

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

**NEWTON TİPİ OLMAYAN AKIŞKAN TRANSFERİ İÇİN AĞIR
HİZMET POMPASI TASARIMI, HAD YÖNTEMİYLE
OPTİMİZASYONU VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Osman Fatih ÇELEN

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

NEWTON TİPİ OLMAYAN AKIŞKAN TRANSFERİ İÇİN AĞIR
HİZMET POMPASI TASARIMI, HAD YÖNTEMİYLE
OPTİMİZASYONU VE DENEYSEL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

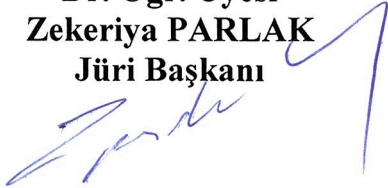
Osman Fatih ÇELEN

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.

Osman Fatih ÇELEN

01/05/2019

ÖNSÖZ

Pompalar, akışkanların bir yerden bir yere naklini veya basınçlandırılmasını sağlayan kısacası hidrolik enerji seviyelerini değiştiren makinelerdir. Hayatın her kesiminde geniş kullanım alanlarına sahip olan pompalar dışarıdan aldığı enerjiyi hidrolik enerji olarak akışkana aktarmaktadır. Alınan ve aktarılan bu enerjilerin oranı, pompanın verimi olarak tanımlanmaktadır. Enerji verimliliğinin her geçen gün daha fazla önem kazandığı dünyamızda pompaların verimliliğinin artırılması da önem teşkil etmektedir.

Daha önceleri analitik olarak hesaplanıp, sadece deneysel yollarla testleri gerçekleştirilebilen pompaların, geliştirilmesi uzun zaman almakta ve ekonomik olarak maliyetli olmaktadır. Günümüzde bilgisayar destekli programlar ile daha hızlı ve daha ekonomik sonuçlar alınabilmektedir. Bilgi ve tecrübelerim yardımıyla oluşturduğum bu tezin içeriğinin gelecekte yapılacak çalışmalara fikir vermesini umuyorum.

Her konuda, bilgi ve tecrübesini bizlerle paylaşmaktan asla çekinmeyen danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Zekeriya PARLAK'a, yine bilgi ve tecrübeleriyle desteklerini esirgemeyen Arş. Gör. Muaz KEMERLİ'ye, Mak. Müh. Sercan ÇAM başta olmak üzere tüm dostlarıma, son olarak her an varlıklarını yanımda hissettiğim kıymetli aileme sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ.....	xvi
ÖZET.....	xviii
SUMMARY	xix

BÖLÜM 1.

GİRİŞ.....	1
1.1. Amaç ve Kapsam	1
1.2. Tezin Organizasyonu	2
1.3. Pompalar	2
1.3.1. Hacimsel pompalar	5
1.3.1.1. Pistonlu pompalar	6
1.3.1.2. Diyaframlı pompalar.....	8
1.3.1.3. Dişli pompalar.	8
1.3.1.4. Vidalı pompalar.	9
1.3.1.5. Paletli pompalar.	10
1.3.1.6. Jet pompalar.....	11
1.3.1.6. Sıvı halkalı pompalar.....	11
1.3.2. Merkezkaç pompalar	12
1.4. Akışkanlar	15
1.4.1. Newton tipi akışkanlar	15
1.4.2. Newton tipi olmayan akışkanlar	15

BÖLÜM 2.

LİTERATÜR ÖZETİ.....	17
----------------------	----

BÖLÜM 3.

POMPANIN ANALİTİK YÖNTEMLER İLE TASARIMI, SAYISAL HESAPLAMASI VE OPTİMİZASYON	21
---	----

3.1. Pompa Ana Parametrelerinin Hesaplanması.....	24
---	----

3.1.1. Pompa tipi belirlenmesi	24
--------------------------------------	----

3.1.2. Pompa mil gücü hesabı.....	27
-----------------------------------	----

3.1.3. Motor gücü hesabı	28
--------------------------------	----

3.1.4. Mil çapı hesabı.....	29
-----------------------------	----

3.1.5. Çark Giriş Koşulları Hesaplanması	29
--	----

3.1.5.1. Çark göbek çapı (d_g).	31
---	----

3.1.5.2. Çark giriş ağzı çapı (D_0).....	31
--	----

3.1.5.3. Çark giriş ortalama çapı (D_1).....	32
--	----

3.1.5.4. Çark giriş hızı (C_1, U_1)	32
---	----

3.1.5.5. Çark giriş açısı (β_1).....	32
--	----

3.1.5.6. Çark giriş genişliği (b_1).....	33
--	----

3.1.6. Çark Çıkış Koşullarının Belirlenmesi	33
---	----

3.1.6.1. Çark çıkış hızı (U_2).....	35
---	----

3.1.6.2. Çark çıkış çapı (D_2)	35
--	----

3.1.6.3. Çark çıkış çevresel hızı (C_{u2})	35
--	----

3.1.6.4. Çark çıkış meridyonel hızı (C_{m2})	36
--	----

3.1.6.5. Çark çıkış açısı (β_2).....	36
--	----

3.1.6.6. Çıkış akış açısı (α_2).....	37
---	----

3.1.6.7. Kanat sayısı (z)	37
-------------------------------------	----

3.1.6.8. Çark çıkış genişliği (b_2)	37
---	----

3.1.7. Kaviteasyon kontrolü	38
-----------------------------------	----

3.2. MS Excel ile Pompa Tasarımı Hesaplama Programı	41
---	----

3.3. Tek Daire Metoduyla Çark Çizimi	42
3.4. HAD ile Çizilen Çarkın Analizi	45
3.4.1 HAD disiplini	45
3.4.2. HAD çözüm yöntemleri.....	47
3.4.2.1. Kayan ağlar yöntemi (SMM- Sliding Mesh Method)	47
3.4.2.2. Dinamik ağ yöntemi (Dynamic Mesh).....	47
3.4.2.3. Karışan düzlemler yöntemi (MPM- Mixing Plane).....	47
3.4.2.4. Çoklu referans alanları (MRF- Multiple Reference Frame)	47
3.4.3. HAD Çözüm Modelleri	48
3.4.3.1. Süreklilik ve Navier-Stokes denklemi.....	47
3.4.3.2. Türbülans modeli.....	49
3.4.4. HAD başlangıç koşulları	50
3.4.5. HAD çözüm sonrası inceleme	50
3.4.5.1. Akım çizgileri	50
3.4.5.2. Basınç konturları.....	51
3.4.5.3. Hız vektör ve konturları.....	52
3.4.5.4. Faz konturları.....	52
3.4.6. Geometrik modellemeler çözümlene ve optimizasyonlar	52
3.4.6.1. Çözüm yöntemi belirlenmesi.....	52
3.4.6.2. Parametre analizleri ve optimizasyon.....	52

BÖLÜM 4.

POMPANIN ANSYS ARAÇLARI YARDIMIYLA TASARIMI ve SAYISAL HESAPLAMASI.....	67
4.1. Vista CPD ile Pompa Geometrisinin Oluşturulması.....	67
4.2. BladeGen ile Geometrinin Düzenlenmesi.....	69
4.3. Turbo Grid ile Çözüm Ağı Düzenlenmesi	72
4.4. Kullanılan Akışkanın Su Olması Durumunda Pompanın ANSYS Araçları	

ile Tasarımı.....	73
BÖLÜM 5.	
NEWTON TİPİ OLMAYAN AKIŞKANIN HERSCHEL-BULKLEY MODELİ ile HAD UYGULAMASI	82
5.1. Nişastalı suyun Reolojik Özelliklerinin Belirlenmesi.....	86
5.2. Nişastalı Su İçin Tasarım	88
5.2.1. Çark düzenlemesi.....	91
5.3. Salyangoz Tasarımı.....	96
BÖLÜM 6.	
TEST DÜZENEGİ VE PROTOTİP İMALATI.....	102
6.1. Pompa Test Düzenegi İmalatı	102
6.2. Prototip İmalatı	106
BÖLÜM 7.	
TEST ÖLÇÜMLERİ VE KIYASLAMALAR	109
7.1. Pompa Karakteristik Eğrilerinin Çıkarılması.....	110
7.1.1. $H_m=f(Q)$, ana karakteristik eğrisi.....	110
7.1.2. Verim eğrisi	112
7.1.3. NSPH (Emmede Net Pozitif Yük) eğrisi.....	114
7.2. Deney ve Analiz Sonuçları.....	116
7.3. Nitrürleme İşlemi	121
7.4. Ömür Testi	122
BÖLÜM 8.	
SONUÇLAR VE TARTIŞMA	124
KAYNAKLAR	126
ÖZGEÇMİŞ	130

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

b_1	: Çark giriş genişliği
b_2	: Çark çıkış genişliği
C_1	: Kanada giren akışkan hızı
C_0	: Akışkan giriş hızı
C_{u2}	: Çark çıkışında akışkanın mutlak hızının çevresel bileşeni
C_{m2}	: Çark çıkışında akışkanın mutlak hızının meridyonel bileşeni
d_{mil}	: Mil çapı
d_g	: Çark göbek çapı
D_0	: Çark giriş ağız çapı
D_1	: Çark giriş ortalama çapı
D_{1d}	: Çark giriş dış çapı
D_{1i}	: Çark giriş iç çapı
D_2	: Çark çıkış çapı
e	: Kanat et kalınlığı
g	: Yer çekimi ivmesi
H_{mo}	: Ampirik manometrik basma yüksekliği
H_m	: Manometrik basma yüksekliği
H_S	: Emme yüksekliği
h_k	: Emme hattındaki sürtünme kayıp yükü
i	: Kademe sayısı
k_{cm2}	: Çıkış meridyonel hız sabiti
M_d	: Moment
n	: Devir
P_E	: Emme tankı manometrik basıncı
P_B	: Mutlak atmosfer basıncı
P_V	: Buhar basıncı

S_m	: Farklı fazlardan çalışılan faza kütle geçişi
t	: Devirdaim süresi
u	: Çevresel hız
U_1	: Çark giriş çevresel hız
U_2	: Çark çıkış çevresel hız
V_E	: Emme hızı
V_T	: Tank hacmi
W_m	: Mil gücü
z	: Kanat sayısı
Q	: Debi
$(\bar{\tau})$: Gerilme tensörü
α_1	: Giriş akış açısı
α_2	: Çıkış akış açısı
β_1	: Çark giriş açısı
β_2	: Çark çıkış açısı
η_g	: Genel verim
η_h	: Hidrolik verim
η_m	: Mekanik verim
η_s	: Çözücü viskozitesi
η_v	: Volümetrik verim
λ_1	: Yüzey daralma katsayısı giriş
λ_2	: Çıkış yüzey daralma katsayısı
σ_s	: Shultzdeğeri
μ	: Viskozite
η	: Son durum viskozitesi
ρ	: Yoğunluk
τ	: Kayma gerilmesi
ϕ	: Parçacık konsantrasyonu
Ψ	: Basınç katsayısı
HAD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
MPM	: Karışan düzlemler yöntemi
MRF	: Çoklu referans alanları

NPSH : Emmede net pozitif yük

SMM : Kayan ağlar yöntemi

1B : Tek boyutlu

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Archimedes vidası	3
Şekil 1.2. Noria sistemi	3
Şekil 1.3. Çıkrık mekanizması	4
Şekil 1.4. Pompaların sınıflandırılması.....	5
Şekil 1.5. Pistonlu pompa	6
Şekil 1.6. Pistonlu pompa çeşitleri; üstte paralel eksenli pistonlu pompa, ortasol dairesel pistonlu, ortasağ eliptik pistonlu, alt debi grafiği, alt debi grafiği.....	7
Şekil 1.7. Diyaframlı pompa	8
Şekil 1.8. Sol üstten saat yönünde (a) dıştan dişli, (b) içten dişli, (c) seyrek dişli...	9
Şekil 1.9. Vidalı pompalar	10
Şekil 1.10. Paletli pompalar	10
Şekil 1.11. Jet pompa	11
Şekil 1.12. Sıvı halkalı pompa	12
Şekil 1.13. Merkezkaç pompa çarkları	13
Şekil 1.14. Santrifüj pompa elemanları.....	14
Şekil 1.15. Akışkan tipleri	16
Şekil 3.1. Santrifüj pompa elemanları.....	22
Şekil 3.2. Karakteristik eğri	23
Şekil 3.3. Özgül hıza bağlı çark tipi.....	25
Şekil 3.4. Kademeli santrifüj pompa.....	26
Şekil 3.5. Çift çıkışlı santrifüj pompa	26
Şekil 3.6. Deneysel verilerden elde edilmiş spesifik hız-verim grafiği	28
Şekil 3.7. Çark parametreleri	30
Şekil 3.8. Giriş hız üçgeni.....	30
Şekil 3.9. Emme hızı grafiği	31

Şekil 3.10. Çıkış hız üçgeni	34
Şekil 3.11. Basınç katsayısı grafiği.....	35
Şekil 3.12. kc-spesifik hız grafiği	36
Şekil 3.13. Kavitasyonlu çalışmaya maruz kalmış santrifüj pompa çarkı	39
Şekil 3.14. Excel pompa hesap programı.....	41
Şekil 3.15. Tek daire metoduyla kanat çizimi 1.....	42
Şekil 3.16. Tek daire metoduyla kanat çizimi 2.....	42
Şekil 3.17. Tek daire metoduyla kanat çizimi 3.....	43
Şekil 3.18. Tek daire metoduyla kanat çizimi 4.....	43
Şekil 3.19. Tek daire metoduyla kanat çizimi 5.....	44
Şekil 3.20. Tek daire metoduyla kanat çizimi 6.....	44
Şekil 3.21. HAD disiplini.....	45
Şekil 3.22. HAD akış şeması	46
Şekil 3.23. Çoklu referans alanları çözüm yöntemi	48
Şekil 3.24. Akım çizgileri	51
Şekil 3.25. Basınç konturu	51
Şekil 3.26. Soldan sağa (a) hız konturu, (b) Hızvektörleri	52
Şekil 3.27. Sadece çark için çözüm ağı.....	53
Şekil 3.28. Çark ve salyangoz için çözüm ağı	54
Şekil 3.29. Çark parametreleri	56
Şekil 3.30. Optimizasyon sonuç grafikleri (a) giriş yarıçapı-debi ilişkisi, (b) giriş genişliği-debi ilişkisi, (c) çıkış genişliği-debi ilişkisi, (d) kanat sayısı-debi ilişkisi, (e) kanat konumu-debi ilişkisi	57
Şekil 3.31. Kanat eğikliği.....	58
Şekil 3.32. Kanat eğikliği optimizasyon sonucu.....	58
Şekil 3.33. Taguchi optimizasyon parametreleri	59
Şekil 3.34. Taguchi analizi sonucu parametrelerin önem dereceleri	61
Şekil 3.35. Taguchi analizi parametrelerin birbiriyle etkileşimleri	61
Şekil 3.36. Taguchi analizi parametrelerin basınçla olan ilişkileri (Sırasıyla; giriş açısı, çıkış açısı, kanat konumu)	62
Şekil 3.37. Taguchi analizi maksimum basma yüksekliğini veren çark	62

Şekil 3.38. Taguchi analizi basınç için optimum çark konturları, soldan sağa (a) basıncı, (b) hız konturu.....	63
Şekil 3.39. Taguchi analizi parametrelerin önem dereceleri.....	63
Şekil 3.40. Taguchi analizi parametrelerin birbiriyle etkileşimleri	64
Şekil 3.41. Taguchi analiz parametrelerin verimle olan ilişkileri soldan sağa (a) giriş açısı, (b) çıkış açısı, (c) kanat konumu	64
Şekil 3.42. Taguchi analiz maksimum verimi veren çark.....	64
Şekil 3.43. Taguchi analizi verim için optimum çark konturları, soldan sağa (a) basınç konturu, (b) hız konturu	65
Şekil 4.1. Vista CPD arayüzü tahmini verim grafiği	68
Şekil 4.2. Vista CPD arayüzü meridyonel form ve parametre değerleri.....	68
Şekil 4.3. Vista CPD arayüzü salyangoz formu ve değerleri.....	69
Şekil 4.4. BladeGen arayüzü meridyonel form, arifoil ve kanat kalınlıkları belirleme ekranları	70
Şekil 4.5. BladeGen arayüzü meridyonel form ve kanat eğimi belirleme, sayısal model önizleme ekranları.....	70
Şekil 4.6. BladeGen arayüzü meridyonel form ve kanat eğimi belirleme, 3B model önizleme ekranları.....	71
Şekil 4.7. BladeGen arayüzü meridyonel form belirleme ve tahmini basınç konturu önizleme ekranları.....	71
Şekil 4.8. BladeGen arayüzü akım üzerinde tahmini hız ve basınç eğrileri.	72
Şekil 4.9. Turbo Grid programında oluşturulmuş çözüm ağı	72
Şekil 4.10. ANSYS WorkBench su için optimum tasarım akış şeması.....	73
Şekil 4.11. Otomatik rapor şekilleri sol üstten saat yönünde (a) kanat yüzeyine %50 yakınlıkta statik basınç, (b) kanat yüzeyine %50 yakınlıkta hız vektörleri, (c) meridyonel kesitte toplam basınç, (d) meridyonel kesitte alan ortalamalı C_m hızı, (e) çıkış kesitinde toplam basınç, (f) çıkış kesitinde hız akım çizgileri.....	74
Şekil 4.12. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 1. adım, sırayla basınç ve hız konturları	76
Şekil 4.13. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 2. adım, sırayla basınç ve hız konturları	77

Şekil 4.14. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 3. adım,sırayla basınç ve hız konturları	77
Şekil 4.15. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 4. adım,sırayla basınç ve hız konturları	78
Şekil 4.16. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 5. adım, sırayla basınç ve hız konturları	79
Şekil 4.17. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 6. adım, sırayla basınç ve hız konturları	80
Şekil 4.18. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 7. adım, sırayla basınç ve hız konturları	80
Şekil 4.19. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 8. adım, sırayla basınç ve hız konturları	81
Şekil 5.1. Akışkan modeli	82
Şekil 5.2. Power-law modeli (Ostwald de Waele)	84
Şekil 5.3. Nişastalı suyun Soldan sağa (a) dinamik akmazlık - kayma hızı grafiği, (b) kayma gerilmesi - kayma hızı grafiği	87
Şekil 5.4. Nişastalı suyun Herschel-Bulkley değerleri	88
Şekil 5.5. Nişastalı su için BladeGen 3B çark modeli	89
Şekil 5.6. Turbo Grid çözüm ağı	89
Şekil 5.7. CFX Herschel-Bulkley model tanımlama	90
Şekil 5.8. Nişastalı su ilk tasarım sonuçları	91
Şekil 5.9. Nişastalı su ilk tasarım bağlı hız vektörleri	91
Şekil 5.10. Nişastalı su tasarım WorkBench şeması	92
Şekil 5.11. Nişastalı su için tasarım 1. adım sırasıyla hız ve basınç konturları	92
Şekil 5.12. Nişastalı su için tasarım 2. adım sırasıyla hız ve basınç konturları	93
Şekil 5.13. Nişastalı su tasarım 3. adım sırasıyla hız ve basınç konturları	94
Şekil 5.14. Nişastalı su tasarım 4. adım sırasıyla hız ve basınç konturları	94
Şekil 5.15. Nişastalı su tasarım 5. adım sırasıyla hız ve basınç konturları	95
Şekil 5.16. Nişastalı su tasarım 6. adım sırasıyla hız ve basınç konturları	95
Şekil 7.13. Nişastalı su için tasarlanan pompanın analiz deney karakteristik eğrilerinin kıyaslanması	96
Şekil 5.17. Vista CPD salyangoz başlangıç tasarımı	96

Şekil 5.18. Salyangoz çözüm ağı	97
Şekil 5.19. CFX çark ve salyangoz MRF çözüm modeli.....	98
Şekil 5.20. Salyangoz tasarımı hız konturu.....	99
Şekil 5.21.Salyangoz tasarımı basınç konturu	100
Şekil 5.22. Salyangoz tasarımı hız vektörleri	100
Şekil 5.23. Salyangoz tasarımı doğrulama analizi dinamik viskozite konturu	101
Şekil 5.24. Salyangoz tasarımı doğrulama analizi dinamik kayma gerilmesi oranı konturu	101
Şekil 6.1. Test düzeneği imalat resmi	105
Şekil 6.2. Test düzeneği veri toplama programı arayüzü.....	105
Şekil 6.3. Test düzeneği	106
Şekil 6.4. Prototip çark imalat resmi.....	107
Şekil 6.5. İmalatı ve bitirme işlemleri yapılmış teste hazır çark.....	108
Şekil 7.1. Farklı devirler için karakteristik eğri	110
Şekil 7.2. Deney tesisatında toplanan verilerle ana karakteristik eğrinin çıkarılması.....	112
Şekil 7.3. Maksimum verime göre çalışma bölgesi	113
Şekil 7.4. Deney tesisatından alınan verilerle verim eğrisinin çıkarılması.....	114
Şekil 7.5. Kaviteasyon deneylerinin ana karakteristik eğrileri	115
Şekil 7.6. Kaviteasyon başlangıcı olan bir noktanın MS Excel tablosundaki değerleri	115
Şekil 7.7. NSPH eğrisi	116
Şekil 7.8. Su için tasarlanan pompanın analizler sonucu elde edilen karakteristik eğrisi.....	117
Şekil 7.9. Su için tasarlanan pompanın deneyler sonucu elde edilen karakteristik eğrisi.....	117
Şekil 7.10. Nişastalı su için tasarlanan pompanın analizler sonucu elde edilen karakteristik eğrisi.....	118
Şekil 7.11. Nişastalı su için tasarlanan pompanın Deneyler sonucu elde edilen karakteristik eğrisi.....	119

Şekil 7.12. Su için tasarlanan pompanın analiz-deney karakteristik eğrilerinin kıyaslanması.....	120
Şekil 7.13 Nişastalı su için tasarlanan pompanın analiz deney karakteristik eğrilerinin kıyaslanması	121
Şekil 7.14. (a) Isıl işlem görmemiş çark ömür testi öncesi, (b) Isıl işlem görmemiş çark ömür testi sonrası, (c) ısıl işlem görmüş çark ömür testi öncesi, (d) ısıl işlem görmüş çark ömür testi sonrası	123

TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. Sadece çarktan oluşan yöntem, analiz şartları	29
Tablo 3.2. Sadece çarktan oluşan yöntem, analiz şartları	53
Tablo 3.3. Sadece çarktan oluşan yöntem, analiz sonuçları	54
Tablo 3.4. Çark ve salyangozdan oluşan MRF yöntem, analiz şartları	54
Tablo 3.5. Çark ve salyangozdan oluşan MRF yöntem, analiz sonuçları	54
Tablo 3.6. Parametre analizleri yorumları	55
Tablo 3.7. Response Surface Optimization Parametre ve aralıkları	55
Tablo 3.8. Response Surface Optimization şartları	56
Tablo 3.9. Response Surface Optimization hedefleri	56
Tablo 3.10. Optimum parametre büyüklükleri.....	57
Tablo 3.11. Kanat eğikliği optimizasyonu parametre aralığı.....	58
Tablo 3.12. Genel optimizasyon sonuçları.....	59
Tablo 3.13 Taguchi metodu kanat formu parametreleri ve değerleri	60
Tablo 3.14. Taguchi dizisi ve analiz sonuçları.....	60
Tablo 4.1. Çıkış şartı basınç olan analiz değerleri	75
Tablo 4.2. Çıkış şartı debi olan analiz değerleri	75
Tablo 4.3. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 1. Adım çözüm sonuçları.....	76
Tablo 4.4. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 2. Adım çözüm sonuçları	76

Tablo 4.5. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 3. Adım çözüm sonuçları	77
Tablo 4.6. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 4. Adım çözüm sonuçları	78
Tablo 4.7. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 5. Adım çözüm sonuçları	79
Tablo 4.8. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 6. Adım çözüm sonuçları	79
Tablo 4.9. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 7. Adım çözüm sonuçları	81
Tablo 4.10. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 8. Adım çözüm sonuçları	85
Tablo 5.1. Nişastalı su için tasarım referans değerleri	88
Tablo 5.2. Nişastalı su için analiz koşulları	90
Tablo 5.3. Tasarım başlangıç analiz sonuçları	90
Tablo 5.4. Nişastalı su için tasarım 1. adım sonuçları	92
Tablo 5.5. Nişastalı su için tasarım 2. adım sonuçları	93
Tablo 5.6. Nişastalı su için tasarım 3. adım sonuçları	93
Tablo 5.7. Nişastalı su için tasarım 4. adım sonuçları	94
Tablo 5.8. Nişastalı su için tasarım 5. adım sonuçları	95
Tablo 5.9. Nişastalı su için tasarım 6. adım sonuçları	95
Tablo 5.10. Salyangoz tasarımı analiz şartları	97
Tablo 5.11. Salyangoz tasarımı ilk analiz sonuçları	98

ÖZET

Anahtar kelimeler: Turbomakine, Ağır hizmet merkezkaç pompa, Optimizasyon, Nişastalı su, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, HAD.

Gelişen mühendislik uygulamalarında Newton tipi olmayan akışkanların kullanımı gün geçtikçe artmaktadır. Newton tipi olmayan akışkanlar asidik veya bazik yapıda ve yüksek aşındırıcılığa sahip olabilmektedir. Günümüzde uzun çalışma ömrüne sahip, asidik veya bazik ortamlarda yüksek basınç ve debi üreten ve Newton tipi olmayan akışkanların transferinde kullanılan pompalar daha fazla kullanım alanı ve önem kazanmaktadır. Genellikle yüksek güç tüketim değerleri olan bu pompaların transfer edeceği akışkana göre tasarlanıp verimliliğinin artırılması, mali açıdan büyük tasarruflar sağlayacaktır.

Bu çalışmada Newton tipi olmayan akışkan transferinde kullanılacak bir pompanın tasarım ve optimizasyonu yapılmış, prototip ve test düzeneği imal edilip, testleri gerçekleştirilmiştir. Transfer edilen akışkanın aşındırıcı yapısına karşı kullanılan malzeme ömürleri incelenmiş, daha uzun çalışma saatlerine sahip olması için malzeme kalitesinde iyileştirmeler yapılmıştır.

Pompa salyangoz ve çarkının tasarımı için, öncelikle ihtiyaç duyulan debi ve basma yüksekliği belirlenip Newton tipi akışkanlar için analitik hesaplamalarla, fiziksel boyutlandırılması yapılmış ve ön tasarım bilgileri elde edilmiştir. Elde edilen ön tasarımın ardından detaylı analizler 3B hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemiyle gerçekleştirilmiştir. Elde edilen analiz sonuçlarından yola çıkılarak Newton tipi olmayan nişastalı su için analizler gerçekleştirilmiş ve HAD tabanlı optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

Pompa karakteristik eğrilerinin elde edilebileceği bir test ünitesi komple tasarlanıp imal edilmiş, optimal pompa burada test edilmiş ve performans eğrileri çıkartılmıştır. Test sonuçlarından elde edilen karakter eğrileri ile HAD sonuçlarının doğrulaması gerçekleştirilmiştir.

Yapılan çalışmalar sonucunda aynı debi ve basma yüksekliği için tasarlanıp imal edilmiş muadil bir pompaya göre enerjide %5, kullanım ömründe %11 daha fazla verim elde edilmiştir. Test sonuçları ile HAD yönteminden elde edilen sonuçlar arasında uyum olduğu görülmüştür.

HEAVY DUTY PUMP DESIGN, CFD OPTIMIZATION AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION FOR NON-NEWTONIAN TYPE FLUID TRANSFER

SUMMARY

Keywords: Turbomachine, Heavy duty centrifugal pump, Optimization, Starchy water, Computational Fluid Dynamics, CFD.

The use of non-Newtonian fluids in developing engineering applications is increasing day by day. Non-Newtonian fluids may have an acidic or basic structure and high abrasion. Nowadays, pumps which are used in transfer of non-Newtonian fluids, which produce high pressure and flow in acidic or basic environments with long working life, gain more usage and importance. These pumps, which are generally of high power consumption values, will be designed according to the fluid to be transferred and the efficiency will be increased and this will lead to great financial savings.

In this study, the design and optimization of a pump to be used in non-Newtonian fluid transfer was done, prototypes and test devices were manufactured and tested. Materials used for the abrasive structure of the transferred fluid have been examined and material quality improvements have been made in order to have longer working hours.

For the design of the pump housing and impeller, firstly the required flow rate and head height were determined. After the preliminary design, detailed analysis was performed by 3D computational fluid dynamics (CFD) method. Based on the results of the analyzes, analyzes were performed for non-Newtonian starchy water and CFD based optimization was performed.

A test unit where pump characteristic curves can be obtained is fully designed and manufactured, the optimal pump has been tested and performance curves have been removed. The results of the test were obtained by using the characteristic curves.

As a result of the studies, 5% energy efficiency and 11% more efficiency are obtained compared to the equivalent pump which is designed and manufactured for the same flow and head. The results of the test and the results obtained from the HAD method were found to be in agreement.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Amaç ve Kapsam

Günümüzde gelişen mühendislik uygulamaları ile Newton tipi olmayan akışkanların bilinirliği, kullanım ve üretimi artmaktadır. Newton tipi olmayan akışkanların mühendislik dünyasında daha fazla yer bulması bu akışkanların transferi noktasında da yeni problemler ortaya çıkarmaktadır. Bu akışkanların transferinde Newton tipi akışkanlar için kullanılan denklemler sabitler ve yöntemler genellikle yetersiz kalmaktadır. Özellikle pompalama konusunda kalınlaşan akışkanlar problemler yaratmaktadır. Asidik veya bazik ortam oluşturmaları, partiküllü yapıda olmaları ve viskozitelerinin basınç altında aşırı artması pompalarda aşırı güç tüketimi, çark ve salyangoz ömürlerinin önemli derecede kısılması, sızdırmazlık elemanlarının çok çabuk hasar görmesi vb. sıkıntılar ortaya çıkarmaktadır. Bu sıkıntılara ek olarak bakım ve tamirat gerektiren pompaların işletmelerde duruşlara sebep olması da büyük mali yükler getirmektedir.

Bu çalışmada Newton tipi akışkanların transferinde kullanılan pompaların hesaplanmasında kullanılan denklemlerle, ön tasarımı gerçekleştirilen bir pompa üzerinde revizyonlar ve optimizasyon yapılarak nişastalı su transfer etmek üzere yeni bir pompa tasarımı ortaya konulacaktır. Bu optimal pompa tasarımı ile verim artırılarak yüksek güç tüketiminden tasarruf edilecektir. İyileştirilen malzeme ömrü ile aşınma sonucu oluşacak bakım ve onarım maliyetleri düşürülecek ve işletmenin pompa bakım ve onarımı için daha az durması sağlanarak üretimde süreklilik artırılabilecektir.

1.2. Tezin Organizasyonu

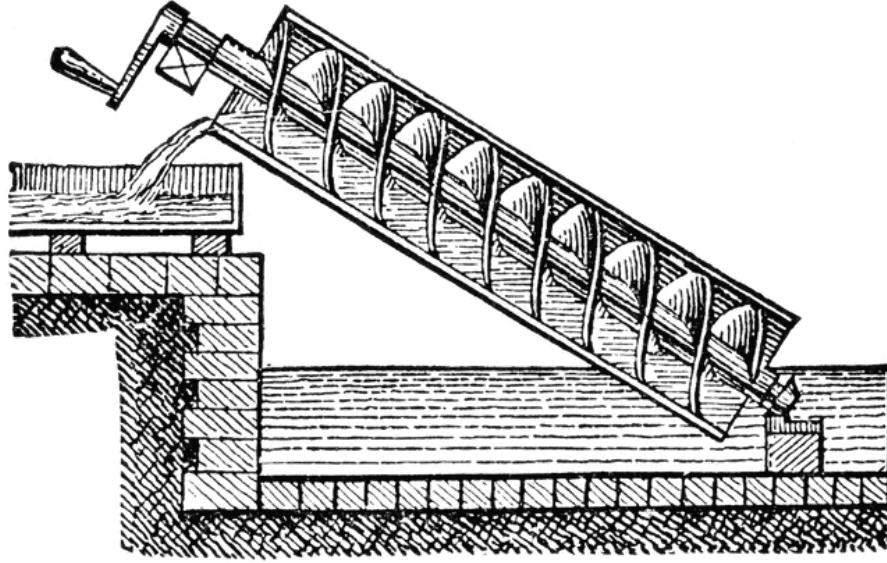
Tezin birinci bölümünde kısaca pompalar, Newton tipi olmayan akışkanlar ve HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) ile ilgili bilgi verilmiştir. İkinci bölümde yapılan literatür taramaları tanıtılmıştır. Üçüncü bölümde Newton tipi akışkanlar için kullanılan analitik hesaplamalar, sabitler ve denklemlerden bahsedilip, MS Excel programı yardımıyla hesaplanan bir çarkın 3B çizimi, analizi ve parametrelerinden bahsedilmiştir.

Dördüncü bölümde üçüncü bölümde yapılan hesaplamalar, çizimler, analizler ve optimizasyonun program destekli nasıl yapılabileceği açıklanmıştır. Beşinci bölümde asıl hedef olan Newton tipi olmayan akışkanlar için merkezkaç pompa HAD kullanılarak tasarlanmıştır.

Altıncı bölümde test düzeneği ve optimum pompa prototipinin imalatı, yedinci bölümde yapılan testler ve kıyaslamalar, sekizinci bölümde sonuçlar, tartışmalar öneriler sunulmuştur.

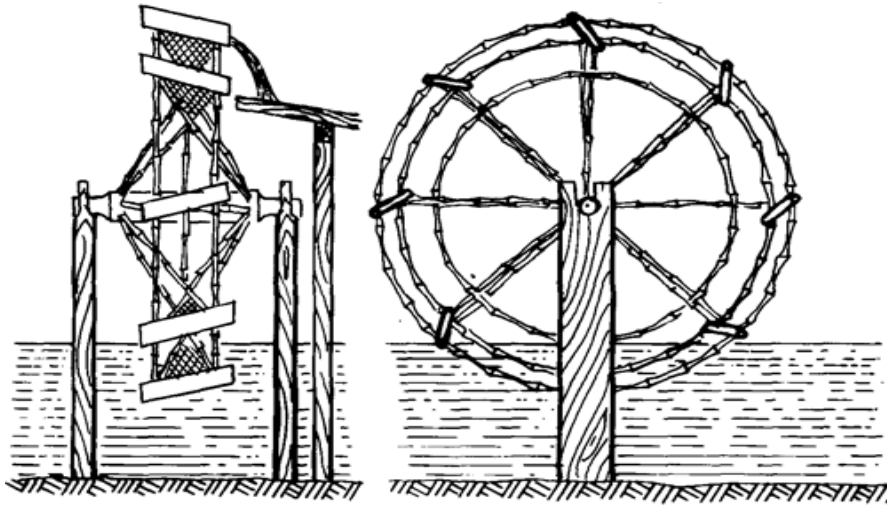
1.3. Pompalar

Genel olarak akışkanların bir yerden bir yere nakli ve enerji seviyelerinin değiştirilmesi işlemlerine günlük hayatımızda ve sanayinin birçok alanlarında sıklıkla tanık oluruz. Sıvılara hidrolik enerji kazandırarak nakliyesini sağlayan aletlere pompa denilir. Pompa sıvıya kazandıracığı hidrolik enerjinin biraz fazlasını çevreden alır; aradaki fark devrede oluşan mekanik kayıplara, akışla ilgili yersel kayıplara ve sıvı cidar arası sürtünme kayıplarına harcanır. Milattan önce üçüncü asırda Yunanistan'da gerçekleştirilen kazılarda ortaya çıkan Archimedes vidasının tarihin ilk pompası olduğu kabul edilmektedir [1].



Şekil 1.1. Archimedes vidası [2]

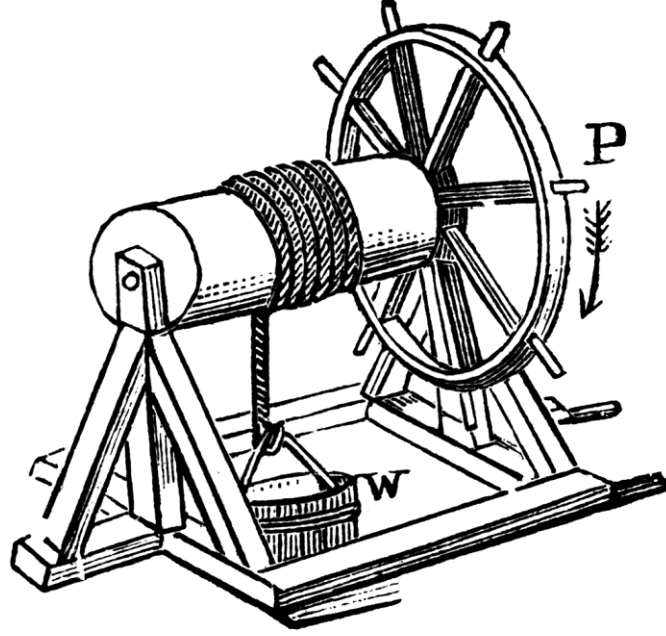
İnsan veya hayvan gücünden faydalanmadan çalıştırılan ilk pompa Çin kaynaklarında karşımıza çıkmaktadır. Şeması Şekil 1.2.'de verilen bu pompa içi boş bambu çubukların kova gibi kullanıldığı ve suya dalan bambuların suyla dolup suyun itme gücüyle yükseldiği bir sistemdir. Yükselen çubuklar içindeki suyu sisteme akıtarak suya enerji kazandırmış ve kullanıma sunmuş olur. Çinlilerin arazi sulamak için kullandığı bu sisteme Noria adı verilmektedir.



Şekil 1.2. Noria sistemi [3]

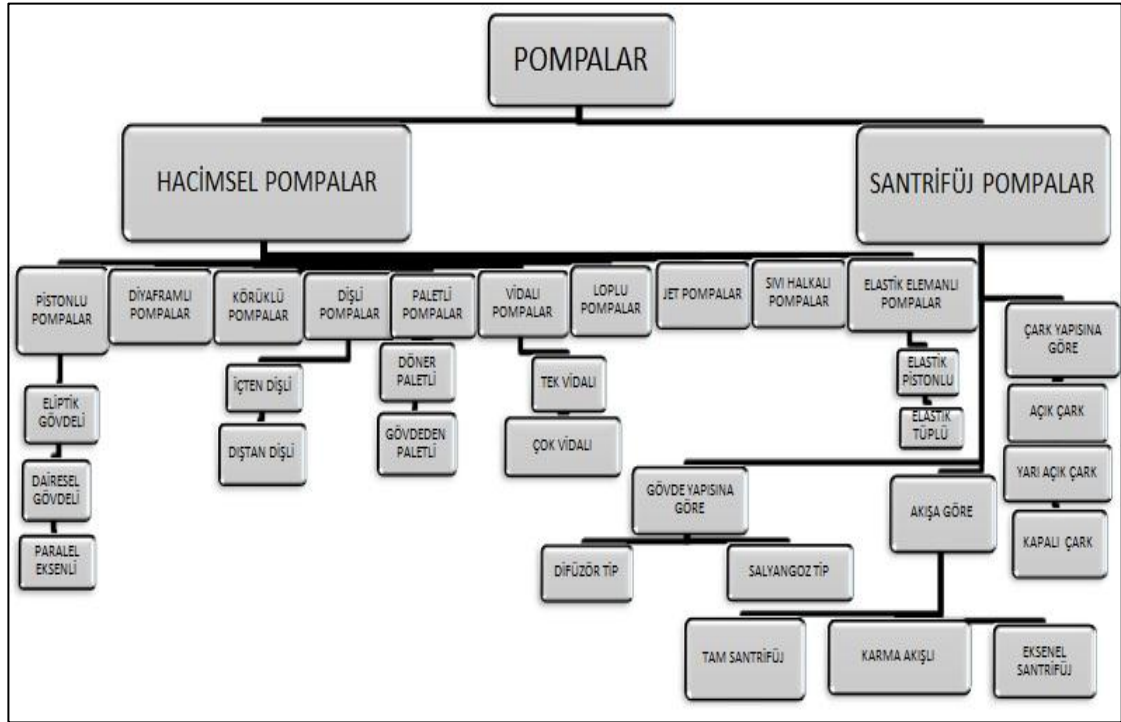
Eski mısırlıların kuyudan su çıkarmak için geliştirdiği bir sistem de eski çağlarda yaygın olarak kullanılmaktaydı. Anadolu köylerinde de yaygın olarak kullanılan ve

kuyu ıkırđı olarak bildiğimiz sistemde iki ucundan yataklanmış bir milin üzerine bağlanmış bir kova yardımıyla kuyudan su çekilmektedir. Bu sistem sayesinde büyük basma yüksekliğine sahip pompalar yapılmış oldu.



şekil 1.3. ıkırık mekanizması [4]

Günlük hayatımızda çok fazla alanda ve yüzlerce çeşitte kullandığımız pompaları çalışma prensiplerine göre iki ana grupta toplayabiliriz. şekil 1.4.'te pompalar sınıflandırılmıştır.

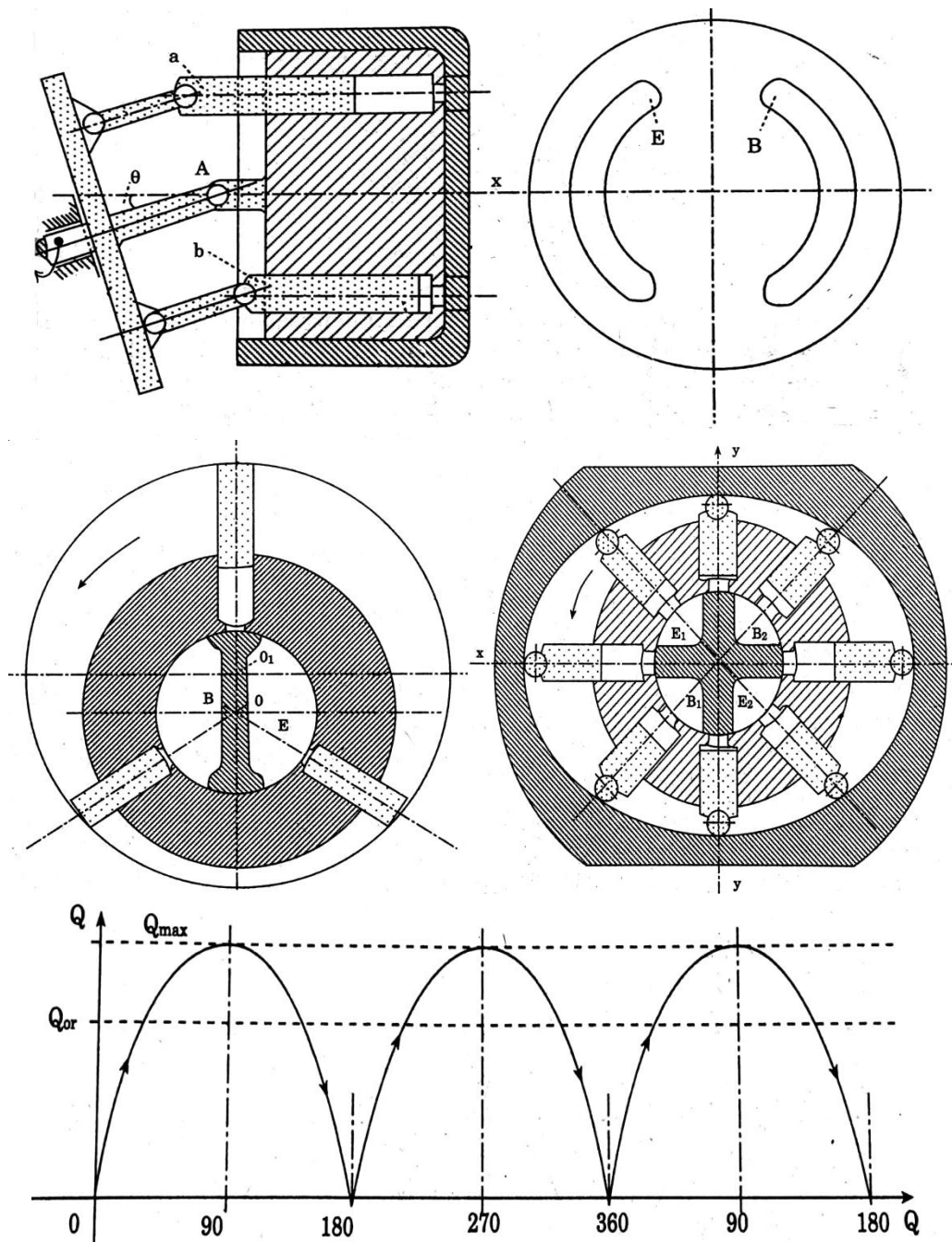


Şekil 1.4. Pompaların sınıflandırılması

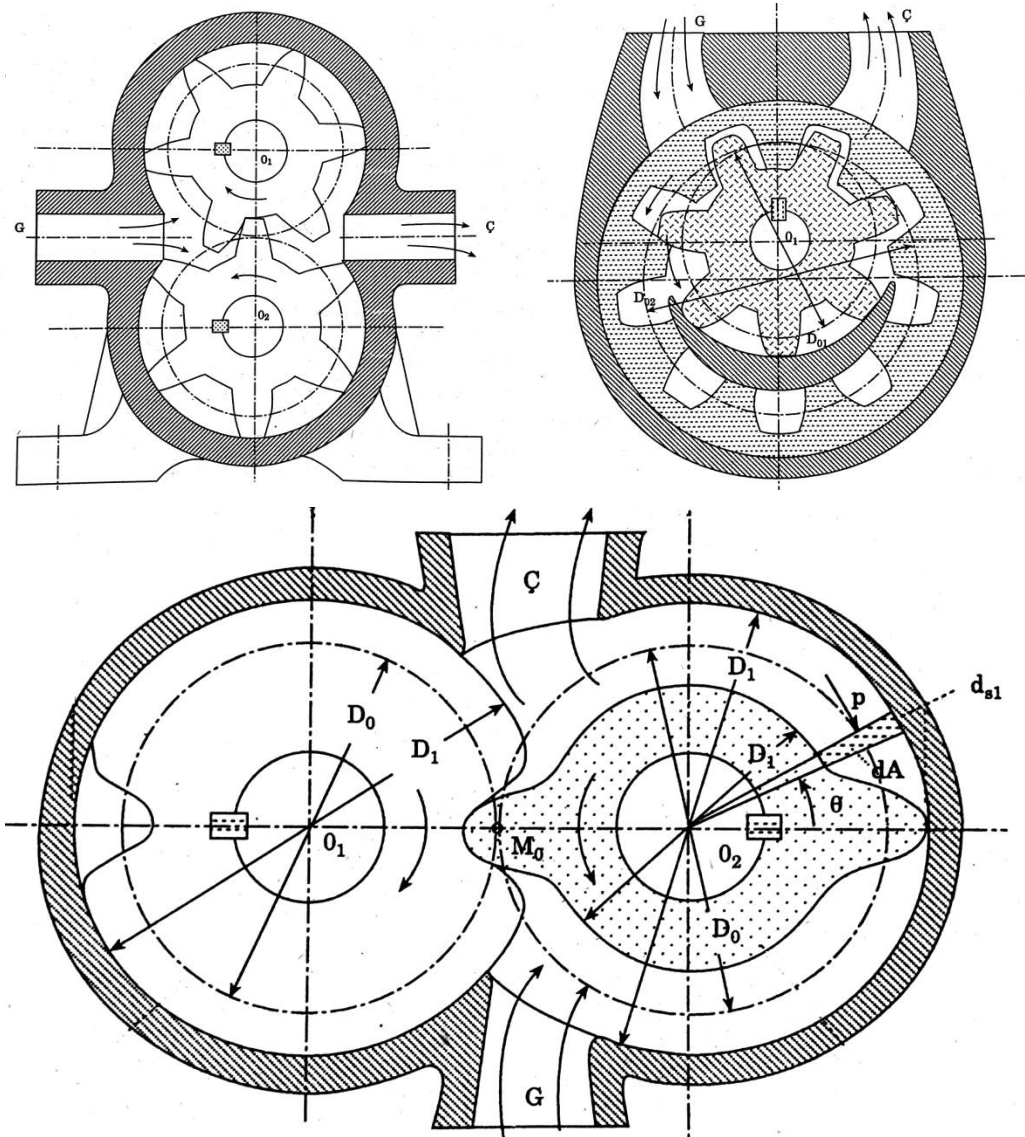
1.3.1. Hacimsel pompalar

Hacimsel pompalar tarihi en eski olan pompalardır. Hacimsel pompalar akışkanın naklini veya enerji değişikliğini hacim değişikliğiyle sağlayan pompalardır. Pistonlu pompalar, diyaframli pompalar, dişli pompalar, paletli pompalar ve vidalı pompalar gibi pompalar bu gruba girerler.

Hacimsel pompalar çok karmaşık veya çok basit yapılarda olabilirler. Çok hassas işlenmiş ve birbiriyle tam uyumlu çalışan parçalar sayesinde, akışkan hacminin daralmasıyla çok yüksek basınçlarda çalışan vidalı, dişli veya pistonlu pompaların yanı sıra basit bir hortumun kesit alanının daraltılıp ilerletilmesiyle çalışan peristaltik pompalar da hacimsel pompalar olarak kabul edilir.



Şekil 1.6. Pistonlu pompa çeşitleri; üstte paralel eksenli pistonlu pompa, orta sol dairesel pistonlu, orta sağ eliptik pistonlu, alt debi grafiği [1]

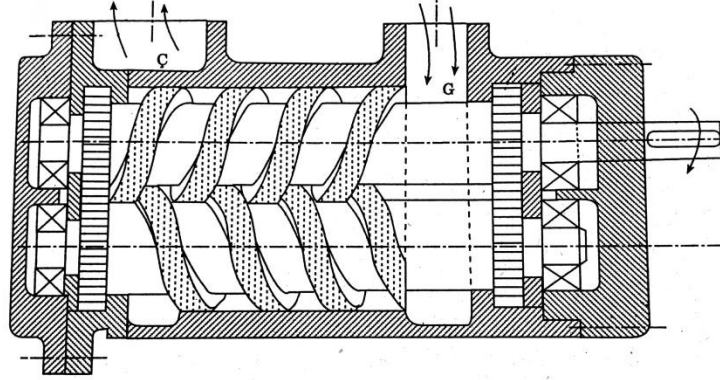


Şekil 1.8. Sol üstten saat yönünde (a) dıştan dişli, (b) içten dişli, (c) seyrek dişli [1]

1.3.1.4. Vidalı pompalar

Tarihte bilinen en eski pompa olan Archimedes vidası, bir vidalı pompadır. Vidalı pompalarda bir vidanın veya birbiriyle temas halinde çalışan vidaların helisel kanalları arasında emme kanalından basma kanalına doğru hareket eden akışkan çıkış kanalına ulaşır. Vidalara etkiyen atalet kuvvet ve momentlerinin düşük olması sebebiyle çok yüksek devirlerde çalışabilen vidalı pompalar, çok yüksek debi ve basma yükseklikleri sağlayabilmektedirler. Çok düşük viskozitelerde veya çok büyük viskozitelerde akışkanları da pompalamada kullanılabilen vidalı pompalar çok geniş

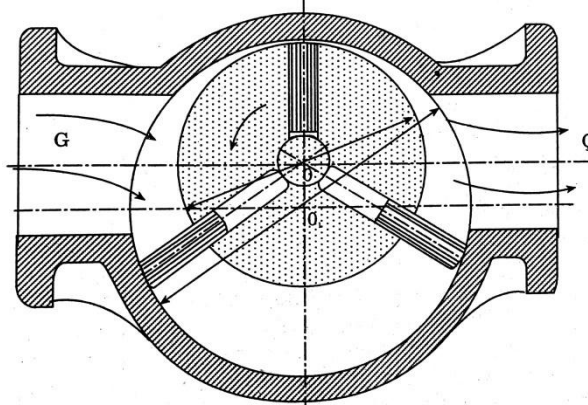
bir kullanım alanına sahiptirler. Tek veya çok vidalı pompalar olarak sınıflandırılabilirler.



Şekil 1.9. Vidalı pompalar [1]

1.3.1.5. Paletli pompalar

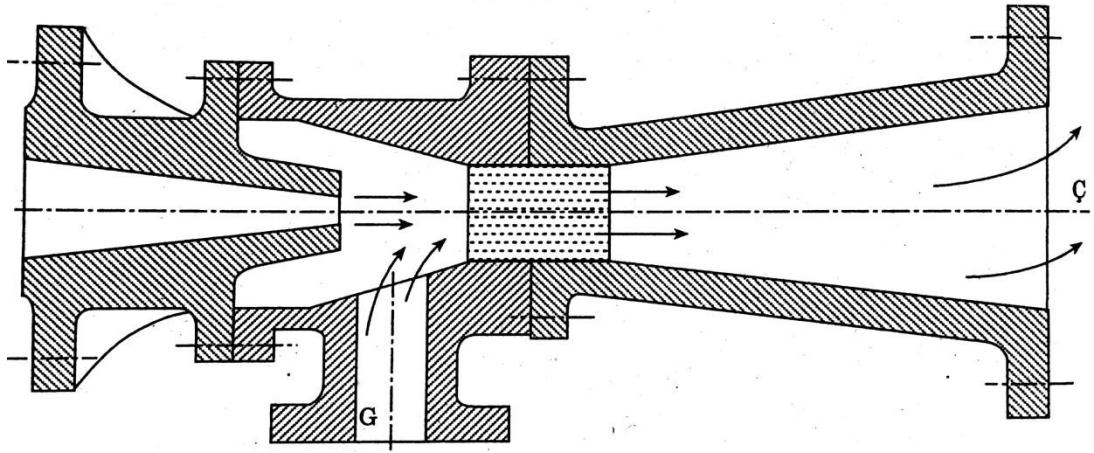
Paletli pompalar döner paletli ve gövdeden paletli olmak üzere iki grupta toplanabilirler. Değişik palet sayısına veya gövde geometrisine sahip döner paletli pompalar bulunabilmektedir. Palet yardımıyla akışkanın gövde içerisinde süpürülmesi mantığıyla çalışırlar. Paletleri eksen üzerine sabitlenmiş gövdeden paletli pompalar da yaygın olmamakla birlikte kullanılmaktadır.



Şekil 1.10. Paletli pompalar [1]

1.3.1.6. Jet pompa

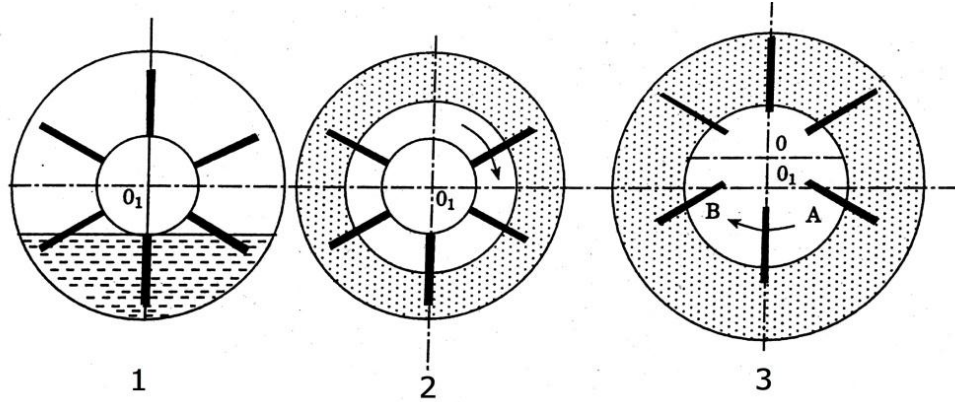
Bir lüle içerisinde akış hızı artırılarak basıncın düşürülmesi ve oluşan düşük basınç sayesinde emiş sağlanan pompa çeşididir. Genelde düşük vakum yüksek debiyle çalışan sistemlerde kullanılırlar. Petrol kuyularından petrol çekilmesi, evaporatörlerde gerekli vakumun sağlanması kullanım alanlarına örnek olarak gösterilebilir.



Şekil 1.11. Jet pompa [1]

1.3.1.7 Sıvı halkalı pompalar

Çalışma mantığı olarak paletli pompalara benzeyen sıvı halkalı pompalarda pompa içerisinde bulunan sıvı merkez kaç kuvvetinin etkisiyle gövde cidarında sızdırmazlık sağlamaktadır. Bu sayede yüksek vakum değerleri elde edilebilmektedir ve bu pompalar genel olarak vakum pompası olarak kullanılmaktadır.



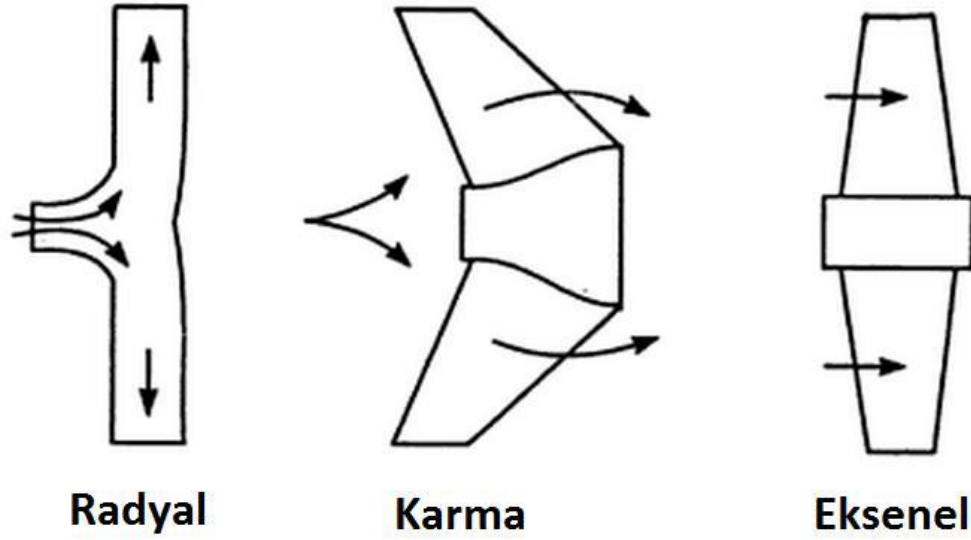
Şekil 1.12. Sıvı halkalı pompa [1]

1.3.2. Merkezkaç pompalar

Santrifüj pompa ile ilgili ilk bilimsel yaklaşımı, İtalya'da Leonardo Da Vinci yapmıştır. Bu maksatla silindirik bir kap içerisinde bulunan bir sıvının, kap eksenini etrafında dönerken, cidar üzerinde yükselip çevreye doğru taşmasını, yani cebri vortex hareketini esas almıştır. Bu düşünce santrifüj pompanın temelini oluşturur. Santrifüj pompayı hayal eden, teorisini oluşturup ilk uygulayan Denis Papin olmuştur. Bu sahada yapmış olduğu bilimsel ve deneysel çalışmalar günümüzde aynen geçerlidir. İsviçre'de Leonhard Euler ve Daniel Bernoulli hidrolik bilimi üzerine önemli teoriler gerçekleştirmiş, bu teoriler akım makinaları üzerinde uygulanarak Denis Papin'in çalışmalarını tamamlamıştır [1].

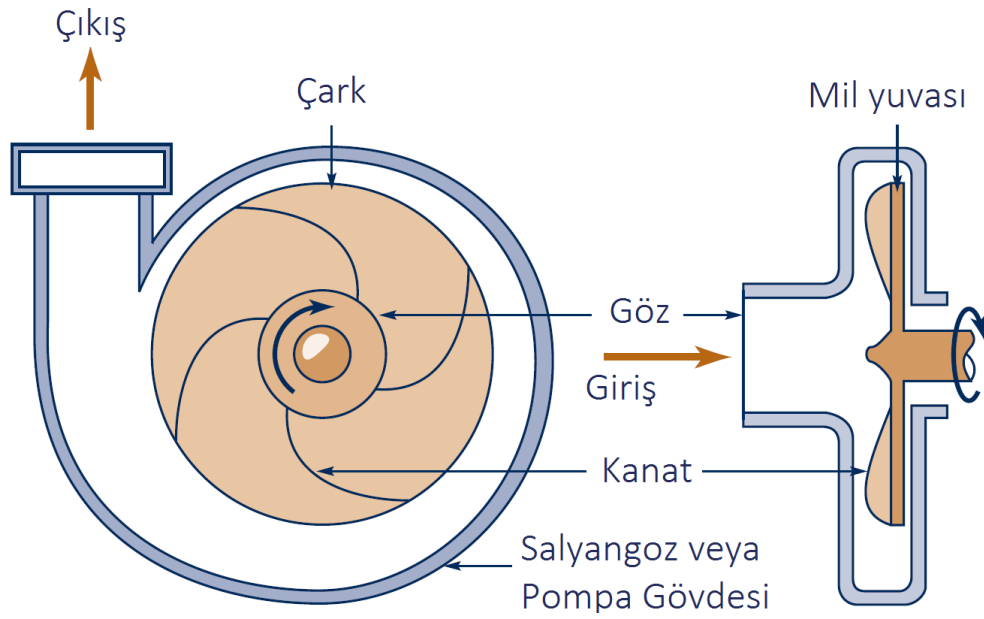
Santrifüj pompalarda enerji, bir dönme hareketi ile yani bir dinamik hareket ile aktarılır. Dönen kanat sistemi, akışkanı harekete geçirerek; kanatlar üzerindeki mekanik enerjiyi akışkanın kinetik enerjisine dönüştürür [5].

Santrifüj pompalar tam santrifüj ve aksenal olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Kimi zaman bu ikisinin bileşimi olarak karma pompalar da karşımıza çıkmaktadır. Santrifüj (merkezkaç) pompaların kullanım alanı en geniştir [5]. Aksenal pompalar daha çok yüksek basınca ihtiyaç duyulmayan, yüksek debinin önemli olduğu uygulamalarda; karma pompalar ise debinin yanında basınca da ihtiyaç duyulan uygulamalarda tercih edilirler. Merkezkaç pompalar yüksek basınç gereken uygulamalarda kullanılırlar. Merkezkaç pompalar radyal pompa olarak da bilinirler.



Şekil 1.13. Merkezkaç pompa çarkları [6]

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 birden çok adetteki kanatlardan 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 artar. Böylece akışkana aktarılan kinetik enerji, basınç enerjisine dönüşür [5].



Şekil 1.14. Santrifüj pompa elemanları [5]

Merkezkaç pompa çarkları açık tip veya kapalı tip olarak ikiye ayrılır. Bunun yanı sıra yarı-açık diye nitelendirilen çarklar da vardır. Bu üç tip çark yaygın olarak kullanılmaktadır.

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 olan akışkanlar için tavsiye edilmemektedir [5].

1.4. Akışkanlar

1.4.1. Newton tipi akışkanlar

Şekil değiştirme hızının, kayma gerilmesiyle doğru orantılı olduğu akışkanlara Newton tipi akışkan denir. Newton tipi akışkanlara başlıca örnekler olarak en çok bilinen akışkanlar su ve hava gösterilebilir. Sadece bir doğrultuda hızı olan ve hızın tek bir doğrultuya göre değiştiği Newton tipi akışlarda kayma gerilmesi Newton' un viskozite kanununa göre Denklem 1.1. ile hesaplanabilir.

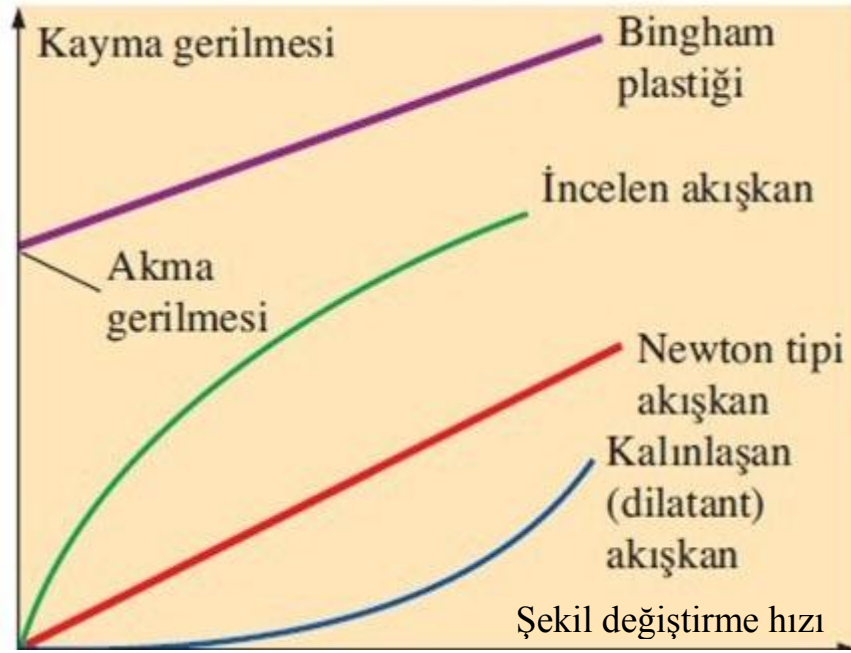
$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (1.1)$$

Bu formülde kayma gerilmesi, viskozite ve kayma hızlarının çarpımına eşit olmaktadır. Bu formülden çıkarılacak sonuç; sabit sıcaklıkta akışkan, akışkana uygulanan kayma gerilmesiyle doğru orantılı bir hızda şekil değiştirir.

Viskozitenin basınç ve sıcaklığa bağlı değiştiği Newton tipi akışlarda, basınç az miktarda viskozite artışına sebep olmaktadır. Ancak sıcaklık viskozite üzerinde büyük bir etkiye sahiptir. Sıcaklığın artması sıvılarda viskozite düşüşüne, gazlarda ise viskozite yükselmesine sebep olmaktadır.

1.4.2. Newton tipi olmayan akışkanlar

Newton tipi olmayan akışkanlarda kayma gerilmesi ile deformasyon hızı doğru orantılı olmamaktadır. Akışkanın görünür viskozitesinin deformasyon hızıyla artış gösterdiği akışkanlara kalınlaşan veya dilatant, deformasyon hızı arttıkça görünür viskozitesi azalan akışkanlara ise sanki plastik veya incelen akışkanlar denilmektedir. Belirli bir gerilme değerine kadar akmaya karşı koyup katı gibi davranan, gerilme sınır değeri aştığında akmaya başlayarak akışkan özelliği gösteren akışkanlara ise Bingham Plastiği adı verilir. Akışkan tipleri Şekil 1.15.'te gösterilmektedir.



Şekil 1.15. Akışkan tipleri [7]

BÖLÜM 2. LİTERATÜR ÖZETİ

Newton tipi olmayan akışkanlarla ilgili çalışmalar, Einstein'ın koloidal süspansiyonların reolojisi ve akışı üzerine yaptığı çalışmalardan sonra giderek büyüyen bir ilgi görmüştür. Newton tipi bir çözücüye eklenen küresel parçacıkların sıvı viskozitesine olan etkisini araştıran Einstein, Denklem 1.2.'deki düzeltme denklemini elde etmiştir. Bu denklemde η son durum viskozitesi, η_s çözücü viskozitesi, ϕ parçacık konsantrasyonunu göstermektedir [8,9]. Konsantrasyonun seyreltik sınırdan uzaklaşarak yükselmesi durumu partikül parçacık etkileşimlerini artırmakta bu sayede akışkan kalınlaşmakta veya incelmektedir [10,11].

$$\eta = \eta_s (1 + 2.5\phi) \quad (2.1)$$

Newton tipi olmayan akışkanların kullanım alanlarını inceleyen Helber ve Laun [12,13], kalınlaşan akışkanların sanayide birçok alanda kullanıldığından bahsetmiştir. Makine taşıyıcıları sönümlenme cihazları, sınırlı kaymalı diferansiyeller gibi elemanlarda kullanılan Newton tipi olmayan akışkanlardan büyük faydalar elde edildiği gözlemlenmiştir. Kevlar yelege dahil edilen bir kalınlaşan akışkan katmanının faydaları araştırılmış, bu araştırma sonucunda Kevlar yeğin dayanımının artırıldığı yüksek hızlı mermilerde bile etkili bir koruma sağlandığı ve hatta yeğin esnekliğinin arttığı ispatlanmıştır [14].

Kalınlaşan sıvıların akış mekanizması üzerinde çalışmalar yapan Hoffman ışık kırınım ölçümleri ile kalınlaşan akışkanların mikroyapısal bilgilerine ulaşmış ve reolojik ölçümlerle kalınlaşan akışkanlara yeni bir bakış açısı kazandırmıştır [15]. Düzenli katmanlarla birbirini oluşturan kümelenmeler veya birbirini geçiştiren parçacıklar olarak yorumlanan kalınlaşan akışkanların kritik kayma hızının üzerindeki hızlarda dağınık kırılma modelleri sergilediği ortaya konmuş ve yüksek hızlarda parçacıkların düzensiz hareket ettiği anlaşılmıştır [16].

Yaptıkları çalışmada kalınlaşan akışkanlar üzerine odaklanan Bender ve Wagner kalınlaşmanın ekipmanlara verdiği zararları incelemiş ve bu zararları minimuma indirmek için ne gibi önlemler alınabileceği üzerine yoğunlaşmışlar bunun için kalınlaşan akışkan akış mekanizmalarını iyi anlamının önemine değinmişlerdir [17].

Mısır nişastası ve su bulamacı üzerinde çalışan Erica, yapılan deneylerde kılcal kırılma reometresinde görülen camsı kırılmalarının sebebinin uzama hızından bağımsız gerçekleştiği ve bu kırılmaların sabit bir gerilmede oluştuğunu bulmuştur. Bunun sebebinin ise kümelenmelerin sıkışmış bir ağ oluşturmak için toplanmalarından kaynaklandığını anlamışlardır [18].

Farklı yıllarda yapılan bazı çalışmalarda kalınlaşmanın bir düzensizlik geçişi olmadan gerçekleşebildiği ve her kalınlaşan akışkanda kayma kuvvetlerinin ön plana çıktığı, bu kayma kuvvetinin de hidrodinamik kümelenme sonucu ortaya çıktığı anlaşılmıştır. Bu hidrodinamik kümelenmeler, HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) simülasyonlarıyla da gözlemlenip daha iyi anlaşılabilmiştir. HAD simülasyonları ve deneysel sonuçların birbiriyle tutarlılığı ispatlandıktan sonra, HAD çalışmaları önemini artırmıştır. Zaman ve maliyet gibi tasarrufları dolayısıyla çok daha mantıklı bir çözüm yöntemi olmuştur [19,20,21,22].

HAD uygulama sonuçlarının 3B simülasyonlarla incelenmesi çalışmaları daha kolay hale getirmiştir. Bu durum pompa performans tahminlerinde yaygın olarak kullanılmaya başlamıştır. Hızların, ters akışların, çalkantıların, basınç değişim ve dalgalanmalarının, debi tahminlerinin kolayca yüksek doğrulukta ve güvenilir olarak modellenebilmesi HAD yöntemlerini daha cazip hale getirmiştir. HAD kullanımı malzeme tüketimi, işçilik, enerji tüketimi vs. imalat maliyetlerini düşürmekte ve zamandan büyük kazanımlar sağlamaktadır. Bu sayede test düzeneklerinin yerini simülasyonlar almaya başlamıştır.

HAD ile çalışan Wu tam hacimde bir kaplan türbinini 3 boyutlu modelleyip analizlerini gerçekleştirmiştir. Yapılan analizlerle akış hacmindeki çalkantıları ve güç üretimini tahmin etmeyi başarmıştır [23]. Muggli kapalı çarklı bir pompanın

kayıplarını azaltıp verimi maksimum yapmayı amaçlamış, çalışmaları sonunda verimde iyileştirmeyi başarabilmiştir [24]. Pelegri iç kayıpların azaltılması ve verimin artırılması için düşük özgül hızlarda çalışan birçok kademeli pompa üzerinde yoğunlaşmıştır [25].

Yarı açık bir pompa çarkında türbülanslı akışı HAD programları yardımıyla inceleyen Lu, çalışmaları sonucunda kanat çıkışında mutlak teğetsel hızların ters akış sebebiyle çok fazla düştüğünü dolayısıyla verimi azalttığını ispatlamıştır [26]. Pompada çark ve salyangoz arasındaki ilişkilerin, çalışma esnasında sebep olduğu basınç ve hız kayıpları, basınç dalgalanmaları ve çalkantıları modellenenilmiş, böylece sebep ve sonuçları daha iyi anlaşılabilmiştir [27].

Kanat tiplerinin akışa etkisinin incelendiği Zhao'nun çalışmasında farklı kanat tipleri için analizler gerçekleştirilmiş, kanat tiplerinin birbirlerine karşı avantajları ve dezavantajları kıyaslanmış, kıvrımlı ve eğimli kanatların diğerlerine göre daha verimli bir karaktere sahip olduğu ispatlanmıştır [28]. Yine HAD programlarıyla yüzey pürüzlülüğü, kanat giriş ve çıkış açıları, kanat eğimleri ve profilleri, emme ve basma çapları, viskozite gibi değişkenlerin pompa karakterine etkisi incelenmiş çalışmalar sonucunda HAD ile deney sonuçlarının tutarlılığı ortaya konulmuştur [29]. Yine geometrik parametrelerin pompa karakteristiğine etkisi üzerine çalışan Shafakhani çalışmaları sonucunda değişkenlerin etkilerini gözlemlemiş, verim ve gerekli NSPH eğrilerini çıkarmayı başarmıştır [30].

Pompa performansını etkileyen parametrelerden biri de pompalanan sıvının türü olduğunu belirten Abdelouahab aynı yoğunluğa sahip Newton tipi ve Newton tipi olmayan iki akışkanı pompalayan iki aynı pompanın debi basma yüksekliği ve verim eğrilerinin farklılık göstereceğini ispatlamıştır [31].

Newton tipi akışkanla Newton tipte olmayan akışkan kıyaslaması üzerine çalışan Goulas çalışmalarında normal su ile kaolin karıştırılmış süspansiyonu akışkan olarak kullanmış akışkanlar arasında iki önemli fark yakalamıştır. En büyük verim noktasında Newton tipi olmayan akışkanda verimde düşüş olurken aynı zamanda

basma yüksekliği de fark edilir düzeyde azalmıştır. Bu çalışmada pompa performansının reolojik özelliklerle bağlantılı olduğu tekrar ortaya konmuştur [32].

HAD uygulamalarında sayısal hatalar oluşabilmektedir. Bu hatalar çözüm ağı, çözüm tabanı, çözüm modeli, materyal tanımı, referans değerler gibi değişkenlerin yanlış seçiminden kaynaklanabilmektedir. Wu çalışmalarında türbölans modelleri ve çözüm ağı kalınlığının sayısal hatalar üzerindeki etkisini incelemiştir[33].Reolojik özelliklere bağlı olarak kullanılması gereken denklemleri ve türbölans modellerini araştıran Jafarzadeh, kendi kullandığı akışkan için en uygun türbölans modelinin k-epsilon olduğunu bulmuştur[34]. Bir başka çalışmada ise Wu DES türbölans modelini kullanmış ve çalışmalarını PIV cihazında yaptığı ölçümlerle doğrulamıştır [35].

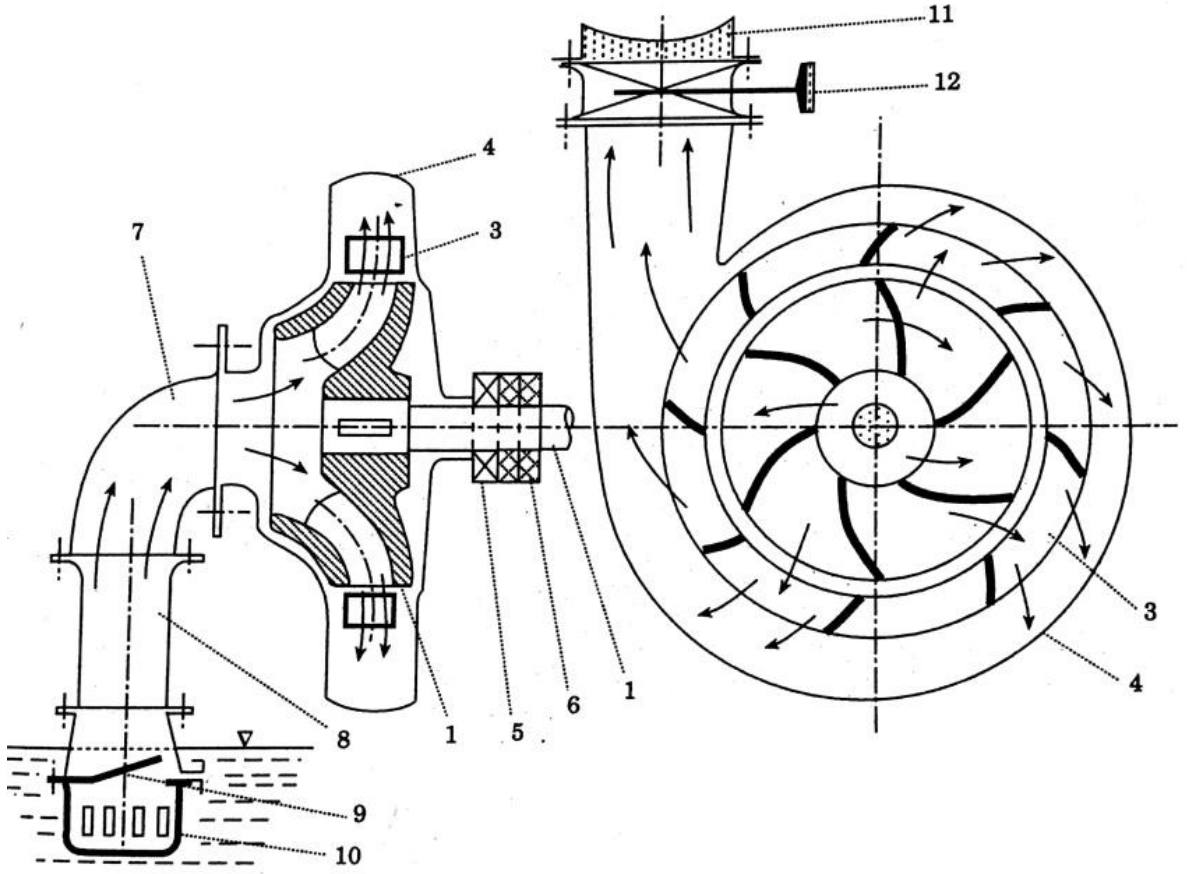
Kararsız sıkıştırılmaz bir akışı modelleyebilmek için RANS türbölans modelini kullanan Majumdar basınç tabanlı bir sonlu hacim algoritmasını kullanıp gerçeğe yakın sonuçlar elde etmeyi başarmıştır [36]. Barrio zamana bağlı olarak pompa içerisinde oluşan basınç dalgalanmaları, çalkantılar, ters akışlar gibi düzensizlikleri incelemiş ve zaman adımlı çözümlerin tüm geometride daha doğru sonuçlar verdiği anlaşılmıştır [37]. Si yaptığı çalışmada zamana bağlı çözümün yanında dinamik çözüm ağı yaklaşımının daha avantajlı olduğunu ortaya koymuştur [38].

BÖLÜM 3. POMPANIN ANALİTİK YÖNTEMLER İLE TASARIMI, SAYISAL HESAPLAMASI VE OPTİMİZASYON

Genel olarak pompalar günlük hayatımızda sanayinin her kesiminde sıklıkla kullanılan, dışarıdan enerji alarak, akışkanların bir yerden bir yere naklini sağlayan makinelerdir. Kullanım amacına uygun olarak çeşitli prensipte pompalar geliştirilmiştir [1]. Dizel motorların yakıt besleme sistemlerinde yüksek basınç sağlaması için pistonlu, yağlama sistemlerinde ve hidrolik ekipmanlarında dişli pompalar tercih edilirken, şebeke suyu temininde hidroforlarda ve benzeri kullanım alanlarında ise merkezkaç (santrifüj) pompalar tercih edilmektedir.

Bir pompanın tasarımına gerekli debi, basınç, geometrik boyutlar ve kullanım alanı belirlenerek başlanmalıdır. Bu çalışmada santrifüj pompa tasarımı üzerinde durulacaktır. Dönen bir çarkın kanatları arasına giren sıvı taneciklerinin ivmelendirilmesi ve çevreye saçılması mantığıyla çalışan pompalara rotodinamik veya santrifüj pompalar denir. Santrifüj pompalar en basit haliyle Şekil 3.1.'deki elemanlardan meydana gelmektedir. Bu elemanlar:

- 1- Pompa mili: çarka kamalı bağlantı ile bağlı olup çarkın döndürülmesini sağlar.
- 2- Çark: Üzerinde kanatlar dizili bulunan elemandır. Sıvı taneciklerinin ivmelendirilmesini sağlayarak akışkana enerji transfer eder. Akışkan taneciklerinin çevreye savrulması yaptığı bu harekete santrifüj hareket adı verilir.
- 3- Dağıtıcı: Çarktan çıkan akışkanı çevreye yönlendirir. Bu sırada akışkanın kinetik enerjisinin büyük bir kısmı basınç enerjisine dönüşür.
- 4- Salyangoz: Pompanın dış muhafazası olup akışkanı çıkışa yönlendirir.
- 5- Mil yatağı: Pompa milinin çark ekseninde dönmesini sağlar. Rulmanlı veya bronz, teflon gibi malzemelerden yapılmış olabilir.



Şekil 3.1. Santrifüj pompa elemanları [1]

6- Salmastra kutusu: Pompa içerisine hava veya pompa içerisinden dışarıya akışkan sızmasını sağlar. Kauçuk veya yağlı keten ipinden keçeler, bronz veya kömürden sızdırmazlık elemanları kullanılabilir.

7- Emme dirseği: Enerji kaybını azaltarak akışkanı emiş ağzına yönlendirir. Enerji kaybının daha az olması için deveboynu dirsekler daha çok tavsiye edilmektedir.

8- Emme borusu: Transferi yapılacak akışkanın pompa içine emilmesini sağlar.

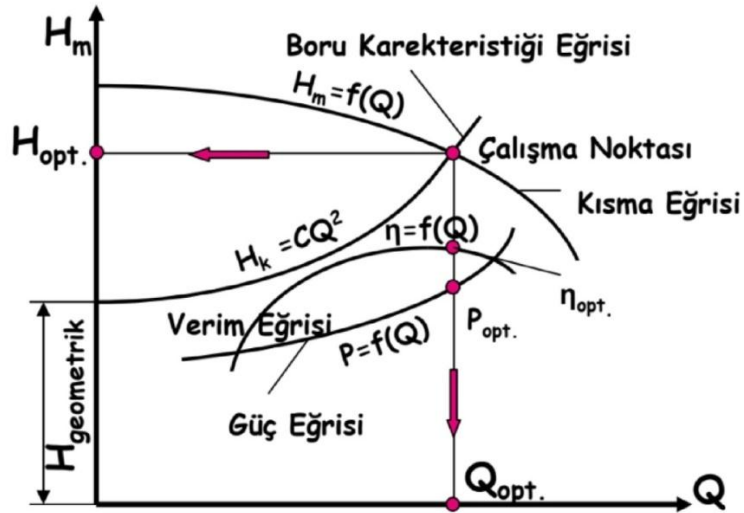
9- Dip klapesi: Pompa çalıştığı anda emme kuvvetiyle kapağı açık olarak akışkan geçişine izin verir. Pompa durduğu anda kendi ağırlığıyla kapanarak pompa içindeki ve emme hattındaki suyu boşalmasını önler. Bu sayede pompa hava yapmamış ve tekrar çalıştığında görevini yerine getirmiş olur.

10- Süzgeç: Delik çapına bağlı olarak taş, çakıl, kum gibi pompa ve sızdırmazlık elemanlarına zarar verecek cisimlerin pompa içerisine girmesini engeller.

11- Basma borusu: Pompa içerisinde basınçlandırılan akışkanın sisteme gönderilmesini sağlar.

12- Çıkış vanası: Pompa çıkışında kısma işlemi yaparak istenilen debinin sisteme gönderilmesini sağlar. Ancak bu şekilde pompa her zaman verimli noktada kullanılmış olmaz. İstenen debinin kısma vanasıyla ayarlanması yerine istenen debiye uygun tasarlanmış pompa kullanılması maliyet açısından daha avantajlı olacaktır.

Santrifüj pompalarda sabit çalışma devrinde basma yüksekliğinin değişmesi debiyi ve verimi etkilemektedir. Pompa kullanılan her uygulama için, özel pompa üretimi ekonomik olarak büyük maliyetlere sebep olmaktadır. Belirli standartlarda üretilmiş pompaların kullanım alanına göre seçilebilmesi için, basma yüksekliği, debi ve verim eğrilerini veren grafiğe karakteristik eğri adı verilmektedir. Bir pompanın çalışma değerleri aralığında, maksimum verimi verdiği nokta optimum çalışma noktasıdır. Pompa seçiminde optimal çalışma noktasının %10 altı ve üstü debilerde pompa seçimi yapılabilmektedir. Şekil 3.2.'de bir karakteristik eğri ve bu eğriyi oluşturan elemanları gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Karakteristik eğri[6]

3.1. Pompa Ana Parametrelerinin Hesaplanması

Pompa hesabında gerekli debi ve basma yüksekliğini verimli şekilde sağlayacak çalışma koşulları belirlenmelidir. Özgül hız hesabı için motor devri kabul edilerek hesaplamalara başlanır. Piyasada standart olarak bulunan alternatif akım motorları 1450 ve 2900 devir dakika olarak üretildikleri için motor devrini bu iki devirden biri seçmekte fayda vardır.

3.1.1. Pompa tipi belirlenmesi

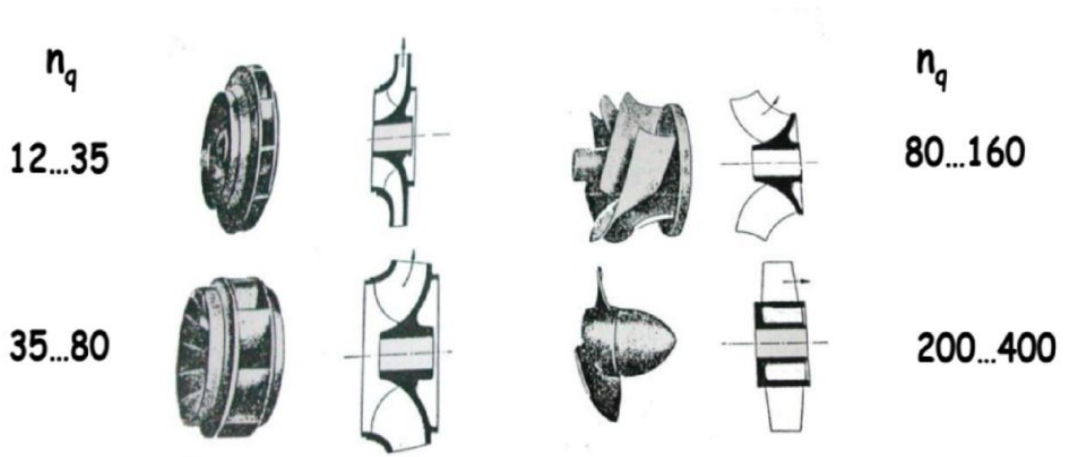
İstenilen debi ve basma yüksekliği bilinen pompaların hesabına öncelikle pompa tipi belirlenerek başlanır. Pompa tipinin belirlenmesinde kullanılan boyutsuz büyüklüğün adı özgül hızdır. Özgül hız hesaplandıktan sonra pompa tipi belirlenir. Özgül hız n (rpm), Q (m^3/s) ve H_m (m) yardımıyla Denklem 3.1'egöre belirlenmektedir. Belirlenen özgül hıza göre radyal, eksenel veya karma çark tipi seçilir.

$$n_q = \frac{n \times \sqrt{Q}}{H_m^{\frac{3}{4}}} \quad (3.1)$$

Özgül hız denkleminde elde edilen n_q özgül hız değerine göre pompa tipi seçilir:

- | | |
|----------------------|-------------------------|
| 1- $12 < n_q < 35$ | Tam santrifüj pompalar. |
| 2- $35 < n_q < 80$ | Helisel pompalar. |
| 3- $80 < n_q < 200$ | Diagonal pompalar. |
| 4- $200 < n_q < 400$ | Eksenel pompalar. |

Şekil 3.3.'te özgül hız değerlerine göre seçilen çarkların yapıları görülmektedir.

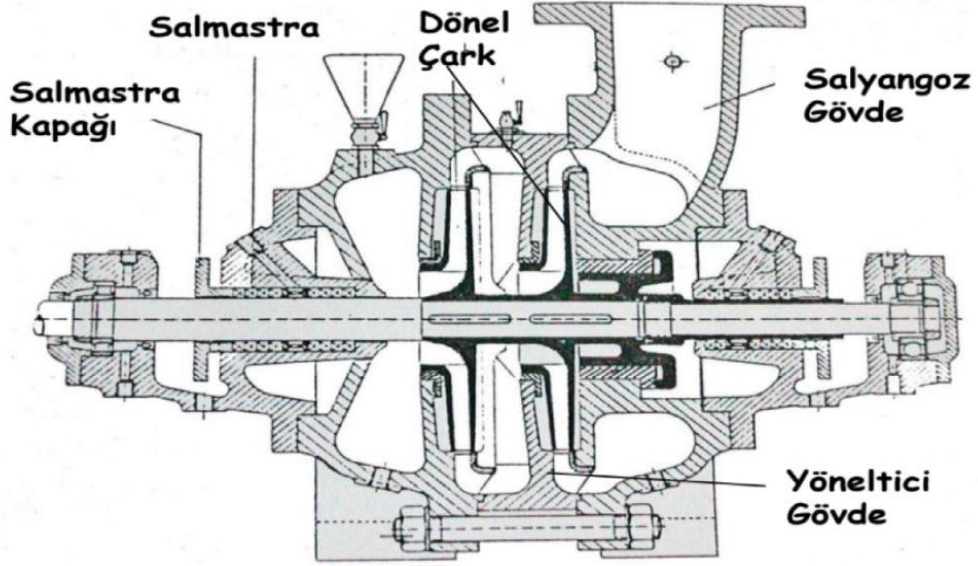


Şekil 3.3. Özgül hızı bağı çark tipi [6]

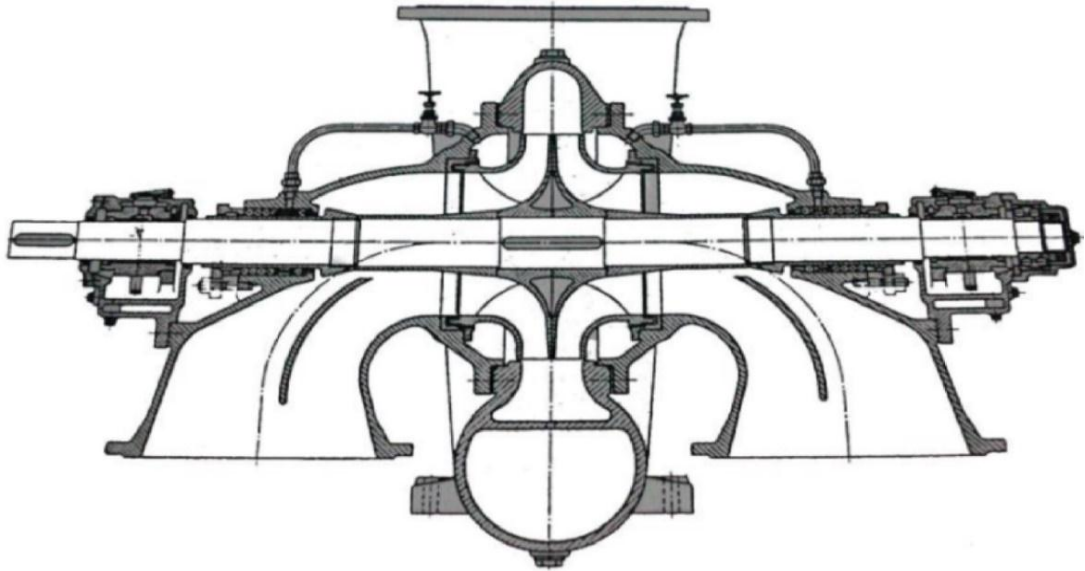
Özgül hızın belirli değerlerden küçük veya büyük olduğu durumlarda pompalar kademeli veya çift girişli olarak tasarlanmaktadır. Özgül hız istenilen değerden küçük hesaplanırsa “i” kademe sayısı olmak üzere, basma yüksekliği kademe sayısına bölünerek özgül hız istenilen değerler aralığına getirilebilir. Kademeli durum için özgül hız Denklem 3.2’de, kademeli santrifüj pompa görseli ise Şekil 3.4.’te verilmiştir.

$$n_q = \frac{n \times \sqrt{Q}}{(H_m/i)^4} \quad (3.2)$$

Özgül hızın istenilen değerden büyük çıkması durumunda ise debi değeri ikiye bölünerek çift çıkışlı bir santrifüj pompa hesaplanabilir. Çift çıkışlı santrifüj pompa Şekil 3.5.’te görülmektedir.



Şekil 3.4. Kademeli santrifüj pompa [6]



Şekil 3.5. Çift çıkışlı santrifüj pompa [6]

Hesaplamalarda veya deneysel olarak elde edilen grafiklerde boyutsuz sayı olarak özgül hız yerine spesifik hız da kullanılabilir.

$$n_s = 3,651 * \frac{n \times \sqrt{Q}}{(H_m/i)^{\frac{3}{4}}} \quad (3.3)$$

3.1.2. Pompa mil gücü hesabı

Pompalarda akışkana hız veya basınç olarak birim zamanda kazandırılan enerjiye mil gücü denmektedir. Mil gücü Denklem 3.4'egöre hesaplanmaktadır.

$$W_m = \rho * g * H_m * Q * \eta_g \quad (3.4)$$

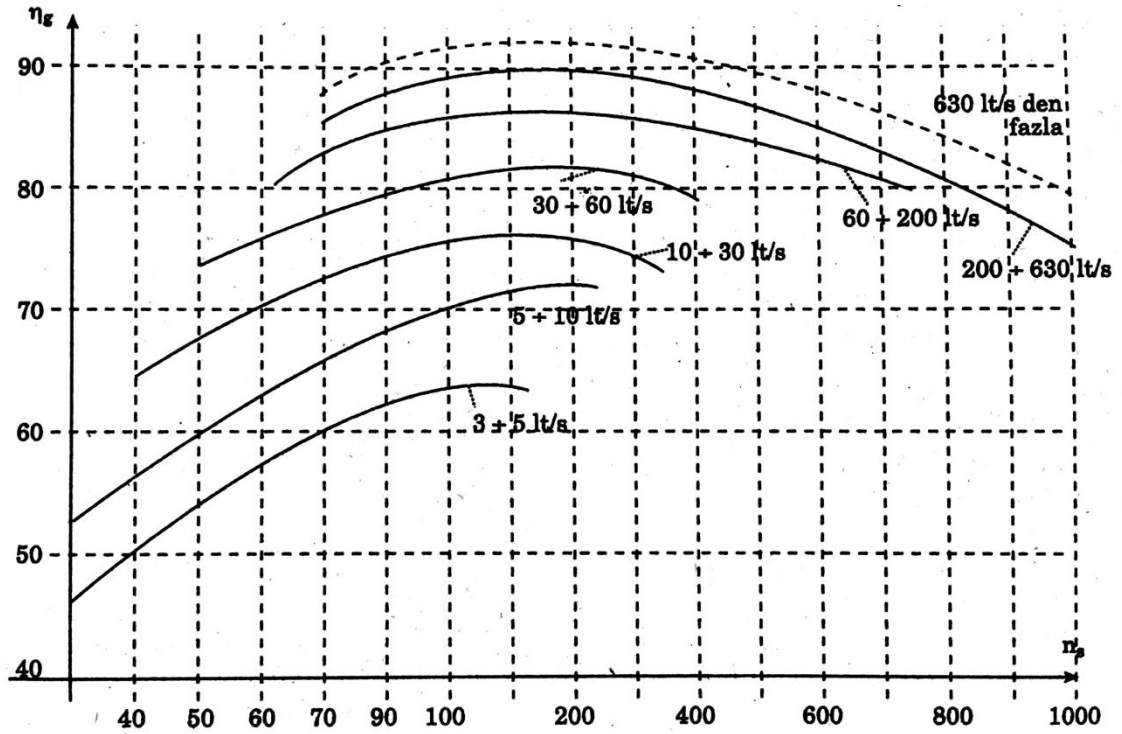
Bu formülde genel verim bilinmemektedir. Genel verimi oluşturan büyüklükler Denklem 3.5'te verilmiştir.

$$\eta_g = \eta_v * \eta_h * \eta_m \quad (3.5)$$

Genel verim için belirli değer aralıklarından tahmini volümetrik verim (η_v), hidrolik verim (η_h) ve mekanik verim (η_m) değerleri seçilerek hesaplamaya devam edilebilir.

$$0,88 \leq \eta_v \leq 0,99; 0,70 \leq \eta_h \leq 0,95; 0,85 \leq \eta_m \leq 0,98$$

Ancak daha sağlıklı bir hesaplama için farklı firmaların deneysel yollarla elde ettikleri verim eğrileri de kullanılmaktadır. Şekil 3.6.'da deneysel verilerle elde edilip yayımlanmış, spesifik hıza bağlı pompa verim grafiği verilmiştir. Bu grafik genel verim seçiminde yardımcı olarak kullanılabilir.



Şekil 3.6. Deneysel verilerden elde edilmiş spesifik hız-verim grafiği [1]

3.1.3. Motor gücü hesabı

Pompa çarkını döndürmek için elektrik motoru, içten yanmalı motor, buhar türbini gibi bir güç kaynağına ihtiyaç vardır. Ancak genel olarak pompalar elektrik motoruyla tahrik edilmektedirler.

Bir pompanın tahriki için elektrik motoru seçilecekse ani debi ve basınç değişiklikleri veya pompanın hesaplanandan farklı bir çalışma noktasında çalıştırılması gibi durumlarda motorun yanmaması için, seçimde bir emniyet katsayısı uygulanmalıdır. Bu durum da mil gücüne, aşağıda verilen oranlarda fazlalık eklenerek gerekli motor gücü bulunmaktadır. 4 kW güce kadar %20, 15 kW güce kadar %15, 15 kW gücünden sonra %10 ekleme yapılmalıdır.

3.1.4. Mil çapı hesabı

Pompa bir iş makinasıdır. Bu makinada mil çapı ileteceği güce uygun olarak hesaplanmalıdır. Mil çapı mukavemet yasalarına uygun olarak ileteceği moment ve devir sayısı ile Denklem 3.6'ya göre hesaplanmaktadır.

$$d_{\text{mil}} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} * \frac{M_d}{\tau_{em}}} \quad (3.6)$$

Bu Denklem 3.6'da moment M_d , $(\frac{W_m}{n})$ olarak yerine yazılır ve sadeleştirmeler yapılırsa, Denklem 3.7 halini almaktadır.

$$d_{\text{mil}} = c * \sqrt[3]{\frac{W_m}{n}} \quad (3.7)$$

Denklemden çap santimetre, güç kilowatt-saat ve dönme sayısı dakikadaki devir sayısı olarak alınır. Csabiti ise Tablo 3.1.'den seçilir.

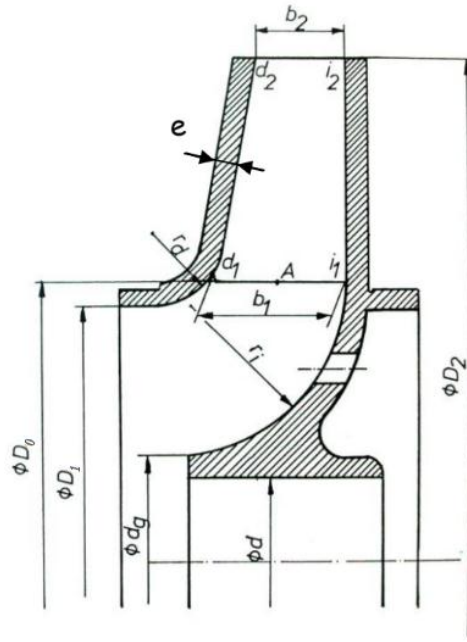
Tablo 3.1. Mil çapı için c sabiti

τ_{em}	Bar	100	150	200	300	400
c	-	17,1	14,9	13,6	11,8	10,8

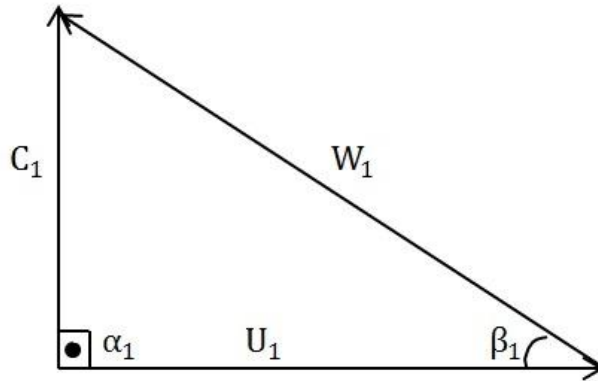
Bulunan mil çapı piyasada standart olarak bulunabilen bir yüksek çapa yuvarlanarak ekonomik fayda sağlanabilir.

3.1.5. Çark giriş koşulları hesaplanması

Santrifüj pompalarda akışkan çarka çark merkezinden girerek kanatlar arasında ilerler ve santrifüj kuvvet etkisiyle savrulur. Boyutlandırılıp tasarımı yapılacak çarkın merdionel form kesit görüntüsü ve önden görüntüsü Şekil 3.7'de, giriş hız üçgeni ise Şekil 3.8.'de verilmiştir. Bu bölümde gerekli hesaplamalar üzerinde durulacaktır.

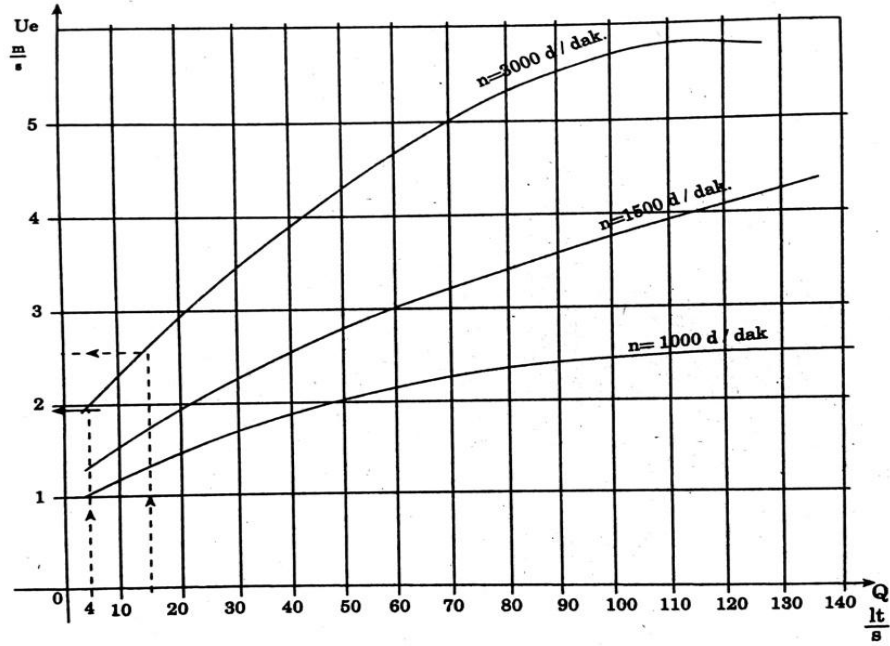


Şekil 3.7. Çark parametreleri [6]



Şekil 3.8. Giriş hız üçgeni

Akışkanın çarka giriş yaptığı bölümün çapının emme borusu çapından çok farklı olması durumunda akışkanın hızında ve basıncında meydana gelecek değişiklikler pompa verimini ve karakteristiğini kötü yönde ve önemli ölçüde etkileyecektir. Pompa giriş ve çıkışlarında borulama elemanı ile pompa giriş veya çıkışı arasında çap farkı var ise 2-6 derece koniklik uygulanarak, redüksiyon uygulanır. Emme borusu çapı Şekil 3.9.'da grafikten hız, debi, devir sayısı değerleri ile okunarak belirlenir.



Şekil 3.9. Emme hızı grafiği [1]

3.1.5.1. Çark göbek çapı (d_g)

Çark göbek çapı pratikte mil çapının 1.5 katı alınır. Göbek çapı denklemi, Denklem 3.8. ile verilmiştir.

$$d_g = d_{\text{mil}} * 1,5 \quad (3.8)$$

3.1.5.2. Çark giriş ağız çapı (D_0)

Çark giriş ağız çapı D_0 (mm) ve kanada giren akışkan giriş hızı C_0 (m/s) olmak üzere Denklem 3.9.'dan çark giriş ağız çapı hesaplanır. Bu noktada dikkat edilmesi gereken durum boru içindeki emme hızı çark giriş hızının en az 1.1 katı olmalıdır.

$$Q = \frac{\pi}{4} * [D_0^2 - d_g^2] * C_0 \quad (3.9)$$

3.1.5.3. Çark giriş ortalama çapı (D_1)

D_1 ortalama çark giriş çapı Shultz değeriyle giriş ağız çapı çarpılarak hesaplanır. Shultz değeri (σ_s) 0.85-0.95 aralığından seçilir ve ortalama çark çapı Denklem 3.10'a göre hesaplanır.

$$D_1 = \sigma_s * D_0 \quad (3.10)$$

D_1 çark giriş ortalama çapı belirlendikten sonra D_{1d} giriş dış çapı, D_0 giriş ağızından birkaç milimetre büyük seçilir ve D_{1i} çark giriş iç çapı Denklem 3.11 ile belirlenir.

$$D_1 = \frac{D_{1d} + D_{1i}}{2} \quad (3.11)$$

3.1.5.4. Çark giriş hızı (C_1, U_1)

Santrifüj pompalarda akışkanın giriş akış açısı $\alpha_1=90$ olması durumunda basma yüksekliği maksimum olmaktadır. Yani giriş koşulu için akışkanın mutlak çevresel hızı (C_{1u}) sıfır kabul edilmelidir ve bu durumda $C_1=C_{1m}$ olur. Kanat kalınlıkları sebebiyle akışkanın çark girişindeki kesiti D_0 kesitinden küçük olacaktır. Bu sebeple C_1 kanada giren akışkan hızı C_0 'ın 1,05 katı kabul edilir.

Giriş hız üçgeninin oluşturulabilmesi için U_1 çark çevresel hızının Denklem 3.12'ye göre hesaplanması gerekmektedir.

$$U_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{60} \quad (3.12)$$

3.1.5.5. Çark giriş açısı (β_1)

Giriş hız üçgeninde trigonometrik eşitlikler yazılarak çark giriş açısı hesaplanır. Hesaplamalar sonucunda, β_1 giriş açısı 10 derece ile 20 derece arasında bir değer almalıdır. Deneysel çalışmalar sonucunda 17 derece giriş açısının kavitasyon

açısından en az risk taşıdığı gözlemlenmiştir. Giriş açısı Denklem 3.13'e göre hesaplanmalıdır.

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} \quad (3.13)$$

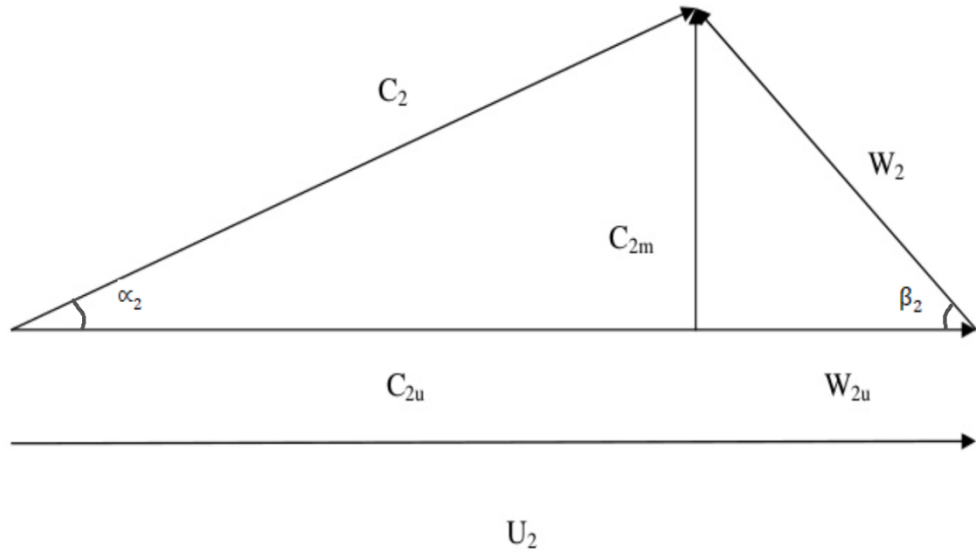
3.1.5.6. Çark giriş genişliği (b_1)

Akışkanın çarka girdiği kesit A_1 ve kanat et kalınlıkları sebebiyle yüzey daralma katsayısı λ_1 olmak üzere akış kesit alanları birbirine eşitlenerek b_1 giriş genişliği hesaplanır. λ_1 katsayısı 0,6-0,7 aralığından seçilir ve çark giriş genişliği Denklem 3.14. ile hesaplanır.

$$A_1 = \pi * D_1 * b_1 * \lambda_1 \quad (3.14)$$

3.1.6. Çark çıkış koşullarının belirlenmesi

Merkezkaç pompalarda çark merkezinden çarka giriş yapan akışkana, kanatlar arasında merkezkaç kuvveti etkisi ile hız kazandırılır. Kinetik enerjisi artan akışkan çark çıkışından salyangoza aktarılarak salyangoz içerisinde kinetik enerjisi potansiyel enerjiye dönüştürülür. Şekil 3.10.'da bir merkezkaç pompaya ait çıkış hız üçgeni görülmektedir.



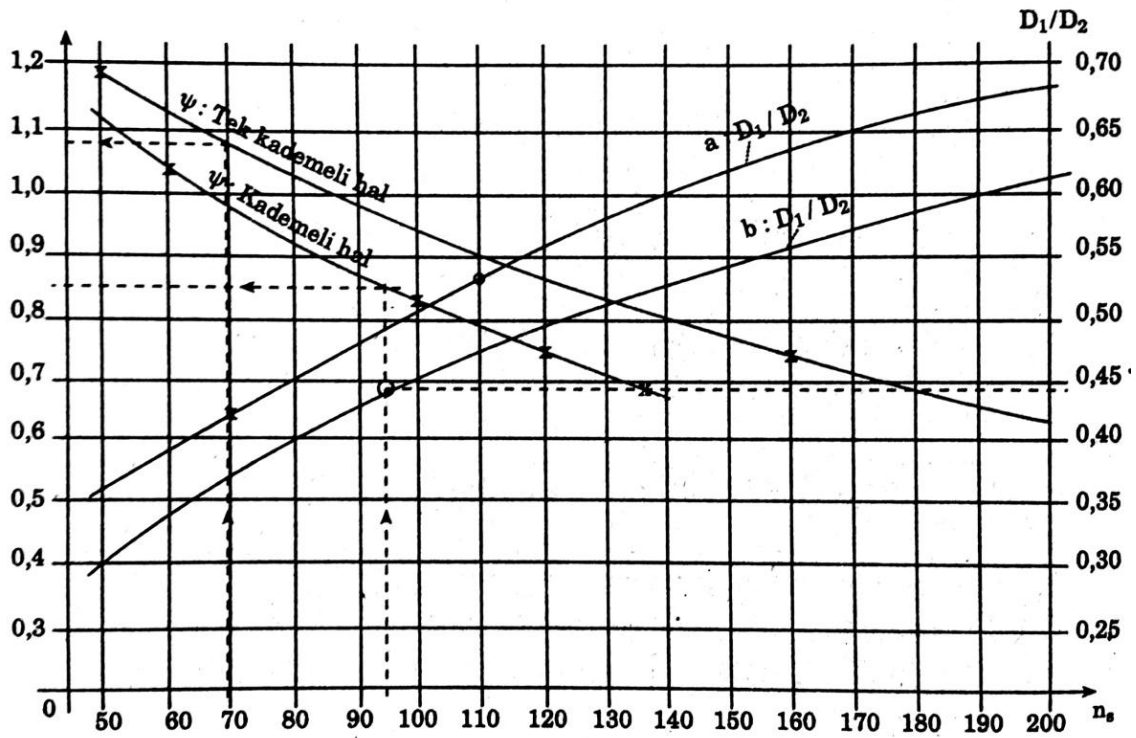
Şekil 3.10. Çıkış hız üçgeni

3.1.6.1. Çark çıkış hızı (U_2)

Çark çıkış hızı U_2 manometrik basma yüksekliği H_m ve basınç katsayısı Ψ 'nin daha önce deneysel yollardan elde edilmiş grafikler yardımıyla okunması ve Denklem 3.15.'te yerine konmasıyla bulunabilir.

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 * g * H_m}{\Psi}} \quad (3.15)$$

Şekil 3.11.'deki grafikte spesifik hıza bağlı (n_s) basınç katsayısı değerleri (Ψ) tek kademeli ve çok kademeli pompalar için verilmiştir. Grafikten okunan basınç katsayısı yukarıdaki denklemde yerine konularak çıkış hızı belirlenebilir.



Şekil 3.11. Basınç katsayısı grafiği [1]

3.1.6.2. Çark çıkış çapı (D_2)

Çark çıkış çapı D_2 , belirlenen U_2 değeri Denklem 3.16.'da yerine konarak bulunabilir.

$$D_2 = \frac{U_2 * 60}{\pi * n} \quad (3.16)$$

3.1.6.3. Çark çıkış çevresel hızı (C_{u2})

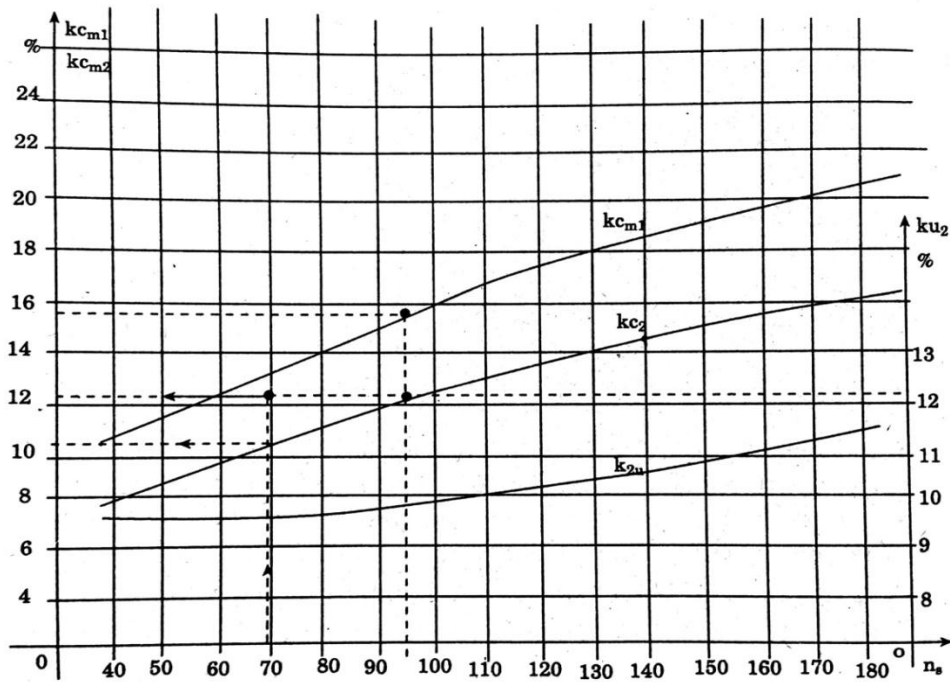
Çark çıkış çevresel hızı C_{u2} , 0,7-0,95 aralığından tahmini bir hidrolik verim seçilip Denklem 3.17.'de yerine konarak bulunur.

$$C_{u2} = \frac{g * H_m}{U_2 * \eta_h} \quad (3.17)$$

3.1.6.4. Çark çıkış meridyonel hızı (C_{m2})

Çark çıkış meridyonel hızı; deneysel yollarla belirlenmiş k_{cm2} sabiti vespesifik hız yardımıyla Şekil 3.12.'deki grafikten belirlenip, Denklem 3.18.'de yerine yazılarak bulunur.

$$C_{m2} = k_{cm2} * \sqrt{2 * g * H_m} \quad (3.18)$$



Şekil 3.12. k_c -spesifik hız grafiği [1]

3.1.6.5. Çark çıkış açısı (β_2)

Çıkış açısı β_2 hız üçgeninde gerekli trigonometrik hesaplamalar yapılarak Denklem 3.19. ile çıkarılabilir.

$$\tan\beta_2 = \frac{C_{m2}}{U_2 - c_{u2}} \quad (3.19)$$

3.1.6.6. Çıkış akış açısı (α_2)

Çıkış akış açısı α_2 yine hız üçgenindeki dönüşümler ile Denklem 3.20.'ye göre hesaplanabilir.

$$\tan \alpha_2 = \frac{c_{m2}}{c_{u2}} \quad (3.20)$$

3.1.6.7. Kanat sayısı (z)

Santrifüj pompalarda kanat sayısı önemli bir parametredir. Kanat sayısının gerekenden fazla olması sürtünme kuvvetlerini fazlaca artıracığı için gerekli basma yüksekliği sağlanamayacak ve pompa verimi çok fazla düşecektir. Aksi durumda gerekenden az kanat sayısı seçilirse akışkan gerektiği gibi yönlendirilemeyecek, iç kayıplar artarak verim düşecek, aynı zamanda kanat yüzeyine binen yük artarak kanat geometrisinde bozulmalar çok daha çabuk gerçekleşecektir.

Kanat sayısının belirlenmesi için de birkaç farklı yol olmakla birlikte, tam santrifüj pompalar için en pratik denklem, Denklem 3.21. ile verilmiştir. Bu denklemde k sabiti genellikle 5 ile 7 arasında bir değer seçilir. Bulunan kanat sayısız, en yakın tek sayıya yuvarlanır.

$$z = k * \frac{D_1 + D_2}{D_2 - D_1} * \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (3.21)$$

3.1.6.8. Çark çıkış genişliği (b_2)

Çark çıkış genişliği b_2 hesaplanırken çıkış çapı D_2 , çıkış meridyonel hızı c_{m2} , debi ve yüzey daralma katsayısından yararlanılmaktadır. Değerler Denklem 3.22.'de yerine konularak çıkış genişliği bulunur.

$$Q = \pi * D_2 * \lambda_2 * b_2 * c_{m2} \quad (3.22)$$

Denklemden bilinmeyen yüzey daralma katsayısı (λ_2), çark çıkış açısı (β_2), kanat sayısı (z) ve kanat genişliğine ile Denklem 3.23.'e göre hesaplanır.

$$\lambda_2 = 1 - \frac{z \cdot e}{\pi \times D_2 \times \sin \beta_2} \quad (3.23)$$

3.1.7. Kavite Kontrolü

Akışkanların buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının basınçla değiştiği bilinmektedir. Suyun 760 mmHg atmosfer basıncında buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı 100 °C iken, atmosfer basıncının düştüğü yüksek rakımlarda daha düşük sıcaklıklarda buharlaşma ve yoğuşmaya başlamaktadır.

Pompanın emme borusunda ve girişinde, akışkan atmosfer basıncından daha düşük basınçlara maruz kalmaktadır. Emme borusundaki basınçta akışkan sıcaklığı buharlaşma sıcaklığının üzerine çıkarsa, akışkan buharlaşmaya başlar ve pompa içerisine sıvı buhar karışımı girer. Pompa içerisinde herhangi bir noktada basınç, buharlaşma basıncının üzerine çıktığında ise hızla yoğuşur.

Pompa içerisinde herhangi bir noktada gerçekleşen bu ani yoğuşma olayı sırasında gaz taneciklerinin hacmi küçülür ve bu hacme sıvı hücum eder. Bu dönüşüm esnasında sıvı tanecikleri ve yüzeyler arasında çarpışmalar meydana gelir ve bu çarpışmalar çok yüksek basınçlara sebep olur. Oluşan basınç, çevre yüzeylere ve pompanın motordan çektiği güce olumsuz yönde büyük etkiler yapar. Bu olay kavite olarak isimlendirilir. Şekil 3.13.'te kaviteye maruz kalmış bir santrifüj pompa çarkındaki metal erozyonu görülmektedir.



Şekil 3.13. Kavitasyonlu çalışmaya maruz kalmış santrifüj pompa çarkı [39]

Kavitasyonun sonuçları şu şekilde sıralanabilir:

- 1- Pompa içerisindeki akışkana çakıl taşları karışmış gibi aşırı gürültülü bir çalışma meydana gelir.
- 2- Pompa ve bağlı olduğu ekipmanlar aşırı titreşimli çalışmaya başlar.
- 3- Pompa güç tüketimi aşırı derecede artarken verimi çok büyük ölçüde düşer.
- 4- Çark ve diğer pompa elemanları üzerinde kavitasyonun gerçekleştiği bölgelerde yüzeyden parça kopmaları olarak elemanlar süngerimsi bir yapıya kavuşur. Kavitasyonun şiddet ve süresine bağlı olarak pompa kullanılamaz hale gelir.

İçten yanmalı motorlarda gerçekleşen vuruntuyla hemen hemen aynı etkilere sahip olan kavitasyonun engellenmesi gerekmektedir. Kavitasyonun önlenmesi için öncelikle sebepleri bilinmelidir. Bu sebepleri şu şekilde sıralayabiliriz:

- 1- Pompa emme derinliğinin, debinin ve devir sayısının fazla olması bu sebeple basıncın aşırı düşmesi.
- 2- Kanat giriş ve çıkış açılarının belirli sınırları aşması.

- 3- Pompa çalışma ortamında atmosfer basıncının düşük olması veya emme kabında mutlak basıncın düşük olması.
- 4- Çark kanatlarının kısa veya kanat sayısının az olması.
- 5- Emme borusunda çok fazla kayıp olması dolayısıyla emme basıncının düşmesi.
- 6- Akışkan içerisinde çözünmüş gaz bulunması ve bu gazların basınç düştüğünde akışkan buharlaşmadan akışkandan ayrılmaları.
- 7- Emilen akışkan içerisinde toz taneciklerinin bulunması da kavitasyonu hızlandırıcı bir etkiye sahiptir.

Kavitasyonun gerçekleşmemesi için sağlanması gereken emmede net pozitif yük (NPSH), emme tankı manometrik basıncı(P_E), mutlak atmosfer basıncı(P_B), buhar basıncı(P_V), yoğunluk (ρ), yer çekimi ivmesi (g), emme hızı(V_E), emme yüksekliği(H_S) ve emme hattındaki sürtünme yükü kayıplarına (h_k) bağlı olarak Denklem 3.24.'te verilmiştir.

$$NPSH = \frac{P_E - P_B - P_V}{g * \rho} + \frac{V_E}{2g} \pm H_S + h_k \quad (3.24)$$

Pompalarda kavitasyon olmaması için alınabilecek önlemleri şu şekilde sıralayabiliriz:

- 1- Emme tankı su seviyesini yükseltmek.
- 2- Emme tankı seviyesini yükseltmek veya pompa seviyesini düşürmek.
- 3- Daha büyük çapta emme borusu kullanmak.
- 4- Emme şartlarını iyileştirmek için kullanılan boru malzemesi ve boru yüzeylerinin kayıp katsayısını düşürmek, gereksiz kayıp yaratan ekipmanları kaldırmak.
- 5- Akışkan sıcaklığını düşürmek.
- 6- Pompa çalışma noktasını optimum noktaya çekmek.

3.2. MS Excel ile Pompa Tasarımı Hesaplama Programı

Pompa parametrelerinin hesabında kullanılan denklemler ve deneysel grafiklerin MS Excel programında oluşturulup ilişkilendirilmesi ile basma yüksekliği, debi, elektrik motoru devri ve yoğunluk değerleri girilerek ana parametrelerin hesaplatılması sağlanmıştır.

Oluşturulan programa mil emniyet katsayısı, Schultz katsayısı, λ_1 yüzey daralma katsayısı ve kanat kalınlığı hesaplamalarla değil tahminle elde edildiği için tahmini değerler girilmekte, geri kalan hesaplamalar ve grafik değerleri okunması program tarafından yapılmaktadır.

Ayrıca ortam koşulları tanımlanarak pompanın kavitasyona maruz kalma durumu yine bu programda incelenebilmektedir.

Çalışmanın bu kısmında 30 m basma yüksekliği ve 35 m³/h debisi olan 2900 rpm devirli bir pompa hesaplanmıştır. Hesaplamaların yapıldığı MS Excel programı ara yüzü Şekil 3.14.'te görülmektedir.

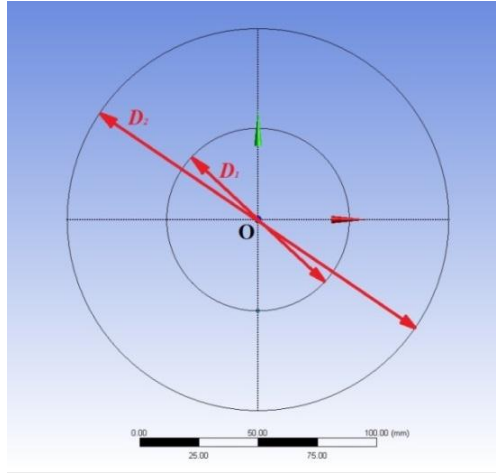
H (mss)		30		POMPA ŞEKLİ		NORMAL	
Q (m ³ /sn)	0.009722222	(l/sn)	9.722222	X	D	b	a
n (d/dak)	2900			1	77	24	90
p (kg/m ³)	1000			2	161	8	11
							20
Ns	81.42029904			Pompa karakteristik büyüklükleri			
Π_a	0.810519676			kaviteasyon kontrolü			
N _{req} (kW)	3.530142555			P _{em} (Pa)	100000		
N _{req-r} (kW)	4.235171066	emniyet katsayısı	1.2	P _s (Pa)	2337		
D _{req} (cm)	1.801761276	D _{max} (mm)	20	H _i (mss)	1.887		
D _{req-w} (mm)	30			H _e (mss)	3.6		
C ₁ (cm/sn)	244.7059028			U ₁ (m/s)	1.330531407		
D ₁ (mm)	80.75836576			D ₁ (mm)	72.89879846		
D ₂ (mm)	76.72894747	schultz 0.85-0.95	0.95	S ₁	0.148948454		
D ₃ (mm)	80.72894747			S ₂	0.075519197		
C ₂ (cm/sn)	269.1764891			kaviteasyon YOK			
U ₂ (cm/sn)	1164.504836						
U ₃ (cm/sn)	1225.211509						
U ₄ (cm/sn)	1103.798169						
β_1	13.01538451	UYGUN					
β_{1a}	12.39091192	UYGUN					
β_1	13.70487521	UYGUN					
b ₁ (mm)	23.7954167	yıskıyat 0.6<k<0.7	0.7				
W ₁ (cm/sn)	1195.210232						
U ₂ (m/sn)	22.27334174	ψ	1.18645				
C _{u2} (m/s)	14.68122762						
D ₂ (mm)	161.4364765						
D ₁ /D ₂	0.475294984	UYGUN DEĞİL		Uygun değilse kanat şekli grafiğindeki D2/D0 değer aralığına bakılır	D2/D0	1.998758734	
C _{m2} (m/sn)	2.72531711	k _{0.2}	0.112333				
β_2	19.74645427						
Z kanat sayısı	7	z _{2k}	35				
K	1.269755961						
C _{0.2k} (m/sn)	18.64157628						
β_{2c}	36.88496934	UYGUN					
M	0.612981329	kanat kalınlığı (mm)	3	UYGUN			
λ_2	0.930978492						
b ₂	8.399143968						
o ₂	10.51627006						
W ₂ (cm/sn)	4.540602796						

Şekil 3.14. Excel pompa hesap programı

3.3. Tek Daire Metoduyla Çark Çizimi

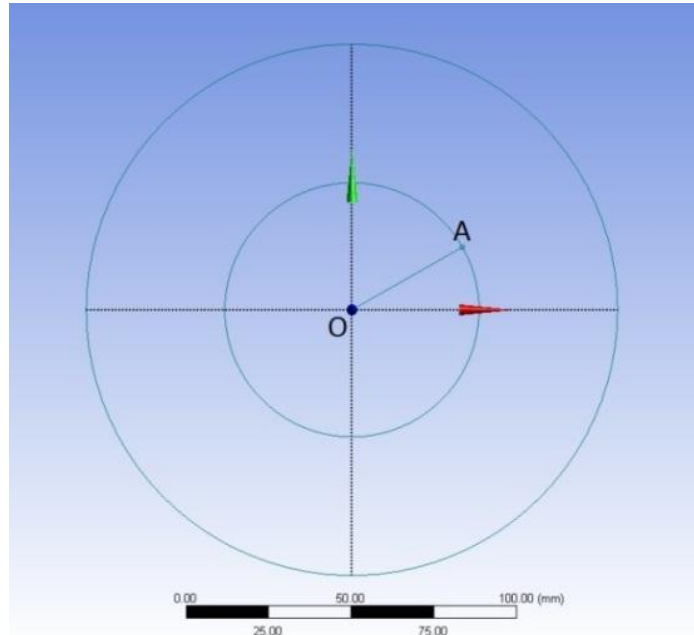
MS Excel programı yardımıyla yapılan analitik hesaplar sonucunda belirlenen kanat geometrisinin, tek daire metoduyla kanat çizimi adım adım anlatılmıştır.

1- Bir O noktası etrafında D_1 ve D_2 çaplı daireler Şekil 3.15.'teki gibi çizilir.



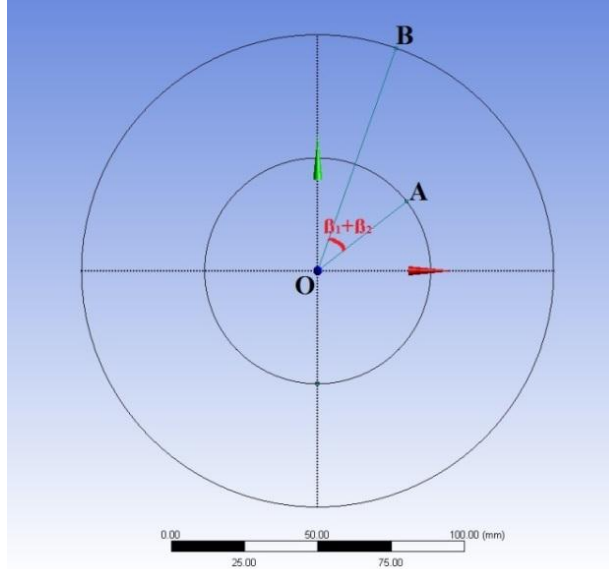
Şekil 3.15. Tek daire metoduyla kanat çizimi 1

2- D_1 üzerinde A noktası seçilip, O merkeziyle Şekil 3.16.'daki gibi birleştirilir.



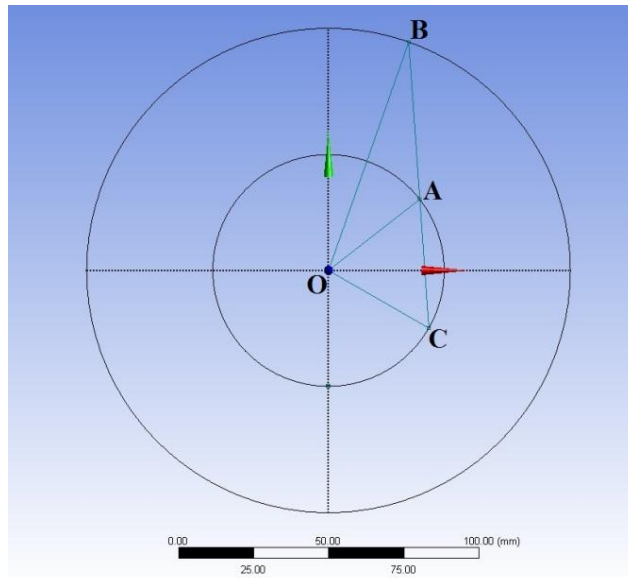
Şekil 3.16. Tek daire metoduyla kanat çizimi 2

3- OA ile $\beta_1 + \beta_2$ kadar açı yapan doğrunun D_2 dairesini kestiği nokta B noktası olarak Şekil 3.17.'deki gibi işaretlenir.



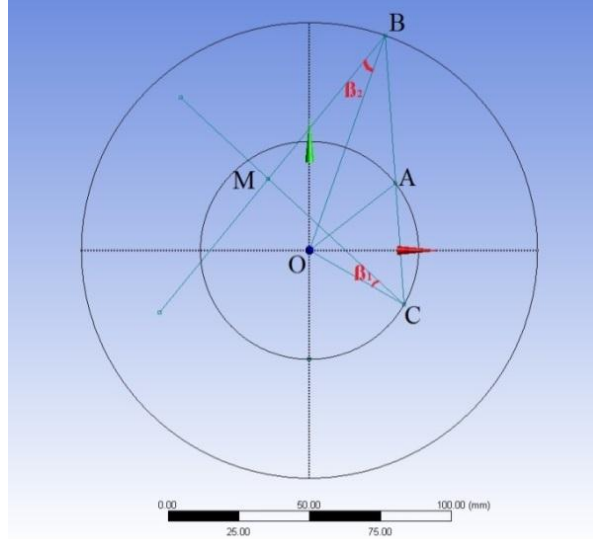
Şekil 3.17. Tek daire metoduyla kanat çizimi 3

4- B noktasından başlayıp A noktasından geçen bir doğru çizilir. BA doğrusunun D_1 'i kestiği nokta C noktası olarak işaretlenir ve Şekil 3.18.'deki gibi OC doğrusu çizilir.



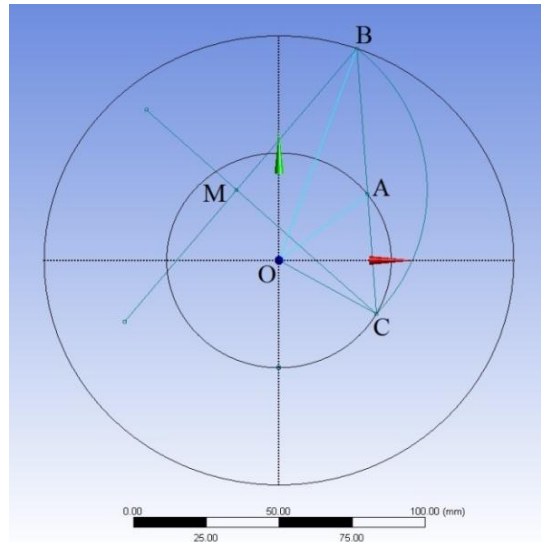
Şekil 3.18. Tek daire metoduyla kanat çizimi 4

5- OB doğrusuna β_2 kadar açı yapan doğruyla OC doğrusuyla β_1 kadar açı yapan doğrular çizilir. Doğruların kesiştiği nokta M noktası olarak Şekil 3.19.'daki gibi işaretlenir. M noktası kanat yayının merkezidir.



Şekil 3.19. Tek daire metoduyla kanat çizimi 5

6- M merkezli A ve C noktalarından geçen bir yay çizilir ve kanat profili Şekil 3.20.'deki gibi çizilmiş olur.



Şekil 3.20. Tek daire metoduyla kanat çizimi 6

3.4. HAD ile Çizilen Çarkın Analizi

3.4.1. HAD disiplini

Geçmişte katılar veya akışkanlar ile ilgili tüm mühendislik problemleri, elde edilen diferansiyel denklemlerin fizik ve mühendislik ilkelerinin dikkate alınmasıyla, analitik metotlar ile çözülmüyordu. Newton'un ikinci yasası, potansiyel enerji, enerjinin korunumu yasaları, kütlelenin korunumu, Maxwell eşitliği gibi birçok denklem bu şekilde çözülmüştür. Bu formüller genellikle çok basit geometrilere kullanılabilmektedir, fakat karmaşık geometriler için bu diferansiyel denklemlerin çözümü oldukça zordur [5].

Gelişen bilgisayar teknolojisi ile çok karmaşık geometrilerde dahi sonsuz küçüklükte diferansiyel elemanların denklemlerinin çözümü gerçekleştirilebilmekte ve gerçeğe yakın simülasyonları ortaya konabilmektedir. Şekil 3.21.'de HAD disiplini verilmiştir.



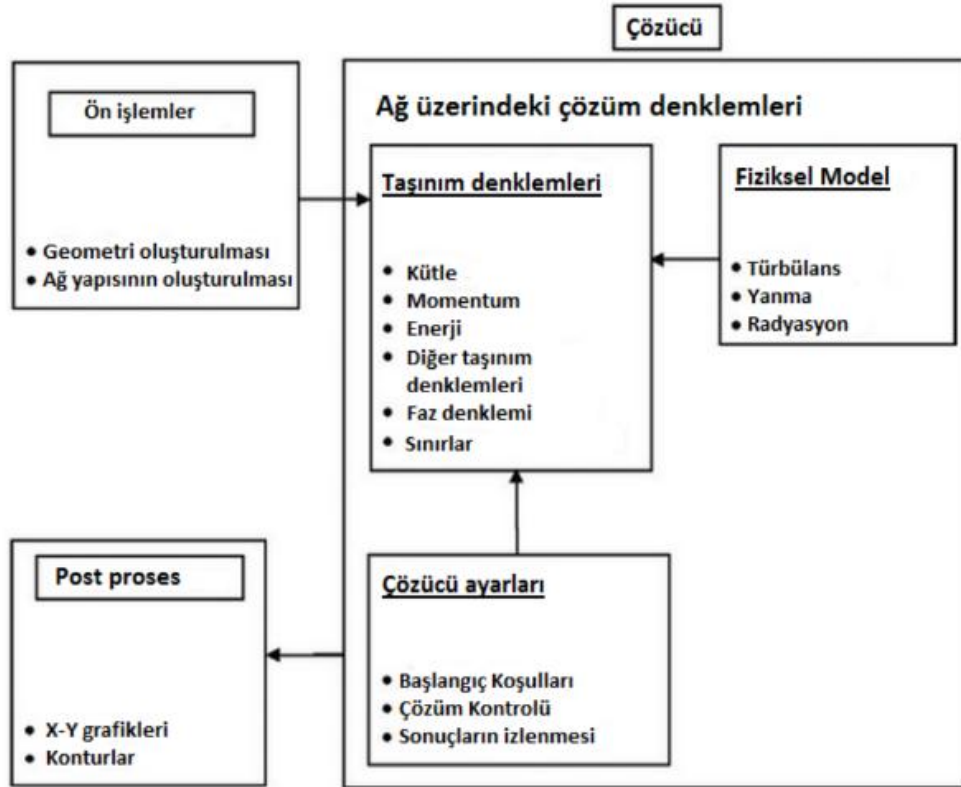
Şekil 3.21. HAD disiplini [5]

HAD (CFD- Computational Fluid Dynamics) süreklilik, momentum ve enerji denklemleri ve probleme bağlı olarak türbülans denklemlerinin sonlu elemanlar yöntemiyle çözümünü kapsamaktadır.

CFD için çözüm aşamaları şöyle sıralanabilir:

- 1- Akış hacminin çok küçük hücrelere ayrılarak çözüm ağının oluşturulması
- 2- Korunum denklemlerinin çözülmesi
- 3- Kısmi diferansiyel denklemlerin matematiksel bağlantılara dönüştürülmesi
- 4-Çözülen matematiksel denklemlerin akış alanına aktarılması

Şekil 3.22.'de HAD için akış şeması verilmiştir.



Şekil 3.22. HAD akış şeması [5]

3.4.2. HAD çözüm yöntemleri

3.4.2.1. Kayan ağlar yöntemi (SMM- Sliding Mesh Method)

Bu yöntemde birbirinden ayrı hareket eden iki farklı akış hacmi kullanılır. Hücreler öteleme veya dönme şeklinde hareket edebilirler. Bu yöntem sadece zaman adımlı çözümlerde kullanılabilir, çünkü hücrelerin hareketi zamana bağlı tanımlanmaktadır. Genellikle karıştırıcı veya mikser gibi mühendislik uygulamalarının modellenmesinde kullanılan bu yöntemde dönen kanatların taradığı alan dönen alan olarak tanımlanır. Bu yöntemde çok fazla veri depolama alanı ve uzun hesaplama sürelerine ihtiyaç duyulduğu için turbo makineler ve optimizasyon için çok pratik bir yöntem değildir.

3.4.2.2. Dinamik ağ yöntemi (Dynamic Mesh)

Motor pistonu, vana gibi rijit olarak dönme ve ötelenme hareketi yapan ve sınırların değiştiği problemlerde kullanılan bu modelde sınırlar her zaman adımı için yeniden hesaplanmakta ve çözüm ağı yeniden düzenlenmektedir. Bu sebeple çok yüksek veri üretimi gerçekleştirmekte ve zaman adımına bağlı olarak çok uzun çözüm süreleri gerektirmektedir.

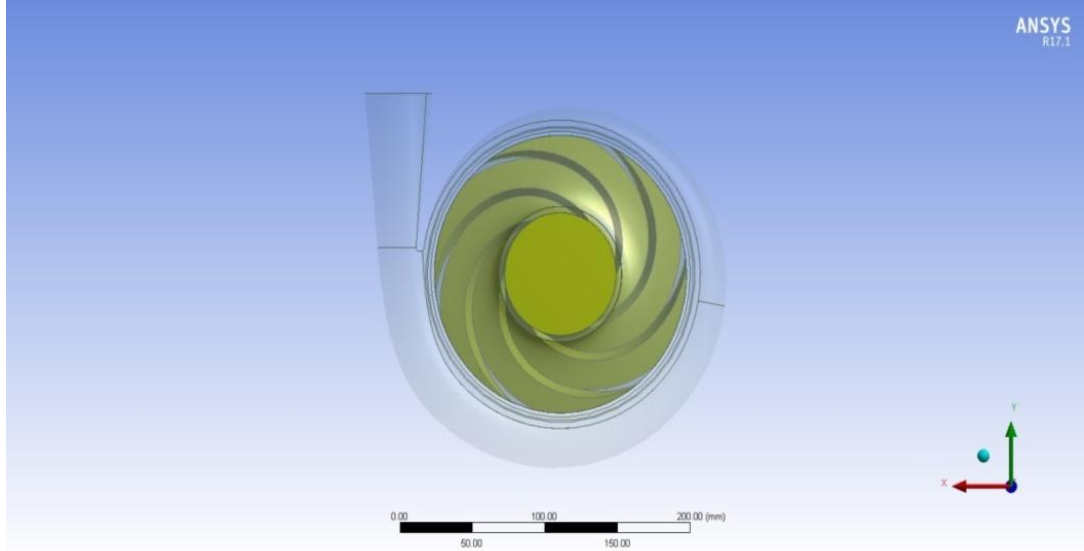
3.4.2.3. Karışan düzlemler yöntemi (MPM- Mixing Plane)

Bu yöntemde iki farklı akış alanı tanımlanarak birinci akış alanına ait verilerin çıktısı ikinci akış alanına veri girdisi olarak tanımlanmaktadır. Genellikle çok kademeli pompaların modellenmesinde kullanılan bu yöntemde sürekli rejim çözümlenmesi yapıldığı için zamana bağlı çözümlere göre daha kısa sürede sonuç elde edilmektedir.

3.4.2.4. Çoklu referans alanları (MRF- Multiple Reference Frame)

MRF yöntemi akış alanlarının hareketli olup, sınırların sabit kaldığı uygulamalarda kullanılan bir sürekli rejim çözümdür. Farklı akış alanları farklı dönme ve ötelenme

hızlarında modellenip çözüm üretilmektedir. Diğer metotlara göre çözüm süresi oldukça kısadır. Bu sebeple optimizasyon için uygun bir modeldir ancak sürekli rejim çözümünde olduğu için anlık dalgalanmalar ve türbülanslar gibi zamana bağlı değişkenleri ihmal etmektedir.



Şekil 3.23. Çoklu referans alanları çözüm yöntemi

3.4.3. HAD Çözüm Modelleri

3.4.3.1. Süreklilik ve Navier-Stokes denklemi

ANSYS Fluent programı Süreklilik ve Navier-Stokes denklemlerini esas denklemler kabul etmektedir. Süreklilik denkleminde esas kütle korunumu ilkesi, Navier-Stokes denkleminde ise esas momentumun korunumu ilkesidir. Süreklilik denklemi Denklem 3.25. ile verilmiştir.

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = S_m \quad (3.25)$$

Bu denklemde S_m farklı fazlardan çalışılan faza doğru olan kütle geçiştir (buharın yoğunlaşarak su olması gibi). Navier-Stokes denklemi Denklem 3.26.'da verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho \vec{V}) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \cdot \vec{V}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.26)$$

Bu denklemde P statik basınç, $(\bar{\tau})$ gerilme tensörüdür. $\rho \vec{g}$ ve \vec{F} yerçekimini ve dış kuvvetleri temsil etmektedir. Gerilme tensörünün açılımı Denklem 3.27 ile yapılabilir.

$$\bar{\tau} = \mu \left[\left(\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T \right) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \mathbf{I} \right] \quad (3.27)$$

Bu denklemde μ dinamik viskozite I ise birim tensörüdür.

3.4.3.2. Türbülans modeli

Türbülans modelleri arasında yaygın olarak kullanılan k- ϵ türbülans modeline göre türbülans uzunluğu ve zaman boyutu olmak üzere iki türbülans modeli kullanılır. Yarı ampirik olarak oluşturulmuş bir modeldir. Akış ve ısı problemlerinde, HAD programlarında çözüm için sıklıkla kullanılmaktadır.

k- ϵ modelinde akış tamamen türbülanslı kabul edilmekte ve moleküler viskozite ihmal edilmektedir. Bu kabuller ışığında k- ϵ tam türbülanslı akış çözümleri için kullanılmaktadır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (3.29)$$

Yukarıdaki denklemlerden türbülans kinetik enerjisi k ve dağılım oranı ϵ elde edilebilir. G_k , ortalama basınç gradyanı kaynaklı oluşan türbülans kinetik enerjisi üretimini verir. G_b ise kaldırma kuvvetleri kaynaklı oluşan türbülans kinetik enerjisini vermektedir. Y_M sıkıştırılabilir akışlarda genişleme dalgaları kaynaklı etkileri formüle dahil etmektedir. $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, $C_{3\epsilon}$ sabitlerdir. σ_ϵ ve σ_k , ϵ ve k için Prandtl

sayılarını vermektedir. Türbülans viskozitesi Denklem 3.30. ile ifade edilmektedir ve C_μ sabittir. Diğer model sabitleri aşağıda verilmiştir.

$$\mu = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.30)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

3.4.4. HAD başlangıç koşulları

ANSYS Fluent programının Setup modülünde başlangıç şartlarını oluşturan farklı algoritmalar mevcuttur. Hybrid Initialization bunlardan biridir ve farklı yöntem ve enterpolasyon metotlarının birleşiminden oluşmaktadır. Laplace eşitliği ile hız ve basınç alanlarını hesaplamakta, türbülans, sıcaklık, kuruluk derecesi gibi değişkenler ortalama değerlere göre belirlenmektedir. Enerji değişimi olmayan çözümlerde yeterli kabul edilmektedir.

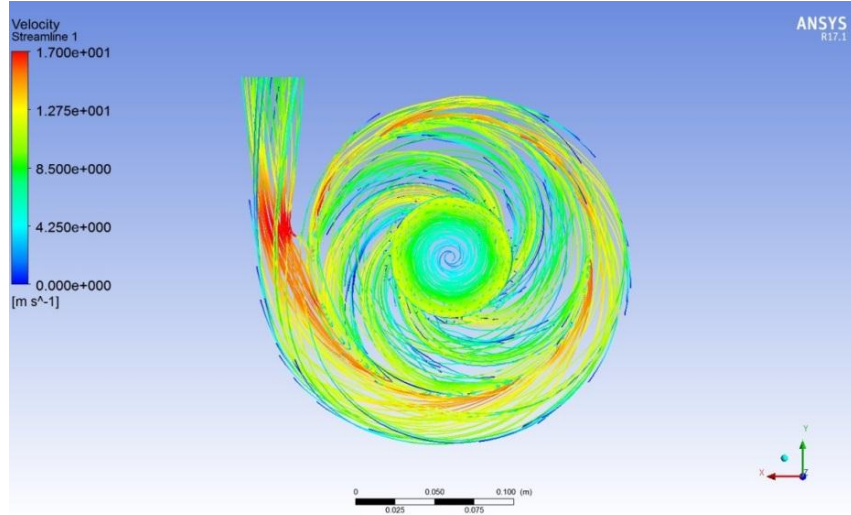
3.4.5. HAD çözüm sonrası inceleme

Analizde çözümlenen problemin sayısal sonuçlarının incelenip yorumlanabilmesi için CFD-Post aracından yararlanılabilmektedir. Bu araç sayısal olan sonuçların görselleştirilmesini sağlayarak çözümün incelenmesini ve sağlıklı yorumlanmasını çok daha kolay hale getirmektedir.

CFD-Post programında yorumlamaya kolaylık getiren birçok seçenek vardır. Bunlardan bazıları aşağıda kısaca açıklanacak ve görsellerden örnekler verilecektir.

3.4.5.1. Akım çizgileri

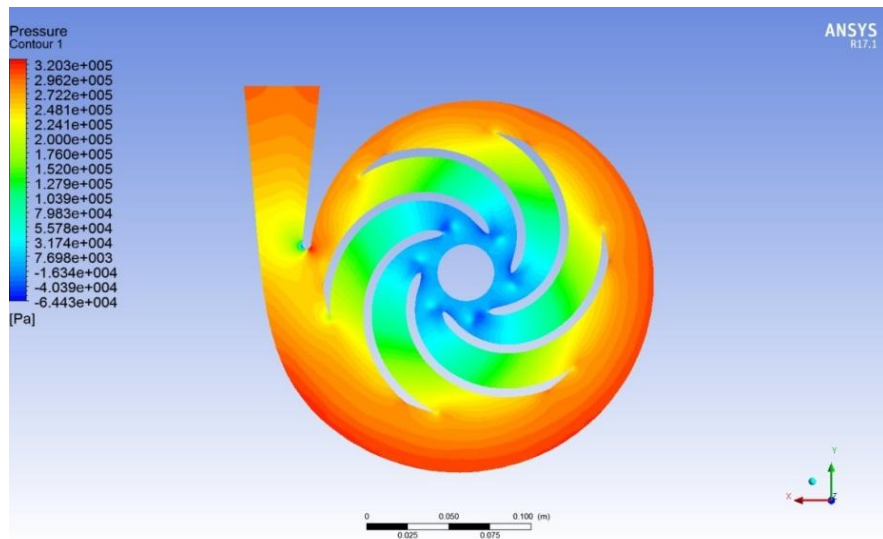
Akış hacminde akışkanın nasıl bir yol izlediğini akışın nerelerde daha fazla veya nerelerde daha yavaş gerçekleştiğini yorumlamalarda yardımcı olabilmektedir. Ayrıca zamana bağlı olarak incelenerek, çalkantılar veya zamana bağlı düzensizlikler gözlemlenebilmektedir. Şekil 3.24.'te bir santrifüj pompa analizinin sonuçlarına ait akım çizgileri görülmektedir.



Şekil 3.24. Akım çizgileri

3.4.5.2. Basınç konturları

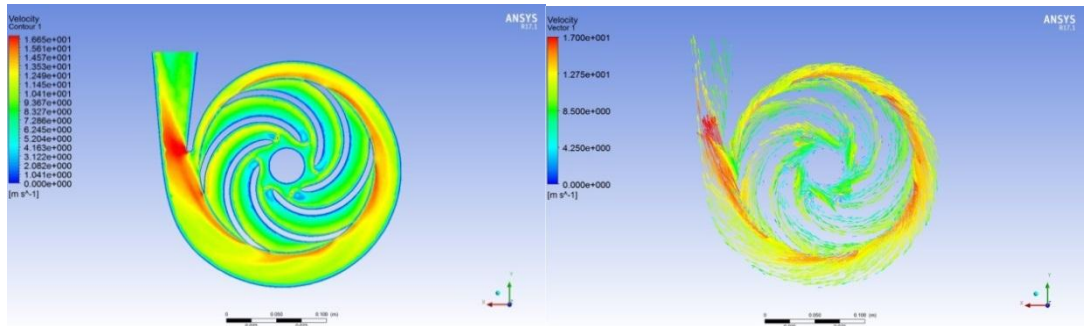
Basınç konturlarında eşbasınçtaki noktalar aynı renkte gösterilir. Bu özellik sayesinde akış geometrisi içindeki yüksek ve düşük basınç noktaları gözlemlenerek geometrinin basınç üzerindeki etkileri yorumlanır. Renk dağılımı istenilen hassasiyette ve çeşitlilikte ayarlanarak belirli bir aralıktaki değerler daha detaylı incelenebilir. Şekil 3.25.'te bir santrifüj pompa analizi sonuçlarına ait basınç konturu görülmektedir.



Şekil 3.25. Basınç konturu

3.4.5.3. Hız vektör ve konturları

Akış problemleri için incelenmesi gereken önemli parametrelerden olan hız vektörleri ve konturları farklı renklendirme ve boyutlandırmalarla incelenebilmektedir. Bu sayede ters akışlar, akış ayrılmaları, dönümlülükler gibi durumlar hassas bir şekilde görülmekte ve anlaşılmaktadır. Şekil 3.26. ile bir analiz sonuçlarına ait hız kontur ve vektörleri görülmektedir.



Şekil 3.26. Soldan sağa (a) hız konturu, (b) hız vektörleri

3.4.5.4. Faz konturları

HAD analizlerinde tek fazlı problemler çözümlendiği gibi çok fazlı problemler de çözümlenmektedir. Sıcaklık ve basınca bağlı faz geçişlerinin kolayca takip edilebilmesi ve hangi bölgelerde hangi fazın yoğunlaştığının anlaşılabilmesi için faz konturlarından yararlanılmaktadır. Veya pompa analizlerinde basma ve emme yüksekliklerinin görülmesi için hava ve su ara yüzü yüksekliği ölçülmektedir.

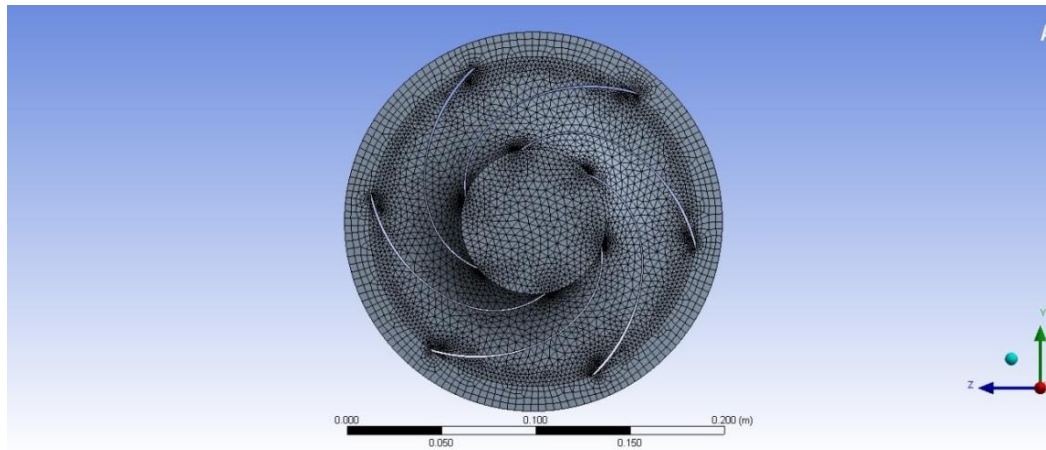
3.4.6. Geometrik modellemeler çözümlene ve optimizasyonlar

3.4.6.1. Çözüm yöntemi belirlenmesi

Bölüm 3.2.'de Excel programı üzerinden hesaplaması yapılan santrifüj pompanın çizimi Solid Works programında yapılıp, ANSYS Fluent programında öncül analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan öncül analizlerde MRF yöntemi ile yalnızca çarkın iç hacminin dikkate alındığı, salyangoz hacminin iptal edildiği analizler

kıyaslanmıştır. Yalnızca çark iç hacminin kullanıldığı analizlerde akışkanın çarka girdiği kısma giriş değerleri, akışkanın çarktan salyangoza geçtiği kısma çıkış değerleri tanımlanmıştır. Salyangozun verimi %90-95 civarlarında olduğu göz önüne alındığında, salyangoz hacminin hesaba katıldığı analizler ile yalnızca çark hacminin kullanıldığı analizlerin sonuçları arasında uyum olduğu gözlemlenmiştir.

Elde edilen sonuçların hesaplamaya başlarken belirlenen, gerekli debi ve basma yüksekliği değerleriyle örtüşmesi sonucunda, oluşturulan modellerin güvenilirliği onaylanmıştır. Daha sonraki çalışmalar ve optimizasyonlar için hesaplama süreleri ve maliyetleri göz önünde bulundurularak sadece çarkın akış hacmi üzerinden hesaplamalara devam edilmiştir. Yöntem kıyaslamasına ait görseller ve sayısal tablolar Şekil 3.27. ve Şekil 3.28. ile Tablo 3.2., Tablo 3.3., Tablo 3.4. ve Tablo 3.5.'te verilmiştir.



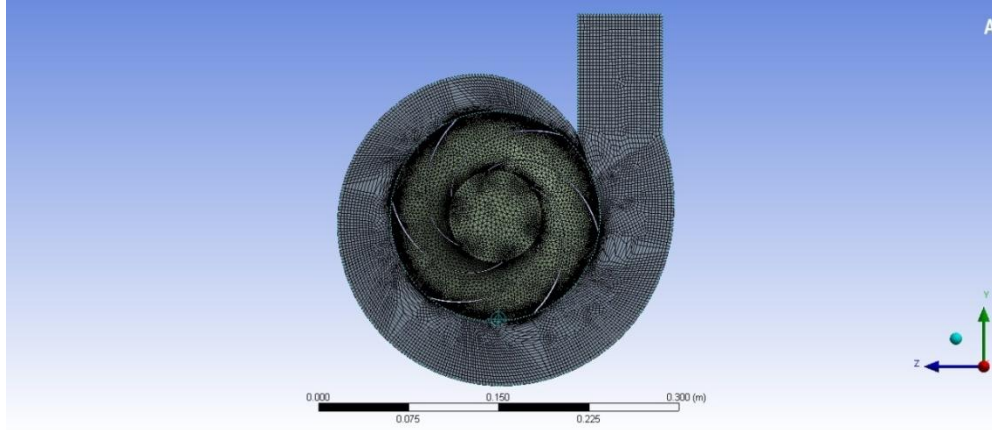
Şekil 3.27. Sadece çark için çözüm ağı

Tablo 3.2. Sadece çarktan oluşan yöntem, analiz şartları

Analiz Şartı	Değer
Akışkan / Akış Modeli	Su / k- ϵ türbülans modeli
Çözüm Elemanı Sayısı	571730
Çarpık Eleman yüzdesi	0,9
Devir Sayısı	2900 d/d
Giriş Basıncı (PressureInlet)	0 Pa
Çıkış Debisi (MassflowOutlet)	9,7 kg/s

Tablo 3.3. Sadece çarktan oluşan yöntem, analiz sonuçları

Analiz Sonucu	Değer
Basınç	321189 Pa
Basma Yüksekliği	32,8 m



Şekil 3.28. Çark ve salyangoz için çözüm ağı

Tablo 3.4. Çark ve salyangozdan oluşan MRF yöntem, analiz şartları

Analiz Şartı	Değer
Akışkan / Akış Modeli	Su / k- ϵ türbülans modeli
Mesh Sayısı	1904996
Çarpık Eleman Yüzdesi	0,96
Devir Sayısı	2900 d/d
Giriş Basıncı (PressureInlet)	0 Pa
Çıkış Debisi (MassflowOutlet)	9,7 kg/s

Tablo 3.5. Çark ve salyangozdan oluşan MRF yöntem, analiz sonuçları

Analiz Sonucu	Değer
Basınç	296591 Pa
Basma Yüksekliği	30,28 m

3.4.6.2. Parametre analizleri ve optimizasyonu

Çark karakteristiğinde etkili olabilecek parametrelerin tam olarak anlaşılabilmesi için, bu parametrelerin değişen değerleri için analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerde kanat sayısı, giriş çapı, giriş genişliği, çıkış çapı, çıkış genişliği, kanat

başlangıç noktalarının merkeze olan uzaklıkları parametreler olarak belirlenmiş, bunlara ek olarak meridyonel form ve kanat formunun performans etkileri de incelenmiştir. Parametre analizlerinde referans çark oluşturulmuş herhangi bir parametrenin değişimi incelenirken diğer parametreler sabit tutulmuştur. Parametre analizleri sonucunda çıkarılan yorumlar Tablo 3.6.'da verilmiştir.

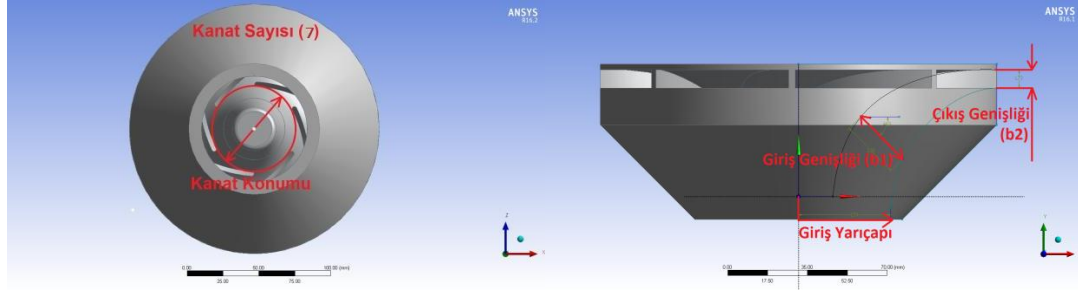
Tablo 3.6. Parametre analizleri yorumları

Parametre	Sonuç
Kanat Sayısı	Belirli bir sayıya kadar debi ile doğru orantılı
Giriş Yarıçapı	Geometri müsaade ettiği sürece debi ile doğru orantılı
Giriş Genişliği (b_1)	Belirli bir değere kadar debi ile doğru orantılı
Çıkış Genişliği (b_2)	Geometri müsaade ettiği sürece debi ile doğru orantılı
Kanat Konumu	Merkeze yakınlığı debi ile doğru orantılı
Kanat Formu	Hesaba dayalı olunca debi maksimumu veriyor
Meridyonel Form	Hesaba dayalı olunca debi maksimumu veriyor

Parametre analizleri yapıp yorumlandıktan ve parametrelerin pompa performansına olan etkileri anlaşıldıktan sonra, daha etkili bir optimizasyon için ANSYS programı Response Surface Optimization yöntemi kullanılarak, Central Composite Design çözüm tipiyle çözümlenmeler yapılmıştır. Bu çözümlenmelerde optimizasyona dahil edilen her bir parametre için diğer parametreleri etkileyip geometriyi bozmayacak en büyük ve en küçük değer aralıkları belirlenmiştir. Optimizasyonda istenilen basıncı sağlayan, aynı zamanda debiyi maksimum yapacak geometri değerleri tespit edilmiştir. Optimizasyona giren parametreler ve değer aralıkları, optimizasyon şartları ve hedefi, parametrelerin başlangıç değerleri ve optimizasyon sonucunda elde edilen debi-parametre ilişkileri aşağıdaki Tablo 3.7. ve Şekil 3.29.'da verilmiştir.

Tablo 3.7. Response Surface Optimization Parametre ve aralıkları

Parametre	Değer Aralığı
Kanat Sayısı	3 – 9 adet
Giriş Yarıçapı	36 – 45 mm
Giriş Genişliği (b_1)	20 – 35 mm
Çıkış Genişliği (b_2)	4 – 16 mm
Kanat Konumu	30 – 100 mm



Şekil 3.29. Çark parametreleri

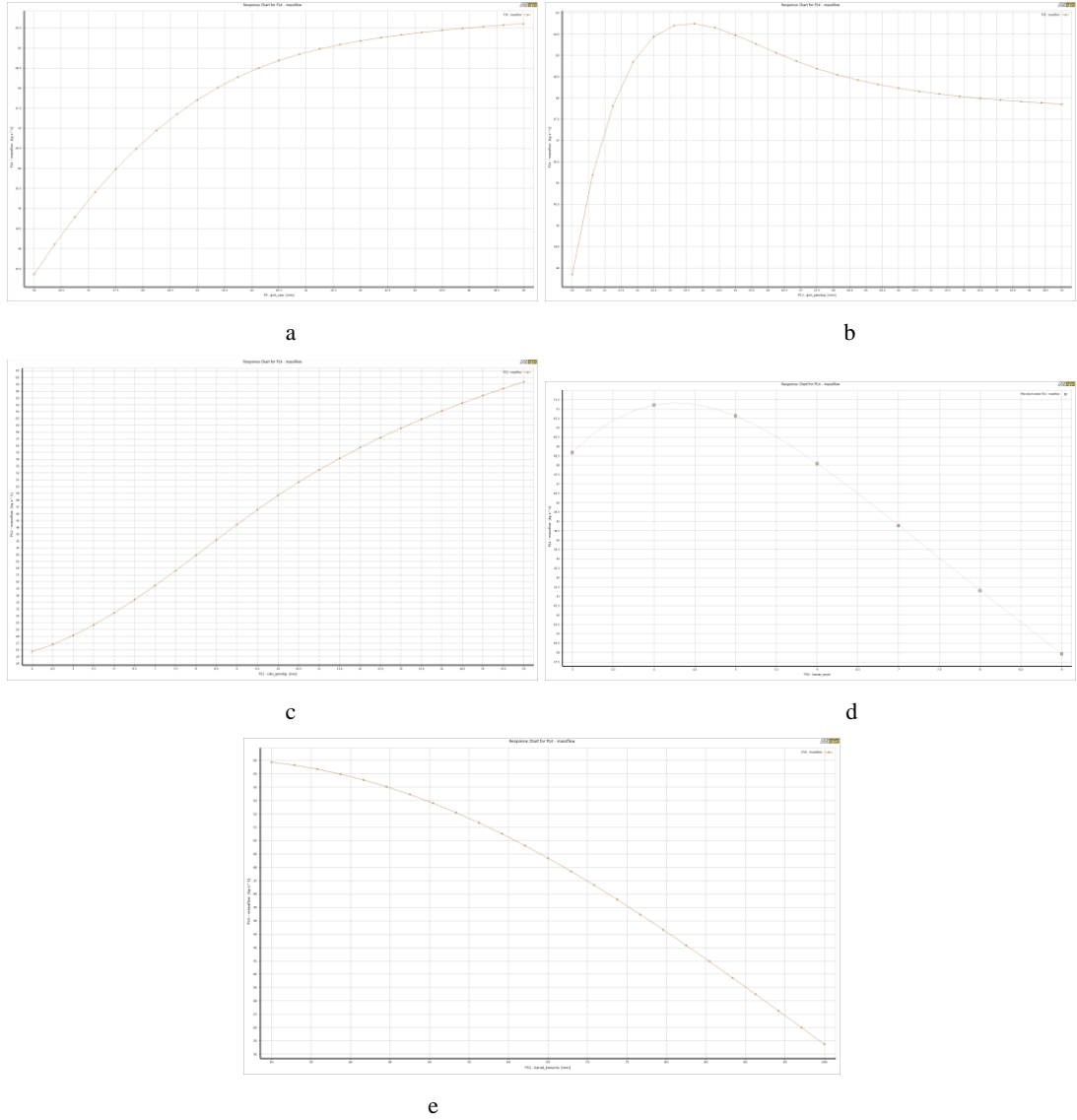
Tablo 3.8. Response Surface Optimization şartları

Optimizasyon Şartı	Değer
Akışkan / Akış Modeli	Su / k-ε türbülans modeli
Mesh Sayısı	Değişken
Devir Sayısı	2900 d/d
Giriş Basıncı (PressureInlet)	0 Pa
Çıkış Basıncı (PressureOutlet)	300000 Pa (30,64 m basma yüksekliği)

Tablo 3.9. Response Surface Optimization hedefleri

Optimizasyon Hedefi	Değer
Debi	Maksimum

Yapılan optimizasyonlara ait sonuçlar incelendiğinde, giriş yarıçapının artmasının debiyi artırdığı, giriş genişliği değerinin 20 mm'den 22 mm'ye kadar debinin arttığı, daha büyük değerlerde debinin düşmeye başladığı anlaşılmıştır. Kanat sayısı 7 olduğu durumda debi maksimum olmuş, kanat başlangıç noktaları çark merkezinden uzaklaştıkça debi değerleri düşmüştür. Çark çıkış genişliğinin artması da debiyi artırmıştır. Parametrelerin etkileri Şekil 3.30.'da grafik halinde verilmiştir. Tablo 3.10. elde edilen sonuçlar ile optimum geometrik büyüklükleri vermektedir.



Şekil 3.30. Optimizasyon sonuç grafikleri (a) giriş yarıçapı-debi ilişkisi, (b) giriş genişliği-debi ilişkisi, (c) çıkış genişliği-debi ilişkisi, (d) kanat sayısı-debi ilişkisi, (e) kanat konumu-debi ilişkisi

Tablo 3.10. Optimum parametre büyüklükleri

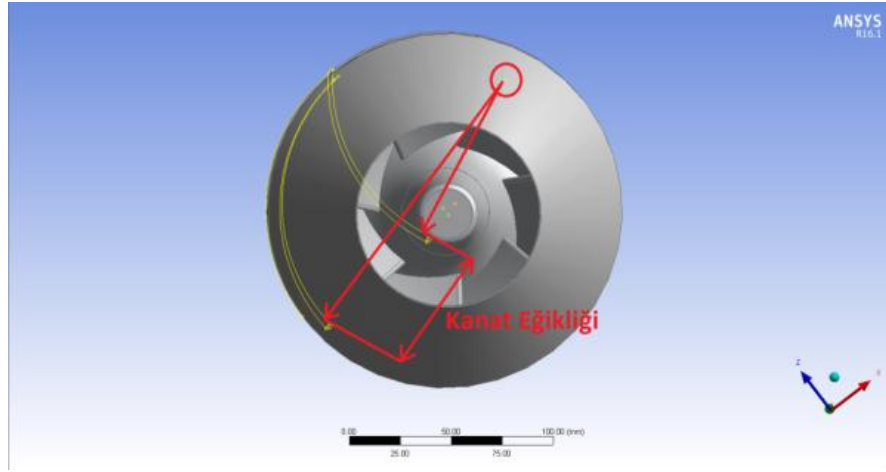
Parametre	Değer
Kanat Sayısı	7 adet
Giriş Yarıçapı	41 mm
Giriş Genişliği (b_1)	21,83 mm
Çıkış Genişliği (b_2)	16 mm
Kanat Konumu	30 mm

Kanat formu ve meridyonel formun optimizasyonda parametrik hale getirilememesinden kaynaklı sorunlar bu parametreleri optimizasyon dışında tutmaya

sebepe olmuştur. Ancak gerçekleştirilen optimizasyondan elde edilen geometri üzerinde, kanat eğikliği parametrik hale getirilerek, maksimum debiyi veren kanat eğikliği optimizasyonu yapılmıştır. Yapılan optimizasyonda tek parametre olarak kanat eğikliği değerlendirilmiştir. Tablo 3.11. ile parametre aralığı ve Şekil 3.31. ile parametrik hale getirilmiş geometri görseli verilmiştir.

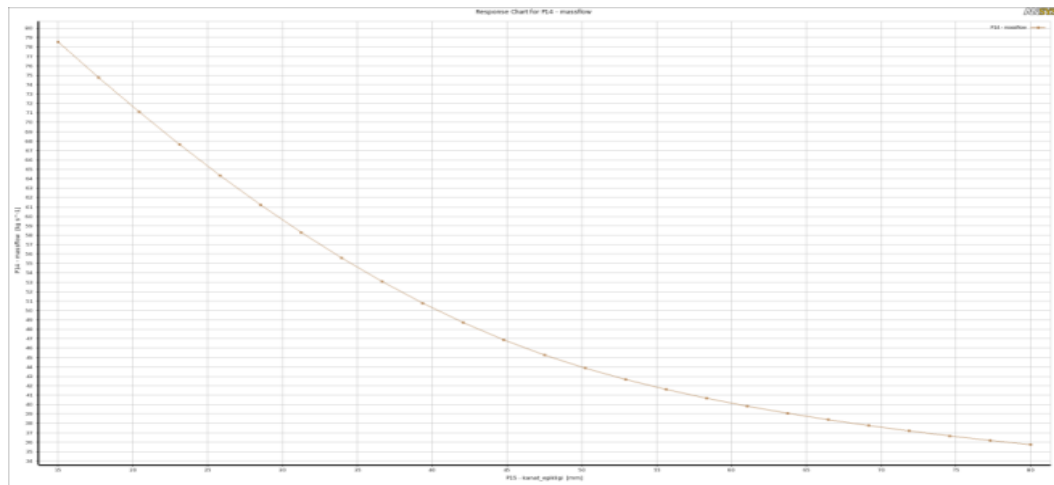
Tablo 3.11. Kanat eğikliği optimizasyonu parametre aralığı

Parametre	Değer Aralığı
Kanat Eğikliği	15 – 80 mm



Şekil 3.31. Kanat eğikliği

Optimizasyon sonucu ortaya çıkan debi-eğiklik grafiği Şekil 3.32. ile verilmiştir.



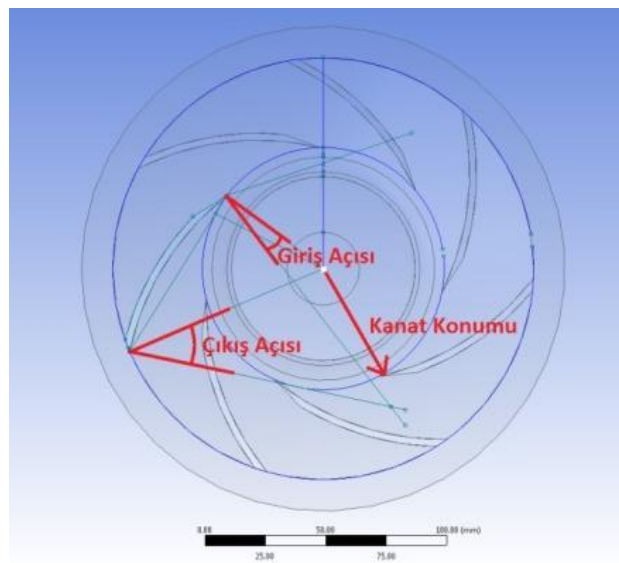
Şekil 3.32. Kanat eğikliği optimizasyon sonucu

Kanat eğikliği, giriş yarıçapı, giriş genişliği, çıkış genişliği, kanat konumu ve kanat eğikliği optimizasyonlarının yapıldığı, Response Surface Optimization sonucu belirlenen optimum çark geometrisi sonuçları, Tablo 3.10.'da verilen değerlere ek olarak kanat eğikliğinin optimum değeri ile birlikte Tablo 3.12.'de verilmiştir.

Tablo 3.12. Genel optimizasyon sonuçları

Parametre	Değer
Kanat Sayısı	7 adet
Giriş Yarıçapı	41 mm
Giriş Genişliği (b_1)	21,83 mm
Çıkış Genişliği (b_2)	16 mm
Kanat Konumu	30 mm
Kanat Eğikliği	15 mm

Response Surface Optimization ile optimize edilemeyen kanat formunun optimize edilmesi için Taguchi deneysel tasarım metodu kullanılmıştır. Tek daire metoduyla kanat çizimi yapılan kanatlarda 3 farklı parametre belirlenmiş bu 3 parametrenin her biri için 4 farklı değer öngörülmüştür. Kanat formu parametrelerinin akış hacmi üzerinde Şekil 3.33. ile gösterilmiş, kanat formu parametreleri Tablo 3.13.'te verilmiştir.



Şekil 3.33. Taguchi optimizasyon parametreleri

Tablo 3.13. Taguchi metodu kanat formu parametreleri ve değerleri

Parametre	Değer 1	Değer 2	Değer 3	Değer 4
Giriş Açıısı	5°	15°	25°	40°
Çıkış Açıısı	10°	25°	35°	50°
Kanat Konumu	30 mm	60 mm	80 mm	100 mm

Oluşturulan Taguchi deneysel tasarımına göre ortogonal dizi M16 olarak tespit edilmiştir. M16 dizisine göre tam faktöriyel bir tasarımda $4^3=64$ analiz yerine 16 analiz yapmak yeterlidir ve bu M16 dizisine göre HAD analizlerinden elde edilmiş sonuçlar Tablo 3.14.'te verilmiştir.

Tablo 3.14. Taguchi dizisi ve analiz sonuçları

Pompa No	Giriş Açıısı	Çıkış Açıısı	Kanat Konumu	Basma (m)	Hidrolik Güç (kW)	Mil Gücü (kW)	Verim (%)
P1	5°	10°	30 mm	32,3	2,63	4,43	59,4
P2	5°	25°	60 mm	35,1	2,86	4,68	61,1
P3	5°	35°	80 mm	34,8	2,83	4,84	58,6
P4	5°	50°	100 mm	31,3	2,55	5,07	50,2
P5	15°	10°	60 mm	31,8	2,59	4,24	61,2
P6	15°	25°	30 mm	34,6	2,82	4,96	56,9
P7	15°	35°	100 mm	29,5	2,4	4,85	49,6
P8	15°	50°	80 mm	34	2,77	5,16	53,8
P9	25°	10°	80 mm	28,2	2,3	4,11	55,9
P10	25°	25°	100 mm	28	2,28	4,74	48,1
P11	25°	35°	30 mm	35,6	2,9	5,21	55,7
P12	25°	50°	60 mm	35,7	2,91	5,26	55,3
P13	40°	10°	100 mm	25,9	2,11	4,45	47,3
P14	40°	25°	80 mm	31,8	2,59	4,92	52,7
P15	40°	35°	60 mm	34,7	2,83	5,1	55,5
P16	40°	50°	30 mm	36,3	2,95	5,37	55

Taguchi deneysel tasarım metoduyla maksimum debi için yapılan analizlerin, ANOVA hesaplamaları sonucunda parametrelerin debi üzerindeki etkileri incelenmiş ve debi üzerinde en etkili parametrenin %60 ile kanat başlangıç konumu olduğu

anlaşılmıştır. Şekil 3.34.'te maksimum debi için parametrelerin önem dereceleri görülmektedir.

Col # / Factor	DOF (f)	Sum of Sqrs. (S)	Variance (V)	F - Ratio (F)	Pure Sum (S')	Percent P(%)
1 Giriş açısı	3	465931609.687	155310536.562	6.562	394934871.5	2.704
2 Çıkış açısı	3	147306539.687	715768846.562	72.5	5076309801.5	34.757
3 Kanat başlangıç c	3	849810131.687	949936710.562	124.65	8778813393.5	60.108
Other/Error	6	141993476.374	23665579.395			2.431
Total:	15					100.00%

Şekil 3.34. Taguchi analizi sonucu parametrelerin önem dereceleri

ANOVA hesaplamaları ile parametrelerin birbirleriyle etkileşimi incelendiğinde giriş açısı ve kanat başlangıç konumu arasındaki etkileşimin diğer etkileşimlerden fazla olduğu anlaşılmış ve etkileşimler Şekil 3.35'te verilmiştir.

Number of interactions between two factors calculated = 3

#	Interacting Factor Pairs (Order based on SI)	Columns	SI(%)	Col	Opt.
1	Giriş açısı x Kanat başlangıç c	1 x 3	26.93	2	[4,1]
2	Çıkış açısı x Kanat başlangıç c	2 x 3	4.45	1	[4,1]
3	Giriş açısı x Çıkış açısı	1 x 2	.22	3	[4,4]

Explanation of Columns of Table

Columns - Represent the column locations to which the interacting factors are assigned.

SI - Interaction severity index (100% for 90 degrees angle between the lines, 0% for parallel lines).

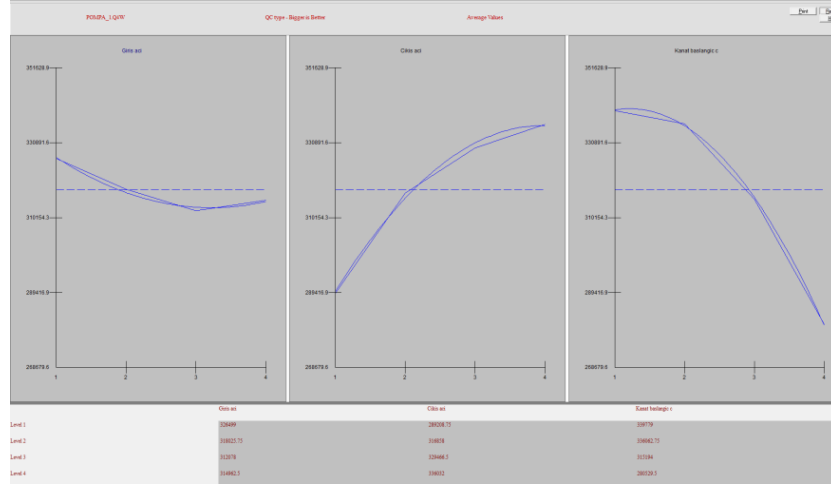
Col - Shows column that should be reserved if this interaction effect were to be studied (2-L factors only).

Opt - Indicates factor levels desirable for the optimum condition (based strictly on the first 2 levels).
If an interaction is included in the study and found significant (in ANOVA), the indicated levels must replace the factor levels identified for the optimum condition.

Şekil 3.35. Taguchi analizi parametrelerin birbiriyle etkileşimleri

Maksimum basma yüksekliğini veren çark için yapılan Taguchi analizleri incelendiğinde, basınç üzerindeki en etkili parametrenin, debi üzerinde de en etkili olan kanat başlangıç konumu olduğu görülmüştür. Giriş açısı, çıkış açısı, kanat

başlangıç konumlarının basınçla etkileşimleri Şekil 3.36. ve Şekil 3.37. ile verilmiştir.

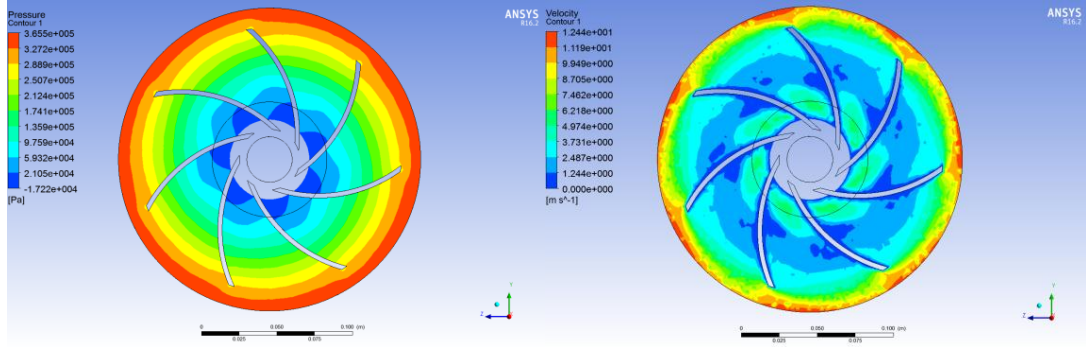


Şekil 3.36. Taguchi analizi parametrelerinin basınçla olan ilişkileri (giriş açısı, çıkış açısı, kanat konumu)

Column # / Factor	Level Description	Level	Contribution
1 Giriş açısı	5	1	8607.687
2 Çıkış açısı	50	4	18140.687
3 Kanat başlangıç c	30	1	21887.687
Total Contribution From All Factors.....			48636.061
Current Grand Average Of Performance...			317891.3
Expected Result At Optimum Condition...			366527.373

Şekil 3.37. Taguchi analizi maksimum basma yüksekliğini veren çark

Şekil 3.37.'de basınca göre optimum sonucu veren çarkın M16 dizisi içinde olmayan bir çark olduğu ve yaklaşık 366 kPa basınç değeri vereceği öngörülmüştür. Maksimum basıncı veren çark analizi yapıldığında, ANOVA hesaplamasında tahmin edilen 366 kPa değerine çok yakın bir basınç değeri elde edilmiştir. Maksimum basınç için optimum çark analizinin basınç ve hız dağılımı konturları Şekil 3.38. ile verilmiştir.



Şekil 3.38. Taguchi analizi basınç için optimum çark konturları, soldan sağa (a) basınç konturu, (b) hız konturu.

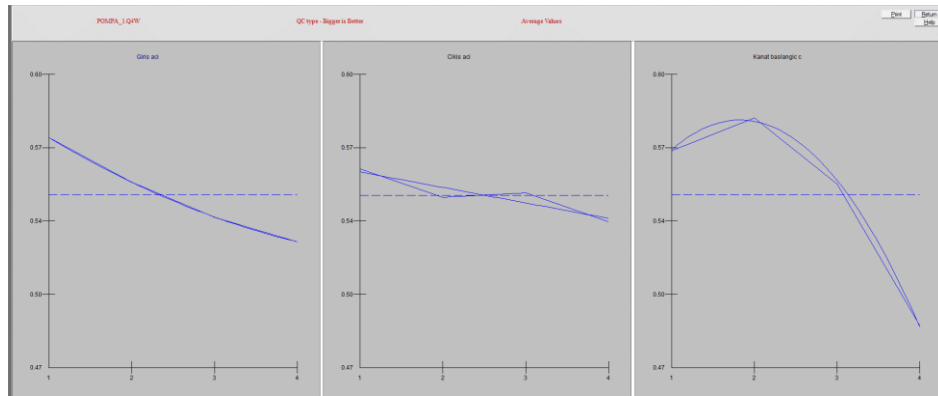
Maksimum verim elde etmek için yapılan ANOVA hesaplamalarında da, debi ve basma yüksekliği üzerinde olduğu gibi en etkili parametrenin kanat başlangıç konumu olduğu anlaşılmıştır. Parametrelerin birbiriyle etkileşimleri incelendiğinde ise giriş ve çıkış açıları arasındaki etkileşimin diğer parametreler arası etkileşimlerden daha fazla olduğu anlaşılmıştır. Maksimum verim için yapılan ANOVA hesaplamalarına ait sonuçların ekran görüntüleri Şekil 3.39., Şekil 3.40., Şekil 3.41., Şekil 3.42. ile verilmiştir.

Col# / Factor	DOF (f)	Sum of Sqrs. (S)	Variance (V)	F - Ratio (F)	Pure Sum (S')	Percent P (%)
1 Giriş açısı	3	.004	.001	11.561	.004	16.367
2 Çıkış açısı	3	.001	0	2.591	0	2.466
3 Kanat başlangıç c	3	.02	.006	48.375	.02	73.417
Other/Error	6	0	0			7.75
Total:	15	.027				100.00%

Şekil 3.39. Taguchi analizi parametrelerin önem dereceleri

#	Interacting Factor Pairs (Order based on SI)	Columns	SI(%)	Col	Opt.
1	Giris aci x Cikis aci	1 x 2	21.53	3	[2,1]
2	Giris aci x Kanat baslangic c	1 x 3	9.26	2	[2,2]
3	Cikis aci x Kanat baslangic c	2 x 3	8.5	1	[1,2]

Şekil 3.40. Taguchi analizi parametrelerin birbiriyle etkileşimleri

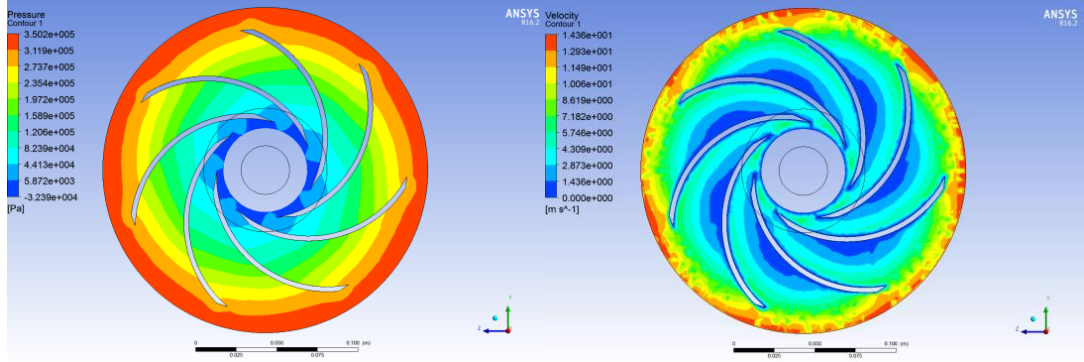


Şekil 3.41. Taguchi analizi parametrelerin verimle olan ilişkileri soldan sağa (a)giriş açısı,(b) çıkış açısı, (c)kanat konumu

Column # / Factor	Level Description	Level	Contribution
1 Giris aci	5	1	.025
2 Cikis aci	10	1	.011
3 Kanat baslangic c	60	2	.034
Total Contribution From All Factors.....			.07
Current Grand Average Of Performance...			.547
Expected Result At Optimum Condition...			.617

Şekil 3.42. Taguchi analizi maksimum verimi veren çark

ANOVA hesaplaması ile belirlenen, maksimum verimi sağlayan optimum çarkın basınç ve hız konturları Şekil 3.43.'tedir.



Şekil 3.43. Taguchi analizi verim için optimum çark konturları, soldan sağa (a) basınç konturu, (b) hız konturu

Taguchi deneysel tasarım metoduyla yapılan çalışmalar ve ANOVA hesaplamaları zamandan büyük tasarruf sağlamış, sonuçların incelenmesinde ve yorumlanmasında büyük kolaylıklar getirmiştir. Hesaplamalar sonucunda öngörülen değerler ile yapılan analizlerin sonuçları kıyaslandığında aralarında uyum olduğu görülmüştür.

BÖLÜM 4. POMPANIN ANSYS ARAÇLARI YARDIMIYLA TASARIMI ve SAYISAL HESAPLAMASI

Günümüzde teknolojinin ilerlemesiyle turbomakine tasarımı ve analizlerinin yapılması da kolaylaşmıştır. Önceleri pompaların imalat resimleri, kâğıt üzerinde denklemlerin hesaplanmasıyla elde edilen değerler ışığında elle çizilirdi. Ancak belirlenen pompalar çizimlerinde oluşabilecek veya imalatta yapılabilecek hatalar, yüzey kalitesinin verimi etkilemesi gibi sebeplerle istenen değerleri tam olarak karşılamayabiliyordu. Bu sebeple belirli kabuller çerçevesinde, hesaplandan daha büyük imal edilen pompalar, deney düzeneklerinde denenerek istenilen debi ve basma yüksekliklerini verene kadar çapları tornalanıyordu. Bu durum, hem hesap ve çizim aşamasında, hem imalat ve test aşamasında, zaman ve maliyet açısından büyük yükler getirmekteydi.

Zaman içerisinde bilgisayarların yaygınlaşmasıyla hesaplamalar ve çizim kolaylaşmıştır. Analiz programlarında çözümlenen problemler çoğunlukla tek prototip üretilip denenerek sonuca ulaştırılmaktadır. Bu şekilde hem zamandan, hem işçilikten, hem maliyetten kazanç sağlanmaktadır. Ayrıca test düzeneklerinde gözlemlenmesi oldukça zor olan akış bozuklukları, basınç dalgalanmaları gibi durumlar bilgisayar destekli HAD uygulamalarında rahatça gözlemlenebilmektedir.

Günümüzde pek çok firmanın akışkanlar mekaniği denklemlerine ek olarak kendi deneysel tecrübelerini ve öngörülerini içeren birçok uygulama mevcuttur. Bu çalışmada ANSYS tabanlı olan Vista CPD, BladeGen, TurboGrid, Fluent ve CFX programlarından yararlanılmıştır. Bu programlarla pek çok tasarımlar yapıp simülasyonları çıkarılmış, görülen eksiklikler neticesinde düzenlemeler yapılarak tekrar simülasyonlar oluşturulmuştur. Çalışma neticesinde pompa parametreleri hakkında tecrübe sahibi olunmuştur.

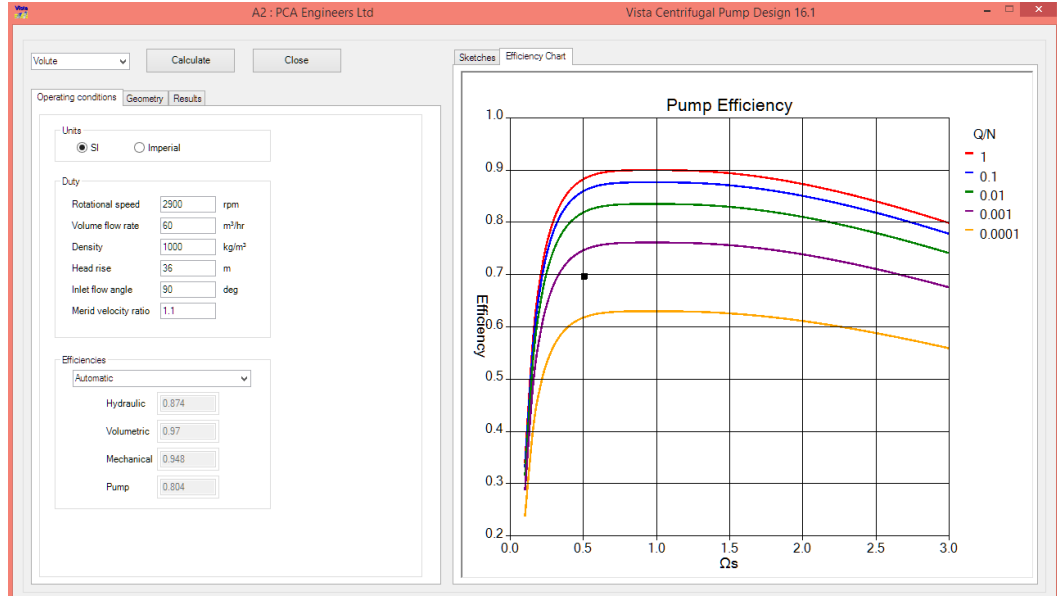
4.1. Vista CPD ile Pompa Geometrisinin Oluşturulması

Vista turbo makine tasarımı için oluşturulmuş bir programdır. Eksenel türbin, radyal türbin, eksenel kompresör, eksenel fan, santrifüj kompresör, santrifüj pompa gibi çeşitli turbo makineler için tek boyutlu (1B) tasarımlar ve kapalı kaynak performans eğrileri oluşturabilmektedir.

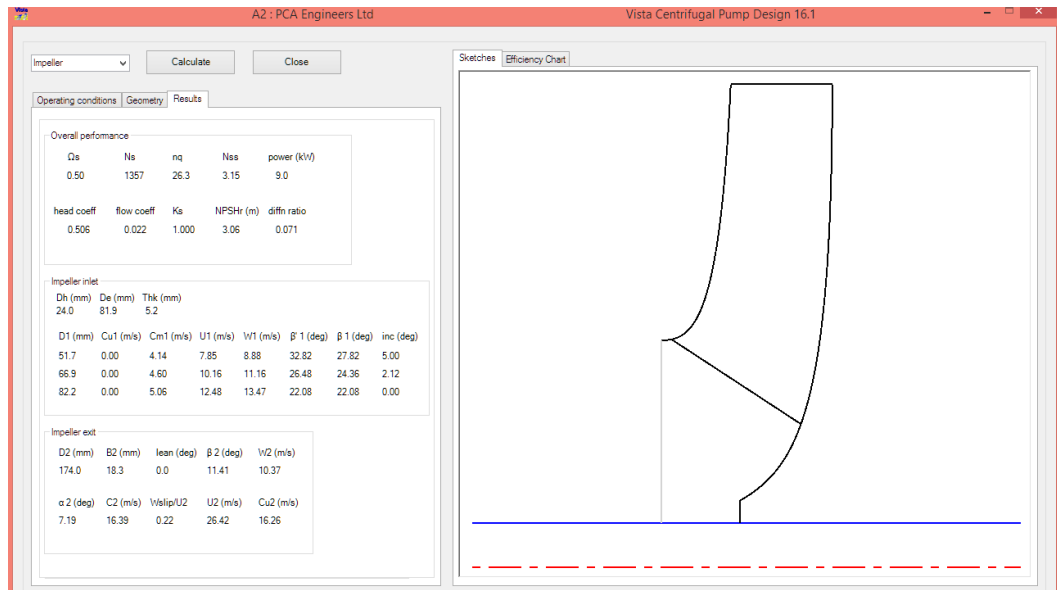
Bu çalışmada Vista CPD (Centrifigual Pump Desing) programından yararlanılmıştır. Vista CPD sadece santrifüj pompalar için oluşturulmuş bir programdır. Santrifüj pompalar için 1B yaklaşımıyla bir ön tasarım yapılmasını sağlamaktadır. Düşük özgül hızlı tam santrifüj pompalardan yüksek özgül hızlı karma akışlı pompalara kadar geniş bir yelpazede ön tasarım yapabilmektedir.

ANSYS programına bütünleşmiş çalışan Vista CPD programında oluşturulan tek boyutlu geometriler diğer ANSYS modüllerinde tam bir 3B modele dönüştürülerek, analizlere deneysel metotlarla optimize edilmiş bir pompayla başlanmaktadır.

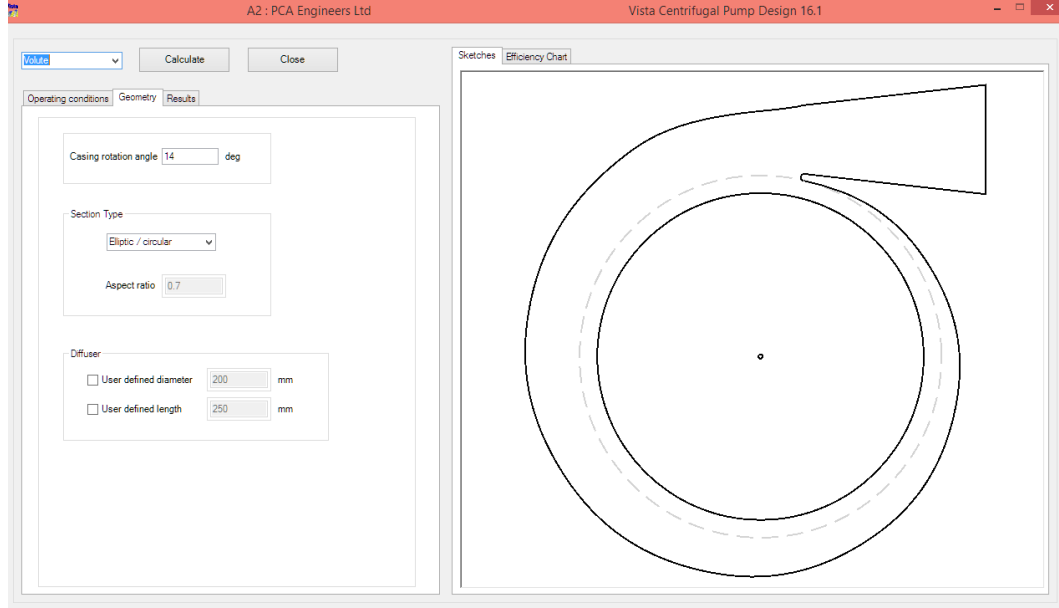
Vista CPD’de istenen devir sayısı, debi, basma yüksekliği ve çalışılacak akışkan yoğunluğu girilerek bir pompa hesaplaması yaptırılır. Deneysel verilere dayalı bir program olması sebebiyle yüksek doğrulukta ve hızlı sonuç vermektedir. Açılar, çaplar, genişlikler, kanat sayısı veya salyangoz üzerinde herhangi bir kısıt bulunuyorsa bu kısıtlar çerçevesinde hesap tekrardan yapabilmektedir. Oluşturulan hesaplama ANSYS BladeGen, Volute, Throughflow veya Geometry modüllerinde 3B hale dönüştürülebilmektedir. Vista CPD programı ara yüzünde, pompa çalışma koşullarının tanımlandığı ekran alıntısı Şekil 4.1., istenen çalışma koşullarını vermesi öngörülen çark değerleri Şekil 4.2., belirlenen çarka ve çalışma koşullarına uygun salyangoz geometrisi Şekil 4.3. ile görülebilmektedir.



Şekil 4.1. Vista CPD ara yüzü tahmini verim grafiği



Şekil 4.2. Vista CPD ara yüzü meridyonel form ve parametre değerleri



Şekil 4.3. Vista CPD ara yüzü salyangoz formu ve değerleri

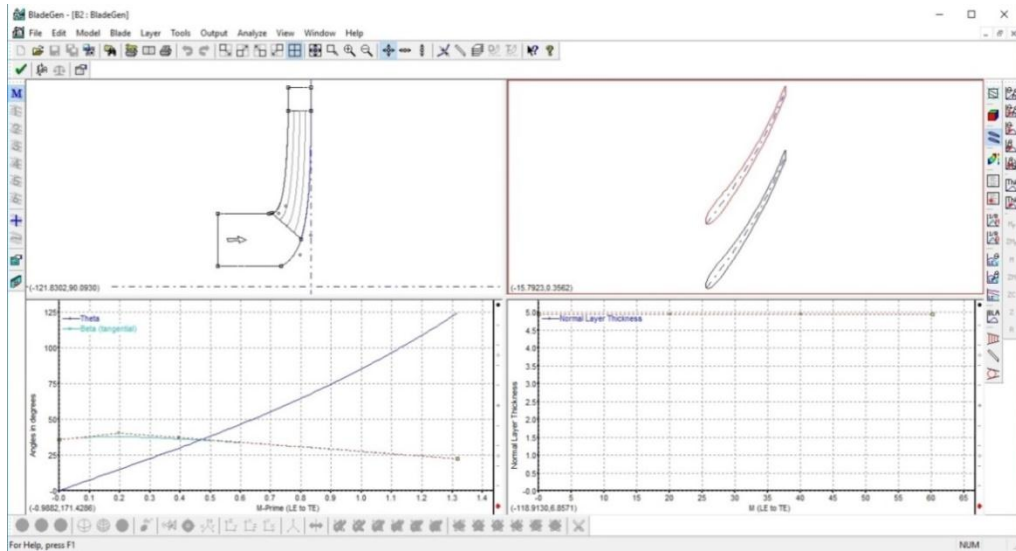
4.2. BladeGen ile Geometrinin Düzenlenmesi

BladeGen programı çark tasarımı için oluşturulmuş, aksenal veya radyal pompa veya türbin çarklarının sayısal tabanlı olarak çok hızlı tanımlanmasına olanak veren bir programdır. Çok karmaşık geometrilerin oluşturulmasını sağlayarak turbo makine analizlerinin bir parçası haline gelmektedir. Hesaplama, tasarım ve simülasyon adımları arasında bağlantı kurmaktadır.

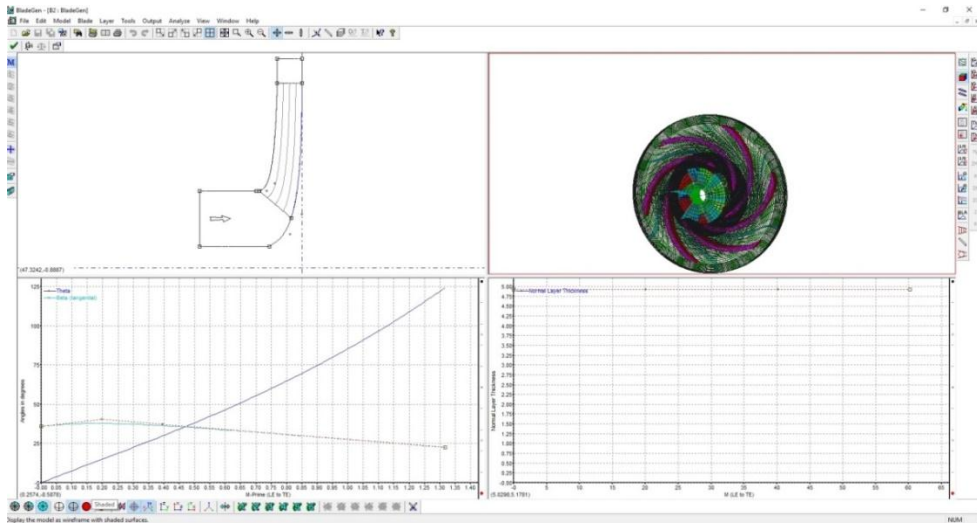
Çark tasarımı üzerine oluşturulmuş bu program sektöre özgü değerler, araçlar, bağlantılar ve iş akışını kullanıcının basit bir şekilde kullanmasını sağlar. Tasarım verilerinin tanıtılmasıyla hızlı bir şekilde geometriler oluşturulup, modifikasyonlar yapılmasına izin verir. Simülasyonların oluşturulmasında taban oluşturan bu programla, simülasyon sonuçlarından elde edilen bilgi yardımıyla, yalnız gerekli noktalarda değişiklikler yapılarak yeni simülasyonlar oluşturulması çok kolay hale gelmektedir.

Parametreler için çizgisel grafikler oluşturulan BladGen’de, bu grafik üzerindeki noktaların değerleri değiştirilerek yeni çark ve salyangoz geometrileri oluşturulabilmektedir. Debi, basma yüksekliği gibi ana çıktılar haricinde, göbek ve

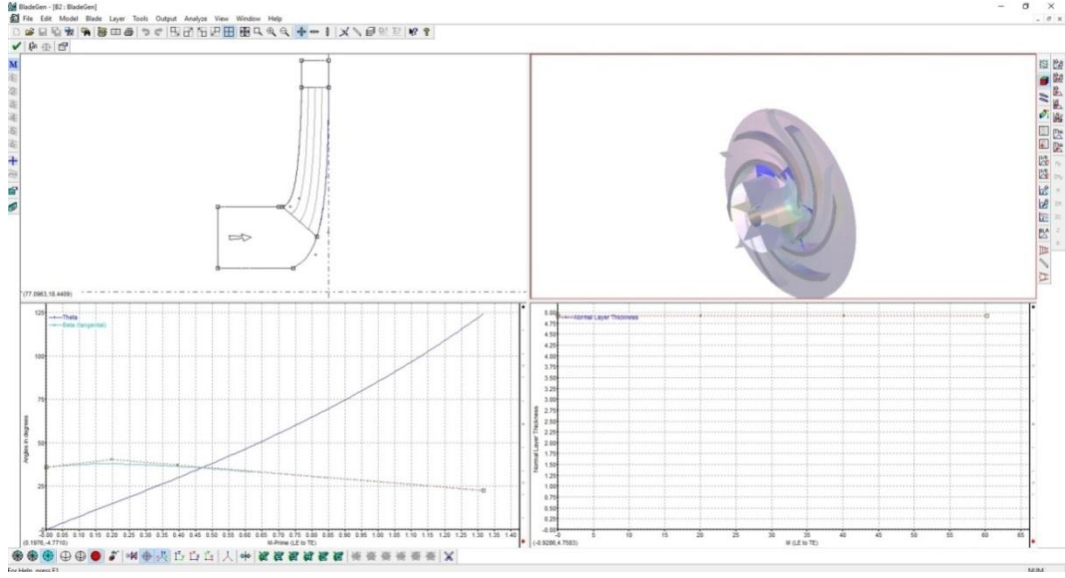
omuz olarak meridyonel form, airfoil modelleri olarak kanat profilleri, kanat eğimleri, giriş ve çıkış açıları, giriş ve çıkış kalınlıkları gibi geometrik büyüklükler ve kısıtlar ile gerçek bir 3B model oluşturulabilmektedir. BladeGen ara yüzüne ait görseller Şekil 4.4.'te meridyonel form, airfoil ve kanat kalınlıkları belirleme ekranları; Şekil 4.5.'te meridyonel form ve kanat eğimi belirleme, sayısal model önizleme ekranları; Şekil 4.6.'te meridyonel form ve kanat eğimi belirleme, 3B model önizleme ekranları; Şekil 4.7.'de meridyonel form belirleme ve tahmini basınç konturu önizleme ekranları; Şekil 4.8.'de de akım üzerinde tahmini hız ve basınç eğrileri üzerinde yapılabilen düzenlemeler verilmiştir.



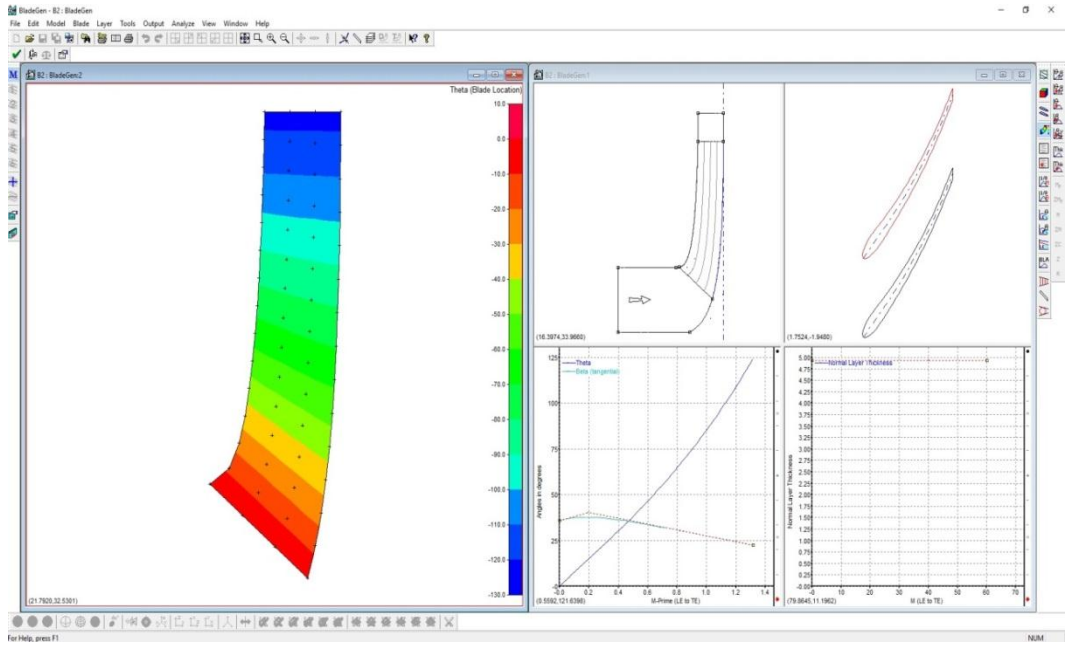
Şekil 4.4. BladeGen ara yüzü meridyonel form, airfoil ve kanat kalınlıkları belirleme ekranları



Şekil 4.5. BladeGen ara yüzü meridyonel form ve kanat eğimi belirleme, sayısal model önizleme ekranları

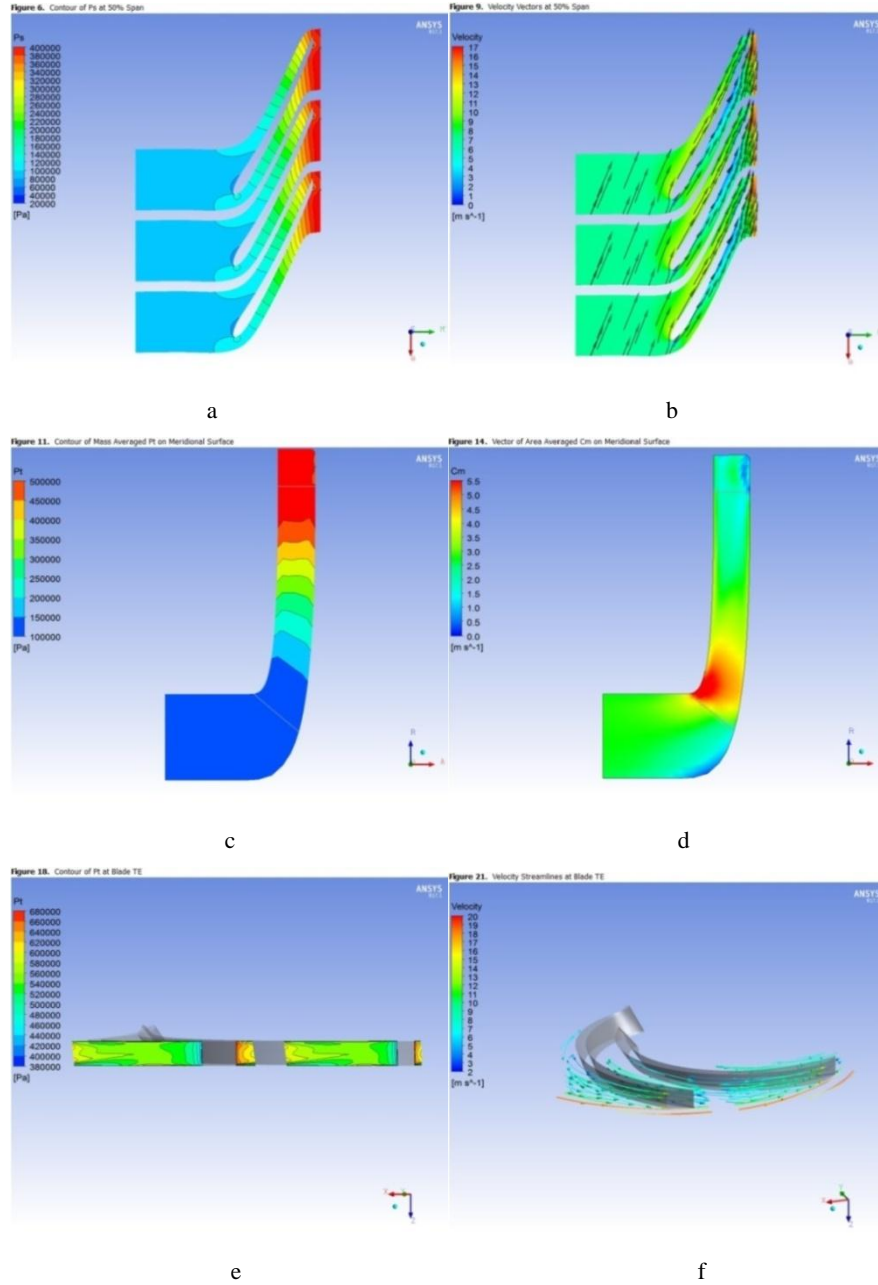


Şekil 4.6. BladeGen ara yüzü meridyonel form ve kanat eğimi belirleme, 3B model önizleme ekranları



Şekil 4.7. BladeGen ara yüzü meridyonel form belirleme ve tahmini basınç konturu önizleme ekranları.

form veya kanatlar üzerinde basınç ve hız vektörleri gibi pompa performansını etkileyen değişkenler görülmektedir. Bu konturlar sayesinde akışın ve basınç dağılımının hangi noktalarda bozulduğu ve geometrinin hangi noktalarında düzenleme yapılması gerektiğinin yorumlanması kolaylaşmaktadır.



Şekil 4.11. Otomatik rapor şekilleri (a) kanat yüzeyine %50 yakınlıkta statik basınç, (b) kanat yüzeyine %50 yakınlıkta hız vektörleri, (c) meridyonel kesitte toplam basınç, (d) meridyonel kesitte alan ortalamalı C_m hızı, (e) çıkış kesitinde toplam basınç, (f) çıkış kesitinde hız akım çizgileri.

Yapılan birçok analiz ile geometrilerin simülasyonları ve raporları incelenerek akışta durgun bölgeler, ters akışlar ve ani hız değişiklikleri gibi akış bozukluklarının olduğu bölgeler, adım adım ortadan kaldırılarak maksimum verim elde edilmeye çalışılmıştır. Verimin yüksek olduğu ancak istenen değerleri karşılamayan tasarımlar üzerinden kanat formu, merdionel form vb. parametreler üzerinde değişiklikler yapılarak istenen değerlerin sağlanmasına çalışılmıştır. Adım adım bir tasarımın ara basamaklarından hız ve basınç konturları içeren bazı görseller verilmiştir. Bu görsellerin sıralamasında verim artışı dikkate alınmış, debi ve basma yüksekliği bazen artış, bazen düşüş göstermiştir. Analizlerde çıkış şartı olarak basınç verilerek debi, çıkış şartı olarak debi verilerek ise basma yüksekliği kontrol edilmiştir. Tablo 4.1.'de çıkış şartı basınç, Tablo 4.2.'de çıkış şartı debi olan analizler için analiz şartları gösterilmektedir.

Tablo 4.1. Çıkış şartı basınç olan analiz değerleri

Analiz Şartı	Değer
Akışkan / Akış Modeli	Su / k-εturbülans modeli
Devir Sayısı	2900 d/d
Giriş Basıncı (PressureInlet)	0 Pa
Çıkış Basıncı (PressureOutlet)	303000Pa

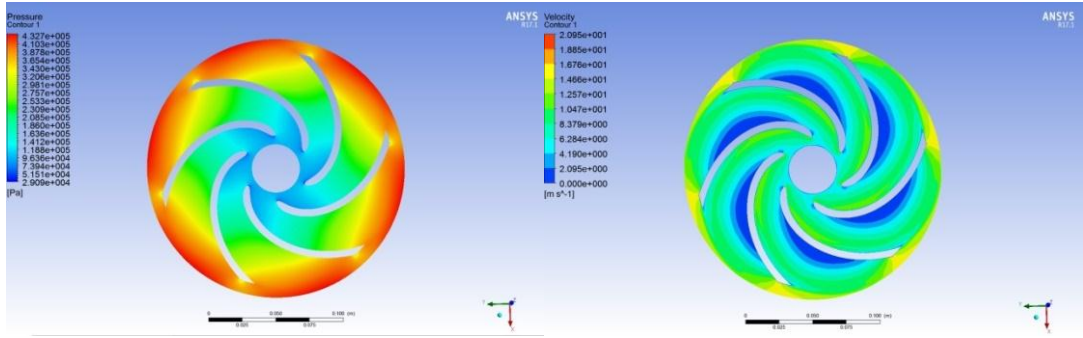
Tablo 4.2. Çıkış şartı debi olan analiz değerleri

Analiz Şartı	Değer
Akışkan / Akış Modeli	Su / k-εturbülans modeli
Devir Sayısı	2900 d/d
Giriş Basıncı (PressureInlet)	0 Pa
Çıkış Debisi (MassflowOutlet)	9,7 kg/s

Adım adım tasarımın ilk adımında yapılan çözümlenme sonucunda Tablo 4.3.'te debi $35 \text{ m}^3/\text{h}$, basma yüksekliği 31m ve verim %51 olarak görülmektedir. Şekil 4.12.'de görüldüğü gibi kanat sırtları boyunca durgun bölgeler olduğu gözlemlenmiştir.

Tablo 4.3. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 1. Adım çözüm sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	31 m
Debi	9.7 kg/s
Hidrolik Güç	2,95kW
Mil Gücü	5,76 kW
Verim	% 51,2

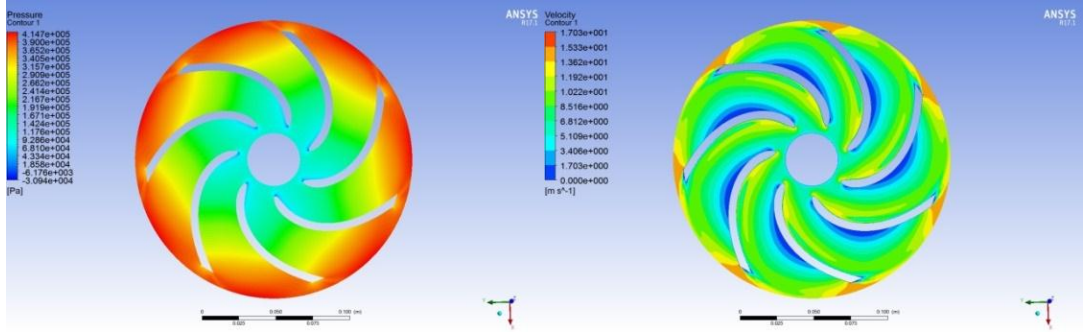


Şekil 4.12. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 1. adım, sırayla basınç ve hız konturları

Birinci adımın incelemesi sonucunda görülen durgun bölgelerin giderilmesi için çarkın göbek ve omuz kısımlarında kanat profilleri sırt kısma doğru bir miktar daha kamburlaştırılarak ve kanat sayısı altıdan yediye çıkarılarak durgun bölgelerin azaltılması amaçlanmıştır. Sonuçları Tablo 4.4.'te verilen analizde, Şekil 4.13.'te görülebileceği gibi basınç dağılımı daha homojen bir hal alırken durgun bölgenin genişliğinde azalma görülmüştür.

Tablo 4.4. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 2. Adım çözüm sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	32,3 m
Debi	9.7 kg/s
Hidrolik Güç	3,06kW
Mil Gücü	5,89 kW
Verim	% 52,12

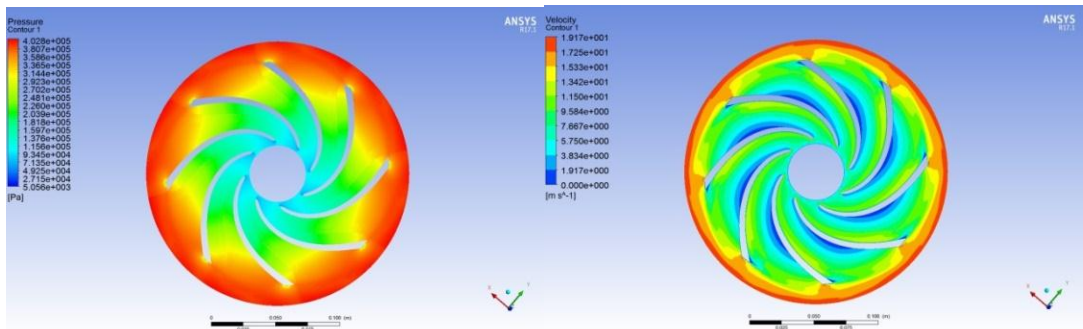


Şekil 4.13. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 2. adım, sırayla basınç ve hız konturları

İkinci adımın incelemesinde kanat sayısının artırılması verimin artmasında ve durgun bölgelerin azalmasında etkili olduğu görülmüştür. Kanat sayısı sekiz yapılarak yeniden çözümler yapılmıştır. Basma yüksekliği artarken verim değeri bir miktar düşmüştür. Çıkış şartı basınç olarak analiz edildiğinde istenen debi değerinde düşme olmuştur. Şekil 4.14.'te üçüncü adımın basınç ve hız konturları, Tablo 4.5.'te sonuçları görülmektedir.

Tablo 4.5. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 3. Adım çözüm sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	34,5 m
Debi	9,7 kg/s
Hidrolik Güç	3,28kW
Mil Gücü	6,28 kW
Verim	% 52,2



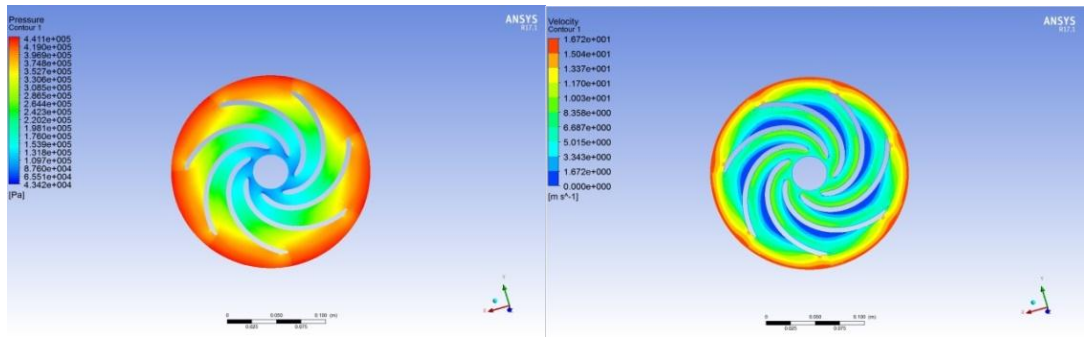
Şekil 4.14. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 3. adım, sırayla basınç ve hız konturları

Üçüncü adımda yapılan analizlerin sonuçları incelendiğinde kanat sayısının sekiz yapılması basma yüksekliğinde yükselmeye, debide ve verimde ise bir miktar düşüşe

sebebi olduğu görülmüştür. Kanat sırtlarındaki durgun bölgelerin genişliğinin azaldığı görülebilmektedir. Bu duruma kanat sayısındaki artışın, akış kesitini daraltmasının sebebi olduğu düşünülmüştür. Bu yorumlamalar ışığında dördüncü adımda kanat sayısının tekrar azaltılıp, kanat kamburluğu ve uzunluğunun artırılması öngörülmüştür. Tablo 4.6. üzerinde dördüncü adım analiz sonuçları, Şekil 4.15. üzerinde ise basınç ve hız konturları görülmektedir.

Tablo 4.6. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 4. Adım çözüm sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	32,4 m
Debi	9,7 kg/s
Hidrolik Güç	3,04 kW
Mil Gücü	5,82 kW
Verim	% 52,3

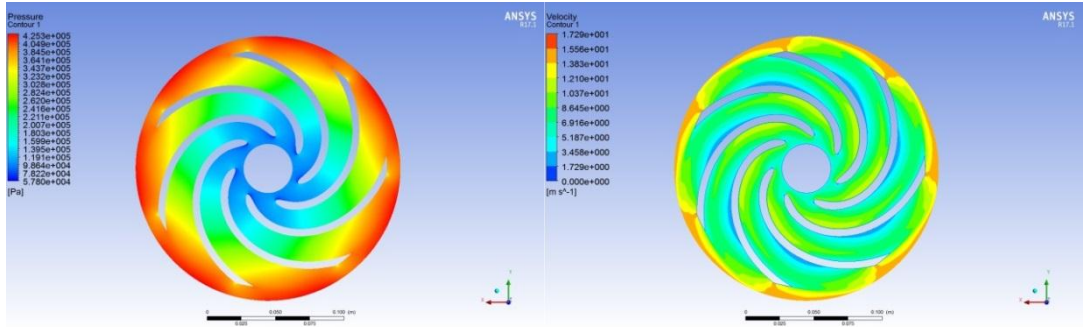


Şekil 4.15. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 4. adım, sırayla basınç ve hız konturları

Dördüncü adım analizleri yapıp sonuçları incelendiğinde, basma yüksekliği değerinin üçüncü adım analizlerine göre yükseldiği görülmektedir. Ancak kanat sırtlarındaki durgun bölgelerin genişliği ve uzunluğunda da artış olduğu gözlemlenmiştir. Bu duruma kanat profilindeki kamburluğun keskin olmasının sebebi olduğu düşünülmüştür. Beşinci adımda kanat profilinde daha homojen bir yapı elde edilerek analizlerin yeniden yapılması öngörülmüştür. Yapılan analizin hız ve basınç konturları Şekil 4.16., sonuçları ise Tablo 4.7. üzerinde görülmektedir.

Tablo 4.7. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 5. Adım çözüm sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	33,2 m
Debi	9,7 kg/s
Hidrolik Güç	3,15kW
Mil Gücü	6 kW
Verim	% 52,6

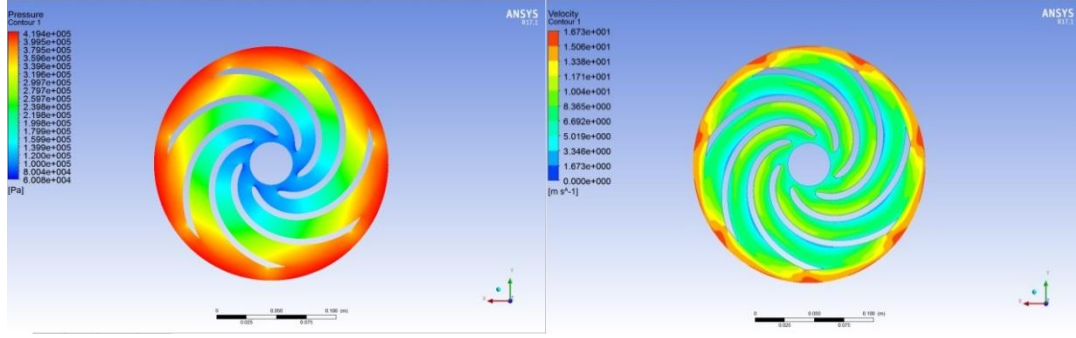


Şekil 4.16. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 5. adım, sırayla basınç ve hız konturları

İncelenen beşinci adım analizleri sonuçlarında, kanat profillerindeki keskin kamburlukların kaldırılması ile durgun bölgelerin genişlik ve uzunluklarında önemli ölçüde azalma olduğu görülmüştür. Şekil 4.17. üzerinde incelenecek olan altıncı adım analizlerinde durgun bölgelerin tamamen kaldırılması için kanat kalınlıklarının artırılması ve profilinde kanat kalınlıklarındaki değişikliklerin profile etkimesinin önüne geçmek için küçük değişiklikler yapılması öngörülmüştür. Bu sayede debi ve verim değerlerinde yükselme olması beklenmektedir. Altıncı adım sonuçları Tablo 4.8. ile verilmiştir.

Tablo 4.8. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 6. Adım çözüm sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	32,7 m
Debi	9,7 kg/s
Hidrolik Güç	3,1kW
Mil Gücü	5,79 kW
Verim	% 53,6

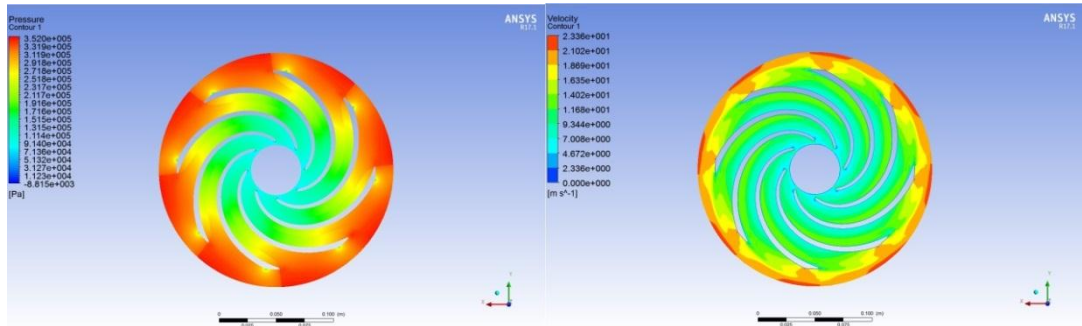


Şekil 4.17. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 6. adım, sırayla basınç ve hız konturları

Yapılan analizlerin sonuçları incelendiğinde, basma yüksekliği ve verim değerlerinin iyileştiği görülmektedir. Bu sonuçların durgun bölgelerin ortadan kaldırılması ile elde edildiği düşünülmüştür. Akışkan kesitinin daralmaması için kanat kalınlıklarının düşürülüp, kanat sayısının artırılmasının basma yüksekliğine olumlu etki edeceği düşünülmüştür. Bu öngörü ile yapılan analizlerin sonuçları Tablo 4.9., basınç ve hız konturları Şekil 4.18.'de görülmektedir.

Tablo 4.9. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 7. Adım çözüm sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	34,3 m
Debi	9,7 kg/s
Hidrolik Güç	3,25kW
Mil Gücü	5,95 kW
Verim	% 54,8



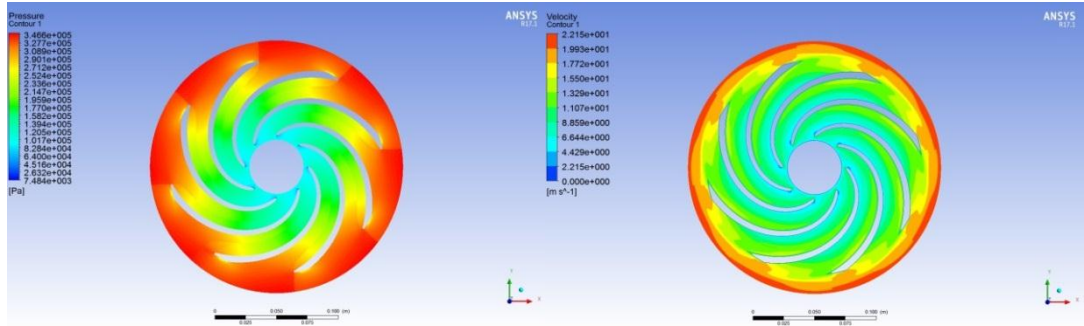
Şekil 4.18. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 7. adım, sırayla basınç ve hız konturları

Yedinci adım analizlerinin sonuçları incelendiğinde, akışta durgun bölge olmaması ve akış hız konturunda homojen bir dağılım olması debi ve verim değerini olumlu

etkilemektedir. Kanat çıkış açısının büyütülmesi ile basma yüksekliğinin artırılması öngörülmüştür. Şekil 4.19. kanat çıkış açıları büyütülerek yapılan analizlerin basınç ve hız konturlarını, Tablo 4.10. sonuçlarını göstermektedir.

Tablo 4.10. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 8. Adım çözüm sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	34,7 m
Debi	9,7 kg/s
Hidrolik Güç	3,29 kW
Mil Gücü	5,98 kW
Verim	% 55,1



Şekil 4.19. BladeGen ve CFX ile adım adım optimal çark tasarımı 8. adım, sırayla basınç ve hız konturları

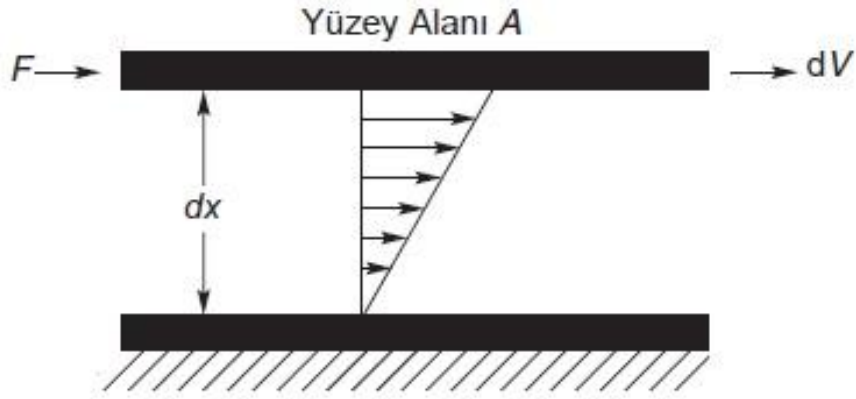
Sekizinci adım analizlerinde hedef değerler aralığında debi ve basma yüksekliğini sağlayan %55 verimle çalışan bir çark tasarlanmıştır. Basınç ve hız konturları incelenen bu çarkta basınç konturlarının emme ağzıyla çark çıkışı arasında düzenli olarak arttığı, hız konturlarının ise çark çıkışına kadar hemen hemen homojen dağıldığı görülmektedir. Bu sayede çark içinde ters akışların ve basınç dalgalanmalarının önüne geçilmiştir. Çark içinde meydana gelebilecek bu olumsuz durumlar genel verimi en çok etkileyen hidrolik verim üzerinde büyük etkiye sahiptir.

Kullanılan akışkanın su olması durumu için yapılan çalışmalar sonucunda belirlenen çarkın imalatının ve deneylerinin yapılmasına, deneyleri ile analiz sonuçlarının kıyaslanmasına karar verilmiştir.

BÖLÜM 5. NEWTON TİPİ OLMAYAN AKIŞKANIN HERSCHEL-BULKLEY MODELİ ile HAD UYGULAMASI

Reoloji kelimesinin kökü Yunanca akış (rheos) kelimesinden gelmektedir. Bir maddenin bir zorlayıcı kuvvet karşısında sergilediği deformasyon ve akışına sebep olan mekanik özelliklerini tanımlayan bir disiplindir. Reolojik özelliklerden mühendislik hesaplamalarında ve tasarımlarda sıklıkla faydalanılmaktadır.

Bir sıvının akabilme özellikleri viskozite ile tanımlanmaktadır. Viskozite bir akışkanın, yüzey gerilimi altında deforme olmaya gösterdiği direncin ölçüsüdür. Viskozitesi yüksek olan sıvılar ağıdalı olarak tanımlanır ve akmaya daha fazla direnç gösterirler. Şekilde birbirinden dx mesafe uzaklıkta ve birbirine paralel iki ince plaka arasındaki sıvı F kuvvetiyle kesmeye maruz bırakıldığında bu kesmeye ters yönde ve eşit büyüklükte bir iç sürtünme kuvvetiyle denge oluşur.



Şekil 5.1. Akışkan modeli [40]

Oluşan dengede hareketi başlatmak için gerekli kuvvet Denklem 5.1'e göre hesaplanır.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (5.1)$$

Hız ile plakaların birbirine uzaklığının oranı ise kesme hızı $\dot{\gamma}$ olarak ifade edilmektedir.

$$\dot{\gamma} = \frac{dU}{dy} \quad (5.2)$$

Viskozite kayma gerilmesi ile kesme hızının birbirine oranı olarak tanımlanabilir. Aynı zamanda dinamik viskozite de denmektedir.

$$\mu = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (5.3)$$

Dinamik viskozitenin yoğunluğa bölünmesiyle elde edilen büyüklüğe ise kinematik viskozite denmektedir.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (5.4)$$

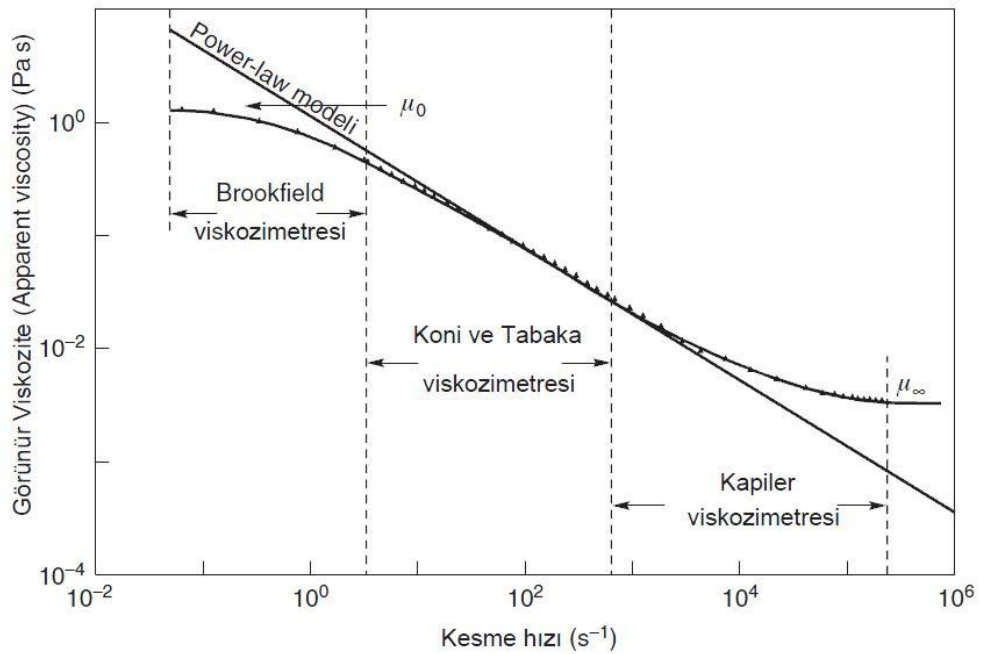
Newton tipi akışkanlarda viskozite belirli sıcaklık ve basınçta sabit bir değer alır. Newton tipi olmayan akışkanlarda ise belirli bir sıcaklık ve basınç altında viskozite her zaman sabit olmaz. Akışkanın kesme hızı akış geometrisi veya kinematik geçmişe bağlı olarak değişiklik gösterir. Newton tipi olmayan akışkanları üç sınıfta incelemek mümkündür:

- 1) Belirli bir andaki kesme değeri sayesinde kesme hızının herhangi bir noktada belirlenebildiği akışkanlar zamandan bağımsız olarak nitelendirilirler. Elastik olmayan, Genelleştirilmiş Newtoniyen, Tamamıyla Viskoz gibi adlandırmalar da yapılabilir.
- 2) Zamana bağlı olan akışkanlar kesme hızı ile kesme gerilimi arasındaki ilişki, kesme süresi ve kinematik özelliklere bağlı daha karmaşık akışkanlar olarak ifade edilebilirler.

3)Elastik katı ve ideal akış özelliklerini gösteren ve deformasyondan sonra kısmi elastikliğin geri kazanılabildiği yapılar viskoelastik akışkan olarak tanımlanmaktadır [40].

Bu çalışmada zamandan bağımsız akış davranışı sergileyen akışkanlar üzerinde çalışılmıştır. Zamandan bağımsız akışkanlarda bir noktadaki kayma hızı o noktadaki kesme geriliminin bir fonksiyonudur. Bu akışkanlar kesme gerilmesine verdikleri tepkilere göre incelen veya sanki plastik, kalınlaşan veya dilatant ve viskoplastik veya Bingham plastiği olarak adlandırılırlar.

Zamana bağlı olmayan Newton tipte olmayan akışkanların en yaygın olanı incelen tipteki akışkanlardır. Kesme gerilmesi arttıkça viskozitesi azalan bu akışkanlar çok yüksek mertebelerde kesme hızına maruz kaldıklarında Newton tipi davranış sergileyebilirler. Ayrıca kritik kayma hızının altında katı gibi davranabildikleri için sanki plastik olarak da isimlendirilirler. Bu tip akışkanlar modellenirken belirli bir aralıktaki kayma hızlarında Power-law modeli kullanılmaktadır.



Şekil 5.2. Power-law modeli (Ostwald de Waele) [40]

Power-law modeli kıvamlılık parametresi K ve Power-law üstel sabiti n olarak Denklem 5.5 ile tanımlanmaktadır. İncelen akışkanlar için n 0 ile 1 aralığında değerler alır. $n=1$ olduğunda akışkan Newton tipte, $n>1$ ise akışkan kalınlaşan tipte özellik sergilemektedir.

$$\tau = K \cdot \dot{\gamma}^n \quad (5.5)$$

Power-law modeline göre daha geniş bir aralığı temsil eden Carreau modelinde düşük kayma hızları da modellenebilmektedir. Kayma hızının sıfır olduğu limit viskozite μ_0 , kayma hızının sonsuza gittiği limit viskozite μ_∞ ve viskozitenin azalmaya başladığı kayma hızının tersi kuvvetine λ bağlı olarak Carreau modeli Denklem 6.6 ile tanımlanır.

$$\mu = \mu_\infty + (\mu_0 - \mu_\infty) * (1 + (\lambda\dot{\gamma})^2)^{\frac{1-n}{2}} \quad (5.6)$$

İncelen akışkanların tersi özelliklere sahip kalınlaşan akışkanlarda ise kesme gerilmesi ile birlikte viskozite de artmaktadır. Nişasta-Su karışımı veya yağlı boyalar gibi akışkanlarla örneklenebilen bu akışkan türünde kesme gerilmesi-kesme hızı grafiği iç bükey yapıdadır. Gerilmenin artması sonucu akışkan tanecikleri birbirinin geçişine müsaade etmeyerek akışkanın sanki katı gibi davranmasına sebep olurlar.

Visko plastik veya Bingham plastiği akışkan modellerinde ise akışkanın akmaya başlaması için bir sınır akma gerilmesine ihtiyaç vardır. Uygulanan gerilim bu sınır değerinin altında kaldığında akışkan katı gibi davranır. Uygulanan gerilme sınır değerinin üstünde ise kayma gerilmesi-kesme hızı grafiği doğrusal veya doğrusal olmayan özellik gösterir. Sınır değer üzerinde grafik doğrusal ilerliyorsa bu akışkan türü Bingham plastik, eğer doğrusal olmayan bir şekilde davranış gösteriyorsa sanki plastik olarak tanımlanır.

Bingham plastik, visko plastik kalınlaşan veya incelen akışkan yapılarında Herschel-Bulkley akış modeli de kullanılabilir. Herschel-Bulkley akış modeli τ_y akma

gerilmesi, k uyumluluk indeksi ve n ise akış davranış indeksi olmak üzere Denklem 5.7'deki gibi tanımlanır.

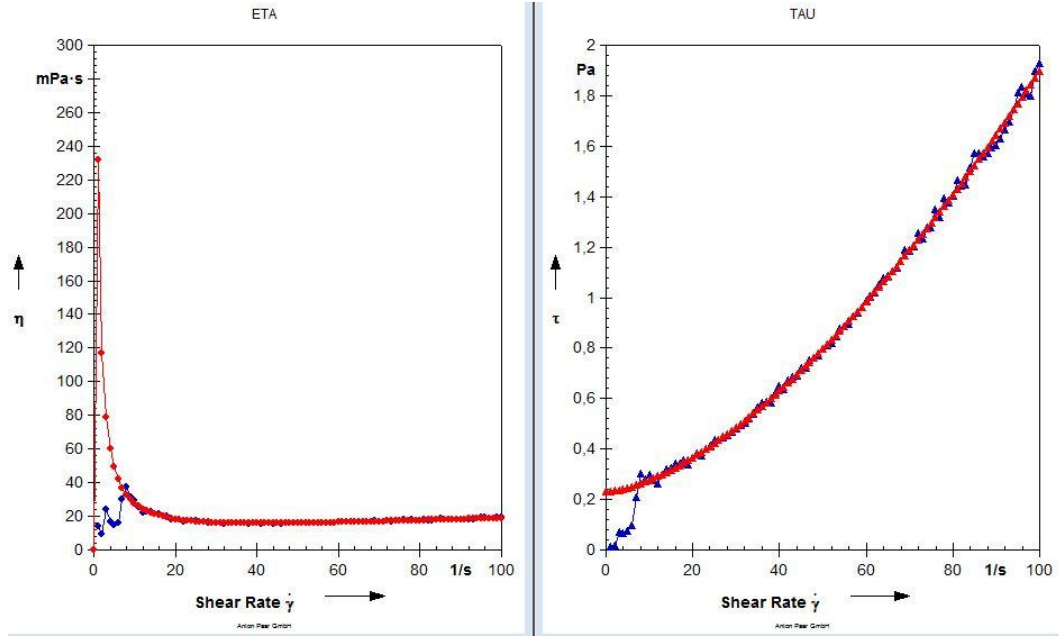
$$\tau = \tau_y + k(\dot{\gamma})^n \quad (5.7)$$

Akış davranış indeksi $n < 1$ ise incelen, $n > 1$ ise kalınlaşan ve $n = 1$ ise bingham akışkan modeli olarak tanımlanır.

5.1. Nişastalı Suyun Reolojik Özelliklerinin Belirlenmesi

Newton tipte bir akışkan olan su için yüksek verimlilikte bir çark tasarımının ardından çalışmanın asıl amacı olan nişastalı su için bir çark tasarımına geçilmiştir. Bu tasarıma nişastalı suyun reolojik özellikleri belirlenerek başlanmıştır.

Nişastalı suyun reolojik özellikleri yapılan ölçümler sonucunda Şekil 5.3.'te grafiksel olarak verilmiştir. Burada kayma hızının, akma ve kayma gerilmesi ile olan ilişkileri gösterilmiştir. Şekil 5.3.a.'da kayma hızı arttıkça dinamik akma geriliminin az da olsa arttığı görülmektedir. Şekil 5.3.b.'de ise kayma hızı arttıkça kayma geriliminin doğrusal olmayan bir biçimde arttığı görülmektedir. Şekil 5.3.b.'deki eğrinin herhangi bir noktasındaki eğim, o noktadaki görünür akma gerilmesi vermektedir.



Şekil 5.3. Nişastalı suyun Soldan sağa (a) dinamik akma - kayma hızı grafiği, (b) kayma gerilmesi - kayma hızı grafiği

Şekil 5.4.'te verilen Herschel-Bulkley denklemi, yapılan çözümlemede, nişastalı suyun reolojik özelliklerini tanımlamak için kullanılmıştır. Akma gerilmesi (yieldstress, τ_0 , a), uyumluluk indeksi (consistency, k, b) ve akış davranış indeksi (flowindex, n, p) bu denklemde kullanılan değerlerdir. Akış indeksi değerinin 1'den büyük olması, nişastalı suyun kalınlaşan bir akışkan olduğunun göstergesidir. Tüm bu değerler, nişastalı suya özel bir reometre ile yapılan ölçümler sonucunda elde edilmiştir ve nişastalı suyun reolojik özellikleri incelendiğinde Herschel-Bulkley modeline uyduğu Şekil 5.4.'deki R ve R^2 değerlerinin 1'e çok yakın olmasından anlaşılmaktadır.

Herschel-Bulkley: $y = a + b \cdot x^p$

ANALYSIS RESULTS:
 Number of Input Data Points : 91
 Number of Output Data Points : 101

Regression Parameter a : 0,23037
 Regression Parameter b : 0,0012891
 Regression Parameter p : 1,5558
 Correlation Ratio R : 0,99933
 Correlation Ratio R² : 0,99866
 Standard Deviation s(n-1) : 0,017799 Pa relating to tau

Yield Stress tau0 : 0,23037 Pa
 Consistency k : 0,0012891 Pa · s^{1,5558}
 Flow index n : 1,5558 (shear-thickening)

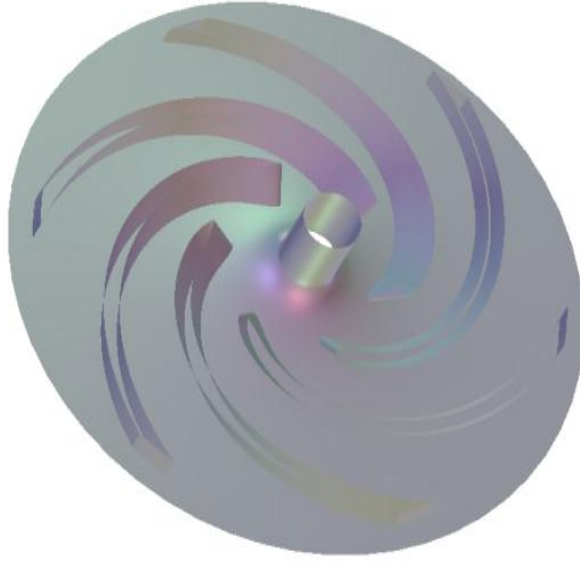
Şekil 5.4. Nişastalı suyun Herschel-Bulkley değerleri

5.2. Nişastalı Su Kullanımı Durumunda Pompa Tasarımı

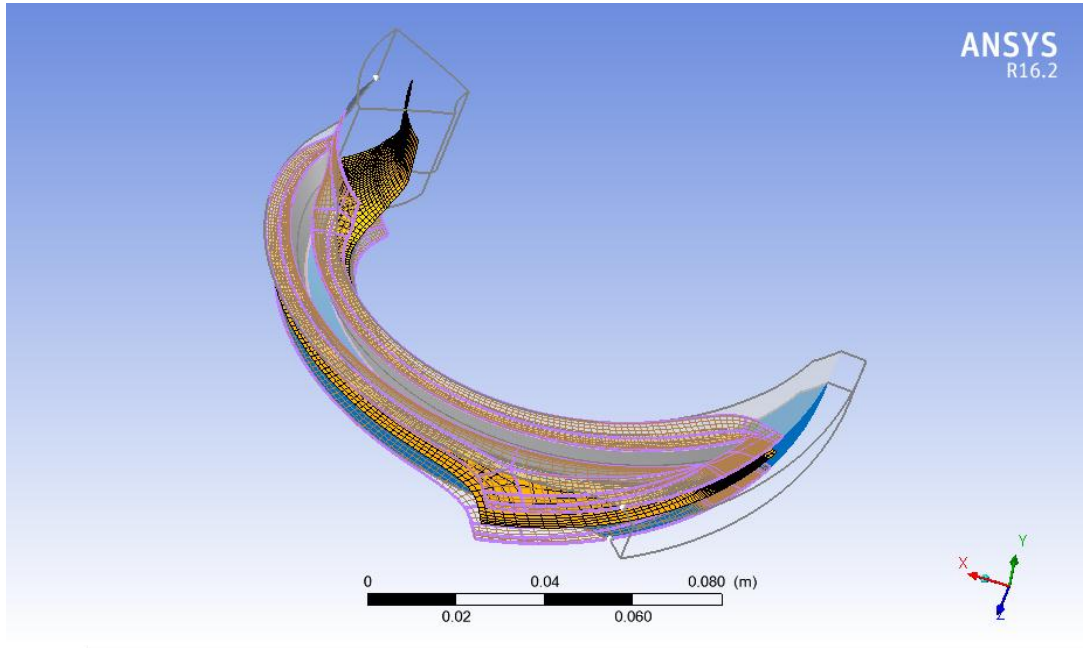
Nişastalı su kullanılması durumu için referans değerler Vista CPD programına tanıtılmıştır ve tasarıma bu değerler ile başlanmıştır. Nişastalı su kullanılması durumu için referans değerler tablo 5.1. ile verilmiştir.

Tablo 5.1. Nişastalı su için tasarım referans değerleri

Referans	Değer
Devir Sayısı	2900 rpm
Hacimsel Debi	30 m ³ /hr
Yoğunluk	1127 kg/ m ³
Basma Yüksekliği	40 m
Dış Çap	174 mm



Şekil 5.5. Nişastalı su için BladeGen 3B çark modeli



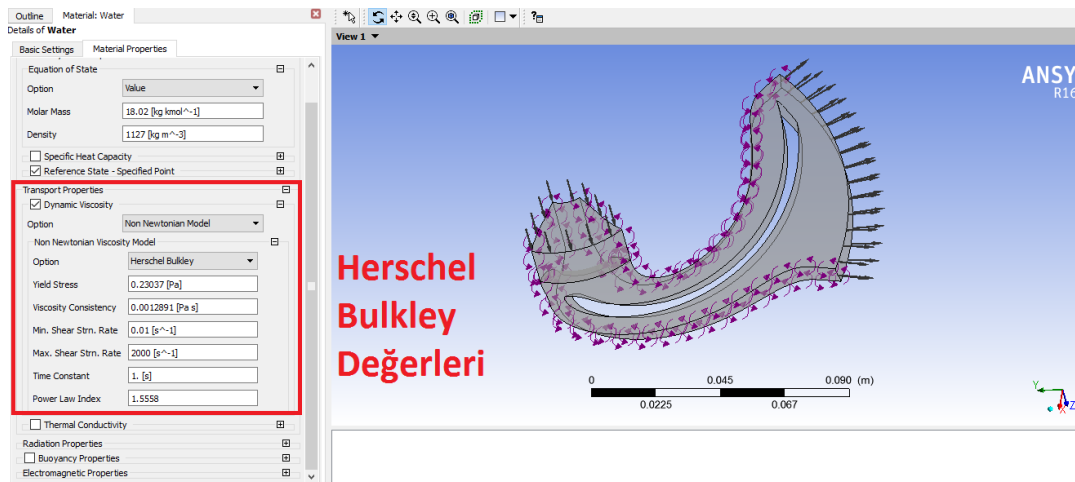
Şekil 5.6. Turbo Grid çözüm ağı

Elde edilen çözüm ağının analizinde akışkan olarak nişastalı su kullanılmıştır. Çözümleme koşulları Tablo5.2.'de verilmiştir.

Tablo 5.2. Nişastalı su için analiz koşulları

Çözümleme Koşulu	Değer
Akışkan	Nişastalı Su
Akış Modeli	Laminer (Laminar)
Devir Sayısı	2900 d/d
Giriş Basıncı (StateFrame Total Pressure)	0Pa
Kütleli Debi (MassFlow Rate)	9,39 kg/s

TurboGrid ile oluşturulan çözüm ağı analiz ve çözüm sonrası incelemelerin kolaylaştırılması açısından CFX programında turbo makineler için oluşturulmuş Turbo Solutions modunda yapılmıştır. Bu mod uygun oluşturulmuş bir çözüm ağı üzerinde gerekli parametrelerin tanımlanmasını kolaylaştırdığı gibi daha hassas sonuçlar vermektedir.



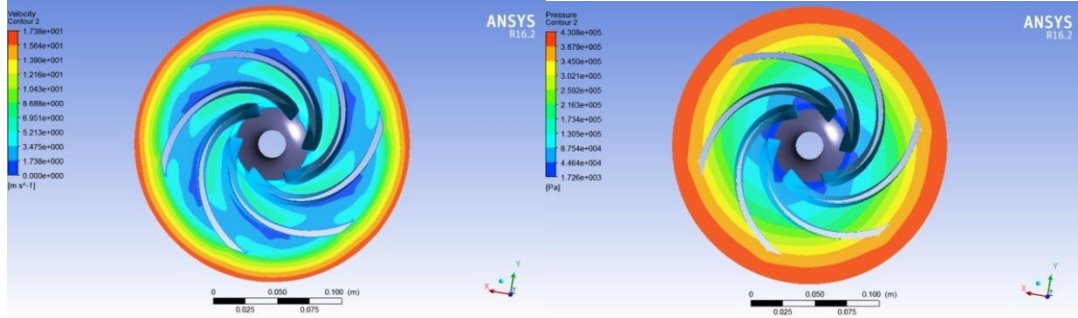
Şekil 5.7. CFX Herschel-Bulkley model tanımlama

Yapılan ilk analiz sonuçları Tablo5.3.'te verilmiştir.

Tablo 5.3. Tasarım başlangıç analiz sonuçları

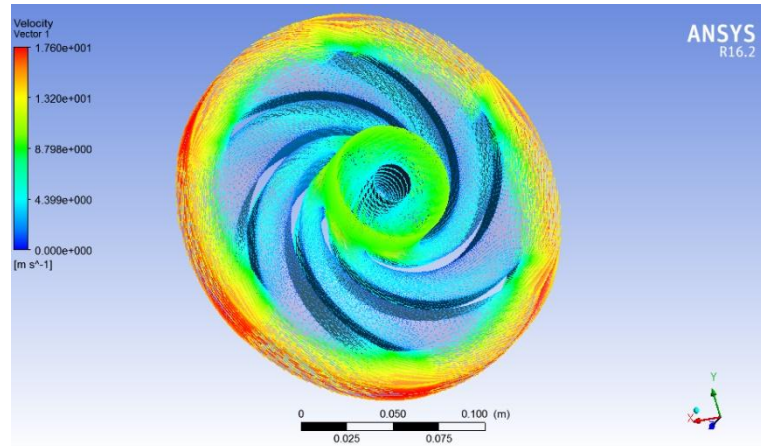
Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	43,17 m
Hidrolik Güç	3,15 kW
Mil Gücü	5,53 kW
Verim	% 37,02

Sonuçlar incelendiğinde hız konturunda çok fazla durgun nokta ve düzensiz bir hız dağılımının olduğu, basınç dağılımında ise düzensizlikler olduğu Şekil 5.8.'de görülmektedir.



Şekil 5.8. Nişastalı su ilk tasarım sonuçları

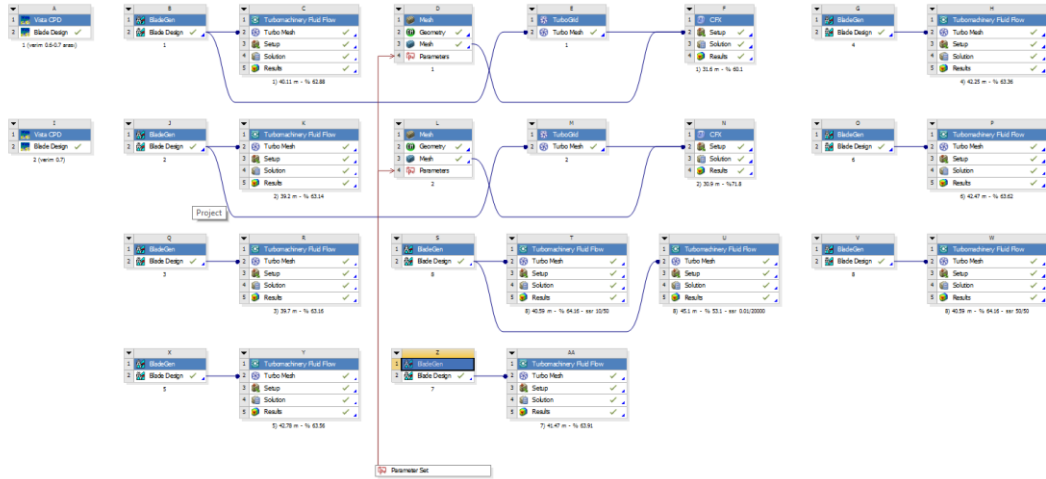
Şekil5.9.'da tasarıma ait bağıl hız vektörleri görülebilmektedir.



Şekil 5.9. Nişastalı su ilk tasarım bağıl hız vektörleri

5.2.1. Çark düzenlemesi

Analizi yapıлып, simülasyon ve raporları incelenen tasarım üzerindeki akış düzensizliklerinin giderilmesi için Bölüm 4.4.'te yapılan işlemlere benzer şekilde adım adım iyileştirmeler ile bir çok analiz yapılmıştır. Yapılan çalışmanın ara yüzü Şekil 5.10.'da verilmiştir.

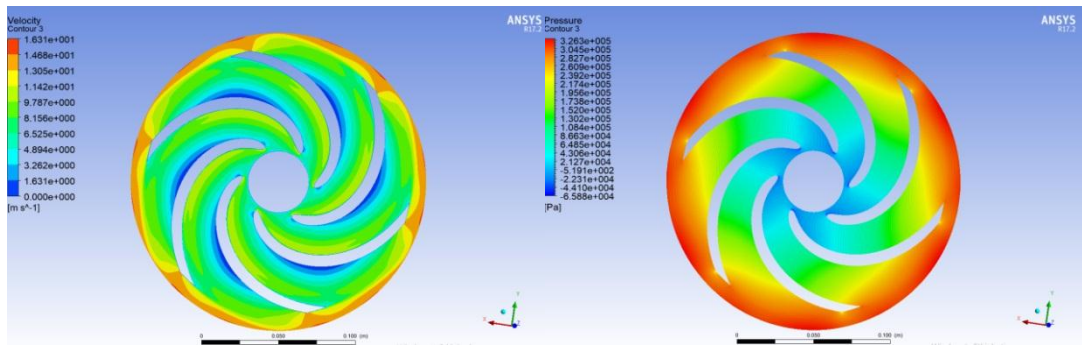


Şekil 5.10. Nişastalı su tasarım WorkBench şeması

Nişastalı su için tasarlanan pompanın tasarım adımları ve bu adımlara ait sonuçlar Tablo 5.3. ile Tablo 5.7. arasında, görseller ise Şekil 5.11. ile Şekil 5.16. arasında her adım için ayrı ayrı verilmiştir. Bu adımlarda sabit debide verimi maksimum yapmaya çalışılmış, basma yüksekliği bazen artış bazen düşüş göstermiştir.

Tablo 5.4. Nişastalı su için tasarım 1. adım sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	40,11 m
Hidrolik Güç	2,45kW
Mil Gücü	5,7 kW
Verim	% 42,88

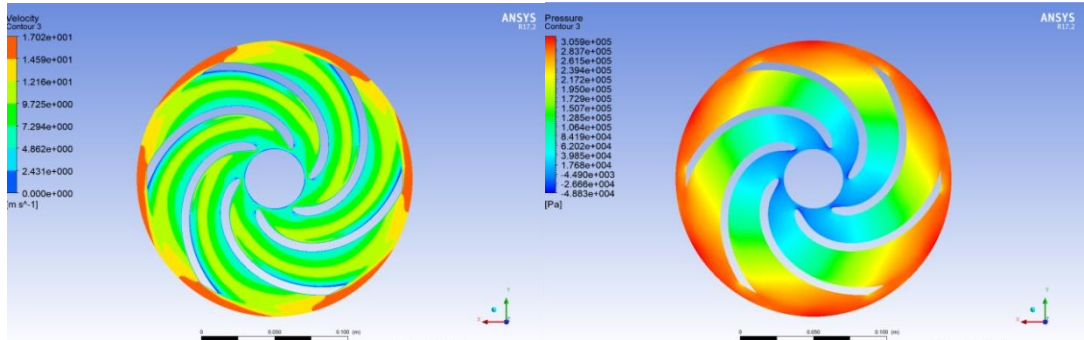


Şekil 5.11. Nişastalı su için tasarım 1. adım sırasıyla hız ve basınç konturları

Birinci adım analizleri sonucunda kanat sırtlarında durgun bölgeler gözlemlenmiş, kanat kamburluğu artırılarak ikinci adıma geçilmiştir.

Tablo 5.5. Nişastalı su için tasarım 2. adım sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	39,2 m
Hidrolik Güç	2,39kW
Mil Gücü	5,54 kW
Verim	% 43,14

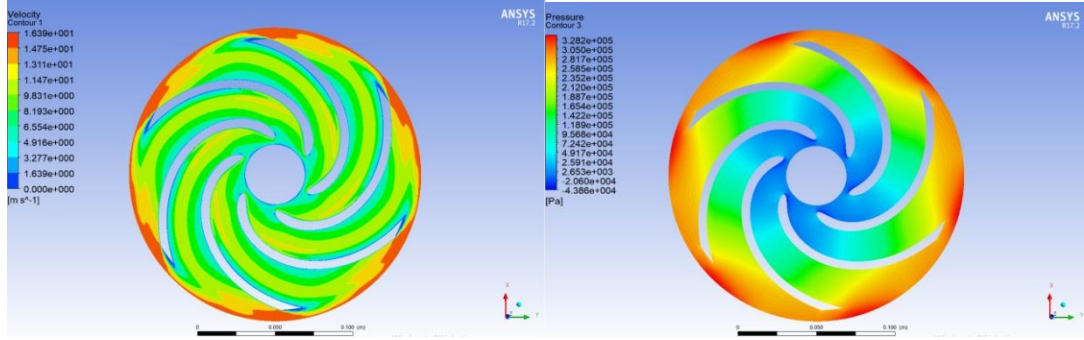


Şekil 5.12. Nişastalı su için tasarım 2. adım sırasıyla hız ve basınç konturları

2. adım sonuçlarında kanat sırtlarındaki durgun bölgeler azalmış ancak çıkış tarafında kanat içlerinde durgun bölgeler gözlemlenmiştir. Çıkış açısı düşürülerek 3. Adım analizlerine geçilmiştir.

Tablo 5.6. Nişastalı su için tasarım 3. adım sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	39,7 m
Hidrolik Güç	2,42kW
Mil Gücü	5,61 kW
Verim	% 43,16

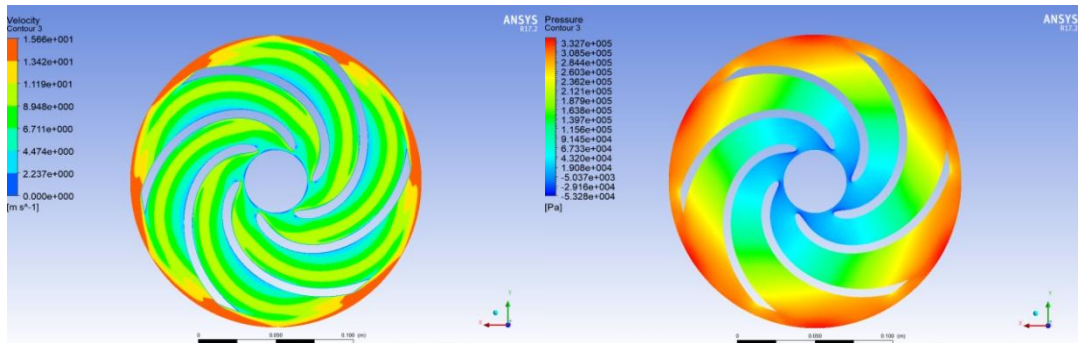


Şekil 5.13. Nişastalı su tasarım 3. adım sırasıyla hız ve basınç konturları

3. adım sonuçlarında çıkış bölgesinde basınç dağılımının daha homojen olması için çıkış eğimi artırılmıştır.

Tablo 5.7. Nişastalı su için tasarım 4. adım sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	42,78 m
Hidrolik Güç	2,61kW
Mil Gücü	6,01 kW
Verim	% 43,42

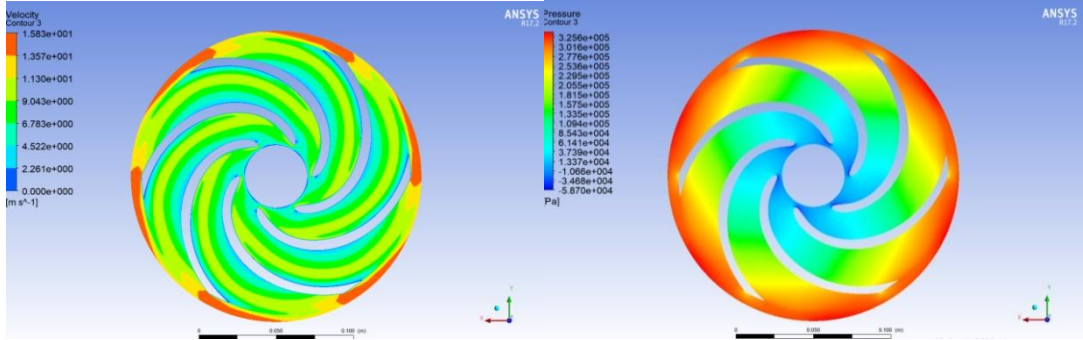


Şekil 5.14. Nişastalı su tasarım 4. adım sırasıyla hız ve basınç konturları

4. adım sonuçlarında kanatlar arası basınç dağılımının daha homojen olması için kanat kamburluğu ve giriş eğimi artırılmış ve beşinci adım analizlerine geçilmiştir.

Tablo 5.8. Nişastalı su için tasarım 5. adım sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	41,47 m
Hidrolik Güç	3,15 kW
Mil Gücü	5,78 kW
Verim	% 43,7

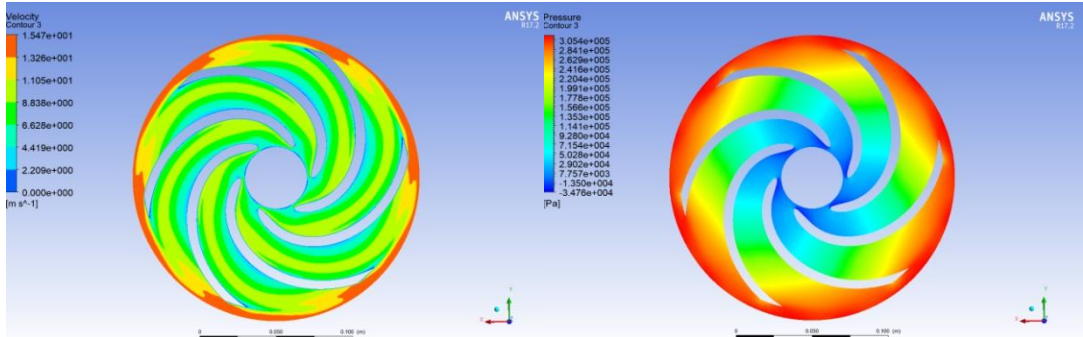


Şekil 5.15. Nişastalı su tasarım 5. adım sırasıyla hız ve basınç konturları

5. adım sonuçları incelendiğinde kanat uçlarında durgun bölgeler olduğu görülmüş, airfoil formunda giriş genişliği düşürülerek 6. Adım analizlerine geçilmiştir.

Tablo 5.9. Nişastalı su için tasarım 6. adım sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	40,59 m
Hidrolik Güç	2,48kW
Mil Gücü	5,6 kW
Verim	% 44,2



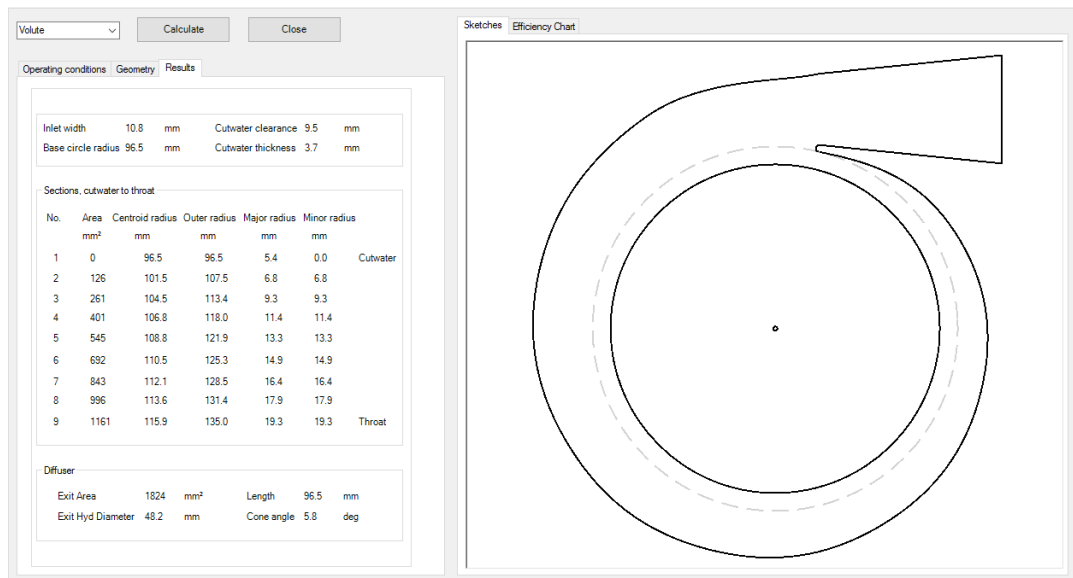
Şekil 5.16. Nişastalı su tasarım 6. adım sırasıyla hız ve basınç konturları

Yapılan iyileştirmeler sonucunda nişastalı su ile %44.2 verimle, 35 m³/h debi ve 40.59 m basma yüksekliğinde çalışan bir çark tasarlanmıştır. Tasarlanan bu çarkın salyangoz ile uyumlu çalışabilmesi için bu çarka ait bir salyangoz tasarımı yapılması gerekliliği görülmüştür.

5.3. Salyangoz Tasarımı

Çalışmanın bu kısmına kadar hesaplama maliyeti ve zaman göz önünde bulundurularak çözüm ağı eleman sayısı düşük tutulmaya çalışılmış, eleman sayısı nispeten daha düşük olan ve yalnız çark akış geometrisini içeren çözüm yöntemiyle analizler yapılmış, salyangoz geometrisi ve akış hacmi dikkate alınmamıştır.

Elde edilen tasarım geometrisinin sonuçlarının tutarlılığının ve deneysel çalışmalarla uyumunun sağlanabilmesi için çarka uygun salyangoz tasarlanması gerekmektedir. Salyangoz tasarımı çarklarda olduğu gibi Vista CPD programından deneysel verilere dayalı çıkarılabilmektedir. Çıkarılan bu salyangoz geometrisi çarkla birlikte MRF yöntemiyle tekrardan analiz edilmiştir. Şekil 5.17.'de Vista CPD ile yapılan salyangoz hesabı görülmektedir.

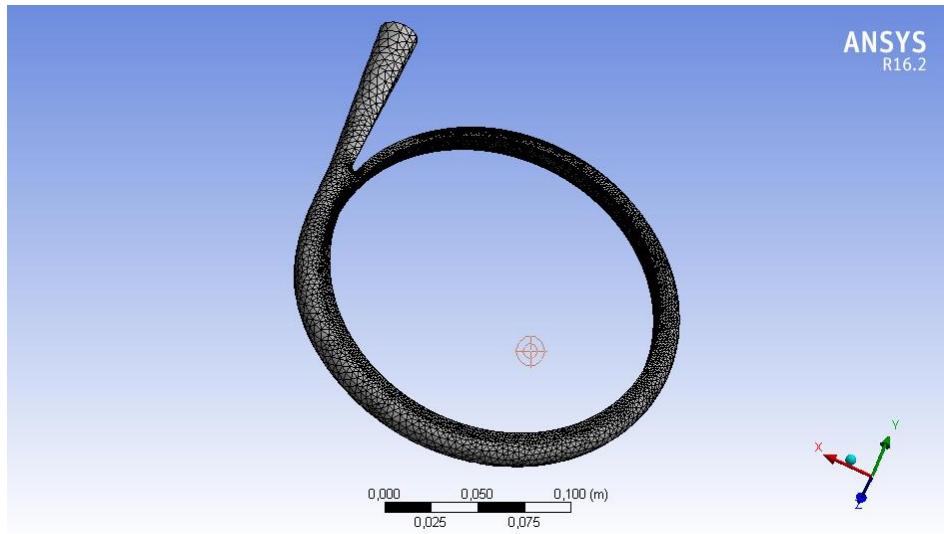


Şekil 5.17. Vista CPD salyangoz başlangıç tasarımı

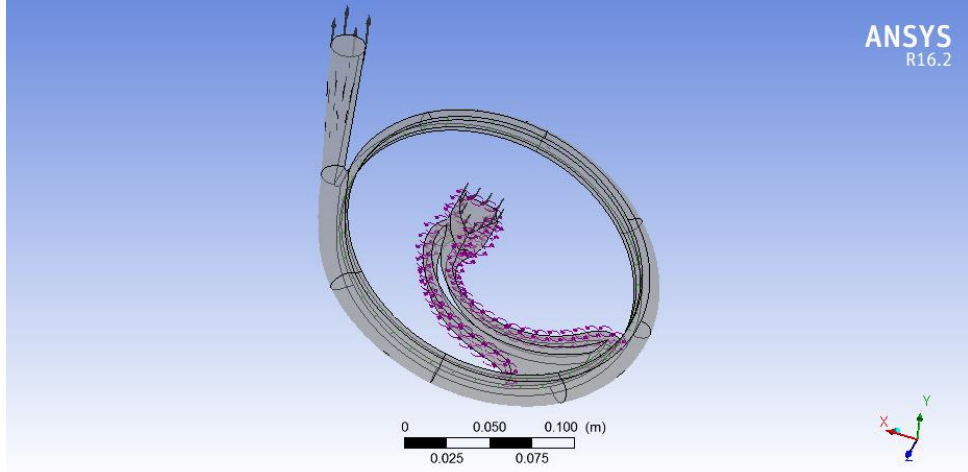
Salyangoz akış hacminin hesaba katıldığı MRF çözümlemedeki koşullar, çark akış hacmi üzerinden yapılan çözümlerdeki koşullara benzerdir. Yalnızca giriş-çıkış koşullarında çözüm yöntemi gereği küçük bir değişiklik yapılmıştır. Bu çözümleme koşulları Tablo 5.10.'da verilmiştir. Salyangoz ile çarkın çözüm ağı görselleri Şekil 5.18.'de, çözümleme kurulumundaki birleştirilmiş hâli de Şekil 5.19.'da verilmiştir.

Tablo 5.10 Salyangoz tasarımı analiz şartları

Çözümleme Koşulu	Değer
Akışkan	Nişastalı Su
Akış Modeli	Laminer (Laminar)
Devir Sayısı	2900 d/d
Kütleli Debisi (MassFlow Rate)	9,39 kg/s
Ortalama Statik Basıncı (AverageStaticPressure)	0 Pa



Şekil 5.18. Salyangoz çözüm ağı



Şekil 5.19. CFX çark ve salyangoz MRF çözüm modeli

Yapılan ilk analizler sonucu elde edilen değerler Tablo 5.11.'de verilmiştir.

Tablo 5.11 Salyangoz tasarımı ilk analiz sonuçları

Çözümleme Sonucu	Değer
Basma Yüksekliği	46.27 m
Hidrolik Güç	2.86 kW
Mil Gücü	4.497 kW
Verim	% 63.56

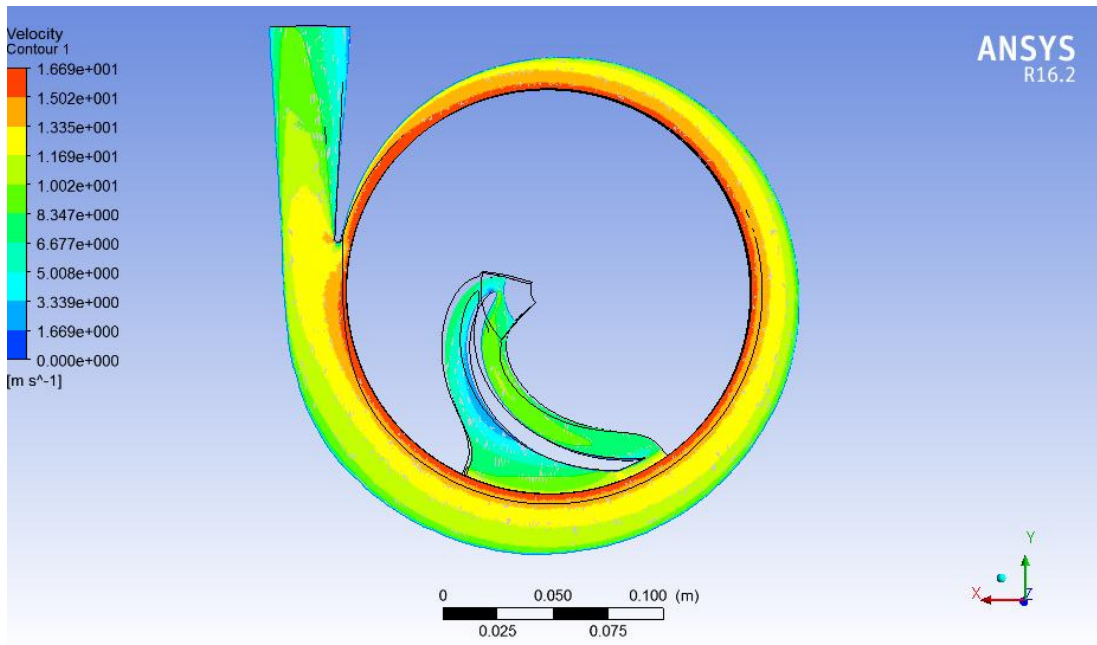
Salyangoz tasarımı için yapılan ilk analizler sonucu elde edilen sonuçlarda, sadece çarkın dikkate alındığı analizler ile arasında farklılıklar olduğu görülmüştür. Çözüm ağının karmaşıklığı ve çarkın periyodik sınır şartları vb. sebeplerle bu farklılığın olduğu sonucuna varılmıştır.

Salyangoz tasarımında dikkat edilmesi gereken iki nokta vardır. Bunlardan birincisi akış ayrılma noktasının nerede meydana geldiği, ikincisi ise genişleme bölümü boyunca basınç dağılımının homojen olmasıdır. Salyangoz verimini en yüksek düzeye getirmek için bu iki değişken hassas bir şekilde tasarlanmalıdır.

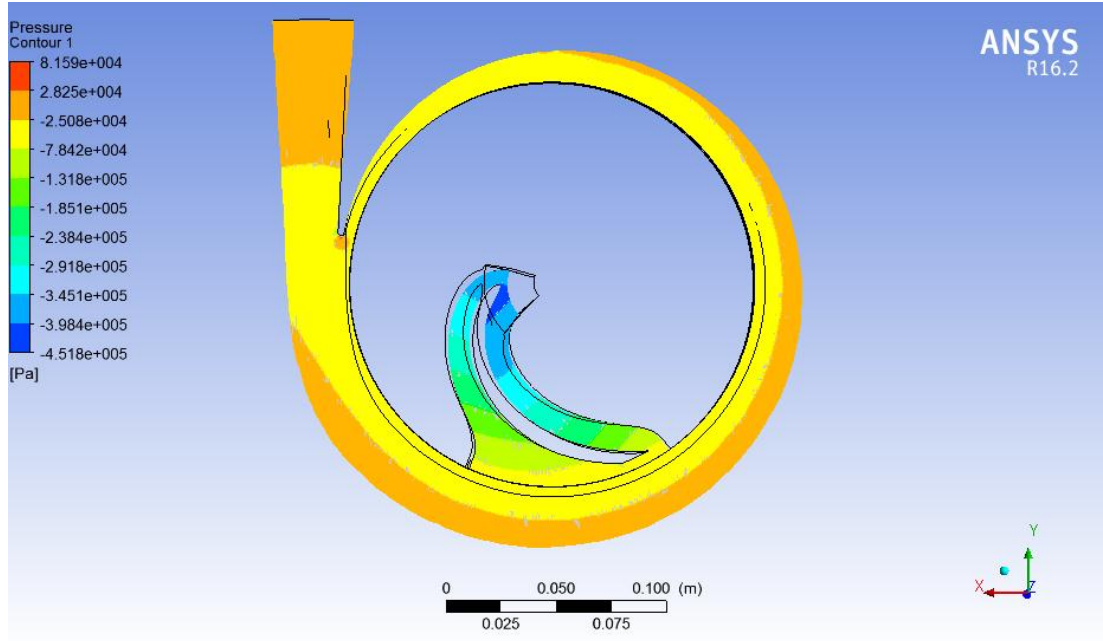
Akış ayrılma noktasının basma borusu tarafında meydana gelmesi pompaların boğulması olarak nitelendirilen ve salyangoz içerisinde oluşan basıncın basma borusuna aktarılamamasına sebep olan durumdur. Ters durumda ayrılma noktası

çark tarafına kayarsa çark içindeki basınç ve hız dağılımını olumsuz etkilemektedir. Dolayısıyla salyangozun en verimli çalışması için ayrılma noktası salyangoz dili başlangıç noktası üzerinde oluşmalıdır. Bu durum salyangozun dil açısına müdahale edilerek sağlanmaktadır.

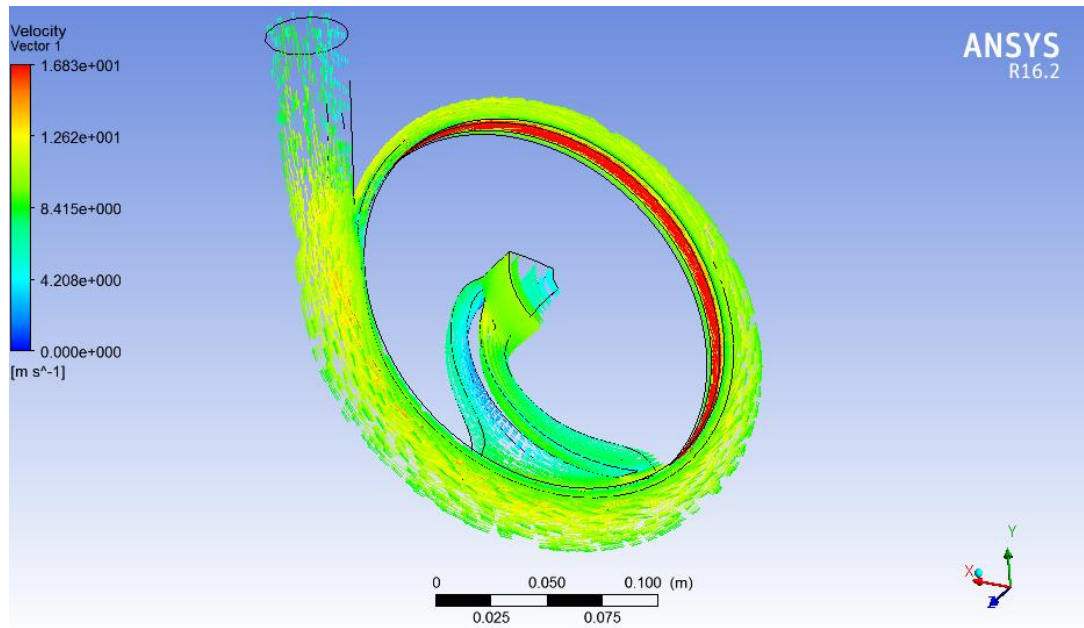
Şekil 5.20., Şekil 5.21. ve Şekil 5.22.'deki görsel sonuçlar incelendiğinde, basınç dağılımının emiş ağzından çıkış ağzına doğru homojenliğini koruduğu görülmektedir. Salyangoz dili çevresindeki durgun akış bölgesinin de yok denecek kadar az olduğu gözlemlenmiş, bu durum ayrılma noktasının dil başlangıç noktasında oluştuğunu göstermektedir.



Şekil 5.20. Salyangoz tasarımı hız konturu



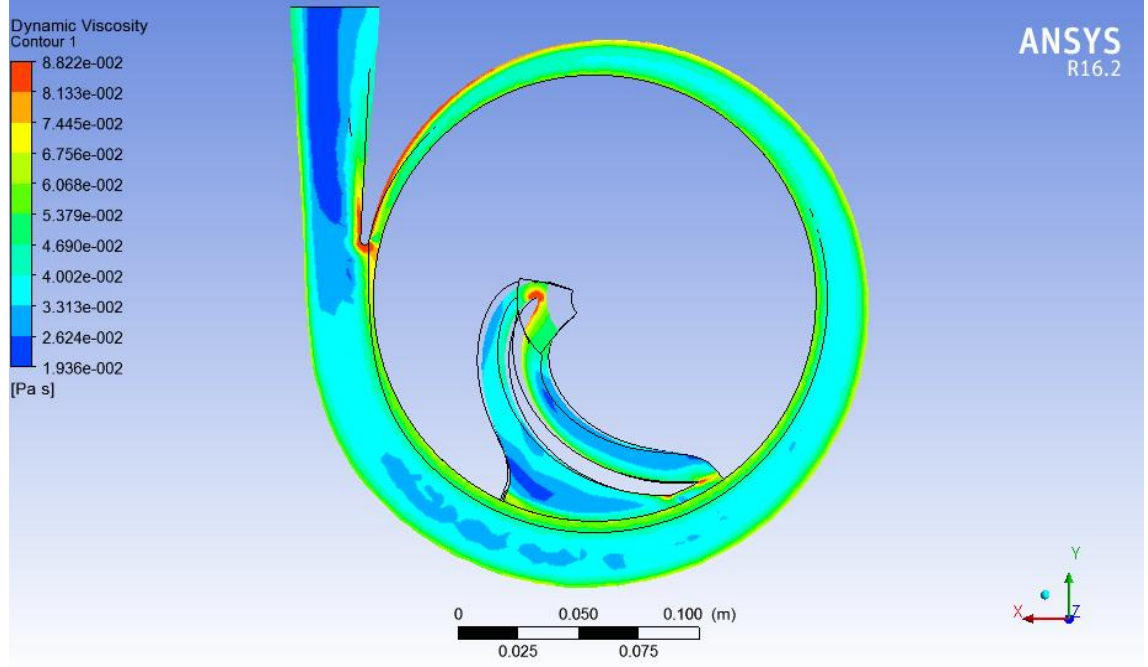
Şekil 5.21. Salyangoz tasarımı basınç konturu



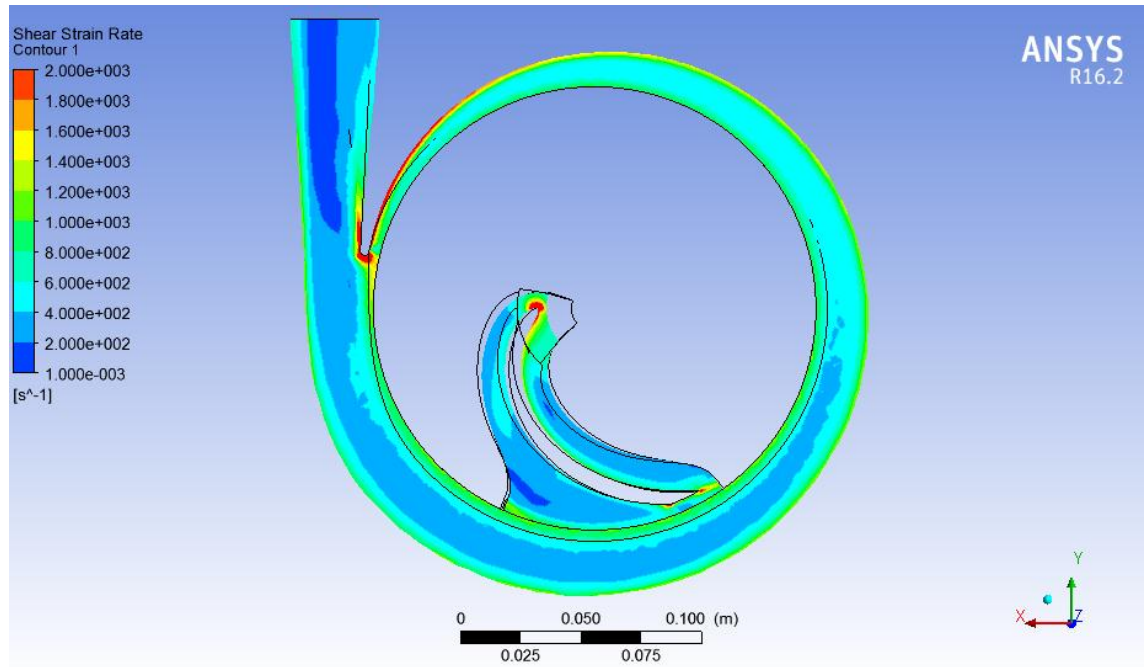
Şekil 5.22. Salyangoz tasarımı hız vektörleri

Elde edilen salyangoz geometrisinde yapılan analizlerin doğru sonuç verdiğinin doğrulaması için kayma hızı ile dinamik akma hızının görsel sonuçlarının karşılaştırması Şekil 5.23. ve Şekil 5.24.'te verilmiştir. Dinamik akma hızı, kayma deformasyon hızına bağlı bir fonksiyon olduğu için; kayma deformasyon hızının görsel sonuçları ile dinamik akma hızının görsel sonuçlarının renk dağılımları birbirine

benzer olmak durumundadır. Yine buradan yola çıkarak çözümlemenin yakınsadığı ve doğru sonuç verdiği çıkarımında bulunulabilir.



Şekil 5.23. Salyangoz tasarımı doğrulama analizi dinamik viskozite konturu



Şekil 5.24. Salyangoz tasarımı doğrulama analizi dinamik kayma gerilmesi oranı konturu

BÖLÜM 6. TEST DÜZENEĞİ VE PROTOTİP İMALATI

6.1. Pompa Test Düzenegi İmalatı

Test düzeneginin imalatı için öncelikle hangi boyuttaki pompaların test edileceği ve test düzeneginin kapasitesinin belirlenmesi gerekmektedir. Belirlenen değerler ışığında hesaplamalara başlanabilir.

Test düzenegi mekanik, elektronik ve yazılım olarak üç ana kısımda toplanabilir. Mekanik kısmı tank, borulama ve kısma elemanları, elektronik kısmı sürücüler ölçüm cihazları ve veri toplayıcıları, yazılım kısmını ise elektronik ekipmanların çalıştırılması ve ölçüm cihazlarından gelen verilerin kaydedilmesini sağlayan PLC yazılımını oluşturmaktadır.

Mekanik kısmın hesabında boru içerisindeki akışkan hızı kavitasyona sebep olmayacak kadar yavaş ve partiküllü akışkanların taşınması esnasında çökelmeye sebep olmayacak kadar hızlı olacak şekilde hesaplanmalıdır. Akışkan hızı U_e , 2-6 m/s aralığından bir değer ve Q m³/s olarak debi alınarak boru çapı hesaplanır.

$$D = \sqrt[2]{\frac{4 * Q}{\pi * U_e}} \quad (6.1)$$

Aynı şekilde tank hacmi hesaplanırken çökme olmayacak kadar hızlı, vanalarda ve pompa içindeki tersinmezliklerden kaynaklı oluşacak ısı geçişiyle, akışkan sıcaklığı etkilenmeyecek kadar yavaş devridaim olması sağlanmalıdır. Tank hacmi hesaplanırken pompanın yaptığı vakum etkisiyle, tank içinde girdap oluşmayacak ve emme borusuna hava çekmeyecek kadar büyük olmasına dikkat edilmelidir. V_T tank

hacmi ve tdevridaim süresi olmak üzere tank hacmi aşağıdaki denkleme göre hesaplanabilir.

$$V_T = Q * t \quad (6.2)$$

Elektronik ölçüm ekipmanların seçiminde maksimum kapasiteyi karşılayan aynı zamanda yeterince hassas cihazlar seçilmelidir. Seçilen cihazların düzenekteki yerleşimi de önem taşımaktadır. Pompa giriş ve çıkışlarına ve dirseklere çok yakın noktalardan alınan ölçüm değerleri çoğunlukla doğruyu yansıtmamaktadır. Cihazlar akışın düzenli olduğu bölgelere yerleştirilmelidir. Ölçüm cihazlarını sistem üzerine yerleştirirken akışkan hızında veya yönünde değişikliğe sebep olan en yakın borulama elemanından, kullanma kılavuzunda belirtilen değer kadar, eğer kullanma kılavuzunda bir değer belirtilmemişse, boru çapının en az 6 katı kadar uzağa yerleştirilmelidir.

Test düzeneğinde maksimum 150 m³/h debi ve boru içinde 5 m/s hız için gerekli hesaplamalar yapıldıktan sonra kullanılacak boru çapı; standartlar, imalat ve montaj da dikkate alınarak emme ve basma hattında DN100 olarak seçilmiştir. Maksimum kapasitede çalışan pompa için tank içindeki akışkanın 10 saniyede devridaim etmesi öngörülmüş ve tank hacmi belirlenmiştir. Ayrıca yüksek debilerde basma borusundan tanka boşalan akışkanın yaratacağı girdap ve akışkan içerisinde çözünen hava kabarcıklarının emme hattına karışıp pompa performansını etkilememesi için basma borusu altına Çin şapkası monte edilmiştir.

Basma hattında boru çapı değişiminden kaynaklı basınç kayıplarının önlenmesi için çıkış basıncı salyangoz çıkış çapına göre değiştirilen basma borusu üzerinden ve salyangoz çıkışından basma borusunun 10 katı kadar uzaktan ölçülmüştür. Maksimum 0-30 bar mutlak basınç aralığında %0.1 hassasiyetle çalışan basınçölçerler basma hattında 1-9 bar mutlak basınç, emme hattında ise 0-2.5 bar mutlak basınç aralığında ayarlanarak ölçümler yapılmıştır.

Debi ölçümü için akışkan türü, maksimum debi, sistemde kullanılan boru çapı ve çalışma basıncı dikkate alınarak 0-250 m³/h'lik, 35 bar basınca kadar ve -20 - +60 santigrat derece çalışma aralığı olan ultrasonik debi ölçer kullanılmıştır. Seçilen debi ölçerin petrokimya, kimya, gıda ve ilaç sektörlerinde kullanılabilen; iletken olan veya olmayan sıvı veya gaz fazından etkilenmeyen IP67 sertifikalı bir debi ölçer olmasına dikkat edilmiştir.

Niştastalı su ölçümlerinde akışkanın sıcaklığının yükselmesi jelleşmeye sebep olacağı için tank çıkışı ve pompa çıkışına güvenlik amaçlı -50-+400 santigrat derece ölçüm aralığı olan sıcaklık ölçerler konulmuş ve deneyler esnasında sıcaklıklar gözlenmiştir.

Kullanılacak elektrik motoru hesaplamalarda kabul edilen 2900 devir dakika ve tasarlanacak pompaların tahmini maksimum güç tüketimini karşılayacak şekilde 11kW olarak seçilmiştir. Seçilen alternatif akım elektrik motorunun duruş ve kalkışlarında rampa uygulamak veya çalışma frekansını değiştirerek devir ayarı yapmak için 15 kW'lık bir elektronik sürücü kullanılmıştır.

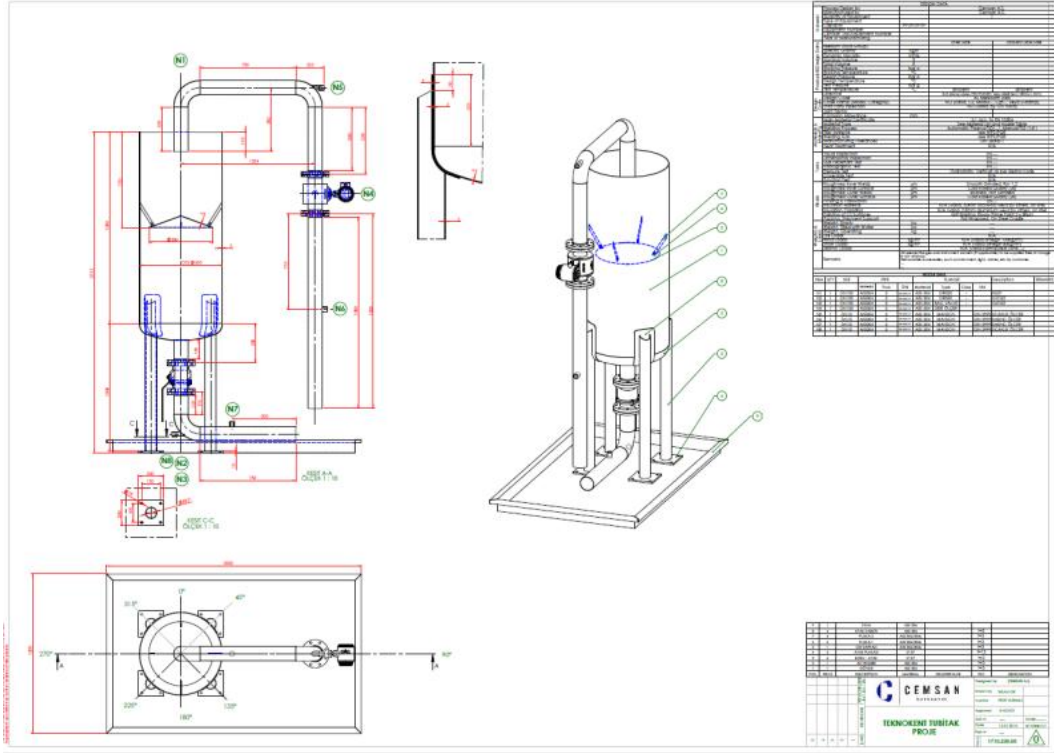
Elektrik motorunun sürüleceği sürücü ve ölçüm cihazlarından gelen sinyallerin toplanacağı elemanları içeren bir pano tasarlanmıştır. Verilerin bilgisayar ortamına aktarılması ve test ünitesinin bilgisayar ortamından kontrol edilebilmesi için kullanılacak PLC yazılımı, ABB firmasına ait PLC yazılım programında yazılmıştır.

Kısmi işlemleri için tank çıkışına bir tane ve debi ölçer arkasına bir tane olmak üzere iki adet kelebek vana kullanılmıştır. Sistem gıdaya uygunluk ve elektronik ölçüm cihazlarının sağlığı için komple 316 kalite paslanmaz çelikten imal edilmiştir.

Kullanılacak akışkan içerisinde parçacık olması sebebiyle sızdırmazlık elemanı çift salmastralı seçilmiş ve bu iki salmastra arasına, salmastra soğutma sistemi yardımıyla pompa içerisindeki basınçtan daha fazla basınca sahip soğutma suyu verilmiştir. Soğutma suyu ısınan taneciklerin yükselmesi prensibiyle doğal bir sirkülasyon yapmakta ve tank içerisinde soğumaktadır. Bu sayede karbon salmastra

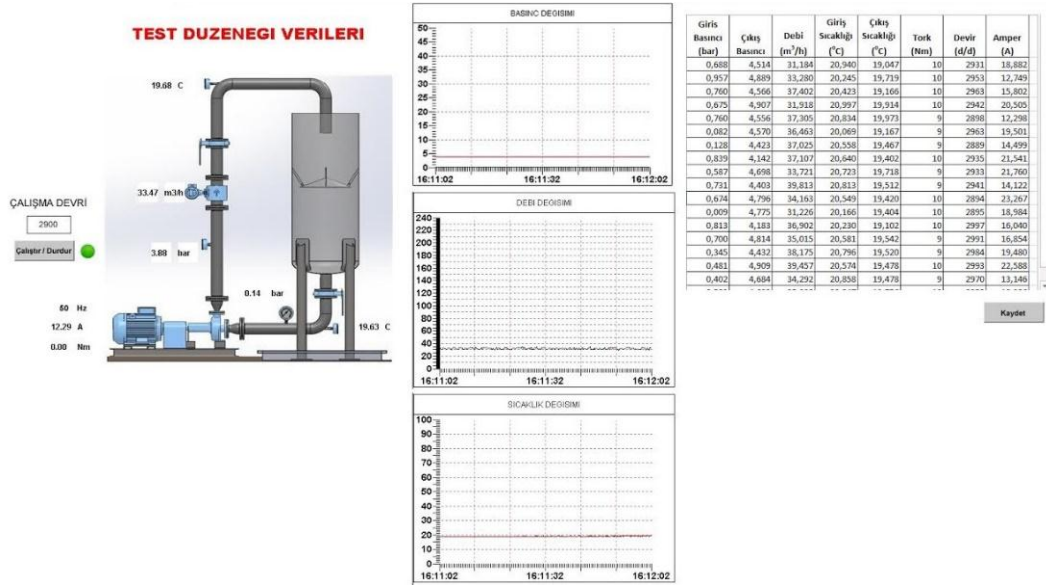
yüzeyleri arasına parçacık girişi ve salmastra yüzeylerinin ısınıp yanması önlenerek parça ömürleri uzatılmıştır.

Şekil 6.1.'de hesabı ve tasarımı yapılan test düzeneğinin imalat resmi görülmektedir.



Şekil 6.1. Test düzeneği imalat resmi

Şekil 6.2.'de motor devrinin ayarlanıp; debi, basınç ve sıcaklık değişimlerinin anlık olarak görülebildiği veya kaydedilebildiği veri toplama programı ekran alıntısı görülmektedir. Uygulamada yapılan ölçümler, hesaplamalar ve eğrilerinin çıkarılması için MS Excel programına aktarılabilir.



Şekil 6.2. Test düzeneği veri toplama programı ara yüzü

Şekil 6.3.'te ölçüme hazır test düzeneği kurulumu görülmektedir.



Şekil 6.3. Test düzeneği

6.2. Prototip İmalatı

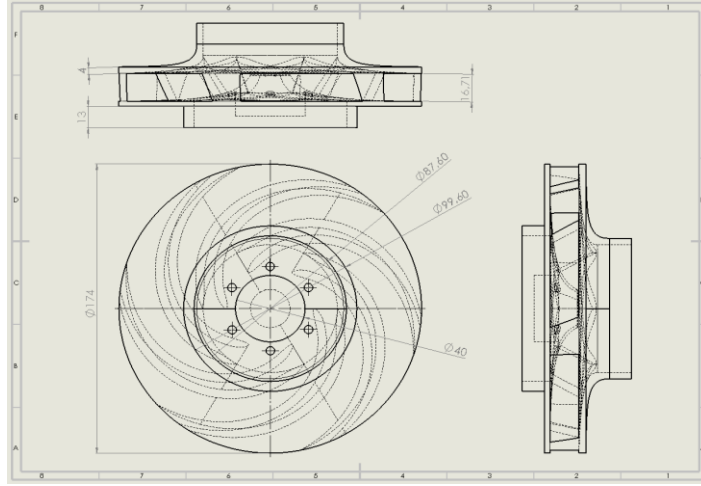
Santrifüj pompa çarkları genel olarak döküm yöntemleriyle imal edilmektedir. Geometrilerinin karmaşıklığına, beklenen yüzey kalitesine ve üretim sayısına bağlı olarak döküm yöntemleri değişmektedir. Basit kum kalıba dökümden kalıcı kalıba veya seramik kalıba döküme kadar çok farklı proseslerde çark dökümleri yapılmaktadır.

Tasarımı ve analizleri yapıp prototip üretimi için belirlenen 3 boyutlu modelin imalat resmi Şekil 6.4.'te verilmiştir. Kanat geometrilerinin eğimli olması sebebiyle maça kullanılamaması, hassas bir yüzey kalitesi beklenmesi ve üretim adedinin düşük olması göz önünde bulundurulduğunda çark üretiminde, seramik kalıba hassas döküm yöntemine karar verilmiştir. Bu yöntemde mum modelin çıkarılması için kalıp tasarımı ve model üretiminin maliyetleri çok artırdığı görülmektedir. Seri üretimde adetlerin artması mum modeli mantıklı hale getirirse de, prototip üretimi için 3 boyutlu yazıcı kullanılarak ABS plastikten model üretilmiştir. ABS plastiğin petrol türevi ve yüksek yanıcılığa sahip olması, yandığında dumanla uçması gibi özellikleri tercih sebebi olmuştur. Ayrıca bu malzeme ile üretimi yapılan model, bitirme işlemleri uygulandığında iyi bir yüzey kalitesine sahip olmaktadır.

ABS ile üç boyutlu yazıcıda yazdırılıp bitirme işlemleri ile yüzey kalitesi iyileştirilen model, seramik ile kaplanarak kalıbı oluşturulmuştur. Oluşturulan kalıbın içerisinden modelin uzaklaştırılması işleminde dikkat edilmesi gereken husus yakarak uzaklaştırma sırasında ısı gerilmelerin kalıbı çatlatmasıdır. Bunun önüne geçilmesi için önce seramik kalıp fırında gerekli sıcaklığa kadar ısıtıldıktan sonra yakma işlemi yapılmıştır.

Hazırlanan seramik kalıba hassas döküm prosesine göre tavlansız olarak ergitilmiş metal dökümü gerçekleştirilmiştir. Bu noktada dikkat edilmesi gereken başka bir husus, parçaya zarar vermemek için, döküm tamamen soğumadan ancak yeterli soğuma sağlandığında kalıp kırılarak parça çıkarılmalıdır.

Dökümden çıkan çarklarda dikkat edilmesi gereken önemli bir nokta balanstır. Yüzeyleri ve mil göbeği tornalanıp, kama yuvası açılan çark, döküm sırasında malzeme içerisinde meydana gelebilecek boşluklar ve kama yuvası sebebiyle balanslı olabilir. Yüksek devirlerde çalışacak olan çarkın, yataklama elemanları veya pompa geometrisine zarar vermemesi için balansı alınmalıdır. Şekil 6.5.'te imalatı ve bitirme işlemleri yapılmış bir çarkın önden ve arkadan görüntüsü görülmektedir.



Şekil 6.4. Prototip çark imalat resmi



Şekil 6.5. İmalatı ve bitirme işlemleri yapılmış teste hazır çark

BÖLÜM 7. TEST ÖLÇÜMLERİ VE KIYASLAMALAR

Üretimi ve gerekli bitirme işlemleri gerçekleştirilen çarkın pompaya montajı ve pompanın test düzeneğine montajı yapıp düzenek test yapılacak akışkanla doldurulduktan sonra deneyler gerçekleştirilebilir. Deney esnasında dikkat edilmesi gereken birkaç nokta şöyle sıralanabilir:

- 1- Elektrik motorunun kalkışı
- 2- Pompaya yol verilmesi
- 3- Ölçümün yapılacağı zaman
- 4- Ölçüm esnasında meydana gelebilecek kavitasyon ve pompa boğulması durumları

Bilindiği gibi elektrik motorları en çok enerjiyi kalkış esnasında çekmektedir. Elektrik motorları, motor ömrü ve güç tüketimi açısından, kalkış esnasında yavaş yavaş devirlendirilir. Bu duruma rampa adı verilir. Testler esnasında elektrik motoru belirli bir rampayla kaldırılmalıdır. Kalkışlarda önemli olan başka bir parametre de dur kalk sıklığıdır. Genelde alternatif akım elektrik motorlarında dur kalk için belirli dakikada belirli kalkış, sayı olarak üretici firma tarafından verilen değerler vardır. Elektrik motorunun sağlığı açısından bu değerlere uyulmalıdır.

Pompaya yol verilmesi ise kalkış esnasında ve motor devrine ulaştığında pompa çıkışındaki kısma vanasının pozisyonuyla ilgilidir. Santrifüj pompalar debinin 0 olduğu noktada minimum güç tüketimine sahipken bu durum eksenel pompalarda tam tersidir. Yani santrifüj pompaların kalkış esnasında kısma vanası kapalı konumda tutulup, pompa devrini bulduktan sonra yavaş yavaş açılarak elektrik motoruna ani yüklenmelerin önüne geçilmelidir. Eksenel pompalara ise kısma vanası açık şekilde kalkış verilmelidir.

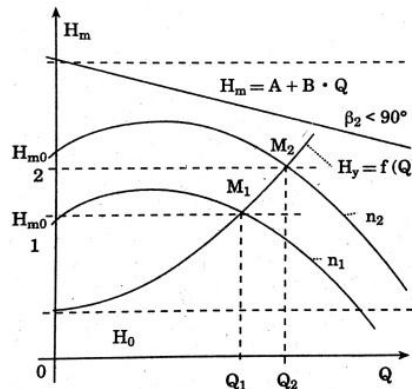
Santrifüj pompalarda debi değişimi basıncı etkilemektedir. Ani yüklenmeler, kavitezyon esnasında veya debi değişimlerinin ardından, çıkış basıncı ve debisinde belirli bir süre dalgalanmalar olmaktadır. Ölçüm yapılmadan bu dalgalanmaların sona ermesi beklenmeli ve akış düzene girdikten sonra ölçümler yapılmalıdır. Bu durum daha kararlı eğriler çıkarılmasında ve doğru ölçümler alınmasında önemlidir.

Pompa boğulması ve kavitezyon olayları genellikle maksimum debiye yakın noktalarda oluşmaktadır. Pompa giriş ve çıkışlarında ayrılma akışları dolayısıyla gerçekleşen, boğulma olarak adlandırılan olay, basınçta meydana gelen ani değişiklikler ile akışkan hareketine mani olmaktadır. Tank ile emme borusu girişinde meydana gelirse kavitezyona veya pompanın hava çekmesine sebep olabilmektedir. Dolayısıyla pompa debisi bu noktadan sonra artmaz.

7.1. Pompa Karakteristik Eğrilerinin Çıkarılması

7.1.1. $H_m = f(Q)$, ana karakteristik eğrisi

Çark üzerinde sonsuz sayıda kanat olduğu ve sürtünme kayıplarının olmadığı düşünüldüğünde, $H_m = f(Q)$ fonksiyonu lineer olacaktır. $\beta_2 < 90^\circ$ iken fonksiyon azalan lineer bir fonksiyon olur. Şekil 7.1.'de $H_m = A + B \cdot Q$ doğrusu bu durumu göstermektedir. Ancak teoride mümkün olan bu ideal durum pratikte mümkün olmamaktadır. Şekil 7.1.'de farklı devirlerde çalıştırılan bir pompanın karakteristik eğrileri verilmiştir.



Şekil 7.1. Farklı devirler için karakteristik eğri[1]

Şekil 7.1.'e göre deney tesisatında gerçekleştirilen deneylerde devir sayısı bir parametre olarak kabul edilir ve $n_1 < n_2$ devir sayılarında pompa karakteristik eğrilerinin çıkarılması için çıkış vanası yavaş yavaş açılarak okunan debi ve basınç değerleri kaydedilirse; n_1 devir sayısı için P_{01} efektif basıncı, n_2 devir sayısı içinse P_{02} efektif basıncı okunur. Bu durumda pompa, debinin 0 olduğu noktada n_1 devri için H_{m01} , n_2 devri için ise H_{m02} manometrik basma yüksekliklerinde çalışır. Çıkış vanası yavaş yavaş açılarak okunan değerler kaydedildiğinde debi artarken basma yüksekliğinin belirli bir noktadan sonra azalmaya başladığı görülür.

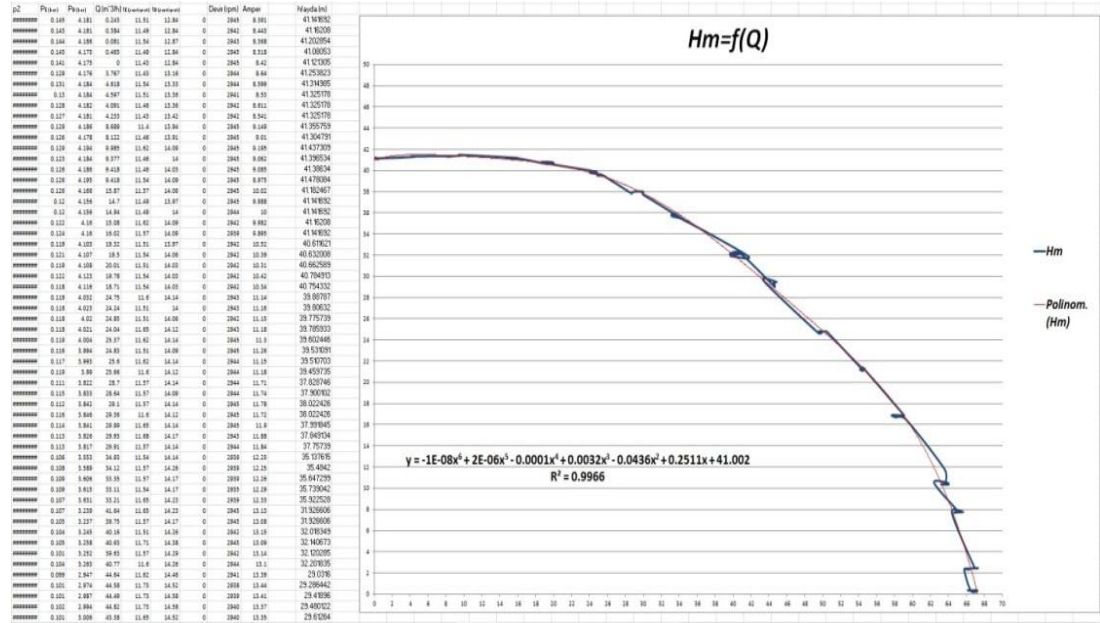
$H_y=f(Q)$ eğrisinin sistem eğrisi olduğu ve pompa ana karakteristik eğrisiyle kesiştiği noktanın çalışma noktası olduğu durumda $Q_2 > Q_1$ iken $H_{m1} < H_{m2}$ olduğu görülebilmektedir. Bu durumda santrifüj pompalarda, hacimsel pompalarda da olduğu gibi debinin devirle doğru orantılı olduğu kabul edilebilmektedir. Ayrıca manometrik basma yüksekliği devir sayısının karesiyle, güç devir sayısının küpüyle orantılı olarak değişmektedir.

Devir sayısına bağlı olarak H_{m0} manometrik basma yüksekliğini ampirik yaklaşımla Denklem 7.1'e göre tahmini olarak belirlemek mümkündür. H_{m0} metre su sütunu, D santimetre ve n devir-dakika birimlerinde olmak üzere eşitlik sağlanmaktadır.

$$H_{m0} = \left(\frac{D * n}{8500} \right)^2 \quad (7.1)$$

Deneyler esnasında kısma vanasının yavaş yavaş açılarak basınç ve debi değerlerinin okunmasıyla elde edilen veriler işlenerek, pompanın karakteristik eğrilerinin çıkarılması en sağlıklı yöntemdir. Sabit devir sayısında gerçekleştirilen bir kısma işlemi için Denklem 7.2'ye göre her debiye karşılık gelen basma yükseklikleri birleştirilerek ana karakteristik eğri çıkarılmaktadır. Deney tesisatında toplanan verilerle çıkarılan bir ana karakteristik eğri Şekil 7.2.'de verilmiştir.

$$H_m = \frac{P_B - P_E}{\rho * g} \quad (7.2)$$

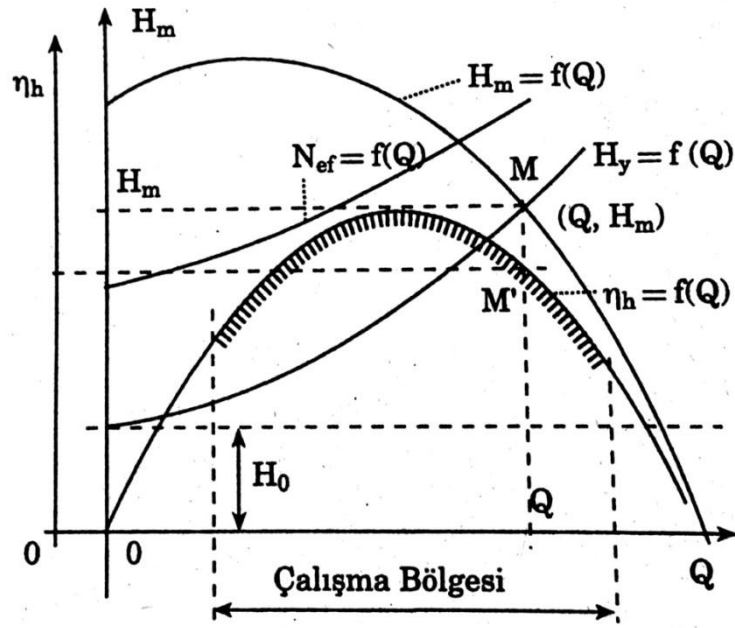


Şekil 7.2. Deney tesisatında toplanan verilerle ana karakteristik eğrinin çıkarılması

Deneylerde ölçülen noktalardan elde edilen eğrilerde, deney esnasında oluşabilecek cihaz hassasiyetleri ve elektronik gürültü gibi sebeplerle dalgalanmalar olabilir. Ancak yüksek doğrulukta denklemleri çıkarılan eğriler üzerinden değer okumaları kolaylaşır ve bu eğriler pompa ana karakteristik eğrisi olarak kullanılırlar.

7.1.2. Verim eğrisi

Analitik pompa hesabı yapılırken volümetrik, hidrolik ve mekanik verim aralıkları verilmiştir. Bir santrifüj pompada motordan çekilen gücün tamamı akışkana aktarılamamaktadır. Volümetrik, hidrolik ve mekanik kayıplar sebebiyle ısı olarak çevreye atılmaktadır. Santrifüj bir pompanın verimi çalışma koşullarına göre değişmektedir. Bu değişimi tanımlayan karakteristik eğriye verim eğrisi denmektedir. Genel olarak verim, pompadan akışkana transfer edilen gücün, pompaya verilen güce oranı olarak tanımlanır. Şekil 7.3.'te bir verilen karakteristik eğri üzerinde verim eğrisinin tarandığı nokta o pompa için çalışma aralığını göstermektedir. Bu taralı alan, maksimum verim noktasının %10 altını ve üstünü kapsamaktadır.



Şekil 7.3. Maksimum verime göre çalışma bölgesi [1]

Verim eğrisi çıkarılırken ana karakteristik eğriye benzer olarak her debi değeri için pompaya verilen ve pompadan alınan güçler hesaplanıp Denklem 7.3'te yerine yazılarak bulunur.

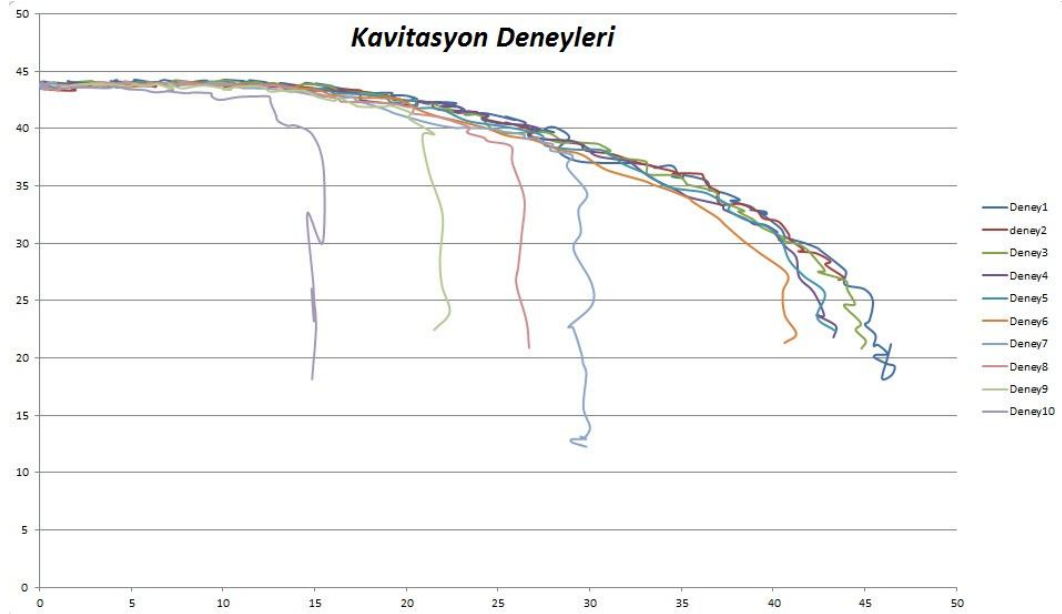
$$\eta = \frac{P_h}{P_m} \quad (7.3)$$

Pompaya verilen güç Denklem 7.4'e göre hesaplanır. Bu denklemde P_m elektriksel güç (kW), V gerilim (volt), I akım (amper), $\cos\varphi$ güç faktörü (motor kataloğundan okunur), η_e elektrik motoru verimi (motor kataloğundan okunur) olarak hesaplanır.

$$P_m = \frac{\sqrt{3} * V * I * \cos\varphi * \eta_e}{1000} \quad (7.4)$$

Pompadan alınan güç ise pompanın akışkana aktardığı güç olarak ölçülebilir. P_h pompadan alınan güç (kW), g yer çekim ivmesi (m/s^2), ρ akışkan yoğunluğu (kg/m^3), Q debi (m^3/h), H_m manometrik basma yüksekliği (m) olmak üzere Denklem 7.5'ten hidrolik güç değerleri elde edilebilir. Şekil 7.4.'te deney tesisatından okunan verilerle

grafikte belirlenen noktalardan birinin MS Excel tablosundaki değerleri Şekil 7.6.'da verilmiştir. Kaviteşyon başlangıcının belirlendiği bütün noktaların değerleri belirlendikten sonra Denklem 3.24'e göre kaviteşyon eğrisi çıkarılabilir.

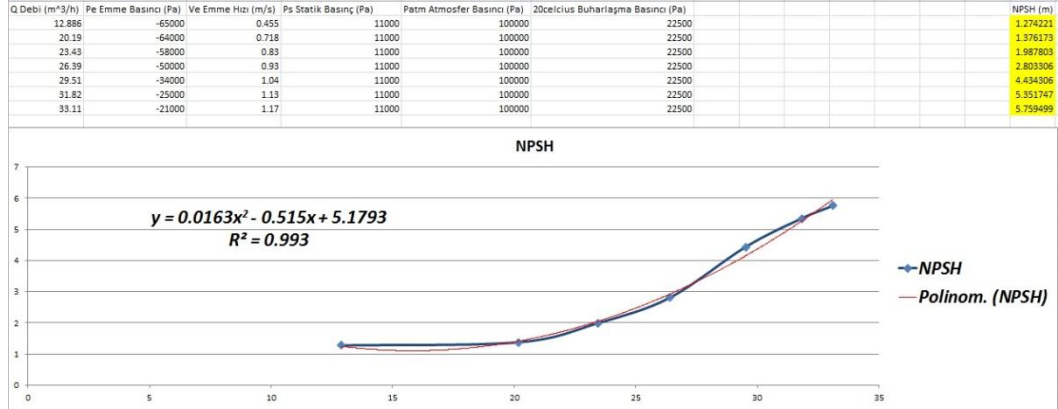


Şekil 7.5. Kaviteşyon deneylerinin ana karakteristik eğrileri

0.03	2.696	40.85	19.4	25.08	0	2941	13.01	9.0344	1.4455	272296	3030	31.902	6.9661	3.5405	50.825
0.027	2.583	40.89	19.43	25.11	0	2942	13.04	9.0433	1.4469	260883	2727	30.777	6.9821	3.4191	48.963
0.025	2.526	41.64	19.43	25.08	0	2940	13.13	9.2091	1.4735	255126	2525	30.361	7.0303	3.4347	48.856
0.02	2.439	41.38	19.32	25.02	0	2941	13.18	9.1516	1.4643	246339	2020	29.465	7.0571	3.3125	46.938
0.021	2.404	42.35	19.37	25.05	0	2940	13.19	9.3662	1.4986	242804	2121	29.291	7.0624	3.3702	47.72
0.02	2.372	43.12	19.46	25.02	0	2942	13.25	9.5364	1.5258	239572	2020	29.132	7.0946	3.4128	48.104

Şekil 7.6. Kaviteşyon başlangıcı olan bir noktanın MS Excel tablosundaki değerleri

Okunan değerler sonucunda belirlenen NSPH noktaları debiye bağlı olarak grafikte işaretlenerek NSPH eğrisi çıkarılır. Şekil 7.7. çıkarılmış bir NSPH eğrisini göstermektedir.

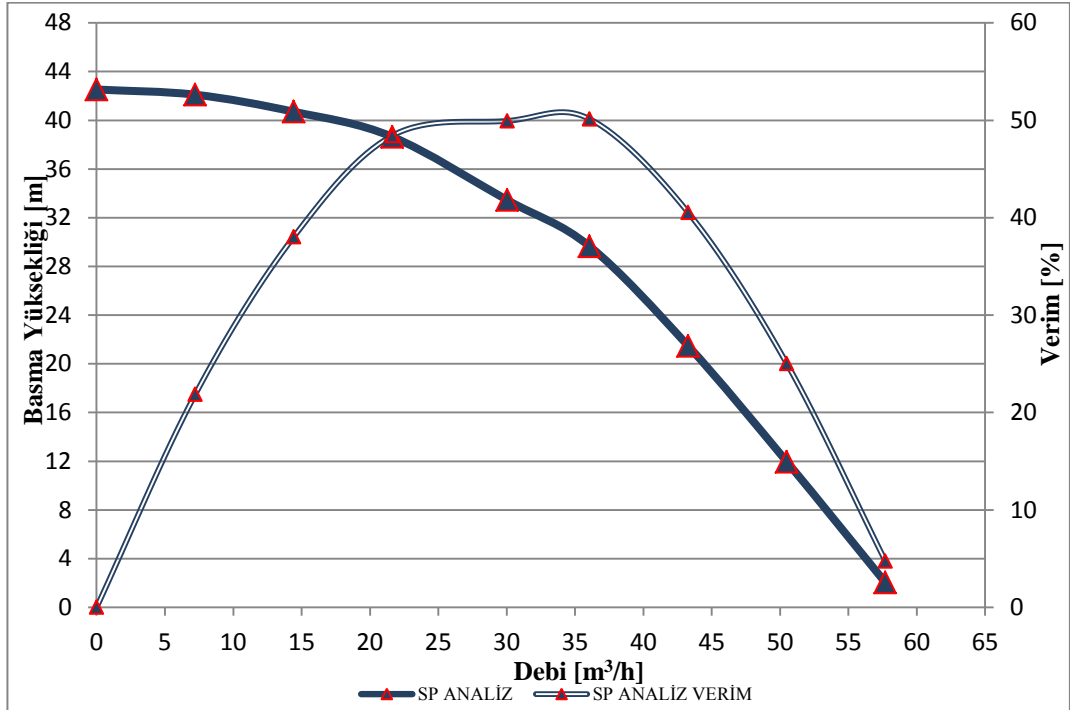


Şekil 7.7. NSPH eğrisi

7.2. Deney ve Analiz Sonuçları

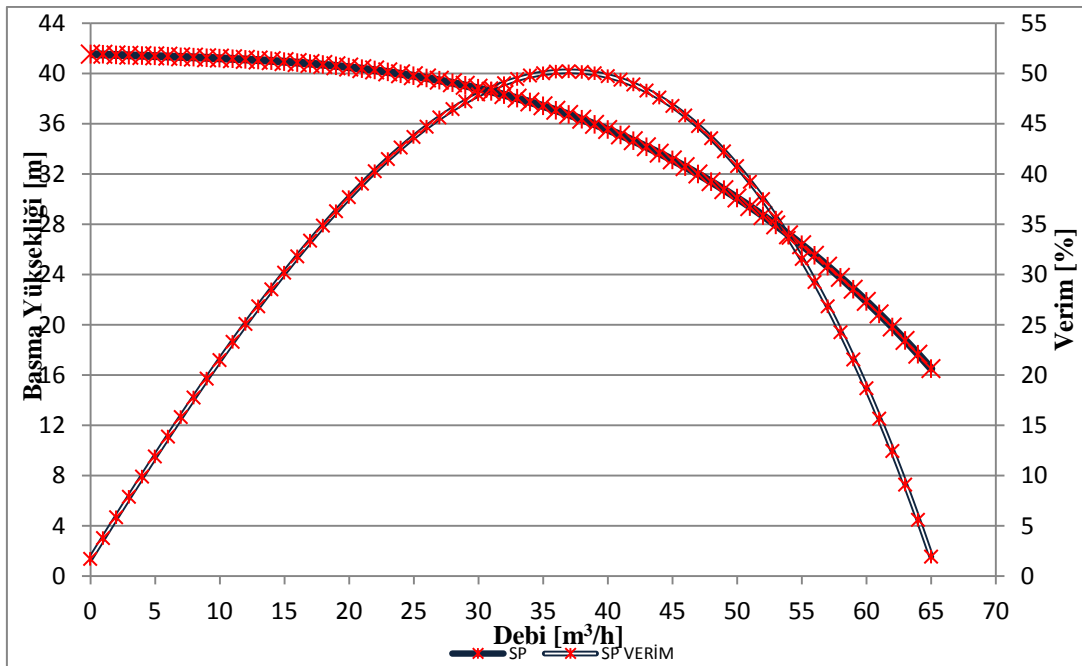
Referans değerleri maksimum verimde sağlayacak şekilde tasarımı yapılan pompa geometrilerinin, üretim ve bitirme işlemlerinin ardından deney tesisatında deneyleri gerçekleştirilmiştir. Kaydedilen basınç, debi ve akım değerleri kullanılarak Bölüm 7.1.'de verilen denklemler yardımıyla performans eğrileri oluşturulmuştur.

Şekil 7.8.'de su için tasarlanan pompanın analizler sonucu elde edilen performans eğrisi görülmektedir. Bu eğriye göre maksimum verimin 35 m³/h debi değeri civarında olması ve 40 m basma yüksekliği ile %50 verim sağlaması beklenmektedir.



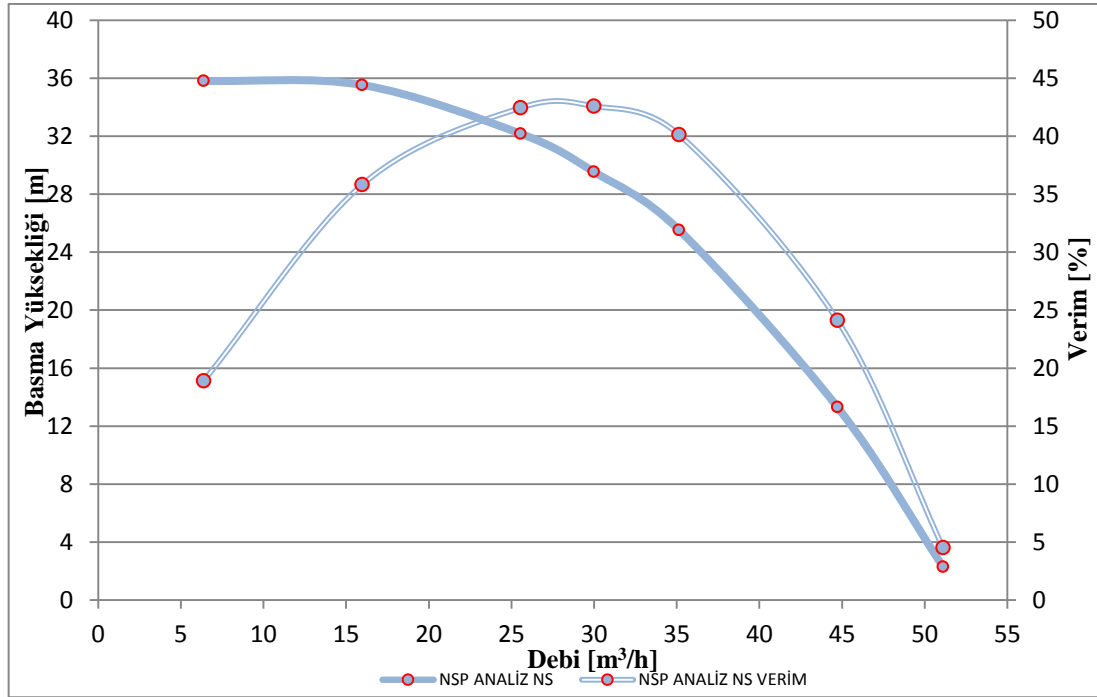
Şekil 7.8. Su için tasarlanan pompanın analizler sonucu elde edilen karakteristik eğrisi

Su için tasarlanan pompanın deneyler sonucunda çıkarılan performans eğrileri Şekil 7.9. ile verilmiştir. Eğriler incelendiğinde maksimum verimin $40 \text{ m}^3/\text{h}$ civarında olduğu, 37 m basma yüksekliğine ve %50 verime sahip olduğu görülmektedir.



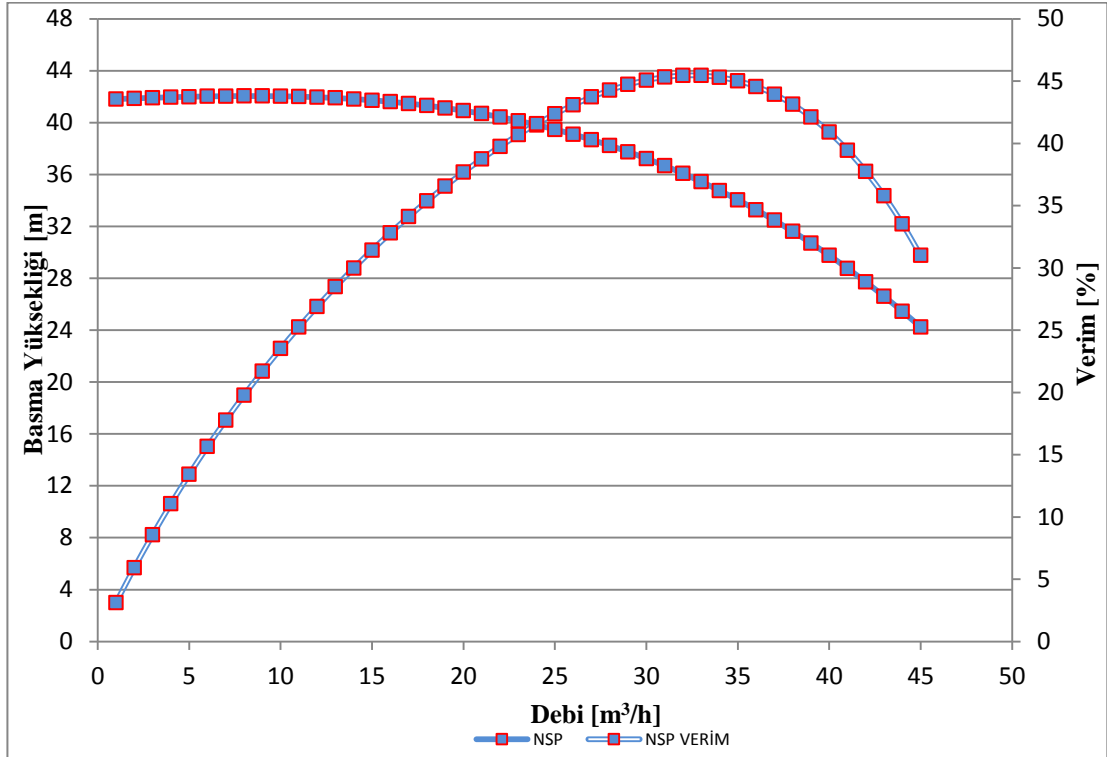
Şekil 7.9. Su için tasarlanan pompanın deneyler sonucu elde edilen karakteristik eğrisi

Şekil 7.10.'da kullanılan akışkanın nişastalı su olması durumu için tasarlanan pompanın analizlerinden elde edilen kısma eğrisi görülmektedir. Bu eğriye göre maksimum verimin 30 m³/h civarında olması, maksimum verimde 30 m basma yüksekliği ve %54,4 verim sağlaması beklenmektedir.



Şekil 7.10. Nişastalı su için tasarlanan pompanın analizleri sonucu elde edilen karakteristik eğrisi

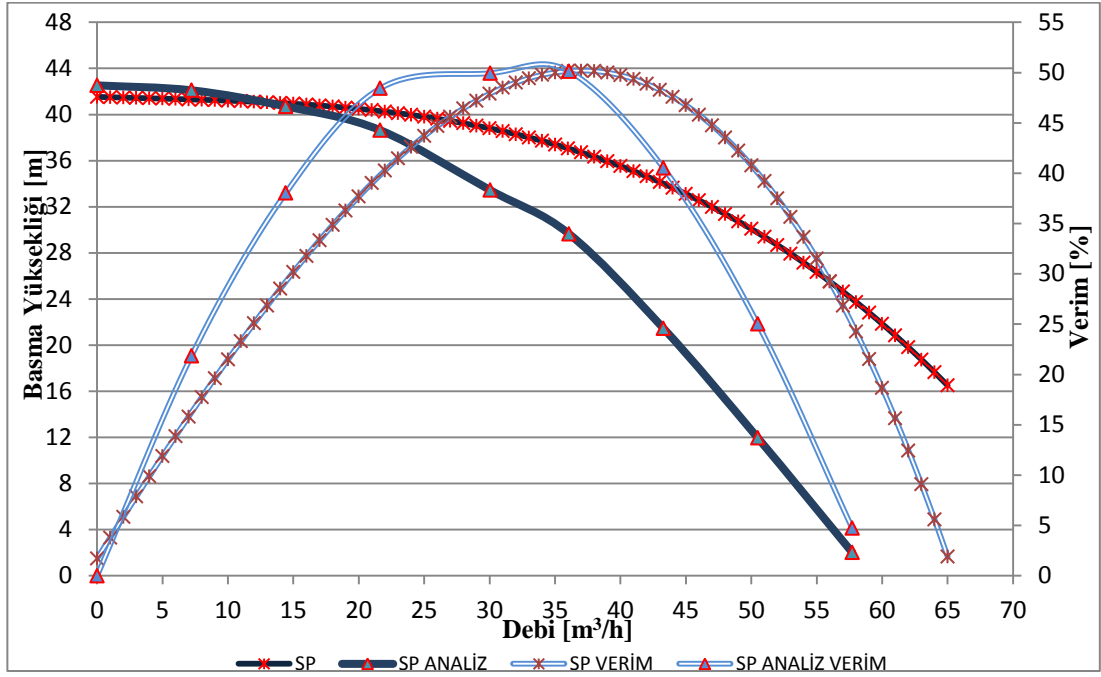
Şekil 7.11. nişastalı su transferi için tasarlanan pompanın deneyleri ile elde edilen performans eğrilerini vermektedir. Deneyler sonucunda 35 m³/h debi değerinde %45 maksimum verim ve 35 m basma yüksekliği sağladığı görülmektedir.



Şekil 7.11. Nişastalı su için tasarlanan pompanın deneyler sonucu elde edilen karakteristik eğrisi

Su için tasarlanan pompanın analiz ve deney sonuçları kıyaslandığında aralarında uyum olduğu görülmektedir. Deneyler sonucunda maksimum verim noktası daha yüksek debide oluşmuş ve analiz sonuçlarında elde edilen %50 değerini vermiştir. Basma yüksekliği değerleri analizlerde elde edilen değerlerden daha yüksek çıkmıştır ancak eğriler birbirine paralel ilerlemektedir.

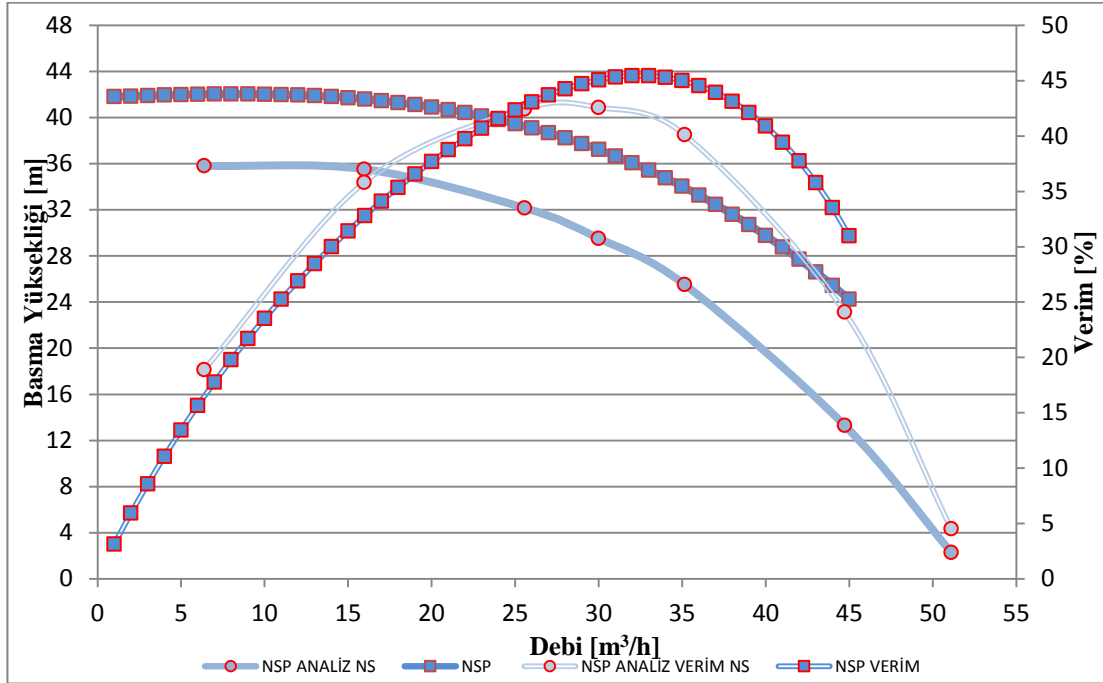
Şekil 7.12.'de su için tasarlanan pompanın deney ve analiz sonucu elde edilen eğrilerinin birlikte verildiği performans eğrileri görülmektedir.



Şekil 7.12. Su için tasarlanan pompanın analiz-deney karakteristik eğrilerinin kıyaslanması

Kullanılan akışkanın nişastalı su olması durumu için tasarlanan pompanın analiz ve deney sonuçları kıyaslandığında su için tasarlanan pompada olduğu gibi maksimum verim noktasının yine daha yüksek debide olduğu görülmektedir. Basma yüksekliklerinin deneyler sonucu elde edilen eğride daha yüksek olduğu ancak kısma eğrilerinin paralel ilerlediği ve aralarında uyum olduğu görülebilmektedir.

Şekil 7.13.'te nişastalı su için tasarlanan pompanın analiz ve deney sonuçlarını içeren performans eğrileri birlikte görülmektedir.



Şekil 7.13 Nişastalı su için tasarlanan pompanın analiz deney karakteristik eğrilerinin kıyaslanması

7.3. Nitrüleme İşlemi

Mekanik olarak çalışan sistemlerde kullanılan malzemenin dayanımı büyük öneme sahiptir. Mekanik sistem parçalarının yüzeylerinde genellikle yüksek gerilme ve aşındırıcı kuvvetler etkilidir. Yüzeye etkiyen kuvvetler malzemenin dayanım sınırını aşarsa yüzeyde çatlaklar ve kopmalar dolayısıyla aşınma ve korozyon meydana gelir. Bu kırılma ve kopmaların önüne geçmek için malzeme sertliğini artırmak bir çözümdür ancak bu çözümde gevrek kırılma riskini ortaya çıkarmaktadır. Bu sebeplerle malzemelerin içyapısı aynı kalırken yüzey sertliklerinin artırılması birçok yönden faydalar sağlamaktadır.

Yüzey sertleştirme işlemlerinin büyük çoğunluğunun temelinde ısıl işlemler yatmaktadır. Isıl işlemler temel olarak malzemenin belirli bir sıcaklığa kadar ısıtılması, bu sıcaklıkta belirli süreler bekletilip, hesaplanan sürelerde tekrar oda sıcaklığına düşürülmesi olarak üç ana adımda gerçekleştirilmektedir. Nitrüleme işlemi gerçekleştirilirken benzer adımlar uygulanmaktadır.

Nitrüleme işlemi, ısıl işlem esnasında malzemenin yüzeyine difüzyon ile azot verilip, yüzey özelliklerinin değiştirilmesi temeline dayanmaktadır. Atom çapı karbondan daha küçük olan azot malzeme yüzeyinde karbon atomlarının arasına nüfuz etmektedir. Yüksek sıcaklıklarda, yüksek azot içeren çözeltilerle hızlı bir şekilde gerçekleştirilebilen bu işlem sonrasında yüzeyde çok kırılmalı bir yapı ve yüzey dökümleri oluşur. Bu kırılmalı yapı ve yüzeyde dökümlerin oluşmaması için daha düşük sıcaklıklarda daha uzun süreli işlemler gerçekleştirilmelidir.

Çalışmamızda yüksek bilgi, tecrübe ve teknoloji isteyen Nitrüleme işlemi için Bodycote Thermal Processing isimli şirketten destek alınmıştır. Proses gizliliği nedeniyle yapılan işlemin ayrıntıları paylaşmamaktadır.

7.4. Ömür Testi

Çalışmamızın asıl hedeflerinden biri, tasarlanan ve iyileştirilen ekipmanın kullanım ömrünü artırarak yedek parça, tamirat ve duruş masraflarından tasarruf edebilmektir. Asidik veya bazik, yüksek yoğunluklu ve aşındırıcı akışkanlar transfer etmek üzere tasarladığımız ekipmanımız zorlu şartlar altında çalışabilecek mekanik özellikler taşımaktadır. Bu beklenti ile Nitrüleme işlemine tâbi tutulan çarkımızın ömür açısından ne kadar tasarruf sağladığının anlaşılabilmesi için ömür testine tâbi tutulması gerekmektedir.

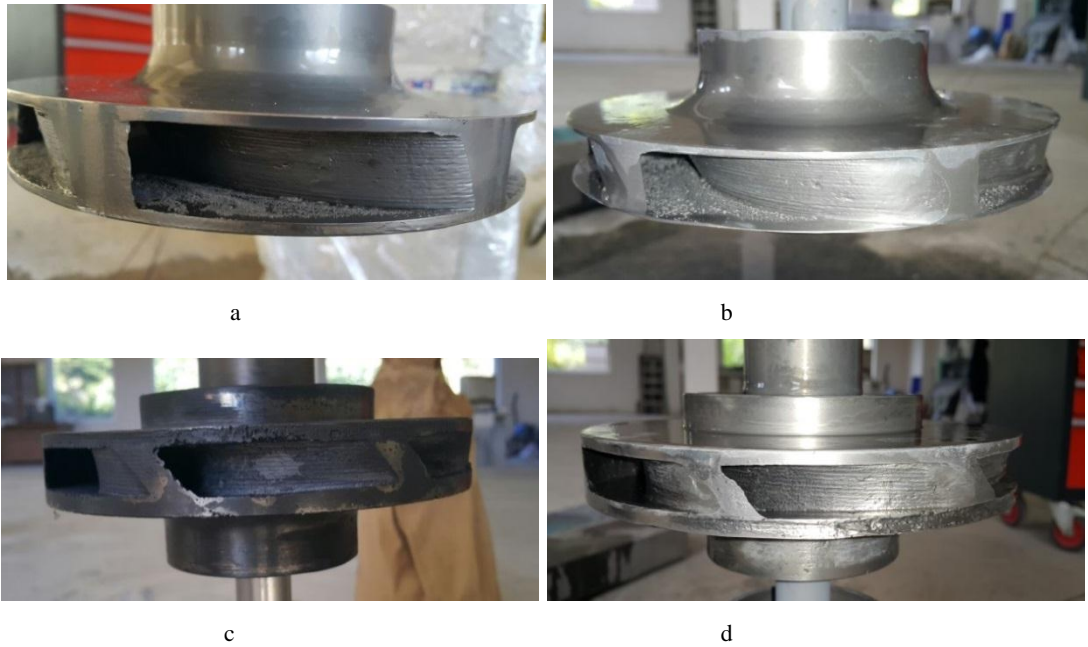
Ömür testi normal şartlar altında uzun sürelerde aşınması beklenen ürünlerin daha zorlu şartlar altında çalıştırılarak daha kısa sürelerde aşındırılmasına dayalı bir uygulamadır. Bu uygulamada nitrülenmiş çark ile dökümden çıktıktan sonra herhangi bir ısıl işleme uğramamış çark, aynı şartlar altında aynı sürelerde çalıştırılarak üzerlerinde gerçekleşen aşınmalar kıyaslanmıştır.

Teste başlanmadan önce iki çarkın ayrı ayrı ağırlık, kalınlık ve yüzey ölçümleri alınmıştır. Aynı şartlar altında test yapılabilmesi, sıcaklık etkileri, aşındırıcıda meydana gelebilecek değişiklikler gibi farklı test koşullarının ortaya çıkmaması için, iki çarkın aynı anda çalışacağı bir test mekanizması tasarlanmış, tasarlanan mekanizmada aşındırıcı akışkan olarak kuvars kum ile su karışımı kullanılmıştır.

Çarklara belirli süreler boyunca akışkan sirkülasyonu sağlatılıp ölçümleri alınmış, daha sonra teste tekrar devam edilmiştir. Yaklaşık 24 saatlik çalışma sonucunda Nitürleme işlemi yapılmayan çarkın ömrünü tamamlaması ile teste son verilmiştir.

Yapılan ömür testleri sonucunda çark yüzeylerinde meydana gelen aşınma ağırlıklarında ve kalınlıklarında meydana gelen azalmalar ölçülmüş ve nitürleme işlemi yapılan çarkın ömür olarak yaklaşık 11 kat daha uzun süre kullanılabileceği anlaşılmıştır.

Ömür testi öncesi ve sonrası ölçümleri gösteren görseller Şekil 7.14.'te verilmiştir.



Şekil 7.14. (a) Isıl işlem görmemiş çark ömür testi öncesi, (b) Isıl işlem görmemiş çark ömür testi sonrası, (c) ısıl işlem görmüş çark ömür testi öncesi, (d) ısıl işlem görmüş çark ömür testi sonrası

BÖLÜM 8. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada Newton tipte olmayan akışkanların transferini yüksek verimle sağlayacak, tek emiş tek çıkışlı, salyangoz tipte kapalı çarklı bir santrifüj pompa tasarlanmıştır. Bu tasarım gerçekleştirilirken önce analitik yöntemlerden faydalanılmış, bu yöntemlerle elde edilen geometrilerin HAD yöntemiyle testleri gerçekleştirilmiştir. Analitik yöntemlerle gerçekleştirilen tasarımlarda incelenen parametreler ve elde edilen sonuçlardan; çark ve salyangoz içinde çok fazla akış bozukluklarının olduğu, buna çark ve salyangoz geometrisinin basit yapısının sebep olduğu anlaşılmıştır.

Analitik yöntemlere kıyasla daha fazla parametre içeren, pompa tasarımı için geliştirilmiş bilgisayar programlarında yapılan tasarımlar ve testler ile daha verimli çalışabilecek pompaların tasarımı yapılabileceği anlaşılmıştır. Bu tasarımlar için ANSYS WorkBench ara yüzünde Vista CPD, BladeGen, TurboGrid, Fluent ve CFX programlarından faydalanılmıştır. Bu programlarda yapılan tasarım ve HAD testlerinden elde edilen optimum geometriler, hassas imalat yöntemiyle üretilip testleri gerçekleştirilmiştir.

Yapılan testlerden elde edilen sonuçlarla, HAD sonuçları arasında uyum olduğu görülmüştür. Basma yüksekliği eğrileri arasında yaklaşık %10 fark ortaya çıksa da eğrilerin birbirine paralel ilerlemesi, verim noktasında ise optimum çalışma noktasının debi değerlerinin yaklaşık %10 farklı olması HAD sonuçlarının kabul edilebilir olduğunu göstermektedir. HAD ile deneyler arasındaki farklılıkların; deney düzeneğinde giriş ve çıkışlarda meydana gelen kayıplardan, imal edilmiş çarkların yüzey pürüzlülüğü ve döküm hassasiyetinden, kullanılan akışkan içerisinde hava tanecikleri kalmasından, okunan basınç, debi ve güç değerlerinde meydana gelebilecek hatalardan ve benzeri sebeplerden kaynaklanabileceği anlaşılmıştır.

Tasarım imalat ve deneyleri gerçekleştirilen pompanın muadil bir pompayla kıyaslanması sonucu elde edilen yaklaşık %5 verim ve yaklaşık %10 kullanım ömrü iyileşmesinin, ilk yatırımda daha büyük bütçeler gerektirse bile kullanım ömrü ve maliyeti açısından kısa zamanda işletmeyi kâra geçireceği anlaşılmıştır.

Bu çalışmada zaman ve veri tasarrufu açısından kararlı durum HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Kararlı durum analizlerinde, zamandan bağımsız sonuçlar görülebilmekte ve zamana bağlı basınç değişimi, çalkantı ve durgunluklar ihmal edilmektedir. Gelecekte zaman adimli çözümler kullanılıp tasarımlar gerçekleştirilerek, kararlı durum çalışmalarına göre avantaj ve dezavantajları değerlendirilebilir. Bu çalışmada ihmal edilen giriş ve çıkışlardaki basınç kayıpları ve yüzeylerde meydana gelen sürtünme kayıplarının değerlendirildiği, emme ve basma hattındaki kayıplar ve yüzey pürüzlülüğü üzerine çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Yalçın, K., Hacımsal ve Santrifüj Pompalar / Santrifüj Pompaların Proje Hesabı ve Çizimi Çözümlü Problemler, 1. Baskı, Çağlayan Kitapevi, 105-553, 1998.
- [2] <https://cr4.globalspec.com/thread/97735/Scratchy-Drawing.>, Erişim Tarihi: 26.02.2019.
- [3] [http://www.fao.org/3/ah810f/AH810F12.htm.](http://www.fao.org/3/ah810f/AH810F12.htm), Erişim Tarihi: 26.02.2019.
- [4] [http://hasshe.com/wheel-and-axle-clip-art-5b7ac99c2756dd6f6c8066fd/.](http://hasshe.com/wheel-and-axle-clip-art-5b7ac99c2756dd6f6c8066fd/), Erişim Tarihi: 26.02.2019
- [5] Kemerli, M., İki Çıkışlı Bir Santrifüj Pompanın Tasarımı ve CFD İle Optimizasyonu, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, Ocak 2015.
- [6] İsmail Ç., Santrifüj Pompa Hesabı ve Çizimi, 1. Baskı, T.C. Sakarya Üniversitesi, 1 – 53, 1996.
- [7] [https://www.slideshare.net/iuslu/akmazlk.](https://www.slideshare.net/iuslu/akmazlk), Erişim Tarihi: 26.02.2019.
- [8] Einstein A (1906) Eine neue Bestimmung der Moleküldimensionen. Ann Phys 19:289–306
- [9] Einstein A (1911) Berichtigung zu meiner Arbeit: Eine neue Bestimmung der Moleküldimensionen. Ann Phys 34:591–592.
- [10] Jeffreys Dj, Acrivos A,. The Rheological Properties of Suspensions of Rigid Particles. AIChE J 22:417–432, 1976.
- [11] Larson, RG., The Structure And Rheology Of Complex Fluids, 1. Baskı, Oxford University Press, New York, 1999.
- [12] Helber R, Doncker F, Bung R,. Vibration Attenuation By Passive Stiffness Switching Mounts. Journal Of Sound And Vibration, 138:47–57, 1990.

- [13] Laun HM, Bung R, Hess S, Loose W, Hess O, Hahn K, Hadicke E, Hingmann R, Schmidt F, Lindner P., Rheological And Small-Angle Neutron-Scattering Investigation Of Shearinduced Particle Structures Of Concentrated Polymer Dispersions Submitted To Plane Poiseuille And Couette-Flow. *Rheology Dergisi*, 36: 743 – 787, 1992.
- [14] Lee YS, Wetzel ED, Wagner NJ., The Ballistic Impact Characteristics Of Kevlar Woven Fabrics Impregnated With A Colloidal Shear Thickening Fluid, *Journal of Materials Science*, 38(13): 2825 – 2833, July 2003.
- [15] Hoffman RL., Discontinuous and Dilatant Viscosity Behavior in Concentrated Suspensions. I. Observation of A Flow Instability. *Journal of Rheol*, 16:155–173, 1972.
- [16] Hoffman RL., Discontinuous and Dilatant Viscosity Behavior in Concentrated Suspensions. II. Theory and experimental tests. *J Colloid Interface Sci*, 46:491–506, 1974.
- [17] Bender J, Wagner NJ., Reversible Shear Thickening in Monodisperse and Bidisperse Colloidal Dispersions. *Journal Rheol* 40:899–916, 1996.
- [18] Erica E. Bischoff Wihite, Manoj Chellamuthu, Jonathan P. Rothstein., Extensional Rheology of a Shear – Thickening Cornstarch and Water Suspension, Springer-Verlag, 49: 119 – 129, 2009.
- [19] Laun HM, Bung R, Hess S, Loose W, Hess O, Hahn K, Hadicke E, Hingmann R, Schmidt F, Lindner P., Rheological and small-angle neutron-scattering investigation of shearinduced particle structures of concentrated polymer dispersions submitted to plane Poiseuille and Couette-flow, *Jurnal of Rheology*, 36: 743 – 787, February 1992.
- [20] Bender J, Wagner NJ., Reversible Shear Thickening in Monodisperse and Bidisperse Colloidal Dispersions. *Journal Rheol*, 40:899–916, 1996.
- [21] Catherall AA, Melrose JR, Ball RC., Shear Thickening and Order-Disorder Effects in Concentrated Colloids at High Shear Rates. *Journal Rheol*, 44:1–25, 2000.
- [22] Maranzano BJ, Wagner NJ., The Effects Of Interparticle Interactions And Particle Size On Reversible Shear Thickening: Hard-Sphere Colloidal Dispersions. *Journal Rheol* 45:1205–1222, 2001.
- [23] Wu Yulin, Liu Shuhong, Dou Huashu, Numerical Prediction and Similarity Study of Pressure Fluctuation in A Prototype Kaplan Turbine and The Model Turbine, *Computers & Fluids*, 56: 128–142, 2012.

- [24] Muggli F A, Holbein P, Dupont P., CFD Calculation Of A Mixed Flow Pump Characteristic From Shut-Off To Maximum Flow, *Journal of Fluids Engineering*, 124(3): 798–802, September 2002.
- [25] Pelegri M, Armengol J, Gonzalez J R., Evaluation Of The Front Leakage Flow In A Low-Specific-Speed Centrifugal Pump, *Environmental Hydraulics-Theoretical, Experimental and Computational Solutions* CRC Press, 273–275, 2009.
- [26] Li Haifeng, Mu Zhongbo, Wu Yulin., Numerical Simulation Of The 3D Turbulent Flow In A Semi-Open Centrifugal Pump Impeller, *Pump Technology*, 1: 9–15, 2011.
- [27] 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.
- [28] Zhou, W, Zhao Z, Lee, TS, Winoto, SH, Investigation of Flow Through Centrifugal Pump Impellers Using Computational Fluid Dynamics, *International Journal of Rotating Machinery*, 9 (1): 49–61, 2003.
- [29] LI, W-G, Effect Of Exit Blade Angle,. Viscosity And Roughness in Centrifugal Pumps Investigated By CFD Computation, *Task Quarterly: Scientific bulletin of Academic Computer Centre in Gdansk*, 15: 21–41, 2011.
- [30] Safikhani H, Khalkhali A, Farajpoor M., Pareto based multi-objective optimization of centrifugal pumps using CFD neural networks and genetic algorithms, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 5(1): 37–4, 2011.
- [31] Benretem Abdelouahab, A Theoretical Study of Centrifugal Pumps With Liquid-Solid Mixture, 1. Print, Lap Lambert Academic Publishing, January 2014.
- [32] Goulas A, Performance Characteristics of Centrifugal Pumps When Handling Non-Newtonian Slurries, *Archive Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Power and Process Engineering 1983-1988 (vols 197-202)* 198(1):41-49, June 1984.
- [33] Dazhuan Wu, Yang Shuai , Xu Binjie, Liu Qiaoling ,Wu Peng, and Wang Leqin, Investigation of CFD Calculation Method of a Centrifugal Pump with

Unshrouded Impeller, Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2(27):376 - 384, February 2014.

- [34] Jafarzadeh, B, Hajari, A, Alishahi, Mm, Akbari, Mh, The Flow Simulation of a Low Specific Speed High Speed Centrifugal Pump, Applied Mathematical Modelling 35: 242–249, 2011.
- [35] Wu Yulin, Liu Shuhong, Yuan Huijing,. PIV measurement on internal instantaneous flows of a centrifugal pump, Science China-Technological Sciences, 54(2): 270–276, 2011,
- [36] Majumdar S, Rajani B N, Kulkarni D S,. Numerical simulation of ncompressible turbulent flow using linear eddy viscosity-based turbulence models, Defence Science Journal, 60(6): 614–627, 2010.
- [37] 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(5): 859–870, 2010.
- [38] Si, H, Fuxiang, Y, Jing, G,. Numerical Simulation of 3D Unsteady Flow in a entrifugal Pump by Dynamic Mesh Technique, Parallel Computational Fluid Dynamics onference, Hunan, China, ParCFD, 20-24 May 2013.
- [39] http://www.thesisat.com.tr/yayin/228/santrifuj-pompa-sistemlerinde-periyodik-bakimlar_6508.html#.XHLQE4gzaUk., Erişim Tarihi: 26.02.2019.
- [40] Yeğiner, Y., Yerçekimi Etkili Newtonyen Olmayan Düşen Film Akışı, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Uçak ve Uzay Mühendisliği

ÖZGEÇMİŞ

Osman Fatih ÇELEN 1991 yılında Karabük'te doğdu. İlköğrenimini Şehit Mehmet Dinçel İlköğretim Okulu'nda, lise öğrenimini 75. Yıl Karabük Anadolu Lisesi'nde tamamladı. 2014 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu ve Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Enerji Anabilim Dalı'nda yüksek lisans yapmaya hak kazandı. Farklı zamanlarda, farklı TÜBİTAK projelerinde Ar-Ge mühendisi olarak çalıştı. 2015'ten günümüze ÇEMSAN A.Ş. firmasında makine mühendisi olarak çalışmaktadır.