

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLERDE YAĞLAMA

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Şükrü Barış ÜNAL

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Program : ISI- AKIŞKAN

HAZİRAN 2005

HERMETİK PİSTONLU KOMPRESORLERDE YAGLAMA

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Şükrü Barış ÜNAL
503031101

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 9 Mayıs 2005
Tezin Savunulduğu Tarih : 2 Haziran 2005

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞI OĞLU

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ (İ. T. Ü)

Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ (İ. T. Ü)

HAZİRAN 2005

Sane m'e

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmamı yöneten, olumlu eleştiri ve önerileri ile katkıda bulunan değerli hocam Sn. Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞI OĞLU' na teşekkür ederim

Bu çalışmamın gerçekleşmesini sağlayan ve destek olan Arçelik Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, başta Sn. Şenettin EKSERT ve Sn. Fatih ÖZKADI' nın şahsında teşekkür ederim

Çalışmamın her aşamasında desteğini esirgemeyen, değerli fikirleri ve eleştirileriyle katkıda bulunan Sn. Dr. Hüsnü KERPİÇÇİ' ye, deneysel çalışmalarındaki katkılarından dolayı Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU başta olmak üzere tüm ARGE Termodinamik Teknolojileri Laboratuvarı çalışanlarına teşekkür ederim

Tüm çalışmalarım boyunca verdikleri destekten dolayı başta Sn. Mirat ERGÜLER, Sn. Serkan YÜZER, Sn. M. Erdem Turfan, Sn. Fatih YILMAZ, Sn. Vedat AYSAL olmak üzere tüm ARGE Yüksek Lisans Öğrencileri' ne teşekkür ederim

Son olarak tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, her adımda maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, sevgili AİLEME ve tüm dostlarıma teşekkürlerimi borç bilirim

Haziran 2005

Ş. Barış ÜNAL

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	x
SUMMARY	xi
1. GİRİŞ	1
1.1. Kompresör Yağlama Sistemi'nin Tanıtılması	2
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
3. TEORİK ÇALIŞMA	16
3.1. Yağlama ve Yağlama Koşulları	16
3.2. Yağlama Teorisi ve Reynolds Denklemi'nin Türetilmesi	18
3.3. Reynolds Denklemi'ndeki Terimlerin Fiziksel Anlamı	24
3.4. Dinamik Yüklü Radyal Yatakları'nın Dar Yatak Kabulü ile Analizi	27
3.5. Kompresör Yatakları'nın Dinamik Analiz Sonuçları	37
3.5.1. Alt ana radyal yatak dinamik analiz sonuçları	38
3.5.2. Üst ana radyal yatak dinamik analiz sonuçları	42
3.5.3. Dış radyal yatak dinamik analiz sonuçları	44
3.5.4. Eksantrik radyal yatak dinamik analiz sonuçları	47
3.5.5. Eysel-perno radyal yatağı dinamik analiz sonuçları	51
3.5.6. Piston-silindir yatağı için yaklaşık çözüm	53
3.6. Teorik Çalışma Sonucu	53
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	55
4.1. Yağlama Sistemi Debisi'ne Etki Eden Faktörlerin İncelenmesi	56
4.1.1. Deney düzeneği	56
4.1.2. Ölçüm sonuçları	60
4.2. Yağlama Sistemi Yağ Debisi Ölçüm Düzeneği	65
4.2.1. Deney düzeneği	65
4.2.2. Deneyin yapılışı	74
4.2.3. Ölçüm Sonuçları	77
5. SONUÇLAR	79
KAYNAKLAR	81
EK A	83
ÖZGEÇMİŞ	84

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 2.1. h_e ve R_0 için elde edilen sonuçlar [5].	7
Tablo 2.2. Besleme deliği yağ debisi teorik ve deneysel sonuç [5].	8
Tablo 3.1. Alt ana yatak parametreleri.	39
Tablo 3.2. Üst ana yatak parametreleri.	42
Tablo 3.3. Dış yatak parametreleri	44
Tablo 3.4. Eksantrik yatak parametreleri	47
Tablo 3.5. Biyel-perno yatak parametreleri.	51
Tablo 3.6. Piston-silindir yatak parametreleri.	53
Tablo 4.1. Ölçüm kapları kalibrasyon sonuçları.	72
Tablo 4.2. Dış yatak deliği açık ölçüm sonuçları	76
Tablo 4.3. Dış yatak deliği kapalı ölçüm sonuçları	77
Tablo 4.4. Prototip-1 ölçüm sonuçları	77
Tablo 4.5. Prototip-2 ölçüm sonuçları	77

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1	: Kompresör yağlama sistemi	3
Şekil 2.1	: Dönel kompresör yağlama sistemi [5].	5
Şekil 2.2	: Basınç yüksekliği ölçüm düzeneği [5].	6
Şekil 2.3	: Açısal doğrultudaki hız dağılımı [5]	6
Şekil 2.4	: Yağ debisi ölçüm düzeneği [5]	7
Şekil 2.5	: Yağ debisi ve basınç basıncı ölçüm düzeneği [6].	9
Şekil 2.6	: Santrifüj pompa basınç basıncının dönme hızı ile değişimini deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması [6]	10
Şekil 2.7	: Kompresör yağlama sistemi [7]	12
Şekil 2.8	: Eşdeğer elektrik devresi [7]	13
Şekil 2.9	: Teorik ve deneysel yağ debisini karşılaştırılması [7]	13
Şekil 2.10	: Yağ seviyesi-yağ debisi ilişkisi [4].	14
Şekil 2.11	: Dönme frekansı-besleme debisi yağ debisi ilişkisi [4].	14
Şekil 2.12	: Yağ sıcaklığı toplam yağ debisi ilişkisi [8].	15
Şekil 2.13	: Yağ seviyesi toplam yağ debisi ilişkisi [8]	15
Şekil 3.1	: Sınır yağlama koşulu	16
Şekil 3.2	: Karın yağlama koşulu	17
Şekil 3.3	: Fil myağlama koşulu	17
Şekil 3.4	: Fil mgeometrisi [2]	19
Şekil 3.5	: Yoğunluk kama etkisi [10]	25
Şekil 3.6	: Cerilme etkisi [10]	25
Şekil 3.7	: Nöral sıkışma etkisi [10]	25
Şekil 3.8	: Fiziksel kama etkisi [10]	26
Şekil 3.9	: Ötelenme sıkışma etkisi [10].	26
Şekil 3.10	: Yerel genleşme etkisi [10]	27
Şekil 3.11	: Dönme yükü radyal yatağa fil mgeometrisi	28
Şekil 3.12	: Dönme yükü radyal yatağa yüzey hızları	30
Şekil 3.13	: Piston üzerine etkiyen basıncın krank açısına bağlı değişimi [17]	38
Şekil 3.14	: Alt ana radyal yatak yüklerinin kutupsal gösterimi	39
Şekil 3.15	: Alt ana radyal yatak mil yörüngeleri	40
Şekil 3.16	: Alt ana radyal yatak milinin mülme kalınlığı	41
Şekil 3.17	: Alt ana radyal yatak yan akış noktaları	41
Şekil 3.18	: Üst ana radyal yatak yüklerinin kutupsal gösterimi	42
Şekil 3.19	: Üst ana radyal yatak mil yörüngeleri	43
Şekil 3.20	: Üst ana radyal yatak milinin mülme kalınlığı	43
Şekil 3.21	: Üst ana radyal yatak yan akış noktaları	44
Şekil 3.22	: Dış radyal yatak yüklerinin kutupsal gösterimi	45
Şekil 3.23	: Dış radyal yatak mil yörüngeleri	45
Şekil 3.24	: Dış ana radyal yatak milinin mülme kalınlığı	46
Şekil 3.25	: Dış radyal yatak yan akış noktaları	46

Şekil 3.26	: Eksantrik radyal yatak yükleri nin kutupsal gösteri ni	47
Şekil 3.27	: Eksantrik radyal yatak mil yörüngeleri	48
Şekil 3.28	: Eksantrik radyal yatak yükleri ni [18]	49
Şekil 3.29	: Eksantrik radyal yatak mil yörüngeleri [18]	49
Şekil 3.30	: Eksantrik radyal yatak mil yörüngeleri [14]	50
Şekil 3.31	: Eksantrik radyal yatak mil ni mu mfil mkalı nı lı ğı	50
Şekil 3.32	: Eksantrik radyal yatak yan akış miktarı	51
Şekil 3.33	: Bıyık-perno radyal yata ğı yükleri ni n kutupsal gösteri ni	52
Şekil 3.34	: Bıyık-perno radyal yata ğı mil yörüngesi	52
Şekil 3.35	: Toplam yan akış miktarı nı n devirle değışi ni	54
Şekil 4.1	: Ya ğlama sistemi ya ğ debisi ni etkiyen faktörleri n incelendi ği düzenek	56
Şekil 4.2	: Düzenegi n şematik gösteri ni ve ekipmanlar	57
Şekil 4.3	: Sıcaklık kontrol çevri mi	58
Şekil 4.4	: Ya ğ sıcaklı ğı nı n kontrol ü	58
Şekil 4.5	: Ya ğ seviyesi kontrol çevri mi	59
Şekil 4.6	: Dönme hızı kontrol ü	59
Şekil 4.7	: Ya ğ debisi-dönme hızı ilişkisi	60
Şekil 4.8	: Ya ğ debisi-ya ğ seviyesi ilişkisi	61
Şekil 4.9	: Ya ğ seviyesi toplam ya ğ debisi ilişkisi [8]	62
Şekil 4.10	: Ya ğ seviyesi-ya ğ debisi ilişkisi [11].	62
Şekil 4.11	: Ya ğ debisi-ya ğ sıcaklı ğı ilişkisi	63
Şekil 4.12	: Ya ğ sıcaklı ğı -toplam ya ğ debisi ilişkisi ni n Drost'un [8] çalışması ile karşılaştırıl ması	64
Şekil 4.13	: Ya ğ debisi-ya ğ viskozitesi ilişkisi	64
Şekil 4.14	: Deney düzene ği genel görünümü	65
Şekil 4.15	: Montaj aparatı	66
Şekil 4.16	: Yay	68
Şekil 4.17	: Tahrik motoru	68
Şekil 4.18	: Devir ayarlayıcı elektronik kart	69
Şekil 4.19	: Ölçüm böl ü mü genel görüntü	70
Şekil 4.20	: Toplama kabı	70
Şekil 4.21	: Ölçüm kapları	71
Şekil 4.22	: Ayarlanabilir debili pompa	74
Şekil 4.23	: Deney düzene ği dış görünümü	74
Şekil 4.24	: Ölçüm sonuçları ile hesaplanan gerekli debi ni n karşılaştırıl ması	78
Şekil A.1	: Sıcaklık-viskozite ilişkisi [22]	83

SEMBOL LİSTESİ

c	: Yatak boşluğu
c_b	: Yatak merkezi
c_j	: Mil merkezi
d_p	: Piston çapı
D	: Yatak çapı
e	: Mil merkezi eksantrikliği
$\&$	: Eksantriklik doğrultusunda mil merkezinin hızı
f	: Frekans
F_x	: Yatağa etkiyen yükün piston doğrultusuna paralel bileşeni
F_y	: Yatağa etkiyen yükün piston doğrultusuna dik bileşeni
h	: Fil mkalınlığı
$h_{\min}$	: Minimum fil mkalınlığı
H	: Yağ seviyesi
l_p	: Piston uzunluğu
L	: Yatak boyu
L_{xz}	: x, z düzlemindeki karakteristik uzunluk
L_y	: y doğrultusundaki karakteristik uzunluk
N	: Dönme hızı
P	: Basıncı
$\bar{P}$	: Boyutsuz basıncı
P_g	: Yağ besleme basıncı
$P_{g,\max}$	: Maksimum yağ besleme basıncı
q_p	: Besleme basıncı sebebiyle oluşan yan akış debisi
q_t	: Toplam yan akış debisi
q_z	: Hidrodinamik basıncı sebebiyle oluşan yan akış debisi
Q	: Yağ debisi
r_b	: Yatak yarı çapı
r_j	: Mil yarı çapı
Re	: Reynolds sayısı
Re^*	: İndirgenmiş Reynolds sayısı
τ	: Zaman
$\bar{t}$	: Boyutsuz zaman
u, v, w	: Kartezyen koordinatta hız bileşenleri
$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$	: Kartezyen koordinatta boyutsuz hız bileşenleri
u_b, v_b, w_b	: Yatak yüzeyindeki herhangi bir noktanın hız bileşenleri

u_j, v_j, w_j	: Mil yüzeyindeki her hangi bir noktanın hız bileşenleri
U_*	: x, z düzlemindeki karakteristik hız
x, y, z	: Kartezyen koordinatlar
$\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$	: Boyutsuz kartezyen koordinatlar
V_*	: z doğrultusundaki karakteristik hız
W	: Yük
α	: Boyutsuz katsayı
β	: Boyutsuz katsayı
ε	: Mil merkez eksantriklik oranı
ε_x	: Piston doğrultusuna paralel mil merkez eksantriklik oranı
ε_y	: Piston doğrultusuna dik mil merkez eksantriklik oranı
$\mathcal{E}$	: Eksantriklik doğrultusunda mil merkez eksantriklik oranının hızı
ϕ	: Yük doğrultusu ile merkezler doğrusu arasında kalan açı
Φ	: Yük doğrultusu ile merkezler doğrusu arasındaki açının hızı
γ	: Boyutsuz katsayı
μ	: Dinamik viskozite
μ_∞	: Karakteristik dinamik viskozite
$\bar{\mu}$	: Boyutsuz dinamik viskozite
ν	: Kinematik viskozite
θ	: Radyal yatak açısall koordinatı
ρ	: Yoğunluk
ρ_∞	: Karakteristik yoğunluk
$\bar{\rho}$	: Boyutsuz yoğunluk
ω_b	: Yatak açısal hızı
ω_j	: Mil açısal hızı
Ω	: Karakteristik frekans
Ω^*	: İndirgenmiş karakteristik frekans
$\bar{\omega}$	: Yükün açısal hızına göre, ortalama mil ve yatak açısal hızı
ψ	: Yükün, piston hareket doğrultusu ile yaptığı açı
Ψ	: Yükün, piston hareket doğrultusu ile yaptığı açının hızı

HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLERDE YAĞLAMA

ÖZET

Enerji kaynaklarının azalması ve artan enerji maliyetleri, kompresörlerin daha verimli ve daha uzun ömürlü olmasını gerektirmektedir. Bu durum kompresör enerji tüketimini ve ömrünü belirleyen iki ana unsurun; sürtünmenin ve aşınmanın azaltılmasını ihtiyacı doğurur. Sürtünme ve aşınmanın azaltılmasında, kompresör yataklarının tasarımı kadar, yataklarda yağlama için gerekli yağ debisini sağlayabilen bir yağlama sisteminin tasarlanması da büyük önem taşımaktadır.

Bu çalışmada, tasarlanan yağlama sistemlerinin yeterliliği, deneysel ve analitik yolla incelenmiştir.

İlk deneysel çalışmada, önceden var olan bir deney düzeneği işler hale getirilerek yağlama sisteminin debisine etki eden parametreler incelenmiştir. Bu düzenek ile yapılan ölçümlerde, yağlama sisteminin tamamının kullanılmasını nedeniyle, yağlama sisteminin gerçek yağ debisi tespit edilememiştir. Ancak, yağ debisinin, devir, sıcaklık ve yağ seviyesi ile ilişkisi belirlenmiştir.

İkinci deneysel çalışmada, gerçek yağ debisinin ölçülebildiği bir deney düzeneği hazırlanmıştır. Bu deney düzeneği ile, tasarlanan yağlama sistemlerinin farklı devirlerde toplam yağ debisi ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

Çalışmanın analitik kısmında, dinamik yüklü kompresör yataklarının kısa yatak kabulü ile analizi gerçekleştirilmiş ve her bir yatağa beslenmesi gereken yağ debisinin kompresör çalışma devri ile değişimi hesaplanmıştır. Hesaplanan yağ debileri toplanarak, kompresör yataklarının ihtiyaç duyduğu toplam yağ debisinin kompresör çalışma devri ile değişimi tespit edilmiştir.

Sonuç olarak, analitik hesaplama yöntemiyle elde edilen gerekli toplam yağ debisi ile deneysel yolla tespit edilen yataklara beslenen toplam yağ debisi karşılaştırılarak, yağlama sisteminin güvenilirliği belirlenmiştir.

LUBRICATION IN HERMETIC RECIPROCATING COMPRESSORS

SUMMARY

Due to reduction in energy sources and increase in cost of energy, compressors should be more efficient and longlasting. This fact leads to friction loss and wear reduction requirement in compressors. In reduction of friction loss and wear, the design of lubrication system that supplies required oil flowrate within the bearings is very crucial as well as bearing design.

In this study, sufficiency of the designed lubrication system is investigated both by analytical and experimental methods.

In the first experimental study, an existing experimental set up has been improved and the parameters that affect the flowrate of the lubrication system have been investigated. Real flowrate of lubrication system could not be determined with the measurements from this experimental set up due to an inability to assembly whole elements of the lubrication system into the set-up. Yet, the changes in oil flowrate with temperature, revolution speed and oil level have been observed.

In the second experimental study, an experimental set up has been designed in which the real oil flowrate can be measured. In this set up, oil flowrates in different revolution speed have been measured.

In the analytical part of the study, dynamically loaded bearings have been analyzed with short bearing solution and the change in required oil flowrate for each bearing with revolution speed have been calculated. Calculated oil flowrates for each bearing have been summed up and the change in total oil flowrate necessary for all bearings with revolution speed were determined.

On the whole, for a designed oil supply system required total flowrate calculated by analytical methods is compared to supplied total flowrate measured by experimental methods and the reliability of oil supply system is determined accordingly.

1. GİRİŞ

Enerji kaynaklarının sınırlı olması ve artan enerji ihtiyaçları nedeniyle, enerji tasarrufu önemli bir konuya haline gelmiştir. Yapılan bazı incelemeler dünyada üretilen enerjinin $\frac{1}{3}$ 'ünün sürtünme sonunda harcadığını göstermektedir [1]. Sürtünme ve aşınma olayları, genel olarak istenmeyen ve azaltılmaya çalışılan, bu amaçla çok eski tarihlerden itibaren araştırılan konulardır. MÖ 3000'li yıllardan günümüze kadar, sürtünmeyi ve aşınmayı azaltmak amacıyla yağlama yapıldığı bilinmektedir. Yağlama alanında bilimsel anlamda ilk çalışma, Rayleigh ve Stokes'un film yağlamasının fizibilitesi üzerine yaptığı teorik çalışmalarla başlamaktadır [2]. 1886 yılında, Reynolds, yağlama teorisini geliştirmiş ve yağlama biliminin ana denklemi olan Reynolds diferansiyel denklemini çıkarmıştır. Sonraki çalışmalarda, yağlama ile ilgili pek çok deneysel ve teorik araştırma yapılmıştır. Bu çalışmaların büyük çoğunluğu minimum film kalınlığı ve basınç dağılımının belirlenmesi ile ilgili araştırmalardır. Sınırlı sayıda araştırmanın, yataklardaki yağ debisi ile ilgili olduğu dikkat çekmektedir [3]. Halbuki, yağ debisinin bilinmesi, yağlama sisteminin tasarımı için büyük öneme sahiptir. Yağlama sistemi tasarlanırken, yataklarda film oluşumu için gerekli yağ debisi hesaplanmalıdır. Yağlama sistemi, hesaplanan bu yağ debisi dikkate alınarak, yataklarda gerekli yağ debisini sağlayacak şekilde tasarlanmalıdır [4].

Bu çalışmada, ev tipi soğutucularda kullanılan kompresörlere ait yağlama sisteminin, kompresör yataklarında gerekli yağ debisini sağlayıp sağladığı araştırılmıştır. Bu amaçla, kompresör yağlama sisteminin yataklara ilettiği toplam yağ debisini ölçmek amacıyla bir deney tesisatı hazırlanmıştır. Diğer taraftan, her bir kompresör yatağında ihtiyaç duyulan yağ debisi hesaplamalar sonucunda elde edilmiştir. Hesaplamalar sonucunda elde edilen toplam yağ debisi ihtiyacı, ölçüm sonucu ile karşılaştırılarak, yağlama sisteminin yeterliliği araştırılmıştır. Kompresör yağlama sistemi ile ilgili yapılan diğer bir deneysel çalışmada ise, sıcaklık, devir ve yağ seviyesinin, yağlama sisteminin ilettiği yağ debisini nasıl etkilediği incelenmiştir.

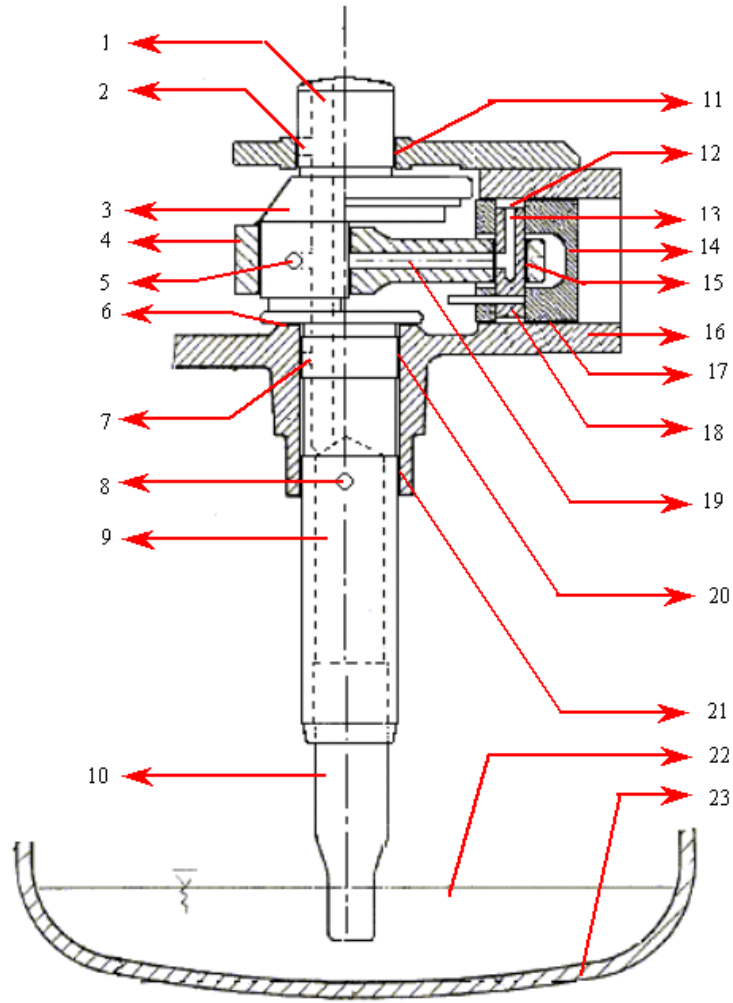
1.1. Kompresör Yağlama Sisteminin Tanıtılması

Kompresörde yağlama prosesi nin dört temel görevi vardır [4]:

- o Sürtünme ve aşınmayı azaltmak
- o Viskoz sürtünmenin ve diğer ısı kaynaklarının ortaya çıkardığı ısıyı uzaklaştırmak
- o Sıkıştırma odasında piston-silindir arasındaki soğutucu sızıntısını minimize etmek
- o Gürültüyü azaltmak

Ev tipi soğutucularda kullanılan kompresörler düşük yük ve yüksek hızlarda çalışırlar. Bu durumda, uygun viskoziteye sahip yağlayıcı kullanıldığı takdirde, yataklar hidrodinamik yağlama koşulunda çalışırlar. Hidrodinamik yağlama koşulunda çalışan yataklar, yukarıda belirtilen dört görevi de yerine getirebilirler. Hidrodinamik yağlama koşulunda çalışan kompresör yatakları nda, film oluşumu için gerekli yağ debisini sağlamak amacıyla, Şekil 2.1’de görülen yağlama sistemi kullanılmaktadır.

Kompresör yağlama sisteminde, krank milinin alt ucuna yerleştirilmiş olan yağ emme borusu, kompresör muhafazası altında toplanan yağ biriktirici ne dalıdır. Krank milinin dönmesi ile yağa santrifüj kuvveti etkilemekte ve bu kuvvet gerekli büyüklüğe ulaştığında, yağın krank mili içinde yükselmesini sağlamaktadır. Krank iç deliği boyunca yükselen yağ krank iç eksantrik deliği içerisinde ilerleyerek kompresör içine, radyal yağ besleme delikleri ile de yataklara doğru yönlendirilir. Böylece yağ pompası, sadece yataklara yağ beslemekle kalma p ayını zamanda kompresör parçalarının da soğutulmasını sağlamaktadır.



Şekil 1.1 : Kompresör yağlama sistemi

- | | |
|--|------------------------------------|
| 1. Krank iç eksantrik deliği | 13. Perno iç deliği |
| 2. Dış yatak radyal yağlama deliği | 14. Piston |
| 3. Krank | 15. Hiyel-Perno radyal yatak |
| 4. Hiyel | 16. Silindir |
| 5. Eksantrik yatak radyal yağlama deliği | 17. Piston-Silindir düzensel yatak |
| 6. Eksenel yatak | 18. Perno |
| 7. Üst ana radyal yatak yağlama deliği | 19. Hiyel iç deliği |
| 8. Alt ana radyal yatak yağlama deliği | 20. Üst ana radyal yatak |
| 9. Krank iç deliği | 21. Alt ana radyal yatak |
| 10. Yağ emme borusu | 22. Yağ |
| 11. Dış radyal kaymalı yatak | 23. Muhafaza |
| 12. Piston çevresel yağlama kanalı | |

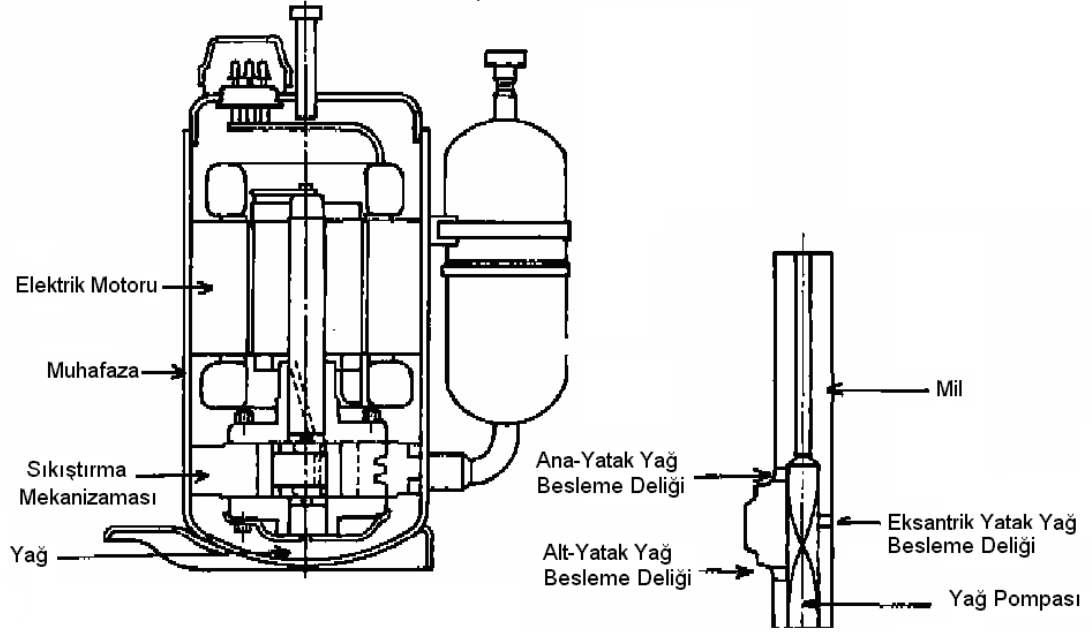
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde, kompresör yağlama sisteminin deneysel ve teorik olarak incelendiği çalışmalar çok az sayıdadır. Örneğin, kompresör ile ilgili çalışmaların yayımlandığı Purdue Üniversitesi Kompresör Konferansları incelendiğinde, 1972 yılından günümüze kadar sadece 13 yayının yapıldığı görülmektedir. Bu konunun nadiren incelenmesinin başlıca nedeni olarak, kompresör yağlama sistemi içindeki akışın teorik olarak çözülmesindeki ve deneysel olarak ölçülmesindeki güçlükler gösterilebilir.

Kompresör yağlama sisteminin deneysel ve teorik olarak incelendiği yayınlarda, genel olarak kompresör yağlama sisteminin oluşturan elemanların debi ve basınç farkı karakteristikleri matematiksel olarak ifade edilmiştir. Tüm elemanların debi ve basınç farkı karakteristiği oluşturulduğunda, yağlama sistemi eşdeğer bir elektrik devresine benzetilerek sistem çözülmemektedir. Eşdeğer elektrik devresinin oluşturulmasında, debi ve basınç farkı sırasıyla akım ve gerilim farkı olarak tanımlanmaktadır. Oluşturulan devrede düğüm noktalarına ve çevrilere Kirchhoff kanunu uygulanmakta ve elde edilen denklemler Newton-Raphson metodu ile çözülmemektedir. Sonuçta, her bir elemanın yağ debisi ve neden olduğu basınç kaybı bulunmaktadır.

Son yıllarda nümerik hesaplama yapan ticari yazılımların kullanımının yaygınlaşması nedeniyle, kompresör yağlama sisteminin çözülmesinde bu yazılımların kullanıldığı görülmektedir.

Asanuma [5], 1984 yılında yaptığı çalışmada dönel kompresörlerin yağlama sistemi karakteristiğini, yüklü ve yüksüz koşullarda teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmadan, yüksüz koşulda yataklara yağ beslenmesini sağlayan besleme deliğinin debi ve basınç kaybı karakteristiğinin belirlenmesi ile ilgili kısım aşağıda sunulmaktadır.



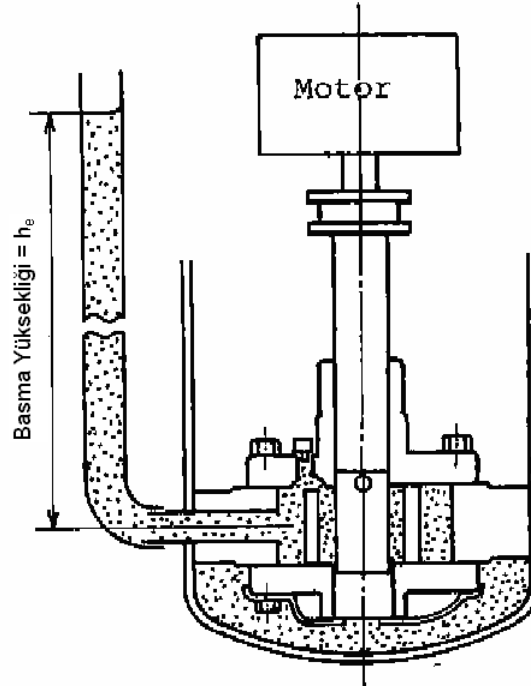
Şekil 2.1 : Dönel kompresör yağlama sistemi [5]

Şekil 2.1’de dönel kompresöre ait yağlama sistemi gösterilmektedir. Milin dönmesi ile oluşan santrifüj kuvveti ile, mil içinde taşınan yağ alt yatak, eksantrik yatak ve ana yatağa besleme delikleri boyunca taşınır. Yağ mil ile aynı açısal hızda zorlanmış vorteks hareketi yapmaktadır. Yataklara iletilen yağ debisini ifade eden (2.1) eşitliği, Bernoulli denkleminden türetilen hız bağıntısının, kesit alanı ifade eden terimler ile çarpılması sonucunda elde edilebilmektedir. Bu eşitlikte; Q_f hacimsel yağ debisini, C besleme deliğinin kesit alanındaki daralma katsayısını, A_h besleme deliğinin kesit alanını ve h_f besleme deliği girişindeki basınç yüksekliğini ifade etmektedir.

$$Q_f = CA_h \sqrt{2gh_f} \quad (2.1)$$

$$h_f = \frac{a^2}{2g} (R_{si}^2 - R_o^2) \quad (2.2)$$

Besleme deliği girişindeki basınç yüksekliğini veren (2.2) eşitliğindeki, R_i mil iç yarı çapını, R_o ise mil içinde dönme sonucu oluşan paraboloidik forma ait serbest yüzeyin mil merkezinden uzaklığını, ω açısal hızı ifade etmektedir. Aslında, R_o yarı çapını elde etmek için yüksüz koşulda besleme deliğinin basınç yüksekliğini deneysel olarak ölçülmüştür. Şekil 2.2’de ölçümü için kullanılan test sistemi gösterilmektedir.



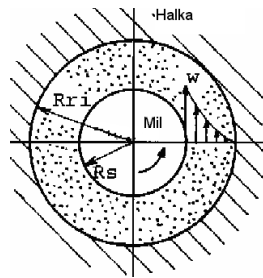
Şekil 2.2 : Basma yüksekliği ölçüm düzeneği [5]

Deney düzeneğinde ölçülen h_e , besleme deliği çıkışındaki basma yüksekliği h , ve milin dönmesi sonucu mil ile halka arasında oluşan radyal hız gradyanının neden olduğu basma yüksekliği h' 'nin toplamıdır.

$$h_e = h + h' \quad (2.3)$$

$$h = \frac{\omega^2}{2g} (R_s^2 - R_o^2) \quad (2.4)$$

Yukarıdaki ilk eşitlikte, h_e terimi deneysel, h terimi ise hesaplama yoluyla elde edilmektedir. Radyal doğrultudaki hız gradyanının neden olduğu basma yüksekliğinin hesaplanması için, açsal doğrultudaki hız dağılımı belirlenmiştir. Şekil 2.3'te hız dağılımının şematik çizimi yer almaktadır.



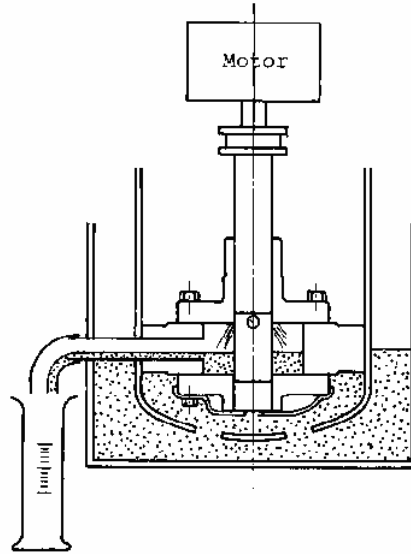
Şekil 2.3 : Açsal doğrultudaki hız dağılımı [5]

Şekilde gösterilen, açısal doğrultudaki W hız dağılımının radyal doğrultudaki hız gradyanının neden olduğu basma yüksekliği aşağıdaki bağıntılarda verilmiştir. Bu eşitliklerdeki, R_i halkanın iç çapını, R_s ise mil çapını ifade etmektedir.

$$W = \frac{\omega R_s^2}{R_i^2 - R_s^2} \left(\frac{R_i^2}{r} - r \right) \quad (2.5)$$

$$h_i = \int_{R_s}^{R_i} \frac{W^2}{g} \frac{dr}{r} \quad (2.6)$$

R_0 değeri; (2.3), (2.4), (2.5) ve (2.6) nolu eşitliklerden faydalanılarak elde edilmiştir. (2.2) nolu eşitlik kullanılarak h_f değeri ve (2.1) nolu eşitlikten de yatağa beslenen yağ debisi hesaplanmaktadır. Asanuma, yağ debisini hesaplamak için kullandığı metodu kontrol etmek amacıyla, Şekil 2.4'te gösterilen düzeneğe deney yapmıştır.



Şekil 2.4 : Yağ debisi ölçüm düzeneği [5]

Bu deney düzeneğinde, yatağa beslenen yağ debisini 48 ve 57 Hz dönme frekansları için deneysel ve hesaplama yoluyla tespit edilmiştir (Tablo 2.1).

Tablo 2.1 : h_e ve R_0 için elde edilen sonuçlar [5]

Frekans	48 Hz	57 Hz
h_e : deneysel	54 cm	78 cm
R_0 : hesaplama	0.30 cm	0.33 cm

Tablo 2.2 : Besleme deliği yağ debisi teorik ve deneysel sonuç [5]

Frekans	48 Hz	57 Hz
Q : deneysel	4.4 ml/s	5.0 ml/s
Q : hesaplama	4.1 ml/s	4.5 ml/s

Tablo 2.2, deneysel sonuçlarla hesaplamaların karşılaştırmasını göstermektedir. Görülmektedir ki, Asunuma'nın gerçekleştirdiği çalışmada, hesaplama yoluyla elde ettiği yağ debisi, deneysel yolla ölçtüğü yağ debisi ile yakın sonuçlar vermektedir.

Itoh [6], 1992 yılında yaptığı çalışmada dönel kompresörlerin yağlama sistemi üzerine inceleme yapmıştır. Söz konusu çalışmada, santrifüj pompa basma basıncı (2.7) nolu eşitlikte olduğu gibi ifade edilmektedir. Bu eşitlikteki P basma basıncı, römil çapını temsil etmektedir.

$$P = \frac{\rho}{2} (r_o \omega)^2 \quad (2.7)$$

Santrifüj pompamın giriş deliği karşı basıncı destekleyemediği için geri yönde akışlar gerçekleşmektedir. Bu durum basma yüksekliğinin azalmasına neden olmaktadır. Giriş deliği dikkate alınarak basma basıncı tekrar yazıldığında (2.8) nolu eşitlik elde edilmektedir.

$$P = \frac{\rho}{2} (r_o \omega)^2 - \Delta P_c \quad (2.8)$$

Giriş deliği boyunca hız dağılımı Bernoulli denkleminden yararlanılarak aşağıdaki gibi yazılmaktadır:

$$U_c = \sqrt{\frac{2}{\rho} \left[\Delta P_c - \frac{\rho}{2} (r_o \omega)^2 \right]} \quad (2.9)$$

Bu hız dağılımı integre edildiğinde debi elde edilmektedir.

$$\begin{aligned} Q_c &= \int_0^{r_c} 2\pi u_c dr \\ &= \frac{2\pi}{3\omega^2} \left(\frac{2\Delta P_c}{\rho} \right)^{3/2} \left[1 - \left(\frac{\rho (r_o \omega)^2}{2\Delta P_c} - 1 \right)^{3/2} \right] \end{aligned} \quad (2.10)$$

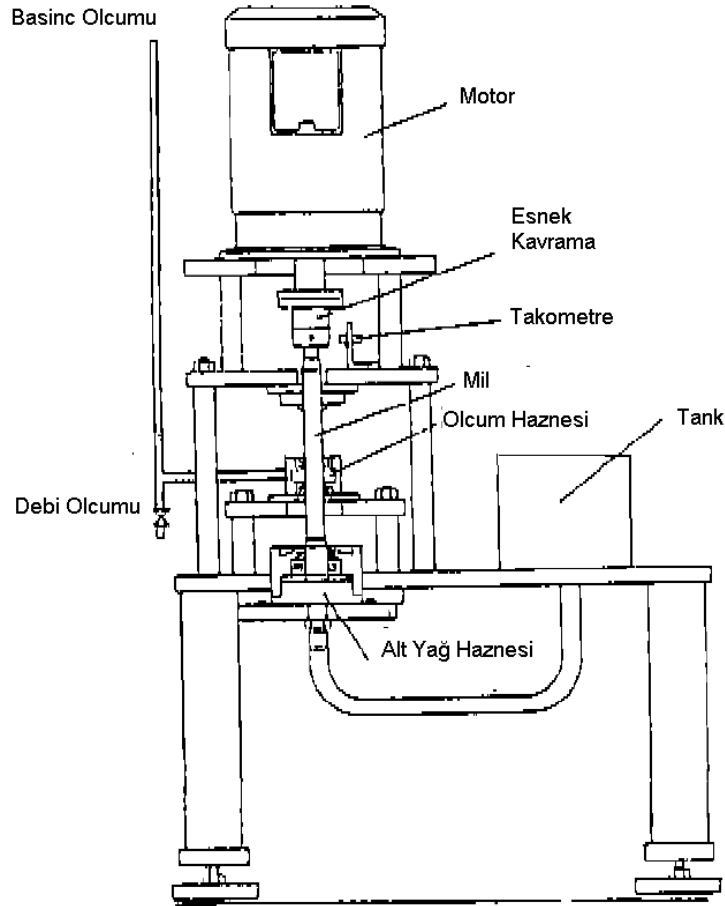
Giriş deliğinden giren ve çıkan yağ debisinin eşit olduğu kabulü yapılarak giriş deliğinin neden olduğu basınç düşümü (2 11) eşitliğinde gösterilmektedir.

$$\Delta P_c = \frac{\rho}{4} (r_o \omega)^2 \quad (2 11)$$

Santrifüj pompamın toplam basıncı ise (2 12) nolu eşitlikle gösterilir.

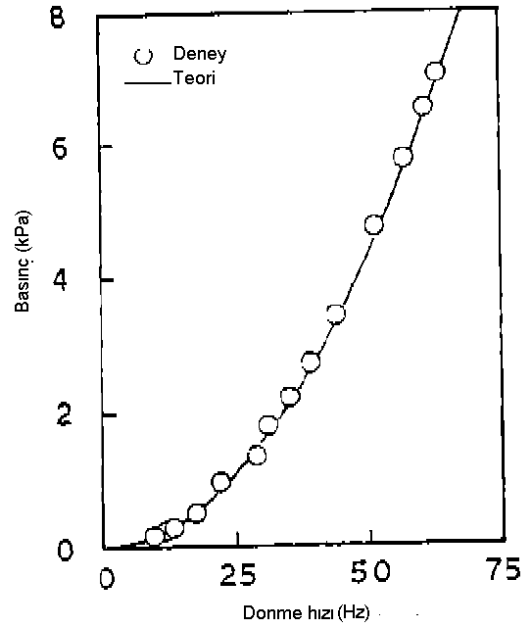
$$P = \frac{\rho}{4} (r_o \omega)^2 \quad (2 12)$$

Sonuç olarak, santrifüj pompamın karakteristiğini, yani debi ve basınç yüksekliğini veren matematiksel eşitlikler elde edilmiştir. Bu matematiksel modelin fiziksel olayı yaklaşık olarak sağladığı yapılan deneyler sonucunda görülmüştür.



Şekil 2.5 : Yağ debisi ve basınç basıncı ölçüm düzeneği [6]

Şekil 2.5'te Itoh'un kullandığı deney düzeneği görülmektedir. Santrifüj pompamın basınç basıncı deneysel ve (2 12) eşitliğinden yola çıkılarak elde edilen sonuçları Şekil 2.6'da sunulmaktadır.



Şekil 2.6 : Santrifüj pompa basma basıncının, dönme hızı ile değişiminin deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması [6]

Kim [7], 2002 yılında gerçekleştirdiği çalışmada ev tipi soğutucularda kullanılan pistonlu kompresörlerin yağlama sisteminin nümerik modellenmesi üzerine bir çalışma gerçekleştirmiştir.

Çalışmada, kompresör yağlama sistemini oluşturan nil pompası, spiral kanal, radyal yatak ve eksenel yatak için basınç kaybı ve debi karakteristiği matematiksel olarak ifade edilmiştir.

M1 pompası modelinde (2.13) eşitliğinden yararlanılmıştır. Bu eşitlikteki H_E terimi Euler yüksekliği olarak tanımlanmakta; r_2 ve r_1 ise, sırasıyla nil içindeki parabolik yağ kolonunun iç ve dış yarı çapını ifade etmektedirler. M1 pompası için r_2 yarı çapı nil iç çapına, r_1 ise sıfıra eşittir. (2.13) ifadesinde yer alan Q_m terimi maksimum yağ debisini ifade etmekte olup, deneysel olarak tespit edilmiştir. (2.15) eşitliğinde ise eşdeğer elektrik devresinde direnç olarak tanımlanan eşitlik yer almaktadır.

$$H = H_E \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_m} \right)^2 \right] \quad (2.13)$$

$$H_E = \frac{\omega^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2) \quad (2.14)$$

$$R_{sh} = \rho H_E \frac{Q}{Q_m^2} \quad (2.15)$$

Benzer yolla, yataklara yağ beslemek için kullanılan besleme delikleri de modellenen bir maddedir. Besleme deliğinin modellenmesinde r_2 ve r_1 sırasıyla mil içindeki parabolik yağ kolonunun iç ve dış yarı çapını ifade etmektedir. Fakat r_1 sıfıra eşit değildir. İç çapını sıfıra eşit olmadığı Asanuma'nın yaptığı çalışmada Tablo 2.1'de gösterilmektedir.

Spiral kanalda yağın taşınmasına iki mekanizma neden olmaktadır. Bunlar viskoz etkiden ve basınç farkından kaynaklanan taşınadır. Viskoz etkilerden kaynaklanan taşınma etkisi (2.16) eşitliğinde ifade edilmiştir. Burada θ kanalın düşey eksen ile yaptığı açıyı, C_v akış katsayısını ve A_g kanal kesit alanına eşittir.

$$Q_{vp} = C_v A_g \frac{r \omega \sin \theta}{2} \quad (2.16)$$

Spiral kanalda yağın taşınmasını sağlayan ikinci mekanizma, kanal boyunca oluşan basınç farkından kaynaklanmaktadır. Basınç farkı sebebiyle oluşan debi ve direncin matematiksel olarak tanımlandığı eşitlikler sırasıyla (2.17) ve (2.18) eşitliklerinde gösterilmektedir. Bu eşitliklerde yer alan D_h spiral kanalın hidrolik çapını, F_g geometriye bağlı bir katsayıyı, L spiral kanal uzunluğunu ifade etmektedir.

$$Q_g = \frac{\Delta P}{R_g} \quad (2.17)$$

$$R_g = F_g \frac{32 \mu L}{D_h^2 A_g} \quad (2.18)$$

Radyal yataklarda da yağın taşınmasında iki mekanizma etkindir. Bunlar, basınç kaynaklı akış ve dönme hareketi sonucu oluşan kenar sızıntısı kaynaklı akıştan oluşmaktadır.

Basınç kaynaklı akışı ve direnci veren eşitlikler (2.19) ve (2.20) eşitliklerinde gösterilmektedir. Bu eşitlikte yer alan l yatak boyunu, r yatak yarı çapını, ε eksantriklik oranını, c yatak boşluğunu ve p_s ise viskoz pompa lama yüksekliğini ifade etmektedir.

$$Q_p = \frac{\pi P_s r c^3}{6 \mu l} (1 + 1,5 \varepsilon^2) \quad (2.19)$$

$$R_{JB} = \frac{6 \mu l}{\pi r c^3 (1 + 1,5 \varepsilon^2)} \quad (2.20)$$

Kenar sızırtısı kaynaklı akışın modellenmesinde (2.21) ve (2.22) eşitliklerinden yararlanılmıştır. ξ terimi, Sommerfeld sayısı ve yatak boyu ile çapının oranının fonksiyonudur. Ndönme devrini tanımlamaktadır.

$$Q_s = \xi(S_f, L/D) r c N L \quad (2.21)$$

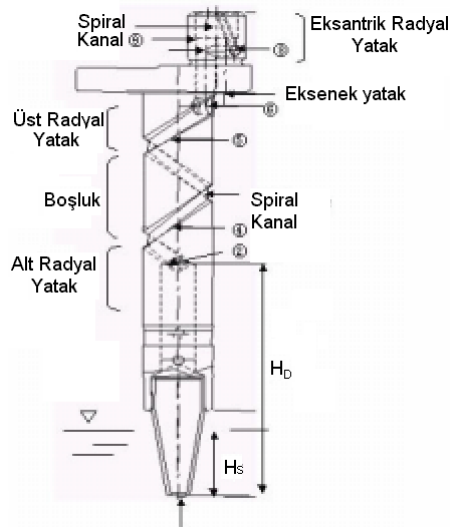
$$P_s = Q_s R_f \quad (2.22)$$

Basmalı yatakiçinise (2.23) ve (2.24) eşitliklerinden yararlanılmaktadır. Eşitliklerde yer alan R dış yarı çapı, R_i iç yarı çapı, δ fil mkalınlı ğ ını ifade etmektedir.

$$Q_{TB} = \frac{\pi \delta^3 \Delta p}{3 \mu \ln(R_r / R_i)} \quad (2.23)$$

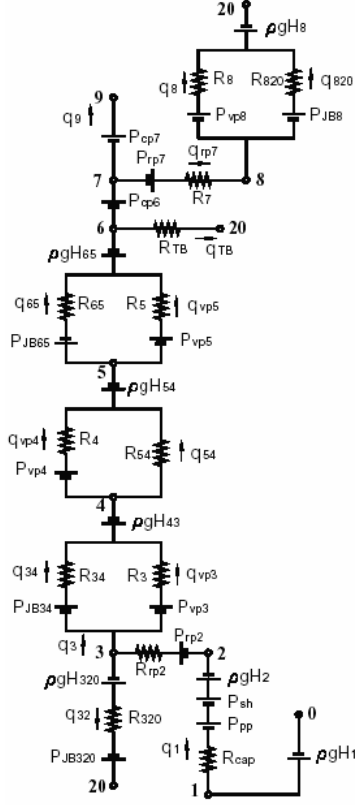
$$R_{TB} = \frac{3 \mu \ln(R_r / R_i)}{2 \pi \delta^3} \quad (2.24)$$

Kompresör yağlama sisteminin şematik gösterimi Şekil 2.7’de gösterilmektedir. Yağlama sisteminin eşdeğer elektrik devresi ise Şekil 2.8’de gösterilmektedir



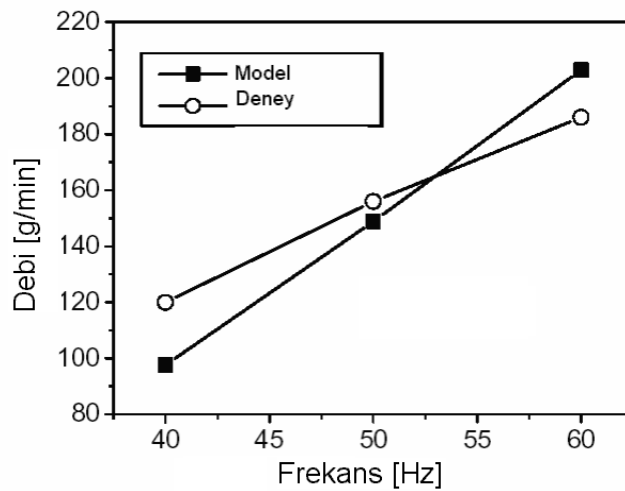
Şekil 2.7 : Kompresör yağlama sistemi [7]

Bu devrede düğüm noktalarına ve kapalı çevrilere uygulanan Kirchhoff kanunu ile 14 denklem elde edilmektedir. Bu denklemlerin çözümünde Newton-Raphson yöntemi kullanılmaktadır.



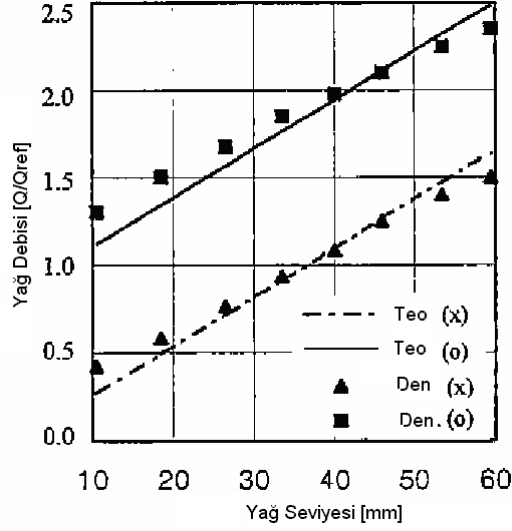
Şekil 2.8 : Eşdeğer elektrik devresi [7]

Kim [7], diğer çalışmalarda da kullanılan deney düzeneklerine benzer düzenekler yardımıyla modelde kullandığı deneysel parametreleri elde etmiştir. Oluşturduğu model ile deney sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 2.9'da verilmektedir.

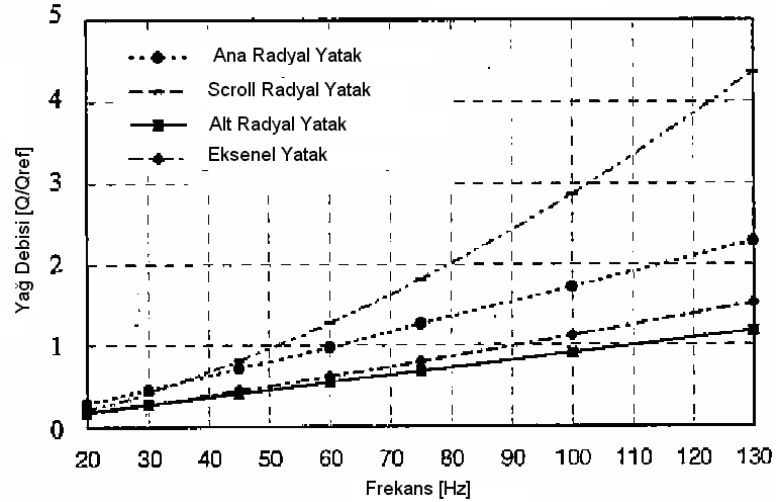


Şekil 2.9 : Teorik ve deneysel yağ debisi'nin karşılaştırılması [7]

Shin [4] 1998 yılında gerçekleştirdiği çalışmada, Kim [7] ile aynı yöntemi kullanarak ‘scroll’ kompresörleri incelemiştir. Oluşturduğu model yardımıyla, kompresör yataklarına beslenen yağ debisini hesaplamıştır. Ayrıca, yağ filmi oluşturmak için gerekli yağ debisini ve yataklarda sürtünme sonucu oluşan ısıyı uzaklaştırmak için gerekli yağ debilerini hesap ederek, yataklara beslenen yağ debisi ile karşılaştırmıştır. Sonuç olarak, Şekil 2.10’da yağ seviyesi-yağ debisi ilişkisini ve Şekil 2.11’de gösterilen frekans yağ debisi ilişkisini elde etmiştir.



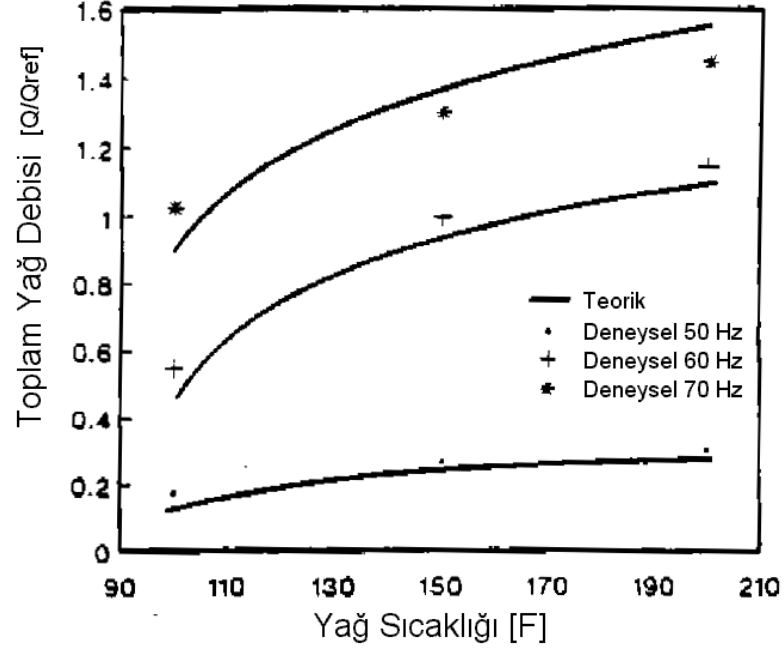
Şekil 2.10 : Yağ seviyesi-yağ debisi ilişkisi [4]



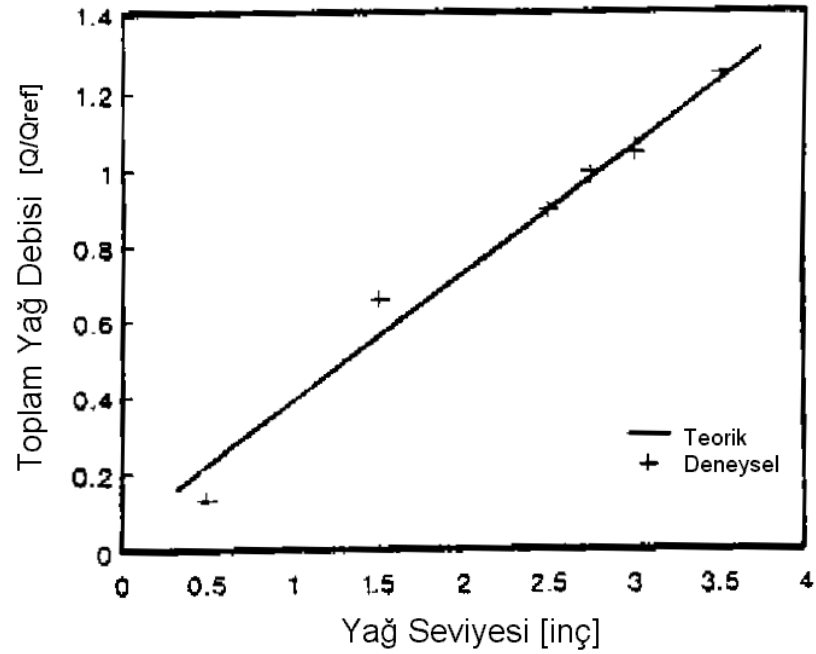
Şekil 2.11 : Dönme frekansı-besleme deliği yağ debisi ilişkisi [4]

Drost [8] 1992 yılında yaptığı çalışmada ‘scroll’ kompresörlere ait yağlama sistemini incelemiştir. Araştırmasında, iki akış patikası boyunca Bernoulli denklemi ni yazmış ve yine her bir yağlama elemanı için basınç kaybını matematiksel olarak ifade ederek

Bernoulli denklemi kullanmıştır. Drost'un toplam yağ debisinin sıcaklık ve yağ seviyesi ile değişimini gösteren sonuçları sırasıyla Şekil 2.12 ve Şekil 2.13'te gösterilmektedir.



Şekil 2.12 : Yağ sıcaklığı toplam yağ debisi ilişkisi [8]



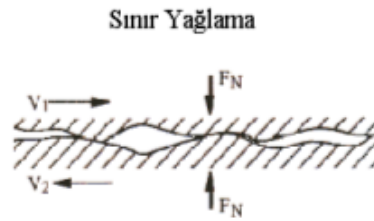
Şekil 2.13 : Yağ seviyesi toplam yağ debisi ilişkisi [8]

3. TEORİK ÇALIŞMA

3.1. Yağlama ve Yağlama Koşulları

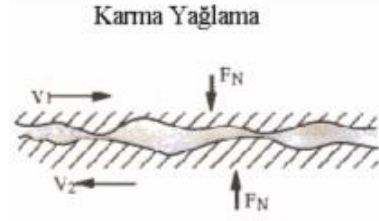
Birbirine göre kayma veya yuvarlanma hareketi yapan iki yüzey arasında sürtünme ve dolayısıyla aşınma oluşur. Sürtünme ve aşınmayı azaltmak ya da sürtünme sonucu oluşan ısı ve aşınma ürünlerini uzaklaştırmak amacıyla yağlama yapılmaktadır. Yağlama, yüzeyler arasında katı, sıvı veya gaz bir filmtabakası oluşturularak, iki yüzeyin birbirine temas etmesini engelleyen bir prostedir. Yağlama prosesi, temas yüzeylerinin geometrisi, hareketli yüzeylerin pürüzlülüğü, yük, yağlayıcının fiziksel ve kimyasal özellikleri, malzeme bileşimi ve yüzeye yakıntabaka özelliklerine bağlı olarak pek çok şekil almaktadır. Genel olarak yağlama üç gruba ayrılmaktadır:

i-) Sınır yağlamada, Şekil 3.1’de gösterildiği gibi yüzeyleri birbirinden ayıran bir filmtabakası oluşmamakta ve yüzeyler birbirine temas etmektedir. Genellikle düşük hız ve aşırı yüklü durumlarda görülen bu yağlama tipinde, yüzeyler uygun yağlayıcılar ile korunmaz ise çok yüksek sürtünme katsayıları ve şiddetli aşınma gözlenmektedir. Yağlayıcı, hareket yüzeylerini moleküler düzeyde bir tabaka ile kaplayarak kuru sürtünme durumunun gerçekleşmesine engel olmaktadır. Sınır yağlama koşullarında, sürtünme katsayısı yaklaşık 0.1-0.15 olup, hafif aşınma gözlenir.



Şekil 3.1 : Sınır yağlama koşulu

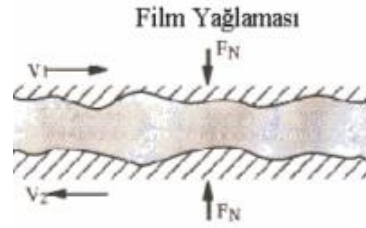
ii-) Şekil 3.2’de gösterilen karma yağlamada, kısmen yüzeylerin temas etmesini engelleyen bir filmtabakası oluşur. Sürtünme katsayısı yaklaşık 0.05-0.1 olup, yüzey pürüzlülüğüne, katı yüzeylerin ve yağlayıcının malzeme özelliklerine bağlıdır.



Şekil 3.2 : Karma yağlama koşulu

iii-) Film yağlamasında, Şekil 3.3'te olduğu gibi yüzeyler arasında uygulanan yükü kaldırabilecek ve yüzeylerin temas etmesini engelleyebilecek incelikte bir film tabakası oluşmaktadır. Düşük sürtünme kayıpları ve yüksek aşınma direnci nedeniyle film yağlama en iyi yağlama koşuluudur. Sürtünme katsayısı yağlayıcının viskozitesine bağlıdır.

Film yağlama; hidrodinamik, hidrostatik ve elastohidrodinamik yağlama olarak üç sınıfta incelenebilir.



Şekil 3.3 : Film yağlama koşulu

Hidrostatik yağlama, çok küçük hızlarda, aşırı yüklü durumlarda ya da hassas konum kontrolü gereken yerlerde kullanılır. İki yüzey arasında, dıştan basıncılı yağlayıcı verilerek film oluşması sağlanır. Film kalınlığı 5-50 μm olup, sürtünme katsayısı 10^{-6} - 10^{-3} mertebelerindedir.

Hidrodinamik yağlama, yüksek hız ve düşük yük altında gözlenir. Yüzeyler arasında film oluşmasında, kama ve yastık etkisi adı verilen iki mekanizma etkindir. Kama etkisi, teğetsel yüzey hızları ile sürüklenen yağlayıcının yüzeylerin birleşme aralığı boyunca sıkışması sonucu oluşur. Yastık etkisi ise, yüzeylerin normal hız bileşenlerinin yağlayıcıyı iki yüzey arasında sıkıştırması sonucu oluşur. Film kalınlığı 10-1 μm olup, sürtünme katsayısı 10^{-3} - 10^{-2} mertebelerindedir.

Elastohidrodinamik yağlama, yüzeyler arasındaki basıncın yüzeyleri elastik deformasyona zorladığı bir yağlama koşuluudur. Genellikle, temas geometrisinin bir

izgi (dişli çarklar) veya nokta şeklinde (rulmanlar) olması durumunda bölgesel basınç değerleri hidro dinamik yağlama değerlerinin olduğa üzerinde olur. Yüzeyler arasındaki basınç değeri 1 GPa mertebelerindedir. Fil m kalınlığı 0.1-1 μm olup, sürtünme katsayısı 10^{-3} - 10^{-2} mertebelerindedir [2].

3.2 Yağlama Teorisi ve Reynolds Denklemi nin Tritilmesi

Birbirine göre hareketli iki yüzey arasında bir akışkan filinin oluşabileceği, 1880’li yılların başında Tower ve Petroff tarafından ayrı ayrı gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sonucunda ileri srlmıştır. Tower’ın yaptığı basınç lnlerini dikkate alan Reynolds, dar ve yakınsayan aralıklarda, akışta oluşan basınç dağılımını veren diferansiyel denklemi çıkar mış ve çalışmalarını 1886 yılında yayınlamıştır [9].

Reynolds diferansiyel denklemi nin tritilmesi ve bu denklemdeki terimlerin fiziksel anlamlarının bilinmesi hidro dinamik yağlama teorisinin anlaşılması ve uygulanması açısından önemlidir.

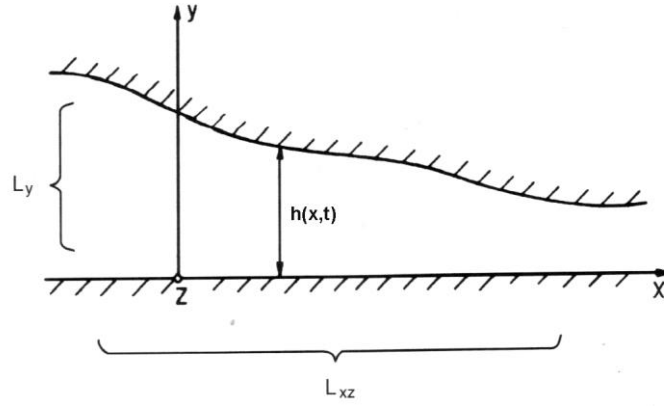
Reynolds denklemi, momentum ve sürekli lik denklemi nin sadeleştirilmesi sonucunda tritilmiştir. Momentum denklemleri (3.1), (3.2) ve (3.3) eşitliklerinde gösterilmektedir. Bu denklemlerdeki kt le kuvvetleri ihmal edilmiştir. Sürekli lik denklemi ise (3.4) de belirtilmiştir.

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right) \quad (3.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right) \quad (3.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right) \right) \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$



Şekil 3.4 : Fil geometrisi [2]

Yağlama problemlerinde, momentum ve süreklilik denklemlerinin sadeleştirilmesi kolaydır. Normal şartlarda yağlama filminin kalınlığı, düzlemsel boyutlarına göre oldukça küçüktür. Şekil 3.4'te yağlama filminin boyutları ve kullanılan koordinat takımı gösterilmektedir. L_{xz} , (x, z) düzlemindeki uzunluk skalasını ve L_y ise film kalınlığı boyunca y düzlemindeki uzunluk skalasını ifade etmektedir.

$$\frac{L_y}{L_{xz}} = O(10^{-3}) \quad (3.5)$$

Fil moluşumunun gözlemlendiği yatakların analizi, L_y ve L_{xz} değerlerinin birbirlerinden farklı olmasından dolayı görece olarak kolaydır. Bu özellik momentum ve süreklilik denkleminde yer alan terimlerin boyutsal büyüklüklerinin belirlenmesinde, dolayısıyla boyut olarak çok küçük olan terimlerin ihmal edilmesinde kullanılmaktadır.

Boyut analizinde aşağıdaki boyutsuzlaştırmalar kullanılmaktadır.

$$\bar{x} = \frac{x}{L_{xz}} \quad \bar{y} = \frac{y}{L_y} \quad \bar{z} = \frac{z}{L_{xz}} \quad (3.6)$$

(3.6) eşitliğinde gösterilen boyutsuz koordinatlar $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ 0 ile 1 arasında değer almaktadır. Benzer şekilde film içindeki hızların boyutsuzlaştırması yapılırken, (x, z) düzlemindeki maksimum hız olan U_* ve y düzlemindeki maksimum hız olan V_* hız

skalası olarak kullanılmaktadır. U_* ve V_* arasındaki ilişki süreklilik denkleminden elde edilmektedir.

$$\bar{u} = \frac{u}{U_*} \quad \bar{v} = \frac{v}{V_*} \quad \bar{w} = \frac{w}{U_*} \quad (3.7)$$

(3.6) ve (3.7) tanımlanan boyutsuz uzunluklar ve hızlar, momentum ve süreklilik denkleminde yerlerine koyulduğunda ve denklemdaki basınç, zaman, yoğunluk ve viskozite terimleri için aşağıdaki boyutsuz ifadeler kullanıldığında,

$$\bar{p} = \text{Re} \left(\frac{L_y}{L_{xz}} \right) \frac{p}{\rho U_*^2} \quad (\text{Boyutsuz basınç}) \quad (3.8)$$

$$\text{Re} = \frac{U_* L_y}{\nu} \quad (\text{Reynolds sayısı}) \quad (3.9)$$

$$\bar{t} = \Omega t \quad (\text{Boyutsuz zaman}) \quad (3.10)$$

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_\infty} \quad (\text{Boyutsuz yoğunluk}) \quad (3.11)$$

$$\bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_\infty} \quad (\text{Boyutsuz viskozite}) \quad (3.12)$$

x, y, z momentum denklemleri ile süreklilik denkleminin boyutsuz halleri elde edilebilir:

$$\begin{aligned} \bar{\rho} \left(\Omega^* \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{t}} + \text{Re}^* \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \alpha \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{z}} \right) \right) &= - \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \\ &+ \beta^2 \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{\mu} \left(2 \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \alpha \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{z}} \right) \right) \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{\mu} \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} + \alpha \beta^2 \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{x}} \right) \right) + \beta^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{\mu} \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{z}} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{x}} \right) \right) \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$\alpha\beta^2 \left[\begin{aligned} & \bar{\rho} \left(\Omega^* \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{t}} + \text{Re}^* \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{x}} + \alpha \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{z}} \right) \right) - \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{\mu} \left(\frac{1}{\alpha} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} + \beta^2 \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{x}} \right) \right) \\ & - \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{\mu} \left(2 \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} - \frac{2}{3} \left(\frac{1}{\alpha} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} + \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{z}} \right) \right) \right) \\ & - \beta^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{\mu} \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{z}} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{y}} \right) \right) \end{aligned} \right] = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \quad (3.14)$$

$$\begin{aligned} & \bar{\rho} \left(\Omega^* \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{t}} + \text{Re}^* \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{x}} + \alpha \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{y}} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{z}} \right) \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \\ & + \beta^2 \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{\mu} \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{z}} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{x}} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{\mu} \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{y}} + \alpha \beta^2 \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{x}} \right) \right) \\ & + \beta^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{\mu} \left(2 \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{x}} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \alpha \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{z}} \right) \right) \right) \end{aligned} \quad (3.15)$$

$$\gamma \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \bar{t}} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u})}{\partial \bar{x}} + \alpha \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{v})}{\partial \bar{y}} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{w})}{\partial \bar{z}} = 0 \quad (3.16)$$

Bu eşitliklerde yer alan indirgenmiş frekans ve indirgenmiş Reynolds sayısı (3.17) ve (3.18) de tanımları aşağıda verilmiştir:

$$\Omega^* = \frac{L_y^2 \Omega}{\nu} \quad (\text{İndirgenmiş frekans}) \quad (3.17)$$

$$\text{Re}^* = \text{Re} \left(\frac{L_y}{L_{xz}} \right) \quad (\text{İndirgenmiş Reynolds sayısı}) \quad (3.18)$$

Boyutsuz denklemlerde yer alan terimlerin katsayıları mertebeleri incelendiğinde β^2 katsayısının bulunduğu terimlerin ihmal edilebileceği görülmektedir:

$$\beta = \frac{L_y}{L_{xz}} = O(10^{-3}) \quad (3.19)$$

$$\alpha = \frac{V_* L_{xz}}{U_* L_y} = O(10^1) \quad (3.20)$$

$$\gamma = \frac{\Omega L_{xz}}{U_x} = O(10^1) \quad (3.21)$$

$$\mathcal{B}^2 = O(10^{-6}) \quad (3.22)$$

Karakteristik frekans yani Ω terimini (3.23) eşitliği ile gösterildiğinde (3.24) eşitliği yazılabilir:

$$\Omega = \frac{U_*}{L_{xz}} \quad (3.23)$$

$$\Omega^* \approx Re^* \quad (3.24)$$

Bir çok yağlama problemiinde, indirgenmiş Reynolds sayısı Re^* oldukça küçük mertebededir. Bu nedenle, momentum denklemlerinde yer alan atalet terimleri ihmal edilebilir.

Sonuç olarak, yukarıda gösterilen momentum ve süreklilik denklemlerinden, aşağıda belirtilen sadeleştirilmiş denklemler elde edilmiştir:

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} = \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{\mu} \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} \right) \right) \quad (3.25)$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} = 0 \quad (3.26)$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} = \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{\mu} \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{y}} \right) \right) \quad (3.27)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \bar{t}} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u})}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{v})}{\partial \bar{y}} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{w})}{\partial \bar{z}} = 0 \quad (3.28)$$

(3.25), (3.26), (3.27) ve (3.28) boyutsuz eşitlikleri tekrar boyutlu halde yazıldığında,

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.29)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (3.31)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.32)$$

bulunur.

Fil mkalınlığı boyunca y düzleminde viskozitenin değişmediği kabul edilebilir. Buna ilave olarak, katı yüzeylerinde kayma olmadığı kabul edilerek, hız sınır şartı yüzey hızları olarak alınır.

$$\begin{aligned} y=0 \quad u &= u_b \quad w = w_b \\ y=h \quad u &= u_j \quad w = w_j \end{aligned} \quad (3.33)$$

(3.33)'te gösterilen sınır şartları kullanılarak, x ve z düzlemindeki hızlar hesaplandığında (3.34) ve (3.35) eşitlikleri elde edilmektedir.

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - yh) + \left(1 - \frac{y}{h}\right) u_b + \frac{y}{h} u_j \quad (3.34)$$

$$w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} (y^2 - yh) + \left(1 - \frac{y}{h}\right) w_b + \frac{y}{h} w_j \quad (3.35)$$

Çözümün süreklilik denklemini sağlaması için (3.34) ve (3.35)'de gösterilen u ve w hızları, (3.36) eşitliğindeki süreklilik denkleminde yerlerine koyulmaktadır. Bu durumda tek bir denklem fakat iki bilinmeyen v ve p mevcuttur. Süreklilik denkleminin fil mkalınlığı boyunca integre edilmesi yoluyla, iki bilinmeyen tek bir bilinmeyene indirgenmektedir.

$$\int_0^h \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dy = 0 \quad (3.36)$$

Bu integrasyonda, v hız bileşeninin katı yüzeylerdeki hızlarının bilindiği kabulü yapılmaktadır. Aşağıda v hız bileşeninin katı yüzeylerdeki hız sınır şartı verilmektedir.

$$\begin{aligned} y=0 \quad v &= v_b \\ y=h \quad v &= v_j \end{aligned} \quad (3.37)$$

(3.36) eşitliği integre edildiğinde ve (3.37)'de gösterilen sınır şartları uygulandığında, (3.38) eşitliğinde gösterilen Reynolds denkleminin en genel ifadesi bulunmaktadır:

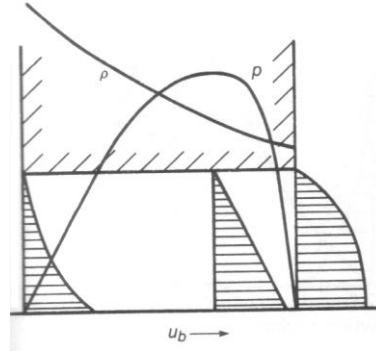
$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h(u_j + u_b)}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h(w_j + w_b)}{2} \right) \\ + \rho(v_j - v_b) - \rho u_j \frac{\partial h}{\partial x} - \rho w_j \frac{\partial h}{\partial z} + h \frac{\partial \rho}{\partial t} \end{aligned} \quad (3.38)$$

3.3 Reynolds Denklemi ndeki Terimleri n Fiziksel Anlam

Reynolds eşitliğindeki terimlerin fiziksel anlamları, yataкта yük taşıyan bir basınç alanının nasıl oluştuğu sorusuna cevap vermektedir. (3.39) eşitliğinde ile gösterilen Reynolds eşitliğinde yer alan ilk terim Poiseuille terimi olup basınç gradyanı dolayısıyla oluşan net akış debisini, ikinci terim Couette terimi olup yüzey hızları dolayısıyla oluşan net akış debisi tarif etmektedir. Aynı eşitlikteki, üçüncü ve dördüncü terimler sıkışma hareketi dolayısıyla oluşan net akış debisini ve son terim yerel genişleme dolayısıyla oluşan net akış debisini tarif etmektedir.

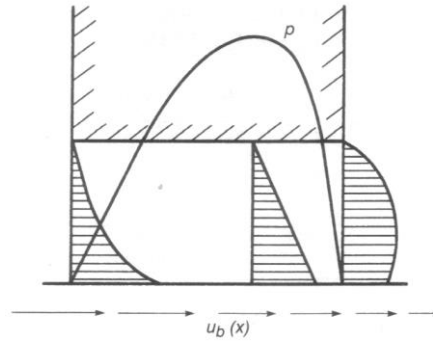
$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h(u_j + u_b)}{2} \right) + \rho(v_j - v_b) - u_j \frac{\partial h}{\partial x} + h \frac{\partial \rho}{\partial t} \\ \text{Poiseuille} \qquad \text{Couette} \qquad \text{Normal} \quad \text{Ötelenmiş} \quad \text{Yerel} \\ \text{Sıkışma} \quad \text{Sıkışma} \quad \text{Genleşme} \\ \hline \left[\frac{h(u_j + u_b)}{2} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho h}{2} \frac{\partial(u_j + u_b)}{\partial x} + \frac{\rho(u_j + u_b)}{2} \frac{\partial h}{\partial x} \right] \\ \text{Yoğunluk} \qquad \text{Gerilme} \qquad \text{Fiziksel Kama} \\ \text{Kaması} \end{aligned} \quad (3.39)$$

Yoğunluk kama etkisi, yağlayıcı yoğunluğunun kayma yönünde değişmesi sonucunda ortaya çıkmaktadır. Yoğunluk kayma yönünde azaldığı takdirde, Couette hız profilinin kayma doğrultusundaki değişimi Şekil 3.5'de görülmektedir. Kütle korunumunun sağlanması açısından, Poiseuille akışı ile dengelenmektedir. Bu durum artan bir basınç alanının oluşmasına neden olmaktadır. Yoğunluğun kayma yönünde azalması için, kayma yönünde bir sıcaklık artışının sağlanması gerekmektedir. Ancak bir çok yataқта, sıcaklık homojen olduğu için, yoğunluk kama etkisi önemli değildir.



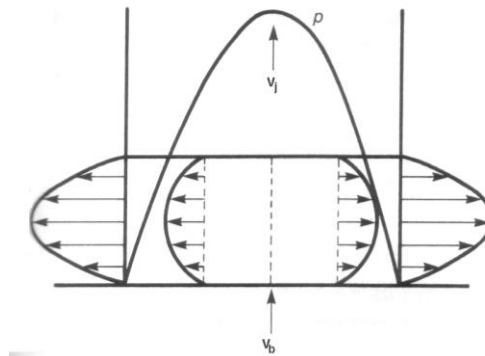
Şekil 3.5 : Yoğunluk kaınası [10]

Cerilme etkisi, yüzey hızlarının kayma yönünde değişmesi sonucunda oluşur. Şekil 3.6'da gösterildiği üzere artan basınç alanının oluşabilmesi için yüzey hızlarının kayma yönünde azalması gerekmektedir. Bu etkiye, yatıklarda nadiren rastlanır.



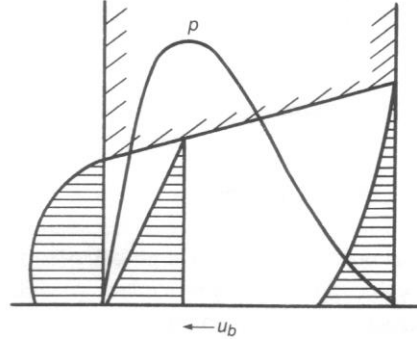
Şekil 3.6 : Cerilme etkisi [10]

Nor mal sıkışma etkisi yada yastık etkisi yüzeylerin birbirine yaklaşması sonucunda ortaya çıkmaktadır. Film kalınlığının azalması sonucunda oluşmaktadır. Fiziksel kaınası ve nor mal sıkışma etkisi basınç alanı oluşturmakta kullanılan en temel iki mekanizmadır. ($v_b > v_j$) olması durumunda, Şekil 3.8'de gösterilen basınç alanı oluşmaktadır.



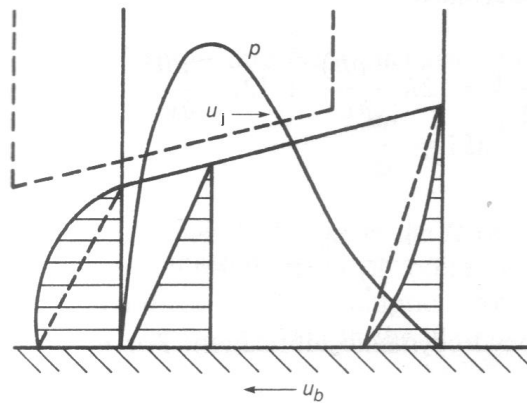
Şekil 3.7 : Nor mal sıkışma etkisi [10]

Fiziksel kama etkisi, basınç alanı oluşturmada en önemli ve en bilinen yoldur. Şekil 3.7’te gösterilen Coutte akışının değişimi, yüksekliği h ve tabanı u olan üçgenin alanı ile orantılıdır. Yatak boyunca h ’ın değişmesi nedeniyle, Coutte akışı her noktada değişmektedir. Kütle korunumu sağlanması için Coutte akışındaki değişim Poiseuille akışı ile dengelenmektedir. Artan bir basınç alanının sağlanması için yağ filminin kayma yönünde azalması gerekmektedir.



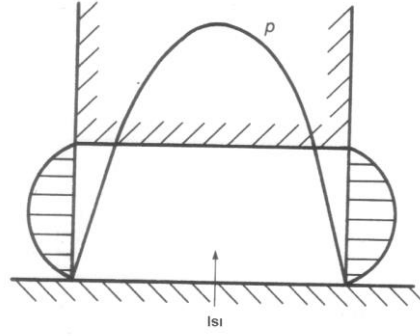
Şekil 3.8 : Fiziksel kama etkisi [10]

Ötelenmiş sıkışma etkisi, eğik yüzeylerin ötelenme hareketi sonucunda ortaya çıkmaktadır. Şekil 3.9’da gösterildiği üzere yerel film kalınlığının kayan bir eğik yüzey tarafından sıkıştırılması sonucunda artan bir basınç alanı oluşmaktadır. Bu durumda, oluşan basınç alanının yüzey boyunca hareket ettiğine dikkat edilmelidir.



Şekil 3.9 : Ötelenme sıkışma etkisi [10]

Yerel genleşme etkisi, yerel yoğunluğun zamanla değişmesi sonucunda oluşmaktadır. Durağan bir yatak yüzeyinde yağlayıcının genleşmesi sonucunda ortaya çıkan artan basınç alanı Şekil 3.10’da gösterilmektedir. Yerel genleşme etkisi, basınç alanının oluşmasında geçici bir etkiye neden olup, yatak analizinde belirgin bir etkisi yoktur.



Şekil 3 10 : Yerel genleşme etkisi [10]

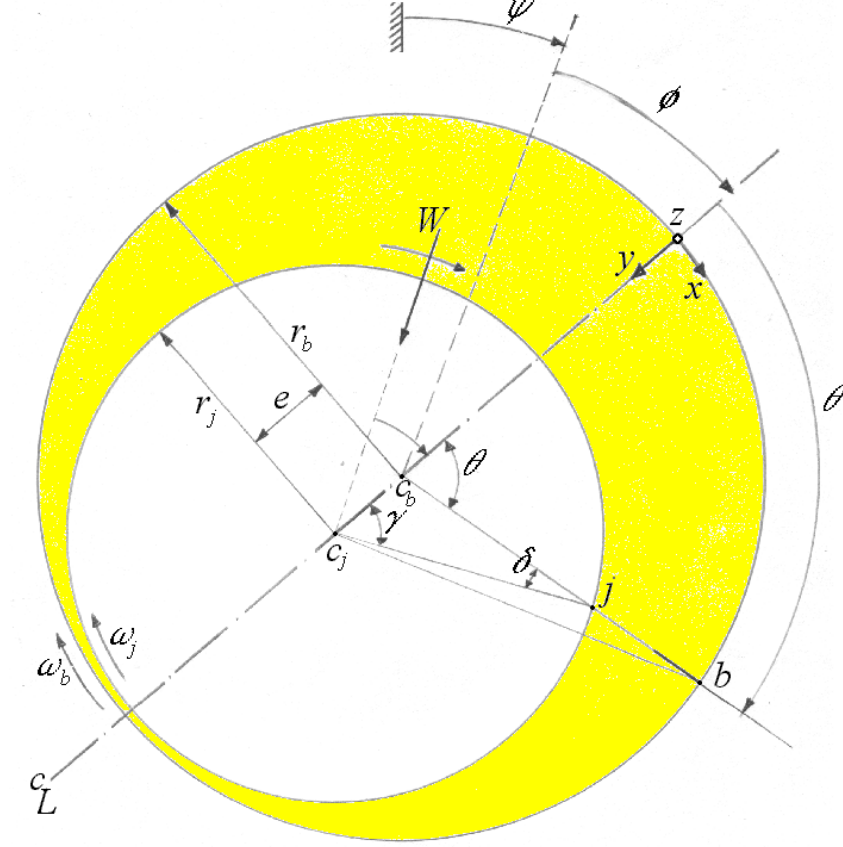
3.4 DİNAMİK YÜKLÜ RADYAL YATAKLARIN DAR YATAK KABULÜ İLE ANALİZİ

Birbirine göre göreceli hareket eden iki düzlemsel yüzey için Reynolds diferansiyel denklemi çıkarılmış ve bu denklemde yer alan terimlerin fiziksel önemi üzerinde durulmuştur. Bu bölümde, pratikte çok sık kullanılan ve bu çalışmada kapsama alınan pistonlu kompresöre ait yatakların beşini oluşturan radyal yatakların analizi üzerine durulacaktır.

Pratikte kullanılan bir çok yatağa olduğu gibi, pistonlu kompresörlerde de yataklara etkiyen yükün, büyüklüğünün ve yönünün değişmesi nedeniyle dinamik bir hal mevcuttur. Dinamik yüklü yataklarda, hızın ve yükün yüklenme periyodu süresince değişmesi, mil merkezinin yatak merkezine göre yer değiştirmesine neden olmaktadır. Bu durum dinamik yüklü radyal yataklarda, statik hale göre ilave bir basınç oluşumunu sağlamaktadır. Statik yüklü radyal yataklarda basınç alanı fiziksel kam etkisi ile oluşmaktadır. Dinamik yüklü yataklarda, fiziksel kam etkisine ilave olarak, mil merkezinin yer değiştirmesi sonucu ortaya çıkan normal sıkışma ve ötelenme sıkışma etkisi mevcuttur. Bu nedenle, pistonlu kompresör yatakları, dinamik hal için analiz edilmelidir.

Yatak analizinin yapılabilmesi, yani Reynolds denkleminin çözülebilmesi için film geometrisinin bir fonksiyon olarak tanımlanması gerekmektedir. Şekil 3. 11’de radyal yataklarda oluşan film geometrisi gösterilmektedir. Mil merkezinin, yatak merkezine göre konumu, eksantriklik e ve yük doğrusu ile merkezler doğrusu arasındaki açı ϕ ile tespit edilmektedir. Ancak, dinamik yüklü yataklarda yükün yönünün değişmesi nedeniyle, mil merkezinin takibi için yükün sabit eksen takımı ile yaptığı açının ψ ve açısal hızının ω bilinmesi gerekmektedir.

Şekilde de görüldüğü üzere, mil merkezinin yatak merkezine göre eksantrik olması nedeniyle, fil kalınlığı çevresel yönde homojen değildir. Fil kalınlığı, yatak yarı çapı doğrultusunda mil ile yatak arasındaki boşluk olarak tanımlanır ve h ile gösterilir. Aşağıda fil kalınlığının, çevresel koordinat θ 'ya bağlı değişimi elde edilmiştir.



Şekil 3.11 : Dinamik yüklü radyal yatakta fil geometrisi

Yatak yüzeyindeki herhangi bir b noktasının, yatak merkezlerinden geçen doğru $\overline{C_b C_j}$ ile θ açısı yapmaktadır. $C_b C_j J$ üçgeninden yararlanarak (3.40)'de gösterilen benzerlik yazılabilir. Bu benzerlikten γ açısı ve $\overline{C_b J}$ uzunluğu bulunabilir.

$$\frac{\overline{C_b J}}{\sin \gamma} = \frac{r_j}{\sin \theta} = \frac{e}{\sin \delta}$$

(3.40)

$$\begin{aligned}\gamma &= \theta - \delta \\ &= \theta - \arcsin\left(\frac{e}{r_j \sin \theta}\right)\end{aligned}\quad (3.41)$$

$$\begin{aligned}\overline{c_{bj}} &= \frac{r_j}{\sin \theta} \sin\left[\theta - \arcsin\left(\frac{e}{r_j \sin \theta}\right)\right] \\ &= \sqrt{r_j^2 - e^2 \sin^2 \theta} - e \cos \theta\end{aligned}\quad (3.42)$$

Fil m kalınlığının, θ 'ya bağlı değişimini ifade eden eşitlik (3.44)'te gösterilmektedir. Bu eşitlikte kullanılan c uzunluğu yatak boşluğu olarak adlandırılmaktadır. Yatak boşluğu, yatak yarıçapı ile mil yarıçapı arasındaki boşluktur.

$$c = r_b - r_j \quad (3.43)$$

$$\begin{aligned}h &= r_b - \overline{c_{bj}} \\ &= c + r_j + e \cos \theta - r_j \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r_j}\right)^2 \sin^2 \theta}\end{aligned}\quad (3.44)$$

Eşitlikte yer alan kök i çerisindeki terimin binom açılımı yapıldığında yaklaşık olarak bire eşit olduğu bulunur.

$$\sqrt{1 - \left(\frac{e}{r_j}\right)^2 \sin^2 \theta} \approx 1 \quad (3.45)$$

Sonuç olarak yatak boşluğunda oluşan fil m kalınlığını çevresel koordinatta göre değişimini gösteren ifade (3.46)'de gösterilmektedir.

$$h = c + e \cos \theta \quad (3.46)$$

M1 merkezinin yatak merkezine göre uzaklığı e 'nin, yatak boşluğu c 'ye oranı eksantriklik oranı olarak adlandırılmaktadır. Eksantriklik oranı 0 ile 1 arasında bir değere sahiptir. Bu durumda, fil m kalınlığı (3.48)'de olduğu gibi gösterilebilir.

$$\varepsilon = \frac{e}{c} \quad (3.47)$$

$$h = c(1 + \varepsilon \cos \theta) \quad (3.48)$$

$$u_j = \omega_j r_j + \frac{de}{dt} \sin \theta - e \left(\frac{d\psi}{dt} + \frac{d\phi}{dt} \right) \cos \theta \quad (3.49)$$

$$v_j = -\omega_j e \sin \theta + \frac{de}{dt} \cos \theta + e \left(\frac{d\psi}{dt} + \frac{d\phi}{dt} \right) \sin \theta \quad (3.50)$$

$$w_j = 0 \quad (3.51)$$

Pratikte bir çok yatak durağandır, ancak pistonlu makinelerde dönme hareketinin doğrusal harekete dönüştürülmesi için krank-biyel mekanizmasında bulunan eksantrik ve biyel-perno yatıklarında yatak dönme hareketi yapılmaktadır. Diğer doğrultudaki hız bileşenlerine genelde rastlanmaz. Bu durumda, yatak yüzeyindeki herhangi bir noktasının hız bileşenleri aşağıdaki gibi bulunur.

$$u_b = \omega_b r_b \quad (3.52)$$

$$v_b = 0 \quad (3.53)$$

$$w_b = 0 \quad (3.54)$$

Yatak ve mil yüzeylerinin hızlarını ifade eden (3.49), (3.50), (3.51), (3.52), (3.53) ve (3.54) eşitlikleri Reynolds denklemi (3.38) eşitliğinde yerlerine konulmakta ve sıkıştırılabilir akış kabulü yapılmaktadır. Elde edilen denklemde (3.55) dönüşümü yapıldığı takdirde (3.56) de gösterilen eşitlik elde edilmektedir.

$$\begin{aligned} x &= r_b \theta \\ dx &= r_b d\theta \end{aligned} \quad (3.55)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r_b^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \\ \frac{1}{2r_b} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[h \left(\omega_j (r_b - c) + \frac{de}{dt} \sin \theta - e \left(\frac{d\psi}{dt} + \frac{d\phi}{dt} \right) \cos \theta + \omega_b r_b \right) \right] \\ - \omega_j e \sin \theta + \frac{de}{dt} \cos \theta + e \left(\frac{d\psi}{dt} + \frac{d\phi}{dt} \right) \sin \theta \\ - \frac{1}{r_b} \frac{\partial h}{\partial \theta} \left[\omega_j (r_b - c) + \frac{de}{dt} \sin \theta - e \left(\frac{d\psi}{dt} + \frac{d\phi}{dt} \right) \cos \theta \right] \end{aligned} \quad (3.56)$$

Bu eşitlikte sadece birinci dereceden terimler bırakılırsa (3.57) eşitliği kalmaktadır.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \theta} \left((1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + r_b^2 \frac{\partial}{\partial z} \left((1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \\ &= 12\mu \left(\frac{r_b}{c} \right)^2 \left[\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} \cos \theta + \varepsilon \left(\frac{d\psi}{dt} + \frac{\partial \phi}{\partial t} \right) - \left(\frac{\omega_b + \omega_j}{2} \right) \right] \sin \theta \end{aligned} \quad (3.57)$$

M1 ve yatağın ortalama açısal hızının, yük vektörüne göre açısal hızı (3.58) eşitliği ile gösterilmektedir.

$$\bar{\omega} = \left(\frac{\omega_b + \omega_j}{2} \right) - \frac{d\psi}{dt} \quad (3.58)$$

(3.58) eşitliği (3.57) eşitliğinde uygulanır ve denklemt tekrar düzenlenirse, dinamik yüklü radyal yataklar için Reynolds denklemi elde edilir.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \theta} \left((1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + r_b^2 \frac{\partial}{\partial z} \left((1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \\ &= 12\mu \left(\frac{r_b}{c} \right)^2 \left[\dot{\varepsilon} \cos \theta + \varepsilon (\dot{\phi} - \bar{\omega}) \sin \theta \right] \end{aligned} \quad (3.59)$$

Dinamik yüklü radyal yatak için elde edilen (3.59) eşitliğinin nümerik çözümü gelişen bilgisayar teknolojisine rağmen önemli bir çaba gerektirmektedir. Bu nedenle, pistonlu kompresör yataklarının analizi (3.59) denkleminin yaklaşık analitik çözümü olan kısa-yatak kabulü yapılarak gerçekleştirilmiştir. Kısa-yatak kabulü, 1953 yılında Dubois ve Ocirk [11] tarafından sunulan bir çözüm metodudur. Bu metod, yatak genişliğinin çapına oranla kısa olduğu yataklarda, çevresel doğrultuda Poiseuille akışının Couette akışa göre çok küçük olduğunu ve ihmal edilebileceğini kabul etmektedir. Buradan yola çıkarak, yataкта artan basınç alanının ortaya çıkmasında eksenel doğrultudaki Poiseuille akışının baskın olduğu kabulünü yapmaktadır. Kısa-yatak kabulü $L/D < 0.5$ olan yataklar için geçerli sonuçlar vermektedir. Ancak kısa yatak kabulü, eksantriklik oranının 0.9'dan büyük olduğu yataklarda geçerli sonuçlar vermemektedir [12]. Reynolds denklemi kısa-yatak kabulü yapılarak tekrar yazıldığında (3.60) eşitliği bulunmaktadır.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{12\mu}{c^2} \left[\frac{\dot{\varepsilon} \cos \theta + \varepsilon (\dot{\phi} - \bar{\omega}) \sin \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \right] \quad (3.60)$$

Bu diferansiyel denklem (3.61)'de yer alan sınır şartları yardımıyla çözülebilir.

$$\begin{aligned} z = +\frac{L}{2} \quad p\left(\theta, +\frac{L}{2}\right) &= 0 \\ z = -\frac{L}{2} \quad p\left(\theta, -\frac{L}{2}\right) &= 0 \end{aligned} \quad (3.61)$$

Yatağındaki basınç dağılımı, (3.62) eşitliği yardımıyla elde edilir.

$$p(\theta, z) = \frac{6\mu}{c^2} \left(z^2 - \frac{L^2}{4} \right) \left[\frac{\dot{\epsilon} \cos \theta + \epsilon(\dot{\phi} - \bar{\omega}) \sin \theta}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} \right] \quad (3.62)$$

Bu basınç alanının, merkezler doğrusunun geçtiği doğrultuda taşıdığı yük (3.63); merkezler doğrusuna dik doğrultuda taşıdığı yük ise (3.64) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$W \cos \phi = - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{-L/2}^{L/2} p \cos \theta \, dz \, r_b \, d\theta \quad (3.63)$$

$$W \sin \phi = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{-L/2}^{L/2} p \sin \theta \, dz \, r_b \, d\theta \quad (3.64)$$

Basınç alanının, eksenel doğrultuda integrasyonu sonucunda (3.65) ve (3.66) eşitlikleri bulunmaktadır.

$$W \cos \phi = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{\mu L^3 r_b}{c^2} \left[\frac{\dot{\epsilon} \cos \theta + \epsilon(\dot{\phi} - \bar{\omega}) \sin \theta}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} \right] \cos \theta \, r_b \, d\theta \quad (3.65)$$

$$W \sin \phi = \int_{\theta_1}^{\theta_2} -\frac{\mu L^3 r_b}{c^2} \left[\frac{\dot{\epsilon} \cos \theta + \epsilon(\dot{\phi} - \bar{\omega}) \sin \theta}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} \right] \sin \theta \, r_b \, d\theta \quad (3.66)$$

Bu integralde sınır şartı olarak, Gumbel (yarı-Sommerfeld) sınır şartı [13] kabul edilmektedir. Gumbel sınır şartları (3.67) uygulandığında, negatif basınç alanının olduğu bölge tamamen ihmal edilmektedir. Bu sınır şartları ile, integrasyon işlemi gerçekleştirildiğinde (3.68) ve (3.69) eşitlikleri bulunur.

$$\theta_1 = 0 \quad \theta_2 = \pi \quad (3.67)$$

$$W \cos \varphi = \frac{\mu L^3 r_b}{c^2} [\dot{\varphi} I_2 + \varepsilon (\dot{\varphi} - \bar{\omega}) I_1] \quad (3.68)$$

$$W \sin \varphi = -\frac{\mu L^3 r_b}{c^2} [\dot{\varphi} I_1 + \varepsilon (\dot{\varphi} - \bar{\omega}) I_3] \quad (3.69)$$

Bu eşitlikler içinde yer alan I_1 , I_2 ve I_3 integrasyonları ve Gümbel sınır şartı içi tam çözümleri (3.70), (3.71) ve (3.72) eşitliklerinde bulunmaktadır. Bu integrasyon işlemlerinde Sommerfeld değişkeninden yararlanılmaktadır [11].

$$I_1 = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{\cos \theta \sin \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} d\theta \quad I_1 = -\frac{2\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^2} \quad (3.70)$$

$$I_2 = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{\cos \theta \cos \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} d\theta \quad I_2 = \frac{\pi(1 + 2\varepsilon^2)}{2(1 - \varepsilon^2)^{5/2}} \quad (3.71)$$

$$I_3 = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{\sin \theta \sin \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} d\theta \quad I_3 = \frac{\pi}{2(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \quad (3.72)$$

Sonuç olarak (3.68) ve (3.69) eşitlikleri düzenlendiğinde, mil hareketini gösteren lineer olmayan adi diferansiyel denklemler çifti (3.73) ve (3.74) elde edilmiştir. Milin yatağındaki konumu, mil hareketini gösteren bu eş denklemlerin Euler metodu ile integrasyonu ile bulunmuştur. Milin yörüngesi, tahmini bir başlangıç konumundan başlayarak her bir zaman adıındaki çözümlerinden oluşmuştur [14] Bu çözüm Fortran ve Excel programları kullanılarak gerçekleştirilebilir.

$$\dot{\varepsilon} = \frac{Wc^2}{\mu L^3 r_b} \left[\frac{I_3 \cos \varphi + I_1 \sin \varphi}{I_3 I_2 - I_1^2} \right] \quad (3.73)$$

$$\dot{\varphi} = \bar{\omega} - \frac{Wc^2}{\mu L^3 \varepsilon r_b} \left[\frac{I_2 \sin \varphi + I_1 \cos \varphi}{I_3 I_2 - I_1^2} \right] \quad (3.74)$$

Mil yörüngesinin belirlenmesi sonucunda her hangi bir zaman adıındaki eksantriklik oranı bilinmektedir. Eksantriklik oranının belirlenmesi sonucunda, her hangi bir zaman adıında mil kalınlığının minimum olduğu değer, (3.75) eşitliği ile

hesaplanmaktadır. Krank milinin bir tam devri süresince, film kalınlığının aldığı en küçük değeri minimum film kalınlığı olarak adlandırılmaktadır. Hidrodinamik yağlama koşullarının sağlanması için, minimum film kalınlığının, yüzeylerin pürüzlülük değerlerinin toplamından daha büyük olması gerekmektedir. Aksi takdirde, yüzeylerde metal-metal teması söz konusu olmaktadır. Bu nedenle, analiz sonucunda minimum film kalınlığının kontrol edilmesi gerekmektedir. Hesaplanan minimum film kalınlığının yüzeylerin pürüzlülük değerlerinin toplamından küçük olması durumunda, hidrodinamik yağlama denklemleri kullanılarak yapılan bu çözümün geçersiz olduğu ortaya çıkmaktadır. Böyle bir durumda, elastohidrodinamik yağlama teorisiinden faydalaniılmaktadır.

$$h_{\min} = c(1 - \varepsilon) \quad (3.75)$$

Yataklarda oluşan film sürekliliğinin sağlanması için yatak kenarlarından sıızan yağ miktarı kadar yağın yataklara beslenmesi gerekmektedir. Yağın yatak kenarından akışına neden olan üç basınç alanı mevcuttur: İlki dönme hareketi sonucu oluşan basınç alanını, ikincisi ötelenme hareketi sonucu oluşan basınç ve üçüncüsü ise yağ besleme basıncıdır.

Yatak kenarlarından sıızan toplam yağ miktarı aşağıdaki gibi gösterilebilir:

$$q_t = q_z + q_p \quad (3.76)$$

Bu eşitlikteki q_z teri m dinamik yüklü yataklarda dönme ve ötelenme hareketi sonucu oluşan basınç alanının neden olduğu yağ debisini, q_p ise yağ besleme basıncı sonucunda yatak kenarlarından sıızan yağ debisini göstermektedir.

Literatürde, radyal kaymalı yataklar için yağ besleme basıncının neden olduğu yağ debisini ifade eden birçok ampirik eşitlik mevcuttur. Bu eşitliklere, örnek olarak (3.77), (3.78) ve (3.79) eşitlikleri verilmiştir.

$$q_p = \frac{\pi d_b c^3 p_g}{3 \mu L} (1 + 1.5 \varepsilon^2) \quad (\text{Bkz. [2]}) \quad (3.77)$$

$$q_p = \frac{c^3 p_g}{3 \mu} \tan^{-1} \left(\frac{2 \pi r_b}{L} \right) (1 + 1.5 \varepsilon^2) \quad (\text{Bkz. [15]}) \quad (3.78)$$

$$q_p = \frac{\pi r_b^3 p_g}{6\mu L} (1 + 1.5 \varepsilon^2) \quad (\text{Bkz. [7]}) \quad (3.79)$$

Kompresör yağlama sisteminde, krank milinin dönmesi sonucu oluşan santrifüj ile kranki içinde yükselen yağ radyal yağ besleme delikleri ile yataklara beslenmektedir. Radyal yağ deliklerinin girişindeki basın yüksekliğini (2.2) eşitliğinde gösterilmektedir. Bu eşitlikte yer alan R_0 yarı çapının sıfır değerini alması yani mil içinde oluşan parabolik yağ kolonunun iç yarı çapının mil merkezi üzerinde olması durumunda, besleme deliği girişindeki basın yüksekliği maksimum değerini almaktadır. Maksimum basın yüksekliği, maksimum besleme basıncı olarak (3.80) eşitliği ile gösterilmiştir. Aynı eşitlikte, bu çalışmada incelenen yağlama sisteminde, besleme delikleri girişinde oluşabilecek maksimum basınç değeri de verilmiştir..

$$p_{g,\max} = \rho \frac{\omega^2 r_j^2}{2} \approx 3500 Pa \quad (3.80)$$

Bu besleme basıncının ve yatak boyutlarının görece olarak küçük olması nedeniyle giriş basıncının neden olduğu yağ debisi oldukça azdır. Bu nedenle, q_z debisi ile karşılaştırıldığında ihmal edilebilmektedir.

$$q_p \approx 0.0002 \text{ ml/s} \quad (3.81)$$

Sonuç olarak, yağın yatak kenarlarından sızmasında asıl etken, dönme ve ötelenme hareketi sonucu oluşan basınç alanıdır. Bu çalışmada, yatak kenarlarından sızan yağ debisi, yan akış debisi olarak adlandırılmaktadır. Birim genişlik için yan akış debisi (3.82) eşitliği ile gösterilmektedir.

$$q'_z = \int_0^h w dy \quad (3.82)$$

(3.82) eşitliği integre edildiğinde

$$q'_z = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{w_j + w_b}{2} h \quad (3.83)$$

eşitliği elde edilmektedir. Bu eşitlikte yer alan ilk terim Poiseuille akışı, ikinci terim ise Coutte akışıdır. Coutte akışı, eksenel hızların radyal yatak için sıfır olması

nedeniyle mevcut değildir. Bu durumda, yan akış debisine neden olan asıl etki nin Poisseuille akışı olduğu görülmektedir.

Her iki yatak kenarından sızantı olamayağ debisi, akışın tüm yatak çevresi boyunca Gümbel sınır şartları dikkate alınarak integre edilmesi yoluyla hesaplanmaktadır.

$$q_z = 2 \int_0^{\pi} \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{z=L/2} r_b d\theta \quad (3.84)$$

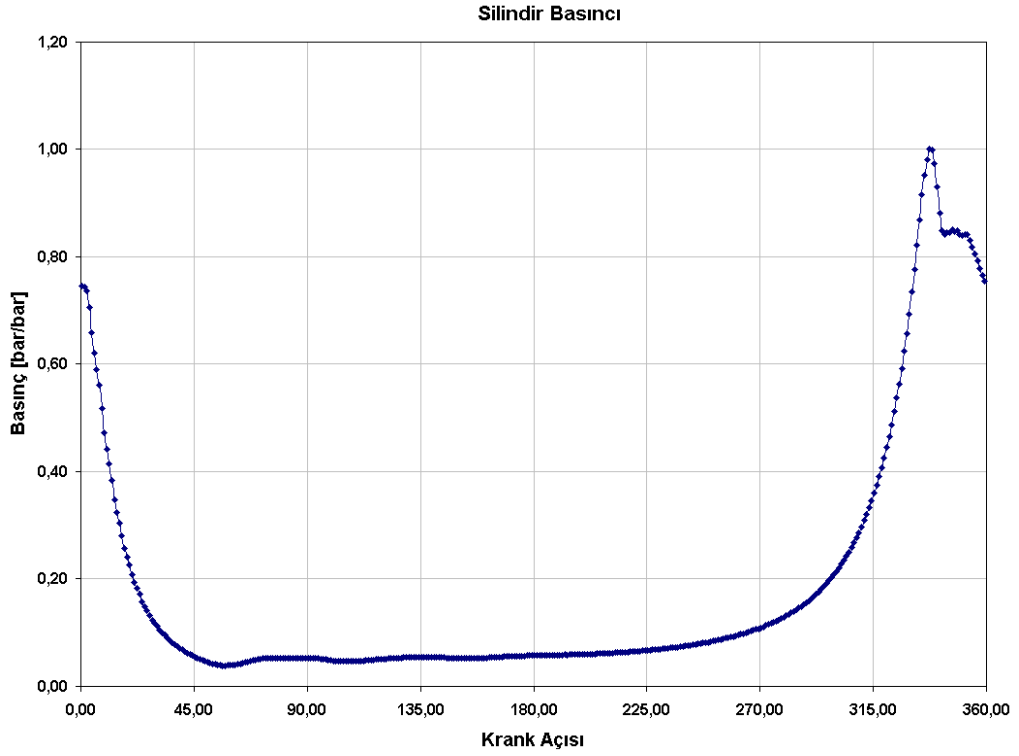
$$\left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_{z=L/2} = \frac{6\mu c L}{h^3} (\dot{\epsilon} \cos \theta + \epsilon (\dot{\phi} - \bar{\omega}) \sin \theta) \quad (3.85)$$

Eksenel basınç gradyanının yatak kenarında aldığı değer (3.85) eşitliğinde gösterilmektedir. Bu gradyan ifadesi, (3.86) eşitliğinde yerine konulduğunda, yan akış debisini veren (3.87) eşitliği elde edilmektedir.

$$q_z = 2Ler_b(\bar{\omega} - \dot{\phi}) \quad (3.86)$$

3.5 Kompresör Yataklarının Dinamik Analiz Sonuçları

Kompresör radyal yataklarında yağlama analizinin yapılabilmesi için yataklara etkiyen yükün bilinmesi gerekmektedir. Kompresör radyal yataklarına etkiyen yükün iki kaynağı vardır: Bunlardan ilki, piston yüzeyine sıkıştırma sırasında etkiyen gaz basıncıdır. Boyutsuz silindir basıncının, krank açısına bağlı olarak değişimi Şekil 3.13'te gösterilmektedir. İkinci kaynak ise, yüksek hızla dönen kompresör parçalarının neden olduğu atalet yükleridir. Atalet yüklerinin hesabı kompresör gibi kompleks geometrilerde oldukça zordur. Bu çalışmada yatak yüklerinin hesabı yapılmıştır. Kompresör radyal yataklarına etkiyen yükler, Kal kan'ın kompresör dinamiği üzerine yaptığı çalışmadan temin edilmiştir [16]. Kal kan, çalışmasında yatak yüklerini Adams yazılımı kullanarak tespit etmiştir. Yatak yüklerinin gösteriminde, x eksen pistonun ilerleme doğrultusunda olan sabit eksen takımı kullanılmıştır. Eksentakımın y eksen, x eksen ile kompresörün dönme yönü olan saat yönünde 90° açı yapmaktadır.



Şekil 3.13 : Piston üzerindeki basınçın krank açısına bağlı değişimi [17]

Analizini ilk aşamasında, öncelikle temel alınan yatak yükü verilerinin yeterli sayıda olup olmadığı kontrol edilmiştir. Yük verilerinin yetersiz olması durumunda, Euler veya Runge- Kutta integrali için uygun zaman aralığı sağlanmaktadır. Böyle bir durumda, yük verileri interpolasyon yoluyla çoğaltılmalıdır.

İkinci adımda, yükün açısal konumu hesaplanmıştır. Bu aşamada, ters trigonometrik fonksiyonların sadece 0 ve π aralığında değer vermesi nedeniyle, yükün konumunun hesaplanmasında oluşabilecek hatalara özellikle dikkat edilmiştir.

Üçüncü adımda, yatak mil ve yükün açısal hızı hesaplanmıştır. Yükün açısal hızı, yük konum verilerinin sayısal türevi alınarak tespit edilmiştir.

Elde edilen veriler (3.73) ve (3.74) numaralı eşitliklerde yerlerine koyularak, Euler sayısal integrasyonu ile integre edilmiştir.

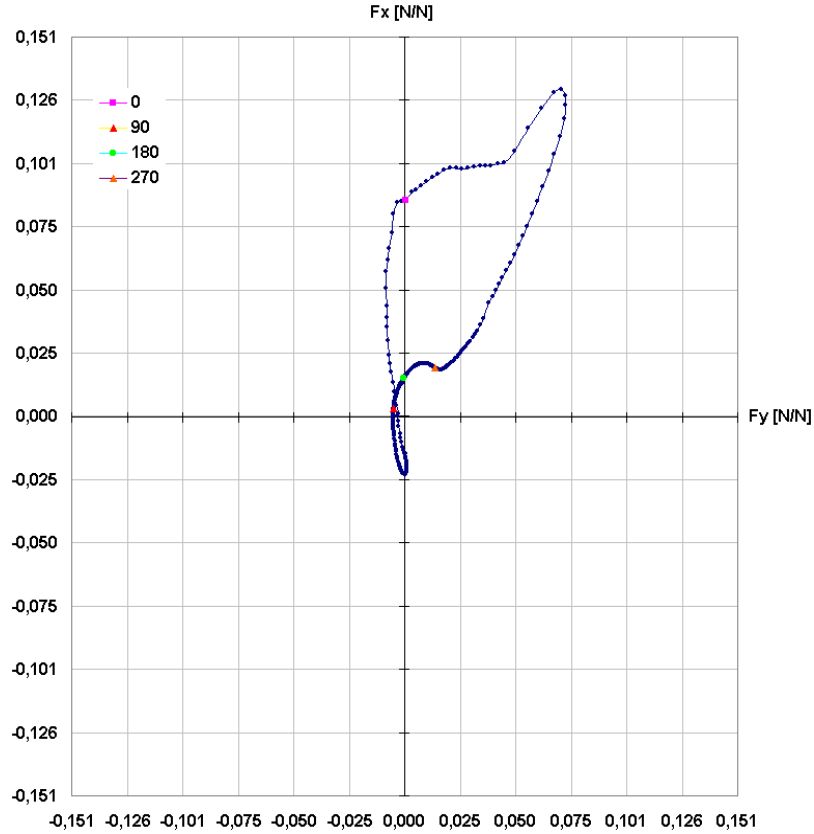
3.5.1. Alt ana radyal yatak dinamik analiz sonuçları

Alt ana radyal yatak için, yatak analizinde kullanılan parametreler Tablo 3.1’de gösterilmektedir. Yatak çapı, yatak uzunluğu ve yatak yükleri boyutsuz olarak verilmiştir. Yatak çapı ve yatak uzunluğunun boyutsuzlaştırılmasında piston çapı, yatak yüklerinin boyutsuzlaştırılmasında ise maksimum yük değeri kullanılmıştır.

Tablo 3.1 : At ana yatak parametreleri

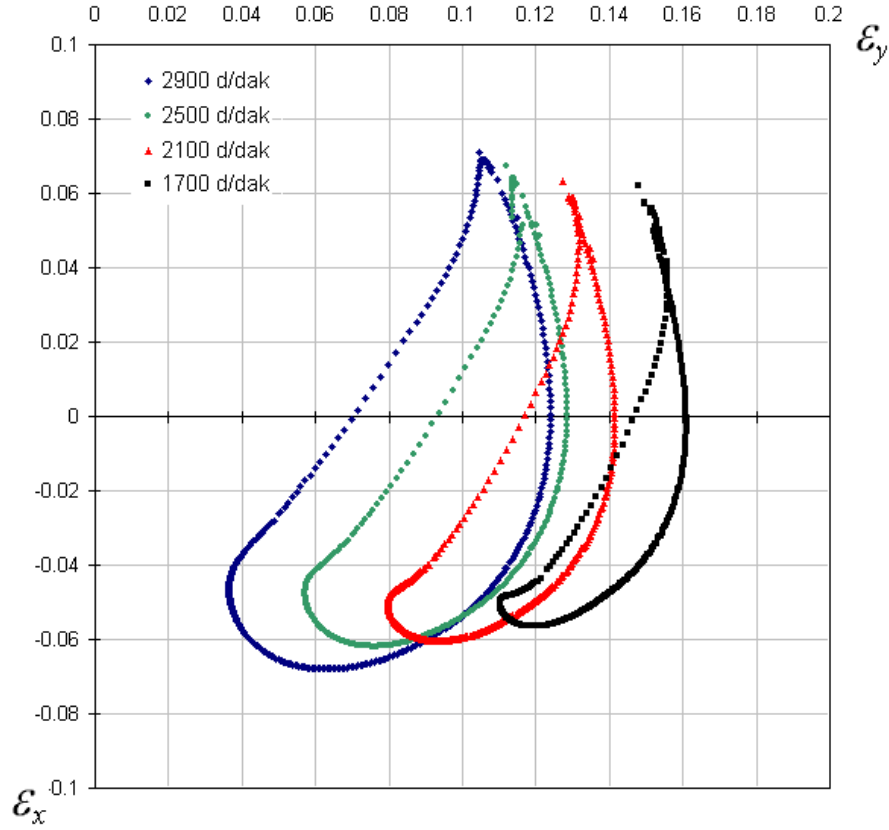
Yatak Çapı	0.7517 mm/mm
Yatak Boşluğu	0.0105 mm
Yatak Uzunluğu	0.3517 mm/mm
Yağ Viskozitesi	0.0092 Pa.s
L/ D	0.43

Tabloda görüldüğü gibi, alt ana radyal yatağa ait L/ D oranı, kısa yatak kabulü için önerilen $L/ D < 0.5$ şartını sağlamaktadır. Buna ilave olarak, Şekil 3.14'te sunulan boyutsuz yatak yüklerinin görece olarak küçük olduğu görülmektedir. Sonuç olarak, alt radyal yatak için kısa yatak kabulü yapılması durumunda, çözümlenebilir hassasiyetle elde edilebilir. At yatağına etkiyen yükler, Şekil 3.14'te kutupsal gösterimiyle sunulmaktadır.

**Şekil 3.14 : At ana radyal yatak yüklerinin kutupsal gösterimi**

Mlin, 2900, 2500, 2100 ve 1700 d/dak dönme hızları için mil yörüngesi hesaplanmıştır. Mil merkezinin hareketini veren (3.73) ve (3.74) eşitlikleri Euler metodu ile integre edilerek Şekil 3.15'te sunulan mil yörüngeleri elde edilmiştir. Şekildeki yörüngeler incelendiğinde, eksantriklik oranının oldukça küçük olduğu

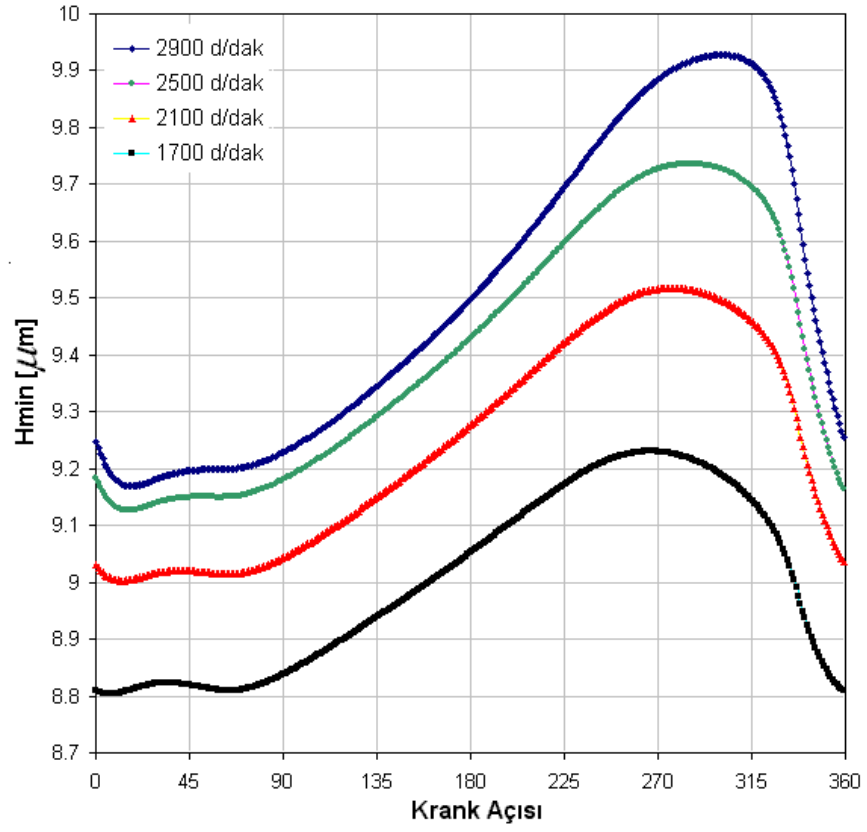
görülmektedir. Bu sonuç, düşük yük ve yüksek dönme hızından kaynaklanmaktadır. Dönme hızının azalmasıyla yörüngelerin merkezden uzaklaştığı görülmektedir.



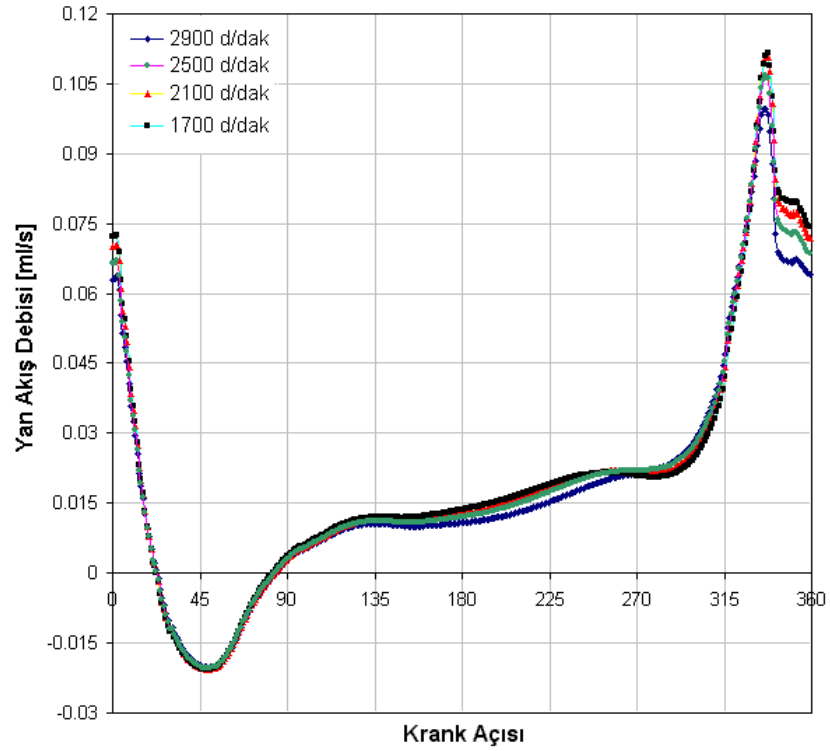
Şekil 3.15 : At ana radyal yatak mil yörüngeleri

M1 merkezinin hareket denklemlerinin çözülmesi ile her hangi bir zaman adımındaki eksantriklik oranı bulunmaktadır. Bu bilgi doğrultusunda, milin her bir zaman adımındaki minimum değerleri hesaplanmış ve Şekil 3.16'da verilmiştir. Bu değerler incelendiğinde, minimum film kalınlığının 2900 d/dak dönme hızında, üst ölüt noktasından dönme yönünde 16° ileride 0.00916 mm olduğu, 1700 d/dak için ise 6° 'de 0.0088 mm olduğu görülmektedir. Oluşan filmin kalınlığı, yüzey pürüzlülük değerlerinin çok üstünde bir değere sahiptir. Bu nedenle, yüzeyleri birbirinden tamamen ayıran bir filmtabakası olduğu için, yağlanmanın hidrodinamik koşullarda gerçekleştiğini söylenebilir.

Yatağa yağ filminin koruyabilmek için kenarlarda sızan yağ miktarı yatağa beslenmelidir. Yatak kenarlarındaki yan akış debisinin, farklı devirler için krank açısı ile değişimi Şekil 3.17'de verilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi yan akış debisi, devirden önemli ölçüde etkilenmiştir.



Şekil 3 16 : At ana radyal yatak mini mum fil mkalı nlığı



Şekil 3 17 : At ana radyal yatak yan akış miktarı

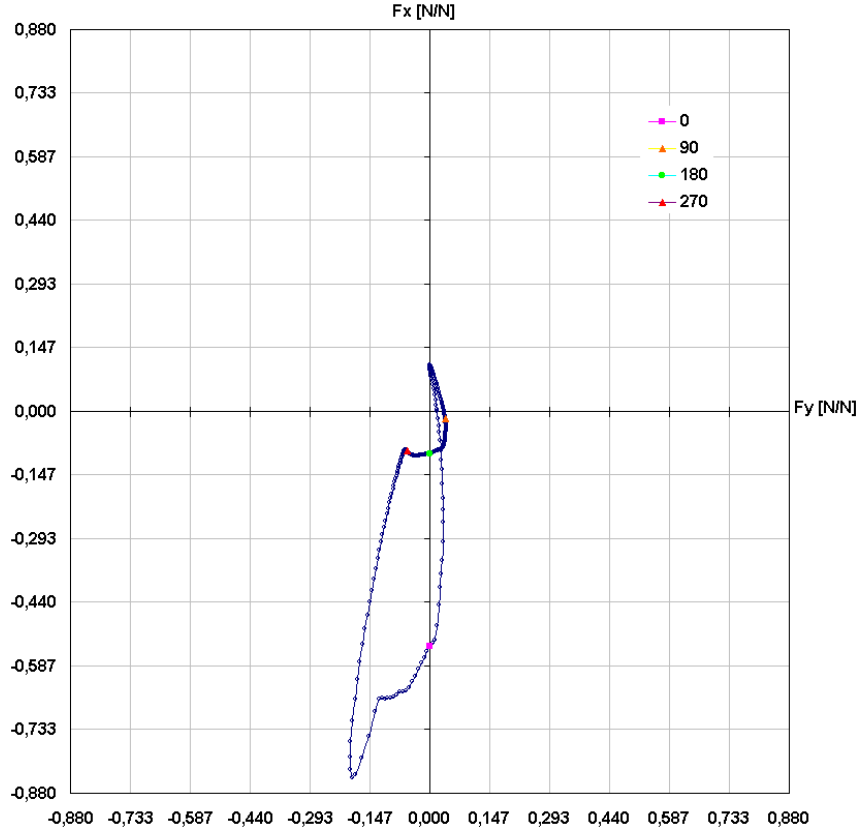
3.5.2 Üst ana radyal yatak dinamik analiz sonuçları

Üst ana radyal yatak için, yatak analizinde kullanılan parametreler Tablo 3.2’de gösterilmektedir.

Tablo 3.2 : Üst ana yatak parametreleri

Yatak Çapı	0.7517 mm/mm
Yatak Boşluğu	0.0105 mm
Yatak Uzunluğu	0.3149 mm/mm
Yağ Viskozitesi	0.0092 Pa.s
L/ D	0.42

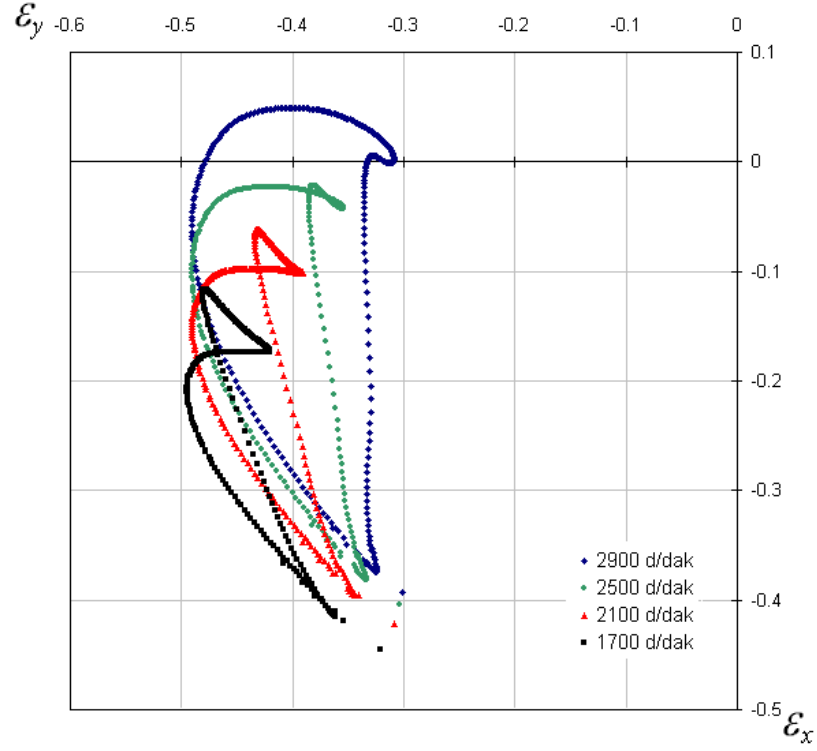
Alt radyal yatakta olduğu gibi, üst yatakta da L/D oranı kısa yatak kabulü yapmak için uygun büyüklüktedir.



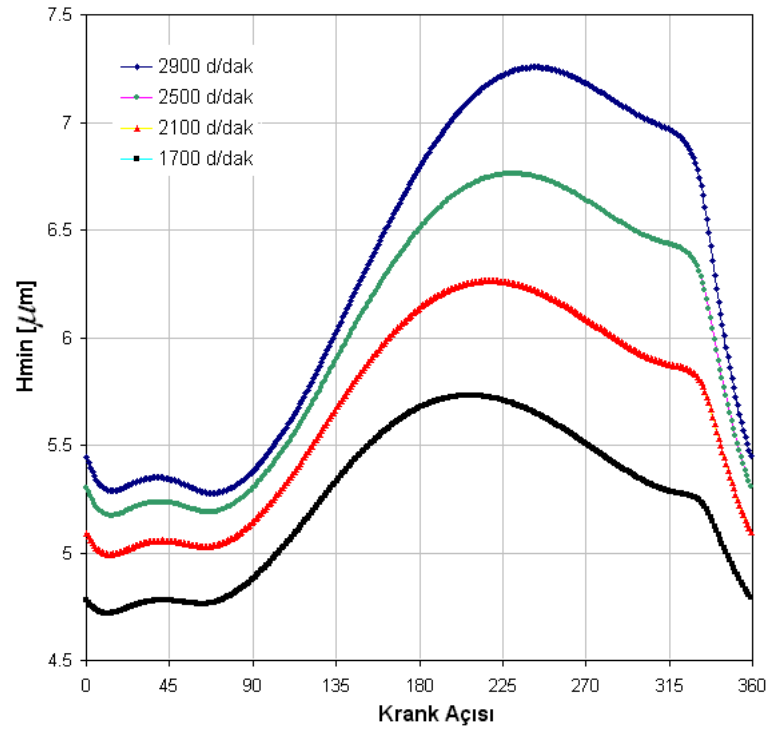
Şekil 3.18 : Üst ana radyal yatak yüklerinin kutupsal gösterimi

Üst ana radyal yatakta yük değerlerinin büyük olması nedeniyle, mil yörüngelerinin takip ettiği yörüngenin merkezden olan uzaklığının arttığı Şekil 3.19’da görülmektedir.

M1 merkezi nin eksantriklik oranının artması, minimum film kalınlığının daha düşük olmasına neden olmaktadır. Ancak minimum film kalınlığının bu değeri, hidrodinamik yağlama koşullarını sağlayacak düzeydedir (Şekil 3.20).

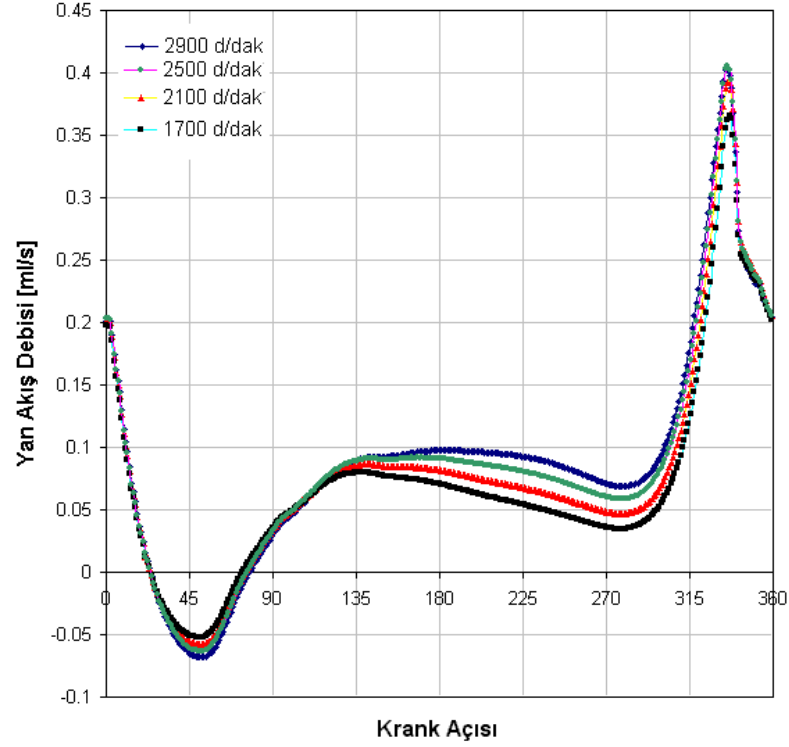


Şekil 3.19 : Üst ana radyal yatak mil yörüngeleri



Şekil 3.20 : Üst ana radyal yatak minimum film kalınlığı

Merkezden uzaklığı n artması nedeni yle, üst yatak yan akış debisinin, alt yatak yan akış debisinin 3 katı mertebesinde olduğu gör÷lmektedir. Buna ilave olarak, üst yataktaki yan akış debisi, alt yatak ile karşılaştırıldığında dönme hızından daha fazla etkilenmektedir (Şekl 3.21).



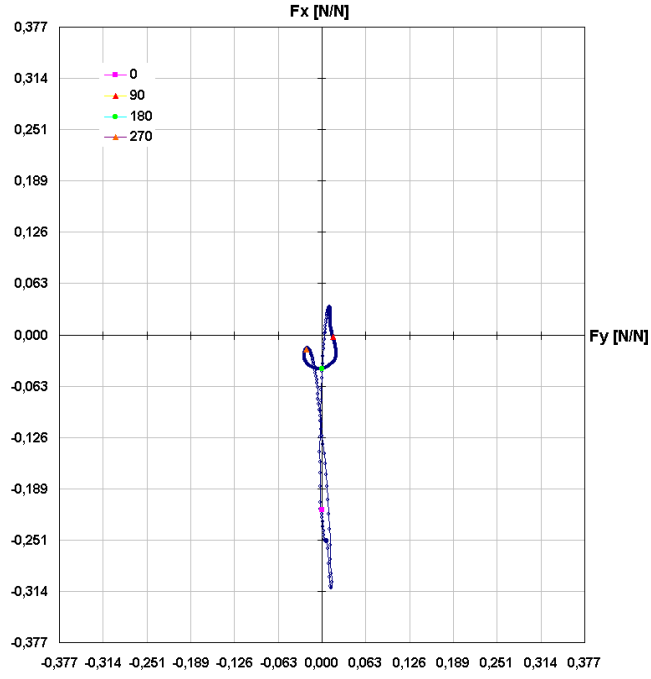
Şekl 3.21 : Üst ana radyal yatak yan akış miktarı

3.5.3 Dış radyal yatak dinamik analiz sonuçları

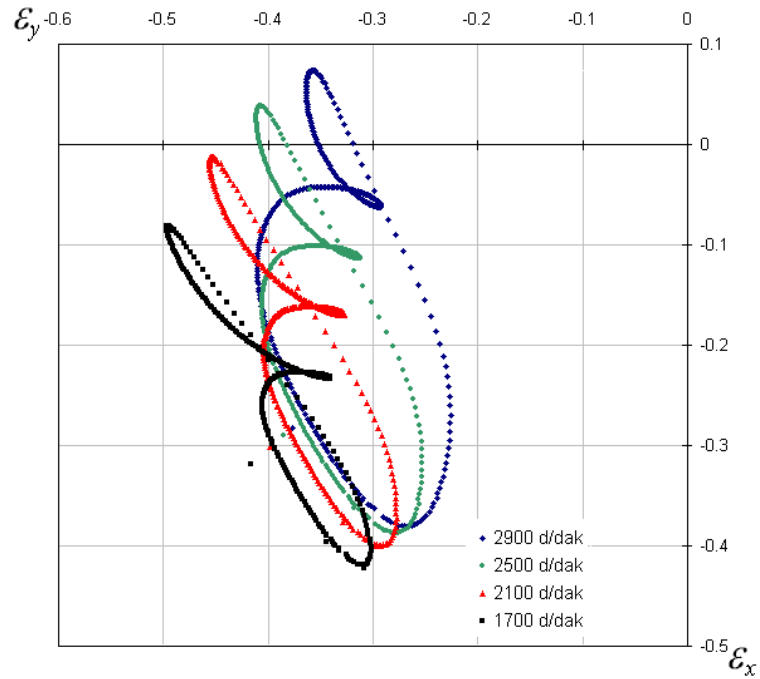
Dış yatağa ait parametreler Tablo 3.3'te verilmektedir. L/ D oranı küçülmesi, analiz sonucunda elde edilen sonuçların daha geçerli olmasını sağlamaktadır. Buna ek olarak, Şekl 3.22'de sunulan yük grafiğinde de gör÷lebileceği gibi yük değerleri oldukça küçüktür. Bu nedenle, kısa yatak kabulü ile elde edilen sonuçlar büyük bir hassasiyetle yatak durumu hakkında bilgi vermektedir.

Tablo 3.3 : Dış yatak parametreleri

Yatak Çapı	0.7518 mm/mm
Yatak Boşluğu	0.0115 mm
Yatak Uzunluğu	0.2500 mm/mm
Yağ Viskozitesi	0.0092 Pa.s
L/ D	0.33

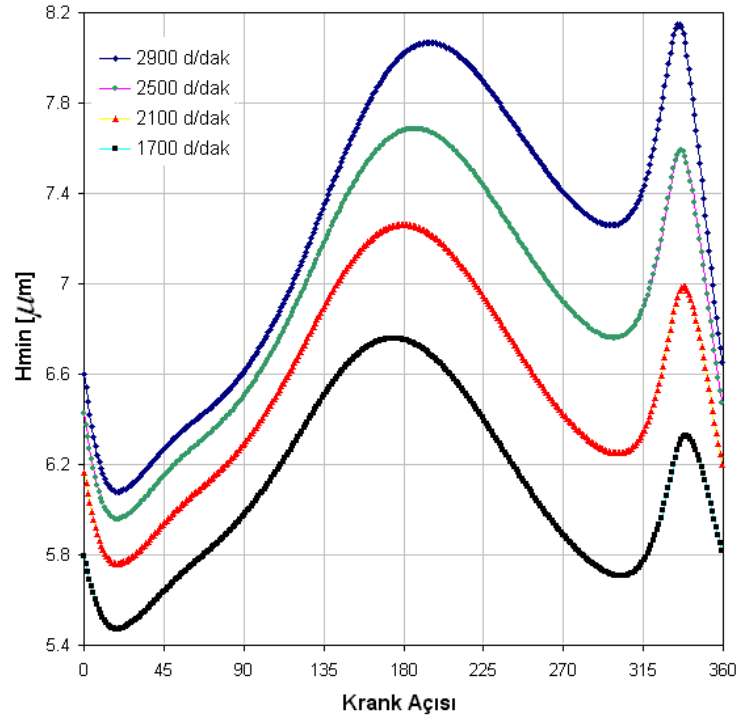


Şekil 3.22 : Dış radyal yatak yüklerini kutupsal gösterimi

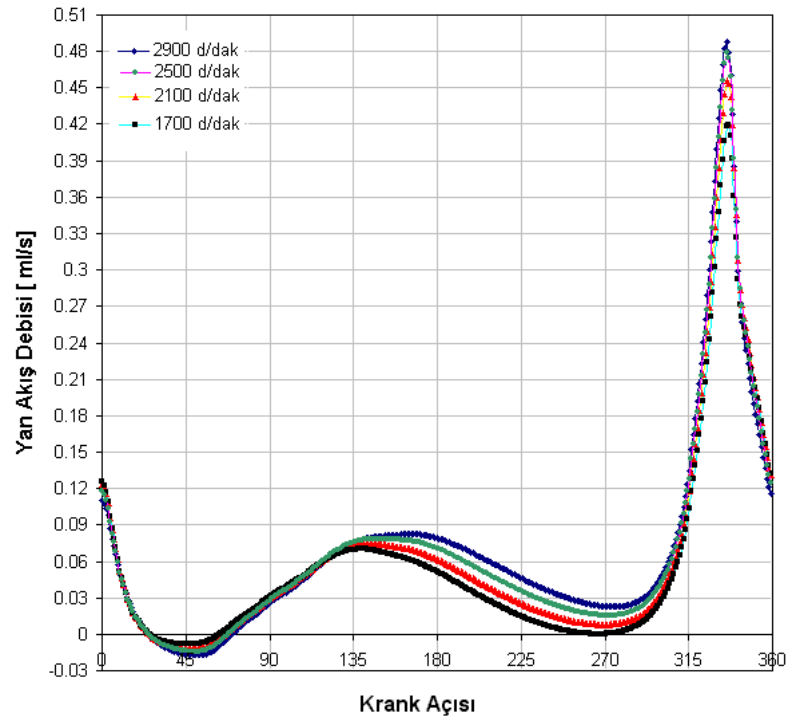


Şekil 3.23 : Dış radyal yatak mil yörüngeleri

Dış yatak yük diyagramına bakıldığında, atalet yüklerinin çok etkin olduğu görülmektedir (Şekil 3.22). Bu durum mil merkezinin yörüngesinin diğer yataklardan farklı bir yörüngeyi takip etmesine neden olmaktadır. Mil merkezinin eksantriklik oranının, düşük yük değerlerine rağmen göreceli olarak büyük olması, yatak genişliğinin dar olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.24 : Dış ana radyal yatak minimum filikalınlığı



Şekil 3.25 : Dış radyal yatak yan akış miktarı

Minimum filikalınlığı hidrodynamic yağlama şartlarını sağlamaktadır (Şekil 3.24). Yan akış debisinin ortalama değerinin diğer yataklardan daha az olduğu görülmektedir (Şekil 3.25)

3.5.4 Eksantrik radyal yatak dđnađik analiz sonuçları

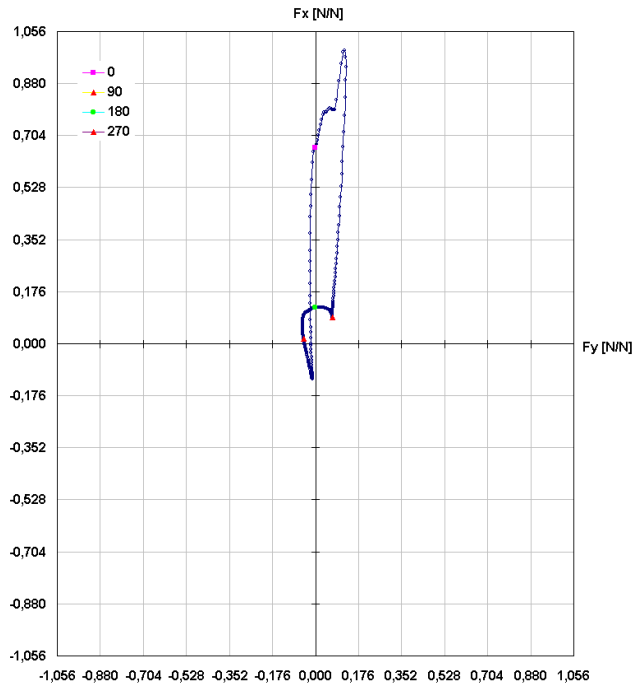
Önceki yataklardan farklı olarak, eksantrik yataкта, yatak, durağan olmayıp dönme hareketi yapmaktadır. Bu nedenle yatağın açısal hızının hesaplanması gerekmektedir [18].

Eksantrik yatak parametreleri Tablo 3.4’de gösterilmektedir.

Tablo 3.4 : Eksantrik yatak parametreleri

Yatak Çapı	0.7181 mm/mm
Yatak Boşluğu	0.0110 mm
Yatak Uzunluğu	0.4409 mm/mm
Yağ Viskozitesi	0.0092 Pa.s
L/ D	0.61

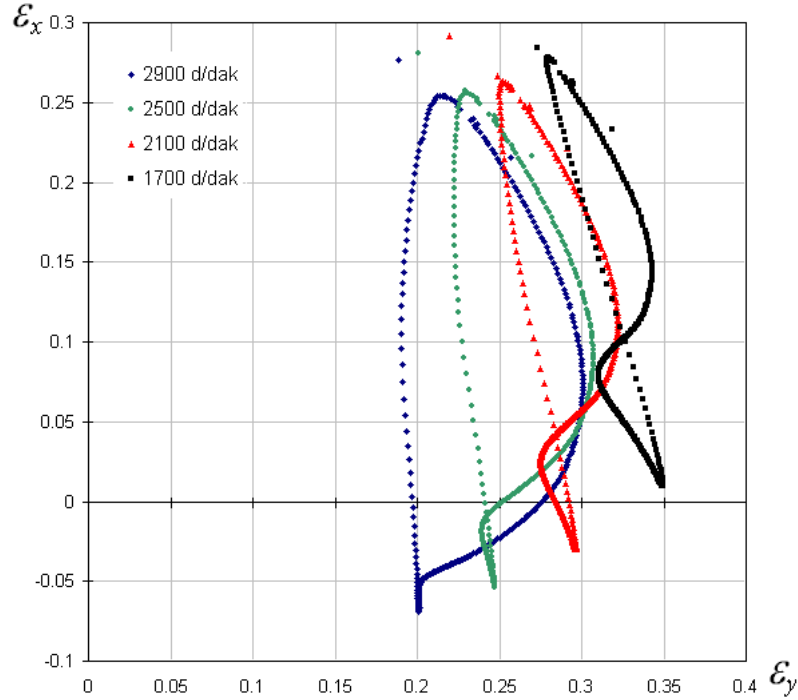
Eksantrik yatak L/ D oranı kısa yatak kabulü için önerilen 0.5 oranının üstündedir. Bu nedenle, kısa yatak kabulü ile elde edilen çözüm hassas sonuçlar vermektedir. Ancak literatürde kompresör eksantrik yatağı için yapılan araştırma sonuçları incelendiğinde, mil merkezi yörüngesinin ve eksantriklik oranlarının yaklaşık sonuçlar verdiği görülmektedir.



Şekil 3.26 : Eksantrik radyal yatak yüklerinin kutupsal gösterimi

Eksantrik yatağa etkiyen yükün krank açısına bağlı değişimi Şekil 3.26’da sunulmuştur. Eksantrik yatağa etkiyen yük, alt, üst ve dış yatağa etkiyen yüklerinin

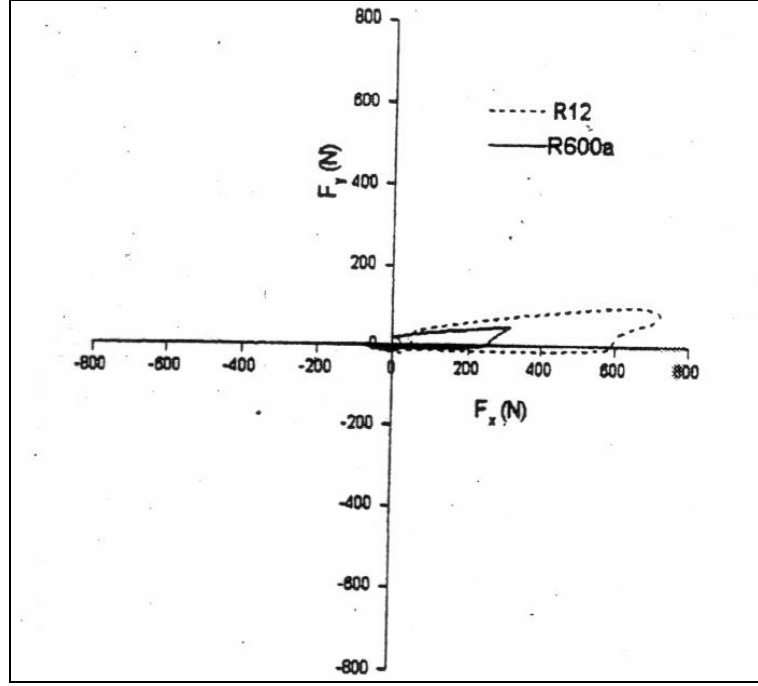
vektörel toplamına eşittir. Yükün büyük olması sebebiyle, yatağın taşıma alanının diğer yataklardan daha büyük olması gerekmektedir. Mil merkezi yörüngesinin düşük dönme hızlarında yükün açısıl konumundan daha fazla etkilendiği görülmektedir. Bunun nedeni, kama etkisinin azalması ve milin yükün etki ettiği doğrultuda ilerlemesidir.



Şekil 3.27 : Eksantrik radyal yatak mil yörüngeleri

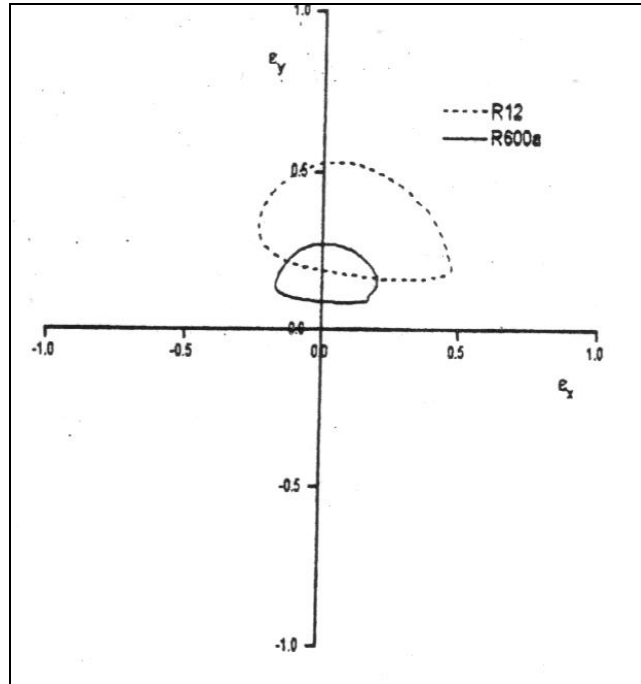
Lee [19] çalışmasında, R600a ve R12 soğutkanı için kompresör eksantrik yatağını ‘mobility’ metodunu kullanarak analiz etmiştir. Mobilitiy metodu, Booker [20] tarafından geliştirilen ve mil yörüngesinin hızlı ve hassas çözümünü sağlayan bir metottur. Bu metotta, mobility vektörü olarak tanımlanan boyutsuz hız vektörleri hesaplanmakta ve nümerik integrasyon yoluyla mil yörüngesi belirlenmektedir.

Lee çalışmasında yatağa etkiyen yükün kutupsal gösterimini Şekil 3.28’de olduğu gibi vermektedir. R600a soğutkanı için yatağa etkiyen yük, sıkıştırma esnasında 300 N’a ulaşmaktadır. Şekil 3.26’da sunulan yük değerlerinde ise, sıkıştırma esnasında yükün 375 N’a kadar çıktığı görülmektedir. Yükteki bu farklılık mil merkezi yörüngesinin kuvvetin etki ettiği yönde ötelenmesine neden olmaktadır. Bu durum mil yörüngelerinin gösterildiği Şekil 3.27 ve Şekil 3.29’da görülmektedir.



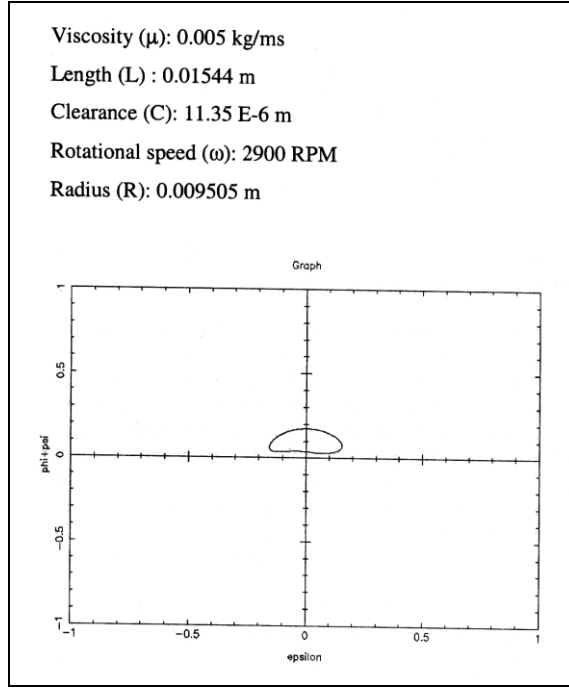
Şekil 3.28 : Eksantrik radyal yatak yüklerini [18]

Şekil 3.27’de gösterilen 2900 d/dak için kısa yatak kabulü ile elde edilmiş mil yörüngesi, Lee’nin “mobility” metodu ile bulunduğu mil yörüngesi ile benzerlik göstermektedir. Ancak, Lee’nin çalışmasında yatak boyutları ve hızları hakkında bilgi verilmesi nedeniyle tam bir karşılaştırma yapılamamaktadır.



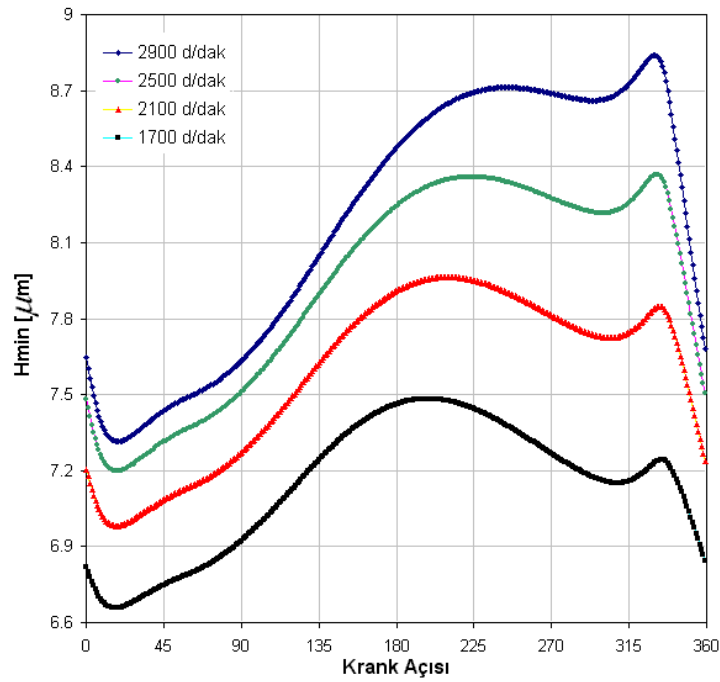
Şekil 3.29 : Eksantrik radyal yatak mil yörüngeleri [18]

Aydın [21] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, kompresör eksantrik yatağının sonlu elemanlar yöntemi ile çözümü gerçekleştirilmiştir. Aydın'ın analizde kullandığı bazı veriler ve mil yörüngesi Şekil 3.30'da gösterilmiştir.



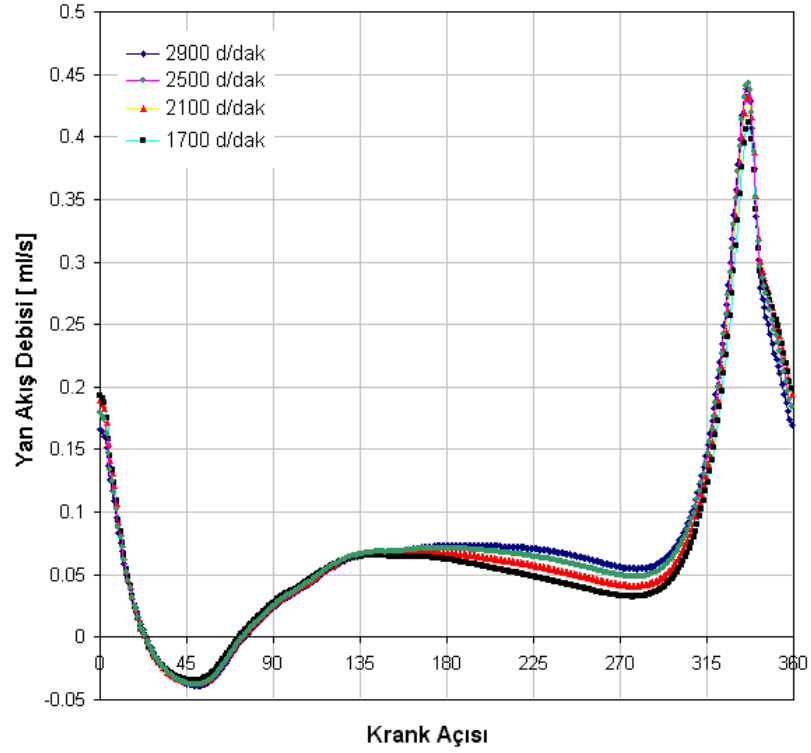
Şekil 3.30 : Eksantrik radyal yatak mil yörüngeleri [14]

Bu çalışmada, kısa yatak kabulü ile elde edilen çözümün, Lee'nin [18] ve Aydın'ın [14] yaptığı çalışmalarla benzer sonuçlar verdiği görülmektedir.



Şekil 3.31 : Eksantrik radyal yatak minimum film kalınlığı

Şekil 3.31’de sunulan minimum film kalınlığının hidrodinamik yağlama koşulunu sağladığı görülmektedir. Şekil 3.32’de yan akış debisi verilmektedir. Yan akış miktarının diğer yataklarda elde edilen değerlere yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 3.32 : Eksantrik radyal yatak yan akış miktarı

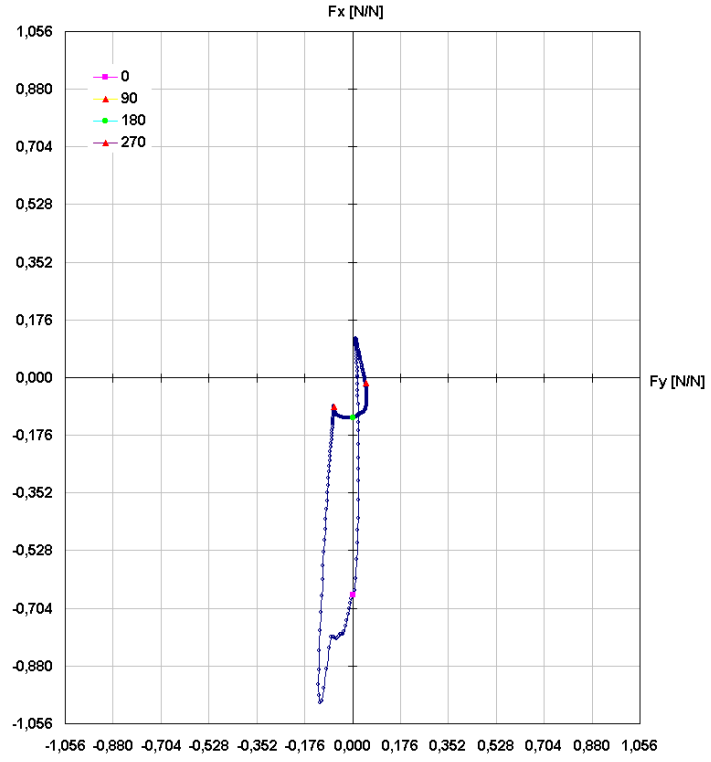
3.5.5 Biyel-perno radyal yatağı dinamik analiz sonuçları

Biyel-perno yatağına ait parametreler Tablo 3.5’de sunulmaktadır. Biyel-perno yatağının L/ D oranı, kısa yatak kabulünde önerilen değerin üstündedir.

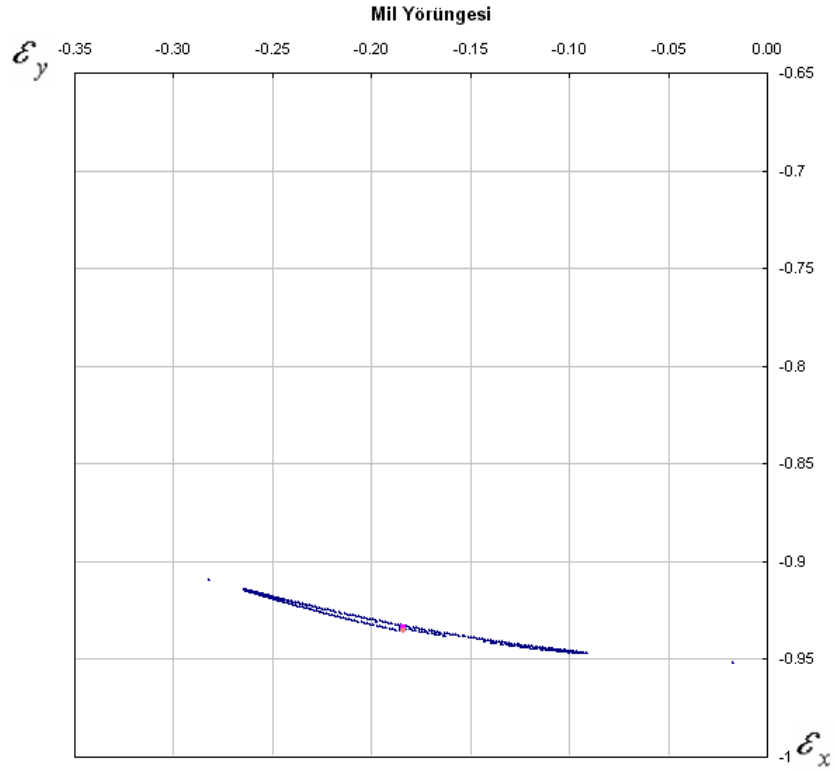
Tablo 3.5 : Biyel-perno yatak parametreleri

Yatak Çapı	0.3126 mm/mm
Yatak Boşluğu	0.0055 mm
Yatak Uzunluğu	0.3401 mm/mm
Yağ Viskozitesi	0.0092 Pa.s
L/ D	1.09

Buna ek olarak, yatak yükleri Şekil 3.33’te görüldüğü gibi, diğer yataklar ile karşılaştırıldığında büyüktür. Sonuç olarak, biyel-perno yatağı için kısa yatak kabulü ile yapılan ve Şekil 3.34’te gösterilen çözüm kabul edilebilir hassasiyette bir çözüm değildir. Ancak, perno-biyel yatak hızlarının ve yatak boşluğunun küçük olması nedeniyle, perno-biyel yatağındaki yan akış debisi ihmal edilebilir.



Şekil 3.33 : B yel-perno radyal yatağı yükleri nin kutupsal gösteri ni



Şekil 3.34 : B yel-perno radyal yatağı mil yörüngesi

3.5.6 Piston-silindir yatağı için yaklaşık çözüm

Krank milinin her dönüşünde pistonun silindirden tamamen çıkması nedeniyle, piston üzerindeki yağ filmi kısmen kopmaktadır. Piston-silindir yatağı'nın analiziinde, bu kopan yağ filminin miktarı hakkında bir yaklaşım yapmak oldukça güçtür. Bu nedenle, piston silindir yatağı için emiyet şartları dikkate alınarak, piston yüzeyindeki yağ filminin tamamının kopduğu kabulü yapılırsa, aşağıdaki eşitlik yardımıyla yağ debisi hesaplanabilir:

$$q_{yan} = \pi d_p l_p c f \quad (3.88)$$

Bu eşitlikte yer alan, d_p piston çapını, c yatak boşluğunu, l_p piston uzunluğunu ve f ise dönme frekansını göstermektedir. Tablo 3.6'da piston-silindir yatağı ile ilgili parametreler gösterilmiştir.

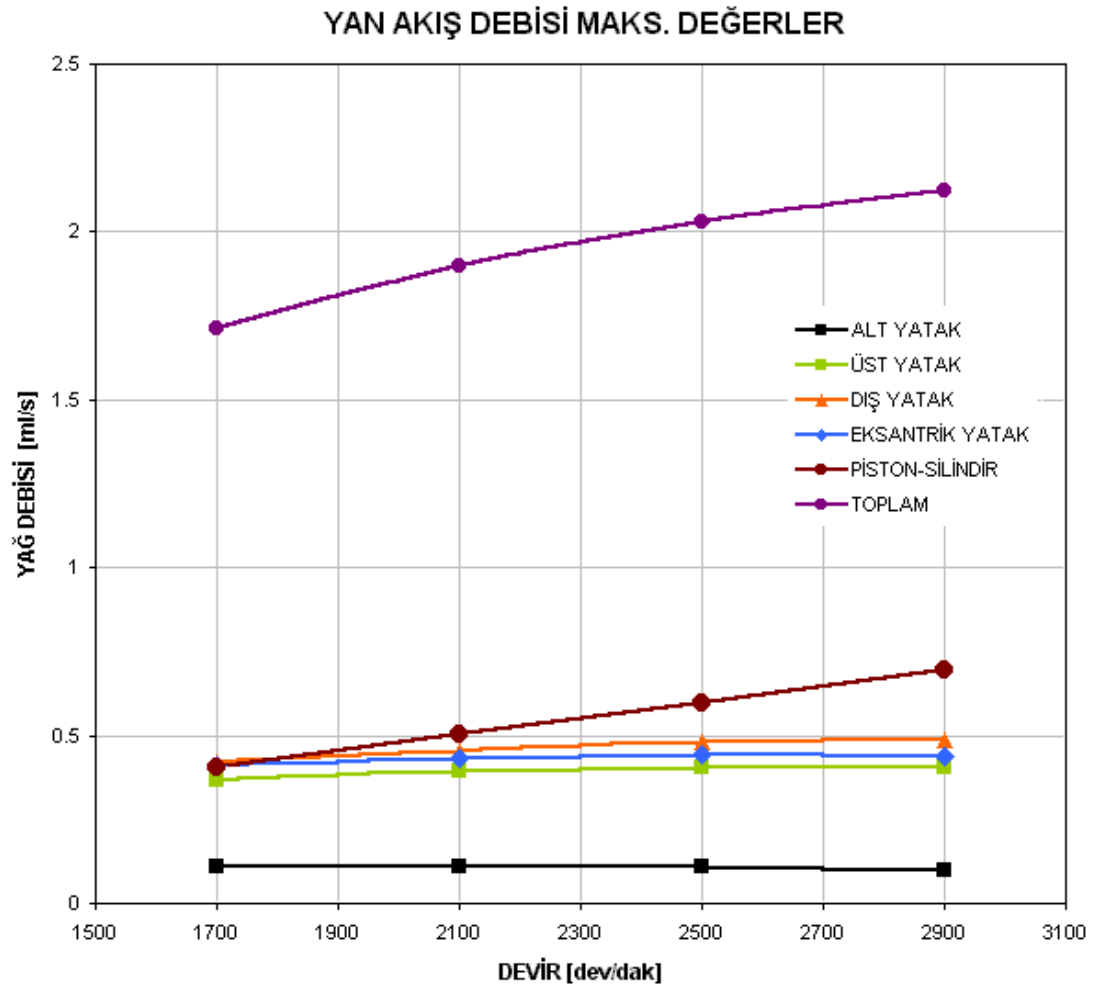
Tablo 3.6 : Piston-silindir yatak parametreleri

Yatak Çapı	1.0000 mm/mm
Yatak Boşluğu	0.0100 mm
Yatak Uzunluğu	0.7086 mm/mm

3.6 Teorik Çalışma Sonucu

Kompresör radyal yataklarının dinamik analizleri kısa yatak kabulü ile yapılmıştır. Kısa yatak kabulünün alt ana, üst ana, dış ve eksantrik yataklar için kabul edilebilir sonuçlar verdiği, ancak biyel-perno yatağı için uygulanamayacağı görülmektedir. Sonuç olarak radyal yatakların mil merkezlerinin yörüngeleri, minimum film kalınlıkları ve yan akış debileri hesaplanmıştır.

Yataklarda devamlı bir yağ filminin oluşturulabilmesi için, en az yan akış debisi kadar yağın yatağa beslenmesi gerekmektedir. Dinamik yüklü yataklarda, yan akış debisi çevrim süresince farklı değerler almaktadır. Yan akış debisinin bir çevrim süresince aldığı maksimum değer, yatağa beslenmesi gereken minimum yağ debisi olarak kabul edildiğinde, yataкта devamlı bir film oluşumu sağlanabilmektedir. Her bir yataқта bir çevrim süresince yan akış debisinin aldığı maksimum değer, dönme hızı ile değişimi veren grafik Şekil 3.35'de gösterilmektedir. Bu grafikte, toplam yan akış debisi, kompresör yataklarının herhangi bir devirde hidrodinamik yağlama koşulunda çalışabilmesi için, yağlama sisteminin toplam debisinin en az ne kadar olması gerektiği sorusunu yanıtlamaktadır.



Şekil 3.35 : Toplam yan akış miktarının devirle değişimi

4 DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Yağlama sistemi toplam debisinin ve debiye etki eden faktörlerin bilinmesi, yağlama sisteminin tasarımı açısından önemlidir. Bu nedenle, kompresör yağlama sistemini araştırmak için iki deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir.

İlk çalışmada, yağlama sistemi toplam debisine; dönme hızının, yağ sıcaklığının, dolayısıyla viskozitenin ve yağ seviyesinin etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmada, 1998 yılında geliştirilen bir deney tesisatı tekrar işler hale getirilerek kullanılmıştır. Deneylerde, krank üzerindeki radyal yağ delikleri kapatılarak, emilen yağınta m m en krank içindeki eksenel delik boyunca ilerlemesi ve krank üst ucundan çıkması sağlanmaktadır. Deney süresince, krank üst ucundan çıkan yağ toplanarak, debisi belirlenmektedir. Krank milini tahrik eden motorun dönme hızı, emilen yağın bulunduğu haznedeki yağ sıcaklığı ve yağ seviyesi değiştirilerek, farklı şartlarda toplam yağ debisi ölçümleri yapılmıştır. Deneylerde, radyal yağlama deliklerinin kapalı olması, gerçek çalışma koşullarındaki toplam yağ debisini tespit edilmesine engel olmaktadır. Ancak, araştırılan faktörlerin, toplam yağ debisinde sebep olduğu değişimin eğilimi benzer olmaktadır.

Diğer çalışmada ise, yağlama sisteminin tüm elemanları kullanılarak, toplam yağ debisi ölçülmüştür. Bu çalışmada kullanılan deney tesisatı, farklı model kompresörlere ait yağlama sistemlerini test edebilecek şekilde hazırlanmıştır. Deneylerde, yağlama sistemi toplam debisi, muhafaza içindeki yağ miktarının korunması yoluyla tespit edilmiştir. Muhafaza içindeki yağ miktarının aynı kalmasını sağlamak için, yağlama sistemi toplam debisine eşit miktarda yağ, muhafazaya beslenmelidir. Sistem reji ne girdiğinde, yani muhafaza içindeki yağ miktarı değişmediğinde, muhafaza içine beslenen yağ debisi, yağlama sistemi toplam debisine eşit olmaktadır. Rejim halinde muhafaza içine beslenen yağ debisi ölçülerek, yağlama sistemi toplam debisi tespit edilmiştir. Deneyler, yüksüz çalışma koşullarında yapılmaktadır. Fakat yağlama sistemi toplam debisinin, yüklü çalışma koşulunda, yüksüz çalışma koşulundan farklı olmayacağı düşünülmektedir. Yağlama sisteminin ilettiği yağ debisinin dönme hızına, viskoziteye ve karşı basınca

bağı olarak değıştiğı bilinmektedir. Karşı basınç önemli ölçüde krank milinin yüksekliğine ve yağın krank içi deliğı boyunca ilerlemesine engel olan viskoz sürtünmelere bağıdır. Bu nedenle, yüklü yatak koşullarının karşı basıncı önemli ölçüde değıştirmediğı kabul edilerek, iletilen yağ debisini değışmeyeceğı düşünül mektedir.

4.1. Yağlama Sistemi Debisine Etki Eden Faktörlerin İncelenmesi

4.1.1. Deney düzeneğı

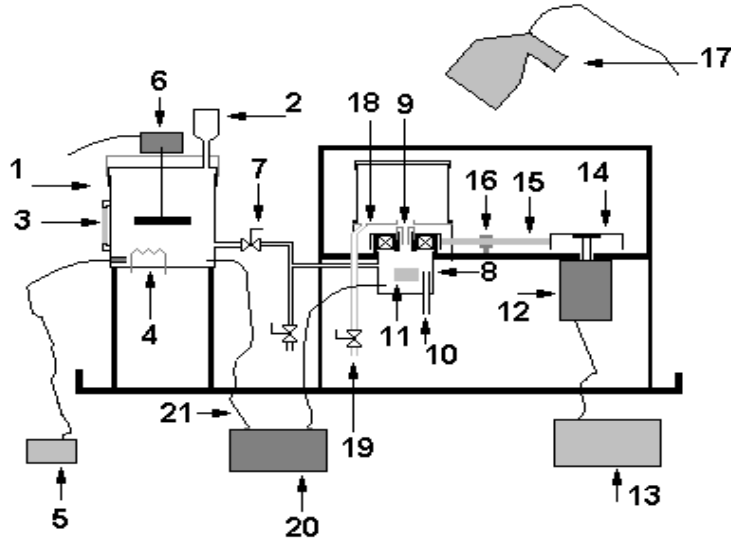
Şekil 4.1’de gösterilen deney tesisatı, 1998 yılında hazırlanmış, 2003 yılında bu çalışma kapsamında tekrar işler hale getirilerek, ölçüm sonuçlarının tekrarlanabilirliğini sağlayan bazı iyileştirmeler yapılmıştır. Hazne içindeki yağ seviyesi ve yağ sıcaklığının, deney süresince deney şartlarında sabit kalması, ölçüm sonuçlarının tekrarlanabilirliğini olumsuz yönde etkilemektedir. Tesisata eklenen seviye kontrol borusu ile, hazne içindeki yağ seviyesi ve yağ sıcaklığının hassas kontrolü yapılmaktadır. Bu yolla, ölçüm sonuçlarının tekrarlanabilirliği sağlanmaktadır.



Şekil 4.1 : Yağlama sistemi yağ debisini etkileyen faktörlerin incelendiğı düzenek

Şekil 4.2’de deney düzeneğinin şematik resmi bulunmaktadır. Deney düzeneğinde kullanılan temel ekipmanlar bu şematik resmi müzerinde gösterilmektedir. Deneylerin tekrarlanabilir olarak gerçekleştirilebilmesi için, incelenecek parametrelerin

kontrolünün sağlanması gerekmektedir. Bu nedenle, deney süresince yağ sıcaklığı, yağ seviyesi ve dönme hızı hassas biçimde kontrol edilebilmektedir.



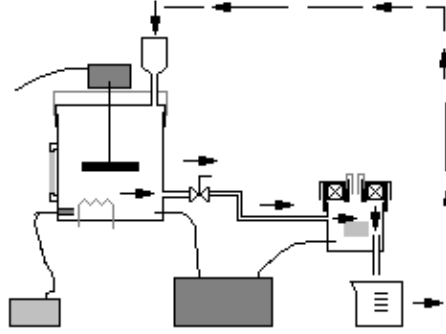
Şekil 4.2 : Düzeneğin şematik gösterimi ve ekipmanları

1. Hazırlama tankı	8. Yağ Haznesi	15. Kayış
2. Besleme borusu	9. Freze Pensi	16. Gerdirme
3. Seviye göstergesi camı	10. Seviye Kontrol Borusu	17. Stroboskop
4. Isıtıcı	11. Gözetleme Camı	18. Toplama Haznesi
5. Termostat	12. Elektrik Motoru	19. Boşaltma Vanası
6. Karıştırıcı	13. Silindere	20. Veri Toplama Ünitesi
7. Kontrol Vanası	14. Kasa	21. Termostatlara çifti

4.1.1.1. Yağ Sıcaklığının Kontrolü

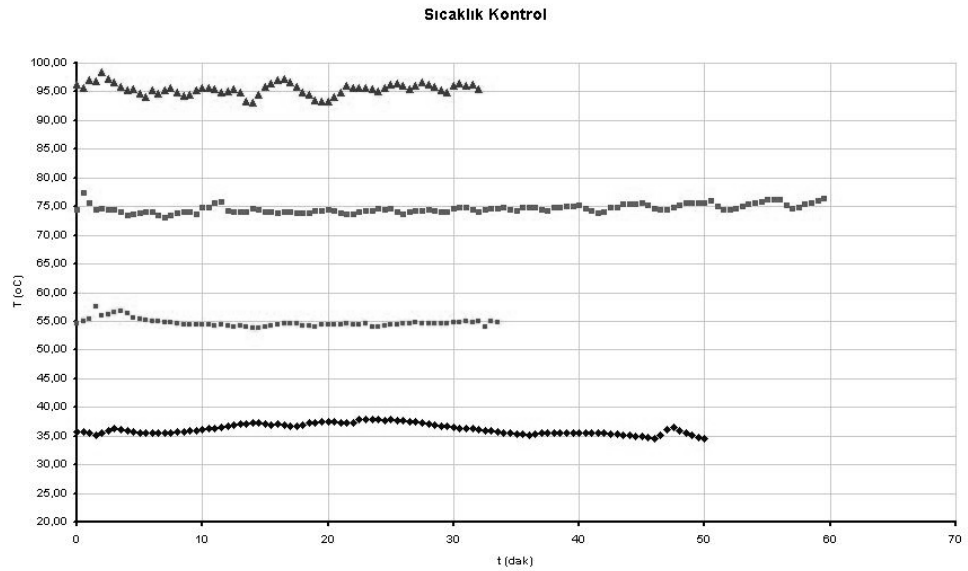
Deney tesisatında, hazne içindeki yağ sıcaklığı, hazneye beslenen yağ debisi ve sıcaklığı kontrol edilerek ayarlanmaktadır. Haznedeki ısı kayıpları göz önüne alınarak, hazırlama tankında deney sıcaklığının üzerinde bir sıcaklığa ısıtılan yağ, kontrol vanası ile debisi ayarlanarak hazneye beslenmektedir. Beslenen yağ debisi, yağlama sistemi toplam debisinden fazla ise, haznedeki seviye kontrol borusu içinden tahliye edilmektedir. Tahliye edilen yağ, bir beher ile tekrar hazırlama tankına boşaltılmaktadır. Hazırlama tankı ve hazne içindeki yağ sıcaklıkları; T-tipi termostatlara çiftleri kullanılarak, Grant marka veri toplama sistemi ile ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Tank içinde homojen sıcaklık dağılımını sağlamak amacıyla karıştırıcı kullanılmıştır. Tank içindeki yağ sıcaklığı, tank çeperine yerleştirilen

elektriksel direnç termometresi (RTD) ile ölçülmekte ve açık-kapalı çalışan termostat aracılığıyla istenilen sıcaklığa ayarlanmaktadır.



Şekil 4.3 : Sıcaklık kontrol çevresi

Şekil 4.3'te gösterilen bu sirkülasyonda, termostat sıcaklığı ve kontrol vanasından geçen debi kontrol edilerek, yağ sıcaklığının deney süresince sabit kalması sağlanmaktadır. Şekil 4.4'te görüldüğü üzere, yağ sıcaklığının deney sıcaklığından $\pm 2^{\circ}\text{C}$ sapanma gösterdiği tespit edilmiştir. Gözlemlenen sapanma miktarının, viskoziteyi önemli ölçüde değiştirmemesi sebebiyle, tekrarlanabilir ölçüm sonuçları elde edilmiştir.

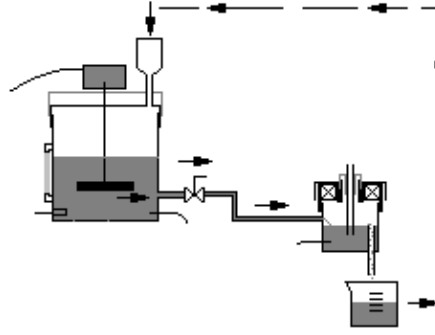


Şekil 4.4 : Yağ sıcaklığının kontrolü

4.1.1.2 Yağ Seviyesinin kontrolü

Yağ haznesine deney süresince, yağ pompasının emdiği yağ miktarından daha fazla yağ beslenmekte ve istenilen seviyenin üstündeki yağın seviye kontrol borusundan

tahliyesi sağlanmaktadır. Bu yolla yağ haznesindeki yağı, deney süresince seviye kontrol borusu ile ayarlanan seviyede kalması sağlanmaktadır. Beslenen fazla yağ seviye kontrol borusundan tahliye edilerek, bir beherde toplanmış ve tekrar hazırlanan tankına boşaltılmıştır. Hazne içindeki yağ seviyesi, Şekil 4.5'te gösterilen sirkülasyon yoluyla deney süresince sabit tutulmuştur.

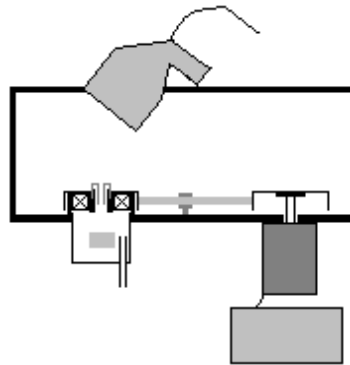


Şekil 4.5 : Yağ seviyesi kontrol çevrimi

Hazne üzerindeki gözetleme camları yardımıyla içerdeki yağ seviyesi görülebilmektedir. Seviye kontrol borusunun dış yüzeyine vida formu verilmiş ve hazne çeperine monte edilmiştir. Vidalı bağlantı, seviye kontrol borusunun, hazne içindeki yüksekliğini ayarlanmasına olanak vermektedir.

4.1.1.3 Yağ Pompası Açısız Hızın Kontrolü

Elektrik motoru, kayış-kasnak mekanizmasıyla krank milinin dönmesini sağlamaktadır. Kayışın sökülüp takılması ve gerginliğini sağlamak amacıyla gerdiriciler kullanılmaktadır. Elektrik motorunun devri, frekans düzenleyici (inverter) ile ayarlanmış ve deney sırasında istenilen devirde çalıştırılarak çalıştırıldığı stroboskop ile kontrol edilmiştir.



Şekil 4.6 : Dönme hızı kontrolü

4.1.2 Ölçüm sonuçları

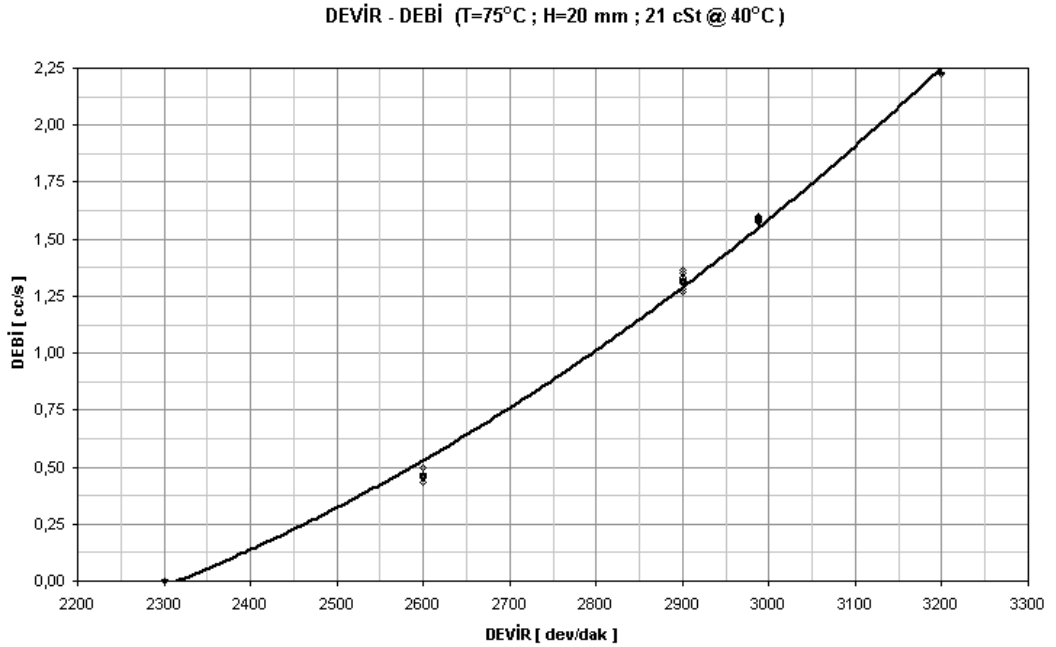
Sıcaklık, yağ seviyesi ve devir kontrolleri yapıldıktan ve sisteme tamamen kararlı hale geldikten sonra, yağ pompasının üst ucundan tahliye olan yağ eğik düzlem vasıtasıyla toplanarak ölçülmesi bir kaptaki biriktirilmektedir. Ölçülen kaptaki biriken yağ kronometre ile ölçülen zamana bölünerek yağ debisi hesaplanmaktadır.

Yağlama sistemi toplam yağ debisine; yağ seviyesinin, yağ sıcaklığının ve dönme hızının etkilerinin araştırıldığı çalışmalarda maksimum standart sapma değerleri sırasıyla %2.13, %4.01 ve %3.71 değerindedir.

Bu çalışma sırasında gerçekleştirilen deneyler sonunda elde edilen sonuçlar şu şekilde sıralanabilir:

4.1.2.1 Dönme hızı debi ilişkisi

Değişken devirli kompresörler buzdolabı soğutma yüküne bağlı olarak farklı devirlerde çalışabilmektedir. Dolayısıyla, kompresör yağlama sisteminin de düşük devirlerde yağlama yapabilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, dönme hızının yağ debisine olan etkisini incelemek amacıyla, 2300, 2600, 2987 ve 3200 d/dak dönme hızı değerlerinde deneyler gerçekleştirilmiştir.

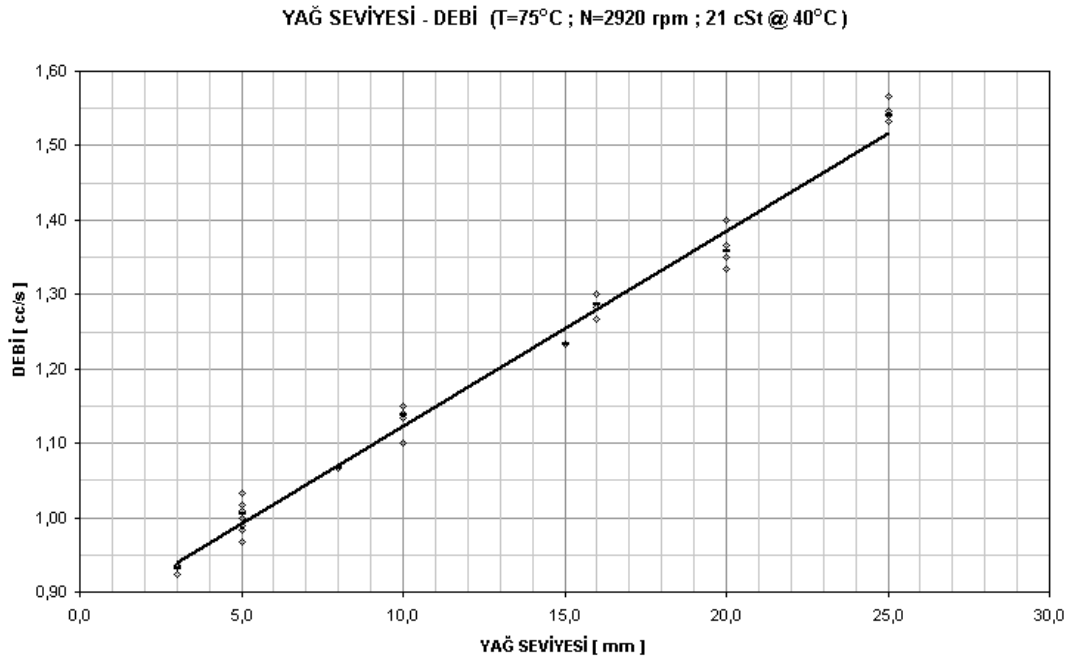


Şekil 4.7 : Yağ debisi-dönme hızı ilişkisi

Şekil 4.7 de görüldüğü gibi yağ debisinin dönme hızı ile lineere yakın ancak artan bir artış gösterdiği görülmektedir. Açısal hızın artmasıyla, yağa etkiyen santrifüj kuvveti de artmakta, dolayısıyla yağ krank içinde daha fazla yükselmektedir. Sonuçta, yağ pompasının basma yüksekliğinin artması, basılan yağ miktarını artırmaktadır. Aksi ne, dönme hızının belirli bir değerin altına düşmesi durumunda, yağa etkiyen santrifüj kuvveti yağın krank üst deliğinden çıkmasına yetmemektedir.

4.1.2.2 Yağ seviyesi-debi ilişkisi

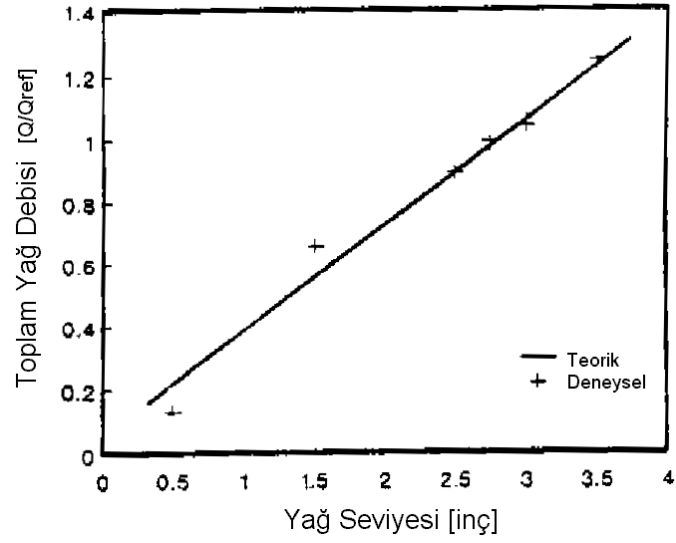
Kompresör içindeki yağ miktarı kompresör çalışma periyodu süresince, yağın soğutkan ile birlikte sisteme taşınması nedeniyle azalabilmektedir. Muhafaza içindeki yağ seviyesinin belirli bir seviyenin altına düşmesi durumunda yataklara yeterli miktarda yağ beslenememektedir. Diğer taraftan, kompresör üretimi sırasında muhafaza içine koyulan yağ miktarı, yağlama sisteminin performansını etkileyebilmektedir. Bu nedenle, muhafaza içindeki yağ seviyesinin, yağ debisi ne olan etkisini incelemek amacıyla farklı yağ seviyelerinde deneyler yapılmıştır. Deneylerde; yağ emme borusunun yağ içinde kalan bölümünün uzunluğu için 5, 10, 15, 20 ve 25 mm yağ seviyelerinde ölçümler yapılmıştır. Yağ debisinin yağ seviyesi ile ilişkisini gösteren ölçüm sonuçları Şekil 4.8’de verilmektedir. Ölçüm sonuçları, yağ debisi ile yağ seviyesi arasındaki ilişkinin lineer olduğunu göstermektedir.



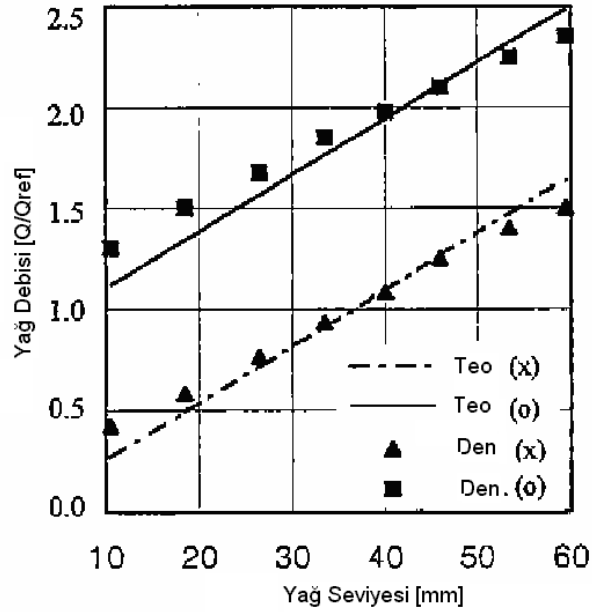
Şekil 4.8 : Yağ debisi-yağ seviyesi ilişkisi

Drost [8] 1992 yılında ‘scroll’ kompresörlere ait yağlama sistemini incelediği çalışmada, toplam yağ debisinin yağ seviyesi ile ilişkisini incelemiştir. İlgili çalışmanın sonuçları Şekil 4.9’da gösterilmiştir. Shin [4] tarafından 1998 yılında ‘scroll’ kompresör yağlama sistemi için gerçekleştirilen benzer bir çalışmada elde edilen sonuçlar Şekil 4.10’da göstermiştir.

Bu sonuçlar ile Şekil 4.8’de sunulan sonuçların yağ debisi ile yağ seviyesi arasındaki ilişkiyi lineer olarak ortaya koyduğu görülmektedir.



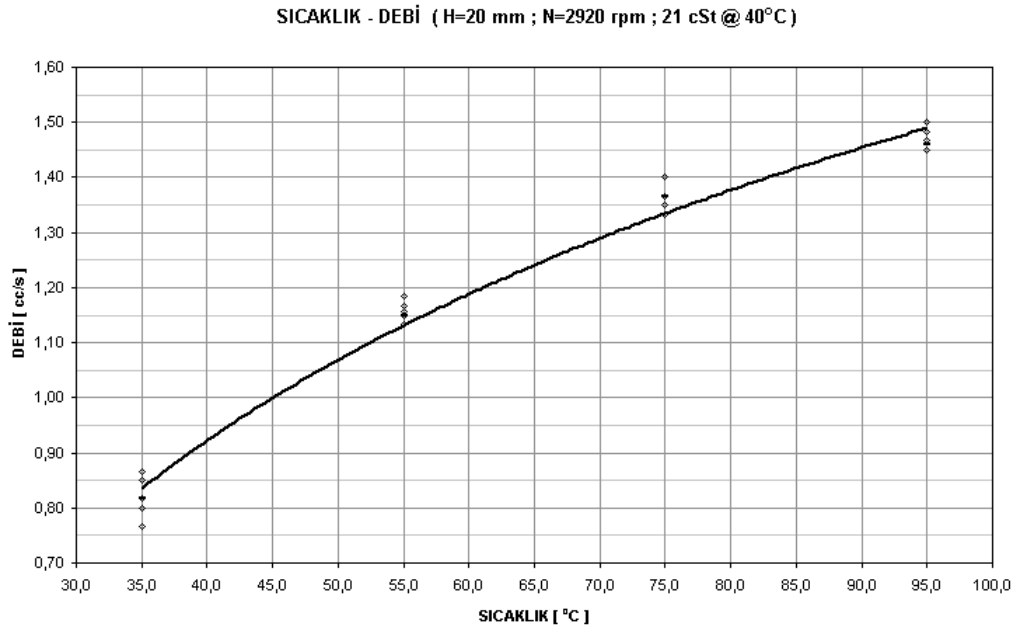
Şekil 4.9 : Yağ seviyesi toplam yağ debisi ilişkisi [8]



Şekil 4.10 : Yağ seviyesi-yağ debisi ilişkisi [11]

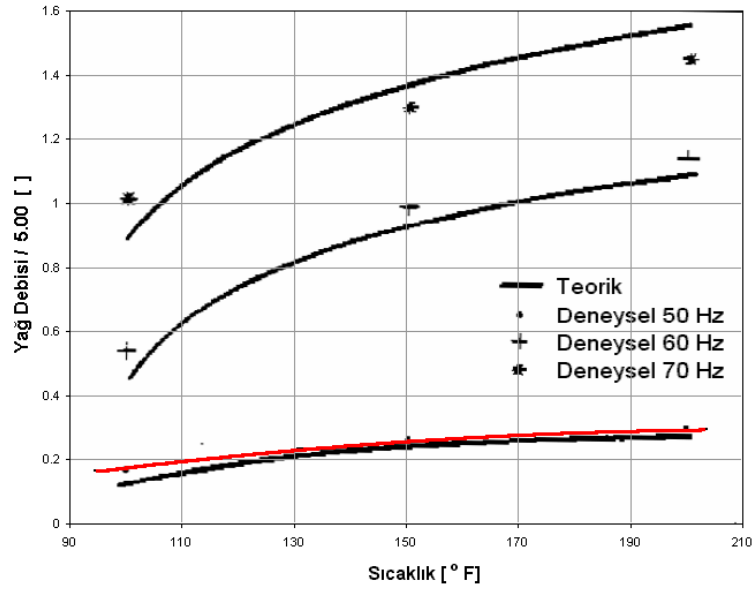
4.1.2.3 Sıcaklık-debi ilişkisi

Kompresör içi sıcaklık, dolayısıyla yağ sıcaklığı kompresörün dur-kalk çalışma periyodu nedeniyle sabit değildir. Yağ sıcaklığının değişmesi, yağın viskozitesinin değişmesine neden olmaktadır. Bu durum yağlama sisteminin performansını etkilemektedir. Yağlama sistemi toplamdebisi için, yağ sıcaklığı dolayısıyla viskozite ile değişimini incelemek amacıyla 35, 55, 75, ve 95 °C deney sıcaklıklarında ölçümler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.11 : Yağ debisi-yağ sıcaklığı ilişkisi

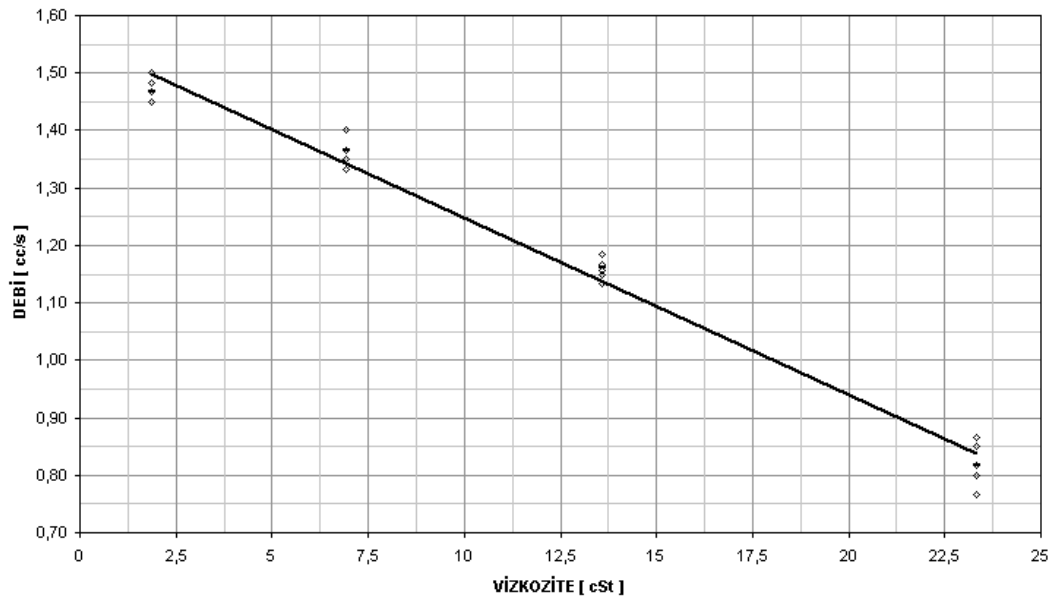
Şekil 4.11’de görüldüğü üzere yağ sıcaklığının artması durumunda, yağ debisinin azalan bir artış gösterdiği görülmektedir. Benzer bir çalışma yapan Drost [8] yağ sıcaklığı ve viskozite arasında Şekil 2.12’de sunulan ilişkiyi tespit etmiştir. Yaklaşık 50 Hz’de yapılan bu ölçüm sonuçlarını, Drost’un 50 Hz ölçüm sonucu ile karşılaştırmak amacıyla, ölçülen tüm değerler 5.00 ile bölünmüş ve sıcaklık birimi değiştirilmiştir. Şekil 4.12 verilen karşılaştırma sonuçları, sıcaklık ile yağ debisi değişiminin oldukça benzer eğilime sahip olduğunu göstermektedir.



Şekil 4 12 : Yağ sıcaklığı -toplama yağ debisi ilişkisi nin, Drost'un [8] çalışması ile karşılaştırılması

Yağ sıcaklığı viskozite ilişkisi Ek A'da sunulmaktadır. Bu ilişki den yararlanarak Şekil 4. 11'de gösterilen yağ sıcaklığı yağ debisi grafiği tekrar viskozite yağ sıcaklığı olarak incelendiğinde Şekil 4. 13'de gösterilen grafik elde edilmiştir. Bu sonuç, yağ debisi ile viskozite arasında lineer bir ilişkinin olduğunu ve viskozitenin azalması ile yağ debisinin arttığını göstermektedir.

VIKÖZİTE- DEBİ (H=20 mm ; N=2920 rpm ; 21 cSt @ 40°C)



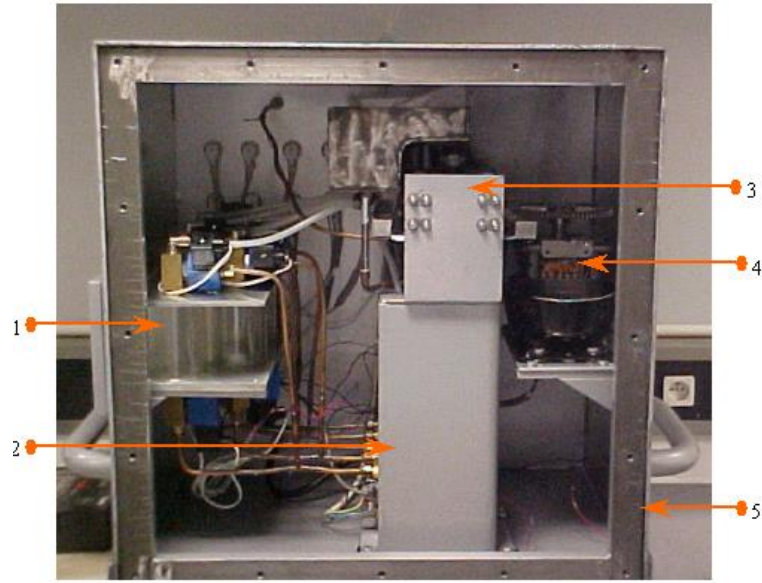
Şekil 4 13 : Yağ debisi-yağ viskozitesi ilişkisi

4.2 Yağlama Sistemi Yağ Debişi Ölçüm Düzenegi

Önceki bölümde anlatılan düzenek ile yapılan ölçümlerde, yağlama deliklerinin kapalı olması nedeniyle, yağlama sisteminin gerçek yağ debisi ölçülememektedir. Bu nedenle, yağlama sisteminin çalışma koşullarını sağlayan bir düzenek hazırlanmış ve yağlama sisteminin tamamı kullanılarak yağ debisi ölçümü yapılmıştır.

4.2.1. Deney düzenegi

Deney düzenegi; montaj bölümü, tahrik bölümü, ölçüm bölümü, yağ haznesi, pompa ve kabinde oluşmaktadır. Düzeneğe ait fotoğraf Şekil 4.14'te gösterilmektedir.



1. Ölçüm Bölümü

3. Montaj Bölümü

5. Kabin

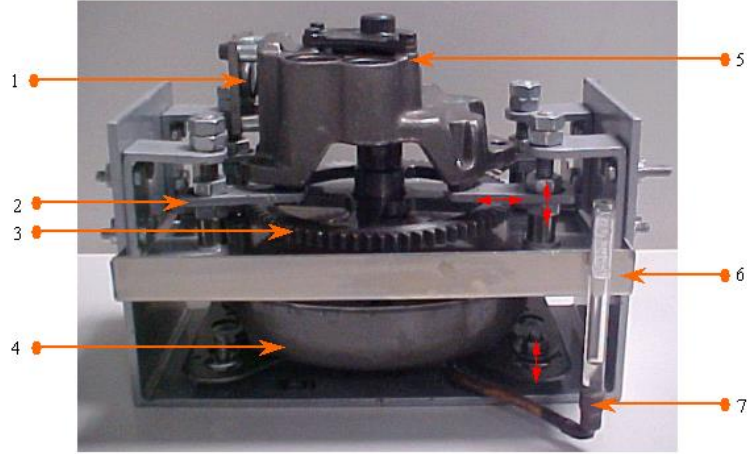
2. Yağ Haznesi

4. Tahrik Bölümü

Şekil 4.14 : Deney düzenegi genel görünümü

4.2.1.1. Montaj bölümü

Hazırlanan deney düzenegi ile mevcut veya tasarlanan yeni yağlama sistemleri deneysel yolla incelenmektedir. Deneylerde kompresör yağlama sisteminin oluşturan; kompresör alt muhafazası, yağ emme borusu, krank mili ve yataklar kullanılarak sistemin tamamı dikkate alınmaktadır.



Şekil 4.15 : Montaj aparatı

- | | | |
|-----------------|---------------|-------------------------|
| 1. Gelişen Yay | 3. Dişli Çark | 5. Gövde |
| 2. Destek Heman | 4. Muhafaza | 6. Muhafaza Kapağı |
| | | 7. Seviye Tespit Borusu |

Kompresör yağlama sistemi standart bir yapıda olmayıp, yapısal açıdan farklılıklar gösterebilmektedir. Bu nedenle, farklı yapısal özelliklere sahip yağlama sistemlerini, hazırlanan deney düzeneği ile incelemeye olanak veren ve Şekil 4.15’de gösterilen montaj aparatı kullanılmaktadır.

Alt Muhafazanın Montajı: Muhafazadaki yapısal değişikliklerin yağ debisine etkisini incelemek amacıyla, muhafaza, deney sistemine monte edilebilmektedir. Muhafaza içerisindeki yağ seviyesi, muhafaza altına açılmış bir deliğe yerleştirilen borunun diğer ucuna, yağ seviyesinin görülebildiği saydam bir boru takılarak, U- borusu prensibiyle takip edilmektedir. Muhafazanın düşey ve yatay konumu ayarlanarak, somunlar yardımıyla sabitlenmektedir. Montajda dikkat edilmesi gereken en önemli nokta, yağ emme borusunun muhafaza içindeki konumudur. Yağ emme borusu, muhafaza merkezinde ve muhafaza tabanından belirlenen yükseklikte olmalıdır. Farklı kompresör modelleri için farklı muhafaza tipleri ve farklı miktarlarda yağ kullanılmaktadır. Muhafaza montajı gerçekleştirildikten sonra, gerekli yağ miktarı muhafaza içine ilave edilmektedir. Yağ seviyesi, muhafaza seviye tespit borusu üzerine işaretlenmektedir. Bu yolla, muhafaza içinde deney süresince olması gereken yağ seviyesi belirlenmiş olmaktadır.

Gövdenin Montajı: Yağlama sisteminin temel parçaları olan yağ emme borusu, krank ve üzerinde bulunan yağlama kanalları ile yataklar gövde üzerinde yer almaktadır. Gövdenin deney düzeneğine montajında; statoru gövdeye monte etmek için, gövde

ayaklarına açılmış vida delikleri kullanılmaktadır. Bu vida deliklerinden yararlanılarak, gövde, kabin yan duvarlarına yerleştirilen destekler üzerinde sabitlenmektedir. Bu destekler iki parçalı olup, birinci parça sabit bir biçimde kabin duvarına vidalanmaktadır. İkinci parçanın bir ucu kompresöre vidalanırken, diğer ucu, birinci parça üzerine sabitlenmektedir. Birinci parça ve ikinci parça arasındaki bağlantı, hem yatay hem de düşey düzlemde harekete olanak tanıyarak, krank milinin muhafaza içindeki konumunun düşey ve yatay konumlarında ayarlanmasını sağlamaktadır.

Yağ emme borusunun muhafaza içindeki konumu, özellikle muhafaza tabanı ndan yüksekliği, yağlama sisteminin performansına önemli ölçüde etki eden parametrelerden biridir. Yağ emme borusunun, muhafaza içindeki yatay konumu için montaj mastarı, düşey konumu için ise yüksekliği belirlenmiş parçalar kullanılmaktadır. Ayrıca, destek elemanı üzerine monte edilen hal kalar yardımıyla yağ emme borusunun muhafaza içindeki yüksekliği tekrarlanabilir ölçüde kontrol edilmektedir. Aksi takdirde, yağ emme borusunun muhafaza içindeki konumunda (merkezeleme ve/veya yükseklikte) yapılacak hatalar, deney sonuçlarının tekrarlanabilirliğini engellemektedir.

Muhafaza Kapağının Montajı: Deney düzeneğinde, çalışma esnasında hem yataklardan sızan ve hem de krank üst ucundan savrulan yağ yerçekimi etkisiyle muhafaza içine akmaktadır. Bu durum yağlama sisteminin emdiği toplam yağ debisinin belirlenmesinde hataya sebep olmaktadır. Destek elemanlarının altına monte edilen muhafaza kapağı ile muhafaza içine yağ sızması engellenmiştir. Muhafaza kapağı, ince sac malden hazırlanmıştır. Krank milinin geçmesi için açılan delik kenarları yükseltilerek, kapak üzerinde biriken yağın bu kısımdan muhafaza içine akması önlenmiştir.

Yayın Montajı: Kompresörün gerçek çalışma koşullarında; sıkıştırma esnasında piston üzerine etkiyen yük, yataklar tarafından karşılanmaktadır. Yatakların yüklü halde çalışması, yatak içindeki yağ akışını değiştirilmektedir. Bu nedenle, sıkıştırma işlemi esnasında yatlara gelen yükü, deney koşullarında simüle etmek amacıyla Şekil 4.16'da gösterilen gelişen yay kullanılmıştır. Ancak, iki önemli problemle karşılaşmıştır: İlki, yayların yorulma nedeniyle kırılmasıdır. İkincisi ise, düzenekte kalış problemi ne sebep olmasıdır. Bu iki problem aşılanmadığı için yüklü yatak koşullarında ölçüm alınamamıştır.



Şekil 4 16 : Yay

4 2 1.2 Tahrik bölü mü

Kompresörde yağlama ihtiyacı duyulan parçalara gerekli yağ sağlamak için krank milinin dönmesinden faydalanılmaktadır. Krank milinin dönmesi sonucu, yağa etkiyen santrifüj kuvveti, yağın krank içinde yükselmesini sağlamaktadır. Değişken devirli kompresörlerde, düşük dönme hızlarında, yağın bu parçalara ulaşmasını sağlamak önemli problemlerden biri olarak yer almaktadır. Bu nedenle, tasarlanan yağlama sistemlerinin düşük devirlerdeki performanslarının test edilmesi gerekmektedir. Deney düzeneğine monte edilen yağlama sisteminin, farklı devirlerde tahrik edilmesi ne olanak veren bir sistem oluşturulmuştur. (Şekil 4 17)

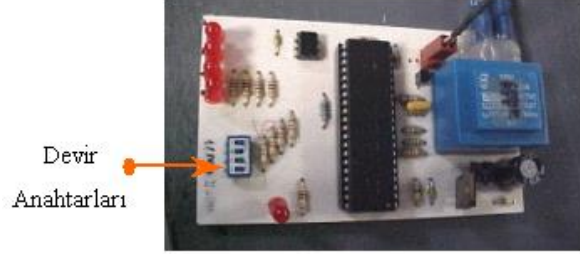


Şekil 4 17 : Tahrik motoru

- | | | |
|-------------|-------------------|----------------------|
| 1. Mil | 3. Dişli Çark | 5. Sabitleme Parçası |
| 2. Mühafaza | 4. Kesilmiş Gövde | |

Motor: Tasarlanan yeni yağlama sistemlerinin ve mevcut yağlama sistemlerinin düşük devirlerdeki performansının test edilmesi için, hazırlanan deney düzeneğinde dönme hızı kontrol edilebilen bir motor kullanılmaktadır.

Kontrol Kartı: Elektrik motoru, elektronik bir kart ile ayarlanan devirde sürül mektedir. Şekil 4.18’de gösterilen kart, motorun 1600-3100 d/dak aralığı nda 16 farklı hız kade mesinde (100 d/dak çözünürlü kt e) dön mesini sağ la maktadır.

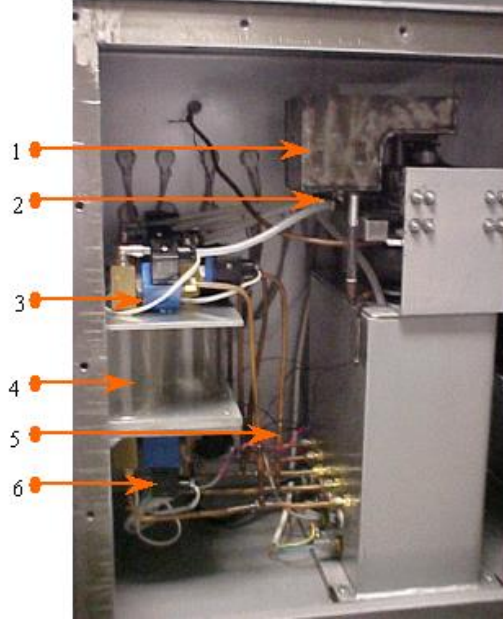


Şekil 4.18 : Devir ayarlayıcı elektronik kart

Dış lı Çarklar: Motor dan elde edilen dön me hareketini, deney numunesine aktarmak için diş lı çark mekanizması kullanılmaktadır. Diş liler mil üzerine ayar vidası ile monte edilmiştir. Bu sayede, diş lilerin mil üzerindeki düş ey konumu ayarlanabil mekte ve diş lilerin alın kısı mlarının teması sağ lanmaktadır. Ayrıca, diş lilerin birbirini kavraması için, motorun monte edildi ğ i plaka yatay doğrultuda ayarlanabil mektedir. Diş lilerin birbirini aş ırı kavraması durumunda ö ne mli titreş im ve gürültü problemleri oluş maktadır. Bu nedenle, diş lilerin montajında kavrama oranına dikkat edil mesi gerekmektedir.

4.2.1.3 Öl çüm böl ü mü

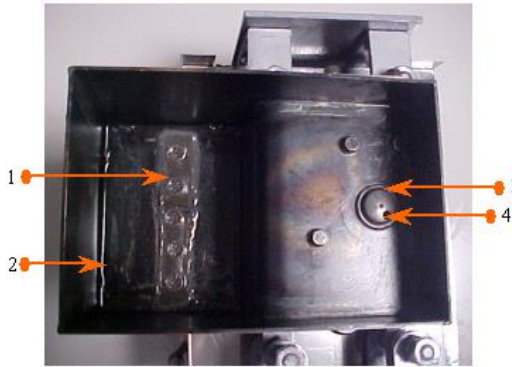
Kompresör yağ la ma sisteminde, muhafaza tabanından emilen yağ santrifüj kuvveti n etkisiyle, krank iç inde aç ılmış eksenel kanalda yüksel mektedir. Emilen yağ ın bir kıs m krank iç indeki eksenel yağ la ma kanalına aç ılan radyal yağ delikleri ile yataklara beslenirken, kalan kıs m krank üst ucundan savrul maktadır. Önceki böl ü mde sunulan test düzene ğ inde, radyal yağ delikleri kapatılarak, emilen yağ ın tamam ının krank üst ucundan çıkması sağ lanmıştır. Aynı düzene kte, krank üst ucundan çıkan yağ debisi ölçülerek, bu debiye etki eden parametreler incelenmiştir. Şekil 4.19’da ölçüm böl ü mü gösterilmiş, bu deney düzene ğ inde ise, yataklar korunarak radyal yağ delikleri kapatılmamaktadır. Bu yolla krank üst ucundan çıkan yağ debisi ve yataklara beslenen toplam yağ debisi ölçülebilmektedir.



Şekil 4 19 : Öçüm böl ü mü genel gör ü nt ü

- | | | |
|-----------------------------|----------------------|----------------------|
| 1. Toplama Kabı | 3. 3/2 Solenoid Valf | 5. By-Pass Hattı |
| 2. Pnömatik Bağlantı Hemanı | 4. Öçüm Kapları | 6. 2/2 Solenoid Valf |

Toplama Kabı: Krank üst ucundan savrul an yağ, krank üst ucunun formuna bağı olarak aşağı veya yukarı yönde savrul maktadır. Krank üst ucundan savrul an bu yağı toplamak amacıyla ince sac metal den bir kap hazırlanmıştır. Kabın tabanına, krankın çapından biraz büyük bir delik açılarak, krank üst ucunun kap içerisinde kalması sağlanmıştır. Bu yolla, savrul an yağ kap içerisinde toplanmaktadır. (Şekil 4. 20)



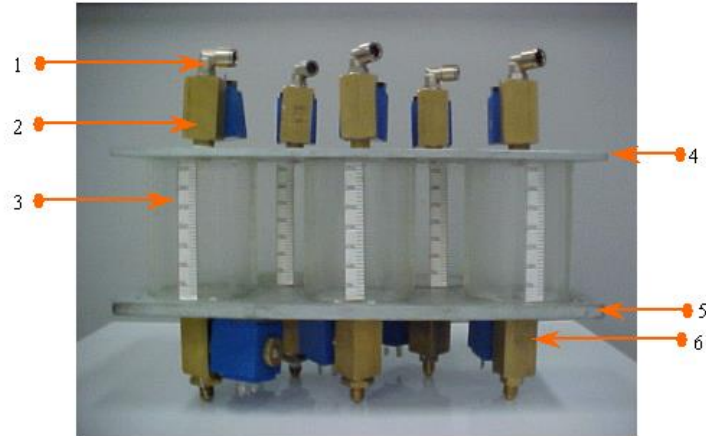
Şekil 4 20 : Toplama kabı

- | | |
|-----------|---------------|
| 1. Filtre | 3. Çıkıntı |
| 2. Havuz | 4. Krank Mili |

Krank üst ucundan savrul an yağ ın topla ma kab ının d ışı na ta ş ma sı nı engelleyen ve topla ma kab ının gözlenebilirli ğ ni sa ğ layan “flexible-glass” mal ze neden bir kapak hazırlanm ıştır. Kapa ğ a e ğ ni bir for m verilerek yağ ın havuza do ğ ru ak ma sı sa ğ lanm ıştır.

Burada dikkat edilen ilk nok ta, özelli kle yağ ın a ş a ğ ı yön de spiral for mda savrul du ğ u duru mlar da, toplanan yağ ın, krank üst ucunun topla ma kab ına aç ıldı ğ ı delik ile krank mili aras ından sız ma sıdır. Bunu engelle mek ama cı yla deli ğ in kenarı, krank üst ucunun yükse kli ğ ni a ş mayacak ş e kil de yükse til mi ş tir. Dikkat edilen ikinci nok ta ise, topla ma kab ının havuz kıs mında yağ ın birik me sı ni, ölç ü m sonu ç lar ının hat alı ol ma sı na sebep ola bile ce ğ i dir. Bu nedenle, havuz kıs mında yağ ın birik me di ğ i te spit edil di kten sonra ölç ü mal ın na sı gerek mek te dir.

Ölç ü m Kap lar ı: Ş e kil 4.21’ de gör ü len ölç ü m kap lar ı; yükse li ğ i 100 mm ve d ışı ç a pı 70 mm olan silindirik cam boru lar ın me tal levha lar aras ına ya pı ş tır ıl arak monte edil me si yo lu yla hazırlanm ıştır. Me tal levha lar üze ri ne, cam boru lar ın montaj ını kolayla ş tır mak iç in oyuklar aç ılm ı ş ve can lar bu oyuklara yerle ş tiril mi ş tir. Cam iç i nde ki yağ ın ta ma men boş al ma sı nı sa ğ la mak iç in alt levha üze ri ne aç ılan oyu ğ a e ğ ni bir for m veril mi ş tir. Ölç ü m kap lar ının olu ş turul ma sı ndan sonra, ölç ü m kap lar ına yağ giri ş ve ç ık ışı nı kontrol eden solenoid valfler monte edil mi ş tir. Kap hac mi kalibre edilerek, kap iç i nde ki sı vı nın hac mi ni göste ren dereceler cam üze ri ne ya pı ş tır ıl m ıştır.



Ş e kil 4.21 : Ölç ü m kap lar ı

- | | | |
|-------------------------------------|------------------|----------------------|
| 1. Pnö mati k ba ğ lan tı ele ma nı | 3. Ölç ü m Kab ı | 5. Alt Levha |
| 2. 3/2 Solenoid Valf | 4. Üst Levha | 6. 2/2 Solenoid Valf |

Solenoid Valfler: Deney düzeneğinin kapalı bir sistem olması nedeniyle, krank üst ucundan çıkan yağın ölçüm kabına giriş ve çıkışı kabin dışından kontrol edilmek zorundadır. Bu nedenle, ölçüm kabının giriş ve çıkışına solenoid valfler yerleştirilmiştir. Bu sayede, ölçümün başlama ve bitiş anı hassas olarak kontrol edilebilmektedir. Ölçüm kaplarının girişine 3/2 solenoid valf kullanılarak, toplama kabından gelen yağ ölçüm kabına veya by-pass hattı üzerinden yağ haznesine yönlendirilebilmektedir. Bu durum deney esnasında istenilen anda ölçümün başlamasına imkan vermektedir. Ölçüm kaplarının çıkışına ise 2/2 solenoid valf kullanılmıştır.

Öçme İşlemi: Toplama kabındaki yağ ölçüm kabına yönlendirilerek ölçüm almak için 3/2 solenoid valfler açık konuma getirilerek zaman sayacı çalıştırılmaktadır. Bu esnada ölçüm kaplarının çıkışındaki 2/2 solenoidler kapalı konumda olmalıdır. Ölçüm tamamlanmış olduğunda, zaman sayacı durdurularak, 3/2 solenoidler kapalı konuma getirilmektedir. Bu yolla, toplama kabındaki yağ by-pass hattı üzerinden yağ haznesine yönlendirilmektedir. Ölçüm kaplarının içindeki yağ miktarı kapların üzerindeki derecelerden okunarak toplanmakta ve deney süresine bölünerek debi tespit edilmektedir. Bu işlem tamamlandıktan sonra, ölçüm kaplarını boşaltmak amacıyla, 2/2 solenoid valfler açık konuma getirilir ve ölçüm kaplarının içindeki yağın yağ haznesine akması sağlanır.

Tablo 4.1 : Ölçüm kapları kalibrasyon sonuçları

Kalibrasyon değeri: 0.812 ml/s			
Öçüm No	Öçülen yağ debisi	Öçüm No	Öçülen yağ debisi
1	0.774	11	0.823
2	0.798	12	0.820
3	0.809	13	0.825
4	0.773	14	0.793
5	0.803	15	0.815
6	0.821	16	0.807
7	0.815	17	0.820
8	0.806	18	0.813
9	0.817	19	0.824
10	0.820	20	0.804
Ortalama		0.809 ml/s	
Standart Sapma		0.015 ml/s	
% Sapma		1.861	

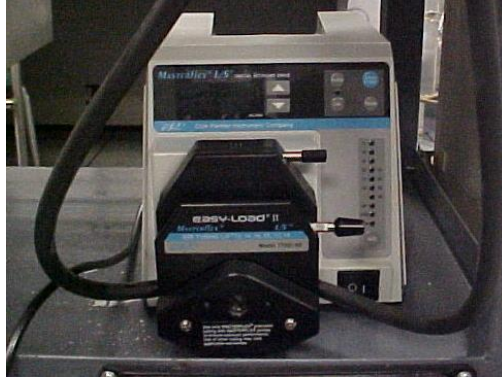
Tablo 4.1’de toplam kabına beslenen 0.812 ml/s debisinin ölçüm kaplarından okunması yoluyla gerçekleştirilen bir kalibrasyon testi sonuçları verilmiştir. Bu test sırasında toplam 20 ölçüm gerçekleştirilmiştir. Yapılan ölçümlerin ortalaması 0.809 ml/s ve standart sapması ise 0.015 ml/s olarak belirlenmiştir. Bu sonuca göre, toplam kabı, solenoid valfler ve ölçüm kabından oluşan ölçüm sisteminin kabul edilebilir hassasiyette sonuç verdiği tespit edilmiştir.

4.2.1.4 Yağ haznesi

Yağ haznesi, 30x15x40 cm ebatlarında olup, kompresörün test edilmesi için gerekli 5 litre yağın depolandığı ve deney şartlarına getirildiği kaptır. Yağ haznesindeki yağın sıcaklığı; hazne tabanına yerleştirilen ısıtıcı ve ısıtıcının kontrolünü sağlayan termostat ile sağlanmaktadır. Termostat sıcaklığı, hazne çeperine yerleştirilen elektrik direnç termometresi ile okunmaktadır. Yataklardan sızan yağ kabin içine boşaldığından hazne içine doğrudan geri dönüşü sağlanmaktadır. Bu nedenle hazne içindeki yağ seviyesinin azalmasını engellemek için kabin tabanına açılan delikten, yataklardan sızan yağ toplanmakta ve geri dönüş pompası ile sisteme ilave edilmiştir.

4.2.1.5 Ayarlanabilir debili pompa

Muhafaza içindeki yağ santrifüj kuvvetinin etkisiyle krank içindeki kanaldan yataklara ve krank üst ucundan kabin içine taşınmaktadır. Muhafaza üstü açık olduğundan yataklara ve kabin içine saçılan bu yağ muhafaza içine geri dönmektedir. Bu koşullarda muhafaza içindeki yağ seviyesinin başlangıçta belirlenen seviyede kalması için yağlama sisteminin emdiği toplam yağ debisine eşit miktarda yağ debisi muhafaza içine beslenmelidir. Bu ayarlanabilir debili bir pompa yardımıyla sağlanmaktadır (Şekil 4.22). Pompa, 10 ila 600 d/dak dönme aralığında 1 d/dak dönme çözünürlüğü ile çalışabilmektedir. Pompa göstergesinde, dönme devri ve beslenen yağ debisine ait bilgiler yer almaktadır, fakat pompanın beslediği yağ debisi sıcaklık ile bir miktar değişmektedir. Bu nedenle, ölçümlere sıcaklık değişiminden dolayı herhangi bir hatanın yansımaması için, pompanın üzerindeki değerin yanında, yağ debisi deney sonunda tekrar ölçülür.



Şekil 4 22 : Ayarlanabilir debili pompa

4 2 1.6 Kabin

Kabin içinde montaj bölümü, tahrik bölümü, ölçüm bölümü ve yağ haznesi bulunmaktadır. Deney düzeneğine elektrik bağlantısı kompresörde olduğu gibi sızdırmaz bir şekilde sağlanmıştır. Kabinin üzerinde 3 adet gözetleme camı bulunmaktadır. Gözetleme camından ilki muhafaza seviye tespit borusunu, ikincisi ölçüm kaplarını ve üçüncüsü ise toplama kabını görmektedir. Kabin taşınabilir olması amacıyla tekerlekli bir sehpa üzerine yerleştirilmiştir.(Şekil 4 23)



Şekil 4 23 : Deney düzeneği dış görünümü

4 2 2 Deneyin yapılışı

Test sistemindeki dönme sayısı ve sıcaklık deneyde incelenen şartlara ulaştığında, muhafaza içindeki yağın, seviye tespit borusunda işaretlenmiş seviyede kalması sağlanır. Bu amaçla, pompa debisi kontrol edilerek uygun yağ debisi tespit edilir. Pompanın muhafazaya beslediği yağ miktarı ile yağlama sisteminin muhafazadan

emdi ği yağ miktarı bir süre sonra eşitlenerek, muhafazada sabit rejim halinde bir seviye oluşturur. Eğer bu seviye başlangıçta işaretlenen seviyenin üstünde ise pompamın yağ debisi azaltılır. Aksi ne başlangıç seviyesinin altında ise pompamın yağ debisi artırılmaktadır. Bu yolla, başlangıçtaki yağ seviyesine yakınsanarak, yağlama sisteminin emdi ği toplam yağ debisi tespit edilmiştir.

Yağlama sisteminin emdi ği toplam yağ debisi tespit edildikten sonra, toplam kabında toplanan yağ ölçüm kabına yönlendirilerek, krank üst ucundan çıkan yağ debisi ölçülmiştir.

Sonuç olarak, yağlama sisteminin emdi ği toplam yağ debisi ve krank üst ucundan çıkan yağ debisi ölçülmektedir. Bu yolla, yataklara beslenen toplam yağ debisi; emilen yağ debisinden, krank üst ucundaki yağ debisi çıkarılarak bulunabilmektedir.

4.2.2.1. Yataklara beslenen yağ debisinin ölçülmesi

Her bir yataktaki yağ debisini belirlemek amacıyla, iki aşamalı bir ölçüm metodu düşünülmüştür. İlk aşamada, kompresör yağlama sisteminin emdi ği toplam yağ debisi ve krank üst ucundan çıkan yağ debisi tespit edilmiştir.

Yağlama sisteminde, Q_1 , Q_2 , Q_3 ve Q_4 sırasıyla aşağıdan yukarıya doğru her bir yatağa ait radyal yağ deliğinin debisini si ngelenmektedir. Q_T , emilen toplam yağ debisini ve Q_5 ise krank üst ucundan çıkan yağ debisini si ngelenmektedir. Q_T ve Q_5 deneysel olarak belirlenmektedir. Bu durumda, toplam yağ debisi (4.1) eşitliğinde verilmektedir.

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (4.1)$$

Tüm yatak delikleri açık vaziyetteyken, 50°C ve 2900 d/d koşullarında yapılmış ölçüm sonuçları ve bu sonuçların ortalama değeri Tablo 4.2’de sunulmaktadır. Bu sonuçlara göre, yağ emme borusundan emilen yağ debisi ortalama 1.931 ml/s ve krank üst ucundan çıkan ortalama yağ debisi ise 1.023 ml/s olarak ölçülmüştür.

Tablo 4.2 : Dış yatak deliği açık ölçüm sonuçları

Dış Yatak Deliği Açık	Yağ emme borusunun emdiği debi [ml/s]	Krank üst ucundan çıkan debi [ml/s]
Öçüm 1	1.931	0.987
Öçüm 2	1.931	1.053
Öçüm 3	1.931	1.027
Öçüm 4	1.931	1.025
Öçüm 5	1.931	1.025
Öçüm 6	1.931	1.022
Ortalama	1.931	1.023
Standart Sapma	0.000	0.021
% Sapma	0.000	2.060

İkinci aşamada ise, krank üst ucuna en yakın yatağa ait radyal yağ deliği kapatılarak, bu yatağa beslenen yağın krank üst ucundan çıkması sağlanmalıdır. Krank üst ucu ile bu noktaya en yakın yatağa ait radyal yağ delik arasındaki mesafenin oldukça az olması basma yüksekliğini önemli ölçüde etkilememelidir. Dolayısıyla, yağlama sistemi tarafından emilen toplam yağ debisi değişmemelidir.

Yukarıdaki kabule göre, Q_T değişmeyeceği için aynı denklem aşağıdaki gibi yazılabilir. Bu denklemde, Q_Y krank üst ucundan ölçülen yeni yağ debisini temsil etmektedir.

$$Q_T = Q + Q + Q + Q_Y \quad (4.2)$$

(4.2) denklemi (4.1) denkleminden çıkarıldığında, krank üst ucuna en yakın yataktaki yağ debisi (4.3) eşitliğinde gösterildiği gibi hesaplanabilir.

$$Q_4 = Q_Y - Q \quad (4.3)$$

Yapılan deneyler sonucunda, herhangi bir radyal yağ deliğinin kapatılması emilen yağ debisinin önemli oranda azalmasına neden olmaktadır. Tablo 4.3'te de görülebileceği gibi, yağ emme borusunun emdiği ortalama yağ debisi 1.756 ml/s, krank üst ucundan çıkan ortalama yağ debisi ise 1.308 ml/s olarak ölçülmüştür. Bu sonuçlar yatak deliğinin kapatılması sonucunda emilen yağ debisinin önemli ölçüde değiştiğini göstermektedir. Dolayısıyla, krank üst ucundan çıkan yağ debisinin değişiminden yola çıkarak yapılan hesap geçerliliğini kaybetmektedir. Çünkü, emilen yağ debisinin değişmesi, diğer yataklara ait radyal yağ deliklerinin debilerini de değiştirmektedir.

Tablo 4.3 : Dış yatak deliği kapalı ölçüm sonuçları

Dış Yatak Deliği Açık	Yağ emme borusunun emdiği debi [nl/s]	Krank üst ucundan çıkan debi [nl/s]
Öçüm 1	1.756	1.319
Öçüm 2	1.756	1.317
Öçüm 3	1.756	1.283
Öçüm 4	1.756	1.308
Öçüm 5	1.756	1.318
Öçüm 6	1.756	1.305
Öçüm 7	1.756	1.317
Öçüm 8	1.756	1.303
Öçüm 9	1.756	1.298
Ortalama	1.756	1.308
Standart Sapma	0.000	0.012
% Sapma	0.000	0.913

4.2.3 Ölçüm Sonuçları

Değişken devirli kompresörler için hazırlanan helisel kanallı prototip çalışmalarına ait sonuçlar Tablo 4.4 ve Tablo 4.5'te görülmektedir.

Tablo 4.4 : Prototip-1 ölçüm sonuçları

Prototip-1 Devir- Debi (nl/s)	1900 d/ dak	2000 d/ dak	2400 d/ dak	2700 d/ dak	2900 d/ dak
Öç. No. 1	0.57	1.24	3.14	3.75	4.36
Öç. No. 2	0.58	1.25	3.11	3.75	4.36
Öç. No. 3	0.57	1.25	3.12	3.81	4.31
Ortalama	0.58	1.25	3.13	3.77	4.34
Standart Sapma	0.00	0.01	0.02	0.04	0.02
% Standart Sapma	0.37	0.53	0.54	0.96	0.57

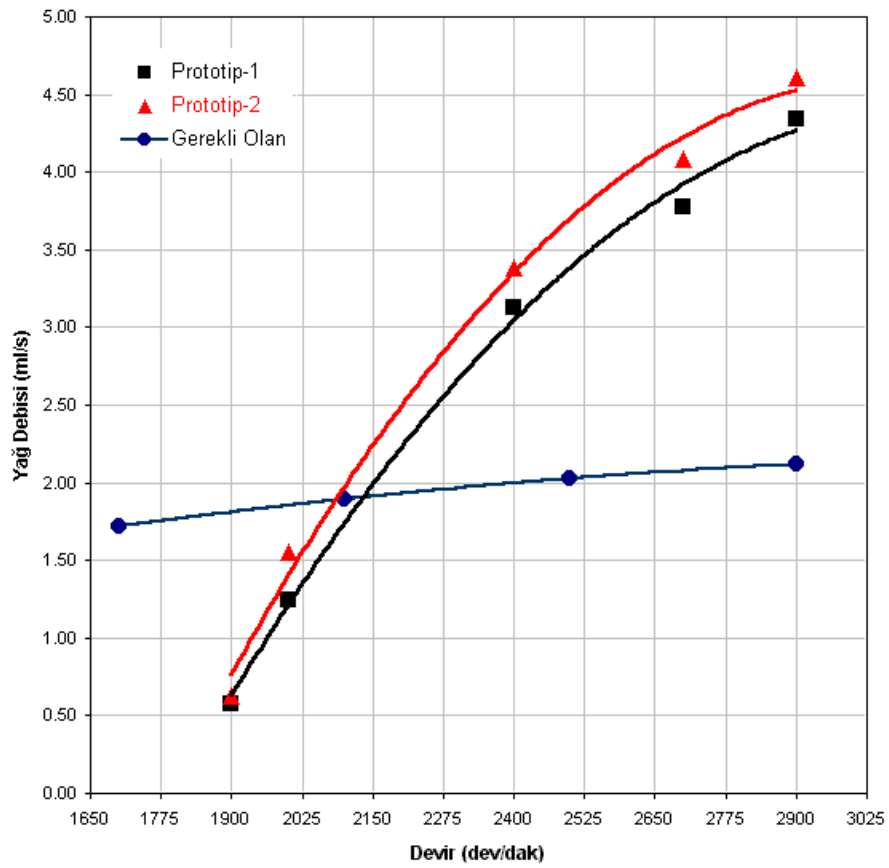
Tablo 4.5 : Prototip-2 ölçüm sonuçları

Prototip-2 Devir- Debi (nl/s)	1900 d/ dak	2000 d/ dak	2400 d/ dak	2700 d/ dak	2900 d/ dak
Öç. No. 1	0.63	1.55	3.41	4.06	4.64
Öç. No. 2	0.63	1.55	3.36	4.09	4.59
Öç. No. 3	0.63	1.55	3.39	4.11	4.59
Ortalama	0.63	1.55	3.39	4.09	4.60
Standart Sapma	0.00	0.00	0.03	0.03	0.03
% Standart Sapma	0.00	0.00	0.83	0.61	0.72

Sonuçların sapma değerlerinin kabul edilebilir düzeyde olduğu görülmektedir.

Tablo 4.4 ve Tablo 4.5'te sunulan sonuçlar ile toplanan akış miktarının verildiği Şekil 3.35 aynı grafik içerisinde Şekil 4.24'te karşılaştırılmıştır.

Karşılaştırma sonucunda, hazırlanan prototiplerin 2085 d/dak üzerindeki yataklarda hidrodinamik yağlama için gerekli yağ debisini sağladıkları görülmektedir. Ancak 2085 d/dak'nin altındaki yataklar yetersiz yağlama koşullarında çalışmaktadır. Bu durum uzun vadede aşınmaya neden olacağından yağlama sisteminin 2085 d/dak altında çalışması uygun değildir.



Şekil 4.24 : Ölçüm sonuçları ile hesaplanan gerekli debinin karşılaştırılması

5. SONUÇLAR

Bu tez çalışması nda hermetik pistonlu kompresörlerin yağlama sistemi, deneysel ve analitik olarak incelenmiştir.

Çalışmanın deneysel kısmında, önce, varolan bir test sistemi işler hale getirilerek, yağlama sisteminin debisine etki eden parametreler deneysel olarak incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda elde edilen yağ debileri kompresör yağlama sisteminin gerçek yağ debisini yansıtmamasına rağmen, yağ debisinin devir, sıcaklık ve yağ seviyesi ile ilişkisinin eğilimi hakkında bilgi vermektedir.

Bu deneysel çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Dönme hızının artması durumunda yağ debisinin arttığı ve bu ilişkinin doğrusala yakın bir eğilim gösterdiği tespit edilmiştir.
- Yağ sıcaklığının artması durumunda, yağ debisinin azalan bir artış gösterdiği görülmektedir. Aynı çalışmada, yağ sıcaklığı yerine viskozite ile değişimi incelendiğinde, viskozitenin artmasıyla yağ debisinin doğrusal bir azalma gösterdiği de tespit edilmiştir.
- Yağ seviyesi ile yağ debisinin doğrusal bir artış gösterdiği tespit edilmiştir.

Daha sonra; yağlama sisteminin gerçek yağ debisinin ölçülebildiği bir deney düzeneği hazırlanmıştır. Bu düzende yapılan ölçümler sonucunda, tasarlanan yağlama sisteminin hesaplama sonucunda elde edilen yağ debisi ihtiyacı karşılayıp karşılanmadığı ve hangi dönme hızından itibaren güvenilir olduğu tespit edilmiştir.

Yukarıda sözü edilen hesaplama, çalışmanın analitik kısmı olan, kompresör radyal yataklarının dinamik analizi içermektedir. Bu analiz sonucunda biyelperno yatağı hariç, diğer radyal yataklar için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- M1 merkezi yörüngesinin, dönme hızının azalması durumunda merkezden uzaklaştığı tespit edilmiştir.

- Farklı dönme hızlarında minimum film kalınlıkları incelendiğinde, yataklara yeterli miktarda yağ beslenmesi durumunda metal-metal temasının gözlenmeyeceği tespit edilmiştir.
- Yan akış debisinin dönme hızı ile değişimi incelendiğinde, dönme hızı ile öne ölçüde değişmediği tespit edilmiştir.
- Piston-silindir yataklarında, yağlama için gerekli debiler yaklaşık olarak hesap edilmiştir.

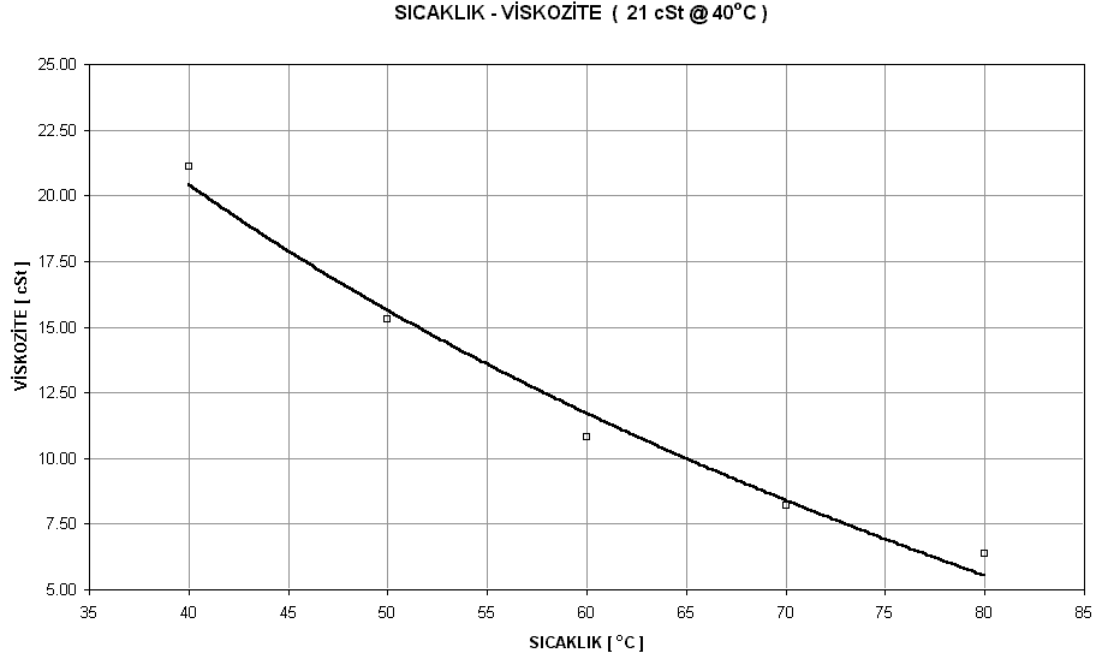
Eğyel –perno ve eksenel yataktaki yan akışlar, yatak boşluklarının küçük ve dönme hızlarının küçük olması nedeniyle ihmal edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **Yücenur, M.S.**, 2004. Yağlama Yağlarının Viskozitesi, Triboloji Ders Notları, Konstrüksiyon Ana Bilim Dalı, İ.T.Ü. Maki na Fakültesi, İstanbul.
- [2] **Szeri, A. Z.**, 1998. Fluid Film Lubrication: Theory and Design, Cambridge University Press, New York, USA
- [3] **İnibütün, A. T.**, 1969. Dinamik Yüklü Yataklarda Yağ Debisi, *Doktora Tezi*, İ.T.Ü. Maki na Fakültesi, İstanbul.
- [4] **Shin, C. J et al.**, 1998. An Analytical Study of the Oil Supply System in Scroll Compressors, *Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 307-312.
- [5] **Assanuma, H and Quesada J. E.**, 1984. An Experimental Study of the Oil Supply Mechanism of a Rotary Compressor, *Proceedings of the 1984 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 383-391.
- [6] **Itoh, T et al.**, 1992. Study on the Oil Supply System for Rotary Compressors, *Proceedings of the 1992 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 505-514.
- [7] **Kim H.J. and Lee T.J.**, 2002. Numerical Simulation of Oil Supply System of Reciprocating Compressor for Household Refrigerators, *Proceedings of the 2002 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, C10-3.
- [8] **Drost, R. T and Quesada J. E.**, 1992. Analytical and Experimental Investigation of Scroll Compressor Lubrication System, *Proceedings of the 1992 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 551-560.
- [9] **Reynolds, O.**, 1886. On the Theory of Lubrication and its Application to M. Beauchamp Tower's Experiments Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil, *Phil. Trans., Roy. Soc. London*, 177, 157-234.
- [10] **Hamrock, B. J.**, 1994. Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw Hill, Inc, New York, USA
- [11] **Ocvirk, E. W and Dubois, G. B.**, 1953. Analytical Derivation and Experimental Evaluation of Short Bearing Approximations of Full Journal Bearing, *NACA Technical Report 1157*, 1199-1230
- [12] **Hrani, H, Atire, K and Biswas, S.**, 1999. Dynamically Loaded Finite Length Journal Bearings: Analytical Method of Solution, *Journal of Tribology*, 121, 844-852.

- [13] **Frene, J. and Bonneau, D.**, 1999. Journal Bearing Subjected to Dynamic Loading: The Connecting Rod Bearing Case, *International Conference on Lubrication Techniques*, İstanbul, 27-28 October, 1-31.
- [14] **Yücenur, M.S.**, 1979. Salınım Hareketli Radyal Kaymalı Yataktaki Sürtünme ve Filmleri Durumu, *Doktora Tezi*, İ.T.Ü. Mekanik Fakültesi, İstanbul.
- [15] **Kulkarni, G.R.**, 1973. Oil Flow Through Journal Bearing, *ASME Journal of Lubrication Technology*, October 1973, 546-552.
- [16] **Kalkan, A.**, 2004. MTE-150 için Yatak Yüklerinin Bulunması ve Hareketli Parçaların Hafifletilmesi Yatak Yüklerine Etkisi, Arçelik A.Ş. Ar-Ge raporu, İstanbul.
- [17] **Günlü, E.**, 2003. MTE-150 MTE Susturucu PV Deneyleri, Arçelik A.Ş. Ar-Ge raporu, İstanbul.
- [18] **Duyar, M.**, 2002. Elastohydrodynamic Lubrication Analysis and Design of a Journal Bearing, *Master Thesis*, M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Ankara.
- [19] **Lee, K.H. et al.**, 1998. Optimum Design of Dynamically-Loaded Journal Bearing with R600a Refrigerant Application, *Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 153-158.
- [20] **Booker, J.E.**, 1971. Dynamically Loaded Journal Bearings: Numerical Application of Mobility Method, *ASME Journal of Lubrication Technology*, **93**, 168-176.
- [21] **Cezmi, M.A. and Örs, H.**, 1999. Finite Element Analysis of Journal Bearing, *International Conference on Lubrication Techniques*, İstanbul, 27-28 October, 72-86.
- [22] **Yüzer, S. ve Kerpiçi, H.**, 2005. Yağ Soğutucu Etkileşimi Deney Dizeneği ile Yapılan Tekrarlanabilirlik Çalışmaları ve WF A22A Ölçüm Sonuçları, Arçelik A.Ş. Ar-Ge raporu, İstanbul.

EK A



Şekil A1 : Sıcaklık-viskozite ilişkisi [22]

ÖZGEÇMİŞ

Şükrü Barış ÜNAL, 1980 yılında Isparta’da doğdu. 1995 yılında Isparta Fen Lisesi’nde başladığı lise öğrenimini, 1998 senesinde Isparta Lisesi’nde tamamladı. 1998 yılında girdiği İ.T.Ü Maki ne Fakültesi’nden 2003 senesinde Maki ne Mühendisi olarak mezun oldu ve aynı yıl İ.T.Ü Maki ne Mühendisliği Ana Bili m Dalı, Isı Akışkan Program’nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Halen, İ.T.Ü Maki ne Mühendisliği Ana Bili m Dalı’nda yüksek lisans öğrencisi olup, “Endüstride Uygulama Destekli Tez Program” kapsamında Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Direktörlüğü’nde çalışmalarına devam etmektedir.