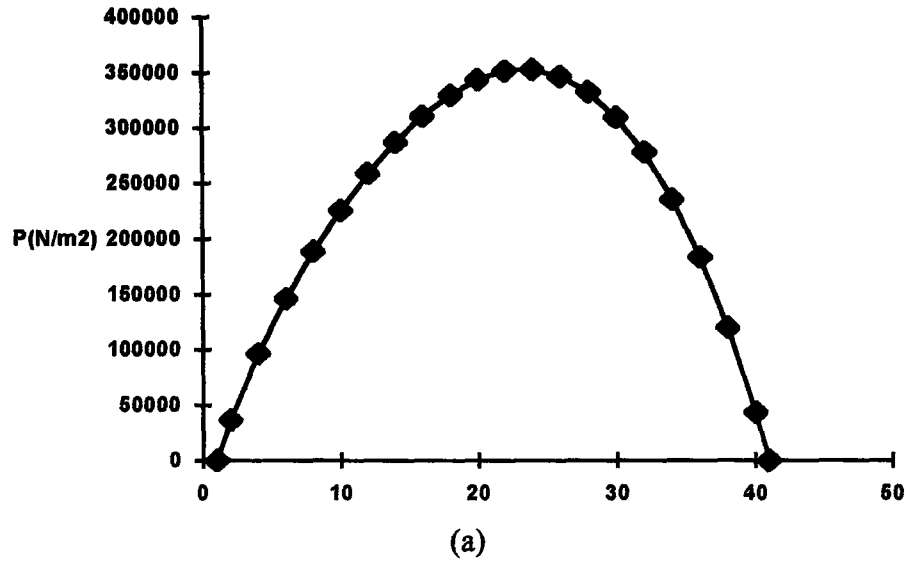


Şekil 5.4. $n = 1000$ (dev/dak)

a) x doğrultusunda basınç değişimi
b) t doğrultusunda basınç değişimi

$$\begin{aligned} F_1 &= 200 \quad (\text{N}) \\ n &= 1000 \quad (\text{dev/dak}) \\ R_m &= 0.042 \quad (\text{m}) \\ \theta_m &= -5^\circ \\ \eta &= 0.001 \quad (\text{Ns/m}^2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha &= 1.976847 \times 10^{-2} \quad (^\circ) \\ \beta &= 1.617419 \times 10^{-4} \quad (^\circ) \\ h_o &= 1.246003 \times 10^{-5} \quad (\text{m}) \\ h_{\min} &= 5.780286 \times 10^{-6} \quad (\text{m}), (40,2) \\ P_{\max} &= 413937 \quad (\text{N/m}^2), (26,13) \end{aligned}$$

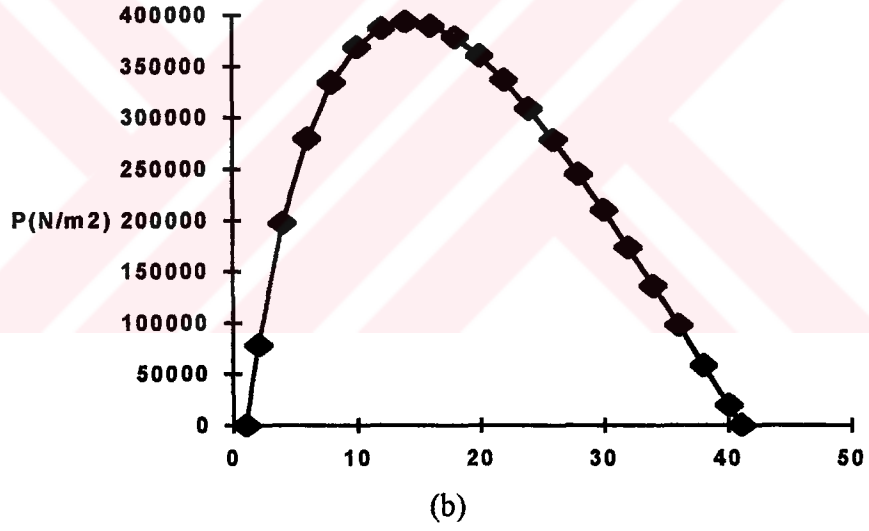
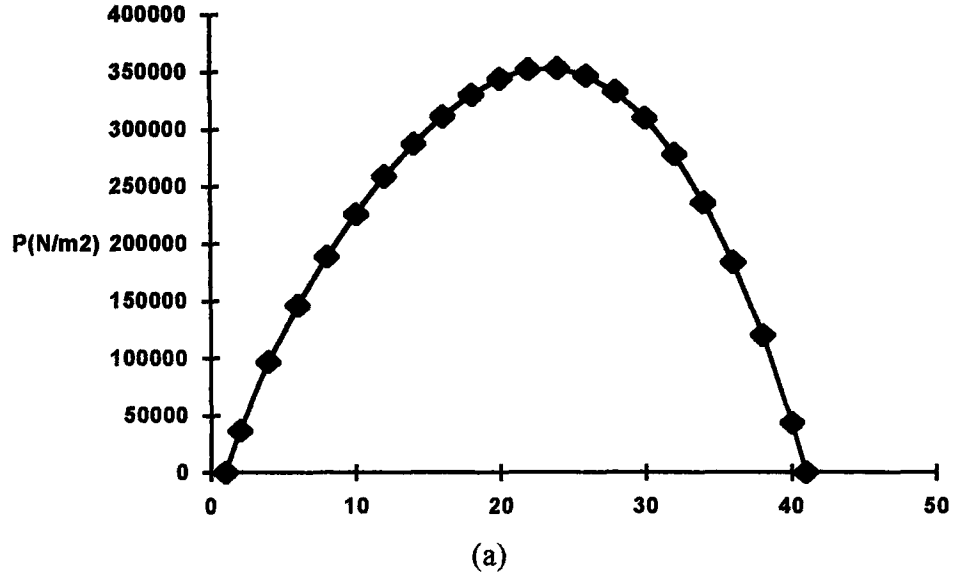


Şekil 5.5. $n = 1500$ (dev/dak)

a) x doğrultusunda basınç değişimi
b) t doğrultusunda basınç değişimi

$F_1 = 200$ (N)
 $n = 1500$ (dev/dak)
 $R_m = 0.042$ (m)
 $\theta_m = -5^\circ$
 $\eta = 0.001$ (Ns/m²)

$\alpha = 2.429677 \times 10^{-2}$ ($^\circ$)
 $\beta = 1.987916 \times 10^{-4}$ ($^\circ$)
 $h_o = 1.536719 \times 10^{-5}$ (m)
 $h_{min} = 7.154751 \times 10^{-6}$ (m), (40,2)
 $P_{max} = 414232$ (N/m²), (26,13)

Şekil 5.6. $n = 500$ (dev/dak)

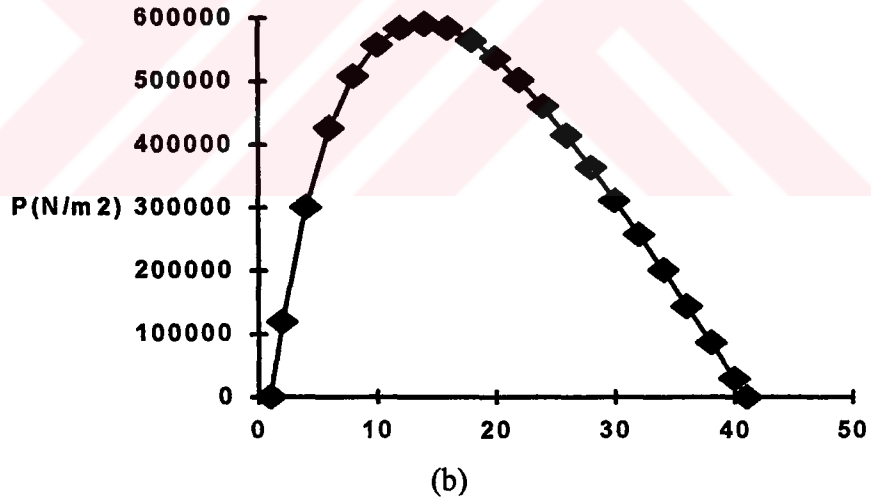
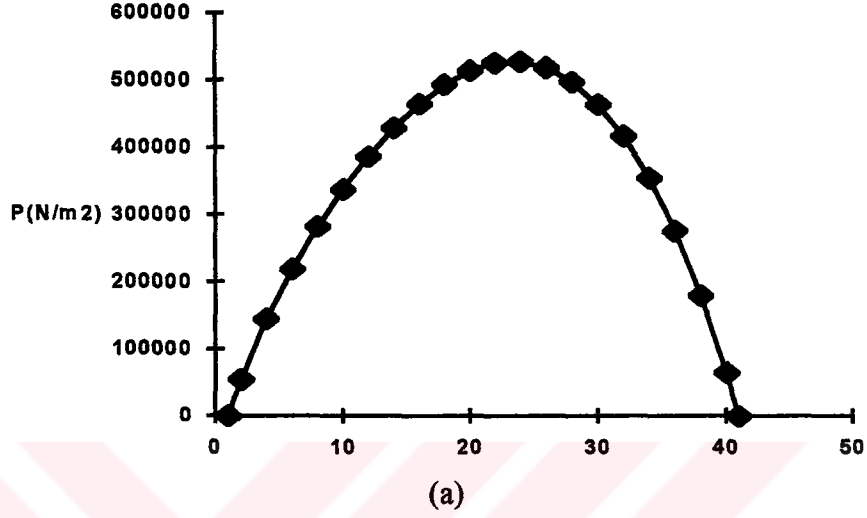
a) x doğrultusunda basınç değişimi
 b) t doğrultusunda basınç değişimi

$$\begin{aligned}
 F_1 &= 200 \quad (\text{N}) \\
 n &= 500 \quad (\text{dev/dak}) \\
 R_m &= 0.042 \quad (\text{m}) \\
 \theta_m &= -5^\circ \\
 \eta &= 0.001 \quad (\text{Ns/m}^2)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \alpha &= 1.429712 \times 10^{-2} \quad (^\circ) \\
 \beta &= 1.169764 \times 10^{-4} \quad (^\circ) \\
 h_o &= 8.949603 \times 10^{-6} \quad (\text{m}) \\
 h_{\min} &= 4.095988 \times 10^{-6} \quad (\text{m}), (40,2) \\
 P_{\max} &= 415178 \quad (\text{N/m}^2), (26,13)
 \end{aligned}$$

5.2. Yük Değişimine Bağlı Olarak Elde Edilen Sonuçlar

Diğer büyüklükler sabit kalmak üzere $F_1 = 300$, 200 ve 100 Newton değerleri için yatağa ait değerler hesaplanmaktadır.

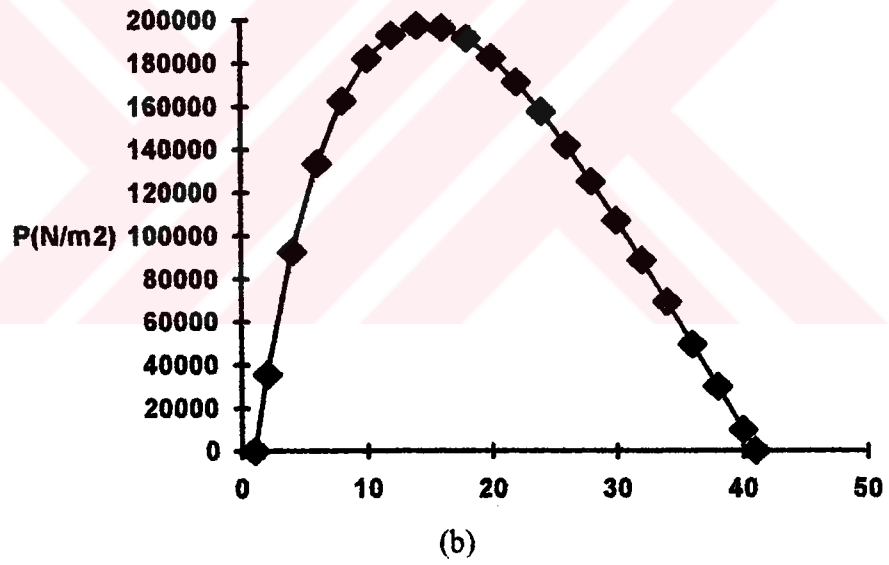
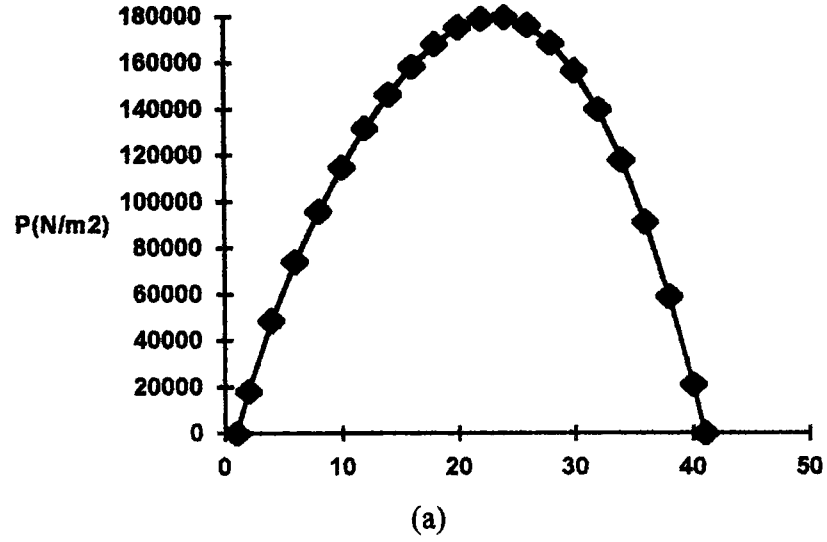


Şekil 5.7. $F_1 = 300$ N

a) x doğrultusunda basınç değişimi
b) t doğrultusunda basınç değişimi

$F_1 = 300$ (N)
 $n = 1000$ (dev/dak)
 $R_m = 0.042$ (m)
 $\theta_m = -5^\circ$
 $\eta = 0.001$ (Ns/m²)

$\alpha = 1.746843 \times 10^{-2}$ ($^\circ$)
 $\beta = 1.385632 \times 10^{-4}$ ($^\circ$)
 $h_o = 1.103699 \times 10^{-5}$ (m)
 $h_{\min} = 5.129471 \times 10^{-6}$ (m), (40,2)
 $P_{\max} = 625044$ (N/m²), (26,12)

Şekil 5.8. $F_1 = 100$ N

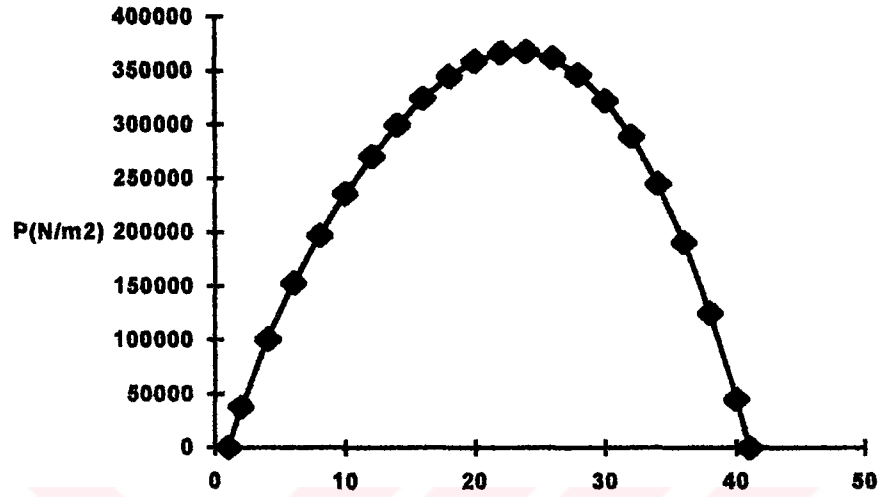
a) x doğrultusunda basınç değişimi

b) t doğrultusunda basınç değişimi

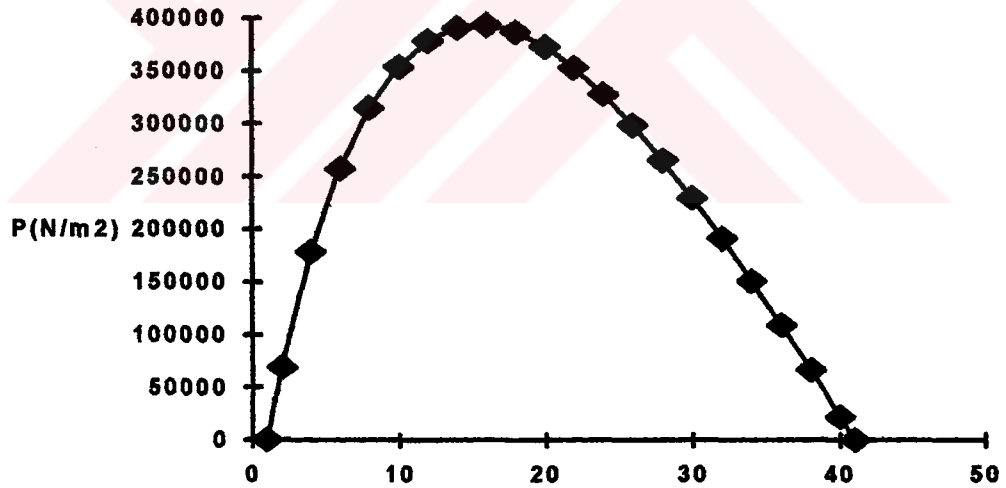
$$\begin{aligned}
 F_1 &= 100 \quad (\text{N}) \\
 n &= 1000 \quad (\text{dev/dak}) \\
 R_m &= 0.042 \quad (\text{m}) \\
 \theta_m &= -5^\circ \\
 \eta &= 0.001 \quad (\text{Ns/m}^2)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \alpha &= 2.678142 \times 10^{-2} \quad (^\circ) \\
 \beta &= 2.191205 \times 10^{-4} \quad (^\circ) \\
 h_o &= 1.832603 \times 10^{-5} \quad (\text{m}) \\
 h_{\min} &= 9.340826 \times 10^{-6} \quad (\text{m}), (40,2) \\
 P_{\max} &= 206102 \quad (\text{N/m}^2), (25,14)
 \end{aligned}$$

5.3. Mafsal Noktasının Değişmesine Bağlı Olarak Elde Edilen Sonuçlar



(a)

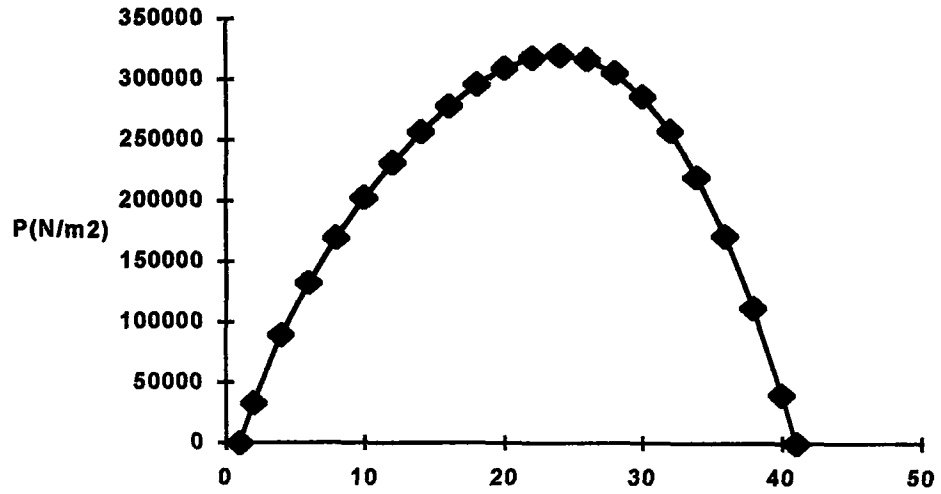


(b)

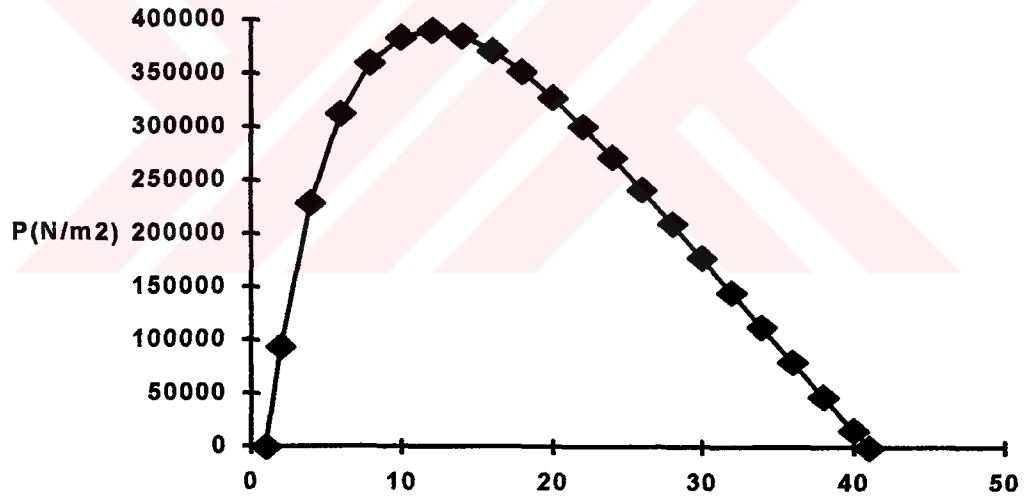
Şekil 5.9. $\theta_m = -4^\circ$ a) x doğrultusunda basınç değişimib) t doğrultusunda basınç değişimi

$F_1 = 200$ (N)
 $n = 1000$ (dev/dak)
 $R_m = 0.042$ (m)
 $\theta_m = -4^\circ$
 $\eta = 0.001$ (Ns/m²)

$\alpha = 1.026429 \times 10^{-2}$ ($^\circ$)
 $\beta = 1.097824 \times 10^{-4}$ ($^\circ$)
 $h_o = 9.769878 \times 10^{-6}$ (m)
 $h_{\min} = 6.317904 \times 10^{-6}$ (m), (40,2)
 $P_{\max} = 412112$ (N/m²), (26,14)



(a)



(b)

Şekil 5.10. $\theta_m = -6^\circ$

a) x doğrultusunda basınç değişimi

b) t doğrultusunda basınç değişimi

$$F_1 = 200 \quad (\text{N})$$

$$n = 1000 \quad (\text{dev/dak})$$

$$R_m = 0.042 \quad (\text{m})$$

$$\theta_m = -6^\circ$$

$$\eta = 0.001 \quad (\text{Ns/m}^2)$$

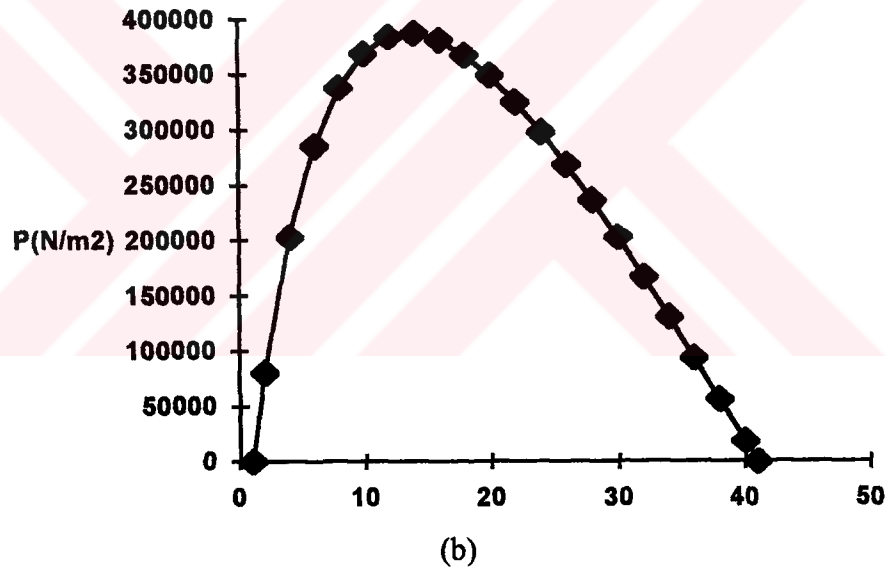
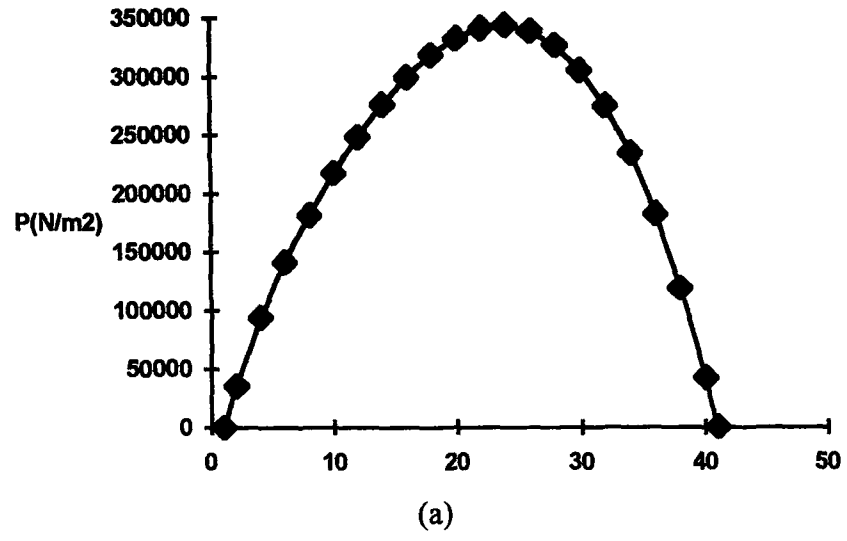
$$\alpha = 2.964163 \times 10^{-2} \quad (^\circ)$$

$$\beta = 9.303848 \times 10^{-5} \quad (^\circ)$$

$$h_o = 1.541369 \times 10^{-5} \quad (\text{m})$$

$$h_{\min} = 5.53843 \times 10^{-6} \quad (\text{m}), (40,2)$$

$$P_{\max} = 420596 \quad (\text{N/m}^2), (30,9)$$



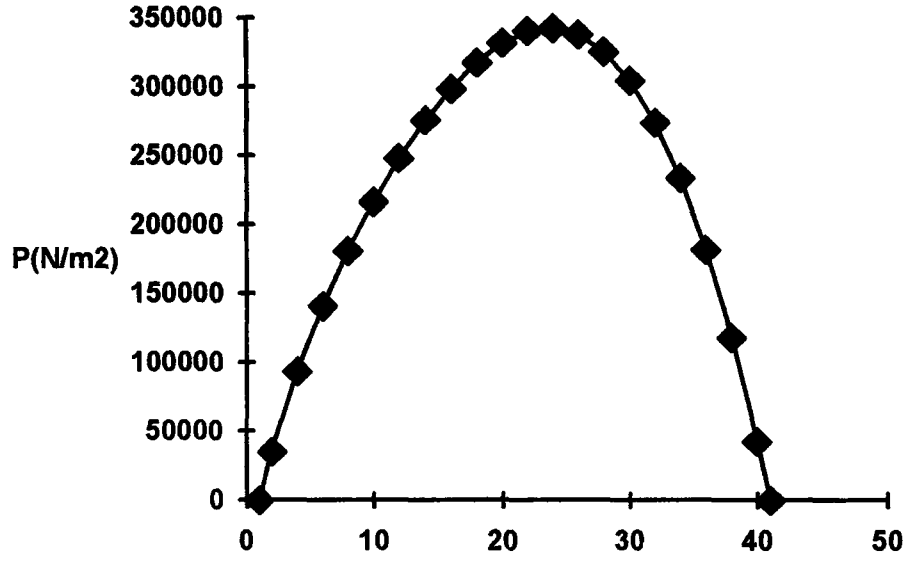
Şekil 5.11. $R_m = 0.0415$ (m)

a) x doğrultusunda basınç değişimi

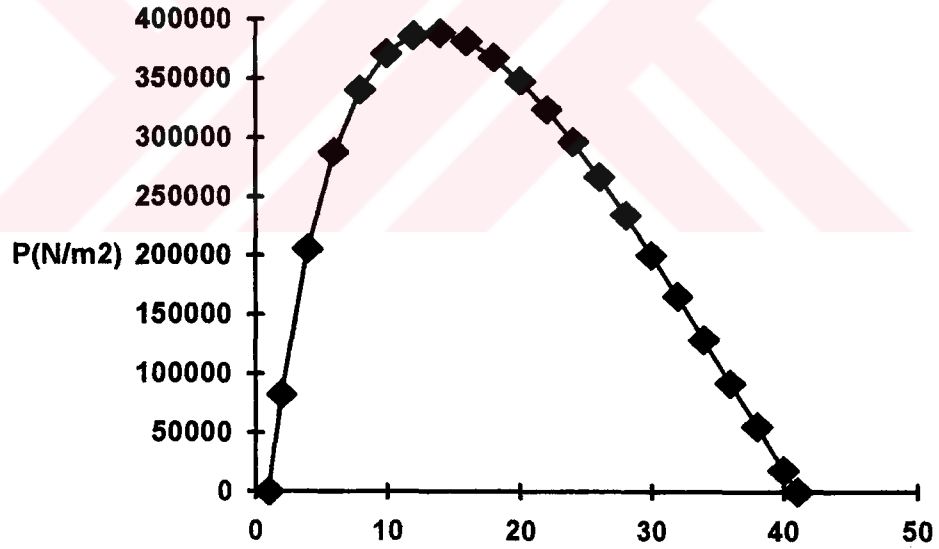
b) t doğrultusunda basınç değişimi

$F_1 = 200$ (N)
 $n = 1000$ (dev/dak)
 $R_m = 0.0415$ (m)
 $\theta_m = -5^\circ$
 $\eta = 0.001$ (Ns/m²)

$\alpha = 2.233765 \times 10^{-2}$ (°)
 $\beta = 2.998665 \times 10^{-5}$ (°)
 $h_o = 1.368750 \times 10^{-5}$ (m)
 $h_{min} = 6.178355 \times 10^{-6}$ (m), (40,2)
 $P_{max} = 417888$ (N/m²), (27,12)



(b)



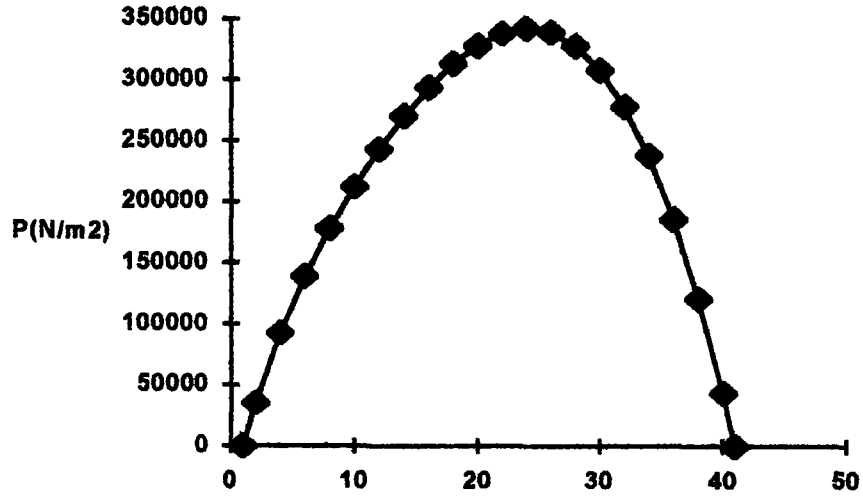
(b)

Şekil 5.12. $R_m = 0.0425$ (m)a) x doğrultusunda basınç değişimib) t doğrultusunda basınç değişimi

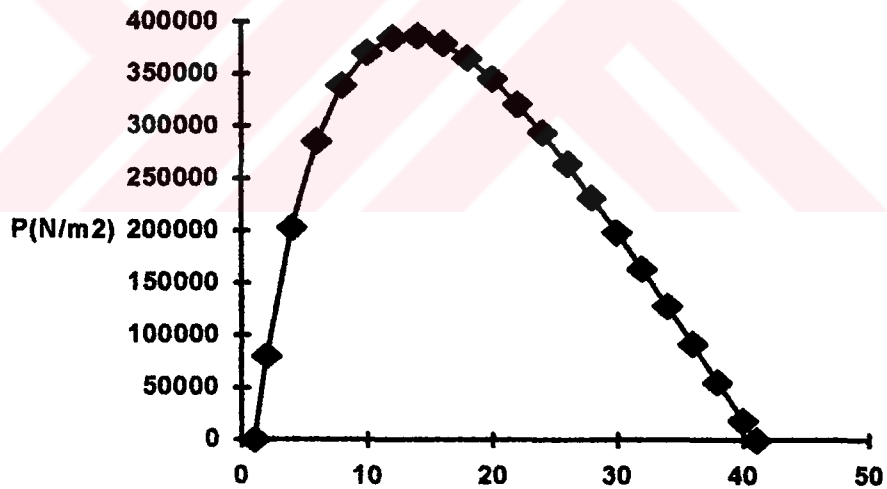
$F_1 = 200$ (N)
 $n = 1000$ (dev/dak)
 $R_m = 0.0425$ (m)
 $\theta_m = -5^\circ$
 $\eta = 0.001$ (Ns/m²)

$\alpha = 2.350184 \times 10^{-2}$ ($^\circ$)
 $\beta = 2.062797 \times 10^{-4}$ ($^\circ$)
 $h_o = 1.378651 \times 10^{-5}$ (m)
 $h_{min} = 5.817154 \times 10^{-6}$ (m), (40,2)
 $P_{max} = 419993$ (N/m²), (27,11)

5.4. Dinamik Viskozitenin Değişmesine Bağlı olarak Elde edilen Sonuçlar



(a)



(b)

Şekil 5.13. $\eta = 0.005$ (Ns/m)

a) x doğrultusunda basınç değişimi

b) t doğrultusunda basınç değişimi

$$F_1 = 200 \quad (\text{N})$$

$$n = 1000 \quad (\text{dev/dak})$$

$$R_m = 0.042 \quad (\text{m})$$

$$\theta_m = -5^\circ$$

$$\eta = 0.005 \quad (\text{Ns/m}^2)$$

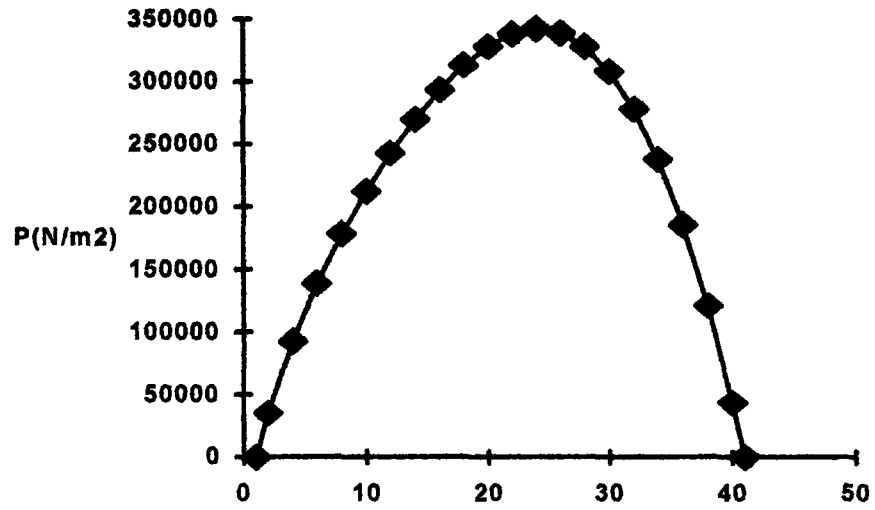
$$\alpha = 4.738828 \times 10^{-2} \quad (^\circ)$$

$$\beta = 1.972893 \times 10^{-4} \quad (^\circ)$$

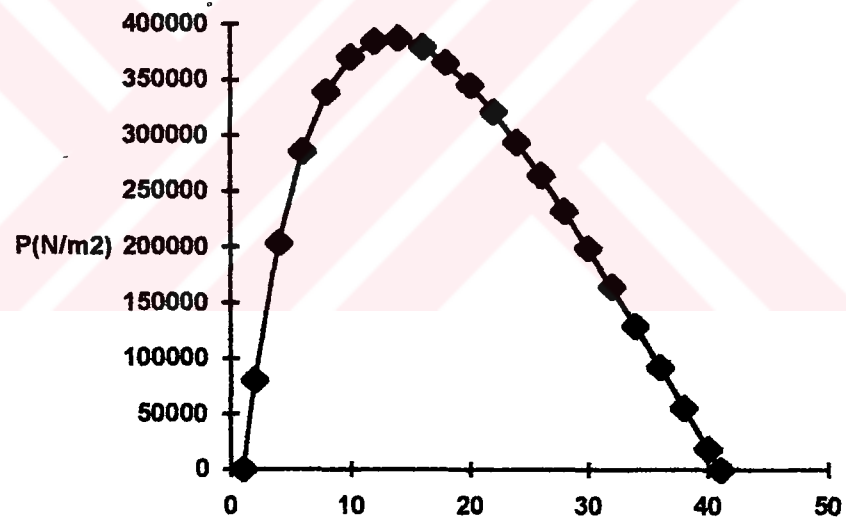
$$h_o = 2.949546 \times 10^{-5} \quad (\text{m})$$

$$h_{\min} = 1.358108 \times 10^{-5} \quad (\text{m}), (40,2)$$

$$P_{\max} = 424344 \quad (\text{N/m}^2), (28,11)$$



(a)



(b)

Şekil 5.14. $\eta = 0.01$ (Ns/m)

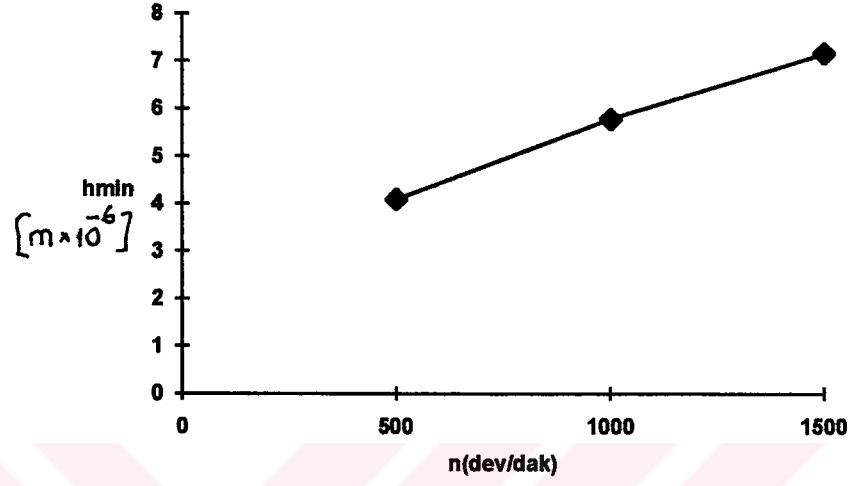
a) x doğrultusunda basınç değişimi

b) t doğrultusunda basınç değişimi

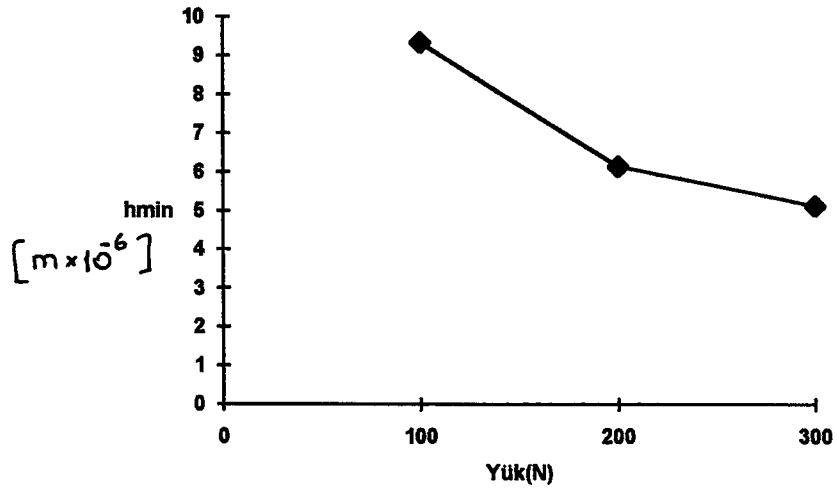
$F_1 = 200$ (N)
 $n = 1000$ (dev/dak)
 $R_m = 0.042$ (m)
 $\theta_m = -5^\circ$
 $\eta = 0.01$ (Ns/m²)

$\alpha = 6.710206 \times 10^{-2}$ ($^\circ$)
 $\beta = 8.010666 \times 10^{-5}$ ($^\circ$)
 $h_o = 4.174360 \times 10^{-5}$ (m)
 $h_{min} = 1.934665 \times 10^{-5}$ (m), (40,2)
 $P_{max} = 423717$ (N/m²), (28,11)

5.5. Sonuçların Karşılaştırılması

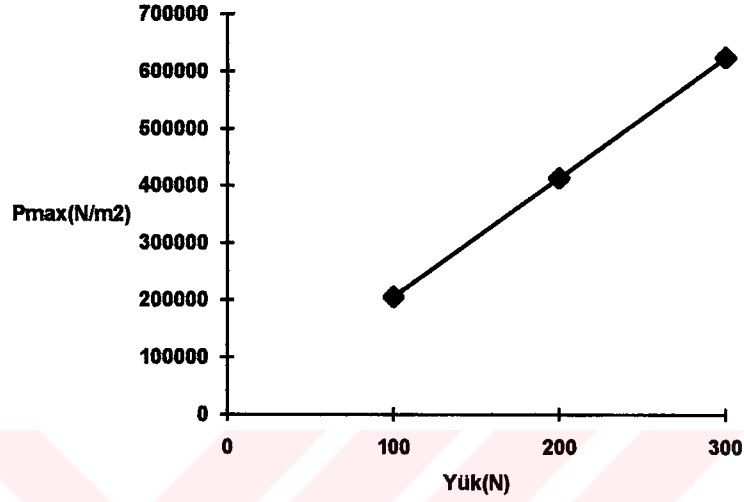


Şekil 5.15. h_{min} 'in Dönme Hızına Göre Değişimi

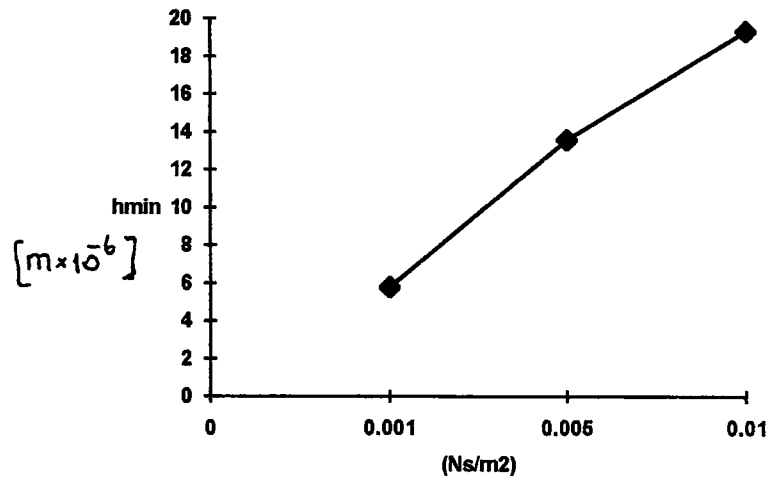


Şekil 5.16. h_{min} 'in Yüke Göre Değişimi

Şekil 5.15. de görüldüğü gibi devir sayısının artmasıyla birlikte $h_{\min}$ minimum akışkan filmi kalınlığının değeri artmaktadır. Aynı şekilde yükün artmasıyla beraber minimum film kalınlığının değeri azalmaktadır. Her iki haldede diğer yatak büyüklükleri sabit alınmaktadır.

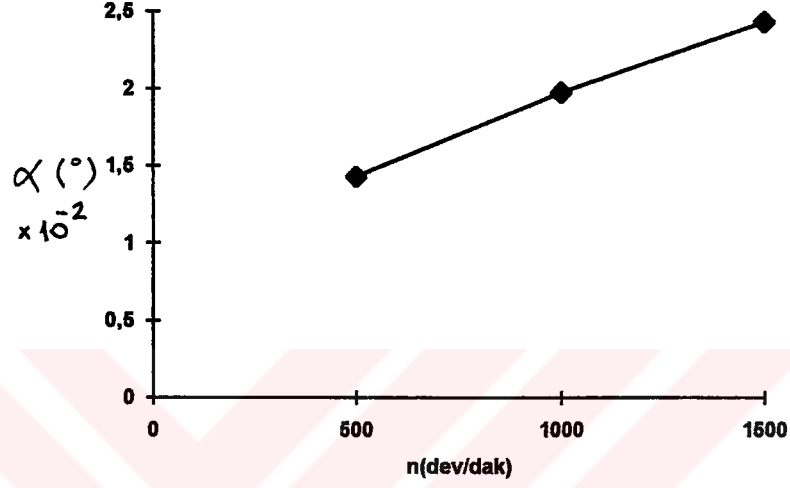


Şekil 5.17. Yük Artışına Göre $P_{\max}$ 'ın Değişimi

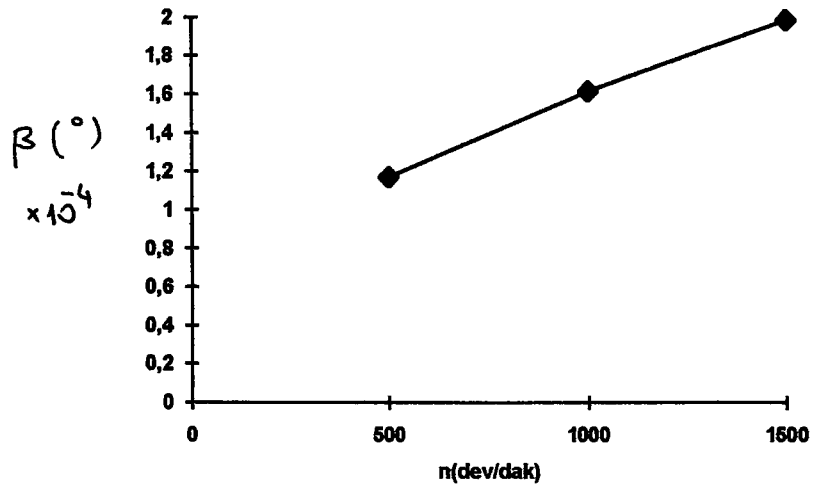


Şekil 5.18. Viskoziteye Göre $h_{\min}$ 'ın Değişimi

Şekil 5.17. de görüldüğü gibi Yük değerinin artmasıyla beraber maksimum basıncın değeri de belli oranda artmaktadır. Şekil 5.18. de ise viskozite değerinin artmasıyla beraber minimum film kalınlığının değeri artış göstermektedir.

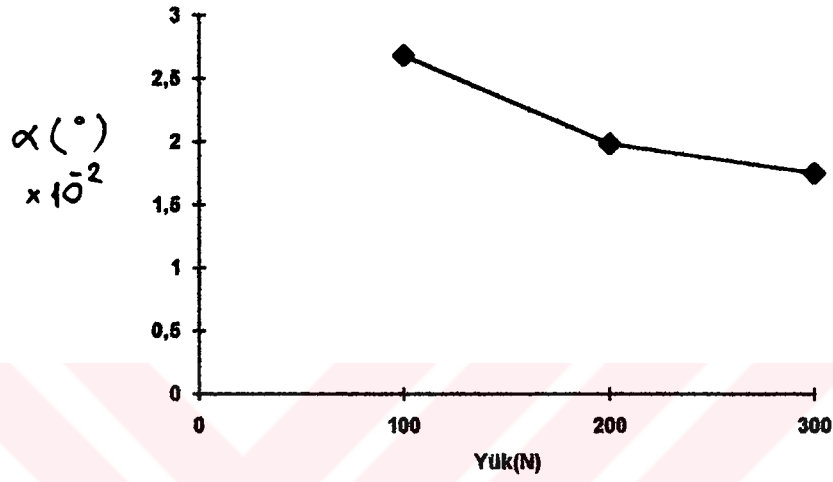


Şekil 5.19. Devir Sayısına Bağlı Olarak α Açısının Değişimi

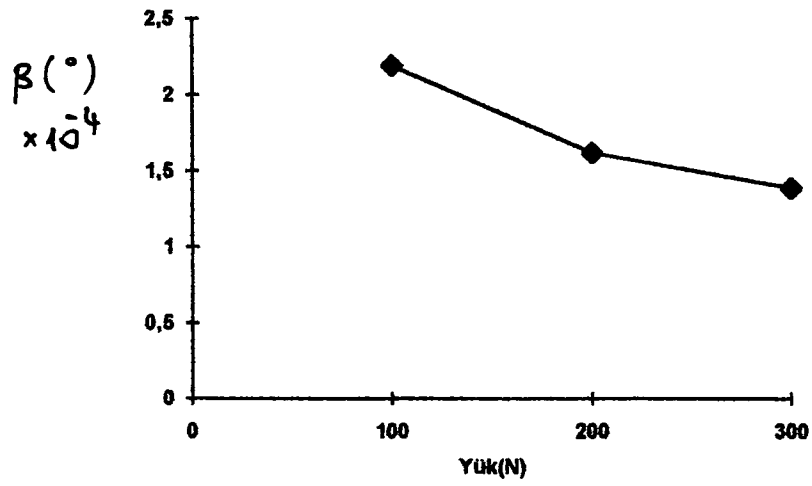


Şekil 5.20. Devir Sayısına Bağlı Olarak β Açısının Değişimi

Şekil 1.19. ve 1.20. de görüldüğü üzere devir sayısının artış göstermesi halinde hem α hem de β açısının değeri artış göstermektedir.



Şekil 5.21. Yük Artışına Göre α Açısının Değişimi



Şekil 5.22. Yük Artışına Göre β Açısının Değişimi

BÖLÜM 6

6. SONUÇ

Bu çalışmada oynak lokmalı eksenel hidrodinamik kaymalı yatakların davranışının sayısal olarak belirlenmesi için yeni bir algoritma geliştirilmiştir. Hazırlanan program ile herhangi bir yatak geometrisi ve yağ filmi şekline bağlı kalınlaksızın istenilen yatak ve yağ filmi şekli tanımlanabilmekte ve buna bağlı olarak yük taşıma kapasitesi, herhangi bir yatak doğrultusunda meydana gelen basınç dağılımı, lokmalarının akışkan filmi ile değişik doğrultularda yaptığı açılar, minimum yağ filmi kalınlığı ve basınç merkezi gibi yatak özellikleri doğrudan boyutlu olarak hesaplanabilmektedir.

Yatak performans değerlerinin boyutlu olarak hesaplanması sonuçların daha kolay anlaşılmasına olanak vermektedir. Hazırlanan programla 486 SX PC mikroişlemci ile çalışılarak yaklaşık 1500 iterasyon sonunda neticeye ulaşılmaktadır. İşlemci hızlarının gün geçtikçe artması dikkate alınacak olursa yapılan programla çalışılarak yatak tasarımı için gerekli olan sürenin kısaltılması ve optimum tasarıma daha hassas ve daha kısa sürede ulaşılması mümkün olmaktadır.

Bu çalışmada oynak lokmalı eksenel yataklar ele alınarak algoritma geliştirilmiştir. Bu algoritmanın değişik yatak çeşitlerine uygulanabilmesi için programın başında ele alınan yeni yatak geometri ve film şekli tanımlanması yeterli olmaktadır. Bu şekilde yeni duruma göre yatak performans değerleri elde edilir.

KAYNAKLAR

- [1] PINCUS, O., STERNLICHT, B., Theory of Hdrodynamic Lubrication, McGraw-Hill Book Company, 1961.
- [2] YÜCENUR, M.S., Triboloji Ders Notları
- [3] OKDAY, Ş., Makina Elemanları; Rulmanlı Yataklar Kaymalı Yataklar ve Yağlama, ikinci cilt, 3.baskı, İstanbul,1977.
- [4] AKKURT, M., Makina Elemanları, Birsen yayınevi, cilt-2, İstanbul, 1982.
- [5] DE GUERIN, B., HALL, L.F., Some Characteristics of Conventional Tilting-pad Thrust Bearings, ASME, Journ,Bas Eng., 1964,483-497
- [6] BIELEC, M.K., LEOPARD, A.J., Tilting-pad Thrust Bearing, Factors Affecting Performance and Implement with Directed Lubrication, Proc. I.M.E., 184. Pt 3L, 1970, 93-102.
- [7] GREGORY, R.S., Performance of Thrust Bearing at High Operating Speeds, ASME, Journ. Lub. Tech., 96, 1974, 7-14.
- [8] ETTLES, C. The Development of a Generelazed Computer Analysis for Sector Shaped Tilting-pad Thrust Baerings., ASLE Trans., 19, 2., 1976.
- [9] STERNLICHT, B., Energy and Reynolds Considerations in Thrust Bearing Analysis IME Conference on Lubrication and Wear, London, England, 1957, pp 28-38
- [10] NEW, N.H., Comparision of Flooded and Directed Lubrication Tilting-pad Thrust Bearings, Tribology International, 12, 1979, 251-254.

- [11] ELWELL, R.C., GUSTAFSON, R.E., REID, J.C., Performance of Controllly
ivoted Sector Thrust bearing Pads, ASME, Journ, Eng. 1964, 483-
497.
- [12] DE CHOUDHURY, P., MASTERS, D.A. Performance Tests of Five -shoe
Thilting-pad Journal Bearing, ASLE Trans., 27,n1, 1984, 61-66.



EKLER

EK - 1 BİLGİSAYAR PROGRAMI

DIMENSION BAS1(100, 100), PON(100, 100), HA(100, 100), P(100, 100)

*** GİRİŞ DEĞERLERİ**

```
print*, 'yükü giriniz ='
read*, FYUK
print*, 'FYUK =', FYUK, '[N]'
print*, 'dönme hızını giriniz ='
read*, N
print*, 'N =', N, '[dev/dak]'
pi = 3.141593
RAD = pi / 180
OME = pi * N / 30
print*, 'OME =', OME, '[dev/s]'
```

*** SECTION BOYUTLARI**

```
print*, 'maksimum çapı giriniz ='
read*, Rmax
print*, 'Rmax =', Rmax, '[m]'
print*, 'minimum çapı giriniz ='
read*, Rmin
print*, 'Rmin =', Rmin, '[m]'
print*, 'teta1 ve teta2 section açılarını giriniz ='
```

```

read*,TET1,TET2
TET1 = TET1 * RAD
TET2 = TET2 * RAD
print*, 'TET1 =',TET1, '[rad]','TET2 =',TET2,'[rad]'
print*, 'vizkozite değeri giriniz ='
read*, ETA
print*, 'ETA =',ETA,'[N*s/m2]'
print*, ' K ve L  grid sayısını giriniz ='
read*, K,L
print*, 'K =',K, '      ;      ', 'L =',L

```

* TAHMİNİ GİRİŞ DEĞERLERİ

```

print*, 'alfa açısını giriniz ='
read*, ALF
ALF = ALF * RAD
print*, 'ALF =',ALF,'[rad]'
print*, 'beta açısını giriniz ='
read*, BET
BET = BET * RAD
print*, 'BET =',BET,'[rad]'
print*, 'orjin yarıçapını giriniz ='
read*, Ro
print*, 'Ro =',Ro,'[m]'
print*, 'mafsal yarıçapını giriniz ='
read*, Rm
print*, 'Rm =',Rm,'[m]'
print*, 'mafsal açısını giriniz ='
read*, TETm
TETm = TETm * RAD
print*, 'TETm =',TETm,'[rad]'
print*, 'ortalama film kalınlığını giriniz ='

```

```

read*, Ho
print*, 'Ho =',Ho,['m]
print*, 'maksimum basınç değerini giriniz ='
read*, Pmax
print*, 'Pmax =',Pmax,['N/m2]
DELR = (Rmax - Rmin) / K
DELT = (TET1 - TET2) / L
A = -4 * Pmax / (Rmin - Rmax) ** 2
B = 4 * Pmax * (Rmax + Rmin) / (Rmin - Rmax) ** 2
C = -4 * Pmax * Rmax * Rmin / (Rmin - Rmax) ** 2
J = L / 2 + 1
DO 1 I = 1 , K + 1
  RE = Rmin + (I - 1) * DELR
  BAS1(I, J) = A * RE ** 2 + B * RE + C
  PRINT*,I,J,BAS1(I,J)
1  CONTINUE
  PAUSE
  DO 2 I = 1 , K + 1
    DO 3 J = 1 , L + 1
      AA = L / 2
      IF (J.GT.L / 2 + 1) GOTO 5
      BB = (L / 2 + 1) - J
      GOTO 6
5   BB = J - (L / 2 + 1)
6   PON(I, J) = BAS1(I, L / 2 + 1) * (1 - BB / AA)
*   PRINT *,I,J,PON(I,J)
3   CONTINUE
2   CONTINUE

N = 0
M = 0

```

Ön basınç değerleri
hesaplandı

```

9  M = M+1
8  N = N + 1
   DO 15 I = 2 , K
   DO 20 J = 2 , L
   RE = Rmin + (I - 1) * DELR
   TET = TET2 + (J - 1) * DELT
   HA(I, J) = Ho - (RE * COS(TET) - Ro) * TAN(BET)
1  + RE * SIN(TET) * TAN(ALF)

```

Burada film kalınlıkları hesaplandı

```

*   dH / dR
   HARETU = -COS(TET) * TAN(BET) + SIN(TET) * TAN(ALF)
*   dH / dQ
   HATETU = RE * SIN(TET) * TAN(BET) + RE * COS(TET) * TAN(ALF)
*   HARETU = (HA(I + 1, J) - HA(I - 1, J)) / (2 * DELR)
*   HATETU = (HA(I, J + 1) - HA(I, J - 1)) / (2 * DELT)
   A1 = HA(I, J) ** 3 * (PON(I + 1, J) - PON(I - 1, J))
1  / (2 * DELR)
   A2 = 3 * HA(I, J) ** 2 * RE * HARETU * (PON(I + 1, J)
1  - PON(I - 1, J)) / (2 * DELR)
   A3 = RE * HA(I, J) ** 3 * (PON(I + 1, J) + PON(I - 1, J))
1  / (DEL ** 2)
   A4 = 3 * HA(I, J) ** 2 * HATETU * (PON(I, J + 1)
1  - PON(I, J - 1)) / (2 * DELT * RE)
   A5 = HA(I, J) ** 3 * (PON(I, J + 1) + PON(I, J - 1))
1  / (RE * DELT ** 2)
   D = -6 * OME * ETA * RE * HATETU
   B = (-2 * RE * HA(I, J) ** 3 / DELR ** 2)
1  - 2 * HA(I, J) ** 3 / (RE * DELT ** 2)
   P(I, J) = (D - A1 - A2 - A3 - A4 - A5) / B

```

Burada ön basınç değerleri kullanılarak gerçek basınç değerleri bulundu

20 CONTINUE

15 CONTINUE

DELPTOP = 0

PTOP = 0

DO 60 I = 2 , K

DO 50 J = 2 , L

PTOP = PTOP + P(I, J)

DELP = ABS(P(I, J) - PON(I, J))

DELPTOP = DELPTOP + DELP

50 CONTINUE

60 CONTINUE

G = DELPTOP / PTOP

IF(G.LT.0.001) GOTO 300

DO 80 I = 2 , K

DO 70 J = 2 , L

PON(I, J) = P(I, J)

70 CONTINUE

80 CONTINUE

GOTO 8

300 FTOP = 0

XMuTOP = 0

YMvTOP = 0

DO 100 I = 2, K

DO 90 J = 2, L

RE = Rmin + (I - 2) * DELR

TET = TET2 + (J - 2) * DELT

I=1

```

      DO 81 J=2,L
      P(I,J)=P(I+1,J)/8
81  CONTINUE
      I=K
      DO 82 J=2,L
      P(I+1,J)=P(I,J)/8
82  CONTINUE
      J=1
      DO 83 I=2,K
      P(I,J+1)=P(I,J)/8
83  CONTINUE
      J=L
      DO 85 I=2,K
      P(I,J+1)=P(I,J)/8
85  CONTINUE
      P(1,1)=P(2,2)/16
      P(1,L+1)=P(2,L)/16
      P(K+1,1)=P(K,2)/16
      P(K+1,L+1)=P(K,L)/16

```

```

      e = Rm*COS(TETm)-Ro
      f = Rm*SIN(TETm)
      U = RE * COS(TET) - Ro - e
      V = RE * SIN(TET) - f
      DELA = DELR * DELT * RE
      DELF = DELA * P(I, J)
      XMu = DELF * V
      YMv = DELF * U
      XMuTOP = XMu + XMuTOP
      YMvTOP = YMv + YMvTOP
      FTOP = FTOP + DELF
90  CONTINUE

```


100 CONTINUE

Toplam yük taşıma kapasitesi ve momentler hesaplandı

```

      IF (FTOP.LT.FYUK) THEN
        Ho = Ho - Ho / (5*M)
      ELSE
        Ho = Ho + Ho / (5*M)
      END IF
      IF (ABS(XMuTOP).LE.0.001) GO TO 101
      IF (XMuTOP.GT.0) THEN
        ALF = ALF + (ALF / (5*M))
      ELSE
        ALF = ALF - (ALF / (5*M))
      END IF
101  IF (ABS(YMvTOP).LE.0.001) GOTO 102
      IF (YMvTOP.GT.0) THEN
        BET = BET - (BET / (5*M))
      ELSE
        BET = BET + (BET / (5*M))
      END IF
      ALF=ALF*180/pi
      BET=BET*180/pi
102  PRINT*, 'FYUK=', FYUK, 'FTOP=', FTOP, 'Ho=', Ho
      PRINT*, 'Mu=', XMuTOP, 'Mv=', YMvTOP
      PRINT*, 'ALF=', ALF, 'BET=', BET
      PRINT*,
      ALF=ALF*RAD
      BET=BET*RAD
      IF(M.GT.150) THEN
        M=1
      ELSE

```

M=M+1

END IF

DO 106 I=2, K

DO 105 J=2, L

PON(I,J)=P(I,J)

105 CONTINUE

106 CONTINUE

IF(ABS(XMuTOP).GT.0.0001.AND.ABS(YMvTOP).GT.0.0001) GO TO 9

PAUSE

J = L / 2 + 1

DO 450 I = 2 , K

PRINT *, I, J, ' ', P(I, J)

450 CONTINUE

PAUSE

I = K / 2 + 1

DO 400 J = 2 , L

PRINT *, I, J, ' ', P(I, J)

400 CONTINUE

HAENKU=HA(2,2)

DO 550 I =2,K

DO 500 J =2,L

IF(HA(I,J).LT.HAENKU) THEN

HAENKU = HA(I,J)

X1 =I

X2 =J

END IF

500 CONTINUE

550 CONTINUE

HAENBU=HA(2,2)

DO 610 I=2,K

```
DO 600 J=2,L
IF(HA(I,J).GT.HAENBU) THEN
HAENBU=HA(I,J)
V1=I
V2=J
END IF
600 CONTINUE
610 CONTINUE
PENBU=P(2,2)
DO 710 I=2,K
DO 700 J=2,L
IF(P(I,J).GT.PENBU) THEN
PENBU=P(I,J)
Z1=I
Z2=J
END IF
700 CONTINUE
0710 CONTINUE
PAUSE
PRINT*, 'HAENKU =', X1, X2, ' ', HAENKU
PRINT*, 'HAENBU =', V1, V2, ' ', HAENBU
PRINT*, 'PENBU =', Z1, Z2, ' ', PENBU
STOP
END
```

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet POLAT 1970 yılında Kırşehir- Kaman' da Doğdu. Kaman Lisesinden 1987 yılında mezun oldu. 1993 yılında İ.T.Ü. Sakarya Müh. Fak. Makina Mühendisliği bölümünü birincilikle tamamlayarak aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı İmalat Programında Yüksek Lisans eğitimine başladı. 1993 yılında Sakarya Üniversitesi Müh.Fak. Makina Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Kürsüsünde Araştırma Görevlisi oldu. Halen bu göreve devam etmektedir.

