

**T.C
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EKSENEL PİSTONLU POMPALARDA KAYICI
PABUÇ GEOMETRİSİNİN VE ÇALIŞMA
ŞARTLARININ POMPA PERFORMANSINA
ETKİLERİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Tezi Hazırlayan
Erkan YILMAZ**

**Tezi Yöneten
Yrd. Doç. Dr. Eyüp Sabri TOPAL**

**Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi**

**Ağustos 2010
KAYSERİ**

**T.C
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EKSENEL PİSTONLU POMPALARDA KAYICI
PABUÇ GEOMETRİSİNİN VE ÇALIŞMA
ŞARTLARININ POMPA PERFORMANSINA
ETKİLERİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Tezi Hazırlayan
Erkan YILMAZ**

**Tezi Yöneten
Yrd. Doç. Dr. Eyüp Sabri TOPAL**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi**

**Bu çalışma TÜBİTAK tarafından 107M645 kodlu proje ve Erciyes
Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından FBY-09-
922 kodlu proje ile desteklenmiştir**

**Ağustos 2010
KAYSERİ**

Yrd. Doç. Dr. Eyüp Sabri Topal danışmanlığında **Erkan YILMAZ** tarafından hazırlanan “**Eksenel Pistonlu Pompalarda Kayıcı Pabuç Geometrisinin ve Çalışma Şartlarının Pompa Performansına Etkilerinin Deneysel İncelenmesi**” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Anabilim Dalında **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

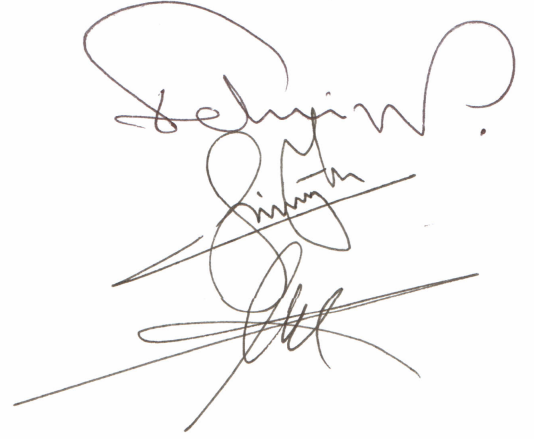
25. 09. 2010

JÜRİ:

Başkan: Yrd. Doç. Dr. Fehmi NAİR

Üye : Doç.Dr. Cem SİNANOĞLU

Üye : Yrd. Doç.Dr. Eyüp Sabri TOPAL



ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulunun 24/09/2010 tarih ve 2010/34..08 sayılı kararı ile onaylanmıştır.

24/09/2010..



Prof. Dr. Necmettin MARAŞLI
Enstitü Müdürü

TEŞEKKÜR

“Eksenel Pistonlu Pompalarda Yönlendirilmiş Yüzey Pürüzlülüğünün Pompa Performansına Etkileri” konulu tez çalışmasının seçiminde, yürütülmesinde, sonuçlandırılmasında ve sonuçlarının değerlendirilmesinde maddi ve manevi destek ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam sayın Yrd.Doç.Dr. Eyüp Sabri TOPAL’ a ve Doç.Dr. Cem SİNANOĞLU’na teşekkür ederim.

Tez çalışması boyunca bana verdikleri manevi destek, göstermiş oldukları sabır ve anlayıştan dolayı aileme teşekkür ederim.

Yapılan çalışmalar da yardım eden, zaman harcayan, emek veren arkadaşım Onur YONTAR ve Rasim Selçuk PEHLİVANOĞLU’ na teşekkür ederim.

**EKSENEL PİSTONLU POMPALARDA KAYICI PABUÇ
GEOMETRİSİNİN VE ÇALIŞMA ŞARTLARININ POMPA PERFORMANSINA
ETKİLERİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

Erkan YILMAZ

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi, Ağustos 2010

Tez Danışman: Eyüp Sabri TOPAL

ÖZET

Endüstriyel uygulamalarda, hidrolik güç iletim sistemlerinin kaçınılmaz elemanı olan eksenel pistonlu pompalar ve bunların kritik elemanı olan kayıcı pabuçlar hidrostatik-hidrokinamik çalışma prensibine göre tasarlanmaktadır. Bu sistemlerin çalışma parametreleri, yapılan bazı kabuller çerçevesinde teorik olarak bulunabiliyorsa da gerçeğe en yakın değerler şüphesiz ki deneysel tespitlerle mümkün olmaktadır.

Bu çalışmada, dairesel cepli hidrostatik eksenel kaymalı yatakların çalışma şartları ve geometrik büyüklüklerinin pompa performansına etkileri deneysel olarak belirlenmiştir. Eksenel pistonlu pompalarda, farklı geometrik boyutlara ve yüzey formuna sahip kayıcı pabuçlar ve değişik çaplarda orifizler kullanılarak, farklı basınç ve dönme hızlarında deneysel çalışmalar yapılmıştır. Farklı çalışma koşullarında yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen verilerle, yağ film kalınlığı, eksenel yük değişimi, sistem rijitliği, viskoz moment kaybı, güç kaybı ve pompa gücü değerleri belirlenmiştir.

Dönme hızının artması ile birlikte yağ film kalınlığında artış, yük taşıma kabiliyetinde ve yatak rijitlik değerinde azalma tespit edilmiştir. Orifiz çapının artırılması ile düşük devirlerde yük taşıma kabiliyeti ve rijitlik değeri belirli oranlarda artmış, yüksek devirlerde ise belirli oranlarda azalmıştır. Ancak hıza bağlı olarak film kalınlığı, taşınan yük ve rijitlik değerlerindeki değişim orifiz çapına bağımlı olmaksızın $d_c=0.7$ mm orifiz çaplı pabuçta da benzer bir davranış sergilemektedir. Yatak cep oranındaki azalma ile birlikte düşük devirlerde yük taşıma kabiliyeti ve rijitlik değerlerinde artış, yüksek devirlerde ise azalma tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Eksenel pistonlu pompa; pabuç; orifiz çapı; film kalınlığı; rijitlik; eksenel yük.

**EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE EFFECTS OF SLIPPER BEARING
GEOMETRY AND WORKING CONDITIONS ON THE PUMP
PERFORMANCE IN AXIAL PISTON PUMPS**

Erkan YILMAZ

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

M. Sci. Thesis, August 2010

Thesis Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Eyüp Sabri TOPAL

ABSTRACT

In industrial applications, hydraulic power transmission systems are designed according to the working principals of axial piston pumps and hydraulic slippers, as they are the highest priority elements for axial piston pump, under hydrodynamic and hydrostatic conditions. These systems working parameters can be found by theoretical studies with some considerations and also practical studies. However the results of practical studies are more precise.

In these study addresses the effects of working conditions and the proportions of axial slipper bearings with circular pocket on pump efficiency by the results of practical studies. Experimental studies have made under different pressure and turning speed values by using various proportions and forms of surface on slipper bearings and various diameters on orifices. The effects of variables such as film thickness, axial load differential, system rigidity, viscose moment loss, power loss and pump power are detected.

Due to increase of turning speed, lubricant film thickness also increases but rigidity of bearing and of load carrying capacity decrease. With increasing the orifice diameter, of load carrying capacity and rigidity increase in low turning speed values but in high turning speed values it causes decreasing. But difference of film thickness, load and rigidity values depending on turning speed independent from orifice diameter have the similar behaviour with the 0.7 mm orifice diameter slippers. Decrease of bearing pocket ratio has caused load carrying ability and rigidity to increase in low turning speed values and decrease in high speed values.

Keywords: axial piston pump; slipper ; orifice diameter; film thickness; rigidity; axial load

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY	i
TEŞEKKÜRLER	ii
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
KISALTIMA VE SİMGELLER	vii
TABLolar LİSTESİ	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
BÖLÜM I	
GİRİŞ	1
1.1. Tezin Konusu	1
1.2. Konunun Önemi	2
1.3. Tezin Amacı	2
1.4. Tezin Organizasyonu	2
BÖLÜM II	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
BÖLÜM III	
TEORİK ANALİZ	11
3.1. Düz Yüzeyle Pabuçlar da Aksenele Yük, Rijitlik, Yağ Film Kalınlığı, Moment Kaybı ve Pompa Gücünün Teorik Analizi	11
3.2. Çoklu Yivle Pabuçlarda Debinin, Basıncın Ve Yağ Film Kalınlığının Teorik Analizi	15
BÖLÜM IV	
DENEY GEREÇ VE YÖNTEMLERİ.....	24
4.1. Deney Tesisatı.....	24
4.1.1. Ana Test Ünitesi.....	25
4.1.2. Güç Ünitesi	26
4.1.3. Kontrol Ve Ölçüm Ünitesi	26
4.2. Pabuç ve Orifizler	28
4.3. Deney Yöntemi	33
BÖLÜM V	
DENEYSEL ÇALIŞMALAR	38

5.1. Yağ Film Kalınlığı Değişimi.....	38
5.2. Eksenel Y¼k	43
5.3. Hidrostatik-Hidrodinamik Sistemin Rijitliği	47
5.4. Viskoz Moment Kaybı	52
5.5. G¼ç Kaybı	56
5.6. Pompa G¼c¼.....	61
5.7. Sıcaklığın Kinematik Viskoziteye Etkisi	65
BÖL¼M VI	
SONUÇ VE ÖNERİLER	67
6.1. Sonuçlar	67
6.2. Öneriler	69
KAYNAKLAR	70
ÖZGEÇMİŞ	76

KISALTMALAR VE SİMGELER

ω	: Açısal Hız
P_{max}	: Maksimum Yükleme Basıncı
h	: Yağ Film Kalınlığı
U	: Film Tabakası Hızı
R_i	: Pabuç Yatak İç Çapı
R_d	: Pabuç Yatak Dış Çapı
$P_{giriş}$: Giriş Basıncı
P_c	: Cep Basıncı
P_p	: Pompa Basıncı
Q_r	: Radyal Doğrultudaki Akış Debisi
η	: Dinamik Viskozite
μ	: Kinematik Viskozite
W	: Eksenel Yük
M_s	: Viskoz Moment Kaybı
N_s	: Güç Kaybı
N_p	: Pompa Gücü
K_w	: Yük Faktörü
q	: Akışkan Debisi
n	: Devir Sayısı
k	: Hidrostatik Sistem Rijitliği
ρ	: Yağın Yoğunluğu
T	: Yağın Sıcaklığı
D_s	: Flanş Çapı
r_0	: Kayıcı Pabuç – Orifiz Yarıçapı
r_1	: Birinci Set Bölgesi İç Yarıçapı
r_2	: Birinci Set Bölgesi Dış Yarıçapı
r_3	: İkinci Set Bölgesi İç Yarıçapı
r_4	: İkinci Set Bölgesi Dış Yarıçapı
r_m	: Kenarlar Arası Ortalama Yarıçap
r_{m1}	: Pabuç Cebi Kenarları Arası Ortalama Yarıçap

r_{m2} : Birinci Set Bölgesi Kenarları Arası Ortalama Yarıçap

r_{m3} : Kanal Kenarları Arası Ortalama Yarıçap

r_{m4} : İkinci Set Bölgesi Kenarları Arası Ortalama Yarıçap

α : Pabuç Eğilme Açısı

θ : Pabuç Açısı

TABLolar

Tablo 4.1.	Kayıcı yatak geometrik boyutları ve çalışma parametreleri	34
Tablo 4.2.	Shell Tellus yağının özellikleri	35
Tablo 4.3.	Deneysel olarak elde edilen sıcaklık ve basınç değerleri	35

ŞEKİLLER

Şekil 1.1.	Eksenel pistonlu pompa düzeneği	1
Şekil 3.1.	Eksenel pistonlu pompa sistemi	12
Şekil 3.2.	Hidrostatik yatak modeli	12
Şekil 3.3.	Yivli pabuç modeli	16
Şekil 3.4.	Tek cepli ve setli pabuç modeli	22
Şekil 4.1.	Deney tesisatı görünüşü	24
Şekil 4.2.	Ana test ünitesi görünüşü	25
Şekil 4.3.	Güç ve servo motor kontrol ünitesi.....	26
Şekil 4.4.	Kontrol ünitesi ve ölçüm ünitesi	27
Şekil 4.5.	Veri dönüşümü yapıldığı AMR <i>WinControl 6</i> ara yüzü	27
Şekil 4.6.	Deney düzeneği şeması.....	28
Şekil 4.7.	Kayıcı pabuç orifiz geometrik boyutları	28
Şekil 4.8.	Üzerinden ölçüm yapılan pabuçlar	29
Şekil 4.9.	Deneylerde kullanılan pabuçlar	29
Şekil 4.10.	Yivli 2.2 numaralı pabuç ($R_i / R_d = 0,5$)	30
Şekil 4.11.	$R_i = 30$ mm cep içi çapına sahip 1.1 numaralı pabuç ($R_i / R_d = 0,75$)	31
Şekil 4.12.	$R_i = 20$ mm cep içi çapına sahip 2.1 numaralı pabuç ($R_i / R_d = 0,5$).....	32
Şekil 4.13.	Kayıcı pabuç modeli ve basınç ölçüm konumları.....	32
Şekil 4.14.	Ana test ünitesi katı modeli	33
Şekil 4.15.	Shell Tellus yağının Viskosite- Sıcaklık grafiği	36

Şekil 5.1. Yağ film kalınlığı değişimi ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$).....	39
Şekil 5.2. Yağ film kalınlığı değişimi ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$).....	39
Şekil 5.3. Yağ film kalınlığı değişimi ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$).....	40
Şekil 5.4. Yağ film kalınlığı değişimi ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$).....	41
Şekil 5.5. Yağ film kalınlığı değişimi ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ işlenmiş pabuç)	41
Şekil 5.6. Yağ film kalınlığı değişimi ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ işlenmiş pabuç)	42
Şekil 5.7. Eksenel yük değişimi ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$)	43
Şekil 5.8. Eksenel yük değişimi ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$)	44
Şekil 5.9. Eksenel yük değişimi ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$).....	44
Şekil 5.10. Eksenel yük değişimi ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$).....	45
Şekil 5.11. Eksenel yük değişimi ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ işlenmiş pabuç).....	46
Şekil 5.12. Eksenel yük değişimi ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ işlenmiş pabuç).....	46
Şekil 5.13. Yatak sistem rijitliği ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$)	48
Şekil 5.14. Yatak sistem rijitliği ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$).....	48
Şekil 5.15. Yatak sistem rijitliği ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$)	49
Şekil 5.16. Yatak sistem rijitliği ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$)	50
Şekil 5.17. Eksenel yük değişimi ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ işlenmiş pabuç).....	50
Şekil 5.18. Eksenel yük değişimi ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ işlenmiş pabuç).....	51
Şekil 5.19. Viskoz moment kaybı ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$)	52
Şekil 5.20. Viskoz moment kaybı ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$)	53
Şekil 5.21. Viskoz moment kaybı ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$).....	53
Şekil 5.22. Viskoz moment kaybı ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$).....	54
Şekil 5.23. Viskoz moment kaybı ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ işlenmiş pabuç)	55
Şekil 5.24. Viskoz moment kaybı ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ işlenmiş pabuç)	55
Şekil 5.25. Güç kaybı değişimi ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$).....	57

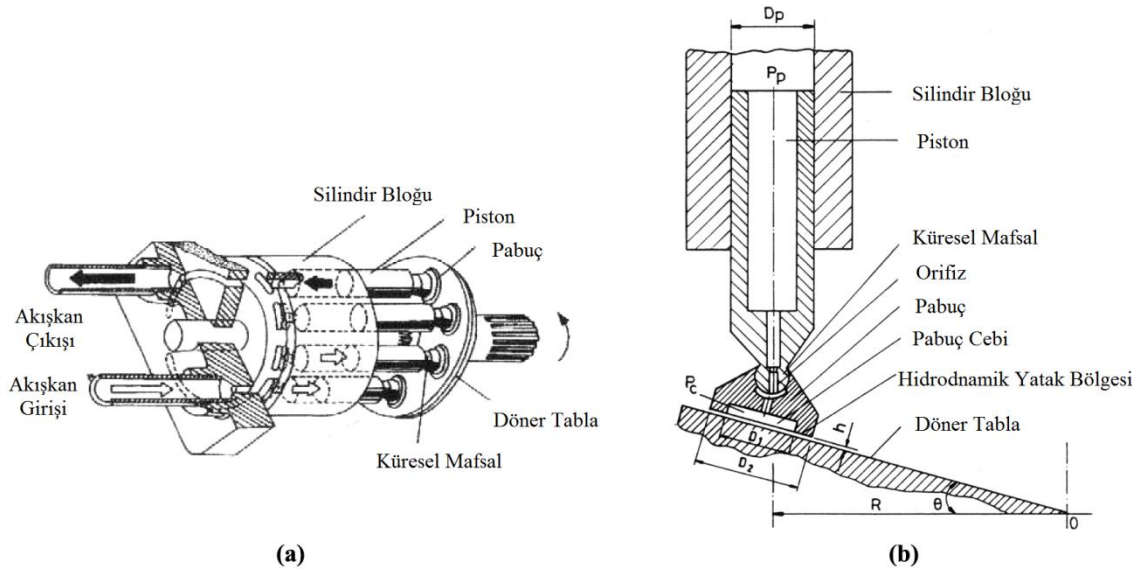
Şekil 5.26. Güç kaybı değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$).....	57
Şekil 5.27. Güç kaybı değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$).....	58
Şekil 5.28. Güç kaybı değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$).....	59
Şekil 5.29. Güç kaybı değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ yivli pabuç)	59
Şekil 5.30. Güç kaybı değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ yivli pabuç)	60
Şekil 5.31. Pompa güç değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$).....	61
Şekil 5.32. Pompa güç değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$)	62
Şekil 5.33. Pompa güç değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$)	62
Şekil 5.34. Pompa güç değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$).....	63
Şekil 5.35. Pompa güç değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ yivli pabuç)	64
Şekil 5.36. Pompa güç değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ yivli pabuç)	64
Şekil 5.37. Kinematik viskozite – sıcaklık grafiği	66
Şekil 5.38. Kinematik viskozite – sıcaklık grafiği	66

BÖLÜM I

GİRİŞ

1.1. Tezin Konusu

Eksenel pistonlu pompalar, eşit sayıda piston taşıyan bir silindir bloğundan oluşmaktadır. Her bir piston kayıcı pabuca bir küresel mafsal ile bağlanmış olup eğik plakaya sabitlenmiş bir döner tabla üzerinde kayma hareketi yapmaktadır. Küresel mafsal bağlantısı kayıcı pabuçların sürekli olarak döner tablaya paralel kalmasını sağlamaktadır. Pompa çalıştığında sürücü mil silindir bloğunu eğik plakaya bağlı olarak döndürür ve dolayısıyla silindir bloğu içerisine yerleştirilmiş olan kayıcı pabuçlarda döner tabla (eğik plaka) üzerinde kayma hareketi yaparlar.



Şekil 1.1. Eksenel pistonlu pompa düzeneği [3]

Bu çalışmada; aksel pistonlu pompalarda kullanılan kayıcı pabuçları incelemek için bir deney tesisatı tasarlanmış ve farklı geometrilerdeki pabuçlarla deneler yapılmıştır. Pompa performansına etki eden, yük taşıma kabiliyeti, yağ film kalınlığı, sistem rijitliği, viskoz moment kaybı, güç kaybı ve pompa gücü değerleri incelenmiştir.

1.2. Konunun Önemi

Eksenel pistonlu pompalarda pompa performansı, kayıcı pabuçların farklı basınç ve dönme hızındaki çalışma parametrelerine, kullanılan orifiz çapına, pabucun yüzey formuna ve geometrik yapısına göre değişim göstermektedir. Pompa performansının artması, sistemin çalışma parametrelerinin ve kayıcı pabuç geometrilerinin doğru tespiti gereklidir. Bu etkilerin doğru belirlenmesi optimum aksel pistonlu pompa tasarımında fayda sağlayacaktır.

1.3 Tezin Amacı

Bu çalışmada pirinç malzemesinden imal edilen kayıcı pabuç ve orifizler, *Hidrostatik Eksenel Pistonlu Pompa* deney düzeneğinde incelenmiştir. Değişik geometrik yapılar da ki pabuçların ve orifizlerin, farklı çalışma koşullarında ki rijitlik, moment kaybı, güç kaybı ve pompa gücü gibi parametrelerinin pompa performansına olan etkileri araştırılmıştır. Böylece ağır yükleme şartlarında çalışan (jeneratör, su türbinleri vb. yataklanmasında) pabuçların farklı yapılarda ki davranışları hakkında fikir elde edilmesi amaçlanmıştır.

1.4. Tezin Organizasyonu

“Eksenel pistonlu pompalarda kayıcı pabuç yüzeyinde oluşturulan yönlendirilmiş yüzey pürüzlülüğünün pompa performansına etkileri” isimli bu çalışma 5 bölümden oluşmaktadır.

Bölüm-I’ de, aksel pistonlu pompalar konusunun önemine değinilmiş ve tezin amacı anlatılmıştır.

Bölüm II’ de, aksel pistonlu pompalar konusunda yapılan güncel çalışmalardan derlenen bir literatür çalışması yer almaktadır.

Bölüm III' te, aksenal pistonlu pompalarda, yağ film kalınlığı (h), aksenal yük (W), sistem rijitliği (k), viskoz moment kaybı (M_s), güç kaybı (N_s) ve pompa gücü (N_p) parametrelerine teorik analiz yapılmıştır. Bu bölümde teoride sabit kabul edilen yağ film kalınlığının değişken olduğunu gösteren bir matematiksel model geliştirilmiştir.

Bölüm IV' de, aksenal pistonlu pompa deney düzeneği ve çalışma prensibi hakkında bilgiler verilmiştir.

Bölüm V' te, deneysel ve teorik çalışmalar sonucunda elde edilen veriler (h , W , k , M_s , N_s , N_p) grafik olarak gösterilmiş ve grafikler üzerinde değerlendirmeler yapılmıştır.

Bölüm-VI ise sonuç ve öneriler bölümüdür. Bu bölüm kapsamında, yapılan çalışmanın sonuçları tartışılarak, bundan sonra yapılabilecek çalışmalara yönelik öneriler ortaya konmuştur.

BÖLÜM II

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Eksenel pistonlu pompalar konusunda sağladıkları önemli avantajları nedeniyle birçok yayın yapılmış olup literatür de bu konuda çok sayıda çalışmaya ulaşılabilir. Yapılan çalışmaların büyük bir kısmı eksenel pistonlu piston pompaları ve motorlarının performansının geliştirilmesi üzerine odaklanmıştır. Deneysel ve analitik çalışmaların büyük bölümü pabuç üzerindeki kuvvet ve tork analizi ile ilgilidir. Yapılan literatür araştırmasında eksenel pistonlu pompalarda kayıcı pabuçlar üzerine etki eden; pompa verimi, rijitlik, ve uniform olmayan yağ filmi kalınlığı gibi parametreleri incelenmiştir. Bu çalışmaların bazıları aşağıda özetlenmiştir.

Canbulut ve arkadaşları [1], çalışmalarında pabuçlardaki sürtünme güç kaybının eksenel pistonlu pompalar ve motorlarda etkisini deneysel ve teorik araştırmışlardır. Çalışma şartları ve pabuç geometrisinin, minimum sürtünme ve güç kaybına neden olduğu belirlenmiştir. Bu sistem bir yapay sinir ağı ile modellenmiştir ve her iki yaklaşımda da, önerilen sinir ağı tahmini deneysel sistemlerde benzer uygulamalarda kullanılabilir olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Canbulut ve arkadaşları [2], Canbulut, arkadaşları [3], farklı çalışma koşullarında ki eksensel pistonlu pompaların verimini artırabilecek şekilde pabuçların performansını belirleyebilmek bir deney tesisatı geliştirmişlerdir. Pabuçlar da yüzey pürüzlülüğünün yağlamaya etkisini hesaplamak için değişik geometrilere ve yüzey pürüzlülüğüne sahip hidrostatik yatak kullanmışlardır. Çalışmadan elde edilen verilere göre, sızıntı yağ miktarının, orifiz çapı, yüzey pürüzlüğü, hidrostatik yatak alanı büyüklüğü, yükleme basıncı ve dönüş sayısına bağlı olduğu görülmüştür. Yapay sinir ağı yaklaşımı hidrostatik pabuçlu yataklarda dizayn parametrelerini analiz etmek ve sistem üzerinde ki

performanslarını belirlemek için kullanılmıştır. Yapay sinir ağıın paralel öğrenme yapısı nedeniyle, tanıtılan sinir ağı modeli bu tür sistemleri analizinde üstün performans göstermiştir. Deney ve simülasyon sonuçlarına göre sinir ağı tam anlamıyla istenilen değerleri vermiştir. Sonuç olarak, bu tür sinir ağı ile tahmin yöntemlerinin gerçekte yatak sistemlerine uygulanabilir olduğu gözlemlenmiştir.

Canbulut ve arkadaşları [4], dairesel cepli hidrostatik aksenal kaymalı yatakların geometrik boyutlarının ve çalışma parametrelerinin yatak performansına olan etkilerini araştırmışlardır. Bu araştırmaya göre; 1,5 μ yüzey pürüzlülüğü, 0,55 (Ri/Rd) yatak yarıçap oranı, yaklaşık 1000 dev/dak devir sayısı, 0,5 mm kapiler boru çapı ve 30 bar'lık pompa basıncının pompa performansında etkin değerler olduğunu belirlenmiştir.

Bergada [5], aksenal pistonlu pompa pabuçlarında sızıntı ve basınç dağılımını Reynolds yağlama denklemini temel alarak, kayıcı pabucun yüzeyine açılan yivlerin etkisini göz önünde bulunduracak şekilde hesaplamak için yeni bir analitik model sunmaktadır. Döner tablanın hareketiyle, pabuç ve döner tabla arasında oluşan eğilmeyi içeren denklemler oluşturmuştur. Oluşturulan denklem, herhangi bir sayıda yiv ihtiva eden pabuçlar için genişletilmiştir. Teorik ve deneysel sonuçları birbiri ile karşılaştırmak için teorik denklemlerin uygulanabileceği bir deney tesisatı tasarlanmıştır. Geliştirilen model ile özellikle pabuçlar üzerinde pratikte oluşan çok hafif eğilmelerde, pabuçlardaki sızıntı yağ debisi ve yiv içerisindeki basıncı yüksek doğrulukta öngörmüştür. Deneysel olarak, yiv yolu boyunca sabit basıncın korumasına rağmen, normal olmayan koşullar altında yiv içerisindeki basınçta diferansiyel değişimler gözlemlenmiştir. Teğetsel hızın yiv basıncı ve pabuç sızıntısı üzerine etkilerini deneysel olarak ele alan araştırmalarda dairesel hız arttıkça sızıntıda çok küçük miktarda azalma ve yiv içerisindeki basınçta çok küçük miktarda artış olduğu sonucuna varmıştır.

Fisher [6], Bäoinghoff [7], Hooke ve Kakoullis [8], Iboshi ve Yamaguchi [9], [10], Hook ve Kakoullis [11], Hooke and Li [12], [13], Takahashi ve Ishizawa [14], Koç ve Hooke [15], [16], Tsuta [17]; Crabtree ve Manring [18], Kazama [19], pabuç kayması, teğetsel hız, eğilme, pabuç düzgünsüzlüğü, orifiz açıklığı ve bunların yanı sıra metal-metal teması etkilerini de incelenmişlerdir. Kompozit pabuçlarla su bazlı sıvıların birlikte çalışma şartlarının performanslarını Li ve Hooke [20] araştırmıştır.

Hooke ve Kakoullis [21], Koc ve arkadaşları [22], Kobayashi ve arkadaşları. [23]. Harris ve arkadaşları [24], Wieczoreck ve Ivantysynova [25], [26] çalışmalarında, silindirik piston pabuçlarının yüzeyinde oluşan tork ve bunun pabuçların dinamik performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bir tam devir sonrasında pabuçların dinamik performansında pabuç merkez mesafesinin ve tank çıkışındaki piston bağlantısından kaynaklanan eğilmenin büyük etkileri olduğu belirlenmiştir. Emme süreci boyunca eğilme ve pabuç-döner tabla mesafesi artmaya zorlanırken, basınç çıkışı karşısındaki pabuçların neredeyse düz hale geldiği görülmüştür. Wieczoreck ve Ivantysynova göre pabuçlardaki sızdırma miktarı pistonlar emme tabla karşısındayken, mesafe ve eğilme maksimum düzeyde olduğu için, daha yüksektir ve piston bölmesi içerisindeki basınç yaklaşık 20 bar civarında düşürülebilir. Yivli pabuçların performansı Böinghoff [7] ve Kakoulis [27] tarafından araştırılmış ve yivin pabuç dinamiklerine denge getirdiği görülmüştür. Bütün bu durumlarda ikinci yüzey yivlerindeki basınç atmosfer basıncına eşittir. Bunun bir sonucu olarak, yiv kendi kendine bir kaldırma kuvveti oluşturamaz. Ayrıca belirli bir merkez mesafesinde yüzey sayısını azaltmak, sızıntıyı da azaltmaktadır. Pabuçlar üzerinde bu kadar araştırma yapılmasına rağmen, sızıntı ve yiv basıncına odaklı çalışmalarda, değişik pabuç eğimleri ya da çift yüzeyli pabuçlar için bir bulguya ulaşılamamıştır.

Harris ve arkadaşları [28], çalışmalarında pabuçların yükselme ve eğilme hareketlerini (yağ film kalınlığı) tahmini olarak veren, döner tabla-pabuç arası olası temas etkileri de dahil olmak üzere bir dinamik model açıklamışlardır. Bu model, pabucun pompalama çevrimi içindeki dinamik istikrarını incelemek ve pompa hızlarının davranışlarını karşılaştırmak için bir simülasyon paketine dahil edilmiştir. Pabuç üzerindeki merkezci eğik moment hareketinin hız ile arttığı, yüksek hızlarda pabuç ve döner tabla arasında temasın oluşabileceği sonucuna varılmıştır.

Begrada ve arkadaşları [29], [30], [31], [32], ve Watton [33], çalışmalarında, pabuçlar ve döner tabla arasında oluşan yağ film kalınlığının paralel olmadığını belirten teorik denklemler oluşturmuşlardır. Bu teorik denklemleri, yapılan deneysel çalışmalarla da karşılaştırmışlardır ve değerlerin birbirleriyle uyumluluk gösterdiği sonucuna varmışlardır.

Wang ve Yamaguchi [34], çalışmalarında, eksantrik yüklenme durumu dahil olmak üzere hidrostatik yüklemeli yatakların yük taşıma kapasitesi, güç kayıpları ve rijitliğini teorik olarak ele almışlardır. Yağlayıcı olarak, su ve hidrolik yağ kullanımının da etkileri araştırmışlardır. Kullanılan nümerik analiz metodu iki boyutlu elastohidrostatik problemin elastik deformasyonun eksen simetrik olmayan yüklerle, yatakların yüklenmesi üzerine odaklanılmıştır. Yataklar paslanmaz çelik-paslanmaz çelik ve paslanmaz çelik-plastik kombinasyonlarından imal edilmiştir. Elastik malzemeler için, maksimum rijitlik minimum yağ film kalınlığı gibi değerler incelenmiştir. Maksimum yük taşıma kapasitesi ve minimum güç kaybı, elastik-rijit malzemelerden yapılan yatakların birleşimin üzerinden hidrostatik denge oranı içerisinde yer alabileceği sonucuna varılmıştır. Su kullanılan durumda, su sızıntısından kaynaklanan güç kaybı, sürtünme torkundan dolayı biraz daha yüksek, ama hidrolik yağ durumundan daha düşük olduğu görülmüştür. Hidrolik yağ kullanılan duruma göre toplam güç kaybı daha düşük olduğu sonucuna varılmıştır.

Nie, Huang ve Li [35], dairesel cepli su hidrolikli aksenal pistonlu motorlarda yataklardaki reaksiyon kuvvetini araştırmışlardır. Silindirik deliklerde, piston dinamiklerinde, piston ve pabuçlardaki santrifüj kuvvetlerine sürtünmenin etkisi incelemiştir. Dairesel cepli hidrostatik pabuçlu yataklar için kaldırma uzunluğu, destek uzunluğu, piston ve silindirik delik açıklığı gibi birçok geometrik parametrenin bulunduğu karakteristik bir denklem elde edilmiştir. Teorik analizlerin sonuçları olarak (a) sürtünme katsayısı, döner tabla açısı, atalet ve yüksek açısal hızlarda elde edilen sentrifüj yüklerinin, reaksiyon kuvveti üzerinde belirgin bir şekilde etkili olduğu; (b) uygun bir döner tabla açısının reaksiyon kuvvetindeki dalgalanmayı yok edebileceği, (c) hidrostatik pabuçlu yatağın yük taşıma kapasitesinin kaldırma uzunluğundan destek uzunluğuna göre daha çok etkilendiği, (d) kısa bir kaldırma uzunluğunun yük taşıma kapasitesini arttırmaya yardım edebileceği, (e) piston ve silindir deliği arasındaki 5-20 mm ölçüsündeki açıklıkların değişken yüklemelere adapte olabilmeye yardım ettiği sonucuna varmışlardır.

Karkoub ve arkadaşları [36], aksenal piston pompa için bir sinir ağı modeli üretmişlerdir. Modelde bir deney düzeneğinden elde edilen verileri kullanmışlardır. Çalışmanın amacı yüksek basınçlarda güç kayıplarının azaltılmasıdır. Başlangıçta pompanın mevcut tasarımının davranışlarını tahmin etmek için çalışma yapılmıştır.

Nöral ağ modelin ileri besleme ağ yapısını kullanılmıştır ve öğrenme esnasında Levenberg Marquardt optimasyon tekniği kullanılmıştır. Geliştirilen model, pompanın davranışlarını doğru bir şekilde tahmin edilebilmiştir. Sonuç olarak, yapay sinir ağı modelleme tekniği eksenli pistonlu pompanın stabil durumdaki ve dinamik davranışını öngörmek için kullanılmıştır. Deneysel veriler, sinir ağının eğitilmesinde kullanılmıştır. Sonuç olarak, eksenel pistonlu pompaların karmaşık sistemlerinin modellenmesinde nöral ağın büyük bir potansiyeli olduğu görülmüştür.

Koç ve Hooke [37], araştırmaların da, yüksek basınçta çalışan eksenel piston pompalarında kullanılan hidrostatik yatakların tasarımını incelemek ve kaymalı yatakların minimum film kalınlığını ve yüksek basınçlı sıvıların kaybının hesaplanabileceği bir tasarım prosedürün ana hatlarını tayin etmek için çalışma yapmışlardır. Yatakların performansını artırmak için hareket yüzeylerinde az miktarda yuvarlaklığa ihtiyaç olduğu görülmüştür. Sonuç olarak başarılı bir pabuç kullanımı için pabuç yüzeyinin çok az miktarda dış bükey olması gerektiği belirlenmiştir. Büyük miktardaki eğrilikler sıkıştırılmış tasarımlar için daha iyi olduğu ve incelenen orifizsiz pabuçların tatmin edici düzeyde, mümkün olan en büyük dirençle çalıştığı görülmüştür.

Kovalchenk ve arkadaşları [38], çalışmalarında, Lazerli Yüzey İşlemenin (LYİ) yağlama rejimi incelenmiştir. Tribolojik deneylerde 0.015 ile 0.75 m/s kayma hızları aralığında çalışan kayıcı pabuç 0.16 ile 1,6 MPa temas basıncı aralığında kullanılmıştır. 54,8 °C ve 124,7 °C vizkosite de yağlar yağlayıcı olarak kullanılmıştır. LYİ' nin yararlı etkileri yüksek hız ve yüklerde ve yüksek viskoziteli yağ kullanımında arttığı gözlemlenmiştir. LYİ' nin etkileri kayıcı pabuç makinelerinde mikro çukurların yağlama rejim değişiminin her yöndeki kaymasının deneysel olarak sürtünme katsayılarının ölçülmesiyle incelenmiştir. Yapılan çalışmada, hem yüksek hem de düşük viskozite yağ kullanımında hidrodnamik yağlama da yük ve kayma hızı bazında geniş bir aralıkta kullanılabilir. Mikro çukurların etrafındaki tümseklerin kaldırılması LYİ' nin etkilerini optimize etmiştir. Benzer işletme koşullarında dokulandırılmamış yüzeylerle karşılaştırıldığında LYİ' nin var olan sürtünme katsayısını azalttığı görülmüştür.

Yüzeylerde mikro çukurlar oluşturularak yük kapasitesi, aşınma drenci, sürtünme katsayısı ve benzeri tribolojik mekanik özelliklerin belirgin şekilde geliştirilebilir olduğu görülmüştür. Etsion [39] LYİ ile mikro çukurlar üreterek, hem deneysel hem de

teorik uygulamalar için fizibilite çalışmaları yapmıştır. Her mikro çukur hem tam ve karışık yağlama durumlarında mikro hidrodinamik yatak olarak hem de yetersiz yağlama koşullarında mikro rezervuar görevi görür. Piston halkaları yataklar, contalar gibi tiribolojik bileşenlerin üzerinde LYİ' nin kullanma potansiyeli belirlemek için teorik modeller geliştirilmiş ve laboratuvar testleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneylerin tamamında dokulaştırılmamış yüzeylerle karşılaştırıldığı da LYİ yüzeylerinin mevcut sürtünmeyi azalttığı görülmüştür.

Koç ve Canbulut [40], aksenal hidrostatik-hidrodinamik yatak deney düzeneği tasarımı çalışmasında, hidrostatik- hidrodinamik yatakların iyi bir uygulama alanı olan, eğik plakalı aksenal pistonlu pompa ve motorların performansı üzerinde etkili olan kayıcı pabuçların test edilebileceği deney düzeneğinin tasarımı ve imalatını gerçekleştirmişlerdir. Orifiz çapının büyümesi ve kayıcı pabuç kayma yüzeyinin konikleştirilmesi halinde akışkan kaybının artmakta olduğunu, iyi bir yağlama ortamı oluşturulduğundan dolayı, toplam güç kaybının azaldığını belirlemişlerdir.

Solmaz ve arkadaşları [41] bu çalışmada, hidrostatik yataklar için bilgisayar destekli dizayn optimizasyonu sunulmaktadır. Optimizasyon problemi çok kriterli strateji ile formüle edilmiştir. Güç kaybı ve yağın sıcaklık artışı optimal hidrostatik yatak tasarımı için performans ölçüsü olarak değerlendirilmiştir. Optimizasyon sonuçları göstermiştir ki önerilen kombine yaklaşım tek kriterli yaklaşımdan daha avantajlıdır.

Koç ve Canbulut [42], dairesel cepli hidrostatik-hidrodinamik kaymalı yatakların seçiminde etkili olan boyutsuz ifadeler yardımıyla, gerçek çalışma ortamında yatağın karakteristik büyüklüklerini incelemişlerdir. Buna göre, orifiz çapı ve uzunluğu ile yatak geometrik büyüklüklerini ve çalışma parametrelerinin rijitlik üzerinde etkili olduğunu tespit etmişlerdir. Yağ film kalınlığının belirli bir sınır değerinden sonra artırılmasının sistem rijitliğine fazla etkili olmadığı sonucuna ulaşmışlardır.

Koç [43], dairesel cepli hidrostatik aksenal kaymalı yataklarda yüzey pürüzlülüğünün yağlamaya etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Kayıcı pabuçlardaki yağ kaçakları ve güç kayıpları, üç değişik ortalama yüzey pürüzlülüğü R_a değerinde, üç değişik orifiz çapı kullanılarak, üç değişik hidrostatik cep büyüklüğüne sahip pabuçlarda, üç değişik yükleme basıncında ve dört değişik devirde incelemiştir. Değişik çalışma şartlarında,

pabuç-plaka sisteminde güç kayıpları, pürüzlülük değişimleri, akışkan ve ağırlık kaybı gibi büyüklüklerin ölçümü yapılmıştır. Kayıcı pabuçların yüzey profilinin güç kayıpları üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu, ayrıca pabuçların hidrostatik alan büyüklüğü ve orifiz çaplarının da güç kayıpları üzerinde etkili olduğu görülmüştür.

Gualtieri ve arkadaşları [44], Borghi ve arkadaşları [45] çalışmalarında da, motor uygulamalarında nitrürlenmiş çeliğin üzerinde yapılan yüzey dokulandırılmasının tribolojik etkileri araştırmışlardır. Hidrodinamik, karışık ve sınır yağlama rejimlerde, özellikle yüzey dokulandırma yapılmamış ve yapılmamış 30NiCrMo12 çelik üzerinde tribolojik özellikler mukayese edilmiştir. Benzer işletme koşullarında dokulanmamış yüzeyler göz önüne alınarak, dokulamanın sürtünme katsayısını ve aşınmayı azalttığı sonucuna varmışlardır.

Canbulut [46], dairesel cepli hidrostatik aksel kaymalı yatakların geometrik ve çalışma parametrelerini deneysel çalışma sonucunda belirlemiştir. Buna göre; 1,5 mikron yüzey pürüzlülüğü, 0,55 yatak yarıçap oranı, yaklaşık 1000 dev/dak devir sayısı, 0,5 mm kapiler boru çapı ve 30 bar'lık pompa basıncında en uygun yatak performansının oluştuğunu belirlemiştir.

Erdoğuş [47], dairesel cepli hidrostatik aksel kaymalı yatakların performansında etkili olan çalışma şartları ve geometrik büyüklüklerin değişimi için gerekli olan parametrelerin teorik analizini gerçekleştirmiştir. Teorik ve deneysel çalışmalar sonucunda, yatak konstrüksiyonunun çalışma şartlarına uygun olan bir optimizasyon yapılması gerektiğini belirtmiştir. Buna göre, hidrostatik kaymalı yataklarda çalışılan sisteme göre yatak için gerekli olan toplam güç ihtiyacının minimum ve hidrostatik sistem rijitliğinin maksimum olması gereken iki farklı optimizasyon işlemi tespit edilmiştir. Genetik algoritma yardımıyla elde edilen sonuçların teorik ve deneysel sonuçlarla uyumlu değerler verdiği sonucuna varılmıştır.

Bu çalışma, aksel pistonlu pompaların hidrostatik-hidrodinamik prensiple çalışan kayıcı pabuçlar üzerine olacaktır. Kayıcı yatakların farklı, pabuç geometrileri, orifiz çapları ve çalışma parametrelerinde ki, yağ film kalınlığı, aksel yük, rijitlik, viskoz moment kaybı, güç kaybı ve pompa gücü değerleri incelenecektir.

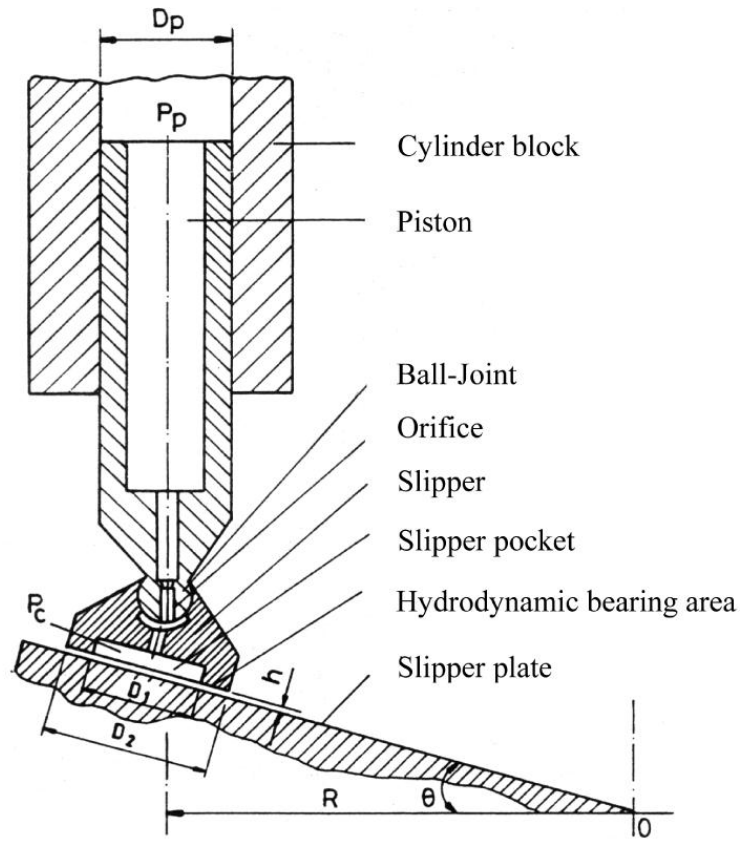
BÖLÜM III

TEORİK ANALİZ

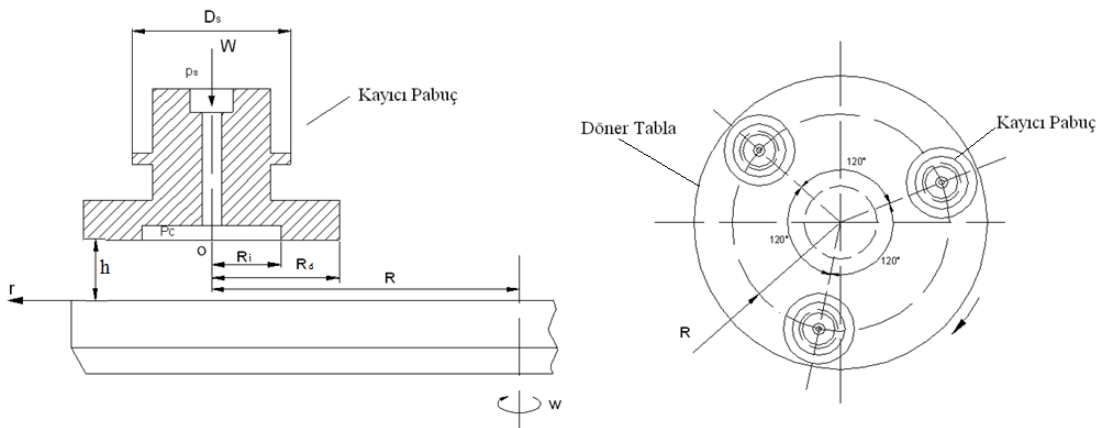
3.1. Düz Yüzeyle Pabuçlar da Eksenel Yük, Rijitlik, Yağ Film Kalınlığı, Moment Kaybı ve Pompa Gücünün Teorik Analizi

Eksenel pistonlu pompalar eşit sayıda piston taşıyan bir silindir bloğundan oluşmaktadır. Her bir piston kayıcı pabuca bir küresel mafsal ile bağlanmış olup eğik plakaya sabitlenmiş bir döner tabla üzerinde kayma hareketi yapmaktadır. Küresel mafsal bağlantısı kayıcı pabuçların sürekli olarak döner tablaya paralel kalmasını sağlamaktadır. Pompa çalıştığında sürücü mil silindir bloğunu eğik plakaya bağlı olarak döndürür ve dolayısıyla silindir bloğu içerisine yerleştirilmiş olan kayıcı pabuçlarda döner tabla (eğik plaka) üzerinde kayma hareketi yaparlar (Şekil 3.1). Eğik plakanın eğiminden dolayı, bloğun dönmesi ve silindirler içerisine piston hareketi ile yağlayıcı akışkan emilir ve basılır. Tüm pistonların birleştirilmiş etkisi ile sürekli yağ akışı sağlanır. Eğik plakanın eğiminin değiştirilmesi ile değişken deplasman değerleri elde edilir [43].

Eksenel pistonlu pompalar ve motorlardaki kayıcı pabuçlar hidrostatik-hidrodynamic çalışma prensibine göre çalışmaktadırlar (Şekil 3.2) . Bu çalışmada kayıcı pabuçların, bu çalışma prensibine göre test edilebilmesi için test ünitesi tasarlanmıştır. Şekil 3.1. deneyde kullanılan tipik bir hidrostatik yatak-plaka sistemini göstermektedir. Şekilden görüleceği gibi kayıcı pabuç, döner tabla üzerinde belirli bir film kalınlığı (h) ile hareket etmektedir. Pistondan gelen yağlayıcı akışkan kayıcı pabucun dengesinin sağlanması amacıyla orifiz üzerinden geçirilerek yatak cebine transfer edilmektedir. Sistemin çalışması sırasında kayıcı pabuç ve döner tabla arasındaki açıklık (h), ne metal-metal temasına neden olacak şekilde küçük ne de akışkan kaçağına neden olacak şekilde büyük olmalıdır. Dolayısıyla, bu kritik alan dinamik çalışma şartlarının dikkate alındığı hallerde oldukça önem arz etmektedir.



Şekil 3.1. Eksenel pistonlu pompa sistemi [3]



Şekil 3.2. Hidrostatik kayıcı yatak modeli [1]

Hidrostatik yataklarda dairesel cepli dirençsiz olanların tam analitik çözümleri mümkündür. Şekil. 3.2 esas alındığında hidrostatik yatak üzerinde sonsuz küçüklikteki bir alan için akış denklemi [47];

$$q = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{dP}{dr} 2\pi r \quad (3.1)$$

şeklinde ifade edilebilir. Eşitlikteki (-) işareti $\frac{dP}{dr}$ basınç gradyeninin negatif olmasından dolayı konulmuştur.

Sınır şartları değerlendirilerek ($r = R_d$ için $P = P_0 = 0, r = R_i, P = P_c$);

$$q = \frac{\pi h^3}{6\eta \ln(R_d / R_i)} P_c \quad (3.2)$$

elde edilir. P basıncı, P_c basıncı ve yatak geometrik büyüklükleri cinsinden

$$P = P_c \frac{\ln(R_d / r)}{\ln(R_d / R_i)} \quad (3.3)$$

şeklinde yazılabilir.

Yük taşıma kapasitesi

$$W = \pi R_1^2 p_r + 2\pi \int_{R_1}^{R_2} r p dr = \frac{1 - (R_i / R_d)}{2 \ln(R_d / R_i)} A p_r \quad (3.4)$$

şeklinde tanımlanmakta olup, P_c cep basıncı, R_d ve R_i sırasıyla yatağın dış ve iç yarıçaplarıdır. A ise cep ve set bölgelerinin birleştirilmiş alanıdır. P basınç ifadesi (3.3) değerlendirilerek gerekli kısaltmalar yapılırsa eksenel yük,

$$W = \pi P_c K_w \quad (3.5)$$

olarak bulunur.

Burada K_w yük faktörü olarak tarif edilmiş olup

$$K_w = \frac{1}{2} \frac{R_d^2 - R_i^2}{2 \ln(R_d / R_i)} \quad (3.6)$$

Yüzeyler arasındaki h film kalınlığının varlığı düşünülerek radyal doğrultudaki akışkan radyal debisi ve yağ film kalınlığı

$$q = \frac{\pi P_c h^3}{6\eta \ln(R_d / R_i)} \quad h^3 = q \frac{6\eta \ln(R_d / R_i)}{\pi P_c} \quad (3.7)$$

veya yük cinsinden

$$q = \frac{Wh^3}{3\eta(R_d^2 - R_i^2)} \quad h^3 = q \frac{3\eta(R_d^2 - R_i^2)}{W} \quad (3.8)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Hidrostatik yatakların kayma yüzeyi belirli bir aksenal rijitliğe sahip olmalıdır. Hidrostatik yataklarda yük taşıyıcı yağ filminin eğimi oldukça önemlidir. Bu eğimin değeri rijitlik olarak adlandırılır ve hidrostatik yatağın film kalınlığındaki değişime bağlı olarak yükte oluşan değişime dayanabilme kabiliyetidir. Genel olarak hidrostatik sistemin rijitliği;

$$k = -\frac{dW}{dh} \quad (3.9)$$

şeklinde tanımlanır. (-) işareti herhangi bir matematiksel anlam taşımamaktadır. Rijitlik (k), h yağ film kalınlığına göre türev alınarak denklem (3.9)' dan,

$$k = 3 \frac{W}{h} \quad (3.10)$$

elde edilir.

Birbirine göre izafi hareket eden iki yüzey arasındaki viskoz sürtünme dolayısıyla oluşacak olan moment kaybı,

$$dM_s = \eta 2\pi^3 r d_r \frac{\omega}{h} \quad (3.11)$$

ifadesinden,

$$M_s = \pi \eta \frac{\omega}{h} \int_{R_i}^{R_d} r^3 d_r \quad (3.12)$$

veya

$$M_s = \frac{\pi}{2} \eta \frac{\omega}{h} (R_d^4 - R_i^4) \quad (3.13)$$

bulunur. Bu moment güç kaybına neden olacaktır. Bu güç kaybı,

$$N_s = \frac{\pi}{2} \eta \frac{\omega^2}{h} (R_d^4 - R_i^4) \quad (3.14)$$

şeklinde tarif edilir. Sisteme P_c basıncında q debisinde yağ sevk edecek olan pozitif iletimli pompanın gücü,

$$N_p = q \frac{W}{\pi \left(\frac{R_d^2 - R_i^2}{2 \ln(R_d / R_i)} \right)} \quad (3.15)$$

şeklinde hesap edilir. Düzenleme yapıldığında bu güç ifadesi,

$$N_p = \frac{2}{3} \frac{W^2 h^3 \ln(R_d / R_i)}{\eta \pi (R_d^2 - R_i^2)} \quad (3.16)$$

olur.

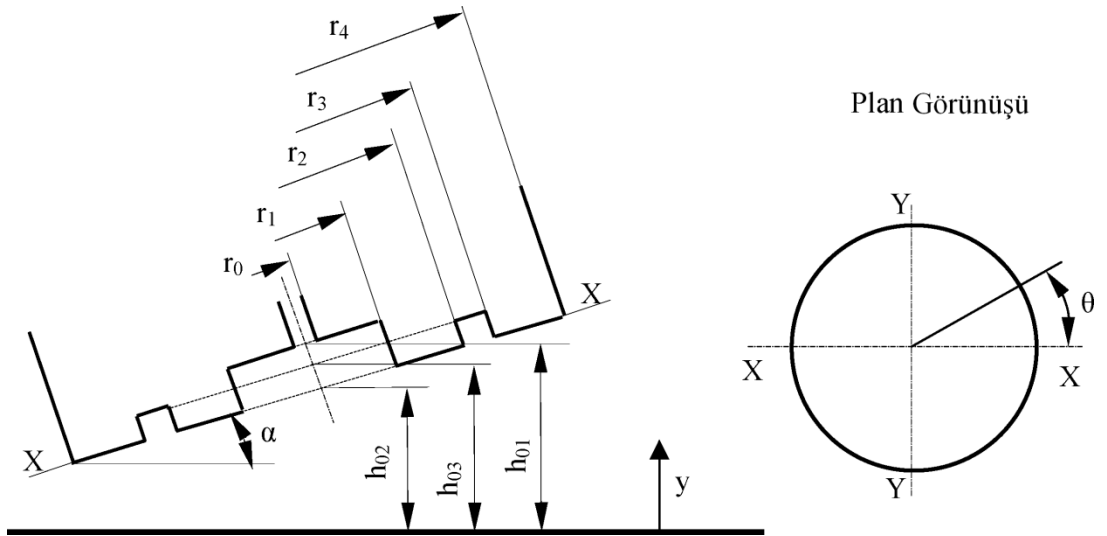
3.2 Çoklu Yivli Pabuçlarda Debinin, Basıncın ve Yağ Film Kalınlığının Teorik Analizi

Bu kısımda aksenal pistonlu pompa pabuçlarında sızıntı ve basınç dağılımını Reynolds yağlama denklemi temel alınarak, yiv etkisini de göz önünde bulunduracak şekilde hesaplamak için yeni bir analitik model sunulmaktadır. Pabuç dönmesi ve eğilmesini içeren denklemler, herhangi bir sayıda yiv ihtiva eden pabuçlar için genişletilmiştir.

Geliştirilen teorik model, özellikle pabuçlar üzerinde pratikte oluşan çok hafif eğilmelerde, pabuçlardaki sızıntı ve yiv içindeki basıncı yüksek doğrulukta öngörebilmektedir. Deneysel çalışmalar, yiv yolu boyunca sabit basıncın korunmasına rağmen, normal olmayan koşullar altında yiv içerisindeki basınçta diferansiyel değişimler olduğunu göstermiştir. Teğetsel hızın yiv basıncı ve pabuç sızıntısı üzerine etkilerini deneysel olarak ele alan araştırmalarda dairesel hız arttıkça sızıntıda çok küçük miktarda azalma ve yiv içerisindeki basınçta çok küçük miktarda artış gözlemlenmiştir [5].

Bu çalışmada yapılan varsayımlar,

- Akışın laminar olduğu kabul edilmiştir.
- Pabuç levha mesafesi uniform değildir ve pabuç eğimlidir.
- Pabucun dönüşü dikkate alınmıştır.
- Akışın radyal olduğu kabul edilmiştir.
- Pabuç yüzeyleri, olukları ve yivlerinin düz olduğu kabul edilmiştir.
- Pabuç ile döner tabla arasındaki tek bağıl hareketin, pabucun dönmesi olduğu düşünülmüştür.



Şekil 3.3. Yivli pabuç modeli

Pabuç üzerinde bulunan alanlar; pabuç cebi $r_0 - r_1$ arası, birinci pabuç set bölgesi $r_1 - r_2$ arası, pabuç kanal bölgesi $r_2 - r_3$ arası, ikinci set bölgesi $r_3 - r_4$ arası olarak tariflenmiştir.

Bu çalışmaya uygulanabilir Reynolds denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 6 \mu \omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (3.17)$$

Belirli mesafede ki yağ film kalınlığı:

$$h = h_0 + \alpha r_m \cos \theta \quad (3.18)$$

alan bitimlerindeki ortalama yarıçap kullanıldığında film kalınlığı;

$$\frac{\partial h}{\partial \theta} = -\alpha r_m \sin \theta \quad (3.19)$$

(3.17) diferansiyel denkleminin birinci integrasyonu alındığında:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{-3 \mu \omega \alpha \sin \theta r}{(h_0 + \alpha r_m \cos \theta)^3} + \frac{k_1}{r(h_0 + \alpha r_m \cos \theta)} \quad (3.20)$$

İkinci integrasyon işlemi sonucunda:

$$P = \frac{-3 \mu \omega \alpha \sin \theta r}{(h_0 + \alpha r_m \cos \theta)^3} + \frac{k_1}{r(h_0 + \alpha r_m \cos \theta)} \ln(r) + k_2 \quad (3.21)$$

Genel bir yarıçap ile pabuç debisi:

$$Q_{debi} = \int_0^{2\pi} \int_0^h u r d_y d_\theta \quad (3.22)$$

Poisulle akışını varsayılırsa, hız dağılımı:

$$u = \frac{1}{\mu} \frac{d_p}{d_r} \frac{y}{2} (y - h) \quad (3.23)$$

Buradan;

$$Q_{debi} = \int_0^{2\pi} \int_0^h \frac{1}{\mu} \frac{d_p}{d_r} \frac{y}{2} (y-h) r d_y d_\theta \quad (3.24)$$

Denklem (3.20) deki basınç dağılımı denklem (3.24) de yerine yazılıp düzenleme yapıldığında:

$$Q_{debi} = \int_0^{2\pi} -\frac{1}{12\mu} (-3\mu\omega\alpha_m \sin \theta r^2 + k_1) d\theta \quad (3.25)$$

Bu noktada hatırlanmalıdır ki bilinmeyen k_1 sabiti, açısal yer değiştirme θ 'ya bağlı olduğu sürece ikinci integral çözülemez. Şekil 2'de gösterildiği gibi çok yüzeyli eğik pabuçlarda, pabuç cebi ve yivindeki akış ve basınç dağılımı düz yüzeylerde olduğu gibi davranış gösterir, (3.21) ve (3.25) denklemleri pabucun her yüzeyine uygulanır, buradan;

Pabuç cebi: $r_0 < r < r_1$

$$p_1 = \frac{-3\mu\omega\alpha \sin \theta r}{(h_{01} + \alpha r_{m1} \cos \theta)^3} + \frac{k_1}{r(h_{01} + \alpha r_{m1} \cos \theta)^3} \ln(r) + k_2 \quad (3.26)$$

$$Q_{debi_1} = \int_0^{2\pi} -\frac{1}{12\mu} (-3\mu\omega\alpha r_{m1} \sin \theta r^2 + k_1) d\theta \quad (3.27)$$

$$r_{m1} = \frac{r_1 + r_0}{2} \quad (3.28)$$

Birinci pabuç set bölgesi: $r_1 < r < r_2$

$$p_2 = \frac{-3\mu\omega\alpha \sin \theta r}{(h_{02} + \alpha r_{m2} \cos \theta)^3} + \frac{k_1}{r(h_{02} + \alpha r_{m2} \cos \theta)^3} \ln(r) + k_4 \quad (3.29)$$

$$Q_{debi_2} = \int_0^{2\pi} -\frac{1}{12\mu} (-3\mu\omega\alpha r_{m2} \sin \theta r^2 + k_3) d\theta \quad (3.30)$$

$$r_{m2} = \frac{r_2 + r_1}{2} \quad (3.31)$$

Pabuç kanal bölgesi: $r_2 < r < r_3$

$$p_3 = \frac{-3\mu\omega\alpha \sin \theta r}{(h_{03} + \alpha r_{m3} \cos \theta)^3} + \frac{k_1}{r(h_{03} + \alpha r_{m3} \cos \theta)} \ln(r) + k_6 \quad (3.32)$$

$$Q_{debi\ 3} = \int_0^{2\pi} -\frac{1}{12\mu} (-3\mu\omega\alpha r_{m3} \sin \theta r^2 + k_5) d\theta \quad (3.33)$$

$$r_{m3} = \frac{r_3 + r_2}{2} \quad (3.34)$$

İkinci set bölgesi: $r_3 < r < r_4$

$$p_4 = \frac{-3\mu\omega\alpha \sin \theta r}{(h_{04} + \alpha r_{m4} \cos \theta)^3} + \frac{k_1}{r(h_{04} + \alpha r_{m4} \cos \theta)} \ln(r) + k_8 \quad (3.35)$$

$$Q_{debi\ 4} = \int_0^{2\pi} -\frac{1}{12\mu} (-3\mu\omega\alpha r_{m4} \sin \theta r^2 + k_7) d\theta \quad (3.36)$$

$$r_{m4} = \frac{r_4 + r_3}{2} \quad (3.37)$$

Yarıçap değerleri 10 bölgeden oluşan bir pabuca göre hazırlanmıştır. Sınır şartları sabitleri belirlemek için gerekli olacaktır:

$$r = r_0 \quad p_1 = p_{girış} \quad (3.38)$$

$$r = r_1 \quad p_1 = p_2 \quad Q_{debi\ 1} = Q_{debi\ 2}$$

$$r = r_2 \quad p_2 = p_3 \quad Q_{debi\ 2} = Q_{debi\ 3}$$

$$r = r_3 \quad p_3 = p_4 \quad Q_{debi\ 3} = Q_{debi\ 4}$$

$$r = r_4 \quad p_4 = p_5 \quad Q_{debi\ 4} = Q_{debi\ 5}$$

$$r = r_5 \quad p_5 = p_6 \quad Q_{debi\ 5} = Q_{debi\ 6}$$

$$r = r_6 \quad p_6 = p_7 \quad Q_{debi\ 6} = Q_{debi\ 7}$$

$$r = r_7 \quad p_7 = p_8 \quad Q_{debi\ 7} = Q_{debi\ 8}$$

$$r = r_8 \quad p_8 = p_9 \quad Q_{debi\ 8} = Q_{debi\ 9}$$

$$r = r_9 \quad p_9 = p_{10} \quad Q_{debi\ 9} = Q_{debi\ 10}$$

$$r = r_{10} \quad p_{10} = p_{\text{çikii}}$$

Uygun matematiksel gelişimden sonra, sabitlerin değerleri ekte gösterildiği gibi alınır. Analizin yeni ve anahtar niteliği taşıyan özelliği sabitlerden yola çıkılarak genelleştirilmiş denklemler elde edilmesi ve bu genelleştirilmiş denklemlerde (öncelikle her sabitin, k_1 parametresine bağlı bir fonksiyon olarak verilmesi şartıyla) herhangi bir sayıda yüzeye sahip pabuca ilişkin herhangi bir sabitin değeri bulunabilmektedir. Hatırlanmalıdır ki, $1 < i < n$ sıralamasında, n ; üzerinde kanal ve cep bulunduran pabuç yüzeyi sayısıdır. Tek yüzeyli bir pabuçta n değeri en az 2'dir, yapılan çalışmada ise $n=10$ 'dur. Sabit k_1 denklem için;

$$k_1 = \frac{p_{\text{tank}} - p_{\text{girış}} - \frac{3\mu\omega\alpha \sin\theta}{2} \left[\sum_{i=1}^{i=n} \frac{r_{mi} (r_{i-1}^2 - r_i^2)}{(h_{0i} + \alpha r_{mi} \cos\theta)^3} \right] - 3\mu\omega\alpha \sin\theta \left[\sum_{i=1}^{i=(n-1)} \frac{\ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right) \sum_{j=1}^{j=i} r_j^2 (r_{m(j+1)} - r_{mj})}{(h_{0(i+1)} + \alpha r_{m(i+1)} \cos\theta)^3} \right]}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\ln\left(\frac{r_i}{r_{(i-1)}}\right)}{(h_{0i} + \alpha r_{mi} \cos\theta)^3}} \quad (3.39)$$

Genel denklem $k_3, k_5, k_7 \dots$ gibi tek sayı sabitleri için şu şekilde ifade edilebilir:

$$k_L = 3\mu\omega\alpha \sin\theta \left\{ \sum_{j=1}^{j=\left(\frac{L-1}{2}\right)} \left[r_j^2 (r_{m(j+1)} - r_{mj}) \right] \right\} + k_1 \quad (3.40)$$

L 'nin, $3 \leq L \leq (2n-1)$ arasında ki değeri tek olacaktır.

Genel denklem, $k_2, k_4, k_6 \dots$ gibi çift çift sabitleri için şu şekilde ifade edilebilir:

$$\begin{aligned}
k_M = p_{girş} + & \left\{ \sum_{j=1}^{i=\left(\frac{M-1}{2}\right)} \left[\frac{\ln\left(\frac{r_i}{r_{(i-1)}}\right)}{\left(h_{0i} + \alpha r_{mi} \cos \theta\right)^3} - \frac{\ln r_{\left(\frac{M-2}{2}\right)}}{\left(h_{0(M/2)} + \alpha r_{m(M/2)} \cos \theta\right)^3} \right] \right\} k_1 \\
+ \frac{3\mu\omega\alpha \sin \theta}{2} & \left\{ \sum_{i=1}^{i=\left(\frac{M-2}{2}\right)} \left[\frac{r_{mi} (r_{i-1}^2 - r_i^2)}{\left(h_{0i} + \alpha r_{mi} \cos \theta\right)^3} \right] + \frac{r_{m(M/2)} r_{\left(\frac{M-2}{2}\right)}^2}{\left(h_{0(M/2)} + \alpha r_{m(M/2)} \cos \theta\right)^3} \right\} \\
+ 3\mu\omega\alpha \sin \theta & \left\{ \sum_{i=1}^{i=\left(\frac{M-4}{2}\right)} \left(\frac{\left[\sum_{j=1}^{j=i} [r_j^2 (r_{m(j+1)} - r_{mj})] \right] \ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{\left(h_{0(i+1)} + \alpha r_{m(i+1)} \cos \theta\right)^3} \right) \right. \\
- \frac{\sum_{j=1}^{j=\left(\frac{M-2}{2}\right)} [r_j^2 (r_{m(j+1)} - r_{mj})] \ln r_{\left(\frac{M-2}{2}\right)}}{\left(h_{0(M/2)} + \alpha r_{m(M/2)} \cos \theta\right)^3} & \left. \right\} \tag{3.41}
\end{aligned}$$

Denklem (3.41)'de ki M değışkeni çift sayı ve $2 \leq M \leq 2n$ aralığında olmalıdır. Genel denklemlerden yeni denklemler üretirken $\sum_{alt\ limit}^{üst\ limit}$ toplama işleminde eğer üst limit değeri, alt limit değerinden küçük ise toplam değer sıfıra eşit olur. Farklı yüzeylerdeki basınç dağılımını hesaplamak için denklemlere farklı sabitler eklenebilir. Daha detaylı açıklama ekte görülmektedir. Burada gösterilen genel denklem herhangi bir sayıda yive sahip pabuç üzerindeki basınç dağılımını hesaplayabilecek yeterliliktedir.

$$\begin{aligned}
p_i = p_{girş} + k_1 & \left[\frac{\ln\left(\frac{r_i}{r_{(i-1)}}\right)}{\left(h_{0i} + \alpha r_{mi} \cos \theta\right)^3} + \sum_{j=2}^{j=i} \frac{\ln\left(\frac{r}{r_{(j-1)}}\right)}{\left(h_{0(j-1)} + \alpha r_{m(j-1)} \cos \theta\right)^3} \right] + \frac{3\mu\omega\alpha \sin \theta}{2} \\
\times & \left[\frac{r_{mi} (r_{i-1}^2 - r_i^2)}{\left(h_{0i} + \alpha r_{mi} \cos \theta\right)^3} + \sum_{j=2}^{j=i} \frac{r_{m(j-1)} (r_{j-2}^2 - r_{j-1}^2)}{\left(h_{0(j-1)} + \alpha r_{m(j-1)} \cos \theta\right)^3} \right]
\end{aligned}$$

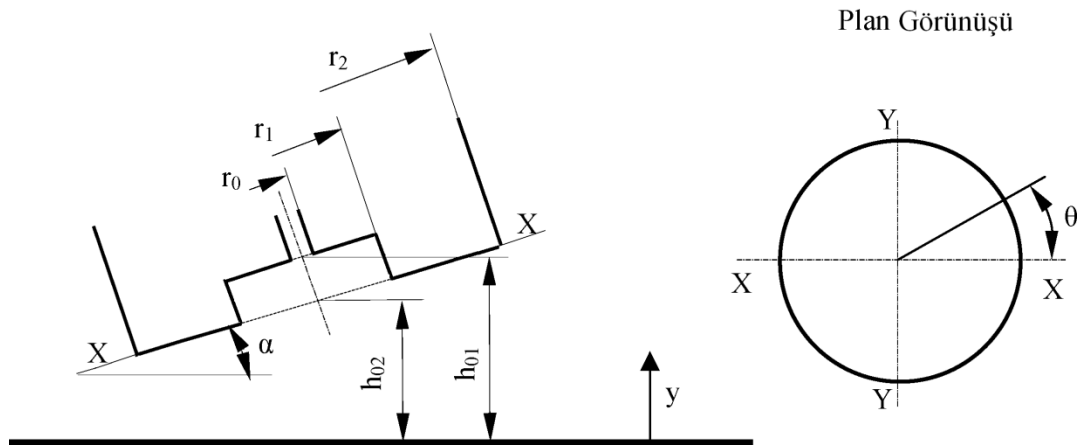
$$\begin{aligned}
& + 3\mu\omega\alpha \sin\theta \left[\frac{\left[\sum_{j=2}^{j=i} r_{j-1} [r_{mj} - r_{m(j-1)}] \right]}{(h_{0i} + \alpha r_{mi} \cos\theta)^3} \ln\left(\frac{r}{r_{i-1}}\right) \right. \\
& \left. + \sum_{j=3}^{j=i} \left(\frac{\ln\left(\frac{r_{j-1}}{r_{j-2}}\right) \left\{ \sum_{k=3}^{k=i} r_{k-2}^2 [r_{m(k-1)} - r_{m(k-2)}] \right\}}{(h_{0(j-1)} + \alpha r_{m(j-1)} \cos\theta)^3} \right) \right] \quad (3.42)
\end{aligned}$$

Sabitler, (3.27), (3.30), (3.33) ve (3.36)' deki denklemlerde yerine yerleştirildiği zaman, debi akışı için aynı denklemi buluruz:

$$Q_{debi} = - \int_0^{2\pi} \frac{k_1}{12\mu} d\theta \quad (3.43)$$

İntegralin karmaşık olmasından dolayı, denklem (3.43)' deki debiyi hesaplayabilmek için nümerik olarak integral alınmalıdır.

Oluşturulan matematiksel model, genel bir denklem olmakla birlikte setlerin ve kanalların dairesel olması şartı ile farklı kanal ve set sayısına sahip pabuçlara da uygulanabilir. Şekil 3.4' te birer adet cep ve set bölgesine sahip pabuç gösterilmektedir.



Şekil 3.4. Tek cepli ve setli pabuç modeli

Denklem (3.39), Şekil 3.4' deki modele, uygulandığı zaman:

$$k_1 = \frac{p_{tank} - p_{girş} - \frac{3\mu\omega\alpha \sin\theta}{2} \left[\frac{r_{m1}(r_0^2 - r_1^2)}{(h_{01} + \alpha r_{m1} \cos\theta)^3} + \frac{r_{m2}(r_1^2 - r_2^2)}{(h_{02} + \alpha r_{m2} \cos\theta)^3} \right] + 3\mu\omega\alpha \sin\theta \left[\frac{r_1^2(r_{m2} - r_{m1}) \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{(h_{02} + \alpha r_{m2} \cos\theta)^3} \right]}{\frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_0}\right)}{(h_{01} + \alpha r_{m1} \cos\theta)^3} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{(h_{02} + \alpha r_{m2} \cos\theta)^3}} \quad (3.44)$$

$$k_2 = p_{girş} + \frac{3\mu\omega\alpha \sin\theta}{(h_{01} + \alpha r_{m1} \cos\theta)^3} \frac{r_0^2}{2} - \frac{k_1}{(h_{01} + \alpha r_{m2} \cos\theta)^3} \ln r_0 \quad (3.45)$$

Genel denklem, k_1 , k_2 sabiti elde edilir.

Bu sabitler, denklem (3.26) ve denklem (3.29)' da yerine yazıldığında:

$$p_1 = \frac{k_1 \ln\left(\frac{r}{r_0}\right)}{r(h_{01} + \alpha r_{m1} \cos\theta)^3} + \frac{3\mu\omega\alpha \sin\theta}{(h_{01} + \alpha r_{m1} \cos\theta)^3} \left(\frac{r_0^2}{2} - \frac{r^2}{2} \right) \quad (3.46)$$

ve

$$p_2 = p_{girş} + k_1 \left[\frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_0}\right)}{(h_{01} + \alpha r_{m1} \cos\theta)^3} + \frac{\ln\left(\frac{r}{r_1}\right)}{(h_{02} + \alpha r_{m2} \cos\theta)^3} \right] + \frac{3\mu\omega\alpha \sin\theta}{2} \left(\frac{r_{m1}(r_0^2 - r_1^2)}{(h_{01} + \alpha r_{m1} \cos\theta)^3} + \frac{r_{m2}(r_1^2 - r^2)}{(h_{02} + \alpha r_{m2} \cos\theta)^3} \right) + \frac{3\mu\omega\alpha \sin\theta r_1^2 (r_{m2} - r_{m1})}{(h_{02} + \alpha r_{m2} \cos\theta)^3} \quad (3.47)$$

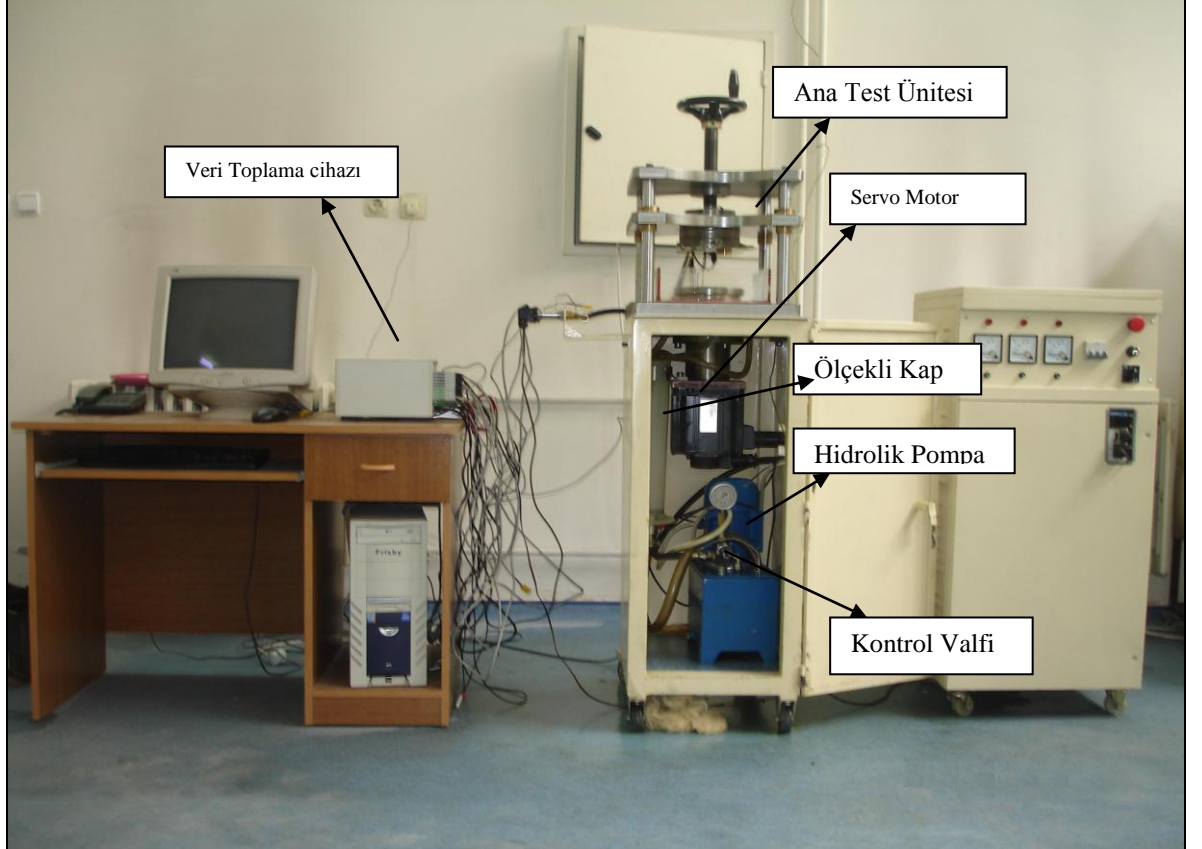
Teorik inceleme neticesinde farklı kanal ve set bölgelerinde ki basınç değerleri elde edilmiştir.

BÖLÜM IV

DENEY GEREÇ VE YÖNTEMLERİ

4.1. Deney Tesisatı

Tez kapsamında yapılan çalışma da, aksenal pistonlu pompaların verimliliği üzerinde önemli bir etkiye sahip olan ve hidrodinamik-hidrostatik prensiple çalışan pabuçların geometrik boyutlarının, yüzey profilinin, orifiz çaplarının; yükleme basıncı ve devir sayılarının pompa performansı üzerine olan etkileri araştırılmıştır. Deney tesisatı görünüşü Şekil 4.1 ve deney düzeneği şeması 4.2' de verilmektedir.

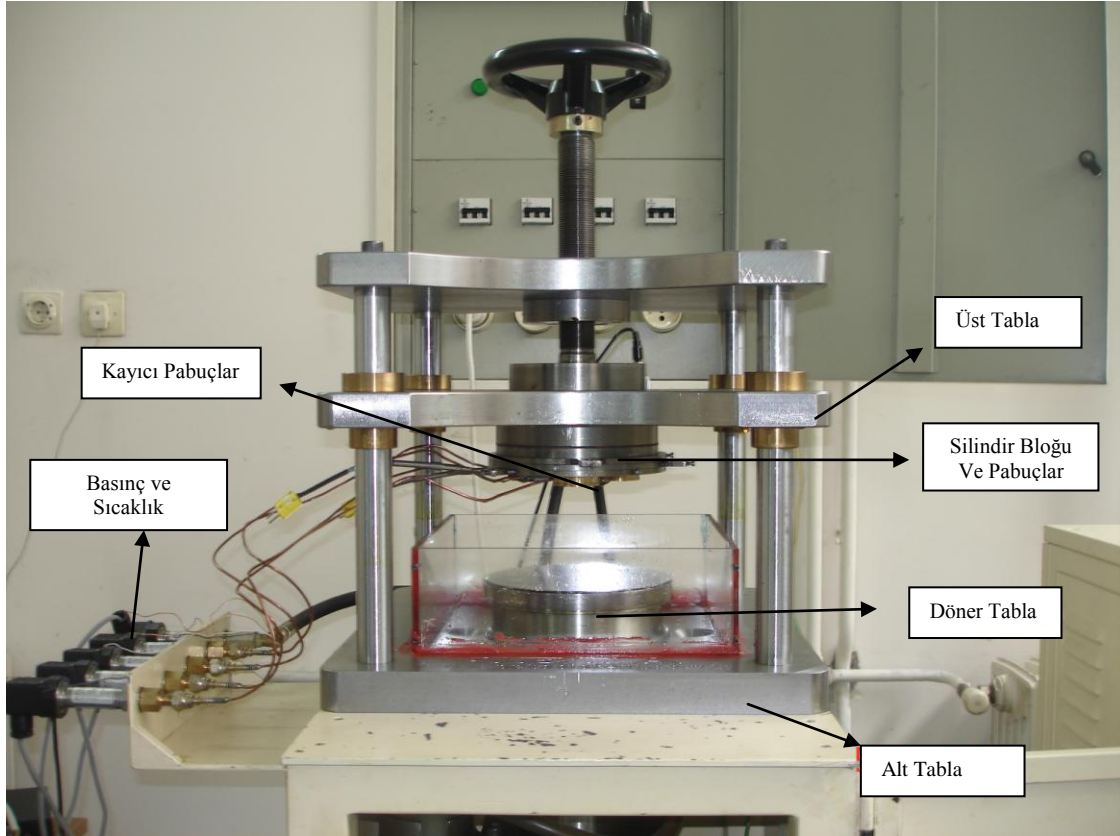


Şekil 4.1. Deney tesisatı genel görünüşü

Deney tesisatı 3 temel üniteden oluşmaktadır. Bunlar; kayıcı pabuçların testlerinin yapıldığı ana test ünitesi, deneylerin gerçekleştirilmesi için gerekli güç ihtiyacını karşılayan hidrolik güç ünitesi ile kontrol ve ölçüm cihazlarını içeren sürücü ünite.

4.1.1. Ana Test Ünitesi

Eksenel pistonlu pompalar ve motorlardaki kayıcı pabuçlar hidrostatik-hidrodinamik yatak prensibine göre çalışmaktadır. Kayıcı pabuçların bu çalışma prensibe göre test edilebilmesi için ana test ünitesi tasarlanmıştır. Ana test ünitesi bütün ölçümlerin ve ayarlamaların yapıldığı kısımdır. Ana test ünitesini oluşturan temel bileşenler, 3 adet kayıcı pabuç, hidrolik yükleme silindirleri, servo motor, yağ pompası, ölçekli kap ve döner tabladan oluşmaktadır. Kayıcı pabuçlar dairesel cepli hidrostatik yatak sistemleri oluşturmaktadır. Bu yataklar tarafından desteklenen eleman servo motor tarafından tahrik edilen döner tabladır.



Şekil 4.2. Ana test ünitesi görünüşü

4.1.2. Güç Ünitesi

Bu ünite sistemin gerekli güç ihtiyacını sağlamaktadır ve döner tablanın tahrik edilmesini sağlayan servo motorun da kontrolü bu kısımda yapılmaktadır.



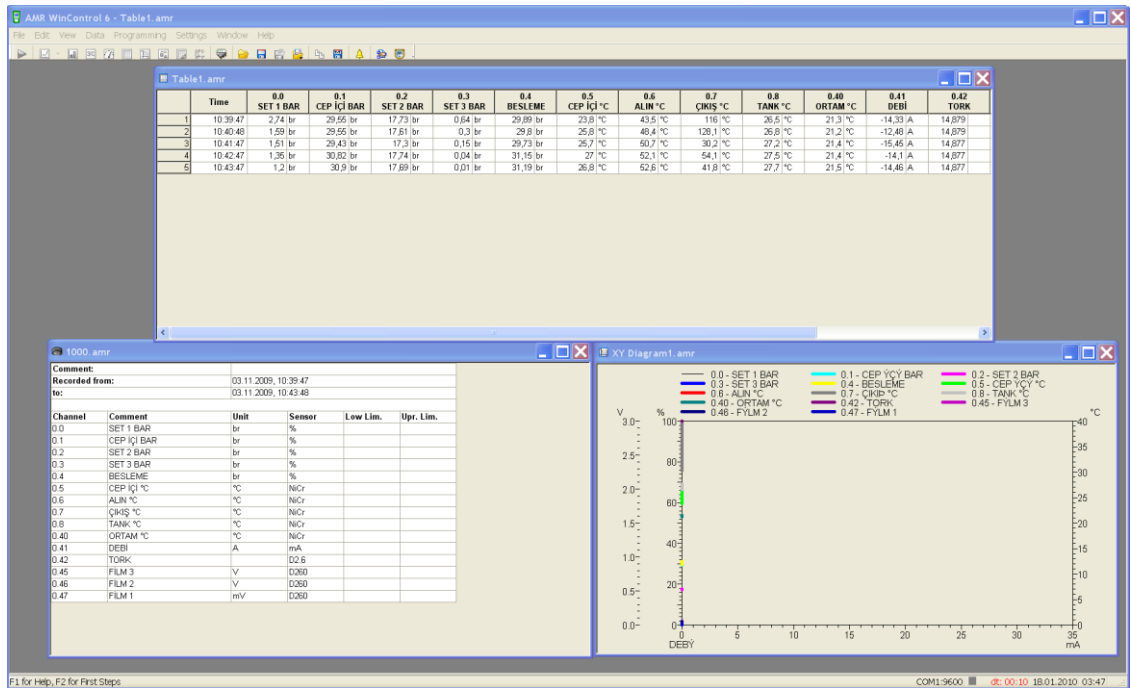
Şekil 4.3. Güç ve servo motor kontrol ünitesi

4.1.3 Kontrol Ve Ölçüm Ünitesi

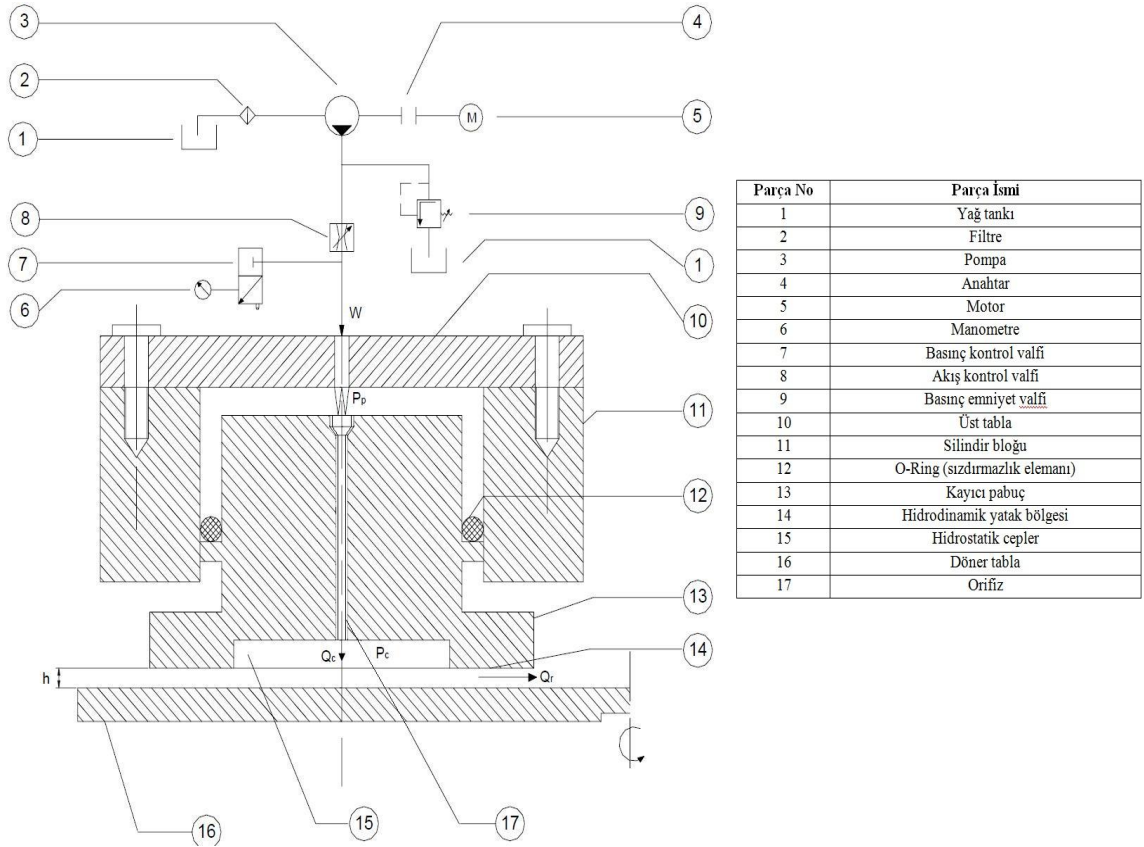
Kontrol ünitesi, veri toplama ünitesi ve bilgisayardan oluşmaktadır. Ana test ünitesinde değerler mili amper ve mili volt olarak ölçülmektedir. Bu değerler ana test ünitesinde veri toplama ünitesi tarafından değerlendirilmektedir, bilgisayarda mevcut olan *AMR WinControl* yazılım sayesinde de bu değerler basınç, sıcaklık, debi ve torka dönüştürülmektedir. Şekil 4.4'te kontrol ve ölçüm ünitesinin resmi görülmektedir.



Şekil 4.4. Kontrol ünitesi ve ölçüm ünitesi



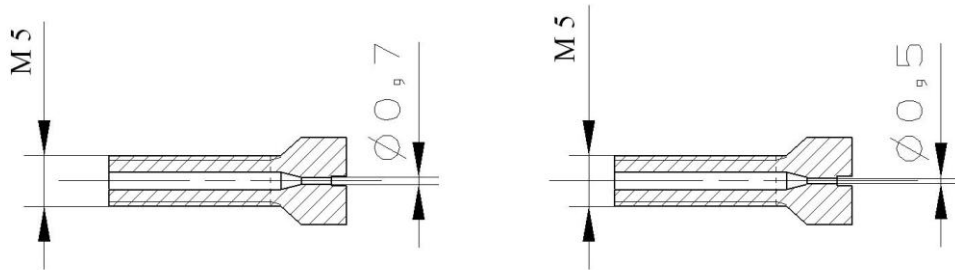
Şekil 4.5. Veri dönüşümü yapıldığı AMR WinControl 6 ara yüzü



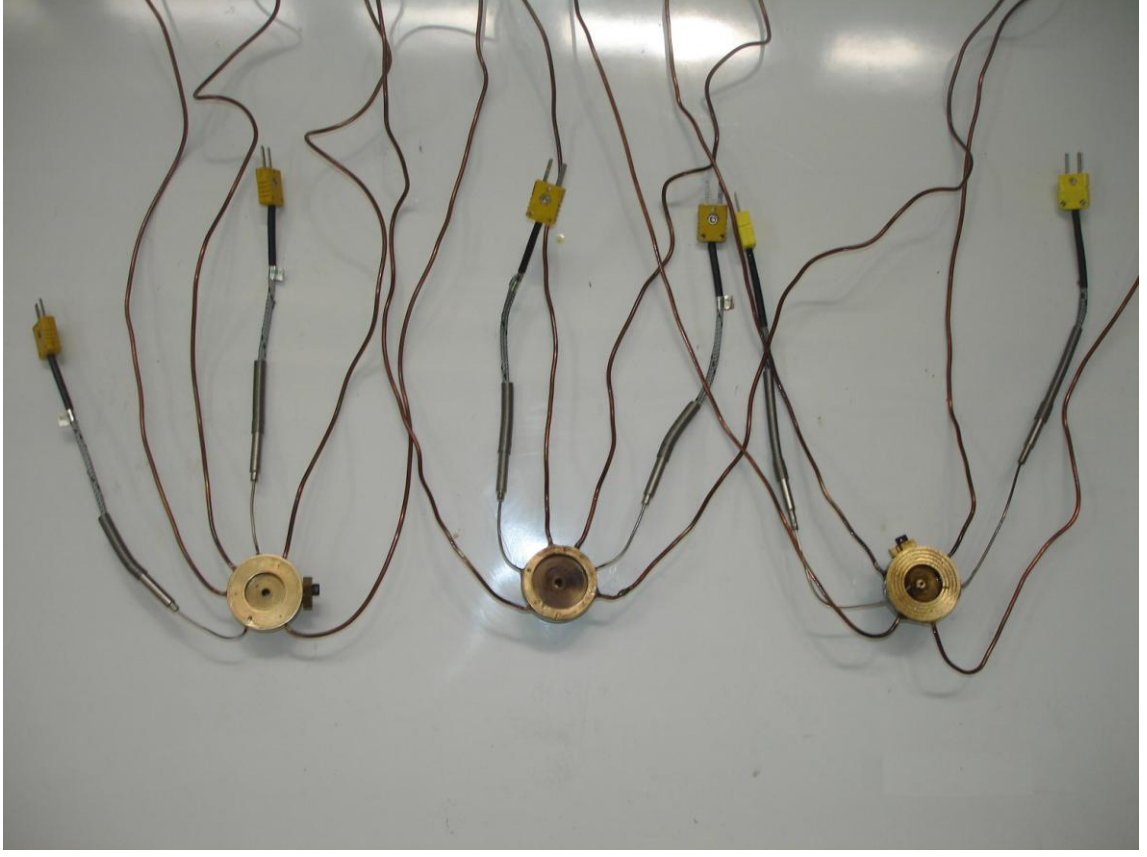
Şekil 4.6. Deney düzeneği şeması

4.2 Pabuç ve Orifizler

Deneylerde, cep içi (R_i) çapları 20 mm ($R_i / R_d = 0,5$), 30 mm olan ($R_i / R_d = 0,75$), ve farklı yüzey profiline (yivli) sahip ($R_i / R_d = 0,5$), üç adet farklı geometride kayıcı pabuç kullanılmıştır (Şekil 4.10, Şekil 4.11, Şekil 4.12). Kayıcı pabuçlarda kullanılmak üzere ise, iki adet 0,5 mm ve 0,7 mm çaplarına sahip orifiz kullanılmıştır (Şekil 4.7).



Şekil 4.7. Kayıcı pabuç orifiz geometrik boyutları

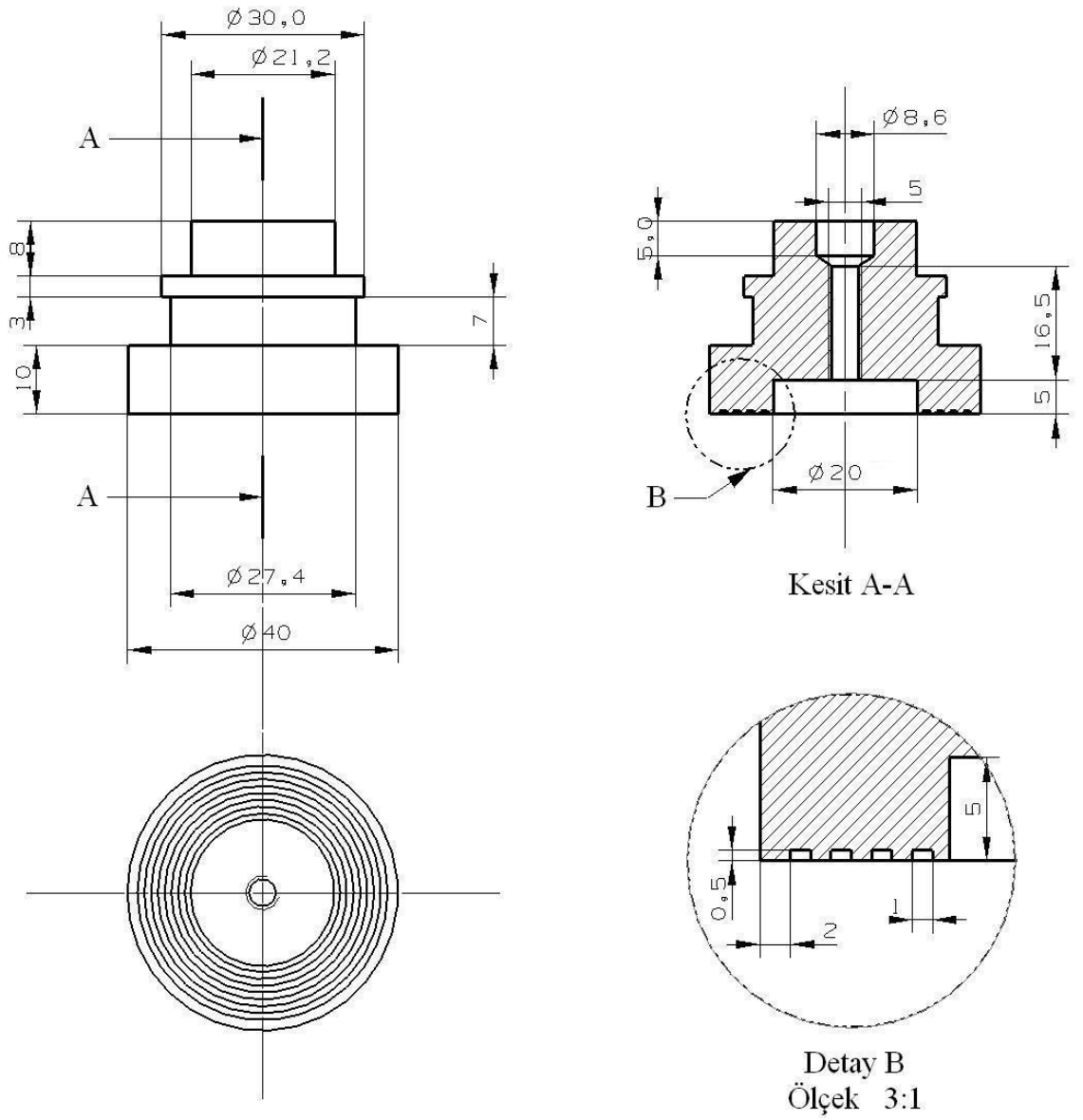


Şekil 4.8. Üzerinden ölçüm yapılan pabuçlar

Şekil 4.8’de sırası ile 2.1 ($R_i/R_d = 0,5$), 1.1 ($R_i/R_d = 0,75$) ve 2.1 ($R_i/R_d = 0,5$) pabuçları görülmektedir. Bu pabuçlardan basınç ve sıcaklık ölçümleri yapılmaktadır.

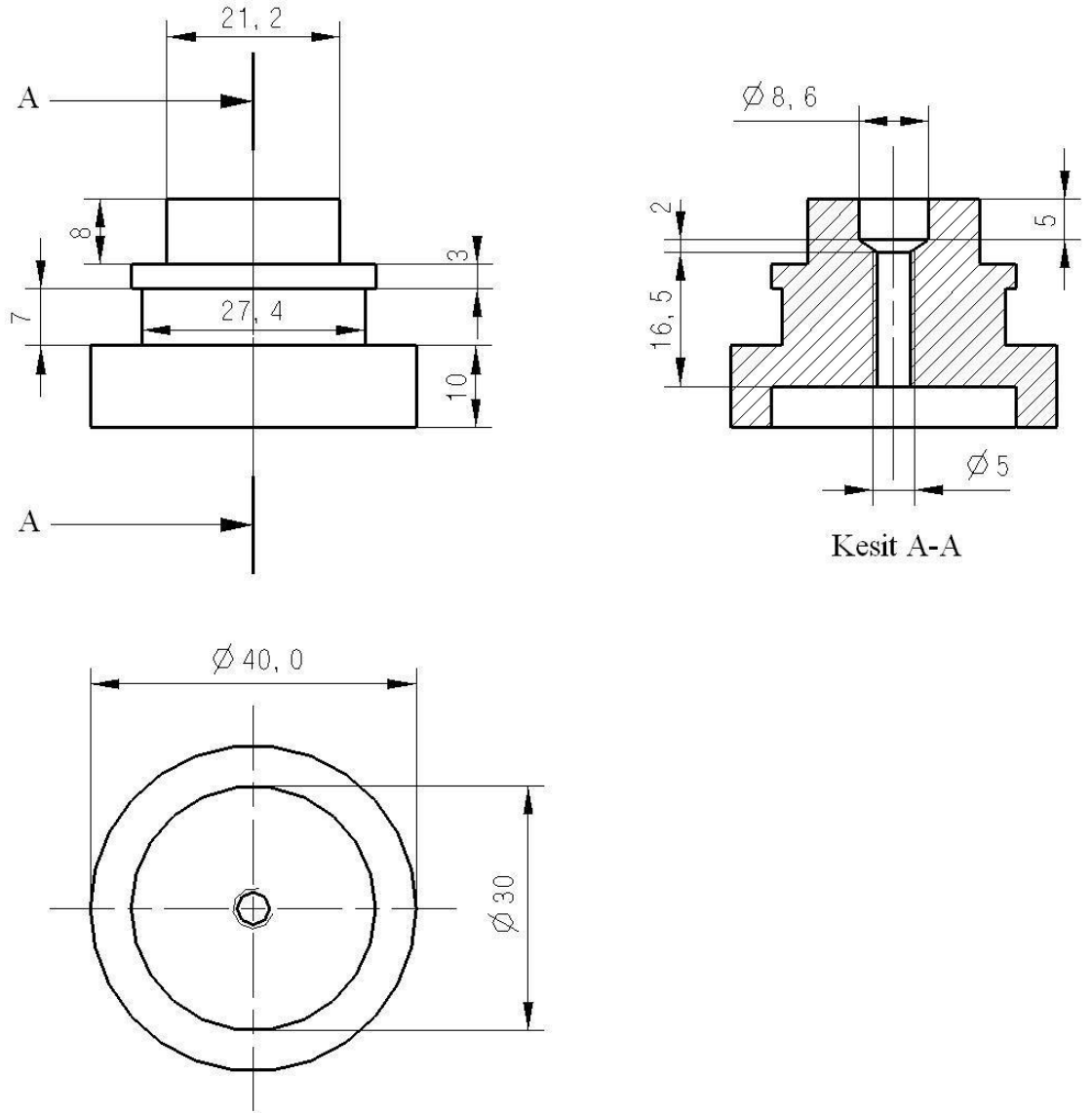


Şekil 4.9. Deneylerde kullanılan pabuçlar



Şekil 4.10. Yivli 2.2 numaralı pabuç ($R_i/R_d = 0,5$)

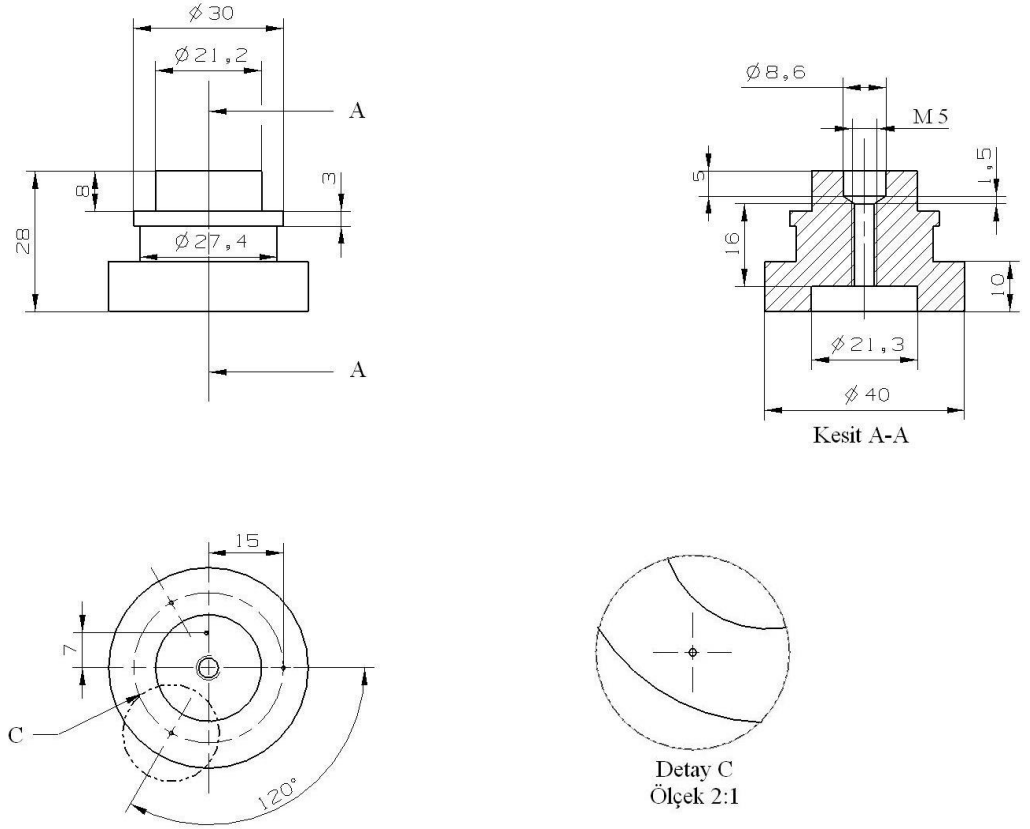
Şekil 4.10'da set bölgesine kanallar açılmış, farklı profil yapısına sahip ve cep içi $R_i=20$ mm olan yivli pabuç görülmektedir. Bu pabuç $R_i/R_d = 0,5$ yatak oranına sahiptir. Pabuçlar pirinç malzemesinden imal edilmişlerdir.



Şekil 4.11. $R_i=30$ mm cep içi çapına sahip 1.1 numaralı pabuç ($R_i/R_d = 0,75$)

Şekil 4.11' de $R_i=30$ mm cep içine sahip pabuç görülmektedir. Pabuçlarda dış çap (R_d) değişmemektedir, sadece iç çap ve yüzey profilleri değişmektedir.

Kayıcı pabuçlar pirinç malzemedan imal edilmiş olup, silindir bloğu ile temas eden yüzeylerine sızdırmazlığı sağlayacak şekilde sızdırmazlık elemanı (o ringler) yerleştirilmiştir.



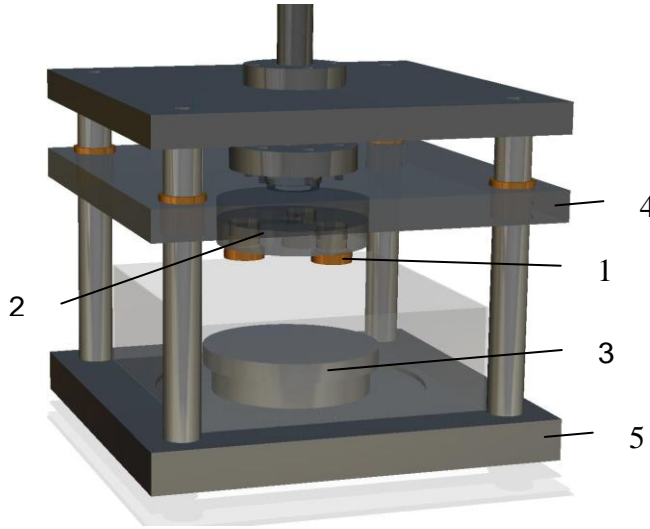
Şekil 4.12. $R_i = 20$ mm cep içi çapına sahip 2.1 numaralı pabuç ($R_i / R_d = 0,5$)



Şekil 4.13. Kayıcı pabuç modeli ve basınç ölçüm konumları

Hidrolik yükleme silindiri üzerinde 3 adet yükleme yuvası yer almaktadır. Bu silindir bloğu üzerine 3 adet silindir birbiri ile 120^0 açı yapacak şekilde yerleştirilmiştir. Silindir

bloğu içerisindeki bağlantılar her bir kayıcı pabuçun eşit oranda yüklenmesini sağlayacak tarzda tasarlanmıştır (Şekil 4.14).



Parça Sırası	Parça Adı
1	Kayıcı Pabuçlar
2	Silindir Bloğu
3	Döner Tabla
4	Üst Tabla
5	Alt Tabla

Şekil 4.14. Ana test ünitesi katı modeli

4.3 Deney Yöntemi

Dairesel cepli hidrostatik yataklarda yağlayıcı akışkan yatak cebine orifiz vasıtasıyla transfer edilmektedir. Bu yağ kayıcı pabuç ve döner tabla arasındaki yağlamayı sağlamakla birlikte, iki eleman arasında basınç oluşturmakta ve kaldırma kuvveti sağlamaktadır.

Deneysel çalışmada ölçülen parametreler;

Basınç Ölçümleri:

- Yükleme basıncı
- Kayıcı pabuç set bölgesinde 120° lik açılarla 3 farklı konumdan ölçülen set basınçları
- Kayıcı pabuç cep bölgesinde ($\text{açı } 0^\circ$) tek noktadan ölçülen cep basıncı

Debi Ölçümleri:

- Yağın yataktan çıkıştaki debisi (radyal debi)

Sıcaklık Ölçümleri

- Ortam sıcaklığı

- Kayıcı pabuç (yatak) sıcaklığı
- Kayıcı pabuç set bölgesinden ölçülen yağ sıcaklığı
- Kayıcı pabuç cep bölgesinden ölçülen yağ sıcaklığı
- Yağ tankındaki yağ sıcaklığı

Tork Ölçümü:

- Servo motor tarafından tahrik edilen döner tablanın her deney aşamasında tork ölçümü yapılmıştır.

Deneysel çalışmada 2 farklı cep boyutuna ($R_i/R_d = 0,75$ - $R_i/R_d = 0,5$), 1 adet farklı yüzey formuna ($R_i/R_d = 0,5$) sahip kayıcı pabuç ve 2 farklı orifiz ile test yapılmıştır. Orifiz çapları $d_c = 0,5$ mm ve $d_c = 0,7$ mm' dir. Deneyler 4 farklı sabit yükleme basıncı değerinde (10, 20, 30 ve 40 bar) ve her bir basınçta 9 farklı devir sayısı (250, 500, 750, 1000, 1250, 1500, 1750, 2000, 2250 dev/dak) değerinde yapılmıştır. Deneyde kullanılan yatak geometrik boyutları, orifiz boyutları ve çalışma parametreleri Tablo 4.1' de gösterilmiştir.

Tablo 4.1. Kayıcı yatak geometrik boyutları ve çalışma parametreleri

<i>Faktör</i>	<i>Devir Sayısı n (dev/dak)</i>	<i>Yükleme Basıncı (Bar)</i>	<i>Hidrostatik Yatak Oranı (R_i/R_d)</i>	<i>Orifiz Çapı d (mm)</i>
Değer	250-500-750- 1000-1250- 1500-1750- 2000-2250	10-20-30-40	0.75 (1.1 nolu pabuç) 0.5 (2.1. nolu pabuç) 0.5 (2.2. nolu pabuç)	0.5 0.7

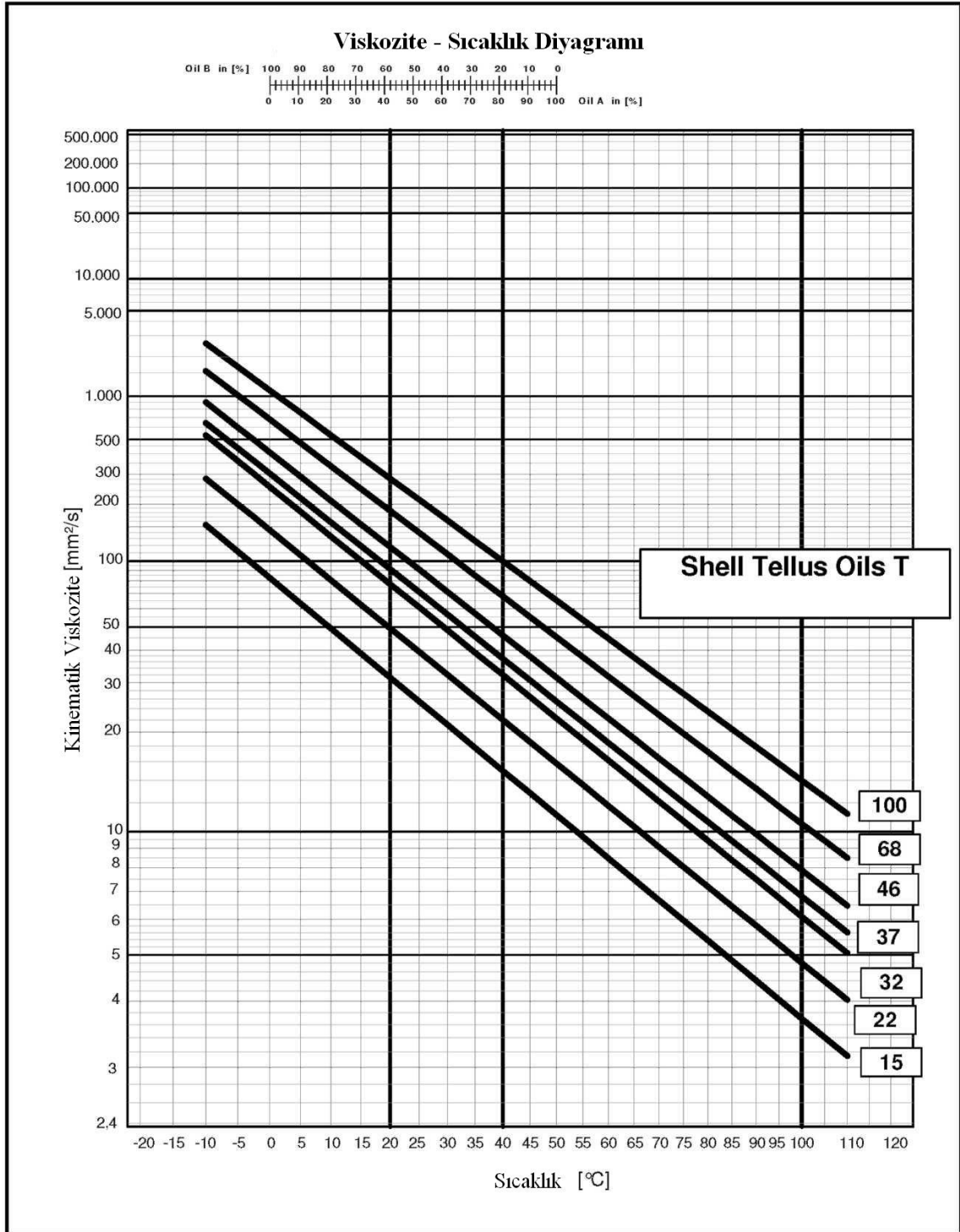
Tablo 4.1' de verilen parametrik değerlerin tamamı deney esnasında online olarak veri kaydedici sistem tarafından bilgisayara kaydedilmektedir. Elde edilen deneysel verilerin değerlendirilmesi aşamasında ise yatağın ilgili çalışma şartlarında rejime (basınç ve sıcaklık değerlerinde ki değişimlerin birbirlerine çok yakın olduğu durum) ulaştığı haldeki veriler dikkate alınmıştır. Grafiklerin çizimi de bu deneysel verilere göre yapılmıştır. Deneylerde Shell Tellus 68-01 mineral yağı kullanılmıştır. Kullanılan yağla ilişkin özellikler Tablo 4.2 ve Şekil 4.15' de gösterilmektedir.

Tablo 4.2. Shell Tellus yağının özellikleri

Shell Tellus Yağ T	15	22	32	37	46	68	100
ISO Yağ Tipi	HV	HV	HV	HV	HV	HV	HV
Kinematik Viskozite @ -20°C mm ² /s	340	695	1300	1690	2350		
40°C mm ² /s	15	22	32	37	46	68	100
100°C mm ² /s (ASTM D 445)	3.7	4.8	6.1	6.8	7.9	10.5	14.0
Viskozite İndeksi (ISSO 2909)	142	142	143	142	143	142	142
Yoğunluk @ 15°C kg/m ³ (ISSO 12185)	871	872	872	871	872	877	889
Kaynama Noktası °C (ISO 2592)	170	190	210	220	225	225	225
Donma Noktası °C (ISO 3016)	-42	-42	-39	-39	-39	-36	-33

Tablo 4.3. Deneysel olarak elde edilen sıcaklık ve basınç değerleri

	Set 1	Cep İçi	Set 2	Set 3	Besleme	Cep İçi	Alın	Çıkış	Tank	Ortam
	Bar	Bar	Bar	Bar	Bar	°C	°C	°C	°C	°C
1	0,42	16,86	10,38	0,12	19,65	23,3	25	25,3	16,3	23,3
2	0,42	16,86	10,38	0,12	19,65	23,3	25	25,3	16,3	23,3
3	0,43	16,62	10,13	0,11	19,33	23,8	25,1	25,7	17,6	23,4
4	0,42	16,3	10,04	0,12	19,03	23,7	25,4	26	18,7	23,4
5	0,42	16,21	9,9	0,12	18,87	24,4	26,3	26,2	18,7	23,4
6	0,39	18,33	10,94	0,12	21,35	23,9	26,2	26,4	19,2	23,4
7	0,33	18,24	10,7	0,12	21,12	24,3	26,2	26,6	18,9	23,4
8	0,32	18,02	10,63	0,12	20,88	24,2	26,8	26,8	19,7	23,5
9	0,32	18,01	10,62	0,12	20,64	24,3	27	27	18,8	23,5
10	0,33	18,01	10,59	0,12	20,43	24,7	27,3	27,1	20,1	23,5



Şekil 4.15. Shell Tellus yağının viskozite- sıcaklık değişimi

Yataktan çıkan akışkan su soğutmalı bir sistem tarafından soğutulmakta ve tekrar yatağa gönderilmektedir. Böylece viskozitenin sıcaklıkla değişimi büyük oranda engellenmiş ve yataktan çıkan akışkanın sıcaklığı ortam sıcaklığına yakın değerlerde tutulmuştur.

Tablo 4.3' te 2.1 numaralı pabuca ve 0,5 mm orifize ait, 20 Bar basınçta ve 250 dev/dak hızında ki deneysel çalışmadan elde edilen örnek bir tablo verilmektedir. Bu tablo da Sıcaklık değişimlerinin fazla olmadığı görülmektedir

Deneyle yapılrken ilk olarak kayıcı pabuçların yerleştirilmiş olduğu silindir bloğu, döner tabla üzerine (Şekil 4.14) 2 mm aralık olacak şekilde yerleştirilmiş ve sabitlemiştir. Bu sabitleme de; pabuçlar döner tablaya tamamen temas edecek şekilde üst tabla alt tablaya yakınlaştırılmıştır, daha sonra üst tablaya yerleştirilen kompratör vasıtası ile pabuçlar ve döner tabla arasında ki mesafe 2 mm olacak şekilde üst tabla ve buna bağlı olan pabuçlar yukarı kaldırılmıştır. Belirlenen yükleme basıncında yağ, pabuçlara eşit debi ve basınçta gönderilmiştir. Daha sonra sistemdeki yağ akışı tamamen sağlandıktan sonra, döner tabla servo motor yardımı ile belirlenen devirlerde dönderilerek deneyle gerçekleştirilmiştir. Deneyle esnasında yükleme basıncı, yağ pompası çıkışı üzerinde bulunan manometreden, giriş debisi silindir bloğunda bulunan debimetreden ve çıkış debisi (sızıntı yağ debisi) ise sistemin çıkışında bulunan ölçekli kap vasıtası ile ölçümler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, üç adet set bölgesinden ve bir adet cep bölgesinden olmak üzere dört adet basınç kayıcı pabucun üzerinden ölçülmüştür. Sıcaklıklar termokupl ile kayıcı pabucun set, cep ve çıkış bölgelerinden üç adet sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Ayrıca ortam ve yağın tank sıcaklığı da termokupl ile ölçülmüştür.

BÖLÜM V

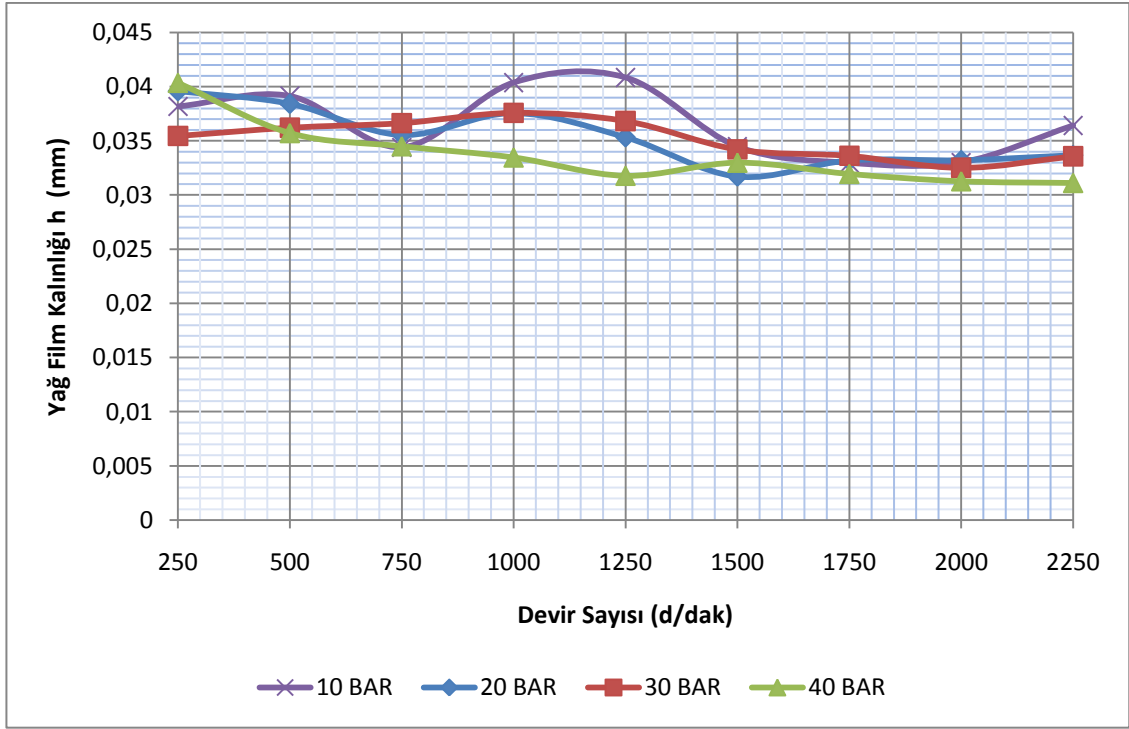
DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu deneysel çalışmada, pirinç malzemesinden imal edilen, hidrostatik-hidrokinamik prensiple çalışan pabuç yataklarda farklı yatak cebi, yüzey formu ve orifiz değişkenlerinin, pompa performansını belirleyen yatak rijitliği (k), pompa gücü (Np), viskoz güç kaybı (Ns) ve viskoz moment kaybı (Ms) değerleri incelenmiştir. Deneysel çalışma ile belirlenen deneysel veriler teorik formüllerde kullanılarak; denklem (3.9)' dan yatak sisteminin rijitliği, denklem (3.5)' den yatağın taşıyacağı aksel yük değeri W ve denklem (3.2)'den yağ film kalınlığı h hesaplanmıştır. Sırasıyla (3.13), (3.14) ve (3.16) numaralı denklemlerden yağ film kalınlığı, açısal hız ve yatak boyutlarına bağlı olarak viskoz moment kaybı, viskoz güç kaybı ve pompa gücü değerleri hesaplanmıştır. Farklı basınç (P) ve dönme hızlarında (n) deneyler yapılmıştır. Deneysel çalışmadan elde edilen değerlerle hesaplamalar yapılarak; $h-n$, $W-n$, $k-n$, $Ms-n$, $Ns-n$ ve $Np-n$ grafikleri çizilmiştir. Farklı pabuç ve orifiz geometrik büyüklüklerinin aynı ve farklı parametrelerdeki sonuç değerleri mukayese edilerek yorumlar yapılmıştır.

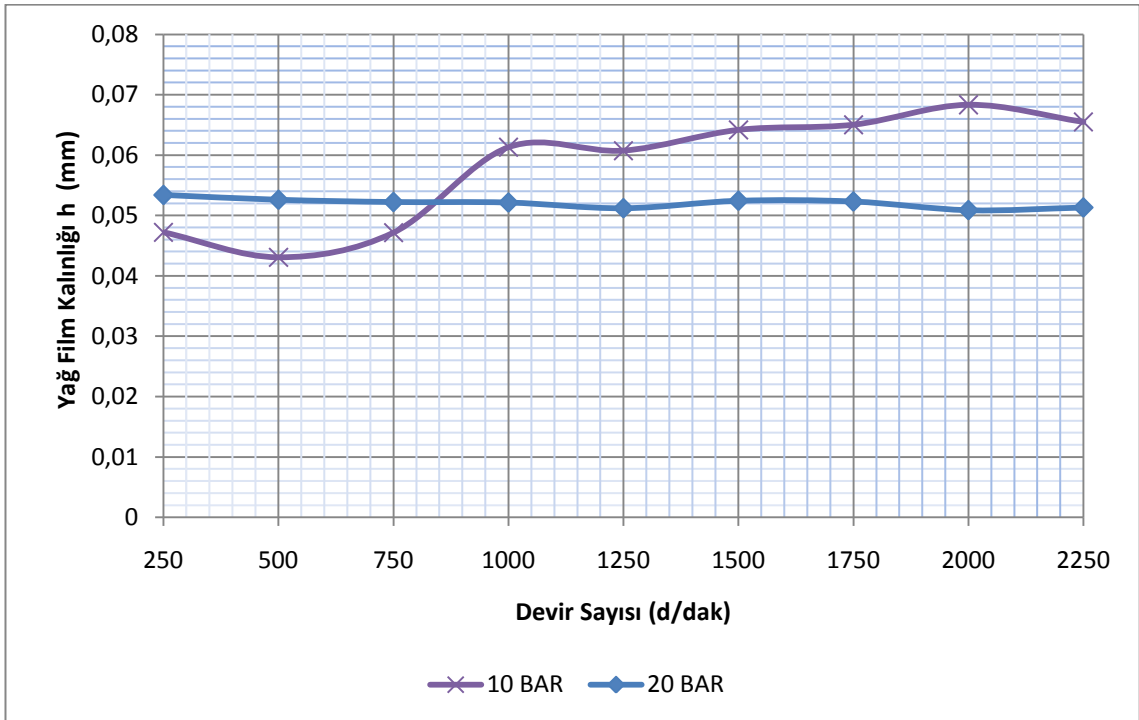
Bu bölümde sırasıyla; yağ film kalınlığı, aksel yük, sistem rijitliği, viskoz moment kaybı, viskoz güç kaybı ve pompa gücü değerlerine ait grafikler ve yorumlar verilmiştir.

5.1. Yağ Film Kalınlığı Değişimi

Yağ film kalınlığı, aksel pistonlu pompalarda döner plaka ve pabuç arasındaki yağlamayı sağlar. Bu kısımda; farklı pabuç ve orifiz numunelerin aynı ve farklı parametrelerdeki deneysel değerlerinden elde edilen yağ film kalınlıklarının grafikleri verilmiştir.

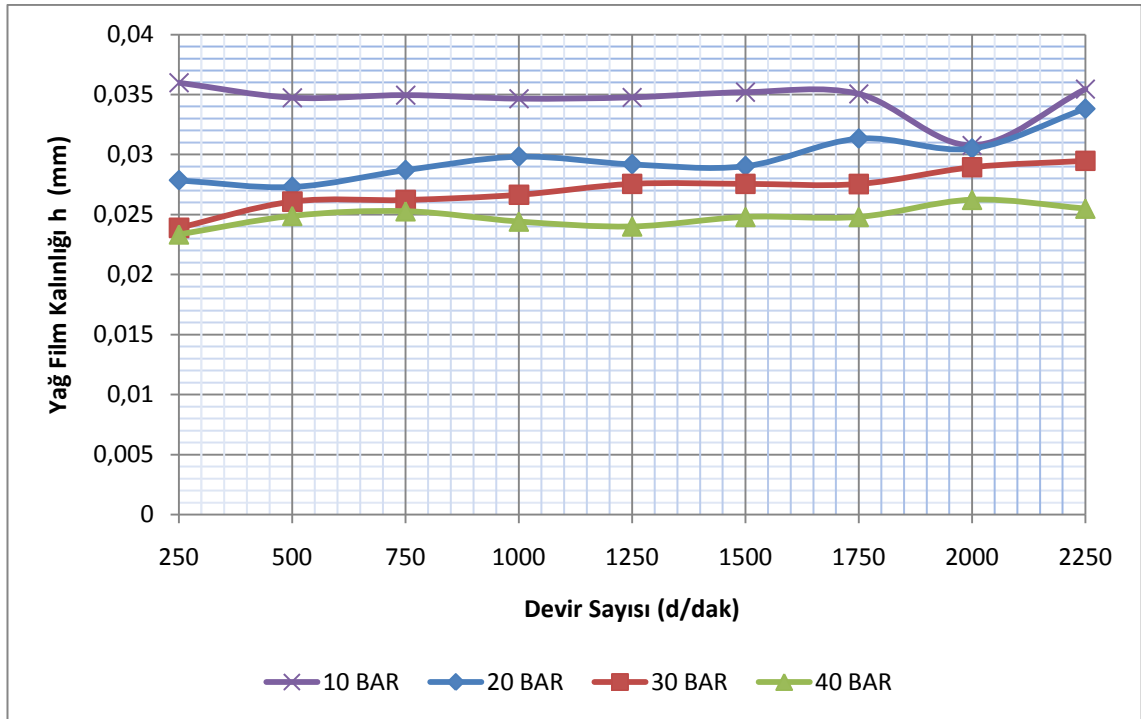


Şekil 5.1. Yağ film kalınlığı değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$)



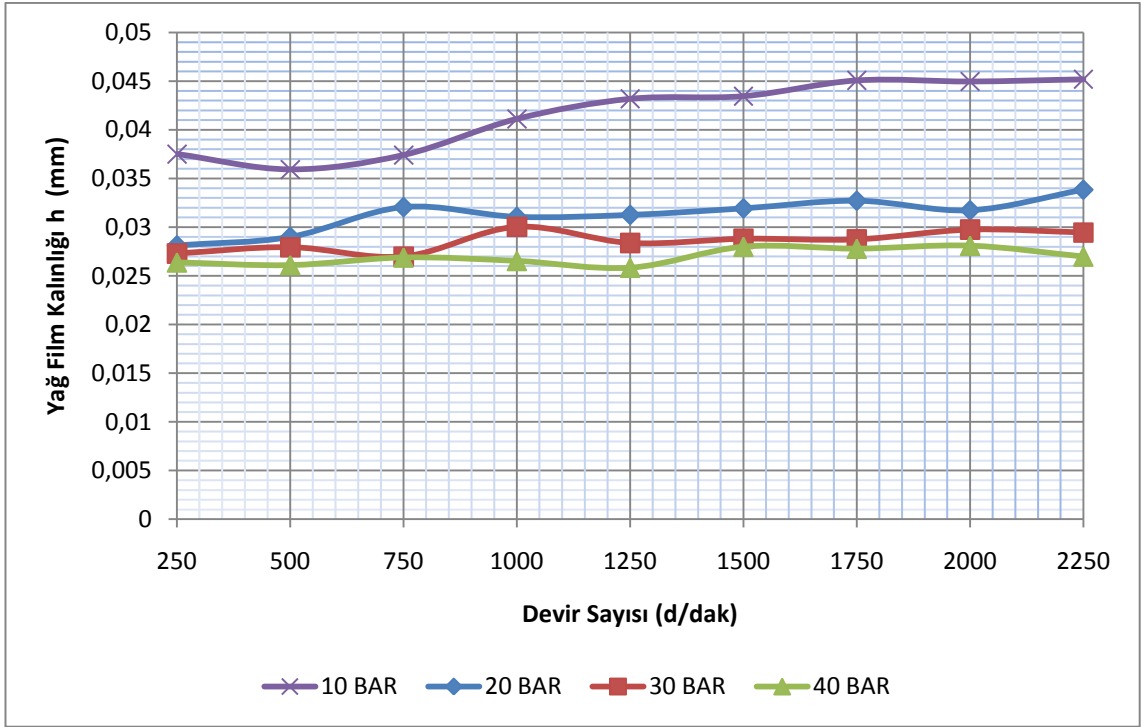
Şekil 5.2. Yağ film kalınlığı değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$)

Şekil 5.1 ve 5.2 de 1.1 numaralı kayıcı pabucun ($R_i/R_d = 0,75$), farklı basınçlarda ki yağ film kalınlığının devir sayısına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.1 ve Şekil 5.2 de sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Burada yağ film kalınlığı, basınç ve orifiz çapına bağlı olarak değiştiği görülmektedir. Basıncın yükselmesiyle, yağ film kalınlığının devir sayısına göre değişiminin daha istikrarlı olduğu görülmektedir. Orifiz çapının artmasıyla yağ film kalınlığının da arttığı görülmektedir.

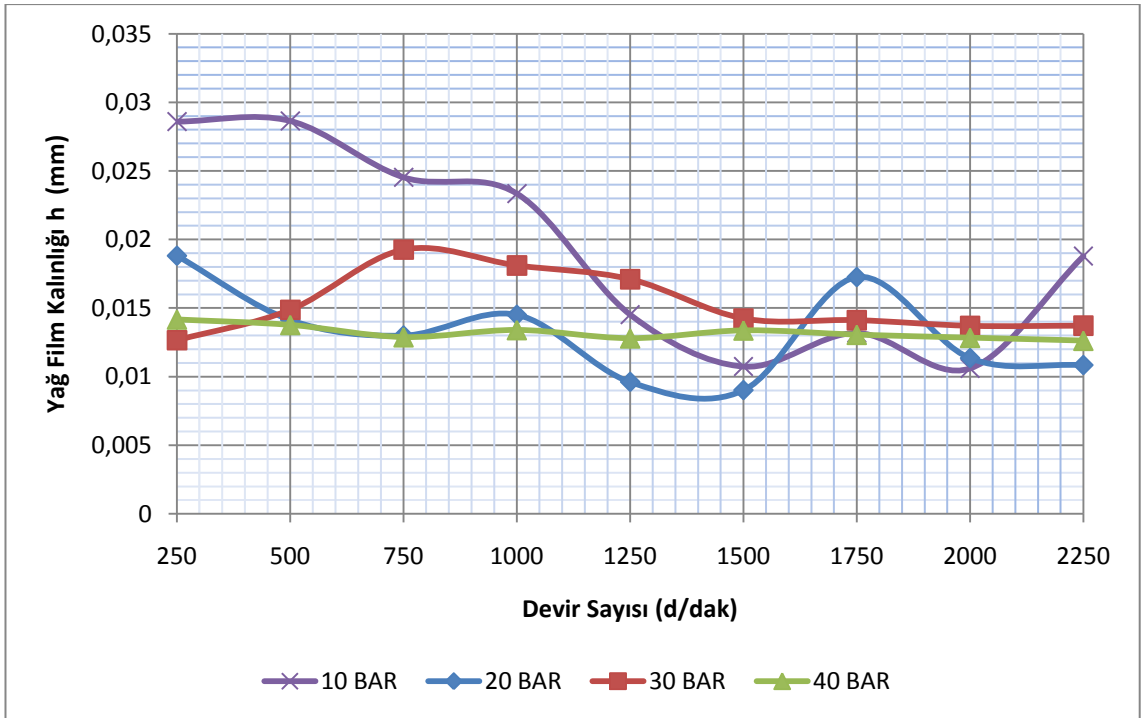


Şekil 5.3. Yağ film kalınlığı değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i/R_d = 0,5$)

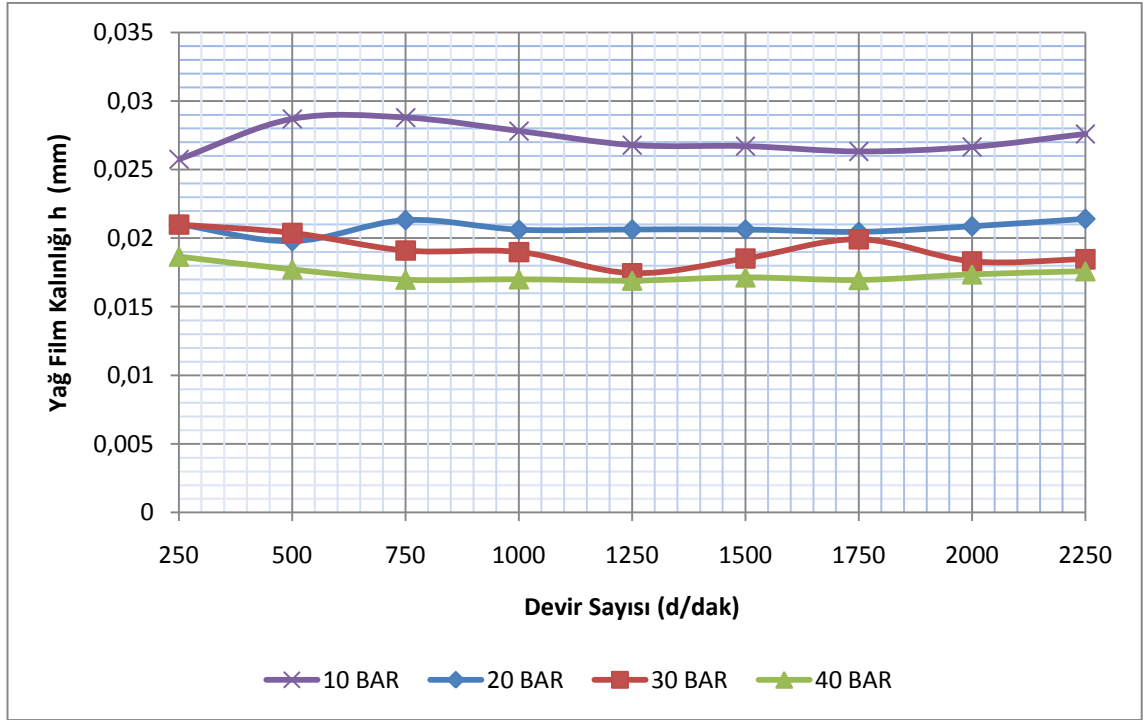
Şekil 5.3 ve 5.4 de 2.1 numaralı ($R_i/R_d = 0,5$) pabuç ve 0,5-0,7 mm orifiz çaplarındaki yağ film kalınlığı değerlerinin devir hızına göre değişimi gösterilmektedir. Burada basıncın ve orifiz çapının artmasıyla yağ film kalınlığının düştüğü görülmektedir. Yağ film kalınlığının 2.1 numaralı pabucun ($R_i/R_d = 0,5$), 1.1 numaralı ($R_i/R_d = 0,75$) pabuca göre daha düşük değerlere sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 5.4. Yağ film kalınlığı değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i/R_d = 0,5$)



Şekil 5.5. Yağ film kalınlığı değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i/R_d = 0,5$ yivli pabuç)



Şekil 5.6. Yağ film kalınlığı değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ yivli pabuç)

Şekil 5.5 ve 5.6 da 2.2 numaralı set bölgesi işlenmiş pabuca ($R_i / R_d = 0,5$) ait 0,5 ve 0,7 mm orifizlerdeki yağ film kalınlığı gösterilmektedir.

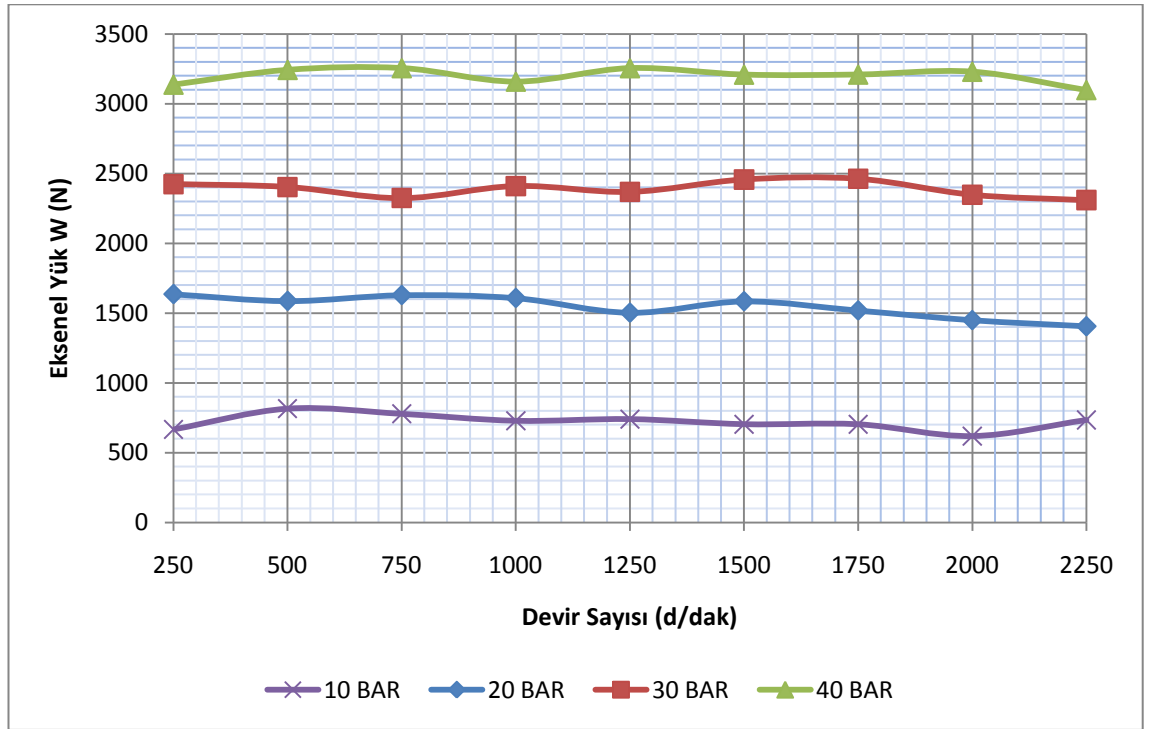
Yukarıda verilen grafiklerde yükleme basıncına, pabuç tipine ve orifiz çapına göre yağ film kalınlığının değiştiği görülmektedir. Yağ film kalınlığı yüksek basınçlarda, düşük basınçlara göre daha düşük değerlere sahip olduğu görülmektedir. Orifiz çapının artmasıyla da yağ film kalınlığının değiştiği görülmektedir. Aynı zaman da kullanılan pabuç tipine göre de yağ film kalınlığı farklılık göstermektedir. 1.1 numaralı pabuçta, 20 bar basınç ve 1250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile yağ film kalınlıkları, 0,035 mm ve 0,051 mm' dir. 2.1 numaralı pabuçta 40 bar basınç ve 1250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile yağ film kalınlıkları, 0,024 mm ve 0,025 mm dir. 2.2 numaralı pabuçta, 40 bar basınç ve 1250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile yağ film kalınlıkları, 0,012 mm ve 0,016 mm olarak görülmektedir.

Yağ film kalınlığı, metal-metal sürtünmesi açısından önemi büyük olmaktadır. Bu amaçla yağ film kalınlığının büyük olması metal-metal sürtünmesini azaltacaktır. Grafiklerde görüldüğü üzere, düşük basınçlarda aksel yük miktarı düşük olması yağ

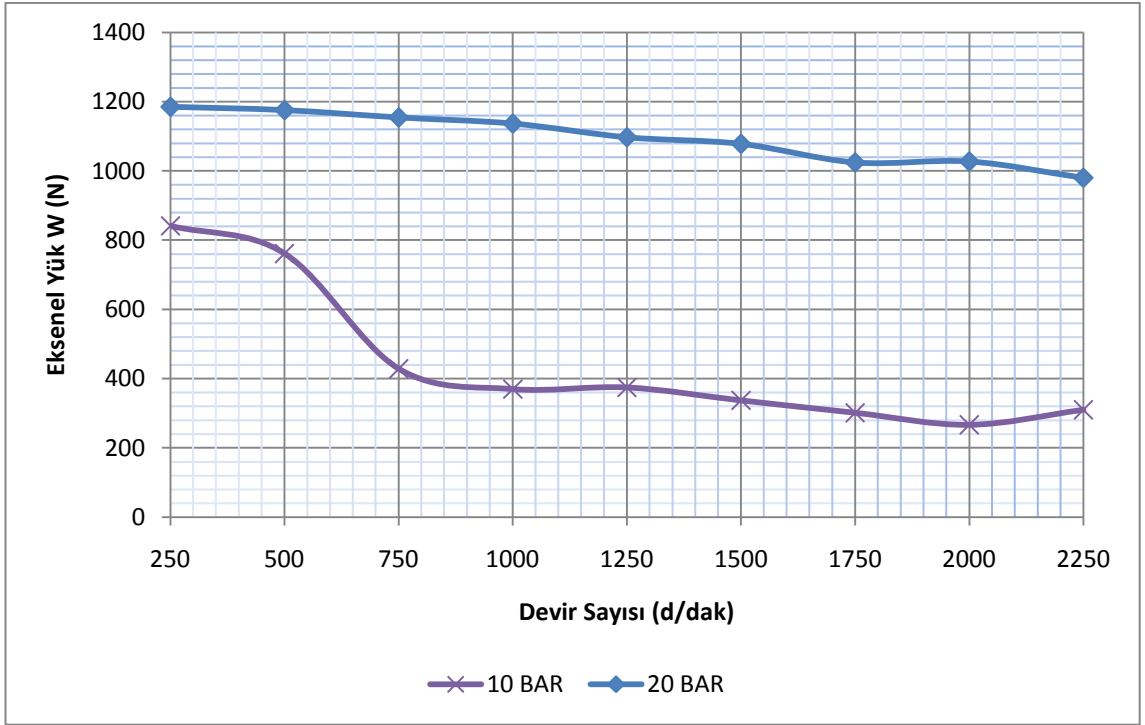
film kalınlığının artmasını sağlamaktadır. Aynı zamanda orifiz çapındaki artışla debi de artacaktır bu değişimde yağ film kalınlığını arttıracaktır. R_i/R_d oranının azalması yağ film kalınlığının da azalmasına sebep olmaktadır (Denk 3.7). Yüzeyine kanal açılmış olan (2.2) pabuçlarda yağ film kalınlığının azaldığı görülmektedir. Devir hızının yağ film kalınlığına belirli bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Grafiklerden elde edilen bilgilere göre düşük basınç, büyük orifiz çapı ve büyük R_i/R_d oranının yağ film kalınlığı açısından daha verimli olduğu görülmektedir.

5.2. Eksenel Yük

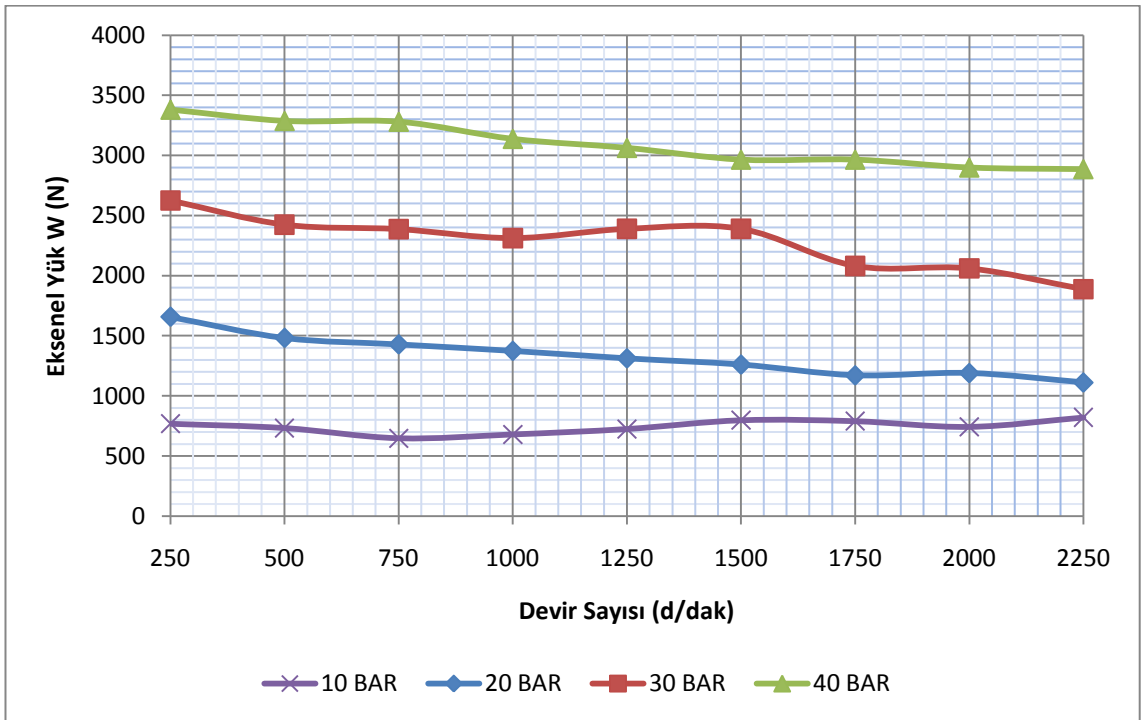
Eksenel yük, eksenel pistonlu pompalarda pabucun yük taşıma kapasitesini göstermektedir. Burada farklı pabuç ve orifiz numunelerin aynı ve farklı parametrelerdeki sonuç değerlerinden elde edilen eksenel yük grafikleri bulunmaktadır.



Şekil 5.7. Eksenel yük değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i/R_d = 0,75$)

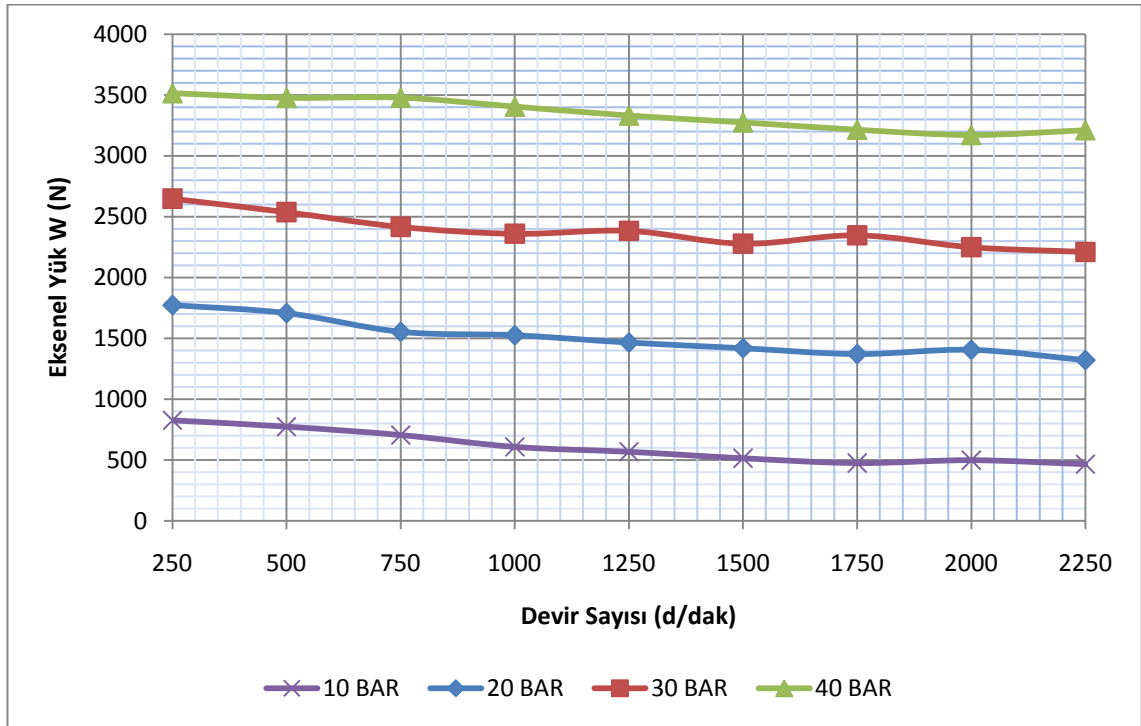


Şekil 5.8. Eksenel yük değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i/R_d = 0,75$)



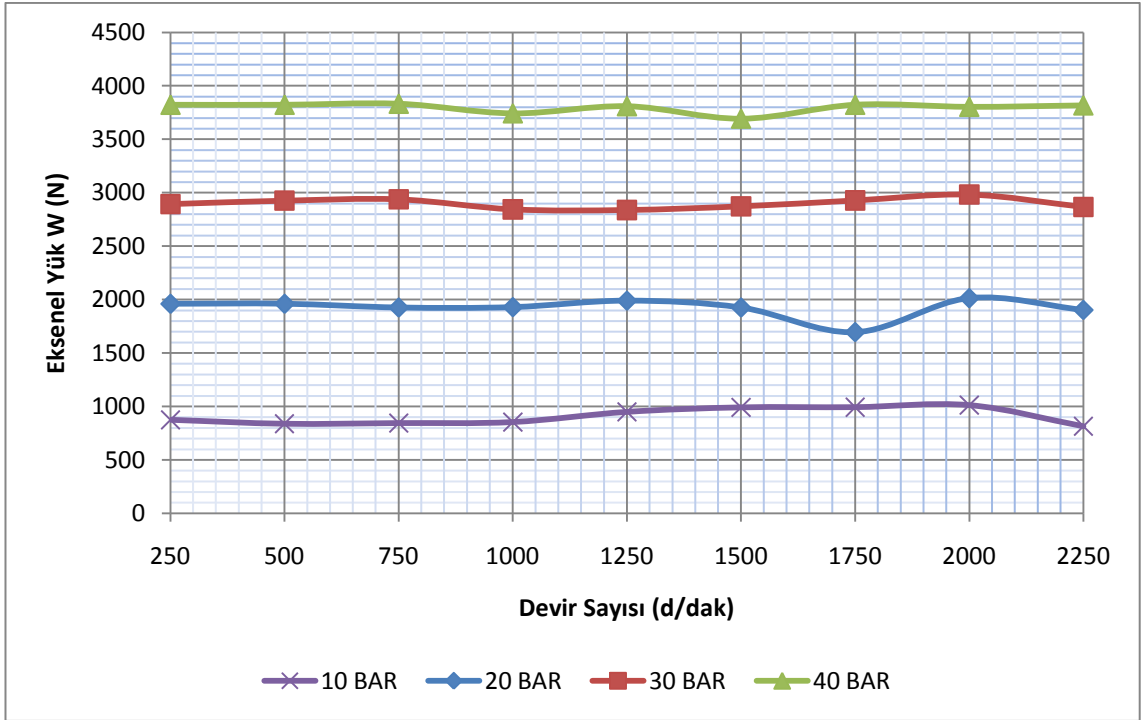
Şekil 5.9. Eksenel yük değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i/R_d = 0,5$)

Şekil 5.7 ve 5.8 de 1.1 numaralı kayıcı pabucun ($R_i/R_d = 0,75$), farklı basınçlarda ki aksenal yük değişiminin dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.7 ve Şekil 5.8 de sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Yükleme basıncının artmasıyla yük taşıma kapasitesi artış göstermektedir. Aynı zaman da yük taşıma kapasitesi orifiz çapının artmasıyla da azaldığı görülmektedir.

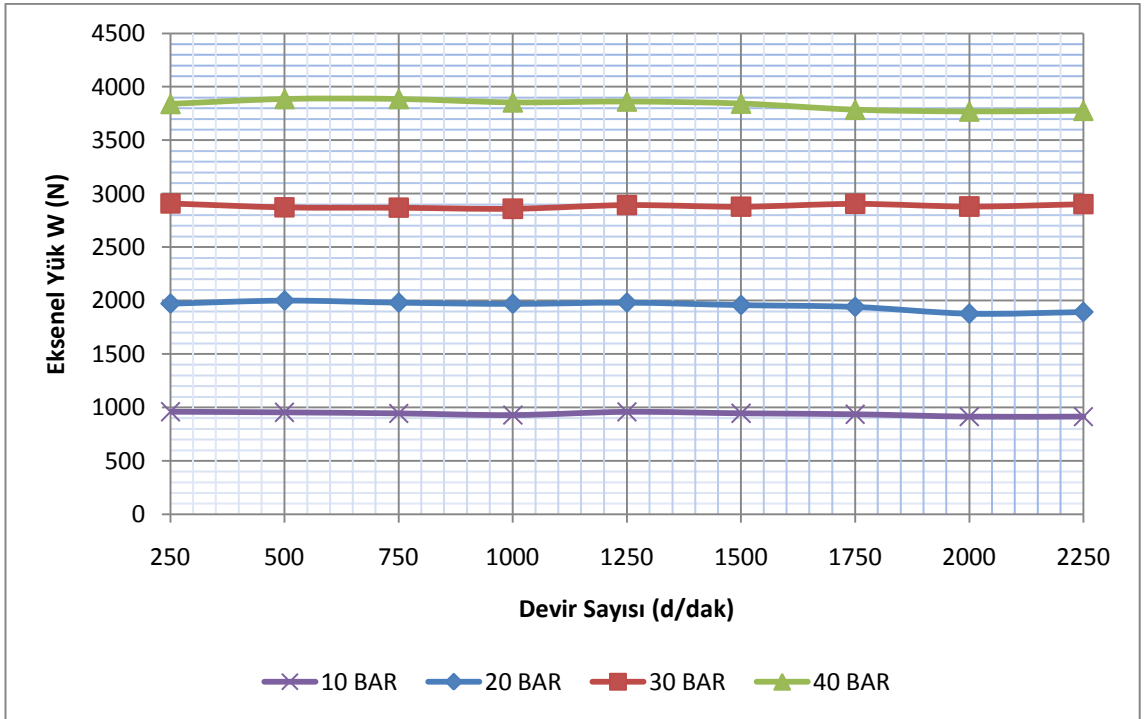


Şekil 5.10. Aksenal yük değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i/R_d = 0,5$)

Şekil 5.9 ve 5.10 da 2.1 numaralı kayıcı pabucun ($R_i/R_d = 0,5$), farklı basınçlarda ki aksenal yük değişiminin dönme hızına bağlı olarak değişimi gösterilmektedir. Yükleme basıncının artmasıyla yük taşıma kapasitesi artış göstermektedir. Aynı zaman da yük taşıma kapasitesi orifiz çapının artmasıyla da arttığı görülmektedir. Burada n devir hızının artmasıyla yük taşıma kapasitesinin düştüğü görülmektedir.



Şekil 5.11. Eksenel yük değişimi ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ yivli pabuç)



Şekil 5.12. Eksenel yük değişimi ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ yivli pabuç)

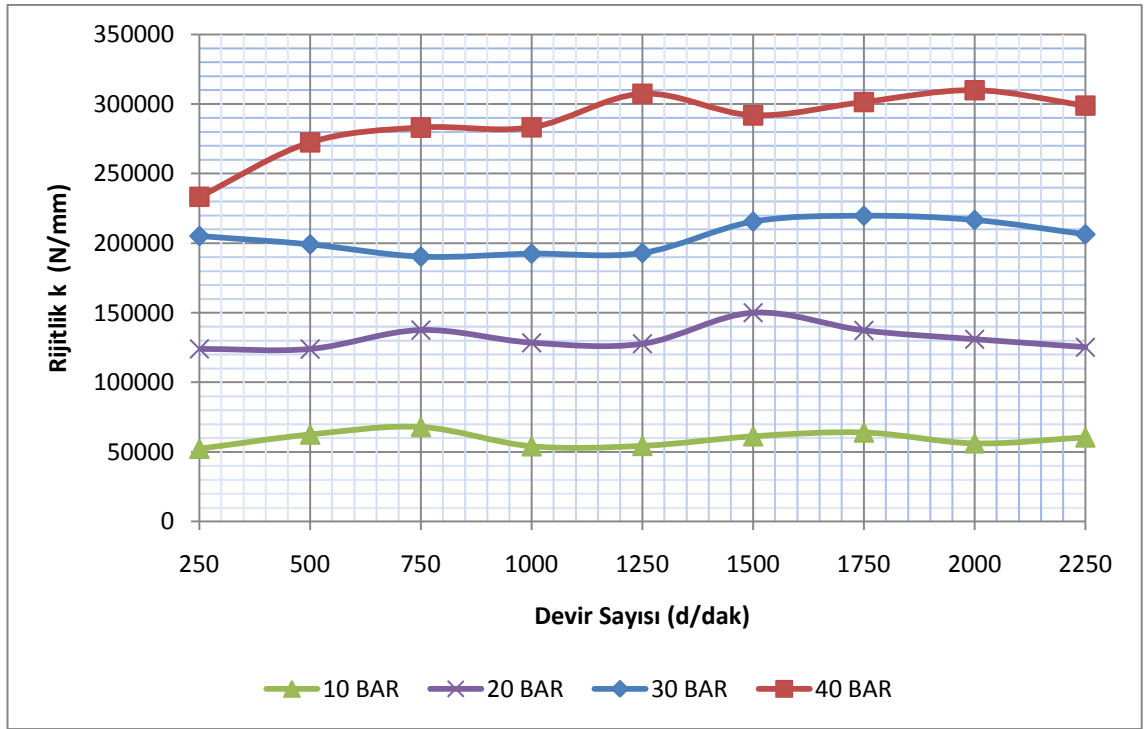
Şekil 5.11 ve 5.12 de 2.2 numaralı kayıcı pabucun ($R_i / R_d = 0,5$), farklı basınçlarda ki eksenel yük değişiminin dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Yükleme basıncının artmasıyla yük taşıma kapasitesi artış göstermektedir. Aynı zaman da yük taşıma kapasitesi orifiz çapının artmasıyla da düşük oranda arttığı görülmektedir. Burada n devir sayısının, yükleme basıncına etkisinin büyük olmadığı görülmektedir.

Yukarıda verilen grafiklerde yükleme basıncına, pabuç tipine ve orifiz çapına göre eksenel yük değerinin değiştiği görülmektedir. Eksenel yük değeri yüksek basınçlarda, düşük basınçlara göre daha büyük değerlere sahip olduğu görülmektedir. Orifiz çapının artmasıyla da yük taşıma kapasitesinin değiştiği görülmektedir. Aynı zaman da kullanılan pabuç tipine göre de yük taşıma kapasitesi farklılık göstermektedir. 1.1 numaralı pabuçta, 20 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile yük taşıma kapasitesi, 1635 N ve 1185 N' dur. 2.1 numaralı pabuçta 40 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile yük taşıma kapasitesi, 3382 N ve 3514 N' dur. 2.2 numaralı pabuçta, 40 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile yük taşıma kapasitesi, 3822 N ve 3840 N olarak görülmektedir.

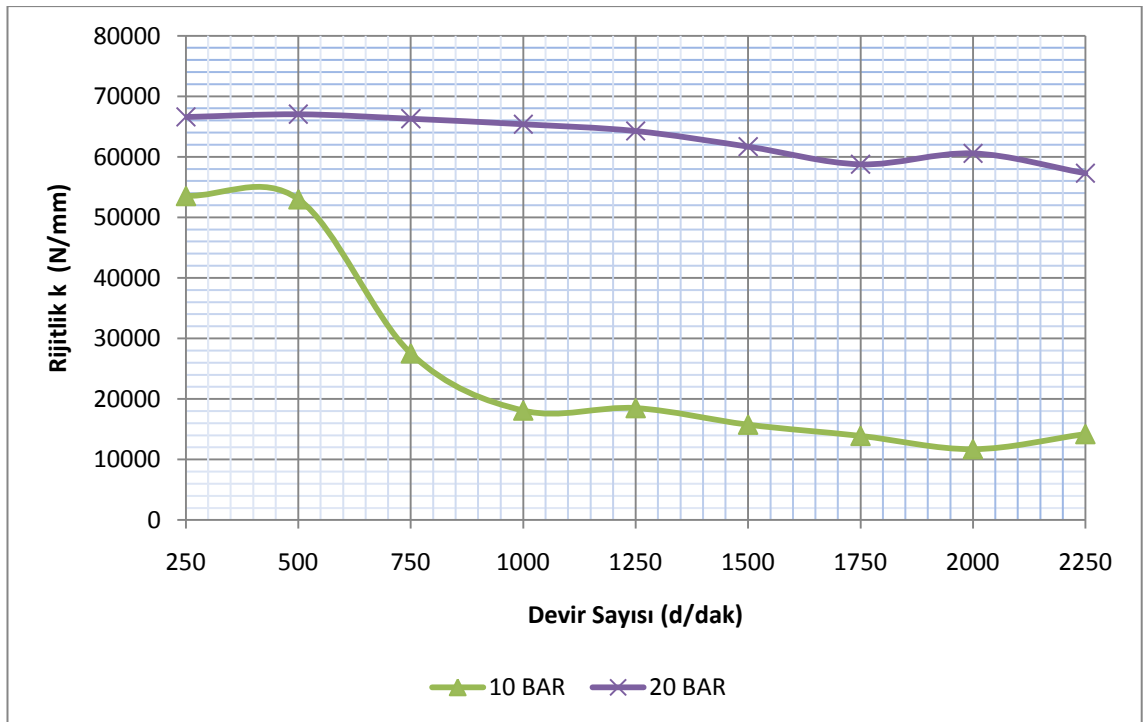
Eksenel pistonlu pompa sistemlerin de, sistemin daha fazla yük taşıyabilmesi istenmektedir. Eksenel yük miktarı dönme hızına, R_i / R_d çap oranına ve orifiz çapına bağlı olarak değişimin fazla olmadığı görülmektedir. Fakat yükleme basıncın artması ile eksenel yük miktarı artacaktır (Denk 3.5). Aynı zamanda set bölgesi farklı yüzey formuna sahip olan (2.2 numaralı pabuç) pabucun ve set bölgesi düz olan (1.1 ve 2.1 numaralı pabuçlar) pabuca göre daha fazla yük taşıyabildiği görülmektedir. Bu grafiklerden elde edilen verilere göre eksenel yük taşıyabilme kapasitesi açısından yüksek basıncın ve farklı yüzey formuna sahip pabucun daha uygun olduğu görülmektedir.

5.3. Hidrostatik-Hidrodinamik Sistemin Rijitliği

Hidrostatik yatakların kayma yüzeyi belirli bir eksenel rijitliğe sahip olmalıdır. Hidrostatik yataklarda yük taşıyıcı yağ filminin eğimi oldukça önemlidir. Bu eğimin değeri rijitlik olarak adlandırılır ve hidrostatik yatağın film kalınlığındaki değişime bağlı olarak yükte oluşan değişime dayanabilme kabiliyetidir.

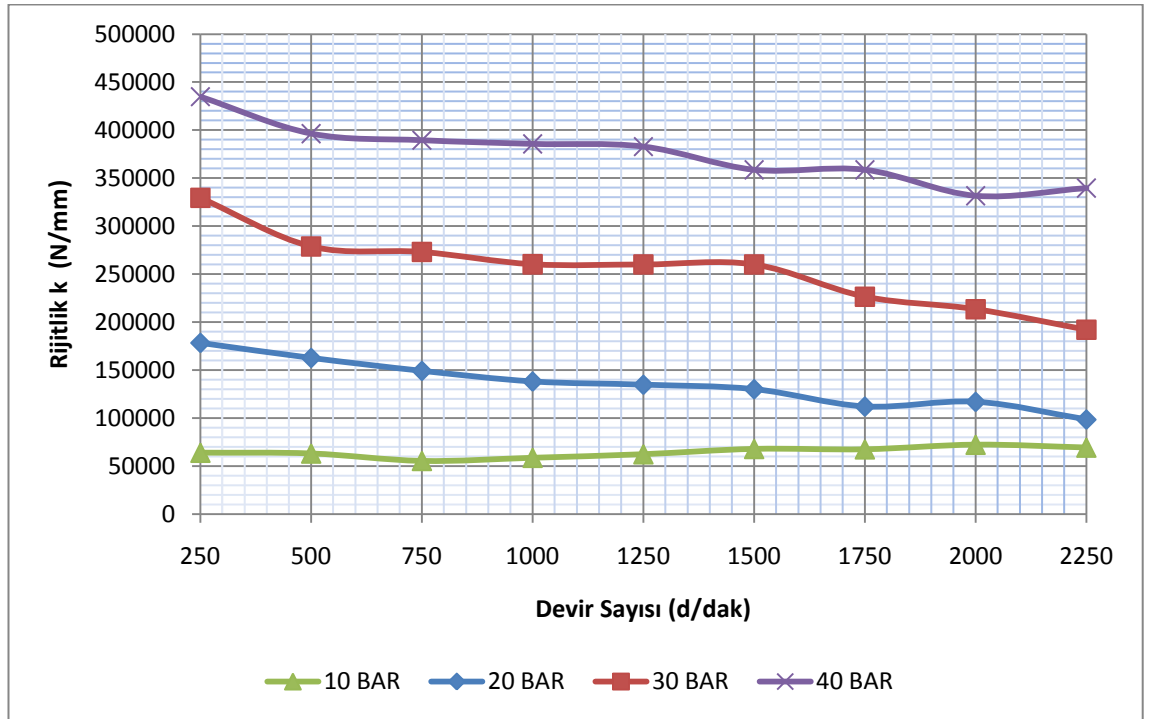


Şekil 5.13. Yatak sistem rijitliği ($d_c=0,5$ mm ve $R_i/R_d = 0,75$)



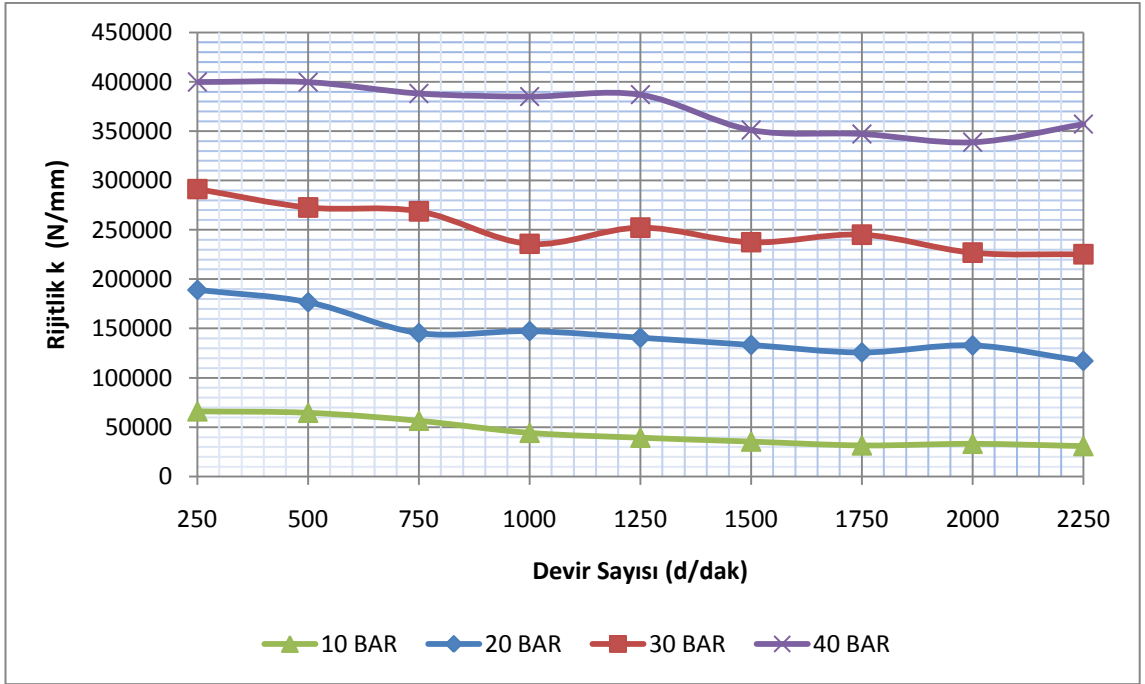
Şekil 5.14. Yatak sistem rijitliği ($d_c=0,7$ mm ve $R_i/R_d = 0,75$)

Şekil 5.13 ve 5.14 de 1.1 numaralı kayıcı pabucun ($R_i / R_d = 0,75$), farklı basınçlarda ki sistemin rijitliğinin dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.13 ve Şekil 5.14 de sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Yükleme basıncının artmasıyla rijitliğin arttığı görülmektedir. Aynı zaman da rijitliğin orifiz çapının artmasıyla da azaldığı görülmektedir.

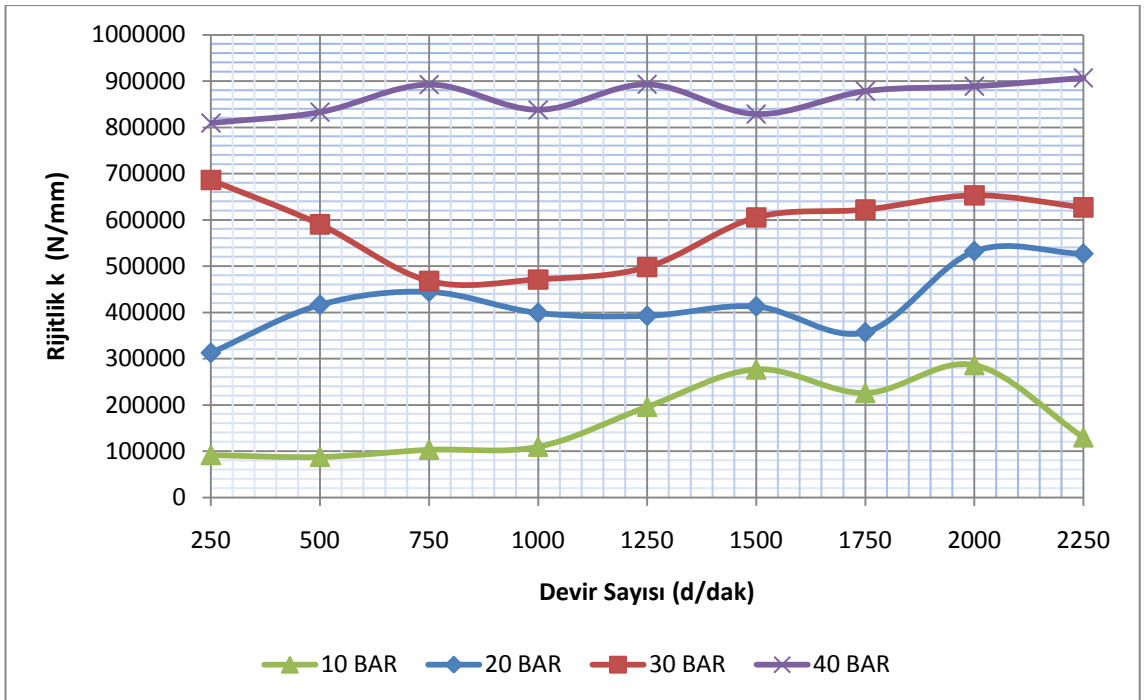


Şekil 5.15. Yatak sistem rijitliği ($d_c=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$)

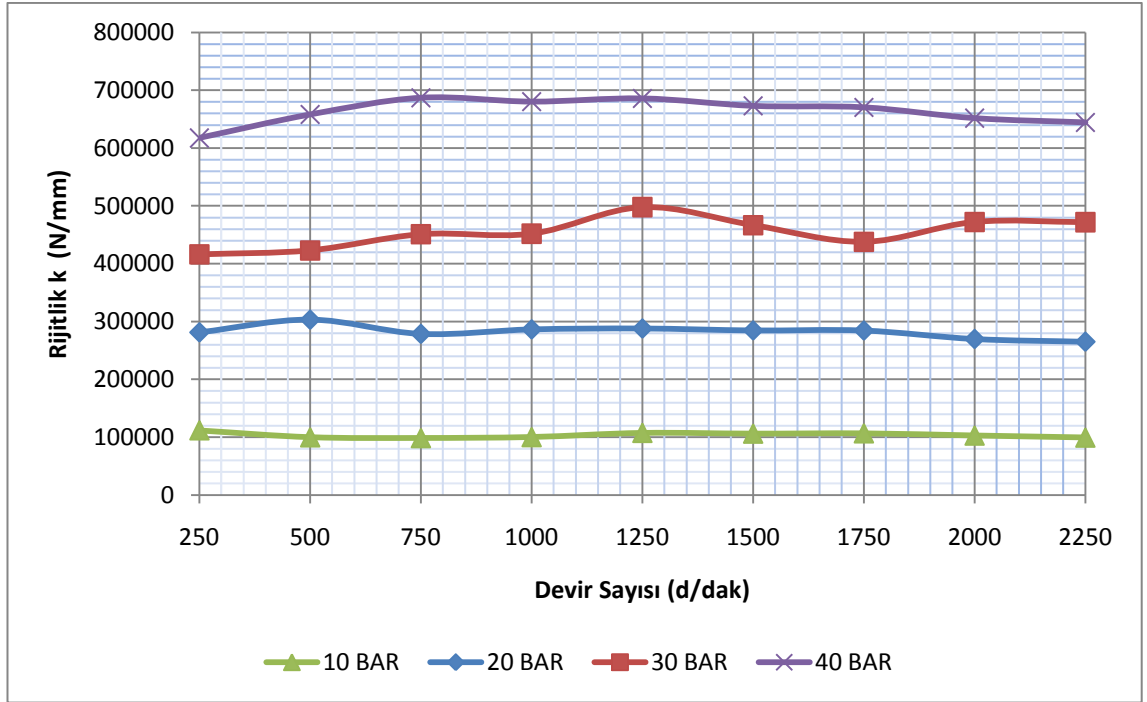
Şekil 5.15 ve 5.16 de 2,1 numaralı kayıcı pabucun ($R_i / R_d = 0,5$), farklı basınçlarda ki yatak sistemi rijitliğinin dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.15 ve Şekil 5.16 de sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Yükleme basıncının artmasıyla rijitliğin arttığı görülmektedir. Aynı zaman da rijitliğin orifiz çapının artmasıyla da azaldığı görülmektedir.



Şekil 5.16. Yatak sistem rijitliği ($d_c=0,7$ mm ve $R_i/R_d=0,5$)



Şekil 5.17. Eksenel yük değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i/R_d=0,5$ yivli pabuç)



Şekil 5.18. Eksenel yük değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ yivli pabuç)

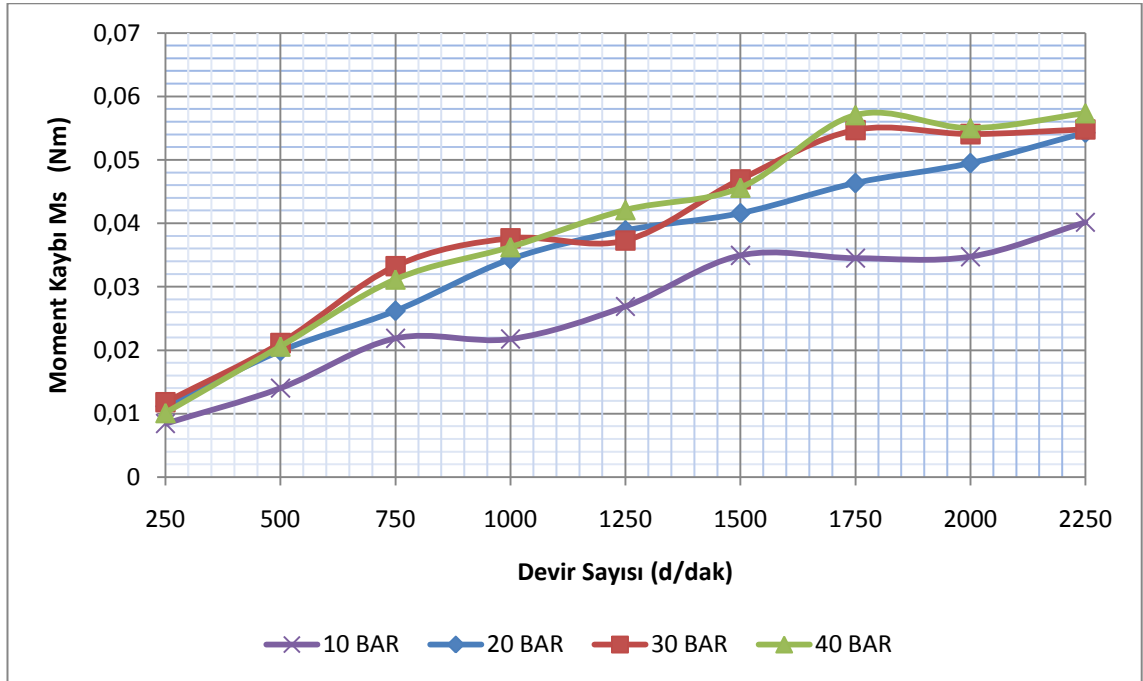
Şekil 5.17 ve 5.18 de 2,2 numaralı kayıcı pabucun ($R_i / R_d = 0,5$), farklı basınçlarda ki yatak sistemi rijitliğinin dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.17 ve Şekil 5.18 da sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Yükleme basıncının artmasıyla rijitliğin arttığı görülmektedir. Aynı zaman da rijitliğin orifiz çapının artmasıyla da büyük bir oranda azaldığı görülmektedir.

Yukarıda verilen grafiklerde yükleme basıncına, pabuç tipine ve orifiz çapına göre rijitlik değerinin değiştiği görülmektedir. Yatak sisteminin rijitliği yüksek basınçlarda, düşük basınçlara göre daha büyük değerlere sahip olduğu görülmektedir. Orifiz çapının artmasıyla da rijitliğin azaldığı görülmektedir. Aynı zaman da kullanılan pabuç tipine göre de sistem rijitliği farklılık göstermektedir. 1.1 numaralı pabuçta, 20 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile sistem rijitliği, 123941,3 N/mm ve 66589,2 N/mm' dir. 2.1 numaralı pabuçta 40 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile sistem rijitliği, 434766,8 N/mm ve 399720,1 N/mm' dir. 2.2 numaralı pabuçta, 40 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile sistem rijitliği, 809287,8 N/mm ve 617370,3 N/mm olarak görülmektedir.

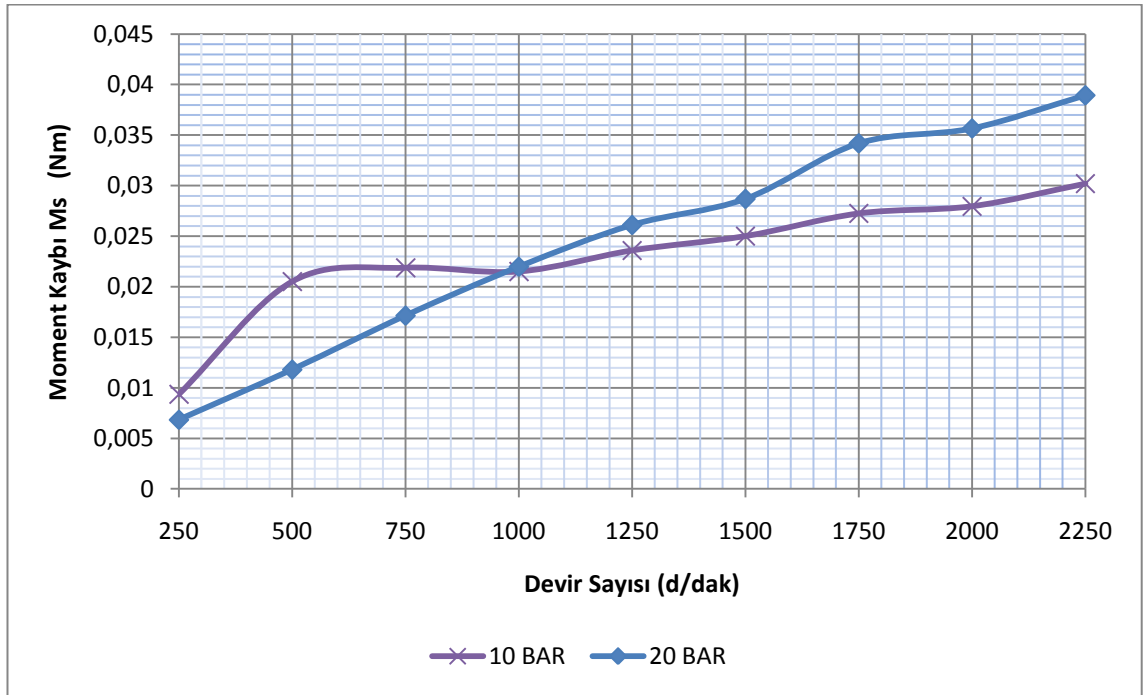
Farklı yüklemeler altında çalışan yatakların çalışma parametrelerinin belirlenmesinde yatak rijitliği önemli bir faktördür. Grafiklerden elde edilen değerlere göre rijitlik, dönme hızının artmasıyla düşmektedir. Basıncın artması eksenel yük miktarını artırmaktadır, eksenel yük miktarının artması rijitliğinde artmasını sağlamaktadır (Denk 3.9). Orifiz çapının artması rijitliğin azalmasına neden olmaktadır. R_i/R_d oranının azalması da rijitliğin artmasını sağlamaktadır. Farklı yüzey formuna sahip (2.2 numaralı pabuç) pabucun, diğer pabuçlara göre rijitliğinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Sistem rijitliğine bağlı olarak, 2.2 numaralı pabucun, düşük hızda, yüksek basınç da ve küçük orifiz çapında daha verimli çalıştığı görülmektedir.

5.4. Viskoz Moment Kaybı

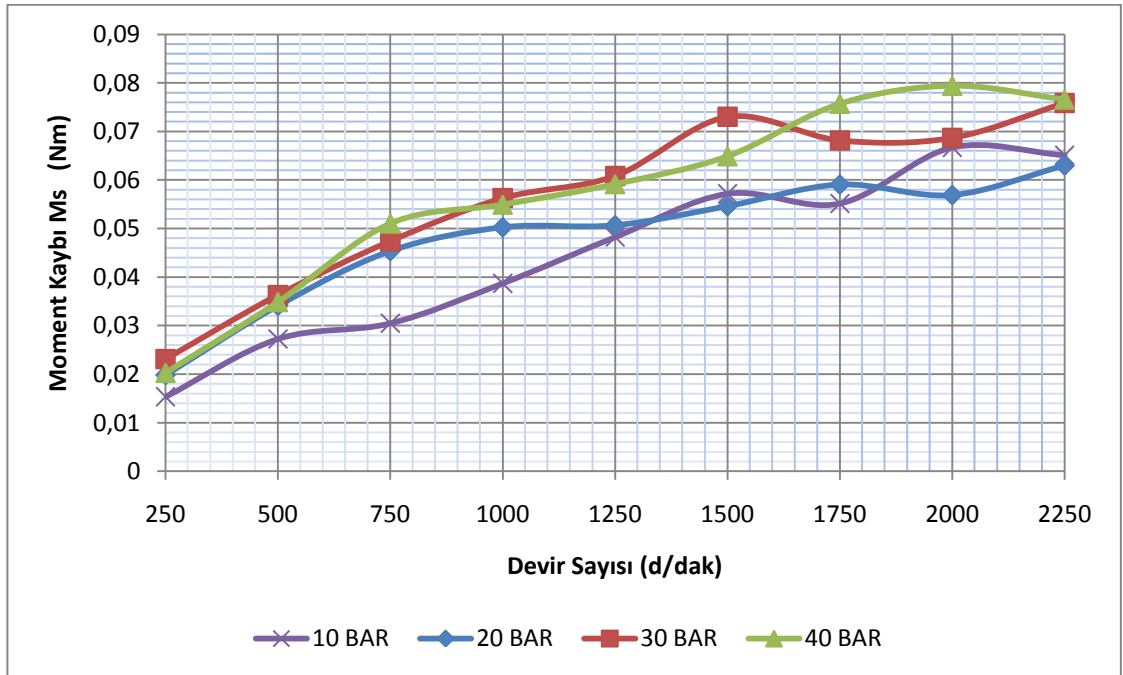
Viskoz moment kaybı, birbirlerine göre izafi hareket eden iki yüzey arasındaki viskoz sürtünme dolayısıyla oluşan moment kaybıdır. Viskoz moment kaybı, yatak yüzey yapısına, dönme hızına ve yağ film kalınlığına göre değişim göstermektedir. Burada farklı pabuç ve orifiz numunelerinin deneysel değerlerinden hesaplanarak elde edilen viskoz moment kaybı grafikleri bulunmaktadır.



Şekil 5.19. Viskoz moment kaybı ($d_c=0,5$ mm ve $R_i/R_d = 0,75$)

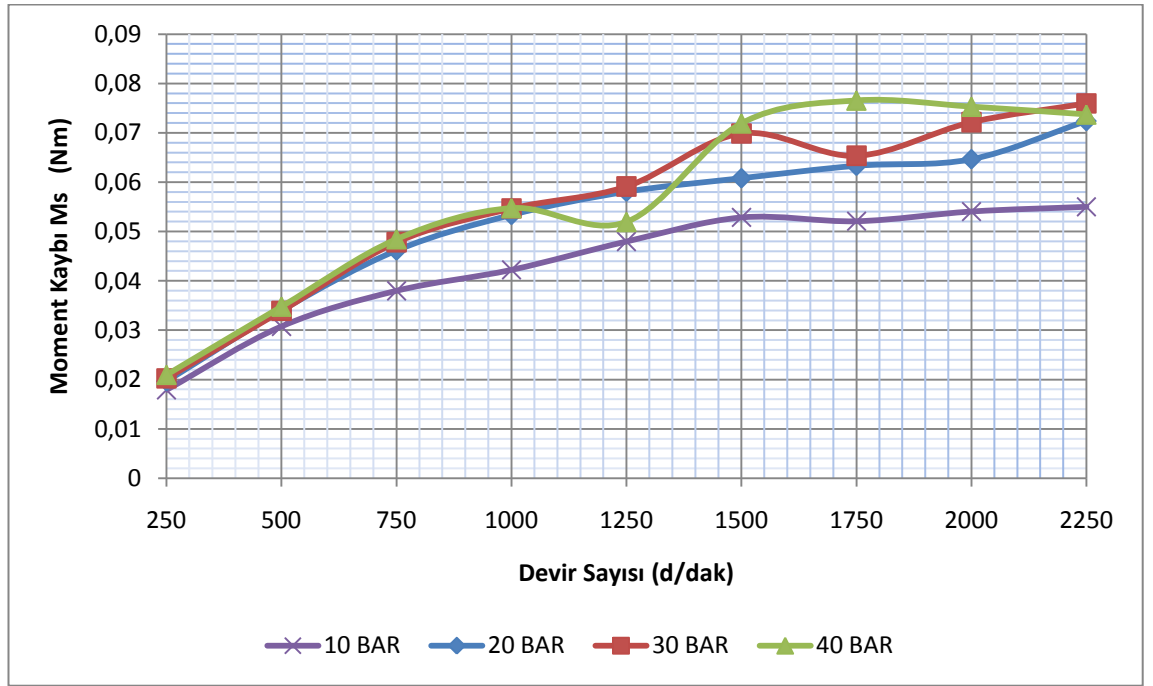


Şekil 5.20. Viskoz moment kaybı ($d_c=0,7$ mm ve $R_i/R_d = 0,75$)



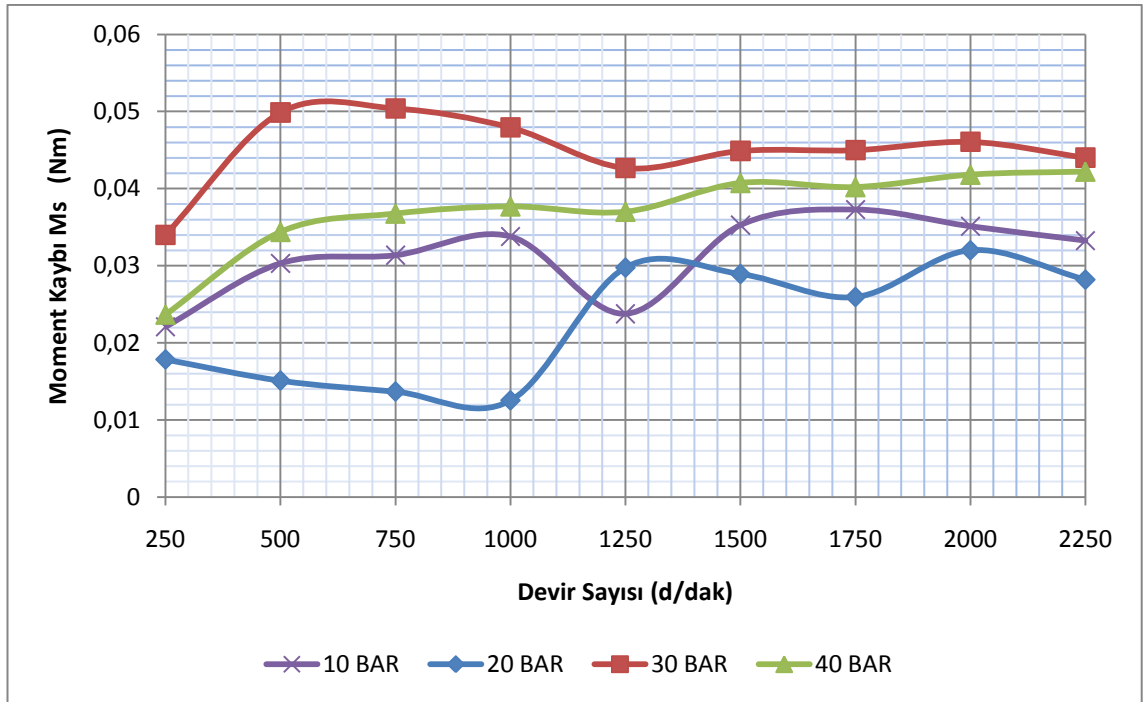
Şekil 5.21. Viskoz moment kaybı ($d_c=0,5$ mm ve $R_i/R_d = 0,5$)

Şekil 5.19 ve 5.20 de 1.1 numaralı kayıcı pabucun ($R_i / R_d = 0,75$), farklı basınçlarda ki viskoz moment kaybı, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.19 ve Şekil 5.20 de sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Devir sayısının artmasıyla moment kaybının arttığı görülmektedir. Aynı zaman da moment kaybının orifiz çapının artmasıyla da azaldığı görülmektedir.

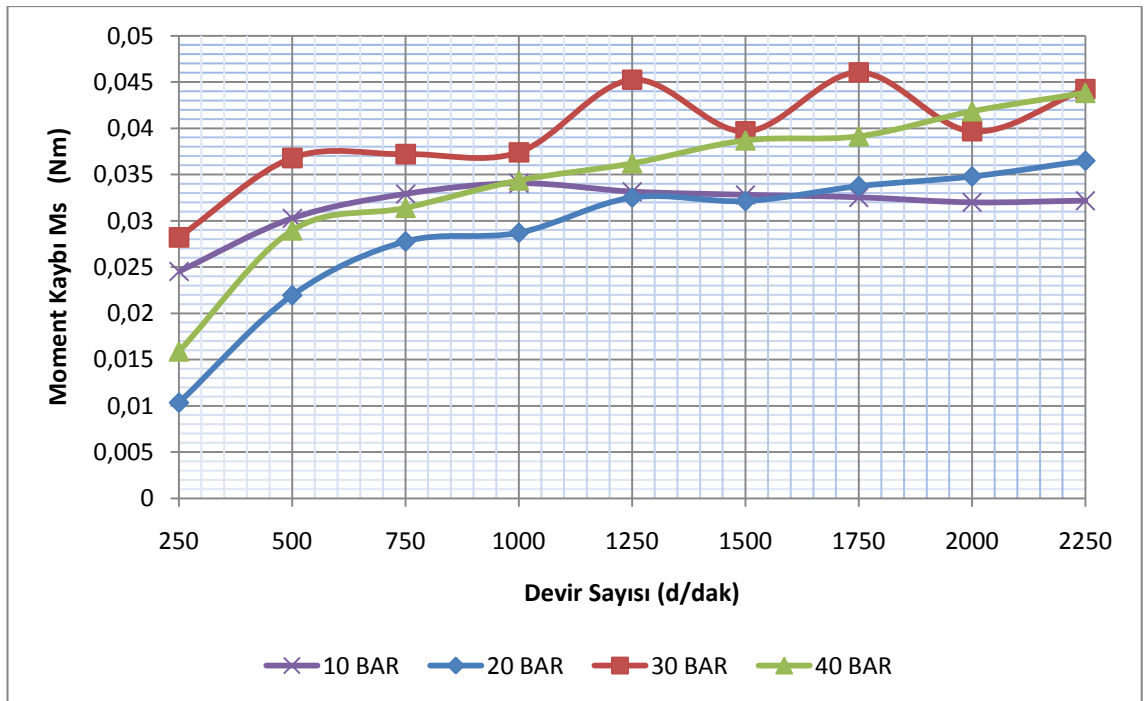


Şekil 5.22. Viskoz moment kaybı ($d_c=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$)

Şekil 5.21 ve 5.22 de 2.1 numaralı kayıcı pabucun ($R_i / R_d = 0,5$), farklı basınçlarda ki viskoz moment kaybı, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.21 ve Şekil 5.22 de sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Devir sayısının artmasıyla moment kaybının arttığı görülmektedir. Aynı zaman da moment kaybının orifiz çapının artmasıyla da azaldığı görülmektedir.



Şekil 5.23. Viskoz moment kaybı ($dc=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ yivli pabuç)



Şekil 5.24. Viskoz moment kaybı ($dc=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ yivli pabuç)

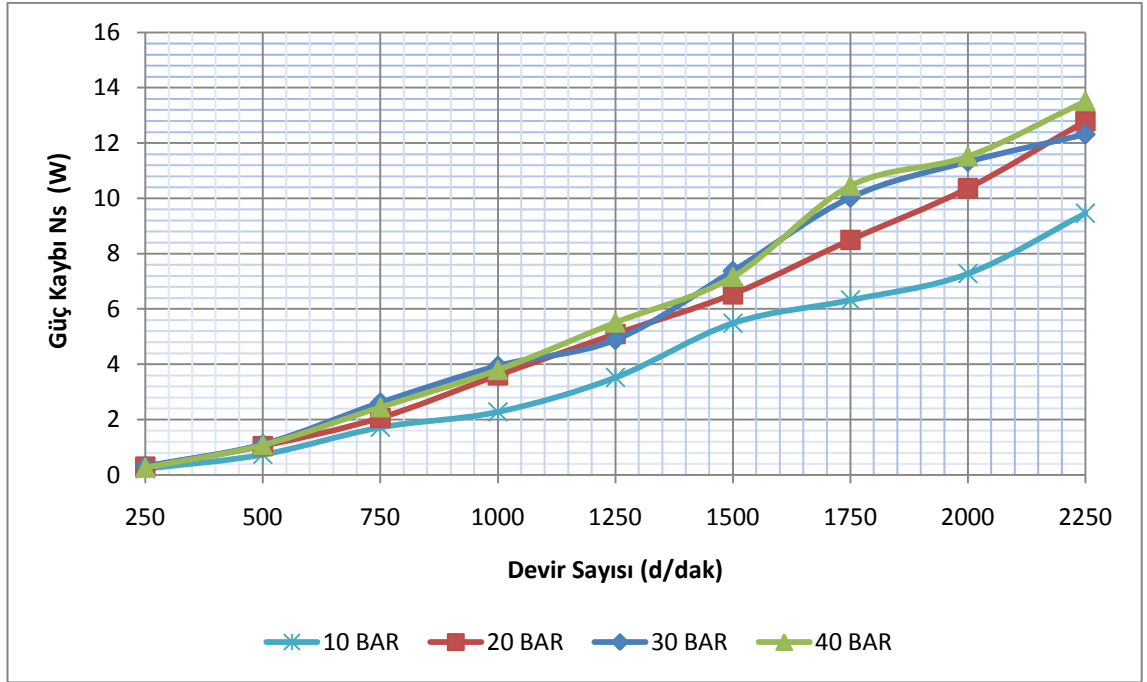
Şekil 5.23 ve 5.24 da 2.2 numaralı kayıcı pabucun ($R_i/R_d = 0,5$), farklı basınçlarda ki viskoz moment kaybı, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.23 ve Şekil 5.24 da sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Devir sayısının artmasıyla moment kaybının arttığı görülmektedir. Aynı zaman da moment kaybının orifiz çapının artmasıyla da azaldığı görülmektedir.

Yukarıda verilen grafiklerde dönme hızına, pabuç tipine ve orifiz çapına göre viskoz moment kaybı değerinin değiştiği görülmektedir. Viskoz moment kaybı yüksek hızlarda, düşük hızlara göre daha büyük değerlere sahip olduğu görülmektedir. Orifiz çapının artmasıyla da viskoz moment kaybının azaldığı görülmektedir. Aynı zaman da kullanılan pabuç tipine göre de viskoz moment kaybı farklılık göstermektedir. 1.1 numaralı pabuçta, 20 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile viskoz moment kaybı, 0,01 Nm ve 0,007 Nm' dir. 2.1 numaralı pabuçta 40 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile viskoz moment kaybı, 0,02 Nm ve 0,021 Nm' dir. 2.2 numaralı pabuçta, 40 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile viskoz moment kaybı, 0,024 Nm ve 0,015 Nm olarak görülmektedir.

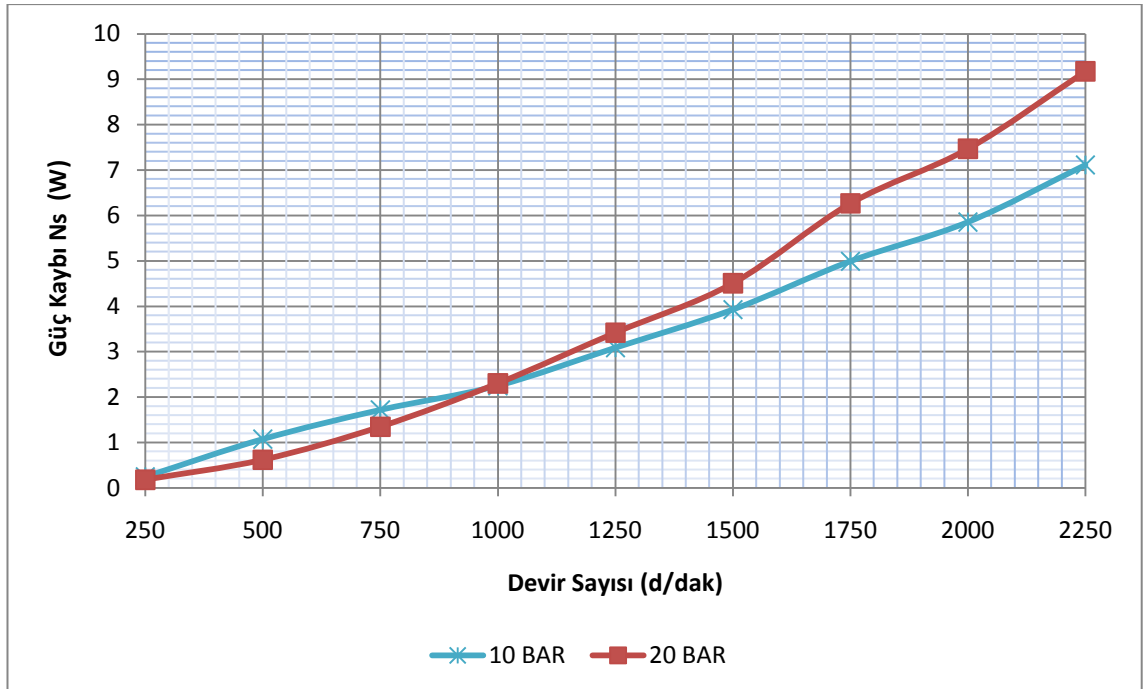
Viskoz moment kaybı güç kaybına neden olduğundan dolayı düşük olması istenir. Grafiklerden elde edilen değerlere göre devir hızının artması ve R_i/R_d oranının azalması viskoz moment kaybını artırdığı görülmektedir (Denk 3.13). Aynı zaman da farklı yüzey formuna sahip olan pabuçta diğerlerine göre kaybın daha fazla olduğu görülmektedir. Viskoz moment kaybı orifiz çapına bağlı olarak değişimi çok az olmaktadır.

5.5. Güç Kaybı

Birbirlerine göre izafi hareket eden iki yüzey arasındaki viskoz sürtünme dolayısıyla oluşan moment kaybı bir güç kaybına neden olmaktadır. Güç kaybı, yatak yüzey yapısına, dönme hızına ve yağ film kalınlığına göre değişim göstermektedir. Burada farklı pabuç ve orifiz numunelerin deneysel değerlerinden hesaplanarak elde edilen güç kaybı grafikleri bulunmaktadır.

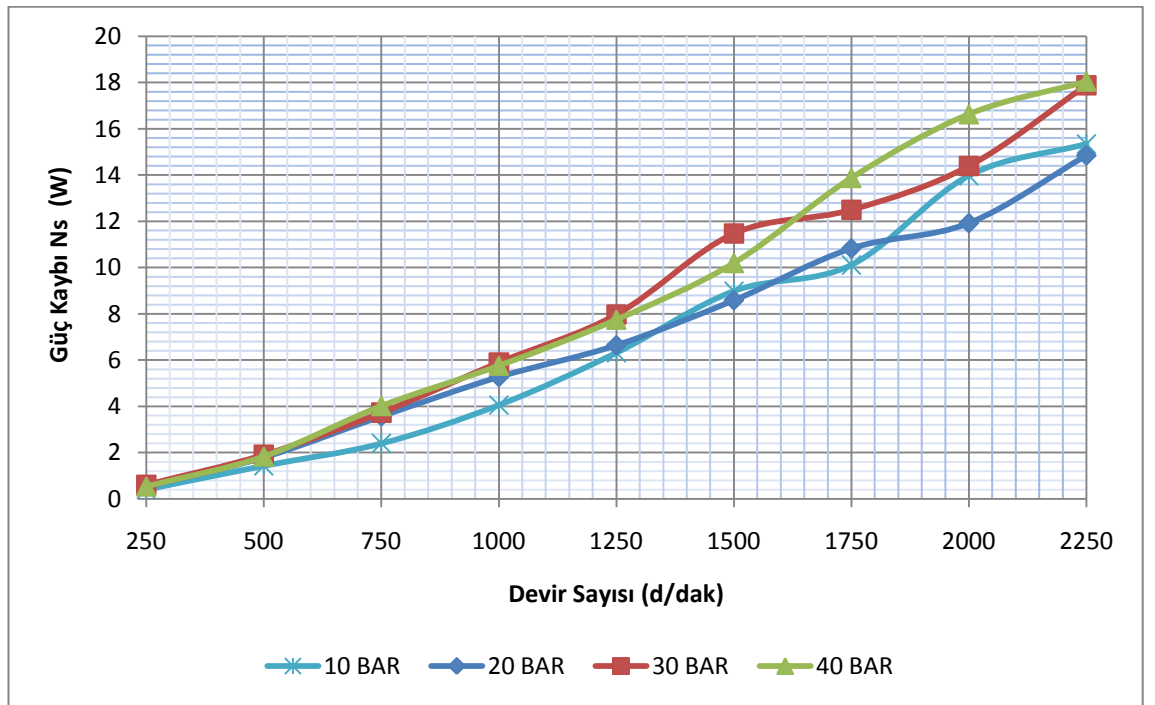


Şekil 5.25. Güç kaybı değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$)



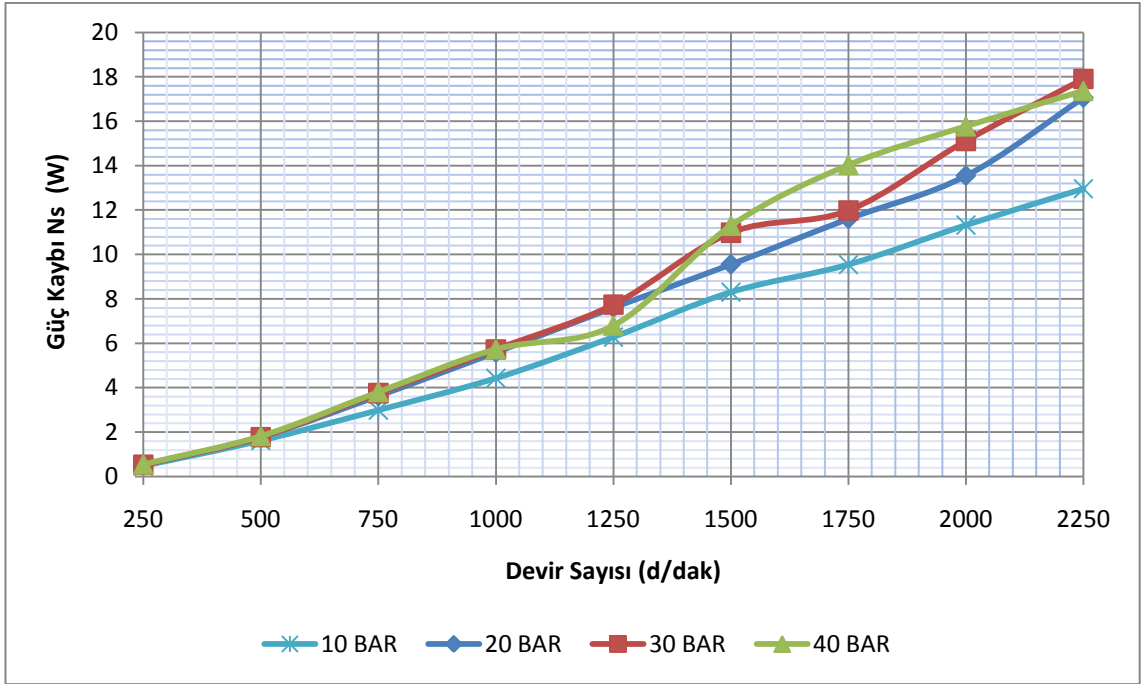
Şekil 5.26. Güç kaybı değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,75$)

Şekil 5.25 ve 5.26 de 1.1 numaralı kayıcı pabucun ($R_i / R_d = 0,75$), farklı basınçlarda ki güç kaybı, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.25 ve Şekil 5.26 de sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Devir sayısının artmasıyla güç kaybının arttığı görülmektedir. Grafikler de basınca bağlı olarak belirgin bir değişikliğin olmadığı görülmektedir. Aynı zaman da güç kaybının orifiz çapının artmasıyla da arttığı görülmektedir.

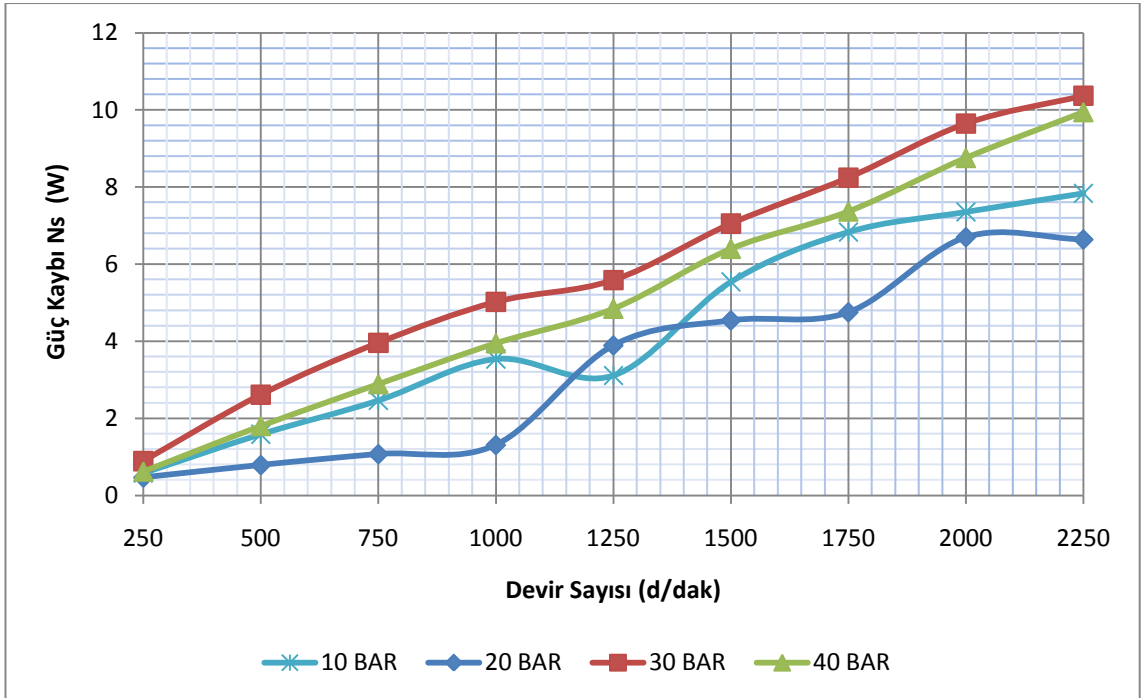


Şekil 5.27. Güç kaybı değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$)

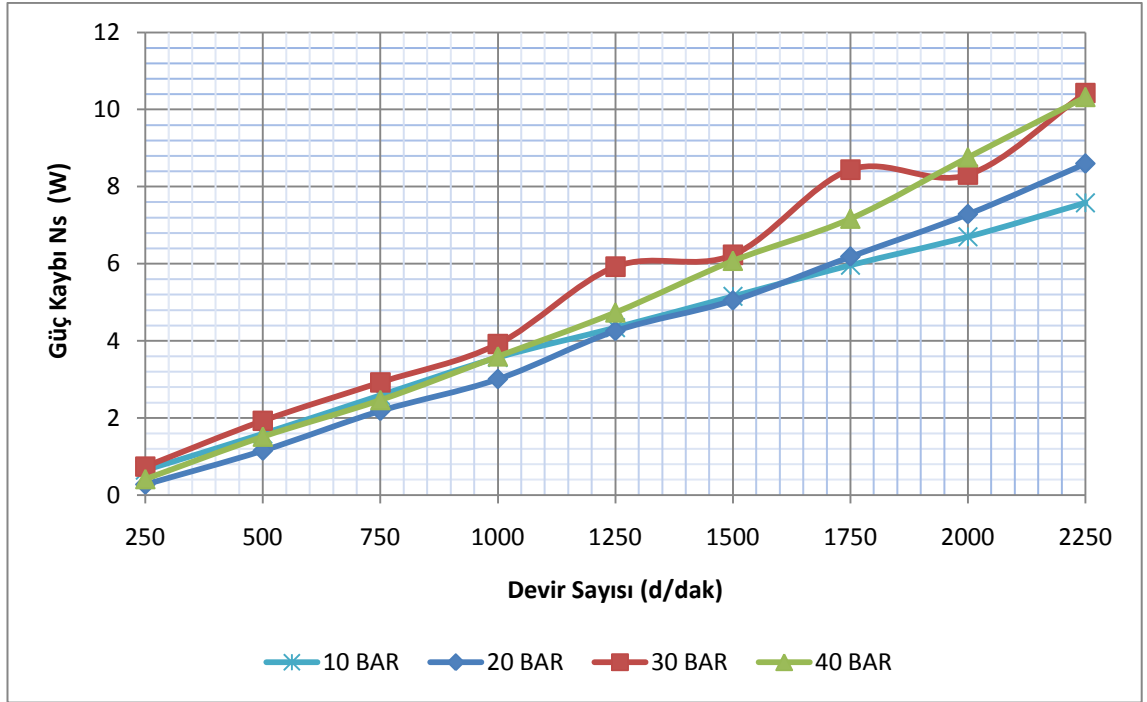
Şekil 5.27 ve 5.28 de 2.1 numaralı kayıcı pabucun ($R_i / R_d = 0,5$), farklı basınçlarda ki güç kaybı, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.27 ve Şekil 5.28 de sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Devir sayısının artmasıyla güç kaybının arttığı görülmektedir. Aynı zaman da güç kaybının orifiz çapının artmasıyla da arttığı görülmektedir.



Şekil 5.28. Güç kaybı değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$)



Şekil 5.29. Güç kaybı değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i / R_d = 0,5$ yivli pabuç)



Şekil 5.30. Güç kaybı değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i/R_d = 0,5$ yivli pabuç)

Şekil 5.29 ve 5.30 de 2.2 numaralı kayıcı pabucun ($R_i/R_d = 0,5$), farklı basınçlarda ki güç kaybı, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.29 ve Şekil 5.30 de sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Devir sayısının artmasıyla güç kaybının arttığı görülmektedir. Aynı zaman da güç kaybının orifiz çapının artmasıyla da arttığı görülmektedir.

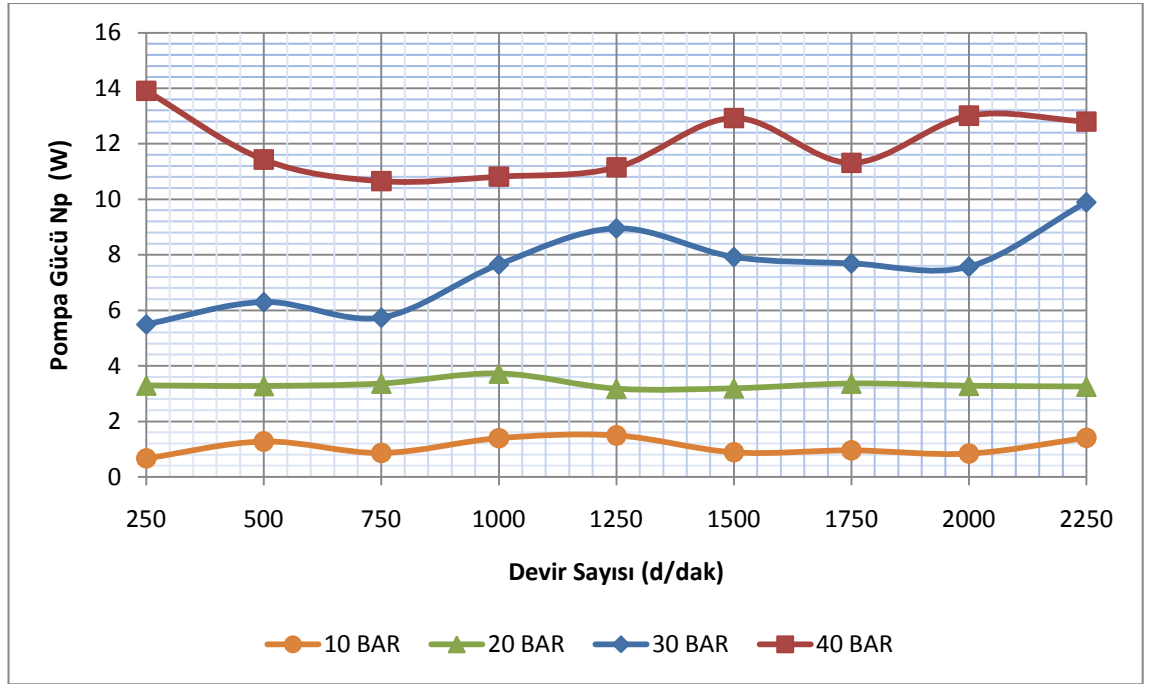
Yukarıda verilen grafiklerde dönme hızına, pabuç tipine ve orifiz çapına göre güç kaybı (Ns) değerinin değişimi görülmektedir. Güç kaybı yüksek hızlarda, düşük hızlara göre daha büyük değerlere sahip olduğu görülmektedir. Orifiz çapının artmasıyla da güç kaybının azaldığı görülmektedir. Aynı zaman da kullanılan pabuç tipine göre de güç kaybı farklılık göstermektedir. Grafikler de basınca bağlı olarak net bir değişim görülmemektedir. Fakat Ns değişimi yüksek basınçlar da, devir sayısının artmasıyla daha kararlı bir davranış göstermektedir. 1.1 numaralı pabuçta, 20 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile viskoz moment kaybı, 0,292 W ve 0,179 W . 2.1 numaralı pabuçta 40 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile viskoz moment kaybı, 0,531 W ve 0,548 W. 2.2 numaralı pabuçta,

40 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile viskoz moment kaybı, 0,619 W ve 0,415 W olarak görülmektedir.

Güç kaybı viskoz moment kaybından dolayı oluştuğu için elde edilen sonuçlar viskoz moment kaybı ile aynı olmaktadır (Denk 3.14).

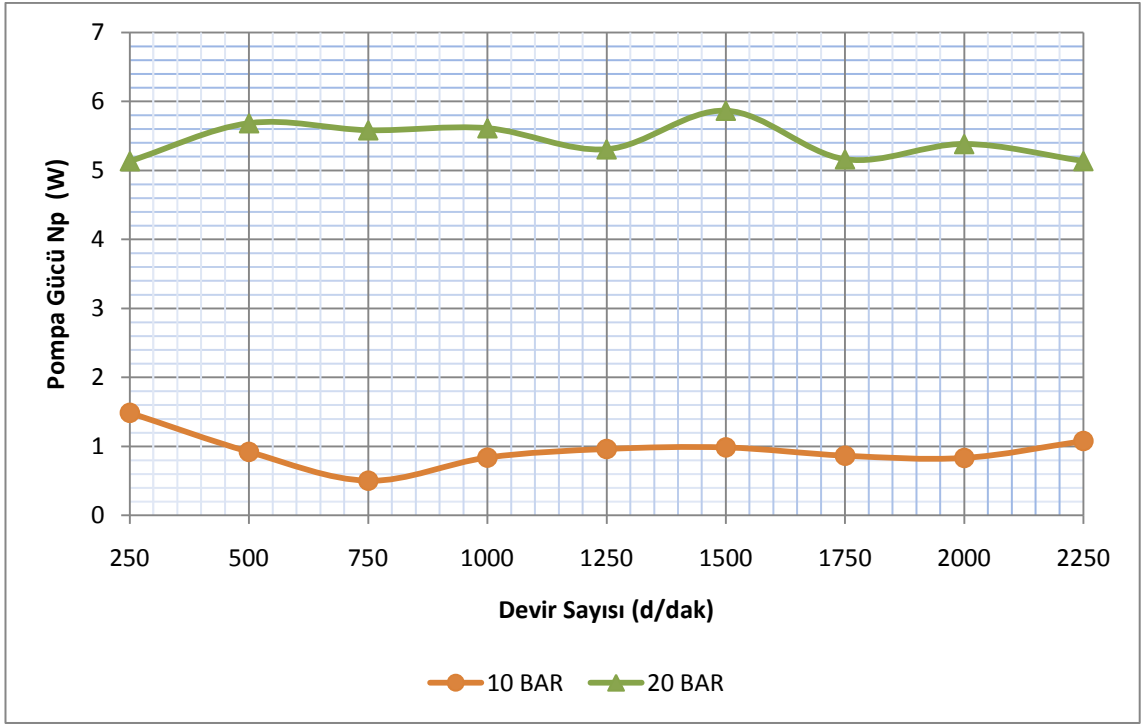
5.6. Pompa Gücü

Pompa gücü, sisteme belirli basınç da ve debi de yağ sevk edebilecek pompanın gücüdür. Pompa performansı açısından bu gücün dikkate alınması gerekmektedir.

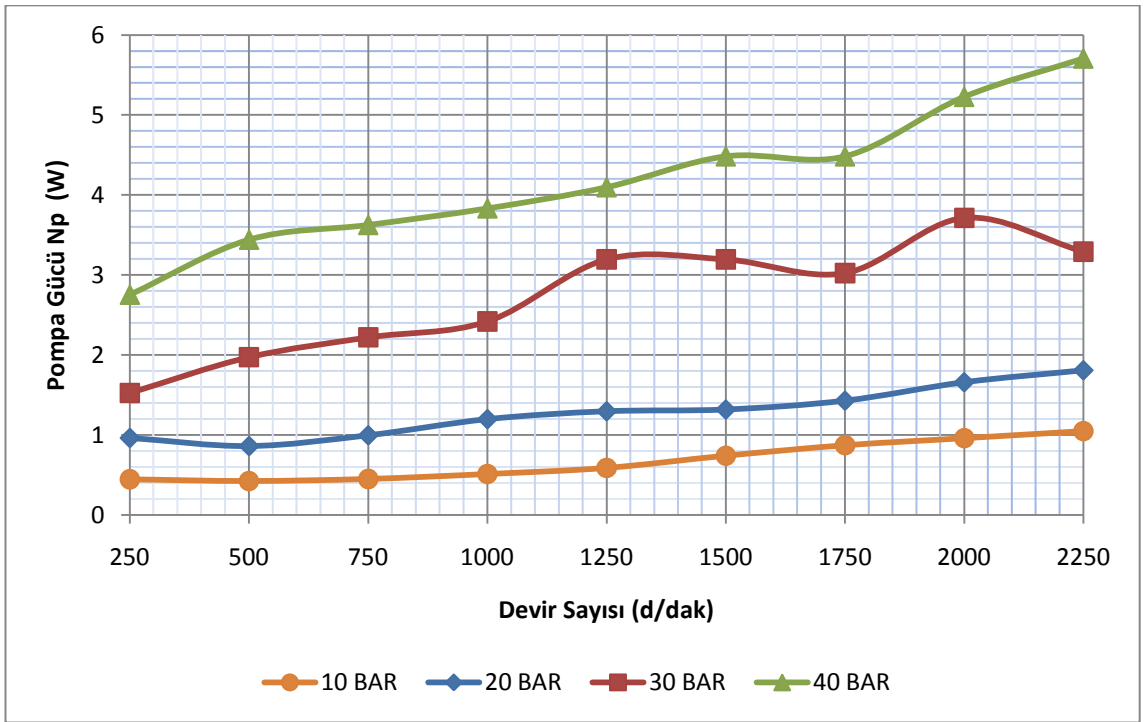


Şekil 5.31. Pompa güç değişimi ($dc=0,5$ mm ve $R_i/R_d = 0,75$)

Şekil 5.31 ve 5.32 de 1.1 numaralı kayıcı pabucun ($R_i/R_d = 0,75$), farklı basınçlarda ki yatak sisteminin pompa gücünün, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.31 ve Şekil 5.32 da sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Yükleme basıncının artmasıyla pompa gücünün arttığı görülmektedir. Aynı zaman da N_p orifiz çapının artmasıyla da arttığı görülmektedir.

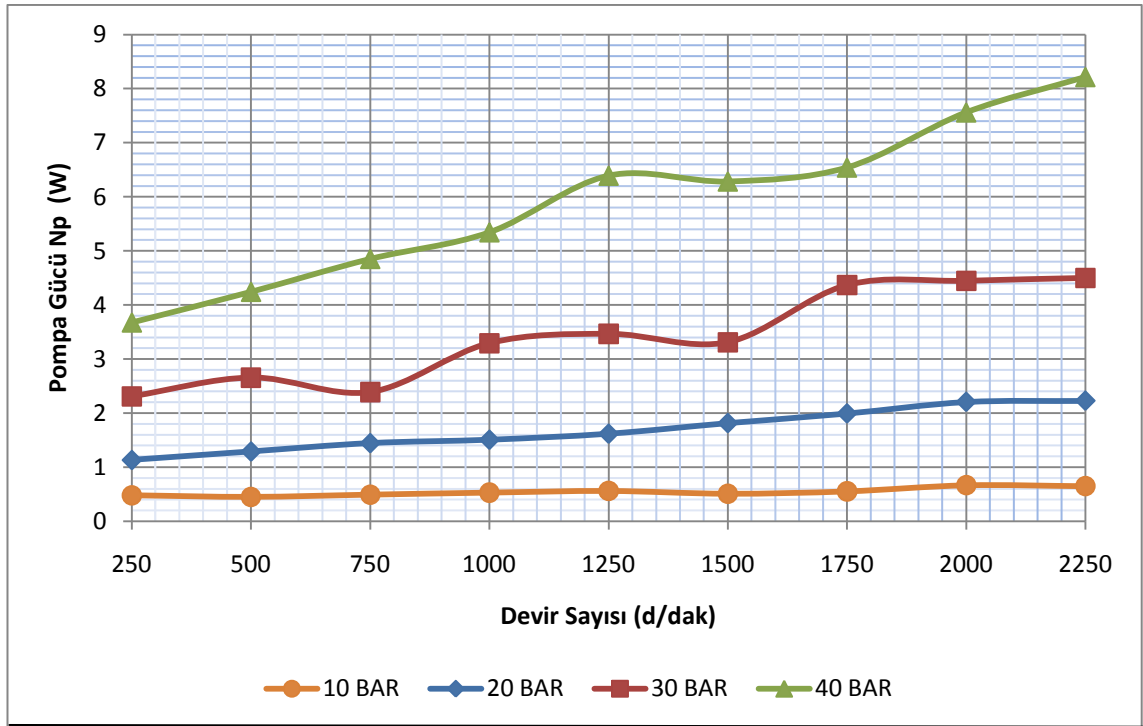


Şekil 5.32. Pompa güç değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i/R_d = 0,75$)



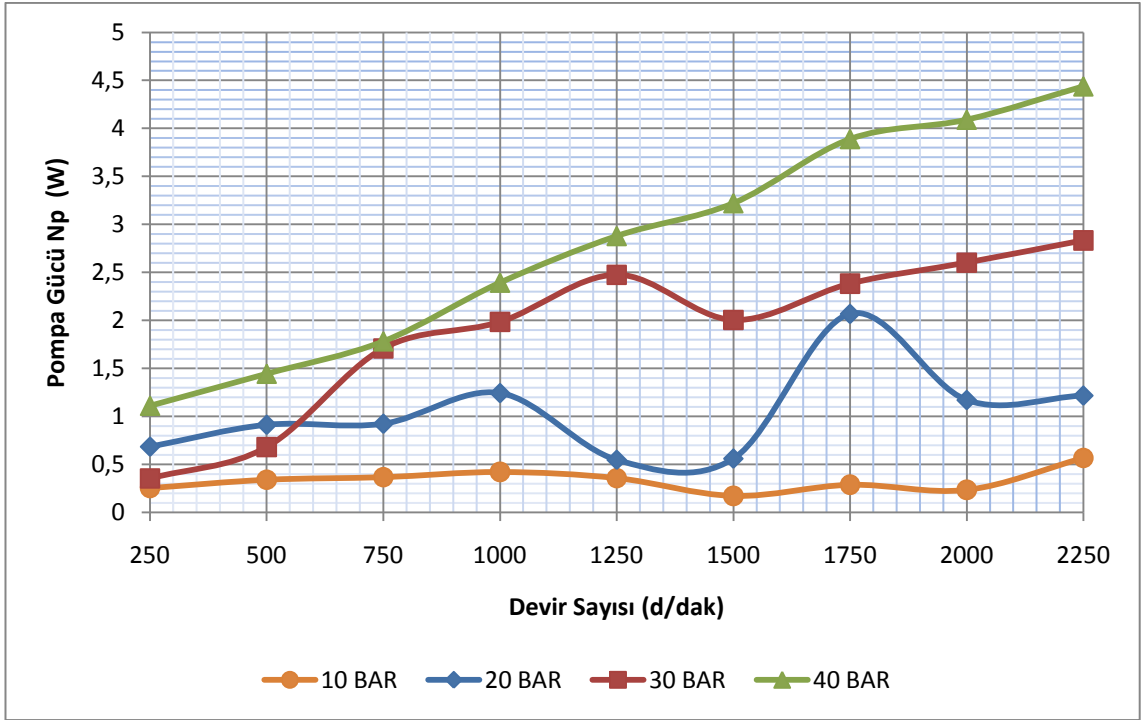
Şekil 5.33. Pompa güç değişimi ($d_c=0,5$ mm ve $R_i/R_d = 0,5$)

Şekil 5.33 ve 5.34 de 2.1 numaralı kayıcı pabucun ($R_i/R_d = 0,5$), farklı basınçlarda ki yatak sisteminin pompa gücünün, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.33 ve Şekil 5.34 da sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Yükleme basıncının artmasıyla pompa gücünün arttığı görülmektedir. N_p düşük basınçlarda daha karalı bir değişim göstermektedir ve grafikte yüksek basınçlarda daha büyük değerlere ulaştığı görülmektedir. Aynı zaman da orifiz çapının artmasıyla N_p ' nin da arttığı görülmektedir.

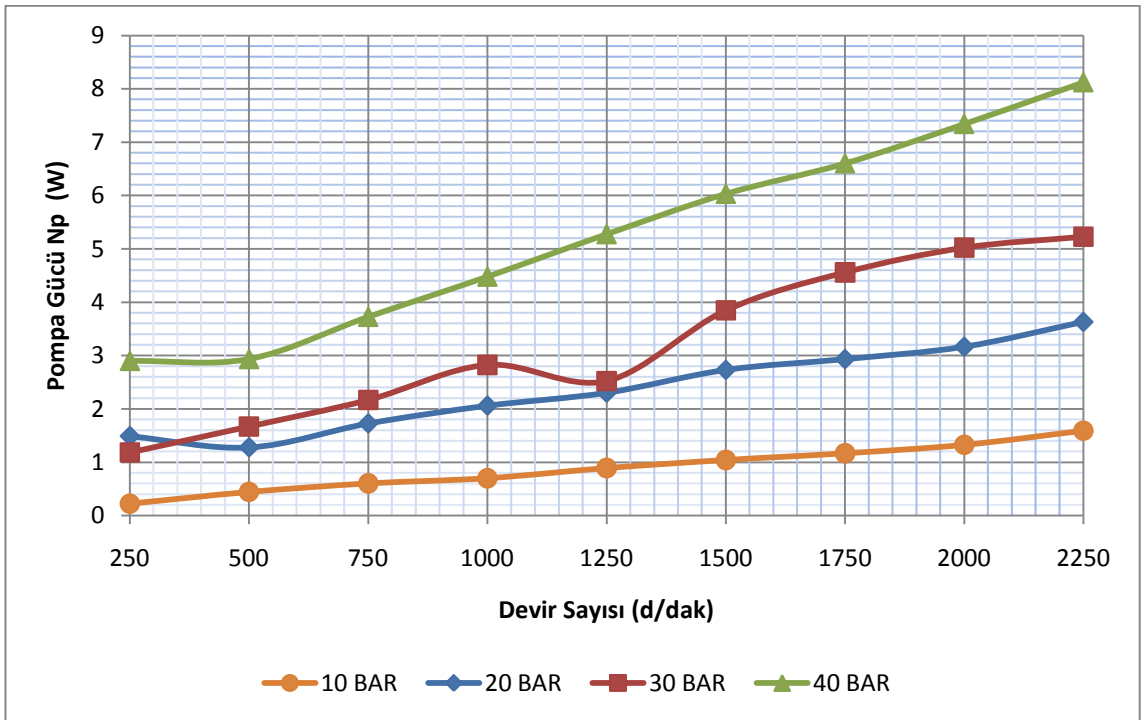


Şekil 5.34. Pompa güç değişimi ($d_c=0,7$ mm ve $R_i/R_d = 0,5$)

Şekil 5.35 ve 5.36 de 2.2 numaralı kayıcı pabucun ($R_i/R_d = 0,5$), farklı basınçlarda ki yatak sisteminin pompa gücünün, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 5.35 ve Şekil 5.36 da sırasıyla 0,5 ve 0,7 mm orifiz çapına sahip orifiz kullanılmıştır. Yükleme basıncının artmasıyla pompa gücünün arttığı görülmektedir. N_p düşük basınçlarda daha karalı bir değişim göstermektedir ve grafikte yüksek basınçlarda daha büyük değerlere ulaştığı görülmektedir. Aynı zaman da orifiz çapının artmasıyla N_p değerinin daha karalı bir değişim gösterdiği.



Şekil 5.35. Pompa güç değişimi (dc=0,5 mm ve $R_i/R_d = 0,5$ yivli pabuç)



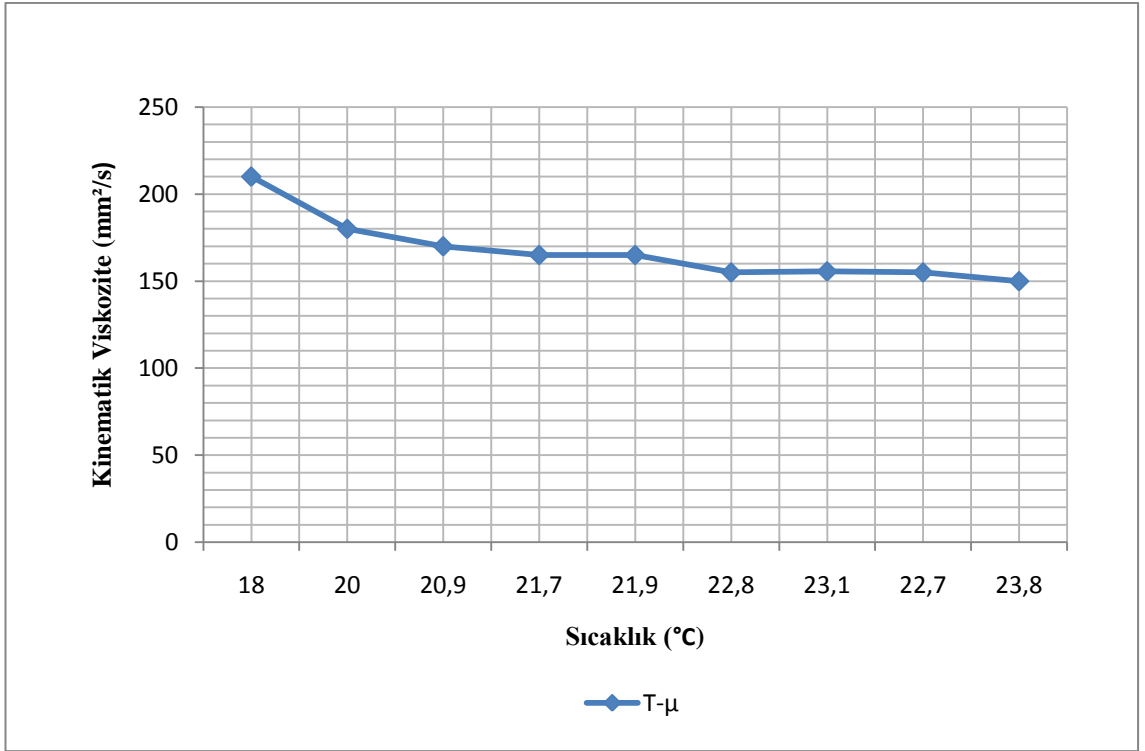
Şekil 5.36. Pompa güç değişimi (dc=0,7 mm ve $R_i/R_d = 0,5$ yivli pabuç)

Yukarıda verilen grafiklerde dönme hızına, pabuç tipine ve orifiz çapına göre pompa gücü (N_p) değerinin değişimi görülmektedir. Pompa gücü yüksek hızlarda, düşük hızlara göre daha büyük değerlere sahip olduğu görülmektedir. Basıncın artmasıyla pompa gücü artmaktadır. Orifiz çapının artmasıyla da N_p değerinin azaldığı görülmektedir. Aynı zaman da kullanılan pabuç tipine göre de N_p değeri farklılık göstermektedir. 1.1 numaralı pabuçta, 20 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile pompa gücü, 3,295 W ve 5,133 W. 2.1 numaralı pabuçta 40 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile viskoz moment kaybı, 2,752 W ve 3,677 W. 2.2 numaralı pabuçta, 40 bar basınç ve 250 d/d hız, 0,5 ve 0,7 mm orifiz çaplarında sırası ile viskoz moment kaybı, 1,111 W ve 2,90 W olarak görülmektedir.

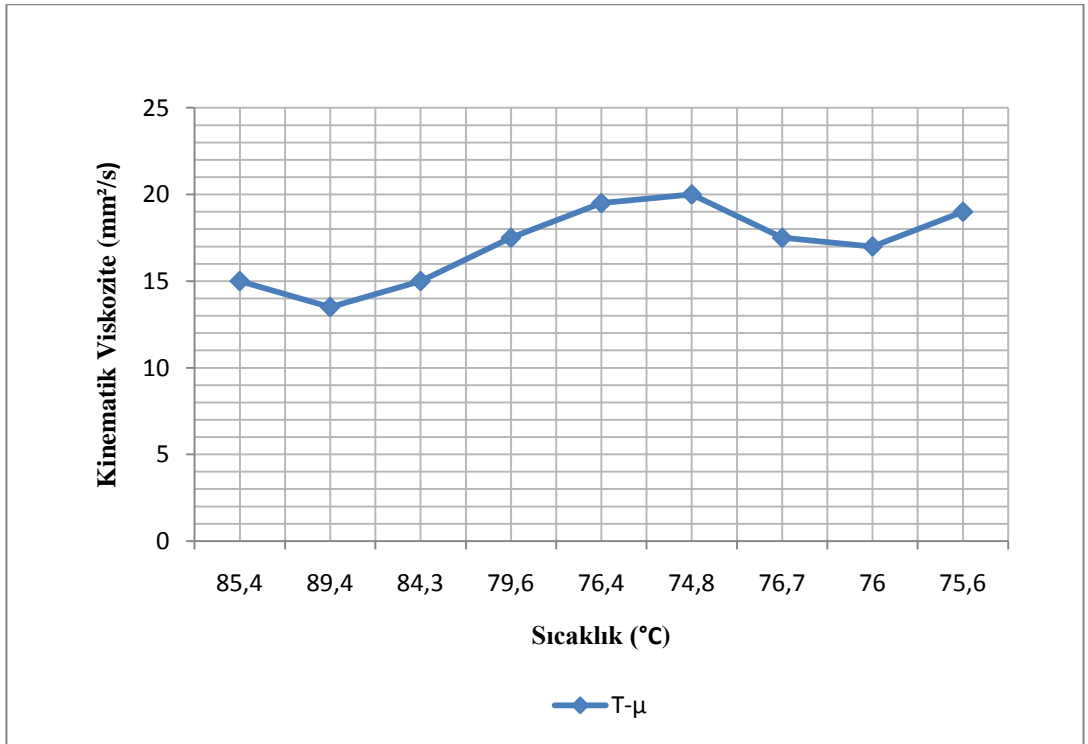
Pompa performansı açısından sisteme yağ iletecek pompa gücünün düşük olması gerekmektedir. Basıncı artmasıyla pompa gücü artmaktadır. Dönme hızına bağlı olarak pompa gücünün az bir miktarda artış gösterdiği görülmektedir. Orifiz çapının ve R_i/R_d artmasıyla pompa gücü artmaktadır. Farklı yüzey formuna sahip pabuçta diğerlerine göre yağ iletimi için gerekli olan pompa gücünün daha düşük olduğu görülmektedir.

5.7. Sıcaklığın Kinematik Viskoziteye Etkisi

Sıcaklığın artması ile kinematik viskozite düşmektedir. Viskozitedeki bu düşme yağın, yağlayıcı özelliğini düşürmektedir. Şekil 5.37 ve şekil 5.38'de sıcaklığa bağlı olarak kinematik viskozite değişimi görülmektedir. Şekil 5.37 orifiz çapı 0,5 mm ve 2.1 ($R_i/R_d = 0,5$), 10 bar basınçta ve 250 dev/dak dönme hızındaki sıcaklık ve kinematik viskozite değerlerini göstermektedir. Şekil 5.38 orifiz çapı 0,5 mm, yatak oranı ($R_i/R_d = 0,5$), 10 bar basınçta ve 2250 dev/dak dönme hızındaki sıcaklık ve kinematik viskozite değerlerini göstermektedir. Grafiklerde verilen sıcaklık değerleri deneyden alınma sıralarına göre yerleştirilmiştir.



Şekil 5.37. Kinematik viskozite – sıcaklık grafiği



Şekil 5.37. Kinematik viskozite – sıcaklık grafiği

BÖLÜM VI

SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar

Bu çalışmada eksenel pistonlu pompaların önemli bir elemanı olan ve hidrostatik-hidrodinamik yatak prensibine göre çalışan pabuç yatakların yağ film kalınlığı, eksenel yük değişimi, sistem rijitliği, viskoz moment kaybı, güç kaybı ve pompa gücü üzerine pabuçların yüzey formunun, cep ve orifiz boyutlarının pompa performansına etkileri araştırılmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlar birkaç madde ile özetlenebilir;

1. Yağ film kalınlığı, metal-metal sürtünmesi açısından önemi büyük olmaktadır. Bu amaçla yağ film kalınlığının büyük olması metal-metal sürtünmesini azaltacaktır. Düşük basınçlarda, yağ film kalınlığının daha yüksek değerlerde olduğu görülmektedir. Aynı zamanda orifiz çapındaki artışın da yağ film kalınlığını arttırdığı görülmektedir. R_i / R_d oranının azalması yağ film kalınlığının da azalmasına sebep olmaktadır. Yüzeyine kanal açılmış olan (2.2) pabuçlarda yağ film kalınlığının azaldığı görülmektedir. Devir sayısının yağ film kalınlığına belirli bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Grafiklerden elde edilen bilgilere göre düşük basınç, büyük orifiz çapı ve büyük R_i / R_d oranının yağ film kalınlığı açısından daha verimli olduğu görülmüştür.
2. Eksenel pistonlu pompala sistemlerin de, sistemin daha fazla yük taşıyabilmesi istenmektedir. Bu yüzden eksenel yük miktarının büyük olması sistemin daha verimli çalışmasını sağlayacaktır. Eksenel yük miktarı dönme hızına, R_i / R_d çap oranına ve orifiz çapına bağlı olarak değişiminin fazla olmadığı görülmektedir. Fakat yükleme basıncın artması ile eksenel yük miktarının arttığı görülmektedir. Aynı zamanda set bölgesi farklı yüzey formuna sahip olan (2.2 numaralı pabuç) pabucun ve set bölgesi düz olan (1.1 ve 2.1 numaralı pabuçlar) pabuca göre daha

fazla yük taşıyabildiği görülmektedir. Bu grafiklerden elde edilen verilere göre aksenal yük taşıyabilme kapasitesi açısından yüksek basıncın ve farklı yüzey formuna sahip pabucun daha uygun olduğu görülmektedir.

3. Aksenal pistonlu pompalar da sistem rijitliğinin yüksek olması istenmektedir. Sistemin rijitliğinin yüksek olması pompa performansını arttırmaktadır. Rijitlik dönme hızının artmasıyla olarak düştüğü, basıncın artmasıyla da arttığı görülmektedir. Orifiz çapının artması rijitliğin azalmasına neden olmaktadır. R_i/R_d oranının azalması da rijitliğin artmasını sağlamaktadır. Farklı yüzey formuna sahip (2.2 numaralı pabuç) pabucun, diğer pabuçlara göre rijitliğinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Sistem rijitliğine bağlı olarak, 2.2 numaralı pabucun, düşük hızda, yüksek basınç da ve küçük orifiz çapında daha verimli çalıştığı görülmektedir.
4. Viskoz moment kaybı güç kaybına neden olduğundan dolayı düşük olması istenir. Devir sayısının artması ve R_i/R_d oranının azalması viskoz moment kaybını artırdığı görülmektedir. Aynı zaman da farklı yüzey formuna sahip olan pabuçta diğerlerine göre kaybın daha fazla olduğu görülmektedir. Viskoz moment kaybı orifiz çapına bağlı olarak değişimi çok az olmaktadır.
5. Güç kaybı sistemde istenilmeyen bir durumdur. Devir sayısının artması ve R_i/R_d oranının azalması güç kaybını artırdığı görülmektedir. Aynı zaman da farklı yüzey formuna sahip olan pabuçta diğerlerine göre kaybın daha fazla olduğu görülmektedir. Güç kaybı orifiz çapına bağlı olarak değişimi çok az olmaktadır.
6. Pompa performansı açısından sisteme yağ iletecek pompa gücünün düşük olması gerekmektedir. Basıncı artmasıyla pompa gücü artmaktadır. Dönme hızına bağlı olarak pompa gücünün az bir miktarda artış gösterdiği görülmektedir. Orifiz çapının ve R_i/R_d artmasıyla pompa gücü artmaktadır. Farklı yüzey formuna sahip pabuçta diğerlerine göre yağ iletimi için gerekli olan pompa gücünün daha düşük olduğu görülmektedir.

7. Sisteme giren yağın sıcaklığı artarsa kinematik viskozite düşecektir. Viskozitenin düşmesi yağın, yağlayıcı özelliğini olumsuz yönde etkilediği sonucuna varılmıştır.
8. Yapılan deneysel çalışmalar ve hesaplamalar sonucunda, 2.1 ($R_i / R_d = 0,5$) numaralı pabucun sırasıyla 1.1 ($R_i / R_d = 0,75$) ve 2.2 ($R_i / R_d = 0,5$) pabuçlarına göre daha verimli çalıştığı görülmektedir. Orifiz çapının artması sisteme olumlu etkilerinin olduğu görülmektedir.
9. Yüksek basınçlarda ki çalışma verilerinin düşük basınçtaki çalışma verilerine göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir.

6.2. Öneriler

İmal edilen aksenal pistonlu pompa deney düzeneğinin de (Şekil 4.1) bazı eklemeler yapılarak, deneysel olarak elde edilecek değerlerin sayısı artırılabilir ve kayıcı pabuçlar üzerine daha verimli bilgi elde edilebilir. Bu önerilerden bazıları şunlardır;

1. Üst tabla üzerine eklenecek bir gerilim ölçer yardımıyla, döner tabla ve kayıcı pabuç arasında oluşan sürtünme kuvveti tespit edilebilir.
2. Yağ tankına eklenecek bir soğutma sistemi ile sisteme giren yağın sıcaklığı sabitlenerek kinematik viskozitenin değişmesiyle oluşabilecek olumsuz sonuçlar ortadan kaldırılabilir (Kinematik viskozitenin düşmesi yağlayıcı akışkanın özelliğini düşürmektedir).
3. Yağ film kalınlığını, deney tesisatı üzerinden ölçebilecek sistem geliştirilerek deneysel verilerle, teorik hesaplamalar karşılaştırılabilir. Aynı zaman da Bölüm 3.2' de oluşturulan denklemler de kullanılabilir. Bu sayede normalde uniform kabul edilen yağ film kalınlığının değişimi görülebilir.
4. Deney tesisatı güçlendirilerek, daha yüksek basınçlarda deneyler yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. Canbulut, F., Yıldırım, Ş. and Sinanoğlu, C., Design of an Artificial Neural Network for Analysis of Frictional Power Loss of Hydrostatic Slipper Bearings, *Tribology Letters*, 17:1100-887, 2004.
2. Canbulut, F., Sinanoğlu, C. and Yıldırım, Ş., Neural Network Analysis of Leakage Oil Quantity in the Design of Partially Hydrostatic Slipper Bearings, *Industrial Lubrication and Tribology*, 56:231-243, 2004.
3. Canbulut, F., Sinanoğlu, C., Yıldırım, Ş. and Koç, E., Design of Neural Network Model for Analysing Hydrostatic Circular Recessed Bearings With Axial Piston Pump Slipper, *Industrial Lubrication and Tribology*, 56:288-299, 2004.
4. Canbulut, F., Sinanoğlu, C. and Koç, E., Experimental Analysis of Frictional Power Loss of Hydrostatic Slipper Bearings, *Industrial Lubrication and Tribology*, 61/3:123-131.
5. Bergada, J. M., Haynes, J. M., Watton, J., Leakage and Groove Pressure of an Axial Piston Pump Slipper With Multiple Lands, *Tribology Transactions*, 51: 469-482, 2008.
6. Fisher, M. J., A Theoretical Determination of Some Characteristics of a Tilted Hydrostatic Slipper Bearing. B.H.R.A. Rep. RR728, 1962.
7. Böinghoff, O., Untersuchen zum Reibungsverhalten der Gleitschuhe in Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen, *VDI-Forschungsheft 584*. VDI-Verlag. pp 1-6, 1977.
8. Hooke, C. J. and Kakoullis, Y. P., The Lubrication of Slippers on Axial Piston Pumps, 5th International Fluid Power Symposium, September 1978, pp 13-26. Durham, England, 1978.

9. Iboshi, N. and Yamaguchi, A., Characteristics of a Slipper Bearing for Swash Plate Type Axial Piston Pumps and Motors, Theoretical Analysis, Bulletin of the JSME, 25(210):1921-1930, 1982.
10. Iboshi, N. and Yamaguchi, A., Characteristics of a Slipper Bearing for Swash Plate Type Axial Piston Pumps and Motors, Experimental. Bulletin of the JSME, 26(219):1583-1589, 1983.
11. Hooke, C. J. and Kakoullis, Y. P., The Effects of Non Flatness on the Performance of Slippers in Axial Piston Pumps, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 197: 239-247, 1983.
12. Hooke, C. J. and Li, K. Y., The Lubrication of Overclamped Slippers in Axial Piston Pumps Centrally Loaded Behavior, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 202(C4): 287-293, 1988.
13. Hooke, C. J. and Li, K.Y., The Lubrication of Slippers in Axial Piston Pumps and Motors. The Effect of Tilting Couples, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 203(C), pp 343-350, 1989.
14. Takahashi, K. and Ishizawa, S., Viscous Flow between Parallel Disks with Time Varying Gap Width and Central Fluid Source, JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo, pp 407-414, March 1989.
15. Koc, E. and Hooke, C. J., Investigation into the Effects of Orifice Size, Offset and Oveclamp Ratio on the Lubrication of Slipper Bearings, Tribology International, 29(4), pp 299-305, 1996.
16. Koc, E. and Hooke, C.J., Considerations in the Design of partially Hydrostatic Slipper Bearings, Tribology International, 30(11): 815-823, 1997.
17. Tsuta, T., Iwamoto, T. and Umeda, T., Combined Dynamic Response Analysis of a Piston-Slipper System and Lubricants in Hydraulic Piston Pump, Emerging Technologies in Fluids, Structures and Fluid/Structure Interactions. ASME, 396:187-194, 1999.

18. Crabtree, A.B. and Manring, N.D., Johnson RE. Pressure Measurements for Translating Hydrostatic Trust Bearings, *International Journal of Fluid Power*. 6, 3, 2005.
19. Kazama, T., Numerical Simulation of a Slipper Model for Water Hydraulic Pumps/Motors in Mixed Lubrication, *Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power*, Tsukuba. November 7-10, 2005.
20. Li, K. Y. and Hooke, C. J., A Note on the Lubrication of Composite Slippers in Water Based Axial Piston Pumps and Motors, *Wear*, 147: 431-437, 1991.
21. Hooke, C. J. and Kakoullis, Y. P., The Effects of Centrifugal Load and Ball Friction on the Lubrication of Slippers in Axial Piston Pumps, *6th International FluidPower Symposium*, pp179–191, Cambridge, England, 1981.
22. Koc, E., Hooke, C. J. and Li, K.Y., Slipper Balance in Axial Piston Pumps and Motors, *Trans ASME, Journal of Tribology*, 114: 766-772, 1992.
23. Kobayashi, S., Hirose, M., Hatsue, J. and Ikeya, M., Friction Characteristics of a Ball Joint in the Swashplate Type Axial Piston Motor, *Proceedings of the 8th International Symposium on Fluid Power*, Birmingham, England, J2, pp 565-592, 1988.
24. Harris, R. M., Edge, K.A. and Tilley, D.G., Predicting the Behavior of Slipper Pads in Swashplate-Type Axial Piston Pumps, *ASME Winter Annual Meeting*, New Orleans, Louisiana, pp 1-9, November 28-December 3, 1993.
25. Wieczoreck, U. and Ivantysynova, M., Computer Aided Optimization of Bearing and Sealing Gaps in Hydrostatic Machines-The Simulation Tool ASPAR, *International Journal of Fluid Power*, 3(1):7-20, 2002.
26. Wieczoreck, U. and Ivantysynova, M., Computer Aided Optimization of Bearing and Sealing Gaps in Hydrostatic Machines-The Simulation Tool ASPAR, *International Journal of Fluid Power*, 3(1):7-20, 2002.

27. Kakoulis, Y. P., Slipper Lubrication in Axial Piston Pumps, M.Sc. Thesis University of Birmingham, 1977.
28. Harris, R. M., Edge, K. A. and Tilley, D. G., Slipper Pads in Swashplate-Type Axial Piston Pumps, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, March 1996, pp 41-47, 1996.
29. Bergada, J. M. Watton, J., A Direct Leakage Flow Rate Calculation Method for Axial Pump Grooved Pistons and Slippers, and its Evaluation for a 5/95 Fluid Application, 5th JFPS International Symposium on Fluid Power, Nara, Japan. November 13, 2002.
30. Bergada, J. M. and Watton J., Axial Piston Pump Slipper Balance with Multiple Lands, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. IMECE 2002. New Orleans Louisiana November 17-22, 2, Paper No. 39338, 2002.
31. Bergada, J. M. and Watton, J., Force and Flow Through Hydrostatic Slippers with Grooves, The 8th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, FLUCOME, Chengdu, China, Paper No. 240, 2005.
32. Bergada, J.M., Watton, J. and Kumar, S., "Pressure, Flow, Force and Torque Between the Barrel and Port Plate in an Axial Piston Pump," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 130(1):011011-1/16, 2008.
33. Watton, J., Modelling Monitoring and Diagnostic Techniques for Fluid Power Systems. Springer, 2007
34. Wang, X., Yamaguchi, A., Characteristics of Hydrostatic Bearing/Seal Parts for Water Hydraulic Pumps and Motors, Tribology International, 35:435-442, 2002.
35. Nie, S.L., Huang, G.H., Li, Y.P., Tribological Study on Hydrostatic Slipper Bearing with Annular Orifice Damper for Water Hydraulic Axial Piston Motor, Tribology International 39:1342-1354, 2006.

36. Karkoub, M.A., Gad, O.E. and Rabie, M.G. Predicting Axial Piston Pump Performance Using Neural Networks, *Mechanism and Machine Theory*, 34:1211-1226, 1999.
37. Koç, E. and Hooke, C.J. Considerations in the Design of Partially Hydrostatic Slipper Bearings, *Tribology International*, 30:815-823, 1997.
38. Kovalchenk, A., Ajayi, O., Erdemir, A., Fenske, G. and Etsion, I., The effect of Laser Surface Texturing on Transitions in Lubrication Regimes During Unidirectional Sliding Contact, *Tribology International*, 38:219-225, 2005.
39. Etsion, I., Improving Tribological Performance of Mechanical Components by Laser Surface Texturing, *Tribology Letters*, 17:4, 2004.
40. Koç, E., Canbulut, F., Eksenel Hidrostatik – Hidrodinamik Yatak Deney Düzenegi Tasarımı ve İmalatı, ODTÜ, Ankara, 561-570, 19-21 Eylül, 1990.
41. Solmaz, E., Babalık, F.C. and Öztürk, F., Multicriteria Optimization Approach for Hydrostatic Bearing Design, *Industrial Lubrication and Tribology*, 54:20-25, 2002.
42. Koç, E., Canbulut, F., Hidrostatik Eksenel Kaymalı Yatakların Teorik ve Deneysel Analizi - Sistem Rijitliği, *Mühendis ve Makine*, Cilt-38 Sayı: 444, 1991.
43. Koç, F., Yüzey Pürüzlülüğünün Yağlamaya Etkileri, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 1994.
44. Gualtieri, E., Borghi, A., Calabri, L., Pugno, N. and Valeri, S., Increasing Nanohardness and Reducing Friction of Nitride Steel by Laser Surface Texturing, *Tribology International*, 10-1016, 2008.
45. Borghi, A., Gualtieri, E., Marchetto, D., Moretti, L. and Valeri, S., Tribological effects of surface texturing on nitriding steel for high-performance engine application, *Wear*, 265:7-8, 2008.
46. Canbulut, F., The Experimental Analyses of the Effects of the Geometric and Working Parameters on the Circular Hydrostatic Thrust Bearings, *JSME, Series C*, Vol.48 No.4, 2005.

47. ErdođuŖ, B., Dairesel Cepli Hidrostatik Eksenel Kaymalı Yatakların Performansında Etkili Olan Parametrelerin Optimum Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 2008

ÖZGEÇMİŞ

Erkan YILMAZ 1983 yılında Zara'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Zara'da tamamladı. 2002'de kazandığı Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 2007 yılında mezun oldu. Aynı yıl Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisansa başladı. Halen özel bir şirkette makine mühendisi olarak görev yapmaktadır.

Adres : İldem Cumhuriyet Mah. Delice Sok. 12/28
38180 MELİKGAZI/KAYSERİ
Telefon : 0 352 247 64 73
e-posta : yilmazerkn@gmail.com