



**SİRKÜLASYON POMPASI TASARIMI VE HAD YÖNTEMİ İLE
PERFORMANS ANALİZİ**

Onur ÖZBİLGİN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2017

Onur ÖZBİLGİN tarafından hazırlanan “SİRKÜLASYON POMPASI TASARIMI VE HAD YÖNTEMİ İLE PERFORMANS ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Başkan: Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Prof. Dr. Nevzat ONUR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Çankaya Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Tez Savunma Tarihi: 13/12/2017

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....
Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Onur ÖZBİLGİN

13/12/2017

SİRKÜLASYON POMPASI TASARIMI VE HAD YÖNTEMİ İLE PERFORMANS ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Onur ÖZBİLGİN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2017

ÖZET

Bu çalışmada, tasarım girdileri mevcut bir sirkülatör pompasının hidrolik tasarımı yapılmıştır ve değişik parametrelerin farklı değerlerinde sayısal simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Sayısal simülasyon sonuçlarını doğrulamak için bir pompa test düzeneği kurulmuştur. Mevcut bir pompadan deneysel ölçümler alınmıştır. Tasarım için analitik ve ampirik ifadeler kullanılmıştır. Tasarlanan pompanın performans karakteristik parametreleri, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan ANSYS CFX kullanılarak analiz edilmiştir. Simülasyonlarda akışın kararlı, türbülanslı ve sıkıştırılmaz olduğu kabul edilmiştir. Sayısal çözümde Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri ve shear stress transport (SST) türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal çözümleri doğrulamak için mevcut pompadan elde edilen deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sayısal çözümlerin doğrulanmasının ardından, tasarlanan pompanın simülasyonları, pompanın spiral gövdesinin akışa dik kesit alanının %90, %100, %110 oranları ve farklı debi ve çark dönme hızları (2800, 3500, 4200, 4900 ve 5600 dev/dak) için yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, spiral gövdenin akışa dik kesit alanının ve çark dönme hızının pompa performansını önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Spiral gövdenin akışa dik kesit alanının artışıyla, pompa performans eğrisindeki maksimum değer, tasarım debisinden daha yüksek debi değerlerinde gerçekleşmiştir. Akışa dik kesit alanının azalmasıyla, maksimum verim değeri tasarım debisinden daha küçük debi değerlerinde gerçekleşmiştir. Ayrıca, akışa dik kesit alanı artışı, debinin tasarım noktası debisinden daha yüksek debilerde olması durumunda, basma yüksekliği kazancı sağlamıştır. Diğer taraftan spiral gövdenin akışa dik kesit alanındaki azalma bu etkiye ters etki etmiştir. Bunun yanında çark dönme hızının, tasarım girdisi dönme hızından yüksek ve düşük değerlerinde pompa performansı azalmıştır. Yapılan simülasyon sonuçlarından, tasarlanan pompanın en verimli çalışma noktasında en yüksek pompa performansının, spiral gövdenin akışa dik kesit alanının tasarım değerinin %90 oranı ve çark dönme hızının tasarım girdisi değeri olan 4200 dev/dak değeri için gerçekleşeceği görülmüştür.

Bilim Kodu : 91411

Anahtar Kelimeler : Sirkülatör pompası, parametrik tasarım, HAD analizi, optimizasyon, performans iyileştirme

Sayfa Adedi : 87

Danışman : Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

CIRCULATION PUMP DESIGN AND PERFORMANCE ANALYSIS USING CFD
TECHNIQUE

(M. Sc. Thesis)

Onur ÖZBİLGİN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2017

ABSTRACT

In this study, hydraulic design of circulator pump whose design inputs are available, was carried out and numerical simulations were performed for different values of different parameters. A pump test setup was constructed for verification of the numerical simulations results. Experimental measurements were performed using an existing pump. For design, analytical and empirical expressions were used. Pump characterization parameters of the designed pump were analysed numerically by using ANSYS CFX computational fluid dynamic (CFD) code. The flow is assumed to be steady, turbulent and incompressible for all simulations carried out. Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) equations and the shear stress transport (SST) turbulent model were used for numerical solutions. To verify the numerical results, the experimental and the numerical results obtained for the existing pump were compared. After verifying numerical solution, simulations for the designed pump were carried out with the volute areas of 90%, 100% and 110% of the design value volute cross-sectional area at different rotational speeds (2800, 3500, 4200, 4900 and 5600 rpm) and volumetric flow rates. The results of the simulations showed that the cross-sectional area of the pump volute and rotation speed of impeller significantly affect the pump performance. With increasing of the cross-sectional area of the pump volute, the maximum point at the pump performance curves occurs at the flow rates higher than the design flow rate. With decreasing of the cross-sectional area, the maximum efficiency value occurs at the flow rates lower than the design flow rate. The increase in the volute cross section also provides head gain at flow rates which are higher than the design point flow rate. On the other hand, the reduction on the volute cross-sectional area affects this trend in reverse. In addition, the pump performance decreases for the values of rotation speed of impeller which is higher and lower than the design value. The simulations results demonstrate that the best pump performance at the best efficiency point will occur at the volute cross-sectional area which is 90% of the design value and 4200 rpm rotation speed of impeller which is a design input.

Science Code : 91411

Key Words : Circulator pump, parametric design, CFD analysis, optimization, performance improvement

Page Number : 87

Supervisor : Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

TEŞEKKÜR

Öncelikle bu günlere gelmemi sağlayan, hayatım boyunca manevi ve maddi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen ve her zaman güzel ahlaka teşvik eden bir aileye sahip olmaktan dolayı çok şanslı hissetmekteyim. Ailemin ve eğitim hayatımdaki tüm öğretmenlerimin verdikleri emekler sayesinde hedeflediğim her başarıya erişmede cesareti ve potansiyeli kendimde gördüm ve bu tez çalışmasında da her birine teşekkürü borç bilirim. Bu bağlamda tez çalışması boyunca hedeflerimi hep bir adım öne taşıma gayretini bana aşıl原因 ve hedefe ulaşmada etkin bilgi birikimi ile bana yol gösteren kıymetli öğretmenim Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU'na ayrıca sonsuz saygı, minnet ve teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen dostlarıma, arkadaşlarıma ve bu süreçte ANSYS CFX (v15.0) HAD yazılımını ve laboratuvar kullanımını imkanını sağlayan çalışmakta olduğum KSB Pompa firması ve çalışanlarına saygı, minnet ve teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. POMPA HİDROLİK TASARIMI.....	3
2.1. Çark Tipinin Saptanması.....	4
2.2. Çark Hız Üçgenlerinin İncelenmesi.....	5
2.3. Stepanoff'un Çark Tasarım Parametreleri.....	6
2.4. Pompa Verim İfadeleri.....	9
2.4.1. Kaçak verimi.....	10
2.4.2. Hidrolik verim.....	11
2.4.3. Mekanik verim.....	15
2.4.4. Pompa verimi.....	17
2.5. Busemann Kayma Faktörü, h_0	19
2.6. Çark Kesidinin Boyutsal Parametrik Çizimi.....	27
2.6.1. Birinci ölçüsel şart.....	27
2.6.2. İkinci ölçüsel şart.....	28
2.6.3. Üçüncü ölçüsel şart.....	29
2.7. Çark Giriş Parametrelerinin Optimizasyonu.....	30

	Sayfa
2.7.1. Minimum NPSH.....	31
2.7.2. Minimum w_{t1}	31
2.8. Çark Parametrelerinin Hesaplanması.....	33
2.8.1. Çark girişinde kanat blokajı.....	35
2.8.2. Şematik çözüm uygulaması.....	39
2.8.3. Çark girişinde kanat açıları.....	43
2.9. Çark Geometrisinin Oluşturulması.....	44
2.10. Pompa Akış Geometrisinin Oluşturulması.....	47
2.10.1. Spiral sarmal akış geometrisi tasarımı.....	47
2.10.2. Çark bölgesi akış geometrisi tasarımı.....	52
2.10.3. Emiş dirseği akış geometrisi tasarımı.....	52
3. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	55
3.1. Deney Sistemi.....	55
3.2. Deneylerin Yapılışı ve Verilerin Alınması.....	57
3.3. Deneysel Verilerin Analizi.....	58
4. SAYISAL ÇALIŞMA.....	61
4.1. Matematiksel Formülasyon.....	61
4.1.1. Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri.....	61
4.1.2. Shear stress transport (SST) türbülans modeli.....	66
4.2. Sınır Şartları.....	68
4.3. Çalışmada Hesaplanan Diğer Parametreler.....	69
4.3.1. Tork hesabı.....	69
4.3.2. Pompa verimi hesabı.....	69
4.3.3. Hidrolik güç hesabı.....	70

	Sayfa
4.3.4. Mil gücü hesabı.....	70
4.4. Sayısal Çözüm ve Sonuçların Doğrulanması.....	71
4.4.1. Yakınsama, iterasyon bağımsızlığı ve kütle korunumu kontrolü.....	71
4.4.2. Çözümün çözüm noktası sayısından bağımsızlığı.....	73
4.4.3. Doğrulama simülasyonları.....	73
5. BULGULAR VE TARTIŞMALAR.....	77
5.1. Spiral Gövdenin Akışa Dik Kesit Alanının Etkisi.....	78
5.2. Devir Sayısının Etkisi.....	81
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	83
KAYNAKLAR.....	85
ÖZGEÇMİŞ.....	87

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Pompa tasarım girdileri.....	3
Çizelge 2.2. Pompa karakteristik boyutları.....	3
Çizelge 2.3. Farklı C_{m2s} ve r_{2s} değerleri için hesaplanan pompa verimi η_p değerleri.....	18
Çizelge 2.4. Busemann kayma faktörü h_0 değerleri [10].....	21
Çizelge 2.5. Okunan h_0 ve Eş 2.74'ten hesaplanan β_{kt2} değerleri.....	23
Çizelge 2.6. $\phi_1=39^\circ$ ve $r_{g1}/r_{t1}=0,71$ ikilisi için yapılan yinelemeli hesaplama değerleri.....	41
Çizelge 2.7. Çark boyutsal parametrelerinin değerleri.....	45
Çizelge 2.8. Çark kanat sayısı 8 seçilen tasarlanan pompanın karakteristik boyutları.....	54
Çizelge 2.9. Çark kanat sayısı 7 seçilen pompanın karakteristik boyutları.....	54
Çizelge 3.1. Deney düzeneğinin ana elemanları ve işlevleri.....	56
Çizelge 4.1. SST türbülans modelinde kullanılan sabit sayılar ve değerleri.....	67
Çizelge 4.2. Kütle korunumu kontrolüne ait örnek değerler.....	73

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil		Sayfa
Şekil 2.1.	Pompa karakteristik boyutlarının şematik gösterimi.....	4
Şekil 2.2.	Çark tiplerinin özgül hız N_s değerine bağlı gösterimi [3].....	5
Şekil 2.3.	Çark kanat giriş ve çıkışında hız üçgenleri ve hız bileşenleri.....	6
Şekil 2.4.	Stepanoff'un çark tasarım parametreleri [4].....	7
Şekil 2.5.	Çark giriş ve çıkış alan çemberleri ve kanat kalınlığı [4].....	8
Şekil 2.6.	C_{m2s} ve r_{2s} değerleri için hesaplanan η_p değerlerinin grafiksel gösterimi.....	19
Şekil 2.7.	Çark kanat sayısı Z ve çark çıkışındaki kanat açısının tümleri β_{kt2} değerlerine bağlı Busemann kayma faktörü h_0 değişimi [9].....	20
Şekil 2.8.	β_{kt2} ve Z değerlerinin tercihi için akış şeması.....	24
Şekil 2.9.	Çark kesidi boyutsal parametrik çizimi.....	27
Şekil 2.10.	Minimum w_{t1} değerinin belirlenmesinde akış şeması.....	34
Şekil 2.11.	Çark kanat girişinde kanat blokaj kalınlığı (t_{u1}) şematik görünümü.....	35
Şekil 2.12.	B_1 için yazılan Eş. 2.128 ifadesinin düzenlenme şeması.....	39
Şekil 2.13.	ϕ_1 ve r_{g1}/r_{t1} değerlerine bağlı hesaplanan çark kanat girişindeki minimum bağıl hız w_{t1} değişimi.....	40
Şekil 2.14.	Noktasal koordinatları verilmiş çark kesit çizimi.....	45
Şekil 2.15.	Çark kanat geometrisi için ANSYS BladeGen (v15.0) yazılımından alınan ekran görüntüsü.....	46
Şekil 2.16.	(a) Çark göbek meridyeninde, kanat girişinden çıkışına β_k ve θ açıları değerleri, (b) Çark tava meridyeninde, kanat girişinden çıkışına β_k ve θ açı değerleri.....	46
Şekil 2.17.	Tasarlanan çarkın üç boyutlu katı modelinin,Unigraphics NX (v6.0) yazılımından alınan ekran görüntüsü.....	47
Şekil 2.18.	Spiral sarmal (gövde) akış geometrisi.....	48
Şekil 2.19.	Spiral sarmal (gövde) akış hızı katsayısı K 'nın özgül hız N_s ile değişimi [13].....	48

Şekil	Sayfa
Şekil 2.20. Spirale gövdenin akışa dik kesit alanı A'nın konum açısı γ ile değişimi.....	49
Şekil 2.21. Duvar açısı 15° olan evrensel spirale gövdenin akışa dik kesit alanları çizimi, ölçüleri ve değerleri.....	50
Şekil 2.22. Spirale sarmal akış geometrisi üç boyutlu katı modeli.....	51
Şekil 2.23. Çark, spirale gövde ve çark bölgesi akış geometrisi katı model kesit görüntüsü.....	52
Şekil 2.24. Emiş dirseği akış geometrisi katı modeli ekran görüntüsü.....	53
Şekil 2.25. Pompa akış geometrisi üç boyutlu katı modeli.....	53
Şekil 3.1. Deney düzeneği şematik görünümü.....	55
Şekil 3.2. Deney düzeneği fotoğrafı.....	56
Şekil 3.3. Calio SI pompanın 2800 dev/dk çalışma koşulu için; (a) Basma yüksekliği H değişimi eğrisi, (b) Şebekeden çekilen güç P_s değişimi eğrisi.....	58
Şekil 3.4. Calio SI pompanın 2800 dev/dk çalışma koşulu için, (a) Pompa mil gücü P_m değişimi eğrisi, (b) Pompa verimi η_p değişimi eğrisi.....	60
Şekil 4.1. Pompa akış geometrisi üç boyutlu katı modelinde sınır şartları gösterimi.....	68
Şekil 4.2. Pompa akış hacmindeki ağ yapısı görseli.....	71
Şekil 4.3. (a) Kütle ve momentum korunumu denklemlerinden elde edilen residü değerlerine ait örnek gösterim, (b) Türbülans kinetik enerjisi ve türbülans frekansı denklemlerinden elde edilen residü değerlerine ait örnek gösterim.....	72
Şekil 4.4. (a) Pompa çıkışındaki toplam basıncın monitör değerlerine ait örnek gösterim, (b) Çark yüzeylerine dönme yönünde etki eden torkun monitör değerlerine ait örnek gösterim.....	72
Şekil 4.5. (a) Tork değeri T için yapılmış çözüm noktası sayısından bağımsızlık çalışması, (b) P_{tc} değeri için yapılmış çözüm noktası sayısından bağımsızlık çalışması.....	73
Şekil 4.6. Calio SI pompanın 2800 dev/dk çalışma koşulu için, (a) Basma yüksekliği H değişimi eğrisi, (b) Şebekeden çekilen güç P_s değişimi eğrisi.....	74

Şekil	Sayfa
Şekil 4.7. Calio SI pompanın 2800 dev/dk çalışma koşulu için, (a) Mil gücü P_m değişimi eğrisi, (b) Pompa verimi η_p değişimi eğrisi.....	75
Şekil 5.1. Toplam basınç Pt dağılımı kontürlerinin (a) Çark merkez meridyeninin kanat çıkış noktalarından geçen kesitte, (b) Çark dönme ekseninden ve giriş-çıkış borularının ortasından geçen kesitte.....	77
Şekil 5.2. Pompa akış hacminde, (a) akım çizgileri örnek görünümü, (b) hız vektörleri örnek görünümü.....	78
Şekil 5.3. Spiral kesit alanı, tasarım kesit alanının %90A, %100A, %110A olduğunda pompanın basma yüksekliğinin debi ile değişimi.....	79
Şekil 5.4. Spiral kesit alanı, tasarım kesit alanının %90A, %100A, %110A olduğunda pompa mil gücünün debi ile değişimi.....	80
Şekil 5.5. Spiral kesit alanı, tasarım kesit alanının %90A, %100A, %110A olduğunda pompa veriminin debi ile değişimi.....	80
Şekil 5.6. Pompa veriminin çark dönme hızı ile değişimi.....	81

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
A	Spiral gövde akışa dik kesit alanı [mm^2]
A_a	Kanat blokajsız akış alanı [mm^2]
A_b	Pompa bağlantı borusu iç akış alanı [mm^2]
A_{kb}	Kanatla bloke olan alan [mm^2]
A_{kb1}	Çark kanat girişinde bloke olan alan [mm^2]
A_{kb2}	Çark kanat çıkışında bloke olan alan [mm^2]
A_0	Çark emiş ağzında akış alanı [mm^2]
AK	Çark giriş hızı modelleme parametresi
$A(\gamma)$	Spiral gövde akışa dik kesit alanı fonksiyonu
B	Kanat blokajı [%]
B_1	Kanat girişinde blokaj [%]
B_2	Kanat çıkışında blokaj [%]
B	Alan çemberi çapı [m]
b_1	Çark kanat giriş alan çemberi çapı [m]
b_2	Çark kanat çıkış genişliği [m]
C	Akışkanın mutlak hızı [m/s]
C_b	Pompa bağlantı borusunda akışkan hızı [m/s]
C_0	Çark emiş ağzında akışkan hızı [m/s]
C_1	Çark kanat girişinde akışkanın mutlak hızı [m/s]
C_2	Çark kanat çıkışında akışkanın mutlak hızı [m/s]
C_k	Kayma hızı (Akışkanın fırlatma hızları farkı) [m/s]
C_{k2}	Çark kanat çıkışında kayma hızı [m/s]
C_m	Akışkanın meridyen hızı [m/s]
C_{mg1}	Çark göbeği kanat girişinde akışkanın meridyen hızı [m/s]
C_{mt1}	Çark tavaasında kanat giriş noktası meridyen hızı [m/s]
C_{m1}	Çark kanat girişinde akışkanın meridyen hızı [m/s]

Simgeler**Açıklamalar**

C_{mm1}	Çark merkez meridyeninde kanat girişi meridyen hızı [m/s]
C_{m2}	Çark kanat çıkışında akışkanın meridyen hızı [m/s]
C_u	Akışkanın fırlatma hızı [m/s]
C_{u1}	Çark kanat girişinde akışkanın fırlatma hızı [m/s]
C_{u2}	Çark kanat çıkışında akışkanın fırlatma hızı [m/s]
$C_{u\infty}$	Sonsuz sayıda kanat varsayımında akışkanın fırlatma hızı [m/s]
C_∞	Sonsuz sayıda kanat varsayımında akışkanın mutlak hızı [m/s]
c	Çözüm noktası numarası
cm	Disk sürtmesi katsayısı
D	Çap [m]
D_2	Çark çıkış çapı [m]
E	Enerji [kg m ² /s ²]
F	Kuvvet [N]
F_2	SST temel fonksiyonu
F_{ce}	Santrifüj kuvvet [N]
F_{co}	Coriolis kuvveti [N]
$F_{çb}$	Çarka etkiyen basınç kuvveti [N]
F_s	Spiral gövde faktörü
g	Yerin çekim ivmesi [m/s ²]
H	Basma yüksekliği [m]
$H_ç$	Çarkın basma yüksekliği [m]
h_0	Busemann kayma faktörü
K	Spiral gövde akış hızı katsayısı
K_h	Hidrolik kayıplar [m]
$K_{hç}$	Çarktaki hidrolik kayıplar [m]
K_{hg}	Gövdedeki hidrolik kayıplar [m]
K_u	Stepanoff'un çevresel hız tasarım parametresi
K_{m1}	Stepanoff'un kanat girişinde meridyen hız tasarım parametresi
K_{m2}	Stepanoff'un kanat çıkışında meridyen hız tasarım parametresi
k	Türbülans kinetik enerjisi [m ² /s ²]
k_g	Gövde kayıp katsayısı

Simgeler**Açıklamalar**

Q	Hacimsel debi [m^3/h]
Q_ç	Pompa çıkışında hacimsel debi [m^3/h]
Q_g	Pompa girişinde hacimsel debi [m^3/h]
Q_k	Kaçak debi [m^3/h]
m	Kütle [kg]
ṁ	Kütleli debi [kg/s]
n	Çözüm noktası sayısı
N_q	Özgül hız
N_s	Özgül hız [dev/dak]
n_s	Özgül hız
P	Basınç [Pa]
P_{ds}	Disk sürtmesinde kaybolan güç [watt]
P_h	Hidrolik gücü [watt]
P_k	Türbülans kinetik enerji üretimi terimi
P_m	Mil gücü [watt]
P_ş	Şebekeden çekilen güç [watt]
P_{tç}	Pompa çıkışında toplam basınç [Pa]
P_{tg}	Pompa girişinde toplam basınç [Pa]
R	Çarkın radyal eğiklik yarıçapı [mm]
r_{m1}	Çark merkez meridyeninde kanat girişi yarıçapı [mm]
r₀	Çark emiş ağzı yarıçapı [mm]
r₂	Çark yarıçapı [mm]
r₃	Su kesilme yarıçapı [mm]
r_{g1}	Çark göbeğinde kanat giriş yarıçapı [mm]
r_{t1}	Çark tavaasında kanat giriş yarıçapı [mm]
S	Şekil değiştirme hızı (strain rate) [m/s]
T	Tork [Nm]
T_m	Mile uygulanan tork [Nm]
t	Çark kanat kalınlığı [mm]
t_u	Kanat blokaj kalınlığı [m]
t_{ut1}	Çark tavaası kanat girişinde kanat blokaj kalınlığı [m]

Simgeler**Açıklamalar**

t_{ug1}	Çark göbeği kanat girişinde kanat blokaj kalınlığı [m]
t_{um1}	Çark merkez meridyeni kanat girişinde kanat blokaj kalınlığı [m]
t_{us1}	Çark kanat girişinde sivri kanat blokaj kalınlığı [m]
t_{u1}	Çark kanat girişinde kanat blokaj kalınlığı [m]
t_{u2}	Çark kanat çıkışında kanat blokaj kalınlığı [m]
U	Çarkın çevresel hızı [m/s]
U_1	Çark kanat girişinde çarkın çevresel hızı [m/s]
U_{1t}	Çark tavası kanat giriş noktasında çarkın çevresel hızı [m/s]
U_2	Çark kanat çıkışında çarkın çevresel hızı [m/s]
V	Akış hızı [m/s]
V_s	Spiral gövde sabit akış hızı [m/s]
w	Çarka göre bağıl hız [m/s]
w_{t1}	Çark tavası kanat girişinde akışkanın kanada göre bağıl hızı [m/s]
w_{g1}	Çark göbeği kanat girişinde kanada göre bağıl hız [m/s]
w_{m1}	Çark merkez meridyeni kanat girişinde kanada göre bağıl hız [m/s]
X	Herhangi hidrodinamik büyüklük
x_i	i yönündeki koordinat
y	Akışın hesaplandığı noktadan en yakın duvara olan uzaklık [m]
Z	Çark kanat sayısı
ΔL	Açısal momentumdaki değişim
β	Kanada göre bağıl hızının meridyen hızı ile yaptığı açı
β_k	Kanat açısı [°]
β_{kg1}	Çark göbeği kanat giriş noktasında kanat açısı [°]
β_{km1}	Çark merkez meridyeni kanat giriş noktasında kanat açısı [°]
β_{kt1}	Çark tavası kanat giriş noktasında kanat açısı [°]
β_{ktt1}	Çark tavası kanat giriş noktasında kanat açısının tümleri [°]
β_{ktg1}	Çark göbeği kanat giriş noktasında kanat açısının tümleri [°]
β_{ktm1}	Çark merkez meridyeni kanat girişinde kanat açısının tümleri [°]
β_{k1}	Çark kanat giriş açısı [°]
β_{k2}	Çark kanat çıkış açısı [°]
β_{kg1}	Çark göbeği kanat giriş noktasında kanat açısı [°]

Simgeler**Açıklamalar**

β_{kt1}	Çark tavaşı kanat giriş noktasında kanat açısı [$^{\circ}$]
β_{kt2}	Çark çıkışındaki kanat açısının tümleri [$^{\circ}$]
γ	Spiral gövde akışa dik kesit alanı konum açısı [$^{\circ}$]
δ_a	Çark boğazının alnındaki yataklama boşluğu [mm]
δ_r	Çark boğazının dış yarıçapındaki yataklama boşluğu [mm]
δ_{ij}	Kronecker delta fonksiyonu
ε	Birim kütlede enerji yayılım oranı [watt/kg]
ε_{ijk}	Levi-Civita tensörü
η	Verim [%]
η_{ek}	Elektronik kontrol kartın verimi [%]
η_{em}	Elektrik motorunun verimi [%]
η_h	Hidrolik verim [%]
$\eta_{hç}$	Çarkın hidrolik verimi [%]
η_k	Kaçak verimi [%]
η_m	Mekanik verim [%]
$\eta_{m!}$	Disk sürtme kayıpsız mekanik verim [%]
η_p	Pompa verimi [%]
θ	Çevresel açı [$^{\circ}$]
θ_g	Çark göbeğinde kanat giriş ve çıkış arasındaki çevresel açı [$^{\circ}$]
θ_t	Çark tavaşında kanat giriş ve çıkış arasındaki çevresel açı [$^{\circ}$]
μ	Dinamik viskozite [Pa.s]
μ_t	Türbülans dinamik viskozitesi [Pa.s]
ν_b	Kavitasyon katsayısı
ρ	Yoğunluk [kg/m ³]
τ	Reynolds stress terimi
φ_1	Çark kanat girişinde kanat yatıklık açısı [$^{\circ}$]
ω	Devir [rpm]
ω_t	Türbülans frekansı [Hz]

Kısaltmalar**Açıklamalar****CFD**

Computational fluid dynamics

DES

Dettached Eddy simulation

HAD

Hesaplamaalı akışkanlar dinamiği

NPSH

Net Positive Suction Head

RANS

Reynolds ortalamalı Navier-Stokes

RMS

Ortalama değişim (root mean square)

SST

Shear stress transport



1. GİRİŞ

Sirkülatör pompaları, sanayi uygulamalarında geniş yer bulan; kombi, kazan, güneş enerjisi, ısı paylaşı vb. kapalı su sistemleri içerisinde mevcut suyu devir daim ettirmek amacıyla kullanılır. Yapısı gereği, istenilen debide sistemin öz direncini yenebilecek kadar basınç oluşturacak yeterlilikte, genellikle aynı hat üzerinde giriş ve çıkışlı olarak üretilen santrifüj pompalardır. Yaygın ve sürekli kullanımları göz önüne alındığında sirkülatör pompalarının yüksek verimde olması, hem ekonomik hem de çevresel öneme sahiptir.

Bu çalışmada; debi, basma yüksekliği, devir sayısı, akışkan ve sıcaklığı, giriş-çıkış boru anma çapı, çark-gövde malzemesi ve giriş-çıkış bağlantıları arasındaki alın açıklığı olmak üzere karakteristik parametre değerleri verilen, pompanın en verimli noktasındaki tasarım girdileri esas alınarak, mümkün olan en küçük boyutlarda, tek kademeli sirkülatör pompasının hidrolik tasarımı yapılmıştır.

Tasarımda analitik ve ampirik ifadeler kullanılarak, pompanın karakteristik boyutları (çark çapı, kanat sayısı, kanat açıları,vb.) hesaplanmıştır. Hesaplanan karakteristik boyutlar ile pompa akış hacminin üç boyutlu katı modeli oluşturulmuştur. Ardından tasarlanan pompa akış hacminin, akış debisinin ve çark devir sayısının, pompa karakteristik performans parametrelerine (basma yüksekliği, güç ve verim) etkisi HAD yöntemi ile analiz edilmiş ve deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

Deneysel verileri elde etmek için, bir deney düzeneği hazırlanmış ve mevcut bir pompa test edilmiştir. Bu mevcut pompa için HAD analizleri yapılmış ve performans değerleri bulunmuştur. Mevcut pompa için elde edilen deneysel veriler ve HAD analizi sonuçları karşılaştırılarak, HAD analizlerinde kullanılan matematiksel modelin ve sayısal çözüm yaklaşımının doğruluğu test edilmiştir. Test edilen HAD analiz yöntemi, tasarımı yapılan yeni pompanın tasarımının doğrulanmasında kullanılmıştır.

Tasarım optimizasyonu çalışmasında, pompa karakteristik boyutlarının (çark çapı, kanat sayısı, kanat açıları vb.) farklı değerleri için simülasyonlar yapılarak, bu boyutların pompa performansına etkisi belirlenmiştir. Sayısal analizlerde ANSYS-CFX (v15.0) yazılımı kullanılmıştır.



2. POMPA HİDROLİK TASARIMI

Pompa tasarımında, pompadan beklenen kullanım ihtiyaçları esas alınarak, pompa karakteristik parametrelerinin değerleri belirlenir. Bu değerler; debi Q , basma yüksekliği H ve devir sayısı ω değerleridir. Bu değerlerin belirlenmesinde, pompanın ömründe en uzun süre çalışacak değerler veya en uzun süre çalışacağı birden fazla değere en uygun düşecek değerler, pompanın en verimli çalışma noktası olarak alınır. Bu nokta tasarım noktasıdır (değerleridir). Tasarım, bu noktada en yüksek verimi sağlamak üzere yapılır.

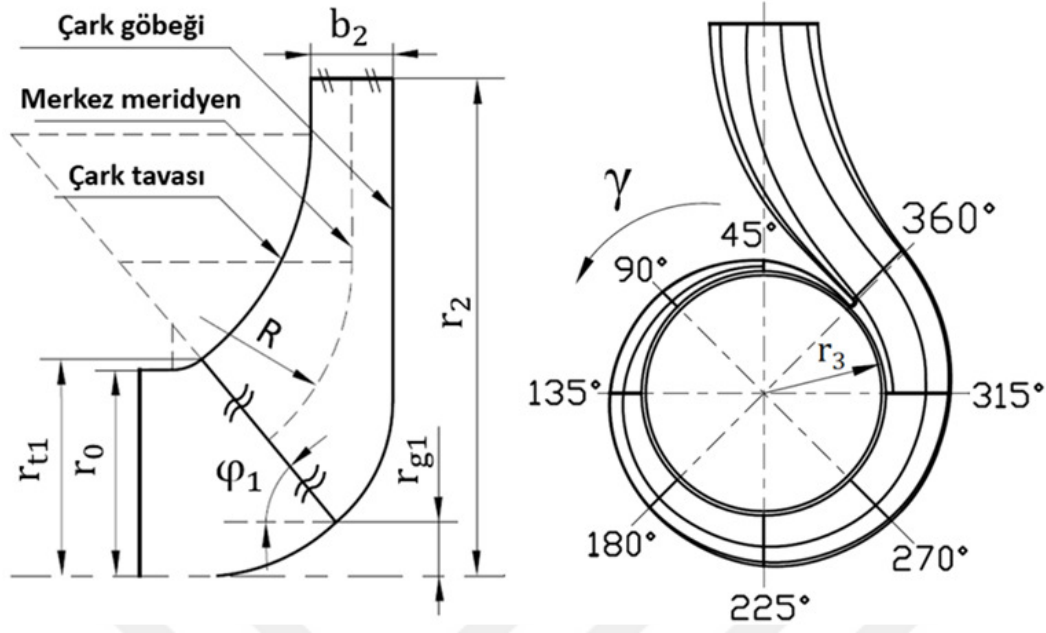
Bu tez kapsamında yapılan tasarımda, Çizelge 2.1’de verilen değerler tasarım girdileri olarak alınmıştır. Pompanın hidrolik tasarımı için, Çizelge 2.2’de verilen ve Şekil 2.1’de şematik olarak gösterilen pompa karakteristik boyutları belirlenmiştir.

Çizelge 2.1. Pompa tasarım girdileri

Parametre	Değer
Debi, Q	1,6 m ³ /h
Basma yüksekliği, H	4 mSS
Devir sayısı, ω	4200 rpm
Akışkan (Sıcaklık)	Su (20°C)
Pompa giriş-çıkış boru anma çapı	DN20 - 3/4"
Pompa malzemesi	Plastik
Pompa giriş-çıkış alın açıklığı	130 mm

Çizelge 2.2. Pompa karakteristik boyutları

Boyut	Gösterim
Çark yarıçapı	r_2
Çark kanat sayısı	Z
Çark kanat kalınlığı	t
Çark kanat çıkış açısı	β_{k2}
Çark kanat çıkış genişliği	b_2
Çark emiş ağzı yarıçapı	r_0
Çark kanat girişinde kanat yatıklık açısı	ϕ_1
Çark tavaasında kanat giriş noktası yarıçapı	r_{t1}
Çark göbeğinde kanat giriş noktası yarıçapı	r_{g1}
Çark tavaası kanat giriş noktasında kanat açısı	β_{kt1}
Çark göbeği kanat giriş noktasında kanat açısı	β_{kg2}
Çarkın radyal eğiklik yarıçapı	R
Çark göbeğinde kanat giriş ve çıkış noktaları arasındaki çevresel açı	θ_g
Çark tavaasında kanat giriş ve çıkış noktaları arasındaki çevresel açı	θ_t
Su kesilme yarıçapı	r_3
Spiral gövde akışa dik kesit alanı konum açısı	γ
Spiral gövde akışa dik kesit alanı	A



Şekil 2.1. Pompa karakteristik boyutlarının şematik gösterimi

Çizelge 2.2’de verilmiş olan pompa karakteristik boyutlarının belirlenmesinde kullanılan yöntem, aşağıda adım adım açıklanmıştır ve tasarım girdileri esas alınarak boyutların hesaplamaları yapılmıştır. Bu boyutlar kullanılarak pompanın akış hacmi oluşturulmuştur.

2.1. Çark Tipinin Saptanması

Pompa tasarımında yapılması gereken ilk işlem, pompa çark tipinin belirlenmesidir. Çark tipinin saptanmasında özgül hız değeri kullanılır. Özgül hız değeri N_q , Eş. 2.1’de tasarım noktası değerleri yerlerine konularak hesaplanan boyutsuz bir devir sayısıdır [1].

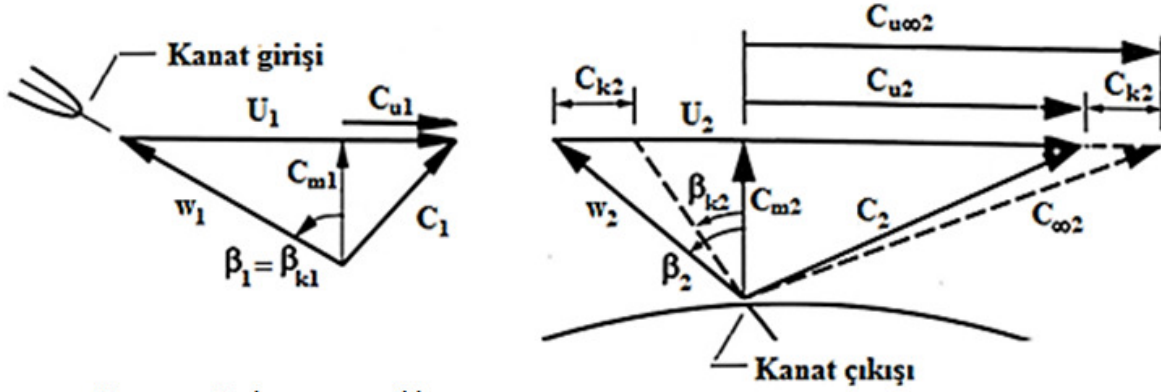
$$N_q = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gH)^{0,75}} \quad (2.1)$$

Burada ω , Q , H ve g değerleri sırasıyla rad/s, m^3/s (ft^3/s), m (ft) ve m/s^2 (ft/s^2) birimlerinde alınır. Amerikan birim sistemi kullanılarak, özgül hız değeri boyutlu (rpm) olarak Eş. 2.2’den hesaplanır. Bu eşitlikte ω , Q ve H sırasıyla rpm, gpm ve ft birimlerinde alınır. Ayrıca N_q ve N_s arasındaki ilişki Eş. 2.3’te verilmiştir [2].

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{H^{0,75}} \quad (2.2)$$

$$N_s = 2733 N_q \quad (2.3)$$

Çark kanat çıkışında ve girişindeki hız üçgenleri ve hız bileşenleri Şekil 2.3'te gösterilmiştir. Gösterimdeki terimlerden çark kanat girişindekileri ifade etmek için 1 indisi, çark kanat çıkışındakileri ifade etmek için 2 indisi kullanılmıştır.



- U : Çarkın çevresel hızı
- w : Akışkanın kanada göre bağıl hızı
- C : Akışkanın mutlak hızı
- C_m : Akışkanın meridyen hızı (mutlak hızın akış alanına dik bileşeni)
- C_u : Akışkanın fırlatma hızı (mutlak hızın teğetsel doğrultudaki bileşeni)
- β : Akışkanın kanada göre bağıl hızının meridyen hızı ile yaptığı açı
- β_k : Çarkın kanat açısı
- C_∞ : Sonsuz sayıda kanat varsayımında akışkanın mutlak hızı
- $C_{u\infty}$: Sonsuz sayıda kanat varsayımında akışkanın fırlatma hızı
- C_k : Kayma hızı (akışkanın fırlatma hızları farkı)

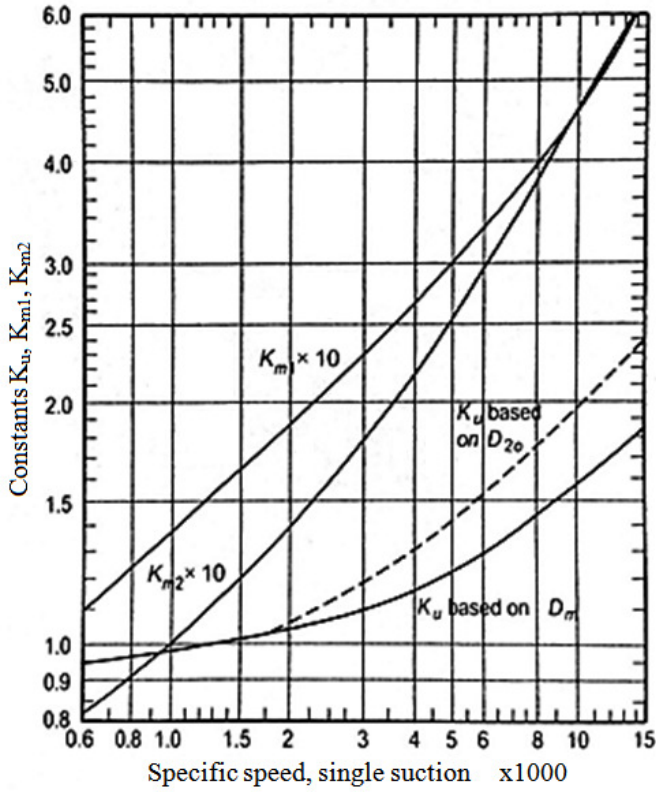
Şekil 2.3. Çark kanat giriş ve çıkışında hız üçgenleri ve hız bileşenleri

Çalışmanın devamında bu hız ve açı değerleri, çark geometrisini oluşturmak için gerekli parametreler ile ilişkilendirilmiştir. Bunun için Stepanoff'un çark tasarım yaklaşımı kullanılmıştır.

2.3. Stepanoff'un Çark Tasarım Parametreleri

Stepanoff, çark kanat çıkışında çarkın çevresel hızı U_2 , akışkanın meridyen hızı C_{m2} ve çark kanat girişinde akışkanın meridyen hızı C_{m1} değerlerini hesaplamak için sırasıyla K_u , K_{m2} ve K_{m1} tasarım parametrelerini tanımlamıştır [4].

Şekil 2.4'te Stepanoff'un K_u , K_{m2} ve K_{m1} tasarım parametreleri N_s özgül hız değerine bağlı olarak verilmiştir.



Şekil 2.4. Stepanoff'un çark tasarım parametreleri [4]

Şekil 2.4'ten alınan Stepanoff tasarım parametreleri K_u , K_{m2} ve K_{m1} değerleri kullanılarak, Eş. 2.4, Eş. 2.5 ve Eş. 2.6'dan U_{2s} , C_{m2s} , C_{m1s} değerleri hesaplanabilir [4].

$$U_{2s} = K_u \sqrt{2 g H} \quad (2.4)$$

$$C_{m2s} = K_{m2} \sqrt{2 g H} \quad (2.5)$$

$$C_{m1s} = K_{m1} \sqrt{2 g H} \quad (2.6)$$

Burada Stepanoff'un tasarım parametreleri değerleri kullanılarak hesaplanan değerlerde s indisi kullanılmıştır. Daha önce hesaplanmış olan $N_s=1617$ değeri için Şekil 2.4'ten K_u , K_{m2} ve K_{m1} değerleri sırasıyla 1,02, 0,124 ve 0,169 olarak alınır. Ayrıca yer çekimi ivmesi g için $9,81 \text{ m/s}^2$ ve tasarım noktasında pompa basma yüksekliği H için 4 mSS değeri alınmıştır. Bu değerler ile yukarıdaki eşitliklerden aşağıdaki hesaplamalar yapılmıştır.

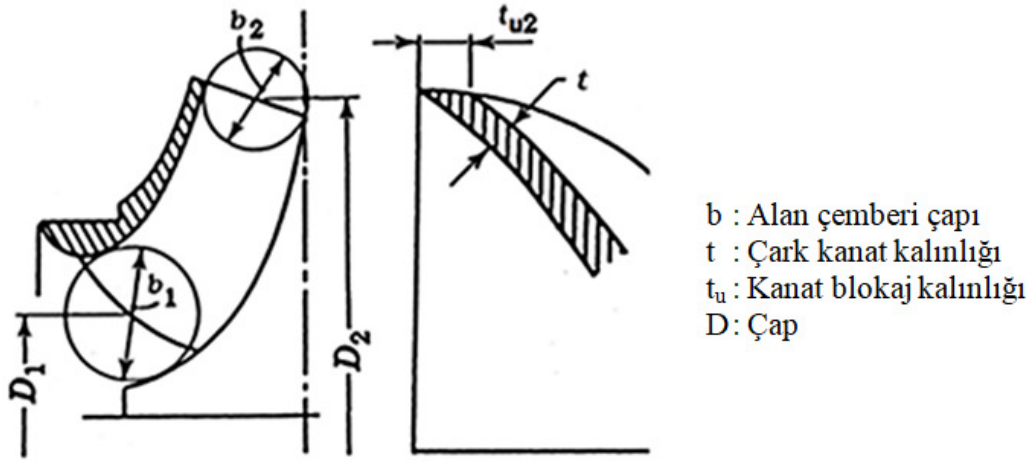
$$U_{2s} = 1,02 \sqrt{2 (9,81) 4} \cong 9 \text{ m/s}$$

$$C_{m2s} = 0,124 \sqrt{2 (9,81) 4} \cong 1,1 \text{ m/s}$$

$$C_{m1s} = 0,169 \sqrt{2 (9,81) 4} \cong 1,5 \text{ m/s}$$

Stepanoff, tasarım parametrelerini pompanın en verimli çalışma noktasına göre, hacimsel kayıpları ihmal ederek belirlemiştir. C_{m2} değerini K_{m2} parametresi ile hesaplamada kanat blokajını dahil etmiştir. C_{m1} değerini K_{m1} parametresi ile hesaplamada kanat blokajını dahil etmemiştir. Böylece çark giriş geometrisini belirlemede esneklik sağlamıştır [4].

Şekil 2.5'te Stepanoff'un çark giriş ve çıkışındaki alan çemberleri ve kanat kalınlığı gösterimleri verilmiştir.



Şekil 2.5. Çark giriş ve çıkış alan çemberleri ve kanat kalınlığı [4]

Verilen bilgilerden, Şekil 2.5'teki gösterimden ve aşağıdaki Eş. 2.7'de verilen kütle korunumu temel denkleminden yararlanarak Eş. 2.8 ve Eş. 2.9'da sırasıyla C_{m1s} ve C_{m2s} değerleri geometrik değerlere bağlı ifade edilmiştir.

$$\dot{m} = \rho C_m A_a \quad (A_a = A - A_{kb}) \quad (2.7)$$

$$C_{m1s} = \frac{\dot{m}}{\rho A_1} = \frac{Q}{A_1} = \frac{Q}{\pi D_1 b_1} \quad (2.8)$$

$$C_{m2s} = \frac{\dot{m}}{\rho A_{a2}} = \frac{Q}{A_{a2}} = \frac{Q}{(D_2 \pi - Z t_{u2}) b_2} \quad (2.9)$$

Burada;

\dot{m} : Kütleli debi

ρ : Akışkan özkütlesi (su için 998,2 kg/m³)

A : Akış alanı (kanat blokajsız alan a indisli, kanatla bloke olan alan kb indisli)

Z : Çark kanat sayısı

Çark çıkışındaki çevresel hız U_2 , çarkın açısal hızı ω ile çark çıkış yarıçapı r_2 'nin çarpımıdır. Eş. 2.10'da Stepanoff'un çevresel hızı U_{2s} için bu ifade yazılmıştır.

$$U_{2s} = \omega r_{2s} \quad (2.10)$$

Burada;

r_{2s} : Stepanoff'un hesapladığı çark çıkış yarıçapı (m/s)

ω : Çarkın açısal hızı (rad/s)

$U_{2s} = 9$ m/s ve $\omega = 440$ rad/s, Eş. 2.10'da yerine konularak r_{2s} hesaplanmıştır.

$$r_{2s} = \frac{U_{2s}}{\omega} = \frac{9}{440} \cong 0,0205 \text{ m}$$

Özetle, Stepanoff'un çalışmalarından yararlanarak r_2 , C_{m1} ve C_{m1} için sırasıyla 0,0205 m, 1,5 m/s ve 1,1 m/s ampirik değerleri bulunmuştur. Bu değerlerin gösteriminde s indisi kullanılmıştır. Ayrıca, C_{m1s} ve C_{m2s} değerleri, Şekil 2.5'te gösterilen ölçüsel parametrelerden b_1 , b_2 , Z ve t değerlerine bağlı ifade edilmiştir. Bu noktada pompa verim ifadelerinin ortaya konulması ile tasarıma devam edilmiştir.

2.4. Pompa Verim İfadeleri

Pompanın, mil gücünü hidrolik güce dönüştüren bir hidrolik makina olması esas alınarak en genel hali ile pompa verimi η_p Eş. 2.11'de yazılmıştır.

$$\eta_p = 100 \times \frac{P_h}{P_m} \quad (2.11)$$

Burada;

η_p : Pompa verimi (%)

P_h : Akışkana aktarılan hidrolik güç

P_m : Pompa mil gücü

Pompada akışkana aktarılan hidrolik güç P_h 'nin tasarım noktası değerlerine bağlı ifadesi Eş. 2.12'de verilmiştir.

$$P_h = \rho g H Q \quad (2.12)$$

Ayrıca pompa verim ifadelerini daha ayrıntılı ortaya koymak ve hesaplamak için pompa verimi; kaçak verimi, hidrolik verim ve mekanik verim bileşenlerine ayrılarak, her bileşen ayrı ayrı incelenmiştir. Eş. 2.13'te pompa verim bileşenleri ifade edilmiştir.

$$\eta_p = \eta_k \eta_h \eta_m \quad (2.13)$$

Burada;

η_k : Kaçak verimi (hacımsal verim)

η_h : Hidrolik verim

η_m : Mekanik verim

2.4.1. Kaçak verimi

Kaçak verimi η_k , akışkan çarktan çıktıktan sonra çark emiş ağzına geri dönen kaçak debiyi içerir. Eş. 2.14'te kaçak verimi ifade edilmiştir. Ayrıca, Eş. 2.15'te verilen ampirik bağıntı ile kaçak verimi hesaplanabilir [5].

$$\eta_k = \frac{Q}{Q_\zeta} = \frac{Q}{Q + Q_k} \quad (2.14)$$

Burada;

Q_ζ : Çarktan geçen debi

Q_k : Kaçak debi

$$\eta_k = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{n_s^3}} \quad (2.15)$$

Eş. 2.15'te yer alan n_s değeri boyutsuz özgül hız olarak tanımlanmıştır. n_s değeri, Eş. 2.1 ve Eş. 2.2'de verilen sırasıyla N_q ve N_s özgül hız değerlerinden farklı olarak, Eş. 2.16'dan hesaplanır. Bu eşitlikte ω , Q ve H sırasıyla rpm, m³/s ve m birimlerinde alınır [6].

$$n_s = 3,65 \frac{\omega \sqrt{Q}}{H^{0,75}} \quad (2.16)$$

Eşitlik 2.16'da $\omega=4200$ rpm, $Q=0,0004444$ m³/s ve $H=4$ m değerleri yerine konularak Srinvasan'ın özgül hız değeri n_s hesaplanmıştır.

$$n_s = 3,65 \frac{4200\sqrt{0,0004444}}{4^{0,75}} = 114$$

Eş. 2.15'te hesaplanan $n_s=114$ değeri yerine konularak kaçak verimi η_k hesaplanmıştır.

$$\eta_k = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{(114)^{\frac{2}{3}}}} = 0,97$$

2.4.2. Hidrolik verim

Hidrolik verim η_h ; çark ve gövdede meydana gelen yük kayıplarını (sürtünme ve yerel kayıpları) içerir. Eş. 2.17'de hidrolik verim ifade edilmiştir.

$$\eta_h = \frac{H}{H_\zeta} = \frac{H_\zeta - K_h}{H_\zeta} = 1 - \frac{K_h}{H_\zeta} \quad (2.17)$$

Burada;

H_ζ : Çarkın basma yüksekliği (kayıpsız)

K_h : Hidrolik kayıplar (çark ve gövdede meydana gelen yük kayıpları)

Hidrolik kayıplar, Eş. 2.18'de çark ve gövde hidrolik kayıpları bileşenlerine ayrılmıştır.

$$K_h = K_{h\zeta} + K_{hg} \quad (2.18)$$

Burada;

$K_{h\zeta}$: Çarktaki hidrolik kayıplar

K_{hg} : Gövdedeki hidrolik kayıplar

Gövdedeki hidrolik kayıp K_{hg} değerini yaklaşık hesap etmek için, gövde kayıp katsayısı k_g tanımı kullanılır. Eş. 2.19'da K_{hg} değeri gövde kayıp katsayısı k_g ve akışkanın çark çıkışındaki mutlak hızı C_2 değerlerine bağlı ifade edilmiştir. Gövde kayıp katsayısı k_g değeri 0,2 ile 0,3 değer aralığındadır [7]. Bu tanım, çark çıkışındaki kinetik enerjinin %20 ile %30 değer aralığında gövde akışında kaybedildiğini göstermektedir.

$$K_{hg} = k_g \frac{C_2^2}{2g} \quad (2.19)$$

Çarkın basma yüksekliği H_ζ değerini hız üçgenindeki terimlere ve geometrik parametrelere bağlı ifade etmek için çark kanat girişinden çıkışına hareket eden m kütleli bir su taneciğinin açısal momentumundaki değişimi ΔL , Eş. 2.20’de ifade edilmiştir. Ayrıca, bu açısal momentum değişimi ΔL Eş. 2.21’de, çark açısal hızı ω ile çarpılarak bu su taneciğinin çarktan edindiği enerji bulunmuştur ve bu enerji Eş. 2.22’de potansiyel enerji olarak ifade edilmiştir. Eş. 2.23’te çarkın basma yüksekliği (kayıpsız) H_ζ yalnız bırakılmıştır.

$$\Delta L = m (r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (2.20)$$

$$E = m \omega (r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (2.21)$$

$$m g H_\zeta = m (U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}) \quad (2.22)$$

$$H_\zeta = \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{g} \quad (2.23)$$

Burada;

ΔL : Açısal momentumdaki değişim

m : Kütle

E : Enerji (m kütleli su taneciğine pompada verilen enerji)

Eş. 2.18, Eş. 2.19 ve Eş. 2.23’teki ifadeler Eş. 2.17’de yerine konularak ve çark hidrolik verimi $\eta_{h\zeta}$ tanımı kullanılarak Eş. 2.27’de hidrolik verim η_h ifadesi düzenlenmiştir.

$$\eta_h = 1 - \frac{K_h}{H_\zeta} = 1 - \frac{K_{h\zeta} + K_{hg}}{H_\zeta} = 1 - \frac{K_{h\zeta}}{H_\zeta} - \frac{K_{hg}}{H_\zeta} \quad (2.24)$$

$$\eta_h = \eta_{h\zeta} - \frac{K_{hg}}{H_\zeta} \quad \left(\eta_{h\zeta} = 1 - \frac{K_{h\zeta}}{H_\zeta} \right) \quad (2.25)$$

$$\eta_h = \eta_{h\zeta} - \frac{\left(k_g \frac{C_2^2}{2g} \right)}{\left(\frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{g} \right)} \quad (2.26)$$

$$\eta_h = \eta_{hc} - \frac{k_g C_2^2}{2 (U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1})} \quad (2.27)$$

Burada;

η_{hc} : Çarkın hidrolik verimi (0,9 ile 0,95 değer aralığındadır [7].)

Bu tasarım çalışmasında, pompanın giriş borusundan gelen suyu çark emişine yönlendirmek için emiş dirseği tasarlanmıştır. Emiş dirseği tasarlanırken, suyun akış hız vektörlerinin olabildiğince çark emişine dik olması hedeflenmiştir. Buna dayanarak, çark tasarımı çarka gelen akışın ön dönmesiz olduğu kabul edilerek yapılmıştır. Bu kabulde, çark kanat girişindeki fırlatma hızı C_{u1} (mutlak hızın teğetsel doğrultudaki bileşeni) sıfır değerini almaktadır. Buna göre, Eş. 2.27, aşağıdaki Eş. 2.28 gibi olur.

$$\eta_h = \eta_{hc} - \frac{k_g C_2^2}{2 U_2 C_{u2}} \quad (2.28)$$

Eş. 2.28'de verilen hidrolik verim η_h ifadesi, hız üçgenindeki terimler ve geometrik parametrelere bağlı olacak şekilde daha ayrıntılı yazılarak tasarım çalışmalarına devam edilmiştir. Bunun için öncelikle akışkanın çark çıkışındaki mutlak hızı C_2 ; C_{m2} ve C_{u2} değerleri cinsinden Pisagor bağıntısı ile Eş. 2.29'da ifade edilmiştir.

$$C_2^2 = C_{m2}^2 + C_{u2}^2 \quad (2.29)$$

Bu ifadeye ek olarak, C_{u2} değeri Eş. 2.17'deki η_h ifadesinden çekilerek tasarım girdisi olarak bilinen H değerine bağlı halde Eş. 2.32'de yazılmıştır.

$$\eta_h = \frac{H}{H_c} \quad (2.30)$$

$$\eta_h = \frac{g H}{U_2 C_{u2}} \quad (U_1 C_{u1} = 0) \quad (2.31)$$

$$C_{u2} = \frac{g H}{U_2 \eta_h} \quad (2.32)$$

Eş. 2.28'de sırasıyla Eş. 2.29 ve Eş. 2.32'de ifade edilen C_2 ve C_{u2} terimleri yerlerine konularak Eş. 2.39 düzenlenmiştir.

$$\eta_h = \eta_{h\zeta} - \frac{k_g(C_{m2}^2 + C_{u2}^2)}{2 U_2 C_{u2}} \quad (2.33)$$

$$\eta_h = \eta_{h\zeta} - \frac{k_g \left[C_{m2}^2 + \left(\frac{gH}{U_2 \eta_h} \right)^2 \right]}{2 U_2 \left(\frac{gH}{U_2 \eta_h} \right)} \quad (2.34)$$

$$\eta_h = \eta_{h\zeta} - \frac{k_g}{2} \left(\frac{\eta_h C_{m2}^2}{gH} + \frac{gH}{\eta_h U_2^2} \right) \quad (2.35)$$

$$\eta_h = \eta_{h\zeta} - \eta_h \left(\frac{k_g C_{m2}^2}{2 gH} \right) - \left(\frac{1}{\eta_h} \right) \left(\frac{k_g gH}{2 r_2^2 \omega^2} \right) \quad (2.36)$$

$$\eta_h = \eta_{h\zeta} - \eta_h \left(\frac{k_g C_{m2}^2}{2 gH} \right) - \left(\frac{1}{\eta_h} \right) \left(\frac{k_g gH}{2 r_2^2 \omega^2} \right) \quad (2.37)$$

$$\eta_h \left(1 + \frac{k_g C_{m2}^2}{2 gH} \right) = \eta_{h\zeta} - \left(\frac{1}{\eta_h} \right) \left(\frac{k_g gH}{2 r_2^2 \omega^2} \right) \quad (2.38)$$

$$\eta_h^2 \left(1 + \frac{k_g C_{m2}^2}{2 gH} \right) + \eta_h (-\eta_{h\zeta}) + \left(\frac{k_g gH}{2 r_2^2 \omega^2} \right) = 0 \quad (2.39)$$

Eş. 2.39'da η_h için $ax^2+bx+c=0$ formatında ikinci derece denklem görülmektedir. Pompa tasarımı için bu denklemin pozitif işaretli çözümü Eş. 2.42'de verilmiştir.

$$\eta_h = \frac{\eta_{h\zeta} + \sqrt{(-\eta_{h\zeta})^2 - 4 \left(1 + \frac{k_g C_{m2}^2}{2 gH} \right) \left(\frac{k_g gH}{2 r_2^2 \omega^2} \right)}}{2 \left(1 + \frac{k_g C_{m2}^2}{2 gH} \right)} \quad (2.40)$$

$$\eta_h = \frac{gH}{(2 gH + k_g C_{m2}^2)} \left(\sqrt{\eta_{h\zeta}^2 - \frac{k_g (2 gH + k_g C_{m2}^2)}{r_2^2 \omega^2}} + \eta_{h\zeta} \right) \quad (2.41)$$

$$\eta_h = \frac{gH}{(2 gH + k_g C_{m2}^2)} \left(\eta_{h\zeta} + \sqrt{\eta_{h\zeta}^2 - \frac{k_g (2 gH + k_g C_{m2}^2)}{r_2^2 \omega^2}} \right) \quad (2.42)$$

Eş. 2.42'deki terimlerden, değerleri bilinen $g=9,81 \text{ m/s}^2$, $H=4 \text{ mSS}$ ve $\omega=440 \text{ rad/s}$ yerine konularak Eş. 2.43 düzenlenmiştir. Ampirik değerlerden gövde kayıp katsayısı k_g en yüksek 0,3 değerinde ve çark hidrolik verimi $\eta_{h\zeta}$ ortalama 0,925 değerinde seçilmiştir.

$$\eta_h = \frac{39,24}{(78,48 + 0,3 C_{m2}^2)} \left(0,925 + \sqrt{0,925^2 - \frac{23,544 + 0,09 C_{m2}^2}{193600 r_2^2}} \right) \quad (2.43)$$

Sonuç olarak, hidrolik verimi bulmak için, çark çıkış yarıçapı r_2 ve çark çıkışında akışkanın meridyen hızı C_{m2} değerlerine bağlı Eş. 2.43 ifadesi elde edilmiştir. Bu noktada mekanik verimi bulmak üzere çalışmalara devam edilmiştir.

2.4.3. Mekanik verim

Mekanik verim; pompanın rulmanlarında ve salmastrasında meydana gelen güç kayıplarını içerir. Ayrıca, pompanın disk sürtmesi kaybı da dahil edilerek mekanik verim Eş. 2.44'te ifade edilmiştir [7].

$$\eta_m = \frac{P_m - (P_{r\&s} + P_{ds})}{P_m} \quad (2.44)$$

Burada;

P_m : Pompaya verilen mil gücü

$P_{r\&s}$: Rulmanlarda ve salmastrada kaybolan güç

P_{ds} : Disk sürtmesinde kaybolan güç

Disk sürtmesi kayıpları Eş. 2.45'deki ifadeden yaklaşık hesap edilebilmektedir. Ayrıca, bu ifadede yer alan disk sürtmesi katsayısı cm , disk sürtmesinin çarkın her iki tarafında etkin olması durumu için Eş. 2.46'da verilmiştir [7].

$$P_{ds} = \frac{cm}{2} \rho \omega^3 r_2^5 \quad (2.45)$$

$$cm \cong \frac{0,085}{\left(\frac{\omega r_2^2}{\gamma}\right)^{0,2}} \quad (2.46)$$

Burada;

cm : Disk sürtmesi katsayısı

γ : Kinematik viskozite (20°C suyun kinematik viskozitesi 0,000001 m²/s dir.)

Ek olarak, disk sürtmesi içermeyen mekanik verim için Eş. 2.47 yazılmıştır. Disk sürtmesi içermeyen mekanik verim $\eta_{m!}$, 0,85 ile 0,98 arasında değer almaktadır [8].

$$\eta_{m!} = \frac{P_m - P_{R\&S}}{P_m} \quad (2.47)$$

Burada;

$\eta_{m!}$: Disk sürtme kayıpsız mekanik verim

Eş. 2.45, Eş. 2.46 ve Eş. 2.47'deki ifadeler Eş. 2.44'te yerine konularak Eş. 2.54'te mekanik verim η_m ifadesi düzenlenmiştir.

$$\eta_{lm} = \frac{P_m - P_{r\&s}}{P_m} - \frac{P_{ds}}{P_m} \quad (2.48)$$

$$\eta_{lm} = \eta_{m!} - \frac{P_{ds}}{P_m} \quad (2.49)$$

$$\eta_{lm} = \eta_{m!} - \frac{\left(\frac{cm}{2} \rho \omega^3 r_2^5\right)}{P_m} \quad (2.50)$$

$$\eta_{lm} = \eta_{m!} - \frac{\left(\frac{0,0425}{\left(\frac{\omega r_2^2}{\gamma}\right)^{0,2}}\right) \rho \omega^3 r_2^5}{\left(\frac{P_h}{\eta_p}\right)} \quad (2.51)$$

$$\eta_{lm} = \eta_{m!} - \frac{\left(\frac{0,0425 \gamma^{0,2}}{(\omega r_2^2)^{0,2}}\right) \rho \omega^3 r_2^5}{\left(\frac{\rho g H Q}{\eta_k \eta_h \eta_m}\right)} \quad (2.52)$$

$$\eta_{lm} = \eta_{m!} - \eta_{lm} \left(\frac{0,0425 \gamma^{0,2} \omega^{2,8} r_2^{4,6} \eta_k \eta_h}{g H Q} \right) \quad (2.53)$$

$$\eta_{lm} = \frac{\eta_{m!}}{\left(1 + \frac{0,0425 \gamma^{0,2} \omega^{2,8} r_2^{4,6} \eta_k \eta_h}{g H Q}\right)} \quad (2.54)$$

Eş. 2.54'teki terimlerden değerleri bilinen $g=9,81$ m/s², $H=4$ mSS, $Q=0,0004444$ m³/s, $\gamma=0,000001$ m²/s, $\omega=440$ rad/s ve $\eta_k=0,97$ yerine konularak mekanik verim η_m , çark çıkış yarıçapı r_2 ve pompa hidrolik verimi η_h değerine bağlı olarak Eş. 2.56'da düzenlenmiştir. Disk sürtmesi içermeyen mekanik verim $\eta_{m!}$ ortalama 0,915 değerinde seçilmiştir [8].

$$\eta_{lm} = \frac{0,915}{1 + \frac{0,0425 (10)^{-1,2} (440)^{2,8} r_2^{4,6} (0,97) \eta_h}{(9,81)(4)(0,0004444)}} \quad (2.55)$$

$$\eta_{lm} = \frac{0,915}{1 + 3760812,467 r_2^{4,6} \eta_h} \quad (2.56)$$

Sonuç olarak mekanik verim η_m için r_2 ve η_h değerlerine bağlı Eş. 2.33b yazılmıştır.

2.4.4. Pompa verimi

Kaçak verimi, hidrolik verim ve mekanik verim için yapılan çalışmalar ile pompa verimi η_p 'nin tüm bileşenleri ifade edilmiştir. Eş. 2.13'teki pompa verim ifadesi kaçak verimi η_k , Eş. 2.42'de verilen hidrolik verim η_h ve Eş. 2.54'te verilen mekanik verim η_m bileşenleri ile Eş. 2.60'ta düzenlenmiştir.

$$\eta_p = \eta_k \eta_h \eta_{lm} \quad (2.57)$$

$$\eta_p = \eta_k \eta_h \left(\frac{\eta_{lm!}}{\left(1 + \frac{0,0425 \gamma^{0,2} \omega^{2,8} r_2^{4,6} \eta_k \eta_h}{g H Q} \right)} \right) \quad (2.58)$$

$$\eta_p = \frac{\eta_{lm!}}{\left(\frac{1}{\frac{\eta_k}{(2 g H + k_g C_{m2}^2)} \left(\eta_{h\zeta} + \sqrt{\eta_{h\zeta}^2 - \frac{3g(2 g H + k_g C_{m2}^2)}{r_2^2 \omega^2}} \right)} \right) + \frac{0,0425 \gamma^{0,2} \omega^{2,8} r_2^{4,6}}{g H Q}} \quad (2.59)$$

$$\eta_p = \frac{g H Q \eta_{lm!}}{\left(\frac{Q (2 g H + k_g C_{m2}^2)}{\eta_k \eta_{h\zeta} \left(1 + \sqrt{1 - \frac{k_g (2 g H + k_g C_{m2}^2)}{r_2^2 \omega^2 \eta_{h\zeta}^2}} \right)} \right) + 0,0425 \gamma^{0,2} \omega^{2,8} r_2^{4,6}} \quad (2.60)$$

Eş. 2.60'ta bilinen değerler $g=9,81$ m/s², $H=4$ mSS, $Q=0,0004444$ m³/s, $\eta_{m!}=0,915$, $k_g=0,3$, $\eta_k=0,97$, $\eta_{h\zeta}=0,925$, $\omega=440$ rad/s ve $\gamma=0,000001$ m²/s yerlerine konularak pompa verimi η_p , çark çıkışında akışkanın meridyen hızı C_{m2} ve çark çıkış yarıçapı r_2 değerlerine bağlı olarak Eş. 2.62'de ifade edilmiştir.

$$\eta_p = \frac{(9,81)(4)(0,0004444)(0,915)}{\left(\frac{0,0004444 [2 (9,81)(4) + 0,3 C_{m2}^2]}{(0,97)(0,925) \left(1 + \sqrt{1 - \frac{0,3 [2 (9,81)(4) + 0,3 C_{m2}^2]}{r_2^2 440^2 0,925^2}} \right)} \right) + 0,0425 (10)^{-1,2} 440^{2,8} r_2^{4,6}} \quad (2.61)$$

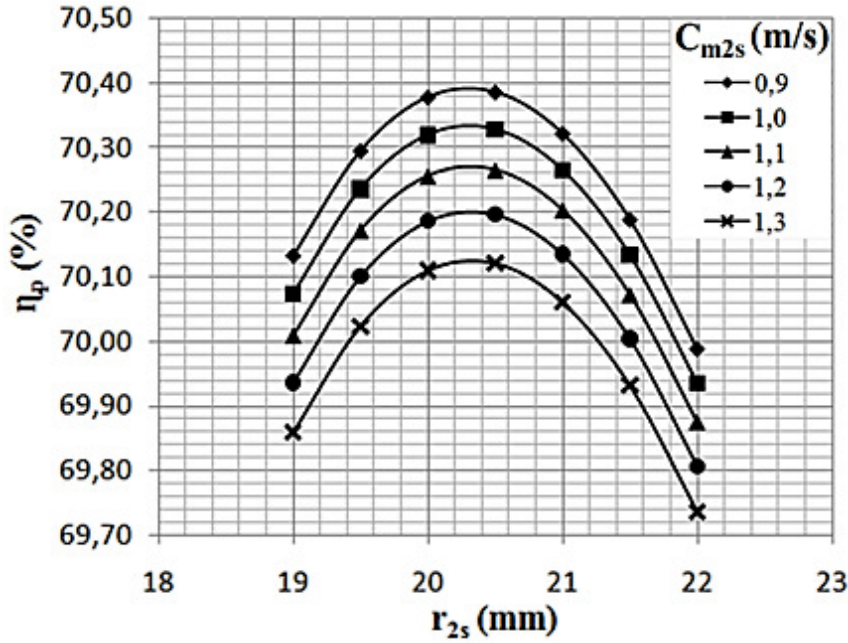
$$\eta_p = \frac{0,0159576}{\left(\frac{261,6 + C_{m2}^2}{6730,048005 \left(1 + \sqrt{1 - \frac{23,544 + 0,09 C_{m2}^2}{165649 r_2^2}} \right)} \right) + 67617,08188 r_2^{4,6}} \quad (2.62)$$

Stepanoff'un çalışmalarından yararlanarak hesaplanan $r_{2s}=0,0205$ m ve $C_{m2s}=1,1$ m/s değerleri Eş. 2.62'de yerine konularak η_p değeri %70,27 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca bu r_{2s} ve C_{m2s} değerlerinin bir miktar artırılmış ve azaltılmış değerleriyle hesaplanan η_p değerleri Çizelge 2.3'te verilmiştir. Bu noktada Stepanoff'un hesaplamalarında hacimsel kayıpları ihmal etmesi göz önüne alınarak C_{m2s} ve C_{m2} ilişkisi Eş. 2.63'te ifade edilmiştir. Ayrıca, hesaplanan η_p değerleri Microsoft Office-Excel programı kullanılarak Şekil 2.6'da grafiksel ifade edilmiştir.

$$C_{m2s} = C_{m2} \eta_k \quad (2.63)$$

Çizelge 2.3. Farklı C_{m2s} ve r_{2s} değerleri için hesaplanan pompa verimi η_p değerleri

η_p (%)		C_{m2s} (m/s)				
		0,9	1	1,1	1,2	1,3
r_{2s} (mm)	19	70,13	70,07	70,01	69,94	69,86
	19,5	70,30	70,24	70,17	70,10	70,02
	20	70,38	70,32	70,26	70,19	70,11
	20,5	70,39	70,33	70,27	70,20	70,12
	21	70,32	70,27	70,20	70,13	70,06
	21,5	70,19	70,13	70,07	70,00	69,93
	22	69,99	69,93	69,87	69,81	69,74



Şekil 2.6. C_{m2s} ve r_{2s} değerleri için hesaplanan η_p değerlerinin grafiksel gösterimi

C_{m2s} değeri, Stepanoff'un çalışmaları ile hesaplanan 1,1 m/s civarında sabit seçildiğinde, Şekil 2.6'daki grafikten maksimum pompa veriminin $r_2=0,0203$ m değerinde elde edildiği görülmektedir. Stepanoff'un hesaplamalarında tasarım parametrelerinin Şekil 2.4'ten yaklaşık okunuyor olması da göz önüne alınarak, tasarımda çark çıkış yarıçapı $r_2=0,0203$ m olarak belirlenmiştir.

Özetle, pompa verim ifadeleri kullanılarak kaçak verimi $\eta_k=0,97$ değerinde hesaplanmıştır. Ayrıca, hidrolik verim η_h ve mekanik verim η_m için C_{m2} ve r_2 bilinmeyenlerine bağlı ifadeler yazılmıştır. C_{m2} ve r_2 için Stepanoff'un hesaplamalarıyla bulunan değerler civarında değerler alınarak η_p değerleri hesaplanmıştır ve grafiksel ifade edilmiştir. Bu grafikten maksimum pompa verimini sağlayan çark çıkış yarıçapı $r_2=0,0203$ m olarak belirlenmiştir. Çalışmanın devamında, Stepanoff'un hesaplamaları ve pompa verim ifadelerine ek olarak Busemann kayma faktörü tanımından yararlanılmıştır.

2.5. Busemann Kayma Faktörü, h_0

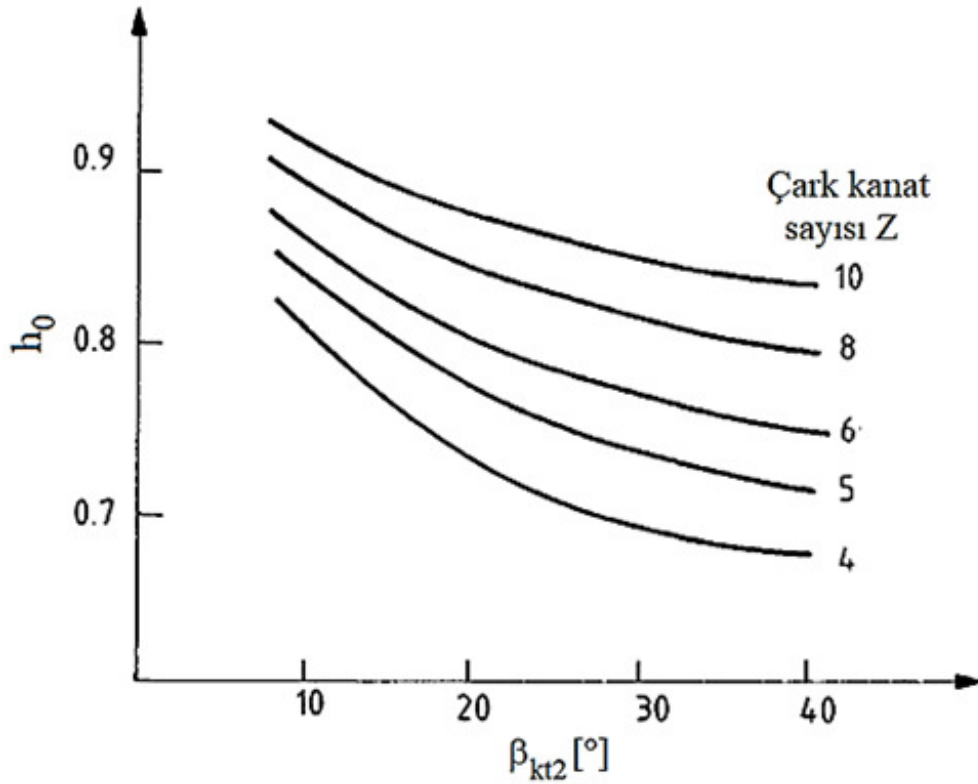
Busemann kayma faktörü h_0 , çark çıkışındaki kanat açısı β_{k2} , çark kanat sayısı Z ve çark çıkış genişliği b_2 değerlerini belirlemeyi sağlayan ampirik bir değerdir. Bu değer, Şekil 2.3'te verilen çark kanat çıkış hız üçgenindeki terimlerden kayma hızı C_{k2} ve çark çevresel hızı U_2 arasında oransal bir bağıntı olarak Eş. 2.64'te verilmiştir [9].

$$h_0 = 1 - \frac{C_{k2}}{U_2} \quad (2.64)$$

Şekil 2.3'ten elde edilen kayma hızı $C_{k2}=C_{u\infty 2}-C_{u2}$ ve Eş. 2.10'dan hesaplanan $U_2=r_2\omega$ ifadeleri, Eş. 2.64'te yerine yazılarak Eş. 2.65 elde edilir.

$$h_0 = 1 - \frac{C_{u\infty 2} - C_{u2}}{r_2\omega} \quad (2.65)$$

Busemann kayma faktörü h_0 ampirik değerleri değişimi; çark kanat sayısı Z ve çark çıkışındaki kanat açısının tümleri β_{kt2} değerlerine bağlı olarak Şekil 2.7'de verilmiştir.



Şekil 2.7. Çark kanat sayısı Z ve çark çıkışındaki kanat açısının tümleri β_{kt2} değerlerine bağlı Busemann kayma faktörü h_0 değişimi [9].

Ayrıca, çark kanat sayısı Z ve çark çıkışındaki kanat açısının tümleri β_{kt2} değerlerine bağlı Busemann kayma faktörü h_0 ampirik değerleri, Çizelge 2.4'te verilmiştir. Çizelge 2.4'te verilen h_0 ampirik değerleri, Şekil 2.7'de verilen h_0 ampirik değerleri değişimi eğrileri ile tutarlıdır. Buna dayanarak bu tasarım çalışmasında, h_0 ampirik değerlerinin hassas küsuratlı değerinde okunmasına müsaade eden Çizelge 2.4 kullanılmıştır.

Çizelge 2.4. Busemann kayma faktörü h_0 değerleri [10]

h_0	Z									
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
10	0,6870	0,7740	0,8250							
11	0,6760	0,7600	0,8120							
12	0,6640	0,7445	0,7990							
13	0,6540	0,7330	0,7880							
14	0,6440	0,7230	0,7790							
15	0,6360	0,7140	0,7690	0,8010	0,8217	0,8510	0,8640	0,8790	0,8925	
16	0,6270		0,7610							
17	0,6180		0,7540							
18	0,6115		0,7470							
19	0,6035		0,7410	0,7775						
20	0,5970	0,6810	0,7350	0,7730	0,8010	0,8265	0,8420	0,8570	0,8710	
21	0,5910	0,6770	0,7300	0,7685	0,7965	0,8220	0,8385	0,8550	0,8680	
22	0,5845	0,6690	0,7250	0,7645	0,7925	0,8185	0,8355	0,8500	0,8650	
23	0,5787	0,6645	0,7205	0,7600	0,7885	0,8150	0,8325	0,8480	0,8620	
24	0,5730	0,6595	0,7160	0,7565	0,7850	0,8115	0,8300	0,8450	0,8590	
25	0,5680	0,6550	0,7120	0,7525	0,7820	0,8080	0,8270	0,8430	0,8565	
26				0,7490	0,7785	0,8050	0,8245			
27				0,7450	0,7755	0,8025				
28				0,7415	0,7725	0,7990				
29					0,7700	0,7965				
30				0,7355	0,7670	0,7940	0,8150	0,8315	0,8450	
31					0,7650	0,7915				
32					0,7635	0,7890	0,8110			
33					0,7600	0,7870	0,8090			
34					0,7575	0,7845	0,8070			
35					0,7555	0,7825	0,8050	0,8230	0,8360	
36					0,7535	0,7805	0,8030	0,8205	0,8340	
37					0,7515		0,8015		0,8320	
38							0,7990	0,8170	0,8310	
39							0,7975	0,8150	0,8295	
40						0,7730	0,7965	0,8140	0,8280	
41							0,7960	0,8130	0,8265	
42							0,7935	0,8115	0,8245	
45							0,7650	0,7895	0,8070	0,8210
50							0,7580	0,7825	0,8010	0,8155

β_{k2} ve β_{kt2} için tümler açısı ilişkisi Eş. 2.39'da ifade edilmiştir.

$$\beta_{k2} + \beta_{kt2} = 90^\circ \quad (2.66)$$

Burada;

β_{kt2} : Çark çıkışındaki kanat açısının tümleri açısıdır.

Ek olarak, kanat çıkış açısı β_{k2} için Eş. 2.67 yazılmıştır. Bu eşitliğin yazımında, Şekil 2.3'te verilen çark kanat çıkış hız üçgenindeki trigonometrik bağıntılar kullanılmıştır.

$$\beta_{k2} = \tan^{-1} \left(\frac{U_2 - C_{u\infty 2}}{C_{m2}} \right) \quad (2.67)$$

Eşitlik 2.42'deki η_h , Eş. 2.65'teki $C_{u\infty 2}$, Eş 2.32'deki C_{u2} ve Eş 2.66'daki β_{k2} ifadeleri, Eş 2.67'de yerine yazılarak Eş 2.72'deki β_{kt2} ifadesi elde edilmiştir.

$$90 - \beta_{kt2} = \tan^{-1} \left(\frac{U_2 - [U_2(1 - h_0) + C_{u2}]}{C_{m2}} \right) \quad (2.68)$$

$$\beta_{kt2} = \tan^{-1} \left(\frac{C_{m2}}{U_2 - [U_2(1 - h_0) + C_{u2}]} \right) \quad (2.69)$$

$$\beta_{kt2} = \tan^{-1} \left(\frac{C_{m2}}{r_2 \omega - r_2 \omega (1 - h_0) - \frac{gH}{\eta_h r_2 \omega}} \right) \quad (2.70)$$

$$\beta_{kt2} = \tan^{-1} \left(\frac{C_{m2}}{r_2 \omega h_0 - \frac{gH}{\eta_h r_2 \omega}} \right) \quad (2.71)$$

$$\beta_{kt2} = \tan^{-1} \left(\frac{C_{m2}}{r_2 \omega h_0 - \frac{gH}{\frac{gH}{(2gH + k_g C_{m2}^2)} \left(\eta_{h\phi} + \sqrt{\eta_{h\phi}^2 - \frac{k_g(2gH + k_g C_{m2}^2)}{r_2^2 \omega^2}} \right) r_2 \omega}} \right) \quad (2.72)$$

Bu noktada Eş 2.72 ve Çizelge 2.4 kullanılarak β_{kt2} tasarım açısı belirlenir. Bunun için öncelikle $\beta_{kt2}=30^\circ$ başlangıç değeri olarak kabul edilir ve santrifüj çarklar için kanat sayısı Z, 5 ile 8 arasında alınır. Çizelge 2.4'ten β_{kt2} başlangıç değeri ve Z değerleri için Busemann kayma faktörü h_0 değerleri okunur. Okunan h_0 değerleri Eş 2.72'de yerine konularak β_{kt2} değerleri hesaplanır. Hesaplanan β_{kt2} değerlerinden, başlangıç değeri ile farkı 3° 'yi geçmeyen herhangi biri, tasarım açısı olarak seçilebilir. Eğer hesaplanan tüm β_{kt2} değerleri için fark 3° 'den fazla ise β_{kt2} başlangıç değeri tavsiye olunan sınırlar içerisinde kalmak koşulu ile değiştirilir. Fark 3° 'nin altında bir β_{kt2} değeri hesaplanana kadar işleme devam edilir. Santrifüj çarklarda 15° ile 90° arasında olabilen β_{kt2} açısının, 20° ile 40° arasında olması tavsiye olunur. β_{kt2} açısının optimum değerleri 23° ile 30° arasındadır [10].

Eşitlik 2.72’de bilinen değerler $r_2=0,0203$ m, $\omega=440$ rad/s, $g=9,81$ m/s², $H=4$ mSS, $k_g=0,3$ ve $\eta_{hç}=0,925$ yerlerine konularak, çark çıkışındaki kanat açısının tümleri β_{kt2} ; çark çıkışında akışkanın meridyen hızı C_{m2} ve Busemann kayma faktörü h_0 değerlerine bağlı olarak Eş. 2.74’te ifade edilmiştir.

$$\beta_{kt2} = \tan^{-1} \left(\frac{C_{m2}}{0,0203 \ 440 \ h_0 - \frac{9,81 \ 4}{\frac{9,81 \ 4 \ 0,0203 \ 440}{(2 \ 9,81 \ 4 + 0,3 \ C_{m2}^2)} \left(0,925 + \sqrt{0,925^2 - \frac{0,3 (2 \ 9,81 \ 4 + 0,3 \ C_{m2}^2)}{0,0203^2 \ 440^2}} \right)}}} \right) \quad (2.73)$$

$$\beta_{kt2} = \tan^{-1} \left(\frac{C_{m2}}{8,932 \ h_0 - \frac{39,24}{\frac{350,49168}{78,48 + 0,3 \ C_{m2}^2} \left(0,925 + \sqrt{0,925^2 - \frac{78,48 + 0,3 \ C_{m2}^2}{265,9354133}} \right)}}} \right) \quad (2.74)$$

Eşitlik 2.63’te $C_{m2s}=1,1$ m/s ve $\eta_k=0,97$ değerleri yerine konularak, C_{m2} değeri hesaplanır.

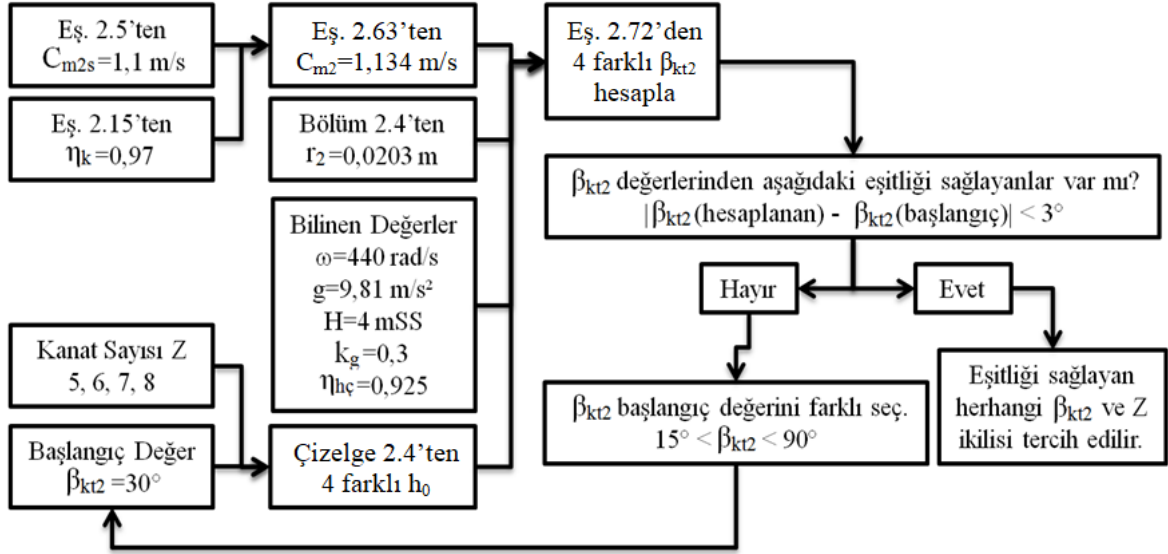
$$C_{m2} = \frac{C_{m2s}}{\eta_k} = \frac{1,1}{0,97} = 1,134 \text{ m/s}$$

Çizelge 2.4’ten $\beta_{kt2}=30^\circ$ başlangıç değeri ve kanat sayısı 5, 6, 7, 8 değerleri için okunan h_0 değerleri ve $C_{m2}=1,134$ m/s değeri, Eş. 2.74’te yerine konularak hesaplanan β_{kt2} değerleri Çizelge 2.5’te verilmiştir.

Çizelge 2.5. Okunan h_0 ve Eş. 2.74’ten hesaplanan β_{kt2} değerleri

Z	$C_{m2}=1,134$ m/s			
	$\beta_{kt2}=30^\circ$			
	5	6	7	8
h_0	0,7355	0,767	0,794	0,815
β_{kt2}	41,3°	35,8°	32°	29,5°

7 ve 8 kanatı durum için hesaplanan β_{kt2} değerleri, başlangıç değeri 30° ile 3° ’den az farka sahiptir. Bu durumda 7 kanat, $\beta_{kt2}=32^\circ$ veya 8 kanat, $\beta_{kt2}=29,5^\circ$ tercihi yapılabilir. Tasarıma çark kanat sayısı $Z=8$ ve çark çıkışındaki kanat açısının tümleri $\beta_{kt2}=29,5^\circ$ tercihi yapılarak devam edilmiştir. Ayrıca bu tercihin yapılmasında uygulanan işlem basamakları Şekil 2.8’de akış şeması olarak verilmiştir.



Şekil 2.8. β_{kt2} ve Z değerlerinin tercihi için akış şeması

Z ve β_{kt2} değerlerinin belirlenmesi ile Şekil 2.5'te gösterimi mevcut çark çıkış alan çemberi çapı (çark çıkış genişliği) b_2 , Eş. 2.9 kullanılarak hesaplanmıştır. Bunun için öncelikle yine Şekil 2.5'te gösterimi yer alan kanat blokaj kalınlığı t_u ; kanat kalınlığı t ve çark çıkışındaki kanat açısının tümleri β_{kt2} cinsinden Eş. 2.75'te ifade edilmiştir. Bu ifadenin yazımında, çark kanat çıkışında Şekil 2.5 üzerinden düşünülen, t ve t_u kenarlarına sahip dik üçgende trigonometrik bağıntı kullanılmıştır.

$$t_{u2} \cong \frac{t}{\sin(\beta_{kt2})} \quad (2.75)$$

Kanat et kalınlığı t , çark imalatında plastik malzemenin kalıplanabilirliğini sağlayacak en küçük değerde 1 mm olarak seçilmiştir. Seçilen $t=0,001$ m ve $\beta_{kt2}=29,5^\circ$ değerleri, Eş. 2.75'te yerlerine konularak t_{u2} değeri hesaplanmıştır.

$$t_{u2} \cong \frac{0,001}{\sin(29,5)} \cong 0,002 \text{ m}$$

Bilinen $C_{m2s}=1,1$ m/s, $Q=0,0004444$ m³/s, $r_2=0,0203$ m, $Z=8$ ve $t_{u2}=0,002$ m değerleri, Eş. 2.9'da yerine konularak b_2 hesaplanmıştır.

$$b_2 = \frac{Q}{(2 r_2 \pi - Z t_{u2}) C_{m2s}} = \frac{0,0004444}{(2 \cdot 0,0203 \pi - 8 \cdot 0,002) \cdot 1,1} = 0,0036217 \text{ m} \cong 0,0036 \text{ m}$$

Hesaplanan $b_2=0,0036217$ m değeri imalata yönelik ölçümlerde kolaylık sağlamak üzere milimetrenin ondalık değerine $b_2=0,0036$ m olarak yuvarlanmıştır. $b_2=0,0036$ m değeri için, C_{m2} değeri yeniden hesaplanmıştır. Bunun için Eş. 2.63'teki C_{m2s} , Eş. 2.75'teki t_{u2} ve Eş. 2.72'deki β_{kt2} ifadeleri, Eş. 2.9'da yerine yazılarak Eş. 2.77 elde edilmiştir.

$$C_{m2}\eta_k = \frac{Q}{\left(2 r_2 \pi - \frac{Z t}{\sin(\beta_{kt2})}\right) b_2} \quad (2.76)$$

$$C_{m2} = \frac{Q}{\left(2 r_2 \pi - \frac{Z t}{\sin\left(\tan^{-1}\left(\frac{C_{m2}}{r_2 w h_0 - \frac{g H}{(2 g H + k_g C_{m2}^2)}\left(\eta_{h\phi} + \sqrt{\eta_{h\phi}^2 - \frac{k_g(2 g H + k_g C_{m2}^2)}{r_2^2 \omega^2}}\right)}\right)}\right)}\right) \eta_k b_2} \quad (2.77)$$

$Q=0,0004444$ m³/s, $r_2=0,0203$ m, $Z=8$, $t=0,001$ m, $\omega=440$ rad/s, $g=9,81$ m/s², $H=4$ mSS, $k_g=0,3$, $\eta_{h\phi}=0,925$, $\eta_k=0,97$ ve $b_2=0,0036$ m değerleri, Eş. 2.77'de yerine konularak C_{m2} değeri hesaplanmıştır. Ayrıca eşitlikte yer alan Busemann kayma faktörü h_0 değeri için, Çizelge 2.4'ten $Z=8$ ve $\beta_{kt2}=29,5^\circ$ (çizelgede 30°) için okunan $0,815$ değeri kullanılmıştır.

$$C_{m2} = \frac{0,0004444}{\left(0,0403 \pi - \frac{8 \cdot 0,001}{\sin\left(\tan^{-1}\left(\frac{C_{m2}}{8,932 \cdot 0,815 - \frac{39,24}{\frac{350,49168}{78,48 + 0,3 C_{m2}^2}}\left(0,925 + \sqrt{0,925^2 - \frac{78,48 + 0,3 C_{m2}^2}{265,9354133}}\right)}\right)}\right)}\right)} \cdot 0,97 \cdot 0,0036$$

$$C_{m2} = \frac{0,1272623139}{0,0406 \pi - \frac{0,008}{\sin \left(\tan^{-1} \left(\frac{C_{m2}}{7,27958 - \frac{350,49168}{78,48 + 0,3 C_{m2}^2} \left(0,925 + \sqrt{0,925^2 - \frac{78,48 + 0,3 C_{m2}^2}{265,9354133}} \right)} \right)} \right)}}$$

$$C_{m2} = 1,142 \text{ m/s}$$

Hesaplanan $C_{m2}=1,142 \text{ m/s}$ ve seçilen $h_0=0,815$ değerleri Eş. 2.74'te yerine konularak β_{kt2} değeri hesaplanmıştır.

$$\beta_{kt2} = \tan^{-1} \left(\frac{1,142}{8,932 \cdot 0,815 - \frac{39,24}{\frac{350,49168}{78,48 + 0,3 \cdot 1,142^2} \left(0,925 + \sqrt{0,925^2 - \frac{78,48 + 0,3 \cdot 1,142^2}{265,9354133}} \right)}} \right) = 29,7^\circ$$

Çizelge 2.4'teki Busemann h_0 değerlerinin kullanımı için, gerekli başlangıç ve hesaplanan β_{kt2} değerleri farkının 3° 'yi geçmemesi koşulu, $\beta_{kt2}=29,5^\circ$ (çizelgede 30° alınan) başlangıç değeri ve hesaplanan $\beta_{kt2}=29,7^\circ$ değeri için sağlanmıştır. Bu noktada $29,7^\circ$ değeri β_{kt2} için hesaplanan tasarım değeridir ve Eş. 2.66'da yerine yazılarak çark kanat çıkış açısı β_{k2} hesaplanmıştır.

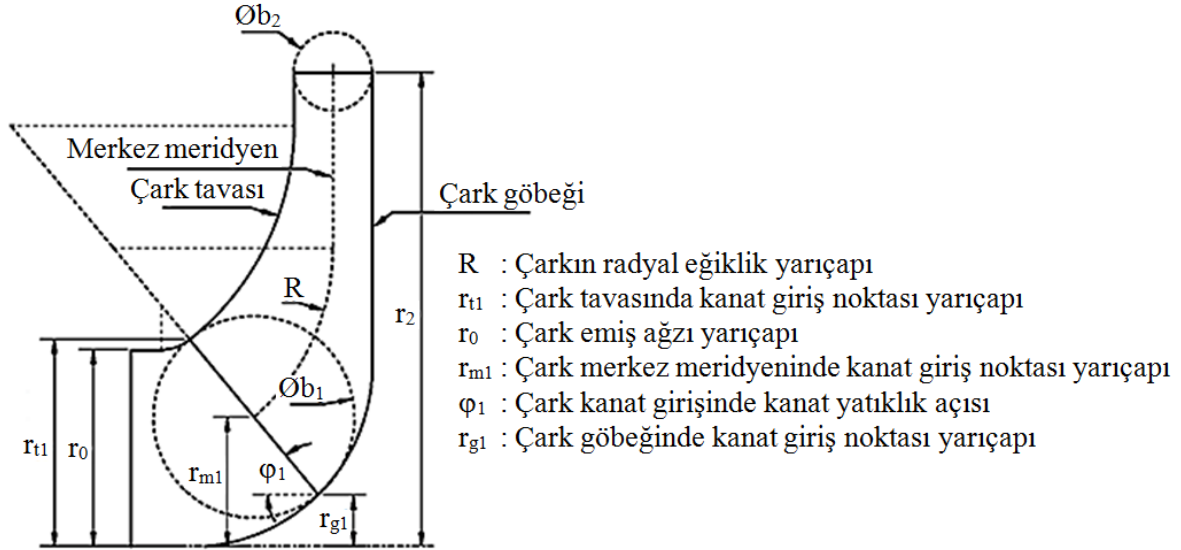
$$\beta_{k2} = 90 - 29,7 = 60,3^\circ$$

Özetle, Busemann kayma faktörü tanımı kullanılarak ve çark kanat kalınlığı $t=0,001 \text{ m}$ seçilerek, çark geometrisini oluşturmak için gerekli boyutsal parametrelerden çark çıkışındaki kanat açısı $\beta_{k2}=60,3^\circ$, çark çıkış genişliği $b_2=0,0036 \text{ m}$ ve çark kanat sayısı $Z=8$ olarak belirlenmiştir.

Bu noktada tasarım için gerekli çark çıkış boyutlarının tümü elde edilmiştir ve çark girişindeki boyutları hesaplamak üzere tasarıma devam edilmiştir. Bunun için öncelikle çark kesidi boyutsal parametrik olarak çizilerek hedeflenen çark giriş boyutları ortaya konulmuştur.

2.6. Çark Kesidinin Boyutsal Parametrik Çizimi

Bölüm 2.1’de belirlenmiş olan çark tipi özellikleri ve Stepanoff’un Şekil 2.5’te verilen çark giriş ve çıkış alan çemberleri gösterimi esas alınarak, çark kesidi boyutsal parametrik çizimi Şekil 2.9’daki gibi yapılmıştır.



Şekil 2.9. Çark kesidi boyutsal parametrik çizimi

Ek olarak, Şekil 2.9’daki çiziminin oluşturulabilmesi için verilen boyutsal parametreleri ilişkilendiren 3 adet ölçüsel şart tanımlanmıştır.

2.6.1. Birinci ölçüsel şart

Şekil 2.9’da b_1 çaplı çemberin en alt noktasının, çark dönme eksenini altında kalmaması birinci ölçüsel şarttır. Bu şart için Eş. 2.80’de verilen ifadenin sağlanması gerekir.

$$r_{m1} \geq \frac{b_1}{2} \quad (2.78)$$

$$\frac{(r_{t1} + r_{g1})}{2} \geq \frac{(r_{t1} - r_{g1})}{2 \sin(\varphi_1)} \quad (2.79)$$

$$\frac{r_{g1}}{r_{t1}} - \frac{1 - \sin(\varphi_1)}{1 + \sin(\varphi_1)} \geq 0 \quad (2.80)$$

2.6.2. İkinci ölçüsel şart

Şekil 2.9'daki çark tavaşının, b_1 çemberine teğet olacak uygun yaylarla çizilebilir olması ve çark girişinde çark emiş ağzından dar akış alanlarının oluşmaması için r_{t1} değerinin, r_0 değerinden büyük olması gerekir. Bunun için Eş. 2.81'deki ifade sağlanmalıdır.

$$r_{t1} > r_0 \quad (2.81)$$

r_0 değerini belirlemek için Eş. 2.82'de ifade edilen pompanın bağlandığı emiş borusundaki akışkan hızı C_b ile çark emiş ağzındaki akışkan hızı C_0 eşitliği esas alınmıştır.

$$C_b = C_0 \quad (2.82)$$

Burada;

C_b : Pompa bağlantı borusunda akışkan hızı

C_0 : Çark emiş ağzında akışkan hızı

Eş. 2.7'deki kütlelenin korunumu ve Eş. 2.14'teki kaçak verimi ifadeleri Eş. 2.82'de düzenlenerek çark emiş ağzı yarıçapı r_0 , Eş. 2.86'daki gibi ifade edilmiştir.

$$\frac{Q}{A_b} = \frac{Q_\zeta}{A_0} \quad (2.83)$$

$$\frac{Q}{\pi r_b^2} = \frac{Q_\zeta}{\pi r_0^2} \quad (2.84)$$

$$\frac{Q}{\pi r_b^2} = \frac{Q}{\eta_k \pi r_0^2} \quad (2.85)$$

$$r_0 = \frac{r_b}{\sqrt{\eta_k}} \quad (2.86)$$

Burada;

A_b : Pompa bağlantı borusu iç akış alanı

A_0 : Çark emiş ağzında akış alanı

r_b : Pompa bağlantı borusu iç yarıçapı

Çizelge 2.1’de tasarım girdisi olarak pompa emme ve basma hattı bağlantılarının boru anma çapları DN20 - ¾” değerinde verilmiştir. Kaynaklı ve dikişsiz dövme çelik borular ve paslanmaz çelik borular için mevcut ASME/ANSI B36.10/19 boru normundan, standart duvar kalınlığı ve DN20 – ¾” boru boyutu için pompa bağlantı borusu iç yarıçapı $r_b=0,0105$ m değerinde alınmıştır. $r_b=0,0105$ m ve $\eta_k=0,97$ değerleri, Eş 2.86’da yerine yazılarak çark emiş ağzı yarıçapı r_0 hesaplanmıştır.

$$r_0 = \frac{r_b}{\sqrt{\eta_k}} = \frac{0,0105}{\sqrt{0,97}} = 0,0107 \text{ m}$$

$r_0=0,0107$ m değeri ile Eş 2.46’da verilen ikinci ölçüsel şart, Eş 2.87’de düzenlenmiştir.

$$r_{t1} > 0,0107 \quad (2.87)$$

2.6.3. Üçüncü ölçüsel şart

Üçüncü olarak şekil 2.9’da b_1 çaplı çemberin en sağ noktasının, çark göbeğinin sağında kalmama şartı yazılmıştır. Çarkın radyal eğiklik yarıçapı R ve b_2 çark çıkış genişliği değerleri kullanılarak bu ölçüsel şart Eş. 2.89’da ifade edilmiştir.

$$\frac{b_2}{2} + [R (1 - \cos(\varphi_1))] \geq \frac{b_1}{2} \quad (2.88)$$

$$\frac{b_2}{2} + [R (1 - \cos(\varphi_1))] \geq \frac{(r_{t1} - r_{g1})}{2 \sin(\varphi_1)} \quad (2.89)$$

Eş. 2.89’da yer alan çark eğim yarıçapı R , çark girişinde akış ön dönmesizken yani $C_{u1}=0$ iken, çark giriş hızı modelleme parametresi AK ampirik değer tanımından yararlanılarak, Eş.2.90’da ifade edilmiştir. Ayrıca çark giriş hızı modelleme parametresi AK , çark tavaşında kanat giriş noktası meridyen hızı C_{mt1} değerinin, çark merkez meridyeninde kanat giriş noktası meridyen hızı C_{mm1} değerine oranı olarak Eş. 2.91’de verilmiştir. Çark giriş hızı modelleme parametresi AK yaygın olarak 1,25 değerini almaktadır [11].

$$R = \frac{\sin(\varphi_1)(r_{t1} - r_{g1})}{(AK^2 - 1)} \quad (2.90)$$

$$AK = \frac{C_{mt1}}{C_{mm1}} \quad (2.91)$$

Burada;

AK : Çark giriş hızı modelleme parametresi

C_{mt1} : Çark tavaasında kanat giriş noktası meridyen hızı

C_{mm1} : Çark merkez meridyeninde kanat giriş noktası meridyen hızı

Eşitlik 2.90'da verilen R ifadesi, ampirik $AK=1,25$ ve Bölüm 2.5'te hesaplanan $b_2=0,0036$ m değeri; Eş 2.89'da yerine yazılarak Eş. 2.93'te üçüncü ölçüsel şart düzenlenmiştir.

$$\frac{0,0036}{2} + \left[\left(\frac{\sin(\varphi_1)(r_{t1} - r_{g1})}{(1,25^2 - 1)} \right) (1 - \cos(\varphi_1)) \right] \geq \frac{(r_{t1} - r_{g1})}{2 \sin(\varphi_1)} \quad (2.92)$$

$$0,0036 \sin(\varphi_1) + r_{t1} \left(1 - \frac{r_{g1}}{r_{t1}} \right) \left\{ \left[\frac{2 \sin(\varphi_1)^2 [1 - \cos(\varphi_1)]}{0,5625} \right] - 1 \right\} \geq 0 \quad (2.93)$$

Sonuç olarak, Şekil 2.9'da gösterilen çark kesidinin boyutsal parametrik çizimi ile ortaya konulan boyutsal değerler, yazılan 3 adet ölçüsel şart ile birbirleri ile ilişkilendirilmiştir. Bu değerlerden r_2 , b_2 ve r_0 ; ampirik ifadeler esas alınarak önceki bölümlerde ve bu bölümde hesaplanmıştır. Bilinmeyen r_{t1} , r_{m1} , r_{g1} ve R değerlerini hesaplamak için ise çark giriş boyutsal parametreleri için mevcut optimizasyonlar incelenerek ve kullanılarak pompa hidroliği tasarımına devam edilmiştir.

2.7. Çark Giriş Parametrelerinin Optimizasyonu

Bu çalışmada, çark kanat girişinde kanat yatıklık açısı φ_1 , çark tavaasında kanat giriş noktası yarıçapı r_{t1} ve çark göbeğinde kanat giriş noktası yarıçapı r_{g1} çark kanat girişindeki boyutsal parametreleridir. Bu boyutsal parametrelerde optimizasyon çalışması, emmedeki net pozitif yük NPSH değerinin minimum değerde tutulması ile kavitasayon ihtimalinin minimum olmasının sağlanması için veya çark tavaası kanat giriş noktasında akışkanın kanada göre bağlı hızı w_{t1} değerinin minimum değerde olması ile maksimum pompa veriminin sağlanması için yapılır [12].

2.7.1. Minimum NPSH

Emmedeki net pozitif yük NPSH değeri azaldıkça, çark girişinde oluşan en düşük yerel basınç değerleri, akışkanın buharlaşma basıncından daha yüksek olur. Bu durumda kavitasyon riski azalır. Emmedeki net pozitif yük NPSH değerini veren ifade Eş 2.94'te verilmiştir [12].

$$NPSH = \frac{1}{2} C_{mt1} (1 + v_b) + \frac{1}{2} v_b U_{t1} \quad (2.94)$$

Burada;

NPSH : Emmedeki net pozitif yük

v_b : Kavitasyon katsayısı (pratikte 0,1 ile 1 arasında değer almaktadır [12])

U_{t1} : Çark tavaşı kanat giriş noktasında çarkın çevresel hızı

Sirkülör pompaları, statik basıncı en az 1,5 bar değerinde olan kapalı sistemlerde yaygın kullanılmaları ile kavitasyon riskinden uzak çalışan hidrolik makinalardır. Bu nedenle, tasarımda minimum NPSH değeri için minimum kavitasyon riskinin sağlanmasından ziyade maksimum verim için minimum w_{t1} değerinin sağlanması hedeflenmiştir.

2.7.2. Minimum w_{t1}

Çark tavaşı kanat giriş noktasında akışkanın kanada göre bağıl hızı w_{t1} değeri azaldıkça, çark girişindeki bağıl kinetik enerji azalır. Böylece çark çıkışında sabit bağıl kinetik enerjiye sahip bir çarkta akışkana verilen enerji artar. Buna bağlı olarak, w_{t1} değerinin minimum olması ile en verimli pompa tasarımı hedeflenmiş olur. Şekil 2.3'te gösterilen hız üçgenleri ve hız bileşenleri kullanılarak w_{t1} değerini veren ifade Eş. 2.95'te yazılmıştır.

$$w_{t1} = [U_{t1}^2 + C_{mt1}^2]^{0,5} \quad (2.95)$$

Burada;

w_{t1} : Çark tavaşı kanat giriş noktasında akışkanın kanada göre bağıl hızıdır.

Eş. 2.7’de verilen kütlelin korunumu temel denklemi ve Eş. 2.10’da verilen çevresel hız formülünden yararlanarak ve Eş. 2.91’de verilen C_{mt1} ifadesi, Eş. 2.95’te yerine konularak, w_{t1} için Eş. 2.98 elde edilir.

$$w_{t1} = [U_{t1}^2 + (AK C_{mm1})^2]^{0,5} \quad (2.96)$$

$$w_{t1} = \left\{ (\omega r_{t1})^2 + \left[AK \left(\frac{Q_\zeta}{A_{a1}} \right) \right]^2 \right\}^{0,5} \quad \left(A_{a1} = \pi \left(\frac{r_{t1}^2 - r_{g1}^2}{\sin(\varphi_1)} \right) (1 - B_1) \right) \quad (2.97)$$

$$w_{t1} = \left\{ (\omega r_{t1})^2 + \left[\frac{AK \sin(\varphi_1) Q}{\pi \eta_k (1 - B_1) (r_{t1}^2 - r_{g1}^2)} \right]^2 \right\}^{0,5} \quad (2.98)$$

Burada;

B : Kanat blokajı (kanat girişinde 1, kanat çıkışında 2 indisi ile gösterilmiştir.)

Bu noktada çark göbeğinde kanat giriş noktası yarıçapı r_{g1} ve çark kanat girişinde kanat yatıklık açısı φ_1 değerleri sabitken minimum w_{t1} değerini sağlayan çark tavaında kanat giriş noktası yarıçapı r_{t1} değerini bulmak için, Eş. 2.99’da kısmi türev sıfıra eşitlenmiştir.

$$\frac{\partial w_{t1}}{\partial r_{t1}} = \frac{\omega^2 r_{t1} - \frac{2 r_{t1} \sin(\varphi_1)^2 AK^2 Q_\zeta^2}{\pi^2 (1-B_1)^2 (r_{t1}^2 - r_{g1}^2)^3}}{\left\{ (\omega r_{t1})^2 + \left[\frac{AK \sin(\varphi_1) Q_\zeta}{\pi (1-B_1) (r_{t1}^2 - r_{g1}^2)} \right]^2 \right\}^{0,5}} = 0 \quad (2.99)$$

Eş. 2.99’den r_{t1} değerinin anlamlı çözümü, Eş. 2.102’de düzenlenmiştir.

$$r_{t1} = \frac{\left\{ 2^{\frac{1}{3}} [AK Q_\zeta \sin(\varphi_1)]^{\frac{2}{3}} + r_{g1}^2 [\omega \pi (1 - B_1)]^{\frac{2}{3}} \right\}^{0,5}}{[\omega \pi (1 - B_1)]^{\frac{1}{3}}} \quad (2.100)$$

$$r_{t1}^2 = \frac{2^{\frac{1}{3}} [AK Q_\zeta \sin(\varphi_1)]^{\frac{2}{3}} + r_{g1}^2 [\omega \pi (1 - B_1)]^{\frac{2}{3}}}{[\omega \pi (1 - B_1)]^{\frac{2}{3}}} \quad (2.101)$$

$$r_{t1}^2 = r_{g1}^2 + 2^{\frac{1}{3}} \left[\frac{AK Q_\zeta \sin(\varphi_1)}{\omega \pi (1 - B_1)} \right]^{\frac{2}{3}} \quad (2.102)$$

Eşitlik 2.102, çark göbeğinde kanat giriş noktası yarıçapı r_{g1} değerinin çark tavaasında kanat giriş noktası yarıçapı r_{t1} değerine oranı r_{g1}/r_{t1} kullanılarak, r_{t1} ifadesi olarak Eş 2.105’de elde edilmiştir.

$$r_{t1}^2 = r_{t1}^2 \left(\frac{r_{g1}}{r_{t1}} \right)^2 + 2^{\frac{1}{3}} \left[\frac{AK Q_{\zeta} \sin(\varphi_1)}{\omega \pi (1 - B_1)} \right]^{\frac{2}{3}} \quad \left(Q_{\zeta} = \frac{Q}{\eta_k} \right) \quad (2.103)$$

$$r_{t1}^2 \left[1 - \left(\frac{r_{g1}}{r_{t1}} \right)^2 \right] = 2^{\frac{1}{3}} \left[\frac{AK Q \sin(\varphi_1)}{\eta_k \omega \pi (1 - B_1)} \right]^{\frac{2}{3}} \quad (2.104)$$

$$r_{t1} = 2^{\frac{1}{6}} \left\{ \frac{AK Q \sin(\varphi_1)}{\eta_k \omega \pi (1 - B_1) \left[1 - \left(\frac{r_{g1}}{r_{t1}} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.105)$$

Sonuç olarak, herhangi r_{g1}/r_{t1} oranı ve çark kanat girişinde kanat yatıklık açısı φ_1 değeri ikilisi sabit seçilmişken, w_{t1} ’in minimum olmasını sağlayan r_{t1} değerini hesaplamak için, Eş 2.105 elde edilmiştir. Yazılan bu ifade ve önceden tanımlanan 3 adet ölçüsel şart kullanılarak, çark parametrelerinin hesaplanması ile tasarıma devam edilmiştir.

2.8. Çark Parametrelerinin Hesaplanması

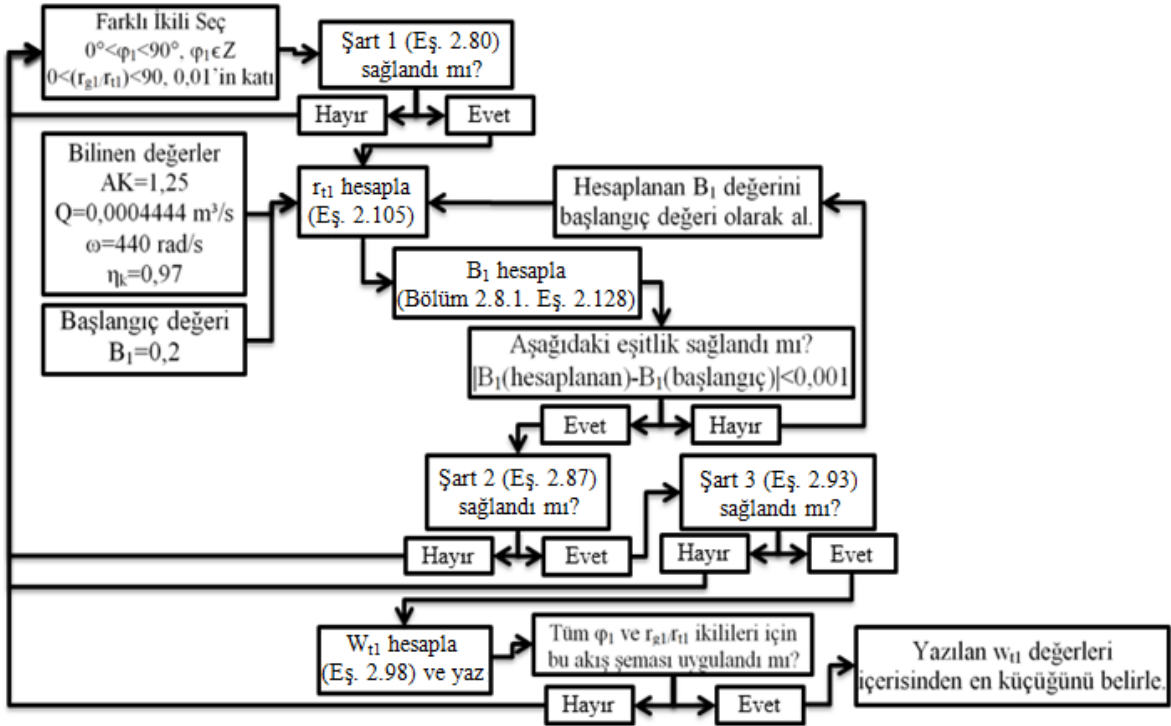
Çark parametrelerinin hesaplanmasında öncelikle Eş. 2.105’deki r_{t1} ifadesinin kullanımında sabit seçilecek φ_1 değeri ve r_{g1}/r_{t1} oranı için değer aralıkları tanımlanmıştır. φ_1 açısı için çarkın Şekil 2.9’da görüldüğü gibi yatık kanat girişli olması ve çark imalat ölçümlerinde kolaylık sağlanması esas alınarak, Eş 2.106’daki tamsayı değer aralığı kullanılır.

$$0^\circ < \varphi_1 < 90^\circ \quad \varphi_1 \in Z \quad (2.106)$$

r_{g1}/r_{t1} oranı içinse, yine Şekil 2.9’da görüldüğü gibi yatık kanatlı çark için r_{g1} değerinin r_{t1} değerinden her zaman küçük olması esas alınarak, Eş 2.107’deki değer aralığı yazılmıştır. Bu noktada r_{g1}/r_{t1} oranı, kolay hesaplama için verilen aralıkta 0,01 değeri ve katlarından seçilmiştir.

$$0 < \frac{r_{g1}}{r_{t1}} < 1 \quad (2.107)$$

φ_1 değeri ve r_{g1}/r_{t1} oranı için değer aralıkları belirlenmesinin ardından, tanımlanan 3 adet ölçüsel şartı ve minimum w_{t1} değerini, dolayısıyla maksimum pompa verimini sağlayan ikiliyi seçmek için yapılan hesaplamalar ve izlenecek yol şematik olarak Şekil 2.10'da gösterilmiştir.



Şekil 2.10. Minimum w_{t1} değerinin belirlenmesinde akış şeması

Şekil 2.10'daki akış şemasında minimum w_{t1} değerini belirlemek için öncelikle çark kanat girişinde kanat yatıklık açısı φ_1 değeri ve r_{g1}/r_{t1} oranı için tanımlanan değer aralıklarından seçilen farklı ikilinin, Eş. 2.80'de verilen birinci ölçüsel şartı sağlayıp sağlamadığına bakılır. Şart sağlanmıyor ise farklı ikili seçilir ve kontrol tekrarlanır. Şart sağlanıyor ise Eş. 2.105'teki ifadeye bilinen AK , Q , ω ve η_k değerleri ve bilinmeyen B_1 değeri için tahmini 0,2 başlangıç değeri yerine yazılarak r_{t1} değeri hesaplanır. Bir sonraki adımda ise bulunan r_{t1} ve bilinen değerler ile çark girişindeki kanat blokajı B_1 değerinin yinelemeli hesaplandığı görülmektedir. Bu noktada 0,2 başlangıç değeri ile yapılan yinelemeli hesaplamaların anlam ifade etmesi için B_1 değeri, Eş. 2.105'ten farklı olarak r_{t1} ve bilinen değerler ile ilişkilendirilmiştir.

2.8.1. Çark girişinde kanat blokajı

Bu çalışmada, çark girişinde kanat blokajı B_1 , çark girişinde bloke alan A_{kb1} 'in, çark kanat girişinde akış alanı A_1 'e oranı olarak Eş. 2.108'de ifade edilmiştir. Ayrıca Şekil 2.5'teki kanat blokaj kalınlığı gösteriminden ve Şekil 2.9'daki çark kesidi boyutsal parametrik çiziminden yararlanılarak oranlanan alanlar geometrik parametrelere bağlı ifade edilmiştir ve Eş. 2.109'da düzenlenmiştir.

$$B_1 = \frac{A_{kb1}}{A_1} = \frac{Z t_{u1} b_1}{2 \pi r_{m1} b_1} \quad (2.108)$$

$$B_1 = \frac{Z t_{u1}}{2 \pi r_{m1}} \quad (2.109)$$

Eş. 2.109'de yer alan çark girişinde kanat blokaj kalınlığı t_{u1} , Şekil 2.9'da çark kesidi boyutsal parametrik çiziminde gösterilen çark tava, göbek ve merkez meridyeni üzerindeki kanat giriş noktalarında ayrı ayrı hesaplanan, sırasıyla t_{ut1} , t_{ug1} , t_{um1} blokaj kalınlığı değerlerinin aritmetik ortalaması olarak Eş. 2.110'da ifade edilmiştir.

$$t_{u1} = \frac{t_{ut1} + t_{ug1} + t_{um1}}{3} \quad (2.110)$$

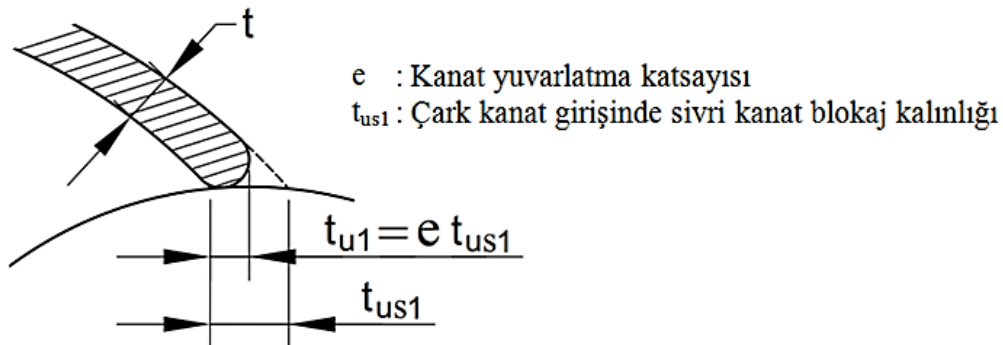
Burada;

t_{ut1} : Çark tavaşı kanat giriş noktasında kanat blokaj kalınlığı

t_{ug1} : Çark göbeği kanat giriş noktasında kanat blokaj kalınlığı

t_{um1} : Çark merkez meridyeni kanat giriş noktasında kanat blokaj kalınlığı

t_{u1} için, Şekil 2.5'teki t_{u2} gösterimi esas alınarak, Şekil 2.11'deki gösterim oluşturulmuştur.



Şekil 2.11. Çark kanat girişinde kanat blokaj kalınlığı (t_{u1}) şematik görünümü

Çark kanat girişleri imalatla kalıplanabilirlik esas alınarak yuvarlatılır. Bu sebeple Şekil 2.11’de görüldüğü gibi çark kanat girişinde sivri kanat blokaj kalınlığı t_{us1} değeri başına e çarpanı olarak t_{u1} değeri hesaplanmıştır. Tasarımda e çarpanına 0,5 değeri verilerek ve Eş. 2.75’teki gibi ifade edilen t_{ut1} , t_{ug1} , t_{um1} blokaj kalınlığı değerleri Eş. 2.110’da yerine yazılarak Eş. 2.113 düzenlenmiştir.

$$t_{ut1} \cong \frac{0,5 t}{\sin(\beta_{ktt1})} \quad t_{ug1} \cong \frac{0,5 t}{\sin(\beta_{ktg1})} \quad t_{um1} \cong \frac{0,5 t}{\sin(\beta_{ktm1})} \quad (2.111)$$

$$t_{u1} = \frac{\frac{0,5 t}{\sin(\beta_{ktt1})} + \frac{0,5 t}{\sin(\beta_{ktg1})} + \frac{0,5 t}{\sin(\beta_{ktm1})}}{3} \quad (2.112)$$

$$t_{u1} = \frac{t \left(\frac{1}{\sin(\beta_{ktt1})} + \frac{1}{\sin(\beta_{ktg1})} + \frac{1}{\sin(\beta_{ktm1})} \right)}{6} \quad (2.113)$$

Burada;

β_{ktt1} : Çark tavası kanat giriş noktasında kanat açısının tümleri

β_{ktg1} : Çark göbeği kanat giriş noktasında kanat açısının tümleri

β_{ktm1} : Çark merkez meridyeni kanat giriş noktasında kanat açısının tümleri

Eş. 2.113’te yer alan $\sin(\beta_{ktt1})$, $\sin(\beta_{ktg1})$ ve $\sin(\beta_{ktm1})$ ifadeleri Şekil 2.3’teki çark kanat giriş hız üçgeninden hız bileşenlerine bağlı halde Eş. 2.114’te yazılmıştır.

$$t_{u1} = \frac{t \left(\frac{w_{t1}}{C_{mt1}} + \frac{w_{g1}}{C_{mg1}} + \frac{w_{m1}}{C_{mm1}} \right)}{6} \quad (2.114)$$

Burada;

w_{g1} : Çark göbeği kanat girişinde akışkanın kanada göre bağıl hızı

C_{mg1} : Çark göbeği kanat girişinde akışkanın meridyen hızı

w_{m1} : Çark merkez meridyeni kanat girişinde akışkanın kanada göre bağıl hızı

Eşitlik 2.114’te yer alan C_{mt1} , C_{mg1} ve C_{mm1} değerleri, Eş. 2.7’deki kütle korunumu temel denkleminde verilen C_{m1} değerine bağlı olarak, Eş. 2.115’te verilmiştir. Burada C_{mt1} değeri için Eş. 2.91’de yer alan çark giriş hızı modelleme parametresi AK kullanılmıştır.

$$C_{m1} = C_{mg1} = C_{mm1} = \frac{C_{mt1}}{AK} \quad (2.115)$$

Eş. 2.115'te verilen C_{mt1} , C_{mg1} ve C_{mm1} değerlerine bağlı C_{m1} ifadesi Eş. 2.114'te yerine yazılarak Eş. 2.116 düzenlenmiştir.

$$t_{u1} = \frac{t}{6 C_{m1}} \left(\frac{w_{t1}}{AK} + w_{g1} + w_{m1} \right) \quad (2.116)$$

Şekil 2.9'daki çark parametrik çizimden yararlanılarak, C_{m1} ifadesi Eş. 2.120'de düzenlenmiştir ve Eş. 2.116'da yerine konularak Eş. 2.121'deki t_{u1} ifadesi elde edilmiştir.

$$C_{m1} = \frac{Q_{\zeta}}{A_{a1}} \quad (A_{a1} = 2 \pi r_{m1} b_1 (1 - B_1)) \quad (2.117)$$

$$C_{m1} = \frac{Q_{\zeta}}{2 \pi r_{m1} b_1 (1 - B_1)} \quad \left(b_1 = \frac{r_{t1} - r_{g1}}{\sin(\varphi_1)}, \quad r_{m1} = \frac{r_{t1} + r_{g1}}{2} \right) \quad (2.118)$$

$$C_{m1} = \frac{Q_{\zeta}}{2 \pi \left(\frac{r_{t1} + r_{g1}}{2} \right) \left(\frac{r_{t1} - r_{g1}}{\sin(\varphi_1)} \right) (1 - B_1)} \quad (2.119)$$

$$C_{m1} = \frac{\sin(\varphi_1) Q_{\zeta}}{\pi (r_{t1}^2 - r_{g1}^2) (1 - B_1)} \quad (2.120)$$

$$t_{u1} = \frac{t \pi (r_{t1}^2 - r_{g1}^2) (1 - B_1)}{6 \sin(\varphi_1) Q_{\zeta}} \left(\frac{w_{t1}}{AK} + w_{g1} + w_{m1} \right) \quad (2.121)$$

Eş. 2.121'deki t_{u1} , Eş. 2.109'da yerine konularak B_1 ifadesi Eş. 2.125'de düzenlenmiştir.

$$B_1 = \frac{Z t_{u1}}{2 \pi r_{m1}} \quad \left(r_{m1} = \frac{r_{t1} + r_{g1}}{2} \right) \quad (2.122)$$

$$B_1 = \frac{Z \left[\frac{t \pi (r_{t1}^2 - r_{g1}^2) (1 - B_1)}{6 \sin(\varphi_1) Q_{\zeta}} \left(\frac{w_{t1}}{AK} + w_{g1} + w_{m1} \right) \right]}{\pi (r_{t1} + r_{g1})} \quad (2.123)$$

$$B_1 = \left[\frac{Z t \pi (r_{t1}^2 - r_{g1}^2) (1 - B_1)}{6 \sin(\varphi_1) Q_{\zeta} \pi (r_{t1} + r_{g1})} \right] \left(\frac{w_{t1}}{AK} + w_{g1} + w_{m1} \right) \quad (2.124)$$

$$B_1 = \left[\frac{Z t (r_{t1} - r_{g1}) (1 - B_1)}{6 \sin(\varphi_1) Q_{\zeta}} \right] \left(\frac{w_{t1}}{AK} + w_{g1} + w_{m1} \right) \quad (2.125)$$

Eş. 2.125'teki w_{g1} ve w_{m1} değerleri, Eş. 2.98'de verilen w_{t1} değeri gibi Eş. 2.127'de yazılmıştır.

$$w_{g1} = \sqrt{U_{g1}^2 + C_{mg1}^2} = \sqrt{(\omega r_{g1})^2 + \left[\frac{\sin(\varphi_1) Q_\zeta}{\pi(1 - B_1)(r_{t1}^2 - r_{g1}^2)} \right]^2} \quad (2.126)$$

$$w_{m1} = \sqrt{U_{m1}^2 + C_{mm1}^2} = \sqrt{\left[\frac{\omega(r_{t1} + r_{g1})}{2} \right]^2 + \left[\frac{\sin(\varphi_1) Q_\zeta}{\pi(1 - B_1)(r_{t1}^2 - r_{g1}^2)} \right]^2} \quad (2.127)$$

Burada;

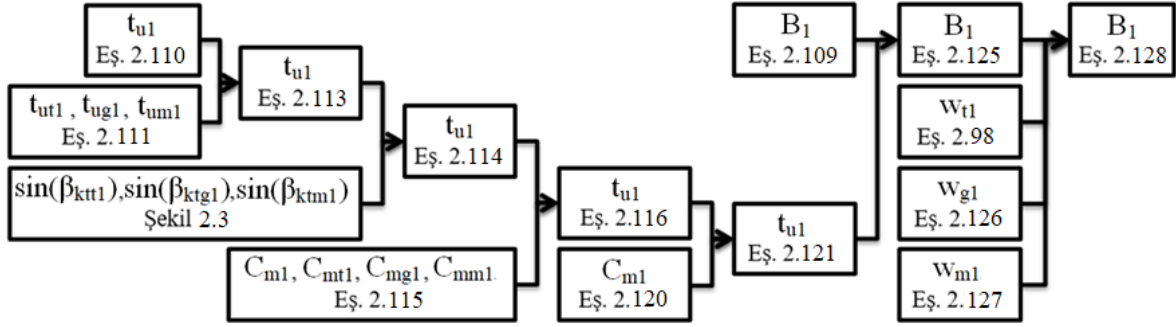
U_{g1} : Çark göbeği kanat giriş noktasında çark çevresel hızı

U_{m1} : Çark merkez meridyeni kanat giriş noktasında çark çevresel hızı

Eş. 2.126 ve Eş. 2.127'de verilen sırasıyla w_{g1} ve w_{m1} ifadeleri ve Eş. 2.98'de verilen w_{t1} ifadesi Eş. 2.125'te yerine yazılarak Eş. 2.128'de B_1 ifadesi düzenlenmiştir.

$$B_1 = \left[\frac{\eta_k Z t (r_{t1} - r_{g1})(1 - B_1)}{6 \sin(\varphi_1) Q} \right] \cdot \left\{ \frac{\sqrt{(\omega r_{t1})^2 + \left[\frac{AK \sin(\varphi_1) Q}{\eta_k \pi (1 - B_1)(r_{t1}^2 - r_{g1}^2)} \right]^2}}{AK} + \sqrt{(\omega r_{g1})^2 + \left[\frac{\sin(\varphi_1) Q}{\eta_k \pi (1 - B_1)(r_{t1}^2 - r_{g1}^2)} \right]^2} + \sqrt{\left[\frac{\omega(r_{t1} + r_{g1})}{2} \right]^2 + \left[\frac{\sin(\varphi_1) Q}{\eta_k \pi (1 - B_1)(r_{t1}^2 - r_{g1}^2)} \right]^2} \right\} \quad (2.128)$$

Sonuç olarak, Şekil 2.10'daki akış şemasında, B_1 değerinin yinelemeli hesaplamasında kullanılmak üzere Eş. 2.128'deki B_1 ifadesi oluşturulmuştur. Eş. 2.128'deki B_1 ifadesinin oluşturulması için kullanılan diğer ifadelerin düzenlenme sırası, şematik gösterim olarak Şekil 2.12'de verilmiştir.

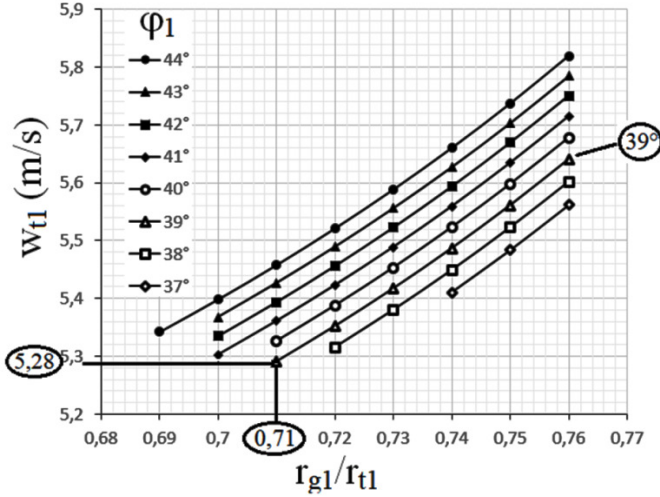


Şekil 2.12. B_1 için yazılan Eş. 2.128 ifadesinin düzenlenme şeması

Şekil 2.10'da, minimum w_{t1} değerini belirlemek için verilen akış şemasında, 0,2 başlangıç değerinde alınan B_1 değeri, Eş. 2.128 kullanılarak yinelemeli hesaplanmaktadır. Yinelemeli hesaplama, B_1 başlangıç değeri ve hesaplanan yeni değer arasındaki farkın mutlak değeri 0,001 değerinden küçük olanakadar devam etmektedir. Hesaplamanın tamamlanmasından sonra, sırasıyla Eş. 2.87'deki ikinci ölçüsel şartın ve Eş. 2.93'teki üçüncü ölçüsel şartın sağlanıp sağlanmadığı kontrolü ile işlemlere devam edilmektedir. Şartlardan herhangi birinin sağlanmadığı durumda, φ_1 ve r_{g1}/r_{t1} için farklı ikili seçimi ile işlemler tekrarlanmaktadır. Tüm şartlar sağlanıyor ise Eş. 2.98 kullanılarak w_{t1} değeri hesaplanmaktadır. Son olarak φ_1 ve r_{g1}/r_{t1} için verilen değer aralığından seçilen tüm ikililer için bu işlemler tekrarlanarak, tasarımda kullanımı uygun olan tüm w_{t1} değerleri ortaya konulmaktadır ve bulunan w_{t1} değerleri arasından en küçük değere sahip olanı tasarımda kullanılmak üzere seçilmektedir.

2.8.2. Şematik çözüm uygulaması

Tasarımda minimum bağıl hız w_{t1} değerini belirlemek için Şekil 2.10'da verilen şemadaki tüm işlemler Microsoft Office Excel programından faydalanarak uygulanmıştır. w_{t1} değerleri, şemadaki değer aralıklarından seçilen tüm φ_1 (çark kanat girişindeki kanat yatıklık açısı) ve r_{g1}/r_{t1} oranı ikilileri için belirtilen şartları da sağlayarak hesaplanmıştır. Hesaplanan minimum w_{t1} değerleri içerisinde minimum w_{t1} değeri; $\varphi_1=39^\circ$ ve $r_{g1}/r_{t1}=0,71$ ikilisi seçildiğinde 5,28 m/s olarak bulunmuştur. Yapılan hesaplamalara ait sonuçların bir kısmı Şekil 2.13'te grafiksel gösterilmiştir. Bu grafik, φ_1 değerinin 37° ile 44° değer aralığından, r_{g1}/r_{t1} oranının 0,69 ile 0,76 değer aralığından seçilmesiyle hesaplanan ve şartları sağlayan w_{t1} değerleri çizdirilerek oluşturulmuştur. Böylece minimum w_{t1} değeri ve bu değer civarındaki φ_1 ve r_{g1}/r_{t1} değerlerine bağlı değişimi ifade edilmiştir.



Şekil 2.13. ϕ_1 ve r_{g1}/r_{t1} değerlerine bağlı hesaplanan çark kanat girişindeki minimum bağlı hız w_{t1} değişimi

Şekil 2.13'te, ϕ_1 değeri 37° ile 44° değer aralığında ve r_{g1}/r_{t1} değeri ise 0,69 ile 0,76 değer aralığında seçilmişken hesaplanan w_{t1} değişimi görülmektedir. Burada w_{t1} değerini hesaplamada seçilen herhangi ϕ_1 açısı için r_{g1}/r_{t1} değeri belirli bir değer altında seçildiğinde Şekil 2.10'daki şemada verilen şartlarla uyumsuzluk yaratmaktadır. Örneğin ϕ_1 için 41° seçilirse, r_{g1}/r_{t1} değerinin 0,7'den daha düşük değerleri için şartlarda uyumsuzluk görülmekte ve şema akışında yeni ikili seçilmesi ile w_{t1} değeri hesaplanamamaktadır. Bu noktada şartlara uyan ve maksimum verim hedefi için minimum w_{t1} değerini sağlayan ikilinin $\phi_1=39^\circ$ ve $r_{g1}/r_{t1}=0,71$ ikilisi olduğu Şekil 2.13'te görülmektedir. Bu ikili için hesaplanan w_{t1} değeri 5,28 m/s olarak grafikten okunmaktadır.

Excel programında tüm ikililer için şartları sağlayan w_{t1} hesaplaması yapılmıştır. Ancak bu çalışmada, yalnız minimum w_{t1} değerini sağlayan $\phi_1=39^\circ$ ve $r_{g1}/r_{t1}=0,71$ ikilisi için Şekil 2.10'daki şemada yapılan işlemler ifade edilmiştir. Şema akışında öncelikle seçilen $\phi_1=39^\circ$ ve $r_{g1}/r_{t1}=0,71$ ikilisi için Eş. 2.80'de verilen birinci ölçüsel şart kontrolü yapılmıştır.

$$0,71 - \frac{1 - \sin(39)}{1 + \sin(39)} \geq 0$$

$$0,4825 \geq 0$$

Birinci ölçüsel şartın sağlanmasının ardından bilinen değerler $AK=1,25$, $Q=0,0004444$ m^3/s , $\omega=440$ rad/s, $\eta_k=0,97$ ve 0,2 başlangıç değerinde alınan B_1 değeri ve seçilen $\phi_1=39^\circ$ ve $r_{g1}/r_{t1}=0,71$ değerleri Eş. 2.105'te yerine yazılarak r_{t1} ve buna bağlı r_{g1} hesaplanmıştır.

$$r_{t1} = 2^{\frac{1}{6}} \left[\frac{(1,25) 0,0004444 \sin(39)}{0,97 (440)\pi(1 - 0,2)(1 - 0,71^2)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,011 \text{ m}$$

$$r_{g1} = r_{t1} * 0,71 = 0,011 * 0,71 = 0,0078 \text{ m}$$

Hesaplanan $r_{t1}=0,011$ m ve $r_{g1}=0,0078$ m ve ayrıca bilinen değerlere ek $Z=8$, $t=0,001$ m değerleri Eş. 2.128'de yerine yazılarak B_1 için yinelemeli hesaplama yapılmıştır.

$$B_1 = \left[\frac{0,97 (8) 0,001 (0,011 - 0,0078)(1 - 0,2)}{6 \sin(39) 0,0004444} \right] \cdot \left\{ \frac{\sqrt{[440(0,011)]^2 + \left[\frac{1,25 \sin(39) 0,0004444}{0,97 \pi(1-0,2)(0,011^2 - 0,0078^2)} \right]^2}}{1,25} + \sqrt{[440(0,0078)]^2 + \left[\frac{\sin(39) 0,0004444}{0,97 \pi(1 - 0,2)(0,011^2 - 0,0078^2)} \right]^2} + \sqrt{\left[\frac{440(0,011 + 0,0078)}{2} \right]^2 + \left[\frac{\sin(39) 0,0004444}{0,97 \pi(1 - 0,2)(0,011^2 - 0,0078^2)} \right]^2} \right\} = 0,1506$$

Hesaplanan $B_1=0,1506$ değeri ile başlangıç değeri $B_1=0,2$ farkının mutlak değeri $0,001$ 'den büyüktür. Bu nedenle $B_1=0,1506$ değeri yeni başlangıç değeri olarak alınmıştır ve r_{t1} hesaplanmasından itibaren işlemler farkın mutlak değeri $0,001$ 'den küçük olana kadar tekrarlanmıştır. B_1 başlangıç ve hesaplanan değerleri farkının mutlak değeri, $\varphi_1=39^\circ$ ve $r_{g1}/r_{t1}=0,71$ ikilisi için yinelemeli hesaplamanın üç kez tekrarlanması ile $0,001$ 'den küçük değerler almıştır. Yapılan yinelemeli hesaplama ile bulunan değerler Çizelge 2.6'da verilmiştir.

Çizelge 2.6. $\varphi_1=39^\circ$ ve $r_{g1}/r_{t1}=0,71$ ikilisi için yapılan yinelemeli hesaplama değerleri

i	B_{1i}	r_{t1i}	r_{g1i}	$ B_{1i} - B_{1(i-1)} $
0	0,2000	0,0110	0,0078	-
1	0,1506	0,0108	0,0076	0,0494
2	0,1536	0,0108	0,0076	0,0030
3	0,1534	0,0108	0,0076	0,0002

Burada;

i : Yinelemeli hesaplama sayısıdır.

Bu noktada üçüncü yinelemeli hesaplamaların sonuçları olan $r_{t1}=0,0108$ m, $r_{g1}=0,0076$ m ve $B_1=0,1534$ değerleri bulunmuştur. Şekil 2.10'daki şema akışına sırasıyla ikinci ve üçüncü ölçüsel şartların kontrolü ile devam edilmiştir. Eş.2.87'de verilen ikinci ölçüsel şart $r_{t1}=0,0108$ m değeri için sağlanmaktadır.

$$0,0108 > 0,0107$$

İkinci şartın sağlanmasının ardından $\varphi_1=39^\circ$, $r_{t1}=0,0108$ m ve $r_{g1}/r_{t1}=0,71$ değerleri Eş. 2.93'te yerine yazılarak üçüncü ölçüsel şart kontrol edilmiştir.

$$0,0036 \sin(39) + 0,0108 (1 - 0,71) \left\{ \left[\frac{2 \sin(39)^2 [1 - \cos(39)]}{0,5625} \right] - 1 \right\} \geq 0$$

$$0,0205 \geq 0$$

Üçüncü şartın da sağlanmasının ardından $\omega=440$ rad/s, $r_{t1}=0,0108$ m, $AK=1,25$, $\varphi_1=39^\circ$, $Q=0,0004444$ m³/s, $\eta_k=0,97$, $B_1=0,1534$ ve $r_{g1}=0,0076$ m değerleri Eş. 2.98'de yerine yazılarak w_{t1} değeri hesaplanmıştır.

$$w_{t1} = \left\{ [440 (0,0108)]^2 + \left[\frac{1,25 \sin(39) 0,0004444}{0,97 \pi (1 - 0,1534) (0,0108^2 - 0,0076^2)} \right]^2 \right\}^{0,5} = 5,28 \text{ m/s}$$

Sonuç olarak Şekil 2.10'da verilen şema, seçilen tüm φ_1 ve r_{g1}/r_{t1} ikilileri için uygulanarak minimum w_{t1} değerini veren ikili $\varphi_1=39^\circ$ ve $r_{g1}/r_{t1}=0,71$ olarak bulunmuştur. Ayrıca bu ikili seçilmişken yapılan hesaplamalar verilmiştir ve çark geometrisini oluşturmak için gerekli parametrelerden $\varphi_1=39^\circ$, $r_{t1}=0,0108$ m ve $r_{g1}=0,0076$ m değerleri belirlenmiştir. Bu aşamada belirlenen parametreler Eş. 2.8'de yerlerine yazılarak Stepanoff'un C_{m1s} ampirik hız değeri hesaplanmıştır.

$$C_{m1s} = \frac{Q}{\pi D_1 b_1} = \frac{Q}{2 \pi r_{m1} b_1} \quad \left(r_{m1} = \frac{r_{t1} + r_{g1}}{2}, b_1 = \frac{r_{t1} - r_{g1}}{\sin(\varphi_1)} \right)$$

$$C_{m1s} = \frac{Q \sin(\varphi_1)}{\pi (r_{t1}^2 - r_{g1}^2)}$$

$$C_{m1s} = \frac{0,0004444 \sin(39)}{\pi (0,0108^2 - 0,0076^2)} = 1,51 \text{ m/s}$$

Minimum w_{t1} değeri için belirlenen ölçüsel parametrelere bağlı, blokajsız ve kaçak kayıpsız koşulda hesaplanan $C_{m1s}=1,51$ m/s değeri, Eş. 2.6'da Stepanoff'un K_{m1} tasarım parametresi kullanılarak yaklaşık hesaplanan ampirik $C_{m1s}=1,5$ m/s değeri ile kıyaslanmıştır ve mertabe farkı yüzde olarak bulunmuştur.

$$100 \left(\frac{1,51 - 1,5}{1,5} \right) = \%0,67$$

Bu çalışmada C_{m1s} için iki farklı hesaplama ile elde edilen bu $\%0,67$ 'lik fark esas alınarak, minimum w_{t1} değeri için belirlenen ölçüsel parametrelerin mertabe olarak Stepanoff'un çalışmaları ile doğrulandığı yorumu yapılmıştır ve tasarıma çark kanat giriş açılarının hesaplanması ile devam edilmiştir.

2.8.3. Çark girişinde kanat açıları

Şekil 2.3'teki çark kanat giriş hız üçgeni gösteriminden ve Şekil 2.9'daki çark kesidi boyutsal parametrik çiziminden yararlanılarak çark kanat girişinde tava, göbek ve orta meridyenlerindeki β_{kt1} , β_{kg1} ve β_{km1} kanat açısı değerleri, sırasıyla Eş. 2.130, Eş. 2.132 ve Eş. 2.134'te ifade edilmiştir.

$$\beta_{kt1} = \tan^{-1} \left(\frac{U_{t1}}{C_{mt1}} \right) \quad \left(U_{t1} = \omega r_{t1}, \quad C_{mt1} = \frac{AK \sin(\varphi_1) Q}{\pi \eta_k (1 - B_1)(r_{t1}^2 - r_{g1}^2)} \right) \quad (2.129)$$

$$\beta_{kt1} = \tan^{-1} \left[\frac{\omega r_{t1} \pi \eta_k (1 - B_1)(r_{t1}^2 - r_{g1}^2)}{AK \sin(\varphi_1) Q} \right] \quad (2.130)$$

$$\beta_{kg1} = \tan^{-1} \left(\frac{U_{g1}}{C_{mg1}} \right) \quad \left(U_{g1} = \omega r_{g1}, \quad C_{mg1} = \frac{\sin(\varphi_1) Q}{\pi \eta_k (1 - B_1)(r_{t1}^2 - r_{g1}^2)} \right) \quad (2.131)$$

$$\beta_{kg1} = \tan^{-1} \left[\frac{\omega r_{g1} \pi \eta_k (1 - B_1)(r_{t1}^2 - r_{g1}^2)}{\sin(\varphi_1) Q} \right] \quad (2.132)$$

$$\beta_{km1} = \tan^{-1} \left(\frac{U_{m1}}{C_{mm1}} \right) \quad \left(U_{m1} = \omega r_{m1}, \quad C_{mm1} = \frac{\sin(\varphi_1) Q}{\pi \eta_k (1 - B_1)(r_{t1}^2 - r_{g1}^2)}, \quad r_{m1} = \frac{r_{t1} + r_{g1}}{2} \right) \quad (2.133)$$

$$\beta_{km1} = \tan^{-1} \left[\frac{\omega (r_{t1} + r_{g1}) \pi \eta_k (1 - B_1)(r_{t1}^2 - r_{g1}^2)}{2 \sin(\varphi_1) Q} \right] \quad (2.134)$$

Burada;

β_{kt1} : Çark tavaşı kanat giriş noktasında kanat açısı

β_{kg1} : Çark göbeği kanat giriş noktasında kanat açısı

β_{km1} : Çark merkez meridyeni kanat giriş noktasında kanat açısı

Eş. 2.130, Eş. 2.132 ve Eş. 2.134'te bilinen $\omega=440$ rad/s, $r_{t1}=0,0108$ m, $r_{g1}=0,0076$ m, $\eta_k=0,97$, $B_1=0,1534$, $AK=1,25$, $\varphi_1=39^\circ$ ve $Q=0,0004444$ m³/s değerleri yerlerine yazılarak sırasıyla β_{kt1} , β_{kg1} ve β_{km1} değerleri hesaplanmıştır.

$$\beta_{kt1} = \tan^{-1} \left[\frac{440(0,0108)\pi 0,97 (1 - 0,1534)(0,0108^2 - 0,0076^2)}{1,25 \sin(39) 0,0004444} \right] = 64,2^\circ$$

$$\beta_{kg1} = \tan^{-1} \left[\frac{440(0,0076)\pi 0,97 (1 - 0,1534)(0,0108^2 - 0,0076^2)}{\sin(39) 0,0004444} \right] = 61,2^\circ$$

$$\beta_{km1} = \tan^{-1} \left[\frac{440(0,0108 + 0,0076)\pi 0,97(1 - 0,1534)(0,0108^2 - 0,0076^2)}{2 \sin(39) 0,0004444} \right]$$

$$\beta_{km1} = 65,5^\circ$$

Gerekli ölçüsel parametrelerden kanat giriş açılarının hesaplanmasının ardından son olarak çarkın radyal eğiklik yarıçapı R değeri, Eş. 2.90'da $\varphi_1=39^\circ$, $r_{t1}=0,0108$ m, $r_{g1}=0,0076$ m ve $AK=1,25$ değerleri yerlerine yazılarak hesaplanmıştır.

$$R = \frac{\sin(39)(0,0108 - 0,0076)}{(1,25^2 - 1)}$$

$$R = 0,0036 \text{ m}$$

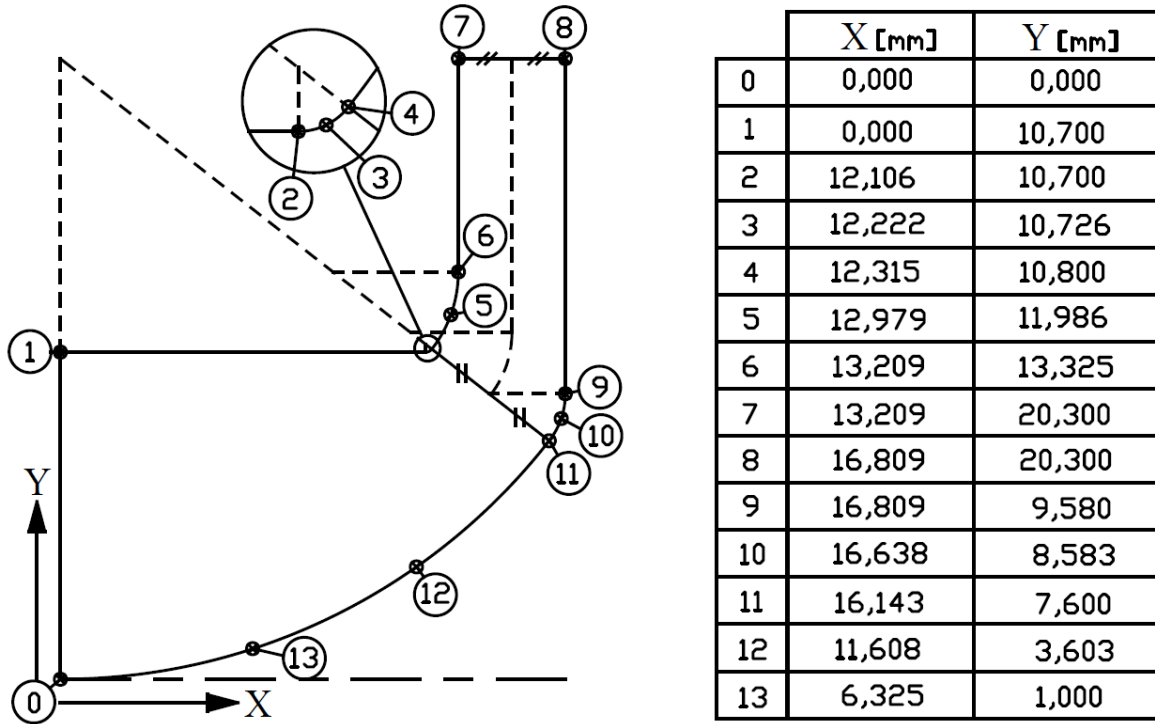
2.9. Çark Geometrisinin Oluşturulması

Çark geometrisini oluşturmak için gerekli tüm boyutsal parametreler önceki bölümlerde hesaplanmıştır. Hesaplanan bu boyutsal parametreler ve değerleri Çizelge 2.7'de verilmiştir. Çark geometrisinin bu parametreler ile oluşturulmasında üç boyutlu kanat modelleme yazılımı olan ANSYS BladeGen (v15.0) versiyonu ve genel amaçlı CAD/CAM yazılımı olan Unigraphics NX 6.0 versiyonu kullanılmıştır.

Çizelge 2.7. Çark boyutsal parametrelerinin değerleri

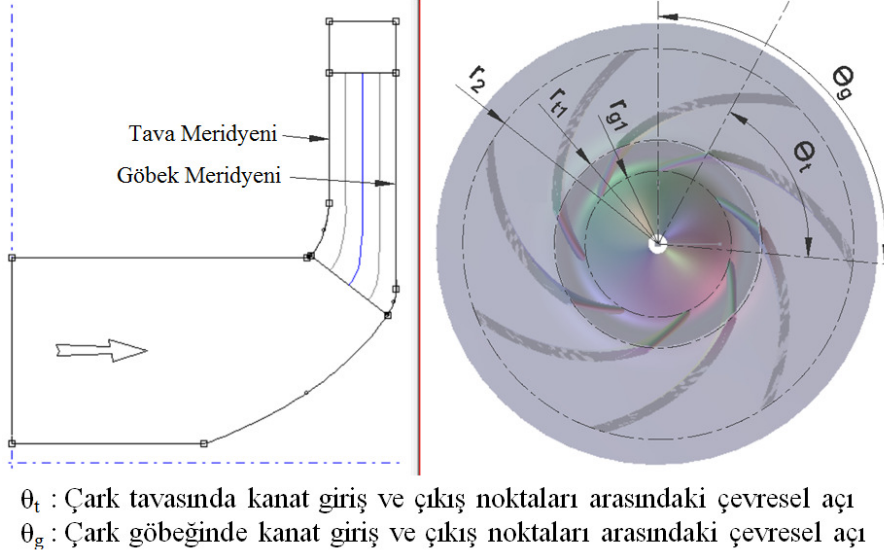
Parametre	Değer
Çark çıkış yarıçapı, r_2	20,3 mm
Çark kanat sayısı, Z	8
Çark kanat kalınlığı, t	1 mm
Çark kanat çıkış açısı, β_{k2}	60,3°
Çark kanat çıkış genişliği (çark çıkışı alan çemberi çapı), b_2	3,6 mm
Çark emiş ağzı yarıçapı, r_0	10,7 mm
Çark kanat girişinde kanat yatıklık açısı, ϕ_1	39°
Çark tavaasında kanat giriş noktası yarıçapı, r_{t1}	10,8 mm
Çark göbeğinde kanat giriş noktası yarıçapı, r_{g1}	7,6 mm
Çark tavaası kanat giriş noktasında kanat açısı, β_{kt1}	64,2°
Çark göbeği kanat giriş noktasında kanat açısı, β_{kg1}	61,2°
Çarkın radyal eğiklik yarıçapı, R	3,6 mm

ANSYS BladeGen (v15.0) yazılımında üç boyutlu kanat modeli oluşturmak için, öncelikle Şekil 2.9'da verilen iki boyutlu çark kesidi parametrik çizimi Çizelge 2.7'de verilen geometrik parametreler kullanılarak Şekil 2.14'te tekrar çizilmiştir. Ayrıca çizimdeki her çizgiyi ANSYS BladeGen (v15.0) yazılımında ifade edebilmek için, minimum yeterli sayıda nokta, çizgiler üzerinde işaretlenerek numaralandırılmıştır ve bu noktalara ait koordinatlar verilmiştir.



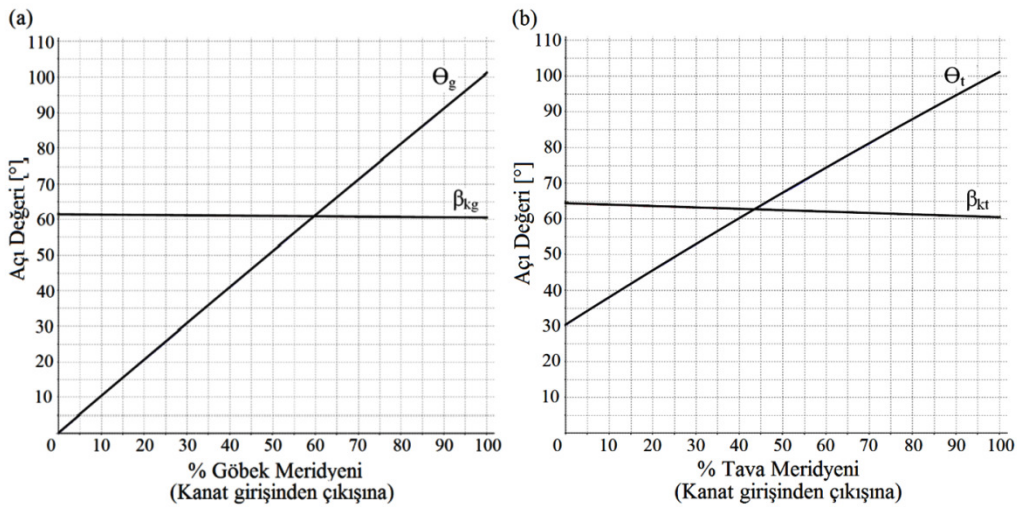
Şekil 2.14. Noktasal koordinatları verilmiş çark kesit çizimi

ANSYS BladeGen (v15.0) yazılımında çark kanat kalınlığı $t=0,001$ m değeri, kanat giriş çıkış açıları $\beta_{k2}=60,3^\circ$, $\beta_{kt1}=64,2^\circ$ ve $\beta_{kg1}=61,2^\circ$ değerleri ve Şekil 2.14'teki çark kesit çiziminde verilen nokta koordinatları tanımlanmıştır. Bu tanımlama ile oluşturulan çark kanat geometrisine ait ekran görüntüsü Şekil 2.15'te verilmiştir.



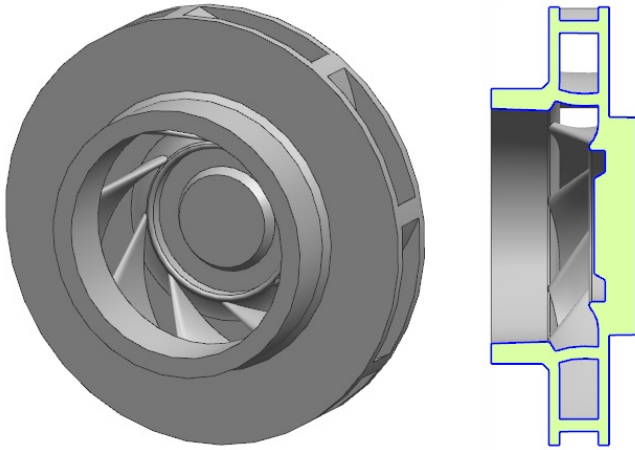
Şekil 2.15. Çark kanat geometrisi için ANSYS BladeGen (v15.0) yazılımından alınan ekran görüntüsü

ANSYS BladeGen (v15.0) yazılımında çark göbük meridyeni ve çark tava meridyeni üzerindeki kanat girişinden çıkışına β_k açıları değişimi lineer tanımlanmıştır. Lineer değişim tanımına ve tanımlanan çark kesit geometrisine bağlı olarak, yazılımda oluşturulan θ açısı değerleri Şekil 2.16a ve Şekil 2.16b'de verilmiştir.



Şekil 2.16. (a) Çark göbük meridyeninde, kanat girişinden çıkışına β_k ve θ açıları değerleri, (b) Çark tava meridyeninde, kanat girişinden çıkışına β_k ve θ açı değerleri

Çark geometrisinin oluşturulmasında son olarak ANSYS BladeGen (v15.0) yazılımında çizilen üç boyutlu kanat modeli NX (v6.0) yazılımına alınmıştır. Burada çarkın tava ve göbek meridyenlerine imalata uygun duvar kalınlıkları verilerek tasarlanan çarkın son katı model hali oluşturulmuştur. NX (v6.0) yazılımından alınan çark katı modeline ait ekran görüntüleri Şekil 2.17’de verilmiştir.



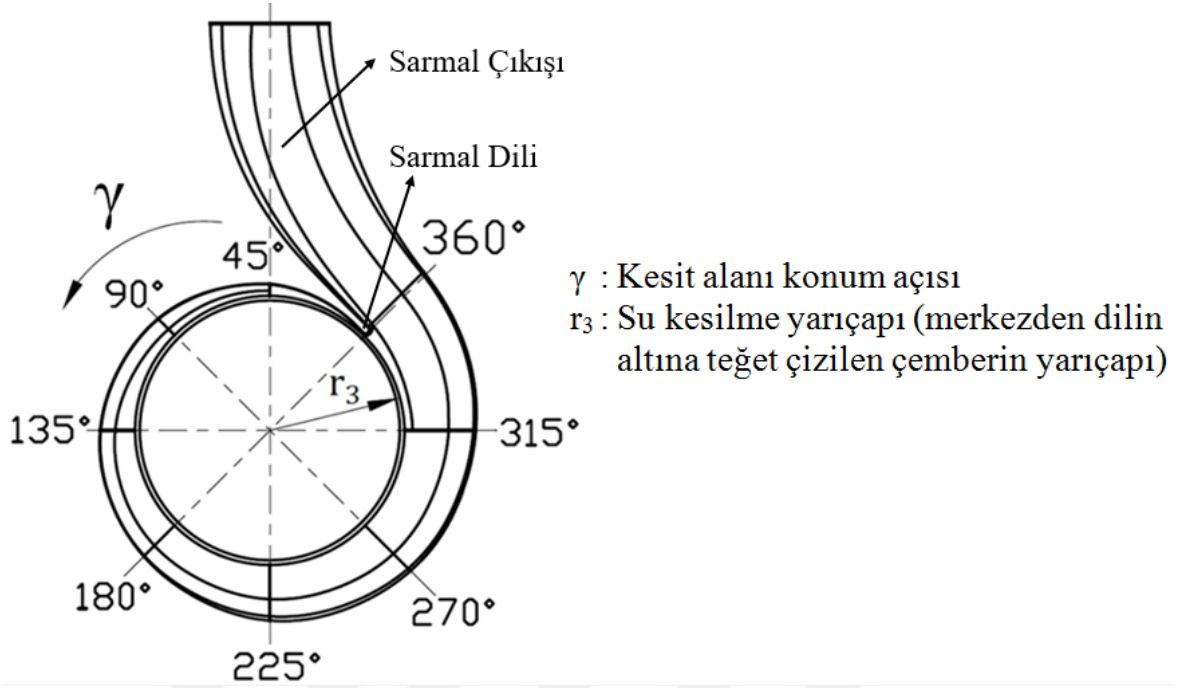
Şekil 2.17. Tasarlanan çarkın üç boyutlu katı modelinin, Unigraphics NX (v6.0) yazılımından alınan ekran görüntüsü

2.10. Pompa Akış Geometrisinin Oluşturulması

Pompa akış geometrisi, tasarlanan çarka özgü oluşturulmuştur. Bunun için öncelikle çark çıkışından pompanın basma tarafındaki bağlantı borusuna suyu yönlendirecek bir spiral sarmal (gövde) akış geometrisi tasarlanmıştır. Ardından bu sarmal geometrisine uygun, çarkı yataklayan çark bölgesi akış geometrisi ve bu geometriyi tamamlayan, pompanın emiş tarafındaki bağlantı borusundan çark girişine suyu yönlendirecek bir emiş dirseği akış geometrisi oluşturulmuştur. Son olarak tasarlanan akış geometrilerinden çark geometrisi çıkartılarak üç boyutlu pompa akış geometrisi katı modeli oluşturulmuştur. Tasarımda çark dönme eksenini, Çizelge 2.1.’de 130 mm olarak verilen gövde giriş ve çıkış eksen açıklığının tam ortasına konumlandırılmıştır.

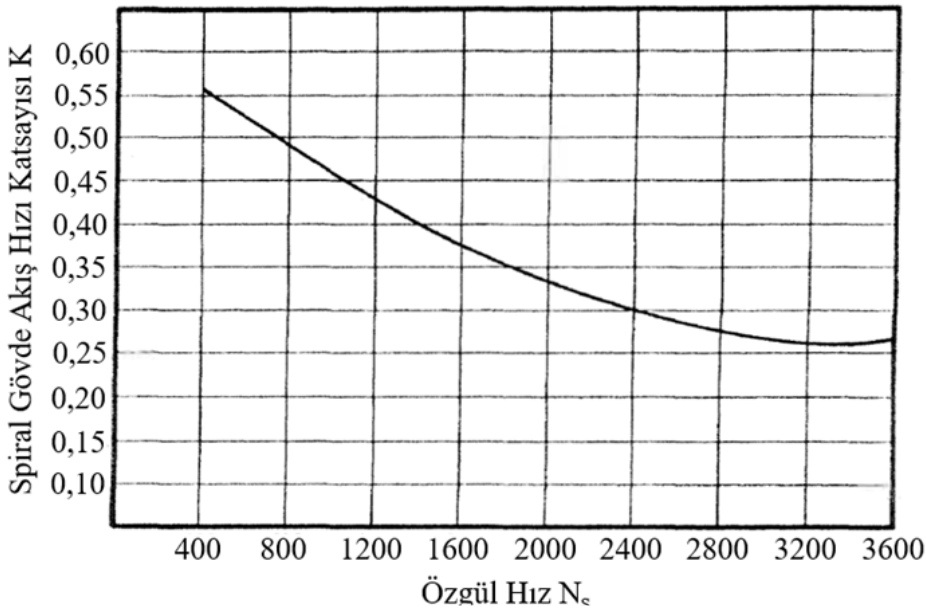
2.10.1. Spiral sarmal akış geometrisi tasarımı

Spiral sarmal akış geometrisi, Şekil 2.18’teki gibi sarmal dilinden sarmal çıkışına akışa dik kesit alanın doğrusal oranda genişlediği bir yapıya sahiptir. Bu geometrinin üç boyutlu katı modelini oluşturmak için öncelikle akışa dik kesit alanları hesaplanmıştır.



Şekil 2.18. Spiral sarmal (gövde) akış geometrisi

Tasarımda spiral sarmalın (gövdenin) akışa dik esit alanlarını hesaplamak için, Stepanoff'un teorisi kullanılmıştır. Bu teoride sarmalda sabit akış hızı sağlamak üzere sarmal dilinden çıkışına γ açısına bağlı kesit alanı tanımı yapılmıştır. Bunun için öncelikle sarmaldaki sabit akış hızını (V_s) bulmayı sağlayan, sarmal akış hızı katsayısı K değerinin özgül hız N_s değerine bağlı değişimi Şekil 2.19'da verilmiştir.



Şekil 2.19. Spiral sarmal (gövde) akış hızı katsayısı K 'nın özgül hız N_s ile değişimi [13]

Özgül hız $N_s=1617$ rpm değeri için Şekil 2.19'dan $K=0,376$ değeri okunmuştur. Spiral gövdesabit akış hızı V_s , okunan sarmal akış hızı katsayısı K değerine bağlı olarak Eş. 2.135'te verilmiştir.

$$V_s = K \sqrt{2 g H} \quad (2.135)$$

Burada;

V_s : Spiral sarmal (gövde)sabit akış hızı

Eşitlik 2.135'te bilinen $K=0,376$, $g=9,81$ m/s², $H=4$ mSS değerleri yerine yazılarak, spiral gövde sabit akış hızı V_s hesaplanmıştır.

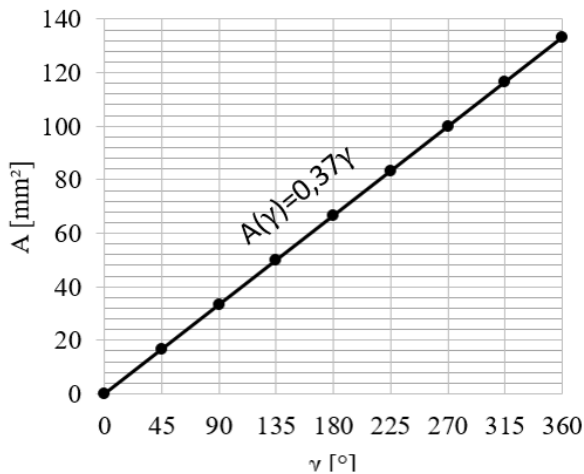
$$V_s = 0,376 \sqrt{2 (9,81) 4} = 3,33 \text{ m/s}$$

Spiral gövde akış hacminin akışa dik kesit alanları Şekil 2.18'de gösterilen γ konum açısına bağlı Eş. 2.136'da ifade edilmiştir.

$$A(\gamma) = \frac{Q}{V_s} \left(\frac{\gamma}{360^\circ} \right) \quad (2.136)$$

Eşitlik 2.136'da $Q=0,0004444$ m³/s ve $V_s=3,33$ m/s değerleri yerlerine yazılarak γ değerine bağlı spiral gövdenin akışa dik kesit alanı değerini veren fonksiyon elde edilmiştir. Elde edilen $A(\gamma)$ fonksiyonunun grafiği çizilerek Şekil 2.20'de verilmiştir.

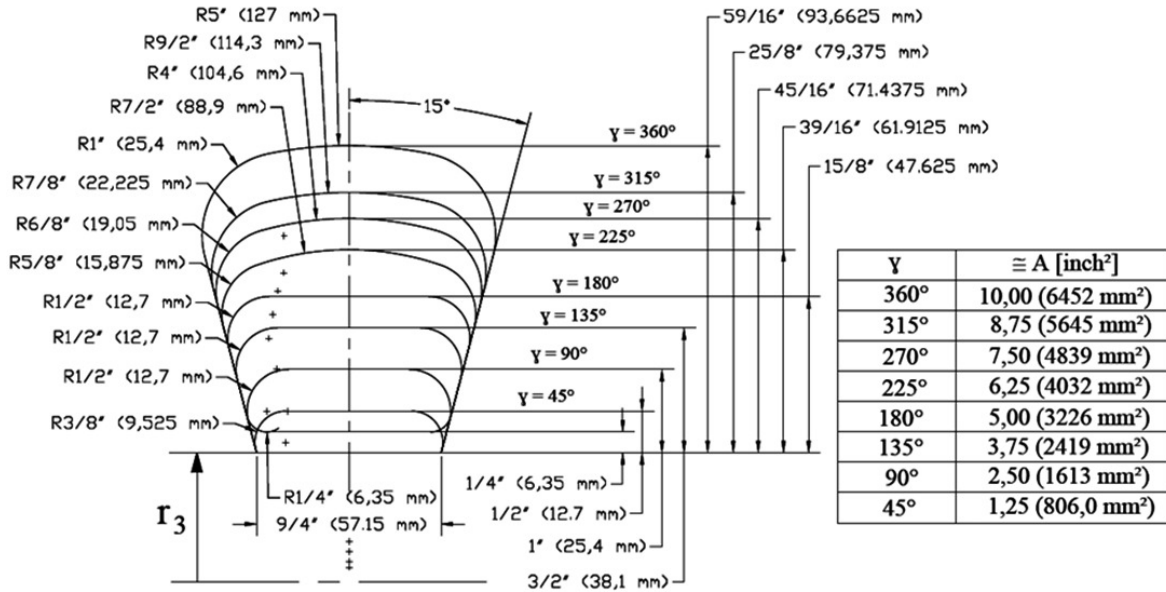
$$A(\gamma) = \frac{0,0004444}{3,33} \left(\frac{\gamma}{360} \right) = 3,7 \times 10^{-7} \gamma \text{ m}^2 = 0,37 \gamma \text{ mm}^2$$



Şekil 2.20. Spiral gövdenin akışa dik kesit alanı A 'nın konum açısı γ ile değişimi

Stepanoff'un teorisi ile belirlenen $A(\gamma)$ alan fonksiyonu kullanılarak, tasarım şartları için spiral gövde kesit alanı hesaplanmış ve γ konum açısına bağlı olarak Şekil 2.20'de verilmiştir. Konum açısı $\gamma=45^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 180^\circ, 225^\circ, 270^\circ, 315^\circ$ ve 360° olan spiral kesit alanlarını çizmek için, 15° duvar açılı evrensel spiral gövde esas alınmıştır. Şekil 2.21'de evrensel spiral gövdenin akışa dik kesit alanlarının belirli konumlardaki çizimi verilmiştir. Bu şekil üzerinde her bir kesit alanının karakteristik boyutları da verilmiştir. Bu karakteristik boyut ve alan değerlerini kullanarak Şekil 2.20'de verilen alan değerlerini çizmek için spiral gövde faktörü F_s tanımı kullanılmıştır. F_s değeri, Şekil 2.20'de verilen 360° konumundaki kesit alanı $A(360^\circ)$ değerine bağlı olarak Eş. 2.137'den hesaplanmıştır. Hesaplanan F_s değeri ile Şekil 2.21'de verilen tüm ölçüler çarpılarak, Şekil 2.20'deki alan değerlerini sağlayan ölçülere ulaşılmıştır [14].

$$F_s = \sqrt{\frac{A(360^\circ)}{6452}} \quad (A \text{ mm}^2) \quad (2.137)$$



F_s : Spiral gövde faktörü

$A_{(360^\circ)}$: Spiral gövdenin $\gamma=360^\circ$ konumundaki akışa dik kesit alanı

Şekil 2.21. Duvar açısı 15° olan evrensel spiral gövdenin akışa dik kesit alanları çizimi, ölçüleri ve değerleri

Şekil 2.20'den okunan $A_{(360^\circ)}=133 \text{ mm}^2$ değeri, Eş. 2.137'de yerine konularak spiral gövde faktörü F_s hesaplanmıştır.

$$F_s = \sqrt{\frac{133}{6452}} = 0,144$$

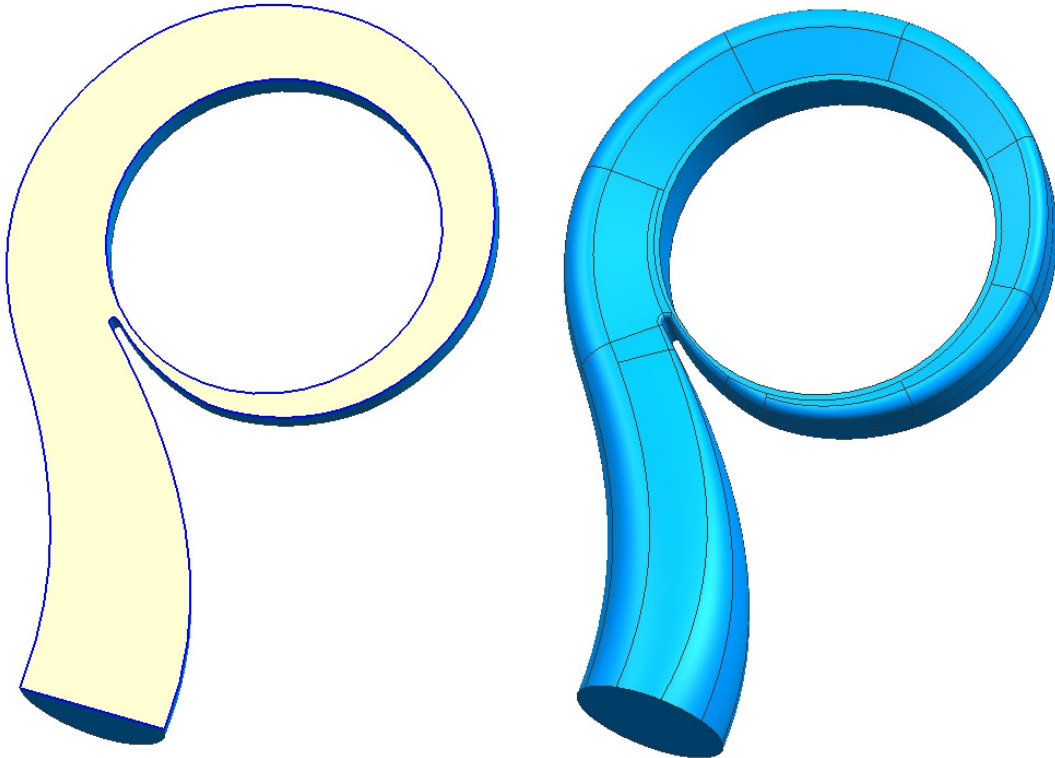
Şekil 2.21’de verilen spiral gövde akışa dik kesit alanları karakteristik ölçülerinin, $F_s=0,144$ değeri ile çarpımı tasarlanan sarmalın enine kesit ölçülerini vermektedir. Bu ölçülere ek olarak, su kesilme yarıçapı r_3 , Eş. 2.138’de verilen çark çıkış yarıçapı r_2 değerine bağlı olarak aşağıdaki ampirik ilişkidten tespit edilmiştir [15].

$$r_3 = r_2 (1,05 \div 1,12) \quad (2.138)$$

Eşitlik 2.138’de, $r_2=20,3$ mm yerine yazılarak r_3 için değer aralığı bulunmuştur.

$$r_3 = 20,3(1,05 \div 1,12) = 21,315 \div 22,736$$

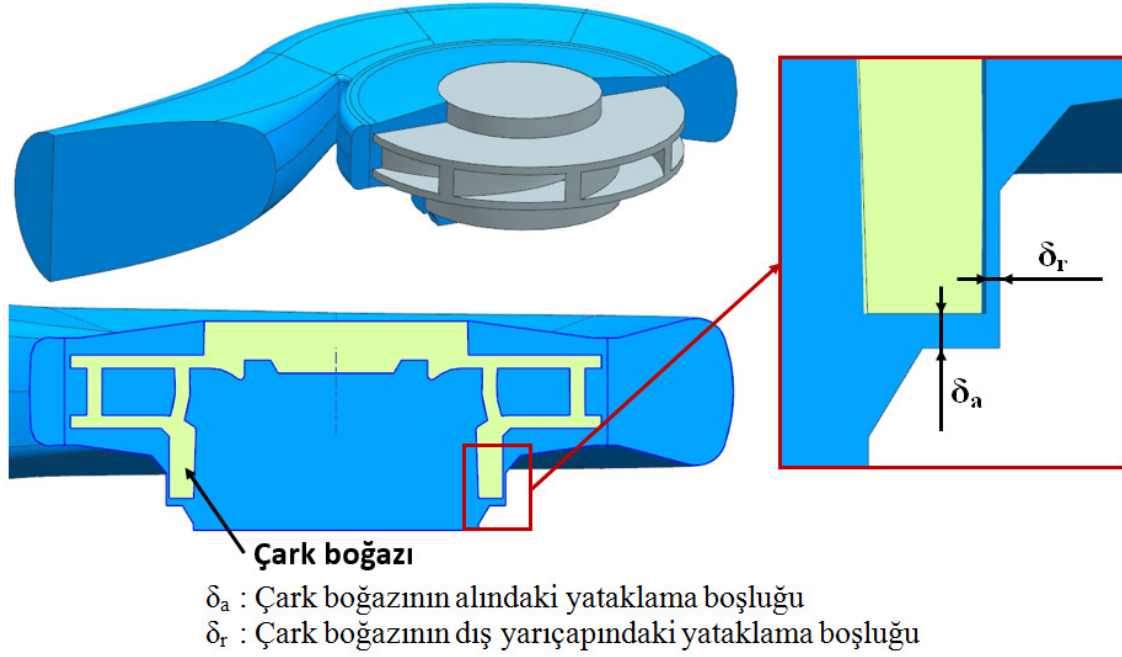
Bulunan bu değer aralığından su kesilme yarıçapı r_3 , küçük tamsayı değerinde 21,5 mm olarak seçilmiştir. $r_3=21,5$ mm, $F_s=0,144$ ve Şekil 2.21’deki karakteristik ölçüler kullanılarak spiral sarmal akış geometrisine ait üç boyutlu katı model, Unigraphics NX (v6.0) yazılımında oluşturulmuştur. Katı modele ait ekran görüntüleri Şekil 2.22’de verilmiştir.



Şekil 2.22. Spiral sarmal akış geometrisi üç boyutlu katı modeli

2.10.2. Çark bölgesi akış geometrisi tasarımı

Çark bölgesi akış geometrisinin üç boyutlu katı modeli, tasarlanan çark ve spiral sarmal akış geometrisi ölçülerine uygun olarak Unigraphics NX (v6.0) yazılımında oluşturulmuştur. Katı modellere ait ekran görüntüleri Şekil 2.23'te verilmiştir.

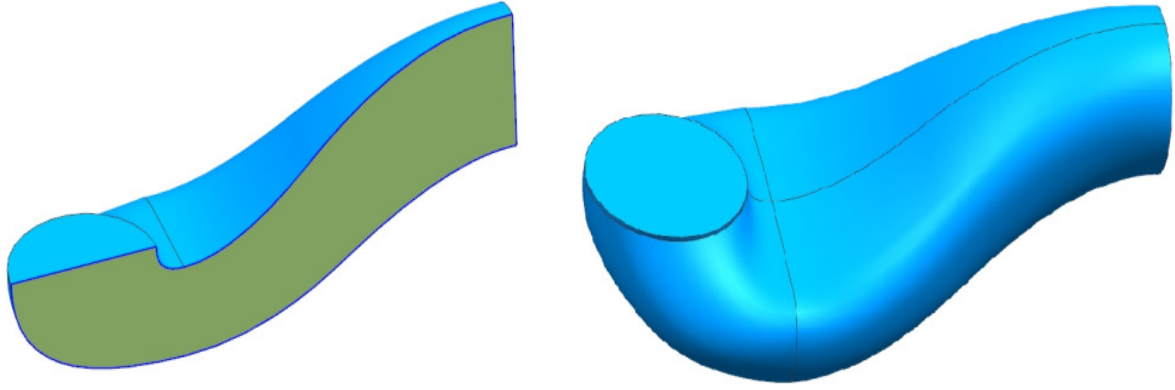


Şekil 2.23. Çark, spiral gövde ve çark bölgesi akış geometrisi katı model kesit görüntüsü

Şekil 2.23'teki çark bölgesi akış geometrisini oluştururken öncelikle spiral sarmal içerisine tasarlanan çark yerleştirilmiştir. Bu yerleşimde çark dönme eksenini, spiral sarmalın çark dönme ekseninde olacak şekilde çark çıkışı, spiral sarmalın enine kesit alanlarına göre ortalanmıştır. Ardından $\delta_a=0,5\text{mm}$ ve $\delta_r=0,25\text{mm}$ çark yataklama değerlerini sağlayan ve spiral sarmal ile ölçüsel uyumlu olan akış geometrisi üç boyutlu katı modeli oluşturulmuştur.

2.10.3. Emiş dirseği akış geometrisi tasarımı

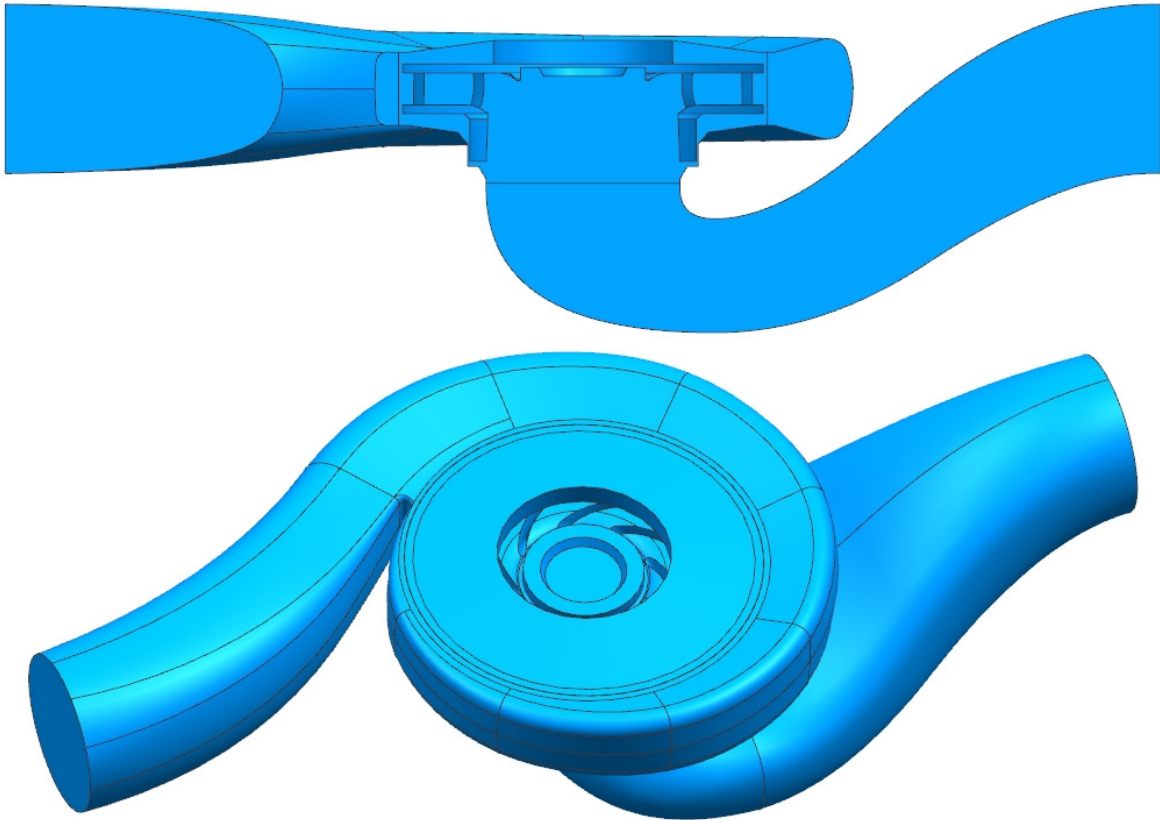
Tasarlanan pompa aynı hat üzerinde giriş ve çıkışa sahiptir. Bu nedenle emiş yapılan tesisat borusundan gelen akışı, çarkın boğaz altına dik akış çizgisi ile yönlendiren emiş dirseği akış geometrisi oluşturulmuştur. Emiş dirseği akış geometrisinin üç boyutlu katı modeli Unigraphics NX (v6.0) yazılımında oluşturulmuştur. Bu modele ait ekran görüntüleri Şekil 2.24'te verilmiştir.



Şekil 2.24. Emiş dirseği akış geometrisi katı modeli ekran görüntüsü

Şekil 2.24'deki emiş dirseği akış geometrisi, pompa emiş borusu ve çark girişindeki akışa dik kesit alanları arasında ani alan genişlemeleri veya daralmaları olmayacak şekilde oluşturulmuştur. Böylece pompa emişinde yük kayıpları azaltılmıştır.

Tasarlanan spiral sarmal, çark bölgesi ve emiş dirseği akış geometrileri pompa gövdesi akış geometrisini oluşturmaktadır. Bu geometriden tasarlanan çark geometrisi çıkarılarak, pompa akış geometrisine ulaşılmıştır. Pompa akış geometrisi Şekil 2.25'te verilmiştir.



Şekil 2.25. Pompa akış geometrisi üç boyutlu katı modeli

Sonuç olarak, Çizelge 2.1’de verilen pompa tasarım girdileri kullanılarak, pompanın çark kanat sayısının 8 olması tercihi için bulunan karakteristik boyutlar ve değerleri Çizelge 2.8’de verilmiştir. Bu karakteristik boyutlar ile Şekil 2.25’te verilen pompa akış geometrisi oluşturularak tasarım tamamlanmıştır. Ek olarak, Çizelge 2.9’da çark kanat sayısının 7 olması tercih edilen pompa için bulunan karakteristik boyutlar da verilmiştir.

Çizelge 2.8. Çark kanat sayısı 8 seçilen tasarlanan pompanın karakteristik boyutları

Boyut	Değer
Çark yarıçapı, r_2	20,3 mm
Çark kanat sayısı, Z	8
Çark kanat kalınlığı, t	1 mm
Çark kanat çıkış açısı, β_{k2}	60,3°
Çark kanat çıkış genişliği, b_2	3,6 mm
Çark emiş ağzı yarıçapı, r_0	10,7 mm
Çark kanat girişinde kanat yatıklık açısı, ϕ_1	39°
Çark tavasında kanat giriş noktası yarıçapı, r_{t1}	10,8 mm
Çark göbeğinde kanat giriş noktası yarıçapı, r_{g1}	7,6 mm
Çark tavası kanat giriş noktasında kanat açısı, β_{kt1}	64,2°
Çark göbeği kanat giriş noktasında kanat açısı, β_{kg2}	61,2°
Çarkın radyal eğiklik yarıçapı, R	3,6 mm
Çark göbeğinde kanat giriş ve çıkış noktaları arasındaki çevresel açı, θ_g	101,09°
Çark tavasında kanat giriş ve çıkış noktaları arasındaki çevresel açı, θ_t	70,88°
Su kesilme yarıçapı, r_3	21,5 mm
Spiral gövde akışa dik kesit alanı konum açısı, γ	0-360°
Spiral gövde akışa dik kesit alanı, A	0,37 γ mm ²

Çizelge 2.9. Çark kanat sayısı 7 seçilen pompanın karakteristik boyutları

Boyut	Değer
Çark yarıçapı, r_2	20,3 mm
Çark kanat sayısı, Z	7
Çark kanat kalınlığı, t	1 mm
Çark kanat çıkış açısı, β_{k2}	57,1°
Çark kanat çıkış genişliği, b_2	3,5 mm
Çark emiş ağzı yarıçapı, r_0	10,7 mm
Çark kanat girişinde kanat yatıklık açısı, ϕ_1	38°
Çark tavasında kanat giriş noktası yarıçapı, r_{t1}	10,8 mm
Çark göbeğinde kanat giriş noktası yarıçapı, r_{g1}	7,8 mm
Çark tavası kanat giriş noktasında kanat açısı, β_{kt1}	63,9°
Çark göbeği kanat giriş noktasında kanat açısı, β_{kg2}	61,5°
Çarkın radyal eğiklik yarıçapı, R	3,3 mm
Çark göbeğinde kanat giriş ve çıkış noktaları arasındaki çevresel açı, θ_g	94,79°
Çark tavasında kanat giriş ve çıkış noktaları arasındaki çevresel açı, θ_t	66,15°
Su kesilme yarıçapı, r_3	21,5 mm
Spiral gövde akışa dik kesit alanı konum açısı, γ	0-360°
Spiral gövde akışa dik kesit alanı, A	0,37 γ mm ²

Çizelge 3.1. Deney düzeneğinin ana elemanları ve işlevleri

No	Sistem bileşeni	Kullanım amacı
1	Calio-SI Pompa (2800 rpm sabit devir ayarlı)	Deneysel olarak incelenecek ürün
2	1" PVC küresel vana	Pompa sökme ve takma için yalıtım
3	Plastik tüplü ve şamandıralı debimetre (rotametre) ($\pm\%5$ doğruluk, NPT-1" dişi dişli bağlantılı, 0,4-4m ³ /h ölçüm aralığı)	Debi ölçümü
4	1 1/4" PVC küresel vana	Kısılma vanası
5	Multimetre (0-20A, $\pm\%1$ doğruluk, 80-260V 50/60Hz ölçüm aralığı)	Voltaj, akım, güç ve enerji ölçümü
6	Fark basınç ölçüm cihazı (her bir transmitterin ölçüm aralığı 0-4 Bar, $\pm\%0,8$ doğruluk)	Fark basınç ölçümü
7	Ø8 Pnömatik vana	Transmitter borusunda hava tahliyesi
8	Otomatik purjör	Pompa çalışırken hava tahliyesi
9	Gliserinli manometre (0-4 Bar ölçüm aralığı, $\pm\%2,5$ doğruluk)	Sistem ön basıncı (statik) ölçümü
10	1/2" Mini küresel vana	Sisteme akışkanı yüklerken hava tahliyesi
11	2lt membranlı genişleme tankı (membran basıncı 2 Bar)	Ani yüksek basınçlanmayı önlemek
12	1/2" Mini küresel vana	Sisteme akışkanı yüklemek
Diğer	PVC veya Pirinç malzemeden boru, rakor, redüksiyon, dirsek vb. mutelif bağlantı elemanları	Sistem bileşenlerini birbirine bağlamak



Şekil 3.2. Deney düzeneği fotoğrafı

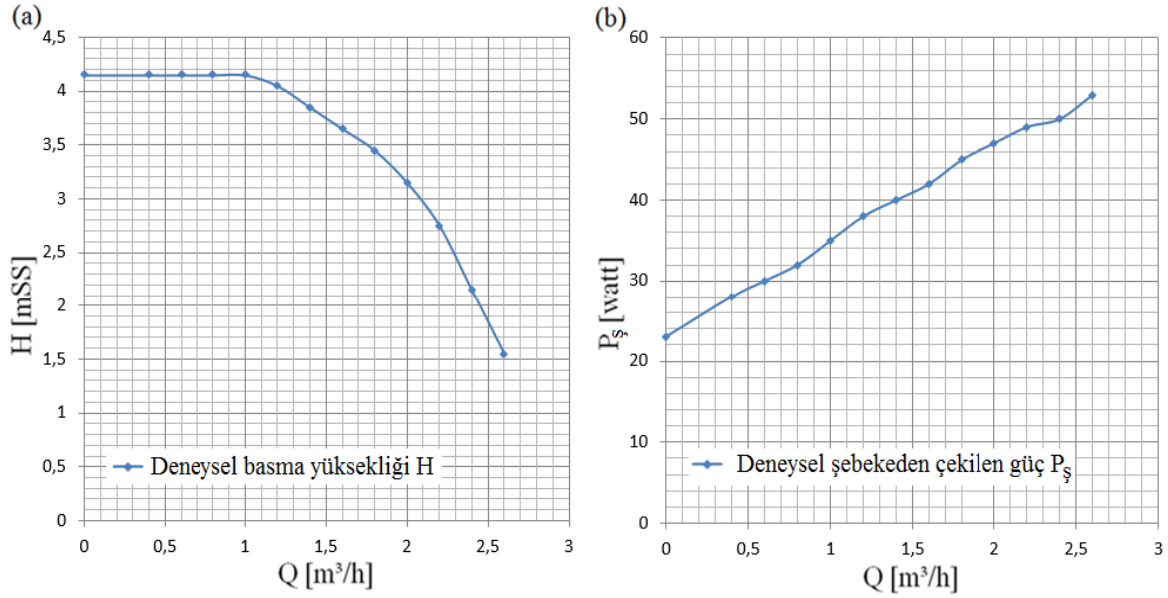
3.2. DeneYlerin Yapılışı ve Verilerin Alınması

Şekil 3.1’de verilen test sistemini kullanıma hazır hale getirmek için öncelikle 1 numaralı test edilecek pompa bağılyken, 2, 4 ve 10 numaralı vanalar açıkken ve 7 numaralı vanalar kapalıyken, 12 numaralı vanadan sisteme minimum 2, maksimum 4 Bar toplam basınca sahip akışkan doldurulmaktadır. Akışkan 10 numaralı vanadan hava kabarcıklarını atarak sürekli akmaya başladığında 10 numaralı vana kapatılmaktadır ve 9 numaralı manometrede sistemin statik basınç artışının durduğu gözlenene kadar beklenmektedir. Daha sonra 7 numaralı vanaların her biri açılmaktadır ve hava kabarcıklarını atarak sürekli akmaya başladıklarında kapatılmaktadır. Son olarak, 12 numaralı vana kapatılmaktadır ve 9 numaralı manometrede 2 bar statik basınç okunacak şekilde sistem basıncı ayarlanmaktadır. Bunun için eğer basıncı yükseltmek gerekiyorsa 12 numaralı vana gerektiği kadar açık tutulup kapatılmalıdır veya basıncı düşürmek gerekiyorsa 10 numaralı vana gerektiği kadar açık tutulup kapatılmalıdır. 9 numaralı manometrede 2 bar statik basıncın yukarıda bahsedilen tüm işlemler uygulandıktan sonra sağlanması ile test sistemi kullanıma hazırdır. Test edilecek pompa değiştirilmek istendiğinde, 2 numaralı vanalar kapatılarak değişim yapılır ve değişim sonrası 2 numaralı vanalar açılarak, kullanıma hazır hale getirme işlemlerinin tümü tekrarlanır.

Şekil 3.1’deki test düzeneği, Calio-SI pompa bağlanarak kullanıma hazır hale getirilmiştir. Öncelikle 4 numaralı kısılma vanası tam kapalıyken Calio-SI pompa sabit 2800 rpm’de çalıştırılmıştır. Bu halde 3 numaralı debimetrede 0 m³/h değeri okunmuştur. Ayrıca 5 numaralı multimetreden pompanın şebekeden çektiği güç (P_s) ve 6 numaralı fark basınç kontrol cihazından pompanın giriş ve çıkışındaki toplam basınç farkı (basma yüksekliği H) okunmuştur. Ardından 4 numaralı kısılma vanası, 3 numaralı debimetrede sırasıyla 0,4, 0,6, 0,8, 1, 1,2, 1,4, 1,6, 1,8, 2, 2,2 ve 2,4 m³/h debi değerleri okunacak şekilde yarım kapalı konumlara getirilmiştir. Bu debi değerleri için de, P_s ve H değerleri kaydedilmiştir. Ardından 4 numaralı vana tam açık pozisyona getirilerek 3 numaralı debimetrede 2,6 m³/h değeri okunmuştur ve bu debi değeri için de şebeken çekilen güç P_s ve basınç farkı değerleri kaydedilmiştir.

3.3. Deneysel Verilerin Analizi

Belirlenmiş olan 13 farklı debi değerleri için, pompanın şebekeden çektiği güç P_s ve pompanın basma yüksekliği H değerleri ölçülmüş ve bu değerlerin debi ile değişimi Şekil 3.3'te grafiksel verilmiştir.



Şekil 3.3. Calio SI pompanın 2800 dev/dk çalışma koşulu için; (a) Basma yüksekliği H değişimi eğrisi, (b) Şebekeden çekilen güç P_s değişimi eğrisi

Şekil 3.3a'da 2800 rpm sabit dönüş hızına sahip Calio-SI pompanın basma yüksekliğinin (H), debi ile değişimi verilmiştir. Şekil incelendiğinde, 0 ile 1 m^3/h debi aralığında, pompanın 4,15 m sabit basma yüksekliğine sahip olduğu görülmektedir. Ayrıca 1 m^3/h debi değerinden, bu pompa için deney düzeneğinin müsaade ettiği maksimum değer olan 2,6 m^3/h debi değerine gidildikçe basma yüksekliğinin 1,5 m'ye kadar düştüğü görülmektedir. Şekil 3.3b'de ise pompanın şebekeden çektiği gücün (P_s) debi ile değişimi verilmiştir. Burada 0 m^3/h debi değerinde 23 Watt olan P_s değerinin, 2,6 m^3/h değerinde 53 Watt olacak şekilde yaklaşık lineer artış gösterdiği görülmektedir.

Bu noktada Şekil 3.3'te verilen debi Q ve basma yüksekliği H değerleri kullanılarak öncelikle pompanın hidrolik gücü P_h Eş. 3.1'den hesaplanmaktadır. Eş. 3.1'den hesaplanan hidrolik güç P_h ve deney düzeneğinden okunan şebekeden çekilen güç P_s değerleri oranı pompanın elektrik motoru ve elektronik sürücü kartı ile birlikte mevcut toplam verimi η_T değerini vermektedir. Pompanın toplam verimi η_T Eş. 3.2'de verilmiştir.

$$P_h = \rho g H Q \quad (P_h \text{ watt, } \rho \text{ kg/m}^3, g \text{ m/s}^2, H \text{ m, } Q \text{ m}^3/\text{s}) \quad (3.1)$$

$$\eta_T = 100 \times \frac{P_h}{P_\xi} \quad (3.2)$$

Ayrıca pompanın toplam verimi η_T ; pompanın elektrik motorunun verimi η_{em} , motor sürücünün verimi η_{ek} ve pompanın verimi η_p bileşenlerine ayrılmış hali ile Eş. 3.3'te verilmiştir. Eş. 3.2'deki toplam pompa verimi η_T ve Eş. 3.1'deki hidrolik güç P_h ifadeleri Eş. 3.3'te yerine yazılarak pompa verimi ifadesi Eş. 3.6'da düzenlenmiştir.

$$\eta_T = \eta_{em} \eta_{ek} \eta_p \quad (3.3)$$

$$100 \times \frac{P_h}{P_\xi} = \eta_{em} \eta_{ek} \eta_p \quad (3.4)$$

$$100 \times \frac{\rho g H Q}{P_\xi} = \eta_{em} \eta_{ek} \eta_p \quad (3.5)$$

$$\eta_p = 100 \times \frac{\rho g H Q}{P_\xi \eta_{em} \eta_{ek}} \quad (3.6)$$

Ek olarak, pompa verimi η_p , hidrolik güç P_h 'nin pompa mil gücü P_m 'ye oranı olarak Eş. 3.8'de verilmiştir. Bu ifade Eş. 3.6'da yerine yazılarak pompa mil gücü P_m düzenlenmiş hali ile Eş. 3.10'da verilmiştir.

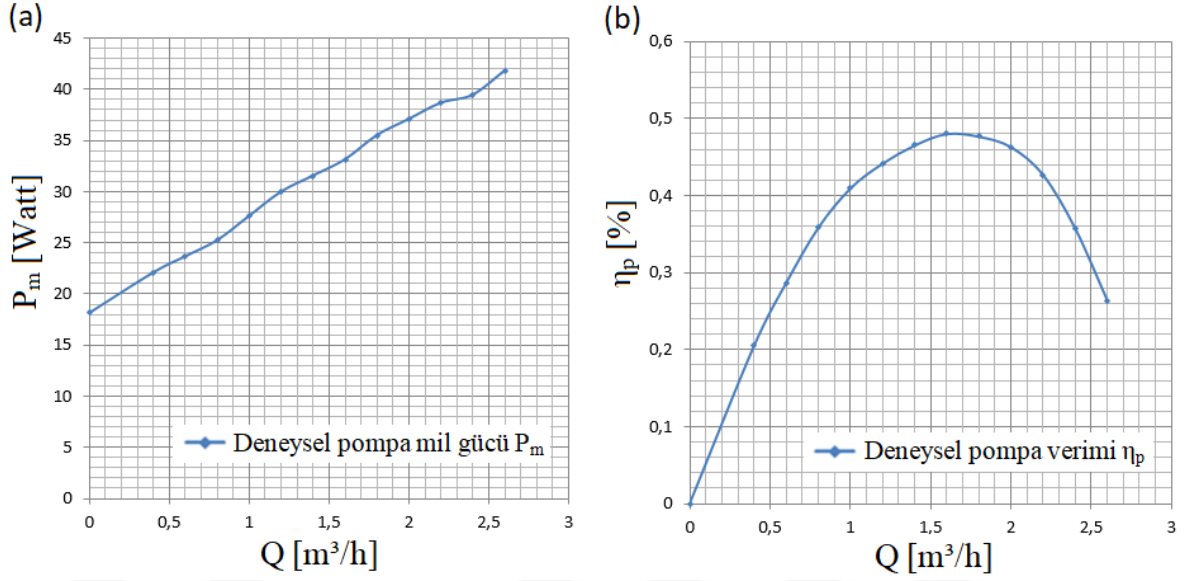
$$\eta_p = 100 \times \frac{P_h}{P_m} \quad (3.7)$$

$$\eta_p = 100 \times \frac{\rho g H Q}{P_m} \quad (3.8)$$

$$100 \times \frac{\rho g H Q}{P_m} = 100 \times \frac{\rho g H Q}{P_\xi \eta_{em} \eta_{ek}} \quad (3.9)$$

$$P_m = \eta_{em} \eta_{ek} P_\xi \quad (P_m \text{ watt, } \eta_{em} \%, \eta_{ek} \%, P_\xi \text{ watt}) \quad (3.10)$$

Eşitlik 3.6 ve Eş. 3.10 ifadelerinden hesaplanan pompa verimi η_p ve pompa mil gücü P_m değerlerinin Q debisine bağlı değişim grafikleri sırasıyla Şekil 3.4a ve Şekil 3.4b'de verilmiştir. Hesaplamalarda pompayı tahrik eden elektrik motorunun ve motoru kontrol eden elektronik kartın verimleri sırasıyla $\eta_{em}=0,83$ ve $\eta_{ek}=0,95$ kabul edilmiştir. Bu değerler KSB Pompa firmasından alınan labaratuvar verileridir.



Şekil 3.4. Calio SI pompanın 2800 dev/dk çalışma koşulu için, (a) Pompa mil gücü P_m değişimi eğrisi, (b) Pompa verimi η_p değişimi eğrisi

Sonuç olarak, deneysel yöntemle belirlenmiş olan, pompa basma yüksekliği H ve şebekeden çekilen güç P_ϕ değerlerinin debi ile değişimi grafikleri, Calio-SI pompanın deneysel mil gücü P_m ve deneysel pompa verimi η_p değerlerinin debi ile değişimi grafiklerini bulmak üzere kullanılmıştır. Deneysel düzeneğinden elde edilen H ve P_ϕ ve hesaplanan P_m ve η_p değişimi eğrileri, Bölüm 4'te sayısal çözüm sonuçları ile karşılaştırılarak sayısal çözüm sonuçlarının doğrulanmasında kullanılmıştır.

4. SAYISAL ÇALIŞMA

Tasarlanan ve üç boyutlu katı modeli oluşturulan sirkülatör pompası, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan ANSYS CFX (v15.0) kullanılarak analiz edilmiştir. Bu simülasyonlar ile pompa tasarımının optimizasyonu için değişik geometrik parametrelerin (kanat açıları, kanat sayısı, çark çapı, spiral gövdenin akışa dik kesit alanı, vb.) pompa performansına etkileri analiz edilmiştir.

4.1. Matematiksel Formülasyon

Pompa içi akışın sayısal hesaplanmasında Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri kullanılmıştır. Bu denklemler, anlık kütle ve momentum korunumu temel denklemlerine Reynolds ayrıştırması uygulanarak türetilmiş denklemlerdir [16]. Ayrıca bu çalışmada shear stress transport (SST) türbülans modeli tercih edilmiştir. İlave olarak denklemlerin çözümünde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- 3 boyutlu akış,
- Kararlı akış ($\partial/\partial t=0$),
- Sıkıştırılamaz akış ($\rho=\text{sabit}$),
- Yer çekimi etkisi ihmal edilebilir ($g_{x,y,z}=0$),
- Türbülanslı akış,
- Akışkan fiziksel özellikleri sabit ($\rho=\text{sabit}$, $\mu=\text{sabit}$)

4.1.1. Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri

Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemlerini yazmak için öncelikle Reynolds ayrıştırması incelenmiştir. Bu ayrıştırmada herhangi hidrodinamik büyüklüğün anlık değeri, bu değerlerin zamanda anlamlı ortalama değeri ve zamanda yaptığı dalgalanmanın anlık değerinin toplamı olarak ifade edilmektedir. Herhangi X hidrodinamik büyüklüğünün ayrıştırılmış matematiksel ifadesi Eş. 4.1'de verilmiştir [17].

$$\underbrace{X}_{\text{Anlık Değer}} = \underbrace{\bar{X}}_{\text{Zamanda Ortalama Değer}} + \underbrace{X'}_{\text{Anlık Dalgalanma Değeri}} \quad (4.1)$$

Burada herhangi X hidrodinamik büyüklüğünün zamanda ortalama değerini ifade etmek için üst çubuk vurgusu, anlık dalgalanma değerlerini ifade etmek içinse üs vurgusu kullanılmıştır. Üst çubuk vurgusu zamanda ortalama operatörü olarak Eş. 4.2'de verilmiştir.

$$\bar{X} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} X dt \quad (4.2)$$

Burada t_0 terimi zaman başlangıç değerini, T terimi ise X hidrodinamik değerinin anlamlı ortalama değerini elde etmede yeterli olacak zaman dilimini temsil etmektedir. Bu noktada üst çubuk vurgusu ile gösterilen ortalama operatöründe X hidrodinamik değeri, ayrıştırılmış hali ile Eş. 4.2'de yerine yazılarak Eş. 4.6'da düzenlenmiştir.

$$\bar{X} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} (\bar{X} + X') dt \quad (4.3)$$

$$\bar{X} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} (\bar{X} + X') dt \quad (4.4)$$

$$\bar{X} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} \bar{X} dt + \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} X' dt \quad (4.5)$$

$$\bar{X} = \bar{X} + \bar{X}' \quad (4.6)$$

$$\bar{X}' = 0 \quad (4.7)$$

Verilen bu bilgiler esas alınarak, kartezyen x,y,z-koordinat sisteminde $\vec{\omega}$ açısız hız vektörü ile dönen bir çarka göre \vec{w} bağıl hız vektörüne sahip, üç boyutlu, kararlı ve sıkıştırılmaz bir akış için w_i anlık bağıl hız bileşenleri ve P anlık basınç değeri ayrıştırılarak Eş. 4.9 ve Eş. 4.10'da matematiksel ifade edilmiştir.

$$w_i = \bar{w}_i + w_i' \quad (4.8)$$

$$w_x = \bar{w}_x + w_x' \quad w_y = \bar{w}_y + w_y' \quad w_z = \bar{w}_z + w_z' \quad (4.9)$$

$$P = \bar{P} + P' \quad (4.10)$$

Ayrıştırılan bu hız ve basınç değerleri öncelikle Eş. 4.11'de sıkıştırılamaz ve kararlı akış için verilen temel kütle korunumu denkleminde yerine yazılmıştır. Ardından Eş. 4.12'de bu denklemin zaman ortalaması alınmıştır. Bu hali ile denklem düzenlenerek, zamanda ortalama akış sürekliliğini ifade eden Reynolds ortalama süreklilik denklemine Eş. 4.13'te ulaşılmıştır. Son olarak, Eş. 4.14'te denklem açık formda yazılmıştır.

$$\frac{\partial w_i}{\partial x_j} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial(\overline{w_i} + w_i')}{\partial x_j} = 0 \quad (4.11)$$

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} \frac{\partial(\overline{w_i} + w_i')}{\partial x_j} dt = 0 \quad (t_0 \text{ ve } T \text{ sabit}) \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial(\overline{w_i} + w_i')}{\partial x_j} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial(\overline{w_i} + \overline{w_i'})}{\partial x_j} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial \overline{w_i}}{\partial x_j} = 0 \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial \overline{w_x}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{w_y}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w_z}}{\partial z} = 0 \quad (4.14)$$

Reynolds ortalama süreklilik denklemine ek olarak, Reynolds ortalama momentum korunumu denklemini yazmak için öncelikle geleneksel hali ile momentum korunumu denklemini pompa içi akışa özgü Eş. 4.15'te verilmiştir.

$$\underbrace{\rho \frac{\partial w_i}{\partial t}}_{\text{Zaman Terimi}} + \underbrace{\rho \frac{\partial(w_j w_i)}{\partial x_j}}_{\text{Konvektif Terim}} = - \underbrace{\frac{\partial P}{\partial x_i}}_{\text{Basınç Terimi}} + \underbrace{\mu \frac{\partial^2 w_i}{\partial x_j^2}}_{\text{Viskoz Kuvvet Terimi}} + \underbrace{F_j}_{\text{Kaynak Kuvvet Terimi}} \quad (4.15)$$

Burada μ akışkanın dinamik viskozitesidir. F_j kaynak kuvveti ise temel denklemin $\vec{\omega}$ açısal hız vektörü ile dönen çark ile akuple bir referans sistemine göre yazılmış olmasından dolayı denkleme eklenen bir terimdir. Bu terim coriolis, santrifüj ve yer çekimi kuvvetleri olarak bileşenlerine ayrılabilir. Ancak yerçekimi kuvveti bileşeni, Coriolis ve santrifüj kuvvetlerin yanında zayıf etkiye sahip olmasından ötürü ihmal edilmiştir. Bu hali ile kaynak kuvvet terimi Eş. 4.16'da yazılmıştır. Ayrıca Eş. 4.17'de ve Eş. 4.18'de sırasıyla coriolis ve santrifüj kuvvet terimleri vektörel çarpım ve indis notasyonunda formülize edilmiştir [18].

$$\begin{array}{l}
\mathbf{F}_j \\
\text{Kaynak} \\
\text{Kuvvet} \\
\text{Terimi}
\end{array}
=
\begin{array}{l}
\mathbf{F}_{i,\text{co}} \\
\text{Coriolis} \\
\text{Kuvvet} \\
\text{Terimi}
\end{array}
+
\begin{array}{l}
\mathbf{F}_{i,\text{sa}} \\
\text{Santrifüj} \\
\text{Kuvvet} \\
\text{Terimi}
\end{array}
\quad (4.16)$$

$$F_{i,\text{co}} = [-2\rho(\vec{\omega} \times \vec{w})]_i = -2\rho\varepsilon_{ijk}\omega_j w_k \quad (4.17)$$

$$F_{i,\text{sa}} = [-\rho\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{K})]_i = -\rho\omega_j\omega_i x_j + \rho\omega_j\omega_j x_i \quad (4.18)$$

Burada ε_{ijk} terimi vektörel çarpımı indis notasyonunda ifade etmeyi sağlayan Levi-Civita tensörüdür. \vec{K} ve x_i sırasıyla konum vektörü ve i yönündeki koordinattır. Kaynak kuvvetleri indis notasyonunda Eş. 4.15'da yerine yazılarak momentumun korunumu temel denklemi Eş. 4.19'da tekrar yazılmıştır.

$$\rho \frac{\partial w_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (w_j w_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 w_i}{\partial x_j^2} - 2\rho\varepsilon_{ijk}\omega_j w_k - \rho\omega_j\omega_i x_j + \rho\omega_j\omega_j x_i \quad (4.19)$$

Eş. 4.19'daki denklemde, Eş. 4.9'de verilen ayrılmış hız ve basınç terimleri yerlerine yazılmıştır ve denklemin ortalaması alınarak Eş. 4.23'te düzenlenmiştir.

$$\begin{aligned}
\rho \frac{\partial (\overline{w_i + w_i'})}{\partial t} + \rho \frac{\partial [(\overline{w_j + w_j'})(\overline{w_i + w_i'})]}{\partial x_j} \\
= -\frac{\partial (\overline{P + P'})}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 (\overline{w_i + w_i'})}{\partial x_j^2} - 2\rho\varepsilon_{ijk}\omega_j (\overline{w_k + w_k'}) \\
- \rho\omega_j\omega_i x_j + \rho\omega_j\omega_j x_i
\end{aligned} \quad (4.20)$$

$$\begin{aligned}
\rho \frac{\partial \overline{w_i}}{\partial t} + \rho \frac{\partial [\overline{w_j w_i} + \overline{w_j' w_i'} + \overline{w_j' w_i} + \overline{w_j w_i'}]}{\partial x_j} \\
= -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \overline{w_i}}{\partial x_j^2} - 2\rho\varepsilon_{ijk}\omega_j \overline{w_k} - \rho\omega_j\omega_i x_j + \rho\omega_j\omega_j x_i
\end{aligned} \quad (4.21)$$

$$\begin{aligned}
\rho \frac{\partial \overline{w_i}}{\partial t} + \rho \frac{\partial [\overline{w_j w_i} + \overline{w_j' w_i'}]}{\partial x_j} \\
= -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \overline{w_i}}{\partial x_j^2} - 2\rho\varepsilon_{ijk}\omega_j \overline{w_k} - \rho\omega_j\omega_i x_j + \rho\omega_j\omega_j x_i
\end{aligned} \quad (4.22)$$

$$\begin{array}{l}
(\overline{w_j w_i'} = 0, \\
\overline{w_j' w_i} = 0, \\
\overline{w_j w_i} = \overline{w_j' w_i'})
\end{array}$$

$$\begin{aligned}
\rho \frac{\partial \overline{w_i}}{\partial t} + \rho \overline{w_j} \frac{\partial \overline{w_i}}{\partial x_j} \\
= -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \overline{w_i}}{\partial x_j^2} + \frac{\partial(-\rho \overline{w_j' w_i'})}{\partial x_j} - 2\rho \varepsilon_{ijk} \omega_j \overline{w_k} - \rho \omega_j \omega_i x_j \\
+ \rho \omega_j \omega_j x_i
\end{aligned} \tag{4.23}$$

Eş. 4.23'te düzenlenen ifade Reynolds ortalamalı momentumun korunumu denklemdir. Bu denklem Eş. 4.19'da verilen anlık momentum denkleminde farklı olarak ortalama basınç ve hız terimlerine sahiptir. Ayrıca denklemde, türbülans etkisini temsil eden ve literatürde Reynolds stress terimi olarak adlandırılan $\tau_{ij}' = -\rho \overline{w_j' w_i'}$ terimi mevcuttur [19]. Eş. 4.24'te Reynolds stress terimi τ_{ij}' , matris notasyonunda ifade edilmiştir.

$$\tau_{ij}' = -\rho \overline{w_j' w_i'} = -\rho \begin{bmatrix} \overline{w_x' w_x'} & \overline{w_y' w_x'} & \overline{w_z' w_x'} \\ \overline{w_x' w_y'} & \overline{w_y' w_y'} & \overline{w_z' w_y'} \\ \overline{w_x' w_z'} & \overline{w_y' w_z'} & \overline{w_z' w_z'} \end{bmatrix} \tag{4.24}$$

Sırasıyla Eş. 4.5d ve Eş. 4.11d'de verilen, Reynolds ortalamalı süreklilik ve Reynolds ortalamalı momentum denklemleri Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemlerini oluşturmaktadır. Bu noktada Reynolds ortalamalı momentum denklemleri Eş. 4.25, Eş. 4.26 ve Eş. 4.27'de sırasıyla x, y ve z yönleri için açık halde yazılmıştır.

$$\begin{aligned}
x - \text{yönü: } & \rho \left(\frac{\partial \overline{w_x}}{\partial t} + \overline{w_x} \frac{\partial \overline{w_x}}{\partial x} + \overline{w_y} \frac{\partial \overline{w_x}}{\partial y} + \overline{w_z} \frac{\partial \overline{w_x}}{\partial z} \right) \\
& = -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \overline{w_x}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{w_x}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{w_x}}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial(-\rho \overline{w_x' w_x'})}{\partial x} \\
& + \frac{\partial(-\rho \overline{w_y' w_x'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{w_z' w_x'})}{\partial z} \\
& + \rho(2\omega_z \omega_y + \omega_y^2 x + \omega_z^2 x - 2\omega_x \omega_z - \omega_y \omega_x y - \omega_z \omega_x z)
\end{aligned} \tag{4.25}$$

$$\begin{aligned}
y - \text{yönü: } & \rho \left(\frac{\partial \overline{w_y}}{\partial t} + \overline{w_x} \frac{\partial \overline{w_y}}{\partial x} + \overline{w_y} \frac{\partial \overline{w_y}}{\partial y} + \overline{w_z} \frac{\partial \overline{w_y}}{\partial z} \right) \\
& = -\frac{\partial \overline{P}}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 \overline{w_y}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{w_y}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{w_y}}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial(-\rho \overline{w_x' w_y'})}{\partial x} \\
& + \frac{\partial(-\rho \overline{w_y' w_y'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{w_z' w_y'})}{\partial z} \\
& + \rho(2\omega_x \omega_z + \omega_x^2 y + \omega_z^2 y - 2\omega_z \omega_x - \omega_x \omega_y x - \omega_z \omega_y z)
\end{aligned} \tag{4.26}$$

$$\begin{aligned}
z - \text{yönü: } & \rho \left(\frac{\partial \overline{w_z}}{\partial t} + \overline{w_x} \frac{\partial \overline{w_z}}{\partial x} + \overline{w_y} \frac{\partial \overline{w_z}}{\partial y} + \overline{w_z} \frac{\partial \overline{w_z}}{\partial z} \right) \\
& = -\frac{\partial \overline{P}}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 \overline{w_z}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{w_z}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{w_z}}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial(-\rho \overline{w_x' w_z'})}{\partial x} \\
& \quad + \frac{\partial(-\rho \overline{w_y' w_z'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{w_z' w_z'})}{\partial z} \\
& \quad + \rho(2\omega_y \omega_x + \omega_x^2 z + \omega_y^2 z - 2\omega_x \omega_y - \omega_x \omega_z x - \omega_y \omega_z y)
\end{aligned} \tag{4.27}$$

Eşitlik 4.25, Eş. 4.26 ve Eş. 4.27’de verilen 3 adet momentum denklemi ve Eş. 4.14’te verilen süreklilik denklemi; $\overline{w_x}$, $\overline{w_y}$, $\overline{w_z}$, $\overline{w_x'}$, $\overline{w_y'}$, $\overline{w_z'}$ ve \overline{P} bilinmeyenlerini bulmak için yetersizdir. Bundan dolayı, türbülans modeli olarak adlandırılan ek ampirik denklemler, verilen 4 denkleme ek olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada akış ayrılmalarını simule etmek için uygun olan shear stress transport (SST) türbülans modeli kullanılmıştır [20].

4.1.2. Shear stress transport (SST) türbülans modeli

Shear stress transport (SST) türbülans modeli, Reynolds stress terimi τ_{ij}' 'yi bağıl hız gradyenleri ve eddy (türbülans) viskozitesi μ_t ile orantılı ifade eden Boussinesq varsayımına dayanır. Reynolds stress terimi ifadesi Eş. 4.28’de verilmiştir [21].

$$\tau_{ij}' = -\overline{\rho w_j' w_i'} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{w_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{w_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \overline{w_k}}{\partial x_k} \right) \tag{4.28}$$

Burada;

μ_t : Türbülans (eddy) viskozitesi

k : Türbülans kinetik enerjisi

δ_{ij} : Kronecker delta fonksiyonu ($i=j$ ise $\delta_{ij}=1$ ve $i \neq j$ ise $\delta_{ij}=0$)

Eşitlik 4.28’te verilen Reynolds stress terimi ifadesinin RANS denklemlerinde kullanılması ile $\overline{w_x'}$, $\overline{w_y'}$ ve $\overline{w_z'}$ bilinmeyenlerinin yerini μ_t ve k bilinmeyenleri almaktadır. μ_t ve k bilinmeyenleri SST türbülans modelinde Eş. 4.29’da verilen ifade ile ilişkilendirilmiştir.

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\max(\omega_t, SF_2)} \tag{4.29}$$

Burada;

ω_t : Türbülans frekansı

S : Şekil değıştirme hızı (strain rate)

F_2 : SST temel fonksiyonu

Şekil değıştirme hızı S'in tensör notasyonundaki gösterimi ve SST temel fonksiyonu F_2 değerini veren ifade sırasıyla Eş. 4.30 ve Eş. 4.31'de verilmiştir.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_i} \right] \quad (4.30)$$

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega_t y}, \frac{500\mu}{\rho \omega_t y^2} \right) \right]^2 \right\} \quad (4.31)$$

Eşitlik 4.31'de verilen y terimi akışın hesaplandığı noktanın, en yakın duvara olan uzaklığıdır. β' terimi ise SST türbülans modelinde kullanılan sabit bir sayıdır. Çizelge 4.1'de SST türbülans modelinde kullanılan tüm sabit sayıların değerleri verilmiştir [22].

Çizelge 4.1. SST türbülans modelinde kullanılan sabit sayılar ve değerleri.

β'	α	β	σ_k	σ_ω
0,09	5/9	0,075	2	2

Eş. 4.29'da türbülans viskozitesi μ_t 'nin k ve ω_t değerlerine bağlı ifade edilmesi sonucu 4 adet RANS denkleminde \bar{w}_x , \bar{w}_y , \bar{w}_z , \bar{P} , k ve ω_t olmak üzere 6 adet bilinmeyen mevcuttur. Bu noktada RANS denklemlerinin çözümü için SST türbülans modelinde Eş. 4.32 ve Eş. 4.33'da sırasıyla k ve ω_t değerleri için verilen 2 adet ek denklem kullanılmaktadır. Bu denklemler Çizelge 4.1'de verilen sabit sayı değerleri kullanılarak oluşturulmuş denklemlerdir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{w}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega_t \quad (4.32)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega_t)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{w}_j \omega_t)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega_t}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega_t}{k} P_k - \beta \rho \omega_t^2 \quad (4.33)$$

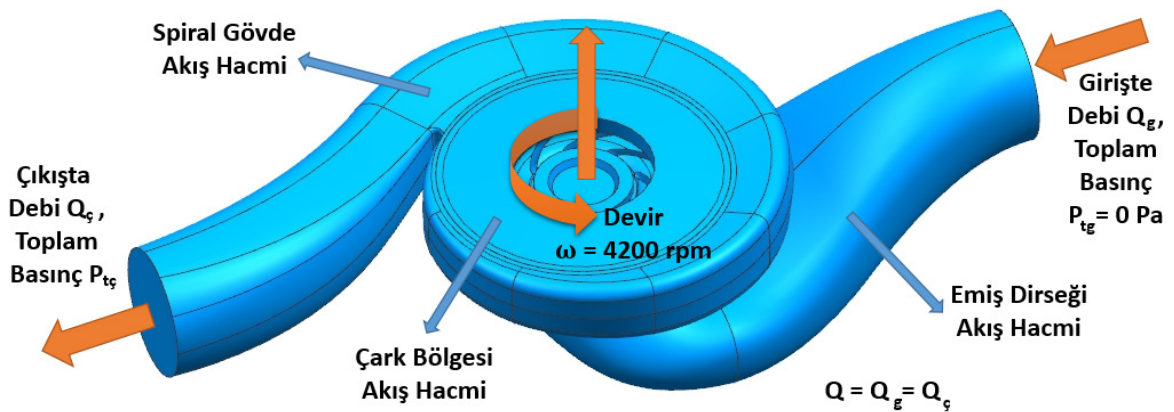
Eş. 4.32 ve Eş. 4.33'te verilen P_k türbülans kinetik enerji üretim terimi Eş. 4.34'te verilmiştir.

$$P_k = \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} \left(3\mu_t \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \rho k \right) \quad (4.34)$$

Sonuç olarak, Eş. 4.32 ve Eş. 4.33'te verilen 2 adet ek denklem 4 adet RANS denklemi ile birlikte çözülerek \bar{w}_x , \bar{w}_y , \bar{w}_z , \bar{P} , k ve ω_t olmak üzere 6 adet bilinmeyen hesaplanabilmektedir.

4.2. Sınır Şartları

Bölüm 2'de pompa hidrolik tasarımı ile elde edilen pompa akış geometrisinin üç boyutlu katı modeli üzerinde sınır şartları Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Burada, pompa emiş dirseği girişinde toplam basınç sabit olup sıfır olarak alınmıştır. Spiral gövde akış hacmi çıkışında ise hacimsel debi Q sabit olarak tanımlanmıştır. Pompa çark bölgesindeki akışın matematiksel denklemleri, 4200 dev/dak dönüş hızına sahip çarkla beraber dönen bir koordinat sistemine göre çözülmüştür. Pompa emiş dirseği ve spiral gövde akış hacminin denklemleri ise sabit bir referans sistemine göre çözülmektedir. Bu nedenle, farklı referans sistemine göre çözülen akış hacimleri arasında hidrodinamik büyüklükleri entegre eden geçiş yüzeyleri mevcuttur. Geriye kalan tüm duvar yüzeylerinde kaymama sınır şartı (no-slip condition) mevcuttur. Çark bölgesi akış hacminde sabit referans sistemine göre hareketsiz olan duvar yüzeyleri için çark dönüş hızına eşit çark dönüş yönüne göre ters yönde hız şartı verilmiştir.



Şekil 4.1. Pompa akış geometrisi üç boyutlu katı modelinde sınır şartları gösterimi

4.3. Çalışmada Hesaplanan Diğer Parametreler

Bölüm 4.1’de verilen temel denklemlerin uygun sınır şartları ile çözümü sonucunda akışın hız ve basınç dağılımı elde edilir. Elde edilen hız ve basınç dağılımı kullanılarak çarkın akışkana uyguladığı tork hesaplanmıştır. Ayrıca, giriş ve çıkış kesitlerindeki toplam basınçların farkı alınarak pompanın basma yüksekliği belirlenmiştir. Debi, tork ve basma yüksekliği belirlendikten sonra, pompanın mil gücü, hidrolik gücü, hidrolik verimi vb. pompa performans karakteristik parametrelerinin değerleri hesaplanmıştır. Farklı debiler ve spiral kesit alanları için yapılan simülasyon sonuçları kullanılarak, pompa performans karakteristik parametrelerinin değişim eğrileri oluşturulmuştur.

4.3.1. Tork hesabı

Çark yüzeylerine etki eden basınç kuvveti, çarkta hidrodinamik tork oluşturmaktadır. Oluşan hidrodinamik torkun çark dönme eksenindeki bileşeni, çarkın akışkana uyguladığı torktur. Çarkın akışkana uyguladığı torku hesaplamak için, hidrodinamik torkun çark yüzeylerinde alınmış her çözüm noktasındaki değerleri toplanmıştır ve toplamın çark dönme eksenindeki bileşeni alınmıştır. Toplam hidrodinamik torkun dönme eksenine bileşeni, yani çarkın akışkana uyguladığı tork, basınç kuvvetinin uygun kuvvet kolluyla çarpımı olarak Eş. 4.35’te verilmiştir [23].

$$T_i = \sum_{c=1}^n [\varepsilon_{ijk} x_j F_k]_c \quad (4.35)$$

Burada i çark dönme eksenini, c çözüm noktası numarasını, n çark yüzeyindeki çözüm noktası sayısını, x dönme eksenine göre çözüm noktası konumunu ve F çarka etkiyen basınç kuvvetini göstermektedir.

4.3.2. Pompa verimi hesabı

Santrifüj pompa, mil gücünü (P_m) hidrolik güce (P_h) dönüştüren bir hidrolik makinadır. Bu tanım esas alınarak pompa verimi η_p Eş. 4.36’da verilmiştir.

$$\eta_p = 100 \times \frac{P_h}{P_m} \quad (4.36)$$

Burada P_h çarkın akışkana aktardığı güç ve P_m çark milindeki güçtür. Ek olarak η_p ; mekanik verim η_m , hidrolik verim η_h ve kaçak verimi η_k bileşenlerine ayrılmış olarak Eş. 4.37’de verilmiştir. Eşitlik 4.36 önceki bölümlerde Eş. 2.11 ve Eş. 3.7; Eş. 4.37 ise Eş. 2.13 olarak verilen eşitliklerdir.

$$\eta_p = \eta_m \eta_h \eta_k \quad (\eta_p \%, \eta_m \%, \eta_h \%, \eta_k \%) \quad (4.37)$$

Burada mekanik verim η_m , pompanın rulmanlarında ve salmastrasında meydana gelen güç kayıplarından kaynaklanmaktadır. Hidrolik verim η_h , çark ve gövdede meydana gelen yük kayıplarından (sürtünme ve yerel kayıplar) kaynaklanmaktadır. Kaçak verimi η_k , çarktan çıktıktan sonra emiş ağzına geri dönen kaçak debiden kaynaklanmaktadır.

4.3.3. Hidrolik güç hesabı

Hidrolik güç P_h , pompa çarkının akışkana aktardığı güçtür ve güç akışkanda bir basınç artışı (basma yüksekliği) oluşturmuştur. Buradan hareketle P_h ; debi Q , basma yüksekliği H , yer çekim ivmesi g ve akışkanın özkütlesi ρ değerleri kullanılarak, Eş. 4.38’den hesaplanabilir. Bu eşitlik, Eş. 2.12 ve Eş. 3.1 olarak verilen eşitliktir.

$$P_h = \rho g H Q \quad (P_h \text{ watt}, \rho \text{ kg/m}^3, g \text{ m/s}^2, H \text{ m}, Q \text{ m}^3/\text{s}) \quad (4.38)$$

4.3.4. Mil gücü hesabı

Pompanın mil gücü P_m , mile uygulanan tork T_m ve devir ω ’ye bağlı Eş. 4.39’da verilmiştir.

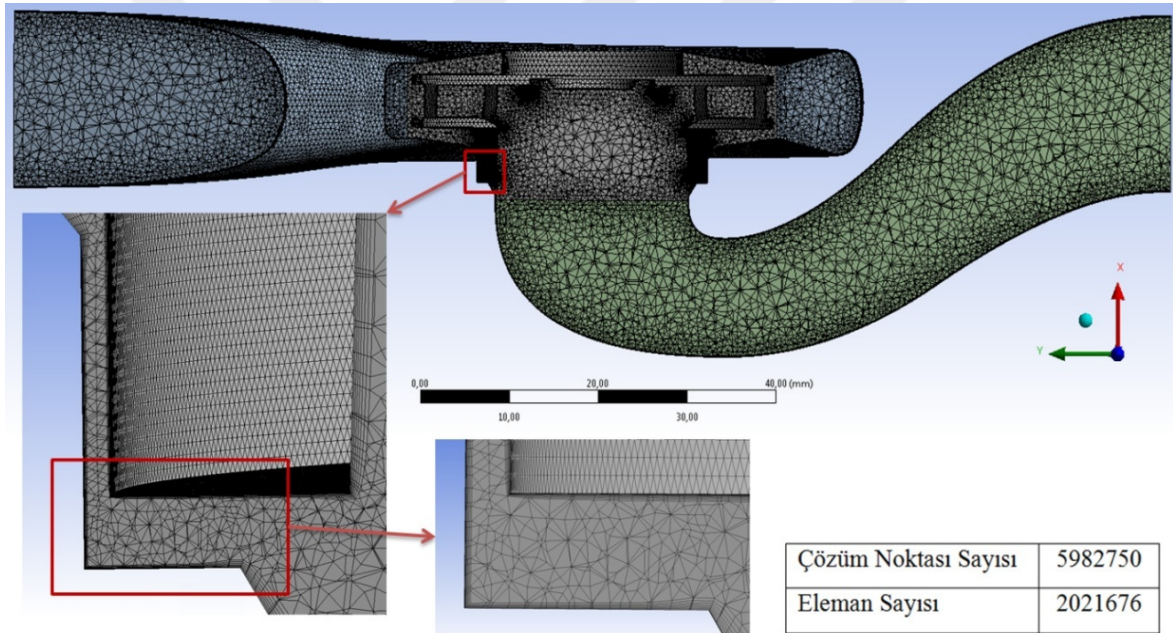
$$P_m = T_m \times \omega \quad (P_m \text{ watt}, T_m \text{ Nm}, \omega \text{ rad/s}) \quad (4.39)$$

Yapılan simülasyonlarda hidrolik kayıplar ve kaçak kayıpları sonuçlara yansımaktadır. Ancak mekanik kayıplar sayısal sonuçlara yansımamaktadır. Elde edilen çarkın akışkana uyguladığı tork T , mekanik güç kayıpları sıfırken çarkı sabit ω hızı ile döndüren tork değeridir. Buna dayanarak Eş. 4.40’ta pompanın mil gücü P_m ; T , η_m ve ω cinsinden tekrar yazılmıştır.

$$P_m = \frac{T \times \omega}{\eta_m} \quad (P_m \text{ watt}, T \text{ Nm}, \omega \text{ rad/s}, \eta_m \%) \quad (4.40)$$

4.4. Sayısal Çözüm ve Sonuçların Doğrulanması

Sayısal çözüm için, verilen denklemler uygun sınır şartlarıyla, ANSYS CFX (v15.0) HAD yazılımı kullanılarak çözülmüştür. Denklemlerin ayrıklaştırılmasında, yüksek çözünürlükte (high resolution scheme) sonlu hacimler metodu kullanılmıştır. Ayrıca, ANSYS Meshing (v15.0) yazılımı kullanılarak, akış hacimlerinde tetrahedral elamanlar tercih edilerek, çözüm ağı oluşturulmuştur. Çözüm ağı oluşturulurken, duvarlara yakın yerlerde eleman yoğunluğunu artıracak, duvarlardan uzak yerlerde ise daha az eleman yoğunluğu sağlayacak eleman boyutu hiyerarşisi esas alınmıştır. Çark dönme ekseninden ve pompa giriş ve çıkış borularından geçen, düşey düzlemdeki örnek çözüm ağı görseli Şekil 4.2’de verilmiştir.

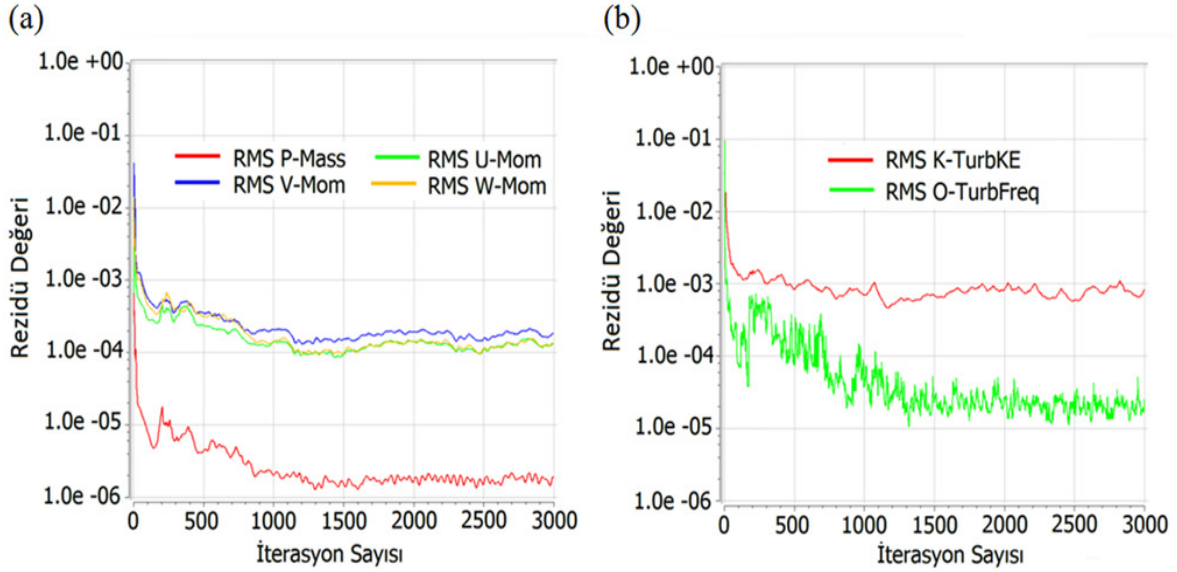


Şekil 4.2. Pompa akış hacmindeki ağ yapısı görseli

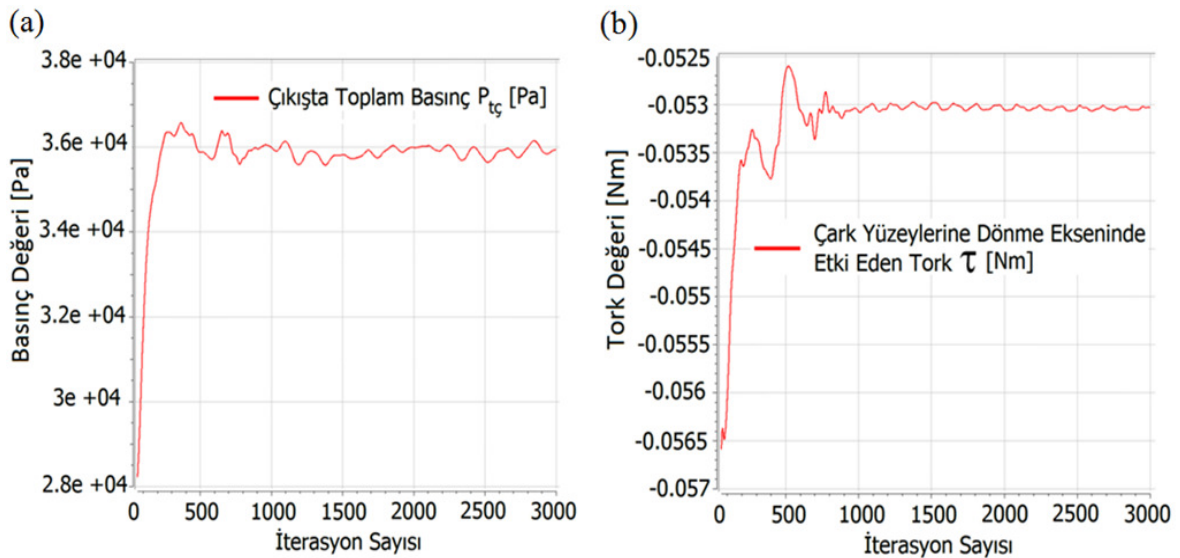
4.4.1. Yakınsama, iterasyon bağımsızlığı ve kütle korunumu kontrolü

Elde edilen sayısal çözümlerin yakınsama kontrolü, rezidülerin yakınsaması kontrol edilerek sağlanmıştır. Bütün analizlerde yakınsamanın gerçekleştiğini söylemek için rezidülerin %0,1'in altında olması şartı aranmıştır. Ayrıca sayısal çözümlerle elde edilen, pompa çıkışındaki toplam basınç $P_{tç}$ ve çark yüzeylerine dönme eksenine göre etki eden torkun (T) monitör değerlerinin iterasyon sayısından bağımsızlığı kontrol edilmiştir. Toplam basınç monitör değerlerindeki iterasyona bağlı değişimin %±5 aralığında, tork

monitör değerlerindeki değişimin ise $\% \pm 2$ aralığında olması şartı aranmıştır. Ek olarak, pompa giriş ve çıkışında okunan debi değerleri farkının, kütle korunumu gereği sifıra çok yakın bir değerde olması şartı kontrol edilmiştir. Sayısal çözümlerde $Q=1,6 \text{ m}^3/\text{h}$ debi değeri için elde edilen rezidü değerlerine ait örnek gösterim, monitör değerlerine ait örnek gösterim ve kütle korunumu kontrolüne ait örnek değerler sırasıyla Şekil 4.3, Şekil 4.4 ve Çizelge 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.3. (a) Kütle ve momentum korunumu denklemlerinden elde edilen rezidü değerlerine ait örnek gösterim, (b) Türbülans kinetik enerjisi ve türbülans frekansı denklemlerinden elde edilen rezidü değerlerine ait örnek gösterim



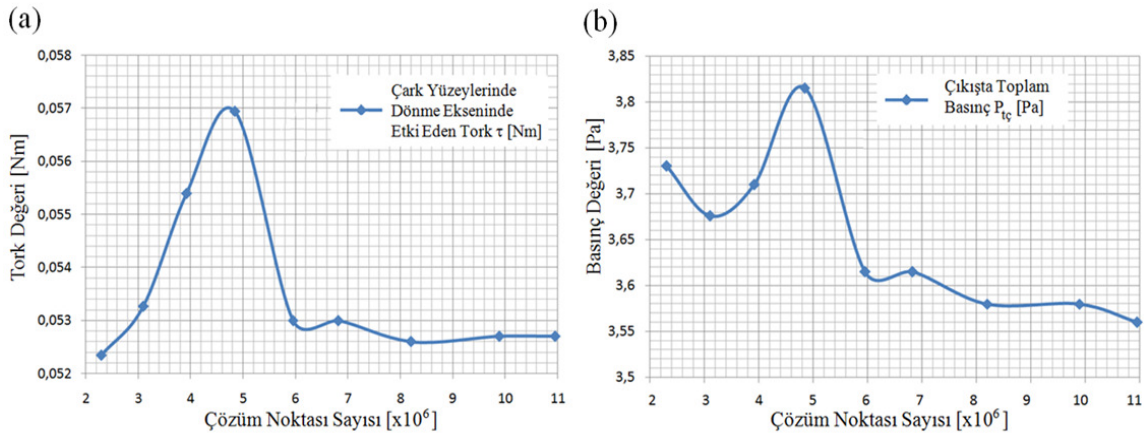
Şekil 4.4. (a) Pompa çıkışındaki toplam basıncın monitör değerlerine ait örnek gösterim, (b) Çark yüzeylerine dönme yönünde etki eden torkun monitör değerlerine ait örnek gösterim

Çizelge 4.2. Kütle korunumu kontrolüne ait örnek değerler

Pompa girişindeki debi	Pompa çıkışındaki debi	Pompa giriş ve çıkış debileri farkı
0,443539 kg/s	0,4436 kg/sn	$6,1e^{-05} \cong 0$

4.4.2. Çözümün çözüm noktası sayısından bağımsızlığı

Uygun çözüm noktası sayısını belirlemek için, aynı pompa koşulu için çözümler farklı çözüm noktası sayıları ile tekrarlanmıştır. Çözüm sonuçlarının çözüm noktası sayısından bağımsız hale geldiği çözüm noktası sayısı, sayısal çalışmada kullanılan tüm ağ yapıları için kullanılmıştır. Çözüm noktası sayısından bağımsız çözüm elde etmek için, oluşturulan çözüm ağındaki elemanların hiyerarşisi değiştirilmeden yoğunlukları farklı değerlerde alınarak simülasyonlar yapılmıştır. Böylece $Q=1,6 \text{ m}^3/\text{h}$ debi değeri için farklı çözüm noktası sayılarında aynı pompa akış koşulu için sayısal çözüm sonuçları elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar incelenerek en uygun çözüm noktası sayısını veren ağ yapısı belirlenmiştir. Yapılan incelemede en uygun çözüm noktası sayısının $6.0e+6$ civarında olduğu tespit edilmiştir. Tork T ve çıkıştaki toplam basınç $P_{tç}$ değerleri esas alınarak yapılan çözüm noktası sayısından bağımsızlık çalışması sonuçları Şekil 4.5'te verilmiştir.

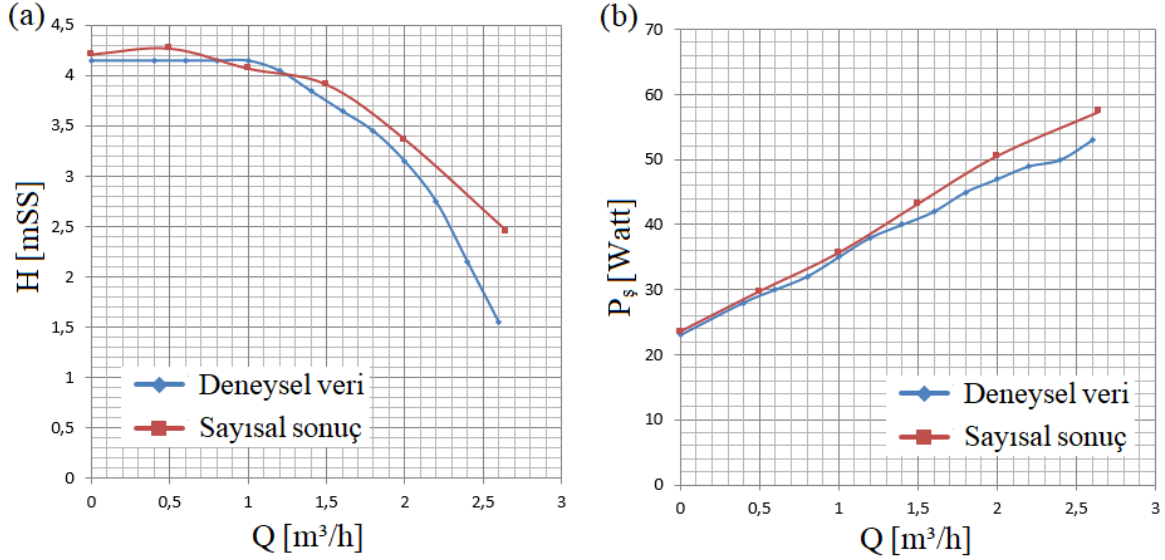


Şekil 4.5. (a) Tork değeri T için yapılmış çözüm noktası sayısından bağımsızlık çalışması, (b) $P_{tç}$ değeri için yapılmış çözüm noktası sayısından bağımsızlık çalışması

4.4.3. Doğrulama simülasyonları

Bu çalışmada elde edilen simülasyon sonuçlarının doğruluğunu kontrol etmek için, KSB Pompa firmasına ait Calio-SI isimli sirkülatör pompası, 2800 dev/dak sabit dönüş hızında ele alınmıştır. Bu pompa için KSB laboratuvarlarında Bölüm 3'te anlatıldığı gibi deney

sonuçları alınmıştır. Verilen matematiksel denklemler, çözüm methodları ve ANSYS CFX (v15.0) yazılımı kullanılarak, Calio-SI pompanın performans eğrileri yapılan simülasyonlar ile elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, pompanın deneysel olarak belirlenmiş olan performans verileri ile karşılaştırılmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçların kıyaslandığı; basma yüksekliği H ve şebekeden çekilen güç P_s değişimi eğrilerine ait gösterim sırasıyla Şekil 4.6a ve Şekil 4.6b'de verilmiştir.

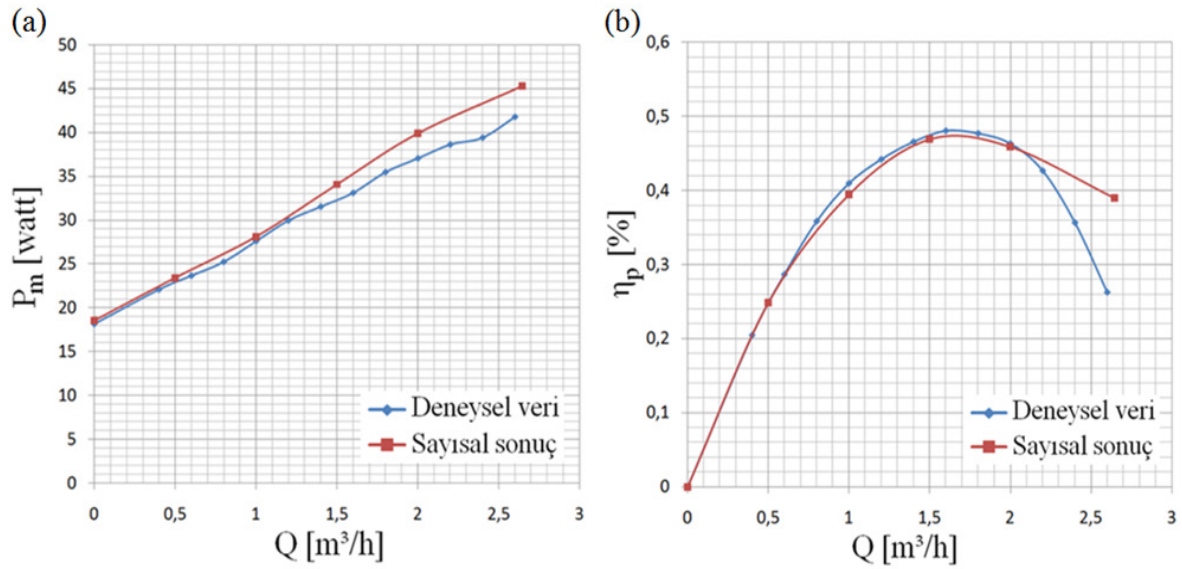


Şekil 4.6. Calio SI pompanın 2800 dev/dk çalışma koşulu için, (a) Basma yüksekliği H değişimi eğrisi, (b) Şebekeden çekilen güç P_s değişimi eğrisi

Şekil 4.6a'da Calio-SI pompanın 2800 dev/dak çalışma koşulundaki deneysel olarak ölçülmüş ve sayısal olarak hesaplanmış basma yüksekliği H değişimi eğrileri verilmiştir. Şekil 4.6b'de ise, deneysel olarak ölçülmüş ve sayısal sonuçlardan hesaplanmış olan pompanın şebekeden çektiği güç P_s değişimi eğrileri verilmiştir. Sayısal sonuçlar kullanılarak şebekeden çekilen gücün hesaplamasında öncelikle, Eş. 4.40'tan pompa mil gücü P_m hesaplanmıştır. Bu hesaplamada pompanın mekanik verimi $\eta_m=0,72$ değerinde alınmıştır. Hesaplanan pompa mil gücü P_m değeri kullanılarak, Eş. 4.41'den şebekeden çekilen güç P_s değerleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamada pompayı tahrik eden elektrik motorunun ve motoru kontrol eden elektronik kartın verimi sırasıyla $\eta_{em}=0,83$ ve $\eta_{ek}=0,95$ değerlerinde alınmıştır. Bu eğriler incelendiğinde sayısal çözüm sonuçlarının karakteristik olarak deneysel verilerle uyumlu olduğu görülmektedir. $\eta_m=0,72$, $\eta_{em}=0,83$ ve $\eta_{ek}=0,95$ değerleri KSB Pompa firmasının mevcut Calio-SI pompasının labaratuvar verileridir. Calio-SI pompanın tasarlanan pompaya yakın karakteristiğe sahip olması göz önüne alınarak tasarlanan pompa için de bu değerler kullanılmıştır.

$$P_{\text{ş}} = \frac{P_m}{\eta_{\text{em}} \eta_{\text{ek}}} \quad (P_m \text{ watt}, \eta_{\text{em}} \%, \eta_{\text{ek}} \%, P_{\text{ş}} \text{ watt}) \quad (4.41)$$

Ek olarak, deneysel ve sayısal olarak belirlenmiş olan pompa mil gücü P_m ve pompa verimi η_p 'nin debi ile değişimi eğrileri sırasıyla Şekil 4.7a ve Şekil 4.7b'de gösterilmiştir.



Şekil 4.7. Calio SI pompanın 2800 dev/dk çalışma koşulu için, (a) Mil gücü P_m değişimi eğrisi, (b) Pompa verimi η_p değişimi eğrisi

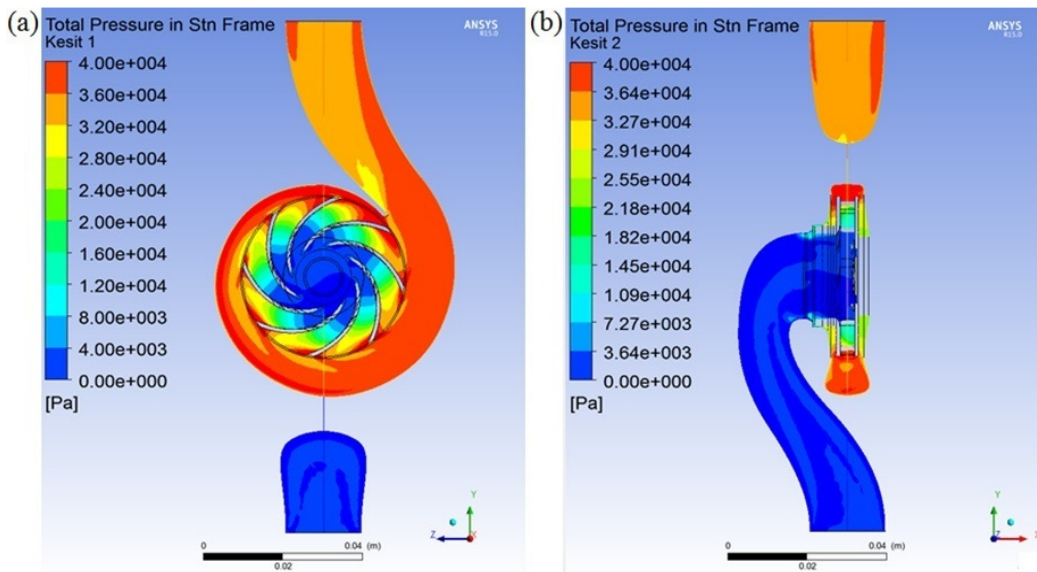
Şekil 4.7a'da Calio-SI pompanın 2800 dev/dak çalışma koşulundaki deneysel ve sayısal olarak hesaplanmış mil gücü P_m değişimi eğrileri verilmiştir. Şekil 4.7b'de ise, aynı çalışma koşulunda deneysel ve sayısal olarak hesaplanmış pompa verimi η_p değişimi eğrileri verilmiştir. P_m ve η_p değerleri hesaplanırken; $\eta_{\text{em}}=0,83$, $\eta_{\text{ek}}=0,95$ ve $\eta_m=0,72$ kabulleri yapılmıştır. Eğriler kıyaslandığında sayısal ve deneysel verilerin karakteristik olarak uyumlu olduğu görülmektedir. Sonuç olarak, yapılan sayısal çözümlerin deneysel veriler ile tutarlı olduğu ortaya konulmuştur.



5. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

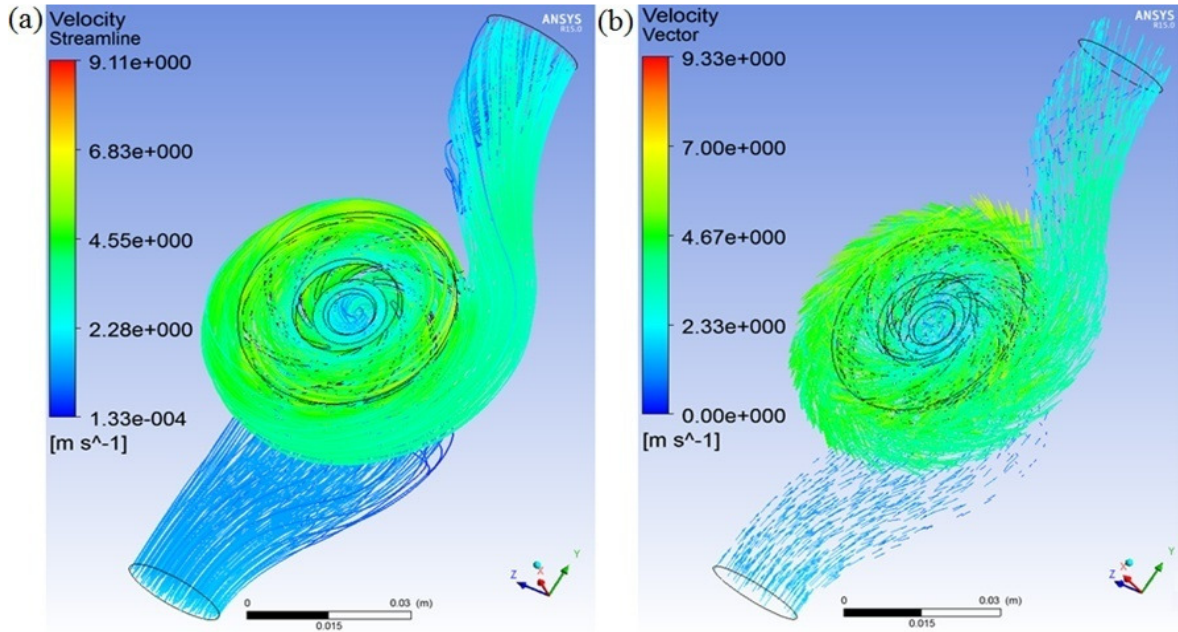
Bu çalışmada Şekil 2.25'te gösterilen, tasarlanan pompanın akış hacminde spiral gövdenin akışa dik kesit alanının ve devir sayısının ve debinin pompa performansına etkileri araştırılmıştır. Bunun için akışa dik kesit alanının tasarım değeri %90, %100 ve %110 oranlarında değiştirilerek, üç farklı spiral gövde akış hacmi oluşturulmuştur. Bu kesit alanı değerlerinin her biri için, debinin 0, 0,5, 1,0, 1,3, 1,6, 2,0 ve 2,4 m³/h değerlerinde, simülasyonlar yapılmıştır. Ayrıca tasarlanan pompanın akış geometrisinde, çark dönme hızının pompa performansına etkileri araştırılmıştır. Bunun için 1,6 m³/h debi değerinde, çark dönme hızı 2800, 3500, 4200, 4900 ve 5600 rpm değerlerinde değiştirilerek tasarlanan pompanın akış hacmi simule edilmiştir. Simülasyon sonuçlarından her bir durum için performans parametreleri (basma yüksekliği H, mil gücü P_m ve pompa verimi η_p) hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar grafikler halinde gösterilmiştir ve incelenmiştir.

Şekil 5.1'de pompa akış hacminin iki farklı kesitinde, sabit koordinat sistemine göre toplam basınç dağılımı kontürleri verilmiştir. Birinci kesit, çark merkez meridyeni üzerinde ve kanat çıkışında mevcut noktalardan geçen yatay düzlemden alınmıştır. İkinci kesit ise çark dönme ekseninden ve pompa giriş-çıkış borularının ortasından geçen düzlemden alınmıştır.



Şekil 5.1. Toplam basınç P_t dağılımı kontürlerinin (a) Çark merkez meridyeninin kanat çıkış noktalarından geçen kesitte, (b) Çark dönme ekseninden ve giriş-çıkış borularının ortasından geçen kesitte

Şekil 5.1’de görüldüğü üzere suyun sabit referans sistemine göre toplam basınç dağılımı, pompa emiş dirseği akış hacminde 0 Pa mertebesindedir. Bu dağılım çark bölgesi akış haciminde, çark girişinden spiral gövdeye doğru 0 Pa’dan 4×10^4 Pa mertebelerine artış göstermektedir. Çark içindeki santrifüj kuvvet etkisi bu basınçlanmayı sağlamaktadır. Spiral gövde akış hacminde ise, spiral gövde girişinden çıkış borusuna doğru 4×10^4 Pa’dan $3,6 \times 10^4$ Pa mertebelerine azalan bir dağılım görülmektedir. Spiral gövde iç akışında mevcut yük kayıpları (sürtünme ve yerel kayıplar) bu basınç düşüşüne neden olmaktadır. Ek olarak, pompanın akış hacmindeki akım çizgileri ve hız vektörleri örnek gösterimi, sırasıyla Şekil 5.2a ve Şekil 5.2b’de verilmiştir.



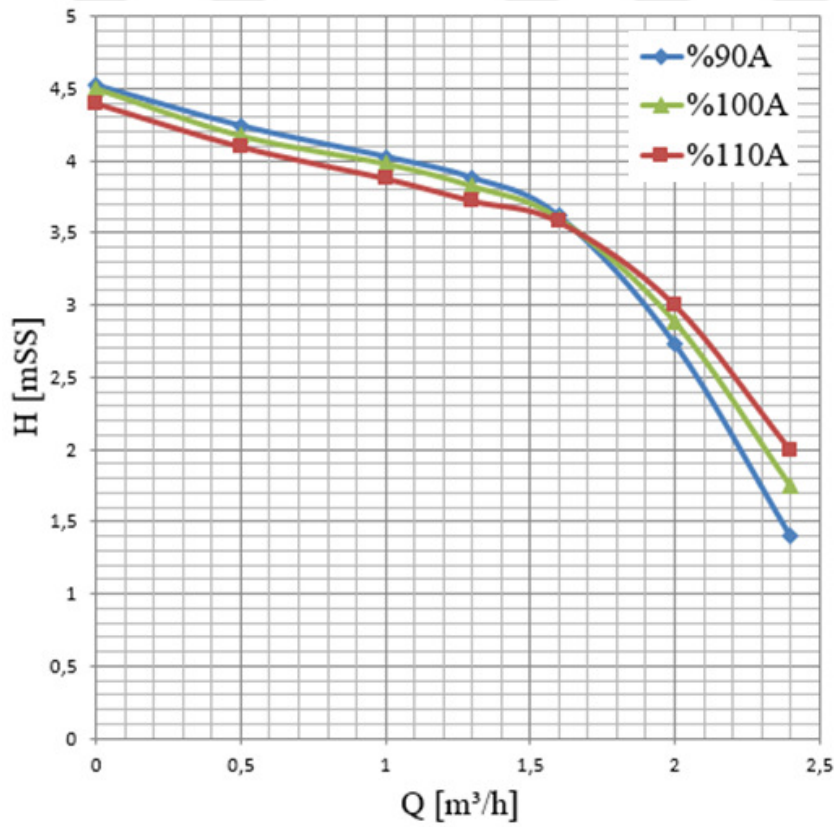
Şekil 5.2. Pompa akış hacminde, (a) akım çizgileri örnek görünümü, (b) hız vektörleri örnek görünümü

Şekil 5.2a’da, pompa akış hacmindeki, giriş borusundan çıkış borusuna doğru oluşan akım çizgileri verilmiştir. Şekil 5.2b’de ise hız vektörü dağılımı görülmektedir. Bu hız vektörleri; emiş dirseği ve spiral gövde akış hacimleri için sabit koordinat sistemine göre, çark bölgesi akış hacminde ise çarkla birlikte dönen koordinat sistemine göre verilmiştir.

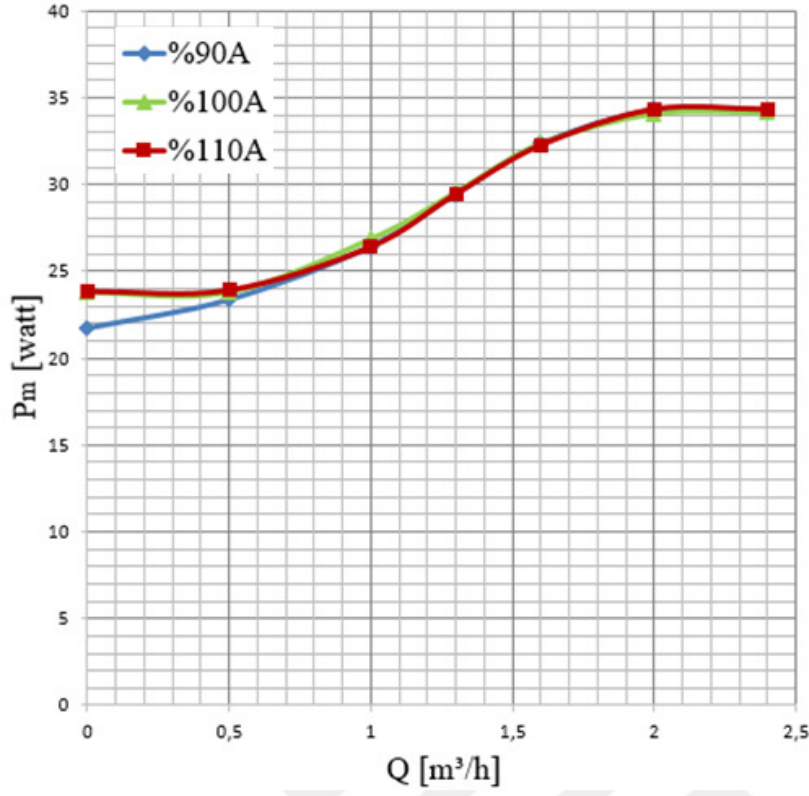
5.1. Spiral Gövdenin Akışa Dik Kesit Alanının Etkisi

Sayısal simulasyon sonuçlarından; farklı debiler ve farklı spiral kesit alanları için basma yüksekliği H , mil gücü P_m ve pompa verimi η_p değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler grafikler halinde sırasıyla Şekil 5.3, Şekil 5.4 ve Şekil 5.5’te verilmiştir. Şekil

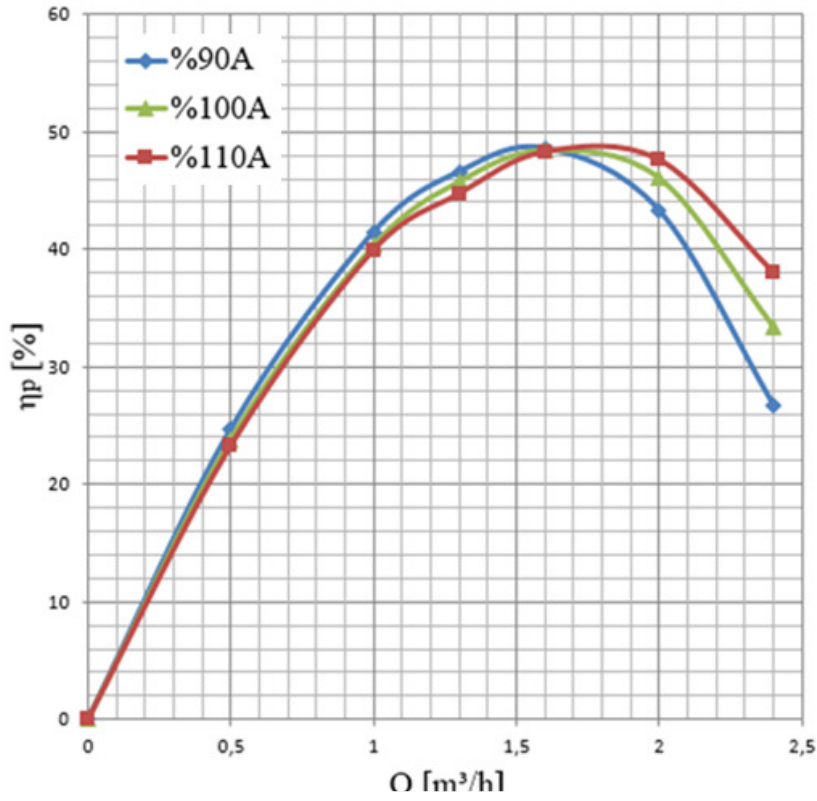
5.3'te görüldüğü gibi, spiral kesit alanı tasarım kesit alanından büyük olduğunda, tasarım debisinden yüksek debilerde basma yüksekliği artmıştır. Tasarım debisinden küçük debi değerlerinde ise, basma yüksekliği azalmıştır. Diğer taraftan spiral kesit alanındaki azalma bu ilişkiye ters etki etmiştir. Şekil 5.4 incelendiğinde, pompa mil gücü değişiminin, spiral gövde kesit alanından önemli ölçüde etkilenmediği görülmektedir. Burada P_m değerlerinin hesaplanmasında Eş. 4.40 kullanılmıştır. Eşitlikteki mekanik verim $\eta_m=0,72$ değerinde kabul edilmiştir. Şekil 5.5'te spiral gövde akışa dik kesit alanının artışıyla, pompa performans eğrisindeki maksimum değer, daha yüksek debi değerlerinde gerçekleşmiştir. Akışa dik kesit alanı azalmasıyla, maksimum değer daha düşük debi değerlerinde gerçekleşmiştir.



Şekil 5.3. Spiral kesit alanı, tasarım kesit alanının %90A, %100A, %110A olduğunda pompanın basma yüksekliğinin debi ile değişimi



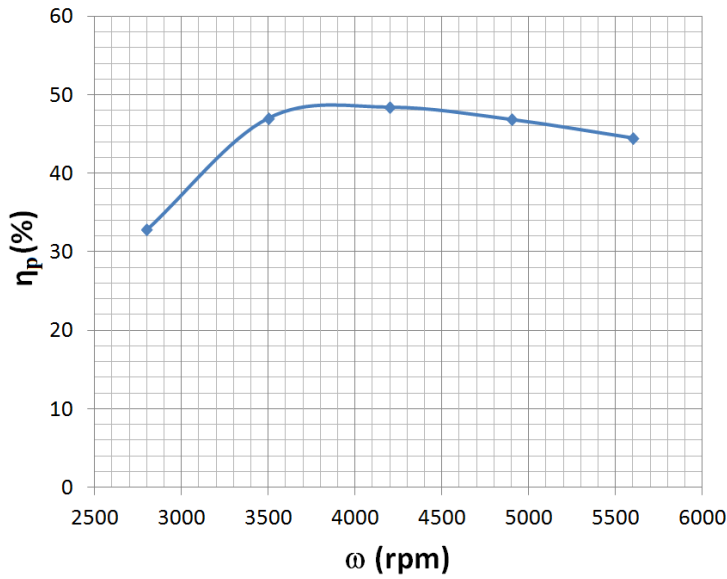
Şekil 5.4. Spiral kesit alanı, tasarım kesit alanının %90A, %100A, %110A olduğunda pompa mil gücünün debi ile değişimi



Şekil 5.5. Spiral kesit alanı, tasarım kesit alanının %90A, %100A, %110A olduğunda pompa veriminin debi ile değişimi

5.2. Devir Sayısının Etkisi

Çark devir sayısının pompa verimine etkisini analiz etmek için, debi 1,6 m³/h'de sabit tutularak farklı devir sayılarında simülasyonlar yapılmıştır. Yapılan simülasyon sonuçlarından, tasarlanan pompanın veriminin çark dönme hızına bağlı değişimi Şekil 5.6'da verilmiştir. Burada pompa verimi η_p değerleri hesaplanırken mekanik verim $\eta_m=0,72$ kabulü yapılmıştır.



Şekil 5.6. Pompa veriminin çark dönme hızı ile değişimi

Şekil 5.6'da, tasarlanan pompanın veriminin, çark dönme hızının tasarım değerinde (4200 rpm) en yüksek olduğu görülmektedir. Çark dönme hızının tasarım değerinden yüksek ve düşük değerlerinde ise pompanın verimi azalmaktadır.



6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, tasarım girdileri mevcut bir sirkülatör pompasının emiş dirseği, çark bölgesi ve spiral gövde akış hacimlerinin hidrolik tasarımı yapılmıştır. Bunun için öncelikle tasarım sürecinde gerekli olan boyutsal parametreler belirlenmiştir ve analitik ve ampirik ifadelerden faydalanılarak bu parametreler hesaplanmıştır. Bulunan boyutsal parametreler ile pompanın 3 boyutlu akış hacmi oluşturularak tasarım tamamlanmıştır. Ardından tasarlanan pompa hidroliğinin değişik parametrelerinin farklı değerlerinde sayısal simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan pompanın performans karakteristik parametreleri, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan ANSYS CFX kullanılarak analiz edilmiştir. Simülasyonlarda akışın kararlı, türbülanslı ve sıkıştırılmaz olduğu kabul edilmiştir. Sayısal çözümde Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri ve shear stress transport (SST) türbülans modeli kullanılmıştır. Ayrıca, sayısal simülasyon sonuçlarını doğrulamak ve deneysel veriler elde etmek için bir pompa test düzeneği kurulmuştur ve testler yapılmıştır. Bu testler ile öncelikle mevcut bir sirkülatör pompasının deneysel performans verileri elde edilmiştir. Ardından bu pompanın sayısal simülasyonları da yapılarak, deneysel ve sayısal veriler karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar ile, sayısal çözümler doğrulanmıştır. Tasarlanan pompanın sayısal simülasyonları, pompanın spiral gövdesinin akışa dik kesit alanının %90, %100, %110 oranları ve çark dönme hızının 2800, 3500, 4200, 4900 ve 5600 dev/dak değerleri için yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, spiral gövdenin akışa dik kesit alanının ve çark dönme hızının pompa performansını önemli ölçüde etkilediği görülmüştür.

Sayısal çözüm sonuçlarından, pompa performans parametreleri hesaplanmış ve grafikleri çizilerek karşılaştırmalı analiz edilmiştir. Spiral gövde akışa dik kesit alanının artışıyla, pompa performans eğrilerindeki maksimum nokta, tasarım debisinden daha yüksek debi değerlerinde gerçekleşmiştir. Akışa dik kesit alanı azalmasıyla, bu nokta tasarım debisinden daha düşük debi değerlerinde gerçekleşmiştir. Spiral kesit alanı artışı, tasarım noktası debisinden yüksek debilerde basma yüksekliği kazancı sağlamıştır ve düşük debilerde basma yüksekliği kaybına neden olmuştur. Diğer taraftan alandaki azalma bu ilişkiye ters etki etmiştir. Tasarım girdisi 1,6 m³/h debi değerinde maksimum pompa verimi, spiral gövdenin akışa dik kesit alan değerleri %90 oranında sağlanmıştır.

Ayrıca bu çalışmada, çark dönme hızının pompa performansına etkisi de incelenmiştir. Bunun için tasarlanan pompanın akış geometrisi, 1,6 m³/h debi değerinde çark dönme hızının 2800, 3500, 4200, 4900 ve 5600 rpm değerleri için simule edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, çark dönme hızının tasarım değerinde (4200 dev/dak), maksimum pompa verimi elde edilmiştir. Pompa verimi, çark dönme hızının tasarım değerinden düşük ve yüksek değerleri için azalmıştır.

Sonuç olarak, Çizelge 2.1’de verilen pompa tasarım girdileri kullanılarak yapılan pompa hidrolik tasarımı, Stepanoff’un yaklaşımı ile tasarlanan spiral gövdenin akışa dik kesit alan değerlerinin %90 oranında alınması ile tasarım girdileri değerlerinde maksimum pompa verimini sağlamaktadır.

KAYNAKLAR

1. White, F. M. (2004). *Akışkanlar Mekaniği* (çev. K. Kırkköprü ve E. Ayder). Türkiye: Literatür Yayınevi. (Eserin orijinali 1999'da yayımlandı), 905-906.
2. Munson, B. R., Young, D. F. and Okiishi, T. H. (2002). *Fundamentals of Fluid Mechanics* (Third Ed.). USA: John Wiley & Sons, 807.
3. Japikse, D., Marscher, W. D. and Furst, R. B. (2006). *Centrifugal Pump Design and Performance* (Second Ed.), USA: Concepts NREC, 3.
4. Stepanoff, A. J. (1957). *Centrifugal and Axial Flow Pumps* (Second Ed.). USA: John Wiley & Sons, 75-85.
5. Srinivasan, K. M. (2008). *Rotodynamic Pumps (Centrifugal and Axial)* (First Ed.). India: New Age International, 106.
6. Srinivasan, K. M. (2008). *Rotodynamic Pumps (Centrifugal and Axial)* (First Ed.). India: New Age International, 3-4.
7. Karassik, I. J., Messina, J. P., Cooper, P., Heald, C. C. (2008). *Pump Handbook* (Fourth Ed.). USA: Mc Graw Hill, 2.47-2.48.
8. Lobanoff, V. S. and Ross, R. R. (1992). *Centrifugal Pumps: Design and Application* (Second Ed.). UK: Butterworth-Heinemann, 140.
9. Turton, R. K. (1994). *Rotodynamic Pump Design* (First Ed.). UK: Cambridge University, 102-104.
10. Karadoğan, H. (2013). *Hidrolik Makinalar: Santrifüj Pompa Projesi* (Birinci Baskı). Türkiye: İTÜ Gümüşsuyu Matbaası, 6-7.
11. Japikse, D., Marscher, W. D. and Furst, R. B. (2006). *Centrifugal Pump Design and Performance* (Second Ed.). USA: Concepts NREC, 495-531.
12. Japikse, D., Marscher, W. D. and Furst, R. B. (2006). *Centrifugal Pump Design and Performance* (Second Ed.). USA: Concepts NREC, 49-78.
13. Lobanoff, V. S. and Ross, R. R. (1992). *Centrifugal Pumps: Design and Application* (Second Ed.). UK: Butterworth-Heinemann, 28-44.
14. Japikse, D., Marscher, W. D. and Furst, R. B. (2006). *Centrifugal Pump Design and Performance* (Second Ed.). USA: Concepts NREC, 242-262.
15. Karadoğan, H. (2013). *Hidrolik Makinalar: Samtrifüj Pompa Projesi*, (Birinci Baskı). Türkiye: İTÜ Gümüşsuyu Matbaası, 21-22.
16. Gülich, J. F. (2014). *Centrifugal Pumps* (Third Ed.). USA: Springer, 503-504.

17. Sumer, B. M. (2013). Turbulence. *Annual Lecture Notes of Fluid Mechanics on Technical University of Denmark*, 7-10.
18. Hedi, M. L., Hatem, K. And Ridha, Z. (2012). Numerical Analysis of the Flow Through in Centrifugal Pumps, *International Journal of Thermal Technologies*, 216-221.
19. Pitsch, H. (2014). Turbulence. *Annual Lecture Notes of CEFRC Combustion Summer School*, 7-11.
20. Menter, F. R., Kuntz, M., Langtry, R. (2003). Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, *Heat and Mass Transfer 4*, 2-3.
21. ANSYS. (2006). *Modelling Turbulent Flows*. USA: Fluent User Services Centre, 7-8.
22. Wee, C. K. (2011). *Unsteady Flow in Centrifugal Pump at Design and Off-Design Conditions*, Yayınlanmamış Doktora Tezi, National University of Singapore. 21-22.
23. Song, X. G. And Park, Y. C. (2007, October). Numerical Analysis of Butterfly Valve- Prediction of Flow Coefficient and Hydrodynamic Torque Coefficient, *Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science, WCECS, San Francisco, USA*. 2-3.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ÖZBİLGİN, Onur
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 11.05.1990, Kocaeli
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0(538)5472225
E-Posta : ozbilgino@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi/Makina Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	İTÜ/Makina Mühendisliği	2013
Lise	Ankara Atatürk Anadolu Lisesi	2008

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2013-Devam ediyor	KSB Pompa Armatür San. ve Tic. A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayımlar

ÖZBİLGİN, O., TÜRKOĞLU, H. (2017, 13-16 Eylül), *Santrifüj Pompada Spiral Gövdenin Akışa Dik Kesit Alanının Pompa Performansına Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi*. 21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Çorum.

Hobiler

Model uçak, satranç, yüzme, kara kalem resim.



GAZİ GELECEKTİR..