

**EKSENEL KAYMALI YATAKLARDA ELASTOHİDRODİNAMİK YAĞLAMA  
VE ELASTİK DEFORMASYONA UĞRAYABİLEN KAYMALI YATAK DİZAYNI**

**Ali Osman KURBAN**  
**Mak. Yük. Müh.**

**Erciyes Üniversitesi**  
**Fen Bilimleri Enstitüsü'ne**  
**Makina Anabilim Dalında Doktora**  
**Tezi olarak sunulmuştur.**

**ŞUBAT 1990**

**T. C.**  
**Yükseköğretim Kurulu**  
**Dokümantasyon Merkezi**

Erciyes Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü'ne,

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Anabilim dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir. 02 / 03 / 1990.

Başkan : ... Doç. Dr. ... Koc... ..

Üye : ... Doç. Dr. ... KARAMIS... ..

Üye : Y. Doç. Dr. ... Basit... ..

ONAY

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

13 / 03 / 1990

Doç. Dr. Bekir Sami YILBAŞ  
Enstitü Müdürü

## Ö Z E T

Eksenel yöndeki kuvvetleri karşılayan yataklara, eksenel yataklar denilmektedir. Bunların tam sıvı sürtünme ile çalışan tipleri hidrodinamik veya hidrostatik olarak yağlanmaktadır. Hidrodinamik yağlama ise yüzeyler arasındaki boşluğun şekline ve hızına bağlı olarak, yüzeylerin birbirinden tamamen ayrılması için yeterli basınca sahip bir yağ tabakası oluşturan yağlamadır. Burada hareket yönünde daralan yağ kamasi, iki yüzey arasında yük taşıyıcı yağlayıcı akışkan filmini oluşturan ana mekanizmadır.

Yapılan çalışmada : elastik deformasyona uğrayabilen kaymalı yatağın genel davranışı analiz edildi. Tek boyutlu analizde ; geliştirilen bilgisayar programıyla Reynolds'un temel yağlama diferansiyel denklemi, sonsuz uzun yatak kabulü ile sonlu farklarda nümerik olarak çözüldü. Değişik boyutsuz sistem basıncı, yatak hızı, yatak geometrisi ve yağlayıcı akışkan dikkate alınarak yatağın hidrostatik ve hidrodinamik davranışları incelendi. Yatakların genişliklerinin sonlu olması, Reynolds diferansiyel denkleminin iki boyutlu olarak ele alınmasını gerektirmektedir. İki boyutlu teorik modelde, sonlu farklar metodu uygulanmış olup, yağlayıcı filmdeki basınç dağılımı ve yük taşıyabilme özelliği belirlendi.

Teori ile birlikte yürütülen deney düzeneğinde eksenel yatak teste tabi tutuldu. Burada, değişken yük, basınç, yağ film kalınlığı, sıcaklık ve elastik deformasyon gibi parametreler belirlenerek, yatağın daha fazla yük taşıyabilme kapasitesi de araştırıldı.

## S U M M A R Y

Thrust bearing may be defined as the bearing which resists the axial forces. There are two kinds of thrust bearings, namely hydrodynamic and hydrostatic. Hydrodynamic lubrication involves with two surfaces which separated due to lubricant oil film. This film may vary according to hydrodynamic pressures, which is developed to the gap between the sliders, and the speed of sliders. This film carries the load acting on to the sliders surfaces.

In the present study, general behaviour of sliding bearing and its elastic characteristics are studied. In one dimensional analysis : a computer program is developed to solve Reynolds differential equations governing lubrication theory using finite difference methods for invinitely long bearings. Non - dimensional forms of system pressure bearing speed, bearing geometry and lubricant are considered in developing hydrostatic and hydrodynamic behaviour of bearings. Two dimensional analysis of Reynolds differential equation are needed, since the size of the bearing is not invinitely long. Consequently, finite difference method is developed for developing the pressure distribution and load carrying capacity in two dimensions.

In the experimental side, parallel to theory thrust bearing is tested. Parameters covering variable load, pressure, lubricant film thickness, temperature and elastic deformation etc are defined and the extended carrying load capacity is investigated.

## ÖZ GEÇMİŞ

İlk öğrenimini Kayseri ve orta okulu askeri okulda tamamladı. Akşam lisesinde okuduğu yıllarda Anatamir Fabrikasında çalıştı. Ankara Akademisini ve daha sonra Kayseri Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesinde Yüksek Lisansını bitiren Ali Osman Kurban halen aynı fakültede Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır.



## T E Ő E K K Ü R

Çalışmanın bütün safhalarında bilgi ve yardımlarından sürekli faydalandığım, hocam Doç.Dr.Erdem KOÇ'a sonsuz teşekkürü bir borç bilirim.

Tez süresince ilgilerini esirgemeyen Makina Bölümü Öğretim Üyelerine ve Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma ayrıca çalışmalarımın bütün safhalarında yardımlarını esirgemeyen hoşgörülü insan Fazıl Canbulut'a, deneysel çalışmalarım sırasındaki yardımlarından dolayı Ertuğrul Kurban'a ve tezin yazımını titizlikle yapan Suat Sarıkaya'ya da teşekkür ederim.

Ali Osman KURBAN

## S E M B O L L E R

A	Eksenel yatakta 1. bölge	
$a_p$	Basınç etki katsayısı	
b	Yatak genişliği	(m)
$b_p$	Basınç etki katsayısı	
D	Motor kasnak çapı	(m)
e	İzafif eğim	
E	Elastiklik modülü	(daN/m <sup>2</sup> )
F	Kuvvet	(daN)
h	Verilen bir noktadaki film kalınlığı	( $\mu$ m)
$h_o$	Ortalama film kalınlığı	( $\mu$ m)
HH	Film kalınlığına bağlı sabit	
I	Atalet momenti	(m <sup>4</sup> )
i	Tahvil oranı	
K	Boşaltma faktörü sabiti	
2L	Yatağın bir tam devir uzunluğu	(m)
M	Yer değiştirme enerjisi	(daN.m)
n	Devir sayısı	(dev/dak)
N	Güç	(BG)
$p_s$	Sistem basıncı	(bar)
r	Verilen bir noktadaki yarıçap	(m)
$r_o$	Yatak dış yarıçapı	(m)
t	İzafi eğim (tek boyutlu da)	
T	İterasyondaki hata terimi	
u	Yatak hızı	(m/s)
z	Dış sayısı	
q	Yağ debisi	(m <sup>3</sup> /s)
Q	Alt boşaltma faktörü	
Q.L	Yatakta A kesit bölgesinin uzunluğu	(m)
$\delta$	Çökme miktarı	( $\mu$ m)
$\eta$	Dinamik viskozite	(daN/m <sup>2</sup> . s)
X	Yatak uzunluğu boyunca mesafe	(m)
$\Delta x$	İzgara aralığı	
W	Yük	(daN)
WW	Toplam yük	(daN)
$\omega$	Açısal hız	(1/s)

Alt İndisler

d	Dış çap
ek	Eksenel yön
p	basınç
E	Elastik yük
T	Toplam
i	Radyal yön
J	Çevresel yön
(1,2)	1 nci ve 2 nci eleman

Üst İndis

- Boyutsuz ifade için
- \* Kritik film kalınlığı

Boyutsuz ifadelerin gösterilmesi ;

$$\bar{p}_s = p_s h_0^2 / \eta \omega r_0^2 \quad \text{Boyutsuz basınç}$$

$$\bar{w}_T = W_T h_0^2 / \eta \omega r_0^4 \quad \text{Boyutsuz yük}$$

$$\bar{h} = 1 + \frac{\delta}{2} \left( 1 + \cos \frac{\pi \bar{x}}{Q} \right) \quad \text{Boyutsuz film kalınlığı}$$

$$\frac{d\bar{p}}{d\bar{x}} = 6 \left( \frac{\bar{h} - \bar{h}_{\max}}{\bar{h}^3} \right) \quad \text{Boyutsuz basınç değişimi}$$

$$\bar{a}_p(i) = 0.5 + \frac{\bar{H}\bar{H}(i+1) - \bar{H}\bar{H}(i-1)}{8\bar{H}\bar{H}(i)} \quad \text{Boyutsuz basınç etki katsayısı}$$

$$\delta = \frac{C}{2K} \frac{W L^3}{E b t^3 h_0} \quad \text{Boyutsuz çökme}$$



## I Ç İ N D E K İ L E R

Sayfa

## BÖLÜM - I

1.1.	GİRİŞ	1
1.2.	EKSENEL KAYMALI YATAKLARDA YAĞ FILM OLUŞUMU	2
1.3.	FİLM ŞEKLİNİ MEYDANA GETİREN MEKANİZMALAR	2
1.4.	KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
1.4.1.	Daralan Yağ Kaması Mekanizması	4
1.4.2.	Viskozite Kaması	5
1.4.3.	Termal Kama ve Termal Deformasyon	6
1.4.4.	Pürüzlülük Mekanizması	7
1.4.5.	Kavitasyon Mekanizması	8
1.4.6.	Elastik Deformasyon Mekanizması	9

## BÖLÜM - II

2.	TEORİK ÇALIŞMA	12
2.1.	GİRİŞ	12
2.2.	SONSUZ GENİŞ YATAK ANALİZİ	13
2.2.1.	Tek Boyutlu Reynolds Diferansiyel Denklemi	13
2.2.2.	Tek Boyutlu Yatak Tasarımı	15
2.2.3.	Yük Taşıma Kabiliyeti	21
2.2.4.	Teorik Sonuçlar ve İrdeleme	30
2.3.	SONLU GENİŞLİKTE YATAK ANALİZİ	40
2.3.1.	İki Boyutlu Reynolds Denklemi	40
2.3.2.	Nümerik Çözüm	43
2.3.3.	Yük Taşıma Kapasitesi	48
2.3.4.	Teorik Sonuçlar ve Bunların İrdelenmesi	49

## BÖLÜM - III

3.	DENEYSEL ÇALIŞMA	61
3.1.	GİRİŞ	61
3.2.	DENEY DÜZENEĞİ	62
3.2.1.	Matkap Tezgahında Yapılan Değişiklikler	62
3.2.2.	Deney Tezgahı İş Mili Hesabı	63

3.2.3. Deneyde Kullanılan Hidrolik Yükleme Düzeneği	70
3.2.4. Hidrolik Devrenin alışma Prensibi	70
3.2.5. Yağlama Prensibi	72
3.2.6. Eksenal Kuvvet İletimi	72
3.3. DENEY METODU VE TEST YATAKLARI	77
3.3.1. Test Yataklarının Geometrik Yapısı	77
3.3.2. Yatak Malzemeleri	78
3.4. DENEY SONUÇLARI	81

#### BÖLÜM - IV

4.1. YAPILAN KABULLER VE TEORİNİN İRDELENMESİ	87
4.1.1. Deneysel alışmanın İrdelenmesi	88
4.1.2. Deneysel alışma ile Teorinin Mukayesesi	89

#### BÖLÜM - V

SONUÇ	90
-------	----

KAYNAKLAR	92
-----------	----

EK-1

EK-2

EK-3 96

EK-4 102

EK-5 106

## B Ö L Ü M - I

### 1.1. GİRİŞ

Eksenel yöndeki kuvvetleri karşılayan yataklara, eksenel yataklar denilmektedir. Eksenel yatakların yarı sıvı sürtünme veya tam sıvı sürtünme ile çalışan tipleri vardır. Tam sıvı sürtünme ile çalışan tipleri hidrodinamik veya hidrostatik olarak yağlanmaktadır. Dolayısıyla, hidrodinamik yağlama ; birbirine göre izafi hareket eden, iki yüzey arasında basınç meydana getiren, yağlayıcı akışkan filminin teşekkül ettiği yağlama türüdür. Bu temel prensip üzerine çalışan makina elemanları kaymalı yataklar ismini alır. Desteklenecek yükün durumuna göre eksenel veya radyal kaymalı yataklar şeklinde de tanımlanabilir. Pratikte kullanılan kaymalı yatakların ekserisi, taşıyıcı yağ filminin kendi kendine oluştuğu hidrodinamik yataklardır. Bir yatağın kaldırma kuvveti veya yatak yükü bütün yatak yüzeyi üzerindeki basınç dağılımının bir fonksiyonudur. Basınç dağılımı diğer taraftan yatağın geometrik ölçülerine, mil ve yatak burcu (zarfı) arasındaki izafi hıza, prensip olarak milin çevresel hızına ve kullanılan yağın viskozitesine bağlıdır. Kaymalı yataklar ve sızdırmazlık elemanları iki tür yağlama rejiminde çalışırlar, iki yüzey, bir akışkan filmi ile birbirinden tamamen ayrılmışsa, tam sıvı sürtünme önem kazanır. Bu durumda hidrodinamik yağlama sözkonusudur. Bir dış etki yapmadan, yataklara gelen kuvveti dengelemek önemli olmaktadır. Bu nedenle hidrodinamik ve hidrostatik olmak üzere, iki tür yataklama meydana getirilmiştir. Hidrodinamik yataklamada ; yüzeyler arasındaki boşluğun şekline ve yüzeylerin hızına bağlı, iki yüzeyin birbirinden tamamen ayrılması için, yeterli basınca

sahip bir yağ tabakası oluşturulmaktadır. Buna karşılık hidrostatik yataklama-  
da, dış kuvveti dengelemek için yağ tabakasındaki basınç, dış etki altında ya-  
ni bir pompa vasıtası ile meydana getirilmektedir.

Araştırmaya konu olan aksenal kaymalı yatak üzerindeki maksimum yük aşılır-  
sa, iki yüzey arasındaki yağ film kalınlığı azalacaktır. Bu tür yağlama, sınır  
tabaka yağlamasıdır. Bu rejimde yükün bir kısmı, yağlayıcı film tarafından,  
bir kısmında sabit alt yatak ve hareketli mil olan iki yüzeyin direkt teması  
ile taşınacaktır.

Kaymalı yatakların ;

- Yük taşıma yüzeylerinin büyük oluşu,
- Çalışma sırasındaki titreşimi ve gürültüyü azaltması,
- Sarsıntı, toz ve kirliliğe karşı, rulmanlı yataklara oranla daha az hassas oluşları,
- Küçük yatak boşluğuna ve büyük geçme toleransına izin vermeleri,
- Yapılarının kolay oluşu, tek veya lokmalı ve ucuz olmaları,
- Konstrüksiyon şartlarına kolayca uyum sağlamaları,
- Sessiz, kuvvetli sarsıntı ve titreşimlere karşı dayanıklı olmaları, kul-  
lanım alanlarını daha da arttırmaktadır.

## 1.2. EKSENEL KAYMALI YATAKLARDA YAĞ FILM OLUŞUMU

Çoğunlukla kaymalı yataklarda, yük taşıyıcı yağ filmi kendi kendine oluşmak-  
tadır. Bu yağ filmi mekanizmasının oluşumu ; yatak yüzeyleri arasındaki fi-  
ziksel eğimden, yağ filminin kavitasyonundan, yatak elemanlarının birinin ek-  
senel titreşiminden, yüzey pürüzsüzlüğünden ve düzgünlüğünden veya eksen  
kaçıklığından kaynaklanmış olabilir. Hatta, yüzeylerin tam paralel olması ha-  
linde, yatak dinamik olarak çalışırken, elemanlardan birinin veya her ikisi-  
ninde elastik deformasyona uğraması sonucu, yük taşıyıcı yağ filmi mekanizma-  
sı oluşabilir [ 1, 2, 3 ] .

## 1.3. FILM ŞEKLİNİ MEYDANA GETİREN MEKANİZMALAR

Başlıca, hidrodinamik kaymalı yataklarda yük taşıyıcı yağ filminin teşekkül  
ettiği belli başlı mekanizmalar şunlardır :

- 1) Daralan yağ kaması mekanizması,
- 2) Viskozite kaması,
- 3) Termal kama (yoğunluk değişimi),
- 4) Termal deformasyon,
- 5) Yüzey pürüzlülüğü veya düzgünlüğü,
- 6) Kaymalı yataklarda titreşim mekanizması,
- 7) Kaviteasyon ve
- 8) Elastik deformasyon mekanizması da yük taşıyıcı yağ filmini oluşturan mekanizmalardır [ 4, 5 ] .

Bu çalışmada ; elastik deformasyona uğrayabilen eksenel kaymalı yatağın genel davranışı teorik olarak analiz edilmiştir. Geliştirilen bilgisayar programı ile Reynolds'un temel yağlama diferansiyel denklemi sonlu farklar metodunun adapte edilmesiyle nümerik olarak çözülmüştür. Eksenel kaymalı yatakta elastik deformasyon oluşması için yatağın alt kısımları belirli oranlarda boşaltılarak deneyle teorik çalışma mukayese edilmiştir. Teorik modelde tek ve iki boyutlu ızgara kullanılmış olup ; yük, basınç, yağ filmi kalınlığı değişimi gibi çalışma parametreleri boyutsuz olarak değerlendirilmiştir. Yatağın yük taşıma kapasitesinin incelenmesi yanında, sıcaklık değerleride araştırılmıştır. Değişik sistem basıncı, yatak hızı, yatak geometrileri ve yağlayıcı akışkanın viskozite gibi büyüklükleri dikkate alınarak bu tip yatakların, hidrodinamik ve hidrostatik davranışları incelenerek daha fazla yük taşıyabilme özellikleri araştırılmıştır.

#### 1.4. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Kaymalı yataklar konusundaki uygulamalar, bilimsel çalışmalardan daha önce görülmüştür. Yatakların bugünkü anlamda incelenmesi, endüstrideki kullanılışından oldukça sonra başlamıştır. Bugüne kadar yağlama ile ilgili bir çok deneysel çalışmalar yapılmış, eksenel ve radyal kaymalı yataklarda, hidrodinamik yağ filmi içerisindeki basınç dağılımı, yağ film kalınlığı, sürtünme, aşınma, uygun yatak malzemesi seçimi ve yağ debisi konularından biri veya birkaçı birlikte incelenmiştir. Elastohidrodinamik yağlama incelemelerinde, temasın şekline göre noktasal, çizgisel ve yüzeysel temaslar sözkonusu olmaktadır. Literatürde noktasal ve çizgisel temaslara ait teorik ve deneysel birçok çalışma mevcuttur. Buna karşılık, kaymalı yatak sistemlerinin EHD (Elastohidrodinamik)

analizlerine ait çalışmalar ise oldukça az sayıdadır. Buna paralel olarak Türkiye'de bu konuda yapılan çalışmaların fevkalade az oluşuda dikkati çekmektedir. Kaymalı yatakların bilimsel araştırması, B. Tower'ın 1883 de yayınladığı deneysel çalışması ve aynı yıl N.P.Petroff'un yataktaki sürtünmeyi viskoz sürtünmeye bağlayan hipotezi ile başlayıp, 1886 da O. Reynolds'un hidrodinamik kaymalı yatakların genel denklemini vermesiyle genişleyerek devam etmiştir. Daha sonraki yıllarda konu üzerindeki çalışmalar, endüstrideki önemi nedeni ile daha da büyüyerek gelişmiştir.

Bir yağlayıcı film, istenilen yükü uygun küçük sürtünme enerjisi kayıplarıyla ve istenilmeyen dengesizliklere neden olmayacak şekilde desteklemelidir. Kaymalı yataklarda yük taşıyıcı hidrodinamik basıncın teşekkül etmesi esastır. Bu basınç alanının meydana gelmesini izah etmek üzere ileri sürülmüş bir çok mekanizmalar mevcuttur. Bunlardan en önemlisi ve kabul edilene "Daralan Yağ Kaması Mekanizmasıdır". Bu film şeklini doğuran mekanizmayla ilgili yapılan çalışmalara, literatürde şu şekilde rastlanmaktadır. Yapılan araştırmaların ekserisinde radyal yataklar olduğu dikkate çekmektedir. Bir çok araştırmacı ; yüzey pürüzlülüğü, radyal ve eksenel düzgünlük, eksenel titreşim, deformasyon ve yağ filminin kavitasyon etkileriyle, hidrodinamik yük taşımanın mümkün olduğunu göstermişlerdir [ 6, 7 ] .

#### 1.4.1. Daralan Yağ Kaması Mekanizması

Kaymalı yataklarda biri diğeri üzerinde dönen, iki paralel yüzey arasında yük taşıyabilen hidrodinamik yağ filminin teşekkülü için hareket yönünde, daralan bir yağ kamasının oluşması esastır. Reynolds çalışmasına esas aldığı sonsuz genişlikteki yatakta bu tür değişimi dikkate almıştır [ 8 ] .

Nau [ 9 ] , mekanik sızdırmazlık elemanlarında daralan yağ kamasını oluşturan alternatif mekanizmalar olarak, iki yüzeyin izafi eğimi, bu yüzeylerden biri veya her ikisinin yüzey düzgünlüğü yanında, yüzeylerin eksenel titreşimini de göstermiştir.

Özdaş M.N. [ 10 ] , 1958'de yaptığı eksenel kanallı saydam malzmeden yapılmış radyal yataklarda, sinüsoidal yük altında, yağ filminin durumunu fotoğraflarla tesbit etmiştir. Daha sonraki çalışmasında dinamik yüklü yatakları incelemiştir.

Sinüoidal yükleme halinde, dinamik Sommerfeld sayısı ile maksimum eksantrisite arasında bir bağ elde etmiştir. Çalışma döner yük halini de ihtiva etmektedir.

Hays [ 11 ] , 1961'de yaptığı teorik çalışmada, sonlu genişlikteki dinamik yüklü bir yatakta, film yastığı (daralan yağ kaması) etkisini araştırmıştır. Mil dönmediği halde, yağ kaması etkisinde yatağın yük taşıyabilme kapasitesini ve yağ akışını, çeşitli yatak geometrileri ile sinoidal yük genlikleri için tablolar halinde vermiştir.

Jakcagen ve Christensen [ 12 ] , 1968'de büyük bir iki zamanlı gemi dizel motoru yatağında, yatağın çalışma karakteristikleri ve aşınma üzerine yaptıkları deneysel çalışma sonuçlarını yayınladılar. Hidrolik sabit yük üzerine, darbe yüklerinde ilave edilerek uygulandığı beyaz maden yatakta, 30<sup>0</sup> aralıklarla açılmış altı adet aksenal ve bunları birbirine bağlayan çevresel kanal kullanılmıştır. Mil çapını 3", izafi yatak boşluğu  $\psi = 0.0016$  olarak alınan deneyde kullanılan yağın viskozitesi 20<sup>0</sup>C'da 680 cSt olup, sıcaklık arttıkça yağın kinematik viskozitesinin azaldığı görülmüştür. Araştırmacılar sürtünme katsayısının çalışma süresine bağlı olarak azaldığını, çalışmaya başladıktan 2-3 saat sonra minimum değere düştüğünü belirtmişlerdir. Başlangıçta kuru sürtünme, temasın daralan yağ kaması (film yastığı) etkisi ile önlendiği belirtilmektedir. Hız artarken, sürtünme kaybının azaldığını bunun sebebinin ise yağ film kalınlığının artması nedeni ile metal temasının azalması şeklinde ifade edilmiştir.

#### 1.4.2. Viskozite Kaması

Yük taşıyıcı film şeklini meydana getiren mekanizmalardan bir başkasıda viskozite kamasıdır. Sistemde kullanılan yağın viskozitesi ; basınç, sıcaklık, sürtünme vb. gibi değişkenlerle farklılık göstermektedir. Bununla ilgili yapılan çalışmalardan bir kaçısı şu şekildedir.

Zienkiewicz, O.C., [ 13 ] ve Cameron, A. [ 14 ] ilk defa viskozite kamasını ileri sürmüştür. Bu durum ise yağ film kalınlığı boyunca viskozite değişikliğinin, yük taşıyıcı basınç alanının meydana gelmesine neden olduğu şeklinde değerlendirilebilir [ 15 ] .

Glaeser ve Dufrane [ 16 ] yaptıkları deneysel çalışmalarının sonuçlarını 1976 da yayınladılar. Ağır yüklü yataklarda yük taşımanın ve aşınmanın, uygun yatak malzemesi ve yağ cinsleriyle değiştiğini ile sürmüşlerdir. 69 MPa - 620 MPa (690 - 6200 bar) arasında yatak yükü kullanılan deneylerde ayrıca çeşitli gres yağlayıcıların ve sıcaklığın etkilerinin araştırıldığı, yatak malzemesi olarak alüminyum bronz ve berilyum - bakır alaşımları kullanılmıştır. Araştırmada, alüminyum bronzunda, ortam sıcaklığında iyi bir yağlama elde edildiği, yatak bol yağ ile yağlanırsa aşınmanın azaldığı ve yağlayıcı cinslerine göre farklı malzemelerdeki sürtünme katsayıları da verilmiştir.

Sinhasan, Jain ve Singh, çalışmalarında laminer ve türbülanslı rejimde radyal kaymalı yatakların performans karakteristiklerine, viskozite değişiminin etkilerini belirterek, dizayn işleminde bu etkinin de dikkate alınması gerektiğini vurgulamışlardır.

#### 1.4.3. Termal Kama (Yoğunluk Değişimi) ve Termal Deformasyon

Kaymalı yataklarda yük taşıyan yağ filmini meydana getiren diğer bir mekanizmada termal mekanizmadır. Bu konuda yapılan çalışmalar aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

Fogg, A., [ 17 ] , kaymalı yataklar üzerine yaptığı araştırmasında, yağlayıcı akışkanın termal olarak genişlemesi sonucu, fiziki daralan kamaya benzer bir yük taşıyıcı filmin oluşmasının mümkün olabileceğini ifade etmiştir. Bu mekanizma termal kama olarak bilinmektedir. Yağ yoğunluğunun sıcaklıkla değişiminin de hidrodinamik basınç oluşmasına neden olduğu ile ilgili sürülmüştür [ 18 ] .

Hunter, W.B. ve Zienkiewicz, O.C., [ 19 ] , 1960 da yaptıkları çalışmada, paralel yüzeyli yataklarda yağ filmi boyunca sıcaklık değişiminin etkilerini incelemişlerdir. Yağlayıcı akışkanın termal olarak genişlemesinin yanında viskozite değişikliğinin yatak performansı için gerekli olduğu sonucuna varmışlardır.

Motosh, N., [ 20 ] , 1963-1964 de yaptığı çalışmada termal viskoziteye dayalı (yoğunluk değişimi) ve termal etkileri ihtiva eden bir yorum getirmiştir.



Ettles, C., ve Cameron, A., [ 5 ] , yatak elemanlarının termal ve elastik deformasyona uğraması neticesi "Daralan Yağ Kamasının" dolayısıyla yük taşıyıcı akışkan filminin teşekkül edebileceğini ileri sürmüşlerdir. Termal ve viskozite mekanizmalarından sonra, deformasyon mekanizması üzerinde durulmaya başlanmıştır. Daralan yağ kaması film değişiminin, yatak elemanlarının termal deformasyonu ile oluştuğu fikri yaygınlaşmıştır [ 3, 5 ] .

#### 1.4.4. Pürüzlülük Mekanizması

Yük taşıyıcı, yağ filmi oluşumunu izah eden başka bir mekanizmada pürüzlülükle ilgilidir. Bu hususu açıklayan çalışmalar ise ;

Blount E.A., ve De Guerin, D., [ 21 ] , tarafından 1957 de yayınlanan deneysel çalışmada, iki zamanlı motorlarda piston - biyel kolu yatağının çalışma şartlarına benzer şekilde çalışan deney tesisatı geliştirilmiştir. Kalay bronzundan yapılmış, yatağın yük taşıma bölgesine  $14^{\circ}$  radyal aralıklarla açılmış 9 adet aksenal kanal kullanılmıştır. Araştırmacılar yük taşıma kapasitesinin mil yüzeyi pürüzlülüğü ile yakından ilgili olduğunu belirtmişlerdir. Bunun aynı zamanda mil - yatak malzeme çiftinin uygunluğuna bağlı olduğunu ve çalışma sıcaklığının artmasıyla ters yönde etkilendiğini belirtmişlerdir. Bu etkilenmenin çok iyi olmayan mil yüzeyi için daha da belirgin olduğunu ifade etmişlerdir.

Bikerman, J.J., [ 22 ] , yaptığı araştırmada, yağın yüzeye yapışmasını ve yüzey pürüzlülüğünün etkilerini araştırdı. Yağ film kaması etkisi ile taşınabildiğini ve basınç dağılımını inceledi. Yağın pürüzlü yüzeye yapışmasının, yüzey düzgünlüğünün artmasıyla azaldığını ifade etmiştir.

Jakobsen, K., [ 23 ] , 1972'de Tribology Handbook isimli kitabında, yüzey pürüzlülüğünün yanında besleme yağı giriş basıncı, yatak malzemeleri, yük taşıma kapasitesi, yağ kanalı profilleri hakkında da pratik değerler vermiştir. Ayrıca yatakta sürtünmenin sınır sürtünme olduğunu ve hidrodinamik etkinin yük taşımaya katkısı ifade edilmiştir. Daralan yağ kaması oluşturan, diğer elemanın ise aynı zamanda yüzeylerin aksenal titreşimi olduğu belirtilmiştir [ 9 ] .

#### 1.4.5. Kavitasyon Mekanizması

Yük taşıyıcı diğer bir film şekli de kavitasyon mekanizması ile meydana gelmektedir. Bununla ilgili literatürdeki çalışmalar şu şekilde özetlenebilir.

Shawki G.S. [ 24 ] , tarafından yapılan teorik çalışmada, yağ filmi içerisinde negatif basıncın (buharlaştırma basıncı altında) varlığı ileri sürüldü. İncelenen bazı temel hal için elde edilen analitik çözümlerde önceki teorik çalışmaların verdiği sonuçlara göre, deneysel değerlere daha iyi bir uyum sağlandı. Daha sonra yapılan bir araştırmada ise, Runge - Kutta integrasyon metodu geliştirildi.

Shawki G.S. [ 25 ] , 1971'de periyodik değişken yüke maruz yataklarda teorik ve deneysel çalışmasını yayınladı. Araştırmacı yatak yüzeyi boyunca, basınç dağılımının hem pozitif hemde negatif değerler aldığını ifade etti. Pozitif basınç bölgesinin  $180^{\circ}$ 'den biraz fazla olduğunu, negatif basıncın ise yükün büyüklüğüne bağlı olmaksızın mutlak sıfır basıncın biraz altında sabit bir değerde devam ederken, pozitif basıncın yük ile arttığını ifade etmiştir. Tam kapaklı yatakta filmin genişlediği bölgede koptuğunu, dönel yüke maruz bir yatakta ise bu kopma bölgesinin yük ile döndüğü belirtilmektedir. Yatakta yük taşıma hesabı yapılırken pozitif ve negatif basınç bölgelerinin dikkate alınması gerektiğini ifade etmektedir. Yatakta oluşan basıncın kama etkisi ve film yastığı etkisi olmak üzere, iki basınç bileşeninden teşekkül ettiğini belirterek, bu bileşenlerin süper pozisyonu ile toplam yük taşıma ifadesi verilmektedir.

Eksenel ve radyal kaymalı yataklarda olduğu gibi mekanik yüzey sızdırmazlık elemanlarında da kavitasyon meydana gelmektedir. Sızdırmazlık elemanlarında hesaplanan basınç, sıfırdan küçük ise yağ filminin genişleyen bölgesinde teorik olarak kavitasyon olayının olacağı esas alınmaktadır. Yüzey sızdırmazlık elemanları da kaymalı yataklar gibi aynı prensiple çalışmaktadır [ 15 ] .

#### 1.4.6. Elastik Deformasyon Mekanizması

Kaymalı yatakta yağ film şeklini değiştiren ve yük üzerinde etkili olan diğer bir mekanizmada elastik deformasyon mekanizmasıdır. Elastohidrodynamic (EHD) çalışmalarda ve kaymalı yatakların hesaplarında daima bir yüzeyin deforme olduğu, diğerinin rijit kabul edildiği dikkati çekmektedir. Mil deformasyonunun ihmal edildiği çalışmalar şu şekilde özetlenebilir.

Carl, T.E. [ 26 ] , 1964'de yatak burcu deformasyonunun kaymalı yatağın performans karakteristikleri üzerindeki etkilerini açıklamış ve bunun basınç dağılımını nasıl değiştirdiğini deneysel olarak göstermiştir. Carl makalesinde, elastik deformasyonun kavitezyon açısından artışa ve maksimum basınçta azalmaya neden olduğu şeklinde bir yorum ortaya koymaktaydı. Buna alternatif teşkil eden diğer bir çalışmada, kaynak 20 de verilen çalışmadır. Ancak burada verilen Motosh'in çalışmasının büyük yüklerde uyumlu sonuçlar vermemesi, EHD teorisinin daha kapsamlı bir biçimde ele alınmasını gerektirdi. Bu maksatla yapılan diğer çalışmalardan bazıları şu şekildedir.

C.J. Hooke, O'Donoghue, J. ; Brighton, D.K. [ 27 ] , yaptıkları çalışmada kalın burçlu yatakların performans karakteristikleri üzerinde deformasyonun ne gibi etkileri olduğunu araştırmışlardır. Çalışmanın uygulanabilirlik alanı, yağlanmış plastik, lastik veya elastik metal burçlu yataklardır. Çalışmalarında mil ve yatak arasındaki akışkan basıncına, Fourier analizini uygulamış ve serinin her bir terimini tek tek ele alarak bunlardan oluşan deformasyonları toplayıp, toplam deformasyonu hesaplamışlardır.

Diğer bir çalışmada ise [ 28 ] ; yatak burcu ince kabul edilip, bir elastisite problemi olarak bunun çözümü bulunmuştur. Bu çalışmada EHD teorisinin geliştirilmesi için yapılmış çalışmaların önemlilerinden birini meydana getirmektedir. Bunlar sonsuz geniş yataklar için yapılmış çalışmalar olup, deneylerle kalitatif bir uyum göstermektedir. Bunları izleyen çalışmalar şu safhaları izleyerek gelişme göstermişlerdir.

Benjamin ve Castelli [ 29 ] ; Sommerfeld'in sınır şartlarını alarak

kaymalı yataktaki basınç dağılımına ve yük taşıma kapasitesine, deformasyonun etkisini araştırarak, kaymalı yatağın yük taşımasının deformasyonla arttığını belirtmişlerdir.

İbrahim ve Mc Callion [ 30 ] ; deformasyon problemini kaymalı yataklara uygulamışlar, elastik deformasyonun ; yağ film kalınlığı ve basınç dağılımı üzerinde bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Fantino, Frehe ve Du Parguet [ 31 ] ; piston bilyelerinin deformasyonunun yağ filmi karakteristikleri üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Basınç dağılımı, elastik deformasyon denklemlerini iteratif metodlarla çözmüşlerdir. Araştırmacılar yatakta, önemli bir karakteristik olan, minimum yağ film kalınlığı için bir amprim ifadeyi de nümerik olarak belirlemişlerdir. Mil yine burada rijit kabul edilmiş, yağlayıcı olarak piezoviskoz bir akışkan kullanılmıştır.

Yatak yükünün, hızının veya her ikisinin birden değişken olduğu yataklar, dinamik yüklü yataklar olarak bilinir. Bununla ilgili çalışmaların daha az sayıda olduğu dikkati çekmektedir. Bunların ilki 1919 yılında Harrison tarafından araştırılmıştır. Burada, basınç dağılımı ve dış kuvvet bağıntısı üzerinde durulmuştur.

Bowden ve Tabor [ 32 ] ; darbe yüküne maruz yağ kamasının, dinamik davranışını incelediler. Yağ filmindeki ; sıcaklık, gerilmeler, yağ akışı ve basınç dağılımları araştırıldı. Büyük darbelerde oluşan basıncın yatak yüzeylerinde plastik deformasyon yaptığını ifade ettiler.

Bagci ve Singh [ 33 ] ; 1983'de aksenal kaymalı yataklarla ilgili yaptıkları teorik ve deneysel çalışmada uygulanan yükün hidrodinamik etkiyle taşınabileceğini ifade etmişlerdir. Araştırmacılar Reynolds denkleminin nümerik çözümünden faydalanmışlardır. Optimum bir yatak dizaynı için taşınabilecek maksimum yükün, belli bir minimum film kalınlığında meydana gelebileceğini açıklamışlardır. Taşınacak yükün büyüklüğüyle ilgili olarak yağ filminin önemi belirtilmiştir. Film kalınlıkları oranı ;  $\alpha = h_1/h_0$  için optimum değerleri veren neticeler verilmiştir. Yapılan çalışmada, yük taşıyıcı film şeklinin ; üstel, polinom, katenoidal,

yuvarlak ve kesik yuvarlak oldukları dikkate alınmıştır. Yatakta yalnız x yönünde veya hem x hemde y yönünde film kalınlığı değişimine izin verecek bir film şekli seçilmesi gerektiği belirtilmiştir. Her bir film şekli için  $\alpha$ 'nın en uygun değeri belirlenmiş,  $1.2 < \alpha < 3.2$  arasında verilen tablo değerlerinde  $\alpha = 2.2$  aralığı için aksenal kaymalı yatağın yük taşıma kapasitesinin daha uygun olduğu ifade edilmiştir.

Hidrodinamik teori, film teşekkülü, filmdeki basınç dağılımının başlangıç ve bitiş noktalarının belirlenmesi araştırmamıza ışık tutacak başlıca çalışmalardır. Aksenal yatağa değişken bir yük uygulanması halinde, yatağın davranışlarının ne olacağı hususunda literatürde kapsamlı bir çalışmaya rastlanamamıştır. Buradaki araştırmada dinamik yüklü yataklar grubu içerisindedir.



## B Ö L Ü M - 11

### 2. TEORİK ÇALIŞMA

#### 2.1. GİRİŞ

Hidrodinamik yağlama rejiminde çalışan kaymalı yataklarda, hareket yönünde daralan yağ kaması, iki yüzey arasında yük taşıyıcı yağlayıcı akışkan filmini teşekkül ettiren ana mekanizmadır. Daralan yağ kaması, eksenel kaymalı yataklarda geometrik olarak (eksen kaçıklığından, yüzeylerin eğiminden vs.) incelenip, Reynolds diferansiyel denklemi nümerik olarak çözülmüştür. Burada daralan kama şeklindeki eksenel yatağın, sonsuz geniş ve sonsuz kısa kabul edilmesi hallerinde tek boyutlu ve iki boyutlu Reynolds denkleminin çözümünü gerektirmektedir. Bu gaye ile boyutsuz Reynolds diferansiyel denklemi, nümerik olarak Gauss - Seidel iterasyonunun uygulanmasıyla değişik çalışma parametrelerinde çözülmüş ve yük taşıma kabiliyeti (yağlama yükü), elastik deformasyondan doğan elastik yük, minimum film kalınlığı vs. incelenmiştir. Daralan yağ kamasının eksenel kaçıklığından değil, elastik deformasyondan meydana gelebileceği dikkate alınarak analiz genişletilmiştir.

## 2.2. SONSUZ GENİŞ YATAK ANALİZİ

### 2.2.1. Tek Boyutlu Reynold's Diferansiyel Denklemi

Bu bölümde incelenen yatağın sonsuz geniş olduğu, yani yan kaçığın olmadığı hal dikkate alınmıştır (Şekil-2.1). Süreklilik bağıntısı dikkate alınırsa ;

$$\frac{d^2 u}{dy^2} = \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx} \quad (2.1)$$

şeklinde hareket bağıntısı yazılabilir. Bu bağıntı integre edilir ve sınır değerleri yazılacak olursa, hız dağılımı olan ;

$$u(y) = \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dx} y^2 + Ay + B \quad (2.2)$$

bağıntısı elde edilir. Sınır şartları için birbirine göre x yönünde bağlı kayma hareketi yapan iki levhada  $u_1$ ,  $u_2$  ve y yönündeki levhalar arasındaki mesafe h kadar ise bu durumda sınır şartı olarak  $y = h$  için  $u = u_2$   
 $y = 0$  için  $u = u_1$

olsun. Buna göre (2.2) bağıntısındaki A ve B sabitleri,

$$A = \left( \frac{u_2 - u_1}{h} \right) - \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dx} h$$

ve  $B = u_1$  bulunur ve bu değerler (2.2) de yerine yazılırsa,

$$u(y) = \frac{dp}{2\eta dx} (y^2 - hy) + \left( \frac{u_2 - u_1}{h} \right) y + u_1 \quad (2.3)$$

bağıntısı elde edilirken, bu parabolik şeklindeki hız dağılımıdır. Birim derinlik ve dy genişliğindeki akışkan hızı ile  $u(y)$  olarak debi ifadesi ;

$$q = \int_0^h u \cdot dy \quad (2.4)$$

dikkate alınır ise ;

$$q = - \frac{1}{12 \eta} \frac{dp}{dx} h^3 + \frac{u_2 - u_1}{2} h + u_1 h \quad (2.5)$$

akış (debi) ifadesi olarak ifade edilir. Basınç gradyantının sıfır olması durumundaki kritik film kalınlığı,  $dp/dx = 0$  için,  $h = h^*$  ifadesi (2.5) de yazılırsa, bu bağıntı ;

$$q = \frac{u_2 + u_1}{2} h^* \quad (2.6)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu değer (2.5) de yazılır ve gerekli işlemler yapılırsa tek boyutlu hareket için Reynolds diferansiyel denklemi olan,

$$\frac{dp}{dx} = 12 \eta \left( \frac{u_2 + u_1}{2} \right) \left( \frac{h - h^*}{h^3} \right) \quad (2.7)$$

elde edilir. Bu ifadeye göre ; daralan yağ kamalı yüzey çifti, bir eksenel kaymalı yatak ünitesini teşkil eder. Kaymalı yataklarda uygulanan tek boyutlu Reynolds diferansiyel denklemi ;

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial p}{\partial x} h^3 \right) = 6 \eta u \frac{dh}{dx} \quad (2.8)$$

formunda da verilebilir. (2.8) ifadesi integre edilirse,

$$\frac{\partial p}{\partial x} h^3 = 6 \eta u h + C$$



ve  $P = P_{\max}$  ,  $dp/dx = 0$  ve  $h = h^*$  sınır şartları için incelenen tek boyutlu ve teorik modele esas olan,

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6 \eta u \frac{h - h^*}{h^3} \quad (2.9)$$

Reynolds bağıntısı yazılabilir. Boyutsuz formda da yazılabilen Reynolds diferansiyel denklemi tek boyutta nümerik olarak çözülmüştür. Sonsuz uzun yatak tasarımı için teorik model için alınan ve elastik deformasyona uğrayabilen tipik bir yatak Şekil-2.1'de verilmiştir.

Boyutsuz büyüklüklerle çalışmanın istenilen birimlerin kullanılabilmesi gibi bir çok faydaları olduğundan, bağıntılarda boyutsuzlaştırma esas alınmıştır.

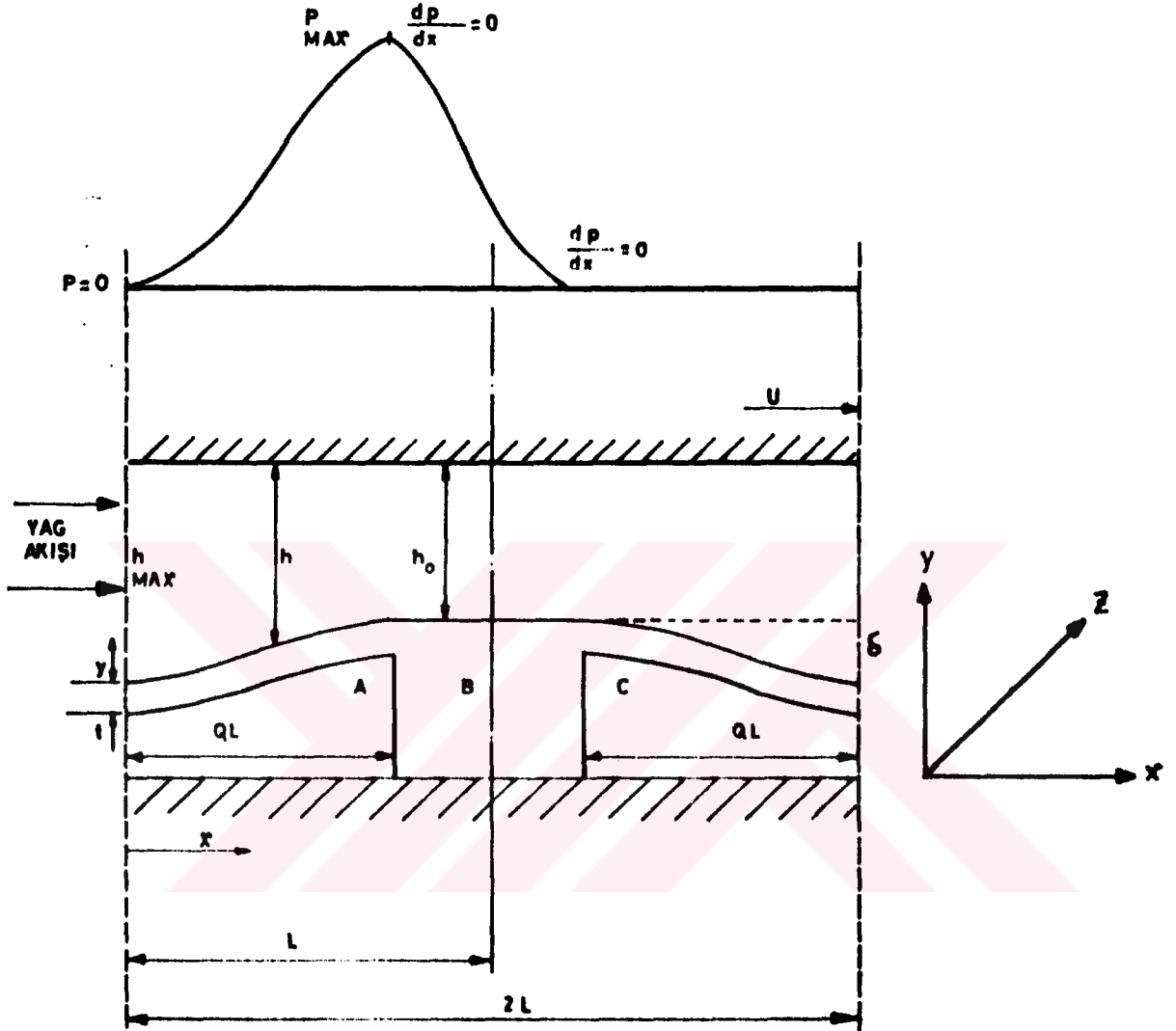
### 2.2.2. Tek Boyutlu Yatak Tasarımı

Şekil-2.1'de görüldüğü gibi yatak arka yüzünde boşaltılmış bölgeler mevcuttur (Q.L kadar kısımlar). Yatak belirtildiği gibi sonsuz geniş kabul edilmiş olup x yönünde 2L uzunluğundadır. Şekil-2.1'de t yatak kalınlığı, u yatak hızı, b yatak genişliği,  $h_0$  minimum yağ film ve  $h_{\max}$  maksimum yağ film kalınlığıdır. Burada  $\delta$  ise Q.L alt boşaltma nedeniyle elastik deformasyon (çökme) miktarı ve Q alt boşaltma faktörüdür.

Sistem çalışırken önce düzgün olan yüzey, aksenal yatağın her iki ucundaki boşaltmalar nedeniyle elastik deformasyona uğrayacak, yaklaşık sinüzoidal formu dolayısıyla daralan ve genişleyen yağ filmi konfigürasyonunu meydana getirecektir. Başlangıçta deformasyon yokken ( $\delta = 0$ ) hidrodinamik yatak teorisinden basınç alanı oluşmayacak, doğal olarak metal-metal teması ve buna bağlı olarak yatak malzemesinde aşınma kaçınılmaz olacaktır.  $\delta$  elastik çökmesi nedeniyle A, B ve C bölgelerindeki yük taşıyıcı yağ film kalınlıkları da farklı olacaktır (Şekil-2.1). A kesit bölgesindeki film kalınlığı değişimi ;

$$h = h_0 + \frac{\delta}{2} \left( 1 + \cos \frac{\pi x}{QL} \right) \quad (2.10)$$

şeklinde olacaktır.



Şekil-2.1 : Tipik bir elastik yatak.

(2.10) bağıntısı boyutsuzlaştırılırsa ;

$$\bar{h} = 1 + \frac{\bar{\delta}}{2} \left( 1 + \cos \frac{\pi \bar{x}}{Q} \right) \quad (2.11)$$

olacaktır. Burada,  $\bar{h} = h/h_0$ ,  $\bar{\delta} = \delta/h_0$  ve  $\bar{x} = x/L$  olmak üzere,  $\bar{h}$  boyutsuz yağ film kalınlığı,  $\bar{\delta}$  boyutsuz çökme ve  $\bar{x}$  boyutsuz mesafedir.

B kesit bölgesinde ise alt boşaltma olmaması nedeniyle, deformasyon oluşmayacak (2.10) ve (2.11) bağıntılarına göre  $h = h_0$  ve  $\bar{h} = 1$  olacaktır. C kesit bölgesindeki film kalınlığı da benzer şekilde yazılırsa,

$$h = h_0 + \frac{\delta}{2} \left( 1 - \cos \pi \frac{X + QL - 2L}{QL} \right) \quad (2.12)$$

ve bu ifade boyutsuzlaştırılırsa ;

$$\bar{h} = 1 + \frac{\bar{\delta}}{2} \left( 1 - \cos \pi \frac{\bar{X} + Q - 2}{Q} \right) \quad (2.13)$$

şeklinde bulunur. Bu film kalınlıkları değişimi ve sonsuz geniş yatak kabulüyle (z yönünde akış yok) Şekil-2.1 ve (2.7) bağıntısında verilen tek boyutlu Reynolds diferansiyel denklemi,

$$\frac{dp}{dx} = 6 \eta u \frac{h - h_{\max}}{h^3} \quad (2.14)$$

olarakta verilebilir. Burada ;  $p$  basınç,  $\eta$  yağın dinamik viskozitesi,  $u$  yatak hızı (prensipten olarak milin hızı). (2.14) bağıntısı boyutsuz formda,

$$\frac{d\bar{p}}{d\bar{x}} = 6 \left( \frac{\bar{h} - \bar{h}_{\max}}{\bar{h}^3} \right) \quad (2.15)$$

olarakta ifade edilebilir. Burada ;

$$\bar{p} = p h_0^2 / \eta u L \quad (2.16)$$

boyutsuz basınç ifadesidir. Yağ filminin oluşturduğu basınç ve buna bağlı yük taşıma kapasitesi önem kazanır. Her basınca karşılık gelen yük taşıma büyüklüğü değişmektedir. Dolayısıyla istenilen yükü taşıyabilmek için basınç değerinin belirlenmesi (seçilmesi) mümkündür. Buna bağlı olarak yağ film kalınlıkları da değişecektir. Yukarıda verilen (2.15) ifadesi

düzenlenirse,

$$\left(\frac{\bar{h}^3}{6}\right) \frac{d\bar{p}}{d\bar{x}} = \bar{h} - \bar{h}_{\max} = d\bar{h} \quad (2.17)$$

bu bağıntının  $\bar{x}$ 'e göre diferansiyeli alınır ve işleme devam edilirse,

$$\bar{H}\bar{H} \frac{d^2\bar{p}}{d\bar{x}^2} + \frac{d\bar{H}\bar{H}}{d\bar{x}} \frac{d\bar{p}}{d\bar{x}} = \frac{d\bar{h}}{d\bar{x}} \quad (2.18)$$

bulunur. Burada  $\bar{H}\bar{H} = \bar{h}^3/6$  dır. (2.18) bağıntısı, nümerik olarak sonlu farklar metodunun uygulanmasıyla çözümlenip basınçlar bulunmaktadır. Tek boyutlu sonlu farklar ızgara çizgilerinin sayısal türevleri alınmış ve yağın genişliği boyunca bütün değerlerin (basınç, yük, yağ film kalınlığı ...) değişmediği kabul edilmiştir. Sonlu farklar metoduna esas olan tek boyutlu ızgara, Şekil-2.2'de verilmiştir.



Şekil-2.2 :Sonlu farklar için tek boyutlu ızgara.

(2.18) bağıntısındaki  $dp/dx$ 'in nümerik türevi ;

$$\frac{d\bar{p}}{d\bar{x}} = \frac{\bar{p}(i+1) - \bar{p}(i-1)}{2\Delta\bar{x}} \quad (2.19)$$

yazılır. Burada  $\bar{p}(i+1)$  ve  $\bar{p}(i-1)$ ,  $i+1$  ile  $i-1$  noktalarındaki basınç değerleridir. Bunun ikinci dereceden türevi alınır ve (2.18) nolu eşitliğin sonlu farklar karşılığı elde edilirken diğer değişkenlerinde karşılığı yazılabilir. (2.19) bağıntısının ikinci dereceden türevi,

$$\frac{d^2\bar{p}}{d\bar{x}^2} = \frac{\bar{p}(i+1) - 2\bar{p}(i) + \bar{p}(i-1)}{\Delta\bar{x}^2} \quad (2.20)$$

olarak yazılır. Diğer değişken  $d\bar{H}/d\bar{x}$ 'in karşılığı,

$$\frac{d\bar{H}}{d\bar{x}} = \frac{\bar{H}(i+1) - \bar{H}(i-1)}{2\Delta\bar{x}} \quad (2.21)$$

olan bu ifadenin türevi alınırsa,

$$\frac{d^2\bar{H}}{d\bar{x}^2} = \frac{\bar{H}(i+1) - 2\bar{H}(i) + \bar{H}(i-1)}{\Delta\bar{x}^2} \quad (2.22)$$

elde edilir. Diğer büyüklük olan  $d\bar{h}/d\bar{x}$  ise,

$$\frac{d\bar{h}}{d\bar{x}} = \frac{\bar{h}(i+1) - \bar{h}(i-1)}{\Delta\bar{x}^2} \quad (2.23)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Bu diğer (2.18) bağıntısına transfer edilirse ;

$$\bar{H}(i) \left[ \frac{\bar{p}(i+1) - 2\bar{p}(i) + \bar{p}(i-1)}{\Delta\bar{x}^2} \right] + \frac{\bar{H}(i+1) - \bar{H}(i-1)}{2\Delta\bar{x}}$$

$$\left[ \frac{\bar{p}(i+1) - \bar{p}(i-1)}{2\Delta\bar{x}} \right] - \left[ \frac{\bar{h}(i+1) - \bar{h}(i-1)}{2\Delta\bar{x}} \right] = 0$$

düzenlenirse,

$$\left[ \frac{\bar{H}(i+1) - \bar{H}(i-1) + 4\bar{H}(i)}{4\Delta\bar{x}^2} \right] \bar{p}(i+1) + \frac{[\bar{H}(i-1) - \bar{H}(i+1) + 4\bar{H}(i)]}{4\Delta\bar{x}^2}$$

$$\bar{p}(i-1) - \frac{2\bar{H}(i)}{\Delta \bar{x}^2} \bar{p}(i) - \frac{\bar{h}(i+1) - \bar{h}(i-1)}{2 \Delta \bar{x}} = 0 \quad (2.24)$$

Buradan,

$$\bar{p}(i) = \left[ 0,5 + \frac{\bar{H}(i+1) - \bar{H}(i-1)}{8\bar{H}(i)} \right] \bar{p}(i+1) + \left[ 0,5 - \frac{\bar{H}(i+1) - \bar{H}(i-1)}{8\bar{H}(i)} \right]$$

$$\bar{p}(i-1) - \left[ \frac{\bar{h}(i+1) - \bar{h}(i-1)}{4\bar{H}(i)} \right] \Delta \bar{x} \quad (2.25)$$

yazılır. (2.19), (2.20), (2.21) ve (2.23) bağıntıları (2.18) de yerine yazılır ve  $p(i)$  ye göre düzenlenirse ;

$$\bar{p}(i) = \bar{a}_p(i) \cdot \bar{p}(i+1) + \bar{b}_p(i) \bar{p}(i-1) + \bar{c}_p(i) \quad (2.26)$$

bulunur. Burada,  $\bar{a}_p(i)$ ,  $\bar{b}_p(i)$  ve  $\bar{c}_p(i)$  değerleri (2.25) bağıntısı dikkate alınarak,

$$\bar{a}_p(i) = 0,5 + \frac{\bar{H}(i+1) - \bar{H}(i-1)}{8\bar{H}(i)}$$

$$\bar{b}_p(i) = 0,5 - \frac{\bar{H}(i+1) - \bar{H}(i-1)}{8\bar{H}(i)} \quad (2.27)$$

$$\bar{c}_p(i) = - \left[ \frac{\bar{h}(i+1) - \bar{h}(i-1)}{4\bar{H}(i)} \right] \Delta \bar{x}$$

olup, boyutsuz basınç etki katsayılarıdır. (2.26) bağıntısı ise.

$$\tau = \bar{a}_p(i) \bar{p}(i+1) + \bar{b}_p(i) \bar{p}(i-1) + \bar{c}_p(i) - \bar{p}(i) \quad (2.28)$$

şeklinde ifade edilir. Burada  $T$ , iterasyondaki hata terimidir. (2.28) bağıntısında basınç değerleriyle, hata değerleri arasında bir bağıntı kurularak, birbirine bağlı basınç ve hata değerleri elde edilmiştir. İlk hata değeri (2.28) bağıntısından da görüleceği gibi  $T = \bar{c}_p(i)$  olacaktır. Çünkü ilk etapta,  $\bar{p}(i+1)$ ,  $\bar{p}(i-1)$  ve  $\bar{p}(i)$  değerleri bilinmediğinden sıfır kabul edildi. Daha sonra,

$$\bar{p}(i) = \bar{p}(i) + 1.4 \quad (2.29)$$

büyükliğünden ilk basınç değeri elde edilmektedir. Ancak işlemlere  $i = 2$  den başlanır. Çünkü  $\bar{p}(0)$  değeri tanımsız olmaktadır. Bu ilk değer elde edildikten sonra,  $\bar{p}(i)$  basınç değerinin kavitasyon olayının olmaması için sıfırdan büyük olması istenir. Burada, her bir basınç değerini bulmak için sonlu farklarda modife edilmiş Gauss - Seidel iterasyonu kullanılarak  $\bar{p}(i)$  elde edilmiştir.

Araştırmaya konu olan aksenal kaymalı yatakta, gerek bir boyutlu gerekse iki boyutlu nümerik çözümler için bilgisayar'a ihtiyaç duyulmuştur. Çünkü yapılan işlemlerin oldukça uzun zaman aldığı gibi işlemin doğruluk derecesinde önemli bir yer tutmaktadır. Tek boyutlu bilgisayar programı Ek-3 ve Ek-4'de verilmiştir.

### 2.2.3. Yük Taşıma Kabiliyeti

Basınç değerlerinden sonra aksenal kaymalı yatağın yük taşıma kapasitesi de önem kazanır. Yük taşıma kapasitesi iki şekilde düşünülebilir. Bunlar,

- 1) Yağlama yükü ( $W_T$ ).
- 2) Çökmeden dolayı meydana gelen elastik yük ( $W_E$ )'dir.

#### 1) Yağlama YÜKÜ ( $W_T$ )

Birim genişlik için yük taşıma kabiliyeti ( $W_T$ ),

$$\frac{W_T}{b} = \frac{\eta u L^2}{h_0^2} \quad (2.30)$$

olarak ifade edilir. Yataklarda yağlama yükü, basınç değerleriyle doğrudan

ilişkilidir. Bulunan her bir basınç değeri, yük taşıma kapasitesini etkiler. Buna göre basınç değeri arttıkça yük taşıma kabiliyetide artmaktadır. (2.30) bağıntısında  $\eta$  dinamik viskozite olmak üzere, yağlama yükü:

$$W_T = \int_0^{2l} p_s \cdot b \cdot dx \quad (2.31)$$

olarak verilebilir. Boyutsuz formda  $\bar{W}_T$  büyüklüğü,

$$\bar{W}_T = \int_0^2 \bar{p}_s \, d\bar{x} \quad (2.32)$$

şeklini alır. Burada, boyutsuz  $\bar{p}_s$  değerinin boyutlu karşılığı;  $\bar{p}_s = \frac{\rho_s h_0^2}{\eta uL}$  olarak ifade edilir. Şekil-2.1'e esas olan yağlama yükünün her üç bölgede hesaplanması gerekir. (2.32) bağıntısının Simpson nümerik integrasyonu karşılığı ise;

$$\bar{W}_T = \int_0^2 \bar{p} \, d\bar{x} = \frac{\Delta \bar{x}}{3} [ p(1)+4p(2)+2p(3)+4p(4)+\dots+4p(50)+p(51) ] \quad (2.33)$$

şeklinde yazılır. Tek boyutlu olarak sadece toplam yatak yağlamasına esas alınan (2.32) ifadesi, 2L boyunda ve 51 nokta olarak alındı. Bu noktalar üç bölge için ; A kesit bölgesi 1 - 21, B kesit bölgesi 21 - 31, C bölgesi 31 - 51 nokta alınarak bir kısım şekiller elde edilmiştir. Şekil-2.1'de verilen A, B ve C bölgelerindeki ızgara genişlikleri dikkate alınarak, yatağın çevresi 2L olarak alınmıştır. A bölgesinin uzunluğu Q.L ve alt kısmı boşaltılmış C bölgesinin uzunluğu da A bölgesine eşit tutulmuştur. Dolayısıyla B bölgesinin uzunluğu 2 (L - Q) olarak dikkate alınmıştır. Her bir aralık  $\Delta \bar{x}$ 'e eşittir. (2.33) bağıntısına Simpson nümerik kuralı uygulanarak değişik çökme ( $\delta$ ), alt boşaltma faktörü olan Q ve sistem basıncı ( $\bar{p}_s$ ) için her üç bölgede boyutsuz yağlama yükleri bulunmuştur. Çökme değerleri 0 - 2 arasında tutularak, Şekil-2.1'de verilen model aksenal yataktaki yük taşıma kabiliyeti ( $W_T$ ) ile çökme ( $\delta$ ), alt boşaltma faktörü (Q) ve sistem basıncı ( $p_s$ ) arasında şekiller çizilerek bunlardan önemli



gördüğümüz bir kaçıda elastik yük hesabından sonra verilmiştir.

## 2) Elastik Yük Hesabı ( $W_E$ )

Bir boyutlu teorik analizde aksenal kaymalı yatağın alt kısmının boşaltılmasıyla (Q.L kadar), toplam yağlama yükü  $\bar{W}_T$ 'nin değişiminin yanında, elastik çökmeden dolayı, elastik yükünde dikkate alınması gerekmektedir. Şekil-2.1'den görüleceği üzere, yağ filminin  $h$ 'dan  $h_0$ 'a gelmesi için basınç kuvvetlerinin yaptığı iş ;

$$W_p = \int_0^{2L} b (h - h_0) p \cdot dx \quad (2.34)$$

şeklinde yazılabilir. Yağ filmi  $(h - h_0)$  yolunu alırken, (2.31) bağıntısındaki yağlama yüküde dikkate alınarak,

$$W_T = b \int_0^{2L} p \, dx$$

veya

$$\frac{W_T}{bL} = \int_0^2 \bar{p}_s \, d\bar{x}$$

ve

$$\bar{p}_s = \frac{p}{\left(\frac{W}{b.L}\right)}$$

tanımıyla basınç kuvvetinin yaptığı iş ;

$$b \left(\frac{W}{bL}\right) L \int_0^2 \bar{p}_s \, d\bar{x} (h - h_0)$$

ifadesiyle ;

$$W = \int_0^2 \bar{p}_s d\bar{x} (h - h_0) \quad (2.35)$$

yazılabilir. A bölgesi için yağ film kalınlığı değişimi dikkate alınır. (2.11) bağıntısına göre buradaki film kalınlığı,

$$h = h_0 + \frac{\delta}{2} \left( 1 + \cos \frac{\pi \bar{x}}{Q} \right)$$

olarak ifade edilmiştir. Bu ifade ;

$$h - h_0 = \frac{\delta}{2} \left( 1 + \cos \frac{\pi \bar{x}}{Q} \right)$$

şeklinde yazılır ve (2.35) bağıntısına transfer edilirse, basınç kuvvetlerinin yaptığı iş yazılır ve integralin içi boyutsuzlaştırılırsa ;

$$W_p = W \delta \int_0^2 \frac{\bar{p}_s d\bar{x}}{2} \left( 1 + \cos \frac{\pi \bar{x}}{Q} \right) = C W \delta \quad (2.36)$$

elde edilir. Burada W yük, C integralin kendisidir. Alt kısmı boşaltılmış bölgenin elastik deformasyonu ve yer değiştirme enerjisi (elastik deformasyon ve enerji dengesi) yani elastik uzama enerjisi ;

$$u = \int_{-0}^0 \frac{EI}{2} \left( \frac{d^2 h}{dx^2} \right)^2 dx \quad (2.37)$$

olarak yazılır.

$$M = EI \frac{d^2 y}{dx^2} \quad \text{ve} \quad M^* = EI \frac{d^2 h}{dx^2} \quad (2.38)$$

şeklinde ifade edilir. M eğilme momenti, y çökmedir (h). Burada enerji metodlarından "Castigliano Teoremi" uygulanırsa,

$$u = 1/2 \int \frac{M^2}{EI} dx = \int \left( \frac{d^2h}{dx^2} \right)^2 \frac{EI}{2} dx$$

ifadesinden,

$$h - h_0 = dh = \frac{\delta}{2} \left( 1 + \cos \frac{\pi \bar{x}}{Q} \right)$$

bulunur. Enerji denklemi  $d^2h/dx^2$  ifadesi kullanılarak ;

$$u = \frac{EI}{2} \frac{\delta^2}{4} \frac{\pi^3}{Q^3 L^3} \int_{-\pi}^{\pi} \sin^2 \frac{\pi \bar{x}}{Q} \cdot \frac{\pi d \bar{x}}{Q}$$

büyüklüğü ile,

$$u = \frac{EI}{2} \frac{\delta^2}{4} \frac{\pi^4}{Q^3 L^3} = EI \frac{\delta^2 \pi^4}{8 Q^3 L^3} \quad (2.39)$$

şeklinde ifade edilir. (2.39) bağıntısındaki dikdörtgen kesit için atalet momenti ;  $I = bt^3/12$  şeklinde yerine yazılırsa,

$$u = \frac{E b t^3 \delta^2 \pi^4}{96 Q^3 L^3}$$

formülünden

$$u = K \frac{E b t^3 \delta^2}{L^3} \quad (2.40)$$

olarak bulunur. Burada ; u yer değiştirme (çökme) enerjisidir. E elasti-  
site modülü ve  $K = \pi^4/96Q^3$  büyüklüğü ile ifade edilen değer Q'ye bağlı bir  
faktörüdür. Bu şekilde deforme olan bir sistemin toplam enerji kazancı  
veya kazanılan potansiyel enerji (2.40) ve (2.36) denklemleri dikkate alına-  
rak.

$$P.E = K \frac{E b t^3 \delta^2}{L^3} - C \delta W \quad (2.41)$$

eşitliği yazılabilir. Bu enerjiyi minimum yapan  $\delta$  ,  $\partial (P.E)/\partial \delta = 0$  olma-  
lıdır. Çökme miktarı olan ( $\delta$ ),

$$\bar{\delta} = \frac{C W L^3}{2 K E b t^3} \quad (2.42)$$

şeklinde ifade edilir. Burada,  $\bar{\delta} = \delta/h_0$  olarak boyutsuz çökme miktarı ;

$$\bar{\delta} = \frac{C}{2K} \frac{W L^3}{E b t^3 h_0} \quad (2.43)$$

büyüklüğü yazılabilir. Buradan,

$$\frac{W L^3}{E b t^3 h_0} = \frac{2K}{C} \bar{\delta} = \bar{W}_E \quad (2.44)$$

elastik yük olarak tanımlanacak olan  $\bar{W}_E$  elde edilir. K ve C değerleri  
bulunup, değişik çökme ( $\bar{\delta}$ ) değerleri için  $\bar{W}_E$  bulunabilir. (2.36) bağın-  
tıındaki C değerine esas olan integral,

$$C = \int_0^2 \frac{(1 + \cos \frac{\pi \bar{x}}{2})}{2} Q \bar{p}_s d\bar{x}$$

dir. Elastik yükün bulunması için (2.44) bağıntısındaki C'nin bulunup,

yerine yazılması gerekir. Bunun için ;

$$C \cdot \frac{p}{p_s} = C \left( \frac{W}{b L} \right) = \int_0^2 \frac{p}{2} (1 + \cos \frac{\pi \bar{x}}{Q}) d\bar{x}$$

yazılır.

$$\int_0^2 p_s dx = \frac{W}{b L}$$

tanımıyla.

$$C = \frac{\int_0^2 \frac{p}{2} (1 + \cos \frac{\pi \bar{x}}{Q}) d\bar{x}}{\int_0^2 p_s dx} \quad (2.44a)$$

büyükliğünden ve A bölgesinin film kalınlığı değişimi de dikkate alınırsa,

$$h = h_0 + \frac{\delta}{2} (1 + \cos \frac{\pi \bar{x}}{Q})$$

yazılır ve

$$h - h_0 = \frac{\delta}{2} (1 + \cos \frac{\pi \bar{x}}{Q})$$

buradan,

$$\frac{h - h_0}{\delta} = \frac{1 + \cos \left( \frac{\pi \bar{x}}{Q} \right)}{2}$$

olarak yazılabilir. Bu büyüklüğün sol tarafı için,

$$\frac{\frac{h}{h_0} - 1}{\delta / h_0} = \frac{\bar{h} - 1}{\delta} \quad (2.44b)$$

şeklinde yazılabilir. C'nin bulunmasına esas olan (2.44 a) ifadesine (2.44 b) deki değer transfer edilirse ;

$$C = \frac{\int_0^2 (\frac{\bar{h}}{\delta} - 1) \bar{p}_s d\bar{x}}{\int_0^2 \bar{p}_s d\bar{x}} \quad (2.44 c)$$

olarak ifade edilebilir. Bu bağıntı şu şekilde de yazılabilir,

$$C = \frac{\int_0^2 \bar{p}_s d\bar{x} \cdot \frac{\bar{h}}{\delta} - \int_0^2 \bar{p}_s d\bar{x}}{\int_0^2 \bar{p}_s d\bar{x}} \quad (2.44 d)$$

$$= \frac{\int_0^2 \frac{\bar{h}}{\delta} \bar{p}_s d\bar{x} - \int_0^2 \bar{p}_s d\bar{x}}{\int_0^2 \bar{p}_s d\bar{x}}$$

(2.44 d) ifadesi sadeleştirilirse ;

$$C = \frac{\frac{1}{\delta} \left[ \int_0^2 \bar{h} \bar{p}_s d\bar{x} - \int_0^2 \bar{p}_s d\bar{x} \right]}{\int_0^2 \bar{p}_s d\bar{x}} \quad (2.44 e)$$

yazılır ve buradan,

$$C = \frac{1}{\bar{\delta}} \left[ \frac{\int_0^2 \bar{h} \bar{p}_s \cdot d\bar{x}}{\int_0^2 \bar{p}_s \cdot d\bar{x}} - 1 \right] \quad (2.45)$$

olarak elde edilir. Buna göre ; farklı çökme miktarları için ( $\bar{\delta} = 0 - 2$ ). A bölgesi olan (Şekil-2.1) ve (2.10) bağıntısında ifade edilen film kalınlığı ile yağlama yükü  $\bar{W}_T = \int_0^2 \bar{p}_s \cdot d\bar{x}$  değerleri C'nin bulunmasında esas alınmıştır. Bulunan bu C değeri, çökmeden dolayı meydana gelen elastik yük ( $\bar{W}_E$ ) ile toplam yük olarak tanımlanan  $\bar{W}_T$ 'nin bulunmasında kullanılmıştır. Dolayısıyla sistemdeki basınç sınır değerleri olarak hesaba girmekte ve hidrodinamik basınç alanını değiştirmektedir. Yağlama yükü olan  $\bar{W}_T$  ile elastik yük  $\bar{W}_E$  bilinince toplam yük  $\bar{W}_T$  bulunabilir. Burada yağlama yükü ve elastik yükün boyutlu karşılıkları sırasıyla ;

$$\bar{W}_T = \frac{W h_0^2}{\eta u b L^2} \quad (2.46)$$

ve

$$\bar{W}_E = \frac{W L^3}{E \cdot b \cdot t_k^3 \cdot h_0} \quad (2.47)$$

şeklinde ifade edilir. Bu son iki bağıntıda minimum film kalınlıkları yok edilerek yapılan bir seri aritmetik işlemle, toplam yük ;

$$\bar{W}_T = (\bar{W}_T \cdot \bar{W}_E^2)^{1/3} = \frac{W L^{4/3}}{(\eta u)^{1/3} \cdot E^{2/3} \cdot b t_k^3} \quad (2.48)$$

büyükliğünde bulunmuştur. Minimum yağ film kalınlığı ise yine benzer şekilde,

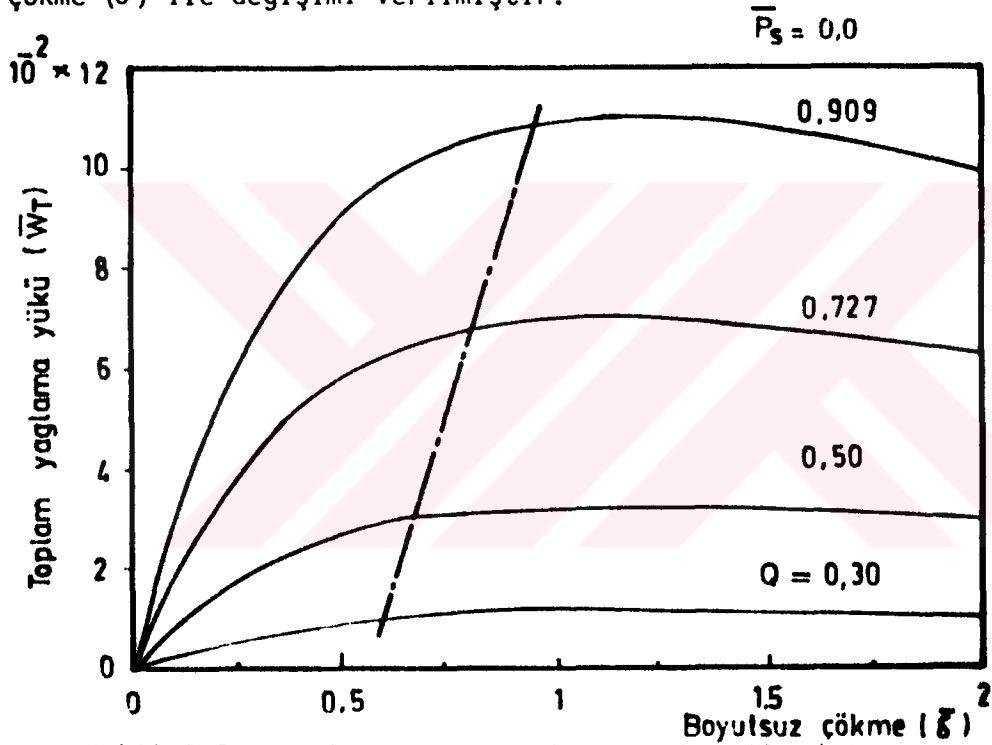
$$\bar{h}_{\min} = \left( \frac{\bar{W}_T}{\bar{W}_E} \right)^{1/3} = \frac{h \cdot E^{1/3} \cdot t_k}{(\eta u)^{1/3} \cdot L^{5/3}} \quad (2.49)$$

olarak bulunur.

### 2.2.4. Teorik Sonuçlar ve İrdeleme

Şekil-2.1'de geometrisi tanımlanan ve teorik modele esas olan, aksenal kaymalı yatakta, önemli görülen sonuçların bazıları bu kısımda verilmektedir. Burada, alt boşaltma faktörü  $Q$  ve bunun sonucu oluşan,  $\bar{\delta}$  boyutsuz çökmesi etkisinde, yük taşıma kapasitesi araştırılmıştır.

Şekil-2.3'de sistem basıncının olmadığı, tam hidrodinamik ( $\bar{p}_s = 0.0$ ) hal için, değişik  $Q$  faktörlerinde, toplam yük taşıma kabiliyetinin, boyutsuz çökme ( $\bar{\delta}$ ) ile değişimi verilmiştir.



Şekil-2.3 : Toplam yağlama yükünün çökme ile değişimi.

Buna göre değişik  $Q$  değerlerinde çökmenin sıfır ( $\bar{\delta} = 0.0$ ) olması halinde, sistemde herhangi bir yük taşınması söz konusu değildir. Deformasyon başladığında  $\delta/h_0 \neq 0$  olacak, (Şekil-2.1)'e göre daralan yağ kamasının hakim olduğu A bölgesinde, hidrodinamik basınç meydana gelmesi nedeniyle yük taşıma kabiliyetinde bir artış gözlenecektir.  $Q = 0.30$  için  $\bar{\delta}$ 'nin 0.8 ve daha büyük değerlerinde yük taşıma kabiliyetinde hemen hemen hiç bir artış olmamaktadır. Bu durum, A bölgesindeki daralan yağ kamasından dolayı meydana gelen hidrodinamik basınçların, C bölgesinde genişleyen kama etkisiyle oluşan kaviteasyonla dengelenmektedir. Dolayısıyla çökmenin yüke



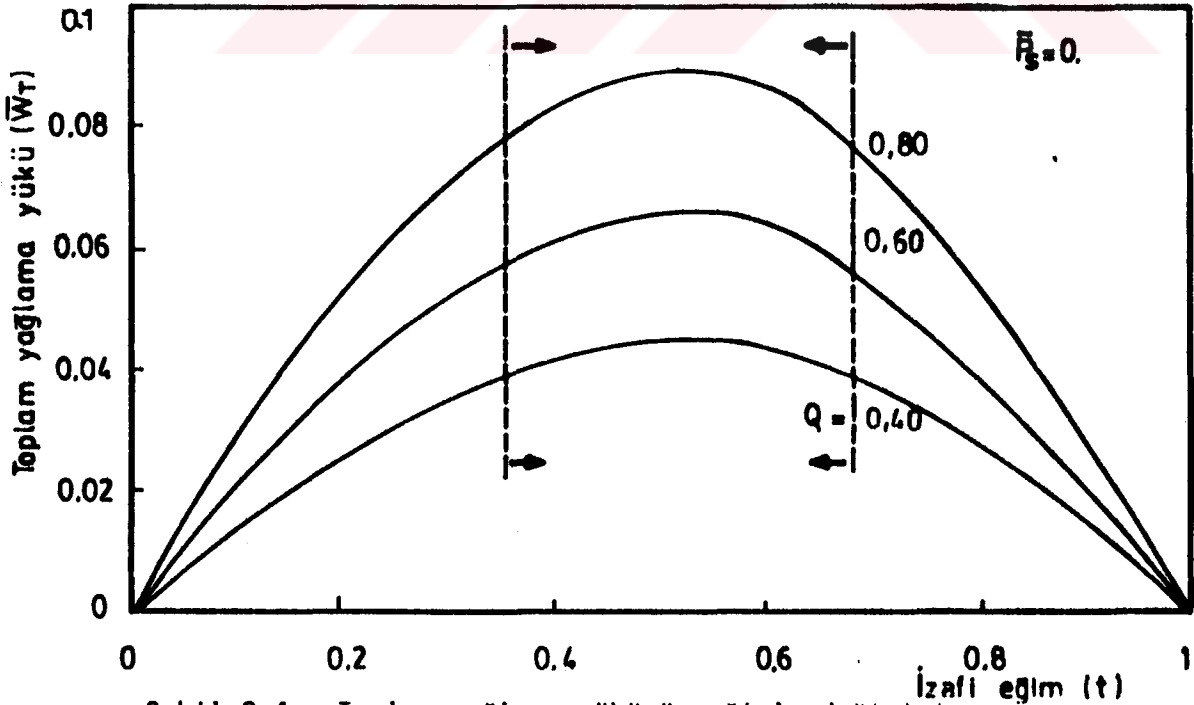
etkisi, sınır değerden sonra ihmal edilebilecek seviyede olduğu şeklinde açıklanabilir. Eksenel yataktaki alt boşaltma faktörü  $Q$ 'nın daha büyük değerler alması durumunda ise sınır çökme değerinin biraz büyüdüğü gözlenmiştir. Büyük çökmelerde ( $\bar{\delta} > 0.8$ ), toplam yağlama yükü  $\bar{W}_T$ 'nin biraz azaldığı da dikkati çekmektedir. Bu durum kavitasyonun daha geniş bölgeye yayılması nedeniyle yük taşıyıcı hidrodinamik basınç alanının artan deformasyon miktarıyla azalmasından kaynaklanmaktadır.

Tasarımcı için önemli olan, deformasyon nedeniyle ortaya çıkan yeni film kalınlığı değişiminin kavitasyon oluşturarak yükte azalma yapmamasıdır. Bunun için Şekil-2.3'deki kesikli noktalı çizgi ile ayrılan bölgelerden sol tarafı tasarım bölgesi olarak tanımlayabiliriz.

Boyutsuz çökme miktarı  $\bar{\delta}$  için tesbit edilecek alt ve üst sınırlar, sadece teorik eğrilere bakılarak yapılabilmektedir. Ancak  $\bar{\delta}$  yerine ;

$$t = \bar{\delta} / (1 + \bar{\delta}) \quad (2.49)$$

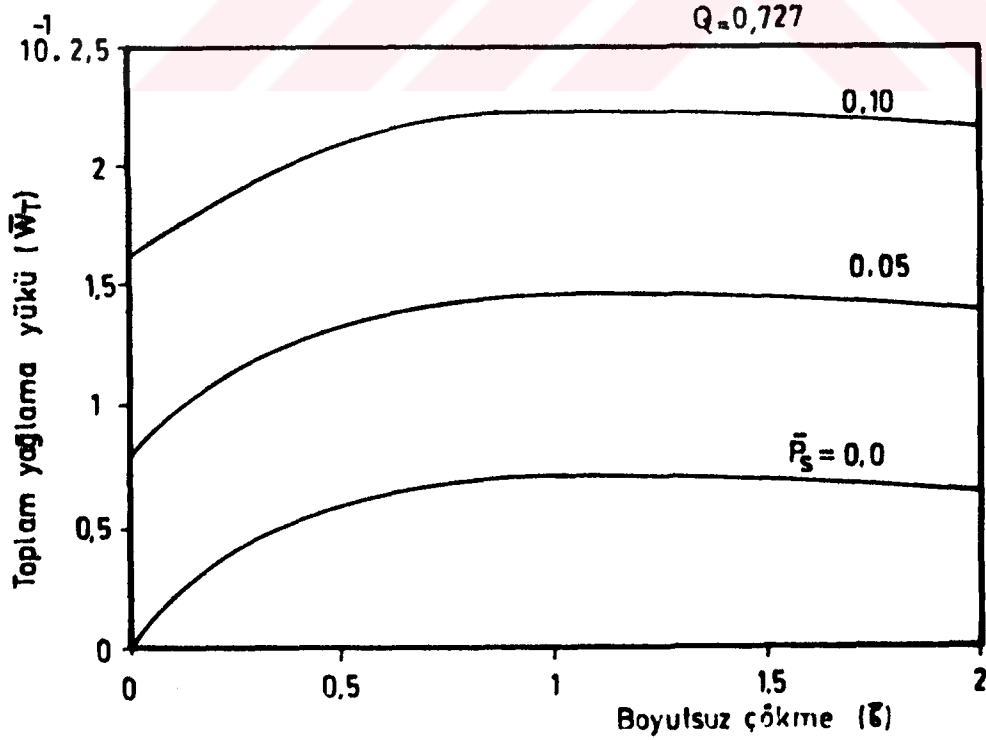
şeklinde tarif edilen boyutsuz eğim ifadesi kullanılabilir. Buna göre  $t$  eğimi 0 ile 1 arasında değişik boyutsuz büyüklüklerle yük ifadeleri  $t$ 'ye göre de elde edilebilir. Şekil-2.4'de bu durum görülmektedir.



Şekil-2.4 : Toplam yağlama yükünün eğimle değişimi.

Burada ; farklı eğimlerde toplam yağlama yükü  $\bar{W}_T$ 'nin değişimi, hidrodinamik hal ve farklı alt boşaltma faktörü  $Q$  için verilmiştir. Eğimler alınırken çökme miktarları esas alınmıştır. Boyutsuz çökmenin , 0.2 olması halinde, eğim  $(t) = \bar{\delta} / (1 + \bar{\delta}) = 0.16$  , 0.4 olması halinde eğim 0.28 ve yine çökmenin 1 olması durumunda eğim 0.50 olacaktır. Çökmenin 100'e yaklaşan sınırlarında eğimde 1'e yaklaşacaktır. Yukarıda verilen şekle göre tasarım açısından kesikli çizgi aralığı dikkate alınarak, eğimin 0.50 mertebesinde seçilmesi aksenal yatağın taşıdığı yağlama yükünün daha fazla azalmaması bakımından yine burada tasarım bölgesi olarak değerlendirilebilir.

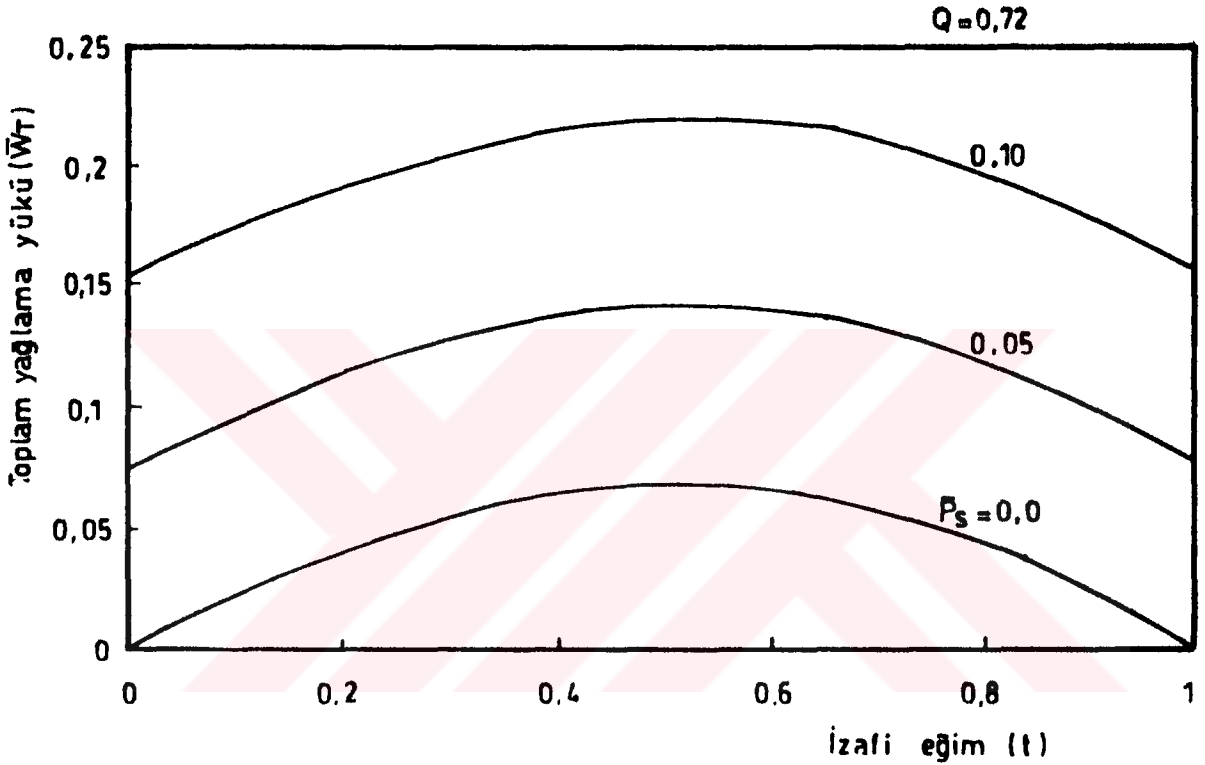
Şekil-2.5 farklı sistem basınçlarında ( $\bar{p}_s = 0, 0.05$  ve  $0.10$ ) değerlerinde, toplam yağlama yükü  $\bar{W}_T$ 'nin boyutsuz çökme ile değişimini göstermektedir. Bu eğri grubu alt boşaltma faktörü  $Q = 0.72$  için elde edilmiştir. Sistemde bir çökme yoksa, sistem basıncının sıfır olması halinde ( $\bar{p}_s = 0.0$ ), aksenal yatağın yük taşıması söz konusu değildir. Ancak sisteme dışardan bir pompa vasıtası ile basınçlı yağ gönderildiği zaman ( $\bar{p}_s > 0$ ), çökmenin sıfır değerinde bile sistemin yük taşıması söz konusudur.



Şekil-2.5 : Toplam yağlama yükünün çökme ile değişimi.

Yukarıdaki şekle göre çökmenin 0.8 değerlerinde, taşınan yağlama yükü maksimum değerini almaktadır. Çökmenin ( $\bar{\delta}$ ) daha büyük olması halinde taşınan toplam yükte herhangi bir artış olmamaktadır.

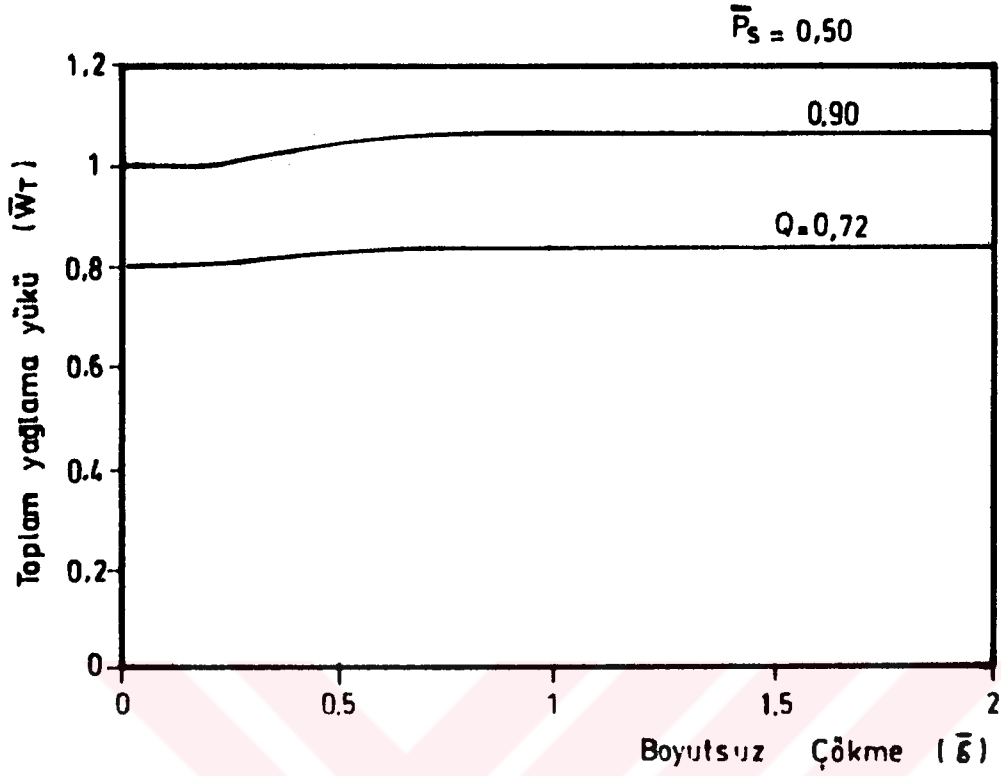
Şekil-2.6'da, Şekil-2.5'deki çökme miktarlarına karşılık gelen, farklı basınçlardaki toplam yükün izafi eğimle değişimi verilmiştir.



Şekil-2.6 : Toplam yağlama yükünün eğimle değişimi.

Burada, eğri grubu alt boşaltma faktörü  $Q = 0,72$  için çizilmiştir. Seçilen basınç değerleri, hidrodinamik ve hidrostatik olacak şekildedir. Tam hidrodinamik ( $\bar{p}_s = 0,0$ ) şartlarında eğim arttıkça, buna karşılık gelen taşınan toplam yükteki artış, öbür büyüklüklere göre ( $\bar{p}_s = 0,05$ ,  $0,10$ ) daha fazladır. Bu ise eğimin 0.50 mertebelerinde maksimum değerine ulaşmaktadır.

Şekil-2.7'de,  $\bar{p}_s = 0,50$  büyüklüğü için toplam yağlama yükü  $\bar{W}_T$  ile çökme miktarları değişimi incelenmiştir. Şekilde  $Q = 0,72$  ve  $Q = 0,90$  değerlerinde çökmenin 0.30 ile daha küçük büyüklüklerinde, yük taşımada herhangi bir değişim söz konusu değildir. Bu durum hidrostatik basınç etkisi ile

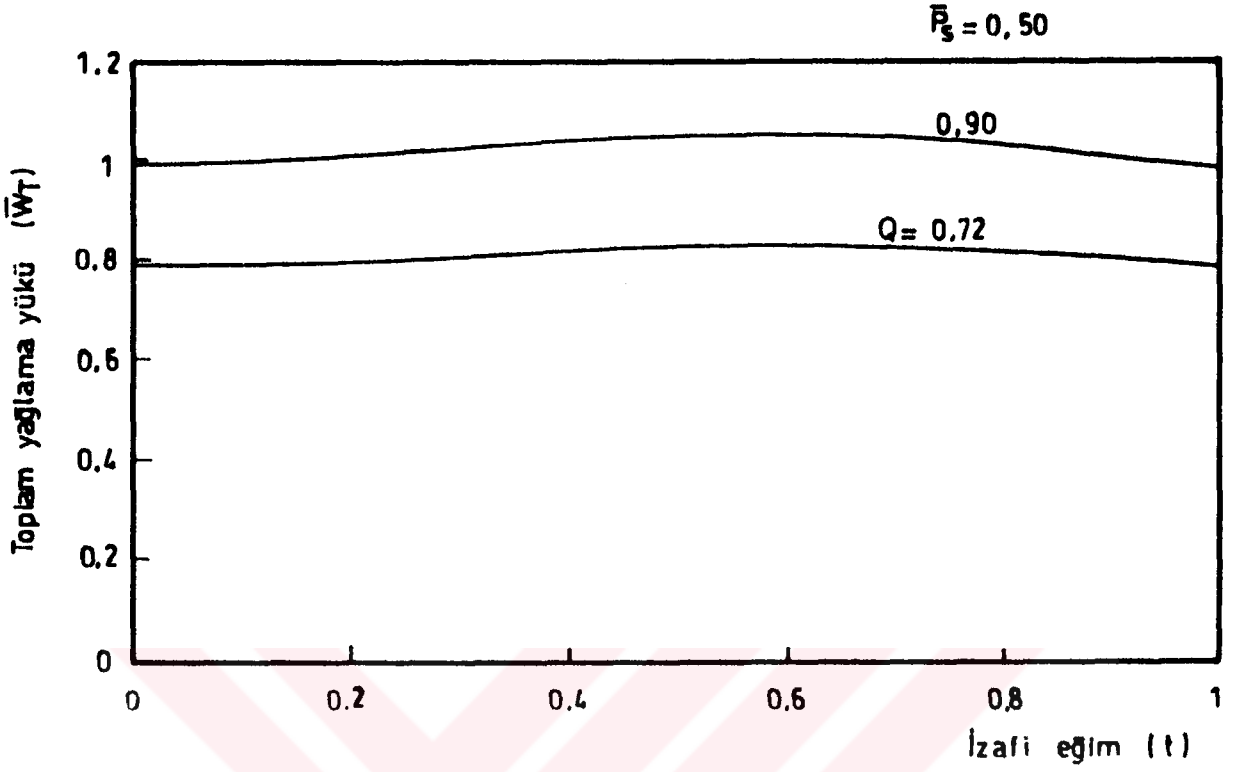


Şekil-2.7 : Toplam yağlama yükünün çökme ile değişimi.

sabit yük taşınması şeklinde izah edilebilir. Ancak,  $\bar{\delta}$  'nin 0.30 - 0.90 arasındaki değerlerinde, hidrodinamik etki kendini gösterecek ve çökmedeki artış, kısmen yük artışına da neden olacaktır.

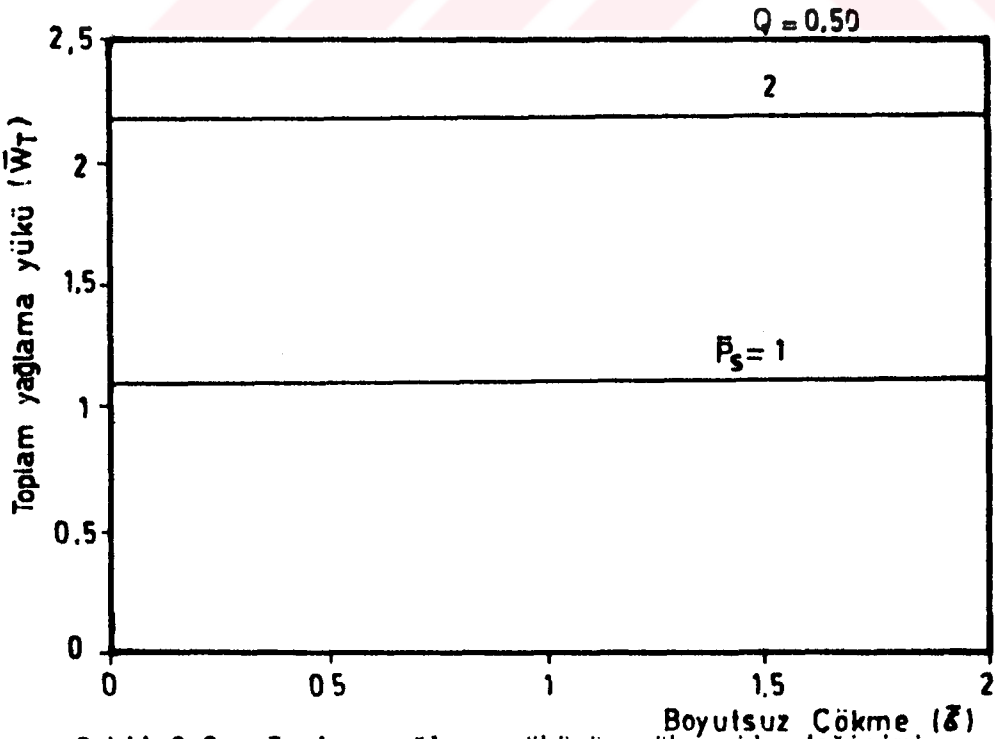
Şekil-2.8'de çökme değerlerine karşılık gelen izafi eğimin, toplam yük ile değişimi verilmiştir. Buradaki eğri grubu,  $Q = 0.72$  ile 0.90 ve hidrostatik basınç olan  $\bar{p}_s$  'in 0.5 büyüklüğü esas alınarak çizilmiştir.

Burada, alt boşaltma faktörü  $Q$  'nün taşınan toplam yükü arttırmasına karşılık, seçilen basınç değerinin hidrostatik ( $\bar{p}_s > 0$ ) oluşu, eğimin toplam yük üzerinde fazlaca bir etkisi olmadığını göstermektedir. İzafi eğimin 0 ve 1 değerlerinde toplam yük değişmemektedir. Ancak (2.11) bağıntısına göre yük taşıyıcı minimum film kalınlığı üzerinde etkili olan, eğimin 0.5 , dolayısıyla buna karşılık gelen boyutsuz çökmenin ( $\bar{\delta} = 1$ ) olarak alınması, taşınan toplam yükü olumlu yönde etkilemektedir.



Şekil-2.8 : Toplam yağlama yükünün eğimle değişimi.

Şekil-2.9'da alt boşaltma faktörü  $Q = 0.50$  ve sistem basıncının 1 ve 2 değerleri için toplam yağlama yükünün çökme ile değişimi verilmiştir.

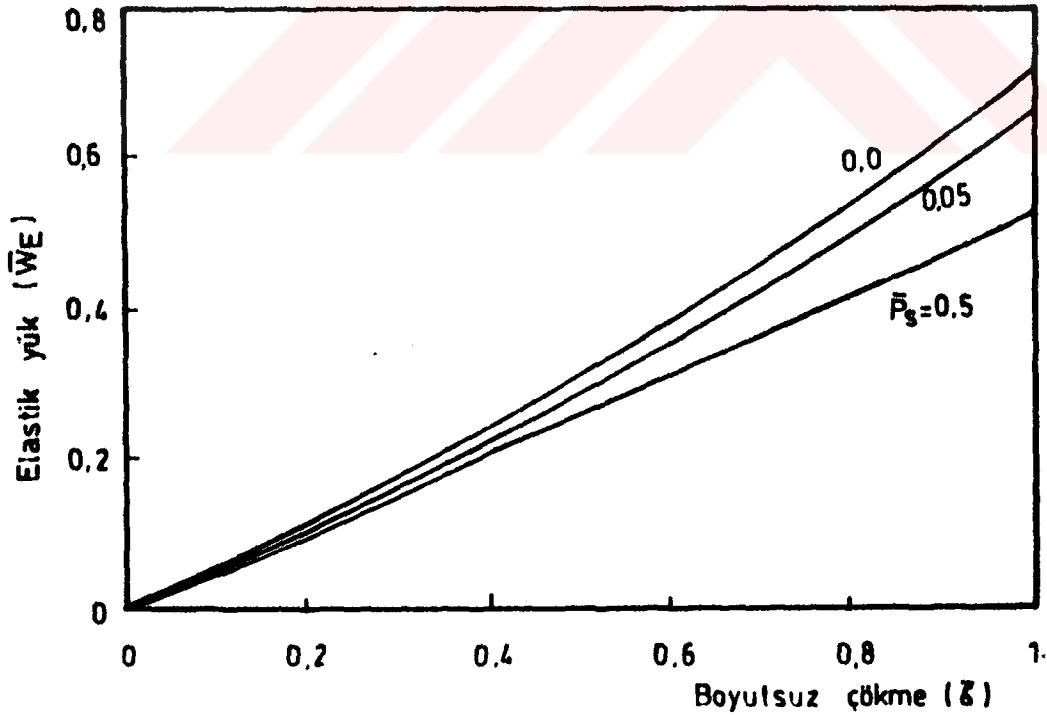


Şekil-2.9 : Toplam yağlama yükünün çökme ile değişimi.

Seçilen basınçlar, hidrostatik etki yapacak büyüklükte olduklarından, farklı çökmelerde bile yük taşımada herhangi bir artış olmamaktadır. Çökme değerleri olmasına rağmen hidrodinamik basınç etkisi olmadığından taşınan yükte bir artış olmadığı gibi çökmenin 1.30 sınırından sonraki artışta ihmal edilebilecek büyüklüktedir. Sistem basıncı  $\bar{p}_s$ 'in 1'den daha büyük değerlerinde durum yine aynı olmaktadır.

Buraya kadar verilen şekillerde, aksel yatakta (2.32) ve (2.33) bağıntılarına esas olan, toplam yağlama yükü  $\bar{W}_T$ 'nin değişimi incelenmiştir. Sistemdeki yağlama yükünün yanında (2.47) ve (2.48) bağıntılarındaki elastik yük  $\bar{W}_E$  ve toplam yük  $\bar{W}_T$ 'inde dikkate alınması gerekir. Bunun için Şekil-2.10'de 3 bölge olarak incelenen aksel yatağın tamamı burada tek bölge (A bölgesi gibi) ve 51 nokta olarak düşünülmüştür. Yüke esas olan film kalınlığının hesabı için (2.10) bağıntısıyla verilen, A bölgesinde kullanılan büyüklük dikkate alınmıştır.

Değişik sistem basınçları ( $\bar{p}_s$ ) için çökmenin elastik yüke olan etkisi, Şekil-2.10'da verilmektedir.

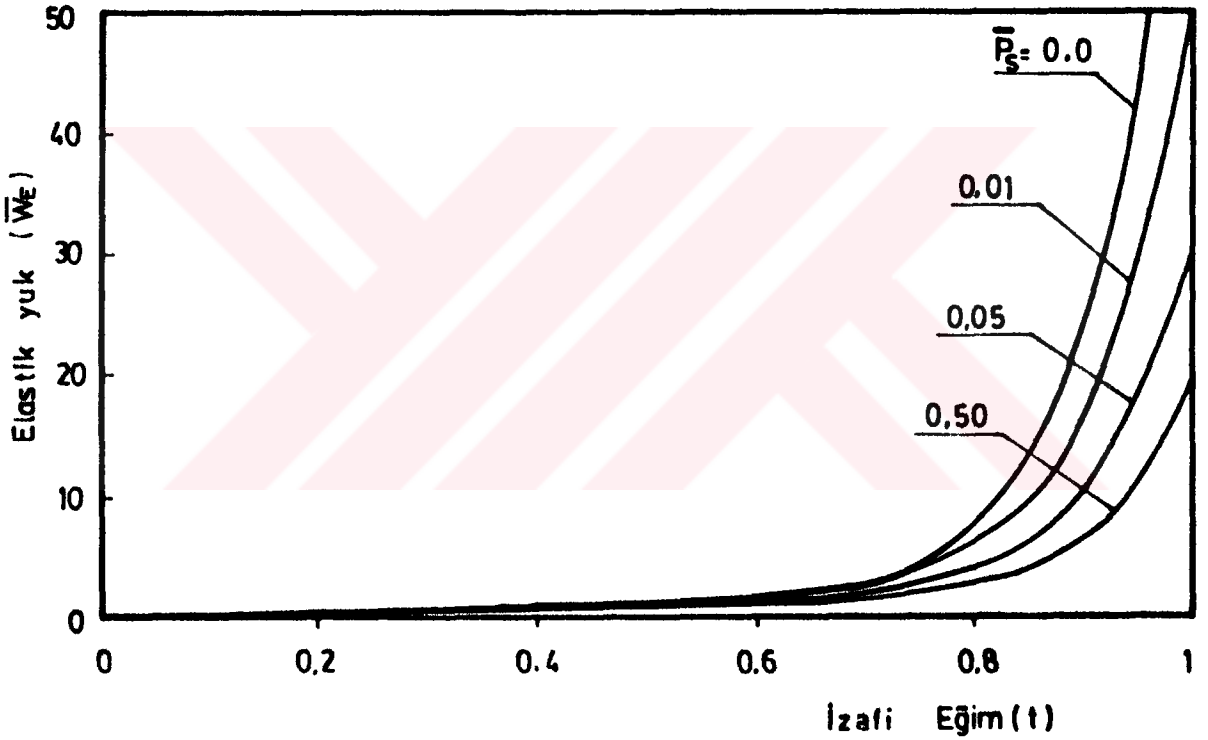


Şekil-2.10 : Elastik yükün çökme ile değişimi.

Burada, boyutsuz çökme ( $\delta$ ) büyüklükleri 0 ile 1 arasında değiştirilerek

elastik yük  $\bar{W}_E$ 'nin hesabında kullanılan (2.44) ve (2.45) bağıntıları dikkate alınmıştır. Buna göre ; aksenal yatakta, çökmeden dolayı meydana gelen elastik yük, çökme ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Bu artış tam hidrodinamik ( $\bar{p}_s = 0.$ ) ve çökmenin 1'e ulaşması halinde maksimum değerini almaktadır.

Çökmenin daha büyük değerlerinde ( $\bar{\delta} = 100$ ) ve eğimin ( $t$ ) yaklaşık olarak 1 olması halli ( $t = 100/101$ ), değişik sistem basınçlarında elastik yükün, eğimle değişiminin bilinmesi de önem kazanır. Bu durum, Şekil-2.11'de verilmektedir.

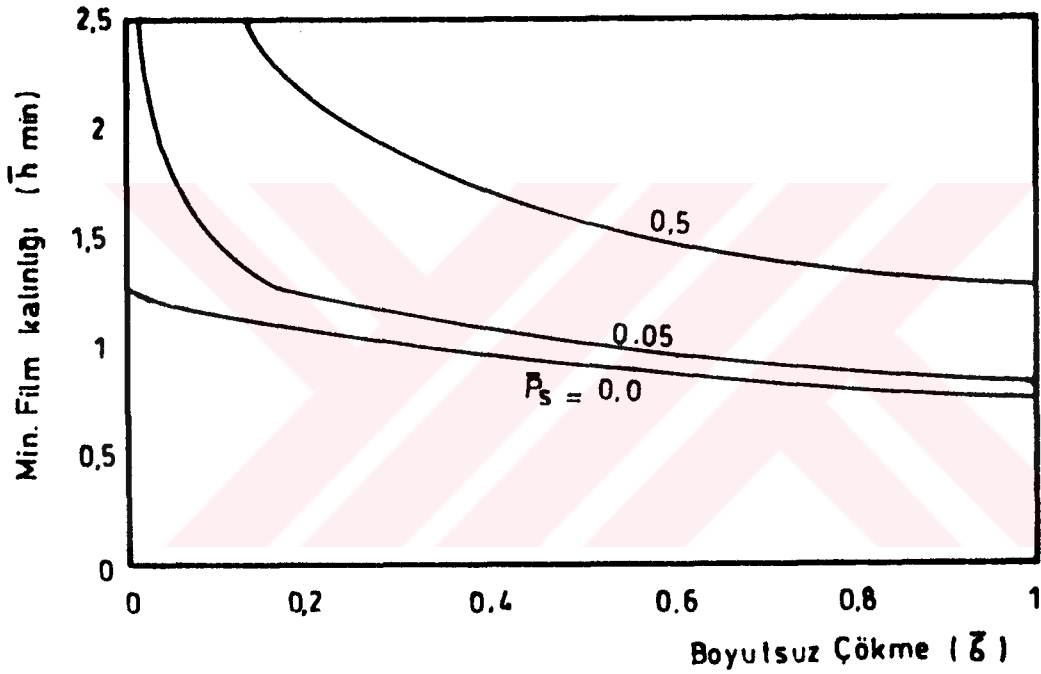


Şekil-2.11 : Elastik yükün eğimle değişimi.

Yukarıdaki şekle göre ; aksenal kaymalı yatakta çökmeden dolayı taşınan elastik yük, artan eğimle daha büyük değerler almaktadır. Burada 0.60 eğimlere kadar farklı sistem basınçlarında dahi, elastik yükte bir artış olmamaktadır. Tam hidrodinamik şartlarda ve eğimin 0.8'den 1'e yaklaşan değerlerinde çökme miktarındaki artışla birlikte, elastik yük  $\bar{W}_E$ 'de maksimum değerini almaktadır. Sistem basıncı  $\bar{p}_s$  büyüdükçe çökme azalmakta ve buna bağlı olarak elastik yükte düşmektedir. Bu durum  $\bar{p}_s$ 'in büyük

değerlerinde, hidrodinamik etkinin kendisini daha az hissettirmesi ile çökmeden dolayı meydana gelecek elastik yük olan  $\bar{W}_E$ 'nin azalması şeklinde izah edilebilir.

Taşınan toplam yağlama yükü, elastik yük, basınç ve çökme gibi parametreler üzerinde etkili olan minimum film kalınlığının belirlenmesi oldukça önemlidir. Farklı sistem basınçlarında, minimum film kalınlığının, çökme ile değişimi Şekil-2.12'de verilmiştir.



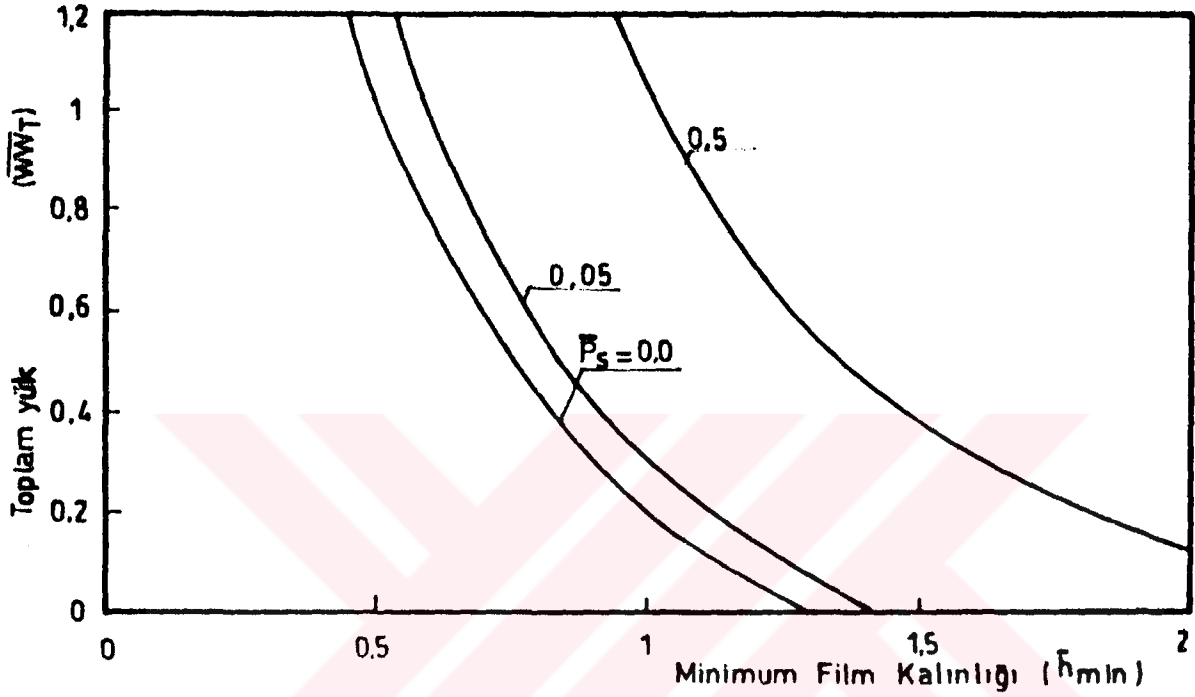
Şekil-2.12 : Minimum film kalınlığının çökme ile değişimi.

Buna göre ; (2.30) ifadesi ile verilen toplam yük  $\bar{W}_T$  dikkate alınarak, minimum film kalınlığının, değişen sistem basıncı ve çökme büyüklüklerinde kontrollü olarak daha küçük değerlerde tutulabilmesi, toplam yağlama yükünü olumlu yönde etkilemektedir. Yukarıda verilen şekilde, üç değişik sistem basıncı  $\bar{P}_s$  için çökmenin 0'dan 1'e doğru artan değerlerinde, minimum film kalınlığı olan  $\bar{h}_{min}$  azalmaktadır. Çökme miktarının 0.2'den daha küçük değerde olması minimum film kalınlığını oldukça arttırmaktadır. Araştırmamıza konu olan ve bu bölümde incelenen ve alt kısmı boşaltılmış aksenal yataktaki çökmenin ( $\bar{\delta}$ ) kontrollü olarak 0.2'den daha büyük



değerde tutulması, tasarım açısından önemli görülmektedir.

Şekil-2.13'de farklı sistem basınçlarında, toplam yük olarak ifade edilen  $\overline{WW}_T$ 'nin minimum film kalınlığı ile değişimi verilmiştir.



Şekil-2.13 : Toplam yükün film kalınlığı ile değişimi.

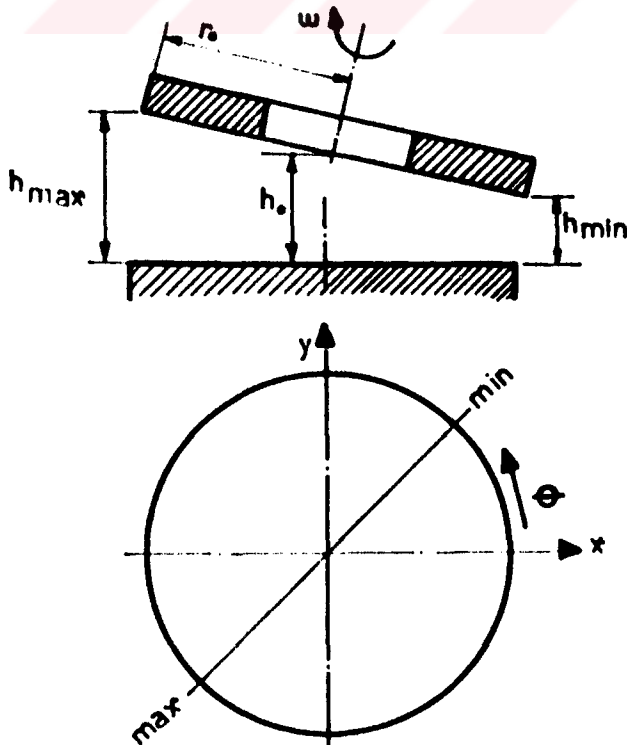
Burada,  $\bar{p}_s$ 'in 0.5'den 0'a doğru küçülen değerlerinde, minimum film kalınlığı azaldıkça toplam yük  $\overline{WW}_T$  ise daha büyük değerler almaktadır. Belirli bir sistem basıncında, (2.48) eşitliği ile ifade edilen ve yatakta taşınan toplam yük  $\overline{WW}_T$ 'nin daha büyük olması için minimum film kalınlığının küçük mertebede tutulması, önemli bir sonuç olarak dikkati çekmektedir.

Buraya kadar verilen şekillerde, yük taşıyıcı hidrodinamik basınç alanı olan, daralan yağ kaması mekanizmasının oluşabilmesi için çökme, alt boşaltma faktörü, minimum film kalınlığı ve sistem basıncının önemli birer parametre olduğu görülmektedir.

## 2.3. SONLU GENİŞLİKTE YATAK ANALİZİ

### 2.3.1. İki Boyutlu Reynolds Denklemi

Tek boyutlu analizin, uygulamada yeterli olmaması nedeniyle ve yatakların genişliklerinin sonlu olması, Reynolds diferansiyel denkleminin iki boyutlu olarak ele alınmasını gerektirmektedir. Bu denklemin, kaymalı eksenel yataklar ve mekanik sızdırmazlık elemanları için çözümü nümerik metotla yapılabilmektedir. İki boyutlu analizde yatakların hidrodinamik davranışları, iki yüzeyin izafi eğiminden hareketle, teorik olarak incelenmiştir. Tek boyutlu analizde olduğu gibi burada da Reynolds'un temel yağlama diferansiyel denklemi iki boyutlu olarak Fortran dilinde bilgisayar programıyla, sonlu farklar metodunda nümerik olarak çözülerek, eksenel kaymalı yatağın farklı eğimlerde ve sistem basınçlarındaki yük taşıyabilme özellikleri araştırılmıştır. Reynolds diferansiyel denklemi, düzgün eğimsiz çalışan eksenel yataklara uygulandığında, doğal olarak hidrodinamik basınç oluşmayacaktır. Ancak pratikte bu durum tam olarak sağlanamamaktadır. Hidrodinamik basınç alanının, yüzeylerin izafi eğiminden kaynaklandığı kabulünden hareketle, yatak geometrisi Şekil-2.14'de verildiği biçimde tarif edilmiştir.

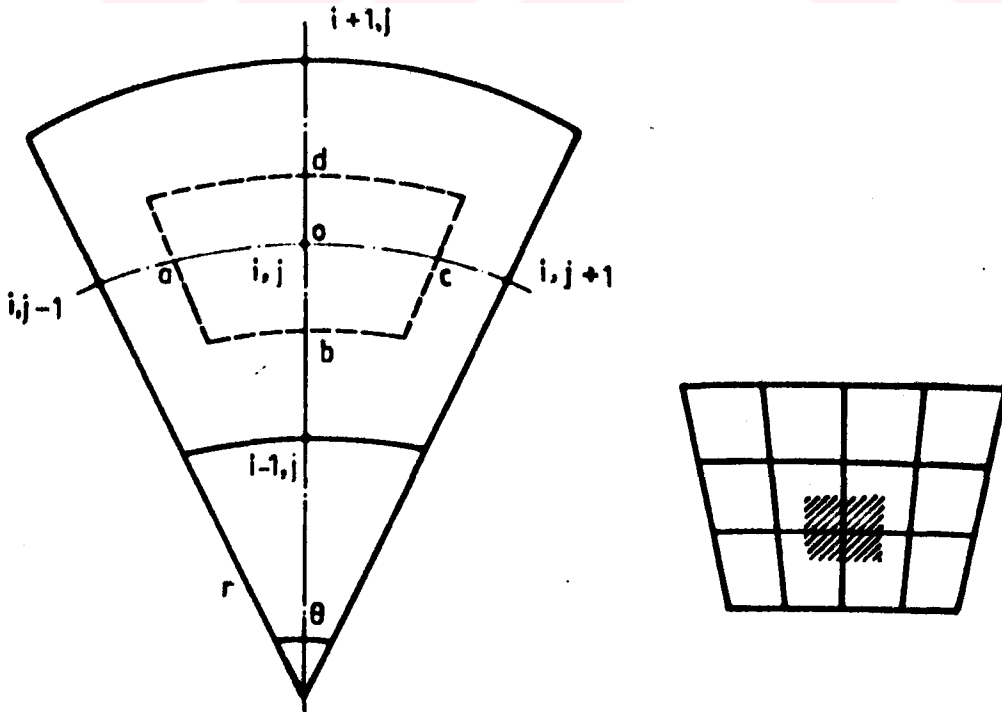


Şekil-2.14 : Eğimli çalışan yatakta film kalınlığının değişimi.

Eksenel yatakta, elde edilecek minimum yağ film kalınlığı olan  $h_{\min}$ 'in değişimi ve alacağı değerler iyi bir yağlama mekanizması için büyük önem kazanır. Bahsedilen iki boyutlu Reynolds diferansiyel denklemi, sonlu farklar metodunda nümerik olarak çözülmüştür. Navier Stokes denkleminin  $r$  ve  $\theta$  izdüşümleri yazılarak, bu diferansiyel denklemin silindirik koordinatlardaki iki boyutlu karşılığı olan,

$$\frac{1}{\mu \omega r_0 h_0} \left[ \frac{\partial}{\partial r} (r h^3 \frac{\partial p}{\partial r}) + \frac{h^3}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] = 6 \frac{r}{r_0} \frac{1}{h_0} \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (2.50)$$

ifadesi elde edilir. Yukarıdaki bağıntıda (Şekil-2.14 ve 15)'den görüleceği üzere,  $\mu$  dinamik viskozite,  $\omega$  açısal hız,  $r_0$  yatak dış yarıçapı,  $h_0$  ortalama film kalınlığı ve  $h_{\max}$  maksimum film kalınlığıdır. Burada, değişik yağ film şekillerinde ve değişik çalışma şartlarında (hız, basınç gibi) basınç dağılımı elde edilebilmektedir. Buna göre yatak yüzeyi, sonlu sayıdaki küçük elemanlara bölünüp, ızgara çizgilerinin kesişme noktalarındaki basınçlar ve o noktadaki film kalınlığı, yatak geometrisine bağlı olarak bulunmaya çalışılmıştır. Nümerik analiz için esas olan ızgara çizgileri, Şekil-2.15'de verilmiştir.



Şekil-2.15 : Sonlu farklar için ızgara.

İncelenen yatak yüzeyi,  $r$  ve  $\theta$  yönünde eşit aralıklı ızgara çizgileriyle, bir çok parçaya bölünmüştür. Yatak yüzeyleri arasındaki eğimden veya elastik deformasyondan dolayı yağ film kalınlığı değişimi sinüzoidal olacaktır (Şekil-2.14).  $r$ ,  $\theta$  koordinatında herhangi bir noktadaki yağ film kalınlığı değişimi ;

$$h = h_0 \left( 1 + e \frac{r}{r_0} \cos(\theta - \theta_{\max}) \right) \quad (2.51)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada ;  $\theta_{\max}$  maksimum film kalınlığının oluştuğu açısal pozisyon,  $e$  yüzeylerin izafi eğimi olup,

$$e = \frac{h_0 - h_{\min}}{h_0} \quad (2.52)$$

büyüklüğü ile tanımlanmaktadır. (2.51) eşitliği ;

$$\begin{aligned} \bar{h} &= h/h_0 \\ \bar{r} &= r/r_0 \end{aligned} \quad (2.53)$$

$$\bar{p}_s = p_s h_0^2 / \eta \omega r_0^2$$

boyutsuz parametrelerle ;

$$\bar{h} = 1 + e \bar{r} \cos(\theta - \theta_{\max}) \quad (2.54)$$

şeklinde boyutsuz olarak elde edilir. Bu büyüklüklerle (2.50) de verilen Reynolds diferansiyel denklemi,

$$\frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left( \bar{r} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) = 6 \bar{r} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \quad (2.55)$$

olarak boyutsuz formda ifade edilir. Bu bağıntı nümerik analiz için esas alınmıştır.

### 2.3.2. Nümerik Çözüm

Boyutsuz Reynolds diferansiyel denklemi olan (2.55)'in analitik olarak çözümü mümkün olmadığı için sonlu farklarda Gauss - Seidel iterasyonu bu amaçla adapte edilerek nümerik yaklaşım metodu uygulanmıştır. (2.55) bağıntısını direkt olarak sonlu farklar formuna transfer etmek mümkün olabileceği gibi akışkan filmde küçük bir elemanın toplam akışını dikkate alarakta, Reynolds diferansiyel denklemini sonlu farklar formunda çıkartmak mümkündür. Burada ikinci metod kullanılmıştır. Bir elemanın sınırları, iki komşu ızgara çizgilerinin ortasında düşünülmüş olup, herhangi bir noktanın pozisyonu  $(i, j)$  koordinatlarıyla belirlenmiştir (Şekil-2.15). Herhangi bir  $(i, j)$  noktasındaki sonlu farklar denklemi; a, b, c ve d noktalarındaki basınçlar cinsinden, taralı alandaki net akışlar dikkate alınarak elde edilmiştir. Radyal yöndeki basınçtan dolayı birim uzunluktaki akış ;

$$q_r = \frac{1}{12 \eta} h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \quad (2.56)$$

ve benzer şekilde, birim uzunlukta basınçtan dolayı çevresel yöndeki akış ifadesi ;

$$q_\theta = \frac{1}{12 \eta} \frac{1}{r} h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (2.57)$$

olarak yazılabilir. Basınçtan başka, hızdan dolayı da birim uzunluk için akış ifadesi ;

$$q_v = 1/2 \omega r h \quad (2.58)$$

olarak yazılabilir. Bu denklemlerin a, b, c ve d noktaları için (Şekil-2.15), sonlu farklar yaklaşımları yazılırsa (a) noktasındaki giren akışkan

miktarı ;

$$Q_a = \frac{1}{12 \eta} \left[ \frac{p_{i,j-1} - p_{i,j}}{r_i (\theta_j - \theta_{j-1})} \right] \left[ \frac{h_{i,j} + h_{i,j-1}}{2} \right]^3 \left[ \frac{r_{i+1} - r_{i-1}}{2} \right] \quad (2.58 a)$$

(a) noktasında, hızdan dolayı oluşan akış ise,

$$Q_{va} = \frac{\omega}{2} \left[ \frac{r_{i+1,j} + r_{i-1}}{2} \frac{h_{i,j} + h_{i,j-1}}{2} \right] \left[ \frac{r_{i+1} - r_{i-1}}{2} \right] \quad (2.58b)$$

yazılır. (b) noktasında, basınçtan oluşan akışkan miktarı,

$$Q_b = \frac{1}{12 \eta} \left[ \frac{p_{i-1,j} - p_{i,j}}{r_i - r_{i-1}} \right] \left[ \frac{h_{i,j} + h_{i-1,j}}{2} \right]^3 \left[ \frac{r_i + r_{i-1}}{2} \right] \left[ \frac{\theta_{j+1} - \theta_{j-1}}{2} \right] \quad (2.58 c)$$

şeklinde ifade edilebilir. (c) noktasındaki basınçtan doğan, çıkan akışkan miktarı ise,

$$Q_c = \frac{1}{12 \eta} \left[ \frac{p_{i,j+1} - p_{i,j}}{r_i (\theta_{j+1} - \theta_j)} \right] \left[ \frac{h_{i,j} + h_{i,j+1}}{2} \right]^3 \left[ \frac{r_{i+1} - r_{i-1}}{2} \right] \quad (2.58 d)$$

büyüklüğüyle ve (c) noktasında hızdan doğan akış,

$$Q_{vc} = \frac{1}{2} \omega \left[ \frac{r_{i+1} + r_{i-1}}{2} \right] \left[ \frac{h_{i,j} + h_{i,j+1}}{2} \right] \left[ \frac{r_{i+1} - r_{i-1}}{2} \right] \quad (2.58 e)$$

olarak ve (d) noktasındaki basınçtan dolayı meydana gelen akış ;

$$Q_d = \frac{1}{12 \eta} \left[ \frac{p_{i+1,j} - p_{i,j}}{r_{i+1} - r_i} \right] \left[ \frac{h_{i,j} + h_{i+1,j}}{2} \right]^3$$

$$\left[ \frac{r_{i+1} + r_i}{2} \right] \left[ \frac{\theta_{j+1} - \theta_{j-1}}{2} \right] \quad (2.58 f)$$

şeklinde ifade edilir. Şekil-2.15'e göre tanımlanmış elemandaki akış dengesi, toplam net akış sıfır olduğunda sağlanacaktır. Buna göre ;

$$Q_a + Q_b + Q_{va} + Q_d - Q_c - Q_{vc} = 0 \quad (2.59)$$

olarak akış dengesidir. Burada,  $Q_a$ ,  $Q_b$ ,  $Q_{va}$ ,  $Q_d$  giren akışkan,  $Q_c$ ,  $Q_{vc}$  ise çıkan akışkan miktarıdır. (2.58 a) bağıntısı, basınç etki katsayısı  $A_{i,j}$ 'ye bağlı olarak ;

$$Q_a = \frac{1}{12 \eta} (p_{i,j-1} - p_{i,j}) A_{i,j} \quad (2.59 a)$$

şekliyle ifade edilebilir. Aynı şekilde, (2.48 c, d, f, b ve e) bağıntıları da yazılırsa,

$$Q_b = \frac{1}{12 \eta} (p_{i-1,j} - p_{i,j}) B_{i,j} \quad (2.59 b)$$

$$Q_c = \frac{1}{12 \eta} (p_{i,j+1} - p_{i,j}) C_{i,j} \quad (2.59 c)$$

$$Q_d = \frac{1}{12 \eta} (p_{i+1,j} - p_{i,j}) D_{i,j} \quad (2.59 d)$$

bağıntıları ile verilebilir. Yine burada da B, C ve D basınç etki katsayılarıdır. (2.58 b) eşitliği,

$$Q_{va} = \frac{\omega}{2} \left( \frac{r_{i+1}^2 - r_{i-1}^2}{4} \right) \left( \frac{h_{i,j} + h_{i,j-1}}{2} \right) \quad (2.59 e)$$

olarak ve (2.58 e) eşitliğide,

$$Q_{vc} = \frac{\omega}{2} \left( \frac{r_{i+1}^2 - r_{i-1}^2}{4} \right) \left( \frac{h_{i,j} + h_{i,j+1}}{2} \right) \quad (2.59 f)$$

olarak yazılabilir. Akış dengesi olan (2.59) bağıntısına, (2.59 a, b, ..., f) eşitlikleri transfer edilirse ;

$$\begin{aligned} & \frac{1}{12 \eta} (p_{i,j-1} - p_{i,j}) A_{i,j} + \frac{1}{12 \eta} (p_{i-1,j} - p_{i,j}) B_{i,j} \\ & + \frac{\omega}{2} \left( \frac{r_{i+1}^2 - r_{i-1}^2}{4} \right) \left( \frac{h_{i,j} + h_{i,j-1}}{2} \right) + \frac{1}{12 \eta} (p_{i+1,j} - p_{i,j}) D_{i,j} \\ & - \frac{1}{12 \eta} (p_{i,j} - p_{i,j+1}) C_{i,j} - \frac{\omega}{2} \left( \frac{r_{i+1}^2 - r_{i-1}^2}{4} \right) \left( \frac{h_{i,j} + h_{i,j+1}}{2} \right) = 0 \end{aligned} \quad (2.60)$$

şeklinde yazılabilir. Bu bağıntıyı daha açık bir şekilde ifade etmek gerekirse ;

$$\begin{aligned} & p_{i,j-1} A_{i,j} - p_{i,j} A_{i,j} + p_{i-1,j} B_{i,j} - p_{i,j} B_{i,j} - p_{i,j} C_{i,j} \\ & + p_{i,j+1} C_{i,j} + p_{i+1,j} D_{i,j} - p_{i,j} D_{i,j} = 12 \eta \frac{\omega}{2} \left( \frac{r_{i+1}^2 - r_{i-1}^2}{4} \right) \end{aligned}$$



$$\left( \frac{h_{i,j} + h_{i,j+1}}{2} - \frac{h_{i,j} + h_{i,j-1}}{2} \right) = \frac{3}{4} \eta \omega (r_{i+1}^2 - r_{i-1}^2) (h_{i,j+1} - h_{i,j-1}) \quad (2.60 a)$$

şeklinde verilebilir. (2.60 a) bağıntısındaki büyüklüklerin pozitif ve negatif değerleri bir arada yazılırsa ;

$$(p_{i,j-1}A_{i,j} + p_{i-1,j}B_{i,j} + p_{i,j+1}C_{i,j} + p_{i+1,j}D_{i,j} - p_{i,j}(A_{i,j} + B_{i,j} + C_{i,j} + D_{i,j})) = 3/4 \eta \omega (r_{i+1}^2 - r_{i-1}^2) (h_{i,j+1} - h_{i,j-1}) \quad (2.60 b)$$

olarak ifade edilir. Akış denklemleri (2.59)'da yerine yazılır ve değişkenler boyutsuzlaştırılırsa,

$$E_{i,j} = \bar{p}_{i+1,j}\bar{A}_{i,j} + \bar{p}_{i-1,j}\bar{B}_{i,j} + \bar{p}_{i,j+1}\bar{C}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}\bar{D}_{i,j} - \bar{p}_{i,j}\bar{TOP} \quad (2.61)$$

şeklinde yazılabilir. Bu bağıntıdaki,  $\bar{TOP} = \bar{A}_{i,j} + \bar{B}_{i,j} + \bar{C}_{i,j} + \bar{D}_{i,j}$  değerlerinden birisi olan  $\bar{B}_{i,j}$  (2.58 c) bağıntısına göre ifade edilirse ;

$$\bar{B}_{i,j} = \left[ \frac{\bar{h}_{i,j} + \bar{h}_{i-1,j}}{2} \right]^3 \left[ \frac{\bar{r}_i + \bar{r}_{i-1}}{2(\bar{r}_i - \bar{r}_{i-1})} \right] \left[ \frac{o_{j+1} - o_{j-1}}{2} \right] \quad (2.62)$$

basınç etki katsayısı şeklinde boyutsuz bir büyüklük olduğu görülür. (2.60 a) bağıntısındaki ifade boyutsuz formda,

$$\bar{B}_{i,j} = 3/4 (\bar{r}_{i+1}^2 - \bar{r}_{i-1}^2) (\bar{h}_{i,j+1} - \bar{h}_{i,j-1}) \quad (2.63)$$

olarak yazılır. (2.61) denklemini  $p_{i,j}$ 'ye göre çözebilmek için yeniden yazılırsa ;

$$\bar{p}_{i+1,j}\bar{A}_{i,j} + \bar{p}_{i-1,j}\bar{B}_{i,j} + \bar{p}_{i,j+1}\bar{C}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}\bar{D}_{i,j} - \bar{p}_{i,j} - \bar{E}_{i,j} = 0 \quad (2.64)$$

$\bar{E}_{i,j}$ 'ye göre (2.64) şeklinde yazılabilir. Bu ifade, Reynolds diferansiyel

denklemleri (2.55) in sonlu farklar cinsinden karşılığıdır. Yukarıdaki (2.64) bağıntısı, çeşitli film konfigürasyonları ve basınç sınır değerleri için çözümüne esas alınmıştır. Bu amaçla ; (2.64) denkleminin artanı hesaplanıp, iterasyon işleminde hata olarak tanımlanmıştır. İterasyon başlarken bütün ızgara noktalarında (Şekil-2.15) basınçlar sıfırlanıp, işleme devam edilmiştir. (2.64) denkleminin dikkate alınan herhangi bir noktada sağlanabilmesi için basınç değerinin hata oranı kadar bir miktarda düzeltilmesi gerekmektedir. İterasyonun yaklaşımı hızlandırmak için relaksasyon faktörü (over - relaxation) 1.4 kullanılarak basıncın modifiye edilmiş değeri ile yer değiştirmesi yoluyla düzeltilmesi tercihi yapılmıştır. Bu ayarlanmış değer, (2.64) denkleminde elde edilen hatanın 1.4 katının, o noktada yeni elde edilen basınç değerine ilavesi ile elde edilmiştir. Bu işlem aynı zamanda bütün noktalar için sistematik olarak tekrar edilmiştir. Eğer herhangi bir noktada hesaplanan basınç değeri sıfırdan küçük bulunursa, yağ filminin genişleyen kısmında teorik olarak kavitasyon olayının olacağı ve basınç alanının, Reynolds kavitasyon sınır şartlarına uygun olarak sıfır olacağı kabul edilmiştir. İterasyon işlemi, kavitasyona uğramamış yağ filmi bölgelerinde elde edilen maksimum hata kabul edilebilir bir limite düşürülünceye kadar tekrarlanmıştır. Bu sınır genel olarak maksimum basıncın % 0.1'i olarak değerlendirilmiştir [34] . İki boyutlu bilgisayar programı Ek-5'de verilmiştir.

### 2.3.3. Yük Taşıma Kapasitesi

Basınçlar bulunduktan sonra, birbirine göre izafi hareket eden, iki yüzey arasındaki sistemin, yük taşıma kabiliyeti boyutsuz formda,

$$\bar{W}_T = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^1 \bar{p}_s \bar{r} d\bar{r} d\theta \quad (2.65)$$

integrasyonu ile bulunur. Burada ; (2.53) bağıntısıyla boyutsuz formda verilen  $\bar{p}_s$  ve  $\bar{r}_i = r_i/r_d$  şeklinde tarif edilen boyutsuz iç yarıçaptır. Bu boyutsuz büyüklüklerle toplam yük ifadesi;

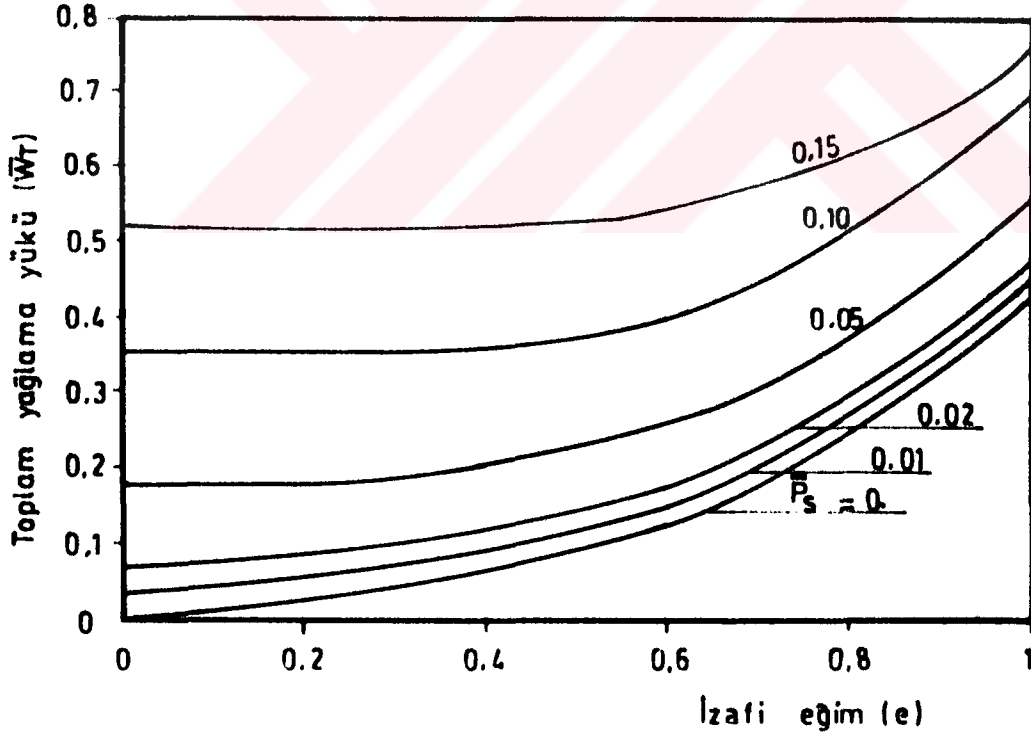
$$\bar{W}_T = W_T h_0^2 / \eta \omega r_0^4 \quad (2.66)$$

şeklini alır.

Bu analiz sonuçlarına göre değişik çalışma parametrelerinde ve aksel yatak geometrilerinde, sistemin hidrodinamik ve hidrostatik davranışına etkileri incelenebilmektedir. Bütün bu işlemler geliştirilen bilgisayar programıyla yapılmıştır. Elde edilen basınç ve yük değerleri, literatürde mevcut değerlerle mukayese edilmiş ve iyi bir uyum içinde olduğu gözlenmiştir.

### 2.3.4. Teorik Sonuçlar ve Bunların İrdelenmesi

Tek boyutlu analizde olduğu gibi burada da değişik çalışma parametreleri etkisinde, aksel yatak performansı teorik olarak analiz edilmiş ve bunlardan önemli görülen neticeler burada verilmiştir. Şekil-2.16'da bu analiz sonucunda elde edilen tipik bir yatak davranışı görülmektedir. Burada, toplam yük taşıma kabiliyeti  $\bar{W}_T$ 'nin tam hidrodinamik ( $\bar{p}_s = 0.$ ) şartlarda ve hidrostatik boyutsuz sistem basınçlarında ( $\bar{p}_s > 0$ ), izafi eğimle değişimi verilmiştir.



Şekil-2.16 : Toplam yükün eğimle değişimi.

Buna göre ; farklı eğimlerde ve sistem basınçlarının sıfırdan büyük değerlerindeki ( $\bar{p}_s > 0$ ), yükler birlikte verilerek, hidrodinamik ve hidrostatik basınç şartlarında, yük taşıma durumlarının değişiminin mukayesesi imkanı

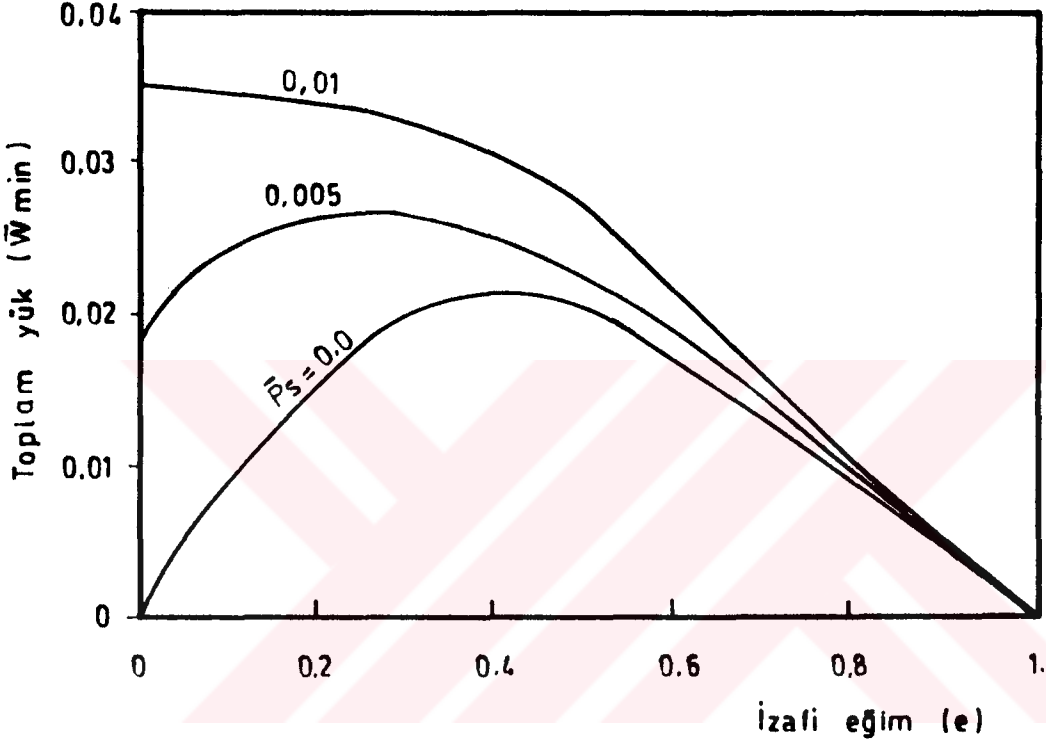
sağlanmıştır. Burada, eğim yokken ( $e = 0$ ),  $\bar{p}_s = 0$ . halinde sistemde bir yük taşınması söz konusu değildir. İzafi eğimin 0'dan 1'e doğru artan değerlerinde hidrodinamik etki kendini gösterecek ve böylece eğimdeki artış, taşınan yük artışınada neden olacaktır. Sistem basıncı arttıkça ( $\bar{p}_s > 0$ ), hidrodinamik etki kendisini daha az hissettireceğinden 0.6 eğimlerde bile taşınan yük artışı küçük mertebede kalmaktadır. Bu durumda sisteme dışardan bir pompa vasıtası ile basınçlı yağ gönderilmektedir. Buna göre ;  $\bar{p}_s > 0$  olacak ve eğimin sıfır değerinde dahi (yüzeylerin paralel olması halinde Şekil-2.14) sistemde belirli bir yük taşınması olacaktır. Bu durum Şekil-2.16'da bariz olarak görülmektedir. Düşük eğimlerde, yaklaşık eğimin 0.50'ye kadarki olan büyüklüklerinde sistemin yük taşıma kabiliyetinde, hidrodinamik etkiden dolayı fazlaca bir artış olmayacaktır. Eğimin artmasıyla sistemde düşük basınç değerlerinde, hidrodinamik davranışa yakın, hızlı bir artış olduğu gözlenebilmektedir. Yüksek basınç değerlerinde, hidrostatik etkiden dolayı  $e = 0.50$  büyüklüğüne kadar, taşınan yükte fazlaca bir artış olmamaktadır. Burada, izafi eğimin 0'dan 1'e doğru artan değerlerinde hidrodinamik basınç  $\bar{p}_s = 0$ 'a karşılık gelen, taşınan yükteki artış miktarı diğerlerine göre daha fazla olmaktadır.

Eşitlik (2.66) da 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,

$$\bar{W}_{min} = \bar{W}_T (1 - e)^2 \quad (2.67)$$

olduğu görülür. Burada,  $\bar{W}_{min} = W_T h_{min}^2 / \eta \omega r_0^4$  şeklinde tarif edilmektedir. Farklı sistem basınçlarında, yukarıda ifade edilen  $\bar{W}_{min}$  yükünün izafi eğimle değişimi Şekil-2.17'de verilmiştir. Buna göre ;  $\bar{p}_s = 0$ . için eğim 0 ve 1'e ulaştığı zaman  $\bar{W}_{min}$  büyüklüğü sıfır olmaktadır. Bu sabit davranışlar hidrodinamik yatak teorisine uygundur. Burada  $\bar{W}_{min}$  eğimle yaklaşık 0.40 mertebelerine kadar artmaktadır. Bu sınır aşıldığı zaman, aksenal yatağın taşıdığı yükte azalma meydana gelmektedir. İzafi eğimin, taşınan yükte azalma olmaması için 0.40 değerinde tutulması gerekir. Buna göre  $e = 0.40$  büyüklüğü, basıncın sıfır olduğu tam hidrodinamik şartlar için uygun bir büyüklük olarak kullanılabilir. Hidrostatik şartlarda, yani

sistem basıncının sıfırdan büyük olması halinde ( $\bar{p}_s > 0$ ) ve eğimin sıfır olması durumunda bile yük taşınması söz konusudur. (2.67) bağıntısına göre izafi eğimin 0'dan 1'e doğru artan değerlerinde  $\bar{w}_{min}$ 'de bir azalma meydana gelecek ve eğimin 1'e ulaşması halinde taşınan  $\bar{w}_{min}$  yükü sıfır olacaktır.



Şekil - 2.17 : yükün eğimle değişimi.

Boyutsuz sistem basıncı olan  $\bar{p}_s$ 'in daha da büyük tutulması halinde, hidrodinamik etkinin olmaması nedeniyle eğimdeki artış, taşınan  $\bar{w}_{min}$  yükünün azalmasına neden olmaktadır.

Bu eğri gruplarından faydalanılarak verilen bir eğimde, toplam yük biliniyorsa, o yüke karşılık gelen minimum film kalınlığı da bilinmektedir. Buna göre ; Şekil-2.17 ve (2.67) bağıntısı dikkate alınarak, minimum film kalınlığının hesabına esas olarak,

izafi eğimin 0.5 , sistem basıncı  $\bar{p}_s = 0.01$  , kullanılan yağın dinamik viskozitesi  $\eta = 0.04$  (Ns/m<sup>2</sup>), açısal hız  $\omega = 104.7$  (1/s) yani deney iş mili hızı = 1000 (d/dak), aksenal yatak dış yarıçapı  $r_o = 40$  mm ve

uygulanan toplam yükün 1000 kgf (9810 N) olması halinde  $h_{\min}$ 'in hesabı için,

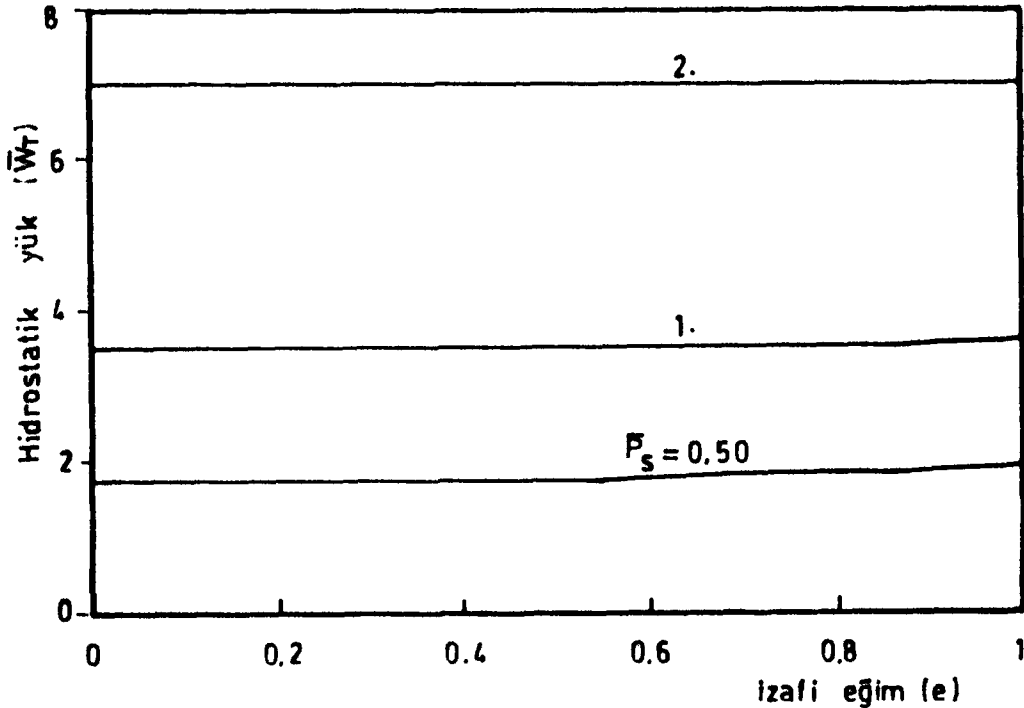
$$\bar{W}_{\min} = \frac{W_T h_{\min}^2}{\eta \omega r_o^4}$$

eşitliğinde bilinen büyüklükler yerine yazılırsa,

$$h_{\min}^2 = \frac{0.027 \cdot 0.04 \cdot 104.7 \cdot (0.04)^4}{9810}$$

yazılarak, minimum film kalınlığı olan  $h_{\min} = 5.432$  ( $\mu\text{m}$ ) olarak bulunur. Taşınan yükün daha büyük seçilmesi durumunda (3, 5, 10 ton gibi) film kalınlığı olan  $h_{\min}$  daha da küçük değerler alacaktır. Yatakta  $h_{\min}$ 'in büyüklüğü, gerek yük taşıma bakımından gerekse metal - metal temasının önlenmesi bakımından son derece önemlidir.

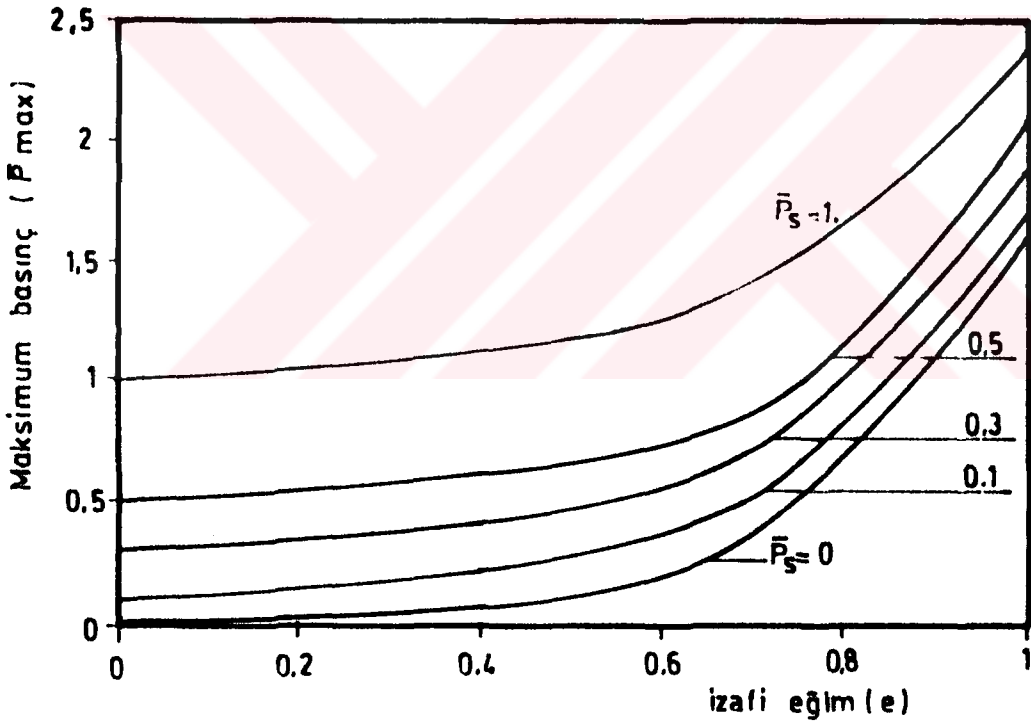
Sistem basıncının sıfırdan büyük olması halinde ( $\bar{p}_s > 0$ ), hidrostatik yükün izafi eğimle değişimi Şekil-2.18'de verilmiştir.



Şekil-2.18 : Hidrostatik yükün eğimle değişimi.

Burada, hidrostatik yükün artan eğim miktarıyla fazlaca değişim göstermediği dikkati çekmektedir.  $\bar{p}_s = 0.50$  değerinde yükün eğimle değişimi fazlaca değildir. Bunun üzerinde, yani  $\bar{p}_s = 1$  ve 2 değerlerinde hidrodinamik basınç etkisi kendisini daha az hissettirmekte dolayısıyla artan eğimle, taşınan hidrostatik yükteki değişim ise oldukça sınırlı kalmaktadır. Sistem basıncının daha da büyümesi halinde ( $\bar{p}_s > 2$ ), eğimin taşınan yük artışı üzerinde bir fonksiyonu olmamaktadır. Bu sabit davranışlar, hidrodinamik yatak teorisine uygundur [ 17 ] .

Bazı durumlarda yatakta oluşan maksimum basıncın bilinmesi de istenebilir. Yapılan teorik çalışmada, değişik eğimlerde ve sistem basınçlarında,  $P_{max}$  elde edilmiş ve bunun eğimle değişimi Şekil-2.19'de verilmiştir.



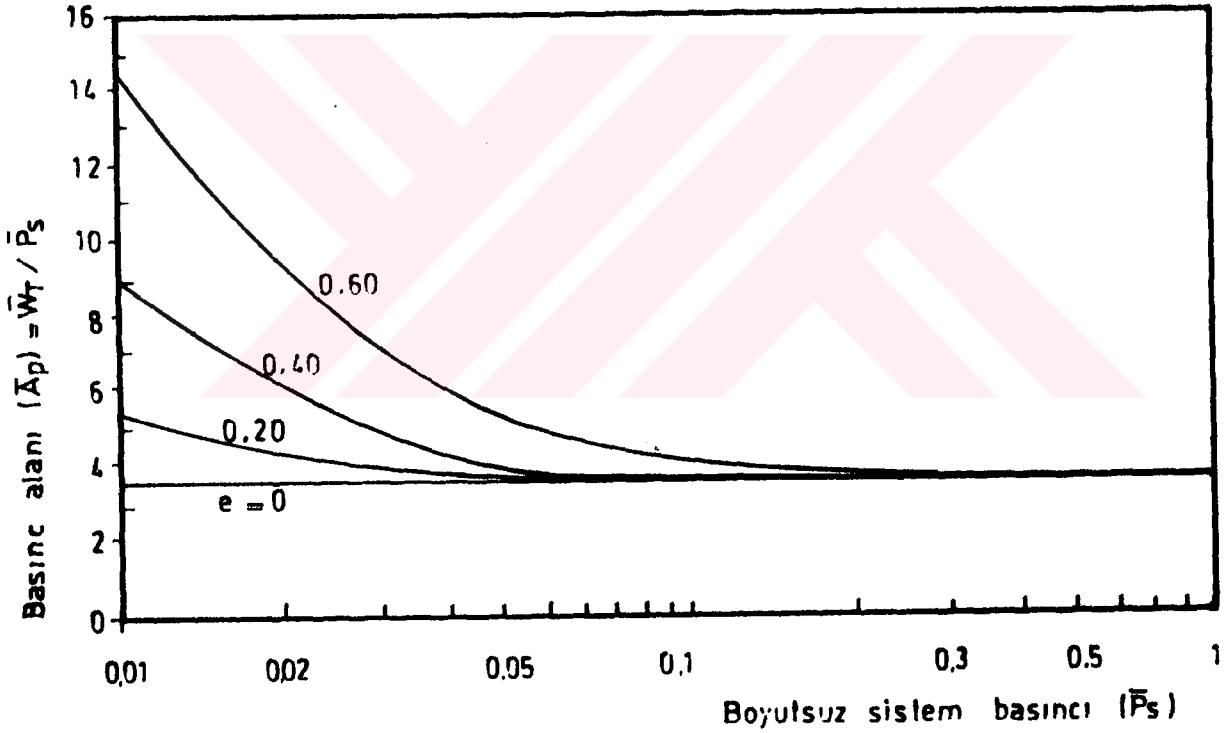
Şekil-2.19 : Maksimum basıncın eğimle değişimi.

Burada, hidrodinamik ve hidrostatik sistem basınçlarında ( $\bar{p}_s = 0, \dots, 1$ ), izafi eğime bağlı olarak, sistem basıncı olan  $\bar{p}_s$ 'in 0'dan 1'e doğru değişen değerleri için maksimum basınçtaki artış miktarında bir azalma olduğu dikkati çekmektedir. Bu durum, hidrodinamik basıncın artan eğimlerle birlikte, yatağın taşıdığı yük artışı üzerindeki önemini belirtmektedir.

Yukarıdaki şekle göre teorik olarak ;

- Sistemde  $\bar{p}_{\max}$  'ın hangi bölgede meydana geldiği,
- Farklı eğimlerdeki  $\bar{p}_{\max}$  'a karşılık gelen sistem basıncı ve yükün ne kadar olacağı,
- Dolayısıyla aksel kaymalı yatağın hangi eğimde ve değişik sistem basınçlarında, ne kadar yük taşıyabileceği bilinmektedir.

Eksenel yatakta, yük taşıyıcı basınç alanının bilinmeside önemlidir. Boyutsuz basınç alanı olarak tanımlanan bu büyüklük ; yatakta taşınan toplam yükün sistem basıncına oranıdır ( $\bar{A}_p = \bar{W}_T / \bar{p}_s$ ). Farklı eğimlerde, yük taşıyıcı basınç alanının, sistem basınçlarıyla değişimi Şekil-2.20'de verilmiştir.



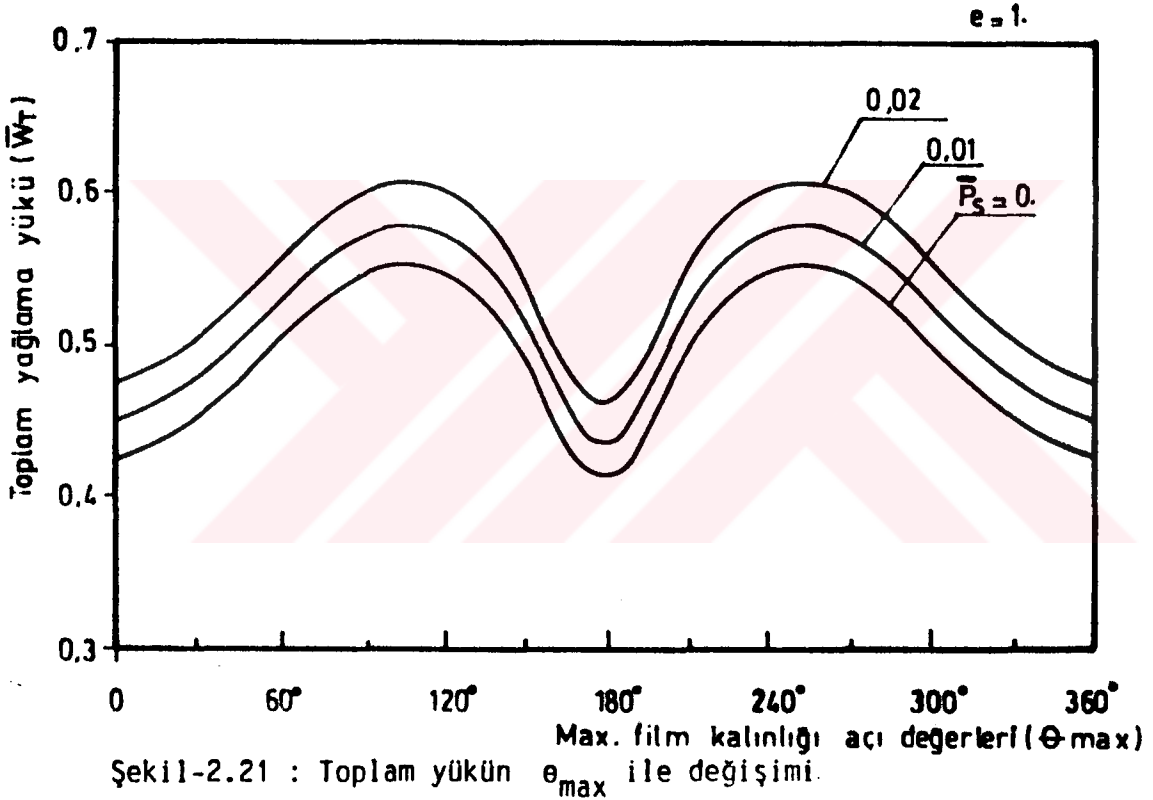
Şekil-2.20 : Basınç alanıyla sistem basıncının değişimi.

Buna göre ; sistemde eğimin sıfır olması ( $e = 0$ .) halinde basınç alanı değişmeyip, sabit bir değerde kalacaktır. Farklı sistem basınçlarında ve eğimin  $e = 0$ .'dan 0,60'a kadar artan değerlerinde hidrostatik basınç alanı, dolayısıyla hidrostatik yük artışı olmaktadır. Burada, teorik olarak eğimin 0,60 ve sistem basıncı  $\bar{p}_s$  'in tam hidrodinamik olması durumunda



yük taşıyıcı hidrostatik basınç alanı maksimum değerine ulaşmaktadır şeklinde bir sonuca varılabilir.

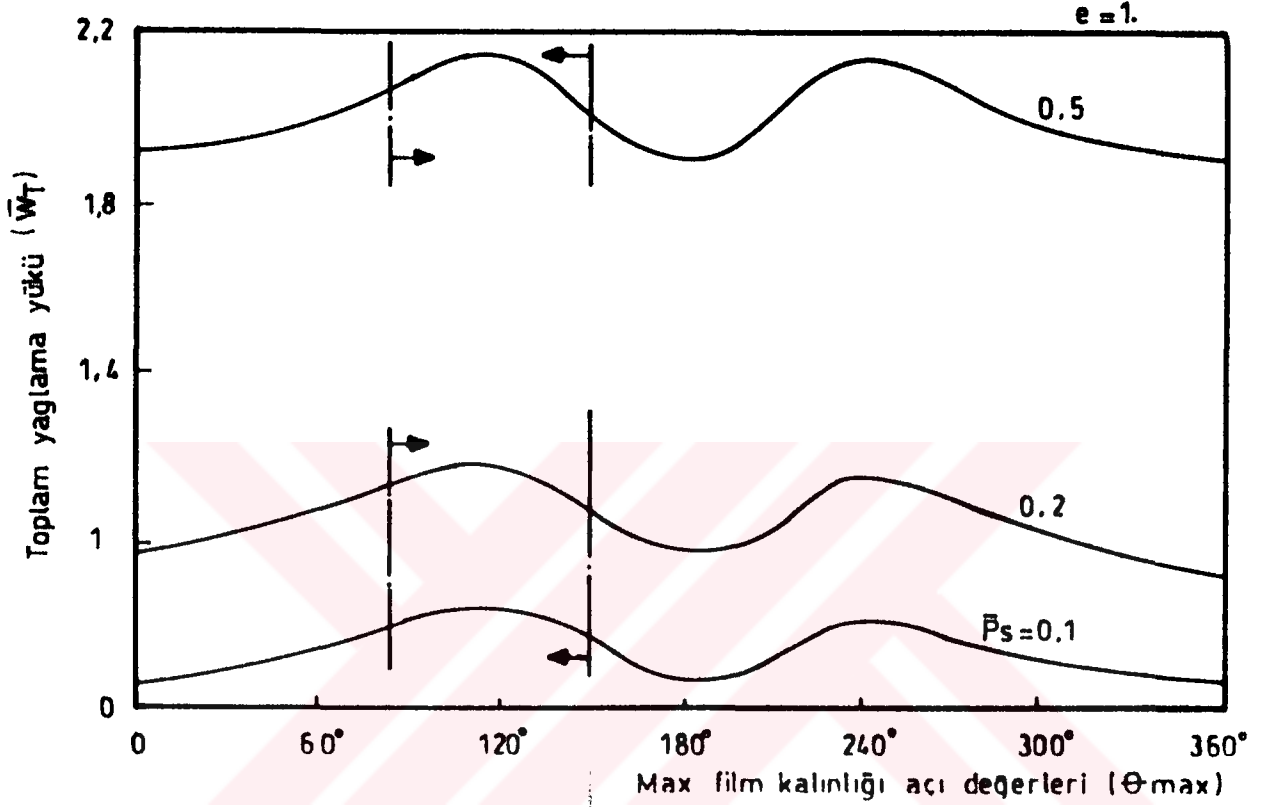
Eğimli çalışabilecek bir şekilde seçilen yatak geometrisi ve film kalınlığı değişiminden de anlaşılacağı üzere, maksimum film kalınlığının oluşabileceği açısal pozisyon ( $\theta_{max}$ ) oldukça önemlidir. Buna göre (2.54) eşitliği ile verilmiş olan film kalınlığı hesaplara ve Şekil-2.21'in çizimine dahil edilmiştir. Burada, farklı sistem basınçlarında ve sabit eğimde ( $e = 1$ ), toplam yükün- $\theta_{max}$  ile değişimi verilmiştir.



Şekil-2.14'den görüleceği gibi eğimli çalışan yataktaki film kalınlığı değişimide dikkate alınmıştır. Buna göre  $\theta_{max}$ 'a bağlı yük artışı  $180^\circ$  aralığında maksimum ve minimum değerini almakta ve yaklaşık sinüzoidal formda meydana gelmektedir.

Sistem basıncının daha da arttırılması halinde, üç farklı hidrostatik sistem basıncı için sabit eğimde ( $e = 1$ ), toplam yükün- $\theta_{max}$  ile değişimi Şekil-2.22'de görülmektedir. Şekil-2.21 ve 22'deki değişik sistem

basınçlarında  $\theta_{max}$  değerlerine tekabül eden yüzde olarak toplam yük artışları  $\bar{p}_s$ 'in 0.5'den 0'a doğru azalan değerlerinde daha da artmaktadır. Bu durum  $\bar{p}_s$ 'in sıfır olduğu tam hidrodinamik halde maksimuma ulaşmaktadır.



Şekil-2.21'de görüldüğü gibi burada da  $\theta_{max}$ 'ın  $120^\circ$ 'ye tekabül eden büyüklüğündeki toplam yük artışı maksimum değerini almaktadır. Şekil-2.21 ve 22'de kesikli çizgi ile gösterilen kısımlar, tasarım açısından olumlu olmasına rağmen, teorik olarak  $\theta_{max}$ 'ın arzu edilen büyüklüğü belirlenebiliyorsa da pratikte bu değeri sağlamak oldukça zordur. Maksimum film kalınlığının oluşabileceği açısal pozisyon olan  $\theta_{max}$ 'ın büyüklüğü, yük taşıma kapasitesi üzerinde doğrudan etkili bir parametredir. Buna göre ; değişik çalışma şartlarında (sistem basıncı, hız, eğim vb), bu etkinin teorik olarak araştırılması, tasarımcılara tavsiyelerde bulunabilecek sonuçların elde edilmesi için şarttır.

Yukarıda izah edilen teorik yük taşıma kapasitesi, beklenen davranıştaki yatakta elde edilebilmektedir. Tamamen boyutsuz büyüklüklerde çalışıldığından,

istenilen boyutlu büyüklükler kolayca elde edilebilir. Yukarıdaki analize göre herhangi bir hal için boyutlu hale geçiş şu şekilde olmaktadır. Şekil-2.21 dikkate alınarak, aksenal yatağın taşıyabileceği yük değeri bulunabilir. Buna göre ;

a) Hidrodinamik sistem basıncı olan  $\bar{p}_s = 0$  , maksimum film kalınlığının oluşabileceği açısal pozisyon  $\theta_{max} = 30^\circ$  ve buna tekabül eden taşınan toplam yük  $\bar{W}_T = 0.424$  , izafi eğimin ( $e = 1$ .), iş milinin 1000 d/dak'ya karşılık gelen açısal hızı  $\omega = 104.7$  (1/sn), ortalama film kalınlığının  $h_0 = 12 \mu\text{m}$  ve kullanılan yağın dinamik viskozitesinin  $\eta = 0.04$  ( $\text{Ns/m}^2$ ), yatağın dış yarıçapı olan  $r_0$ 'ın 40 mm olması halinde (2.66) bağıntısıyla verilen,

$$\bar{W}_T = \frac{W_T h_0^2}{\eta \omega r_0^4}$$

ifadesi kullanılarak,

$$W_T = \frac{0.424 \cdot 0.04 \cdot 104.7 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^4}{(12 \cdot 10^{-6})^2}$$

şeklinde yazılarak,  $W_T = 31568$  N ( $\approx 3.2$  ton) taşınabilecek yük değeri olarak bulunur.

b) Burada yine Şekil-2.21 dikkate alınarak,  $\bar{p}_s = 0$  ve  $\theta_{max} = 120^\circ$ 'ye geldiği zaman (a) şikkındaki aynı değerler kullanılarak taşınan toplam yük ;

$$W_T = \frac{0.53 \cdot 0.04 \cdot 104.7 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^4}{(12 \cdot 10^{-6})^2}$$

ifadesiyle,  $W_T = 39460$  N ( $\approx 4$  ton), yaklaşık % 25 artışla taşınabilecek yük büyüklüğü olarak bulunur. Buna göre  $\theta_{max}$ 'ın taşınan yük üzerinde son derece etkili ve önemli olduğu görülmektedir.

c) Boyutsuz sistem basınç büyüklüğü (Şekil-2.21) dikkate alınarak,  $\bar{p}_s = 0.02$  , kullanılan yağın dinamik viskozitesi  $\eta = 0.04 \text{ (Ns/m}^2\text{)}$  , açısal hız  $\omega = 104,7 \text{ (1/s)}$  ,  $h_0 = 12 \text{ (}\mu\text{m)}$  olarak alınması halinde ve deneyde kullanılan ekstenel yatak dış yarıçapı 40 mm olduğuna göre boyutlu  $p_s$  değeri için (2.53) eşitliği olan,

$$\bar{p}_s = \frac{p_s h_0^2}{\eta \omega r_0^2}$$

bağıntısı dikkate alınarak,

$$p_s = \frac{0,02 \cdot 0,04 \cdot 104,7 (40 \cdot 10^{-3})^2}{(12 \cdot 10^{-6})^2}$$

şeklinde yazılarak,

$$p_s = 930667 \text{ N/m}^2 (\approx 9,30 \text{ bar})$$

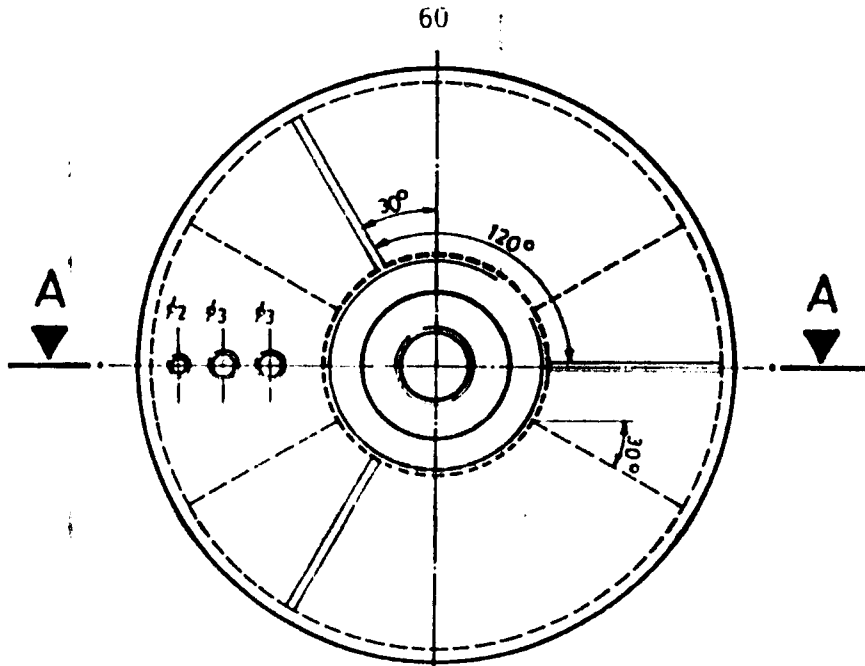
sistem basınç değeri olarak bulunur.

## B Ö L Ü M - III

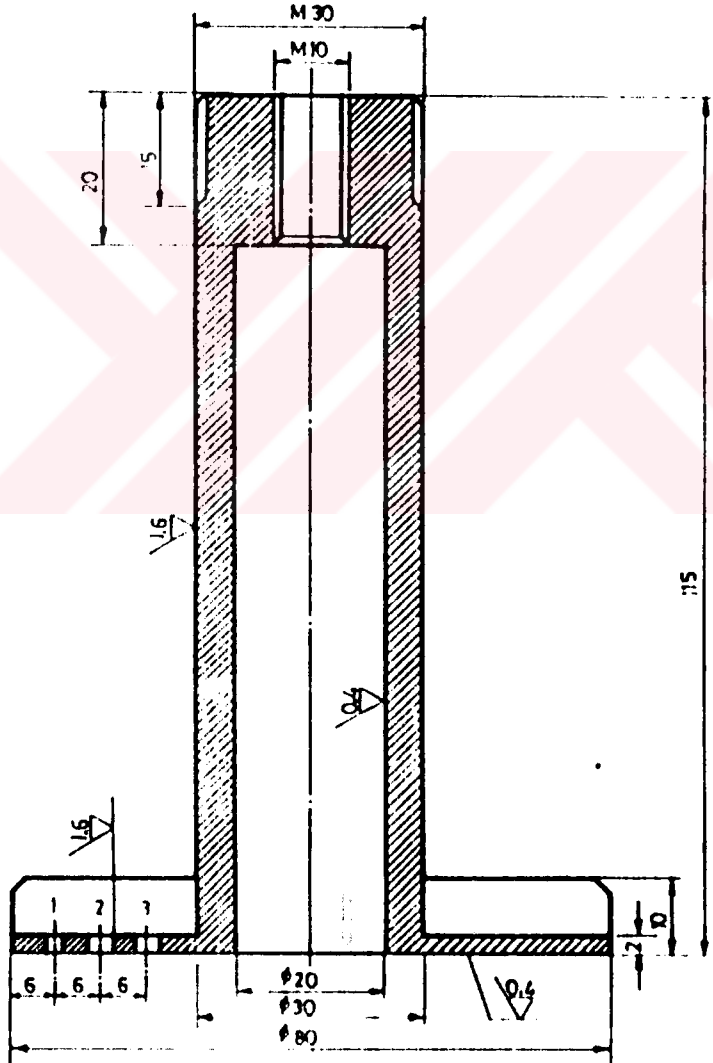
### 3. DENEYSEL ÇALIŞMA

#### 3.1. GİRİŞ

Bu çalışmanın konusu olan aksenal kaymalı yatakların incelenmesi amacıyla Fakültemiz imkanları ölçüsünde laboratuvarımızda bir deney tesisatı tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneyde kullanılmak üzere Şekil-3.1 ve 3.2'de yapım resimleri verilen iki değişik malzeme ve yapıda yatak imal edilerek, Şekil-3.1'de görülen kurşun bronzu yatak teste tabi tutuldu. Yapılan deneyde ; değişken yük, devir sayısı (hız), hidrodinamik yük taşıyan yağ filminin kalınlığı, sıcaklık ve elastik deformasyon gibi parametreler ölçüm cihazlarıyla tesbit edilmiştir. Bu büyüklüklerin, yatağın yük taşıyabilme özelliklerine ve yatağın davranışları üzerindeki etkileri belirlenerek bunların sonuçları irdelenmiştir. Denenmiş olan numunenin alt kısmı iki ucundan boşaltılmış olup değişik geometrik yapıya sahiptir. Aksenal yük altında, numunede elastik deformasyonlar mikron mertebesinde ölçülmüştür. Numunenin üzerine uygulanan değişken aksenal yük için hidrolik deney setinden yararlanıldı (Şekil-3.9). Sabit alt yatak ve



( $\nabla_{1.6}$  -  $\nabla_{0.4}$ )

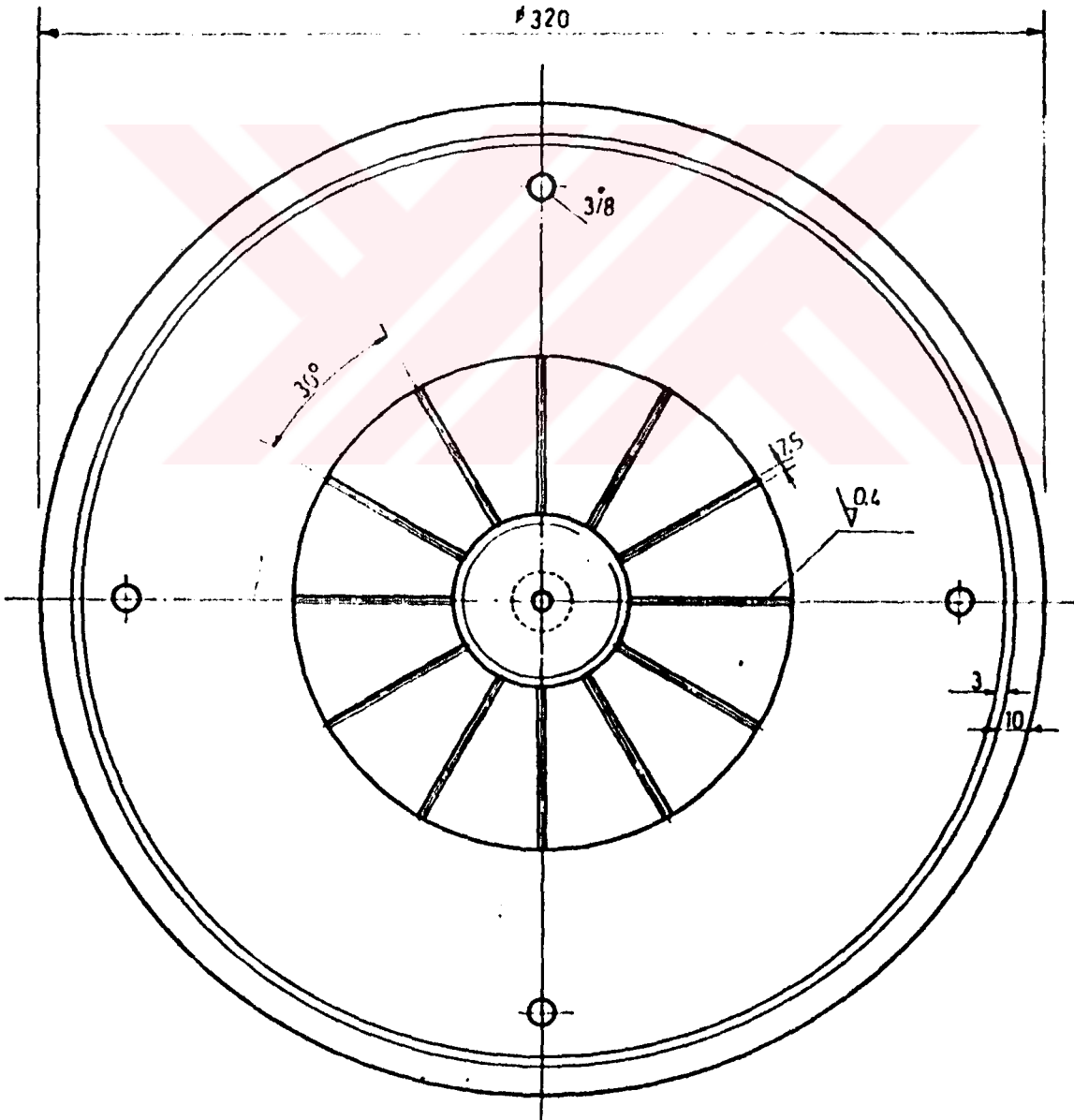
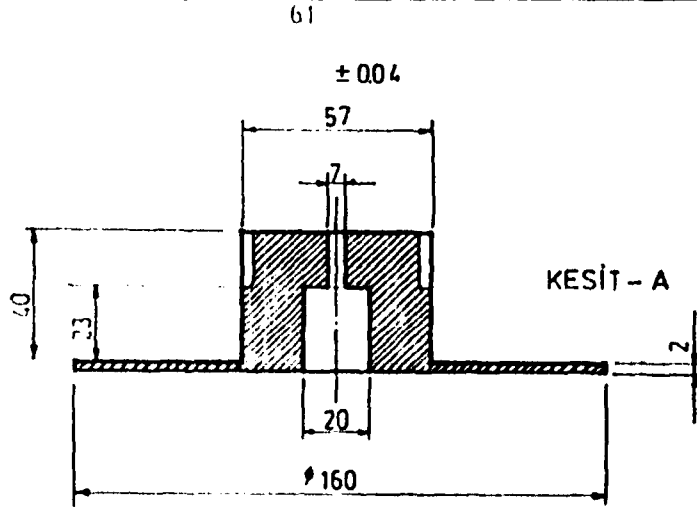


A-A KESİTİ

Şekil: 3-1

70	H 6	+ 0.013
30	H 6	- 0.013
80	H 9	- 0.022
Ö L Ç Ü	İ Ş A R E T	T O L E R A N S
E . K O Ç		
K O N T R O L	R E S İ M N O	T A R İ H

KURŞUN BRONZU	1/1	1	SABİT ALT YATAK	A Osman KURBAN
MALZEME	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZ EN



Şekil : 3-2 Sabit alt yatak ve tablası

hareketli olan üst yatak (mil) arasındaki değişken yağ film kalınlığı 1/1000 (mm) ölçekli komparatörle, sıcaklık değeri ise sabit alt yatağa yerleştirilmiş olan termokapıl ile belirlendi. Alt yatağın taşıyabileceği yüke esas olan basınç değerleri için yine aynı bölgelere bağlantıları yapılmış bulunan ve yağ girişine uygun kapiler borular kullanıldı. Kapiler borular basınç transduseriyle irtibatlandırılarak, yatağın yük kapasitesi araştırıldı (şekil-3.4'de No : 8) (Ek-2). Değişik yükler altında basınç dağılımları, yağ filminin ve yatak elemanlarının sıcaklık kontrolleri yapıldı. Bu konuda literatürde yapılan deneysel çalışmaların hemen hepsinde, sabit yük altında bir kısım parametrelerin yatağın davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir. şekil-2.1'de görölen ve teorik modele esas olan yatakta olduğu gibi şekil-3.1 ve 3.2'de verilen numunelerin alt kısımları boşaltılarak yatak 3 bölge olarak düşünöldü. Böylece teorik çalışmayla birlikte yürütölen deney düzeneğinde hidrostatik ( $\bar{p}_s > 0$ ) ve hidrodinamik ( $\bar{p}_s = 0$ ) şartlarında farklı devir sayıları ve basınçlarda deney yapılarak, teorik çalışmadaki bir kısım sonuçlarla mukayese imkanı sağlanmıştir.

### 3.2. DENEY DÜZENEğİ

şekil-3.3 ve 3.4'de kısmi ve komple resimleri verilen matkap tezgahı (Ek-1 ve Ek-2), sabit olan alt yatağa aksenal yönde kuvvet uygulayabilmek maksadıyla modife edildi. Bunun için sütunlu matkap tezgahı, hidrolik deney seti ve ölçüm cihazlarından yararlanıldı.

#### 3.2.1. Matkap Tezgahında Yapılan Değişiklikler

Kaymalı aksenal yatak deney setine dönüştürölen sütunlu matkap tezgahına, deneyde kullanılmak üzere bir kısım ilaveler yapıldı. Bunlar şu şekilde özetlenebilir ;

- 3 kW gücünde bir AC motoru ve bunun hız kontrol ünitesi, üst yatak (mil) tahriğinde kullanılmak üzere monte edilmiştir (şekil-3.4'de No.14 ve 15),
- Tako jeneratör ve dijital takometre, motor hızı dolayısıyla iş mili (üst yatak) devir sayısı kontrolü için kullanılmıştir,
- Tezgahın kayış ve kasnak sistemi tamamen değiştirilerek AC motoru,



hız kontrol ünitesiyle birlikte çalışabilecek bir şekle getirildi (Şekil-3.4'de No.13 ve 15).

- Titreşimlerin minimuma indirilebilmesi için motor alt tablası ile deney tezgahı arasına çektirme ve tezgah üst mili tahrik kayışına ise gerdirmeye kasnağı ilaveleri yapıldı (Şekil-3.4 No.23).

-Tezgahta mandren kısmı yerine üst yatak ve mili monte edilmiştir (Şekil-3.4'de No.9).

Deney parçası olan sabit alt yatağın, alt tablaya monte edilebilecek bir şekilde dizaynı yapılmış olup (Şekil-3.5'de No.1 ve 4), bunun için yapım resmi ve kesiti verilen yatak kaidesi kullanıldı (Şekil-3.6). Buna göre tezgahtaki iş parçası yerine deneyimizde yatak kaidesi ve sabit alt yatak monte edilebilmektedir. Şekil-3.3 ve 3.4'de görülen 12 nolu kramayer dişliyle irtibatlı olarak çalışan iş milini aksenal yönde hareket ettiren çevirme kolu yerine de eksantrik moment kolu ilavesi yapıldı. Eksantrik moment kolu, hidrolik silindirden aldığı kuvvetle, 9 nolu üst yatağın aksenal yönde hareket etmesini sağlamaktadır (Şekil-3.4'de No.11). Üst mil çevresel yönde dönme hareketiyle birlikte, aksenal yönde öteleme hareketi de yapmaktadır. Öte yandan deney setine dönüştürülen bu setle birlikte bu cihazlar da kullanılabilir.

- Hidrolik deney seti (Kısım 3.2.3 de anlatılmaktadır),

- Basınç ve sıcaklık ölçüm cihazları (transduser ve termokapıl), basınç kaydedici ile elastik deformasyon ölçümü için komparatör ve yüzey pürüzlülük cihazından yararlanıldı. Böylece sütunlu matkap tezgahı büyük ölçüde değiştirilerek, hidrolik deney seti ve ölçüm cihazlarıyla birlikte komple bir deney setine dönüştürülmüş olmaktadır. Deney setinin fotoğrafları Şekil-3.18 ve 3.19'da verilmiştir.

### 3.2.2. Deney Tezgahı İş Mili Hesabı

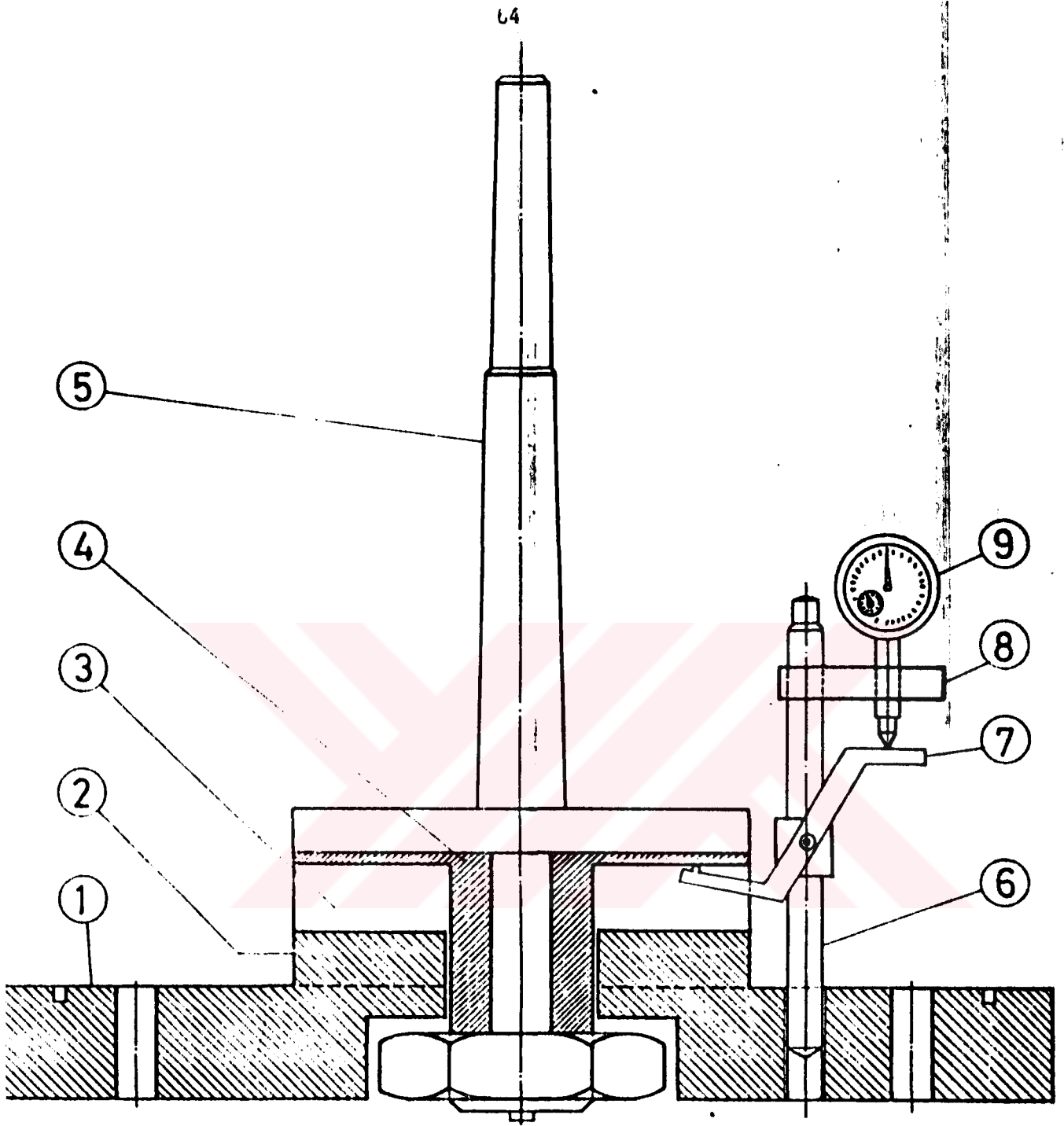
Şekil-3.4'de verilmiş olan 9 nolu iş mili (üst yatak) vasıtası ile 8 nolu yük taşıyıcı sabit alt yatak üzerine, farklı devirlerde aksenal yük uygulanması gerekmektedir. Bunun için 14 nolu 3 kW gücündeki motordan ve hız kontrol ünitesinden yararlanıldı. İş mili hesabına (devir sayısı ve döndürme momenti) esas olarak : motor mili kasnağı (çeviren) ;

Dış çapı ( $D_{d1}$ ) : 150 (mm)

İç çapı ( $D_{i1}$ ) : 121.5 (mm)

Derinlik : 15 (mm)

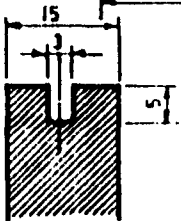
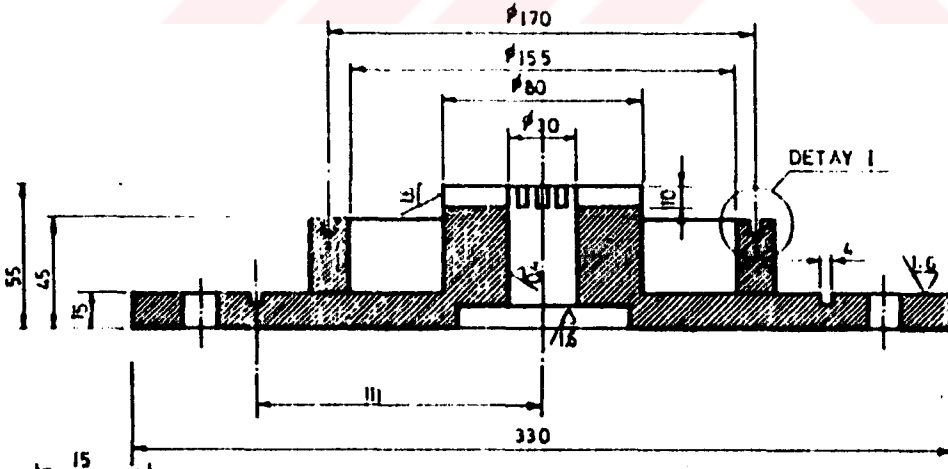
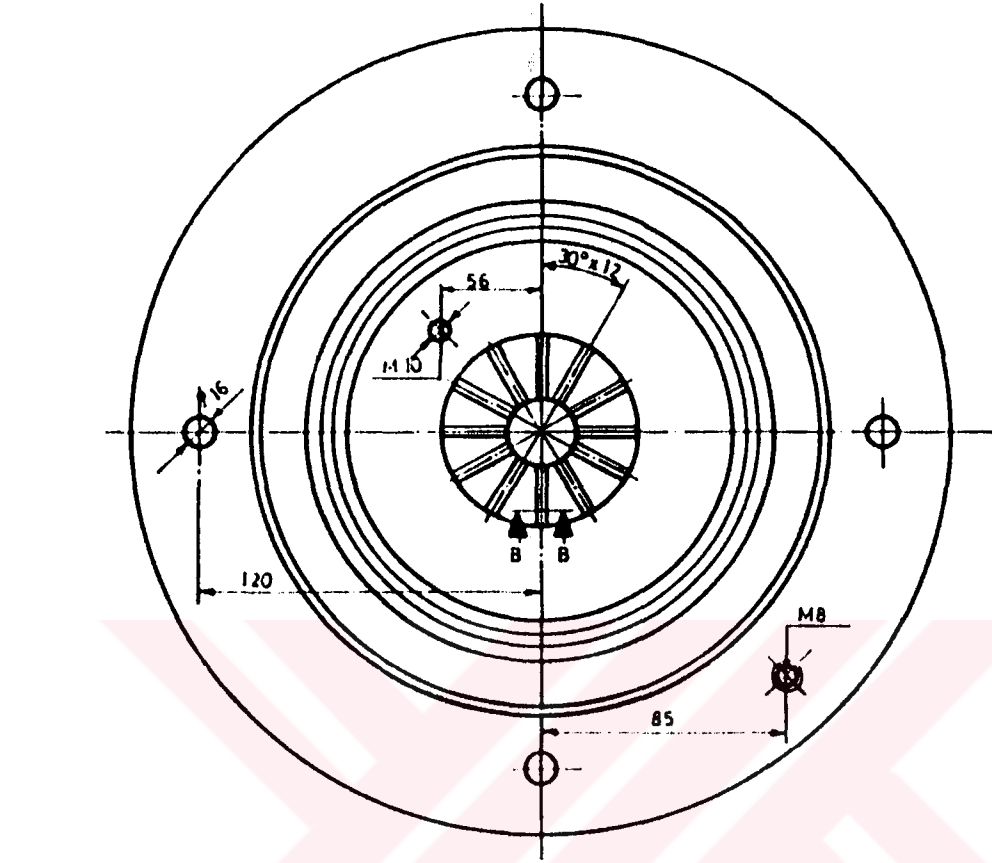
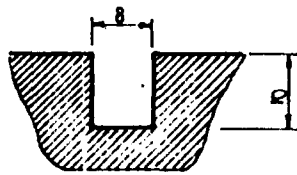
64



Şekil: 3-5

NO	PARÇA ADI	ADET	MALZEME
1	TABLA	1	ST 50
2	LAMA YATAGI YUVASI	1	ST 50
3	LAMA (PAPUÇ)	1	ST 50
4	DENEY PARÇASI	1	KURŞUN BRONZU
5	TAHRİK MİLİ	1	ST 42 SEMENTELİ
6	SAPLAMA	1	ST 50
7	Z DEFORMASYON (ÇÖKME) İLETİM MEKANİZM	1	ST 42
8	ÇİFT TARAFLI TUTACAK	1	ALÜMİNYUM
9	KOMPARATÖR	1	STANDART

SAYI	KONTROL	ÖLÇEK	DENEY PARÇASININ ALT TABLAYA MONTAJI
	E. KOÇ		

DETAY I  
ÖLÇEK 1/1B-B KESİTİ  
ÖLÇEK 1/1

Şekil : 3-6

Ø 80	h 9	- 0.074
Ø 30	h 6	+ 0.016
Ö L Ç Ü	İ Ş A R E T	T O L E R A N S

ORTA KARBONLU ÇELİK	1/3	1	YATAK KAİDESİ	A. Osman KURBAN	E. KOÇ		
MALZEME	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN	KONTROL	TARİHİ	RESİM NO

dir. Buradan, ortalama kasnak çapı ( $D_{1,0} = 135,5$  mm) bulunur. Çevrilen kasnağın (20 nolu mille irtibatlı) : Geometrik büyüklükleri ;

Dış çapı ( $D_{d2}$ ) : 135 (mm)

İç çapı ( $D_{i2}$ ) : 108.8 (mm)

Derinlik : 15.4 (mm)

kullanılarak ortalama kasnak çapı ( $D_{2,0} = 121,9$  mm) bulunur. Motordan elde edilebilen maksimum nominal devir 2545 d/dak olmasına rağmen AC motorlarında hız kontrol cihazı ile motordan 100 - 3000 d/dak aralığında farklı devirler elde edilebilmektedir. Bunun için ; tahvil oranının hesabında kullanılmak üzere Şekil-3.4'de 22 nolu konik dişli çiftinin diş sayıları dikkate alınır.

Çeviren dişlideki diş sayısı  $z_1 = 21$  adet.

Çevrilen dişlideki diş sayısı  $z_2 = 30$  adet.

$i$  : Tahvil oranını göstermek üzere ;

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_{2,ort}}{D_{1,ort}}$$

bağıntısı kullanılarak, 20 nolu yatay konik dişli milinin devir sayısı olan  $n_2$  bulunabilir.

### İş Mili Devir Hesabı

Tezgah motoru 100 d/dak ile dönerken üst yatak yani iş mili devir sayısı ; yukarıda verilen çevrim oranları ve geometrik büyüklükler dikkate alınarak, çeviren kasnağın ortalama çapı  $D_{1,0} = 135.5$  mm, çevrilen kasnağın ortalama çapı  $D_{2,0} = 121.9$  mm olduğuna göre 20 nolu iş miliyle irtibatlı, 22 nolu konik dişli milinin devir sayısı,

$$n_2 = 100 \frac{135,5}{121,9}$$

yazılarak  $n_2 = 111$  d/dak olarak bulunur. Elde edilen  $n_2$  devir sayısı konik dişlilerin diş sayısı olan,  $i = z_2/z_1$  tahvil oranına bağlı olarak, Şekil-3.4'deki 9 nolu hareketli olan üst yatağa iletilmektedir.

20 nolu milin ve dolayısıyla üst yatağın devir sayısı  $n_3$  olmak üzere ;

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_2}{n_3}$$

bağıntısı kullanılarak, motor 100 d/dak ile dönerken, 9 nolu iş mili (üst yatak),

$$\frac{30}{21} = \frac{111}{n_3}$$

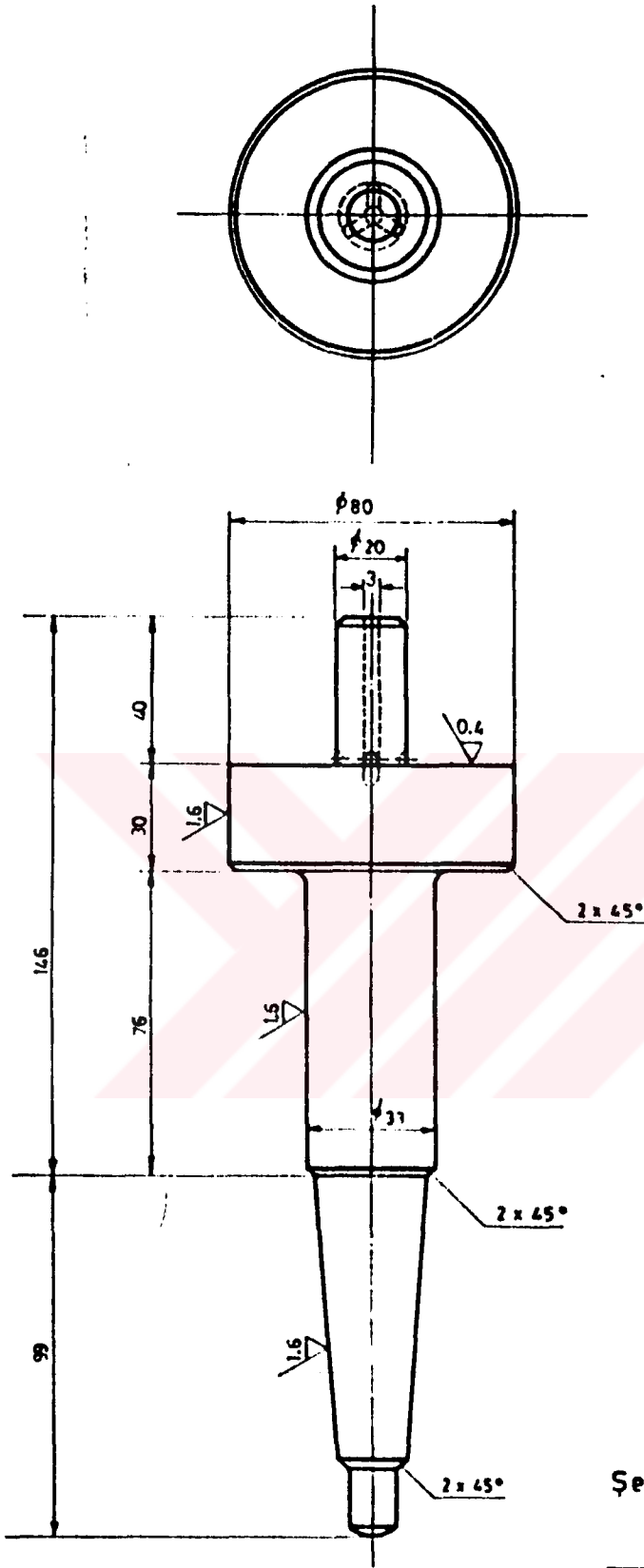
den  $n_3 = 78$  d/dak olarak bulunur.

### **İş Mili Güç Hesabı**

14 nolu motordan, 9 nolu üst yatağa aktarılan güç hesabı ; 3 kW olan motor gücü yaklaşık % 3'lük bir kayıpla konik dişlilerle irtibatlı yatay mile ve buradan da % 2'lik bir kayıpla 20 nolu milden, 9 nolu mile (üst yatağa) yani motordaki güç iş miline gelinceye kadar, mekanik ve ısı kayıplarından dolayı,  $N_3 = N_2 \cdot \eta$  ifadesiyle  $N_3 = 3.8$  BG, iş mili gücü olarak bulunur.

### **İş Mili Döndürme Momenti**

Motor yine 100 d/dak ile dönmekte iken 9 nolu üst yatak döndürme momentinin hesabı :  $N_2$  yatay konik dişli mili gücü,  $n_2$  devir sayısı ve  $M_{d2}$  döndürme momenti olmak üzere,  $M_{d2} = 71620 N_2/n_2$  bağıntısıyla,  $M_{d2} = 2550$  (kg.cm) olarak bulunur. Buradan 9 nolu iş mili döndürme momenti ise % 2'lik bir kayıpla,  $M_{d3} = i \cdot \eta \cdot M_{d2}$  eşitliğiyle  $M_{d3} = 1,428 \cdot 0,98 \cdot 2550$  yazılarak,  $M_{d3} = 3569$  (kg.cm) dir. Yukarıda, yalnız motorun 100 d/dak'ya karşılık gelen, iş mili devir sayısı, döndürme momenti gibi büyüklükler hesaplanmıştır. Bununla ilgili bilgisayar programı yapılmış, motor milinin 100 - 3000 d/dak'da 100'er d/dak aralıklarla artan devir sayıları için 9 nolu iş milinin devir sayıları, döndürme momenti ve aktarılan güç değerleri Tablo-3.1'de verilmiştir.

(  $\nabla_{1.6}$  -  $\nabla_{0.4}$  )

Şekil: 3-7

φ 20	h 5	-0.009
φ 33	h 9	-0.062
φ 80	h 8	-0.046
ÖLÇÜ	İŞARET	TOLERANS
E KOÇ		
KONTROL	TARİH	RESİM NO

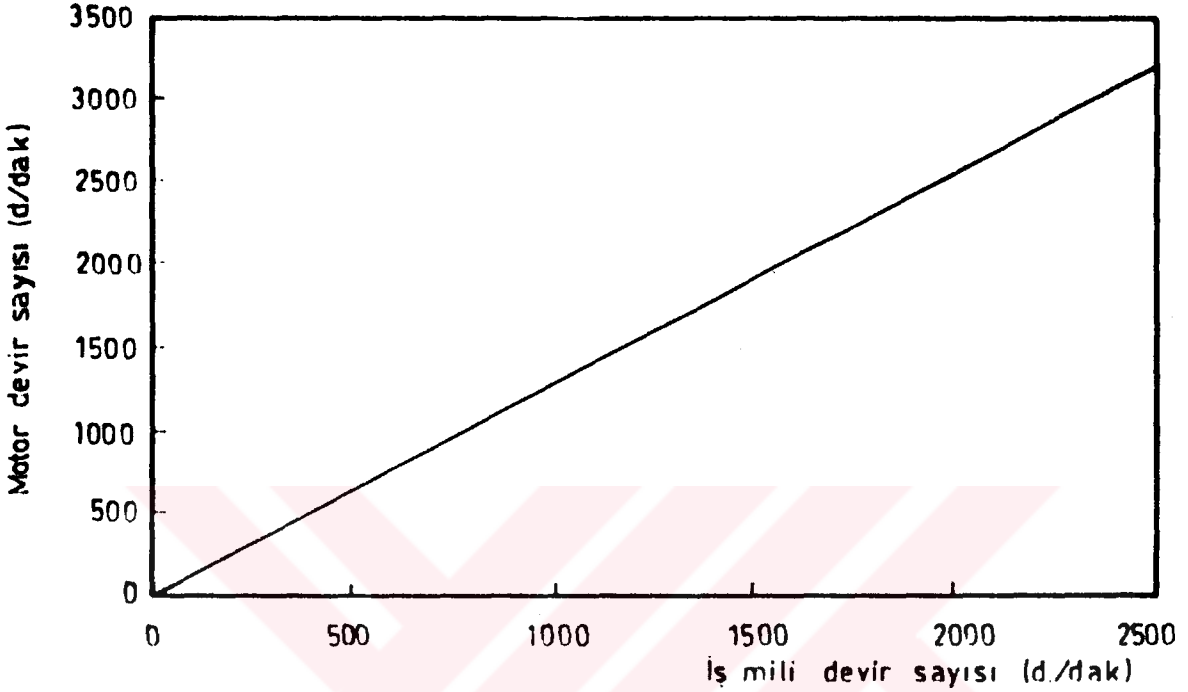
sementeli orta karbonlu çelik	1/2	1	ÜST YATAK VE MİLİ	A. Osman KURBAN
MALZEME	ÖLÇEK	SAYI	PARÇA ADI	ÇİZEN

Tablo-3.1 : Devir, Güç ve Döndürme moment değerleri

$n_1$	$N_1$	$n_2$	$M_{d3}$	$N_3$
100	3.95	78	3569	3.88
200	3.95	156	1785	3.88
300	3.95	233	1190	3.88
400	3.95	311	892	3.88
500	3.95	389	714	3.88
600	3.95	467	595	3.88
700	3.95	545	510	3.88
800	3.95	622	446	3.88
900	3.95	700	397	3.88
1000	3.95	778	357	3.88
1100	3.95	856	324	3.88
1200	3.95	934	297	3.88
1300	3.95	1011	275	3.88
1400	3.95	1089	255	3.88
1500	3.95	1167	238	3.88
1600	3.95	1245	223	3.88
1700	3.95	1323	210	3.88
1800	3.95	1401	198	3.88
1900	3.95	1478	188	3.88
2000	3.95	1556	178	3.88
2100	3.95	1634	170	3.88
2200	3.95	1712	162	3.88
2300	3.95	1790	155	3.88
2400	3.95	1867	149	3.88
2500	3.95	1945	143	3.88
2600	3.95	2023	137	3.88
2700	3.95	2101	132	3.88
2800	3.95	2179	127	3.88
2900	3.95	2256	123	3.88
3000	3.95	2334	119	3.88

Ayrıca motor çıkış devri ile 9 nolu üst yatak devir sayısının kalibrasyon eğrisi Şekil-3.8'de verilmiştir. Bunun kullanımı ise ; motor mili

500 d/dak ile dönmekte iken ( $n_1$ ), iş milinin devir sayısı ( $n_2$ ) : 389 d/dak, iş mili döndürme momenti ( $M_{d3}$ ) : 714 kg.cm ve iş miline aktarılan güç ( $N_3$ ), % 5'lik bir kayıpla 3.88 BG'ne düşmektedir.



Şekil-3.8 : Motor devir sayısı ile iş mili hızının değimi.

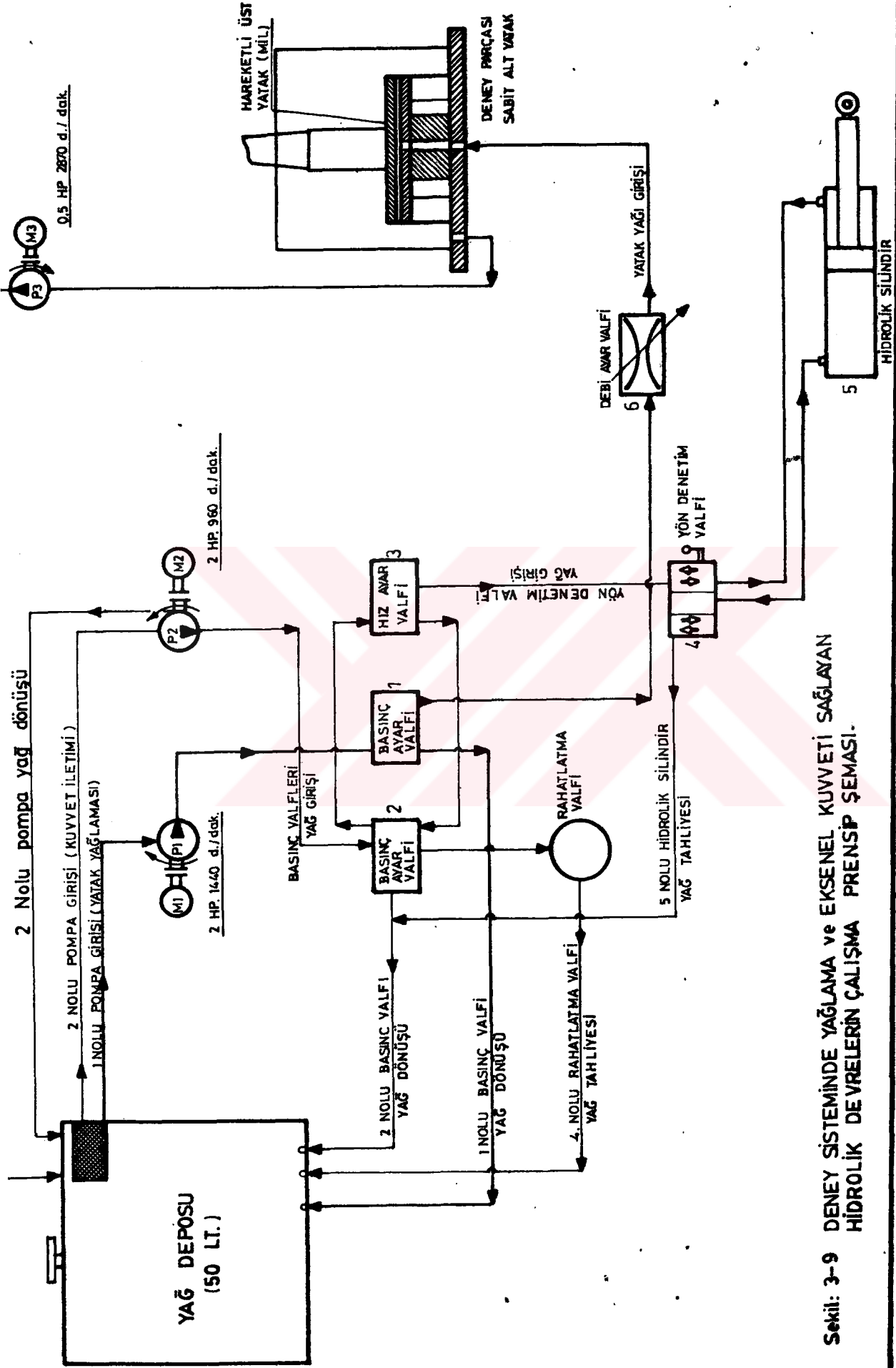
### 3.2.3. Deneyde Kullanılan Hidrolik Yükleme Düzeneği

Deneyde numune üzerine (Şekil-3.4'de No.8), aksenal yönde kuvvet uygulayabilmek için hidrolik deney setinden yararlanıldı (Şekil-3.9). Bu amaçla hidrolik deney setine 1 ve 3 nolu motor - pompa sistemi, basınç ve debi ayar valfi, manometreler ile devre bağlantı elemanları eklendi. Yağ deposu büyütülerek yatak yağlamasında kullanılan yağın ısınma nedeniyle viskozitesinin deney sonuçlarını büyük ölçüde etkilemeyecek bir şekilde düşmesi önlenmiştir.

### 3.2.4. Hidrolik Devrenin Çalışma Prensibi

Hidrolik devre elemanları ; yağ deposu, pompalar, vanalar ve valfler hidrolik silindir ile diğer hareketlilerden meydana gelmiştir (Şekil-3.9). Devre elemanı, hem yatak yağlamasında hem de aksenal kuvvet iletiminde





Sekil: 3-9 DENEY SİSTEMİNDE YAĞLAMA ve EKSENEL KUVVETİ SAĞLAYAN HİDROLİK DEVRELERİN ÇALIŞMA PRENSİP ŞEMASI.

kullanılmaktadır. Hidrolik devre elemanında konstrüksiyon değişikliği yapılarak, aksenal kaymalı yatak deneyinde kullanılabilir bir şekle getirildi. Hidrolik deney seti kapalı bir devrede teşekkül etmiş olup, çalışma prensibi aşağıda özetlenmiştir.

### 3.2.5. Yağlama Prensibi

Şekil-3.4'de No.8 ve 9'da gösterilen, alt ve üst yataktaki metal - metal temasının önlenmesi ve minimum yağ film kalınlığının belirlenmesi için yatak yağlaması son derece önemlidir. Şekil-3.9'da şematik olarak yağlama ve yükleme hidrolik devresini göstermektedir. Burada ; sistemdeki yağ 50 litre kapasiteli bir depodan, 1 nolu pozitif deplasmanlı dişli pompa (2 HP, 1440 d/dak) ile emilerek sabit bir çalışma hızında, 1 nolu basınç ayar valfine gönderilmektedir. Burada yağ basıncının ayarlanan basıncın üzerinde olması halinde, valften depoya tahliye olabilmektedir. Basıncı ayarlanarak 6 nolu debi ayar valfinden geçen yağ, yatak yağlaması ve film kalınlığının oluşumu için numuneye iletilmektedir.

Deneyde minimum yağ film kalınlığının belirlenmesi için kramayer dişli kutusunun (Şekil-3.4'de No.12) üzerine manyetik tabla ve bunun 1/1000 mm ölçekli komparatörü ilave edildi. Üst yatak ve mili (Şekil-3.4'de No.9) başlangıçta hareketsiz iken komparatör sıfırlanmaktadır. Yağlama yağı, sistem basıncının etkisiyle, 9 nolu üst yatak ve milini yukarı yönde hareket ettirmektedir. 21 nolu manyetik tabla ile irtibatlı olan komparatörden okunan değer alt kısmı boşaltılmamış bölgedeki minimum film kalınlığıdır (Şekil-3.4'de No.8). Deney sonrası toplanan yağ, 3 nolu pompa (0.5 PS 2870 d/dak) ile depoya geri gönderilebilmektedir.

### 3.2.6. Eksenal Kuvvet İletimi

**Prensibi ve Devre Şeması :** Şekil-3.4'de No 16 ve 17 olarak gösterilen hidrolik silindir ile 9 nolu üst yatağa aksenal yönde hidrolik kuvvet uygulanmaktadır. Bunun için 12 nolu kramayer dişli mili değiştirilerek, 17 nolu hidrolik silindirle irtibatlı eksantrik moment kolu eklendi (Şekil-3.4'de No.11). Şekil-3.9'daki hidrolik devre elemanı dikkate alınarak, numune üzerine kuvvet iletimi şu şekilde olmakta ; 2 nolu pompa (2 HP 960 d/dak) ile depodan emilen yağ, basınç ve hız ayar valfinden

geçerek, 4 nolu yön denetim valfine ve buradan da kuvvet iletimi için 5 nolu hidrolik silindire gönderilmektedir.

### Kuvvet İletiminin Hesabı

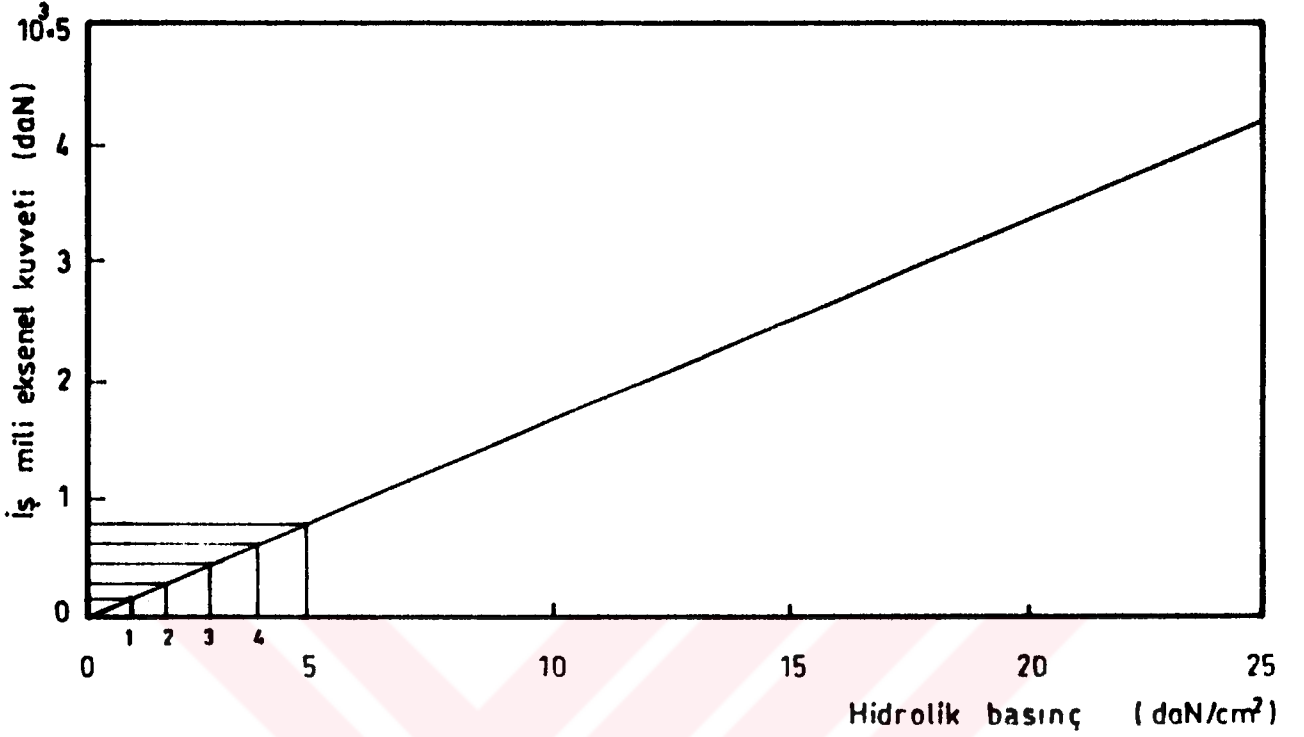
Eksenel kuvvet iletiminde Şekil-3.4'deki 7 nolu veya Şekil-3.9'daki 2 nolu basınç ayar valfi vasıtası ile hidrolik silindire gönderilen yağın basıncı kontrol edilebilmektedir. Şekil-3.4'e göre hidrolik silindirden sabit alt yatağa uygulanan eksenel kuvvetin hesabı ; basınç ayar valfi çıkışındaki basıncın 2 bar olması halinde (Şekil-3.4'de No.7), 8 nolu yatağa gelen eksenel kuvvetin büyüklüğünü bulmak için 17 nolu hidrolik silindir piston çapı :  $D_p = 72$  mm ; hidrolik silindirdeki kuvvet ( $F_{i\dot{s}}$ );  $F_{i\dot{s}} = p_s \cdot A_p$  bağıntısıyla  $F_{i\dot{s}} = 81$  daN olup,  $A_p$  pistonun kesitidir. Bulunan bu büyüklük, 11 nolu eksantrik moment koluna uygulanan kuvvettir. Döndürme momentine esas olan 11 nolu moment kolu uzunluğu :  $L_m = 75$  mm, 12 nolu kramayer dişlinin bölüm dairesi çapı  $D_1 = 36.5$  mm'dir. Bu büyüklüklere göre 8 nolu sabit alt yatağa eksenel olarak uygulanan kuvvet ;

$$F_{i\dot{s}} \cdot L_m = F_{ek} \cdot \frac{D_1}{2}$$

bağıntısıyla,  $F_{ek} = 81 \cdot 75 \cdot 2/36,5$  yazılarak,  $F_{ek} = 334$  daN bulunur. Farklı basınç değerlerini kapsayan, bir bilgisayar programı yapılmış olup, 8 nolu yataktaki eksenel kuvvetin değerleri Tablo-3.2'de verilmiştir. 25 bar'a kadar olan basınç değerlerine karşılık gelen eksenel kuvvetin ( $F_{ek}$ ) değerleri hesaplanmış ve kalibrasyon eğrisi olarak Şekil-3.10'da gösterilmiştir.

Tablo-3.2 : Basınçla aksenal kuvvet değişimi

$P_2$ (Bar)	$F_{ek}$ (daN)	$P_2$ (Bar)	$F_{ek}$ (daN)
1	167	31	5187
2	334	32	5354
3	501	33	5521
4	669	34	5689
5	836	35	5856
6	1004	36	6023
7	1171	37	6191
8	1338	38	6358
9	1506	39	6525
10	1673	40	6692
11	1840	41	6860
12	2008	42	7027
13	2175	43	7195
14	2342	44	7362
15	2510	45	7529
16	2677	46	7697
17	2844	47	7864
18	3012	48	8031
19	3179	49	8199
20	3346	50	8366
21	3514	51	8533
22	3681	52	8701
23	3848	53	8868
24	4016	54	9035
25	4183	55	9203
26	4350	56	9370
27	4518	57	9537
28	4585	58	9705
29	4552	59	9872
30	5020	60	10039

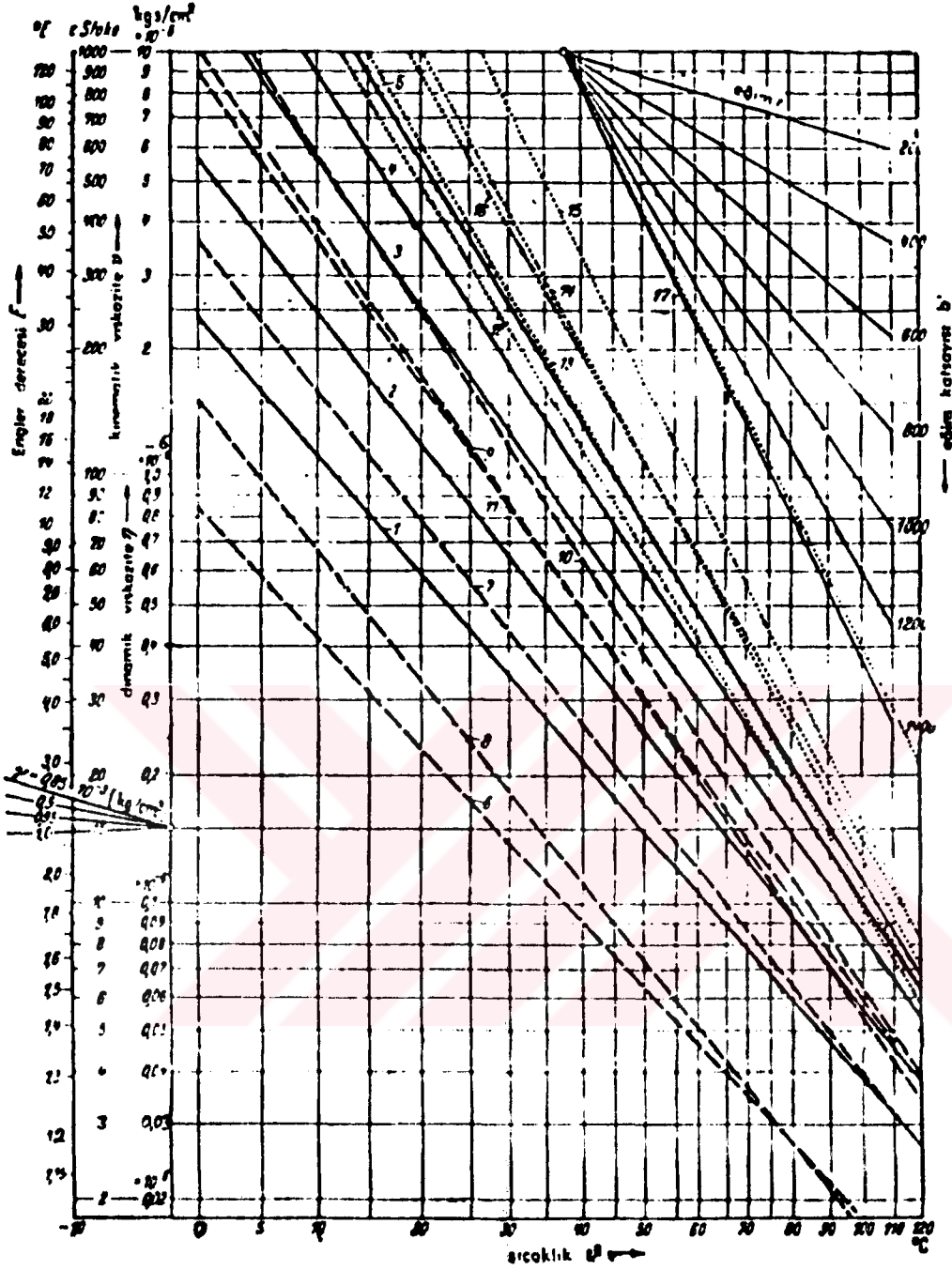


Şekil-3.10 : Eksenel kuvvetle basınç değişimi

Deneyde, kuvvet iletimi ve yatak yağlamasında madeni yağlardan Shell 68 (33) nolu sıvı yağ kullanıldı. Yatak yağlamasında kullanılan sıvı yağlayıcılarda viskozite oldukça önemlidir. Shell yağlarının viskozite değerlerinin bilinmesine esas olan, viskozite - sıcaklık diyagramı Şekil-3.11 de verilmiştir. Şekil-3.11'e esas olarak Shell yağlarının viskozite - sıcaklık diyagramının kullanımı için ;

1. Voltol 0 ( $\rho = 0.903$ ) mil yağı, 2. Voltol II ( $\rho = 0.892$ ) iş makineleri, kompresörler, pompalar, buharlı makineler, tahrik vasıtaları için. 3. Voltol III (0.92), Voltol IV (0.926), Voltol V (0.930) yağları için fazla yüklenen dişli kutusu ve yataklarda kullanılır.

Uzun ömürlü yağlar, su ile karışmazlar, patlamalı motorlar, kompresörler, dişli kutuları ve ilaveten ısınan yataklar için : 6. Shell-yağı JY1 (0.875) mil yağı, 7. Shell-yağı JY3 (0.884) ağır mil yağı, soğutma makineleri için, 8. Shell-yağı AB 11 (0.873) çok düşük sıcaklıklar için soğutma makinası yağı, 9. Shell-yağı BC 8 (0.89) buhar türbinleri, dişli kutuları için, 10. Shell-yağı 9 (0.9) gemi buhar türbinleri için.



Şekil-3.11 : Shell yağları için viskozite - sıcaklık diyagramı [36].

11. Shell-yağı BG 8 (0.8) su türbinleri için. 12. Shell-yağı CY 3 (0.910), 13. Shell-yağı CY 3 (0.911), 14. Shell-yağı CY 4 (0.915), 15. Shell-yağı CY 6 (0.913) yağları dizel motorlar için. 16. Shell-yağı HDD (0.915), 17. Shell-yağı HDS (0.930) yağları ise karışık sürtünme bölgesinde, fazla zorlanmalar için yüksek basınç dişli kutusu yağı, örneğin sonsuz vida dişli kutularında kullanılır.

### 3.3. DENEY METODU VE TEST YATAKLARI

Şekil-3.1 ve 3.2'de yapım resimleri verilen malzemelerden iki tür yatak imal edilerek Şekil-3.1'de görülen bronz yatak teste tabi tutuldu. Şekil-3.4'deki 8 nolu yatağın alt tablaya montajı yapılarak sabitleştirildi. Sabit alt yatağın sistem çalışırken, önce düzgün olan yüzeyi, her iki uçtaki eğimli boşaltmalar nedeniyle, elastik deformasyona uğramakta. Sinüzoidal formu dolayısıyla de daralan ve genişleyen yağ filmi konfigürasyonunu oluşturmaktadır. Başlangıçta deformasyon yokken ( $\delta = 0$ ) çökme olmamaktadır (Şekil-3.5'de No.4). Buna karşılık numuneye uygulanan aksenal yük nedeniyle elastik deformasyon yani çökme meydana gelmektedir. Burada 7 nolu iletim mekanizması vasıtasıyla 9 nolu komparatörden veya elektronik olarak çalışan pürüzlülük ölçüm cihazıyla çökme miktarı mikron mertebesinde ölçülebilmektedir. Böylece hidrodinamik yatak teorisine göre basınç alanı oluşmaktadır. Deney sonuçları kısmında da verildiği gibi elastik deformasyon, sistemin daha fazla yük taşımasını sağlamaktadır. Yatak elemanlarının sıcaklık kontrolleri Elimko 6000 - NiCr-Ni esaslı termokupl ile taşınan yüke esas olan basınç değerleri için de 0 - 700 bar ölçme kapasiteli BHL 3020 - 00 model basınç transduseri ve bunun amplifier'i kullanıldı.

#### 3.3.1. Test Yataklarının Geometrik Yapısı

Elastik deformasyona uğrayabilecek şekilde imal edilen yatakların geometrik yapıları Şekil-3.1 ve Şekil-3.2'de verildi. Bunlar kurşun bronz ve orta karbonlu çeliktir.

#### Kurşun Bronzu :

Şekil-3.1'de verilen kurşun bronz yatağın alt kısımları A-A kesitinde belirtildiği gibi her iki uçtan eğimli bir şekilde simetrik olarak boşaltmalar yapıldı. Numune, bronz malzemeden imal edilmiş, yağ girişi için vidalı olan alt kısmına M10 çapında delik açılmıştır. Yatağın yüzeyi hassas işlenmiş olup, yük taşıyıcı yüzeye esas olan çapı ise 80 mm dir. Deformasyona uğrayan kalınlık 2 mm'dir. Yatağın yük taşımasına esas olan basınç değerlerinin belirlenmesi için yatak yüzeyine 1, 2 ve 2.5 mm

iç çaplarındaki kapiler borular, 6 mm aralıklı olarak yerleştirildi. Yatağın orta kısmı, yük taşıyıcı dış yüzeyinden itibaren 20 mm çapında ve 95 mm derinliğinde boşaltıldı. Böylece, hem üst yatağın (Şekil-3.4 No.9), alt yatak üzerindeki normal hareketi hem de belli tolerans dahilinde, yatak yağlanması için yağ girişi sağlanmış olmaktadır. Üst yatak ve milinin detay resmi ise Şekil-3.7'de verilmiştir. Şekilde ; 40 mm uzunluk ve 20 mm çapındaki mil kısmı, deney esnasında hem dengeleyici hem de merkezinde bulunan 3 mm çapındaki delik, yatak yağlamasında kullanılmaktadır. Orta karbonlu çelikten mamul üst yatak ve milinin deney tezgahı ile bağlantılı olan kısmının geometrik yapısı standart olup, Mors koniği şeklinde imal edildi.

### **Orta Karbonlu Çelik Yatak :**

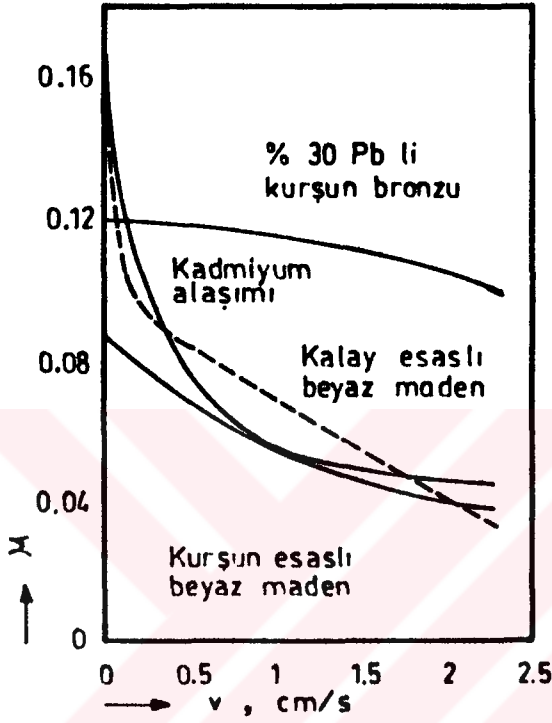
Şekil-3.2'de yapım resmi verilen alt yatak ve tablası, deney test yatağı olarak imal edildi. Yük taşımaya neden olan elastik deformasyon meydana gelebilmesi için yatağın alt kısmı, Şekil-3.1'de görülen kısmi boşaltmalar yerine burada tamamen 2 mm kalınlığa kadar boşaltıldı. Alt yatak dış çap itibarıyla 160 mm, elastik deformasyona uğrayabilen boşaltılmış kısmın çapı ise 103 mm olarak imal edildi. Yatağın tablaya vidalanabilen alt kısmının çapı 57 mm olup, Şekil-3.3'de No.19'a montajı yapılabilmektedir. Sabit alt yatak Şekil-3.2'de görüldüğü gibi ölçülendirilmiş ve vidalanan orta kısmı yağ girişine izin verebilecek şekilde imal edildi. 160 mm çapındaki yük taşıyıcı alın kısmının altına çevresel olarak 12 adet lama (pabuç) yerleştirildi. Lamalar 7.5 mm kalınlığında olup hassas işlendi (Şekil-3.2). Sabit alt yatak orta karbonlu çelikten, üst yatak ve mili ise sementeli orta karbonlu çelikten imal edildi.

### **3.3.2. Yatak Malzemeleri**

Kaymalı yatakların kullanıldığı hidrodinamik ve hidrostatik yağlama şartlarında çalışan bir kısım sistemlerde yatak sistemi ; mil (hareketli eleman) ile yatak (sabit eleman) elemanlarından oluşmaktadır. Sabit alt yatağın daha yumuşak malzemelerden yapılmasına karşılık, mil daha sert malzemeden imal edilir. Yatağın ilk hareketinde veya durma esnasında, yüzey temasları bakımından kullanılan yatak malzemeleri oldukça önemlidir.

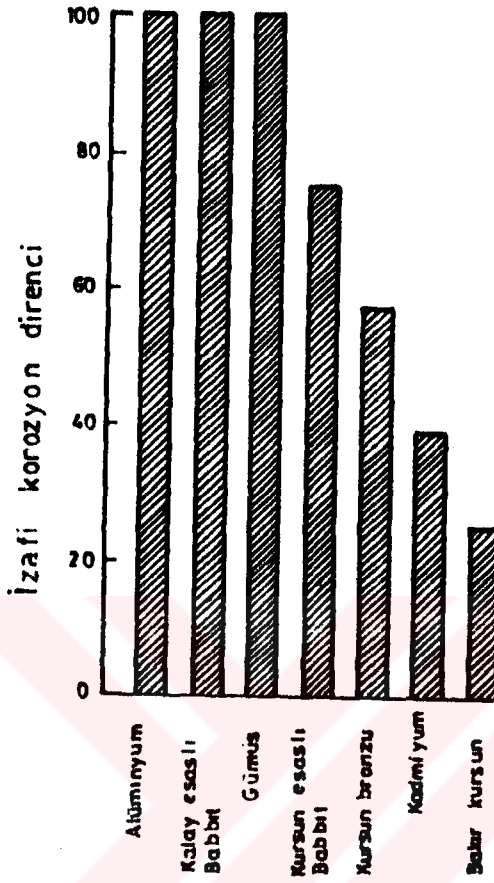


Buna göre, aşınmaya tesir eden sürtünme katsayısı ve korozyon direnci Şekil-3.12 ve Şekil-3.13'de verilmiştir [35].



Şekil-3.12 : Sürtünme katsayısının hıza göre değişimi [35].

Yatak malzemesi olarak bir çok malzeme bilirmekle beraber, pratikte metal ve metal olmayan yatak malzemeleri kullanılmaktadır. En çok kullanılan yatak malzemelerinden birisi bronzdur. Kalay ve kurşun bronzu olarak, bileşimlerine göre ayrılmaktadır. Bileşiminde ; % 11 - 12 Sn, % 0.3 - 0.5 Ni ve % 0.25 - 1 fosfor bulunan, dökülebilen kalay bronzu en iyi yatak malzemesi olarak kabul edilmektedir. Yatak malzemesi olarak, bir çok özelliği bünyesinde toplamış tek bir malzeme yoktur. Buna karşılık, bir kısım yatak malzemeleri sürtünme bakımından istenilen özellikte olduklarından tercih edilebilmektedir. Burada asıl problem, bir sistem için çalışma şartlarına göre en uygun malzemeyi seçebilmektir.



Şekil-3.13 : Çeşitli yatak malzemelerinin korozyona dayanıklılığı [35].

Deneyde yatak malzemesi olarak kurşun bronzu kullanıldı. Bronz yatak ; bileşiminde ağırlıkça % 83,88 Cu, % 7,55 Pb olmak üzere Tablo-3.3'de verildiği gibi diğer alaşım elemanlarından oluşmuştur.

Tablo-3.3 : Deney yataklarının kimyasal bileşimi.

Malzeme	Nominal yatak çap (mm)	Yüzey Pürüzlülüğü (µm)	Malzeme Analizi (Ağırlık) (%)									
			Mn	Si	P	Ni	Al	Fe	Sn	Pb	Zn	Cu
Kurşun Bronzu	80	0,6	10 <sup>-3</sup>	0,02	0,09	0,02	0,02	0,04	4,99	7,55	3,38	83,88
Orta Karbonlu Çelik	160	0,8	Mn	Si	P	S	Cr	Fe	Mo	C		
			0,75	0,25	0,04	0,04	0,95	97,97	0,20	0,29		

Bronz yatağın ve orta karbonlu çelik yatağın yüzeyi taşlanarak hassas bir şekilde işlendi. Bunlar yüzey pürüzlülüğüne göre parlatılmış yüzeyli malzeme olup, kurşun bronzunun diğer özellikleri şu şekildedir ; çekme dayanımı  $25 \text{ daN/mm}^2$ , uzama değeri % 15, sertlik (HB)  $65 \text{ daN/mm}^2$ 'dir.

### 3.4. DENEY SONUÇLARI

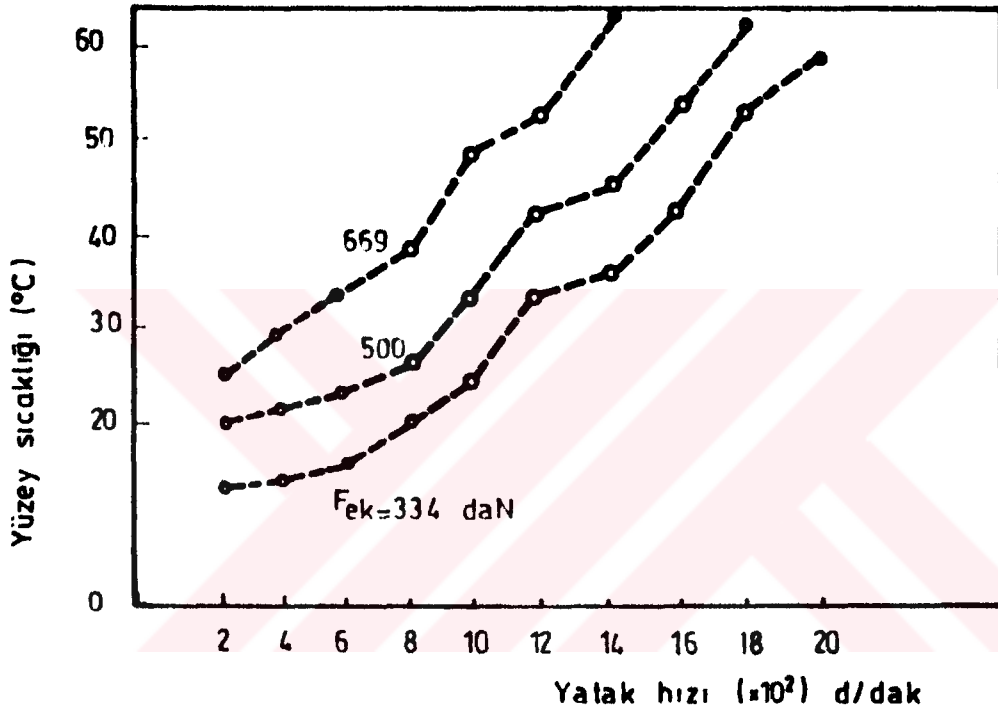
Şekil-2.1'de verilen modele uygun olarak, Şekil-3.1'de ve Şekil-3.2'de yapım resimleri görülen aksenal yataklar imal edilmiştir. Bunlardan Şekil-3.1'de verilen kurşun bronzu teste tabi tutularak, deney sonuçlarıyla teorinin mukayese imkanı sağlanmıştır. Yatağın alt boşaltma faktörü  $Q$  ve sistem basıncı  $\bar{p}_s$ 'e bağlı farklı çökme miktarlarına karşılık gelen toplam yük taşıma kapasitesi, ilk önemli değerler olarak deneyde araştırıldı. Teoride yatak boyunun 132 mm alınmasına paralel olarak, çalışmada numunenin yatak boyunun yine 132 mm olan bölgesindeki çökme, basınç ve sıcaklık gibi değerler araştırıldı. Şekil-3.1'de bronz yataktaki kapiler borulardan, yük taşınmasına esas olan basınç değerleri belirlendi. Yapılan deneyde şu büyüklükler araştırıldı ;

- Farklı aksenal kuvvetlerde ( $F_{ek} = 334 - 501$  ve  $669 \text{ daN}$ ), yatak hızıyla sıcaklığın değişimi,
- Farklı aksenal kuvvetlerde, yatak hızıyla çökme miktarının değişimi,
- Sistem basıncı olan  $\bar{p}_s$ 'in küçük değerlerinde ( $\bar{p}_s \approx 0.$ ), farklı çökme miktarlarında, toplam yükün-alt boşaltma faktörü  $Q$ 'nün 0.50 büyüklüğü için değişimi,
- $\bar{p}_s = 0,7 \cdot 10^{-3}$  büyüklük sınırında hidrodinamik basınca esas olan toplam yükün çökme ile değişimi incelendi.

#### Hız İle Sıcaklığın Değişimi

Şekil-3.9'da, 2 nolu basınç ayar valfinden,  $p_2 = 2, 3$  ve  $4 \text{ bar}$ 'lık bir basınç uygulandı. Bu basınç değerlerine karşılık gelen aksenal yükler sırayla 334, 501 ve 669 daN olarak üst yatağa iletilmektedir (Tablo-3.2). Ölçülen minimum yağ film kalınlığı :  $8 \text{ } \mu\text{m}$ , sistem basıncı olan yağlama yağı, yatak girişinde 7 bar olarak alındı. Bu büyüklüklerle yatak yüzeyindeki sıcaklığın, yatak hızı ile değişimi Şekil-3.14'de verilmiştir. Şekil-3.14'de yatak hızına bağlı olarak yüzey sıcaklığı artmaktadır. Sisteme

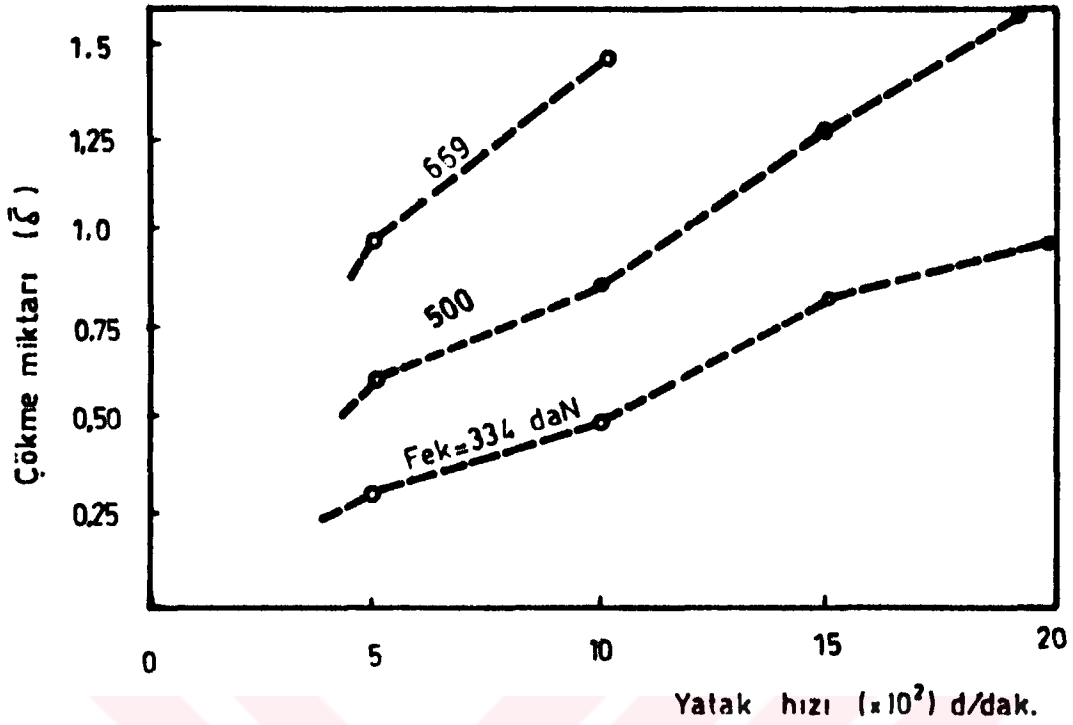
uygulanen yükün büyüklüğünün sıcaklık üzerinde önemli bir faktör olduğu görülmektedir. Deneyde sıcaklık artışı, Şekil-3.11'de viskozite - sıcaklık diyagramından görüleceği gibi kullanılan yağın viskozitesini düşürmektedir. Viskozitedeki azalma durumunda ise (2.16) veya (2.53) eşitliğine göre boyutsuz sistem basıncı olan  $\bar{p}_s$ 'in daha büyük değerler alması söz konusudur. Dolayısıyla düşük viskozite şartlarında, sisteme hidrostatik ( $\bar{p}_s > 0$ ) olarak daha büyük basınç değerleri gerekmektedir.



Şekil-3.14 : Yatak hızı ile sıcaklığın değişimi (Deney 1).

### Yatak Hızı ile Çökmenin Değişimi

Eksenel kuvvetin yine farklı alınması halinde ( $F_{ek} = 334, 501$  ve  $669$  daN) hız ile çökme değişimi Şekil-3.15'de verilmiştir. Buna göre yatağın boşaltılmış bölgedeki çökme miktarları uygulanan eksenel kuvvetlere bağlı olarak, yatak hızıyla artış göstermektedir. Deneyde sistem basıncı 7 bar olarak alınmış olup, yatağın yük taşıyıcı yüzey kesiti ise  $46 \text{ cm}^2$ 'dir. Boyutsuz basınca esas olan minimum film kalınlığı  $h_0 = 8 \text{ }\mu\text{m}$ , boyutsuz çökme miktarları  $\bar{\delta} = \delta/h_0$  değeriyle elde edildi. Alt boşaltma faktörü olan  $Q$  çökmeye neden olmakta ve çökmedeki değişim taşınan yükünde artmasını sağlamaktadır. Alt boşaltma faktörü  $Q$ 'nün mümkün olduğu kadar büyük tutulması



Şekil-3.15 : Yatak hızıyla çökmenin değişimi (Deney 2).

daha fazla yük taşınması bakımından uygundur.

Tablo-3.5 : Deney sonuçları (Deney 1 ve 2).

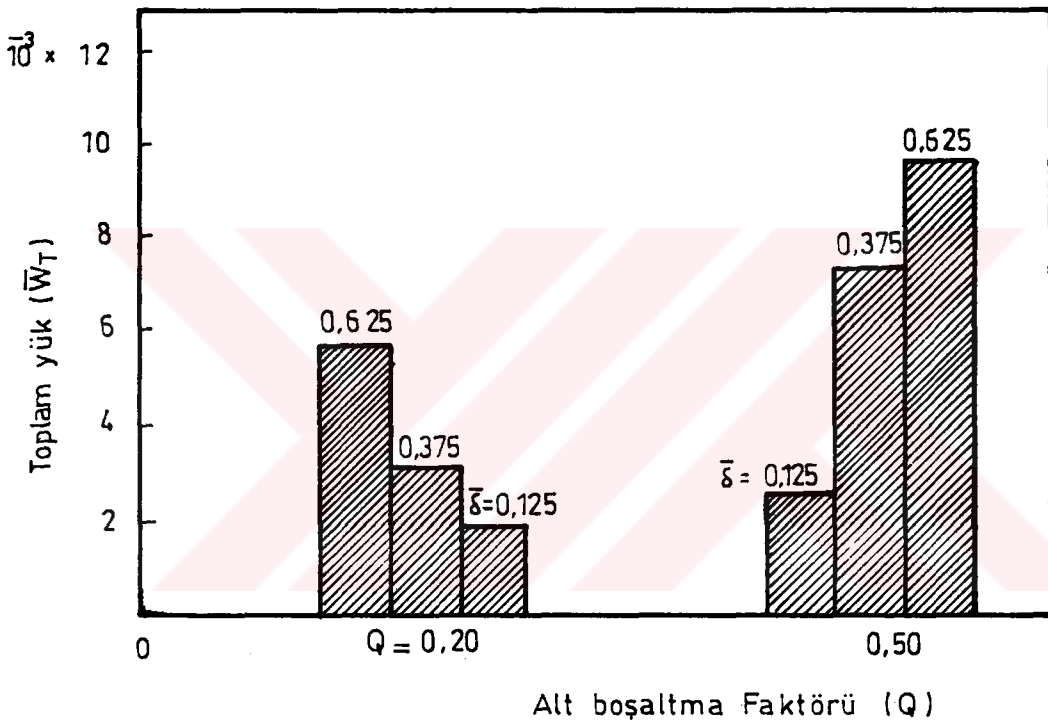
Uygulanan eksenel kuvvet (daN)	Yatağa uygulanan basınç (bar)	Devir sayısı aralığı (d/dak)	Sıcaklık değerleri ( $^{\circ}$ C)	Çökme Miktarı ( $\mu$ m)
334	7	600-1000-2000	18-25-58	3-4-7
500	10	600-1000-1600	23-33-54	5-7-11
669	14	600-1000-1400	33-48-62	9 - 12

### Yükün Alt Boşaltma Faktörü İle Değişimi

Alt boşaltma faktörü  $Q=020-050$  şartında, boyutsuz sistem basıncı olan  $\bar{p}_s = p_s h_0^2/n$  u  $L$  büyüklüğü dikkate alınarak toplam yükün, çökme ile değişimi Şekil-3.16'da verilmiştir. Burada,  $\bar{p}_s$ 'in sabit değeri için sistem giriş basıncı  $p_s = 3$  bar alındı. Minimum film kalınlığı  $8 \mu$ m, bronz

yatağın yarım çevre uzunluğu (L) 66 mm'dir. Deneyde kullanılan Shell 68 (33) yağının dinamik viskozitesi, ortalama çalışma sıcaklığı 40°C için 0.04 Pa.s alındı (Şekil-3.11). Üst yatağın (Şekil-3.4'de No.9) devir sayısı  $n_s = 1000$  d/dak ile sabit tutuldu (Tablo-3.1). Boyutsuz sistem basıncı  $\bar{p}_s$  ifadesindeki u değeri ;  $u = 2 \pi R_o n_s$  ifadesiyle,  $u = 2,64$  (m/s) dir. Boyutsuz sistem basıncı, yukarıda belirtilen deney büyüklükleriyle ;  $\bar{p}_s = 2,7 \cdot 10^{-3}$  olarak bulunur. Bu ise hidrodinamik şartlarına yakın bir büyüklüktür.

$$\bar{p}_s = 2,7 \times 10^{-3}$$



Şekil-3.16 : Toplam yükün Q ile değişimi (Deney 3).

Şekilde, ölçülen film kalınlığına göre çökme büyüklükleri boyutsuz formda verilmiştir. Deneyde alt kısmı boşaltılmış olan bölgeden, yük taşımaya ve Şekil-3.16'nın çizimine esas olan basınç ve çökme değerleri ölçülebilmektedir. Buna göre ; yatağa uygulanan aksel kuvvetin değeri 167 daN dur. Buna karşılık ölçülen çökme miktarı 1  $\mu$ m ve yatak yüzeyinden okunan, yük taşınmasına karşılık gelen basınç değeri 1 bardır. Dolayısıyla 46 cm<sup>2</sup>'lik yatakta taşınan toplam yük ise 46 daN olmaktadır. Uygulanan aksel kuvvetin değeri  $F_{ek} = 334$  daN ve ölçülen çökme miktarı ;  $\delta = 3$   $\mu$ m, yük miktarı için alınan ortalama basınç değeri 3 bar'dır. Buna göre yatakta taşınan aksel yük : 138 daN olmaktadır.

Eksenel kuvvetin  $F_{ek} = 500$  daN olarak uygulanması halinde, okunan çökme miktarı  $5 \mu\text{m}$  olmaktadır. Basınç ortalama değeri 4 bar, buna karşılık taşınan yükün büyüklüğü 184 daN'ı bulmaktadır. Bunlara göre ; yatakta taşınan her bir yük için (2.46) eşitliği ile verilen  $\bar{W}_T = W h_0^2 / \eta u b L^2$  ifadesi kullanılarak boyutsuz yükler bulundu. Burada alt boşaltma faktörü Q'ye bağlı olarak meydana gelen ve elastik deformasyona nedene olan çökme miktarındaki artış, taşınan toplam yükün artmasını da sağlamaktadır.

Tablo-3.6 : Deney sonuçlarının değerleri (Deney 3).

Uygulanan eksenel kuvvet (daN)	Yatağa uygulanan basınç (bar)	Çökme miktarı (mm) (Şekil-3.1'de 2 nolu bölge)	Yatak yüzeyindeki basınç (bar)	Yatakta taşınan eksenel kuvvet (daN) (Q= 0.50)
167	3.50	1	1	46
334	7.0	3	3	138
500	10.50	5	4	184

### Yükün Çökme İle Değişimi

Sabit alt yatağa uygulanan eksenel kuvvet ;  $F_{ek} = 334, 500, 667$  ve  $836$  daN, iş mili devir sayısı sabit olup 1000 d/dak ve yağ giriş sistem basıncı  $p_s = 2$  bar olarak alındı. Ölçülen minimum film kalınlığı ise  $h_0 = 8 \mu\text{m}$  dur. Eksenel kuvvetlere karşılık gelen (Şekil-3.1'de altı boşaltılmış kısım)ve ölçülen çökme değerleri ;  $\delta = 5, 7, 10$  ve  $14 \mu\text{m}$  ve yataktaki ortalama basınç büyüklükleri ise ; 4, 5, 6 ve 6 bar'dır. Buna göre boyutsuz çökme değerleri ;  $\bar{\delta} = 0.625, 0.875, 1.25$  ve  $1.75$ 'dir. Boyutsuz sistem basıncı bu büyüklükler ile (2.16) eşitliği kullanılarak,

$$\bar{p}_s = \frac{20 \cdot 10^4 (0,008 \cdot 10^{-3})^2}{0,04 \cdot 2,64 \cdot 66 \cdot 10^{-3}}$$

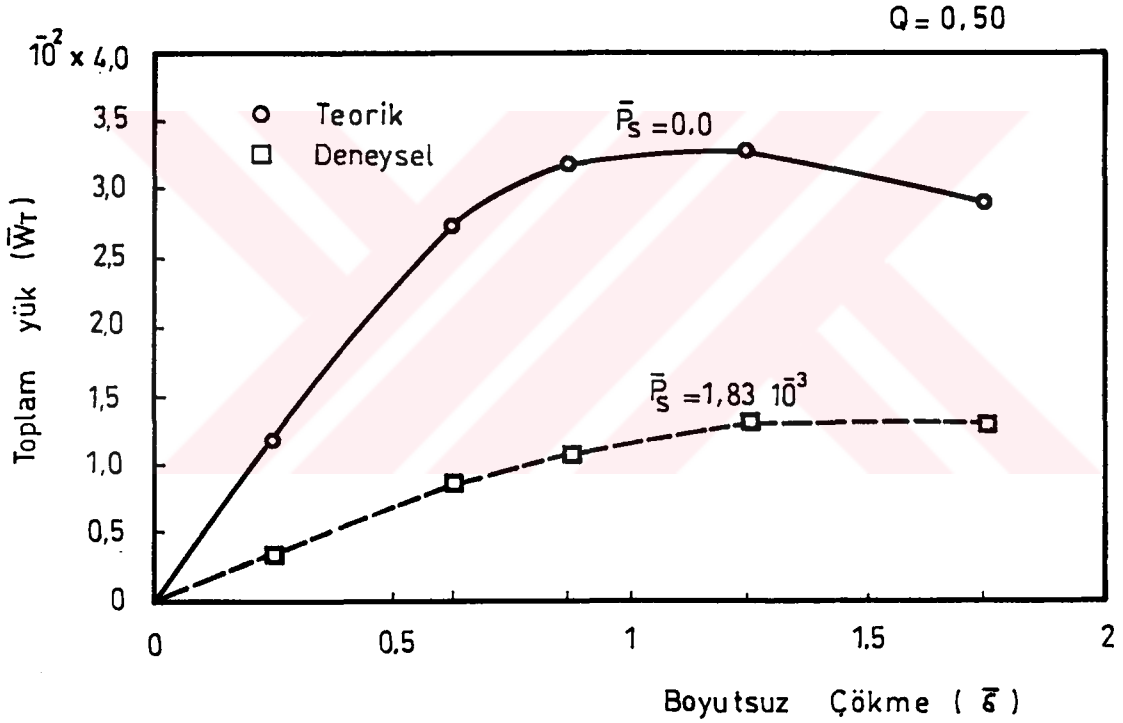
den  $\bar{p}_s = 1,83 \cdot 10^{-3}$  olarak bulunur.

Ölçülen her bir basınç değerlerine karşılık gelen boyutsuz yük ifadeleri (2.46) eşitliği kullanılarak ;

$$\bar{W}_{T1} = 8,67 \cdot 10^{-3} \quad , \quad \bar{W}_{T3} = 13 \cdot 10^{-3}$$

$$\bar{W}_{T2} = 10,84 \cdot 10^{-3} \quad \text{ve} \quad \bar{W}_{T4} = 13 \cdot 10^{-3}$$

olur. Bu büyüklüklerle, boyutsuz yük -  $\bar{W}_T$ 'nin çökme ile değişimi Şekil-3.17'de verilmiştir.



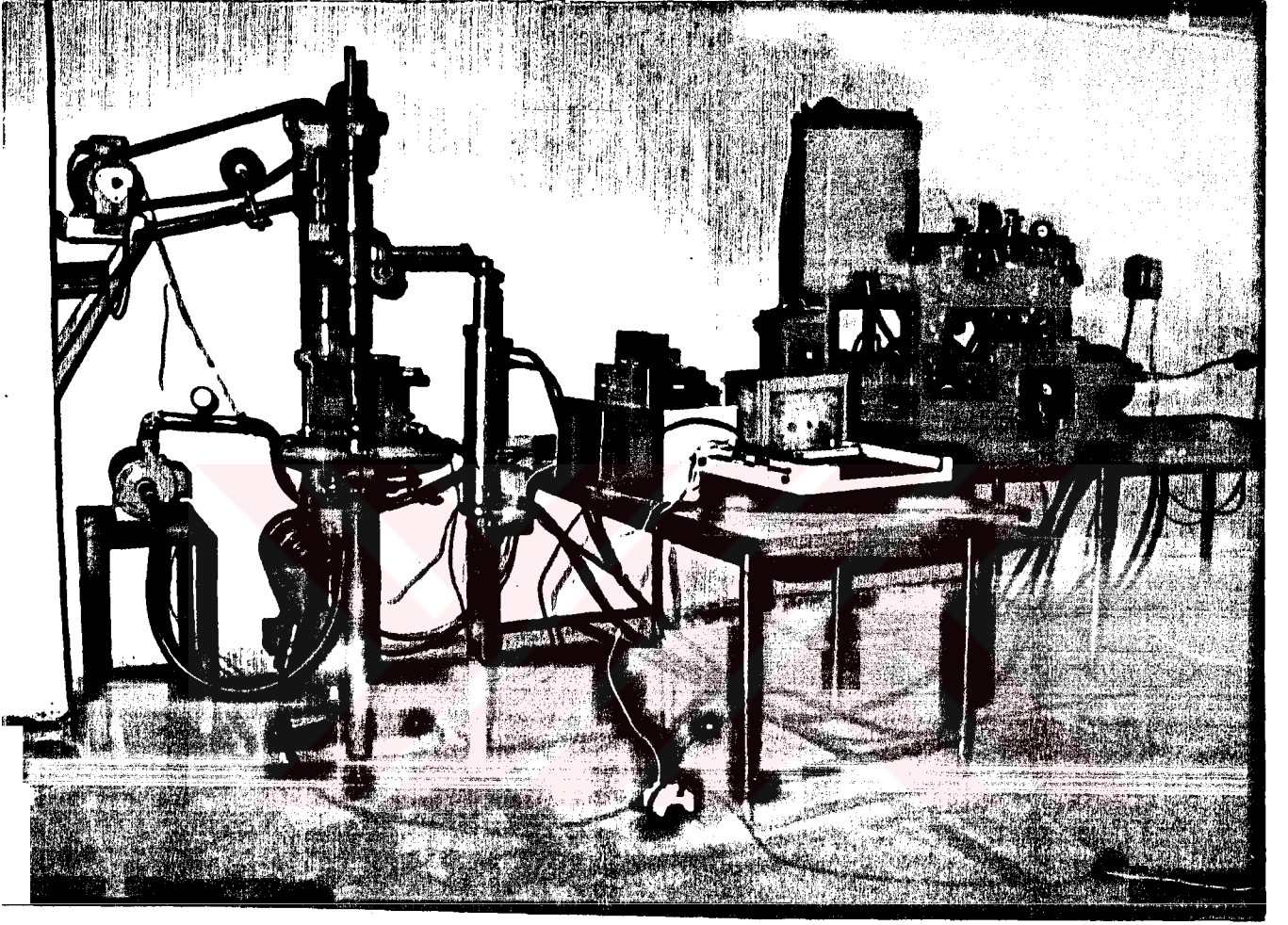
Şekil-3.17 : Toplam yükün çökme ile değişimi (Deney 4).

Sistem basıncı  $\bar{p}_S = 1,83 \cdot 10^{-3}$  değeri için çökme miktarına bağlı olarak sistemin yük taşıma kabiliyeti değişmekte ve çökmenin sınır değeri olan 1,25'den sonra, taşınan toplam yük üzerinde bir fonksiyonu olmamaktadır.

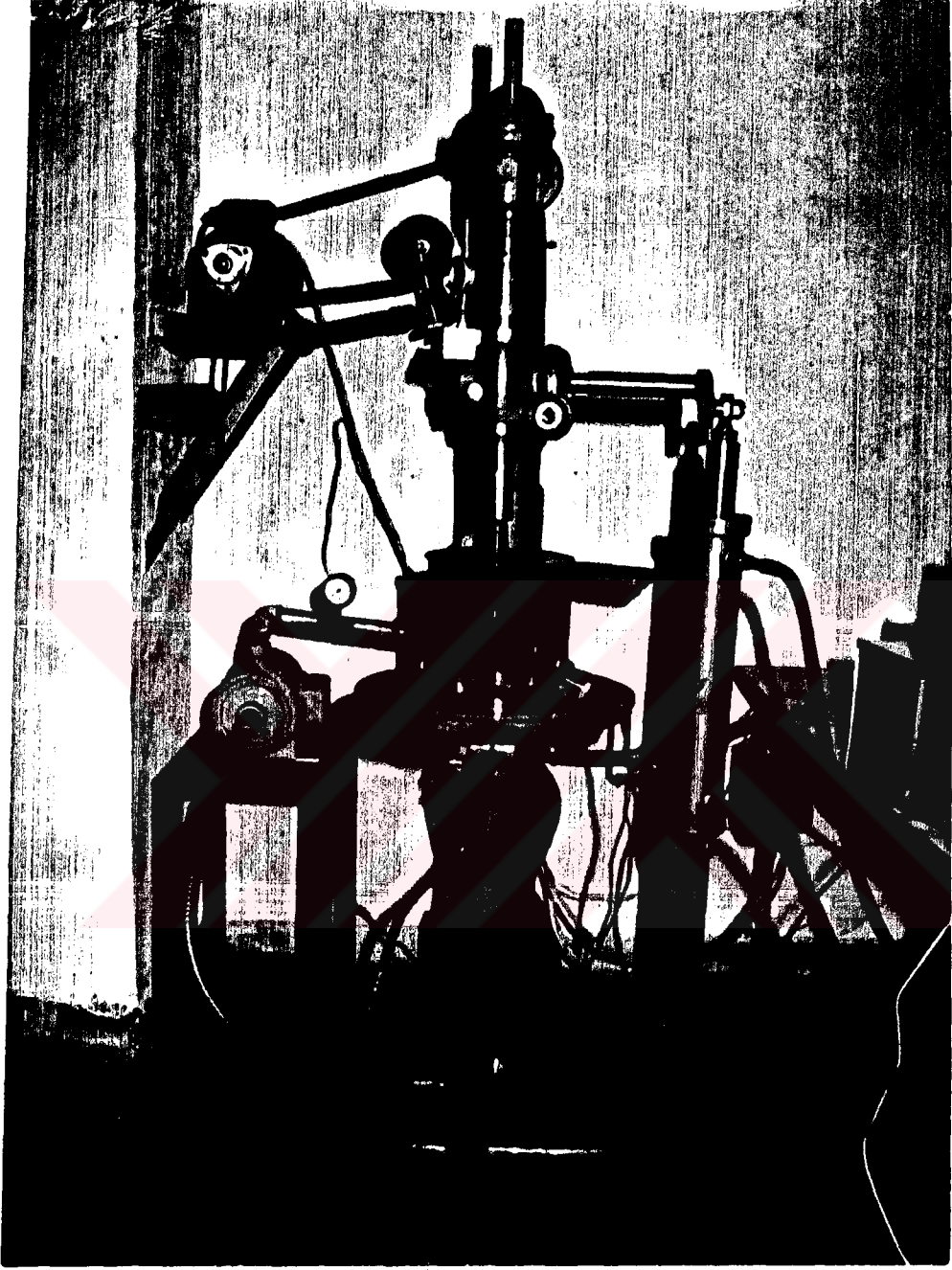
Tablo-3.7 : Deney sonuçlarının değerleri (Deney 4).

Uygulanan eksenel kuvvet (daN)	Yatağa Uygulanan basınç (bar)	Çökme Miktarı (mm) (Şekil-3.1'de 2 numaralı bölge)	Yatak yüzeyindeki ortalama basınç (bar)	Taşınan eksenel kuvvet (daN)
334	7	5	4	184
500	10,50	7	5	230
667	14,50	10	6	276
836	18	14	6	276





Şekil-3.18 : Denev setinin komple fotoğrafl.



Şekil-3.19 : Deney setine dönüştürülen sütunlu matkap tezgahı.

## B Ö L Ü M - IV

### 4.1. YAPILAN KABULLER VE TEORİNİN İRDELENMESİ

#### Yapılan Kabuller

Hidrodinamik yataklardaki yağlama teoremi için bazı kabuller yapılmaktadır. Bunlar ise ;

- Akışın ; laminer, Newtoniyer ve akışkanın cidara tam olarak yapıştığı, sıkıştırılamaz oluşu,
- Viskozitenin akışkan filmi boyunca sabit, akışkan filminin oldukça ince ve film kalınlığı boyunca basıncın sabit alınması,
- Tek boyutlu analizde, sonsuz genişlikte yatak esas alınarak, genişlik boyunca bütün değerlerin (basınç, film kalınlığı vb) değişmez kabul edilmesi.

Şekil-2.1'in temel alındığı tek boyutlu analizde, üç bölge ve alt kısımları uçlarından boşaltılmış aksel yatakta kabul edilen çökme büyüklüklerine göre, yükler her üç bölge için hesaplanmaktadır. Burada, boyutsuz çökme değerlerindeki adım 0.5'er arttırılmış ve yatak boyu üç bölge için 1 - 51 olarak alınmıştır. Adım ve nokta sayısının arttırılması işleme hassasiyet kazandıracaktır.

İki boyutlu analizde, sonlu farklar metoduna göre yatakta toplam yük değeri hesaplanırken (2.65) eşitliği olan  $\bar{W}_T = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^1 \bar{p}_s \bar{r} d\bar{r} d\theta$  integrasyonu kullanıldı. Bu bağıntıya göre ; boyutsuz sistem basıncı  $\bar{p}_s = 1$ . izafi eğimin sıfır olması halinde; yatağın alanı, hesaplanan boyutsuz yük  $\bar{W}_T$ 'ye eşit olmalıdır. Ancak, yatağın uç noktasındaki bir elemanın sınırları hesaba dahil edildiği için sonlu farklar metoduyla hesaplanan yükün değeri, yük taşıyıcı alandan daha büyük çıkmaktadır.

Nümerik çözümde, birinci ve daha yüksek mertebedeki türevlerin seriye açınımlarında dördüncü terimden sonrasının ihmal edilmesi. Bunun yanında sayısal değerlerin hesaplanmasındaki matematik işlemlerde bilgisayarın yapmış olduğu hatalardır.

#### 4.1.1. Deneysel Çalışmanın İrdelenmesi

##### Kabuller ve Ölçüm Hataları

##### Yapılan Kabuller

Deneysel çalışmada bazı kabuller yapılmaktadır. Bunlar ise ;

- Tam hidrodinamik ( $\bar{p}_s = 0$ ) şartlarda, metal - metal temasının önlenmesi için sistem basıncı  $\bar{p}_s > 0$  alındı,
- Yağın viskozitesinin basınç ve hızla değişmesine rağmen viskozite  $40^\circ\text{C}$  için sabit alındı,
- Deneysel, sabit alt yatakta yan kaçığın olmadığı kabul edilerek yapılmıştır,
- Yük taşıyıcı elastik deformasyonun yalnızca yatağın alt kısımlarının boşaltılmasıyla oluşması.

##### Ölçüm Hataları ve Hassasiyet

- Sistem basıncındaki sapmalar, minimum film kalınlığındaki hassasiyeti etkilemektedir,
- Yatak yüzeyindeki sıcaklığın yüzey boyunca farklı bir kaç noktadan alınması, hassasiyeti arttırır.

- Hidrostatik sistem basıncının büyük değerlerinde ( $\bar{p}_s > 1$ ) tek boyutlu ve iki boyutlu analizdeki  $\bar{p}_s = p_s h_0^2 / \eta u L$  veya  $\bar{p}_s = p_s h_0^2 / \eta \omega r_0^2$  bağıntıları dikkate alınır, deney seti kapasitesi, büyük sistem basınçlarına uygun değildir.

#### 4.1.2. Deneysel Çalışma İle Teorinin Mukayesesi

Deneysel çalışma sonuçları ; sıcaklıkla devir sayısı, çökmeyle devir sayısı, yükü çökmenin değişimi ve farklı çökmelerdeki yük ile alt boşaltma faktörünün değişimleri deneysel olarak elde edilmiştir. Buna göre ;

- Hidrostatik sistem basınçlarında  $\bar{p}_s > 0$  şartları için deney yapıp - teori ile mukayese imkanı sınırlı olmaktadır,

-  $\bar{p}_s = 0$  olması istenilen tam hidrodinamik şartlarda, sistem rejiminde iken sürekli sıcaklık değişimi, sistem basıncı olan  $\bar{p}_s$  değerini etkilemektedir,

- Şekil-3.16 ve 3.17'de verilen deney sonuçları ile Şekil-2.3'de verilen teorik sonuç mukayese edildiğinde, deneyde elde edilen değerlerin, teorik değerlerden daha küçük olduğu görülmektedir. Bu durum, elastik deformasyondaki düzgünlük ve sistem basıncına esas olan, yağlama yağı yan kaçığının fazla miktarda olması şeklinde izah edilebilir. Buna karşılık, farklı basınçlardaki sıcaklıkla-devir sayısı ve çökmeyle-devir sayısı değişimi beklenen değerdedir.

- Daha değişik yatak geometrileri, birbirinden farklı malzemelerde basınç ve yatağın elastik deformasyondaki davranışlarının yatak performansına etkilerinin ne olacağı teori ile deneysel çalışmaların mukayesesi bakımından araştırılabilecek konulardır.

## B Ö L Ü M - V

### SONUÇ

Hidrodinamik yağlama, birbirine göre izafi hareket eden iki yüzey arasında, yük taşıyıcı akışkan filminin teşekkül ettiği yağlama türü olup, film teşekkülü için hareket yönünde daralan bir yağ kamasının oluşması gerekmektedir.

Bu çalışmada, elastik deformasyona uğrayabilen yatak geometrisi dikkate alınarak, bu tür bir yatağın teorik ve deneysel olarak genel davranışı analiz edilmiştir. Geliştirilen bilgisayar programıyla, Reynolds'un temel yağlama diferansiyel denklemi, sonlu farklar metoduyla çözülmüştür. Elde edilen tek ve iki boyutlu bilgisayar programı genel olup ; değişik boyutsuz sistem basıncı, yatak hızı ve yağlayıcı akışkan dikkate alınarak, yatağın hidrostatik ve hidrodinamik davranışları, çeşitli film kalınlığı ve yatak geometrileri için hızlı bir şekilde analiz edilebilmekte ve gerekli tasarım değişikliği yapılabilmektedir. Bu düşünceyle, değişik geometriye sahip bir çok yatağın çalışma parametrelerinin test edilebileceği bir deney düzeneği tasarlanmış ve imal edilmiştir.

Değişik bölgeleri boşaltılmış eksenel kaymalı yatak teste tabi tutularak, basınç, yük, sıcaklık ve elastik deformasyon gibi bir kısım parametreler

araştırılmıştır. Burada, hidrodinamik toplam yağlama yükü  $\bar{W}_T$  ; elastik deformasyona neden olan Q alt boşaltma faktörü ve bunun sonucu oluşan çökme ( $\bar{\delta}$ ) ile değişmektedir. Q'nün artması deformasyonu arttırmaktadır. Elde edilen şekillere göre yağlama yükünün maksimuma ulaştığı bölge, çökme ve eğim değerleri için yaklaşık olarak 0.50 büyüklüğündedir.

Elasto hidrodinamik yağlamada iyi bir yağlama mekanizması için minimum film kalınlığının bilinmesi oldukça önem kazanır. Burada, toplam yük  $\bar{W}_T$  nin minimum film kalınlığı olan  $\bar{h}_{min}$  ile değişimi, yaklaşık  $\bar{h}_{min}$ 'in 0.50 büyüklüğünde maksimuma ulaşmaktadır. Buna göre ; elastik deformasyonun iyi bir yağlama ve optimum yük taşıma kabiliyeti için gerekli olduğu sonucuna varılabilir.



## KAYNAKLAR

1. Ettles, C., Cameron, A., "Thermal and Elastic Distortions in Thrust Bearings", Inst. Mech. Eng., Lub. and Wear Convetion Paper 7, 60 - 71 May 1963.
2. Nau, B.S., Turnbull, D.E., "Some Effects of Elastic Deformation on the Characteristics of Balanced Radial Face Seals", 1st Int. Conf. on Fluid Sealing , BHRA, Paper D3, 1-7 Cranfield, 1961.
3. Brockwell, K., Ettles, C., Stokes, M., "A Design Method for Radially Groved Thrust Washers, Tribology Conv., Paper 12, 82-92, 1970.
4. Hamilton, D.B., Walowit, J.A., Allen, C.M., "A Theory of Lubrication by Microirregularities", J. Basic Eng. Vol. 88, No 1, pp 177-185, March 1966.
5. Cameron, A., Ettles, C., "Thermal and Elastic Distortions in Thrust Bearings", Inst. Mech. Eng., Lub. and Wear Convention Paper 7, 60-71, May 1963.
6. Pape, J.G., "Fundamental Research on a Radial-Face Seal, ASLE Transactions, 11, 302-309, 1968.
7. Sneck, H.J., The Misaligned, Eccentric Face Seal, Journal of Lubrication Technology, Trans. of ASME, 695-703, October, 1969.
8. Reynolds, 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.
9. Nau, B.S., "Hydrodynamics of Face Seal Films", Second Int. Conf. on Fluid Sealing, Cranfield, England, Paper F5, April 1964.
10. Özdaş, M.N., Grooving and Film Extent in Journal Bearing", I.T.U. Bulletin Vol. 11, Nr-1, 1958.



11. Hays, F.D., "Squeeze Films ; A Finite Journal Bearing with a Fluctuating Load", Basic Eng., ASME, Dec. P.5, 1961.
12. Christensen, H., Jakobsen, K., "Performans of Oscillating Bearing" Proc. Inst. Mech. Engrs. Vol. 183, Pt. 3P 66-73, 1969.
13. Zienkiewicz, O.C., "Temperature Distribution Within Lubrication Films Between Parallel Surfaces and its Effect on the Pressure Developed", Ins. of Mech. Eng., Proc. Cont. on Lubrications and Wear, 135, 1957.
14. Cameron, A., The Viscosity Wedge Trans. ASME, 1, 248-253, October, 1958.
15. Koç, E., "Eksenel Kaymalı Yatakların ve Mekanik Radyal Keçelerin Hidrodinamik Analizi", Doğa Bilim Dergisi, B, 10, 1, 5-13, 1986.
16. Dufrane, K.F., Glaeser, W., "Performance of Heavily Loaded Oscillatory Journal Bearing", ASLE Trans. Vol. 20, 4, Page, 309-314, 1976.
17. Fogg, A., "Fluid Film Lubrication of Parallel Thrust Surfaces", Proc. of Inst. of Mech. Eng., 155, 49, 1946.
18. Osterle, F., Charnes, A., "On the Solution of the Reynolds Equation for Slider Bearing Lubrication", Trans. of ASME 1133-1136, 75, 1953.
19. Zienkiewicz, O.C., Hunter, W.B., "Effect of Temperature Variation Across the Lubricant Films in the Theory of Hydrodynamic Lubrications, Journal of Mech. Eng. Science, 2, 1, 52-58, 1960.
20. Motosh, N., "Cylindrical Journal Bearing Under Constant Load, the Influence of Temperatur and Pressure on Viscosity", Paper 24, Second Conv. Lubric Wear, Proc. Inst. Mech. Engrs., 178 (Pt 3N), 148, 1964.
21. Blount, E.A., De Guerin, D., "The Importance of Surface Finish, Loaded Area Conformity and Operating Temperature in Small end Plain Bearings for High Duty two Stoke Engines", Inst. Mech. Engrs. London, Paper No. 80, 1957.

22. Bikerman, J.J., "The Science of Adhesive Joints", Academic Press, N.Y., 1964.
23. Jakobsen, K., "Oscillatory Journal Bearings", Tribology Handbook, Chapter A-12, 1972.
24. Shawki, G.S., "Journal Bearing Performance Under Sinusoidally Alterating and Fluctuating Loads", Proc. Inst. Mech. Engrs. London Vol. 169, 689 - 698, Trans. of ASME April 1956.
25. Mokhtar, M., Shawki, G.S., "Computer Aided Study of Journal Bearing Performance Under Cyclic Loads; Part I-Theory. Toronto, Canada, 71. September 8-10, 1971.
26. Carl, T.E., "The Experimental Investigation of a Cylindrical Journal Bearing Under Constant and Sinusoidal Loading, Proc. 2nd Conv. on Lub. and Wear, Institution of Mechanical Engineers, pp. 19, p.100, London 1964.
27. Koch, P.R., Hooke, C.J., "Approximate Short Bearing Analysis and Experimental Result Obtained Using Plastic Bearing Linears", Proc. Instn. Mech. Engrs. pp. 190-196, 1969.
28. Calculation Methods for Steadily Load pressure Hydrodynamic Journal Bearings, Engng. Sci. Lav. Lond. No.66026, September, 1966.
29. Benjamin, M.K., Castelli, V., "A Theoretical Investigation of Compliant Surface", Journal Bearings, J. Lubr. Tech., 93(1), pp.191-201, 1971.
30. Ibrahim, S.M., Mc Callion, H., "Elastic Distortion of Journal Bearing Housings", Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol.182, pt.3N, pp.183-191, 1967.
31. Frene, J., Fantino, B., "Elastic Connecting Rod Bearing With Piezo-viscous Lubricant : Analysis of the Steady Characteristics", Trans. of the ASME. Vol. 101, pp. 190 - 197, 1979.

32. Bowden, F.P., Tabor, D., "The Friction and Lubrication of Solids", Oxford Univ. Chaps, 13 and 15, 1954.
33. Bagci, C., Singh, A.P., "Hydrodynamic Lubrication of Finite Slider Bearings : Effect of one Dimensional Film Shape, and Their Computer Aided Optimum Designs", Transactions of the ASME, Vol. 105, 48 - 66, January, 1983.
34. Koç, E., "End Plate Lubrication in External Gear Pumps", Ph.D. Thesis, Birmingham University, England, 1983.
35. Akkurt, M., "Makina Elemanları II. Cilt", İ.T.Ü. Yayını, Sayı 134, 1980.
36. Niemann, G., "Makina Elemanları II. Cilt", İstanbul, 1973.

```

10 REM PROGRAM
15 OPEN "O",#1,"SEB4"
260 V$=""
270 Z$=""
280 CLS:PRINT "DEVAMLİ KAGIT MI KULLANIYORSUNUZ...E/H.":INPUT CEVAP$
290 IF CEVAP$<>"E" AND CEVAP$ <>"H" THEN 260
300 PRINT " BASLANGIC NO SUNU VERINIZ...":INPUT SAYFA
310 PRINT V$; TAB(60);"SAYFA=";SAYFA;Z$: SATIR=2:PRINT
320 PRINT CHR$(27)+"M";
330 WIDTH "LPT1:",85 ;
340 DIM X(600),H(600),V(600),A(600),B(600),C(600),T(600),P(600),W(600)
350 PI=3.141592
360 CLS:PRINT "**** YATAK TIPI ****"
370 PRINT "*****"
380 LOCATE 10
390 PRINT "[1]...SONSUZ UZUN YATAK":YATAK1$="SONSUZ UZUN YATAK"
400 PRINT "[2]...SONSUZ KISA YATAK":YATAK2$="SONSUZ KISA YATAK"
410 LOCATE 20: INPUT " YATAK TIPINI SECINIZ!...",G
420 IF G<>1 AND G<>2 THEN 410
421 CLS
422 PRINT "YATAK BOYU           ":INPUT YATAK
423 PRINT "1.BOLGE UZUNLUGU      ":INPUT SPC1
424 PRINT "2.BOLGE UZUNLUGU      ":INPUT SPC2
425 PRINT "3.BOLGE UZUNLUGU      ":INPUT SPC3
430 CLS
440 PRINT "A BOLGESI SINIR DEGERLERINI GIRINIZ...":INPUT A1,B1
450 PRINT "B BOLGESI SINIR DEGERLERINI GIRINIZ...":INPUT A2,B2
460 PRINT "C BOLGESI SINIR DEGERLERINI GIRINIZ...":INPUT A3,B3
475 Q=SPC1/(YATAK/2);X=SPC1/(B1*YATAK/2);GAMA=X
476 LPRINT "Q="Q
477 LPRINT "*****"
480 PRINT "P(1)=.....=P(";B3;") DEGERLERINI GIRINIZ.....":INPUT E
482 LPRINT "P(1)=.....=P(";B3;")="E
485 PRINT "Q="E
490 IF G=1 THEN PRINT YATAK1$;" ICIN HESAPLAMA":PRINT V$;YATAK1$;" ICIN HESAPLAM
A";Z$:GOSUB 2700
500 IF G=2 THEN PRINT YATAK2$;" ICIN HESAPLAMA":PRINT V$;YATAK2$;" ICIN HESAPLAM
A";Z$:GOSUB 2700
510 PRINT " P(1)=.....=P(";B3;")="E;" ICIN HESAPLAMA"
520 PRINT V$;" P(1)=.....=P(";B3;")="E;" ICIN HESAPLAMA";Z$:GOSUB 2700
530 PRINT "***** A BOLGESI ICIN HESAPLAMA *****"
540 PRINT V$;"***** A BOLGESI ICIN HESAPLAMA *****" ;Z$ ;GOSUB 2700
550 A=A1:B=B1
560 RESTORE 2430
570 READ ORAN
580 IF ORAN=0 THEN 660
590 GOSUB 1890
600 IF G=1 THEN 630
610 GOSUB 2680
620 GOTO 640
630 GOSUB 1960
640 GOSUB 2030

```

```

650 GOTO 570
660 'B BOLGESI HESABI
670 PRINT " ***** B BOLGESI HESABI *****"
680 PRINT V$;" ***** B BOLGESI HESABI *****" ;Z$ :GOSUB 2700
690 A=A2:B=B2
700 RESTORE 2430
710 READ ORAN
720 IF ORAN=0 THEN 800
730 GOSUB 2160
740 IF G=1 THEN 770
750 GOSUB 2680
760 GOTO 780
770 GOSUB 1960
780 GOSUB 2030
790 GOTO 710
800 ' ***** C BOLGESI HESABI*****
810 PRINT " ***** C BOLGESI HESABI *****"
820 PRINT V$;" ***** C BOLGESI HESABI *****";Z$:GOSUB 2700
830 A=A3:B=B3
840 RESTORE 2430
850 READ ORAN
860 IF ORAN=0 THEN 940
870 GOSUB 2230
880 IF G=1 THEN 910
890 GOSUB 2680
900 GOTO 920
910 GOSUB 1960
920 GOSUB 2030
930 GOTO 850
940 ' ***** A BOLGESI *****
950 PRINT " ***** A BOLGESI HATA HESABI *****"
960 PRINT V$;" ***** A BOLGESI HATA HESABI *****";Z$:GOSUB 2700
970 A=A1:B=B1
980 RESTORE 2430
990 READ ORAN
1000 IF ORAN=0 THEN 1110
1010 PRINT "ORAN=";ORAN;PRINT V$;"ORAN=";ORAN;Z$:GOSUB 2700
1020 GOSUB 1890
1030 IF G=1 THEN 1070
1040 GOSUB 2680
1050 GOSUB 2690
1060 GOTO 1090
1070 GOSUB 1960
1080 GOSUB 2300
1090 GOSUB 2440
1100 GOTO 990
1110 '***** B BOLGESI HATA HESABI *****
1120 PRINT " ***** B BOLGESI HATA HESABI *****"
1130 PRINT V$;" ***** B BOLGESI HATA HESABI *****";Z$:GOSUB 2700
1140 A=A2:B=B2

```

```

1150 RESTORE 2430
1160 READ ORAN:IF ORAN<>0 THEN PRINT "ORAN=";ORAN:PRINT V$;"ORAN=";ORAN;Z$:GOSUB
 2700
1170 IF ORAN=0 THEN 1270
1180 GOSUB 2160
1190 IF G=1 THEN 1230
1200 GOSUB 2680
1210 GOSUB 2690
1220 GOTO 1250
1230 GOSUB 1960
1240 GOSUB 2300
1250 GOSUB 2440
1260 GOTO 1160
1270 '***** C BOLGESI HATA HESABI *****
1280 PRINT "***** C BOLGESI HATA HESABI *****"
1290 PRINT V$; " ***** C BOLGESI HATA HESABI *****";Z$ :GOSUB 2700
1300 A=A3:B=B3
1310 RESTORE 2430
1320 READ ORAN:IF ORAN <>0 THEN PRINT "ORAN=";ORAN:PRINT V$;"ORAN=";ORAN ;Z$ :GO
SUB 2700
1330 IF ORAN=0 THEN 1430
1340 GOSUB 2230
1350 IF G=1 THEN 1390
1360 GOSUB 2680
1370 GOSUB 2690
1380 GOTO 1410
1390 GOSUB 1960
1400 GOSUB 2300
1410 GOSUB 2440
1420 GOTO 1320
1430 PRINT " *** BASINC DAGILIMI VE HATA HESABI SONU"
1440 PRINT V$;" *** BASINC DAGILIMI VE HATA HESABI SONU" ;Z$:GOSUB 2700
1450 'GRAFIK DEGERLERI
1460 CLS:PRINT "***** W-ORAN GRAFIGI HESAPLARI ***"
1470 PRINT V$;"***** W-ORAN GRAFIGI HESAPLARI ***";Z$:GOSUB 2700
1480 IF G=1 THEN PRINT YATAK1$;" ICIN HESAPLAMA":PRINT V$;YATAK1$;" ICIN HESAPLA
MA";Z$:GOSUB 2700
1490 IF G=2 THEN PRINT YATAK2$;" ICIN HESAPLAMA":PRINT V$;YATAK2$;" ICIN HESAPLA
MA";Z$:GOSUB 2700
1500 LPRINT TAB(1);" ORAN";TAB(15);" Wa";TAB(30);" Wb";TAB(45);" Wc";TAB(65);
" WT"
1510 LPRINT TAB(1);" ORAN";TAB(15);" Wa";TAB(30);" Wb";TAB(45);" Wc";TAB(65);
" WT";GOSUB 2700
1520 LPRINT TAB(1);"-----";TAB(15);"-----";TAB(30);"-----";TAB(45);"-----
-";TAB(65);"-----"
1530 PRINT TAB(1);"-----";TAB(15);"-----";TAB(30);"-----";TAB(45);"-----
";TAB(65);"-----" :GOSUB 2700
1540 FOR L=20! TO 100! STEP 10!
1550 A=A1:B=B1
1560 ORAN=L
1570 GOSUB 1890
1580 IF G=1 THEN 1620
1590 GOSUB 2680
1600 GOSUB 2690
1610 GOTO 1640
1620 GOSUB 1960
1630 GOSUB 2300
1640 GOSUB 2540

```

```

1650 WA=W:A=A2:B=B2
1660 GOSUB 2160
1670 IF G=1 THEN GOTO 1710
1680 GOSUB 2680
1690 GOSUB 2690
1700 GOTO 1730
1710 GOSUB 1960
1720 GOSUB 2300
1730 GOSUB 2540
1740 WB=W
1750 A=A3:B=B3
1760 GOSUB 2230
1770 IF G=1 THEN 1810
1780 GOSUB 2680
1790 GOSUB 2690
1800 GOTO 1830
1810 GOSUB 1960
1820 GOSUB 2300
1830 GOSUB 2540
1840 WC=W
1850 PRINT #1,TAB(1);L;TAB(12);WA;TAB(27);WB;TAB(43);WC;TAB(63);WA+WB+WC
1860 LPRINT TAB(1);L;TAB(12);WA;TAB(27);WB;TAB(43);WC;TAB(63);WA+WB+WC;GOSUB 270
0
1870 NEXT L
1880 END
1890 'ALT.PRG.1/ A BOLGESI
1900 FOR I=A TO B
1910 X(I)=I*(SPC1/(YATAK/2)/B1)
1920 H(I)=1+ORAN/2*(1+CDS(P1/Q*X(I)))
1930 V(I)=H(I)^3/6
1940 NEXT I
1950 RETURN
1960 'ALT.PRG.2/ A(I),B(I),C(I)
1970 FOR I=A+1 TO B-1
1980 A(I)=.5+(V(I+1)-V(I-1))/(8*V(I))
1990 B(I)=.5-(V(I+1)-V(I-1))/(8*V(I))
2000 C(I)=(-1)*GAMA*(H(I+1)-H(I-1))/(4*V(I))
2010 NEXT I
2020 RETURN
2030 'ALT.PRG.3/YAZDIRMA
2040 CLS;PRINT "ON DATA DEGERLERI";PRINT "-----"
2050 PRINT W#;"ON DATA DEGERLERI";GOSUB 2700;PRINT "-----";GOSUB 2700
2060 PRINT "Q=";Q;PRINT "Q=";Q;GOSUB 2700;PRINT "ORAN=";ORAN;PRINT "ORAN=";ORAN;
GOSUB 2700
2070 PRINT TAB(1);"I";TAB(5);" X(I) ";TAB(20);" H(I) ";TAB(32);" V(I) ";TA
B(44);" A(I) ";TAB(56);" B(I) ";TAB(68);" C(I) "
2080 PRINT TAB(1);"I";TAB(5);" X(I) ";TAB(20);" H(I) ";TAB(32);" V(I) ";TA
B(44);" A(I) ";TAB(56);" B(I) ";TAB(68);" C(I) ";GOSUB 2700
2090 PRINT TAB(1);"-----";TAB(5);"-----";TAB(20);"-----";TAB(32);"-----
-----";TAB(44);"-----";TAB(56);"-----";TAB(68);"-----"
2110 FOR I=A TO B
2120 PRINT TAB(1);I;TAB(5);X(I);TAB(20);H(I);TAB(32);V(I);TAB(44);A(I);TAB(56);B
(I);TAB(68);C(I)
2130 PRINT TAB(1);I;TAB(5);X(I);TAB(20);H(I);TAB(32);V(I);TAB(44);A(I);TAB(56);B
(I);TAB(68);C(I);GOSUB 2700
2140 NEXT I
2150 RETURN

```

```

2160 'ALT.PRG.4/B ICIN X(1),H(1),V(1)
2170 FOR I=A TO B
2180 X(1)=1*(SPC2/(YATAK/2*B2))+SPC1/(YATAK/2)
2190 H(1)=1
2200 V(1)=H(1)^3/6
2210 NEXT I
2220 RETURN
2230 'ALT.PRG.5/C ICIN X(1),H(1),V(1)
2240 FOR I=A TO B
2250 X(1)=1*(SPC1/(YATAK/2)/B3)+SPC1/(YATAK/2)+SPC2/(YATAK/2)
2260 H(1)=1+DRAN/2*(1-COS(PI*(X(1)+Q-2)/Q))
2270 V(1)=H(1)^3/6
2280 NEXT I
2290 RETURN
2300 'ALT.PRG.6/HATA VE BASINC HESABI
2310 FOR AAA=1 TO 51 :P(AAA)=E:T(AAA)=O:NEXT AAA:
2320 PMAX=0:HMAX=0
2330 T(A)=C(A)
2340 Z=A+1:KK=B-1
2350 FOR I=Z TO KK
2360 T(I)=A(I)*P(I+1)+B(I)*P(I-1)+C(I)-P(I)
2370 P(I)=P(I)+1.4*T(I)
2380 IF P(I)<=0 THEN P(I)=0
2390 NEXT I
2400 GOSUB 2610
2410 IF PMAX=.01<HMAX THEN 2320
2420 RETURN
2430 DATA .5,.8,1,0
2440 'ALT.PRG.7/BASINC VE HATA YAZIMI
2450 PRINT TAB(1);"I";TAB(10);" X(1) ";TAB(25);" P(1) ";TAB(40);" HATA(1)
"
2460 PRINT V#;TAB(1);"I";TAB(10);" X(1) ";TAB(25);" P(1) ";TAB(40);" HATA(1)
) ";GOSUB 2700
2470 PRINT TAB(1);"-";TAB(10);"-----";TAB(25);"-----";TAB(40);"-----"
-----"
2480 PRINT TAB(1);"-";TAB(10);"-----";TAB(25);"-----";TAB(40);"-----"
-----";Z#;GOSUB 2700
2490 FOR I=A TO B
2500 PRINT TAB(1);I;TAB(10);X(1);TAB(25);P(1);TAB(40);T(1)
2510 PRINT TAB(1);I;TAB(10);X(1);TAB(25);P(1);TAB(40);T(1) ;GOSUB 2700
2520 NEXT I
2530 RETURN
2540 'ALT.PRG.8/INTEGRAL
2550 TOP=P(A)+P(B):W=0
2560 FOR J=A+1 TO B-3 STEP 2
2565 W=W+4*P(J)+2*P(J+1)
2580 NEXT J
2590 W=(W+TOP)*GAMA/3
2600 RETURN
2610 'ALT.PRG.9/MAX.BULMA
2620 PMAX=0:HMAX=0
2630 FOR I=A TO B
2640 IF P(I)>PMAX THEN PMAX=P(I)
2650 IF T(I)>HMAX THEN HMAX=T(I)

```



```
2660 NEXT I
2670 RETURN
2680 STOP
2690 STOP
2700 IF CEVAP$="E" THEN RETURN
2710 SATIR=SATIR+1
2720 IF SATIR=57 THEN GOSUB 2740
2730 RETURN
2740 SAYFA=SAYFA+1
2750 PRINT " PRINTER'E KAGIT TAK VE CONT 'E BAS":STOP
2760 PRINT V$;TAB(60);" SAYFA=";SAYFA;Z$:PRINT
2770 SATIR=1
2780 RETURN
```



EK-4 (Bir boyutluda Komple altı boşaltılmış 102  
yatak)

```
10 REM PROGRAM
20 V$=""
30 Z$=""
40 CLS:PRINT "DEVAMLI KAGIT MI KULLANIYORSUNUZ...E/H.":INPUT CEVAP$
50 IF CEVAP$<>"E" AND CEVAP$ <>"H" THEN 20
60 PRINT " BASLANGIC NO SUNU VERINIZ...":INPUT SAYFA
70 PRINT V$; TAB(60);"SAYFA=";SAYFA;Z$: SATIR=2:PRINT
80 PRINT CHR$(27)+"M";
90 WIDTH "LPT1:",85 :
100 DIM X(600),H(600),V(600),A(600),B(600),C(600),T(600),P(600),W(600),D(40,40),
Z(40,40),Y(100),D(100)
110 PI=3.141592
120 CLS:PRINT "**** YATAK TIPI ****"
130 PRINT "*****"
140 LOCATE 10
150 PRINT "[1]...SONSUZ UZUN YATAK":YATAK1$="SONSUZ UZUN YATAK"
160 PRINT "[2]...SONSUZ KISA YATAK":YATAK2$="SONSUZ KISA YATAK"
170 LOCATE 20: INPUT " YATAK TIPINI SECINIZI...",G
180 IF G<>1 AND G<>2 THEN 170
190 CLS
200 PRINT "YATAK BOYU          ":INPUT YATAK
210 PRINT "1. BOLGE UZUNLUGU    ":INPUT SPC1
240 CLS
250 PRINT "A BOLGESI SINIR DEGERLERINI GIRINIZ...":INPUT A1,B1
280 Q=SPC1/(YATAK/2);X=SPC1/(B1*YATAK/2);GAMA=X
290 LPRINT "Q=",Q
300 LPRINT "*****"
310 PRINT "P(1)=.....=P(";B1;") DEGERLERINI GIRINIZ.....":INPUT E
320 LPRINT "P(1)=.....=P(";B1;")="E
330 LPRINT"*****"
340 IF G=1 THEN PRINT YATAK1$;" ICIN HESAPLAMA":PRINT V$;YATAK1$;" ICIN HESAPLAM
A";Z$:GOSUB 2540
350 IF G=2 THEN PRINT YATAK2$;" ICIN HESAPLAMA":PRINT V$;YATAK2$;" ICIN HESAPLAM
A";Z$:GOSUB 2540
360 PRINT " P(1)=.....=P(";B1;")=";E;" ICIN HESAPLAMA"
370 PRINT V$;" P(1)=.....=P(";B1;")=";E;" ICIN HESAPLAMA";Z$:GOSUB 2540
380 PRINT "***** A BOLGESI ICIN HESAPLAMA *****"
390 PRINT V$;"***** A BOLGESI ICIN HESAPLAMA *****" ;Z$ :GOSUB 2540
400 A=A1;B=B1
410 RESTORE 2260
420 READ ORAN
430 IF ORAN=0 THEN 1280
440 GOSUB 1750
450 IF G=1 THEN 480
460 GOSUB 2520
470 GOTO 490
480 GOSUB 1820
490 GOSUB 1890
500 GOTO 420
790 ' ***** A BOLGESI *****
800 PRINT " ***** A BOLGESI HATA HESABI *****"
810 PRINT V$;" ***** A BOLGESI HATA HESABI *****";Z$:GOSUB 2540
820 A=A1;B=B1
```

```

830 RESTORE 2260
840 READ ORAN
850 IF ORAN=0 THEN 960
860 PRINT "ORAN=";ORAN;PRINT V$;"ORAN=";ORAN;Z$;GOSUB 2540
870 GOSUB 1750
880 IF G=1 THEN 920
890 GOSUB 2520
900 GOSUB 2530
910 GOTO 940
920 GOSUB 1820
930 GOSUB 2130
940 GOSUB 2270
950 GOTO 840
1280 PRINT " *** BASINC DAGILIMI VE HATA HESABI SONU"
1290 PRINT V$;" *** BASINC DAGILIMI VE HATA HESABI SONU" ;Z$;GOSUB 2540
1300 'GRAFIK DEGERLERI
1310 CLS:PRINT "***** W-ORAN GRAFIGI HESAPLARI ***"
1320 PRINT V$;"***** W-ORAN GRAFIGI HESAPLARI ***";Z$;GOSUB 2540
1330 IF G=1 THEN PRINT YATAK1$;" ICIN HESAPLAMA";PRINT V$;YATAK1$;" ICIN HESAPLA
MA";Z$;GOSUB 2540
1340 IF G=2 THEN PRINT YATAK2$;" ICIN HESAPLAMA";PRINT V$;YATAK2$;" ICIN HESAPLA
MA";Z$;GOSUB 2540
1350 FOR L=0! TO 2 STEP .5
1360 A=A1:B=B1:I=0
1370 ORAN=L
1380 GOSUB 1750
1390 IF G=1 THEN 1430
1400 GOSUB 2520
1410 GOSUB 2530
1420 GOTO 1450
1430 GOSUB 1820
1440 GOSUB 2130
1450 GOSUB 2340
1460 WA=W
1680 GOSUB 2630
1690 PRINT TAB(1);" ORAN";TAB(15);" Wa";TAB(30);GOSUB 2540
1700 PRINT TAB(1);"-----";TAB(15);"-----";TAB(30);GOSUB 2540
1710 LPRINT TAB(1);L;TAB(12);WA
1720 GOSUB 2540
1730 NEXT L
1740 END
1750 'ALT.PRG.1/ A BOLGESI
1760 FOR I=A TO B
1770 X(I)=I*(SPC1/(YATAK/2)/B1)
1780 H(I)=1+ORAN/2*(1+COS(PI/Q*X(I)))
1790 V(I)=H(I)^3/6
1800 NEXT I
1810 RETURN
1820 'ALT.PRG.2/ A(I),B(I),C(I)
1830 FOR I=A+1 TO B-1
1840 A(I)=.5+(V(I+1)-V(I-1))/(8*V(I))
1850 B(I)=.5-(V(I+1)-V(I-1))/(8*V(I))

```

```

860 C(I)=(-1)*GAMA*(H(I+1)-H(I-1))/(4*V(I))
870 NEXT I
880 RETURN
890 'ALT.PRG.3/YAZDIRMA
900 CLS:PRINT "ON DATA DEGERLERI":PRINT "-----"
910 PRINT W$;"ON DATA DEGERLERI":GOSUB 2540:PRINT "-----";GOSUB 2540
920 PRINT "Q=";Q:PRINT "Q=";Q:GOSUB 2540:PRINT "ORAN=";ORAN:PRINT "ORAN=";ORAN:
GOSUB 2540
930 PRINT TAB(1);"I";TAB(5);" X(I) ";TAB(20);" H(I) ";TAB(32);" V(I) ";TA
B(44);" A(I) ";TAB(56);" B(I) ";TAB(68);" C(I) " :GOSUB 2540
940 PRINT TAB(1);"-";TAB(5);"-----";TAB(20);"-----";TAB(32);"-----
-";TAB(44);"-----";TAB(56);"-----";TAB(68);"-----";Z$:GOSUB 2
540
950 FOR I=A TO B
960 PRINT TAB(1);I;TAB(5);X(I);TAB(20);H(I);TAB(32);V(I);TAB(44);A(I);TAB(56);B
(I);TAB(68);C(I);GOSUB 2540
970 NEXT I
980 RETURN
990 'ALT.PRG.6/HATA VE BASINC HESABI
1000 FOR AAA=1 TO 51 :P(AAA)=E:T(AAA)=O:NEXT AAA:
1010 PMAX=0:HMAX=0
1020 T(A)=C(A)
1030 Z=A+1:KK=B-1
1040 FOR I=Z TO KK
1050 T(I)=A(I)*P(I+1)+B(I)*P(I-1)+C(I)-P(I)
1060 P(I)=P(I)+1.4*T(I)
1070 IF P(I)<=0 THEN P(I)=0
1080 NEXT I
1090 GOSUB 2450
1100 IF PMAX*.01<HMAX THEN 2150
1110 RETURN
1120 DATA .5,.8,1.,0.
1130 'ALT.PRG.7/BASINC VE HATA YAZIMI
1140 PRINT V$;TAB(1);"I";TAB(10);" X(I) ";TAB(25);" P(I) ";TAB(40);" HATA(I
);GOSUB 2540
1150 PRINT TAB(1);"-";TAB(10);"-----";TAB(25);"-----";TAB(40);"-----
-";Z$:GOSUB 2540
1160 FOR I=A TO B
1170 PRINT TAB(1);I;TAB(10);X(I);TAB(25);P(I);TAB(40);T(I) :GOSUB 2540
1180 NEXT I
1190 RETURN
1200 'ALT.PRG.8/INTEGRAL
1210 W2=0;WC=0;W1=0
1220 FOR J=A TO B
1230 H=2/51
1240 Y(J)= P(J)*H
1250 XX=2*J/51
1260 D(J)=P(J)*COS(PI*XX/Q)*H
1270 W1=W1+Y(J)+D(J)
1280 W2=W2+Y(J)
1290 NEXT J
1300 W=W1/2
1310 W0=W2
1320 RETURN
1330 'ALT.PRG.9/MAX.BULMA
1340 PMAX=0:HMAX=0
1350 FOR I=A TO B

```

```

2480 IF P(1)>PMAX THEN PMAX=P(1)
2490 IF T(1)>HMAX THEN HMAX=T(1)
2500 NEXT I
2510 RETURN
2520 STOP
2530 STOP
2540 IF CEVAP$="E" THEN RETURN
2550 SATIR=SATIR+1
2560 IF SATIR=57 THEN GOSUB 2580
2570 RETURN
2580 SAYFA=SAYFA+1
2590 PRINT " PRINTER'E KAGIT TAK VE CONT 'E BAS":STOP
2600 PRINT V$;TAB(60);" SAYFA=";SAYFA;Z$:PRINT
2610 SATIR=1
2620 RETURN
2630 'WW VE HO HESABI
2640 II=II+1
2650 K=P1^4/(96*Q^3)
2660 LPRINT"*****"
2670 LPRINT"HO", "SS", "WW", "WY"
2680 LPRINT"-----"
2690 M=0
2700 FOR SS=0! TO 2! STEP .5
2710 M=M+1
2720 WY=2*K*SS/W
2730 O(II,M)=WY
2740 WW=(WO*WY^2)^(1/3)
2750 Z(II,M)=WW
2760 HO=(WO/WY)^(1/3)
2770 LPRINT HO,SS,WW,WY
2780 NEXT SS
2790 PRINT"*****"
2800 IF II=3 THEN 2820
2810 RETURN
2820 R=0!
2830 FOR M=1 TO 5
2930 LPRINT "OR="R, "WYT="O(M), "WWT="Z(M)
2940 R=R+.5
2950 NEXT M
2960 RETURN

```

EK-5

```

C   PROGRAM REYNOLDS DIFERANSIYEL DENKLEMİ
COMMON/ET1/ R(15),T(90),H(15,90),S(15,90),HATA(15,90)
COMMON/ET2/ A(15,90),B(15,90),C(15,90),D(15,90)
COMMON/ET3/ AP(15,90),P(15,90),PB(15,90)
COMMON/ET4/RI, RD, E, DILIM, IS, NR, NT, BA, US, AS, EPS, PI, NT1, NR1, NT2,
①   NTH1, NRM2, W, W1(15,90), ITS, HATAB, PMAX, DR, DT, TETA
CALL KAT
EPS=0.00001
PI=3.141592
WRITE(6,18)RI, RD, E, DILIM, IS, NR, NT, BA, US, AS
WRITE(*,18)RI, RD, E, DILIM, IS, NR, NT, BA, US, AS
18  FORMAT(1X, 'RI=' ,F5.1,/,1X, 'RD=' ,F5.1,/,1X, 'E=' ,F5.2,/,1X,
*'DILIM=' ,F5.1,/,1X,
*'IS=' ,14,/,1X, 'NR=' ,13,/,1X, 'NT=' ,13,/,1X, 'BA=' ,F5.1,/,1X,
*'US=' ,E10.5,/,1X,
*'AS=' ,F5.1)
NT1=NT+1
NR1=NR+1
NT2=NT+2
NTH1=NT-1
NRM2=NR-2
C*****GRID BOYUTLARI
CALL GRID
C*****FILM KALINLIGI
CALL FILM
C*****SINIR SARTININ VERILMESI
DO 42 I=1,NR1
DO 42 J=1,NT
42  P(I,J)=BA
C   WRITE(6,*)((P(I,J),J=1,NT),I=1,NR1)
WRITE(*,*)((P(I,J),J=1,NT),I=1,NR1)
C*****KATSAYILARIN HESABI
CALL KATS
C*****ITERASYON BASLANGICI
CALL ITAR
CALL YUK
STOP
END
SUBROUTINE KAT

```

```

COMMON/ET1/ R(15),T(90),H(15,90),S(15,90),HATA(15,90)
COMMON/ET2/ A(15,90),B(15,90),C(15,90),D(15,90)
COMMON/ET3/ AP(15,90),P(15,90),PB(15,90)
COMMON/ET4/RI, RD, E, DILIM, IS, NR, NT, BA, US, AS, EPS, PI, NT1, NR1, NT2,
①      NTM1, NRM2, W, W1(15,90), ITS, HATAB, PMAX, DR, DT, TETA
WRITE(*,*)'IC YARICAPI VE DIS YARICAPI GIRINIZ'
READ(*,*)RI, RD
WRITE(*,166)
166  FORMAT(1X, 'E  DEGERLERINI GIRINIZ')
READ(*,*)E
WRITE(*,167)
167  FORMAT(1X, 'YATAGIN DILIM SAYISINI GIRINIZ ')
WRITE(*,*)'ITERASYON SAYISINI GIRINIZ '
READ(*,*)IS
WRITE(*,*)'CAP KAC HALKADAN OLUSSUN ?'
READ(*,*)NR
WRITE(*,*)'DAIREYI KAC PARCAYA BOLELIM ?'
READ(*,*)NT
WRITE(*,*)' BASINC DEGERI NE OLSUN ?'
READ(*,*)BA
WRITE(*,*)'US DEGERI NE OLSUN ?'
READ(*,*)US
WRITE(*,*)'SABITI GIRINIZ ?'
READ(*,*)AS
WRITE(*,*)'TETAMAX DEGERINI GIR'
READ(*,*)TETA
RETURN
END

```

#### SUBROUTINE GRID

```

COMMON/ET1/ R(15),T(90),H(15,90),S(15,90),HATA(15,90)
COMMON/ET2/ A(15,90),B(15,90),C(15,90),D(15,90)
COMMON/ET3/ AP(15,90),P(15,90),PB(15,90)
COMMON/ET4/RI, RD, E, DILIM, IS, NR, NT, BA, US, AS, EPS, PI, NT1, NR1, NT2,
①      NTM1, NRM2, W, W1(15,90), ITS, HATAB, PMAX, DR, DT, TETA
DR=(RD-RI)/(NR*RD)
R(1)=RI/RD
DO 30 I=2,NR1
30  R(I)=R(I-1)+DR
DO 9 I=1,NR1
9   WRITE(*,7)I,R(I)
WRITE(6,7)I,R(I)
7   FORMAT(1X,2HR(, 12, 2H)=, F8.4)
DT=2*PI/NT

```

```

T(1)=0.
DO 35 J=2,NT1
35 T(J)=T(J-1)+DT
C T(NT1)=T(1)
C T(NT2)=T(2)
DO 999 J=1,NT1
WRITE(*,109)J,T(J)
999 WRITE(6,109)J,T(J)
109 FORMAT(5X,'J=',13,3X,'T=',F12.8)
DO 1999 I=1,NR1
WRITE(*,209)I,R(I)
1999 WRITE(6,209)I,R(I)
209 FORMAT(5X,'I=',12,3X,'R=',F9.5)
C DO 8 J=1,NT1
C WRITE(*,4) J,T(J)
C 8 WRITE(6,4) J,T(J)
C 4 FORMAT(1X,'T(',13,')=',F8.4)
RETURN
END

```

## SUBROUTINE FILM

```

COMMON/ET1/ R(15),T(90),H(15,90),S(15,90),HATA(15,90)
COMMON/ET2/ A(15,90),B(15,90),C(15,90),D(15,90)
COMMON/ET3/ AP(15,90),P(15,90),PB(15,90)
COMMON/ET4/RI, RD, E, DILIM, IS, NR, NT, BA, US, AS, EPS, PI, NT1, NR1, NT2,
① NTM1, NRM2, W, W1(15,90), ITS, HATAB, PMAX, DR, DT, TETA
DO 40 I=1,NR1
WRITE(*,*)'=====
WRITE(6,*)'=====
DO 40 J=1,NT
H(I,J)=1.+E*R(I)*COS(T(J)-TETA)*DILIM
ACI=T(J)*180./3.14159264
WRITE(*,309)I,J,ACI,H(I,J)
WRITE(6,309)I,J,ACI,H(I,J)
309 FORMAT(5X,'I=',12,3X,'J=',13,3X,'ACI=',F6.2,' H=',F9.6)
40 CONTINUE
RETURN
END

```

## SUBROUTINE KAT'S

```

COMMON/ET1/ R(15),T(90),H(15,90),S(15,90),HATA(15,90)
COMMON/ET2/ A(15,90),B(15,90),C(15,90),D(15,90)
COMMON/ET3/ AP(15,90),P(15,90),PB(15,90)
COMMON/ET4/RI, RD, E, DILIM, IS, NR, NT, BA, US, AS, EPS, PI, NT1, NR1, NT2,

```



```

⑥          NTM1, NRM2, W, W1(15, 90), ITS, HATAB, PMAX, DR, DT, TETA
DO 44 I=2, NR
DO 44 J=2, NT
H(I, NT1)=H(I, 1)
AV=3./4.* (R(I+1)**2-R(I-1)**2)*(H(I, J+1)-H(I, J-1))
AA=(((H(I, J)+H(I, J-1))/2)**3)*((R(I+1)-R(I-1))/(2*R(I)*(T(J)-T
*(J-1))))
AB=(((H(I, J)+H(I-1, J))/2)**3)*((R(I)+R(I-1))/(2*(R(I)-R(I-1))))
**((T(J+1)-T(J-1))/2)
AC=(((H(I, J)+H(I, J+1))/2)**3)*((R(I+1)-R(I-1))/(2*R(I)*(T(J+1)
-T(J))))
AD=(((H(I, J)+H(I+1, J))/2)**3)*((R(I+1)+R(I))/(2*(R(I+1)-R(I))))
**((T(J+1)-T(J-1))/2)
AT=AA+AB+AC+AD
S(I, J)=AV/AT
A(I, J)=AA/AT
B(I, J)=AB/AT
C(I, J)=AC/AT
44 D(I, J)=AD/AT
RETURN
END

```

## SUBROUTINE ITAR

```

COMMON/ET1/ R(15), T(90), H(15, 90), S(15, 90), HATA(15, 90)
COMMON/ET2/ A(15, 90), B(15, 90), C(15, 90), D(15, 90)
COMMON/ET3/ AP(15, 90), P(15, 90), PB(15, 90)
COMMON/ET4/ RI, RD, E, DILIM, IS, NR, NT, BA, US, AS, EPS, PI, NT1, NR1, NT2,
⑥          NTM1, NRM2, W, W1(15, 90), ITS, HATAB, PMAX, DR, DT, TETA

```

ITS=0.

1985 HATAB=0.

PMAX=0.

ITS=ITS+1

DO 45 I=2, NR

DO 45 J=2, NT

P(I, NT1)=P(I, 1)

IF(J.EQ.1) GO TO 10

GO TO 11

10 PC=P(I, NT)

WRITE(6, \*)'KOCPC1', PC

WRITE(\*, \*)'KOCPC1', PC

GO TO 20

11 PC=P(I, J-1)

WRITE(6, \*)'KOCPC2', PC

20 HAT=A(I, J)\*PC+B(I, J)\*P(I-1, J)+C(I, J)\*P(I, J+1)+D(I, J)\*P

\*(I+1, J)-P(I, J)-S(I, J)

WRITE(6, \*)'KOCHAT', HAT

P(I, J)=P(I, J)+HAT\*AS

```

IF(J.GT.1) GO TO 300
WRITE(6,*)P(I,J)
WRITE(*,*)P(I,J)
IF(P(I,J).LT.0.0) GO TO 1980
HATAB=AMAX1(HATAB,HAT,-HAT)
PMA=AMAX1(PMA,P(I,J))
WRITE(6,*)'KOC5',I,J,'PMA',PMA
GO TO 45
1980 P(I,J)=0.0
45 CONTINUE
IF(HATAB.GT.US*PMA) GO TO 1985
RETURN
END

```

## SUBROUTINE YUK

```

COMMON/ET1/ R(15),T(90),H(15,90),S(15,90),HATA(15,90)
COMMON/ET2/ A(15,90),B(15,90),C(15,90),D(15,90)
COMMON/ET3/ AP(15,90),P(15,90),PB(15,90)
COMMON/ET4/RI, RD, E, DILIM, IS, NR, NT, BA, US, AS, EPS, PI, NT1, NR1, NT2,
* NTM1, NRM2, W, W1(15,90), ITS, HATAB, PMA, DR, DT, TETA
W=0.
DO 106 I=1,NR1
DO 106 J=1,NT
DR=(R(I+1)-R(I-1))/2.
DT=(T(J+1)-T(J-1))/2.
RI=(R(I+1)+R(I-1))/2.
W1(I,J)=P(I,J)*R(I)*DR*DT
WRITE(*,96) I,J,P(I,J),I,J,W1(I,J),I,J,H(I,J)
WRITE(6,96) I,J,P(I,J),I,J,W1(I,J),I,J,H(I,J)
W=W+W1(I,J)
96 FORMAT(1X,'P(',12,',',12,')=',F9.6,3X,
*'W1(',12,',',12,')=',F9.6,3X,'H(',12,',',12,')=',F9.6)
06 CONTINUE
WRITE(*,97) ITS,HATAB,PMA,E,W
WRITE(6,97) ITS,HATAB,PMA,E,W
97 FORMAT(2X,'ITS=',13,/,2X,'HATAB=',F10.6,/,2X,'PMA=',F9.4,/,
*2X,'E=',F9.6,/,2X,'W=',F9.6)
RETURN
END

```

W. C.

Yükseköğretim Kurulu  
Dokümantasyon Merkez