

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK EMİŞLİ İKİ ÇIKIŞLI SANTRİFÜJ POMPANIN  
TASARIMI, HAD YÖNTEMİ İLE OPTİMİZASYONU  
VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Sercan ÇAM**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**  
**Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ**  
**Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi Zekeriya PARLAK**

**Mayıs 2019**

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEK EMİŞLİ İKİ ÇIKIŞLI SANTRİFÜJ POMPANIN  
TASARIMI, HAD YÖNTEMİ İLE OPTİMİZASYONU  
VE DENEYSEL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Sercan ÇAM

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

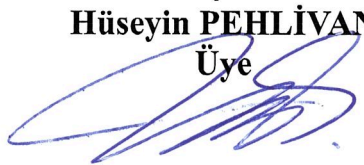
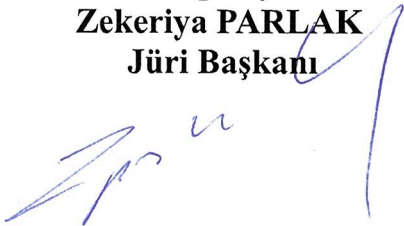
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 22/05/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Dr.Öğr.Üyesi  
Zekeriya PARLAK  
Jüri Başkanı

Doç.Dr.  
Hüseyin PEHLİVAN  
Üye

Doç.Dr.  
Vezir AYHAN  
Üye



## BEYAN

Tez içindeki verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Sercan ÇAM

22/05/2019



## ÖNSÖZ

Dünden bugüne birçok alanda gereksinimi karşılayan pompalar, daimî bir gelişim hâindedir. Ar-Ge'nin deneysel yöntemlerle yavaş ve maliyetli bir ilerleme kaydettiği eski yıllara nazaran bugün bilgisayar destekli programlar sayesinde Ar-Ge çalışmaları hem hız kazanmış hem daha tasarruflu hâle gelmiştir.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemiyle tek emişli iki çıkışlı bir santrifuj pompa üzerinde yaptığım çalışmaları ve bu çalışmalar boyunca edindiğim deneyimleri sizlerle paylaşmak istiyorum.

Yüksek lisans eğitimim sürecinde bana yardım etmekten ve beni desteklemekten salise erinmeyen danışman hocam Dr.Öğr.Üyesi Zekeriya PARLAK'a, tez dönemim boyunca değerli bilgilerini benimle paylaşmaktan çekinmeyen Arş.Gör. Muaz KEMERLİ'ye, Mak. Müh. Osman Fatih ÇELEN başta olmak üzere benim tezimi benden çok dert edinebilen tüm dostlarıma, tezin yapılmasını 5130031 proje numarasıyla destekleyerek olanaklı kılan TÜBİTAK'a ve yaşamım boyunca yanımda olmadıkları anlarda dahi her daim ellerini omuzlarımda hissettiğim tüm aileme teşekkürü bir borç bilir, teşekkürlerimi sunarım.

# İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	i
İÇİNDEKİLER .....	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ .....	viii
TABLolar LİSTESİ .....	xii
ÖZET.....	xiv
SUMMARY .....	xv
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
1.1. Tarihçe.....	1
1.2. Turbomakineler ve Pompalar .....	4
1.2.1. Pozitif deplasmanlı pompalar .....	5
1.2.2. Dinamik pompalar .....	7
1.2.2.1. Eksenel pompalar.....	7
1.2.2.2. Karma pompalar.....	8
1.2.2.3. Radyal (Santrifüj) pompalar. ....	9
1.3. Tezin Amacı, Kapsamı ve Organizasyonu .....	15
BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR ÖZETİ .....	17
BÖLÜM 3.	
İKİ ÇIKIŞLI POMPA TASARIM ALTERNATİFLERİ.....	22
3.1. Vana Kullanmak .....	23
3.1.1. Solenoid vana kullanmak.....	23

3.1.2. Çekf valf kullanmak .....	24
3.1.3. Yay mekanizması kullanmak .....	25
3.2. Hacimsel Pompa Kullanmak.....	26
3.3. Santrifüj Pompa Kullanmak.....	26
3.2.1. Yönlendirici kullanmak .....	26
3.2.2. Salyangozun yapısını ve çarkın konumunu değiştirmek .....	28
BÖLÜM 4.	
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) .....	30
4.1. HAD (FLUENT) ile Turbomakinelerin Modellenmesi .....	33
4.1.1. Zaman adımlı çözümler .....	34
4.1.1.1. Kayan ağlar yöntemi (Sliding Mesh Method) .....	34
4.1.1.2. Dinamik çözüm ağı (Dynamic Mesh).....	34
4.1.2. Sürekli rejim çözümleri .....	35
4.1.2.1. Karışan düzlemler yöntemi (Mixing Plane Method) .....	35
4.1.2.2. Çoklu referans alanları (Multiple Reference Frame).....	35
4.2. HAD (FLUENT) Teorisi.....	36
4.2.1. Navier-Stokes ve süreklilik denklemleri .....	36
4.2.2. Türbülans modeli .....	36
4.2.3. Çoklu faz modeli.....	38
4.2.4. Başlangıç koşul ve kabûlleri .....	40
4.3. Çözümleme Sonrası Veri Eldesi .....	42
4.4. Parametrik Optimizasyon Adımları .....	43
BÖLÜM 5.	
TASARIM VE OPTİMİZASYON .....	45
5.1. Geometri Tasarımı .....	45
5.1.1. Belirlenen parametreler .....	46
5.1.2. Boyutsuz parametreler .....	47
5.1.3. Çözüm ağı.....	48
5.1.4. HAD modeli.....	49
5.2. Parametrik Optimizasyon .....	49

5.2.1. 70 mm gövde için optimizasyon.....	50
5.2.2. 90 mm gövde için optimizasyon.....	54
5.2.3. Su seviyesine göre optimizasyon.....	60
5.2.4. Nozul optimizasyonu .....	68
5.2.5. Parametrik ilişkiler.....	73
5.2.5.1. Genişleme oranı .....	74
5.2.5.2. Giriş iç çapı.....	75
5.2.5.3. Tırnak uzunluğu.....	78
5.2.5.4. Üst aralık.....	80
BÖLÜM 6.	
DENEYSEL ÇALIŞMALAR .....	83
6.1. Test Sonuçları .....	87
6.2. Test Sonuçları ile Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması .....	89
6.2.1. 70 mm gövde takımı .....	90
6.2.2. 90 mm gövde takımı .....	91
6.2.3. 80 mm gövde takımı .....	93
6.2.4. Asimetrik tırnaklı gövde takımı .....	94
6.3. Pompa Çarkı Kanat Sayısı Testleri .....	95
BÖLÜM 7.	
SONUÇLAR .....	96
KAYNAKLAR.....	97
ÖZGEÇMİŞ .....	103

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

2B	: İki boyutlu
3B	: Üç boyutlu
A	: Kesit alanı [ $m^2$ ]
$\alpha_q$	: q fazı için kuruluk derecesi
$b_1$	: Çark giriş genişliği [m]
$b_2$	: Çark çıkış genişliği [m]
CFD	: Computational Fluid Dynamics
$C_{1\varepsilon, 2\varepsilon, 3\varepsilon, \mu}$	: C sabitleri
D	: Hidrolik çap [m]
$D_{\text{çıkış}}$	: Boru çıkış çapı [m]
$D_{\text{giriş}}$	: Boru giriş çapı [m]
DOE	: Design of Experiment
d	: Çark dış çapı [m]
$\varepsilon$	: Türbülans kinetik enerjisi dağılım oranı
$\eta$	: Verim [%]
$\eta_{\text{motor}}$	: Motor verimi [%]
$\eta_{\text{pompa}}$	: Pompa verimi [%]
F	: Kuvvet [N]
$G_b$	: Basınç değişimi sonucu oluşan türbülans kinetik enerjisi üretimi [J]
$G_k$	: Kaldırma kuvveti sonucu oluşan türbülans kinetik enerjisi üretimi [J]
GIÇ	: Giriş iç çapı
GO	: Genişleme oranı
g	: Yerçekimi ivmesi [ $m/s^2$ ]
H	: Basma yüksekliği [m]



HAD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
I	: Akım [A]
I	: Birim tensörü
K	: Türbülans kinetik enerjisi [J]
L	: Karakteristik uzunluk
MISQP	: Sequential Quadratic Programming
MOGA	: Multi Objective Genetic Algorithm
MPM	: Mixing Plane Model
MRF	: Multiple Reference Frame
$\dot{m}$	: Kütleli debi [kg/s]
$\dot{m}_{pq}$	: p fazından q fazına geçen kütleli debi [kg/s]
$\dot{m}_{qp}$	: q fazından p fazına geçen kütleli debi [kg/s]
$\mu$	: Dinamik akma katsayısı [Pa.s]
$\mu_t$	: Türbülans akma katsayısı [Pa.s]
NLPQL	: Non-Linear Programming by Quadratic Lagrangian
n	: Devir sayısı [d/d]
P	: Basınç [N/m <sup>2</sup> ]
P <sub>d</sub>	: Tahliye basıncı [N/m <sup>2</sup> ]
P <sub>çıkış</sub>	: Çıkış basıncı [N/m <sup>2</sup> ]
P <sub>giriş</sub>	: Giriş basıncı [N/m <sup>2</sup> ]
P <sub>s</sub>	: Emme basıncı [N/m <sup>2</sup> ]
p	: p fazı
Q	: Hacimsel debi [m <sup>3</sup> /s]
q	: q fazı
R	: Çark yarıçapı [m]
Re	: Reynolds sayısı
r <sub>1</sub>	: Çark göbek yarıçapı [m]
r <sub>2</sub>	: Çark yarıçapı [m]
$\rho$	: Yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]
$\alpha_q$	: Kütle kaynakları [kg]
SSM	: Sliding Mesh Method
$\sigma_{k,\varepsilon}$	: Prandtl sayıları

$T$	: Tork [Nm]
$T_{mil}$	: Mile verilen tork [Nm]
$TU$	: Tırnak uzunluğu
$t$	: Zaman [s]
$\tau$	: Gerilme tensörü
$\ddot{U}A$	: Üst aralık
$V$	: Volt [V]
$V$	: Hız [m/s]
$V_{çıkış}$	: Çıkış hızı [m/s]
$V_{giriş}$	: Giriş hızı [m/s]
$V_q$	: q fazının hızı [m/s]
$VOF$	: Volume of Fluid
$W$	: Güç [W]
$W_{hidrolik\ güç}$	: Hidrolik güç [W]
$W_{mil,shaft}$	: Mil gücü [W]
$Y_M$	: Genleşme dalgalanması sonucu oluşan türbülans kinetik enerjisi üretimi [J]
$z$	: Yükseklik [m]
$z_d$	: Tahliye yüksekliği [m]
$z_{giriş}$	: Giriş yüksekliği [m]
$z_{çıkış}$	: Çıkış yüksekliği [m]
$z_s$	: Emiş yüksekliği [m]
$\phi$	: Debi katsayısı
$\Psi$	: Basınç katsayısı
$\omega$	: Açısal hız [rad/s]
$\varphi$	: Hız potansiyeli
$\nabla$	: Gradyan operatörü

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Mısır su nakil sistemi - Shadoof .....	2
Şekil 1.2. Su değirmeni pompalama sistemi - Naûra (Noria) .....	2
Şekil 1.3. Cezerî'nin tasarlamış olduğu pistonlu pompa .....	3
Şekil 1.4. Pompaların sınıflandırılması .....	4
Şekil 1.5. Farklı tipteki pozitif deplasmanlı pompalar .....	6
Şekil 1.6. Vidalı pompa örneği .....	6
Şekil 1.7. Dinamik pompa türleri .....	7
Şekil 1.8. Eksenel pompada akış .....	8
Şekil 1.9. Karma pompada akış .....	8
Şekil 1.10. Santrifüj pompada akış .....	9
Şekil 1.11. Santrifüj pompanın genel elemanları .....	10
Şekil 1.12. Tipik bir santrifüj pompanın kesit resmi ve çalışma prensibi .....	10
Şekil 1.13. Bir santrifüj pompada yer alabilecek tüm elemanlar .....	11
Şekil 1.14. Geriye eğimli kanatlı, radyal kanatlı, öne eğimli kanatlı çarklar .....	12
Şekil 1.15. Çarkın kanadına göre santrifüj pompaların karakteristik eğrileri .....	13
Şekil 1.16. Açıklığına göre çark tipleri .....	13
Şekil 3.1. Solenoid vana bağlantısı şeması .....	23
Şekil 3.2. Çek valf kullanımının şematik gösterimi .....	24
Şekil 3.3. Farklı tipteki duckbill ve yaylı vanalar .....	25
Şekil 3.4. Basınç kuvveti ile çalışan yay mekanizması .....	25
Şekil 3.5. İki çıkışlı hacimsel pompa .....	26
Şekil 3.6. Yönlendirici kullanılmış iki çıkışlı santrifüj pompa .....	27
Şekil 3.7. Farklı tipte yönlendirici kullanılmış iki çıkışlı santrifüj pompalar .....	28
Şekil 3.8. Önerilen tasarımın konsepti .....	29
Şekil 4.1. HAD'ın disiplinler arası ilişkisi .....	31
Şekil 4.2. HAD çözümünün örnek akış diyagramı .....	32

Şekil 4.3. Optimizasyon diyagramı .....	44
Şekil 5.1. Yeni tasarım konsepti .....	45
Şekil 5.2. Pompa üzerindeki parametreler .....	46
Şekil 5.3. Çözüm ağı .....	48
Şekil 5.4. Optimum pompa (P70TL10) geometrisi.....	51
Şekil 5.5. P70TL10'un tahliye hattında 1500 d/d hızla çalışması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları .....	52
Şekil 5.6. P70TL10'un resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalışması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları .....	52
Şekil 5.7. P70TL10'un resirkülasyon hattında 3300 d/d hızla çalışması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları .....	53
Şekil 5.8. P70TL10'un üretilmiş prototipi .....	54
Şekil 5.9. Optimum pompa (P90TL14) geometrisi.....	55
Şekil 5.10. P90TL14'ün resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalışması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları .....	56
Şekil 5.11. P90TL14'ün tahliye hattında 1500 d/d hızla çalışması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları .....	56
Şekil 5.12. Optimum pompa (P90TS14) geometrisi.....	57
Şekil 5.13. P90TS14'ün resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalışması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları .....	58
Şekil 5.14. P90TS14'ün tahliye hattında 1500 d/d hızla çalışması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları .....	59
Şekil 5.15. P90TS14'ün üretilmiş prototipi .....	59
Şekil 5.16. Su seviyesi verilerinin alınması için belirlenmiş basınç yüzeyleri .....	60
Şekil 5.17. Optimum pompa [P70TL(7.2)22.6] geometrisi .....	62
Şekil 5.18. P70TL(7.2)22.6'nın resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalışması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları .....	63
Şekil 5.19. P70TL(7.2)22.6'nın tahliye hattında 1500 d/d hızla çalışması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları .....	64
Şekil 5.20. Asimetrik tırnak optimizasyonu parametreleri.....	65
Şekil 5.21. Optimum pompa (P90ATL14) geometrisi .....	66

Şekil 5.22. P90ATL14'ün resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları.....	67
Şekil 5.23. P90ATL14'ün tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları .....	68
Şekil 5.24. P90TS14 kodlu pompa.....	69
Şekil 5.25. Nozul optimizasyonu parametreleri .....	70
Şekil 5.26. Nozul 1 .....	71
Şekil 5.27. Nozul 1'e ait (a) basınç skalasında hız vektörleri, (b) hız skalasında hız vektörleri .....	71
Şekil 5.28. Nozul 2.....	72
Şekil 5.29. Nozul 2'ye ait (a) basınç skalasında hız vektörleri, (b) hız skalasında hız vektörleri .....	72
Şekil 5.30. Genişleme oranı ile su yüksekliği arasındaki ilişki .....	74
Şekil 5.31. Genişleme oranı ile tahliye debisi arasındaki ilişki .....	74
Şekil 5.32. Genişleme oranı ile pompa verimi arasındaki ilişki .....	75
Şekil 5.33. Giriş iç çapı ile güç arasındaki ilişki.....	75
Şekil 5.34. Giriş iç çapı ile resirkülasyon debisi arasındaki ilişki .....	76
Şekil 5.35. Giriş iç çapı ile su seviyesi arasındaki ilişki .....	76
Şekil 5.36. Giriş iç çapı ile tahliye debisi arasındaki ilişki .....	77
Şekil 5.37. Giriş iç çapı ile pompa verimi arasındaki ilişki .....	77
Şekil 5.38. Tırnak uzunluğu ile güç arasındaki ilişki.....	78
Şekil 5.39. Tırnak uzunluğu ile resirkülasyon debisi arasındaki ilişki .....	78
Şekil 5.40. Tırnak uzunluğu ile su seviyesi arasındaki ilişki .....	79
Şekil 5.41. Tırnak uzunluğu ile tahliye debisi arasındaki ilişki .....	79
Şekil 5.42. Tırnak uzunluğu ile verim arasındaki ilişki .....	80
Şekil 5.43. Üst aralık ile güç arasındaki ilişki.....	80
Şekil 5.44. Üst aralık ile resirkülasyon debisi arasındaki ilişki .....	81
Şekil 5.45. Üst aralık ile su seviyesi arasındaki ilişki .....	81
Şekil 5.46. Üst aralık ile tahliye debisi arasındaki ilişki .....	82
Şekil 5.47. Üst aralık ile verim arasındaki ilişki .....	82
Şekil 6.1. Test düzeneği.....	84
Şekil 6.2. Test düzeneği şeması.....	84

Şekil 6.3. Test düzeneği şematik ölçüleri.....	85
Şekil 6.4. Pompa kodlarının karşılıkları.....	86
Şekil 6.5. P80TS15'in üretilmiş prototipi .....	88
Şekil 6.6. P70TL(7.2)22.6'nın test sonuçları .....	90
Şekil 6.7. P90TL14'ün deney ve analiz sonuçları .....	90
Şekil 6.8. P90TL15'in deney ve analiz sonuçları .....	91
Şekil 6.9. P90TS14'ün deney ve analiz sonuçları.....	91
Şekil 6.10. P90TS15'in deney ve analiz sonuçları.....	92
Şekil 6.11. P90TS16'nın deney ve analiz sonuçları.....	92
Şekil 6.12. P80TL15'in deney ve analiz sonuçları .....	93
Şekil 6.13. P80TS15'in deney ve analiz sonuçları.....	93
Şekil 6.14. P90ATL(24.7)15'in deney ve analiz sonuçları .....	94
Şekil 6.15. P90ATL(24.7)14'ün deney ve analiz sonuçları .....	94

## TABLolar LİSTESİ

Tablo 5.1. Çözüm ağı bağımsızlığı .....	49
Tablo 5.2. 70 mm gövdeli pompa optimizasyonunun parametre sınırları.....	50
Tablo 5.3. 70 mm gövdeli pompa optimizasyonunun sabit parametreleri .....	50
Tablo 5.4. Optimizasyon hedefleri .....	50
Tablo 5.5. P70TL10'un optimum değerleri.....	51
Tablo 5.6. P70TL10'un tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri.....	51
Tablo 5.7. P70TL10'un resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri .....	52
Tablo 5.8. P70TL10'un resirkülasyon hattında 3300 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri .....	53
Tablo 5.9. P90TL14'ün optimum değerleri.....	55
Tablo 5.10. P90TL14'ün resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri .....	55
Tablo 5.11. P90TL14'ün tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri.....	56
Tablo 5.12. P90TS14'ün optimum değerleri.....	57
Tablo 5.13. P90TS14'ün resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri .....	58
Tablo 5.14. P90TS14'ün tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri.....	58
Tablo 5.15. Su seviyesi optimizasyonunun parametre sınırları.....	61
Tablo 5.16. Su seviyesi optimizasyonunun sabit parametreleri .....	61
Tablo 5.17. Su seviyesi optimizasyonunun hedefleri.....	61
Tablo 5.18. P70TL(7.2)22.6'nın optimum değerleri.....	62

Tablo 5.19. P70TL(7.2)22.6'nın resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri.....	63
Tablo 5.20. P70TL(7.2)22.6'nın tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri .....	63
Tablo 5.21. Asimetrik tırnak optimizasyonunun parametre sınırları.....	65
Tablo 5.22. Optimizasyon hedefleri .....	65
Tablo 5.23. P90ATL14'ün optimum tırnak değerleri.....	66
Tablo 5.24. P90ATL14'ün resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri .....	66
Tablo 5.25. P90ATL14'ün tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri .....	67
Tablo 5.26. P90TS14'ün optimum değerleri.....	69
Tablo 5.27. Nozul optimizasyonuna ait parametre sınırları .....	70
Tablo 5.28. Nozul optimizasyonundaki sabit parametreler.....	70
Tablo 5.29. Nozul optimizasyonunun hedefleri .....	70
Tablo 5.30. Nozul 1'in optimum değerleri.....	71
Tablo 5.31. Nozul 1'e göre analiz sonuçları .....	72
Tablo 5.32. Nozul 2'nin optimum değerleri.....	73
Tablo 5.33. Nozul 2'ye göre analiz sonuçları .....	73
Tablo 6.1. 70 mm gövde çaplı pompalara ait test sonuçları.....	87
Tablo 6.2. 80 mm gövde çaplı pompalara ait test sonuçları.....	88
Tablo 6.3. 90 mm gövde çaplı pompalara ait test sonuçları.....	89
Tablo 6.4. Farklı kanat sayılı çarklarda 1500 d/d hızla yapılan testler ve sonuçları .....	95



## ÖZET

Anahtar kelimeler: Turbomakineler, Santrifüj Pompa, Tek emişli iki çıkışlı santrifüj pompa, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, HAD, CFD, Çok fazlı akış, Optimizasyon, Verim

Sınai alanda turbomakineler yaygın olarak kullanılmaktadır. Santrifüj pompalar, kapalı bir sistem içerisinde akışkanı basınçlandırarak hareketlendiren turbomakinelerdir. Akışkanı sisteme dâhil eden bir emiş ve akışkanı sistemden tahliye eden çoğunlukla bir ya da nadiren birden fazla çıkışa sahiptirler. Akışkanın farklı zamanlarda iki farklı çıkıştan tahliye edileceği durumlar için iki çark ve iki gövdeden oluşan özel pompalar mevcuttur. Bu çalışmada bunun yerine tek çark ve tek gövde ile akışkanın farklı zamanlarda iki farklı çıkıştan tahliye edilebileceği ve en düşük enerji sarfiyatı ile yüksek verimde çalışacak bir santrifüj pompa tasarlanacaktır.

Öncelik olarak çeşitli tasarımlar göz önünde bulundurularak farklı tasarımların Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile çözümlenmeleri gerçekleştirilmiştir. Çıkan çözümler sonuçları doğrultusunda pompanın çarkı ve gövdesi geometrik olarak parametrik hâle getirilmiş ve giriş-çıkış verileri arasındaki ilişkiler saptanıp incelenmiştir. Bu bilgiler ışığında sayısal çözümler temelli optimal pompa geometrileri ortaya çıkarılmıştır.

Optimizasyon ile seçilmiş optimal pompalardan bazıları imâl edilmiş ve kurulu test düzeneği ile testleri gerçekleştirilip test verileri ile sayısal çözümler verileri kıyaslanmıştır. Deney ile çözümler verileri arasındaki ilişki gözlemlenip yorumlanmıştır.

Bu çalışmalar sonucunda pompalama sistemi içindeki valf, yay vb. hareketli parçalara olan gereksinim ortadan kaldırılmış, pompa çarkının farklı zamanlarda iki farklı yönde döndürülüp iki farklı çıkıştan akışkanı tahliye edebilen bir pompanın çalışabileceği kanıtlanmış ve benzer pompalara model bir örnek oluşturularak bu konu ile ilgili daha farklı fikirlere önayak olunmuştur.

# **DESIGN OF ONE SUCTION TWO DISCHARGES CENTRIFUGAL PUMP, ITS OPTIMIZATION BY CFD METHOD AND EXPERIMENTAL ANALYSIS**

## **SUMMARY**

Keywords: Turbomachinery, Centrifugal Pump, One suction two discharges centrifugal pump, Computational fluid dynamics, CFD, Multiphase, Optimization, Efficiency

Turbomachines are widely used in the industrial area. Centrifugal pumps are turbomachines which pressurize the fluid in a closed system. They have a suction that transfers fluid into the system and a one outlet generally or more than one outlets rarely that drain the fluid from the system. Special pumps consisting of two impellers and two bodies are available for situations where the fluid can be discharged from two different outlets at different times. In this study, a centrifugal pump with one impeller and body will be designed and the fluid can be discharged from two different outputs at different times and it will be employed in the lowest energy consumption and high efficiency.

Various designs taken into consideration have been analyzed by using Computational Fluid Dynamics (CFD). According to results of the analysis, the impeller and volute of the pump have been defined as geometrically parametric and the relations between the input, such as flow rate, and output data, such as efficiency and head, have been investigated. Thus, optimal pump designs based on the numerical analysis have been revealed.

Some of the optimal pumps have been manufactured and tested by the test setup and test data and numerical analysis data have been compared. The relationships between the experimental and the numerical analysis data have been interpreted.

As a result of these studies, the requirements for moving parts such as valve, spring, etc. in the pump system have been eliminated. A novel pump which can be rotated in two different directions of the impeller and can drain the fluid from two different outputs has been designed. Therefore, it is hoped that this study will not lead to different ideas by creating sample pumps.

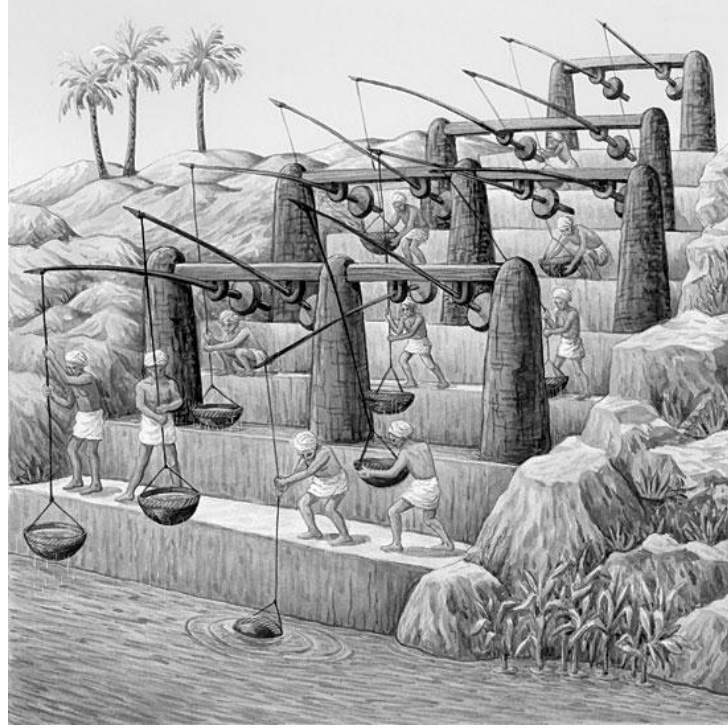
# BÖLÜM 1. GİRİŞ

## 1.1. Tarihçe

Akışkan ile dinamik olarak dönen bir eleman arasında enerji transferi gerçekleştiren ve bu transferin sonucunda akışkanın basınç ve momentumunda değişikliğe yol açan makinelere turbomakine denir. Akışkanın enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren (türbinler gibi) veya mekanik enerjiyi akışkan enerjisine dönüştüren (pompa, fan gibi) tüm makineler birer turbomakinedir [1].

Pompalar, sıvılar ile çalışarak mekanik enerjiyi basınç enerjisine dönüştüren turbomakinelerdir. İnsanlar su nakil ihtiyacı için suya ulaşma konusunda pompa sistemlerinin keşfine kadar oldukça sıkıntı yaşadılar. Yerleşim yerlerini genellikle nehir kıyılarında veya suya yakın bölgelerde tercih etseler de mevsimlerden kaynaklanan su seviyesindeki değişimden dolayı sıkıntı yaşamaktaydılar. Debisi düşük olan suları, kaplar yardımıyla yerleşim merkezlerine nakletmeleri uzun yıllar boyunca problem olmuştu. Bu sıkıntılar sonucunda insanlar kendi medeniyetlerinin fikir ve diğer uygarlıkların birikimlerinden yola çıkarak karşılaştıkları sorunlara çözüm bulmak zorunda kalmış, çeşitli buluşlar ortaya koymuşlardır.

Antik Mısır'da yaz aylarında Nil nehrinin seviyesi düştüğünden dolayı yatak kısmında su alçakta kalmaktaydı. İnsanlar bundan istifade edip kaldıraç sistemini kullandı. Uzunca bir çubuğun ortasından sabitlenip bu çubuğun ucuna bir kova bağlanması sonucu oluşan mekanizmayla su temini sağlandı. Denge ağırlığına sahip olan bu kovanın bağlandığı çubuk, ortasından iki ayakla desteklenmekteydi. Şekil 1.1.'de görseli verilmiştir [2].



Şekil 1.1. Mısır su nakil sistemi – Shadoof [2]

Nehir yataklarının derin olduğu bölgelerde ise su çarkı veya değirmenler kullanılırdı. Bu sistemin çalışma prensibi, nehrin akıntısı sayesinde çark üzerindeki kürek bölümlerine suyun dolması neticesinde kasnağın çevrilmesine dayanıyordu. Bunun sonucunda kürek bölümüne dolmuş olan su, dönen kasnak yardımıyla yukarı taşınmakta ve buradan su kemerlerine ya da ana depoya sevk edilmekteydi. Şekil 1.2.'de görseli verilmiştir [2].

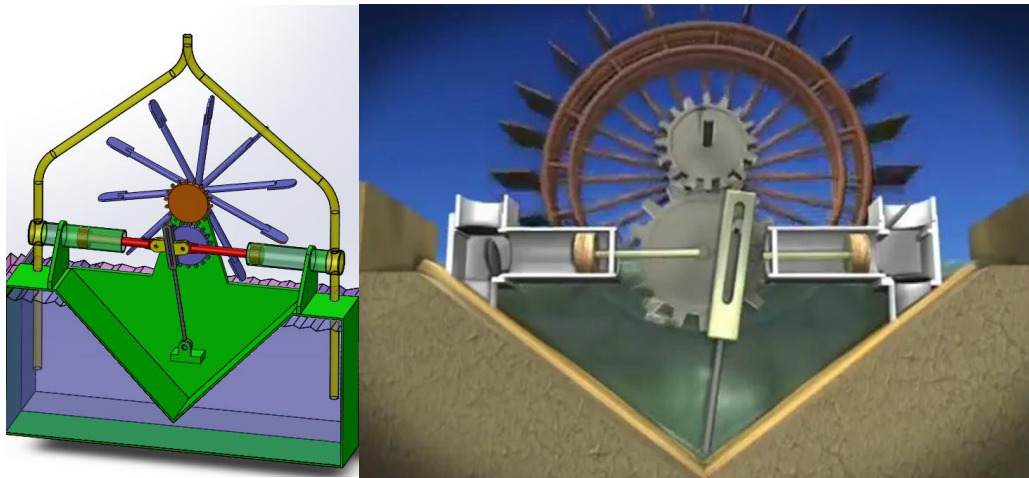


Şekil 1.2. Su değirmeni pompalama sistemi - Naûra (Noria) [2]

Avrupa'nın Al Jazari diye tanıdığı Diyarbakır Cizreli Cezerî, robotik biliminin kurucuları arasında yer alması dışında başarılı bir teknik ressamdı. Krank bağlantılı çubuk sistemi en önemli buluşlarından birisidir. Tek bir parmak dahi kıpırdatmadan çok büyük miktarlarda suyu kaldırmak için tasarladığı bu dâhiyane buluşuyla ilk defa krank sistemini kullanan kişi olmuştur.

Krank şaftı dışında Cezerî'nin diğer bir büyük buluşu da suyla çalışan su pompasıdır. Beş farklı su drenaj makine tasarımlarından ikisi 'Shadoof' kaldırma sistemlerinin geliştirilmiş modelidir. Fakat içlerinde bir tanesi çok farklı bir sisteme sahiptir.

Sistem; bakır pistonlar, emiş-çıkış boruları, çark ve tek yönlü klape vanadan oluşmaktadır. Mekanizma, tıpkı su değirmeni gibi akarsu kenarında kasnak şeklinde kürekler yardımıyla akıntıya ters olarak tasarlanmıştır. Bu ters kürekler, piston ve tekerleğe güç vererek kolu hareket ettiriyor ve böylece bir zincir mekanizmayı çalıştırıyordu. Daha sonra da piston pompa hareketine geçiliyordu. Piston çekildiğinde su, içine gömülü vaziyetteki giriş borusu tarafından emiliyor, bu sırada tahliye vanası yerçekimi ve pivot noktasının pozisyonu nedeniyle kapalı kalıyor; piston itildiğinde ise silindire dolmuş su, giriş borusundan daha dar çıkış borusu ve tahliye vanasından dışarı veriliyor; giriş vanası da bu süreç sırasında yer çekimi ve pivot noktası pozisyonu nedeniyle kapalı kalıyordu. Bu harekette bir taraf itme pozisyonundayken diğer taraf çekme pozisyonuna geçiyor; bu devridaim, su aktığı sürece devam ediyordu. Şekil 1.3.'te görselleri verilmiştir [2].



Şekil 1.3. Cezerî'nin tasarlamış olduğu pistonlu pompa [2]

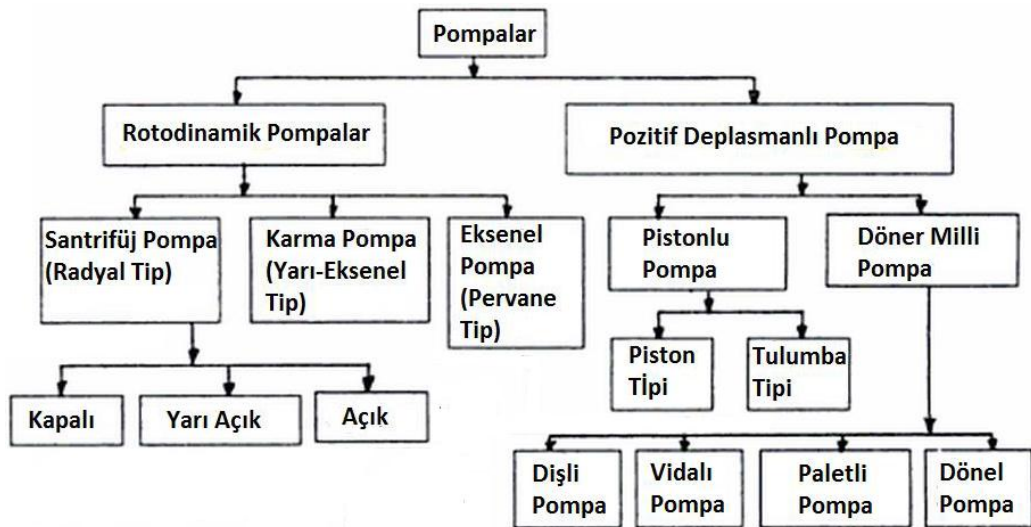
Bu sistemde bir yandan emerken diğerk yandan çıkış yapan iki yönlü pistonların ilk örnekleri kullanılmış, ayrıca çift yönlü vana sistemi ahenkli çalışması için güçlendirilmişti. Sıhhi tesisat ve sulamada faydalanılan bu pompa 12 metre yüksekliğe kadar rahatlıkla pompalama yapabilmekteydi [2].

Ayrıca bu sistemler, M.Ö. 3. yy'de Arşimet tarafından yapılan çalışmalarla bulunan ve mekanik kuvvetlerin fiziksel kaldırma veya sıkıştırma kuvveti ile maddeyi itmesi prensibini kullanarak çalışan sistemlerdir.

## 1.2. Turbomakineler ve Pompalar

Turbomakinenin bir diğerk tanımı da şu şekildedir: Turbomakineler, daimî akışa sahip bir akışın enerjisini bir veya birden fazla kanatın dinamik hareketi ile değıştiren cihazlardır. Enerjinin transferi genellikle daimî akışlarda gerçekleşecek şekildedir. Fakat pozitif deplasmanlı hacimsel pompalardaki enerji transferi zamana göre periyodik olarak değışen bir formda da olabilir [3].

Farklı tipte ve oldukça fazla tasarım ihtiva ettiğı için pompaları sınıflandırmak oldukça zordur. En yaygın pompa sınıflandırması pompaların hareket şekillerini dinamik ve statik olarak iki ana başlığa ayırmaktır. Farklı pompa tipleri için kullanılan bir sınıflandırma Şekil 1.4.'te verilmiştir [4].



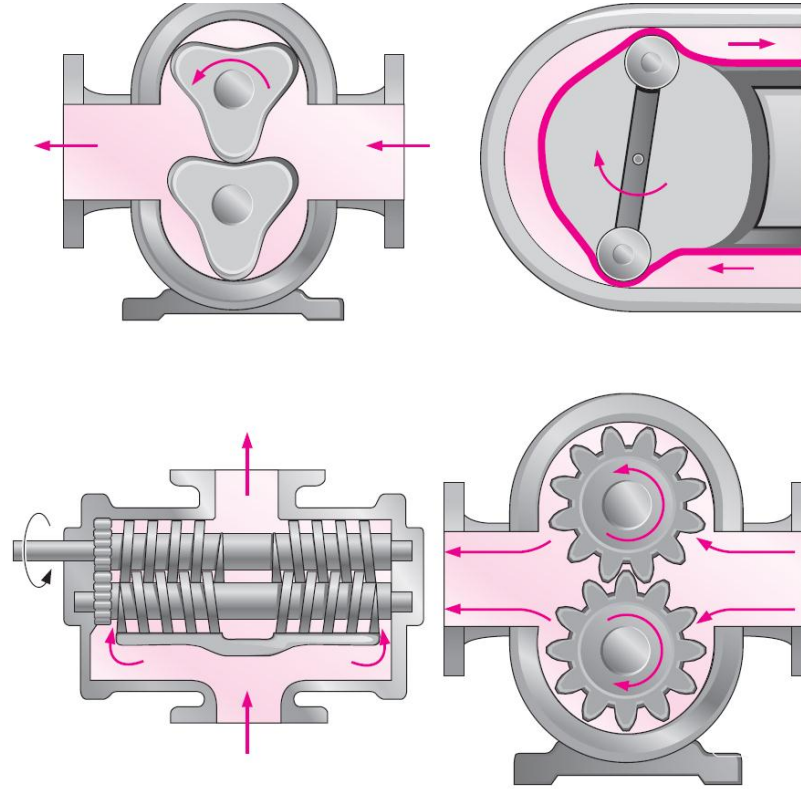
Şekil 1.4. Pompaların sınıflandırılması

### 1.2.1. Pozitif deplasmanlı pompalar

Hacimsel pompalardır. Yani pompanın devir sayısı ile pompaladığı akışkan hacmi doğru orantılıdır. Pozitif deplasmanlı pompalarda hız artıkça iç kayıplar azalır ve volümetrik verim artar. Basınç artışı karşısında, kapasitelerinde neredeyse hiçbir kayıp görülmez. Akışkanın viskozitesi artıkça, pompanın iç boşluklarından kaynaklanan volümetrik kayıpların akışkanın kalınlaşmasıyla azalması sonucu, pompanın kapasitesi artar. Emme yapabilen ve vakum oluşturabilen pompalardır. Basınç-kapasite eğrisinin istenilen noktasında çalıştırılabilirler ve bu durum kavitasyona veya şaftta deformasyona neden olmaz [5].

Yukarıda sözü edilen özelliklerden ötürü pozitif deplasmanlı pompalar, akışkanın yoğunluğunun büyük olduğu ve yüksek basıncın olduğu durumlarda kullanılırlar. Akışkan miktarı hassas bir şekilde ayarlanan tıbbî cihazlarda, bu miktarın doğru bir şekilde belirlenebilmesi için kullanılırlar. Daha düşük devir sayılarında çalışabilirler ve kuvvete karşı viskozitesini değiştiren (Newton tipi olmayan) akışkanlarda daha iyi bir performans gösterirler.

Tüm pozitif deplasmanlı pompalarda hareket prensibi tamamen statiktir. Bu tarz pompalar “statik pompa” olarak da bilinmektedir. Bu prensibe göre çalışan pompalar pistonlu pompalar, vidalı pompalar, dalgıç pompalar, dişli pompalar, peristaltik pompalar, diyafram pompalar, radyal veya eksenel pistonlu pompalar olarak sıralanabilir. Şekil 1.5.’te pozitif deplasmanlı pompalara birkaç örnek verilmiştir [6].



Şekil 1.5. Farklı tipteki pozitif deplasmanlı pompalar [6]

Şekil 1.5.'te sol üstte dönel pompa, sağ üstte peristaltik pompa, sol altta vidalı pompa, sağ altta dişli pompa yer almaktadır. Şekil 1.6.'da da vidalı pompaya somut bir örnek verilmiştir.



Şekil 1.6. Vidalı pompa örneği [5]



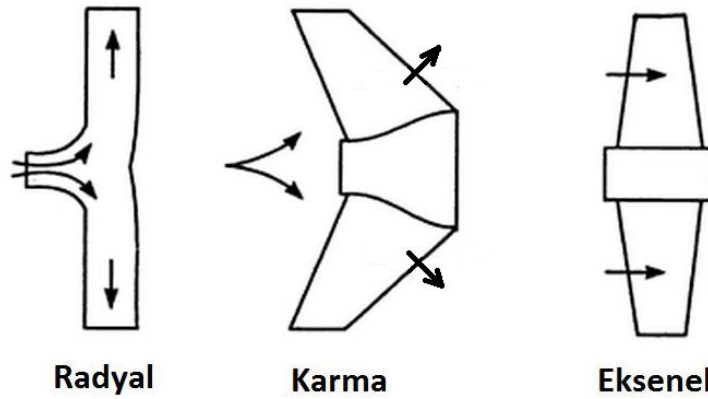
Birçok olumlu özelliğine karşın bu tip pompalarda devir sayısı değişmeden debinin değişmesi çok zordur ve akışın herhangi bir sebepten dolayı bloke olması durumunda pompa işlevini kaybedebilir.

### 1.2.2. Dinamik pompalar

Dinamik pompalar, “rotodinamik pompalar” ya da basit olarak “dönel pompalar” olarak da adlandırılırlar. Fakat jet pompalar ve elektromanyetik pompalar gibi dönel olmayan bazı dinamik pompalar da vardır.

Dinamik pompalarda enerji, bir dönme hareketi ile aktarılır. Yani enerjinin aktarımı bir dinamik hareket ile sağlanır. Dönen çark sistemi, akışkanı harekete geçirerek kanatlar üzerindeki mekanik enerjiyi akışkanın kinetik enerjisine dönüştürür [7].

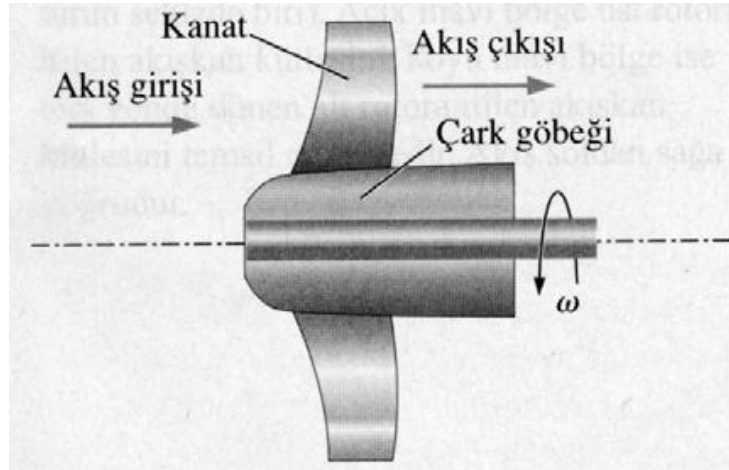
Dinamik pompalar akışın pompadan çıkış biçimine göre sınıflandırılırlar. Eksenel, radyal ve karma olmak üzere 3 farklı dinamik pompa türü mevcuttur. Radyal ve eksenelin bileşimi olarak karma pompalar da karşımıza çıkmaktadır. Şekil 1.7.’de akışın çarkı terk ediş biçimine göre dinamik pompa türleri verilmiştir [8].



#### 1.2.2.1. Eksenel pompalar

Eksenel pompalarda akışkan pompa merkezine eksenel olarak girer ve pompa çarkını eksenel olarak terk eder. Dönen çark kanatları, akışkanın momentumunu değiştirmek

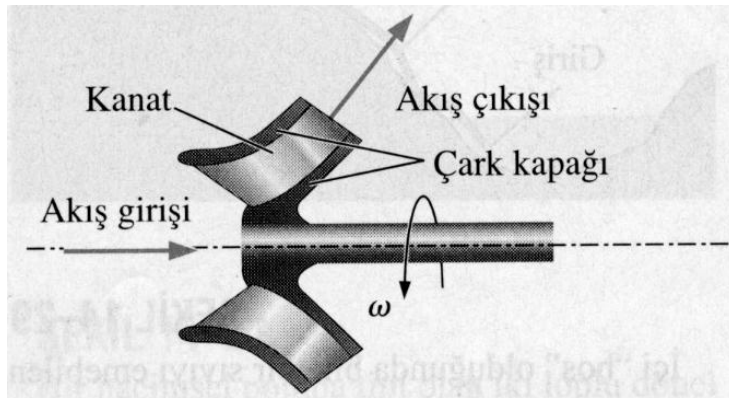
sûretiyle kaldırma kuvveti meydana getirerek akışkanın istenilen basınca ulaşmasını sağlar. Akışkan hareketi helisel bir form izlediğinden bu pompalar “helisel pompa” olarak da adlandırılırlar. Pompa orta kısmının, motor, mil ve göbek tarafından kapatılması nedeniyle bu akış tipik olarak pompanın dış kesimi boyunca gerçekleşir. Şekil 1.8.’de eksenel pompa akışı ayrıntılı olarak gösterilmiştir [9]. Yüksek debi, düşük basınç durumunda kullanılır.



Şekil 1.8. Eksenel pompa akışı [9]

### 1.2.2.2. Karma pompalar

Karma pompa, eksenel ile radyal (merkezkaç) arasındadır ve akış pompaya eksenel olarak girer, radyal ve eksenel arasındaki bir açıyla pompayı terk eder. Şekil 1.9.’da karma akış ayrıntılı olarak gösterilmiştir.

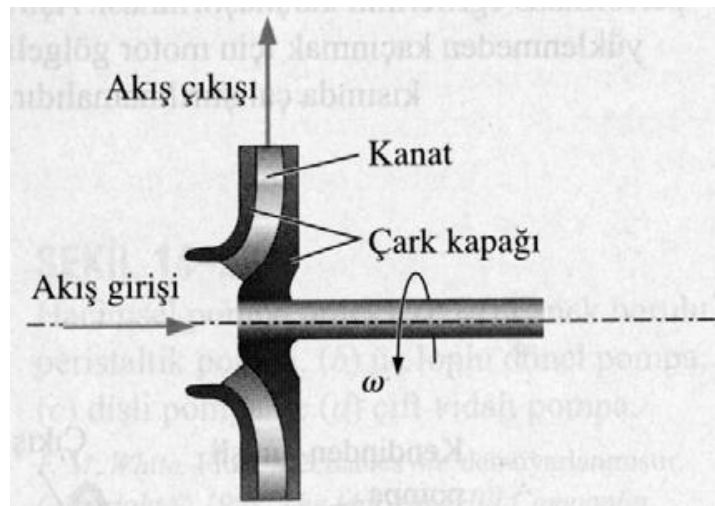


Şekil 1.9. Karma pompa akışı [9]

### 1.2.2.3. Radyal (Santrifüj) pompalar

Tarihte ilk defa santrifüj kuvvet ve bundan kaynaklı fiziksel olayların incelenmesi İtalya'da Da Vinci tarafından 15. yy'de gerçekleştirilmiştir. Fransız Denis Papin 17. yy'de bu prensipten yararlanarak ilk santrifüj pompayı ortaya koymuş, günümüzdeki fizik yasalarına ışık tutmuştur. Bu bağlamda 1730'lu yıllardan itibaren santrifüj pompalar kullanılmaya başlanmıştır [10].

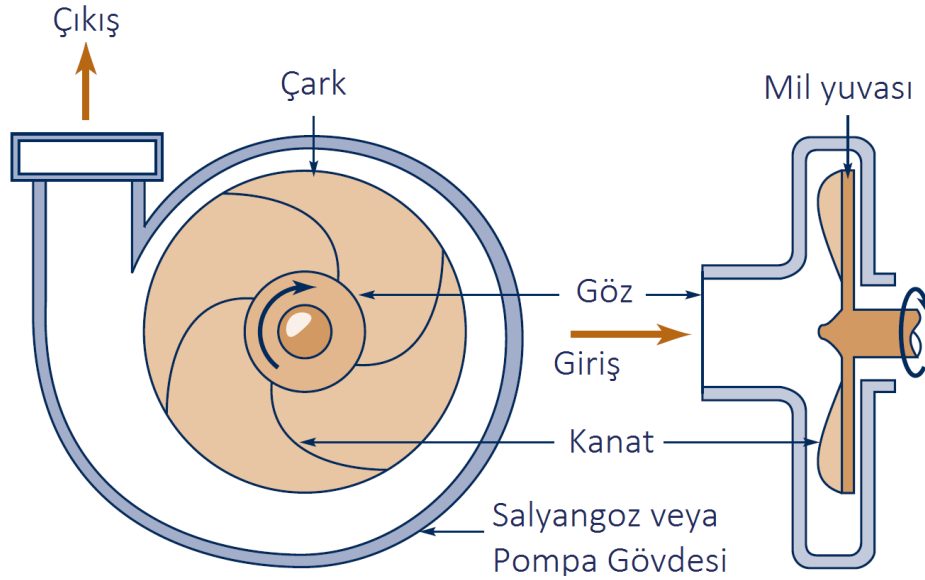
Santrifüj pompalar “merkezkaç pompa” olarak da bilinirler. En yaygın kullanım alanına sahip dinamik pompalardır. Santrifüj pompada akış, Şekil 1.10.'da ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



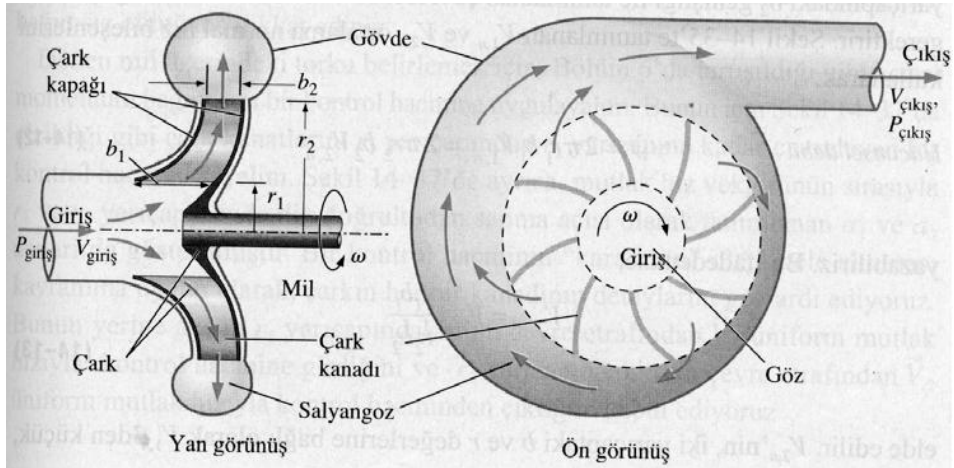
Şekil 1.10. Santrifüj pompada akış [9]

Santrifüj pompa, dönen bir mile sabitlenmiş bir çarktan ve çarkı çevreleyen düz veya salyangoz şeklinde bir pompa hacminden oluşmaktadır. Çark, genellikle belli bir eğime sahip olan birden çok kanattan oluşur. Bu kanatlar eşit açılar ile çarkın etrafında bulunmaktadır. Çarkın dönüşüyle beraber akışkan gözden emilir ve merkezkaç hareketi ile teğetsel olarak atılır. Akışkan teğetsel olarak çıkarken, eğer varsa, bir salyangozdan geçer ve hızı azalarak basıncı artırır. Böylece akışkana aktarılan kinetik enerji, basınç enerjisine dönüşür [11].

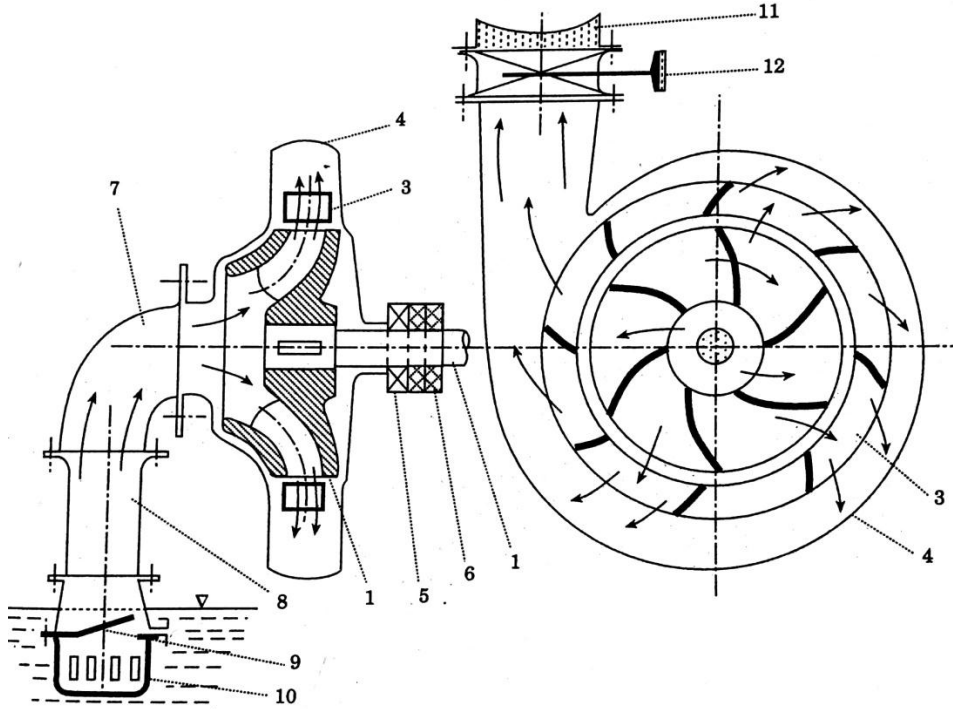
Şekil 1.11.'de santrifüj pompanın genel elemanları, Şekil 1.12.'de tipik bir santrifüj pompanın kesit resmi ve çalışma prensibi ve Şekil 1.13.'te bir santrifüj pompada yer alabilecek tüm elemanlar numaralandırılarak verilmiştir. Hemen sonrasında Şekil 1.13.'teki numaraların hangi elemanları nitelediği belirtilmiş ve her bir elemanın açıklaması yapılmıştır.



Şekil 1.11. Santrifüj pompanın genel elemanları



Şekil 1.12. Tipik bir santrifüj pompanın kesit resmi ve çalışma prensibi [9]



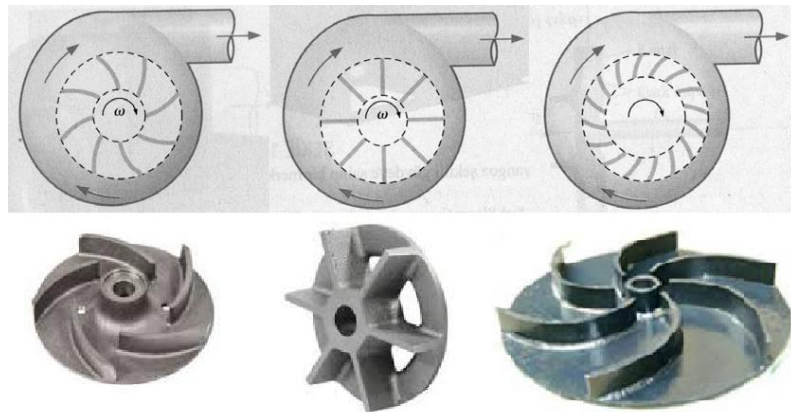
Şekil 1.13. Bir santrifüj pompada yer alabilecek tüm elemanlar [10]

1. Pompa mili: Çark ile bağlantısı kama ile sağlanır. Elektrik motorundan aldığı tahrikle çarkın dönmesini sağlar.
2. Çark: Üzerinde kanatların bulunduğu parçadır. Dönüş hareketiyle sıvı moleküllerini ivmelendirerek çevreye dağıtır. Bu savrulma kuvvetine santrifüj kuvvet denir.
3. Dağıtıcı (Difüzör): Çarktan gelen sıvının kinetik enerjisini basınç enerjisine dönüştürerek çevreye olan hareketini sağlar.
4. Salyangoz: Çarkı dışarıdan çevreleyerek pompanın dış muhafazasını sağlar. Sıvının izlediği yolu oluşturan geometridir.
5. Mil yatağı: Mil, teflon ve bronz gibi özel malzemelerden yapılmış yataklarda ya da rulmanlı yataklarda dönme sağlar.
6. Salmastra kutusu: Çarkın içine hava sızması için sızdırmazlık elemanları (çeşitli keçeler, yağ keten ipler vb.) kullanılır. Pompa ilk çalıştığında içerisinde hava tanecikleri mevcuttur. Çarkın hızı onları dışarıya atabilecek bir santrifüj kuvvet uygulayamamaktadır. Sıvının emilimi söz konusu olmadığı için sıvı basılamaz. Bu nedenle ilk başta çark içerisine sıvı dolumu sağlanır ve böylece pompa çalışmaya hazır hâle getirilir. Eğer pompanın

çalışması sırasında çarkta hava sızıntısı oluyorsa sıvının basılması yine sağlanamaz. Pompa fuzulî enerji harcamış olur. Bu nedenle bu tür makinelerde salmastra kutusu çok önemlidir.

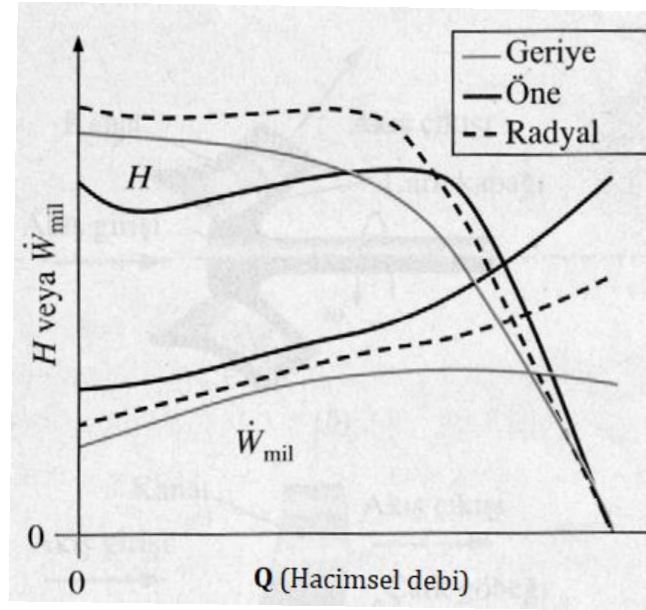
7. Emme dirseği: Deveboynu dirsek türü kullanılırsa enerji kaybı azaltılmış olur.
8. Emme borusu: Akışkanın giriş ağzına ulaşması bu boru yardımıyla sağlanmaktadır.
9. Dip klapesi: Pompa çalışırken klappenin yukarıda bulunması durumunda suyun geçişi sağlanır. Pompa durduğunda ise klape, suyun ve kendisinin ağırlığından dolayı kapanmış olur. Böylelikle pompanın ilk çalışma zorluğu ortadan kaldırılmış olur, sıvı doğrudan emilir.
10. Süzgeç: Emme borusundadır. Çarka giriş yapan büyük molekülleri engeller.
11. Basma borusu: Akışkanın pompadan çıkış yaptıktan sonra istenilen yere ulaşması bu boru vasıtasıyla sağlanmaktadır.
12. Çıkış vanası: Çıkış vanası sayesinde basılan debi kontrol edilir. Tamamen kapalı olduğunda su çıkışı gözlemlenmez. Vananın açılmasıyla su çıkışına müsaade edilir [10].

Santrifüj pompalarda çarkın kanat geometrisi, Şekil 1.14.'te gösterildiği gibi geriye eğimli, radyal ve öne eğimli olmak üzere üç farklı yapıda olabilir. En yaygın olanı geriye eğimli kanatlı santrifüj pompalardır. Akışkanın kanat aralarına girmesi ve kanatları terk etmesi en az miktarda dönüşle gerçekleştiğinden, diğer kanatlı santrifüj pompalara göre daha yüksek verime sahiptirler [9].



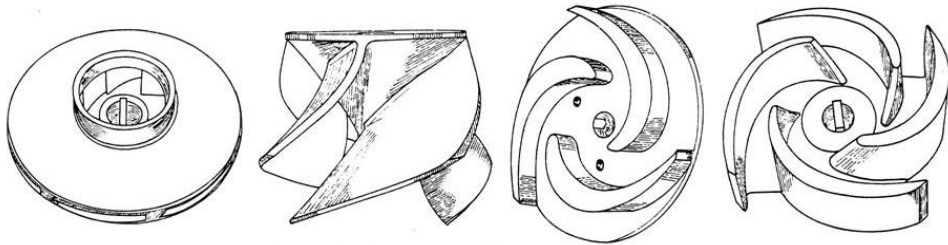
Şekil 1.14. (Soldan sağa) Geriye eğimli kanatlı, radyal kanatlı, öne eğimli kanatlı çarklar [9]

Geriye eğimli kanatlı santrifüj pompaların sağladıkları basınç artışları, diğer iki tip pompanın arasındadır. Radyal kanatlı santrifüj pompalar, geniş bir debi aralığında en yüksek basınç artışını sağlarlar. Ancak bu basınç artışı, maksimum verim noktasından sonra hızla azalır. Öne eğimli kanatlı santrifüj pompalar, radyal ve geriye eğimli kanatlı santrifüj pompalara kıyasla geniş bir debi aralığında daha düşük olmakla birlikte sabit bir basınç artışı sağlarlar. Şekil 1.15.'te bu pompaların karakteristik eğrilerinin birbirleriyle karşılaştırılmış hâli verilmiştir [9].



Şekil 1.15. Çark kanadına göre santrifüj pompaların karakteristik eğrileri [9]

Pompa çarkları bir de açık tip, yarı açık tip ve kapalı tip olmak üzere üçe ayrılırlar. Bu üç tip çark da yaygın kullanılmakta olup Şekil 1.16.'da örnekleri verilmiştir.



Şekil 1.16. Açıklığına göre çark tipleri (En soldaki kapalı çark, ortadakiler yarı açık çarklar, en sağdaki açık çark)

Açık tip çarklarda kanadı örten hiçbir kısım yoktur. Kanatlar her iki yönden de açıkça görülebilir. Bu tip çarklar parçacıklı sıvıları pompalamaya uygundur ve çark malzemesi genellikle daha kuvvetli malzemelerden seçilmektedir.

Kapalı tip çarklarda ise kanatlar iki taraftan da kapatılmıştır. Bu tip çarklar akışı gözün girişi ile kanatların çıkışı arasında sınırladığı için açık tip çarklara göre daha verimlidir. Fakat kullanım alanları genellikle saf tip akışkanlar ile sınırlıdır. İçerisinde parçacık bulunan akışkanlar için tavsiye edilmemektedir [12].

Santrifüj pompaların performans hesaplamaları ve çözümlenmeleri yapılırken bir takım parametrelere ihtiyaç vardır. Pompadan geçen akışkanın kütleli debisi,  $\dot{m}$  ile ifade edilir. Sıkıştırılmaz akış için hacimsel debi,  $Q$  ile ifade edilir. Literatürde hacimsel debi kütleli debiye nazaran daha yaygın kullanılmaktadır. Yoğunluk ( $\rho$ ) üzerinden birbirleriyle olan bağlantı Denklem 1.1'de verilmiştir.

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (1.1)$$

Pompanın basma yüksekliği  $H$  ile ifade edilir.  $H$ , pompa net yükü olarak bir uzunluk boyutundadır. Pompa performansı, giriş ve çıkış arasındaki Bernoulli yükünde meydana gelen değişim olarak tanımlanır. Pompanın basma yüksekliğindeki su seviyesi olarak da tanımlanmaktadır [13]. Bernoulli Denklemi, Denklem 1.2'de verilmiştir.

$$H = \left( \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{çıkış}} - \left( \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{giriş}} \quad (1.2)$$

Giriş ve çıkış çapları aynı olan, yükseklik farkı olmayan bir pompadaki sıkıştırılmaz akışı göz önüne alırsak  $D_{\text{çıkış}} = D_{\text{giriş}}$  ve  $z_{\text{çıkış}} = z_{\text{giriş}}$  özel durumu için kullanılan bağlantı Denklem 1.3'te verilmiştir. Bu durumda net yük, basınç artışına eşittir.

$$H = \frac{P_{\text{çıkış}} - P_{\text{giriş}}}{\rho g} \quad (1.3)$$



Net yük, akışkana verilen faydalı güçle orantılıdır. Akışkanımız su olmasa bile bu güç, hidrolik güç olarak tanımlanmaktadır ve hesabı Denklem 1.4'te verilmiştir.

$$W_{\text{hidrolik güç}} = \dot{m}gH = \rho gQH \quad (1.4)$$

Bütün pompalarda kanat yüzeylerindeki akış ayrılmaları, iç kaçaklar, sürtünme, türbülans yitimi vb. nedenlerden dolayı tersinmez kayıplar mevcuttur. Bu yüzden, pompaya sağlanan mekanik enerjinin hidrolik güçten daha fazla olması beklenir. Terminolojide, pompaya verilen haricî güç, mil gücü olarak tanımlanır. Döner bir mil tarafından iletilen güç Denklem 1.5'teki gibi hesaplanır.

$$W_{\text{mil}} = \omega T_{\text{mil}} \quad (1.5)$$

Burada  $\omega$ , milin açısal hızıdır ve (rad/s) olarak tanımlanır.  $T_{\text{mil}}$  ise mile verilen torktur.

Pompa verimi ise faydalı gücün verilen güce oranıdır ve Denklem 1.6'da görüldüğü gibidir [14].

$$\eta_{\text{pompa}} = \frac{W_{\text{hidrolik güç}}}{W_{\text{mil}}} = \frac{\rho gQH}{\omega T_{\text{mil}}} \quad (1.6)$$

### 1.3. Tezin Amacı, Kapsamı ve Organizasyonu

Santrifüj pompaların hemen hemen hepsi tek giriş ve tek çıkışlıdır. Koşullar gereği akışkanın tahliyesini iki farklı çıkıştan sağlayabilmek için iki farklı pompa ve iki farklı motor kullanılmakta, dolayısıyla maliyet ve enerji tüketimi artmaktadır.

Bu çalışmada tek santrifüj pompa ve tek motor kullanılarak farklı zamanlarda iki farklı çıkıştan akışkanın tahliye edilip edilemeyeceği araştırılmıştır. Bu çalışma TÜBİTAK Üniversite-Sanayi İşbirliği projelerinden biri olup sanayiyle entegre bir şekilde yürütülen 5130031 no'lu proje çerçevesinde gerçekleştirilmiştir.

Tek emişli iki çıkışlı santrifüj pompanın geliştirilmesi için HAD yöntemleri kullanılmıştır. Literatürde hlihazırda var olan çalışmalar göz önünde bulundurularak ve patenti alınmış ya da henüz alınmamış çeşitli tasarımlar dikkate alınarak bir HAD modeli oluşturulmuştur. Bu modelin geometrisi parametrik hâle getirilip optimizasyonu yapılarak optimum tasarım noktaları belirlenmiş, bu optimum tasarım noktalarındaki geometrilerin prototipi üretilmiş ve bu prototipler üzerinden deneysel veriler elde edilip HAD verileri ile kıyaslama yapılmıştır.

Tezin birinci bölümünde; turbomakineler, pompalar ve santrifüj pompa kısaca tanıtılmıştır.

Tezin ikinci bölümünde, santrifüj pompalar ve HAD ile ilgili literatür araştırmalarının zeti sunulmuştur.

Tezin nc bölümünde, iki çıkışlı santrifüj pompalar ile ilgili n görülmüş ya da uygulanmış çalışmalar üzerinde durulmuştur.

Tezin dördüncü bölümünde, HAD hakkında ayrıntılı bilgi verilmiştir.

Tezin beşinci bölümünde, tek emişli iki çıkışlı bir santrifüj pompanın HAD yöntemleriyle tasarımı ve optimizasyonu aktarılmıştır.

Tezin altıncı bölümünde, deneysel çalışmalardan söz edilmiş ve HAD ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır.

Tezin son bölümü olan sekizinci bölümde, çalışmanın sonuçlarından söz edilmiş ve bu sonuçlar değerlendirilip yorumlanmıştır.

## BÖLÜM 2. LİTERATÜR ÖZETİ

Turbomakineler ve santrifüj pompalar üzerine gerek deneysel gerek yazılım tabanlı yapılan kimi önemli çalışmalar kronolojik olarak şöyle özetlenebilir:

Salyangoz ve çark kanadı arasındaki ilişkinin zamana bağlı incelenmesi üzerine çalışmalar çok erkenden başlamıştır. Bu alanda iki boyutlu olarak yapılan ilk çalışmalardan birisi D. Croba ve J. L. Kueny'e aittir. Bu çalışmada 2B olarak bir santrifüj pompa incelenmiş ve HAD sonuçları ile deneysel verilerinin oldukça yakın olduğu sonucuna varılmıştır [15].

Zamana bağlı olarak kanatların hareketinin modellenmesi sadece turbomakineler ile sınırlı değildir. Bununla ilgili en bilinen çözümlerden birisi tank içindeki bir karıştırıcının modellenmesidir. A. Bakker ve arkadaşlarının çalışmalarında böyle bir karıştırıcının Kayan Ağlar Yöntemi (SMM) tekniği kullanılarak doğru bir şekilde modellenmesi ile kanat teknolojisinin çok daha iyi bir şekilde geliştirilebileceği öngörülmüştür [16].

E. Dick ve arkadaşları, santrifüj pompa için Kayar Ağlar Yöntemi (SMM), Karışan Düzlemler Yöntemi (MPM) ve Çoklu Referans Alanları (MRF) yöntemleri arasındaki sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. Zaman adımlı olmayan bu çözümler için her zaman gerçek sonuçlardan uzaklaşma riskinin dikkate alınması gerektiğini söylemişlerdir [17].

W. Zhou ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada farklı kanat tipleri ile verim arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Çalışmalarında kıvrımlı kanat yapılarının daha verimli olduğu kanaatine varmışlardır [18].

M. Asuaje ve arkadaşları, salyangoz ve kanat ilişkisini incelemişler ve zamana bağlı çözümlerin gerçekteki basınç dalgalanmalarını modelleyebildiğini görmüşlerdir. Ayrıca çarka gelen kuvvetlerin zamana bağlı olarak değiştiğini, dolayısıyla çarka etki eden kuvvetler konusunda net bilginin ancak zaman adımlı bir çözüm ile alınabileceğini söylemişlerdir [19].

M. Nataraj ve V. P. Arunachalam, yaptıkları çalışmada Taguchi'nin parametrik tasarım konsepti aracılığı ile santrifüj pompanın performans artırımı için bir araştırma metodolojisi sunmuşlardır. Bunun yanı sıra HAD çözümlemesi yaparak pompanın farklı çalışma koşullarında akış modelinin çarkta nasıl değişikliklere yol açacağını gözlemlemişlerdir. Çark çıkış genişliği, çark çıkış çapı, kanat kalınlığı ve çark giriş çapı olarak seçtikleri parametreleri, gerekli deneyleri yapabilmek adına Taguchi ortogonal dizisine dayalı olarak birleştirmişlerdir. HAD sonuçları; prototip modelinin basma yüksekliği, debisi ve verimliliği ile ilgili olarak çalışma noktasındaki pompa performansının deneyleri ile iyi bir uyum göstermiştir [20].

V. Grapsas ve arkadaşları, test çarkı boyunca sıkıştırılmaz türbülans akışının bir HAD çözümlemesini gerçekleştirmiş ve buradan elde ettikleri verilerle deney ölçümleri arasında bir uyum bulmuşlardır. Ayrıca çark uzunluğu, giriş yüksekliği ve ön kenar eğimi gibi bazı kanat tasarım parametrelerinin, çark performansına ve verimliliğine olan etkisini incelemişlerdir [21].

K. W. Cheah ve arkadaşları, santrifüj pompa akış alanının tümünün zamana bağlı olarak incelendiği bir çalışma yapmışlardır. Düzensiz akışların ve pompa içindeki geri akış noktalarının HAD kullanılarak kolayca belirlenebileceğini kanıtlamışlardır. Özellikle salyangoz, çıkış kanalı ve emme bölgesinin oldukça düzensiz olduğunu, bu yüzden bu bölgelerin zamana bağlı olarak incelenmesi gereken bölgeler olduğunu saptamışlardır [22].

R. Spence ve J. Amaral-Teixeira tarafından optimizasyon üzerine yapılan çalışmada, pompa geometrisine ait farklı parametrelerin Taguchi metodu ile optimize edilmesi ve HAD metodu kullanılarak çözümleme yapılmasıyla basınç vurutularının etkisi

incelenmiş ve bu vurutuların doğru geometrik değerler ile azaltılabileceği ispat edilmiştir [23].

O. Petit ve arkadaşları, ticarî yazılımlar ile değil, açık kaynak kodlu yazılımlar kullanarak HAD çalışması yapmışlardır. SMM, MRF ve MPM metotlarının başarıyla kullanılabileceğini göstermişlerdir [24].

W. Dazhuan ve arkadaşları, pompa çıkış vanasının açılmasının pompa üzerindeki etkisini zaman adımlı modelleyip bunun üzerine çalışmışlardır. Oluşan vorteks ve anı ivmelenmelerin pompaya olan etkisinin göz ardı edilmemesi gerektiği sonucuna varmışlardır [25].

H. Nautiyal ve H. Kumar, pompaların ters yönde bir türbin gibi çalıştırılması ile ilgili yaptıkları çalışmaların sonucunda bu alanda kullanılabilecek HAD metotlarının yetersizliğini ortaya koymuşlardır [26].

R. Barrio ve arkadaşları, zamana bağlı olarak pompa geometrisi içerisinde oluşan düzensiz bölgelere ilişkin çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada farklı debilerde zamana bağlı olarak çıkış geometrisindeki düzensizlikler incelenmiştir. Sonuç olarak zaman adımlı çözümlerin pompa geometrisinin en uç köşelerinde bile güvenle kullanılabileceği çıkarımında bulunmuşlardır. [27].

B. Seok-Heum ve arkadaşları, parametrelerin optimum konfigürasyonunu belirlemek için proses parametresi etkilerine yönelik deneysel bir araştırma sunmuşlardır. Optimal parametreleri elde etmek için Taguchi'nin optimizasyon yaklaşımı kullanmışlardır. Önemli parametreleri belirleyip Taguchi yönteminin etkinliğini göstermek için en uygun proses parametrelerine sahip bir doğrulama denemesi gerçekleştirmişlerdir [28].

S. R. Shah ve arkadaşları, sürekli rejim çözümü metodu olan MRF ile çalışma gerçekleştirmişler ve sonuçların deneysel veriler ile uyumlu olduğu, fakat verimlerin gerçek sonuçların az da olsa altında çıktığı sonucuna varmışlardır [29].

L. Zhou ve arkadaşları, santrifüj pompanın performansını iyileştirmek adına çark tasarım parametrelerini optimize etmek için çalışmışlardır. Aynı sayısal yöntemlerle, ortogonal bir diziyeye göre, aynı salyangoz içinde simüle edilen ve 5 çark geometri parametresine dayanan 16 çark modellenmişlerdir. Varyans çözümlemesi (ANOVA) yöntemiyle beş parametrenin en iyi değerlerinde yakalanan en uygun pompanın verimliliği ve basma yüksekliği, orijinal pompa ile karşılaştırıldığında, orijinal pompaya göre önemli bir gelişme göstermiştir [30].

W. G. Li, çalışmasında HAD kullanarak santrifüj pompalarda kanat çıkış açısının, akma hızının ve pürüzlülüğün pompa performansına etkilerini incelemiştir. Büyük kanat açılarının büyük hidrolik kayıplara neden olduğunu ve HAD'ın deney sonuçları ile iyi bir yakınlık gösterdiğini tespit etmiştir. Fakat bu tür çözümler için türbülans modellerinin hâlen yetersiz olduğu vurgusunu yapmıştır [31].

B. Jafarzadeh ve arkadaşlarının çalışmasında farklı kanat sayıları ve kanat konumlarının daimî rejimin sonuçları üzerindeki etkileri tartışılmış, bu parametrelerin çözüme olan etkileri ortaya çıkarılmıştır [32].

J. J. Damor ve arkadaşları, çalışmalarında, sürekli rejimdeki bir santrifüj pompa için performans eğrilerinin gerçek veriler ile uyuşabildiğini ispatlamışlardır [33].

H. Si ve arkadaşları, Dinamik Çözüm Ağı yaklaşımı ile zaman adımlı çözümleme yaptıkları çalışmada, Dinamik Çözüm Ağı yaklaşımının hareketli çözüm ağlarına göre daha avantajlı olabileceği durumları saptayıp sunmuşlardır [34].

I. Chalghoum ve arkadaşları, pompa karakteristik eğrisinin sayısal ve deneysel sonuçları arasında karşılaştırmalar yapmış ve iyi bir uyumluluk yakalamışlardır [35].

P. Olszewski, yaptığı çalışmada, enerji verimliliği ve çoklu pompa sistemlerinin optimizasyonu konusuna dikkat çekmiştir. Santrifüj pompa, her ülkenin toplam enerjisinin büyük bir bölümünü tüketmektedir. Bu nedenle HAD kullanılarak yapılan

optimizasyon yöntemleri ile pompaların verimliliğini artırmanın çok önemli olduğunu dile getirmiştir [36].

### **BÖLÜM 3. İKİ ÇIKIŞLI POMPA TASARIM ALTERNATİFLERİ**

Tipik bir santrifüj pompada bir adet gövde (salyangoz) ve bir adet çark bulunmaktadır. Bu santrifüj pompalar kimi zaman akışkanı bir yerden emip bir başka yere tahliye etmek için kimi zaman da akışkanın kapalı bir sistemde devridaim ettirilmesi için kullanılmaktadır. Bunun aynı hat içinde farklı zamanlarda gerçekleşmesi gerektiğinde iki gövde ve iki çarka sahip bir pompaya gereksinim duyulmaktadır. Bu pompalar birbirlerinden bağımsız olarak çalışmaktadır. Bu çalışmada; söz konusu iki gövdenin ve iki çarkın birleştirilmesi ve dolayısıyla tek gövde, tek çark ve tek motor kullanılıp aynı mil ile tahrik edilecek bir pompa için çözüm yöntemleri sunulmuştur. Tek gövde, tek çark ve tek motor kullanma gerekçeleri özetle şöyle sıralanabilir:

1. İki çark ve iki gövde kullanılması sonucu ilk yatırım maliyet artışını ve iki motor kullanılması sonucu enerji sarfiyatını engellemek.
2. İkinci bir çark, ikinci bir gövde ve ikinci bir motor kullanılması durumunda oluşan olumsuz çevresel etkileri ortadan kaldırmak.
3. Enerji verimliliğine yönelik yapılan düzenlemelerin yerine getirilmesi zorunluluğu.

Bu tür pompalar üzerine yapılan çalışmalar literatürde oldukça azdır. Bu çalışmalarca sunulan çözümlerin çoğu ya bir vana yardımıyla akışı iki farklı çıkışa yönlendirmek ya da hat içerisine yerleştirilen mekanik bir parça ile akışı yönlendirmektedir. Bu çalışmaların sunduğu çözümlere ve bunlarla ilgili patentlere bu bölümde değinilecektir.



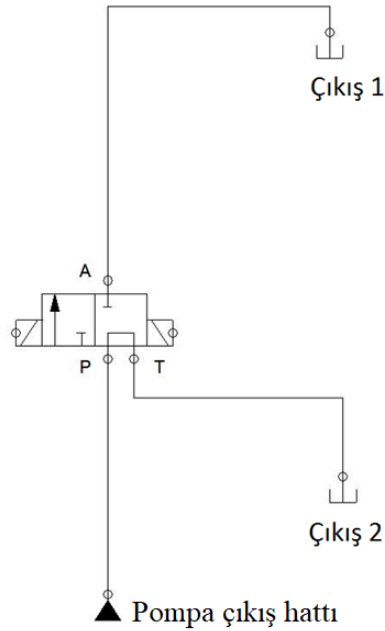
Bir pompanın farklı zamanlarda iki farklı çıkışa akışkan pompalayabilmesi, mühendislerin geçmişten beri üzerinde çalıştığı bir konudur. Kullanım koşullarına göre geliştirilmiş çok farklı öneriler ve patentler mevcuttur.

### 3.1. Vana Kullanmak

Akla ilk gelen en etkin ve en geçerli çözümlerden birisi, pompa çıkışına bir vana konulması ve bu vananın akışı farklı hatlara tayin edebilmesidir. Fakat bunun için otomatik bir sistem kurulması gerektiğinden buradaki hareketli parçanın bir kontrol algoritması ile kontrol edilmesi ve vanayı kontrol edecek bir tahrik mekanizmasının bulunması gerekmektedir. Çünkü vana kullanımı elektronik bir sistemi ve vanayı çalıştıracak ekstra bir mekanizma olmasını zorunlu hâle getirmektedir. Bu da daha yüksek maliyet anlamına gelmektedir. Böyle bir elektronik sistem yerine mekanik bir sistemi tasarlamak daha pratik ve bozulma olasılığına karşı daha güvenilirdir.

#### 3.1.1. Solenoid vana kullanmak

Şekil 3.1.'de görüldüğü gibi pompa çıkışına bağlanılacak bir solenoid vana kontrol edilerek akışkan farklı iki çıkışa da yönlendirilebilir.

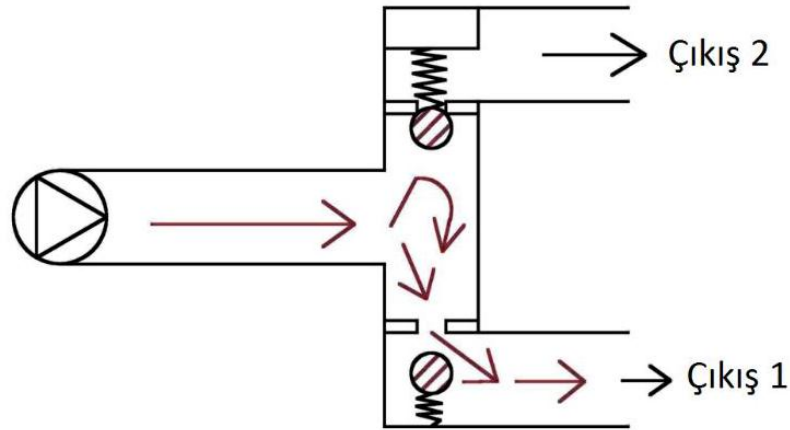


Şekil 3.1. Solenoid vana bağlantısı şeması

Vananın birinci pozisyonunda akışkan P girişinden girip T çıkışından çıkmakta, ikinci pozisyonda ise P girişinden girip A çıkışından çıkmaktadır. Fakat böyle bir çözüm için daha önce sözü edildiği gibi ayrı bir elektrik devresine ihtiyaç duyulur. Ayrıca akışkanda bulunabilecek küçük parçacıkların birikmesi sonucu zamanla vana tıkanabilir.

### 3.1.2. Çek valf kullanmak

Bu çözüm yönteminde düşük ve yüksek devirlerde çalışarak düşük ve yüksek basınç üreten bir pompa olduğu varsayılmıştır ve Şekil 3.2.'de görüldüğü gibi iki adet çek valf iki ayrı çıkış ağzına yerleştirilmiştir. Yüksek basınçta birinci vana; basınç kuvvetlerinin yay kuvvetini yenmesi ile akışa yol vermekte, ikinci vana ise basınç kuvvetlerinin etkisiyle bulunduğu çıkışı kapatmaktadır. Düşük basınçta ise birinci vananın yay kuvvetleri basınç kuvvetlerini yendiği için bulunduğu çıkışı kapatmakta, ikinci vana ise benzer şekilde yay kuvvetleri ile açık kalmaktadır. Böylece farklı basınçlarda akış iki farklı kanala yönlendirilebilmektedir.



Şekil 3.2. Çek valf kullanımının şematik gösterimi

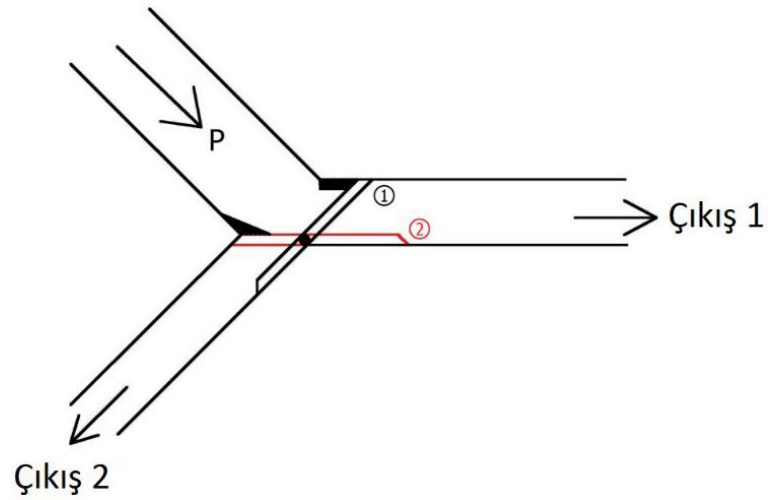
Bu yöntemde birinci vana için yaylı vana kullanmak yerine basınç ile aktif olan, Şekil 3.3.'te örnekleri verilmiş duckbill vanalar da kullanılabilir. Bu yöntem, yayların ömürlerinin kısa olması, hareketli parçaların zamanla partiküller ile tıkanma riski oluşturması ve yayların korozyon etkilerine maruz kalarak zamanla görevini yapamaz hâle gelmesi gibi çeşitli dezavantajlar içerir.



Şekil 3.3. Farklı tipteki duckbill ve yaylı vanalar

### 3.1.3. Yay mekanizması kullanmak

Bu yöntemde Şekil 3.4.'te görüldüğü gibi bir önceki yöntemle benzer şekilde farklı devirlerde çalışarak farklı basınçlar üreten bir pompanın ve kangal bir yaya bağlı olarak basınç kuvvetlerine göre farklı yönlere açılan bir kapağın olduğu öngörülmüştür. Yüksek basınç kuvvetleri ile yay bir yönde açılarak diğer yönde kapanmaya zorlanmakta, düşük basınçta ise yay kuvvetleri vanayı diğer yönde açmaya zorlamaktadır. Bu yöntem için vananın kullanılacağı geometri oldukça karmaşıktır ve yay kuvvetlerinin hassas bir şekilde tespit edilmesi oldukça zordur. Ayrıca akışın korozif etkileri ve akıştaki küçük parçacıkların kapağı tıkaması riski her zaman mevcuttur.

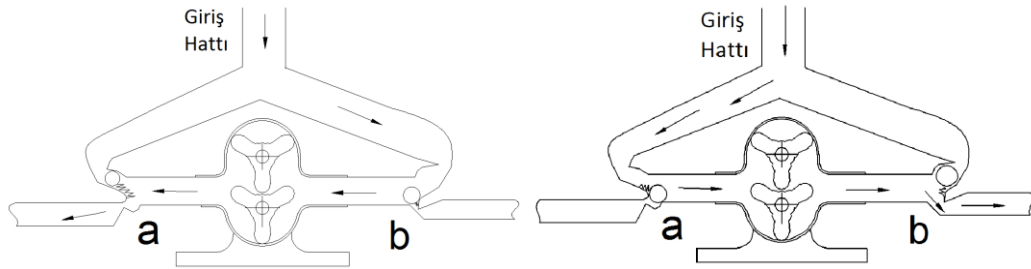


Şekil 3.4. Basınç kuvveti ile çalışan yay mekanizması

### 3.2. Hacimsel Pompa Kullanmak

Hacimsel pompalar emiş kabiliyeti yüksek pompalardır. Bu pompalar suyu bir hatta basarken emiş hattında da bir vakum oluşturarak akışkanı emebilirler. Santrifüj pompalar basınç üretirken hacimsel pompalar debi üretici gibi çalışırlar [37].

Bir hacimsel pompa bir hattın orta noktasına bağlandığında ve Şekil 3.5.'te görüldüğü gibi üstteki dişli saat yönünde çalıştırıldığında a topu akışkanın soldaki borudan dışarıya çıkmasına izin vermekte ve giriş hattını kapatmakta; b topu ise akışkanın soldaki çıkıştan çıkmasını engellemektedir. Pompa saat yönünün tersinde çalıştığında yine Şekil 3.5.'te görüldüğü gibi a topu giriş hattını açıp sol taraftaki çıkışı kapatmakta; b topu ise tambur hattını kapatıp sağ taraftaki çıkışı açmaktadır. Topların hareketi tamamen hacimsel pompanın vakum etkisi ile gerçekleşmektedir. Top yerine klapelerin kullanıldığı bir modele ait bir patent de bulunmaktadır [38].



Şekil 3.5. İki çıkışlı hacimsel pompalar

### 3.3. Santrifüj Pompa Kullanmak

#### 3.3.1. Yönlendirici kullanmak

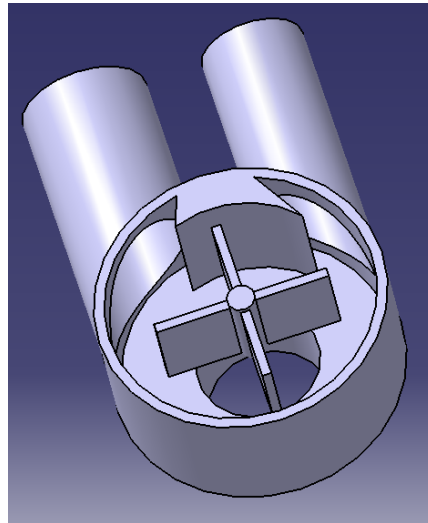
Santrifüj pompaların emme kabiliyeti hacimsel pompalara göre daha düşüktür. Santrifüj pompanın çalışabilmesi için suyun pompa hacmine girebilmesi gerekmektedir. İçerisinde hava olması durumunda santrifüj pompanın emme kabiliyeti ciddi oranda azalır. Bunun sebebi havanın yoğunluğunun çok küçük olması ve buna bağlı olarak kanatlar ile aktarılan kinetik enerjinin çok küçük mertebelerde

kalmasıdır. Bir santrifüj pompanın ürettiği basma yüksekliği doğrudan akışkanın yoğunluğu ile ilişkilidir [39].

Santrifüj pompalar için yukarıda hacimsel pompalar için bahsedilen, vakum etkileri ile çalışan bir yöntem düşünülemez. Bu yüzden santrifüj pompada akışkanı farklı kanallara yönlendirecek farklı bir çözüme ihtiyaç vardır. Bunu çözmek için santrifüj pompa geometrisinin iç kısmına akış yönlendiriciler yerleştirilebilir. Böylece çarkın farklı yönere dönmesi ile farklı kanallardan akış gerçekleştirilebilir.

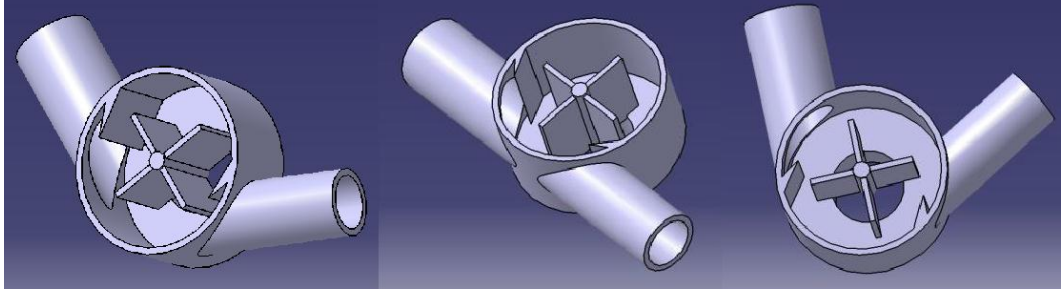
Bu yöntemlerden birincisi; pompa gövdesi içerisine akışı yönlendiren bir parça koyarak akışkanı, çarkın farklı dönüş yönleri için farklı kanallara yönlendirmektedir. Böyle bir yönteme ait daha önceden başvurulmuş fakat henüz kabul edilmemiş benzer bir patent vardır [40].

Bu çözüme göre çarkın farklı dönüş yönlerinde akışkan farklı kanallardan çıkmaya zorlanmakta ve farklı kanallardan akış sağlanmaktadır. Şekil 3.6.'da görüldüğü gibi pompa çarkı saat yönünde döndüğünde akışkan sol çıkıştan, saat yönünün tersine döndüğünde ise sağdaki çıkıştan çıkmaya zorlanmaktadır. Böylece pompa farklı zamanlarda, akışkanı farklı çıkışlardan göndererek istenilen vazifeyi herhangi bir mekanik parça kullanmadan gerçekleştirebilmektedir. Yönlendiricinin görevlerinden birisi de gövde ile yönlendirici arasında Coanda etkisi meydana getirmesidir.



Şekil 3.6. Yönlendirici kullanılmış iki çıkışlı santrifüj pompa

Ayrıca çıkış kanalları farklı çıkış pozisyonlarında konumlandırılarak ve iki adet yönlendirici kullanılarak da aynı sonuç elde edilebilir. Farklı pompa tasarımları Şekil 3.7.'de verilmiştir.

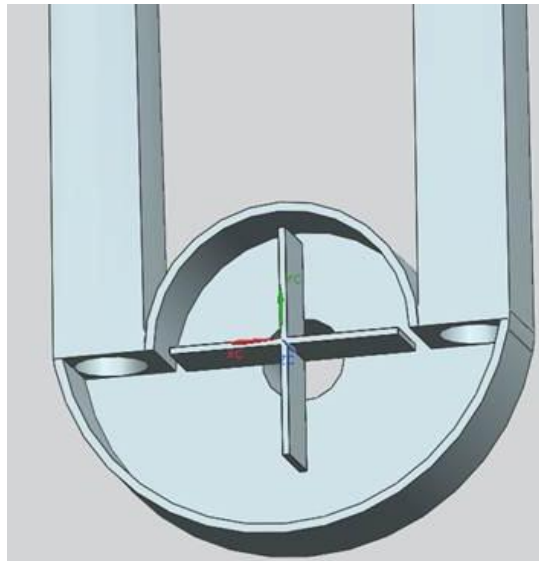


Şekil 3.7. Farklı tipte yönlendirici kullanılmış iki çıkışlı santrifüj pompalar

Bu konuyla ilgili ayrıntılı bir tez çalışması mevcuttur [41].

### 3.3.2. Salyangozun yapısını ve çarkın konumunu değiştirmek

Pompa çarkı pompa hacminin merkezinden eksantriktir. Pompa hacmi de her iki yöne doğru genişleyen bir yarı salyangoz yapıya sahiptir. Çark bir yönde çalıştığı sırada akışkanı diğer yönde pompalamak amaçlanmıştır. Bu tez, bu çözüm önerisi üzerine yapılmış çalışmaları ihtiva etmektedir. Bu tasarımın konsepti Şekil 3.8.'de verilmiştir.



Şekil 3.8. Önerilen tasarımın konsepti

Santrifüj pompaların tasarım süreci; çok fazla zaman, çaba ve para gerektiren analitik modelleme ve testler gerektirir. Ancak son yirmi yıl içinde akışkanlar mekaniğinde en sevindirici gelişmelerden biri olan Hesaplama Akışkanlar Dinamiği (HAD) gittikçe yaygınlaşmakta olup mühendisler ile bilim adamları tarafından her geçen gün daha da ilgi görmektedir. Bu sayısal yöntemleri kullanıp ortaya çıkarılan birçok alternatif tasarımın pek azının prototipini üreterek bir santrifüj pompa tasarlamak oldukça kolaydır. Bu tezde de yukarıda bahsi geçen iki çıkışlı bir santrifüj pompayı analiz etmek, içerideki fiziksel fenomeni anlamaya çalışmak ve HAD'ı kullanarak optimum bir tasarım oluşturmak hedeflenmektedir. Bu çalışma ile ilgili olarak pompa içindeki fiziksel olay karmaşıktır; çünkü sıvı bir çıkıştan boşaltılırken diğer çıkış hava ile dolmak durumundadır. Ayrıca sıvı hızı yükseldikçe basınç azalır ve bu, havanın pompa gövdesine girmesine neden olup pompanın çalışmasını durdurabilmektedir. Aksi durumda akış hızı yavaşlarsa basınç yükselir ve bu da sıvının her iki çıkıştan tahliyesine neden olabilir. Bu nedenlerle tüm hidrolik yapı önemlidir ve çok sayıda çözüm ağı elemanı ile uygun ve tam bir modele ihtiyaç vardır.

## **BÖLÜM 4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)**

Geçmişte katılar veya akışkanlar ile ilgili tüm mühendislik problemleri, elde edilen diferansiyel denklemlerin fizik ilkelerine dayalı analitik metotları ile çözülmüyordu. Newton'un ikinci yasası, enerjinin korunumu yasaları, kütlelerin korunumu, Maxwell eşitliği gibi birçok denklem bu şekilde çözülmüştür. Fakat bu formüller genellikle çok basit geometriler ve basitleştirici kabullerde kullanılabilmekte, karmaşık geometriler ve gerçek koşullar için bu diferansiyel denklemlerin çözümü oldukça zorlaşmakta hatta çoğu problem için imkânsızdır [42].

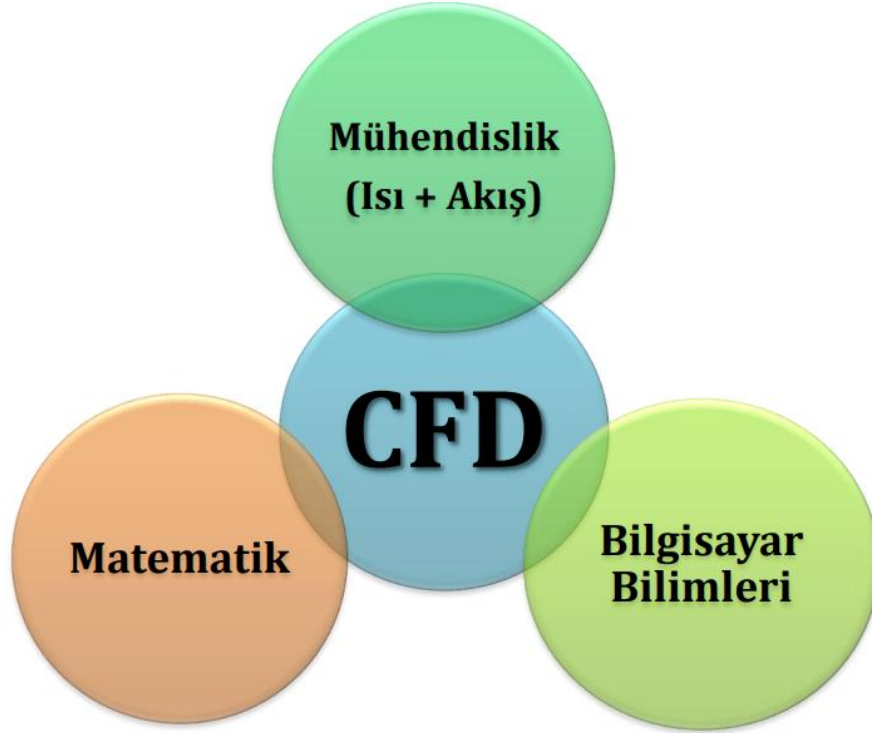
Sonsuz küçüklükte diferansiyel elemanların sonlu elemanlar olarak kabül edilmesiyle yapılan bilgisayar çözümlenmeleri, bu karmaşık diferansiyel denklemlerin çözümünü kolaylaştırmıştır. Gelişen bilgisayar teknolojisi ile birlikte gün geçtikçe karmaşık yapıdaki geometrilerin diferansiyel denklemleri çözüme ulaşmakta ve bilgisayar ortamında gerçeğe yakın simülasyonları yapılarak problemlerin sayısal çözümleri de ortaya konulabilmektedir. Bu yöntem günümüzde dinamik ya da statik problemlerde, gerek katı gerek akışkanların modellenmesinde etkin olarak kullanılmaktadır.

Sonlu elemanlar yönteminin akışkanlar üzerinde kullanılmasına CFD denilmektedir. CFD (Computational Fluid Dynamics), Türkçede Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) olarak adlandırılmaktadır. HAD kodları lineer olmayan kısmî diferansiyel denklemleri çözen nümerik algoritmalar çerçevesinde geliştirilmiştir. Sayısal ve deneysel olarak bulunan genel büyüklüklerin karşılaştırılması yoluyla HAD çözümlenmelerini doğrulamak için çoğunlukla deneysel veriler kullanılmıştır. Navier-Stokes, kütlelerin korunumu, enerji ve farklı türdeki türbülans denklemlerinin sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak bir akış hacmine uygulanması ile yapılan bilgisayar tabanlı çözümlenmelerin tamamı bu kategoriye girmektedir. Buradaki en temel denklemler kütlelerin korunumu, enerjinin korunumu ve momentumun



korunumu denklemleridir. Türbülans denklemleri ve diğer modüllerde kullanılan denklemler ise deneysel çalışmalar ile oluşturulmuş bir takım formüller ve sabitlerden oluşmaktadır [43].

HAD'ın ilgili disiplinler ile olan ilişkisi Şekil 4.1.'de verilmiştir:

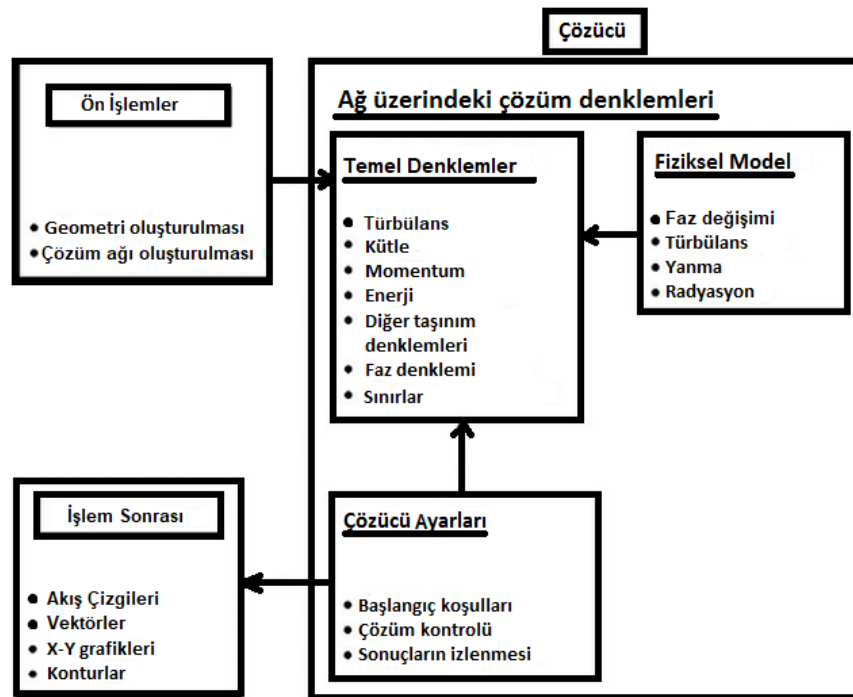


Şekil 4.1. HAD'ın disiplinler arası ilişkisi [43]

HAD için çözüm aşamaları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. Akış alanı, sonlu sayıdaki hücelere ayrılır (Çözüm ağı).
2. Kütle, momentum, enerji ve fazlar ile ilgili genel korunum denklemleri her bir hücre için çözülür.
3. Kısmî diferansiyel denklemler, temel matematiksel bağıntılara dönüştürülür.
4. Tüm matematiksel denklemler sayısal olarak çözülerek akış alanına aktarılır.

Tüm bu aşamalar ve ayrıntıları, Şekil 4.2.'de gösterilmiştir:



Şekil 4.2. HAD çözümünün örnek akış diyagramı [43]

Gelişen bir uygulama olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), dijital bilgisayarlardaki ilerlemeler ile birlikte uluslararası çevreler tarafından oldukça dikkat çekmeye başlamıştır. 1960'ların sonlarından beri, HAD'ın uygulamalarında dikkate değer bir büyüme gözlenmektedir [44]. Yeni tasarımların geliştirilmesi ve proseslerin uygulanmalarından önce performanslarının tahmin edilmesine olanak sağladığı için HAD, mühendislik tasarım ve analizlerinin gerekli kısımlarından birisi hâline gelmiştir [45]. Günümüzde araştırmacılar, ekipman tasarımcıları ve proses mühendisleri; fırınlar [46], soğutma kabinleri [47], karıştırmalı kazanlar [48], püskürtmeli kurutucular [49], ısı değiştiriciler [50] ve diğer birçok proses ekipmanlarının performanslarını ve akışlarını analiz etmek için yaygın bir şekilde HAD uygulamalarını kullanmaktadır. Tasarım ve geliştirmede HAD programları yalnızca akışkan davranışı ile ilgilenmeyen, ayrıca ısı ve kütle transferi (buharlaşma, çözünme vs.), faz değişimi (erime, kaynama vs.), kimyasal reaksiyon (yanma, paslanma vs.), mekanik hareket (karıştırıcının dönmesi, pistonlar, fanlar vb.) ve katılarda gerilme ya da deformasyon gibi konularla da ilgilenen standart nümerik araçlardır [51].

#### 4.1. HAD (FLUENT) ile Turbomakinelerin Modellenmesi

FLUENT, ANSYS Workbench modülüyle ya da tek başına çalışan bir ticarî HAD yazılımıdır. Yazılım, ANSYS Workbench üzerindeki birçok yazılım ile uyumlu çalışmaktadır. Diğer yazılımlar ile hem akış geometrisini oluşturmak daha kolay hâle gelmekte hem de çözüm verileri daha etkin bir şekilde görselleştirilebilmektedir. FLUENT yazılımında kontrol hacimleri hücre merkezli sonlu hacimler olarak modellenmektedir.

CFX, FLUENT'e benzer şekilde ANSYS Workbench modülleriyle birlikte çalışmaktadır. Turbomakineler konusunda gelişmiş bir yazılımdır. Kontrol hacimlerinin modellenmesi düğüm merkezli sonlu farklar kullanılarak yapılmaktadır [52].

FLUENT; otomotiv, havacılık, kimya ve gıda endüstrisi gibi farklı dallarda faaliyet gösteren birçok sanayi koluna ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılmaktadır. Sahip olduğu ileri çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel modeller sayesinde laminar, geçişsel ve türbülanslı akışlara; iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere; kimyasal tepkimeleri içeren problemlere; yakıt pilleri, akustik, akış kaynaklı gürültü, çok fazlı akışları içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler üreterek AR-GE bölümlerinin tasarım esnasındaki en güvenilir aracı olmaya adaydır [53].

HAD ile turbomakinelerin modellenmesi HAD problemleri arasında önemli bir yere sahiptir. Bu konuda yazılmış çok sayıda makâle ve eğitim dokümanı vardır. HAD ile bugüne kadar bilinmeyen pompa içindeki akış hakkında önemli bilgiler keşfedilmiştir. Fakat hâlâ hangi metodun hangi durum için en geçerli çözüm olduğu tartışma konusudur.

HAD kullanılarak santrifüj pompaların performansları belirlenmekte, kavitasyon çözümleri yapılmakta, parametrik hâle getirilen geometrilerinin optimizasyonları ilgili bir optimizasyon algoritmasıyla beraber gerçekleştirilmekte, güç tüketimleri

saptanmakta ve deneysel olarak çalışılması zor olabilecek mikro-pompalar ya da Newton tipi olmayan akışkanlar kolaylıkla çözümlenebilmektedir [54].

#### **4.1.1. Zaman adımlı çözümler**

##### **4.1.1.1. Kayan ağlar yöntemi (Sliding Mesh Method)**

Kayan ağlar yöntemi (SMM) birbirinden ayrı olarak hareket eden iki farklı akış alanının modellenmesinde kullanılmaktadır. Hareket, öteleme veya dönme şeklinde tanımlanabilir. Yalnızca zamana bağlı çözümlerde kullanılmaktadır, çünkü hücreler zamana bağlı olarak yer değiştirmektedir [55].

SMM genellikle hareketli ve belirli bir eksen etrafında dönen sıvı hacimlerinin çözümünde kullanılan bir yöntemdir. Çokça kullanıldığı yerlerden birisi mikser ya da tank karıştırıcısı gibi zamana bağlı çözüme ihtiyaç duyulan problemlerdir [56, 57]. Bu metoda göre turbomakinenin dönen parçasının taradığı tüm akış alanı bir hareketli bölge olarak tanımlanır ve bu parça belirlenen devir sayısı ile kendi ekseninde dönme hareketi yapar. Bu yöntemi tanımlamak için FLUENT arayüzünde hazır modüller mevcuttur.

##### **4.1.1.2. Dinamik çözüm ağı (Dynamic Mesh)**

Dinamik çözüm ağı modeli, duvar şeklinde tanımlanmış bölgelerin ya da objelerin hareketi ile ağın yeniden düzenlenmesi esasına dayanır. Rijit olarak dönme veya öteleme hareketi yapan sınırlar için kullanılmaktadır. Hareket eden pistonlar, şişen bir balon ya da insan kalbi modeli gibi sınırların değiştiği problemler buna örnek olarak verilebilir [56]. Turbomakinelerde kullanımı pratik değildir [34], fakat hareketli parçalar içeren vana, çek valf gibi geometrilerde kullanılmaktadır.

Dinamik çözüm ağı metodu zaman adımlı olarak çözüm vermektedir. Bu yüzden çok uzun hesaplama sürelerine ihtiyaç duymaktadır ve yüksek boyutta veri üretmektedir.

Optimizasyon gibi çok sayıda çözümlenmeye ihtiyaç duyulan uygulamalarda kullanımı pratik değildir.

#### **4.1.2. Sürekli rejim çözümleri**

##### **4.1.2.1. Karışan düzlemler yöntemi (Mixing Plane Method)**

Karışan düzlemler (MPM) modeli, birbirine göre farklı hareket yapan akış alanları için kullanılan MRF ve SMM modellerine bir alternatif olarak geliştirilmiştir [55]. İki farklı akış alanı tanımlanarak birinci akış alanına ait çıkış verileri, ikinci akış alanında giriş verileri olarak kabûl edilerek çözümlenmektedir.

Bu yöntem genellikle çok kademeli pompaları modellemek için kullanılır. Zamana bağlı çözümler yerine bu tarz bir çözümü tercih etmek daha ekonomik olmak ile beraber özel yapıdaki turbomakineler için uygun bir yöntem değildir.

##### **4.1.2.2. Çoklu referans alanları (Multiple Reference Frame)**

MRF yöntemi, hareket eden akış alanlarının bulunduğu fakat hareket eden sınırların bulunmadığı problemler için kullanılan bir sürekli rejim çözümdür. Farklı dönme veya öteleme hızlarıyla hareket eden akış alanları ayrı olarak modellenmektedir. Model sürekli rejimler dışında kullanılamamaktadır. Yukarıda geçen çözümlerden en basit olanıdır. Diğer metotlara göre çözüm süresi oldukça kısa olduğundan dolayı optimizasyon için en uygun model olarak kabûl edilebilir. Model sürekli rejime göre olduğu için, zamana bağlı değişen dalgalanmalar ve türbülanslar gibi akışı zamana bağlı olarak etkileyen unsurların etkisi ihmâl edilmektedir [55].

Bu çalışmada MRF yöntemi kullanılmıştır.

## 4.2. HAD (FLUENT) Teorisi

### 4.2.1. Navier-Stokes ve süreklilik denklemleri

FLUENT, çözüm oluştururken Navier-Stokes ve süreklilik denklemlerini esas kabül eder. Süreklilik ya da diğler adıyla kütleinin korunumu denklemini Denklem 4.1'de verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (4.1)$$

Navier-Stokes denklemi ise momentumun korunumu esasına dayanır ve Denklem 4.2'deki gibi ifade edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \cdot \vec{V}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\tau) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (4.2)$$

P statik basıncı,  $\tau$  ise gerilme tensörünü göstermektedir.  $\rho \vec{g}$  ve  $\vec{F}$  ise sırasıyla yerçekimi ve dış kuvvetleri temsil etmektedir. Gerilme tensörü Denklem 4.3'te verilmiştir.

$$\tau = \mu \left[ (\nabla \cdot \vec{V} + \nabla \cdot \vec{V}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} I \right] \quad (4.3)$$

$\mu$  akmaızlığı, I ise birim tensörü göstermektedir [59].

### 4.2.2. Türbülans modeli

Reynolds sayısı, akış türünün türbülanslı olup olmadığının belirlenmesinde kullanılan boyutsuz bir sayıdır. Denklem 4.4 ve Denklem 4.5'ten faydalanılarak hesaplanır.

$$\vec{V} = \frac{Q}{A} \quad (4.4)$$

$$Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu} \quad , \quad Re = \frac{\rho \bar{V} L}{\mu} \quad (4.5)$$

Burada  $V$ , akışkanın hızı;  $Q$ , akışkanın hacimsel debisi,  $A$ , akışkanın geçtiği kesit alan;  $Re$ , Reynolds sayısı;  $\rho$ , akışkanın yoğunluğu;  $D$ , akışkanın içinde yol aldığı hidrolik çap;  $L$ , karakteristik uzunluk;  $\mu$ , akışkanın akma viskozitesidir.

Çark için minimum devir sayısı 1000 d/d olduğu varsayılırsa 15 lt/d referans değer için hesaplama yapıldığında  $Re > 4000$  olduğu, yani akışın türbülanslı olduğu görülür.

Bu çalışmada çözüm için k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Bu modele göre türbülans uzunluğu ve zaman boyutu olmak üzere iki adet türbülans modeli kullanılır. Model yarı deneysel olarak oluşturulmuş bir modeldir. Endüstriyel akış problemleri ve ısı transferi problemlerinde kabül görmüştür ve günümüzde çok farklı HAD yazılımlarında da kullanılmaktadır.

Standart k- $\epsilon$  modeli, taşınım denklemlerindeki türbülans kinetik enerjisi ( $k$ ) ve buna ait dağılım oranına ( $\epsilon$ ) dayanmaktadır.  $k$  için olan denklem, taşınım denklemlerine dayanmakta olup Denklem 4.6'daki gibi ifade edilir.  $\epsilon$  ise fiziksel akıl yürütme ve matematiksel olarak eş denkleme olan benzerliklere dayanmakta olup Denklem 4.7'deki gibi ifade edilir.

Kullanılan k- $\epsilon$  modelinde çok fazlı akışlar için fazlar arasındaki yoğunluk oranı 1'e yakındır. Bu durumlarda karışım özelliklerinin ve karışım hızlarının kullanılması, türbülanslı akışın önemli özelliklerini yakalamak için yeterlidir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho \bar{V} k) = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \nabla \cdot (\rho\vec{V}\varepsilon) = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla\varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon}G_k - C_{2\varepsilon}\rho\varepsilon + C_{1\varepsilon}C_{3\varepsilon}G_b) \quad (4.7)$$

$\rho$ , karışımın yoğunluğunu;  $\mu$ , moleküler akma viskozitesi ve  $\vec{V}$ , hızı ifade etmektedir.  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\varepsilon$  sırasıyla  $k$  ve  $\varepsilon$  için Prandtl sayılarını vermektedir.  $G_b$  ortalama basınç gradyanlarından dolayı oluşan türbülans kinetik enerjisi üretimini vermektedir.  $G_k$  ise kaldırma kuvvetleri sonucunda üretilen türbülans kinetik enerjisidir.  $Y_M$  sıkıştırılabilir akışlar için kullanılmakta ve genişleme dalgalanmalarının etkisini formüle dâhil etmektedir.  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $C_{3\varepsilon}$  birer sabittir. Karışım için türbülans akma viskozitesi,  $\mu_t$ , Denklem 4.8'deki gibi hesaplanır.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.8)$$

Burada  $C_\mu$  bir sabittir.

Türbülans kinetik enerjisinin üretimi,  $G_k$ , Denklem 4.9'deki gibi hesaplanır.

$$G_k = \mu_t \frac{\nabla\vec{V} + (\nabla\vec{V})^T}{\nabla\vec{V}} \quad (4.9)$$

Denklemlerde yer alan sabitler, yapılan deneyler sonucunda elde edilmiştir [59].

#### 4.2.3. Çoklu faz modeli

Akış alanında birden fazla fazın dikkate alınması gerektiği durumlarda aynı akış alanında birden fazla sayıda akışkan modellenenmektedir. Bu akışkanlar sıvı-sıvı, sıvı-gaz ya da gaz-gaz şeklinde olabilmekte ve her bir özel problem için uygun bir çoklu faz modeli seçilmesi gerekmektedir. Ayrıca FLUENT gaz ve sıvı içerisine çözülmüş ya da partikül hâlindeki katı maddeleri de modelleyebilmektedir.



Bu çalışmada havayı ve suyu hesaba katan çok fazlı HAD modeli kullanılmıştır. Tek bir çıkışta önemli bir vakum etkisi olduğu için çok fazlı bir modelin kullanılması gerekmektedir.

Bu çalışmada iki çıkışlı bir santrifüj pompa kullanıldığı ve çıkışların birisinde hava bulunduğu için fazların birbiriyle geçişmediği ve sıvı-gaz arayüzünün net bir şekilde ayrıldığı bir model aranmıştır. FLUENT arayüzünde bu tür problemler, çoklu faz çözümlerinden biri olan Sıvı Hacimler Yöntemi (Volume of Fluid) ile çözülebilmektedir. Volume of Fluid (VOF) çok fazlı bir akış modelidir. VOF modeli, bir dizi momentum denklemini çözerek ve etki boyunca sıvıların her birinin hacim oranını izleyerek iki veya daha fazla karışmayan sıvıyı modelleyebilir. VOF modelinin süreklilik denklemi Denklem 4.10'da verilmiştir [58].

$$\frac{1}{\rho_q} \left( \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{V}_q) \right) = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (4.10)$$

$\alpha_q = 0$  ise hücrede sıvı yoktur.  $\alpha_q = 1$  ise hücre  $q^{\text{th}}$  sıvısı ile doludur.  $0 < \alpha_q < 1$  ise hücre  $q^{\text{th}}$  sıvısını ve bir ya da birden fazla bir başka sıvıyı içerir.  $\dot{m}_{qp}$ ,  $q$  fazından  $p$  fazına kütle transferini karakterize eder.  $S_{\alpha_q}$ , her faz için kütle kaynağıdır.  $\rho_q$ ,  $q^{\text{th}}$  fazının çözüm alanındaki ortalama hacim yoğunluğudur.  $\vec{V}_q$ ,  $q$  fazının hızıdır.  $\dot{m}_{pq}$ ,  $p^{\text{th}}$  fazından  $q^{\text{th}}$  fazına kütle transferini karakterize eder. Bunlar ayrı ayrı tanımlanabilmektedir.

Kuruluk derecesi birincil faz için hesaplanmaktadır ve Denklem 4.11'deki formül ile sınırlandırılmıştır.

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \quad (4.11)$$

Etki alanı boyunca tek bir momentum denklemi çözülür ve elde edilen hız alanı fazlar arasında paylaşılır. Momentum, Denklem 4.12’de görüldüğü gibi fazların  $\rho$  ve  $\mu$  özellikleriyle hacim oranlarına bağlıdır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{V}) + \nabla \cdot (\rho \bar{V}\bar{V}) = -\nabla P + \nabla[\mu(\bar{V} + \nabla \bar{V}^T)] + \rho \bar{g} + \bar{F} \quad (4.12)$$

$\rho$ , hacim oranı ortalaması olan yoğunluk, Denklem 4.13’teki gibi ifade edilir.

$$\rho = \sum \alpha_q \rho_q \quad (4.13)$$

Fazlar arasındaki yüzey gerilimi  $P_1$  ve  $P_2$ , ara yüzlerdeki basınç değerleri olmak üzere Denklem 4.14’te verilen formüle göredir [58].

$$P_1 - P_2 = \sigma \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} \right) \quad (4.14)$$

#### 4.2.4. Başlangıç koşul ve kabûlleri

Hybrid Initialization, FLUENT arayüzünde çözüm için başlangıç koşullarını oluşturan algoritmalarından bir tanesidir ve farklı tipte yöntem ve enterpolasyon metotlarının bir birleşimi olarak çalışmaktadır. Hız ve basınç alanlarının hesaplanması için Laplace eşitliği kullanılmaktadır. Sıcaklık, türbülans, kuruluk derecesi gibi diğer tüm değişkenler; alanın ortalama değerlerine göre belirlenmektedir. Yapılan çözümlelerde enerji değişkeni olmadığı için bu metodun kullanılması yeterli kabûl edilmiştir [55].

Hız alanının başlangıç koşulu Denklem 4.15’te verilmiştir.

$$\nabla^2 \varphi = 0 \quad (4.15)$$

Hız potansiyeli,  $\varphi$  olarak verilmiştir. Hız bileşenleri ise Denklem 4.16'da gradyan potansiyeli ile verilmiştir.

$$\vec{V} = \nabla\varphi \quad (4.16)$$

Duvarlarda hız 0 olduğu için Denklem 4.17'deki ifade ortaya çıkar.

$$\left. \frac{\partial\varphi}{\partial n} \right|_{\text{duvar}} = 0 \quad (4.17)$$

Giriş koşullarında ve sonsuz uzaklıktaki bölge için hız vektörlerinin sınırlara dik olması Denklem 4.18'deki ifadeyi ortaya çıkarır.

$$\left. \frac{\partial\varphi}{\partial n} \right|_{\text{giriş}} = V_{\perp} \quad (4.18)$$

Alandan sonsuz uzaklıkta akışkanın doğal akışa ulaşmasını ifade eden denklemler; Denklem 4.19, Denklem 4.20 ve Denklem 4.21'de verilmiştir.

$$\left. \frac{\partial\varphi}{\partial x} \right|_{\infty} = u_{\infty} \quad (4.19)$$

$$\left. \frac{\partial\varphi}{\partial y} \right|_{\infty} = v_{\infty} \quad (4.20)$$

$$\left. \frac{\partial\varphi}{\partial z} \right|_{\infty} = \omega_{\infty} \quad (4.21)$$

Çıkış sınırları, Denklem 4.22'deki ifadeye göre dir.

$$\varphi = 0 \quad (4.22)$$

Basınç ile ilgili kullanılan formül Denklem 4.23'te verilmiştir.

$$\nabla^2 P = 0 \quad (4.23)$$

P, giriş şartları için spesifik toplam basıncın %99'u, çıkış için gösterge basıncının %1 fazlası olacak şekilde başlatılmaktadır [12].

### 4.3. Çözümleme Sonrası Veri Eldesi

Çözümleme sonrası oluşan çözüm dosyalarının incelenmesi için ANSYS Workbench'te alt modül olarak yer alan CFD-Post programı kullanılmıştır. Bu program ile çözüme ilişkin veriler görsel hâle getirilebilmekte ve bu görsel veriler ile çözümün yorumlanması kolaylaşmaktadır.

CFD-Post'un özelliklerinden birisi akış alanına ait akım çizgilerini görsel hâle getirmesidir. Bu çizgiler ayrıca zamana bağlı olarak izlenebilmekte ve sürekli rejimdeki bir akış alanında, akış tanelerinin nasıl bir yörünge izlediği görülebilmektedir.

HAD programlarının en önemli çıktılarından bir diğeri eşdeğerdeki verilerin görselleştirildiği konturlardır. Bu konturların basınç olarak çıkarıldığı görsel verilerde, akışkan basıncının nerede ne ölçüde değiştiği ve geometri ile ne gibi bir ilişki içerisinde olduğu gözlemlenebilmektedir. Şiddetine göre farklı renk dağılımlarıyla gösterilerek tüm akış alanında bir hız konturu oluşturulabilmektedir. Vakum oluşması neticesinde pompa geometrisinde oluşabilen havanın veya hava kabarcıklarının gözlenebilmesi için pompa içindeki kuruluk derecesini gösteren faz konturlarından da yararlanılabilmektedir. Ayrıca su yüksekliğinin ölçülmesi için hava-su arayüzü bu konturlar ile görülebilmektedir.

Çözüm sonuçlarının sayısal olarak izlenmesi için çıkış verileri alınabilmekte, bu veriler parametrik hâle getirilebilmekte ve tüm bu veriler depolanabilmektedir. Parametrik olarak alınan bu verilerin dışında probleme ilişkin tüm fiziksel değerler raporlanabilmekte, istenilen noktaya ait önceden belirlenen değerlere ulaşılabilir.

#### 4.4. Parametrik Optimizasyon Adımları

DesignXplorer, ANSYS Workbench altında çalışan bir modüldür. Bu modül kullanılarak parametrik hâle getirilmiş geometri veya giriş şartları, farklı şekillerde değiştirilerek oluşan çıkış değerleri incelenebilmektedir. Kullanıcı tekrar aynı geometri veya giriş şartlarını, kullandığı yazılım üzerinde değiştirmek zorunda kalmamakta; giriş ve çıkış ilişkilerini toplu bir şekilde görerek raporlayabilmekte, tablo ve grafik hâline getirebilmektedir. Bu modül kullanılarak oluşturulan her bir noktaya Design of Experiment, yani deney tasarımı denilmektedir. Baş harflerinden oluşan DOE kısaltması da kullanılmaktadır [59].

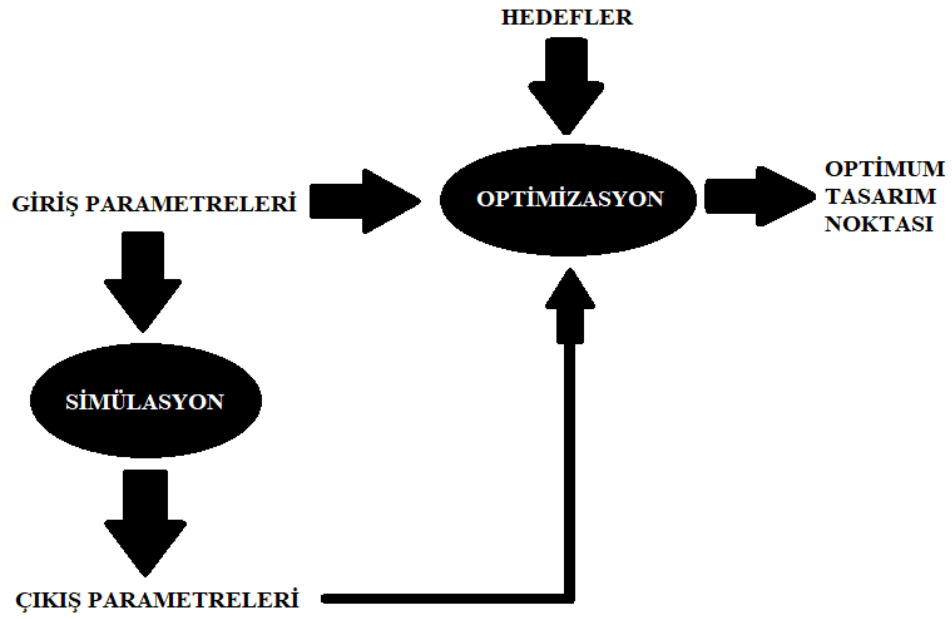
ANSYS yazılımının içerisindeki bir modül olan Response Surface (İlişki Yüzeyi) bir optimizasyon algoritmasıdır ve istatistiksel olarak çalışmaktadır. Response Surface çıkış parametrelerinin giriş parametrelerine göre değişimini belirlemektedir. Veriler daha önceden oluşturulmuş DOE noktalarını kullanır ve DOE'nin analizini yapmadığı tüm ara bölgeleri tarayarak önceden belirlenen sınırlar aralığındaki tüm giriş parametreleri için bir cevap oluşturur. Yani sınırlar arasındaki farklı giriş parametreleri için hangi değerler seçilirse seçilsin, buna karşılık gelen bir çıkış parametresi değeri oluşturulmuş olur. Oluşturulan bu cevap yüzeyinin tutarlılığı; çözümün karmaşıklığı, DOE nokta sayıları ve seçilen cevap yüzeyi türü gibi birçok faktöre bağlıdır. Cevap yüzeyi oluşturulduktan sonra, her bir parametre için, çeşitli ilişkiler kurulabilmekte ve bunlar grafik olarak yazdırılabilmektedir [60].

Response Surface Optimization, ANSYS Workbench içinde bulunan bir optimizasyon modülüdür. Modül ya önceden belirlenmiş sınırlara ait bir cevap yüzeyi (Response Surface) ile ya da elindeki DOE verilerini kullanarak doğrudan optimizasyon yapacak şekilde tasarlanmıştır. Bu çalışmada cevap yüzeyleri ile elde edilmiş veriler kullanılarak optimizasyon yapılmıştır.

Cevap yüzeyi üzerinden yapılan optimizasyonun doğruluğu, cevap yüzeyinin kalitesi ile ilişkilidir. Cevap yüzeyinde kullanılmak üzere oluşturulmuş Screening, MOGA (Multi Objective Genetic Algorithm), NLPQL (Non-linear Programming by

Quadratic Lagrangian) ve MISQP (Sequential Quadratic Programming) gibi farklı optimizasyon algoritmaları vardır [60]. Bu çalışmada bu algoritmaların en basitlerinden olan Screening algoritması kullanılmıştır. Bu algorithmada ise Face-Centered denilen ve eş yüzeyler oluşturularak optimum noktanın arandığı matematiksel bir bağıntı kullanılmıştır.

Şekil 4.3.'te optimizasyon diyagramı verilmiştir.



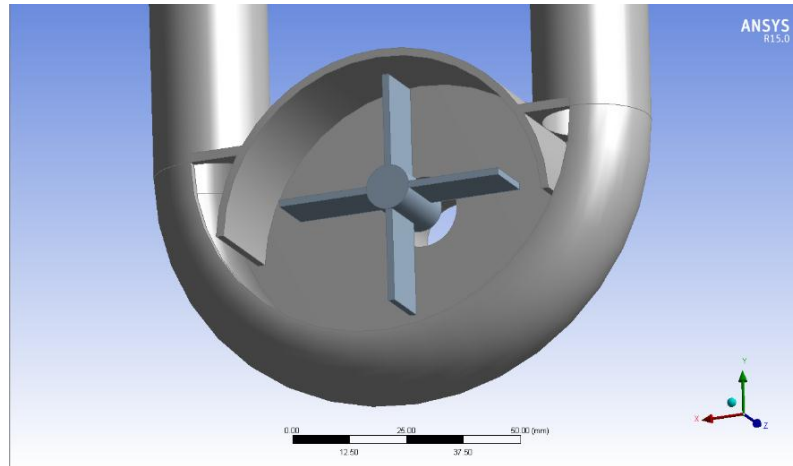
Şekil 4.3. Optimizasyon diyagramı

## BÖLÜM 5. TASARIM VE OPTİMİZASYON

### 5.1. Geometri Tasarımı

Bu çalışmada tek emişli ve iki çıkışlı bir santrifüj pompa tasarımı üzerine çalışmalar yapılmıştır. Söz konusu pompada çark bir tarafa doğru dönerken bir çıkış borusuna (tahliye hattı), diğer tarafa doğru dönerken de diğer çıkış borusuna (resirkülasyon hattı) basacak şekilde çalışması beklenmektedir. Suyu bir tarafa doğru basarken diğer taraftaki borunun çıkışına kaçış veya bu boruda vakum olmaması beklenmektedir. Bu maksatla bir pompa taslağı oluşturulmuş (Şekil 5.1.) ve bu taslak pompanın istenen şartları sağlayacak şekilde optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Pompadan beklenen performans ise tahliye için 14 lt/d ve resirkülasyon için 7 lt/d debi değerlerini sağlamasıdır. Çarkın her iki yöne dönüşte de basma yapması istendiği için ve maliyetleri de düşürmek adına düz kanatlı açık çark kullanılmıştır.

Pompa salyangozu, çıkışlardan birinin içinde basınç artışı sağlamak ve diğerinden akışı önlemek için farklı bir kıvrımlı yapıya sahiptir. Çark haznesi ise eksantrik bir yapıya sahiptir. 3B görseli Şekil 5.1.'de verilmiştir.

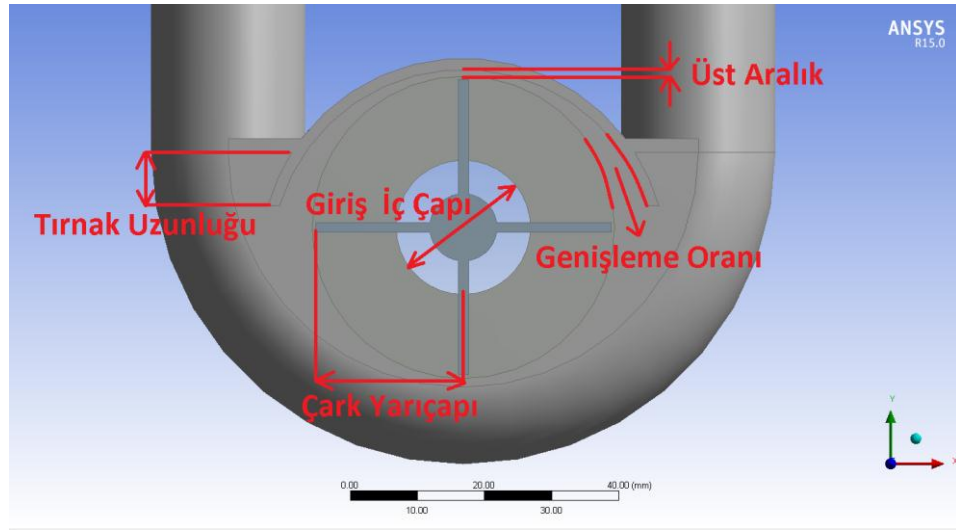


Şekil 5.1. Yeni tasarım konsepti

### 5.1.1. Belirlenen parametreler

Pompanın tasarımından sonra pompa performansına en çok etkileyen parametreler belirlenmiştir. Pompanın beklenen çalışma performansını en verimli şekilde gerçekleştirebilmesi için optimum değerleri tespit edilecek geometrik parametreler, daha önce yapılan çalışmalar ışığında sonuca doğrudan etkileyen parametrelerdir. Ayrıca gerçekte daha fazla olan bu parametrelerin birbirleriyle ilişkileri yeniden formüle edilip parametre sayısı daha da aza indirilmiştir. Bu çalışmada pompayı optimize etmek için dikkate alınan dört ana parametre aşağıda sıralanmıştır ve bunlar Şekil 5.2.'de pompa üzerinde gösterilmiştir.

1. Genişleme Oranı (GO)
2. Üst Aralık (ÜA)
3. Tırnak Uzunluğu (TU)
4. Giriş İç Çapı (GİÇ)



Şekil 5.2. Pompa üzerindeki parametreler

1. Genişleme oranı, üst aralık ile akışkanın tırnaktan ayrıldığı bölge arasındaki ilişkiyi veren ifadedir ve bu ifade Denklem 5.1'de verilmiştir.

$$((GO * R) - R - ÜA) - (((GO * R)^2 - 552.25)^{0.5}) \quad (5.1)$$



Burada R, çark yarıçapıdır.

2. Üst aralık, çarkın en üst noktası ile pompanın üst kısmı arasındaki aralık olarak belirlenmiştir. Bu aralık çarkın pompa gövdesine en yakın olduğu yerdir. Çark, pompa gövdesine yaklaştıkça akışkanın kesitteki hızı artmakta ve basıncı düşmektedir. Çark gövdeyi süpürdükçe çıkışa doğru akışkanın hızı azaldığı için basınç artmakta ve basma yüksekliği artmaktadır.

3. Tırnak uzunluğu, akışkanın istenmeyen çıkıştan kaçmasını önlemek için kullanılan tırnağın dik uzunluğudur. Tırnak uzunluğu arttıkça diğer koldaki yükselmenin büyüklüğü kontrol edilmeye çalışılmıştır.

4. Giriş iç çapının, diğer koldaki yükselme veya vakumun oluşmasında en etkili parametre olduğu yapılan çalışmalarda görülmüştür. Bu parametrenin kontrol edilmesiyle vakum veya diğer koldaki yükselme kontrol edilebilmektedir.

### 5.1.2. Boyutsuz parametreler

Boyutsuz parametreler, mevcut bir pompa tasarımına dayanıyorsa faydalıdır. Farklı hızlarda çalışan, geometrik olarak benzer pompa prototipleri üretmek için ölçeklendirmek yaygın bir kullanımdır. Böyle bir ölçekleme ile sabit kalan kilit bir parametre örneği de basma yüksekliği (net yük) katsayısıdır. Bu, sıvıya enerji aktarımının bir ölçüsüdür ve Denklem 5.2'deki gibi hesaplanır.

$$\psi = \frac{gH}{\omega^2 d^2} \quad (5.2)$$

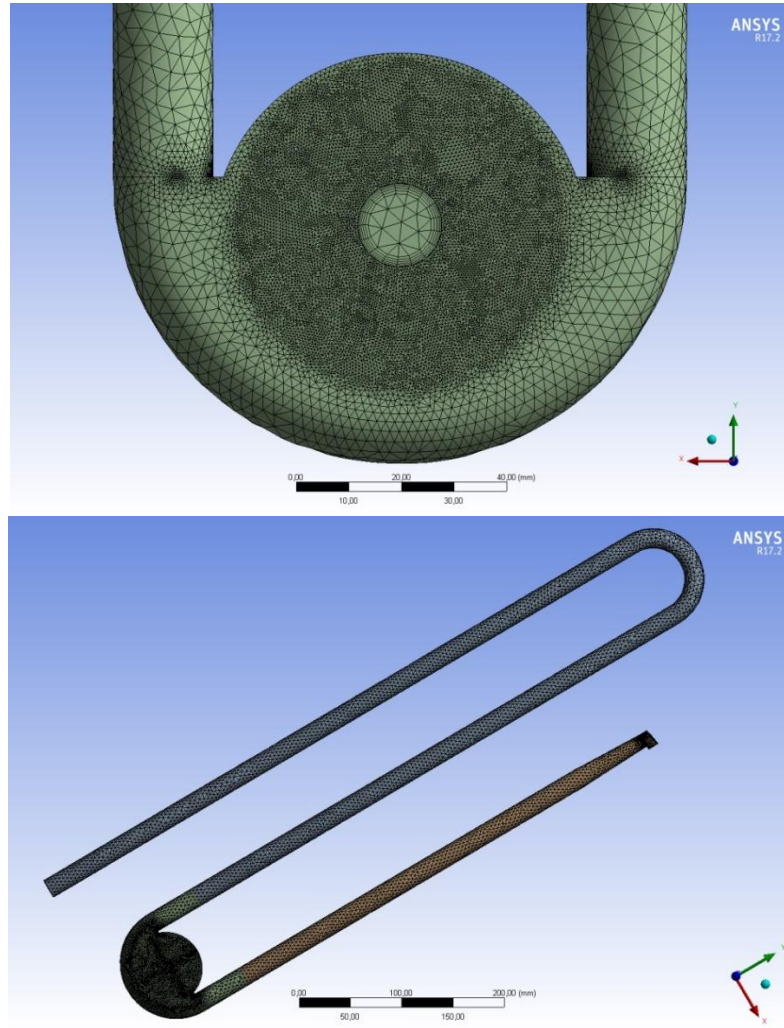
Burada H, basma yüksekliği ve d, çark dış çapıdır. Basma yüksekliği katsayısına benzer şekilde, debi katsayısı da geometrik olarak benzer pompalar için aynı kalır. Bu da pompada akış hızının bir ölçüsüdür ve Denklem 5.3'teki gibi tanımlanır.

$$\phi = \frac{Q}{\omega d^2 b_2} \quad (5.3)$$

Denklem 5.3'te  $Q$ , hacimsel debidir;  $\omega$ , çarkın dönüş hızıdır ve  $b_2$ , çarkın çıkış genişliğidir.

### 5.1.3. Çözüm ağı

Çözüm ağı yapısı, her bir geometri için ANSYS Workbench Meshing aracı kullanılarak üretilmiştir. Geometri, parametreler tarafından değişirken, belirli bir çözüm ağı yöntemini kullanmak oldukça zordur. Borularda çözüm süresini kısaltmak adına "sweep meshing" kullanılmış ve yakın duvar akışını daha iyi modelleyebilmek adına yüzeylerde "inflation" oluşturulup duvara yakın bölgedeki akışın çözüm ağı sıklaştırılmıştır. Oluşturulan iki akış hacminden biri çarkı döndüren akış, diğeri ise sabit kalan akıştır. Şekil 5.3.'te geometrilerde kullanılan çözüm ağı yapısı verilmiştir.



Şekil 5.3. Çözüm ağı

Çözüm ağı bağımsızlığı için aynı analizler farklı çözüm ağı yoğunlukları ile yapılmıştır. Bu analizler, pompanın debi katsayısına göre değerlendirilmiştir. Sonuçlar Tablo 5.1.'de verilmiştir.

Tablo 5.1. Çözüm ağı bağımsızlığı

Durum	Düğüm Sayısı	Toplam Element	Debi Katsayısı
P1	153998	431794	0,03611
P2	195603	544178	0,03487
P3	284188	933546	0,03243
P4	345323	1189322	0,02483
P5	496146	1439181	0,02487

Tablo 5.1.'deki veriler ışığında çözüm ağı için P4 durumu tercih edilmiştir.

#### 5.1.4. HAD modeli

Geliştirilen HAD modelinde pompanın gerçekte çalıştırılmak istenen boru hattı ile birlikte çözümü yapılarak bu koşullar altında beklenen çalışma performansını sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmiştir. Bu şekilde bir tasarım gerçekleştirilerek pompanın bir tarafa basma yaparken diğer koldaki durumu gözlemlenebilmiştir.

HAD modelinde pompanın girişine istenen debi değeri girilmiş, çıkışa ise istenen 0 atm koşulu girilmiştir.  $k-\varepsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Ayrıca bu çalışmada tahliye ve resirkülasyon borularındaki vakum da gözlemleneceği için suyun yanında havayı da dikkate alan çoklu faz modeli kullanılmıştır. Başlangıçta çıkış borularında, belirli bir seviyeden sonra akışkan olarak hava tanımlanmıştır.

#### 5.2. Parametrik Optimizasyon

Optimizasyon çalışmalarında ANSYS Response Surface Optimization aracı kullanılmıştır. Böylece HAD çalışmaları sonucunda elde edilen sonuçlar pompanın geometrik optimizasyonunu elde etmek için de kullanılmıştır. Response Surface Optimization'da parametrelerin belirlenen aralıkları içinde yapılan örneklem

çözümler kullanılarak bir cevap yüzeyi oluşturulmuş ve bu cevap yüzeyi sayesinde belirlenen optimizasyon yöntemi kullanılarak ve girilen kısıtlar gözetilerek tüm bu parametrelerin beklenen en iyi sonucu veren değerleri tespit edilmiştir.

### 5.2.1. 70 mm gövde için optimizasyon

Belirlenen hedeflere uygun olarak dört tasarım parametresinin optimal değerlerini elde etmek için bir optimizasyon çalışması yapılmıştır.

Parametrik optimizasyonda pompanın daha kompakt bir tasarım olabilmesi için ilk olarak alt sınır olabilecek 70 mm'lik gövde çapı referans alınmıştır. Gövde üzerinden belirlenen parametrelerin alt ve üst değerleri Tablo 5.2.'de verilmiştir. Ayrıca sabit parametreler Tablo 5.3.'te, optimizasyon hedefleri ise Tablo 5.4.'te verilmiştir.

Tablo 5.2. 70 mm gövdeli pompa optimizasyonunun parametre sınırları

Parametre	Alt Değer	Üst Değer
Giriş İç Çapı	10 mm	30 mm
Genişleme Oranı	1,2	1,5
Tırnak Uzunluğu	0 mm	12 mm
Üst Aralık	1,5	3

Tablo 5.3. 70 mm gövdeli pompa optimizasyonunun sabit parametreleri

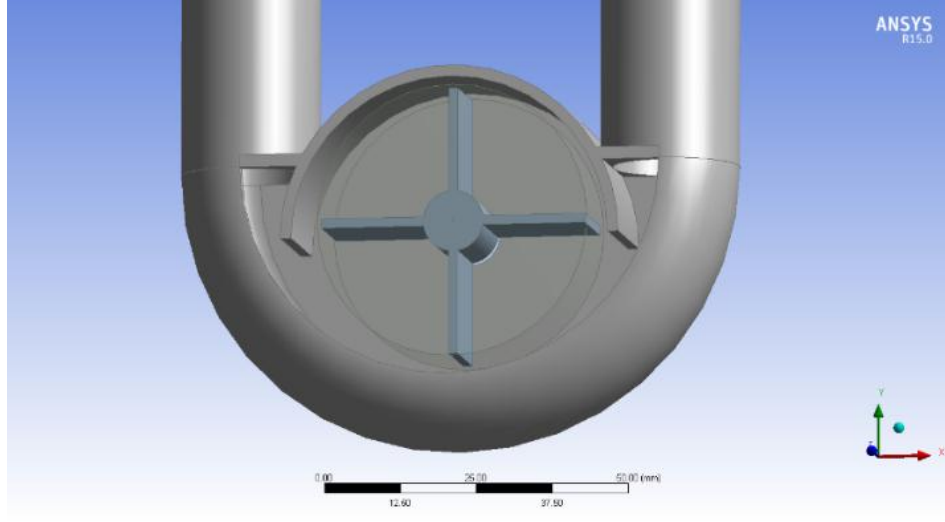
Parametre	Değer
Gövde Çapı	70 mm
Çark Yarıçapı	22 mm

Tablo 5.4. Optimizasyon hedefleri

Çıkış Parametresi	Hedef Değer	Sınır
Çıkış Debisi	Maksimum	Yok
Diğer Debi	0 lt/dk	Yok

Pompa çalışırken oluşabilecek gürültü problemini azaltmak adına devir sayısı (n) ilk olarak 1500 d/d seçilmiştir. Yapılan optimizasyon çalışması neticesinde elde edilen

optimum pompa geometrisine P70TL10 kod adı verilmiştir. Geometrinin kendisi Şekil 5.4.'te, optimum değerleri de Tablo 5.5.'te verilmiştir.



Şekil 5.4. Optimum pompa (P70TL10) geometrisi

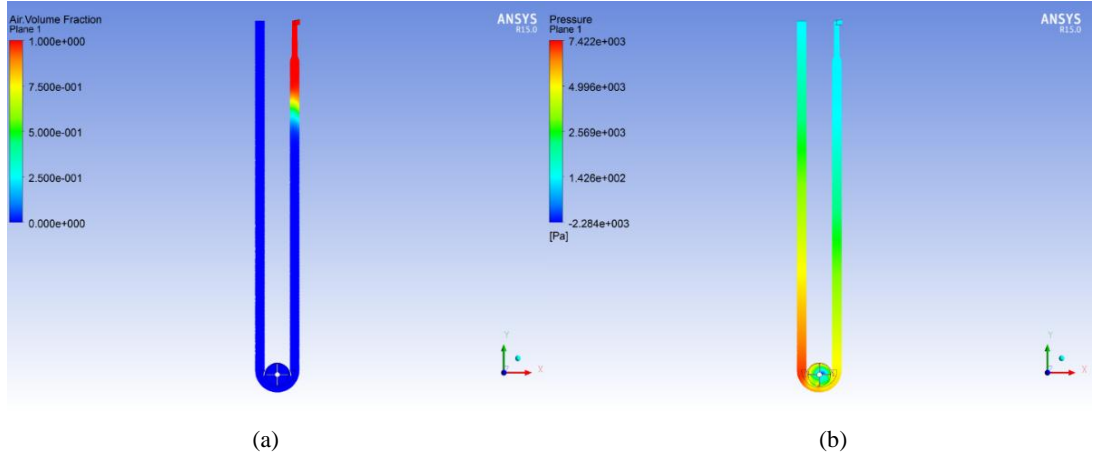
Tablo 5.5. P70TL10'un optimum değerleri

Parametre	Değer
Giriş İç Çapı	10 mm
Genişleme Oranı	1,5
Tırnak Uzunluğu	12 mm
Üst Aralık	1,5

Bu optimum tasarım neticesinde elde edilen pompanın tahliyeye ve resirkülasyona çalışma durumunda elde edilen çözüm sonuçları sırasıyla Tablo 5.6. ve Tablo 5.7.'de, sonuç görselleri ise yine sırasıyla Şekil 5.5. ve Şekil 5.6.'da verilmiştir.

Tablo 5.6. P70TL10'un tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri

Parametre	Sonuç
Debi	10,3 lt/d
Güç	4,3 Watt
Verim	% 14

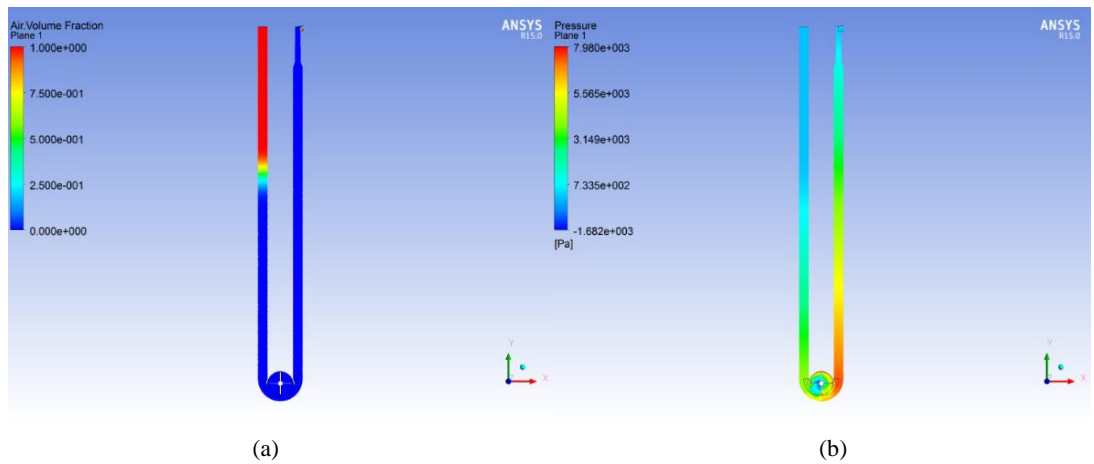


Şekil 5.5. P70TL10'un tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları

Şekil 5.5.a'da görüldüğü gibi akışkanın tahliye hattına basılması durumunda diğer kolda bir miktar yükselme oluşmakta ama su çıkışı olmamaktadır.

Tablo 5.7. P70TL10'un resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri

Parametre	Sonuç
Debi	4 lt/d
Güç	6 Watt
Verim	%7,2



Şekil 5.6. P70TL10'un resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları

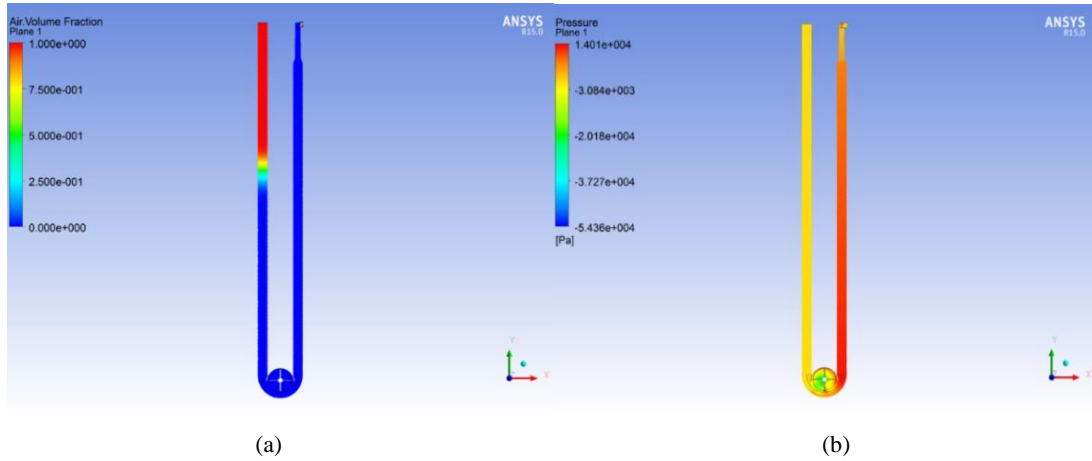
Resirkülasyon hattına basma sırasında tahliye hattından su kaçıışı görülmemektedir. Ancak 70 mm çaplı gövde için hedef debi değerleri olan tahliye 14 lt/d ve

resirkülasyonda 7 lt/d değerlerinin oldukça altında kalınmaktadır. Bu nedenle bu gövde için hedef değere yaklaşmak adına aynı pompaya ait daha yüksek devir sayısı denenmiştir (3300 d/d).

3300 d/d için optimizasyon çalışması neticesinde 70 mm gövdeli pompanın resirkülasyon tarafında elde edilen çözüm sonuçları Tablo 5.8.'de, sonuç görselleri ise Şekil 5.7.'de verilmiştir.

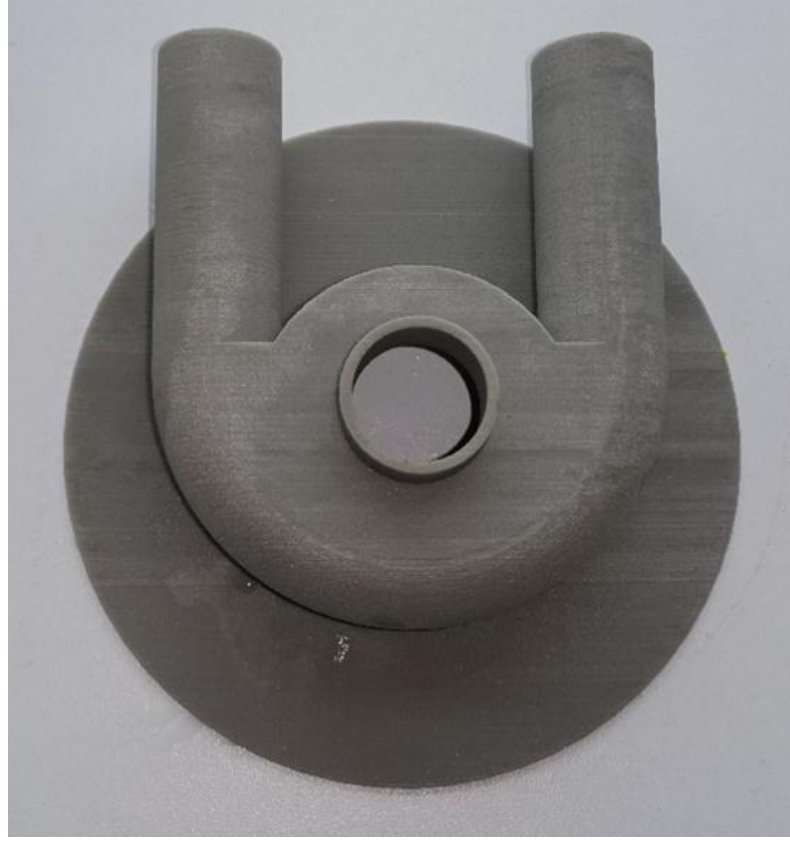
Tablo 5.8. P70TL10'un resirkülasyon hattında 3300 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri

Parametre	Sonuç
Debi	13 lt/d
Güç	24 Watt
Verim	%6,9



Şekil 5.7. P70TL10'un resirkülasyon hattında 3300 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları

Burada devir sayısının iki kat artması istenen debi değerlerini sağlamakta ancak güç gereksinimini de beraberinde getirmektedir. Aynı zamanda bu yüksek devir beraberinde gürültü problemini de getirmektedir. Şekil 5.8.'de P70TL10'un üretilmiş prototipi verilmiştir.



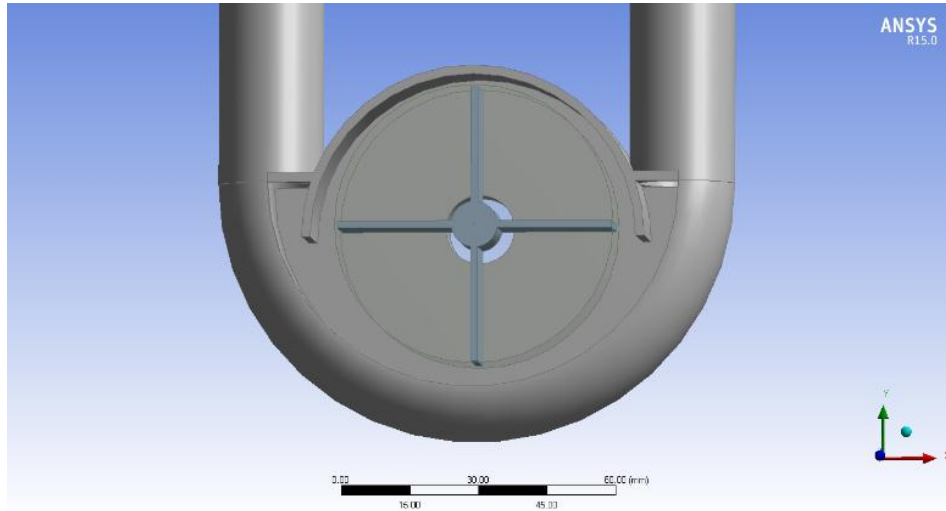
Şekil 5.8. P70TL10'un üretilmiş prototipi

### 5.2.2. 90 mm gövde için optimizasyon

70 mm gövdeli pompanın düşük devirde istenen debi değerlerini sağlayamaması yüzünden daha büyük pompa ve bununla birlikte daha büyük çarkın istenen debi değerlerini daha düşük devir sayılarında sağlayacağı düşünülerek 90 mm gövde için optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

İlk olarak 70 mm çaplı pompa için yapılan optimizasyon çalışmasındaki değerler kullanılmış, sadece çark çapı 44 mm'den 60 mm'ye çıkartılmıştır. Ayrıca 10 mm giriş çapının vakum oluşturduğu görüldüğü için buna engel olabilmek adına pompada giriş iç çapı 14 mm'ye çıkarılmıştır. P90TL14 kod adı verilen bu pompanın geometrisi Şekil 5.9.'da; analiz sonuçları Tablo 5.9. ve Tablo 5.10.'da; sonuç görselleri ise Şekil 5.10. ve Şekil 5.11.'de verilmiştir.





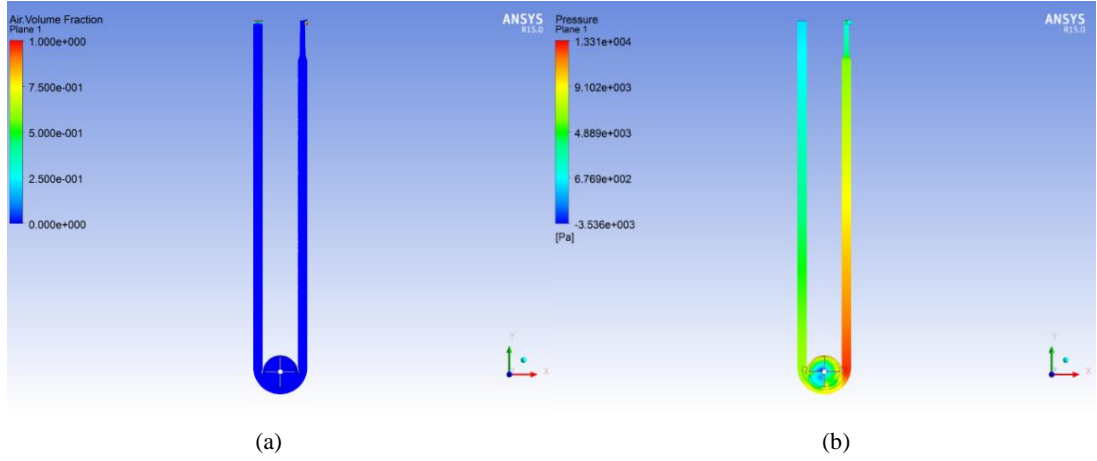
Şekil 5.9. Optimum pompa (P90TL14) geometrisi

Tablo 5.9. P90TL14'ün optimum değerleri

Parametre	Değer
Gövde Çapı	90 mm
Giriş İç Çapı	14 mm
Genişleme Oranı	1,5
Tırnak Uzunluğu	12 mm
Üst Aralık	1,5

Tablo 5.10. P90TL14'ün resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri

Parametre	Sonuç
Debi	13,85 lt/d
Güç	15,96 W
Verim	%9,6

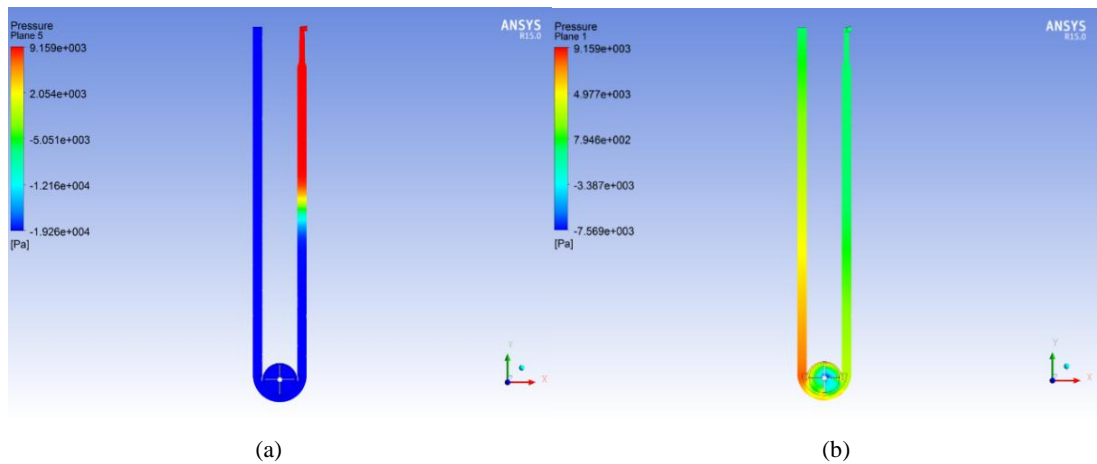


Şekil 5.10. P90TL14'ün resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları

Şekil 5.10.a'da görüldüğü gibi resirkülasyon olurken pompanın her iki çıkışından da su çıkışı olduğu görülmektedir. Aynı pompanın tahliye hattına doğru çalıştırılmasıyla elde edilen analiz sonuçları Tablo 5.11.'de, sonuç görselleri Şekil 5.10.'da verilmiştir.

Tablo 5.11. P90TL14'ün tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri

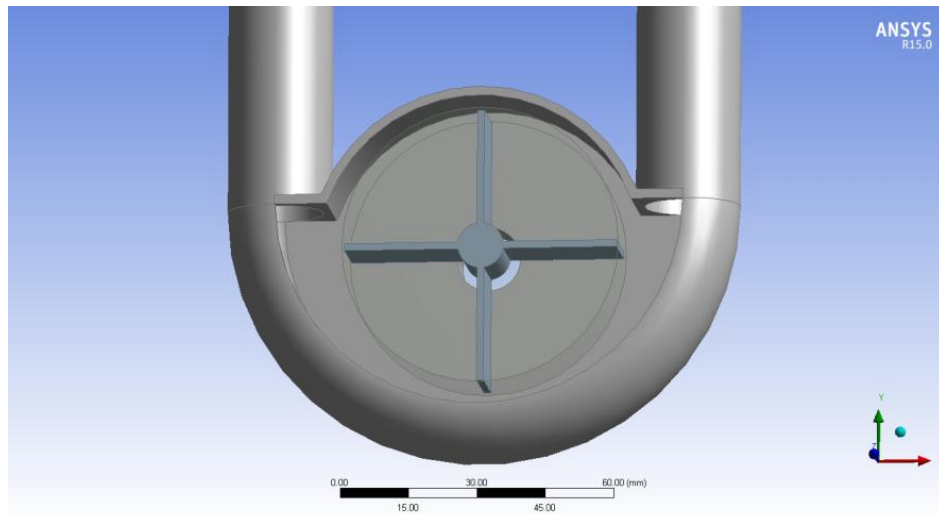
Parametre	Sonuç
Debi	19,98 lt/d
Güç	15,3 W
Verim	% 10,3



Şekil 5.11. P90TL14'ün tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları

Şekil 5.11.a’da görüldüğü gibi tahliye hattına doğru yapılan basmada resirkülasyon hattından su çıkışı olmadığı görülmektedir.

P90TL14 kodlu pompada tırnağın etkisini görebilmek için aynı pompa üzerinde tırnak kaldırılarak P90TS14 kod adı verilen pompaya ait analizler gerçekleştirilmiştir. Bu pompanın geometrik görseli Şekil 5.12.’de, değerleri Tablo 5.12.’de verilmiştir.



Şekil 5.12. Optimum pompa (P90TS14) geometrisi

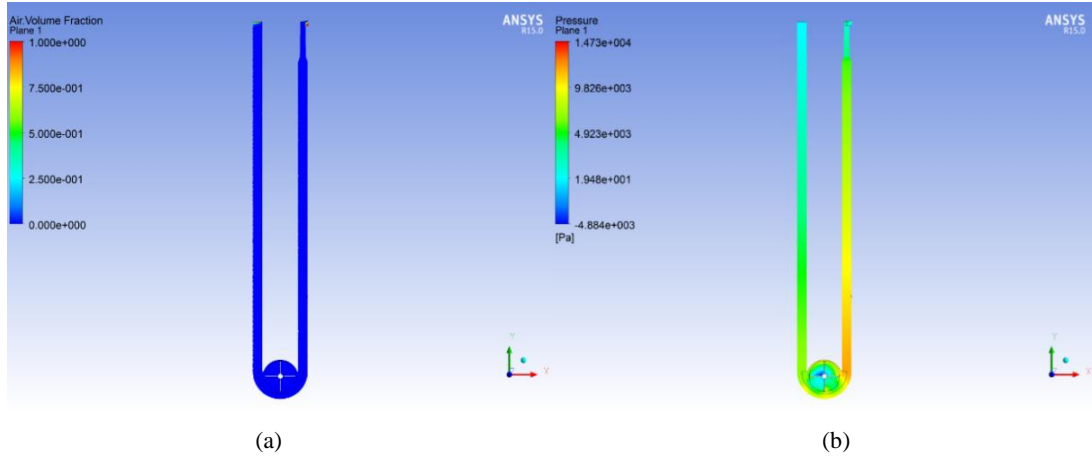
Tablo 5.12. P90TS14’ün optimum değerleri

Parametre	Değer
Gövde Çapı	90 mm
Giriş İç Çapı	14 mm
Genişleme Oranı	1,5
Tırnak Uzunluğu	0 mm
Üst Aralık	1,5

Bu pompanın resirkülasyon hattına doğru bastığı durum için sayısal ve görsel sonuçlar Tablo 5.13. ve Şekil 5.13.’te verilmiştir.

Tablo 5.13. P90TS14'ün resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri

Parametre	Sonuç
Debi	12,86 lt/d
Güç	16,54 W
Verim	% 8,6



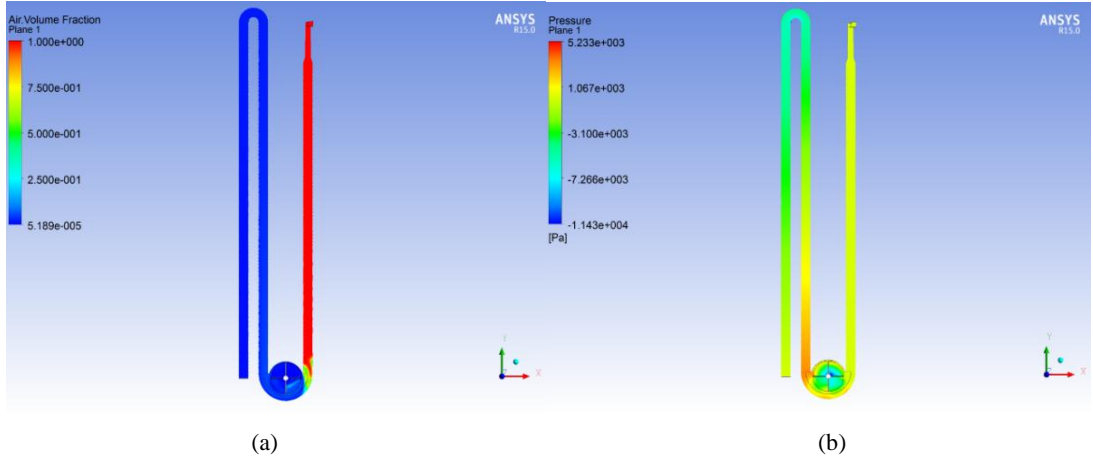
Şekil 5.13. P90TS14'ün resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları

Resirkülasyon için gerekli olan debi değeri sağlandığı hâlde tahliye hattına da su bastığı görülmektedir. Tırnaksız olan bu pompanın tırnaklı olana göre daha düşük debi değeri verdiği görülmektedir.

Tahliye hattında yapılan deneylerde vakum oluştuğu gözlenmiştir. Bu durumun modellenebilmesi için analizlerde tahliye hortumunun en alçak seviyeden (pompa seviyesi) çıkışı yapılmıştır ve vakum durumu kontrol edilmiştir. Aynı pompanın tahliye hattına doğru çalıştırılmasıyla elde edilen sonuçlar Tablo 5.14.'te ve Şekil 5.14.'te verilmiştir.

Tablo 5.14. P90TS14'ün tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri

Parametre	Sonuç
Debi	25,57 lt/d
Güç	16,3 W
Verim	% 11



Şekil 5.14. P90TS14'ün tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları

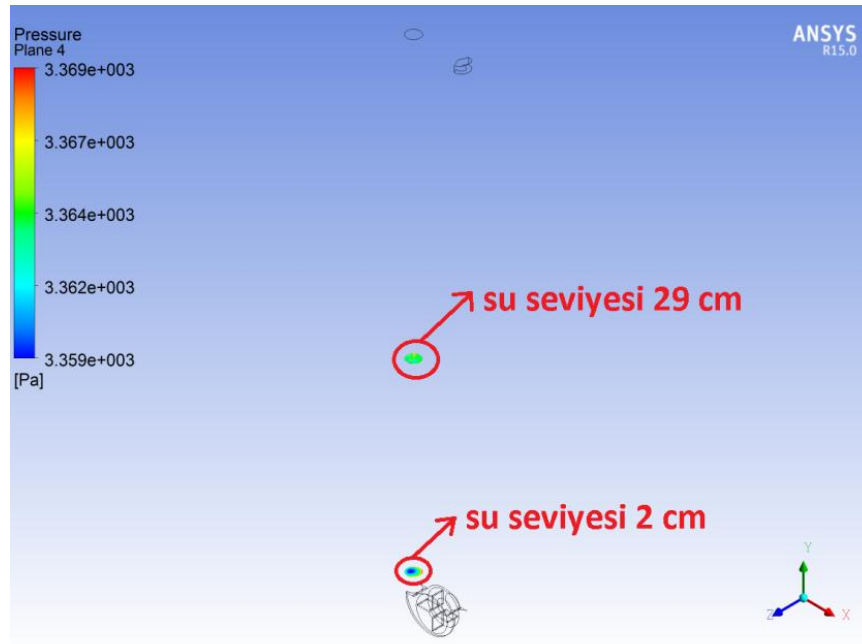
Sonuçlardan da görüldüğü gibi tahliye hattına doğru yapılan basma işleminde debinin tırnaklı olana göre yükseldiği görülmektedir. Ancak resirkülasyon hortumunda vakum oluşma riski açıkça görülmektedir. Şekil 5.15.'te üretilen prototipi verilmiştir.



Şekil 5.15. P90TS14'ün üretilmiş prototipi

### 5.2.3. Su seviyesine göre optimizasyon

Yukarıda da görüldüğü gibi yapılan çalışmaların sonucunda analiz edilen pompalarda göze çarpan en önemli problem, kollardaki su yüksekliklerinin sınır değerlerin üzerine çıkması veya pompa içine havanın girmesi ile vakum oluşmasıdır. Vakum yapma ve diğer koldaki istenmeyen yükselmeyi, iki farklı problem olarak düşünürsek, bunlar iki istenmeyen sınırı meydana getirmektedir. İstenilen pompanın bu iki sınırın arasında ne vakum yapan ne de akışkanın diğer kolda yükseldiği bir pompa olmasıdır. Bunun kontrol edilebilmesi için su seviyesinin bir çıkış parametresi olarak tanımlanıp kontrol edilmesi ve hedef değerlere eklenmesi zorunludur. Bunu sağlayabilmek için suyun yükseldiği kollarda CFD-Post üzerinde yeni iki yüzey tanımlanmış ve bu yüzeylerdeki hidrostatik basınç verileri alınmıştır. Bu yüzeylerden biri, basıncı daha düzgün bir şekilde okumak için durgun hâldeki yükselme noktası olan pompa çıkışından itibaren 29 cm yükseklikte bir yüzeydir. Diğeri ise vakum oluşması hâlinde su seviyesi 29 cm'in altına düşeceği için bu değerleri okumak adına 2 cm yükseklikte bir yüzeydir. Yüzeylerin CFD-Post'taki görünimleri Şekil 5.16.'da verilmiştir. Bu yüzeylerden elde edilen basınç değeri mSS'ye dönüştürülerek yükselme değerleri elde edilmiştir.



Şekil 5.16. Su seviyesi verilerinin alınması için belirlenmiş basınç yüzeyleri

Bu seviyelerdeki basınç değerlerinin minimize edildiği optimizasyon çalışması için parametreler ve bunların sınır değerleri Tablo 5.15.'te verilmiştir.

Tablo 5.15. Su seviyesi optimizasyonunun parametre sınırları

Parametre	Alt Değer	Üst Değer
Giriş İç Çapı	10 mm	30 mm
Genişleme Oranı	1,2	1,5
Tırnak Uzunluğu	0 mm	12 mm
Üst Aralık	1,5	3

İlk olarak 70 mm gövde çapı için optimizasyon yapılmıştır. Sabit parametreler Tablo 5.16.'da verilmiştir.

Tablo 5.16. Su seviyesi optimizasyonunun sabit parametreleri

Parametre	Değer
Gövde Çapı	70 mm
Çark Yarıçapı	22 mm

Hedef değerler, belirlenen yüzeylerdeki basıncın minimize edilmesi ve debinin maksimize edilmesidir (Tablo 5.17.). Tüm analizlerde pompanın kullanılacağı sistemdeki gibi tahliye hortumu pompa çıkışından itibaren 69 cm yukarıya çıkarılmış ve tekrar aşağıya indirilmiştir. Hortumun bu dönüş konumunda bir vakum bölgesi oluşmaktadır, bu da pompanın bastığından daha fazlasında bir basma basıncı meydana getirmektedir, böylece tahliye yapılırken resirkülasyon hattında vakum oluşmasına neden olmaktadır. Bu durum göz önüne alınarak bu dönüş hattı bundan sonraki analizlerde dikkate alınmıştır.

Tablo 5.17. Su seviyesi optimizasyonunun hedefleri

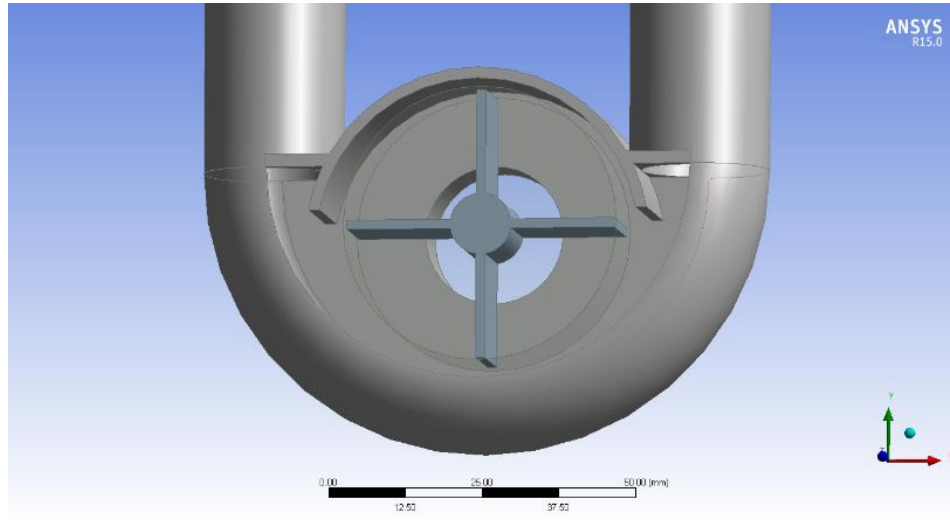
Çıkış Parametresi	Hedef Değer	Sınır
Çıkış Debisi	Maksimum	Yok
Su Seviyesi 2 cm	Minimum	Yok
Su Seviyesi 29 cm	Minimum	Yok

Yapılan optimizasyon neticesinde elde edilen optimal pompa geometri değerleri Tablo 5.18.'deki gibi elde edilmiştir.

Tablo 5.18. P70TL(7.2)22.6'nın optimum değerleri

Parametre	Değer
Gövde Çapı	70 mm
Çark Yarıçapı	22 mm
Giriş İç Çapı	22,6 mm
Tırnak Uzunluğu	7,2 mm
Üst Aralık	1,54
Genişleme Oranı	1,2

Bu optimizasyon sonucu elde edilen pompaya P70TL(7.2)22.6 kod adı verilmiştir. Bu geometrinin görseli de Şekil 5.17.'de verilmiştir. Bu geometrinin resirkülasyon hattına ve tahliye hattına basarken gerçekleştirilen analizlerinin sonuçları Tablo 5.19. ve Tablo 5.20.'de, sonuç görselleri Şekil 5.18. ve Şekil 5.19.'da verilmiştir.

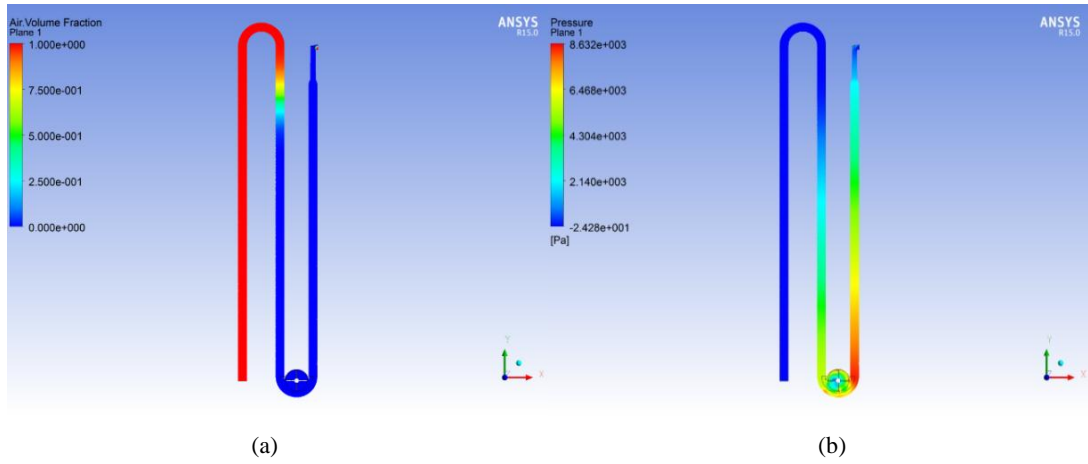


Şekil 5.17. Optimum pompa [P70TL(7.2)22.6] geometrisi



Tablo 5.19. P70TL(7.2)22.6'nın resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri

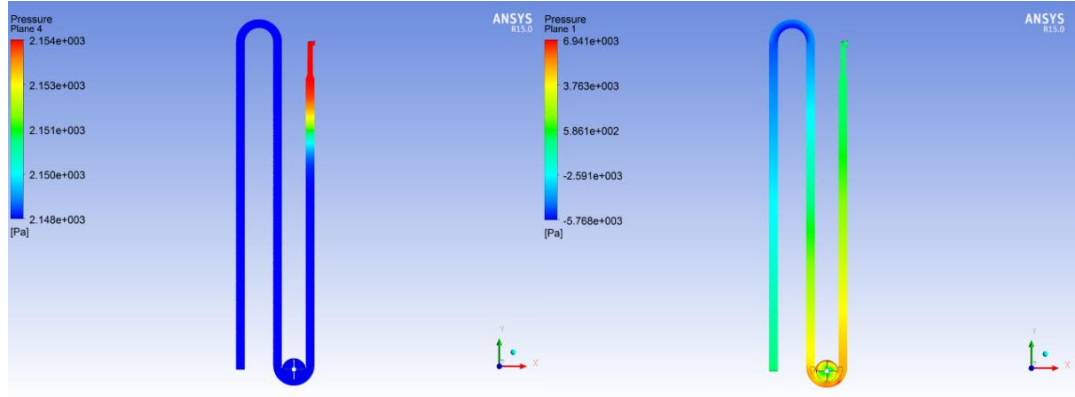
Çıkış Parametresi	Değer
Debi	7,4 lt/d
Güç	5,2 W
Verim	% 15
Su Seviyesi 2 cm	5528,53 Pa
Su Seviyesi 29 cm	2923 Pa
Yükselme	58,7 cm



Şekil 5.18. P70TL(7.2)22.6'nın resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları

Tablo 5.20. P70TL(7.2)22.6'nın tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri

Çıkış Parametresi	Değer
Debi	29,9 lt/d
Güç	5,96 W
Verim	% 15
Su Seviyesi 2 cm	4777,96 Pa
Su Seviyesi 29 cm	2151,86 Pa
Yükselme	50,9 cm



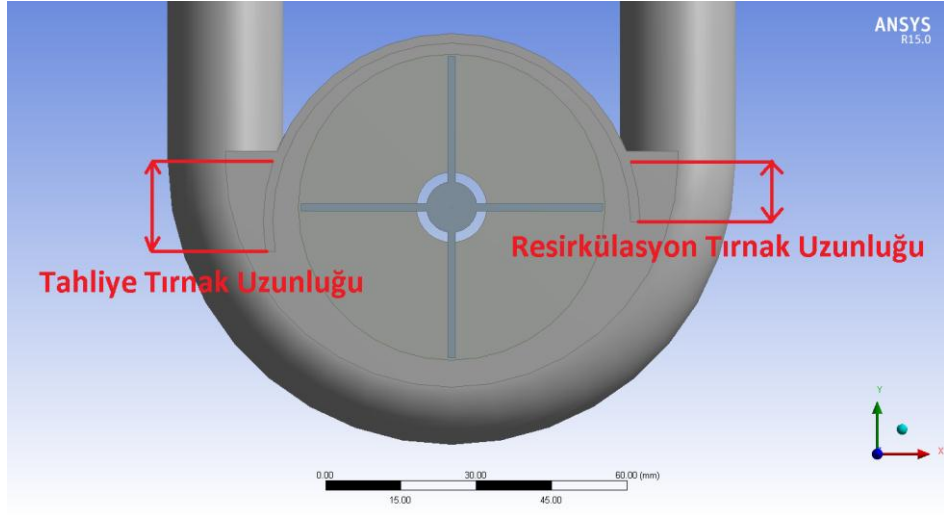
(a)

(b)

Şekil 5.19. P70TL(7.2)22.6'ın tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları

Sonuçlar incelendiğinde 70 mm gövdeli ve 1500 d/d için istenen debi değerlerine ulaşıldığı görülmektedir. Ancak pompa resirkülasyon hattına basarken tahliye hattında yaklaşık 56 cm ve tahliye hattına basarken resirkülasyon hattında yaklaşık 48 cm'lik bir yükselme olduğu görülmektedir. Ancak bu değerler optimizasyon sonucu elde edildiği için sınırlar içerisinde elde edilebilecek en küçük değerlerdir. Ayrıca bu pompada istenen debiyi sağlamak için giriş iç çapı 22 mm'ye kadar büyümüştür, tırnak uzunluğu ise 7,2 mm'de kalmıştır.

Yapılan deneyler neticesinde pompanın çıkış kolları üzerinde, farklı yönlerde doğru çalışma esnasında, genel olarak kollardan birinde vakum oluşurken diğerinde akışkanın boru üzerinden taşma noktasına yaklaştığı gözlemlenmiştir. Bu durumun ortadan kaldırılması için tırnakların asimetrik olarak yerleştirilebileceği fikri değerlendirilmiş ve belirlenen aralıkta pompanın tırnakları birbirinden bağımsız olarak parametrik hâle getirilmiştir (Şekil 5.20.). P90TL14 kodlu pompa baz alınarak optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Değişken parametreler Tablo 5.21.'de verilmiştir. Analizler her pompa için iki dönüş yönünde de yapılmıştır.



Şekil 5.20. Asimetrik tırnak optimizasyonu parametreleri

Şimdiye kadar yapılan analizlerde eş olarak değişen tırnak uzunlukları burada birbirlerinden bağımsız olarak değişmektedir. Bunların parametre sınırları Tablo 5.21.'deki gibi belirlenmiştir.

Tablo 5.21. Asimetrik tırnak optimizasyonunun parametre sınırları

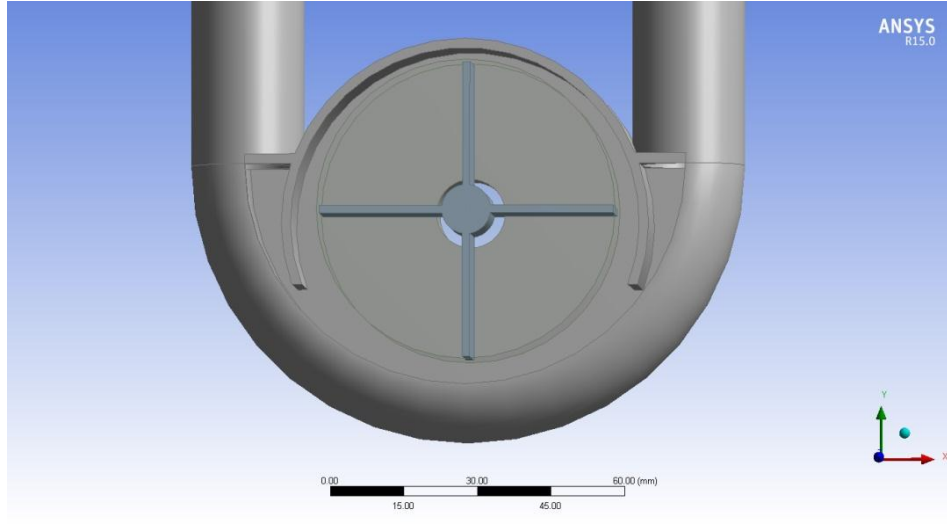
Parametre	Alt Değer	Üst Değer
Tahliye Tırnak Uzunluğu	0 mm	25 mm
Resirkülasyon Tırnak Uzunluğu	0 mm	25 mm

Bu optimizasyon için hedefler, yine debinin maksimize edilmesi ile birlikte su yüksekliklerinin minimize edilmesidir (Tablo 5.22.).

Tablo 5.22. Optimizasyon hedefleri

Çıkış Parametresi	Hedef Değer	Sınır
Çıkış Debisi	Maksimum	Yok
Su Seviyesi 2 cm	Minimum	Yok
Su Seviyesi 29 cm	Minimum	Yok

Analiz neticesinde elde edilen optimum geometri Şekil 5.21.'de ve optimum parametre değerleri Tablo 5.23.'te verilmiştir.



Şekil 5.21. Optimum pompa (P90ATL14) geometri

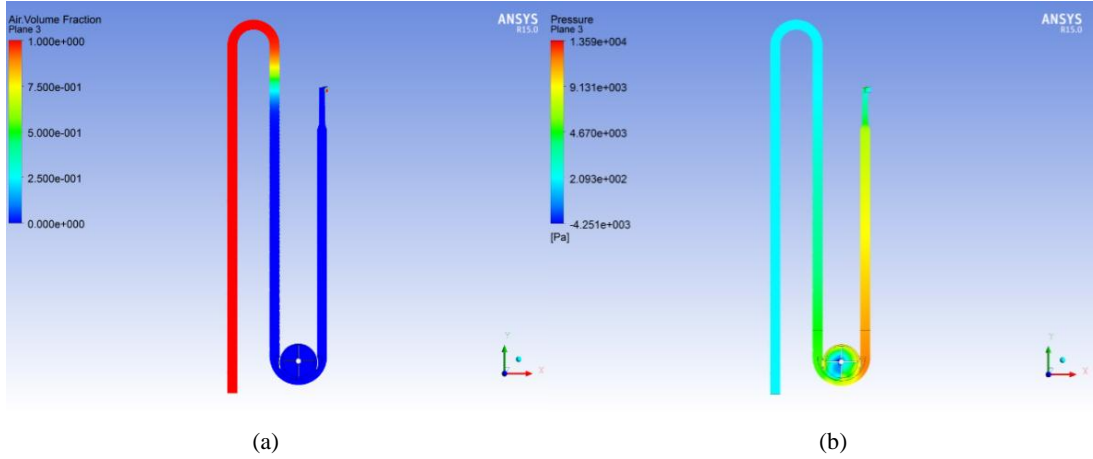
Tablo 5.23. P90ATL14'ün optimum tırnak değerleri

Parametre	Değer
Tahliye Tırnak Uzunluğu	24,5 mm
Resirkülasyon Tırnak Uzunluğu	24,7 mm

Sonuçlar incelendiğinde tırnak uzunlukları birbirlerinden çok farklı çıkmamıştır. Bu pompanın resirkülasyon hattına da tahliye hattına da basarken gerçekleştirilen analizlerin sonuçları Tablo 5.24. ve Tablo 5.25.'te, sonuç görselleri Şekil 5.22. ve Şekil 5.23.'te verilmiştir.

Tablo 5.24. P90ATL14'ün resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri

Çıkış Parametresi	Değer
Debi	15,38 lt/dk
Güç	15,9 W
Verim	% 10,76
Su Seviyesi 2 cm	4942,44 Pa
Su Seviyesi 29 cm	2306,98 Pa
Yükselme	52,5 cm



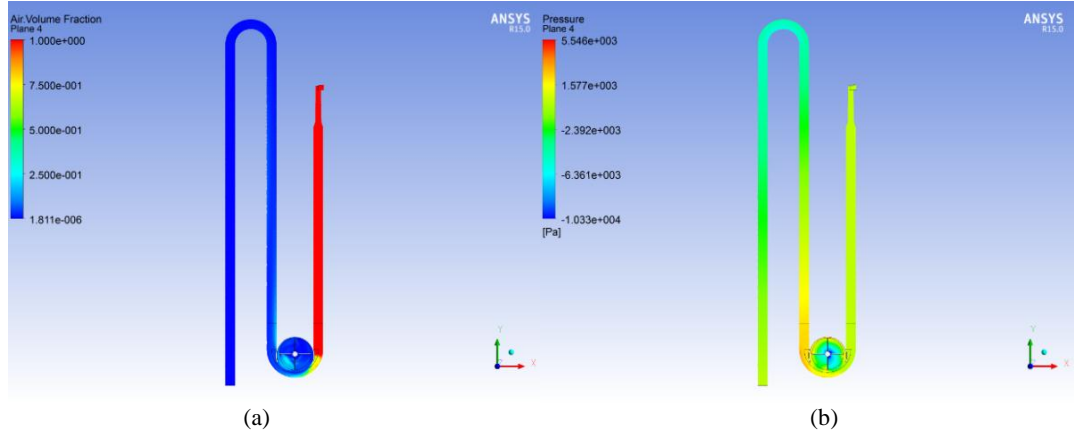
Şekil 5.22. P90ATL14'ün resirkülasyon hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları

Resirkülasyon için istenen debi değeri elde edilmiştir, ancak tahliye kolunda yine 50 cm'ye yakın bir yükselme oluşmuştur.

Tahliye hattına doğru yapılan basma neticeleri Tablo 5.25.'te görüldüğü gibi istenen debi değerlerini vermekte, ancak resirkülasyon hattından vakum oluşmasına neden olmaktadır.

Tablo 5.25. P90ATL14'ün tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen çözüm verileri

Çıkış Parametresi	Değer
Debi	27,35 lt/dk
Güç	14,77 W
Verim	%9,47
Su Seviyesi 2 cm	4,85 Pa
Su Seviyesi 29 cm	1,79 Pa
Yükselme	Vakum

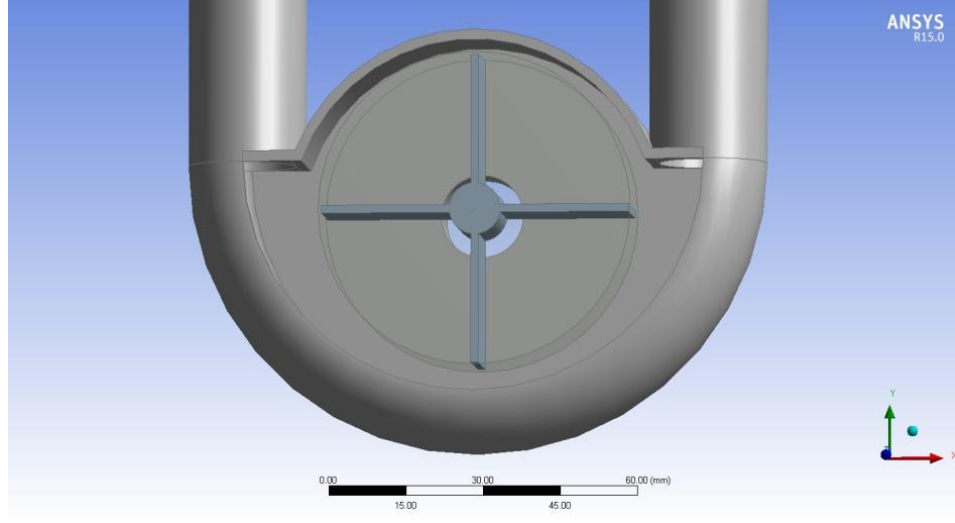


Şekil 5.23. P90ATL14'ün tahliye hattında 1500 d/d hızla çalıştırılması sonucu elde edilen (a) faz konturları, (b) basınç konturları

#### 5.2.4. Nozul optimizasyonu

Yapılan deneyler neticesinde pompa resirkülasyon yaparken tahliye kolundaki kaçışın engellenmesi ve tahliye yaparken resirkülasyon kolunda meydana gelen vakumun engellenmesinin önemli oranda nozul yapısı ile ilgili olduğu belirlenmiştir. Nozuldaki kayıpların azaltılması ile diğer koldaki yükselmenin önüne büyük oranda geçileceği için yeni bir nozul tasarımı oluşturularak performans üzerinde önemli olduğu tespit edilen boyutlar parametrik hâle getirilmiş ve en uygun çalışma noktası için optimize edilmiştir.

Nozul optimizasyonu için öncelikle nozula ait tasarım parametreleri belirlenmiştir. Nozul optimizasyonunda P90TS14 kodlu pompa kullanılmıştır. Bu pompanın geometrisi Şekil 5.24.'te, optimum değerleri Tablo 5.26.'da verilmiştir. Tüm nozul analiz ve optimizasyon çalışmaları bu pompa ile birlikte yapılmıştır. Pompa analizleri, pompanın çıkış hortumlarından birinin ağzına nozul monte edilerek gerçekleştirilmiştir. Analiz ve test çalışmalarında devir sayısı 1500 d/d olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.24. P90TS14 kodlu pompa

Tablo 5.26. P90TS14'ün optimum değerleri

Parametre	Değer
Gövde Çapı	90 mm
Giriş İç Çapı	14 mm
Çark Yarıçapı	30 mm
Tahliye Tırnak Uzunluğu	0 mm
Resirkülasyon Tırnak Uzunluğu	0 mm
Üst Aralık	1,5 mm
Genişleme Oranı	1,5 mm

Nozul optimizasyonundaki parametreler Şekil 5.25.'te verilmiştir. Değişken parametreler ve sınırları Tablo 5.27.'de, sabit parametreler ise Tablo 5.28.'de verilmiştir. Nozul optimizasyonunun hedefleri ise Tablo 5.29.'da verilmiştir.



Şekil 5.25. Nozul optimizasyonu parametreleri

Tablo 5.27. Nozul optimizasyonuna ait parametre sınırları

Parametre	Alt Değer	Üst Değer
Giriş İç Çapı	12 mm	19 mm
Çıkış İç Çapı	10 mm	15 mm
Atış Açısı	100°	120°

Tablo 5.28. Nozul optimizasyonundaki sabit parametreler

Parametre	Değer
Baş Boyu	13,5
Daralma Boyu	60 mm
Baş Çapı	20 mm

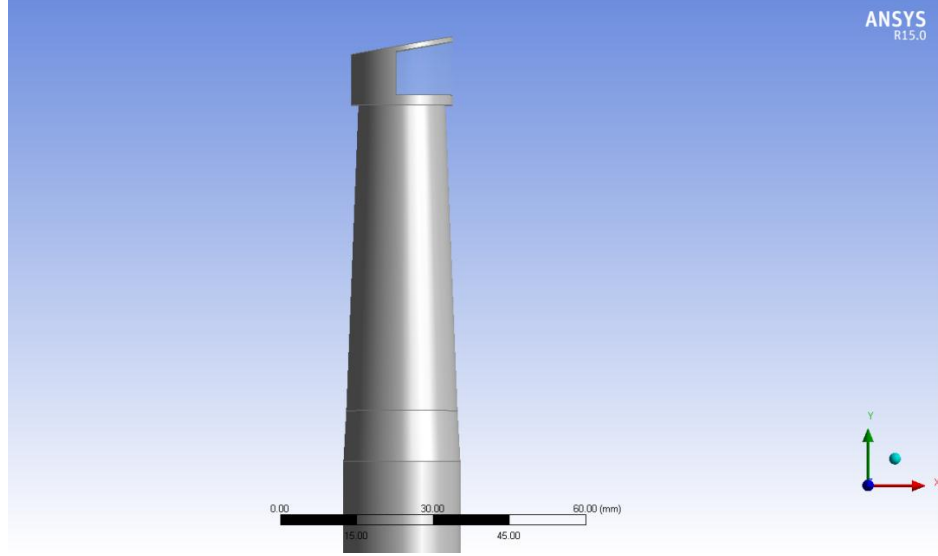
Tablo 5.29. Nozul optimizasyonunun hedefleri

Çıkış Parametresi	Hedef Değer	Sınır
Çıkış Debisi	Maksimum	Yok
Su Seviyesi 2 cm	Minimum	Yok

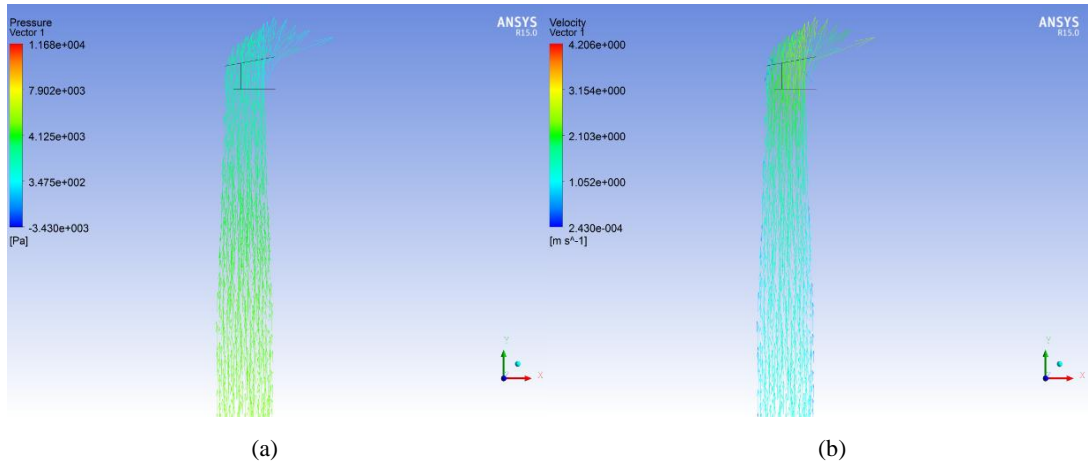
Bu nozul optimizasyonu çalışması neticesinde Nozul 1 ve Nozul 2 adı verilen iki optimum tasarım elde edilmiştir.

Nozul 1'in geometrisi Şekil 5.26.'da, bu geometrinin optimum değerleri Tablo 5.30.'da, görsel sonuçları Şekil 5.27.'de, sayısal verileri Tablo 5.31.'de verilmiştir.





Şekil 5.26. Nozul 1



Şekil 5.27. Nozul 1'e ait (a) basınç göstergeli hız vektörleri, (b) hız göstergeli hız vektörleri

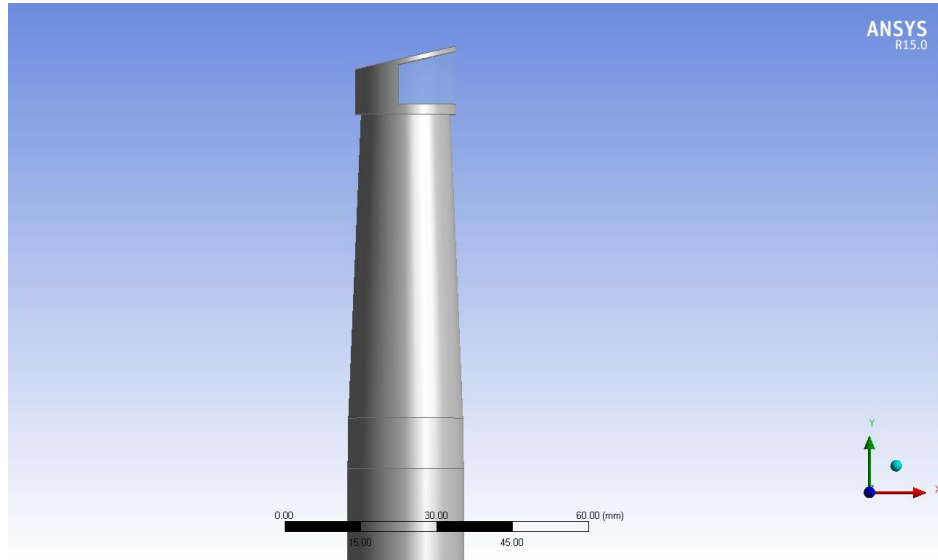
Tablo 5.30. Nozul 1'in optimum değerleri

Parametre	Değer
Giriş İç Çapı	17,86 mm
Çıkış İç Çapı	13,2 mm
Atış Açısı	100°

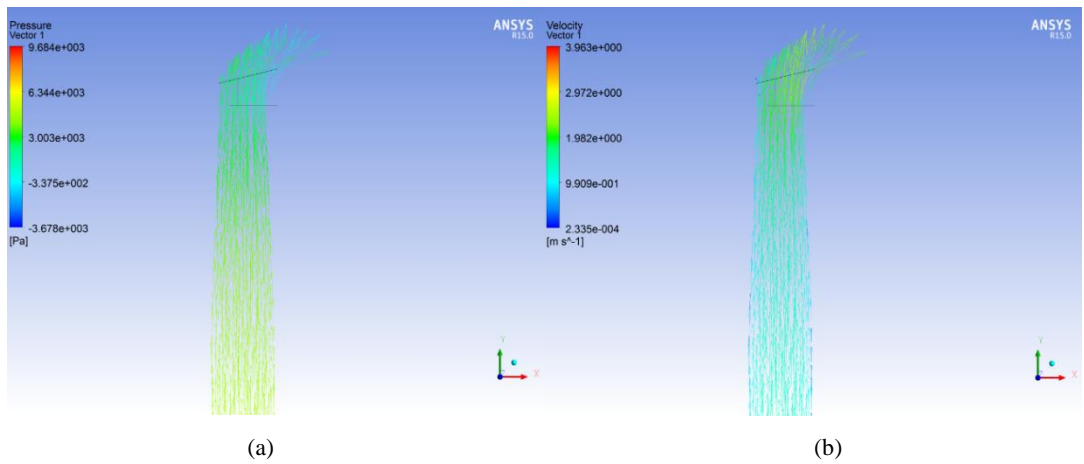
Tablo 5.31. Nozul 1'e göre analiz sonuçları

Parametre	Sonuç
Debi	19.75 lt/dk
Güç	19.57 W
Verim	% 11,41
Su Seviyesi 2cm	5602.5 Pa
Su Seviyesi 29 cm	2885.6 Pa
Su seviyesi	59 cm

Nozul 2'nin geometrisi Şekil 5.28.'de, bu geometrinin optimum değerleri Tablo 5.32.'de, görsel sonuçları Şekil 5.29.'da, sayısal verileri Tablo 5.33.'te verilmiştir.



Şekil 5.28. Nozul 2



Şekil 5.29. Nozul 2'ye ait (a) basınç göstergeli hız vektörleri, (b) hız göstergeli hız vektörleri

Tablo 5.32. Nozul 2'nin optimum değerleri

Parametre	Değer
Giriş İç Çapı	18,7 mm
ıkış İç Çapı	13,7 mm
Atış Açısı	103 mm

Tablo 5.33. Nozul 2'ye göre analiz sonuçları

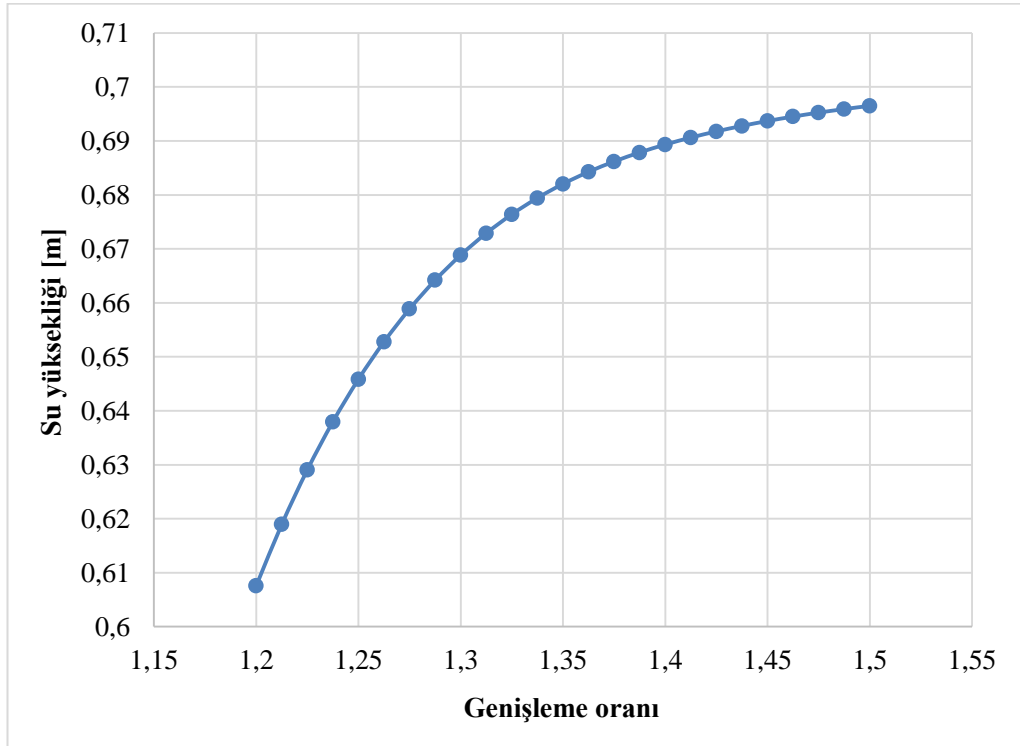
Parametre	Sonuç
Debi	19,43 lt/dk
Güç	19,57 W
Verim	%11,2
Su Seviyesi 2 cm	5643,1 Pa
Su Seviyesi 29 cm	2880,9 Pa
Su seviyesi	59,5 cm

Bu nozullar daha sonra deneylerde kullanılacaktır.

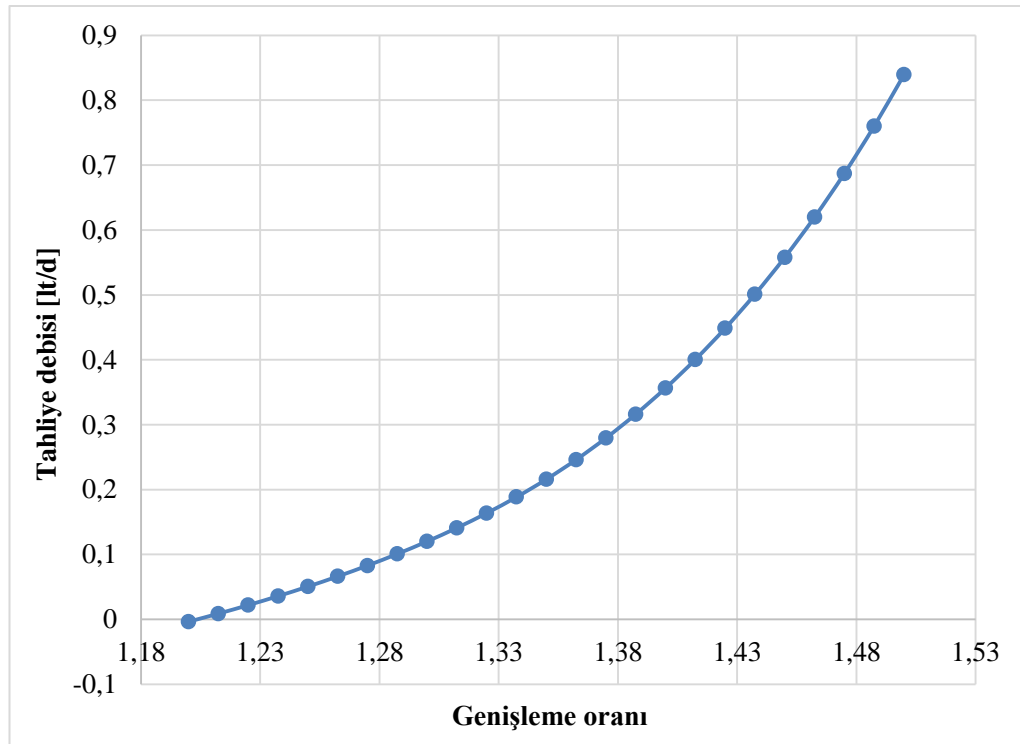
### 5.2.5. Parametrik ilişkiler

Yapılan pompa optimizasyon çalışmalarında girdi parametreleri olan Genişleme Oranı, Giriş İç Çapı, Tırnak Uzunluğu ve Üst Aralık'ın; Güç, Resirkülasyon debisi, Su yüksekliği, Tahliye debisi ve Verim gibi çıktı parametreleri arasındaki ilişkiler yapılan HAD analizleri ile elde edilmişti. Tüm bunlar Şekil 5.30.'dan Şekil 5.47.'ye kadar grafik olarak verilmiştir.

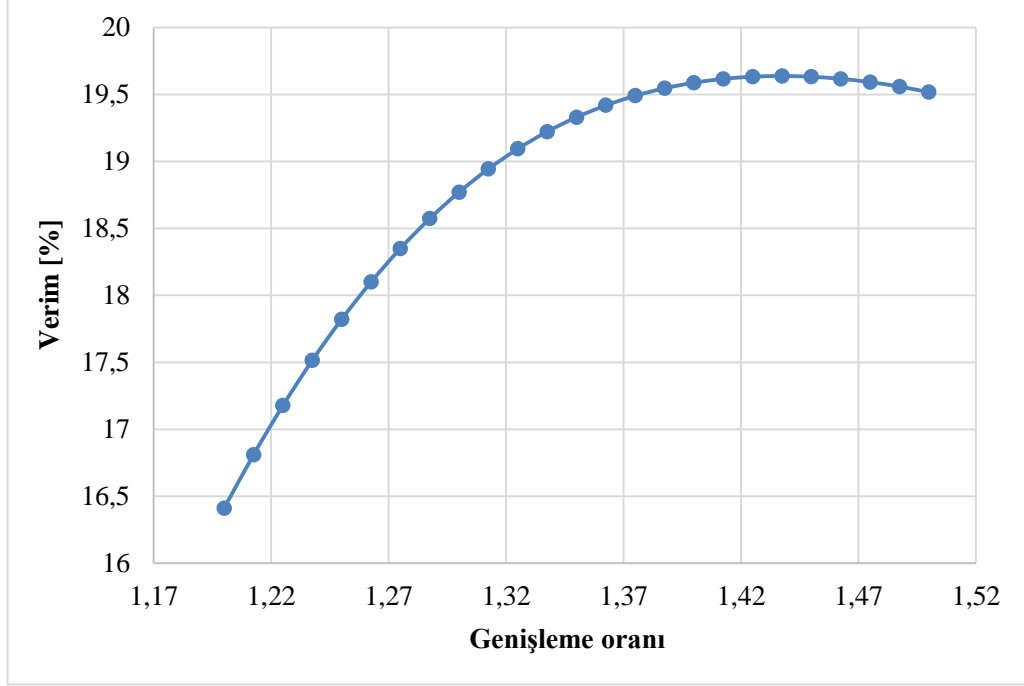
### 5.2.5.1. Genişleme oranı



Şekil 5.30. Genişleme oranı ile su yüksekliği arasındaki ilişki

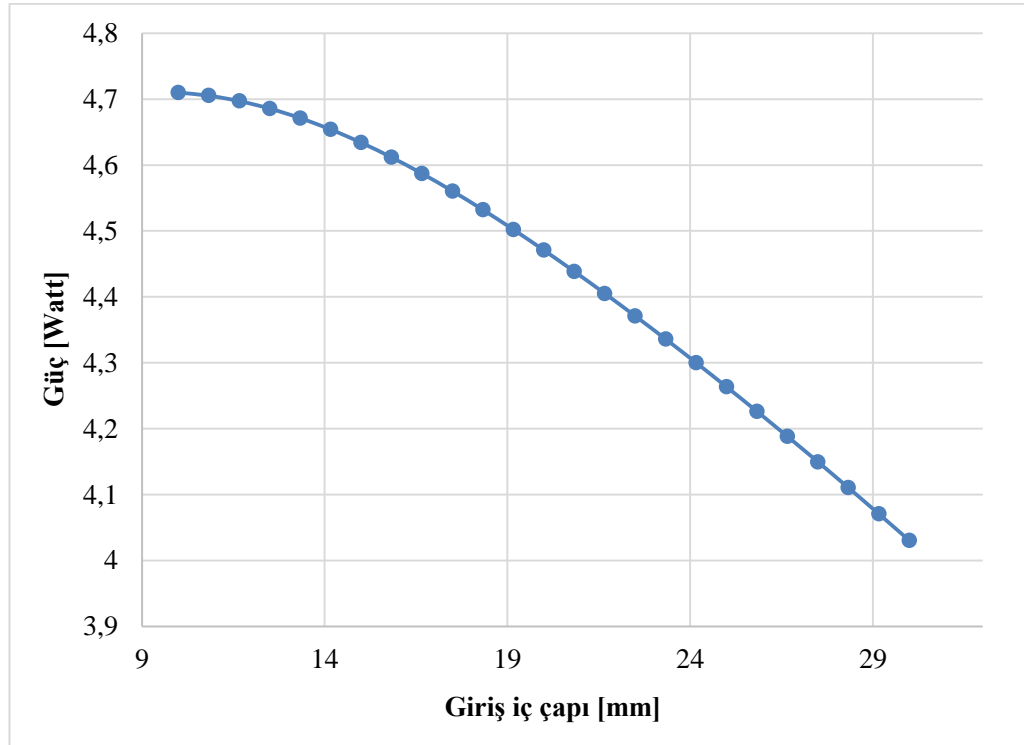


Şekil 5.31. Genişleme oranı ile tahliye debisi arasındaki ilişki

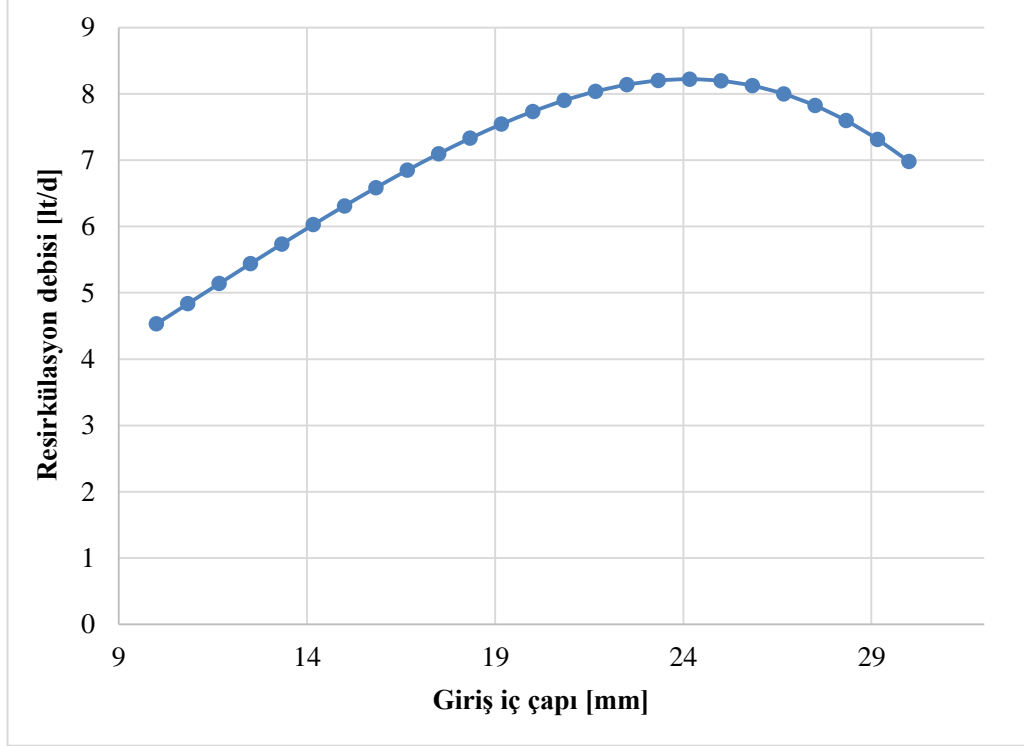


Şekil 5.32. Genişleme oranı ile pompa verimi arasındaki ilişki

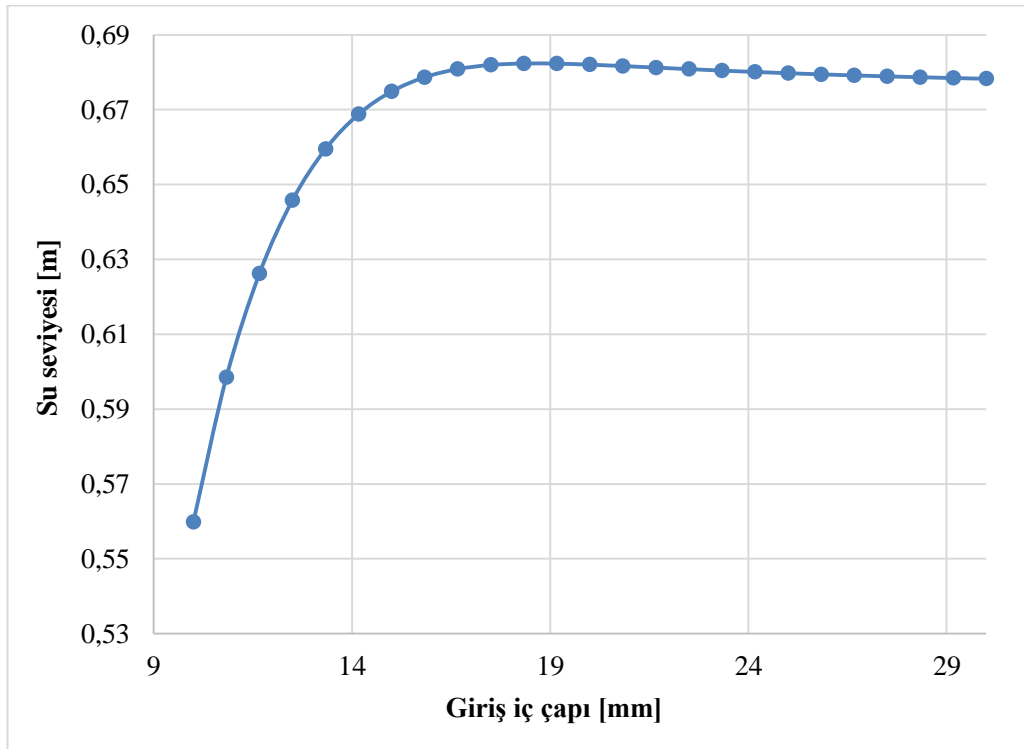
### 5.2.5.2. Giriş iç çapı



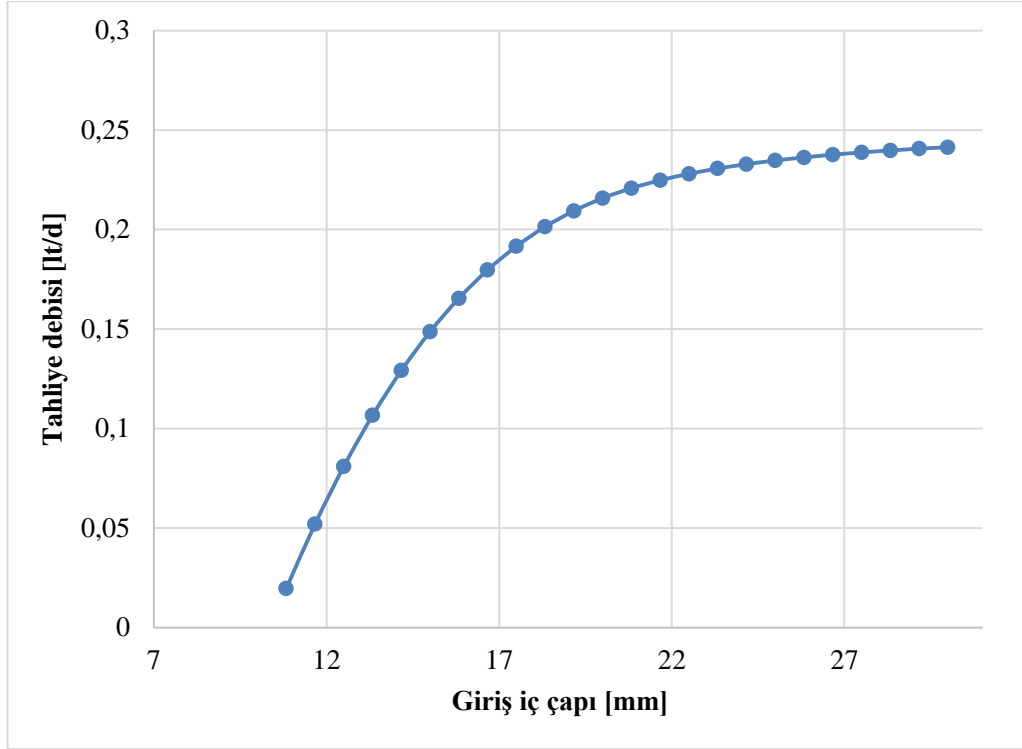
Şekil 5.33. Giriş iç çapı ile güç arasındaki ilişki



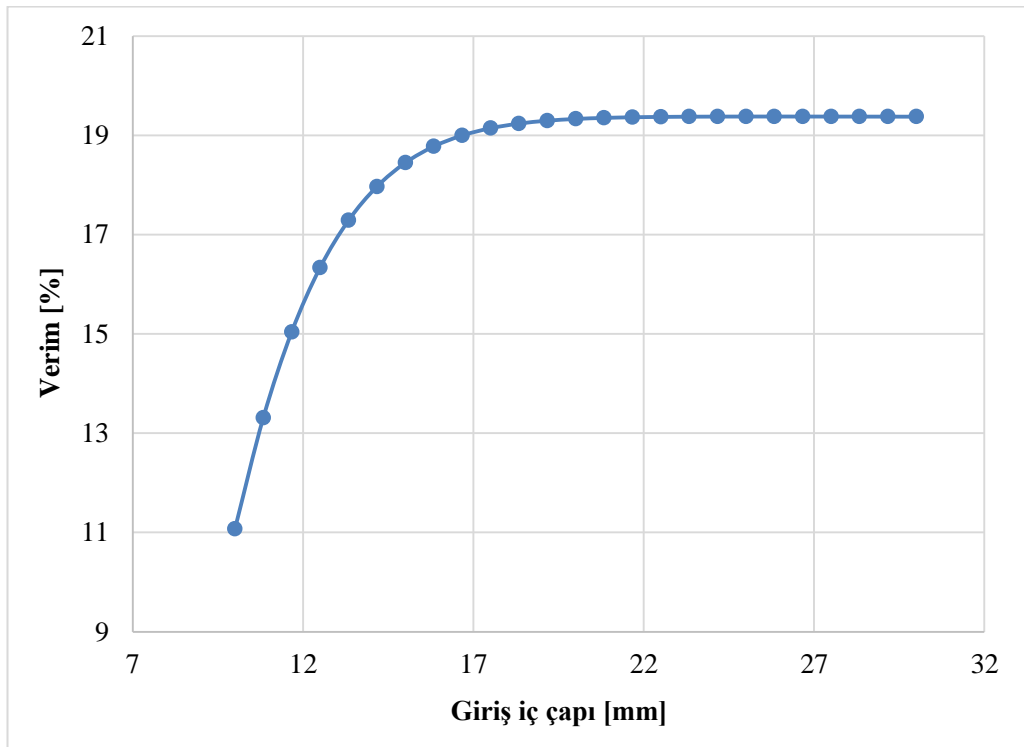
Şekil 5.34. Giriş iç çapı ile resirkülasyon debisi arasındaki ilişki



Şekil 5.35. Giriş iç çapı ile su seviyesi arasındaki ilişki

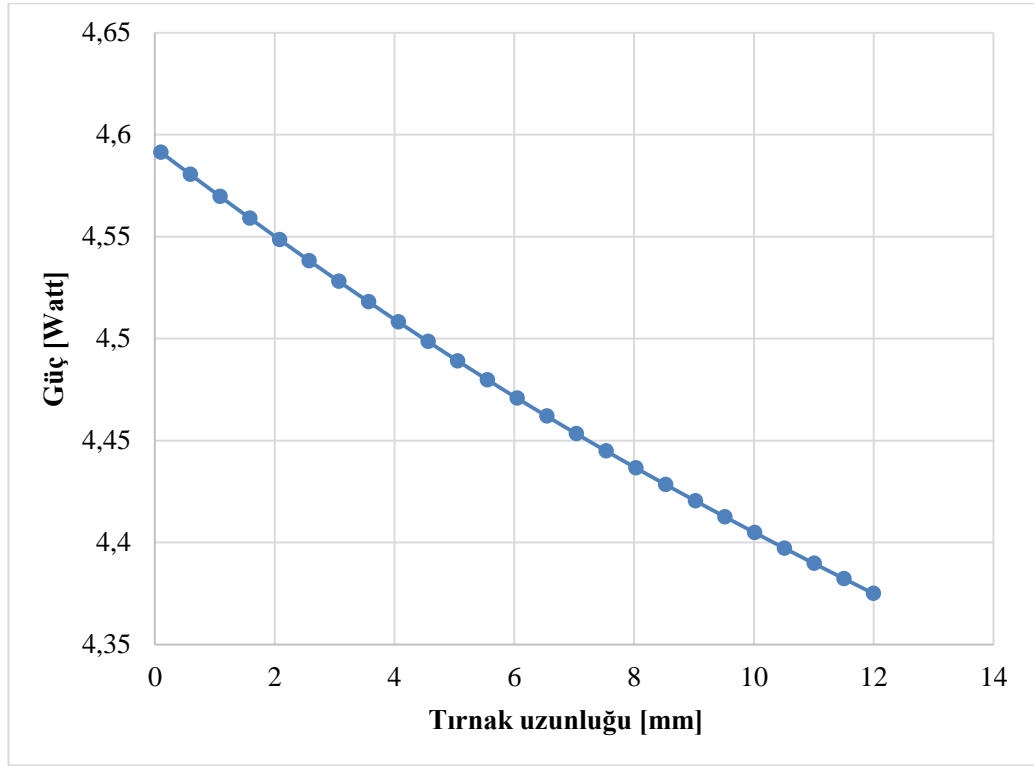


Şekil 5.36. Giriş iç çapı ile tahliye debisi arasındaki ilişki

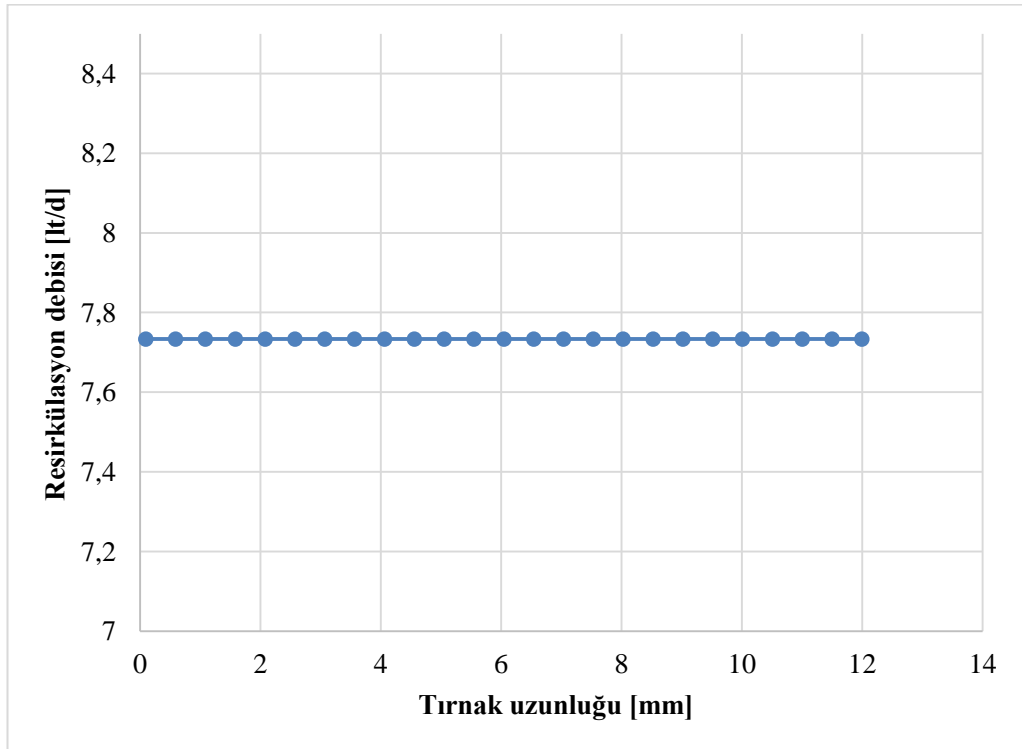


Şekil 5.37. Giriş iç çapı ile pompa verimi arasındaki ilişki

### 5.2.5.3. Tırnak uzunluğu

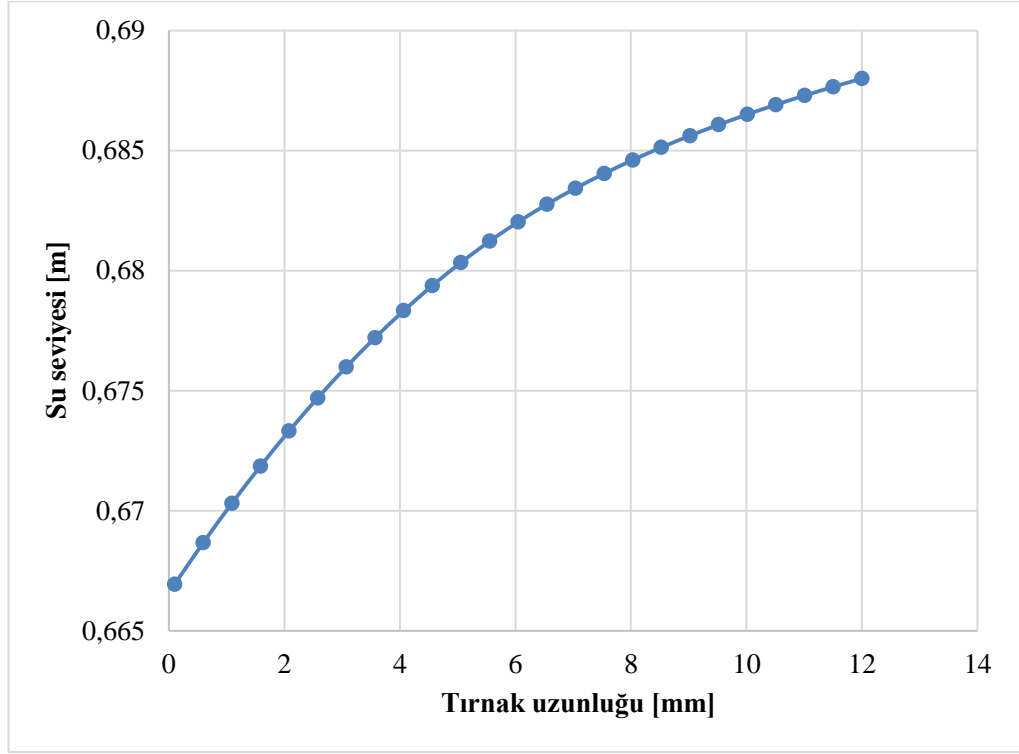


Şekil 5.38. Tırnak uzunluğu ile güç arasındaki ilişki

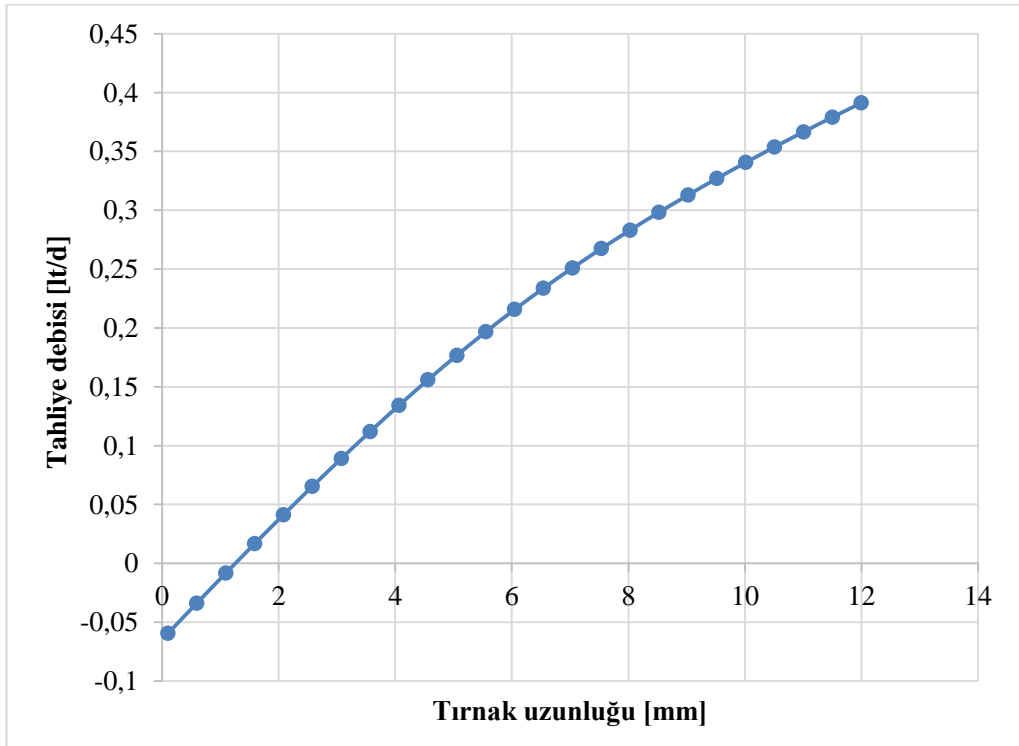


Şekil 5.39. Tırnak uzunluğu ile resirkülasyon debisi arasındaki ilişki

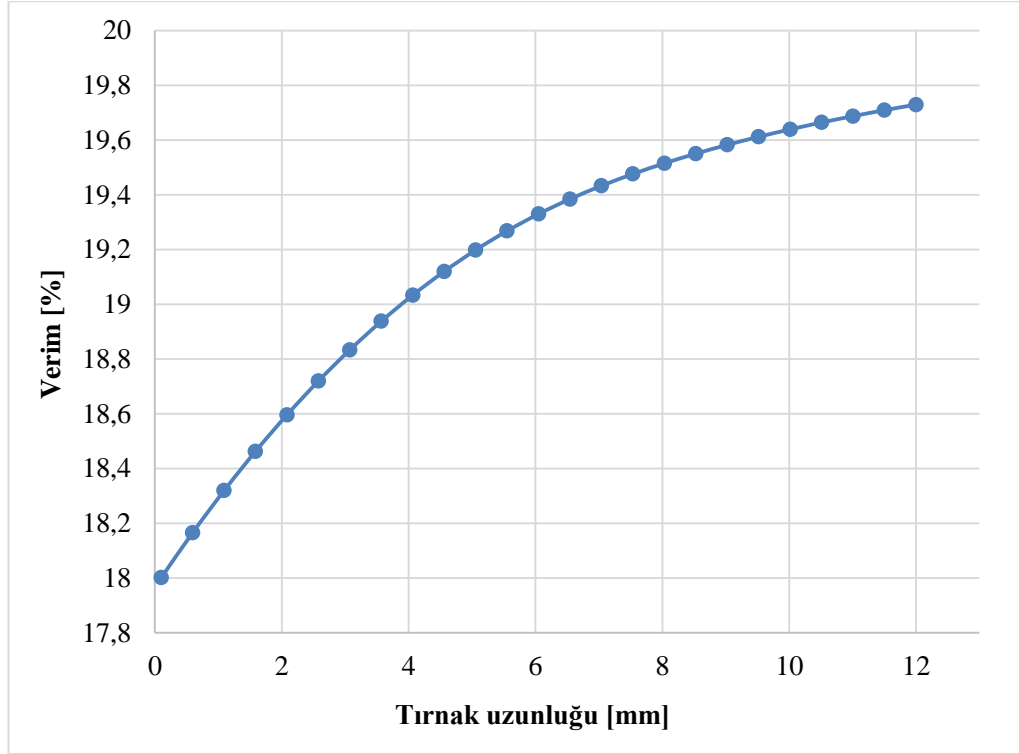




Şekil 5.40. Tırnak uzunluğu ile su seviyesi arasındaki ilişki

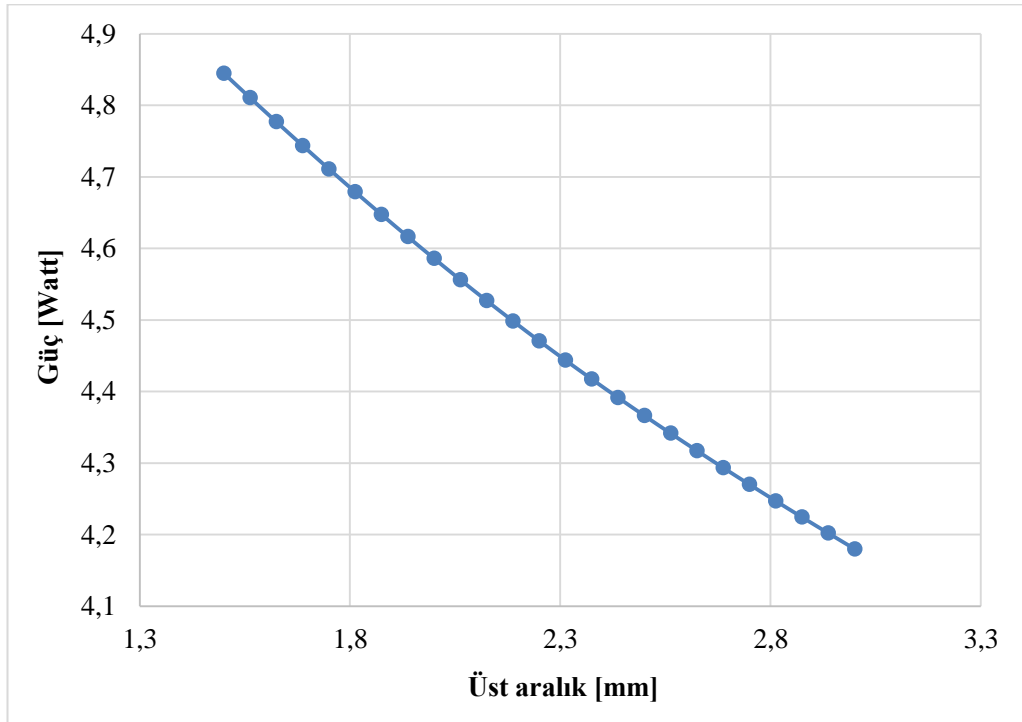


Şekil 5.41. Tırnak uzunluğu ile tahliye debisi arasındaki ilişki

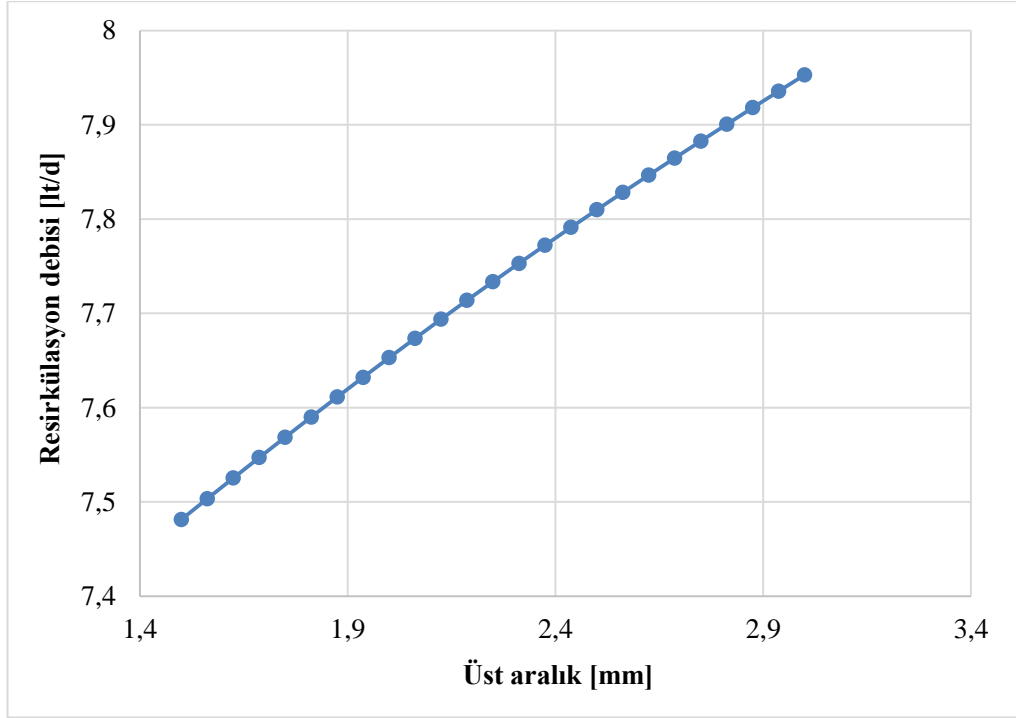


Şekil 5.42. Tırnak uzunluğu ile verim arasındaki ilişki

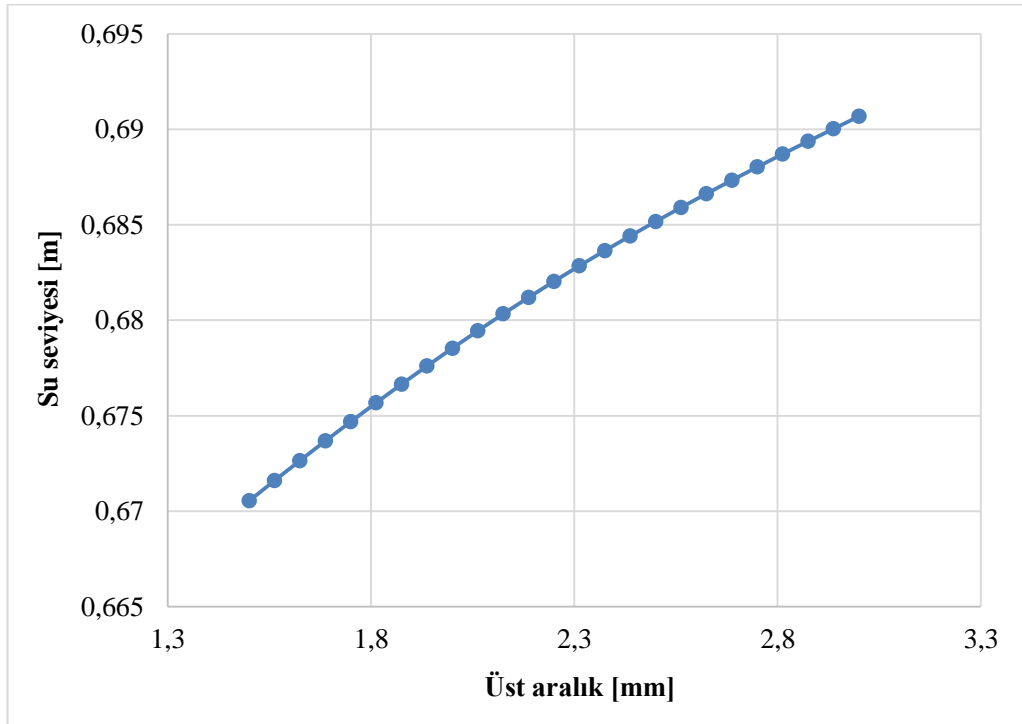
#### 5.2.5.4. Üst aralık



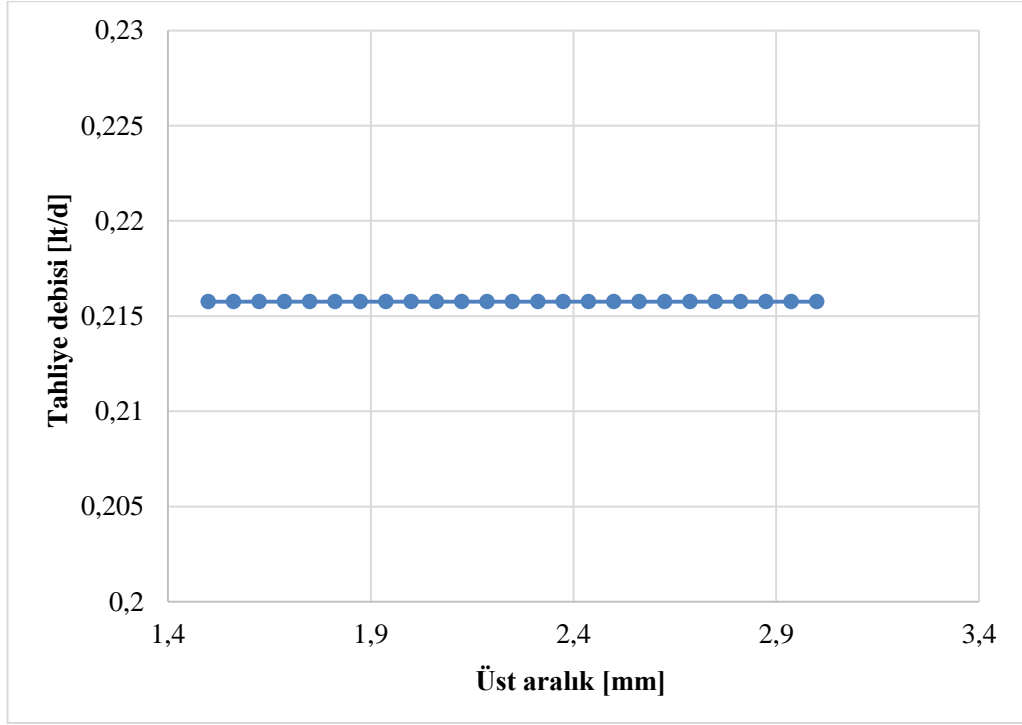
Şekil 5.43. Üst aralık ile güç arasındaki ilişki



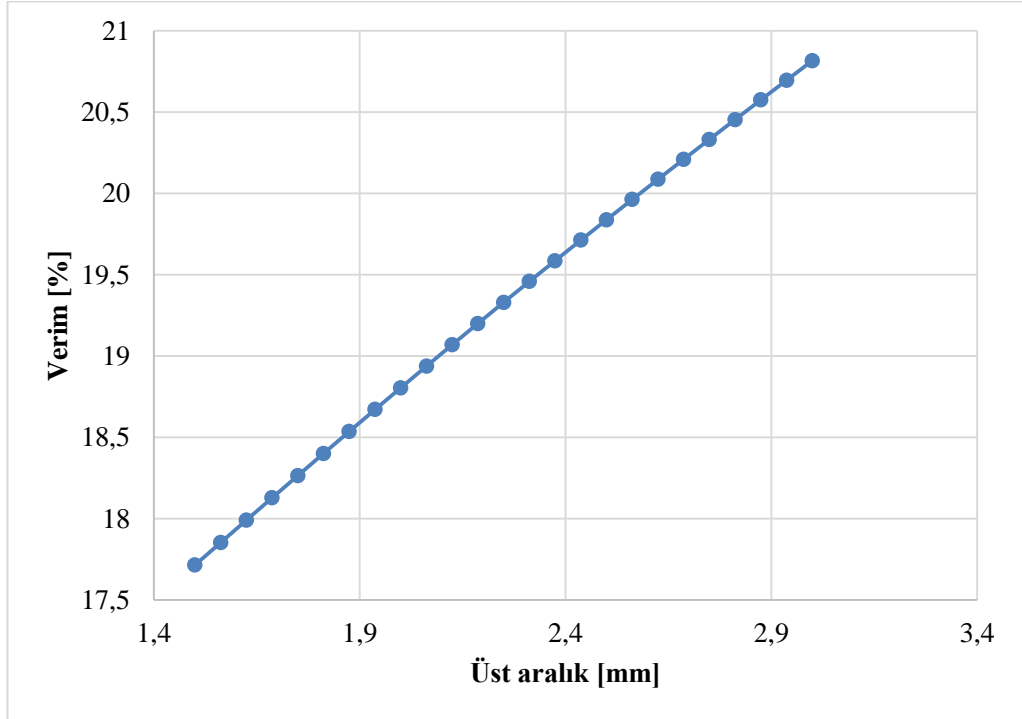
Şekil 5.44. Üst aralık ile resirkülasyon debisi arasındaki ilişki



Şekil 5.45. Üst aralık ile su seviyesi arasındaki ilişki



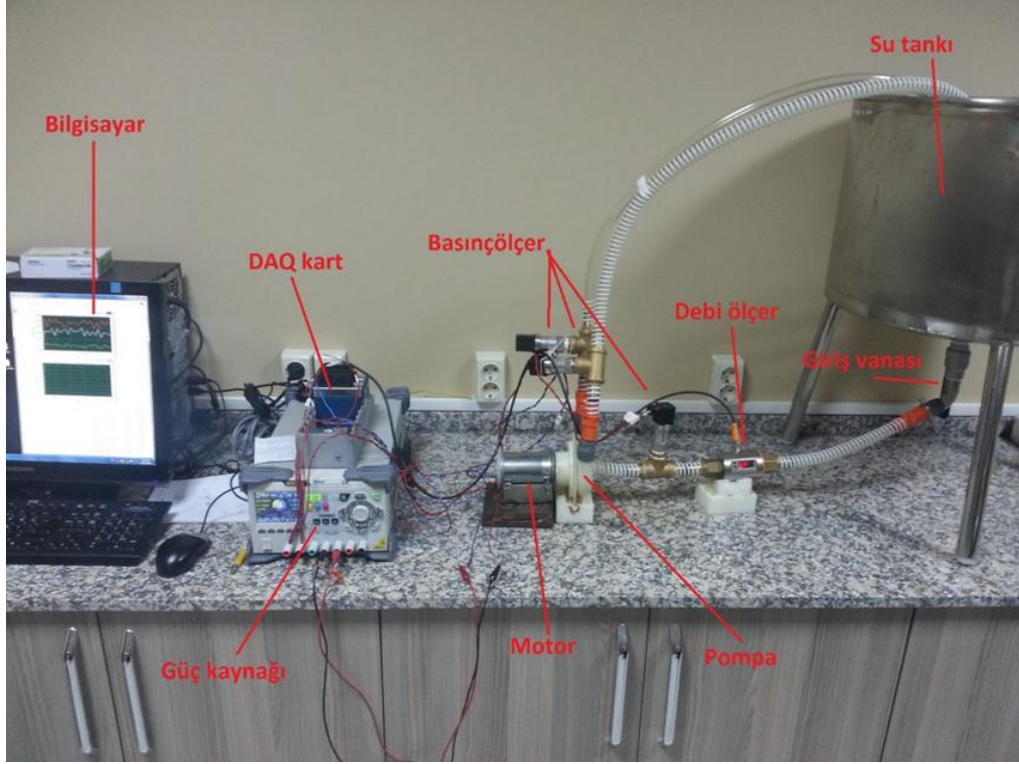
Şekil 5.46. Üst aralık ile tahliye debisi arasındaki ilişki



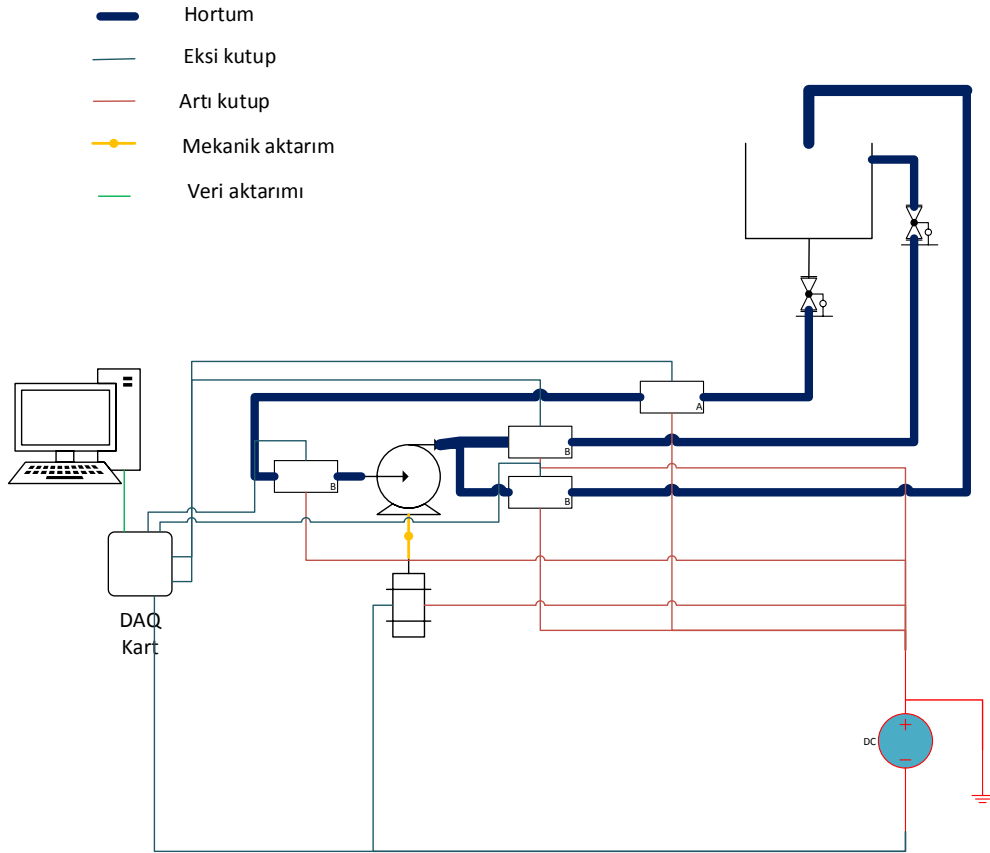
Şekil 5.47. Üst aralık ile verim arasındaki ilişki

## BÖLÜM 6. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Sayısal sonuçları doğrulamak için bir test düzeneği oluşturmak ve benzer fiziksel durum meydana getirmek gerekir. Test düzeneği, bir su tankı, bu su tankına bağlı tabandaki bir boşaltma borusu ve yine bu su tankına bağlı pompadan çıkan iki çıkış borusu ile oluşturulmuştur. Pompa girişinde ve çıkışlarında basınçlar ölçülmüştür. Basınç ölçümleri için 3 adet 0-250 mbar arası ölçüm yapabilen 4-20 mA arası bir sinyal akımı mevcuttur. Krohne marka OptiBar 1010C modelindeki basınçölçerlerden yararlanılmıştır. Debi ölçmek için ise 0-50 L/d aralığında ölçüm yapabilen 4-20 mA bir sınıf akım IFM marka SM7100 modeli bir debi ölçer mevcuttur. Gerçek ölçüm sağlaması adına bir boru ölçümü için gerekli olan ölçümler yapılmıştır. Bir tork sensörü olan Kistler 4205A6HA da tüketilen gücü ölçmek için yerleştirilmiş ve dönüş hızını ayarlamak için çarka bir DC motor bağlanmıştır. Veri toplama cihazı, Ulusal Enstrüman (NI) marka cDAQ 9178 8 slotlu USB şasıdır. NI 9203 modülü ile basınç ve debi ölçerlerden akım ve sinyaller alınabilmektedir. Bu modül üzerinde 3 basınç ve 1 debi olmak üzere 4 farklı akım takip edilmiştir. NI 9215 voltajı sağlamak için kullanılmıştır. Diğer NI 9263 bir çıkış kodlandırılarak elektrik motorunu sürmek için kullanılmıştır. Veriler için Labview Sinyal Express isimli bir yazılım sürümü kullanılmıştır. Bütün test kurulumu Şekil 6.1.'de, test şeması Şekil 6.2.'de verilmiştir.



Şekil 6.1. Test düzeneği



Şekil 6.2. Test düzeneği şeması

Pompa basma yüksekliği (H) Denklem 6.1'deki gibi hesaplanabilir.

$$H = \frac{P_d - P_s}{\rho g} + (z_d - z_s) \quad (6.1)$$

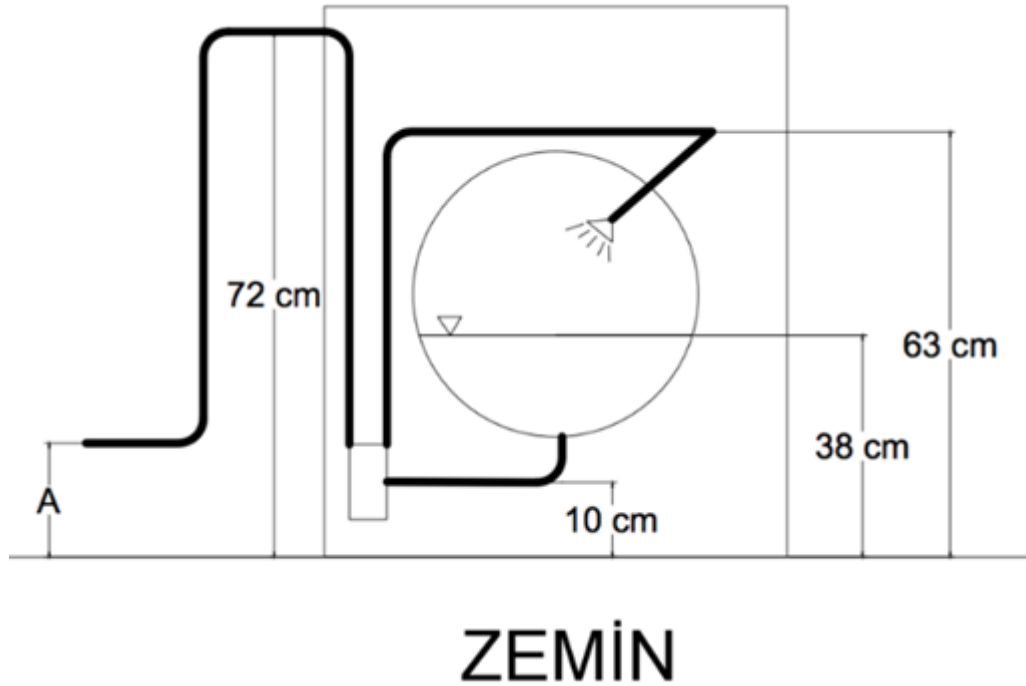
$P_d$ 'nin tahliye basıncı olduğu durumda,  $P_s$  emme basıncıdır.  $(z_d - z_s)$  ise tahliye ve emiş arasındaki yükseklik farkıdır.

Pompa verimliliği ise Denklem 6.2 ve Denklem 6.3'ten yararlanarak hesaplanabilir.

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{\dot{W}_{\text{shaft}}} \quad (6.2)$$

$$\dot{W}_{\text{shaft}} = I \cdot V \cdot \eta_{\text{motor}} \quad (6.3)$$

Şekil 6.3'te test düzeneği şeması ile birlikte test ve analizlerde kullanılan yükseklikler verilmiştir.



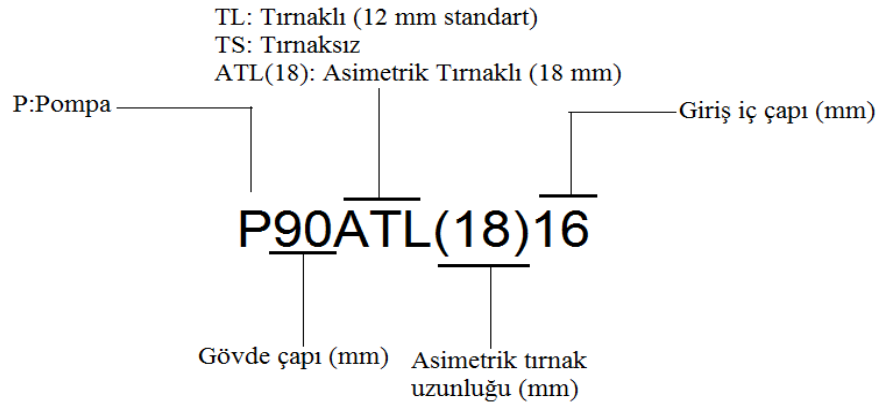
Şekil 6.3. Test düzeneği şematik ölçüleri

1. Pompanın zeminden yüksekliği ve yükseklikler makinanın orijinal kurulumu dikkate alınarak oluşturulmuştur.
2. Suyun çıkış yaptığı yükseklik (A) pompa ile aynı yüksekliktedir.
3. Testlerde vakum oluşması hâlinde çıkış yüksekliği artırılarak vakumun olduğu yükseklik belirlenmektedir.

HAD analizlerinde yukarıda da sonuçları verilmiş olan bazı pompalar üretilmiş ve var olan test düzeneğinde testleri gerçekleştirilmiştir. Bu testler sonucunda elde edilen veriler ile HAD analizlerinde aynı koşullarda elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

HAD sonuçlarından elde edilen bilgiler de kullanılarak HAD analizlerinden farklı gövde çapı, giriş genişliği ve tırnak uzunlukları dikkate alınarak da imalatlar yapılmış ve testler gerçekleştirilmiştir.

Bu maksatla bir deneysel tasarım yöntemi kullanılmıştır. Buna göre 70 mm, 80 mm ve 90 mm gövde çaplarında pompalar imâl edilmiş, bunlar arasında yukarıda belirtilen ve analizi yapılanlara da yer verilmiştir. Pompaların belirli karakteristik özelliklerinden yola çıkarak, pompaların daha kolay anlaşılabilmesi ve test sonuçlarının daha kolay takip edilebilmesi için kısa kodlar kullanılmıştır (Şekil 6.4.).



Şekil 6.4. Pompa kodlarının karşılıkları



## 6.1. Test Sonuçları

İlk olarak 70 mm gövde çapı için yapılan HAD analizlerinde elde edilen optimum geometrilere ait prototiplerin testleri yapılmıştır. Yapılan bu testlerin neticeleri Tablo 6.1.'de verilmiştir;

Tablo 6.1. 70 mm gövde çaplı pompalara ait test sonuçları

Pompa kodu	Resirkülasyon Debisi (lt/d)	Tahliye Debisi (lt/d)	Resirkülasyon Yükselme (cm)	Tahliye Yükselme (cm)	Devir (d/d)	Vakum başlangıcı (cm)
P70TL10	5,9	0	Sınır	Vakum	2765	40
P70TL14	6,9	13	48 cm	Sınır	1700	15
P70TL16	7,2	14,5	50 cm	Sınır	1700	5

Giriş iç çapı 10 mm olan pompanın yüksek devirlerde bile tahliye yapamadığı, resirkülasyon debisinin de yetersiz olduğu görülmektedir. P70TL10 pompası istenilen nitelikte değildir.

P70TL14 ve P70TL16 pompaları istenen debileri 1700 d/d'da sağlamaktadır, resirkülasyon yaparken tahliye hattındaki yükselmeler sırasıyla 48 cm ve 50 cm olup bunlar kabûl edilebilir seviyelerdir.

Tablo 6.1.'de verilen vakum başlangıç değerleri makinenin yerleştirildiği zeminden itibaren yukarı doğru olan yüksekliklerdir ve Şekil. 6.3.'teki A seviyesine karşılık gelmektedir. Ancak P70TL14 pompasının tahliye hortumunun çıkışı, zeminden 15 cm yükseklikten daha aşağıda tutulduğunda tahliye yaparken resirkülasyon hattı tarafında vakum gözlenmektedir. P70TL16 pompasında ise aynı durum 5 cm yükseklikten daha aşağıda oluşmaktadır. Her iki pompa da bu vakum başlangıç değerlerinin üzerinde çalıştırıldığında vakum oluşmamakta, vakum sınırında kalmaktadır. Bu açıdan bakıldığında bu pompaların kullanılması da kimi koşullara bağlıdır.

Tablo 6.2.'de de 80 mm gövde çapı için deney sonuçları verilmiştir.

Tablo 6.2. 80 mm gövde çaplı pompalara ait test sonuçları

Pompa kodu	Resirkülasyon Debisi (lt/d)	Tahliye Debisi (lt/d)	Resirkülasyon Yükselme (cm)	Tahliye Yükselme (cm)	Devir (d/d)	Vakum başlangıcı (cm)
P80TL15	9	14,5	53	Sınır	1500	20
P80TS15	8,7	14,3	50	Sınır	1500	10



Şekil 6.5. P80TS15'in üretilmiş prototipi

P80TL15 ve P80TS15 pompaları 1500 d/d'da istenen debileri sağlamaktadır. Pompa resirkülasyon yaparken tahliye hattında meydana gelen yükselmeler kabûl edilebilir seviyededir. Tahliye hortumunun çıkış ucunun verilen vakum başlangıç değerlerinin daha aşağısında tutulması durumunda pompaların resirkülasyon hattında vakum görülmektedir.

Tablo 6.3.'te de 90 mm gövde çapı için yapılan HAD analizlerinde elde edilen optimum geometrilere ait prototiplerin test sonuçları verilmiştir.

Tablo 6.3. 90 mm gövde çaplı pompalara ait test sonuçları

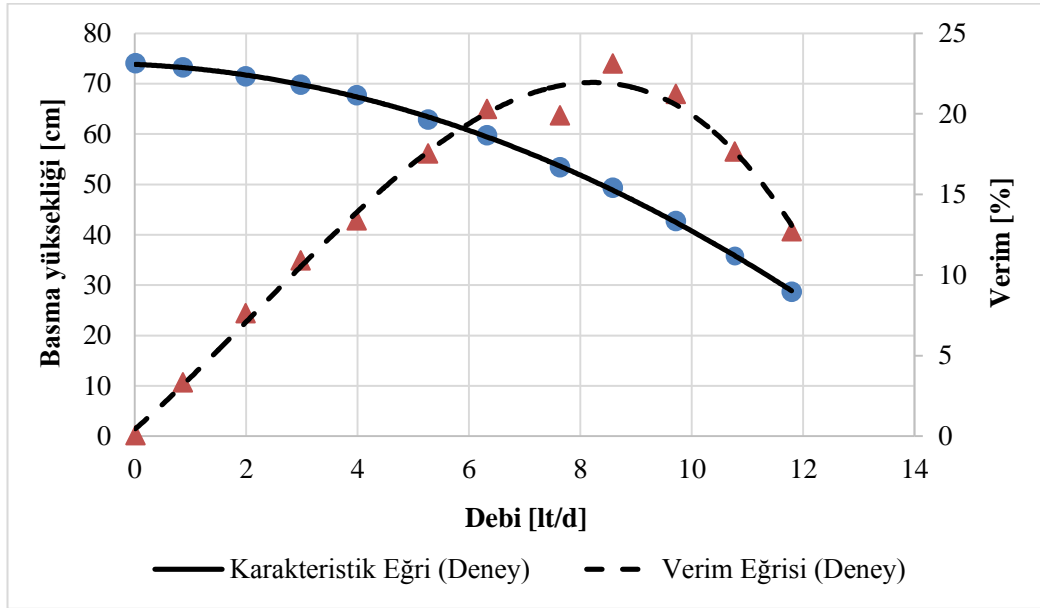
Pompa kodu	Resirkülasyon Debisi (lt/d)	Tahliye Debisi (lt/d)	Resirkülasyon Yükselme (cm)	Tahliye Yükselme (cm)	Devir (d/d)	Vakum başlangıcı (cm)
P90TL10	4,2	0	37	Vakum	1500	30
P90TL14	9,9	14,6	51	Sınır	1500	-
P90TL15	10,7	15,3	59	23	1500	-
P90TL16	9,5	17,3	55	Sınır	1380	-
P90TL16	10,7	18,6	60	Sınır	1435	-
P90TS14	9,9	14,5	51	Sınır	1500	10
P90TS15	10,5	15	58	22	1500	-
P90TS16	10,8	17	58	20	1500	-

Özellikle istenen debiyi daha düşük devirlerde verdiği için 90 mm çaplı gövdeye sahip olan farklı özelliklerde pompalar test edilmiştir. P90TL10 pompası küçük giriş kesitinden dolayı istenen tahliyeyi yapamamaktadır. P90TS14 pompası zeminden 10 cm'den daha aşağı mesafelerde vakuma neden olmaktadır. Diğer pompaların hepsi kabûl edilebilir debi ve yükselme miktarlarındadır. P90TS15 ve P90TS16 pompalarının vakum sınırından uzakta olmaları bir avantajdır.

## 6.2. Test Sonuçları ile Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

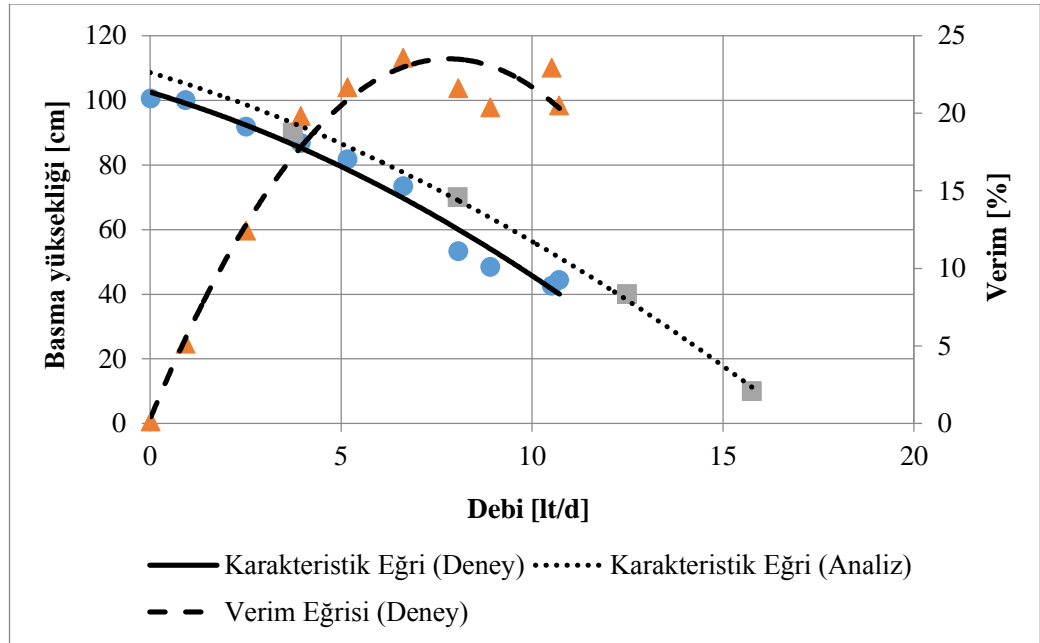
HAD analizlerinde yukarıda da sonuçları verilmiş olan bazı pompalar üretilmiş ve var olan test tesisatında test edilmiştir. Test sonucunda elde edilen veriler ile HAD analizlerinde aynı koşullarda elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

### 6.2.1. 70 mm gövde takımı

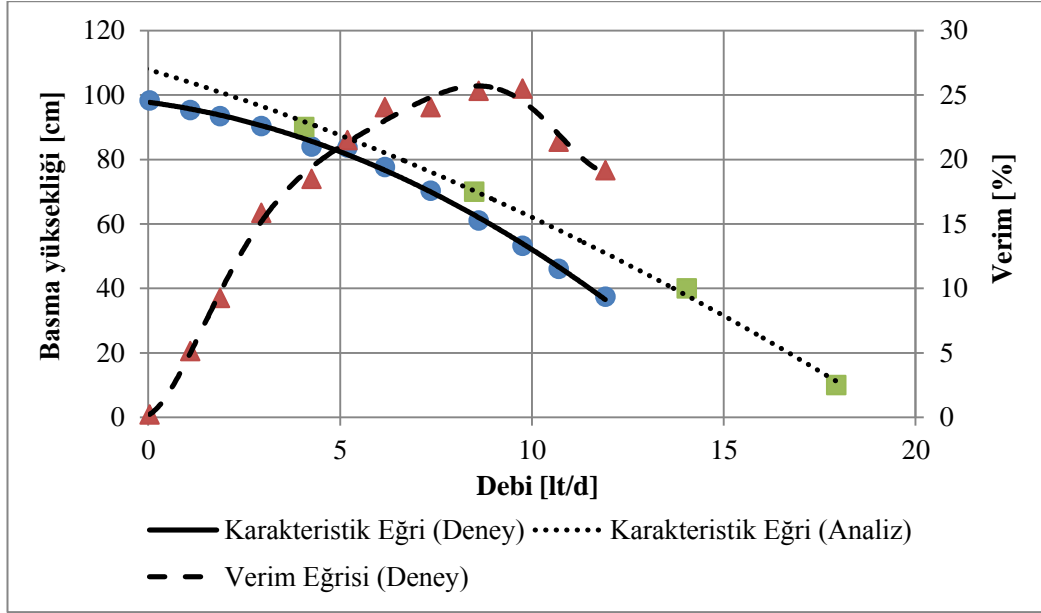


Şekil 6.6. P70TL(7.2)22.6'nın test sonuçları

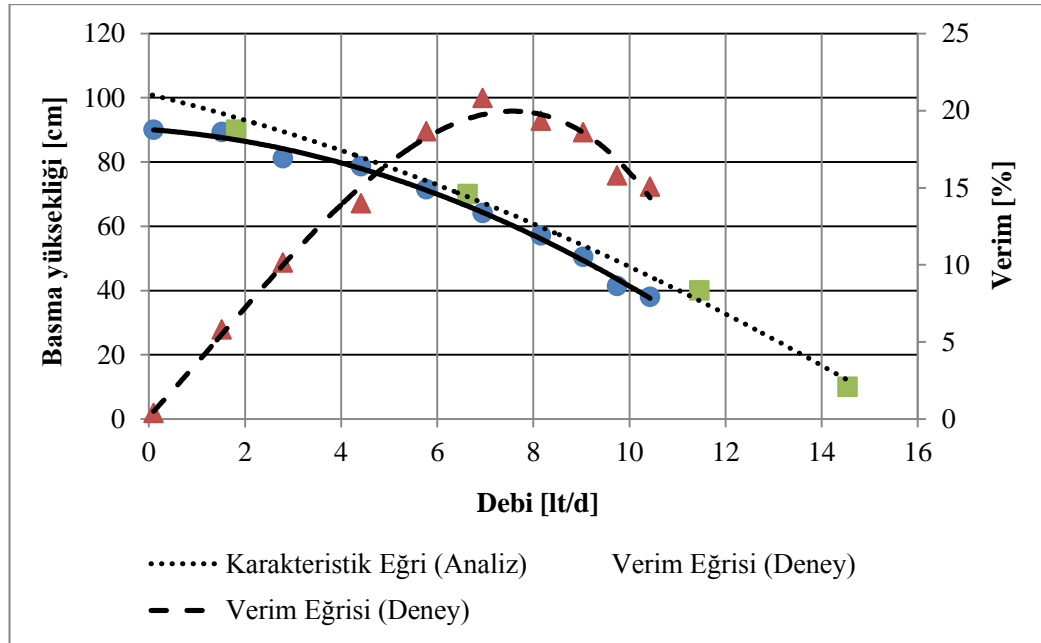
### 6.2.2. 90 mm gövde takımı



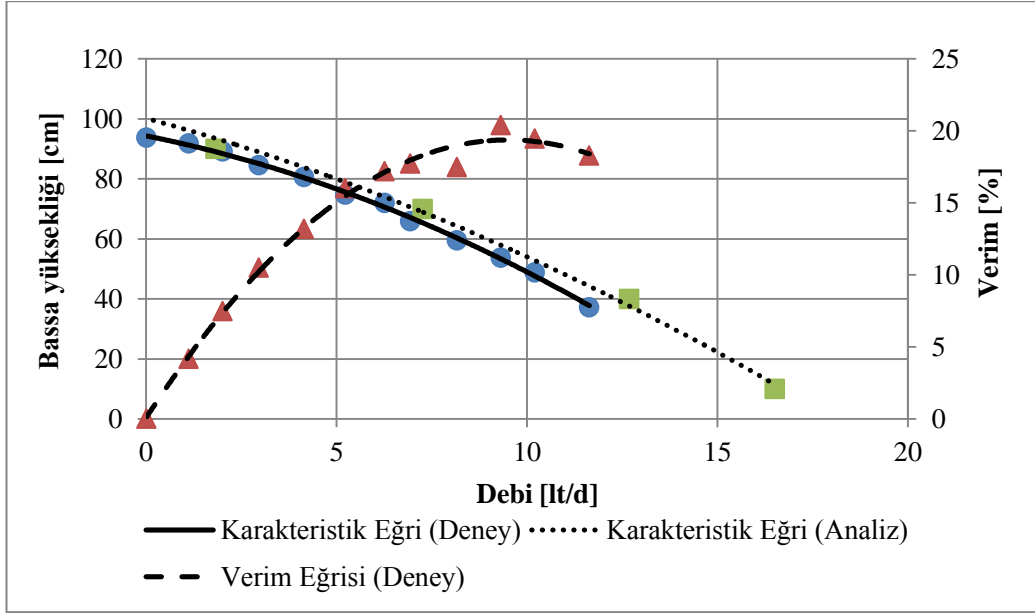
Şekil 6.7. P90TL14'ün deney ve analiz sonuçları



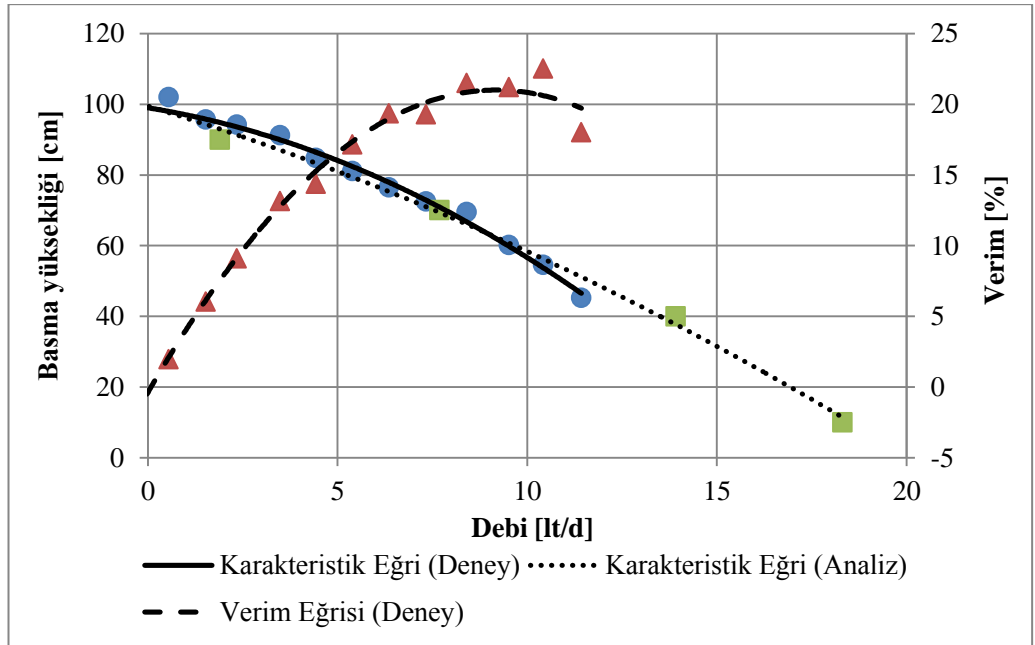
Şekil 6.8. P90TL15'in deney ve analiz sonuçları



Şekil 6.9. P90TS14'ün deney ve analiz sonuçları

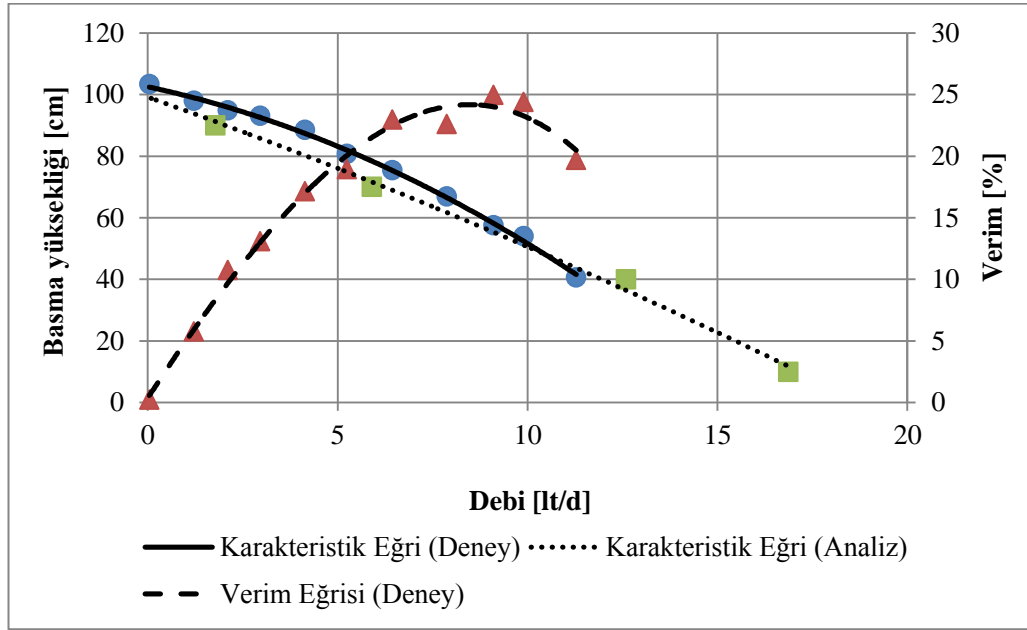


Şekil 6.10. P90TS15'in deney ve analiz sonuçları

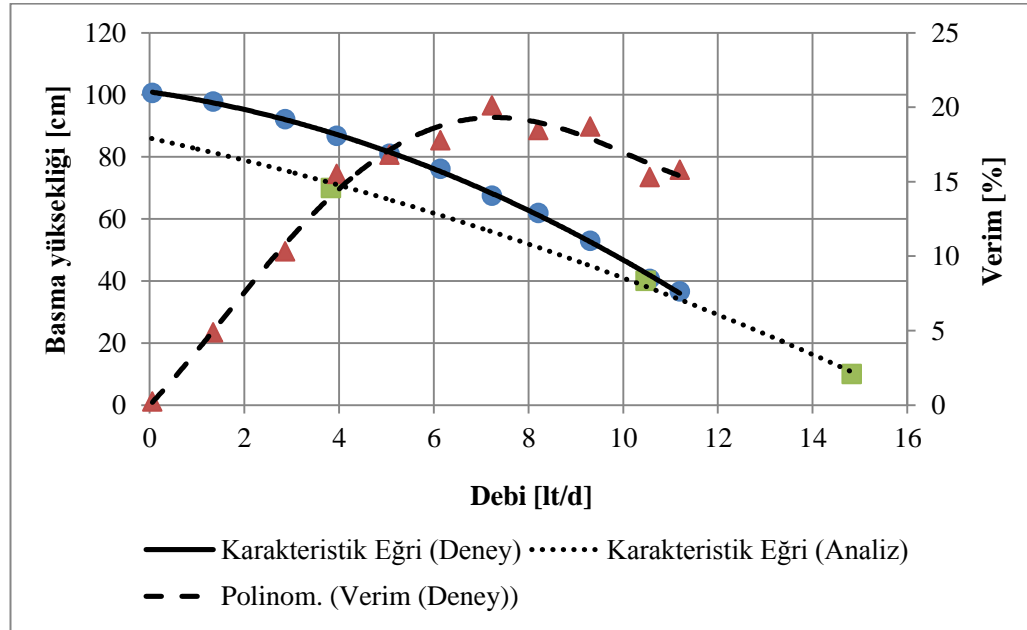


Şekil 6.11. P90TS16'nın deney ve analiz sonuçları

### 6.2.3. 80 mm gövde takımı



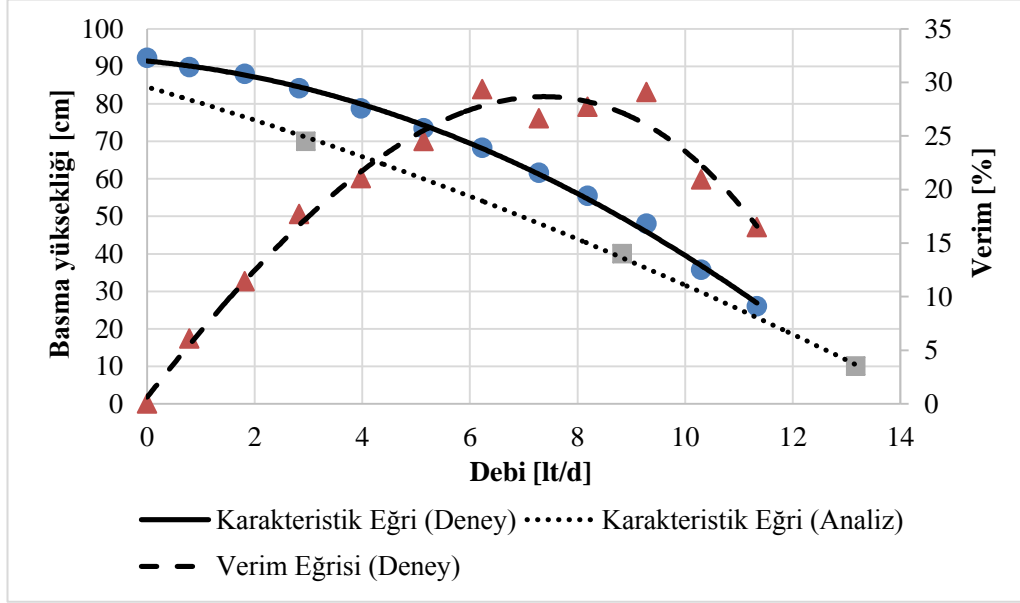
Şekil 6.12. P80TL15'in deney ve analiz sonuçları



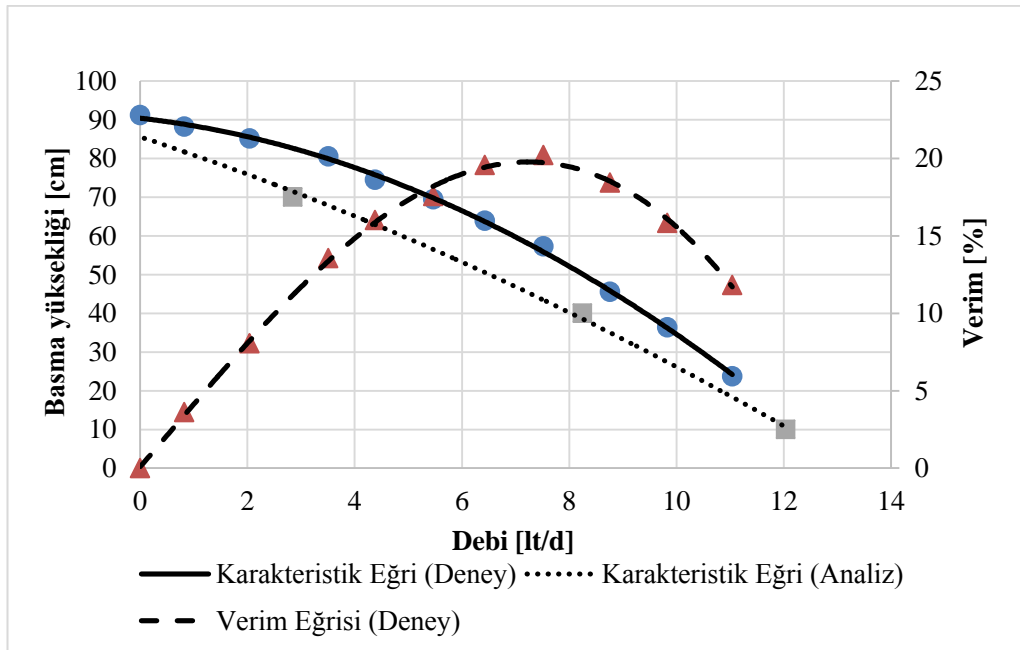
Şekil 6.13. P80TS15'in deney ve analiz sonuçları

#### 6.2.4. Asimetrik tırnaklı gövde takımı

90 mm gövdeli asimetrik tırnaklı pompa optimizasyonu sonucunda elde edilen pompanın test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 6.15., Şekil 6.16. ve Şekil 6.17.'de verilmiştir.



Şekil 6.14. P90ATL(24.7)15'in deney ve analiz sonuçları



Şekil 6.15. P90ATL(24.7)14'ün deney ve analiz sonuçları



### 6.3. Pompa Çarkı Kanat Sayısı Testleri

Pompa çarkı kanat sayısının ve formunun pompa performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Kanat sayısı testlerinde, beş farklı çarkın deneyleri yapılarak en uygun kanat sayısı aranmıştır. Deneylerde yine P90TS16 pompası kullanılmış ve karakteristik eğrisi için aynı test düzeneği ve aynı test koşulları kullanılmıştır. Vana tamamen açık olarak testler gerçekleştirilmiştir. Bu test sonuçları Tablo 6.4.'te verilmiştir.

Tablo 6.4. Farklı kanat sayılı çarklarda 1500 d/d hızla yapılan testler ve sonuçları

Kanat sayısı	Resirkülasyon Basma Yüksekliği (m)	Resirkülasyon Debisi (lt/d)	Tahliye Debisi (lt/d)	Tahliye Basma Yüksekliği (m)	Güç tüketimi (Watt)	Verim (%)
4	0,630542	7,406269	11,80152	0,395099	8,5	8,96
5	0,634839	7,546756	12,20146	0,408518	9	9,05
7	0,614676	7,316538	11,41031	0,407647	9,8	7,76
9	0,65428	7,637622	11,60785	0,417828	9,7	8,17

Yukarıdaki bilgilerin yanında daha genel bir değerlendirme yaparsak; yapılan deneylerde yük altında en iyi basma yüksekliğini 4 ve 5 kanatlı çarklar vermiştir. En verimli çarklar da yine 4 ve 5 kanatlı çarklardır. 7 ve 9 kanatlı çarklarda debi düşüşüne rağmen güç tüketimi artmaktadır. Bu yüzden bu çarklar tercih dışı bırakılmıştır. 4 ve 5 kanatlı çarklarda verimler birbirine çok yakındır. Ayrıca şimdiye kadar yapılan çarkların 4 kanatlı olduğu ve imalat kolaylığı göz önüne alındığında bu çarkı tercih etmenin en doğru karar olacağı söylenebilir.

## BÖLÜM 7. SONUÇLAR

Bu çalışmada tek emişli iki çıkışlı bir santrifüj pompa tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu maksatla salyangozda ikisi de aynı yöne doğru olan iki çıkış konulmuştur. Pompa içinde düz kanatlı çark ve iki yöne de genişleyebilen yarı salyangoz bir gövde, çarkın dönüş yönüne göre ilgili kollara basma yapacak şekilde tasarlanmıştır. Sonuç üzerinde etkili olacak geometrik parametreler belirlenmiş ve parametrik bir optimizasyon çalışmasıyla ANSYS'te optimal tasarımlar aranmıştır. Elde edilen farklı gövde çaplarındaki pompalar imâl edilmiş ve test edilmiştir. HAD sonuçları ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Deneysel basılan hattın aksi tarafındaki yükselmelere dikkat edilmiştir. Yapılan deneyler neticesinde üretilen pompanın HAD modelinde olduğu gibi motorun dönüş yönüne göre istenilen tarafa su basabileceği kanıtlanmıştır.

Buradan elde edilen çıktılar çok kapsamlı olup bunların hepsi detaylı bir şekilde verilmiştir. Ancak önerilen pompalar P70TL(7.2)22.6, P90TL14, P90TL15, P90TL16, P90TS15 ve P90TS16 kodlu pompalardır. Önerilen çark kanadı sayısı ise 4 veya 5'tir. Pompanın her iki çıkış hortum çapı  $\frac{3}{4}$ " olmalıdır. Tahliye hortumu en fazla 40 cm yükseğe çıkarılmalıdır, ancak unutulmamalıdır ki yükseldikçe debi azalmaktadır. Tahliye hortumunun çıkış ucu, pompa giriş ağzı seviyesinin en fazla 5 cm aşağısına indirilmelidir.

Deneysel olarak yapılan incelemelerde sadece belirli bir pompa geometrisi HAD sonuçlarını doğrulamak amacıyla kullanılmıştır. Farklı tasarımlara sahip pompalar da parametrik hâle getirilerek ve istatistiksel yöntemler kullanılarak optimize edilebilir. Bunun için literatürde var olan Taguchi metodu vb. yöntemlere de başvurulabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] Rama, S., Gorla, R., Khan, A.A., Turbomachinery: Design and Theory, Marcel Dekker Inc, New York, 2003.
- [2] <http://tarihvemedeniyet.org.>, Erişim Tarihi: 24.09.2018.
- [3] Logan, E., Jr. Roy, R., Handbook of Turbomachinery, Marcel Dekker Inc, New York, 2003.
- [4] Sahu, G.K., Handbook of Piping Design, New Age International, New Delhi, 1998.
- [5] alışkan, H.., Emekçi, İ., Pozitif Deplasmanlı Pompalar, SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 7(1): 206-212, Mart 2003.
- [6] engel, Y.A., Cimbala, M.J., ev. Engin, T., Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, Güven Bilimsel Yayınları, İzmir, 2008.
- [7] Srinivasan, K.M., Rotodynamic Pumps (Centrifugal and Axial), New Age International, New Delhi, 2008.
- [8] Garde, R.J., Fluid Mechanics Through Problems, New Age International, New Delhi, 1997.
- [9] [http://acikders.ankara.edu.tr/pluginfile.php/76728/mod\\_resource/content/1/7.HAFTA.pdf.](http://acikders.ankara.edu.tr/pluginfile.php/76728/mod_resource/content/1/7.HAFTA.pdf.), Erişim Tarihi: 24.09.2018.
- [10] Yalın, K., Hacımsal ve Santrifüj Pompalar / Santrifüj Pompaların Proje Hesabı ve izimi özümlü Problemler, 1. Baskı, ağlayan Kitapevi, 229-232, 1998.
- [11] Munson, B.R., Okiishi, T.H., Huebsch, W.W., Rothmayer, A.P., Fundamentals of Fluid Mechanics, 7th Edition, John Wiley & Sons Inc, Jefferson City, USA, 2012.
- [12] Mackay, R.C., The Practical Pumping Handbook, Elsevier Advanced Technology, Oxford UK, 2004.

- [13] Kalinichenko, P., Suprun, A., Effective Modes of Axial Balancing of Centrifugal Pump Rotor, XIII<sup>TH</sup> International Scientific and Engineering Conference “HERVICON-2011”, 111-118, 2012.
- [14] Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, Güven Bilimsel Yayınları, 738-745, 2008.
- [15] Croba, D., Kueny, J.L., Numerical Calculation of 2D Unsteady Flow in Centrifugal Pumps: Impeller and Volute Interaction, International Journal For Numerical Methods in Fluids, 22: 46748-1, 1996.
- [16] Bakker, A., Laroche, R.D., Wang, M.H., Calabrese, R.V., Sliding Mesh Simulation of Laminar Flow in Stirred Reactors, The Online CFM Book, 1998.
- [17] Dick, E., Vierendeels, J.S., Voorde, J.V., Performance Prediction of Centrifugal Pumps with CFD-Tools, TASK Quarterly, 5 (4): 579-594, 2001.
- [18] Zhou, W., Zhao Z., Lee, T.S., Winoto, S.H., Investigation of Flow Through Centrifugal Pump Impellers Using Computational Fluid Dynamics, International Journal of Rotating Machinery, 9(1): 49-61, 2003.
- [19] Asuaje, M., Bakır, F., Kouidri, S., Kenyery, F., Rey, R., Numerical Modelization of the Flow in Centrifugal Pump: Volute Influence in Velocity and Pressure Fields, International Journal of Rotating Machinery, 3: 244-255, 2005.
- [20] Nataraj, M., Arunachalam, V.P., Optimizing impeller geometry for performance enhancement of a centrifugal pump using the Taguchi quality concept, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 220(7): 765-782, 2006.
- [21] Grapsas, V., Stamatelos, F., Anagnostopoulos, J., Papantonis, D.E., Numerical study and optimal blade design of a centrifugal pump by evolutionary algorithms, Knowledge-Based Intelligent Information and Engineering Systems, Springer Berlin Heidelberg, 2008.
- [22] Cheah, K.W., Lee, T.S., Winoto, S.H., Unsteady Fluid Flow Study in a Centrifugal Pump by CFD Method, 7th ASEAN ANSYS Conference Biopolis, Singapore, October 30-31, 2008.
- [23] Spence, R., Amaral-Teixeira, J., A CFD Parametric Study of Geometrical Variations on the Pressure Pulsations and Performance Characteristics of a Centrifugal Pump, Computers & Fluids, 38: 1243-1257, 2009.

- [24] Petit, O., Page M., Beaudoin, M., Nilsson, H., The ERCOFTAC Centrifugal Pump: OpenFOAM Case-study, 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, Czech Republic, October 14-16, 2009.
- [25] Dazhuan, W., Peng, W., Zhifeng, L., Leqin, W., The Transient Flow in a Centrifugal Pump During the Discharge Valve Rapid Opening Process, Nuclear Engineering and Design, 240: 4061-4068, 2010.
- [26] Nautiyal, H., Kumar, A., Reverse Running Pumps Analytical, Experimental And Computational Study: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14: 2059-2067, 2010.
- [27] Barrio, R., Parrondo, J., Blanco, E., Numerical Analysis of the Unsteady Flow in the Near-Tongue Region in a Volute-Type Centrifugal Pump for Different Operating Points, Computers & Fluids, 39: 859-870, 2010.
- [28] Baek, S.H., Hong, S.H., Cho, S.S., Jang, D.Y., Joo, W.S., Optimization of process parameters for recycling of mill scale using Taguchi experimental design, Journal of Mechanical Science and Technology, 24(10): 2127-2134, October 2010.
- [29] Shah, S.R., Jain, S.V., Lakhera, V.J., CFD Based Flow Analysis of Centrifugal Pump, Proceedings of the 37th National & 4th International Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power IIT Madras, Chennai, India, 16-18, December 2010.
- [30] Zhou, L., Shi, W., Lu, W., Wang, C., Orthogonal test and optimization design of submersible pump guide blades, Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 29(4): 312-315, 2011.
- [31] Li, W.G., Effect of Exit Blade Angle, Viscosity and Roughness in Centrifugal Pumps Investigated by CFD Computation, TASK Quarterly, 15(1): 21-41, 2011.
- [32] Jafarzadeh, B., Hajari, A., Alishahi, M.M., Akbari, M.H., The Flow Simulation of a Low Specific Speed High Speed Centrifugal Pump, Applied Mathematical Modelling, 35: 242-249, 2011.
- [33] Damor, J.J., Patel, D.S., Thakkar, K.H., Brahmabhatt, P.K., Experimental and CFD Analysis of Centrifugal Pump Impeller: A Case Study International Journal of Engineering Research & Technology, 2(6): e-ISSN 2278-0181, June 2013.

- [34] Si, H., Fuxiang, Y., Jing, G., Numerical Simulation of 3D unsteady Flow in Centrifugal Pump by Dynamic Mesh Technique, Parallel Computational Fluid Dynamics Conference, ParCFD, 2013.
- [35] Chalghoum, I., Elaoud, S., Akrou, M., Taieb, E.H., Transient behavior of a centrifugal pump during starting period, Applied Acoustics, 109: 82-89, August 2016.
- [36] Olszewski, P., Genetic optimization and experimental verification of complex parallel pumping station with centrifugal pumps, Applied Energy, 178: 527-539, September 15, 2016.
- [37] American Institute of Chemical Engineering, Positive Displacement Pumps: A Guide to Performance Evaluation, John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, 2010.
- [38] Hauch, D.W., U.S. Patent No. 5,493,745, 1996.
- [39] Sahu, G.K., Rotodynamic and Positive Displacement Types: Theory, Design and Applications, New Age International Publishers, New Delhi, 2000.
- [40] Wang, S., Xia, C., Shen, Y., He, Y., Shao, W., Xiao, N., World, Patent No: WO02102022107, 2012.
- [41] Kemerli, M., İki çıkışlı bir santrifüj pompanın tasarımı ve CFD ile optimizasyonu, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, Ocak 2015.
- [42] Brauer, J., What Every Engineer Should Know about Finite Element Analysis, 2nd Edition, Marcel Dekker Inc, CRC Press, New York, May 5, 1993.
- [43] Süfer, Ö., Kumcuoğlu, S., Tavman, Ş., Gıda Mühendisliğinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Uygulamaları, Akademik Gıda, 14(4): 465-471, 2016.
- [44] Parviz, M., John, K., Tackling Turbulence with Supercomputers, Scientific American, 1:276, 1997.
- [45] Schaldach, G., Berger, L., Razilov, I., Berndt, H., Computer Simulation for Fundamental Studies and Optimisation of ICP Spray Chambers, ISAS (Institute of Spectrochemistry and Applied Spectroscopy), Current Research Reports, Berlin, Germany, 2000.

- [46] Mills, D., Development and Validation of a Preliminary Model for Optimisation of Baking Ovens, The Food and Packaging Cooperative Research Centre Annual Report, Australia, 1998-1999.
- [47] Cortella, G., Manzan, M., Comini, G., Computation of Air Velocity and Temperature Distributions in Open Display Cabinets, In: Advanced in the Refrigeration Systems, Food Technologies and Cold Chain, International Institute of Refrigeration, 617-625, Paris, France, 1998.
- [48] Sahu, A.K., Kumar, P., Patwardhan, A.W., Joshi, J.B., CFD Modelling and Mixing in Stirred Tanks, Chemical Engineering Science, 54(13-14): 2285-2293, 1999.
- [49] Kieviet, F.G., Van, R.J., De Moor, P.P.E.A., Kerkhof, P.J.A.M., Measurement and Modelling of the Air Flow Pattern in a Pilot-Plant Spray Dryer, Chemical Engineering Research and Design, 75(A3): 321-328, 1997.
- [50] Kumar, A., Numerical Investigation of Secondary Flows in Helical Heat Exchangers, Institute of Food Technologists Annual Meeting, Anaheim, CA, USA, 148, 1995.
- [51] Xia, B., Sun, D.W., Applications of Computational Fluid Dynamics (CFD) in the Food Industry: a Review, Computers and Electronics in Agriculture, 34: 5-24, 2002.
- [52] ANSYS Powerpoint Lectures, Introduction to ANSYS FLUENT, Lecture 2: Introduction to CFD Methodology, p.4 How Does CFD Work?: © ANSYS Inc, November 15, 2012.
- [53] [http://www.anova.com.tr/main/68/ansys\\_fluent.aspx](http://www.anova.com.tr/main/68/ansys_fluent.aspx), Erişim Tarihi: 28.09.2018.
- [54] Shah, S.R., Jain, S.V., Patel, R.N., Lakhera, V.J., CFD for Centrifugal Pumps: A Review of the State-of-the-art, Chemical, Civil and Mechanical Engineering Tracks of 3rd Nirma University International Conference (NUiCONE 2012) Procedia Engineering, 51: 715-720, 2013.
- [55] ANSYS FLUENT 15.0 User's Guide, 2013.
- [56] Jaworski, Z., Wyszynski, M.L., I. Moore, P.T., Nienow, A.W., Sliding Mesh Computational Fluid Dynamic - A Predictive Tool In Stirred Tank Design, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, DOI: 0.1243/0954408971529638, 149-155, 1997.

- [57] Ng, K., Fentiman, N.J., Lee, K.C., Yianneskis M., Assessment of Sliding Mesh CFD Predictions and LDA Measurements of the Flow in a Tank Stirred by a Rushton Impeller, Centre for Heat Transfer and Fluid Flow Measurement, Trans IChemE, 76(A): 737-747, September 1998.
- [58] ANSYS FLUENT 15.0 Theory Guide, 2013.
- [59] ANSYS 15.0 Workbench User's Guide, 2013.
- [60] ANSYS 15.0 Design Exploration User's Guide, 2013.



## **ÖZGEÇMİŞ**

Sercan ÇAM, 16.10.1991'de Edirne'de doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Edirne'de tamamladı. 2009 yılında Edirne Yıldırım Beyazıt Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. 2009 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2013 yılında mezun oldu. 2013 yılında Sakarya Üniversitesi, Makina Mühendisliği Enerji Anabilim dalında yüksek lisans yapmaya başladı. 2013 – 2015 yılları arasında özel bir firmanın TÜBİTAK projesinde Makine Mühendisi olarak görev aldı. 2015'ten beri özel bir firmada AR-GE Mühendisi olarak çalışmaktadır.