



**KÜÇÜK ÖLÇEKLİ FRANCIS TÜRBİNİ TASARIMI VE HESAPLAMALI  
AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZİ**

**Hakan YONTAR**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAZİRAN 2019**

Hakan YONTAR tarafından hazırlanan “KÜÇÜK ÖLÇEKLİ FRANCIS TÜRBİNİ TASARIMI VE HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

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

**Başkan:** Prof. Dr. Haşmet TÜRKÖĞLU

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

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

**Üye:** Dr. Öğr. Üyesi Nureddin DİNLER

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

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

Tez Savunma Tarihi: 19/06/2019

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

.....  
Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ  
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.

.....  
Hakan YONTAR

19/06/2019

# KÜÇÜK ÖLÇEKLİ FRANCIS TURBİNİ TASARIMI VE HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Hakan YONTAR

GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2019

## ÖZET

Bu tez çalışmasında, Francis türbini bileşenlerinin tasarımı ve sayısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Bovet yöntemi kullanılarak çark kanadı analitik ve ampirik bağıntılar ile tasarlanmıştır. Çark ve ayar kanadı meridyenel profilleri ANSYS Bladegen V17.0'da oluşturulmuştur. Ağ yapısı ANSYS Turbogrid ile oluşturulmuştur. Salyangoz ve difüzör tasarımlarının geometrileri Solidworks yazılımında oluşturulmuştur. Türbin bileşenleri ve tüm türbin için hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri k-ε türbülans modeli kullanılarak yapılmıştır. Analizler zamandan bağımsız kararlı çalışma şartları için gerçekleştirilmiştir. Analizlerin sonucunda basınç dağılımları ve akış çizgileri elde edilmiştir. Türbine ait elde edilen verim değeri incelenmiştir. Analitik tasarım ile elde edilen %89 verim ile sayısal analiz sonuçlarındaki %89,89'lük verimin birbiriyle tutarlı olduğu görülmüştür. Salyangoz üzerinde basıncın kademeli olarak azaldığı ve akış dağılımının düzgün olduğu, ayar kanatlarında optimum doğrultu açısı ile akışın çarka iletildiği, çark üzerinde akışın herhangi bir bozulma gerçekleşmeden ilerlediği ve akışın difüzör duvarlarına yapışarak ilerlediği görülmüştür.

Bilim Kodu : 91401  
Anahtar Kelimeler : Francis Türbini, HAD, Turbomakina, Türbin Tasarımı  
Sayfa Adedi : 81  
Danışman : Prof. Dr. Nuri YÜCEL

# SMALL SCALE FRANCIS TURBINE DESIGN AND COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS ANALYSIS

(M. Sc. Thesis)

Hakan YONTAR

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2019

## ABSTRACT

In this thesis study, the design and numerical analysis of Francis turbine components were performed. According to the Bovet method, analytical calculations of single blade were performed. Runner and wicket gate meridional profiles were created in ANSYS Bladegen V17.0. Grid models were created in ANSYS Turbogrid V17.0. The geometries of the spiral case and draft tube designs were created in Solidworks. Computational Fluid Dynamics analyses for turbine components and turbine were performed in steady state with k- $\epsilon$  turbulence model. As a result of the analyses, pressure distributions and flow lines were obtained. The efficiency of the turbine was examined. When the 89% efficiency in analytical design and 89,89% efficiency in numerical analysis results were compared, it was seen that they were consistent with each other. It was found that the pressure gradually decreased and the distribution of the flow was smooth on the spiral case, the flow is transmitted to the runner with optimum direction angle in the guide vanes, the flow on the runner without any separation and the flow proceeds by adhering to the draft tube walls.

Science Code : 91401

Key Words : Francis Turbine, CFD, Turbomachinery, Turbine Design

Page Number : 81

Supervisor : Prof. Dr. Nuri YÜCEL

## TEŞEKKÜR

Tüm yüksek lisans eğitimim süresince destek ve tecrübeleriyle beni yönlendirerek çalışmamın gerektirdiği amaçlara ulaşmasını sağlayan, çalışmalarım esnasında katkılarını ve desteklerini esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Nuri YÜCEL'e saygı ve minnetlerimi sunarım. Tez çalışması sürecimde ve akademik çalışmamda yardımlarından dolayı değerli hocam Dr. Salih KARAASLAN'a saygı ve teşekkürlerimi sunarım. Çalışmalarım esnasındaki katkılarından dolayı arkadaşım Arş. Gör. Eyup KOÇAK'a ve tüm arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım. Eğitim hayatım boyunca gösterdikleri desteklerden dolayı aileme teşekkürlerimi sunarım.



**İÇİNDEKİLER**

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. TEZİN AMACI VE KAPSAMI.....	3
3. LİTERATÜR TARAMASI.....	5
3.1. Hidrolik Makineler.....	5
3.2. Ön Tasarım ve HAD Temelli Francis Türbini Tasarım.....	6
3.3. Hidrolik Türbinlerde Kaviteasyon.....	11
4. TASARIM METODOLOJİ.....	13
4.1. Debi.....	15
4.2. Düşü.....	15
4.3. Verim.....	15
4.4. Güç.....	15
4.5. Dönme Hızı.....	16
4.6. Senkron Hızı.....	16
4.7. Özgül Hız.....	16
4.8. Boyutsuz Türbin Parametreleri.....	17
4.9. Türbin Tipi.....	18
4.10. Türbin Çark Ölçüleri.....	18
4.11. Meridyenel Profil.....	19

	<b>Sayfa</b>
4.12. Ayar Kanatları.....	20
4.13. Salyangoz .....	21
4.14. Difüzör (Emme Borusu).....	22
4.15. Hız Üçgenleri .....	25
4.16. Türbin Çalışma Prensibi.....	28
4.16.1. Sirkülasyon .....	28
4.16.2. Açısal momentum .....	28
4.17. Kanat Açılırları .....	29
<b>5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI METODOLOJİSİ .....</b>	<b>31</b>
5.1. Korunum Denklemleri .....	31
5.2. Türbülans İfadeleri ve Modelleri .....	32
5.3. Ağ Yapısı .....	33
5.4. Sınır Şartları .....	33
<b>6. TASARIM HESAPLAMALARI VE HAD UYGULAMALARI.....</b>	<b>35</b>
6.1. Çark Kanadı Tasarım Hesapları .....	36
6.2. Ayar Kanadı Tasarım Hesapları.....	40
6.3. Salyangoz Tasarım Hesapları.....	40
6.4. Difüzör Tasarım Hesapları.....	41
<b>7. SAYISAL ANALİZ UYGULAMALARI .....</b>	<b>45</b>
7.1. Çark Analizleri.....	46
7.2. Ayar Kanadı Analizleri .....	58
7.3. Salyangoz Analizleri .....	61
7.4. Difüzör Analizleri .....	64
7.5. Türbin Analizleri.....	66
7.5. Sayısal Analiz Sonuçları .....	69
<b>8. SONUÇ VE ÖNERİLER .....</b>	<b>75</b>

**Sayfa**

KAYNAKLAR .....	77
ÖZGEÇMİŞ .....	81



## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 6.1. Çark kanalı için hesaplanan boyut katsayıları ve gerçek boyutları .....	38
Çizelge 6.2. Çark çıkış kenarı değerleri.....	38
Çizelge 6.3. Çark giriş kenarı değerleri .....	39
Çizelge 6.4. Ayar kanat ölçüleri ve doğrultu açısı.....	40
Çizelge 6.5. Salyangoz kesit ölçüleri ve değerleri.....	41
Çizelge 6.6. Difüzörde değiştirilen parametrelerin geri kazanım oranına etkisi .....	42
Çizelge 6.7. Difüzör nihai tasarım parametreleri.....	43
Çizelge 7.1. Çark Analiz Performans Sonuçları .....	53
Çizelge 7.2. Tüm türbin analizleri için oluşturulan ağ yapısı .....	66
Çizelge 7.3. Tüm türbin analizleri için kullanılan önemli sınır şartları.....	67
Çizelge 7.4. Tüm türbin analizleri için kullanılan etki alanları arasındaki ara yüzler ...	67
Çizelge 7.5. Tüm türbin analizleri için kullanılan çözüm şartları.....	67
Çizelge 7.6. Türbin HAD analizleri verim sonucu .....	73

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 4.1. Metodoloji şeması.....	13
Şekil 4.2. Özgül dönme hızına göre kanat şekli değişimi.....	18
Şekil 4.3. Çark ölçüleri .....	18
Şekil 4.4. Çark kanadı meridyenel profili .....	19
Şekil 4.5. Ayar kanadı.....	20
Şekil 4.6. Salyangoz.....	22
Şekil 4.7. Düşey difüzörlü Francis türbini .....	22
Şekil 4.8. Simetrik olmayan ve suya daldırılmış dirsek tipli difüzör çeşitleri.....	23
Şekil 4.9. Yatay eksenli Francis türbini dirsekli difüzör .....	23
Şekil 4.10. Dirsekli difüzör ana boyutları .....	24
Şekil 4.11. Giriş kenarı hız üçgeni.....	25
Şekil 4.12. Çıkış kenarı hız üçgeni .....	25
Şekil 4.13. Hız üçgenleri.....	26
Şekil 4.14. Meridyenel gösterimdeki akış yönü.....	26
Şekil 6.1. Difüzör şekli ve tasarım parametreleri .....	42
Şekil 7.1. İlk çark için Bladegen yazılımında oluşturulan meridyenel profil .....	47
Şekil 7.2. Akım çizgilerinin açıları ve konumları değiştirilerek %87 verim elde edilen kanat meridyenel profili.....	47
Şekil 7.3. Akım çizgilerinin açıları ve konumları değiştirilerek %89 verim elde edilen kanat meridyenel profili.....	47
Şekil 7.4. %91,52 verim değerine sahip kanat meridyenel profili.....	48
Şekil 7.5. %91,52 verim değerine sahip kanat meridyenel profili için ağ yapısı .....	48
Şekil 7.6. %91,52 verim değerine sahip kanat meridyenel profili için ağ yapısı .....	49
Şekil 7.7. %91,52 verim değerine sahip kanat meridyenel profili için ağ yapısı .....	49
Şekil 7.8. Çark için CFX setup modeli .....	50
Şekil 7.9. Çark kanadı basınç dağılımı a) %91,52 verim b) %86,6 verim.....	51
Şekil 7.10. Çark kanadı meridyenel profilindeki basınç dağılımı a) %91,52 verim b) %86,6 verim.....	51
Şekil 7.11. Kanat yüzeyindeki akış dağılımı .....	52
Şekil 7.12. Çark akış dağılımı.....	52
Şekil 7.13. 0,20 katmanında hız vektörleri .....	53
Şekil 7.14. 0,50 katmanında hız vektörleri .....	54

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 7.15. 0,80 katmanında hız vektörleri .....	54
Şekil 7.16. 0,20 katmanında basınç dağılımı .....	55
Şekil 7.17. 0,50 katmanında basınç dağılımı .....	55
Şekil 7.18. 0,80 katmanında basınç dağılımı .....	56
Şekil 7.19. Çark tekil kanadı üzerindeki mutlak basınç dağılımı ve kavitasyon kontrolü .....	57
Şekil 7.20. Tekil kanat merdiyenel profili üzerindeki mutlak basınç dağılımı ve kavitasyon kontrolü .....	57
Şekil 7.21. Ayar kanadı hız dağılımı .....	58
Şekil 7.22. Ayar kanadı basınç dağılımı .....	59
Şekil 7.23. Ayar kanatları hız dağılımı .....	59
Şekil 7.24. Ayar kanatları arasında 0,20 katmanında hız dağılımı .....	60
Şekil 7.25. Ayar kanatları arasında 0,50 katmanında hız dağılımı .....	60
Şekil 7.26. Ayar kanatları arasında 0,80 katmanında hız dağılımı .....	61
Şekil 7.27. Salyangoz katı modeli.....	62
Şekil 7.28. Salyangoz ağ yapısı .....	62
Şekil 7.29. Salyangoz ve ayar kanatları basınç dağılımı .....	63
Şekil 7.30. Salyangoz ve ayar kanatları hız dağılımı.....	63
Şekil 7.31. Salyangoz ve ayar kanatları hız dağılımı.....	64
Şekil 7.32. Difüzör katı modeli.....	64
Şekil 7.33. Difüzör ağ yapısı.....	65
Şekil 7.34. Difüzör hız dağılımı.....	65
Şekil 7.35. Difüzör basınç dağılımı .....	66
Şekil 7.36. Türbin montaj görünümü .....	68
Şekil 7.37. Türbin HAD modeli.....	68
Şekil 7.38. Türbin akış hızı dağılımı önden görünüm .....	69
Şekil 7.39. Türbin akış hızı dağılımı soldan görünüm.....	70
Şekil 7.40. Türbin basınç dağılımı önden görünüm.....	70
Şekil 7.41. Çark kanatları basınç dağılımı .....	71
Şekil 7.42. Çark basınç dağılımı .....	71
Şekil 7.43. Salyangoz ve ayar kanatları hız dağılımı.....	72
Şekil 7.44. Salyangoz ve ayar kanatları basınç dağılımı .....	72
Şekil 7.45. Difüzör hız dağılımı.....	73
Şekil 7.46. Difüzör basınç dağılımı .....	73

## SİMGELER VE KISALTMALAR

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

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklamalar</b>
$B_0$	Ayar kanadı yüksekliği, mm
$C$	Mutlak hız, m/s
$C_0$	Ayar kanadı çıkışındaki hız bileşeni, m/s
$C_m$	Mutlak hızın meridyenel bileşeni, m/s
$C_u$	Mutlak hızın teğetsel bileşeni, m/s
$D_g$	Ayar kanadı çapı, mm
$D_0$	Maksimum çap, mm
$D_1$	Türbin giriş çapı, mm
$D_2$	Türbin çıkış çapı, mm
$f$	Frekans, Hz
$g$	Yer çekimi ivmesi, $m/s^2$
$H_d$	Tasarım düşüsü, m
$H_L$	Hidrolik basınç kaybı, m
$H_n$	Net düşü, m
$H_s$	Statik düşü, m
$L$	Açısal momentum
$L_g$	Ayar kanadı eğri uzunluğu, mm
$m$	Ayar kanadı ile çark arasındaki parçacığın kütlesi
$n$	Devir
$n_{sync}$	Çarkın senkron dönme hızı
$n_q$	Çarkın özgül hızı
$N$	Türbin dönme hızı
$P_d$	Türbin gücü, kW
$r$	Çarkın dönme merkezinden radyal uzaklık
$R_{ref}$	Çarkın referans yarıçapı

**Simgeler****Açıklamalar**

$t_g$	Ayar kanatları arasındaki dikey mesafe, mm
$U$	Çevresel hız, m/s
$V$	Akış hız vektörü, m/s
$W$	Bağlı hız, m/s
$\rho$	Yoğunluk, kg/m <sup>3</sup>
$\dot{V}_d$	Tasarım debisi, m <sup>3</sup> /s
$\dot{V}$	Debi, m <sup>3</sup> /s
$\omega$	Çarkın açısal dönme hızı, rad/s
$\beta$	Bağlı ve çevresel hız arasındaki açı
$\dot{V}_t$	Türbin volumetrik verimi
$\eta_{et}$	Toplam mekanik verim
$\Gamma$	Sirkülasyon
$\Gamma_0$	Ayar kanatları tarafından oluşturulan sirkülasyon
$\eta$	Verim

**Kısaltmalar****Açıklamalar**

<b>FSI</b>	Katı sıvı etkileşimi
<b>HAD</b>	Hesaplama akışkanlar dinamiği
<b>HES</b>	Hidroelektrik santrali
<b>NURBS</b>	Uniform olmayan rasyonel B eğrisi
<b>PSO</b>	Parçacık sürüsü optimizasyonu

## 1. GİRİŞ

Dünya’da enerjiye olan talep sanayileşme, kentleşme ve küreselleşmenin sonucu olarak her geçen gün artmaktadır. Türkiye elektrik enerjisi tüketimi 2018 yılında bir önceki yıla göre %2,2 artarak 303,3 milyar kWh, elektrik üretimi ise bir önceki yıla göre %2,2 oranında artarak 303,9 milyar kWh olarak gerçekleşmiştir. 2018 yılında elektrik üretimimizin, %37,3’ü kömürden, %29,8’i doğal gazdan, %19,8’i hidrolik enerjiden, %6,6’sı rüzgârdan, %2,6’sı güneşten, %2,5’i jeotermal enerjiden ve %1,4’ü diğer kaynaklardan elde edilmiştir. 2018 yılı sonunda kurulu gücümüzün kaynaklara göre dağılımı; %31,9’u hidrolik enerji, %25,6’sı doğal gaz, %21,5’i kömür, %7,9’u rüzgâr, %5,7’si güneş, %1,4’ü jeotermal ve %5,9’u ise diğer kaynaklar şeklindedir [1]. Enerji kaynakları arasında hidroelektrik enerji santralleri; çevreye uyumlu, temiz, yenilenebilir, yüksek verimli, uzun ömürlü ve işletme giderleri düşük olan bir kaynaktır. Ülkemiz teorik hidroelektrik potansiyeli dünya teorik potansiyelinin %1’i, ekonomik potansiyeli ise Avrupa ekonomik potansiyelinin %16’sıdır. Ülkemizin yenilenebilir enerji potansiyeli içinde en önemli yeri tutan hidrolik kaynaklarımızın teorik hidroelektrik potansiyeli 433 milyar kWh olup teknik olarak değerlendirilebilir potansiyel 216 milyar kWh ve ekonomik hidroelektrik enerji potansiyeli 140 milyar kWh/yıl’dır. 2018 yılı Haziran ayı sonu itibariyle, işletmede bulunan 27.912 MW’lık kurulu güce sahip 636 adet HES Türkiye’deki toplam kurulu gücün yaklaşık %32’sine karşılık gelmektedir. Hidroelektrik üretimi 2017 yılında 58,5 milyar kWh olarak gerçekleşmiş olup elektrik üretimimizin %19,8’i hidrolikten elde edilmiştir [2].

Su türbinleri, akışkana ait potansiyel enerjiyi faydalı enerjiye dönüştüren turbo makinelerdir. Hidroelektrik santrallerin bulunduğu bölgelerde farklı akış karakteristikleri olduğu için her santral için kendisine özgün bir türbin tasarımı yapılması gerekmektedir. Genelde yüksek verimli ve kavitasyon riskinin minimize edildiği su türbini çarklarının tasarlanması amaçlanmaktadır. Türbin çarkları karmaşık bir geometriye sahiptir. Bu yüzden sadece analitik yöntemler kullanılarak yapılan türbin tasarımları günümüzde tercih edilmemektedir. Analitik yöntemlerle beraber model türbin tasarımı, imalatı ve performans testleri gerçekleştirilmektedir. Analitik yöntemlerle elde edilen hedef tasarım kriterleri imal edilen model türbinin testlerinde doğrulanamazsa, gerekli optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilir ve model türbin imalatı ve test süreci tekrardan gerçekleştirilir. Takip edilen bu süreç zaman kayıplarına ve buna bağlı olarak mali kayıplara neden olmaktadır. Bu yüzden, zaman ve mali

kayıpları önlemek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) temelli tasarım metodolojilerinin kullanımı tercih edilmektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile akış karakteristikleri ve hedef tasarım kriterleri ön tasarım ve tasarım sürecinde incelenebilmektedir. Bu sayede optimizasyon süreçlerinde, üretim ve test aşamalarında nihai sonuca ulaşma süreci kısalmaktadır.

Bu tezde, isale hatlarında ve HES'lerde yoğun bir şekilde kullanılabilen Francis tip su türbininin tüm tasarımının gerçekleştirilmesi hedeflenmektedir. Bu çerçevede 140-200 kW kapasiteli küçük ölçekli bir yatay tip Francis türbini temel alınarak çalışmalar gerçekleştirilecektir. Literatürde yer alan tasarım stratejileri, tasarım yaklaşımları ve yöntemleri incelenecektir. 140 - 200 kW kapasiteli yatay tip Francis türbininin tasarım girdisi olarak 0.30 - 0.50 m<sup>3</sup>/s debi, 30 - 50 metre net düşü değerleri kullanılacaktır. Proje tasarım süreci genel hatları ile kapsamlı literatür araştırması, teorik tasarım, ön tasarım, hesaplamalı akışkanlar dinamiği temelli tasarım ve optimizasyon periyodlarından oluşacaktır.

## 2. TEZİN AMACI VE KAPSAMI

Bu tez çalışması ile Francis tipi bir hidrolik türbinin sayısal yöntemler aracılığıyla tasarımı ve analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu tez kapsam olarak; türbin tasarımında kullanılan ampirik bağıntılar ve teorik yaklaşımların yanında hesaplamalı akışkanlar dinamiği temelli tasarım süreçlerinden oluşmaktadır. Yenilikçi bir yön olan HAD temelli tasarım yaklaşımı ile tasarım faaliyetleri gerçekleştirilmiştir. Türbin verimini etkileyen en önemli bileşen türbin çarkıdır. Türbin çark analizlerinde kullanılan HAD temelli yaklaşımlar sadece uygun geometrik yapının belirlenmesi aşamasında etkin bir yöntemdir. Ancak çark malzemesindeki deformasyonu ve kavitasyon etkisini incelemek için farklı analizler gerçekleştirmek gerekmektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile türbinin akış karakteristiği tork, güç ve verim değerleri ile ilgili çıktılar elde edilebilecektir.

Tasarım süreci; kavramsal tasarım, ön tasarım ve HAD temelli tasarım analizleri aşamalarından oluşmaktadır. Kavramsal tasarım bölümünde bir reaksiyon türbin tipi olan Francis türbininin tasarım ve uygulamalarına dönük teorik yaklaşımları, ampirik bağıntıları deneyimleyebilmek için kapsamlı bir literatür araştırması gerçekleştirilmiştir. Özellikle Bovet prensipleri türbin çark tasarımı için detaylı olarak irdelenmiştir. Kavramsal tasarım sürecinin tamamlanması ile birlikte Francis türbininin tüm bileşenlerinin (salyangoz, ayar kanatları, türbin çarkı, difüzör vb.) literatür araştırmasından elde edilen analitik yaklaşımlarla ilk tasarımları gerçekleştirilmiştir. Analitik yaklaşımlar ile elde edilmiş olan türbin bileşenlerinin ana boyutları karşılaştırmalı olarak irdelenmiştir. Ön tasarım karşılaştırmalarının ardından seçilecek olan tasarım, akış karakteristiği, hidrolik verim ve tork değerlerinin elde edilmesi için tekil kanat analizi prensibi ile sayısal olarak analiz edilmiştir. Elde edilen tekil kanat analizi sonuçlarına göre HAD temelli analiz aşamalarına geçmek üzere nihai ön tasarıma karar verilmiştir. HAD temelli tasarım-optimizasyon aşamasında ANSYS CFX yazılımı kullanılmıştır. ANSYS yazılımı içerisinde yer alan BladeGen modülü aracılığı ile türbin çarkının giriş/çıkış kenarları ve açıları ile meridyenel kanat profili kurgulanarak tekil kanat analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerde istenen tekil kanat hidrolik verimine ulaşılan kadar arzu edilen akış karakteristiğinin elde edilebilmesi için farklı simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyonlarda kanat yüzeyindeki ayrılma noktaları minimize edilmeye çalışılmış, ayrıca kanat üzerindeki basma ve emme yüzeylerindeki basınç dağılımlarının istenen kademeli değişime ulaşması

sağlanmıştır. Tekil kanat analizlerinin tamamlanması ile birlikte tüm türbinin sayısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Tekil ve montajlı türbin bileşenlerinin katı modelleri CAD yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu aşamada basınç kayıplarını azaltabilmek için salyangoz üzerinde, basınç geri kazanımını arttırabilmek içinde difüzör üzerinde optimizasyon faaliyetleri gerçekleştirilmiştir. Tüm bu analizler neticesinde 140 - 200 kW güç kapasiteli %89 verim değerine sahip küçük ölçekli Francis türbininin hidrolik tasarım süreci tamamlanmıştır.



### 3. LİTERATÜR TARAMASI

#### 3.1. Hidrolik Makineler

Bir hidrolik makinanın görevi, doğada mevcut olan enerjiyi bir kuvvet makinası olarak mekanik enerjiye çevirmek veya pompalarda olduğu gibi akışkana enerji vermektir. Kuvvet makinası olarak çalışan bir akım makinasına türbin adı verilir [3]. Bir akım makinasının karakteristik özellikleri, kanatlarla donanmış dönen bir çarka sahip olması ve enerji taşıyıcı bir akışkanın bu kanatlar arasından sürekli olarak akmasıdır. Böylece kanatlar üzerinde oluşan basınç dağılımı akım makinasının iş yapma yeteneğini yaratır [3]. Hidroelektrik santrallerde enerji üretimi amacı ile hidrolik türbinler kullanılmaktadır. Hidroelektrik santrallerinde su cebri boru ile yüksek bir noktadan türbine verilmektedir ve enerji dönüşümü ile potansiyel enerji kinetik enerjiye çevirmektedir. Yüksek bir noktadan verilen yüksek basınçlı su, türbin kanatlarını döndürmekte ve kinetik enerji mekanik enerjiye çevirmektedir. Mekanik enerjiye sahip türbinin tahrik ettiği jeneratörün dönmesi ile elektrik enerjisi elde edilmektedir. Burada türbinden elde edilen güç, suyun debisine ve net düşü değerlerine bağlıdır. Hidroelektrik santralleri farklı şekillerde sınıflandırılmaktadır.

Hidroelektrik güç açısından [4];

- Büyük ölçekli hidroelektrik sistemler; bu sistemlerin gücü 50 MW'ın üzerindedir.
- Küçük ölçekli hidroelektrik sistemler; güç bölgeleri 10-50 MW arasındadır.
- Mini ölçekli hidroelektrik sistemler; bu sistemler ulusal enerji şebekesine daha az katkıda bulunurlar. Bunlar 101 kW ile 10.000 kW güç bölgesinde çalışırlar.
- Mikro ölçekli hidroelektrik sistemler; mikro hidroelektrik sistemler çok daha küçük ölçekte olurlar ve ulusal enerji şebekesine elektrik enerjisi sağlamazlar.

Düşüye göre yapılan sınıflandırmada [4];

- 2-20 m alçak düşü,
- 20-150m orta düşü,
- 150 m ve yukarısı yüksek düşü olarak kabul edilir.

Hidrolik türbinler ise reaksiyon ve etki(impuls) türbinleri olarak ikiye ayrılır. Reaksiyon türbinlerinde, çark tamamen suyun içine batmıştır ve su basıncının çark kanatlarına karşı reaksiyonundan dolayı tork gelişmektedir. Reaksiyon türbinleri Francis ve eksenel akış türbinleri olarak sınıflandırılır. Eksenel akış türbinleri Kaplan, Uskur vb. çeşitlerdedir. İmpuls türbinlerinde ise, çark hava ortamında çalışmaktadır ve türbin çarkı üzerinde kepçe şeklindeki kanatlara su jetinden su çarparak türbinin dönmesi sağlanır. İmpuls türbinleri Pelton, Turgo ve Michelle-Banki türbinleridir [5]. Francis türbinleri, günümüzde en yaygın kullanılan su türbinleridir. 40m ile 600m düşü aralığında yüksek verim değerlerinde çalışmaktadır. Francis türbininin temel parçaları salyangoz, sabit kanat, ayar kanadı, çark ve difüzördür [6]. Salyangoz, akışı uniform olarak sabit kanatlara dağıtmaktadır. Sabit kanat, akışı uygun bir açı ile ayar kanatlarına göndermektedir. Ayar kanatları, akışın yönünü ve gücünü kontrol etmektedir. Ayar kanadından çıkan akış, çark kanatlarına çarparak itki oluşturmaktadır ve bu itki ile türbin jeneratör şaftını döndürerek elektrik üretimi gerçekleştirilmektedir. Çark çıkışında ise difüzör ile kuyruk suyuna bağlantı sağlanmaktadır.

### **3.2. Ön Tasarım ve HAD Temelli Francis Türbini Tasarım**

Türbin tasarımları hidrolik laboratuvarlarda gerçekleştirilen testlere bağlıdır. Bu testler maliyetli ve zaman alıcıdır. Teknolojik gelişmeler doğrultusunda HAD yöntemleri kullanılarak tasarım süreçleri gerçekleştirilmeye çalışılmıştır. Literatürde deneysel yöntemler ve HAD yöntemleri ile türbin tasarımı konusunda çok fazla çalışma mevcuttur. Deneysel sonuçlar ile HAD temelli sonuçların kıyaslamaları, HAD temelli tasarımların uygun ve güvenilir bir yöntem olduğunu doğrulamaktadır. Günümüzde Francis türbini çark tasarımı için farklı metodolojiler mevcuttur. Francis türbin karakteristiklerinin belirlenmesi ve türbin bileşenlerinin tasarımları ile ilgili kaynakların oluşturdukları farklı yaklaşımlar olduğu görülmektedir. Bu kapsamda; Aziz Ergin, Cahit Özgür, Pflaiderer-Petermann ve

Bovet'e ait tasarım yaklaşımları mevcuttur. Bu çalışmada Bovet'e ait yöntem kullanılarak çark tasarımı gerçekleştirilecektir.

Aziz Ergin'e ait tasarım yaklaşımında, türbin ana boyutlarını belirlerken debi ve hız katsayılarından yararlanılmıştır. Hız ve debi katsayılarının belirlenmesinin ardından bağımsız özgül türbinlerin ana boyutlarının belirlenmesi de Aziz Ergin tarafından sunulan tablolar yardımıyla karşılaştırmalı olarak yapılabilmektedir [7]. Cahit Özgür'e ait tasarım yaklaşımında, türbin giriş ve çıkış çapının belirlenmesinin ardından hız katsayıları ve özgül hız değerleri ile oluşturulmuş tablo ve grafiklerden yararlanılmıştır. Temel boyutların belirlenmesinde kavitasyon faktörünün önemini belirtmiş ve kavitasyon faktörünü tasarım yaklaşımına dahil etmiştir [8]. Pfleiderer ve Petermann'a ait tasarım yaklaşımı ise, Akım Makinaları Enstitüsü'nde yapılan çeşitli araştırmalardan elde edilmiş birçok farklı sonucun değerlendirilerek oluşturulduğu teorik altyapıyı sunmuştur. Akım Makinaları [3] adında yayınlanan kaynakta, santrifüj pompa ve yarı santrifüj pompa, Francis, Kaplan, Pelton türbini vb. turbo makinalarının tasarımı için ortak bir prensip oluşturulmuştur. Yaklaşım öncelikle turbo makinanın tipinin belirlenmesi ardından makineye ait özgül enerji, sonsuz kanat kabulü ile özgül enerji, kanat enerjisi, kanat verimi vb. değerlerin belirlenmesi ile şekillenmektedir. Kanada ait ana boyutlar, emme ve basma kenarlarına ait boyutların ve akışkan hızlarının hesaplanması ile ortaya çıkarılmıştır. Bu yaklaşımda ikisi yan çeperler olmak üzere sonlu sayıda akış çizgisi çizilebilmektedir. Bu sonlu sayıdaki akış çizgileri, çizgilerin eksen etrafında döndürülmesiyle elde edilen dönel yüzeyler (akış yüzeyleri) arasından geçen debiler birbirine eşit olacak şekilde seçilmelidir [3]. Bovet'e ait tasarım yaklaşımında ise, temel yaklaşım tüm karakteristik boyutları belirleyen boyutsuz özgül hız ve nominal yarıçap baz alınarak tasarım yapılmasıdır. Giriş ve çıkış hız üçgenleri akım ipçikleri ile birlikte harmanlanarak kanadın geometrik yapısı oluşturulmaktadır. Kanal süreklilik kanunu uygulanarak eş akım tüplerine bölünmektedir. Her bir akım çizgisinin giriş ve çıkış kenarları ile kesişim noktalarının dönme merkezine olan uzaklığı bulunabilmektedir. Giriş ve çıkış kenarlarına ait açılar tespit edilebilmektedir [9].

Deneysel yöntemlerle tespit edilmesi zor olan akış durumları HAD yöntemleri ile incelenebilmektedir. Prasad ve diğerleri deneysel yöntemlerin maliyetli ve çok zaman harcamasından yola çıkarak 3 farklı nokta için 3 boyutlu akış simülasyonları oluşturmuştur ve elde edilen bu sonuçları deneysel verilerle doğrulamışlardır [10]. Shukla vd., tarafından yapılan çalışmada deneysel testleri yapılmış olan bir türbin için HAD analizleri yapılmıştır.

Deneysel veriler ile HAD analizi verileri karşılaştırılmıştır. Model testleri ve sayısal analizler için maksimum verim değerleri birbirine yakın değerler seçilmiştir. Deneysel sonuçlar ile HAD analizleri sonucunda ortaya çıkan farklılıkları araştırmacılar deneylerdeki kalibrasyon ve ölçüm aleti hatalarına, sayısal analizlerdeki denklem modellemelerine bağlı olarak gerçekleştiğini belirtmiştir [11]. Ruprecht vd., Francis tipi bir türbinin modellemesini zamana bağlı olarak çözümlenmiştir. Hesaplamalar Reynolds averaged Navier-Stokes denklemleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Her komponent bağımsız olarak hesaplanmıştır. Daha sonra tüm türbine ait hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplama alanı dört bileşene (salyangoz, çark, difüzör ve ayar kanatları) ayrılmıştır. Her bileşen için bağımsız ağ yapıları oluşturulmuştur ve farklı bileşenlere ait ağ yapıları üst üste bindirilmiştir. Oluşturulan bu ağ yapısı 2 milyondan fazla eleman içermektedir. Hesaplamalarda zaman adımı, her bir adım 1.15 dereceye gelecek şekilde ayarlanmıştır. Hesaplamalar kısmi yük ve optimum olmak üzere iki farklı işlem noktası için gerçekleştirilmiştir. Bütün hesaplamalar 24 sabit ve ayar kanatlı ve 13 çark kanatlı bir türbin için gerçekleştirilmiştir. Bütün bu hesaplamalarda amaç önemli nicel sonuçlar elde etmek değil bir uygulanabilirlik çalışması gerçekleştirmektir. Türbinler için bu ve benzeri hesaplamalar, simülasyonların uygulanabilir olduğunu beklenen yük ve dinamik kuvvetler düşünüldüğünde nicel olarak doğru sonuçların elde edildiğini göstermektedir. Daha doğru çözümler için daha iyi ağ yapısı oluşturulması gerekmektedir. Hesaplamalardaki en büyük zorluklardan biri, başlangıç periyodunda ve frekanslarda çok farklı olan akış fenomenlerinin varlığıdır [12]. Li vd., yaptığı çalışmada Francis türbini tasarımını zamana bağlı olarak HAD yardımı ile çözümlenmiştir. Reynolds ortalama süreklilik ve Navier Stokes denklemlerini ve dönme sistemi momentum denklemlerini kullanarak çark bölgesinin korunum denklemlerini elde etmişlerdir. Çalışmada RNG k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları ve deney sonuçları karşılaştırıldığında her iki verinin de birbiriyle uyumlu olduğu ve hidrolik türbine ait tüm parametrelerin değişiminin geçici süreç boyunca tahmin edilebileceğini göstermektedir [13]. Prasad vd., yaptıkları çalışmada 3D viskoz akış simülasyonları SST k- $\omega$  türbülans modeli ile gerçekleştirilmiştir. Hesaplanan verim, simülasyon sonuçlarının doğrulanması için 3 rejimde deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. 12 sabit kanat, 24 ayar kanadı ve 4 çark kanatlı bir model analizlerde kullanılmıştır. Ayar kanatları 3 farklı açıklık için modellenmiştir. Azaltılmış ölçekteki türbin modelinin deneysel testi, IEC standartlarına göre özel tasarlanmış test teçhizatı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Model testinde debi, hız ve güç gibi küresel parametrelerin varyasyonları gözlemlenmiştir. Ancak dönmeden dolayı, çark üzerindeki hız ve akış açıları gibi parametrelerin ölçülmesi çok zor olmuştur. Model

türbin verimi ayar kanatları  $50^\circ$ ,  $40^\circ$  ve  $35^\circ$  açıklıklarında 3 farklı rejimde incelenmiştir. Sayısal ve deneysel sonuçlarda elde edilen en yüksek verimlilik rejiminin aynı olduğu görülmüştür. Az yoğunluklu rejimlerde sayısal ve deneysel veriler arasında farklar olduğu görülmüştür. Bu farklar; korunum denklemlerinin ve akış alanının ayrıklaştırılmasındaki hatalara, kayıpların tam olarak hesaba katılmamasına, HAD analizinde tüm komponentlerin montajlı olarak dikkate alınmamasına atfedilmiştir [14]. Neopane vd., tarafından yapılan çalışmada, kum erozyonu etkisini en aza indirmek için Francis türbinine alternatif bir tasarım önermektedir. Türbinin tasarımını iki ana aşamada gerçekleştirmişlerdir. İlk adım, deneysel verilere ve Euler'in türbin denklemlerine dayanan ilk tasarımdır. İkinci adım, ayar kanatlarından çark kanat girişine doğru tek düze bir akış alanının varsayımına dayanan tasarımın ince ayarlanması için üç boyutlu HAD analizidir. Francis çarkı prototipinin son ayarlamaları için sayısal yöntemler kullanılmıştır. HAD ile birlikte bir tasarım yöntemi kullanılmıştır [15]. Wu vd., çalışmasında, kavitasyon özelliklerini geliştirmek, daha iyi verim ve güç değerleri elde etmek için HAD metodunu kullanılmıştır. Çark ve ayar kanatları en iyi şekilde optimize edilmiştir ve sabit kanatlar minimum maliyetle lokal olarak modifiye edilmiştir. Oluşturulan yeni tasarımın performansı model testi ile doğrulanmıştır. Francis türbini rehabilitasyon projesinde %3'lük verim artışı, %13'lük güç artışı ve daha iyi kavitasyon özellikleri sağlanmıştır [16]. Kawajiri vd., çalışmasında, HAD analizleri ile yapılan bir tasarım optimizasyonu çalışması gerçekleştirilmiştir. Parçacık sürüsü optimizasyonu (PSO-Particle Swarm Optimization) sistemde optimizasyon algoritması olarak kullanılmıştır. Kanat şekli tasarımı, bir dizi kontrol noktası tarafından tanımlanan bir NURBS (Uniform Olmayan Rasyonel B-Eğrisi) eğrisi ile gerçekleştirilmiştir. Sabit kanatlar ve yüksek özgül hızlı çark için uygulama yapılmıştır. Tek amaçlı optimizasyon sabit kanatlar için, çok amaçlı optimizasyon ise çark için uygulanmıştır. Yapılan optimizasyonlar sonucunda türbin veriminde artış meydana gelmiştir [17]. Obrovsky ve Zouhar'ın çalışmasında, türbin çarkı optimizasyon algoritmaları ve yüksek özgül hız hidrolik profili kullanılarak tasarlanmıştır. Yüksek hızlı bir Francis türbininin verimini arttırmak ve kavitasyon özelliklerini geliştirmek için optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Optimizasyon otomatik döngü olarak yapılmıştır ve bir genetik algoritmanın yanı sıra bir tek yönlü optimizasyon metodu kullanılmıştır [18]. Enomoto vd., geniş bir çalışma aralığında türbin verimliliğinin geliştirilmesini sağlamak için, HAD ve çok amaçlı bir optimizasyon yöntemini mevcut tasarım sistemi ile birleştiren yeni bir çark tasarım yöntemi uygulamıştır. Oluşturulan yeni tasarımın geçerliliği model performans testleri ile değerlendirilmiştir. Optimize edilmiş çarkın, orijinal tasarıma kıyasla daha yüksek verimlilik sağladığı

doğrulanmıştır. Yüksek yükte çalışma koşullarında meydana gelen kararsızlık titreşimi de model testi ve gaz-sıvı iki fazlı akış analizi ile incelenmiştir [19]. Jain vd., HAD yaklaşımını kullanarak Francis türbininin performansını ve verimliliğini tahmin etmeyi ve model test sonuçlarıyla doğrulamayı amaçlamıştır. HAD yaklaşımı ile öngörülen verimliliğin model test sonuçlarından elde edilen verimlilik değeri ile çok uyumlu olduğunu bulmuşlardır [20]. Juang vd., bir hidroelektrik santralindeki kavitasyon sorunlarını çözmek için bir durum çalışması gerçekleştirmiştir. Francis türbini ünitesi 10 sabit kanat, 16 adet ayar kanadı ve 14 kanatlı bir çarktan oluşmaktadır. Tüm ağ yapısı TASCgrid (CFX-TASCflow) yazılımı ile oluşturulmuştur. Proje kapsamında yapılan çalışmalar sonucunda sadece çark değiştirilmiştir. CFX kullanılarak optimize edilen yeni çarkın aşırı yükler altında kavitasyonu ortadan kaldırdığı görülmüştür [21]. Odesola ve Oririabre 5 kW gücünde bir Francis türbin çarkını hesaplamalı akışkanlar dinamiği yaklaşımı ile geliştirmişlerdir. Bu çalışmada 6 m net düşü ve 0.244 m<sup>3</sup>/s hacimsel debi şartları altında tüm türbin bileşenleri (salyangoz, sabit/ayar kanatları, difüzör) iki farklı ticari yazılımın karşılaştırmalı olarak kullanılmasıyla sayısal olarak irdelenmiştir [22]. Teran vd., 500 kW lık bir Francis türbininin yapay ağ yöntemi ile geliştirilmiş bir kod vasıtası ile daha verimli hale getirmeye çalışmıştır. Aynı zamanda türbin çarkı üzerinde oluşan kavitasyon miktarlarını da sayısal ortamda azaltarak analiz etmiştir [23]. Carija vd., 20 MW'lık bir Francis türbininin HAD simülasyonunu doğrulamak için türbinin tüm çalışma aralığını kapsayan hesaplanmış ve ölçülen verileri karşılaştırmıştır. FLUENT yazılımı kullanılarak türbin modelinin tamamı türbülanslı akış modelleri ile analiz edilmiştir. IEC 41 uluslararası çalışma kabul standardına göre ölçümler gerçekleştirilmiştir. Hesaplanan veriler ile ölçülen veriler türbinin tüm çalışma aralığı boyunca çok iyi bir uyumluluk göstermiştir. Sapmaların optimum çalışma aralığında en az, çalışma aralığının sınırlarına doğru ise en fazla olduğu görülmüştür [24]. Lain vd., Francis türbinindeki iç akışı sayısal olarak incelemiştir. Türbin bileşenlerinde meydana gelen enerji kayıpları için zamandan bağımsız, türbin üzerinde meydana gelen dinamik basınç değişimi ve rotor-stator etkileşimleri için de zamana bağlı olmak üzere iki farklı yaklaşım ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği prensiplerinin kullanıldığı bir sayısal yaklaşım gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlar için ANSYS CFX yazılımı kullanılmıştır [25]. Milos ve Barglazan, Francis türbini çarkı için bilgisayar destekli tasarım tekniğini kullanmıştır. Yapılan çalışmanın sonucu esneklik ve hesaplama zamanı açısından çarkın şeklini optimize etmek için CAD'in avantajlarını göstermiştir. Tasarımlarında modifiye edilmiş bir Bovet yöntemi seçilmiştir. Akış çizgilerini bulmak için sonlu eleman analizini(FEM) kullanmıştır. Özgül hızı bilinen tasarlanmış çark için uygun bir NACA

profili seçilmiştir ve her meridyenel bölüm için kanat kalınlığı tanımlanmıştır [26]. Wang, optimum kanat tasarımı elde etmek için HAD ve CAD yöntemlerini birlikte kullanarak bir simülasyon çalışması gerçekleştirmiştir. Ön tasarımla elde edilen boyutlar esas alınarak CAD ortamında oluşturulan türbin çarkı akış alanında HAD simülasyonlarını gerçekleştirmiştir. Bu simülasyonlarda, akış yapısında görülen yerel bozuklukları gidermeye yönelik tasarım değişikliklerini yaparak simülasyonlar tekrarlanmış, hidrolik verimi yüksek, kavitasyon riski düşük kanat yapıları belirlenmiştir [27].

### 3.3. Hidrolik Türbinlerde Kavitasyon

Kavitasyon, sıvı akışkan içinde bir takım boşlukların veya kabarcıkların oluşumunu ifade eden fiziksel bir olgudur. Kavitasyon genel bir sıvı akışkan olayıdır. Akışkan içerisinde basınç ve hız değişimleri meydana gelen her makinede veya sistemde ortaya çıkabilir. Bir su kuvvet makinası içinde herhangi bir bölgede basınç, suyun buharlaşma basıncından aşağı düşerse o bölgede buhar haline geçen su kavitasyon olayının doğmasına sebep olur. Hareket halindeki suyun basıncı, suyun buharlaşma basıncından daha düşük bir ortamdan geçerken su zerrecikleri buhar haline dönüşmektedir ve oluşan buhar kabarcıkları suyun tesiri ile yoluna devam ederek buhar basıncından daha yüksek basınçlı bir ortama eriştiğinde yoğunlaşmaktadır. Su buharının bu şekilde yoğunlaşması ani olarak gerçekleşmektedir ve yoğunlaşan buhar kabarcıklarını çevreleyen su, ortaya çıkan boşluğa hücum ederek bu boşluğu doldurmakta ve diğer su kütlelerine veya mevcut ise boşluğu sınırlayan cidarlara çarpmaktadır. Bu durum kavitasyon olayına neden olmaktadır [7].

Kavitasyon oluşumu performans kayıplarına, gürültüye, titreşime ve aşınmalara neden olur. Kavitasyon kontrolü için çok sayıda yöntem uygulanmaktadır. Bu yöntemler, model deneyleri, nümerik hesaplar ve yaklaşık formüller şeklindedir. Yaklaşık formüller veya diyagramlar yardımı ile Crouch, Keller ve Burrill'in kavitasyon kontrolü yaklaşımları kullanılmaktadır. Crouch yönteminde, uygun kanat yüklemesi bulunarak, gerçek kanat yüklemesi hesaplanır ve karşılaştırma yapılır. Keller yönteminde, kavitasyon göstermeyecek minimum kanat açılım alanı oranı hesaplanır. Burrill yönteminde ise, Burrill kavitasyon diyagramı esas alınır [28].

Türbinin ayar kanatları, çarkı ve emme borusunun üst kısmı kavitasyon ve erozyon gibi durumlara yatkındır. Paulsen'in çalışmasında Francis türbini için akışkan-katı etkileşimi

(FSI) sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada, akışkan içerisindeki sedimentlerin türbin bileşenleri üzerinde yarattığı yapısal hasarlar ve bu hasarların yarattığı sonuçlar örneklerle tanımlanmaktadır. Bu çerçevede çalışmakta olan bir santraldeki Francis türbinin sedimentasyon erozyonuna daha dirençli olarak dizayn edilmesi için rehabilitasyon faaliyetleri gerçekleştirilmiştir [29]. Escaler vd., yaptığı çalışmada, hidrolik türbinlerde kaviteasyon tespitini değerlendirmek için deneysel bir araştırma yapılmıştır. Çalışmanın metodolojisi, makinede ölçülen yapısal titreşimlerin, akustik emisyonların ve hidrodinamik basınçların analizine dayanmaktadır. Bu çalışmada bir Kaplan, iki Francis ve bir Pompa-Türbin incelenmiştir. Ayrıca, laboratuvarında Francis türbini test edilmiştir. Kaviteasyon saptaması için kullandıkları teknik, belirli bir frekans bandı için sinyallerin yüksek frekans spektral içeriğinin ve bunların genlik demodülasyonunun incelenmesidir. Türbinin tasarımına ve çalışma durumuna bağlı olarak kaviteasyonun türü, davranışı ve konumu değiştiği için kaviteasyon tespiti kolay bir iş değildir. Escaler vd. çalışması sonucunda; türbinlerde meydana gelebilecek en yaygın kaviteasyon tipleri olan, giriş ucu kaviteasyonu, çıkış ucu kenar kaviteasyonu, kabarcık kaviteasyonu ve difüzörde oluşan girdaptan kaynaklı oluşan kaviteasyon tipleri incelenmiştir [30].

## 4. TASARIM METODOLOJİ

Hidroelektrik santrallerin bulunduğu farklı coğrafi ve jeolojik konumlardan kaynaklı olarak, her bir santralde farklı debi ve düşü değerleri mevcuttur. Bu nedenle her türbin için kendine özgü debi ve düşü değerlerine ait yeni bir tasarım gerekmektedir. Düşü ve debi türbin için nihai tasarımı belirleyici temel unsurlardır. Bu çalışmada, belirlenen bir bölgedeki debi ve düşü verilerine uygun Francis tipi bir hidrolik türbinin tasarımı gerçekleştirilecektir. Tasarım sürecinde Şekil 1’de belirtilmiş olan metodolojik yöntemler kullanılacaktır.



Şekil 4.1. Metodoloji şeması

Kavramsal tasarım basamağında, literatürdeki tasarım metodolojileri incelenmiştir. Ana boyut ve kanat yapısı tasarımları, sabit ve ayar kanat tasarım yöntemleri, kavitasyon modellemesi, difüzör girdap oluşumları, aşınma modellemesi ve HAD uygulamalarına yoğunlaşılacaktır.

Ön tasarım basamağında, tüm bileşenler için ön tasarım faaliyetleri gerçekleştirilecektir. Türbin bileşenlerinin ana boyutları belirlenecektir. Ampirik bağıntılar kullanılarak elde edilen ana boyutlar karşılaştırmalı olarak incelenecektir. Çarkın özgül hızı temel alınarak yapılan ön tasarımda iki boyutlu meridyenel bir profil oluşturulması hedeflenmektedir. Meridyenel profil üzerinde çarkın giriş ve çıkış kenarları, çarkın iç-dış eğrileri (hub ve shroud) ana boyutları belirlenecektir. Akım tüpü ve ipçik teorisi kullanılarak çarkın giriş ve çıkış kenarı arasındaki akış hacmi boyunca büküm açıları ön tasarım hali ile belirlenmeye

çalışılacaktır. Çarkın giriş ve çıkış kenarları Euler ve hız üçgenleri prensipleri kullanılarak açılacaktır. Ön tasarım aşamasının tamamlanması ile birlikte meridyenel profil 3 boyutlu katı modele dönüştürülecektir. Çark ön tasarımı neticesinde elde edilen giriş kenarı geometrisi ve açısı temel alınarak sabit kanat ve ayar kanadı giriş çıkış açıları hız üçgenleri yöntemi kullanılarak tasarlanacaktır. Farklı yük koşullarındaki ayar kanadı pozisyonlarının çark kanadının giriş açısı üzerindeki etkileri tablo halinde oluşturulacaktır. Salyangoz ön tasarımında bağlantı noktalarındaki dilimlerde meydana gelebilecek basınç yığılmaları dikkate alınacaktır. Basınç geri kazanımı açısından önemli bir diğer bileşen olan difüzör tasarımı için çark çıkış çapı esas alınacaktır. Emme borusu ön tasarımında kavite etkisi de dikkate alınacaktır.

HAD temelli tasarımda, ön tasarım faaliyetleri neticesinde elde edilen çark meridyenel profili kullanılarak öncelikli olarak tekil kanat analizleri gerçekleştirilecektir. Meridyenel profilin bilgisayar ortamında oluşturulabilmesi için BladeGen yazılımından faydalanılacaktır. ANSYS CFX yazılımı kullanılarak gerçekleştirilecek analizlerde ön tasarımdan elde edilen çarkın tekil kanadı üzerindeki akış karakteristiği irdelenecektir. Kanat üzerinde sağlanan tork ve tekil kanat hidrolik verimi sayısal olarak elde edilecektir. Kanadın emme ve basma yüzeylerindeki basınç dağılımları, giriş ve çıkış kenarlarındaki akış karakteristiği, durma ve ayrılma noktaları vb. akış hacmi davranış unsurları eniyileme yaklaşımları kullanılarak tekil kanadın tasarım optimizasyonu HAD temelli olarak gerçekleştirilecektir. Tekil kanat optimizasyon faaliyetlerinin tamamlanması ile birlikte, ön tasarımdan gelen diğer türbin bileşenleri CAD ortamında montajlanarak sayısal analize uygun hale getirilecektir. Tamamlanmış montaj modeli üzerinde zamandan bağımsız türbin akış simülasyonu gerçekleştirilecektir. Bu yolla salyangoz içerisindeki basınç dağılımları sabit kanat ve ayar kanadı üzerindeki durma noktası ve basınç yığılmaları detaylı olarak irdelenecektir. Benzer biçimde çark çıkışında difüzör içerisinde meydana gelen döngüsel hareketlerin yarattığı düzensizlikler incelenebilecektir. Elde edilen tüm bu sonuçlar birlikte değerlendirilerek minimum enerji kaybı ile maksimum türbin hidrolik verimi elde edebilmek için tüm bileşenler üzerinde iyileştirme faaliyetleri yürütülerek nihai tasarım elde edilene kadar analizlere devam edilecektir. HAD temelli tüm simülasyonlar ANSYS CFX yazılımı kullanılarak gerçekleştirilecektir.

Tasarımda kullanılan parametreler;

#### 4.1. Debi

Hidroelektrik santral projelerinde yapılan fizibilite çalışmalarında; optimum enerji elde edilebilmesi için uygun debi değerleri belirlenmektedir. Uygun tasarım debisi belirlendikten sonra proje için uygun türbin tasarımı belirlenir.

#### 4.2. Düşü

Sistemin net düşüsü belirlenir ve buna bağlı olarak tasarımın düşü değeri hesaplanır. Belirlenen tasarım düşüsüne uygun olarak türbin tasarımı belirlenir. Türbinin girişi ve çıkışı arasındaki enerji farkı türbinin net tasarım düşüsüdür. Sistemin net düşüsü( $H_n$ ) aynı zamanda tasarım düşüsü( $H_d$ ) olarakta kullanılmaktadır. Tasarım düşüsü, statik düşü( $H_s$ ) ile hidrolik basınç kayıpları( $H_L$ ) arasındaki farktır[33].

$$H_d = H_s - H_L \quad (4.1)$$

#### 4.3. Verim

Türbin çarkları suyun potansiyel enerjisinin kinetik enerjiye dönüşmesini sağlar. Bu enerji shaft aracılığıyla jeneratöre taşınır ve elektrik enerjisine dönüştürülür. Türbin verimliliği bu potansiyel enerjinin dönme yoluyla iletilme yeteneğidir.

$$\eta = \frac{TN}{\rho g \dot{V}_d H_d} \quad (4.2)$$

#### 4.4. Güç

Toplam hidrolik güç; suyun yoğunluğu( $\rho$ ), yer çekimi ivmesi( $g$ ), tasarım debisi( $\dot{V}_d$ ) ve tasarım düşüsü( $H_d$ ) ile ifade edilir[8].

$$P = \rho g \dot{V}_d H_d \quad (4.3)$$

Hidrolik türbin tarafından üretilen güç ise toplam hidrolik gücün verim değeri( $\eta$ ) ile çarpımı ile ifade edilir[8].

$$P_d = \rho g \dot{V}_d H_d \eta \quad (4.4)$$

#### 4.5. Dönme Hızı

Çarkın dönme hızı jeneratörün dönme hızı ile aynıysa, türbin çarkı aynı şaft ile doğrudan jeneratöre bağlanabilir. Jeneratörün dönme hızı çarkinkinden farklı ise türbin şaftı bir şanzıman/dişli kutusu ile jeneratör şaftına bağlanır. Hesaplanan  $n$  dönme hızı çarkın gerçek dönme hızı değildir. Dönme hızı( $n$ ) ve tasarım düşüsü( $H_d$ ) jeneratörde gerekli olan kutup sayısını belirler. Kutup sayısındaki sınırlamadan dolayı çark için belirli dönme hızlarına izin verilir. Bu farklı dönme hızları senkronize hızlar olarak adlandırılır[33].

$$n = n_q \frac{H_d^{1,25}}{P_d^{0,5}} \quad (4.5)$$

$$n = \frac{c_{nq}}{H_d^{0,535}} \quad (4.6)$$

$$c_{nq} = \min(2600; 2600 - (200000 - P_d)/365) \quad (4.7)$$

#### 4.6. Senkron Hızı

Frekans( $f$ ) ve kutup sayısı değerleri ile senkron hız değeri( $n_{sync}$ ) ifade edilir[33].

$$n_{sync} = \frac{120f}{2(\text{kutup sayısı})} \quad (4.8)$$

#### 4.7. Özgül Hız

Özgül hız değeri ise senkron hız değeri, türbin gücü( $P_d$ ) ve tasarım düşüsü değerleri ile ifade edilir[33].

$$n_s = n_{\text{sync}} \frac{P_d^{0.5}}{H_d^{1.25}} \quad (4.9)$$

Diğer özgül hız formülü[33];

$$n_q = n \frac{\sqrt{\dot{V}_d}}{H_d^{3/4}} \quad (4.10)$$

#### 4.8. Boyutsuz Türbin Parametreleri

Türbin karakteristiklerini belirlerken boyutsuz parametreler kullanılmaktadır. Debi ve enerji katsayıları iki önemli parametredir

Debi katsayısı; tasarım debisi, dönme hızı(N) ve çark referans yarıçapı ile ifade edilir[36].

$$\varphi = \frac{\dot{V}_d}{(\pi N R_{\text{ref}}^3)} \quad (4.11)$$

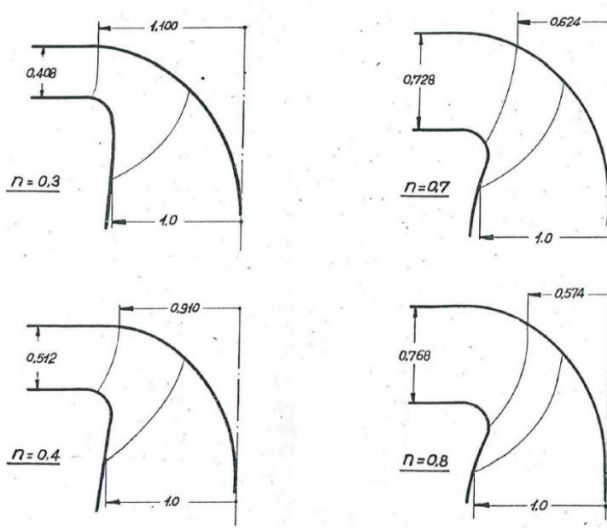
Enerji(Düşü) katsayısı ise tasarım düşüsü, dönme hızı(N) ve çark referans yarıçapı ile ifade edilir.

$$\psi = \frac{2gH_d}{N^2 R_{\text{ref}}^2} \quad (4.12)$$

#### 4.9. Türbin Tipi

Türbin seçiminde debi ve düşü değerleri önemli göstergelerdir. Francis türbinleri yavaş, orta ve yüksek hızlı olarak sınıflandırılır. Bu sınıflandırma özgül hız değerine bağlıdır. Özgül hız değerine bağlı olarak yapılan bu sınıflandırma farklı çark şekillerinin görülmesine neden olur. Farklı özgül hızlar meridiyenel profillerin oluşmasını sağlar[9].

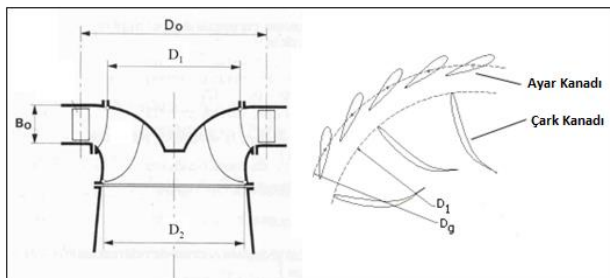
Oluşan farklı meridiyenel profiller tasarlanan çark geometrisi hakkında genel fikir verir. Şekil 4.2'de  $n = 0,3$  yavaş,  $n = 0,4$  orta ve  $n = 0,7 - 0,8$  yüksek hızlı olarak sınıflandırılmaktadır.



Şekil 4.2. Özgül dönme hızına göre kanat şekli değişimi[9]

#### 4.10. Türbin Çark Ölçüleri

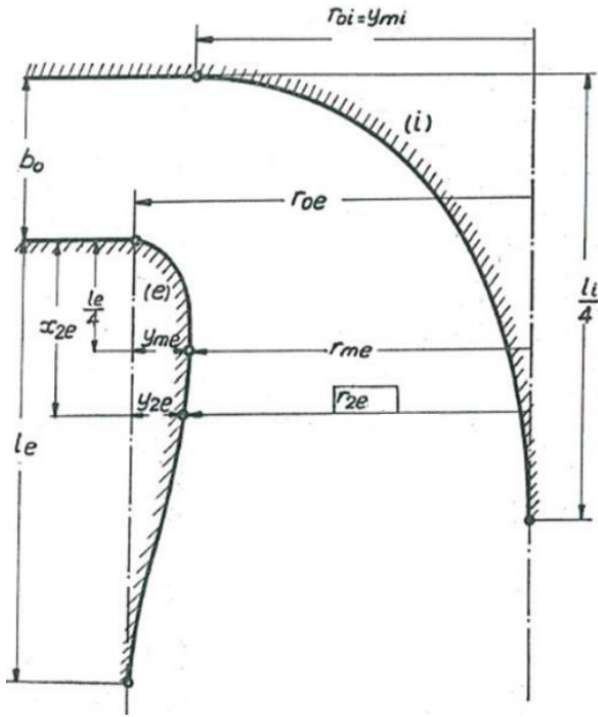
Çark ve ayar kanadı için temel ölçüleri incelersek; türbin giriş çapı ( $D_1$ ), türbin çıkış çapı ( $D_2$ ), maksimum çap ( $D_0$ ), ayar kanadı yüksekliği ( $B_0$ ) ve ayar kanadı çapı ( $D_g$ ) olarak tanımlanmıştır.



Şekil 4.3. Çark ölçüleri[31]

#### 4.11. Meridyenel Profil

Meridyenel profil gösterimi kullanılarak çarkın ilk geometrik tanımı gerçekleştirilir.



Şekil 4.4. Çark kanadı meridyenel profili[9]

Meridyenel profil için giriş kenarı, çıkış kenarı, iç (hub) ve dış (shroud) eğrileri ile tanımlanır.

Meridyenel profilin tespiti bir referans boyuta ayarlanarak aşağıdaki denklemler ile tayin edilir [9].

$$b_0 = 0,8(2 - n)n \quad (4.13)$$

$$r_{0i} = y_{mi} = 0,7 + \frac{0,16}{n+0,08} \quad (4.14)$$

$$r_{0e} = 1,255 - 0,3n \quad (4.15)$$

$$l_i = 3,2 + 3,2(2 - n)n \quad (4.16)$$

$$l_e = 2,4 - 1,9(2 - n)n \quad (4.17)$$

$$y_{2e} = r_{0e} - 1 \quad (4.18)$$

$$y_{me} = \frac{y_{2e}}{y_{2e}/y_{me}} \quad (4.19)$$

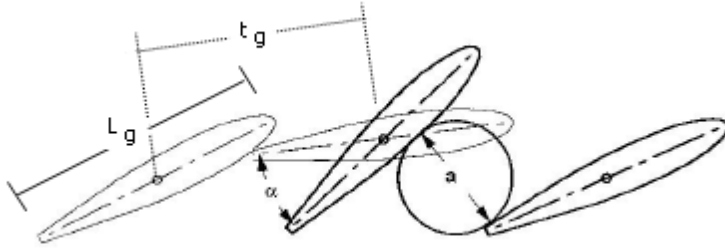
$$r_{me} = r_{0e} - y_{me} \quad (4.20)$$

$$R_{2e} = \left( \frac{\dot{V}}{\pi N v_{2e}} \right)^{1/3} \quad (4.21)$$

$$R_{1i} = \left( \frac{2gH}{N^2 h_{1i}} \right)^{1/2} \quad (4.22)$$

#### 4.12. Ayar Kanatları

Çark etrafındaki akışın dağıtılmasını ayarlar. Ayar kanatları eksenleri etrafında dönerek akış ayarını sağlar.



Şekil 4.5. Ayar kanadı[32]

Ayar kanadı çapı  $D_g$  genelde çark giriş çapının 1,16 katı olarak seçilir. Ayar kanat çapı belirlendikten sonra, ayar kanat sayısı belirlenir. Genelde 12, 16 veya 24 seçilir. Su geçişine izin vermeyecek ve kapalı pozisyonda üst üste binecek şekilde ayar kanat uzunluğu hesaplanır. Genel kabul görmüş kural olarak aşağıdaki denklemler uygulanır[33].

$$\frac{L_g}{t_g} = 1,1 \quad (4.23)$$

Kapalı konumda %10 üstüne binme durumundaki ayar kanadı eğri uzunluğu;

$$L_g = \frac{\pi D_g}{\text{ayar kanadı sayısı}} \frac{1}{0,9} \quad (4.24)$$

Ayar kanatları arasındaki dikey mesafe;

$$t_g \approx \frac{\pi D_g}{\text{ayar kanadı sayısı}} \quad (4.25)$$

Ayar kanadı merkezinin çapı;

$$D_g = 1,16(R_1) \quad (4.26)$$

Normal çalışma rejiminde ayar kanatları doğrultu açısı[9];

$$\tan \alpha_0 = \frac{1}{\pi B_0 h_i} \frac{N\dot{V}}{2gH} \quad (4.27)$$

#### 4.13. Salyangoz

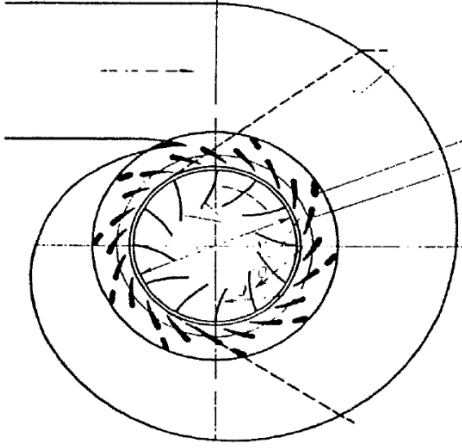
Salyangoz içindeki suyun, salyangozun her kesitine eşit ve sabit bir değerde dağılması gerekir. Salyangoz; cebri borudan gelen suyu, sabit ve ayar kanatlarına dağıtabilmesi için sabit kanatların çevresine sarılır.

Salyangoz içerisindeki hız[7];

$$C = k\sqrt{2gH_d} ; k = 0,2 - 0,3 \quad (4.28)$$

Salyangoz kesit çapı( $d_s$ ); salyangoz içerisindeki hız ve debi ifadeleri ile elde edilir[7].

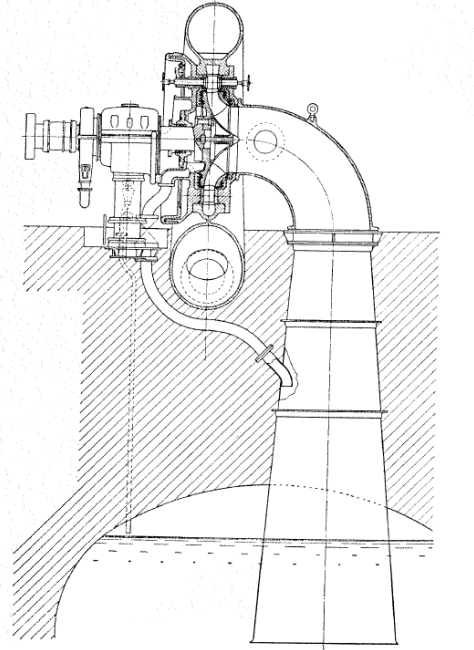
$$\dot{V} = \frac{\pi d_s^2}{4} C \quad (4.29)$$



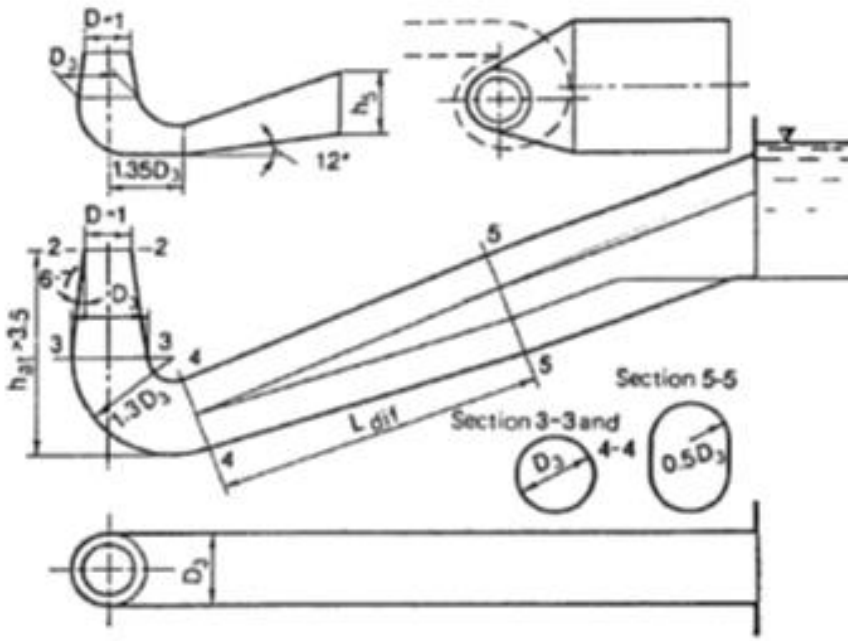
Şekil 4.6. Salyangoz[33]

#### 4.14. Difüzör (Emme Borusu)

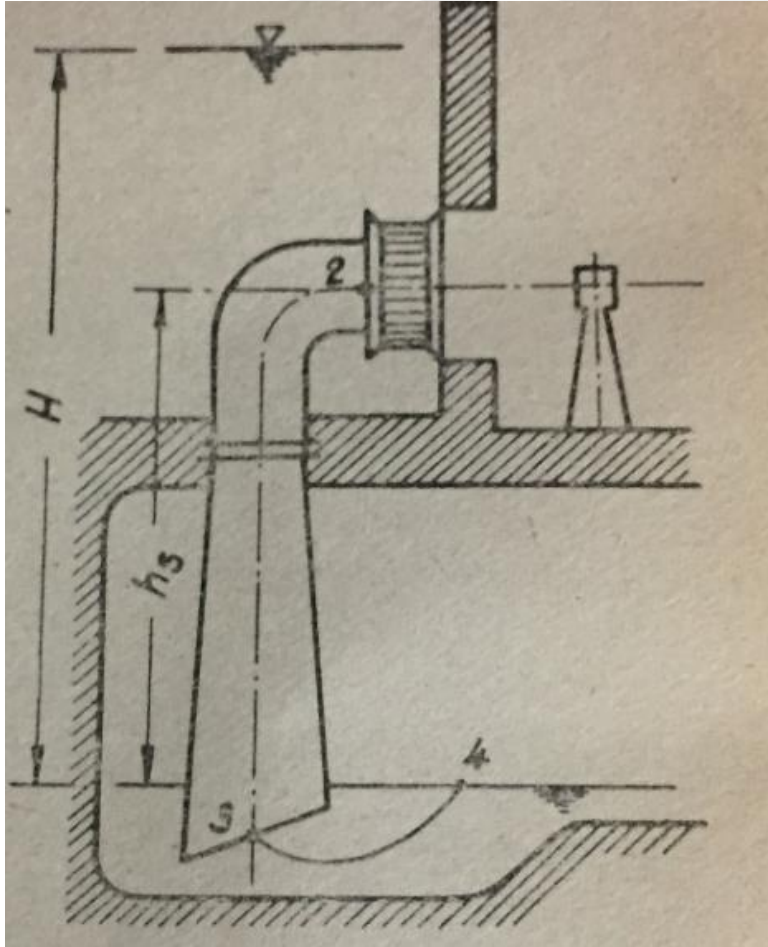
Türbin çarkından çıkan suyun boşaltma kanalına gitmesini sağlamak için difüzör kullanılmaktadır. Difüzör sayesinde çark çıkışında atmosfer basıncının altında düşük bir basınç oluşması sağlanmaktadır.



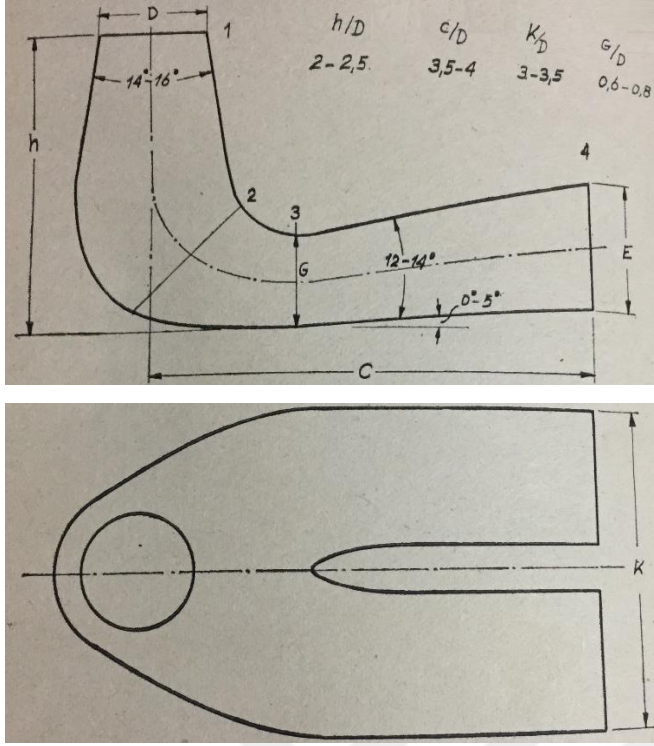
Şekil 4.7. Düşey difüzörlü Francis türbini[3]



Şekil 4.8. Simetrik olmayan ve suya daldırılmış dirsek tipli difüzör çeşitleri[33]



Şekil 4.9. Yatay eksenli Francis türbini dirsekli difüzör[8]



Şekil 4.10. Dirsekli difüzör ana boyutları[8]

Difüzör girişindeki basınç[8];

$$\frac{p_2}{\rho} = \frac{p_{atm}}{\rho} - h_s - \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} + \xi_{23} \quad (4.30)$$

Difüzör verimi[8];

$$\eta_d = 1 - \frac{\xi_{23}}{\frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}} \quad (4.31)$$

Denklem 4.31 kullanılarak;

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - \left( \frac{V_2^2 - V_3^2}{2g} \right) \eta_d - h_s \quad (4.32)$$

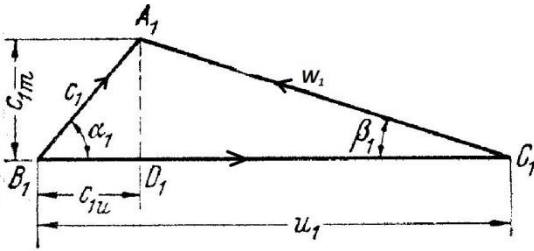
#### 4.15. Hız Üçgenleri

Akış hız vektörü  $V$ 'yi kanadın çevresel hız vektöründen çıkararak, çarka göre bağlı akışkan hızı elde edilir. Bu sayede akış hız vektörü  $W$ , dönen çerçeve referansında elde edilir. Turbo makinelerde hız üçgenleri akışkan hızlarının çeşitli bileşenlerini temsil etmek için kullanılmaktadır.  $U$  çevresel hız,  $W$  bağıl hız ve  $C$  mutlak hızdır.

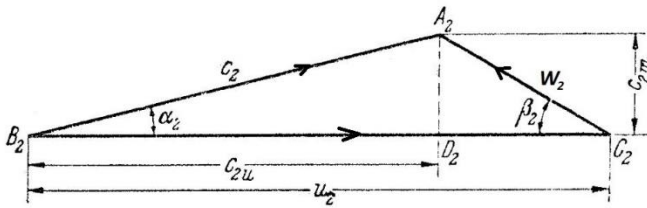
$$u = \omega r \quad (4.33)$$

Burada  $\omega$  açısal dönme hızı,  $r$  ise çarkın dönme merkezine olan radyal mesafesidir.

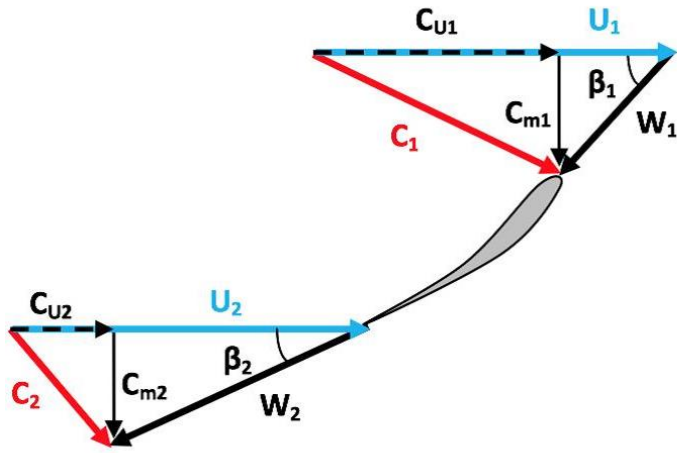
Mutlak hız  $C$ ;  $W$  ve  $U$  hızlarının vektörel toplamıdır.  $W$  ve  $U$  hızları şiddetleri ve yönleri ile bir eşkenar dörtgenin kenarlarını oluştururlar. Bu eşkenar dörtgenin köşegeni mutlak hızı temsil eder. Dörtgenin kenarları ise şiddet ve yönlerine bağlı olarak  $W$  bağıl hızı ve  $U$  çevresel hızını gösterir. Böylece bu üç hız bir üçgenin üç kenarını oluştururlar.



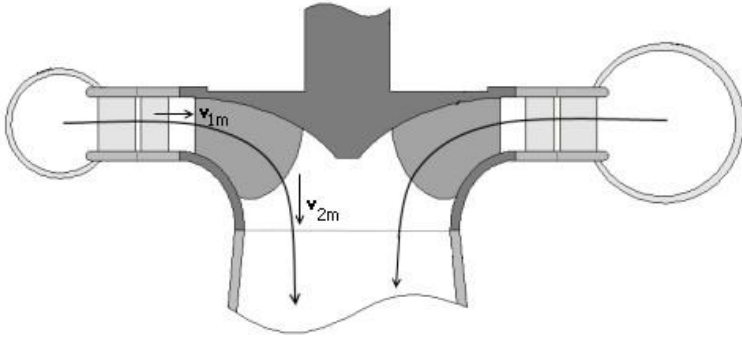
Şekil 4.11. Giriş kenarı hız üçgeni[3]



Şekil 4.12. Çıkış kenarı hız üçgeni[3]



Şekil 4.13. Hız üçgenleri[34]



Şekil 4.14. Meridyenel gösterimdeki akış yönü[35]

Akış türbine radyal olarak girer ve çarktan aksel olarak çıkar. Meridyenel hız bileşenleri radyal akış yönünde radyal bileşenler ile denkleştir.  $C_{0r} = C_{0m}$  ve  $C_{1r} = C_{1m}$  olur. Akış çarkı aksel yönde terk ettiği için çark çıkışındaki radyal terimler önemsizleşir.

$$C_0 = C_{0r} + C_{0u} \quad (4.34)$$

Çark çıkışındaki çevresel akış hızı[9];

$$U_2 = \frac{NR_2}{\sqrt{2gH}} \quad (4.35)$$

Çark çıkışındaki meridiyenel hız[9];

$$c_{m2} = \frac{\dot{V}}{\pi R_2^2 \sqrt{2gH}} \quad (4.36)$$

Herhangi bir ipçik için çıkış üçgenindeki beta çıkış açısı [9];

$$\sin \beta_{2(x)} = \frac{c_{m2}}{w_{2(x)}} \quad (4.37)$$

Çark girişindeki çevresel akış hızı [9];

$$U_1 = \frac{NR_1}{\sqrt{2gH}} \quad (4.38)$$

Çark girişindeki meridiyenel hız [9];

$$c_{m1} = \frac{\dot{V}}{\pi R_1^2 \sqrt{2gH}} \quad (4.39)$$

Herhangi bir ipçik için giriş üçgenindeki beta giriş açısı[9];

$$\cot \beta_{1(x)} = \frac{U_{1(x)} - \frac{h_i}{2U_{1(x)}}}{c_{m1(x)}} \quad (4.40)$$

Ortalama hidrolik enerji katsayısı; türbinin volümetrik verimi( $\dot{V}_t$ ), toplam mekanik verim( $\eta_{et}$ ) ile ifade edilir[9].

$$h_t = \frac{\eta_e}{\dot{V}_t \eta_{et}} \quad (4.41)$$

$$h_t = h_i - c_2^{-2} \quad (4.42)$$

## 4.16. Türbin Çalışma Prensibi

### 4.16.1. Sirkülasyon

Türbin dönme merkezi çevresinde ayar kanatlarından kaynaklı olarak sirkülasyon oluşumu görülmektedir. Sirkülasyonu; akış hız vektörü( $V$ ) ve  $c$  kapalı eğrisindeki  $dl$  diferansiyel çizgi kesiti ile ifade etmek mümkündür[33].

$$\Gamma = \oint_c V \cdot dl \quad (4.43)$$

Skaler çarpım yapılırsa;

$$\Gamma = \oint_c V \cos \alpha \, dl \quad (4.44)$$

$\alpha$  hız vektörü ile diferansiyel çizgi vektörünün arasındaki açıdır.

Ayar kanadı çıkışındaki sirkülasyonu ( $\Gamma_0$ ); maksimum çap ( $D_0$ ), ayar kanadı çıkış hızı ( $V_0$ ) ve teğetsel yöndeki akış açısı ile ifade etmek mümkündür [33].

$$\Gamma_0 = \pi D_0 V_0 \cos \alpha_0 \quad (4.45)$$

### 4.16.2. Açısal momentum

Dönme eksenindeki moment sıfırdır. Çünkü  $m$  kütleli akışkan parçacık üzerindeki basınç kuvvetleri dönme ekseninde moment oluşturmaz ve parçacık üzerindeki küçük kesme kuvvetleri ihmal edilmektedir. Açısal momentum; akışkan parçacık kütlesi( $m$ ), teğetsel hız( $V_u$ ) ve dönme merkezinin radyal mesafesi ( $r$ ) ile ifade edilir [33].

$$L = mV_u r \quad (4.46)$$

Momentum ifadesi [33];

$$M_0 = \frac{dL}{dt} = \frac{d(mV_u r)_0}{dt} \quad (4.47)$$

$$M_0 = 0 \quad (4.48)$$

Bu yüzden açısal momentum sabittir.  
Ayar kanadı çıkışındaki sirkülasyon;

$$\Gamma_0 = 2\pi R_0 V_{0u} \quad (4.49)$$

Çark girişindeki sirkülasyon [33];

$$\Gamma_1 = 2\pi R_1 V_{1u} \quad (4.50)$$

Açısal momentum sabit olduğu için  $V_{ur}$  sabittir. Bu yüzden  $R_0 V_{0u} = R_1 V_{1u}$  ve  $\Gamma_0 = \Gamma_1$  olur.

#### 4.17. Kanat Açıları

Kanat açıları, dönme çerçevesinde akış açıları ile denk geldiğinde en iyi çalışma durumu elde edilir. Hız vektörünün yönleri ile kanat açısı arasındaki sapmalar hücum kenarında akış ayrımına neden olur. Akış ayrımları da türbin veriminin azalmasına neden olur. Oluşturulan hız üçgenleri kanat açılarının tanımlanması için önemlidir.



## 5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI METODOLOJİSİ

Hidrolik türbinlerdeki akışlar türbülanslı akışlardır. Navier Stokes denklemleri ile 3 boyutlu sıkıştırılmaz akışlar için çözümler gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada süreksiz akışların simülasyonlarından kaçınılmıştır. Çünkü bu akışların çözümleri için çok fazla hesaplama zamanı ve CPU gereksinimi gerekmektedir. Ansys CFX programı ile analizler gerçekleştirilmiştir. Ansys CFX yazılımı türbin tasarım ve optimizasyon çalışmalarında yaygın olarak kullanılan bir programdır.

Akışkan analizlerinde; başlangıç için bütün türbin bileşenlerinin (çark, salyangoz, ayar kanatları vb.) ayrı ayrı analizleri gerçekleştirilmiştir. Bileşenlerin tasarımları analizlerle doğrulandıktan sonra tüm türbinin analizleri gerçekleştirilecektir. Tüm türbinin analizleri daha uzun süreceği için çok fazla zaman alacaktır. Bu analiz sıralaması ile zamandan tasarruf edilecektir. Bütün analizler uygun hız ve basınç dağılımları elde edilene kadar devam ettirilecektir.

### 5.1. Korunum Denklemleri

Genellikle tüm hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelleri süreklilik ve momentum denklemlerini içermektedirler.

$$\nabla(\rho v) = \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho z)}{\partial z} \quad (5.1)$$

Akış hareketlerini 3 boyutlu olarak Navier Stokes denklemleri ile simule edebilir.

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = \rho B_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \quad (5.2)$$

HAD analiz programının yönetim denklemleri Navier Stokes denklemlerinin korunum formunu kullanır. Sıkıştırılmaz akışın yönetim denklemlerinin korunumu aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho B_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (5.3)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho B_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (5.4)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho B_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (5.5)$$

Reynolds-Average Navier Stokes denklemleri ile türbülanslı akışlar simule edilmiştir.

$$\rho \frac{D\bar{u}}{Dt} = \rho B_x - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \rho \overline{u'^2} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \rho \overline{u'w'} \right] \quad (5.6)$$

$$\rho \frac{D\bar{v}}{Dt} = \rho B_y - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \rho \overline{u'v'} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \rho \overline{v'^2} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} - \rho \overline{v'w'} \right] \quad (5.7)$$

$$\rho \frac{D\bar{w}}{Dt} = \rho B_z - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} - \rho \overline{u'w'} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} - \rho \overline{v'w'} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} - \rho \overline{w'^2} \right] \quad (5.8)$$

## 5.2. Türbülans İfadeleri ve Modelleri

Türbülans ifadesi Reynolds sayısı ile tanımlanır. Boyutsuz bir sayı olan Reynolds sayısı akışkanın hızına, viskozitesine, yoğunluğuna ve akışkanın temas ettiği cisme ait karakteristik uzunluğa bağlıdır. Reynolds sayısı akışkanın atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranıdır.

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (5.9)$$

Türbülanslı akışlarda akış parametreleri düzensiz ve rastgele davranışlar sergilerler. Bu düzensiz ve rastgele davranış durumu akış alanındaki tüm parametrelerde görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça Navier Stokes denklemleri ile çözümlere ulaşmak zorlaşmaktadır. Bu nedenle, Reynolds Average Navier Stokes yaklaşımı kullanılmaktadır. Akış problemlerinde probleme uygun yaklaşıma sahip türbülans modeli seçilir. Çünkü her akış için geçerli olacak bir türbülans modeli mevcut değildir. Türbülans modellemelerinde yaygın olarak k-ε ve SST modelleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada k-ε türbülans modeli

kullanılmıştır.

### 5.3. Ağ Yapısı

Her bileşenin alanı bağımsızdır. Bu yüzden, hareketsiz parçalar için sabit çerçeve referans alınır. Hareketli parçalar için dönme hızı tanımlanan çark için dönen çerçeve referans alınır. Rotor-stator etkileşimli simülasyonlarda çoklu çerçeve referans sistemi (MFR) kullanılmaktadır.

### 5.4. Sınır Şartları

Analiz sürecinde sınır koşullarının doğru belirlenmesi önemlidir. Uygun sınır koşulları doğru sonuçların elde edilmesini sağlayacaktır. Sınır koşulları tanımlanırken salyangoz için giriş parametresi toplam basınç (493 725 Pa), çıkış parametresi kütleli debi (400 kg/s) olarak belirlenmiştir. Çark, ayar kanatları ve difüzör içinde toplam basınç giriş, kütleli debi çıkış parametresi olarak belirlenmiştir. Bileşenlerin analizinde diğer tüm duvarlar için kaymaz duvar koşulu şartı uygulanmıştır. Türbinin tamamı analiz edilirken de toplam basınç giriş, kütleli debi çıkış sınır koşulu uygulanmıştır.



## 6. TASARIM HESAPLAMALARI VE HAD UYGULAMALARI

Bu tez kapsamında bahis konusu türbinin maksimum verim rejiminde çalıştığı göz önünde bulundurulacaktır. Türbinin maksimum verim rejimindeki nominal karakteristikleri aşağıda belirtilmiştir.

Net düşü ( $H_n$ ) : 40m

Debi ( $\dot{V}$ ) : 0,4 m<sup>3</sup>/s

Verim ( $\eta$ ) : 0,89

Hidrolik türbin tarafından üretilen güç denklem 4.4'den hesaplanırsa;

$$P_d = (1000) \cdot (9,81) \cdot (0,4) \cdot (40) \cdot (0,89) = 139,69 \text{ kW} \cong 140 \text{ kW}$$

$$P_{hp} = \frac{P_d}{0,7355} = \frac{140}{0,7355} = 190,35 \text{ hp}$$

Dönme hızı, senkron hızı ve özgül hız değerlerini 4.5-4.10 numaralı denklemleri kullanarak elde edersek;

$$c_{nq} = \min(2600; 2600 - (200000 - 140)/365) = 2052,44$$

$$n = \frac{c_{nq}}{H_d^{0,535}} = \frac{2052,44}{40^{(0,535)}} = 285,21$$

$$n = n_q \frac{H_d^{1,25}}{P_d^{0,5}} = 285,21 \frac{40^{(1,25)}}{140^{(0,5)}} = 2425 \text{ rpm}$$

$$\text{Kutup sayısı} = \frac{f \cdot 60}{n} = \frac{50 \cdot 60}{2425} = 1,23 \cong \text{Kutup sayısı } 2$$

$$n_{\text{sync}} = \frac{120f}{2(\text{kutup sayısı})} = \frac{120 \cdot 50}{2 \cdot 2} = 1500 \text{ dev/dak}$$

$$N = 2\pi \frac{n}{60} = 2\pi \frac{1500}{60} = 157,08 \text{ rad/s}$$

$$n_s = n_{\text{sync}} \frac{P_d^{0,5}}{H_d^{1,25}} = 1500 \frac{140^{(0,5)}}{40^{(1,25)}} = 176,43$$

$$n_q = n \frac{\sqrt{\dot{V}_d}}{H_d^{3/4}} = 1500 \frac{\sqrt{0,4}}{40^{(0,75)}} = 59,65$$

### 6.1. Çark Kanadı Tasarım Hesapları

Özgül dönme hızı;

$$n = \frac{N \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\pi}\right)^{0,5}}{(2gH)^{0,75}} = \frac{(157,08) \cdot \left(\frac{0,4}{\pi}\right)^{0,5}}{(2,9,81,40)^{0,75}} = 0,378$$

Özgül dönme hızı değeri ile Bovet yöntemine göre[9] çark kanalının şekli denklem 4.13-4.22 kullanılarak belirlenmiştir.

$$b_0 = 0,8(2 - 0,378)0,378 = 0,49$$

$$r_{oi} = y_{mi} = 0,7 + \frac{0,16}{0,378 + 0,08} = 1,049$$

$$r_{oe} = 1,255 - 0,3(0,378) = 1,1416$$

$$l_i = 3,2 + 3,2(2 - 0,378)0,378 = 5,1619$$

$$l_e = 2,4 - 1,9(2 - 0,378)0,378 = 1,235$$

$$y_{2e} = r_{oe} - 1 = 0,1416$$

$$y_{2e}/y_{me} = 3,08 \left(1 - \frac{x_{2e}}{l_e}\right) \sqrt{\frac{x_{2e}}{l_e} \left(1 - \frac{x_{2e}}{l_e}\right)}$$

$$y_{2e}/y_{me} = 3,08 \left(1 - \frac{0,5}{1,235}\right) \sqrt{\frac{0,5}{1,235} \left(1 - \frac{0,5}{1,235}\right)} = 0,899$$

$$y_{me} = \frac{y_{2e}}{y_{2e}/y_{me}} = \frac{0,1416}{0,899} = 0,1575$$

$$r_{me} = r_{0e} - y_{me} = 1,1416 - 0,1575 = 0,9841$$

$$R_{2e} = \left(\frac{\dot{V}}{\pi N v_{2e}}\right)^{1/3} = \left(\frac{0,4}{\pi (157,08) \cdot (0,27)}\right)^{1/3} = 0,1443 \text{ m} = 144,3 \text{ mm} \cong 150 \text{ mm}$$

$R_{2e}$  çapı 150 mm'ye çıkarılarak çark kanalının boyutları biraz büyük seçilmiştir.

$$R_{1i} = \left(\frac{2gH}{N^2 h_{1i}}\right)^{1/2} = \left(\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 40}{(157,08)^2 \cdot 1,72}\right)^{1/2} = 0,1359 \text{ m} \cong 136 \text{ mm}$$

Çizelge 6.1. Çark kanalı için hesaplanan boyut katsayıları ve gerçek boyutları

Tasarım Parametreleri	Boyut Katsayısı	Gerçek Boyut(mm)
$b_0$	0,49	73,5
$r_{0i} = y_{mi}$	1,049	157,35
$r_{0e}$	1,1416	171,24
$l_i$	5,1619	774,285
$l_e$	1,235	185,25
$y_{2e}$	0,1416	21,24
$y_{me}$	0,1575	23,625
$r_{me}$	0,9841	174,615
$x_{2e}$	0,5	75

Çark kanalı belirlendikten sonra çarkın giriş ve çıkış kenar değerleri denklem 4.30-4.36 aracılığıyla hesaplandı. Çark çıkış kenarı için yapılan hesaplarda çizelgedeki değerler elde edildi.

Çizelge 6.2. Çark çıkış kenarı değerleri

İpçik	$R_2$	$U_2$	$\sin \beta_2$	$\beta_2$	$C_2^2$
1	0,0654	0,3667	0,55	33,42	0,04448
2	0,0734	0,4115	0,49	29,40	0,04361
3	0,0868	0,4867	0,415	24,52	0,04273
4	0,1050	0,5887	0,34	20,06	0,04208
5	0,1222	0,6852	0,29	17,14	0,04173
6	0,1371	0,7687	0,26	15,23	0,04153
7	0,1443	0,8411	0,24	13,89	0,04141

Çark giriş kenarı için yapılan hesaplarda aşağıdaki değerler elde edildi.

Çizelge 6.3. Çark giriş kenarı değerleri

İpçik	$R_1$	$U_1$	$U_1 - \frac{h_i}{2U_1}$	$\cot \beta_1$	$\beta_1$
1	0,1359	0,7620	0,1364	0,5544	60,99
2	0,1360	0,7625	0,1373	0,5581	60,83
3	0,1362	0,7636	0,1393	0,5685	60,37
4	0,1367	0,7664	0,1444	0,5942	59,27
5	0,1388	0,7783	0,1658	0,7025	54,91
6	0,1428	0,8007	0,2053	0,9206	47,36
7	0,1491	0,8360	0,2657	1,3024	37,51

$$h_t = \frac{\eta_e}{\dot{V}_t \eta_{et}} = \frac{0,89}{(0,985) \cdot (0,985)} = 0,917$$

$$h_i = h_t + c_2^{-2} = 0,917 + 0,036375 \cong 0,9534$$

$$\tan \alpha_0 = \frac{1}{\pi B_0 h_i} \frac{\omega Q}{2gH} = \frac{1}{\pi(0,0735)(0,9534)} \frac{(157,08)(0,4)}{2(9,81)(40)} = 0,3636$$

$$\alpha_0 = 19,98$$

## 6.2. Ayar Kanadı Tasarım Hesapları

Su geçişine izin vermemesi ve kapalı pozisyonda üst üste binmesi şartları göz önünde bulundurularak ayar kanat sayısı 24 olarak seçilmiştir. Denklem 4.23-4.26 kullanılarak çizelgede belirtilen değerler elde edilmiştir.

Çizelge 6.4. Ayar kanat ölçüleri ve doğrultu açısı

$D_g(\text{mm})$	157,64
$L_g(\text{mm})$	22,93
$t_g(\text{mm})$	20,64
$\alpha_0$	19,98

## 6.3. Salyangoz Tasarım Hesapları

Salyangoz 16 kesite bölünmüştür. Denklem 4.28 kullanılarak;

$$C = k\sqrt{2gH_d} = 0,3\sqrt{2(9,81)(40)} = 8,40 \text{ m/s}$$

Denklem 4.29 her kesit için uygulanarak çizelge 6.5'deki kesit çapları elde edilmiştir.

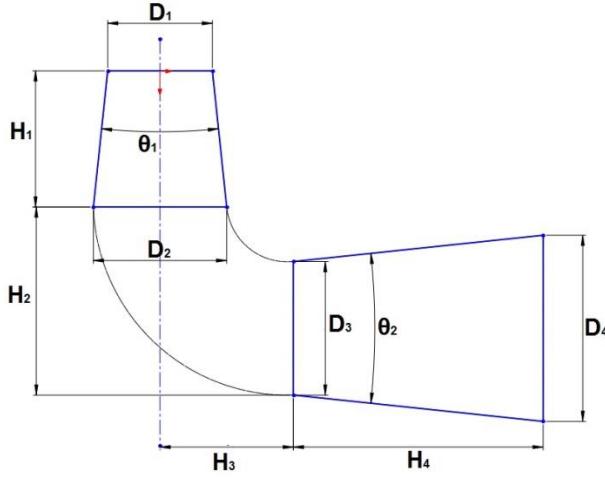
Çizelge 6.5. Salyangoz kesit ölçüleri ve değerleri

Kesit Sayısı	Debi dağılımı	Debi(m <sup>3</sup> /s)	Salyangoz Kesit Çapı $d_s$ (m)
1	16/16	0,4	0,24623
2	15/16	0,375	0,23841
3	14/16	0,35	0,23032
4	13/16	0,325	0,22195
5	12/16	0,3	0,21324
6	11/16	0,275	0,20416
7	10/16	0,25	0,19466
8	9/16	0,225	0,18467
9	8/16	0,2	0,17411
10	7/16	0,175	0,16286
11	6/16	0,15	0,15078
12	5/16	0,125	0,13764
13	4/16	0,1	0,12311
14	3/16	0,075	0,10662
15	2/16	0,05	0,08705
16	1/16	0,025	0,06155

#### 6.4. Difüzör Tasarım Hesapları

Difüzör tasarımındaki dikkate alınması gereken en önemli parametre geri kazanım oranıdır. Geri kazanım oranı aracılığıyla suyun sahip olduğu kinetik enerjinin ne kadarının basınca dönüştüğü ifade edilmektedir. Difüzörün şematik yapısı Şekil 6.1’de verilmiştir. Difüzör giriş çapı çark çıkış çapına eşit alınmıştır.  $H_1, H_2, H_3, H_4, \theta_1$  ve  $\theta_2$  parametreleri değiştirilerek geri kazanım oranı yüksek bir emme borusu tasarımı hedeflenmiştir. Küçük türbinlerde difüzör genelde dairesel kesitli konik borulardan imal edilmektedir. Koni açısının büyük olması daha fazla enerji toplanmasını sağlamaktadır. Difüzörün çok fazla uzun olmaması için genelde dirsek kullanımı tercih edilmektedir[7].

$$C_p = \frac{P_{\text{çıkış}} - P_{\text{giriş}}}{\frac{\rho V^2}{2g}} \quad (6.1)$$



Şekil 6.1. Difüzör şekli ve tasarım parametreleri

Çizelge 6.6. Difüzörde değiştirilen parametrelerin geri kazanım oranına etkisi

Değiştirilen Parametreler	Sonuç	Geri Kazanım Oranı
$H_4$ 30 mm arttırıldı ve $\theta_2$ $0,5^\circ$ azaltıldı.	Akış çizgilerindeki ayrışma ve basınç dağılımı değişmedi. Geri kazanım oranı azaldı.	0,7557
$\theta_2$ açısı $1,5^\circ$ arttırıldı.	Akış çizgilerindeki ayrışma ve basınç dağılımı değişmedi. Geri kazanım oranı arttı.	0,7629
$H_1$ 50 mm ve $\theta_2$ $2^\circ$ arttırıldı.	Akış çizgilerindeki ayrışma azaldı ve basınç dağılımı düzeldi. Geri kazanım oranı arttı.	0,81188
$\theta_2$ açısı $3^\circ$ arttırıldı.	Akış çizgileri difüzör çıkışında bozuldu. Basınç dağılımı bozuldu. Geri kazanım oranı azaldı.	0,80366
$\theta_2$ açısı $1^\circ$ azaltıldı.	Akış çizgilerinin difüzör çıkışındaki bozulması azaldı. Geri kazanım oranı azaldı.	0,80223

Difüzör için yapılan çalışma sonucu elde edilen maksimum geri kazanım oranı 0,81188'dir. Bu değer doğrultusunda ortaya çıkan difüzör nihai tasarım parametreleri aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 6.7. Difüzör nihai tasarım parametreleri

Tasarım Parametreleri	Boyut
$D_1$	288,6 mm
$D_2$	367,36 mm
$D_3$	367,36 mm
$D_4$	494,15 mm
$H_1$	374,675 mm
$H_2$	517,17 mm
$H_3$	367,36 mm
$H_4$	688,36 mm
$\theta_1$	12°
$\theta_2$	12°



## 7. SAYISAL ANALİZ UYGULAMALARI

Tüm türbinin hidrolik verimi için HAD analizleri gerçekleştirilmeden önce türbin bileşenlerinin sırasıyla analizleri gerçekleştirilmiştir. Öncelikle çark kanadı verimliliği için sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Kanat üzerindeki basınç dağılımları ve akış çizgileri tespit edilmiştir. Daha sonra, ayar kanatları, salyangoz ve difüzör için analizler gerçekleştirilmiştir. Çark kanadı ve ayar kanadı geometrileri ANSYS Bladegen yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Oluşturulan kanat geometrilerinin ANSYS Turbogrid yazılımı kullanılarak ağ yapıları oluşturulmuştur. Türbin ve bileşenlerinin analizleri için oluşturulan ağ yapılarına mesh sayısında bağımsızlık çalışması yapıldıktan sonra ulaşılmıştır.

Literatürdeki çalışmalarda k-ε türbülans modeli yaygın olarak kullanılmaktadır. Literatürdeki deneysel verilerle doğrulanmış pek çok çalışmada k-ε türbülans modelinin kullanıldığı görülmüştür. HAD analizleri için akışkan olan su tek fazlı ve sıkıştırılmaz olarak seçilmiştir. Analizler kararlı hal için gerçekleştirilmiştir. ANSYS CFX Kullanıcı Kılavuzu'nda belirtilen temel denklemler kullanılmıştır(CFX Solver Theory Guide, 2013).

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (7.1)$$

Momentum Denklemi;

$$\frac{\partial(\rho U_j U_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (7.2)$$

Türbülans kinetik enerji ve dağılım oranı için k ve ε değerleri aşağıdaki diferansiyel denklemlerden gelmektedir.

$$\frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (7.3)$$

$$\frac{\partial(\rho U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} [C_{\varepsilon 1} P_\varepsilon - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 3} P_{\varepsilon b}] \quad (7.4)$$

Bu denklemlerdeki  $S_M$  kütlelesel kuvvetleri,  $p'$  düzeltilmiş basıncı,  $\mu_{eff}$  efektif viskoziteyi,  $\mu_t$  türbülans viskozitesi ifade etmektedir.  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ ,  $C_{\varepsilon 3}$ ,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$  ifadeleri matematiksel modellerde kullanılan sabit değerlerdir.

Tüm türbin ve bileşenleri için yapılan HAD analizlerinde giriş sınır şartı toplam basınç (439 725 Pa), çıkış sınır şartı kütlelesel debi (400 kg/s) olarak ayarlanmıştır.

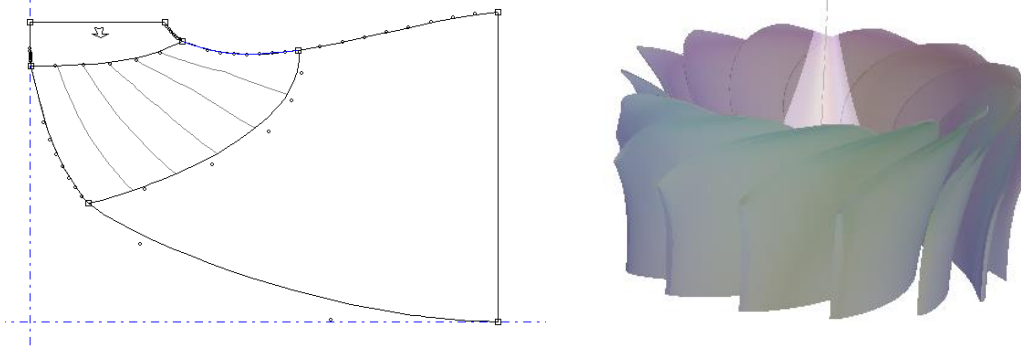
## 7.1. Çark Analizleri

Çark tasarımında elde edilen akım çizgileri Bladegen yazılımında tanımlanarak çark kanadı meridyenel profili elde edilmiştir. Bu aşamada her akım çizgisinin konumu ve açıları tanımlandığında kanat için tanımlanan akış alanı değişmektedir. Tasarımda Bovet yöntemi ile elde edilen akım çizgilerinde yapılan açı ve konum değişiklikleri ile kanat profilinin nihai hali elde edilmiştir. Çark analizleri sonucunda akım çizgilerinde yapılacak yinelemeler ile kanat profilinin ideal formu belirlenmiştir. Akış alanı meridyenel profil üzerinde belirlendikten sonra simetrik NACA profillerinden NACA 0060 her meridyenel kesit için Bladegen yazılımında tanımlanmıştır.

Her akım çizgisinin ideal konumu ve açısı belirlendikten sonra oluşturulan kanat için TurboGrid yazılımı ile ağ yapısı oluşturulmuştur. Çark kanadı için ağ yapısı oluşturulurken mesh sayısından bağımsızlık çalışması yapılmıştır ve yüksek kaliteye sahip bir ağ yapısı oluşturulmuştur.

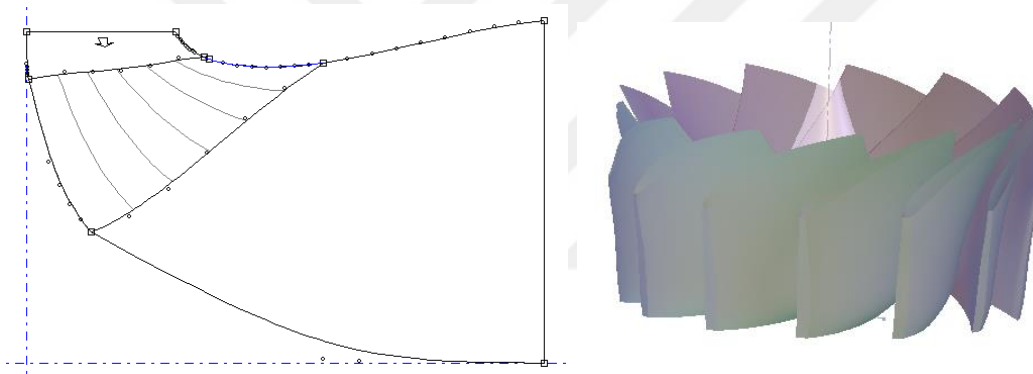
Çark analizleri kararlı hal yaklaşımı ile gerçekleştirilmiştir. Giriş sınır şartı toplam basınç, çıkış sınır şartı kütlelesel debi olarak belirlenmiştir. Çark analizlerinde akış hacminin yan duvarları için dönme periyodik olarak düzenlenmiştir. İç eğri, dış eğri ve kanat yüzeyleri için kaymaz duvar sınır koşulları olarak kabul edilmiştir. HAD analizlerinde ANSYS CFX modülünün 'Turbo mode' özelliği kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analizlerdeki ana hedef çark verimi olarak baz alınmıştır. Başlangıçta ağ yapısı kaba formda oluşturularak çark analiz sonuçları incelenmiştir. Daha sonra ağ yapısı yüksek kaliteye çekilerek çark verim değeri incelenmiştir. Verim değerinin istenilen hedefe ulaşabilmesi için kanat profili üzerindeki akım çizgilerinin açıları ve konumlarında iyileştirmeler gerçekleştirilmiştir.

Çark analizine ilk olarak analizlere tasarımı tamamlanmış olan çark ile başlanmıştır. HAD analizleri sonucunda elde edilen ilk çark verimi %86,6 olmuştur.

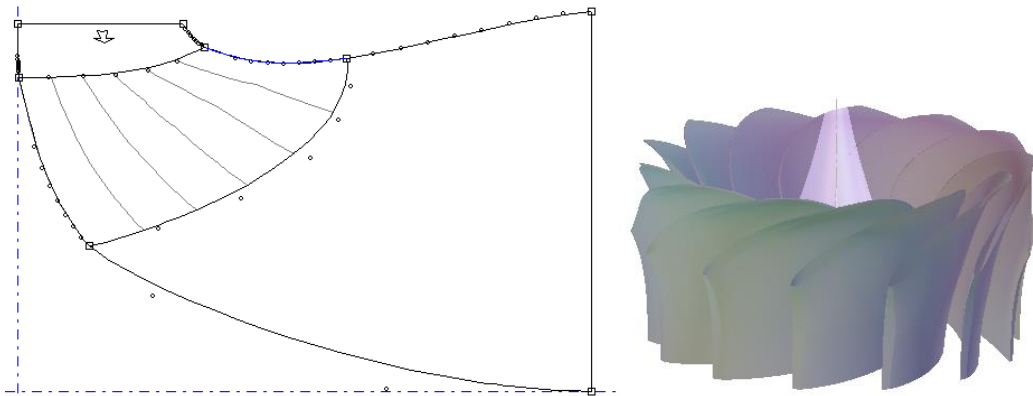


Şekil 7.1. İlk çark için Bladegen yazılımında oluşturulan meridyenel profil

Kanat üzerindeki akım çizgilerinin açıları ve konumları değiştirilerek farklı kanat profilleri elde edilmiştir. Elde edilen farklı kanat profilleri için analizler gerçekleştirilerek çark verimindeki değişimler gözlemlenmiştir.

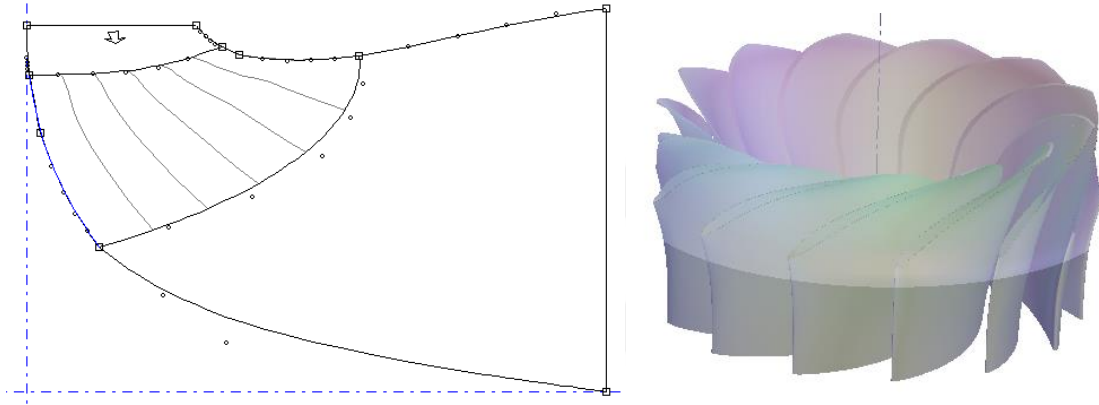


Şekil 7.2. Akım çizgilerinin açıları ve konumları değiştirilerek %87 verim elde edilen kanat meridyenel profili

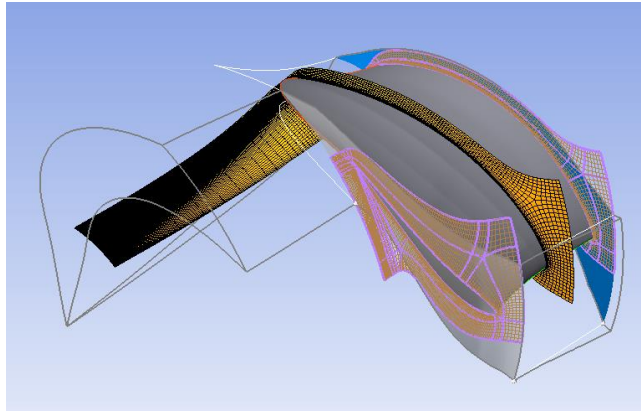


Şekil 7.3. Akım çizgilerinin açıları ve konumları değiştirilerek %89 verim elde edilen kanat meridyenel profili

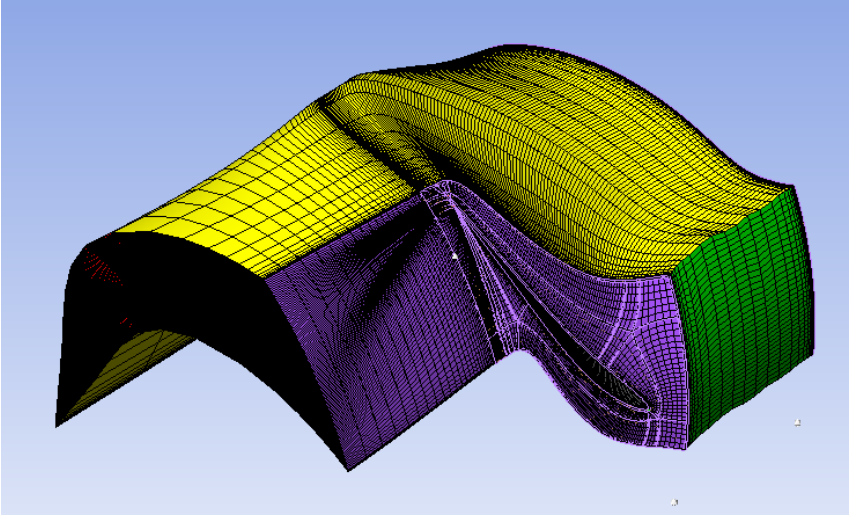
Elde edilen kanat profillerinde yapılan analizlerin sonrasında, kanat üzerindeki akış hacminin artmasının verime pozitif etkisinin olduğu görülmüştür. Kanat üzerindeki akım çizgilerine ait hücum açılarının artmasının da aynı şekilde verime pozitif etkisinin olduğu görülmüştür. Bu gözlemler sonucunda nihai kanat meridyenel profili oluşturulmuştur ve çark analizleri gerçekleştirilmiştir. %91,52 verim değerine sahip çark kanadı meridyenel profili elde edilmiştir. Oluşturulan Turbogrid yazılımındaki ağ yapısında toplam ağ sayısı 344 520 ve toplam eleman sayısı 318 500 olarak elde edilmiştir.



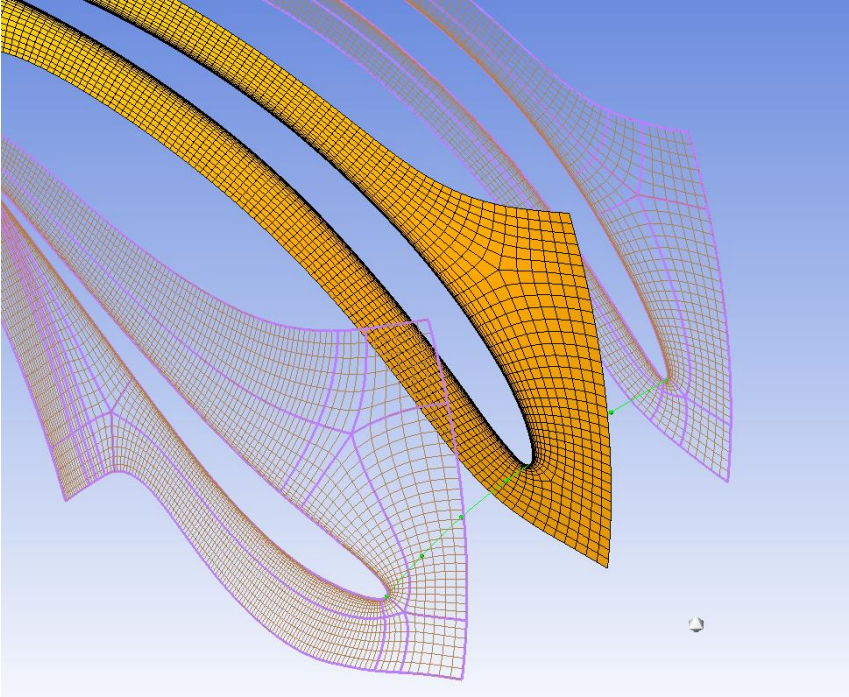
Şekil 7.4. %91,52 verim değerine sahip kanat meridyenel profili



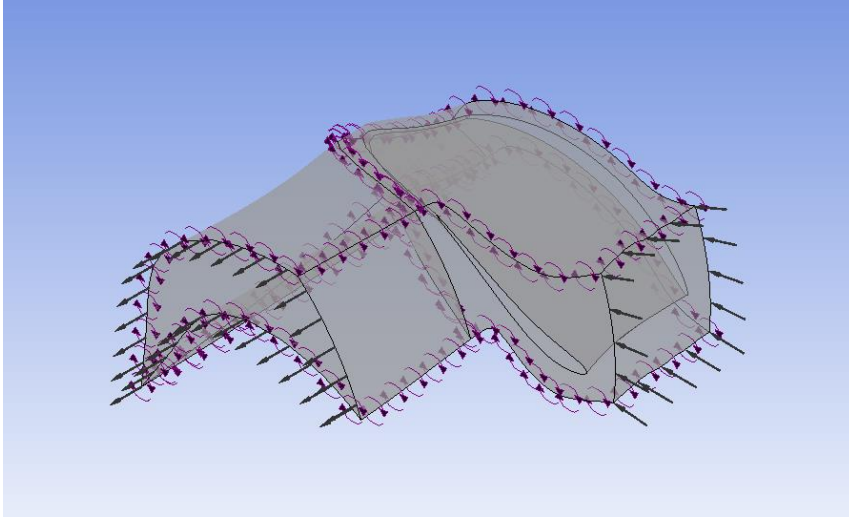
Şekil 7.5. %91,52 verim değerine sahip kanat meridyenel profili için ağ yapısı



Şekil 7.6. %91,52 verim değerine sahip kanat meridyenel profili için ağ yapısı



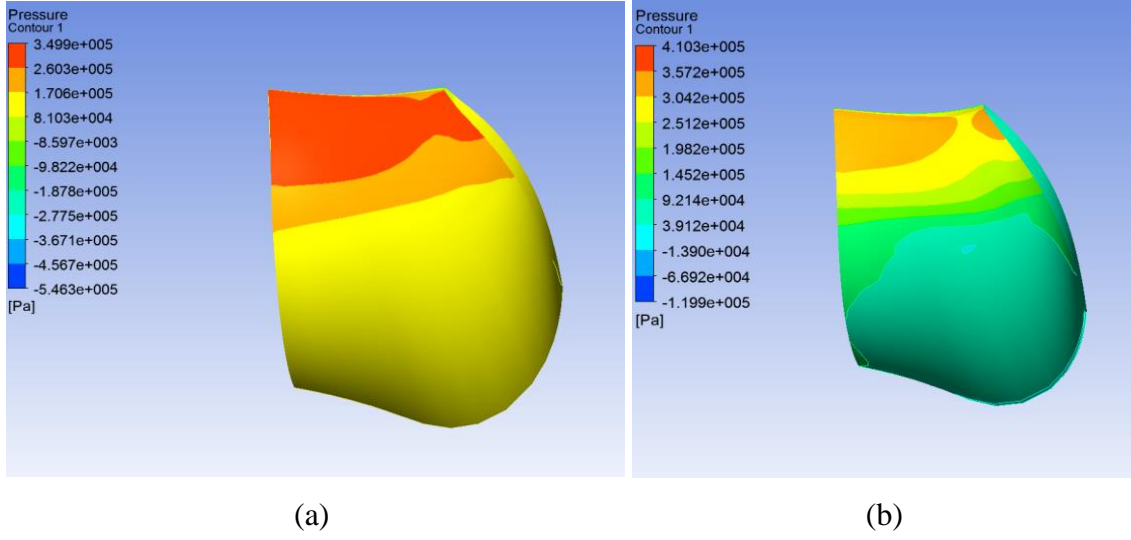
Şekil 7.7. %91,52 verim değerine sahip kanat meridyenel profili için ağ yapısı



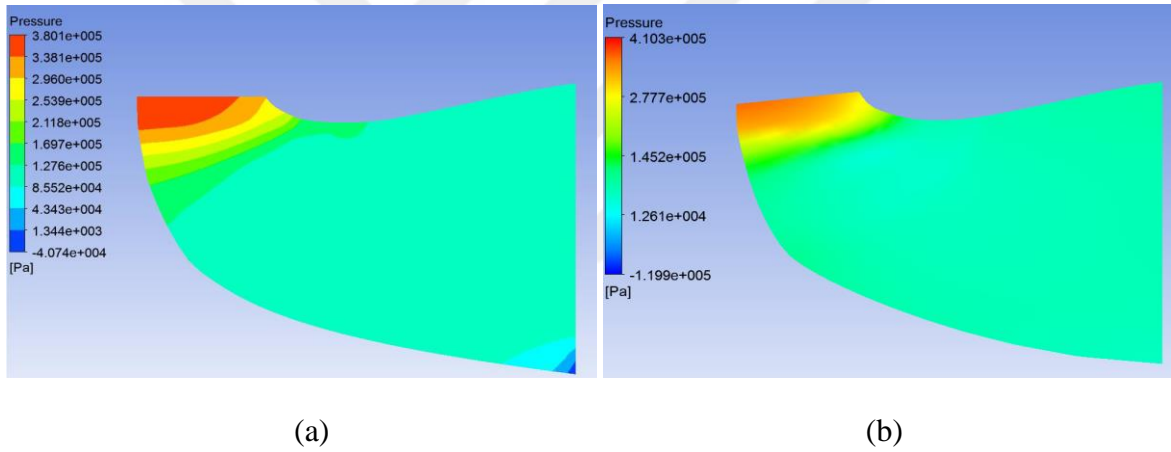
Şekil 7.8. Çark için CFX setup modeli

Oluşturulan ilk çark ile %91,52 verim elde edilen çarka ait basınç dağılımları karşılıklı olarak Şekil 7.9’da incelendiğinde kanat üzerindeki basıncın kademeli olarak azalmasının çark performansına pozitif yönde etkilerinin olduğu gözlemlenmiştir. Kanada ait meridyenel profillerdeki basınç dağılımı için Şekil 7.10 incelendiğinde de basınç değişiminin kademeli olarak azalmasının daha yüksek verim elde edilen çark için daha belirgin olduğu gözlemlenmiştir.

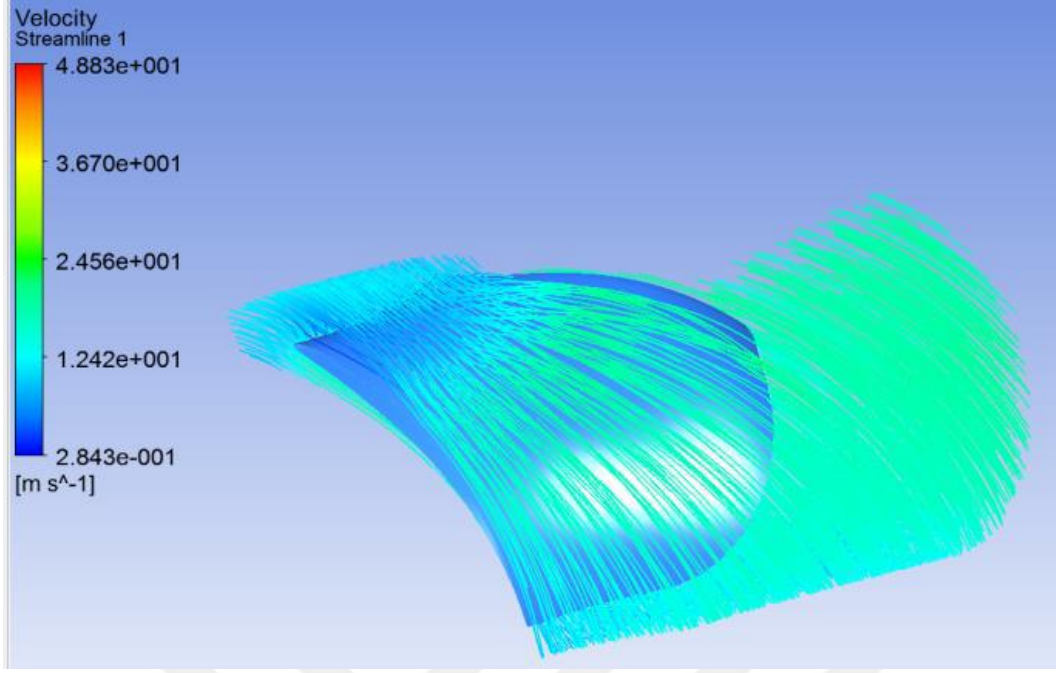
%91,52 verim elde edilen çark kanadı için kanat üzerindeki yük dağılımı incelendiğinde kanadın ön ucundaki basıncın düzgün bir dağılım elde ettiği görülmektedir. Kanat üzerindeki hız vektörlerinde sapma olmadığı Şekil 7.11 ve 7.12’de görülmüştür. Kanat üzerindeki basınç çizgileri incelendiğinde akışkanın kanat üzerinde uniform bir şekilde dağıldığı ve akışta herhangi bir kopmanın olmadığı görülmektedir.



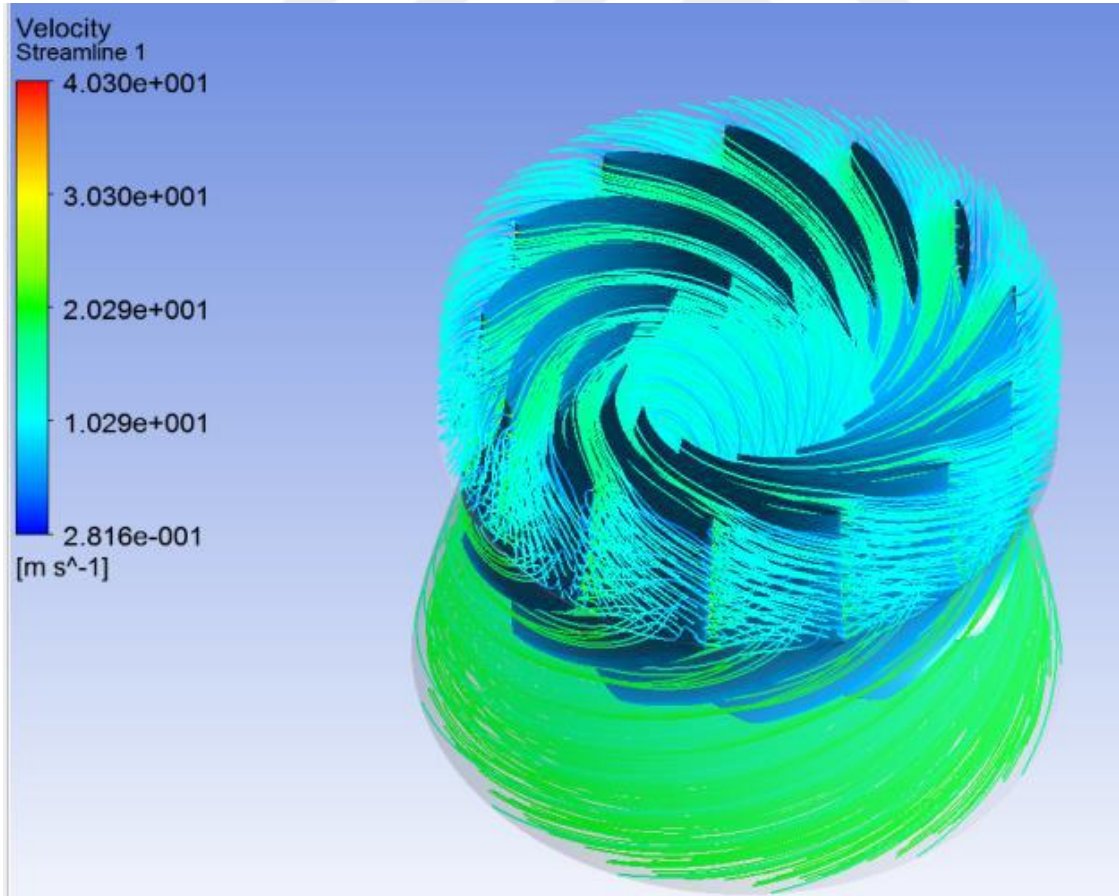
Şekil 7.9. Çark kanadı basınç dağılımı a) %91,52 verim b) %86,6 verim



Şekil 7.10. Çark kanadı meridyenel profilindeki basınç dağılımı a) %91,52 verim b) %86,6 verim



Şekil 7.11. Kanat yüzeyindeki akış dağılımı

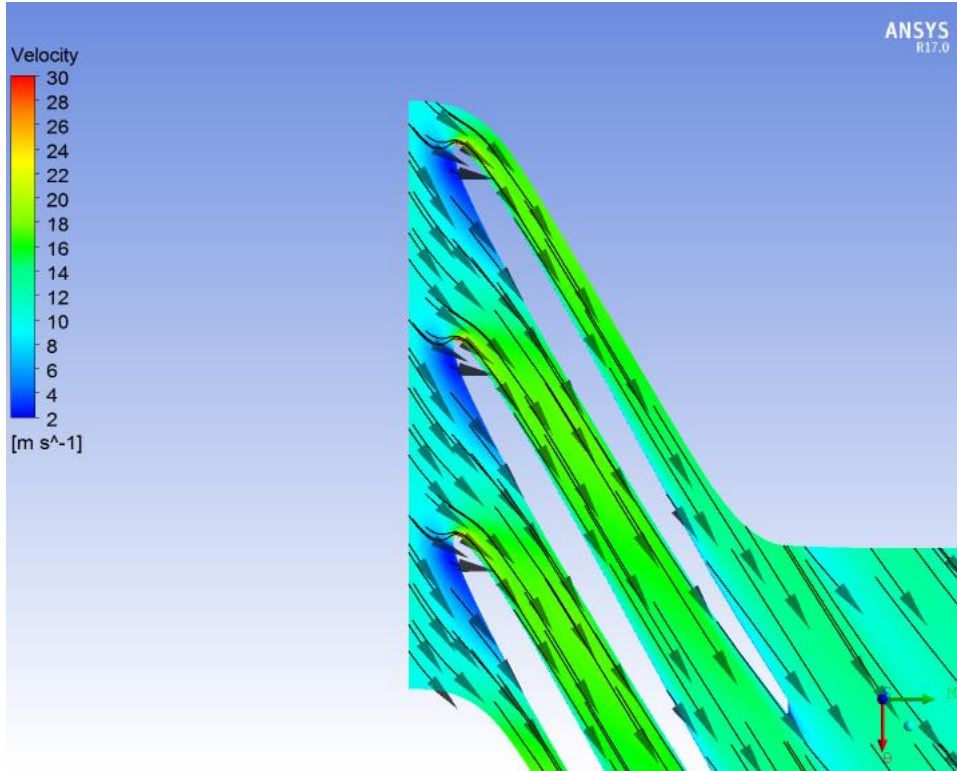


Şekil 7.12. Çark akış dağılımı

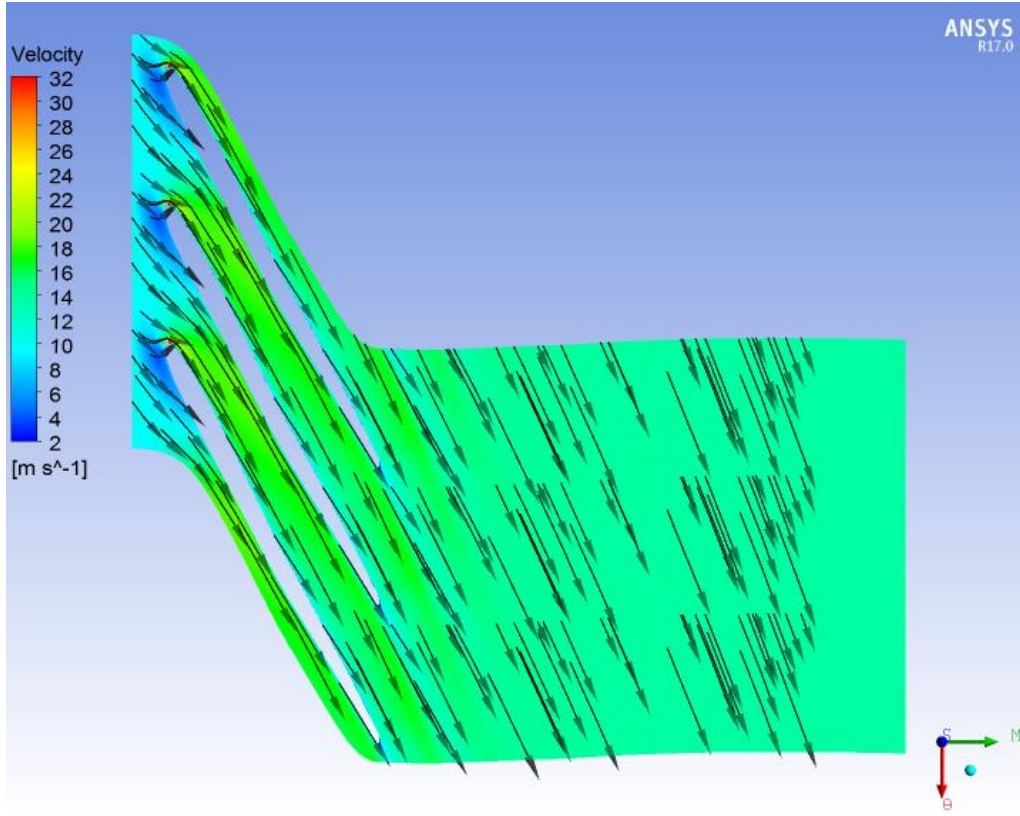
Çizelge 7.1. Çark Analiz Performans Sonuçları

Dönme Hızı	157,08 (rad/s)
Akış Hacmi	0,40(m <sup>3</sup> /s)
Düşü(LE-TE)	38,3276(m)
Düşü(Giriş-Çıkış)	39,3806(m)
Akım Katsayısı	0,3206
Düşü Katsayısı(Giriş-Çıkış)	0,3919
Şaft Gücü	141 641 (W)
Güç Katsayısı	0,1150
Toplam Verim	91,5284

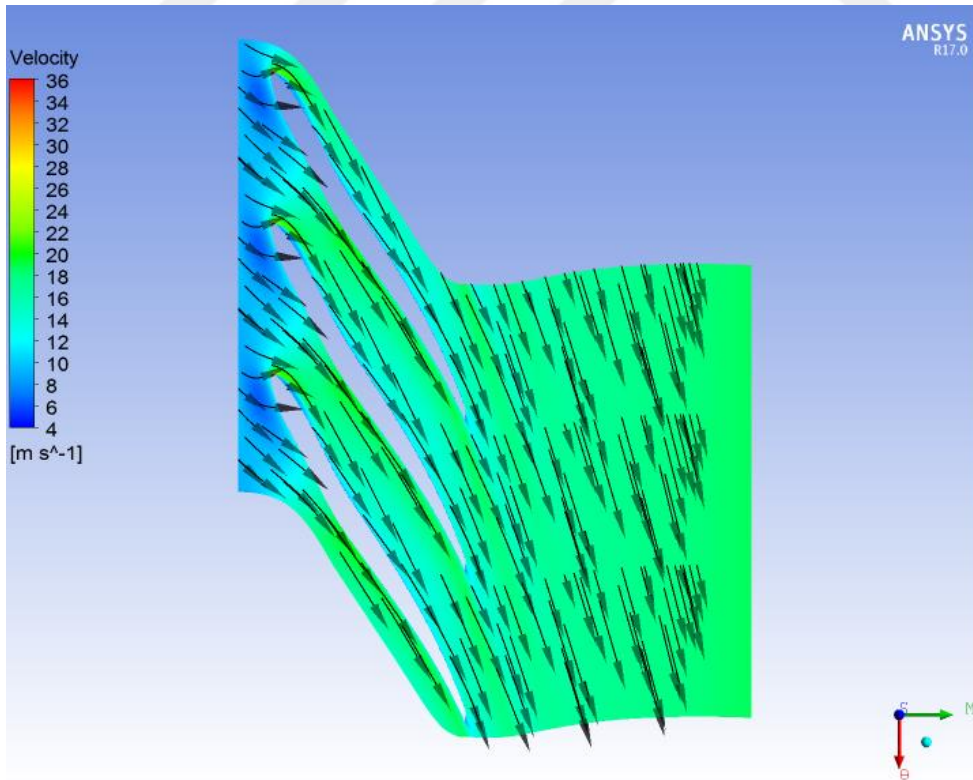
Şekil 7.13, 7.14 ve 7.15 incelendiğinde çark kanadı üzerindeki hız çizgilerinin sapma göstermeden kanadı takip ettiği görülmüştür. Hız vektörleri ile akışta kopma olmadığı anlaşılmaktadır.



Şekil 7.13. 0,20 katmanında hız vektörleri

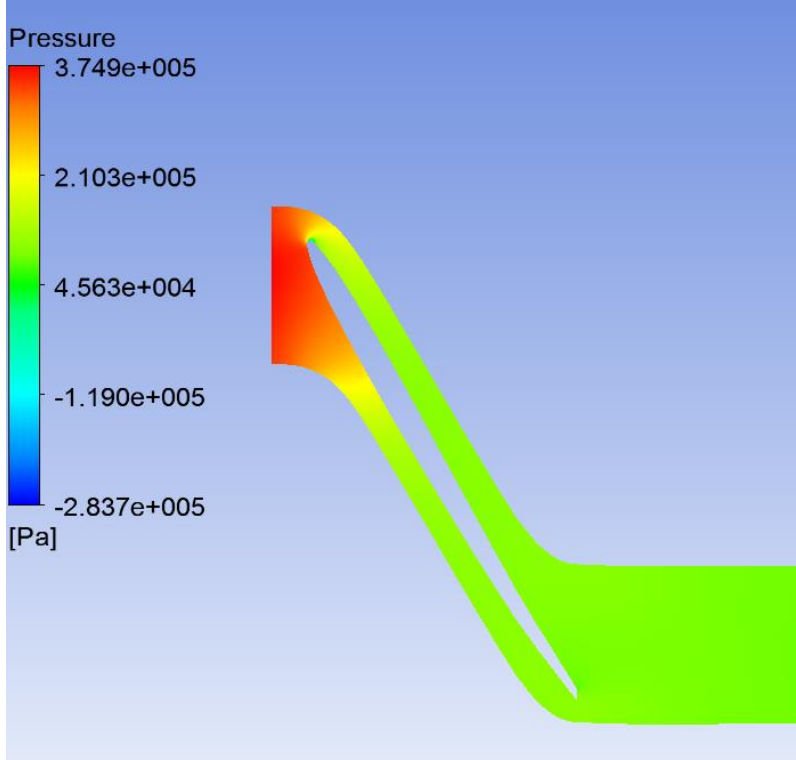


Şekil 7.14. 0,50 katmanında hız vektörleri

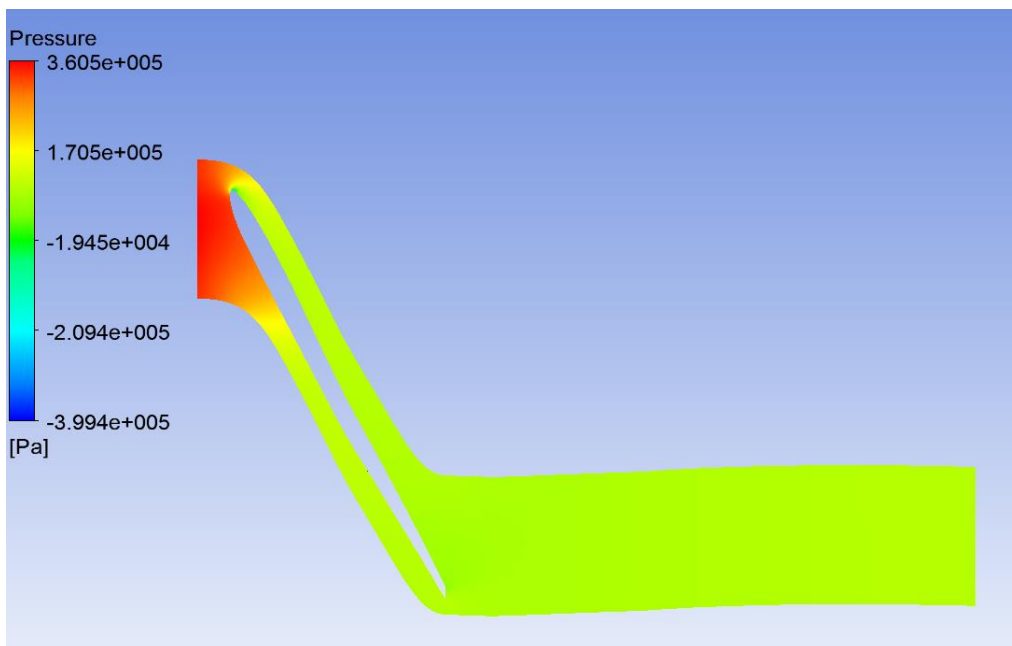


Şekil 7.15. 0,80 katmanında hız vektörleri

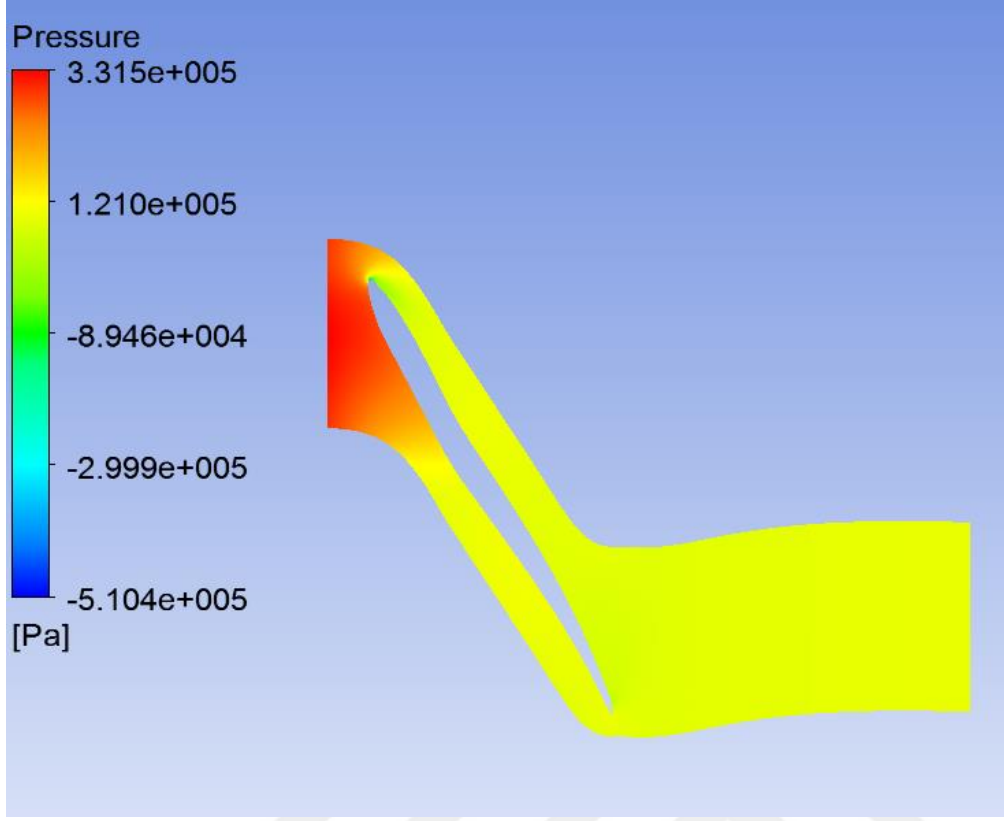
Şekil 7.16, 7.17 ve 7.18 incelendiğinde kanat üzerindeki toplam basıncın suyun enerjisini kaybetmesinden dolayı kademeli olarak azaldığı görülmektedir. Suyun kanat üzerindeki dağılımının uniform bir şekilde olduğunu basınç çizgilerinin paralelliği sayesinde görülmüştür.



Şekil 7.16. 0,20 katmanında basınç dağılımı

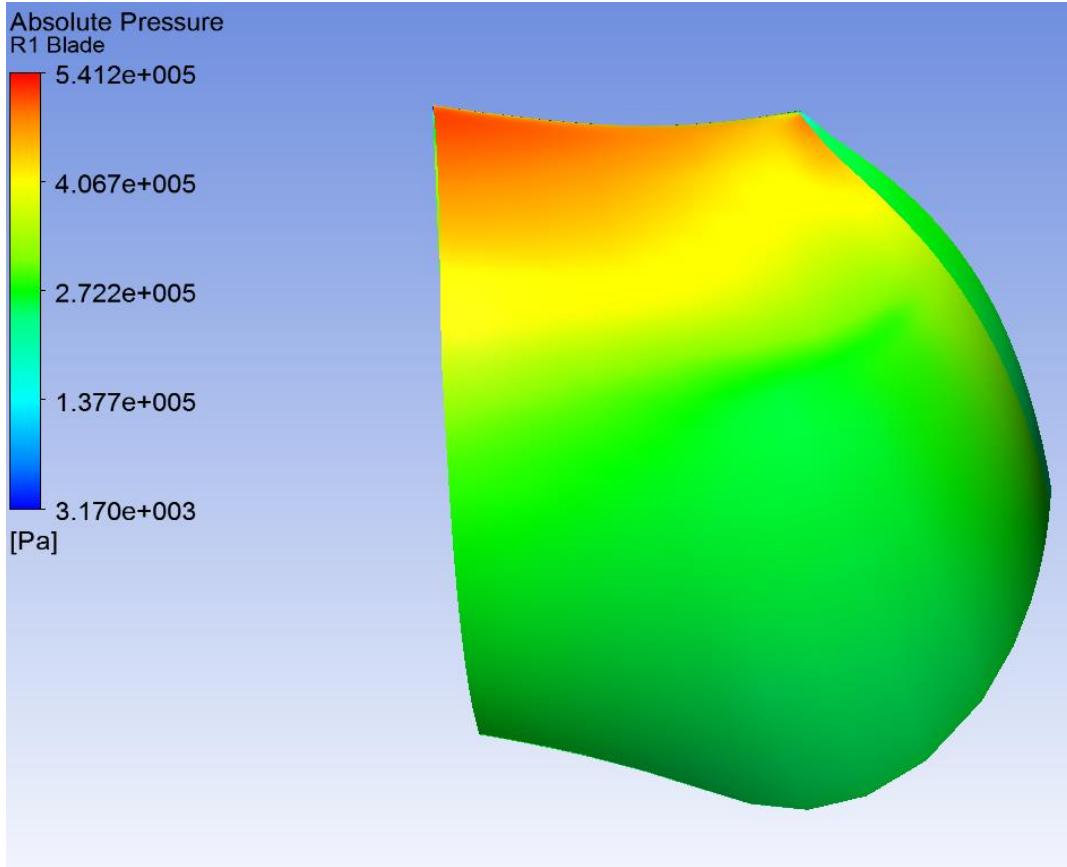


Şekil 7.17. 0,50 katmanında basınç dağılımı

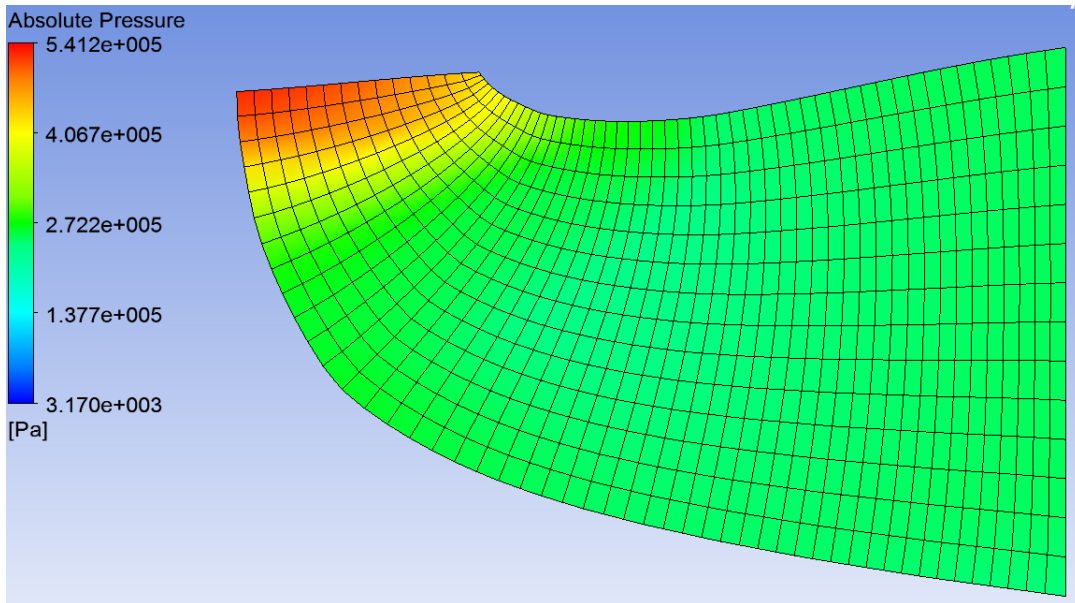


Şekil 7.18. 0,80 katmanında basınç dağılımı

Çark tasarımında kanat üzerinde oluşan kavitasyon bölgeleri de incelenmesi gereken hususlardandır. Bu çalışmada kavitasyon kontrolü mutlak basınç üzerinden incelenmiştir. 25°C'deki suyun buharlaşma mutlak basıncı 3170 Pa'dır. Çark kanadı üzerinde mutlak basınç değerinin altına düşen bölgeler kavitasyon oluşumunun mümkün olabileceği bölgelerdir. Kanat üzerindeki mutlak basınç görselleri Şekil 7.19 ve 7.20'de incelendiğinde çark kanadı üzerinde kavitasyona neden olabilecek bir bölge tespit edilmemiştir.



Şekil 7.19. Çark tekil kanadı üzerindeki mutlak basınç dağılımı ve kavitasyon kontrolü

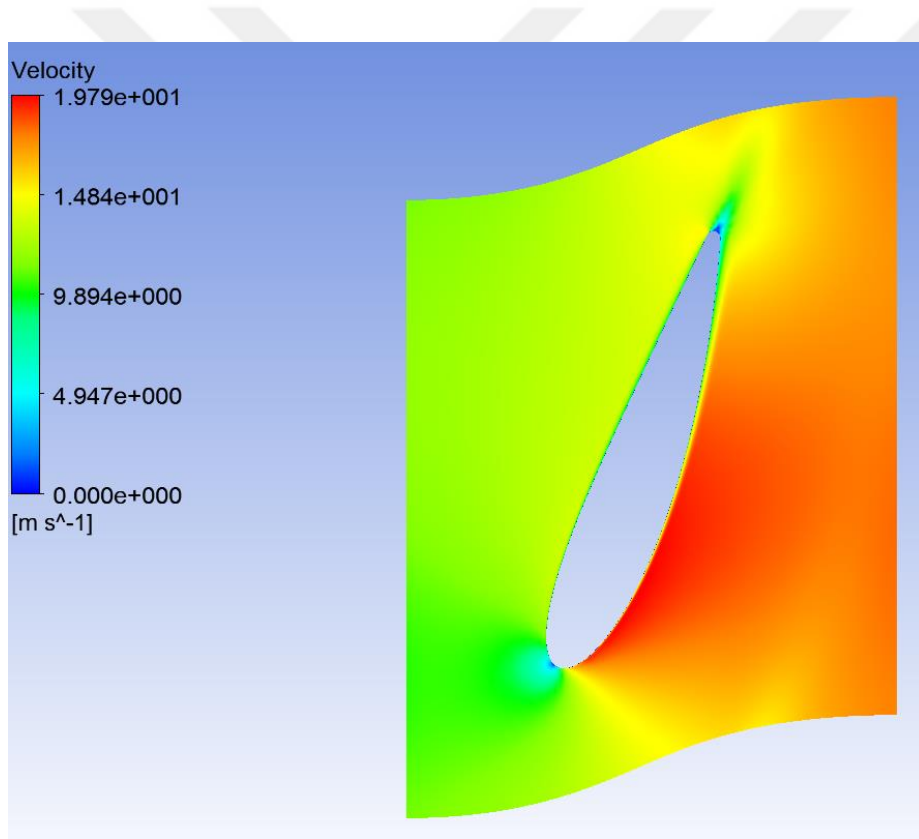


Şekil 7.20. Tekil kanat merdienenel profili üzerindeki mutlak basınç dağılımı ve kavitasyon kontrolü

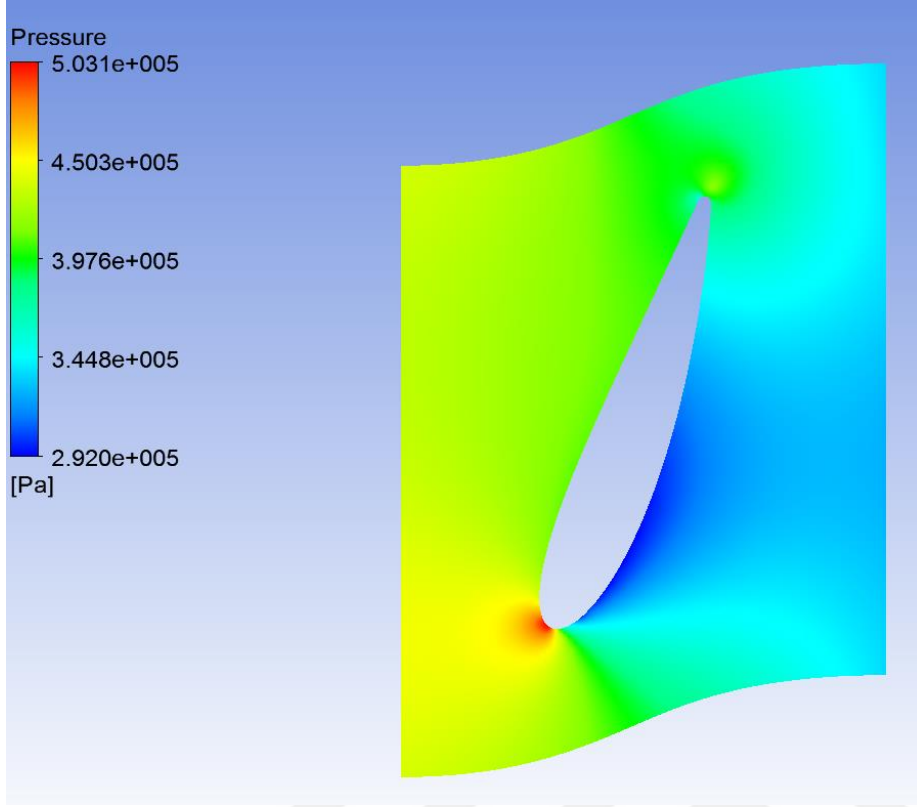
## 7.2. Ayar Kanadı Analizleri

Ayar kanatları sistemdeki debi kontrolünü sağlayan parçalardır. Optimum ayar kanat açısı ve boyutları ayar kanatları tasarımı bölümünde hesaplanmıştır. Optimum ayar kanat açısı, türbin çarkına belirlenen debiyi ve uygun su giriş açısını ayarlamayı sağlar.

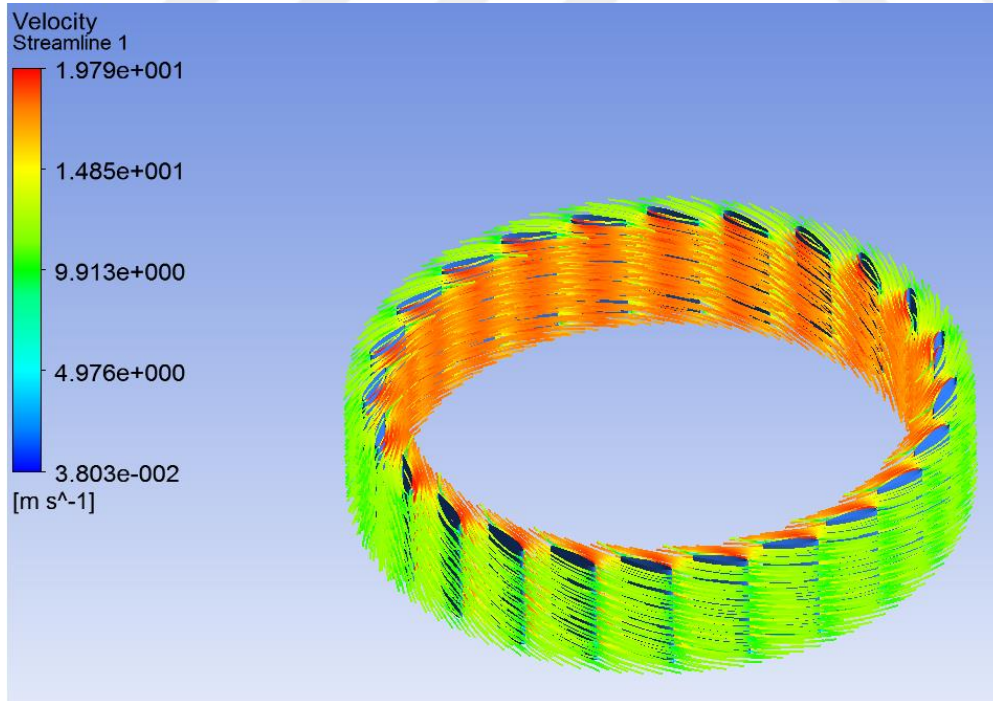
Ayar kanat analizleri incelendiğinde, akış çizgilerinin kanadı takip ettiği görülmektedir. Herhangi bir kopma veya sapma durumu tespit edilmemiştir. Şekil 7.21, 7.22 ve 7.23 incelendiğinde ayar kanadı boyunca hızın sürekli olarak arttığı ve basıncın kademeli olarak azaldığı görülmektedir.



Şekil 7.21. Ayar kanadı hız dağılımı

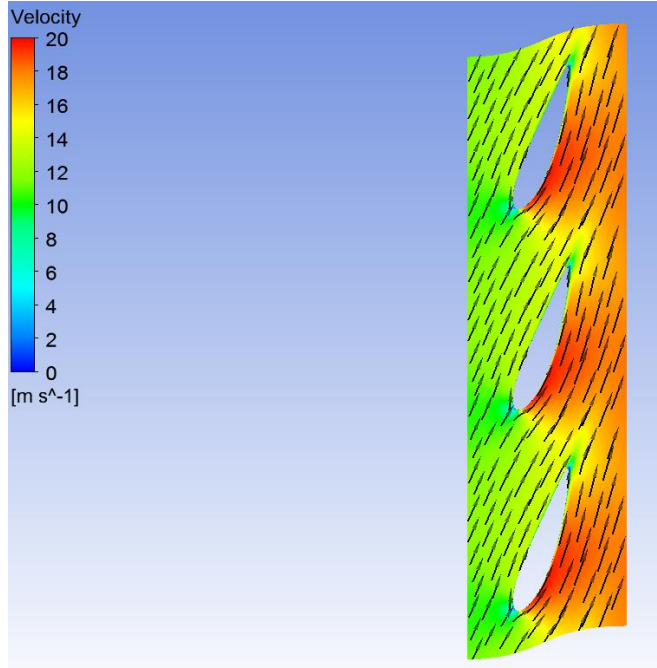


Şekil 7.22. Ayar kanadı basınç dağılımı

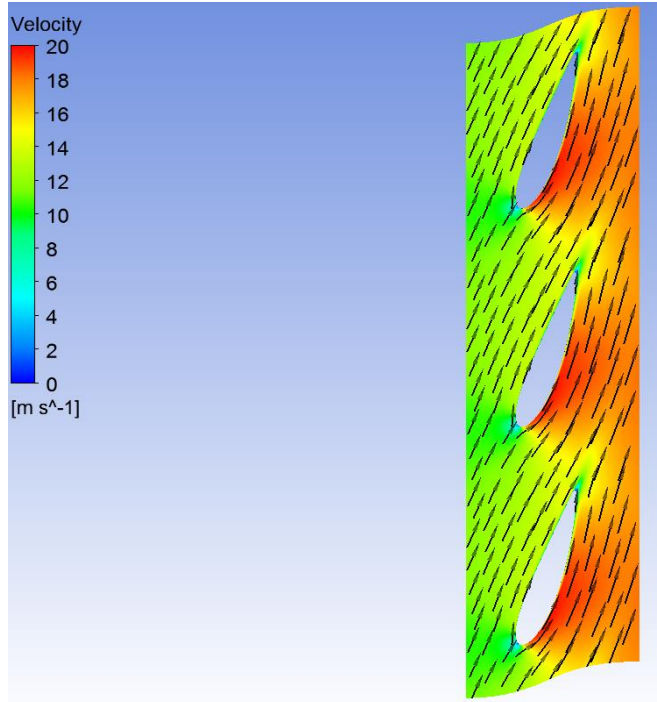


Şekil 7.23. Ayar kanatları hız dağılımı

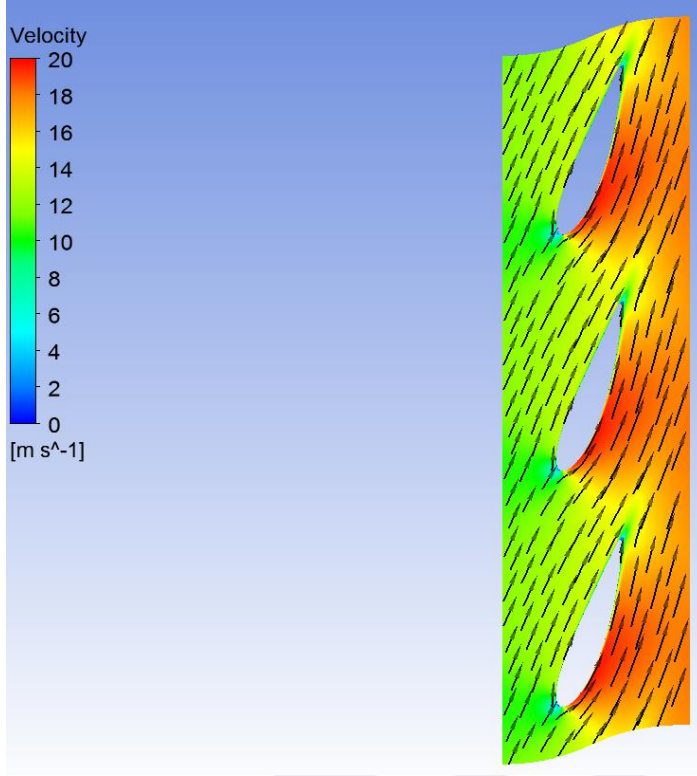
Şekil 7.24, 7.25 ve 7.26 incelendiğinde ayar kanadı boyunca basıncın düştüğü hızın sürekli olarak artması ile görülmüştür. Kanadın tüm katmanlarında hız vektörleri incelendiğinde akışın kanadı düzgün bir şekilde takip ettiği görülmüştür.



Şekil 7.24. Ayar kanatları arasında 0,20 katmanında hız dağılımı



Şekil 7.25. Ayar kanatları arasında 0,50 katmanında hız dağılımı

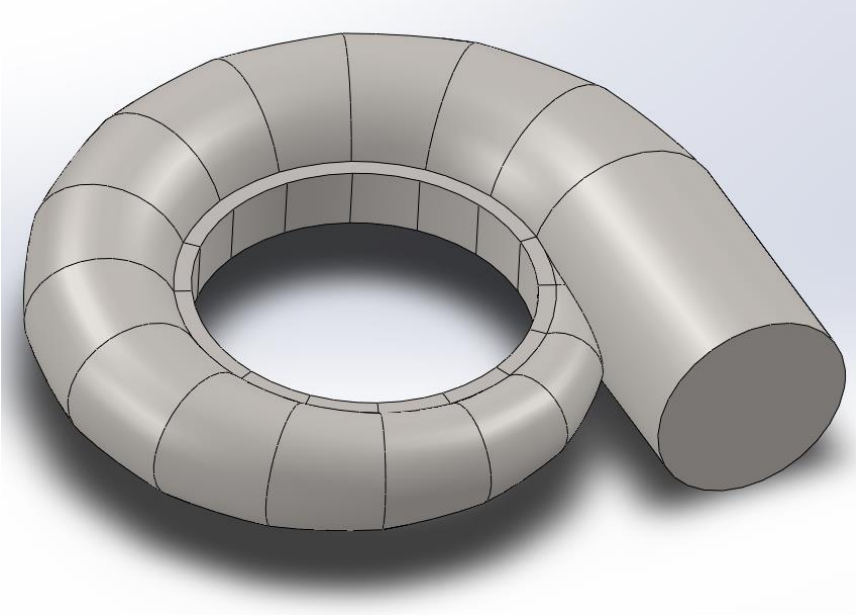


Şekil 7.26. Ayar kanatları arasında 0,80 katmanında hız dağılımı

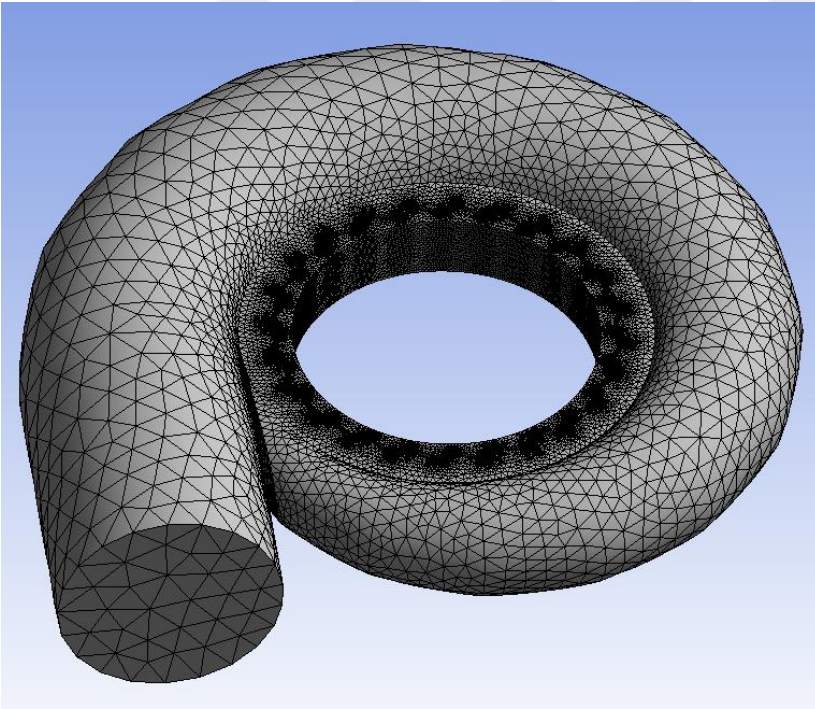
### 7.3. Salyangoz Analizleri

Salyangoz tasarımındaki amaç cebri borular ile gelen suyun salyangoz içerisinde uniform bir şekilde ilerlemesini sağlamak ve sabit kanatlar aracılığı ile ayar kanatlarına istenilen giriş açısında suyun buluşmasını sağlamaktır. Tasarlanan bu türbinde, sabit kanatlardan kaynaklı olarak oluşabilecek kayıpları minimize etmek ve türbin parçalarının boyutlarının küçük olmasından dolayı ve akışın türbin içerisinde hareketinin karmaşıklaşmasını engellemek için sabit kanatlar kullanılmamıştır. Bu nedenle salyangoz içerisindeki uniform akışın ilerlemesi ve ayar kanatları ile uygun giriş açısında buluşması analizlerde dikkat edilen nokta olmuştur.

Salyangozun katı modeli Solidworks katı model programında oluşturulmuştur. Tasarımda salyangoz 22,5°'lik 16 parçaya bölünmüştür. İmalat şartları da göz önüne alınarak salyangoz katı modeli Şekil 7.27'de görüldüğü gibi oluşturulmuştur.

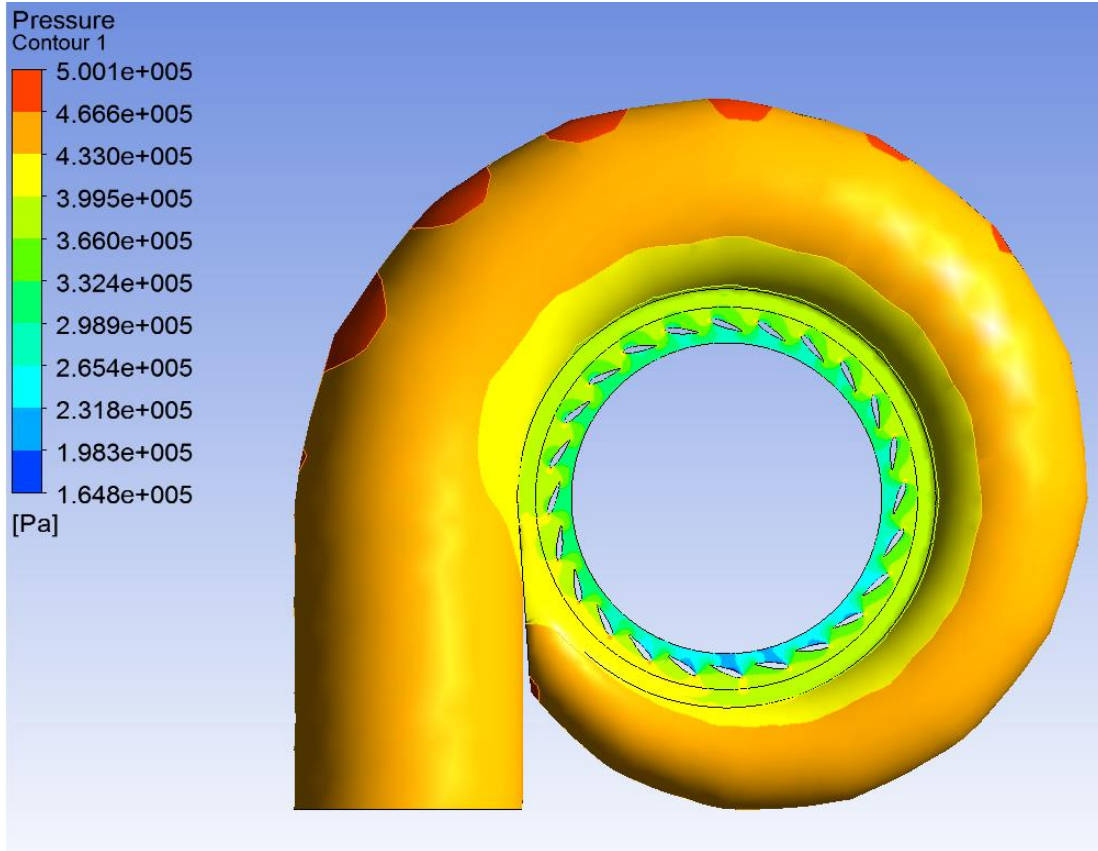


Şekil 7.27. Salyangoz katı modeli

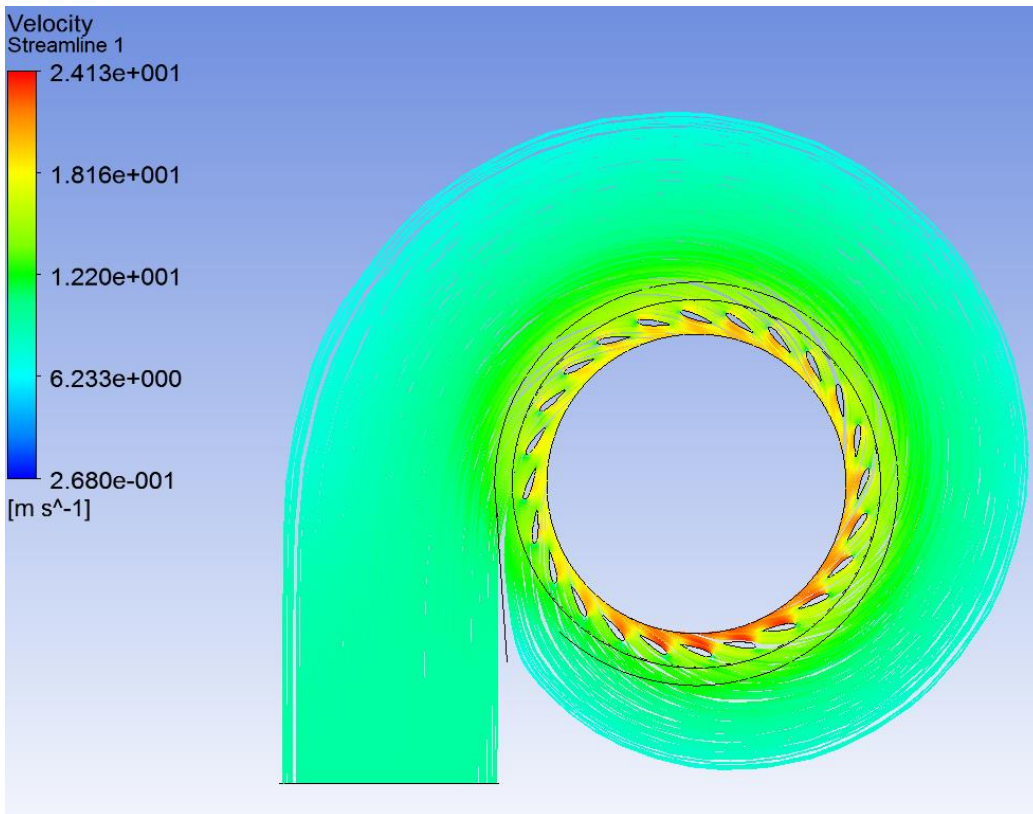


Şekil 7.28. Salyangoz ağ yapısı

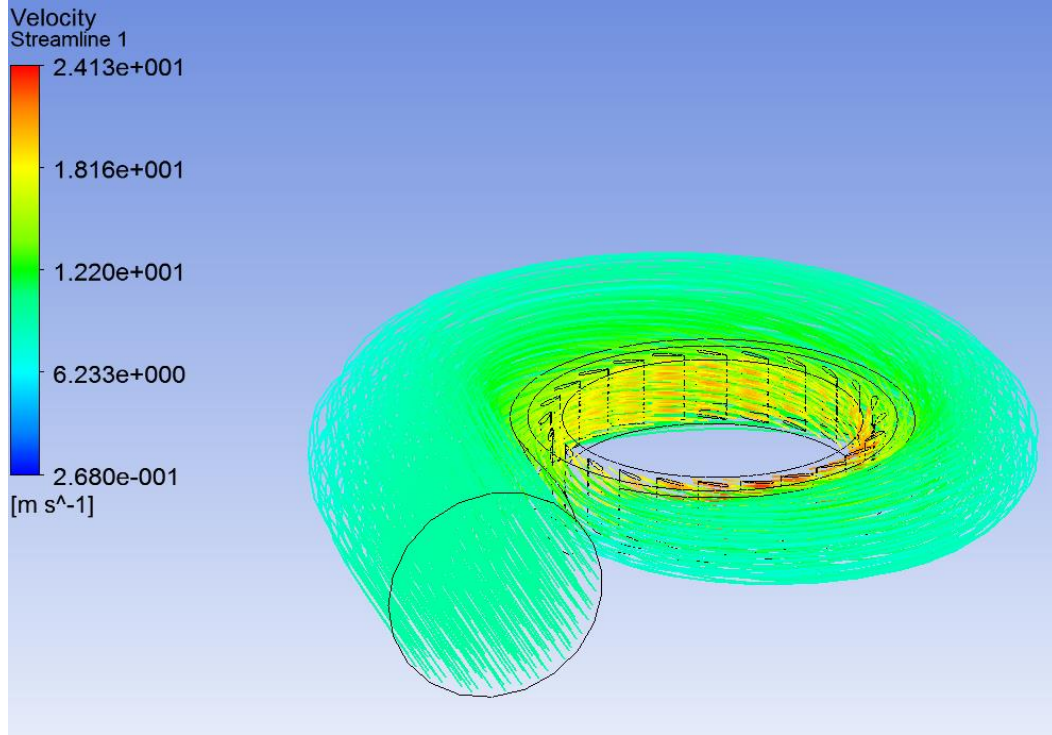
Analiz sonuçlarında salyangoz içerisindeki akış dağılımının uniform olduğu Şekil 7.30 ve 7.31’de görülmüştür. Salyangoz içerisindeki basınç dağılımının eşit oranlarla azaldığı Şekil 7.29’da görülmüştür. Bu nedenle salyangoz parçalarının birleşme köşelerinde basınç yığılmaları olduğu gözlemlenmiştir. Analizlerde salyangoz ile ayar kanatları beraber incelenmiştir. Basınç dağılımı ve akış çizgilerinin kontrolü iki türbin bileşeni için birlikte incelenmiştir.



Şekil 7.29. Salyangoz ve ayar kanatları basınç dağılımı



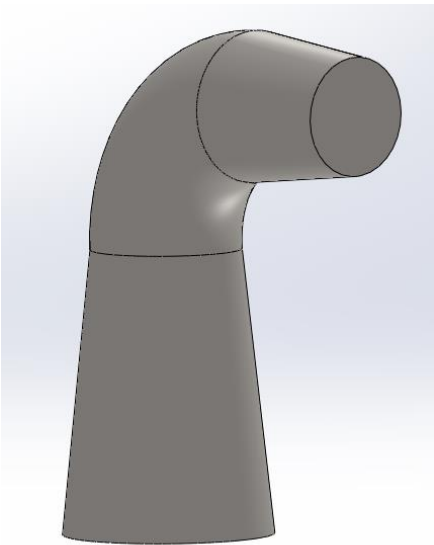
Şekil 7.30. Salyangoz ve ayar kanatları hız dağılımı



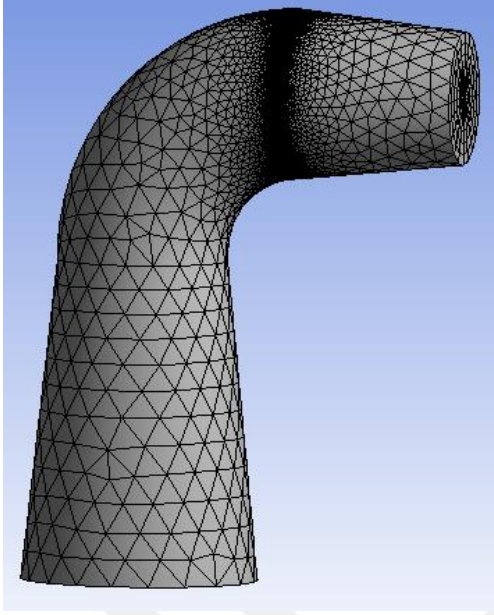
Şekil 7.31. Salyangoz ve ayar kanatları hız dağılımı

#### 7.4. Difüzör Analizleri

Difüzör tasarımı bölümünde geri kazanım oranından faydalanarak tasarımın nasıl gerçekleştirildiği anlatılmıştır. Tasarımı tamamlanan difüzörün katı modeli belirlenen parametrelere uygun bir şekilde Solidworks katı model yazılımı ile oluşturulmuştur.

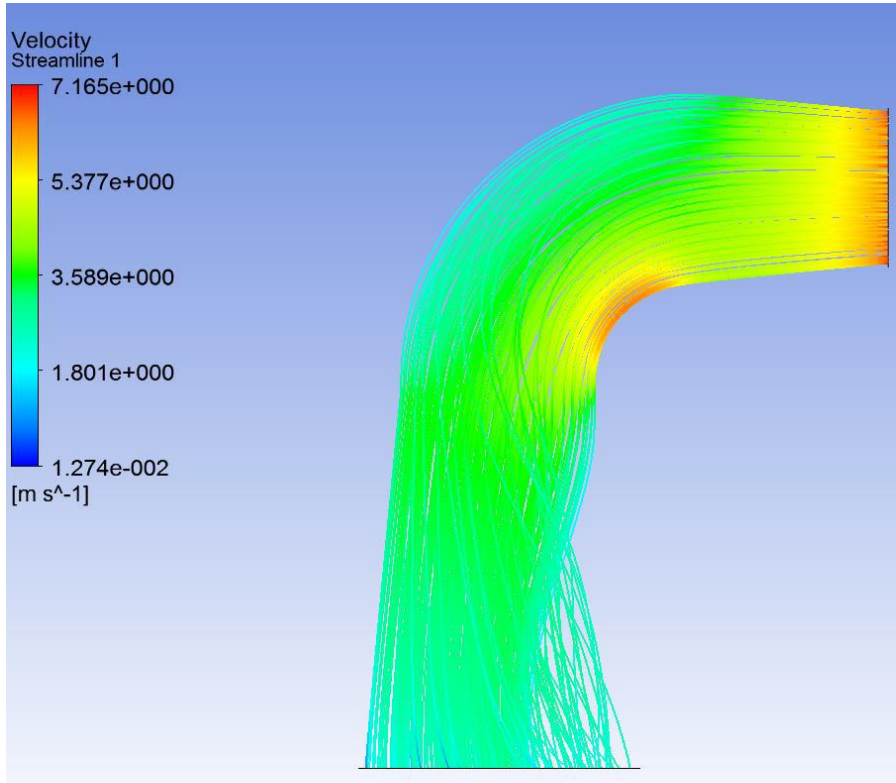


Şekil 7.32. Difüzör katı modeli

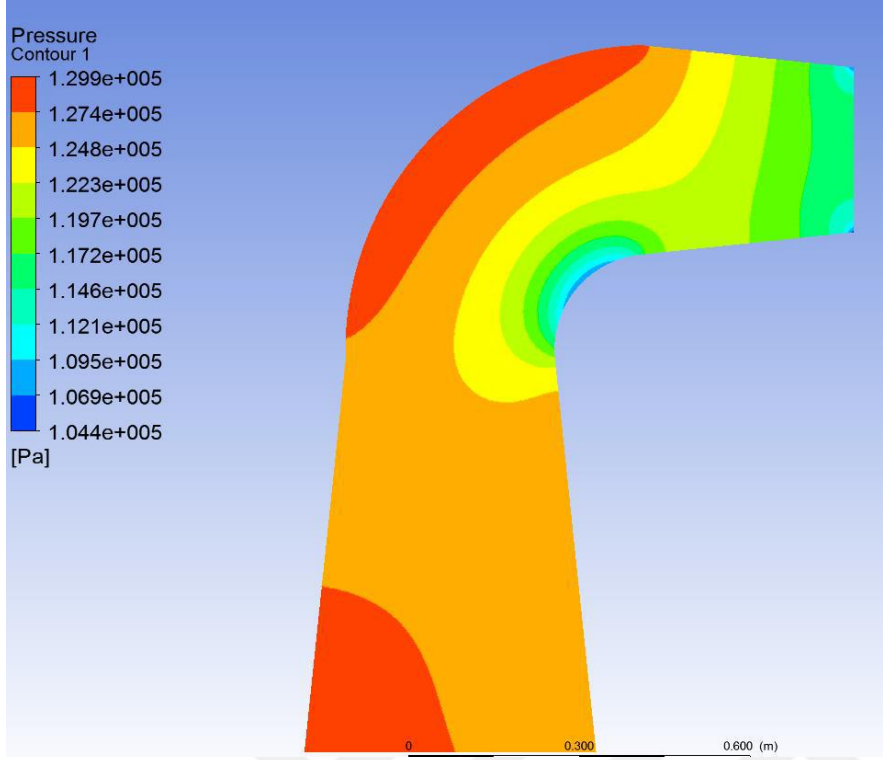


Şekil 7.33. Difüzör ağ yapısı

Analizlerde geri kazanım oranı ile beraber hız vektörlerinin dağılımı da incelenmiştir. Toplam basıncın akış yönünde azaldığı Şekil 7.35’de görülmüştür. Akışın difüzör kenarlarına yapıştığı ve sınır tabakası ayrışmalarının oluşmadığı Şekil 7.34’de görülmüştür.



Şekil 7.34. Difüzör hız dağılımı



Şekil 7.35. Difüzör basınç dağılımı

## 7.5. Türbin Analizleri

Türbin bileşenlerinin analizleri tamamlandıktan sonra ağ yapısı oluşturulmuş bileşenlerin montajı yapılmıştır ve tüm türbin için analizler gerçekleştirilmiştir. Analizde kullanılan ağ yapısı, ayarlar ve sınır şartları aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir.

Çizelge 7.2. Tüm türbin analizleri için oluşturulan ağ yapısı

Bileşen	Ağ Sayısı	Eleman Sayısı	Dört Yüzlü Eleman Sayısı	Altı Yüzlü Eleman Sayısı	Köşe Sayısı
Çark	4 791 150	4 538 456	-	4 538 456	-
Salyangoz ve Ayar Kanatları	559 796	3 049 956	3 049 956	-	-
Difüzör	121 227	344 316	179 336	-	164 950
Toplam	5 472 173	7 932 728	3 229 322	4 538 456	164 950

Çizelge 7.3. Tüm türbin analizleri için kullanılan önemli sınır şartları

Türbülans Modeli	Duvar Kayması	Referans Basınç	Akışkan	Salyangoz Giriş Sınır Şartı	Difüzör Çıkış Sınır Şartı	Çark Dönme Hızı
k-ε modeli	Kaymaz Duvar	0 [Pa]	Su	493725 [Pa]	400 [kg/s]	1500 [d/dk]

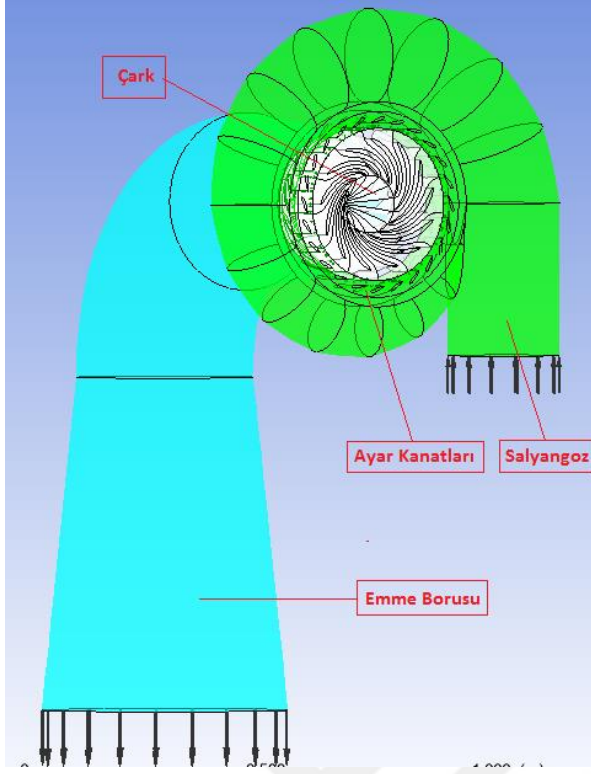
Çizelge 7.4. Tüm türbin analizleri için kullanılan etki alanları arasındaki ara yüzler

Bağlantı	Değişen Çerçeve Modeli
GGI	Donmuş Rotor

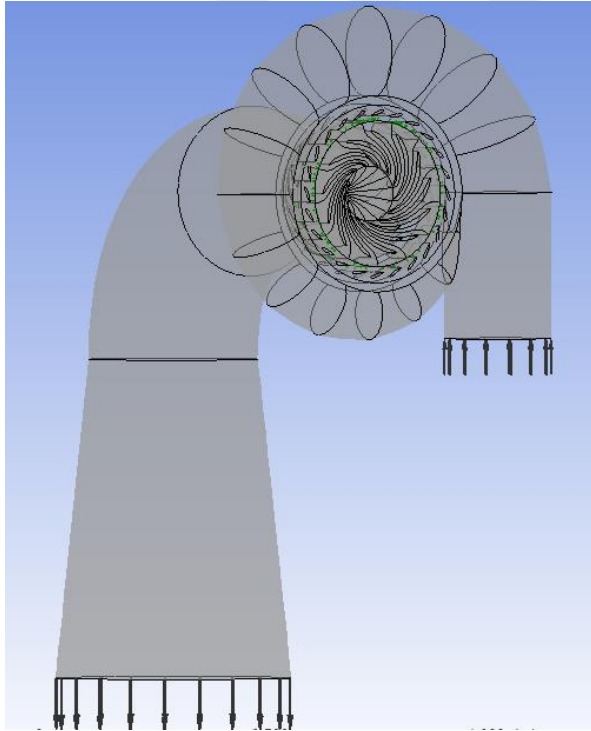
Çizelge 7.5. Tüm türbin analizleri için kullanılan çözüm şartları

Adveksiyon Şeması	Sayısal Türbülans	Yakınsama Hedefi	Yakınsama Tipi
Yüksek Çözünürlük	Yüksek Mertebe	10-6	RMS

Türbin bileşenlerinin CFX yazılımındaki montaj görünümü Şekil 7.36'da verilmiştir. CFX yazılımında oluşturulan sınır şartlarının türbin bileşenleri üzerindeki görünümü Şekil 7.37'de görülmektedir.



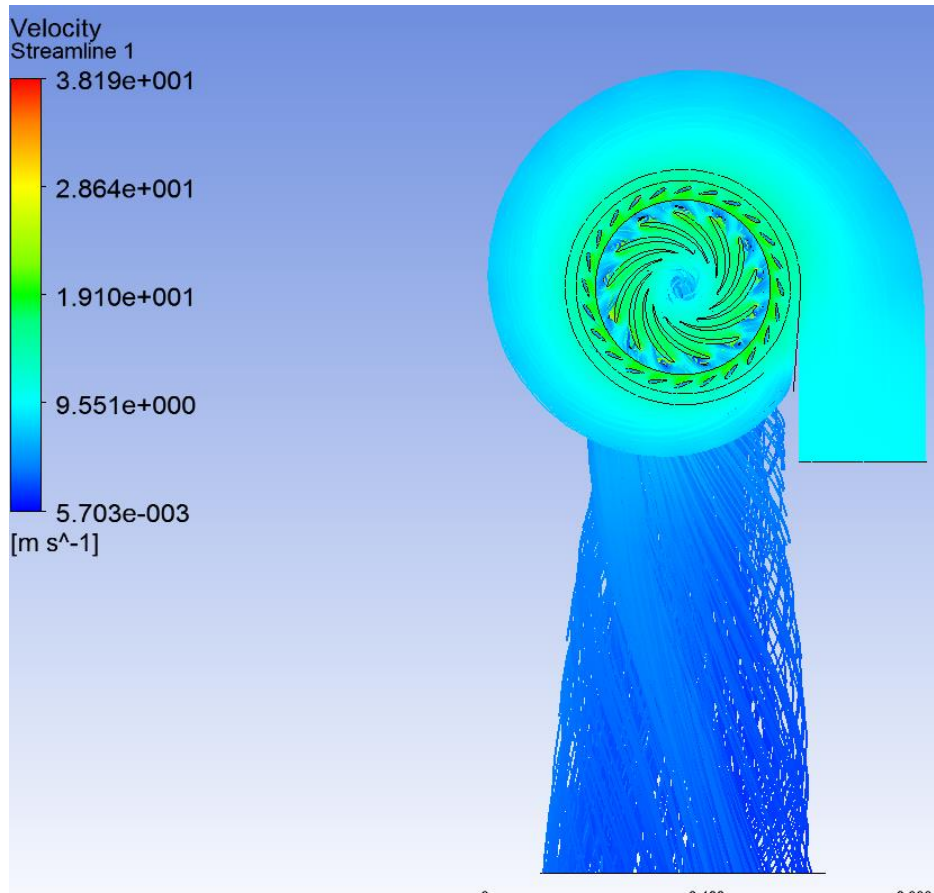
Şekil 7.36. Türbin montaj görünümü



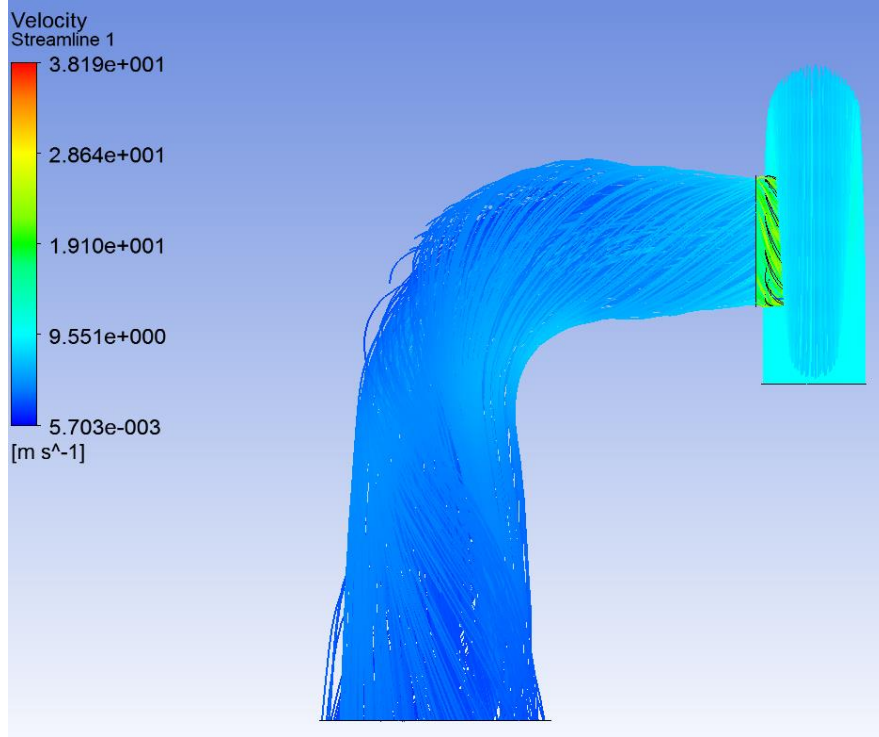
Şekil 7.37. Türbin HAD modeli

## 7.5. Sayısal Analiz Sonuçları

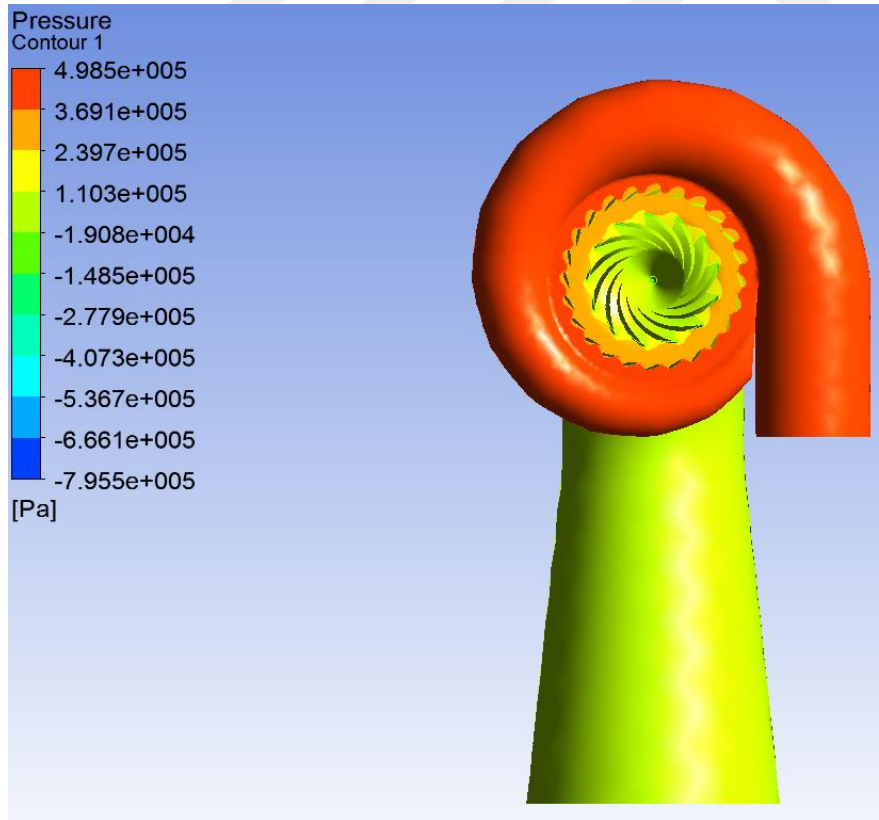
Yapılan HAD çalışmalarının sonuçları bu başlıkta sunulmuştur. Elde edilen sonuçlarda mutlak basınç, akış çizgileri gibi değerler de dikkatle incelenmiştir. Türbine ait sayısal analiz sonuçları incelendiğinde; akış çizgilerinin salyangoz girişinden başlayarak bozulma gerçekleşmeden türbin boyunca ilerlediği, salyangozdaki yüksek basıncın ayar kanatları ve çark bölgesine ilerledikçe kademeli olarak azaldığı, akış hızının kanadın çıkış tarafında giriş tarafına göre daha hızlı olduğu ve çark kanatları üzerindeki basınç dağılımının kademeli olarak azaldığı Şekil 7.38, 7.39 ve 7.40'da görülmektedir.



Şekil 7.38. Türbin akış hızı dağılımı önden görünüm



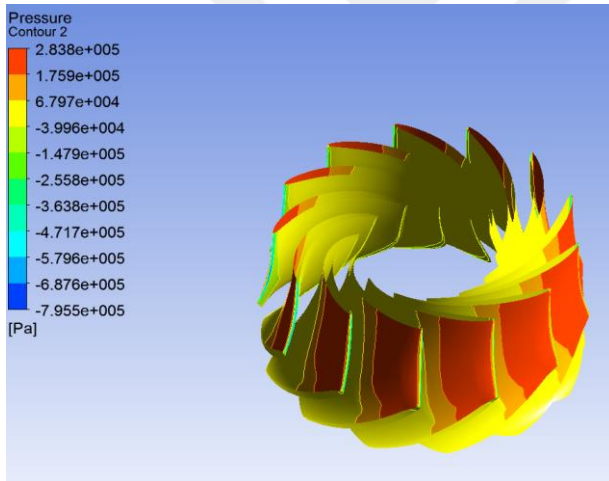
Şekil 7.39. Türbin akış hızı dağılımı soldan görünüm



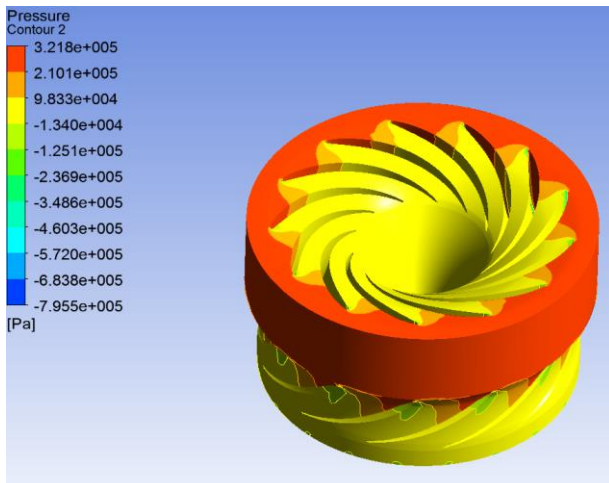
Şekil 7.40. Türbin basınç dağılımı önden görünüm

Çark kanadındaki basınç dağılımı Şekil 7.41 ve 7.42’de incelendiğinde meridyenel düzlemde kanadın basınç değişimi beklendiği gibi gerçekleşmiştir. Akışın hızı, çarka yaklaştıkça artmaktadır ve buna bağlı olarak basınç düşmüştür. Kanat üzerinde herhangi bir ayrılma olmadan akışın ilerlediği görülmüştür. Böylece akışkan momentum transferi artmakta akışkan gücü kanat aracılığı ile türbine aktarılabilmektedir. Akışın ayrılma olmadan ilerlemesi yüksek verim elde etmek için önemli bir kriterdir. Akışkanın potansiyel enerjisini doğru bir şekilde çarka aktarmak için akışın kanat üzerinde ayrılmadan ilerlemesi gerekir.

Çark üzerindeki akış çizgileri incelendiğinde kanadın çıkış tarafındaki hızın giriş tarafından daha hızlı olduğu görülmektedir. Basıncın kademeli düşmesinin sonucu olarak girişten çıkışa hız dağılımının düzgün bir şekilde geçiş yaptığı görülmektedir.

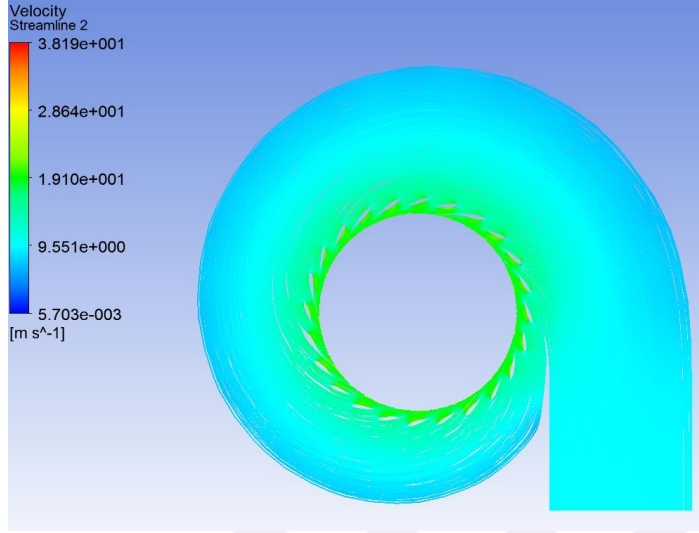


Şekil 7.41. Çark kanatları basınç dağılımı

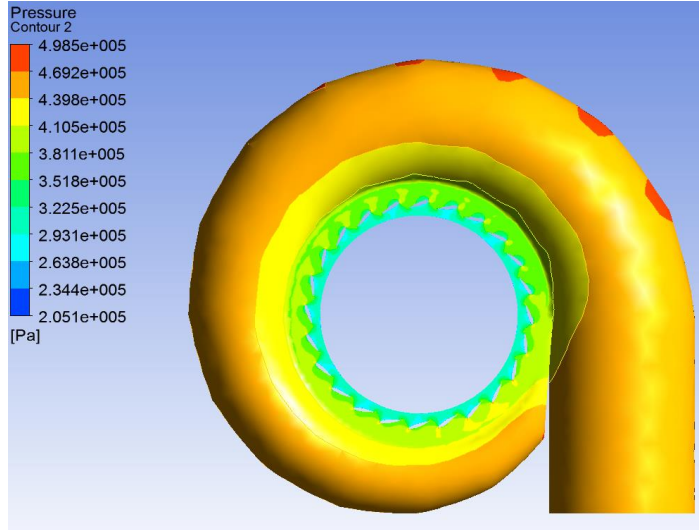


Şekil 7.42. Çark basınç dağılımı

Salyangoz içerisindeki akışkanın dağılımı Şekil 7.43’de görüldüğü gibi düzgün olarak gerçekleşmiştir. Suyun salyangozdan çıkışında ayar kanatlarına doğru düzgün bir şekilde dağıldığı görülmektedir. Akış ayar kanatları üzerinde kopmadan, girdap oluşumları meydana gelmeden çarka iletilmiştir. Salyangozda basınç dağılımının kademeli olarak ve düzgün bir şekilde değiştiği Şekil 7.44’de görülmektedir.



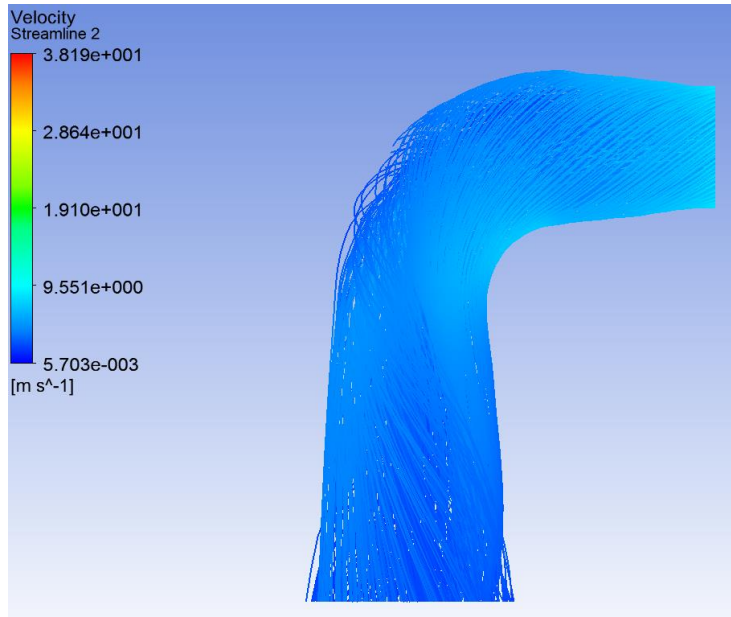
Şekil 7.43. Salyangoz ve ayar kanatları hız dağılımı



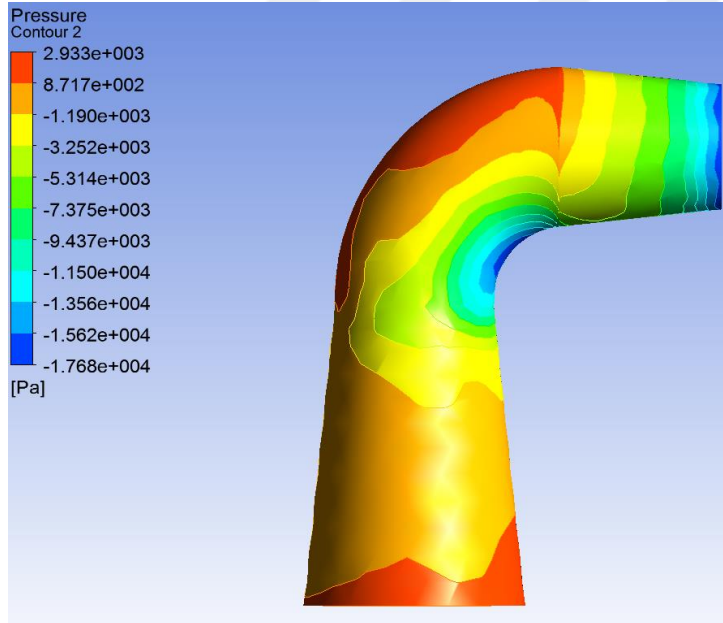
Şekil 7.44. Salyangoz ve ayar kanatları basınç dağılımı

Çarktan difüzöre geçen akışın difüzörün giriş kısmında girdap oluşturduğu Şekil 7.45’de görülmektedir. Oluşan bu girdap sayesinde akış, difüzör duvarlarına yapışmaktadır. Difüzörün girişinden çıkışına kadar basıncın kademeli bir şekilde arttığı Şekil 7.46’da görülmektedir. Basıncın kademeli olarak artışı, difüzörün tasarımı istenilen amacını yerine

getirdiğini göstermiştir.



Şekil 7.45. Difüzör hız dağılımı



Şekil 7.46. Difüzör basınç dağılımı

Çizelge 7.6. Türbin HAD analizleri verim sonucu

	Salyangoz ve Ayar Kanatları	Çark	Difüzör
Verim	0,9446	0,9152	0,8376
Toplam Verim	0,8989		



## 8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Ülkemizde ve dünyada enerjiye olan talep ve bu talebin karşılanmasında öz kaynakların en önemlilerinden biri olan yenilenebilir enerjinin kullanımı her geçen gün artmaya devam etmektedir. Hidroelektrik enerji, ülkemizde ve dünyada potansiyel olarak önemli bir kapasiteye sahip olan bir enerji türüdür. Ülkemizdeki pek çok HES'te kullanılan türbinlerin tasarımları, üretimleri ve rehabilitasyon çalışmaları yurt dışında yüksek maliyetler ile yapılmaktadır. Bu durum ülke ekonomisi için negatif katkıya neden olmaktadır. Hidrolik türbinlerin tasarımlarının yerli olarak gerçekleştirilebiliyor olması tasarımda olan dışa bağımlılığı azaltmak ve ülke ekonomisine pozitif katkı sağlayabilmek adına oldukça önemli bir konumdadır.

Bu çalışmada, Bovet yöntemine göre tasarlanan küçük ölçekli bir Francis türbinin HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve verim değeri incelenmiştir. Tasarım ve analizler sonucunda bir tasarım metodolojisi oluşturulmuştur. Bovet yöntemi çark tasarımı için deneysel bağıntıları kullanarak meridyenel düzlemde çark kanadı boyutlarını detaylı bir şekilde belirleyen bir yöntemdir. Bovet metodu ile kanat meridyenel profili elde edildikten sonra çark katı modeli oluşturulmuş ve çarkın verimliliğinin, basınç ve akış dağılımının, akış karakteristiklerinin hesaplanması için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Türbin çarkı, türbin bileşenleri arasında verimliliği etkileyen en önemli bileşendir. Günümüzde, HAD analizleri yüksek verimli çark tasarımı için pratik bir yöntem olarak kullanılmaktadır. HAD analizleri pratik yöntem olsa da, türbin üreticileri HAD analizlerini, model türbin testleri ile doğrulamak zorundadırlar. Model türbin testleri en güvenilir doğrulama yöntemidir. Ancak, doğru metodolojiler ile oluşturulmuş güvenilir HAD analiz sonuçları da günümüzde kullanılmaktadır.

Türbin bileşenlerinin tasarım süreci çok fazla yineleme isteyen bir süreçtir. Tüm bileşenler için optimum değerlere ulaşılan kadar tasarım süreci devam etmektedir. Bu tasarım çalışmasında türbinin tam yükte çalıştığı baz alınarak analizler gerçekleştirilmiş olup, analiz sonuçları tam yük koşuluna göre değerlendirilmiştir. Bu tez çalışmasında küçük ölçekli bir Francis türbini için tasarım çalışması gerçekleştirilmesinin nedeni, günümüzde içme suyu ve atık su kullanım hatları gibi isale hatlarından elektrik üretiminin öneminin

yaygınlaşmasından kaynaklanmaktadır. Ülkemizde önemli miktarda isale hattı olduğu ve bu hatlarda mini ve mikro HES'lerin kullanımının artmakta olduğu görülmektedir. İsale hatlarına kurulan HES'lerin yatırım maliyeti normal HES'lere göre oldukça düşük olup yatırımların geri dönüş sürelerinin de normal HES'lere göre çok daha kısa zamanda olduğu bilinmektedir. Ayrıca, isale hatlarında su debisinin yağış rejiminden çok fazla etkilenmeden tam kapasiteye yakın bir şekilde kullanıma sunulabilmesi de kullanılacak türbinlerin sürekli olarak tam kapasitede hizmet verebilmelerini sağlamaktadır.

Bu tez çalışması ile literatüre katkı olarak isale hatlarında kullanılabilen türbinlerden elektrik enerjisi üretilebileceği gösterilmiştir. Francis tipi türbinlerin küçük ölçekli tasarımları ile düşük düşü ve debi değerlerindeki performans sonuçları elde edilebileceği görülmüştür.

Türbin HAD analizlerinde görüldüğü üzere çark üzerinde basıncın kademeli olarak azaldığı görülmüş ve kavitasyon oluşumu basınç dağılımlarında gözlemlenmemiştir. Fakat, kavitasyon analizlerinin ayrıca gerçekleştirilerek elde edilen sonuçlara göre gerekli optimizasyon çalışmalarının yapılması türbin verimini ve performansını olumlu yönde etkileyecektir.

Tasarımdaki hedef verim ile analizler sonucunda elde edilen verimin birbirine yakın olması tasarım ve analizlerin doğruluğunu gösteriyor olsa da, oluşturulan metodolojinin doğruluğunu kesinleştirmek için model türbin testleri gerçekleştirilmeli ve bu testler doğrultusunda elde edilen verim değeri ile HAD analizleri sonucunda elde edilen verim değerleri karşılaştırılmalıdır. Gelecekteki çalışmalarda, kavitasyon kontrolü için analizler ve model türbin testleri gerçekleştirilmelidir.

## KAYNAKLAR

1. İnternet: Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Web: <https://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Elektrik> Son Erişim Tarihi: 19.05.2019
2. İnternet: Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Web: <https://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Hidrolik> Son Erişim Tarihi: 19.05.2019
3. Pfleiderer, C., Petermann, H. (1964). *Strömungsmanmaschinen* (Fourth Edition). Germany: Springer-Verlag, 212-225.
4. İnternet: Çetiner, Ç., Hidroelektrik Enerji, Harran Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Web: [http://eng.harran.edu.tr/~ccetiner/hidro\\_elektrik\\_enerji\\_2.pdf](http://eng.harran.edu.tr/~ccetiner/hidro_elektrik_enerji_2.pdf) Son Erişim Tarihi: 19.05.2019
5. Thapar, O.D., (2002). *Modern hydroelectric engineering practice in India* (First Edition), India: Alternate Hydro Energy Center, 53-109
6. İnternet: Francis turbine Wikipedia Web: [https://en.wikipedia.org/wiki/Francis\\_turbine](https://en.wikipedia.org/wiki/Francis_turbine) Son Erişim Tarihi: 19.05.2019
7. Ergin, A. (1972). *Su makinaları ders notları* (İkinci Baskı). Türkiye: İTÜ Makina Fakültesi Ofset Atölyesi, 25-90.
8. Özgür, C. (1983). *Su makinaları dersleri* (İkinci Baskı). Türkiye: İTÜ Yayınları, 22-82.
9. Bovet, T. (1963). *Contribution to the study of Francis Turbine Runner Design*. ABD: Transaction ASME, 4-18.
10. Prasad, V., Khare, R., and Kumar, S. (2010). CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering, Science and Technology*, 2(8), 3824-3831.
11. Shukla, M.K., Jain, R., and Prasad V. (2011). Shukla S.N., CFD analysis of 3D flow for Francis turbine. *MIT International Journal of Mechanical Engineering*. 1(2), 93-100, ISSN 2230-7699.
12. Ruprecht, A., Heitele, M., and Helmrich, T. (2000). Numerical Simulation of a Complete Francis Turbine including unsteady rotor/stator interactions. *International Association for Hydro-Environment Engineering and Research Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*.
13. Jinwei, L., Yulin, W., Shuhong, L., and Yuliang Z. (2007). 3D unsteady turbulent simulation of the runaway transient of the Francis turbine, *ASME/JSME Fluids Engineering Conference*.
14. Prasad, V., Gahlot, V.K., and Krishnamachar, P. (2009). CFD approach for design optimization and validation for axial flow hydraulic turbine. *Indian Journal of Engineering & Materials Sciences*, (16), 229-236.

15. Neopane, H.P., Dahlhaug, O.G., and Thapa, B. (2007). Alternative design of a Francis turbine for sand laden water, *International Conference on Small Hydropower*, Hydropower Sri Lanka.
16. Wu, J., Shimmei, K., Tani, K., and Niikura, K., Sato, J. (2007). CFD-based design optimization for hydro turbines, *Journal of Fluids Engineering*, 129(2), 159-168.
17. Kawajiri, H., Enomoto, Y., and Kurosawa, S. (2010). Design optimization method for Francis turbine, *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*.
18. Obrovsky, J., Zouhar, J. (2014). Experiences with the hydraulic design of the high specific speed Francis turbine, *International Association for Hydro-Environment Engineering and Research Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, 22(1).
19. Kawajiri, H., Enomoto, Y., and Kurosawa, S. (2012). Design optimization of a high specific speed Francis turbine runner, *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*, 15(3).
20. Jain, S., Saini, R.P., and Kumar, A. (2010). CFD approach for prediction of efficiency of Francis turbine, *International Group for Hydraulic Efficiency Measurement*.
21. Huang, J., Swiderski, J., Ji, J., Tung, T., and Riley, M. (2006). Francis turbine upgrade for the Lushui generating station by using computational fluid dynamics - A case study, *Great Wall World Renewable Energy Forum*.
22. Odesola, I.F., Oriabre, J.I. (2013). Development of a 5kW Francis turbine runner using computation fluid dynamics, *African Journals*, 7(3), 30, 178-195.
23. Teran, L.A., Larrahondo, F.J., and Rodriguez, S.A. (2016). Performance improvement of a 500-kW Francis turbine based on CFD, *Renewable Energy*, (96), 977-992.
24. Čarija, Z., Mrša, Z., and Fućak, S. (2007). Validation of Francis water turbine CFD simulations, *Strojarstvo*, 50(1), 5-14, ISSN 0562-1887.
25. Laín, S., García, M., Quintero, B., and Orrego, S. (2010). CFD numerical simulations of Francis Turbines, *Revista Facultad de Ingeniería Antioquia*, (51), 31-40.
26. Miloş, T., Barglazan, M. (2004). CAD technique used to optimize the Francis runner design, *6<sup>th</sup> International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*, 125-130.
27. Wang, L. (2012). The optimal design based on CFD combined with CAD for turbine runner, *Journal of Software*, 7(8), 1721-1726.
28. İnternet: Çelik, F., Kavitasyon, Kavitasyonun Etkileri, Kavitasyonun Başlangıcı, Kavitasyon Kontrolü, Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü  
Web: <http://www.yildiz.edu.tr/~fcelik/dersler/gemidirenci/PDF/9.%20Kavitasyon.pdf>  
Son Erişim Tarihi: 19.05.2019
29. Paulsen, B.J. (2012). *FSI-analysis of a Francis Turbine*, Master's Thesis, Norwegian University of Science and Technology Department of Energy and Process Engineering.

30. Escaler, X., Egusquiza, E., Farhat, M., Avellan, F., and Coussirat.M. (2006). Detection of cavitation in hydraulic turbines, *Mechanical System and Signal Processing*, (20), 983-1007.
31. İnternet: Subbarao, P.M.V., Francis turbine lesson notes, Indian Institute of Technology Delhi, Web: [http://web.iitd.ac.in/~pmvs/course\\_mel346.php](http://web.iitd.ac.in/~pmvs/course_mel346.php) Son Erişim Tarihi: 21.05.2019
32. *Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant*, European Small Hydropower Association – ESHA, 2004.
33. Krivchenko, G.I. (1986). *Hydraulic Machines: Turbines and Pumps* (First Edition). Russia: Mir Publishers, 82-135.
34. Rundhaug, K. (2014). *Development of new mechanical design of model turbines*, Master's Thesis, Norwegian University of Science and Technology Department of Energy and Process Engineering.
35. Okyay G. (2010). *Utilization of CFD tools in the design process of a Francis Turbine*, Master's Thesis, Middle East Technical University of Natural and Applied Sciences, Ankara.



## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : YONTAR, Hakan  
 Uyuğu : T.C.  
 Doğum tarihi ve yeri : 25.04.1991, Konya  
 Medeni hali : Bekar  
 Telefon : 0 (535) 774 49 24  
 e-mail : hknyontar@gmail.com



### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2014
Lise	Konya Anadolu Lisesi	2009

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2018- Halen	Milentek Enerji	Ar-Ge Mühendisi
2014- 2018	Yenmak Otomotiv	Ürün Geliştirme Müh.

### Yabancı Dil

İngilizce

### Yayınlar

1. Yontar H., Karaaslan S. ve Yücel N., (2019). Küçük Ölçekli Francis Türbini Tasarımı ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi, *Uluslararası Mühendislik ve Araştırma Dergisi*, (Baskıda).

### Hobiler

Yüzmek, Bateria Çalmak, Seyahat Etmek



*GAZİ GELECEKTİR..*