



T.C.
NİĞDE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DALGIÇ POMPALARIN TASARIMI, ÜRETİMİ VE PERFORMANS ANALİZİ

FATİH POLAT

Eylül 2013

T.C.
NİĞDE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DALGIÇ POMPALARIN TASARIMI, ÜRETİMİ ve PERFORMANS ANALİZİ

FATİH POLAT

Yüksek Lisans Tezi

Danışman
Doç. Dr. Yüksel KAPLAN

Eylül 2013

Fatih POLAT tarafından **Doç. Dr. Yüksel KAPLAN** danışmanlığında hazırlanan “**Dalgıç Pompaların Tasarımı, Üretimi Ve Performans Analizi** ” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği** Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Doç. Dr. Kemal ALDAŞ, Aksaray Üniversitesi



Üye : Doç. Dr. Yüksel KAPLAN, Niğde Üniversitesi



Üye : Yrd. Doç. Dr. Fuat KAYA, Niğde Üniversitesi



ONAY:

Bu tez, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca belirlenmiş olan yukarıdaki jüri üyeleri tarafından .../.../2013 tarihinde uygun görülmüş ve Enstitü Yönetim Kurulu'nun .../.../2013 tarih ve sayılı kararıyla kabul edilmiştir.

...../..../2013

Doç. Dr. Osman SİVRİKAYA
MÜDÜR

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin bilimsel ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Fatih POLAT



ÖZET

DALGIÇ POMPALARIN TASARIMI, ÜRETİMİ VE PERFORMANS ANALİZİ

POLAT, Fatih

Niğde Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman

:Doç. Dr. Yüksel KAPLAN

Eylül 2013, 101 sayfa

Bu yüksek lisans çalışmasında, paslanmaz bir dalgıç pompanın; tasarımı, üretimi ve performans analizi incelenmiştir. Çark, difüzör ve diğer pompa parçalarının tasarımı ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Pompanın sayısal analizi Navier–Stokes denklemlerinin sonlu hacimler tekniğine uygun olarak yapılmış olup, yapılan çözümlemeler ANSYS 14,5 yazılımı yardımıyla $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda pompa performans eğrileri çıkartılarak, pompa üzerindeki basınç dağılımları ve hız vektörleri incelenmiştir. Bu çalışmada paslanmaz dalgıç pompa üretiminde kullanılabilecek bütün imalat yöntemleri de kullanılmış ve üretim aşamaları bütün yönleriyle ele alınmıştır. Çalışma sonucunda üretilen pompanın dönme hızı 2850 d/d , çark çapı yaklaşık 175 mm. genişliğinde olup, en verimli noktasında $215 \text{ m}^3/\text{h}$ su verebilen yarı eksensel kanat geometrisine sahiptir. Pompanın üretimi bitirildikten sonra test standında deneyi yapılmış, sayısal analizde olduğu gibi alınan sonuçlara dayanarak performans eğrileri çıkarılmıştır. Elde edilen sayısal analiz sonuçlarıyla, deney sonuçları karşılaştırılmış ve uyum içerisinde oldukları görülmüştür.

Anahtar sözcükler: Dalgıç pompa, tasarım, sayısal analiz, pompa imalatı, yarı eksensel, pompa deneyi, performans eğrileri.

SUMMARY

DESIGN, PRODUCTION AND PERFORMANCE ANALYSIS OF SUBMERSIBLE PUMPS

POLAT, Fatih

Nigde University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Associate Professor Dr. Yüksel KAPLAN

September 2013, 101 pages

In this MSc thesis study; the design, production and performance analysis of a stainless submersible pump were investigated. The design of the impeller, diffuser, and other components of the pump was explained in depth. Numerical analysis of the pump was performed according to Navier-Stokes equations relating finite volume technique and this analysis was carried out by the use of $k-\varepsilon$ turbulence model via ANSYS 14,5 software. As a result of the analysis, performance curves of the pump was scratched and the pressure distributions and velocity vectors on the pump were investigated. All manufacturing processes that can be used in the production of stainless steel submersible pumps were used in this study and all aspects of the production processes were approached thoroughly .The pump produced at the end of this study has semi axial blade geometry, runs at 2850 rpm and also its impeller diameter is approximately 175 mm. having $215 \text{ m}^3 / h$ capability at its best efficiency point. Following the production of the pump, it was tested at test stand, the performance curves were scratched as they were done during the numerical analysis. The results of the numerical and the experimental results were compared and the results were found to be in correlation.

Keywords: Submersible pump, design, numerical analysis, pump production, semi axial, pump test, performance curves.

ÖNSÖZ

Günümüzde gelişen teknolojinin de yardımıyla çok geniş alanlarda kullanımı yaygınlaşan dalgıç pompaların tasarımı ve üretimini yapmak gerçekten zor ve tecrübe isteyen bir iştir. Pompalar üzerine yapılmış çalışmaların bir çoğu ya var olan bir pompayı iyileştirme yada optimum verimle çalışabilecek pompayı tasarlayıp HAD yöntemiyle simülasyonunu yapma üzerine olmuştur. Ana hatlarıyla üç bölüme ayrılmış bu tez çalışmasında, pompanın fiziksel büyüklükleri hesaplanıp katı modellemesi gerçekleştirildikten sonra bir HAD programı yardımı ile sayısal olarak analizi tamamlanmış ve optimum verime ulaşılmaya çalışılmıştır. Artan talep ve son yıllardaki yazılım programları teknolojisinin ilerlemesiyle birlikte bu konu üzerindeki çalışmalar büyük ilerleme göstermektedir. Aslında birçok tasarımcı ve araştırmacının teorik olarak ulaştığı verimler gerçekte üretilebilirlik açısından mümkün değildir. Çoğu zaman arzu edilen tasarım ile üretimi yapılan pompa değerleri birbiri ile uyuşmamaktadır. Bu tez çalışmasında bilgisayar ortamında tasarlanıp, analizi yapılan çok kademeli yarı eksensel bir paslanmaz dalgıç pompa günümüz üretim prosesleriyle üretilmiş ve seri üretime hazır hale getirilmiştir.

Yüksek lisans tez çalışmamın yürütülmesi esnasında bilgi ve yardımlarını esirgemeyen danışman hocam, Sayın Doç. Dr. Yüksel KAPLAN' a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmasına konu olan pompanın üretiminde her türlü ekipmanını kullandığım ve birlikte çalışmaktan keyif aldığım MUTLUSU firmasının sahibi Sayın Mehmet DEMİRTAŞ'a ve bana desteklerini esirgemeyen bütün çalışanlarına teşekkürü bir borç bilirim.

ANSYS programının kullanımında kolaylıklar gösteren ve deneyimlerinden yararlandığım ANOVA Mühendislik kurucu ortağı M. Özer GELİŞLİ'ye ve mühendislerinden Bekirhan BİÇİM'e teşekkür ederim.

Son olarakta maddi ve manevi desteklerini her zaman yanımda hissettiğim, tüm sıkıntılarıma katlanan aileme minnet ve şükran duygularımı belirtmek isterim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
SUMMARY	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
FOTOĞRAFLAR DİZİNİ	xiii
SİMGE VE KISALTMALAR	xiv
BÖLÜM I GİRİŞ	1
1.1 Amaç	1
1.2 Kapsam	2
1.3 Literatür Özeti	2
BÖLÜM II DALGIÇ POMPALARA GENEL BAKIŞ	6
2.1 Pompaların Sınıflandırılması	6
2.2 Dalgıç Pompalar	7
2.3 Pompalar ile İlgili Genel Kavramlar ve Terminoloji	8
2.4 Dalgıç Pompaların Yapısı	12
BÖLÜM III DALGIÇ POMPALARDA TASARIM	15
3.1 Tasarım Süreci ve İşleyişi	15
3.2 Pompa Temel Büyüklüklerinin Belirlenmesi	17
3.2.1 Debi	17
3.2.2 Basma yüksekliği	17
3.2.3 Özgül hız	17
3.2.4 Mil gücü	17
3.3 Çark Tasarımı	18
3.3.1 Çarkın geometrik özellikleri ve fiziksel büyüklüklerinin hesabı	18
3.3.1.1 Çarkın giriş özellikleri	20
3.3.1.2 Çarkın çıkış özellikleri	24
3.4 Difüzör Tasarımı	27

3.4.1 Difüzörün geometrik özellikleri ve fiziksel büyüklüklerinin hesabı	27
3.5 Giriş ve Çıkış Hazneleri Tasarımı.....	29
3.6 Sızdırmazlık, Denge ve Bağlantı Elemanları Tasarımı.....	34
BÖLÜM IV DALGIÇ POMPALARDA ÜRETİM.....	39
4.1 Üretim Aşamaları.....	39
4.2 Üretim Tekniği ve Metodu.....	40
4.2.1 Döküm İşlemleri	40
4.2.2 Talaşlı Üretim	41
4.2.3 Kaynak İşlemleri	43
4.2.4 Kalıp İşlemleri	47
4.2.5 Montaj	51
BÖLÜM V PERFORMANS ANALİZİ	54
5.1 Performansın Sayısal Yollarla Elde Edilmesi	55
5.1.1 Genel denklemler ve sonlu hacimler yöntemi	55
5.1.2 Türbülans modeli	56
5.1.3 Duvar fonksiyonları	57
5.1.4 Birleşik ve ayrık çözücüler	58
5.1.5 Sınır şartları.....	59
5.1.6 Sonlu hacim ağı.....	63
5.1.7 Kabuller ve çözüm basamakları.....	69
5.2 Dalgıç Pompa ve Motorun Seçimi	72
5.3 Performansın Deneysel Yollarla Elde Edilmesi	74
5.3.1 Deney standı düzeneği	75
5.3.2 Debi ve basınç ölçümü.....	76
5.3.3 Güç ölçümleri.....	77
5.3.4 Deney sonuçlarının bilgisayara aktarılması	77
BÖLÜM VI BULGULAR VE TARTIŞMA	79
6.1 Sayısal Analiz Sonuçları	79
6.2 Çark ve Difüzördeki Basınç Dağılımları	80
6.3 Çark ve Difüzördeki Hız Dağılımları	85
6.4 Pompa Test Sonuçları	86

6.5 Test Değerleri ile Sayısal Çözümün Kıyaslanması.....	89
BÖLÜM VII SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	91
KAYNAKLAR	96
ÖZ GEÇMİŞ	101

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Çark ve difüzörün boyutları.....	29
Çizelge 3.2. Boru çapları ve debi aralıkları	33
Çizelge 4.1. Koskeb laboratuvarları kimyasal analiz sonuçları.....	42
Çizelge 4.2. TIG kaynağı çalışma koşulları.....	45
Çizelge 4.3. MIG kaynağı çalışma koşulları.....	45
Çizelge 4.4. Elektik direnç kaynağı çalışma koşulları.....	46
Çizelge 6.1. Sayısal analiz sonuçları	79
Çizelge 6.2. Pompa deney sonuçları.....	87

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Pompa çeşitleri ve alt grupları	6
Şekil 2.2. Santrifüj pompa çeşitleri.....	7
Şekil 2.3. Radyal (a), karışık (b) ve eksenel (c) çarklar.....	10
Şekil 2.4. Dalgıç motor-pompa sistemi	11
Şekil 2.5. Paslanmaz dalgıç pompa ve elemanları.....	13
Şekil 3.1. Dalgıç pompalarda tasarım süreci	15
Şekil 3.2. Çark kesiti.....	18
Şekil 3.3. Çarkın giriş (a) ve çıkış (b) hız üçgenleri	19
Şekil 3.4. Özgül hıza bağlı hız katsayıları	20
Şekil 3.5. Pompa çarkında kanat başlangıcı	24
Şekil 3.6. Basınç katsayısı ve D_1/D_2 oranlarının özgül hıza göre değişimi	25
Şekil 3.7. Bir santrifüj pompa difüzörünün kısmi kesiti.....	27
Şekil 3.8. Statik basınç-buhar basıncı ilişkisi	30
Şekil 3.9. Kuyu içerisindeki pompada seviye farkı	32
Şekil 3.10. Motor ile pompa arasında bağlantıyı sağlayan kaplinin kesit resmi	34
Şekil 3.11. Aşınma lastiği ve çark kısmi kesiti.....	36
Şekil 3.12. Pompa çarkına etkiyen kuvvetler	38
Şekil 4.1. Elektrik direnç kaynağı çalışma prensibi.....	46
Şekil 4.2. Derin çekme esnasında karşılaşılan sorunlar.....	49
Şekil 4.3. Tasarlanmış bir kesme kalıbının kesiti	50
Şekil 5.1. Pompa giriş sınır şartı görüntüsü	60
Şekil 5.2. Pompa çıkış sınır şartı görüntüsü.....	61
Şekil 5.3. Pompada duvar sınır şartları; çark kanatları (a), çark yüzey (b), difüzör kanatları (c) ve difüzör yüzey (d,e).....	62
Şekil 5.4. Tetrahedral (a), piramit (b), prizma (c) ve hekzahedral (d) ağ yapıları.....	63
Şekil 5.5. Pompa analizinde kullanılan elemanlar ve sayıları	64
Şekil 5.6. Pompa çarkındaki sonlu hacim ağı.....	65
Şekil 5.7. Çark kesitinden sonlu hacim ağının görüntüsü.....	66
Şekil 5.8. Pompa difüzöründeki sonlu hacim ağı	66

Şekil 5.9. Difüzör kesitinden sonlu hacim ağının görüntüsü	67
Şekil 5.10. Pompa girişindeki sonlu hacim ağı.....	68
Şekil 5.11. Pompa çıkışındaki sonlu hacim ağı	68
Şekil 5.12. Çözüm için belirlenen genel kabul şartları	70
Şekil 5.13. Türbülans modeli seçim paneli.....	70
Şekil 5.14. Çark bölgesindeki hareketli kısımların sınır şartları.....	71
Şekil 5.15. Çözüm metodu paneli görüntüsü	72
Şekil 5.16. Toplam dinamik yüksekliğe etki eden faktörler	73
Şekil 5.17. Deney standı düzeneği.....	75
Şekil 5.18. Deney sonuçlarının bilgisayara aktarım şeması	78
Şekil 6.1. Sayısal sonuçlara göre pompa performans eğrileri.....	80
Şekil 6.2. Pompanın en verimli noktasında çarktaki basınç dağılımları; statik (a), dinamik (b) ve toplam (c)	81
Şekil 6.3. Pompanın en verimli noktasında difüzördeki basınç dağılımları; statik (a), dinamik (b) ve toplam (c)	83
Şekil 6.4. Pompa kesitinden alınan en verimli çalışma noktasındaki basınç dağılımları; statik (a), dinamik (b) ve toplam (c)	85
Şekil 6.5. Çark ve difüzördeki hız vektörleri.....	86
Şekil 6.6. Deneysel sonuçlara göre pompa performans eğrileri	88
Şekil 6.7. Analiz ve test sonuçlarının kıyaslanması.....	89
Şekil 6.8. Pompanın tek kademesi için harcanılan gücün kıyaslanması.....	90

FOTOĞRAFLAR DİZİNİ

Fotoğraf 4.1. Dökümü yapılmış parçaların görüntüsü.....	41
Fotoğraf 4.2. Değişik kesme ve ilerleme miktarlarında çıkan talaşlar	43
Fotoğraf 4.3. Derin çekme kalıpları.....	48
Fotoğraf 5.1. Deneyde kullanılan debimetre ve basınç sensörleri.....	77

SİMGE VE KISALTMALAR

Simgeler	Açıklama
H	Net yük
P	Basınç
V	Hız
ρ	Yoğunluk
g	Yerçekimi ivmesi
z	Yükseklik
D	Çap
$\dot{W}$	Güç
$\dot{m}$	Kütlesel debi
Q	Hacimsel debi
ω	Açısal Hız
T	Tork
n_q	Özgül hız
n	Devir sayısı
H_m	Manometrik basma yüksekliği
η	Verim
V	Potansiyel gerilim
I	Akım
$\cos \phi$	Güç faktörü
C	Mutlak hızı
U	Çevresel hız
W	Bağlı hız
τ	Kayma gerilmesi
σ_s	Schultz katsayısı
U_1	Çark giriş çevresel hızı

λ	Daralma faktörü
Z	Kanat sayısı
ψ	Basınç katsayısı
P_v	Buhar basıncı
P_{atm}	Atmosferik basınç
E	Elastisite modülü
G	Ağırlık
y	Sehim
I	Atalet momenti
F	Kuvvet
δ_b	Çekme dayanımı
∂_c	Kesme dayanımı
ϕ	Skaler değişken
$\bar{V}$	Hız vektörü
$\bar{A}$	Alan vektörü
Γ_ϕ	Difüzyon katsayısı
τ_{ij}	Kayma gerilmesi
$\bar{f}$	Yerçekimi ivmesi vektörü
E	Enerji
Q	Isı
$\vec{q}$	Isı akısı
k	Türbülans kinetik enerjisi
ε	Dissipasyon oranı
G_k	Ortalama hızdan kaynaklanan kinetik enerji üretimi
G_b	Kaldırma kuvvetinden kaynaklanan kinetik enerji üretimi
Y_m	Genişleme değişiminin genel kayıp oranına etkisi
μ_t	Türbülans viskozitesi

σ	Prandtl sayısı
K	Von Karman sabiti
μ	Dinamik viskozite
N	Güç

Kısaltmalar

Açıklama

RANS	Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
AIISI	Amerikan Demir ve Çelik Enstitüsü
HSS	Yüksek Hız Çeliği
TiN	Titanyum Nitrit
TIG	Tungsten İnert Gaz
MIG	Metal İnert Gaz
WCu	Tungsten Bakır
CuCrZr	Bakır Krom Zirkonyum
CuCoBe	Bakır Kobalt Berilyum
DIN	Alman Standartlar Enstitüsü
HRC	Rockwell Sertliği
Re	Reynold Sayısı
RAM	Rastgele Erişimli Hafıza
mSS	Metre Su Sütunu

BÖLÜM I

GİRİŞ

Su kaynaklarının giderek azaldığı günümüzde yeryüzündeki suların tükenmeye başlaması yeraltı sularının kullanılmasını zorunlu kılmaktadır. Derin kuyular açılarak elde edilen yeraltı suları, dalgıç pompalar ile yeryüzüne çıkarılmaktadır. Çok kademeli, yarı eksenel santrifüj pompa ailesinden olan dalgıç pompalar artan taleple birlikte en çok üretilen pompa tipleri arasına girmiştir. Gerek tasarım gerekse üretim yönünden birkaç çeşidi olan dalgıç pompalarda yapılmak istenen iş, tüm makinelerde olduğu gibi en az enerji ile en yüksek verime ulaştırmaktır. Son yıllarda sağladığı avantajlar dolayısıyla tasarımı en yaygın sistem paslanmaz dalgıç pompalardır.

Dalgıç pompaların tasarımı, genellikle temel tasarım kitaplarında bulunan ampirik denklemlere dayanılarak yapılsa da istenen performansın sağlanması pompa tasarımcılarının tecrübelerine bağlıdır. Bu denklemlerle tecrübenin birleşiminden oluşan tasarım, 3 boyutlu modelleme ve analiz olanaklarıyla beraber üretime katkıda bulunmaktadır. Üretime geçilmeden önce HAD analiziyle pompa üreticilerini en çok ilgilendiren; pompa içindeki basınç ve hız dağılımları, akıştaki düzensizlikler ve basma yüksekliği, debi, verim gibi performans eğrileri çıkarılabilmektedir. Ayrıca birçok defa sayısal deney yapma imkânı sağladıklarından pompa üretiminde kilit rol oynamaktadırlar. Bu metotlar pompa üreticilerine maliyet, zaman ve tasarım yönünden fayda sağlamasına rağmen tek başlarına üretim için yeterli değildirler. Üretimin olabilmesi için her şeyden önce işgücü, üretim bilgisi ve tecrübesi olması gerekmektedir. Sayısal ortamda ihmal edilen yada göz önüne alınmayan bazı noktalar gerçek hayatta, karmaşık ve içinden çıkılması çok zor durumlar ortaya çıkabilir. Bu sebepten tüm metotlar uyum içinde çalışmalı ve birbiri ile çelişmemelidir.

1.1 Amaç

Bu tez çalışması ile ilk önce dalgıç pompaların en verimli şekilde nasıl tasarlanacağını göstermek amaçlanmıştır. Daha sonra tasarlanan pompa bileşenlerinin yüksek performansla çalışması için çalışma şartları belirlenerek, sayısal olarak çözümü

hedeflenmiştir. Hedeflenen sayısal çözüm doğrultusunda pompanın üretimini gerçekleştirmek ve gerçek testini yapmak amaçlanmıştır. Bu test değerleriyle sayısal çözümü kıyaslayarak aradaki farklılıklara yorum yapılması amaçlanmıştır.

Bu tez çalışmasındaki asıl amaç tasarım ve analizin üretim teknikleriyle birlikte hayata geçirilmesidir.

1.2 Kapsam

Bu tez çalışması; giriş, dalgıç pompalara genel bakış, tasarım, üretim, performans analizi, bulgular ve tartışma, sonuç ve öneriler olmak üzere 7 bölümden oluşmakta olup giriş bölümünde çalışmanın amacına kısaca değinilerek, literatür özeti verilmiştir. İkinci bölümde ise pompalar hakkında genel bilgiler verilmiş ve dalgıç pompalara kısaca bir giriş yapılmıştır. Üçüncü bölümde dalgıç pompaların tasarımına yer verilerek, pompayı meydana getiren parçaların hesabı ve çizimi konusunda bilgiler verilmiştir. Hız, uzunluk, açı ve alan gibi pompayı oluşturan parçaların fiziksel ve geometrik özelliklerinin detaylarına yer verilmiştir. Dördüncü bölümde dalgıç pompaların üretimi ve üretiminde kullanılan teknikler incelenmiş, hangi parçanın hangi metotlarla üretildiği konusuna değinilmiştir. Beşinci bölümde tasarımı yapılan pompanın bir HAD programı ile analizi yapılmış, bu analizin hangi şartlar altında gerçekleştirildiği ve çıkan sonuçların neler olduğu hakkında detaylı bilgiler verilmiştir. Ayrıca bu bölümde, üretimi yapılan pompanın gerçek testleri de yapılmıştır. Sonra bu sayısal ve gerçek deneylerden alınan bilgilerle pompanın performans eğrileri çıkarılmıştır. Daha sonra çıkarılan bu sonuçlar altıncı bölümde değerlendirmeye alınarak kıyaslanmış, aradaki uyum ve farklılıklar tartışılmıştır. Çalışmanın yedinci bölümünde ise ulaşılan sonuçlara ve bunlara dair önerilere yer verilerek, bu alanda yapılması muhtemel diğer benzer çalışmalara yönelik tavsiyelerde bulunulmuştur.

1.3 Literatür Özeti

Son 30 yılda bilgisayar teknolojisinin ilerleyişine paralel olarak santrifüj pompaların tasarımı, üretimi ve analizinde büyük gelişmeler sağlanmıştır. Bir pompaj sisteminin, özellikle de dalgıç motor-pompa sisteminin verimini etkileyecek çok sayıda unsur olabilmektedir. Emiş koşulları, kararsız akışlar, yüksek sürtünme değerleri, kanatların

geometrik özelliklerinin akışa etkisi, ulaşılacak verimler, tasarım değerine yakın çalışma bölgeleri dalgıç pompaların verimini etkilemekte olup, tasarım ve üretim esnasında dikkate alınması gereken kriterlerdir. Ayrıca bir çok çalışma da mevcut olan pompaların iyileştirme yada optimizasyonuna yönelik olmuştur. Rotodinamik pompalardaki akışın irdelenmesine yönelik bir çok teknik geliştirilmiştir. Pompa tasarımı, analizi ve üretiminde;

Varchola ve Hlbocan (2012), karışık akışlı bir pompanın çarkının değişik kanat geometrileriyle performans analizini gerçekleştirmişler, HAD yardımıyla basıncını ve hız vektörlerini çıkararak kanat açılarının performans üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Yine Hyuk Kim ve Yong Kim (2012), karışık akışlı bir pompanın difüzör kanatçıklarını incelemişler pompa performansını arttırmak için kanat geometrilerinin nasıl değiştirilmesi gerektiği hakkında Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) yaklaşımlarını kullanarak, pompa verimini % 9,75 kadar arttırabilmişlerdir.

Shojaeefard vd. (2012), bir santrifüj pompanın çark kanat çıkış açılarını ve aralıklarını değiştirmişler, pompanın yüksek performans sağlaması için hangi çıkış açısı ve kanat aralığının olması gerektiği hakkında belli bazı sonuçlara ulaşmışlardır. Optimum verimle çalışacak pompayı araştırırken $k-\omega$ türbülans modelini kullanmışlardır. Sonuçta da değişik kanat açılarında ortaya çıkan verimleri kıyaslamışlardır. Tverdokhlebd vd. (2012), çok kademeli pompanın çark ve difüzör çapları arasındaki ilişkiyi inceleyerek, çark çıkış çapı ile difüzör giriş çapı arasında bir yaklaşım elde etmeye çalışmışlardır. Yine Anagnostopoulos (2009), RANS denklemlerini kullanarak, tasarlanmış olan bir santrifüj pompanın çark kanatçıklarını $k-\varepsilon$ türbülans modeli yaklaşımıyla optimize etmiştir. Ayrıca pompanın maksimum verimde çalışması için çark giriş ve çıkış açıları $(\beta_1 - \beta_2)$ 'nin ne olması gerektiği hakkında bilgiler vermiştir. Aynı modellemeleri kullanarak Perez vd. (2010), santrifüj pompanın çark ve difüzörünün HAD programı yardımıyla performans analizini gerçekleştirmişler ve çıkan sonuçları birbiriyle kıyaslamışlardır. Zhou vd. (2003), üç farklı santrifüj pompa kullanarak bunların içinde oluşan 3 boyutlu karmaşık akışı HAD yardımıyla çözümlemişler, elde edilen sonuçlar deneysel verilerle kıyaslandığında eğimli kanatlarda bu uyumun oldukça iyi olduğunu kanıtlamışlardır. Asuaje vd. (2004), hem

santrifüj hem de karışık akışlı pompa kanatlarının tasarımı amacıyla bilgisayar yazılımları geliştirmişler, bu yazılımlar yardımıyla elde ettikleri verileri deneysel sonuçlarla kıyaslayarak aradaki uyumu gözlemlemişlerdir.

Güleren vd. (2004), santrifüj pompanın kanatlı ve kanatsız difüzöründeki akışı inceleyerek, pompada gözlemlenen kayıpların genelde çark kanadı ile difüzör arasındaki açıklığın optimum seviyede olmamasından kaynaklandığını ortaya koymuşlardır. Öztürk vd. (2009), difüzörlü bir santrifüj pompanın değişik radyal açıklıklarda HAD analizini yapmışlar, açıklığın azaltılması durumunda pompa içindeki akışın olumsuz yönde etkilendiği ve çalkantılara yol açtığı sonucuna varmışlardır. Atlı (2006), yarı açık kanatlı santrifüj çarklarının performansını etkileyen faktörleri incelemiştir. Çok sayıda farklı çark geometrisi hazırlayarak analizlerini yapmış, elde edilen sayısal sonuçları deneysel sonuçlarla kıyaslamıştır.

Gölcü vd. (2008), düşük kanat sayılı dalgıç pompa çarklarına ara kanatçıklar ilave ederek pompa performansına olan etkilerini incelemişlerdir. İlave edilen kanatların dalgıç pompa performansı üzerine etkilerini deneysel olarak incelenmişler ve verimde artış olduğunu gözlemlemişlerdir. Yine Karamanoğlu (2006), çalışmasında çok kademeli yarı eksenel santrifüj bir pompa içindeki akışı incelemiş, $k-\varepsilon$ türbülans modelini kullanarak farklı pürüzlülük değerlerinde pompa performans eğrilerini çıkarmıştır.

Engin (2005), 1000 d/d ile çalışan ve 80 mm'ye kadar olan katı parçacıkları basabilen bir dalgıç pompanın tasarımı ve üretimini yapmıştır. HAD analizi yapılan pompanın sistem verimi %60 olarak belirlenmiştir. Soydemir (2006), çalışmasında santrifüj bir pompanın tüm alan karakteristiklerini belirleyerek, pompada çalışma esnasında oluşabilecek hasarlara karşı önlemler alınabileceğini ortaya çıkarmıştır.

Yüksel ve Eker (2009), paslanmaz çelik çarka sahip yatay milli santrifüj pompanın laboratuvar koşullarında 150 saat boyunca çalıştırılmasıyla oluşabilecek aşınma ve korozyonu incelemişlerdir. Sonuç olarak paslanmaz çelik çarka sahip pompada, kayda değer herhangi bir aşınma olmadığını tespit etmişlerdir. Çalışır vd. (2005), yaptıkları çalışmada pompa performans parametreleri ve bunların pompa seçimindeki rolü ve önemini araştırmışlardır. Pompa ve sistem karakteristiği ile belirlenebilen işletme

noktasının, pompanın en iyi verim noktasının değişimine olan etkisini ayrıntılı olarak araştırmışlar ve sonuç olarakta pompa seçiminin, işletme giderlerine olan etkisinin önemini vurgulamışlardır. Bilgin vd. (2003), bilgisayar destekli dalgıç motor-pompa deney standının tasarımını ve uygulamasını yapmışlardır. Deney havuzuna daldırılan motor-pompanın bütün mekanik, elektrik ve hidrolik çalışma büyüklüklerini bilgisayar aracılığı ile elde edip, değerlendirilmesini sağlamışlardır.

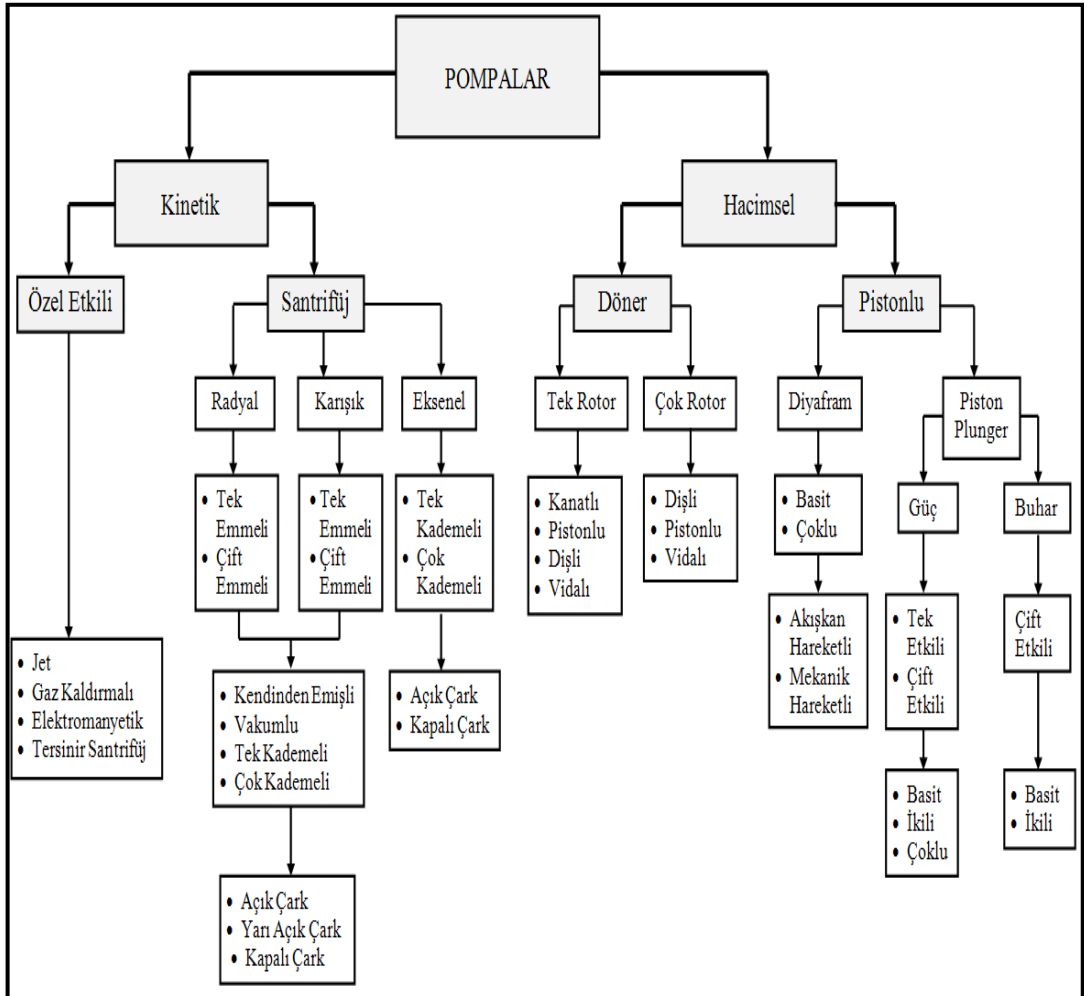
BÖLÜM II

DALGIÇ POMPALARA GENEL BAKIŞ

2.1 Pompaların Sınıflandırılması

Pompalar sıkıştırılamaz akışkanlara enerji veren makinelerdir. Bir tahrik motorundan alınan mekanik enerjiyi pompa içinden geçen akışkana aktarırlar. Genel olarak pompalar, sıvıların basıncını ve toplam enerjisini artırarak, bir yerden diğer bir yere nakil imkânını sağlarlar.

Pompalar çok çeşitlidir ve değişik şekillerde sınıflandırılabilirler. Şekil 2.1’ de görüldüğü üzere pompaları iki genel sınıfta toplayabiliriz.



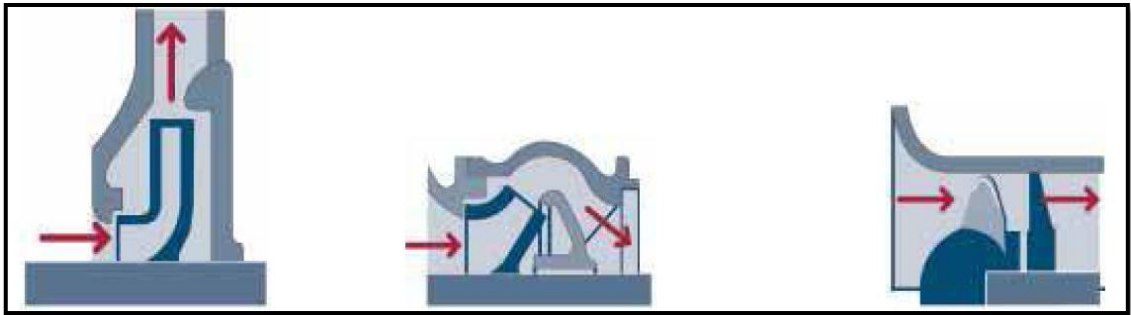
Şekil 2.1. Pompa çeşitleri ve alt grupları

Pompaların iki temel tipi vardır. Bunlar hacimsel (pozitif yer değiştirmeli) ve kinetik (rotodinamik) pompalardır. Hacimsel pompalarda, suya enerji aktarılmasındaki ana prensip, kapalı bir hacim içerisine alınan akışkanın, hacmin daraltılması yoluyla statik basıncının arttırılmasıdır. Süreksiz çalışırlar ve devirleri düşüktür.

Kinetik (rotodinamik) pompalar, akışkana çark üzerindeki kanatlar aracılığı ile momentum kazandırırılar. Akışkan daha sonra yayıcı bölümüne girerek, yüksek hız basınç artışına dönüştürölür. Akışkan hareketi kesikli değil sürekli, ayrıca devirleri de yüksektir (Şahin, 1994).

2.2 Dalgıç Pompalar

Birçok bölgede petrol gibi, yeraltında, sıcak ve soğuk su rezervleri bulunmaktadır. Gerekli derinliklerde kuyular açılmak suretiyle, kuyu dibine indirilen pompalar yardımıyla bu sular yeryüzüne çıkarılır. Bu şekilde çalışan pompalara, dalgıç pompa adı verilir. Dalgıç pompalar aslında, çok kademeli karışık akışlı santriföl pompanın su altında çalışmaya uygun bir elektrik motoruna monte edilmesinden oluşmuş olan özel bir pompa çeşididir (Yalçın, 1998). Santriföl pompalar çarkın akışkana verdiği yönün biçimine göre sınıflandırılırlar.



Şekil 2.2. Santriföl pompa çeşitleri (Arpon, 2008)

Radyal akışlı santriföl pompalarda akışkan, pompaya dönen milin eksenini ile aynı doğrultuda girer ancak pompa gövdesinin dış çapı boyunca radyal olarak terk eder. Eksenel akışlı santriföl pompalarda akışkan, eksenel olarak pompa gövdesine girer ve çıkar. Karışık veya karma akışlı santriföl pompalarda ise akışkan pompaya eksenel olarak girer, çıkışta ise radyal ile eksenel arasındaki bir açı ile pompayı terk eder.

Kullanım amaçlarına göre bu üç tip pompayı şu şekilde özetleyebiliriz. Radyal pompaların işletme hızı ve debisi düşük, basıncı yüksektir. Eksenel pompalarda ise basınç düşük, debi daha yüksek değerdedir. Bu nedenle, yüksek basınç gerektiren yerlerde radyal, yüksek debi gerektiren yerlerde ise eksenel pompalar kullanılır. Karışık akışlı pompalar gerek debi, gerekse basınç için orta değerdedir.

Dalgıç pompalar genellikle su temini, sulama sistemleri, yeraltı sularının seviyesinin kontrolü ve ısı pompası uygulamalarındaki temiz veya az kirli suların basınçlandırılmasında kullanılmaktadır. Süs havuzları ve fiskiyeler de bu pompaların kullanılabildiği diğer uygulamalardır.

Dalgıç pompaların ideal uygulama yeri küçük çaplı derin kuyular ve tünellerdir. Bakım gerektirmemesi ve sadece akışkan içerisine tamamen daldırıldıktan sonra kullanılabilmesi nedeniyle herhangi bir bina veya özel yer hazırlığı gerektirmezler.

Tamamen akışkan içerisinde çalıştıklarından, gürültü ve titreşime neden olmazlar, konforlu bir iletişim sağlarlar. Ayrıca pompa ve motorun kullanıcı tarafından müdahale edilemeyecek şartlarda bulunması nedeniyle, hatalardan kaynaklanabilecek arızalar asgari seviyededir. (<http://www.sumakpompa.com/index>, 2011)

2.3 Pompalar ile İlgili Genel Kavramlar ve Terminoloji

Bir pompayı tanımlayan beş büyüklük vardır. Bu büyüklükler; Q debi, H manometrik basma yüksekliği, n özgül hız, $\dot{W}$ güç ve η verimdir.

Debi birim zamanda herhangi bir kesitten geçen akışkan miktarı olup hacimsel veya kütleli olarak ikiye ayrılır. Bir su pompasının tasarımında hacimsel debi kullanılır ve birimi l/s ya da m^3/h cinsinden ifade edilir.

Manometrik basma yüksekliği ya da net yük pompanın birim ağırlıktaki sıvıyı emiş haznesinden alıp içerisinden geçirerek basması gereken yüksekliğe verilen addır. Bir pompanın performansı giriş ve çıkışı arasındaki Bernoulli denklemindeki yüklerde meydana gelen değişim olarak tanımlanan pompa net yükü (H) ile karakterize edilir.

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{çıkış}} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{giriş}} \quad (2.1)$$

Net yük uzunluk boyutundadır ve birimi mSS'dir. Dalgıç pompalarda giriş ve çıkış çapları genellikle aynıdır ve giriş çıkış arasındaki yükseklik farkı ihmal edilebilir boyutlardadır. Bu durumda denklem (2.1), denklem (2,3)' e indirgenebilir;

$$D_{\text{çıkış}} = D_{\text{giriş}} \text{ ve } z_{\text{çıkış}} = z_{\text{giriş}} \quad (2.2)$$

$$H = \frac{P_{\text{çıkış}} - P_{\text{giriş}}}{\rho g} \quad (2.3)$$

Pompalar bir tahrik elemanından sağladıkları mekanik enerjiyi hidrolik enerji halinde sıvıya geçirirler. Bir dalgıç sisteminde bu tahrik elemanı, elektrik enerjisi ile çalışan bir dalgıç motordur. Boyutsal nedenlerle net yükü güç biriminde elde edebilmek için kütleli debi (Q) ve yerçekimi ivmesi (g) ile çarpılmak gerekmektedir. Bu güce hidrolik güç denilmektedir;

$$\dot{W}_{\text{hidrolik}} = \dot{m} g H = \rho g Q H \quad (2.4)$$

Hidrolik gücü kW cinsinden yazmak gerekirse;

$$\dot{W}_{\text{hidrolik}} = \frac{\rho g Q H}{10^6} \quad (2.5)$$

Tüm pompalarda; sürtünme, iç kaçaklar, kanat yüzeyindeki akış ayrılmaları, türbülans yitimi ve benzeri nedenlerden kaynaklanan tersinmez kayıplar söz konusudur. Dolayısı ile pompaya sağlanan mekanik enerjinin bir kısmı kayıplara gider, geri kalan kısmı ise hidrolik enerji olarak akışkana aktarılır. Pompa terminolojisinde pompaya verilen harici güç, mil gücü olarak adlandırılır. Dönen dalgıç motor milinden pompaya aktarılan güç;

$$\dot{W}_{\text{mil}} = \omega T_{\text{mil}} \quad (2.6)$$

olup burada ω açısal hızı, T_{mil} ise mile verilen torku temsil etmektedir.

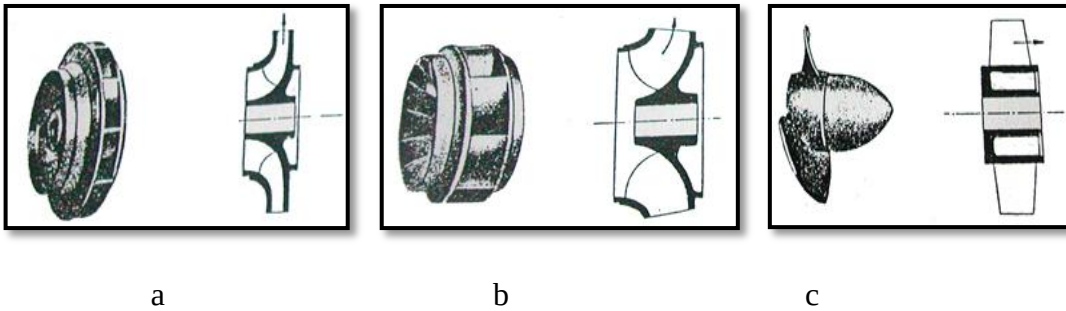
Bir pompayı tanımlamanın en belirgin yolu o pompanın özgül hızına bakmaktır. Özgül hız boyutsuzdur ve n_q ile gösterilir.

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H_m^{3/4}} \quad (2.7)$$

Şekil 2.3' deki radyal çarkın özgül hızı yüksek basınçlarda 10, düşük basınçlarda 40'a kadar çıkmaktadır. Karışık akışlı çarkın özgül hız değeri 40 ila 150 arasında değişmektedir. Eksenel çarklarda ise bu değer 150-400 arasındadır. Dalgıç pompalar çok kademeli olduklarından denklem (2.7)' ye kademe sayısı eklenerek denklem (2.8) yazılabilir;

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{(H_1/i)^{3/4}} \quad (2.8)$$

$$H_1 = \frac{H_m}{i} \quad (2.8a)$$

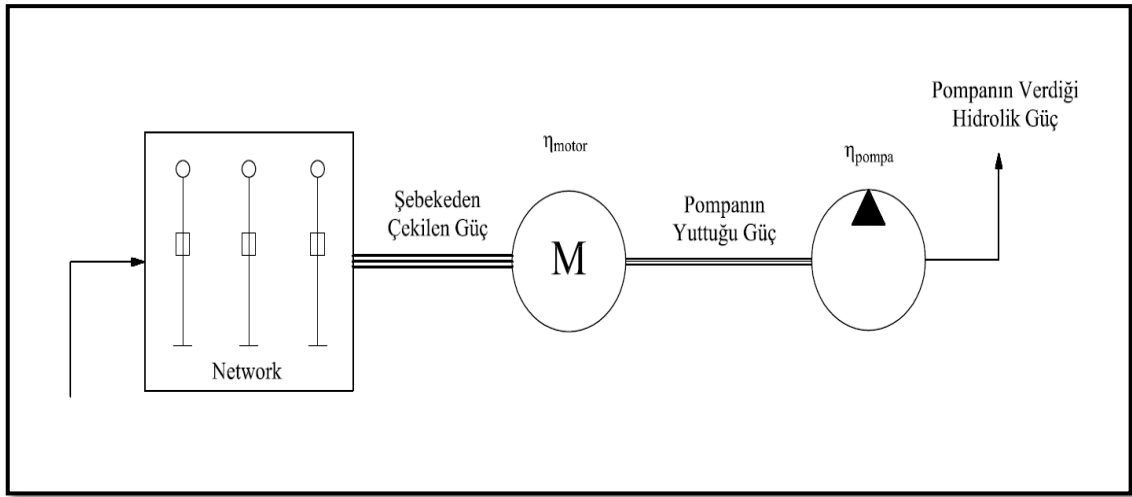


Şekil 2.3. Radyal (a), karışık (b) ve eksenel (c) çarklar (Çallı, 1996)

Pompa verimi η_{pompa} faydalı gücün, verilen güce oranı olarak tanımlanır (Çengel ve Cimbala, 2008).

$$\eta_{pompa} = \frac{\dot{W}_{hidrolik}}{\dot{W}_{mil}} \quad (2.9)$$

Aslında dalgıç motor-pompa sistemlerinde sistem veriminden pompa verimine ulaşmak daha doğru bir yoldur. Sistemin bütünü şekil 2.4’ de gösterilmektedir.



Şekil 2.4. Dalgıç motor-pompa sistemi

Dalgıç motor-pompa sistemlerinde pompanın akışkana verdiği hidrolik gücün elektrik şebekesinden çekilen güce oranına sistem verimi adı verilir.

$$\eta_{sistem} = \frac{p.g.Q.H}{V.I.\cos\phi.\sqrt{3}.1000} \quad (2.10)$$

Bu denklemde V potansiyel gerilimi, I akımı, $\cos\phi$ ’ de güç faktörünü temsil etmektedir. Ayrıca bu sistem verimine, motor ve pompanın ayrı ayrı verimlerini çarparakta ulaşılabilir;

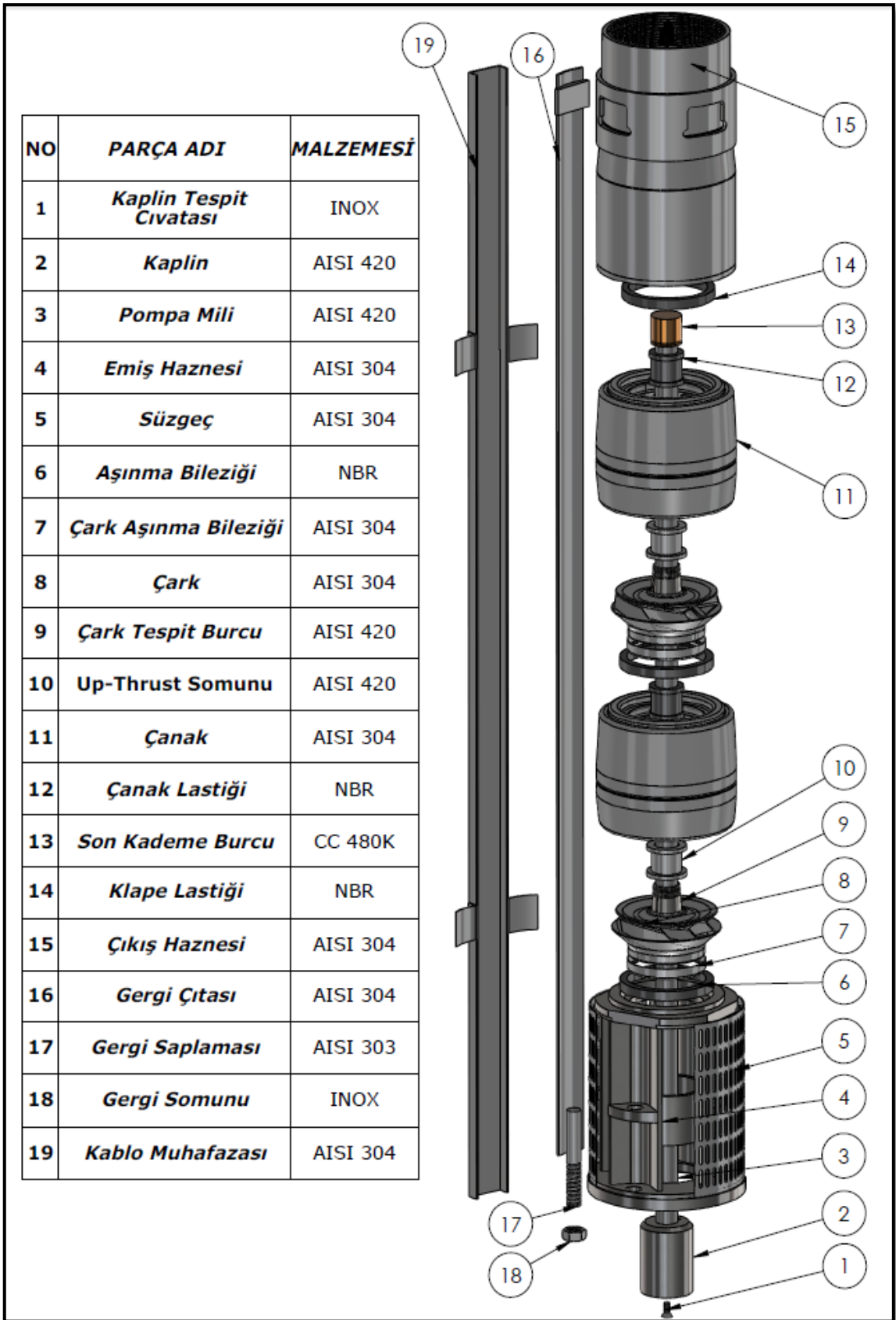
$$\eta_{sistem} = \eta_{pompa}.\eta_{motor} \quad (2.11)$$

2.4 Dalgıç Pompaların Yapısı

Dalgıç pompalar sondaj kuyularından yeraltı suyunun alınmasını sağlarlar. Dalgıç sistemler, motor ve pompadan oluşmaktadırlar. Çok kademeli dik çalışan bir yarı aksenel veya karışık akışlı pompa, su içinde çalışmaya uygun bir elektrik motoruna (dalgıç motor) bir kavrama ile mekanik olarak bağlanmalıdır.

Aslında dalgıç pompa adı altında çok sayıda çeşit bulunmaktadır. Bu çalışmada içme ve sulama suyu temininde kullanılan paslanmaz dalgıç pompadan bahsedilmiştir. Dalgıç pompalar depo, tank vb. yerlerden akışkan çıkarmak için de kullanılabildiği gibi genel olarak derin kuyulardan su çıkarmada kullanılmaktadır.

Dalgıç pompa isimlendirmesindeki dalgıç (submersible) yani su altında kalabilen manasına gelmekte, kullanılan motor ve pompanın suyun içinde olduğu bilgisini vermektedir. Aslında dalgıç pompanın yapı ve kullanılan elemanlar itibarıyla dik milli olarak tabir edilen ve yine içme, sulama suyu temininde kullanılan pompalardan temel farkı motorun dışarıda ve pompa üzerinde değil suyun içinde ve pompanın altında olmasıdır. Dik milli pompaların yeryüzünden kuyunun dibine kadar uzanan bir mili olduğundan ve bu mil belli aralıklarla yataklandığından mekanik kayıplar ön plandadır. Dalgıç pompalarda ise en altta bulunan motora kadar uzanan bir kablo olduğundan, gerilim düşümü ve kabloda oluşan elektriksel kayıplar önem teşkil etmektedir. Dalgıç pompalar son zamanlarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Ancak her şekilde elektrik enerjisine ihtiyaç duymaları, özellikle arazi uygulamalarında bir dezavantaj yaratmaktadır. Ayrıca motor, pompalanan akışkanın içerisinde çalıştığından ve akışkan tarafından soğutulduğundan jeotermal alanlarda uygulaması kısıtlıdır. Şu an piyasada dökme demir, paslanmaz çelik döküm, paslanmaz çelik sac, bronz ve noryl olmak üzere beş farklı malzemeden dalgıç pompa bulmak mümkündür. Bu çalışmada incelenen pompalar tamamen paslanmaz çelikten imal edilmiş olup parçaları şekil 2.5’ de gösterilmektedir. Dalgıç pompaları bir cümle ile tarif etmek gerekirse; kademeli, enerji değişimine göre difüzörlü, dikey milli, tek emişli ve kapalı çarklı pompalardır. (Gül, 2011)



Şekil 2.5. Paslanmaz dalgıç pompa ve elemanları

Şekil 2.5’ de paslanmaz çelik pompanın 3 boyutlu resmi verilmiştir. Pompa genel olarak emiş haznesi, çark, difüzör ve çıkış haznesinden oluşmaktadır.

Emiş haznesi içinden pompa milinin geçmeye başladığı ve bu pompa milinin bir kaplin vasıtası ile motor miline bağlandığı kısım pompanın giriş kısmıdır. Paslanmaz döküm veya kaynak ile birbirine monte edilmiş paslanmaz AISI 304 kalite sac malzemeden oluşur. Emiş ağzındaki süzgeç yabancı parçaların içeri girmesine engel olur.

Çark (fan) her kademede bir adet bulunmakla beraber statik bakımdan dengelenmiş halde olmalıdır. Her bir çarkı monte etmek için kullanılan konik çark tespit burcu ve somunu bulunmak zorundadır. Çarkın alt kısmında çarka monte edilmiş aşınma bileziği bulunmaktadır. Çark ile difüzör arasına hem conta hem de yataklama özelliği bulunan kauçuk malzemeden oluşan aşınma lastiği konulma zorunluluğu vardır.

Çanak (difüzör) kademeler arasında suyun uygun şekilde nakledilmesini sağlayan ve yine çark gibi kanatçıklardan oluşan fakat sabit bir yayıcıdır. Her çanağın içinde pompa milini yataklamak ve mil kesme olayını engellemek amacıyla kauçuk çanak lastiği bulunmaktadır.

Çıkış haznesi suyun tahliyesi için gerekli olup, pompanın bağlantı boruları ile monte edildiği ve içerisinde klape ve yayın bulunduğu parçadır. Ayrıca içerisinde, değişik çaplarda paslanmaz borunun içine monte edilmiş basınca dayanıklı döküm flanş ve kaynatılmış saclardan oluşmuş destek parçaları bulunmaktadır.

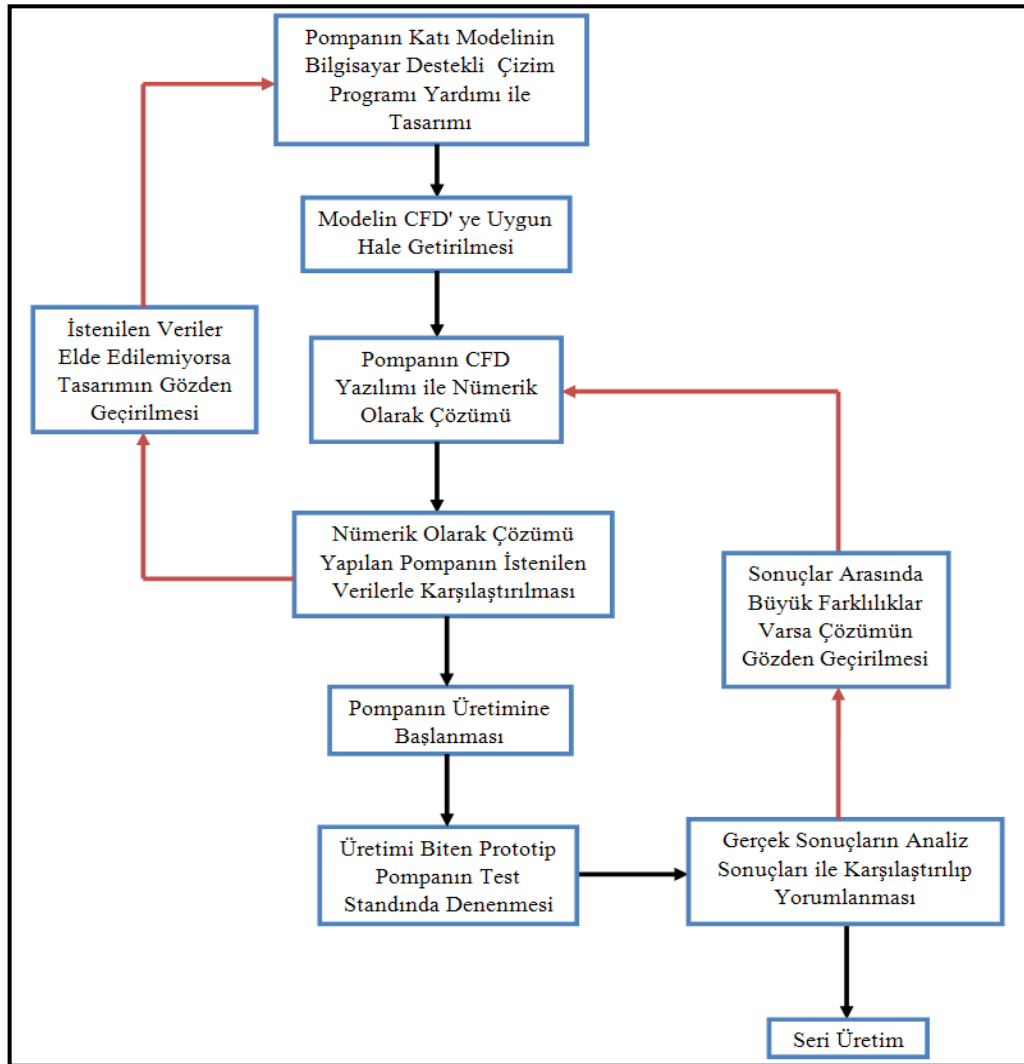
Dalgıç pompalarda giriş ağzından aksenel doğrultuda giren akışkan, çarkın kanatları tarafından kavranarak, teğetsel ve radyal doğrultuda çarkı tüm çevresi boyunca terk edene kadar döndürülür ve gövdenin yayıcı bölümünün içine girer. Akışkan çarkın içinden geçerken hızı ve basıncı artar. Gövdenin bir bölümü olan yayıcı yâda difüzör, akışın hızını basınca çevirir. Çıkış haznesinden tek yönlü olarak geçen su da yeryüzüne kadar uzanan kolon borularına iletilerek tahliye edilir.

BÖLÜM III

DALGIÇ POMPALARDA TASARIM

3.1 Tasarım Süreci ve İşleyişi

Günümüzde hızla artan rekabet ortamında, üretim ve işletme maliyetlerindeki artışlar, pompa tasarımı ve iyileştirilmesinde hedeflenen performans değerlerindeki yüksek verime sahip pompaları daha çabuk ve daha düşük maliyetli olarak üretmeyi zorunlu hale getirmektedir. Özellikle toplam işletme maliyeti içerisinde büyük yer kaplayan enerji maliyetleri, pompaların daha verimli ve daha çabuk tasarlanarak üretilmesinin önemini arttırmaktadır (Özgen vd., 2008).



Şekil 3.1. Dalgıç pompalarda tasarım süreci

Şekil 3.1'de bir dalgıç pompanın tasarım süreci verilmektedir. Tasarım ve analiz programları olmadan önce üreticiler sadece deneyimlerine dayanarak modeller oluşturur, bu modelleri sürekli deneyerek optimum pompa performansını elde etmeye çalışırlardı. Ancak pompa kuyuya atıldıktan sonra kesin bir sonuca ulaşılabilirdi. Bu tip bir tasarım sürecinde üretilecek pompanın kısmen tesadüflere ve şansa bırakılması; verim, debi ve basma yüksekliklerinin tahmin edilememesi üretim sürecini sürekli baştan aldırmaı gerektirir. Bu hem mali anlamda hem de işçilik açısından büyük zorluklara yol açmaktadır.

Bir dalgıç pompa imal edilmeden önce, üretilmek istenen pompanın temel büyüklükleri ve geometrik özellikleri iyi bir şekilde belirlenmelidir. Bu özellikler, pompanın salınacağı kuyudan başlayan ve pompanın verimine kadar devam eden geniş bir süreci kapsar.

Temel büyüklükler tanımlandıktan sonra pompanın hesaplaması ve çizimi aşamasına geçilir. Özellikle çark ve difüzörün hesabına ve tasarımına özen göstermek gerekir. Dalgıç pompalar genel olarak beş ana bölümden meydana gelir. Bunlar; emiş haznesi, çark, difüzör, çıkış haznesi ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Tezin tasarım bölümünde bu parçaların her birine ayrı ayrı değinilmiştir. Bir dalgıç pompa imal edilirken önce bu parçaların CAD programı ile tasarımı yapılır. 3 boyutlu katı tasarımı bitirilen pompa modeli sayısal olarak çözümlenmesi amacıyla, geometri temizliği yapıpı sonlu hacim ağı oluşturularak analize uygun hale getirilir.

Analiz için uygun hale getirilen parçalar HAD programının sayısal çözümleme bölümüne aktarılarak çözüm gerçekleştirilir. HAD programında analizi yapılan dalgıç pompa eğer istenilen sonuçları veriyorsa katı modellemeye dönmeye gerek yoktur. Eğer istenilen değerler tutturulamamış ise katı model yeniden düzenlenerek tekrardan analiz işlemine devam edilir. İstenilen değerleri tek seferde elde etmek çok zordur. Bu yüzden katı modelleme üzerinde tekrar tekrar değişiklik yapmak gerekebilir. Gerçekleştirilen analiz işleminden sonra üretim aşamasına geçilir. Pompa, prototip üretimi yapıldıktan sonra bir deney standında denenerek daha önce elde edilmiş olan analiz sonuçları ile karşılaştırılır. Kıyaslanan değerlerde uyumsuzluklar varsa hem sayısal çözüm hem de üretim aşamaları yeniden gözden geçirilir.

3.2 Pompa Temel Büyüklüklerinin Belirlenmesi

3.2.1 Debi

Pompaların debi değerleri, normal olarak basma yüksekliğine bağlı olmak kaydıyla belli aralıklarda değişmektedir. Üretilmiş dalgıç pompanın serbest debisi ($H = 0$) iken tek kademe için, yaklaşık $300 \text{ m}^3/h$ civarındadır. Pompanın en verimli çalışma noktasında ise $215 \text{ m}^3/h$ civarında bir kapasite elde edilmiştir.

3.2.2 Basma yüksekliği

Üretimi yapılmış dalgıç pompa tek kademe ile on kademe arasında değişiklik göstermiştir. Kademe sayısı arttıkça basma yüksekliğinde de artma gözlenecektir. Üretilen dalgıç pompanın tek kademesi için kapalı yük ($Q = 0$) da yaklaşık 40 m. civarında bir basma yüksekliği elde edilmiştir.

3.2.3 Özgül hız

Pompa seçimi yaparken genellikle debi ve basma yüksekliği temel alınır. Ancak tasarım ve üretim aşamasında pompanın çark tipini belirlemek amacıyla kullanılan en önemli temel büyüklük özgül hızdır. Dalgıç pompalar genellikle karışık akışlı pompalardır. Denklem (2.8)' e dönülecek olursa dalgıç pompanın özgül hızları; istenilen debi, basma yüksekliği ve kademe sayısına bağlı olarak farklılık göstermektedir. Ancak dalgıç pompalar çalışması istenen en verimli nokta ve civarında özgül hızlarına göre karışık akışlıdır.

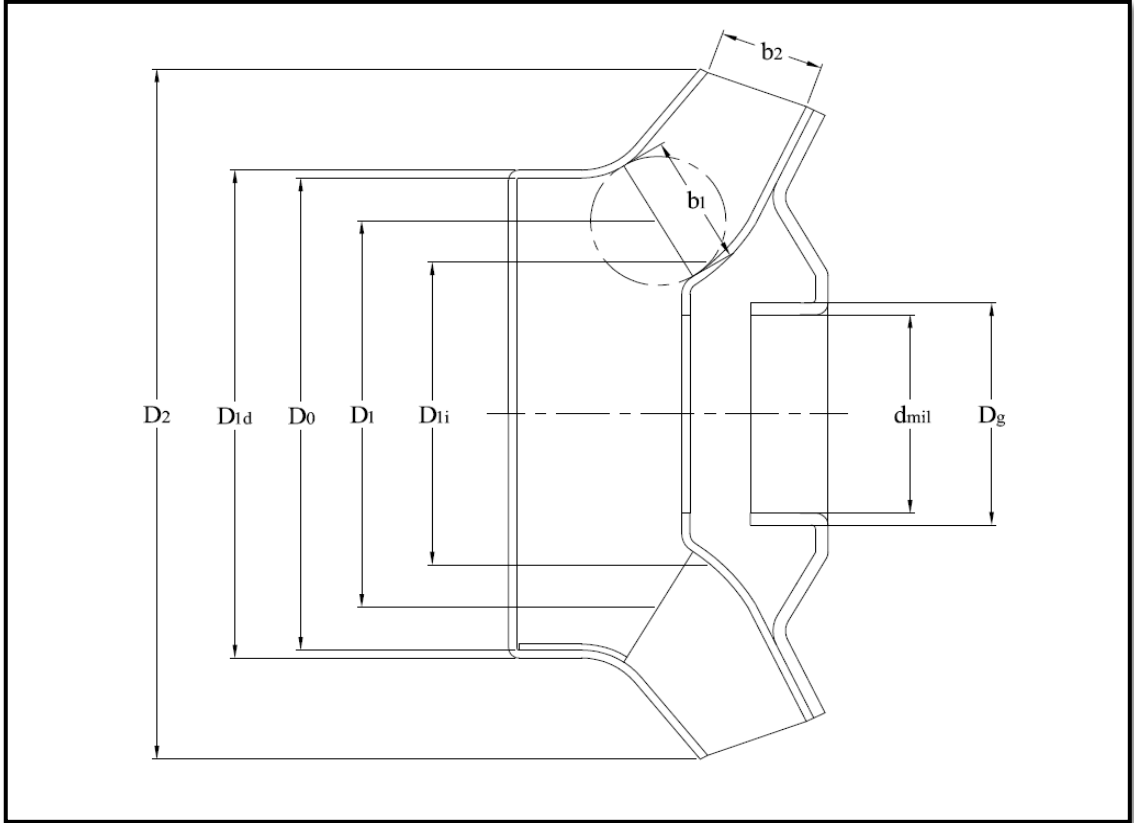
3.2.4 Mil gücü

Pompaya iletilen mil gücü hem denklem (2.6) hem de şekil 2.4' de açıklanmıştır. Dalgıç pompalarda pompanın kademe sayısı arttıkça kullanılacak motorun gücü de artış gösterecektir. Böylelikle dönen milin tork değerinden mil gücüne ulaşmak yerine pompa mil gücü denklem (3.1) ile belirlenebilir;

$$\dot{W}_{mil} = \frac{Q.H.\rho}{75.\eta_{pompa}} \quad (3.1)$$

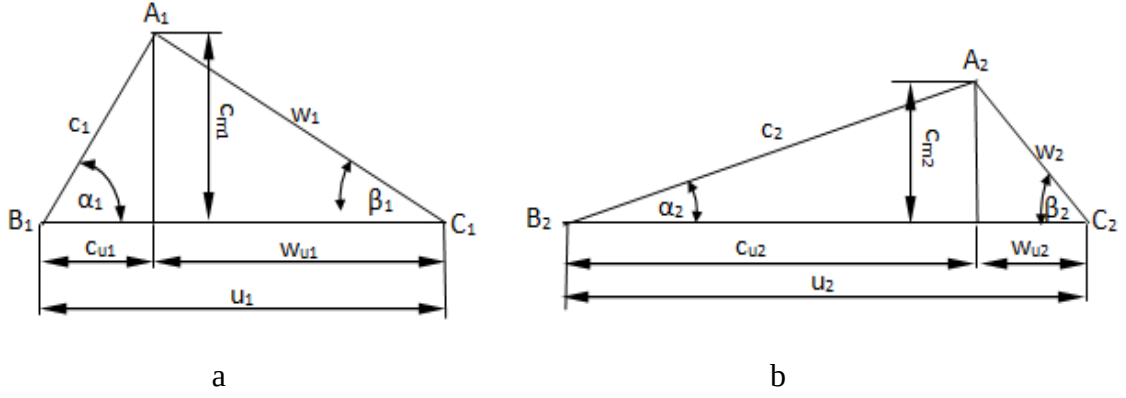
3.3 Çark Tasarımı

3.3.1 Çarkın geometrik özellikleri ve fiziksel büyüklüklerinin hesabı



Şekil 3.2. Çark kesiti

Bir pompa çarkının tasarımı yapılırken dört unsurun hesabının iyi yapılması gerekir. Bunlar hız, uzunluk, açı ve alandır. Çarkın tipini belirleyen en önemli özelliğin özgül hız olduğu daha önce anlatılmıştı. Çarkın geometrik özelliklerini hesaplamak için özgül hızın yardımıyla çarkın giriş ve çıkış hız üçgenleri belirlenmelidir. Bu üçgenleri oluşturan üç tip hız vardır; çevresel hız (U), mutlak hız (C) ve bağıl hız (W).



Şekil 3.3. Çarkın giriş (a) ve çıkış (b) hız üçgenleri (Güner, 2011)

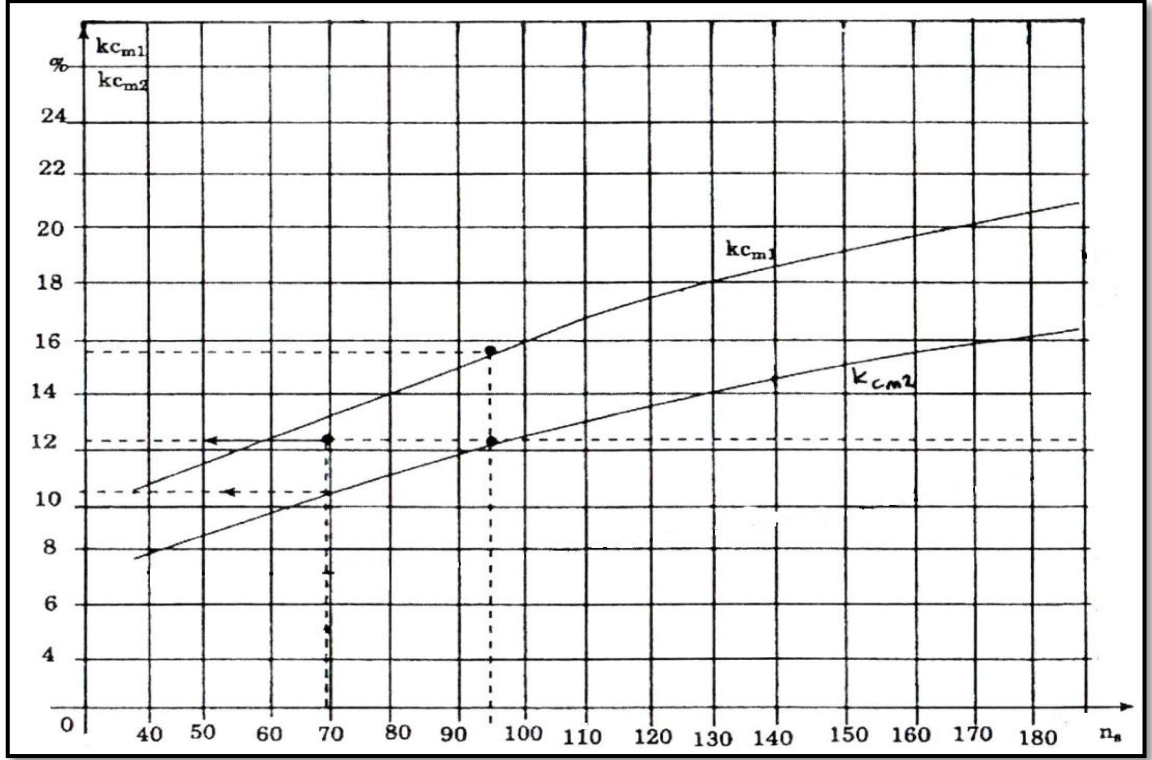
Şekildeki 3.3' deki üçgenlerin tüm bilinmeyenlerinin bulunması amacıyla önce mutlak hızların kesite dik bileşenleri C_{m1} ve C_{m2} değerleri belirlenir (Baysal, 1975).

$$C_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2Hg} \quad (3.2)$$

$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2Hg} \quad (3.3)$$

formülleri ile bulunurlar. K_{cm1} ve K_{cm2} hız katsayılarıdır. Bu hız katsayıları şekil 3.4'den belirlenebilir.

$$n_s = n_q .3,65 \quad (3.4)$$



Şekil 3.4. Özgül hıza bağlı hız katsayıları (Güner, 2011)

3.3.1.1 Çarkın giriş özellikleri

Suyun kanada giriş hızı;

$$C_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2Hg} \quad (3.5)$$

formülü ile bulunur. Akışkanın çarka girişteki dış çapını (D_0) bulmak için, akışkanın çarka girmeden önceki hızı;

$$C_{m0} = 0,95.C_{m1} \quad (3.6)$$

denklemini ile bulunur. Çarkın giriş kesit alanı;

$$A_0 = Q' / C_{m0} \quad (3.7)$$

bulunur. Akışkanın çarka girişteki dış çapını (D_0) hesaplamak için çarkın orta göbek çapı (D_g)' ye ihtiyaç vardır. Paslanmaz tip dalgıç pompalarda gövde çapını; sacın kalınlığı, çark tespit burcu ve mil çapı belirler. Kullanılacak milin çapına (d_{mil}) göre burç ve sac kalınlığı belirlenir. ;

$$d_{mil} = \sqrt[3]{\frac{360000 \times \dot{W}_{motor}}{n \times \tau}} \quad (3.8)$$

$$\dot{W}_{motor} = \frac{\dot{W}_{pompa}}{\eta_{motor}} \quad (3.9)$$

Bu denklemlerde τ malzemenin kayma gerilmesini, n ise milin devir sayısını temsil etmektedir.

$$D_g = 1,4.d_{mil} \quad (3.10)$$

$$A_g = \frac{\pi \times D_g^2}{4} \quad (3.11)$$

$$A_{toplama} = A_0 + A_g \quad (3.12)$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4A_{top}}{\pi}} \quad (3.13)$$

Kanat üzerindeki orta akım iplikçiği çapı;

$$D_1 = D_0 \cdot \sigma_s \quad (3.14)$$

formülüyle bulunabilir. Bu formülde Schultz katsayısı (σ_s) 0,9-0,95 arasında bir değer arasında bir değer alır.

Çark girişinde akışkanın çevresel hızı;

$$U_1 = \frac{D_1 n \pi}{60} \quad (3.15)$$

Çark girişindeki kanat hız açısına hız üçgeninden ulaşılabilir.

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{m1}}{U_1} \quad (3.16)$$

Diğer dalgıç pompaların üretiminden gelen tecrübelerle dayanarak bulunan bu kanat açısının gerek verim gerekse basma yüksekliği açısından çoğu zaman yetersiz geldiği görülmüştür. Bu kanat açısına 3 ila 7 derece arasında eklemeler yapılarak pompanın emme kapasitesini artırmak gerekmektedir (Güray, 2000).

$$\beta_1' = \beta_1 + \delta_1 \quad (3.17)$$

Böylece şekil 3.3' de verilen girişindeki hız üçgeninde β_1 yerine β_1' yazılarak diğer hızlarda bulunabilir;

$$W_1 = C_{m1} / \sin \beta_1' \quad (3.18)$$

$$W_{u1} = C_{m1} / \tan \beta_1' \quad (3.19)$$

$$C_{u1} = U_1 - W_{u1} \quad (3.20)$$

$$C_1 = \sqrt{C_{m1}^2 + C_{u1}^2} \quad (3.21)$$

$$\tan \alpha_1 = C_{m1} / C_{u1} \quad (3.22)$$

Çark girişi kanat iç (D_{1i}) ve dış çap (D_{1d}) uzunlukları için (3.23) ve (3.24) numaralı denklemler kullanılır.

$$D_{1d} = D_0 + 2t \quad (3.23)$$

$$D_{1i} = 2D_1 - D_{1d} \quad (3.24)$$

Denklem (3.23)' de kullanılan (t) kullanılan sacın kalınlığını temsil etmektedir.

Pompanın emme tarafındaki dış (U_{1d}) ve iç (U_{1i}) çevresel hızları;

$$U_{1d} = (n.\pi.D_{1d})/60 \quad (3.25)$$

$$U_{1i} = (n.\pi.D_{1i})/60 \quad (3.26)$$

İç (B_{1i}) ve dış (B_{1d}) açıları;

$$B_{1d} = \arctan(C_{m1}/U_{1d}) \quad (3.27)$$

$$B_{1i} = \arctan(C_{m1}/U_{1i}) \quad (3.28)$$

denklemleri ile bulunur. Çark girişindeki genişlik (b_1) için ise süreklilik denklemi yazılmalıdır;

$$Q' = V.A \quad (3.29)$$

$$V = C_{m1} \quad (3.29a)$$

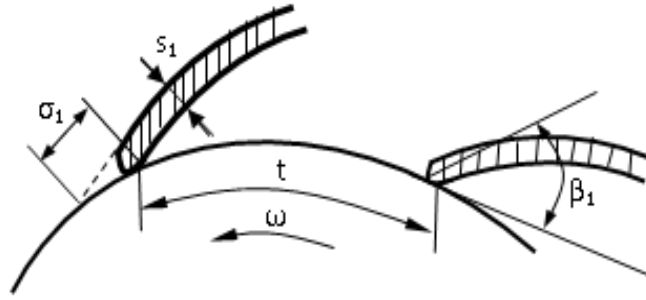
$$A = \lambda_1.\pi.D_1.b_1 \quad (3.29b)$$

$$Q' = \lambda_1.\pi.D_1.b_1.C_{m1} \quad (3.30)$$

$$\lambda_1 = 1 - \frac{\sigma_1}{t} \quad (3.30a)$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{\sin \beta_1} \quad (3.30b)$$

$$t = \frac{\pi D_1}{Z} \quad (3.30c)$$



Şekil 3.5. Pompa çarkında kanat başlangıcı

$$\lambda_1 = 1 - \frac{Z(s_1 / \beta_1)}{\pi D_1} \quad (3.31)$$

Denklemlerde Z kanat sayısını, λ_1 daralma faktörünü göstermektedir. Böylece çark girişindeki genişlik denklem (3.32)' den belirlenir;

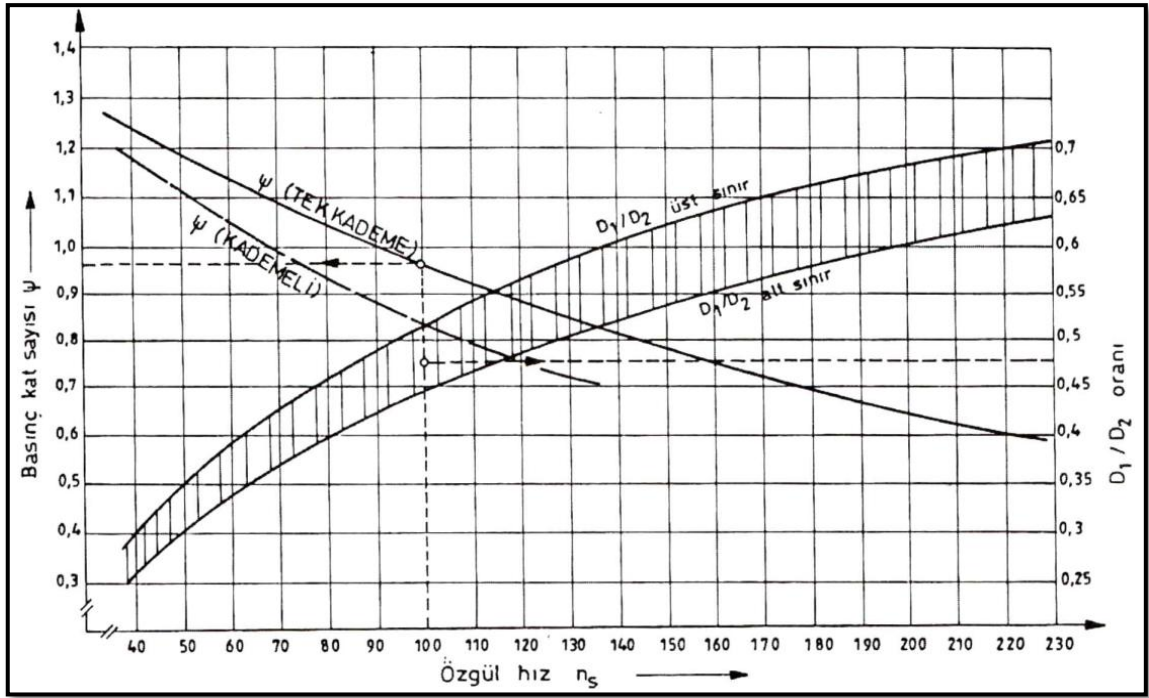
$$b_1 = \frac{Q'}{\pi D_1 C_{m1} \lambda_1} \quad (3.32)$$

3.3.1.2 Çarkın çıkış özellikleri

Çark çıkışı akışkan çevresel hızı;

$$U_2 = \sqrt{\frac{2Hg}{\psi}} \quad (3.33)$$

denklemleri ile bulunur. Bu denklemde (ψ) basınç katsayısını temsil eder ve şekil 3.6' dan belirlenir.



Şekil 3.6. Basınç katsayısı ve D_1/D_2 oranlarının özgül hıza göre değişimi (Güner, 2011)

Şekil 3.6' dan bulunan basınç katsayısı ile çarkın çıkış çapı aşağıdaki denklemden bulunabilir;

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi.n} \quad (3.34)$$

Çarkın çıkış çapı (D_2), daha önce bulunan (D_1) çapına bölünerek şekil 3.6' dan alt üst değer kontrolleri gerçekleştirilir.

Çarkın çıkış kanat açısı (β_2) dalgıç pompalarda genellikle 20° ila 50° arasında değişkenlik göstermektedir. Çarkın çıkış özellikleri için şekil 3.3' de verilen çıkış hız üçgenine geçiş yapılacaktır;

$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2Hg} \quad (3.35)$$

$$W_2 = C_{m2} / \sin \beta_2 \quad (3.36)$$

$$W_{u2} = C_{m2} / \tan \beta_2 \quad (3.37)$$

$$C_{u2} = U_2 - W_{u2} \quad (3.38)$$

$$C_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + C_{u2}^2} \quad (3.39)$$

$$\tan \alpha_2 = C_{m2} / C_{u2} \quad (3.40)$$

Bir santrifüj pompada kanatların açıları ve boyutları kadar sayısı da çok önemli bir yer tutar. Kanat sayısı;

$$Z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m \quad (3.41)$$

formülü ile bulunur.

$$\beta_m = \frac{\beta_1' + \beta_2}{2} \quad (3.41a)$$

Çark çıkış genişliği (b_2) için de aynı çark girişinde olduğu gibi süreklilik denklemi yazılacak olursa;

$$Q' = V.A \quad (3.42)$$

$$V = C_{m2} \quad (3.42a)$$

$$A = \lambda_2 . \pi . D_2 . b_2 \quad (3.42b)$$

$$Q' = \lambda_2 . \pi . D_2 . b_2 . C_{m2} \quad (3.43)$$

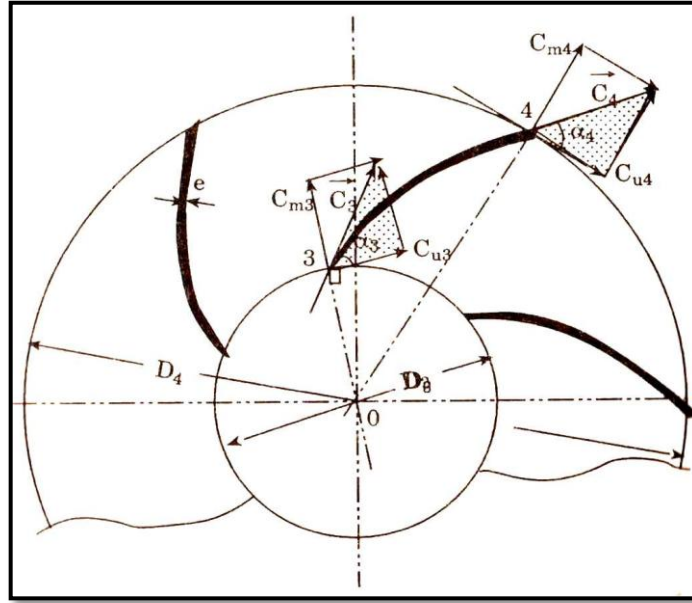
$$\lambda_2 = 1 - \frac{Z (s_2 / \beta_2)}{\pi D_2} \quad (3.43a)$$

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi D_2 C_{m2} \lambda_2} \quad (3.44)$$

3.4 Difüzör Tasarımı

Santrifüj pompaların çarkları akışkana yüksek kinetik enerji verirler. Fakat dalgıç tipi santrifüj pompalarda, bu kinetik enerjiyi basınca dönüştürmek gerekir. Bunun içinde çark çıkışındaki kesitin genişletilerek, hızın azaltılıp basıncın artırılması lazımdır. Bu olaya difüzyon, gerçekleştiren elemana ise difüzör yada yöneltici sabit çark adı verilir.

3.4.1 Difüzörün geometrik özellikleri ve fiziksel büyüklüklerinin hesabı



Şekil 3.7. Bir santrifüj pompa difüzörünün kısmi kesiti (Yalçın, 1998)

Santrifüj pompalarda difüzörlerin kanatlarının giriş ve çıkış genişlikleri genelde birbirine eşittir.

$$(b_3 = b_4)$$

Ancak bazı durumlarda istenmese de, kalıptan çıkan sac kanatlarının geri esnemesi sonucu ufak değişimler meydana gelebilir. Ayrıca döküm olmayan ve paslanmaz sacdan imal edilen dalgıç pompalarda kanat aralıkları; kanat dizme kalıplarından ve kaynatılma

şekillerinden dolayı farklılık gösterebilmektedir. Bu farklılıklar, suya yön verme özelliğini de barındıran difüzörlerin birbirinden farklı üretilmesine yol açacak ve pompa verimini de etkileyecektir. Özellikle pompa deneylerinde sıkça karşılaşılan bu durumu engellemek için kanat montajına çok dikkat edilmiştir.

Santrifüj pompalarda difüzör giriş çapı, çark çıkış çapından 2 ~ 3 mm. büyük seçilir;

$$D_3 = D_2 + (2 \sim 3) \text{ mm.} \quad (3.45)$$

Difüzör çıkış çapı D_4 olup D_3 ile arasındaki bağıntı ampirik bir formül ile belirlenir;

$$D_4 = (D_3 / 1,4) \quad (3.46)$$

Dalgıç pompalarda difüzör giriş çapı belirlenirken, çark üst koniği ile difüzör kanadının kaynatıldığı alt konik arasındaki mesafeye çok dikkat edilmelidir. Çünkü dalgıç pompa çarklarının monte edildiği mil, dalgıç motorun ilk çalışma esnasındaki hareketi ile belli bir mesafeye yükselmektedir. Bu yükselme esnasında çark ve difüzör birbirlerine sürtebilir, aşınmalara ve verimde azalmalara neden olabilir. Bu nedenle bu mesafeyi belli aralıklarda sabit tutmak için özel burç ve somunlar üretilmiştir. Genel anlamda çark çıkış çapı ile difüzör giriş çapı arasında pompa boyutları ve tipine de bağlı olmak şartıyla 3 ~ 9 mm arasında bir mesafe bulunmaktadır. Ayrıca difüzör kanatlarının sayısını hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılır;

$$z_d = \frac{\pi \cdot D_3}{b_3 + e} \cdot \sin \alpha'_3 \quad (3.47)$$

Bu formülde kanadın kalınlığı (e) pompa serisine göre 0,5 mm. ile 2 mm arasında değişiklik göstermiştir. Difüzör kanadı giriş açısı (α_3) ise;

$$\tan \alpha_3 = \frac{C_{m3}}{C_{u3}} \quad (3.48)$$

$$\frac{C_{m3}}{C_{u3}} = \frac{C_{m2} \cdot D_3 \cdot b_2}{C_{u2} \cdot D_2 \cdot b_3} \quad (3.49)$$

denklemleri ile bulunur. Süreklilik denkleminde yapılan ihmal ve sonlu kanat kullanılması nedeniyle bu açının arttırılması gerekir.

$$\sin \alpha'_3 = (\sin \alpha_3, 1, 2) \quad (3.50)$$

Ayrıca difüzör çıkış açısının (α_4) 30°' den küçük seçilmesi tavsiye edilmektedir (Yalçın, 1998; Çallı, 1996).

Çizelge 3.1. Çark ve difüzörün boyutları

Çark	
Çıkış Çapı	174 mm
Giriş Çapı	115 mm
Giriş Genişliği	38,5 mm
Çıkış Genişliği	26 mm
Kanat Giriş Açısı	23°
Kanat Çıkış Açısı	39°
Kanat Sayısı	6 (Yarı eksenel)
Mil Çapı	45 mm
Difüzör	
Çıkış Çapı	117 mm
Giriş Çapı	165 mm
Giriş Genişliği	28 mm
Çıkış Genişliği	29 mm
Kanat Giriş Açısı	16°
Kanat Çıkış Açısı	22°
Kanat Sayısı	9

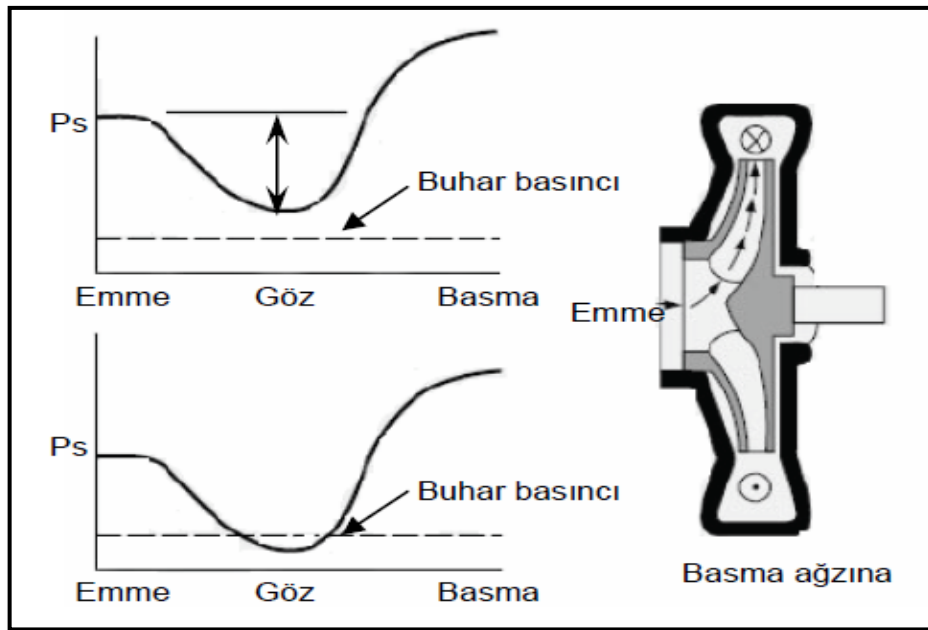
3.5 Giriş ve Çıkış Hazneleri Tasarımı

Gerek santrifüj pompalarda gerekse derin kuyularda kullanılan dalgıç pompalarda, difüzör ve çarkın yanında giriş ve çıkış haznelerinin tasarımı, pompa performansının detaylarını yakından etkilemektedir. Zira bütün pompaların yapısı gereği akışkanın bir

emme bir de basma tarafı bulunması zorunludur. Kademeli pompalarda, tasarlanan çark ve çanak bölümü emme ve basma hazneleri ile uyum içinde çalışmazsa, pompada istenmeyen bazı sorunlar ortaya çıkabilir.

Dalgıç pompalarda, elektrik motorunun hemen üzerinde yer alan emiş haznesi geometrik olarak belli kriterlere uygun olarak tasarlanmalıdır. İlk kademenin çarkını ve çanağını üzerinde bulunduran emiş haznesinin üst flanş delik çapı, çarkın giriş çapıyla aynı olmalıdır. Emiş haznesi, pompanın giriş bölümü olduğundan sıvının rahat bir şekilde emilmesi gerekir. Zaten etrafı filtre ile çevrili olan emiş haznesi, sıvının girişini rahatlatarak şekilde tasarlanmalı ve üretilmelidir. Aksi takdirde görevini yapamayacak ve sıvı girişinde problemler ortaya çıkacaktır.

Emiş haznesinden bahsederken sadece dalgıç değil, bütün pompa üreticilerinin çok çekindiği kavitasyon olayı göz ardı edilmemelidir. Sıvılar pompalanırken, pompa içinde herhangi bir bölgedeki statik basınç sıvının buharlaşma basıncının altına düşerse, o bölgeden geçen sıvı buharlaşır ve çok sayıda küçük boyutlarda doymuş sıvı buharı kabarcıkları oluşur. En basit ifadeyle sıvı yerel olarak kaynar. Bu kabarcıklar daha sonra pompa içinde basıncın daha yüksek olduğu bölgelere taşındığında, ani bir çökme ve yoğunlaşma ile patlamalara yol açar. Bu olaya kavitasyon denir.



Şekil 3.8. Statik basınç-buhar basıncı ilişkisi (Özumar, 2008)

Bu durum şekil 3.8’ de gösterildiği gibi ilk dönel çarkın giriş tarafında meydana gelir. Bu kabarcıkların patlaması sonucu pompada; titreşim, performans kaybı, mil kesme, gürültülü çalışma ve çark kanatlarında erozyon oluşumu gibi istenmeyen durumlarla karşılaşılır.

Pompalarda kavitasyon olayı en kolay pompanın emiş haznesi bölümünden ölçülür. Pompa üreticileri pompalarındaki kavitasyonu belirlemek için test ünitelerinde, hacimsel debi ve basıncı değiştirerek kavitasyon testi yaparlar. Kavitasyonu belirlemek için net pozitif emme yükü ($NPEY$) adı verilen emme tarafındaki sıvı sütunu cinsinden mutlak basınç ile sıvı sütunu cinsinden buhar basıncının farkına eşit olan akış parametresi kullanılmalıdır.

$$NPEY = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \right) - \frac{P_v}{\rho g} \quad (3.51)$$

Pompa testi yapıldıktan sonra, pompada kavitasyon oluşmaması için gerekli net pozitif emme yükü ($NPEY_{gerekli}$) denilen basınç ve debiye bağlı bir eğri elde edilir. Bu değeri belirlemek kavitasyonu engellemek için tek başına yeterli değildir. Pompaj sisteminin yapısından meydana gelen ($NPEY_{kullanlabılır}$)’i belirlemek gerekir.

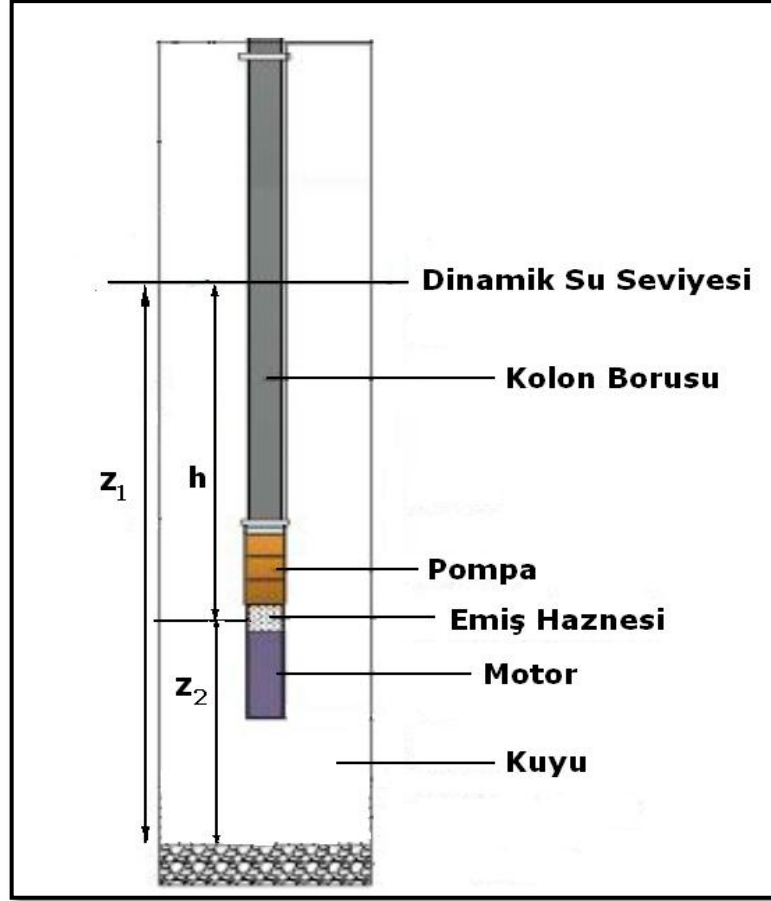
$$NPEY_{kullanlabılır} = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} + (z_1 - z_2) \quad (3.52)$$

$NPEY_{kullanlabılır} > NPEY_{gerekli}$ olmak zorundadır. Aksi halde kavitasyon oluşumu gözlenir. Şekil 3.9’ da da gösterildiği üzere dinamik su seviyesi ile emiş haznesi arasındaki yükseklik farkına h denilecek olursa;

$$h = (z_1 - z_2) \quad (3.53)$$

olur ve denklem (3.53) şu şekilde yazılabilir;

$$NPEY_{kullanlabılır} = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} + h \quad (3.54)$$



Şekil 3.9. Kuyu içerisindeki pompada seviye farkı

Dalgıç pompalar çok kademeli olduklarından ve tamamen suya batırılmış olarak çalıştırıldıklarından dolayı diğer pompalara kıyasla kavitasyon oranı düşüktür. Kademeli pompalarda kavitasyon olayı genellikle ilk dönel çarkta meydana gelir. Bu sebepten diğer pompalara nazaran kavitasyonun etkisi daha az hissedilir. Ancak kavitasyonun oluşmasına yardımcı olan; sıvı sıcaklığının artışı, deniz seviyesinden yüksekliğin fazlalığı, yüksek dönme hızı, sıvı içerisindeki çözünmüş kabarcıklar, pompanın aşırı debide çalışması gibi etmenler pompa performansında düşüme neden olabilmektedir.

Dalgıç pompalarda suyun borulara iletilerek tahliye edildiği yer çıkış haznesidir. Dalgıç pompalarda çıkış hazneleri aslında birçok parçanın birbirine monte edilmesiyle oluşan ayrı bir sistem gibidir. Yine emme bölümünde olduğu gibi tasarlanan basma bölümünün de giriş tarafı çark giriş çapından küçük olmamalı ve suyun tahliyesini engellememelidir.

Dalgıç pompaların çıkış hazneleri yüksek basınca dayanıklı şekilde tasarlanmıştır. Çünkü pompa çalışmadığında bile borulardaki suyun etkisiyle, pompanın üzerinde büyük bir basınç oluşmaktadır. Bunun için içerisinde suyun tek yönde iletimi sağlayan çek valf ve çıkış flanşı, haznenin içerisinde konumlandırılmış ve sızdırmazlıkları en iyi şekilde sağlanmıştır.

Çıkış hazneleri, kolon borularına monte edildiklerinden pompa ve motoru taşıyarak onların ağırlıklarını taşıma görevi de görürler. Yük altında olmalarından dolayı dış hassasiyetleri ve mukavemetleri üst düzeyde olması gerekmektedir. Ayrıca bu dışlar sızdırmazlık görevi de görmek zorundadırlar. Bu durum suyun yeryüzüne tahliyesi için kullanılan kolon boruları için de geçerlidir.

Çıkış hazneleri her zaman aynı çapta tasarlanıp üretilmeyebilir. Çeşitli tipteki kuyu çaplarına göre çıkış haznesinin dış açılan kısımları daha geniş veya dar şekilde tasarlanabilir. Böylelikle farklı borular da kullanılarak suyun tahliyesi gerçekleştirilmiş olur. Ancak bunun için de kullanılan pompanın büyüklüğüne ve çalışma aralığına dikkat etmek gereklidir. Borulama ve sondaj maliyetinden tasarruf etmek için yapılan küçük çapta kuyu açma işlemi çoğu zaman kârdan çok zarara yol açmaktadır. Çizelge 3.2' de pompa çıkış haznelere monte edilecek boru çaplarının debiyle olan değişimi verilmiştir.

Çizelge 3.2. Boru çapları ve debi aralıkları

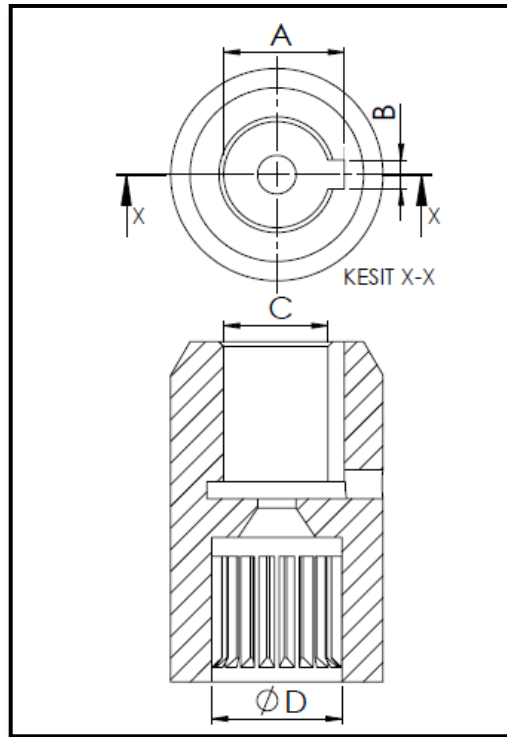
Çıkış Borusu Çapı	mm	75	100	125	150	175	200	250	300
	inch	3"	4"	5"	6"	7"	8"	10"	12"
Debi	l/s	6-11	12-18	19-25	26-35	36-45	46-60	61-100	101-140
	m ³ /h	20-40	41-65	66-90	91-126	127-162	163-216	217-360	361-504

3.6 Sızdırmazlık, Denge ve Bağlantı Elemanları Tasarımı

Bütün santrifüj pompalarda olduğu gibi dalgıç pompalarda da çark ve difüzör performansı etkileyen en önemli parçalardır. Bunların yanında pompayı dengede ve bir arada tutan parçaların da pompanın düzgün bir şekilde çalışması açısından önemi büyüktür. Çalışmanın bu bölümünde dalgıç pompanın yardımcı elemanlarının tasarımları sırasıyla verilmiştir.

- Kaplin

Motor mili ile pompa milini birbirine bağlayan en önemli ara elemanlardandır. Verim hesaplarında genellikle kayıpsız aktarma elemanı olarak geçer ve değeri 1 olarak alınır. Motor miline açılan frezelere bağlı olarak çeşitli modüllerde üretilebilir. Kama yuvaları bulunan kaplinlerin üretimi hassas bir şekilde yapılmazsa verim düşümüne ve mil kesme olaylarına sebebiyet verebilir. Kaplinler üretilirken milin geçeceği bölüm %3-5 toleransında geniş tasarlanmalıdır. Ayrıca kullanılacak kama tipi iyi belirlenmeli ve kaplin bu kamaya göre üretilmelidir. Kaplinler üretilirken bu hesaplamalara uyularak tasarım yapılmıştır.



Şekil 3.10. Motor ile pompa arasında bağlantıyı sağlayan kaplinin kesit resmi

- Filtre

Genellikle emiş haznelerinin etrafında bulunan ve birkaç farklı yöntemle pompaya monte edilebilen filtreler, pompaya yabancı maddelerin girişini engellemek amacıyla üretilirler. Filtre delikleri ne çok büyük ne de sıvı girişine engel olacak şekilde küçük yapılmalıdır. Her ne kadar pompa girişinde filtre kullanılsa da sondaj işlemi esnasında kuyular iyi yıkanıp çakıllanmamışsa; kuyu diplerinde kum ve kil birikmesi olabilir. Bu birikme sonucu filtrenin içinden geçen küçük parçacıklar, dönen çarkın etkisiyle pompayı aşındırır. Bu sebepten kuyunun temizliğine de özen gösterilmelidir.

- Çark aşınma bileziği

Paslanmaz dalgıç pompalarda, dönel çarkların etrafına monte edilen çark aşınma bilezikleri genellikle paslanmaz sacdan üretilirler. Monte edildikten sonra pompa çalışma boşluğunu ayarlamak ve yüzey kalitesini artırmak için çeşitli işlemlerden geçmekte olan çark aşınma bileziklerinin kalınlıkları;

$$a = (1,2).t \quad (3.55)$$

formülü ile hesaplanmıştır. Bu denklemdeki t değeri sac kalınlığını temsil etmektedir.

- Aşınma lastikleri

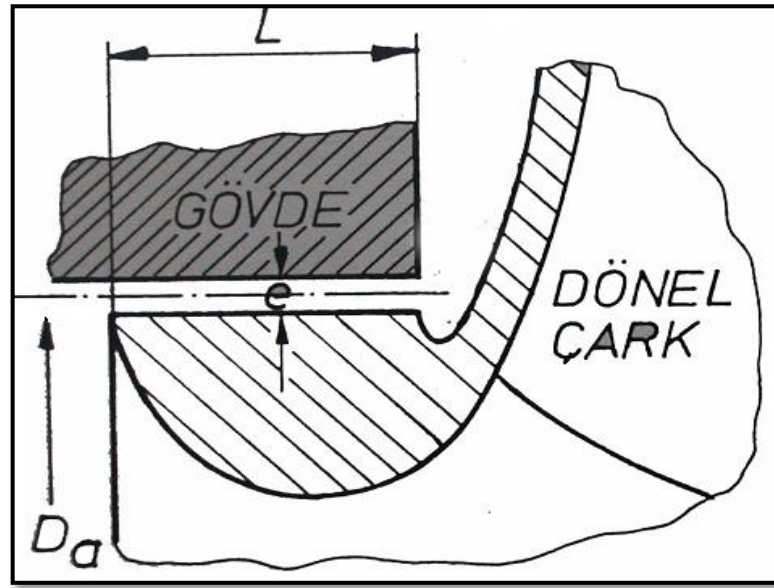
Dalgıç pompalarda konstrüksiyon gereği çark ile çanak arasında belli bir çalışma boşluğunun bulunması gerekmektedir. Bu çalışma boşluğu bulunmadığı takdirde pompa sürtünmeden dolayı aşırı şekilde zorlanacak ve elektrik motoruna zarar verecektir. Her çark ile çanağın arasına aşınma lastikleri koyulmalıdır. Bu lastikler hem hidrolik conta görevi yaparlar hem de çarkın belli aralıklarda çalışmasını sağlayarak yataklama görevi görürler. Genel olarak dalgıç pompalarda dönel çark ile çanağa monte edilen aşınma lastiği arasındaki boşluk;

$$e = 0,6 \cdot \frac{D_a}{1000} + 0,15 \text{ mm} \quad (3.56)$$

formülüyle bulunur. Dalgıç pompalarda çark çapının (D_a) boyutuna göre bu boşluk çapta 0,15 ile 0,3 mm arasında değişiklik göstermiştir. Aşınma lastiğinin boyu ise denklem (3.57)' den hesaplanır;

$$L = (0,12).D_i \quad (3.57)$$

Denklemden aşınma lastiğinin boyunun aşınma lastiğinin iç çapına (D_i) bağlı olduğu anlaşılmaktadır (Çallı, 1996).



Şekil 3.11. Aşınma lastiği ve çark kısmi kesiti (Çallı, 1996)

- Çark ve Çanak Burçları

Dalgıç pompalarda; yüksek devirden dolayı mukavemet yasalarına bağlı olarak milde bel verme, salgı yada sehim olayı gerçekleşebilir. Mil dönerken onunla birlikte dönen çarkların oluşturduğu santrifüj kuvvetler, çok kademeli pompalarda mile daha büyük sehimler yaptırabilir. Bu sebepten dolayı mil kesme ve salgı olayı yaşanabilir. Bu türden istenmeyen olayları engellemek için mili belli aralıklarda yataklamak gerekmektedir. Milin kırılmasını engellemek için öncelikle kritik devir sayısının hesaplanması gerekmektedir.

$$n_k \cong 300 \cdot \sqrt{\frac{E}{G}} \quad (3.58)$$

Yukarıdaki denklemde E milin elastisite modülünü, G dönen parçaların toplam ağırlığını vermektedir.

Milin Üzerinde oluşan sehim;

$$y = G / E \quad (3.59)$$

$$n_k \cong 300 \cdot \sqrt{\frac{1}{y}} \quad (3.60)$$

Kademeli pompalarda, milde oluşacak maksimum sehim ise;

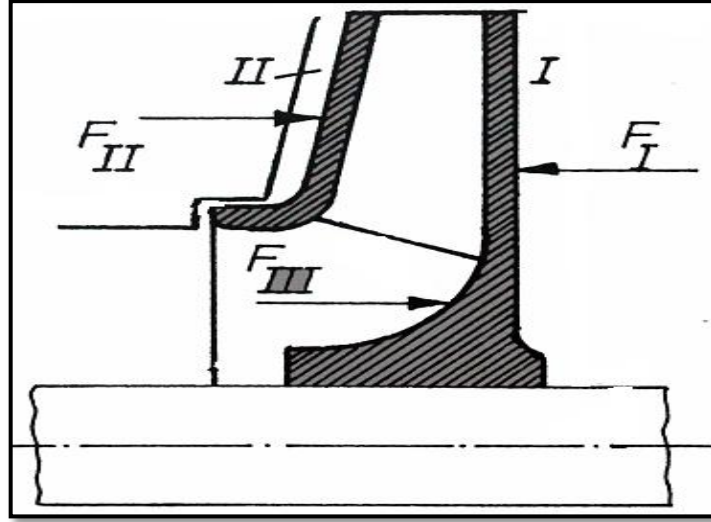
$$y_{\max} = \frac{i \cdot G_1 + G_2}{E \cdot I} \cdot \left(\frac{L^3}{48} - \frac{5 \cdot L_1^3}{384} \right) \quad (3.61)$$

denklemleriyle elde edilir. Burada i kademe sayısını, G_1 çark ağırlığını, G_2 milin ağırlığını, I milin atalet momentini, L iki çark arası mesafeyi, L_1 yataklamalar arasındaki mesafeyi göstermektedir.

Bu denklemlerin sonucunda pompanın hangi aralıklarda yataklanması gerektiği bulunabilir. Zaten dalgıç pompalar; her çarkta bulunan çark tespit burçları ve her çanağın ortasında bulunan çanak orta lastikleri ve burçlarıyla beraber kısa mesafelerde yataklanmıştır. Bu sebepten bu tip pompalarda mil kesme ve sehim sorunları minimum seviyededir.

- Dengeleme Burç ve Somunları

Çok kademeli pompalarda dönel çarkın ön ve arkasındaki basınçların farklı olmasından dolayı bir eksenel kuvvet oluşmaktadır. Bunu engellemek için bazı tedbirler almak gerekmektedir. Bu tedbirlerin alınmaması halinde sürtünmeler ve iç kaçaklar meydana gelecek ve pompa verimi düşecektir.



Şekil 3.12. Pompa çarkına etkiyen kuvvetler (Çallı, 1996)

Şekil 3.12’ de pompa çarkına etki eden kuvvetler gösterilmektedir. F_I çarkın arka yüzüne etkiyen basınç kuvveti, F_{II} çarkın ön yüzüne etkiyen basınç kuvveti, F_{III} çark içerisinde oluşan mometum kuvvetidir. Eksenel itme kuvveti, kuvvetler arasında oluşan farklardan meydana gelir (Yalçın, 1998; Çallı, 1996).

$$F_{eks} = F_I - F_{II} - F_{III} \quad (3.62)$$

Kademeli pompalarda eksenel itmeyi dengelemek için, dengeleme burçları ve somunları kullanılmıştır. Bu burçlar aşınma ve sürtünmeyi engellemek amacıyla kızıl bronzdan döktürölüp işlenmiştir. İlk ve son kademeye monte edilmiş olan burçlar, hem eksenel itme kuvvetini hem de elektrik motor milinin ilk kalkışında oluşan eksenel yöndeki hareketini dengede tutar. Pompa milinin dengeleme burçları arasında çalışmasını sağlayan ve milin hareketini kısıtlayan özel somunlar da yardımcı elemanlar olarak dalgıç pompalarda kullanılmıştır.

BÖLÜM IV

DALGIÇ POMPALARDA ÜRETİM

4.1 Üretim Aşamaları

Tasarım süreci ve analiz aşamasından geçen pompa modeli üretime hazır hale gelmiş demektir. İşin aslında en zor kısmını da üretim aşaması oluşturmaktadır. Zira tasarım kısmında modeli oluşturulan bazı parçaların üretimi pratikte mümkün olmayabilir. Yada tasarlanan parça ile üretimi gerçekleştirilen parçalar birbiri ile uyuşmayabilir. Bu da pompanın üretiminde bazı zorlukları beraberinde getirmektedir.

Çok kademeli paslanmaz sacdan oluşan bir dalgıç pompa imal edilirken parçaları bağımsız halde ele almamak gerekir. Çünkü bütün parçaların birbirleriyle kaynak yada geçme yoluyla bir ilişkisi vardır. Pompa kademeli olduğu için üretimini, tamir ve onarıma uygun bir biçimde yapmak gerekir. Böylelikle, herhangi bir arıza durumunda pompanın komple değişimi yerine parça değişimi yapılabilir. Zaten dalgıç pompaların en büyük avantajı da budur. Paslanmaz dalgıç pompa üretimi; pompanın tipine, boyutuna, modeline, kademesine, emiş ve çıkış haznelerine, çark çapına ve çalışacağı kuyunun tipine göre değişiklik gösterir.

Bu çalışmanın konusu, paslanmaz sacdan imal edilen dalgıç pompa olduğu için üretim şekli de ona uygun olarak yapılmıştır. Piyasadaki diğer; dökme demir, bronz, noryl ve benzeri malzemelerden üretilen dalgıç pompaların üretim aşamaları paslanmaz sacdan üretilen pompalardan farklıdır.

Bu tez çalışmasına konu olan paslanmaz dalgıç pompanın üretim aşamaları kısaca 5 grupta toplanmıştır;

1. Döküm işlemleri
2. Kalıp işlemleri
3. Talaşlı Üretim
4. Kaynak işlemleri
5. Montaj

Bu aşamalar ayrıntılı olarak üretim tekniği ve metodu bölümünde incelenmiştir.

4.2 Üretim Tekniği ve Metodu

4.2.1 Döküm İşlemleri

Pompa sektöründe döküm denilince hemen akla dikey milli yada pik döküm dalgıç pompa gelmektedir. Buradaki döküm işlemlerinden kasıt çark ve diğer unsurların dökümü değil, sadece birkaç yardımcı elemanın paslanmaz dökümüdür. Bu elemanlar, pompanın emiş haznesi ve çıkış haznesindeki parçalardan oluşmaktadır. Aslında bu parçalar da tamamen paslanmaz lama veya geniş çaplı millerden işlenebilir ancak birçok pompa üreticisi maliyetleri de göz önünde bulundurarak bu parçaların dökümünü yaptırmaktadır. Ayrıca döküm modellemelerinde oynamalar yapılarak parçanın ağırlıkları düşürülebilir. Ancak her şeye rağmen bir parçayı paslanmaz dökümden üretmekte çok maliyetli bir iştir.

Bu esaslar göz önüne alınarak üretilecek pompanın emiş haznesinin tasarımı yeniden yapılmış ve parçayı döktürmek yerine daha uygun maliyetle, paslanmaz sacların kaynak yoluyla birleştirilmesinden oluşturulan bir model üretilmiştir. Daha sonra bu model flanşlarla desteklenmiştir.

Çıkış haznesinde bulunan ve bir yay ile bağlantısı yapılan klape koniği, suyu tek yönde ilettiği için pompanın çalışması durdurulduktan sonra borulardaki suyun etkisiyle geri teper. Bu esnada üzerinde büyük bir basınç oluşur. Oluşan bu basıncı dengelemek amacıyla kullanılan çıkış başlığı flanşı paslanmaz çelikten döktürülmüştür.

Pompada kullanılan diğer döktürülmüş parçalar ise malzemesi kızıl bronzdan oluşan dengeleme burçlarıdır. Bu burçların görevi, ilk çalışma esnasında pompa milinin ileri geri hareketini sınırlamak ve yataklama yapmaktır. Bu parçalar bronzdan döktürülerek; milin dönme esnasında oluşturacağı bel verme ve sürtünmeden kaynaklanan yatak sarma ve mil kesme olaylarının engellemesi amaçlanmıştır.



Fotoğraf 4.1. Dökümü yapılmış parçaların görüntüsü

4.2.2 Talaşlı Üretim

Dalgıç pompanın üretiminde AISI 304 tipi paslanmaz çelik malzeme kullanılmıştır. AISI 304 tipi paslanmaz çeliklerin talaş kaldırma işlemine uygun olduğu pek söylenemez. Soğuk şekillendirilmeleri sırasında oluşan yüksek mukavemetleri, ısı iletkenliklerinin düşük olması, buna karşılık elastikiyet değerlerinin iyi olması talaş kaldırılabilirlik özelliklerini olumsuz yönde etkilemektedir.

Basit karbonlu çeliklerde karbon yüzdesi arttıkça sertlik ve mukavemet artar fakat metalin sünekliği azalır ve gevrekleşir. Sünekliği koruyarak mukavemeti arttırmak için çelik içine alaşım elementleri katılır. Özellikle krom ve nikel katılarak çeliğe paslanmazlık özelliği kazandırılır. Malzeme yapısındaki alaşım elementleri, malzeme özellikleri üzerinde çok büyük bir etkiye sahiptir. Örneğin; karbon (C), çelikteki mekanik ve işlenebilirlik özelliklerini belirleyen en önemli elementtir (Şeker, 2004). Karbon miktarının artmasıyla, çekme dayanımı ve akma sınırı artarken kopma uzaması, derin çekilebilirlik, dövülebilirlik kısaca elastik şekil değiştirme kabiliyeti düşer. Malzeme yapısındaki krom (Cr), çekme dayanımını artırırken kopma uzamasında ve çentik darbe dayanımında düşmeye sebep olur. Cr miktarındaki artış paslanmazlık özelliğini artırır. Yapıdaki nikel (Ni), kromun tersine östenit alanını genişletir. Yapıda bulunduğu, çekme dayanımını artırır ve buna karşın özgül uzamayı biraz düşürür. Fakat çeliğe katılmasının asıl amacı korozyon dayanımını arttırmaktır.

AISI 304 tipi paslanmaz çelikler (%16-25 Cr) ve (%7-20 Ni) içeren östenitik paslanmaz çelikler grubuna girmektedir. Bu çelikler esas olarak yüksek korozyon dirençlerinden ve şekillendirilebilirliklerinden dolayı üstün bir pozisyona sahiptirler. Bu nedenle pek çok mühendislik uygulamaları için çok arzu edilen özelliklere sahiptirler. Ancak bu alaşımlar östenitik yapılarından dolayı ısıtılma işlemi için uygun değildir. Sadece soğuk deformasyonla dayanımları artırılabilir (Taşdemir, 2006).

Çizelge 4.1. Koskeb laboratuvarları kimyasal analiz sonuçları

ANALİZ SONUÇLARI							
ELEMENT	%		ELEMENT	%		ELEMENT	%
Karbon (C)	0,047		Nikel (Ni)	12,08		Niobyum (Nb)	0,016
Fosfor (P)	0,025		Bakır (Cu)	0,262		Tungsten (W)	0,081
Molibden (Mo)	0,314		Vanadyum (V)	0,138		Azot (N)	0,003
Kobalt (Co)	0,16		Bor (B)	0		Kükürt (S)	0,047
Titanyum (Ti)	0,02		Mangan (Mn)	1,104		Alüminyum (Al)	0,055
Silisyum (Si)	0,61		Krom (Cr)	18,93		Demir (Fe)	Kalan

304 tipi paslanmaz çeliklerin işlenmesinin zorluğu takım aşınmasını da beraberinde getirmektedir. Kesme sırasında, talaşın kesme yüzeyinde sıkışması, şekil değiştirme ve talaş ayrılma zorluğu nedeniyle iç sürtünmeler oluşur. Talaşın takım yüzeyinden akışı sırasında, takımla sürekli temas halinde bulunmasından dolayı ise dış sürtünmeler meydana gelir. Tüm bu sürtünmeler, kesici takımın ısınmasına neden olmaktadır (Yılmaz vd., 2004).

Diğer önemli bir problemde kesici kenarda meydana gelen malzeme yığılmasıdır. Bu yığılma kesici uçtaki aşınmayı artırarak işlenen parçaların yüzeylerinin bozuk çıkmasına sebep olur. Sıcak parçalar kesici takımdan uzaklaşırken kesiciyi aşındıran ve işlenen yüzeyi bozan uzun tel şeklinde uzaklaşırlar. Ayrıca işleme esnasında oluşan tiz sesler kesici takımın çatladığına veya kırıldığına işaret eder. Yüksek krom ve nikel içeriğinden dolayı paslanmaz çelikler diğer karbonlu ve alaşımlı çeliklere nazaran daha yüksek sünekliğe ve daha düşük ısı iletkenliğine sahiptir. Bu nedenle talaş kaldırmak için gerekli olan yüksek enerji, talaşlarla birlikte iş parçasından uzaklaşmak yerine kesme bölgesinde hapsolür. Bu sebepten dolayı kesme bölgesindeki ısı artışı aşınma

mekanizmasını artırır. Ayrıca ısı artışı, aşınmayı arttırarak ucun kırılma riskini çoğaltır (Kasap 2001).

Bu sorunlardan dolayı, kesici takımlardan daha iyi performans elde etmek için bazı önlemler almak gerekir. Bunları sıralamak gerekirse;

- Yüksek hız çeliği (HSS)'in yanı sıra karbür kaplı veya titanyum nitrür kaplı (TiN) uçların kullanılması yoluna gidilebilir.
- Kesme hızı artırılarak talaş yığılması engellenebilir.
- İlerleme miktarı azaltılarak kesme basıncı küçültülebilir.
- Paso miktarı azaltılabilir.



Fotoğraf 4.2. Değişik kesme ve ilerleme miktarlarında çıkan talaşlar (Taşdemir, 2006)

Dalgıç pompaların üretim aşamasının hemen her safhasında talaşlı üretim kullanılmıştır. Bunlardan en önemlileri; emiş haznelerinin flanşlarının işlenmesi, çark aşınma bileziklerinin tornalanması, fan tespit burç ve somunlarının üretimi, difüzörlerin kalıptan çıkan bölümlerinin son işlemi, çıkış başlığı ve döküm flanşlarının işlenmesi, pompa kalıplarının üretimi olarak sıralanabilir.

4.2.3 Kaynak İşlemleri

Paslanmaz dalgıç pompaların üretiminde kaynağın önemi çok büyüktür. Zira pompanın %90'ı sac malzemeden olduğundan kaynağın olmadığı bölge yok denecek kadar azdır. Ancak paslanmaz malzemelerin kaynağı, aynı talaşlı üretiminde olduğu gibi birçok sıkıntıyı da beraberinde getirmektedir. Pompa üretiminde kullanılan östenitik paslanmaz

Çeliklerin ısı iletim katsayıları az alaşımlı ve sade karbonlu çeliklerin 1/3' ü kadardır. Isıl genleşmeleri de %50 daha fazladır. Bu özelliklerden dolayı krom-nikelli çeliklerin kaynağında, sade karbonlu çeliklerin kaynağından daha fazla kendini çekme oluşur. Kaynak dikişi soğurken büyük ekmelerin oluşumu sonucunda bölgede gözlemlenen iç gerilemeler çatlama tehlikesine yol açar. Östenitik krom-nikelli paslanmaz çeliklerin kaynağında ortaya çıkan başka bir sorun da, kaynarken yüksek sıcaklıklara maruz kaldıklarında oluşan krom karbür ökilmesi eğilimidir. Bunun sonucu olarak malzeme korozif bir ortamda bulunduğunda, kromca zayıflamış olan kaynak bölgesi sınırlarında korozyon oluşabilir (Yüksel vd., 1999). Bu türden oluşabilecek sorunları engellemek için kaynak yapılırken dikkat edilmesi gereken kuralları şöyle sıralayabiliriz;

- Kaynak işlemi belgesi bulunan ehli kişilerce yapılmalı.
- Elektrot çapları ve tellerinin çapı küçük seçilmeli.
- Paslanmaz çeliklere uygun tel ve elektrotlar kullanılmalı.
- Akım şiddeti düşük seçilmeli.
- Kaynak yapılırken çok fazla kıvrımdan kaçınılmalı.
- Kaynak yapılmadan önce parçalar iyi temizlenmeli, çapaklı bölgeler taşlanmalı.
- Birkaç pasoda kaynak gerçekleştirilecekse her pasodan sonra parça soğutulmalı.

Dalgıç pompaların üretiminde en çok kullanılan kaynaklar; örtülü elektrot, TIG, MIG ve direnç kaynaklarıdır. Pompa üretiminde, kaynak yapılan parçaların oğru kaynak robotu ya da hızı ve devri ayarlanabilen makinelerde yapılsa da el ile yapılan bölgelerde mevcuttur. Örneğın pompanın emiş haznesi birçok parçanın birleşiminden oluşmuş olup tamamen elle kaynatılmıştır. Bu parçanın kaynağında paslanmaz veya bazık elektrot kullanılmıştır. Parça kıvrımlı ve zor pozisyonlarda kaynatıldığından akımı şiddeti daha düşük olmak zorundadır.

Paslanmaz pompanın üretiminde kullanılan başka bir kaynak türü de TIG kaynağıdır. Bu kaynağı yaparken saf argon kullanılmış olup içinde CO₂, O₂, H₂ gibi katkı gazları bulunmamaktadır. Bu kaynak telli ve telsiz olarak iki tipte uygulanır. 2 mm.' den kalın sacların kaynağında telli kaynak yöntemi kullanılmıştır. Daha düşük kalınlıktaki saclar birbirine ergitme yöntemi ile kaynatılmıştır. Çizelge 4.2' de TIG kaynağı için kaynatma koşulları verilmektedir.

Çizelge 4.2. TIG kaynağı çalışma koşulları

Parça Kalınlığı (mm)	Akım (Amper)	Tel Çapı (mm)	Kaynak Hızı (mm/sn)
1-2	50-100	1,6	6
2-3	100-150	1,6	5,1
3-4	150-200	1,6	5,1
4-5	200-275	2,4	4,2
5-6	275-350	2,4	3,4

Pompa üretiminde; emiş haznesi, difüzör sac ve burçları, çıkış başlığının konikleri TIG kaynağı ile kaynatılmıştır.

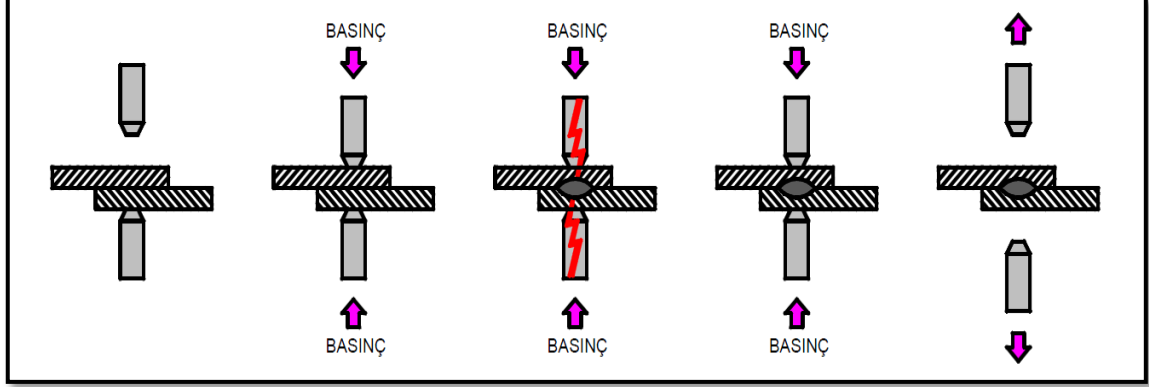
Paslanmaz pompalarda az da olsa MIG kaynağı ile birleştirme de yapılmaktadır. Kaynak işlemi gerçekleştirilirken % 98 argon ve % 2 O₂ karışımından oluşan bir koruyucu gaz kullanılmıştır. Oksijenin varlığı arkın stabilitesini artırıp ve kaynak nüfuziyetini güçlendirmiştir. Bununla birlikte paslanmaz sacın oksitlenmeyi önleyici alaşım elementlerinden kromun, fakirleşmesini de sağlayabilir. Çizelge 4.3’ de MIG kaynağı yapılırken kullanılan bazı değerler verilmiştir.

Çizelge 4.3. MIG kaynağı çalışma koşulları

Parça Kalınlığı (mm)	Akım (Amper)	Tel Çapı (mm)	Kaynak Hızı (mm/sn)
1-2	25-60	0,56	5
2-3	60-90	0,8	4,2
3-4	90-125	0,8	3,4
4-5	125-175	1,2	3
5-6	175-250	1,2	2,6

Sac ile üretimi yapılan dalgıç pompalarda çok sık kullanılan kaynak tiplerinden biri de direnç nokta kaynağıdır. Pompa için çok kritik önemi olan çark ve difüzör kanatlarının kaynatılmasında kullanılmıştır. Elektrik direnç kaynağı; metal parçalardan geçirilen elektrik akımına karşı, bu parçaların gösterdiği dirençten oluşan ve ısı yardımıyla yapılan birleştirmedir. Parçalar kısmi olarak ertirilerek kaynak için gerekli kaynak

banyosu oluşturulur. Kaynak banyosunun oluşumundan itibaren elektrik akımı kesilerek iş parçalarına basınç uygulanır ve bu basınç altında soğuma gerçekleştirilerek sökülemeyen türden bir birleşim sağlanmış olur.



Şekil 4.1. Elektrik direnç kaynağı çalışma prensibi (Megep, 2007)

Elektrik direnç kaynağında, elektrik iletkenliği çok iyi olduğundan sert bakır alaşımli elektrotlar kullanılmıştır. Bu elektrotların en verimlisi tungstenli bakır (WCu)' dur. Bununla beraber zirkonyumlu bakır (CuCrZr) ve berilyumlu bakır (CuCoBe) de kullanılabilir. Kullanıma bağlı olarak zaman içerisinde kaynak elektrotları aşınır. Aşınma sonucunda elektrotun ucu bozularak akım ve basıncın azalmasına neden olur. Bu da kaynak kalitesini olumsuz etkileyen unsurlardan biridir. Bu durum, elektrot uçlarının periyodik olarak bakımlarının yapılmasını gerektirir (Megep, 2007). Bakım işlemi, bozulan uca yeniden eski formunun kazandırılması ile yapılmaktadır.

Çizelge 4.4. Elektrik direnç kaynağı çalışma koşulları

Sac Kalınlığı (mm)	Akım (Amper)	Baskı Kuvveti (kN)	Bakır Elektrot Uç Çapı (mm)
0,5	3500	1,6	3
1	7000	3,2	4
1,5	9000	4,8	4,5
2	11500	6,8	5

4.2.4 Kalıp İşlemleri

İyi bir paslanmaz sac dalgıç pompa üretmek için iyi bir kalıphaneye ve iyi kalıp tasarımlarına ihtiyaç vardır. Tasarımı yapılan bütün her şeyin hayata geçirilebilmesi aslında kalıplara bağlıdır. İşin en zor ve zahmetli bölümünü de bu kısım oluşturmaktadır. Kalıplarda şekil verilen sac, bilgisayar ortamında tasarımı ve analizi yapılan katı modele uymazsa; verim, debi, basınç, hız ve elektrik motorundan çekilen güç değişiklik gösterebilir. Paslanmaz dalgıç pompalar, başta da belirtildiği üzere hemen hemen tamamı sacdan oluştuğu için her üretilen parça kalıplardan çıkmak zorundadır. Örnek vermek gerekirse; çark ve difüzör kanatları, konikleri, aşınma bilezikleri, somunları, çıkış sacları gibi bütün parçalar kalıpların ürünüdür. Bu parçaları yapmak için tek bir seride dahi onlarca kalıba gerek duyulmaktadır.

Paslanmaz çelikler çok çabuk şekil değiştirme özelliğine sahiptirler. Buna rağmen soğuk şekillendirilmelerinde alaşımsız çeliklere göre kıyasla çok daha fazla mukavemet gösterirler. Bu sebepten dolayı kalıplarında kullanılan malzemeler diğer çeliklerin şekillendirilmesinde kullanılan malzemelerden farklı ve pahalıdır.

Pompa üretiminde en çok kullanılan kalıp tipi, konik ve silindirik çanaklar elde etmek için kullanılan derin çekmedir. Derin çekme işlemi yapılmadan önce sac parçanın çizimi yapıp, parça açılımının hesaplanması gerekir. Çoğu zaman derin çekme işlemi yapılacak pompa sacları belirli bir geometriye sahip olmayabilir. Bu sebepten açılım sacı hesabı, parça çizimi bittikten sonra bilgisayar destekli programlar yardımıyla yapılmıştır. Derin çekme kalıpları genel olarak üç ana parçadan oluşmaktadır. Bunlar; erkek, dişi ve pot çemberidir. Erkek; DIN 1.2379 tipi yüksek tokluk ve aşınma dayanımına sahip soğuk iş takım çeliğinden yapılmıştır. Dişi ve pot çemberleri de CUPRAL 8 tipi kayma özelliği çok iyi ve çok sert alüminyum bronzdan oluşmaktadırlar. Çoğu derin çekme kalıbının aksine bu kalıplarda ters çekme işlemi uygulanmıştır. Genellikle erkek sabit ve altta, dişi üstte ve hareketlidir. Pot çemberi de baskıyla beraber onlarla hareket halindedir.



Fotoğraf 4.3. Derin çekme kalıpları

AISI 304 tipi paslanmaz sacın derin çekme işlemi gerçekleştirilirken birçok sorunla karşılaşmaktadır. Bunlardan bazıları; yırtılma, buruşma, kulaklanma, çizilme, pürüzlenme, aşırı gerilme, sac incelmesi olaylarıdır. Bunları engellemek amacıyla alınacak tedbirler şu şekilde sıralanabilir;

- Malzemenin hem kolay çekilmesini sağlayan hem de kalıpta sıyrıcı olarak kullanılan pot çemberinin basıncı iyi ayarlanmalıdır. Zira basıncın çok verilmesi malzemede yırtıklara yol açarken, az verilmesi durumunda kulaklanma ve buruşma oluşabilir.
- Kalıp çekme boşluğu düzgün verilmelidir. Kalıplarda dişi ile erkek arasında çekme boşluğu çok verildiğinde yüzey kalitesi bozulurken, az verildiğinde ise kalıpta sıkışmalar olduğu görülmüştür. Çekme boşluğu paslanmaz saclar için;

$$C = t + 0,04 \cdot \sqrt{10 \cdot t} \quad (4.1)$$

formülü ile hesaplanmıştır. Burada (t) sac kalınlığını göstermektedir.

- Sacı çekerken, presteki çekme kuvveti iyi ayarlanmalıdır. Çekme kuvveti;

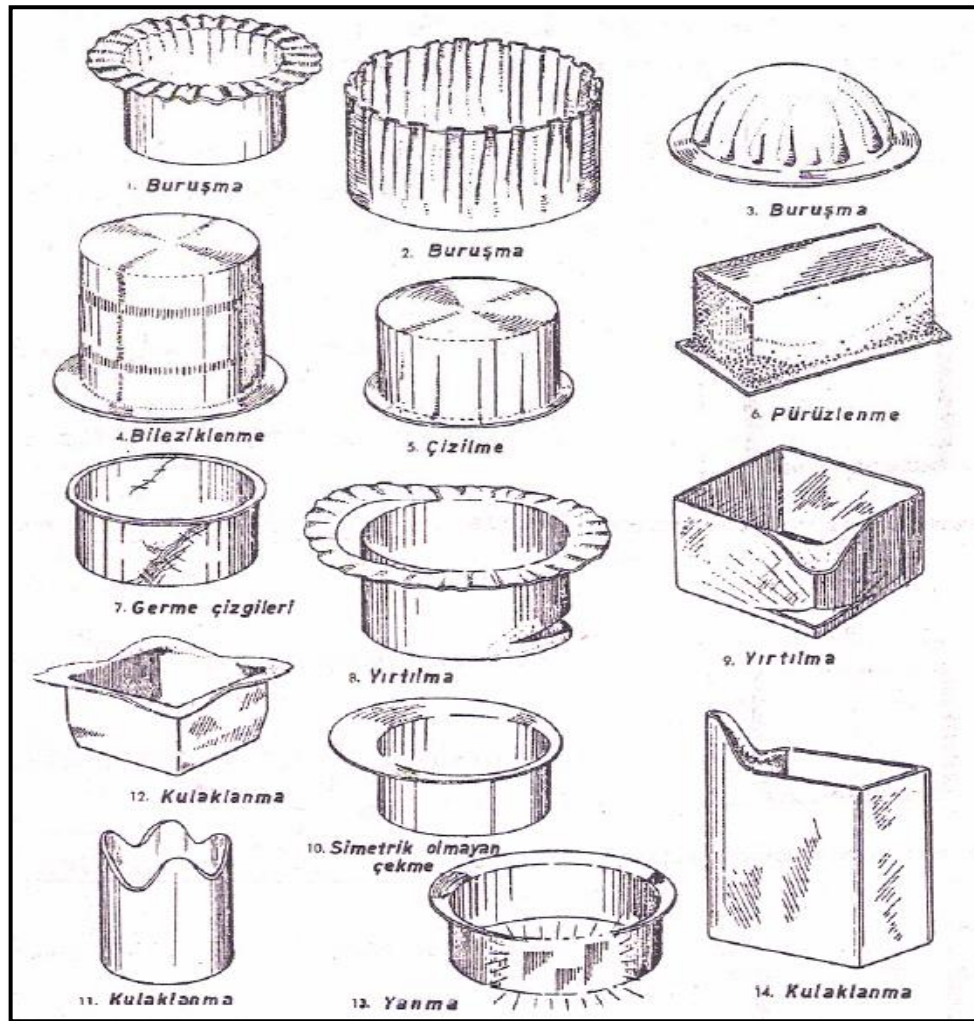
$$P_d = \pi \cdot d \cdot t \cdot \delta_b \cdot m \quad (4.2)$$

$$m = D / d \quad (4.2a)$$

formüllerine göre hesaplanmıştır. d çekilmiş parça çapını, D parçanın açınım çapını, t sac kalınlığını, δ_b malzemenin çekme dayanımını vermektedir (Megep, 2006).

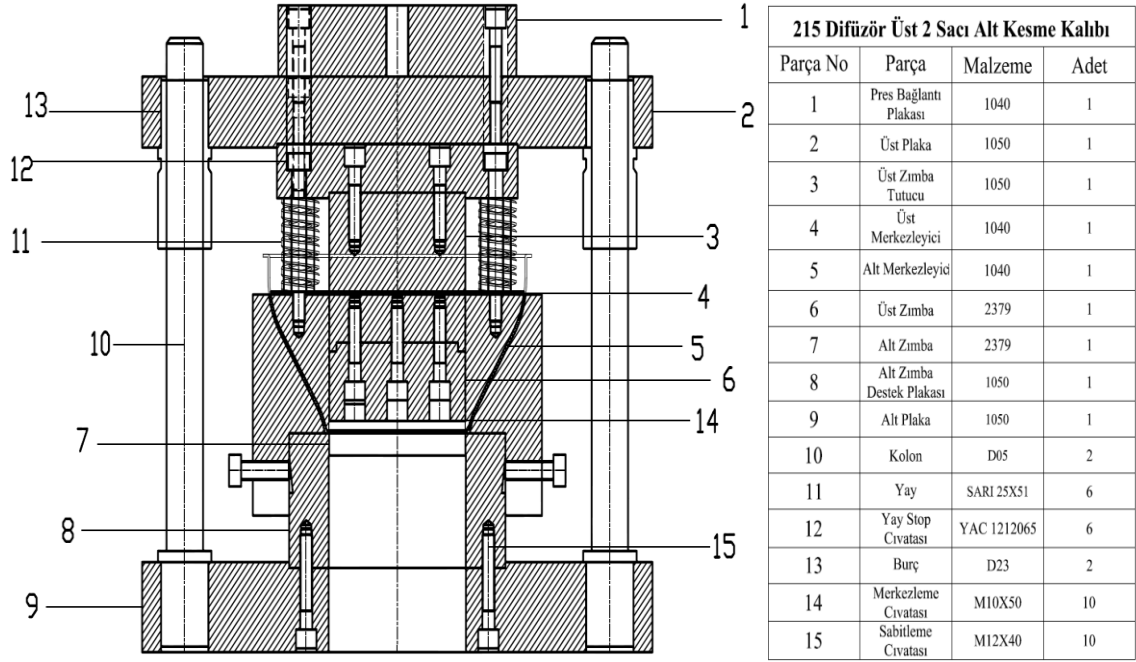
- Yırtılma ve buruşmaları önlemenin başka bir yolu da çekme radyuslarıdır. Çekme radyusları dişide ağız bölgesine, erkekte ise uç bölgeye verilmelidir.
- Kulaklanma, çizilme ve dalgalanmaları önlemek için kademeli çekme işlemi uygulanmalıdır. Birçok derin çekme işlemi tek seferde başarılı olmayabilir. Bu sebepten sac, birkaç kalıpta alıştırma alıştırma çekilmiştir.

Yağlama işlemi yapılarak kalıpta çekme işlemi rahatlatılabilir ve üretim kusurları önlenir. Yağlama işlemi sacın üst yüzeyine ve pot çemberine uygulanmıştır. Sacın üzeri kayganlaştırıcı naylonlar ile örtülerek sürtünmeyi azaltma yoluna gidilmiştir.



Şekil 4.2. Derin çekme esnasında karşılaşılan sorunlar (Megep, 2006)

Dalgıç pompa üretiminde çok kullanılan diğer bir kalıp türü de kesme-delme kalıplarıdır. Derin çekme kalıplarından çıkan parçalar mutlaka kesme veya delme kalıplarına girmek zorundadırlar. Bu kalıplar genelde; alt ve üst plaka, üst zımba tutucu, üst zımba, sıyrıcı, üst merkezleyici, alt merkezleyici, alt zımba, alt zımba destek plakası, yaylar, pimler, cıvatalar, kolonlar ve burçlardan oluşur. Bu kalıplar kesecekleri sacın durumuna göre tekli veya tandem şekilde tasarlanabilir.



Şekil 4.3. Tasarlanmış bir kesme kalıbının kesiti

Üst ve alt zımbalar genelde DIN 1.2379 malzemeden imal edilmiş olup mutlaka ısıtılma işlemi girmek zorundadırlar. Eğer malzemeler sertleştirilmeden kesme işlemi yapılırsa zımba deforme olur. Bu sebepten malzemenin sertliği 58-60 HRC olacak şekilde ısıtılma işlemi tabi tutturulmuştur. Diğer kalıp malzemeleri AISI 1035-1040-1050 malzemelerden seçilebilir.

Bir kesme veya delme kalıbı yapılırken bazı hususlara çok dikkat edilmesi gerekir. Bunlar şöyle sıralanabilir;

- Malzemenin ve kalıbın sağlığı açısından kesme boşluğuna (a) çok dikkat edilmelidir. Tek taraflı kesme boşluğu paslanmaz saclar için;

$$a = 0,05.t \quad (4.3)$$

Burada (t) sacın kalınlığını vermektedir.

- Alt zımbaya açılmal boşluk verilmesi gerekir. Aksi takdirde parça aşağı düşmeden bir yığılma oluşturacak malzemeye ve kalıba tahribat verecektir. Bu boşluğun 2°-4° arasında alınması yeterli görülmüştür.
- Parçanın kesilmesi için gereken kuvvetin iyi belirlenmesi gerekir. Bu şekilde kalıbın ne tür bir preste basılacağını belirlenebilir. Aksi takdirde sacda, kalıpta ve preste geri dönüşü mümkün olmayan tahribatlar meydana gelir (Ataşımşek, 2006).
- Plaka ve kesici elemanların kalınlık ve derinlikleri çok kısa tutulmamalıdır. Kalıpların uzun ömürlü ve dayanıklı olmaları için bu parçalar en az 40 mm. kalınlığında seçilmiştir.
- Kalıbın merkezlenmesine dikkat edilmelidir. Burç ve sütunların eksenleri çakışık olmalı, kalıbın kasıntı yapması engellenmelidir. Ayrıca yay ve cıvataların seçimi iyi yapılmalı, hangi türden kullanılacakları kesme kuvvetine göre belirlenmelidir.

Pompa üretiminde derin çekme ve kesme-delme kalıplarının yanı sıra; bükme, sıvama, ütüleme, etek kesme kalıpları gibi kalıplarda yapılmıştır.

4.2.5 Montaj

Pompa; çark, çanak, emiş ve çıkış hazneleri üretimi yapıldıktan sonra montaj hattına getirilir. Dalgıç pompalar çok kademeli oldukları için dikey olarak monte edilirler. Yüksek kademeli pompaların montajını yapmak için asansörlü bir sistem kullanılmıştır. Montaja başlamadan önce kademeli pompanın boyuna göre mil kesim işlemi yapılır. Bu millere motor ile bağlantı sağlayan kaplinlerin takılması için kama yeri açılması gerekir. Kaplinler hem kamalarla hemde tespit cıvatalarıyla beraber monte edilirler.

Dalgıç pompaların boyları bazen 5-6 metreye kadar ulaşabilmektedir. Bu şekilde çok uzun kademeli pompaların çalışmasında milin bel vermesinden kaynaklanan sıkıntılar ortaya çıkmaktadır. Bu tip pompaların montajından önce mil mutlaka doğrultulmalıdır. Pompa milinin doğruluğunun %10 hassasiyette olup olmadığı kontrol edilmelidir. Ayrıca pompayı oluşturan parçalar bir araya getirilmeden önce parlatma işleminden

geçirilmelidir. Zira kalıpta oluşan gerilmeler ve kaynak işlemlerinden sonra sac malzeme mat bir hal almaktadır.

Pompalar, montaj esnasında kullanılacakları motor milinin diş açılmış frezesinden oluşan montaj aparatlarının üstüne dizilmiştir. Bu şekilde pompa, gerçekte motorun üzerine monte ediliyormuş gibi dizilerek ileride kaynaklanabilecek sorunlarında önüne geçilmiş olur. Dalgıç motorlar çalışırken milleri belli bir boşlukta ileri geri oynama yapacağından, milin oynama toleransları da ayarlanmış olur. Bu ayarlamaya yardımcı olması için dökümü bronz malzemeden yaptırılmış dengeleme burcu, ilk difüzöre monte edilerek çarkların hareketi belli bir konuma kadar sınırlandırılmıştır. Eğer bu ayarlamalar iyi yapılmazsa, pompa sıkışır ve motoru zorlayarak yanmasına neden olur. Pompa milleri dikey olarak konumlandırıldıktan sonra sırasıyla emiş haznesi, çark ve difüzör monte edilir. Pompa kademesi ne kadar ise o kadar çark ve difüzör koyulmak zorundadır. Pompada yataklamayı sağlamak için her çark, konik somun ve burçlarla sıkılmıştır. Yine çalışma boşluğunu ayarlamak için ilk çark, dengeleme somunu ile sıkılmıştır. Bu sıkma işlemleri her kademede eşit yapılmalıdır. Bu sebepten tork anahtarı kullanılmalı ve somunlar belli torklarda sıkılmalıdır. Eğer sıkma işlemi bu şekilde yapılmazsa, çok kademeli pompalarda çarkların kimisi az, kimisi çok sıkılacak ve tam bir yataklama sağlanamayacaktır. Her çark ile difüzörün arasına aşınma lastikleri koyulmalıdır. Bu lastikler hem sızdırmazlık elemanı görevi yapar hem de çarka, belli bir boşlukta çalışma imkânı sunarak yataklama görevi görür. Yüksek ve alçak basınç bölgelerini birbirinden ayıran bu parça aşındığında iç kaçaklar artar ve pompa verimi düşer. Ucuz olduklarından değişimi maliyet açısından sıkıntı yaratmayacaktır. İsteğe göre de değişik metal alaşımlardan imal edilebilirler.

Çarklarda olduğu gibi difüzörlerin arasına da pompa milini yataklamak için belli parçalar konulmuştur. Difüzörlere kaynatılmış olan orta burçlar ve bu burçların içine yerleştirilen kauçuk, milin yataklanmasına yardımcı olur. Dalgıç pompalar su içerisinde çalıştıklarından yağlama işlemleri de çalıştıkları su yardımıyla gerçekleşir. Difüzör orta burcundaki kauçuk ile mil arasında çok azda olsa boşluk olmak zorundadır. Bu boşluk sayesinde dönen mil ile parçalar arasında bir film tabakası oluşur ve yağlama işlemi gerçekleşir.

Pompanın dikey olarak montajı esnasında en son çıkış haznesi yerleştirilir. Çıkış haznesini yerleştirmeden önce, son çanağa da yataklama ve mili sabitleme görevi gören kızıl bronzdan döktürülmüş çıkış burcu yerleştirilmiştir. Çıkış haznesinin içinde, suyun tek yönde iletimini sağlayan yaylı çek valf bulunmaktadır. Yaylı çek valf, döküm flanşı ve sızdırmalık elemanlarıyla beraber çıkış haznesi borusunun içine yerleştirildikten sonra son çanağın üzerine konularak pompanın dikey montajı tamamlanmış olur.

Paslanmaz dalgıç pompalar sacdan oluştukları için kademeleri, cıvatarla birbirlerine sabitlenemez. Bunun yerine gerdirme çıtaları kullanılarak kademeler birbirine sabitlenir. Bu çıtalar emiş haznesi ile çıkış haznesi arasına gerdirilerek takılmıştır. Uçlarına saplamalar kaynatıldıktan sonra somunlar vasıtası ile sıkılmıştır. Bu işlemler dikey olarak yapılamadığından, pompalar uzun bir sehpaye yatırıldıktan sonra yapılmıştır. Her pompada dört adet gerdirme çıtası kullanılır. Bu çıtalar eşit ölçülerde sıkılmalı ve aşırı gerdirme yapılarak pompa boşluğu azaltılmamalıdır. Eğer pompanın kademeleri arasında sızdırma problemi oluşuyorsa, kademeler arasına o-ring yerleştirilebilir. Yatay olarak montajda en son, motordan çıkan kabloların zarar görmesini engellemek amacıyla üretilmiş kablo muhafazasının yerleştirilmesi gerekmektedir. Bu işlemlerden sonra pompalar zarar görmemeleri için kasalara yerleştirilerek montaj işlemi tamamlanmış olur.

BÖLÜM V

PERFORMANS ANALİZİ

Enerji ve verimin ön planda olduğu bir turbo makineyi imal ederken tasarım ve üretim tek başına yeterli değildir. Bunun yanında başka bazı değerleri de imalatın yanına eklemek gerekir. Bu değerlerin başında deneysel çalışmalar ve performans analizi gelmektedir. Artık güç tüketen her üründe olduğu gibi pompalarda da enerji ve performans verimliliği, tasarım ve üretimin akışına yön vermektedir. Bu sayede performansı düşüren etkenler elemine edilerek optimum performansa sahip ürünler elde edilebilir. Ancak bu işlemler, her seferinde prototip üretme gerekliliği nedeniyle, zaman alıcı ve yüksek maliyetli olabilir. Ayrıca ürün, belirlenen performansı yakalayamıyorsa performans kaybına neyin sebep olduğunu anlamak klasik deneylerde her zaman çok kolay olmayabilir. Bu durumda performans artımı için yapılması gereken değişikliklere karar vermek oldukça zorlaşır ve bir deneme yanılma sürecine girilerek tasarımın hem süresi uzar hem de maliyeti artar. HAD kullanarak ürün performansının belirlenmesi ise beraberinde bir takım avantajları da getirir. Bunlardan ilki ürün testi için prototip yapma zorunluluğunun ortadan kalkmasıdır. Tasarım tamamen bilgisayar ortamında yapılır ve test edilir, dolayısı ile prototip imali için bir yatırıma gerek kalmaz. Bunun yanında, yapılan HAD analizleri sonucunda akış alanı tümüyle belirlendiğinden performansı kötü yönde etkileyen unsurlar rahatlıkla saptanır ve yapılacak iyileştirmelere kolaylıkla karar verilebilir. Böylece deneme yanılma yöntemine nazaran çok daha kısa sürede nihai ürüne erişilebilir. Hatta akış alanındaki tüm detaylar incelenerek ürün performansının daha da artırılması sağlanabilir (Açıkgöz vd., 2011).

Piyasada birçok çeşit HAD programı olsa da bunlardan en çok bilineni ANSYS isimli sonlu hacimler yöntemini kullanan programdır. Bir dalgıç pompa imal ederken önce bir CAD programı ile tasarımı yapılır. 3 boyutlu katı tasarımı biten modelin belli küçük hacimlere bölünmesi ve bu hacimlerdeki akışın incelenmesi gereklidir. Pompa parçalarına analiz yaptırmak ve sonuçlarını almak için gerekli giriş-çıkış ve sınır şartlarının iyi belirlenmesi gerekmektedir. Bu aşamalara performans analizinin sayısal

yollarla elde edilmesi yöntemi denilmektedir. Bu çalışmada, performans analizi hem sayısal hem de deneysel yollarla elde edilmiştir.

5.1 Performansın Sayısal Yollarla Elde Edilmesi

5.1.1 Genel denklemler ve sonlu hacimler yöntemi

HAD yazılımları kontrol hacmini esas alan sonlu hacimler yöntemini kullanarak, akış denklemlerini sayısal olarak çözebilmektedir. Sonlu hacimler yöntemi akış denklemlerinin integrasyonunu her bir kontrol hacminde alma ilkesine dayanır. Böylece kontrol hacmini temsil eden denklemler bulunarak çözüm yoluna gidilir. Bu denklemleri karakterize etmek için bazı katsayı ve değişkenler tanımlamak gereklidir. Bu değişkenlerden oluşan ve transport denklemi olarakta bilinen denklem (5.1)' de verilmiştir. Verilen bu denklem pompadaki akışın nümerik olarak çözümü esnasında belirlenen her bir kontrol hacmine uygulanmaktadır. Ayrıca bu denklemden süreklilik, momentum ve enerji denklemleri de türetilebilir. Denklemden; ϕ değişkeni 1 olacak şekilde düzenlenirse süreklilik denklemine, hız varsa momentum denklemine, sıcaklık varsa enerji denklemine dönüşür. Bu türetilen denklemlerin diferansiyel biçimlerine Navier-Stokes denklemleri denilmektedir (Atlı, 2006).

$$\oint \rho \vec{V} d\vec{A} = \oint \Gamma_{\phi} \nabla \phi d\vec{A} + \int_H S_{\phi} dH \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0 \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{V}) + \vec{V}(\nabla \rho \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \tau_{ij} + \rho \vec{f} \quad (5.3)$$

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \nabla E \vec{V} = \rho \vec{V} \vec{f} + \frac{\partial Q}{\partial t} - \nabla \vec{q} - \nabla(\rho \vec{V}) + \nabla(\tau_{ij} \vec{V}) \quad (5.4)$$

Yukarda (5.2), (5.3), (5.4) numaralarıyla verilen denklemler sırasıyla süreklilik, momentum ve enerji denklemleridir. Bu denklemlerdeki değişkenler sırasıyla; ρ

yoğunluk, $\vec{A}$ yüzey alanı vektörü $\vec{V}$ hız vektörü, ϕ değişken, Γ_ϕ difüzyon katsayısı, S_ϕ ϕ değişkeni kaynağı, H kontrol hacmi, τ_{ij} kayma gerilmesi, $\vec{f}$ yerçekimi ivmesi vektörü, E toplam enerji, Q ısı, $\vec{q}$ ısı akısı, p basınçtır.

5.1.2 Türbülans modeli

Bir akışkanın herhangi bir noktasındaki hızının, zamana göre hem doğrultu hem de büyüklük bakımından değişiklik gösterebildiği düzensiz akış biçimine türbülans denilmektedir. Akış koşullarının laminar veya türbülanslı akışa sebep olup olmadığını boyutsuz Reynolds sayısı belirler. Boru içerisindeki akış ele alınırsa, Re sayısı 2300' ün üzerine çıktığında akış tipi laminardan türbülansa geçiş yapmaya başlamaktadır. Re sayısı 3500 ila 4000 değerine ulaştığı andan itibaren ise tamamen türbülanslı akışa geçilmektedir. Türbülans kavramı akış hacminde herhangi bir zamandaki ve yerdeki dalgalanmaları anlatmak için kullanılmaktadır. Üç boyutlu, zamana bağlı ve birçok ölçeği içermesi nedeniyle çok kompleks bir olaydır. Türbülansın akış üzerinde çok önemli etkileri olabilmektedir. Türbülans, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranla daha etkin olduğu durumlarda ortaya çıkmaktadır.

Analizi yapılacak pompanın içindeki akışın tamamen türbülanslı olduğu bilinmektedir. Bu sebepten çözüm bir türbülans modellemesi ile yapılmıştır. Mevcut HAD programları türbülanslı akışlarda çok çeşitli türbülans modellemesi içermektedir. Gerek literatüre gerekse daha önceki tecrübelerle dayanarak bu modellemeler içerisinde en uygununun standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli olduğu kanısına varılmıştır. Standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli iki denklemlilik türbülans modelleri arasında ekonomikliği ve pek çok akış olayında kabul edilebilir doğrulukta sonuç vermesi açısından yaygın olarak kullanılan yarı ampirik bir modeldir. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve dissipasyon oranı (ε) için yazılan iki adet transport denkleminin çözümünü ve türbülans viskozitesinin hesabını içerir (Kaya ve Karagöz, 2007). Standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli için kullanılan denklemler;

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (5.5)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (5.6)$$

şeklinde yazılabilir. Burada belirtilen difüzyon katsayıları aşağıda verilen denklemlerle bulunur;

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (5.5a)$$

$$\Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (5.6a)$$

Bu denklemlerde; k türbülans kinetik enerjisi, ε dissipasyon oranı, G_k ortalama hız gradyanından kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimi, G_b kaldırma kuvvetinden kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimi, Y_m sıkıştırılabilir türbülans genişleme değişiminin genel kayıp oranına etkisi, $S_k - S_\varepsilon$ k ve ε değişkenlerinin kaynağı, μ_t türbülans viskozitesi büyüklükleri, $\sigma_k - \sigma_\varepsilon$ k ve ε için Prandtl sayılarıdır.

k ve ε arasındaki bağıntı türbülans viskozitesi cinsinden;

$$\mu_t = \rho C_\mu + \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.7)$$

olarak belirlenir. Bu denklemlerdeki ampirik sabitler $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $C_\mu = 0,09$, $\sigma_k = 1$ ve $\sigma_\varepsilon = 1,3$ olarak alınmıştır.

5.1.3 Duvar fonksiyonları

Duvar fonksiyonları, duvarlarla türbülans bölgesi arasında viskozite etkilerini ilişkilendirmek amacıyla kullanılırlar. Bu fonksiyonların kullanımıyla türbülans modellerinin modifiye edilme gerekliliğini ortadan kalkar. Yüksek Reynolds sayılı akışlarda duvar fonksiyonları yaklaşımı, duvar cidarında nümerik olarak yaklaşık doğru

sonuç vermesi sebebiyle çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Böylece cidara yakın viskozite etkili bölgelerin sık gridlere bölünerek çözümlenmesine gerek kalmamakta, cidarla türbülanslı bölge arasında köprü kurulmaktadır (Kaya ve Karagöz, 2007). Bu çalışmada standart duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Standart duvar fonksiyonu çok yaygın olarak kullanılmakta ve genellikle yeterli doğrulukta sonuçlar vermektedir.

$$U^* = \frac{1}{K} \ln(Ey^*) \quad (5.8)$$

$$U^* \equiv \frac{U_P C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\tau_\omega / \rho} \quad (5.9)$$

$$y^* \equiv \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} y_P}{\mu} \quad (5.10)$$

Bu denklemlerde; K von Karman sabitini (0,42), E empirik bir değeri (9,793), U_P akışkanın bir P noktasındaki ortalama hızını, k_P bir P noktasındaki türbülans kinetik enerjisi, y_P seçilen P noktasının duvara olan uzaklığını, μ akışkanın dinamik viskozitesini göstermektedir. ANSYS HAD yazılımında logaritmik kanun $y^* > 11,225$ olduğunda uygulanmaktadır. $y^* < 11,225$ olduğunda ise duvar komşu hücrelerinde aşağıdaki gibi yazılabilen laminar gerilme-uzama ilişkisini kullanmaktadır.

$$U^* = y^* \quad (5.11)$$

5.1.4 Birleşik ve ayrık çözücüler

HAD programında iki tip çözüm seçeneği sunulmaktadır. Bunlar ayrık ve birleşik çözücülerdir. İki tip çözücü formülasyonu da çeşitli akışlar için hassas sonuçlar vermekle birlikte, bazı durumlarda belirli bir formülasyon daha çabuk sonuç vermektedir. Ayrık ve birleşik formülasyonların temel farklılığı süreklilik, momentum, enerji denklemlerinin sırayla veya beraber çözülmesidir. Ayrık formülasyonda tüm bu denklemler sırayla, birleşik formülasyonda ise beraber çözülür. Her iki tip

formülasyonda türbülans veya radyasyon gibi ek hesaplamaları eş zamanlı olarak çözer. Her iki durumda da kontrol hacime bağlı teknik kullanılır (Anıl, 2006)

Bu çalışmada birleşik çözücü kullanılmış olup, bu metot kısaca şu şekilde gerçekleşmektedir;

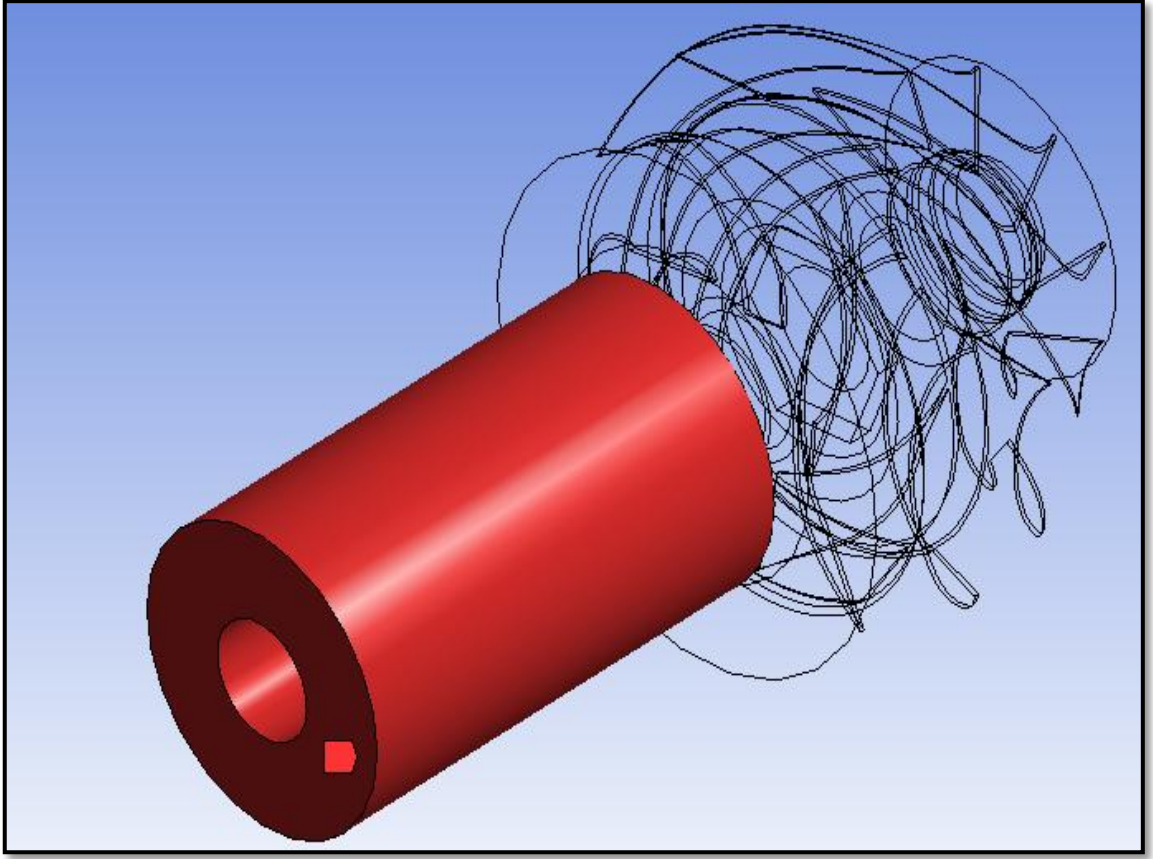
- Mevcut çözüme göre akışkan özellikleri güncellenir.
- Kütlenin korunumu, momentum ve enerji denklemleri çözülür.
- Mevcut ise radyasyon, türbülans gibi denklemlerin çözümü yapılır.
- Akış alanı içerisinde farklı fazlar bulunuyor ise korunum ve transport denklemlerine kaynak terimleri ilave edilir.
- Denklemler takımının yakınsayıp yakınsamadığı kontrol edilir.
- Bu adımlar, yakınsama kriteri sağlanana kadar devam eder.

5.1.5 Sınır şartları

Her sayısal analizde olduğu gibi pompanın analizinde de sınır şartlarını ve bazı kabulleri önceden belirlemek gereklidir. Aksi takdirde çözüm, gerçek çalışma değerlerinden farklı sonuçlar verebilmektedir. Bu bölümde pompa analizinde kullanılan sınır şartları alt başlıklar halinde verilmiştir.

- **Giriş Sınır Şartı**

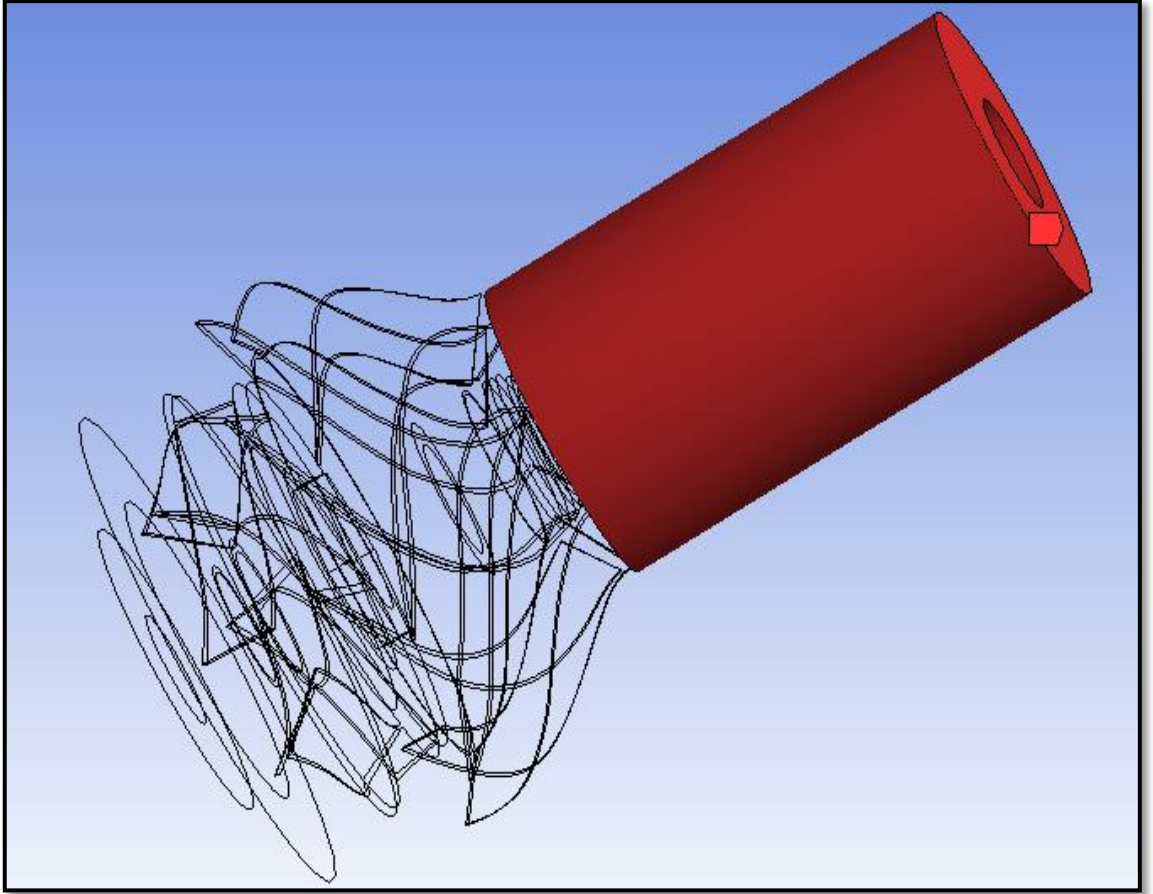
Yapılan analizlerde giriş sınırı şartları için kütleli debi girişi (mass flow inlet) kullanılmıştır. Kütle debisinin tanımlanması, toplam basıncın iç bölgelerdeki çözümle etkileşimli olarak değişmesine müsaade etmektedir. Bu durum, kütle akısı değişirken toplam basıncın sabit tutulduğu “basınç tanımlı giriş” (pressure inlet) sınır şartının tam tersidir.



Şekil 5.1. Pompa giriş sınır şartı görüntüsü

- **Çıkış Sınır Şartı**

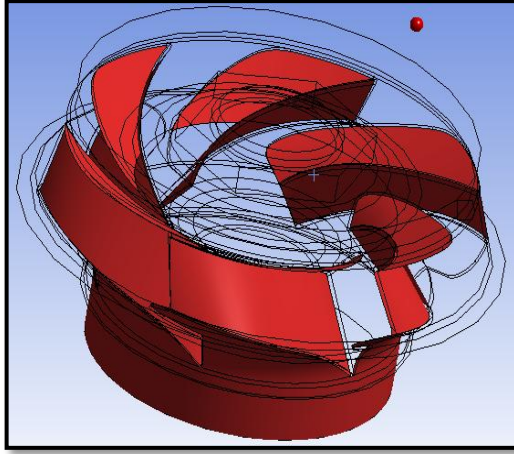
Çözümlemesi yapılacak pompanın çıkış sınır şartı için basınç tanımlı çıkış şartı (pressure outlet) kullanılmıştır. Basınç tanımlı çıkış sınır şartının kullanılması için, çıkış sınırındaki statik basıncının tanımlanmasını gerektirmektedir. Tanımlanan statik basınç değeri, akış sadece ses altı olduğu zaman kullanılır. Eğer akış bölgesel olarak ses üstü ise, tanımlı basınç kullanılmaz; basınç, iç bölgelerdeki akıştan ekstrapolasyon yolu ile hesap edilerek bulunur. Çözüm işlemi süresince, “basınç tanımlı çıkış” sınırında, ters akış şartlarının oluştuğu durumlar tanımlanır. Hız sıfır olsa bile bu sınır şartı kullanılabilir (Öztoprak, 2007)



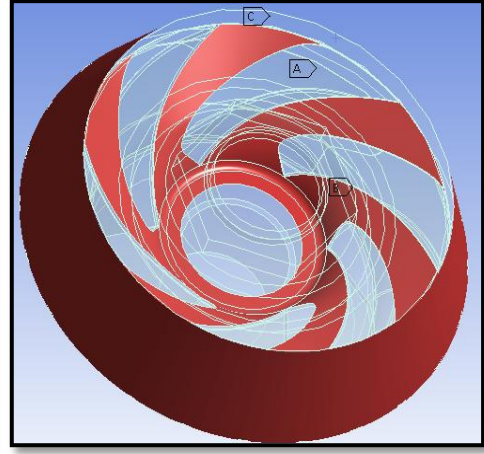
Şekil 5.2. Pompa çıkış sınır şartı görüntüsü

- **Duvar Sınır Şartları**

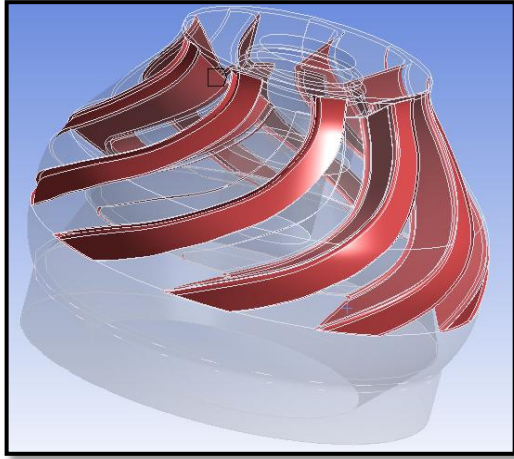
Bilindiği üzere analizi yapılan pompa kademesi; çark, difüzör, ara parçalar, bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Akışkan bu parçaların belli bölgelerine temas etmektedir. Bu sebepten akışkanı ve katı bölgeleri sınırlandırmak için duvar (wall) sınır şartı kullanılmaktadır. Tasarım birçok duvar sınır şartı içermektedir. Bu duvarların hepsinde kaymasız sınır şartı (no-slip boundary condition) kullanılmıştır.



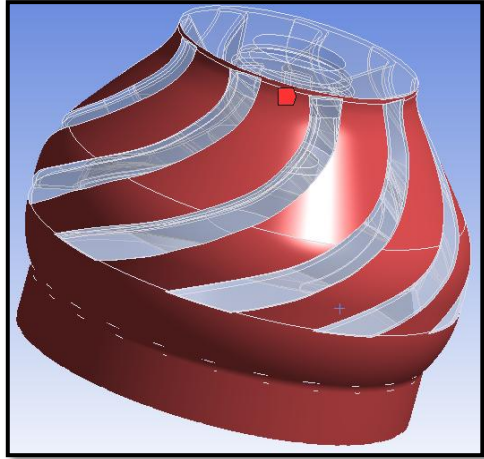
(a)



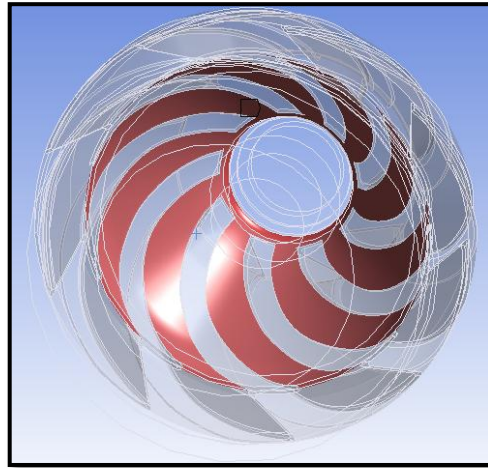
(b)



(c)



(d)

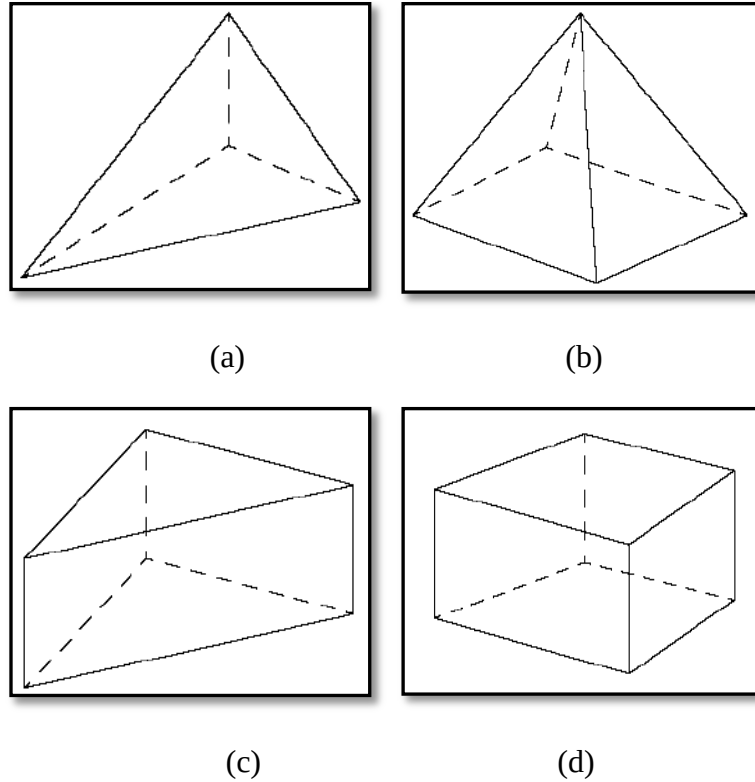


(e)

Şekil 5.3. Pompada duvar sınır şartları; çark kanatları (a), çark yüzey (b), difüzör kanatları (c) ve difüzör yüzey (d,e)

5.1.6 Sonlu hacim ağı

Akış denklemlerini sayısal olarak çözmek için tasarlanmış olan modelin ağ yapısını oluşturmak gereklidir. ANSYS programı bize bu konuda belli başlı ağ elemanları vermektedir. Şekil 5.4’ de dört temel tip hacim ağı verilmektedir. Pompalar gibi karmaşık geometrilerde en çok ve yaygın olarak kullanılan eleman tipi tetra elemanlardır. Tetra elemanların çok kullanılmasının nedeni; hem ağ yapısı oluşturmadaki gayretten hemde eleman üretmedeki zamandan tasarruftur. Basit geometrilerde ise hexa tipi ağ yapısı tetra tipi ağ yapısına göre çok daha az sayıda hücre oluşumuna neden olacak ve çözümü hızlandıracaktır.



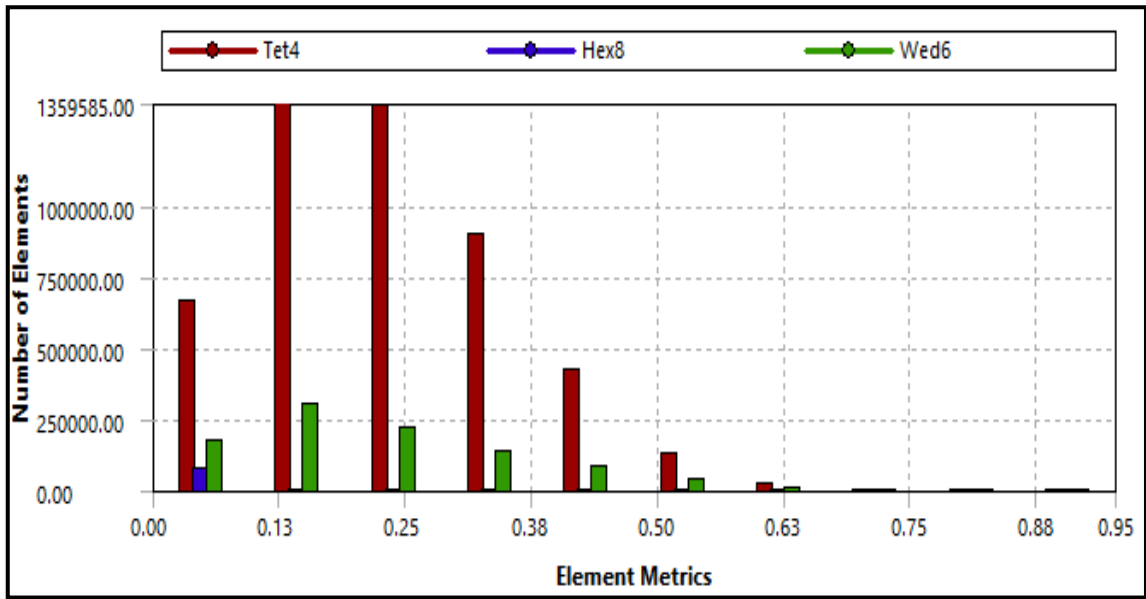
Şekil 5.4. Tetrahedral (a), piramit (b), prizma (c) ve hekzahedral (d) ağ yapıları

Pompalar gibi karmaşık ve zor geometrileri çözmek için milyonlarca hücreye ve düğüm noktasına ihtiyaç duyulmaktadır. Çözüm işlemi bilgisayar kapasitesi ve eleman çokluğuna bağlı olarak saatlerce sürebilmektedir. Hem kapasiteyi zorlamamak hem de zamanı azaltmak amacıyla hücreleri mümkün olduğunca kontrollü olarak azaltmak gerekmektedir. Çözüm yapıldığında daha az eleman ile aynı sonuç alınabiliyorsa zamandan tasarruf edilecek şekilde hücreler seyrekleştirilip optimum bir seviyeye

çekilebilir. Bu da ancak bir kaç deneme sonucu ortaya çıkacaktır. Bu çalışmada kullanılan çark ve difüzöre yaklaşık 6 milyon eleman kullanılarak bir ağ yapısı oluşturulmuş ve yapılan analizlerin optimum sonucu verdiği görülmüştür.

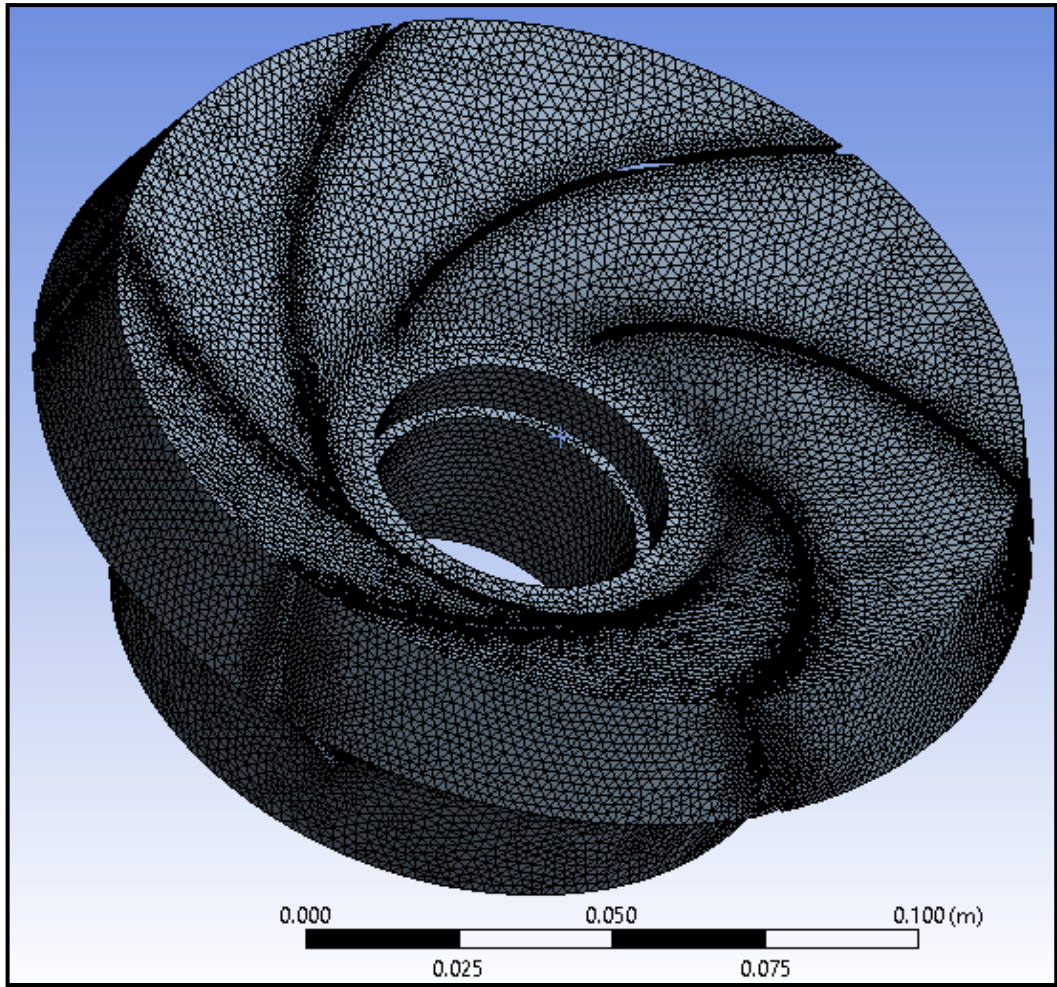
Analiz yapılırken hem daha hızlı hem de daha hassas çözümler yapmak için bazen bir kaç tip ağ yapısı beraber kullanılabilir. Bazı bölgeler farklı hücre tipleriyle oluşturularak hibrit bir yapı elde edilebilir. Bunu yapmak için öncelikle geometrinin çoklu ağ yapısına uygun olması gerekmektedir. Şekil 5.5’ de analizi yapılmış olan pompada kullanılan ağ yapıları ve eleman sayıları verilmiştir.

Pompanın katı modelinden çıkarılan akış hacmi, bazı yerlerde istenilen boyutlarda küçük ağ yapılarına izin vermeyebilir. Yada pompanın fiziksel veya geometrik özelliklerinden kaynaklanan ağ yapılarının istenilen sıklığa gelmemesi sorunu ile karşılaşılabilir. Bu sebeplerden dolayı pompa katı modeli üzerinde çeşitli iyileştirmeler ve bazı çalışmalar yapmak gerekmektedir. Aksi takdirde analiz sonucunda gerçek dışı sonuçlarla karşılaşılabilir.

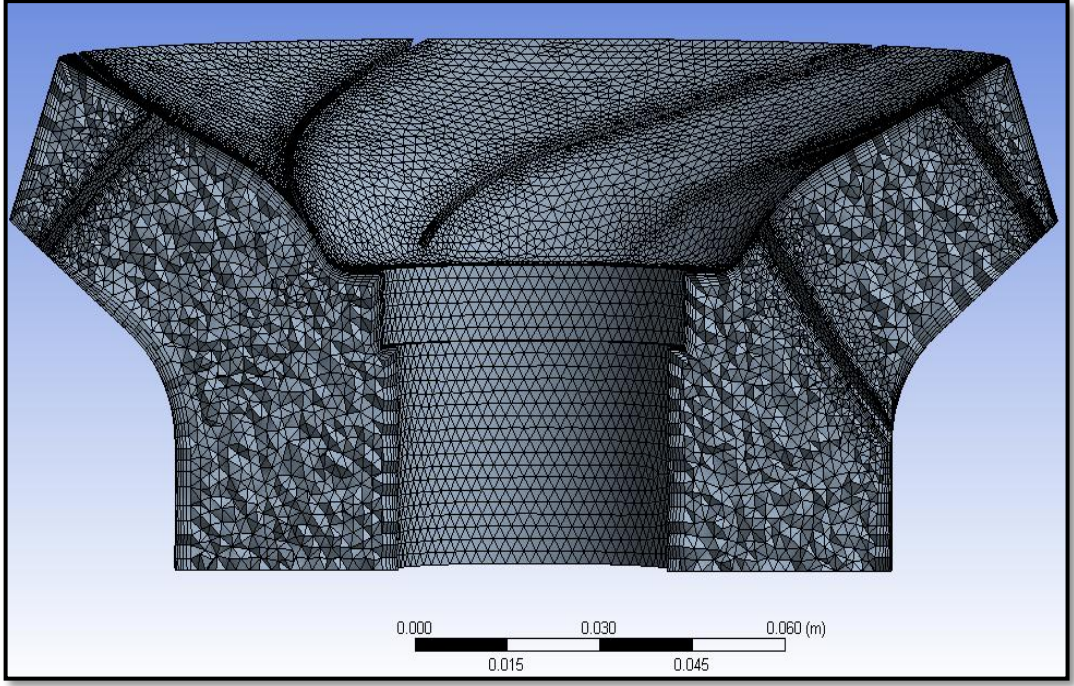


Şekil 5.5. Pompa analizinde kullanılan elemanlar ve sayıları

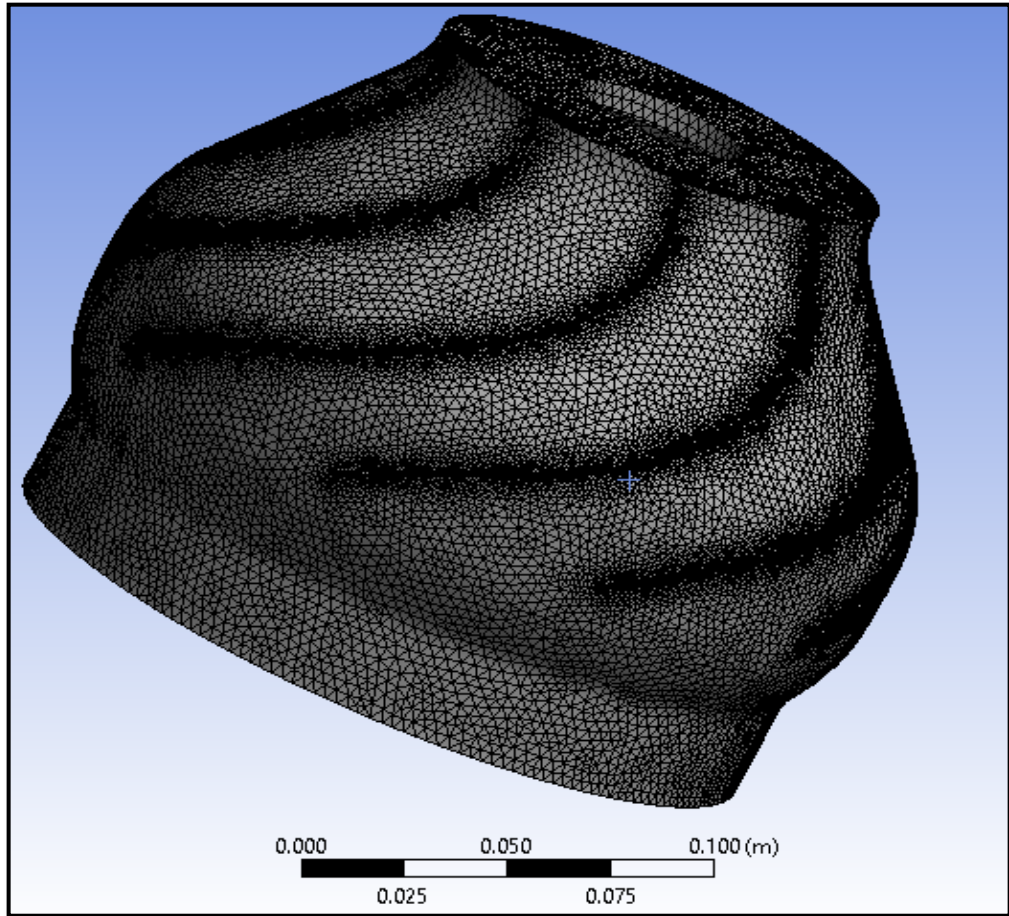
Hazırlanan pompa tasarımının en önemli bölümlerinin çark ve difüzör olduğu bilinmektedir. Çark ve difüzör çevresinde akış değişimlerinin daha fazla olacağı ve bu değişimlerin pompanın basma yüksekliği, debisi ve verimini doğrudan etkileyeceği düşüncesi ile ağ yapısı bu bölgelerde sıklaştırılmıştır. Böylelikle mekanik enerjinin hidrolik enerjiye dönüştüğü çark ve difüzör kanatlarındaki değişimler daha hassas şekilde ölçülmüştür. Şekil 5.6 ve şekil 5.8’ de de açıkça görülmekte olan bu ağ yoğunluğunun artışı pompa içindeki akışın daha detaylı incelenmesine yardımcı olmuştur. Ayrıca analiz sonuçlarına da daha doğru bir kanaat getirilmesi amacıyla fayda sağlamıştır.



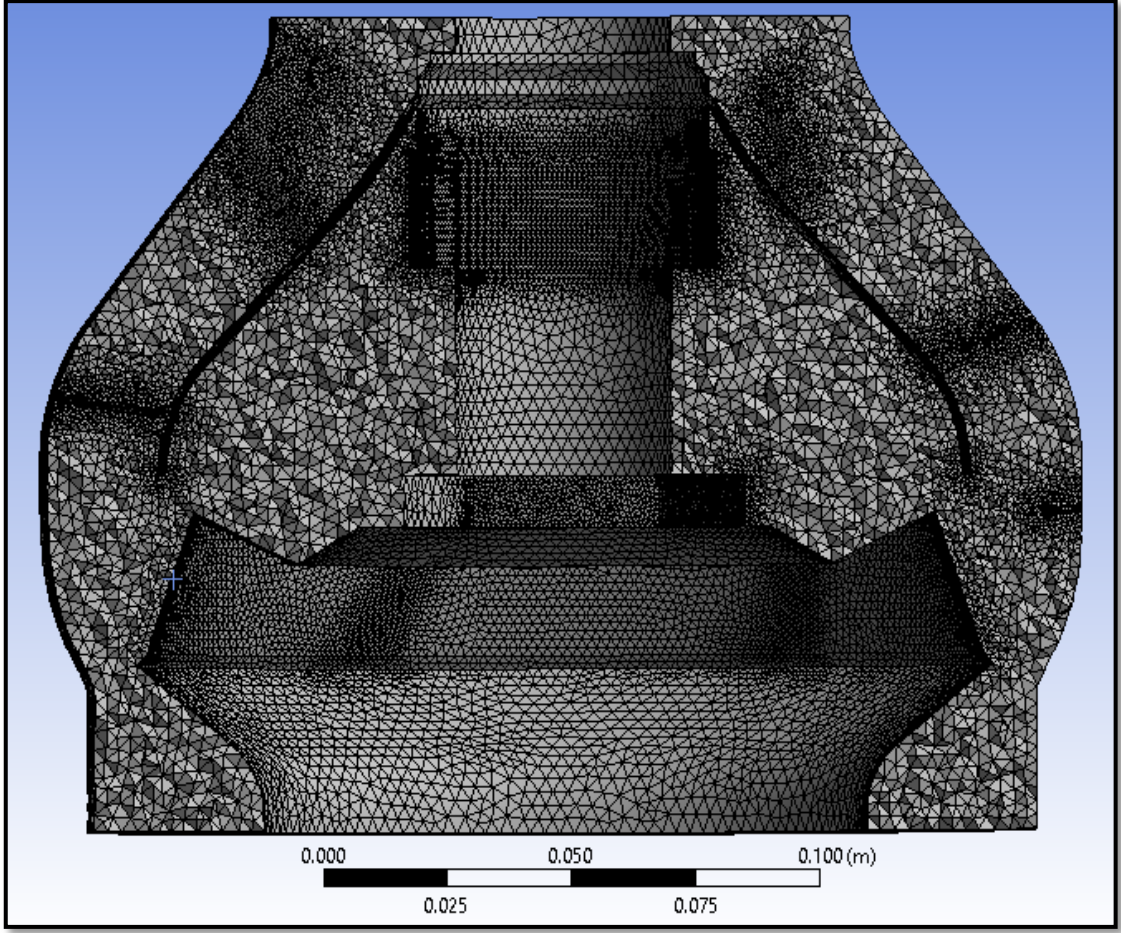
Şekil 5.6. Pompa çarkındaki sonlu hacim ağı



Şekil 5.7. Çark kesitinden sonlu hacim ağının görüntüsü

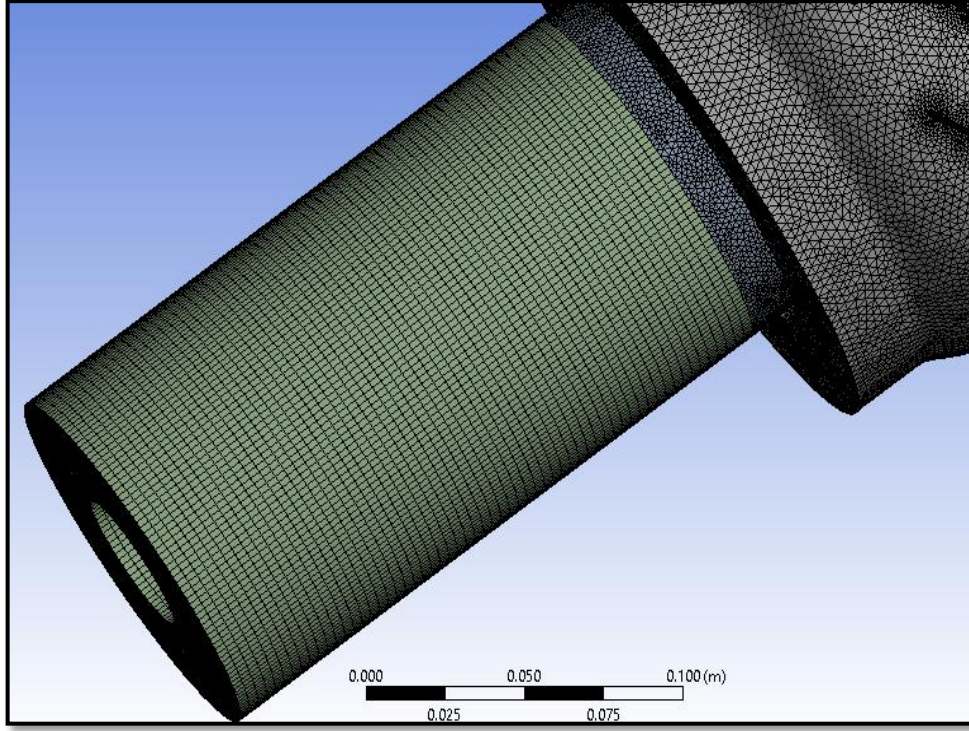


Şekil 5.8. Pompa difüzöründeki sonlu hacim ağı

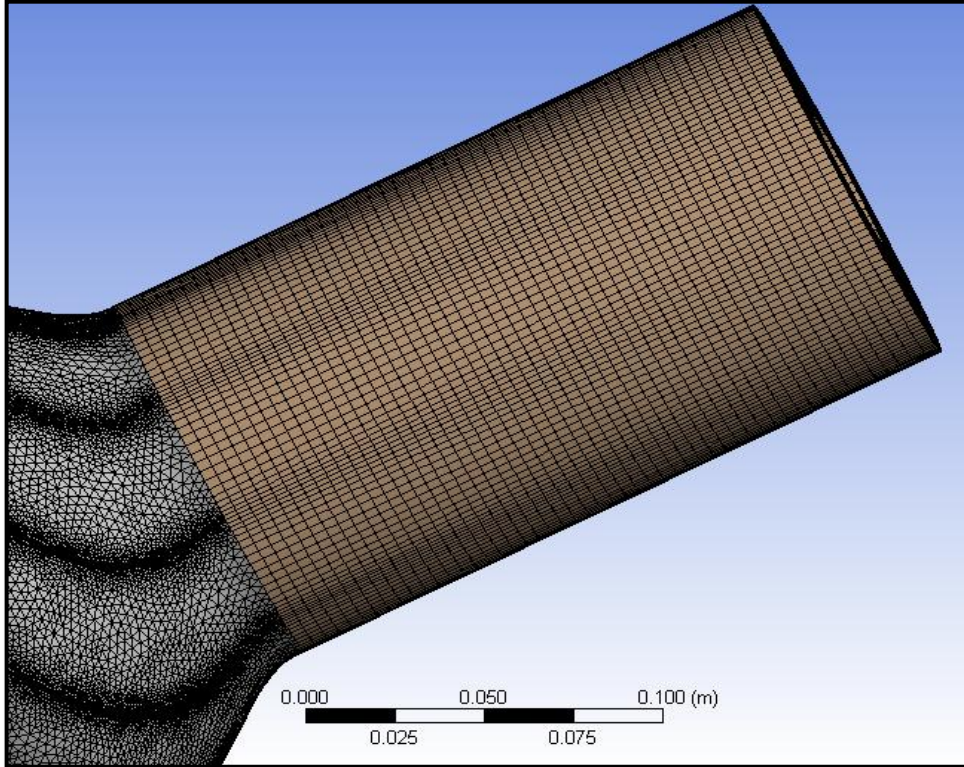


Şekil 5.9. Difüzör kesitinden sonlu hacim ağının görüntüsü

Pompanın giriş ve çıkış bölümlerinde gerek hız profilini gerekse de basınç konturlerini düzgün bir şekilde almak amacıyla akış hacimleri aynı eksen üzerinde uzatılmıştır. Bu bölgelerde, akış hacminin kesitinin değişmediği göz önünde bulundurularak işlemci yükünün azaltılması ve yakınsama hızına yardımcı olmak amacıyla hekza ve prizmatik elemanlar kullanılmıştır.



Şekil 5.10. Pompa girişindeki sonlu hacim ağı



Şekil 5.11. Pompa çıkışındaki sonlu hacim ağı

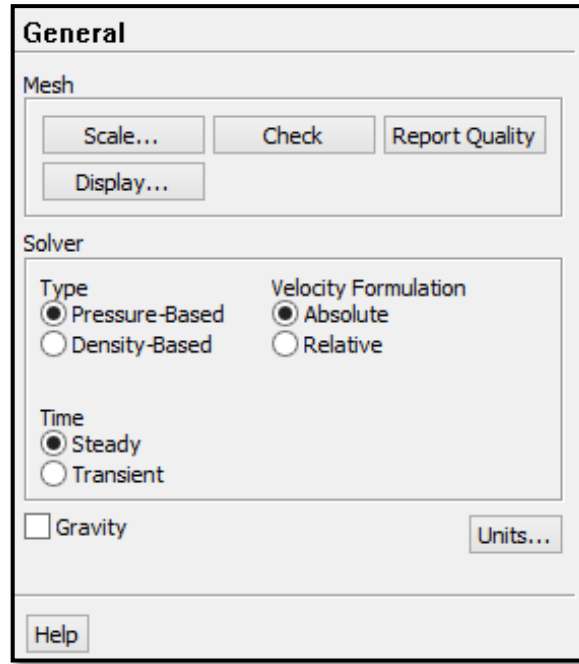
5.1.7 Kabuller ve çözüm basamakları

Bir analiz programında problem çözerken belli başlı kurallara dikkat edilmelidir. En başta çözümü yapılacak olan sistemin nasıl çalıştığı iyi bilinmelidir. Ancak bu şekilde kabuller belirlenip doğru bir sonuca ulaşılabilir. Akış hacmi ve ağ yapısı belirlenen bir sistemin gerekli sınır şartlarını girdikten sonra problem çözümünde sırasıyla şu işlemler uygulanmalıdır;

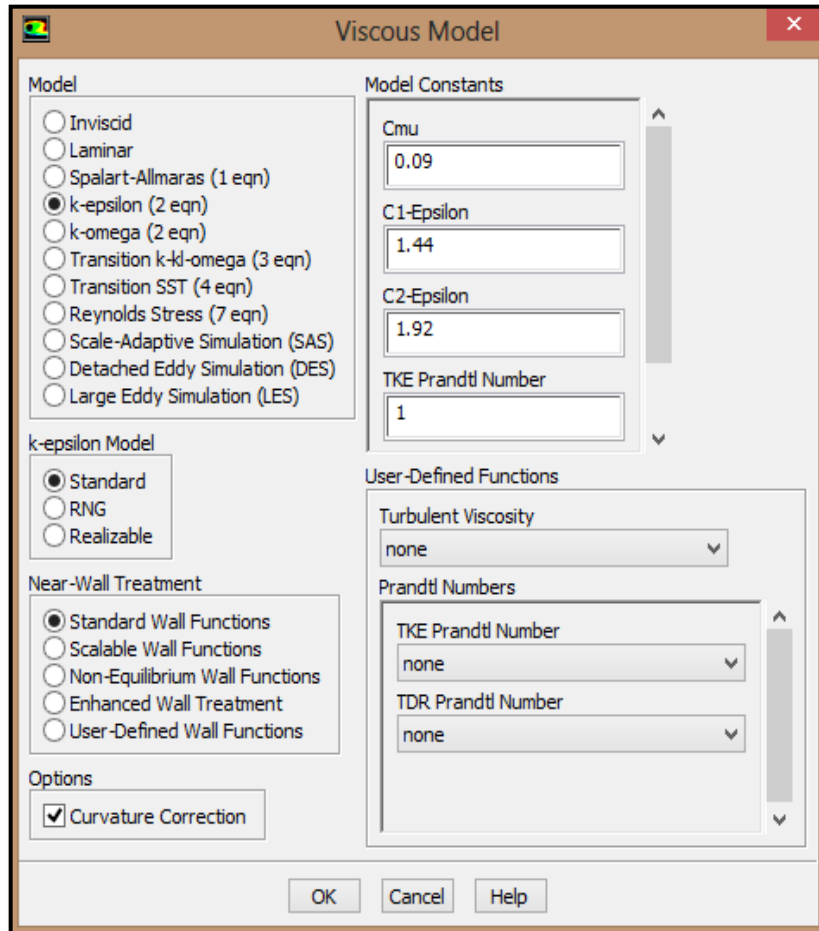
1. Oluşturulan ağ yapısı programın çözücü kısmı tarafından okutulur.
2. Ağ yapısının kontrolü yapılır.
3. Çözüm için kabul şartları belirlenir.
4. Çözücü modelinde enerji ve viskoz genel denklemleri tanımlanır.
5. Malzeme ve akışkan özellikleri belirlenir.
6. Sınır şartlarının özellikleri çözücüye girilir.
7. Çözüm metodu tanımlanır.
8. Çözüm yapılır ve sonuçlar kontrol edilir.

Verilen bu çözüm basamaklarının hepsi sayısal çözümü yapılmış olan pompaya uygulanmıştır. Çözüm prosedürünün birinci adımı gerçekleştirildikten yani ağ yapısı çözüm bölümüne alındıktan sonra ikinci bölüme yani ağ yapısının kontrolüne geçilmiştir. Burada ağ yapısının minimum hacmi ve minimum ortogonal kalitesi kontrol edilmiştir. Minimum hacim pozitif ve ortogonal kalitede 0 değerinin üzerinde olmalıdır. Ağ yapısının bu değerlerin üzerinde olduğu görülmüştür. Pompa için belirlenen çözüm şartları şekil 5.12' de verilmiştir. Zamandan bağımsız ve sıkıştırılamaz akışlar için belirlenen genel şartlar seçilmiş ve çözümün üçüncü bölümü de bu şekilde tamamlanmıştır.

Bu aşamaların sonunda, pompanın çalışacağı türbülans modelinin genel denklemlerini belirleme aşamasına geçilmiştir. Sıcaklık değişiminin etkisi ihmal edileceğinden enerji denklemini çözmeye gerek yoktur. Türbülans modelinde ise şekil 5.13' de tanımlanan değerler kullanılmıştır.



Şekil 5.12. Çözüm için belirlenen genel kabul şartları



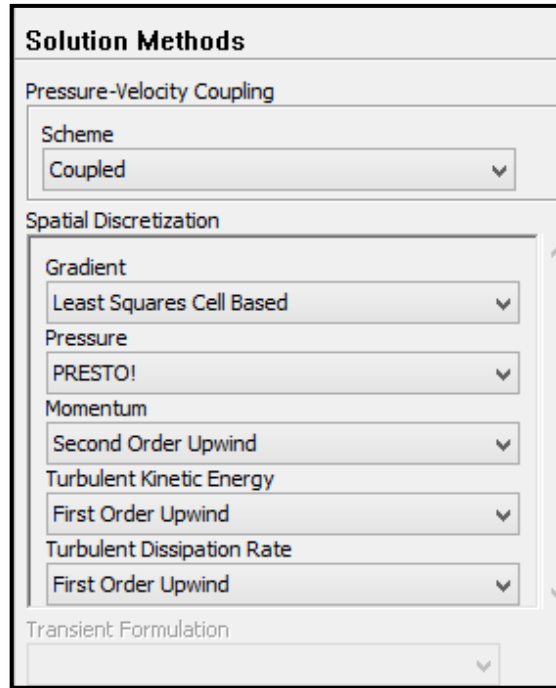
Şekil 5.13. Türbülans modeli seçim paneli

Analiz için hazırlanan modelin çözülecek denklemleri tanımlandıktan sonra akışkanın ve malzemenin özellikleri girilmelidir. Çözücüde suyun ve pompa malzemesinin özellikleri tanımlanmıştır. Bu işlemten sonra sınır şartlarının özelliklerini çözücüye girmek gerekmektedir. Daha önce belirlenmiş olan sınır şartları (kütlesel debi girişi, basınç tanımlı çıkış, duvar şartları) çözücüde tekrar tanımlanmıştır. Ayrıca bu bölgelerin çalışma koşulları da belirlenmiştir. Bunun için her sınır şartı tek tek edit edilerek pompanın çalışma koşulları belirlenmiş, çark ve mil gibi dönen bölgelerin sınır şartları durgun değil hareketli olarak girilmiştir. Ayrıca hareket yönü ve pompanın hareketli kısımlarının kaç devirde döndüğü tanımlanmıştır.

Şekil 5.14. Çark bölgesindeki hareketli kısımların sınır şartları

Tüm metotlar tanımlandıktan sonra artık çözüme geçmeden önceki son aşama olan çözüm metodu bölümüne geçilmiştir. Bu bölümde basınç ve hızın çözüm şekli belirlenir. Pompalarda daha hassas çözüm için sıkıştırılamaz akışların birçoğunda kullanılan, daha fazla güç harcansa da daha iyi sonuçların alınacağı birleşik çözücü seçilmiştir. Basınç için dönen cisimlerin çözümünde kullanılan presto, momentum için daha hassas çözümlerde kullanılan second order upwind seçilmiştir.

Tüm bu çözüm prosedürleri tamamlandıktan sonra artık çözüm aşamasına geçilebilir. Çözüm için belirlenen bir iterasyon sayısı girilerek programın yakınsanmış bir sonuç vermesi beklenir. Program girilen iterasyon sayısından önce yakınsamayı tamamlarsa, durur. Tamamlayamazsa yeniden iterasyon yapmak gerekir. Bu işlem yakınsama sağlanana kadar devam etmelidir. Çözüm işlemi uzun saatler alabilmektedir bu sebepten herhangi bir kazaya sebebiyet vermemesi açısından programa önceden verilen komutla, belli iterasyonlarda çözüm kayıt ettirilmiştir. Bir değerin analizi yaklaşık 1500 iterasyonda gerçekleşmiştir.



Şekil 5.15. Çözüm metodu paneli görüntüsü

5.2 Dalgıç Pompa ve Motorun Seçimi

Bu bölümde, dalgıç pompa performansının deneysel yollardan elde edilmesine geçilmeden önce gerçek şartlarda çalışacak bir pompa ve motorun nasıl seçilmesi gerektiği anlatılmıştır. Bir pompaj tesisinde, pompanın düzgün bir biçimde seçilebilmesi için öncelikle debi ve toplam dinamik yükseklik değerlerinin iyi bilinmesi gereklidir. Pompa seçimlerinde genelde karşılaşılan sorunlar toplam dinamik yüksekliğin yanlış hesabından kaynaklanmaktadır. Toplam dinamik yükseklik formülü denklem (5.12)' de verilmektedir.

$$TDY = H_g + H_d + H_p + H_f + H_v \quad (5.12)$$

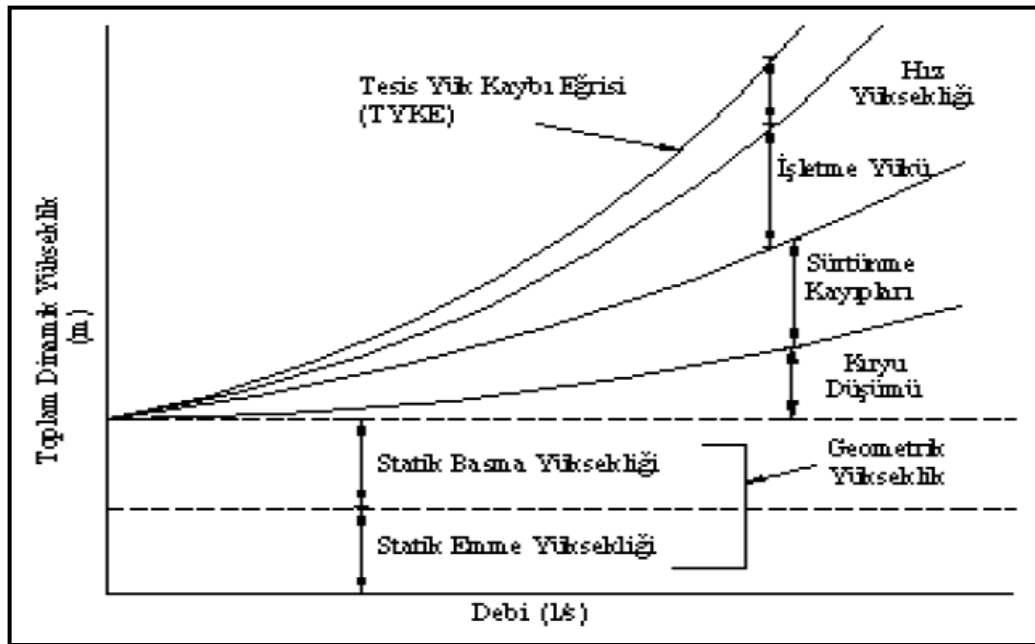
H_g geometrik yüksekliği göstermekte olup; dalgıç pompalarda suyun yeryüzü ile arasındaki mesafe (statik emme yüksekliği) ile, suyun yeryüzünde basılacağı mesafenin (statik basma yüksekliği) toplamından oluşur.

H_d kuyudan su çekimi ile başlayan; pompa debisine, kuyu boyutuna, kuyu donanımına ve pompalama süresine bağlı olarak değişen su seviyesindeki düşümdür.

H_p işletme basıncı olarak tanımlanır. Sulama sistemine bağlı bir parametredir. Genelde 3 bar yada 30 mSS alınarak toplam dinamik yüksekliğe eklenir.

H_f boru, dirsek, vana, çek valf gibi parçalarda oluşan sürtünme kayıplarını ifade etmektedir. Bu kayıpların değeri hidrolik formüllerden veya boru imalatçılarının hazırladığı tablolar ve eğrilerden elde edilebilir.

H_v suyun kinetik enerjisinden kaynaklanan hızın, yüksekliğe etkisidir. Büyük sistemler için ihmal edilebilir boyutlardadır (Çalışır vd., 2005).



Şekil 5.16. Toplam dinamik yüksekliğe etki eden faktörler (Çalışır vd., 2005)

Bir pompa tesisinde ancak debi ve toplam dinamik yükseklik belirlendikten sonra pompa ve motor seçimi yapılabilir. Pompa ve motor imalatçıları seçim yaptıkları pompa ve motor serilerini tablolar ve çizelgeler halinde yayınlarlar. Bu çizelgelerde; pompaların serileri, kademeleri, kademelere bağlı debileri, dinamik yükseklikleri, pompalara akuple edilecek motorlar ve güçleri verilmektedir. Ayrıca tek kademe için belirlenmiş pompanın çekeceği güç eğrisi de genellikle kataloglarda bulunmaktadır. Pompa seçimi tamamlandıktan sonra daha önce verilmiş denklemler ve şekil 2.4 esas alınarak motorun seçimi yapılır. Dalgıç motor güçleri, pompanın çekebileceği maksimum güçten en az % 10, en çok % 25 fazla olacak şekilde seçilir.

Dalgıç motorlar asenkron motorlar olup, genellikle 380 V, 50 Hz ve 3 fazlı alternatif akımla çalışırlar. Dönme hızları ayarlanabilen ve döner manyetik alanın etkisiyle çalışan motor tipindedirler. Genel olarak stator, rotor, sac paketleri, stator sargıları, alt ve üst dökümlerden oluşmaktadırlar. Temiz ve kuru ortamda çalışma zorunluluğu bulunmayan dalgıç motorlar su soğutmalı ve IP 68 korumalıdır. Yani su ve toz gibi dış etkenlerden etkilenmeyecek şekilde imal edilirler.

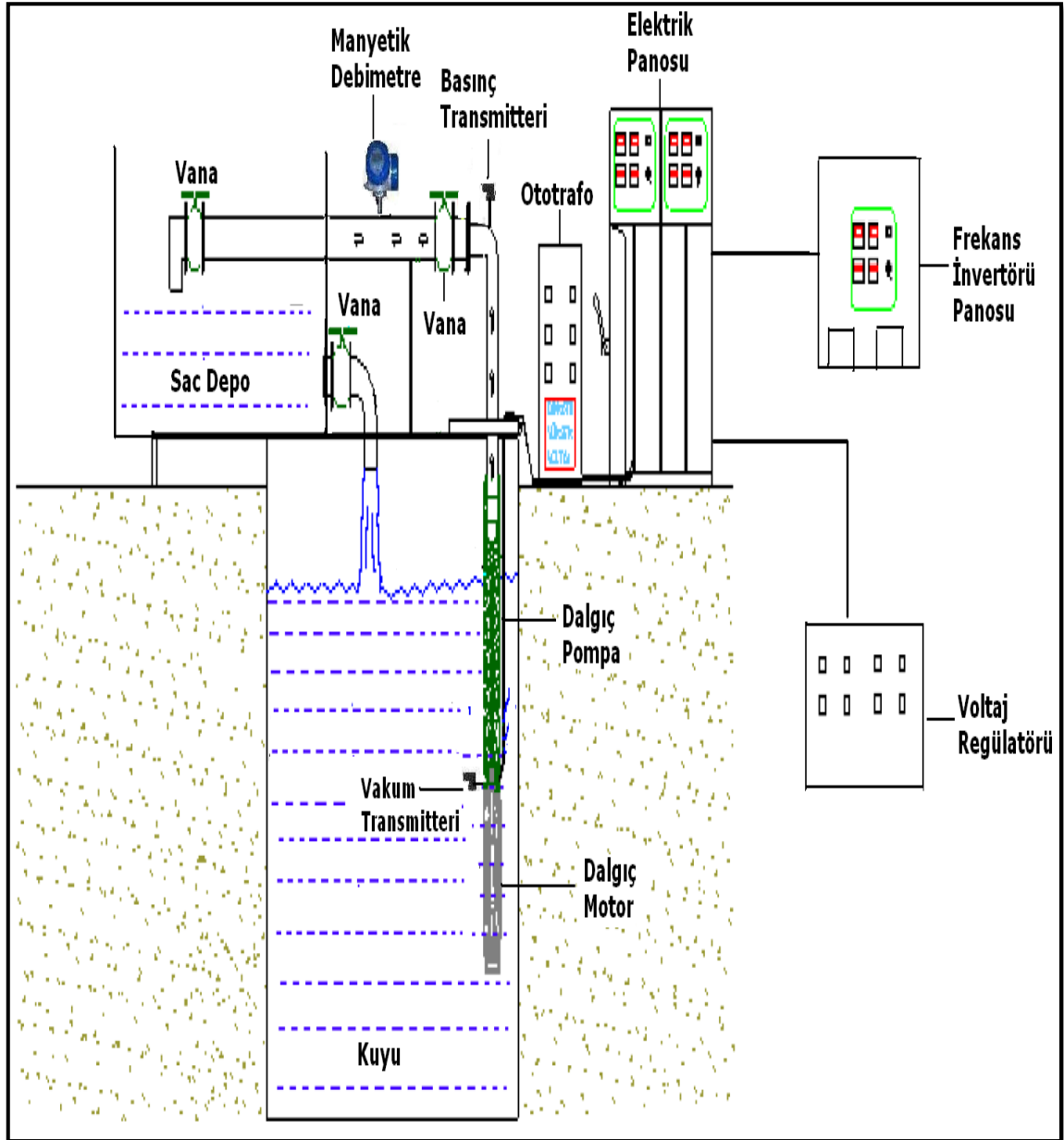
5.3 Performansın Deneysel Yollarla Elde Edilmesi

Dalgıç pompa üreticileri, dalgıç pompanın tasarımından ve sayısal olarak analizinden sonra üretimine geçerler. Fakat ürettikleri pompaların performansını da bir deney ortamında ölçmek gerekir. Böylelikle tasarım esnasında yapılan bazı kabullerin gerçeği ne kadar etkilediği hakkında bir sonuca varmak mümkün olabilmektedir.

Dalgıç motor-pompa sistemlerinin performansını hesaplamak için bazı parametreleri ölçmek gerekir. Bunlar; pompadan çıkan suyun debisi (Q), basma yüksekliği (H), dalgıç motorun şebekeden çektiği güç (P_s), motora uygulanan gerilim (V), akım (I) ve güç katsayısıdır ($\cos \phi$). Bu değerler olmadan pompanın yada sistemin verimini hesaplamak mümkün değildir. Bu şartlar altında denklem (2.10) ve şekil 2.4' e tekrar dönülürse, pompanın verdiği hidrolik gücün, motorun şebekeden çektiği güce oranı sistem verimini vermektedir.

5.3.1 Deney standı düzeneği

Dalgıç motor-pompa sisteminin gerçek performansını belirlemek amacıyla bir pompa test standının kullanılması gerekmektedir. Deneyler MUTLUSU firmasında yapılmış olup deney standının düzeneği şekil 5.17' deki gibidir.



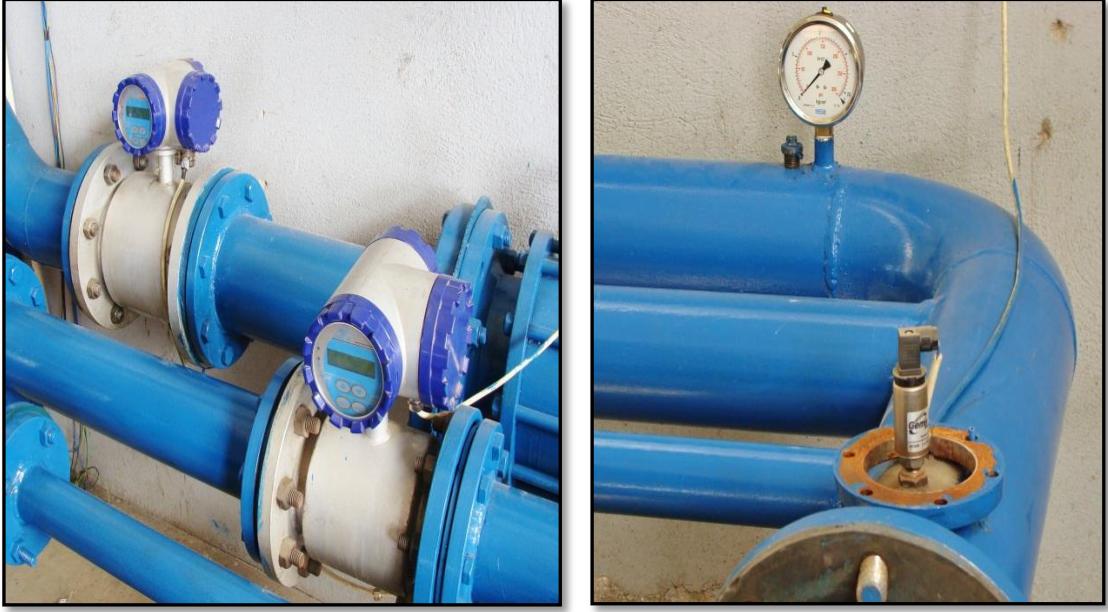
Şekil 5.17. Deney standı düzeneği (Bilgin vd., 2003)

Pompa deney standında $2 \times 1,5 \times 1,5 \text{ m}^3$ boyutlarında suyun tahliye edildiği sac depo bulunmaktadır. Ayrıca pompa ve motorun akuple olarak daldırıldığı 300 m^3 hacminde bir kuyu mevcuttur. Motor-pompa sisteminin kuyuya rahat bir şekilde indirilip çıkartılması için deney düzeneği 3 ton kapasiteli bir vinç ile desteklenmiştir. Değişik kademe ve çaptaki pompaları denemek amacıyla 2,4,6 inch çaplarında üç tip boru bulunmaktadır. Bu boruların üzerlerinde basınç ve debiyi ölçmek amacıyla basınç transmitterleri, manyetik debimetreler ve vanalar mevcuttur. Güç ve devir ölçümüne yardımcı panolar ve regülatörler deney düzeneğinin diğer elemanlarındandır.

5.3.2 Debi ve basınç ölçümü

Dalgıç pompalarda debi ölçümünü gerçekleştirebilen çok çeşitli cihazlar bulunsa da bunlar içerisinde en hassas şekilde sonuç alınabilir olanları manyetik veya ultrasonik debimetrelerdir. Ölçüm yapılan deney düzeneğinde ELA marka manyetik debimetreler kullanılmış olup, bu debimetreler ($\pm 0,3\%$) hassasiyetle çalışmaktadır. Debimetreler borulara monte edilirken boruların giriş ağzına yakın olmayacak şekilde, türbülansın meydana gelebileceği noktaların uzağına konumlandırılmıştır. Doğru yere monte edilmeyen debimetrelerden hassas sonuç alınması mümkün değildir.

Dalgıç pompa sistemlerinde toplam manometrik basma yüksekliği, emme yüksekliği ile düzeltilmiş basma yüksekliğinin toplamı şeklindedir. Emme yüksekliği değeri vakum transmitteri yardımıyla, basma yüksekliği değeri ise pozitif basınç transmitteri yardımıyla ölçülebilmektedir. Transmitterin bağlı olduğu boru eksenine ile pompa emme kutusu arasındaki düşey uzaklığın, transmitterde okunan basınç yüküne eklenmesiyle düzeltilmiş basma yüksekliği değeri bulunmuş olur. Toplam basma yüksekliği, emme ve düzeltilmiş basma yüksekliklerinin toplamı olarak ortaya çıkar (Korkmaz vd., 2009).



Fotoğraf 5.1. Deneyde kullanılan debimetre ve basınç sensörleri

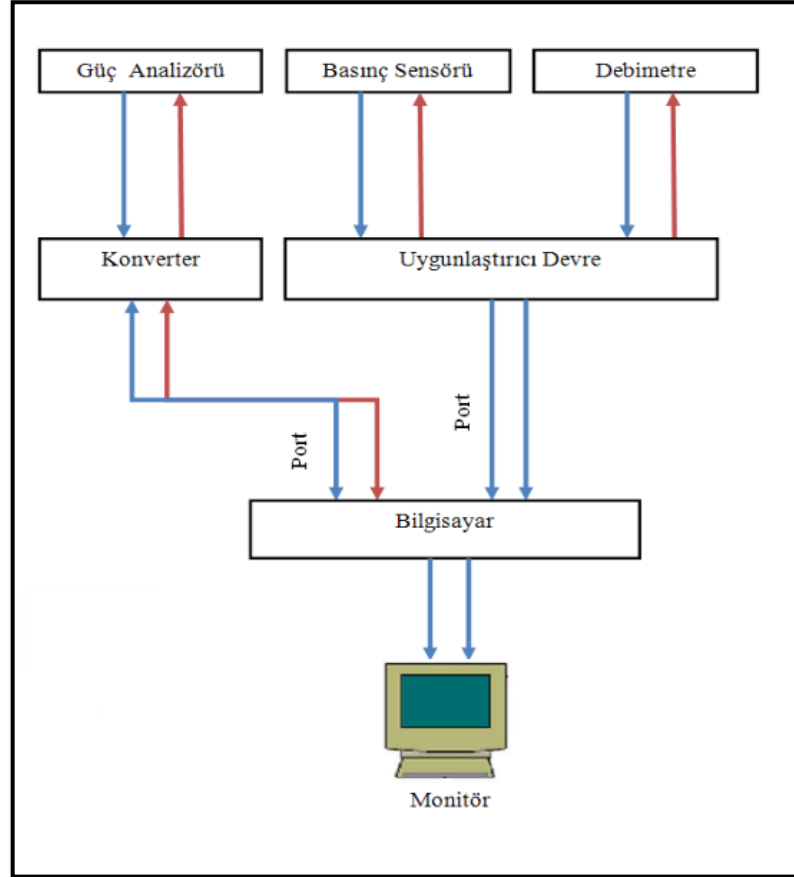
5.3.3 Güç ölçümleri

Daha önce de bahsedildiği üzere pompanın ve sistemin verimini belirlemek için motora uygulanan gerilim (V), akım (I), ve güç katsayısının ($\cos \phi$) bilinmesi gerekmektedir. Sisteme bağlanan bir güç analizör cihazı ile bu bilgilerin hepsi ayrı ayrı okunabilmektedir. Deneylerde Entes marka güç analizörü kullanılmıştır. Deneylerde dalgıç motorun devrini 2850-3000 d/d arasında ayarlama ve sabit tutma amacıyla frekans invertörü, gerilimi istenilen volta göre ayarlamak için ise voltaj regülatörü kullanılmıştır.

5.3.4 Deney sonuçlarının bilgisayara aktarılması

Dalgıç pompa deneylerinde basınç ve debi değerlerinin sık sık değiştirilmesi gerekmektedir. Ancak bu şekilde pompanın hangi aralıklarda daha verimli çalıştığı anlaşılabilmektedir. Gerek debimetre gerekse basınç sensörü ve güç analizörü üzerindeki değerleri not ederek verim hesabı yapmak hata yapma riskini artırmaktadır. Bu sebepten deney sonuçları bilgisayar ortamına aktarılarak, verim hesapları yapılmıştır.

Sonuçların bilgisayara aktarımı şekil 5.18’ deki bağlantı şeması ile yapılmıştır. Değerler, bilgisayar ortamında bir arayüz programı yardımıyla görüntülenmiştir. Görüntülenen değerler test raporuna not edilmiş böylelikle pompa verimi, sistem verimi, şebekeden çekilen güç, pompanın çektiği güç, hidrolik güç ve performans eğrileri otomatik olarak çıkarılmıştır.



Şekil 5.18. Deney sonuçlarının bilgisayara aktarım şeması

BÖLÜM VI

BULGULAR VE TARTIŞMA

Daha önceki bölümlerde pompanın, HAD yazılımındaki analizi için gerekli olan bütün bilgiler verilmişti. Verilen bu bilgiler kullanılarak pompanın sayısal çözümü yapılmış ve belirli sonuçlara ulaşılmıştır. Daha sonra pompanın üretimi dördüncü bölümünde verilmiş olan üretim tekniklerine göre gerçekleştirilmiş ve pompa gerçek test ortamında denenmiştir. Bu bölümde ise yapılmış olan sayısal ve gerçek deneylerin sonuçları açıklanmıştır.

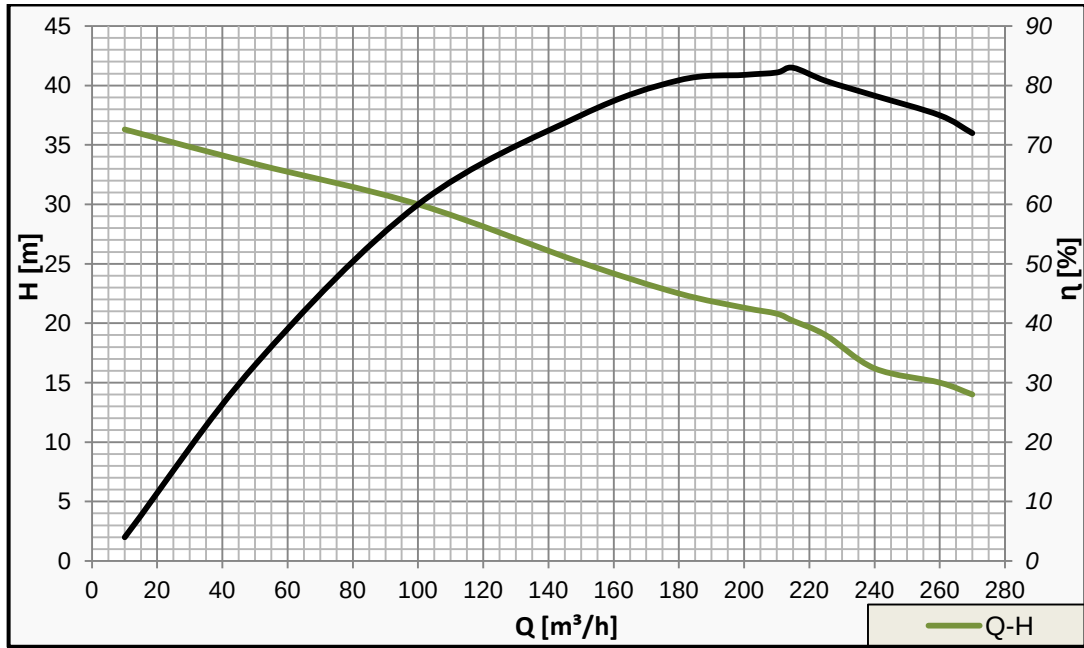
6.1 Sayısal Analiz Sonuçları

Çalışmanın beşinci bölümünün ikinci kısmında, pompanın sayısal olarak çözümünü gerçekleştirmek üzere anlatılan bütün prosedürler uygulanmıştır. Bu bölümde ise sayısal analiz sonuçları ve bu sonuçlara bağlı olarak çıkarılan performans eğrileri verilmektedir. ANSYS programında gerçekleştirilmiş olan çözümleme, pompanın tek kademesi için uygulanmıştır. Analiz 16 GB RAM, 4 GB harici ekran kartı bulunan, i7 2,4 işlemci hızına sahip bir bilgisayarda yapılmıştır. Pompaya, çalışma noktası için düşünülen çeşitli debi değeri girilerek bazı sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçlar daha sonra pompa performans eğrilerini oluşturmak için kullanılmıştır.

Çizelge 6.1. Sayısal analiz sonuçları

Hız	Tork	Pompanın Çektiği Güç	Toplam Basınç Farkı	Debi	Basma Yüksekliği	Verim
(rpm)	(Nm)	(kW)	(Pa)	(l/s)	(m)	(%)
2850	44,78	13,36	216300	50,00	22,05	80,92
2850	46,50	13,88	204587	55,55	20,85	81,89
2850	47,30	14,12	199027	58,33	20,29	82,20
2850	47,25	14,10	196081	59,72	20,00	83,03
2850	46,86	13,99	180954	62,50	18,45	80,87
2850	44,69	13,34	156817	66,66	16,00	78,30

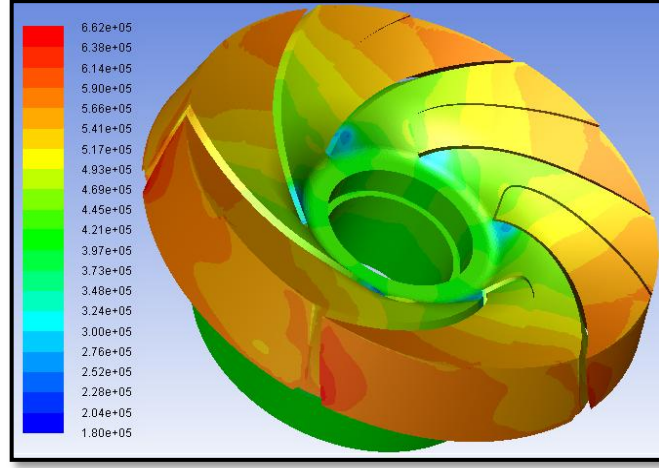
Çizelge 6.1’ de analiz sonucunda ortaya çıkan bazı değerleri göstermektedir. Bu değerlere göz atılacak olursa 2850 rpm dönüş hızına sahip pompa çektiği güç bakımından, torkun büyüklüğüne de bağlı olarak, 57,72 l/s debi değerine kadar artış göstermiş sonra tekrar azalmaya başlamıştır. Analiz sonucunda çıkan basma yükseklikleri toplam basınç farkları ele alınarak bulunmuş böylelikle hiçbir basınç eklemesi veya çıkarımına gerek kalmadan direk metre cinsine çevrilmiştir. Debi ve basma yüksekliği kullanılarak pompa çıkış gücü elde edilmiştir. Bu gücün, pompanın çektiği güce bölünmesiyle bulunan pompa verimi en yüksek 59,72 l/s civarında tespit edilmiştir. Bu değer pompa tasarlanırken düşünülmüş olan 215 m³/h kapasitesine denk gelmektedir. Böylelikle pompaya, geometrik olarak yaklaşık 10 inch boyuta ve 215 m³/h kapasite değerlerine karşılık gelen MP10215 adı verilmiştir. Şekil 6.1’ de de pompanın tek kademesi için basma yüksekliği-debi ve verim-debi eğrileri verilmektedir.



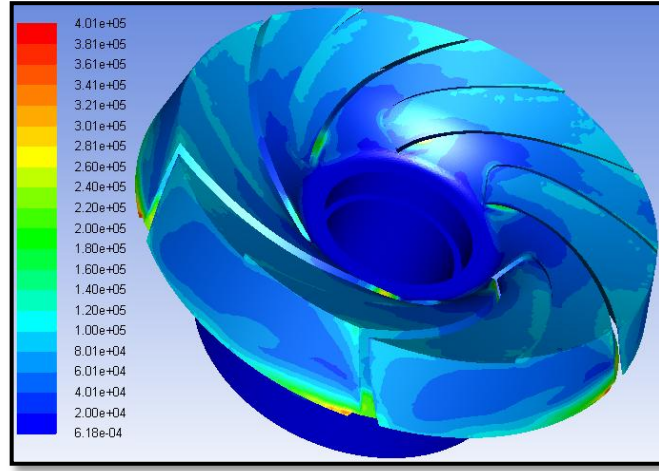
Şekil 6.1. Sayısal sonuçlara göre pompa performans eğrileri

6.2 Çark ve Difüzördeki Basınç Dağılımları

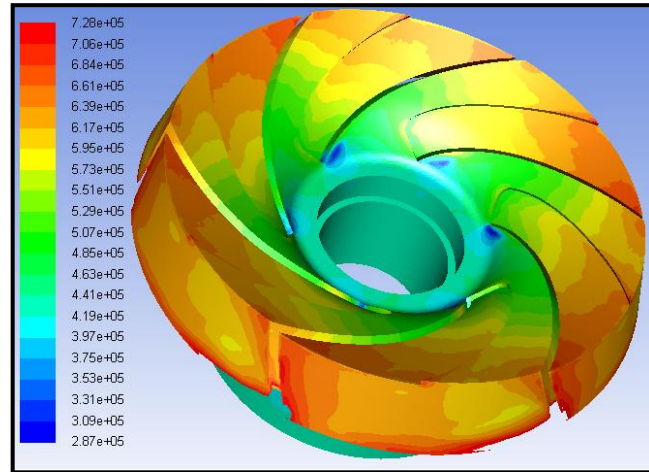
Bu bölümde pompanın analizi sonucu çark, difüzör ve pompa genelinde ortaya çıkan basınç dağılımlarının 2 ve 3 boyutlu görselleri verilmiştir. Analiz sonucu oluşan bu görseller statik, dinamik ve toplam basınç olarak verilmektedir. Bütün görseller pompanın en verimli çalışma noktasından alınmıştır.



(a)



(b)

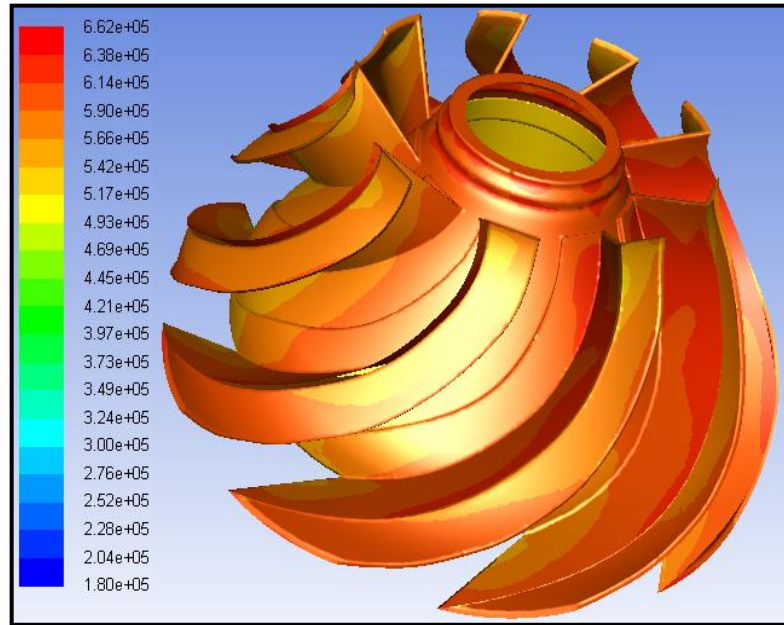


(c)

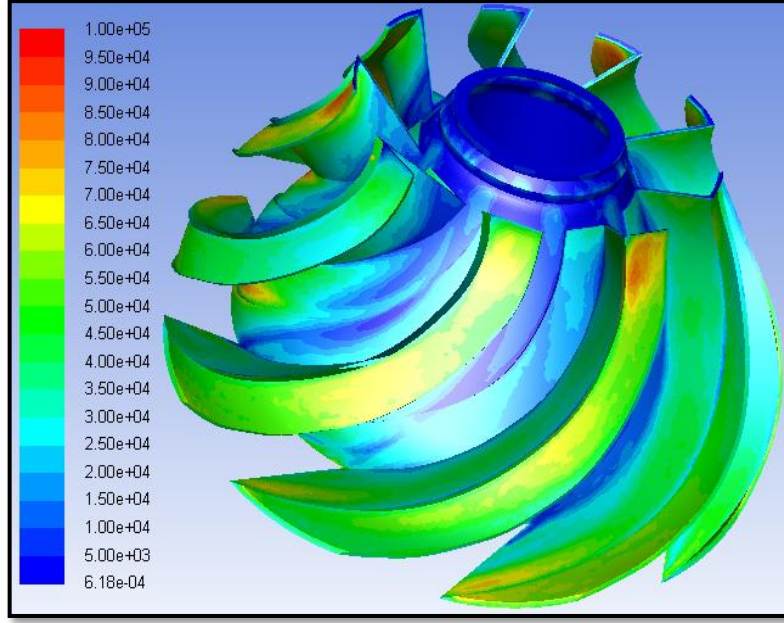
Şekil 6.2. Pompanın en verimli noktasında çarktaki basınç dağılımları; statik (a), dinamik (b) ve toplam (c)

Şekil 6.2’ de çark üzerindeki basınç dağılımları verilmektedir. Pompa verimi hesaplanırken en çok statik ve toplam basınç dağılımına dikkat etmek gerekmektedir. Buradaki dağılımlardan da görüldüğü üzere kanat yüzeylerindeki basınç artışı kanat boyunca düzgün bir şekilde gerçekleşmiştir. Çark üzerindeki basınç değişimleri kanat başlangıcından kanat sonuna doğru artış göstermiştir. Bu da akışta dönme ve burulmaların olmadığını, difüzyonun istenilen seviyede düzgün olarak gerçekleştiğini göstermektedir. Ayrıca dinamik basıncın toplam basınç üzerinde çok fazla etkisinin olmadığı görülmektedir. Ancak kesin bir pompa basma yüksekliğine ulaşmak için hesaplanmasının doğru olacağı kanısına varılmıştır.

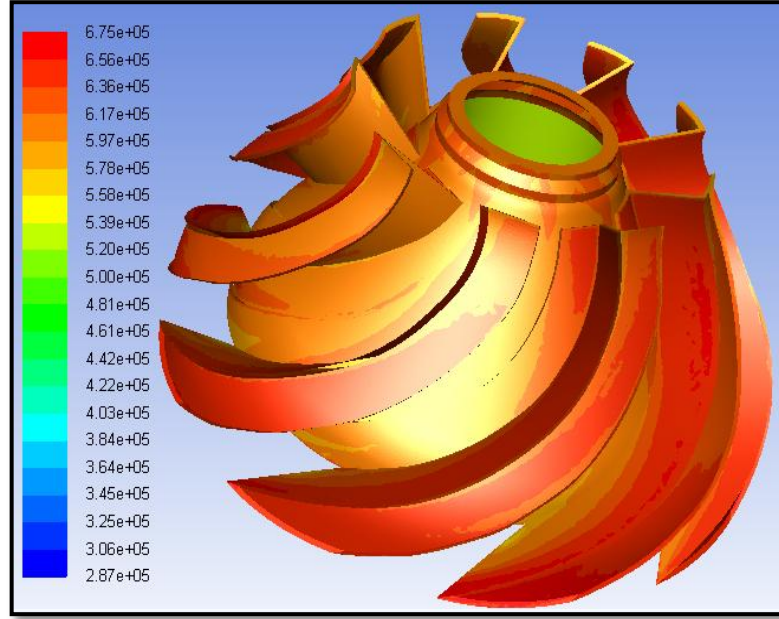
Şekil 6.3’ de difüzör üzerindeki basınç dağılımları görülmektedir. Toplam ve statik basınç incelenecek olursa difüzör kanatları üzerindeki basıncın yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Çarktan çıkan akışkana basınç kazandırmak üzere pompa kademesine eklenen difüzörün bu görevini yerine getirdiği kanat üzerindeki turuncu ve kırmızı renklerden anlaşılmaktadır. Ayrıca kanatlar üzerinde renklerin üniform bir şekilde dağılmasından yola çıkarak çarktan çıkan akışkana yön verme görevini de yerine getirdiği anlaşılmıştır.



(a)



(b)

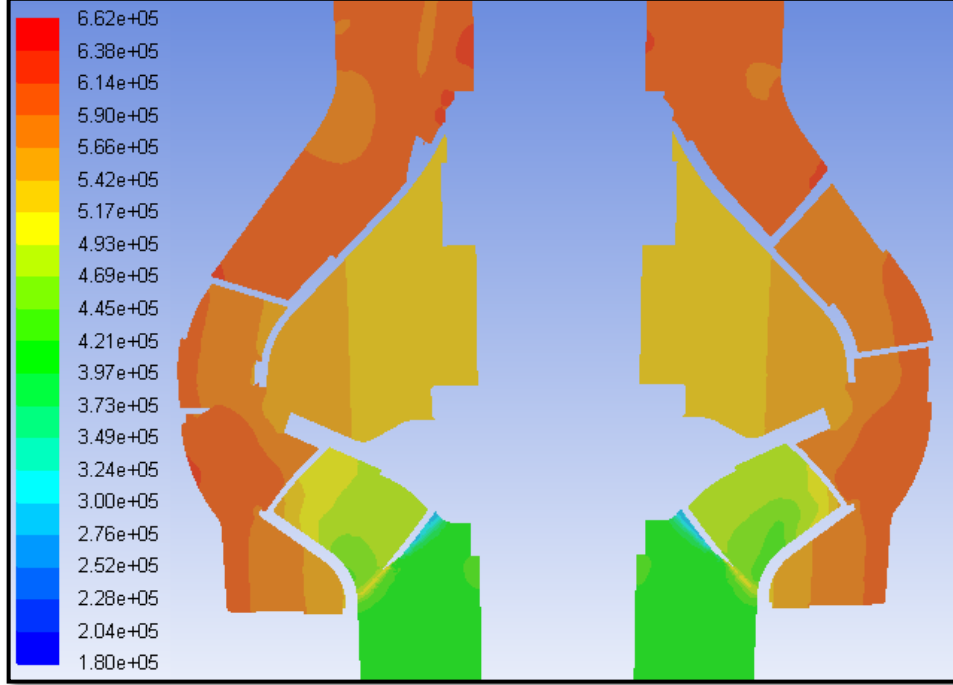


(c)

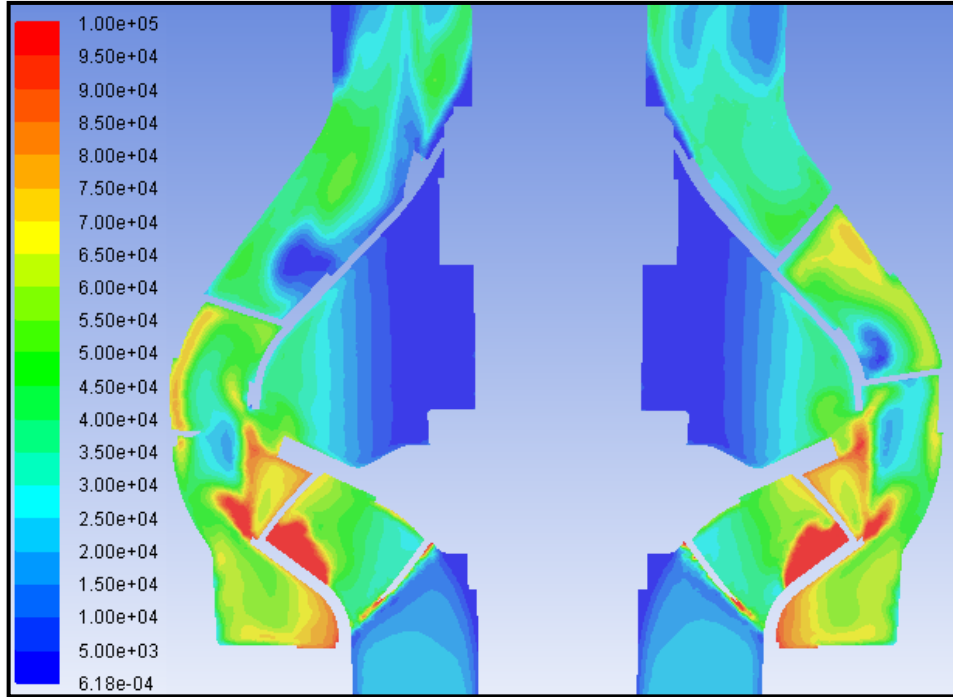
Şekil 6.3. Pompanın en verimli noktasında difüzördeki basınç dağılımları; statik (a), dinamik (b) ve toplam (c)

Pompa içerisindeki genel basınç dağılımları şekil 6.4’de 2 boyutlu olarak gösterilmektedir. Toplam basınç incelenecek olursa basıncın çark çıkışından itibaren artmaya başladığı difüzörde ise en yüksek seviyeye ulaştığı görülmektedir. Pompanın tek kademesinden alınan kesitte renklerin yeşilden kırmızıya doğru kademeli olarak

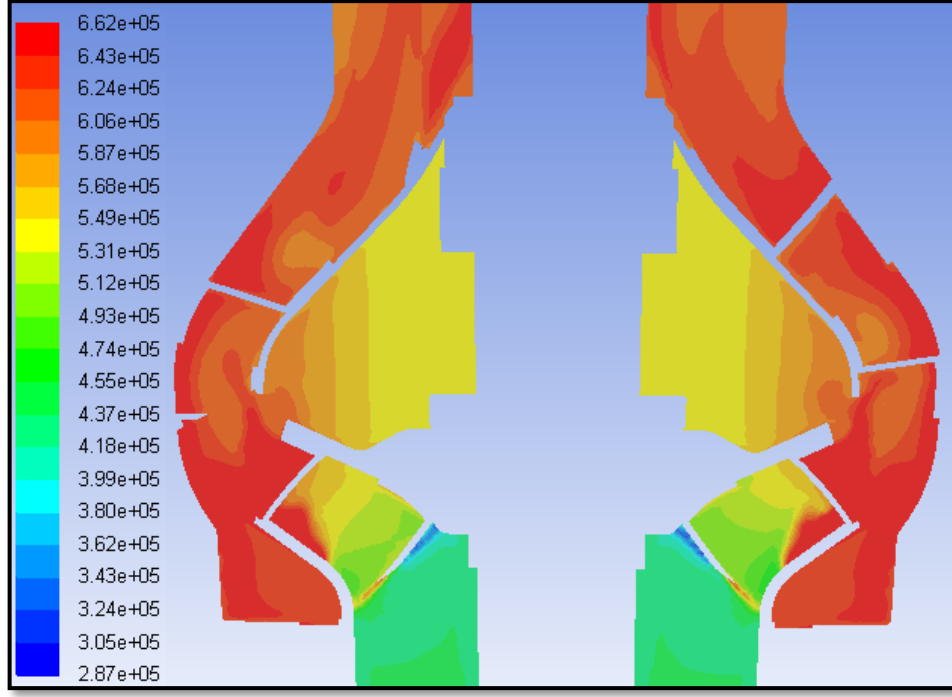
arttığı ve pompa çıkışına doğru koyulaştığı görülmektedir. Çark ve difüzör kanatları üzerinde rastlanmayan ters akış ve burulmalara pompa içerisinde de rastlanmadığı kesit görüntülerden anlaşılmaktadır.



(a)



(b)

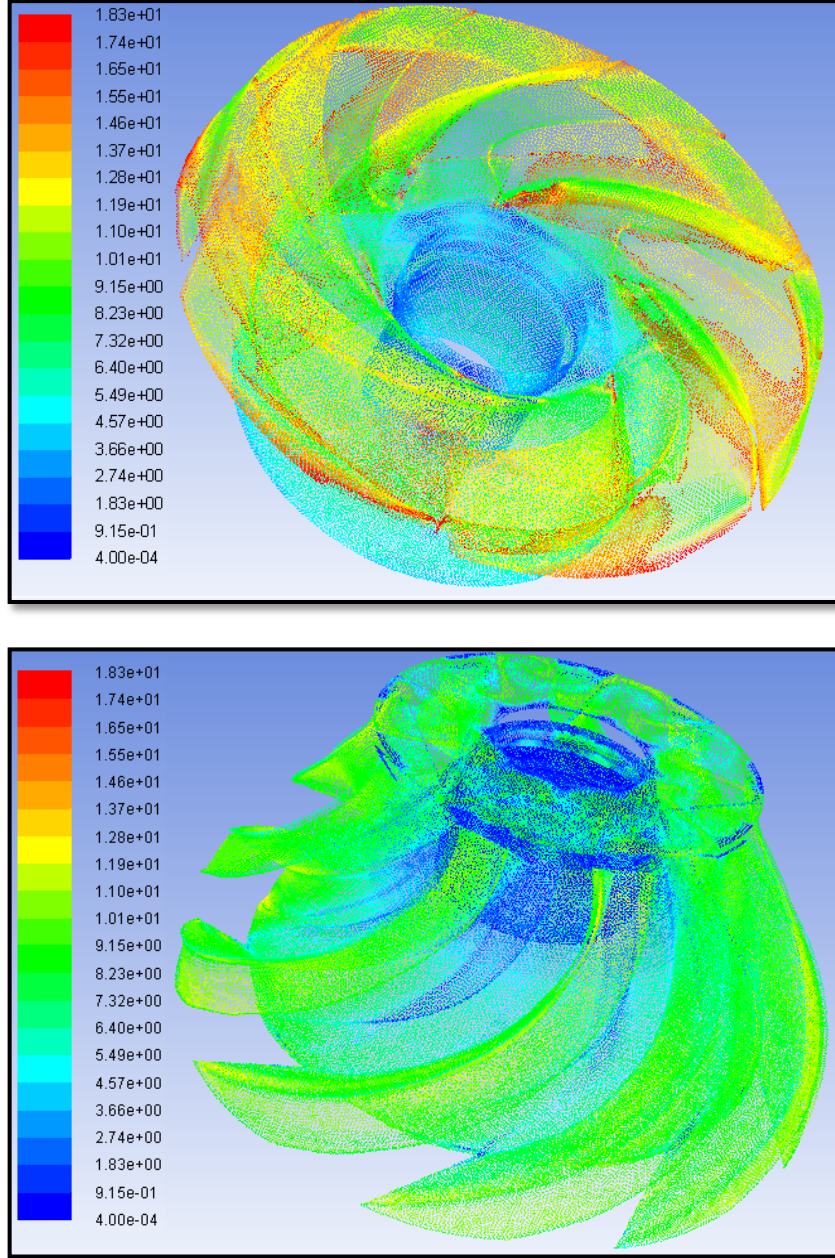


(c)

Şekil 6.4. Pompa kesitinden alınan en verimli çalışma noktasındaki basınç dağılımları; statik (a), dinamik (b) ve toplam (c)

6.3 Çark ve Difüzördeki Hız Dağılımları

Çalışmanın bu bölümünde çark ve difüzörde analiz sonucunda ortaya çıkan hız vektörleri çıkartılmıştır. Şekil 6.5’ de çark kanatları üzerinde oluşan hız vektörleri incelenecek olursa, hızın genişlemesinde bir orantısızlık olmadığı ve herhangi bir akış ayrışmasının bulunmadığı görülmektedir. Çarkın basma tarafına doğru akışkanın giderek hızlandığı ve kanadın çıkışında yüksek değerlere ulaştığı belirlenmiştir. Difüzör kanatlarında ortaya çıkan hız vektörlerine de bakılacak olursa kinetik enerji üreten çarktan alınan yüksek hızlı akışkanın hızının difüzör girişinden itibaren azalmaya başladığı görülmektedir. Maksimum hız değerleri pompa çarkı ile difüzör arasında gözlemlenmiştir. Difüzör çıkışında hızdaki azalmadan yola çıkılarak, mevcut kinetik enerjinin basınç enerjisine dönüştürüldüğü anlaşılmaktadır. Çarkta olduğu gibi difüzördeki hız dağılımında da herhangi bir orantısızlık görülmemekte ve akış ayrışmasına rastlanmamaktadır.



Şekil 6.5. Çark ve difüzördeki hız vektörleri

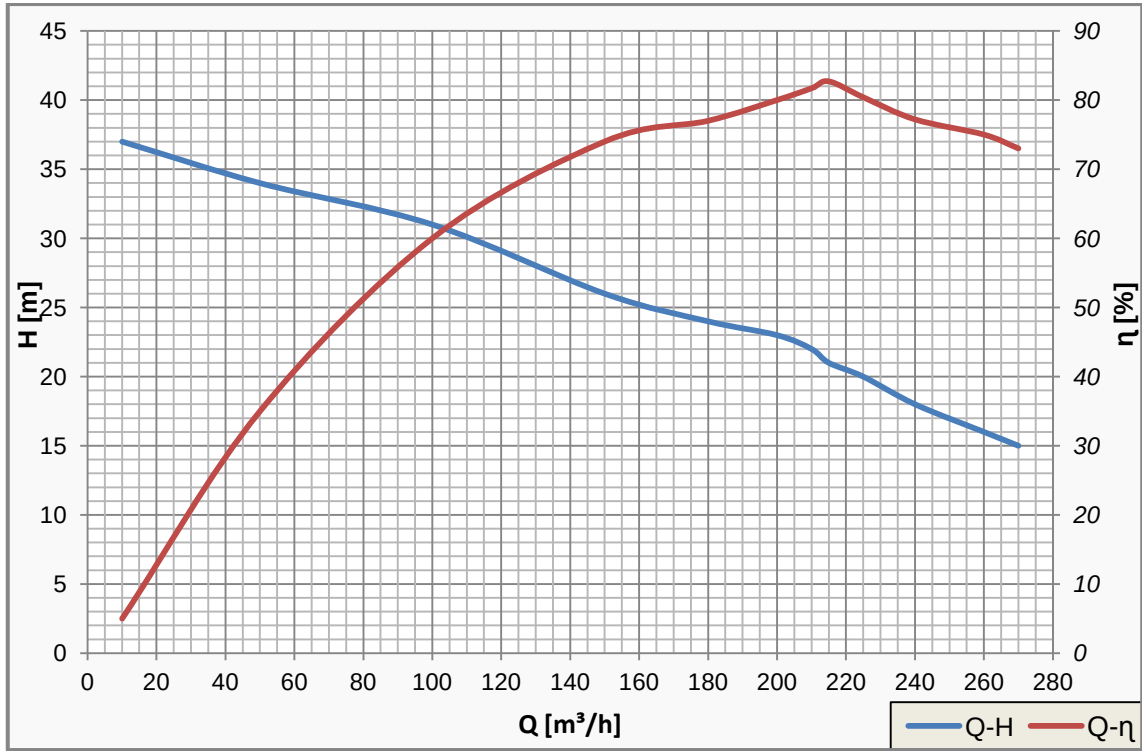
6.4 Pompa Test Sonuçları

Bundan önceki bölümlerde tasarım ve analiz üzerine gerçekleştirilmiş çalışmalar ve bu çalışmaların sonuçları verilmiştir. Pompa imalatına kadar anlatılan bu bölümler analiz programının öngördüğü verilerden oluşmaktadır. Pompa üretiminin sonunda bu değerlerin ne kadar üzerine çıkılacağı yada ne kadar altında kalınacağı ancak pompa kuyuya girdikten sonra belli olabilir. Çizelge 6.2' de pompanın tek kademesi için test sonuçları verilmiştir.

Çizelge 6.2. Pompa deney sonuçları

MUTLUSU DALGIÇ POMPA ve MOTOR DENEY RAPORU																
MALZEMENİN ETİKET		DENEYİ YAPAN :		FATİH POLAT				10215/1 - 25 Hp Deneme								
DEĞERLERİ		GÖREVİ / ÜNVANI :		MAKİNE MÜHENDİSİ												
1-POMPANIN		MOTO-POMP DENEY SONUÇLARI														
Markası	MSP															
Cinsi	MP 10215/1			Toplam	BORUNUN			ELEKTRİK ŞEBEKESİNİN						ηp		
Q (L/s)	59.7	Emme	Basma	man.	Ø	t								Pompa	Sistem	Pompanın
Hm (mSS)	0-37	Yük.	Yük.	Yük.	Çapı	Kalınlık	Q	U	I	Cos	Nş	Np	N su	Verimi	Verimi	çektığı güç
Verimi (%)	82.7	(mSS)	(mSS)	(mSS)	(inç)	(mm)	L / s	(V)	(A)	φ	(kw)	(kw)	(kw)	(%)	(%)	(HP)
n (d/d)	2850	2.0	13.0	15.0	6"	10	75	379	32.0	0.85	17.86	15.00	11.03	73.54	61.77	20.38
Kademe Sayısı	1	2.0	14.0	16.0	6"	10	72.2	378	33.0	0.83	17.93	15.06	11.33	75.19	63.16	20.47
Seri No		2.0	16.0	18.0	6"	10	66.66	380	32.8	0.84	18.13	15.23	11.76	77.23	64.87	20.70
2-ELEKTRİK MOTORUNUN		2.0	18.0	20.0	6"	10	62.50	380	32.4	0.85	18.13	15.23	12.25	80.49	67.61	20.69
Markası	MSM 6/25	2.0	19.0	21.0	6"	10	59.72	380	32.4	0.83	17.70	14.87	12.30	82.70	69.47	20.20
Gücü (kw)	18.5	2.0	20.0	22.0	6"	10	58.30	381	32.3	0.86	18.33	15.40	12.57	81.66	68.60	20.92
Amperajı (A)	32-33	2.0	21.0	23.0	6"	10	55.50	380	32.9	0.86	18.62	15.64	12.51	80.00	67.20	21.25
n (d/d)	2850	2.0	22.0	24.0	6"	10	50.00	379	32.9	0.84	18.14	15.24	11.76	77.20	64.85	20.71
Verimi (%)	84	2.0	24.0	26.0	6"	10	41.60	378	31.0	0.84	17.05	14.32	10.60	74.04	62.20	19.46
Cos φ	0.84	2.0	29.0	31.0	6"	10	27.77	379	30.3	0.84	16.71	14.03	8.44	60.14	50.51	19.07
Seri No	Deneme	2.0	32.0	34.0	6"	10	13.88	378	28.9	0.83	15.70	13.19	4.63	35.07	29.46	17.92
		KAPALI VANA		37.0												

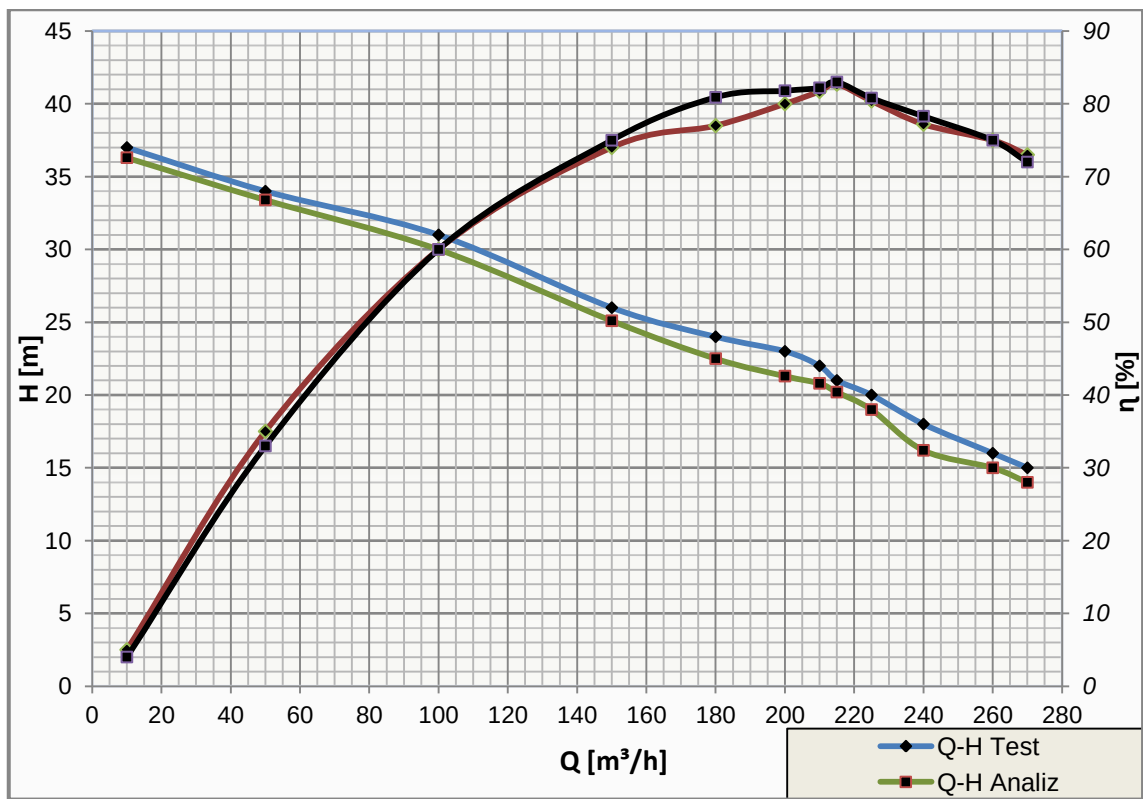
Deneyde, referans alınan tüm debi değerlerinde toplam basma yükseklikleri basınç transmitteri tarafından okunmuştur. Pompaya daha önce öngörülen; 25 HP gücünde, 3 fazlı, 380 Volt sanayi şebekesine uygun bir dalgıç motor akuple edilerek deney yapılmıştır. Ayrıca suyun geçişi 6" borudan yaptırılmış ve debi değerleri bu boru üzerindeki debimetre üzerinden alınmıştır. Sonuçlara bakılacak olursa pompa, referans debi değerlerinde istenilen basma yüksekliklerine ulaşmıştır. Pompayı harcadığı güç bakımından incelemek gerekirse, 32 amper ortalama ile şebeken (N_s) yaklaşık 18 kW civarında bir güç çekmiştir. Buradan tek kademe için 25 HP' lik bir motorun yeterli olduğu ortaya çıkmıştır. Pompa çıkış gücünün (N_{su}), pompa giriş gücüne (N_p) oranı yani pompa verimi, 59,72 l/s' de ($215 \text{ m}^3/h$) % 82,7' yi bulmuştur. Deney sonucunda en yüksek pompa verimliliğine ulaşılan nokta bu nokta olmuştur. Deneyde, motor verimi % 84 alınarak sistemin genel verimi hesaplanmıştır. Bu bilgilerin ışığında daha önce analiz sonuçları esas alınarak çizilmiş pompanın basma yüksekliği-debi ve verim-debi eğrileri, deney sonuçları baz alınarak tekrar çizilmiştir.



Şekil 6.6. Deneysel sonuçlara göre pompa performans eğrileri

6.5 Test Değerleri ile Sayısal Çözümün Kıyaslanması

Bu bölümde sayısal ve deneysel olarak analizi yapılan pompanın karşılaştırılması yapılmış ve sonuçlar aynı grafik üzerinde sunulmuştur. Bundan önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere, pompa $215 \text{ m}^3/\text{h}$ kapasite değerlerinde hem sayısal hem de deneysel olarak en yüksek verimliliğe ulaşmıştır. Sayısal analizde %83 olarak belirlenen verim, pompa deneylerinde %82,7 çıkmaktadır. Şekil 6.7’ de gösterildiği üzere pompanın çalışması istenen debi değerlerinde verim eğrilerinin birbirleriyle uyum içinde olduğu görülmüştür.

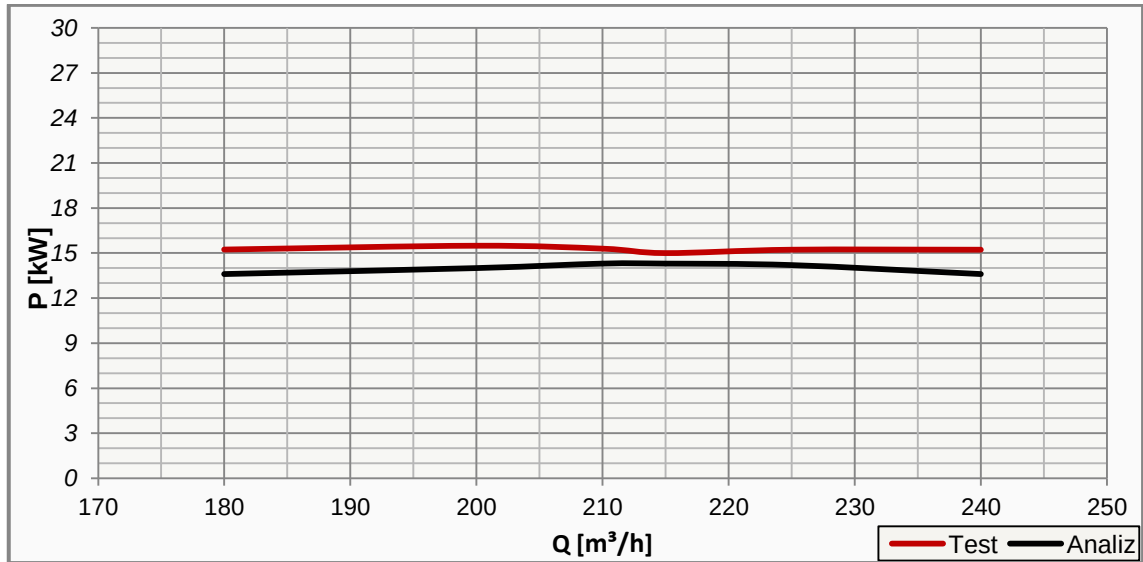


Şekil 6.7. Analiz ve test sonuçlarının kıyaslanması

Pompanın basma yüksekliği değerleri incelenecek olursa tek kademe için yapılan deneylerde, analiz sonuçları ile deneysel sonuçların yine uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Basma yüksekliği-debi eğrisinde sayısal analiz değerleri, test değerlerini çok yakın aralıklarda takip etmiştir. Tasarımı yapılan pompanın sayısal çözümü için ağ yapısı oluşturulurken, geometrik koşullardan kaynaklanan bazı şartlar pompa tasarımında çok az da olsa değişiklik yapmayı zorunlu kılmıştır. Bu ufak değişiklikler

küçük çaptaki pompaların analizinde etkisini göstermeyebilir fakat üzerinde çalışılmış pompaya benzer büyük pompalarda etkisini belirgin derecede hissettirebilir. Deney sonucunda ortaya çıkan ufak farklar bu tip büyük pompalar için tolere edilebilir seviyededir.

Pompa performansını etkileyen en önemli unsurlardan biri de pompanın harcadığı güçtür. Gerek sayısal çözüm gerekse deneysel çalışmalardan alınan bilgiler şekil 6.8’ de gösterilmektedir. Kıyaslaması yapılan diğer verilerde olduğu gibi debiye göre değişen tek kademe güç eğrileri de birbirine çok yakın seyretmektedir. Yine debi-basma yüksekliği eğrilerinde olduğu gibi sayısal çözümden çıkan güç değerleri de deneysel çözümün çok az da olsa altında seyretmiştir. Bu aslında beklenen bir durumdur çünkü kıyaslanan verim değerleri birbirlerinin neredeyse aynısıdır. Yani basma yüksekliği olarak deneysel değerleri çok az bir düşüm ile takip eden sayısal analiz sonuçları, güçte de aynı eğilimi göstermek zorundadır. Bu tek kademe için belirlenmiş olan pompanın harcadığı güçler, motor verimine bölüldüğü taktirde şebekeden çekilen güç bulunacaktır. Şebekeden çekilen güçler ortalama olarak çok yakın değerleri göstermekte olup aynı güçteki motorlar seçilebileceğinden test ve analiz sonuçları birbirlerini tamamlayıcı niteliktedir.



Şekil 6.8. Pompanın tek kademesi için harcanılan gücün kıyaslanması

BÖLÜM VII

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Günümüzde suyla yapılan tarımın gelişmesi, elektrik hatlarının her yana ulaşabilmesi ve sondaj tekniğinin hızlı ilerleyişi beraberinde sulak arazilerin artmasına neden olmaktadır. Bu da dalgıç pompalara olan talebi artırmaktadır. Dalgıç pompalar sadece derin kuyu pompası olarak kullanılmamakta; havuz sistemlerinde, fiskiyelerde, su taşınmasında ve tahliyesinde de yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu yüksek lisans tezinde, çok kademeli santrifüj pompa olarak bilinen dalgıç pompaların; tasarımı, üretimi ve performans analizi üzerinde sayısal ve deneysel olarak çalışılmıştır. Sonuçlar ve öneriler bölümü de tez çalışmasının diğer bölümlerinde olduğu gibi üç ana başlık etrafında incelenmiştir.

Çark ve difüzörün tasarımını yaparken her ne kadar verilmekte olan ampirik denklemler kullanılsa da tasarım tecrübesi yüksek performansa ulaşılabilirlik açısından çok önemlidir. Optimum performansa ulaşabilmek için çark ve difüzörde bulunan kanatların sayısı, kanat giriş ve çıkış açıları, giriş ve çıkış genişlikleri gibi birçok geometrik etken çok iyi analiz edilmelidir. Gerektiği taktirde daha önce tasarlanmış ve üretilmiş olan pompa grupları yeniden incelenebilir. Bu çalışma için pompa tasarımı yapılırken bu tip geometrik özelliklerde defalarca değişiklik yapılmış ve yüksek performanslı kanat geometrileri bulunmuştur.

Dalgıç pompalar gibi karışık akışlı yarı eksenel pompalarda sadece kanat açılarını hesaplayarak bir kanat tasarlamak pompanın; basma yüksekliği, debisi, verimi gibi performans özelliklerini optimuma çekmek için yeterli değildir. Paslanmaz sacdan imal edilen bir pompanın performansı bunların yanında bazı fiziksel özelliklerden de etkilenmektedir. Kanatların kalınlıkları, kanatlar arası boşluklar, kanat uzunlukları gibi bazı özelliklerinde pompa performansında önemli yer tuttuğu görülmüştür.

Pompa tasarımı yapılırken karşılaşılan ve dikkat edilmesi gereken çok önemli hususlardan biri de çarka uygun difüzör yada difüzöre uygun çark tasarlayamamaktır. Böyle durumlarda tasarıma kontrollü olarak devam etmek gerekmektedir. Yani

performans için uygun olduğu düşünölen bir parça seçilerek, diğeri uygunsuz parça üzerinde değışikliğe gitmek en mantıklı yol olacaktır. arkta bir sorun olduğı düşünölüyorsa; çark çıkış genişliği (b_2) ve çark çıkış apı (D_2) artırılarak pompanın debisi artırılabilir. Kanat giriş (β_1') ve çıkış açısı (β_2)'de değıştirilerek pompa debisinin artmasına yardımcı olunabilir. Basma yüksekliğinde bir artış isteniyorsa çarkın kanat giriş açısı (β_1') ve akışkanın çarka girişteki dış apı (D_0) değıştirilebilir. ark ıkış açısı (β_2)' de değıştirilerek basma yüksekliğinin artmasına yardımcı olunabilir. Difüzörde bir sorun varsa, difüzör kanat giriş (b_3) ve çıkış (b_4) genişlikleri değıştirilebilir. Aynı zamanda giriş (α_3') ve çıkış (α_4) açılarında da değışikliğe gidilerek basma yüksekliğinde artış sağlanabilir.

Pompa performansını etkileyen çark ve difüzörün dışında diğeri parçalarda vardır. Pompayı üretmeden önce bu parçaları da iyi bir şekilde tasarlamak veya seçmek gereklidir. Örneğın pompanın emiş haznesi yeteri kadar suyu emmediğinde veya ilk kademelere suyu iletemediğinde debi ve basma yüksekliğinde sorunlar çıkacaktır. Aynı şekilde çıkış haznesinde suyun tahliyesinde sıkıntı yaşanması durumunda pompa istenilen performansı yakalayamayacaktır. Conta, aşınma lastikleri, kaplin, filtre, burçlar ve dengeleme elemanları gibi yardımcı elemanların tasarımları da iyi yapılmadığı taktirde pompada mekanik problemler baş gösterecek ve pompa görevini tam olarak yapamayacaktır.

Paslanmaz sac malzemeden imal edilen dalgıç pompaların üretimi diğeri dalgıç veya santrifüj pompaların üretimlerinden çok daha farklıdır. Diğeri pompalarda tasarım yapıldıktan sonra döküm modellemeleri oluşturularak parçalar toplu halde üretilir. Fakat paslanmaz dalgıç pompalar birleştirme işlemleriyle yapıldıklarından bütün parçalar tek tek üretilmiştir. Bu çalışmada büyük çoğunluğu paslanmaz sacdan üretilen pompalar ele alınmış ve bunların üretim prosesleri hakkında bilgiler verilmiştir.

Pompa sacdan oluştuğı için hemen hemen bütün önemli parçalar kalıplardan çıkarılmıştır. Başta derin çekme, kesme, bükme, delme, sıvama, ütöleme, etek kesme gibi kalıpların üretilmesi zorunludur. AISI 304 tipi paslanmaz bir saca şekil vermek için çok büyük emek, sabır, tecrübenin yanı sıra çok iyi bir makine dairesine de sahip

olunması gerektiği kanısına varılmıştır. Kalıpların çalışması için 100 ile 350 ton arasında değişen birçok hidrolik, mekanik ve sıvama presleri kullanılmıştır.

Paslanmaz sacın kalıp işlemlerinde en çok karşılaşılan sorunlar ve çözümleri tezin dördüncü bölümünde verilmiştir. Hiç şüphesiz bu sorunlar aşılarak parçaları deforme olmadan kalıplardan çıkarmak çok önemlidir. Ancak parçaları kalıplardan düzgün bir şekilde çıkarmanın tek başına yeterli olmadığı görülmüştür. Üretilen parçalar tasarımı yapılan modelle uyum göstermezse, amaçlanan; verim, debi, basma yüksekliği, çekilen güç ve benzeri performans değerlerine ulaşamayacağı sonucuna varılmıştır. Bu tez çalışmasının konusu olan MP10215 tipi pompa için yaklaşık 40' a yakın farklı çeşitlerde kalıbın tasarımı bizzat yapılmış ve bu kalıplar firma bünyesinde imal edilmiştir.

Dalgıç pompanın üretiminde sac metal kalıpcılığının yanı sıra birçok çeşit imalat yöntemi kullanılmıştır. Talaşlı üretim ve kaynak işlemleri bunların en önemlilerindendir. Talaş kaldırılan malzemelerin yüksek krom ve nikel içermesinden, alaşımlı çeliklere nazaran daha yüksek sünekliğe ve daha düşük ısı iletkenliğe sahip oluşundan kesmede sıkıntılar yaşanmıştır. Bu nedenle paslanmaz çeliklerin işlenebilirliği için uygun kesici uçlar ve takımlar kullanılmalı talaş yığılmaları ve yüksek ısıdan kaynaklanan sıkıntılar giderilmelidir. Kalıplardan tek tek çıkarılan sac malzemelerinin birleştirme işlemlerinin çoğu kaynak tekniği ile yapıldığından, pompa imal edilirken hemen hemen her türlü kaynak yöntemi kullanılmıştır. Sac metal kalıpları ve talaşlı üretimde de olduğu gibi, paslanmaz sacların kaynağında da diğer malzemelere göre; iç gerilmelerdeki değişim, çatlama olasılığı yüksekliği, soğumadan sonraki geri esneme ve benzeri birden çok farklılıklar olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca pompa performansını doğrudan etkileyecek olan çark ve difüzör kanatlarının kaynak işlemleri esnasında, açılarının ve aralarındaki mesafelerin değişmemesi için yardımcı aparatlarla desteklenerek kaynatılması sonucuna varılmıştır. Çok kademeli paslanmaz dalgıç pompaların montaj işlemi diğer pompalardan çok farklıdır. Genelde dikey olarak monte edilen pompanın montaj şeklinin her ne kadar belirli alet ve takımlarla desteklense de pompa montajı yapan kişiden kişiye farklılık gösterdiği tespit edilmiştir. Bu sebepten pompa montajı yapacak kişi yada kişilerin bu işlem için özel olarak yetiştirilmiş, deneyimli elemandan seçilmesi gerektiği kanısına varılmıştır.

Bu tez çalışmasında tasarım ve üretimin yanı sıra hem sayısal olarak hem de test standında deneyler yapılmak kaydıyla pompa performansı ölçülmüştür. Sayısal olarak yapılan deneylerde ANSYS 14,5 programı kullanılmış olup bu program vasıtası ile dalgıç pompa içerisindeki basınç ve hız dağılımları, basma yüksekliği, tork, verim gibi performans karakteristikleri incelenmiştir. Ayrıca akış ayrışmaları, ters akışlar ve burulmalar gibi pompa performansını etkileyecek birçok etken gözlemlenebilmiştir. Çözümün doğru ve etkin bir şekilde yapılabilmesi için analiz aşamasının bütün yönleri sırasıyla anlatılmış ve çözüm bazı kabuller çerçevesinde gerçekleştirilmiştir.

Pompanın analizini yapmak amacıyla pompa akış hacmine çeşitli tiplerde ve sıklıklarda ağ yapıları oluşturulmuştur. Bu ağ yapıları oluşturulmadan önce pompa geometrisinden çıkarılan akış hacminin sonlu hacimler tekniğine uygun olarak düzenlenmiştir. Pompa çark ve difüzör kanatları üzerinde geometri temizliği yapılmıştır. Pompa akış hacminin sonlu elemanlara düzgün olarak bölünmesi için pompa çark ve difüzör kanatları üzerindeki sivri ve keskin köşeler yuvarlatılmış veya tıraşlanmıştır. Ayrıca pompa sac parçalarının tek tek montajından oluştuğu için bazı bölgelerde mevcut olan boşluklar kapatılmış geometri revize edilmiştir. Özellikle büyük çaptaki pompaların tasarımından sonra geometrinin çok fazla değiştirilmemesi gerektiği anlaşılmış, bu değişimlerin verim, debi ve basma yüksekliğini ciddi şekilde etkileyebileceği sonucuna varılmıştır.

Çark ve difüzör kanatlarında akış değişimlerinin daha fazla olacağı ve bu değişimlerin pompa verimini doğrudan etkileyeceği düşüncesi ile ağ yapısı bu bölgelerde sıklaştırılmıştır. Böylelikle çark ve difüzör kanatlarındaki basınç ve hız değişimleri daha hassas bir şekilde alınmıştır. Özellikle çark kanadının yüzeyinde hız profilini ve basınç konturlarını düzgün bir şekilde incelemek amacıyla sınır tabaka tanımlanmıştır. Akış hacmi ve ağ yapısı belirlenen pompanın gerekli sınır şartlarını belirlendikten sonra çözüm aşamasına geçilmiş, gerekli bütün model ve çözücü şartları programa girildikten sonra çözüme başlanmıştır. Çözüm sonucunda basma yüksekliği, tork, çekilen güç ve verim gibi değerler bulunmuştur. Ayrıca pompanın içerisindeki basınç ve hız dağılımları çıkartılmıştır. Pompa içerisindeki akışta herhangi bir düzensizlik, ters akış, burulma veya akış ayrışmasına rastlanmamıştır. Basınç ve hız, pompa genelinde üniform bir şekilde dağılım göstermiş herhangi bir sirkülasyona uğramamıştır.

Pompa basma yüksekliği toplam basınç esas alınarak yapılmıştır. Pompa içindeki toplam basınç dağıılımı çark girişindeki emme bölgesinden, difüzör çıkışındaki basma bölgesine doğru artış göstermiştir. Pompa içerisindeki en yüksek bağıl hız değerleri de çark çıkışına doğru artış göstermiş ve en yüksek değerine ulaşmıştır. Buradan hareketle çarkın akışkanı hızlandırma, difüzörün ise bu hızı basına çevirerek basınçlandırma görevini yerine getirdiği sonucuna varılmıştır. zm sonucunda çeşitli debilerde; basma yüksekliği, tork, pompanın çektiği güç, toplam basınç farkı, basma yüksekliği ve verim gibi değerler bulunmuştur. Bu değerlerin sonucunda pompa tek kademesi için verim-debi ve basma yüksekliği-debi gibi performans eğrileri çıkarılmıştır. Sayısal analizde pompa $215 \text{ m}^3/\text{h}$ de % 83 teorik verimi yakalamıştır. Farklı alışmalar ile çeşitli basma yüksekliklerinde de debi ve diğer değerlerler hesaplanabilir aynı şekilde performans eğrileri de çıkartılabilir.

Pompa performans analizinde günümüzde her ne kadar HAD programları kullanılsa da, bu sayısal analizin doğruluğunulmek için mutlaka pompanın deneysel sonuçlarına da bakmak gerekir. Bu sonuçlara bakıldıktan sonra bir kıyaslama yapılması doğru olacaktır. Bu çalışmada tasarımı ve sayısal analizi yapılan pompanın, üretimi gerçekleştirilmiş ve gerçek deneyleri de yapılmıştır. Deney sonuçları rapor halinde sunulmuş, bu sonuçlara dayanılarak performans eğrileri çıkarılmıştır. Deneyler sonucunda pompa $215 \text{ m}^3/\text{h}$ de % 82,7 gerçek verimi yakalamıştır. Çıkarılan performans değerleri de analiz sonucunda elde edilen değerlerle kıyaslanmıştır. Değerlerin birbirine çok yakın seyrettiği ve uyum içerisinde oldukları sonucuna varılmıştır. Kıyaslama sonucunda pompanın en verimli nokta ve civarında; basma yükseklikleri arasındaki fark % 3-4, verimde ise % 1-2 aralığında değişmekte olup bu farklar kabul edilebilir seviyelerde bulunmuştur. Bu farkların ağ yapısı oluşturulmadannce pompa geometrisindeki düzenlemelerden kaynaklandığı düşünülmüştür. Dşnlen başka bir seçenekte, pompa üretiminden çıkan parçaların tasarımıdakinden ufakta olsa farklı olabileceğinden kaynaklandığıdır. Yaklaşımların bir kısmı değiştirilerek veya pompa geometrisi ağ yapısı oluşturmaya daha uygun şekilde tasarlanarak farklar daha aza indirgenebilir. Daha farklı çalışmalarda; değişik aı, genişlik ve uzunluklarda çark ve difüzör kanatları tasarlanıp daha yüksek performansta çalışabilecek pompalar retilabilir.

KAYNAKLAR

- Açıkgöz, A., Gelişli, M. ve Öztürk, E., “ Çok kademeli pompa performansının CFD yöntemiyle belirlenmesi”, Anova http://www.anova.com.tr/dynamicContent/file/makale_pompa.pdf, 2011.
- Anagnostopoulos, J.S., “A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers”, *Computers & Fluids* 38, 284-289, 2009.
- Anıl, D., Elektro erozyon ile işlemede stereolitografi tekniği yardımıyla hızlı elektrot üretimi, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, s. 64-65, 2006.
- Arpon Literatür, “Pompa teorisi”, http://www.arpon.com.tr/Resimler/PompaTeorisi20081128_102619.pdf, 2008.
- Asuaje, M., Bakır, F., Kouidri, S. and Rey, R., “Inverse design method for centrifugal impellers and comparison with numerical simulation tools”, *International Journal of Computational Fluid Dynamics* 18, 101-110, 2004.
- Ataşimşek, S., Plastik ve Metal Kalıpcılık Teknikleri, *Birsan Yayınevi*, İstanbul, 2006.
- Atlı, Z., Yarı açık çarklı merkezkaç fanların aralık kayıplarının hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sakarya, s. 51-55, 2006.
- Baysal, B.K., Tam Sanrifüj Pompalar Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon Özellikleri, *İ.T.Ü Makina Fak. Yayınları*, İstanbul, 1975.
- Bilgin, O., Ürkmez, A. ve Yılmaz, N., “Bilgisayar destekli dalgıç motopomp deney standı tasarımı ve uygulaması”, *Elektrik-Elektronik-Bilgisayar Mühendisliği 10. Ulusal Kongresi*, Lütfi Kırdar Kongre ve Sergi Sarayı, İstanbul, s. 492-495, 18-21 Eylül 2003.

Çalışır, S., Şeflek A.Y. ve Erkol, A., Sulama pompaj tesislerinde pompa seçimine etki eden faktörler, *Selçuk Üniversitesi Ziraat Fakültesi ve Köy Hizmetleri 2. Bölge, Plan Proje Şube Müd.*, Konya, Türkiye, 2005.

Çallı, İ., Santrifüj Pompa Hesabı ve Çizimi, *S.A.Ü Yayınları*, Sakarya, 1996.

Çengel, Y.A. ve Cimbala, J.M., Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, *Güven Bilimsel Yayınları*, İstanbul, 2008.

Engin, E., Design, Construction and performance evaluation of a submersible pump with numerical experimentation, Degree of Master of Science, *Natural and Applied Sciences of Middle East Technical University*, Ankara, 2005.

Gölcü, M., Ergür, H.S. ve Pancar, Y., “Düşük kanat sayılı dalgıç pompa çarklarına ilave edilen ara kanatçıkların pompa performansına etkileri”, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi* 13, 35-46, 2008.

Gül, M.A., “Dalgıç pompalar pompa çeşitleri ve konstrüksiyon”, Pompa Akademisi, http://pompaakademisi.com/index.php?option=com_content&view=article&id=159:pa54&catid=49:pacesitkonstruksiyon&Itemid=1, 2011.

Güleren, K.M., Gürlek, C. ve Pınarbaşı, A., “Santrifüj pompanın kanatlı ve kanatsız difüzöründeki akışın sayısal incelenmesi”, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi* 10, 389-394, 2004.

Güner, M., Sulama Makinaları Yardımcı Ders Kitabı, *Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü*, 2011, Ankara.

Güray, İ., Inline santrifüj pompa tasarımı, Bitirme Tezi, *Ege Üniversitesi Makina Müh. Bölümü*, s. 25-30, İzmir, 2000.

Karamanoğlu, Y., Investigation of flow through a semi axial centrifugal pump, Degree of Master of Science, *Engineering and Sciences of İzmir Institute of Technology*, İzmir, 2006.

Kasap, M., AISI 304 östenitik paslanmaz çeliklerin işlenebilirliğine en uygun kesme parametrelerinin ve işleme şartlarının deneysel olarak araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, s 62-64, 2001.

Kaya, F. ve Karagöz, İ., “Girdaplı akışlarda türbülans modellerinin uygunluğunun incelenmesi”, **Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi** 12, 85-96, 2007.

Kim, J.H. and Kim, K.Y., “Analysis and optimization of a vaned diffuser in a mixed flow pump to improve hydrodynamic performance”, **Journal of Fluids Engineering** 134, 1-10, 2012

Korkmaz, E., Gölcü, M. ve Kurbanoglu, C., “Dalgıç pompa performans testlerinde kullanılan yeni teknolojiler”, **5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu**, Karabük, Türkiye, s. 1699-1704, 13-15 Mayıs, 2009.

Megep, Çekme Kalıpları 1, **M.E.B Yayınları**, Ankara, 2006.

Megep, Elektrik Direnç Kaynağı, **M.E.B Yayınları**, Ankara, 2007.

Oztürk, A., Aydın, K., Sahin, B. and Pınarbaşı, A., “Effect of impeller-diffuser radial gap ratio in centrifugal pump”, **Journal of Scientific & Industrial Research** 68, 203-213, 2009.

Özgen O., Konuralp, O., Cengiz, K. ve Albayrak, K., “Pompa tasarımında hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin kullanımı ve uygulamaları”, Turkcadcam, <http://www.turkcadcam.net/rapor/pompa-analiz-2/index.html>, 2008.

Öztoprak, H., Akış kanalları içerisindeki engelleyici blokların proton aktaran membran yakıt hücresi karakteristiklerine etkisi, Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, s. 39-41, 2007.

Özumar, L., Santrifüj pompa çıkış boğaz boyunun uzatılarak pompa çalışma değerlerine etkisinin tespiti, Doktora Tezi, *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Eskişehir, s. 8-9, 2008.

Perez, J., Chiva, S., Segala, W., Morales, R., Negrao, C., Julia, E. and Hernandez, L., “Performance analysis of flow in a impeller-diffuser centrifugal pumps using cfd simulation and experimental data comparisons”, *V European Conference on Computational Fluid Dynamics ECOMMAS CFD*, Lisbon, Portugal, s. 1-18, 14-17 June, 2010.

Shojaeefard, M.H., Tahani, M., Ehghaghi, M.B., Fallahian, M.A. and Beglari, M., “Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid”, *Computers & Fluids* 60, 61-70, 2012.

Soydemir, N.G., Rotodinamik pompaların tüm alan karakteristiklerinin elde edilmesi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 2006.

Sumak Pompa, “Temiz su dalgıç pompaları ile ilgili genel bilgiler”, <http://www.sumakpompa.com/index.php/tr/teknik-bilgiler>, 2013.

Şahin, U., Yarı eksenel santrifüj pompanın hidrodinamik analizi ve tasarımı, Bitirme Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü*, İzmir, s. 2-4, 2007.

Şeker, U., Takım Tasarımı Ders Notları, *Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğt. Böl.*, 2004, Ankara.

Taşdemir, V., AISI 304 östenitik paslanmaz çeliğin işlenebilirliğine ısı işlemin etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ, s. 11-42, 2006.

Tverdokhle, I., Knyazeva, E., Birukov, A. and Lugovaya, S., “About Designing the flow part of a multi-stage pump with a minimum radial dimensions”, *Procedia Engineering* 39, 84-90, 2012.

Varchola, V. and Hlbocan, P., “Geometry design of a mixed Flow pump using experimental results of on internal impeller flow”, **Procedia Engineering** 39, 168-174, 2012.

Yalçın, K., Hacimsel ve Santrifüj Pompalar, **Çağlayan Kitapevi**, İstanbul, 1998.

Yılmaz, N., Yalçın, B. ve Özsoy, A., “Kesici Takımlarda Aşınma ve Takım Performansı İyileştirilmesi”, **Metal-Makine Dergisi** 30, 21-25, 2004.

Yüksel, E. ve Eker, B., “Tarımsal Sulamada Kullanılan Santrifüj Pompaların Paslanmaz Çelik Malzemeden Yapılmış Çarklarında Meydana Gelebilecek Aşınmanın Belirlenmesi”, **Tekirdağ Ziraat Fakültesi Dergisi** 6, 303-314, 2009.

Yüksel, M., Can H. ve König, R., “Paslanmaz çeliklerin kaynak sonrası yapıları”, **Kaynak Teknolojisi II. Ulusal Kongresi**, Ankara, s. 41-52, 11-14 Kasım 1999.

Zhou, W., Zhao, Z., Lee, T.S. and Winoto, S.H., “Investigation of flow through centrifugal pump impeller using computational fluid dynamics”, **International Journal of Rotating Machines** 9, 49-61, 2003.

ÖZ GEÇMİŞ

Fatih Polat 1986 yılında Nevşehir'de doğdu. İlk ve ortaöğretimini Nevşehir'de tamamladıktan sonra 2006 yılında girdiği Niğde Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden Haziran 2011'de mezun oldu. 2011-2012 Öğretim yılında Niğde Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans öğrenimine başladı. O tarihten beri yine dalgıç pompa ve motor üreten özel bir şirkette makine mühendisi olarak görevine devam etmektedir.