

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK KOMPRESÖRLERDE KRANK YATAK TASARIMININ
SÜRTÜNME KAYIPLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet Burak TOP

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

OCAK 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK KOMPRESÖRLERDE KRANK YATAK TASARIMININ
SÜRTÜNME KAYIPLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ahmet Burak TOP
503091174**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU

OCAK 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091174 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ahmet Burak TOP**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**HERMETİK KOMPRESÖRLERDE KRANK YATAK TASARIMININ SÜRTÜNME KAYIPLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. KADİR KIRKKÖPRÜ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **16 Aralık 2011**

Savunma Tarihi : **19 Ocak 2012**

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, hermetik kompresör yataklarında meydana gelen sürtünme kaybı deneysel ve analitik olarak incelenmiş; kompresör yağ viskozitesi ile yatak yapılarındaki değişikliklerin sürtünme kaybına etkisi deneysel ve teorik olarak ayrıca irdelenmiştir.

Bu yüksek lisans çalışmalarını yöneten, yönlendiren, değerli görüş ve eleştirileri ile tez çalışmalarımı destekleyen çok değerli danışman hocam Sn. Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU'na teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Yüksek lisans tez çalışmasının gerçekleşmesini sağlayan ve bunun için imkân ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Dr. Cemil İNAN, Sn. Mak. Yük. Müh. Fatih ÖZKADI, Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR'a teşekkür ederim.

Çalışmanın her aşamasında bana gerekli desteklerini sunan, yüksek lisans çalışma hayatımda ve tez çalışmalarım boyunca değerli görüşleri ile bilgi ve tecrübelerini hiçbir zaman eksik etmeyen Termodinamik Teknolojileri Aile Lideri Sn. Dr. Emre OĞUZ ve Sn. Mak. Yük. Müh. Ahmet Refik ÖZDEMİR'e çok teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalar sırasında deney düzeneklerinin kurulması, devreye alınması, bu süre zarfında çıkan teknik problemlerin çözümü gibi konularda yardımlarını ve tecrübelerini esirgmeden katkıda bulunan ve emeği geçen Sn. Ercan KURTULDU, Sn. Volkan GÜNEY, Sn. Yasin İĞİT ve Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Termodinamik Ailesi teknisyenlerine teşekkür ederim.

Tez çalışmalarımın sıkıntılı zamanlarını, beraber geçirdiğimiz keyifli anlar ve arkadaşlıklarıyla unutturana, bana her konuda destek olan başta çok değerli dostlarım; Çağlar ŞAHİN, Demet BÜYÜKKOYUNCU, Gökmen PEKER, Mehmet KALP, Murat KADAL, Onur POYRAZ ve Özgün SAKALLI olmak üzere Ar-Ge Termodinamik Teknoloji Ailesi ve Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi yüksek lisans çalışma arkadaşlarıma tüm içtenliğimle teşekkür ederim.

Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, bugünlere gelmemde benden maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli AİLEME en derin duygularıyla teşekkür eder, şükranlarımı sunarım.

Ocak 2012

Ahmet Burak Top
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xv
ÖZET	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
2. HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLER	3
2.1 Hermetik Pistonlu Kompresör Elemanları.....	5
2.2 Kompresör Yatakları	9
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	11
3.1 Radyal Yataklarda Mekanik Kayıpların Belirlenmesi.....	13
3.2 Eksenel Yataklarda Mekanik Kayıpların Belirlenmesi	20
3.3 Viskozitenin Sıcaklık İle İlişkisi	23
3.4 Krank Milini Modelleyen Çalışmalar.....	25
3.5 Diğer Yataklarda Mekanik Kayıp Modelleme Çalışmaları	36
4. DENEY SİSTEMİ	47
4.1 Ölçüm Sistemleri.....	47
4.1.1 Ölçüm sistemi-1	47
4.1.2 Ölçüm sistemi-2	59
4.2 Ölçüm Sistemi-1 Deney Sonuçları	62
4.3 Ölçüm Sistemi-2 Deney Sonuçları	65
5. ANALİTİK MODELLEME ÇALIŞMASI	73
5.1 Modelleme Çalışmaları.....	73
5.1.1 Fiziksel model ve kabuller	73
5.1.2 Krank – biyel mekanizması kinematik analizi	75
5.1.3 Krank – biyel mekanizması dinamik kuvvet analizi	76
5.2 Model Sonuçları	83
5.3 Modelin Doğrulanması	100
6. SONUÇLAR	103
KAYNAKLAR	105
ÖZGEÇMİŞ	107

KISALTMALAR

AC	: Alternative Current (Alternatif Akım)
AÖN	: Alt Ölü Nokta
ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BKD	: Biyel Krank Deliği
BPD	: Biyel Perno Deliği
BY	: Basmalı Yatak
DC	: Direct Current (Doğru Akım)
DF	: Divergence Formulation (Iraksama Formülü)
FEM	: Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Yöntemi)
KDA	: Krank Dönme Açısı
KUM 1	: Krank Uzun Muylu 1
KUM 2	: Krank Uzun Muylu 2
PS	: Piston-Silindir
PTC	: Positive Temperature Coefficient (Pozitif Sıcaklık Katsayısı)
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Boyutsuz K_h ve K_f faktörlerinin h_1/h_2 ve L/B oranına bağlı değişimi [3].	22
Çizelge 3.2 : Krank yataklarındaki mekanik kayıplar ve toplam değeri	31
Çizelge 3.3 : Test sisteminde uygulanan koşullar ve test sayıları.	34
Çizelge 3.4 : Piston silindir mekanizması değişkenlerinin açıklamaları [14].	37
Çizelge 3.5 : Hesaplamalarda kullanılan parametreler ve değerleri.	39
Çizelge 3.6 : Referans ve değişken parametreler.	45
Çizelge 4.1 : Deplasman parametreleri.	51
Çizelge 4.2 : A Modeli ASHRAE şartları 1. numune ölçüm sonuçları.	63
Çizelge 4.3 : A Modeli ASHRAE şartları 2. Numune ölçüm sonuçları.	64
Çizelge 4.4 : Ölçüm Sistemi-2 deney koşulları.	67
Çizelge 4.5 : A modeli 1. numune 10 cSt viskoziteli 60°C sonuçları.	68
Çizelge 4.6 : Ölçüm Sistemi-2 deney sonuçları.	69
Çizelge 4.7 : Deney sonucu mekanik kayıp değerleri arasındaki farklar.	69
Çizelge 5.1 : A Modeline ait model içerisinde kullanılan parametreler.	83
Çizelge 5.2 : A Modeli MATLAB model sonuçları.	84
Çizelge 5.3 : Modelleme sonucu mekanik kayıp değerleri arasındaki farklar.	99
Çizelge 5.4 : Model sonuçları ile Ölçüm Sistemi-2 deney sistemi sonuçlarının karşılaştırılması.	101

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Buhar sıkıştırırmalı kompresör çevrimi [5].....	3
Şekil 2.2	: Buhar sıkıştırma kompresör çeşitleri [4].....	4
Şekil 2.3	: Pistonlu hermetik kompresör [8].....	5
Şekil 2.4	: Örnek bir hermetik kompresörün kesit resmi [7].....	6
Şekil 2.5	: Kompresör bileşenleri [7].....	7
Şekil 2.6	: Kompresör krank-biyel-piston mekanizması [6].....	8
Şekil 2.7	: Kompresör statoru ve rotoru.....	9
Şekil 2.8	: Kompresör bünyesinde bulunan yataklar.....	10
Şekil 3.1	: Radyal tip yataklar.....	11
Şekil 3.2	: Sürtünme kuvvetinin yağlama koşulları altındaki değişimi [9].....	12
Şekil 3.3	: Farklı yağlama koşulları altında aşınma oranının yüke bağlı değişimi [9].....	12
Şekil 3.4	: Akışkan partikülü.....	13
Şekil 3.5	: Yataklar arasındaki akış hareketi.....	13
Şekil 3.6	: Yatak geometrisi [10].....	15
Şekil 3.7	: x-y koordinat ekseninin yatak yüzeyine uygulanması [10].....	16
Şekil 3.8	: Yataktaki basınç dağılımı.....	18
Şekil 3.9	: Ortalama pürüzlülük değerleri.....	20
Şekil 3.10	: Eksenel yatak çeşitleri [3].....	21
Şekil 3.11	: Eksenel yatak hesaplarında kullanılan parametrelerin gösterimi [3].....	21
Şekil 3.12	: Mineral yağlar için sıcaklık viskozite ilişkisi.....	24
Şekil 3.13	: Sürtünme kaybında viskozitenin etkisi.....	26
Şekil 3.14	: Viskozitenin çalışma koşullarına etkisi.....	26
Şekil 3.15	: Petroff çarpanının eksantriğe etkisi.....	28
Şekil 3.16	: Pernoya etkiye yatay yükün krank açısı ile değişimi.....	29
Şekil 3.17	: Mil merkezinin dönme yönü eksenindeki konumu.....	30
Şekil 3.18	: Krank serbest cisim diyagramı.....	31
Şekil 3.19	: Yatak boyu toplamı optimizasyonu.....	32
Şekil 3.20	: Radyal yatak test mekanizması şematik gösterimi.....	33
Şekil 3.21	: Pnömatik yükün zamanla değişim grafiği.....	33
Şekil 3.22	: Yatak yüzey sıcaklıkları.....	34
Şekil 3.23	: Motor akımının zamana bağlı değişimi.....	34
Şekil 3.24	: Deneysel sonuçlardan yatak karakteristiğinin çıkarılması.....	35
Şekil 3.25	: Yatak boyu ve çapının minimum film kalınlığına etkisi.....	36
Şekil 3.26	: Yatak boyu ve çapının sürtünme kuvvetine olan etkisi.....	36
Şekil 3.27	: Piston silindir hareket mekanizması [14].....	37
Şekil 3.28	: Piston üzerine etkiyen kuvvetlerin şematik gösterimi.....	38
Şekil 3.29	: Piston silindir mekanizmasının radyal açıklıkta yağlama sistemi.....	38
Şekil 3.30	: Piston eksantrikliği ve eğiminin krank açısına bağlı değişimi.....	40
Şekil 3.31	: Krank açısına bağlı anlık mekanik kayıp değişimi.....	40
Şekil 3.32	: Modelde viskozite etkisi.....	42

Şekil 3.33 : Viskozitenin sınır temas kuvvetlerine etkisi	42
Şekil 3.34 : Yağ sıcaklığının ortalama aşınma oranına etkisi	43
Şekil 3.35 : Tolerans değerinin ve perno malzemesinin aşınma oranına etkisi.....	44
Şekil 3.36 : Yatak çapının ve uzunluğunun ortalama aşınma oranına etkisi.....	44
Şekil 3.37 : Minimum film kalınlığı değişimi	45
Şekil 3.38 : Maksimum deformasyon	45
Şekil 3.39 : Sınır temas kuvvetleri	46
Şekil 3.40 : Ortalama aşınma oranı.....	46
Şekil 4.1 : Ölçüm sistemi-1 bileşenleri ve genel görünüşü	48
Şekil 4.2 : Kompresör gövdesi sisteme yerleşim resmi	49
Şekil 4.3 : Enkoderin içerisindeki elemanlar [17]	49
Şekil 4.4 : Eksantriklik olması durumunda krank-biyel mekanizması [19].....	50
Şekil 4.5 : Piezoelektrik özellikli basınç sensörü [18].....	51
Şekil 4.6 : Termokupl yapısı ve çalışma prensibi [18].....	52
Şekil 4.7 : Kuvvet – Piston pozisyonu diyagramının entegrasyonu	55
Şekil 4.8 : Normal çalışma şartlarında Basınç – Krank açısı diyagramı.....	55
Şekil 4.9 : Normal çalışma şartlarında Piston yükü – Krank açısı diyagramı.....	56
Şekil 4.10 : Normal çalışma şartlarında P-V diyagramı [6]	56
Şekil 4.11 : Elde edilen Piston yükü - Piston pozisyonu diyagramı [6].....	57
Şekil 4.12 : Enkoder yardımıyla ölçülmüş krank hızı ve yavaşlama ivmesi [6]	58
Şekil 4.13 : Kompresör yataklarında mekanik kaybın belirlenmesi [6].....	58
Şekil 4.14 : Ölçüm Sistemi-2 ölçüm sistemi	59
Şekil 4.15 : Motorda güç dağılım mekanizmaları.....	60
Şekil 4.16 : AC güç kaynağı [21]	61
Şekil 4.17 : Örnek Gerilim – Akım eğrisi grafiği.....	62
Şekil 4.18 : Giriş gücü – Gerilim ² ekstrapolasyon grafiği	62
Şekil 4.19 : A modeli 1. ve 2. numune ASHRAE şartlarında yağ sıcaklığına bağlı mekanik kayıp ölçüm sonuçları	65
Şekil 4.20 : A modeli 1. ve 2. numune ASHRAE şartlarında gövde sıcaklığına bağlı mekanik kayıp ölçüm sonuçları	65
Şekil 4.21 : Ölçüm Sistemi-2’de ölçülen yatak kayıp bölgeleri	66
Şekil 5.1 : Yüklü durumda krank milinin yatak içerisindeki konumu	73
Şekil 5.2 : A modeli piston basıncı hacim diyagramı [22].....	74
Şekil 5.3 : Krank - biyel mekanizması geometrik parametreleri [23].....	75
Şekil 5.4 : Pistona etkiyen kuvvetler.....	76
Şekil 5.5 : A Modeli krank yataklarına etki eden boyutsuz kuvvetler.....	77
Şekil 5.6 : Film kalınlığı farkından oluşan eğim ve temas olma durumu	80
Şekil 5.7 : Model Algoritması	82
Şekil 5.8 : KUM 1 yatağı eksantrisite değişimi	85
Şekil 5.9 : KUM 2 yatağı eksantrisite değişimi	87
Şekil 5.10 : KUM 1 yatağı boyutsuz film kalınlığı değişimi	89
Şekil 5.11 : KUM 2 yatağı boyutsuz film kalınlığı değişimi	92
Şekil 5.12 : KUM 1 yatağı mekanik kayıp değişimi.....	93
Şekil 5.13 : KUM 2 yatağı mekanik kayıp değişimi.....	94
Şekil 5.14 : Eksenel yatak ortalama mekanik kayıp değerleri.....	95
Şekil 5.15 : BY’ta kullanılan eksenel rulman kullanımı	95
Şekil 5.16 : KUM1 yatağında eksantrisitenin mekanik kayıp değerlerine etkisi	96
Şekil 5.17 : KUM 2 yatağında eksantrisitenin mekanik kayıp değerlerine etkisi	97
Şekil 5.18 : KUM 1, KUM 2 ve BY ortalama mekanik kayıp değerleri toplamı.....	98

SEMBOL LİSTESİ

A	: Radyal yatak alanı
A_{eksenel}	: Basmalı yatak eksenel alanı
A_{rulman}	: Rulman bilya sürüklenme alanı
B	: Eksenel yatak ortalama çevresi
C	: Radyal açıklık
D_{Dış}	: Eksenel yatak dış çapı
D_{İç}	: Eksenel yatak iç çapı
E	: Ortalama young modülü
e	: Eksantriklik
f	: Kompresör frekansı
f_{ball}	: Rulman bilya-bilezik sürtünme katsayısı
F	: Radyal yatağa etki eden kuvvet
g	: Yer çekim ivmesi
h	: Yağ film kalınlığı
h₁	: Basmalı/Eksenel yatak iç uç film kalınlığı
h₂	: Basmalı/Eksenel yatak dış uç film kalınlığı
h_{maks}	: Maksimum film kalınlığı
h	: Minimum film kalınlığı
h₃	: Krank uzun muylu 2 (KUM 2) yatak merkezi film kalınlığı
h_{altuç}	: Krank uzun muylu 1 (KUM 1) yatak üst uç film kalınlığı
h_{üstuç}	: Krank uzun muylu 2 yatak üst uç film kalınlığı
J	: Rotor ataleti
k'	: Yüzey pürüzlülük katsayısı
K_f	: Eksenel yatak boyutsuz sürtünme kaybı katsayısı
K_h	: Eksenel yatak boyutsuz film kalınlığı katsayısı
L	: Eksenel yatak radyal boyu
l	: Radyal yatak boyu
L₁	: KUM 1 yatak merkezinin KUM 1 yatak alt ucuna olan mesafesi
L₂	: KUM 1 yatak merkezinin KUM 2 yatak üst ucuna olan mesafesi
L₃	: KUM 2 yatak merkezinin KUM 2 yatak üst ucuna olan mesafesi
L_g	: Biyel ağırlık merkezi uzaklığı
M	: Eksenel yatak sürtünme momenti
m_{krank}	: Krank mili ağırlığı
m_{rotor}	: Rotor ağırlığı
n	: Kompresör devri
O_b	: Yatağın merkezi
O_j	: Mil merkezi
P	: Yağ basıncı
P_{avg}	: Eksenel yatak basıncı
P_c	: Temas durumu yüzey basıncı
P_{FR}	: Half-Sommerfeld sürtünme kaybı
P_{piston}	: Sıkıştırma işi
P_{sürtünme}	: Sürtünme gücü

P_{TOP}	: Toplam güç
R	: Yatak yarıçapı
$R_{a,bush}$: Yatak ortalama yüzey pürüzlülüğü
$R_{a,shaft}$: Mil ortalama yüzey pürüzlülüğü
R_q	: Ortalama yüzey pürüzlülüğü karekökü
T	: Mutlak sıcaklık
T_{top}	: Krank toplam torku
U_1	: x koordinatında yatak yüzey hızı
u_i	: Yatak yüzey hızı
V_1	: y koordinatında yatak yüzey hızı
W_1	: z koordinatında yatak yüzey hızı
$W_{ax,mech}$: Basmalı/Eksenel yatak mekanik kaybı
W_{JI}	: Krank radyal viskoz sürtünme kaybı
W_{mek}	: Radyal yatak mekanik kayıp değeri
W_{TC}	: Krank eksenel metal/metal temas sürtünme kaybı
W_{TI}	: Krank eksenel yatak viskoz sürtünme kaybı
y_j	: Yatak ile mil boşluğunun yarısı
z_0	: Piston strok mesafesi
α	: Viskozite-basınç katsayısı
β	: Viskozite-sıcaklık katsayısı
ε	: Eksantrisite oranı
θ	: Krank dönme açısı
θ_m	: Maksimum pik basıncı açısı
μ_{ref}	: Referans viskozite
ν	: Kinematik viskozite
ρ	: Yağ yoğunluğu
μ	: Dinamik viskozite
σ	: Yüzey gerilmesi
σ'	: Ortalama tolerans değeri
τ	: Kesme gerilmesi
ν	: Ortalama poisson oranı
ψ	: Biyel açısı
ω	: Açısal hız
$\dot{\omega}$: Açısal yavaşlama ivmesi

HERMETİK KOMPRESÖRLERDE KRANK YATAK TASARIMININ SÜRTÜNME KAYIPLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Teknoloji konusunda ilerlemeler ve yenilikler her sektörde olduğu gibi beyaz eşya sektöründe de düzenli olarak takip edilmektedir. Ayrıca daha verimli, ucuz ve müşterinin ihtiyacı doğrultusunda yeni ürünlerin tasarlanıp sunulması için araştırma ve geliştirme çalışmaları artarak devam etmektedir. Sürdürülebilir rekabet açısından bu çalışmalar doğrultusunda buzdolabı üreticilerinin sürekli olarak yeni ürünler tasarlayıp üretmesi, mevcutlarını da sürekli iyileştirmesi ve geliştirmesi gerekmektedir.

Beyaz eşya sektöründe özellikle de buzdolaplarında, soğutma sistemleri önemli bir yer tutmaktadır. Buzdolabı soğutma performansını belirleyen en önemli soğutma elemanı kompresördür. Kompresörün performansını etkileyen birçok unsurdan birisi de kompresör yataklarında oluşan sürtünme kayıplarıdır. Kompresör yataklarının tasarımı, kompresörün ömrünü önemli derecede etkilediği için çok dikkatle ele alınmalıdır. Yatak boyu, çapı, boşluğu, pürüzlülüğü, yağ viskozitesi, yağlama rejimi, yatak yükü ve kompresör devri yatak ömrünü belirleyen en önemli parametrelerdir. Yeni bir yatak tasarımında, yataklarda hidrodinamik yağlama filmi ile sürtünme kuvvetinin minimum değerinin olması gerekmektedir. Bu çalışmada ise yatak alanı ve yağ viskozitesinin yatak kayıplarına etkisi deneysel ve analitik olarak incelenmiştir.

Tez çalışmasının ilk bölümünde, enerji maliyetlerine neden olan kompresör yataklarında oluşan toplam sürtünme kaybı iki farklı sistem tarafından ölçülmüş, sürtünme kayıpları belirli yataklar bazında ayrıştırılmakta, hidrodinamik ve karışım yağlama teorilerine göre yatak kayıpları analitik olarak hesaplanmıştır.

Tezin ikinci bölümünde hermetik buzdolabı kompresörleri hakkında genel bilgi verilmiş ve kompresörde bulunan yatak bölgeleri gösterilmiştir.

Üçüncü bölümde yataklarda sürtünme kaybını etkileyen parametreler ve genel olarak krank yatak tasarımı ve yatak kayıplarına yönelik literatür taraması sunulmuştur. Bu çalışmada önemli görülen noktalar ise: Literatürde kompresörün mekanik kaybını krankın yatak içerisindeki konumuna göre ifade eden, yatağın yük taşıma kapasitesinden krankın yatak içerisindeki konumunu gösteren teorik eşitlikler üzerinde değerlendirilmiştir. Ayrıca krankın yatak içerisinde eş eksenli çalışma durumunu irdeleyen eşitlik sunularak milin eksantrik konumuna göre mekanik kaybın etkisi gösterilmiştir.

Dördüncü bölümde mekanik kayıp değerlerini ölçmek için kullanılan sistemler, çalışma prensipleri ve deneysel sistemlerde kullanılan ölçüm elemanları ile kompresör mekanik kayıp ölçüm sonuçları sunulmuştur. Krank uzun muylu 2 yatak alanı azaltılmış ve baskı yatak yüzeyine eklenmiş tasarımlara ek olarak farklı yağ sıcaklıkları ve viskozitelerde kombinasyonlar yapılarak deneysel sonuçlar sunulmuştur.

Beşinci bölümde MATLAB programında hazırlanan krank yatakları mekanik kayıplarını irdeleyen yarı analitik model sunulmaktadır. Model sonuçları kompresör çalışma şartlarına göre elde edilmiş olup model sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Son bölümde elde edilen sonuçların özeti ile öneriler sunulmuştur. Teoride belirtilen viskozite değişimi ve yatak alanının azaltılmasının, mekanik kayıplara etkisi elde edilen sonuçlarla desteklenmiştir.

AN INVESTIGATION OF THE EFFECT OF CRANK SHAFT BEARING DESIGN ON THE FRICTION LOSSES IN HERMETIC RECIPROCATING COMPRESSORS

SUMMARY

Every sector of industry as well as white good manufacturers have been following advances and innovations in technology on a regular basis. Moreover, research and development activities have been increasing to design and present new products that are more efficient, cheaper and in line with consumer needs. Refrigerator manufacturers have to design constantly and produce their products in accordance with these studies in terms of sustainable competition also they need to improve and develop existing products consistently.

White goods industry especially refrigerators have an important place in cooling systems. The household compressor is the most important part of the cooling system in terms of refrigerators' cooling performance. One of the many factors which affects the compressor performance is the household compressor bearings frictional loss. Designing the compressor bearings have to be done precisely since it significantly affects the life of the compressor. Bearing length, diameter, clearance, roughness, oil viscosity, lubrication regime, bearing load and compressor speed are important parameters which determine the bearing life.

Friction force of the bearings should be minimum and bearing's lubrication regime should be hydrodynamic condition simultaneously when a new compressor bearing design is needed. This study aims to investigate analytically and experimentally the effect of bearing surface area and oil viscosity which affect bearing's frictional losses.

The compressor bearings' total frictional loss which decreases the coefficient of performance is measured by the two different test systems. Moreover, the frictional loss is separated on the basis of certain bearings. According to the theory of hydrodynamic and mixed lubrication, bearing losses are calculated analytically in the first part of this thesis.

Development of the compressor and compressor history is described. Some special compressor types are given for refrigeration compressors. Compressor types and the hermetic reciprocating compressors' components are given for inside of the compressor vessel. The household compressor bearing have represented and position of the crank shaft bearings are addressed in compressor CAD draft.

General information about the hermetic refrigerator compressors is given and compressor housing parts are described in the second part of this thesis.

At the third section, the parameters that affect the friction in the bearings are presented. Compressor housing lubrication regime types are explained and these lubrication types can be Hydrodynamic, Elastohydrodynamic, Boundary and Mixed lubrication. Importance of the lubrication regime is explained. The compressor bearing is classified by radial and axial bearing which are determined with force direction. Moreover radial bearing mechanical loss calculation basics are given for simple fluid particle. Some important parameters for radial bearings are given for the position of the crankshaft in radial bearing. And also axial type of compressor bearing explanation is presented. Some mechanical loss calculation basics are given for axial bearings. Furthermore viscosity and temperature relation is also described in this part.

General literature review is given for crank bearing design and bearing losses. The radial bearings' equations are given in the literature in order to find the mechanical loss of the compressor as a function of the position of the crankshaft; where the position of the crank shaft is determined by the calculation of the load-carrying capacity. In addition, coaxial crank shaft bearings' mechanical loss is presented to make comparisons with the mechanical loss of an eccentrically revolving crank shaft. Mechanical loss calculation for solid contact bearings is given. The minimum film thickness for the no contact design of the crank and bearing parts' is also given. Mechanical loss of the crankshaft bearing test rig is scanned for literature part. Crankshaft mechanical loss calculation is explained.

The systems used to measure the mechanical losses, their working principles, measurement equipments that are used in mechanical loss measurement systems and mechanical loss values are presented in the fourth chapter. Different designs like reduced bearing surface area for crank long bearing 2, application of axial rolling bearing and different oil temperatures and viscosity combinations are also evaluated experimentally and the results are given in this chapter. Measurement System-2 experimental setup with the model results broadly consistent with the results of the measurement of mechanical loss, change in oil viscosity and bearing area are exactly the same trends of change in mechanical losses.

Reduction of mechanical losses occurs in all the experimental results when the oil temperature is increased. However, the use of low-viscosity oil to improve the mechanical losses decrease the amount of the oil temperature is less than a high-viscosity state. The reason for this is to have declined as the bearing load carrying capacity of the bed closer to the shaft together with the fact that due to the turns. Acceleration and deceleration forces of inertia within the scope of the thesis in experimental studies with the test equipment used in the determination of the mechanical losses (Measurement System-1) with the separation of the electrical losses and the friction forces identify the experimental device (Measurement System-2) are used. In this study, the reduction of the radial and axial bearing areas with different temperatures and mechanical loss of the use of low-viscosity oil, examined the effects of film thickness values. The radial shortening of the length of bed reduction of bed space in the axial direction with the reduction of bed space has been added to the bearing. Oil temperature of 40 ° C and 60 ° C and 5 cSt and 10 cSt oil viscosity were examined.

The fifth section, semi-analytical model is presented where the crank shaft loss is modeled with MATLAB program. Model results are obtained for different compressor working conditions and crank model results are compared with the

experimental results. Model operating conditions are the same with the experimental conditions. Measurement System-2 experiment with the results of the model system results in degradation of the oil temperature decreased and the bearing. Bearing impact of using BY character is identical with the alteration of the mechanical loss. In general, the results of the measurement results of the model has a high value. Shortening the length of 5 mm with KUM 2 has been earning the mechanical losses. However, with the insertion of the mechanical loss of thrust bearings BY values provided more revenue. In general, the effect of lowering the temperature of the oil viscosity and the friction losses gain, the oil temperature is greater than the reduction of viscosity. All the model results with the mechanical effect of adding BY bearing consists of a reduction in losses. However, bearing high temperature or low-viscosity model that is lower than the value earned. This bearing, low viscosities depending on the situation in the area treated with high viscosity is less than the original mechanical loss, and thus added to the bearing of this region must be less than the yield of the high-viscosity state.

Model results are same with measurement results. Reduction of mechanical losses takes place all model results when the oil temperature is increased. However, the oil temperature rise in the use of lower viscosity reduction of mechanical losses is less than the amount of high-viscosity state. This is because the load-carrying capacity of the bearings which have started to decline with the way the shaft turns closer to the bed due to being. At low temperatures, bearing the same axis are forced to work more. Viscosity ratio for all model results are compared with the mechanical loss ratio of these values are not the same and also the viscosity ratio is greater than the rate observed values of the mechanical loss. According to these results, do not return to a co-axially in the bearing shaft. The difference in viscosity increases, the difference between the rates is growing.

The final section offers advice with a summary of the results obtained. In the study, according to the types of bearing designs with basic information about the crank bearings and crank bearings presented in literature for the reduction of the mechanical loss values with the hermetic compressor design modification made in the other deposits are offering the work. It is shown that viscosity change and reduction of bearing surface are affect the mechanical losses as predicted by the theory.

Some parts of this results are given in the last part of this thesis. The inertia forces are not greater than compressive forces. Measurement System-2 results were more than Model results. Among the reasons for this measurement accuracy, the film thickness of BY is not fully measured in the Model. The model with the result of the measurement accuracy of 8.5 % consistent with the average results of System-2. The maximum difference is 22 %. Current arrangements measuring system-2 mechanical loss values obtained with the maximum gain of 52 % for 60 °C and 40 °C becomes 60%, the results of the model is 57 % for 60 °C and 40 °C becomes 60 %.

This study thought to be useful as a continuation of the suggestions provided below:

- ✓ Mechanical loss of viscosity variation with axial bearing of BY added setting out more clearly the development of a model, the results will help clarify the imposition.
- ✓ Changes made installed case bearings the influence experimental investigation and mechanical lost and possible abrasions determination future studies is helpful.

1. GİRİŞ

Enerji kaynaklarının azalmasıyla birlikte artan enerji maliyetleri ev tipi hermetik buzdolabı kompresör üreticilerinin rekabet edebilmeleri için daha verimli ve uzun ömürlü ürünler üretmesini gerekli kılmaktadır [1,2]. Kompresörde enerji kaybını etkileyen temel etmenlerden birisi de sürtünme ve sürtünmeye bağlı olan aşınmadır. Kompresör tasarımında enerji verimliliği ve uzun ömürlü kompresör üretimi için yapılan araştırma ve geliştirme aşamalarından birisi de kompresör yataklarında oluşan sürtünme kayıplarını azaltma çalışmalarıdır. Kompresör araştırma ve geliştirme çalışmaları kapsamında kompresör yataklarındaki sürtünme kayıpları değerlendirilirken yataklardaki yağlama ile aşınma karakteristikleri de beraber incelenmektedir.

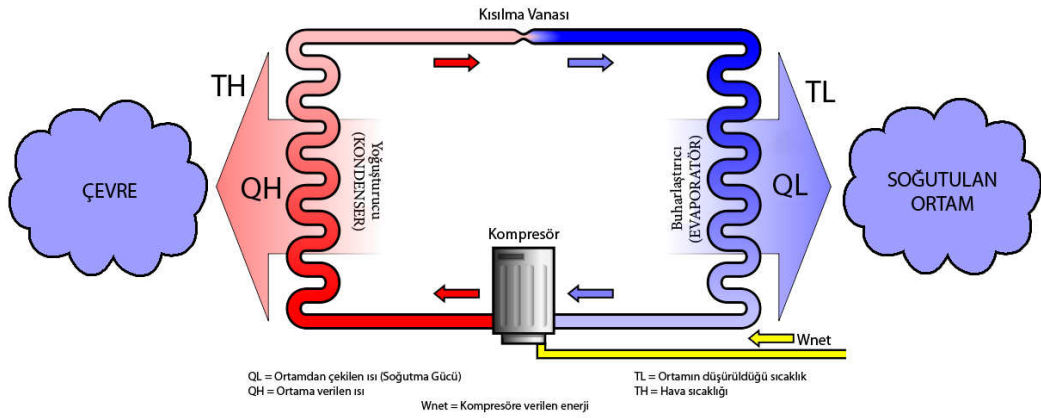
Bu üç temel prensip birbirine bağlı olmakta ve günümüzde Triboloji bilimi olarak araştırmacılar tarafından incelenmektedir. Birbirine göre izafi hareket eden iki parçalı yapı olan yataklarda, yatak yüzey alanı ve yatak yağlama rejimi sürtünme kaybını etkileyen önemli unsurlardır. Yağlama ile kompresör yataklarındaki sürtünmeden dolayı oluşan ısı uzaklaştırılırken, ayrıca yatakta oluşabilecek aşınma da, yağ filmi sayesinde önlenmesiyle, önemli derecede azaltılmaktadır. Bilindiği gibi, yağ viskozitesi yataktaki sürtünme kaybını hidrodinamik yağlama rejimi teorisinde açıklandığı gibi doğru orantılı olarak etkilemektedir [3]. Kompresör yatak alanlarının artması sürtünme alanını da etkilemektedir. Ancak yatak alanı tasarımında yatağa etkiyen yük önemli olmaktadır. Yatak alanı ile birlikte yatağa etkiyen yük, yataktaki yağlama rejimini de etkilemektedir. Tüm bu bilgiler ışığında yatak alanlarını azaltırken aynı zamanda yataklarda hidrodinamik yağ filmini oluşturacak şekilde tasarım yapılması gerekmektedir.

Tez çalışması kapsamında, enerji maliyetlerine neden olan kompresör yataklarında toplam sürtünme kaybı ölçülmüş, sürtünme kayıpları belirli yataklar bazında ayrıştırılmış, hidrodinamik ve karışım yağlama teorilerine göre yatak kayıpları analitik olarak hesaplanmaktadır.

Tezin ikinci bölümünde hermetik buzdolabı kompresörleri hakkında genel bilgi verilmekte ve kompresörde bulunan yatak bölgeleri gösterilmektedir. Üçüncü bölümünde yataklarda sürtünme kaybını etkileyen parametreler ve genel olarak krank yatak tasarımı ve yatak kayıplarına yönelik literatür taraması sunulmaktadır. Dördüncü bölümde mekanik kayıp değerlerini ölçmek için kullanılan sistemler, çalışma prensipleri ve deneysel sistemlerde kullanılan ölçüm elemanları ile kompresör mekanik kayıp ölçüm sonuçları değerleri gösterilmektedir. Beşinci bölümde krank tarafında mekanik kayıpları modelleyen yarı analitik model sunulmaktadır. Model sonuçları kompresör çalışma şartlarına göre elde edilmekte olup model sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmaktadır. Son bölümde bu sonuçların çıktılarına göre öneriler sunulmuştur.

2. HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLER

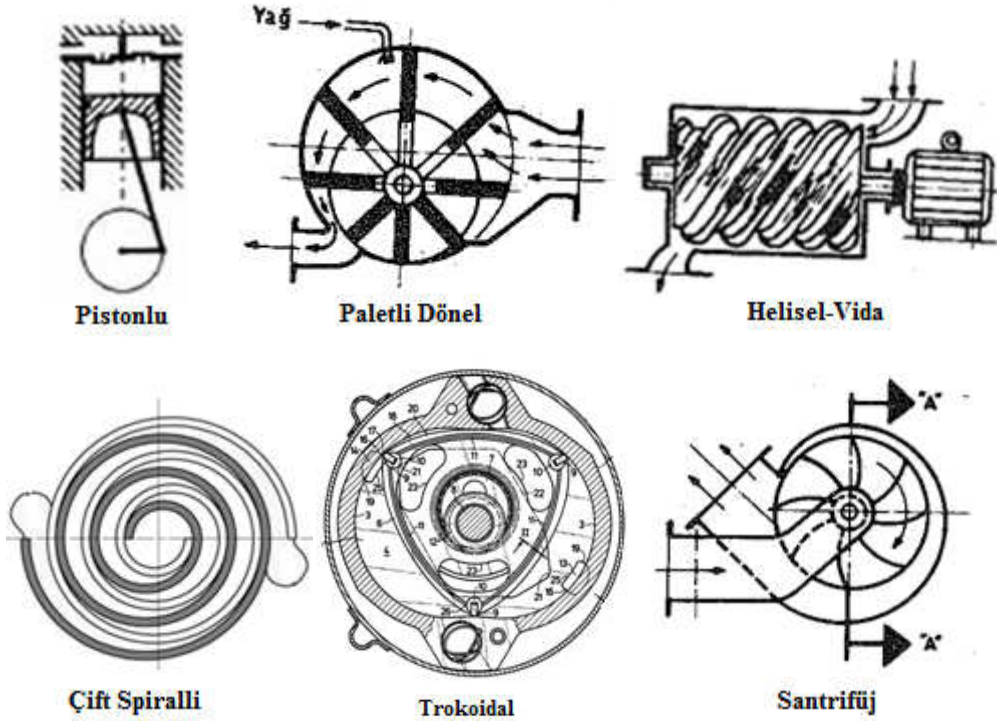
Bugün uygulamada en sık rastlanan soğutma çevrimi olan buhar sıkıştırımlı çevrimde: İçerisinde soğutucu akışkanın sıvı halden buhar haline geçirilmesinde yardımcı olan evaporatör, evaporatörden çıkan düşük basınçlı soğutucu akışkanın basıncını arttıran kompresör, kompresör çıkışındaki yüksek basınçlı soğutucu akışkanın ısıısının çevreye atılmasında ve sıvı hale dönüşmesinde rol oynayan kondenser, kondenser çıkışında bulunan akışkanın debisi ile basıncını ayarlayan genişleme valfi veya kapileri boru ve bu parçaları birbirine bağlayan boru donanımı ile yardımcı aksam ve akış kontrol elemanları bir bütün olarak Şekil 2.1’de sunulmaktadır [4].



Şekil 2.1 : Buhar sıkıştırımlı kompresör çevrimi [5].

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde soğutucu akışkan buharının basınçlandırılmasını sağlayan kompresörler, Şekil 2.2’de gösterildiği gibi genel olarak yapılarına göre aşağıdaki gibi sınıflandırılabilirler:

1. Pozitif sıkıştırımlı kompresörler
 - a. Pistonlu kompresörler
 - b. Paletli dönel kompresörler
 - c. Helisel-Vida tipi dönel kompresörler
 - d. Çift spiralli kompresörler
 - e. Trokodial kompresörler
2. Santrifüj kompresörler



Şekil 2.2 : Buhar sıkıştırma kompresör çeşitleri [4].

Yüksek basınç gerektiren çok kademeli kompresörlere 19. yy sonlarına doğru kimyasal endüstride gazların sıvılaştırılması ve üretilmesi sırasında ihtiyaç duyulmuştur. Araştırmacılar, 100 yıl önce soğutma sistemlerinde ortaya çıkan kaçak sorunlarını çözmek için yaptıkları çalışma sonunda hermetik kompresörler dizayn edilmiştir.

Buhar sıkıştırırmalı çevrimlerde en sık rastlanan diğer kompresör çeşidi pistonlu kompresörlerdir. Pistonlu kompresörler yıllar boyunca çok farklı şekillerde üretilmiş ve tüm kompresör tipleri ile karşılaştırıldığında vakum değerinden 40000 psig'e (2750 bar) kadar en geniş basınç aralığında servis imkanı sağlayan tek kompresör tipi olmuştur. Buna karşın küçük sistemlerde soğutucu akışkan kaçağı hermetik kompresörlerde büyük bir sorun oluşturmakta idi. Gerçek anlamda sızdırmaz sistemler, ancak 1940 yılına gelindiğinde ortaya çıkmıştır. Pistonlu kompresörlerin popülaritesi 1950'lerin ortalarından başlayarak 1970'lerin sonlarına kadar sürecek uzun bir azalma süreci içerisine girmiştir. Özellikle santrifüj kompresörler ile kıyaslandığında yüksek bakım maliyetleri ve sağladığı düşük kapasite bu düşüşün nedeni olarak gösterilmiştir [6].

Ancak, enerji maliyetindeki ani artışlar, düşük kapasiteye rağmen yüksek verime sahip küçük boyutlu sistemlere duyulan ihtiyaç pistonlu kompresörlerin sanayide tekrar önemli bir rol oynamasını sağlamıştır [7].

Pistonlu kompresörler bir silindir içerisindeki pistonun sürekli gidip gelme hareketi yapmasını sağlayan tahrik motorlu kompresör çeşididir. Bu sistemde krank mili, biyel, perno sistemi ile dönme hareketi doğrusal harekete çevrilmektedir. Şekil 2.3'te sunulduğu üzere bugünkü pistonlu kompresörler yüksek devirde çalışabilen, tek etkili ve bir veya birden fazla silindirli sistemden oluşan makinalardır [8].



Şekil 2.3 : Pistonlu hermetik kompresör [8].

2.1 Hermetik Pistonlu Kompresör Elemanları

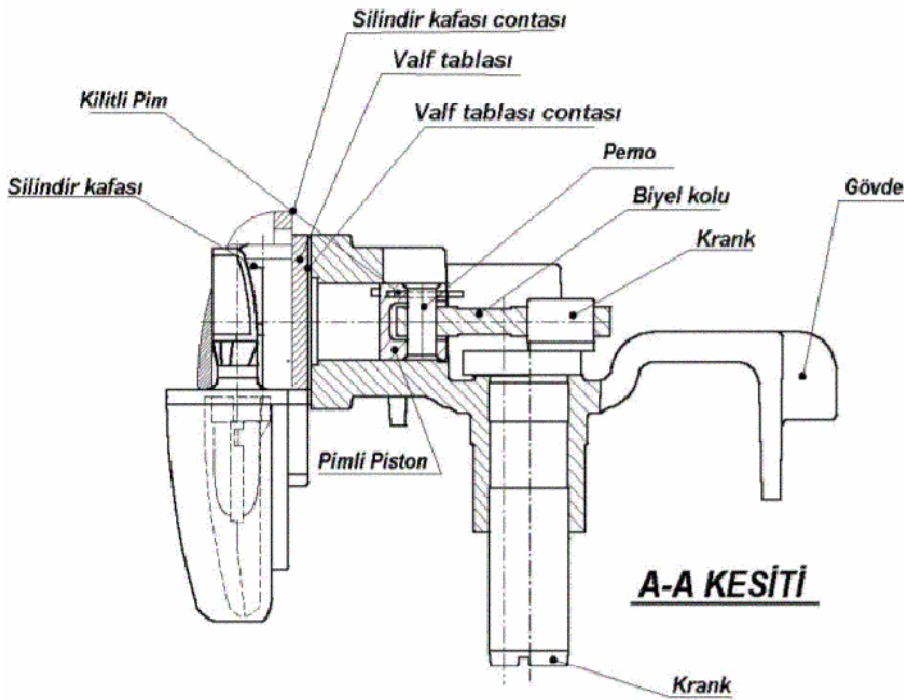
Ev tipi hermetik kompresörler çok parçalı olarak üretilmektedir. Parçaların çalıştığı bölgeler ile çalışma amaçları bakımından bir sınıflandırma yapılabilmektedir. Böylece, hermetik kompresörler başlıca şu ana bölümlerden oluşmaktadır [8]:

1. Kompresör ana gövdesi: Silindir, silindir kafası, emme ve egzoz valfleri, emme susturucusu, emme plenumu, egzoz plenumu, egzoz susturucuları, rezonatör, valf tablası ve mekanik sistemin yataklarını içermektedir.
2. Mekanik sistem: Motorun dönel hareketini pistonun öteleme hareketine dönüştüren sistemdir. Krank mili, biyel kolu, perno ve pistondan oluşmaktadır.
3. Yay sistemi: Kompresörde bulunan hareketli mekanik parçaların periyodik hareketinden dolayı oluşan titreşimleri sönmölemek için kullanılan sistemdir.

4. Elektrik motoru: Elektriksel gücü mekanik güce dönüştürmekte kullanılan rotor ve stator ikilisinden oluşan sistemdir.

5. Muhafaza: Yukarıda bahsedilen dört sistemin de içinde bulunduğu kapalı koruyucu kabuktur. Kompresör muhafazasının görevi, kompresör iç ortamının dış ortamdaki hava almayacak şekilde yalıtılmasını sağlamaktır. Bunun yanında kompresörde yağlamanın yapılması için yağlama haznesi olarak da kullanılmaktadır.

Kompresör ana elemanları Şekil 2.4’te sunulmuştur.

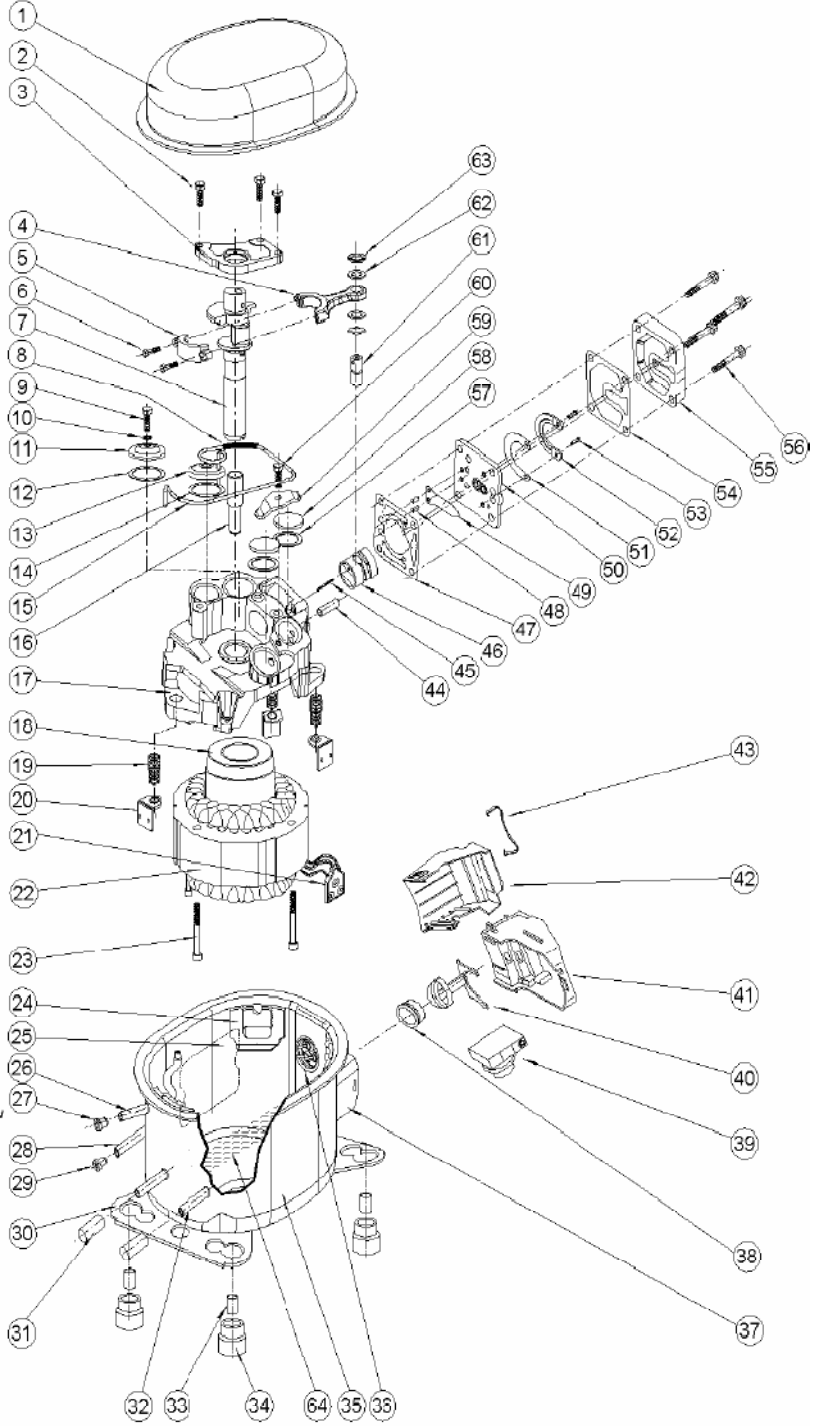


Şekil 2.4 : Örnek bir hermetik kompresörün kesit resmi [7].

Şekil 2.5’te gösterilen kompresör gövdesi katı modeli içerisinde silindirleri, karter ve yağı, piston-biyel-krank sistemini, emme ve basma valflerini toplayan valf tablasını, silindir kapaklarını, ana yatakları, kapasite kontrol mekanizmasını, servis valflerini, yağ pompasını elektrik motorunun stator ve rotor grubu ile bağlantı kutusunu ve diğer gerekli aksamı toplamaktadır. Kompresör gövdesi genellikle yüksek vasıflı sıkı dökme demirden veya alüminyum alaşımlarından, sızdırmazlık ön planda tutularak üretilmektedir [4].

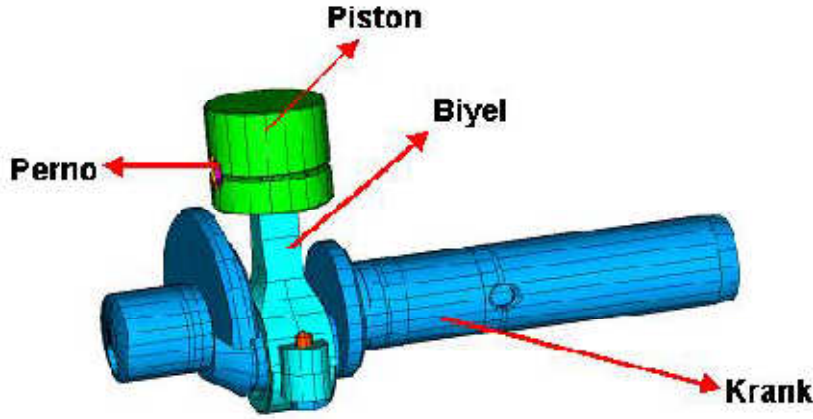
Şekil 2.5’te sunulan kompresör bileşenleri içerisindeki hareketli parçalar olan yataklar Şekil 2.6’da ayrıca incelenmektedir. Şekil 2.6’da hareketli elemanların hepsi farklı renkler ile ifade edilmektedir.

- 1-ÜST MAHFAZA
- 2-DİŞ YATAK CİVATASI (3)
- 3-DİŞ YATAK
- 4-BİYEL KOLU
- 5-BİYEL KOLU KEPI
- 6-BİYEL KOLU CİVATASI (2)
- 7-KRANK MİLİ
- 8-TİTREŞİM BORUSU YAYI
- 9-ÇIKIŞ SUSTURUCU CİVATASI (2)
- 10-SUSTURUCU CİVATA CONTASI (2)
- 11-ÇIKIŞ SUSTURUCU KAPAĞI
- 12-ÇIKIŞ SUSTURUCU CONTASI
- 13-ÇIKIŞ SUSTURUCU KAPAĞI
- 14-ÇIKIŞ SUSTURUCU CONTASI
- 15-TİTREŞİM BORUSU
- 16-YAG EMME BORUSU
- 17-KOMPRESÖR GÖVDESİ
- 18-ROTOR
- 19-KOMPRESÖR TİTREŞİM YAYI (3)
- 20-YAY KULAĞI (3)
- 21-FİŞ YUVASI VE KAMCI GRUBU
- 22-STATOR GR.
- 23-STATOR MONTAJ CİVATASI (4)
- 24-ASKI BRAKETİ (3)
- 25-ETİKET
- 26-SERVİS VE GİRİŞ BORUSU
- 27-LASTİK TAPA
- 28-ÇIKIŞ BORUSU
- 29-ÇIKIŞ BORUSU LASTİK TAPASI
- 30-MONTAJ AYAGI (2)
- 31-SERPANTİN BORUSU TAPASI (2)
- 32-SERPANTİN BORUSU
- 33-KOMPRESÖR MONTAJ MANŞONU (4)
- 34-TİTREŞİM LASTİĞİ (4)
- 35-ALT MAHFAZA
- 36-CAM İZOLASYONLU TERMINAL
- 37-KORUYUCU BRAKET
- 38-TERMİK
- 39-RÖLE
- 40-TERMİK YAYI
- 41-TERMINAL GÖVDESİ
- 42-TERMINAL KAPAĞI
- 43-TERMINAL KAPAK YAYI
- 44-EMME BORUSU
- 45-YARIKLIL PİM
- 46-PISTON
- 47-VALF TABLASI CONTASI
- 48-EMME VALF PİMİ (2)
- 49-EMME VALF YAPRAĞI
- 50-VALF PLAKASI
- 51-EGZOST VALF YAPRAĞI
- 52-EGZOST VALF TAHDİDİ
- 53-PERÇİN (2)
- 54-SİLİNDİR KAFASI CONTASI
- 55-SİLİNDİR KAFASI
- 56-SİLİNDİR KAFASI CİVATASI (4)
- 57-EMME SUST. KAPAĞI CONTASI (2)
- 58-EMME SUSTURUCU KAPAĞI (2)
- 59-EMME SUSTURUCU KAPAĞI BRAKETİ
- 60-EMME SUST. KAPAĞI BRAKETİ CİVATASI
- 61-PERNO
- 62-DÜZ PUL (2)
- 63-YAYLI PU. (2)
- 64-KOMPRESÖR YAĞI (540cc)



Şekil 2.5 : Kompresör bileşenleri [7].

Krank, biyel ve piston mekanizması Şekil 2.6'da, kompresördeki dönel hareketi, aksinel harekete çeviren hareketli parçalar olarak gösterilmektedir. Biyel kolu Şekil 2.6'da şekilde iki parçalı olarak sunulmaktadır. Biyel kolu ayrıca tek parçalı olarak da üretilmektedir. Dönel elemanları karşılayan yataklar ise daha sonraki bölümlerde detaylı olarak anlatılacaktır.



Şekil 2.6 : Kompresör krank-biyel-piston mekanizması [6].

Krank, bu hareketin ilk basamağını oluşturmaktadır. Krank milinin dövme çelik veya çelik dökümden yapıp çok iyi ve dar toleranslarda işlenmesi gereklidir. Ayrıca aksenal kuvvetlerin ve dinamik kuvvetlerin iyi bir şekilde dengelenmiş olması gerekmektedir. Krank malzemesinin mukavemet bakımından uygun olması ve malzeme yorulmasına karşı dayanıklı olması önemlidir. Basınçlı yağlamalı kompresörlerin krank milleri imalat sırasında, yağın yataklara iletilmesini sağlayacak yağ kanalları ile teçhiz edilir. Biyel kolu ise bu hareketin ikinci basamağını oluşturmaktadır. Biyel kolu iki ucunda büyük oturma delikleri barındırmakta ve bir ucu krank miline, konstrüksiyona bağlı olarak krank tarafı iki parçalı üretilebilir, diğer ucu perno desteği ile pistonla bağlanmaktadır. Biyel malzemesi olarak dövme çelik, alüminyum, bronz, dövme demir ve benzeri malzemeler kullanılmaktadır. Yağlama için biyel kolu içerisine bir uçtan diğer uca kadar delik açılabilir. Piston ve piston pernosu bu mekanizmanın son basamağını oluşturmaktadır. Pistonlar genellikle alüminyum alaşımlarından ve bazen dökme demirden yapılmaktadır. Pistonun silindir içerisindeki temel görevi soğutucu akışkanı mümkün olduğunca sızdırmazlığı sağlayıp sıkıştırmak ve pistonun sıkıştırma işleminde mümkün olduğu kadar az enerji harcaması, ömrünün de yeterli derecede uzun olması beklenmektedir. Piston-silindir arasındaki sızdırmazlık ise yağlamanın seviyesi ile piston ile silindir arasındaki boşluğun büyüklüğüne bağlı olmaktadır. Piston eteğinin keskin köşeli yapılması ile yağı sıyırma işlemi de yapılmaktadır. Silindir yüzey kalitesi sürtünmeyi azaltıcı ve sızdırmazlığı önleyici bir etkisi olduğu için özenli olarak işlenmelidir. Silindir boşluğu böylece taşlama, honlama ve parlatma işlemi görmektedir. Piston pernosu, çelikten üretilmektedir. Yüzeyinde genellikle sertleştirme işlemi yapılmaktadır. Perno, pistonla veya biyel koluna sıkı geçiş diğer

delikte serbest hareket edebilmekte veya her iki delikte serbest hareket edebilmektedir [4].

Elektrik motoru, elektrik enerjisini mekanik enerjiye çevirmek için kullanılan kompresör parçasıdır. Elektrik motorunu oluşturan iki ana eleman bulunmaktadır. Bunlardan ilki olan rotor, alüminyum döküm ile elde edilerek krank miline sıkı geçerek konumlandırılmaktadır. Rotorun çevresini ise bakır sargılardan ve yaprak plakaların birleştirilmesi ile oluşan Şekil 2.7’de sol grupta gösterilen stator sarmaktadır.



Şekil 2.7 : Kompresör statoru ve rotoru.

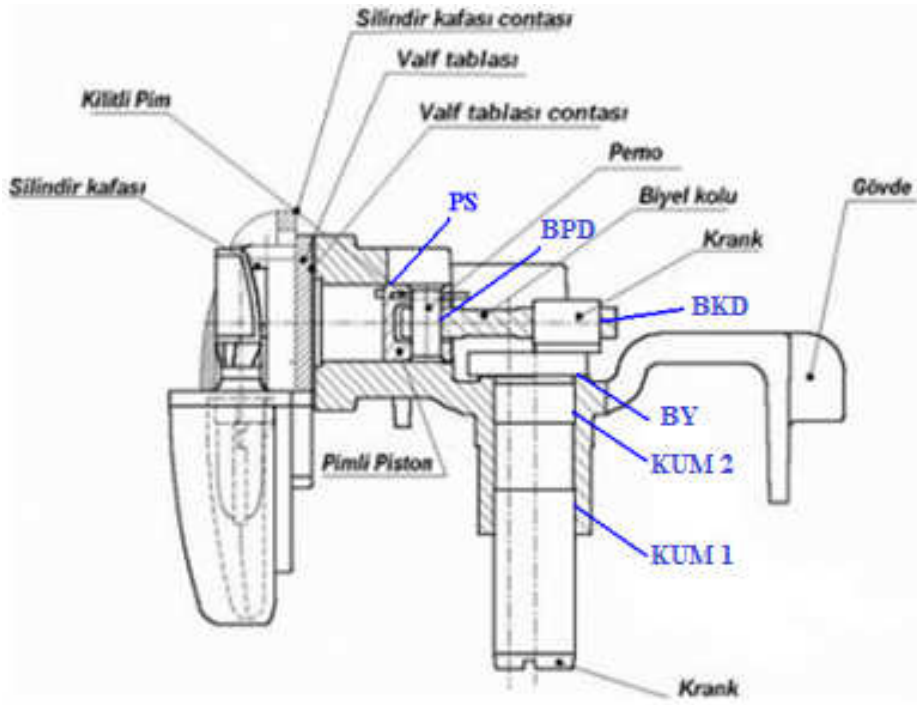
Kompresör muhafazası, kompresör yataklarında yağlamanın yapılabilmesi için yağ haznesi olarak da kullanılmakta ve kompresör iç ortamının, dış ortamdan hava almayacak şekilde sızdırmazlığının yapılmasını sağlamaktadır. Hermetik kompresör muhafazası kompresör ana gövdesi, mekanik sistem, yay sistemi ve elektrik motorunun oluşturduğu tüm mekanik parçaları içinde barındırır [4].

2.2 Kompresör Yatakları

Dönel ve doğrusal hareket altında kuvvet ve hareket ileten mil, aks ve tabla gibi makine elemanlarının, aksenal ve radyal yöndeki kuvvetleri taşıyan ve destekleyen elemanlara yatak denir.

Kompresörde yataklar, soğutma etkinlik katsayısını etkileyen önemli parametrelerden birisidir. Bu yatakların dizaynı, kompresördeki mekanik kayıpları etkilemektedir. Kompresör bünyesinde bulunan altı yatak Şekil 2.8’de gösterilmiştir. Bu yataklar: gövde ve krank mili alt bölgesinde bulunan krank uzun muylu 1

(KUM 1) yatağı, gövde ile krank mili üst bölgesinde bulunan krank uzun muylu 2 (KUM 2) yatağı, krankın gövde yüzeyine oturduğu ve krankın rotor ile birlikte ağırlığına maruz kalan krank basmalı yatağı (BY), krankın hareketini pistonu iletmekte yardımcı olan biyel krank deliği (BKD), kranktan alınan hareketi pistonu iletmekte yardımcı olan biyel perno deliği (BPD) ve silindir içerisinde bulunan piston silindir (PS) yatağı bulunmaktadır. Bu yataklardan KUM 1, KUM 2 BKD, BPD yatakları radyal yatak olarak ve BY ile PS ise aksel yatak olarak sınıflandırılmaktadır.

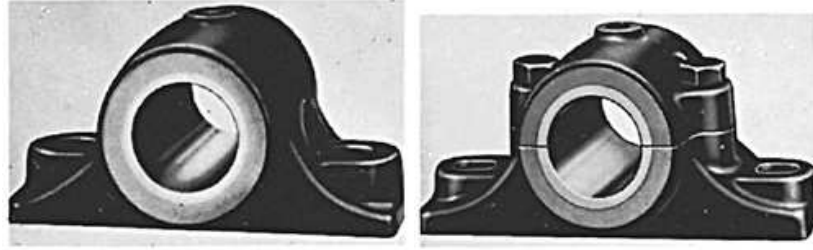


Şekil 2.8 : Kompresör bünyesinde bulunan yataklar.

KUM 1 yatağı ile KUM 2 yatağı kranka gelen dinamik yükleri karşılamak için kullanılmakta ve krank ikincil hareketini önlemede yardımcı olmaktadır. BY ise krank ve rotor ağırlığını taşır iken ikincil hareketin yaratacağı etkiyi azaltmaktadır. BKD pistondan aldığı kuvveti kranka iletmektedir. BPD yatağı basit sarkaç hareketi yapmaktadır. Pistonun ileri geri hareketine yardımcı olmaktadır. Perno, pistonun bir ucuna sıkı geçme şeklinde takılmakta ve BPD tarafı serbest hareket etmektedir. PS yatağı ise pistonun silindir deliği içerisinde ileri geri hareket etmesini kolaylaştırmakta ve piston çevresindeki kaçakları azaltacak kadar çevresel boşlukta dizayn edilmektedir. Kompresörde toplam mekanik kayıp bu yataklarda meydana gelen sürtünme kayıplarının toplamına eşittir.

3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Kompresörlerde kuvvetin etki ettiği yönden dolayı yatakları sınıflandırmak mümkün olabilmektedir. Sınıflandırma doğrultusunda iki çeşit yatak tipi vardır. Bunlardan ilki olan kayma hareketi yapan radyal yatak elemanı Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Radyal tip yataklar.

Radyal yataklarda hidrodinamik yağlama, kaymalı yataklarda mil dış yüzeyi ile yatak iç yüzeyinin birbirinden yağlayıcı ile tamamen ayrılması ile oluşmaktadır. Film kalınlığı genel olarak $1 \mu\text{m} \sim 100 \mu\text{m}$ arasında değişmektedir [9].

Bazı durumlarda yağlayıcı film tabakası incelmekte, yatağın bazı bölgelerinde temas başlayabilmektedir. Bu çeşit yağlama sistemine ise karışım yağlama denilmekte ve film kalınlığı ise $0.01 \mu\text{m} \sim 1 \mu\text{m}$ aralığında değişmektedir.

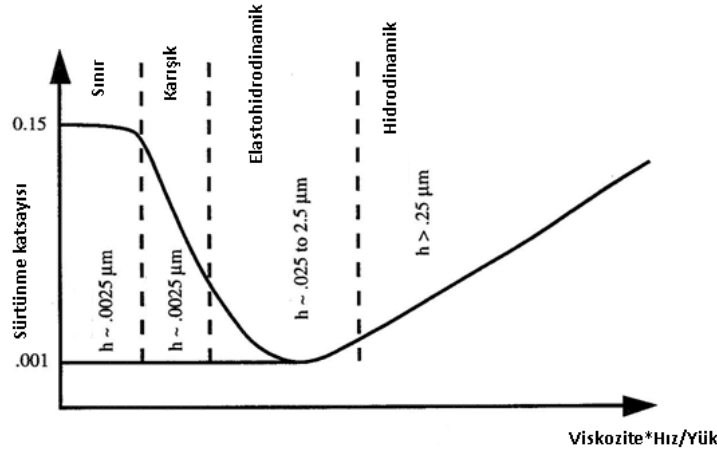
Yük miktarının değişimi, açisal hızdaki değişim, viskozitenin azaltılması v.b. gibi etkiler sonucunda yağlayıcı film tabakası karışım yağlama durumuna göre daha fazla incelmekte ve temas yüzeylerinde ayrılma gerçekleşmektedir. Yağlayıcı kalınlığı birkaç Angström (10^{-10} m) civarında olduğunda yağlayıcının yığın özellikleri yerine kimyasal özellikleri ön plana çıkmaktadır. Bu koşula sınır yağlama koşulu denilmektedir. Film kalınlığı $0.001 \mu\text{m} \sim 0.01 \mu\text{m}$ aralığında değişmektedir. Özellikle bu sınır yağlama koşulunda tam olarak matematiksel model oluşturulmaz, bunun yerine deneysel veriye gerek duyulmaktadır.

Yataklarda yağlayıcı kullanılmadığı durumlar da vardır. Bu çeşit yağlama sistemine kendi kendini yağlama veya kuru yağlama denilmektedir.

Şekil 3.2’de ise sürtünme kuvvetinin değişik yağlama rejimleri üzerindeki değişimi

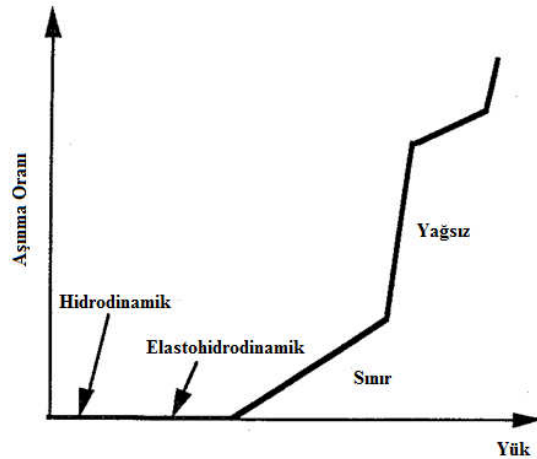
gösterilmiştir. Şekilde yatay eksende ifade edilen terimden $\frac{\mu \frac{\partial u_i}{\partial y_j}}{\sigma_{xx}} = \frac{\tau}{\sigma}$ oranı elde

edilmektedir. Yatay eksen bu oranın artması hidrodinamik yağlamaya geçişi ifade etmekte, bu artış ise ‘ τ ’ değerinin, kesme gerilmesinin, artması ve/veya ‘ σ ’ değerinin, yüzey gerilmesinin, azalması ile olmaktadır. Bu artışın sonucunda da mil üzerine gelen yük azalmakta ve/veya yağ viskozitesinde artış meydana gelmekte, mil yatak ile eş eksenli dönmeye çalışmaktadır. Sonuçta yağlama rejimi sınır yağlama koşulundan hidrodinamik yağlama koşuluna doğru değişmektedir.



Şekil 3.2 : Sürtünme kuvvetinin yağlama koşulları altındaki değişimi [9].

Şekil 3.3’te ise farklı yağlama koşulları altında aşınma oranının yüke bağlı değişimi gösterilmektedir. Aşınma hidrodinamik ve elastohidrohidrodinamik yağlama koşulları altında görülmez iken yükün artmasıyla yağlama rejiminde meydana gelen değişim ile aşınma oranı artmaktadır.



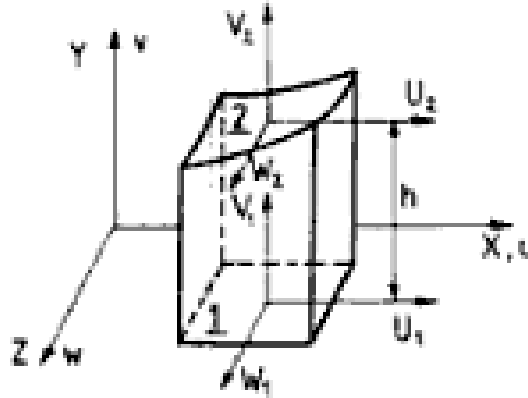
Şekil 3.3 : Farklı yağlama koşulları altında aşınma oranının yüke bağlı değişimi [9].

3.1 Radyal Yataklarda Mekanik Kayıpların Belirlenmesi

Kaymalı yataklarda yağın modellenmesi için yatak ile mil arasında ince bir film tabakasının oluştuğu kabulü yapılmış ve Şekil 3.4'te sunulduğu gibi bu film tabakasındaki herhangi bir sıvı partikülü x-z düzlemi üzerine yerleştirilmiştir [10]. x-z tabanına oturan yüzey düz, üst yüzey ise eğimli olmaktadır. u,v,w hızları sırasıyla x,y,z eksenleri üzerinde oluşmakta, herhangi bir anda x-z ekseninde herhangi iki noktadaki h yüksekliğindeki sınır koşulları (3.1) ve (3.2) eşitliklerinde gösterilmektedir.

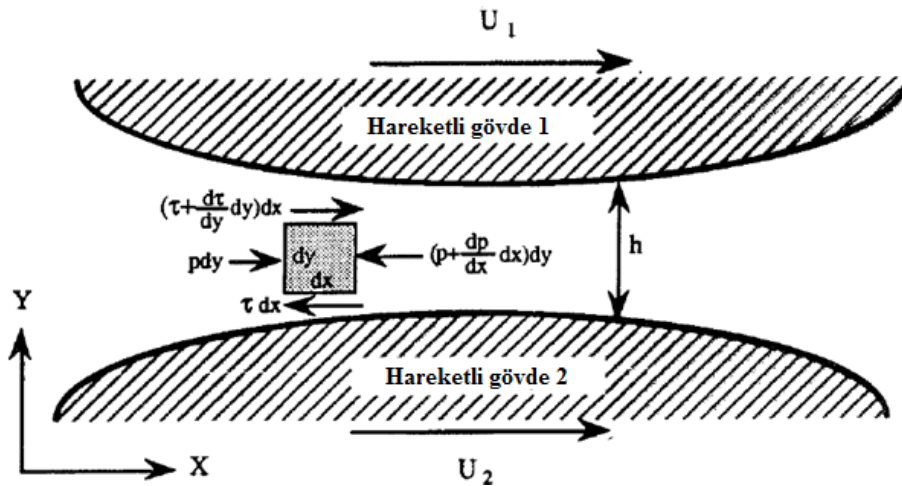
$$y=0 \text{ için } u=U_1, v=V_1, w=W_1 \quad (3.1)$$

$$y=h \text{ için } u=U_2, v=V_2, w=W_2 \quad (3.2)$$



Şekil 3.4 : Akışkan partikülü [10]

Şekil 3.5'te yatak ile mil arasındaki hareket görselleştirilmiştir. İki boyutlu hareket denkleminde yatak hızı U_2 ve mil hızı U_1 olarak ifade edilmiştir.



Şekil 3.5 : Yataklar arasındaki akış hareketi [10]

Navier Stokes'un (3.3) eşitliğinden, hızın akış yönünde olduğu, diğer eksenlerdeki hızların ihmal edildiği, sıkıştırılamaz akış, sabit film kalınlığı ve sürekli rejim kabulleri yapılarak basınç ve hızın konuma bağlı (3.4) eşitliği elde edilmiştir.

$$\rho \left(\frac{\partial V}{\partial t} + (\nabla \cdot V)V \right) = -\nabla P + \rho g + \mu \nabla^2 V \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.4)$$

(3.4) eşitliğindeki hız terimi u, y konumuna bağlı integre edilerek (3.5) eşitliği elde edilmiştir.

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y + C_1 \quad (3.5)$$

Elde edilen (3.5) eşitliğindeki hız terimi, tekrar y konumuna bağlı integre edilerek (3.6) eşitliğine ulaşılmıştır.

$$u = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{y^2}{2} + C_1 \cdot y + C_2 \quad (3.6)$$

(3.1) ve (3.2) eşitliğindeki sınır koşulları hız eşitliği içerisinde uygulanırsa, sabitlerin değerleri (3.7) ve (3.8) eşitliğindeki gibi olacaktır.

$$C_2 = U_1 \quad (3.7)$$

$$C_1 = -\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} + \frac{U_2 - U_1}{h} \quad (3.8)$$

Elde edilen sabitler ana denklem içerisinde yazıldığında (3.9) eşitliğinde ifade edilen yağ film hızına ulaşılmıştır.

$$u = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (h \cdot y - y^2) + \left[U_1 + \frac{y}{h} (U_2 - U_1) \right] \quad (3.9)$$

Basit bir mil yatağında milin yatak içindeki konumu dış yüke bağlı olmaktadır. Eğer yatak etkili bir biçimde yağlanırsa dış yüklerin etkisi çok az olmakta ve mil, yatak ile eş eksenli olarak dönmektedir. Eğer yük arttırılırsa mil eksenden daha kaçık bir

şekilde dönmeye başlayacaktır. Böylece mil daha sıkışık bir yağ film tabakası ortaya çıkaracaktır. Şekil 3.6'da eksenden kaçık bir mil yatağı gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi eksantriklik “e”, yatak merkezlerinin “O_b” ile “O_j” arasının ölçülmesiyle elde edilmektedir. Maksimum eksantrisite oranı ε , eksantrikliğin radyal açıklığa (c) veya diğer bir ifadeyle yatak iç çapı ile mil dış çapı farkının yarısının (c_d) oranına eşit olmaktadır. Eksantrisite oranı (3.10) eşitliğinde gösterilmiştir. Eğer $\varepsilon = 0$ ise yatağa etkiyen yük yoktur. $\varepsilon=1$ ise mil yatak ile temas halindedir.

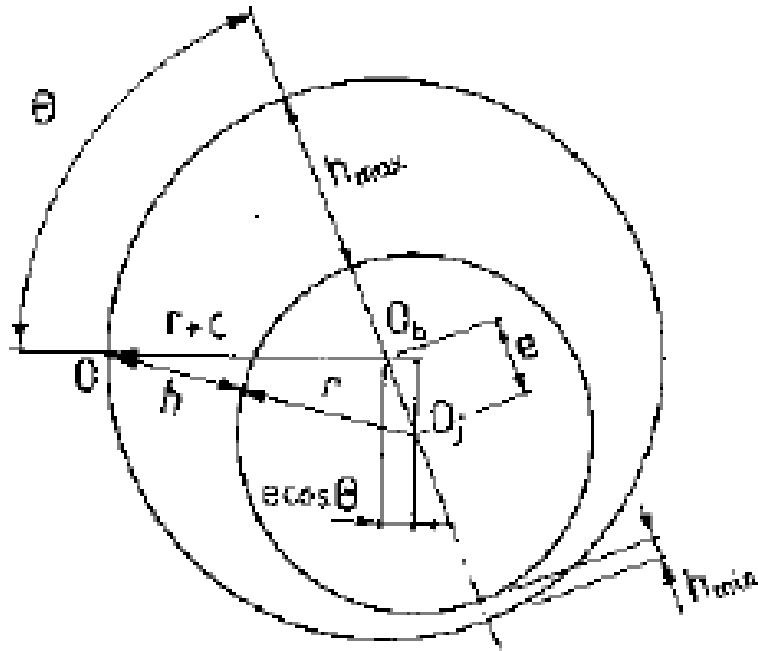
$$\varepsilon = \frac{e}{c} \quad (3.10)$$

Film kalınlığı h, eksantrisiteye ve tolerans değerlerine bağlı olarak değişmektedir. (3.11) ve (3.12) eşitliğinde verilen maksimum ve minimum film kalınlıkları gösterilmektedir. Geometrik olarak film kalınlığı değeri (3.13) eşitliğinde ifade edilmiştir. Yataktaki film kalınlığı, hız denklemi içinde kullanılmaktadır.

$$h_{\text{maks}}=c.(1+ \varepsilon) \quad (3.11)$$

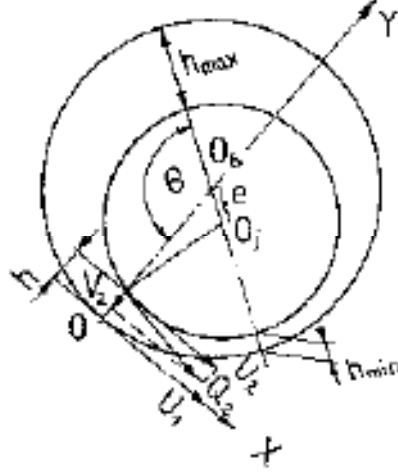
$$h_{\text{min}}=c.(1- \varepsilon) \quad (3.12)$$

$$h=c+e.\cos\theta \quad (3.13)$$



Şekil 3.6 : Yatak geometrisi [10].

Bazı durumlarda yağı modellemek için tek boyutlu Reynolds denklemi de (1886) kullanılabilir. Koordinat eksenleri yatak yüzeyinin herhangi bir yerinde sabit tutularak alındığında, x eksenini dönme eksenine göre dik, z eksenini ise dönme eksenine paralel olmaktadır. Yüzey hızları ile koordinat eksenleri Şekil 3.7’de gösterilmektedir [10].



Şekil 3.7 : x-y koordinat ekseninin yatak yüzeyine uygulanması [10].

Teorik Reynolds’un (3.14) eşitliğinde eğer yatak dönmüyorsa U_1 hızı sıfır alınmalıdır. Mil hızı ise Q_2 olarak gösterilmiştir (Q_2 hızı ile U_2 hızı ile bağıntı kurulması gerekmektedir). Bu hızın x eksenini yaptığı açının tanjantı $\partial h / \partial x$ dir. $U_2=Q$ ve $V_2=U_2(dh/dx)$ olarak Reynolds’un (3.14) eşitliğinde yazılmıştır.

$$\frac{1}{6} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] = (U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 2V_2 = (U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} = U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3.14)$$

Yapılan kabuller (3.15), (3.16) ve (3.17) eşitliğinde gösterilmiştir. Sıkıştırılmayan akış ve sonsuz yatak uzunluğu kabulleri (3.14) eşitliğini basitleştirilerek tek boyutlu olarak (3.18) eşitliğine dönüştürülmüştür.

$$U=U_1+U_2 \quad (3.15)$$

$$\partial p / \partial z = 0 \quad (3.16)$$

$$w=0 \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 \cdot \mu \cdot U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3.18)$$

1904 yılında Sommerfeld ise Reynolds denkleminde bağı olarak sonsuz uzunlukta yatak için (3.19) eşitliğini elde etmiştir.

$$p = \frac{\mu \cdot U \cdot r}{c^2} \left[\frac{6 \cdot \varepsilon (\sin \theta) (2 + \varepsilon \cos \theta)}{(2 + \varepsilon^2) (1 + \varepsilon \cos \theta)^2} \right] \quad (3.19)$$

Sommerfeld korelasyonu uzun yataklar için daha kullanışlı olmaktadır. Şimdiki yataklar ise eskiye göre daha kısa, boyun çapa oranı 1 den kısa olmakta, ve z eksenindeki akışın daha etken olduğunu ortaya çıkmaktadır. 1930 yıllarında Michell ve Cardullo ise yukarıda bahsedilen Reynolds ana denklemindeki $\partial p / \partial x$ terimini sıfıra eşitlemiş ve (3.20) eşitliğini türetmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \mu \cdot U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3.20)$$

(3.20) eşitliğinde basınç terimi, z yönünde integre edilerek (3.21) eşitliği elde edilmiştir.

$$p = \frac{3 \cdot \mu \cdot U}{h^3} \frac{\partial h}{\partial x} z^2 + \frac{C_1}{h^3} z + C_2 \quad (3.21)$$

Şekil 3.8’de de geometrik olarak ifade edilen yatakta, (3.22) eşitliğinde gösterildiği gibi z ekseninde basıncın değişimi yoktur. Yatak uçlarında basınç yok kabulü yapılmış ve sınır koşulu olarak (3.23) eşitliğinde sunulmuştur. Tüm kabullerin ana denkleme uyarlanması sonucunda (3.24) eşitliğine ulaşılmıştır.

$$z=0, \partial p / \partial z = 0 \quad (3.22)$$

$$z=\pm L/2, p=0 \quad (3.23)$$

$$p = -\frac{3 \cdot \mu \cdot U}{h^3} \left(\frac{l^2}{4} - z^2 \right) \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3.24)$$

Yatağın eğimi (3.25) eşitliğinde ifade edilmiştir. Eğim eşitliği, geometrik film kalınlığını gösteren (3.13) eşitliği içerisine yazıldığında (3.26) film kalınlığı eşitliğine geçilmiştir.

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{\partial h}{\partial(r\theta)} = \left(\frac{1}{r}\right) \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (3.25)$$

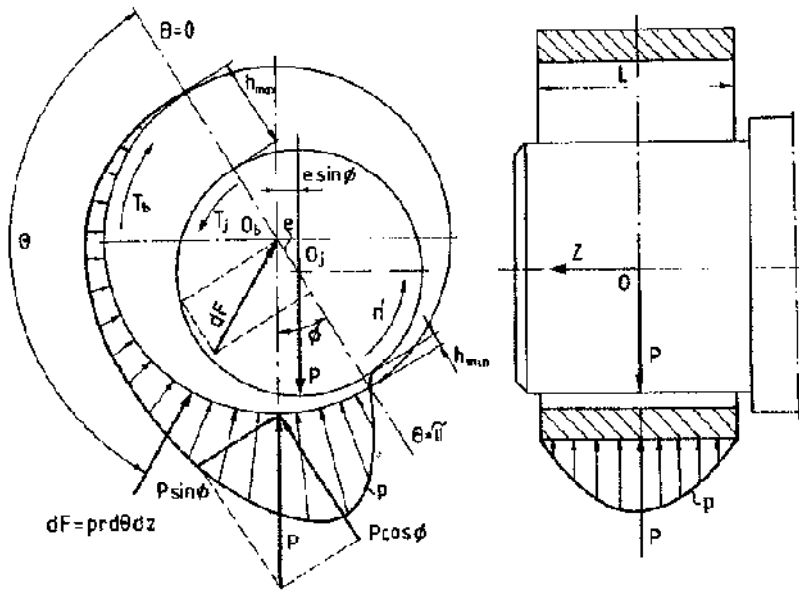
$$\frac{\partial h}{\partial x} = -(c\varepsilon \sin \theta)/r \quad (3.26)$$

(3.26) eğim eşitliği (3.24) basınç eşitliği içerisine yazıldığında (3.27) basınç eşitliği elde edilmiştir.

$$p = \frac{\mu U}{r.c^2} \left(\frac{l^2}{4} - z^2 \right) \frac{3\varepsilon \sin \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \quad (3.27)$$

Şekil 3.8’de basıncın aksel ve radyal olarak dağılımı ayrıca gösterilmiştir. Aksel basınç dağılımı parabolik bir fonksiyondur. Pik basıncı $z=0$ konumunda olmaktadır. Maksimum basınç değeri ise, (3.28) eşitliğinde görülen maksimum pik basıncın görüldüğü açı değerinde olduğu ifade edilmiştir [10].

$$\theta_m = \cos^{-1} \left(\frac{1 - \sqrt{1 + 24\varepsilon^2}}{4\varepsilon} \right) \quad (3.28)$$



Şekil 3.8 : Yataktaki basınç dağılımı [10].

Yatak kayıplarının hesaplanması teorilerinin temeli olan hidrodinamik şartlar altındaki sürtünme kaybının teorik olarak hesaplanmasını içeren Newton'un kesme gerilmesi formülasyonu bu bölümde anlatılmaktadır.

Hidrodinamik koşullar altında radyal yataklarda mekanik kaybın belirlenmesinde (3.29) Newton'un kesme gerilmesi eşitliği kullanılmaktadır.

$$\tau = \mu \cdot \frac{\Delta U}{\Delta y} \quad (3.29)$$

Yağ hızı için (3.30) yatağın çevresel hız eşitliği kullanılmaktadır.

$$U = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot f \quad (3.30)$$

(3.31) sürtünme kuvveti eşitliği ise gerilmenin alan ile çarpımından elde edilmektedir. Yatak silindirik olduğu için silindir yanal alanı hesaplanmıştır.

$$F = \tau \cdot A \quad (3.31)$$

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L \quad (3.32)$$

Sürtünme kuvvetinin hızla çarpımından hidrodinamik şartlarda radyal yatak ile eş ekseninde dönen mil için (3.33) mekanik kayıp eşitliği elde edilmektedir.

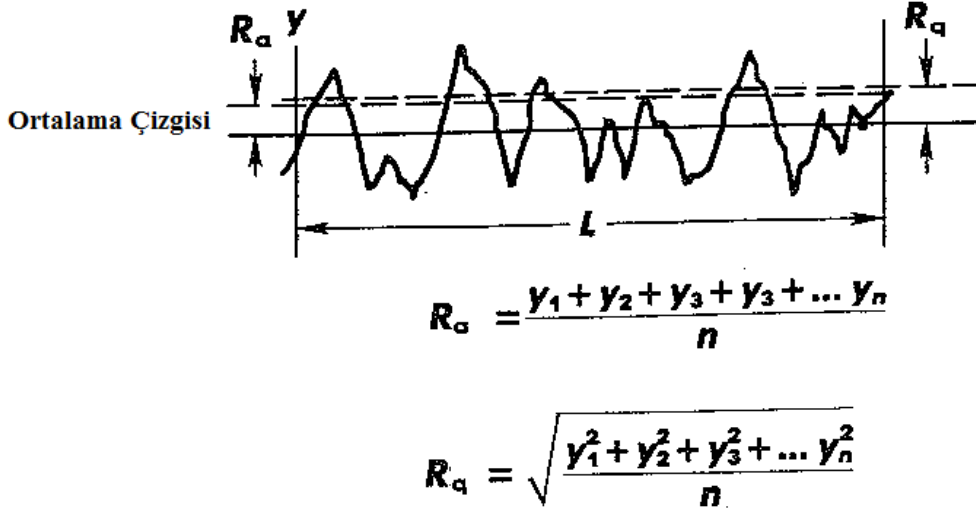
$$W_{mek} = \frac{8 \cdot L \cdot \mu \cdot \pi^3 \cdot r^3 \cdot f^2}{h} \quad (3.33)$$

Radyal yataklarda yeterli miktarda yağ filminin oluşmuş olması ayrıca incelenmelidir. ESDU (1967) ve Hamrock (2004) ortalama pürüzlülük değerini minimum film kalınlığı ile ilişkilendirmişlerdir. Minimum film kalınlığının birleştirilmiş pürüzlülük oranından yaklaşık 10 katı kadar fazla olması gerektiğini (3.34) eşitliğinde vurgulamıştır. $R_{a,shaft}^2$ radyal yatak içerisinde çalışan milin ortalama pürüzlülük değerini, $R_{a,bush}^2$ ise aynı yatak için milin karşı yüzeyinde çalışan yatağın ortalama pürüzlülük değerinin karesidir.

$$h_{min} \geq 10(R_{a,shaft}^2 + R_{a,bush}^2)^{0.5} \quad (3.34)$$

Şekil 3.9'da gösterildiği gibi bir L uzunluğu boyunca alınan pürüzlülük tepelerinin ve girintilerinin aritmetik ortalaması, pürüzlülük değerini, R_a , göstermektedir. Ayrıca

daha hassas olarak bu pürüzlülük değerinin ortalama karekökü de R_q , alınabilmektedir.



Şekil 3.9 : Ortalama pürüzlülük değerleri [10].

3.2 Eksenel Yataklarda Mekanik Kayıpların Belirlenmesi

Kompresörde kuvvetin etki ettiği yöne göre sınıflandırılan diğer yatak türü ise eksenel yataktır. Kompresör krank mili oturma yüzeyi eksenel yatak tasarımına göre çalışmaktadır. Gövde yatağı sabit, hareketsiz kalır iken krank yatağı ise hareketli olarak gövde üzerinde dönmektedir. Şekil 3.10'da görüldüğü üzere altı çeşit eksenel yatak bulunmaktadır. Hidrodinamik şartlar altında kompresör eksenel yatağı düz yatak şeklinde çalışmaktadır. Ancak kompresörde yük dengelemek için eğim hareketi de olmaktadır. Bu eğim hareketi nedeni ile kompresör eksenel yatağı belli bölgelerde yatağa yaklaşmakta bazen de temas etmektedir. Eksenel yataklarda film kalınlığı hesabı tam olarak bilinmemektedir. Yatağın metal/metal sürtünmesini önleyebilecek şekilde olması için gereken minimum film kalınlığı hesabı yapılabilmektedir [3].

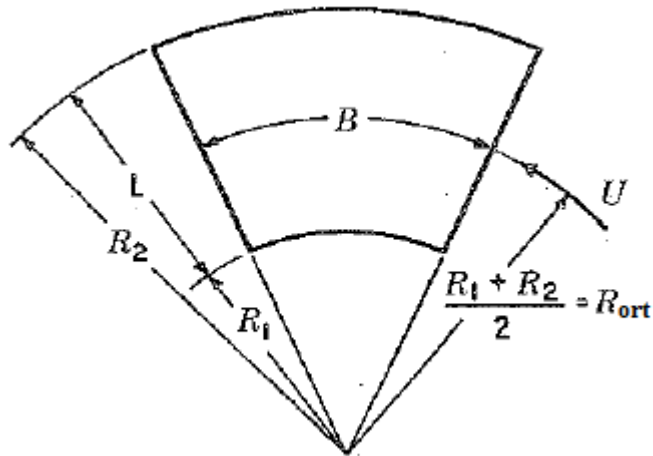
Film kalınlığı hesabı için (3.35) eşitliği kullanılmaktadır. Bu eşitlikte h_2 terimi dış uç film kalınlığını göstermekte, K_h ise yatak boyunun, L , yatak ortalama çevresi B , oranına ve yatağın iç çapı film kalınlığı, h_1 ile dış çapı film kalınlığı, h_2 oranına bağlıdır. Viskozite değeri, μ , yatak sıcaklığına bağlı olmaktadır. Yatak hızı, U , ise yatak ortalama çevresinden geçen hıza bağlı olmaktadır. Ortalama basınç, P_{avg} , yatağa etkiyen düşey yük ile yatak eksenel alanı oranına eşittir.

Eksenel Yatak Tipi	Tasarım Boyutları (mm)	Tasarım Basıç Değerleri (bar)
Konik	50-890	10-27
Lokmah Yatak	100-3050	17-48
Yay Destekli	1270-3050	24-48
Kademeli	10-250	7-21
Düz	10-500	1-7
Hidrostatik	75-1270	35-210

Şekil 3.10 : Eksenel yatak çeşitleri [3].

$$h_2 = K_h \left(\frac{\mu \cdot U \cdot B}{P_{avg}} \right) \quad (3.35)$$

Şekil 3.11'de eksenel yatak hesaplamalarında kullanılan parametrelerin şematik olarak gösterimi sunulmuştur.



Şekil 3.11 : Eksenel yatak hesaplarında kullanılan parametrelerin gösterimi [3]

Eksenel yataklarda mekanik kayıpların hesabı (3.36) eşitliğinde gösterilmiştir.

$$W_{ax.mec} = \frac{K_f \cdot \mu \cdot U^2 \cdot B \cdot L}{h_2} \quad (3.36)$$

K_f faktörü K_h faktörüne benzer şekilde, yatak boyunun, L , yatak ortalama çevresi B , oranına ve yatağın iç çapı film kalınlığı, h_1 ile dış çapı film kalınlığı, h_2 oranına bağlıdır. Çizelge 3.1'de boyutsuz K_h ve K_f faktörünün L/B oranı ile h_1/h_2 oranına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 : Boyutsuz K_h ve K_f faktörlerinin h_1/h_2 ve L/B oranına bağlı değişimi [3].

L/B	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	∞
$h_1/h_2=1.2$							
K_h	0.064	0.115	0.153	0.180	0.209	0.225	0.266
K_f	0.912	0.913	0.914	0.915	0.916	0.917	0.919
$h_1/h_2=1.5$							
K_h	0.084	0.151	0.200	0.234	0.275	0.296	0.351
K_f	0.813	0.817	0.821	0.825	0.830	0.833	0.842

Hidrodinamik aksenal yataklarda da Newton'un kesme gerilmesi kanunu kullanılmaktadır. Ancak elde edilen kesme gerilmesi sürtünme momentini hesaplamak için kullanılmaktadır. Sürtünme momenti (3.37) eşitliğinde sunulmaktadır.

$$dM = \tau \cdot r^2 \cdot \partial\theta \cdot \partial r \quad (3.37)$$

Dinamik viskozite, hız ve yatak boşluğuna bağlı kesme gerilmesi değerleri yerine koyulduğunda (3.38) eşitliği elde edilmektedir.

$$dM = \frac{\mu \cdot 2 \cdot f \cdot r^3 \cdot \pi \cdot \partial\theta \cdot \partial r}{e} \quad (3.38)$$

Moment denklemi milin konum açısına ve mil yarıçapına bağlı olarak yazılmaktadır. Açı ve yarıçap aralıkları, integralin sınır şartları olarak yazılarak momentum denkleminin genel formu (3.39) eşitliğinde gösterilmektedir. (3.39) eşitliğinin düzenlenmiş son hali ise (3.40) eşitliğinde ifade edilmektedir.

$$M = \frac{2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot f \cdot \int_0^{2\pi} d\theta \cdot \int_{r_0}^{r_1} r^3 \cdot dr}{e} \quad (3.39)$$

$$M = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot \mu \cdot f}{e} * \left(\frac{r_1^4 - r_0^4}{4} \right) \quad (3.40)$$

Mekanik kayıp değeri ise açısal hızın sürtünme momenti ile çarpılmasıyla elde edilmektedir. (3.41) eşitliğinde, açısal hız frekansa bağlı yazılmış ve (3.42) eşitliğinde mekanik kayıp değeri sunulmaktadır.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (3.41)$$

$$W_{ax,mek} = \frac{2 \cdot \pi^3 \cdot \mu \cdot f^2}{e} * (r_1^4 - r_0^4) \quad (3.42)$$

3.3 Viskozitenin Sıcaklık İle İlişkisi

Kompresör performansını etkileyen diğer bir unsur ise viskozitedir. Viskozite sıcaklık ile birlikte logaritmik olarak değişmektedir. Şekil 3.12’de sunulduğu gibi yağ viskozitesi sıcaklık artışı ile çok hızlı düşmektedir. Wlather’in (3.43) eşitliği kinematik viskozitenin, ν (mm²/s), mutlak sıcaklık, T (°C+273) ile birlikte değişimini göstermektedir.

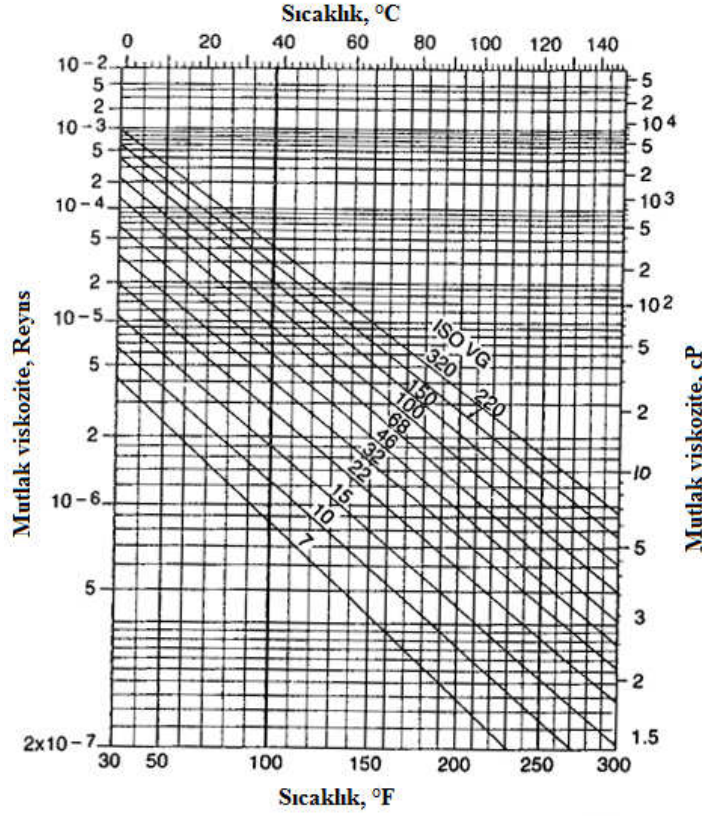
A ile B değerleri herbir yağ için sabit bir değerdir. (3.43) eşitliği genel yaygın kullanılan mineral ve sentetik yağların viskozite tayininde, bilgisayar programlarında yatak yağ filmi, dişli ve yatak kayıpları, yağlama kanalları boyutları ve hidrolik sistemlerinin analizinde kullanılmaktadır.

(3.43) eşitliğinin basitleştirilmiş versiyonu olarak yüksek sıcaklık değerlerinde kullanılabilen (3.44) eşitliği de literatürde verilmiştir.

$$\log(\log(\vartheta + 0.7)) = A - B \cdot \log(T) \quad (3.43)$$

$$\log \mu = A - \frac{B}{T} \quad (3.44)$$

Yüksek sıcaklık değerlerinde kullanılabilen ve (3.44) eşitliğinde verilen sıcaklık terimini geliştirilmesiyle elde edilen Vogel (3.45) eşitliğinde, μ_{ref} terimi referans sıcaklıktaki (T_{ref}) viskozite değeridir. (3.46) eşitliğindeki β , viskozite-sıcaklık katsayısıdır.



Şekil 3.12 : Mineral yağlar için sıcaklık viskozite ilişkisi.

β değeri iki farklı sıcaklık aralığındaki viskozite değerlerine göre hesaplanmaktadır.

$$\mu = \mu_{ref} \cdot e^{-\beta(T-T_{ref})} \quad (3.45)$$

$$\beta = \frac{\ln(\mu_2 - \mu_1)}{T_2 - T_1} \quad (3.46)$$

Viskozitenin basınçla ilişkisi sıcaklık kadar olmasa da değişmektedir. Çok ani basınç değişimlerinde ve temas basıncının çok yüksek olduğu durumlarda ise viskozite artmaktadır. Elasto-hidrokinamik yağlama koşullarında basıncın etkisi dikkate alınmalıdır. Barus bu bağlamda, yağ basıncının 70 MPa kadar değerleri için viskozite ilişkisini (3.47) eşitliğinde göstermiştir [3].

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{\alpha P} \quad (3.47)$$

3.4 Krank Milini Modelleyen Çalışmalar

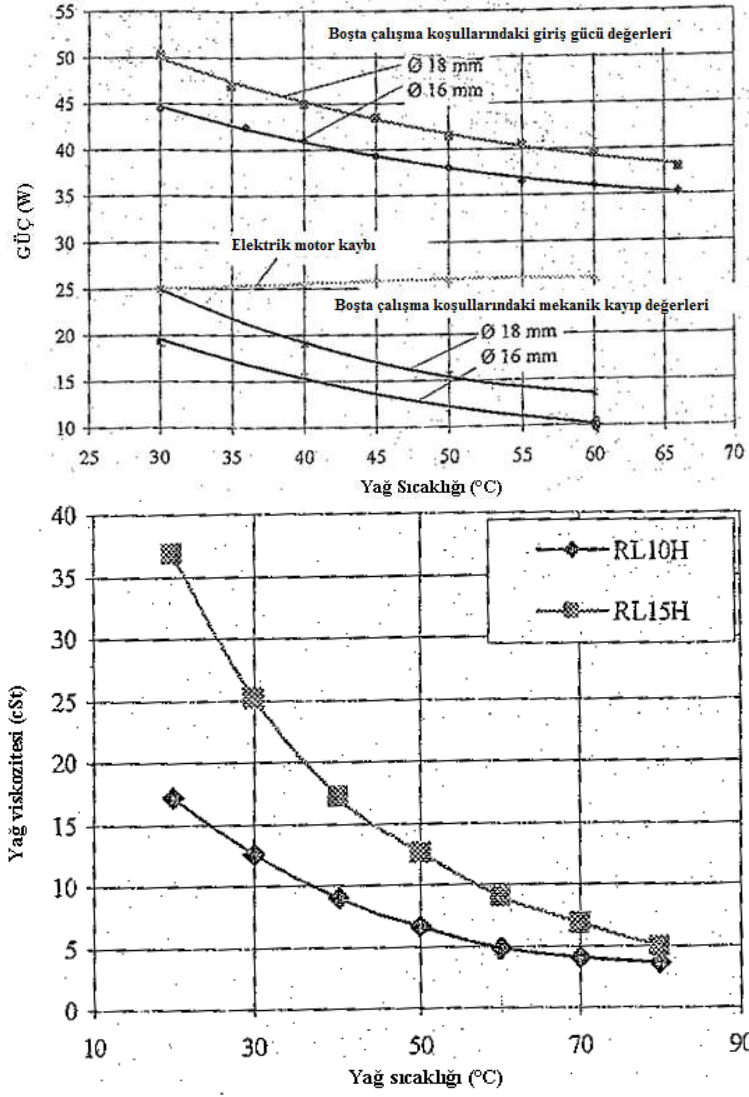
Kompresör içerisindeki mekanik kayıpların tam olarak belirlenmesi, kompresör performansını yakından ilgilendiren bir konudur. Literatürde kompresör yataklarında kayıpların belirlenmesi adına yağın, kaplamanın ve boyutların ilişkisini inceleyen deneysel, analitik ve sayısal çalışmalar bulunmaktadır. İncelenen çalışmalar krank özelinde yapılan modellemeler ve kompresörde bulunan diğer yatakların modellenmesine yönelik çalışmalar olarak ayrılmıştır.

Dagilis ve Vaitikus (2009), pistonlu kompresörlerde yüklü ve yüksüz çalışma koşulları altındaki kompresörler için yataklardaki yağlama rejimini incelemiştir. Çalışmada yağ viskozitesinin kompresör yataklarındaki sürtünme kayıplarında etkisinin az olduğu ve yataklarda genelde hidrodinamik yağlama koşulundan çok sınır yağlama koşulunun geçerli olduğu ifade edilmiştir. **Dagilis ve ark.'nın çalışmasında, literatür çalışmaları içerisinde değinilmeyen, kompresörün toplam mekanik kaybını veren eşitliğe yer verilmiştir.**

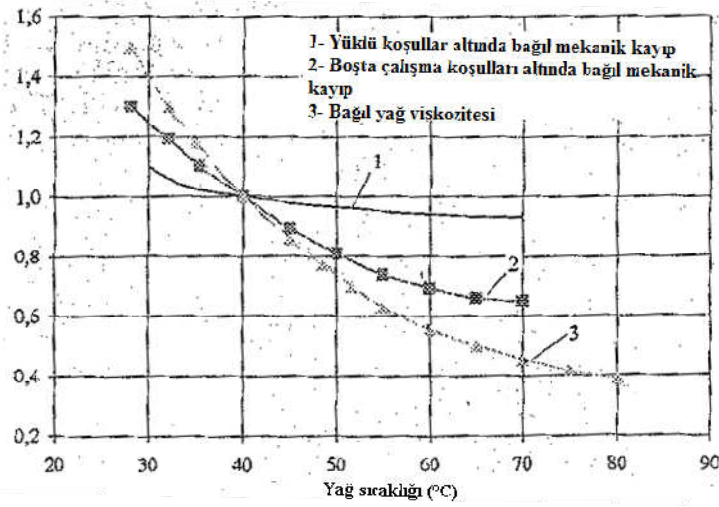
Çalışmalar kalorimetre test düzeneği içinde gerçekleştirilmiştir. Yatak çapının, viskozitenin ve boşluk oranının etkilerini incelemek için bir dizi testler yapılmıştır. Şekil 3.13'te gösterildiği gibi boşta çalışma koşullarında yatak çapları 18 ve 16 mm olarak seçilen deneylerde, 30°C ile 60°C aralığında deney sonuçları makale içerisinde sunulmuştur. Elektrik motor kaybı sıcaklıkla birlikte çok büyük değişkenlik göstermemiştir. Toplam giriş gücü sıcaklık artışı ile düşmüştür. Giriş gücünün düşüşü ile sürtünme kaybı da düşmüştür. Sürtünme kaybının 30°C den 60°C sıcaklığına geçerken 1.9 kat düştüğü ayrıca yağ viskozitesinin 30°C den 60°C yağ sıcaklığına geçerken 2.7 kat azaldığı görülmüştür. Hidrodinamik teoride, Petroff yasasında, (3.48) eşitliğinde görüldüğü gibi yağ viskozitesi sürtünme kaybını doğru oranda etki etmektedir.

$$P_{FR} = \pi^3 \cdot \mu \cdot n^2 \cdot d^3 \cdot l/h \quad (3.48)$$

Boşta ve yüklü çalışma koşulları altında sıcaklık ile birlikte bağıl mekanik kayıp değerleri yağ viskozitesi ile aynı oranda değişmediği, Şekil 3.14'te gösterilmiştir. 40°C yağ sıcaklığı için viskozite ve mekanik kayıp değerleri referans değer alınmıştır. Yüksüz koşullarda da mekanik kayıp değişimi yağ viskozite düşüşü ile paralel gitmemiştir.



Şekil 3.13 : Sürtünme kaybında viskozitenin etkisi.



Şekil 3.14 : Viskozitenin çalışma koşullarına etkisi.

Deney sonuçlarından elde edilen oranlarda viskozite değişimi mekanik kaybı doğru oranda etki etmediği görülmüştür. Yataklarda boşta çalışma koşullarında hidrodinamik koşullardan çok ya karışım yağlama rejiminde ya da sınır yağlama rejiminde çalışıldığı ifade edilmiştir. Sınır ve karışım yağlamada (3.49) Half-Sommerfeld eşitliği geçerli olduğu ifade edilmiştir.

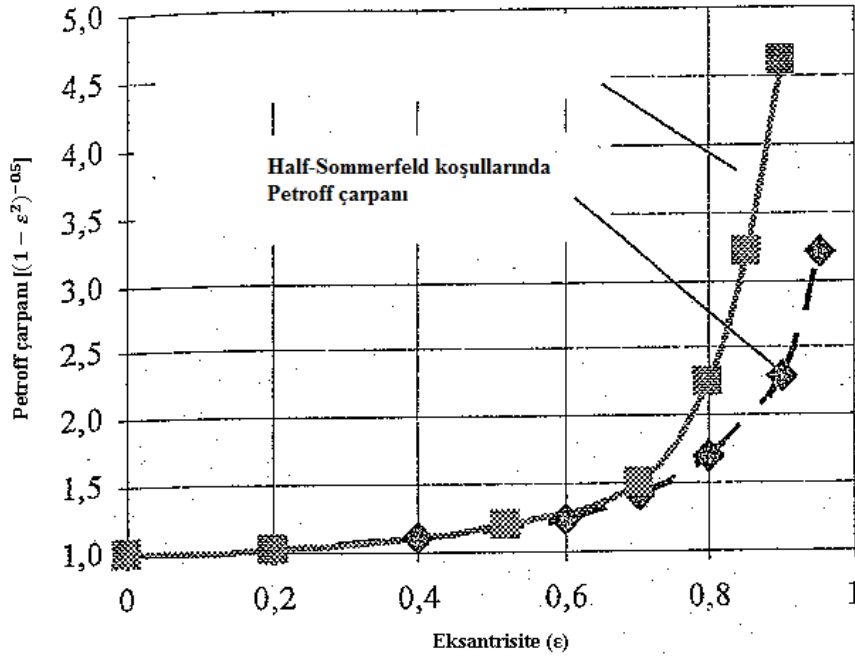
$$P_{FR} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot u \cdot l \cdot d}{h} (1 - \varepsilon^2)^{-0.5} \quad (3.49)$$

Yatak merkezi ile mil merkezi arasındaki mesafenin yatak boşluğuna oranı, eksantirisiteyi ifade etmektedir. Eksantirisite oranı 1'e yaklaştıkça yataklardaki kayıplar aşırı artmıştır. Oran 1 olduğu zaman yatakta metal/metal temas başlamaktadır. Yataklarda ayrıca eksantirisite oranına bağlı olan (3.50) yük taşıma kapasitesi eşitliği incelenmiştir. Denklemden $(1 - \varepsilon^2)^{-0.5}$ terimi Petroff çarpanı olarak tanımlanmıştır. Sınır yağlama koşullarında bu çarpan mekanik kaybı arttırmaktadır. Yük taşıma kapasitesi eksantirisiteyi etkilediği (3.50) eşitliğinde görülmektedir.

$$W = \frac{v \cdot \mu \cdot \varepsilon \cdot l^3 \cdot c^{-2} (1 - \varepsilon^2)^{-2} \cdot \pi}{4} \sqrt{\left(\frac{16}{\pi^2} - 1\right) \cdot \varepsilon^2 + 1} \quad (3.50)$$

Yağ viskozitesi ve yatak yüzey hızları azaldıkça yük taşıma kapasitesi azaldığı teorik olarak sunulmuştur. Eksantirisite oranı arttıkça yatakların yük taşıma kapasitesinin arttığı ifade edilmiştir. Ancak yatakta temas başladığı anda, ε değeri 1 olduğunda, yük taşıma kapasitesi kaybolmakta, temasın başladığı an teorik olarak da kanıtlanmaktadır. Şekil 3.15'te görüleceği gibi ε değerinin yaklaşık 0.9 olduğu durumda mekanik kayıp değeri 2.3 katına çıkmaktadır. Hidrodinamik yağlama koşullarına göre bu değerin bir yatak için oldukça fazla olduğu ifade edilmiş ve yağlama rejiminin belirlenmesinin yataklar için önemine değinilmiştir.

Başka bir ifadeyle Half-Sommerfeld teorisinde, büyük yükler eksantirisiteyi arttırmaktadır. Viskozitenin düşmesi ile yatağın yük taşıma kapasitesi azalmakta, yük taşıma kapasitesi azalan yatakta ise eksantirisite oranı artmaktadır. Eksantirisite oranı artan yatağın ise mekanik kaybı eş eksenli çalışma koşullarına göre daha fazla artmaktadır. [11].



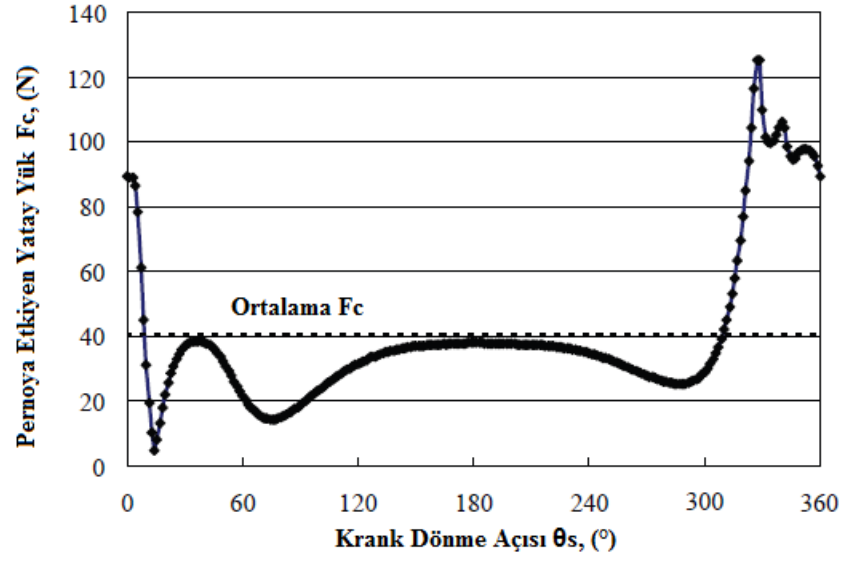
Şekil 3.15 : Petroff çarpanının eksantriğe etkisi.

Matsui, Kitsunai ve Inagaki (2010), karışım yağlama rejimindeki krank ve gövde yatağı için orijinal durumuna göre sürtünme kaybının %20 daha az olduğu yatak tasarımı geliştirmişlerdir. Çalışmalarda analitik model geliştirilerek, yağ film basıncı ve temas halinde bulunduğu andaki temas basıncı hesaplanarak mekanik kayıp değerleri belirlenmiştir. Çalışmalarda milin yatak içerisindeki konumu da ayrıca sunulmuştur.

Çalışmada mil ile yatak arasındaki yatak toleransı 10 µm olarak verilmiştir. Ayrıca rejim durumunda piston üzerinden kranka etkiyen yatay yük değeri F_c , krank açısı θ_s bağlı olarak Şekil 3.16'da gösterilmiştir. Krank açısı boyunca yük değişiminin 10 katına kadar çıktığı görülmüştür. Bu sebeplerden ötürü mil, yatak ile temas edebileceği ifade edilmiştir.

Yağ basıncını çözdürmek için Patir ve diğ. (1978) tarafından geliştirilen Reynolds denklemi kullanılmıştır. Denklemden yatak boşluğunun tamamen yağ ile dolu ve akışın sıkıştırılmayan akış olduğu kabulü yapılmıştır. Modelde akışkan basıncı ve yatak yüzey pürüzlülüğü de kullanılabilir. Modelde akışkan basıncı ve yatak yüzey pürüzlülüğü de kullanılabilir.

Patir ve diğ. (1978) eşitliğini çözmek için Kawabata'nın (1987) DF (divergence formulation) metodu uygulanmıştır. Sürekli olmayan film kalınlığı için bu metodun iyi bir çözüm getirdiği ifade edilmiştir.



Şekil 3.16 : Pernoaya etkiye yatay yükün krank açısı ile değişimi.

Yataklar temas halinde iken basınç, Greenwood ve ark. (1970) geliştirdiği (3.51) eşitliği ile çözülmüştür. Modelde elastik deformasyon, mil ve yataktaki yüzey pürüzlülüğü sebebiyle oluştuğu belirtilmiştir. P_c metal/metal temas basıncı, k' yüzey pürüzlülüğüne bağlı katsayı, E' milin ve gövdenin birleştirilmiş Young modülü, σ' mil ile gövdenin birleştirilmiş yüzey pürüzlülüğüdür.

$$P_c = 4.4086 * 10^{-5} . k' . E' . \left(4.0 - \frac{h}{\sigma'}\right)^{6.804} \quad (h < 4\sigma') \quad (3.51)$$

(3.52) eşitliğinde birleştirilmiş Young modülü gösterilmiştir. Eşitlikte bulunan ν Poisson oranını ifade etmektedir.

$$E' = \frac{1}{2} \left\{ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right\} \quad (3.52)$$

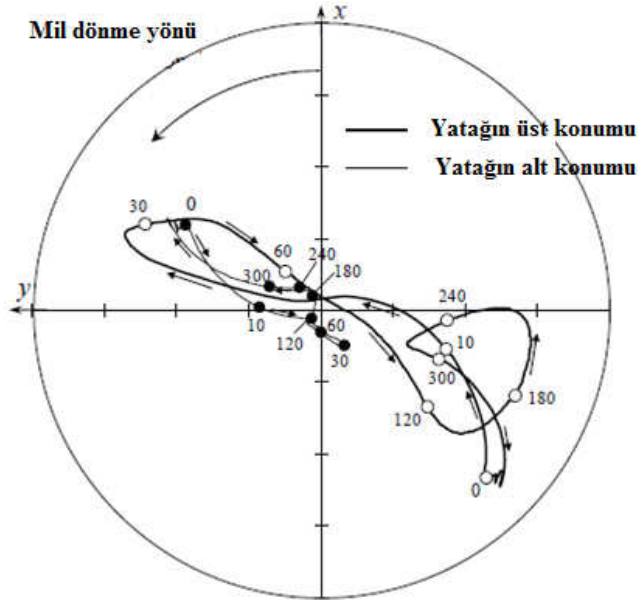
Ortalama yüzey pürüzlülüğü ise (3.53) eşitliğinde ifade edilmiştir. σ her bir yatak yüzeyi için pürüzlülük değerini ifade etmektedir.

$$\sigma' = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2) \quad (3.53)$$

Milin yatak içerisindeki konumu model içerisinde hesaplanmıştır. Yatağın dönüş açısına bağlı olarak değişen yük miktarını dengelemek için oturma yüzeyinde ve radyal yatak mesnetlerinde basınç alanı oluşmuştur. (3.51) ve (3.52) eşitliğinden hesaplanan yağ film basıncı hesaplanmasında yatakların eğimi ve eksantisitesinin,

önemli bir girdi olduğu belirtilmiştir. Yatak kuvveti, elde edilen yağ filmi basıncının alana bölünmesiyle elde edilmiştir. Bu kuvvetin üç bileşeni ve milin ağırlık merkezine göre moment değerleri hesaplanmıştır.

Mekanik kayıp analizinde ise, film kalınlığı h , milin konumuna göre hesaplanmıştır. Böylece yağ film basıncı elde edilmiştir. Her bir yatak için Patir-Cheng'in korelasyonu ile mekanik kayıp değerlerine ulaşılmıştır. Metal/metal teması olması durumunda temas basıncı Coulomb'un sürtünme korelasyonundan hesaplanmıştır. Metal/metal temas ile viskoz sürtünme sonrası mekanik kayıplar elde edilmiştir. Modeli doğrulamak için örnek bir analiz yapılmıştır. Mil yarıçapı 8 mm, milin devri 50 Hz, sürtünme katsayısı 0.1, yağ viskozitesi 2.7 mPa.s, düşey kuvvet değeri 14 N olarak verilmiştir. Milin konumu verilen değerler doğrultusunda Şekil 3.17'de ifade edilmiştir. Üst yatakta daha çok $\theta_s=330^\circ$ ve civarında mil yatağa yaklaşmıştır.



Şekil 3.17 : Mil merkezinin dönme yönü eksenindeki konumu.

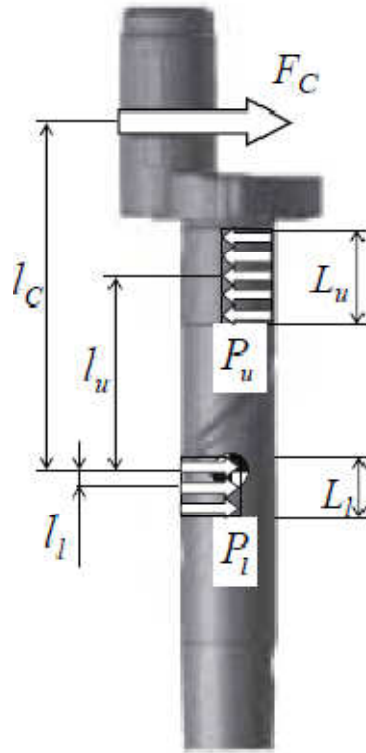
Şekil 3.17'de görüleceği gibi milin yatağa temas etmediği görülmektedir. Böylece metal/metal temas basıncı olmadığı için kuru sürtünmeye bağlı mekanik kayıp değerinin olmadığı ifade edilmiştir. Krank yataklarında toplam mekanik kayıplar Çizelge 3.2'de sunulmuştur. (J) indisi radyal yatağı, (T) indisi krank aksenal yatağını, (I) indisi viskoz sürtünmeyi, (c) indisi ise metal/metal sürtünmesini ifade etmektedir.

Üç yataktaki toplam mekanik kayıp değerlerinin 1 W olduğu teorik olarak hesaplanmıştır. Yatak yük taşıma mekanizmaları incelendiğinde krank mili alt ve üst yataklarında ortalama iki basınç değerinden kuvvet ve moment dengesine geçilmiştir.

Çizelge 3.2 : Krank yataklarındaki mekanik kayıplar ve toplam değeri

W_{Jl} (W)	W_{Jc} (W)	W_{Tl} (W)	W_{Tc} (W)	Toplam (W)
0.46	0.00	0.45	0.09	1.00

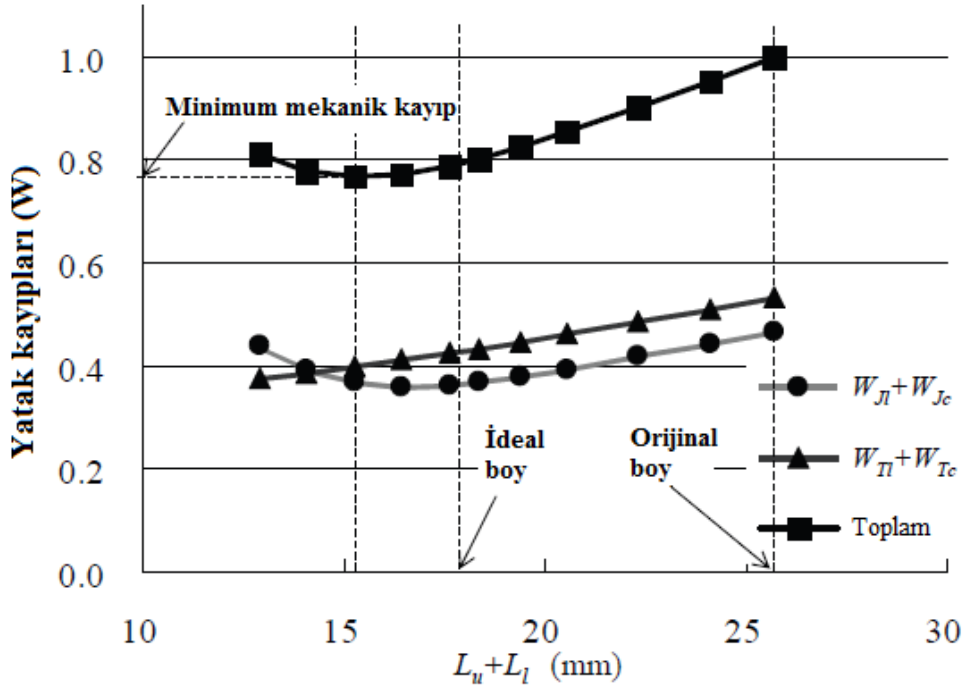
Boyutlar ve kuvvet yönleri Şekil 3.18’de gösterilmiştir. L_u ve L_l üst ve alt yatak uzunluklarını, P_u ve P_l sırasıyla üst ve alt yatak basınç değerlerini, l_u ve l_l ise alt ve üst yatak merkezlerinin ağırlık merkezine olan uzaklıklarını, F_c krank eksantrik muylu tarafına etkiyen piston yükünü göstermektedir.



Şekil 3.18 : Krank serbest cisim diyagramı.

Eksenel yatakta krank milinin eğiminden kaynaklanan yağ film basıncı ve/veya katı temas sonrası oluşan basınç düşey yükü karşılamaktadır. Eğer krank yataklarında eğim fazla olursa, aksel yatakta en fazla yaklaşan bölgede akış durgunlaşmakta ve basınç artmaktadır. Böylece yağ filmi yükü daha fazla taşıyabilmektedir. Diğer bir sonuç ise, krank eğim hareketinin az olduğu aksel yatağın birbirine paralel çalıştığı durumda yağ filmi tüm yatak alanı boyunca yükü taşıyabilmektedir. Bu durumları dikkate alarak krank eğimini çok iyi belirlemek gerektiği vurgulanmıştır. Aksel yatakta temas olmayacak şekilde uygun eğim seçilerek mekanik kayıpların azaltılacağı ifade edilmiştir.

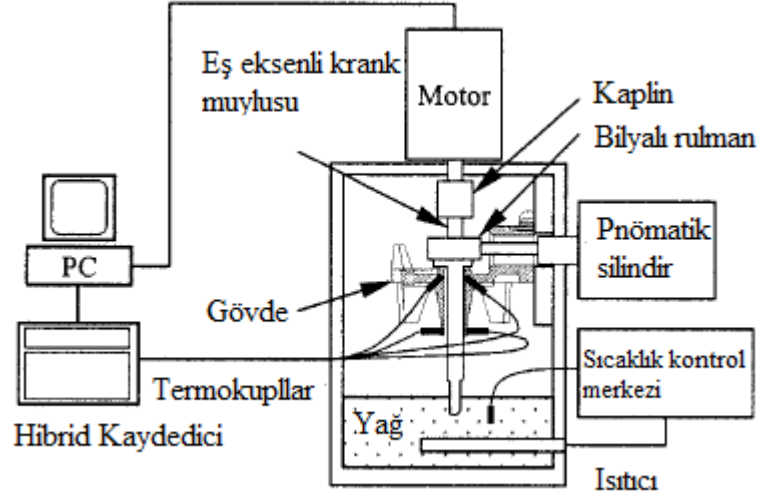
Yatak kayıplarını azaltmak için Matsui ve diğ., krank üst ve alt yatak boylarında optimizasyona gitmiştir. Şekil 3.19’da görüleceği gibi yatak kayıpları alt ve üst yatak boylarının toplamı 16 mm olduğu zaman 0.77 W mertebesine kadar indirilebilmiştir. Orijinal durumda her iki yatak boyunun toplamı 26 mm dir. Viskoziteye bağlı mekanik kayıplar 7-8 mm kısaltma sırasında azalmış, metal/metal temasına bağlı kayıplar ise viskozitedeki değişime göre çok az artmıştır. Ancak 7-8 mm kısaltmadan sonra yapılan kısaltmalarda viskoz kuvvetler, etkisini kaybetmiş ve metal/metal temas nedeniyle katı sürtünme artmıştır. Böylece mekanik kayıplarda tekrar artış meydana gelmiştir. Eğim hareketinin etkisi dikate alınarak uygun yatak boyu toplamı 18 mm olarak belirlenmiştir. Üst ve alt yatakta toplam mekanik kayıp bu sayede %20 azaltılmıştır [12].



Şekil 3.19 : Yatak boyu toplamı optimizasyonu.

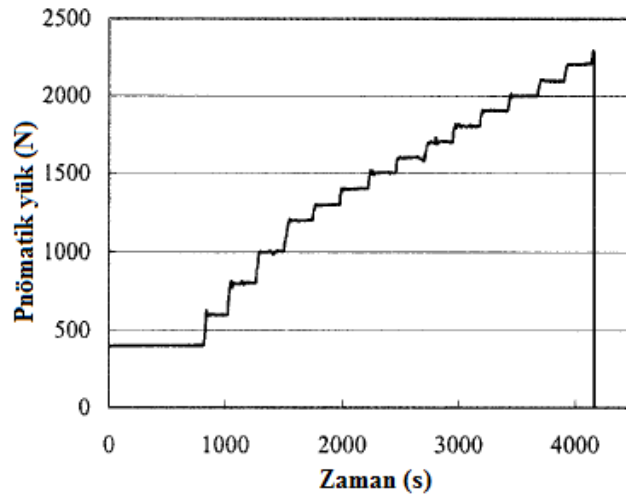
Byung-Jik ve diğ. (2002) krank yataklarına etkiyen yüke bağlı olarak Sommerfeld sayısına bağlı performans eğrilerini elde etmiştir. Sayısal olarak Reynolds denklemi ve diğer korunum yasalarından radyal yatak merkezi hareketi, Newton-Raphson metodu ile çözdürülmüştür. Radyal yatak için minimum film kalınlığı ve sürtünme kuvvetleri statik yük koşulları altında çözdürülmüştür. Kritik Sommerfeld sayısı deneysel olarak elde edilmiştir. Sayısal sonuçlar ise radyal yatak için uygun dizayn değerleri elde etmek için kullanılmıştır.

Şekil 3.20’de kullanılan radyal yatak test sisteminde krank mili mekanik kayıp değerlerinin çok az bir değişiklik ile orijinal durumundaki kayıpları test edilmiştir. Krank eksantrik muylusu yerine krank ile birlikte eş merkezli dönecek bir muylu yerleştirilmiştir. Krank muylusu üzerindeki motor ise muyluya kaplin bağlantısı ile bağlanmıştır. Krank muylusu ile biyel kolu arasında bulunan bilyalı rulman ile biyel kolu sabit tutulmuştur. Pnömatik silindir sayesinde statik yük kranka iletilmiştir. Yatak yüzey sıcaklıkları dört farklı noktadan tespit edilmiştir.

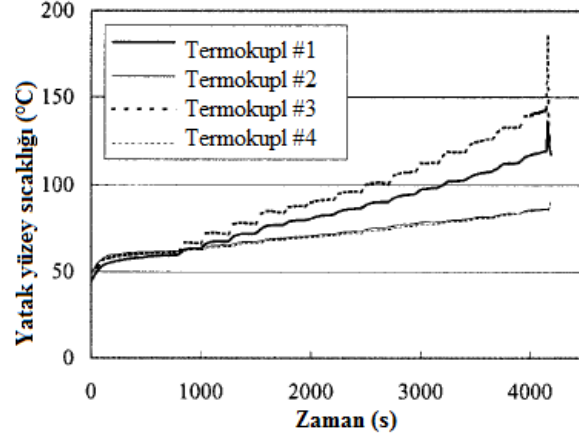


Şekil 3.20 : Radyal yatak test mekanizması şematik gösterimi.

Pnömatik yükler Şekil 3.21’de el ile yatak sıcaklıkları rejime ulaştığı zaman artırılmıştır. Yatak sıcaklıklarının rejime gelme durumları ise Şekil 3.22’de gösterilmiştir.

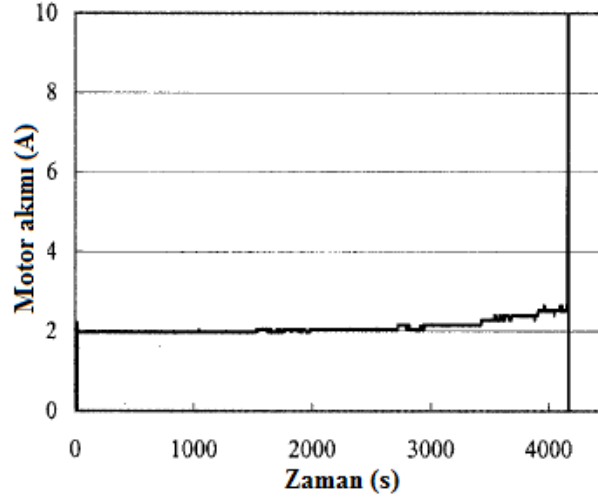


Şekil 3.21 : Pnömatik yükün zamanla değişim grafiği.



Şekil 3.22 : Yatak yüzey sıcaklıkları.

Yatağa etkiyen yük, yatak yük taşıma kapasitesinin üzerine çıkınca yataklardaki mekanik kaybı ifade eden motor akımı Şekil 3.23'te görüleceği gibi aşırı biçimde artmış ve motor otomatik olarak durmuştur.



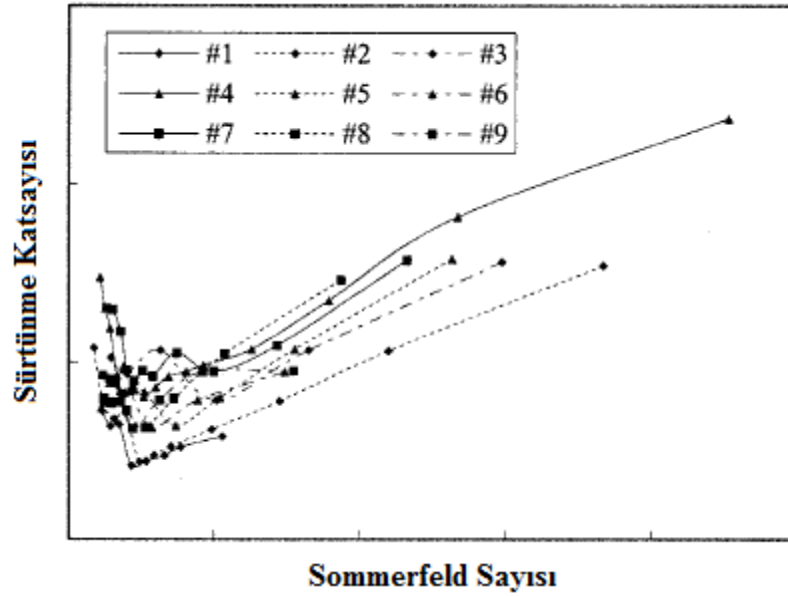
Şekil 3.23 : Motor akımının zamana bağlı değişimi.

Çizelge 3.3'te ifade edilen parametreler ile yatak boyutlarının ve çalışma koşullarının yatak performansına etkisi gösterilmiştir.

Çizelge 3.3 : Test sisteminde uygulanan koşullar ve test sayıları.

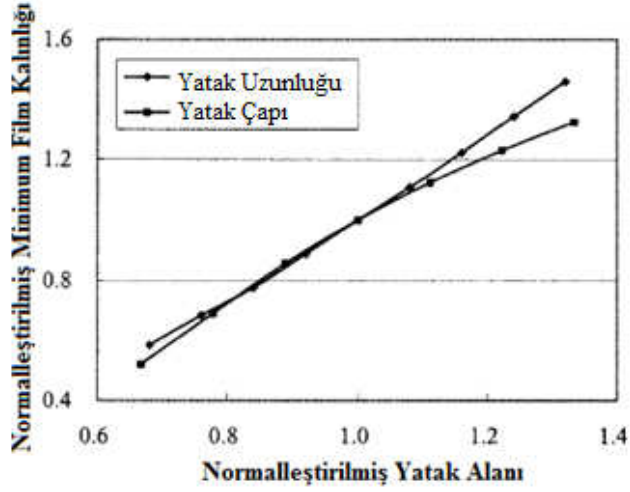
Test Numarası	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Taban Yağ Sıcaklığı (°C)	50	50	50	60	60	60	80	80	80
Yatak Boyu (mm)	12.5	11.0	9.5	12.5	11.0	9.5	12.5	11.0	9.5

Kompresör krank yatağında yüzey pürüzlülüğü etkisini azaltmak için krank yataklarında test öncesi alıştırma yapılmıştır. Elde edilen test sonuçlarından radyal yatak karakteristiği Sommerfeld sayısına ve sürtünme katsayısına bağlı olarak elde edilmiştir. Viskozite değerini belirlemek için yatak yüzeylerinden ölçülen sıcaklık değerleri kullanılmıştır. Yatak yükü ise pnömatik yükten elde edilmiştir. Sürtünme katsayısı motor akımı, kuvvet ve yatak yarıçapından elde edilmiştir. Şekil 3.24'te test koşulları olan farklı yatak boyları ve farklı yatak sıcaklıklarında yatak karakteristiği gösterilmiştir.

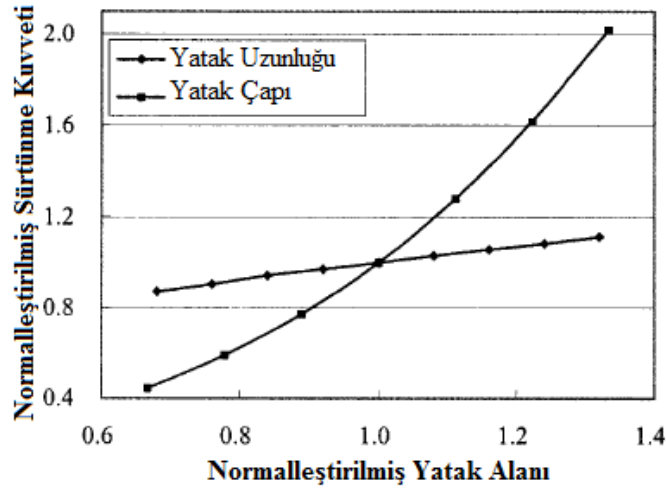


Şekil 3.24 : Deneysel sonuçlardan yatak karakteristiğinin çıkarılması.

Booker'ın (1989) statik yük altında minimum film kalınlığını inceleyen ve sürtünme katsayısını belirleyen çalışmasından yararlanılmıştır. Yatak çevresindeki film basıncının dağılımı ise Reynolds denkleminde elde edilmiştir. FEM (Sonlu elemanlar yöntemi/Finite elements method) ile Murty'nin (1984) metodu kullanılarak çözdürülmüştür. Krank atalet terimleri ihmal edilerek korunum denklemleri ile krankın konumu bulunmuş ve bu konum, Reynolds denklemi ile doğrulanarak çözdürülmüştür. Şekil 3.25 ve Şekil 3.26'da yatak boyu ile yatak çapı değişiminin sürtünme katsayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yatak çapının minimum film kalınlığı oluşturmada etkisi daha fazla ancak sürtünme kaybına etkisi yatak uzunluğuna göre daha düşük olmuştur. Sonuç olarak yatak boyunun uzatılması ve yatak çapının artırılması gerekliliği vurgulanmıştır [13].



Şekil 3.25 : Yatak boyu ve çapının minimum film kalınlığına etkisi.

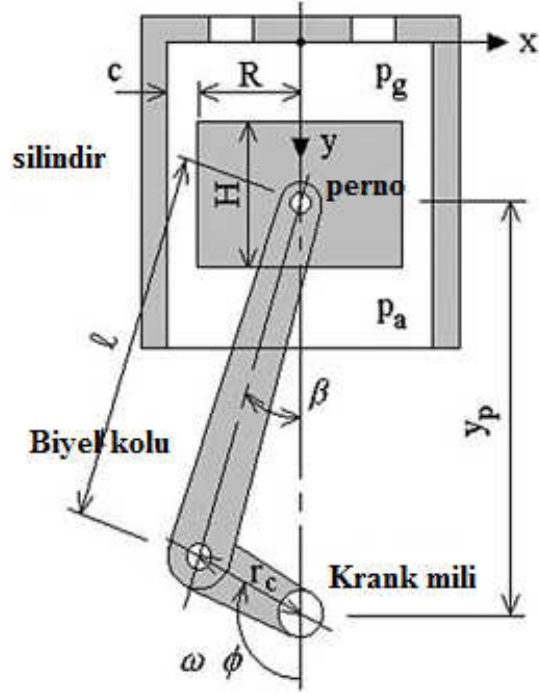


Şekil 3.26 : Yatak boyu ve çapının sürtünme kuvvetine olan etkisi.

3.5 Diğer Yataklarda Mekanik Kayıp Modelleme Çalışmaları

Krank yatakları dışında kompresörde başka yataklarda bulunmaktadır. Bu yatakların kuvvet, yağ viskozitesine karşı gösterdiği davranışı ile mekanik kayıp değerleri gibi bir çok parametre araştırmacılar tarafından incelenmiştir.

Cho ve Moon (2004), piston-silindir mekanizmasında pistonun yağ filmi üzerindeki dinamik etkileri, farklı krank açılarında hesaplanmıştır. Pistonun ikincil hareketi nedeniyle sürtünme kaybı ve yağ filmi incelenmiştir. Sonlu elemanlar metodu kullanılarak yağ filmi kalınlığı hesabı yapılmış ve piston hareketi geometrik olarak hesaplanmıştır. Piston-silindir mekanizması Şekil 3.27'de gösterilmiştir.



Şekil 3.27 : Piston silindir hareket mekanizması [14].

Şekil 3.27’de ifade edilen parametreler Çizelge 3.4’te ayrıntılı olarak sunulmuştur.

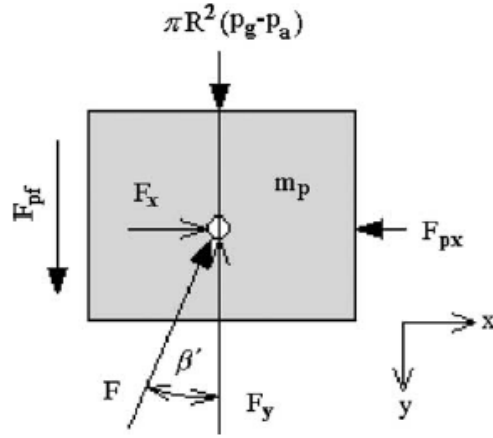
Çizelge 3.4 : Piston silindir mekanizması değişkenlerinin açıklamaları [14].

R	Piston yarıçapı (mm)
H	Piston yüksekliği (mm)
V_p	Piston hızı (m/s)
y eksen	Silindir eksenine paraleldir.
z eksen	Silindir perno eksenine paraleldir.
P_g	Piston üzerindeki soğutucu gaz basıncı ($\times 10^5$ Pa)
P_a	İç gaz basıncı ($\times 10^5$ Pa)
C	Silindir ile piston yarıçapı farkı (mm)
L	Biyel uzunluğu (merkezler arası) (mm)
ω	Krank açısal hızı (rpm)
ϕ	Krank dönme açısı ($^\circ$)

Yağ filmi basıncında kullanılması için pistonun konumu açıya bağlı olarak ifade edilmiş ve konumun zamana bağlı türevi ise pistonun krank açısına bağlı olarak hızını vermiştir. Hızın tekrar zamana bağlı türevi alınarak ivme formülasyonuna

geçilmiş ve elde edilen korelasyon FEM ve “five point formula” ile çözüme hazır hale getirilmiştir.

Piston üzerine etkiyen kuvvetlerden sürtünme kuvveti değerini hesaplamak için Şekil 3.28’de ifade edilen serbest cisim diyagramı kullanılmıştır.



Şekil 3.28 : Piston üzerine etkiyen kuvvetlerin şematik gösterimi.

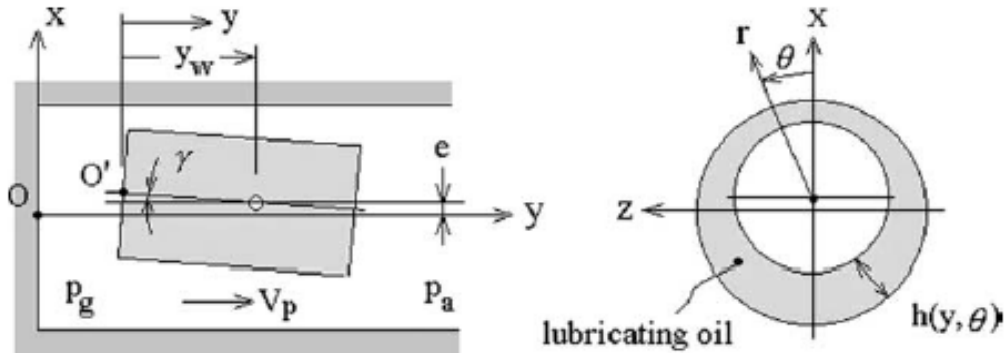
Piston serbest cisim diyagramında kuvvet bileşenleri dengesi gösterilmiştir. F_{px} ve F_{pf} kuvvetleri sürtünme kuvvetlerini, F_x ve F_y ise biyel koluna gelen ayrıklaştırılmış kuvvetleri ifade etmektedir.

Şekil 3.29’da yağlayıcı basınç alanını radyal tolerans ile birlikte göstermek için, piston üst yüzeyinin merkezine silindirik koordinat sistemi yerleştirilmiştir.

e : Piston eksantrisitesi

γ : Piston eğilme açısı

Piston çevresinde % 100 yağlayıcı film tabakası oluşmuş kabul edilmiştir.



Şekil 3.29 : Piston silindir mekanizmasının radyal açıklıkta yağlama sistemi.

Akış sıkıştırılmaz laminer akış alınmaktadır. r yönündeki basınç dağılımı yarıçapın eksenal kaçıklıktan çok büyük olması nedeni ile ihmal edilmiştir. Yağlayıcının iç ve kütlelesel kuvvetleri ihmal edilmiş, yağlayıcı basıncı sıkıştırılmaz “Navier-Stokes” un eşitliği ile çözdürülmüştür. Sınır koşulları aşağıdaki gibi verilmiştir:

- Piston ÜÖN’da iken basınç, gaz basıncına eşit, piston alt ölü noktada (AÖN) iken basınç, muhafaza içerisindeki basınca eşit alınmıştır.
- Krank açısı 0° ve 180° için basıncın açıya bağlı değişimi sıfır olarak ifade edilmiştir.

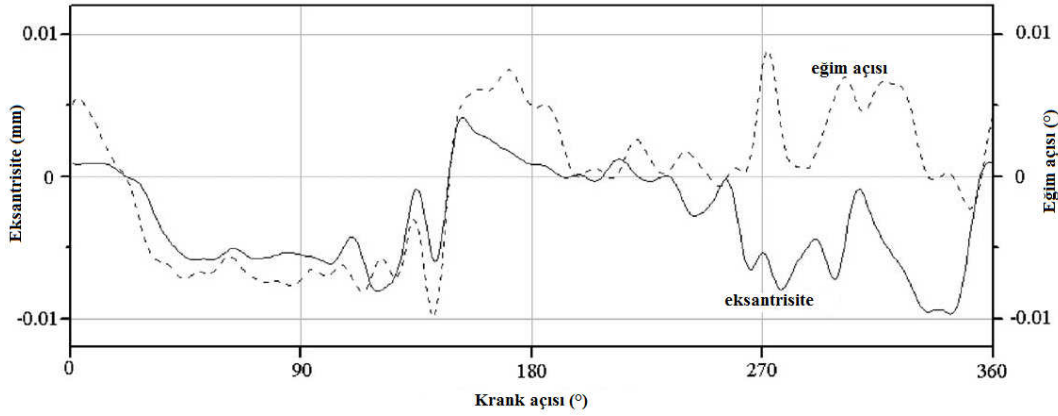
Yağ filmi kalınlığı hem konuma hemde açıya bağlı olarak elde edilmiştir. Eksantrisiteyi ve pistondaki sürtünme kaybını hesaplamak için kullanılan parametreler ve boyutları Çizelge 3.5’te sunulmuştur.

Çizelge 3.5 : Hesaplamalarda kullanılan parametreler ve değerleri.

	Parametreler	Veriler
Geometri	Krank mili yarıçapı r_c (mm)	7.5
	Biyel kolu uzunluğu, l (mm)	40
	Radyal açıklık, c (mm)	0.01
	Piston uzunluğu, H (mm)	24
	Perno uzaklığı y_w (mm)	9
	Silindir iç çapı R_c^i (mm)	11.01
	Silindir yüksekliği, H_c (mm)	45
	Piston yarıçapı, R (mm)	11
Diğer	Açısal Hız, ω (dev/dak)	3600
	Yağ viskozitesi, μ (Pa s)	0.02
	Gaz basıncı $p_g^{\min} \sim p_g^{\max}$ ($\times 10^5$ Pa)	0.928 ~ 8.619
	Yakınsama toleransı, ϵ_p	1.0×10^{-4}
	Zaman aralığı, Δt (s)	4.63×10^{-7}

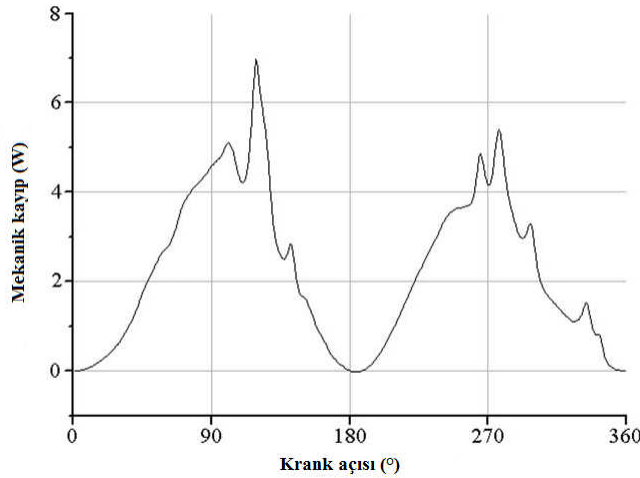
Elde edilen çözümler içerisinde piston kuvvetleri hesaplanmıştır. Ayrıca biyel kolundan gelen F_y kuvveti hesaplanmış gaz kuvveti ile uyumluluğu görülmüştür. Pistonun KDA açısına göre eksantriklik değeri ile eğimi grafiksel olarak

Şekil 3.30'da gösterilmiştir. Maksimum eksantriklik piston ÜÖN civarında oluşmuştur. Piston eğimi ise maksimum $\alpha=140^\circ$ de görülmüştür.



Şekil 3.30 : Piston eksantrikliği ve eğiminin krank açısına bağlı değişimi.

Krank açısına bağlı olarak mekanik kayıp değeri Şekil 3.31'de gösterilmiştir. $\Phi=90^\circ$ ve $\alpha=270^\circ$ açılarında mekanik kayıp değerleri artış göstermiştir. Ortalama mekanik kayıp değeri 2.25 W çıkmıştır. Yağ filmi kalınlığını, piston basıncı, eksantriklik ve eğimin etkilediği bu çalışmada gösterilmiştir [14].



Şekil 3.31 : Krank açısına bağlı anlık mekanik kayıp değişimi.

Duyar ve Dursunkaya (2006), kompresör piston-perno yatağında aşınmanın azaltılmasına yönelik çalışma yapmıştır. Çalışmada elasto-hidrokinamik yağlama rejimi altında yatak yüzeylerinde aşınmayı etkileyen parametreler incelenmiştir. Archard yasasından sınır yağlama koşullarında aşınma oranı bulunmuştur. Bu çalışmada Arçelik TE165 hermetik kompresörünün perno yatağı incelenmiş, yağlama problemi için piston-krank dinamikleri yağlama dinamiğinde, elsto-hidrokinamik yağlama, sınır yağlama ve elastik deformasyon eş zamanlı incelenmiştir. Sınır

yağlama basıncından aşınma oranına geçilmiştir. Çalışmada ayrıca bilgisayar kodu da kullanılmıştır.

Pernoda elasto-hidrokinamik yağlama koşulları için Reynolds eşitliğinden basınç dağılımı hesaplanmıştır. Radyal yönde deformasyon olduğu kabulü yapılmış diğer bölgedeki deformasyonlar ihmal edilmiştir.

Radyal yöndeki elastik deformasyonlar hidrokinamik ve sınır basınçları cinsinden verilmiştir. Film kalınlığı ile radyal deformasyon arasında matematiksel bağıntı kurulmuştur. Modelde pernoya, piston AÖN'da iken emme basıncı etkili olmuştur. Kavite bölgesi için Half-Sommerfeld durumu geçerli olduğu vurgulanmıştır. Kavite bölgesindeki basınçta emme basıncına eşit alınmıştır.

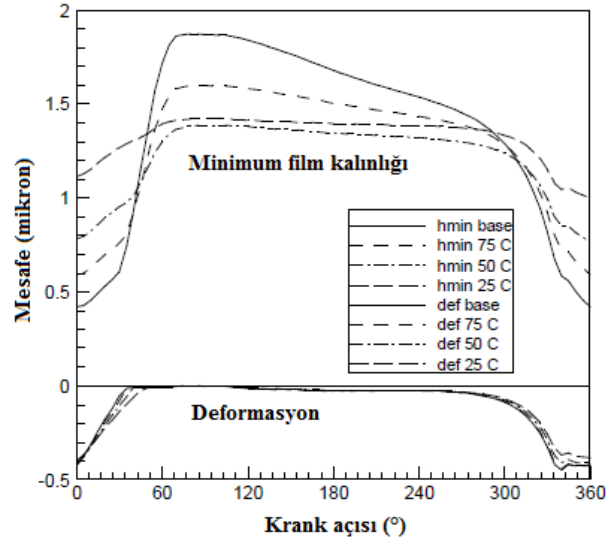
Küçük toleranslar sebebiyle perno tarafında sınır yağlama rejimi görülme olasılığı yüksek bulunmuştur. Bütün eşitlikler Reynolds eşitliğinde toplanarak yazılmıştır. Sayısal olarak aşağıdaki ifade edilen adımlar kullanılmıştır:

- Herbir zaman aralığı için iterasyon ile milin yörüngesi tahmin edilir ve eş zamanlı basınçlar, deformasyonlar çözdürülür.
- Kuvvet dengesi için Newton-Raphson metodu kullanılarak çözüm yapılmıştır.
- Elde edilen kuvvetler sınır ve hidrokinamik basınçların birleştirilmesi sonucunda oluşmuştur.
- Çözüm bir sonraki zaman adımı için girdi olmuştur.

Aşınma modeli olarak Archard'ın eşitliği kullanılmıştır. Archard yasasında etkiyen yük ve hız zamandan bağımsız olduğu için zamana ve basınca bağlı ortalama aşınma oranı korelasyonu ile çözüm yapılmıştır.

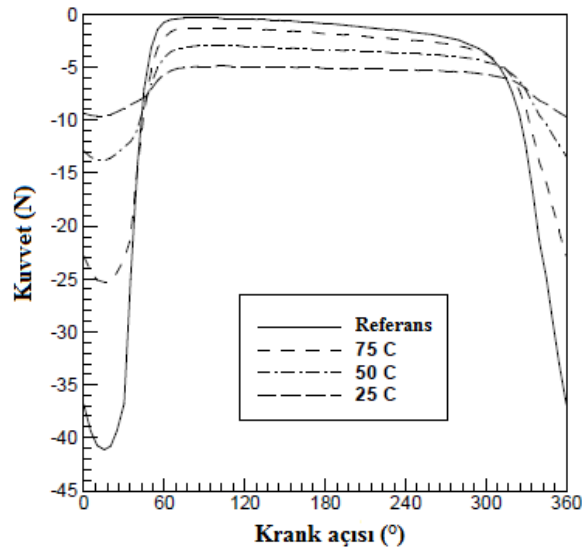
ASHRAE şartları altında çalışan kompresörün yükü dikkate alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Modelde ilk olarak viskozitenin etkisi incelenmiştir. 100°C yağ sıcaklık değeri, referans viskozite değeri olmuştur. 75°C, 50°C ve 25°C yağ sıcaklıklarında viskozite etkisi Şekil 3.32'de irdelenmiştir. Sıcaklık düştüğü andan itibaren viskozite artmış ve perno yatak içerisinde yavaşlamıştır. Viskozite yükselmesiyle birlikte perno, yatak ile eş eksenli dönmeye başlamıştır. Piston ÜÖN civarında iken yatağa maksimum kuvvet etki etmiş ve pernonun yatak ile teması muhtemel olduğu

vurgulanmıştır. Şekil 3.32’de viskozitenin deformasyona etkisi tam olarak görülememiştir.



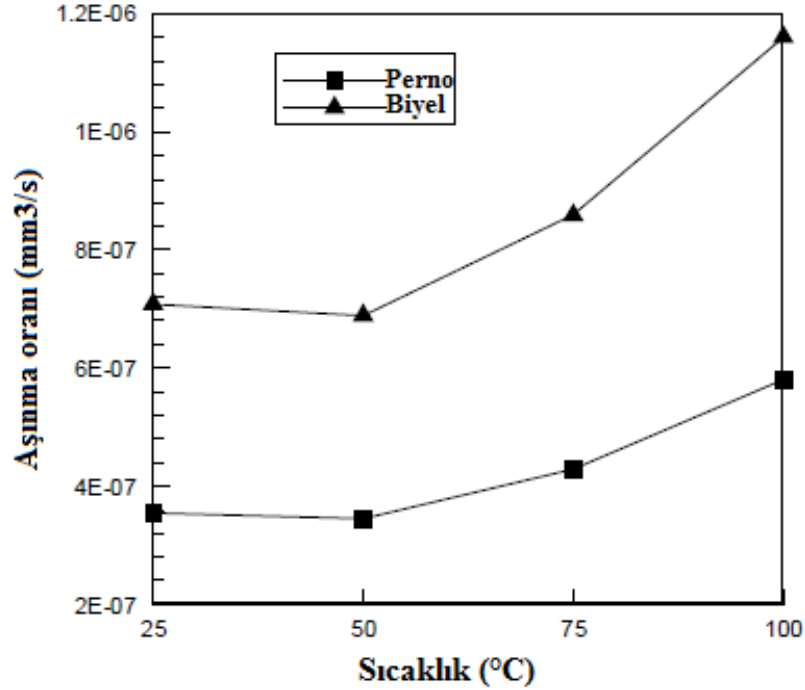
Şekil 3.32 : Modelde viskozite etkisi.

Viskozite arttığı zaman yatağa etkiyen kuvvetlerde azalmaktadır. Şekil 3.33’te viskozitenin temas kuvvetlerine etkisi gösterilmiştir. ÜÖN yakınlarında referans ölçümünde sınır temas kuvvetleri yüksek görülmüş ve diğer noktalarda bu kuvvet değerleri düşük hesaplanmıştır. Azalan viskozite değeri ile birlikte ÜÖN civarında sınır temas kuvvet değeri azalmış, diğer noktalardaki kuvvet değerlerinin ise arttığı vurgulanmıştır. Ancak viskozitenin düşmesiyle aşınma oranı azalmıştır. 50°C ve üzerindeki sıcaklıklar için; viskozitenin artması ile ÜÖN’deki aşınma oranının değişimi diğer noktalardaki aşınma oranının değişiminden fazla olduğu görülmüştür.



Şekil 3.33 : Viskozitenin sınır temas kuvvetlerine etkisi.

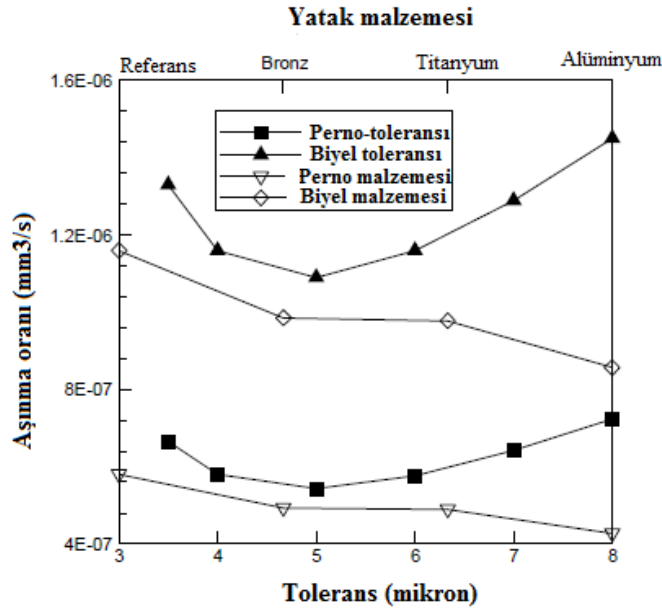
Şekil 3.34'te ortalama aşınma oranlarının sıcaklığa bağlı değişimi gösterilmiştir. Kompresörün referans durum için yapılan testte, perno ve yatağında aşınma bölgeleri ve aşınma izleri görülmüştür.



Şekil 3.34 : Yağ sıcaklığının ortalama aşınma oranına etkisi.

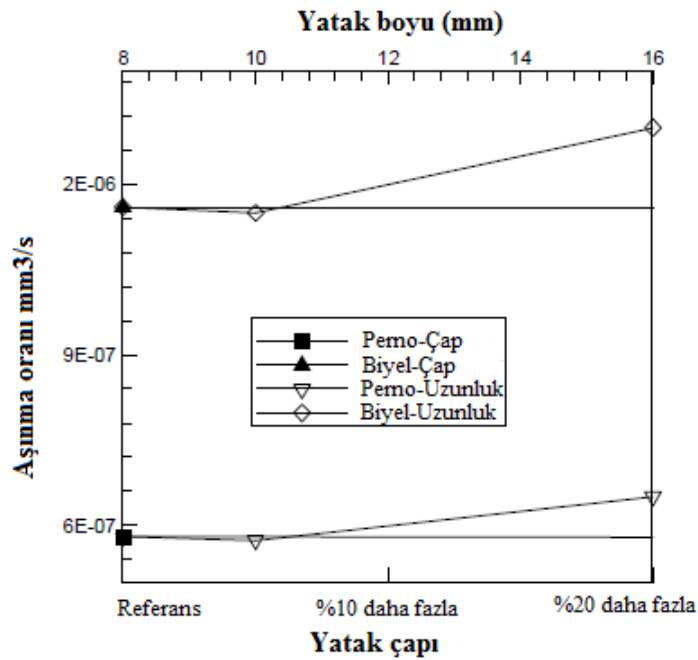
Tolerans değerinin performansa etkisini irdelemek için referans tolerans değeri olan 4 µm değerini 3.5, 5, 6,7 ve 8 µm olarak değiştirilmiştir. Tolerans değerinin azaltılması ÜÖN tarafındaki sınır temasını azaltmıştır. Tolerans değişiminin deformasyona etkisi olmadığı görülmüştür. Şekil 3.35'te tolerans değerinin aşınma oranına etkisinde; 5 µm civarındaki tolerans değerlerinde aşınma oranı en az değerinde olduğu görülmüştür. 3.5 µm tolerans değerinde ise ÜÖN sınır temas kuvvetleri en küçük değeri göstermiştir. Perno malzemesi olarak ayrıca alüminyum alaşımı, bronz ve titanyum malzemeleri kullanılmıştır. Referans malzeme ise diğer malzemelerden daha katıdır. Minimum film kalınlığı en az alüminyum alaşımlı pernodan görülmüştür. Alüminyumun düşük elastiklik modülüne sahip olması ile yatak içerisinde daha kolay şekil alabilmiş ve aşınma oranı düşmüştür.

Yatak çapının %10 ve %20 civarında arttırılması, hidrodinamik basınçların da artmasına neden olmuştur. Yatak çapının arttırılması ile minimum film kalınlığı artmış ve maksimum sınır temas kuvvetinin %20 kadar azaldığı ifade edilmiştir.



Şekil 3.35 : Tolerans değerinin ve perno malzemesinin aşınma oranına etkisi.

Şekil 3.36’da ifade edildiği gibi yatak çapının arttırılması temas kuvvetlerini azaltmış ancak çap arttırıldığı halde oluşabilecek temas kuvvetleri de artmıştır. Böylece aşınma oranlarında kesin olarak bir değişme olacağı söylenememiştir.



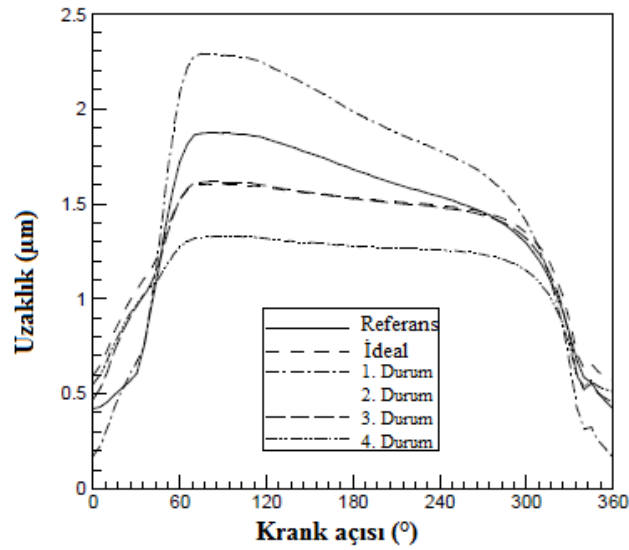
Şekil 3.36 : Yatak çapının ve uzunluğunun ortalama aşınma oranına etkisi.

Yatak uzunluğunu arttırılması ile yatak alanı otomatik olarak artmış ve yatak hidrodinamik yağlama koşulları altında çalışmaya başlamıştır. Yatak çapının arttırılmasıyla yine aynı etkiyi görülmektedir. Yatak boyunun uzatılması, biyel ve pernodan aşınma oranını arttırmıştır.

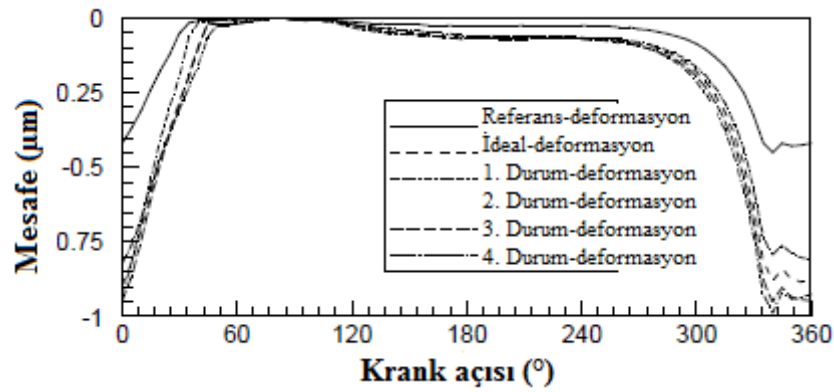
Optimizasyon için Çizelge 3.6’da ifade edilen orijinal duruma göre değiştirilmiş parametreler incelenmiştir. Şekil 3.37, Şekil 3.38 ve Şekil 3.39’da ideal değerler için ÜÖN civarında minimum tolerans değişmemiş, deformasyon miktarı artmıştır. Perno ideal durum değerleri için sınır temas kuvvetleri 40 N’den 7 N’a düşmüştür.

Çizelge 3.6 : Referans ve değişken parametreler.

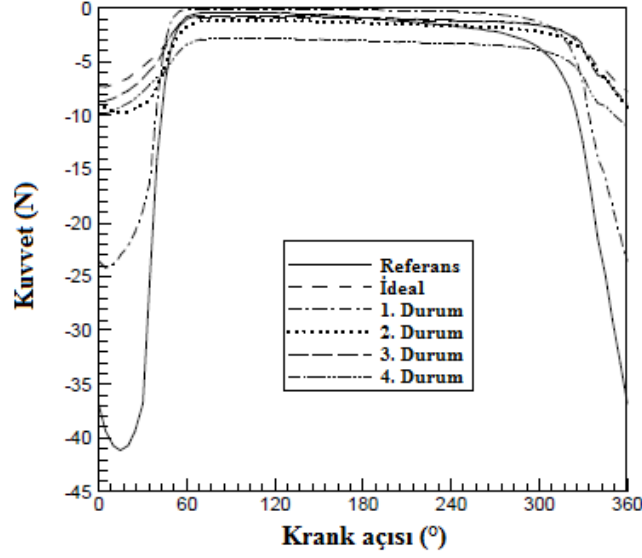
Durum	Sıcaklık (°C)	Malzeme	Çap	Tolerans (µm)
Referans	100	Çelik	7.9324 mm	4
İdeal	50	Alüminyum	% 10 arttırılmış	5
1. Durum	100	Alüminyum	% 10 arttırılmış	5
2. Durum	50	Çelik	% 10 arttırılmış	5
3. Durum	50	Alüminyum	7.9324 mm	5
4. Durum	50	Alüminyum	% 10 arttırılmış	4



Şekil 3.37 : Minimum film kalınlığı değişimi.



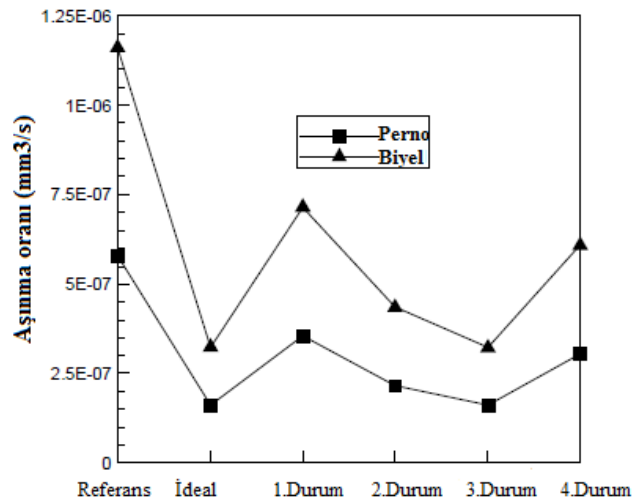
Şekil 3.38 : Maksimum deformasyon.



Şekil 3.39 : Sınır temas kuvvetleri.

Benzer şekilde Şekil 3.40'ta ortalama aşınma miktarları ideal duruma göre üçte birine azalmıştır. Bütün dizayn modelleri aşınmayı önlemede iyi bir etki göstermiştir. Uygulanabilirlik açısından en kolay dizayn 1. Durum dizaynı olmuş ve aşınma oranlarında yaklaşık %50 azalma görülmüştür. Çelik perno kullanımı alüminyuma göre %35 daha fazla aşınma göstermiştir. İdeal durum ile 3. Durum arasında aşınma oranlarında fazla fark görülmemiştir. Böylece çap artışının ideal duruma etkisinin fazla olmadığı sonucuna varılmıştır. 4. Durumda ideal duruma göre aşınma oranı tolerans farkından dolayı %80 fazla çıkmıştır.

Sonuç olarak aşınma oranını azaltmak için yağ sıcaklığını azaltmak, mil çapını arttırmak ve daha uyumlu çalışan malzeme seçilmesi gerektiği belirtilmiştir [15].



Şekil 3.40 : Ortalama aşınma oranı.

4. DENEY SİSTEMİ

Bu tez çalışmasında ise, radyal ve aksel yatak alanlarının azaltılması ile birlikte düşük viskoziteli yağ kullanımının ve farklı sıcaklıktaki mekanik kayıp, film kalınlığı değerlerinin etkileri incelenmektedir. Radyal yöndeki yatak alanının azaltılması yatak boyunun kısaltılması ile aksel yöndeki yatak alanının azaltılması ise rulman eklenerek sağlanmıştır. 40°C ve 60°C yağ sıcaklığı ile 5 cSt ve 10 cSt yağ viskozitelerinde incelenmiştir.

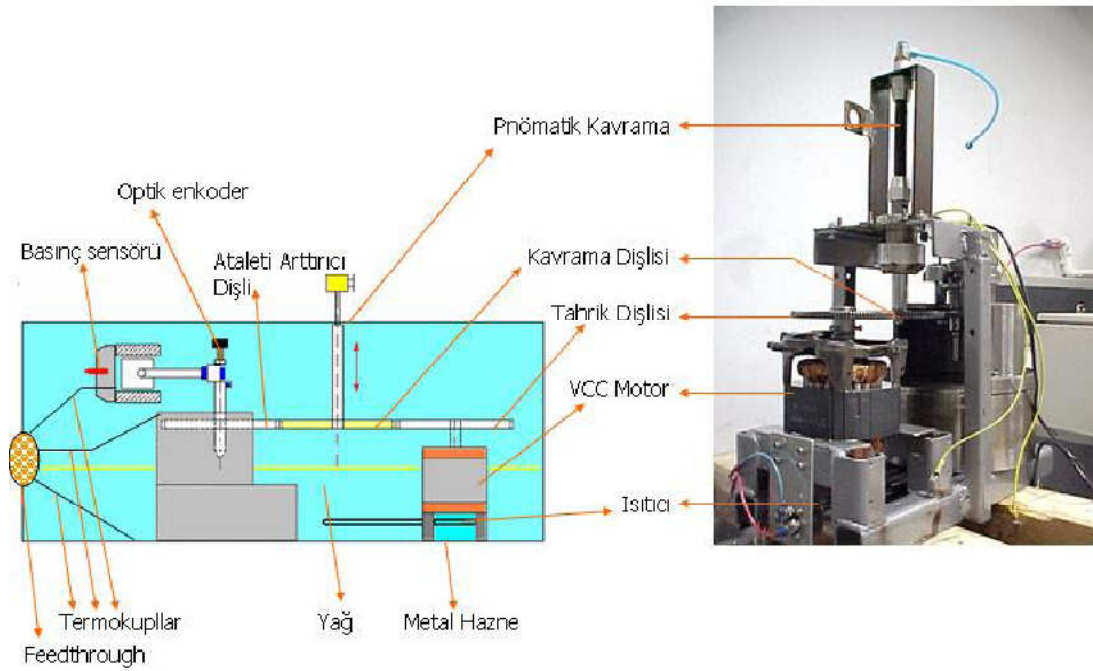
4.1 Ölçüm Sistemleri

Tez kapsamındaki deneysel çalışmalarda atalet kuvvetleri ve yavaşlama ivmesi ile mekanik kayıpların tespitinde kullanılan test cihazı (Ölçüm sistemi-1) ile elektriksel kayıpların ayrıştırılması ile sürtünme kuvvetlerinin deneysel tespit cihazı (Ölçüm sistemi-2) kullanılmaktadır.

4.1.1 Ölçüm sistemi-1

Ölçüm sistemi-1 de kompresör yataklarında toplam mekanik kaybın yüklü durumda (piston tarafında sıkıştırma işlemi yapılması durumudur.) ölçülmesini sağlayan bir deney düzeneğidir. Şekil 4.1'de prensip şeması olarak gösterilen Ölçüm sistemi-1 içerisinde metal hazne ve hazne içerisinde belirli bir yükseklikte bulunan kompresör orijinal yağı bulunmaktadır. Sistem içerisindeki yağ seviyesi, kompresör krank milinin yağ pompasının batırıldığı düzeye kadar olması gerekmektedir. Sistemde soğutucu gaz yerine ortam havası kullanılmaktadır. Kompresör yağını istenilen sıcaklığa ulaştırmak için sisteme entegre edilmiş ısıtıcı kullanılmaktadır. Ölçüm sistemi metal hazne içerisinden tamamen çıkarılıp indirilebilmesi için birleşik olarak tasarlanmıştır. Ölçüm sisteminde elektromotor ve elektromotora üst kısımdan bağlı tahrik dişlisi bulunmaktadır. Tahrik dişlisi ile tamamen aynı boyut ve ağırlıkta iki dişli daha bulunmaktadır. Tahrik dişlisini karşılayan ilk dişli kavrama dişlisidir. Kavrama dişlisi, pnömatik kavrama ile aşağı ve yukarı hareket edebilecek şekilde tasarlanmıştır. Kavrama dişlisini karşılayan diğer bir dişli ise atalet arttırıcı dişlidir. Atalet arttırıcı dişli ölçümü yapılacak kompresör gövdesi krank miline sıkı geçme

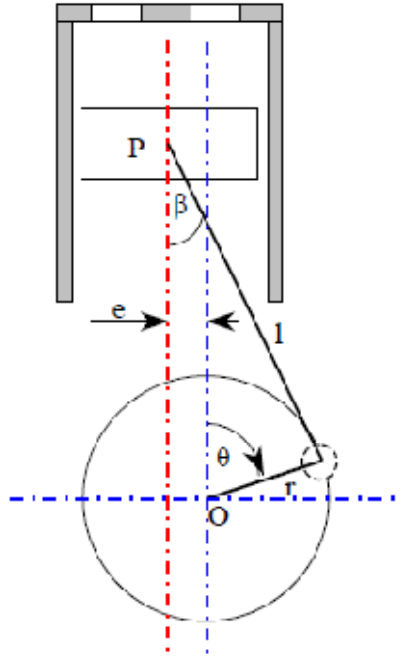
olarak tasarlanmıştır. Şekil 4.2’de sunulan tüm yatakları içinde barındıran kompresör gövdesi sistem kaidesine sıkı biçimde montajlanmaktadır. Gövdede silindir içerisinde bulunan piston önündeki basıncı ölçmek için basınç sensörü kullanılmaktadır. Basınç sensörü silindir kafası içerisine sızdırmazlık sağlanacak şekilde yerleştirilmiştir. Basınç sensörü egzoz valf tablasında egzoz hattı üzerinde sızdırmazlık sağlanarak konumlandırılmıştır. Emme hattı ise orijinal yaprağı ile kapatılmıştır. Böylece piston tarafına emilen hava sıkıştırma sırasında sadece piston silindir etrafı ile silindir kafası çevresinden kaçabilmektedir. Bu işlem ile Pv diyagramından elde edilen pistonu etkileyen kuvveti ayarlamaktır. Krank konum ve hareketini belirlemek için krank eksantrik muylusu üzerinde enkoder konumlandırılmaktadır. Ayrıca gövde üzerinden 3 noktadan, silindir kafasından 1 noktadan, silindir içerisinden 1 noktadan ve hazne içerisinde 1 noktadan sıcaklık ölçümü yapılmaktadır. Silindir içerisinden ölçülen sıcaklık ile piston basıncı sürekli kalibre edilmektedir. Gövde sıcaklığını ayarlamak için gövde üzerinde ek ısıtıcı sarılmaktadır.



Şekil 4.1 : Ölçüm sistemi-1 bileşenleri ve genel görünüşü.

Krank açısının ve hızının belirlenmesinde kullanılan enkoderler, Şekil 4.3'te gösterildiği gibi LED ışık kaynağı ve foton detektörü içermektedir. Enkoderlerin çalışma prensibi kodlanmış bir diskten geçirilen ışık hüzmesinin, foton detektörü tarafından algılanıp elektriksel sinyallere dönüştürülmesine dayanmaktadır.

Şekil 4.4'te gösterildiği gibi krankın her bir derecelik dönüşünde silindir hacmi içindeki basınç ölçülebilmektedir. Böylece krankın bir turunda silindir içindeki basınç dağılımı elde edilmiş olur. Piston deplasmanı ile piston yüzey alanının çarpımı neticesinde piston süpürme hacmine geçilmektedir. Ancak pistonun deplasmanını belirlemeden önce sisteme piston ile krank mili arasındaki aksel kaçıklığı terimi eklenmesi gerekmektedir. Şekil 4.4'te sunulduğu üzere gövde silindir deliği ekseninin krank eksenine göre kaçık olması durumunda piston, krank açısı 0° 'de iken ÜÖN'da olmayacaktır.



Şekil 4.4 : Eksantriklik olması durumunda krank-biyel mekanizması [19].

Eksantriklik olması durumunda pistonun üst ölü noktada olduğu krank açısını $\theta_{\text{ÜÖN}}$ olarak ifade edersek piston anlık deplasmanını veren (4.1) kinematik eşitliği elde edilebilmektedir.

$$z = z_0 + (r + l)\cos\theta_{\text{ÜÖN}} - \left(r\cos\theta + l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\sin\theta - \frac{e}{l} \right)^2} \right) \quad (4.1)$$

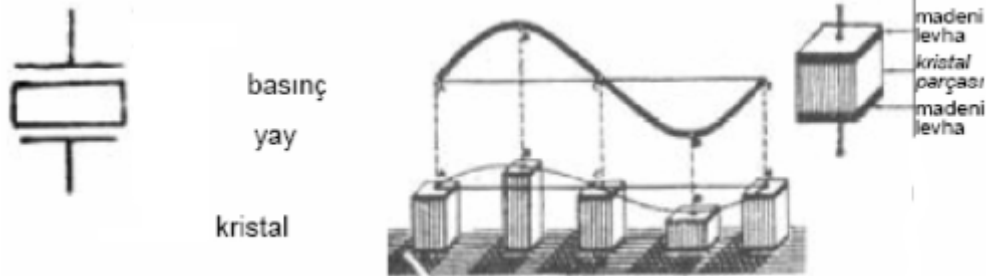
Deplasman parametreleri Çizelge 4.1'de ifade edilmiştir.

Sıkıştırma işinin belirlenmesinde bir diğer parametre olan silindir içerisindeki basınç değerinin ölçülmesi için yüksek sıcaklıklara dayanıklı minyatür basınç sensörü kullanılmaktadır.

Çizelge 4.1 : Deplasman parametreleri.

z0	Ölü hacmin piston yüzey alanına oranına karşılık gelen mesafe
r	Krank h mesafesi
l	Biyel küçük-büyük çaplı deliği merkez eksenleri arası mesafesi
$\theta_{\text{ÜÖN}}$	Piston üst ölü noktada iken krank açısı değeri
θ	Krank açısı
e	Piston-krank eksenleri arasındaki eksantriklik mesafesi

10 V luk elektrik girişinde harekete geçen sensör piezoelektrik tabanlı olarak çalışmaktadır. Basıncın elektrik akımına dönüştürülme yollarından biri de piezoelektrik olayıdır. Şekil 4.5'te piezoelektrik özellikli algılayıcılarda kuartz (quartz), roşel (rochelle) tuzu, baryum, turmalin gibi kristal yapıları maddeler kullanılmaktadır. Bu elemanlar üzerlerine gelen basınca göre küçük değerli bir elektrik gerilimi ve akımı üretmektedir. Bu elektrik akımının değeri basıncın değeri ile doğru orantılı olmaktadır. Piezoelektrik özellikli elemanlar hızlı tepki verdiklerinden ani basınç değişikliklerini ölçmede yaygın olarak kullanılmaktadır [18].

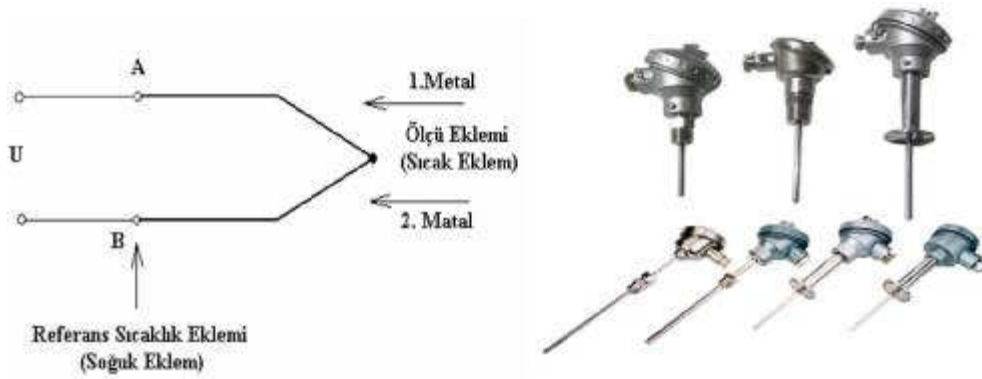


Şekil 4.5 : Piezoelektrik özellikli basınç sensörü [18].

Gövde, yağ ve silindir içerisindeki sıcaklığın ölçülmesinde kullanılan Şekil 4.6'da sunulan termokupullar gerilim ürettikleri için aktif transdüserlerdir. Çıkış gerilimleri çok düşük olduğundan, daha çok çıkışına bir gerilim yükseltici bağlanarak kullanılır. Termokupulun yapımında genellikle bakır, demir, konstantan, platin, mangan, nikel gibi metaller kullanılır [18].

Ölçüm sistemi ile elemanlarının tanıtımından sonra ölçümün yapılması ile bilgiler bu aşamada sunulmaktadır. Mekanik kayıp sisteminde ölçüme başlanması için sabit rejim şartlarının sağlanmış olması beklenir. Bu rejim şartları, ölçüm anında yağ, gövde ve silindir iç sıcaklıkları ile piston üzerine etkiyen ortalama yük değerinin

normal çalışma şartları ile uygunluğudur. Muhafazanın alt bölümüne yerleştirilen ısıtıcı vasıtasıyla yağ istenilen sıcaklık değerine getirilir. Kompresörün çalışması sırasında sirküle edilen sıcak yağ gövdeyi ve silindir cidarını ısıtmaktadır ancak gövde sıcaklığı genelde yağ sıcaklığından fazla olduğu için gövde ek bir ısıtıcı ile desteklenerek istenilen sıcaklığa getirilmektedir. Yağ içine daldırılan, gövde üzerinde ve silindir hacmi içinde konumlandırılan termokupllar (sıcaklık ölçer) bu bölgelerde sıcaklığın hassas kontrolünü sağlar [6].



Şekil 4.6 : Termokupl yapısı ve çalışma prensibi [18].

Tamamen sızdırmaz olarak imal edilmiş muhafazanın iç basıncı değiştirilerek, silindir içi ve dışı arasında oluşan basınç farkının belirlenmesi yardımıyla çalışma anında piston üzerine etkileyen ortalama yük değeri kontrol edilebilmektedir. Hazne iç basıncı hassas bir manometre yardımıyla ölçülüp, vakum pompası ile istenilen değerde ayarlanabilmektedir.

İstenilen sabit rejim şartlarının oluşturulmasının ardından, test numunesinin ayrı bir VCC motor ile yüksek frekansta bir süre çalıştırılması ile başlamaktadır. Sistem hızının rejime ulaşmasından sonra tahrik mekanizması ayrılarak kompresör kiti sürtünme kuvvetleri etkisi altında yavaşlamaya bırakılmaktadır [16]. Yavaşlama zamanının ve dolayısıyla ölçüm hassasiyetinin artırılabilmesi için sisteme, toplamda test edilecek olan kompresörün rotor ağırlığına eşit atalet eklenmektedir. Sistem, şaftın hızının ve dolayısıyla ivmesinin doğru ölçülmesi prensibine göre çalışmaktadır. Şaftın ataleti bilindiğinden şaft hızı doğru ölçüldüğünde şafta iletilen tork dolayısıyla mil gücü (4.2) ve (4.3) eşitliğinden belirlenmiş olur. Bu enerji sıkıştırma işine ve yataklardaki sürtünme enerjisine harcanmaktadır. Deney düzeneğinde enkoder ile eş zamanlı çalışan basınç sensörü yardımı ile her bir zaman

adımında piston üzerine iletilen basınç, dolayısıyla kuvvet ölçülür. Bu değer tüm bir çevrim boyunca özel bir yazılım içerisinde entegre edilerek sıkıştırma işi belirlenmektedir. Bu durumda (4.4) eşitliği yardımıyla sürtünme kayıpları hesaplanmaktadır.

$$T_{top} = J \cdot \dot{\omega} \quad (4.2)$$

$$P_{top} = T_{top} \cdot \omega \quad (4.3)$$

$$P_{top} = P_{sürtünme} + P_{piston} \quad (4.4)$$

Bu eşitliklerde şu tanımlar geçerlidir:

T_{top} : Şaft üzerindeki toplam tork [Nm]

P_{top} : Şaft üzerindeki toplam güç [W]

$P_{sürtünme}$: Sürtünme gücü [W]

P_{piston} : Piston gücü [W]

J : Şaft, rotor ve hareketli parçaların toplam ataleti [kgm^2]

$\dot{\omega}$: Şaftın açısal yavaşlama ivmesi [rad/s^2]

ω : Şaftın açısal hızı [rad/s]

Sistemin yavaşlamasına neden olan iki temel kuvvet/tork mevcuttur: Silindirde yapılan sıkıştırma işi sırasında pistonu etkileyen kuvvetlerin yarattığı tork ve sistemdeki tüm sürtünmelerin yarattığı sürtünme kuvvetidir. Bu bağlamda, her bir turdaki mekanik kayıp değeri (4.5) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$W_{loss} = P - \int p dV \quad (4.5)$$

Bu eşitliğin en sonunda yer alan terim, silindirdeki sıkıştırma sırasında piston tarafından yapılan net işi tarif etmekte ve kuvvet – yol terimleri kullanılarak da hesaplanabilmektedir.

$$W_{loss} = T_{top} \omega - \int p dV \quad (4.6)$$

Tork ifadesi için (4.2) eşitliğinin kullanılması ve açısal hız ile açısal ivme arasındaki (4.7) eşitliğinden faydalanılması durumunda, (4.5) eşitliği (4.8) ve (4.9) eşitliği gibi de ifade edilebilmektedir.

$$\dot{\omega} = \frac{\omega^i - \omega^{i-1}}{\Delta t} \quad (4.7)$$

$$W_{loss} = J\dot{\omega}\omega - \int pdV \quad (4.8)$$

$$W_{loss} = J \frac{\omega^i - \omega^{i-1}}{\Delta t} \omega^i - \int pdV \quad (4.9)$$

Bu eşitliklerde ω^i en son turdaki ortalama hızı, ω^{i-1} ise bir önceki turdaki ortalama hızı göstermektedir. Sistemdeki hız değeri ise, bir tam turun ne kadar sürdüğünün ölçülmesi, (4.10) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$\omega = \frac{2\pi}{\Delta t} \quad (4.10)$$

(4.10) eşitliğinin (4.9) denkleminde kullanılması durumunda (4.11) eşitliği elde edilebilmektedir. Bu formülasyondan görüleceği üzere, denklemin sağ tarafında yer alan atalet terimi (giriş gücü) tamamıyla zaman ölçümüne dayanılarak hesaplanmaktadır. İkinci terim ise basınç ölçümü ve enkoderden elde edilen açı sinyaline bağlı olarak hesaplanan piston konumunun bir fonksiyonudur [16].

$$W_{loss} = J \frac{(2\pi/\Delta t)^i - (2\pi/\Delta t)^{i-1}}{\Delta t^i} \frac{2\pi}{\Delta t^i} - \int pdV \quad (4.11)$$

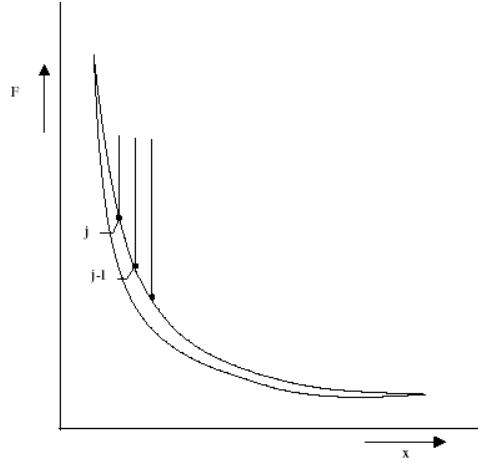
Silindir hacmi içinde oluşan basınç değeri ile pistonun yüzey alanının çarpımı pistona etkiyen kuvveti verip, Piston Yüğü – Piston Pozisyonu grafiğinin elde edilmesini sağlamaktadır. Şekil 4.7’de ifade edildiği gibi Piston Yüğü – Piston Pozisyonu eğrisinin entegrasyonu sonucu bulunan değer ile kompresör frekansı çarpıldığında her tur için piston sıkıştırma işi (4.12) eşitliğinde gösterildiği gibi elde edilmektedir [6].

$$P_{Piston} = f \cdot \int F \cdot dx = \sum_{j=1}^n \left(\frac{F_j + F_{j-1}}{2} \right) \cdot (x_{j-1} - x_j) \quad (4.12)$$

F_j : Anlık kuvvet (N),

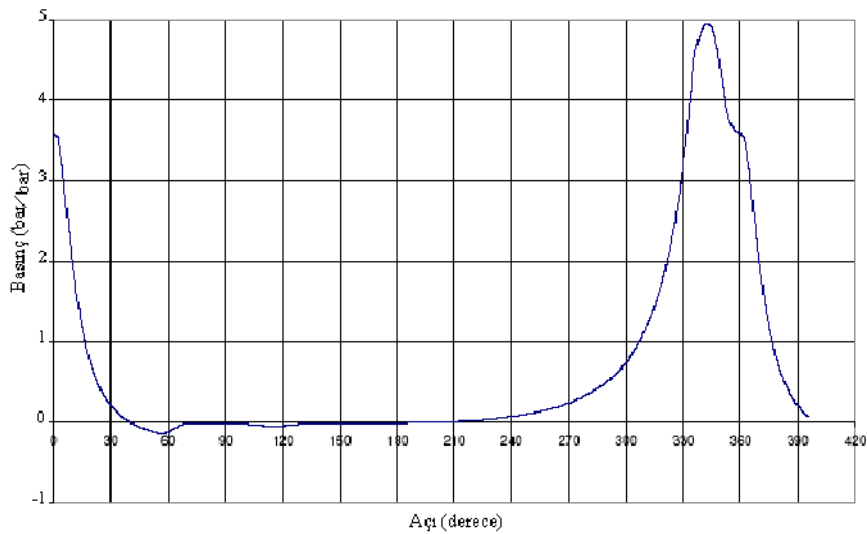
x_j : Anlık pozisyon (m)

f : Frekans



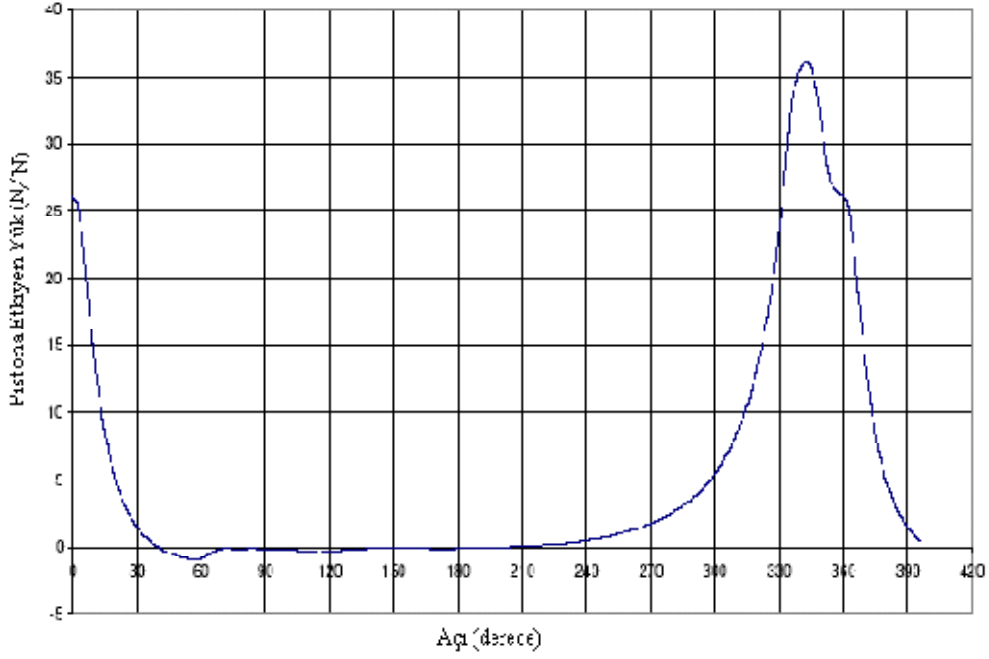
Şekil 4.7 : Kuvvet – Piston pozisyonu diyagramının entegrasyonu.

Kabul edilebilir mekanik kayıp ölçümlerinin gerçekleştirilebilmesi için çalışma anında tüm yataklar üzerine gelen yüklerin gerçeğe çok yakın olacak şekilde simüle edilebilmesi gerekmektedir. Kompresörde gazın sıkıştırılması esnasında gerçekleştirilen iş, pV (basınç-hacim) diyagramı kullanılarak bulunur. Şekil 4.8’de örnek bir mekanik kayıp ölçümü gerçekleştirilen kompresörün normal çalışma şartlarında piston üzerine etkiyen net gaz basıncının krank açısına bağlı değişimi sunulmuştur.



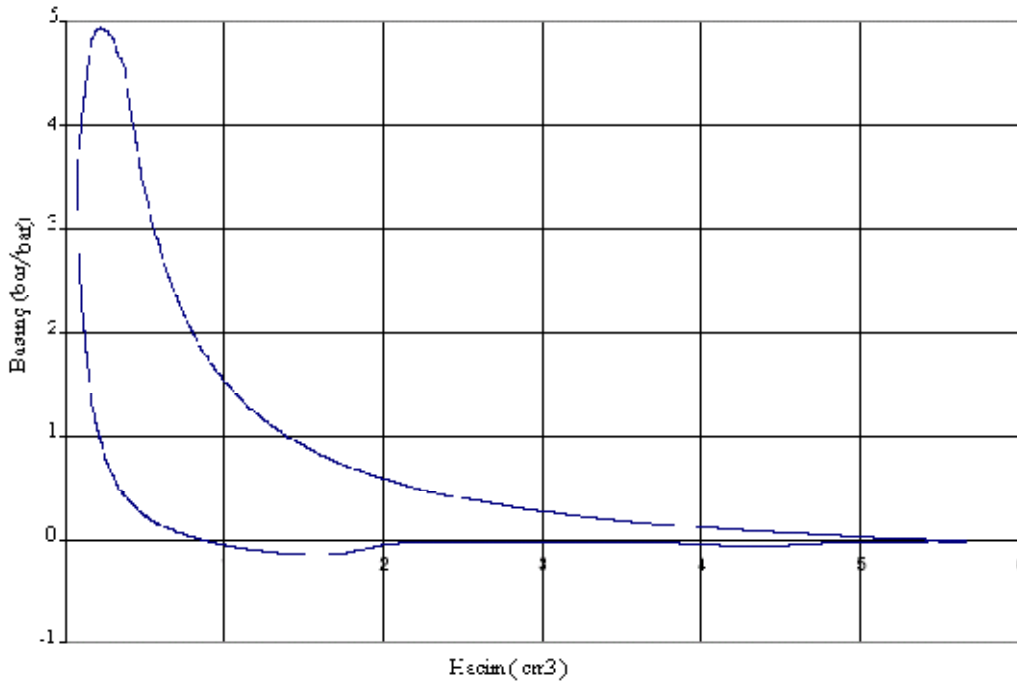
Şekil 4.8 : Normal çalışma şartlarında Basınç – Krank açısı diyagramı.

Şekil 4.9’da normal çalışma şartlarında krank açısına bağlı olarak piston yüzeyine etkileyen örnek net yük değişimi grafiği verilmiştir.



Şekil 4.9 : Normal çalışma şartlarında Piston yükü – Krank açısı diyagramı.

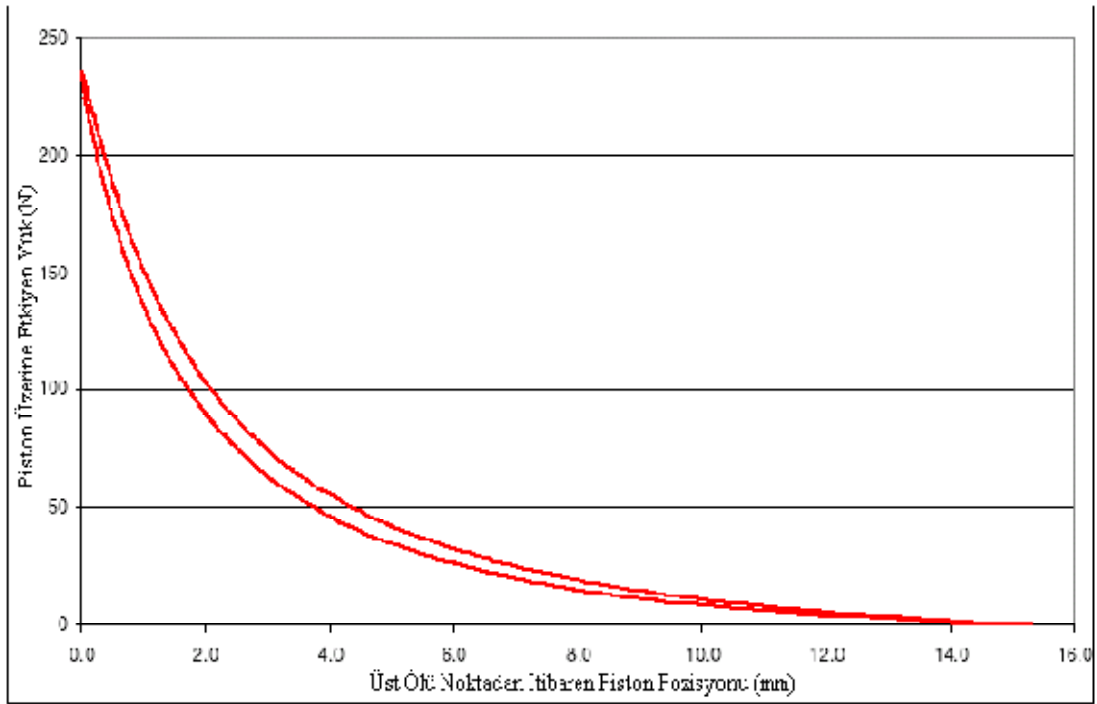
Şekil 4.10’da ise krankın bir çevrimi boyunca silindir hacmi içinde oluşan basınç değerinin silindir hacmine bağlı olarak değişimi sonucu elde edilen örnek P-V Diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.10 : Normal çalışma şartlarında P-V diyagramı [6].

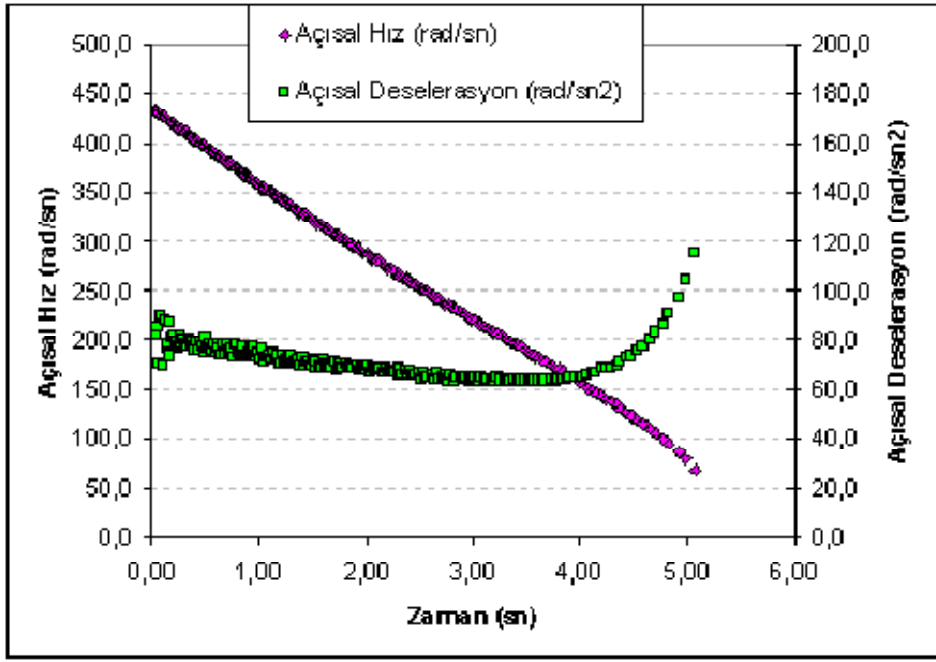
P-V diyagramının entegrasyonu ile sıkıştırma sırasında gaz üzerine yapılan iş elde edilir. Normal çalışma şartlarının en iyi şekilde simüle edilebilmesi için ölçüm yöntemi sırasında elde edilen P-V diyagramı ile Piston Yüğü – Piston Pozisyonu diyagramlarının gerçeğe çok yakın olması gereklidir.

Normal çalışma şartlarında elde edilen P-V diyagramının entegrasyonu ile elde edilen değer ve yük simülasyonu sayesinde oluşturulan Piston Yüğü – Piston Pozisyonu diyagramının entegrasyon değeri karşılaştırıldığında normalden daha düşük sıkıştırma işi gerçekleştirildiği Şekil 4.11’de görülmektedir. Sistemde sıkıştırma işinin olabildiğince küçük olması gerekmektedir. Pistonun bir nevi yay gibi çalışması gerekmektedir. Sıkıştırma işleminin çok büyük olması ölçüm sonuçlarını gerçek değere göre azaltmaktadır. Bu yüzden sıkıştırma işlemi olabildiğince küçük olmalıdır. Ancak, mekanik kaybın doğru ve kesin bir şekilde ölçülebilmesi için piston üzerine etkiyen ortalama yük değerinden sapmadan, daha düşük sıkıştırma işi oluşturulmalıdır [19].



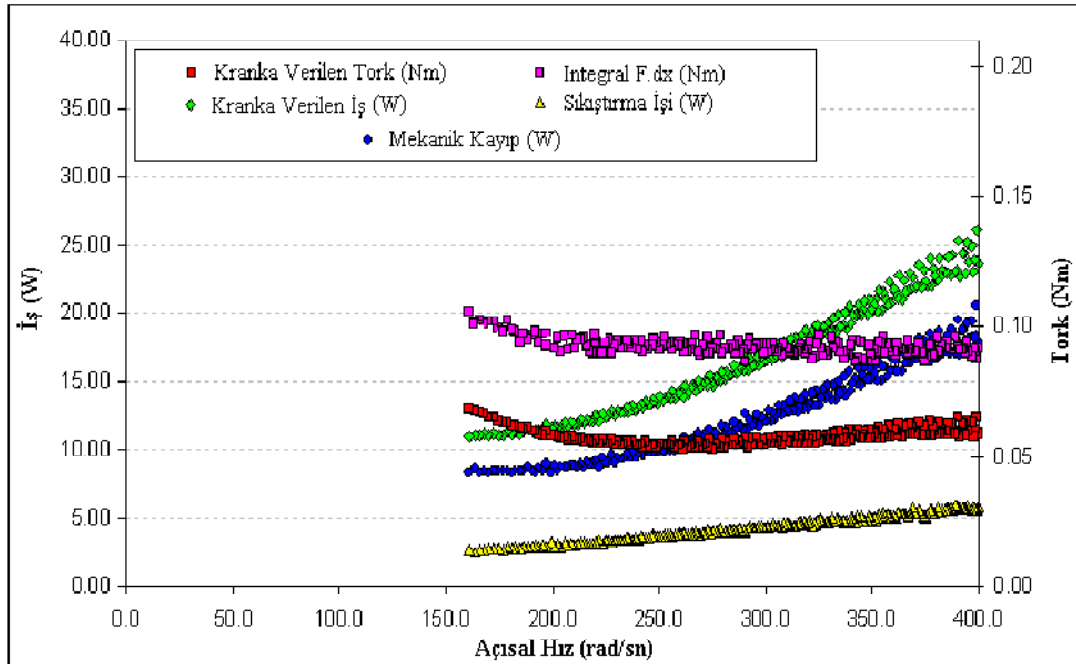
Şekil 4.11 : Elde edilen Piston yükü - Piston pozisyonu diyagramı [6].

Şekil 4.12’de de görüleceği gibi ölçümün başladığı andan krank durana kadar geçen süre içinde enkoder yardımıyla krank hızı ve krank açısı ölçülerek krankın yavaşlama ivmesi belirlenir.



Şekil 4.12 : Enkoder yardımıyla ölçülmüş krank hızı ve yavaşlama ivmesi [6].

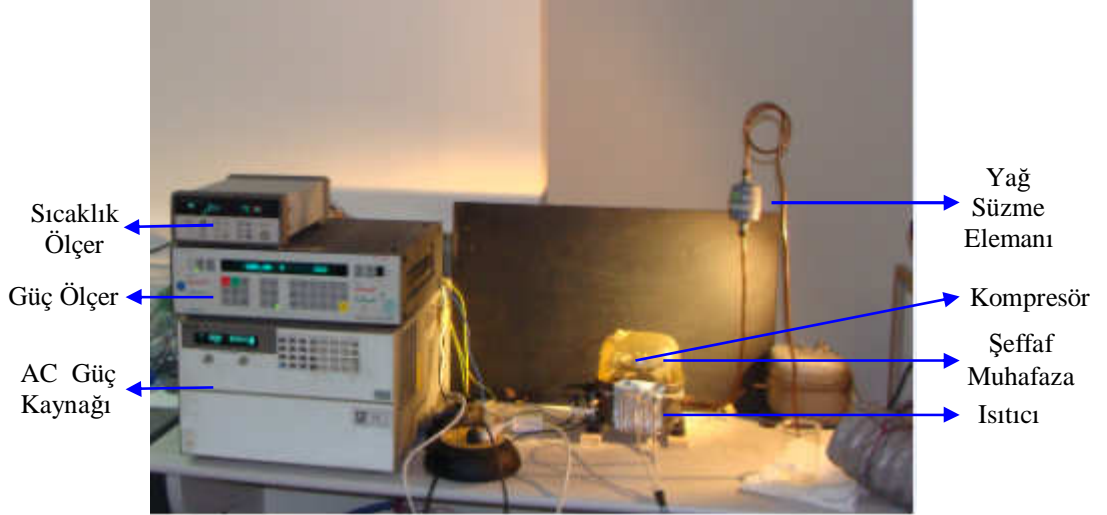
Şekil 4.13'te DC motor yardımıyla kranka verilen tork ve iş, Piston Yüğü – Piston Pozisyonu eğrinin entegrasyonu ile elde edilen sıkıştırma torku ve işi ile mekanik kayıp değerleri aynı grafik üzerinde verilmiştir. Her değer krankın farklı hızları için elde edilir. Ancak, kompresör normal çalışma şartlarında iken krankın sahip olduğu hız değerine karşılık gelen mekanik kayıp değeri okunur.



Şekil 4.13 : Kompresör yataklarında mekanik kaybın belirlenmesi [6].

4.1.2 Ölçüm sistemi-2

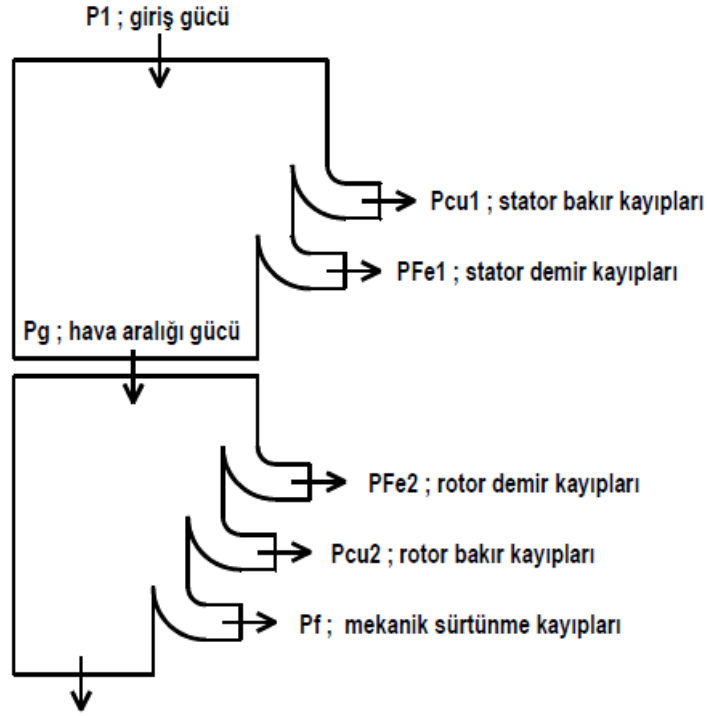
Ölçüm sistemi-2, kompresör yataklarında toplam mekanik kaybın yüksüz durumda (piston sıkıştırma işlemi yapmamaktadır.) ölçülmesini sağlayan deney düzeneğidir. Şekil 4.14'te gösterilen kompresöre gelen elektriksel gücün ayrıştırılması ile kompresör yatakları mekanik kaybın bulunmasını sağlayan ölçüm sisteminde; Kompresöre verilen gücü ayarlayan, AC güç kaynağı, onun üzerinde kompresöre iletilen gücü ölçen güç ölçer, Ölçüm Sistemi-1 deki gibi gövde ve yağ sıcaklıklarının kaydedilmesinde kullanılan sıcaklık ölçer, ölçüm yapılacak kompresör kiti ve alt muhafazanın çevresini saran rejim şartlarına hızlı bir biçimde gelmesini sağlayan ısıtıcı, gövde ve yağ sıcaklığının belirlenmesinde kullanılan termokupl bağlantıları bulunmaktadır. Hız ölçümü yapılabilmesi için üst muhafaza şeffaf malzemeden üretilmiştir. Tüm bu bilgiler bilgisayarda toplanmaktadır.



Şekil 4.14 : Ölçüm Sistemi-2 ölçüm sistemi.

Ölçüm sisteminin temeli, elektromekanik güçlerin mekanik ve elektriksel güç olarak ayrıştırılması olarak ayrıştırılmasıdır. Kompresörde, motorun şebekeden çektiği güç ile mil gücü arasındaki fark, motorda kayıp güç olarak ortaya çıkar. Temel olarak bu kayıp güç elektriksel, mekanik ve rastgele kayıp güçler (stray losses) olarak üçe ayrılabilir. Şekil 4.15'te motordaki güç dağılım mekanizmaları gösterilmektedir.

Elektriksel kayıplar, stator sargı direnci üzerinde, rotor baralarında ve laminasyon sacında oluşan kayıplardır. Mekanik kayıplar ise yataklama ve hava sürtünmesinden kaynaklanan kayıplardır, bunlar genel olarak sürtünme kayıpları olarak adlandırılmaktadır.



Şekil 4.15 : P₂ ; mil gücü

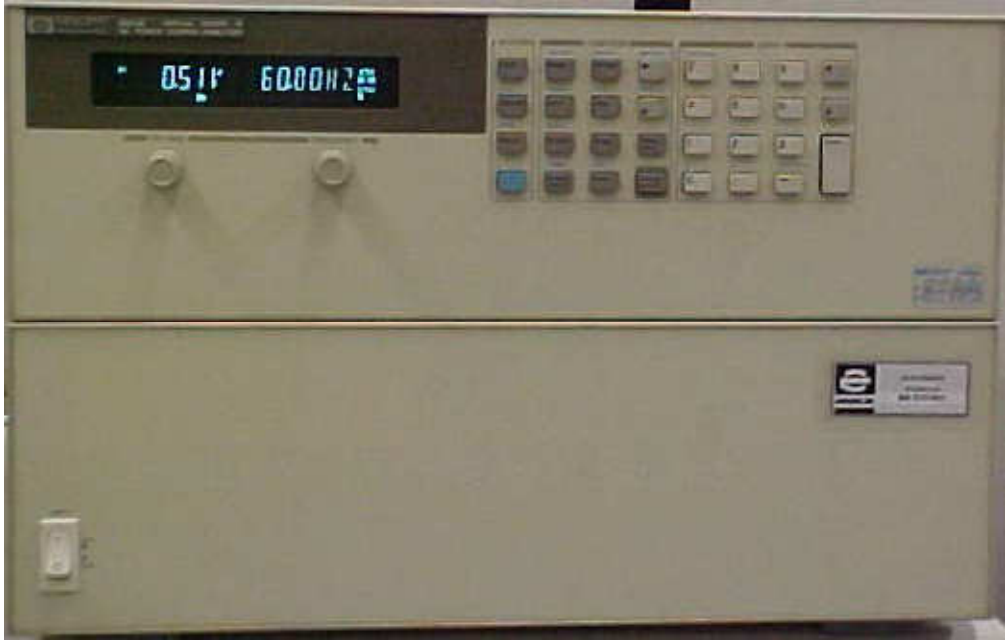
Şekil 4.16 : Motorda güç dağılım mekanizmaları.

(4.13) ve (4.14) eşitliklerinde toplam gücün kompresörde elektriksel ve sürtünme gücüne ayrıştırılması gösterilmiştir. Şebekeden çekilen “P₁-giriş gücü”, statordaki sargı direncindeki “P_{Cu1}-bakır kayıpları” ve stator paketindeki “P_{Fe1}-stator demir kayıpları” ayrıldıktan sonra, hava aralığından “P_g-hava aralığı gücü” olarak rotora aktarılmaktadır. Rotora aktarılan hava aralığı gücü “P_{Fe2}-rotor demir kayıpları”, “P_{Cu2}-rotor bakır kayıpları” ve “P_f-sürtünme kayıpları” ayrıldıktan sonra motor milinden “P₂-mil gücü” olarak alınmaktadır.

$$P_1 - P_{Cu1} - P_{Fe1} = P_g \quad (4.13)$$

$$P_g - P_{Fe2} - P_{Cu2} - P_f = P_2 \quad (4.14)$$

Mekanik kayıpların tespiti deney sisteminde alternatif güç kaynağı olarak Şekil 4.16’da gösterildiği gibi AC güç kaynağı kullanılmaktadır. Ayrıca gerilimin frekansı da AC kaynağı ile ayarlanmaktadır. AC kaynağın iç mekaniklerinden ve kablolarından oluşabilecek kayıpların hesap dışında bırakılabilmesi ve motora uygulanan gerilim, akım, güç faktörü gibi değerlerin kesin belirlenebilmesi için sisteme entegre edilen güç ölçer bir çeşit denetleyici olarak kullanılmaktadır.



Şekil 4.17 : AC güç kaynağı [21].

Ölçüm Sistemi-2'nin ölçüm prensibi aşağıda sunulmaktadır.

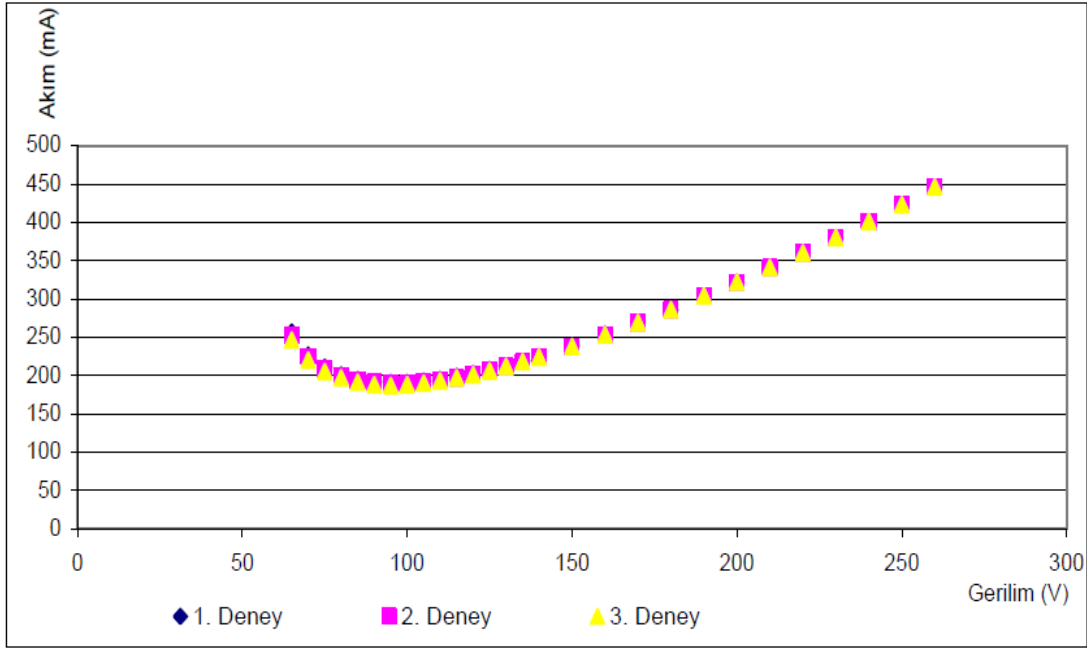
Elektrik motorunun ana ve yardımcı sargıları kompresörün normal koşullardaki gerilim değeri (220-230Volt) ile beslenerek motora ilk hareket verilir [21].

İkinci aşamada sistemde bulunan bir anahtar yardımıyla yardımcı sargı devreden çıkartılır. Bu sayede PTC, Run kapasitörü gibi yardımcı sargı devresinin üzerindeki elektriksel güç sıfırlanmış olur.

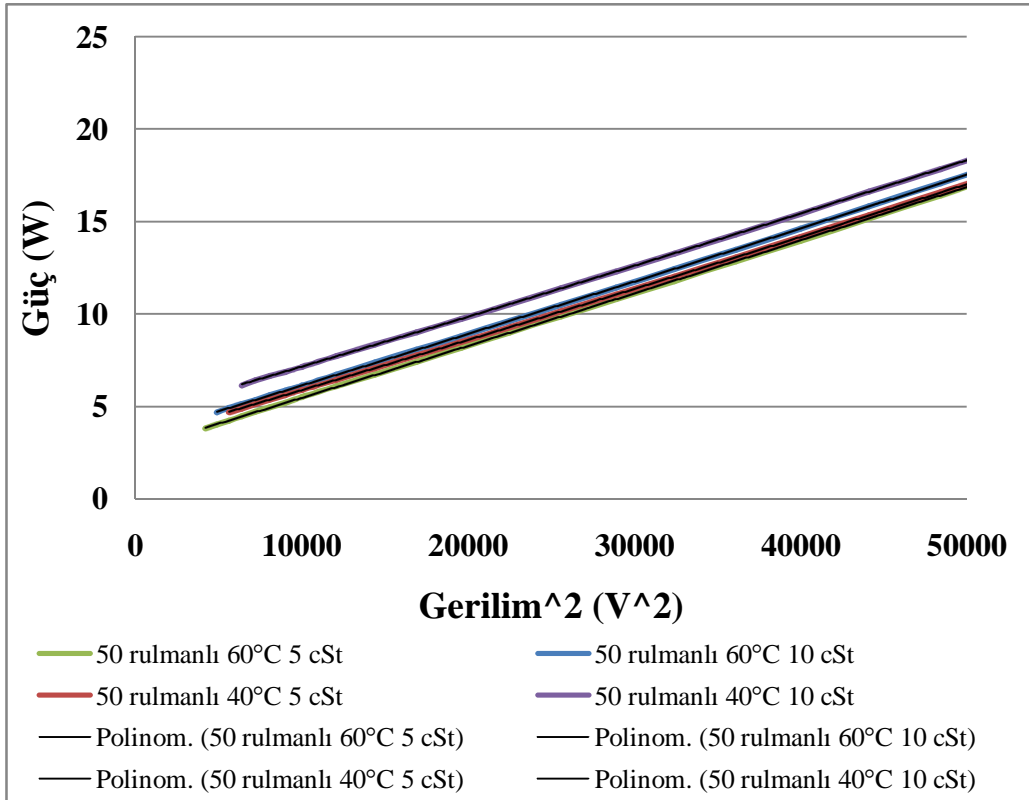
Üçüncü aşamada ise gerilim kademe kademe (5 veya 10 Voltluk kademeler ile) azaltılarak her kademe hız, gerilim, akım, güç faktörü ve çektiği güç değerleri kaydedilir. Gerilimin azaltılması işlemi motor devrilip duruncaya kadar devam edilir.

Dördüncü aşamada, Şekil 4.17'deki gibi gerilim akım eğrisinde akımın en düşük olduğu noktanın gerilim değeri bulunur. Gerilim değeri hızın diğer noktalara göre fazla değiştiği noktaya tekabül etmesi de gerekmektedir. Şekil 4.18'de aynı gerilim değerine kadar olan giriş gücü değerleri (giriş gücü-gerilimin karesi şeklinde) eğri haline getirilerek eğri gerilimin sıfır değerine ekstrapole edilir.

Eğrinin sıfır gerilim noktasına uzatılması ile elektriksel kaybın (demir kayıpları, bakır kayıpları vs.) çekmiş olduğu güç ölçülen güç değerinden çıkartılmış olunur. Geriye kalan değer ise kompresörün o koşullardaki toplam mekanik kayıp değeridir.



Şekil 4.18 : Örnek Gerilim – Akım eğrisi grafiği.



Şekil 4.19 : Giriş gücü – Gerilim² ekstrapolasyon grafiği.

4.2 Ölçüm Sistemi-1 Deney Sonuçları

Ölçüm Sistemi-1 deney düzeneği için A modeline ait iki numunenin toplam mekanik kayıp değeri ölçülmüştür. Bu ölçümlerde tekrarlı 11 adet ölçüm sonucu alınmaktadır.

Turfan (2005) Ölçüm Sistemi-1'in tekrarlı ölçüm sonuçlarının standart sapmasının % 1 olduğunu belirlemiştir [6]. Bu çalışmada ise standart sapma değeri % 0.5 olarak hesaplanmıştır. Yağ sıcaklığı, gövde sıcaklığı ve kuvvet değerleri mekanik kayıp ölçümlerinde değişken parametreler olmaktadır.

Ölçüm Sistemi-1 deney düzeneğinde A modeli için, kompresörün ASHRAE şartlarında 7.61 bar yoğuşma basıncı ve 0.624 bar buharlaşma basıncı altında çalıştığında ölçülen yağ ve gövde sıcaklıkları referans değer olarak kullanılmaktadır. Basınç-hacim (pV) indikatör diyagramından ise ortalama kuvvet değeri hesaplanmakta ve bu değer A modeli için kuvvet girdisi olarak kullanılmaktadır. Ölçümlerde 10 cSt viskoziteli yağ kullanılmıştır. A modeli'nin gövde (75°C) ve yağ (60°C) sıcaklıkları sürekli kontrol edilerek dengede tutulmuştur. 1. numune için ASHRAE şartlarında kontrol edilebilen parametrelerden, yağ sıcaklığı ortalama 62.2 C \pm 0.6°C, gövde sıcaklığı ise ortalama 75.8°C \pm 2.4°C aralığı içerisinde tutularak mekanik kayıp ölçüm değerleri elde edilmiştir. Elde edilen mekanik kayıp ölçüm değerleri de Çizelge 4.2 dâhilinde sunulmuştur. A modeli 1. numunesi için ortalama mekanik kayıp değeri **11.1 W \pm 0.9 W** olarak ölçülmüştür.

Çizelge 4.2 : A Modeli ASHRAE şartları 1. numune ölçüm sonuçları.

A Modeli 1. numune ASHRAE Şartları							
	Maks. Yük	Ortalama Yük	Yağ sıcaklığı	Gövde Sıcaklığı	Silindir Sıcaklığı	İç Gaz Sıcaklığı	Mekanik Kayıp
	[N]	[N]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]
	185.5	46.5	62.2	75.4	74.1	53.5	10.1
	186.5	46.4	62.3	74.6	78.4	61.9	10.3
	186.5	46.5	62.9	72.7	81.0	53.0	11.4
	187.4	46.9	62.6	77.4	85.0	51.9	11.5
	187.8	46.9	62.0	77.4	85.6	52.5	11.8
	186.9	46.7	61.9	75.5	82.3	54.6	10.3
	184.5	46.0	62.0	73.8	82.4	52.4	11.6
	184.4	46.1	61.0	75.4	79.7	55.8	10.2
	183.9	46.0	61.2	77.0	82.5	53.0	11.7
	184.2	46.1	61.3	76.0	82.6	52.0	11.6
	183.2	46.1	62.9	76.2	83.4	53.1	11.2
Ortalama	185.7	46.4	62.2	75.8	81.6	53.9	11.1

2. numune için ASHRAE şartlarında ise kontrol edilebilen parametrelerden, yağ sıcaklığı ortalama 60.9°C \pm 2 °C, gövde sıcaklığı ise ortalama 75.9°C \pm 1.9 °C aralığı

içerisinde tutularak mekanik kayıp değerleri elde edilmiştir. Program üzerinden elde edilen mekanik kayıp değerleri Çizelge 4.3 dâhilinde sunulmuştur. A modeli 2. numunesi için ortalama mekanik kayıp değeri **10.0 W ±0.8 W** olarak ölçülmüştür.

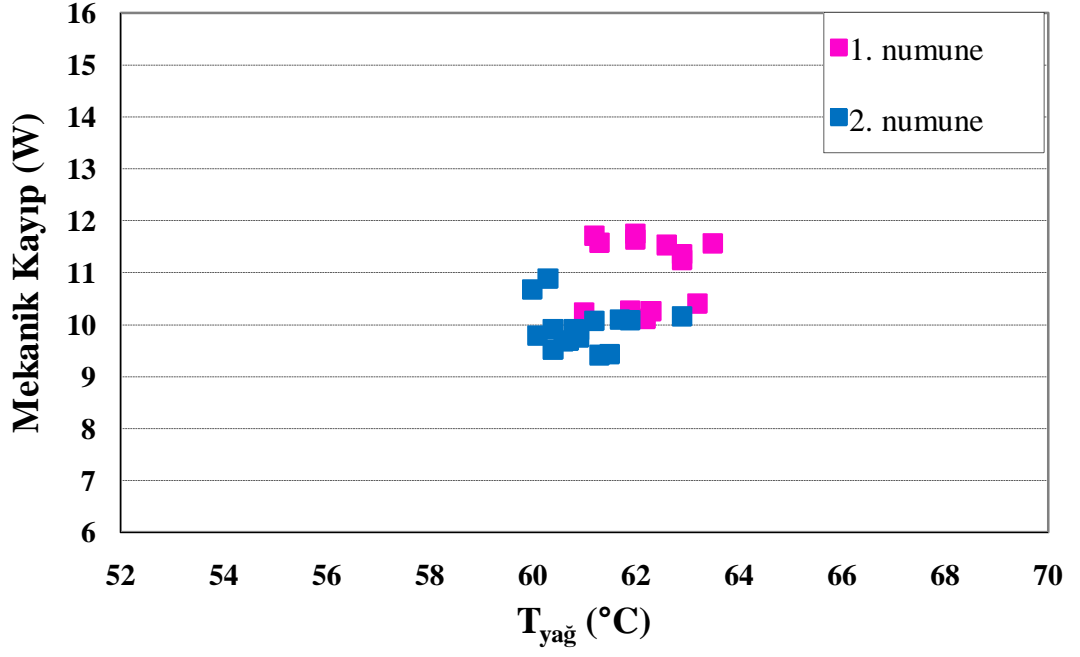
Çizelge 4.3 : A Modeli ASHRAE şartları 2. Numune ölçüm sonuçları.

A Modeli 2. numune ASHRAE Şartları							
	Maks. Yük	Ortalama Yük	Yağ sıcaklığı	Gövde Sıcaklığı	Silindir Sıcaklığı	İç Gaz Sıcaklığı	Mekanik Kayıp
	[N]	[N]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]
	191.5	49.5	62.9	77.8	84.5	52.7	10.2
	190.2	49.3	61.7	75.9	87.9	49.1	10.1
	189.9	49.1	61.3	74.1	82.9	58.1	9.4
	190.3	49.3	60.9	76.4	83.6	54.8	9.9
	190.5	49.5	61.2	77.7	88.1	50.6	10.1
	188.8	49.3	60.8	76.4	94.5	49.8	9.9
	188.1	48.9	60.6	75.4	89.0	50.8	9.7
	187.5	48.7	60.4	74.6	83.6	53.7	9.5
	188.0	49.0	60.3	75.9	86.4	51.1	10.9
	188.5	49.1	60.1	77.3	90	51.3	9.8
	187.5	48.9	60.0	73.4	88.6	49.7	10.7
Ortalama	189.2	49.1	60.9	75.9	87.2	52.0	10.0

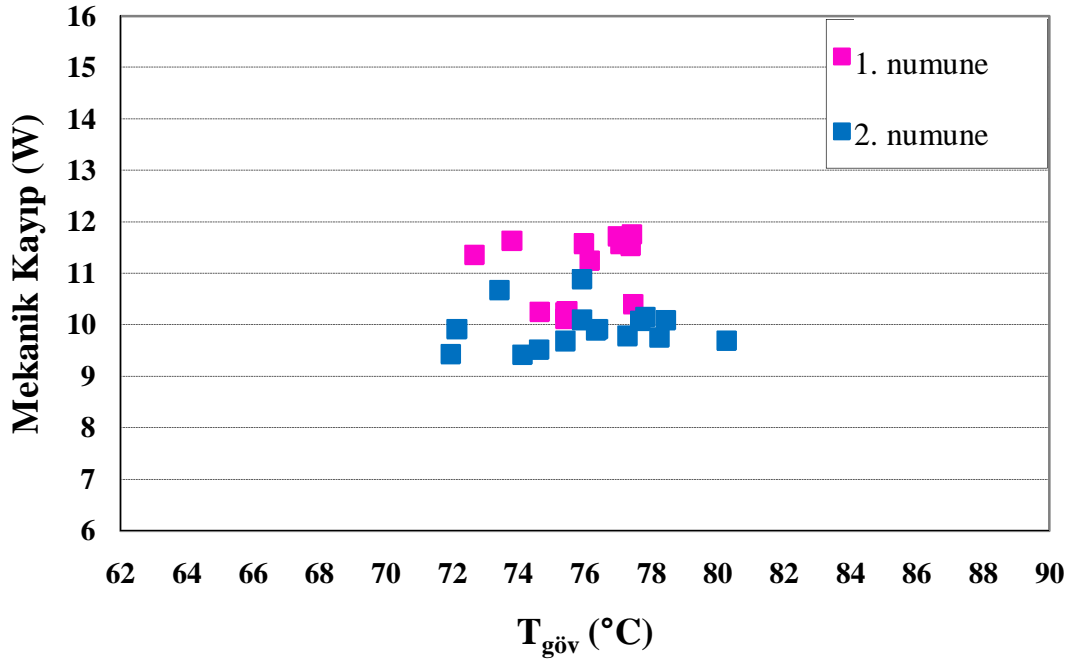
ASHRAE çalışma şartları için A modeli numuneleri üzerinde gerçekleştirilen mekanik kayıp ölçümü sonuçlarının yağ ve gövde sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi Şekil 4.19 ve Şekil 4.20’de sunulmuştur.

Tekrarlı ölçümlerde ise yağ kitlesel olarak çok büyük olduğu için yağ sıcaklığının gövde sıcaklığına göre çok büyük değişim göstermediği göze çarpmaktadır. A modeli numunelerinin ASHRAE çalışma şartı altında gerçekleştirilen ölçüm sonuçları değerlendirildiğinde A modeli numuneleri için ortalama mekanik kayıp değeri **10.5 W** olarak belirlenmiştir. Tekrarlı ölçümlerde mekanik kayıp değerlerinin değişmemesinin nedenleri kontrol edilebilen parametreler olan yağ sıcaklığı, gövde sıcaklığı ve yük değerindeki değişimlerin yağ film yapısını değiştirecek boyutta olmamasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Ölçüm sisteminde yataklar tek başına ya da belli gruplar halinde ölçülemediği için bu sistem yeterli olmamaktadır. Yataklardaki sürtünme kayıplarını verebilecek yeni bir ölçüm sistemine ihtiyaç olmaktadır.



Şekil 4.20 : A modeli 1. ve 2. numune ASHRAE şartlarında yağ sıcaklığına bağlı mekanik kayıp ölçüm sonuçları.

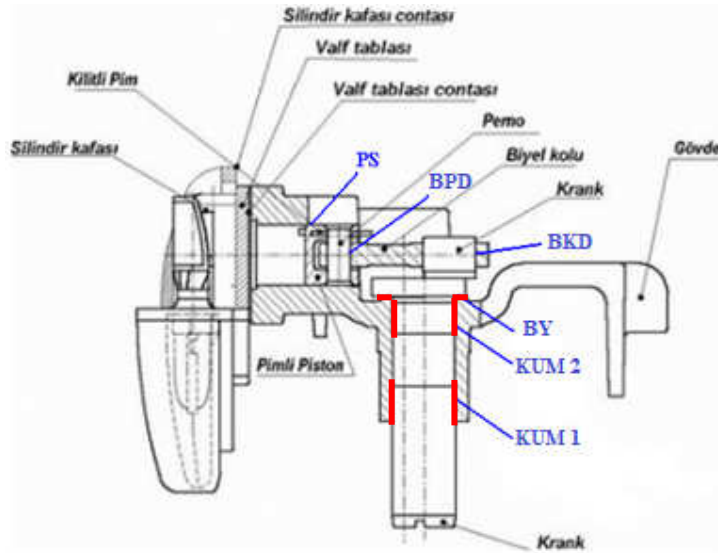


Şekil 4.21 : A modeli 1. ve 2. numune ASHRAE şartlarında gövde sıcaklığına bağlı mekanik kayıp ölçüm sonuçları.

4.3 Ölçüm Sistemi-2 Deney Sonuçları

Kompresörün toplam mekanik kaybı piston yüklü olarak Ölçüm Sistemi-1 deney düzeneği ile ölçülebilmektedir. Piston ön yüzeyine etki eden yük ile birlikte yatakların tamamına bu yükün etkisi bulunmaktadır. Ancak, sadece krank

bölgesindeki yatakların mekanik kayıp değerlerinin ölçülmesinde Ölçüm Sistemi-1 deney düzeneği uygun olmamaktadır. Kompresör yataklarında mekanik kayıpların kısmen ayrıştırılmasında Ölçüm Sistemi-2 deney düzeneği kullanılmaktadır. Krank yataklarındaki toplam mekanik kayıp, yüksüz durumda Ölçüm Sistemi-2 deney düzeneğinden elde edilmektedir. A modelinin biyel-piston ve perno parçaları çıkartılmış şekilde Ölçüm Sistemi-2 deney düzeneğinde belirli yağ sıcaklıklarında mekanik kayıp ölçümleri elde edilmektedir. Şekil 4.21’de mekanik kayıp değerleri ölçülen üç yatak bölgesi kırmızı ile gösterilmektedir. Kompresörde yatakların ayrıştırılması, biyel kolu, perno ve piston parçalarının çıkartılması ile olmaktadır. Böylece KUM 1, KUM 2 ve BY’larının mekanik kayıp değerleri ve film kalınlıkları incelenmiştir. Biyel kolu, perno ve piston parçalarının sökümü ile kompresör üst muhafaza haricinde kendi muhafazasına yerleştirilmektedir. Diğer tüm parçaları orijinal konumdadır. Dış ısıtıcı, istenilen yağ sıcaklığına hızlı bir şekilde ulaşılmasına yardımcı olmuştur. Üst muhafaza şeffaf polimer malzemedir. Böylece kompresör hız ölçümü üst şeffaf muhafazadan stroboskop ile yapılmıştır. Piston tarafında sıkıştırma olmadığı için yüksüz çalışma şartları altında ölçüm sonuçları elde edilmiştir. Yataklarda sıkıştırma kuvvetinin olmamasından dolayı atalet kuvvetinin etkisi daha fazla olmuştur.



Şekil 4.22 : Ölçüm Sistemi-2’de ölçülen yatak kayıp bölgeleri.

Ölçüm Sistemi-2 deney düzeneği üzerinde, krank yataklarında (KUM 1, KUM 2 ve BY) yağ viskozitesinin azaltılması, yağ sıcaklıklarının değiştirilmesi, KUM 2

boyunun kısaltılması ve BY bölgesine aksel rulman eklenmesi ile mekanik kayıplar belirlenmiştir. Deney düzeneği üzerinde 1 numunede her bir gerilim değeri için 10 adet veri alınmıştır. Hesaplamalarda bu verilerin ortalamaları kullanılmıştır. Çizelge 4.4'te deney numaraları ve krank yataklarının deney sistemindeki durumu hakkında bilgi verilmektedir. Deney düzeneğinde yağ, gövde sıcaklıkları 40°C, 50°C ve 60°C de sabit tutulmuş ve 40°C ve 60°C için yağ viskoziteleri değiştirilerek yağ türünün etkisi gözlemlenmiştir. Ayrıca yatak alanlarının etkisini görmek için KUM 2 yatak boyu 5 mm kısaltılmış, BY üzerine uygun aksel rulman eklenmiştir. 1. ve 2. numune deneylerinde orijinal durumdaki krank yataklarında sıcaklığın diğer bir ifadeyle viskozitenin etkisi incelenmiştir. 3. numune deneylerinde aksel rulmanın etkisi, 4. numune deneylerinde ise 3. numune deneylerine ek olarak KUM 2 yatak alanının etkisi irdelenmiştir.

Çizelge 4.4 : Ölçüm Sistemi-2 deney koşulları.

Numune No:	40°C	50°C	60°C	Yağ viskozitesi 5 cSt	Yağ viskozitesi 10 cSt	KUM 2 kısaltma	Aksel rulman kullanımı
1	✓		✓		✓		
2	✓	✓	✓		✓		
3	✓		✓	✓	✓		✓
4	✓		✓	✓	✓	✓	✓

A modeli 1. numune için örnek olarak, orijinal yatak alanına sahip, 60°C yağ sıcaklığında ve 10 cSt yağ viskozitesine sahip deney sonuçları Çizelge 4.5'te sunulmuştur. Çizelge'de güç ölçer tarafından ölçülen güç değeri ile akım ve gerilim değerlerinden hesaplanan güç değeri oranlanmıştır. Böylece kompresöre iletilen güç değeri doğru olarak okunmaktadır. Yağ sıcaklığı ısıtıcı ile sürekli kontrol altına alınmaktadır. Gerilim ve akım değerleri ise ölçüm başlanıldığı an itibari ile kaydedilmektedir. Deney sonuçları, daha önceden sunulduğu gibi akımın en düşük olduğu hızın ani değiştiği noktaya tekabül eden gerilim değerinin karesinin güç ile ekstrapolasyonun sıfıra ulaştığı değer olarak hesaplanmıştır. Elde edilen tüm deney sonuçları Çizelge 4.6'da sunulmuştur. Ayrıca 50°C için orijinal yatak alanında ve 10 cSt yağ viskozitesine sahip ölçüm sonucu bu ölçümler haricinde yapılmış sıcaklık düşüşü ile mekanik kayıp değerinin arttığı ve bu değer **5.24 W** olduğu gözlemlenmiştir.

Çizelge 4.5 : A modeli 1. numune 10 cSt viskoziteli 60°C sonuçları.

A Modeli 1. numune 10 cSt						
Gerilim (V)	Akım (mA)	Güç (W)	Okunan Güç /Hesaplanan Güç (W/W)	Yağ Sıcaklığı (°C)	Hız (rpm)	Gerilim² (V²)
230	99.3	19.7	0.86	60.7	2991	52900
220	96.1	18.1	0.86	61.2	2990	48400
210	94.2	16.7	0.84	61.7	2989	44100
200	91.5	15.5	0.85	61.8	2988	40000
190	90.7	14.3	0.83	60.1	2988	36100
180	89.1	13.3	0.83	59.2	2987	32400
170	88.2	12.3	0.82	59.8	2987	28900
160	87.5	11.3	0.81	60.9	2986	25600
150	86.7	10.4	0.80	61.6	2985	22500
140	86.4	9.6	0.79	60.8	2984	19600
130	86.7	8.9	0.79	59.3	2981	16900
120	88.5	8.4	0.79	58.7	2977	14400
110	89.1	7.8	0.80	59.5	2974	12100
100	89.5	7.2	0.81	60.0	2969	10000
95	90.9	7.1	0.82	56.6	2966	9025
90	90.7	6.9	0.84	57.4	2962	8100
85	89.3	6.6	0.87	57.8	2957	7225
80	87.6	6.3	0.90	59.1	2951	6400
75	86.1	6.1	0.94	59.5	2940	5625
70	86.6	5.9	0.97	60.0	2931	4900
65	88.4	5.7	0.99	60.8	2917	4225
60	93.0	5.5	0.99	61.0	2900	3600
55	102.9	5.6	0.99	57.5	2869	3025

Çizelge 4.6 : Ölçüm Sistemi-2 deney sonuçları.

Yağ sıcaklığı 60°C	Krank yatakları (10 cSt) (W)	Krank yatakları + Eksenel rulman (10 cSt) (W)	Krank yatakları + Eksenel rulman (5 cSt) (W)	Eksenel rulman + KUM 2'de 5 mm kısaltma (10 cSt) (W)	Eksenel rulman + KUM 2'de 5 mm kısaltma (5 cSt) (W)
1. numune	4.93	-	-	-	-
2. numune	4.68	-	-	-	-
3. numune	-	3.35	2.67	-	-
4. numune	-	-	-	2.63	2.32
Yağ sıcaklığı 40°C	Krank yatakları (10 cSt) (W)	Krank yatakları + Eksenel rulman (10 cSt) (W)	Krank yatakları + Eksenel rulman (5 cSt) (W)	Eksenel rulman + KUM 2'de 5 mm kısaltma (10 cSt) (W)	Eksenel rulman + KUM 2'de 5 mm kısaltma (5 cSt) (W)
1. numune	6.89	-	-	-	-
2. numune	6.48	-	-	-	-
3. numune	-	4.49	3.19	-	-
4. numune	-	-	-	3.47	2.67

Krank yataklarında yağ sıcaklığı 60°C olduğu zaman ortalama mekanik kayıp **4.81 W ± 0.12 W** olarak ölçülmüştür. 50°C yağ sıcaklığı için **5.40 W** ve 40°C yağ sıcaklığında ortalama **6.69 W ± 0.21 W** olarak ölçülmüştür. Sıcaklık düştüğü için yağ viskozitesi artmıştır. 60°C için kinematik yağ viskozitesi **5.27 cSt** (0.0527 cm²/s) 50°C için yağ viskozitesi **6.91 cSt** ve 40°C içinse **9.42 cSt** olmaktadır.

Genel olarak test durum karşılaştırılmasının özeti Çizelge 4.7'de sunulmaktadır. Viskozite değişiminden elde edilen kazançlar, krank yatak alanının azaltılmasından elde edilen kazançlar ve rulman kullanımından elde edilen kazançların karşılaştırılmasına yönelik çizelge hazırlanmıştır. İkinci sütunda farkların rakamsal değeri ve son sütunda % değeri verilmiştir.

Çizelge 4.7 : Deney sonucu mekanik kayıp değerleri arasındaki farklar.

	Mekanik kayıp değeri değişimi (W)	Mekanik kayıp değerinde değişim (%)
Orijinal durumda 40°C ile 60°C fark	1.88	28
10 cSt 60°C'de Orijinal durum ile Rulmanlı durum farkı	1.46	30
10 cSt 40°C 'de Orijinal durum ile Rulmanlı durum farkı	2.20	32
10 cSt Rulmanlı durum 40°C ile 60°C farkı	1.14	26
5 cSt Rulmanlı durum 40°C ile 60°C farkı	0.52	17
60°C Rulmanlı durum 5 cSt ile 10 cSt farkı	0.68	20
40°C Rulmanlı durum 5 cSt ile 10 cSt farkı	1.30	29
10 cSt 60°C 'de Orijinal durum ile BY Rulmanlı+KUM 2 5 mm kısa durum farkı	2.18	45
10 cSt 40°C 'de Orijinal durum ile BY Rulmanlı +KUM 2 5 mm kısa durum farkı	3.22	48
Rulmanlı + KUM 2 5mm kısa durum 10 cSt 40°C ile 60°C farkı	0.84	24
Rulmanlı + KUM 2 5mm kısa durum 5 cSt 40°C ile 60°C farkı	0.35	13
Rulmanlı + KUM 2 5mm kısa durum 60°C 10 cSt ile 5 cSt farkı	0.31	12
60°C 'de Rulmanlı + KUM 2 5mm kısa durum 10 cSt ile 5 cSt farkı	0.80	23

- Hidrodinamik teori ile mekanik kayıp sonuçları karşılaştırıldığında, 40°C ile 60°C arasında viskozite oranı **1.79** olmaktadır. Mekanik kayıpların oranının ise **1.39** olduğu görülmektedir. Düşük sıcaklıklarda yatak eş eksenli çalışmaya daha fazla zorlanmaktadır. Tüm deney sonuçları için viskozite oranı ile mekanik kayıp oranı karşılaştırılmış olup bu değerlerin aynı olmadığı ve aynı zamanda viskozite oranının mekanik kayıp değerlerinin oranından daha fazla olduğu görülmüştür. Bu sonuçlara göre, mil yatak içerisinde eş eksenli olarak dönmemektedir. Viskozitedeki fark arttıkça oranlar arasındaki fark da büyümektedir.

- Tüm deney sonuçlarında yağ sıcaklığı arttırıldığında mekanik kayıplarda azalma gerçekleşmektedir. Ancak daha düşük viskoziteli yağ kullanımında yağ sıcaklığını arttırmada mekanik kayıplardaki azalma miktarı yüksek viskoziteli duruma nazaran daha az olmaktadır. Bunun nedeni olarak yataklardaki yük taşıma kapasitesinin azalmaya başlamış olması ile birlikte milin yatağa daha yakın biçimde dönüyor olmasından kaynaklanmaktadır.
- Tüm deney sonuçlarında BY'na rulman eklemenin etkisi ile mekanik kayıplarda azalma meydana gelmektedir. Ancak rulmanın yüksek sıcaklık ya da düşük viskoziteli deneylerinden elde edilen kazanç daha düşük olmaktadır. Bu durum rulmanın düşük viskozitelere kendi içerisinde sürtünme kaybının artması neden olmaktadır.
- Genel olarak aynı viskozitedeki yağın sıcaklığını düşürmenin etkisi ile sürtünme kayıplarındaki kazanç, aynı yağ sıcaklığındaki yağ viskozitesinin azaltılmasına göre daha fazla olmaktadır.
- KUM 2 boyunun 5 mm kısaltılması ile mekanik kayıplarda kazanç sağlanmıştır. Ancak BY'na aksel rulman ekleme ile mekanik kayıp değerlerinde daha fazla kazanç sağlanmaktadır.

Özetle; 10 cSt ve 60°C yağ sıcaklığında mevcut azaltma çalışmaları neticesinde orijinal kayıpların **2.49 W (% 52)** kazanç sağlanmıştır. 10 cSt ve 40°C yağ sıcaklığında mevcut çalışmalar sonucunda orijinal kayıpların **4.02 W (%60)** kazanç sağlanmıştır. Tüm deney koşulları için krankın yatak merkezinde dönmediği deneysel olarak da sunulmaktadır.

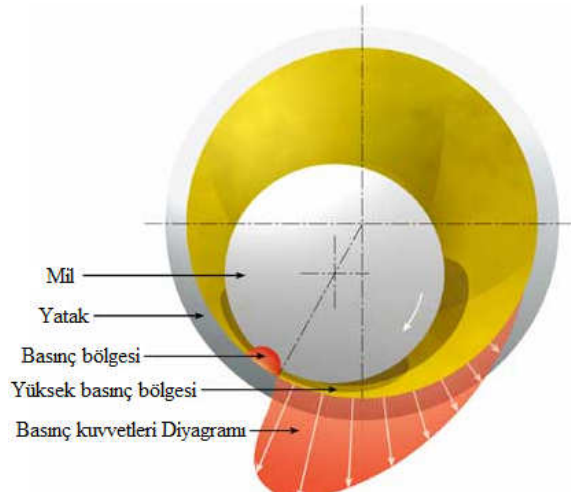
5. ANALİTİK MODELLEME ÇALIŞMASI

5.1 Modelleme Çalışmaları

Yüksek lisans tez çalışması kapsamında, krank yataklarında oluşan mekanik kayıplar, deneysel çalışmalar dışında analitik olarak da incelenmiştir. Krank yataklarının çalışmasının mümkün olduğunca gerçek çalışma koşullarına yakın bir şekilde modellenmesi bu analitik çalışmada hedeflenmiştir.

5.1.1 Fiziksel model ve kabuller

Kompresör yataklarından KUM 1 ve KUM 2 yatağı radyal yatak olarak çalışmaktadır. Krank gövde oturma yüzeyinde bulunan BY ise aksel yatak olarak çalışmaktadır. Literatürde radyal yatakların hidrodinamik yağlama koşullarında mekanik kaybını veren, 3. bölüm içerisinde bahsedilen ve Newton'un viskozite yasasından elde edilen (3.33) eşitliği kullanılmaktadır. Ancak elde edilen mekanik kayıp değeri mil ile yatağın eş merkezli dönmesi ile hesaplanan mekanik kayıp değeridir. Şekil 5.1'de gösterildiği gibi milin konumu, yatak içerisinde pistonun yaptığı sıkıştırma işlemi ve atalet kuvvetleri nedeniyle sürekli değişmektedir. Yatakta krank milinin konumu yağ film kalınlığını değiştirmekte, bazen de yağ film tabakası yırtılıp metal/metal temas oluşmaktadır. Bu nedenlerden dolayı krank milinin konumunu belirlemek gerekmektedir.



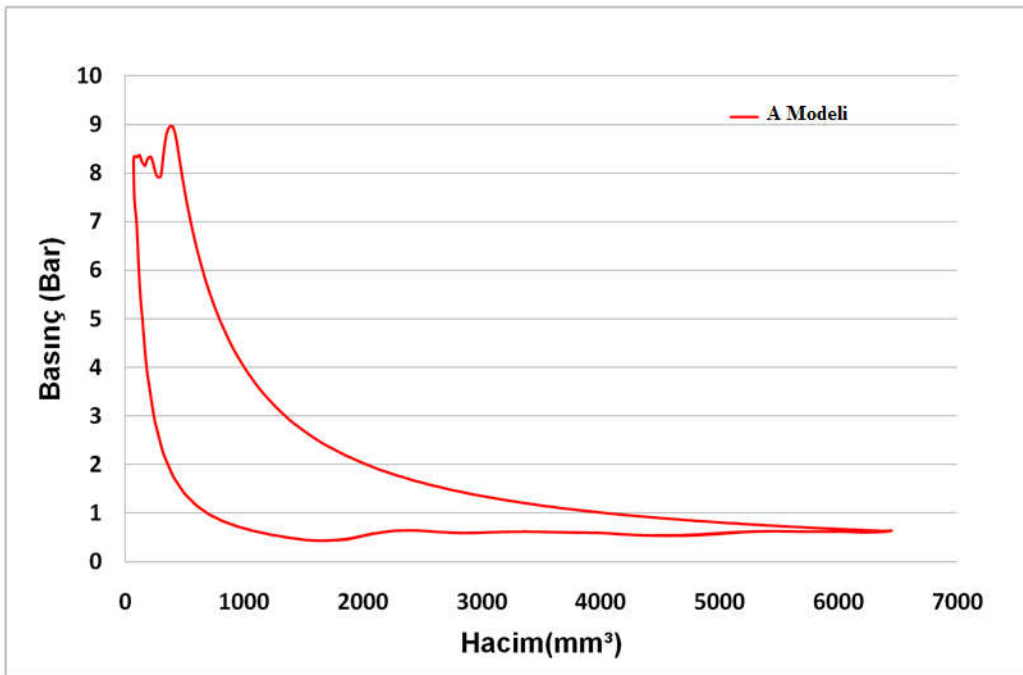
Şekil 5.1 : Yüklü durumda krank milinin yatak içerisindeki konumu.

Kompresörde bu üç yatağın yüke, viskoziteye, sıcaklığa ve boyutlara bağlı değişimi bu tez çalışması içerisinde modellenmiştir. Yağ filmi kalınlığı da yataklardaki mekanik kayıpların değişmesine neden olabilmektedir.

Model kurulmadan önce bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller aşağıda sunulmuştur.

- Krank yataklarında ortalama yatak boşluğu değeri kullanılmaktadır.
- Gövde sıcaklıkları yatak sıcaklığı olarak alınmaktadır.
- Yataklara sadece yatak merkezlerinden kuvvet etki etmektedir.
- Eksenel yatakta oluşacak film kalınlığı hesabına göre mekanik kayıp değeri elde edilmektedir.
- Eksenel yatağa etkileyen yük değeri hesaplamalarında krank ve rotor ağırlıkları kullanılmaktadır.
- Rulmanlı numunelerin mekanik kayıp değerleri için hem deneysel hem teorik verilerden yararlanılmaktadır.

Modelin ilk aşaması olarak krank yataklarına etkileyen kuvvetleri elde etmek gerekmektedir. Krank yataklarına etkileyen dinamik kuvvetlerin elde edilmesinde ise temel girdi olan piston basınç hacim değişimi, ASHRAE şartları altında çalışan A modeli için Şekil 5.2’de elde edilmiştir [22].



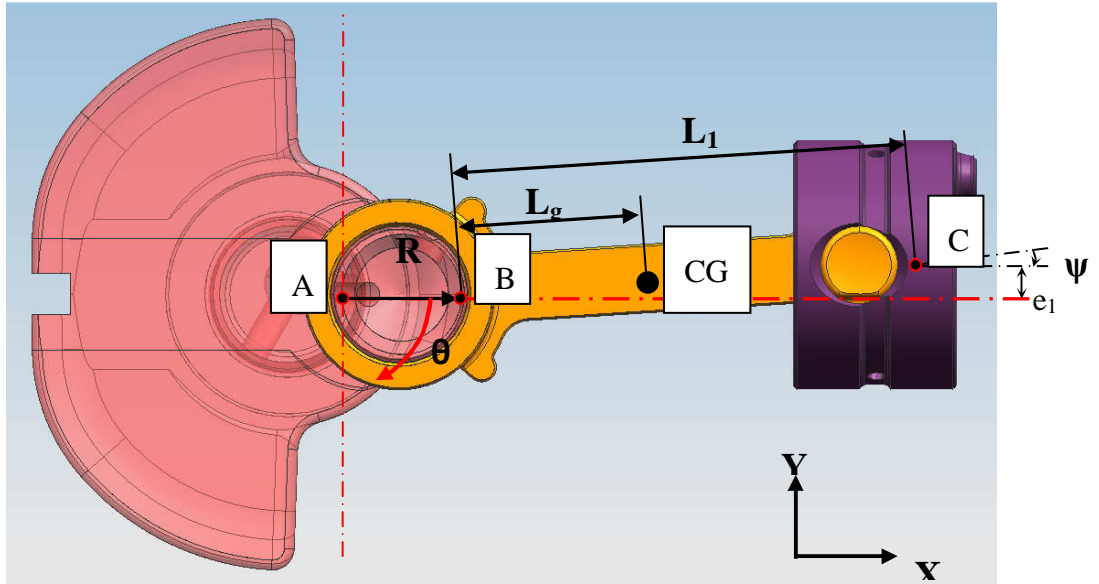
Şekil 5.2 : A modeli silindir basıncı hacim diyagramı [22].

Hesaplamlarda kullanılacak kuvvet hesabı aşağıdaki hesaplama kriterlerinden elde edilmiş ve mekanizma üzerinde mafsalsal kuvvet hesabı iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Bunlar [23]:

1. Mekanizma kinematik analizi
2. Mekanizma dinamik kuvvet analizi

5.1.2 Krank – biyel mekanizması kinematik analizi

Dinamik analiz ile mafsalsal kuvvetlerinin belirlenebilmesi amacıyla ilk olarak her bir bileşene ait zamana bağlı konum, hız ve ivme değerleri hesaplanmıştır [23]. Krankın sabit hız ile döndüğü kabul edilmiştir. Hesaplarda kullanılan krank açısı, biyel açısı ve ilgili diğer mesafeler Şekil 5.3'te sunulmuştur.



Şekil 5.3 : Krank - biyel mekanizması geometrik parametreleri [23].

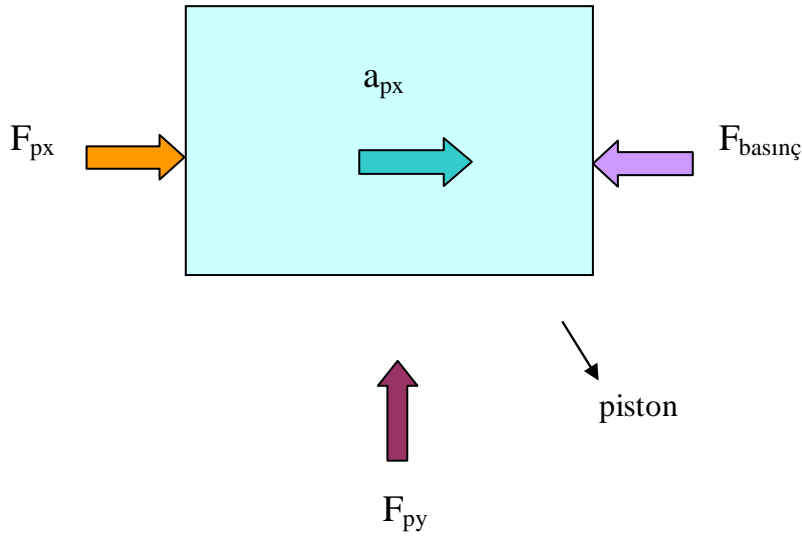
Şekil 5.3'te krank dönme açısı θ ; krank h mesafesi "R"; biyel açısı " ψ ", biyel uzunluğu " L_1 " ve biyel ağırlık merkezine olan mesafe ise " L_g " ile ifade edilmiştir. Krank ve piston arasındaki eksen kaçıklığı ise " e_1 " ile ifade edilmiştir. Şekil 5.3'te krank dönme merkezi A noktası, biyel ile krankın bağlandığı eksantrik milin merkezi B noktası ve biyel ile pistonun bağlandığı mafsalsal nokta C noktası ile ifade edilmiştir. Geometrik olarak krank ve biyel uzunluklarına ve açılara bağlı konum eşitliğinden pistonun, biyel kolunun ve krank milinin konum, hız ve ivme eşitlikleri elde edilmiş ve elde edilen eşitliklerin sonucu kullanılmıştır [23].

5.1.3 Krank – biyel mekanizması dinamik kuvvet analizi

Dinamik kuvvet analizinde, zamana bağlı değişen mafsal kuvvetleri hesaplanmıştır. Tüm komponentler için aşağıda sunulan Newton'un ikinci yasasından faydalanılarak oluşturulan kinematik eşitlikler çözülerek istenilen kuvvetler elde edilmiştir:

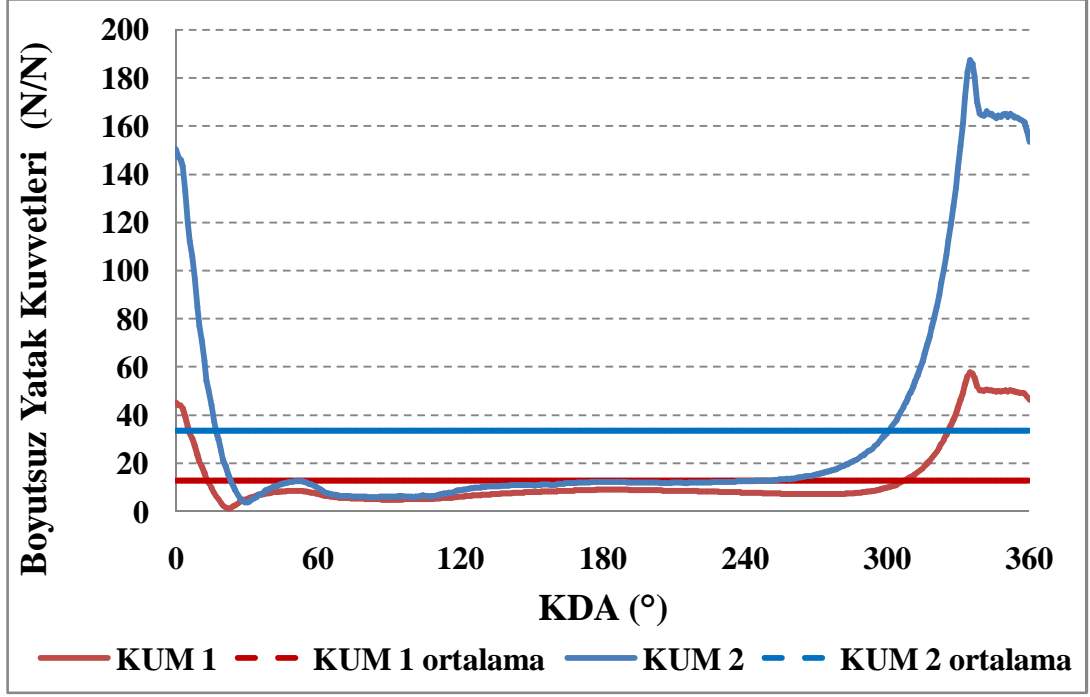
$$\sum F_{dti} = m.a \ ; \ \sum M = I_{cg} .\alpha \quad (5.1)$$

Bu eşitlikte I_{cg} , cismin ağırlık merkezinde hesaplanan kütleli atalet momentini; α , cismin açısal ivmesini ve m cismin kütesini ifade etmektedir. Piston üzerine etkiyen kuvvet ve ivme Şekil 5.4'te sunulmuştur. Bu şekilde F_{px} , biyel tarafından pistonu uygulanan kuvveti; F_{py} , gövdenin yağ basıncı ile beraber pistonu uyguladığı tepki kuvvetini, $F_{basinç}$ pistonu etkiyen soğutucu gazın basınç kuvvetini ifade etmektedir. Pistonun x doğrultusundaki ivmesi ise a_{px} ile ifade edilmiştir. İvme formülasyonu kinematik analiz çalışmasıyla daha önce elde edilmiş olup zamana bağlı basınç değişimi için pV ölçüm verileri kullanılmıştır. Piston etkiyen basınç kuvvetinin krank açısına göre değişimi Şekil 5.2'de sunulmuştur [23].



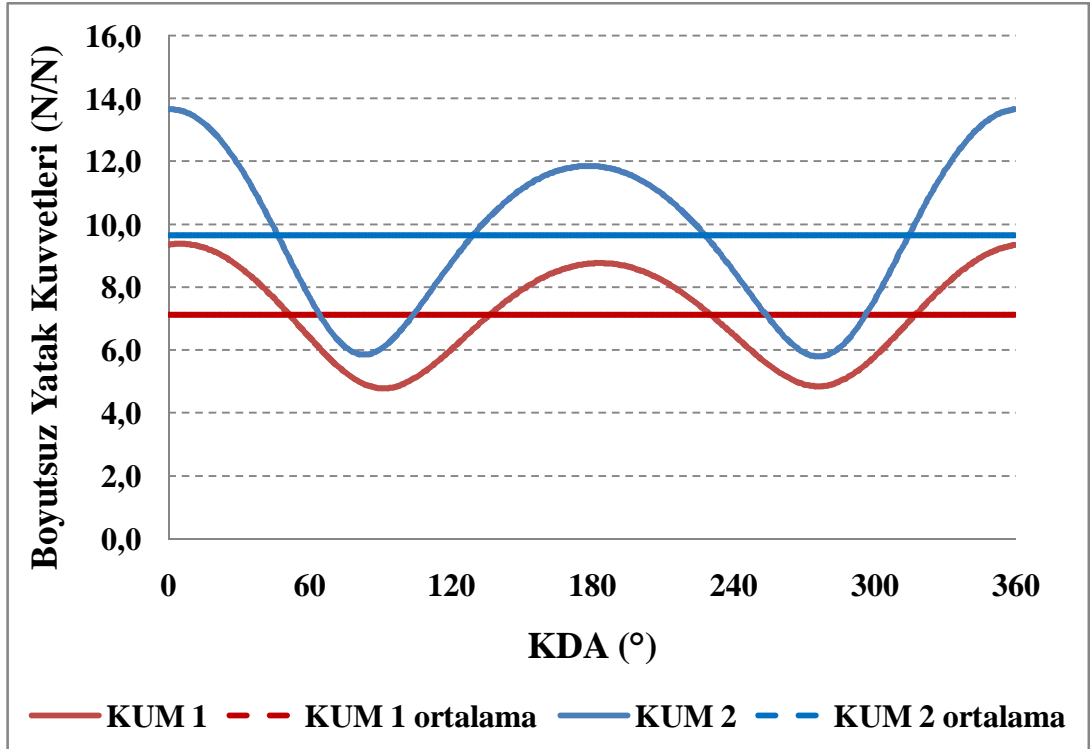
Şekil 5.4 : Piston etkiyen kuvvetler.

Sonraki aşamalarda biyel koluna etkiyen kuvvetler ile kranka etkiyen kuvvetler, pistondaki kuvvetlerin ayrıştırılması ile elde edilmiştir. Krank üzerinde bulunan KUM 1 ve KUM 2 yataklarına etki eden kuvvetlerde en düşük kuvvet değeri 1 birim alınarak Şekil 5.5 dâhilinde sunulmuştur.



Şekil 5.5 : Yüklü durum için A Modeli krank yataklarına etki eden boyutsuz kuvvetler.

Piston kuvvetinin ihmal edildiği, yüksüz durum için KUM 1 ve KUM 2 yataklarına etki eden kuvvetlerde en düşük kuvvet değeri 1 birim alınarak Şekil 5.6 dahilinde KDA'na bağlı değişim grafiği sunulmuştur.



Şekil 5.6 : Yüksüz durum için A Modeli krank yataklarına etki eden boyutsuz kuvvetler.

Yüklü durumda KUM 1 ve KUM 2 yataklarına etkiyen kuvvetler yüksüz duruma göre daha yüksektir. Ortalama kuvvet değerlerinde ise yük farkı çok fazla olmamaktadır. Bu yüzden mekanik kayıp değerlerinde bu değişimin etkisi fazla yansımayacaktır.

Modelin bundan sonraki aşaması MATLAB 7.7.0 programı içerisinde çözdürülmüştür. Modelde endüstride kullanılan yağ türlerinden bazıları seçilmiş ve bu yağ türlerinin viskoziteleri sıcaklığa bağlı olarak (5.2) denkleminde elde edilmiştir.

$$\log(\log(\vartheta + 0.7)) = A - B \cdot \log(T) \quad (5.2)$$

Yatak tolerans mesafesinin yarıçaptan oldukça küçük olması nedeniyle yatak hızı olarak krank milinin dış yüzey hızı alınmış ve (5.3) eşitliğinde gösterilmektedir.

$$v = \pi \cdot n \cdot d \quad (5.3)$$

Yatak alanı hesaplaması ise (5.4) eşitliğinde ifade edilmektedir.

$$A = \pi \cdot d \cdot l \quad (5.4)$$

3. bölüm içerisinde Dagilis ve diğ. (2009) tarafından sunulan radyal yataklarda mekanik kayıpların analitik hesaplamasına yönelik çalışma esas alınmıştır. Analitik modelde, temel olarak bu çalışmadan yararlanılmıştır. (3.50) eşitliğinde sunulan yatak yük taşıma kapasitesi model içerisinde kullanılmaktadır. Yük taşıma kapasite değeri, geometrik boyutları ve yatak hızları belirli olan A Modeli yatağında eksantrisite oranını belirlemek için (5.5) eşitliği tekrar sunulmuştur.

$$W = \frac{\vartheta \mu \varepsilon l^3 c^{-2} (1 - \varepsilon^2)^{-2} \pi}{4} \cdot \sqrt{\left(\frac{16}{\pi^2} - 1\right) \varepsilon^2 + 1} \quad (5.5)$$

Yatak yükleri krank açısına bağlı elde edildiği için, eksantrisite oranı da KDA bağlı olarak elde edilmektedir. Yatak kayıpları eksantrisite oranına, geometrik boyutlara ve yatak hızına bağlı olarak (5.6) eşitliğinde tekrar sunulmaktadır.

$$P_{FR} = \frac{2\pi\mu\vartheta ld}{h} \cdot (1 - \varepsilon^2)^{-0.5} \quad (5.6)$$

Minimum film kalınlığı ise elde edilen eksantrisite oranına göre (5.7) eşitliğinde tekrar ifade edilmektedir.

$$h=c.(1- \varepsilon) \quad (5.7)$$

Oluşturulan modelde yatak ile mil temasının kontrolü yapılmaktadır. Eğer film kalınlığı (5.8) eşitliğinde ifade edilen minimum temas film kalınlığı değerinden düşük ise yatakta temas kabulü yapılmakta ve yatağa etki eden basınç (5.9) Greenwood eşitliği ile bulunmaktadır.

$$(h < 4\sigma') \quad (5.8)$$

$$P_c = 4.4086.10^{-5}.k'.E'.\left(4.0 - \frac{h}{\sigma'}\right)^{6.804} \quad (5.9)$$

KUM 1 ve KUM 2 yataklarında film kalınlığı dağılımı her açı değeri için elde edilmektedir. Yataklarda eğer film kalınlığı farkı olursa Şekil 5.7'deki gibi eğim oluşmaktadır. Kuvvetler yatakların orta noktalarından etki ettiği için alt ve üst yatak uçlarında temas durumu araştırılmaktadır. Üçgen için kullanılan basit geometrik hesaplar ile yatak uçlarındaki film kalınlıklarını hesaplamada kullanılan (5.10) eğim açısı eşitliği kullanılmaktadır.

$$\gamma = \frac{\tan^{-1}(|h - h_1|)}{L_2} \quad (5.10)$$

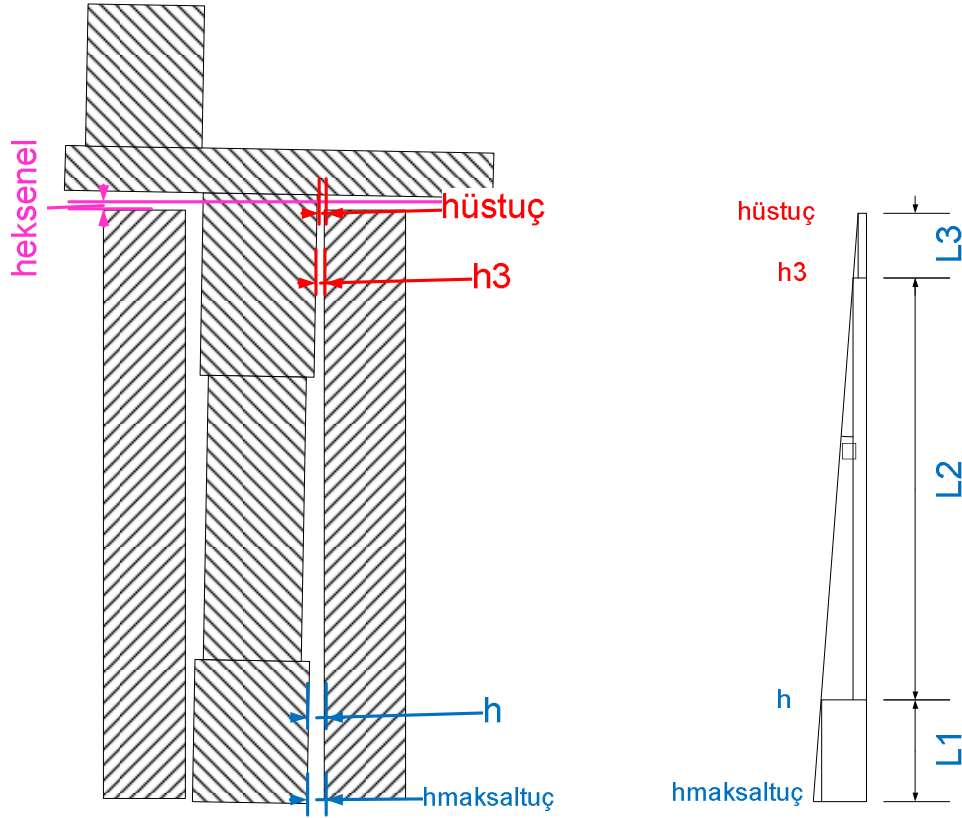
(5.11) ve (5.12) eşitliğinden $h_{\text{minaltu}\check{c}}$ ve $h_{\text{minüstu}\check{c}}$ değerleri krank açısına bağlı olarak bulunmaktadır.

$$h_{\text{altu}\check{c}} = L_1. \tan \gamma + h \quad (5.11)$$

$$h_{\text{üstu}\check{c}} = h_1 - L_3. \tan \gamma \quad (5.12)$$

Eksenel yatakta da eğimden dolayı film kalınlıklarında değişim olmaktadır. Bu değişim geometrik olarak (5.13) eşitliğinde gösterilmektedir.

$$h_{\text{eksenel}} = \left(\frac{D_{\text{dis}} - D_{\text{ic}}}{2}\right). \tan \varphi \quad (5.13)$$



Şekil 5.7 : Film kalınlığı farkından oluşan eğim ve temas olma durumu.

Krank oturma yüzeyinde bulunan basmalı yatak (BY) mekanik kayıpları, eğim durumu da göz önünde bulundurularak hesaplanmaktadır. Yatakta olması gereken film kalınlığı 3. bölümde gösterilen Khonsari ve Booser'ın (2001) (5.14) eşitliğinden hesaplanmaktadır. (5.15) eşitliğinde krank gövde oturma yüzeyinin alanı sunulmaktadır. Yatağa etkiyen basınç değeri ise (5.16) eşitliğinde gösterilmektedir. B, BY yatak ortalama çevresini ifade etmekte ve (5.17) eşitliğinden analitik olarak bulunmaktadır. (5.18) eşitliğinde radyal yönde olan L boyu hesabı gösterilmektedir. Geometrik parametreler Şekil 3.11'de şematik olarak sunulmuştur. Eksenel yatak hızı ise yatak dış ve iç yarıçaplarının ortalaması alınarak (5.19) eşitliğinde hesaplanmaktadır.

$$h_2 = K_h \left(\frac{\vartheta \cdot B \cdot L \cdot U^2}{P_{ort}} \right)^{0.5} \quad (5.14)$$

$$A_{eksenel} = \pi \cdot (D_{dis}^2 - D_{ic}^2) \quad (5.15)$$

$$P_{ort} = (m_{krank} + m_{rotor}) \cdot g / A_{eksenel} \quad (5.16)$$

$$B = \pi * \left(\frac{D_{dis} + D_{ic}}{2} \right) \quad (5.17)$$

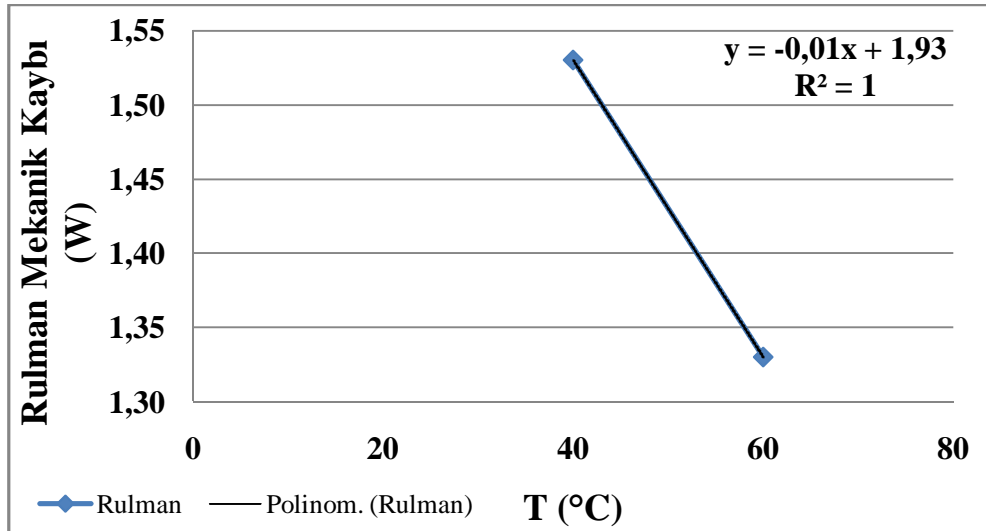
$$L = D_{dis} - D_{ic} \quad (5.18)$$

$$U = \pi * \left(\frac{D_{dis} + D_{ic}}{2} \right) * n \quad (5.19)$$

K_h faktörü aksel yatağın en boy oranı ile yatak başında ve sonundaki film kalınlığı oranına bağlı olarak elde edilmektedir. K_h faktörü Çizelge 3.1’de verilen değerlerden hesaplanmaktadır. Aksel yatakta oluşan mekanik kayıp değeri (5.20) eşitliğinde gösterilmiştir. K_f faktörü K_h faktörüne benzer şekilde en boy oranı ile film kalınlıkları oranına bağlı olarak hesaplanmakta ve bu değerler Çizelge 3.1’de ifade edilmektedir.

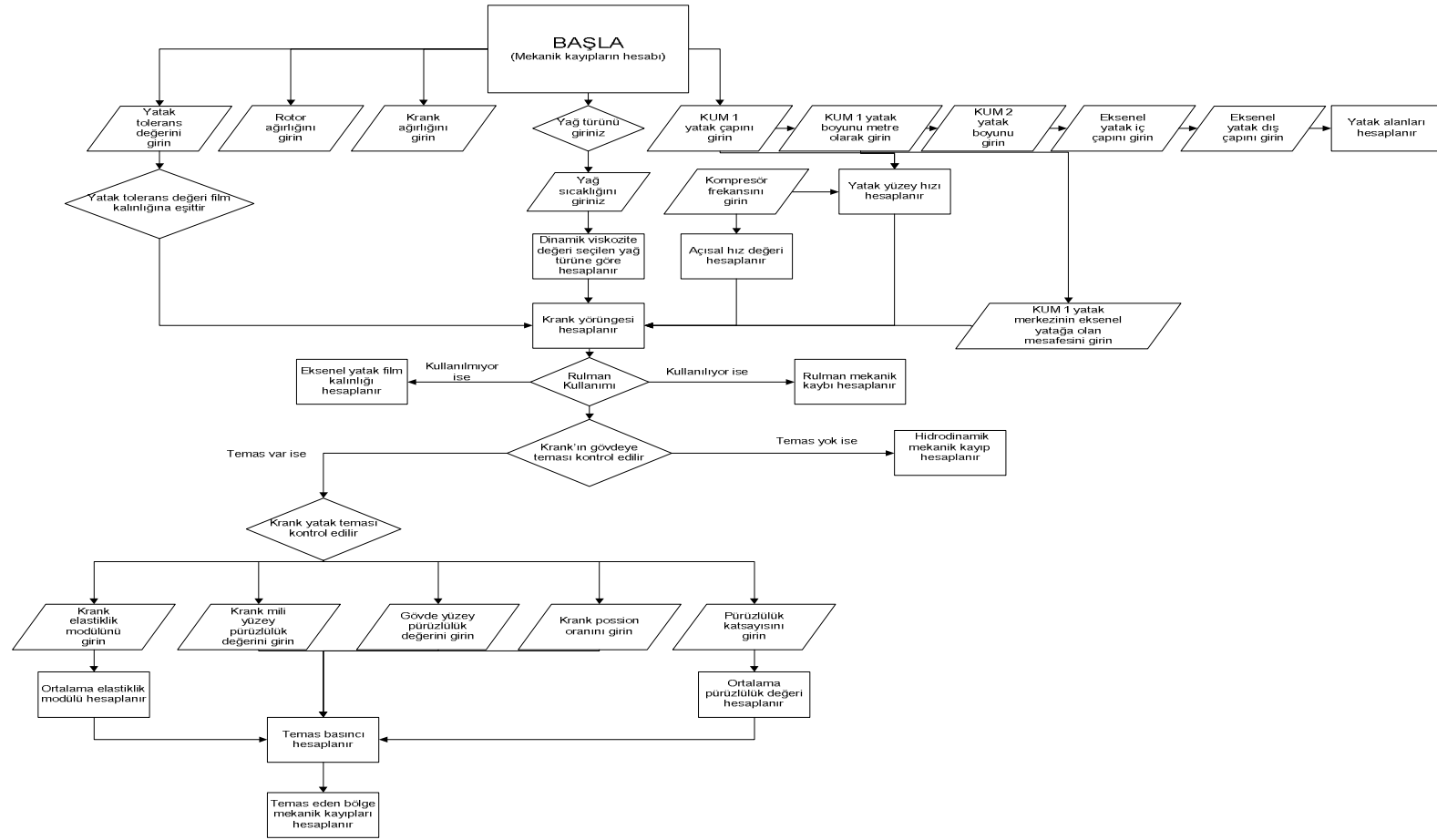
$$W_{ax.mec} = \frac{K_f \cdot \mu \cdot U^2 \cdot B \cdot L}{h_2} \quad (5.20)$$

Literatürde rulman uygulamaları için sürtünme kayıpları genel olarak deneysel hesaplanmaktadır. Bu tez çalışmasının içerisinde rulman sürtünme kaybı deneysel veriler ile teorik verilerin kullanılması ile elde edilmektedir. Grafik denkleminde y ile ifade edilen terim rulman sürtünme kaybını x ile ifade edilen terim ise sıcaklık değerlerini ifade etmektedir.



Şekil 5.8 : Rulman sürtünme kaybı hesabı.

Yukarıdaki eşitliklerin MATLAB programı içerisinde yazıldığı modelin algoritması Şekil 5.9’da sunulmuştur.



Şekil 5.9 : Model Algoritması.

5.2 Model Sonuçları

MATLAB 7.7.0 programı içerisinde hazırlanan modelde Ölçüm Sistemi-2 deney düzeneğinde kullanılan A Model kompresörüne ait boyutlar, sıcaklıklar, ağırlıklar ve pürüzlülük değerleri kullanılmaktadır. Modelde 10 cSt ve 5 cSt kinematik viskozite değerlerine sahip 2 çeşit yağ kullanılmaktadır. Yatak tolerans değeri KUM 1 ve KUM 2 yatağında modeller sonucunda oluşan en küçük film kalınlığı değerine oranlanarak boyutsuz sunulmuştur. A Modeline ait girdiler Çizelge 5.1’de sunulmaktadır.

Çizelge 5.1 : A Modeline ait model içerisinde kullanılan parametreler.

Boyutsuz Yatak Boşluğu (Tolerans) Değeri ($\mu\text{m}/\mu\text{m}$)	4.314
KUM 1 Yatak Alanı (mm^2)	429.8
KUM 2 Yatak Alanı (mm^2)	701.2
Eksenel Yatak Alanı (mm^2)	164.5
Eksenel Yatak Uzunluğu (mm)	6.8
Eksenel Yatak Genişliği (mm)	48.4
Eksenel Yatağa Etkiyen Basınç, P_{ort} (Pa)	4471.4
Krank ve Rotor Ağırlığı (kg)	0.75
Krank Yatakları Ortalama Young Modülü (MPa)	100000
KUM 1 ve KUM 2 Ortalama Pürüzlülük Değeri (μm)	0.29
KUM 1 ve KUM 2 Yatak Yüzey Hızları (m/s)	1.84
BY yatak ortalama yağ hızı (m/s)	2.36
60°C 10 cSt Dinamik Viskozite Değeri (kg/ms)	0.0045
60°C 5 cSt Dinamik Viskozite Değeri (kg/ms)	0.0027
40°C 10 cSt Dinamik Viskozite Değeri (kg/ms)	0.0081
40°C 5 cSt Dinamik Viskozite Değeri (kg/ms)	0.0043

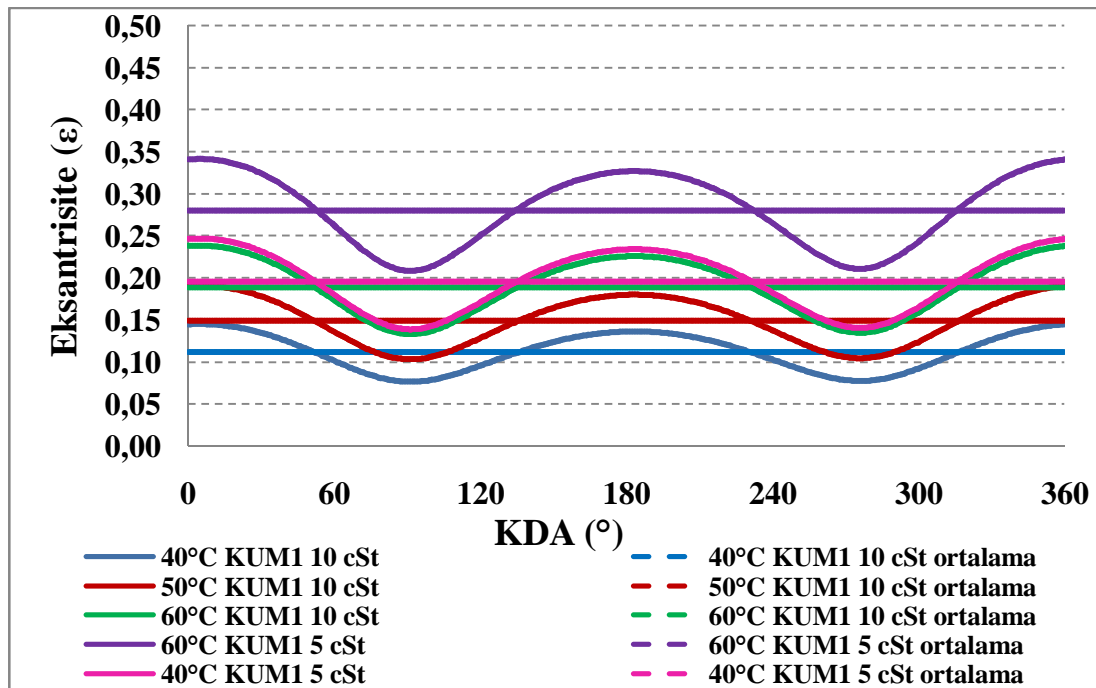
Boşta çalışma koşullarına göre MATLAB programı içerisinde elde edilen model sonuçları Çizelge 5.2’de özetlenmiş olarak sunulmaktadır.

Çizelge 5.2 : A Modeli MATLAB model sonuçları.

Yağ sıcaklığı 60°C	Krank yatakları (10 cSt) (W)	Krank yatakları + Eksenel rulman (10 cSt) (W)	Krank yatakları + Eksenel rulman (5 cSt) (W)	Eksenel rulman + KUM 2'de 5 mm kısaltma (10 cSt) (W)	Eksenel rulman + KUM 2'de 5 mm kısaltma (5 cSt) (W)
A Modeli	4.51	3.05	2.10	2.77	1.94
Yağ sıcaklığı 40°C	Krank yatakları (10 cSt) (W)	Krank yatakları + Eksenel rulman (10 cSt) (W)	Krank yatakları + Eksenel rulman (5 cSt) (W)	Eksenel rulman + KUM 2'de 5 mm kısaltma (10 cSt) (W)	Eksenel rulman + KUM 2'de 5 mm kısaltma (5 cSt) (W)
A Modeli	6.79	4.59	2.86	4.08	2.60

Modelde boşta çalışma koşullarında yatağa etki eden yük az olduğu için yüklü durumdaki eksantrisite, film kalınlığı değerleri de ayrıca incelenmelidir. KUM 1 ve KUM 2 yataklarına yüklü durumda etkiyen boyutsuz kuvvet değerlerine göre sonuçlar irdelenmiştir. Eksantrisite ve film kalınlığı değerleri sırasıyla boşta çalışma koşulu ve yüklü koşul için verilmiştir.

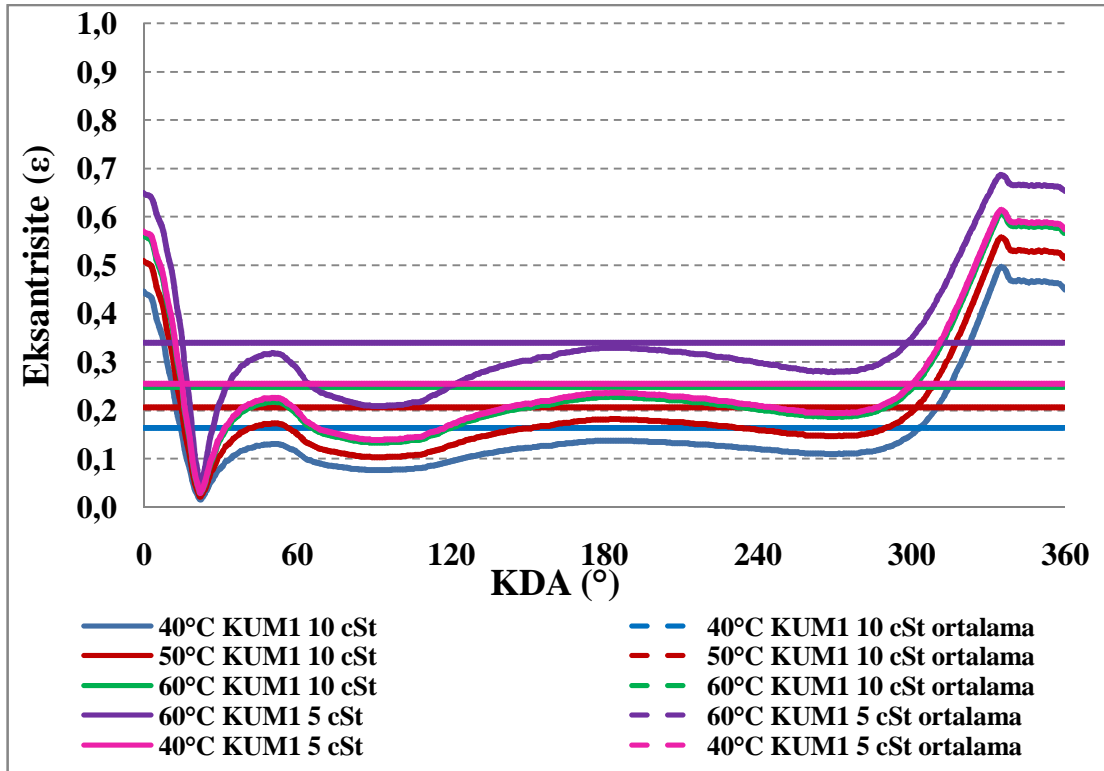
KUM 1 yatağının boşta çalışma koşulları altında eksantrisitesindeki değişim ve ortalama eksantrisite değerleri Şekil 5.10 dâhilinde sunulmuştur.



Şekil 5.10 : Boşta çalışma koşulları için KUM 1 yatağı eksantrisite değişimi.

Boşta çalışma koşullarında KUM 1 yatağı daha merkezde dönmektedir. Maksimum eksantrisite 60 °C 5 cSt koşulunda ortaya çıkmakta ve rakamsal olarak **0.35** olmaktadır. Viskozitenin düşmesi ile yatak yük taşıma kapasitesi azalmaya başlamakta ve yatak merkezden uzaklaşmaktadır. Ancak yatak gövdeyle temas etmemektedir. Yatak üzerine etkiyen yük atalet kuvvetleridir. Bu yüzden yatak dönme ekseninden çok sapmamaktadır.

Modelde krank yatakları ayrı olarak incelenmektedir. Krank yataklarında gerçek koşullarda KUM 1 ve KUM 2 yataklarına etkiyen yükler kullanılarak temas durumu kontrol edilmiştir. Yüklü koşullar altında KUM 1 yatağına etkiyen yüke bağlı olarak eksantrisitesindeki değişim ve ortalama eksantrisite değerleri Şekil 5.11’de sunulmaktadır.

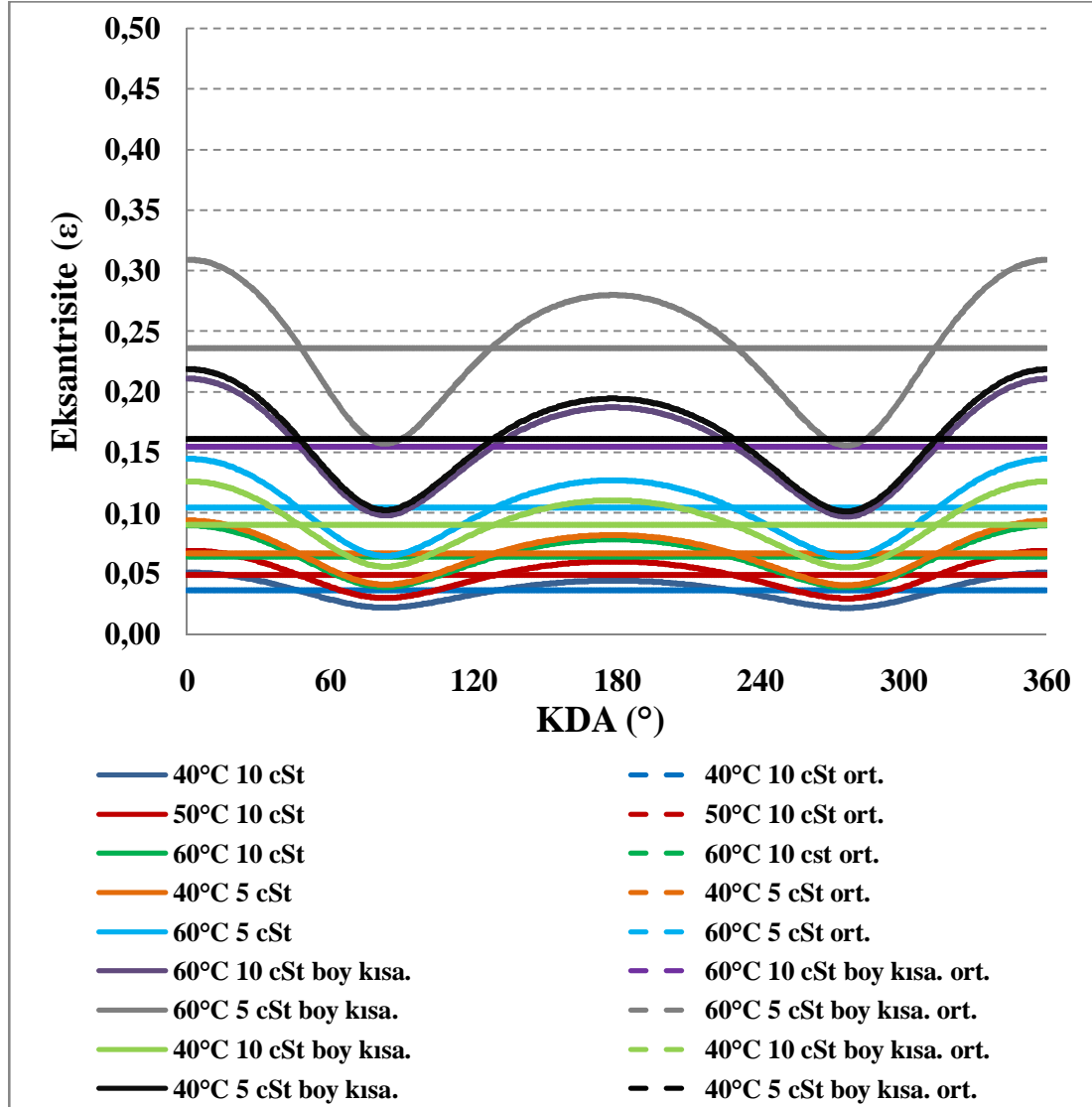


Şekil 5.11 : Yüklü durum için KUM 1 yatağı eksantrisite değişimi.

Yüklü durum için eksantrisite oranı aynı viskozite değerlerinde yatak sıcaklığı arttığı zaman artmaktadır. Yatak sıcaklığı düştüğü ve daha yüksek viskoziteli yağ kullanıldığı zaman mil yatak eksenine daha yakın dönmeye başlamaktadır. Maksimum eksantrisite 60°C ve 5 cSt viskoziteli yağ kullanımında **0.69** olarak görülmektedir. Krank tüm durumlarda yatağına temas etmemektedir. Krank pistonun sıkıştırma evresi olarak bilinen 330° ile 360° arasında yatağına daha fazla

yakınlaşmaktadır. Emme safhası olarak bilinen 0° civarında krank, yatak eksenine doğru hareket etmektedir. KUM 1 yatağında boşta çalışma koşulu ile yüklü durumdaki eksantrisite değişim eğilimi farklı olduğu göze çarpmaktadır.

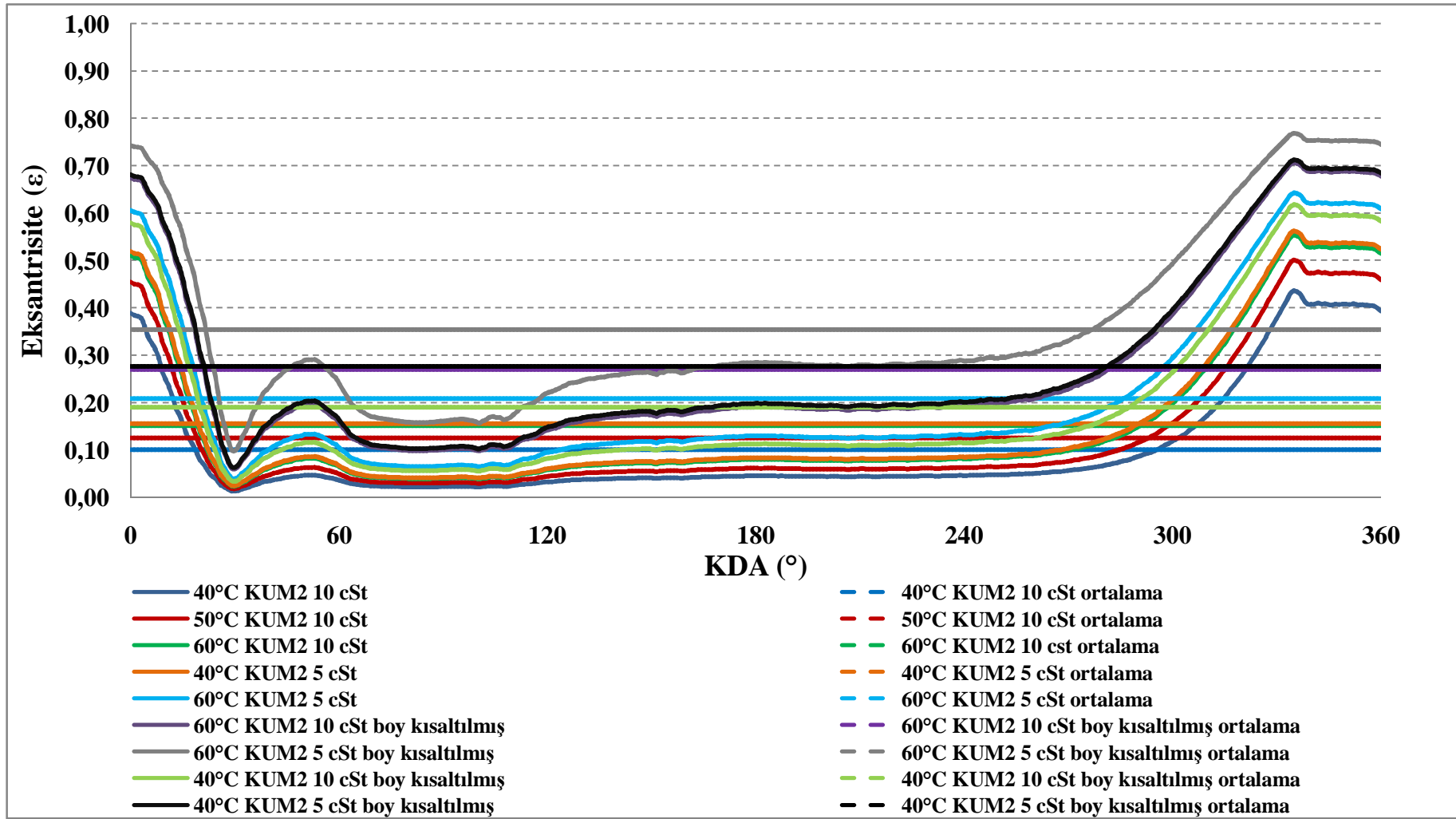
Boşta çalışma koşullarında KUM 2 yatağının KDA açısına bağlı olarak eksantrisite değişimi Şekil 5.12’de sunulmaktadır.



Şekil 5.12 : Boşta çalışma koşulları için KUM 2 yatağı eksantrisite değişimi.

Boşta çalışma koşulları altında KUM 2 yatağının eksantrisite değişim eğilimi KUM 1 yatağı ile benzer olmaktadır. Maksimum eksantrisite değişimi 60°C 5 cSt viskoziteli ve KUM 2 yatağının 5 mm kısaltıldığı durumda, rakamsal olarak **0.31** değerinde oluşmaktadır. Mil tüm durumlarda gövdeye temas etmemektedir.

Yüklü durum için KUM 2 yatağının KDA açısına bağlı olarak eksantrisite değişimi Şekil 5.13’de gösterilmektedir.



Şekil 5.13 : Yüklü durum için KUM 2 yatağı eksantrisite değişimi.

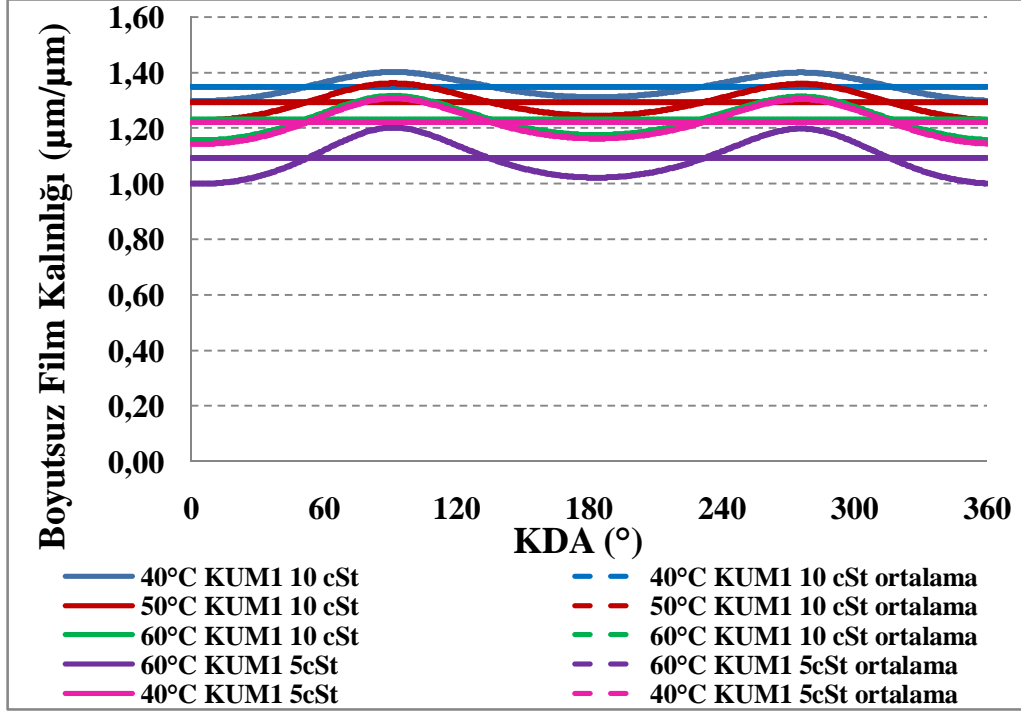
KUM 1 yatağına göre KUM 2 yatağında eksantrisite değişim verilerinin fazla olmasının nedeni KUM 2 yatak boyunun kısaltma işlemleri nedeniyle olmaktadır. Yüklü durumda kısaltma işlemleri ve viskozite değişimi, eksantrisitede değişime neden olmaktadır. Model sonuçlarında en fazla eksantrisite, 60°C 5 cSt ve KUM 2 yatağı 5 mm kısaltılmış yatakta **0.77** değerinde görülmektedir. Krankın yatağa yaklaşma ve uzaklaşma noktaları KUM 1 yatağı ile benzer bölgelerdedir. Yağ viskozitesinin düşük olduğu, çalışma sıcaklığının yükseldiği ve yatak alanının azaldığı deney şartlarında eksantrisite diğer durumlara göre artmaktadır. Eksantrisite yüklü koşullar altında hem KUM 1 hem de KUM 2 yatağı için en düşük 40°C yağ sıcaklığında 10 cSt viskoziteli yağ kullanımında ortaya çıkmaktadır.

Yatak çevresi hayalî 360 eşit parçaya ayrılmış, piston ÜÖN da iken krank dış çapında bir nokta işaretlenmiştir. Bu noktanın 360 eşit parça üzerindeki açısal değişiminden eksantrisite değeri elde edilmektedir. Bu değere bağlı olarak her bir noktadaki film kalınlığı değeri, yatak boşluğu ile eksantrisiteye bağlı olarak elde edilmektedir. Eksantrisite KDA bağlı olarak değiştiği için film kalınlığı da KDA açısına bağlı olacaktır.

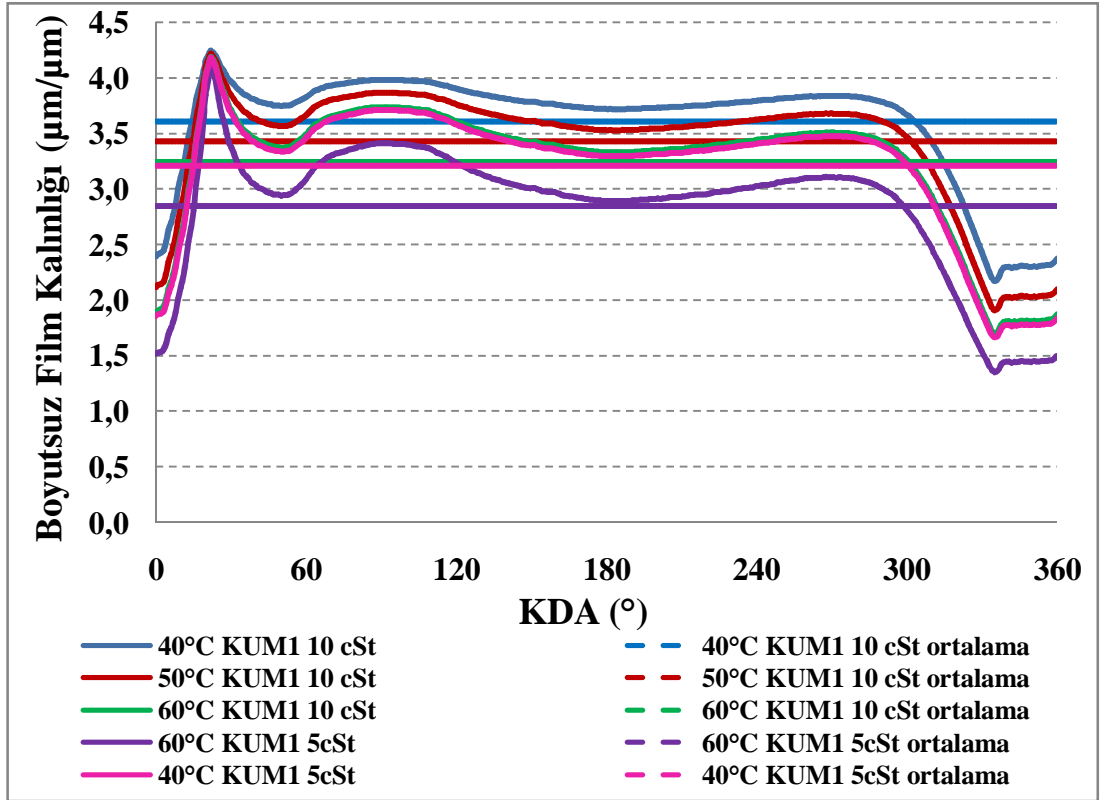
KUM 1 yatağının boşta çalışma koşulları altında boyutsuz film kalınlığı değişimi Şekil 5.14'te gösterilmiştir. Boyutsuz film kalınlığına, KUM 1 ve KUM 2 yatağında hesaplanan film kalınlığı değerleri içerisindeki en küçük film kalınlığı değeri 1 alınarak ulaşılmaktadır. Bu durum hem boşta hem de yüklü koşullar için ayrı olarak elde edilmektedir.

Boşta çalışma koşulları altında KUM 1 ve KUM 2 yataklarında sınır yağlama için yatak pürüzlülüğüne bağlı olan boyutsuz kritik film kalınlığı, **0.16 $\mu\text{m}/\mu\text{m}$** değeridir. Yatağın temas durumunun kontrolü için film kalınlığının bu değerden daha yüksek olması gerekmektedir. Film kalınlığı tüm şartlarda KUM 1 yatağı boyunca kritik değer altına inmediği için yataklar hidrodinamik yağ rejiminde çalıştığı söylenebilir.

Boşta çalışma koşulları altında atalet kuvvetinin etkisinin basınç kuvvetlerine göre az olduğu yüklü durumda boyutsuz film kalınlığı parametresi değerinin kritik film kalınlığı değerine yakın olduğu gözlemlenerek elde edilebilir. Ayrıca boşta çalışma koşullarında boyutsuz film kalınlığı değişimi sinüs eğrisine de benzemektedir.



Yüklü koşullar altındaki KUM 1 yatağında boyutsuz film kalınlığı değişimi Şekil 5.15 dâhilinde verilmektedir.



Yüklü çalışma koşulları altında KUM 1 ve KUM 2 yataklarında sınır yağlama için yatak pürüzlülüğüne bağlı olan boyutsuz kritik film kalınlığı, **0.39 $\mu\text{m}/\mu\text{m}$** değeridir. Film kalınlığı tüm şartlarda KUM 1 yatağı boyunca kritik değerin altına inmediği için yataklar hidrodinamik yağ rejiminde çalıştığı söylenebilir.

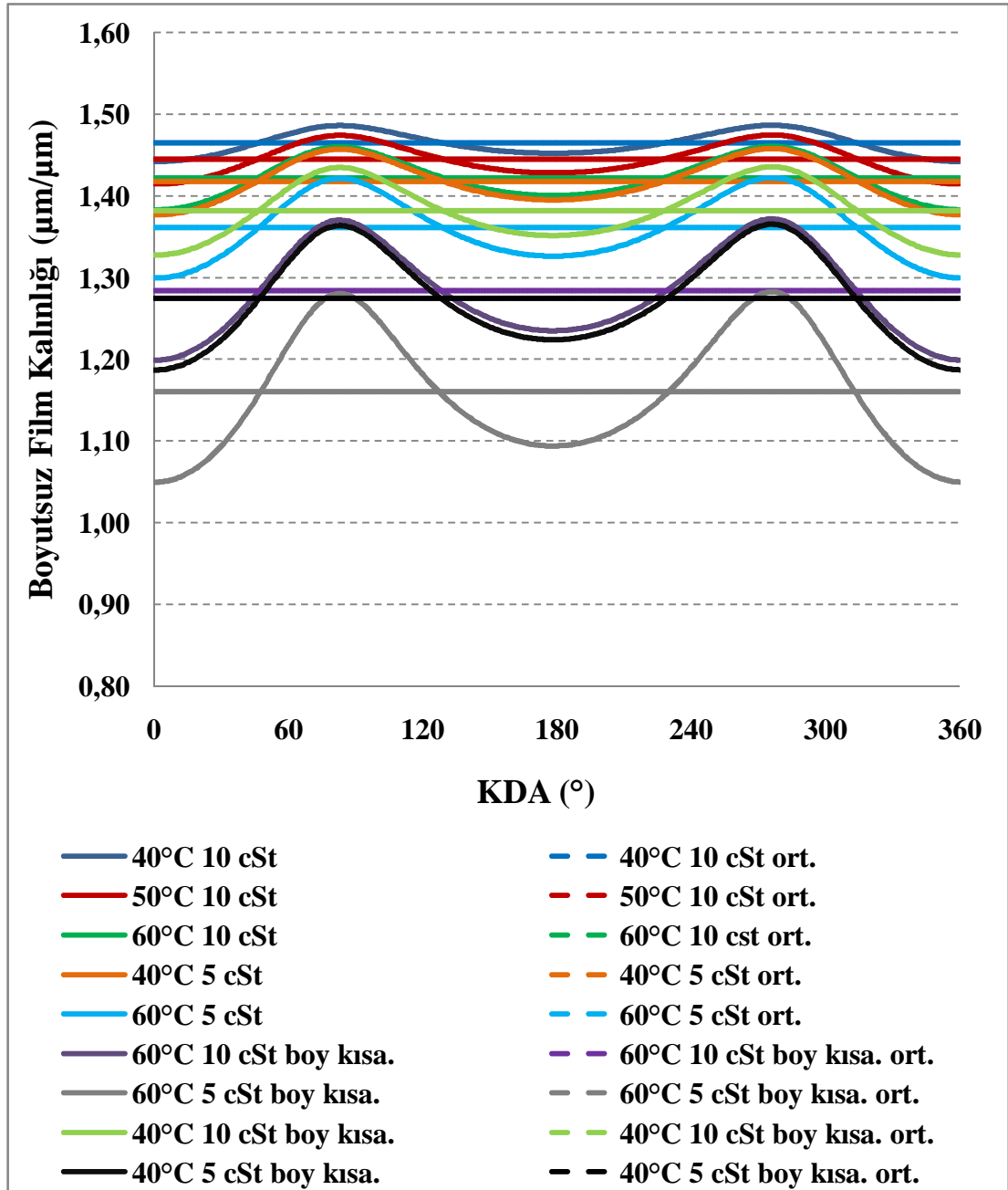
Yağ film kalınlıklarının yataklardaki yük dağılımının farklı olmasından dolayı eğim oluşmakta idi. Bu eğim neticesinde yatak uçlarında yağ film kalınlıkları minimum olmaktadır. KUM 1 yatağında, yatak uçları her bir durum için modelde kontrol edilmektedir. Eğer yatak uçlarında yağ film kalınlıkları kritik değerin altına inerse model sonucunda temas oluşan yatak bölgesi uyarı olarak gösterilmektedir. KUM 1 yatağı için hem boşta hem de yüklü durumda yatak uçlarında temas oluşmamaktadır.

Boşta çalışma koşulları altında KUM 2 yatağı için boyutsuz film kalınlığı değişimi Şekil 5.16'da gösterilmiştir.

Boşta çalışma koşulları altında film kalınlığı tüm modellemelerde KUM 2 yatağı boyunca kritik değerin altına inmediği için KUM 1 yataklarında olduğu gibi yatakların hidrodinamik yağ rejiminde çalıştığı söylenebilir. Aynı deney koşullarına sahip modellerde (aynı yağ sıcaklığı ve viskoziteye sahip modeller) boyutsuz film kalınlıkları KUM 2 yatağına çok yakın ancak KUM 2 den biraz az hesaplanmaktadır. KUM 2 yatak uçları KUM 1 yatak durumu gibi incelenerek temas durumu kontrol edilmekte ve yatak uçlarında temas olmadığı belirlenmektedir.

KUM 2 yatağı için yine KUM 1 yatağı için yapılan değerlendirme geçerli olmaktadır. Boşta çalışma koşulları altında atalet kuvvetinin etkisinin basınç kuvvetlerine göre az olduğu yüklü durumda boyutsuz film kalınlığı parametresi değerinin kritik film kalınlığı değerine yakın olduğu gözlemlenerek elde edilebilir. Ayrıca boşta çalışma koşullarında boyutsuz film kalınlığı değişimi sinüs eğrisine de benzemektedir.

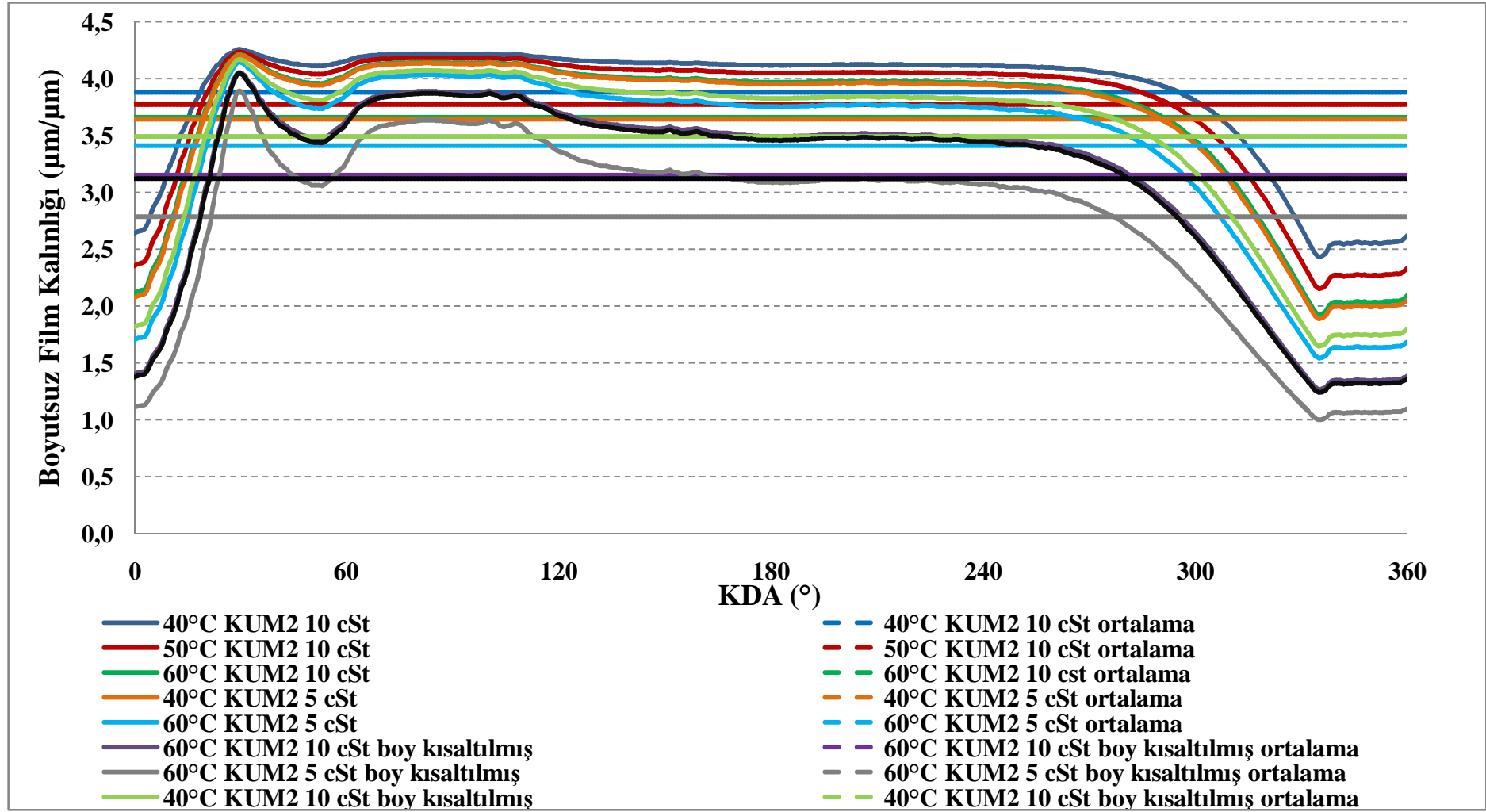
Film kalınlığı krank yatağında herhangi bir konumunu vermemektedir. Pistonun üst ölü noktasındaki konumu ile alt ölü noktaya ulaşır tekrar üst ölü noktaya ulaşması sırasında krank radyal yatakları olan KUM 1 ve KUM 2 yataklarında oluşan pistonun konumuna bağlı elde edilen parametredir. Böylece krank tarafında temas ve aşınma durumu kontrol edilmektedir. Gerçekte kaymama koşulu etkin olsa idi krankın pozisyonu da elde edilebilirdi.



Şekil 5.16 : Boşta çalışma koşulları altında KUM 2 yatağı film kalınlığı değişimi.

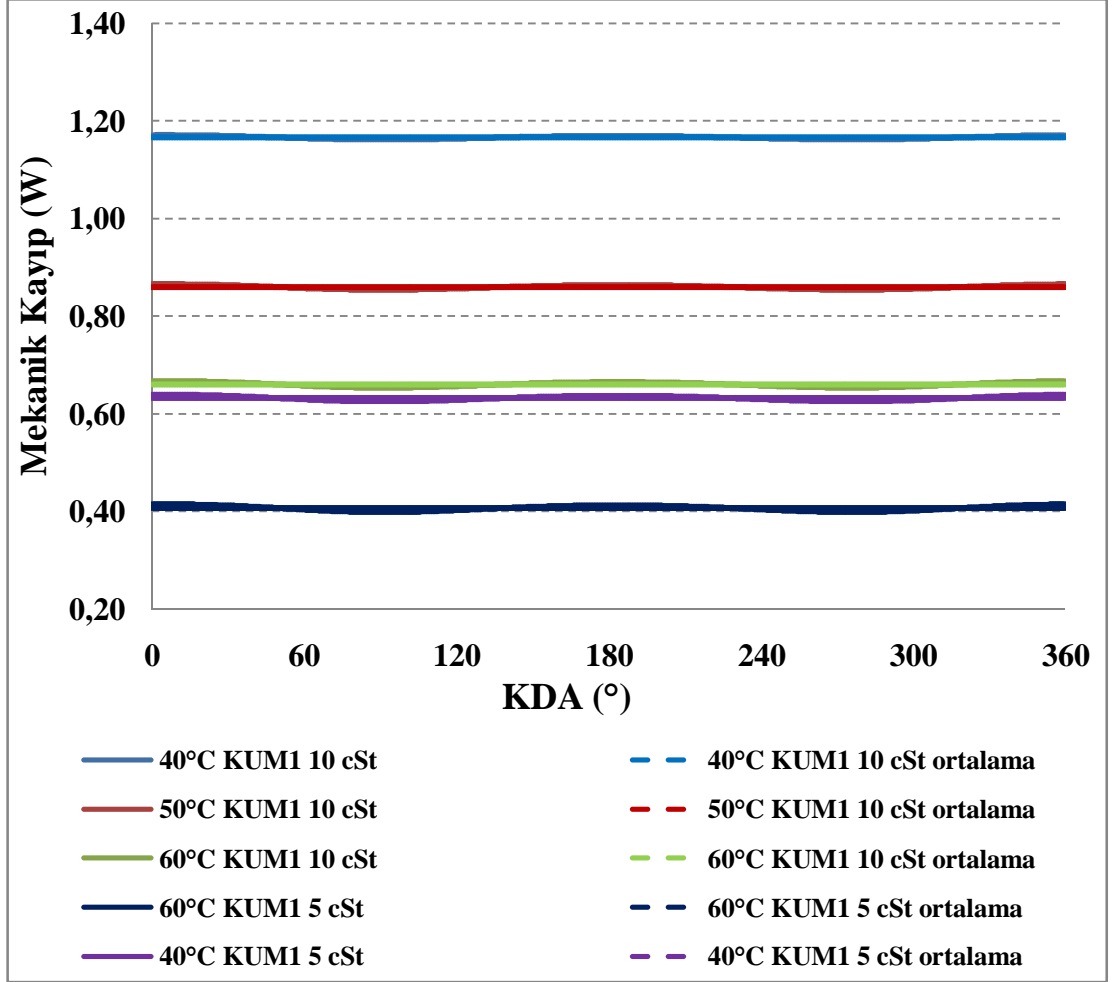
KUM 2 yatağı için boyutsuz film kalınlığı değişimi Şekil 5.17’de gösterilmiştir.

Yüklü çalışma koşullarında film kalınlığı tüm modellemelerde KUM 2 yatağı boyunca kritik değer altına inmediği için KUM 1 yataklarında olduğu gibi yatakların hidrodinamik yağ rejiminde çalıştığı söylenebilir. Aynı deney koşullarına sahip modellerde (aynı yağ sıcaklığı ve viskoziteye sahip modeller) boyutsuz film kalınlıkları KUM 2 yatağında daha fazladır. KUM 2 yatak uçları KUM 1 yatak durumu gibi incelenerek temas durumu kontrol edilmekte ve yatak uçlarında temas olmadığı belirlenmektedir.



Şekil 5.17 : Yüklü durum için KUM 2 yatağı boyutsuz film kalınlığı değişimi.

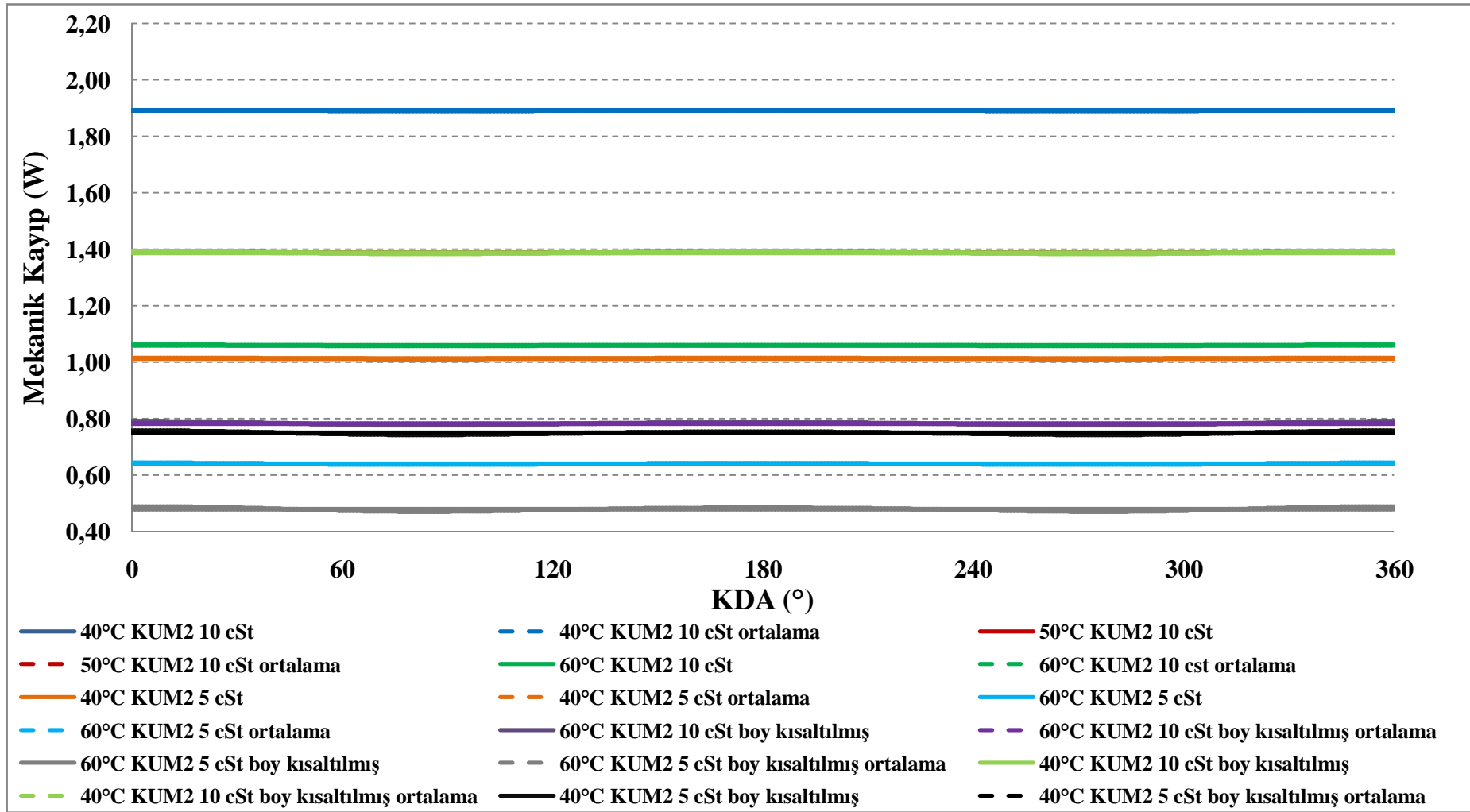
Ölçüm Sistemi-2'den elde edilen mekanik kayıp değerleri boşta çalışma koşullarına ait olduğu için bu bölümde model içerisinde hesaplanan mekanik kayıp değerleri sadece boşta çalışma koşullarına göre verilecektir. Boşta çalışma koşulları altında KUM 1 yatağında mekanik kayıp değerlerinin KDA bağlı değişimi ile ortalama mekanik kayıp değerleri Şekil 5.18'de sunulmuştur.



Şekil 5.18 : Boşta çalışma koşulları için KUM 1 yatağı mekanik kayıp değişimi.

Yağ viskozitesi azaltıldığı ve yağ sıcaklığı arttırıldığı zaman viskoz kuvvetlerin etkisi azalmakta ve mekanik kayıp değerlerinde düşüş görülmektedir. Krank yatağa temas etmediği ve/veya çok yakınlaşmadığı için yağ viskozitesindeki azalmanın etkisi daha belirgin olmaktadır. KUM 1 yatağı için maksimum ortalama **1.17 W**, minimum **0.41 W** mekanik kayıp değerleri elde edilmektedir. KUM 1 yatağında mekanik kayıplarda % **65** civarında azaltma yapılabilmektedir.

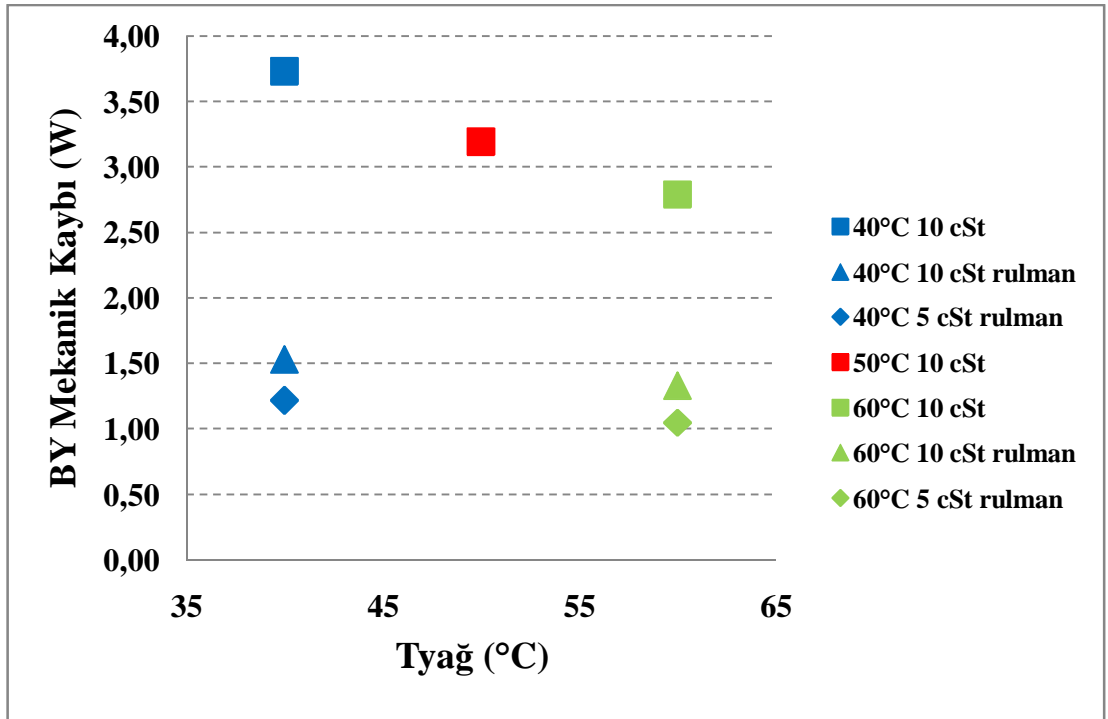
KUM 2 yatağında mekanik kayıp değerlerinin KDA bağlı değişimi ile ortalama mekanik kayıp değerleri Şekil 5.19'da sunulmuştur.



Şekil 5.19 : Boşta çalışma koşulları için KUM 2 yatağı mekanik kayıp değişimi.

KUM 1 yatağında olduğu gibi yağ viskozitesi azaltıldığı ve yağ sıcaklığı artırıldığı zaman viskoz kuvvetlerin etkisi azaltılmaktadır. Ayrıca KUM 2 yatak boyu 5 mm azaltıldığı zaman mekanik kayıp değerlerinde azalma gözlenmektedir. Krank yatağa temas etmediği için yağ viskozitesi ve yatak boyunun azaltılmasının etkisi daha kolay görülmektedir. KUM 2 yatağı için maksimum ortalama **1.89 W** minimum **0.48 W** mekanik kayıp değerleri elde edilmektedir. KUM 2 yatağında mekanik kayıplarda **% 78** civarında azaltma yapılmaktadır.

BY’de oluşan mekanik kayıp değerleri Şekil 5.20’de sunulmaktadır. BY’de oluşan mekanik kayıp değerleri ortalama olarak sunulmuştur. BY’de rulman kullanımının etkisi ile yağ viskozitesinin ve sıcaklık değişiminin etkisi incelenmektedir. BY’de kullanılan rulman Şekil 5.21’de şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 5.20 : Boşta çalışma koşullarında BY ortalama mekanik kayıp değerleri.

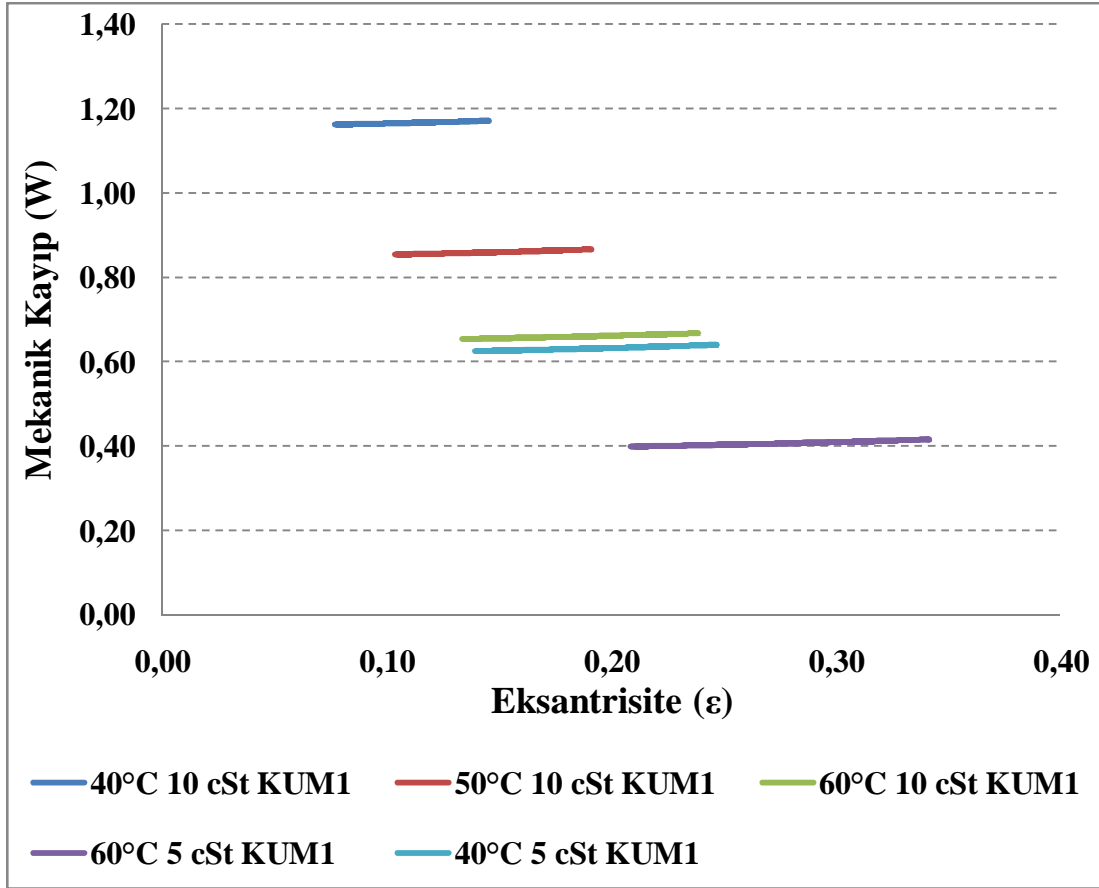


Şekil 5.21 : BY’de kullanılan aksenal rulman kullanımı.

A Modelinin BY’ında orijinal durumda mekanik kayıp değerleri rulman kullanım durumuna göre yüksek olduğu görülmektedir. 40°C 10 cSt yağ kullanımında rulman kullanımının etkisinin kazancı **2.10 W (%31)**, 60°C 10 cSt yağ kullanımında rulman kullanımının etkisi **1.47 W (%32)** olmaktadır. Rulman kullanımının etkisinin

sıcaklık arttıkça düşmesinin nedeni, BY mekanik kayıp değerinin yüksek viskozitede daha fazla olması ve BY yüzeyi üzerine rulman kullanımı ile düşük sıcaklıklarda daha fazla kazanç sağlanabilir. Bu durumun aksine düşük viskoziteli şartlarda BY yüzeyine rulman eklemenin kazancı daha az olabileceği söylenebilir. **0.63 W** mekanik kayıp farkının bu durumdan kaynaklandığı yorumu yapılabilir.

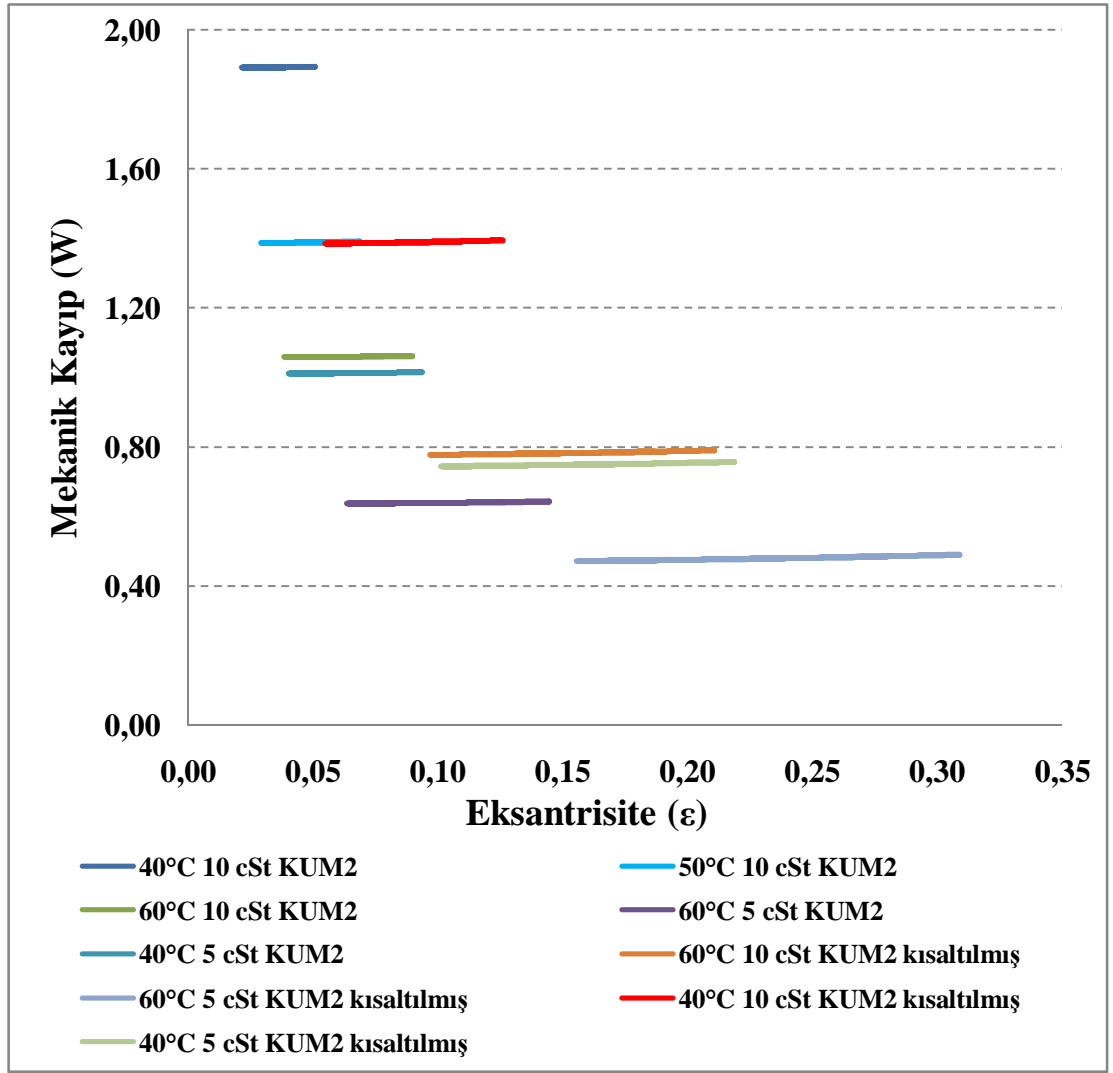
Eksantrisitenin etkisini daha iyi incelemek için Şekil 5.22’de KUM 1 yatağında eksantrisitenin mekanik kayba etkisi gösterilmektedir.



Şekil 5.22 : KUM1 yatağında eksantrisitenin mekanik kayıp değerlerine etkisi.

Eksantrisite arttığı zaman mekanik kayıplarda da artış olmaktadır. Eksantrisite 1’e yaklaştığı zaman mekanik kayıp değerlerinde milin yatak içerisindeki eş eksenli pozisyona göre 3 kata kadar artış görüldüğü bilinmekte idi. Ancak milin yatak içerisinde bu derecede yaklaşmadığı tespit edilmektedir.

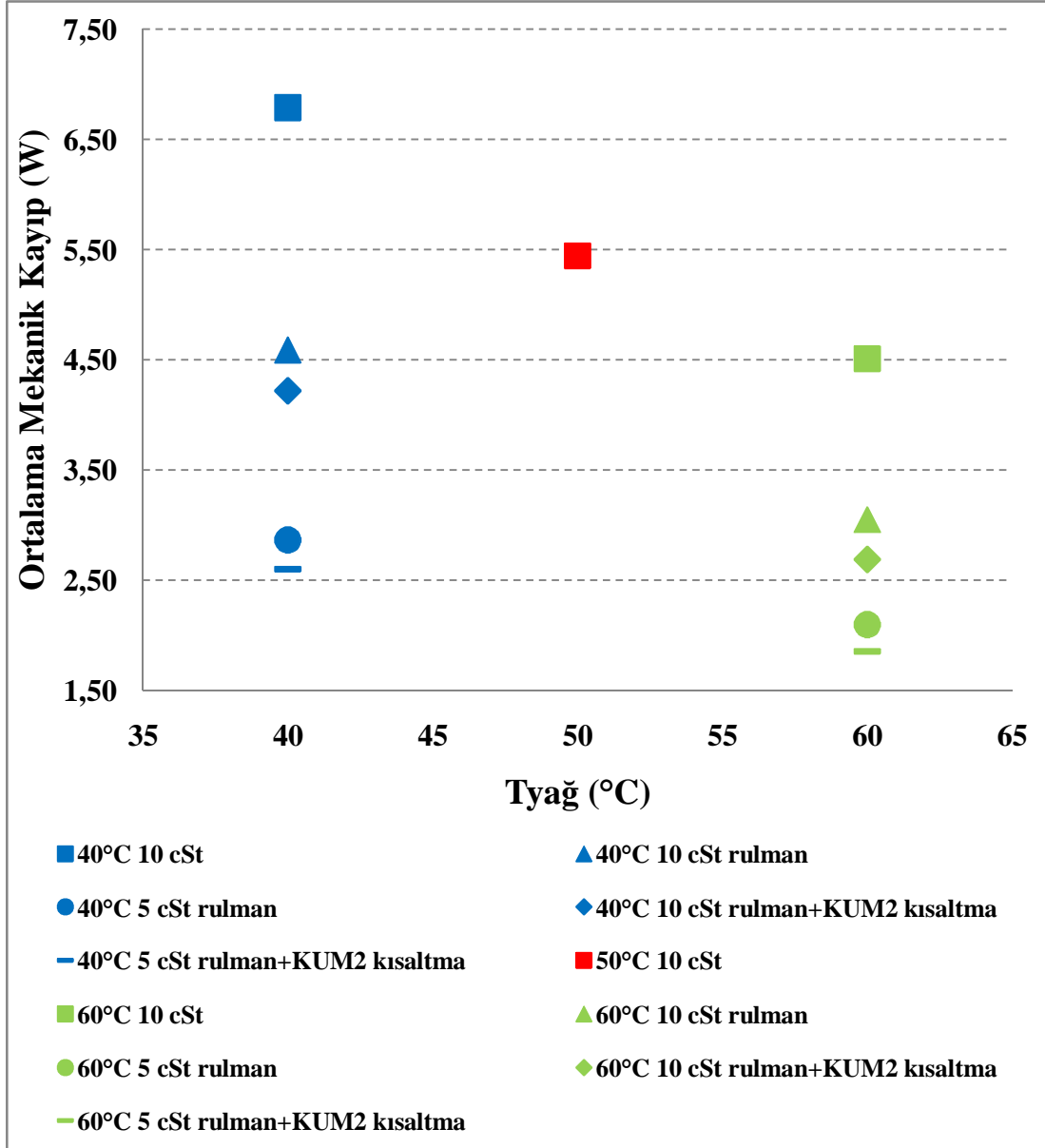
KUM 2 yatağında eksantrisitenin mekanik kayıp değerlerine etkisini ifade eden grafik Şekil 5.22’de sunulmaktadır. Milin boşta çalışma koşulları altında yatak merkezine yakın olarak döndüğü görülmektedir. Ancak atalet kuvvetlerinin etkisi nedeni ile krankın tam merkez üzerinde dönmediği belirlenmiştir.



Şekil 5.23 : KUM 2 yatağında eksantrisitenin mekanik kayıp değerlerine etkisi.

KUM 2 yatağında da görüleceği üzere eksantrisite mekanik kayıp değerlerini az arttırmaktadır. Krank yatak içerisinde herhangi bir bölgeye temas etmemektedir.

Model içerisinde hesaplanan üç yataktaki mekanik kayıp değerlerinin ortalaması toplanarak Şekil 5.24'te sunulmaktadır. Üç farklı sıcaklık ve aynı sıcaklıkta iki farklı viskozite değerlerinin sonuçlarının ortalaması alınmıştır. Yapılan iyileştirmelerin etkisi model sonuçları içerisinde de görülmektedir. 40°C için yapılan iyileştirmelerin kazancı 60°C için elde edilen iyileştirmelerden fazla olmaktadır. 3. Bölümde Dagilis ve Vaitikus'un (2007) çalışmasında gösterilen viskozite sıcaklık eğrisinde gösterildiği gibi düşük sıcaklıklarda kayıp daha fazla olmakta ve aksine yüksek sıcaklıklarda sürtünme kayıp değeri daha az olmaktadır. Düşük sıcaklıklarda yapılan iyileştirmelerin kazancının fazla olmasının nedeni bu olmaktadır.



Şekil 5.24 : KUM 1, KUM 2 ve BY ortalama mekanik kayıp değerleri toplamı.

Model sonuçlarının genel olarak karşılaştırılmasını özeti Çizelge 5.3'te sunulmaktadır. Model sonuçları, deney sonuçlarını rakamsal olarak tam doğrulamasa da deney şartları için belirlenen değişimlerin etkisini birebir karşılamaktadır. Tüm durumlar için bulunan farklar çizelgede ayrı olarak sunulmaktadır. Bu detaylı çalışmada elde edilen kazançlar ilk sütunda (W) cinsinden ikinci sütunda ise % olarak sunulmaktadır. Elde edilen kazançlar krank yatağı için çok büyük olmaktadır. Bu nedenle krank yataklarının aşırı güvenli olarak tasarlandığı düşünülmektedir. Yapılan iyileştirmeler neticesinde % 50- % 60 civarında mekanik kayıp değerlerinde azalma görülmektedir.

Çizelge 5.3 : Modelleme sonucu mekanik kayıp değerleri arasındaki farklar.

	Mekanik kayıp değerinde değişim (W)	Mekanik kayıp değerinde değişim (%)
Orijinal durumda 40°C ile 60°C fark	2.28	34
10 cSt 60°C'de Orijinal durum ile Rulmanlı durum farkı	1.47	32
10 cSt 40°C 'de Orijinal durum ile Rulmanlı durum farkı	2.1	31
10 cSt Rulmanlı durum 40°C ile 60°C farkı	1.54	33
5 cSt Rulmanlı durum 40°C ile 60°C farkı	0.77	26
60°C Rulmanlı durum 5 cSt ile 10 cSt farkı	0.91	29
40°C Rulmanlı durum 5 cSt ile 10 cSt farkı	1.68	36
10 cSt 60°C 'de Orijinal durum ile BY Rulmanlı+KUM 2 5 mm kısa durum farkı	1.74	39
10 cSt 40°C 'de Orijinal durum ile BY Rulmanlı +KUM 2 5 mm kısa durum farkı	2.71	40
Rulmanlı + KUM 2 5mm kısa durum 10 cSt 40°C ile 60°C farkı	1.31	32
Rulmanlı + KUM 2 5mm kısa durum 5 cSt 40°C ile 60°C farkı	0.67	25
Rulmanlı + KUM 2 5mm kısa durum 60°C 10 cSt ile 5 cSt farkı	0.78	28
60°C 'de Rulmanlı + KUM 2 5mm kısa durum 10 cSt ile 5 cSt farkı	1.31	32

Deney şartlarına benzer sonuçlar aşağıda sunulmuştur.

- Hidrodinamik teori ile modelden elde edilen mekanik kayıp sonuçları karşılaştırıldığında, 40°C ile 60°C arasında viskozite oranı **1.79** olmaktadır. Mekanik kayıpların oranının ise **1.51** olduğu görülmektedir. Düşük sıcaklıklarda yatak eş eksenli çalışmaya daha fazla zorlanmaktadır. Tüm model sonuçları için viskozite oranı ile mekanik kayıp oranı karşılaştırılmış olup bu değerlerin aynı olmadığı ve aynı zamanda viskozite oranının mekanik kayıp değerlerinin oranından daha fazla olduğu görülmüştür. Bu sonuçlara göre, mil yatak içerisinde eş eksenli olarak dönmemektedir. Viskozitedeki fark arttıkça oranlar arasındaki fark da büyümektedir.
- Tüm model sonuçlarında yağ sıcaklığı arttırıldığında mekanik kayıplarda azalma gerçekleşmektedir. Ancak daha düşük viskoziteli yağ kullanımında

yağ sıcaklığını artışıında mekanik kayıplardaki azalma miktarı yüksek viskoziteli duruma nazaran daha az olmaktadır. Bunun nedeni olarak yataklardaki yük taşıma kapasitesinin azalmaya başlamış olması ile birlikte milin yatağa daha yakın biçimde dönüyor olmasından kaynaklanmaktadır.

- Tüm model sonuçlarında BY'na rulman eklemenin etkisi ile mekanik kayıplarda azalma meydana gelmektedir. Ancak rulmanın yüksek sıcaklık ya da düşük viskoziteli modellerinden elde edilen kazanç daha düşük olmaktadır. Bu durum rulmanın, düşük viskozitelere uygulandığı bölgedeki orijinal mekanik kaybının yüksek viskoziteli duruma göre az olması ve böylece bu bölgeye eklenen rulmanın getirisinin yüksek viskoziteli duruma nazaran az olması gerekmektedir.
- Genel olarak aynı viskozitedeki yağ sıcaklığını düşürmenin etkisi ile sürtünme kayıplarındaki kazanç, aynı yağ sıcaklığındaki viskozitenin azaltılmasına göre daha fazla olmaktadır.
- KUM 2 boyunun 5 mm kısaltılması ile mekanik kayıplarda kazanç sağlanmıştır. Ancak BY'na aksenel rulman ekleme ile mekanik kayıp değerlerinde daha fazla kazanç sağlanmaktadır.

Özetle; 10 cSt ve 60°C yağ sıcaklığında orijinal durumdaki kayıpların **2.57 W (%57)** değeri mevcut azaltma çalışmaları ile azaltılmaktadır. 10 cSt ve 40°C yağ sıcaklığında orijinal durumdaki kayıpların **4.02 W (%60)** değeri mevcut çalışmalar sonucunda azaltılmaktadır. Her durum için krankın teorik olarak yatak merkezinde dönmediği teorik olarak da gösterilmektedir.

5.3 Modelin Doğrulanması

Model sonuçları ile Ölçüm Sistemi-2 deney sistemi ölçüm sonuçlarının mukayesesi Çizelge 5.4 dâhilinde sunulmaktadır. Çizelge içerisinde ilk sütunda deney ve benzer şekilde model koşulları ile viskozitenin yağ sıcaklığındaki değeri parantez içerisinde gösterilmektedir. Model sütununda KUM 1, KUM 2 ve BY bölgeleri ile bu bölgelerde yapılan değişiklikler sonucunda hesaplanan ortalama mekanik kayıp değerleri ve bu değerlerin toplamı gösterilmektedir. Diğer sütunda ise Ölçüm Sistemi-2 deney düzeneğinden elde edilen toplam mekanik kayıp değerleri ifade

edilmektedir. Ölçüm Sistemi ile teorik model arasındaki fark % olarak son sütunda sunulmaktadır.

Çizelge 5.4 : Model sonuçları ile Ölçüm Sistemi-2 deney sistemi sonuçlarının karşılaştırılması.

	Model Sonuçları (W)				Ölçüm Sistemi-2 Sonuçları (W)	% Fark
	KUM1	KUM2	BY	Toplam	Toplam	
40°C 10 cSt (9.42 cSt)	1.17	1.89	3.73	6.79	6.69	+ 1.5
50°C 10 cSt (6.91 cSt)	0.86	1.39	3.19	5.44	5.40	+ 0.8
60°C 10 cSt (5.27 cSt)	0.66	1.06	2.79	4.51	4.81	- 6.3
60°C 10 cSt (5.27 cSt) Rulman Uygulaması	0.66	1.06	1.33	3.05	3.35	- 9.0
60°C 5 cSt (3.18 cSt) Rulman Uygulaması	0.41	0.64	1.05	2.10	2.67	- 21.5
40°C 10 cSt (9.42 cSt) Rulman Uygulaması	1.17	1.89	1.53	4.59	4.49	+ 2.2
40°C 5 cSt (5.05 cSt) Rulman Uygulaması	0.63	1.01	1.22	2.86	3.19	- 10.2
60°C 10 cSt (5.27 cSt) Rulman Uygulaması + KUM2 Kısaltma	0.66	0.78	1.33	2.77	2.63	+ 5.5
60°C 5 cSt (3.18 cSt) Rulman Uygulaması + KUM2 Kısaltma	0.41	0.48	1.05	1.94	2.32	- 16.5
40°C 10 cSt (9.42 cSt) Rulman Uygulaması + KUM2 Kısaltma	1.17	1.39	1.53	4.08	3.47	+ 17.7
40°C 5 cSt (5.05 cSt) Rulman Uygulaması + KUM2 Kısaltma	0.63	0.75	1.22	2.60	2.67	- 2.6

Model sonuçları ile Ölçüm Sistemi-2 deney sistemi sonuçları yağ sıcaklığındaki azalma ve yatak alanlarının azalması, BY rulman kullanımının etkisi ile mekanik kayıp değerlerindeki değişim birbiriyle aynı karakteri göstermektedir. Genel olarak ölçüm sonuçları model sonuçlarından yüksek değere sahiptir. Model ile Ölçüm Sistemi-2 deney sistemi sonuçları arasındaki fark maksimum % 22 ile 60 °C 5 cSt numunesinin ölçüm sonucunda ortaya çıkmaktadır. Bu farkın rakamsal olarak değeri **0.57 W** olmaktadır. Ölçüm Sistemi-2 deney sisteminde ölçme hassasiyeti ve model içerisinde rulmandan kaynaklanan mekanik kaybın tam olarak belirlenememesi nedeniyle bu farkın kaynaklandığı düşünülmektedir.

Model sonuçları ile Ölçüm Sistemi-2 deney düzeneği sonuçları genel görünümde birbirine uyumlu olmasına karşın özellikle rulman uygulamalarının viskozite değişimi ile etkileşiminin tam olarak belirlenememesi, ölçüm hassasiyetinin tam olarak sağlanamaması nedeniyle değerlerde az miktarda farklar mevcuttur. Ancak bu farklar ölçülen mekanik kayıp değerinin küçük olması neticesinde % farklara büyük değerler gibi yansımaktadır. Model ile Ölçüm Sistemi-2 deney düzeneği sonuçlarından elde edilen maksimum kazanç değerleri birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Bu tez çalışması kapsamında hem deneysel hem de teorik olarak incelenen yatak alanının azaltılması, rulman kullanımının etkisi ve yağ viskozitesinin değiştirilmesi, krank yatakları tasarımının yapılması için önemli değişken oldukları belirlenmiştir.

6. SONUÇLAR

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, hermetik kompresörlerde krank yataklarında yatak tasarımının sürtünme kayıplarına etkisi deneysel ve teorik olarak incelenmiştir.

Çalışmada, krank yataklarının yatak çeşitlerine göre tasarımları ile ilgili temel bilgiler sunulmuş ve krank yataklarında oluşan mekanik kayıp değerlerinin azaltılmasına yönelik literatür araştırması ile hermetik kompresörde bulunan diğer yataklarda yapılan tasarım değişikliklerini sunan çalışmalar verilmiştir.

Tez çalışmasının deneysel kısmında kompresörün toplam mekanik kaybını yüklü koşullar altında veren Ölçüm Sistemi-1 deney düzeneği sonuçları verilmiştir. Mekanik kaybın yatak bazında ayrıştırılmasına yönelik çalışmalar için krank yataklarının ölçülmesinde kullanılan Ölçüm Sistemi-2 deney düzeneği sonuçları iki farklı yağ sıcaklığı, iki farklı yağ viskozitesi, KUM 2 yatağında yapılan 5 mm kısaltma ile BY yüzeyine uygulanan rulman uygulamaları deneylerini inceleyen 11 deney şartı için sunulmuş ve bu değişimlerin mekanik kayıp değerlerine etkisi deneysel olarak verilmiştir.

Tez çalışmasının teorik kısmında MATLAB programı içerisinde yatak boyutları, ağırlıkları, yatağa yakın gövde sıcaklıkları, yataklara etki eden kuvvet değerleri bir arada modellenerek KDA bağlı olarak milin yatak içerisindeki pozisyonu elde edilmiştir. Elde edilen yatak pozisyonuna bağlı olarak yataklarda oluşan mekanik kayıp değerleri hesaplanmıştır. Yatakta oluşabilecek temas durumu incelenmiştir. Radyal yataklarda oluşan film kalınlıkları KDA bağlı olarak boyutsuz olarak sunulmuştur.

Yapılan yüksek lisans tez çalışması dâhilinde ulaşılan sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- Eksenel yatakta yağ film kalınlığı bilinemediğinden dolayı minimum film kalınlığı hesabı ile eksenel yataktaki eğimin etkisini hesaba katan bir kabul yapılmıştır.

- Yataklardaki yük taşıma kapasitesi teorisine göre krank milinin yatağa teması kontrol edilmiştir. Elde edilen deneysel ve teorik sonuçlardan milin yatak içerisinde temas etmediği belirlenmiştir.
- Ölçüm Sistemi-2 deney sisteminde boşta çalışma koşullarında yataklarda eş eksenli yağlama koşulları etkili değildir. Bu yataklarda sıkıştırma olmadığı için daha etkili olan atalet kuvvetleri yatakları eş eksenli olarak döndürmediği belirlenmiştir.
- Krank mili yüklü çalışma koşullarında, boşta çalışma koşullarına göre merkezden daha kaçık olarak dönmektedir. Basınç kuvveti, atalet kuvvetinden daha fazladır.
- Ölçüm Sistemi-2 deney düzeneği mekanik kayıp ölçüm sonuçları ile Model sonuçları genelde birbirine tutarlı, yağ viskozitesi ve yatak alanı değişiminde mekanik kaybın değişim eğilimleri tamamen aynıdır. Ancak bazı durumlarda sayısal olarak Model sonuçları, Ölçüm Sistemi-2 sonuçlarından daha fazla çıkmıştır. Bunun nedenleri arasında ölçüm hassasiyeti, model içerisindeki BY film kalınlığının tam olarak belirlenememesi gösterilebilir.
- Model sonucu ile Ölçüm Sistemi-2 sonuçları ortalama % **8.5** hassasiyetle örtüşmektedir. Maksimum fark % **22** olmaktadır.
- Mevcut düzenlemeler sayesinde Ölçüm sistemi-2 mekanik kayıp değerlerinden elde edilen maksimum kazanç 60°C için %**52**, 40°C için %**60** olmakta, model sonuçlarından ise 60 °C için % **57**, 40 °C için % **60** olmaktadır.

Bu çalışmanın devamı olarak aşağıdaki sunulan önerilerin yararlı olabileceği düşünülmektedir:

- ✓ BY bölgesine eklenen eksenel rulmanın viskozite ile mekanik kayıp değişimini daha net olarak ortaya koyan bir model geliştirilmesi, sonuçların daha net ortaya konmasına yardımcı olacaktır.
- ✓ Yapılan değişikliklerin yüklü durumda yataklara olan etkisinin deneysel olarak incelenmesi ve mekanik kayıp ve olası aşınmaların belirlenmesi ileride yapılacak çalışmalara yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Url-1** <<http://chartsbin.com/view/nIn>>, alındığı tarih: 15.10.2011.
- [2] **Url-2** <<http://chartsbin.com/view/1115>>, alındığı tarih: 15.10.2011.
- [3] **Khonsari M. M. and Booser E. R.** (2001). Applied Tribology. Bearing Design And Lubrication (1. Sürüm) (Sf. 24-279). New York, Wiley.
- [4] **Özkoç N.** (1997). Uygulamalı Soğutma Tekniği. (4. Sürüm) (Sf. 49-76). Ankara, TMMOB.
- [5] **Url-3** <<http://www.yerdenisi.com/kat.asp?cat=31>>, alındığı tarih: 19.10.2011.
- [6] **Turfan, E.** (2005). Hermetik Pistonlu Kompresörlerde Sürtünme Kayıplarının İncelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [7] **Özdemir, A. R.** (2007). Hermetik Kompresör Bileşenleri Arasındaki Isı Geçişinin İncelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [8] **Şahin, Ç.** (2011). Kompresörde Ölü Hacim Etkisi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [9] **Krousgrill, C. M.** (1998). Compressor Design II / Lubrication, (Short Course), International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette.
- [10] **Stolarski, T. A.** (1990). Tribology In Machine Design. (1. Sürüm) (Sf.173-190). Oxford, Butterworth-Heinemann.
- [11] **Dagilis, V. and Vaitkus, L.** (2009). Friction Losses Of The Ecological Compressor Experimental Investigations And Analysis, *Mechanica*, **5** (79).
- [12] **Matsui, M., Kitsunai, Y. and Inagaki, K.** (2010). High Efficiency Development Of A Reciprocating Compressor By Clarification Of Loss Generation In Bearings, International Compressor Engineering Conference at Purdue, **1425**.
- [13] **Byung-Jik, K., Jin-Sung, P., Dong-Han, K. and Hyeong-Seok, K.** (2002). Design Of Journal Bearings In Reciprocating Compressors, International Compressor Engineering Conference at Purdue, **C10-5**.
- [14] **Cho, J.R. and Moon, S.J.** (2005). A Numerical Analysis Of The Interaction Between The Piston Oil Film And The Component Deformation In A Reciprocating Compressor, *Tribology International*, **38**, 459-468.

- [15] **Duyar, M. and Dursunkaya, Z.** (2006). Design Improvement Based On Wear Of A Journal Bearing Using An Elastohydrodynamic Lubrication Model, International Compressor Engineering Conference at Purdue, **C058**.
- [16] **Özdemir, A. R.** (2009). ANN 1218 Ölçüm Sistemi-1 Deney Düzenegi Durum Raporu, Arçelik A.Ş., İstanbul.
- [17] **Cinisi, M. F.** (2002). ANN 366 pV Ölçüm Sisteminde Kullanılan Sensörlerin Çalışma Prensipleri, Arçelik A.Ş., İstanbul.
- [18] **Url 4** <<http://cygm.meb.gov.tr/modulerprogramlar/kursprogramlari/elektrik/moduller/sensörlervetranstusorler.pdf>>, alındığı tarih: 05.11.2011.
- [19] **Top, A. B., Özdemir, A. R.** (2011). ANN 1421 A Modeli Kompresörü Mekanik Kayıp Ölçümleri, Arçelik A.Ş., İstanbul.
- [20] **Wijnstekers, J. and Janssen, M.** (2005). Ar 40 Mechanical Losses Measurement Set-up Manual And Project Overview, Arçelik A.Ş., İstanbul.
- [21] **Abdik, B., Kurt A. K., Gizlice A.** (2003). ANN 468 Prototip Kompresörlerde Mekanik Kayıpların Ölçüm Sistemi-2 Deney Sistemi İle Belirlenmesi, Arçelik A.Ş., İstanbul.
- [22] **Şahin, Ç., Özdemir, A. R.** (2011). ANN 1420 A Modeli Kompresörü pV Ölçümleri, Arçelik A.Ş., İstanbul.
- [23] **Tunca, H.** (2010). ANN 1363 MTS 170 Modeli Kompresörün Gerilme Ve Yorulma Dayanımı Analizleri Sonuçları, Arçelik A.Ş., İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Ahmet Burak Top

Doğum Yeri ve Tarihi: Ankara / 19.04.1987

E-Posta: brktp87@gmail.com

Lisans: Yıldız Teknik Üniversitesi / Makine Mühendisliği (2005-2010)