

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ENDÜSTRİYEL TASARIM MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**KAYICI PABUÇLARIN PERFORMANSINA
YÜZEY DOKU GEOMETRİSİ ETKİLERİNİN
ARAŞTIRILMASI**

**Hazırlayan
Özkan ÖZMEN**

**Danışman
Prof. Dr. Cem SİNANOĞLU**

Doktora Tezi

**Haziran 2019
KAYSERİ**

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ENDÜSTRİYEL TASARIM MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**KAYICI PABUÇLARIN PERFORMANSINA
YÜZEY DOKU GEOMETRİSİ
ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

(Doktora Tezi)

**Hazırlayan
Özkan ÖZMEN**

**Danışman
Prof. Dr. Cem SİNANOĞLU**

**Bu çalışma; Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından
FDK-2016-6986 kodlu proje ile desteklenmiştir.**

**Haziran 2019
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.



Özkan ÖZMEN

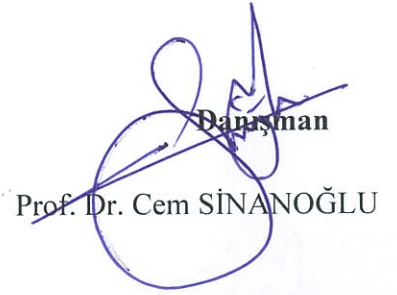
YÖNERGEYE UYGUNLUK SAYFASI

“Kayıcı Pabuçların Performansına Yüzey Doku Geometrisi Etkilerinin Araştırılması” Doktora tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ne uygun olarak hazırlanmıştır.

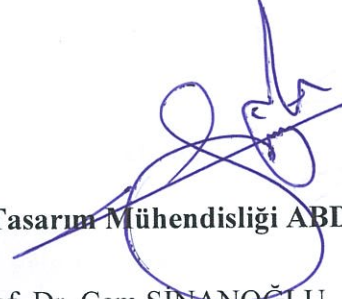


Tezi Hazırlayan

Özkan ÖZMEN



Danışman
Prof. Dr. Cem SİNANOĞLU



Endüstriyel Tasarım Mühendisliği ABD Başkanı

Prof. Dr. Cem SİNANOĞLU

Prof. Dr. Cem SİNANOĞLU' nun danışmanlığında **Özkan ÖZMEN** tarafından hazırlanan "**Kayıcı Pabuçların Performansına Yüzey Doku Geometrisi Etkilerinin Araştırılması**" adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Endüstriyel Tasarım Mühendisliği Anabilim Dalında **Doktora** tezi olarak kabul edilmiştir.

24 / 06 / 2019

JÜRİ:

Danışman : Prof. Dr. Cem SİNANOĞLU



Üye : Prof. Dr. Hüseyin Rıza BÖRKLÜ



Üye : Prof. Dr. Ertuğrul DURAK



Üye : Doç. Dr. Fehmi NAİR

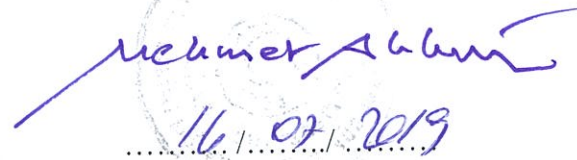


Üye : Doç. Dr. Afşin Alper CERİT



ONAY:

Bu tezin kabulü Enstitü Yönetim Kurulunun 16/07/2019 tarih ve 2019/41-07 sayılı kararı ile onaylanmıştır.



Prof. Dr. Mehmet AKKURT

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 Prof. Dr. Cem SİNANOĞLU ' na teşekkürü bir borç bilirim.

Bu çalışma boyunca derin öğrenme ve genetik programlama konularındaki bilgi ve görüşlerini benimle paylaşan, akademik gelişimime önemli katkılar sağlayan Dr. Öğr. Üyesi Abdullah ÇALIŞKAN, Arş. Gör. Turgay BATBAT, Dr. Öğr. Üyesi Hasan BADEM ve Doç. Dr. Ayşegül GÜVEN ' e teşekkür ederim.

Deney numunelerinin üretilmesinde hiçbir imkânını benden esirgemeyen ARGEMA firması çalışanları ve özellikle Mühendis Mustafa BİRKOL ' a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam boyunca sabırla hep yanımda olan ve haklarını hiçbir şekilde ödemeyeceğim eşim Rabia ÖZMEN, kızlarım Zeynep Gül ÖZMEN ve Meryem ÖZMEN ' e en içten dileklerimle teşekkür ederim.

Bu tez çalışmasına maddi destek veren Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi ' ne (Proje No: FDK-2016-6986) teşekkür ederim.

Özkan ÖZMEN

Kayseri, Haziran 2019

KAYICI PABUÇLARIN PERFORMANSINA YÜZEY DOKU GEOMETRİSİ ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Özkan ÖZMEN

**Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Doktora Tezi, Haziran 2019
Danışman: Prof. Dr. Cem SİNANOĞLU**

ÖZET

Eksenel pistonlu pompalar, inşaat, makine, metal şekillendirme, otomotiv, havacılık, tıbbi cihazlar, tarım, robotik, demiryolu, petrol sanayi ve dalga enerjisi dönüşümü gibi yüksek basınç gerektiren uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. Yüksek verimlilik ve değişken basınçta çalışabilmeleri, sürekli akış sağlayabilmeleri, güvenilir olmaları, kompakt tasarlanabilmeleri gibi avantajlarının olması yanında kompleks, yüksek bakım maliyeti, pahalı ve ağır olmaları gibi dezavantajları bulunmaktadır. Bununla birlikte eksenel pistonlu pompalardaki sürtünme, aşınma ve kayıp mekanizmaları karşılıklı çalışan tribolojik ara yüzeylerin özelliklerine bağlıdır. İyi bir tasarım için mühendislerin ana problemi, tribolojik ara yüzeyler üzerindeki davranışın doğru analiz edilerek anlaşılmasıdır. Bu yüzey çiftleri arasında en kompleks olanı ise kayıcı pabuç/eğik plaka arasındadır. Kayıcı pabucun performansı da genellikle sızıntı yağ debisi, yük taşıma kapasitesi ve güç kayıpları ile temsil edilir. Bu kritik performans parametreleri ise yatak boyunca yağ film kalınlığı ve basıncı ile ilgilidir. Bununla birlikte özel yüzeyli yapılar ile tribolojik ara yüzeylerdeki akış kontrol edilebilir.

Tez çalışmasında öncelikle pompa uygulamalarında kullanılan set bölgesi oluklu kayıcı pabuçlar ile set bölgesi düz ve delikli kayıcı pabuçlar deneysel olarak incelenmiştir. Bu yüzey şekillerinin kayıcı pabucun performansı üzerine etkileri araştırılmıştır. Deneysel sonuçlara göre oluklu kayıcı pabuçlar, düz ve delikli kayıcı pabuçlara göre daha az sızıntı yağ debisi ve yağ film kalınlığı ile çalışmıştır. Daha sonra düz bir kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisi için yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar, Reynolds Yağlama Denklemi'nden elde edilen analitik denklemler, Multi-Gen Genetik Programlama (MGGP) 'dan elde edilen matematiksel denklemler ve yapay sinir ağından (ANN) elde edilen model ile karşılaştırılmıştır. ANN ve MGGP'nin teorik sonuçlardan daha iyi modellediği gösterilmiştir. Daha sonra set bölgesi çeşitli dairesel doku derinliklerine sahip kayıcı pabuç deneysel olarak incelenmiş ve sonuçlar

uzun kısa süreli bellek tabanlı bir derin sinir ağı (DNN) ile modellenmiş ve sonuçlar geleneksel yapay zekâ metotları karşılaştırılmıştır. Önerilen DNN modelin üstünlüğü gösterilmiştir. Ayrıca kayıcı pabuç set bölgesi üzerindeki deliklerin derinliğinin arttırılmasının performansı etkilemediği görülmüştür. Son olarak düz bir kayıcı pabucun hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) modeli oluşturulmuş ve deneysel sonuçlardan elde edilen basınç dağılımı ile sızıntı yağ debisi değerleri karşılaştırılmıştır. CFD model ile deneysel sonuçların yakınsadığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Eksenel pistonlu pompa; kayıcı pabuç; yüzey dokusu; multi-genetik programlama; derin sinir ağı.



INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF SURFACE TEXTURE GEOMETRY ON SLIPPER PERFORMANCE

Özkan ÖZMEN

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

Ph.D. Thesis, June 2019

Supervisor: Prof. Dr. Cem SİNANOĞLU

ABSTRACT

Axial piston pumps are generally used in high-pressure applications such as construction, machinery, metal forming, automotive, aerospace, medical devices, agriculture, robotics, railway, oil industry and wave energy conversion. It has advantages such as being high efficiency and variable pressure, continuous flow, reliability, compact design besides it has disadvantages such as being complex, high maintenance cost, heavy and expensive. The fact remains that, the friction, wear and loss mechanisms in these pumps depend on the reciprocal working tribological interfaces characteristics. For the best design, the main problem of the engineers is the right analysis of the behaviour on these surfaces. The most complex of these tribological surface pairs is the slipper/swash plate. The performance of the slipper is also generally represented by leaking oil flow, load-bearing capacity and power losses. These critical performance parameters relate to oil film thickness and pressure distribution on the land of the slipper. However, the flow can be controlled on the tribological interfaces with special surface texture.

In this thesis, firstly, grooves on the slipper land, flat slipper using in real pump applications, and dimples on the slipper land were experimentally investigated. The effect of these surface shapes on the performance of the slipper was investigated. According to the experimental results, the groove slipper worked with less leakage and oil film thickness than flat and dimple slipper. Then, the results obtained from the experiments on the pressure distribution of a flat slipper and the leakage oil flow were compared with the analytical equations obtained from the Reynolds lubrication equation and the mathematical equations obtained from multi-gene genetic programming (MGGP) and the model obtained from artificial neural networks (ANN). It is shown that ANN and MGGP model better than theoretical results. Then the slipper with different dimple depths of the land was experimentally examined and the results were modelled

with a long-term memory based deep neural network (DNN) and compared traditional artificial intelligence methods. The superiority of the proposed DNN model is shown. In addition, it was found that increasing the depth of the dimples on the slipper land are not affect the performance of slipper. Finally, a computational fluid dynamics model (CFD) of a flat slipper is created and the pressure distribution and leakage oil flow values obtained from the experimental results are compared with this model. As a result, CFD model and experimental results showed convergence.

Keywords: Axial piston pump; slipper; surface texture; multi-gene genetic programming; deep neural network.



İÇİNDEKİLER

KAYICI PABUÇLARIN PERFORMANSINA YÜZEY DOKU GEOMETRİSİ ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK	i
YÖNERGEYE UYGUNLUK SAYFASI	ii
KABUL ONAY	iii
ÖNSÖZ / TEŞEKKÜR	iv
ÖZET.....	v
ABSTRACT.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR VE SİMGELER.....	xii
GİRİŞ	1

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Giriş	5
1.2. Eksenel Pistonlu Pompalar	6
1.3. Literatür Araştırması	9
1.3.1. Yüzey Dokusu	26
1.4. Sonuç	29

2. BÖLÜM

DENEY GEREÇ ve YÖNTEMİ

2.1. Giriş	31
2.2. Deney Düzenegi	34
2.3. Ana Test Ünitesi	37
2.4. Kayıcı Pabuç ve Ölçüm Ünitesi.....	38
2.5. Basınçlı Yağ	40

2.6. Deneysel Metot	40
2.7. Deney Numuneleri ve Yöntemi	44

3. BÖLÜM

TEORİK ANALİZ

3.1. Giriş	53
3.2. Düz Kayıcı Pabucun Matematiksel Analizi	55
3.3. Sonuç	59

4. BÖLÜM

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1. Giriş	61
4.1.1. Yağ Film Kalınlığının Değişimi	61
4.1.2. Sızıntı Yağ Debisinin Değişimi	67
4.1.3. Eksenel Yükün Değişimi	73
4.1.4. Yatak Rijitliğinin Değişimi	78

5. BÖLÜM

YAPAY ZEKÂ METOTLARI

5.1. Giriş	84
5.2. Düz Kayıcı Pabucun Basınç Dağılımı ve Sızıntı Yağ Debisinin Modellenmesi	87
5.2.1. Materyal ve Metot	89
5.2.2. Yapay Sinir Ağı Modeli	89
5.2.3. Önerilen ANN Modelin Parametrelerinin Ayarlanması	91
5.2.4. Multi-Gen Genetik Programlama Modeli	93
5.2.5. Önerilen MGGP Modelin Parametrelerinin Ayarlanması	96
5.2.6. ANN ve MGGP Modellerinin Performanslarının Karşılaştırılması	98
5.2.7. Sonuçlar ve Tartışmalar	99
5.2.8. Kayıcı Pabuç Üzerindeki Basınç Dağılımı	100

5.2.9. Kayıcı Pabuç/Eğik Plaka Arasındaki Sızıntı Yağ Debisi.....	104
5.2.10. Sonuç.....	108
5.3. DNN Kullanılarak Set Bölgesi Dairesel Delikli Kayıcı Pabucun Sızıntı Yağ Debisinin Modellenmesi.....	108
5.3.1. Materyal ve Metot	110
5.3.2. Derin Sinir Ağı Modeli.....	110
5.3.3. Tekrarlayan Sinir Ağı (RNN).....	111
5.3.4. LSTM Sinir Ağı	111
5.3.5. Önerilen LSTM-DNN Modeli.....	113
5.3.6. Sonuçlar ve Tartışmalar	116
5.3.7. Sonuç.....	122

6. BÖLÜM

SAYISAL ÇALIŞMA

6.1. Giriş	123
6.2. Materyal ve Metot	123
6.2.1. Akış Alanının Tasarlanması	123
6.2.2. Kafes Yapısının Oluşturulması	126
6.2.3. Çözüm Metodu	128
6.3. Sonuçlar	131
6.3.1. Sızıntı Yağ Debisi.....	131
6.3.2. Basınç Dağılımı	131

7. BÖLÜM

TARTIŞMA, SONUÇ ve ÖNERİLER

7.1. Tartışma ve Sonuçlar	138
7.2. Öneriler	141
KAYNAKLAR	143
ÖZGEÇMİŞ.....	155

KISALTMALAR VE SİMGELER

<u>Sembol</u>	<u>Anlamı</u>	<u>Birimi</u>
n	Eğik plaka dönme hızı	dev/dk
h	Ortalama yağ film kalınlığı	μm
R_a	Yüzey pürüzlülüğü	μm
P	Kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımı	Bar
Q_r	Sızıntı yağ debisi	m^3/s
W	Eksenel yük	N
r_1	Orifis yarıçapı	mm
r_2	Kayıcı pabuç iç yarıçapı	mm
r_3	Kayıcı pabuç dış yarıçapı	mm
r	Set basınç noktalarının yarıçapı	mm
r_{ro}	Kayıcı pabuç salgısı	μm
R	Kayıcı pabuç dönme yarıçapı	mm
R_s	Eğik plaka yarıçapı	mm
h_1	Cep derinliği	mm
h_2	Ortalama yağ film kalınlığı	μm
h_{op}	Optimum yağ film kalınlığı	μm
D_s	Piston çapı	mm
P_s	Besleme basıncı	Bar
P_r	Cep basıncı	Bar
l	Orifis boyu	mm
h_d	Delik derinliği	mm
l_d	Delik genişliği	mm
h_o	Oluk derinliği	mm
l_o	Oluk genişliği	mm
b	Deneyden önceki boşluk	mm
α	Delikler arası açı	Derece
k	Kayıcı pabuç yatak rijitliği	N/mm
$r_{p_{1,2,3}}$	Basınç ölçüm noktası 1,2,3' ün eğik plaka merkezine göre konumu	mm
$\theta_{1,2,3}$	Basınç ölçüm noktası 1,2,3' in kayıcı pabuç merkezine göre açısal konumu	radyan

H_d	Sıkıştırma oranı
α^*	Boyutsuz kayıcı pabuç eğimi
$MÖ$	Makine öğrenmesi
$MÖM$	Makine öğrenme metodu
AD	Analitik denklemler
GA	Genetik algoritma
GP	Genetik programlama
D_{max}	Maksimum ağaç derinliği
G_{max}	Maksimum gen sayısı
r_{av}	Kayıcı pabuç üzerindeki ortalama salgı
DNN	Derin sinir ağı
LR	Lineer Regresyon
DT	Karar ağaçları
SVM	Destek vektör makinaları
RNN	Tekrarlayan sinir ağı
$FFNN$	İleri beslemeli sinir ağı
$BÖN$	Basınç ölçüm noktası
CFD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
EHY	Elasto hidrodinamik yağlama
$3B$	3 boyutlu
ANN	Yapay sinir ağları
$LSTM$	Uzun kısa süreli bellek
$MGGP$	Multi-gen genetik programlama
$SGDM$	Stokastik gradyan açalma metodu

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1.	Yaygın hidrolik pompa tipleri.....	5
Tablo 1.2.	Literatürde kayıcı pabuç/eğik plaka için yapılan deneysel çalışmaların özeti	22
Tablo 2.1.	Deney seti parçaları	33
Tablo 2.2.	Deney setinin isimlendirilmesi	37
Tablo 2.3.	Set bölgesi basınç ölçüm noktalarının isimlendirilmesi	40
Tablo 2.4.	Shell Tellus 68 yağının özellikleri	42
Tablo 2.5.	Kayıcı pabuç üzerindeki sembollerin isimlendirilmesi	45
Tablo 2.6.	Kayıcı pabuç yüzey geometrisi özellikleri.....	47
Tablo 2.7.	Kayıcı pabuç/eğik plaka çalışma parametreleri	47
Tablo 2.8.	Kayıcı pabucun geometrik boyutları.....	48
Tablo 2.9.	Kayıcı pabuç/eğik plaka çalışma parametreleri	49
Tablo 2.10.	Deneylerde kullanılan kayıcı pabuç ve eğik plakanın boyutları	50
Tablo 2.11.	LSTM-DNN modelleme için kayıcı pabuç/eğik plaka çalışma parametreleri	50
Tablo 4.1.	Yağ film kalınlığının maksimum ve minimum değerleri	64
Tablo 4.2.	Sızıntı yağ debisinin maksimum ve minimum değerleri	70
Tablo 4.3.	Eksenel yükün maksimum ve minimum değerleri	75
Tablo 4.4.	Yatak rijitliğinin maksimum ve minimum değerleri	80
Tablo 5.1.	Önerilen ANN modelin parametreleri	93
Tablo 5.2.	Önerilen MGGP modelin parametreleri	97
Tablo 5.3.	Basınç dağılımı için MGGP’ da her bir gen ve ağırlıkları.....	101
Tablo 5.4.	Basınç dağılımı test verileri için farklı aktivasyon fonksiyonlarıyla ANN modelleri	101
Tablo 5.5.	Yapay zekâ modellerinin basınç dağılımı için MO hatasının değerlendirilmesi	103
Tablo 5.6.	Yapay zekâ modellerinin basınç dağılımı için istatistiksel performansı	103

Tablo 5.7. Basınç dağılımı için AD ve önerilen yapay zeka metotlarının karşılaştırılması.....	104
Tablo 5.8. Sızıntı yağ debisi için MGGP’ da her bir gen ve ağırlıkları	105
Tablo 5.9. Debi değerleri test verileri için farklı aktivasyon fonksiyonlarıyla ANN modelleri	106
Tablo 5.10. Yapay zekâ modellerinin sızıntı yağ debisi için MO hatasının değerlendirilmesi	107
Tablo 5.11. Yapay zekâ modellerinin sızıntı yağ debisi için istatikselsel performansları	107
Tablo 5.12. Sızıntı yağ debisi için AD ve önerilen yapay zekâ metotlarının karşılaştırılması.....	108
Tablo 5.13. Önerilen LSTM-DNN modelin parametreleri	115
Tablo 5.14. R^2 değerleri için bazı tanımlayıcı istatistikler.....	120
Tablo 5.15. RMSE değerleri için bazı tanımlayıcı istatistikler.....	120
Tablo 5.16. Tahmin modellerinin karşılaştırılması için Mann Whitney U test sonuçları.....	121

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Eksenel pistonlu pompanın ana bileşenlerinin: a) montaj resmi b) kesit resmi	7
Şekil 1.2.	Piston-kayıcı pabuç şematik gösterimi	8
Şekil 1.3.	Kayıcı pabuçlar: a) konik, b) set bölgesinin dış tarafı işlenmiş, c) set bölgesinin iç ve dış tarafı işlenmiş.....	10
Şekil 1.4.	Kayıcı pabuç deney seti	12
Şekil 1.5.	Kayıcı pabuç üzerindeki oluğun pozisyonuna göre: a) yağ sızıntısının yüzde değişimi, b) kaldırma kuvvetinin yüzde değişimi.....	13
Şekil 1.6.	Farklı kayıcı pabuçlar için deneysel karşılaştırmalar: a) sızıntı yağ debisi, b) yük taşıma kabiliyeti	14
Şekil 1.7.	Kayıcı pabuç dönme hızı ölçüm deney seti	16
Şekil 1.8.	Dört farklı iç çap değerine sahip kayıcı pabuçlar	18
Şekil 1.9.	Üç cepli kayıcı pabuç.....	19
Şekil 1.10.	Kayıcı pabuç: a) tam oluklu kayıcı pabuç, b) kısmi oluklu kayıcı pabuç	20
Şekil 1.11.	Kayıcı pabuç yüzey dokuları a) dairesel yüzey dokuları b) çapraz kanallı yüzey dokuları.....	24
Şekil 1.12.	Deneysel çalışmada kullanılan kayıcı pabuçlar	24
Şekil 1.13.	Deneysel ve ANN yaklaşımlarıyla çeşitli besleme basınçlarında akış güç kaybının devir ile değişimi.....	25
Şekil 1.14.	Yüzeyi delik işlenmiş eksenel yatak	27
Şekil 1.15.	Farklı alt profillere sahip dokular	28
Şekil 1.16.	Kayıcı pabuç/eğik plaka sürtünme çifti üzerine yapılan araştırmaların genel sınıflandırılması.....	29
Şekil 2.1.	Kayıcı pabuçların kinematikği açısından farklı tipteki deney setleri; a) 1. tip deney seti, b) 2. tip deney seti, c) 3. tip deney seti, d) 4. tip deney seti	32
Şekil 2.2.	Gerçek pompalarda sızıntı yağ debisinin şematik gösterimi	34
Şekil 2.3.	Deney seti: a) Genel görünüşü, b) 3B tasarım demontaj görünüşü	36

Şekil 2.4.	Deney setini genel bir şeması	38
Şekil 2.5.	Kayıcı pabuç; basınç ölçüm noktaları (1-4), termokupl ve ölçüm deliği (5-6), kayıcı pabuç set ve cep kısımları (7-8), orifis.....	39
Şekil 2.6.	Deney metodunun şematik gösterilmesi a) deney öncesi b) deney esnasında	41
Şekil 2.7.	Shell Tellus hidrolik yağının viskosite- sıcaklık diyagramı	43
Şekil 2.8.	Kayıcı pabuç orifis boyutları a) 0.6 mm çaplı, b) 0.9 mm çaplı orifis	44
Şekil 2.9.	Kayıcı pabuç/eğik plaka sürtünme çiftinin şematik gösterimi.....	44
Şekil 2.10.	Kayıcı pabuçların yüzey doku geometrilerinin şematik gösterimi	45
Şekil 2.11.	Deneylerde kullanılan oluklu ve dairesel delikli kayıcı pabuçlar.....	46
Şekil 2.12.	Farklı yüzey geometrilerine sahip kayıcı pabuçların deneysel akış diyagramı	48
Şekil 2.13.	Analitik denklemler ile yapay zekâ modellerinin karşılaştırma akış diyagramı	49
Şekil 2.14.	LSTM tabanlı derin öğrenme modeli için kullanılan kayıcı pabuç	50
Şekil 2.15.	Farklı yüzey derinliklerine sahip kayıcı pabucun incelenmesi ve modellenmesi	51
Şekil 2.16.	Set bölgesi düz kayıcı pabucun CFD modellenmesi işlem basamakları	52
Şekil 3.1.	Eksenel pistonlu pompanın şematik gösterimi	54
Şekil 4.1.	Yağ film kalınlığının dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=40$ Bar).....	62
Şekil 4.2.	Yağ film kalınlığının dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=30$ Bar).....	62
Şekil 4.3.	Yağ film kalınlığının dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=20$ Bar).....	63
Şekil 4.4.	Yağ film kalınlığının dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=10$ Bar).....	63
Şekil 4.5.	Yağ film kalınlığının besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($n=1000$ rpm)	65

Şekil 4.6.	Yağ film kalınlığının besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=750 rpm)	65
Şekil 4.7.	Yağ film kalınlığının besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=500 rpm)	66
Şekil 4.8.	Yağ film kalınlığının besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=250 rpm)	66
Şekil 4.9.	Sızıntı yağ debisinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=40$ Bar).....	68
Şekil 4.10.	Sızıntı yağ debisinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=30$ Bar).....	68
Şekil 4.11.	Sızıntı yağ debisinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=20$ Bar).....	69
Şekil 4.12.	Sızıntı yağ debisinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=10$ Bar).....	69
Şekil 4.13.	Sızıntı yağ debisinin basınç ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=1000 rpm)	71
Şekil 4.14.	Sızıntı yağ debisinin basınç ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=750 rpm)	71
Şekil 4.15.	Sızıntı yağ debisinin basınç ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=500 rpm)	72
Şekil 4.16.	Sızıntı yağ debisinin basınç ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=250 rpm)	72
Şekil 4.17.	Eksenel yükün dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=40$ Bar).....	73
Şekil 4.18.	Eksenel yükün dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=30$ Bar).....	74
Şekil 4.19.	Eksenel yükün dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=20$ Bar).....	74
Şekil 4.20.	Eksenel yükün dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=10$ Bar).....	75

Şekil 4.21. Eksenel yükün besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=1000 rpm)	76
Şekil 4.22. Eksenel yükün besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=750 rpm)	76
Şekil 4.23. Eksenel yükün besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=500 rpm)	77
Şekil 4.24. Eksenel yükün besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=250 rpm)	77
Şekil 4.25. Yatak rijitliğinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi (Ps=40 Bar)	78
Şekil 4.26. Yatak rijitliğinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi (Ps=30 Bar)	79
Şekil 4.27. Yatak rijitliğinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi (Ps=20 Bar)	79
Şekil 4.28. Yatak rijitliğinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi (Ps=10 Bar)	80
Şekil 4.29. Yatak rijitliğinin besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=1000 rpm)	81
Şekil 4.30. Yatak rijitliğinin besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=750 rpm)	81
Şekil 4.31. Yatak rijitliğinin besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=500 rpm)	82
Şekil 4.32. Yatak rijitliğinin besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=250 rpm)	82
Şekil 5.1. Şirketlerin yıllara göre yapay zeka şirketlerini bünyelerine katması	85
Şekil 5.2. Makine öğrenme metotlarının genel sınıflandırılması	86
Şekil 5.3. Sinir hücresi	89
Şekil 5.4. Örnek bir ANN modeli	90
Şekil 5.5. Önerilen ANN modeli	90
Şekil 5.6. Önerilen ANN modeli için gizli sekmelerdeki nöron kombinasyonlarına göre hata oranı	92

Şekil 5.7.	Tipik bir GP model örneği: $y = (b + 3)xsina - \log ab$	94
Şekil 5.8.	Genetik programlamada klasik mutasyon işlemi.....	94
Şekil 5.9.	Genetik programlamada çaprazlama prosedürü	95
Şekil 5.10.	Multi-gen genetik programlama sembolik model örneği	96
Şekil 5.11.	Örnek bir MGGP modeli için nesil sayısı ve popülasyon boyutuna göre hata oranı	98
Şekil 5.12.	Basınç dağılımı için oluşturulmuş yapay zekâ modellerinin a) eğitim verileri b) doğrulama verileri c) test verileriyle uyumu.....	102
Şekil 5.13.	Sızıntı yağ debisi için oluşturulmuş yapay zekâ modellerinin a) Eğitim verileri b) Doğrulama verileri c) Test verileriyle uyumu.....	106
Şekil 5.14.	Basit bir tekrarlayan sinir ağı.....	111
Şekil 5.15.	LSTM hücresi	112
Şekil 5.16.	Önerilen LSTM-DNN modeli.....	114
Şekil 5.17.	Farklı delik derinlikleri için çalışma parametreleri altındaki sızıntı yağ debisi	116
Şekil 5.18.	Farklı delik derinlikleri için çalışma parametreleri altındaki yağ film kalınlıkları	117
Şekil 5.19.	Farklı delik derinlikleri için çalışma parametreleri altındaki cep basınç değerleri	118
Şekil 5.20.	Yapay zekâ metotlarının (a) sızıntı yağ debisi, (b) yağ film kalınlığı ve (c) cep basıncı için karşılaştırılması.....	119
Şekil 6.1.	Bu çalışmada kullanılan deney seti için şematik akış alanı	124
Şekil 6.2.	Kayıcı pabuç akış alanının tasarlanması	124
Şekil 6.3.	DeneySEL ve CFD modelin 5 μm yağ film kalınlığı için karşılaştırılması	125
Şekil 6.4.	Akış alanı yağ film kalınlığı	126
Şekil 6.5.	Akış alanının isimlendirilmesi	127
Şekil 6.6.	Ağ sayısına göre sızıntı yağ debisi değişimi.....	127
Şekil 6.7.	Akış alanı ağ yapısı.....	128
Şekil 6.8.	Çözümün iterasyon sayısına göre yakınsaması	129

Şekil 6.9.	Akış alanındaki giriş ve çıkış akışkanlarının iterasyon sayısı ile değişmesi	130
Şekil 6.10.	Sızıntı yağ debisinin besleme basıncı ve dönme hızına göre değişimi	131
Şekil 6.11.	Kayıcı pabuç/eğik plaka arasında basınç dağılımı (n= 1000 rpm)	132
Şekil 6.12.	Kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımı ölçüm noktaları.....	133
Şekil 6.13.	Kayıcı pabuç cep basıncının çalışma şartlarına göre karşılaştırılması	133
Şekil 6.14.	60 Bar besleme basıncı için basınç dağılımlarının karşılaştırılması.....	134
Şekil 6.15.	50 Bar besleme basıncı için basınç dağılımlarının karşılaştırılması.....	134
Şekil 6.16.	40 Bar besleme basıncı için basınç dağılımlarının karşılaştırılması.....	135
Şekil 6.17.	30 Bar besleme basıncı için basınç dağılımlarının karşılaştırılması.....	135
Şekil 6.18.	20 Bar besleme basıncı için basınç dağılımlarının karşılaştırılması.....	136
Şekil 6.19.	CFD model üzerinde daralan yağ kaması mekanizması	137

GİRİŞ

Tezin Konusu ve Önemi

Günümüzde hidrolik sistemler, makina sanayinden, tıbbi alana, otomotivden inşaatla kadar birçok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. İhtiyaç duydukları hidrolik güçleri ise dişli, kanatlı, eksenel veya radyal pompalardan akış hacmi, çalışma basıncı, verimlilik, güvenilirlik ve ömür beklentisi gereksinimlerine göre karşılamaktadırlar. Eksenel pistonlu pompalar, yüksek verimlilik, güvenilirlik, yüksek basınçlar (400-500 Bar) ve geniş aralıklarda kontrollü bir şekilde çalışabilmelerinden dolayı endüstride sıklıkla tercih edilir. Bu pompalardaki kayıp ve aşınma mekanizması karşılıklı çalışan tribolojik ara yüzeyler üzerinde gerçekleşir. Dolayısıyla iyi bir tasarım için mühendislerin ana problemi, karşılıklı çalışan yüzeyler üzerindeki davranışın doğru bir şekilde analiz edilmesi ve anlaşılmasıdır. Bir eksenel pistonlu pompadaki en kritik tribolojik ara-yüzey ise kayıcı pabuç/eğik plaka arasındadır. Karşılıklı çalışan yüzeyler üzerindeki özel geometrik yapılar ile yüzeyler üzerindeki akış kontrol edilebilir. Bununla birlikte özel yüzeyli geometrik yapıların oluşturulmasındaki en temel problem ise temas tipine uygun doku parametreleri ve çalışma koşullarının değişken olmasıdır [1-5].

Bu çalışmada eksenel pistonlu pompanın kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki etkileşimi incelemek için bir deney seti geliştirilmiştir. Set bölgesi farklı yüzey geometrilerine sahip kayıcı pabuçlar deneysel olarak incelenerek elde edilen sonuçlar sızıntı yağ debisi, yağ film kalınlığı, eksenel yük ve yatak rijitliği değerleri karşılaştırılmıştır. Daha sonra radyal koordinatlarda Reynolds Yağlama Denklemi'nden elde edilen kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisini veren analitik denklemler ile Multi-Gen Genetik Programlama'ndan (MGGP) elde edilen matematiksel denklemler ve Yapay Sinir Ağı'ndan (ANN- Artificial Neural Network) elde edilen regresyon modelleri, düz bir kayıcı pabucun deneysel sonuçları için karşılaştırılmıştır.

Set bölgesi üzerinde farklı derinliklerdeki dairesel deliklerin kayıcı pabuç performansına etkisini araştırmak için kayıcı pabuçlar deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlar deneysel olarak ortalama yağ film kalınlığı, sızıntı yağ debisi ve cep basıncı değerleri için karşılaştırılmıştır. Ayrıca bu sonuçlar yeni bir modelleme tekniği olan uzun kısa süreli bellek tabanlı (LSTM- Long Short Term Memory) bir derin sinir ağı (DNN- Deep Neural Network) ile modellenmiştir. Önerilen LSTM-DNN model geleneksel yapay zekâ metotlarıyla da karşılaştırılarak üstünlüğü gösterilmiştir. Daha sonra ise düz bir kayıcı pabuç için genel bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD-Computational Fluid Dynamics) modeli oluşturulmuş ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırma yapılmıştır.

Eksenel pistonlu pompanın performansı kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki etkileşime bağlıdır. Bu ara yüzeyde kullanılan yeni yüzey geometrilerinin mevcut yüzey geometrileri ile karşılaştırmalı incelenmesi, kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki etkileşimin anlaşılması açısından tasarımcılara fayda sağlayacaktır. Ayrıca önerilen yeni modelleme teknikleri mühendisler tarafından ön tasarım aracı olarak kullanabilecektir. CFD model ise olayın fiziksel etkileşimi hakkında bilgi verecektir.

Tezin Amacı ve Katkıları

Kayıcı pabuçların set bölgesi üzerindeki yüzey geometrisinin yatak performansına etkilerinin araştırıldığı bu tez kapsamında;

- i. Set bölgesi oluklu, düz ve delikli olmak üzere farklı yüzey geometrilerine sahip kayıcı pabuçlar deneysel olarak incelenmiştir. Deney sonuçlarına göre oluklu kayıcı pabuçların daha rijit yatak tasarımlarında kullanılabileceği gösterilirken delikli kayıcı pabuçların yüksek basınç gereken uygulamalarda kullanılabileceği tespit edilmiştir.
- ii. Düz bir kayıcı pabucun farklı çalışma koşullarında basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisinin elde edilmesi için MGGP kullanılarak yapay zekâ temelli bir matematiksel model oluşturulmuştur. Bu model bu problem için literatürde ilk defa kullanılmış ve hem analitik denklemler hem de ANN ile karşılaştırılarak üstünlükleri gösterilmiştir.

- iii. Set bölgesi dairesel delik işlenmiş farklı doku derinliklerine sahip kayıcı pabuçların ortalama yağ film kalınlığı, sızıntı yağ debisi ve cep basıncı değerleri için deneysel bir çalışma yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca elde edilen veriler bu problem için literatürde ilk defa kullanılan LSTM-DNN ile modellenmiştir. Sonuçlar geleneksel yapay zekâ metotları ile de karşılaştırılarak önerilen modelin üstünlüğü ayrıca istatistiksel olarak ta doğrulanmıştır.
- iv. Düz bir kayıcı pabuç için genel bir CFD modeli oluşturulmuştur. Düz kayıcı pabuç için elde edilen deneysel veriler, CFD modeli oluşturmak için kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar, CFD çözümünden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmış ve yüksek yakınsama görülmüştür.

Tezin Organizasyonu

Birinci bölümde eksenel pistonlu pompanın genel çalışma prensibi anlatılmış ve literatürde kayıcı pabuç/eğik plaka eş çalışma yüzeyleri üzerine yapılan çalışmalar incelenmiştir. Ayrıca çalışma mekanizması kısmen benzer olan eksenel yataklar üzerine yapılan yüzey doku çalışmaları irdelenmiştir.

İkinci bölümde kayıcı pabuç/eğik plaka eş çalışma yüzeylerini simüle eden deney sistemlerinden bahsedilmiş ve eğik plakanın hareketli, kayıcı pabucun sabit (2. tip deney seti) olduğu deney sistemi seçilerek çalışma kapsamında geliştirilmiştir. Geliştirilen sistem detaylıca tanıtılarak, deney seti üzerinde ölçülen parametreler ve deneysel metot detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Tezin tamamında kullanılan deney numuneleri ile her bir çalışmanın amacı, giriş-çıkış verilerine göre özetlenerek çalışma parametreleri ile birlikte bu kısımda verilmiştir.

Üçüncü bölümünde düz bir kayıcı pabuç için Reynolds Yağlama Denklemi' nin tam çözümüyle elde edilen analitik denklemler açıklanmıştır. Basınç dağılımı, sızıntı yağ debisi, ortalama yağ film kalınlığı, eksenel yük ve kayıcı pabuç yatak rijitliği teorik olarak elde edilmiştir.

Dördüncü bölümünde set bölgesi farklı geometrilere sahip kayıcı pabuçların sızıntı yağ debisi, ortalama yağ film kalınlığı, eksenel yük ve kayıcı pabuç yatak rijitliği değerleri deneysel olarak incelenmiş ve karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Beşinci bölümünde ise öncelikle düz bir kayıcı pabuç için farklı çalışma koşullarında basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisinin elde edilmesi için deneysel çalışma yapılmıştır. Sonuçlar Reynolds Yağlama Denklemi'nden elde edilen analitik denklemler ile MGPP'den elde edilen matematiksel denklemler ve ANN' den elde edilen regresyon modelleri ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra set bölgesinde farklı doku derinliklerine sahip kayıcı pabucun ortalama yağ film kalınlığı, sızıntı yağ debisi ve cep basıncı değerleri deneysel olarak incelenmiştir. Sonuçlar yeni bir modelleme tekniği olan LSTM tabanlı bir DNN ile modellenmiştir. Bu model literatürdeki kullanılan diğer yapay zekâ metotları olan SVM, DT, ANN ve LR ile de karşılaştırılmıştır.

Altıncı bölümünde ise 2. tip deney setinde kullanılan düz bir kayıcı pabuç için genel bir CFD model oluşturulmuştur. Düz kayıcı pabuç için yapılan deneysel veriler CFD modeli oluşturmak için kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar CFD çözümünden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

Yedinci bölümünde ise tartışma, sonuç ve öneriler yer almaktadır.

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Giriş

Hidrolik sistemler, inşaat, makine, otomotiv, havacılık, tıbbi cihazlar, dalga enerjisi dönüşümü, malzeme taşıma, tarım, robotik ve demiryolu gibi çok çeşitli alanlarda kullanılmaktadır. Bu sistemlerde gerekli olan hidrolik güç ise dişli, kanatlı, aksenal veya radyal pistonlu pompalar tarafından sağlanmaktadır. Pompaların isimleri ise akışkanın taşınma yöntemini tanımlamaktadır. Yaygın olarak kullanılan hidrolik pompa çeşitleri Tablo 1.1 'de listelenmiştir. Pompalardaki kayıp ve aşınma mekanizmaları temel olarak tribolojik ara yüzeylerin özelliklerine bağlıdır. Dolayısıyla pompalardaki verimlilik ve güvenilirliğin iyileştirilmesi, tribolojik ara yüzeylerin tasarımının dikkate alınmasını gerektirir.

Tablo 1.1. Yaygın hidrolik pompa tipleri [1]

Pompa Tipi	Mekanizması	Verimlilik	Güvenilirlik	Çalışma Koşulları	Fiyatı
Dişli	Basit, Sabit yer değiştirme	Düşük verimlilik	Dayanıklı	<20 MPa	Ucuz
Paletli	Basit, Pozitif yer değiştirme	Orta verimlilik	Güvenilir	Yüksek akış, düşük basınçlı çıkış	Makul
Pistonlu	Kompleks, Değişken yer değiştirme	Yüksek verimlilik	Güvenilir	Yüksek basınç, düşük akış çıkışı	Pahalı

1.2. Eksenel Pistonlu Pompalar

Eksenel pistonlu pompalar kompakt olmaları, geniş basınç (0-500 Bar) çalışma aralıkları, değişken akış oranları ve yüksek verimleri nedeniyle hidrolik sistemlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu pompalar sabit ve değişken deplasmanlı olmak üzere iki kategoriye ayrılmaktadır. Sabit deplasmanlı pompalarda, pistonun stroku sabitken; değişken deplasmanlı pompalarda strok değiştirilebilir [2].

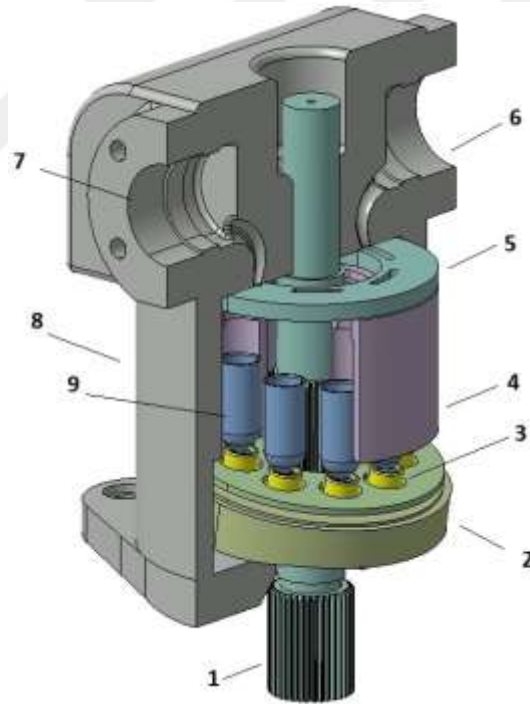
Eksenel pistonlu pompaların tasarımı uygulamaya göre değişkenlik gösterebilir. Bununla birlikte bu pompaların temel tribolojik ara yüzeyleri ve bileşenleri aşağıda açıklanmıştır [3].

- Kayıcı pabuç / eğik plaka
- Kayıcı pabuç / küresel mafsalsal
- Piston / silindir gövdesi
- Silindir gövdesi / port plakası

Bu ara yüzeyler arasında çoklu serbestlik derecesi nedeniyle, kayıcı pabuç/eğik plaka ara yüzeyi, dinamik olarak en karmaşık yağlama ara yüzüdür [4]. Eksenel pistonlu pompanın montaj ve kesit resimleri Şekil 1.1 'de gösterilmiştir. Sisteme sürekli akışkan sağlanması için eksenel pistonlu pompalarda genel olarak tek sayıda piston kullanılır. Silindir gövdesi, bir elektrik motoruna veya bir dizel motor gibi başka bir tahrik mekanizmasına bağlı şaft üzerinden simetri eksenine etrafında döndürülür. Eğik plaka dönme eksenine açılı olarak yerleştirilir. Akış yönü ve büyüklüğü, bir kontrol sistemi tarafından eğik plaka ve dönme hızı ile kontrol edilir. Sabit deplasmanlı pompalarda ise, akışın tek başına şaft hızı ile kontrol edilmektedir.



(a)



Parça No	Parça Adı
1	Tahrik mili
2	Eğik plaka
3	Kayıcı pabuç
4	Silindir gövdesi
5	Port plakası
6	Emme portu
7	Basma potu
8	Pompa dış gövdesi
9	Piston

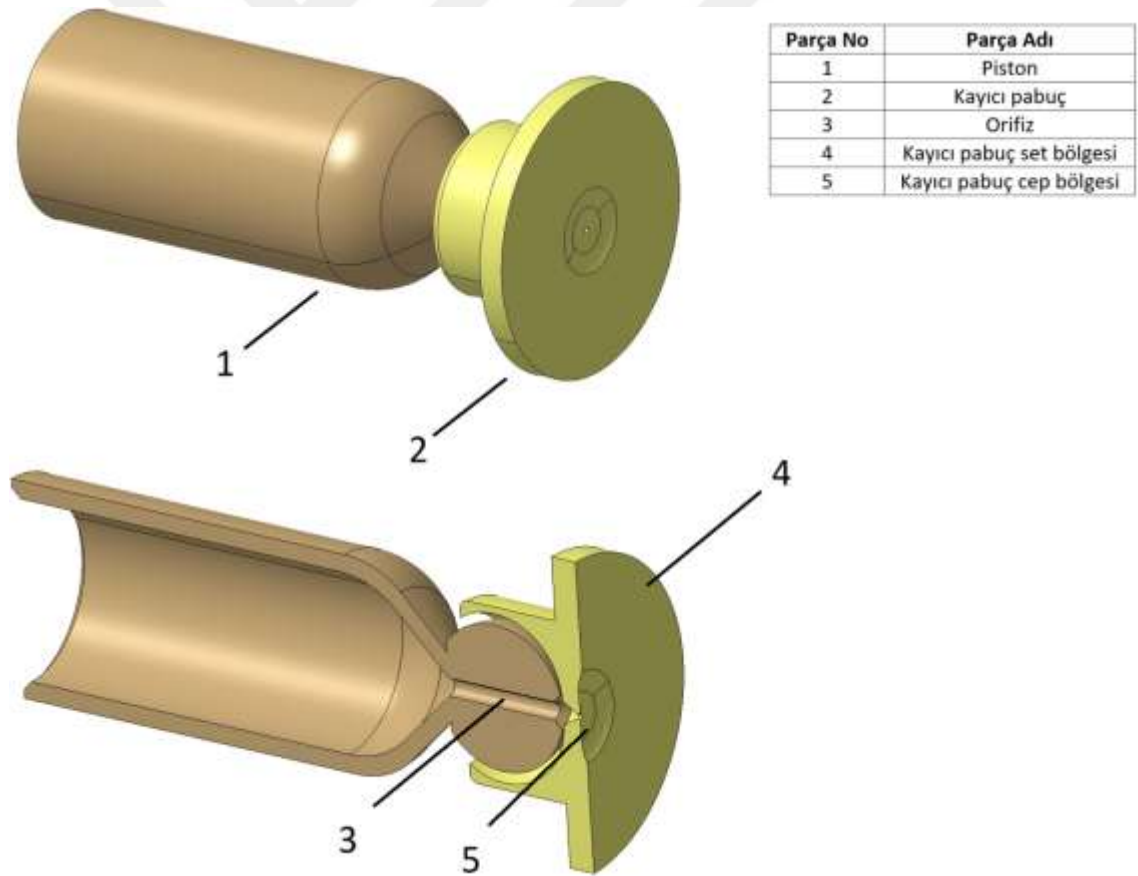
(b)

Şekil 1.1. Eksenel pistonlu pompanın ana bileşenlerinin: a) montaj resmi b) kesit resmi

Çalışma esnasında her bir kayıcı pabucun hareketi sadece eğik plakanın yüzeyini takip etmekle sınırlıdır ve bu nedenle pistonlar, silindir gövdesi döndükçe ileri ve geri hareket ederler. Pistonların bu eksenel hareketi sinüzoidaldir. Port plakası, her biri emme ve

basma hatlarına bağlı port içerir. Silindirik blok döndükçe pistonlar emme portu bölgesinden geçer ve piston haznesi yağ ile dolar. Silindirik bloğun dönmesi devam ettikçe, piston basma portu bölgesinden geçer. Bu süre zarfında, piston eksenel olarak port plakasına doğru hareket eder ve bu nedenle sıvıyı piston bölgesinden dışarı atar. Genel olarak, tek sayıdaki pistonlar herhangi bir anda çıkış debisine katkıda bulunur.

Kayıcı pabuç/eğik plaka arasında metal-metal teması olmaması için yeterli bir yağ film kalınlığının sağlanması gerekmektedir. Kayıcı pabuçların yağlanması kullanılan en yaygın metot ise pompadaki yağı kullanmaktır. Bu ise, piston önündeki yüksek basınçlı akışkanın pabuç cebine gönderilmesiyle mümkündür. Pabuç cebi, piston ve kayıcı pabuca açılan dairesel kesitli orifis vasıtasıyla, sistemdeki akışkanla doğrudan irtibatlı hale getirilmektedir (Şekil 1.2).



Şekil 1.2. Piston-kayıcı pabuç şematik gösterimi

Kayıcı pabuç/eğik plaka sürtünme çiftinde yağlama, piston ve kayıcı pabucun geometrisine bağlı olarak hidrodinamik/hidrostatik olarak gerçekleşir. Piston üzerindeki

kuvvetler kayıcı pabuç yüzeyinde dengelenir. Yüzeyin yapısı ise yağlama ile çalışan tribolojik yüzeylerin performansını doğrudan etkiler. Bununla birlikte optimum yüzey parametrelerinin bulunması değişken sayısının ve denklemlerin karmaşıklığından dolayı zorluk içermektedir. Ayrıca optimum yüzey doku tasarımı, yağlama ile çalışan yüzeylerde yüksek oranda geometri ve çalışma şartlarına bağlıdır. Ek olarak bu yüzeyler üzerinde yağ korunabilir ve aşınmadan kaynaklı parçacıklar ile kirlilikler bu yüzeyler üzerinde tutularak parçaların ömrü uzatılabilir [5]. Ayrıca kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki etkileşimin pompa performansını direk olarak etkilediği açıkça görülmektedir. Eksenel pistonlu pompaların performansı üzerindeki önemli etkileri dolayısıyla bu çalışma kapsamında set bölgelerinde farklı yüzey dokularına sahip kayıcı pabuç tasarımları deneysel olarak incelenmiştir ve deneysel veriler MGPP ve LSTM-DNN ile modellenmiştir. Ayrıca düz bir kayıcı pabucun deneysel verileri kullanılarak CFD model oluşturulmuştur.

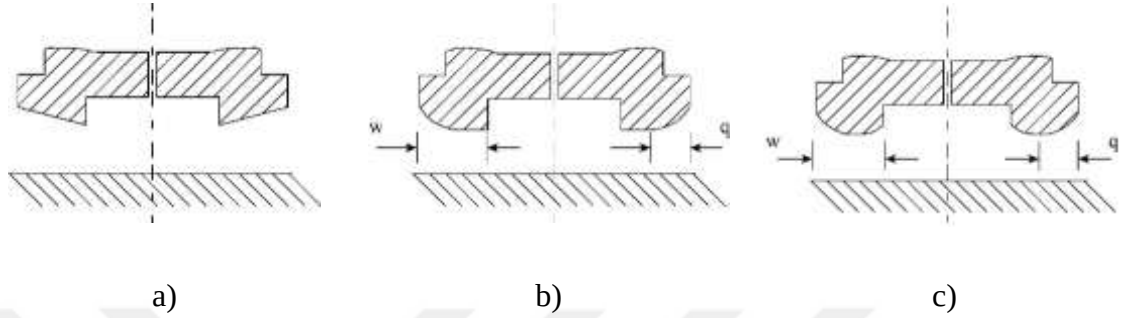
1.3. Literatür Araştırması

Eksenel pistonlu pompaların kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki tribolojik ara yüzeyin performansını artırmak için son 40 yılda teorik, deneysel, analitik, nümerik ve yapay zekâ ile modelleme konularında birçok çalışma yapılmıştır.

Fisher [6], tek setli kayıcı pabucu deneysel olarak inceleyerek hem düz hem de eğimli kayıcı pabucun basınç dağılımından yük taşıma kapasitesini belirlemiştir. Hidrodinamik etkilerin, kayıcı pabucun eğimli kısmına doğru basıncı arttırdığını ve dolayısıyla kayıcı pabucu düz bir pozisyona döndürme eğiliminde olduğunu gözlemlemiştir. Safar [7-8], eğimli hidrostatik eksenel yataklarda basınç dağılımı, yük taşıma kapasitesi ve akış hızını incelemiştir. Paralel yataklar için basınç dağılımının radyal yönde logaritmik ve çevresel yönde simetrik olduğunu göstermiştir. Ayrıca hidrostatik eksenel yatakların eğilmesinin negatif basınçlara da neden olduğu ve eğim derecesine bağlı olarak kavitasyonun olabileceğini raporlamışlardır.

Koç ve Hooke [9], yapmış oldukları deneysel çalışmada kayıcı pabuç/eğik plaka arasında minimum yağ film kalınlığı için farklı geometrilerdeki kayıcı pabuçlar ve orifisler (orifissiz, 0.4 ve 0.75 mm) için deneysel olarak incelemiştir. Sonuç olarak kayıcı pabuç cep boyutunun artmasının bu kısımda bir basınç düşüşü meydana getirdiği ve hidrostatik olarak taşınacak yük azaldığından dolayı küçük çaplı orifis kullanılması

gerektiğini önermişlerdir. Ayrıca kayıcı pabuçların minimum yağ film kalınlığı için Şekil 1.3’ te görüldüğü gibi kayıcı pabuçların set bölgelerinde küçük bir dış bükey yüzeye ihtiyaçları olduğunu belirtmişlerdir.



Şekil 1.3. Kayıcı pabuçlar: a) konik, b) set bölgesinin dış tarafı işlenmiş, c) set bölgesinin iç ve dış tarafı işlenmiş [9-10]

Koç et al. [10], diğer bir çalışmalarında sıkıştırma oranı ve orifis boyutlarının kayıcı pabuçların performansına etkileri üzerine deneysel araştırma yapmışlardır. Karşılıklı çalışan yüzeylerin taşlanarak işlenmesinin çalışma koşullarını optimize ettiğini ve az sıkıştırma oranına ($H_d = \% 33.3$) sahip kayıcı pabuçlarda yağ film kalınlığının arttığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca orifissiz kayıcı pabuçların hidrostatik kaldırma olmadan daha istikrarlı çalıştığı ve eğilmeye karşı maksimum direnç gösterdiğini belirlemiştir. Tüm şartlar için, eğik plakanın yeterli yağ ile çalışması gerektiği sonucuna varmışlardır. Koç ve Hooke [11]’ nin farklı bir çalışmasında ise yine kayıcı pabucun sıkıştırma oranını deneysel olarak incelemişlerdir. Aşırı sıkıştırma oranı ($\%97.6$) ve büyük orifis çaplarına (0.7 mm) sahip kayıcı pabuçların, aşırı sıkıştırma oranı ve küçük orifis çaplarına (0.4 mm) sahip kayıcı pabuçlara göre daha büyük yağ film kalınlığı (40 μm) ile çalıştığını gözlemlemişlerdir. Aşırı sıkıştırma oranına ($\%97.6$) sahip kayıcı pabuçların az sıkıştırma oranına ($\%33.3$) sahip kayıcı pabuçlara göre ön kenarlarının daha yüksek yağ film kalınlığına sahip olduğunu ve daha az istikrarlı çalıştıklarını raporlamışlardır.

Iboshi ve Yamaguchi [12-13], çalışmalarında yağ filmi parametrelerini dikkate alarak tek setli kayıcı pabuç için Reynolds Yağlama Denklemi temelinde akışı ve kayıcı pabuç hareketini veren teorik formülasyonlar geliştirmişlerdir. Ayrıca, kayıcı pabucun yer değiştirme hızı ve eğimi bu teoride dikkate alınmıştır. Sonuçta deneysel olarak, kayıcı pabucun, sabit dönme koşulları altında, titreşimli çalıştığını gözlemlemişlerdir. Hooke ve Li [14], eksenel pistonlu pompalarda hidrostatik kayıcı pabuçların yağlanması deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Kayıcı pabuçların başarılı bir şekilde

çalışması için kayıcı pabuç/eğik plaka arasının akışkan ile yeteri kadar beslenmesi gerektiğini fark etmişlerdir. Merkezi yüklü koşullar altında, yağ film kalınlığının yüzeyin dış bükey olması şartıyla, yüzeyin büyüklüğü veya profili ile büyük ölçüde değişmeyeceğini göstermişlerdir. Ayrıca, eğimli kayıcı pabuçlar için Reynolds Yağlama Denklemi sayısal olarak çözülmüştür. Farklı bir çalışmalarında ise üç farklı eğime sahip kayıcı pabucu analiz etmişlerdir. Kayıcı pabuç üzerindeki eğimin kayıcı pabucun yüzeyi üzerindeki sürtünmeden kaynaklandığını ve bunun piston-silindir ara yüzündeki eğimden daha az olduğunu gözlemlemişlerdir [15]. Hooke ve Kakoullis [16], düz olmayan ve sabit çalışma koşulları altında üretilen minimum yağ film kalınlığı arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Kayıcı pabuçların yüzey profilindeki az miktardaki düzgünsüzlük ($10^{-6} < a^* < 10^0$), kayıcı pabuçların üzerindeki yükleri desteklemesine yardımcı olacağı sonucunu elde etmişlerdir.

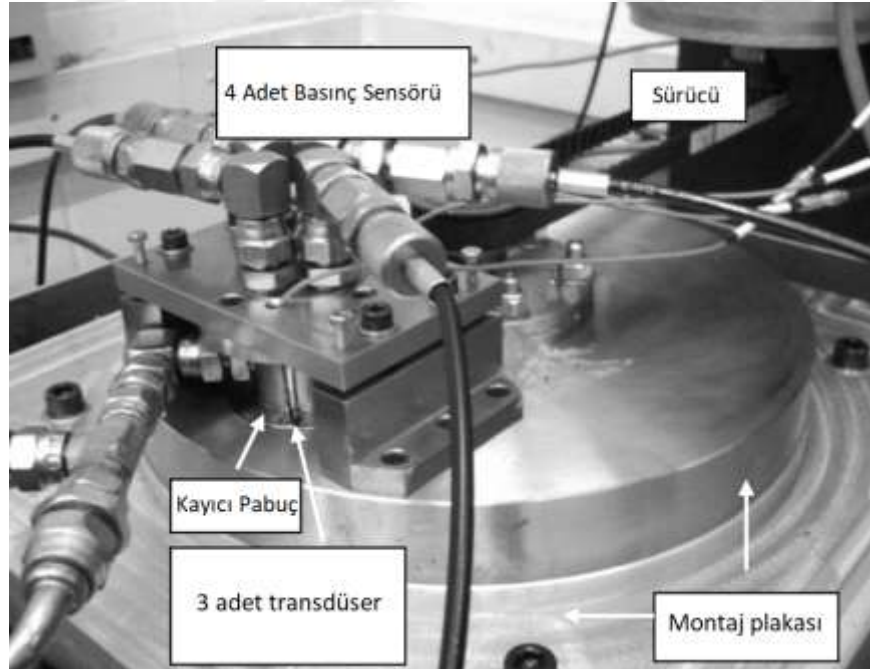
Li ve Hooke [17], yağlayıcı olarak su bazlı sıvılar kullanan kompozit kayıcı pabuçları deneysel olarak incelemişlerdir. Yağ film kalınlığının hidrolik yağ kullanılarak yapılan çalışmalardan daha küçük olduğu ve performanslı bir çalışma için yüzeylerin çok iyi bir şekilde parlatılması gerektiğini gözlemlediler. Pang et al. [18], yağ filmi üzerindeki basınç-viskozite ve yağlama yüzeyinin basınç-elastikiyet etkisini dikkate alarak kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımı ve yük özelliklerini analiz etmişlerdir. Yüksek basınçlı pompanın tasarımı için sadece statik sertlik katsayısının değil aynı zamanda dinamik sertlik katsayısının da dikkate alınması gerektiğini belirlemişlerdir.

Wieczoreck ve Ivantysynova [19-20], iki boyutlu yağlama denklemini ve enerji denklemini diferansiyel formda kullanan CASPAR adlı bir hesaplama programı geliştirdiler. Kayıcı pabuç, piston ve port plakasındaki sızıntı yağ debisini dikkate alarak zamana bağlı silindir basıncını hesaplamışlardır. Hesaplanan değerleri doğrulamak için bir test cihazı tasarladılar. Deneysel ve teorik hesaplamalarda tek setli kayıcı pabuç kullanmışlardır. Ayrıca kayıcı pabuç açıklığının ve eğiminin pompanın bir devrine göre değiştiğini göstermişlerdir. Harris et al. [21], eksenel pistonlu pompalarda kayıcı pabuç/eğik plaka için yeni bir dinamik model geliştirmişlerdir. Bu modeli Bathfp simülasyon paket programına dahil ederek pompanın bir devrinde kayıcı pabucun dinamik stabilitesini incelemişlerdir. Kayıcı pabuç üzerindeki eğilme momentinin dönme hızı ile artacağını ve bunun sonucu olarak kayıcı pabuç/eğik plaka arasında yüksek hızlarda ($n=5000$ dev/dk) temas olabileceğini raporlamışlardır.

Bergada et al. [22], kayıcı pabuç/eğik plaka üzerindeki eğim, oluklar ve dönme hızını dikkate alarak Reynolds Yağlama Denklemi temelinde (1.1 Nolu denklem) yeni matematiksel ifadeler geliştirmişlerdir. Bu modelde akış radyal doğrultuda baskın ve sıkıştırılmaz olarak dikkate alınmıştır. Ayrıca herhangi bir sayıdaki sete sahip kayıcı pabuçlar için denklemleri genelleştirmişlerdir. Geliştirdikleri analitik denklemler deneysel veriler ile iyi uyum sağlamıştır.

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 6\mu \left(U \cos \theta \frac{\partial h}{\partial r} - \frac{U \sin \theta}{r} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \right) \quad (1.1)$$

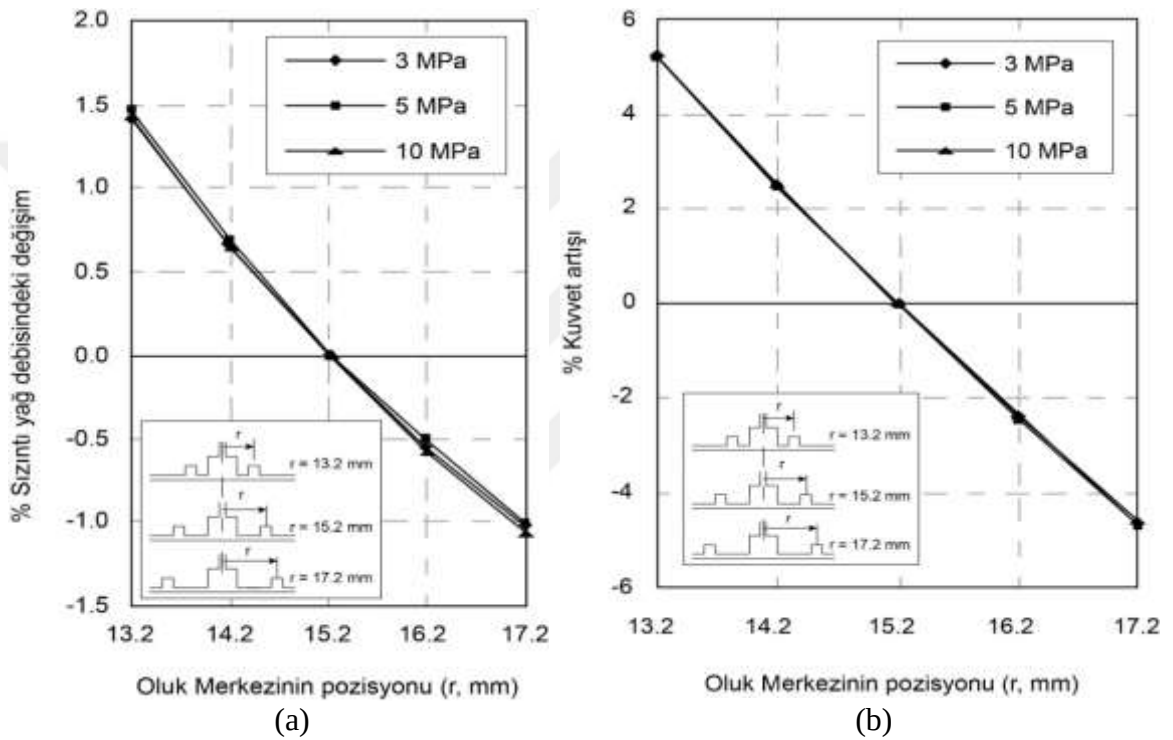
Yapmış oldukları bir başka çalışmada [23], hidrostatik/hidrodinamik çalışan bir kayıcı pabucun davranışını incelemek için yine Reynolds Yağlama Denklemi temelinde analitik bir denklem önermişlerdir. Bu çalışmada statik durumlar dikkate alınmış ve deneysel çalışma ile Hesaplamalı Akışlar Dinamiği (CFD-Computational Fluid Dynamics) modeli bu analitik denklemleri desteklemiştir. Deneyler için Şekil 1.4' deki özel deney setini tasarlamışlardır. Bu deney setinde istenen yağ film kalınlığı, ters vida sistemi kullanılarak araştırmacılar tarafından sağlanmıştır.



Şekil 1.4. Kayıcı pabuç deney seti [22-24]

Kumar et al. [24], silindirik koordinatlarda 3 Boyutlu (3B) Navier-Stokes denklemlerini kayıcı pabuç/eğik plaka arasına uygulayarak oluklu bir kayıcı pabucun statik ve dinamik özelliklerini incelemişlerdir. Oluk boyutu ve pozisyonuna bağlı olarak basınç, yağ

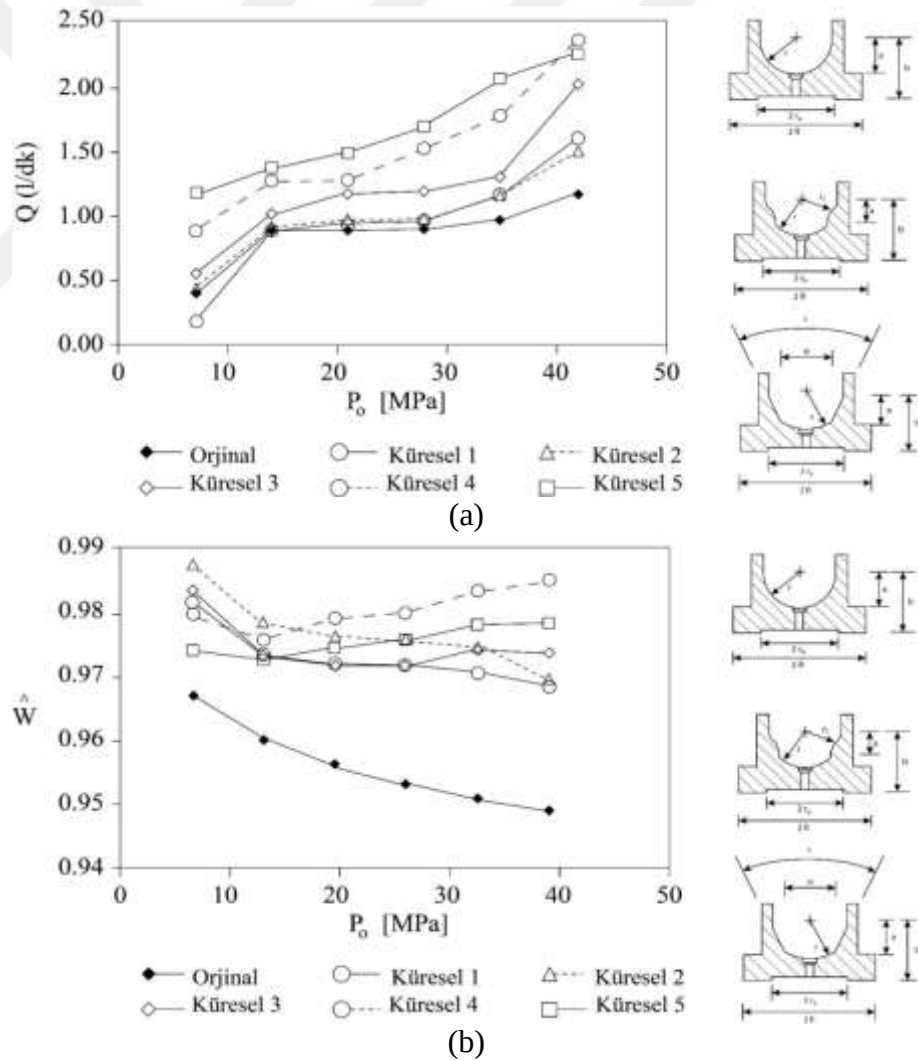
sızıntısı ve kaldırma kuvvetini kayıcı pabucun teğetsel hızı ve dönme hızını da denklemlere dâhil ederek çözmüşlerdir. Deneysel ve CFD sonuçlarını karşılaştırmak için Şekil 1.4’ deki deney setini kullanmışlardır. CFD çözüm için akışı laminar ve sıkıştırılamaz olarak kabul etmişlerdir. Basınç dağılımının açıklıktan bağımsız olduğu, yağ sızıntısının ise yağ film kalınlığına bağlı olduğunu ve Şekil 1.5’ te gösterildiği gibi oluğun kayıcı pabuç iç cebine doğru kaydırılmasının, yağ sızıntısı ve kaldırma kuvveti üzerine etkileyen kuvvetin artmasına neden olduğunu gözlemlemişlerdir.



Şekil 1.5. Kayıcı pabuç üzerindeki oluğun pozisyonuna göre: a) yağ sızıntısının yüzde değişimi, b) kaldırma kuvvetinin yüzde değişimi [24]

Johson ve Manring [25], kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki boşluğu sabit, kayıcı pabucu eğimsiz ve düz kabul ederek klasik yağlama teorisi temelinde teğetsel hızın etkisini de hesaba katan bir analitik model geliştirmişlerdir. Bu model üzerinde kayıcı pabucun yük taşıma kapasitesi, eğilme momenti, sızıntı yağ debisi ve güç kaybı üzerine araştırmalar yapmışlardır. Kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki dönme hızı ve dolayısıyla ortaya çıkan basınç dağılımının eğilme momentinden sorumlu olduğunu ve kayıcı pabuç cebinin büyümesinin daha büyük eğilme momenti değeri sağladığını belirlemişlerdir. Yük taşıma kapasitesinin ise kayıcı pabuç cep derinliği ile arttığını gözlemlemişlerdir. Kayıcı pabucun iç çapının, dış çapına oranının $R_p > 0.7$ olan yataklar için cep derinliğinin arttırmasının sızıntı yağ debisini arttırdığını ve sızıntı yağ debisinin

artmasının güç kaybını azaltacağını gözlemlediler. Manring et al. [26], başka bir çalışmalarında ise farklı küresel mafsalları kullanarak kayıcı pabuç yataklarının performans özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışma, küresel mafsalları geometrisindeki değişikliklerin, yatağın deformasyon özelliklerini etkileyeceği ve dolayısıyla tasarımın genel performansı üzerinde bir etkisi olacağı fikrine dayanmaktadır. Bu fikri test etmek için farklı küresel mafsallı yataklar ile standart küresel mafsallı geometrisine sahip yataklar karşılaştırılmıştır. Şekil 1.6' da gösterilen sonuçlara göre küresel mafsallı geometrisinin, yatak performansı üzerinde önemli bir etkisi olduğunu ve hem sızıntı yağ debisi hem de yük taşıma kapasitesinin, küresel mafsallı içindeki temas noktasının konumuna göre ayarlanarak değiştirilebileceğini göstermişlerdir.



Şekil 1.6. Farklı kayıcı pabuçlar için deneysel karşılaştırmalar: a) sızıntı yağ debisi, b) yük taşıma kabiliyeti [26]

Tang et al. [27], çalışmalarında ısı transferi ve termal etkileri dikkate alarak hidrostatik kayıcı pabucun yük taşıma kapasitesini incelemek için sayısal bir model geliştirdiler. Sonuçlar, katı termal deformasyona bağlı olarak termal denge açıklığının, eğik plakanın açısı ile periyodik olarak değiştiğini göstermiştir. Kayıcı pabucun yük taşıma kapasitesinin, azalan termal denge boşluğu ile arttığını göstermişlerdir ve yük taşıma kapasitesinin artırılması için kayıcı pabucunun çap oranının 1.5-2 arasında ve orifisinde 3.5-8.75 arasında olması gerektiğini belirtmişlerdir. Tang et al. [28], başka bir çalışmada, kayıcı pabuç/eğik plaka çiftinin yük taşıma kapasitesini analiz etmek için, toplanmış parametre yöntemine dayanan bir termal hidrolik model sunmuşlardır. Sıkma kuvveti ve termal kama taşıma kuvvetinin, film kalınlığını ve yük taşıma kapasitesini etkileyen ana faktörler olduğunu, yüksek basınç ve yağ sıcaklıklarında, yağ film kalınlığının da azalma olduğunu belirlemişlerdir. Film kalınlığının artmasının, yüksek shaft dönme hızı altında faydalı olduğu, ancak özellikle film kalınlığının dalga genliğini kuvvetle arttıracak için tehlikeli olduğu ve bu da yük taşıma kapasitesinin azalmasına yol açtığını belirtmişlerdir. Kayıcı pabucun geometrik özelliklerinin (kayıcı pabuç cep ve set yarıçap oranı, orifis uzunluk-çap oranı) istenen performansı elde etmek için optimize edilebileceğini göstermişlerdir. Yük taşıma kapasitesi için, kayıcı pabuç set ve cep yarıçapı oranı 1.4 ile 1.8 arasında iken orifis uzunluk- çap oranının 4 ila 5 arasında seçilmesi gerektiğini raporlamışlardır.

Canbulut et al. [29], eksenel pistonlu pompalardaki güç kaybı üzerine deneysel çalışma yapmışlar ve yüzey pürüzlülüğünün kayıcı pabuca olan etkisini incelemişlerdir. Kayıcı pabuçların farklı çalışma koşullarında performansını belirlemek için bir deneysel düzenek tasarlamışlardır. Sonuç olarak ortalama yüzey pürüzlülüğü (R_a), orifis çapı ve hidrostatik yatak alanı, farklı besleme basıncı ve dönme hızlarında sürtünme güç kaybına neden olan parametreler olarak belirlemişlerdir. Daha az yüzey pürüzlülüğünün daha az güç kaybına yol açtığını, orifis çapı ve basıncın artmasıyla da gerekli güç ihtiyacının azaldığını gözlemlemişlerdir. Canbulut [30], kayıcı pabucun geometrik özellikleri ve çalışma parametrelerini değiştirerek minimum sürtünme güç kaybı ve minimum yağ kaçağı değerlerini kayıcı pabucun yine ortalama yüzey pürüzlülüğünü (R_a) de dikkate alınarak deneysel olarak araştırmışlardır. Sonuç olarak 0,7 - 9,5 μm aralıklarındaki yüzey pürüzlülükleri kullanılarak yapılan çalışmada, sürtünme güç kaybının 1,5 μm bir pürüzlülükte en aza indirildiğini (2 Watt) belirlemişlerdir. Ayrıca

sürtünme güç kaybı ve yağ kaçağının yüzey pürüzlülüğü, dönme hızı, hidrostatik yatak alanının boyutu, besleme basıncı ve orifis çapına bağlı olduğunu raporlamışlardır.

Chao et al. [31], denge denklemi ve süreklilik denklemini kullanarak kayıcı pabucun dönme hareketini de dikkate alan yeni bir Reynolds denklemi geliştirmişlerdir. Mevcut Reynolds denkleminin literatürdeki form ile aynı olduğu ancak hız sınır koşullarında tamamen birbirinden farklı olduğunu göstermişler ve sonuç olarak Reynolds denkleminin dönen kayıcı pabuç için yağlama modelini daha iyi temsil edebileceği sonucuna varmışlardır. Zhang et al. [32], bir diğer çalışmalarında da dönen kayıcı pabucu deneysel olarak incelemek için Şekil 1.7' deki yeni deney düzeneğini tasarlamışlardır. Deneyler sonucunda kayıcı pabucun hızının shaft hızına yaklaşık olarak eşit olduğunu tespit etmişlerdir. Aynı ekip tarafından yapılan başka bir çalışmada ise gerçek çalışma koşulları altında, kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki yağ filmi kalınlığının çok pozisyonlu ölçümünü gerçekleştirebilen yeni bir test cihazı tasarlanmış ve anlık yağ film kalınlığının ölçümü yapılmıştır [33].



Şekil 1.7. Kayıcı pabuç dönme hızı ölçüm deney seti [32]

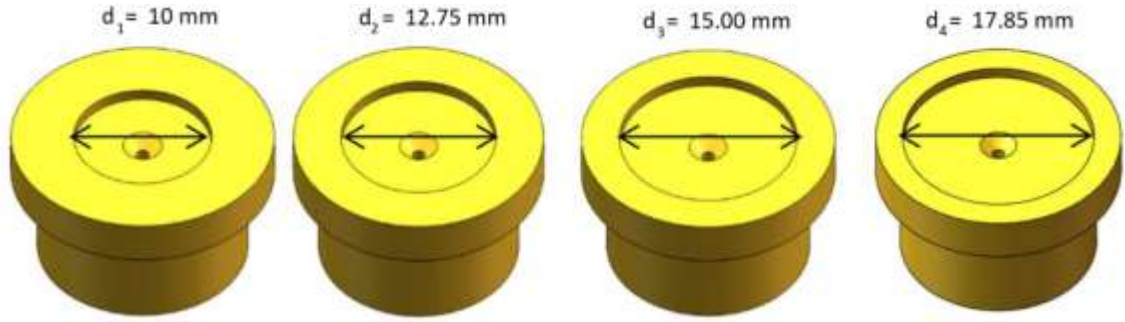
Tang et al. [34], elasto-hidrokinamik davranış ve viskozite-sıcaklık arasındaki etkileşimi göz önünde bulundurarak kayıcı pabuç/eğik plaka arasında yeni bir termoelasto-hidrokinamik yağlama modeli geliştirmişlerdir. Önerilen model, deneylerle iyi bir uyum

sağlarken, basıncın daha önceki çalışmalarla karşılaştırıldığında makul bir dağılım verdiğini göstermişlerdir. Özellikle yağ film sıcaklığının, yağ film kalınlığına bağlı olduğunu ve yağ film kalınlığının azalmasıyla yağ filmi üzerindeki viskoz sürtünmenin artmasından dolayı film sıcaklığı yükseldiğini belirlemişlerdir. Kayıcı pabuç geometrik boyutlarının ise (kayıcı pabuç cep ve set yarıçap oranı, orifis uzunluk-çap oranı) yağ film kalınlığı, basınç dağılımı, sıcaklık ve sızıntı yağ debisi üzerinde ana parametreler olduğunu raporlamışlardır. Kayıcı pabuç üzerindeki termal elasto-hidrokinematik yağlama performansının artırılması için kayıcı pabuç iç çapının 6.4 mm ve orifis uzunluğunun 3.5 mm iken kayıcı pabuç cep ve set yarıçap oranı ve orifis uzunluk-çap oranının sırasıyla 1.5 ve 8.75 olması gerektiğini önerdiler. Park ve Yoo [35], fluent paket programını kullanarak kayıcı pabucun kararlı hal durumu için bir CFD modeli oluşturmuşlardır. Statik basınç ve hız dağılımlarını ve hız vektörlerini, farklı film kalınları için dikkate almışlardır. Kayıcı pabuç cep bölgelerinde halka şeklinde bir vorteks gözlemlemişlerdir.

Choudhuri ve Chakraborti [36], yapmış oldukları çalışmada kayıcı pabuçların yük taşıma kapasitesini hesaplamak için kayıcı pabucun eğimi, besleme basıncı, dönme hızı, kayıcı pabuç set alanının koniklik açısı, hidrokinematik alanı gibi büyüklüklerini dikkate alarak bir hesaplama yöntemi önermişlerdir. Kayıcı pabucun besleme basıncı ve dönme hızı artarsa, yük taşıma kapasitesinde büyük bir artış olduğunu, kayıcı pabuç set alanı azaltılırsa, yük taşıma kapasitesinde de bir düşüş meydana geldiğini, ancak daha düşük bir set boyutuna sahip kayıcı pabucun daha yüksek bir eğim ile çalışacağını gözlemlediler. Başka bir çalışmada ise kayıcı pabucun yük taşıma kapasitesini etkileyen yük merkezinin konumunu belirlemek için bir hesaplama yöntemi önermişlerdir. Besleme basıncı, dönme hızı ve kayıcı pabuç set alanının artmasıyla, kayıcı pabucun yük taşıma kapasitesinin arttığını gözlemlemişlerdir [37].

Haidak et al. [38], kayıcı pabucun toplam güç kaybını belirleyen matematiksel bir model oluşturdular. Şekil 1.8' deki dört farklı boyuttaki kayıcı pabuç için yağ film kalınlığı ve toplam güç kaybı değerlerini incelemişlerdir. Toplam güç kaybının yağ film kalınlığı ve kayıcı pabuç cep ve set çap oranına önemli oranda bağlı olduğunu gözlemlediler. Çalışılan geometriler için toplam güç kaybının 200 W altında kayıcı pabuç set çapının cep çapına oranının 2.55 değerinde ($d = 10 \text{ mm}$) ve optimum yağ film kalınlığının (h_{op}) 7 ve 28 μm arasında olduğu durumlarda elde edilmiştir. Yine

toplam güç kaybının 200 W' ın altında ($d = 17.85 \text{ mm}$) için 1.428 çap oranlarıyla (h_{op}) 4 ve 20 μm olduğu durumlarda elde etmişlerdir. Ayrıca yağ film kalınlığının 28 μm ' den büyük olduğu durumlarda toplam güç kaybının arttığını belirtmişlerdir.



Şekil 1.8. Dört farklı iç çap değerine sahip kayıcı pabuçlar [38]

Schenk ve Ivantysynova [39], yapmış oldukları çalışmada kayıcı pabuç/egik plaka arasındaki güç kaybı değerini belirlemek için bir termal model sunmuşlardır. Sürtünme çiftindeki akışkanın karmaşık davranışını çözmek için sonlu elemanlar ve sonlu hacimler metodunun bir kombinasyonunu kullanmışlardır. Akışkan basıncından kaynaklanan deformasyonun göz önüne alınmasının, özellikle deformasyon büyüklüğünün, toplam boşluk yüksekliğiyle karşılaştırılabilir hale geldiği parçalarda, güç kaybı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. Başka bir çalışmada ise kayıcı pabuç/egik plaka arası için zamana bağımlı bir yağlama modeli geliştirmişler ve kayıcı pabuç üzerindeki hidrostatik ve hidrodinamik etkileri incelemişlerdir. Kayıcı pabuç üzerindeki hidrostatik basınç, basınçtan kaynaklanan deformasyonun çoğuna neden olurken ortaya çıkan düzensizliğin daha çok hidrodinamik etki ile karşılandığını belirtmişlerdir. Ayrıca zamana bağımlı çözümlerin statik deformasyonlar üzerinde çok büyük bir etkisinin olmadığını göstermişlerdir [40].

Huanlong et al. [41], yağlayıcı olarak su ile kayıcı pabucun karakteristik özelliklerini incelemiştir. Navier-stokes denklemleri temelinde eylemsizlik ve yüzey pürüzlülüğü değerlerini dikkate alarak sayısal ve deneysel bir çalışma yapmışlardır. Şekil 1.9' daki gibi 3 boşluklu kayıcı pabucun anti dönme özelliğini artırarak aşınma problemini azaltabileceğini göstermişlerdir.



Şekil 1.9. Üç cepli kayıcı pabuç [41]

Ma et al. [42], yapmış oldukları çalışmalarında kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki aşınma davranışını analiz etmek için Elasto Hidrodinamik Yağlama (EHY) modeli temelinde bir yöntem sunmuşlardır. Film kalınlığının analizine dayanarak, aşınma davranışını etkileyen yağ sıcaklığı, dönme hızı ve besleme basıncı değerlerini incelemişlerdir. Aşınma testleri ile önerilen teorik modelin sonuçlarının tutarlı olduğunu ve deney sonuçlarına göre yağ sıcaklığının 30 °C' den 130 °C' ye çıkmasının aşınma oranını %320 artırdığı, besleme basıncını ise 21 MPa' dan 30 MPa çıkmasının aşınmayı %45 artırdığı gözlemlenmiştir.

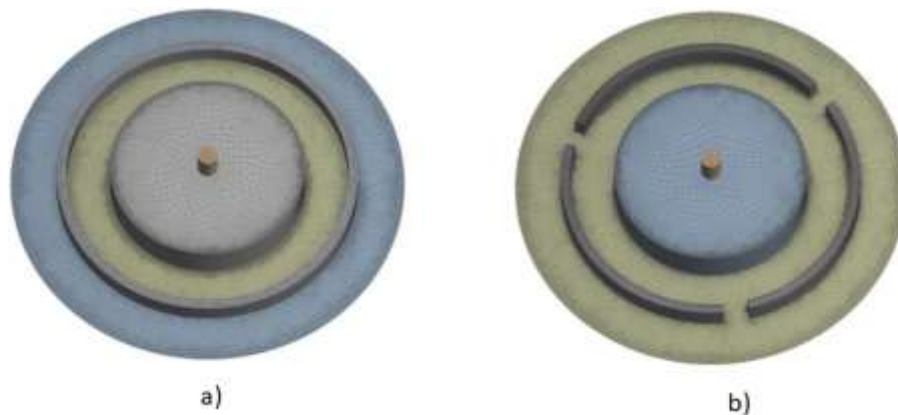
Chen et al. [43], oluklu kayıcı pabuç performansını analiz etmek için 3B Navier-Stokes denklemi ve arbitrary lagrangian-eulerian metoduna dayalı bir CFD simülasyonu önermişlerdir. Analitik sonuçlarla CFD modelin sonuçlarını karşılaştırarak uyum içerisinde olduğunu açıklamışlardır. Simülasyon sonuçları, kayıcı pabuç set bölgesi yarıçapı, orifis boyutu ve oluk genişliğinin kayıcı pabuç davranışını önemli ölçüde etkilediğini ve bu faktörler arasındaki optimum bir dengenin pompa tasarımının optimize edilmesinde elverişli olduğunu göstermişlerdir.

Hashemi et al. [44], geliştirdikleri deney düzeneği ile kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki sürtünme kuvvetini ölçmüşlerdir. Bunun için cep ve set yarıçapı farklı olan 4 adet kayıcı pabuç kullanmışlardır. Silindir gövdesinin dönmesiyle kayıcı pabuçlar emme ve basma alanlarında farklı davranışlar sergilemiştir. Silindir bloğun bir kez dönmesi esnasında kayıcı pabuç üzerindeki sürtünme kuvvetinin emme bölgesinden basma bölgesine geçerken arttığını gözlemlenmiştir. Basma durumundan emme durumuna geçişte ise

sürtünme kuvveti azaldığı ve 100 Bar ve 170 Bar basınçlarda bir çevrim boyunca sürtünme kuvvetlerinin şekil ve boyutlarının benzer olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca deneyler kayıcı pabucun ve eğik plakanın termal elasto-hidrokinamik modeli ile simüle edilmiş ve sürtünme kuvvetinin ölçülen değerlerle iyi uyum sağladığını raporlamışlardır.

Jiang et al. [45], kayıcı pabuç/eğik plaka ara yüzeyi için EHY modeli oluşturmuşlardır. Çalışmalarında orifisin boyu ve çapının güç kaybı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bunun için bir nümerik analiz yöntemi geliştirmişler ve çözmüşlerdir. Farklı dönme hızı ve basınç değerleri için orifis çapının, güç kaybı üzerinde önemli bir rol oynadığı sonucuna varmışlardır. Yaptıkları simülasyon sonuçlarına göre orifis çapının, yağ filmi kalınlığı üzerindeki etkisinin, orifis uzunluğundan daha fazla olduğunu göstermişler ve bunun hidrolik sistemlerin enerjisini korumak için kayıcı pabuç geometrisini optimize etmek için uygulanabilir bir yöntem olduğunu önermişlerdir. 1000, 1500 ve 2000 dev/dk dönme hızlarında besleme basıncının 5 MPa' dan 10 MPa' a çıkartılmasının kayıcı pabuç üzerinde güç kaybını %15-%20 arasında artırdığını raporlamışlardır. Ayrıca nümerik analiz sonuçları deneysel olarak da doğrulanmıştır.

Gunawardane et al. [46], dalga enerjisini elektrik enerjisine çevirmek için kararlı çalışabilecek yeni bir güç dönüşüm cihazı için eksenel pistonlu pompa kullanmışlardır. Kayıcı pabuç/eğik plaka arasının düşük hızlarda ($n=100$ dev/dk) yağlanması çalışmanın ana konusudur. Şekil 1.10' da akış alanları gösterildiği gibi geleneksel oluklu kayıcı pabuçlar ile kısmi oluklu kayıcı pabuçları analitik ve CFD yöntemleri ile karşılaştırmışlardır. Kısmi oluklu kayıcı pabucun düşük hızlarda daha kararlı çalıştığını ve dalga enerjisi uygulamalarında kullanılabileceğini belirtmişlerdir.



Şekil 1.10. Kayıcı pabuç: a) tam oluklu kayıcı pabuç, b) kısmi oluklu kayıcı pabuç [46]

Hesheng et al. [47], yağın termal etkisini dikkate alarak farklı çalışma koşulları altında kayıcı pabuç/eğik plaka ara yüzü üzerindeki yağ film kalınlığını ve sıcaklığını tahmin etmek için bir matematiksel model geliştirerek parametrik bir çalışma yapmışlardır. Kayıcı pabucun düşük basınç ve yüksek hızlarda titreşimli çalıştığını gözlemlemişlerdir. Orifis uzunluk-çap oranının 9.76 ile 156.25 arasında kayıcı pabuç üzerinde yağ sıcaklığını arttırırken, sızıntı yağ debisini azalttığını gözlemlemişlerdir. Sızıntı yağ debisinin ise eğik plakanın dönme hızı veya yağ film kalınlığının artmasıyla arttığını gözlemlemişlerdir.

Kazama et al. [48], kayıcı pabucun sıcaklık ve gerçek çalışma şartlarındaki (35 MPa ve 26.7 s^{-1}) durumunu incelemek için yeni bir test cihazı tasarlamışlardır. Besleme basıncı ve dönme hızının artmasıyla kayıcı pabuç üzerindeki yağ sıcaklığının arttığını gözlemlemişlerdir. Kayıcı pabuç üzerindeki sıcaklık dağılımı maksimum $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ iken yüksek basınç ve dönme hızlarında $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ' ye kadar çıktığını deneysel olarak gözlemlemişlerdir. Eğik plakanın dönmesiyle kayıcı pabucun ön ve arka kenarındaki sıcaklık farkları ortaya çıkmış ve bu farkların dönme hızından etkilendiği, fakat besleme basıncından tamamen bağımsız olduğunu raporlamışlardır. Bununla birlikte kayıcı pabucun kendi sıcaklığının besleme basıncı ve dönme hızıyla arttığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca düşük yağ sıcaklıklarında kayıcı pabuç üzerindeki sıcaklık farklarının daha belirgin olarak ortaya çıktığını belirtmişlerdir.

Tablo 1.2' de literatürde kayıcı pabuç/eğik plaka için yapılan çalışmalar özetlenmiştir. Literatürdeki deneysel çalışmalardan görüldüğü gibi farklı çalışma şartları ve kayıcı pabuç geometrileri, araştırmacılar tarafından kullanılarak kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki etkileşim araştırılmıştır. Özellikle farklı geometrilerdeki kayıcı pabuçlar için matematiksel modeller önerilmiştir. Bu matematiksel modeller, analitik olarak tam çözümler ile nümerik olarak yaklaşık çözümleri kapsamaktadır. Bununla birlikte kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki en önemli performans parametreleri olan sızıntı yağ debisi, yağ film kalınlığı, basınç dağılımı ve yük taşıma kapasitesi değerlerinin araştırmacılar tarafından önemi vurgulanmıştır.

Tablo 1.2. Literatürde kayıcı pabuç/eğik plaka için yapılan deneysel çalışmaların özeti

Çalışmalar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Fisher [6]	Y	Y							
Safar [7-8]	Y	Y	Y						
Koç [9-11]		Y		Y	Y			Y	
Iboshi [12-13]				Y					Y
Hooke [14-15]				Y				Y	Y
Hooke [16]				Y				Y	
Li [17]				Y					
Pang [18]	Y	Y							
Wieczoreck [19-20]				Y	Y				Y
Harris [21]		Y							
Bergada [22-23]	Y			Y				Y	Y
Kumar [24]	Y			Y				Y	Y
Johson [25-26]	Y	Y						Y	Y
Tang [27-28]		Y		Y					Y
Canbulut [29-30]					Y	Y		Y	
Chao [31-33]				Y					Y
Tang [34]	Y			Y					Y
Park [35]	Y		Y	Y					Y
Choudhuri [36-37]		Y						Y	
Haidak [38]				Y		Y		Y	Y
Schenk [39-40]						Y			Y
Huanlong [41]								Y	Y
Ma [42]				Y					Y
Chen [43]								Y	Y
Hashemi [44]								Y	Y
Jiang [45]						Y		Y	Y
Gunawardane [46]								Y	Y
Hesheng [47]				Y	Y			Y	Y
Kazama [48]				Y			Y		
1- Basınç dağılımı	4- Yağ film kalınlığı	7- Yağ sıcaklığı							
2- Yük taşıma kapasitesi	5- Sızıntı yağ debisi	8- Kayıcı pabuç geometrisi							
3- Akış hızı	6- Güç kaybı	9- Matematiksel model							

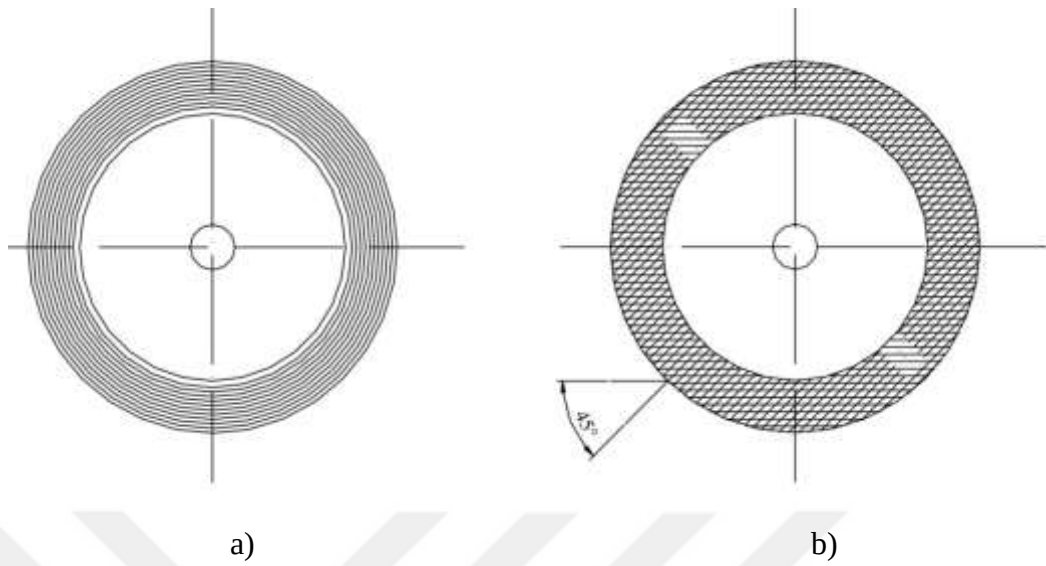
Analitik ve nümerik çözümler kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki fiziksel olayın matematiksel olarak anlaşılmasına imkân sağlamasına rağmen belirli kabullere dayanmaktadır. Katı ve akışkanların atalet etkileri, termal etkenler, titreşim vb. dikkate

alındığında matematiksel modellerin çözülmesi de zorlaşır. Ayrıca bu matematiksel çözümlerin sonuçlarının desteklenmesi için deney setlerinin de çok hassas kurulması ve çalıştırılması ayrı bir problem olarak araştırmacıların karşısına çıkmaktadır. Dolayısıyla non-lineer sistemlerin analitik olarak tam çözümlerinin elde edilmesi ve deney setleri ile doğrulanması problemlerin yapısından ve parametrelerin tahmin edilmesinden dolayı zordur [49]. Yapay zekâ ise böyle zorlukların üstesinden gelmek için sıklıkla kullanılan bir yöntemdir. Bu tür modellerde kabullere gerek kalmadan giriş ve çıkış verileri arasındaki ilişki kolaylıkla tahmin edilebilir. Yapay sinir ağları (ANN-Artificial Neural Network) literatürde kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki kompleks ilişkiyi modellemek için en yaygın kullanılan yapay zekâ metotlarından birisidir.

Eksenel pistonlu pompalar için ANN' nin ilk kullanımı Karkoub et al. [50], tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmalarında deney setinden elde ettikleri verileri kullanmışlar ve yüksek basınçta güç kaybının azaltılmasını hedeflemişlerdir. Levenberg-Marquardt optimizasyon tekniği ile eğittikleri ağı, pompanın kararlı ve dinamik davranışını doğru bir şekilde tahmin edebildiğini göstermişlerdir. Karkoub ve Elkamel [51], karesel geometrili gaz yataklarda basınç dağılımı ve yük taşıma kapasitesinin tahmini için ANN kullanılmışlardır. Sonuç olarak basınç dağılımı ve yük taşıma kapasitesi değerlerinin belirlenmesinde ANN' nin teorik modellerden daha iyi çalıştığını göstermişlerdir.

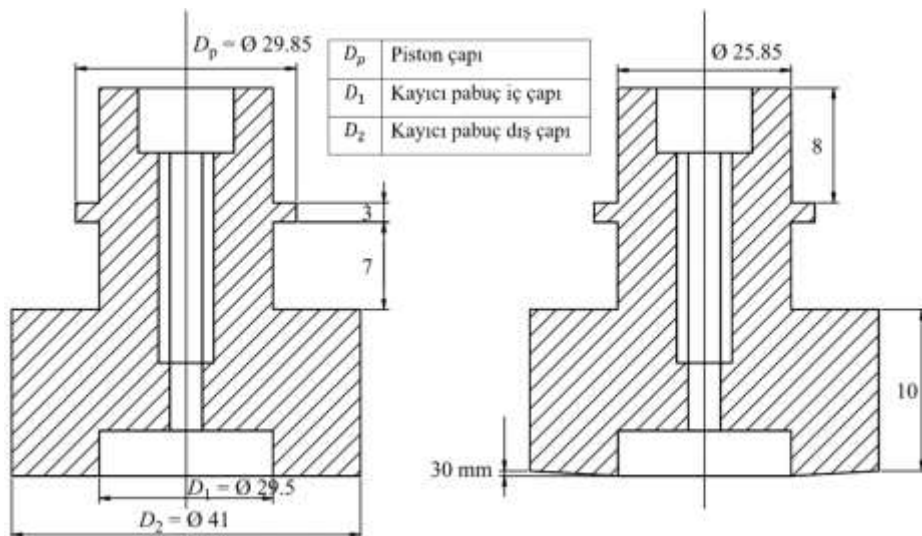
Canbulut et al. [52], yaptıkları çalışmada kayıcı pabucun farklı çalışma şartlarında eksenel yük, sızıntı yağ debisi, sürtünme momenti ve pompa gücü özelliklerini deneysel olarak inceleyerek sonuçların tahmini için bir ANN model önermişlerdir. ANN modelin yatak sisteminin statik ve dinamik parametrelerini tahmin etmek için üstün performans gösterdiği belirtilmiştir.

Canbulut et al. [53], diğer çalışmalarında ise kayıcı pabuçların yüzey pürüzlülüğünün yağlama üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çapraz kanallı yüzey dokuları ile dairesel yüzey dokularını karşılaştırmışlardır (Şekil 1.11). Dairesel kanallı yüzey dokuları daha az sızıntı yağ debisi değeri vermiştir. Ayrıca bu kayıcı pabucun davranışı bir ANN ile modellemiştir. Bu modelin gerçek zamanlı uygulamalarda kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

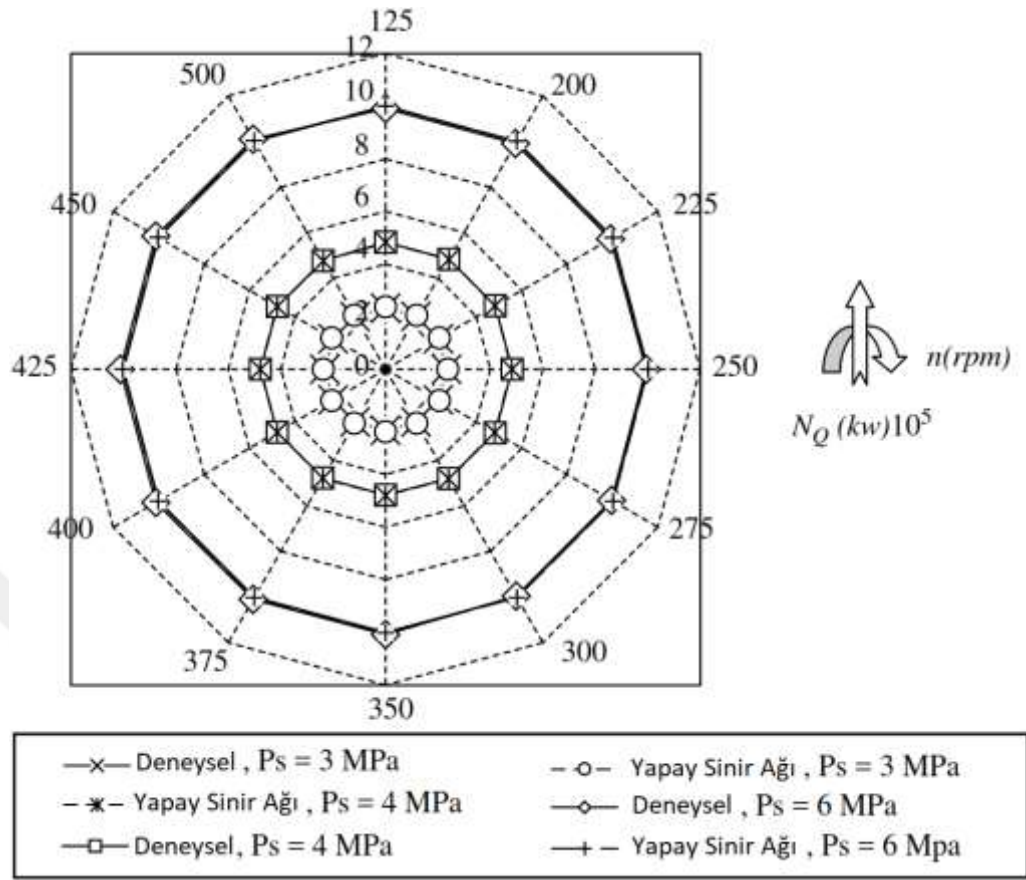


Şekil 1.11. Kayıcı pabuç yüzey dokuları a) dairesel yüzey dokuları b) çapraz kanallı yüzey dokuları [53]

Canbulut et al. [54], başka bir çalışmalarında ise kayıcı pabuçların akış ve viskoz güç kaybı üzerine teorik ve deneysel araştırma yapmışlardır. Çalışmalarında Şekil 1.12’ deki gibi konik ve düz yüzeyli kayıcı pabuçları kullanmışlar ve çalışma sonuçlarına göre gerekli moment düz yüzeyli kayıcı pabuçlarda daha yüksek çıkmıştır. Aynı çalışma koşulları altında da, konik yüzeyli kayıcı pabuçlar, düz yüzeyli kayıcı pabuçlardan 3 katı daha yüksek akış güç kaybına neden olurken viskoz güç kaybı da düz kayıcı pabuçta, konik kayıcı pabuca göre daha fazla çıkmıştır. Ayrıca, bir ANN model ile akış ve viskoz güç kaybı değerlerini modellemişlerdir. Şekil 1.13’ de görüldüğü gibi ANN model deneysel veriler ile uyum sağlamıştır.



Şekil 1.12. Deneysel çalışmada kullanılan kayıcı pabuçlar [54]



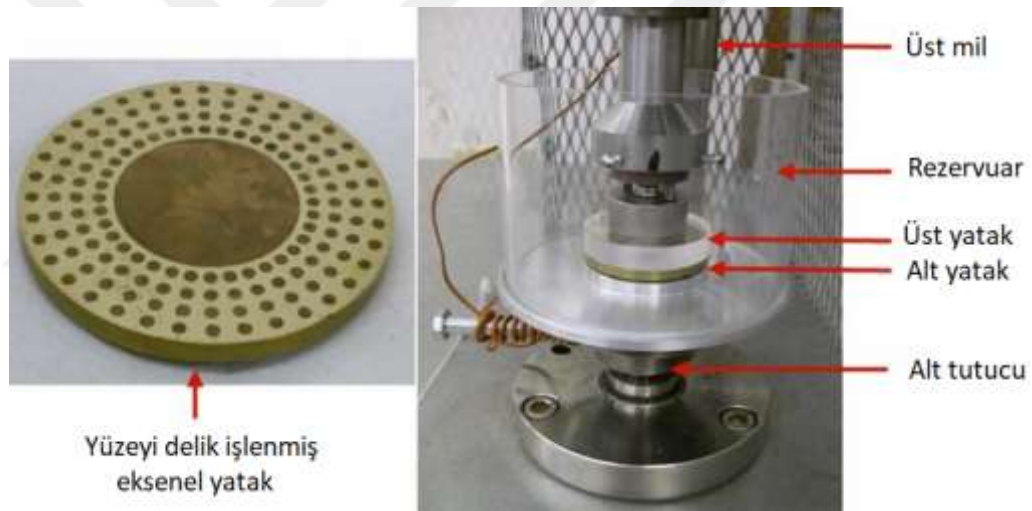
çalışma yapmışlardır. Besleme basıncının artmasıyla hidro-mekanik ve genel verimin arttığını gözlemlemişlerdir. Deneylerden elde edilen veriler ile bir ANN model oluşturmuşlardır. Sonuçlar ANN' nin bu tür sistemlerin uygulamalarında tatminkâr bir dereceye kadar tahmin edici olarak kullanılabileceğini göstermiştir. Canbulut ve Sinanoğlu [57], dişli, kanatlı, ve eksenel pompaların farklı çalışma koşullarında volümetrik verimliliğini araştırmak için deneyler yapmışlardır. Ayrıca yeni bir ANN model önermişlerdir. Bu ANN' de dişli, kanatlı ve eksenel pistonlu pompa sistemlerini modellemişler ve volümetrik verimlilik için modelin başarılı bir şekilde çalıştığını göstermişlerdir. Canbulut et al. [58], yapmış oldukları farklı bir çalışmada ise orifis boyutları ve yatak cebini dikkate alarak hidrostatik bir yataktaki sistem rijitliğini analiz etmek için bir ANN modeli geliştirmişlerdir. Eğitilen ağın test verileri deneysel sonuçları tam olarak izlemiştir.

Liu et al. [59], kayıcı pabuçlarda kuvvet dengesi analizi ile film şeklinin hesaplanması, iki karar değişkenli tek bir amaç optimizasyon problemi olarak Niche-Genetik algoritmayı kullanarak çözmüşlerdir. Sonuç olarak dönme hızının yağ filmi şekli üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu belirlemişlerdir. Lin ve Hu [60], kayıcı pabucun dönme hızı, yükleme basıncı ve yağ viskozitesini dikkate alarak bir tribo-dinamik model önermişlerdir. Bu modelin çözümü için niche-genetik algoritma kullanmışlardır. Yağ film kalınlığını ölçebilmek için bir test düzeneği oluşturmuşlar ve teorik sonuçlar ile ölçülen sonuçların iyi uyum sağladığını gözlemlemişlerdir.

1.3.1. Yüzey Dokusu

Yüzey dokusu yüzey üzerine açılan iyi tanımlanmış aynı özellikteki (girintiler veya çıkıntılar) girişlerdir. Yüzey yapıları yağlama ile çalışan tribolojik yüzeylerin performansını etkiler. Bu yapılarda yağ korunabilir ve temas esnasında aşınmadan kaynaklanan parçacıkları da tutulabilir ve böylece parçanın ömrü uzatılabilir [5]. Literatürde eksenel yataklar, kaymalı yataklar, silindir gömleklerinde, piston segmanlarında, mekanik contalar, manyetik depolama aletlerinde, piston pimlerinde ve matkap uçları da olmak üzere geniş bir yelpazede yüzey dokusu araştırılmasına rağmen kayıcı pabuçların yüzeyi üzerine bir araştırma mevcut değildir. Dolayısıyla bu kısımda eksenel yataklar ve yüzey dokusu ile ilgili yapılan çalışmalar kısaca özetlenecektir.

Qiuand ve Khonsari [61], tam dokulu eksenel yatak üzerinde (Şekil 1.14) kavitasyonun etkisini araştırmışlardır. Ek olarak bireysel dokular içinde lokal kavitasyonu deneysel olarak gözlemlemek için bir deney düzeneği oluşturmuşlardır. Kavitasyon tarafından tam dokulu temaslarda yük taşıma kapasitesinin çok sınırlı olduğunu belirlemişlerdir. Aynı yazarlar tarafından yapılan daha sonraki çalışmada [62], eksenel yataklar tamamen dokulandırarak deneysel olarak değerlendirilmiştir. Dairesel ve eliptik delikli örnekler farklı boyutlarda ($200 \leq l \leq 2000 \mu m$), farklı derinliklerde ($46 \leq h_{texture} \leq 60 \mu m$) ve farklı yoğunluklarda ($15 \leq \rho_{texture} \leq 58.6 \%$) dikkate aldılar. Deneysel olarak düşük hızlarda deliklerde kavitasyon olmadığı ve hızın artırılmasıyla deliklerde gaz kavitasyon ve yüksek hızlarda buhar kavitasyonu olduğunu gözlemlenmişlerdir. Bu kavitasyonun dolaylı olarak yük taşıma kapasiteni arttırdığını belirlemişlerdir.



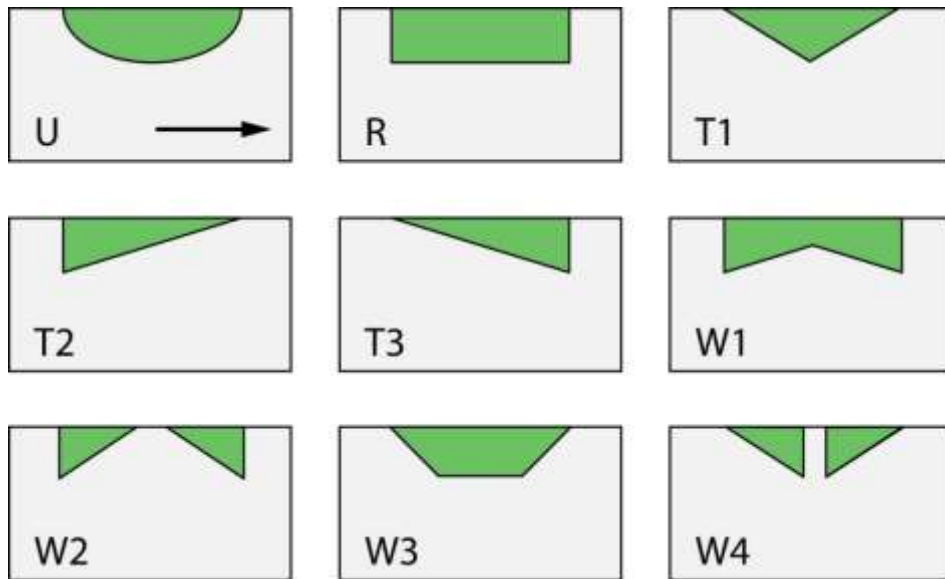
Şekil 1.14. Yüzeyi delik işlenmiş eksenel yatak [61]

Wang et al. [63], silisyum-karbür eksenel yatak üzerinde dairesel delikler oluşturmak için reaktif iyon aşındırma tekniğini kullanmışlar ve birçok deney yaparak su ile yağlama altında farklı delik boyutları, derinlikleri ve yoğunluklarının ($50 \leq l \leq 650 \mu m, 2 \leq h_{texture} \leq 16.6 \mu m$ ve $0 \leq \rho_{texture} \leq 22.5 \%$) yük taşıma kapasitesi üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Çalışmalarındaki tüm deney numunelerini tam dokulu olarak kullanılmışlardır. Sonuç olarak yüzey dokusunun derinlik ve yoğunluğunun yük taşıma kapasitesi üzerinde etkisi olduğunu göstermişlerdir. Deney esnasında dikkate alınan çalışma parametrelerinde optimum performans için doku

parametrelerinin $l = 350 \mu m$, $h_{texture} = 3.2 \mu m$ ve $\rho_{texture} = 5 \%$ olduğunu önermişlerdir.

Sharma ve Yadav [64], tamamen dokulu ve non-newtonumsu yağlama ile çalışan hibrid eksenel yatak üzerindeki delikli geometrinin etkisini teorik olarak incelemişlerdir. Non-newtonumsu yağlayıcı ile modifiye edilmiş Reynolds denklemini sonlu elemanlar metodu kullanılarak çözmüşlerdir. Simülasyon sonuçları, yük taşıma kapasitesi, sürtünme güç kaybı, maksimum basınç ve akışkan film sertlik katsayısı değerlerinin yağlayıcının davranışı tarafından önemli ölçüde etkilendiğini göstermiştir. Çalışmalarında yüzey üzerindeki maksimum basınç artarken yük taşıma kabiliyeti azalmıştır. Böylelikle yüzey dokusunun her zaman yük taşıma kapasitesini arttırmadığı sonucunu elde etmişlerdir. Ayrıca sızıntı yağ debisi; dokulu yüzeyde, düz yüzeye göre artarken sürtünme katsayısının azaldığını gözlemlemişlerdir. Uygun bir yağlayıcı seçimiyle de mikro deliklerin hidrodinamik etkisinin artırılabilceği ve dilatent yağın yük taşıma kapasitesi, newtonumsu ve pseudo-plastik yağlayıcı ile karşılaştırıldığında daha fazla olduğunu belirlemişlerdir.

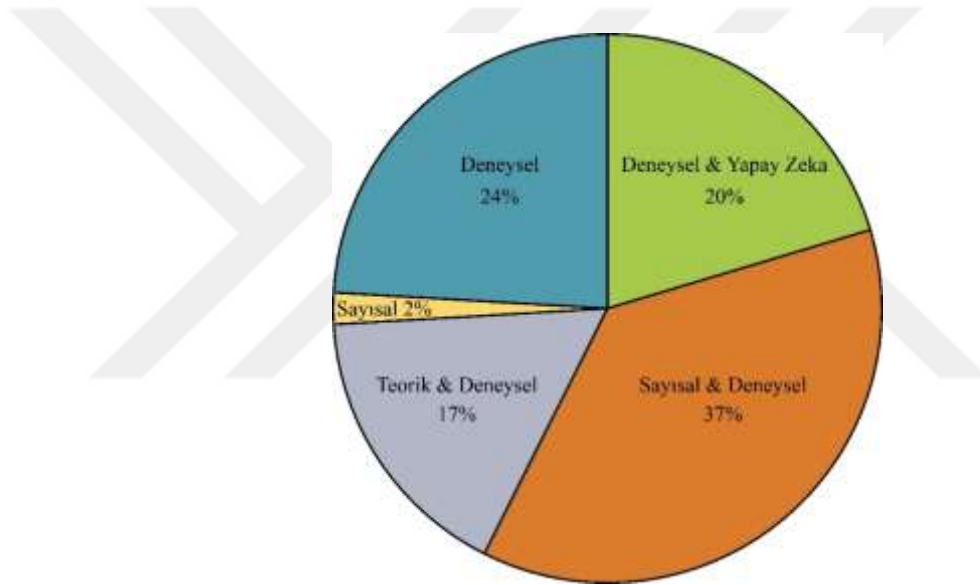
Ayrıca Nanbu et al. [65], farklı yüzey dokularının performans analizi için alt şekilleri farklı sonsuz uzunluktaki paralel çalışan yüzeyleri analiz etmişlerdir. Karma bir EHL formülasyonu ile model tabanlı bir simülasyon uygulamışlardır. Çalışmalarında Şekil 1.15’ deki yüzey geometrilerini kullandılar. Film kalınlığı açısından incelendiğinde genel olarak düz dokuların (R) performansının üstün olduğu bildirilmiştir.



Şekil 1.15. Farklı alt profillere sahip dokular [65]

1.4. Sonuç

Şekil 1.16’ da gösterildiği gibi eksenel pistonlu pompaların kayıcı pabuç/eğik plaka sürtünme çifti için literatürdeki mevcut çalışmalar incelendiğinde bu alandaki araştırmaların farklı deney setleri tasarlanarak %24’ nün deneysel olarak yapıldığı görülmüştür. Genel olarak silindirik koordinatlarda Reynolds Yağlama Denklemi kullanılarak elden edilen tam çözümler ile deneysel verilerin uyumu dikkate alınarak çalışmaların %17’ si teorik ve deneysel karşılaştırma şeklinde yapılmıştır. Bilgisayar ve sensör teknolojilerinin gelişmesiyle deneysel çalışmalar yapay zekâ ile modelleme (%20) ve CFD ile modelleme (%37) şeklinde gerçekleşmiştir.



Şekil 1.16. Kayıcı pabuç/eğik plaka sürtünme çifti üzerine yapılan araştırmaların genel sınıflandırılması

Ayrıca, literatür araştırmasından görüldüğü gibi eksenel pistonlu pompalarda metal-metal temasının gerçekleşebileceği en önemli kısımlardan birisi kayıcı pabuç/eğik plaka yüzeyleri arasındadır ve bu sürtünme çifti pompanın performansını doğrudan etkilemektedir. Araştırmacılar bu sürtünme çiftindeki etkileşimi incelemeye yönelik birçok çalışma yapmıştır. Özellikle kayıcı pabucun sızıntı yağ debisi, yağ film kalınlığı, basınç dağılımı, yük taşıma kapasitesi ve sürtünme güç kaybı üzerine araştırmacılar yoğunlaşmıştır.

Ayrıca kayıcı pabuçların set bölgesi üzerine oluk açılarak yüzey dokuları ile deneysel, teorik ve sayısal olarak birçok çalışma yapılmış ve olukların kayıcı pabucun sızıntı yağ

debisini azalttığı ve yük taşıma kabiliyetini arttırdığı raporlanmıştır. Bununla birlikte eksenel yataklar, kaymalı yataklar, silindir gömlekleri, piston segmanları, mekanik contalar, manyetik depolama aletleri, piston pimleri ve matkap uçları da olmak üzere geniş bir yelpazede yüzey dokusu araştırılmasına rağmen kayıcı pabuç set alanı üzerinde literatürde bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Tez kapsamında literatürde kullanılan oluk genişlik ve derinlik ölçülerinde, kayıcı pabucun set bölgesi üzerinde Şekil 1.15’ deki gibi tabanı düz (R), dairesel yüzey dokuları açılarak oluklu kayıcı pabuçlar ve dokulu kayıcı pabuçlar üzerine deneysel bir karşılaştırma yapılmıştır.

Sonrasında düz bir kayıcı pabucun basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisi için multi-genetik programlama ile matematiksel denklem elde edilmiştir. Bu denklem klasik Reynolds Yağlama Denklemi’nden elde edilen matematiksel denklemler ile karşılaştırılmıştır. Bu tarz bir çalışma kayıcı pabuç/eğik plaka sürtünme çifti için ilk defa yapılmıştır.

Diğer bir çalışmada ise farklı geometrilerdeki set bölgesine dairesel delik açılmış kayıcı pabuç ile farklı çalışma parametrelerinde deneyler yapılmıştır. Sonuçlar bu problem için deneysel olarak karşılaştırılmış ve literatürde ilk defa uzun kısa süreli bellek tabanlı (LSTM -Long Short Term Memory) bir derin sinir ağı (DNN- Deep Neural Network) ile modellenmiştir.

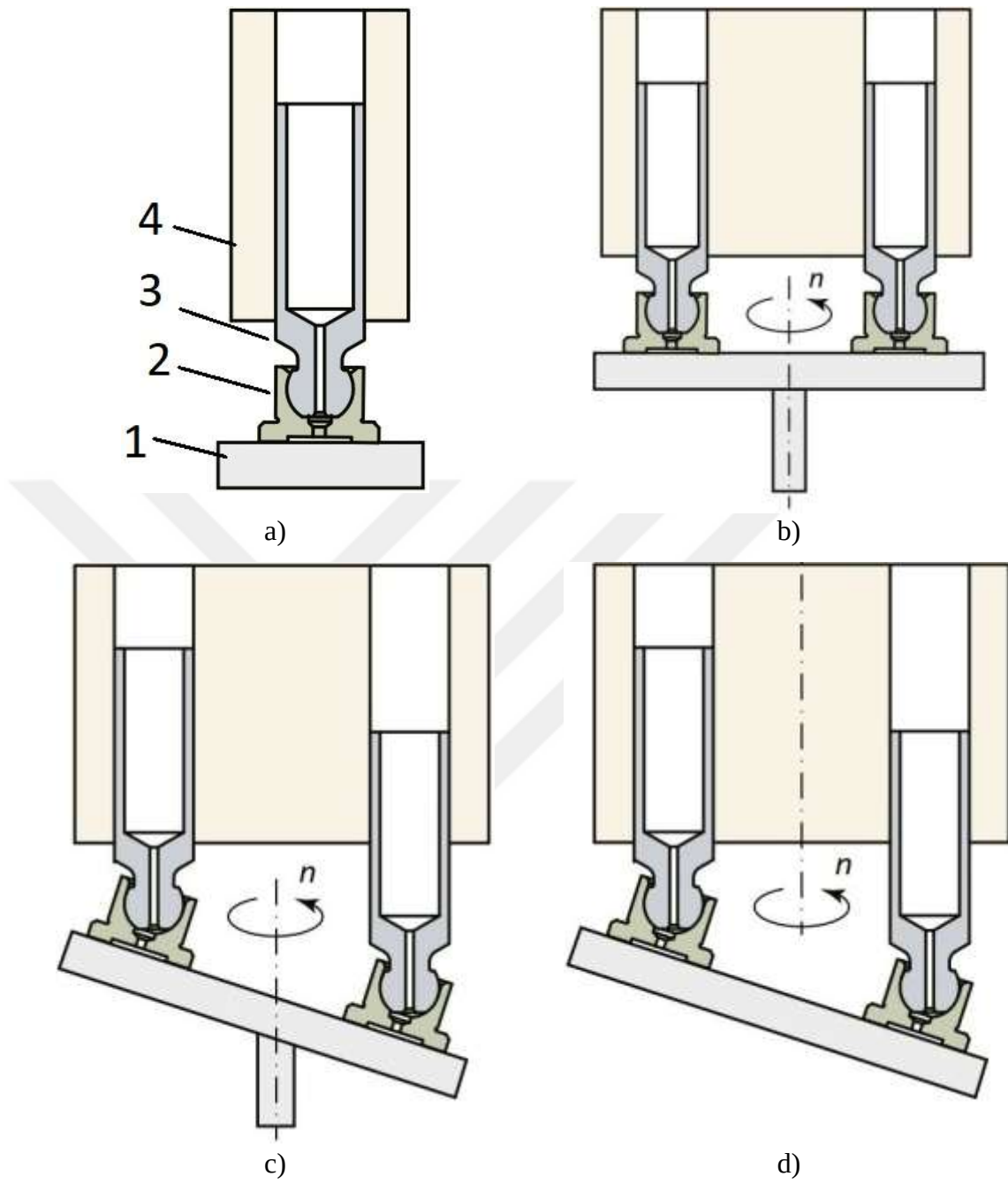
Son bölümde ise CFD ile ileriki bölümlerde bahsedilecek olan kayıcı pabucun sabit eğik plakanın hareketli olduğu tip-2 deney seti için genel bir akış modeli oluşturulmuş ve düz kayıcı pabuçlar için deneysel sonuçlar ve CFD sonuçları karşılaştırılmıştır.

2. BÖLÜM

DENEY GEREÇ ve YÖNTEMİ

2.1. Giriş

Deneysel çalışmalar, kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki karmaşık davranışın ve bunun eksenel pistonlu pompa performansına etkisinin anlaşılmasına olanak sağlamaktadır. Son 40 yılda eksenel pistonlu pompaların araştırılmasına yönelik birçok deney seti oluşturulmasına rağmen literatürde standart bir deney ünitesi yoktur. Chao et al. [4], yapmış oldukları derleme çalışmalarında, eksenel pistonlu pompanın kayıcı pabuç/eğik plaka sürtünme çifti arasındaki farklı parametrelerin ölçümü için literatürde tasarlanan deney düzeneklerini sınıflandırmışlardır. Bu deney setleri kayıcı pabuçların dinamiği bakımından aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi genel olarak dört gruba ayrılmış ayrıca Tablo 2.1' de Şekil 2.1' deki isimlendirmeler verilmiştir.



Şekil 2.1. Kayıcı pabuçların kinematiği açısından farklı tipteki deney setleri; a) 1. tip deney seti, b) 2. tip deney seti, c) 3. tip deney seti, d) 4. tip deney seti [4]

Tablo 2.1. Deney seti parçaları

Parça No	Parça Adı
1	Eğik plaka
2	Kayıcı pabuç
3	Piston
4	Silindir gövdesi

Şekil 2.1a' da kayıcı pabuç/eğik plaka arası için tasarlanan en basit deney seti gösterilmiştir. Burada eğik plaka, silindir gövdesi ve kayıcı pabuç sabittir (1. tip deney seti) [6, 26]. Bu tip deney setinde en önemli sınırlama kayıcı pabucun tamamen hidrostatik yatak gibi çalışmasıdır. Ayrıca hareketli kısımlar olmadığı için tüm hız etkenleri ortadan kalkmaktadır. Dolayısıyla bu tür deney setlerinde akış üzerinde etkili olan hidrodinamik, katı ve akış atalet etkileri ihmal edilmiştir.

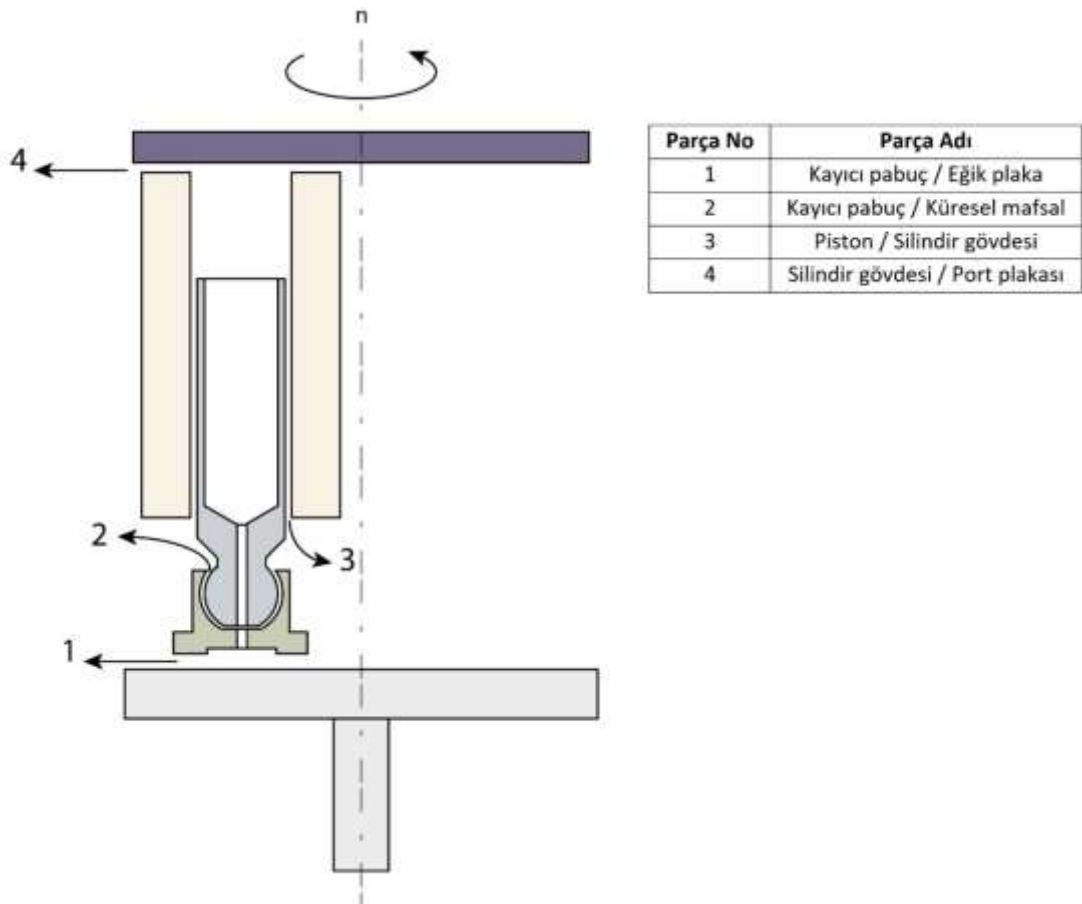
Kayıcı pabucun sabit tutulduğu Şekil 2.1b (2. tip deney seti) ve 2.1c' deki (3. tip deney seti) deney setlerinde ters kinematik ilişki kullanılarak eğik plaka döndürülür. Her iki deney setindeki ana fark ise eğik plakanın eğimidir. Basitleştirme ve gerçek çalışma koşullarının sağlaması açısından iyi bir denge sağladığı için genellikle ikinci veya üçüncü tipteki deney setlerinin literatürde çoğunlukla araştırmacılar tarafından kullanıldığı görülmektedir [22-24, 51-58]. Bununla birlikte, bu iki deney seti türünde de kayıcı pabuç sabit olduğu için kayıcı pabuçların merkezkaç kuvvetleri ihmal edilmiştir.

Kayıcı pabuçlar üzerinde mümkün olduğu kadar çok fiziksel etkinin göz önüne alınması için bazı araştırmacılar Şekil 2.1d' deki prensibe göre deney düzenekleri geliştirmişlerdir [27-28]. Burada silindir gövdesi dönme hareketi yaparken eğik plaka sabittir, kayıcı pabucun merkezkaç etkileri de bu deney setlerinde (4. tip deney seti) dikkate alınmıştır. Fakat bu deney setlerinin tasarımı çok zordur. Çünkü standart bir eksenel pistonlu pompa o kadar küçük ve kompakttır ki içerisine ölçüm sensörlerinin yerleştirilmesi ve verilerin aktarılması zordur. Dolayısıyla bu tip deney setleri normal pompa boyutlarından büyük yapılmaktadır [4].

Arzu edilen ölçüm parametreleri için bu deneysel düzeneklerin avantajları ve dezavantajları kısaca belirtilmiştir. Örneğin, deney düzeneği Şekil 2.1d' de (4. tip), eksenel pistonlu pompa daha fazla simule edilebilirken, kayıcı pabuç üzerindeki basınç

dağılımı ölçülememektedir. Şekil 2.1b (2. tip) ve 2.3c (3. tip)' de ise kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımı ölçülebilirken, ters kinematik ilişki kullanıldığından dolayı kayıcı pabucun atalet etkileri ihmal edilmektedir.

Ayrıca kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki sızıntı yağ debisinin gerçek eksenel pistonlu pompa uygulamalarında tek başına belirlenemeyeceği bir gerçektir. Çünkü Şekil 2.2' de görülebileceği gibi sızıntı yağ debisi, kayıcı pabuç/eğik plaka, kayıcı pabuç/küresel mafsalları, pistonlar/silindir gövdesi ve silindir gövdesi/port plakası arasındaki yağ kaçaqlarının toplamıdır.

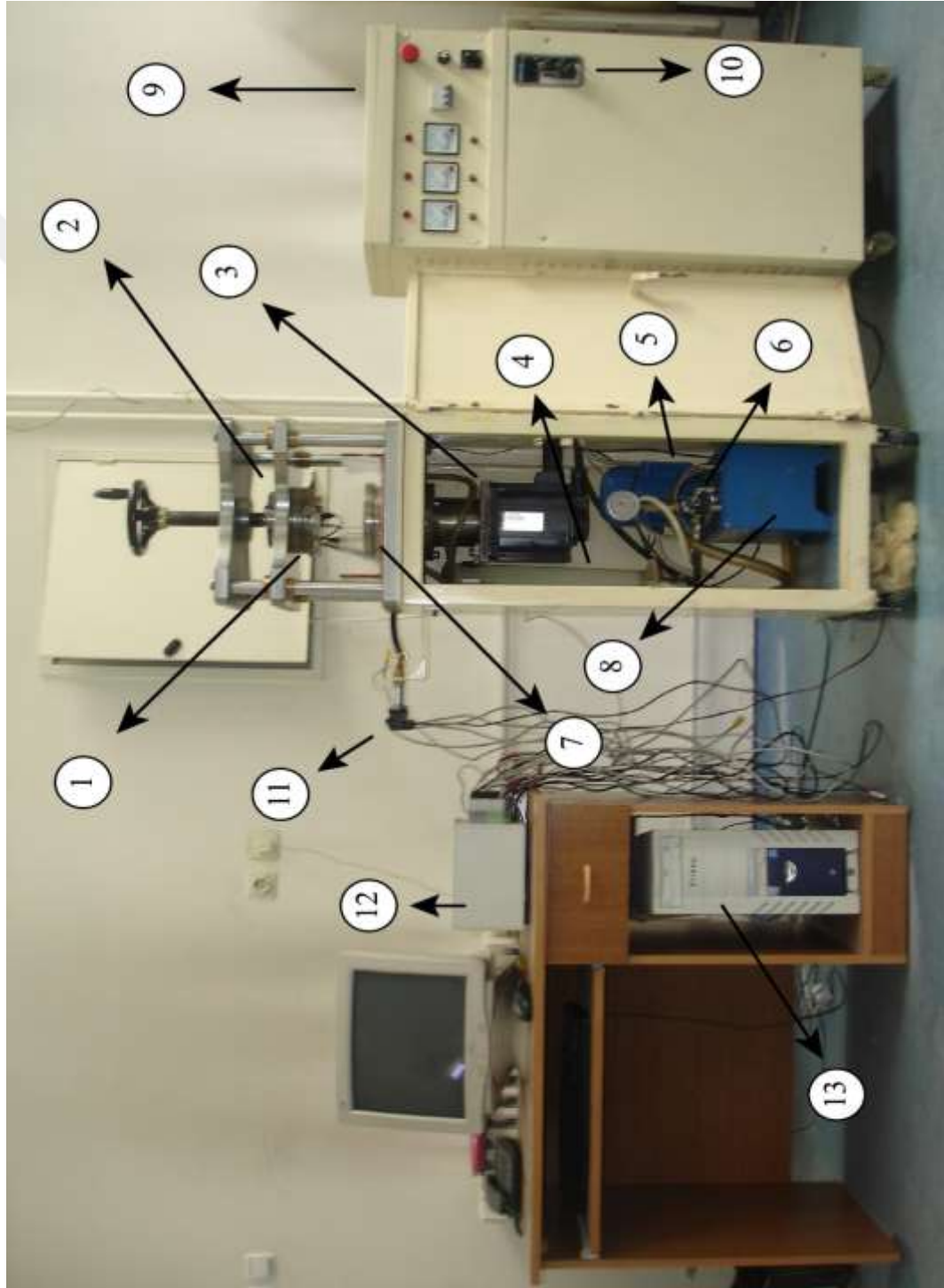


Şekil 2.2. Gerçek pompalarda sızıntı yağ debisinin şematik gösterimi

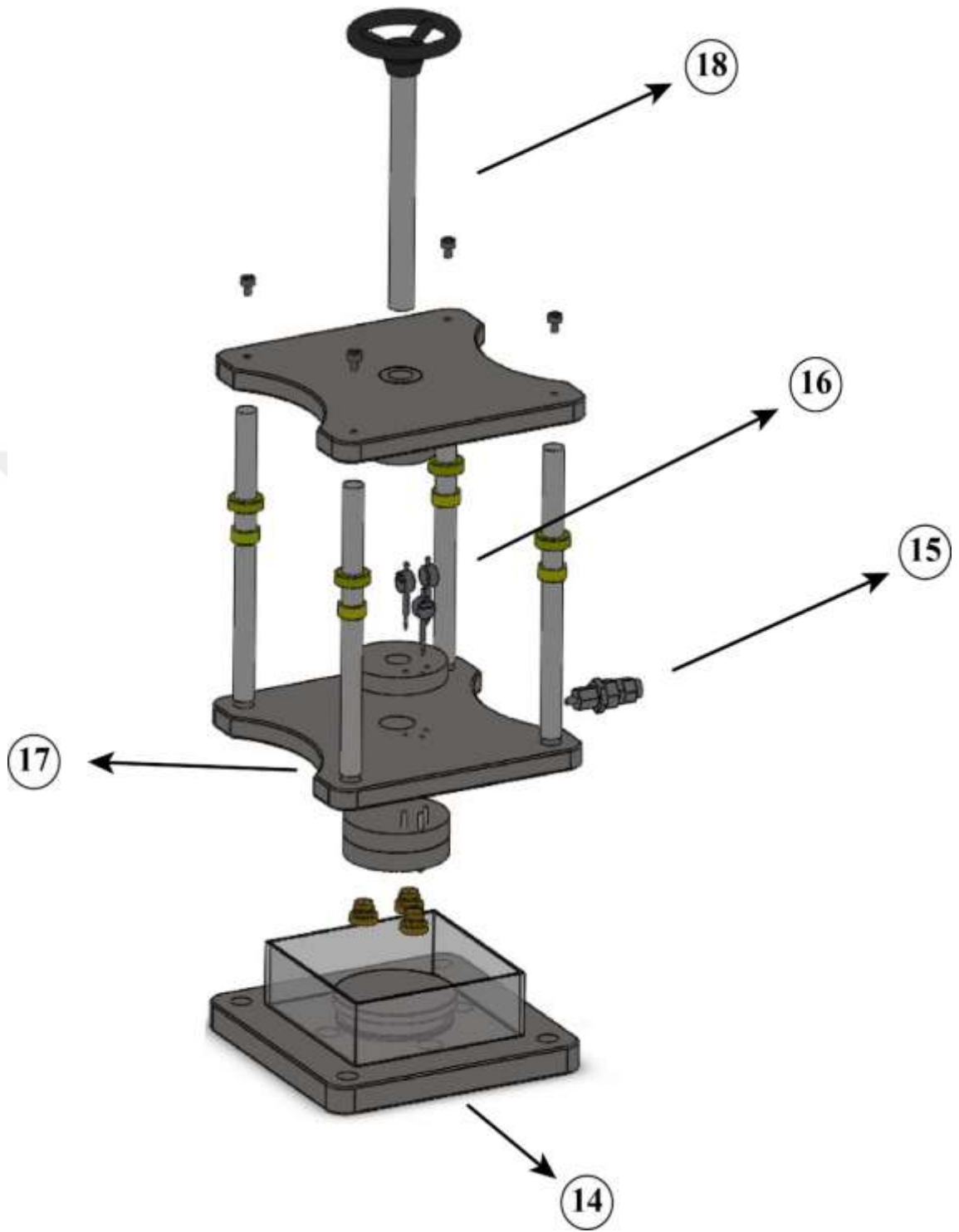
2.2. Deney Düzeneği

Bu kısımda eksenel pistonlu pompanın kayıcı pabuç/eğik plakası arasındaki ilişkinin simüle edilmesine yönelik tasarlanan deney seti detaylıca anlatılmaktadır. Şekil 2.3' de gösterilen deney seti [52-58] nolu makalelerdeki deney düzenekleri referans alınarak Şekil 2.1b' de açıklanan 2. tip deney seti olarak tasarlanmıştır. Tablo 2.2' de deney seti

ile ilgili isimlendirmeler verilmiştir. Burada ters kinematik ilişki kullanıldığı için kayıcı pabuç sabit, eğik plaka ise hareketlidir. Dolayısıyla kayıcı pabucun hareketinden kaynaklanan atalet etkileri ihmal edilmiştir. Deney düzeneği ana test ünitesi, ölçümlerin yapıldığı ve verilerin toplandığı kısım ve sisteme basınçlı yağ gönderen ünitelerden oluşmaktadır.



(a)



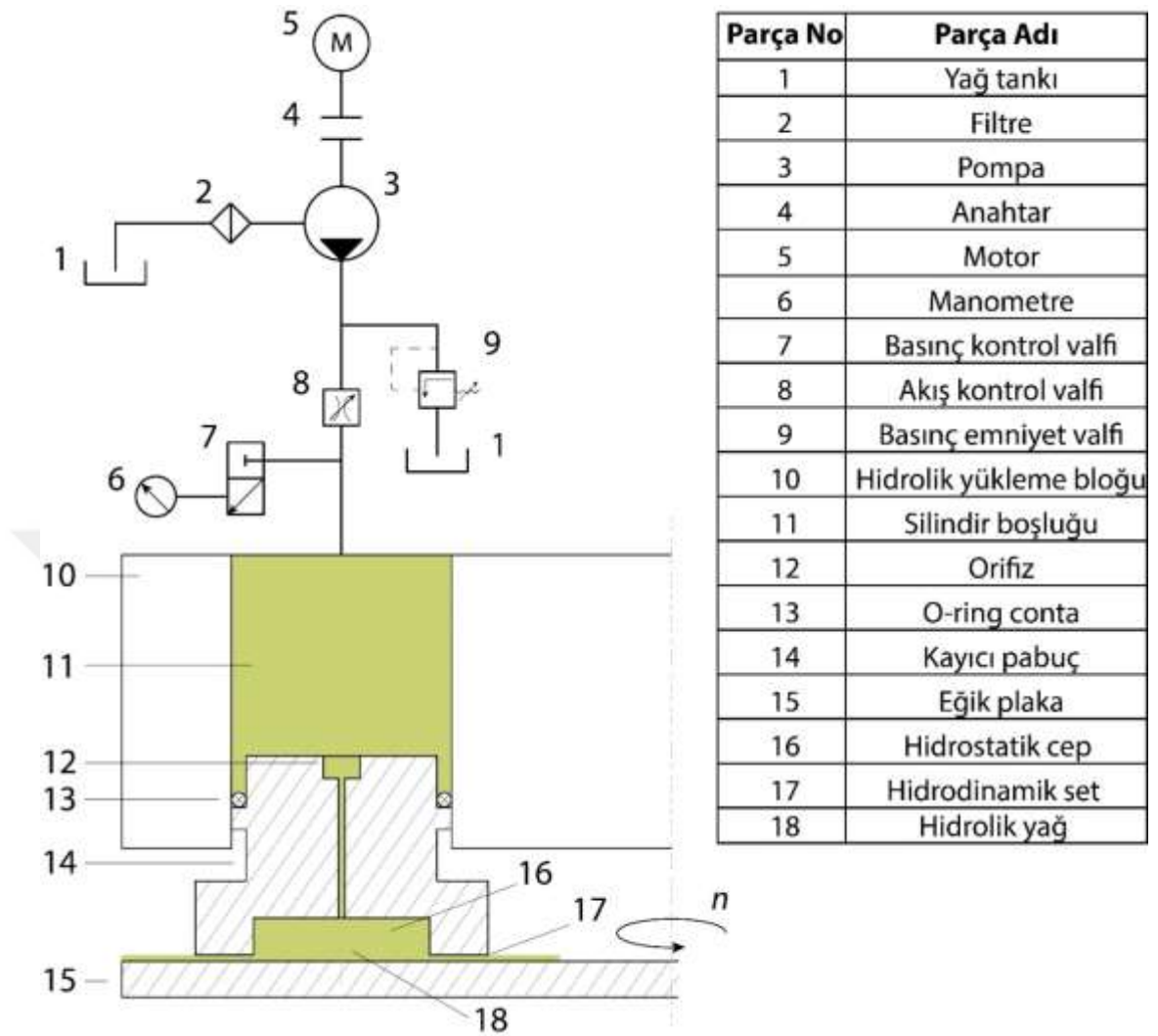
Şekil 2.3. Deney seti: a) Genel görünüşü, b) 3B tasarım demontaj görünüşü

Tablo 2.2. Deney setinin isimlendirilmesi

Parça No	Parça Adı	Parça No	Parça Adı
1	Kayıcı pabuçlar	10	Servo sürücü
2	Ana test ünitesi	11	Basınç sensörleri
3	Servo motor	12	Veri toplama sistemi
4	Ölçme kabı	13	Bilgisayar
5	Hidrolik pompa	14	Yağ çıkışı
6	Kontrol valfi	15	Yağ girişi
7	Eğik plaka	16	Mikrometreler
8	Yağ tankı	17	Hidrolik yükleme bloğu
9	Elektrik ünitesi	18	İndirme mili

2.3. Ana Test Ünitesi

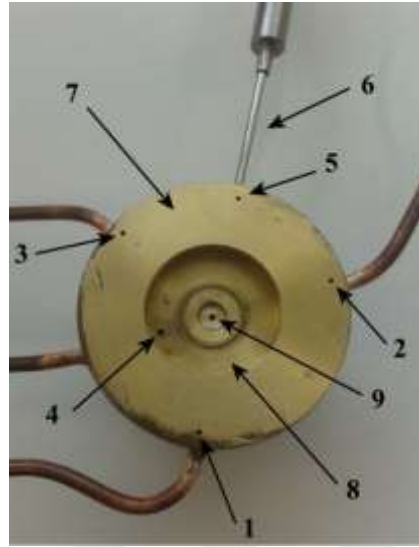
Bütün ölçümlerin ve ayarlamaların yapıldığı ana test ünitesinin demontaj resmi Şekil 2.3b’ de verilmiştir. Bu ünite hidrolik yükleme bloğu, kayıcı pabuçlar, eğik plaka, indirme mili, mikrometreler ve ölçüm sensörlerinden oluşmaktadır. Sisteme yağ, giriş kısmından basınçlı olarak gönderilmektedir. Hidrolik yükleme bloğu her bir kayıcı pabucu (3 adet) aynı anda eşit olarak yüklenecek şekilde tasarlanmıştır. Kayıcı pabuçlardan çıkan yağ, çıkış deliğinden tekrar tanka gönderilmektedir. Eğik plaka paslanmaz çelik malzemeden imal edilmiş olup sertleştirilmiş ve yüzeyi taşlanmıştır. Eğik plakanın yataklanması, eksenel bir rulmanla yapılırken tahrik ise 0-2300 rpm arasında çalışabilen 5 kW’ lık bir servo motora doğrudan bağlanarak gerçekleştirilmiştir. Mitsubishi MR-J2S-500A sürücü, servo motor için kullanılmıştır. Eğik plaka ortalama 1,33 μm yüzey pürüzlülüğü (R_a) değerine sahiptir. Çalışma esnasında basınç ve hıza bağlı olarak 3-10 μm arasında bir salgı ile çalışmaktadır. Deney setinin genel şeması Şekil 2.4’ te gösterilmiştir. Bu şekilden görülebileceği gibi bu tez çalışmasında kayıcı pabuç ve silindir bloğu arasındaki sızıntı, o-ring halkaları kullanılarak elimine edilmiştir. Dolayısıyla sızıntı yağ debisi terimi kayıcı pabuç/eğik plaka arası ile sınırlıdır.



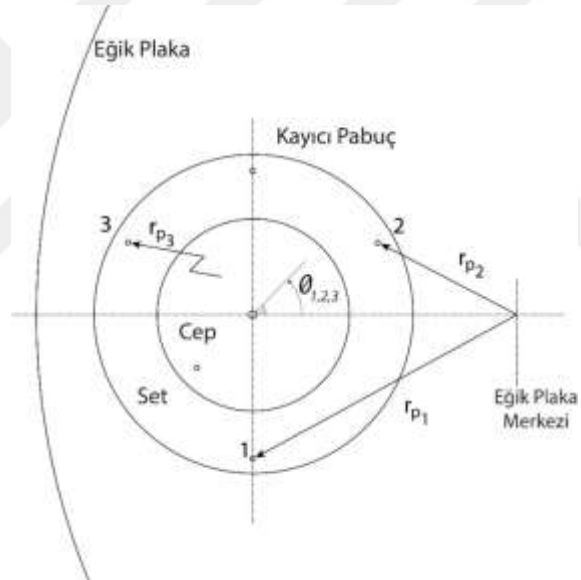
Şekil 2.4. Deney setini genel bir şeması

2.4. Kayıcı Pabuç ve Ölçüm Ünitesi

Kayıcı pabuçlar yatak malzemesi üretim kolaylığından dolayı pirinç malzemeden imal edilmiştir. Yapılan tüm deneylerde kayıcı pabuçların birinden basınç ölçümü yapılırken diğer birinden ise kayıcı pabucun salgısı ölçülmüştür. Basınç ölçümü için kullanılan kayıcı pabucun üzerine basınç ölçüm delikleri açılmış ve bu sayede deney esnasında daralan yağ kaması mekanizması gözlemlenmiştir (Şekil 2.5a 1-2-3-4 nolu delikler).



(a)



(b)

Şekil 2.5. Kayıcı pabuç; basınç ölçüm noktaları (1-4), termokupl ve ölçüm deliği (5-6), kayıcı pabuç set ve cep kısımları (7-8), orifis (9)

Bu deliklerden birisi cep basıncını ölçmek için kayıcı pabucun cep kısmına (4 nolu delik) diğer 3 tanesi ise set basıncını ölçmek için kayıcı pabucun dış yarıçapından 1,5 mm içeri olacak şekilde 0,6 mm çapında ve 120 derecelik açı aralıklarıyla konumlandırılmıştır (Şekil 2.5a-2.5b, 1, 2, 3 nolu delikler). Bu deliklere bakır borular kaynatılarak basınç sensörlerine veri iletilmesi sağlanmıştır. Ölçüm için Keller PA-21-SR 0...60 Bar piezoresistive basınç sensörü kullanılmıştır. Tablo 2.3' te set bölgesindeki basınç ölçümü için kullanılan semboller (Şekil 2.5b) ve açıklamaları verilmiştir.

Tablo 2.3. Set bölgesi basınç ölçüm noktalarının isimlendirilmesi

Semboller	Parametreler
r_{p_1}	BÖN-1' in eğik plaka merkezine göre konumu
r_{p_2}	BÖN-2' in eğik plaka merkezine göre konumu
r_{p_3}	BÖN-3' in eğik plaka merkezine göre konumu
θ_1	BÖN-1' in kayıcı pabuç merkezine göre açısal konumu
θ_2	BÖN-2' in kayıcı pabuç merkezine göre açısal konumu
θ_3	BÖN-3' in kayıcı pabuç merkezine göre açısal konumu

*BÖN: Basınç ölçüm noktası

Ayrıca 1 adet basınç sensörüyle de yağ sisteme giriş yapmadan önce besleme basıncı ölçülmektedir. Şekil 2.5a' da 6 nolu kısımdan termokupl bağlanmıştır ve 5 nolu delikle de kayıcı pabuç üzerindeki yağın sıcaklığı ölçülmektedir. Salgı ölçümü için 1 μ m hassasiyeti olan Mitutoyo' nun Absolute Digimatic Indicator with Output komparatörü kullanılmıştır (Şekil 2.3b). Kayıcı pabucun altındaki eğik plakanın dönme hızı çok yüksek olduğundan dolayı salgı için ortalama değerler kullanılmıştır. Kayıcı pabuçların hepsi aynı imalat parametreleriyle üretilmiş ve tam ortasına (Şekil 2.5a 9 nolu delik) ise çeşitli çaplarda orifisler yerleştirilmiştir. Deney setinden veri toplamak için ise 20 kanallı veri toplama cihazı kullanılmıştır. Veriler, kullanılan AMRWin yazılımıyla her saniyede bir tane alınacak şekilde ayarlanmıştır. Ayrıca 1 adet depodaki yağ sıcaklığını ve 1 adette ortam sıcaklığını ölçmek için 2 adet termokupl veri toplama cihazına bağlanmıştır.

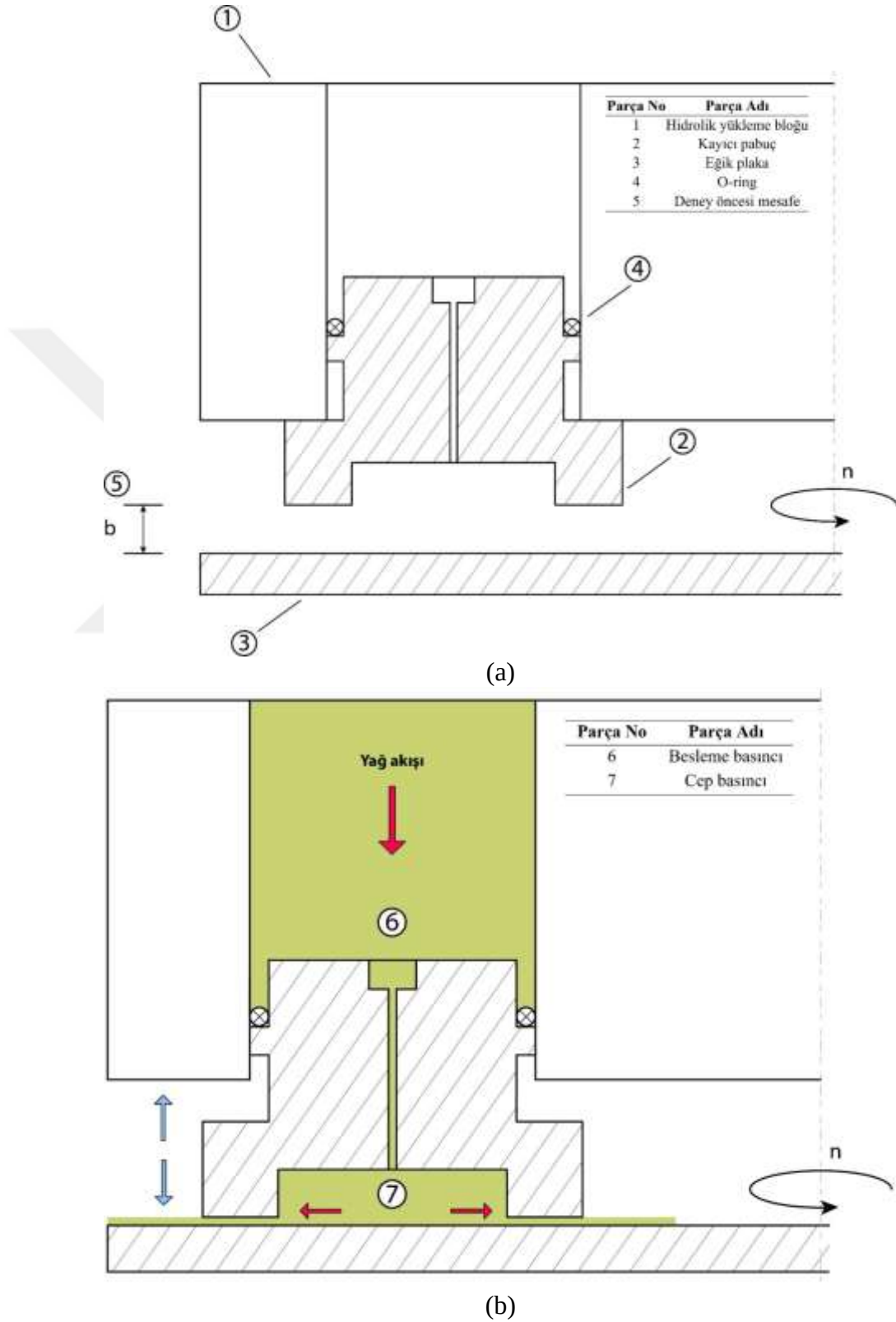
2.5. Basınçlı Yağ

Deney setine basınçlı yağ gönderilmesi için 0,37 kw gücünde 3 fazlı motor kullanılmıştır. 25 Lt yağ deposu bulunan deney setinde yağ gönderilmeden önce bourdon basınçölçeri ile yükleme basıncı ayarlanmakta ve aynı basınç değeri basınç sensörleri vasıtasıyla da okunmaktadır.

2.6. Deneysel Metot

Deneylere başlamadan önce hidrolik yükleme ünitesi, kayıcı pabuç ile eğik plaka arası $b = 3$ mm olacak şekilde ayarlanmaktadır (Şekil 2.6a). Bu şekilde hidrolik yükleme silindirisinin en alt noktası ile kayıcı pabuç setlerinin üst noktalarının çalışma esnasında

temas etmemesi sağlanır ve bu sayede kayıcı pabucun, yükleme silindiri tarafından engellenmeyerek serbestçe hareket etmesi garanti altına alınır (Şekil 2.6b).



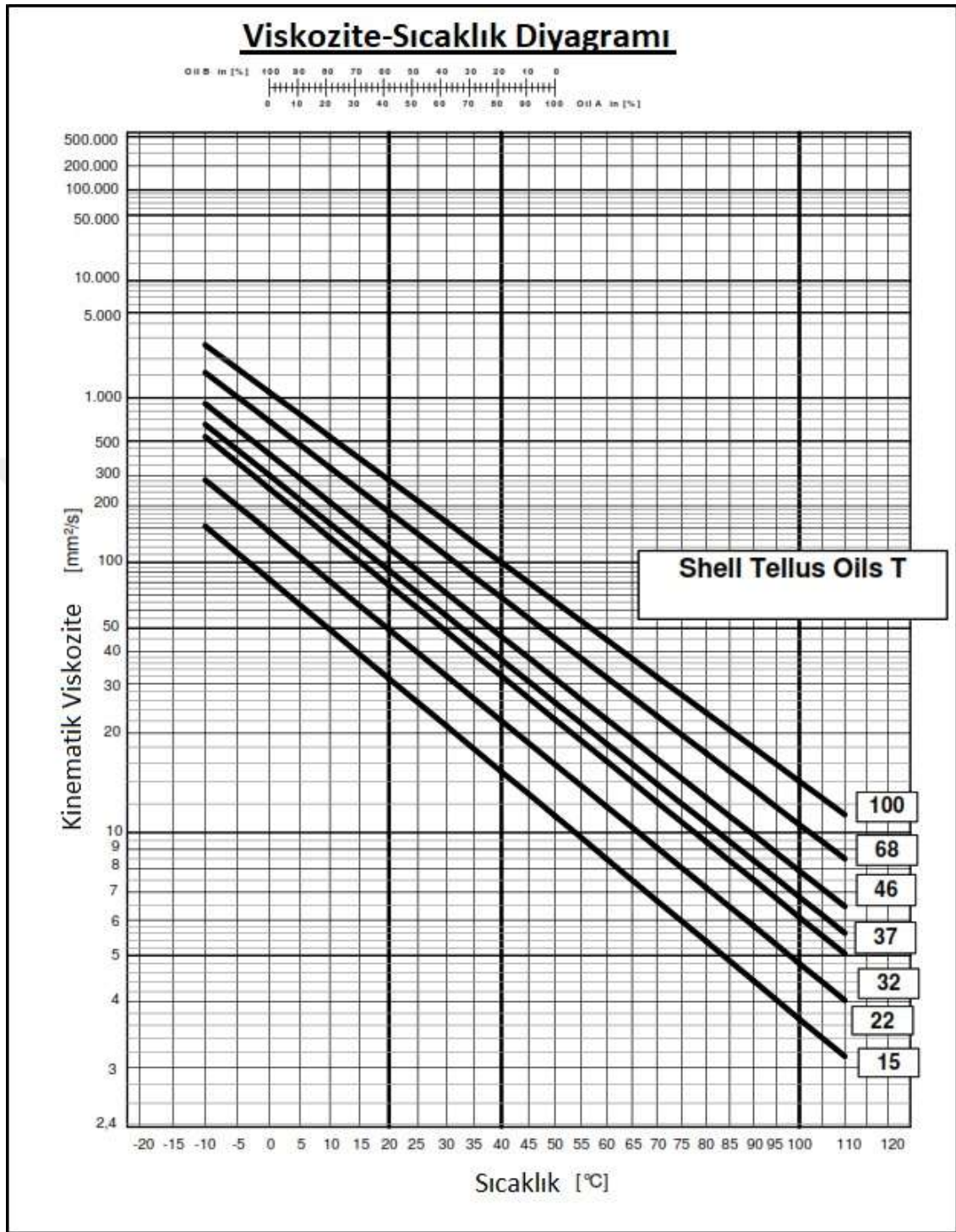
Şekil 2.6. Deney metodunun şematik gösterilmesi a) deney öncesi b) deney esnasında

Daha sonra deney sisteminde bulunan pompanın çalıştırılmasıyla yağ basınçlı olarak hidrolik yükleme silindirine gönderilmektedir (Şekil 2.6b). Bu şekilde kayıcı pabuç serbest olarak yukarı ve aşağıya doğru hareket ederek ihtiyaç duyulan yağ film kalınlığı ile kendisini dengeler ve sürtünme çifti arasındaki yağlama işlevini gerçekleştirir. Bu yağ ayrıca kayıcı pabuç cebi ve set alanlarında bir basınç meydana getirerek kaldırma kuvveti oluşturur.

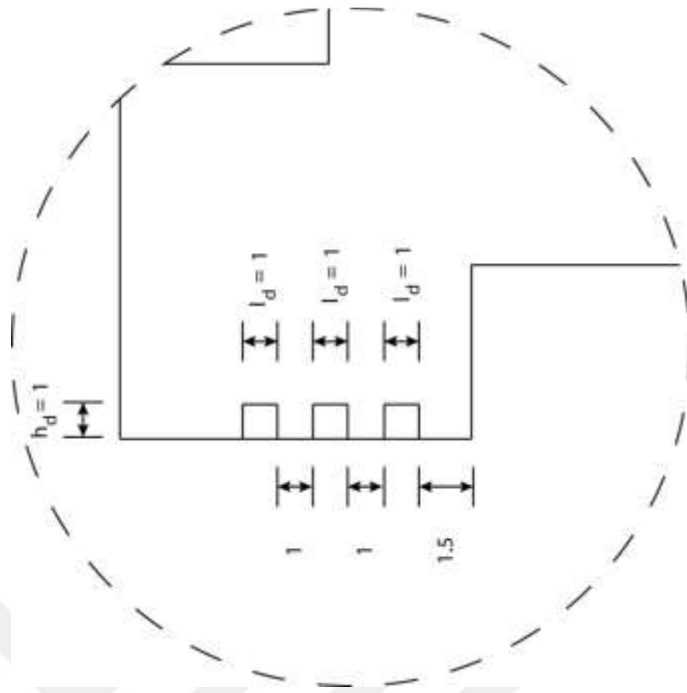
Akışkan olarak Shell Tellus 68 hidrolik yağı ($\eta = 0,12278 \text{ Ns/m}^2$) kullanılmış ve tanktaki yağ hava soğutmalı bir sistem tarafından soğutularak viskozitenin sıcaklıkla değişimi kısmen engellenmiştir. Deneysel çalışmalarda yağ sıcaklığının 25°C lik değerleri dikkate alınmıştır. Ortam sıcaklığı ise $20^\circ \text{C} (\pm 1^\circ \text{C})$ ölçülmüştür. Kullanılan yağ özellikleri ise Tablo 2.4 ve Şekil 2.7’ de verilmiştir [66]. Ayrıca deneysel doğruluk için her bir deney üçer kez tekrarlanmıştır.

Tablo 2.4. Shell Tellus 68 yağının özellikleri

Shell Tellus Yağı T	15	22	32	37	46	68	100
ISO Yağ Tipi	HV	HV	HV	HV	HV	HV	HV
Kinematik Viskozite @ -20°C mm^2/s	340	695	1300	1690	2350		
@ 40°C mm^2/s	15	22	32	37	46	68	100
@ 100°C mm^2/s (ASTM D 445)	3.7	4.8	6.1	6.8	7.9	10.5	14.0
Viskozite İndeks (ISO 2909)	142	142	143	142	143	142	142
Yoğunluk @ 15°C kg/m^3 (ISO 12185)	871	872	872	871	872	877	889
Tutuşma Sıcaklığı $^\circ \text{C}$ (ISO 2592)	170	190	210	220	225	225	225
Akma Noktası $^\circ \text{C}$ (ISO 2592)	-42	-42	-39	-39	-39	-36	-33



Şekil 2.7. Shell Tellus hidrolik yağının viskozite- sıcaklık diyagramı [66]



Şekil 2.10. Kayıcı pabuçların yüzey doku geometrilerinin şematik gösterimi

Tablo 2.5. Kayıcı pabuç üzerindeki sembollerin isimlendirilmesi

Semboller	Parametreler	Semboller	Parametreler
r_1	Orifis yarıçapı	D_s	Piston çapı
r_2	Kayıcı pabuç iç yarıçapı	P_s	Besleme basıncı
r_3	Kayıcı pabuç dış yarıçapı	P_r	Cep basıncı
r	Set basınç noktalarının yarıçapı	l	Orifis boyu
R	Kayıcı pabuç dönme yarıçapı	h_d	Delik derinliği
R_s	Eğik plaka yarıçapı	l_d	Delik genişliği
h_1	Cep derinliği	h_o	Oluk derinliği
h_2	Ortalama yağ film kalınlığı	l_o	Oluk genişliği

Set bölgesi farklı yüzey geometrilerine sahip kayıcı pabuçların davranışını incelemek için yapılan ilk çalışmada Şekil 2.11’ de sırasıyla gösterilen düz, 1 delikli, 2 delikli, 3 delikli, 1 oluklu, 2 oluklu ve 3 oluklu kayıcı pabuçlar kullanılmıştır. Bu deneysel

karşılaştırmada kullanılan kayıcı pabuçların yüzey geometrilerinin özellikleri Tablo 2.6’ da verilmiştir. Çalışma parametreleri ise literatürdeki çalışmalara paralel olarak Tablo 2.7’ de verilmiştir [52-58]. Şekil 2.12’ de ise deney setine giriş olarak verilen parametrelere göre çıkış olarak alınan değerler ve bunlarla kayıcı pabucun performans ölçütleri gösterilmiştir.



Şekil 2.11. Deneylerde kullanılan oluklu ve dairesel delikli kayıcı pabuçlar

Tablo 2.6. Kayıcı pabuç yüzey geometrisi özellikleri

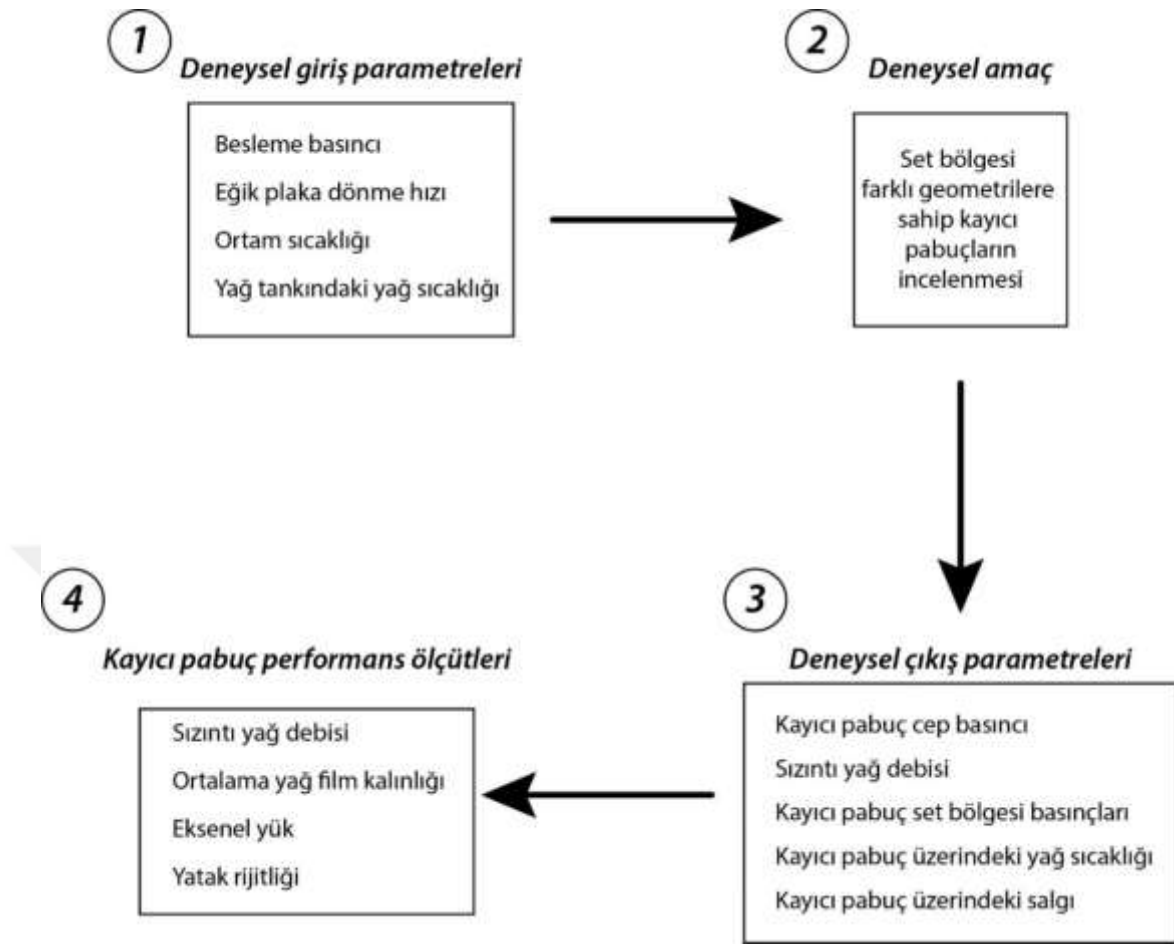
Geometrik Özellik	Düz	1 Delikli	2 Delikli	3 Delikli	1 Oluklu	2 Oluklu	3 Oluklu
r_1	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45
r_2	20	20	20	20	20	20	20
r_3	40	40	40	40	40	40	40
r_2/r_3	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
r	18.5	18.5	18.5	18.5	18.5	18.5	18.5
R	45	45	45	45	45	45	45
R_s	86	86	86	86	86	86	86
r_{p_1}	48.5	48.5	48.5	48.5	48.5	48.5	48.5
r_{p_2}	30.8	30.8	30.8	30.8	30.8	30.8	30.8
r_{p_3}	61.3	61.3	61.3	61.3	61.3	61.3	61.3
D_s	30	30	30	30	30	30	30
l	20	20	20	20	20	20	20
b	3	3	3	3	3	3	3
l_d	-	1	1	1	-	-	-
h_d	-	1	1	1	-	-	-
α	-	10	10	10	-	-	-
l_o	-	-	-	-	1	1	1
h_o	-	-	-	-	1	1	1

* uzunluklar birimi mm *** α delikler arası aç.

** açı birimleri ise

Tablo 2.7. Kayıcı pabuç/eğik plaka çalışma parametreleri

Çalışma Parametreleri	Değerler
Devir sayısı (n) (dev/dk)	250-500-750-1000
Besleme Basıncı (P_s) (Bar)	10-20-30-40



Şekil 2.12. Farklı yüzey geometrilerine sahip kayıcı pabuçların deneysel akış diyagramı

Bir diğer çalışmada ise düz kayıcı pabuç için Reynolds Yağlama Denklemi'nden elde edilen analitik denklemler ile MGGP' den elde edilen matematiksel denklemler, basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisi değerleri için karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada kullanılan kayıcı pabucun (Şekil 2.5a) geometrik özellikleri ve çalışma parametreleri sırasıyla Tablo 2.8 ve Tablo 2.9' da verilmiştir. Şekil 2.13' de bu çalışmanın amacı özetlenmiştir.

Tablo 2.8. Kayıcı pabucun geometrik boyutları

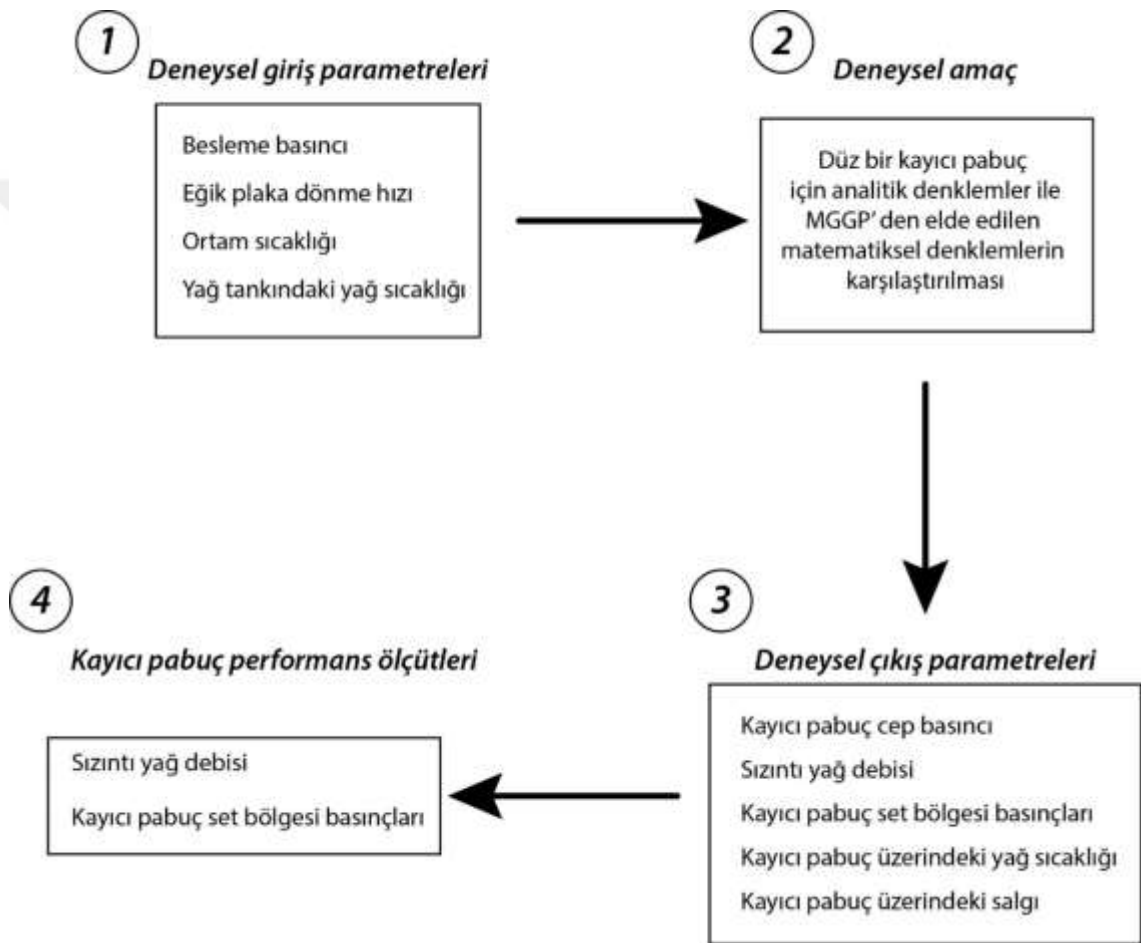
Semboller	Değerler	Semboller	Değerler	Semboller	Değerler
r_1	0.45	R_s	86	l	20
r_2	12	r_{v_1}	48.5	θ_1	4.71
r_3	20	r_{v_2}	30.8	θ_2	0.52
r	18.5	r_{v_3}	61.3	θ_3	2.62
R	45	D_s	30	b	3

* uzunluklar birimi mm

**açı birimleri ise radyandır

Tablo 2.9. Kayıcı pabuç/eğik plaka çalışma parametreleri

Çalışma Parametreleri	Değerler
Devir sayısı (n) (dev/dk)	200-400-600-800-1000
Besleme Basıncı (P_s) (Bar)	10-20-30-40-50-60



Şekil 2.13. Analitik denklemler ile yapay zekâ modellerinin karşılaştırma akış diyagramı

Ayrıca, yüzey doku derinliğinin kayıcı pabuca etkisi araştırılmış ve sonuçlar literatürde bu problem için ilk defa yeni bir yapay zekâ metodu olan LSTM-DNN metodu ile modellenmiştir. Bu çalışmada kullanılan kayıcı pabuç Şekil 2.14' de, boyutları Tablo 2.10' da ve çalışma parametreleri de Tablo 2.11' de verilmiştir. Şekil 2.15' de ise bu çalışmanın amacı özetlenmiştir.



Şekil 2.14. LSTM tabanlı derin öğrenme modeli için kullanılan kayıcı pabuç

Tablo 2.10. Deneylerde kullanılan kayıcı pabuç ve eğik plakanın boyutları

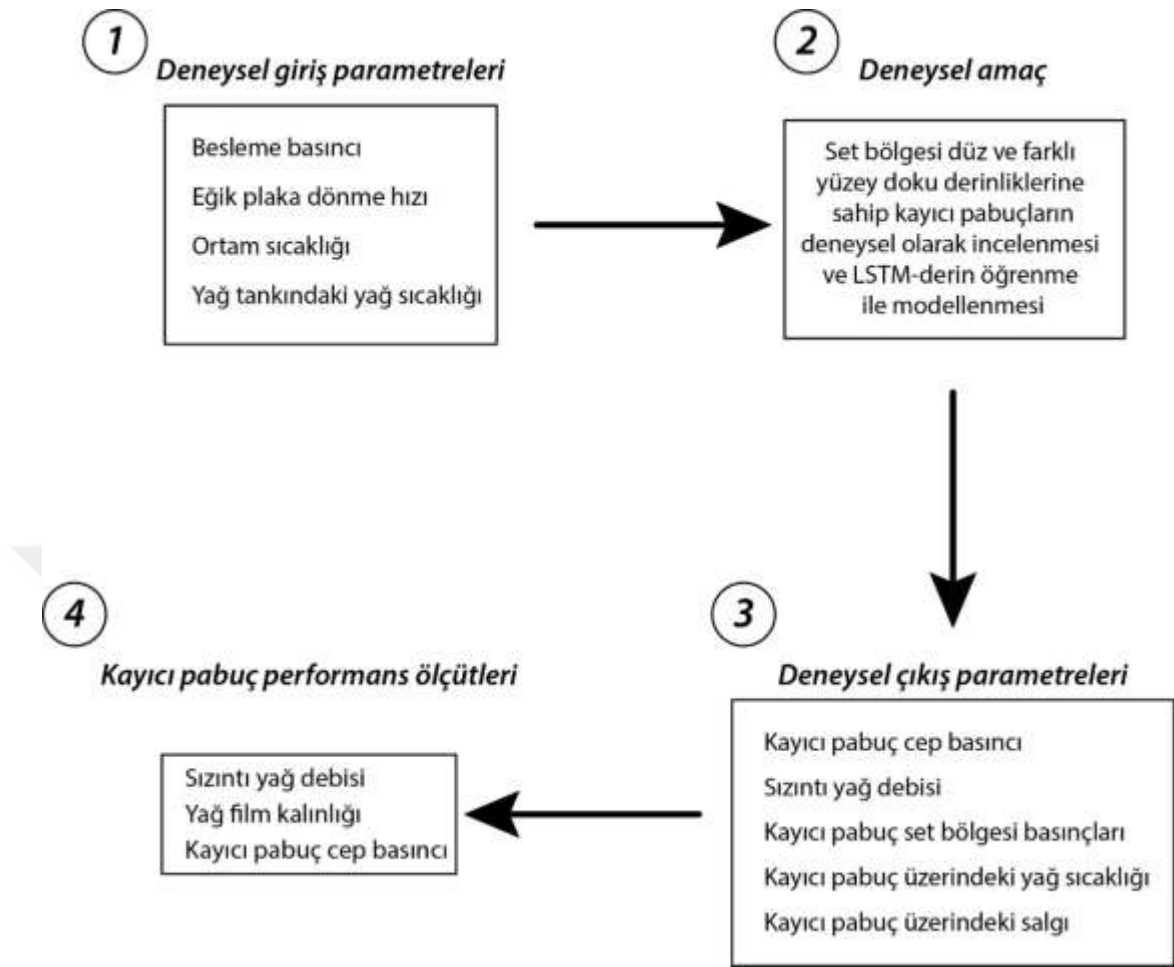
Semboller	Değerler	Semboller	Değerler	Semboller	Değerler
r_1	0.3	r_{p_1}	48.5	b	3
r_2	15	r_{p_2}	30.8	h_d	0-1-2
r_3	30	r_{p_3}	61.3	l_d	1
r	18.5	α	10	l	20
R_s	86	R	45	D_s	30

* uzunluklar birimi mm

**açı birimleri ise derecedir

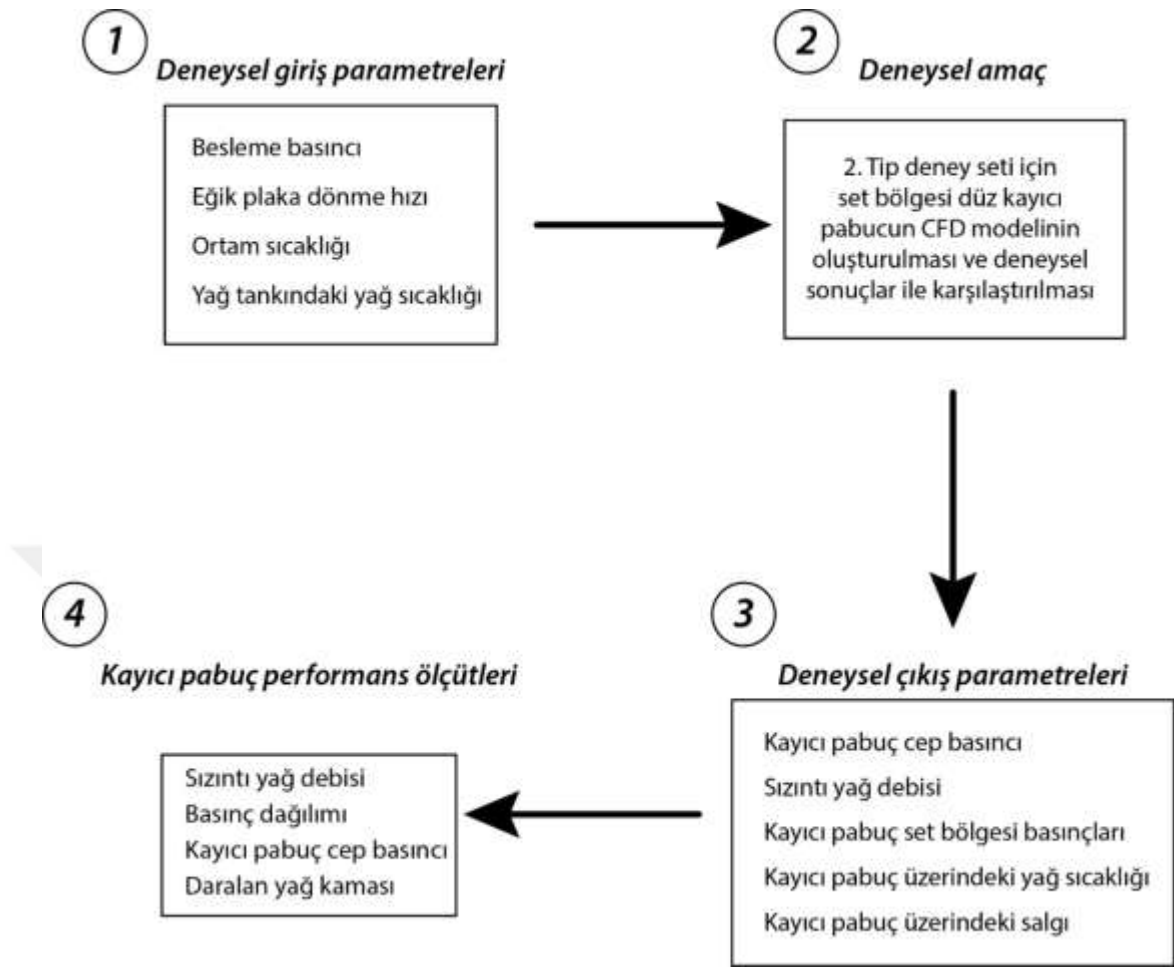
Tablo 2.11. LSTM-DNN modelleme için kayıcı pabuç/eğik plaka çalışma parametreleri

Çalışma Parametreleri	Değerler
Devir sayısı (n) (dev/dk)	250-500-750-1000-1250
Besleme Basıncı (P_s) (Bar)	40-50-60



Şekil 2.15. Farklı yüzey derinliklerine sahip kayıcı pabucun incelenmesi ve modellenmesi

Son olarak ta Şekil 2.5a’ da gösterilen düz bir kayıcı pabuç için deneylerden elde edilen sonuçlar ile 2. tip deney seti için kayıcı pabucu simüle eden bir CFD model oluşturulmuş ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Şekil 2.16’ da bu çalışmanın akış diyagramı verilmiştir.



Şekil 2.16. Set bölgesi düz kayıcı pabucun CFD modellenmesi işlem basamakları

3. BÖLÜM

TEORİK ANALİZ

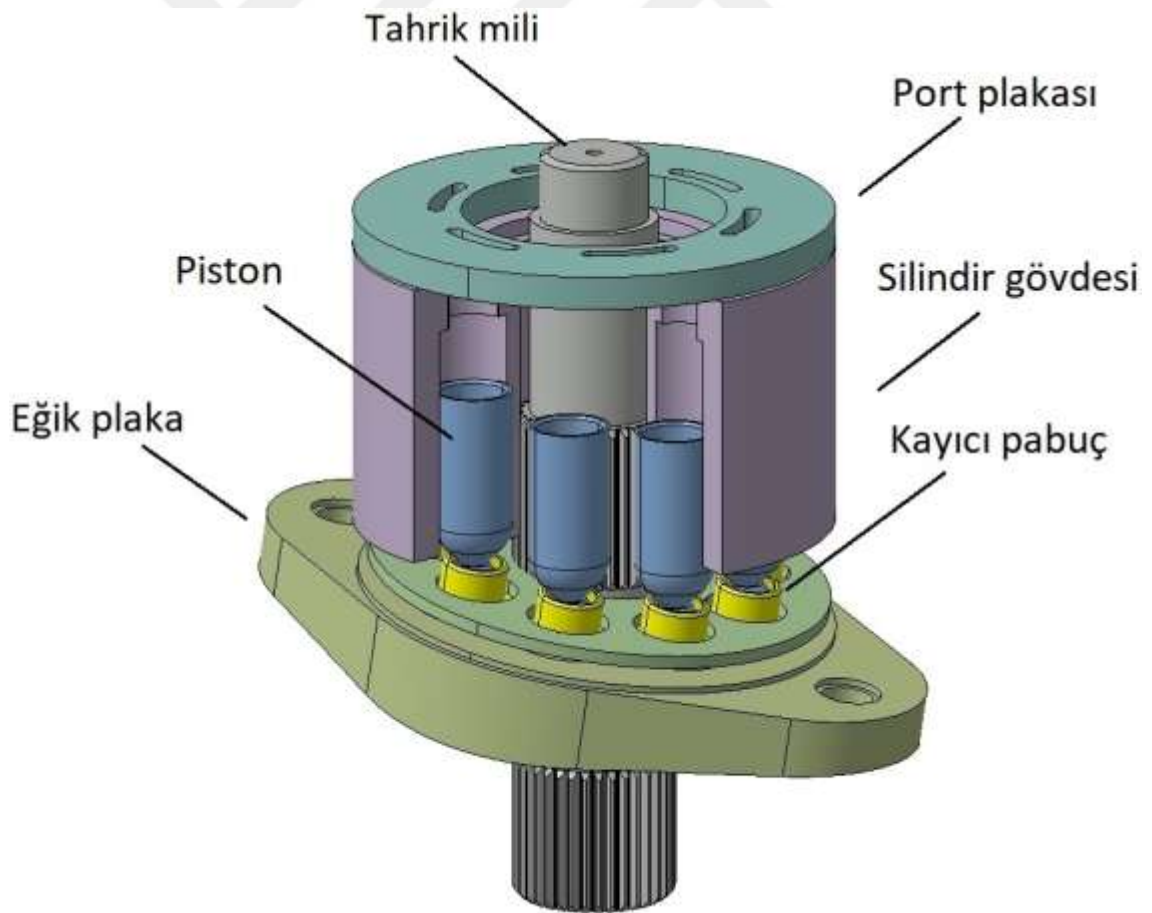
3.1. Giriş

Hidrodinamik yatakların yüksek şaft hızlarında daralan yağ kaması mekanizması sonucu oluşan basınç nedeniyle yüksek yük taşıma kapasitesine sahip oldukları bilinmektedir. Bununla birlikte düşük şaft hızı ve düşük viskoziteli akışkanlarda iyi bir şekilde çalışmamaktadırlar. Kendi hareketiyle hidrodinamik akışkan film üretmek için yüksek çalışma hızı gerekli olduğundan, hidrodinamik yataklar çoğunlukla türbinler, pompalar, turbo jeneratörler ve turbo pompalar gibi yüksek hızlı makinelerde kullanılır. Tersine, harici olarak basınçlandırılmış yataklarda, akışkan film, harici bir kaynaktan yüksek basınçlı akışkan tedarik edilerek üretilir. Dolayısıyla bu yataklar düşük hızlarda çalışabilirler. Birçok uygulamada, çalışma hızı, yalnızca hidrodinamik etkiyle yeterli yük kapasitesi üretecek kadar yüksek olmadığından hidrostatik ve hidrodinamik yağlama kombinasyonu beraber kullanılır. Kayıcı pabuçlar eğik plaka etrafında dönerken cep kısmı hidrostatik yatak olarak çalışırken set bölgesi hidrodinamik yatak olarak çalışır. Dolayısıyla kayıcı pabucun çalışması hidrostatik/hidrodinamik olarak gerçekleşir [67].

Şekil 3.1’ de tipik bir eksenel pistonlu pompa şematik olarak gösterilmiştir. Her bir piston küresel mafsallık bağlantısı ile kayıcı pabuçla birleşir ve kayıcı pabuçlar bu küresel mafsallar vasıtasıyla her zaman eğik plakaya paralel kalır. Pompa, tahrik mili vasıtasıyla çalışırken silindir bloğunu döndürür. Eğik plakanın eğimli olması pistonların sürekli olarak ileri geri çalışmasını sağlar. Pistonların hareketiyle birlikte sürekli bir yağ akışı üretilir ve bu sistemde bir yük oluşturarak hidrolik devrede bir basınç meydana getirir. Eğik plaka açısının değiştirilmesiyle pistonların stroku değiştirilir ve değişken deplasman sağlanır. Çalışma esnasında piston, silindirdeki basınçlı yağın yükü

altındadır. Bu yük orifis vasıtasıyla kayıcı pabuçlara iletilir. Kayıcı pabuç bu yükü taşıyarak ve pompanın çalışması esnasında eğik plakanın üzerinde kayar. Bu esnada yeteri kadar yağlama meydana gelmezse kayıcı pabuç/eğik plaka arasında metal-metal sürtünmesi gerçekleşirken fazla yağ akışı ise sistemin verimini düşürür [29].

Eksenel pistonlu pompalar ve motorlarda, kayıcı pabuç davranışının analiz edilmesi iyi bir tasarım için çok önemlidir. Dolayısıyla kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki fiziksel ilişkiyi tespit etmek gerekir. Bu ise uygun denklemlerin çözümü ile elde edilen matematiksel modeller ile sağlanabilir. Analitik denklemler, tasarımcılara kayıcı pabuç/eğik plaka arasını açıklamasıyla birlikte farklı parametrelerin bu sürtünme çifti üzerindeki davranışı hakkında da öngörülerde bulunur. Bu bölümde düz bir kayıcı pabuç için radyal koordinatlar Reynolds Yağlama Denklemi' nin çözümü ile matematiksel denklemler elde edilecektir.



Şekil 3.1. Eksenel pistonlu pompanın şematik gösterimi

3.2. Düz Kayıcı Pabucun Matematiksel Analizi

Önceki bölümde şematik olarak gösterilen ve isimlendirilen (Şekil 2.9 ve Tablo 2.5) kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki matematiksel ilişki Reynolds Yağlama Denkleminin silindirik koordinatlardaki $(r - \theta)$ tam çözümü ile gerçekleştirilir. Bu sayede kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki performans kriterleri olan basınç dağılımı, sızıntı yağ debisi, ortalama yağ film kalınlığı ve kayıcı pabuç rijitlik değerlerinin matematiksel ifadesi belirlenebilir. Bununla birlikte silindirik koordinatlar Reynolds yağlama denkleminin analitik olarak tam çözümünün elde edilebilmesi aşağıdaki varsayımların yapılması ile gerçekleşir [23]:

- Akış laminar ve tüm durumlarda sıkıştırılmaz olarak ele alınır.
- Akışkan için Shell tellus 68 hidrolik yağı kullanılmıştır.
- Kayıcı pabuç ve eğik plaka için statik durumlar göz önüne alınmıştır.
- Akış radyal olarak baskındır.
- Kayıcı pabuç, rijit olarak üzerinde hiçbir mekanik deformasyon olmadığı varsayılarak ele alınmıştır.

Kayıcı pabuç “ U ” teğetsel hızıyla hareket ederken, “ ω ” açısal hızıyla kayıcının açısal pozisyonu “ θ ” ve kayıcının yarıçapına “ r ” bağlı olarak eğimli olarak dönerken Reynolds Yağlama Denklemleri kayıcı pabuç/eğik plaka arasına silindirik koordinatlarda (3.1) nolu denklemdeki gibi uygulanır.

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 6\mu \left(U \cos \theta \frac{\partial h}{\partial r} - \frac{U \sin \theta}{r} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \right) \quad (3.1)$$

Bu denklemde, kayıcı pabucun açısal pozisyonu “ θ ” ile gösterilmektedir ve 0-360 derece arasında değer alabilir. Kayıcı pabucun eğimi $\frac{\partial h}{\partial r}$ ve $\frac{\partial h}{\partial \theta}$ terimleriyle dikkate alınmıştır.

Sabit viskozite dikkate alındığında eğimsiz kayıcı pabuç ve kayıcı pabuç/eğik plaka arasında relatif hareket olmadığında (3.1) nolu denklem şu şekilde olmaktadır:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 0 \quad (3.2)$$

Birinci integrasyonu alınır:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = C_1 \frac{\mu}{h^3} \frac{1}{r} \quad (3.3)$$

İkinci integrasyonu alınır:

$$P = \frac{C_1 \mu}{h^3} \ln r + C_2 \quad (3.4)$$

C_1 ve C_2 sınır şartlarından bulunur.

Çok küçük bir aralıkla ayrılmış iki silindirik düz levha ile iç ve dış yarıçap arasındaki basınç farkı için hız profili ve akış oranını temsil eden denklemler aşağıdaki şekilde verilir:

$$u = -\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dr} \frac{y}{2} (h - y) \quad (3.5)$$

$$Q = \int_0^h u 2\pi r dy = -\frac{\pi r}{\mu} \frac{dp}{dr} \frac{h^3}{6} \quad (3.6)$$

3.6 nolu denklem içerisinde 3.3 nolu denkleme yazılırsa

$$Q = -\pi \frac{C_1}{6} \quad (3.7)$$

Denklem (3.4) ve (3.6), iki silindirik düz plakanın boşluğu arasındaki basınç dağılımını ve radyal akışı verir. C_1 ve C_2 sabitlerini bulmak için, iki sınır koşulunun bilgisi gereklidir. Bunlar:

$$\begin{aligned} r &= r_i & p &= p_i \\ r &= r_j & p &= p_j \end{aligned} \quad (3.8)$$

Denklem (3.4) ve (3.6) ardışık silindirik düz plakalara herhangi bir sayıda uygulanabilir; akışın cep ve set noktalarında laminar olacağı unutulmamalıdır.

Kayıcı pabuç cep kısmı

$$P_1 = c_1 \frac{\mu}{h_1^3} \ln r + C_2 \quad (3.9)$$

Uygulanabilirlik aralığı $r_1 < r < r_2$

$$Q_1 = -\pi \frac{C_1}{6} \quad (3.10)$$

İlk sette

$$P_2 = c_3 \frac{\mu}{h_2^3} \ln r + C_4 \quad (3.11)$$

Uygulanabilirlik aralığı $r_2 < r < r_3$

$$Q_2 = -\pi \frac{C_3}{6} \quad (3.12)$$

Sınır şartları:

$$\begin{aligned} r &= r_1 & p_1 &= p_r \\ r &= r_2 & p_1 &= p_2 \\ r &= r_3 & p_2 &= p_{outlet} \end{aligned} \quad Q_1 = Q_2 \quad (3.13)$$

Kayıcı pabucun set bölgesi ve eğik plaka arasındaki mesafe genellikle 20-60 μm seviyesindedir [29] ve akışkan hızı oldukça yüksek olduğundan dolayı Reynolds sayısı laminardır. Ayrıca akış orfislerden geçtiğinde ilk olarak kayıcı pabucun cep kısmı ile

karşılaşır. Düz bir kayıcı pabuç cep bölgesi için akış radyal doğrultuda ve cep derinliği yağ film kalınlığına göre büyük olduğu için çok düşük hızda gerçekleşecektir. Sonuç olarak laminar akış varsayımı kayıcı pabucun cep kısmında da geçerlidir [23,54].

Radyal yöndeki akış varsayımı statik koşullar altında ve akışın tamamen simetri olduğu kayıcı pabucun plaka ile paralel olduğu durumlar için doğrudur. Hızın parabolik profilde varsayımı tipik bir laminar akışta kayıcı pabucun set alanları için geçerlidir.

(3.1)-(3.13) nolu denklemlerden gelen sabitler bulunursa kayıcı pabuç/eğik plaka arası için cep ve set bölgesinde sızıntı yağ debisi denklem (3.14) ile bulunur.

$$Q = \frac{\pi}{6\eta} \frac{(P_r - P_{outlet})}{\sum_{i=1}^{i=2} \frac{1}{h_i^3} \ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)} \quad (3.14)$$

Ayrıca orifis üzerinden geçen yağ akışı düşük Reynolds sayılarında Hagen-Poiseuille formülasyonu ile de çözülebilir.

$$Q = \frac{\pi d^4 \Delta P}{128 \eta l} \quad (3.15)$$

Yağ debisinden set üzerinde ortalama yağ film kalınlığı, çıkış basıncı ortam basıncı kabul edilerek (3.14) nolu denklemden çekilerek elde edilir;

$$h = \sqrt[3]{\frac{6\eta \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) Q}{\pi P_r}} \quad (3.16)$$

Herhangi bir set sayısına sahip ("n") kayıcı pabuç için genel basınç dağılımı (3.17) nolu denklem ile hesaplanır:

Kayıcı pabucun cebi için $r_1 < r < r_2$

$$P_1 = P_r - \frac{(P_r - P_{outlet})}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{h_i^3} \ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)} \left[\frac{1}{h_1^3} \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) \right] \quad (3.17)$$

Kayıcı pabuç set bölgesi için: $r_2 < r < r_3$

$$P_2 = P_r - \frac{(P_r - P_{outlet})}{\sum_{i=1}^{i=2} \frac{1}{h_i^3} \ln \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right)} \left[\frac{1}{h_1^3} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_2^3} \ln \left(\frac{r}{r_2} \right) \right] \quad (3.18)$$

Eksenel yük ise radyal basıncın cep ve set bölgelerindeki integrasyonu ile (3.19) nolu denklemle bulunur.

$$W = \int_{r_1}^{r_2} P_1(r) 2\pi r dr + \int_{r_2}^{r_3} P_2(r) 2\pi r dr \quad (3.19)$$

Kayıcı pabuç üzerindeki yüke bağlı olarak yağ film kalınlığındaki değişim ise rijitlik olarak tanımlanır (3.20) ve film kalınlığına göre türevi alınır;

$$k = - \frac{dW}{dh} \quad (3.20)$$

$$k = 3 \frac{W}{h} \quad (3.21)$$

elde edilir.

3.3. Sonuç

Bu bölümde kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki basınç dağılımı, sızıntı yağ debisi, yağ film kalınlığı, eksenel yük ve kayıcı pabuç rijitliği teorik olarak radyal koordinatlarda Reynolds Yağlama Denklemi'nden elde edilmiştir.

İlk deneysel çalışmada Şekil 2.11' de gösterildiği gibi set bölgesi farklı geometrilere sahip kayıcı pabuçlar incelenmiştir ve bu kayıcı pabuçlar bu bölümde elde edilen sızıntı yağ debisi, yağ film kalınlığı, eksenel yük ve kayıcı pabuç rijitliği değerleri bakımından karşılaştırılmıştır.

Analitik denklemlerdeki en büyük problem ideal durumlarda çalışması ve doğruluğu çözüm için yapılan kabullere bağlı olmasıdır. Bu matematiksel denklemler tasarımcılar için fiziksel etkileşim açısından anlamlı olmasına rağmen pompanın gerçek şartlarda çalışması sırasında kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki etkileşim titreşim, gürültü ve sürtünme vb. etkilerden dolayı teorik modellerden kısmen farklı gerçekleşir. Bundan dolayı kayıcı pabuç/eğik plaka arasında performans kriteri olan basınç dağılımı ve

sızıntı yağ debisi için Tablo 2.9’ da ki çalışma aralıklarında analitik denklemlerden elde edilen değerler ile literatürde bu problem için ilk defa uygulanacak MGGP yapay zekâ metodundan elde edilen matematiksel denklemler deneysel sonuçlar için karşılaştırılmıştır.



4. BÖLÜM

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

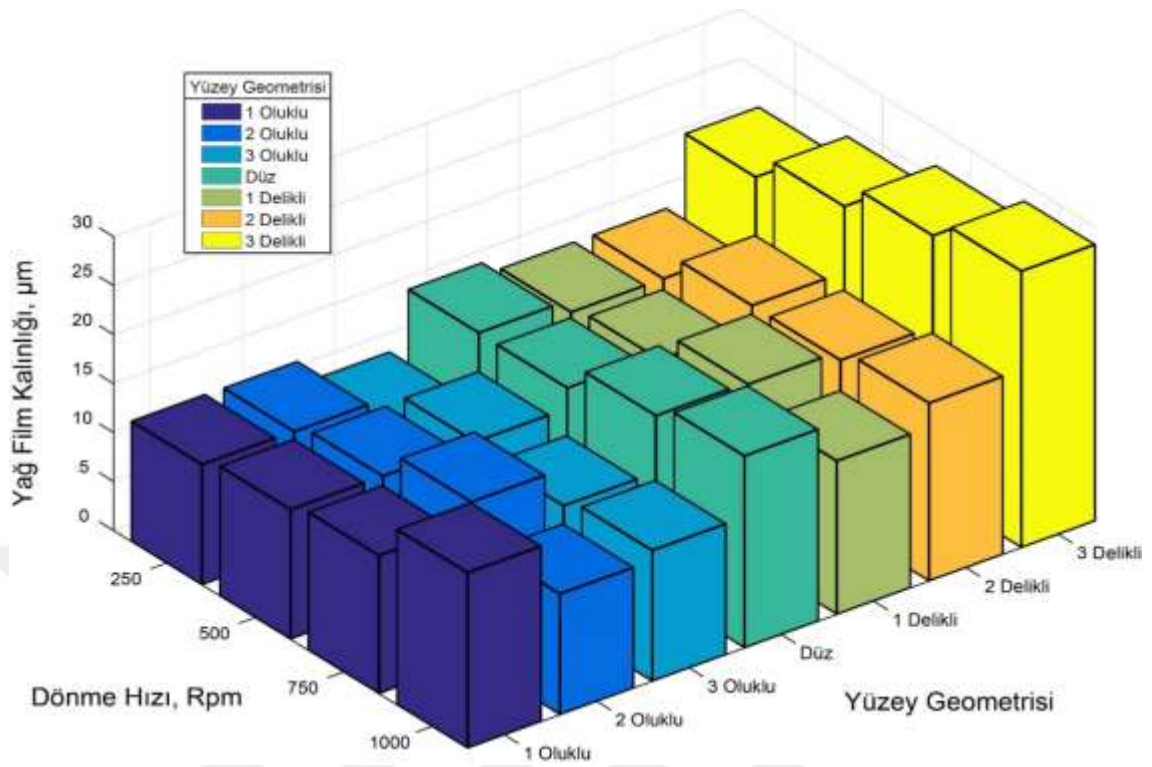
4.1. Giriş

Bu bölümde Şekil 2.11' de gösterilen ve sırasıyla Tablo 2.6 ve Tablo 2.7' de geometrik ölçüleri ve çalışma parametreleri verilen farklı yüzey geometrilerine sahip kayıcı pabuçların performansını belirleyen sızıntı yağ debisi (Q_r), ortalama yağ film kalınlığı (h_2), eksenel yük (W) ve yatak rijitliği (k) değerleri deneysel olarak incelenmiştir.

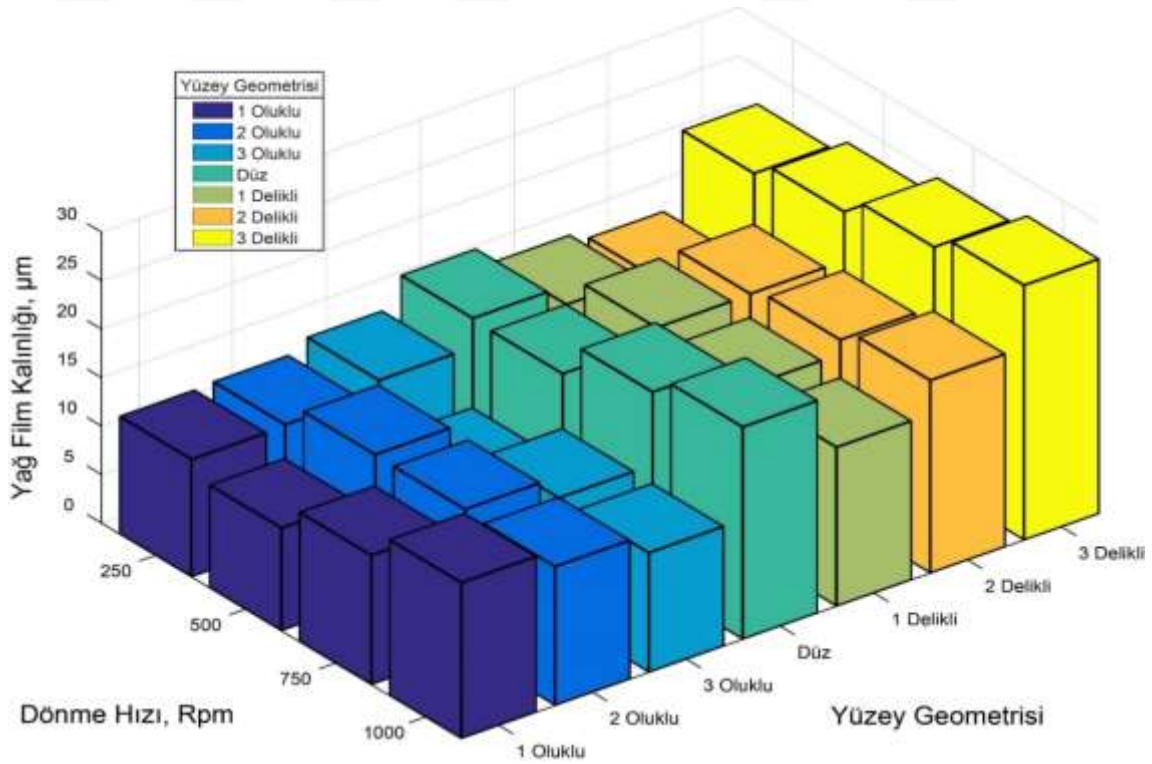
4.1.1. Yağ Film Kalınlığının Değişimi

Pompa performansı, akışkan filmin nispeten hareketli parçaları birbirinden ayırmak için oluşturduğu yağlama ara yüzlerine bağlıdır. Kayıcı pabuç/eğik plaka ara yüzü, piston içerisindeki basınçlı sıvının, kayıcı pabuç alanı boyunca pompa haznesine sızmasını önlerken aynı zamanda piston tarafından uygulanan basınç yükünün taşıma işlevini yerine getirir. Kayıcı pabuç/eğik plaka ara yüzünün hem sızdırmazlık hem de yataklama görevi, eğik plaka üzerindeki kayıcı pabucun hareketine bağlı olarak, yatağın yağlanma özellikleri ile belirlenir. Kayıcı pabucun performansı genellikle sızıntı yağ debisi, yük taşıma kapasitesi ve güç kayıpları ile temsil edilir. Bu kritik performans parametreleri ise yatak boyunca yağ film kalınlığı ve basıncı ile ilgilidir [31].

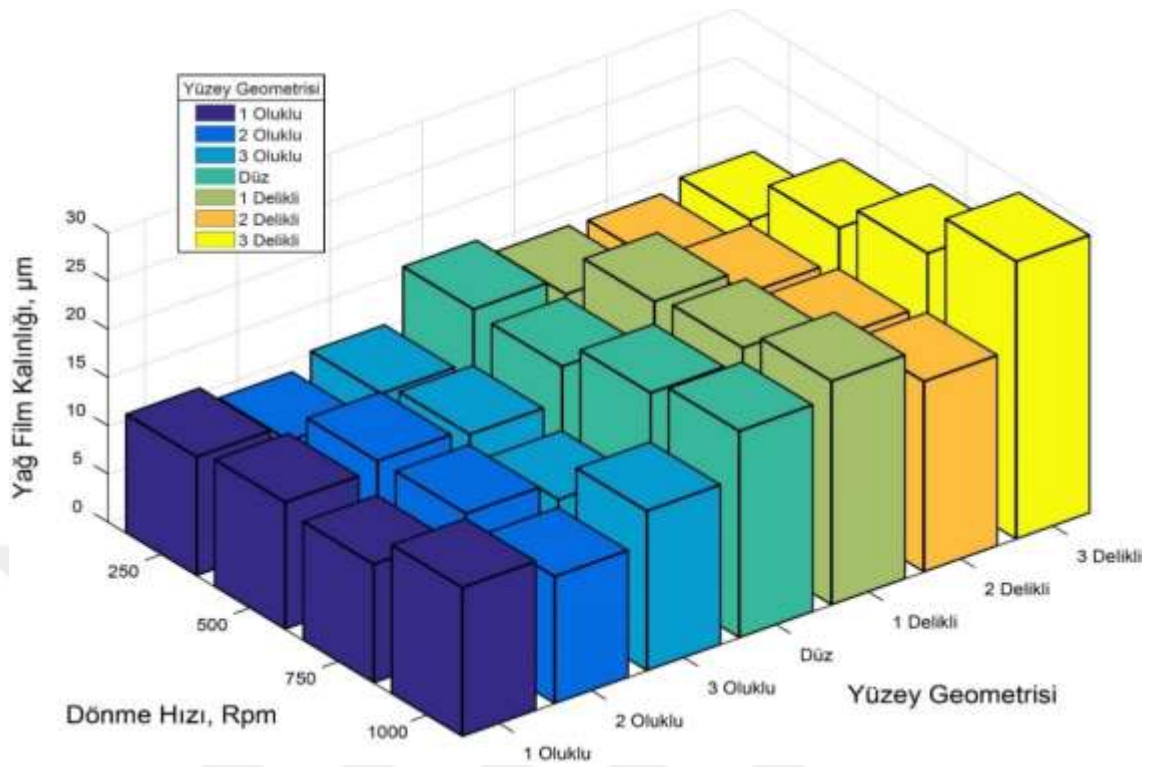
Bu kısımda set bölgesinde farklı geometrilere sahip kayıcı pabuçların farklı çalışma parametrelerindeki ortalama yağ film kalınlıklarındaki değişimler gösterilmiştir. Sabit basınçta ortalama yağ film kalınlığının dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi Şekil 4.1-4.4 nolu 3B grafiklerde sırasıyla 40-30-20-10 Bar besleme basınçları için verilmektedir.



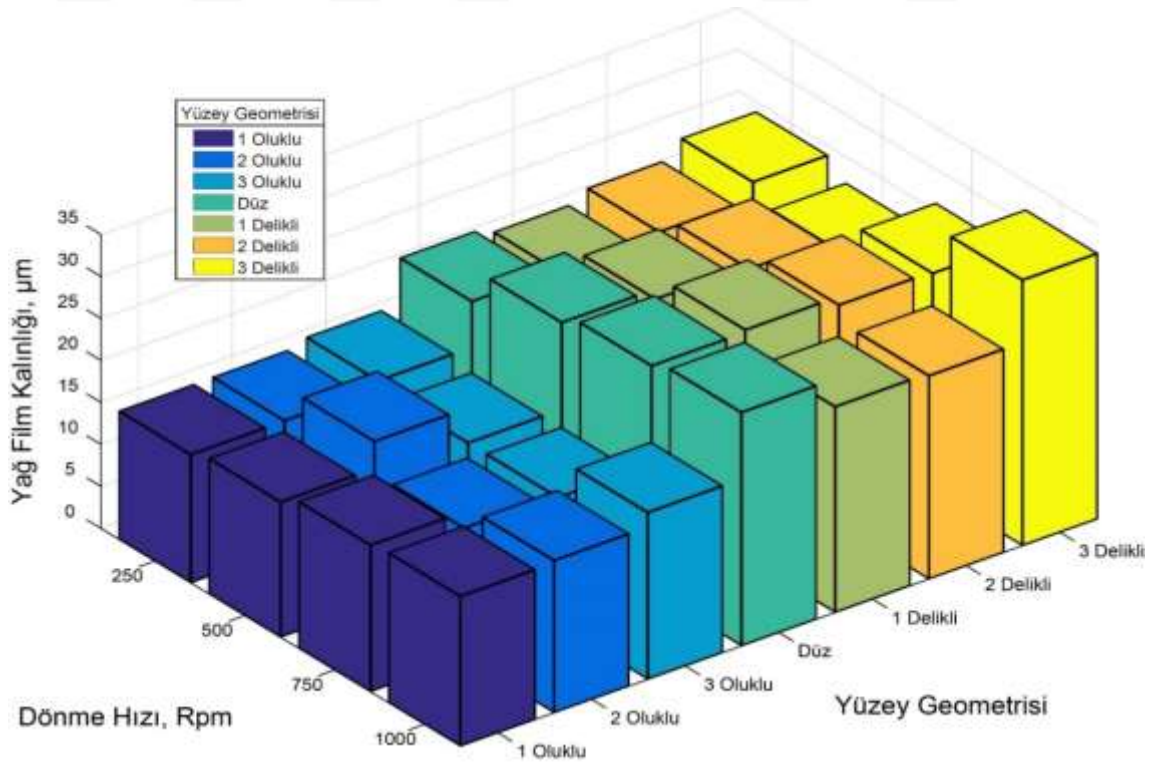
Şekil 4.1. Yağ film kalınlığının dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=40$ Bar)



Şekil 4.2. Yağ film kalınlığının dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=30$ Bar)



Şekil 4.3. Yağ film kalınlığının dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=20$ Bar)



Şekil 4.4. Yağ film kalınlığının dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=10$ Bar)

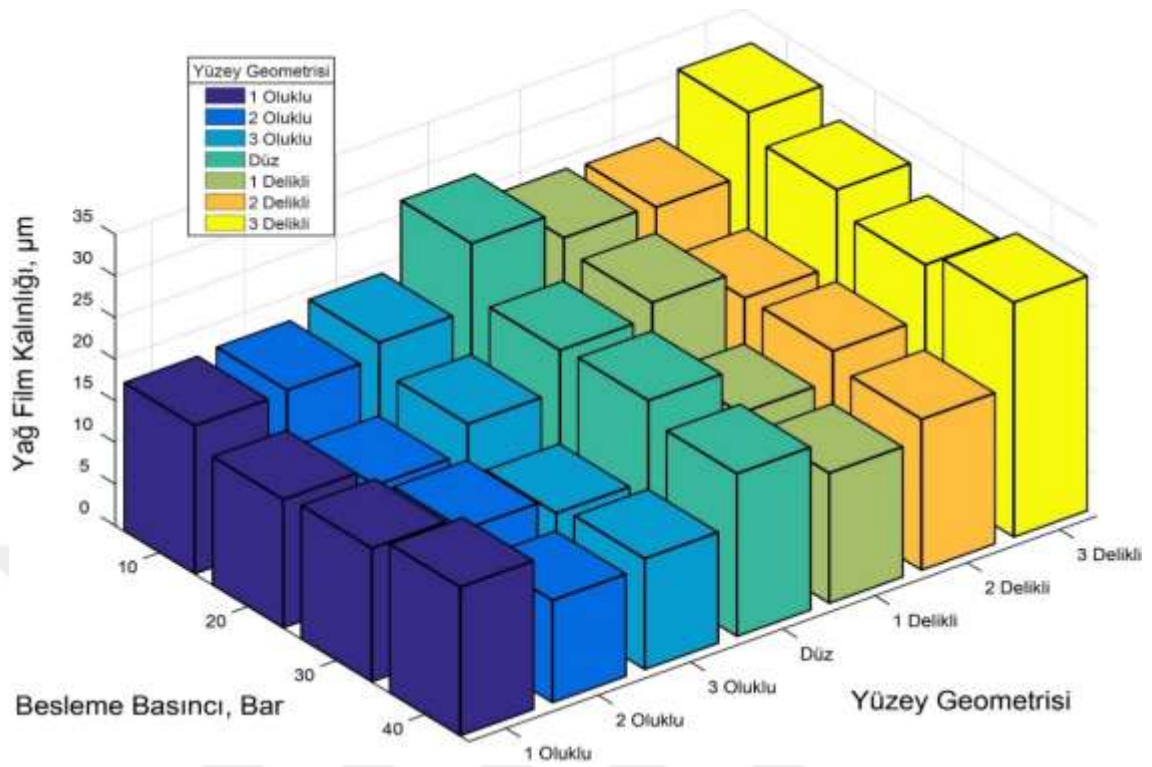
Şekil 4.1-4.4’ de görüldüğü gibi sabit basınçlarda tüm devirlerde set bölgesine oluk açılmış (1-2-3 oluklu) kayıcı pabuçlarda, düz ve set bölgesine dairesel delik açılmış (1-2-3 delikli) kayıcı pabuçlara göre daha az yağ film kalınlığı ortaya çıkmıştır. Tablo 4.1’ de maksimum ve minimum ortalama yağ film kalınlıklarının sayısal olarak değerleri verilmiştir. Özellikle set bölgesi 3 adet dairesel delikli kayıcı pabuç en yüksek yağ film kalınlığı değerini verirken set bölgesinde 3 oluğa sahip kayıcı pabuç en az yağ film kalınlığı değerini vermiştir. Bunun nedeni olukların kayıcı pabuç dışına doğru sızıntı yağ debisini engellemesidir [55]. Sızıntı yağ debisinin azalması doğal olarak yağ film kalınlığını azaltacaktır. Ayrıca dönme hızının artmasıyla dairesel delikli kayıcı pabuçlardaki yağ film kalınlıkları genel olarak bir artma eğilimi göstermiştir. Ayrıca yüksek besleme basınçlarında set bölgesine 3 delik işlenmiş kayıcı pabucun yağ film kalınlığı düz kayıcı pabuca göre fazla iken basınç azaldıkça yağ film kalınlığı değeri düz kayıcı pabuca benzer profil izlemektedir. Sabit devirde yağ film kalınlığının basınç ve yüzey geometrisine göre değişimi Şekil 4.5-4.8 nolu 3B grafiklerde sırasıyla 1000-750-500-250 rpm dönüş hızları için verilmiştir.

Tablo 4.1. Yağ film kalınlığının maksimum ve minimum değerleri

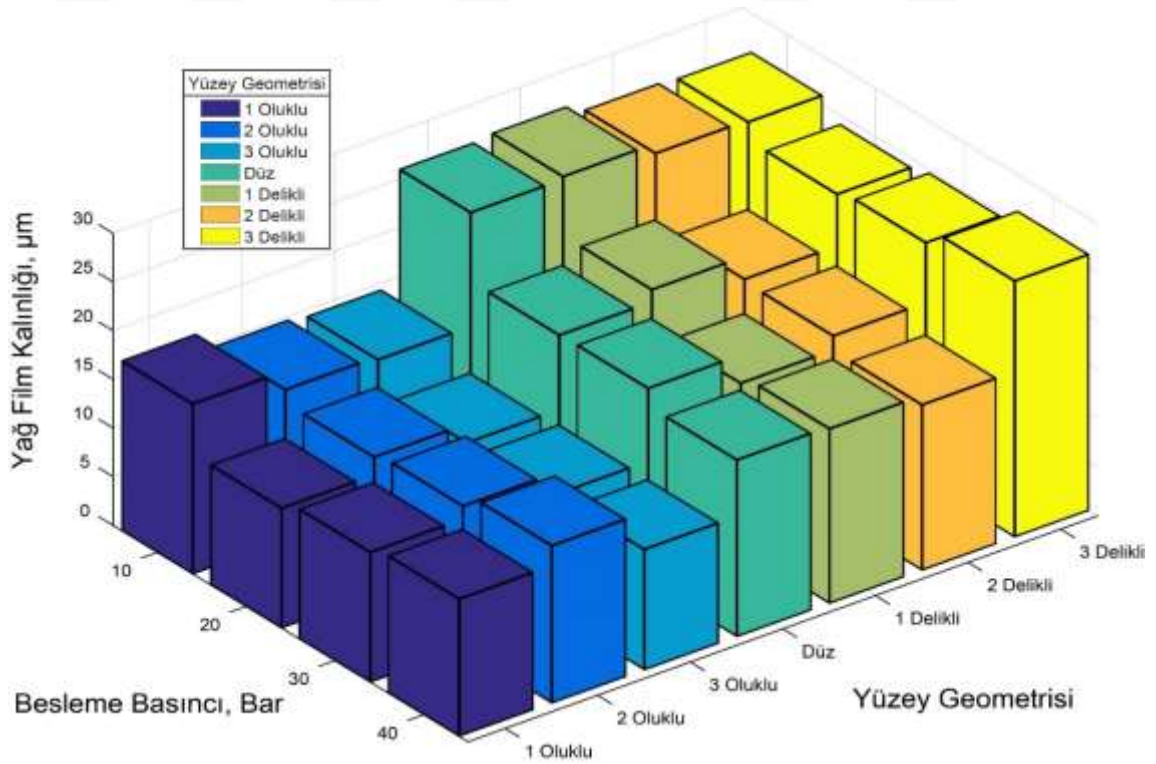
Basınç (Bar)	Devir (rpm)	Yağ Film Kalınlığı (µm)	Yüzey Geometrisi	Değer
40	250	9	3 Oluklu	Min.
40	1000	28	3 Delikli	Mak.
30	500	9	3 Oluklu	Min.
30	1000	26	3 Delikli	Mak.
20	250	10	2 Oluklu	Min.
20	1000	28	3 Delikli	Mak.
10	750	15	3 Oluklu	Min.
10	1000	31	3 Delikli	Mak.

*Min.= Minimum

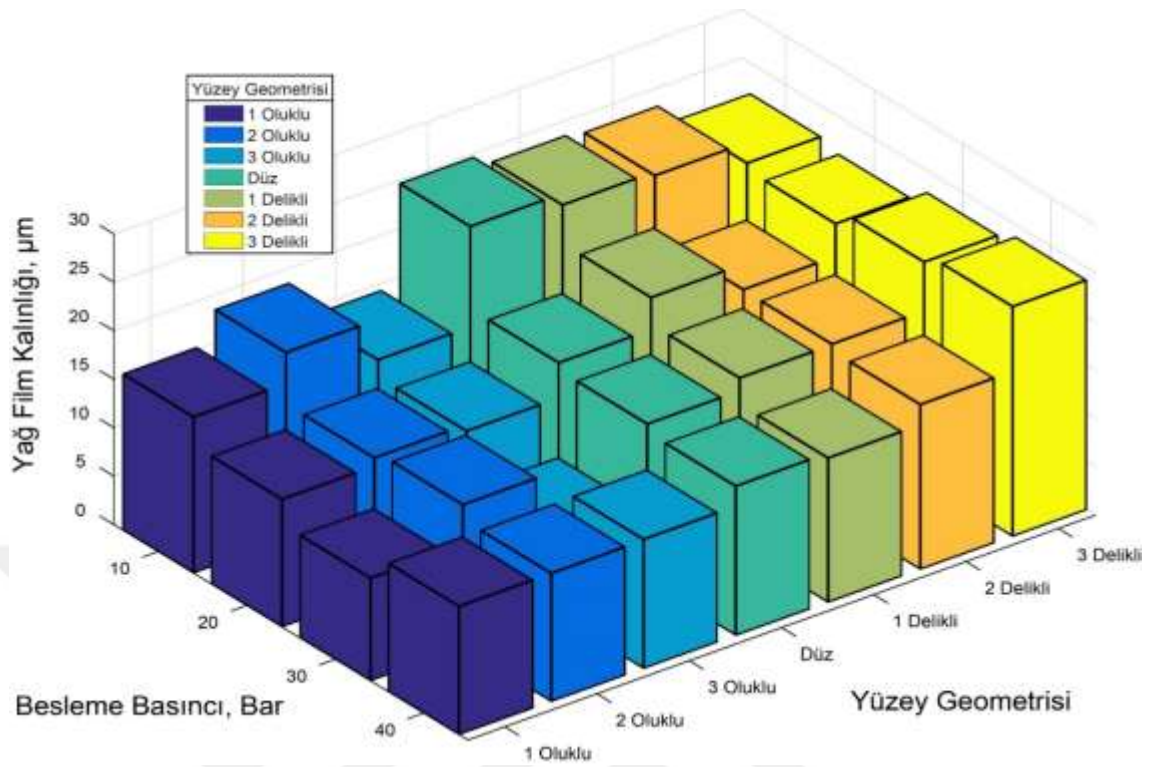
*Mak.=Maksimum



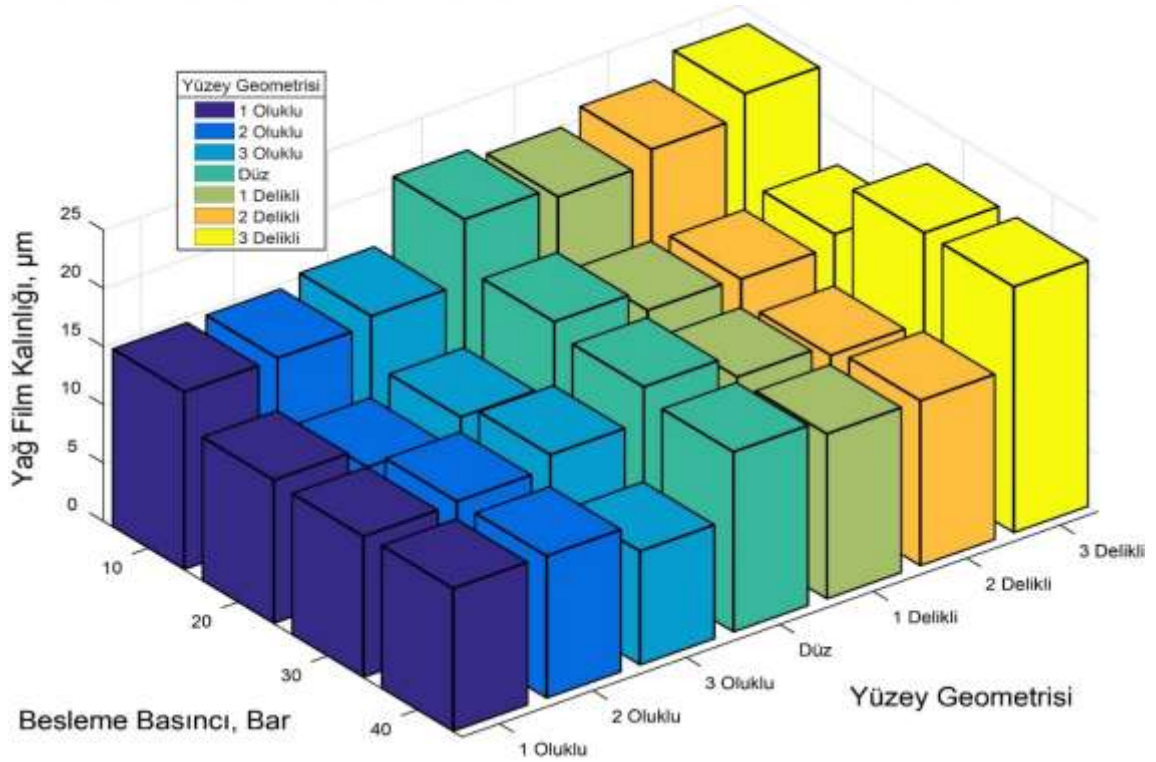
Şekil 4.5. Yağ film kalınlığının besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=1000 rpm)



Şekil 4.6. Yağ film kalınlığının besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=750 rpm)



Şekil 4.7. Yağ film kalınlığının besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=500 rpm)



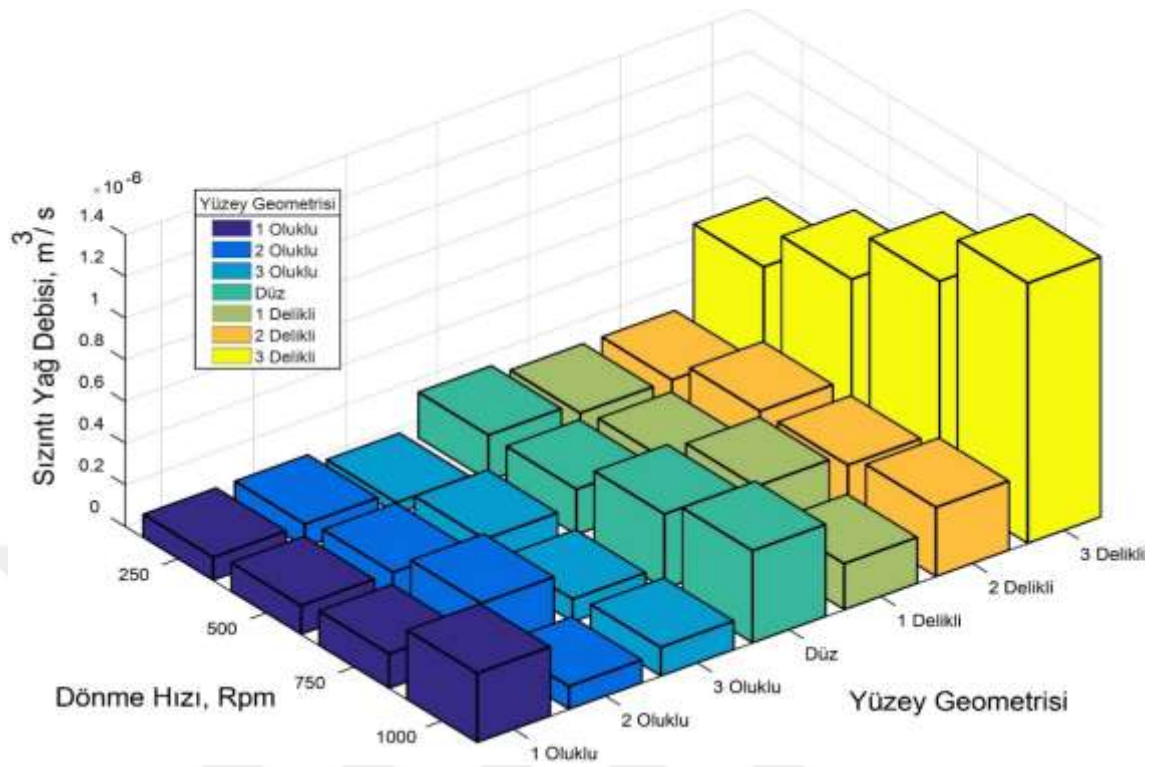
Şekil 4.8. Yağ film kalınlığının besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=250 rpm)

Şekil 4.5-4.8’ de görüldüğü gibi sabit dönme hızlarında ve tüm basınçlarda düz ve set bölgesi dairesel delikli kayıcı pabuçlar, oluklu kayıcı pabuçlara göre yağ film kalınlığında artışa sebep olmuştur. Ayrıca düşük basınçlarda yüzey geometrisinden bağımsız olarak kayıcı pabuç üzerindeki yükün azalmasından dolayı yağ film kalınlığı değerleri artmıştır.

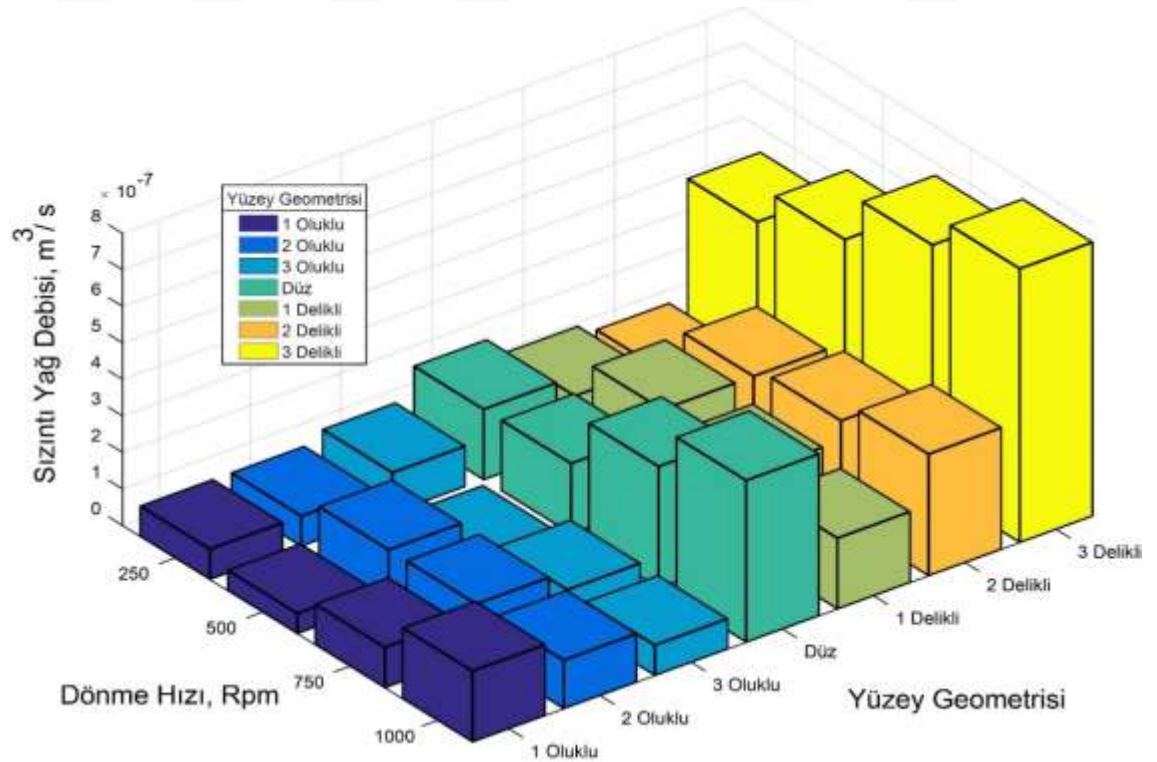
Yağ film kalınlığı eğer çok büyükse, sızıntı yağ debisi önemli ölçüde artar ve pompanın verimi düşer. Tersine yağ film kalınlığı çok küçükse, ara yüzey üzerindeki oluşan güç kayıpları viskoz sürtünme nedeniyle artar ve metal-metal teması meydana gelebilir [33]. Literatürde yüksek basınç ve yağ sıcaklarında, yağ film kalınlığında bir azalma olduğu belirtilmiştir [28]. Bu nedenle basıncın artmasıyla yağ film kalınlığının azalması dikkate alınarak yüksek basınçlarda (400-500 Bar) çalışması istenen kayıcı pabuçlarda set bölgesine dairesel delikli dokular işlemek kayıcı pabucun metal-metal temasını azaltma açısından fayda sağlayabilir. Ayrıca yağ film kalınlığı kayıcı pabucun set bölgesinin yüzey geometrisine, eğik plakanın dönme hızı ve piston üzerindeki besleme basıncına bağlı olduğu grafiklerden görülmektedir.

4.1.2. Sızıntı Yağ Debisinin Değişimi

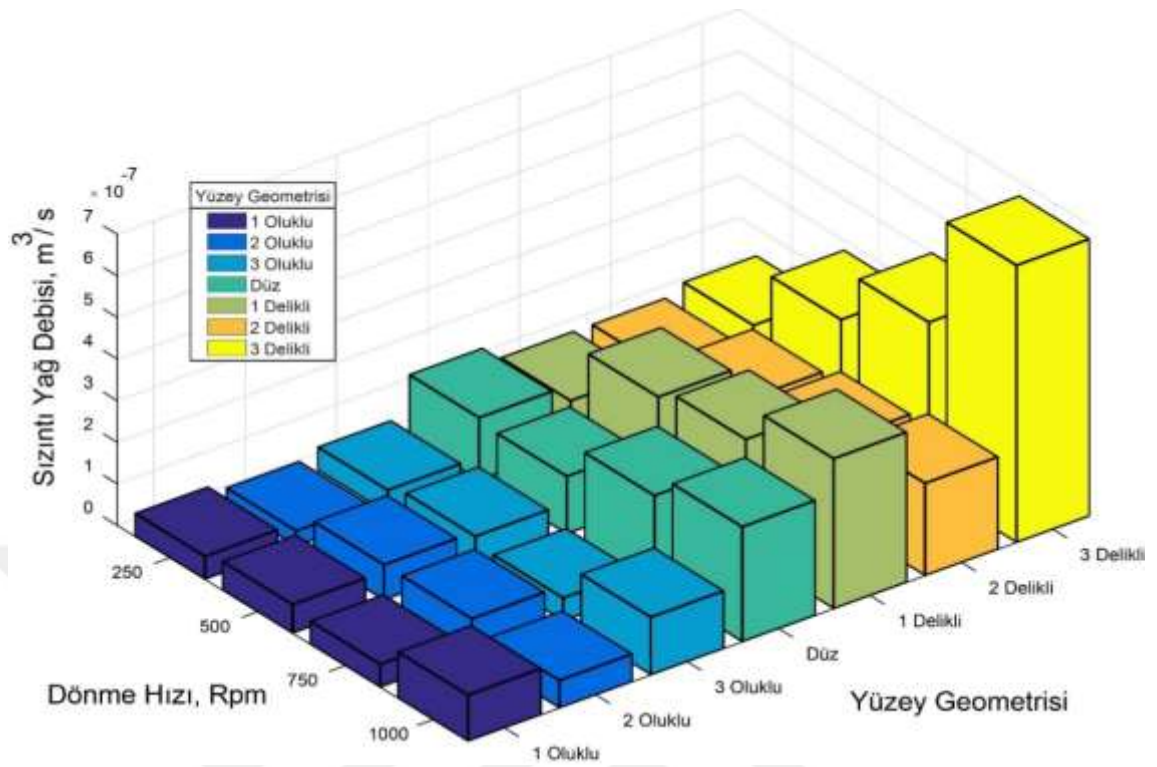
Sızıntı ile sızdırmazlık, yağlama ile aşınma durumu kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki performansı etkileyen en önemli çizgidir. Pompa verimi açısından kayıcı pabuç/eğik plaka arasında yağ sızıntısı istenmez iken aşınma durumunun olmaması için yeterli miktarda yağlanma sağlanması gerekmektedir. Bu kısımda sızıntı yağ debisi değerleri incelenmiştir. Şekil 4.9-4.12 sırasıyla 40-30-20-10 Bar besleme basınçlarında sızıntı yağ debilerinin değişimi dönme hızı ve yüzey geometrisine bağlı olarak değişimi 3B grafiklerle gösterilmiştir.



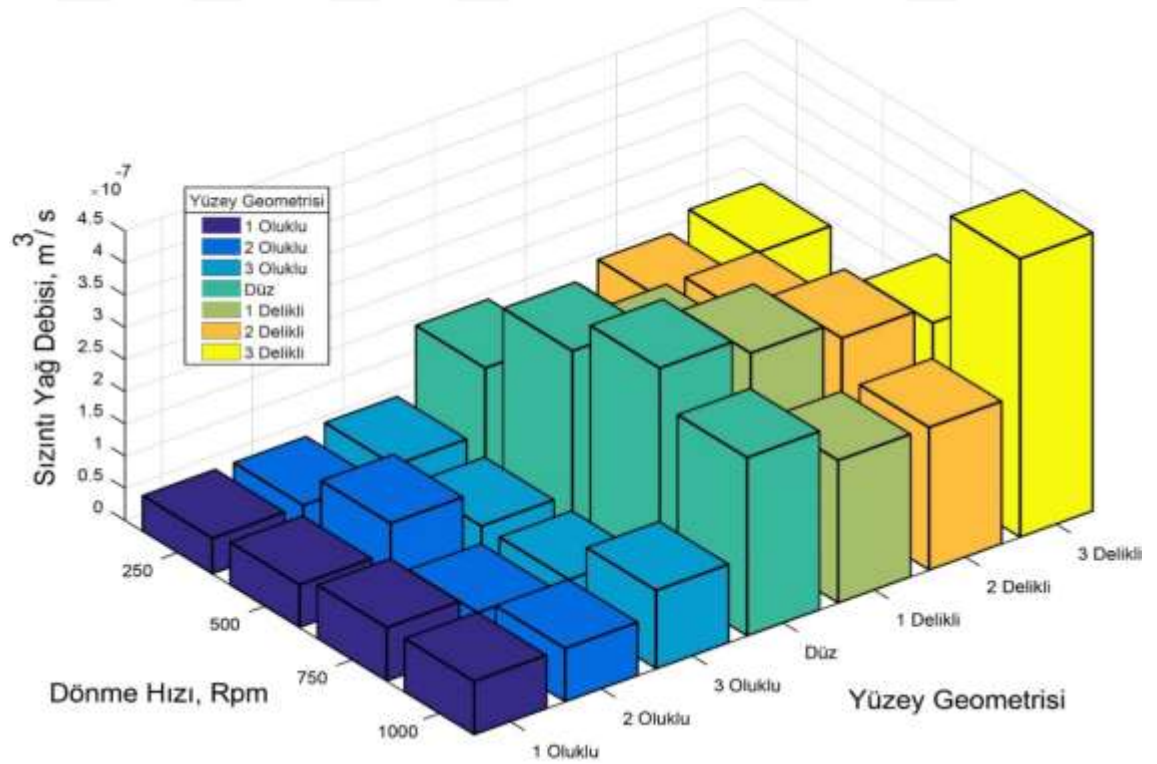
Şekil 4.9. Sızıntı yağ debisinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=40$ Bar)



Şekil 4.10. Sızıntı yağ debisinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=30$ Bar)



Şekil 4.11. Sızıntı yağ debisinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=20$ Bar)



Şekil 4.12. Sızıntı yağ debisinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=10$ Bar)

Tüm besleme basınçlarında set bölgesine oluk açılmış kayıcı pabuçlar, düz ve set bölgesine dairesel delik işlenmiş kayıcı pabuçlara göre daha az sızıntı yağ debisi değerleri verdiği görülmektedir. Tablo 4.2’ de en yüksek ve en düşük yağ film kalınlıkları sayısal olarak verilmiştir. Set bölgesine oluk açılmış kayıcı pabuçlar (1-2-3 oluklu) dönme hızının arttırılmasına rağmen genel olarak benzer bir sızıntı yağ debisi profili sergilemiştir. Bununla birlikte düz ve set bölgesine dairesel delik işlenmiş kayıcı pabuçlarda (1-2-3 delikli) dönme hızının artmasıyla sızıntı yağ debisi de artma eğilimindedir. Düz kayıcı pabuçlarda dönme hızının artmasıyla sızıntı yağ debisinin artması literatürdeki çalışmalar ile benzerlik göstermiştir [3]. Set bölgesine üç adet dairesel delik işlenmiş deney numunesi ise tüm basınç ve dönme hızlarında en fazla sızıntı yağ debisi değerini vermiştir. 4.1-4.8 nolu grafiklere paralel olarak genellikle aynı besleme basıncı ve dönme hızları için fazla olan yağ film kalınlıkları daha fazla sızıntı yağ debisi değeri sağlamıştır.

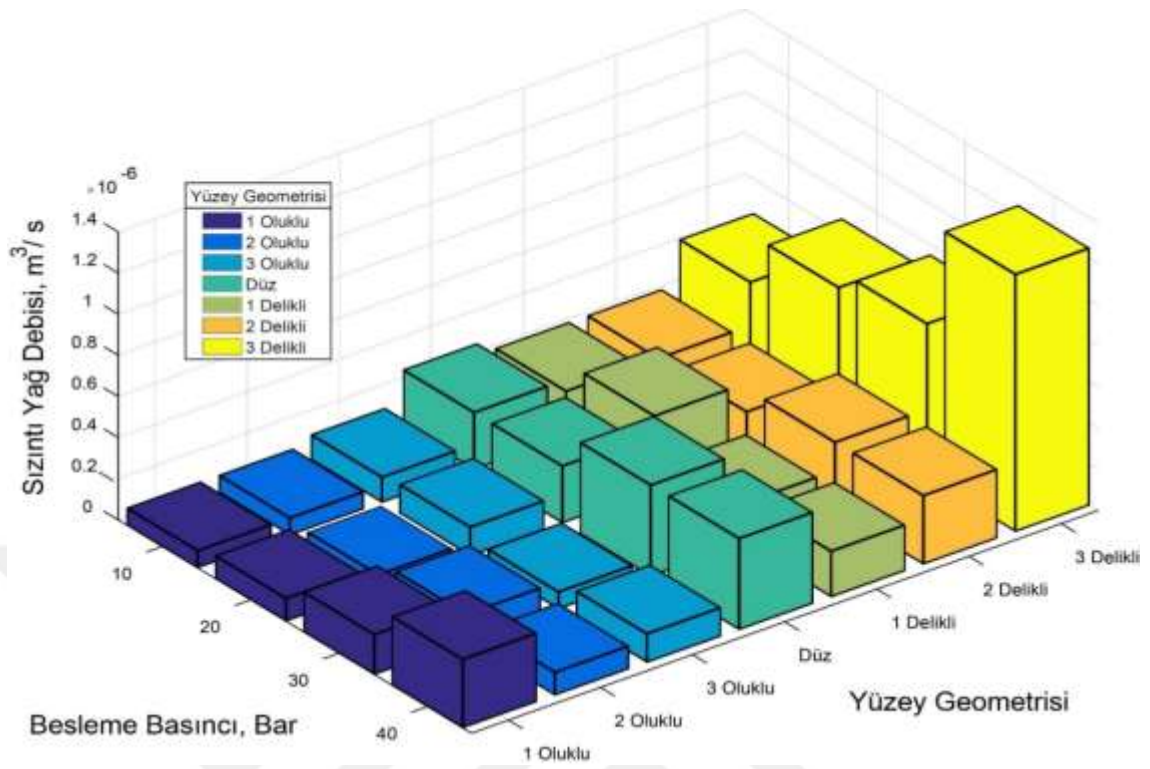
Sabit dönme hızlarında, besleme basıncına göre sızıntı yağ debisinin değişimi 4.13-4.16 nolu şekillerde gösterilmiştir.

Tablo 4.2. Sızıntı yağ debisinin maksimum ve minimum değerleri

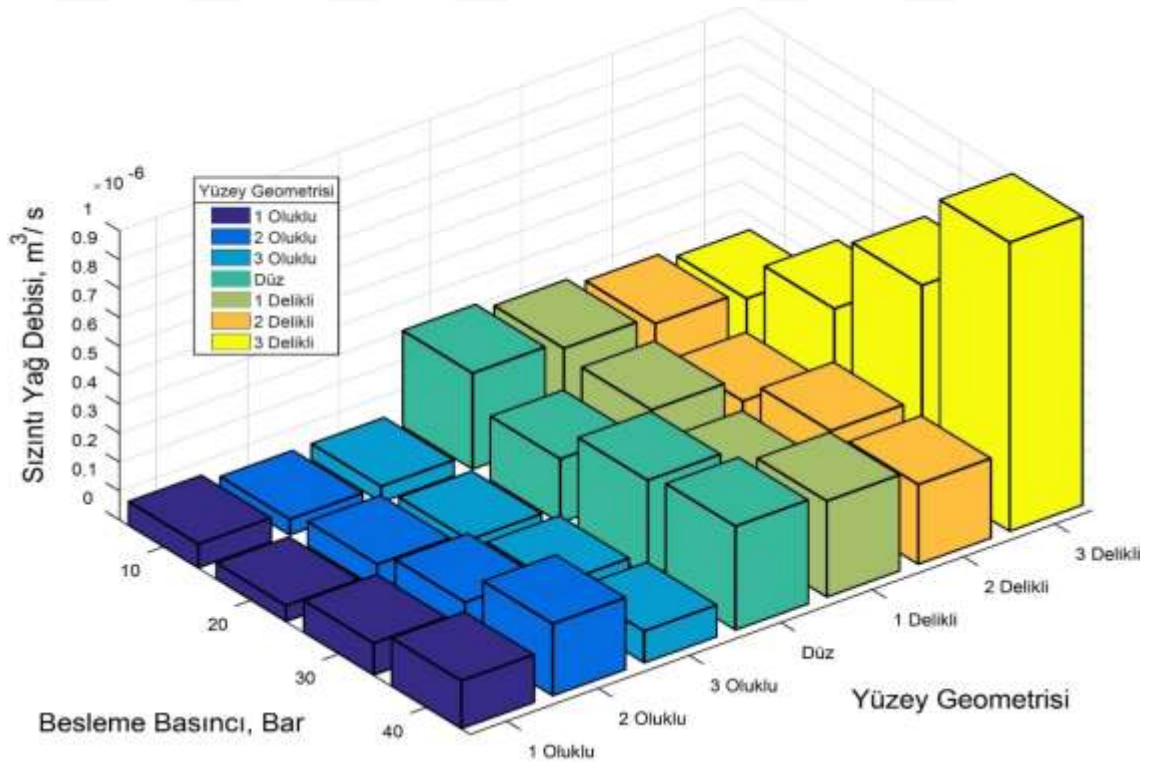
Basınç (Bar)	Devir (rpm)	Sızıntı Yağ Debisi (m³/s)	Yüzey Geometrisi	Değer
40	250	3,7E-08	2 Oluklu	Min.
40	1000	1,25E-06	3 Delikli	Mak.
30	500	3,33E-08	3 Oluklu	Min.
30	1000	7,5E-07	3 Delikli	Mak.
20	250	3,7E-08	2 Oluklu	Min.
20	1000	6,67E-07	3 Delikli	Mak.
10	250	5,55E-08	2 Oluklu	Min.
10	1000	4,33E-07	3 Delikli	Mak.

*Min. = Minimum

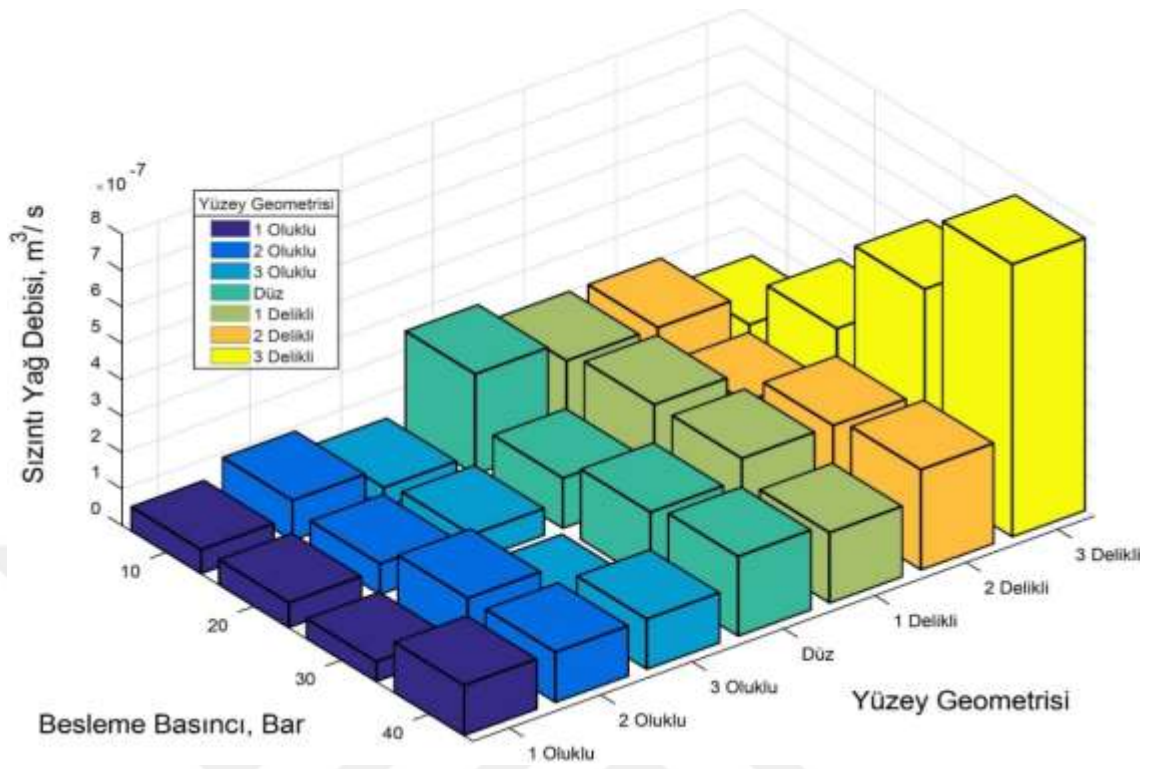
*Mak = Maksimum



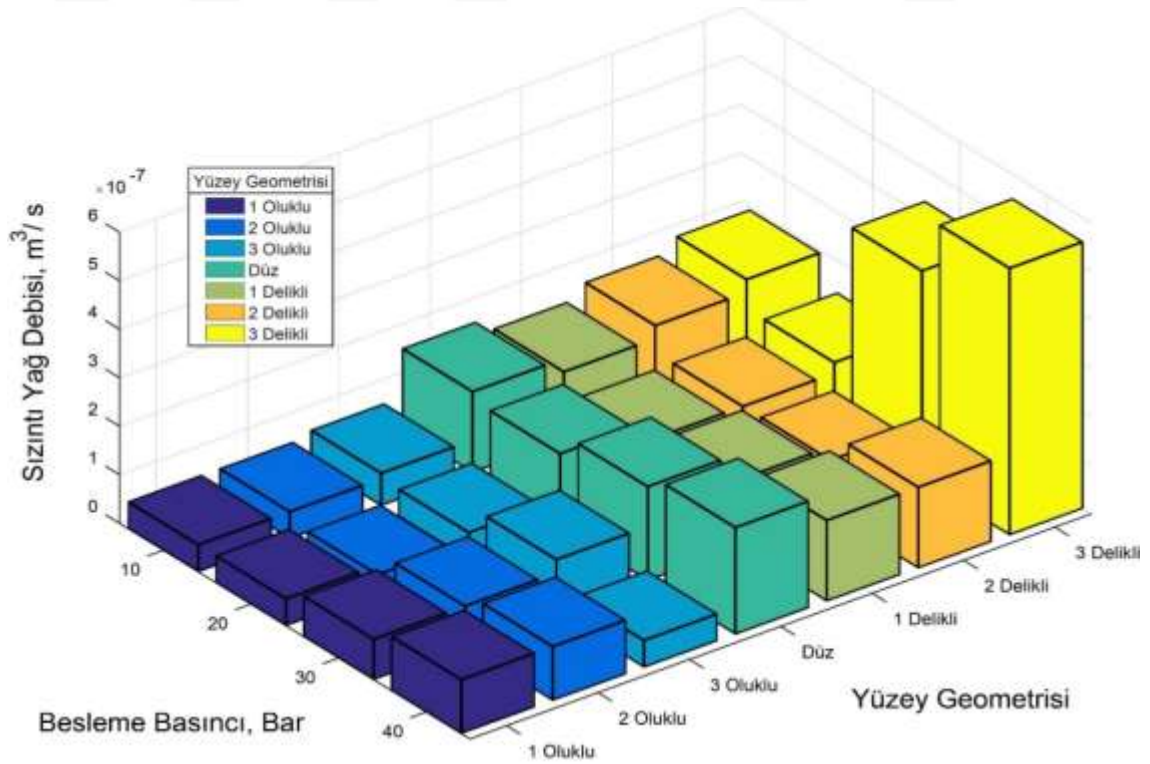
Şekil 4.13. Sızıntı yağ debisinin basınç ve yüzey geometrisine göre değişimi ($n=1000$ rpm)



Şekil 4.14. Sızıntı yağ debisinin basınç ve yüzey geometrisine göre değişimi ($n=750$ rpm)



Şekil 4.15. Sızıntı yağ debisinin basınç ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=500 rpm)

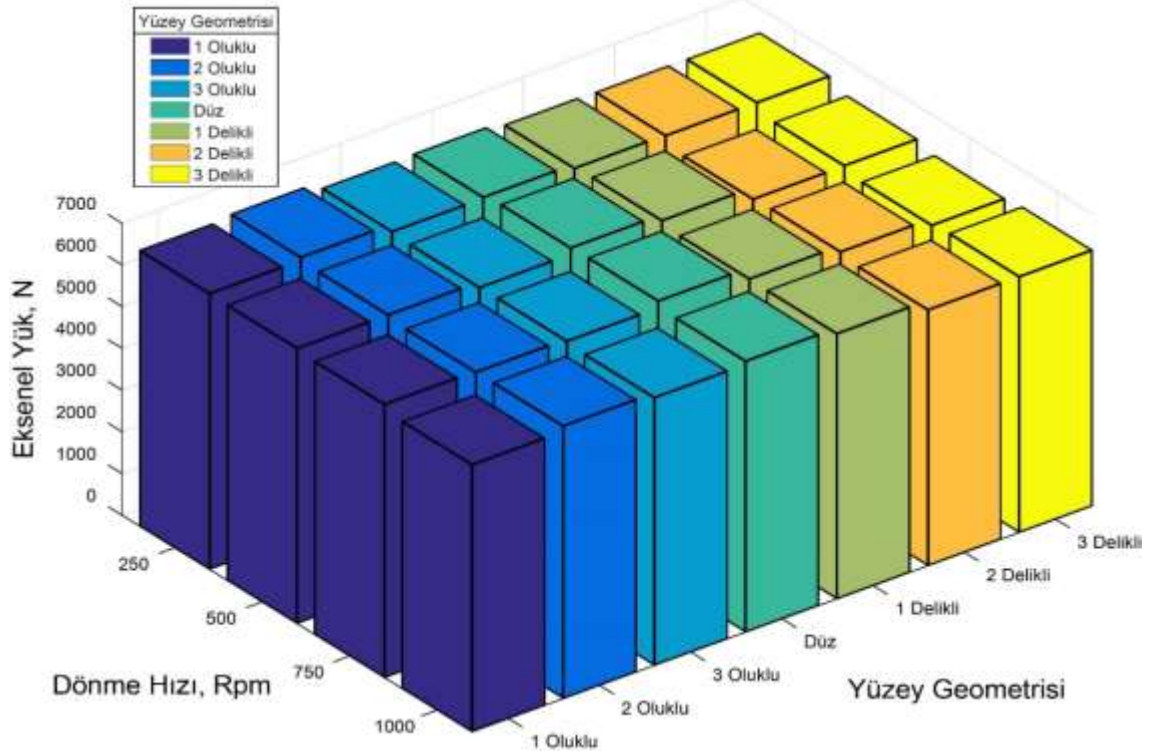


Şekil 4.16. Sızıntı yağ debisinin basınç ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=250 rpm)

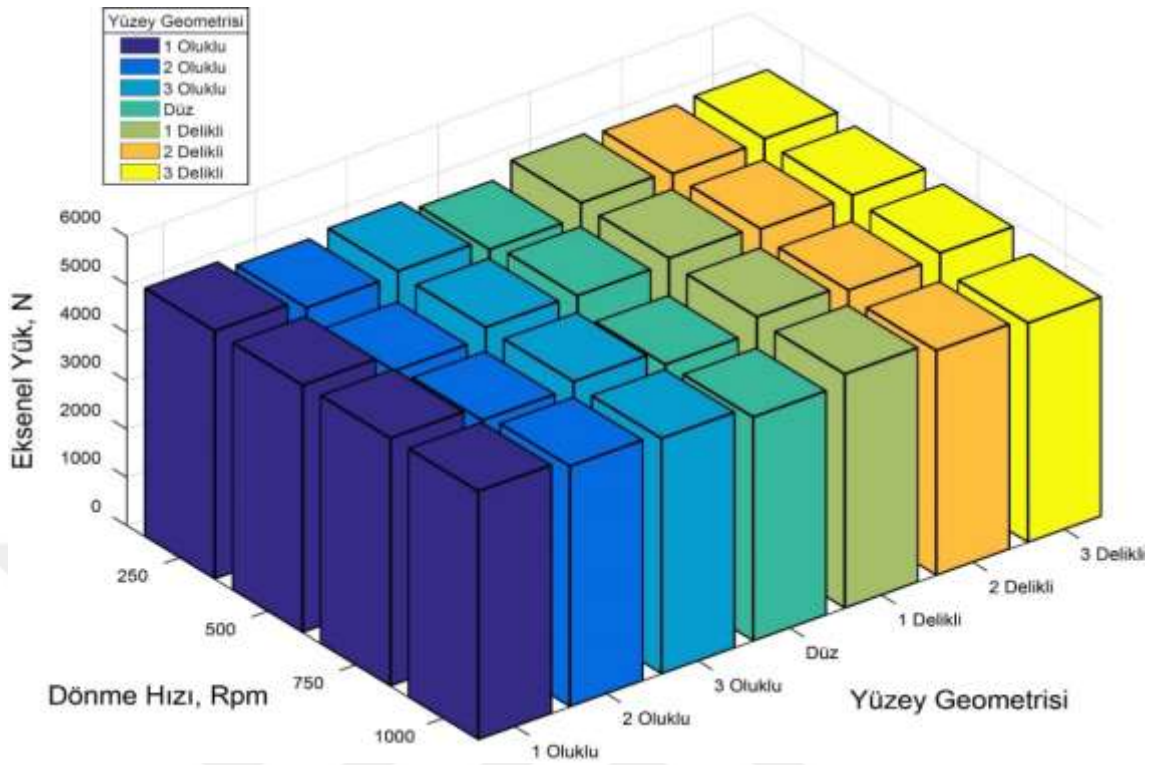
Tüm basınç ve dönme hızlarında set bölgesi yüzeyine oluk açılmış kayıcı pabuçların, düz ve set bölgesine dairesel delik işlenmiş kayıcı pabuçlara göre daha az sızıntı yağ debisi meydana getirdiği grafiklerden görülmüştür. Özellikle 3 delikli deney numunesi sabit dönme hızları için tüm basınçlarda diğer numunelere göre yüksek sızıntı yağ debisi vermiştir. 1 delikli ve 2 delikli deney numuneleri düz deney numuneleri ile benzer bir sızıntı yağ debisi sergilemiştir. 3 oluklu deney numunesi ise tüm deney numuneleri arasında en az sızıntı yağ debisini değerini vermiştir. Dolayısıyla sızıntı yağ debisinin azaltılması için kayıcı pabuçların set bölgesi yüzeyi üzerine oluk açılması gerektiği deney sonuçları değerlendirildiğinde görülmektedir.

4.1.3. Eksenel Yükün Değişimi

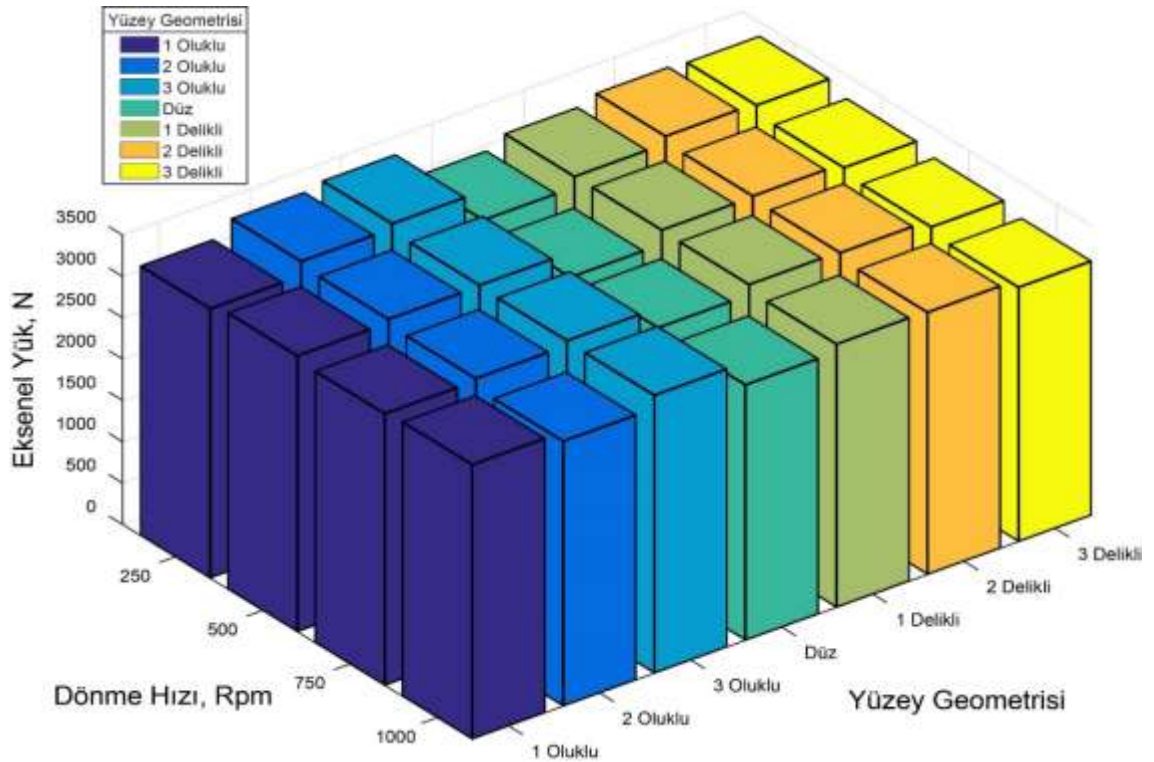
Eksenel yük, pistonlar üzerinde meydana gelen ve kayıcı pabuç tarafından dengelenen yük miktarını gösterir. Bu bölümde farklı besleme basıncı ve devir hızlarında kayıcı pabuçların üzerinde oluşan eksenel yük değişimi sabit basınçta 4.17-4.20 ve sabit dönme hızlarında 4.21-4.24 nolu grafikler ile verilmiştir.



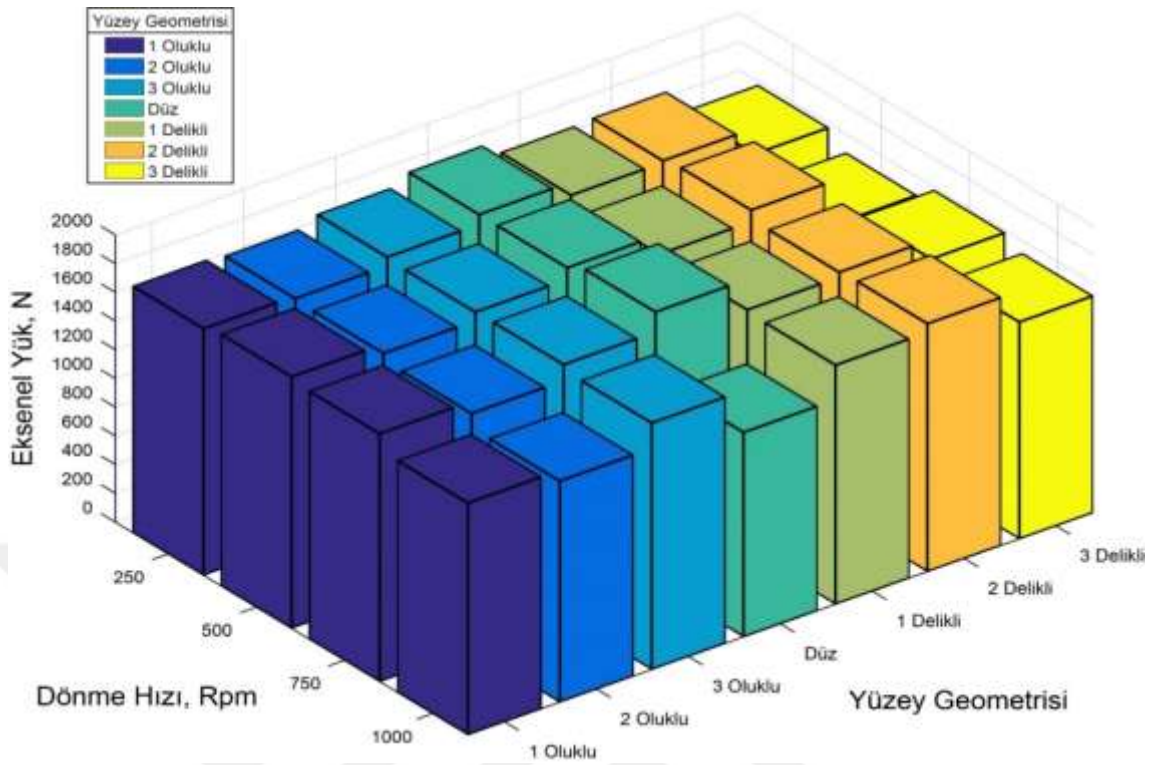
Şekil 4.17. Eksenel yükün dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi (Ps=40 Bar)



Şekil 4.18. Eksenel yükün dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi (Ps=30 Bar)



Şekil 4.19. Eksenel yükün dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi (Ps=20 Bar)



Şekil 4.20. Eksenel yükün dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($P_s=10$ Bar)

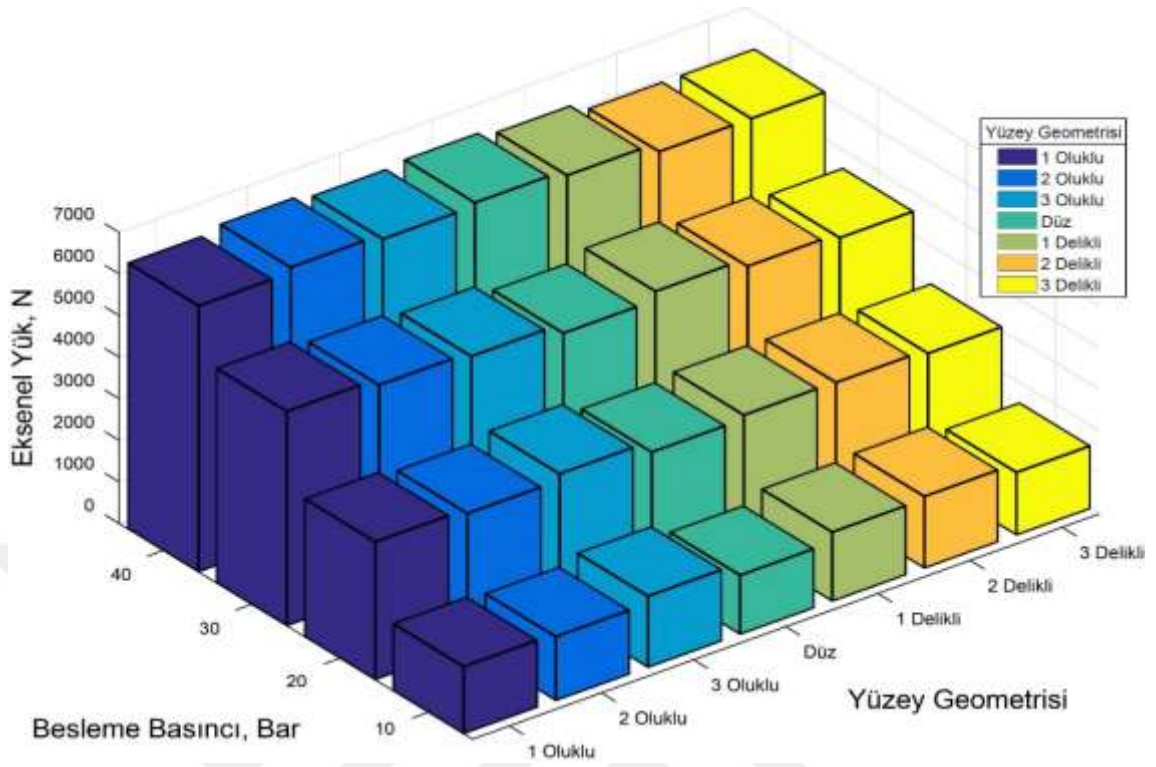
4.17 ve 4.20 nolu şekillerden görüldüğü gibi yüzey geometrisi ve dönme hızına bağlı olarak eksenel yükte genel olarak bir değişim gözlemlenmemiştir. Bunun nedeni kayıcı pabuçlar üzerinde oluşan kuvvetlerin dengelenmesidir. Deneyler aynı besleme basıncında yapıldığı için kayıcı pabuç üzerinde oluşan aşağı yönlü kuvvetler sabittir. Dolayısıyla bu kuvvetler set bölgesi farklı geometrilere sahip tüm kayıcı pabuçlarda dengelenmiştir. Tablo 4.3’ de en yüksek ve en düşük eksenel yük değerleri sayısal olarak verilmiştir. Ayrıca 4.21-4.24 nolu grafiklerde de sabit dönme hızına göre eksenel yük değişimi gösterilmiştir.

Tablo 4.3. Eksenel yükün maksimum ve minimum değerleri

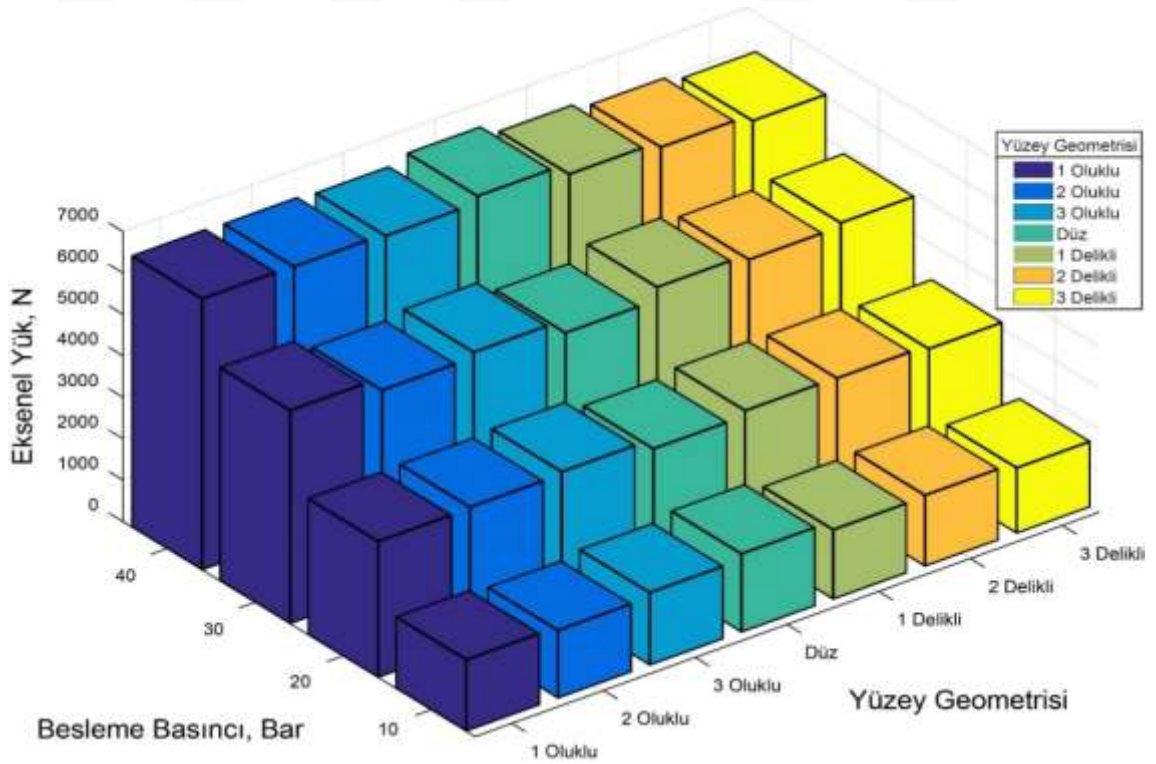
Basınç (Bar)	Devir (rpm)	Eksenel Yük (W)	Yüzey Geometrisi	Değer
40	750	6064	3 Delikli	Min.
40	250	6679	2 Oluklu	Mak.
30	1000	4556	3 Delikli	Min.
30	1000	5159	1 Oluklu	Mak.
20	1000	3074	3 Delikli	Min.
20	250	3490	3 Oluklu	Mak.
10	750	1469	3 Delikli	Min.
10	750	1892	Düz	Mak.

*Min.= Minimum

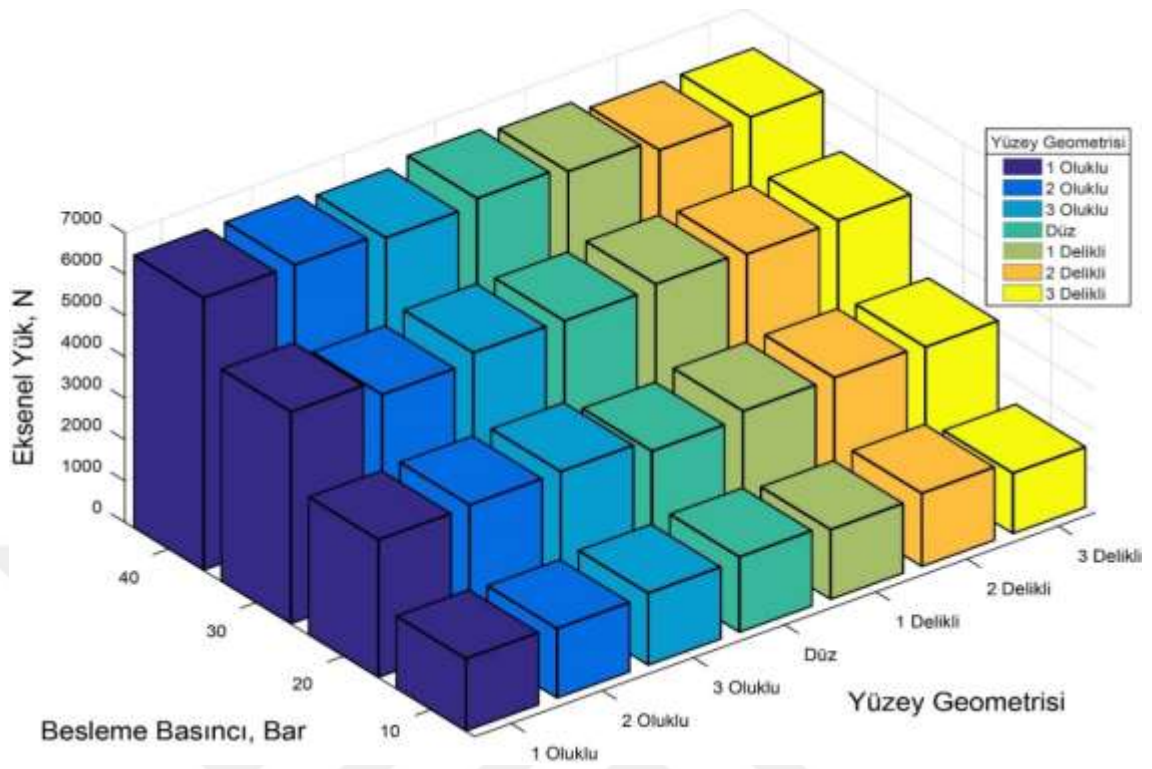
*Mak =Maksimum



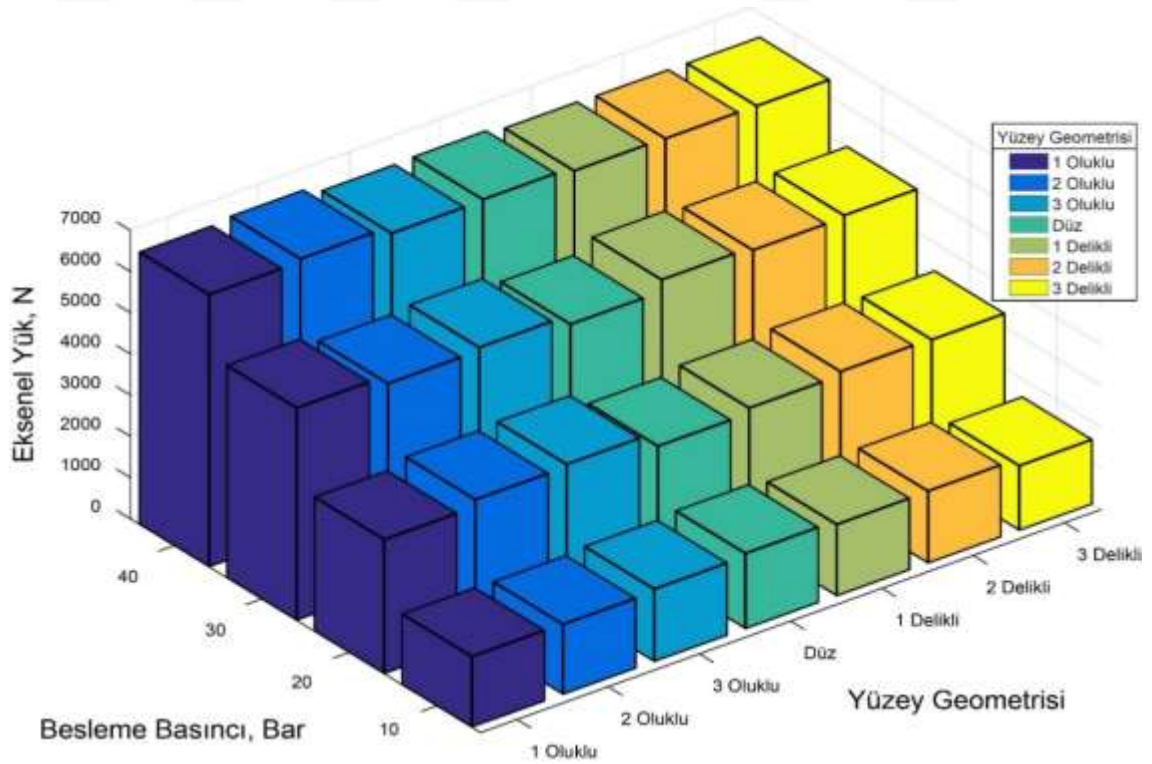
Şekil 4.21. Eksenel yükün besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=1000 rpm)



Şekil 4.22. Eksenel yükün besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi (n=750 rpm)



Şekil 4.23. Eksenel yükün besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($n=500$ rpm)

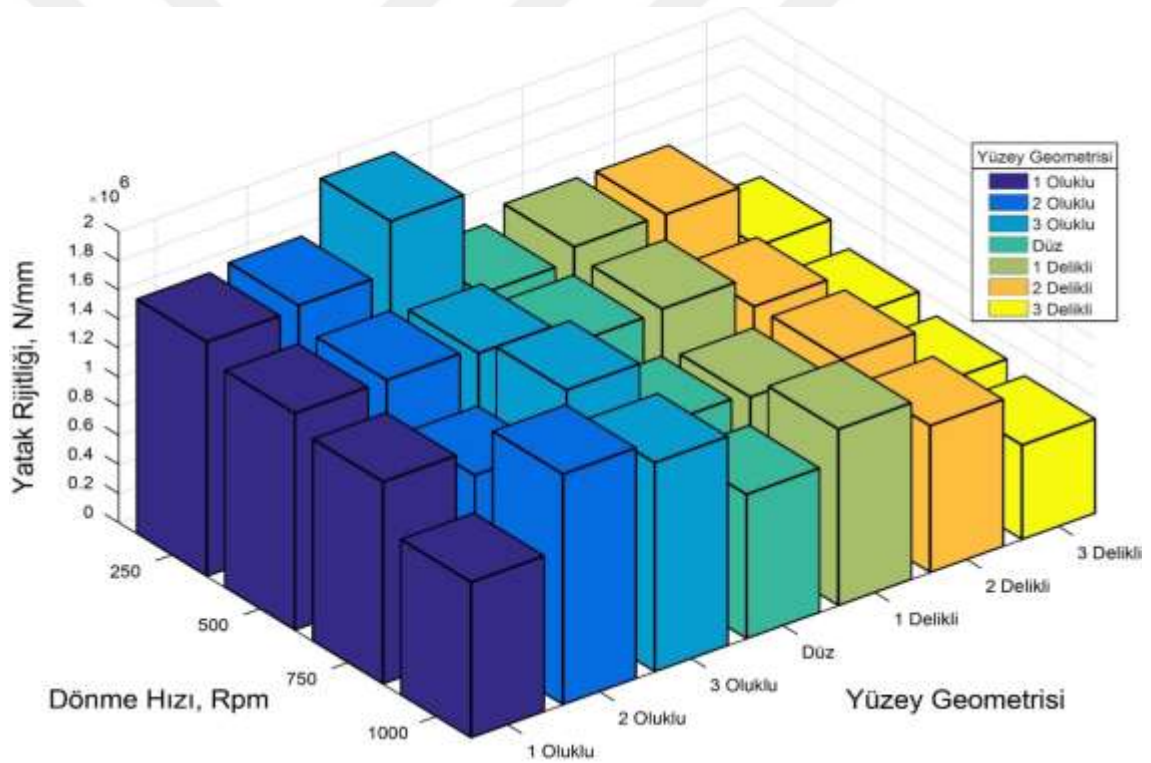


Şekil 4.24. Eksenel yükün besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($n=250$ rpm)

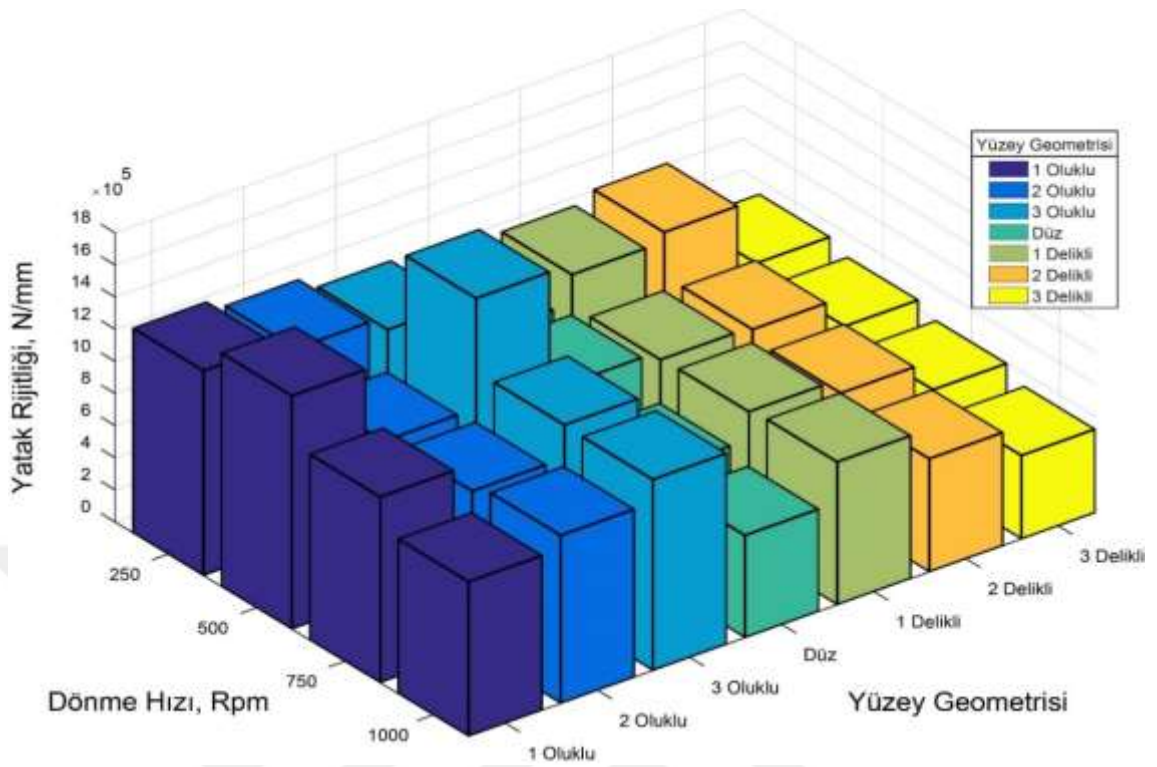
Şekil 4.21-4.24' ten görüldüğü gibi kayıcı pabuç üzerinde meydana gelen eksenel yükü belirleyen ana faktör kayıcı pabuç üzerinde kuvvetleri oluşturan besleme basıncıdır. Besleme basıncı azaldıkça tüm devirlerde eksenel yük azalmaktadır. Bu sonuç önceki çalışmalar ile paraleldir [68].

4.1.4. Yatak Rijitliğinin Değişimi

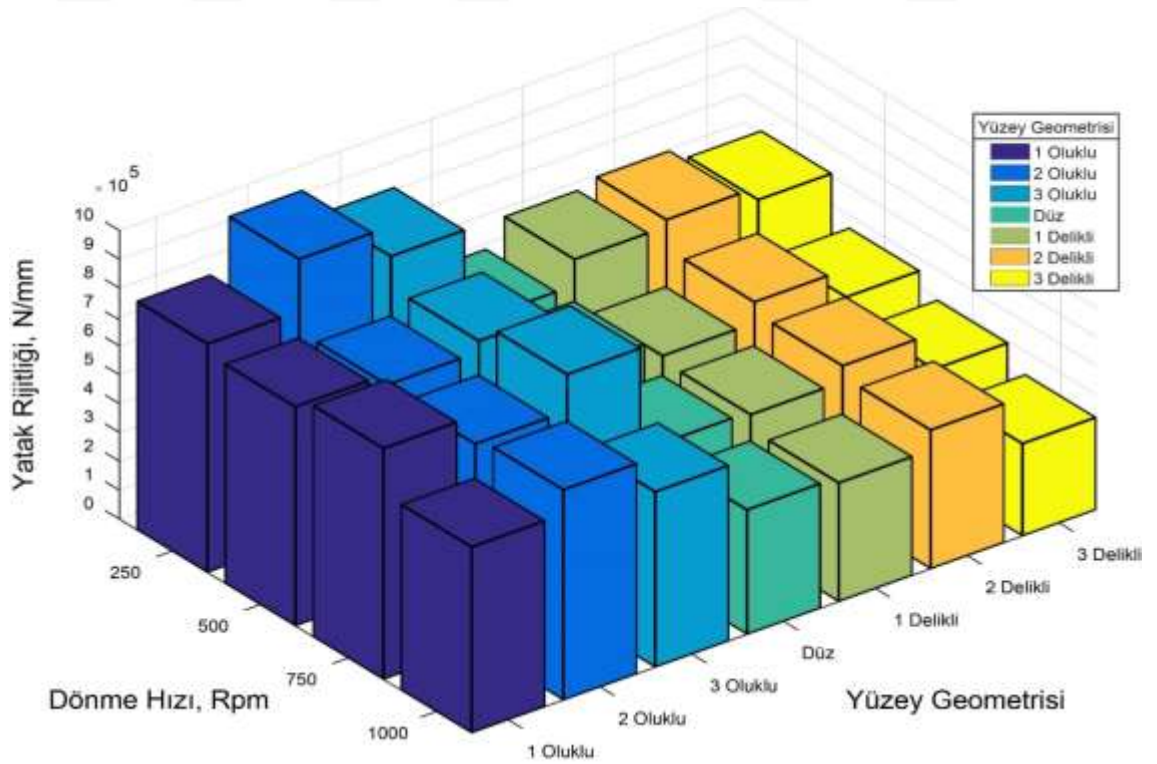
Kayıcı pabuç üzerinde oluşan yüke karşılık ortaya çıkan yağ film kalınlığının oranı yatağın rijitliği olarak tanımlanır ve yük değişimine karşı yatağın konumunun korunmasını gösterir. Şekil 4.25-4.28' de sabit basınçta, dönme hızı ve yüzey geometrisine bağlı olarak yatak rijitlikleri gösterilmiştir.



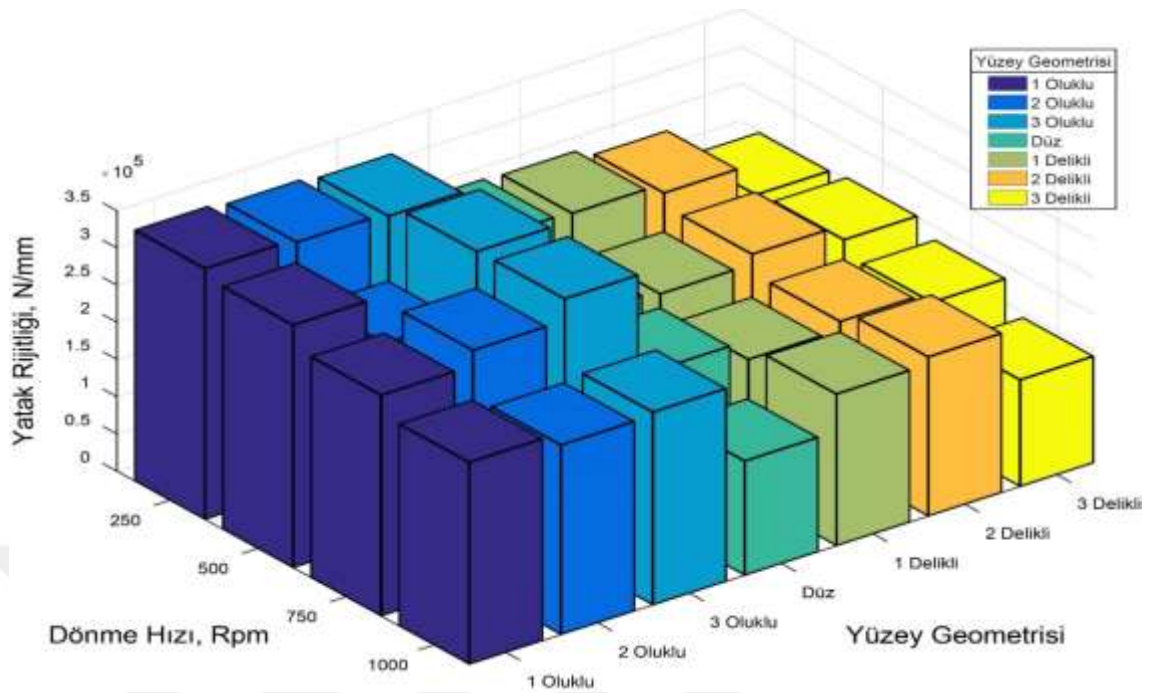
Şekil 4.25. Yatak rijitliğinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi (Ps=40 Bar)



Şekil 4.26. Yatak rijitliğinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi (Ps=30 Bar)



Şekil 4.27. Yatak rijitliğinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi (Ps=20 Bar)



Şekil 4.28. Yatak rijitliğinin dönme hızı ve yüzey geometrisine göre değişimi (Ps=10 Bar)

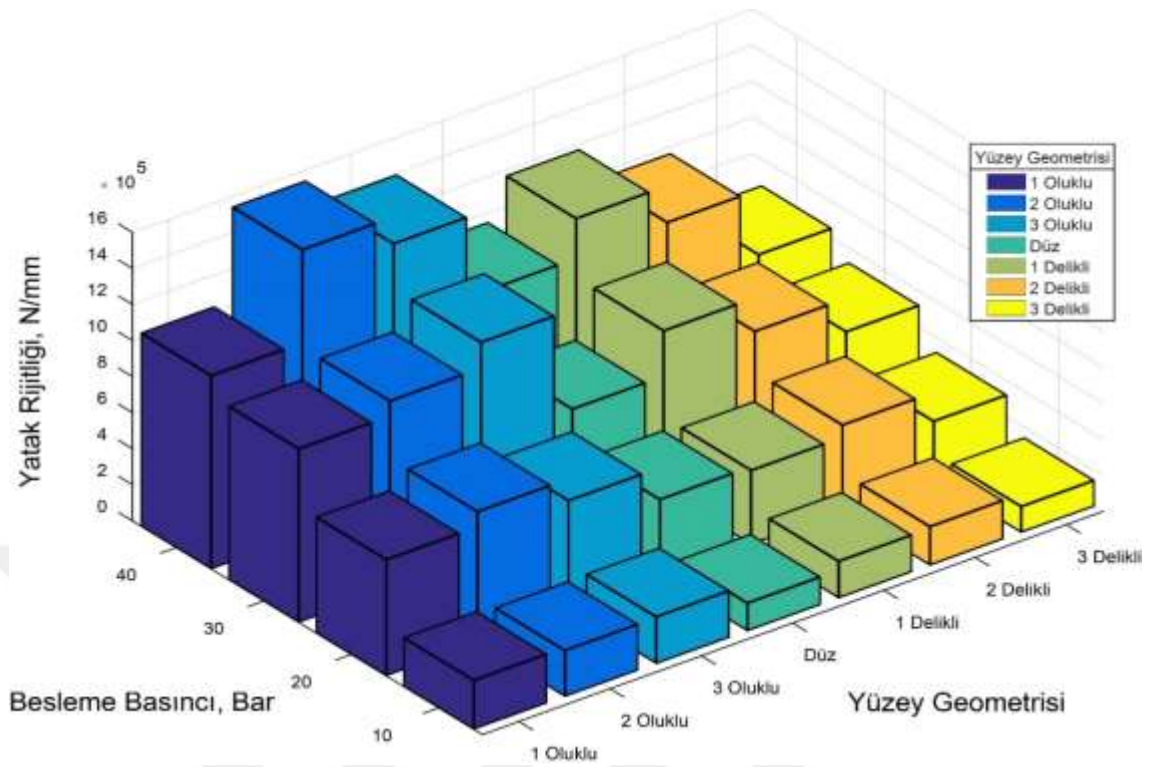
Set bölgesi oluklu kayıcı pabuçlar, set bölgesi düz ve delikli kayıcı pabuçlara göre tüm besleme basınçlarında daha yüksek yatak rijitliği göstermiştir. Bunun nedeni kayıcı pabuçların taşıdıkları yükün besleme basıncından dolayı aynı olmasına rağmen oluklu kayıcı pabuçların daha az yağ sızıntısı vermesidir. Daha az yağ sızıntısı beraberinde daha az bir yağ film kalınlığı getirmiştir. Yağ film kalınlığının azalması ise yatak rijitliğini artırmıştır. Dönme hızının artması ise genel olarak rijitlikte bir azalma eğilimi ortaya çıkarmıştır. En düşük rijitlik tüm besleme basınçlarda set bölgesinde üç delik açılmış numunede görülmüştür. Tablo 4.4’ de en yüksek ve en düşük yatak rijitlik değerleri sayısal olarak verilmiştir. 4.29-4.32 nolu grafiklerde ise sabit devir hızlarında farklı besleme basınçları ve yüzey geometrilerine göre yatak rijitliğinin değişimi gösterilmiştir.

Tablo 4.4. Yatak rijitliğinin maksimum ve minimum değerleri

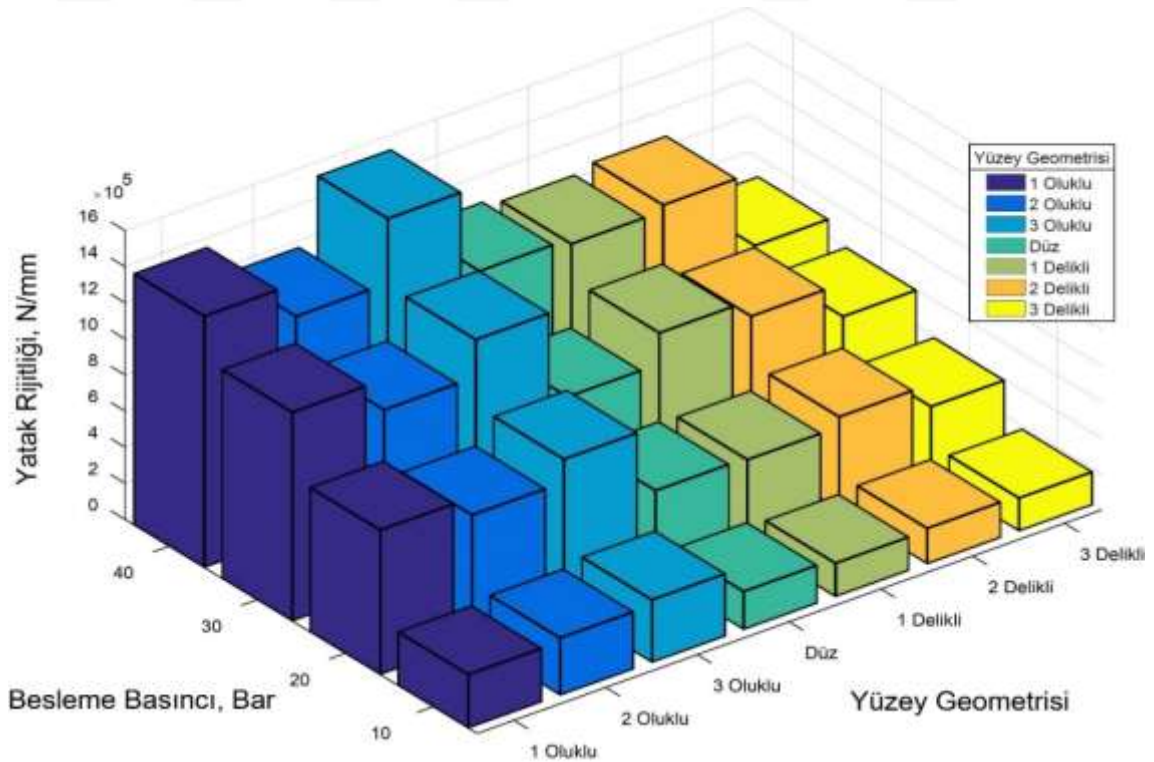
Basınç (Bar)	Devir (rpm)	Yatak Rijitliği (N/mm)	Yüzey Geometrisi	Değer
40	1000	651282	3 Delikli	Min.
40	250	1989668	2 Oluklu	Mak.
30	1000	520154	3 Delikli	Min.
30	1000	1650036	1 Oluklu	Mak.
20	1000	320122	3 Delikli	Min.
20	250	971890	3 Oluklu	Mak.
10	750	346563	3 Delikli	Min.
10	1000	143282	Düz	Mak.

*Min.= Minimum

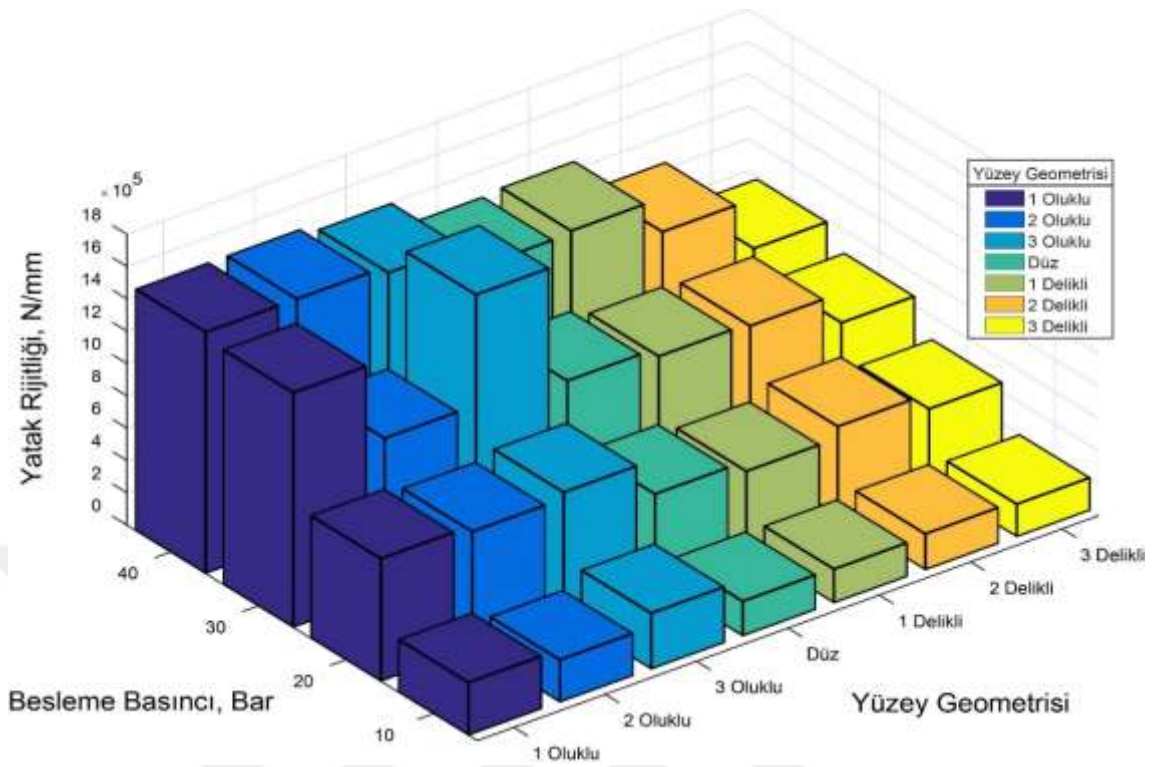
*Mak.=Maksimum



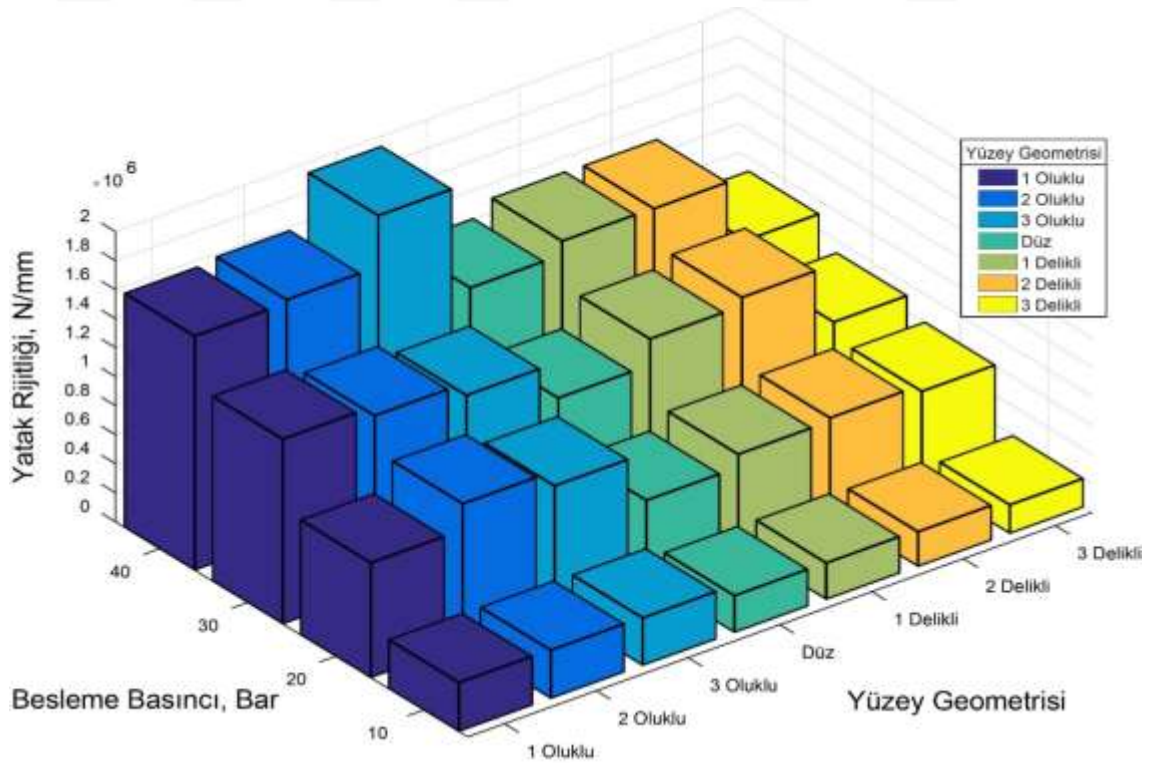
Şekil 4.29. Yatak rijitliğinin besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($n=1000$ rpm)



Şekil 4.30. Yatak rijitliğinin besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($n=750$ rpm)



Şekil 4.31. Yatak rijitliğinin besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($n=500$ rpm)



Şekil 4.32. Yatak rijitliğinin besleme basıncı ve yüzey geometrisine göre değişimi ($n=250$ rpm)

Basıncın azalmasıyla yatak rijitliğinin azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi kayıcı pabuç üzerindeki yükün azalmasıdır. Aynı dönme hızları için oluklu kayıcı pabuçların düz ve delikli kayıcı pabuçlara göre daha yüksek rijitlik değeri vermiştir. En düşük yatak rijitliğini ise sabit dönme hızı için yine 3 delikli deney numunesinde görülmüştür.

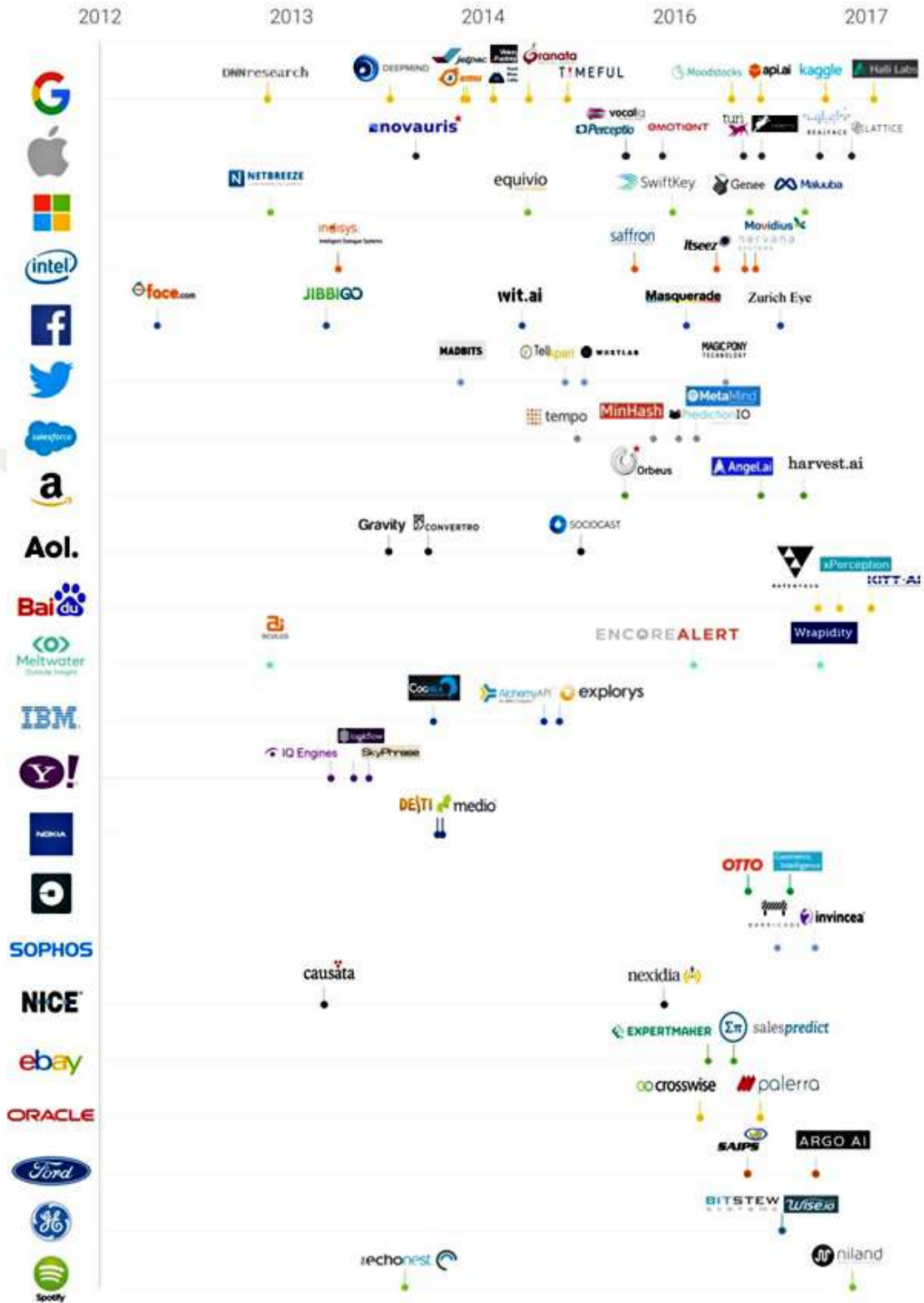
Sonuçlardan görüldüğü gibi yağ film kalınlığı, sızıntı yağ debisi, eksenel yük ve yatak rijitliği değerleri farklı geometriler için incelenmiştir. Eksenel pistonlu pompalarda sistem üzerindeki yağ, tribololuk arayüzeyleri yağlamak için kullanılır. Dolayısıyla hem tribolojik arayüzlerde yağlama istenilirken hem de minimum sızıntı yağ debisi değerleri arzu edilir. Yağ film kalınlığı, sızıntı yağ debisi ve yatak rijitliği bakımından set bölgesine oluk açılan kayıcı pabuçlar, set bölgesine dairesel delik açılan kayıcı pabuçlara göre daha iyi performans göstermiştir. Bununla birlikte çok yüksek basınçlarda ve dönme hızlarında aşınma olmaması için yağ film kalınlığının artması arzu edilirse sızıntı yağ debisinin bir miktar artması göz ardı edilerek kayıcı pabuçlar set bölgesi delikli olarak tasarlanabilir. Ayrıca oluklu kayıcı pabuçlar daha rijit bir yatak tasarımı sunmuştur. Eksenel yük ise piston üzerindeki kuvvetlerin dengelenmesinden kaynaklanmaktadır. Eksenel yükü belirleyen ana unsur piston üzerindeki basınçtır. Dolayısıyla aynı basınçta tüm değerler benzer çıkmıştır.

5. BÖLÜM

YAPAY ZEKÂ METOTLARI

5.1. Giriş

Öğrenme, bilgi edinme sürecidir. İnsanlar doğal olarak akıl yürütme yeteneklerinden dolayı deneyimlerinden öğrenirler. Buna karşılık, bilgisayarlar ise muhakeme ile öğrenemezler, fakat gelişmiş algoritmalar ile öğrenebilirler. Makine Öğrenmesi (MÖ), insan öğrenmesini simüle etmek için bilgisayarları kullanır ve bilgisayarların gerçek dünyadan bilgileri tanımlamasını, edinmesini ve bu yeni bilgilere dayanarak bazı görevlerin performansını geliştirmesini sağlar. MÖ 1950' li yıllardan başlamasına rağmen günümüzde bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ve veri biliminin çoğalması ile bilimde “*bir sonraki büyük şey*” (“*the next big thing*”) olarak tanımlanmaktadır. MÖ, bir sonucun bir insanın izlemesi zor veya imkânsız olan yüzlerce faktöre bağlı olduğu durumlarda rahatlıkla kullanılabilir. Etkili bir şekilde uygulandığında, MÖ endüstride pratik sorunlara en uygun çözümlerin bulunmasını ve gerçek, somut değerlerle sonuçlanmasını sağlar. Kargo şirketleri için optimum rotanın belirlenmesi, kişisel imzaların değerlendirilmesi, kalite kontrol ve tıbbi analizler gibi birçok pratik uygulaması, sağlık, sigorta, enerji, pazarlama, üretim, planlama, finansal, makina, elektronik ve daha fazlasını içeren endüstriyel uygulamalarda oldukça başarılı sonuçlara sahiptir. Ayrıca McKinsey & Company tarafından yayınlanan bir rapora göre, yapay zekâ teknolojileri 2025 yılına kadar 50 trilyon dolar değer yaratacak ve yapay zekâ kullanmayan şirketlerin pazarda rekabet edemeyecekleri belirtilmiştir. Dolayısıyla son yıllarda büyük şirketler bünyelerine yapay zekâ şirketlerini katmaktadır (Şekil 5.1). Literatürde ise araştırmacılar çok sayıda farklı Makine Öğrenme Metodu (MÖM) sunmuştur. Genellikle öğrenme sürecinde kullanılan yaklaşıma göre de danışmanlı, danışmansız, yarı-danışmanlı ve zorlanmış öğrenme olarak 4 ana sınıfa (Şekil 5.2) ayrılabilirler [69-74].



Şekil 5.1. Şirketlerin yıllara göre yapay zeka şirketlerini bünyelerine katması [69]



Şekil 5.2. Makine öğrenme metotlarının genel sınıflandırılması [73]

Danışmanlı öğrenme, eğitim verilerine dayanarak öğrenmek ve gerçek verileri kullanılarak edinilen bilgileri uygulamaktır. MÖ' nin en yaygın şekli danışmanlı öğrenmedir. Örnek olarak, yeni bir pazarlama kampanyasından bir firmanın ne kadar gelir elde edileceği geçmiş pazarlama stratejisine bakılarak tahmin edilebilir veya bir kütüphanede verilen kitapların sınıflandırması her kitapla ilgili bilgiler başlık, yazar veya kitabın içerdiği her bir sözcük olarak sınıflandırılabilir. Yapay zekâ algoritması, eldeki mevcut bilgilerden öğrenerek kütüphaneye yeni bir kitap geldiğinde, algoritma edindiği kitap sınıflandırma bilgisine dayanarak ilgili rafa yerleştirir [74].

Danışmansız öğrenmede, MÖ algoritmalarının bir eğitim seti yoktur. Dünya' da yapıların her birinin adının söylenerek değil de gözlemleyerek keşfedildiği için insan ve hayvan öğrenmesi büyük ölçüde danışmansızdır. Gerçek dünya hakkında bazı veriler sunulur ve bu verilerden kendi başlarına öğrenmeleri istenir. Bir başka deyişle verilerin temel yapısını keşfetmek için kullanılır. Örneğin bir firmanın yeni bir ürünü piyasaya sunduğunda hedef pazarın belirlenmesi olabilir [75].

Yarı-danışmanlı MÖ, danışmanlı ve danışmansız MÖ yöntemlerinin bir birleşimidir. Yarı danışmalı öğrenme algoritmalarında eksik bilgi içeren bir eğitim seti ile çalışıldığında ve hala ondan öğrenmesi gerektiğinde ortaya çıkar. Bir örnek olarak kullanıcıların yüzlerce filmi izleyip puan vermesi istenmektedir. Her kullanıcı her filmi izlememiştir ve bazı veriler eksiktir. Yarı danışmalı öğrenme algoritmaları, eksik verilerle bile sonuç öğrenip çıkarabilir [76].

Son olarak, MÖ algoritmaları bir zorlanmış öğrenme yaklaşımına sahip olabilir. Zorlanmış öğrenmede, algoritmalar ya bir düşünce kuruluşu ya da çevre tarafından verilen harici geri bildirimlere dayanarak öğrendiğinde oluşur. Bu yaklaşım köpeklerle oturmaya veya atlamaya öğretmeye benzer. Köpek doğru eylemi gerçekleştirdiğinde, küçük bir olumlu geri bildirim alır. Yanlış eylemde bulunursa herhangi bir olumsuz geribildirim almaz. Bilgisayar bilimi alanındaki bir örnek olarak, rakibe karşı oyun oynayan bir satranç algoritması verilebilir. Oyunda galibiyete yol açan hamleler olumlu geri bildirimler, öğrenilmeli ve tekrarlanmalıdır. Tersine kayıplara yol açan hamleler önlenir [77].

MÖ modellerinin en yaygın türlerinden biri olan regresyon ise değişkenler arasındaki ilişkileri tahmin etmektedir. Sınıflandırma modelleri bir gözlemin hangi kategoriye ait olduğunu tespit ederken, regresyon modelleri sayısal bir değer tahmin eder. Pratikte konut veya hisse senedi fiyatlarının tahmini gibi finansal tahminler, hata analizleri, otomobil testleri, hava durumu analizi, zaman serisi tahmini gibi birçok uygulama alanı vardır [78].

Tez çalışması kapsamında ise yapay zeka metotlarının yukarıda anlatılan güçlü özelliklerinden dolayı kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki kompleks davranışın modellenmesinde kullanılmıştır. Bu modeller kayıcı pabuç/eğik plaka arasında belirlenen problemler için literatürde ilk defa uygulanmıştır.

5.2. Düz Kayıcı Pabucun Basınç Dağılımı ve Sızıntı Yağ Debisinin Modellenmesi

Eksenel pistonlu pompalardaki kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisinin tahmin edilmesi kayıcı pabucun yük taşıma kabiliyeti ve aşınması gibi pompa verimi üzerine büyük bir etkiye sahiptir. Bu çalışmada MGGP ve ANN yapay zekâ metotları kullanılarak eksenel pistonlu pompa içerisindeki hidrostatik/hidrodinamik çalışabilen düz bir kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisinin tahminlerinin modellenmesi için yeni bir yaklaşım sunulmaktadır.

MGGP ve ANN modellere girdi olarak deney setinden alınan veriler kullanılmıştır. Oluşturulan modellerin geçerliliği, elde edilen deneysel sonuçlarının analizlere dâhil edilmeyen kısımlarındaki veriler ile doğrulanmış, ayrıca sonuçlar Reynolds denklemlerinden elde edilen analitik denklemler (AD) ile basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisi sonuçları karşılaştırılmıştır.

Non-linear sistemlerin modellenmesi problemlerinin yapısından ve parametrelerin tahmin edilmesinden dolayı zordur. Böyle zorlukların üstesinden gelmek için yapay zekâ metotları ise sıklıkla kullanılan bir yöntemdir. Bu tür modellerde kabullere gerek kalmadan giriş ve çıkış verileri arasındaki ilişki kolaylıkla tahmin edilebilir [79]. Literatür araştırmasından görüldüğü gibi ANN literatürde kayıcı pabuçlar için en yaygın kullanılan modelleme tekniğidir.

ANN' nin kayıcı pabuçlardaki modelleme performansına rağmen genellikle giriş ve çıkış verilerini kullanarak ağ modellendiği için matematiksel olarak bir fonksiyon vermez. Sembolik regresyon ise bağımsız ve bağlı değişken değerleri verilen veriler kullanarak doğrusal veya doğrusal olmayan matematiksel bir denklem elde etme işlemidir [80]. Genetik Algoritmanın (GA) geniş bir versiyonu olarak kabul edilen Genetik Programlama (GP) ilk defa Koza tarafından geliştirilmiştir [81-82]. GP' de bir veri yerine, ağaç yapıları olarak temsil edilen programlar aranır ve yeni bir popülasyon oluşturmak için en iyi performans gösteren ağaçların üzerinde mutasyon, çaprazlama gibi işlemler yapılarak geçilir.

GP'nin genel avantajı doğrudan denklemleri oluşturabilmesi ve geleneksel regresyon analizinden farklı olarak, otomatik olarak matematiksel modelin yapısını ve parametrelerini belirleyebilmesidir. MGGP ise GP' nin daha gelişmiş şeklidir. Bir multi-gene birey, her biri geleneksel GP ağacı olan bir veya daha fazla genden oluşur [83-84]. Literatürde çeşitli mühendislik alanlarında MGGP ve türevleri yüksek boyutlulukta birçok mühendislik problemlerinin çözümü için kullanılmıştır [85-93]. Bu çalışma için bölüm 2' de boyutları ve çalışma parametreleri sırasıyla Tablo 2.8 ve Tablo 2.9' da verilen Şekil 2.5a' daki kayıcı pabuç kullanılmıştır.

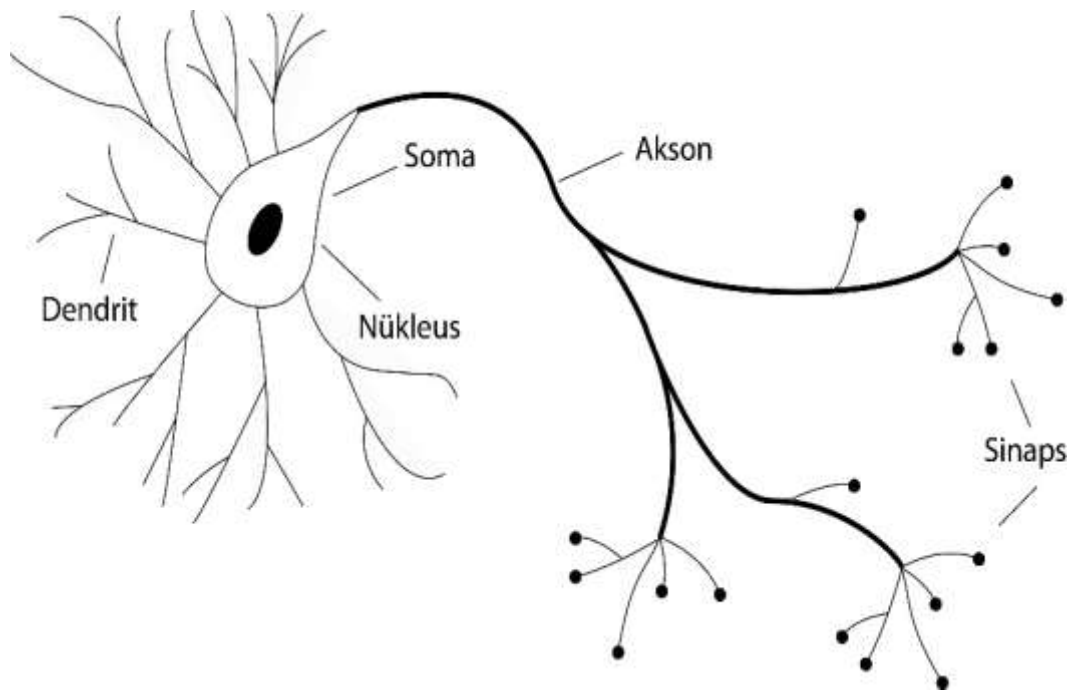
Basınç dağılımının modellenmesi için besleme basıncının 20-30-40-50-60 Bar olduğu durumlar dikkate alınmıştır. 10 Bar besleme basıncı olduğu durumlarda basınç ölçüm noktalarında yeterli miktarda yağ akışı olmadığı için set bölgelerinden veri

alınamamıştır. Sızıntı yağ debisi modellenmesinde ise basınç aralıkları 10-60 Bar olarak alınmıştır. Ayrıca orifis çapı, kayıcı pabuç cebi-piston çapı oranından dolayı sistemde basınç 65 Bar üzerine çıkmamıştır. Yüksek hızlarda basınç ölçüm noktalarında basınç değerleri alınmadığından dolayı eğik plaka dönme hızı Tablo 2.9' daki değerler ile sınırlandırılmıştır. Ayrıca deneysel doğruluk için her bir deney üçer kez tekrarlanmıştır.

5.2.1. Materyal ve Metot

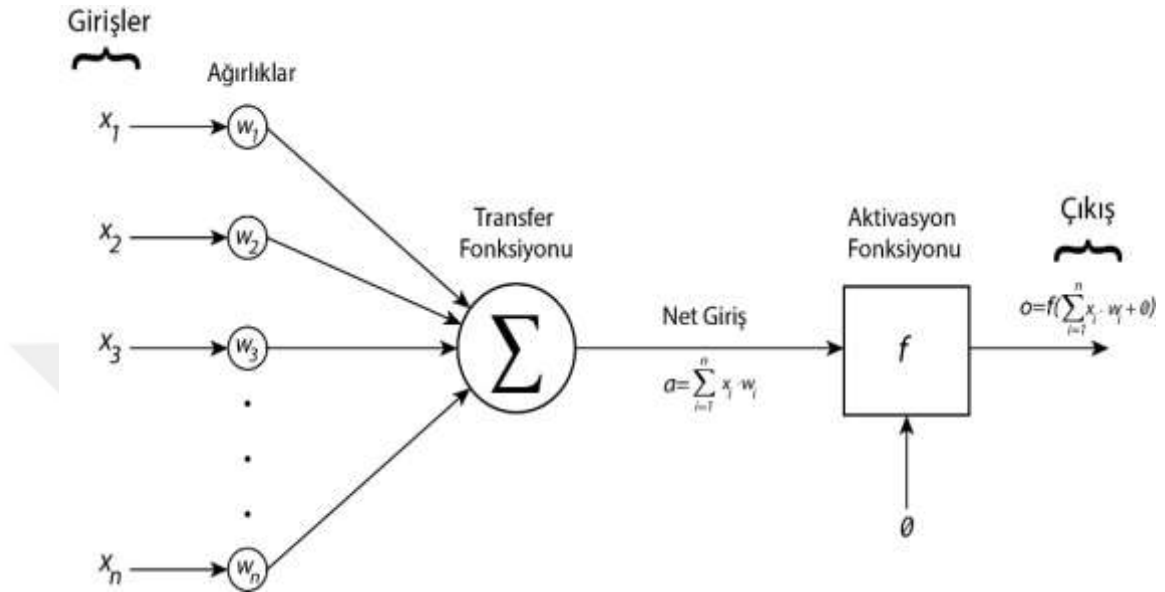
5.2.2. Yapay Sinir Ağı Modeli

Biyolojik sinir sisteminden esinlenerek geliştirilen yapay sinir ağları birbirlerine bağlı proses elemanlarından (yapay sinir hücrelerinden) oluşur. Temel bir biyolojik sinir hücresi sinapsler, soma, akson ve dendritlerden oluşmaktadır (Şekil 5.3). Sinapsler sinir hücreleri arasındaki bağlantılar olarak görülebilir. Bunlar fiziksel bağlantılar olmayıp bir hücreden diğerine elektrik sinyallerinin geçmesini sağlayan boşluklardır. Bu sinyaller somaya giderler. Soma bunları işleme tabi tutar, sinir hücresi kendi elektrik sinyalini oluşturur ve akson aracılığı ile dendritlere gönderir. Dendritler ise bu sinyalleri sinapslara göndererek diğer hücrelere iletir. İki hücrenin birbiri ile bilgi alışverişi sinaptik bağlantılarda nörotransmitter yolu ile sağlanmaktadır.



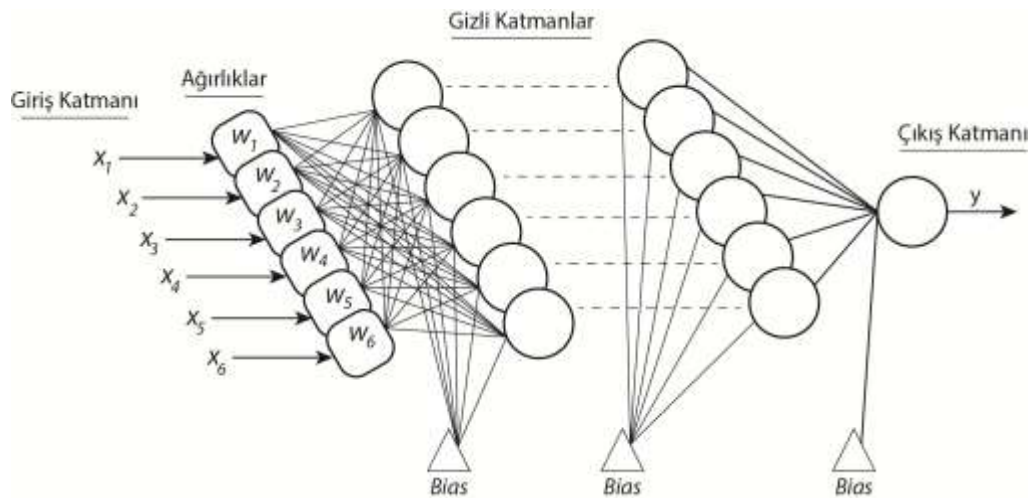
Şekil 5.3. Sinir hücresi

Bilgisayar üzerinde ANN' nin uygulanmasında ise her bağlantının bir ağırlık değeri vardır (Şekil 5.4) ve ağına sahip olduğu bilgi bu ağırlık değerlerinde saklı olup ağa yayılmıştır.



Şekil 5.4. Örnek bir ANN modeli

ANN birbirlerine paralel olarak genellikle bir giriş katmanı, bir veya daha fazla gizli katman ve bir çıkış katmanına sahiptir. Veriler ağa girdi katmanından iletilir ve ara katmanlarda işlenerek çıktı katmanına gönderilir. Bilgilerin işlenmesi ağına ağırlık değerlerinin belirlenmesi işlemidir ve ağına öğrenmesi olarak da tanımlanır. Önerilen ANN model şematik olarak Şekil 5.5' te gösterilmiştir [54, 56, 94].



Şekil 5.5. Önerilen ANN modeli

5.2.3. Önerilen ANN Modelin Parametrelerinin Ayarlanması

ANN' de girdiler deney setinden elde edilen verilerdir. Burada hücre girişi ve ağırlık değeri transfer fonksiyonu ile işleme tabi tutulur. Böylece net girdi hesaplanmış olur. Aktivasyon fonksiyonuyla hücreye gelen net girdi işlenerek hücrenin bu girdiye karşılık üreteceği çıktı belirlenir. Kullanılacak aktivasyon fonksiyonları literatürdeki benzer problemler için en çok kullanılan fonksiyonlardır [52-58]. Denklem (5.1) – (5.3), sırasıyla logaritmik sigmoid, hiperpolik tanjant sigmoid ve saf lineer aktivasyon fonksiyonları gösterilmiştir.

$$\text{logsig}(x) = \frac{1}{(1+e^{-x})} \quad (5.1)$$

$$\text{tansig}(x) = \frac{2}{(1+e^{-2x})} - 1 \quad (5.2)$$

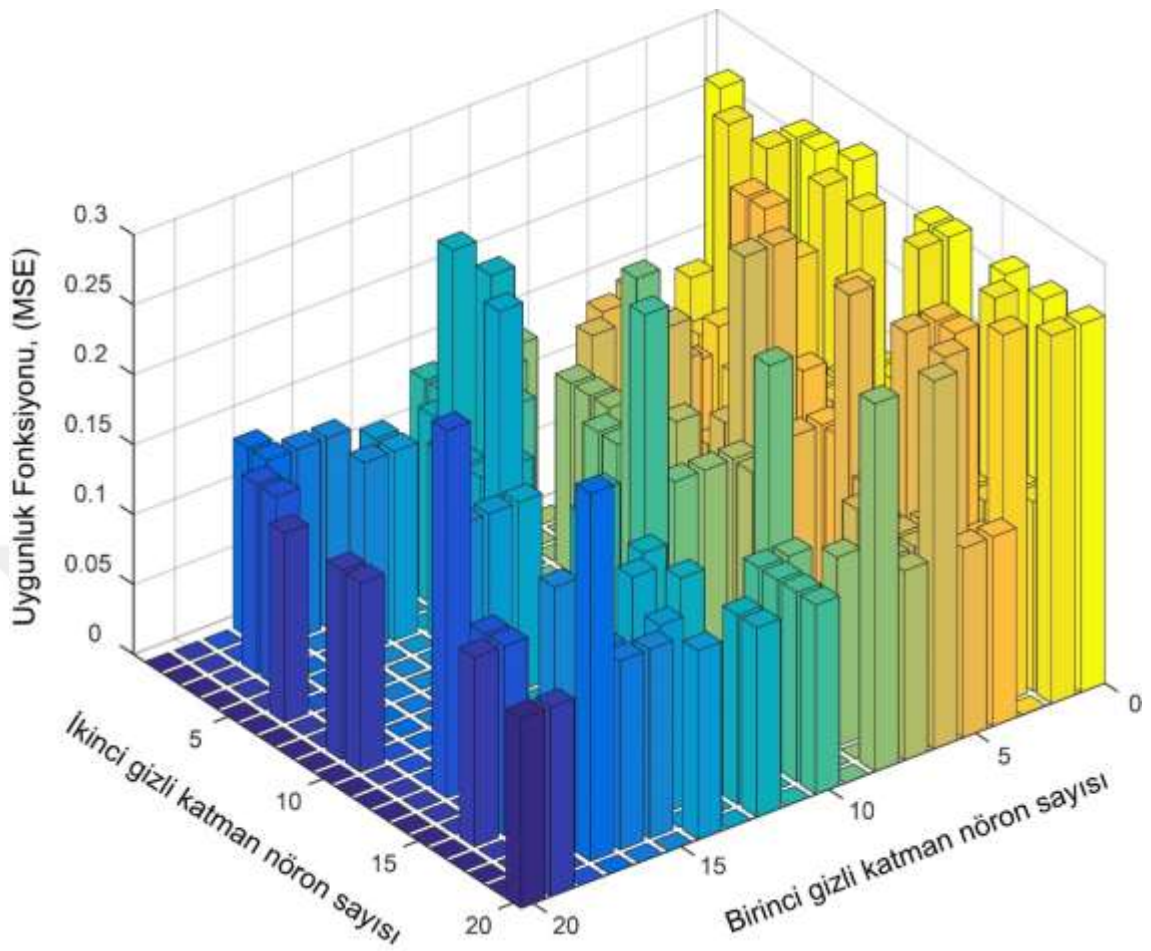
$$\text{pureline}(x) = x \quad (5.3)$$

Bu çalışmada ANN modeli oluşturmak için 2 adet gizli katman kullanılmıştır. Ayrıca nöron sayısı performansı etkilediğinden dolayı doğru bir şekilde seçilmesi de önemlidir. Her gizli katmanın nöron sayısını bulmak için deneme - yanılma yöntemi seçilmiştir. Aktivasyon fonksiyonlarının her bir kombinasyonu için minimum hata oranı ortalama kare hatası (MSE- Mean Squared Error) değerine göre 400 adet deneme ile belirlenmiştir (Denklem 5.4).

$$\text{MSE} = \frac{\sum_{i=1}^N (o_i - t_i)^2}{N} \quad (5.4)$$

Bu denklemde o_i ANN modelinin çıkışı, t_i deney sonuçları ve N ise test veri sayısıdır.

Şekil 5.6' da, sırasıyla, gizli ve çıkış katmanlarında logaritma sigmoid, pureline ve tanjant sigmoid aktivasyon fonksiyonlarının % 70 eğitim verileri, % 15 doğrulama verileri ve % 15 test verileri ile ANN modelin basınç dağılımı için deneme ve hata sonuçlarını göstermektedir. Bu aktivasyon fonksiyonları için birinci katmanda 13 nöron ve ikinci katmanda 7 nöronlu modelin 3.2153e-05 MSE hata değeri ile en iyi performansa sahip ağ yapısı olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.6. Önerilen ANN modeli için gizli sekmelerdeki nöron kombinasyonlarına göre hata oranı

Çalışmadaki diğer modellerde benzer şekilde deneme-yanılma yolu ile optimize edilmiştir. Bu tez kapsamında yazılım için MATLAB programı kullanılmıştır. MATLAB çok sayıda bilgisayar platformu için yaygın olarak kullanılan bir programlama ortamıdır. Programlama dili basit ve öğrenmesi kolay, matematiksel, hızlı ve güçlüdür. Ayrıca, kapsamlı ve açık veri görselleştirme araçları mevcuttur [95].

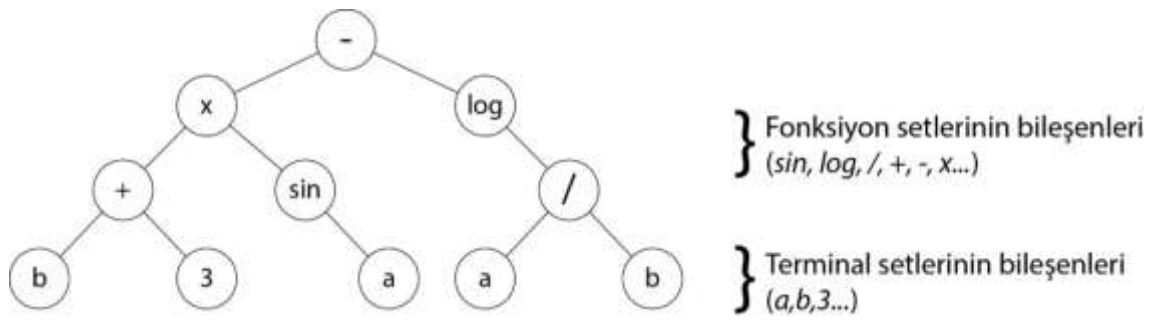
Önerilen ANN' nin eğitim ve yapısal parametreleri Tablo 5.1' de verilmiştir. Burada gizli katmanlar ve çıkış katmanı için her üç aktivasyon fonksiyonu ve gizli katmanlardaki 1-20 arasındaki tüm nöron sayıları bütün kombinasyonlarda denenmiştir.

Tablo 5.1. Önerilen ANN modelin parametreleri

Parametreler	Değerleri
Eğitim verisi	4799
Doğrulama verisi	1028
Test verisi	1028
Gizli katman sayısı	2
Gizli katmanlardaki nöron sayısı	1-20
İterasyon sayısı	10000
Öğrenme oranı	0.7
Mimari seçim	Deneme-Yanılma
En küçük hata oranı (MSE)	10^{-7}
Minimum performans gradyanı	10^{-7}
Aktivasyon fonksiyonu-1	Tanjant sigmoid
Aktivasyon fonksiyonu-2	Logaritma sigmoid
Aktivasyon fonksiyonu-3	Pureline

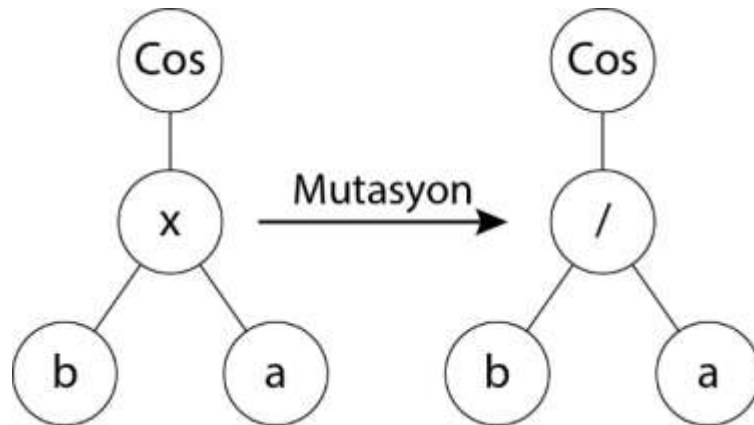
5.2.4. Multi-Gen Genetik Programlama Modeli

Bu bölümde MGGP' den bahsedilmeden önce GP' nin temel kavramı kısaca açıklanacaktır. GP ilk defa Koza tarafından GA temel alınarak geliştirilmiş, MÖ yöntemi ve evrimsel hesaplamaların en güncel paradigmasıdır [81, 96-97]. GP' da bilgisayar programları popülasyonlarını geliştirerek, Darwin evrimini ve Mendel genetiğini esin kaynağı olarak kullanarak karmaşık problemleri çözer. GP ile GA' nın çalışma prensibi birbirine yakın olmasına rağmen, GA sabit uzunluktaki ikili veya gerçek sayı ile temsil edilen çözümleri bulurken, GP ağaç yapıları olarak temsil edilen çözümleri bulmaktadır [98]. GP' da veriler fonksiyonları ve terminalleri içeren ağaç yapıları olarak temsil edilen bilgisayar programlarıdır (Şekil 5.7). Ağaçların sayısı ve yapısı, mevcut girdi değerleri ve karşılık gelen çıkış değerleri kullanılarak otomatik olarak evrimleşmektedir.

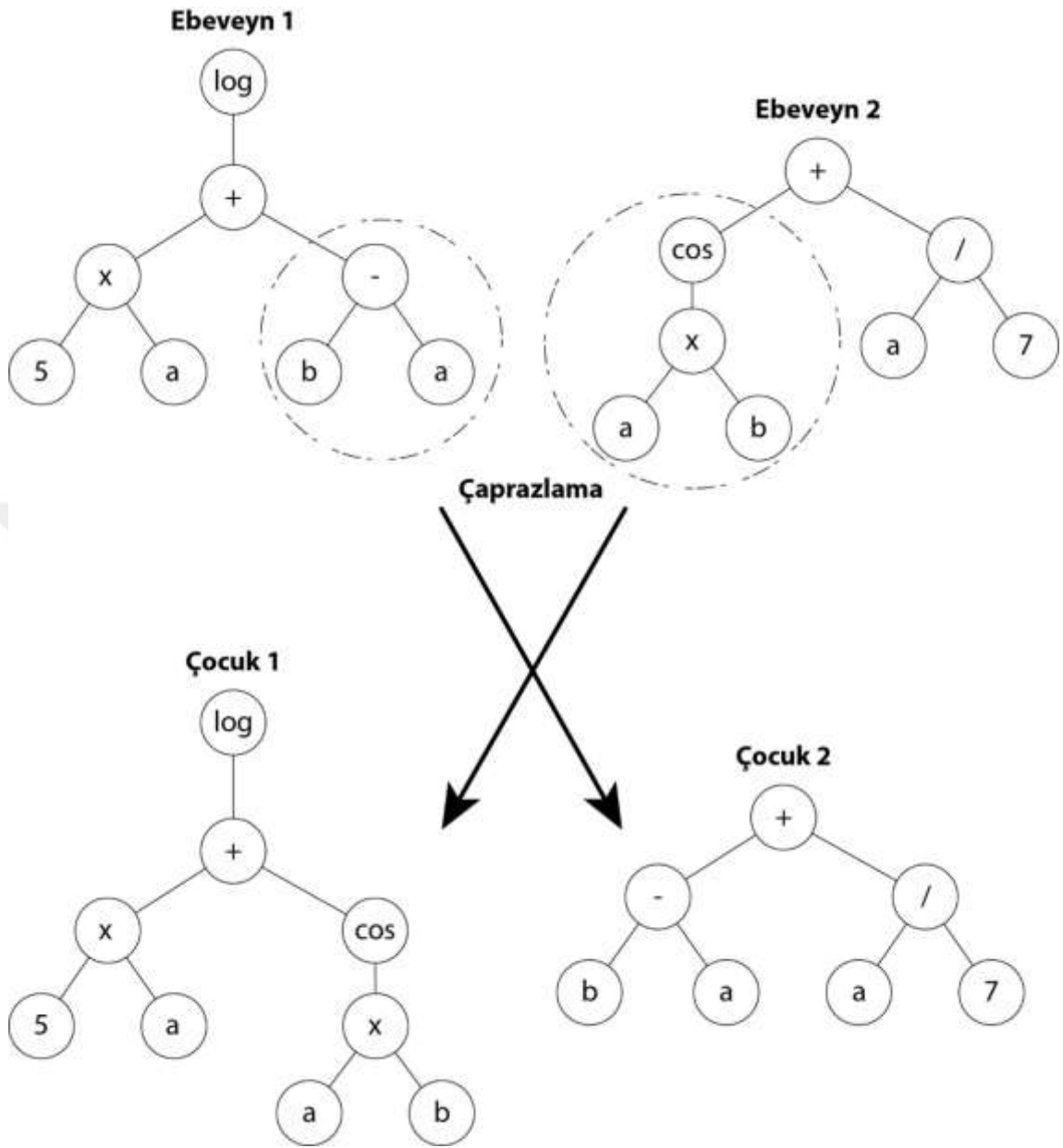


Şekil 5.7. Tipik bir GP model örneği: $y = (b + 3)x \sin(a) - \log(a/b)$

Fonksiyonlar ve terminaller, tanımlı fonksiyon ve terminal setlerinden seçilir. Fonksiyonlar matematiksel fonksiyonlar (sin, cos, x, e^x , ln, log, power,...), lojik fonksiyonlar (AND, OR, NOT, NOR, XOR,...), aritmetik fonksiyonlar (+, -, x ve /), mantıksal fonksiyonlar veya programlama işlemlerinden oluşabilir [91]. Terminaller ise giriş değişkenleri, sayısal sabitler, mantıksal sabitler, vb. içerebilir [92]. Deneylerden veya dış dünyadan elde edilen veriler GP' ye giriş ve çıkış olarak tanımlanır. GP fonksiyon ve terminalleri rastgele seçerek bir başlangıç popülasyonu üretir. Daha sonra belirlenen bir uygunluk fonksiyonuna göre yeniden üreme, mutasyon (Şekil 5.8) ve çaprazlama gibi operatörleri kullanılarak yeni bir popülasyon üretilerek minimum hata oranına sahip ağaç yapısı elde edilmeye çalışılır. Çaprazlama işleminde her bir ağacın bir dalı üzerindeki bir nokta tamamen rastgele seçilir ve daha sonra iki yeni ağaç oluşturulması için her bir programdaki terminaller ve/veya fonksiyonlar kümesi değiştirilir (Şekil 5.9). Bu işlem tanımlanan son durdurma kriterlerinden birine ulaşıncaya kadar devam eder [87].

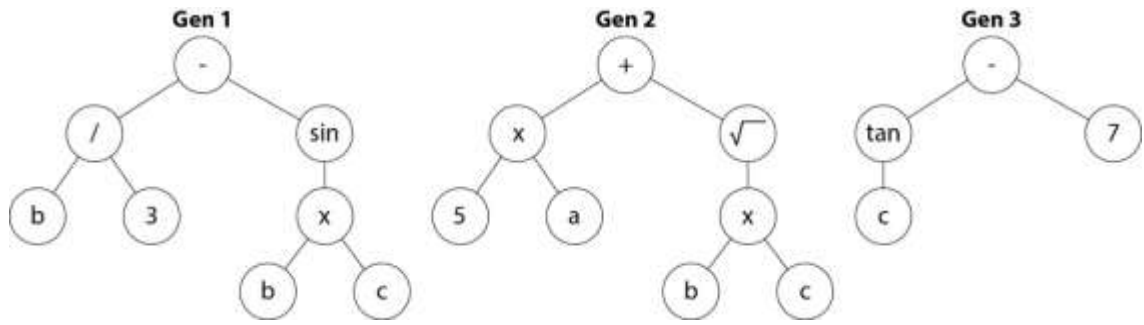


Şekil 5.8. Genetik programlamada klasik mutasyon işlemi



Şekil 5.9. Genetik programlamada çaprazlama prosedürü

Literatürde standart GP' ye göre MGGP' nin sembolik regresyonda daha başarılı olduğu gösterilmiştir [83]. MGGP, her bir ağacın bir “gen” olduğu düşünülebilecek bir dizi GP ağacından gelen çıktıların ağırlıklı lineer bir kombinasyonudur. Şekil 5.10’ da ki örnek doğrusal olmayan terimler içermesine rağmen A_0 , A_1 , A_2 ve A_3 parametrelerine göre lineerdir.



$$y = A_0 + A_1(b/3 - \sin(bc)) + A_2(5a + \sqrt{bc}) + A_3(\tan(c) - 7)$$

Şekil 5.10. Multi-gen genetik programlama sembolik model örneği

Burada a, b ve c giriş değerleri, y çıkış değeri, A_0 = bias (offset) terimi ve A_1 , A_2 ve A_3 gen ağırlıklarıdır. MGGP modelinin karmaşıklığı da aşırı uyuma neden olabilir. Bu nedenle maksimum ağaç derinliği ($D_{\max}$) ve maksimum gen sayısı ($G_{\max}$) belirlenerek modelin karmaşıklığı kontrol edilebilir [83]. MGGP' de başlangıçtaki popülasyon, farklı genlerle $1-G_{\max}$ arasında GP ağaçlarını içeren bireyler oluşturulur. İki noktalı yüksek seviye geçiş olarak adlandırılan bir ağaç geçiş operatörü kullanılarak MGGP' nin çalışması esnasında genler alınır ve silinir. Bu, bireyler arasında gen alışverişine izin verir. Bir gen değişimi, $G_{\max}$ 'tan daha fazla gen içeren bir bireyle sonuçlanırsa, genler rastgele seçilir ve bireydeki gen sayısı $G_{\max}$ 'a ulaşınca kadar silinir. Standart GP alt ağaç geçişi MGGP' de düşük seviyeli geçiş olarak adlandırılır. Bu durumda her ana bireyden rastgele bir gen seçilir ve standart alt ağaç geçişi uygulanır. Daha sonra oluşturulan ağaçlar sonraki nesilde değişmeyen başka bir bireyde ana ağaçların yerini alır [79, 84].

5.2.5. Önerilen MGGP Modelin Parametrelerinin Ayarlanması

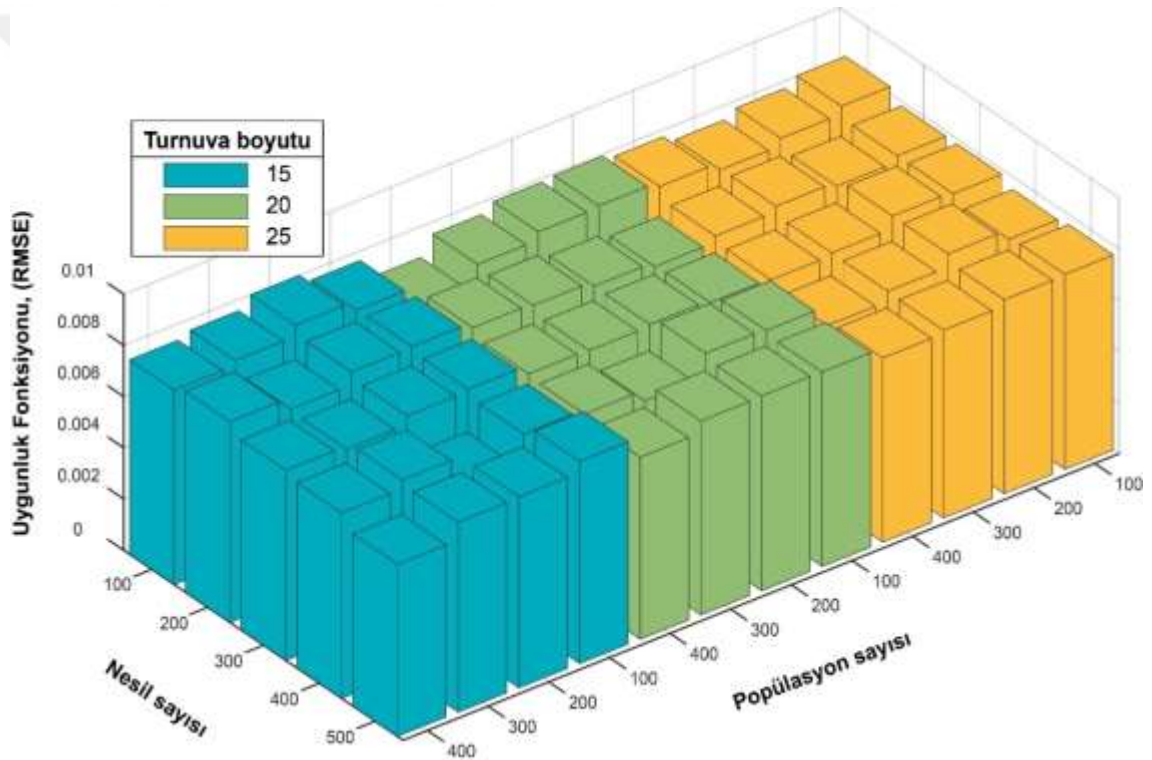
Parametre ayarları MGGP algoritmasının verimli bir şekilde çalışmasında önemli bir rol oynar. Bununla birlikte MGGP ile potansiyel olarak çözülebilen son derece geniş kapsamlı problemler nedeniyle, kullanılacak ideal parametre değerleri kümesi yoktur [97]. Dolayısıyla bu parametreler literatürdeki çalışmalar referans alınarak belirlenmiş ve Tablo 5.2' deki tüm kombinasyonlar denenmiştir.

Tablo 5.2. Önerilen MGGP modelin parametreleri

Parametreler	Atanan değerler
Popülasyon boyutu	100-500
Nesil sayısı	100-400
Turnuva boyutu	15-20-25
Pareto Turnuvası Olasılığı	0.5-0.6-0.7
Elit kesir	0.08-0.09-0.1
Maksimum ağaç derinliği	4-5-6
Max genler	4-5-6
Terminal Setleri (T)	($x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6$ [-10 10])
ERC olasılığı	0.1
Çapraz olasılık oranı	0.84
Yüksek seviyeli çaprazlık	0.2
Düşük seviyeli çaprazlık	0.8
Mutasyon olasılıkları	0.14
Fonksiyonel setleri (F)	$+, -, \times, \div, \sqrt{}, \tanh, \exp, \log, \text{abs}, \text{cube}, \text{negexp}, \text{mult}, \text{add}, \text{sqrt}, \text{neg}$

Fonksiyon seti geniş bir dizi elemandan seçilmesi sayesinde daha geniş non-lineer matematiksel model sınıfı sağlanabilir. Terminal setindeki elemanlar, deneysel verilerdeki giriş değerleri ve rastgele sabitler ise [-10 10] aralığında deney / insan hatalarını dikkate alacak şekilde rastgele seçilmiştir [99]. Çözüm uzayındaki model sayısı, maksimum gen sayısı ve maksimum ağaç derinliğine doğrudan bağlıdır. Literatürde özellikle, maksimum gen sayısı ve ağaç derinliği kısıtlamalarının uygulamada, çok sayıda girdi olsa bile, nispeten kompakt bireylerin evrimini sağladığı belirtilmiştir [92]. Bu aynı zamanda ortaya çıkan denklemlerin aşırı derece şişkin olmasını da engeller. Bu nedenle maksimum gen sayısı ve maksimum ağaç derinliği 6 olarak seçilmiştir. Ayrıca MGGP' nin farklı mühendislik uygulamalarında veri sayısının fazla olduğu eğitim verileri için popülasyon ve nesil sayısının küçük olması gerektiği belirtilmiştir [100-102]. Bu nedenle, bu çalışmada, popülasyon boyutu 100-500 değerleri arasında iken nesil sayısı da 100-400 değerleri arasında 100' er artırılarak çalışılmıştır. Tablo 5.2' deki tüm kombinasyonlar denenerek minimum hataya sahip kompakt model bulunmaya çalışılmıştır. Bu çalışmada MGGP sembolik regresyon amacıyla MATLAB' ta geliştirilmiş olan açık kaynak kodlu GPTIPS yazılımı

geliştirilerek kullanılmıştır [84]. Ölçülen ve tahmin edilen çıktılar için uygunluk değeri GPTIPS’ te ortalama karekök hatası (RMSE-Root Mean Square Error) kullanılarak yapılmıştır (Denklem 5.5). Uygunluk değeri ne kadar düşükse model o derece iyi tahmin yapabiliyor demektir. Bu sembolik regresyon problemleri için bir standarttır [97]. Pareto=0.7, Elit kesir=0.1, $G_{max} = 6$ ve $D_{max} = 6$ değerleri için % 70 eğitim verileri, % 15 doğrulama verileri ve % 15 test verileri ile örnek bir MGGP modeli için basınç dağılımının deneme-hata sonucu Şekil 5.11’ de gösterilmiştir. Bu değerler için nesil sayısı=400 ve popülasyon sayısı=200 olan modelin 0,00655 RMSE hata değeri ile en iyi performansa sahip model yapısı bulunduğu görülmüştür.



Şekil 5.11. Örnek bir MGGP modeli için nesil sayısı ve popülasyon boyutuna göre hata oranı

5.2.6. ANN ve MGGP Modellerinin Performanslarının Karşılaştırılması

Bu bölümde deneylerden elde edilen veriler AD’ ler, MGGP ve ANN yapay zekâ metotlarında kullanılmıştır. Veriler çalıştırılmadan önce rastgele karıştırılmış ve aşırı ezberlemeyi önlemek için verilerin %70’ i eğitim, %15’ i doğrulama ve %15’ i test olacak şekilde bölünmüştür. Ayrıca AD’ in doğruluğu için test verileri kullanılmış ve

sonuçlar MGGP ve ANN ile karşılaştırılmıştır. MGGP ve ANN modellerin performanslarını değerlendirmek için Denklem (5.5-5.9)' de sırasıyla verilen RMSE, belirleme katsayısı (R^2), yüzde mutlak hata (%RE- relative error), ortalama mutlak yüzde hatası (MAPE- mean absolute percentage error) ve çok amaçlı hata (MO- multi objective error) doğruluk ölçümleri kullanılmıştır.

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (o_i - t_i)^2} \quad (5.5)$$

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (o_i - t_i)^2}{\sum_{i=1}^N (o_i - \bar{o}_i)^2} \quad (5.6)$$

$$RE(\%) = \frac{|o_i - t_i|}{t_i} \times 100 \quad (5.7)$$

$$MAPE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{o_i - t_i}{t_i} \right| \quad (5.8)$$

$$MO = \frac{MAPE + RMSE}{R^2} \quad (5.9)$$

Giriş ve çıkışta yeterince yüksek sayıda veri olduğu durumlarda R^2 anlamlı hale gelir. Bu çalışmada basınç dağılımı için deney setinden elde edilen toplam 6855 veri kullanılırken sızıntı yağ debisi için 2484 veri kullanılmıştır. R^2 '1 e ne kadar yakınsa gözlenen sonuçların modeller tarafından o kadar iyi kopyalandığını gösterir. Fakat modeldeki veriler eşit olarak değişiyorsa R^2 değişmez. RMSE ve MAPE göreceli hatayı gösterirken korelasyonu göstermez. Bu yüzden bu fonksiyonların bir kombinasyonu olan MO hata fonksiyonu da kullanılmıştır [103].

5.2.7. Sonuçlar ve Tartışmalar

Yüksek basınçlarda çalışabilen eksenel pistonlu pompaların kayıcı pabuçların üzerindeki basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisiyle ilgili literatürde teorik, deneysel ve analitik olarak birinci bölümde anlatıldığı gibi birçok çalışma yapılmıştır. Teorik çalışmalar genellikle Reynolds Yağlama Denklemi temelinde belirli kabuller ile ortaya çıkmaktadır. Reynolds Yağlama Denklemi' nin çözümünde dikkate alınan parametrelerin sayının artması ise analitik olarak tam çözümü zorlaştırmaktadır. Kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımı özellikle yük taşıma kabiliyetini etkilerken sızıntı yağ

debisi de eğik plaka/kayıcı pabuç arasındaki sürtünme ve aşınmayı etkilediğinden dolayı eksenel pistonlu pompanın performansını doğrudan ilgilendirmektedir. Bu çalışmada literatürdeki mevcut çalışmalardan farklı olarak MGGP ve ANN yapay zekâ teknikleri kullanarak kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisi modellenmiştir.

5.2.8. Kayıcı Pabuç Üzerindeki Basınç Dağılımı

Eksenel pistonlu pompanın çalışma şartları kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımını etkileyen en önemli faktörlerden biridir. Giriş basıncının ($P_s - N/mm^2$) etkisiyle piston çapına bağlı olarak kayıcı pabucun üzerinde aşağı doğru bir kuvvet oluşurken, orifis vasıtasıyla kayıcı pabucun cebine akan yağda ($Q_r - mm^3/s$) cep kısmında bir basınç ($P_r - N/mm^2$) meydana getirir. Buda yukarı doğru karşı bir kuvvet oluşturur. İki kuvvet tam olarak birbirini dengelemez. Kuvvet dengesi ise kayıcı pabucun setlerinde meydana gelen hidrodinamik yağlama ile gerçekleşir. Ayrıca kayıcı pabuç salgısı ($r_{ro} - mm$) ile eğik plakanın dönme hızıyla ($n - dev/dk$) debi bir miktar değişmektedir. Buda kayıcı pabuç cep basıncı ve set bölgesindeki basınç dağılımını etkilemektedir. MGGP ve ANN modellerinde ise basınç dağılımı için değişken olan giriş verileri ($P_s, P_r, Q_r, n, r_{ro}, \theta$) olarak alındı. Çıkış verileri ise deney düzeneği üzerinde θ (rad)' ya bağlı olarak sırasıyla 1, 2 ve 3 nolu noktalarda (Şekil 2.5) ölçülen basınç değerleri olarak alınmıştır (Denklem 5.10).

$$P = f(P_s, P_r, Q_r, n, r_{ro}, \theta) \quad (5.10)$$

MGGP için parametreler bölüm 5.2.4' te açıklanan aralıklardaki değerler alınmıştır ve yapılan denemelerde değişken olan parametreler arasında popülasyon boyutu=500, nesil sayısı=400, turnuva büyüklüğü =15, pareto turnuva olasılığı =0.5, elit kesir=0.08, maksimum ağaç derinliği=6 ve maksimum gen sayısı=6 en iyi parametre seti olarak bulunmuştur. Sonuç olarak en iyi basınç dağılımını veren denklem (5.11) ve genler ise Tablo 5.3' deki değerler bulunmuştur.

Tablo 5.3. Basınç dağılımı için MGGP' da her bir gen ve ağırlıkları

Terimler	Değerleri
Bias	0.0588
Gen 1	$0.00462(n + r_{ro} - \theta + \tanh(n^2 r_{ro}) + P_r + (0.5P_s)/\theta - (6.66e14\theta)/(7.21e16(P_r - \theta) + 1.44e17 \theta))$
Gen 2	$0.0352\theta^2$
Gen 3	$0.127(P_s - \theta) + (4.58e15 \tanh(n - \theta))/(7.21e16n + 3.6e16(Q_r^{1/2} - \theta^2))$
Gen 4	$(2.65e - 23(7.65e15(\theta - \exp n)))/(\theta + P_r + n/\theta^2 + P_s^3 - 9.29)^3$
Gen 5	$2.68e - 4(\tanh(P_s - \theta) - n + \theta + \tanh(\theta) + \exp P_s/ P_r + n/\theta - n\theta^2 + Q_r^{1/2} - n^2 P_s r_{ro}(P_s - \theta))$
Gen 6	$-(1.08e - 19(9.91e14(n + \theta^6) + 1.98e15\theta))/ \theta + 2 P_r + \theta + \exp P_s/n $

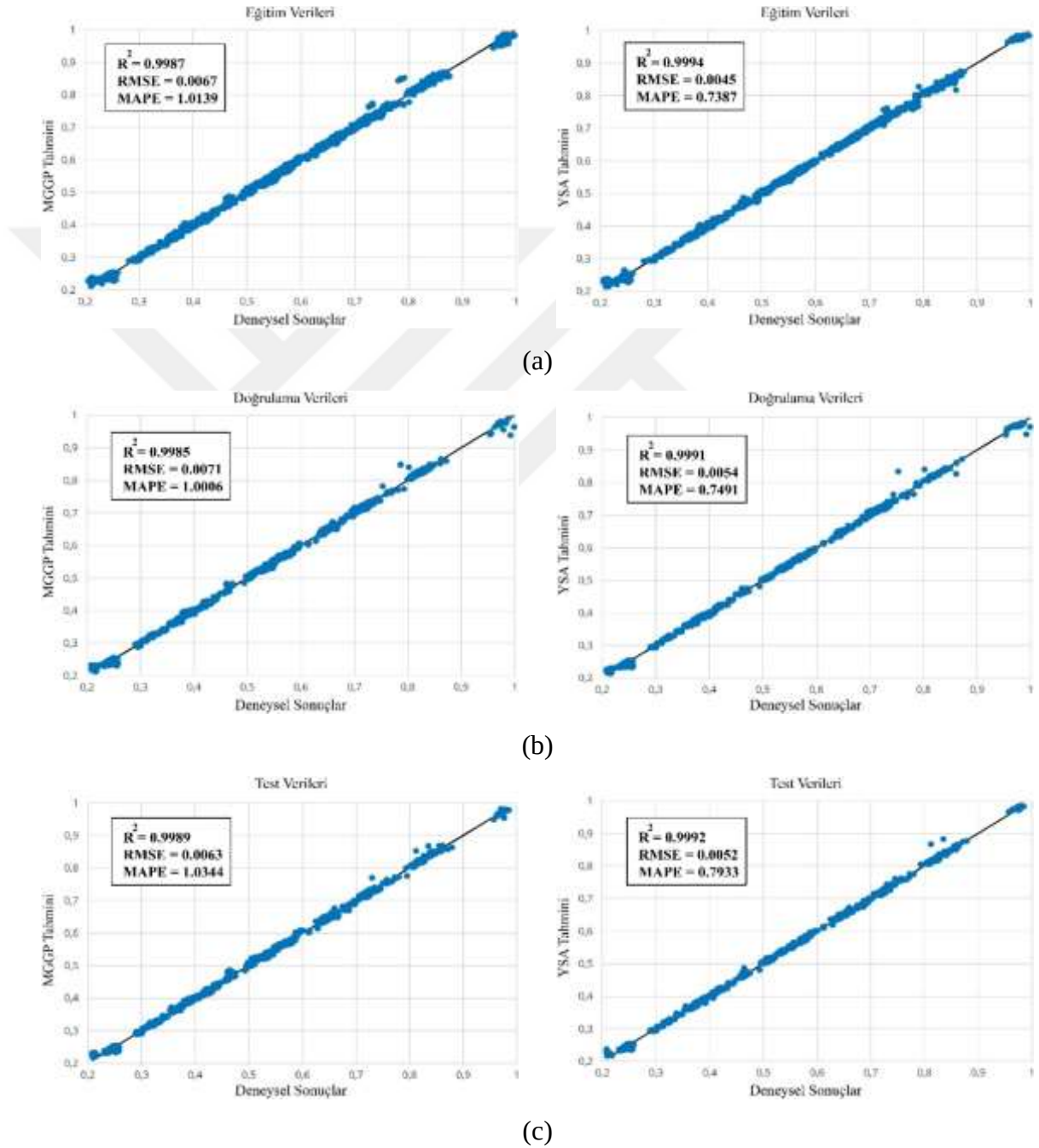
$$\begin{aligned}
P = & 0.0588 + 0.00462(n + |r_{ro} - \theta + \tanh(n^2 r_{ro})| + |P_r| + (0.5P_s)/\theta - \\
& (6.66e14\theta)/(7.21e16(P_r - \theta) + 1.44e17|\theta|)) + 0.0352\theta^2 + 0.127(P_s - \theta) + \\
& (4.58e15 \tanh(n - \theta))/(7.21e16n + 3.6e16(Q_r^{1/2} - \theta^2)) + \\
& (2.65e - 23(7.65e15(\theta - \exp n)))/(\theta + |P_r| + n/\theta^2 + P_s^3 - 9.29)^3 + 2.68e - \\
& 4(\tanh(P_s - \theta) - |n + \theta + \tanh(\theta) + \exp P_s/|P_r| + n/\theta| - n\theta^2 + Q_r^{1/2} - \\
& n^2 P_s r_{ro}(P_s - \theta)) - \\
& (1.08e - 19(9.91e14(n + \theta^6) + 1.98e15\theta))/|\theta + 2|P_r| + |\theta| + \exp P_s/n| \quad (5.11)
\end{aligned}$$

ANN modelde ise iki katman kullanılmıştır. Gizli katmanlardaki nöron sayıları ise (1-20) arasında aktivasyon fonksiyonları da denklem 5.1-5.3' de ki tüm kombinasyonlar için denenmiştir. Gizli ve çıkış katmanlarındaki tansig aktivasyon fonksiyonu ile ilk gizli katmanda 16 nöron ve ikinci gizli katmandaki 13 nöron sayısı ile en düşük 2.6558e-05 MSE değeri elde edilmiştir. Ayrıca bölüm 5.2.6' te belirlenen performans değerlerine göre test verileri için bazı ANN modeller Tablo 5.4' de gösterilmiştir.

Tablo 5.4. Basınç dağılımı test verileri için farklı aktivasyon fonksiyonlarıyla ANN modelleri

ANN Modeller	Gizli Katman 1	Gizli Katman 2	Çıkış Katmanı	Nöron Sayıları	R ²	RMSE	MAPE
ANN 1	tansig	tansig	tansig	6-16-13-1	0,9993	0,0056	0,7933
ANN 2	purelin	logsig	tansig	6-11-3-1	0,8150	0,0810	14,4808
ANN 3	purelin	tansig	tansig	6-17-2-1	0,0430	0,1842	34,9242
ANN 4	logsig	tansig	purelin	6-4-13-1	0,8941	0,0613	10,4061
ANN 5	tansig	purelin	logsig	6-8-11-1	0,0785	0,1808	39,6485

İncelenen tüm kombinasyonlarda gizli katmanlardaki nöron sayısına bakılmaksızın çıkış katmanının aktivasyon fonksiyonu logaritma sigmoid olduğu durumlarda genel olarak ANN modeller kötü sonuç vermiştir. Şekil 5.12' de, MGGP ve ANN modellerine ait kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımı için eğitim, doğrulama ve test verilerinin deney sonuçlarına uyumluluğu verilmiştir.



Şekil 5.12. Basınç dağılımı için oluşturulmuş yapay zekâ modellerinin a) eğitim verileri b) doğrulama verileri c) test verileriyle uyumu

Eğitim ve doğrulama aşamasında (Şekil 5.12a ve 5.12b) her iki yönteminde düşük hata oranları ile çok iyi öğrenebildiği görülmektedir. Test aşamasında ise 0.99 üstünde yüksek R^2 değeri ile (Şekil 5.12c) giriş ve çıkış değişkenleri arasındaki doğrusal olmayan ilişkiyi ANN modelin MGGP modelden biraz daha iyi tahmin edebildiği görülmüştür. Veri sayısının fazla olması her iki modelinde yüksek doğrulukla tahmin yapabilmesini sağlamıştır [79]. Her iki modelin MO değerleri, Tablo 5.5' de gösterildiği gibi eğitim ve test verileri üzerinde hesaplanmıştır.

Tablo 5.5. Yapay zekâ modellerinin basınç dağılımı için MO hatasının değerlendirilmesi

Modeller	Eğitim Dataları	Test Dataları
P_{ANN}	0.7436	0.7990
P_{MGGP}	1.0219	1.0420

Ayrıca, iki modelin istatistiksel performansı ortalama (Mean), alt güven aralığı(LCI- lower confidence interval 95%), üst güven aralığı (UCI- upper confidence interval 95%), ayıklanmış ortalama (Tr mean 5% trimmed mean), standart sapma (Std dev- standard deviation), ara değer (Median), minimum (Min), maksimum (Max) değerleri ile Tablo 5.6' da özetlenmiştir.

Tablo 5.6. Yapay zekâ modellerinin basınç dağılımı için istatistiksel performansı

Modeller	Mean	LCI 95%	UCI 95%	Tr mean 5%	Std dev	Median	Min	Max
P_{MGGP}	1.0344	0.9611	1.1077	0.8760	1.1979	0.7387	0.0023	11.3905
P_{ANN}	0.7933	0.7272	0.8593	0.6532	1.0792	0.5563	0.0014	13.9012

Test verileri üzerindeki düşük MO değerleri ile daha düşük güven aralığı ve diğer istatistiksel verilerin daha düşük olması ANN modelin MGGP modelden biraz daha iyi performans gösterdiğini ortaya koymuştur. Tablo 5.7' de ise klasik Reynolds denklemlerinden kabullerle türetilen AD ile önerilen yapay zeka metotlarının karşılaştırılması gösterilmiştir. Bu kısımda deney setinin ölçüm prensibine uyum sağlayan AD (denklem 3.18) test verileriyle kullanılmıştır. Tablo 5.7' de göre yapay zekâ metotlarının AD' lerden daha iyi sonuçlar ürettiği görülmüştür.

Tablo 5.7. Basınç dağılımı için AD ve önerilen yapay zeka metotlarının karşılaştırılması

Modeller	Performans			
	R^2	$RMSE$	$MAPE$	MO
<i>AD-1 [23]</i>	0.6650	0.1089	16.0833	24.3492
<i>MGGP</i>	0.9989	0.0063	1.0344	1.0420
<i>ANN</i>	0.9992	0.0052	0.7933	0.7990

5.2.9. Kayıcı Pabuç/Eğik Plaka Arasındaki Sızıntı Yağ Debisi

Eksenel pistonlu pompalardaki küçük aralıklara sahip kayıcı pabuç /eğik plaka arasındaki akış önceki bölümde anlatıldığı gibi laminar kabul edilir. Kayıcı pabuç salgısı da debi üzerinde ve yağ film kalınlığı üzerinde salgının genliğiyle orantılı olarak bir etkisi vardır [23]. Kayıcı pabuç üzerinde ölçülen salgı noktalarının ortalaması (r_{av}) alındı. MGGP ve ANN modellerinde değişken olan giriş verileri (P_s, P_r, n, r_{av}) kullanıldı. Normalize edilen çıkış verileri deney düzeneğinden ölçülen sızıntı yağ debisi miktarı olarak alınmıştır (Denklem 5.12).

$$Q_r = f(P_s, P_r, n, r_{av}) \quad (5.12)$$

Bölüm 5.2.5’ de açıklanan aralıklardaki değerler MGGP için parametre olarak alınmıştır ve yapılan denemelerde popülasyon boyutu=500, nesil sayısı=400, turnuva büyüklüğü =15, pareto turnuvası olasılığı =0.6, elite kesir=0.1, maksimum ağaç derinliği=6 ve maksimum gen sayısı=6 en iyi parametre seti olarak bulunmuştur. Denklem (5.13)’ da en iyi sızıntı yağ debisini veren denklem ve Tablo 5.8’ de de genler gösterilmiştir.

Tablo 5.8. Sızıntı yağ debisi için MGGP' da her bir gen ve ağırlıkları

Terim	Değerler
Bias	0.696
Gen 1	$2.76e28(n + P_r)/(2.31e31P_r^3 - 5.99e31)$
Gen 2	$-((4.34e - 19)(7.83e15(n + \exp(P_s^{1/2}) + P_s^{1/2}))/\exp(\exp(P_s)^{1/2})^{1/2}$
Gen 3	$(4.52e - 5)\exp(\exp(P_s)^{1/2})^{1/4}$
Gen 4	$0.0328(P_s - 7.76r_{av} - 1.0\tanh(P_s r_{av})^{1/2})^{1/2}$
Gen 5	$(5.81e15(n + n^2 + P_s^{1/2}) - 3.93e16)/(2.95e20(n - \exp(P_s)) -$ $(1.97e - 5)(n \text{ abs}(P_r^{1/2} - 1.0n + P_s^2) - n(n + P_s))$
Gen 6	$-9.89\exp(-1.0P_r^{1/2} - 2.3)\tanh(P_s r_{av})^{1/2}(P_r^{1/2} + 2.0r_{av})$

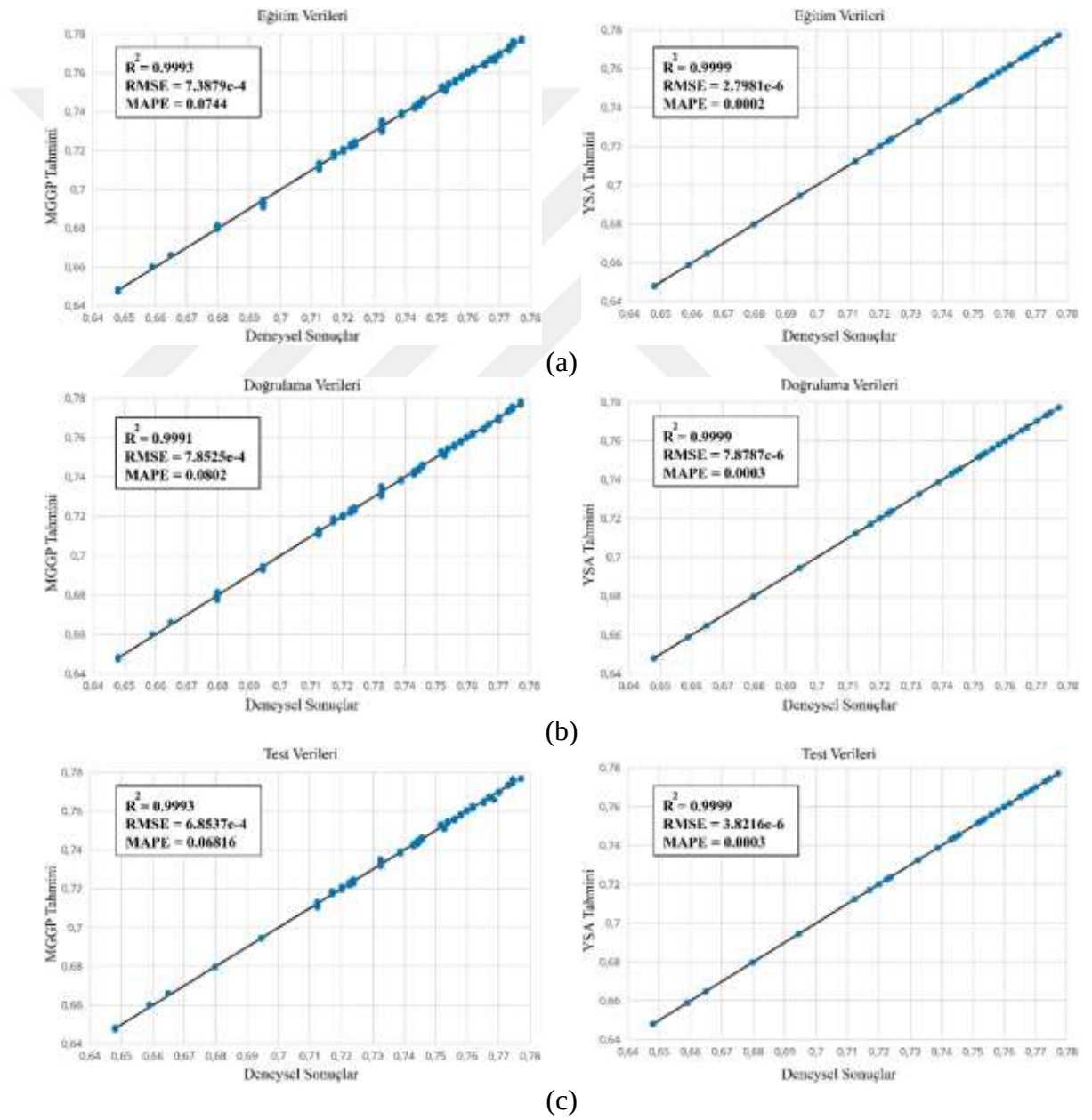
$Q_r =$

$$\begin{aligned}
&0.696 + 2.76e28(n + P_r)/(2.31e31P_r^3 - 5.99e31) - ((4.34e - 19)(7.83e15(n + \\
&\exp(P_s^{1/2}) + P_s^{1/2}))/\exp(\exp(P_s)^{1/2})^{1/2} + (4.52e - 5) \exp(\exp(P_s)^{1/2})^{1/4} + \\
&0.0328(P_s - 7.76r_{av} - 1.0 \tanh(P_s r_{av})^{1/2})^{1/2} + (5.81e15(n + n^2 + P_s^{1/2}) - \\
&3.93e16)/(2.95e20(n - \exp(P_s)) - (1.97e - 5)(n \text{ abs}(P_r^{1/2} - 1.0n + P_s^2) - \\
&n(n + P_s)) - 9.89\exp(-1.0P_r^{1/2} - 2.3)\tanh(P_s r_{av})^{1/2}(P_r^{1/2} + 2.0r_{av}) \\
&(5.13)
\end{aligned}$$

ANN modelde ise bölüm 5.2.3' deki literatürde önerilen parametreler kullanılmıştır. Gizli katmanlarda tansigmoid ve çıkış katmanında da pureline aktivasyon fonksiyonu ile ilk gizli katmanda 19 nöron ve ikinci gizli katmandaki 14 nöron sayısı ile en düşük 1,4605E-11 MSE değeri elde edilmiştir. Ayrıca bölüm 5.2.6' te belirlenen performans değerlerine göre test verileri için bazı ANN modeller Tablo 5.9' da gösterilmiştir. Şekil 5.13' da, MGGP ve ANN modellerine ait sızıntı yağ debisi için eğitim, doğrulama ve test verilerinin deney sonuçlarına uyumluluğu verilmiştir.

Tablo 5.9. Debi değerleri test verileri için farklı aktivasyon fonksiyonlarıyla ANN modelleri

ANN Modeller	Gizli Katman 1	Gizli Katman 2	Çıkış Katmanı	Nöron Sayıları	R ²	RMSE	MAPE
ANN 1	tansig	tansig	purelin	4-19-14-1	0,9999	3,8216E-06	0,0003
ANN 2	logsig	purelin	tansig	4-11-4-1	0,9486	0,0059	0,1162
ANN 3	purelin	logsig	tansig	4-15-2-1	0,8290	0,0011	1,1215
ANN 4	tansig	purelin	logsig	4-20-19-1	0,7530	0,0129	0,6543
ANN 5	purelin	tansig	logsig	4-16-10-1	0,6128	0,0162	0,9188



Şekil 5.13. Sızıntı yağ debisi için oluşturulmuş yapay zekâ modellerinin a) Eğitim verileri b) Doğrulama verileri c) Test verileriyle uyumu

Şekil 5.13' de görüldüğü gibi sızıntı yağ debisi, yapay zekâ metotlarının her ikisiyle de yüksek oranda tahmin modelleri oluşturulabilmektedir. Literatürde kayıcı pabuçların sızıntı yağ debisi için yapılan ANN modellere benzer olarak yüksek tahmin oranları yakalanmıştır [52, 53, 57]. ANN model MGGP' ye göre kısmen biraz daha iyi çalışabilmektedir. Yapay zekâ metotlarının, sızıntı yağ debisi için MO değerleri Tablo 5.10' da eğitim ve test verileri için hesaplanmıştır. Ayrıca, her iki modelin sızıntı yağ debisi için istatistiksel performansları Tablo 5.11' de özetlenmiştir.

Tablo 5.10. Yapay zekâ modellerinin sızıntı yağ debisi için MO hatasının değerlendirilmesi

Modeller	Eğitim Dataları	Test Dataları
P_{ANN}	0.0002	0.0003
P_{MGGP}	0.0752	0.0689

Tablo 5.11. Yapay zekâ modellerinin sızıntı yağ debisi için istatistiksel performansları

Modeller	Mean	LCI 95%	UCI 95%	Tr mean 5%	Std dev	Median	Min	Max
Q_{rMGGP}	0.068156	0.061743	0.074568	0.061236	0.0629866	0.052302	0.0000	0.3704
Q_{rANN}	0.000276	0.000234	0.000319	0.000216	0.0004211	0.000179	0.0000	0.0040

Sızıntı yağ debisi verilerinin yapay zekâ metotları için daha iyi tanımlanabilir aralıkta olması nedeniyle düşük çıkan istatistiksel değerler arasında ANN model MGGP' den daha iyi çalıştığı görülmektedir. Ayrıca sonuçların analitik denklemlerle karşılaştırılması Tablo 5.12' de gösterilmiştir. Burada AD-2 (denklem 3.15) orifis üzerindeki akış dikkate alınırken AD-3' te [23] nolu referans makaledeki kayıcı pabuç üzerindeki akış (denklem 3.14) dikkate alınmıştır. Tablo 5.12' e göre analitik denklemlerinde akış debisi için tatmin edici bir performansla çalışmasına rağmen yapay zekâ metotlarının daha üstün bir performans göstermiştir.

Tablo 5.12. Sızıntı yağ debisi için AD ve önerilen yapay zekâ metotlarının karşılaştırılması

Modeller	Performans			
	R^2	RMSE	MAPE	MO
AD-2 [55]	0.8534	0.0099	0.8621	1.0218
AD-3 [23]	0.9932	0.0021	0.2629	0.2668
MGGP	0.9993	6.8537e-4	0.0681	0.0689
ANN	0.9999	3.8216e-6	0.0003	0.0003

5.2.10. Sonuç

Bu çalışmada MGGP ve ANN yapay zekâ metotlarını kullanarak eksenel pistonlu pompanın kayıcı pabucunun aşınma ve sürtünmesini doğrudan etkileyen basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisinin modellenmesi üzerine alternatif bir yaklaşım sunulmuştur. Veriler tasarlanan deney setinden yapılan deneylerden elde edilmiştir. Önerilen modellerin etkinliğini değerlendirmek için verilerin analizlere dâhil edilmeyen kısımları kullanmış ayrıca sonuçlar literatürde Reynolds denklemi temelinde kabullerle elde edilen analitik denklemler ile karşılaştırılmıştır. Her iki yapay zekâ yönteminde de uygun parametre seti literatürdeki benzer problemler için kullanılan parametreler referans alınarak deneme-hata yöntemi ile belirlenmiştir.

Sonuçlar her iki yapay zekâ metodunun da kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisini ileri düzeyde tahmin edebildiğini ortaya koymuştur. Analitik denklemler kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki fiziksel ilişkiyi matematiksel olarak tanımlamak için daha anlamlı olmasına rağmen belirli kabullere dayandığı için yapay zekâ modellere göre daha az performanslı çalışmıştır. ANN ise MGGP' ye göre daha iyi çalışmasına rağmen matematiksel bir model ortaya çıkartamamıştır. Giriş değişkenlerine göre varsayımlar gerektirmeden MGGP' den elde edilen denklemler ve ANN model tasarımcılar için ön tasarım aracı olarak kullanılabileceği gösterilmiştir.

5.3. DNN Kullanılarak Set Bölgesi Dairesel Delikli Kayıcı Pabucun Sızıntı Yağ Debisinin Modellenmesi

Eksenel pistonlu pompalardaki kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki sızıntı yağ debisinin tahmin edilmesi özellikle pompa verimi üzerine büyük bir etkiye sahip olduğu önceki

bölümlerde anlatılmıştı. Dolayısıyla sızıntı yağ debisinin tahmin edilmesi son derece kritiktir. Bu çalışmada set bölgesine dairesel delik açılmış kayıcı pabuçların farklı besleme basıncı ve dönme hızlarında, sızıntı yağ debisi, yağ film kalınlığı ve cep basıncı değerleri deneysel olarak incelenmiştir. Sonuçlar düz yüzeyli kayıcı pabuçların dokulu yüzeylere göre daha az sızıntı yağ debisini sağladığını göstermiştir. Ayrıca kayıcı pabucun davranışının modellenmesi için derin öğrenme tabanlı yeni bir modelleme tekniği önerilmiştir. Bu modelleme tekniği zaman serilerinin tahmininde son derece başarılı sonuçlar üreten LSTM tabanlı DNN' dir. Önerilen model dört geleneksel yöntemle kıyaslanmıştır. İstatistiksel analizler ve karşılaştırmalar önerilen modelin daha iyi olduğunu desteklemiştir.

Bölüm 1' de literatür araştırmasında görüldüğü gibi ANN, kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki kompleks ilişkiyi tahmin için en yaygın kullanılan modeldir. Ancak dışarıdan girilmesi gereken parametre sayısının fazla olması, performansın optimizasyon yöntemine doğrudan bağlı olması ve gürültülü girişlere son derece duyarlı olması ANN' nin önemli dezavantajlarından. Bu dezavantajların üstesinden gelmek için bu çalışmada zaman serilerinin tahmini konusunda üstün performansa sahip LSTM tabanlı yeni bir DNN model önerilmiştir. DNN geleneksel yöntemlerle kıyaslandığında üstün sınıflandırma ve modelleme performansına sahiptir [104].

Bildiğimiz kadarıyla literatürde kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki ilişkiyi modellemek için LSTM-DNN ilk defa kullanılacaktır. Elde edilen sonuçlar lineer regresyon (LR - Lineer Regression), karar ağaçları (DT - Decision Tree), destek vektör makinaları (SVM - Support Vector Machine) ve ANN gibi geleneksel yöntemlerle kıyaslanmıştır. Önerilen yöntemin karşılaştırılan tüm yöntemlerden daha iyi olduğu istatistiksel olarak ispatlanmıştır.

Bu çalışma için kullanılan kayıcı pabucun (Şekil 2.14) boyutları ve çalışma parametreleri sırasıyla Tablo 2.10 ve Tablo 2.11' de verilmiştir.

Bu deneylerde kayıcı pabuçların set bölgesine dairesel delikleri işlemek için bir fikstüre tasarlanmıştır. Talaşlı imalat yöntemi ile her bir deneyden sonra set bölgesine dairesel delikler açılmıştır. Böylece üretimden kaynaklanabilecek farklılıklar ortadan kaldırılmıştır. Kayıcı pabuçların set bölgesine 1 mm çaplı ve 1 mm derinlikli, 1 mm çaplı ve 2 mm derinlikli dairesel delikler işlenerek düz kayıcı pabuçla karşılaştırılmıştır.

Dairesel deliklerin konumu kayıcı pabuç cebine yakın tutularak etkilerinin daha iyi gözlemlenmesi hedeflenmiştir [24]. Deneylerin her biri doğrulama için üçer kez tekrarlanmıştır.

Sisteme basınçlı yağ gönderildiğinde, kayıcı pabuç, yağ film kalınlığını, yukarı ve aşağıya doğru serbestçe hareket ederek sağlamaktadır. Deneyler besleme basıncı 40-50-60 Bar olduğu ve dönme hızı 250-500-750-1000-1250 rpm olduğu durumlarda yapılmıştır. Deneysel karşılaştırma için verilerin ortalaması (45 veri) kullanırken tahmin modellerinin oluşturulması için veri toplama cihazından alınan veriler (7215 veri) kullanılarak LSTM-DNN' nin ihtiyaç duyduğu yüksek boyut sağlanmıştır [104]. Ayrıca şunu belirtmek isteriz ki kayıcı pabuçların set bölgesine dış yarıçapa doğru açılan ikinci sıra dairesel delikler kayıcı pabuçları aşırı derecede kaldırmış ve bundan dolayı besleme basıncı 55 Bar üstüne çıkmamıştır. Bu sebepten dolayı kayıcı pabuç set bölgelerindeki dairesel deliklerin konumu ve boyutları sınırlı tutulmuştur.

5.3.1. Materyal ve Metot

5.3.2. Derin Sinir Ağı Modeli

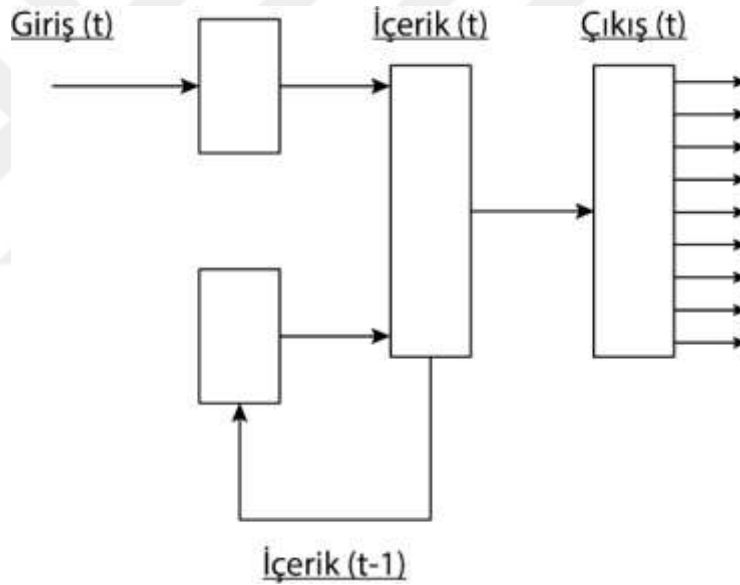
Derin öğrenme birçok katmandan oluşan ve her katman bir önceki katmanı girdi olarak kullanan bir makine öğrenme yöntemidir. Görüntü, video, konuşma ve ses işleme, sinyal analizi, duyarlılık analizi ve sayısız sınıflandırma problemi dâhil olmak üzere birçok makine öğrenme görevinde çığır açmış ve diğer yapay zekâ metotlarını yenmiştir. Daha da ileri olarak, bire-bir çeviri yapabilme (Google Çeviri), otonom araçlar (Tesla) ve soruya cevap verme (I-Phone SİRİ) gibi çeşitli görevlerde de başarılı sonuçlar vermiştir. DNN' nin evrimsel sinir ağları, yığılmış otomatik kodlayıcılar ve Boltzmann makineleri dâhil olmak üzere birçok mimarisi vardır. Bununla birlikte, regresyon problemleri için DNN' lerin kullanımı konusunda literatürde sınırlı sayıda çalışma yapılmıştır [104-108].

Önceki bölümde anlatıldığı gibi kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki etkileşim analitik denklemlerin silindirik koordinatlardaki Reynolds Yağlama Denklemleri' nin spesifik varsayımları altında elde edilir. Fakat gerçekte, katı ve akış ataleti, titreşim, gürültü ve parçalar arasındaki sürtünme akış üzerinde etkilidir. Bu nedenle, analitik yaklaşımlar yerine yapay zekâ kullanarak bu parametrelerin etkilerinin de dikkate alındığı yeni bir

tahmin modeli önerildi. Önerilen model, tekrarlayan sinir ağının (RNN- Recurrent Neural Network) geliştirilmiş bir versiyonu olan LSTM' ye dayanmaktadır.

5.3.3. Tekrarlayan Sinir Ağı (RNN)

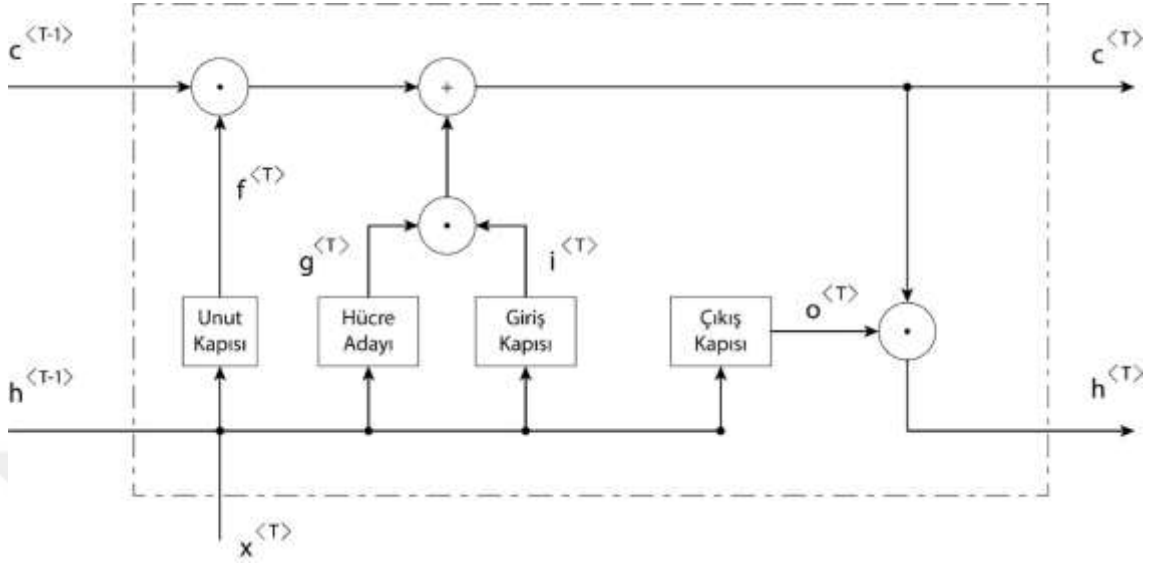
RNN' ler birkaç temel katmandan oluşan DNN' lerdir (Şekil 5.14). Hem geçmiş hem de güncel bilgiler, geleneksel ileri beslemeli sinir ağlarından (FFNNs-Feed-Forward Neural Networks) farklı olarak, eğitim aşamasında bir RNN [109] tarafından kullanılmaktadır. RNN'ler, giriş, gizli ve çıkış katmanları olmak üzere üç katmana sahiptir. RNN'lerin eğitiminde karşılaşılan en önemli konulardan biri, geri yayılma algoritmasından (back-propagation algorithm) dolayı ağı gradyanının sıfıra yakın hale geldiği gradyan kaybolma problemidir.



Şekil 5.14. Basit bir tekrarlayan sinir ağı

5.3.4. LSTM Sinir Ağı

LSTM, RNN' lerin yaşadığı gradyan kaybolması sorununun üstesinden gelen gelişmiş bir RNN'dir [110]. Bununla birlikte, bu gelişme ağı karmaşıklığını arttırmaktadır. LSTM' nin yapısı, RNN' lerinkine benzer olsa da, giriş zaman serisi arasındaki bilgi akışını kontrol etmek için giriş, çıkış ve unut kapıları gibi yeni kontrol parametreleri LSTM ağına eklenir. Bu çalışmada kullanılan LSTM hücre yapısı, Şekil 5.15 'de gösterilmiştir. Burada $\mathbf{x} < T >$ D-boyutlu giriş vektörüdür, $\mathbf{h} < T >$, LSTM hücresinin çıktısını ve $\mathbf{c} < T >$ hücre durumunu tanımlar.



Şekil 5.15. LSTM hücresi

1. Hücre durumunu güncellemek için kullanılan giriş kapısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\mathbf{i}^{<T>} = f_g(\mathbf{W}_i \mathbf{x}^{<T>} + \mathbf{R}_i \mathbf{h}^{<T-1>} + \mathbf{b}_i) \quad (5.14)$$

burada $\mathbf{i}^{<T>}$ giriş kapısının çıktısı ve $\mathbf{W}_i$, $\mathbf{R}_i$, $\mathbf{b}_i$ sırasıyla giriş ağırlıkları, tekrarlanan ağırlıklar ve giriş kapısının bias değeridir.

2. Unut kapısı, hücre durumu sıfırlama seviyesini belirler ve aşağıdaki şekilde verilir:

$$\mathbf{f}^{<T>} = f_g(\mathbf{W}_f \mathbf{x}^{<T>} + \mathbf{R}_f \mathbf{h}^{<T-1>} + \mathbf{b}_f) \quad (5.15)$$

burada $\mathbf{f}^{<T>}$ unut kapısının çıktısı ve $\mathbf{W}_f$, $\mathbf{R}_f$, $\mathbf{b}_f$ sırasıyla giriş ağırlıkları, tekrarlanan ağırlıklar ve unut kapısının bias değeridir.

3. Hücre adayı, hücre durumuna bilgi ekler ve aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\mathbf{g}^{<T>} = f_c(\mathbf{W}_g \mathbf{x}^{<T>} + \mathbf{R}_g \mathbf{h}^{<T-1>} + \mathbf{b}_g) \quad (5.16)$$

burada $\mathbf{g}^{<T>}$ hücre adayı çıktısı ve $\mathbf{W}_g$, $\mathbf{R}_g$, $\mathbf{b}_g$ sırasıyla giriş ağırlıkları, tekrarlanan ağırlıklar ve hücre aday biriminin bias değeridir.

4. Çıkış kapısı, gizli katmanlara eklenen hücre durumu bilgisi miktarını kontrol eder:

$$\mathbf{o}^{<T>} = f_g(\mathbf{W}_o \mathbf{x}^{<T>} + \mathbf{R}_o \mathbf{h}^{<T-1>} + \mathbf{b}_o) \quad (5.17)$$

burada $\mathbf{o}^{<T>}$ çıkış kapısının çıktısı ve $\mathbf{W}_o$, $\mathbf{R}_o$, $\mathbf{b}_o$ sırasıyla giriş ağırlıkları, tekrarlanan ağırlıklar ve çıkış kapısının bias değeridir. f_c ve f_g sırasıyla sigmoid ve hiperbolik tanjant fonksiyonunu belirtir.

Yukarıda verilen dört denklemlle birlikte, LSTM hücresinin çıktısını üretmek için aşağıdaki iki denklem kullanılır:

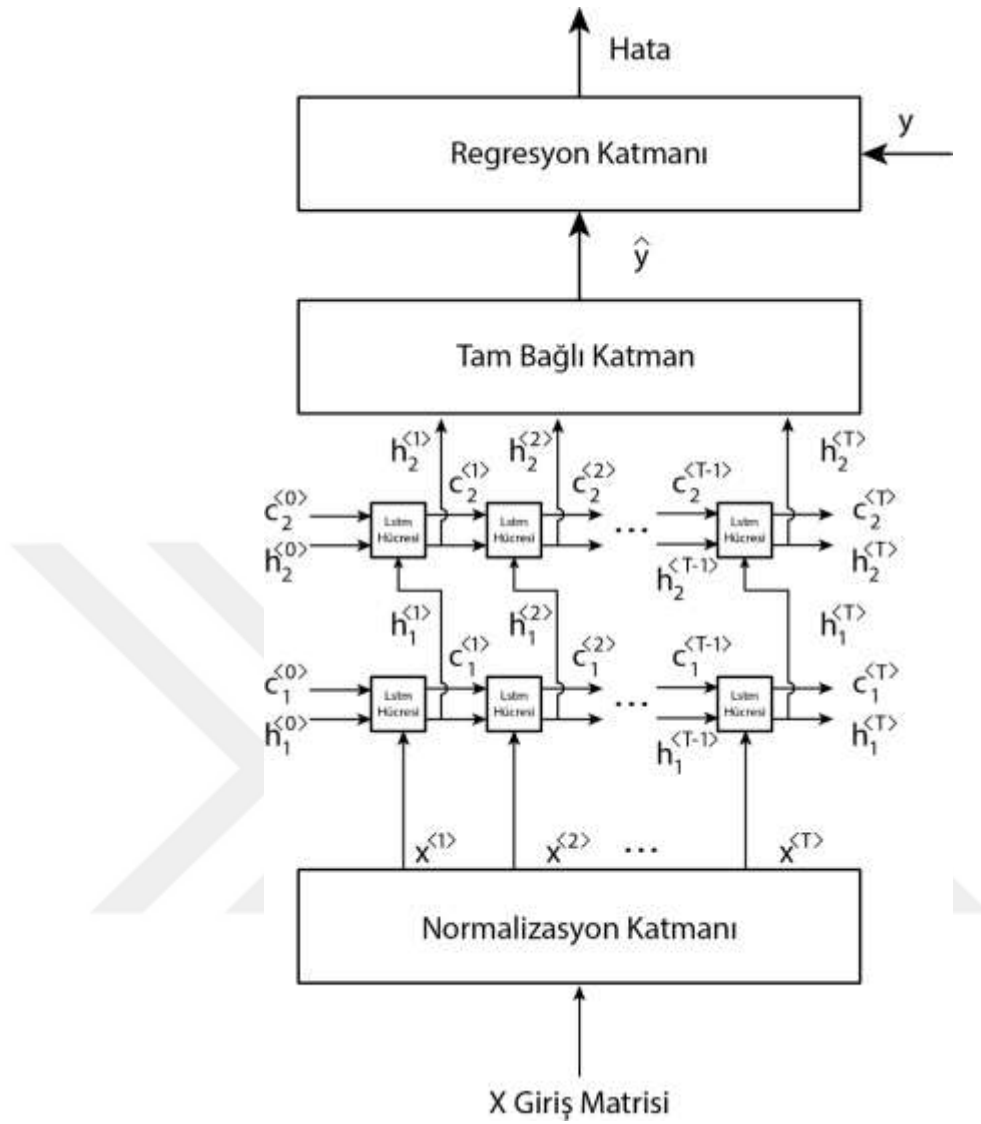
$$\mathbf{c}^{<T>} = \mathbf{f}^{<T>} \odot \mathbf{c}^{<T-1>} + \mathbf{i}^{<T>} \odot \mathbf{g}^{<T>} \quad (5.18)$$

$$\mathbf{h}^{<T>} = \mathbf{o}^{<T>} \odot f_c(\mathbf{c}^{<T>}) \quad (5.19)$$

burada $\odot$ şekli eleman şeklinde çarpma işlemini gösterir.

5.3.5. Önerilen LSTM-DNN Modeli

Önerilen model normalizasyon katmanı, iki adet LSTM katmanı, tam bağlı bir katman ve bir regresyon katmanı olmak üzere beş katmana sahiptir. Şekil 5.16' da gösterilen ağ önerilen LSTM-DNN' dir. Giriş verileri normalleştirme katmanı kullanarak sıfır ortalama ve 1 standart sapma olacak şekilde düzenlenir. Böylece, tüm özellikler aynı ölçekte ayarlanır. Basit olması için, LSTM katmanları önceki bölümde açıklanan hücrenin tekrarları olarak düşünülebilir [110]. İlk LSTM katmanına giriş, ilk gizli katman vektörü $\mathbf{h}_1$ üretmek için bu katmanda geçmişteki ve güncel bilgileri kullanılan $\mathbf{X}$ girişinin normalleştirilmiş zaman serisidir. İkinci LSTM katmanına çıktı üretmek için, $\mathbf{h}_1$ ikinci LSTM katmanı girişini bir zamanı serisi olarak besler.



Şekil 5.16. Önerilen LSTM-DNN modeli

İkinci LSTM katmanı, tahmin vektörü $\hat{y}$ olan tam bağlı katman (normal bir FFNN) için h_2 vektörünü üretir. Tahmini değer $\hat{y}$ ve gerçek değer y arasındaki kayıp, hata fonksiyonu tarafından hesaplanır:

$$e = \frac{1}{T} \sum_{i=1}^T (\hat{y}^{<T>} - y^{<T>})^2 \quad (5.20)$$

T, zaman serilerinin uzunluğu ve örnek sayısıdır.

Ağ ağırlıklarını belirlemek için, geri yayılım (back-propagation) algoritması tüm ağa uygulanır. Temel amaç, öngörülen ve gerçek değerler arasındaki hatayı azaltmaktır. Bu çalışmadaki veri seti %70 eğitim ve %30 test için kullanılmış ve ikiye ayrılmıştır. DNN için kullanılan parametreler Tablo 5.13' da özetlenmiştir.

Tablo 5.13. Önerilen LSTM-DNN modelin parametreleri

Parametreler	Sızıntı Yağ	Yağ Film	Cep
Optimizasyon metodu	sgdm*	sgdm*	sgdm*
Maksimum iterasyon	500	500	500
Momentum	0.9	0.9	0.9
Başlangıç öğrenme oranı	0.02	0.04	0.05
Öğrenme oranı düşüş periyodu	120	40	200
Öğrenme oranı düşüş faktörü	0.5	0.8	0.2
Toplu iş boyutu	128	128	128
Gizli katman-1 boyutu	5	7	5
Gizli katman-2 boyutu	8	5	8

(*)stokastik gradyan açılma metodu (sgdm-stochastic gradient descent method)

Tahmin modelleri 30 kez çalıştırılarak yöntemin ne kadar efektif olduğu ispat edilemeye çalışılmıştır. 30 kez tekrar edilmesiyle istatistiksel olarak doğrulama imkânına da sahip olunmuştur. Denklem 5.21-5.23' de gösterildiği gibi LR, DT, SVM, ANN ve DNN modellerinde sırasıyla çıkış verileri yağ debisi, yağ film kalınlığı ve cep basıncı için veri toplama cihazından okunan değişken olan giriş verileri kullanılmıştır. SVM, LR, ANN, DT parametre değerleri literatürde önerildiği şekliyle kullanılmıştır. Tüm simülasyon işlemleri Intel 6700K 4.0 Ghz CPU 16GB DDR4 RAM ve GTX 980 Ti 6GB Nvidia GeForce DX12 ekran kartına sahip bilgisayarla gerçekleştirilmiştir.

$$Q_r = f(P_s, P_r, P_1, P_2, P_3, n, r_{ro_1}, r_{ro_2}, r_{ro_3}, h_d, l_d) \quad (5.21)$$

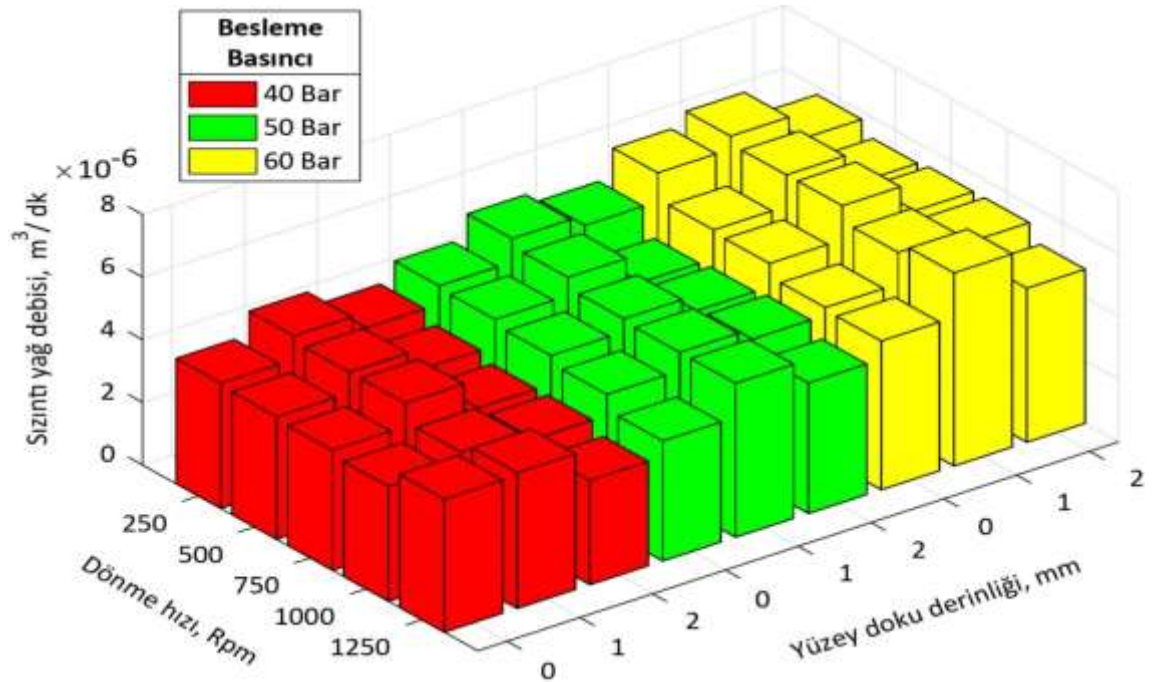
$$h = f(P_r, Q_r, P_1, P_2, P_3, n, r_{ro_1}, r_{ro_2}, r_{ro_3}, h_d, l_d) \quad (5.22)$$

$$P_r = f(P_s, Q_r, P_1, P_2, P_3, n, r_{ro_1}, r_{ro_2}, r_{ro_3}, h_d, l_d) \quad (5.23)$$

5.3.6. Sonuçlar ve Tartışmalar

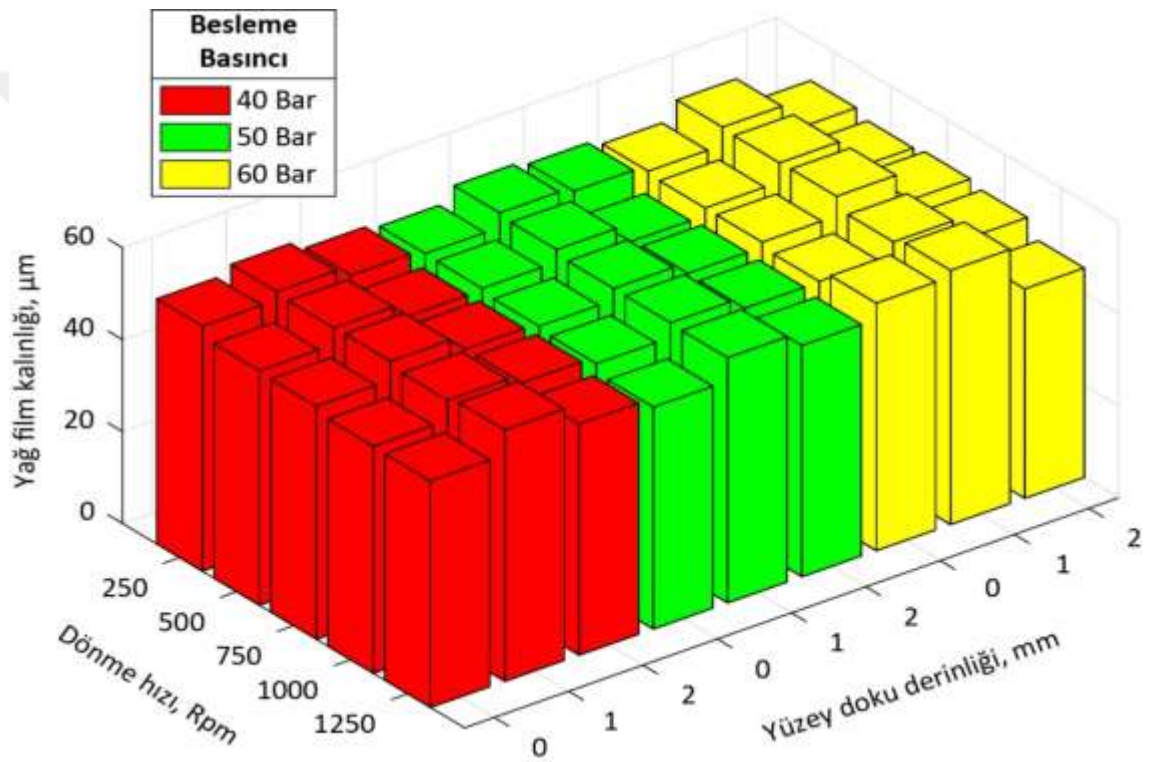
Kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki akış hızının yüksek olmasından dolayı akış genellikle laminar kabul edilir. Önceki bölümde anlatıldığı gibi kayıcı pabuç üzerindeki yağ basıncı nedeniyle yağ, orifisten kayıcı pabuç cebine doğru akar ve bu yağ, kayıcı pabucun cep kısmında bir basınç meydana getirir. Eğik plakanın dönmesiyle cep kısımdaki yağ pabuç setleri üzerinden akarak metal-metal temasını engeller.

Şekil 5.17’ de düz ve farklı derinliklerdeki dairesel delik geometrisine sahip kayıcı pabuçların farklı çalışma koşullarında deneysel olarak elde edilen sızıntı yağ debi değerleri gösterilmiştir. Yağ debisinin besleme basıncının yükselmesiyle artması ve dönme sayısının artmasıyla da genel olarak az bir azalma olması deneysel çalışmalardan görülmüştür. Bu durum literatüre göre beklenen bir durumdur [22-23]. 1 mm dairesel delik derinliğine sahip kayıcı pabuç üzerinde tüm devir ve basınçlarda yağ sızıntısında bir artış gözlemlenmiştir. Bu pompa verimi açısından istenmeyen bir durumdur. Dairesel deliklerin derinliği 2 mm olduğu durumda ise yağ sızıntısı düz kayıcı pabuçla benzer bir grafik izlemiştir. Bu durum oluklu kayıcı pabuçlar için literatürde vortisite ile açıklanmış ve belirli bir oluk genişliği ve oluk pozisyonu için oluk derinliğinin artmasıyla yağ sızıntısının arttığını bununla birlikte derinlik belirli bir değeri aştığında yağ sızıntısının sabit kaldığı ve oluk derinliğinden bağımsız olduğu ile açıklanmıştır [24].



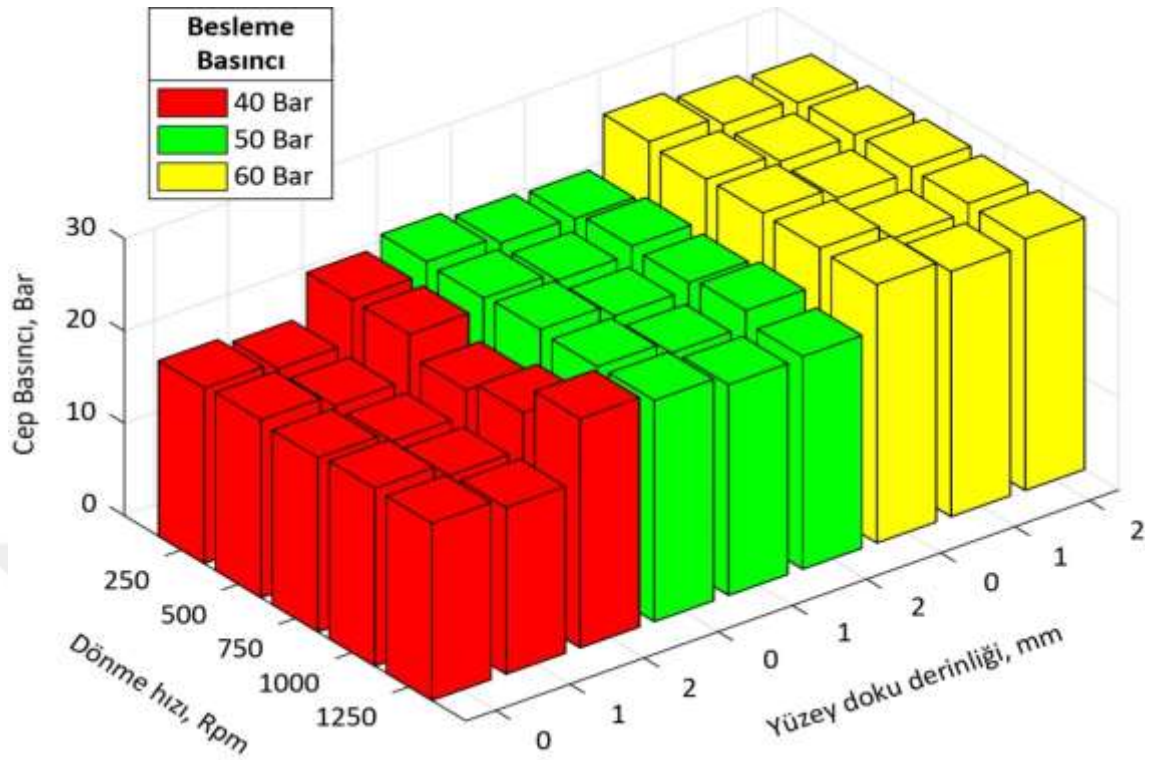
Şekil 5.17. Farklı delik derinlikleri için çalışma parametreleri altındaki sızıntı yağ debisi

Şekil 5.18’ de ortalama yağ film kalınlığı ölçümleri gösterilmiştir. Yağ film kalınlığı besleme basıncından bağımsız olduğu ve dönme hızının artmasıyla çok küçük bir miktar azaldığı görülmektedir. Teorik olarak yeterli yağlama şartlarında kayıcı pabuç yük altında çalışırken yağ film kalınlığı piston üzerindeki aşağı doğru kuvvetler ve kayıcı pabuç altında da yukarı doğru kuvvetler tarafından dengelenerek oluşur. Şekil 5.17 ’ ye paralel olarak yağ debisinin yüksek olduğu 1 mm yüzey derinliğine sahip kayıcı pabuçta tüm çalışma koşullarında yağ film kalınlıkları da yüksek çıkmıştır. Yağ film kalınlığının artması ise ayrıca sürtünme güç kaybını azaltacaktır [29].



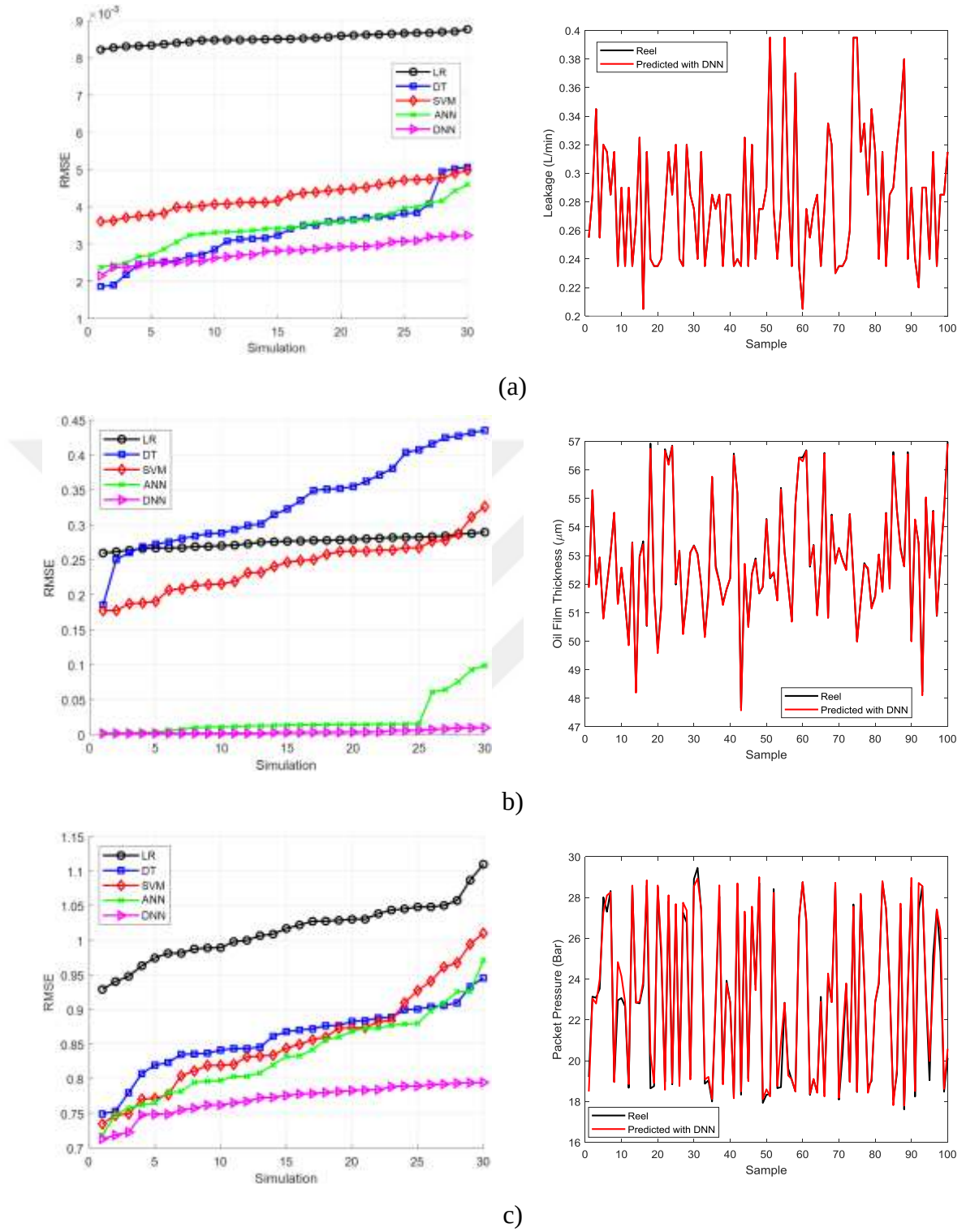
Şekil 5.18. Farklı delik derinlikleri için çalışma parametreleri altındaki yağ film kalınlıkları

Şekil 5.19’ de ise kayıcı pabucun incelenen durumlar için cep basınçları gösterilmiştir. Kayıcı pabucun cep basınçları genel olarak dönme hızına göre çok bir değişme göstermemesine rağmen besleme basınçlarının artmasıyla artmıştır. Kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki yağ film kalınlığının artması ise cep basıncını düşürmüştür. İncelenen durumlar için en düşük cep basınçları 1 mm yüzey derinliğine sahip kayıcı pabuçta ölçülmüştür. Bu durum yağ sızıntısı ve yağ film kalınlığının yüksek olmasından dolayı beklenen bir durumdur.



Şekil 5.19. Farklı delik derinlikleri için çalışma parametreleri altındaki cep basınç değerleri

Yukarıda anlatılan deneysel çalışmalar ayrıca bölüm 5.3.2’ te bahsedilen makine öğrenme yöntemleriyle modellenmiştir. Oluşturulan modeller 30 defa bağımsız olarak çalıştırılmıştır ve ortalama (mean), maksimum (max-maximum), minimum (min), ve standart sapma (std – standart deviation) değerleri Tablo 5.14 ve 5.15’ de verilmiştir. Sonuçların karşılaştırması ve LSTM-DNN modelin 100 test verisi için uyumu Şekil 5.20’ de verilmiştir.



Şekil 5.20. Yapay zekâ metotlarının (a) sızıntı yağ debisi, (b) yağ film kalınlığı ve (c) cep basıncı için karşılaştırılması

Tablo 5.14. R^2 değerleri için bazı tanımlayıcı istatistikler

	Sızıntı yağ debisi				Yağ film kalınlığı				Cep basıncı			
	mean	max	min	std	mean	max	min	std	mean	max	min	std
LR	0.9710	0.9735	0.9684	0.0012	0.9840	0.9861	0.9820	0.0010	0.9379	0.9468	0.9266	0.0047
DT	0.9953	0.9986	0.9892	0.0024	0.9747	0.9881	0.9591	0.0079	0.9557	0.9658	0.9480	0.0045
SVM	0.9926	0.9948	0.9900	0.0014	0.9880	0.9939	0.9785	0.0043	0.9555	0.9668	0.9398	0.0071
ANN	0.9952	0.9975	0.9928	0.0011	0.9977	0.9987	0.9955	0.0009	0.9584	0.9684	0.9412	0.0074
DNN	0.9952	0.9981	0.9917	0.0015	0.9991	1.0000	0.9964	0.0010	0.9567	0.9657	0.9412	0.0061

Tablo 5.15. RMSE değerleri için bazı tanımlayıcı istatistikler

	Sızıntı yağ debisi				Yağ film kalınlığı				Cep basıncı			
	mean	max	min	std	mean	max	min	std	mean	max	min	std
LR	0.0085	0.0088	0.0082	0.0001	0.2753	0.2895	0.2596	0.0080	1.0135	1.1097	0.9289	0.0413
DT	0.0033	0.0051	0.0019	0.0008	0.3328	0.4352	0.1855	0.0642	0.8593	0.9454	0.7490	0.0472
SVM	0.0043	0.0050	0.0036	0.0004	0.2411	0.3261	0.1772	0.0383	0.8543	1.0101	0.7345	0.0727
ANN	0.0034	0.0046	0.0024	0.0006	0.0217	0.0987	0.0016	0.0269	0.8346	0.9712	0.7183	0.0605
DNN	0.0028	0.0032	0.0021	0.0003	0.0037	0.0097	0.0015	0.0026	0.7696	0.7945	0.7130	0.0226

Şekil 5.20a’ da sızıntısı yağ debisi için modellerin çalıştırılmasıyla elde edilen RMSE değerleri gösterilmiştir. Grafik ve tablolardan görüldüğü gibi sızıntısı yağ debisi değerleri için önerilen DNN modelinin, LR, DT, SVM ve ANN modellerinden daha düşük RMSE değerleriyle daha iyi tahmin yapabilmektedir. DT ve ANN modellerin benzer tahminler verdiği, LR modelinin ise tüm denemelerde en yüksek RMSE ve en düşük R^2 değeri verdiği görülmektedir. Tüm yöntemlerin genel olarak yüksek bir ortalama R^2 değerlerine sahip olmasına rağmen önerilen LSTM tabanlı DNN en düşük RMSE değeriyle en iyi sonucu verdiği görülmektedir. Şekil 5.20b’ de ise yağ film kalınlığı için modellerin çalıştırılmasıyla elde edilen RMSE değerleri gösterilmiştir. Grafik ve tablolar incelendiğinde ANN ve DNN modellerin tüm çalıştırmalarda diğer üç modelden de daha düşük RMSE ve daha yüksek R^2 değerine, DT ise en yüksek RMSE değerine sahip olduğu anlaşılmaktadır. Bununla birlikte en yüksek R^2 ve en düşük RMSE değeriyle LSTM tabanlı DNN’ nin diğer modellerden daha iyi tahmin yapabildiği görülmektedir. Şekil 5.20c’ de kayıcı pabucun cep basıncı için modellerin çalıştırılmasıyla elde edilen RMSE değerleri gösterilmiştir. Grafik ve tablolar incelendiğinde RMSE değerlerinin birbirlerine yakın olduğu görülmektedir. Ayrıca DT, SVM ve ANN modellerin benzer RMSE değerleriyle tahmin yapabildiği, LR ise

incelenen modeller arasında en yüksek hata değeri ve en düşük R^2 değerine sahip olduğu gözlemlenmiştir. Ortalama değerler incelendiğinde ise tüm modellerin R^2 değerlerinin yüksek çıkmasına rağmen LSTM tabanlı DNN' nin her üç parametre içinde daha düşük RMSE değeri elde etmesiyle en iyi tahmini yapan model olduğu görülmüştür.

Önerilen LSTM tabanlı DNN modelin LR, DT, SVM ve ANN modellerden daha iyi tahmin yapabilmesine rağmen, bu sonuçlar istatistiksel analizlerle desteklenmelidir. Bu nedenle, tahmin modellerini karşılaştırmak için 0.05 anlamlılık düzeyinde parametrik olmayan Mann Whitney U testi yapılmıştır. Tablo 5.16' da istatistiksel analizler gösterilmiştir. Bu tabloda iki tahmin modeli arasında hangisinin daha iyi olduğu, ortalama fark ve p-değer göstergesi bulunmaktadır. P değerinin 0.05' den küçük olması istatistiksel olarak anlamlı bir fark olduğunu göstermektedir. Tablo 5.16 yağ kaçağı, yağ film kalınlığı ve cep basıncı değerleri için istatistiksel açıdan incelendiğinde DNN lehine anlamlı bir fark olduğu görülmektedir ($p \leq 0.05$). Bu sonuç DNN ile gerçekleştirilen modelin diğer yöntemlere göre oldukça kararlı ve üstün olduğunu göstermektedir.

Tablo 5.16. Tahmin modellerinin karşılaştırılması için Mann Whitney U test sonuçları

Karşılaştırma		Sızıntı yağ debisi	Yağ film kalınlığı	Cep basıncı
LR	Z	-6.653	-6.653	-6.653
vs.	Mean Diff.	5.730E-03	2.716E-01	2.439E-01
DNN	p-value	0.000	0.000	0.000
	Sig. ($p < 0.05$)	DNN	DNN	DNN
DT	Z	-2.957	-6.653	-5.751
vs.	Mean Diff.	5.230E-04	3,291E-01	8.965E-02
DNN	p-value	0.003	0.000	0.000
	Sig. ($p < 0.05$)	DNN	DNN	DNN
SVM	Z	-6.653	-6.653	-4.746
vs.	Mean Diff.	1.484E-03	2,374E-01	8.465E-02
DNN	p-value	0.000	0.000	0.000
	Sig. ($p < 0.05$)	DNN	DNN	DNN
ANN	Z	-4.613	-5,131	-4.539
vs.	Mean Diff.	6.511E-04	1,80702E-02	6.49600E-02
DNN	p-value	0.000	0.000	0.000
	Sig. ($p < 0.05$)	DNN	DNN	DNN

5.3.7. Sonuç

Kayıcı pabuç/eğik plaka arasında metal-metal temasının engellenmesi pompanın genel performansı ve ömrü açısından önemlidir. Bu çalışmada set bölgesine dairesel delik açılmış bir kayıcı pabucun farklı çalışma koşullarında sızıntı yağ debisi, yağ film kalınlığı ve cep basıncının değişimleri deneysel olarak incelenmiştir. Set bölgesine açılan 1 mm çaplı ve derinlikli deliklerin fazladan kaldırma etkisi oluşturarak sızıntı yağ debisi ve yağ film kalınlığını artırırken dolaylı olarak cep basıncı değerini azaltmıştır. Set bölgesine 1 mm çaplı ve 2 mm derinlikli delikler ise düz kayıcı pabuçlarla benzer bir karakteristik izlemiştir. Ayrıca incelenen deneysel değerler LSTM tabanlı DNN ile modellenmiş ve LR, DT, SVM ve ANN modelleri ile karşılaştırılmıştır. İstatiksel analizlerle desteklenen sonuçlara göre LSTM tabanlı DNN incelenen tüm tahmin modelleri arasında en iyi performansı vermiştir. Bu sonuçlar LSTM tabanlı DNN' nin tasarımcılar için ön tasarım aracı olarak kullanılabileceğini göstermiştir. Kayıcı pabucun set bölgesindeki farklı şekiller ise yüksek basınçlarda ek kaldırma sağlarken düşük basınçlarda bir yağ deposu gibi davranabilir. Gelecekte ise farklı yüzey dokusu ve geometriye sahip kayıcı pabuçlar üzerine ani yük değişimleri, yağ sıcaklığının etkileri ve çalışma sürelerini de dikkate alınarak güçlü makine öğrenme algoritmalarıyla çok amaçlı bir tahmin modeli ortaya çıkartılabilir.

6. BÖLÜM

SAYISAL ÇALIŞMA

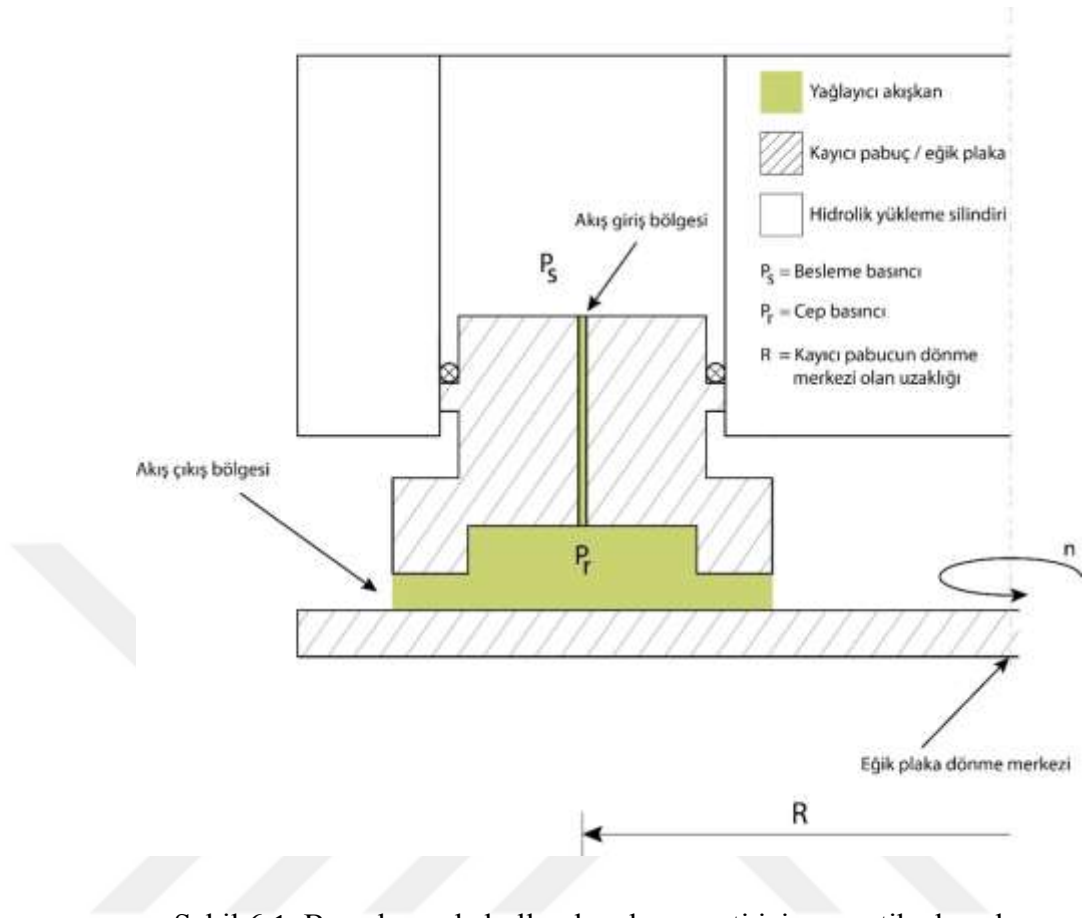
6.1. Giriş

Bu bölümde CFD simülasyonları kullanarak Şekil 2.5’ de gösterilen ve sırasıyla Tablo 2.8 ve Tablo 2.9’ da boyutları ve çalışma parametreleri verilen düz bir kayıcı pabucun davranışı analiz edilmiştir. Sayısal çalışma için ANSYS-Fluent paket programı kullanılmıştır. CFD, temelinde nümerik çözüm teoremlerinin bilgisayar ortamında belirli algoritmalar ile uygulanmasıyla akışkanlar mekaniği ve dinamiği problemlerini çözen bir alandır. Simülasyonlar, tasarımcılara problemin fiziksel durumu ile ilgili bilgi verdiği için çok önemlidir. Termal, akış ve yanma analizleri gibi birçok alanda uygulama bulan CFD çalışmaları ile gerçek durumlar için modeller oluşturulabilmektedir. Bu modeller üzerinde mevcut şartların iyileştirilmesi veya hatalar gözlemlenebilir. Dolayısıyla zaman-maliyet açısından mühendislik ve tasarım alanlarında fayda sağlamaktadır [112]. Bu çalışmada 2. tip deney seti için genel bir CFD model oluşturulmuş ve kayıcı pabucun performansını etkileyen sızıntı yağ debisi ile basınç dağılımı incelemiştir.

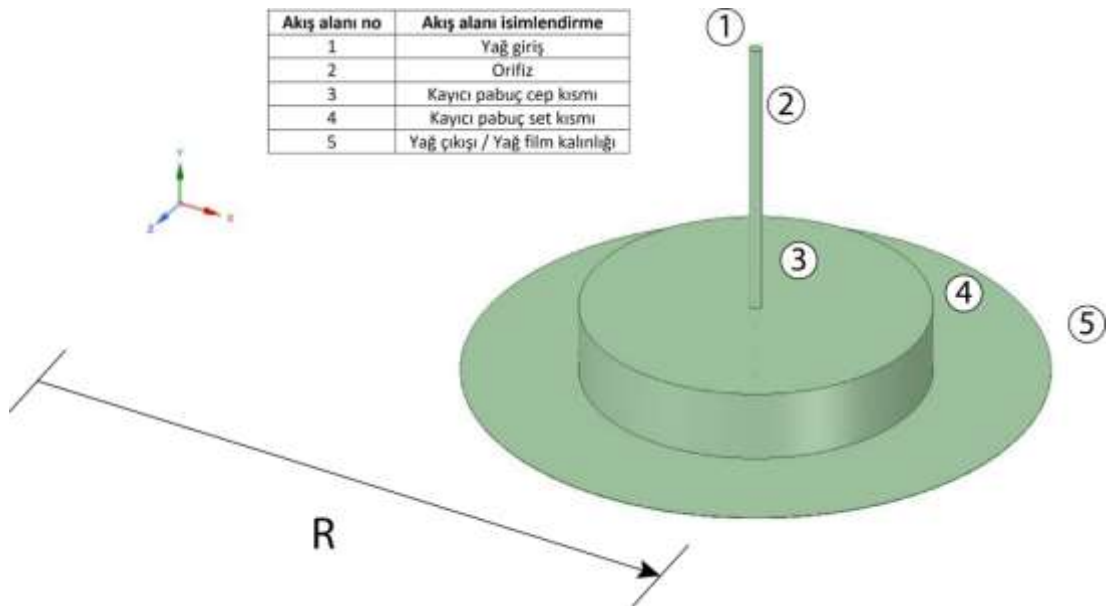
6.2. Materyal ve Metot

6.2.1. Akış Alanının Tasarlanması

Akış alanının tasarımı Şekil 6.1 ve Şekil 6.2’ te gösterilmiştir. Burada kartezyen koordinat eksenini ile eğik plaka dönme merkezi aynı noktada çakıştırılmıştır. Kayıcı pabuç merkezinde deney düzeneğinde olduğu gibi eğik plakanın merkezinden R kadar uzaklıkta konumlandırılmıştır.



Şekil 6.1. Bu çalışmada kullanılan deney seti için şematik akış alanı



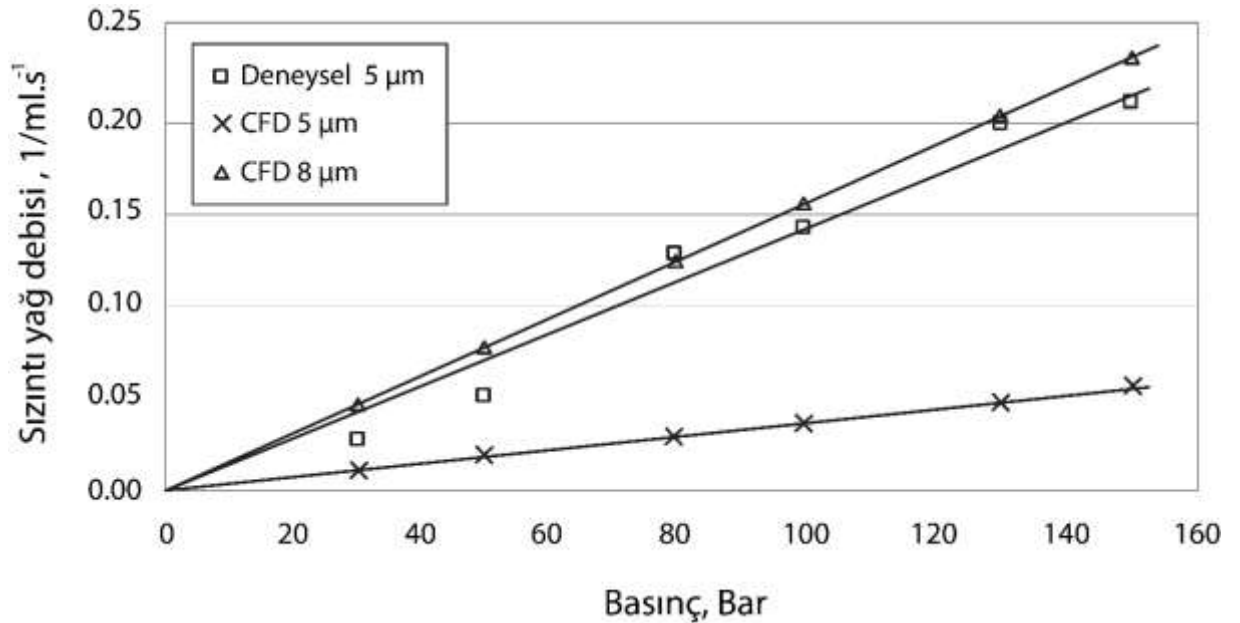
Şekil 6.2. Kayıcı pabuç akış alanının tasarlanması

Sızıntı yağ debisi için en önemli parametre yağ film kalınlığıdır. Teorik hesaplarda, ortalama değerler kullanılırken CFD modelde bu değerler kullanılamaz. Çünkü gerçekte yüzey pürüzlülüklerinin sızıntı yağ debisi üzerine önemli etkisi vardır. Bu durum kayıcı pabuç/eğik plaka arası gibi çok küçük boşluklarla çalışırken yüzey pürüzlülüğünün CFD modellerinde çok etkili olduğu yapılan çalışmalarda gösterilmiştir [3, 24]. Bununla birlikte yüzey pürüzlülüğünün fluent paket programında k-omega türbülans modeli gibi bazı modellerde tanımlanabilmesine rağmen kafes boyutlarının yüzey pürüzlülüğünden küçük olması durumlarında yüzey pürüzlülüklerinin fiziksel olarak anlamsız olacağı belirtilmiştir [113].

Kumar et al. [23], çalışmalarında her iki yüzeyinde 1 μm yüzey pürüzlülüğüne sahip olmasına rağmen ortalama yağ film kalınlığı için bu değerlerin denklem 6.1' e göre güncellenerek CFD modelde kullanılması gerektiğini belirtmişlerdir.

CFD yağ film kalınlığı = Yağ film kalınlığı + 2 x Yüzeylerin ortalama pürüzlülük (6.1)
değerleri

Benzer şekilde Hayne [3], Şekil 6.3' te görüldüğü gibi yapmış olduğu çalışmada bu düzeltme ile CFD modelinin deneysel sonuçlara yaklaştığını belirtmiştir.



Şekil 6.3. Deneysel ve CFD modelin 5 μm yağ film kalınlığı için karşılaştırılması [3]

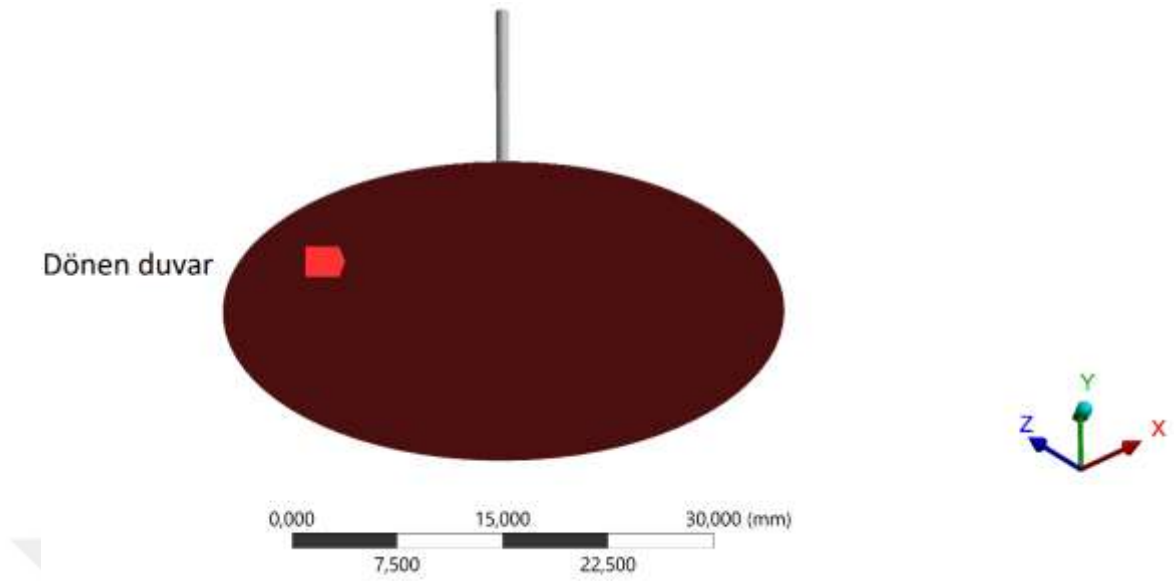
Ayrıca [3], nolu referans çalışmadaki deney setinde araştırmacılar kurdukları özel düzenek sayesinde yağ film kalınlığını kendileri ayarlayabilmektedirler. Bu sayede istedikleri yağ film kalınlığı ve basınç değerlerinde karşılaştırma yapabilmışlardır. Gerçek pompalarda ise yağ film kalınlığı dışarıdan bir müdahale olmadan denge şartlarına göre oluşmaktadır. Bununla birlikte yüzey pürüzlülüğünün sızıntı yağ debisine etkisinin olduğu literatürden açıkça görülmektedir. Dolayısıyla bu tez çalışmasında oluşturulan modelde de yüzey pürüzlülükleri dikkate alınarak yağ film kalınlığı modifiye edilmiştir. Şekil 6.4’ te h yağ film kalınlığını gösterirken akış alanının üst kısmının kayıcı pabuçun set bölgesine ve akış alanının alt kısmının da eğik plaka ile temas ettiği görülmektedir.



Şekil 6.4. Akış alanı yağ film kalınlığı

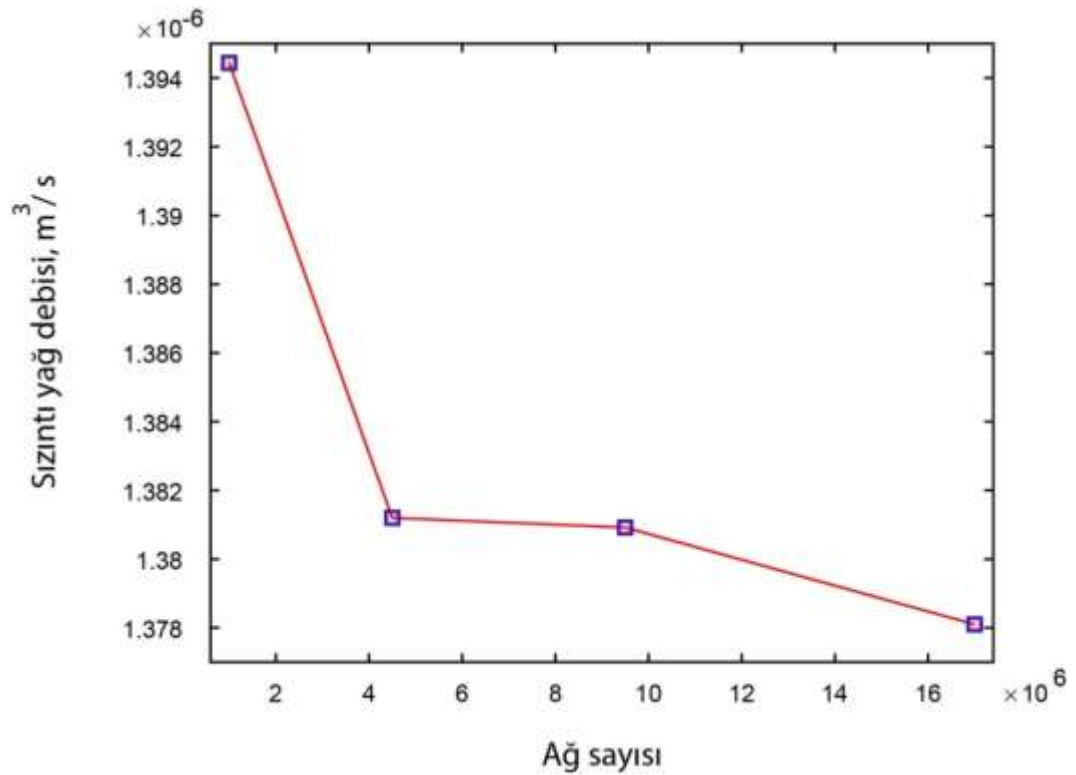
6.2.2. Kafes Yapısının Oluşturulması

Problem çözümü için tasarımcıların dikkat edeceği en önemli nokta oluşturulan ağların yeterli sayıda ve doğru bir şekilde oluşturulmasıdır. Deneylerde orifis üzerindeki besleme basıncı ölçüldüğü için yağ sisteme basınçlı giriş (pressure-inlet) olarak tanımlanmıştır (Şekil 6.2). Yağ, kayıcı pabuçtan ayrılırken ortam basıncına düşmektedir. Ortam basıncıda açık hava basıncıdır. Dolayısıyla yağın kayıcı pabuçtan çıkış kısmı da basınçlı çıkış (pressure-outlet) olarak tanımlanmıştır (Şekil 6.2). Eğik plaka deneyler esnasında belli bir açisal hızla dönmektedir. Bu ise akış alanında yağ film kalınlığının alt yüzeyine tekabül etmektedir. Dolayısıyla akış alanının alt kısmı dönen duvar (rotational-wall) olarak tanımlanmıştır (Şekil 6.5).



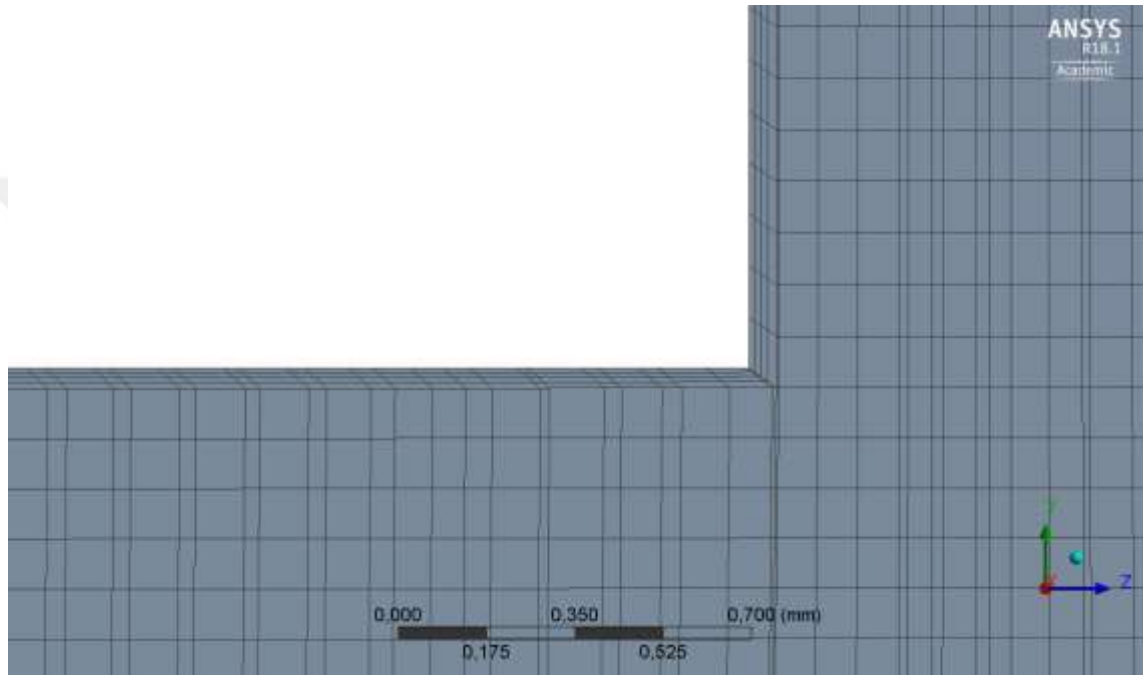
Şekil 6.5. Akış alanının isimlendirilmesi

Akış alanı isimlendirildikten sonra ağ yapısı oluşturulmuştur. Özellikle yağ film kalınlığı değerinin küçük olması duvar bölgelerinde kaymama koşulundan dolayı ince ağ yapısının kullanılmasını zorunlu kılmıştır. Ağ sayısına göre kayıcı pabuçta meydana gelen sızıntı yağ debisi değişimi Şekil 6.6’ da gösterilmiştir.



Şekil 6.6. Ağ sayısına göre sızıntı yağ debisi değişimi

Şekil 6.6' da görüldüğü gibi ağ yapısının artırılması çözümü etkilemektedir. Dolayısıyla toplamda yaklaşık 17 milyon eleman kullanılarak çözüm yapılmıştır. Düğüm ve eleman sayısının yüksek olması nedeni yağ film kalınlığının çok küçük olması ve buraya uygun boyutta kafes sisteminin yerleştirilmesi gerekliliğinden kaynaklanmaktadır. Aynı zamanda orifis ve cep kısımlarındaki duvar bölgelerindeki ağ sayısı arttırılmıştır (Şekil 6.7).



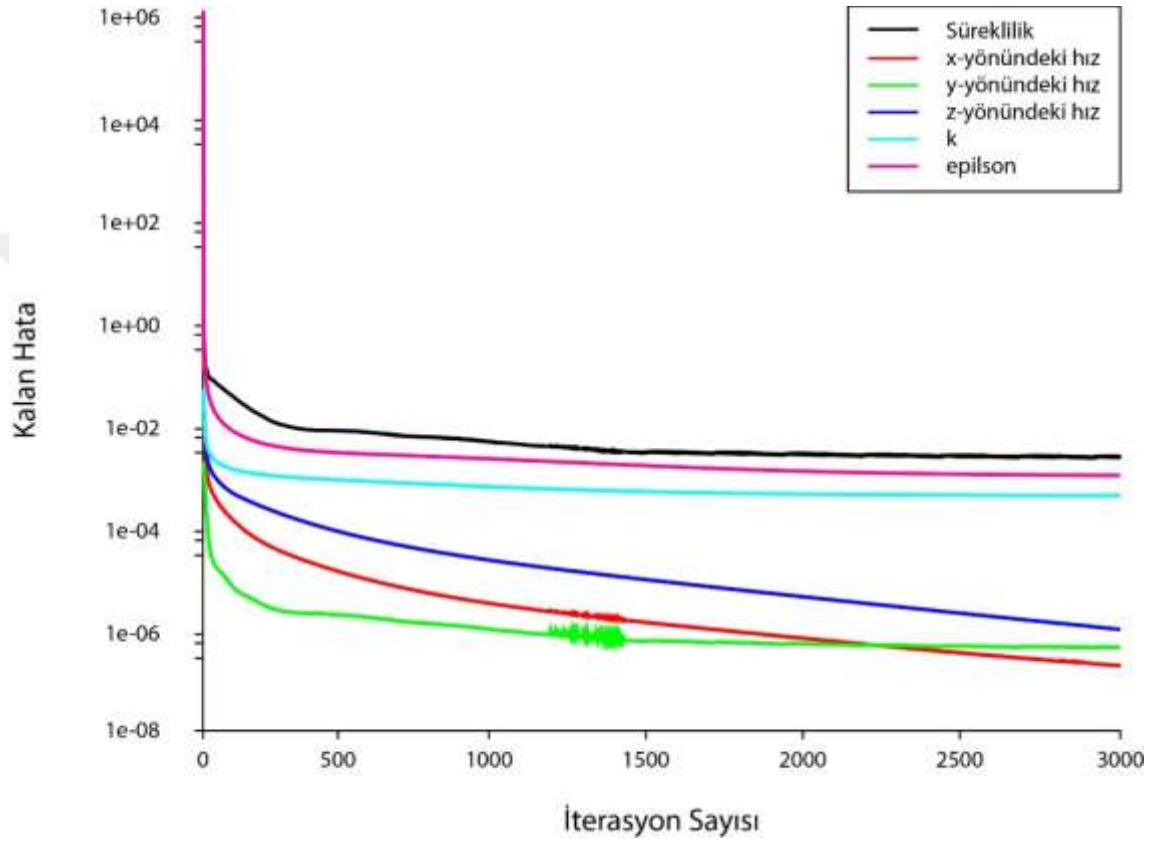
Şekil 6.7. Akış alanı ağ yapısı

6.2.3. Çözüm Metodu

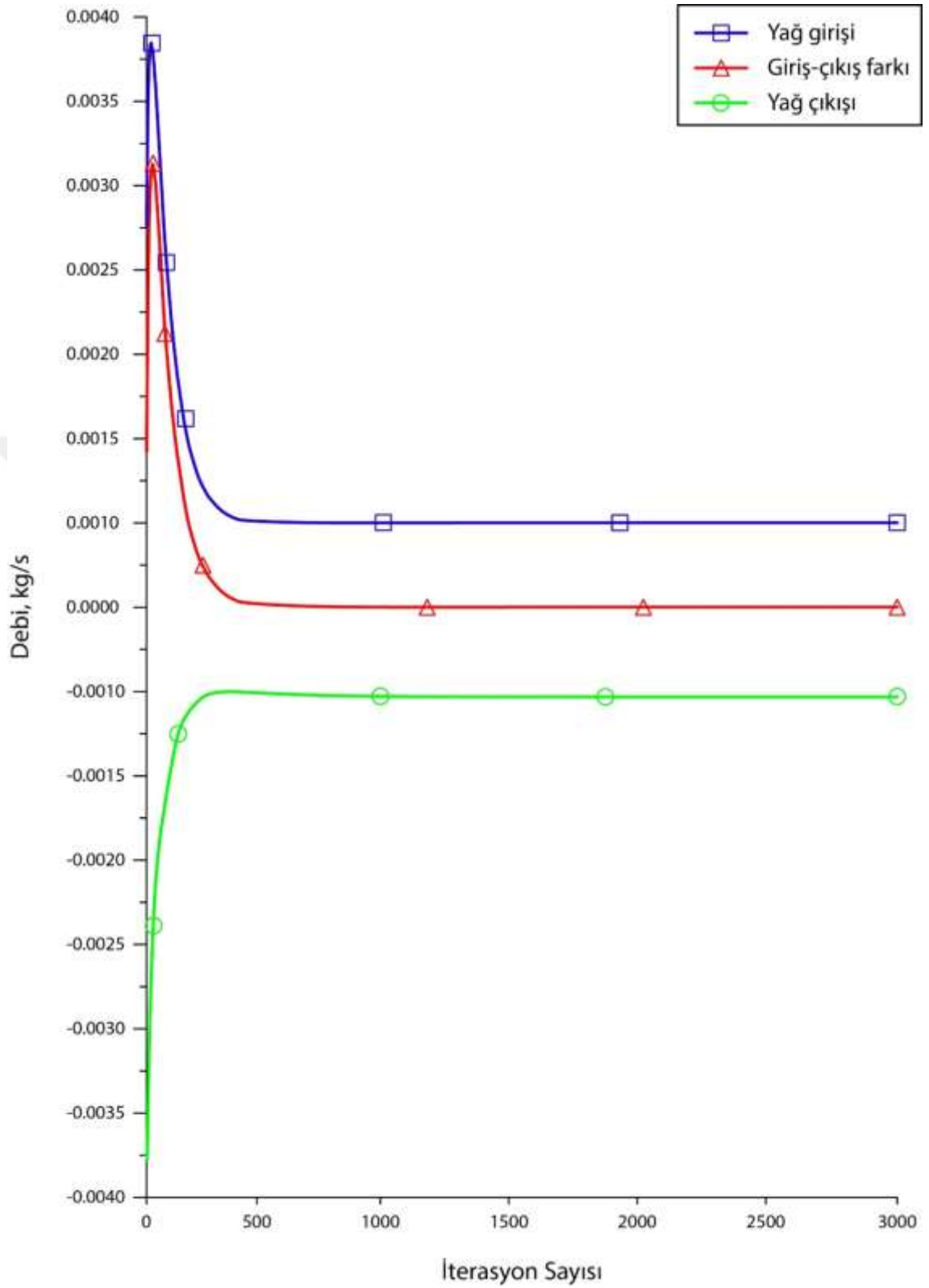
Bu çalışma kapsamında yoğunluğun basınçla değişmediği kabul edilerek basınç temelli (pressure-solver) çözücü kullanılmıştır. Model için kararlı hal durumu (steady-state) dikkate alınmıştır ve modelde viskoz k-epsilon, realizable, enhanced wall treatment modeli kullanılmıştır [114]. Ayrıştırma yöntemi olarak basınç için coupled, diğer skaler büyüklükler için first-order upwind şeması kullanılmıştır.

Yakınsama kriteri çözümün hangi hata ile tamamlanacağını belirler. Bu çalışmada yakınsama oranları 10^{-7} olarak ayarlanmıştır. Bununla birlikte akış hata değerlerinin yakınsarken k, epsilon ve süreklilik değerlerinin sırasıyla 3×10^{-4} , 8×10^{-4} ve 1.8×10^{-4} değerlerine kadar yakınsadığı görülmüştür. Dolayısıyla CFD modelde sisteme giren ve çıkan kütleli debi değerleri doğruluk açısından çözüm esnasında izlenmiştir. Şekil 6.8'

da 3000 iterasyon için çözümün yakınması ve Şekil 6.9’ da akış modeline giren akışkan, çıkan akışkan ve her ikisinin farkı gösterilmiştir. Giriş kısmından gönderilen yağ aynı miktarda çıkış üzerinden sistemden çıkmalıdır. Bu ise yaklaşık 750 iterasyonda sağlanmasına rağmen çözümlerin sağlıklı olabilmesi için 1500 iterasyona kadar çözümler sürdürülmüştür.



Şekil 6.8. Çözümün iterasyon sayısına göre yakınsaması

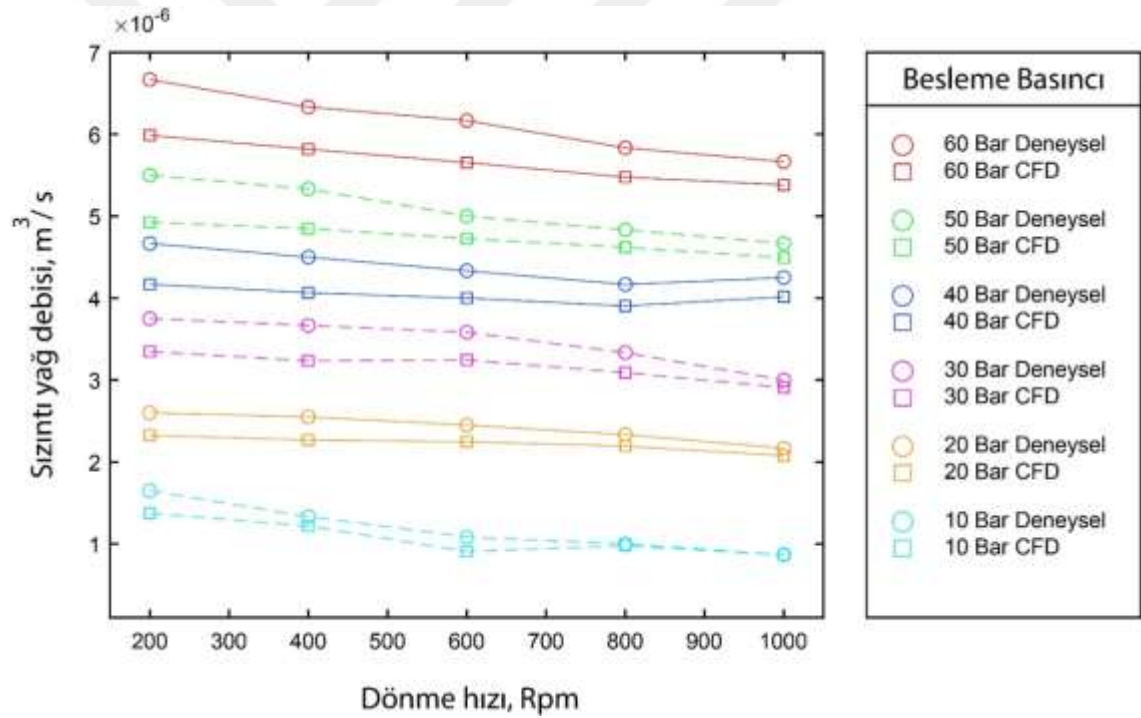


Şekil 6.9. Akış alanındaki giriş ve çıkış akışkanlarının iterasyon sayısı ile değişmesi

6.3. Sonuçlar

6.3.1. Sızıntı Yağ Debisi

Şekil 6.10' de CFD model ile deneysel çalışmadan elde edilen sızıntı yağ debisi değerleri karşılaştırılmıştır. Geometri ve çalışma parametreleri verilen kayıcı pabuç için basınç arttıkça sızıntı yağ debisi artmıştır. Ayrıca dönme hızı arttıkça sızıntı yağ debisi bir miktar azalma eğilimi göstermektedir. CFD model ise deneysel sonuçlar ile benzer bir sızıntı yağ debisi değeri vermiştir. Özellikle düşük basınçlarda CFD modelin sonuçları ile deneysel sonuçların yakınsama oranı daha yüksek iken basınç arttıkça yakınsamanın azaldığı görülebilmektedir. Ayrıca dönme hızının artmasıyla da CFD modelin yakınsama oranının arttığı görülmüştür.

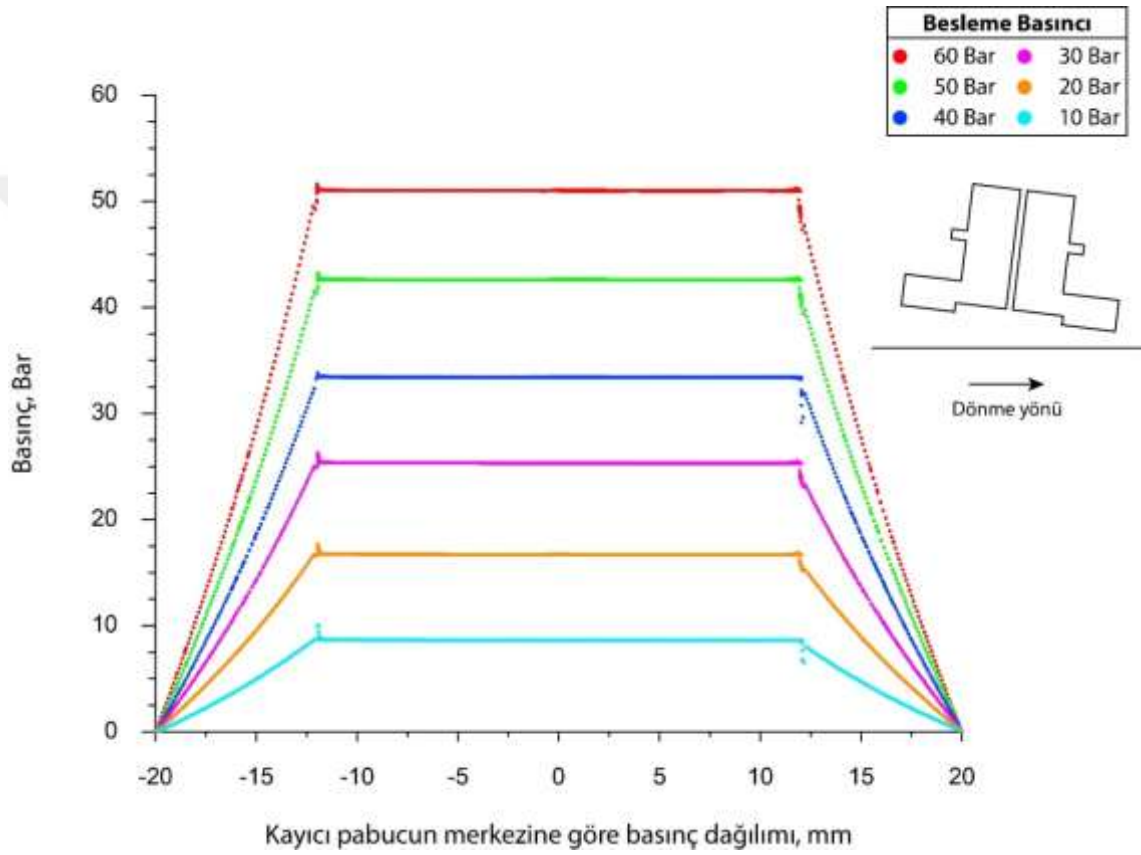


Şekil 6.10. Sızıntı yağ debisinin besleme basıncı ve dönme hızına göre değişimi

6.3.2. Basınç Dağılımı

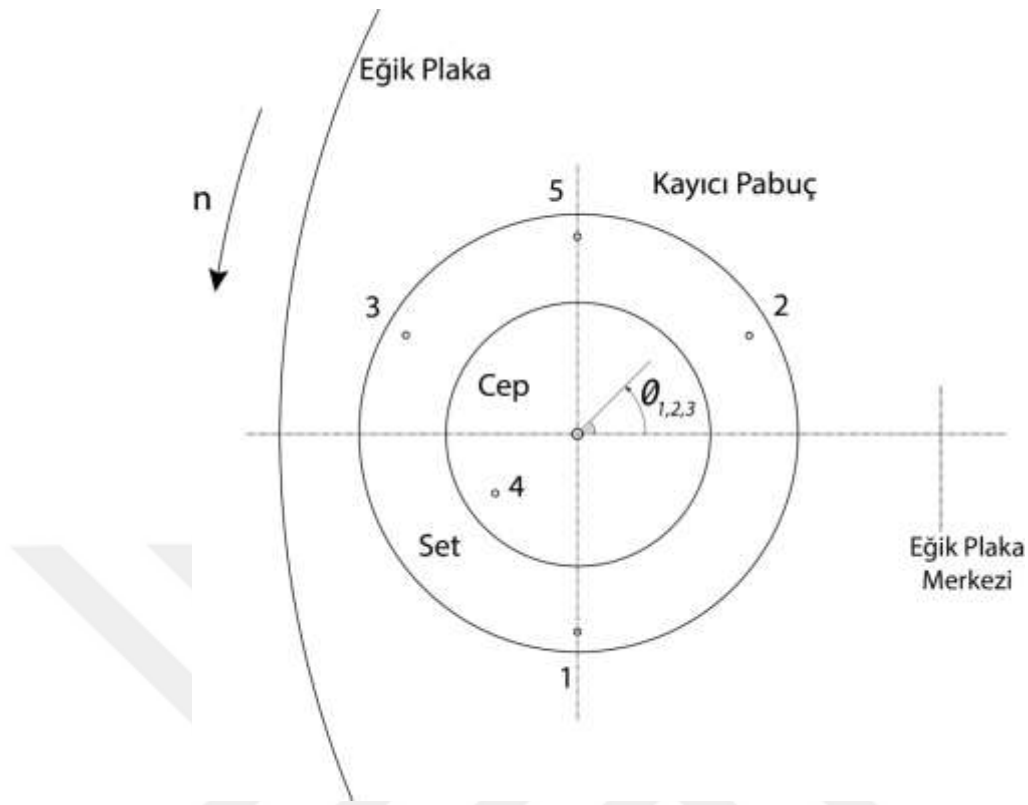
Daha önceki bölümlerde kayıcı pabuç cep bölgesinin hidrostatik, set bölgesinin ise hidrodinamik olarak çalıştığı belirtilmişti. Bununla birlikte eğik plakanın dönmesiyle kayıcı pabuç set bölgesinde basınç dağılımı simetrik olmamakta ve piston üzerindeki yükün taşınması için daralan yağ kaması mekanizması oluşmaktadır.

Şekil 6.11’ de CFD modelden, besleme basıncına göre sabit dönme hızı ($n=1000$ rpm) için kayıcı pabuç set bölgesi üzerindeki basınç dağılımı elde edilmiştir. Radyal merkezi sırasıyla -20 mm ve $+20$ mm konumlarında verilmiştir. Özellikle cep bölgesinden set bölgesine geçiş alanlarında ($x = \pm 12$ mm) dönme yönüne göre ani basınç değişimleri görülmektedir. Bu sonuç literatürdeki oluklu kayıcı pabuçlar için yapılan CFD çalışmalarıyla paralellik göstermiştir [3].



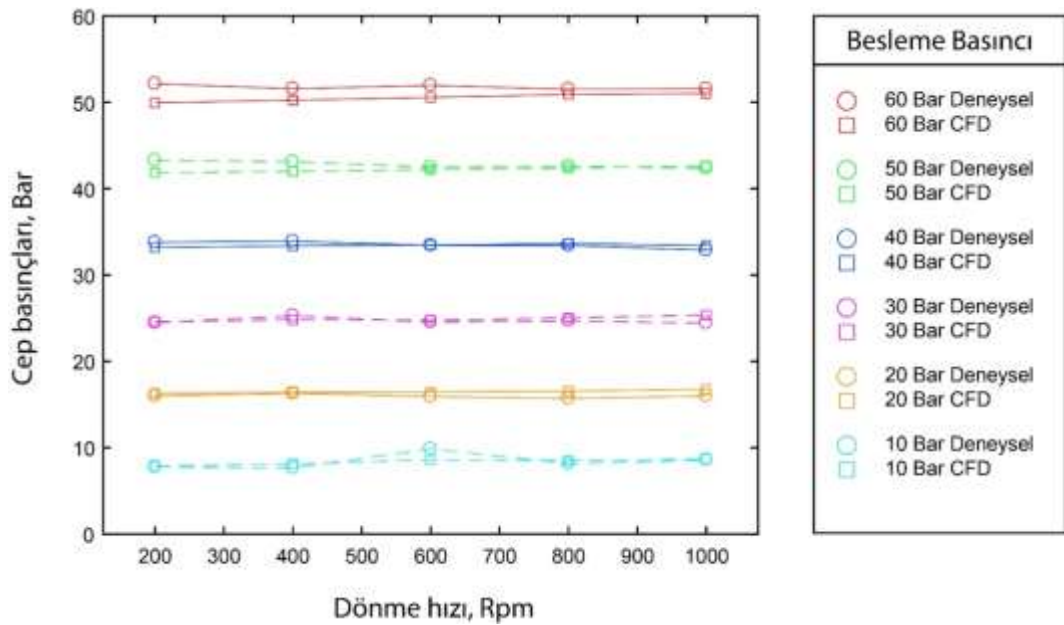
Şekil 6.11. Kayıcı pabuç/eğik plaka arasında basınç dağılımı ($n= 1000$ rpm)

Şekil 6.12’ de kayıcı pabuç üzerindeki deneysel yapılan ölçümler (BÖN-1, BÖN-2, BÖN-3 ve BÖN-4) gösterilmiştir. CFD model ile deneysel sonuçların karşılaştırılması için CFD model üzerinde de aynı noktalardan (BÖN-1, BÖN-2, BÖN-3 ve BÖN-4) simülasyon sonuçları alınmıştır. Ayrıca, BÖN-5 ile sadece CFD model üzerinden basınç ölçümü alınarak CFD model üzerindeki daralan yağ kaması sayısal olarak incelenmiştir.



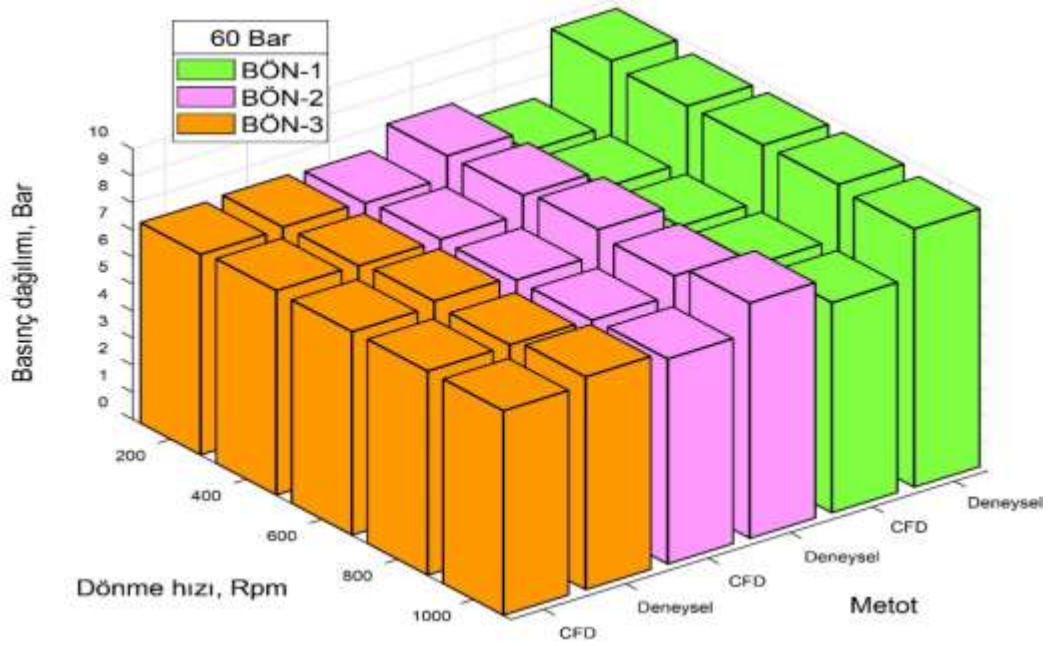
Şekil 6.12. Kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımı ölçüm noktaları

Şekil 6.13' de besleme basıncı ve dönme hızlarına göre kayıcı pabucun cep bölgesinde meydana gelen basınç ölçümleri (BÖN-4) gösterilmiştir. Hidrostatik olarak çalışan bu alanda CFD model ile deneysel veriler yakınsadığı grafikten görülmektedir.

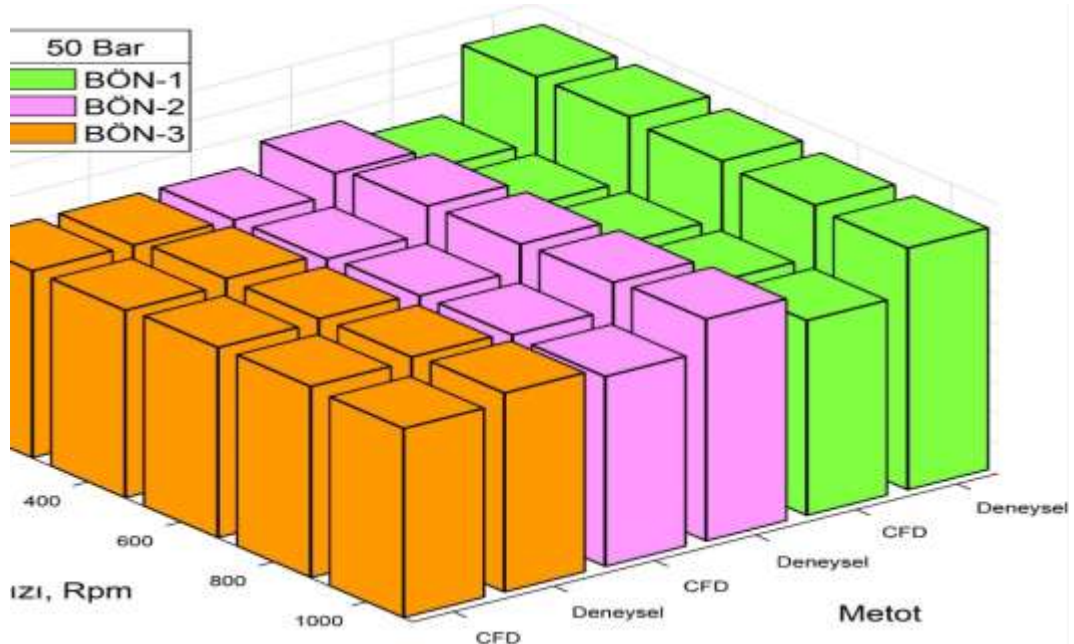


Şekil 6.13. Kayıcı pabuç cep basıncının çalışma şartlarına göre karşılaştırılması

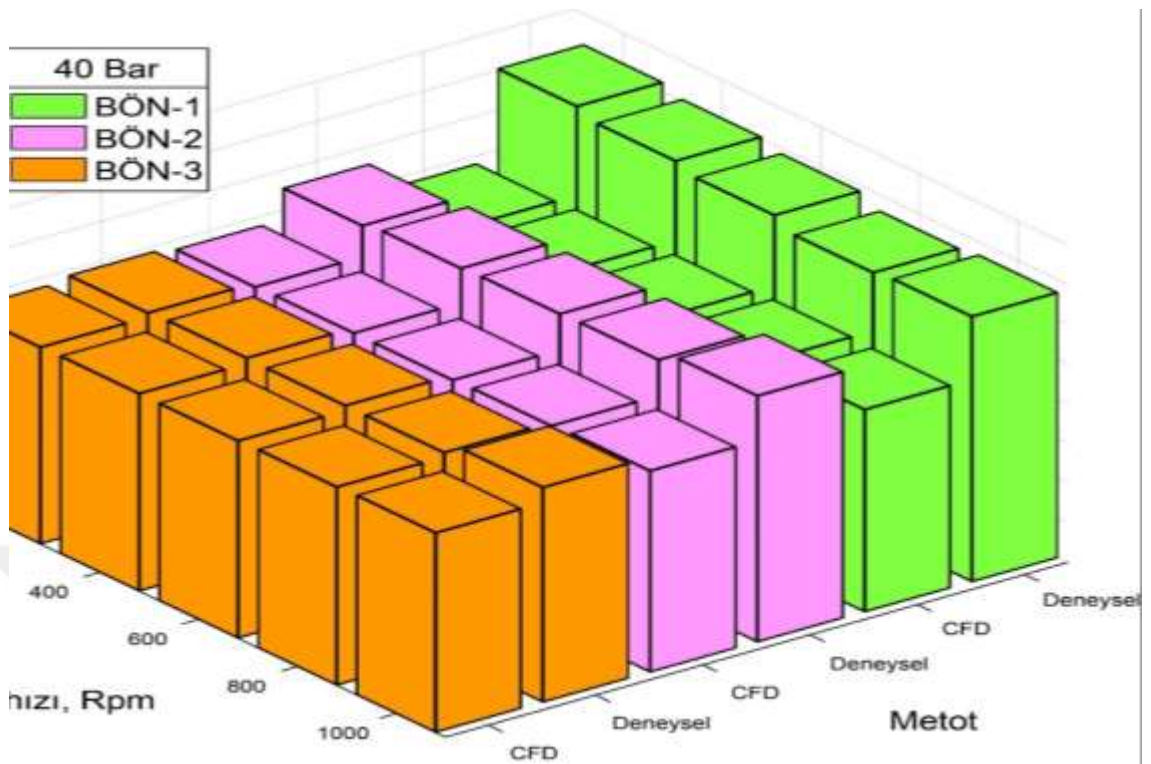
Şekil 6.14, Şekil 6.15, Şekil 6.16, Şekil 6.17 ve Şekil 6.18’ de sırasıyla 60-50-40-30-20 Bar besleme basınçlarında BÖN-1, BÖN-2 ve BÖN-3 için yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar ile CFD model üzerindeki sonuçlar karşılaştırılmıştır. 10 Bar basınçta ise BÖN-1 ve BÖN-4 üzerinden veri alınabilirken BÖN-2 ve BÖN-3’ ten veri alınamamıştır. Grafiklerden görüldüğü gibi dönme yönüne doğru basıncın hem deneysel sonuçlarda hem de CFD modelin sonuçlarında arttığı görülmüştür.



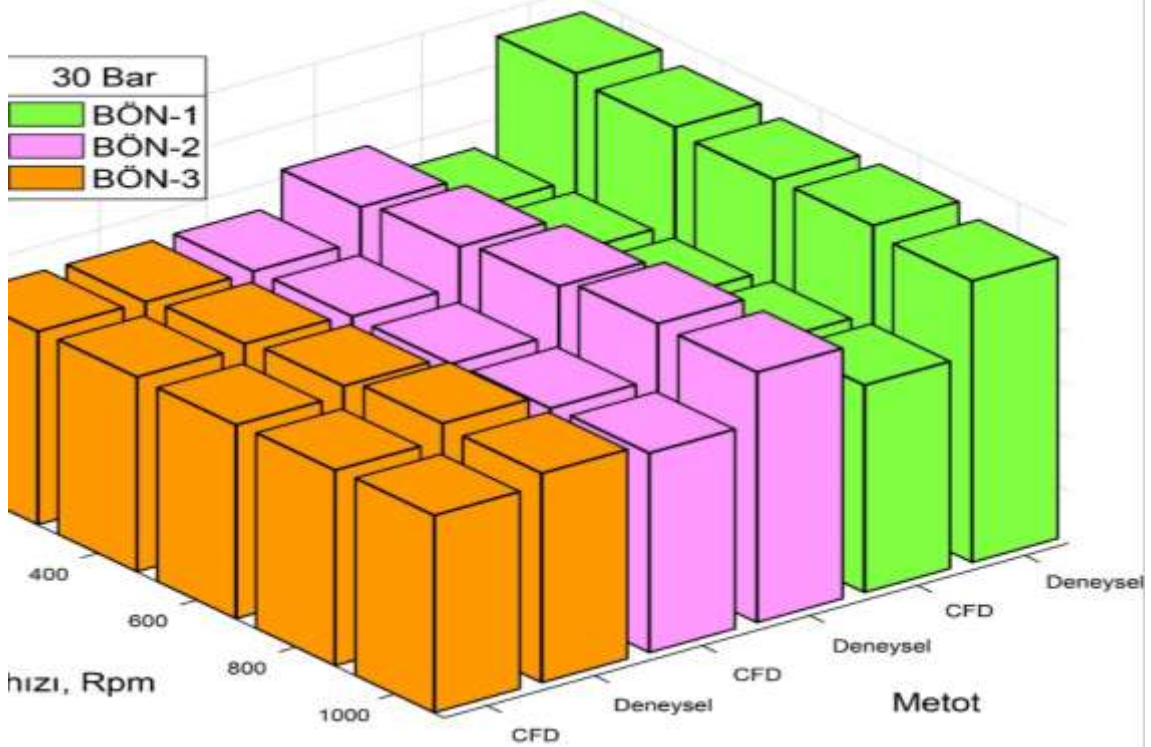
Şekil 6.14. 60 Bar besleme basıncı için basınç dağılımlarının karşılaştırılması



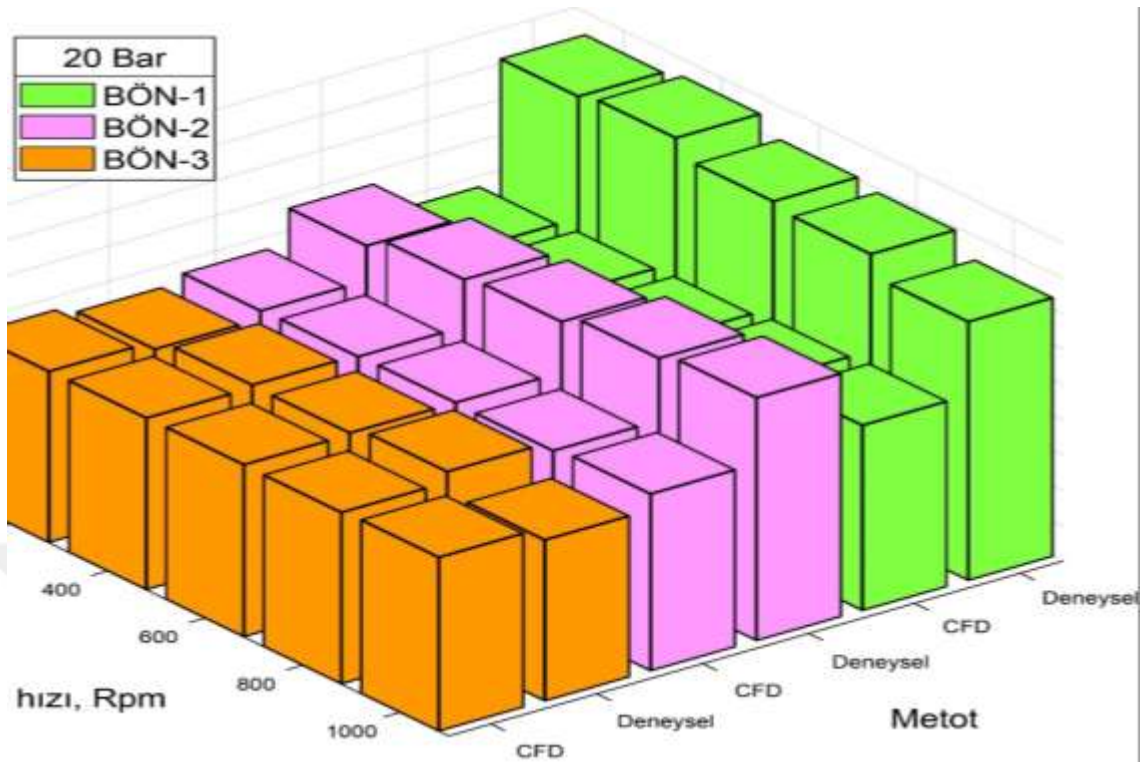
Şekil 6.15. 50 Bar besleme basıncı için basınç dağılımlarının karşılaştırılması



Şekil 6.16. 40 Bar besleme basıncı için basınç dağılımlarının karşılaştırılması

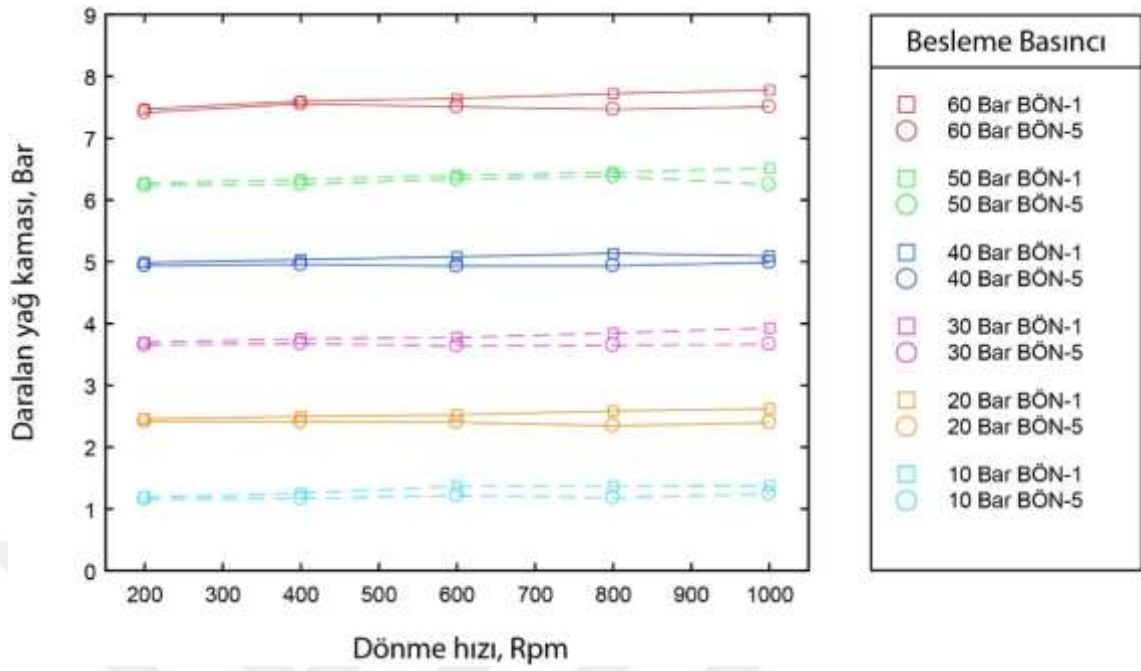


Şekil 6.17. 30 Bar besleme basıncı için basınç dağılımlarının karşılaştırılması



Şekil 6.18. 20 Bar besleme basıncı için basınç dağılımlarının karşılaştırılması

Kayıcı pabuç üzerinde meydana gelen bu basınç farkları hidrodinamik yağ kamasından kaynaklanmaktadır. Daralan yağ kaması mekanizması piston üzerindeki yüklerin hidrodinamik olarak taşınması için gerekli ve şarttır. Aksi durumda piston üzerindeki yük kayıcı pabuç tarafından taşınamaz. Bununla birlikte deneysel çalışma ile CFD model üzerindeki en yüksek fark BÖN-1’ de ortaya çıkmıştır. Bu özellikle deneysel çalışma esnasında kayıcı pabucun eğimli çalışmasından kaynaklanmaktadır. CFD modelde ise kayıcı pabuç düz kabul edilmekte ve oluşan basınç farkı sadece hızdan kaynaklanmaktadır. Şekil 6.19’ da ise BÖN-1 ve BÖN-5’ de besleme basıncı ve dönme hızına göre CFD model üzerinde oluşan daralan yağ kaması mekanizması açıkça görülmektedir. Dönme hızı arttıkça basınç farkının arttığı açıkça görülmektedir. Bu sonuç [43] nolu çalışma ile paralellik göstermektedir.



Şekil 6.19. CFD model üzerinde daralan yağ kaması mekanizması

Bu sonuçlar, önerilen CFD modelin 2. tip deney setleri için tasarımcılar tarafından ön tasarım aracı olarak kullanılabileceğini açıkça göstermiştir.

7. BÖLÜM

TARTIŞMA, SONUÇ ve ÖNERİLER

7.1. Tartışma ve Sonuçlar

Eksenel pistonlu pompalar, inşaat, makine, otomotiv, havacılık, tıbbi cihazlar, tarım, robotik ve demiryolu gibi yüksek basınç gerektiren uygulamaların yanında dalga enerjisi dönüşümü gibi yeni uygulamalarda da kullanılmaktadır. Yüksek verimlilik ve yüksek basınçta çalışabilmeleri, güvenilir olmaları, kompakt tasarlanabilmeleri gibi avantajlarının yanında kompleks ve pahalı olmaları gibi dezavantajları bulunmaktadır. Ancak bu dezavantajlar, karşıladıkları ihtiyaçlara bakıldığında önemsizdir. Bununla birlikte bu pompalardaki sürtünme, aşınma ve kayıp mekanizmaları karşılıklı çalışan tribolojik ara yüzeylere bağlıdır. İyi bir tasarım için mühendislerin ana problemi bu yüzeyler üzerindeki davranışın doğru bir şekilde analiz edilmesi ve anlaşılmasıdır. Tribolojik yüzey çiftleri arasında en kompleks olanı ise kayıcı pabuç/eğik plaka arasındır. Kayıcı pabucun performansı da genellikle sızıntı yağ debisi, yük taşıma kapasitesi ve güç kayıpları ile temsil edilir. Bu kritik performans parametreleri ise yatak boyunca yağ film kalınlığı ve basınç ile ilgilidir [31].

Temas halindeki yüzeylerin performansının geliştirilmesi için dokulu yüzeylerin kullanılması yeni bir konsept değildir. Yüzeyi dokulu yapılar ile tribolojik ara yüzeylerdeki akış kontrol edilebilir. Bununla birlikte dokulu yapıların oluşturulmasındaki en büyük problem ise temas tipine uygun doku parametreleri ve çalışma koşulları olduğu literatürde ortaya konulmuştur. Ayrıca literatürde eksenel yataklar, kaymalı yataklar, silindir gömleklerinde, piston segmanlarında, mekanik contalar, manyetik depolama aletlerinde, piston pimlerinde ve matkap uçları da olmak üzere geniş bir yelpazede yüzey dokusu araştırılmasına rağmen kayıcı pabuçların yüzeyi üzerine bir araştırma mevcut değildir [5].

Tezin 1. bölümünde eksenel pistonlu pompanın genel çalışma prensipleri anlatılmış ve kayıcı pabuç/eğik plaka tribolojik ara yüzeyi üzerine yapılan çalışmalardan bahsedilmiş ve Tablo 1.1’ de, yapılan bu çalışmalar, çıkış parametrelerine göre sınıflandırılmıştır. Bunun yanında çalışma mekanizması kısmen benzer olan eksenel yataklar üzerine yapılan yüzey doku çalışmaları kısaca anlatılmıştır. Daha sonra literatürde yapılan tüm çalışmalar Şekil 1.16’ da yöntemlerine göre teorik, deneysel, sayısal çalışma, yapay zekâ ile modelleme ve bunların kombinasyonu olarak sınıflandırılmıştır. Bu sayede kayıcı pabuç/ eğik plaka arasında araştırmacılar tarafından incelenen parametreler ve kullanılan metotlar açıkça görülmüştür.

Tezin 2. bölümünde öncelikle literatürde kullanılan deney setlerinden bahsedilmiştir. Sonrasında tez kapsamında tasarlanan ve geliştirilen eğik plakanın hareketli kayıcı pabucun sabit olduğu 2. tip deney seti detaylıca anlatılmıştır. Ayrıca bu deney seti üzerinde ölçülen parametreler açıklanmış daha sonra deneysel metot detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Tüm tez boyunca kullanılan deney numuneleri ile her bir çalışmanın amacı, giriş-çıkış verileri ile özetlenerek çalışma parametreleri ile birlikte bu kısımda verilmiştir.

Tezin 3. bölümünde düz bir kayıcı pabuç için radyal koordinatlarda Reynolds Yağlama Denklemi’ nin tam çözümüyle elde edilen matematiksel denklemler açıklanmıştır. Burada basınç dağılımı, sızıntı yağ debisi, ortalama yağ film kalınlığı, eksenel yük ve kayıcı pabuç yatak rijitliği teorik olarak elde edilmiştir.

Tezin 4. bölümünde Tablo 2.8’ de çalışma parametreleri verilen Şekil 2.10’ daki kayıcı pabuçlar için deneyler yapılmıştır. Bu bölümde sızıntı yağ debisi, ortalama yağ film kalınlığı, eksenel yük ve kayıcı pabuç yatak rijitliği değerleri deneysel olarak incelenmiştir. Set bölgesine oluk açılan kayıcı pabuçlar, set bölgesine düz ve delik açılan kayıcı pabuçlara göre daha az sızıntı yağ debisi değeri vermiştir. Bu aynı zamanda daha az bir yağ film kalınlığı ortaya çıkarmıştır. Piston üzerindeki yükleri ise tüm kayıcı pabuçlar tarafından taşınmıştır. Bununla birlikte oluklu kayıcı pabuçların, diğer incelenen yataklara göre daha rijit olduğu deneysel olarak ortaya çıkmıştır. Delikli kayıcı pabuçlar ise daha fazla sızıntı yağ debisi ve yağ film kalınlığı değerleri vermiştir. Eksenel yataklardaki yüzey dokuları için literatürde önerildiği gibi kayıcı pabuçlar

üzerinde de fazladan bir kaldırma gerçekleştirdiği görülmüştür. Bu açıdan deneysel çalışma literatüre bir katkı sağlamıştır.

Tezin 5. bölümünde ise radyal koordinatlarda Reynolds Yağlama Denklemi'nden elde edilen kayıcı pabuç üzerindeki basınç dağılımı ve sızıntı yağ debisini veren analitik denklemler ile MGGP' den elde edilen matematiksel denklemler ve ANN' den elde edilen regresyon modelleri, düz bir kayıcı pabucun deneysel sonuçları ile karşılaştırılmıştır. MGGP ve ANN deney sonuçlarını analitik denklemlerden daha iyi tahmin edebilmiştir. ANN model MGGP modelden kısmen daha iyi çalışmasına rağmen ortaya matematiksel bir denklem çıkartamamıştır. MGGP, belirlenen amaçlar için ilk defa bu çalışmada kullanılmıştır. Daha sonraki çalışmada ise set bölgesi üzerinde farklı derinliklerde dairesel delik işlenen kayıcı pabuçlar deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca deneysel sonuçlar ortalama yağ film kalınlığı, sızıntı yağ debisi ve cep basıncı değerleri için yeni bir modelleme tekniği olan LSTM tabanlı bir DNN ile modellenmiştir. Bu model literatürdeki kullanılan diğer yapay zekâ metotları olan SVM, DT, ANN ve LR ile de karşılaştırılmıştır. Sonuçlar ayrıca istatistiksel olarak ta incelenmiş önerilen LSTM-DNN' nin diğer metotlardan üstünlüğü gösterilmiştir. Deneysel çalışma sonuçları ve LSTM-DNN ile bu sonuçların modellenmesi çalışmanın özgün yönünü oluşturmuştur.

Tezin 6. bölümünde ise 2. tip deney setinde kullanılan düz bir kayıcı pabuç için genel bir CFD model oluşturulmuştur. Düz kayıcı pabuç için yapılan deneysel veriler CFD modeli oluşturmak için kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar CFD çözümden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Özellikle düşük basınçlarda sızıntı yağ debisi için CFD modelin sonuçları ile deneysel sonuçların yakınsama oranı daha yüksek iken basınç arttıkça yakınsamanın azaldığı görülmüştür. Ayrıca dönme hızının artmasıyla da CFD modelin yakınsama oranının yaklaştığı belirlenmiştir. CFD model ile deneysel sonuçlardan elde edilen basınç dağılımında ise özellikle dönme yönünde ölçülen basınç değerlerinde bir kısım farklılıklar gözlemlenmiştir. Bunun nedeni kayıcı pabucun eğimi, ağırlıklarının ihmal edilmesi, sistem üzerindeki gürültü, salgı ve yüzey pürüzlülüklerinin basınç dağılımına olan etkilerinin CFD model üzerinde tanımlanmamasıdır. Ayrıca kayıcı pabuçta hem deneysel olarak hem de CFD model üzerinde daralan yağ kaması mekanizması gözlemlenmiştir. Genel olarak CFD modelden elde edilen sonuçlar deneysel verilerle iyi bir korelasyon sağlamıştır.

7.2. Öneriler

- Literatürde mevcut matematiksel modeller düz kayıcı pabuçlar ile sınırlıdır. Radyal koordinatlarda Reynolds yağlama denkleminin çözme tekniklerinin geliştirilmesiyle birlikte, set alanında yüzey geometrisi farklı kayıcı pabuçlar için analitik denklemlerin tam çözümleri elde edilebilir. Bu sonuçlar tasarımcılara parametreler arasındaki ilişkinin belirlenmesine yardımcı olacaktır.
- Akışkan özellikleri kayıcı pabuç/eğik plaka arasındaki etkileşimi belirleyen en önemli parametredir. Gerçek pompa uygulamalarında akışkan yağ çalışmadan dolayı ısınır. Dolayısıyla çalışma süresi, yağ sıcaklığının etkisi ve ani yük değişimlerini dikkate alınarak güçlü optimizasyon algoritmalarıyla çok amaçlı bir model ortaya çıkartılabilir.
- Kayıcı pabuç set bölgesi 1. sıra üzerine delikli dokular açılıp ikinci sıraya oluk işlenebilir. Bu kombine yüzey şekilleriyle fazladan kaldırma elde edilirken sızıntı yağ debisi değerinin artması engellenebilir.
- Bir çok parametrenin bulunduğu kayıcı pabuçta güçlü bir algoritma ile optimum çalışma ve geometrik boyutları, optimizasyon problemi şeklinde CFD ile entegre çözülerek teorik olarak optimum parametreler belirlenebilir.
- Su bazlı çevre dostu yeni yağlayıcılar farklı çalışma parametrelerinde kayıcı pabucun performansına etkisi deneysel olarak incelenebilir.
- Hesaplama gücü yüksek bilgisayarlarda yeterince yoğun bir ağ yapısı ile farklı yüzey geometrilerinin oluşturacağı kavitasyon ve bunun kayıcı pabuç performansına etkisi incelenebilir.
- Yağ film kalınlığının orifisten uygulanan basınçlı yağın gönderilmesiyle kendinden ayarlı bir yağ film kalınlığı ve titreşimde dikkate alınarak yeni bir CFD model oluşturulabilir.
- Gerçek pompa uygulamalarında ilk çalışma esnasında metal-metal sürtünmesi meydana gelebilir. Özellikle başlama anında ve yüksek basınçlardaki sürtünmenin analiz edilerek aşınmanın minimum seviyeye düşürülmesi pompa ömrü açısından fayda sağlayabilir.

Hem akademik alanda hem de endüstride devam eden çabalarla gelecekteki hidrolik sistemlerde kullanılacak olan eksenel pistonlu pompalar daha verimli, sağlam, temiz ve ucuz olabilir.



KAYNAKLAR

1. Watton, J., 2009. Fundamentals Of Fluid Power Control (Vol. 10). Cambridge University Press, Cambridge, 508 pp.
2. Ivantysyn, J., Ivantysynova, M., 2003. Hydrostatic Pumps and Motors: Principles, Design, Performance, Modelling, Analysis, Control and Testing, Tech Books International, 512 pp.
3. Haynes, J. M., 2007. Axial Piston Pump Leakage Modelling And Measurement. Cardiff University, PhD Thesis, Cardiff, 296 pp.
4. Chao, Q., Zhang, J., Xu, B., Wang, Q., Huang, H., 2019. Test rigs and experimental studies of the slipper bearing in axial piston pumps: A review. **Measurement**, **132**, 135-149.
5. Gropper, D., Wang, L., Harvey, T. J., 2016. Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings. **Tribology International**, **94**, 509-529.
6. Fisher, M. J., 1962. A theoretical determination of some characteristics of a tilted hydrostatic slipper bearing. **British Hydromechanics Research Association**. Report No: RR-728.
7. Safar, Z. S., 1981. Design of tilted hydrostatic thrust bearings. **Wear**, **70**(2), 243-248.
8. Safar, Z. S., Mote Jr, C. D., 1980. Analysis of hydrostatic thrust bearings under non-axisymmetric operation. **Wear**, **61**(1), 9-20.
9. Koc, E., Hooke, C. J., 1997. Considerations in the design of partially hydrostatic slipper bearings. **Tribology International**, **30**(11), 815-823.
10. Koc, E., Hooke, C. J., Li, K. Y., 1992. Slipper balance in axial piston pumps and motors. **Journal Of Tribology**, **114**(4), 766-772.
11. Koc, E., Hooke, C. J., 1996. Investigation into the effects of orifice size, offset and overclamp ratio on the lubrication of slipper bearings. **Tribology International**, **29**(4), 299-305.

12. Iboshi, N., Yamaguchi, A., 1982. Characteristics of a slipper bearing for swash plate type axial piston pumps and motors: 1st report, theoretical analysis. **Bulletin of JSME**, 25(210), 1921-1930.
13. Iboshi N., Yamaguchi A., 1983. Characteristics of a slipper Bearing for swash plate type axial piston pumps and motors, experiment. **Bulletin of the JSME**, 26(219), 1583-1589.
14. Hooke, C. J., Li, K. Y., 1988. The lubrication of overclamped slippers in axial piston pumps-centrally loaded behaviour. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**, 202(4), 287-293.
15. Hooke, C. J., 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, Part C: Journal of mechanical engineering science**, 203(5), 343-350.
16. Hooke, C. J., 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, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**, 197(4), 239-247.
17. Li, K. Y., 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.
18. Pang, Z., Zhai, W., Shun, J., 1993. The study of hydrostatic lubrication of the slipper in a high-pressure plunger pump. **Tribology Transactions**, 36(2), 316-320.
19. Wieczorek, U., Ivantysynova, M., 2000. CASPAR – a computer aided design tool for axial piston machines, pp. 113–126, **Proceedings of the Power Transmission Motion and Control International Workshop**, PTMC2000, Bath, UK.
20. Wieczorek, U., Ivantysynova, M., 2002. Computer aided optimization of bearing and sealing gaps in hydrostatic machines-the simulation tool CASPAR. **International Journal of Fluid Power**, 3(1), 7-20.

21. Harris, R. M., Edge, K. A., Tilley, D. G., 1996. Predicting the behavior of slipper pads in swashplate-type axial piston pumps. **Journal of dynamic systems, measurement, and control**, **118**(1), 41-47.
22. 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.
23. Bergada, J. M., Watton, J., Haynes, J. M., Davies, D. L., 2010. The hydrostatic/hydrodynamic behaviour of an axial piston pump slipper with multiple lands. **Meccanica**, **45**(4), 585-602.
24. Kumar, S., Bergada, J. M., Watton, J., 2009. Axial piston pump grooved slipper analysis by CFD simulation of three-dimensional NVS equation in cylindrical coordinates. **Computers & fluids**, **38**(3), 648-663.
25. Johnson, R. E., Manring, N. D., 2005. Translating circular thrust bearings. **Journal of fluid Mechanics**, **530**, 197-212.
26. Manring, N. D., Wray, C. L., Dong, Z., 2004. Experimental studies on the performance of slipper bearings within axial-piston pumps. **Journal of Tribology**, **126**(3), 511-518.
27. Tang, H. S., Yin, Y. B., Zhang, Y., Li, J., 2016. Parametric analysis of thermal effect on hydrostatic slipper bearing capacity of axial piston pump. **Journal of Central South University**, **23**(2), 333-343.
28. Tang, H., Yin, Y., Ren, Y., Xiang, J., Chen, J., 2018. Impact of the thermal effect on the load-carrying capacity of a slipper pair for an aviation axial-piston pump. **Chinese Journal of Aeronautics**, **31**(2), 395-409.
29. Canbulut, F., Sinanoğlu, C., Koç, E., 2009. Experimental analysis of frictional power loss of hydrostatic slipper bearings. **Industrial lubrication and Tribology**, **61**(3), 123-131.
30. Canbulut, F., 2005. The experimental analyses of the effects of the geometric and working parameters on the circular hydrostatic thrust bearings. **JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing**, **48**(4), 715-722.

31. Chao, Q., Zhang, J., Xu, B., Wang, Q., 2018. Discussion on the Reynolds equation for the slipper bearing modeling in axial piston pumps. **Tribology International**, **118**, 140-147.
32. Zhang, J., Chao, Q., Wang, Q., Xu, B., Chen, Y., Li, Y., 2017. Experimental investigations of the slipper spin in an axial piston pump. **Measurement**, **102**, 112-120.
33. Chao, Q., Zhang, J., Xu, B., Wang, Q., 2018. Multi-position measurement of oil film thickness within the slipper bearing in axial piston pumps. **Measurement**, **122**, 66-72.
34. Tang, H., Ren, Y., Xiang, J., 2017. A novel model for predicting thermo elasto hydrodynamic lubrication characteristics of slipper pair in axial piston pump. **International Journal of Mechanical Sciences**, **124**, 109-121.
35. Park, T. J., Yoo, J. C., 2008. Flow analysis in a slipper bearing for swash plate type axial piston pump. **Journal of the Korean Society of Tribologists and Lubrication Engineers**, **24**(6), 343-348.
36. Choudhuri, K., Chakraborti, P., 2012. A computational approach on the load carrying capacity of a slipper bearing. **International Journal of Engineering and Technology**, **4**(1), 52.
37. Choudhuri, K., Chakraborti, P., 2012. A computational approach on the position of load centre of a slipper bearing. **Global Journal of Research In Engineering**, **12**(5-A).
38. Haidak, G., Wang, D., Shiju, E., Liu, J., 2018. Study of the influence of slipper parameters on the power efficiency of axial piston pumps. **Advances in Mechanical Engineering**, **10**(9), 1-13.
39. Schenk, A., Ivantysynova, M., 2011. An investigation of the impact of elasto hydrodynamic deformation on power loss in the slipper swashplate interface. pp 228-234. **In 8th JFPS International Symposium on Fluid Power**; Okinawa; Japan.

40. Schenk, A., Ivantysynova, M., 2015. A transient thermo elasto hydrodynamic lubrication model for the slipper/swashplate in axial piston machines. **Journal of Tribology**, **137**(3), 1-10.
41. Huanlong, L., Jian, K., Guozhi, W., Lanying, Y., 2006. Research on the lubrication characteristics of water hydraulic slipper friction pairs. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**, **220**(10), 1559-1567.
42. Ma, J., Chen, J., Li, J., Li, Q., Ren, C., 2015. Wear analysis of swash plate/slipper pair of axis piston hydraulic pump. **Tribology International**, **90**, 467-472.
43. Chen, J., Ma, J., Li, J., Fu, Y., 2016, Performance optimization of grooved slippers for aero hydraulic pumps. **Chinese Journal of Aeronautics**, **29**(3), 814-823.
44. Hashemi, S., Friedrich, H., Bobach, L., Bartel, D., 2017, Validation of a thermal elastohydrodynamic multibody dynamics model of the slipper pad by friction force measurement in the axial piston pump. **Tribology International**, **115**, 319-337.
45. Jiang, J. H., Wang, Z. B., Wang, K. L., 2018. Power loss of slipper/swashplate based on elasto hydrodynamic lubrication model in axial piston pump. In **IOP Conference Series: Earth and Environmental Science**, **188**(1), 1-10.
46. Gunawardane, P., Ratnayake, S., Watabe, T., 2018. New hybrid hst pump development for wave energy applications-study on the slipper bearing of an axial piston pump. **Researchgate**. (Date accessed: 29/05/19).
47. Hesheng, T., Yaobao, Y., Jing, L., 2016. Lubrication characteristics analysis of slipper bearing in axial piston pump considering thermal effect. **Lubrication Science**, **28**(2), 107-124.
48. Kazama, T., Suzuki, M., Suzuki, K., 2014. Relation between sliding-part temperature and clearance shape of a slipper in swashplate axial piston motors. **JFPS International Journal of Fluid Power System**, **8**(1), 10-17.

49. Özmen Ö., Sinanoğlu C., Batbat T., Güven A., 2019. Prediction of slipper pressure distribution and leakage behaviour in axial piston pumps using ANN and MGGP. **Mathematical Problems in Engineering**, 2019,1-13.
50. Karkoub, M. A., Gad, O. E., Rabie, M. G., 1999. Predicting axial piston pump performance using neural networks. **Mechanism and Machine Theory**, 34(8), 1211-1226.
51. Karkoub, M., Elkamel, A., 1997. Modelling pressure distribution in a rectangular gas bearing using neural networks. **Tribology International**, 30(2), 139-150.
52. Canbulut, F., Sinanoğlu, C., Yıldırım, Ş., 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.
53. Canbulut, F., Sinanoğlu, C., Yildirim, 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.
54. Canbulut, F., Koç, E., Sinanoğlu, C., 2009. Design of artificial neural networks for slipper analysis of axial piston pumps. **Industrial lubrication and Tribology**, 61(2), 67-77.
55. Canbulut, F., Yildirim, Ş., Sinanoğlu, C., 2004. Design of an artificial neural network for analysis of frictional power loss of hydrostatic slipper bearings. **Tribology letters**, 17(4), 887-899.
56. Canbulut, F., Sinanoglu, C., Erkilet, M., Özmen, Ö., 2012. Neural predictor to analyse the efficiency of positive displacement pumps. **Journal Of The Balkan Tribological Association**, 18(4), 530-539.
57. Canbulut, F., Sinanoğlu, C., 2004. An investigation on the performance of hydrostatic pumps using artificial neural network. **JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing**, 47(3), 864-872.
58. Canbulut, F., Sinanoğlu, C., Yildirim, Ş., 2004. Analysis of effects of sizes of orifice and pockets on the rigidity of hydrostatic bearing using neural network predictor system. **KSME International Journal**, 18(3), 432-442.

59. Liu, H., Peng, Z. X., Shen, C. J., 2011. Film shape research of slipper bearing in axial piston pump based on genetic algorithms. **In Advanced Materials Research, 301**, 1533-1538.
60. Lin, S., Hu, J., 2015. Tribo-dynamic model of slipper bearings. **Applied Mathematical Modelling, 39**(2), 548-558.
61. Qiu, Y., Khonsari, M. M., 2009. On the prediction of cavitation in dimples using a mass-conservative algorithm. **Journal of Tribology, 131**(4), 1-11.
62. Qiu, Y., Khonsari, M. M., 2011. Experimental investigation of tribological performance of laser textured stainless steel rings. **Tribology International, 44**(5), 635-644.
63. Wang, X., Kato, K., Adachi, K., Aizawa, K., 2003. Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water. **Tribology International, 36**(3), 189-197.
64. Sharma, S. C., Yadav, S. K., 2014. Performance analysis of a fully textured hybrid circular thrust pad bearing system operating with non-newtonian lubricant. **Tribology International, 77**, 50-64.
65. Nanbu, T., Ren, N., Yasuda, Y., Zhu, D., Wang, Q. J., 2008. Micro-textures in concentrated conformal-contact lubrication: effects of texture bottom shape and surface relative motion. **Tribology Letters, 29**(3), 241-252.
66. <https://www.shell.com.tr/kurumsal-musteriler/lubricants-for-business/lubricants-product-range/shell-tellus-hydraulic-fluids.html>, (Erişim tarihi: Ocak 2018).
67. Hamrock, B. J., Schmid, S. R., Jacobson, B. O., 2004. Fundamentals Of Fluid Film Lubrication. CRC Press. Ohio 728 pp.
68. 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.

69. Larre N., 2017. The Race for AI: google, baidu, intel, apple in a rush to grab artificial intelligence startups. (Web page: <https://www.linkedin.com/pulse/race-ai-google-baidu-intel-apple-rush-grab-artificial-nancy-larre>) (Date accessed: May 2019).
70. Bughin J., Seong J., Manyika J., Chui M., Joshi R., 2018. Notes from the AI frontier: modeling the impact of ai on the world economy. (Web page: <https://www.mckinsey.com/featured-insights/artificial-intelligence>) (Date accessed: May 2019).
71. Dinsmore T., McKinney P., 2018. Automated machine learning. (Web page: <https://www.datarobot.com/wiki/>) (Date accessed: May 2019).
72. Şeker, A., Diri, B., Balık, H. H., 2017. Derin öğrenme yöntemleri ve uygulamaları hakkında bir inceleme. **Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi**, 3(3), 47-64.
73. Portugal, I., Alencar, P., Cowan, D., 2018. The use of machine learning algorithms in recommender systems: A systematic review. **Expert Systems with Applications**, 97, 205-227.
74. Kotsiantis, S. B., Zaharakis, I., Pintelas, P., 2007. Supervised machine learning: A review of classification techniques. **Emerging artificial intelligence applications in computer engineering**, 160, 3-24.
75. Celebi, M. E., Aydin, K., 2016. Unsupervised Learning Algorithms. Springer, Switzerland, 564 pp.
76. Chapelle, O., Scholkopf, B., Zien, A., 2006. Semi-Supervised Learning. Cambridge, Massachusetts, MIT Press, 524 pp.
77. Sutton, R. S., Barto, A. G., 2018. Reinforcement Learning: An Introduction. Cambridge, Massachusetts, MIT Press 548 pp.
78. Stetco, A., Dinmohammadi, F., Zhao, X., Robu, V., Flynn, D., Barnes, M., Keane J., Nenadic, G., 2019. Machine learning methods for wind turbine condition monitoring: A review. **Renewable Energy**, 133, 620-635.

79. Gandomi, A. H., Alavi, A. H., 2012. A new multi-gene genetic programming approach to nonlinear system modeling. Part I: materials and structural engineering problems. **Neural Computing and Applications**, **21**(1), 171-187.
80. Schmidt, M. D., Lipson, H., 2017. Co-evolving fitness predictors for accelerating evaluations and reducing sampling. **CiteSeer**, 1-18.
81. Koza, J. R., 1994. Genetic programming as a means for programming computers by natural selection. **Statistics and computing**, **4**(2), 87-112.
82. Koza, J. R., 1992. Genetic Programming II, Automatic Discovery of Reusable Subprograms. MIT Press, Massachusetts, Cambridge, 609 pp.
83. Searson, D. P., Leahy, D. E., Willis, M. J., 2010. GPTIPS: an open source genetic programming toolbox for multigene symbolic regression. **In Proceedings of the International multiconference of engineers and computer scientists**, **1**, 77-80.
84. Searson, D. P., 2010. GPTIPS: Genetic programming & symbolic regression for MATLAB user guide. **Researchgate**. (Date accessed: 29/05/19).
85. Gandomi, A. H., Alavi, A. H., 2012. A new multi-gene genetic programming approach to non-linear system modeling. Part II: geotechnical and earthquake engineering problems. **Neural Computing and Applications**, **21**(1), 189-201.
86. Garg, A., Lam, J. S. L., Gao, L., 2015. Energy conservation in manufacturing operations: modelling the milling process by a new complexity-based evolutionary approach. **Journal of Cleaner Production**, **108**, 34-45.
87. Zaji, A. H., Bonakdari, H., 2015. Application of artificial neural network and genetic programming models for estimating the longitudinal velocity field in open channel junctions. **Flow Measurement and Instrumentation**, **41**, 81-89.

88. Garg, A., Lam, J. S. L., 2015. Improving environmental sustainability by formulation of generalized power consumption models using an ensemble based multi-gene genetic programming approach. **Journal of Cleaner Production**, **102**, 246-263.
89. Kim, M. I., Zou, P., 2016. Modeling of drilling forces based on twist drill point angles using multigene genetic programming. **Mathematical Problems in Engineering**, 1-10.
90. Assimi, H., Jamali, A., Nariman-zadeh, N., 2017. Sizing and topology optimization of truss structures using genetic programming. **Swarm and Evolutionary Computation**, **37**, 90-103.
91. Enríquez-Zárate, J., Trujillo, L., de Lara, S., Castelli, M., Emigdio, Z., Muñoz, L., Popovič, A., 2017. Automatic modeling of a gas turbine using genetic programming: An experimental study. **Applied Soft Computing**, **50**, 212-222.
92. Morrison, G. A., Searson, D. P., & Willis, M. J., 2010. Using genetic programming to evolve a team of data classifiers. **World Academy of Science, Engineering and Technology**, **72**, 261-264.
93. Searson, D. P., Leahy, D. E., Willis, M. J., 2011. Predicting the toxicity of chemical compounds using GPTIPS: a free genetic programming toolbox for MATLAB. **In Intelligent Control and Computer Engineering**, Springer, 83-93.
94. Graupe, D., 2007. Principles Of Artificial Neural Networks. World Scientific, Singapore, 320 pp.
95. The MathWorks, 2018. (Web page: <http://www.mathworks.com/products/matlab/>) (Date accessed: May 2019).
96. Banzhaf, W., Nordin, P., Keller, R. E., Francone, F. D., 1998. Genetic Programming: An Introduction. Morgan Kaufmann Publishers, San Francisco 481 pp.

97. Silva, S., Almeida, J. 2003. Gplab-a genetic programming toolbox for matlab. Citeseer, **In Proceedings of the Nordic MATLAB Conference**, 273-278 pp.
98. Garg, A., Garg, A., Tai, K., Sreedeeep, S., 2014. An integrated SRM-multi-gene genetic programming approach for prediction of factor of safety of 3-D soil nailed slopes. **Engineering Applications of Artificial Intelligence**, **30**, 30-40.
99. Gandomi, A. H., Alavi, A. H., Arjmandi, P., Aghaeifar, A., Seyednour, R., 2010. Genetic programming and orthogonal least squares: a hybrid approach to modeling the compressive strength of CFRP-confined concrete cylinders. **Journal of Mechanics of Materials and Structures**, **5**(5), 735-753.
100. Garg, A., Rachmawati, L., Tai, K. 2013. Classification-driven model selection approach of genetic programming in modelling of turning process. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, **69**(5-8), 1137-1151.
101. Garg, A., Tai, K., Savalani, M. M., 2014. State-of-the-art in empirical modelling of rapid prototyping processes. **Rapid Prototyping Journal**, **20**(2), 164-178.
102. Garg, A., Sriram, S., Tai, K., 2013. Empirical analysis of model selection criteria for genetic programming in modeling of time series system. **In Computational Intelligence for Financial Engineering & Economics (CIFEr)**, 2013 IEEE Conference, 90-94 pp.
103. Vijayaraghavan, V., Garg, A., Lam, J. S. L., Panda, B., Mahapatra, S. S., 2015. Process characterisation of 3D-printed FDM components using improved evolutionary computational approach. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, **78**(5-8), 781-793.
104. LeCun, Y., Bengio, Y., & Hinton, G. (2015). Deep learning. **Nature**, **521**(7553), 436.
105. Caliskan, A., Yuksel, M. E., Badem, H., Basturk, A., 2017. A deep neural network classifier for decoding human brain activity based on magnetoencephalography. **Elektronika ir Elektrotechnika**, **23**(2), 63-67.

106. Badem, H., Caliskan, A., Basturk, A., Yuksel, M. E., 2016. Classification and diagnosis of the Parkinson disease by stacked autoencoder. *In Electrical, Electronics and Biomedical Engineering (ELECO)*, 2016 National Conference on (pp. 499-502). IEEE.
107. Caliskan, A., Yuksel, M. E., Badem, H., Basturk, A. 2018. Performance improvement of deep neural network classifiers by a simple training strategy. **Engineering Applications of Artificial Intelligence**, **67**, 14-23.
108. Badem, H., Basturk, A., Caliskan, A., Yuksel, M. E. 2017. A new efficient training strategy for deep neural networks by hybridization of artificial bee colony and limited-memory BFGS optimization algorithms. **Neurocomputing**, **266**, 506-526.
109. Jozefowicz, R., Zaremba, W., Sutskever, I. 2015. An empirical exploration of recurrent network architectures. **In International Conference on Machine Learning**, 2342-2350.
110. Hochreiter, S., Schmidhuber, J., 1997. Long short-term memory. **Neural computation**, **9**(8), 1735-1780.
111. Sak, H., Senior, A., Beaufays, F. 2014. Long short-term memory recurrent neural network architectures for large scale acoustic modeling, pp. 338-342. *In Fifteenth Annual Conference of the International Speech Communication Association*, September 14-18, 2014, Singapore.
112. Yıldız M., 2010. Bir CAI Motorunun Sayısal Analizi. Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Kayseri, 114 s.
113. Kobeissi R., 2017. Mesh size is less than surface roughness. (Web page: <https://studentcommunity.ansys.com/profile/raef-kobeissi/>) (Date accessed: January 2019).
114. Bergada, J. M., Watton, J. 2005. Force and flow through hydrostatic slippers with grooves. **In The 8th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization**. 240-248.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı, Soyadı: Özkan ÖZMEN
Uyruğu: Türkiye (T.C.)
Doğum Tarihi ve Yeri: 1985-Kayseri
E-mail: ozmen@erciyes.edu.tr
Telefon: +90 352 207 66 66 – 7404
Yazışma Adresi: Erciyes Üniversitesi Endüstriyel Tasarım
Mühendisliği, Talas, Kayseri

EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	ERÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü	2012
Lisans	ERÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü (Anadal)	2010
Lisans	ERÜ Mühendislik Fakültesi Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü (Yandal)	2010
Lise	Kocasinan Süper Lisesi	2003

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
2011- Halen	Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Endüstriyel Tasarım Müh. Bölümü, KAYSERİ	Araştırma Görevlisi
2010–2011	İnönü Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Müh. Bölümü, MALATYA	Araştırma Görevlisi

YABANCI DİL

İngilizce

YAYINLAR

SCI, SSCI, AHCI İndekslerine Giren Dergilerde Yayımlanan Makaleler

1. Özmen, Ö., Sinanoğlu, C., Çalışkan, A., Badem, H., 2019. Prediction of Leakage from an Axial Piston Pump Slipper with Circular Dimples Using Deep Neural Networks. **Chinese Journal of Mechanical Engineering, Under Review.**
2. Özmen, Ö., Sinanoğlu, C., Batbat, T., Güven, A. 2019. Prediction of Slipper Pressure Distribution and Leakage Behaviour in Axial Piston Pumps Using ANN and MGPP. **Mathematical Problems in Engineering, Vol 2019**, 1-13.
3. Özmen, Ö., Batbat, T., Özen, T., Sinanoğlu, C., Güven, A., 2018. Optimum Assembly Sequence Planning System Using Discrete Artificial Bee Colony Algorithm. **Mathematical Problems in Engineering, Vol 2018**, 1-14.
4. Canbulut, F., Sinanoglu, C., Erkilet, M., Özmen, Ö., 2012. Neural predictor to analyse the efficiency of positive displacement pumps. **Journal of the Balkan Tribological Association, 18(4)**, 530-539.

Hakemli Kongre/Sempozyumların Bildiri Kitaplarında Yer Alan Yayınlar

1. Uçar H., Özmen Ö., Sinanoğlu C. Eksenel pistonlu pompalarda kayıcı pabuçların yüzey geometrisinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi, ss 393-398. *The Third International Symposium on Industrial Design & Engineering (ISIDE2018)*, 22 - 24 November, 2018, ANTALYA.
2. Özmen Ö., Yılmaz E., Sinanoğlu C. Yapay sinir ağı ile eksenel pistonlu pompalardaki yatakların güç kaybının incelenmesi, ss 399-404. *The Third International Symposium on Industrial Design & Engineering (ISIDE2018)*, 22 - 24 November, 2018, ANTALYA.
3. Özmen Ö., Sarı F. N. , Kılıç Dokan F., Köprü S., Akşit I., Sinanoğlu C. Nano parçacık katkılı yağlayıcı akışkanda katkı malzemesinin fonksiyonlandırılması, ss.171-178. *The Second International Symposium on Industrial Design & Engineering (ISIDE2017)*, 13 - 15 September, 2017, NEVŞEHİR.
4. Özmen Ö., Sinanoğlu C., Güngör G. M. , Cabir S., Genç C. Eksenel pistonlu pompa kayıcı pabuçlarının hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile analizi, ss. 50-71. *The Second International Symposium on Industrial Design & Engineering (ISIDE2017)*, 13 - 15 September, 2017, NEVŞEHİR.

5. Özmen Ö., Sinanoğlu C., Doğrudan metal lazer sinterleme prosesi ve dental alanda Co-Cr üretiminde kullanımı, ss. 8-18. *3B Baskı Teknolojileri Uluslararası Sempozyumu*, 5 - 07 May, 2016, İSTANBUL.
6. Özmen Ö., Özen T., Sinanoğlu C., Hacim kriterine göre matris temelli montaj sırası planlama sistem tasarımı, ss. 1-6. *I. Uluslararası Endüstriyel Tasarım Mühendisliği Sempozyumu*, 8 - 09 May, 2014, KARABÜK.

Burslar

1. TÜBİTAK 1001, Bursiyer, Hibrit bir CAI motorunun Analizi, 2013-2014.
2. Yurt İçi Yüksek Lisans Bursu, TÜBİTAK, 2010 – 2012.

Ödüller

1. ÖZMEN Ö., Bölüm Birinciliği, T.C. Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği, Haziran 2010.