



**T.C.  
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
SİVİL HAVACILIK ANABİLİM DALI**

**KAYMALI YATAKLAR VE PİSTONLU POMPALARDA FARKLI  
VİSKOZİTEYE SAHİP YAĞLARIN ÇALIŞMA PERFORMANSININ  
DENEYSEL ANALİZİ**

**Hazırlayan  
Yusuf SÖYLER**

**Danışman  
Doç. Dr. Ali Osman KURBAN**

**Yüksek Lisans Tezi**

**Ekim 2015  
KAYSERİ**



**T.C.  
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
SİVİL HAVACILIK ANABİLİM DALI**

**KAYMALI YATAKLAR VE PİSTONLU POMPALARDA  
FARKLI VİSKOZİTEYE SAHİP YAĞLARIN ÇALIŞMA  
PERFORMANSININ DENEYSEL ANALİZİ  
(Yüksek Lisans Tezi)**

**Hazırlayan  
Yusuf SÖYLER**

**Danışman  
Doç. Dr. Ali Osman KURBAN**

**Bu çalışma; Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi  
tarafından FYL-2013-4772 kodlu proje ile desteklenmiştir.**

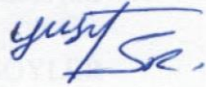
**Ekim 2015  
KAYSERİ**

## BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Adı-Soyadı: Yusuf SÖYLER

İmza:

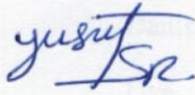


## YÖNERGEYE UYGUNLUK

**“Kaymalı Yataklar ve Pistonlu Pompalarda Farklı Viskoziteye Sahip Yağların Çalışma Performansının Deneysel Analizi”** adlı Yüksek Lisans tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ne uygun olarak hazırlanmıştır.

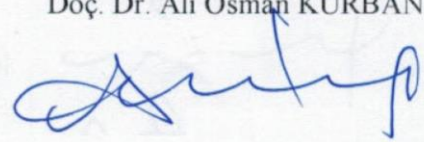
Tezi Hazırlayan

Yusuf SÖYLER

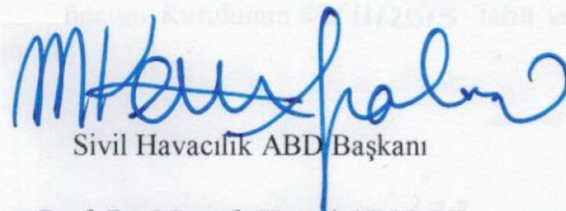


Danışman

Doç. Dr. Ali Osman KURBAN



14/2015 15.01.2015



Sivil Havacılık ABD Başkanı

Prof. Dr. Mustafa Kemal APALAK

Doç. Dr. Ali Osman Kurban danışmanlığında **Yusuf Söyler** tarafından hazırlanan “**Kaymalı Yataklar ve Pistonlu Pompalarda Farklı Viskoziteye Sahip Yağların Çalışma Performansının Deneysel Analizi**” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Sivil Havacılık Anabilim Dalında **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

28/10/2015

**JÜRİ:**

Danışman: Doç. Dr. Ali Osman KURBAN  
Üye : Yrd. Doç. Dr. Adem KARCI  
Üye : Yrd. Doç. Dr. Mustafa TINKIR

**ONAY:**

Bu tezin kabulü Enstitü Yönetim Kurulunun 03/11/2015 tarih ve 2015/45-02 sayılı kararı ile onaylanmıştır.

Prof. Dr. Kâzım KEŞLİOĞLU

Enstitü Müdürü

## ÖNSÖZ / TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca farklı bakış açıları ve bilimsel katkılarıyla beni aydınlatan, yakın ilgi ve yardımlarını esirgemeyen ve bu günlere gelmemde en büyük katkı sahibi sayın hocam Doç. Dr. Ali Osman KURBAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Deneysel çalışmalarım sırasında karşılaştığım zorlukları aşmamda yardımlarından dolayı değerli arkadaşlarım Arş. Gör. Metin UZUN ve Arş. Gör. Ömer ÇAM'a teşekkür ederim.

Bu tez çalışmasına maddi destek veren Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne (Proje No: FYL-2013-4772) teşekkür ederim.

Ayrıca; çalışmalarım süresince sabır göstererek beni daima destekleyen aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

Yusuf SÖYLER

Kayseri, Ekim 2015

# KAYMALI YATAKLAR VE PİSTONLU POMPALARDA FARKLI VİSKOZİTEYE SAHİP YAĞLARIN ÇALIŞMA PERFORMANSININ DENEYSEL ANALİZİ

Yusuf SÖYLER

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi, Ekim 2015

Tez Danışman: Doç. Dr. Ali Osman KURBAN

## ÖZET

Endüstriyel uygulamalarda, hidrolik güç sistemlerinin önemli elemanları olan; kaymalı yataklar, takım tezgahları, aksel pistonlu pompalar ve bunların kritik elemanı olan kayıcı pabuçlar hidrostatik/hidrodinamik çalışma prensibine göre dizayn edilmektedir. Bu sistemlerde kullanılacak olan yağlar, sistemin çalışma performansını etkilemektedir. Buna göre sistemde tercih edilen yağlar, çalışma parametreleri dikkate alınarak seçilmelidir. Yapılan bazı kabuller ile uygun yağın seçimi, teorik olarak bulunabiliyorsa da gerçeğe en yakın değerlerin deneyler yapılarak bulunması daha uygundur.

Bu uygulamalı deneysel araştırma çalışmasında çalışmada dairesel cepli hidrostatik kaymalı yatakların çalışma şartları ve viskozitesi farklı yağların pompa performansına etkileri deneysel olarak araştırılarak, test edilerek belirlenmiştir. Aksel pistonlu pompalarda, farklı viskozite değerlerine sahip yağlar ve düzgün yüzey formuna sahip pabuç kullanılarak, farklı basınç ve devir hızlarında deneysel çalışmalarla gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler ile yağ film kalınlığı, aksel yük değişimi, sistem rijitliği, viskoz moment kaybı, güç kaybı ve pompa gücü değerleri belirlenmiştir.

Uygulanan yükleme basıncının artmasıyla, sentetik yağın film kalınlığı, hidrolik yağlara göre yaklaşık üç kat daha fazla olmaktadır. Bu artış ile metal-metal temasının önlenilebileceği ve sistemin verimli olarak çalışabileceği sonucuna varılmıştır. Viskozitenin artmasıyla birlikte sistemdeki viskoz moment kaybı ve güç kaybı azalmakta olup, sentetik yağlar kaybın az olması istenilen yerlerde tercih edilmelidir. Yağ film kalınlığının düşük olması nedeniyle, rijitliğin önemli olduğu yerlerde hidrolik yağ kullanımının daha uygun olduğu sonucuna varılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Aksel pistonlu pompa; viskozite; film kalınlığı; güç kaybı.



**EXPERIMENTAL ANALYSIS OF OPERATION PERFORMANCE FOR THE  
OILS HAVE DIFFERENT VISCOSITY VALUES ON SLIPPER BEARINGS  
AND PISTON PUMPS**

**Yusuf SÖYLER**

**Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences**

**M.Sc. Thesis, October 2015**

**Supervisor: Prof. Dr. Ali Osman KURBAN**

**ABSTRACT**

In industrial applications, slipper bearings, machine tools, axial piston pumps which are major elements of hydraulic power systems are designed according to the working principals of hydrodynamic and hydrostatic. The oils will be used on these systems affect the operational performance of system. Accordingly, oil preferred in the system should be selected taking into consideration parameters. Although the selection of proper oil by some assumptions experienced can be ascertained theoretically, the nearest values should be ascertained doing the experiments.

In this experimental research work, working conditions of hydrostatic slipper bearings with circular pocket and the effects of oils which are different viscosity on pump performance is determined experimentally. Experimental studies have realized under different pressure and cycle speed values by using the oils which are different viscosity and forms of smooth surface on slipper bearings in axial piston pumps. The effects of variables such as film thickness, axial load differential, system rigidity, viscose moment loss, power loss and pump power are determined by the data.

The film thickness of synthetic oil is greater than about three times according to the hydraulic oil by increasing applied load pressure. It is concluded that it will allow the system to work efficiency and prevent the metal-metal contact. The synthetic oil should be preferred on the situations intended less loss due to decreasing viscose moment and power loss in conjunction with increasing viscosity. It is concluded that hydraulic oil usage is more appropriate on the situations that rigidity is more important due to thinner oil film thickness.

**Keywords:** Axial piston pump; viscosity; film thickness; power loss.

## İÇİNDEKİLER

### KAYMALI YATAKLARDA FARKLI GEOMETRİK YAPI VE HIZLARDAKİ ÇALIŞMA PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI

	<u>Sayfa</u>
BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK SAYFASI.....	ii
YÖNERGEYE UYGUNLUK SAYFASI.....	iii
KABUL VE ONAY SAYFASI.....	iv
ÖNSÖZ/TEŞEKKÜR .....	v
ÖZET .....	vi
ABSTRACT .....	vii
İÇİNDEKİLER.....	viii
KISALTMA VE SİMGELER .....	x
TABLolar LİSTESİ.....	xii
ŞEKİLLER LİSTESİ .....	xiii
<b>GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>

## 1. BÖLÜM

### GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

<b>1.1. Giriş .....</b>	<b>3</b>
<b>1.2. Kaymalı Yataklar.....</b>	<b>3</b>
<b>1.2.1 Kaymalı Yatakların Sınıflandırılması.....</b>	<b>4</b>
<b>1.3. Hidrodinamik Yağlama .....</b>	<b>5</b>
<b>1.4. Hidrostatik Yağlama.....</b>	<b>6</b>
<b>1.5. Literatür Araştırması .....</b>	<b>7</b>

## 2. BÖLÜM

### YÖNTEM VE MATERYAL

2.1. Giriş .....	15
2.2. Deneysel Çalışmalar .....	15
2.2.1. Düz Yüzeyle Pabuçlarda Eksenel Yük, Rijitlik, Yağ Film Kalınlığı, Moment Kaybı ve Pompa Gücünün Teorik Analizi .....	15
2.3. Deney Tesisatı.....	19
2.3.1. Ana Test Ünitesi .....	20
2.3.2. Güç Ünitesi .....	21
2.3.3. Kontrol ve Ölçüm Ünitesi .....	22
2.3.4. Yağ Soğutucu Ünitesi.....	24
2.4. Pabuç ve Orifizler .....	24
2.5. Deney Yöntemi .....	27

## 3. BÖLÜM

### BULGULAR

3.1. Giriş .....	32
3.2. Yağ Film Kalınlığı Değişimi.....	32
3.3. Eksenel Yük Değişimi .....	36
3.4. Hidrostatik-Hidrodinamik Sistemin Rijitliği Değişimi.....	40
3.5. Viskoz Moment Kaybı Değişimi .....	44
3.6. Güç Kaybı Değişimi .....	48
3.7. Pompa Gücü Değişimi.....	51

## 4. BÖLÜM

### TARTIŞMA-SONUÇ ve ÖNERİLER

4.1. Tartışma .....	56
4.2. Sonuçlar.....	56
4.3. Öneriler .....	59

KAYNAKLAR.....	60
----------------	----

ÖZGEÇMİŞ .....	66
----------------	----

## KISALTMALAR VE SİMGELER

<b><u>Sembol</u></b>	<b><u>Anlamı</u></b>	<b><u>Birimi</u></b>
$\omega$	Açısal Hız	(rad/s)
$P_{max}$	Maksimum Yükleme Basıncı	(Bar)
$h$	Yağ Film Kalınlığı	(mm)
$U$	Film Tabakası Hızı	(cm/s)
$R_i$	Pabuç Yatak İç Çapı	(mm)
$R_d$	Pabuç Yatak Dış Çapı	(mm)
$P_{giriş}$	Giriş Basıncı	(Bar)
$P_c$	Cep Basıncı	(Bar)
$P_p$	Pompa Basıncı	(Bar)
$Q_r$	Radyal Doğrultudaki Akış Debisi	(lt/dak)
$\eta$	Dinamik Viskozite	(Poise)
$\mu$	Kinematik Viskozite	(Stokes)
$W$	Eksenel Yük	(N)
$M_s$	Viskoz Moment Kaybı	(Nm)
$N_s$	Güç Kaybı	(W)
$N_p$	Pompa Gücü	(W)
$K_w$	Yük Faktörü	-
$q$	Akışkan Debisi	(lt/dak)
$n$	Devir Sayısı	(d/dak)
$k$	Hidrostatik Sistem Rijitliği	(N/mm)
$\rho$	Yağın Yoğunluğu	(kg/m <sup>3</sup> )
$T$	Yağın Sıcaklığı	(°C)
$D_s$	Flanş Çapı	(mm)
$r_0$	Kayıcılı Pabuç – Orifiz Yarıçapı	(mm)
$r_1$	Birinci Set Bölgesi İç Yarıçapı	(mm)
$r_2$	Birinci Set Bölgesi Dış Yarıçapı	(mm)
$r_3$	İkinci Set Bölgesi İç Yarıçapı	(mm)
$r_4$	İkinci Set Bölgesi Dış Yarıçapı	(mm)

<b><u>Sembol</u></b>	<b><u>Anlamı</u></b>	<b><u>Birimi</u></b>
$r_m$	Kenarlar Arası Ortalamama Yarıçap	(mm)
$r_{m1}$	Pabuç Cebi Kenarları Arası Ortalama Yarıçap	(mm)
$r_{m2}$	Birinci Set Bölgesi Kenarları Arası Ortalama Yarıçap	(mm)
$r_{m3}$	Kanal Kenarları Arası Ortalama Yarıçap	(mm)
$r_{m4}$	İkinci Set Bölgesi Kenarları Arası Ortalama Yarıçap	(mm)
$\alpha$	Pabuç Eğilme Açısı	(derece)
$\theta$	Pabuç Açısı	(derece)

## TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 2.1.	Kayıcı yatak geometrik boyutları ve çalışma parametreleri. ....	28
Tablo 2.2.	Deneysel çalışmada kullanılan yağ tipleri ve viskozite özellikleri. ....	29
Tablo 2.3.	Deneysel olarak elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri (Shell Tellus S2 M 68 / 40 bar 250 dev/dak). ....	29
Tablo 2.4.	Deneysel olarak elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri (Hidrotex DTA 68 / 40 bar 250 dev/dak). ....	30
Tablo 2.5.	Deneysel olarak elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri (Shell Helix HX7 AF 5W-30 / 40 bar 250 dev/dak).....	30
Tablo 3.1.	Shell Tellus S2 M 68 yağ film kalınlığı değişimi (mm).....	35
Tablo 3.2.	Hidrotex DTA 68 yağ film kalınlığı değişimi (mm).....	35
Tablo 3.3.	Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağ film kalınlığı değişimi (mm).....	36
Tablo 3.4.	Shell Tellus S2 M 68 yağı aksel yük taşıma kapasitesi değişimi (N) .....	39
Tablo 3.5.	Hidrotex DTA 68 yağı aksel yük taşıma kapasitesi değişimi (N).....	39
Tablo 3.6.	Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı aksel yük taşıma kapasitesi değişimi (N). ....	39
Tablo 3.7.	Shell Tellus S2 M 68 yağı yatak sistem rijitliği değişimi (N/mm). ....	43
Tablo 3.8.	Hidrotex DTA 68 yağı yatak sistem rijitliği değişimi (N/mm) .....	43
Tablo 3.9.	Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı yatak sistem rijitliği değişimi (N/mm) ...	43
Tablo 3.10.	Shell Tellus S2 M 68 yağı viskoz moment kaybı değişimi (Nm).....	47
Tablo 3.11.	Hidrotex DTA 68 yağı viskoz moment kaybı değişimi (Nm). ....	47
Tablo 3.12.	Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı viskoz moment kaybı değişimi (Nm) .....	47
Tablo 3.13.	Shell Tellus S2 M 68 yağı güç kaybı değişimi (W). ....	50
Tablo 3.14.	Hidrotex DTA 68 yağı güç kaybı değişimi (W). ....	51
Tablo 3.15.	Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı güç kaybı değişimi (W). ....	51
Tablo 3.16.	Shell Tellus S2 M 68 yağı pompa gücü değişimi (W). ....	54
Tablo 3.17.	Hidrotex DTA 68 yağı pompa gücü değişimi (W). ....	54
Tablo 3.18.	Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı pompa gücü değişimi (W) .....	55

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Kaymalı yatak .....	4
Şekil 1.2.	Hidrodinamik yağlama .....	5
Şekil 1.3.	Hidrostatik yağlama .....	6
Şekil 2.1.	Eksenel pistonlu pompa sistemi .....	16
Şekil 2.2.	Hidrostatik kayıcı yatak modeli .....	16
Şekil 2.3.	Deney tesisatı genel görünüşü .....	20
Şekil 2.4.	Ana test ünitesi görünüşü.....	21
Şekil 2.5.	Güç ve servo motor kontrol ünitesi .....	22
Şekil 2.6.	Kontrol ünitesi ve ölçüm ünitesi .....	23
Şekil 2.7.	Veri dönüşümünün yapıldığı “AMR WinControl 6” ara yüzü .....	23
Şekil 2.8.	Yağ soğutucu ünitesi .....	24
Şekil 2.9.	$R_i = 20 \text{ mm}$ cep içi çapına sahip pabuç ( $R_i/R_d = 0,5$ ).....	25
Şekil 2.10.	Orifizin geometrik boyutu .....	25
Şekil 2.11.	Üzerinden ölçüm yapılan pabuç.....	25
Şekil 2.12.	Kayıcı pabuç modeli ve basınç ölçüm konumları .....	26
Şekil 2.13.	Ana test ünitesi katı modeli .....	26
Şekil 2.14.	Deney düzeneği şeması .....	27
Şekil 3.1.	Shell Tellus S2 M 68 yağ film kalınlığı değişimi .....	33
Şekil 3.2.	Hidrotex DTA 68 yağ film kalınlığı değişimi.....	33
Şekil 3.3.	Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağ film kalınlığı değişimi.....	34
Şekil 3.4.	Shell Tellus S2 M 68 yağı eksenel yük değişimi .....	37
Şekil 3.5.	Hidrotex DTA 68 yağı eksenel yük değişimi .....	37
Şekil 3.6.	Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı eksenel yük değişimi .....	38
Şekil 3.7.	Shell Tellus S2 M 68 yağı yatak sistem rijitliği değişimi.....	40
Şekil 3.8.	Hidrotex DTA 68 yağı yatak sistem rijitliği değişimi .....	41
Şekil 3.9.	Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı yatak sistem rijitliği değişimi .....	41
Şekil 3.10.	Shell Tellus S2 M 68 yağı viskoz moment kaybı değişimi .....	44
Şekil 3.11.	Hidrotex DTA 68 yağı viskoz moment kaybı değişimi.....	45
Şekil 3.12.	Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı viskoz moment kaybı değişimi .....	45
Şekil 3.13.	Shell Tellus S2 M 68 yağı güç kaybı değişimi .....	48
Şekil 3.14.	Hidrotex DTA 68 yağı güç kaybı değişimi.....	49
Şekil 3.15.	Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı güç kaybı değişimi.....	49

Şekil 3.16. Shell Tellus S2 M 68 yağı pompa güç değişimi .....	52
Şekil 3.17. Hidrotex DTA 68 yağı pompa güç değişimi.....	52
Şekil 3.18. Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı pompa güç değişimi.....	53
Şekil 4.1. Kullanılan yağların faktörlere bağlı olarak avantaj/dezavantaj durumu .....	57



## GİRİŞ

Eksenel pistonlu pompalarda bulunan pistonlar, silindir bloğu içinde ve tahrik şaftının merkeziyle paralel olacak şekilde doğrusal olarak hareket ederler. Eksenel pompaların çoğu, giriş haznesinden çıkış haznesine akışkanı basmak için çok pistonlu ve geri döndürmez valfli olarak yapılmaktadır [1].

Pistonlar silindir yuvalarına yerleştirilmiş olup piston ayakları belirli bir açıda olan, eğik plakaya mafsallarla tutturulmuşlardır. Silindir bloğu döndüğü zaman piston ayakları, eğik plakayı takip etmekte ve pistonlar doğrusal olarak hareket etmektedir. Emme ve basma hücreleri ile valfler çıkış bloğuna yerleştirilmiştir. Bu pompalarda debi; pistonların sayısı, büyüklüğü ve strok değeri ile değişmektedir [1].

Bu çalışmada; eksenel pistonlu pompalarda kullanılan kayıcı pabuçları incelemek için bir deney tesisatında, farklı viskozite değerlerine sahip yağlar ile deneyler yapılmıştır. Pompa performansına etki eden, yük taşıma kabiliyeti, yağ film kalınlığı, sistem rijitliği, viskoz moment kaybı, güç kaybı ve pompa gücü değerleri incelenmiştir. Eksenel pistonlu pompalarda pompa performansı, kayıcı pabuçların farklı basınç ve dönme hızındaki çalışma parametrelerine, kullanılan orifiz çapına, pabucun yüzey formuna ve geometrik yapısına, kullanılan yağın viskozitesine göre değişim göstermektedir. Pompa performansının artması, sistemin çalışma parametrelerinin ve çalışma performansına uygun doğru yağın kullanılmasıyla sağlanabilir. Bu etkilerin doğru belirlenmesi optimum eksenel pistonlu pompa tasarımında ve kullanım amacına uygun viskozitedeki yağın tercih edilmesinde fayda sağlayacaktır.

Bu çalışmada pirinç malzemesinden imal edilen kayıcı pabuç ve orifizler, hidrostatik eksenel pistonlu pompa deney düzeneğinde incelenmiştir. Sabit geometrik yapıdaki pabuçların ve orifizlerin, farklı viskozite değerlerine sahip yağlar kullanılarak aynı ve farklı çalışma koşullarındaki 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 viskozitedeki yağlar ile çalışma durumlarındaki davranışları hakkında fikir elde edilmesi amaçlanmıştır.

“Kaymalı Yataklar ve Pistonlu Pompalarda Farklı Viskoziteye Sahip Yağların Çalışma Performansının Deneysel Analizi” isimli bu çalışma beş bölümden oluşmaktadır. Giriş bölümünde, eksenel pistonlu pompalar konusunun önemine değinilmiş ve tezin amacı anlatılmıştır. Birinci bölümde, eksenel pistonlu pompalar konusu ile ilgili temel bilgiler ve yapılan güncel çalışmalardan derlenen bir literatür çalışması yer almaktadır. İkinci bölümde, eksenel pistonlu pompalarda yağ film kalınlığı ( $h$ ), eksenel yük ( $W$ ), sistem rijitliği ( $k$ ), viskoz moment kaybı ( $M_s$ ), güç kaybı ( $N_s$ ) ve pompa gücü ( $N_p$ ) parametreleri üzerinde teorik analiz yapılmıştır. Ayrıca eksenel pistonlu pompa deney düzeneği üzerinde kullanılan yöntemler ve teknikler ile bunların uygulanış biçimleri açıklanmıştır. Üçüncü bölümde, deneysel ve teorik çalışmalar sonucunda elde edilen veriler grafik olarak gösterilmiş ve grafikler üzerinde değerlendirmeler yapılmıştır. Dördüncü bölüm ise tartışma, sonuç ve öneriler bölümüdür. Bu bölüm kapsamında, yapılan çalışmanın sonuçları tartışılarak, bundan sonra yapılabilecek çalışmalara yönelik öneriler ortaya konulmuştur.

## 1. BÖLÜM

### GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

#### 1.1. Giriş

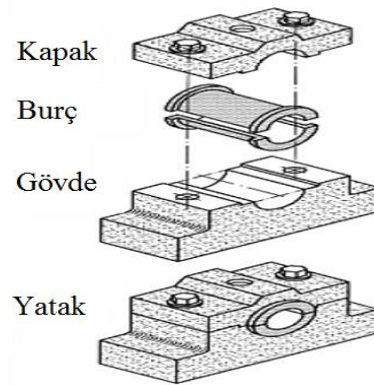
Dönel ve doğrusal hareket altında kuvvet ve hareket ileten mil, aks ve tabla gibi elemanların aksel ve radyal yönde üzerlerine gelen yükü taşıyan elemanlarına yatak adı verilir. Millerin, dönel ve doğrusal hareketlerini bir yerden başka bir yere nakletmek amacıyla üzerlerine dişli çark, zincir, kayış-kasnak ve kavramalar bağlanır. Yataklar da millerin bu görevlerini yapabilmesi için desteklik yapar ve millerin hareketini kolaylaştırır. Yataklar, kullanıldıkları sistemlerin çeşitli olması ve çalışma şartlarının değişken olması sebebiyle çok değişik tiplerde yapılır. Dönme olayının meydana geldiği kayma yüzeyinin cinsine ve dönme hareketine gösterdiği dirence göre; kaymalı (kayma dirençli) ve rulmanlı (yuvarlanma dirençli) yataklar olmak üzere iki ana grupta toplanabilir. Bu çalışmada ağırlıklı olarak kaymalı yataklar üzerinde durulacaktır.

#### 1.2. Kaymalı Yataklar

Kaymalı yataklar, sarsıntı ve titreşimli yerlerde uygun ve sürekli yağlama yapıldığı takdirde uzun ömürlü olup yaygın olarak kullanılırlar. Bu yataklar ucuzdur ve oldukça sessiz çalışır. Büyük güç veya kuvvetlerin iletilmesinde tercih edilir. İçten yanmalı motorlarda, krank millerinde, haddehane makinelerinde, takım tezgâhlarında, taşıma iletme ve kaldırma makinelerinde, bantlı konveyörlerde, konkasörlerde, helezonlu taşıyıcılarda, kara ve demir yolu taşıtlarında, değirmen makinelerinde ve endüstrinin birçok alanında kullanılır.

Kaymalı yatakta birinci amaç, mil ile yatak arasında kalın bir yağ filmi oluşturularak metalin metale temasını engellemek, böylece sürtünmeyi düşürmek ve aşınmayı ortadan kaldırmaktır (Bkz. Şekil 1.1). Bunun kısmen ya da hiç mümkün olmadığı durumlarda

ise kaymalı yatağın küçük sürtünmeler ve düşük aşınma ile uzun süre görev yapması istenir.



Şekil 1.1. Kaymalı yatak

### 1.2.1. Kaymalı Yatakların Sınıflandırılması

Kaymalı yataklar çeşitli durumlar dikkate alınarak sınıflandırılır. Kuvvet doğrultularına göre aksel ve radyal, yağlama bakımından ise kuru, sınır ve sıvı sürtünmeli yataklardır.

#### a. Yatağa gelen yükün yönüne göre;

1. Enine (Radyal) Kaymalı Yatak: Yatak eksenine dik doğrultuda yük taşıyan yataklara verilen addır.
2. Aksel (Aksiyal) Kaymalı Yatak: Yatak eksenine doğrultusunda yük taşıyan yataklara da aksel yataklar adı verilir.

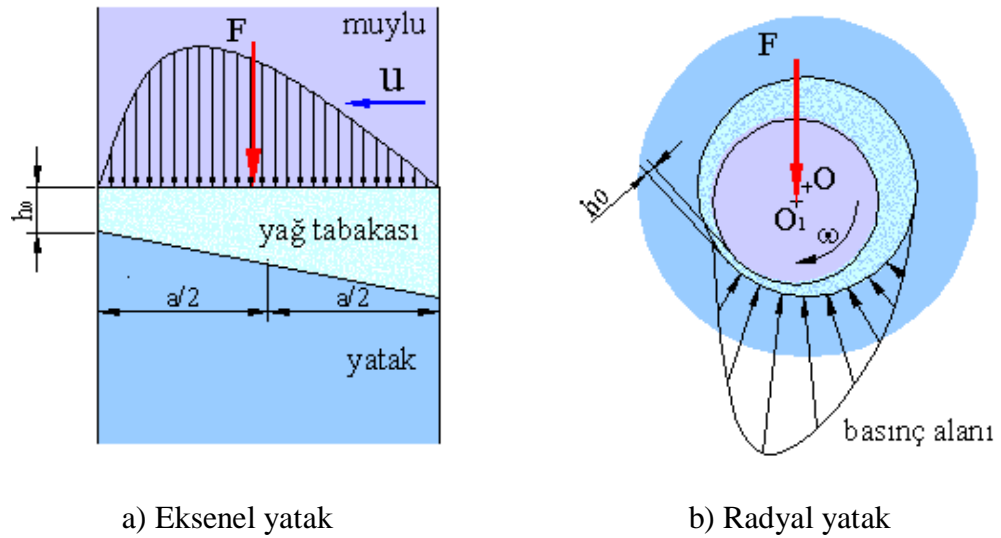
#### b. Yatak içindeki yağlama durumuna göre;

1. Kuru Sürtünme: Yağın olmadığı metalin metal üzerinde kaydığı sürtünme şeklidir. Kuru sürtünmeli çalışma yağın istenmediği yerlerde(örneğin gıda sanayinde) tercih edilir.
2. Sınır Sürtünme: Yağın olduğu fakat parçaları birbirinden tamamen ayıracak bir basıncın oluşmadığı, kısmen temasların olduğu sürtünme şeklidir. Bakım gerektirmeyen durumlarda sınır yağlamayı sağlayabilecek kadar yağ filmi oluşturabilen yataklarda kullanılır. Ayrıca sınır sürtünmeli yatakların kuru sürtünme şartlarında da ortalama bir performans göstermesi beklenir.

3. Sıvı Sürtünme: İki metalin bir yağ filmi ile birbirlerinden tamamen ayrıldığı sürtünme şeklidir. Daha çok tercih edilen çalışma biçimi sıvı sürtünmedir. Bunu sağlamanın iki farklı yolu vardır. Basıncın kendiliğinden oluştuğu hidrodinamik yağlama ve dışarıdan bir pompa yardımıyla basıncın oluşturulduğu hidrostatik yağlamadır.

### 1.3. Hidrodinamik Yağlama

Hidrodinamik yağlamanın çalışma prensibi oldukça ilginçtir (Bkz. Şekil 1.2). Beauchamp Tower adlı bir İngiliz yatak sürtünmeleri ile ilgili bir deney sırasında ilginç bir keşif yaptı. Eğer kaymalı yatakta yeteri kadar yağ olursa mil döndüğünde kendiliğinden yükü karşılayacak bir basınç oluşmaktadır. Bu durum şöyle açıklanır;



Şekil 1.2. Hidrodinamik yağlama

Dönmeyen bir milde, yatak boşluğu sebebiyle mil yükün olduğu yönde küçük bir eksen kaçıklığı ile yatak yüzeyine oturur. Dönme başladığında viskoz sıvı mil tarafından harekete geçirilerek milin yaslandığı tarafa itilir. Bu sıvı kama etkisi yaparak o bölgede basıncın yükselmesini sağlar. Sıvıda kendiliğinden oluşan bu basınç mili taşıyacak güçtedir ve mil yağ filmi üzerinde tamamen sıvı sürtünme ile döner.

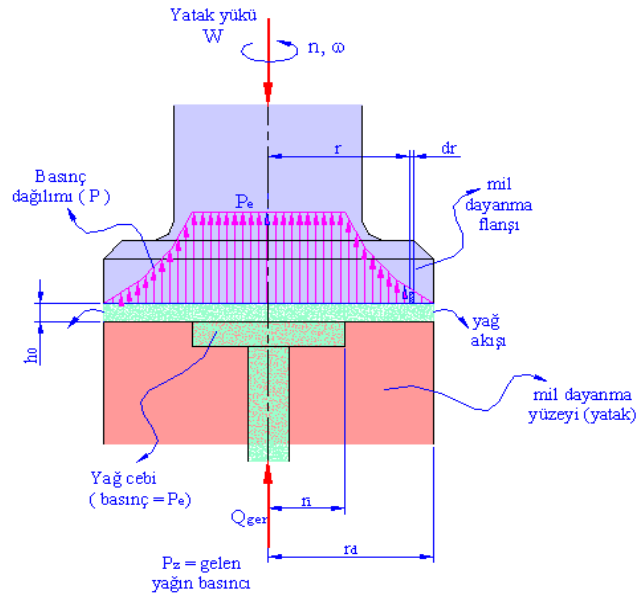
Yükün dönme etkisiyle oluşan basınç tarafından karşılanmasına hidrodinamik yağlama adı verilir. Kaymalı yataklarda aşınmaların çoğu, hareketin başlangıç ve bitimindedir.

Hidrostatik yağlama, milin dönme hareketine bağlı olduğundan hareketin başlangıcında ve sonunda (hızın düştüğü anlarda) kısmen sıvı kısmen de kuru sürtünme vardır. Bu da ilk harekette daha büyük kuvvetler ve aşınma demektir.

Hidrostatik esasına göre çalışan yataklarda dikkat edilecek en önemli husus, yatakta açılacak yağ kanallarının şekli ve konumudur. Bu kanalların basıncın olduğu bölgede ya da çepeçevre açılması basıncı olumsuz yönde etkileyecektir. Kanalların olduğu kısımda ve yakın çevrelerinde kama etkisi oluşamayacağından tüm yatak yüzeyinde oluşan basınç zayıflatılmış olacaktır. Ayrıca yağın yanlardan gelmesi yerine ortadan gelmesi tercih edilmelidir. Ortadan uçlara doğru akan yağ daha iyi bir akış ve daha iyi bir soğutma sağlayacaktır.

#### 1.4. Hidrostatik Yağlama

Hidrostatik sıvı sürtünme halinde dış yükün dengelenmesi ve yüzeylerin birbirinden ayrılması için gereken basınç bir yüksek basınçlı pompa vasıtasıyla dışarıdan sağlanır. Yağ, basınç ile yüzeyler arasına gönderilir. Bu durumda bütün sistemlerde, yüzeylerin kinematik ve geometrik şartlarına bağlı olmaksızın sıvı sürtünme sağlanabilir. Yani hidrostatik sıvı sürtünme hareketsiz yüzeylerde de oluşturulabilir. Kuru ve sınır sürtünmenin bulunmadığı bu yağlama durumunda aşınma da yoktur.



Şekil 1.3. Hidrostatik yağlama

Hidrostatik aksenal kaymalı yataklarda yatak yükünün dengelenmesi ve yüzeylerin birbirinden ayrılması için gereken basınç, bir yüksek basınçlı pompa vasıtasıyla sağlanarak basınçlı yağ mil ile yatak arasına gönderilir (Bkz. Şekil 1.3). Hidrostatik yataklarda mil ile yatak yüzeyleri birbirine paralel olup yataktaki yağ basıncı mil hızına bağlı değildir. Yüzeyler milin harekete geçişinden nominal hıza ulaşıncaya kadar geçen sürede de birbirinden yağ filmi ile ayrılır. Yani bu yataklarda sürekli olarak sıvı sürtünme hali vardır. Bu nedenle mil-yatak yüzeylerinde aşınma meydana gelmez ve sürtünme katsayısı küçüktür. Çok düşük çalışma hızlarında dahi yüzeyler arasında metal-metal teması yoktur.

#### **Avantajları:**

- Yük taşıma kapasiteleri ve yağ film kalınlığı, yüzeylerin izafi kayma hızından bağımsızdır ve yağ filmi milin dönme hızı sıfırken meydana gelir.
- Büyük rijitlik ve sönümleme özellikleri vardır.
- Aşınma meydana gelmez ve sürtünme direnci çok düşüktür.

#### **Dezavantajları:**

- Sistemin boyutlarının büyük ve karmaşık olması.
- Yağ pompalarının montaj ve bakım maliyetleri.
- Yüksek hızlarda pompanın bozulması ve bunun sonucu yağ filminin tamamen kaybolma riski.

### **1.5. Literatür Araştırması**

Eksenel pistonlu pompalar; sağladıkları önemli avantajları nedeniyle birçok yayın yapılmış olup literatürde bu konuda çok sayıda çalışmaya ulaşılabilir. Yapılan çalışmaların büyük bir kısmı aksenal pistonlu pompalar ve motorlarının performansının geliştirilmesi üzerine odaklanmıştır. Deneysel ve analitik çalışmaların büyük bölümü pabuç üzerindeki kuvvet ve tork analizi ile ilgilidir. Yapılan literatür araştırmasında aksenal 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 aksenel pistonlu pompalar ve motorlarda etkisini deneysel ve teorik olarak 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], farklı çalışma koşullarındaki eksensel pistonlu pompaların verimini artırabilecek şekilde pabuçların performansını belirleyebilmek için bir deney tesisatı geliştirmişlerdir. Pabuçlarda 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 pürüzlülüğü, 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 üzerindeki performanslarını belirlemek için kullanılmıştır. Yapay sinir ağın paralel öğrenme yapısı nedeniyle, tanıtılan sinir ağı modeli bu tür sistemleri analizinde üstün performans göstermiştir. Deneysel ve simülasyon sonuçlarına göre sinir ağı tam anlamıyla istenilen değerleri vermiştir. Sonuç olarak, bu tür sinir ağı ile tahmin yöntemlerinin gerçekte kullanılan yatak sistemlerine uygulanabilir olduğu gözlemlenmiştir.

Canbulut ve arkadaşları [4], dairesel cepli hidrostatik aksenel kaymalı yatakların geometrik boyutlarının ve çalışma parametrelerinin yatak performansına olan etkilerini araştırmışlardır. Bu araştırmaya göre;  $1,5 \mu$  yüzey pürüzlülüğü,  $0,55 (R_i/R_d)$  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], aksenel 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 tesiatı 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.

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

Hooke ve Kakoullis [19], Koç ve arkadaşları [20], Kobayashi ve arkadaşları. [21], Harris ve arkadaşları [22], Wieczoreck ve Ivantysynova [23] 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 Kakoullis [24] 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 [25], 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 zerindeki merkezci eğik moment hareketinin hız ile arttığı, yüksek hızlarda pabuç ve döner tabla arasında temasın oluşabileceği sonucuna varılmıştır.

Begrada ve arkadaşları [26], [27], [28], [29], ve Watton [30], 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 [31], 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 elik-paslanmaz elik ve paslanmaz elik-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 [32], dairesel cepli su hidrolikli eksenel 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 açısız hızlarda elde edilen santrifüj 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 [33], aksel 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 aksel pistonlu pompanın stabil durumdaki ve dinamik davranışını öngörmek için kullanılmıştır. Deneysel veriler, sinir ağının eğitilmesinde kullanılmıştır. Sonuç olarak, aksel pistonlu pompaların karmaşık sistemlerinin modellenmesinde nöral ağın büyük bir potansiyeli olduğu görülmüştür.

Koç ve Hooke [34], araştırmaların da, yüksek basınçta çalışan aksel piston pompalarında kullanılan hidrostatik yatakların tasarımını incelemek ve kaymalı yatakların minimum film kalınlığını ve yüksek basınçlı sıvıların kaybının hesaplanabileceği bir tasarım prosedürünün 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 orifitsiz pabuçların tatmin edici düzeyde, mümkün olan en büyük dirençle çalıştığı görülmüştür.

Kovalchenk ve arkadaşları [35], 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 viskozite 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 hidrodinamik yağlamada 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 direnci, sürtünme katsayısı ve benzeri tribolojik mekanik özelliklerin belirgin şekilde geliştirilebilir olduğu görülmüştür. Etsion [36] 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 tribolojik bileşenlerin üzerinde LYİ'nin kullanma potansiyeli belirlemek için teorik modeller geliştirilmiş ve laboratuvar testleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneylerin tamamında dokulandırılmamış yüzeylerle karşılaştırıldığında LYİ yüzeylerinin mevcut sürtünmeyi azalttığı görülmüştür.

Koç ve Canbulut [37], 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 [38] 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 [39], 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 [40], dairesel cepli hidrostatik aksel kaymalı yataklarda yüzey pürüzlülüğünün yağlamaya etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Kayıcı pabuçlardaki yağ kaçakları ve güç kayıpları, üç değişik ortalama yüzey pürüzlülüğü Ra 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 [41], Borghi ve arkadaşları [42] çalışmalarında da, motor uygulamalarında nitrürlenmiş çeliğin üzerinde yapılan yüzey dokulandırılmasının tribolojik etkileri araştırmışlardır. Hidrodinamik, karışık ve sınır yağlama rejimlerinde, özellikle yüzey dokulandırma yapılmamış ve yapılmamış 30NiCrMo12 çelik üzerinde tribolojik özellikler mukayese edilmiştir. Benzer işletme koşullarında dokulanmamış yüzeyler göz önüne alınarak, dokulanmanın sürtünme katsayısını ve aşınmayı azalttığı sonucuna varmışlardır.

Canbulut [43], 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 [44], dairesel cepli hidrostatik eksenel 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.

Yılmaz [45], endüstriyel uygulamalarda, hidrolik güç iletim sistemlerinin kaçınılmaz elemanı olan eksenel pistonlu pompalar ve bunların kritik elemanı olan kayıcı pabuçların hidrostatik/hidrodinamik çalışma prensibine göre deneysel analizini gerçekleştirmiştir. 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.

Bu çalışma, eksenel pistonlu pompaların hidrostatik-hidrodinamik prensiple çalışan kayıcı pabuçlar üzerine yapılmıştır. Kayıcı yataklar ile 0.7 mm sabit orifiz çapına sahip pabuçlar arasında farklı viskozite değerlerine sahip üç çeşit yağ kullanılarak yağ film kalınlığı, eksenel yük, rijitlik, viskoz moment kaybı, güç kaybı ve pompa gücü değerleri incelenmiştir.

## 2. BÖLÜM

### YÖNTEM VE MATERYAL

#### 2.1. Giriş

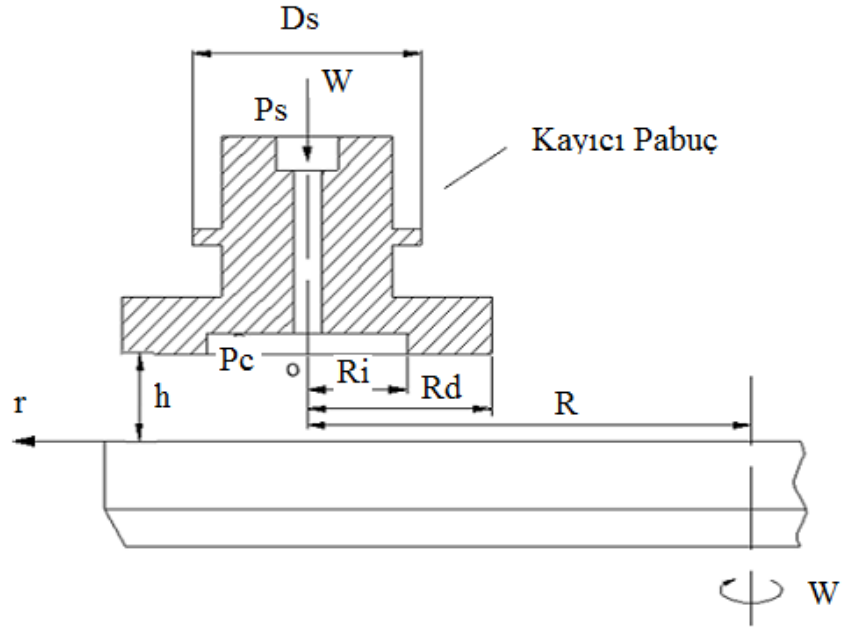
Eksenel pistonlu pompalar eşit sayıda piston taşıyan bir silindir bloğundan oluşmaktadır. Her bir piston yatağına kayıcı pabuç conta ile bağlanmış olup bir döner tabla üzerinde kayma hareketi yapmaktadır. Contalar sızdırmazlık sağlayıp kayıcı pabuçların sürekli olarak döner tablaya paralel kalmasını sağlamaktadır. Pompa çalıştığında yağ basıncıyla birlikte silindir bloğu içerisine yerleştirilmiş olan kayıcı pabuçlar döner tabla üzerinde kayma hareketi yaparlar. Tüm pistonların birleştirilmiş etkisi ile sürekli yağ akışı sağlanır.

#### 2.2. Deneysel Çalışmalar

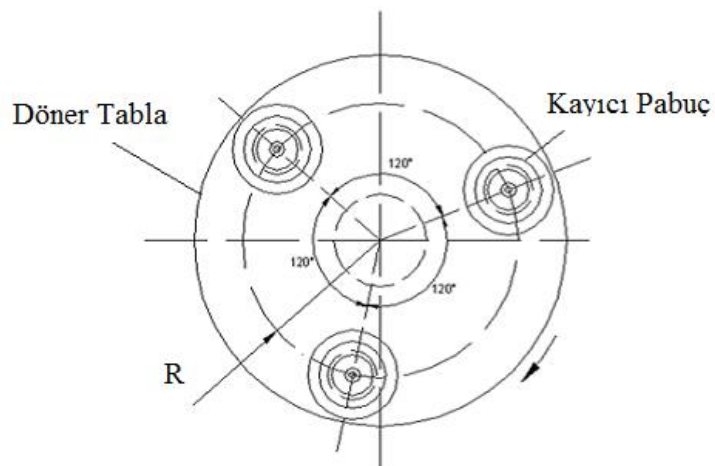
##### 2.2.1. Düz Yüzeyle Pabuçlarda Eksenel Yük, Rijitlik, Yağ Film Kalınlığı, Moment Kaybı ve Pompa Gücünün Teorik Analizi

Eksenel pistonlu pompalar ve motorlardaki kayıcı pabuçlar hidrostatik-hidrokinamik yağlama prensibine göre çalışmaktadırlar. Bu çalışmada kayıcı pabuçlar üzerinde deneylerin yapılabilmesi için test ünitesi tasarlanmıştır (Bkz. Şekil 2.1). Şekil 2.2’de deneyde kullanılan tipik bir hidrostatik yatak-plaka sistemi gösterilmektedir. 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 kaçacağına neden olacak şekilde

büyük olmalıdır. Dolayısıyla, bu kritik alan dinamik çalışma şartlarının dikkate alındığı hallerde oldukça önem arz etmektedir.



Şekil 2.1. Eksenel pistonlu pompa sistemi [1]



Şekil 2.2. Hidrostatik kayıcı yatak modeli [1]



Dairesel cepli hidrostatik yatakların analitik çözümleri mümkündür. Şekil 2.1 esas alındığında hidrostatik yatak üzerinde sonsuz küçüklikteki bir alan için akış denklemi [44];

$$q = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{dP}{dr} 2\pi r \quad (2.1)$$

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

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

$$q = \frac{\pi h^3}{6\eta \ln(R_d/R_i)} P_c \quad (2.2)$$

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

$$P = P_c \frac{\ln(R_d/r)}{\ln(R_d/R_i)} \quad (2.3)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Yük taşıma kapasitesi:

$$W = \pi R_1^2 P_r + 2\pi \int_{R_1}^{R_2} r p dr = \frac{1-(R_i/R_d)}{2 \ln(R_d/R_i)} A P_r \quad (2.4)$$

şeklinde tanımlanmakta olup, burada  $P_c$  cep basıncı  $R_d$  ve  $R_i$  sırasıyla yatağın dış ve iç yarıçaplarıdır.  $A$  ise cep ve set bölgelerinin birleştirilmiş alanıdır.  $P$  basınç ifadesi denklem (2.3) değerlendirilerek gerekli kısaltmalar yapılırsa;

Eksenel yük:

$$W = \pi P_c K_W \quad (2.5)$$

olarak elde edilebilir.

Burada  $K_W$  yük faktörü olarak tarif edilmiş olup, aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$K_W = \frac{1}{2} \frac{R_d^2 - R_i^2}{2 \ln(R_d/R_i)} \quad (2.6)$$

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

$$q = \frac{\pi P_c h^3}{6\eta \ln(R_d/R_i)} \quad \text{ve} \quad h^3 = q \frac{6\eta \ln(R_d/R_i)}{\pi P_c} \quad (2.7)$$

veya yük cinsinden

$$q = \frac{Wh^3}{3\eta(R_d^2 - R_i^2)} \quad h^3 = q \frac{3\eta(R_d^2 - R_i^2)}{W} \quad (2.8)$$

şeklinde ifade edilebilir.

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. Genel olarak hidrostatik sistemin rijitliği;

$$k = -\frac{dW}{dh} \quad (2.9)$$

şeklinde tanımlanır. (-) işareti herhangi bir matematiksel anlam taşımamaktadır. Rijitlik ( $k$ ),  $h$  yağ film kalınlığına göre türev alınarak denklem (2.9)' dan,

$$k = 3 \frac{W}{h} \quad (2.10)$$

elde edilir.

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

$$dM_s = \eta 2\pi^3 r d_r \frac{\omega}{h} \quad (2.11)$$

ifadesinden,

$$M_s = \pi\eta \frac{\omega}{h} \int_{R_i}^{R_d} r^3 d_r \quad (2.12)$$

veya

$$M_s = \frac{\pi}{2} \eta \frac{\omega}{h} (R_d^4 - R_i^4) \quad (2.13)$$

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

$$N_s = \frac{\pi}{2} \eta \frac{\omega^2}{h} (R_d^4 - R_i^4) \quad (2.14)$$

şeklinde tarif edilir.

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.

Sisteme  $P_c$  basıncında  $q$  debisinde yağ sevk edecek olan pozitif iletimli pompanın gücü,

$$N_p = q \frac{W}{\pi \left( \frac{R_d^2 - R_i^2}{2 \ln(R_d/R_i)} \right)} \quad (2.15)$$

şeklinde hesap edilir. Düzenleme yapıldığında bu güç ifadesi,

$$N_p = \frac{2}{3} \frac{W^2 h^3 \ln(R_d/R_i)}{\eta \pi (R_d^2 - R_i^2)} \quad (2.16)$$

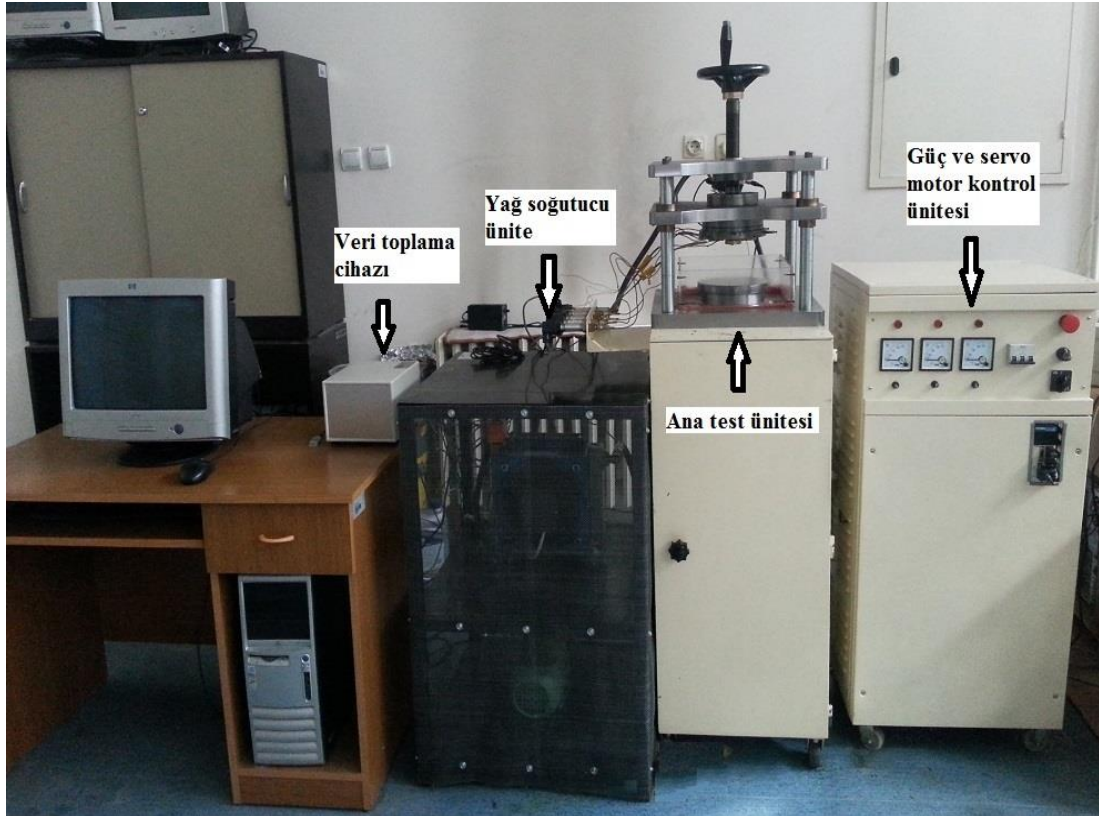
olur.

Pompa gücü, sisteme belirli bir basınçta ve debide yağ sevk edebilecek yapıdaki pompanın gücüdür. Pompa performansı açısından bu gücün dikkate alınması gerekmektedir.

### 2.3. Deney Tesisatı

Tez kapsamında yapılan çalışmada, aksenel pistonlu pompaların verimliliği üzerinde önemli bir etkiye sahip olan ve hidrodinamik-hidrostatik prensiple çalışan pabuçlarda, farklı viskozite değerlerine sahip üç çeşit yağ kullanılarak yükleme basıncı ve devir sayılarının pompa performansı üzerine olan etkileri araştırılmıştır. Deney tesisatı görünüşü Şekil 2.3'te verilmektedir.

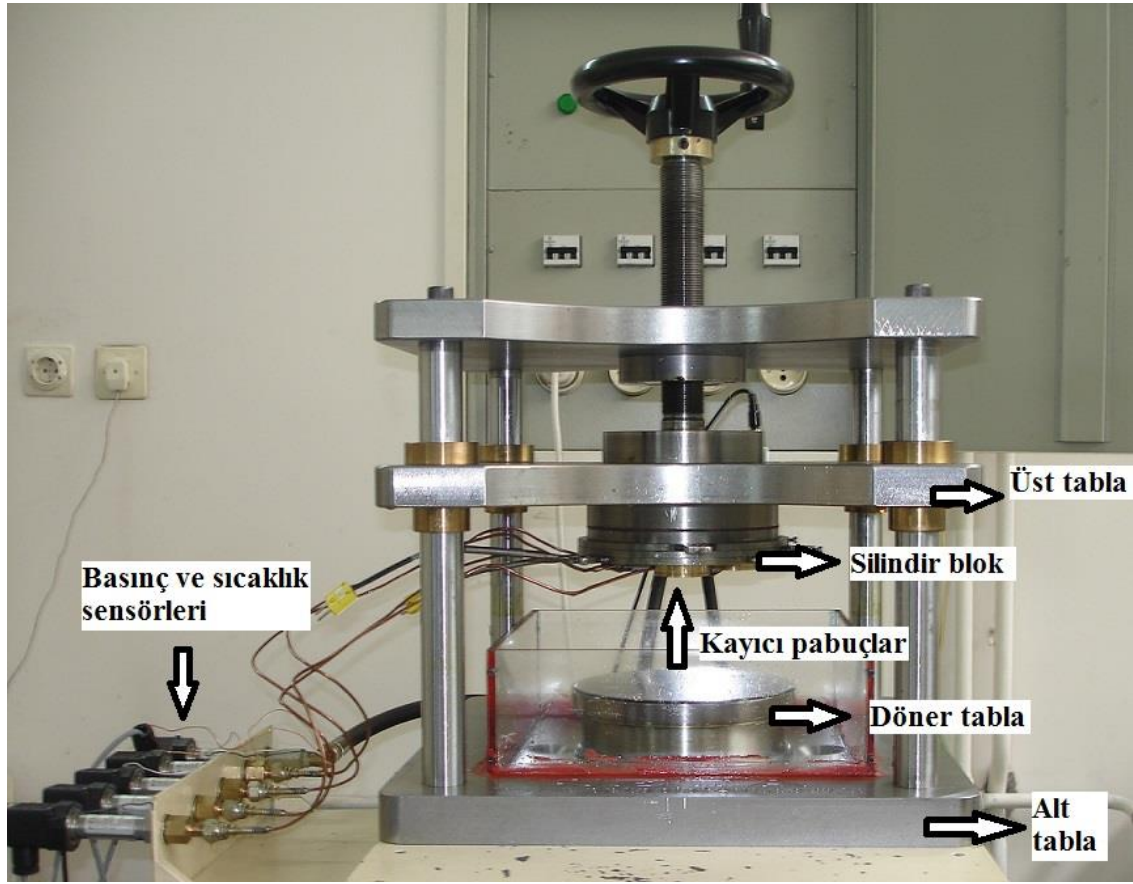
Deney tesisatı 4 temel üniteden oluşmaktadır. Bunlar; kayıcı pabuçların testlerinin yapıldığı ana test ünitesi, deneylerin gerçekleştirilmesi için gerekli güç ihtiyacını karşılayan hidrolik güç ünitesi, yağı belli bir sıcaklık seviyesinde tutmak için yağ soğutucu ünitesi ile kontrol ve ölçüm cihazlarını içeren sürücü ünitelerdir.



Şekil 2.3. Deney tesisatı genel görünüşü

### 2.3.1. Ana Test Ünitesi

Eksenel pistonlu pompalar ve motorlardaki kayıcı pabuçlar hidrostatik-hidrokinamik yatak prensibine göre çalışmaktadır. Kayıcı pabuçların, bu çalışma prensibine göre test edilebilmesi için ana test ünitesi tasarlanmıştır (Bkz. Şekil 2.4). Ana test ünitesi bütün ölçümlerin ve ayarlamaların yapıldığı kısımdır. Ana test ünitesini oluşturan temel bileşenler; üç adet kayıcı pabuç, hidrolik yükleme silindirleri, servo motor, yağ pompası, ölçekli kap ve döner tabladan oluşmaktadır. Kayıcı pabuçlar, dairesel cepli hidrostatik yatak sistemlerini oluşturmaktadır. Bu yataklar tarafından desteklenen eleman servo motor tarafından tahrik edilen döner tabladır.

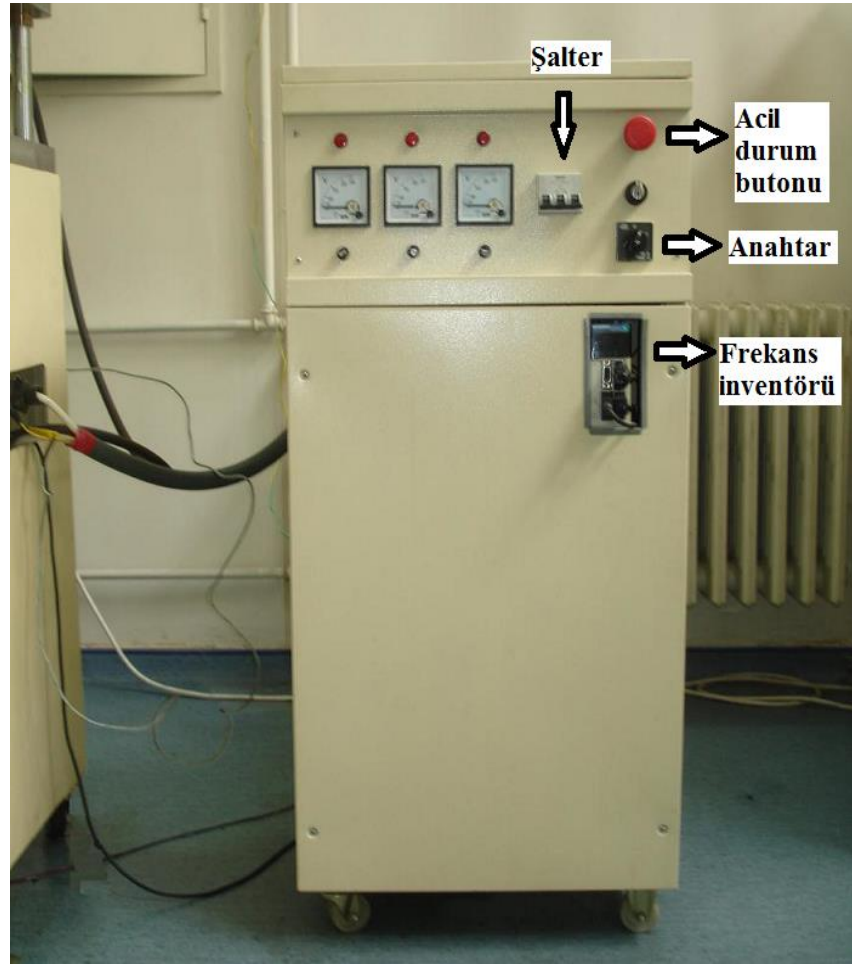


Şekil 2.4. Ana test ünitesi görünüşü

### 2.3.2. Güç Ünitesi

Bu ünite sistemin gerekli güç ihtiyacını sağlamaktadır ve döner tablanın tahrik edilmesini sağlayan servo motorun da kontrolü bu kısımda yapılmaktadır (Bkz. Şekil 2.5). Sistemi çalıştırmak için; ilk önce anahtar 1 konumuna getirilir ve şalteri yukarı kaldırılır. Sisteme yağ göndermek için de ölçekli kabın altındaki yağ valfi açılır. Frekans inventöründe en soldaki mode bölümünden P00 ayarlanarak, P09 seçilmelidir. En sağdaki set tuşuna basılıp, devir ekranı geldiğinde up-down(yukarı-aşağı) tuşları kullanılarak istenilen devir ayarlanır ve set tuşuna basılarak ayarlama tamamlanmış olur.

Güç ünitesi kapatılmak istenildiğinde sırasıyla yağ valfi kapatılır, şalter indirilir ve anahtar 0 konumuna getirilir. Eğer acil bir durum olduğu düşünülürse acil durum butonu kullanılarak elektrik kesilir.



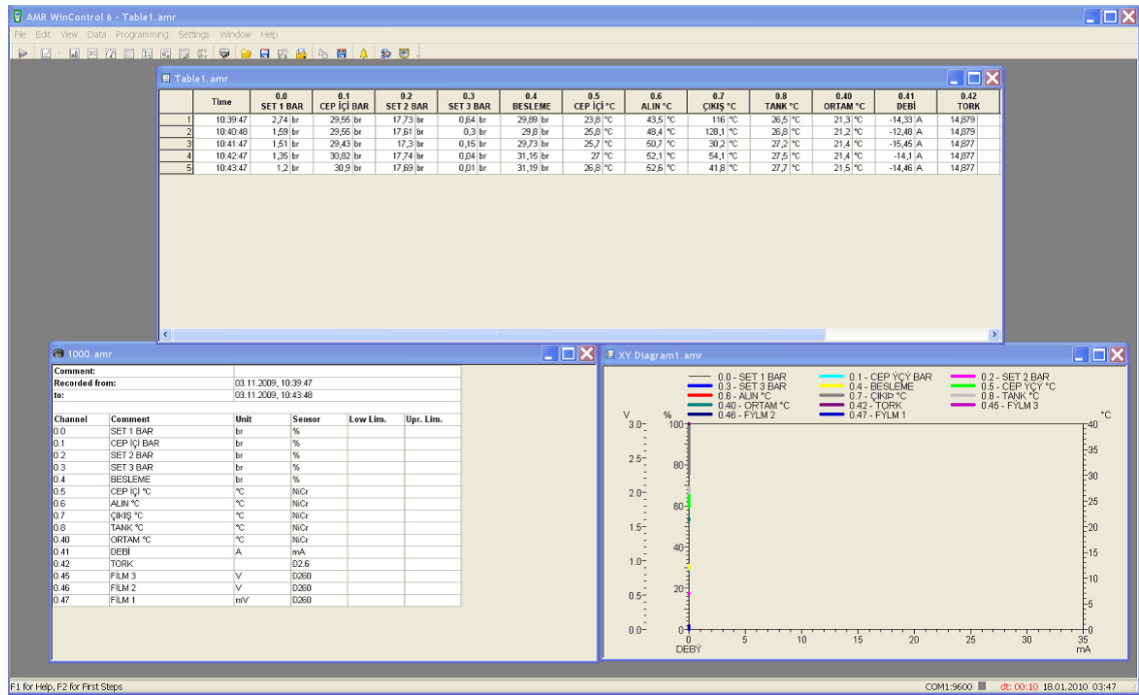
Şekil 2.5. Güç ve servo motor kontrol ünitesi

### 2.3.3. Kontrol ve Ölçüm Ünitesi

Kontrol ünitesi, veri toplama ünitesi ve bilgisayardan oluşmaktadır (Bkz. Şekil 2.6). Ana test ünitesinde değerler mili amper ve mili volt olarak ölçülmektedir. Ana test ünitesinden basınç ve sıcaklık sensörleri vasıtasıyla gelen bu değerler veri toplama ünitesi tarafından değerlendirilmektedir. Bilgisayarda mevcut olan “Amr WinControl 6” yazılım sayesinde de veri toplama ünitesinden gelen bu değerler basınç, sıcaklık ve debiye dönüştürülmektedir (Bkz. Şekil 2.7). Sistemden veriler, üç saniyede bir kez gibi bir zaman aralığı seçilerek veri alımı sağlanmıştır.



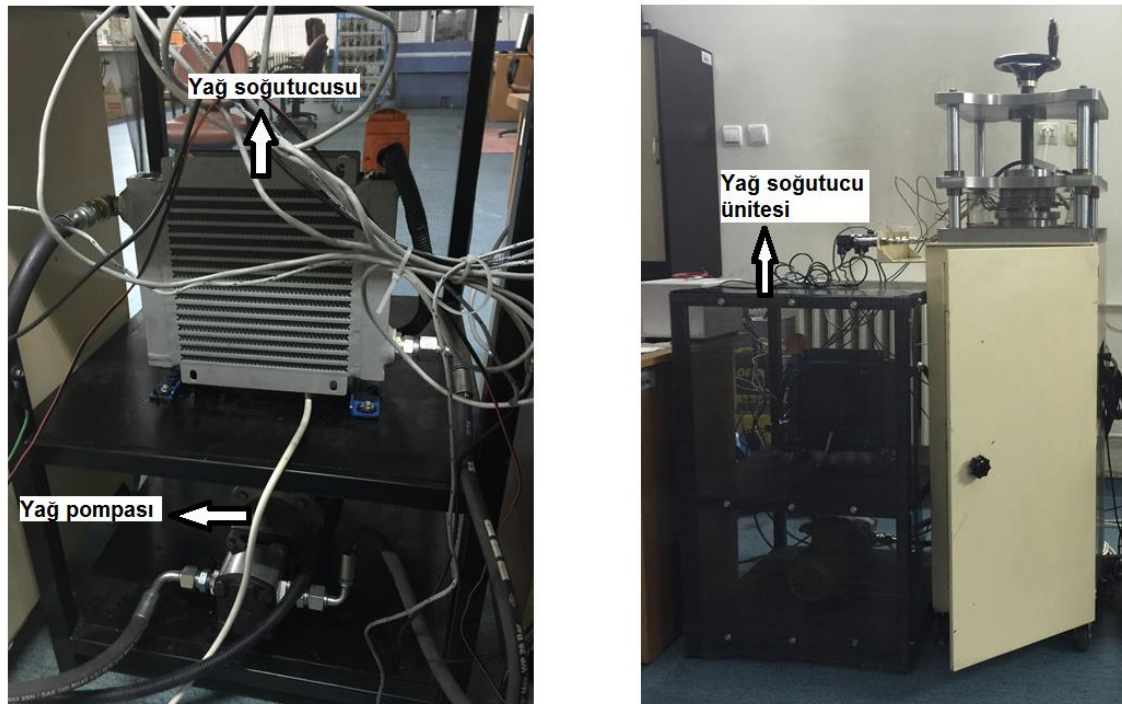
Şekil 2.6. Kontrol ünitesi ve ölçüm ünitesi



Şekil 2.7. Veri dönüşümünün yapıldığı “AMR WinControl 6” ara yüzü

### 2.3.4. Yağ Soğutucu Ünitesi

Sistemde dolaşan yağın, ani sıcaklık artışı nedeniyle viskozitenin hızla düşmesini engellemek için sisteme yağ soğutucu ünite eklenmiştir (Bkz. Şekil 2.8). Bu sayede sistemin çalışma sıcaklık aralığı 40 ile 100 °C arasında tutularak yağın genel çalışma sıcaklığının dışına çıkılmadan deneyler yapılmıştır. Böylece viskozitenin sıcaklıkla değişimi büyük oranda engellenmiş ve yataktan çıkan akışkanın sıcaklığı ortam sıcaklığına yakın değerlerde tutulmuştur. Yağ soğutucu ünite içerisine ayrıca pompa dahil edilerek 40 bara kadar stabil basınç sağlayan hidrostatik test düzeneği kurulmuş olup bu düzenek üzerinden sonuçlar elde edilmiştir.

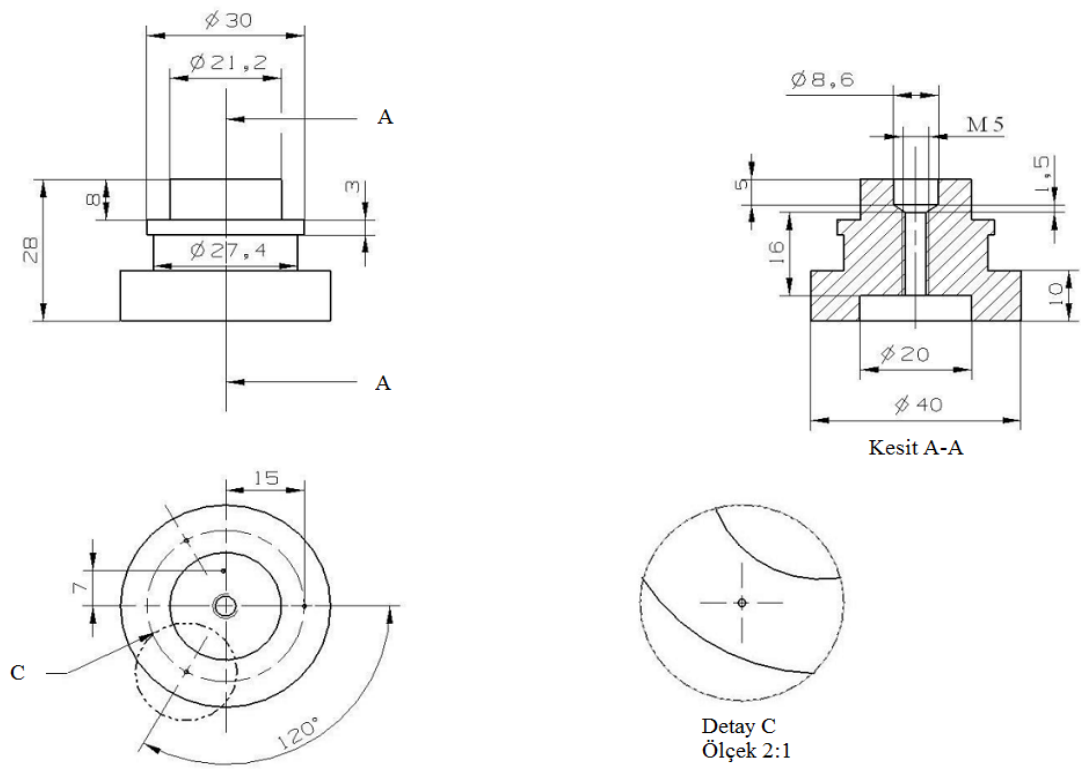


Şekil 2.8. Yağ soğutucu ünitesi

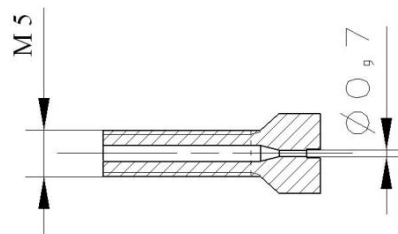
### 2.4. Pabuç ve Orifizler

Deneylerde, cep içi ( $R_i$ ) çapı 20 mm ve ( $R_d$ ) pabuç dış çapı 40 mm ( $R_i/R_d = 0,5$ ) olan üç adet aynı geometrideki kayıcı pabuç kullanılmıştır (Bkz. Şekil 2.9). Kayıcı pabuçlarda kullanılmak üzere 0,7 mm çapındaki üç adet orifiz kullanılmıştır (Bkz. Şekil 2.10).

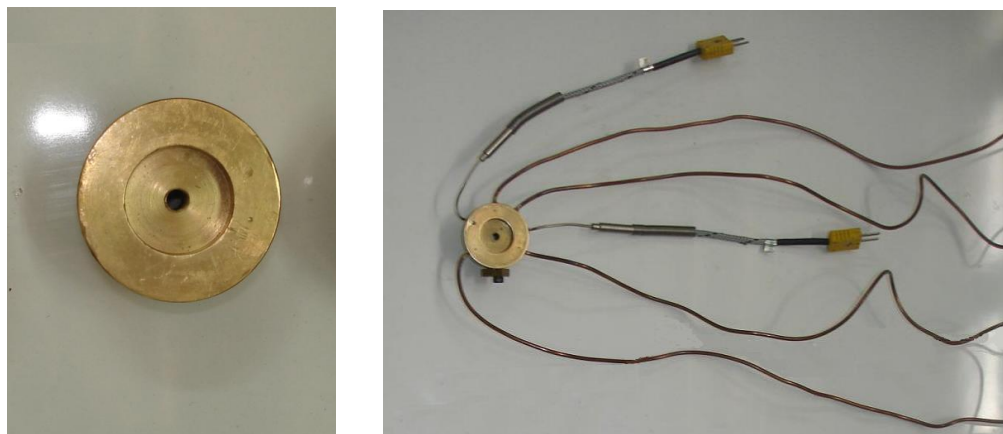




Şekil 2.9.  $R_i = 20 \text{ mm}$  cep içi çapına sahip pabuç ( $R_i/R_d = 0,5$ ), [47]

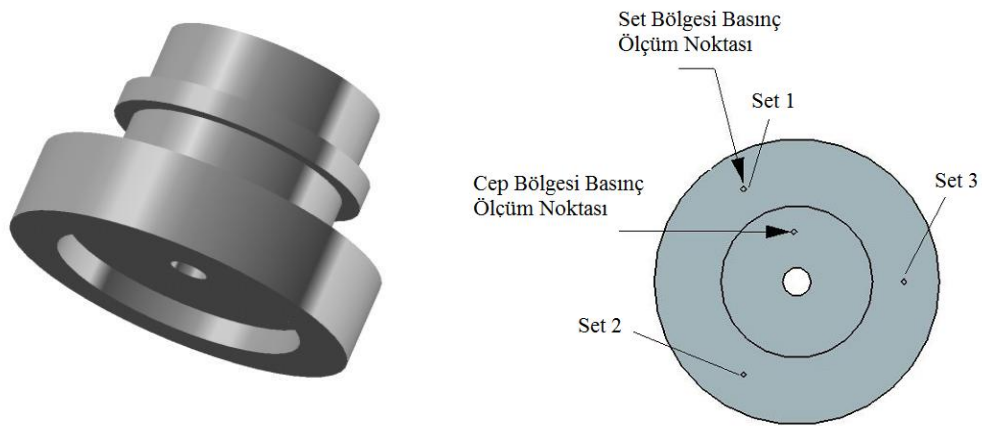


Şekil 2.10. Orifizin geometrik boyutu, [45]



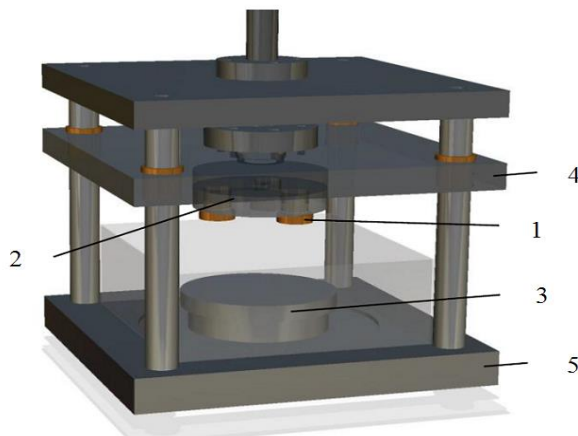
Şekil 2.11. Üzerinden ölçüm yapılan pabuç, [45]

Şekil 2.11’de deneyde kullanılan  $d_c=0.7$  mm olan ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabuç görülmektedir. Toplamda üç adet pabuç kullanılmış olup bu pabuçlar üzerinden sensörler vasıtasıyla basınç ve sıcaklık ölçümleri yapılmaktadır (Bkz. Şekil 2.12). Kayıcı pabuçlar pirinç malzemedan imal edilmiş olup, silindir bloğu ile temas eden yüzeylerine sızdırmazlığı sağlayacak şekilde sızdırmazlık elemanı (o-ring) yerleştirilmiştir.



Şekil 2.12. Kayıcı pabuç modeli ve basınç ölçüm konumları, [45]

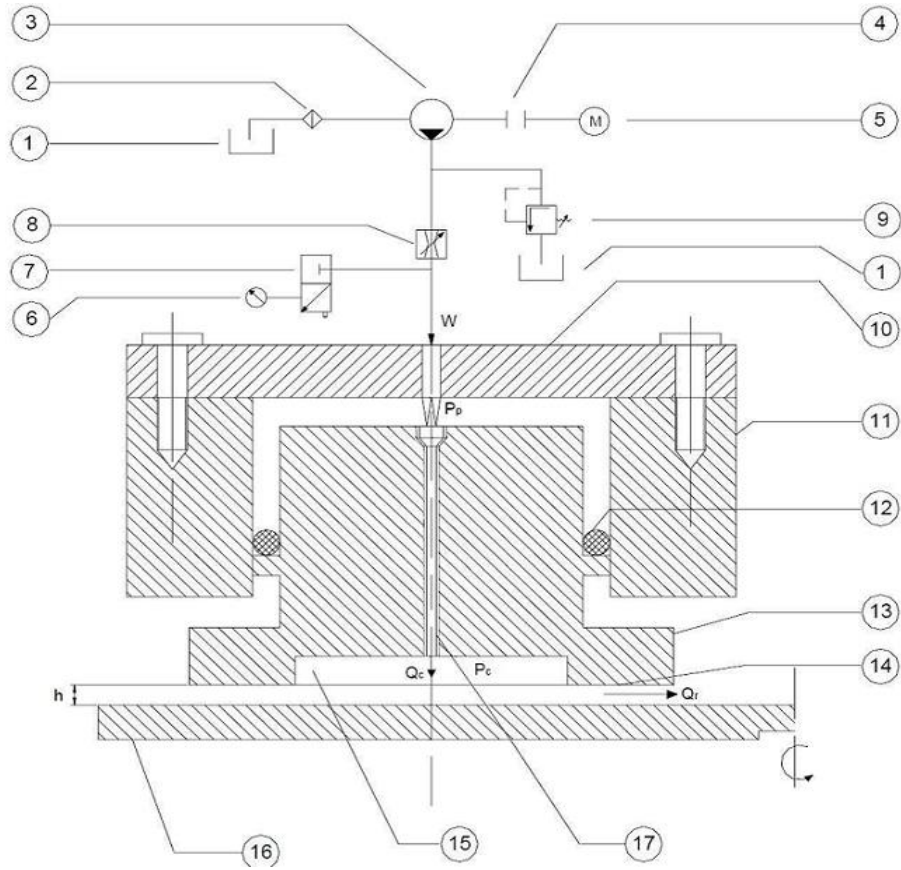
Hidrolik yükleme silindiri üzerinde üç adet yükleme yuvası yer almaktadır. Bu silindir bloğu üzerine, üç adet silindir birbiri ile  $120^\circ$  açı yapacak şekilde yerleştirilmiştir. Silindir bloğu içerisindeki bağlantılar her bir kayıcı pabucun eşit oranda yüklenmesini sağlayacak şekilde tasarlanmıştır (Bkz. Şekil 2.13).



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

Şekil 2.13. Ana test ünitesi katı modeli, [45]

## 2.5. Deney Yöntemi



Parça No	Parça Adı
1	Yağ tankı
2	Filtre
3	Pompa
4	Anahtar
5	Motor
6	Manometre
7	Basınç kontrol valfi
8	Akış kontrol valfi
9	Basınç emniyet valfi
10	Üst tabla
11	Silindir bloğu
12	O-ring (sızdırmazlık elemanı)
13	Kayıcı pabuç
14	Hidrodinamik yatak bölgesi
15	Hidrostatik cepler
16	Döner tabla
17	Orifiz

Şekil 2.14. Deney düzeneği şeması, [45]

Dairesel cepli hidrostatik yataklarda yağlayıcı akışkan, yatak cebine orifiz vasıtasıyla transfer edilmektedir (Bkz. Şekil 2.14). 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  $120^\circ$  lik açılarla 3 farklı konumdan ölçülen set basınçları
- Kayıcı pabuç cep bölgesinde (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

Deneysel çalışmada ( $R_i/R_d = 0,5$ )'lik cep boyutuna sahip kayıcı pabuç  $d_c=0,7$  mm çapına sahip orifiz ile test yapılmıştır. Deneysel çalışmalar 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. Deneysel çalışmada kullanılan yatak geometrik boyutları, orifiz boyutları ve çalışma parametreleri Tablo 2.1'de gösterilmiştir.

Tablo 2.1. Kayıcı yatak geometrik boyutları ve çalışma parametreleri

Devir Sayısı n (dev/dak)			Yükleme Basıncı (Bar)				Hidrostatik Yatak Oranı ( $R_i/R_d$ )	Orifiz Çapı d (mm)
250	500	750	10	20	30	40	0.5	0.7
1000	1250	1500						
1750	2000	2250						

Tablo 2.1’de verilen parametrik değerlerin tamamı deney esnasında çevrimiçi olarak veri kaydedici sistem tarafından bilgisayara kaydedilmektedir. Elde edilen deneysel verilerin değerlendirilmesi aşamasında ise yatağın ilgili çalışma şartlarında rejime (basınç ve sıcaklık değerlerindeki değişimlerin birbirlerine çok yakın olduğu durum) ulaştığı haldeki veriler dikkate alınmıştır. Grafiklerin çizimi de bu deneysel verilere göre yapılmıştır.

Deneysel olarak, Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağları ve Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağı kullanılmıştır. Kullanılan yağlara ilişkin özellikler Tablo 2.2’de gösterilmektedir.

Tablo 2.2. Deneysel çalışmada kullanılan yağ tipleri ve viskozite özellikleri

Yağ tipi	Shell Tellus S2 M 68	Hidrotex DTA 68	Shell Helix HX7 AF 5W-30
ISO viskozite sınıfı	68	68	5W-30
Kinematik Viskozite (@40°C mm <sup>2</sup> /s)	68 cSt	68 cSt	57,4 cSt
Kinematik Viskozite (@100°C mm <sup>2</sup> /s)	8,6 cSt	8,7 cSt	9,5 cSt
Viskozite indeksi	97	98	160
Yoğunluk (@15°C)	886 kg/m <sup>3</sup>	890 kg/m <sup>3</sup>	857 kg/m <sup>3</sup>
Parlama Noktası	235 °C	240 °C	192 °C
Akma Noktası	-24 °C	-21 °C	-45 °C

Tablo 2.3. Deneysel olarak elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri (Shell Tellus S2 M 68 / 40 bar 250 dev/dak)

	Set 1	Cep İçi	Set 2	Set 3	Besleme	Cep İçi	Çıkış	Tank	Ortam
	Basınç	Basınç	Basınç	Basınç	Basınç	Sıcak.	Sıcak.	Sıcak.	Sıcak.
	Bar	Bar	Bar	Bar	Bar	°C	°C	°C	°C
1	3,21	40,01	0,64	-0,43	40,24	92,7	93,5	34,7	24,4
2	3,21	40,15	0,58	-0,46	40,29	92,8	93,7	34,7	24,4
3	3,22	40,36	0,52	-0,48	40,27	92,9	93,8	34,7	24,4
4	3,22	39,84	0,5	-0,49	40,11	92,9	93,9	34,7	24,4
5	3,22	40,08	0,45	-0,51	40,23	93	94	34,7	24,4
6	3,22	40,23	0,42	-0,51	40,26	93	94	34,7	24,4
7	3,23	40,12	0,38	-0,5	40,15	93,1	94,1	34,7	24,4
8	3,22	40,43	0,36	-0,51	40,32	93,1	94,1	34,7	24,4
9	3,24	40,46	0,32	-0,5	40,41	93,2	94,2	34,7	24,4
10	3,24	40,08	0,28	-0,5	40,06	93,2	94,3	34,7	24,4

Tablo 2.4. Deneysel olarak elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri  
(Hidrotex DTA 68 / 40 bar 250 dev/dak)

	Set 1	Cep İçi	Set 2	Set 3	Besleme	Cep İçi	Çıkış	Tank	Ortam
	Basınç	Basınç	Basınç	Basınç	Basınç	Sıcak.	Sıcak.	Sıcak.	Sıcak.
	Bar	Bar	Bar	Bar	Bar	°C	°C	°C	°C
1	39	40,39	1,63	-0,31	40,36	78,3	79,6	35,8	25,4
2	39,17	40,35	1,62	-0,31	40,32	78,4	79,7	35,9	25,4
3	39,01	40,35	1,6	-0,3	40,39	78,5	79,9	35,9	25,4
4	38,95	40,36	1,59	-0,3	40,35	78,6	80	35,9	25,4
5	39,1	40,33	1,57	-0,3	40,53	78,7	80,1	35,9	25,4
6	39,3	40,68	1,45	-0,3	40,63	79,7	81,2	36	25,4
7	39,25	40,7	1,43	-0,3	40,72	79,9	81,3	36	25,4
8	39,18	40,68	1,42	-0,3	40,7	80	81,4	36	25,4
9	39,32	40,7	1,41	-0,29	40,74	80,1	81,5	36	25,4
10	39,25	40,73	1,39	-0,29	40,74	80,2	81,6	36	25,4

Tablo 2.5. Deneysel olarak elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri  
(Shell Helix HX7 AF 5W-30 / 40 bar 250 dev/dak)

	Set 1	Cep İçi	Set 2	Set 3	Besleme	Cep İçi	Çıkış	Tank	Ortam
	Basınç	Basınç	Basınç	Basınç	Basınç	Sıcak.	Sıcak.	Sıcak.	Sıcak.
	Bar	Bar	Bar	Bar	Bar	°C	°C	°C	°C
1	31,69	37,05	-1,06	-0,8	37,5	59,7	58,7	38,3	22,2
2	31,79	37,41	-1,06	-0,79	37,66	59,8	58,7	38,3	22,2
3	31,97	37,69	-1,05	-0,79	37,92	59,9	58,8	38,3	22,2
4	32,25	37,43	-1,05	-0,79	37,6	59,9	58,8	38,3	22,1
5	32,5	37,63	-1,05	-0,79	37,95	59,9	58,8	38,3	22,1
6	32,72	37,99	-1,05	-0,79	38,05	59,9	58,8	38,3	22,1
7	32,65	37,77	-1,05	-0,78	37,71	59,9	58,8	38,2	22,1
8	32,93	38,09	-1,05	-0,78	37,99	59,9	58,7	38,1	22,1
9	33,01	38,23	-1,05	-0,78	38,2	59,9	58,7	38	22,1
10	32,99	38,08	-1,05	-0,78	37,96	59,8	58,7	37,9	22,1

40 bar 250 dev/dak'da Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarına ait basınç ve sıcaklık değerleri sırasıyla Tablo 2.3 ve Tablo 2.4'te ve Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağına ait farklı bölgelerdeki basınç ve sıcaklık değerleri ise Tablo 2.5'te görülmektedir. Deneylerde 10 adet verinin ortalaması alınmış olup sonuçların daha net olması amaçlanmıştır.

Bu bölümde deneysel çalışmanın yapılışı ve detaylandırılması verilmiştir. Deneyler yapılırken ilk olarak kayıcı pabuçların yerleştirilmiş olduğu silindir bloğu, döner tabla

üzerine 2 mm aralık olacak şekilde yerleştirilmiş ve sabitlemiştir. Bu sabitlemede; pabuçlar döner tablaya tamamen temas edecek şekilde üst tabla alt tablaya yakınlaştırılmıştır, daha sonra üst tablaya yerleştirilen kompratör vasıtası ile pabuçlar ve döner tabla arasındaki mesafe 2 mm olacak şekilde üst tabla ve buna bağlı olan pabuçlar yukarı kaldırılmıştır. Belirlenen yükleme basıncında (10, 20, 30 ve 40 bar) yağ, pabuçlara eşit debi ve basınçta gönderilmiştir. Daha sonra sistemdeki yağ akışı tamamen sağlandıktan sonra, döner tabla servo motor yardımı ile belirlenen devirlerde (250, 500, 750, 1000, 1250, 1500, 1750, 2000 ve 2250 dev/dak) döndürülerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler 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. Bu sayede yağın ani ve limit dışı sıcaklık değişimleri yapması engellenerek yağın bozulması da engellenmiş olup güvenli ve daha yakın sonuçlar belirlenmiştir.

## 3. BÖLÜM

### BULGULAR

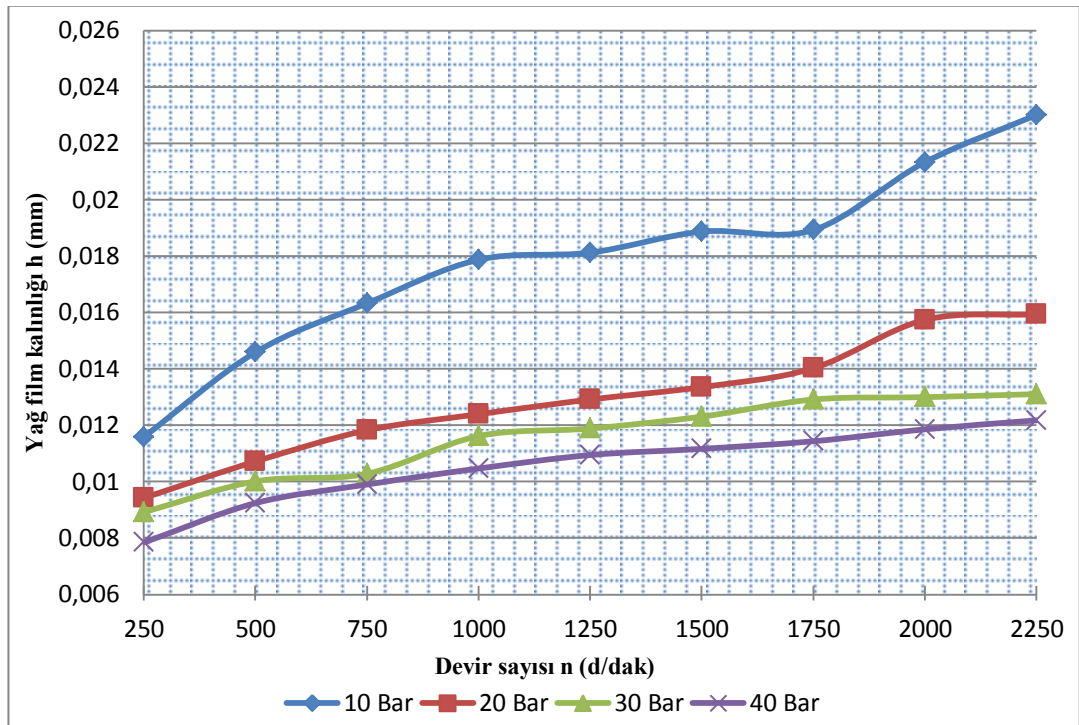
#### 3.1. Giriş

Bu bölümde yapılan deneysel çalışma sonucu grafiksel olarak irdelenerek detaylandırılmıştır. Bu deneysel çalışmada, pirinç malzemesinden imal edilen, hidrostatik-hidrodinamik prensiple çalışan pabuç yataklarda üç farklı viskozite değere sahip yağların, pompa ve yatak performansını belirleyen yatak rijitliği ( $k$ ), pompa gücü ( $N_p$ ), viskoz güç kaybı ( $N_s$ ) ve viskoz moment kaybı ( $M_s$ ) değerleri incelenmiştir. Deneysel çalışma ile belirlenen deneysel veriler teorik formüllerde kullanılarak; denklem (2.9)'dan yatak sisteminin rijitliği, denklem (2.5)'ten yatağın taşıyacağı aksenal yük değeri  $W$  ve denklem (2.2)'den yağ film kalınlığı  $h$  hesaplanmıştır. Sırasıyla (2.13), (2.14) ve (2.16) 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 ( $h - n$ ), ( $W - n$ ), ( $k - n$ ), ( $M_s - n$ ), ( $N_s - n$ ) ve ( $N_p - n$ ) grafikleri çizilmiştir. Bu bölümde farklı viskozite değerlerine sahip yağların aynı ve farklı parametrelerdeki sonuç değerleri sırasıyla; yağ film kalınlığı, aksenal yük, sistem rijitliği, viskoz moment kaybı, viskoz güç kaybı ve pompa gücü değerlerine ait grafikler ve yorumlar verilmiştir.

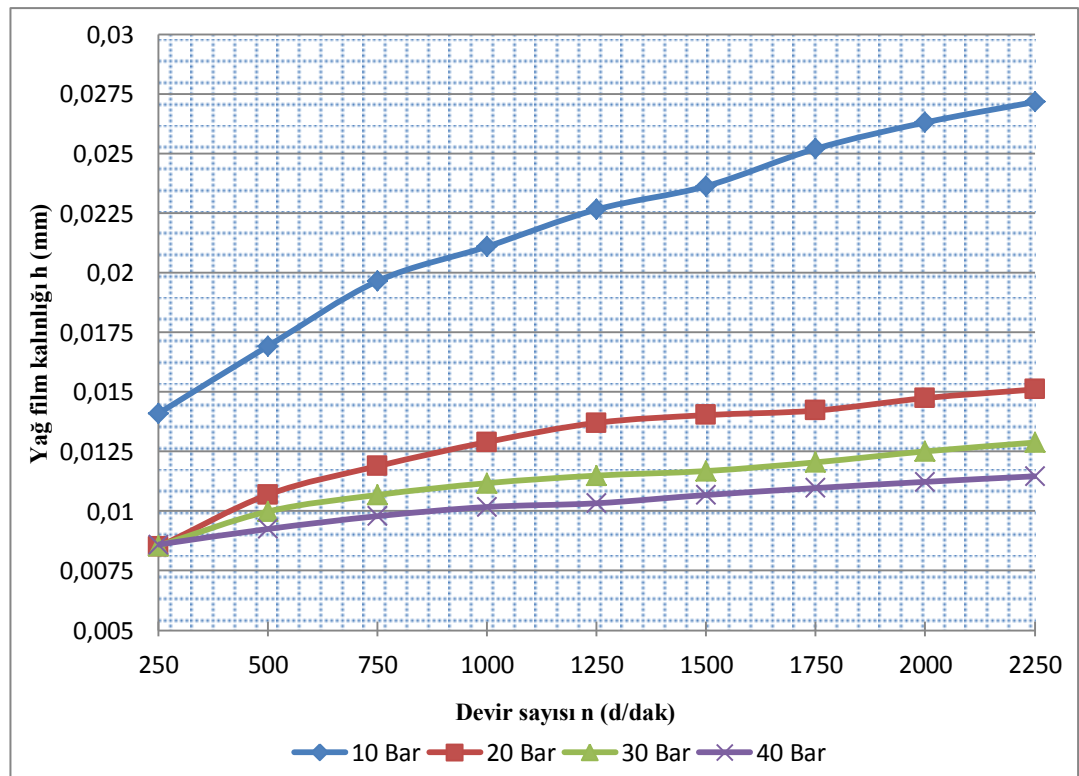
#### 3.2. Yağ Film Kalınlığı Değişimi

Yağ film kalınlığı, aksenal pistonlu pompalarda döner plaka ve pabuç arasındaki yağlamayı sağlar. Bu kısımda; farklı viskozite değerlerine sahip yağların  $dc=0,7$  mm orifiz çaplı ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabuçta aynı parametrelerdeki deneysel değerlerinden elde edilen yağ film kalınlıklarının grafikleri verilmiştir.

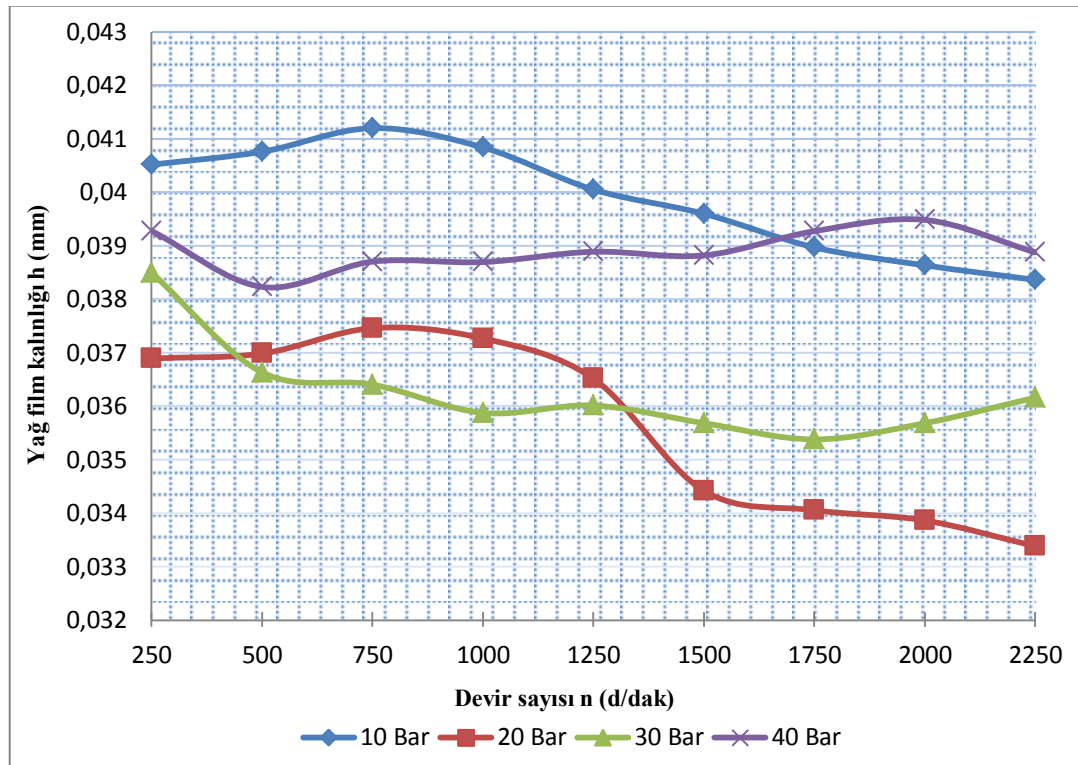




Şekil 3.1. Shell Tellus S2 M 68 yağ film kalınlığının farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi



Şekil 3.2. Hidrotex DTA 68 yağ film kalınlığının farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi



Şekil 3.3. Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağ film kalınlığının farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi

Şekil 3.1, 3.2 ve 3.3'te  $d_c=0,7$  mm orifiz çaplı ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabucun farklı basınçlardaki yağ film kalınlığının devir sayısına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 3.1 ve Şekil 3.2'de kinematik viskozitesi birbirine benzer olan sırasıyla Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağları ve Şekil 3.3'teki Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağı kullanılmıştır. Grafiklerde yağ film kalınlığının basınç ve kullanılan yağın viskozitesine bağlı olarak değiştiği görülmektedir.

Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağları, basıncın yükselmesiyle yağ film kalınlığı düzenli bir şekilde azalmakta olup, devir sayısının yükselmesiyle bir miktar arttığı görülmektedir. Ancak bir bütün olarak değerlendirildiğinde basıncın artışı yağ film kalınlığını azaltmaktadır.

Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağında, basıncın yükselmesiyle yağ film kalınlığı artmakta olup devir sayısının yükselmesiyle bir miktar azalmaktadır. Bu azalış 10 ve 20 barda 750 d/dak'dan sonra başlarken 30 ve 40 barda 250 d/dak'dan itibaren olmaktadır. Ancak bir bütün olarak değerlendirildiğinde basıncın artışı viskoziteye bağlı olarak yağ film kalınlığını arttırmaktadır.

Verilen grafiklerde yağ film kalınlığının yükleme basıncına, devir sayısına ve kullanılan yağın viskozitesine göre değiştiği görülmektedir. Hidrolik yağlarda, yağ film kalınlığı yüksek basınçlarda, düşük basınçlara göre düzenli bir şekilde daha düşük değerlere sahip olduğu görülmektedir. Sentetik yağlarda ise basınca ve devir hızına bağlı olarak düzensizlik de olsa viskozitenin artışıyla birlikte yağ film kalınlığı artmaktadır.

Kullanılan yağın viskozitesine bağlı olarak  $d_c=0,7$  mm orifiz çaplı ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabuçta; 20 bar basınç ve 1250 d/dak hızda Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarında yağ film kalınlıkları sırası ile 0,0129 mm ve 0,0137 mm olurken, Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağında 0,0365 mm yağ film kalınlığı olduğu görülmektedir. Alınan diğer yağ film kalınlığı değişimi değerleri de Tablo 3.1, 3.2 ve 3.3'da yer almaktadır.

Tablo 3.1. Shell Tellus S2 M 68 yağ film kalınlığı değişimi (mm)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	0,0115	0,0094	0,0089	0,0078
	500	0,0145	0,0107	0,0100	0,0092
	750	0,0163	0,0118	0,0102	0,0099
	1000	0,0178	0,0123	0,0116	0,0104
	1250	0,0181	0,0129	0,0118	0,0109
	1500	0,0188	0,0133	0,0123	0,0111
	1750	0,0189	0,0140	0,0129	0,0114
	2000	0,0213	0,0157	0,0129	0,0118
	2250	0,0230	0,0159	0,0131	0,0121

Tablo 3.2. Hidrotex DTA 68 yağ film kalınlığı değişimi (mm)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	0,0140	0,0084	0,0085	0,0085
	500	0,0169	0,0106	0,0099	0,0092
	750	0,0196	0,0118	0,0106	0,0097
	1000	0,0210	0,0128	0,0111	0,0101
	1250	0,0226	0,0137	0,0114	0,0103
	1500	0,0236	0,0140	0,0116	0,0106
	1750	0,0251	0,0142	0,0120	0,0109
	2000	0,0263	0,0147	0,0125	0,0112
	2250	0,0271	0,0151	0,0128	0,0114

Tablo 3.3. Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağ film kalınlığı değişimi (mm)

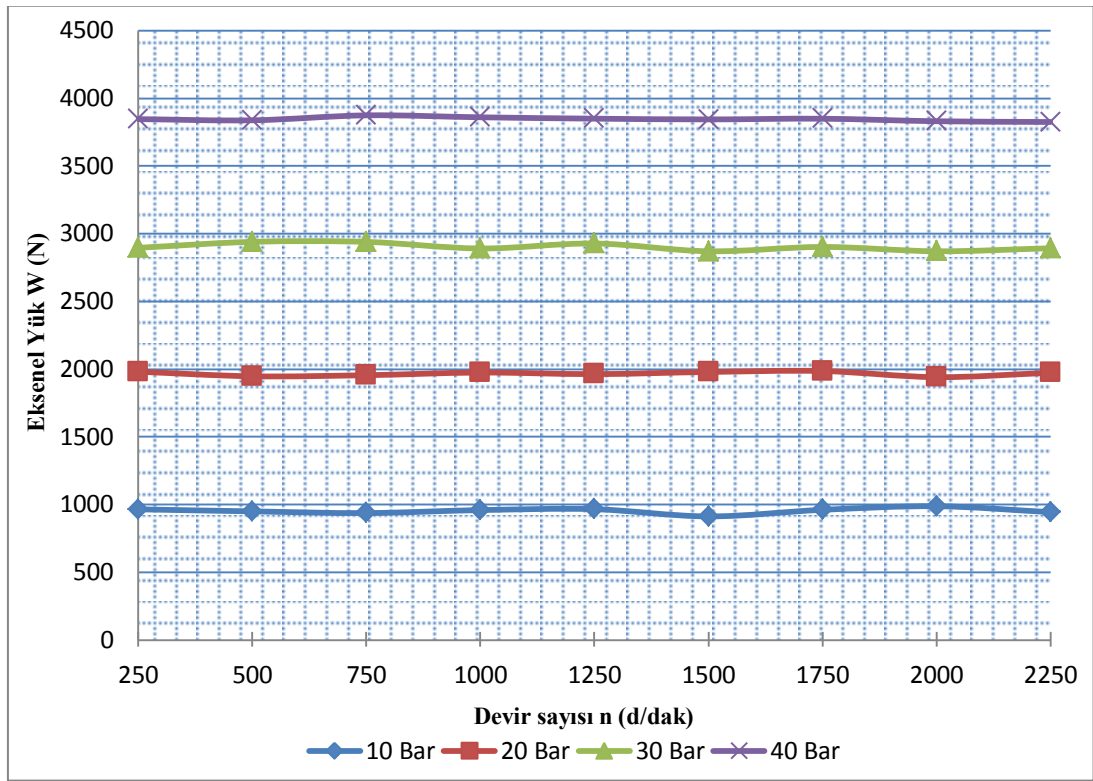
Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	0,0405	0,0368	0,0385	0,0392
	500	0,0407	0,0369	0,0366	0,0382
	750	0,0412	0,0374	0,0364	0,0387
	1000	0,0408	0,0372	0,0358	0,0386
	1250	0,0400	0,0365	0,0360	0,0388
	1500	0,0396	0,0344	0,0356	0,0388
	1750	0,0389	0,0340	0,0353	0,0392
	2000	0,0386	0,0338	0,0356	0,0394
	2250	0,0383	0,0333	0,0361	0,0388

Yağ film kalınlığı, metal-metal sürtünmesinin önlenmesi açısından önemi büyük olmaktadır. Bu amaçla yağ film kalınlığının büyük olması metal-metal sürtünmesini azaltacaktır. Grafiklerde görüldüğü üzere devir hızının basınca etkisi çok büyük olmamakla birlikte basıncın yükselmesiyle sentetik yağ kullanıldığında, hidrolik yağlara göre yağ film kalınlığında yaklaşık üç katı kadar bir artış görülmektedir. Grafiklerden elde edilen bilgilere göre hidrostatik sistemlerde metal-metal sürtünmesini azaltabilmek için hidrolik yağın yerine sentetik yağ tercih edilmelidir.

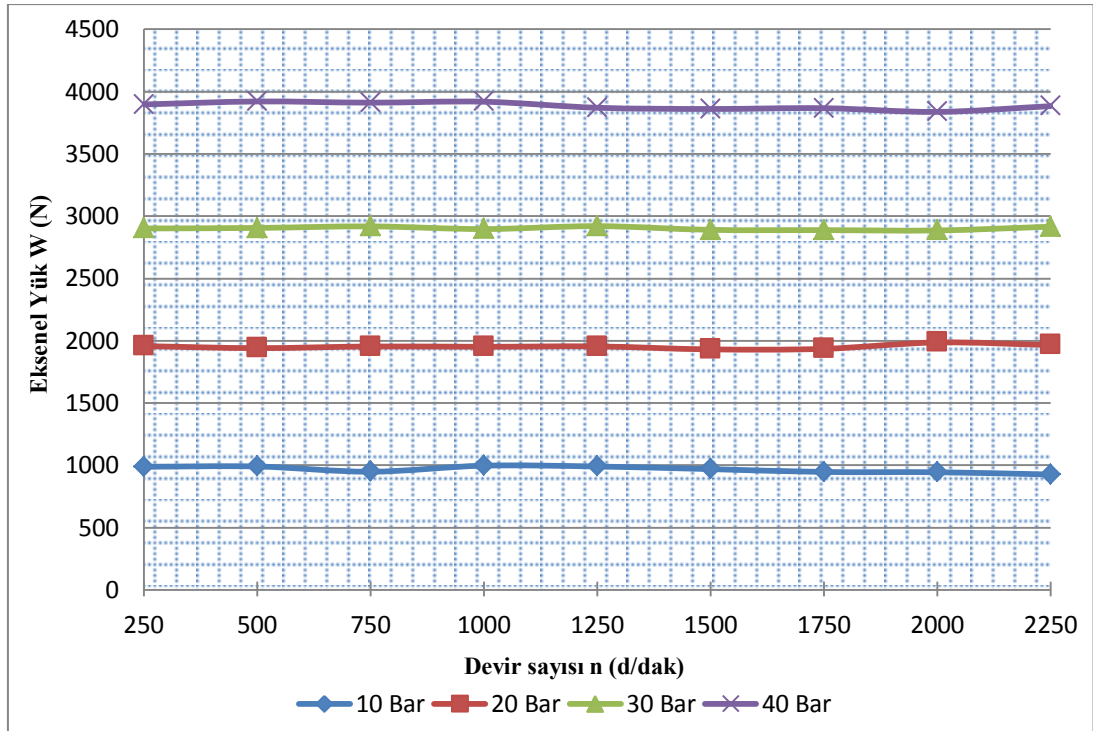
### 3.3. Eksenel Yük Değişimi

Eksenel yük, pistonlu pompalarda pabucun yük taşıma kapasitesini göstermektedir. Burada, viskozitesi farklı olan üç çeşit yağın (Shell Tellus S2 M 68, Hidrotex DTA 68 ve Shell Helix HX7 AF 5W-30) aynı ve farklı parametrelerdeki sonuç değerlerinden elde edilen eksenel yük grafikleri verilmiştir.

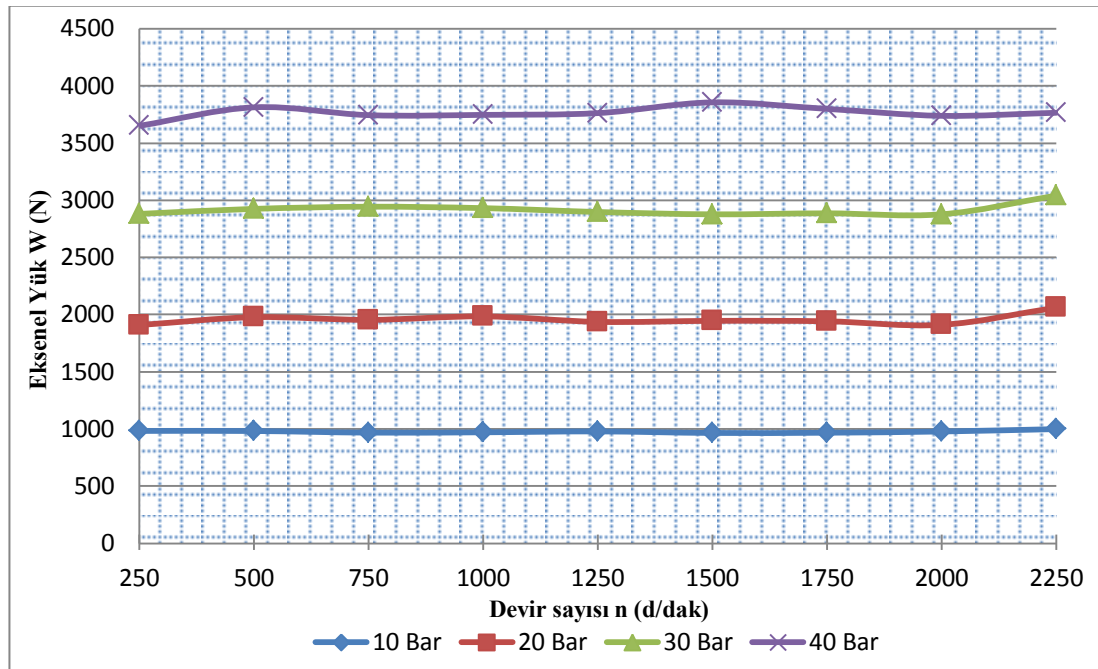
Şekil 3.4, 3.5 ve 3.6'da  $d_c=0,7$  mm orifiz çaplı ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabucun farklı basınçlardaki eksenel yük değişiminin devir sayısına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'te kinematik viskozitesi birbirine benzer olan sırasıyla Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağları ve Şekil 3.6'daki Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağı kullanılmıştır.



Şekil 3.4. Shell Tellus S2 M 68 yağı eksenel yükün farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi



Şekil 3.5. Hidrotex DTA 68 yağı eksenel yükün farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi



Şekil 3.6. Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı eksenel yükün farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi

Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'te sırasıyla Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarında yükleme basıncının artmasıyla yük taşıma kapasitesi artış göstermektedir. Ancak hidrolik yağlar arasındaki viskozite yakınlığı nedeniyle yük taşıma kapasitesinde düşük oranlarda değişim görülmektedir. Aynı zamanda burada devir sayısının, yükleme basıncına etkisinin çok fazla olmadığı tespit edilmiştir.

Şekil 3.6'daki Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağında, yükleme basıncının artmasıyla yük taşıma kapasitesi artış göstermektedir. Aynı zamanda yük taşıma kapasitesi, viskozitenin ve devir sayısının artmasıyla da düşük bir oranda arttığı görülmektedir.

Verilen grafiklerde yükleme basıncına, devir sayısına ve kullanılan yağın viskozitesine göre eksenel yük değerinin değiştiği görülmektedir. Eksenel yük değeri yüksek basınçlarda, düşük basınçlara göre daha büyük değerlere sahip olduğu belirlenmiştir. Viskozitenin artmasıyla da yük taşıma kapasitesinin değiştiği görülmektedir. Aynı zamanda, kullanılan yağın tipine göre de yük taşıma kapasitesi farklılık göstermektedir. Eksenel yük taşıma kapasitesi, basıncın ve devir hızının artırılmasıyla hidrolik yağlarda düşük oranlarda değişim gösterirken, sentetik yağlarda ise arttığı tespit edilmiştir.

Kullanılan yağın viskozitesine bağlı olarak  $d_c=0,7$  mm orifiz çaplı ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabuçta; 20 bar basınç ve 2250 d/dak hızda Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarında yük taşıma kapasitesi sırası ile 1973 N ve 1966 N olurken Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağında 2062 N olduğu görülmektedir.

Tablo 3.4. Shell Tellus S2 M 68 yağı aksenal yük taşıma kapasitesi değişimi (N)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	965	1981	2896	3846
	500	950	1948	2940	3838
	750	938	1956	2940	3874
	1000	960	1975	2891	3860
	1250	966	1964	2928	3850
	1500	913	1979	2871	3844
	1750	962	1986	2902	3849
	2000	988	1941	2871	3831
	2250	944	1973	2893	3825

Tablo 3.5. Hidrotex DTA 68 yağı aksenal yük taşıma kapasitesi değişimi (N)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	989	1957	2902	3897
	500	991	1941	2906	3921
	750	949	1954	2918	3912
	1000	997	1952	2897	3919
	1250	991	1954	2920	3871
	1500	969	1931	2890	3861
	1750	947	1935	2888	3867
	2000	944	1986	2886	3837
	2250	926	1966	2916	3883

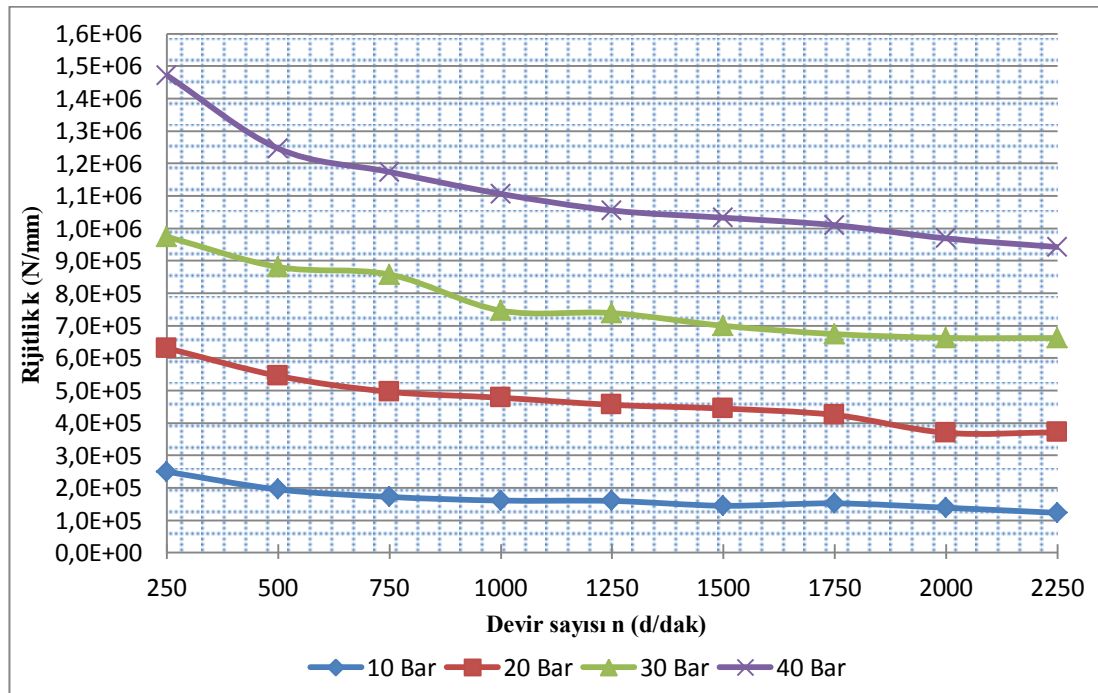
Tablo 3.6. Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı aksenal yük taşıma kapasitesi değişimi (N)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	983	1909	2881	3652
	500	982	1978	2925	3813
	750	968	1954	2944	3745
	1000	971	1985	2931	3747
	1250	979	1937	2898	3763
	1500	965	1946	2877	3857
	1750	967	1942	2886	3799
	2000	978	1911	2878	3739
	2250	999	2062	3041	3766

Alınan diğer aksenal yük taşıma kapasitesi değerleri de Tablo 3.4, 3.5 ve 3.6'da yer almaktadır. Aksenal pistonlu pompa sistemlerinde, sistemin daha fazla yük taşıyabilmesi istenmektedir. Aksenal yük miktarı, dönme hızına, kullanılan yağın viskozitesine ve basınca bağlı olarak değiştiği görülmektedir. Yükleme basıncının artması ile aksenal yük miktarı artmaktadır (Denk. 2.5). Aynı zamanda viskozitesi yüksek olan Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağın Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarına göre daha fazla yük taşıyabildiği görülmektedir. Bu grafiklerden elde edilen verilere göre aksenal yük taşıyabilme kapasitesi açısından yüksek basıncın ve viskozitesi yüksek olan sentetik yağın daha uygun olduğu tespit edilmiştir.

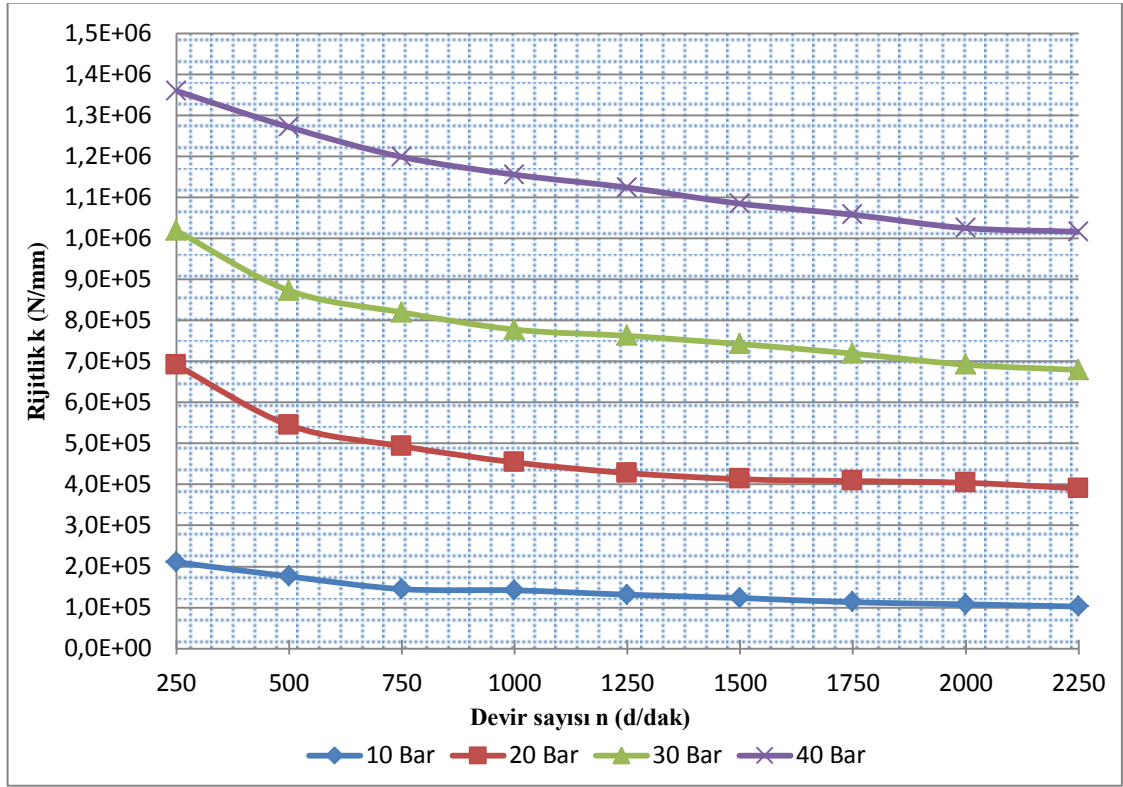
### 3.4. Hidrostatik-Hidrodinamik Sistemin Rijitliği Değişimi

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. Yatağın birim boyuna düşen taşıyabildiği yük miktarıdır.

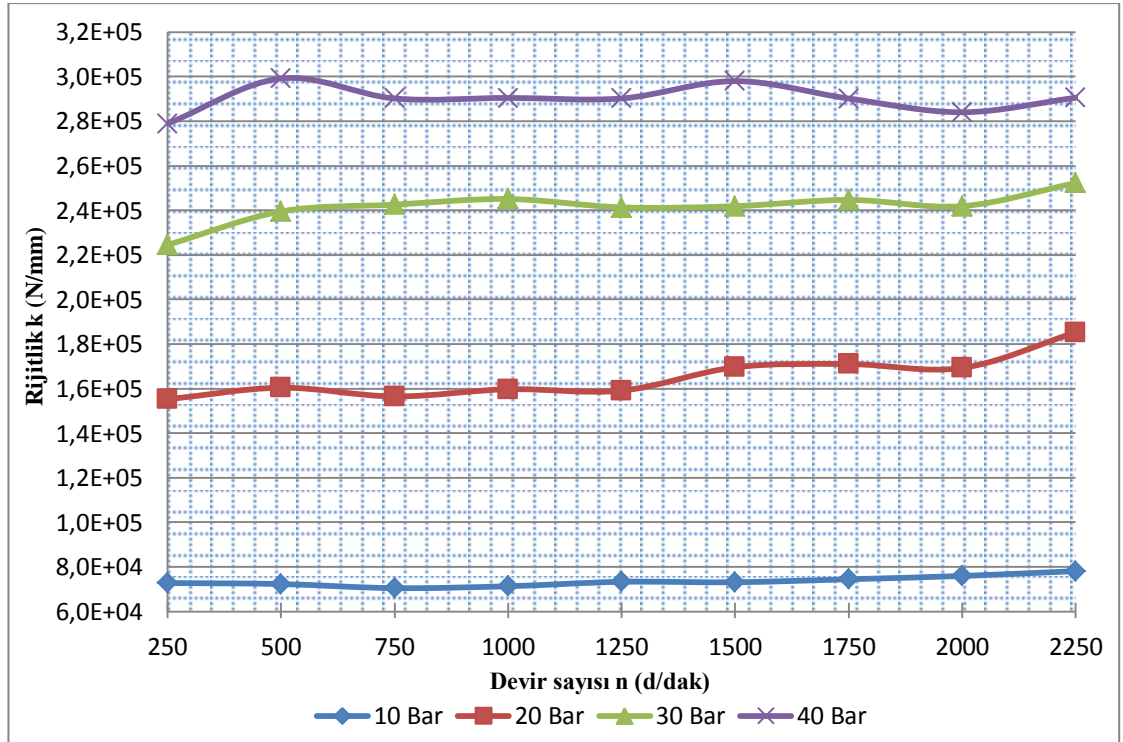


Şekil 3.7. Shell Tellus S2 M 68 yağı yatak sistem rijitliğinin farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi





Şekil 3.8. Hidrotex DTA 68 yağı yatak sistem rijitliğinin farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi



Şekil 3.9. Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı yatak sistem rijitliğinin farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi

Şekil 3.7, 3.8 ve 3.9'da  $d_c=0,7$  mm orifiz çaplı ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabucun, farklı basınçlardaki sistem rijitliğinin dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 3.7 ve Şekil 3.8'de kinematik viskozitesi birbirine benzer olan sırasıyla Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağları ve Şekil 3.9'daki Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağı kullanılmıştır.

Şekil 3.7 ve Şekil 3.8'de sırasıyla Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarında farklı basınçlardaki yatak sistemi rijitliğinin dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Yükleme basıncının artmasıyla rijitliğin arttığı görülmektedir. Ancak devir sayısının artmasıyla rijitliğin belirgin bir oranda azaldığı tespit edilmiştir.

Şekil 3.9'daki Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağında, farklı basınçlardaki yatak sistemi rijitliğinin dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Yükleme basıncının artmasıyla rijitliğin arttığı görülmektedir. Aynı zamanda rijitliğin devir sayısının artmasıyla da küçük değişimler yaparak bir miktar arttığı görülmektedir.

Verilen grafiklerde yükleme basıncına, devir sayısına ve kullanılan yağın viskozitesine göre yatak sistemi rijitlik değerinin değiştiği görülmektedir. Yatak sisteminin rijitliği yüksek basınçlarda, düşük basınçlara göre daha büyük değerlere sahip olduğu görülmektedir. Aynı zamanda, birbirine yakın viskozite değerlerine sahip hidrolik yağlar arasında da basınca ve devir sayısına bağlı olarak bir miktar değişim görülmektedir. Viskozitesi daha yüksek olan Hidrotex DTA 68 yağının rijitlik değerleri daha düşük olmaktadır. Viskozitenin artmasıyla da rijitliğin büyük bir oranda azaldığı görülmektedir. Sentetik olan Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağındaki rijitlik değeri diğer Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarına göre çok daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

Kullanılan yağın viskozitesine bağlı olarak  $d_c=0,7$  mm orifiz çaplı ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabuçta; 40 bar basınç ve 1500 d/dak hızda Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarında sistem rijitliği sırası ile 1032824 N/mm ve 1085021 N/mm olurken Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağında 298003 N/mm olduğu görülmektedir. Alınan diğer yatak sistem rijitliği değişimi değerleri de Tablo 3.7, 3.8 ve 3.9'da yer almaktadır.

Tablo 3.7. Shell Tellus S2 M 68 yağı yatak sistem rijitliği değişimi (N/mm)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	249959	630751	974183	1471416
	500	195374	545172	880939	1246059
	750	172317	496171	857737	1173897
	1000	161057	478049	746525	1106202
	1250	159910	456094	738917	1055200
	1500	145139	444570	699701	1032824
	1750	152405	424860	674152	1009911
	2000	138961	369977	662521	969093
	2250	123127	371388	662112	942428

Tablo 3.8. Hidrotex DTA 68 yağı yatak sistem rijitliği değişimi (N/mm)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	210448	691191	1018891	1360223
	500	175655	544859	873186	1271826
	750	144866	493297	820016	1199173
	1000	141820	453992	777877	1155815
	1250	131197	427974	762609	1124412
	1500	123082	413007	742482	1085021
	1750	112693	408400	719322	1058061
	2000	107705	404269	692317	1025483
	2250	102296	390456	679421	1016736

Tablo 3.9. Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı yatak sistem rijitliği değişimi (N/mm)

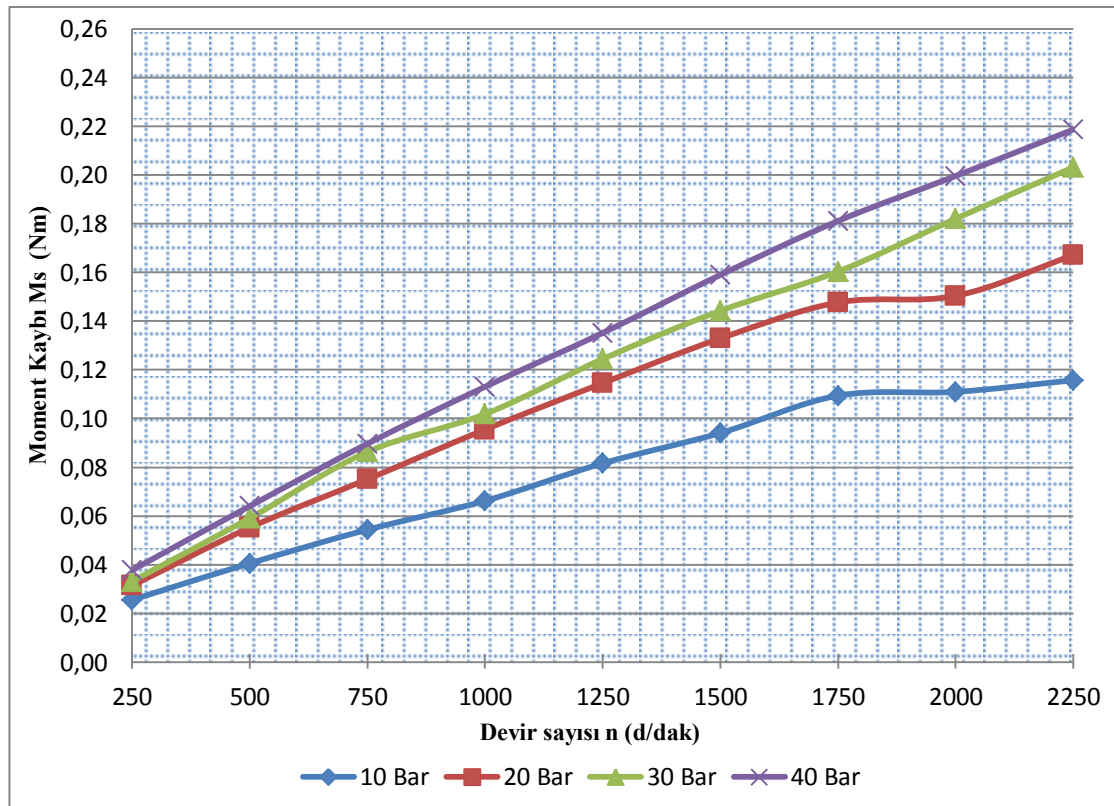
Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	72778	155231	224493	278894
	500	72296	160395	239513	299189
	750	70477	156499	242573	290220
	1000	71320	159726	245095	290476
	1250	73306	159096	241336	290218
	1500	73114	169567	241870	298003
	1750	74455	171028	244700	290194
	2000	75940	169260	241896	284031
	2250	78114	185231	252281	290533

Farklı yüklemeler altında çalışan yatakların çalışma parametrelerinin belirlenmesinde yatak rijitliği önemli bir faktördür. Rijitliğin yüksek olması yatağın çalışma şartları bakımından istenilen bir özelliktir. Grafiklerden elde edilen değerlere göre rijitlik, dönme hızının artmasıyla hidrolik yağlarda düşmekte olup, sentetik yağlarda bir miktar

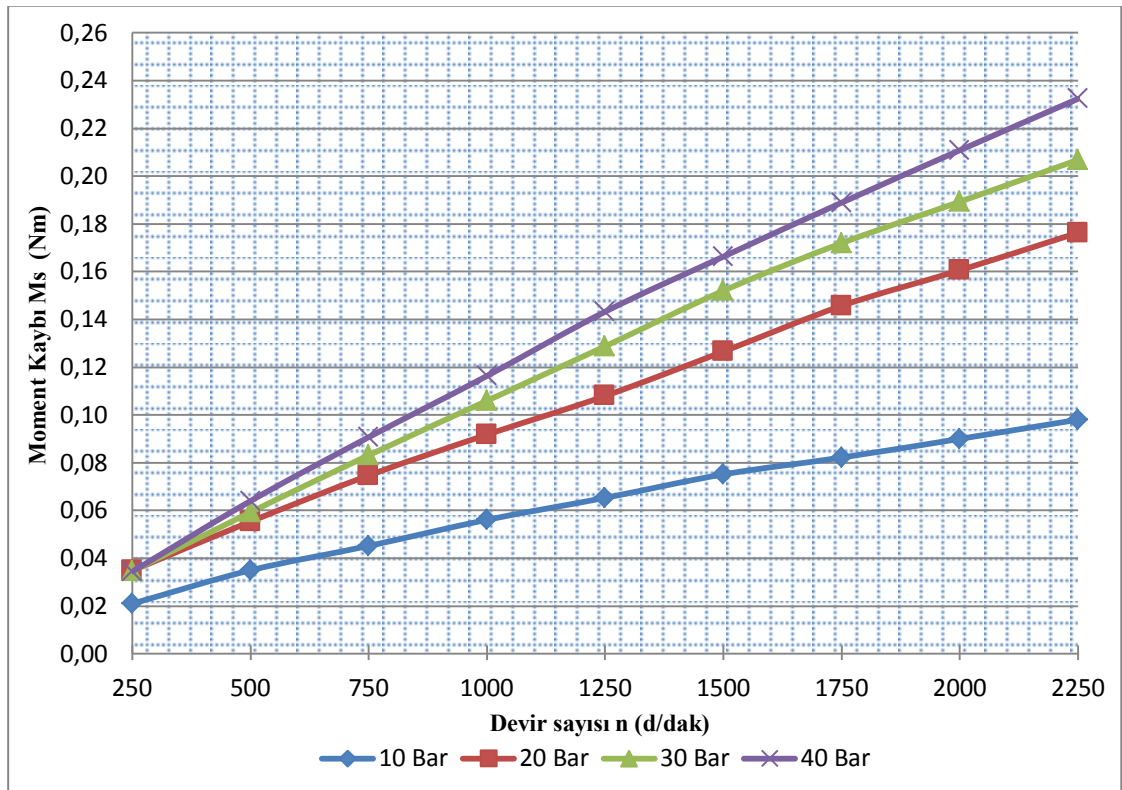
artmaktadır. Yükleme basıncının artması eksenel yük miktarını artırmaktadır, eksenel yük miktarının artması rijitliğin de artmasını sağlamaktadır (Denk 2.9). Viskozitenin artması rijitliğin azalmasına neden olmaktadır. Viskozitesi yüksek olan sentetik yağın viskozitesi düşük olan hidrolik yağlara göre daha düşük değerlerde rijitlik değerleri elde edilmiştir. Sistem rijitliğine bağlı olarak, düşük viskozite değerlerine sahip hidrolik yağların daha verimli çalıştığı görülmektedir.

### 3.5. Viskoz Moment Kaybı Değişimi

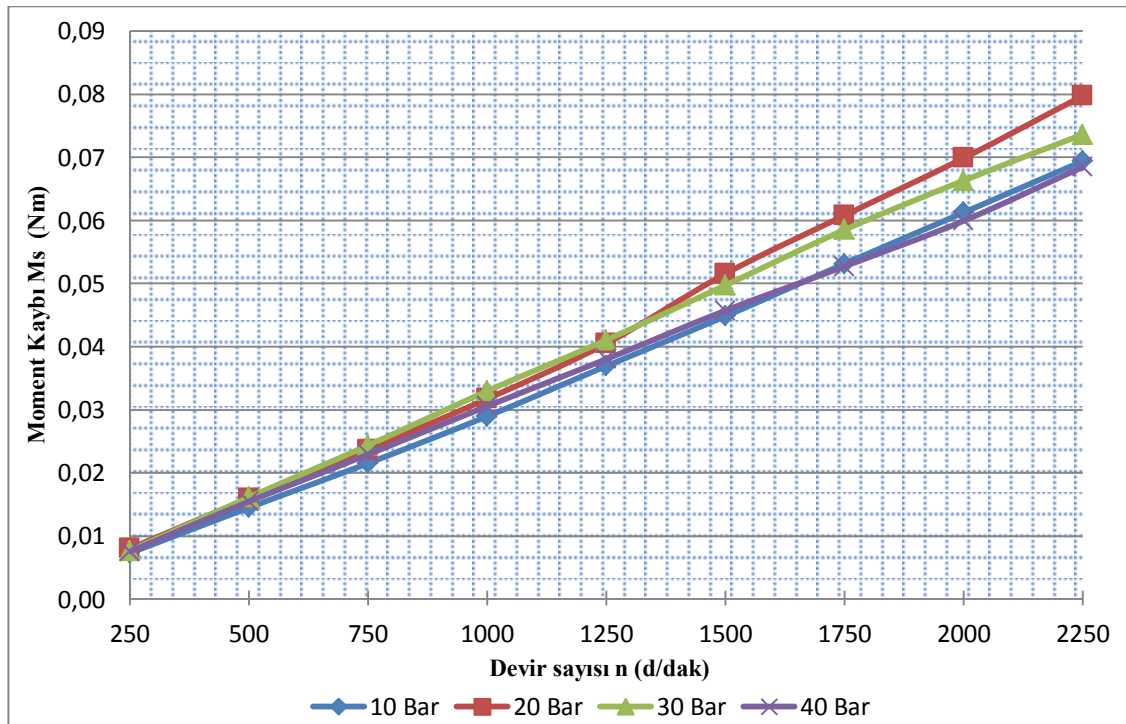
Viskoz moment kaybı, birbirlerine göre izafi hareket eden iki yüzey arasındaki viskoz sürtünme dolayısıyla oluşan moment kaybıdır. Viskoz moment kaybı; yatak yüzey yapısına, dönme hızına ve yağ film kalınlığına göre değişim göstermektedir. Burada farklı viskozite değerlerine sahip üç çeşit yağın farklı basınç ve hızlarda deneysel değerlerinden hesaplanarak elde edilen viskoz moment kaybı grafikleri verilmektedir.



Şekil 3.10. Shell Tellus S2 M 68 yağı viskoz moment kaybının farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi



Şekil 3.11. Hidrotex DTA 68 yağı viskoz moment kaybının farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi



Şekil 3.12. Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı viskoz moment kaybının farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi

Şekil 3.10, 3.11 ve 3.12’de  $d_c=0,7$  mm orifiz çaplı ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabucun, farklı basınçlardaki viskoz moment kaybı, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 3.10 ve Şekil 3.11’de kinematik viskozitesi birbirine benzer olan sırasıyla Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağları ve Şekil 3.12’deki Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağı kullanılmıştır.

Şekil 3.10 ve Şekil 3.11’de sırasıyla Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarında farklı basınçlardaki viskoz moment kaybı dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Devir sayısının artmasıyla moment kaybının arttığı görülmektedir. Aynı zamanda, birbirine yakın viskozite değerlerine sahip hidrolik yağların kullanılmasıyla benzer oranlarda moment kaybında küçük değişimler görülmektedir.

Şekil 3.12’deki Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağında, dönme hızına bağlı olarak farklı basınçlardaki viskoz moment kaybı değişimi görülmektedir. Devir sayısının artmasıyla moment kaybının arttığı görülmektedir. Ancak farklı basınç değerlerinde moment kaybının da farklı oranlarda azaldığı tespit edilmiştir.

Verilen grafiklerde yükleme basıncına, devir sayısına ve kullanılan yağın viskozitesine göre viskoz moment kaybı değerinin değiştiği görülmektedir. Viskoz moment kaybı yüksek devirlerde, düşük devirlere göre daha büyük değerlere sahip olduğu görülmektedir. Viskozitenin artmasıyla da viskoz moment kaybının azaldığı görülmektedir. Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarına göre Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağının viskozitesi daha yüksek olduğu için viskoz moment kaybı daha düşük olmaktadır.

Kullanılan yağın viskozitesine bağlı olarak  $d_c=0,7$  mm orifiz çaplı ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabuçta; 30 bar basınç ve 1000 d/dak hızda Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarında viskoz moment kaybı sırası ile 0,102 Nm ve 0,106 Nm olurken Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağında 0,033 Nm olduğu görülmektedir. Alınan diğer viskoz moment kaybı değişimi değerleri de Tablo 3.10, 3.11 ve 3.12’de yer almaktadır.

Tablo 3.10. Shell Tellus S2 M 68 yağı viskoz moment kaybı değişimi (Nm)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	0,026	0,031	0,033	0,038
	500	0,041	0,055	0,059	0,064
	750	0,054	0,075	0,086	0,090
	1000	0,066	0,095	0,102	0,113
	1250	0,082	0,115	0,124	0,135
	1500	0,094	0,133	0,144	0,159
	1750	0,109	0,148	0,160	0,181
	2000	0,111	0,150	0,182	0,200
	2250	0,116	0,167	0,203	0,219

Tablo 3.11. Hidrotex DTA 68 yağı viskoz moment kaybı değişimi (Nm)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	0,021	0,035	0,035	0,034
	500	0,035	0,055	0,059	0,064
	750	0,045	0,075	0,083	0,091
	1000	0,056	0,092	0,106	0,116
	1250	0,065	0,108	0,129	0,143
	1500	0,075	0,127	0,152	0,166
	1750	0,082	0,146	0,172	0,189
	2000	0,090	0,161	0,189	0,211
	2250	0,098	0,176	0,207	0,232

Tablo 3.12. Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı viskoz moment kaybı değişimi (Nm)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	0,007	0,008	0,008	0,008
	500	0,015	0,016	0,016	0,015
	750	0,022	0,024	0,024	0,023
	1000	0,029	0,032	0,033	0,031
	1250	0,037	0,041	0,041	0,038
	1500	0,045	0,052	0,050	0,046
	1750	0,053	0,061	0,059	0,053
	2000	0,061	0,070	0,066	0,060
	2250	0,069	0,080	0,074	0,068

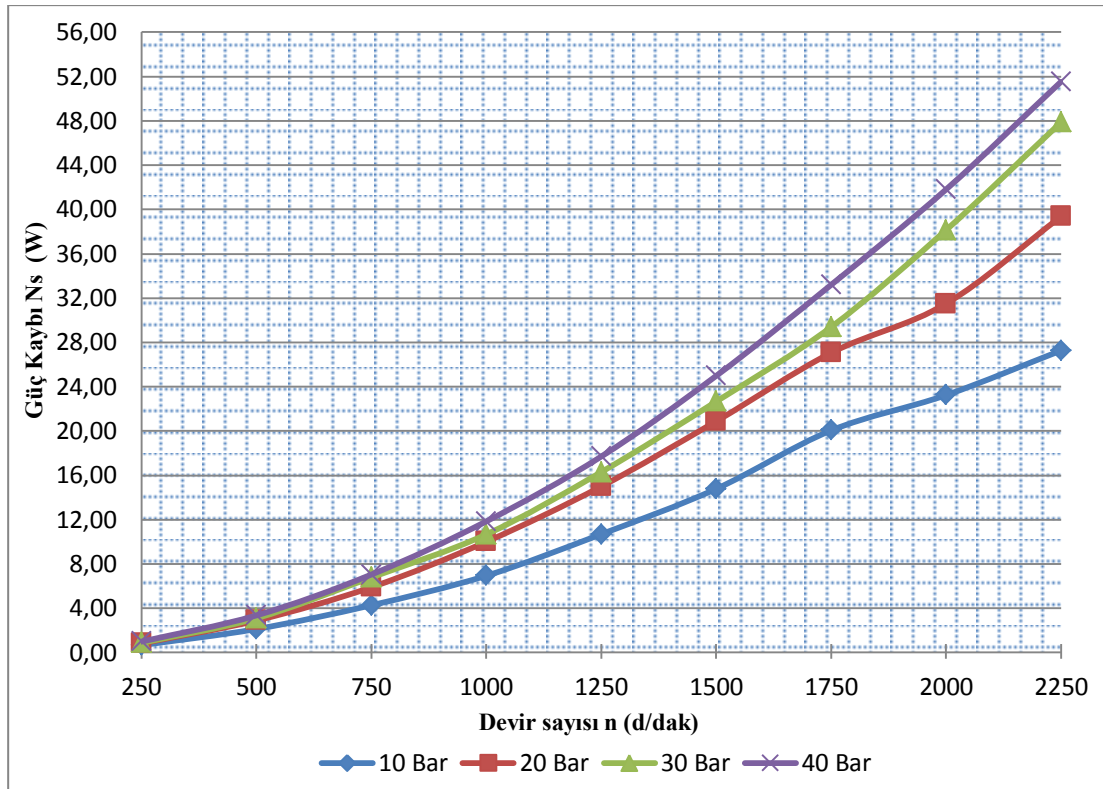
Viskoz moment kaybı güç kaybına neden olduğundan dolayı düşük olması istenir. Grafiklerden elde edilen değerlere göre devir hızının artması viskoz moment kaybını arttırmakla (Denk. 2.13) birlikte yağ viskozitesinin artması da bir miktar viskoz moment

kaybını azaltmaktadır. Bu anlamda sentetik olan Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı, Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarına göre daha verimlidir.

### 3.6. Güç Kaybı Değişimi

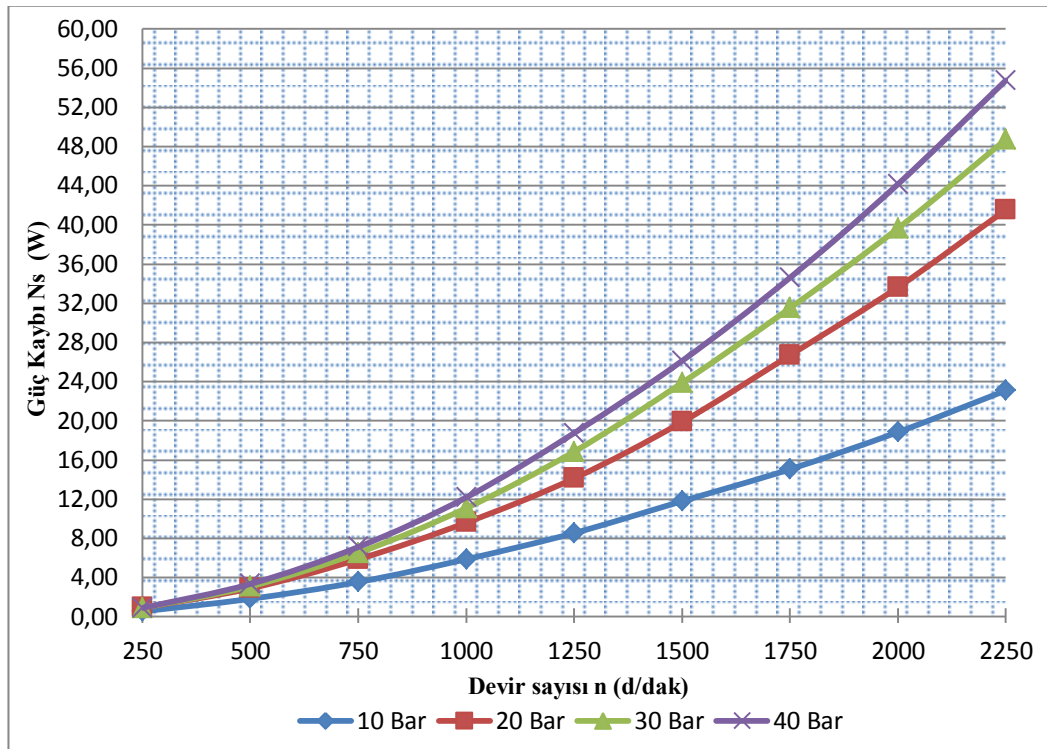
Birbirlerine göre izafi hareket eden iki yüzey arasındaki viskoz sürtünme dolayısıyla oluşan moment kaybı bir güç kaybına neden olmaktadır. Güç kaybı, yatak yüzey yapısına, dönme hızına ve yağ film kalınlığına göre değişim göstermektedir. Burada farklı viskozite değerlerine sahip üç çeşit yağın deneysel değerlerinden hesaplanarak elde edilen güç kaybı grafikleri verilmiştir.

Şekil 3.13, 3.14 ve 3.15'te  $d_c=0,7$  mm orifiz çaplı ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabucun, farklı basınçlardaki güç kaybı, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 3.13 ve Şekil 3.14'te kinematik viskozitesi birbirine benzer olan sırasıyla Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağları ve Şekil 3.15'teki Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağı kullanılmıştır.

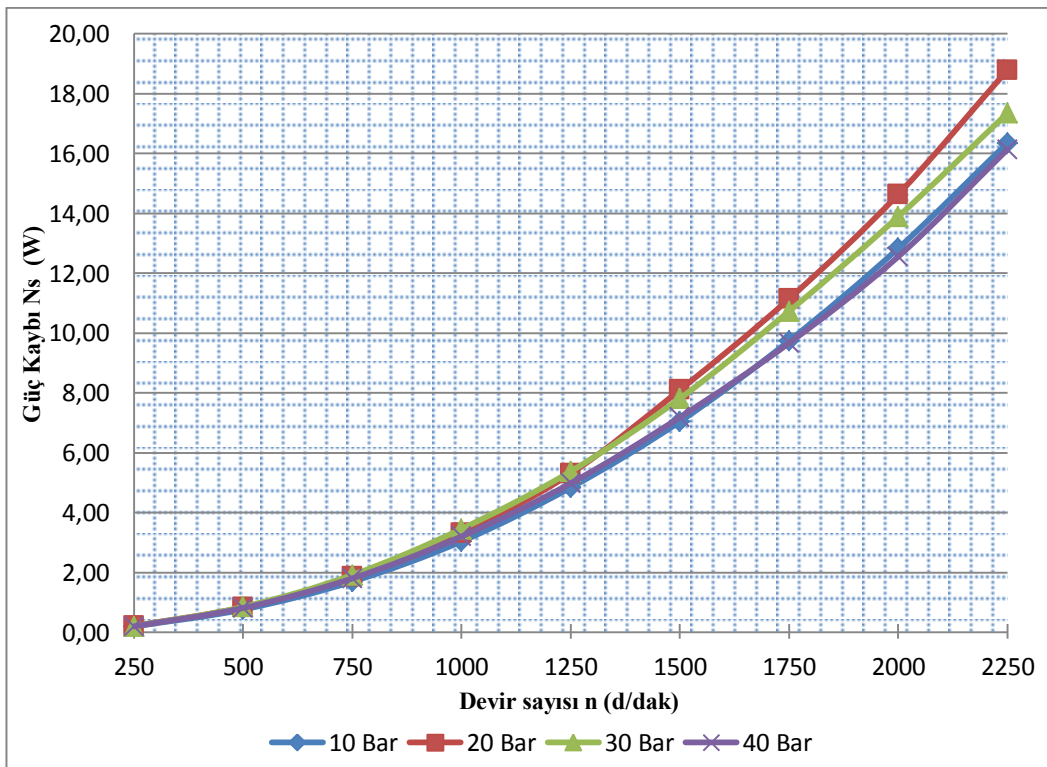


Şekil 3.13. Shell Tellus S2 M 68 yağı güç kaybının farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi





Şekil 3.14. Hidrotex DTA 68 yağı güç kaybının farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi



Şekil 3.15. Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı güç kaybının farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi

Şekil 3.13 ve Şekil 3.14’te sırasıyla Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarında farklı basınçlardaki güç kaybı, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Devir sayısının artmasıyla güç kaybının arttığı görülmektedir. Grafiklerde; Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağları arasında basınca bağlı olarak birbirine yakın viskozite değerlerinde olmalarından dolayı bir miktar değişiklik olduğu görülmektedir.

Şekil 3.15’teki Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağında, dönme hızına bağlı olarak farklı basınçlardaki güç kaybı değişimi görülmektedir. Devir sayısının artmasıyla güç kaybının bir miktar arttığı görülmektedir.

Verilen grafiklerde yükleme basıncına, devir sayısına ve kullanılan yağın viskozitesine göre güç kaybı (Ns) değerinin değiştiği görülmektedir. Güç kaybının yüksek hızlarda, düşük hızlara göre daha büyük değerlere sahip olduğu tespit edilmiştir. Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağları ve Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağı grafiklerine bakıldığında viskozitenin artmasıyla da güç kaybının azaldığı görülmektedir. Güç kaybı değişimi yüksek basınçlarda, devir sayısının artmasıyla daha kararlı bir davranış göstermektedir.

Kullanılan yağın viskozitesine bağlı olarak  $d_c=0,7$  mm orifiz çaplı ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabuçta; 40 bar basınç ve 2000 d/dak hızda Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarında güç kaybı sırası ile 41,80 W ve 44,16 W olurken Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağında 12,55 W olduğu görülmektedir. Alınan diğer güç kaybı değişimi değerleri de Tablo 3.13, 3.14 ve 3.15’te yer almaktadır.

Tablo 3.13. Shell Tellus S2 M 68 yağı güç kaybı değişimi (W)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	0,67	0,82	0,87	0,99
	500	2,12	2,89	3,09	3,35
	750	4,27	5,90	6,78	7,04
	1000	6,93	10,00	10,67	11,84
	1250	10,68	14,99	16,29	17,69
	1500	14,77	20,88	22,65	24,97
	1750	20,05	27,06	29,38	33,19
	2000	23,24	31,49	38,13	41,80
	2250	27,26	39,36	47,86	51,52

Tablo 3.14. Hidrotex DTA 68 yağı güç kaybı değişimi (W)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	0,55	0,91	0,91	0,90
	500	1,83	2,90	3,10	3,35
	750	3,55	5,87	6,53	7,12
	1000	5,88	9,61	11,09	12,18
	1250	8,55	14,13	16,86	18,75
	1500	11,80	19,88	23,88	26,12
	1750	15,06	26,70	31,51	34,61
	2000	18,85	33,63	39,64	44,16
	2250	23,10	41,54	48,73	54,75

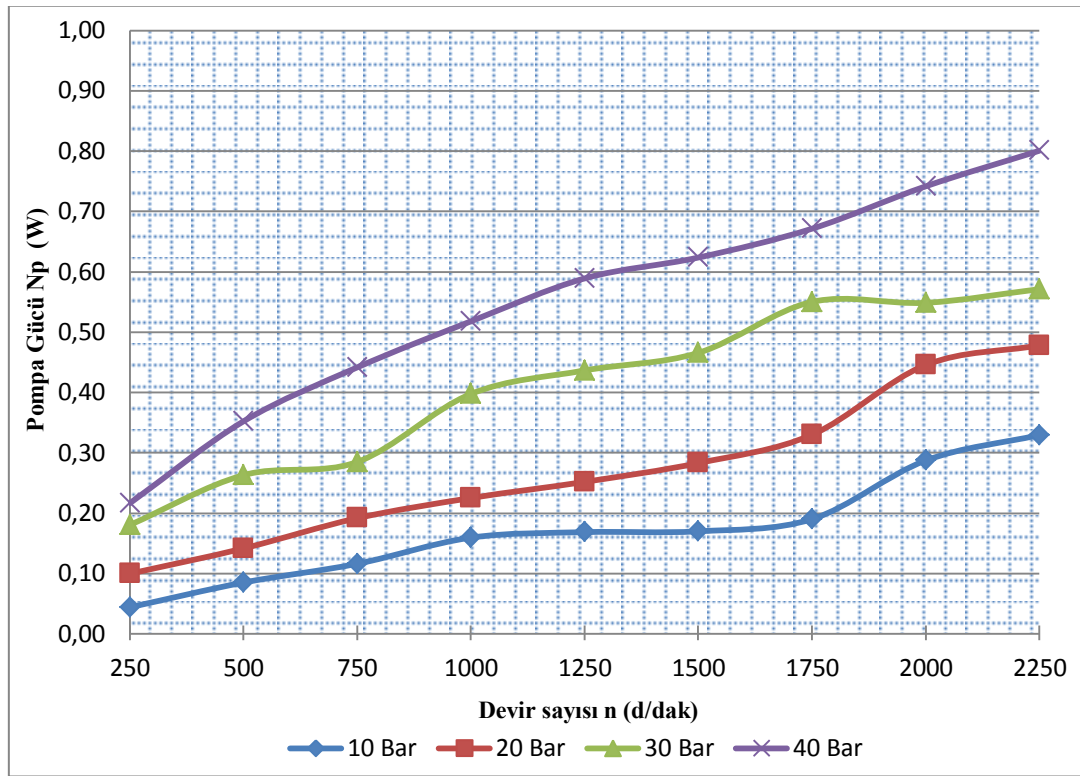
Tablo 3.15. Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı güç kaybı değişimi (W)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	0,19	0,21	0,20	0,20
	500	0,76	0,84	0,85	0,81
	750	1,69	1,86	1,91	1,80
	1000	3,03	3,32	3,45	3,20
	1250	4,83	5,30	5,38	4,98
	1500	7,04	8,10	7,81	7,18
	1750	9,74	11,14	10,73	9,66
	2000	12,83	14,64	13,89	12,55
	2250	16,35	18,79	17,35	16,14

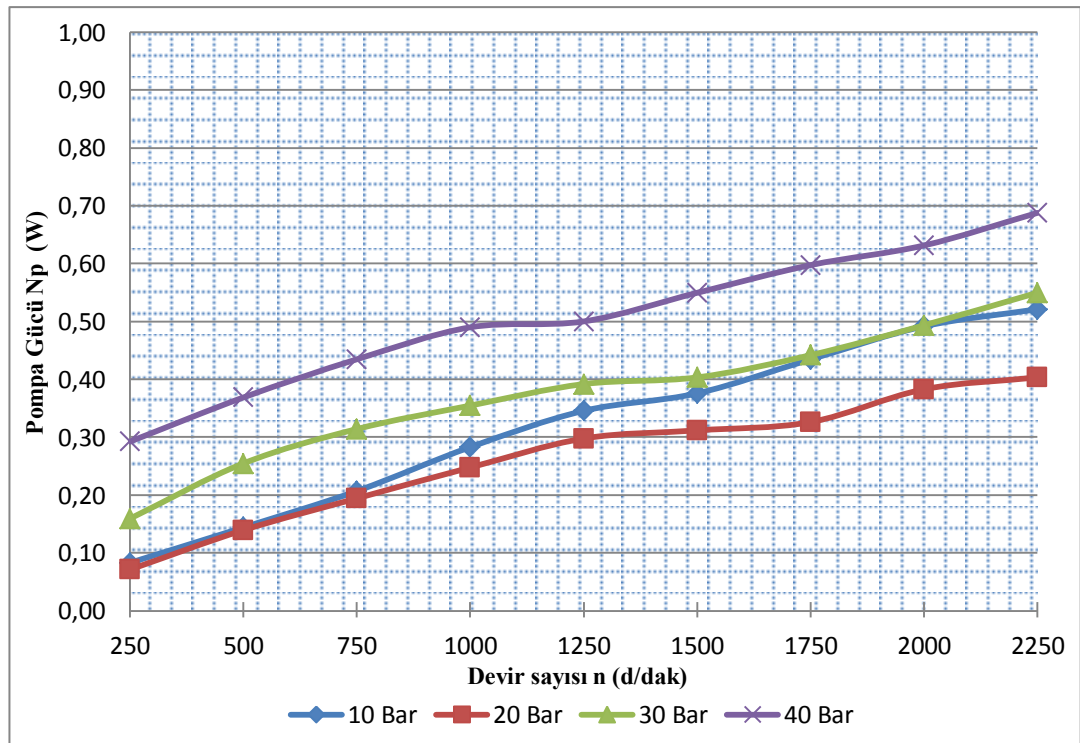
Güç kaybı, viskoz moment kaybından dolayı oluştuğu için elde edilen sonuçlar viskoz moment kaybı ile paralel olmaktadır (Denk. 2.13 ve 2.14). Verimlilik açısından güç kaybının da mümkün olduğunca düşük olması istenir. Grafiklerden elde edilen değerlere göre devir hızının artması güç kaybını arttırmakla birlikte yağ viskozitesinin artması da güç kaybını azaltmaktadır. Bu anlamda sentetik olan Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı, Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarına göre daha verimlidir.

### 3.7. Pompa Gücü Değişimi

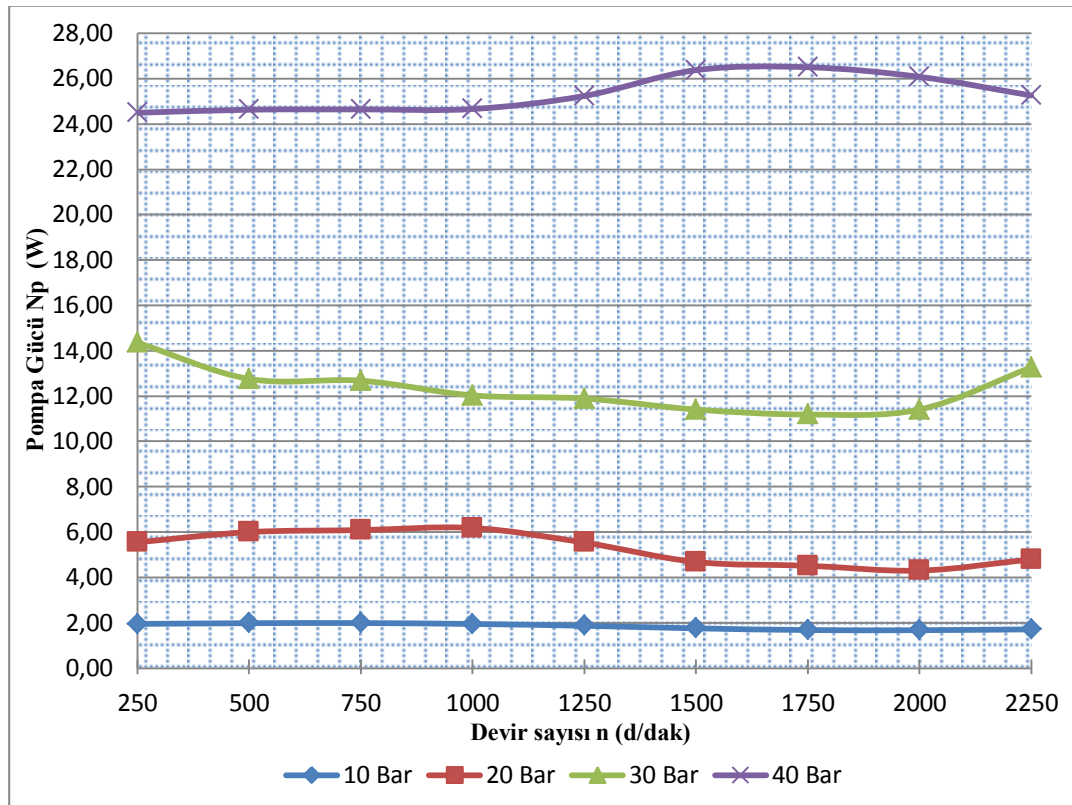
Pompa gücü, sisteme belirli bir basınçta ve debide yağ sevk edebilecek pompanın gücüdür. Pompa performansı açısından bu gücün dikkate alınması gerekmektedir.



Şekil 3.16. Shell Tellus S2 M 68 yağı pompa gücünün farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi



Şekil 3.17. Hidrotex DTA 68 yağı pompa gücünün farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi



Şekil 3.18. Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı pompa gücünün farklı basınçlarda artan devir sayısına göre değişimi

Şekil 3.16, 3.17 ve 3.18’de  $d_c=0,7$  mm orifiz çaplı ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabucun, farklı basınçlardaki yatak sistemi pompa gücünün, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 3.16 ve Şekil 3.17’de kinematik viskozitesi birbirine benzer olan sırasıyla Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağları ve Şekil 3.18’deki Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağı kullanılmıştır.

Şekil 3.16 ve Şekil 3.17’de sırasıyla Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarında farklı basınçlardaki yatak sistemi pompa gücünün, dönme hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Yükleme basıncı ve devir sayısının artmasıyla pompa gücünün arttığı görülmektedir. Aynı zamanda birbirine yakın viskozite değerlerine sahip olan yağlar arasında pompa gücünde büyük bir değişim görülmemiştir.

Şekil 3.18’deki Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağında, dönme hızına bağlı olarak farklı basınçlardaki yatak sistemi pompa gücünün değişimi görülmektedir. Yükleme basıncının artmasıyla pompa gücünün arttığı tespit edilmiştir. Devir sayısının artışı aynı basınçtaki yatak sistemi pompa gücünde büyük bir değişim göstermemektedir.

Verilen grafiklerde yükleme basıncına, devir sayısına ve kullanılan yağın viskozitesine göre pompa gücü ( $N_p$ ) değerinin değiştiği görülmektedir. Yükleme basıncının artmasıyla pompa gücünün arttığı tespit edilmiştir. Viskozitenin artışı da yatak sistemi pompa gücünde büyük bir artışa neden olmaktadır. Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağının viskozitesi, Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarının viskozitelerine göre daha yüksek değerde olması nedeniyle yatak sistemi pompa gücü daha büyük olmaktadır.

Kullanılan yağın viskozitesine bağlı olarak  $d_c=0,7$  mm orifiz çaplı ( $R_i/R_d = 0,5$ ) kayıcı pabuçta; 40 bar basınç ve 1750 d/dak hızda Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarında pompa gücü sırası ile 0,67 W ve 0,60 W olurken Shell Helix HX7 AF 5W-30 sentetik yağında 26,51 W olduğu görülmektedir. Alınan diğer pompa gücü değişimi değerleri de Tablo 3.16, 3.17 ve 3.18'de yer almaktadır.

Tablo 3.16. Shell Tellus S2 M 68 yağı pompa gücü değişimi (W)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	0,04	0,10	0,18	0,22
	500	0,08	0,14	0,26	0,35
	750	0,12	0,19	0,28	0,44
	1000	0,16	0,23	0,40	0,52
	1250	0,17	0,25	0,44	0,59
	1500	0,17	0,28	0,47	0,62
	1750	0,19	0,33	0,55	0,67
	2000	0,29	0,45	0,55	0,74
	2250	0,33	0,48	0,57	0,80

Tablo 3.17. Hidrotex DTA 68 yağı pompa gücü değişimi (W)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	0,08	0,07	0,16	0,29
	500	0,14	0,14	0,25	0,37
	750	0,21	0,19	0,31	0,43
	1000	0,28	0,25	0,35	0,49
	1250	0,35	0,30	0,39	0,50
	1500	0,38	0,31	0,40	0,55
	1750	0,43	0,33	0,44	0,60
	2000	0,49	0,38	0,49	0,63
	2250	0,52	0,40	0,55	0,69

Tablo 3.18. Shell Helix HX7 AF 5W-30 yağı pompa gücü değişimi (W)

Basınç (Bar)		10	20	30	40
Devir sayısı (d/dak)	250	1,95	5,55	14,36	24,50
	500	1,98	6,00	12,76	24,63
	750	1,99	6,09	12,68	24,65
	1000	1,95	6,18	12,03	24,66
	1250	1,87	5,54	11,89	25,24
	1500	1,75	4,68	11,41	26,38
	1750	1,68	4,52	11,19	26,51
	2000	1,67	4,30	11,41	26,08
	2250	1,71	4,79	13,26	25,26

Pompa performansı açısından sisteme yağ iletecek pompa gücünün düşük olması gerekmektedir. Basıncın artmasıyla pompa gücü artmaktadır. Yükleme basıncına bağlı olarak pompa gücünün hidrolik yağlarda az bir miktarda artış göstermesine karşılık sentetik yağlarda ise daha fazla artış gösterdiği görülmektedir. Bu anlamda hidrolik yağlar, yağ iletimi için gerekli olan pompa gücünün daha düşük olması nedeniyle daha verimlidir.

## 4. BÖLÜM

### TARTIŞMA-SONUÇ ve ÖNERİLER

#### 4.1. Tartışma

Kaymalı yataklar, sarsıntı ve titreşimli yerlerde uygun ve sürekli yağlama yapıldığı takdirde uzun ömürlü olup yaygın olarak kullanılırlar. Bu yataklar ucuzdur ve oldukça sessiz çalışır. Büyük güç veya kuvvetlerin iletilmesinde tercih edilir. İçten yanmalı motorlarda, krank millerinde, haddehane makinelerinde, takım tezgâhlarında, taşıma iletme, kaldırma makinelerinde, bantlı konveyörlerde, konkasörlerde, helezonlu taşıyıcılarda, kara ve demir yolu taşıtlarında, değirmen makinelerinde ve endüstrinin birçok alanında kullanılır.

Kaymalı yatakta birinci amaç, mil ile yatak arasında kalın bir yağ filmi oluşturarak metalin metale temasını engellemek, böylece sürtünmeyi düşürmek ve aşınmayı ortadan kaldırmaktır. Bunun kısmen ya da hiç mümkün olmadığı durumlarda ise kaymalı yatağın küçük sürtünmeler ve düşük aşınma ile uzun süre görev yapması istenir. Bu nedenle yağ tercihi kaymalı yataklarda önemlidir. Bu çalışmada kaymalı yatağın yerine bağlı olarak ne tür bir yağ kullanılacağına dair deneysel açıklamalar yapılmıştır. “Kaymalı Yataklar ve Pistonlu Pompalarda Farklı Viskoziteye Sahip Yağların Çalışma Performansının Deneysel Analizi” adlı çalışma Erciyes Üniversitesi bilimsel araştırma projeleri birimi tarafından FYL-2013-4772 kodlu proje ile desteklenmiştir.

#### 4.2. Sonuçlar

Bu deneysel uygulamalı çalışmada aksenal pistonlu pompaların önemli bir elemanı olan ve hidrostatik/hidrodinamik yatak prensibine göre çalışan pabuç yataklarda; yağ film kalınlığı, aksenal yük değişimi, sistem rijitliği, viskoz moment kaybı, güç kaybı ve



pompa gücü gibi faktörler dikkate alınarak kullanılan farklı viskozitedeki yağların pompa performansına etkileri araştırılmıştır.

Kullanılan Yağlar	Faktörlerin Avantaj/Dezavantaj Durumu					
	Yağ Film Kalınlığı	Eksenel Yük	Sistem Rijitliği	Viskoz Moment Kaybı	Güç Kaybı	Pompa Gücü
Shell Tellus S2 M 68	-	-	+	-	-	+
Hidrotex DTA 68	-	-	+	-	-	+
Shell Helix HX7 AF 5W-30	+	+	-	+	+	-

Şekil 4.1. Kullanılan yağların faktörlere bağlı olarak avantaj/dezavantaj durumu

Yağ film kalınlığı, metal-metal sürtünmesi açısından önemi büyük olmaktadır. Bu amaçla yağ film kalınlığının büyük olması metal-metal sürtünmesini azaltacaktır. Hidrolik yağlarda basıncın yükselmesiyle yağ film kalınlığı düzenli bir şekilde azalmakta olup, devir sayısının yükselmesiyle bir miktar arttığı tespit edilmiştir. Ancak bir bütün olarak değerlendirildiğinde basıncın artışı yağ film kalınlığını azaltmaktadır. Sentetik yağda ise basıncın yükselmesiyle yağ film kalınlığı artmakta olup devir sayısının yükselmesiyle bir miktar azalmaktadır. Ancak bir bütün olarak değerlendirildiğinde basıncın artışı viskoziteye bağlı olarak yağ film kalınlığını arttırmaktadır. Grafiklerde (Bkz. Şekil 3.1, Şekil 3.2 ve Şekil 3.3) görüldüğü üzere devir hızının basınca etkisi çok büyük olmamakla birlikte basıncın yükselmesiyle sentetik yağ kullanıldığında, hidrolik yağlara göre yağ film kalınlığında yaklaşık üç katı kadar bir artış tespit edilmiştir. Grafiklerden elde edilen değerler dikkate alınarak hidrostatik(yüksek basınçlı) sistemlerde metal-metal sürtünmesini azaltabilmek için hidrolik yağın yerine sentetik yağlar tercih edilmelidir.

Eksenel pistonlu pompa sisteminde, sistemin daha fazla yük taşıyabilmesi istenmektedir. Bu yüzden eksenel yük miktarının büyük olması sistemin daha verimli çalışmasını sağlayacaktır. Eksenel yük miktarının; dönme hızına, kullanılan yağın

viskozitesine ve basınca bağılı olarak değiştiği belirlenmiştir. Eksenel yük değeri yüksek basınçlarda, düşük basınçlara göre daha büyük değerlere sahip olmaktadır. Viskozitenin artmasıyla da yük taşıma kapasitesinin değiştiği görülmektedir. Aynı zamanda, kullanılan yağın özelliğine göre de yük taşıma kapasitesi farklılık göstermektedir. Eksenel yük taşıma kapasitesi, basıncın ve devir hızının arttırılmasıyla hidrolik yağlarda düşük oranlarda değişim gösterirken, sentetik yağlarda ise arttığı tespit edilmiştir. Aynı zamanda viskozitesi yüksek olan Shell Helix HX7 AF sentetik yağının Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarına göre daha fazla yük taşıyabildiği görülmektedir. Bu durumda elde edilen verilere göre eksenel yük taşıyabilme kapasitesi açısından, yüksek basıncın ve viskozitesi yüksek olan sentetik yağın daha uygun olduğu tespit edilmiştir.

Viskoz moment kaybı, güç kaybına da neden olduğundan dolayı düşük olması istenir. Viskoz moment kaybı; yüksek devirlerde, düşük devirlere göre daha büyük değerlere sahip olmaktadır. Viskozitenin artması ile viskoz moment kaybı azalmaktadır. Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarına göre Shell Helix HX7 AF sentetik yağının viskozitesi daha yüksek olduğu için viskoz moment kaybı daha düşük olmaktadır. Buna göre sentetik Shell Helix HX7 AF yağının verimliliği diğer hidrolik yağlara göre daha fazla olmaktadır.

Güç kaybı sistemde istenilmeyen bir özelliktir. Güç kaybının yüksek hızlarda, düşük hızlara göre daha büyük değerlere sahip olduğu görülmektedir. Grafiklerden elde edilen değerlere göre devir hızının artması güç kaybını arttırmakla birlikte yağ viskozitesinin artması da güç kaybını azaltmaktadır. Bu anlamda sentetik yağlar, hidrolik yağlara göre daha verimlidir.

Pompa performansı açısından sisteme yağ iletecek pompa gücünün düşük olması gerekmektedir. Yükleme basıncının artmasıyla pompa gücü artmaktadır. Yükleme basıncına bağılı olarak pompa gücünün hidrolik yağlarda az bir miktarda artış göstermesine karşılık, sentetik yağlarda daha fazla artış gösterdiği görülmektedir. Bu anlamda hidrolik yağlar, yağ iletimi için gerekli olan pompa gücünün daha düşük olması nedeniyle daha verimlidir.

Eksenel pistonlu pompalarda sistem rijitliğinin yüksek olması istenmektedir. Sistemin rijitliğinin yüksek olması pompa performansını arttırmaktadır. Yatak sisteminin rijitliği; yüksek basınçlarda, düşük basınçlara göre daha büyük değerlere sahip olmaktadır. Aynı zamanda, birbirine yakın viskozite değerlerine sahip hidrolik yağlar arasında da basınca ve devir sayısına bağlı olarak küçük değişimler görülmektedir. Viskozitesi daha yüksek olan Hidrotex DTA 68 yağının rijitlik değerleri daha düşük olmaktadır. Viskozitenin artmasıyla da rijitliğin büyük bir oranda azaldığı tespit edilmiştir. Sentetik Shell Helix HX7 AF yağındaki rijitlik değerinin, Shell Tellus S2 M 68 ve Hidrotex DTA 68 hidrolik yağlarına göre çok daha düşük olduğu belirlenmiştir. Sistem rijitliğine bağlı olarak; pompa performansı açısından düşük viskozite değerlerine sahip hidrolik yağlar tercih edilmelidir.

### 4.3. Öneriler

İmal edilen eksenel pistonlu pompa deney düzeneğine bazı eklemeler yapılarak, deneysel olarak elde edilecek değerlerin sayısı artırılabilir. Deneysel ağırlıklı olarak yapılan çalışmada, farklı kayıcı pabuçlar, yağlar ve ölçüm cihazları kullanılarak daha çok sayıda sonuçlar alınabilir. Bu önerilerden bazıları şunlardır;

- Üst tabla üzerine eklenecek bir gerilimölçer yardımıyla, döner tabla ve kayıcı pabuç arasında oluşan sürtünme kuvveti tespit edilebilir.
- Mevcut soğutma sistemi güçlendirilip, termostat eklenerek sisteme giren yağın sıcaklığının sabitlenmesi sağlanabilir. Böylece kinematik viskozitenin değişmesiyle oluşabilecek olumsuz sonuçlar ortadan kalkacaktır (Kinematik viskozitenin düşmesi yağlayıcı akışkanın özelliğini düşürmektedir).
- Deney tesisatı üzerinden yağ film kalınlığını temassız transdüser (contactless transducer) vasıtasıyla ölçebilecek sistem geliştirilerek, deneysel veriler ile teorik hesaplamalar karşılaştırılabilir. Bu sayede normalde uniform kabul edilen yağ film kalınlığının değişimi görülebilir.
- Deney tesisatı güçlendirilerek, daha yüksek basınçlarda ve devir hızlarında deneyler yapılabilir.

**KAYNAKLAR:**

1. Canbulut, F., Yıldırım, Ş. and Sinanoğlu, C., 2004. Design of an artificial neural network for analysis of frictional power loss of hydrostatic slipper bearings, **Tribology Letters**, **17** (4): 887-889.
2. Canbulut, F., Sinanoğlu, C. and Yıldırım, Ş., 2004. Neural network analysis of leakage oil quantity in the design of partially hydrostatic slipper bearings, **Industrial Lubrication and Tribology**, **56** (4): 231-243.
3. Canbulut, F., Sinanoğlu, C., Yıldırım, Ş. and Koç, E., 2004. Design of neural network model for analysing hydrostatic circular recessed bearings with axial piston pump slipper, **Industrial Lubrication and Tribology**, **56** (5): 288-299.
4. Canbulut, F., Sinanoğlu, C. and Koç, E., 2009. 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., 2008. Leakage and groove pressure of an axial piston pump slipper with multiple lands, **Tribology Transactions**, **51** (4): 469-482.
6. Hooke, C. J. and Kakoullis, Y. P., 1978. The lubrication of slippers on axial piston pumps, pp. 13-26. *5th International Fluid Power Symposium*, September 1978, Durham, England.
7. Iboshi, N. and Yamaguchi, A., 1982. Characteristics of a slipper bearing for swash plate type axial piston pumps and motors theoretical analysis, **Bulletin of The Japan Society of Mechanical Engineers (JSME)**, **25** (210): 1921-1930.
8. Iboshi, N. and Yamaguchi, A., 1983. Characteristics of a slipper bearing for swash plate type axial piston pumps and motors experimental, **Bulletin of The Japan Society of Mechanical Engineers (JSME)**, **26** (219): 1583-1589.

9. Hooke, C. J. and Kakoullis, Y. P., 1983. The effects of non flatness on the performance of slippers in axial piston pumps, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, **197** (7): 239-247.
10. Hooke, C. J. and Li, K. Y., 1988. The lubrication of overclamped slippers in axial piston pumps centrally loaded behavior, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, **202** (4): 287-293.
11. Hooke, C. J. and Li, K. Y., 1989. The lubrication of slippers in axial piston pumps and motors the effect of tilting couples, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, **203** (5): 343-350.
12. Takahashi, K. and Ishizawa, S., 1989. Viscous flow between parallel disks with time varying gap width and central fluid source, pp. 407-414. *Japan Hydraulics and Pneumatics Society (JHPS) International Symposium on Fluid Power*, March 1989, Tokyo.
13. Koc, E. and Hooke, C. J., 1996. Investigation into the effects of orifice size, offset and oveclamp ratio on the lubrication of slipper bearings, **Tribology International**, **29** (4): 299-305.
14. Koc, E. and Hooke, C.J., 1997. Considerations in the design of partially hydrostatic slipper bearings, **Tribology International**, **30** (11): 815-823.
15. Tsuta, T., Iwamoto, T. and Umeda, T., 1999. Combined dynamic response analysis of a piston-slipper system and lubricants in hydraulic piston pump, emerging technologies in fluids, structures and fluid/structure interactions, **American Society of Mechanical Engineers (ASME)**, **396** (4): 187-194.
16. Crabtree, A.B. and Manring, N.D., 2005. Johnson RE. pressure measurements for translating hydrostatic trust bearings, **International Journal of Fluid Power**, **6** (3): 19-24.
17. Kazama, T., 2005. Numerical simulation of a slipper model for water hydraulic pumps/motors in mixed lubrication pp. 509-514. *Proceedings of the 6th Japan*

*Fluid Power System Society (JFPS) International Symposium on Fluid Power*, November 7-10, 2005, Tsukuba.

18. Li, K. Y. and Hooke, C. J., 1991. A note on the lubrication of composite slippers in water based axial piston pumps and motors, **Wear**, **147** (2): 431-437.
19. Hooke, C. J. and Kakoullis, Y. P., 1981. The effects of centrifugal load and ball friction on the lubrication of slippers in axial piston pumps, pp. 179-191. *6th International Fluid Power Symposium*, April, 1981, Cambridge, England.
20. Koc, E., Hooke, C. J. and Li, K. Y., 1992. Slipper balance in axial piston pumps and motors, **American Society of Mechanical Engineers (ASME), Journal of Tribology**, **114** (4): 766-772.
21. Kobayashi, S., Hirose, M., Hatsue, J. and Ikeya, M., 1988. Friction characteristics of a ball joint in the swashplate type axial piston motor, pp. 565-592. *Proceedings of the 8th International Symposium on Fluid Power*, April, 1988, Birmingham, England.
22. Harris, R. M., Edge, K. A. and Tilley, D. G., 1993. Predicting the behavior of slipper pads in swashplate-type axial piston pumps, pp. 1-9. *American Society of Mechanical Engineers (ASME) Winter Annual Meeting*, November 28-December 3, 1993, New Orleans, Louisiana.
23. Wieczoreck, U. and Ivantysynova, M., 2002. Computer aided optimization of bearing and sealing gaps in hydrostatic machines-the simulation tool ASPAR, **International Journal of Fluid Power**, **3** (1): 7-20.
24. Kakoullis, Y. P., 1977. Slipper Lubrication in Axial Piston Pumps. University of Birmingham, M.Sc. Thesis, England, 117 p.
25. Harris, R. M., Edge, K. A. and Tilley, D. G., 1996. Slipper pads in swashplate-type axial piston pumps, **American Society of Mechanical Engineers (ASME) Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, **118** (4): 41-47.

26. Bergada, J. M. Watton, J., 2002. A direct leakage flow rate calculation method for axial pump grooved pistons and slippers, and its evaluation for a 5/95 fluid application, pp. 259-264. *5th Japan Fluid Power System Society (JFPS) International Symposium on Fluid Power*, November 13, 2002, Nara, Japan.
27. Bergada, J. M. and Watton J., 2002. Axial piston pump slipper balance with multiple lands, pp. 69-73. *American Society of Mechanical Engineers (ASME), 2002 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, November 17-22, 2002, New Orleans, Louisiana.
28. Bergada, J. M. and Watton, J., 2005. Force and flow through hydrostatic slippers with grooves, pp. 240. *The 8th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization (FLUCOME)*, April 2005, Chengdu, China.
29. Bergada, J.M., Watton, J. and Kumar, S., 2008. Pressure, flow, force and torque between the barrel and port plate in an axial piston pump, **American Society of Mechanical Engineers (ASME), Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control**, **130** (1): 1-16.
30. Watton, J., 2007. *Modelling Monitoring and Diagnostic Techniques for Fluid Power Systems*. Springer-Verlag, London, 250 p.
31. Wang, X., Yamaguchi, A., 2002. Characteristics of hydrostatic bearing/seal parts for water hydraulic pumps and motors, **Tribology International**, **35** (7): 435-442.
32. Nie, S. L., Huang, G. H., Li, Y. P., 2006. Tribological study on hydrostatic slipper bearing with annular orifice damper for water hydraulic axial piston motor, **Tribology International**, **39** (11): 1342-1354.
33. Karkoub, M.A., Gad, O. E. and Rabie, M.G. 1999. Predicting axial piston pump performance using neural networks, **Mechanism and Machine Theory**, **34** (8): 1211- 1226.
34. Koç, E. and Hooke, C. J. 1997. Considerations in the design of partially hydrostatic slipper bearings, **Tribology International**, **30** (11): 815-823.

35. Kovalchenk, A., Ajayi, O., Erdemir, A., Fenske, G. and Etsion, I., 2005. The effect of laser surface texturing on transitions in lubrication regimes during unidirectional sliding contact, **Tribology International**, **38** (3): 219-225.
36. Etsion, I., 2004. Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing, **Tribology Letters**, **17** (4): 733-737.
37. Koç, E., Canbulut, F., 1990. Eksenel hidrostatik-hidrokinamik yatak deney düzeneği tasarımı ve imalatı, s. 561-570. *4. Tasarım ve İmalat Kongresi*, 19-21 Eylül, 1990, ODTÜ, Ankara.
38. Solmaz, E., Babalık, F.C. and Öztürk, F., 2002. Multicriteria optimization approach for hydrostatic bearing design, **Industrial Lubrication and Tribology**, **54** (1): 20-25.
39. Koç, E., Canbulut, F., 1997. Hidrostatik eksenel kaymalı yatakların teorik ve deneysel analizi, sistem rijitliği, **Mühendis ve Makine Dergisi**, **38** (144): 22-27.
40. Koç, F., 1994. Yüzey Pürüzlülüğünün Yağlamaya Etkileri, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Kayseri, 98 s.
41. Gualtieri, E., Borghi, A., Calabri, L., Pugno, N. and Valeri, S., 2009. Increasing nanohardness and reducing friction of nitride steel by laser surface texturing, **Tribology International**, **42** (5): 699-705.
42. Borghi, A., Gualtieri, E., Marchetto, D., Moretti, L. and Valeri, S., 2008. Tribological effects of surface texturing on nitriding steel for high-performance engine applications, **Wear**, **265** (7-8): 1046-1051.
43. Canbulut, F., 2005. The experimental analyses of the effects of the geometric and working parameters on the circular hydrostatic thrust bearings, **The Japan Society of Mechanical Engineers (JSME), International Series C**, **48** (4): 715-722.



44. ErdođuŖ, B., 2008. Dairesel Cepli Hidrostatik Eksenel Kaymalı Yatakların Performansında Etkili Olan Parametrelerin Optimum Tasarımı, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Kayseri, 75 s.
45. Yılmaz, E., 2010. Eksenel Pistonlu Pompalarda Kayıcı Pabuç Geometrisinin ve Çalışma Şartlarının Pompa Performansına Etkilerinin Deneysel İncelenmesi, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Kayseri, 76 s.

## ÖZGEÇMİŞ

### KİŞİSEL BİLGİLER

Adı, Soyadı: Yusuf SÖYLER

Uyruğu: Türkiye (TC)

Doğum Tarihi ve Yeri: 15 Mart 1989, Mersin

Medeni Durumu: Bekâr

Tel: +90 539 441 20 48

email: [yusufsoyler@hotmail.com](mailto:yusufsoyler@hotmail.com)

Yazışma Adresi: Zeki Ayan Mahallesi 82031 Sokak No:3 33220 Toroslar/MERSİN

### EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	EÜ Fen Bilimler Enstitüsü	-
Lisans	EÜ Sivil Havacılık Yüksek Okulu	2012
Lise	Gazi Lisesi(Y.D.A), Mersin	2007

### İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
2014-2015	Baymap Havacılık	Uçak Teknisyeni
2013-2014	Emair Havacılık	Uçak Teknisyeni
2012-2013	THY Teknik	Uçak Teknisyeni

### YABANCI DİL

İngilizce