

**HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI YARDIMIYLA SU  
TÜRBİNİ ÇARKI TASARIMI VE ENİYİLEMESİ**

**FATMA AYANCIK**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ  
ANABİLİM DALI**

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEMMUZ 2014**

**ANKARA**

Fen Bilimleri Enstitü onayı

Prof. Dr. Osman Eroğul

Müdü

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

Doç. Dr. Murat Kadri Aktaş

Anabilim Dalı Başkanı

Fatma AYANCIK tarafından hazırlanan HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI YARDIMIYLA SU TÜRBİNİ ÇARKI TASARIMI VE ENİYİLEMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Selin ARADAĞ

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Erdem ACAR

Tez Yardımcı Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı Uslu

Üye : Dr. T. Kutay Çelebioğlu

Üye : Doç. Dr. Selin Aradağ

Üye : Doç. Dr. Erdem Acar

Üye : Yrd. Doç. Dr. Ekin Özgirgin

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Fatma AYANCIK

**Üniversitesi** : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi  
**Enstitüsü** : Fen Bilimleri  
**Anabilim Dalı** : Makine Mühendisliği  
**Tez Danışmanı** : Doç. Dr. Selin ARADAĞ  
**Tez Yardımcı Danışmanı** : Doç. Dr. Erdem ACAR  
**Tez Türü ve Tarihi** : Yüksek Lisans – Temmuz 2014

**Fatma AYANCIK**

## **HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YARDIMIYLA SU TÜRBİNİ ÇARKI TASARIMI VE ENİYİLEMESİ**

### **ÖZET**

Günümüzde kullanılan modern türbinler arasında, Francis tipi türbinler geniş debi ve düşü aralıkları içerisinde olmaları sebebiyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Francis tipi türbinler beş farklı bileşenden meydana gelmiş olup, en önemli bileşeni olan çark ve çarkın bağlı olduğu jeneratör yardımıyla enerjisini üretmektedir. Tüm bileşenler birbirine bağlı olup, türbinden elde edilen verimin en yüksek değerde olmasını sağlamak üzere tasarlanmaktadır. Bu bileşenlerin başında gelen çarkın boyutları; tasarım debisine, düşüye ve jeneratörün hızına bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Bu çalışmada, Francis tipi türbin çarkı için tasarım metodolojisi geliştirilmiş, bu metodoloji birden fazla çarka uygulanmıştır. Metodoloji, çarkın ilk boyutlarının belirlenmesi ile başlar ve hidrolik verimin en üst değerine çıkması için yapılan denemeler ile devam eder. Akabinde, bu yöntemle tasarlanmış bir çarkın tasarım sürecinde kaybedilen sürenin kısaltılması ve maksimum verimlilik değerine ulaşılmasını kolaylaştırmak amacıyla geometri eniyilemesi yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Francis türbini, çark tasarımı, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), eniyileme, deney tasarımı.

**University** : TOBB Economics and Technology University  
**Institute** : Institute of Natural and Applied Sciences  
**Science Programme** : Mechanical Engineering  
**Supervisor** : Assoc. Prof. Dr. Selin ARADAĞ  
**Co. Supervisor** : Assoc. Prof. Dr. Erdem ACAR  
**Degree Awarded and Date** : M.Sc. – July 2014

**Fatma AYANCIK**

**COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS AIDED DESIGN AND  
OPTIMIZATION OF HYDRO TURBINE RUNNER**

**ABSTRACT**

Francis type turbines are commonly used turbines within the other contemporary turbine types with their wide range of flow rate and head values. Francis type turbines are composed of five different components and they generate their energy with the help of runner and runner connected generator. All components of turbine are linked, and they are designed to maximize the turbine efficiency. The dimensions of the runner vary depending on the design discharge, head and the speed of the rotor of the generators. In this study, for Francis turbine runners, a design methodology is developed, and it is applied to more than one runner. The methodology starts with the definition of the initial dimensions of the runner and it continues with an iteration process to obtain maximum hydraulic efficiency. Subsequently, to reduce the wasted design process time while designing runner and to reach the maximum efficiency easily, metamodel based design optimization is performed.

**Key words:** Francis turbine, runner design, computational fluid dynamics (CFD), optimization, design explorer.

## TEŞEKKÜR

Akademik hayata ilk adımımı atmama, bu alanda ilerlememe tüm gücüyle yardımcı olan ve çalışmalarım boyunca beni yönlendiren değerli hocam Doç. Dr. Selin Aradağ' a içtenlikle teşekkür ederim.

Bilgi birikimi ve çalışma azmi ile bizleri alanımızda başarıya ulaştıran, bu süreç boyunca motivasyonumu her gün yüksek tutmaya çalışan değerli hocam Dr. Kutay Çelebioğlu' na ve çalışmalarım boyunca, her türlü desteğini üzerimden eksik etmeyen, gösterdiği yollar sayesinde sonuca ulaştığım değerli hocam Doç. Dr. Erdem Acar' a teşekkür ederim.

Birlikte çalışma fırsatı bulduğum proje arkadaşlarım Zeynep Aytaç, Ece Özkaya, Hasan Akın ve Berat Kavurmacı' ya yanımda oldukları, destekledikleri ve yardımları için teşekkür ederim.

Tez jürimde yer alan Yrd. Doç. Dr. Sıtkı Uslu' ya almış olduğum dersler boyunca öğrettikleri ve ayırdığı zaman için teşekkür ederim. Aynı zamanda vakit ayırıp jürimde yer aldığı için Yrd. Doç. Dr. Ekin Özgirgin' e teşekkür ederim.

Bana kıymetli anılarını anlatan, benim akademik alanda ilerlemem için uğraş veren, her gördüğü yerde beni öğütleriyle besleyen kıymetli hocam Prof. Dr. Sadık Kakaç' a teşekkür ederim.

Beni büyüten, hayatım boyunca yanımda olan, yaptığım iyi ya da kötü her olayda desteğini üzerimden çekmeyen, ailem oldukları kadar da arkadaşım da olan babam Arif Ayancık, annem Şahender Ayancık ve kardeşlerim Tuğçe ve Dilara Ayancık' a sonsuz teşekkür ederim.

Bana kocaman bir ailenin ne demek olduğunu her zaman hatırlatan, ikinci bir aile olan ve benim için gerekirse yaptıkları işlerden vazgeçip yanımda duran teyzelerim, dayım ve sahip oldukları Yılmaz, Suvar ve Panayırıcı ailelerine teşekkür ederim. Her yaptığım iyi şeyde gözünden yaşı eksik olmayan dedeme ve anneanneme ise ayrıca teşekkür ederim.

İlk tanıştığım ve son bırakacağım arkadaşım ve dostum olan Seda Çetinkaya' ya, annesi ve babasına bana kattıkları değerden dolayı teşekkür ederim.

Son olarak, her türlü sıkıntımı, sevincimi ve üzüntümü benimle yaşayan, sonsuz sabır ve destek sağlayan, olmasaydı başaramayacağım, eşim İsmail Soner Cinoğlu' na teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xii
KISALTMALAR	xv
SEMBOL LİSTESİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Literatür Taraması	2
1.1.1. Hidrolik Türbinler	2
1.1.1.1. Francis Tipi Türbinler	5
1.1.1.2. Francis Tipi Türbin Çarkı	7
1.1.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Uygulamaları	10
1.1.2.1.1. Su Türbini Çarkı Üzerinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Uygulamaları	11
1.1.3. Geometri Eniyilemesi	12
1.1.3.1. Çark Eniyilemesi	13
1.1.4. Hidrolik Türbin Test Merkezleri	14
1.2. Amaç ve Kapsam	17
1.3. Tez Planı	18
2. SAYISAL YÖNTEMLER	19
2.1. Sayısal Yaklaşımlar	19
2.1.1. Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (RANS) Denklem Sistemleri	20
2.1.2. Türbülans ve Türbülans Modellemesi	22
2.1.2.1. $k-\epsilon$ Türbülans Modeli	23
2.1.2.2. Sayısal Ayrıklaştırma (Discretization Scheme)	25
2.1.2.3. Adveksiyon Şeması (Advection Scheme)	27
2.1.2.3.1. Birinci Dereceden Upwind Şeması	27
2.1.2.3.2. Yüksek Çözünürlük Şeması	28
2.1.3. Sonlu Hacimlerin Ağ Oluşumu	28
2.1.3.1. Topoloji Tanımı	28



2.1.3.2.	Çözüm Ağı Oluşumu	30
2.1.4.	Sınır Koşulları	31
2.2.	Tasarım Eniyilemesi	32
2.2.1.	Meta-Model Tabanlı Tasarım Eniyilemesi (MTTE)	34
2.2.1.1.	Deney Tasarımı (DoE)	36
2.2.1.2.	Meta Model Oluşturulması	38
2.3.	Ardıl İşleme	42
3.	HAD YARDIMIYLA FRANCIS TİPİ SU TÜRBİNİ ÇARKI TASARIMI	43
3.1.	Tasarım Metodolojisi	44
3.2.	Girdi Parametreleri	46
3.2.1.	Debi	46
3.2.2.	Düşü	46
3.2.3.	Güç	48
3.2.4.	Verimlilik	48
3.2.5.	Dönme Hızı	48
3.2.6.	Yük ve Akış Katsayısı	49
3.2.7.	Kavitasyon	51
3.2.8.	Özgül Hız	51
3.3.	Türbin Çarkı Boyutlarının Belirlenmesi	52
3.3.1.	Meridyonel Profil	53
3.3.2.	Hız Üçgenleri	54
3.4.	Türbin Çalışma Prensibi	56
3.4.1.	Euler Denklemleri	58
3.4.2.	Yardımcı Denklemler	59
4.	HAD ANALİZLERİ	61
4.1.	Ön Tasarım Hesaplamaları	61
4.1.1.	Kanat Şeklinin Oluşturulması	65
4.1.2.	Metodolojinin HAD Simülasyonlarına Uygulanması	68
4.1.3.	HAD Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri	69
5.	META MODEL TABANLI TASARIM	79
5.1.	Problemin Tanımı ve Eniyileme Çalışmasının Amacı	80
5.2.	Eniyileme Metodolojisi	81

5.3.	Tasarım Değerlendirme alışmaları	85
5.4.	Eniyileme alışmaları	88
5.4.1.	Beta Açısı Kullanılarak Eniyileme Yapılması	90
5.4.2.	Teta Açısı Kullanılarak Eniyileme Yapılması	97
6.	SONUÇ	106
6.1.	Tez Kapsamında Yapılan çalışmaların zeti	106
6.2.	Tez Kapsamında Yapılan alışmaların Literatüre Katkısı	107
6.3.	Gelecek alışmalar	108
	KAYNAKLAR	109
	EKLER	113
	ZGEMİş	129

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1. Farklı türbin tiplerinin çalışma aralıkları [15]	4
Çizelge 4.1. Tasarım parametreleri	61
Çizelge 4.2. Tez çalışmasında kullanılan türbinlerin HAD analizi sonuçları	69
Çizelge 5.1. Eniyileme tasarım parametreleri	83
Çizelge 5.2. Beta açısı parametreleri, karşılıkları, limitleri ve başlangıç noktaları	91
Çizelge 5.3. Teta açısı parametreleri, karşılıkları ve limitleri	97
Çizelge 5.4. Beta ve teta açılarının eniyileme sonuçları	103
Çizelge 5.5. Kalın ve ince çözüm ağı arasındaki verim farkı	104
Çizelge E3.1. Beta açısı LHÖ tasarım noktaları ve sonuçları	123
Çizelge E4.1. Teta açısı LHÖ tasarım noktaları ve sonuçları	125
Çizelge E5.1. Farklı çözüm ağlarının Yuvacık HES' in verimine olan etkileri	128

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1.Hidroelektrik güç santralının yerleşim planı	4
Şekil 1.2. Türbinlerin geniş kapsamlı olarak sınıflandırılması [8]	5
Şekil 1.3. Francis tipi türbin komple kesiti	6
Şekil 1.4. Francis tipi türbin detay kesiti	6
Şekil 1.5. Çark yerleşimi	8
Şekil 1.6. Çarkı oluşturan elemanlar	9
Şekil 1.7. Özgül hıza bağlı olarak değişen türbin çarkı tipleri [19]	9
Şekil 1.8.TOBB ETÜ model test laboratuvarı üstten görünüş	15
Şekil 1.9.TOBB ETÜ model test laboratuvarı yandan görünüş	16
Şekil 2.1. Düz bir plaka üzerindeki akış bölgeleri	24
Şekil 2.2. Kontrol hacmi ve integrasyon noktası gösterimi [50]	26
Şekil 2.3. H-Ağ topolojisi [49]	29
Şekil 2.4. J-Ağ topolojisi [49]	29
Şekil 2.5. L-Ağ topolojisi [49]	30
Şekil 2.6. Kanat hücum kenarı çözüm ağı yapısı	31
Şekil 2.7. İki değişkene bağlı meta-model oluşum süreçleri [51]	35
Şekil 2.8. Eniyileme süreç şeması	36
Şekil 2.9. Merkezi karma tasarımı yapısı	37
Şekil 2.10. Latin hiperküp örnekleme tasarımı yapısı	38
Şekil 2.11. Kriging metodunun data noktaları üzerinde gösterimi	40
Şekil 2.12. Sinir ağları metodu tasarımı yapısı [57]	41
Şekil 3.1. Kanat hücum ve kuyruk kenarı gösterimi	44
Şekil 3.2. Tasarım metodolojisi	45
Şekil 3.3. Türbin giriş ve çıkışı arasındaki düşü ve kayıp gösterimi	47
Şekil 3.4. Çark üzerindeki ortogonal akış gösterimi	50
Şekil 3.5. Çark boyutları	52
Şekil 3.6. Çark kanadının meridyonel profil	53
Şekil 3.7. Çark kanadı üzerindeki hız üçgenleri [35]	54
Şekil 3.8. Çark kanadı üzerindeki giriş ve çıkış açıları	55
Şekil 4.1. Kanat üzerindeki değişken akış alanı	66
Şekil 4.2. BladeGen ile oluşturulan meridyonel profil	67
Şekil 4.3. İki kanat üzerindeki ve arasındaki akış yüzeyi	67
Şekil 4.4. Final tasarımdaki çark kanadının meridyonel yapısı	70
Şekil 4.5. Kanat üzerindeki basınç yüklemesi (üst) ve literatür çalışması (alt) [62]	71
Şekil 4.6. Kanat üzerindeki hız vektörleri (üst) ve literatür çalışması (alt) [21]	72
Şekil 4.7. Kanadın orta eksenindeki hız vektörleri ve hız dağılımı	73
Şekil 4.8. Kanat üzerindeki hız vektörleri (sağ) ve literatür çalışması (sol) [8]	74

Şekil 4.9. Kanadın meridyonel kesitindeki toplam basınç dağılımı	74
Şekil 4.10. Kanat üzerindeki meridyonel hız dağılımı	75
Şekil 4.11. Kanat üzerindeki basınç gösterimi	76
Şekil 4.12. Kanadın orta eksenindeki toplam basınç dağılımı	76
Şekil 4.13. İki kanat arasındaki hıza bağlı akış çizgileri	77
Şekil 5.1. Eniyileme tasarım süreci [63]	79
Şekil 5.2. Eniyileme metodolojisi	81
Şekil 5.3. Tasarım eniyileme şeması	82
Şekil 5.4. Kanat meridyonel profili üzerinde aralıkların gösterimi	83
Şekil 5.5. Beta açısı parametre noktası gösterimi	84
Şekil 5.6. Teta açısı parametre noktası gösterimi	84
Şekil 5.7. Giriş beta açısının güç ve düşü üzerine etkisi	86
Şekil 5.8. Giriş beta açısının verim üzerine etkisi	86
Şekil 5.9. Giriş teta açısının güç ve düşü üzerine etkisi	87
Şekil 5.10. Giriş teta açısının verim üzerine etkisi	87
Şekil 5.11. Beta açıları kullanılarak yapılan eniyileme prosedürü	91
Şekil 5.12. Beta açısının verim duyarlılık analizi gösterimi	92
Şekil 5.13. Beta açısının kavitasyon duyarlılık analizi gösterimi	93
Şekil 5.14. P1 ve P4 parametrelerinin verime etkisini gösteren yanıt yüzey	94
Şekil 5.15. P1 ve P5 parametrelerinin verime etkisini gösteren yanıt yüzey	94
Şekil 5.16. P4 ve P5 parametrelerinin verime etkisini gösteren yanıt yüzey	95
Şekil 5.17. P1 ve P4 parametrelerinin kavitasyona etkisini gösteren yanıt yüzey	95
Şekil 5.18. P1 ve P5 parametrelerinin kavitasyona etkisini gösteren yanıt yüzey	96
Şekil 5.19. P4 ve P5 parametrelerinin kavitasyona etkisini gösteren yanıt yüzey	96
Şekil 5.20. Teta açısının kavitasyon duyarlılık analizi gösterimi	98
Şekil 5.21. Teta açısının verim duyarlılık analizi gösterimi	98
Şekil 5.22. P16 ve P17 parametrelerinin kavitasyona etkisini gösteren yanıt yüzey	99
Şekil 5.23. P16 ve P18 parametrelerinin kavitasyona etkisini gösteren yanıt yüzey	100
Şekil 5.24. P17 ve P18 parametrelerinin kavitasyona etkisini gösteren yanıt yüzey	100
Şekil 5.25. P16 ve P17 parametrelerinin verime etkisini gösteren yanıt yüzey	101
Şekil 5.25. P16 ve P18 parametrelerinin verime etkisini gösteren yanıt yüzey	102
Şekil 5.26. P17 ve P18 parametrelerinin verime etkisini gösteren yanıt yüzey	102
Şekil E1.1. Çark kanadı meridyonel profili	113
Şekil E1.2. Çark kanadı üzerindeki hız vektörleri	113
Şekil E1.3. Çark kanadının orta eksenindeki hız konturları ve vektörleri	114
Şekil E1.4. Çark kanadının üzerindeki akış çizgileri	114
Şekil E1.5. Çark kanadı meridyonel profili üzerindeki toplam basınç dağılımı	115
Şekil E1.6. Çark kanadı meridyonel profili üzerindeki hız dağılımı	115
Şekil E1.7. Çark kanadı üzerindeki basınç gösterimi	116
Şekil E1.8. Çark kanadı orta eksenindeki toplam basınç dağılımı	116
Şekil E1.9. İki kanat arasındaki hıza bağlı akış çizgileri	117

Şekil E2.1. Çark kanadı meridyonel profili	118
Şekil E2.2. Çark kanadı üzerindeki hız vektörleri	118
Şekil E2.3. Çark kanadı orta eksenindeki hız vektörleri	119
Şekil E2.4. Çark kanadı üzerindeki akış çizgileri	119
Şekil E2.5. Çark kanadı meridyonel profili üzerindeki toplam basınç dağılımı	120
Şekil E2.6. Çark kanadı meridyonel profili üzerindeki hız dağılımı	120
Şekil E2.7. Çark kanadı üzerindeki basınç gösterimi	121
Şekil E2.8. Çark kanadının orta eksenindeki toplam basınç dağılımı	121
Şekil E2.9. İki kanat arasındaki hıza bağlı akış çizgileri	122
Şekil E5.1. 250bin elemanlı ATM çözüm ağı yapısı	127
Şekil E5.2. 500bin elemanlı ATM çözüm ağı yapısı	127
Şekil E5.3. 500bin elemanlı H/J/C/L çözüm ağı yapısı	128

## KISALTMALAR

Kısaltmalar	Açıklama
DoE	Deney Tasarımı (Design of Experiments)
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
HES	Hidroelektrik Santral
HK	Hücum Kenarı
IEC	Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (International Electrotechnical Commission)
KK	Kuyruk Kenarı
LES	Büyük Ölçekli Benzetim Yöntemi (Large Eddy Simulation)
LHÖ	Latin Hiperküp Örnekleme (Latin Hypercube Sampling)
MTTE	Meta Model Tabanlı Tasarım Eniyilemesi
MKT	Merkezi Karma Tasarım (Central Composite Design)
RANS	Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes)
2B	İki Boyutlu
3B	Üç Boyutlu

## SEMBOL LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
$b_0$	Ayar Kanadı Yüksekliği
$C$	Hareketsiz Çerçeve'deki Akışkan Hızı
$C_m$	Meridyonel Hız Bileşeni
$C_u$	Çevresel Hız Bileşeni
$D_g$	Ayar Kanadı Çapı
$D_{max}$	Maksimum Çıkış Çapı
$D_{ref}$	Türbin Çarkının Referans Çapı
$D_s$	Şaft Çapı
$D_1$	Türbin Giriş Çapı
$D_2$	Çıkış Çapı
$D_2'$	Boğaz Çapı
$f$	Amaç Fonksiyonu
$f_i$	Dış Kuvvetler
$g$	Yerçekimi İvmesi / Eşitsizlik Kısıt Fonksiyonu
$h$	Eşitlik Kısıt Fonksiyonu
$H$	Düşü
$h_{atm}$	Atmosferik Basınç Yükü
$h_{buhar}$	Buhar Basınç Yükü
$H_L / h_L$	Hidrolik Kayıp
$H_s$	Brüt Statik Düşü
$k$	Türbülans Kinetik Enerjisi / Kesit Daralma Sayısı
$K$	Sinyal Fonksiyonu Katsayısı
$M_0$	Toplam Moment
$n$	Dönme Hızı
$n_s$	Özgül Hız
$n_{sync}$	Eş Zamanlı Çark Dönme Hızı



$n_q$	Çark Dönme Hızı
$p$	Basınç
$P$	Şaft Gücü
$P_k$	Akışmazlık Kuvveti
$P_{kb} / P_{zb}$	Kaldırma Kuvveti
$P_t$	Toplam Türbin Gücü
$Q$	Debi
$r$	Dönme Eksenine Olan Uzaklık
$\bar{S}_{ij}$	Ortalama Gerilme Tensörü
$U$	Belirli Pozisyondaki Kanat Hızı
$\bar{u}$	Ortalama Hız Değişkeni
$u'$	Salınımlı Hız Değişkeni
$W$	Kanada Göre Akışın Bağlı Hızı
$z$	Yükseklik
$\alpha_0$	Optimum Ayar Kanadı
$\beta$	Kanat Açısı
$\Gamma$	Sirkülasyon
$\delta_{ij}$	Kronecker Delta
$\delta_r$	Bağlı Dönme Sayısı
$\varepsilon$	Enerji Yitimi / Giriş Sayısı
$\varepsilon^2$	Çıkış Değeri
$\eta$	Verim
$\theta$	Eğim Açısı
$\mu_t$	Türbülans Viskozitesi
$\rho$	Yoğunluk
$\sigma$	Thoma Sayısı
$\varphi$	Parçalama (Blending) Fonksiyonu
$\Phi$	Akım Katsayısı
$\Psi$	Yük Katsayısı
$\omega$	Özgül Yitim Oranı / Çarkın Açısız Dönme Hızı

**İndisler****Açıklama**

atm	Atmosferik
buhar	Buhar
g	Ayar Kanadı
L	Kayıp
m	Meridyonel
max	Maksimum
s	Özgül / Şaft
t	Türbülans / Toplam
u	Çevresel
0	Ayar Kanadı Çıkışı
1	Çark Girişi
2	Çark Çıkışı

**Üsler****Açıklama**

alt	Alt Limit
üst	Üst Limit
-	Ortalama Değer
'	Salımlı Değer
→	Vektör
2	Kare
3	Küp

## 1. GİRİŞ

Sürdürülebilir enerji kullanımı, dünyada fosil yakıtların verdiği zararların azaltılması kapsamında son zamanlarda hız kazanmıştır. Tam olarak sözlük anlamı; gelecek nesillerin ihtiyaçlarını karşılayabilmeleri için gerekli olan kaynakları tehlikeye atmadan, bugünün ihtiyaçlarını sağlayan enerji türü olarak açıklanmaktadır. Rüzgar, su, jeotermal ve güneş başlıca sürdürülebilir enerji kaynakları olarak nitelendirilirken, kullanım kolaylığı ve uygulanabilirliği açısından su, diğer kaynaklara nazaran daha çok tercih edilmektedir.

Su, ülkemizde bulunan kaynaklarının zengin olması ve Türkiye' nin su enerjisine olanak tanıyan topolojik durumu sebebiyle uygulanabilirlik açısından sürdürülebilir enerji kaynakları arasında temeli teşkil etmektedir. Su, hem sürdürülebilir enerji kategorisine girerken hem de temiz enerji kategorisinde yer bulabilmektedir. Bu sayede değerlidir ve geliştirilmesi konusunda çalışmalar hızla devam etmektedir. Sunulan teşvikler, bu alanda var olmuş çalışmalar ve alınan örnekler sayesinde su, ilgi çekici bir konu haline gelmiştir. Bu konuda yapılan mühendislik çalışmaları ve yapılan bu çalışmalardan bil-yap elde edilmeye çalışılması ise, su enerjisinin ilgi çekici ve geliştirilebilir olduğunu kanıtlar niteliktedir.

Elektrik enerjisi üretilmesinde kullanılan su gücünün temelinde yerleşim yerine bağlı olarak tasarlanan ve kurulumu yapılan barajlar ve türbinler yatmaktadır. Barajın konumuna, topolojik durumuna bağlı olarak kullanılan türbinler, model ve yapı olarak farklılık göstermektedir [1]. Bu konuda ülkemizde çalışmalar devam ederken, bu türbinlerin ve daha önceden yapılmış olan barajların ise iyileştirme çalışmaları da bir yandan devam etmektedir. Gerek nümerik çalışmalar, gerekse deneysel çalışmalar mevcut olmakla birlikte su gücünün en üst seviyesine ulaşması için bürokratik çalışmalarda sürdürülmektedir.

Hidrolik enerji, Dünya’ da üretilen elektrik enerjisinin %20’ si gibi bir değeri kapsarken, Türkiye’ de bu enerji 2011 verilerine göre %22,8 gibi bir değerde seyretmektedir. Hidrolik enerjinin Dünya’ daki payı %1 ve Avrupa’ daki payı ise %14 olarak belirlenmiştir. [11]. Ülkemizde kurulu gücün artırılması için çalışmalar devam etmekte ve bu payın gelecekte artması ve seviyenin 30125 MW gibi bir değere ulaşması hedeflenmektedir [2, 3].

## **1.1. Literatür Taraması**

### **1.1.1. Hidrolik Türbinler**

Turbo makinelerin geçmişi, Roma ve Yunan dönemine dayanmaktadır. Arşimet vidası ile başlayan ve suyu taşıma, yükseltme ve bu sudan mekanik güç elde etmek için kullanılan makineler, günümüz turbo makinelerine yön vermiştir [6]. Pelton, Kaplan ve Francis bunlardan en önemlileri ve bir kaçıdır.

Francis tipi türbin ile başlayan ve Pelton tipi türbin ile devam eden yolculuk, Kaplan tipi türbin icadı ile büyük yol kat etmiştir. 1850 yılında James B. Francis ve ekibi tarafından icat edilen türbin, radyal-iç akışa sahip olması ve geniş kullanım alanı yaratması sebebiyle öncü bir buluş haline gelmiştir [7, 8]. 19. yy’ da ise bugün de hala önemini koruyan Pelton, bir itki tipi türbin olarak literatürde yerini almıştır. Pelton, eliptik bir şekle sahip olan çanakları ve bu çanakların itilmesini sağlayan jet için çentik ve nozül için iğne kontrol içeren haliyle günümüzde kullanılmaya devam etmektedir. Bunların yanında değişken su debisine en iyi şekilde ayak uydurma amacıyla, ayarlanabilir kanatlara sahip olarak tasarlanan Kaplan tipi türbin ise 20. yy’ da kullanılmaya başlanmıştır [7-9]. Öncelikle sadece nehir kenarlarına kurulan bu makineler, teknolojinin ilerlemesiyle doğru orantılı olarak daha fazla güç elde etmek için, büyük barajların kurulmasına da olanak tanımışlardır [7].

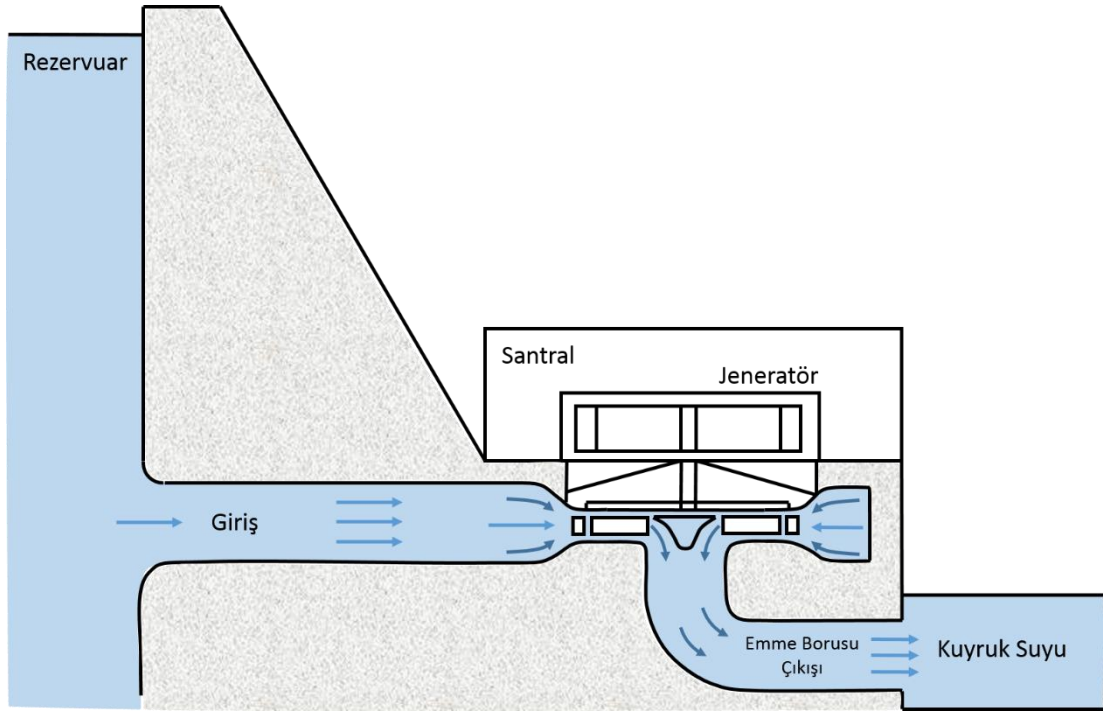
Bahsi geçen hidroelektrik güç santrallerinde (HES), Şekil 1.1’ de görüldüğü gibi türbin ve jeneratör olmak üzere iki ana eleman bulunur. Bu elemanlar, cebri borular vasıtasıyla türbinin girişine doğru yüksek basınçlı olarak yönlendirilen suyun

enerjisini elektrik enerjisine çevirmekle yükümlüdürler [7]. Suyun sahip olduğu potansiyel enerji, türbinde yer alan ve jeneratöre bir şaft ile bağlı olan çark vasıtasıyla elektrik enerjisine dönüştürülür.

Hidrolik türbinler kendi içlerinde çalışma prensiplerine göre ikiye ayrılırlar. Bunlar itki (impuls) ve tepki (reaksiyon) türbinleridir. Denklem 1.1, itki ve tepki türbinlerinin ayrıldığı noktaların ifade edilişlerini göstermektedir.

$$\cong \underbrace{\left[ \underbrace{gz}_{\text{Su Çarkı}} \right]_{\text{giriş}}^{\text{çıkış}} + \left[ \frac{p}{\rho} \right]_{\text{giriş}}^{\text{çıkış}} + \left[ \frac{c^2}{2} \right]_{\text{giriş}}^{\text{çıkış}}}_{\text{Tepki}} \pm h_L \quad (1.1)$$

- İtki tipi türbinler: Momentum prensibine göre çalışırlar. Su, çark kanatlarına (çanak) su jeti formunda çarpar ve kanatların üzerinde itki kuvveti meydana getirir. Bu itki kuvveti çark üzerinde bir tork yaratır ve çarkın dönmesini sağlar [10]. Bu tip türbinlerde rotor ve çevresi su ile tamamen kaplı olmayıp, itki açık havada meydana gelmektedir. Bu sebepten, çark çevresindeki akış basınçlı değildir. Bu tip türbinlerin en bilineni ise, Pelton tipi türbinlerdir ve düşük debilerde uygundur [7, 10, 13, 14].
- Tepki tipi türbinler: Bu tip türbinlerde akış türbin içerisinde tümüyle basınçlıdır ve su ile çevrilidir. Tepki tipi türbinlerde, nozül görevini ayar kanatları üstlenirken, suyun çark kanatlarına iletilmesini sağlar. İtki tipi türbinler aksine, enerji çark kanatlarına transfer edilir ve buna bağlı bir şaft ile elektrik üretimi gerçekleşir. Francis ve Kaplan tipi türbinler ise yüksek debilerde çalışmaları sebebiyle tepki tipi türbinlerin en bilinen örneklerindendirler [10, 13].



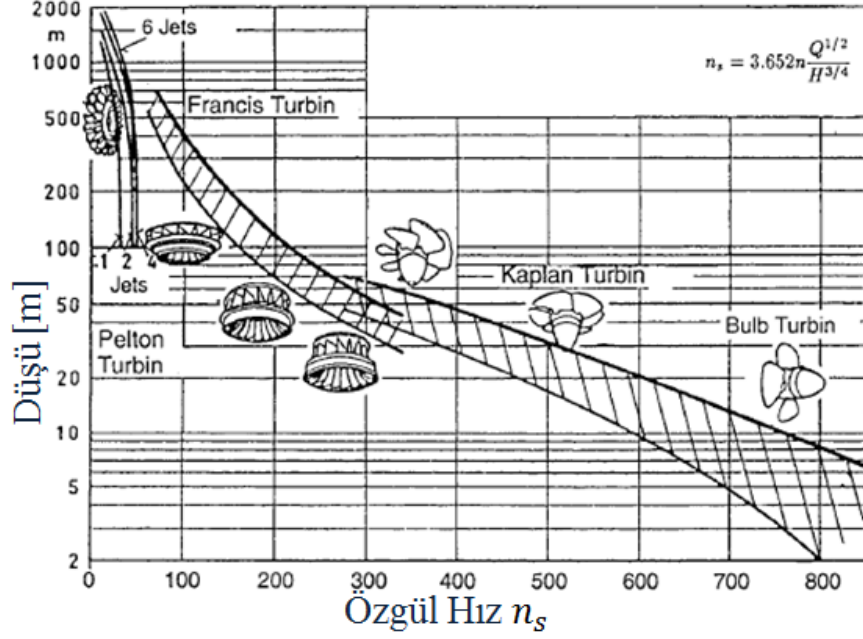
Şekil 1.1. Hidroelektrik güç santralinin yerleşim planı

Türbinlerin sınıflandırılması sadece çalışma prensiplerine göre değil kendi içlerinde çalışma aralıklarına göre de olmaktadır [12]. Özgül hız ve düşüye göre yapılan sıralamada, Tablo 1.1’ de görüldüğü gibi üç tip türbin farklı kategorilerde yer almaktadır.

Çizelge 1.1. Farklı türbin tiplerinin çalışma aralıkları [15]

Türbin Tipleri			Özgül Hız (rpm)	Düşü (m)
İtki Tipi	Pelton		07 - 26	1800 - 350
Tepki Tipi	Francis	Yavaş	51 - 107	700 - 410
		Orta	107 - 190	410 - 150
		Hızlı	190 - 250	150 - 64
	Kaplan		250 - 300	50 - 6

Şekil 1.2, Çizelge 1.1’ de verilen değerlerin görsel hale getirilmiş şeklini temsil etmektedir. Çizelgede belirtilen yavaş, orta ve hızlı detayları, şekilde görsel olarak açıklanmıştır. Özgül hız değeri şekilde rpm olarak alınmıştır.

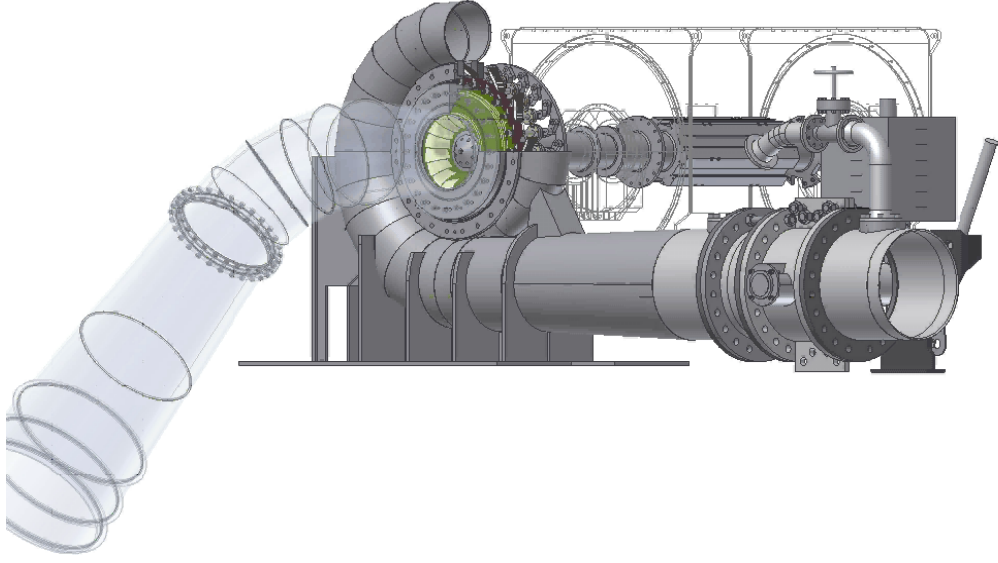


Şekil 1.2. Türbinlerin geniş kapsamlı olarak sınıflandırılması [8]

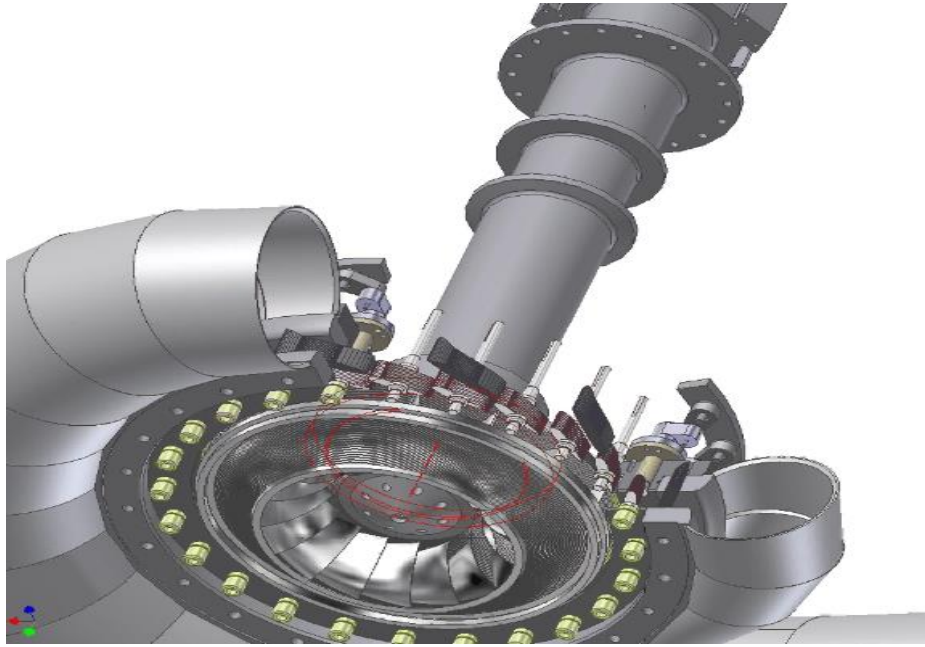
### 1.1.1.1. Francis Tipi Türbinler

Francis tipi türbinler tepki tipi türbin sınıfına dahil olup, geniş çalışma aralığı sayesinde her topolojik konuma uyum sağlayabilmekte ve bu yüzden de sık olarak tercih edilmektedir [16]. Şekil 1.2’ de görüldüğü gibi, her türlü düşü ve özgül hız değerine göre değişiklik gösteren çark tasarımı ile Francis tipi türbinlere sıkça rastlamak mümkündür.

Francis türbin tipi genellikle dikey olarak üretilip kullanılmaktadır; ama yatay olarak kullanım alanları da mevcuttur [9]. Şekil 1.3 ve 1.4, Francis tipi türbin kesitini göstermektedir.



Şekil 1.3. Francis tipi türbin komple kesiti



Şekil 1.4. Francis tipi türbin detay kesiti



Francis tipi türbin genel olarak 5 elemandan oluşmaktadır. Bunlar;

- Salyangoz
- Sabit kanatlar
- Ayar kanatları
- Çark
- Emme borusu

olarak sınıflandırılabilirler.

Salyangoz, türbin boyunca düzgün bir hız dağılımı sağlayarak suyun türbin içerisinde her parçaya ulaşmasını sağlar. Sabit kanatların temel görevi, basınç yüklerine karşılık salyangozu ve türbin kapaklarını korumanın yanında akışa yön vererek suyun ayar kanatlarına minimum hidrolik kayıp ile girmesini sağlamaktır. Ayar kanatları, kendi eksenleri etrafında dönerek, türbin debisini ve debiyi kontrol ettikleri içinde türbin gücünü kontrol etmektedirler. Akışı en uygun açı değeri ile çarka iletirler [17]. Çarka radyal giren akış, buradan aksel olarak çıkmaktadır. Karmaşık bir yapıya sahip olan çark türbindeki en önemli parçadır. Elektrik üretilmesini sağlamak amacıyla, çark bir şafta, ve şaft da jeneratöre bağlıdır. Çarktan çıkan su tahliye edilmek ve basınç geri kazanımı sağlamak amacıyla emme borusuna iletilir. Basınç geri kazanımını sağlamak için emme borusu, kesit alanı boyunca genişleyen bir yapıya sahip olarak tasarlanır [17, 10, 8].

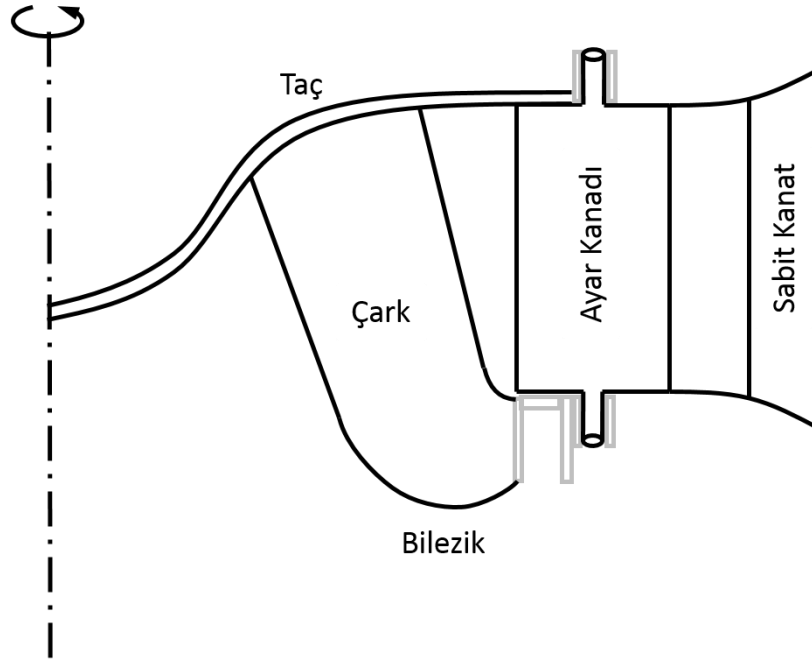
#### **1.1.1.2. Francis Tipi Türbin Çarkı**

Francis tipi türbin çarkı radyal yönde gelen akışı aksel olarak emme borusuna iletmesi sebebiyle karmaşık bir yapıya sahiptir. Üzerindeki akış ise, tamamiyle üç boyutlu ve dönüşlü bir yapıya sahiptir [8].

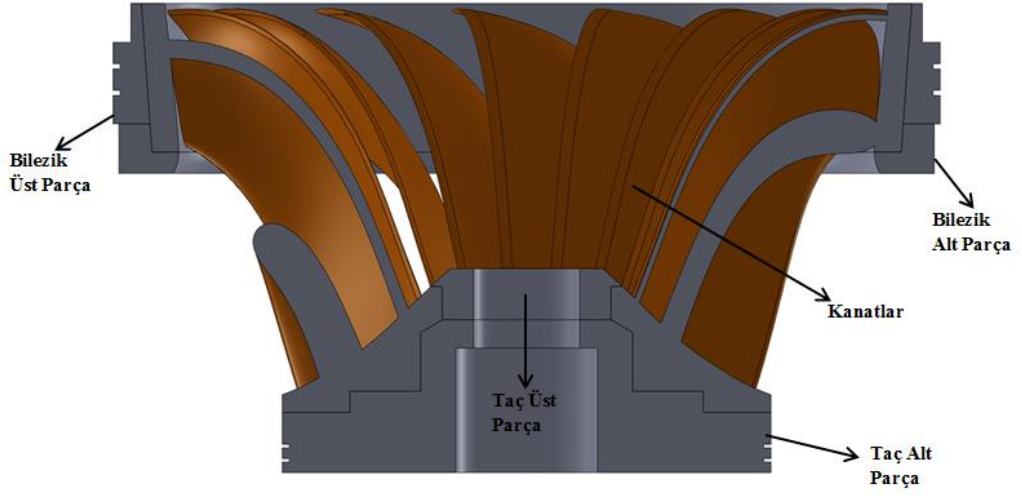
Çark; taç, bilezik ve kanatlar olmak üzere üç parçadan oluşmaktadır. Taç, çarkı şaftın alt flanşına bağlarken, bilezik ise; akış içerisinde girdap oluşumunu önlemek için çark

üzerinde yerini almıştır. Kanatlar radyal yönde gelen suyu, aksenal yöne çevirirken çarkın dönmesini ve bu sayede de enerjinin şafta transfer edilmesini sağlamakla yükümlüdürler [10]. Çark üzerindeki elemanlar ve çarkın türbin içerisindeki yerleşimi, Şekil 1.5 ve Şekil 1.6' da görüldüğü gibidir.

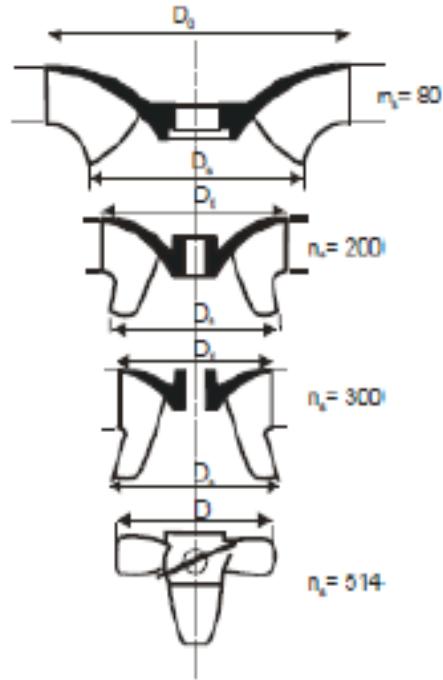
Francis tipi türbinler özgül hızlarına bağlı olarak; yavaş, orta ve hızlı diye sınıflandırılmaktadırlar. Bu sınıflandırma, çarkın farklı şekillerde karşımıza çıkmasına sebep olmaktadır. Şekil 1.7 farklı özgül hızlara göre değişen çark modellerini göstermektedir. Düşük özgül hızlarda tam olarak radyal giren akışı aksenal yapmak için, kanat profili daha kısa ve genişken, yüksek özgül hızlarda bunun tam tersi geçerlidir [18].



Şekil 1.5. Çark yerleşimi



Şekil 1.6. Çarkı oluşturan elemanlar



Şekil 1.7. Özgül hıza bağlı olarak değişen türbin çarkı tipleri [19]

### 1.1.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Uygulamaları

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin (HAD) türbin ve çark tasarımında kullanılması 1970'li yıllara dayanmaktadır [8,9]. İlk deneyimleri kısıtlı olup, doğru sonuçlar içermiyor olsa da günümüzdeki yeri tüm bunların geride kaldığını açıkça ortaya koymaktadır.

HAD, 30 yıllık bir geçmişe sahip olup, ticari bir kullanım alanı olan turbo makinelerin akış simülasyonlarında da yerini sağlamlaştırmıştır [23]. “Karmaşık geometrilere basit denklemler” prensibiyle yoluna başlayan HAD, sonlu elemanlar metodlarının gelişmesi ve içerisine dahil edilmesi ile birlikte, iki boyutlu (2B) ve üç boyutlu (3B) problemlere çözüm getirmiştir. Çalışmalar devam ederken, yapılan ölçümler ve deneylerle birlikte, HAD' ın doğruluğu test edilmiş ve kanıtlanmaya çalışılmıştır.

1983 yılında, Francis çarkları için yeterli görülmeyen Kısmi-3B metodlarının yerine 3B-Euler kodu geliştirilmeye başlanmış ve 1987 yılında da ilk başarılı 3B-Euler simülasyonu yayınlanmıştır. 3B-Euler kodları turbo makinelerdeki akış alanını tüm vortisite etkileri ile birlikte çözerken, türbülans ve viskoz etkileri ise ihmal etmektedir [8, 23, 24]. Akışın modellenememesi sebebiyle Kısmi-3B metodları yerini 3B-Euler kodlarına bırakmıştır [21,23]. Tüm bunlara rağmen, 3B-Euler kodları, turbo makineler içerisindeki akış alanını, tüm vortisite etkilerini detaylı olarak çözse de, viskoz ve türbülans etkilerini göz ardı ettiği gerekçesiyle, tüm detayları en iyi şekilde tanımlayan Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemlerinin 1990 yılından sonra yerini devretmiştir [22, 23]. 3B Navier-Stokes kodları türbin bileşenlerindeki kayıpları analiz etmede [25], salyangozdan emme borusuna kadar olan tüm türbindeki akışı hesaplayarak türbinin nümerik diyagramlarının çıkarımında [26] ve pompa modunda çalışan pervane gibi ters basınç gradyanına sahip parçalarda kullanılmaktadır [27].

Günümüzde ise HAD, zamanla birlikte gelişen ve değişen problemlere ayak uydurmaya çalışmaktadır. 2000 yılından itibaren, iki fazlı akış, rotor-stator etkileşimi,

akışkan-yapı etkileşimi ve türbülans etkilerini de kapsar hale gelmiştir ve su türbinlerinde oluşan kavitasyon, zamana bağlı akış simülasyonları ve türbülanslı akış gibi durumlarda doğru sonuçlar üretebilmek için kendisini geliştirmeye devam etmektedir [23, 28].

Yapılan deneyler ve üretilen yapılarla birlikte, model testlerinden ve deneysel ölçümlerden elde edilen datalarla, HAD sonuçları doğrulanmış ve su türbinleri içerisindeki akışın HAD ile doğru modellenbildiği görülmüştür [8, 21-28].

#### **1.1.2.1.1. Su Türbini Çarkı Üzerinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Uygulamaları**

1970' li yıllarda başlayan geçmişteki kullanımı ile günümüzdeki kullanımı biraz değişmiş olsa da; HAD, Navier- Stokes diye bilinen akışkan akımı denklemlerinin çözümündeki nümerik gelişimlere olanak tanımıştır. Bu denklemlerin hala kesin bir çözümü olmasa da iterasyona bağlı teknikler yardımıyla, basit veya karmaşık doğaya sahip problemlerin çözümünde başarılı yaklaşımlar sergilemektedir. HAD ise farklı seviyeye sahip problemlerde, farklı alternatifler karşımıza çıkarmaktadır (3B-Euler, RANS, LES) [35]. Türbin çarkı, üzerindeki akışın ve çark geometrisinin karmaşık olması sebebi ile de, HAD analizlerinde önemli bir yer kaplamaktadır. Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemleri, çark için yapılan HAD analizlerinde ucuz ve hızlı olması sebebiyle en çok tercih edilenidir. RANS akış özelliklerine bağlı olarak, zaman-ortalama ve zamana bağlı değişen olmak üzere iki kısma ayrılmaktadır [36]. Literatürde ise çark üzerinde yapılan çalışmalarda Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemlerinin fazlasıyla örneğine rastlamak mümkündür.

Dr. Tina ve Sallaberger [8], yaptıkları çalışmalarda türbin ve çark analizlerinde 3B-Euler denklemleri ve Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemlerinden

yararlanmışlardır. Çark üzerindeki akışın 3B ve dögüsel bir akış olduğunu bu sebepten ise sadece 3B metotların doğru sonuçlar vereceğine karar vermişler ve 3B-Euler akış analizlerini kullanarak ilk tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Bu sayede meridyonel kanal boyunca uzanan akışın üç boyutlu karakterini ve ikincil akışları tespit edip, Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemi ve k-ε türbülans modeli ile de düzgün bir kanat yapısı elde etmişlerdir.

Wu v.d. [21] çark iyilemesinde Kısmi-3B ve 3B-Euler metotlarını hızlarından ve güvenilirliklerinden dolayı kullanmış ve daha önceden var olan bir çarkı Drtina ve Sallaberger gibi iyilemeye çalışmışlardır. Kullandıkları çark kanadı parametreleri yardımıyla, kanat yapısını değiştirmiş, HAD yardımıyla ise bu değişimin etkilerini tespit etmişlerdir. Final kısmında ise Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemlerini standart k-ε türbülans modeli ile kullanarak, kanat yapısının akış profilini istenilen hale getirmişlerdir.

Nilsson ve Davidson [37] Kaplan ve Francis tipi türbin çark kanatları üzerinde yapılan HAD analizlerinin doğruluğunu kanıtlamak için, deneysel veriler kullanmışlar ve doğru sonuçlar aldıklarını iki türbin çarkı içinde yaptıkları analizlerle kanıtlamışlardır. Bu analizlerde, Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemleri ve açıklıklardaki veya sınır tabakadaki türbülanslı akışı en iyi şekilde çözebilmek için türbülans modeli olarak k-ω kullanmışlardır.

### **1.1.3. Geometri Eniyilemesi**

Karmaşıklık arttıkça, tasarım parametreleri de buna bağlı olarak artmaktadır. Hangi alanda olursa olsun; değişen yapılar, istenilen ek özellikler, değişen teknoloji ve yeni isterler, tasarımları karmaşık bir hale getirdiği gibi, tasarım sürecini de uzatmaktadır. Bu sebepten dolayı, eniyileme ve duyarlılık analizleri, endüstriyel ürünlerin en verimli

ve istenilen zamanda ortaya çıkmasında ve üniversitelerin araştırmalarına katkıda bulunması amacıyla önemli bir araç haline gelmiştir [32].

Akışkanlar mekaniği, aerodinamik, yanma, ısı transferi, yapısal analiz ve elektromanyetik, eniyilemeden fayda sağlayan başlıca bilimsel alanlar haline gelmişlerdir. Bu alanlarda eniyileme kullanmadaki asıl fayda, var olan bir sistemden veya iyi bir performans elde etmek için kullanılacak yeni sistemlerin tasarımına ve tasarım davranışlarına ışık tutmaktır [33]. Tüm bunlarla birlikte, tasarım sürecini kısaltmak ve tek bir analiz ile birden fazla parametrenin davranışını incelemek ise eniyilemenin diğer faydaları olarak gösterilebilir [34,38].

ANSYS, bu konuda Workbench ortamında kolaylıkla çalışabilen Deney tasarımı (DoE) tabanlı, doğrudan eniyileme yöntemini geliştirmiştir. Parametrelerin atanmasından itibaren başlayan ve içerisinde barındırdığı meta-modeller vasıtasıyla yanıt yüzey oluşturup, eniyileme yapmaya ve bu sonuçların en hızlı şekilde alınmasını kolaylaştıran bir süreci kullanıcıya sunmaktadır [38]. Bu modül, bahsi geçen alanların hepsinde doğru ve hızlı sonuç vermiş ve yeni yeni kendisini dünyaya duyurmaya başlamıştır.

### **1.1.3.1. Çark Eniyilemesi**

Literatürde uygulanan yöntemlerinin çoğu iyileme olup HAD tabanlı olarak yer almaktadır. Eniyileme yöntemleri ise deney tasarımını taban olarak almakta ve bu şekilde karşımıza çıkmaktadır. Bu tip eniyileme yöntemleri ise türbin çark kanatları üzerinde uygulama göstermemiştir, var olanlar ise, teorik olarak ortaya konulmuştur. Eniyileme için yapılan ve teorik olarak kalmayan uygulamalar, literatürde genel yapısı itibariyle parametrelerin kolayca belirlenmesine olanak tanıyan otomotiv ve hava-uzay endüstrisinde kendine yer bulmuştur. Türbin alanında ise emme borusu gibi daha statik olan elemanlar üzerinde gerçekleştirilmiştir.

Çark kanadı tasarımı, HAD tabanlı iyileme şeklinde yapıldığında da doğru sonuçlar alınmaktadır. Ancak çark kanadı tasarımı için gerekli olan;

- Tasarım parametrelerinin fazla olması
- Çark şeklinin farklı debi düşü değerlerine göre farklılık göstermesi
- Çark için istenen maksimum verimlilik değerinin bulunması için yüzlerce analiz yapılması
- Türbin için gereken en uygun verim değerinin kolayca bulunamıyor olması sebebiyle deney tasarımını esas alan eniyilemeye olan ilgi artmaktadır.

HAD tabanlı iyileme bilindiği üzere simülasyona dayanır ve tasarımdan ibarettir. Eniyileme ise türbin çarkı kanat yapısının parametrik olarak tanımlanması ve en iyi tasarım profilinin bu parametreler yardımıyla elde edilmesi prensibine dayanır. Data toplamayla başlayan süreç, en uygun değer bulunmasıyla son bulur [29].

Son yıllarda deney tasarımı tabanlı eniyilemesi çark kanatları için özel olarak, Yang ve Xiao tarafından daha önceden var olan Pompa tipi türbin çarkının ölçeklendirilip tekrar tasarlanmasında kullanılmıştır. Bu sayede Yang ve Xiao, hem fazla olan hesaplama maliyetinden kurtulmuşlar hem de HAD yardımcı iyilemeden elde ettikleri verilerle, model testlerden elde ettikleri sonuçları karşılaştırıp sonuçlarını doğrulama yolunda ileri seviyede yol kat etmişlerdir [38].

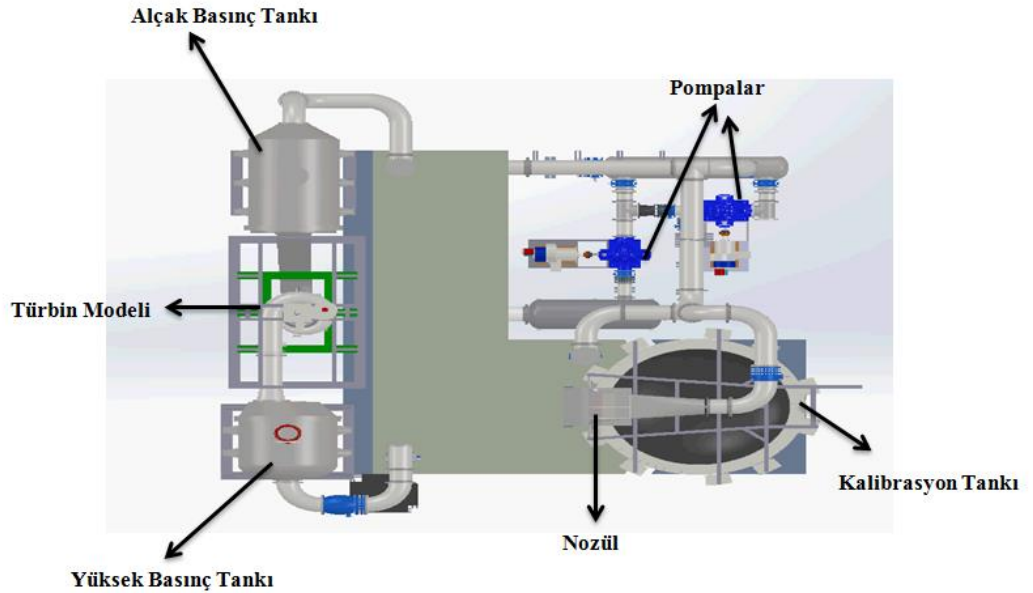
#### **1.1.4. Hidrolik Türbin Test Merkezleri**

Dünyada git gide artan enerji ihtiyacını karşılamak için hidro enerji ve hidro enerji ile beraber büyüyen hidrolik makineler önem kazanmaktadır. Bununla beraber, maliyeti azaltmak için yapılan daha kompakt türbinler ve istenen yüksek verimlerin hepsi hidrodinamik etkilerin etkisi altında kalmaktadır. Bu sebepten dolayı,



verimliliğin artırılması, var olan ya da yapılacak olan türbinlerin performansını da artırmak için önemli çalışmalardan biri haline gelmiştir. Daha önceden var olan veya yeni yapılmış olan tüm türbinlerde bu etkilerin incelenmesi ve gelecek maliyetleri önlemek açısından önemli bir hale gelmiştir [20].

Hidro türbinler genellikle terzi usulü olarak tasarlanırlar [30]. Belirli durumlar için standardı olmadığından tasarımların doğrulanması gerekmektedir. Bu doğrulamalar ise bazı durumlarda ampirik varsayımlara dayanırken bazı durumlarda ise; donanımlı ve standarda bağlanmış laboratuvarlarda deneysel olarak yapılabilmektedir. Bu laboratuvarlar IEC 60193 (International Electrotechnical Commission) adlı standartta belirtilen metotlar üzerine kurulmuş olup, farklı koşullar için tasarlanmış olan türbinlere, aynı standardı uygulayarak, performans gibi önemli olan kriterleri karşılaştırmada değişmezlik getirmektedir [31]. Şekil 1.8 ve Şekil 1.9’ da, IEC kriterlerini sağlayacak model test laboratuvarından kesitler görülebilmektedir.

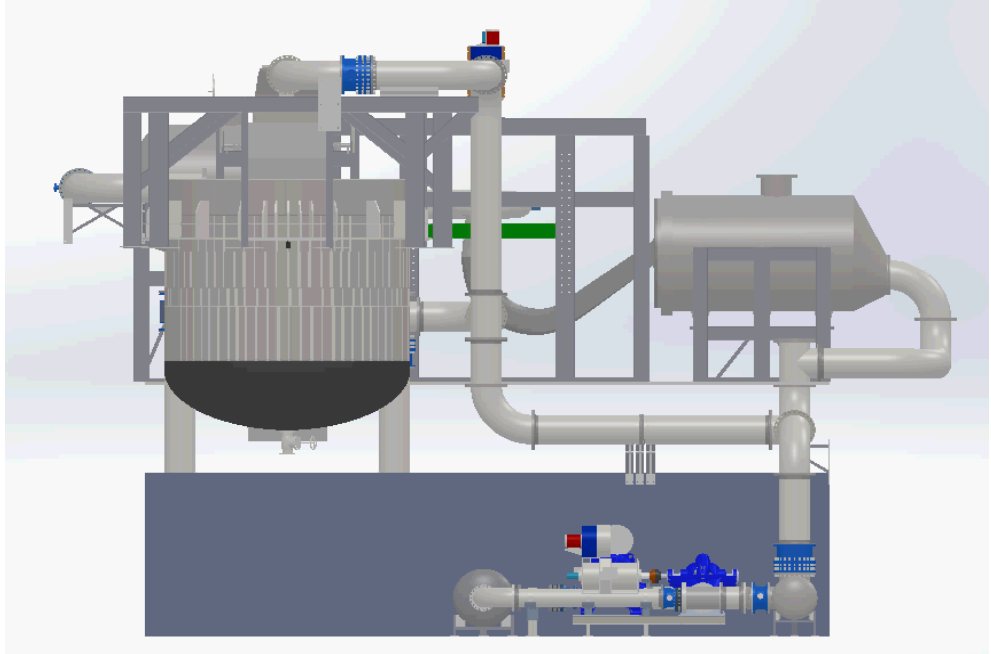


Şekil 1.8. TOBB ETÜ model test laboratuvarı üstten görünüş

Dünyada bazı üniversitelerin ve bazı türbin üretimi yapan şirketlerin su türbini test düzenekleri bulunmaktadır [31].

- Waterpower Laboratory, NTNU, Norveç
- Laboratory for Hydraulic Machinery (LHM), EPFL, İsviçre
- Global Scale Model Test Laboratory, ALSTOM Hydro, Fransa
- Toshiba Hydraulic Research Laboratory, Japonya
- The Hydraulic Machinery Laboratory of IWHR, Çin

Genel amaçları endüstriyel alandaki tasarımların yapılması, bil-yap oluşturulması ve türbin parçalarında oluşan veya oluşabilecek hasarların ve türbin içerisinde meydana gelebilecek her türlü problemin incelenmesidir. Kavitasyon, kavitasyon kaynaklı erozyon, rotor-stator etkileşimi, türbinlerde oluşan titreşimler ve model üretimi başlıca uygulama alanlarıdır [5].



Şekil 1.9.TOBB ETÜ model test laboratuvarı yandan görünüş

Dünyada bu tür çalışmaları yerine getirebilecek birden fazla kuruluş olsa da, Türkiye’de Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) tasarımı, model üretimi ve model testlerinin bir arada yapılabileceği bir merkez bulunmamaktadır. TOBB ETÜ bünyesinde kurulan bu Su Türbini Tasarımı ve Testleri Merkezinin başlıca hedefleri yerli su türbini tasarımı ve model testlerinin yapılabilmesinin sağlanması sonucunda ülke ekonomisine, hem devlete hem özel kuruluşlara katkı sağlamaktır. Bunların yanında, Türkiye için çok önemli bir enerji kaynağı olan suyun daha iyi değerlendirilmesine yardımcı olmak, yerli sanayiye ve kobilere istihdam, işbirliği ve iş olanakları sağlamak, şimdiye kadar Türkiye’de çoktan oluşmuş olması gereken su türbini tasarımı konusundaki bilgi birikiminin en kısa sürede oluşturulmasını ve üniversite/sanayi işbirliği çerçevesinde kullanılmasını sağlamaktır [5].

## **1.2. Amaç ve Kapsam**

Hidrolik türbinler, teknolojisinin başından bu yana, enerji dönüşüm sistemlerinde kullanılan en önemli elemanlardan birisidir. Suyun kinetik enerjisini mekanik enerjiye çevirmeleri sebebiyle, elektrik enerjisi üretiminde sürdürülebilir enerji kaynağı olarak kullanılırlar. Kullanılan türbinlerin tasarımı hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile yapılmakla birlikte, testleri ise kurulan test düzenekleri ile model tabanlı olarak gerçekleştirilebilmektedir. Yüksek verimin elde edilmeye çalışılması ve maksimum verim elde edilirken tasarımın süresinin kısaltılması ile ilgili yapılan çalışmalar olsa da eksikler ve bilinmeyenler, kısacası bil-yap bu süreçte hala yetersiz kalmaktadır.

Bu doğrultuda, ülkemizde türbin tasarımı ve üretimi konusunda eksik olan bil-yap’ ı tamamlamak, yerli üretimi sağlamak ve model testleri gerçekleştirebilmek amacıyla TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Kalkınma Bakanlığı desteği ile Su Türbini Tasarım ve Testleri Merkezi’ni kurmaktadır [4, 5].

Bu çalışmada ise; üniversite bünyesinde kurulan merkezde kullanılmak üzere bir su türbini tasarım yöntemi oluşturmak, model testlerde kullanılması için model

tasarımlarının yapılması ve bu süreci kısaltmak amacıyla eniyileme yöntemlerinin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Çalışma kapsamında, HAD araçları kullanılarak, Türkiye’ de İzmit, Tokat ve Trabzon illerinde olmak üzere sırasıyla, Yuvacık, Ataköy ve Köprübaşı HES projeleri için çark tasarımı yapılmıştır. Buna ek olarak, üç barajdan bir tanesi olan Yuvacık HES için ise; tasarım iyileştirilmesi, ANSYS eniyileme araçları kullanılarak eniyilemenin iki ve üç boyutlu olarak tamamlanması da kapsam içerisinde yer almaktadır.

### **1.3. Tez Planı**

Bu tezde Francis tipi su türbininin ana parçalarından biri olan çarkın zamana bağlı olmayan ve bilinen çalışma koşullarında tasarımının yapılması için gerekli metodolojinin oluşturulması, oluşturulan metodolojinin birden fazla türbin çarkında denenmesi amaçlanmıştır. Tasarımı yapılan türbinlerden bir tanesi için de eniyileme yapılması planlanmıştır. Bu amaçlar doğrultusunda, zamana bağlı olmayan akış için 3B Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemleri çözülmektedir.

Bölüm 1’ de literatür taraması yapılmış ve tezin konusu hakkında genel olarak bilgiler verilmiştir. Bölüm 2’ de sayısal yöntemler, simülasyonda kullanılan akış koşulları kısa şekilde açıklanmış, eniyileme ve eniyilemede kullanılmış yöntemlerden ve girdilerden bahsedilmiştir. Bölüm 3, çark kanatları tasarımı için gerekli olan tasarım yöntemi ve teorik denklemlerin ifadesinden oluşmaktadır. Bölüm 4, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği için oluşturulan metodolojinin çark kanat tasarımına uyarlanması olup, türbin çarkının tasarımı ve sonuçlarını içermektedir. Bölüm 5’ te, belirlenen çark kanadı üzerinde gerçekleştirilen eniyileme çalışmaları iki boyutlu ve üç boyutlu olarak anlatılmış, eniyileme metodolojisi üzerine yoğunlaşmıştır. Bölüm 5 aynı zamanda, eniyileme sonuçlarını ve bu sonuçların yorumlanmasını içermektedir. Bölüm 6’ da ise tez kapsamında yapılan çalışmaların yorumlanması, tezin literatüre katkısı ve yapılacak olan çalışmalardan bahsedilmektedir.

## 2. SAYISAL YÖNTEMLER

Francis tipi su türbini içerisindeki akış, düzensiz ve türbülanslı olarak tanımlanır. Türbin çarkı ise hem karmaşık geometrisi hem de bu geometri üzerinde oluşan akışın yarattığı türbülans sebebiyle, düzensiz akış profiline örnek olarak direkt gösterilebilir. Türbin çarkı üzerindeki akış, çark ve emme borusu ile birlikte simüle edildiğinde düzensiz olarak tanımlansa da, bu çalışmada yapılan simülasyonların çark için tek başına yapıyor olması sebebiyle simülasyonlar boyunca kararlı hal analizleri uygulanmıştır. Bu analizlerde Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri ve k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Üç boyutlu sıkıştırılamaz akış için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği simülasyonları ANSYS CFX V.15 [50] kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Bu başlık altında, tez çalışması kapsamında kullanılan Reynolds ortalama Navier-Stokes denklem setleri, türbülans ve türbülans modelleme tekniklerinden bahsedilerek ve k-ε türbülans modeli anlatılmaktadır. HAD analizlerinde kullanılan adveksiyon ve ayrıştırma şemalarına değinilip, sonlu hacim kullanımı ve sınır koşullarına değinilmiştir. Çalışma kapsamında kullanılan ve çarkın eniyilenmesinde yardımcı olan, eniyileme teknikleri son olarak anlatılmıştır.

### 2.1. Sayısal Yaklaşımlar

Navier-Stokes denklemlerinin üç boyutlu akış hareketini tanımlayan denklem yapısı aşağıdaki şekilde ifade edilir,

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = \rho B_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \quad (2.1)$$

Sıkıştırılamaz akış için Navier-Stokes denklemleri ise Denklem 2.2' deki haliyle yazılır.

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= \rho B_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= \rho B_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= \rho B_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (2.2)$$

### 2.1.1. Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (RANS) Denklem Sistemleri

RANS, akışkan hareketinin zaman ortalamalı denklemdir. Genel olarak türbülanslı akışlarda türbülans modelleri ile birlikte tanımlanır. RANS, zaman ortalamalı Navier-Stokes denklemleri ve sıkıştırılamaz akışkanlar için süreklilik denklemlerinden yararlanarak, türbülanslı akışların çözülmesinde kullanılan temel denklemin elde edilmesine olanak verir. RANS, ortalama akışı modellemek için üç ana denklem kullanırken, denklem sistemini tamamlayan ve türbülans modellerinden elde edilen iki ekstra denklemi de içermektedir [35].

RANS yaklaşımında, değişkenler ortalama ve çalkantılı olmak üzere ikiye ayrıştırılır. Bu değişkenlerden hız ele alındığında, “ $\bar{u}$ ” ortalama değişkenini ifade ederken, “ $u'$ ” çalkantılı değişkeni simgelemektedir.

$$u = \bar{u} + u' \quad (2.3)$$

Anlık süreklilik ve Navier-Stokes denklemleri,

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (2.5)$$

RANS denklemlerinin türetilmesi yukarıdaki denklemlere bağlı olarak, aşağıda gösterilmektedir. Denklem 2.5’ te bulunan “ $f_i$ ” ifadesi dış kuvvetleri temsil eden vektördür.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \overline{u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} = \bar{f}_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} \quad (2.7)$$

Üçüncü terim karşı tarafa atıldığında ve düzenlemeler yapıldığında denklem zamana bağlı olan son halini almaktadır.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \bar{f}_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} - \overline{u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} \quad (2.8)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ -\bar{p} \delta_{ij} + 2\mu \bar{S}_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] \quad (2.9)$$

Burada,  $\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$  ortalama gerilme tensörünü göstermektedir.

Son olarak akışın zamandan bağımsız olduğu düşünüldüğünde, RANS' ı ifade eden Denklem 2.10' da görüldüğü gibi elde edilir. Burada,  $\overline{\rho u'_i u'_j}$  Reynolds stresi temsil etmektedir.

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -\bar{p} \delta_{ij} + 2\mu \bar{S}_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] \quad (2.10)$$

Denklemden sol taraf, akışın momentumundaki değişimi ifade ederken, sağ taraf ise onu dış kuvvetler, viskoz stresler gibi terimlerle dengelemektedir.

### 2.1.2. Türbülans ve Türbülans Modellemesi

Türbülans genel olarak Reynolds sayısının alacağı değer ile ifade edilebilmektedir. Reynolds sayısı ise, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını veren boyutsuz bir parametredir. Türbülans Hinze [39]' ye göre belirli niteliklerin zaman ve uzay koordinatlarında rastgele değişiminden oluşan bir uzay hareketidir. Genel olarak özellikleri, düzensizlik, süreklilik, kararsızlık ve lineer olamamadır [40-43].



Türbülanslı bir akışta düzensiz girdaplar farklı ölçeklerde oluşurken, kendi aralarında da etkileşime geçerler. Sınır tabakada ise yüzey sürtünmeleri artarken, bazı durumlarda akış ayrılmaları meydana gelir [44]. Mühendislik yaklaşımlar için akış ayrılmaları gibi türbülans etkileri önemli olup, çözülmeye ve hatta modellenmeye ihtiyaç duyulur. RANS denklemlerinde bulunan türbülans terimleri, türbülansı tanımlamak için kullanılsa da, etkilerini ve ölçeklerini ifade etmekte yetersiz kalmaktadırlar. Bunun yanında, çoğu mühendis analizlerde kullandığı kararlı hal durumunu muhafaza eden sonuçlar istemektedir, ancak türbülans gibi kararsız bir akışa sahip bir durumun kararlı hal gibi bir durumda çözülmesi de zor olduğundan RANS terimlerinde olduğu gibi modellenmelidir. Bu modellemelerde ihtiyaç duyulan denklemleri sağlayan ve çözülmesine yardımcı olanlar ise türbülans modelleridir.

Türbülans modelleri cebirsel, bir fonksiyonlu ve iki fonksiyonlu modeller olmak üzere üçe ayrılmaktadır. Cebirsel modeller, fazladan denklem kullanmadan sisteme yakın olmayı sağlayan bir amaçla hareket ederler ve girdap viskozitesi cinsinden Reynolds streslerini sisteme sağlarlar. Bir fonksiyonlu modellerde, “k” terimi modele dahil edilmektedir. “k” girdap viskozitesi ile alakalı olarak, “türbülans kinetik enerjisi” adıyla bilinir. İki fonksiyonlu modellere ise, cebirsel ve bir fonksiyonlu modellerin çözmeye gücünün yetmediği durumlarda ihtiyaç duyulur. Bu modeller türbülans fiziğini en iyi tanımlayan modellerdir ve en bilinenlerinden bir tanesi ise, k- $\epsilon$  türbülans modelidir [45].

### **2.1.2.1. k- $\epsilon$ Türbülans Modeli**

k- $\epsilon$  türbülans modeli, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisi yitim oranı için taşınım denklemlerini çözmektedir [46]. Yüksek Reynolds sayılarında geçerlidir ve sınır tabaka üzerinde girdap içeren dış bölgede, serbest kesme katmanında en iyi sonuçlarını vermektedir [47]. Bunun sebebi, bu modelin yüksek Reynolds sayılarında çalışıyor olması, onun sınır tabaka gibi düşük Reynolds sayılı bölgelerde etkisinin az

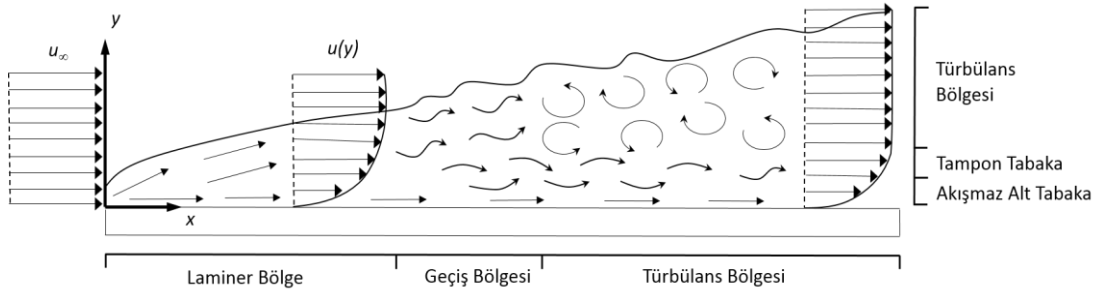
olmasıdır. Bu modelde sınır tabaka bölgeleri için duvar fonksiyonları tanımlanmamıştır [47].

k-ε türbülans modeli turbo-makine uygulamalarında, iyi veya kabul edilebilir sonuçlar vermesi sebebiyle sıkça kullanılmaktadır. Bu türbülans modeli, Navier-Stokes denklemlerine iki ekstra değişken getirerek, türbülans etkilerini kolay şekilde ifade edecek düzenlemeleri yapar [35].

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.11)$$

Türbülans modelinde, türbülansı ifade eden terimler ( $\mu_t$ ), k ve  $\varepsilon$ ' nun bir fonksiyonu olarak ifade edilir [48].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (2.12)$$



Şekil 2.1. Düz bir plaka üzerindeki akış bölgeleri

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad (2.13)$$

Denklem 2.12, “k” türbülans kinetik enerji terimini ifade ederken, ikinci Denklem 2.13 ise “ε” enerji yitimi terimini ifade etmektedir. “ $P_{kb}$ ” ve “ $P_{\varepsilon b}$ ” kaldırma kuvvetini temsil ederken “ $P_k$ ” akışmazlık kuvveti kaynaklı türbülans üretimini ifade etmektedir.

### 2.1.2.2. Sayısal Ayırıklaştırma (Discretization Scheme)

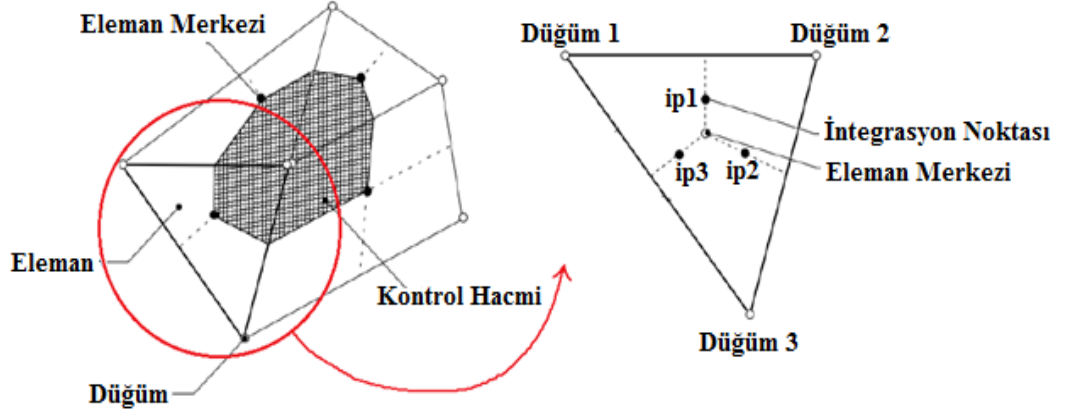
Sadece basit akışların analitik çözümleri mümkündür. 3B türbülanslı akış problemlerini ifade eden Navier- Stokes denklemlerinin analitik çözümleri yoktur.

CFX bu gibi durumlarda korunum denklemlerini ayrıştırıp, lineer bir cebirsel denklem setine indirir. Bunun için ise, kontrol hacim yöntemini kullanır. Kontrol hacim yöntemi, her bir kontrol hacmi için korunum denklemlerinin integre edilmesini baz alır. Bu yaklaşımda, akış alanında iletilen ve kontrol hacmi sınırları içerisinde yer alan herhangi bir  $\varphi$  niceliğinin değişimi integral şeklinde Denklem 2. 14’ teki hali ile ifade edilir.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \varphi dV + \int_S \rho U_j \varphi dn_j = \int_S \Gamma_{eff} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\varphi dV \quad (2.14)$$

Denklemden  $V$  ve  $S$  sırasıyla hacim ve yüzey integral bölgelerini temsil etmektedir ve  $dn_j$  terimi ise dışa doğru olan normal yüzey vektörünün diferansiyel Kartezyen

bileşenleridir. Hacim integralleri, toplanma (accumulation terms) terimlerini ifade ederken, yüzey integralleri akıların toplamını simgelemektedir.



Şekil 2.2. Kontrol hacmi ve integrasyon noktası gösterimi [50]

Gradyenlerin kontrol hacimlerinde değilde, düğümlerde olduğu durumlarda ise CFX, kontrol hacim gradyenlerini çözmek için Gauss' divergence teoremini kullanır ve Denklem 2.15' te gösterildiği şekli elde eder. Denklemde  $\Delta \vec{n}$  integrasyon noktasındaki dışa doğru olan yüzey vektörünü gösterirken,  $\varphi$  ise parçalama (blending) fonksiyonunu olarak ifade edilir. Bu denklem, her bir integrasyon noktası için parçalama fonksiyonunun hesaplanmasını gerektirir.

$$\nabla \varphi = \frac{1}{V} \sum_{ip} (\varphi \Delta \vec{n})_{ip} \quad (2.15)$$

### 2.1.2.3. Adveksiyon Şeması (Advection Scheme)

Adveksiyon şemasının oluşumunda gerekli olan adveksiyon terimi Denklem 2.16' da gösterilmiştir.

$$\varphi_{ip} = \varphi_{up} + \beta \nabla \varphi \cdot \Delta \vec{r} \quad (2.16)$$

Denklemdaki  $\varphi_{up}$  terimi upwind düğümünün değerini ve  $\vec{r}$  ise upwind düğümü ile integrasyon noktası arasındaki vektörü simgelemektedir. Adveksiyon terimi, Denklem 2.16' da görüldüğü üzere, parçalama fonksiyonunun düğüm noktası değerleri cinsinden integrasyon noktalarının değerlerinin yaklaşımını gerektirir. Denklemden bulunan  $\beta$  ve  $\nabla \varphi$  parametrelerinin seçimlerine bağlı olarak farklı şemaların seçilmesi mümkün olabilir.

Çalışmada, 1. dereceden upwind ve yüksek çözünürlük olarak iki farklı adveksiyon şeması kullanılmıştır. Ön tasarım sürecinde, tasarım zamanını kısaltmak amacıyla kalın çözüm ağı ve upwind çözüm, k- $\epsilon$  türbülans modeli ile birlikte tercih edilmiştir. Ön tasarım sürecinden sonraki tasarım süreci ise, ince çözüm ağı, kanat üzerindeki akış ayrılmalarını görmek için yüksek çözünürlük ile birlikte k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılarak tamamlanmıştır.

#### 2.1.2.3.1. Birinci Dereceden Upwind Şeması

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği Upwind şeması, hiperbolik kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılan bir dizi nümerik ayrıklaştırma yöntemini ifade eder. Birinci dereceden doğrultuya sahip upwind şeması, Denklem 2.16' da bulunan  $\beta$  değerinin sıfıra eşit olduğu durumu ifade eder.

$$\varphi_{ip} = \varphi_{up} \quad (2.17)$$

### 2.1.2.3.2. Yüksek Çözünürlük Şeması

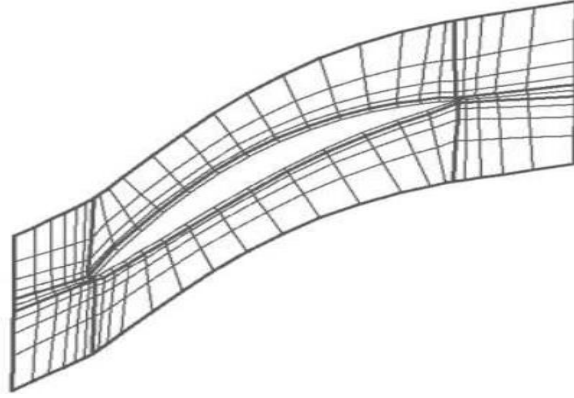
Yüksek çözünürlük şeması,  $\beta$  değerinin 1' e oldukça yakın ve bu değer in üstünde olmayacak şekilde hesaplandığı durumda, her düğümdeki  $\beta$  için lineer olmayan bir yaklaşım kullanır. Bunlardan sonra adveksiyon akısını,  $\beta$  ve  $\nabla\varphi$  değerlerinin upwind düğüm noktasındaki değerlerini kullanarak elde eder ve Denklem 2.16' daki hali ile ifade edilir.

### 2.1.3. Sonlu Hacimlerin Ağ Oluşumu

#### 2.1.3.1. Topoloji Tanımı

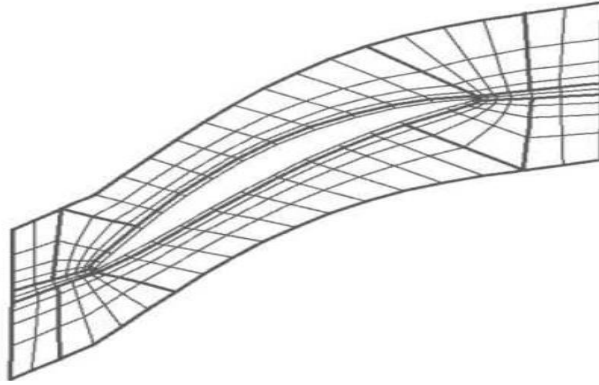
Çark kanat profilleri üzerindeki akışın, tam anlamıyla tanımlanabilmesi için ince çözüm ağı gerekmektedir. Bunu başarmanın yolu ise kanat profiline uygun olan topolojiyi seçmektir. Çark kanadı, yapısı gereği karmaşık olduğu için her bir yüzeyinde farklı açılar içermektedir. H/J/C/L ağ yapısı ve O ağ yapısı bu farklı açılarını en uygun şekilde tanımlamaya yardımcı topoloji tipleridir.

H-Ağ topolojisi, kanat tasarımı için oldukça kullanışlıdır. Bu topolojide, yapılanmamış bloklar, hücum kenarının üst kısmını, kuyruk kenarının da alt kısmını oluştururlar. H-Ağ topolojisi Şekil 2.3' de gösterilmiştir.



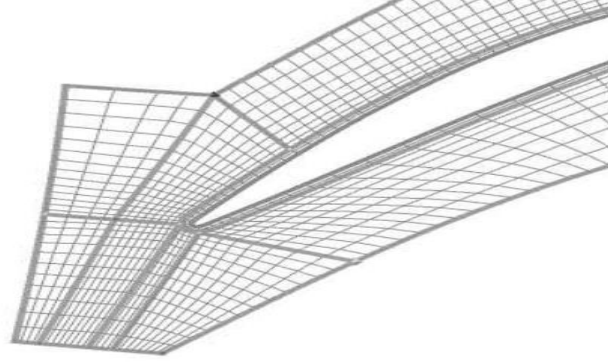
Şekil 2.3. H-Ağ topolojisi [49]

J-Ağı, opsiyonel olarak eklenen ve kanadı çevreleyen bir O-Ağı ile bir topoloji uygular. J-Ağı topolojisi Şekil 2.4' de gösterilmiştir.



Şekil 2.4. J-Ağ topolojisi [49]

L-Ağ topolojisi ise, 1'e 1 periyodikliği olmayan üst ve alt kısım uçları için uygundur. L-Ağ topolojisi, Şekil 2.5' te gösterilmiştir.



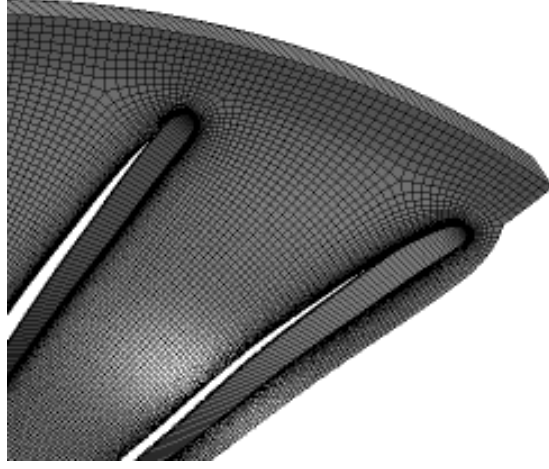
Şekil 2.5. L-Ağ topolojisi [49]

Çark kanadı üzerinde, birden fazla ağ topolojisi uygulanmıştır. Kanadın etrafı, sınır tabakayı anlamak ve çözümlmek için tümüyle O tip ağ yapısı ile örülmüştür. O-tip ağ yapısının kalınlığı, boyut faktörü ile tanımlanırken, çalışmada boyut faktörü 0.2 olarak belirlenmiştir. Kanadın giriş kısmında H, çıkış kısmında ise keskin ve değişken hız dağılımını kolay yakalayabilmek için, L veya J ağ yapısı tercih edilmiştir. Duvar kenarındaki elemanların boyutunu belirlemek amacıyla normalize seçeneği tercih edilmiştir. Bu seçenek, O tip ağ yapısının boyut faktörüne bağlı olarak duvar kenarına atılacak olan ilk ağın nereden başlaması gerektiğine karar verir.

### 2.1.3.2. Çözüm Ağı Oluşumu

Çark kanatları üzerine çözüm ağı, BladeGen modülünden alınan kanat bilgileri yardımıyla TurboGrid modülü kullanılarak oluşturulmuştur. Bölüm 1.1.3.1’de belirtilen topoloji tiplerinden ilgili olanlar seçilmiş ve ince çözüm ağı oluşturulması sağlanmıştır. Kanat profili üzerinde kullanılan açısız değerler, minimum 15 derece ve maksimum 165 derece olarak belirlenmiştir.





Şekil 2.6. Kanat hücum kenarı çözüm ağı yapısı

Şekil 2.6’ da görüldüğü üzere kanat çevresi çözüm ağı kalınlığı tüm sınır tabakayı kapsayacak şekilde O tipi ağı yapısıyla sarılmıştır.

#### 2.1.4. Sınır Koşulları

HAD analizleri tek bir kanat için yapılmış olup, sınır koşulları kanatlar arasındaki kanallarda oluşan değişimleri kapsayacak şekilde tanımlanmıştır. Analizlerde kullanılan kanat sayısı fazla olduğu için, kanatlar arasındaki ardışıklıktan kaynaklı koşullar ise kanadın iki yanına da periyodiklik verilerek çözülmüştür [35]. Sınır koşulları, elde var olan en iyi verim noktası koşullarından yola çıkılarak belirlenmiştir.

Sınır koşulları girişte toplam basınç, çıkışta ise debi olarak tanımlanmıştır. Sınır koşullarının bu şekilde kullanılmasının sebebi, tekli analizlerde kanadın giriş ve çıkış koşullarında bildiğimiz değerlerin toplam basınç ve debi olmasıdır. Tüm türbin analizlerinde ise bu durum tersine dönmektedir. Çark kanadının girişindeki değer, ayar kanadı tarafından sağlanan debi olması ve çarkın çıkışında emme borusunun

bulunması nedeniyle çıkış basıncının bilinmesi başlıca sebeptir. Bunun yanında, literatürde tanımlandığı üzere tekli analizlerde, çark gibi dönen parçalarda, bu çalışmada kullanılan sınır koşulları önerilmiştir [50]. Girişte suyun hangi yönde gireceğini belirleyen hız vektörleri ise, ayar kanadı çıkışındaki açı değerleri baz alınarak çark girişine tanımlanmıştır.

Analizlerde duvar sınır koşulları kaymaz sınır koşulu olarak belirlenmiştir. RANS denklemleri,  $k-\epsilon$  türbülans modeli ile birlikte tüm geometriler için uygulanmıştır. Yakınsama kriteri,  $10^{-5}$  ve  $10^{-6}$  olarak belirlenmiş ve analiz sonuçları bu değere göre alınmıştır. Bunun sebebi, elde edilen sonuçların bu değerler altında daha doğru sonuçlar vermesidir.  $10^{-4}$  bazı durumlarda yetersiz kalmaktadır.

Bölüm 3'te bahsedileceği üzere HAD analizlerinde bazı kabuller yapılmıştır. Bunlar sızdırmazlıklar ve kanat yüzeyinin yapısıdır. Her ne kadar sızdırmazlık kayıplarının etkisi verimlilik üzerinde ihmal edilebilir olsa da, kanat yüzeyinin pürüzlülüğünün etkisi büyüktür. Bu kısımda, kanat pürüzsüz kabul edilmiş ve analizler bu kabul üzerinden yapılmıştır.

## **2.2. Tasarım Eniyilemesi**

Eniyileme, sözlük anlamında, tasarım amaçlarını elde etmek için metamodelleri kullanan bir konu olarak geçmektedir. Tasarım eniyilemesi diye adlandırılması daha geneldir. Yapısal eniyileme, şekil eniyileme, topoloji eniyileme, tersine eniyileme, süreç planlaması ve benzeri başlıklar tasarım eniyilemesinin alt dallarıdır. Eniyilemede genel amaç, amaç fonksiyonunu minimize ya da maksimize etmektir. Eniyilemenin temel olarak ifadesi Denklem 2.18' de verildiği gibidir.

$$\text{Bul } x = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T$$

Min/Maks  $f(x)$

$$h(x) = 0 \quad j = 1, \dots, n_e \quad (2.18)$$

$$g(x) \leq 0 \quad k = 1, \dots, n_g$$

$$x^{alt} \leq x \leq x^{üst}$$

“ $f$ ” burada amaç fonksiyonunu temsil ederken minimum ya da maksimum olup olmayacağına göre “ $g$ ” ve “ $h$ ” fonksiyonları ile sırasıyla eşitsizlik ve eşitlik kısıtları belirlenir. Amaç fonksiyonu en önemli ölçüt olup, eniyilemenin genelinde ne istendiğinin temel kanıtıdır. Ancak eniyileme problemlerinde, fonksiyonun minimum değeri, negatif bir fonksiyonun maksimum değerine de tekabül edebilir. Eniyilemedeki fonksiyonlar, alt ve üst limite sahip olan tasarım parametrelerine bağlıdır. Alt ve üst değerler, tasarım parametrelerinin kenar kısıtları olarak geçerler. Bu parametreler, sürekli veya ayrık olabilir. Bunun anlamı, parametreler ya bütün değerleri ya da sadece belli ayrık değerleri alabilirler. Bunların yanında, tasarım parametreleri eğer bütün kısıtları tamamlıyorsa “makul”, tamamlamıyorsa ise “olanaksız” olarak tanımlanır.

Eniyileme problemleri, yaklaşımları bakımından üçe ayrılırlar. Sadece iki tasarım parametresi içeren problemlere grafik yaklaşım, sayıca az olan tasarım parametrelili problemlere analitik yaklaşım yeterli olurken, sayıca fazla tasarım parametresi barındıran problemlere nümerik yaklaşımlar gerekmektedir. Nümerik yaklaşım gerektiren problemlerin, amaç fonksiyonlarının ve kısıtlarının karmaşık analizler gerektirmesi buna sebebiyet vermektedir.

Eniyilemede, sonuç uygun değer olarak tanımlanmaktadır ve sonuca ulaşabilmek için iterasyona tabi nümerik çözümler gerekmektedir. Amaç ve kısıt fonksiyonları hesaplanırken, farklı tasarım noktalarında analiz boyunca bir veya birden fazla “çözümleyici” kullanılır [51]. Bunlar, bir modele uyarlanmış korunum denklemleri veya karmaşık problemler için sonlu elemanlar modeli olabileceği gibi, karmaşıklık arttıkça tanımlanan bir meta-model de olabilmektedir. Kullanılan meta-modeller ilerleyen bölümlerde anlatılmıştır.

Tasarım eniyilemesi, istenilen amaçlara ve problemin karmaşıklığına göre “tek-amaç fonksiyonlu eniyileme yöntemi” ve “çok-amaç fonksiyonlu eniyileme yöntemi” olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Bu çalışmada iki adet durum bulunmaktadır. İlkinde amaç verimliliği maksimize etmek olduğundan tek-amaç fonksiyonlu eniyileme yöntemi kullanılırken, ikincisinde istenilen amaç kavitasyonu azaltma ve verimliliği maksimize etmek olduğundan için çok-amaç fonksiyonlu eniyileme tercih edilmiştir.

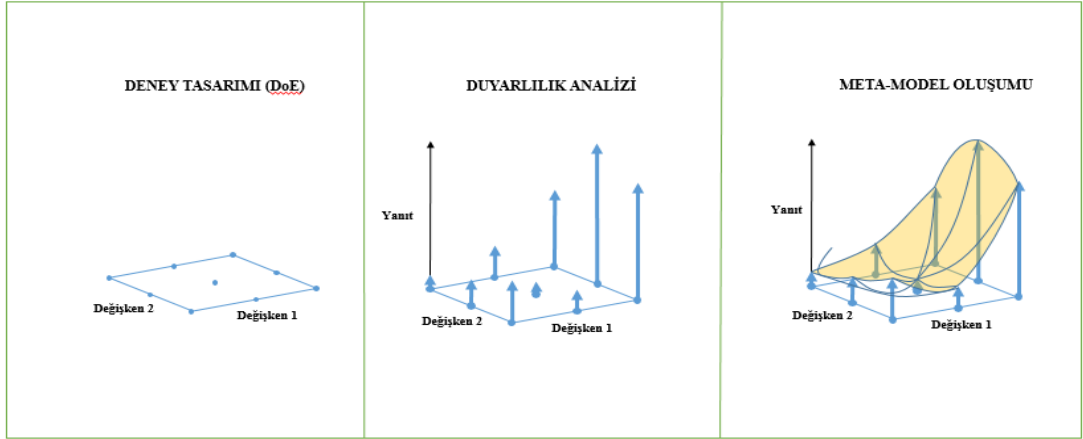
### **2.2.1. Meta-Model Tabanlı Tasarım Eniyilemesi (MTTE)**

Tasarım eniyilemede, eniyileme sürecindeki değerlendirme meta-modeller kullanılarak yapılır. Bu konuda birden fazla açıklama mevcuttur ve örnekleri Simpson vd. (2001), Queipo vd. (2005), Wang ve Shan (2007), Forrester ve Keane (2009), Stander vd. (2010) ve Acar vd. (2011) olarak bulunabilmektedir. Bu bölümde, kullanılan meta-modeller, eniyileme yöntemleri anlatılmıştır.

Meta-modeller, tasarımın girdileri ile detaylı simülasyon sonuçlarına bağlı olarak hesaplanan çıktıların arasında ilişki kurmak için oluşturulan modellerdir. Tasarımın yapısına, isterlerine ve modelin karmaşıklığına göre en iyi sonucun hangi meta-model tarafından elde edileceği konusunda kesin kısıtlar yoktur. Meta-modellerin artı ve eksi yönlerine bağlı olarak veya tasarımın isterlerini karşılamalarına bağlı olarak hangisinin

iyi olacağı belirlenebilir. Meta-model oluşturulması veri setlerinin belirlenmesi yani girdilerin hangi kombinasyonları için çıktı hesaplanacağını tespit edilmesiyle bu kombinasyonlara karşılık gelen çıktılar hesaplanır. Son olarak, girdilerle çıktılar arasında ilişki kuran metamodeller oluşturulur. Şekil 2.7, basit şekilde tanımlanan simülasyon sürecini göstermektedir. Şekil 2.8 ise meta-model sürecini içine alan eniyileme süreci gösterilmektedir.

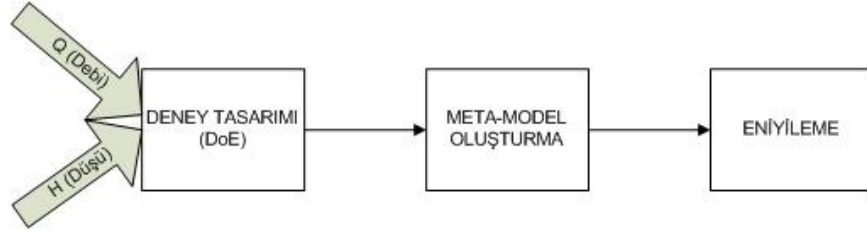
Eniyileme sürecinde, birçok avantajı sebebiyle meta-modeller kullanılmaktadır. Bunlardan ilki, hesaplama süresidir. Kısaca söylenmesi gerekirse, doğru bir meta-model oluşturulduğunda, optimumu bulmak için gereken simülasyon sayısı dolayısıyla gereken toplam işlemci zamanı (CPU) azalır. Diğer bir sebep ise, parametreler arasındaki ilişkilerin daha kolay tespit ediliyor olmasıdır.



Şekil 2.7. İki değişkene bağlı meta-model oluşum süreçleri [51]

Doğruluk derecesi yüksek meta-modeller oluşturulduğu takdirde, meta-modeller, simülasyonlar sırasında oluşan nümerik gürültüyü filtrelediği gibi global optimumu bulmayı da kolaylaştırmaktadır. MTTE' nin avantajlarının yanında dezavantajları da bulunmaktadır. Yukarıda belirtildiği gibi, doğruluk derecesi yüksek bir meta-model

oluşturmanın zorluğu, doğru sonuçlar almayı zorlaştırmaktadır. Girdi parametresi sayısı arttıkça, yüksek doğrulukta metamodeller oluşturmak zorlaşmaktadır.



Şekil 2.8. Eniyileme süreç şeması

### 2.2.1.1. Deney Tasarımı (DoE)

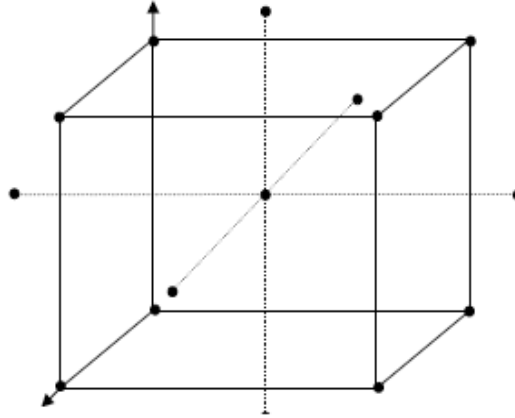
Meta-model oluşturulurken atılan ilk adım, metamodel girdi parametrelerinin hangi kombinasyonları için çıktı hesaplanacağını belirlemesidir. Metamodellerin doğruluk derecesini mümkün olduğunca artırmak için tasarım noktalarının tasarım uzayında nereye yerleştirilmesi gerektiğini belirleyen metoda deney tasarımı (DoE) denir. Deney tasarımı için kullanılan, yöntemler arasında Merkezi Karma Tasarım (MKT), Optimal Boşluk Doldurma (Optimal Space Filling), Box-Behnken Tasarımı, Seyrek Ağ Hazırlama (Sparse Grid Initialization), Latin Hiperküp Örnekleme (LHÖ) ile kullanıcı tarafından belirlenebilen özel yöntemler bulunmaktadır. Bu çalışmada MKT, Özel + Örnekleme ve LHÖ tasarımları kullanıldığı için, bu tasarımların detayları anlatılmıştır.

**Merkezi Karma Tasarım (MKT):** MKT bir deneysel tasarım metodu olup, yanıt yüzey oluşumunda ve az sayıdaki tasarım noktasıyla, bağımlı değişkene üç düzeyli faktörel deneye ihtiyaç duymadan ikinci dereceden bir model uyarlayan tasarıma denir

[57]. Şekil 2.9 MKT' nin yapısını göstermektedir. MKT için farklı tasarım tipleri bulunmaktadır. Bunlar;

- Yüzey merkezli
- Dönebilir
- VIF- Optimalite
- G-Optimalite
- Otomatik

olmak üzere beş adettir.



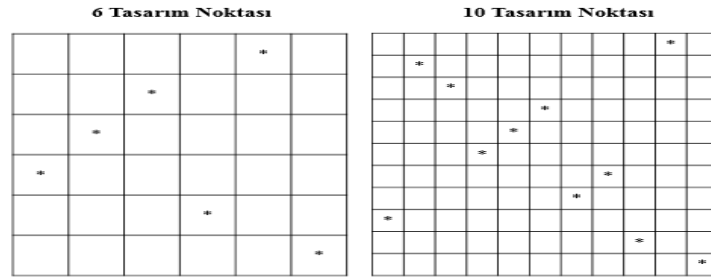
Şekil 2.9. Merkezi karma tasarımı yapısı

**Özel+Örnekleme:** Bu tasarım kullanıcıya kendi deneysel tasarımını belirlenmesinde yardımcı olmaktadır. Özel + Örnekleme deneysel tasarımı belirlerken kullanıcının hangi miktarda tasarım noktasını kullanacağına karar vermeye olanak tanınması sebebiyle tercih edilmektedir. Önceden MKT, Box-Behnken tasarımı gibi kullanıcının belirlemiş olduğu tasarım yöntemleriyle atanmış olan tasarım noktalarını verimli bir

şekilde yerleştirmekte kullanılması, yeni tasarım noktaları eklemeye ve çıkarmaya olanak tanınması avantajlarından bir kaçıdır [57].

**Latin Hiperküp Örnekleme (LHÖ):** LHÖ istatistiksel bir yöntem olup, çok boyutlu dağılımda parametre değerlerinin makul bir biçimde oluşturulması ve dağıtılması prensibine dayanır. Monte Carlo örnekleme yönteminin avantajlarını alarak oluşturulan bir tasarımdır [57]. LHÖ' de noktalar kare bir gride rastgele dağıtılır; ama bu grid içerisinde hiçbir tasarım noktası aynı değeri paylaşmaz.

LHÖ' nün başlıca dezavantajı ise, dağıtılan noktaların bazılarının uç değerlerde (tasarım uzayının köşeleri) yer almasıdır. Bu sebepten dolayı, bu noktalar tam anlamıyla hesaplanıp diğer noktalardan elde edilen kaliteli sonuçlar elde edilmeyebilir. Şekil 2.10, LHÖ' sinin yapısını göstermektedir.



Şekil 2.10. Latin hiperküp örnekleme tasarım yapısı

### 2.2.1.2. Meta Model Oluşturulması

Literatürde çok sayıda metamodel tipi bulunmaktadır. En sık kullanılan meta- model tipleri ise, standart yanıt yüzey, kriging, parametrik olmayan regresyon, sinir ağları,



seyrek ağ olarak sayılabilir. Bu çalışmada, meta-model tiplerinin hepsi, en iyi sonucu bulabilmek adına denenmiştir. Acar vd. (2011)' nin çalışması doğruluk derecesi en yüksek metamodel tipinin eniyilemede en iyi sonucu veremeyebileceğini göstermiştir [64].

**Standart Yanıt Yüzey:** İkinci dereceden polinom tabanlı bir meta-model tipi olup en çok tercih edilenlerden bir tanesidir.  $n^{th}$  gibi bir polinom, her bağımlı değişken için en küçük kareler regresyonu ile oluşturulmaktadır [58]. N değişken için ikinci dereceden bir polinom oluşturulmak istenirse, değişkenlerin sayısı Denklem 2.19' da gösterildiği gibi hesaplanmaktadır [58].

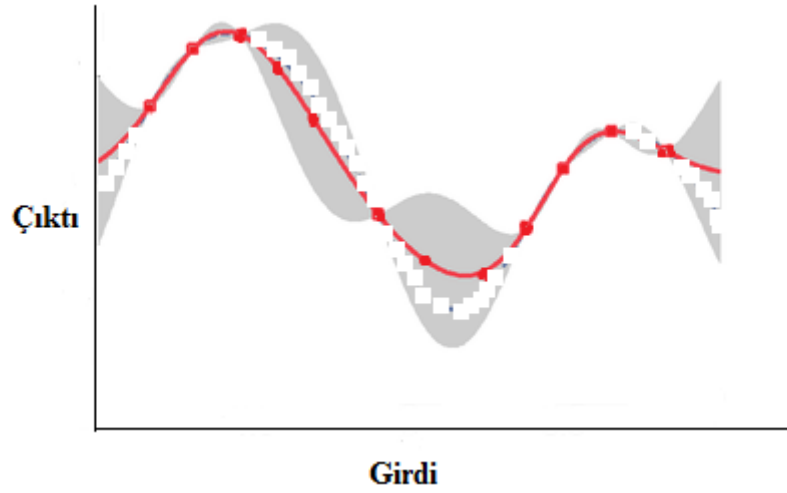
$$\frac{(N+1)(N+2)}{2!} \quad (2.19)$$

Regresyon analizleri, toplamda N tane nokta olduğunu ve bu noktaların her birinin çıktı parametrelerine karşılık geldiğini varsaymaktadır. Bu noktalara bağlı olarak, girdi ve çıktı parametreleri arasındaki ilişkiyi belirler. Aralarındaki ilişki belirlendiği takdirde, çıktı parametrelerinin sonuçları, girdi parametrelerinin bir fonksiyonu olarak elde edilir ve bu yanıt yüzey diye adlandırılır [57].

**Kriging:** Kriging meta-model algoritmalarından bir tanesi olup, diğer meta-modellere nazaran iyileştirilmiş bir yüzey kalitesi sunarken, çıktı parametrelerinin yüksek mertebeden değişimlerine de uygun yüzey belirler. Kriging metamodeli, global tahmin sağlayan bir eğilim modeli ile lokal sapmaların etkisini hesaba katan bir korelasyon modelinin birleşiminden oluşur [65].

Kriging interpolasyon algoritmalarından bir tanesidir ve ağırlık atamalarını veriye dayalı ağırlık fonksiyonuna bağlı olarak yapmaktadır. Kısacası, datalarda bulunan her noktadan geçmekte ve buna göre bir eğri belirlemektedir [59]. Bu sayede;

- Datalarda oluşan kümelenmeleri telafi eder
- “Kriging varyansı” diye adlandırılan tahmini bir hata değeri verir ve bu sayede lokal sapmaların belirlenmesinde kolaylık sağlar

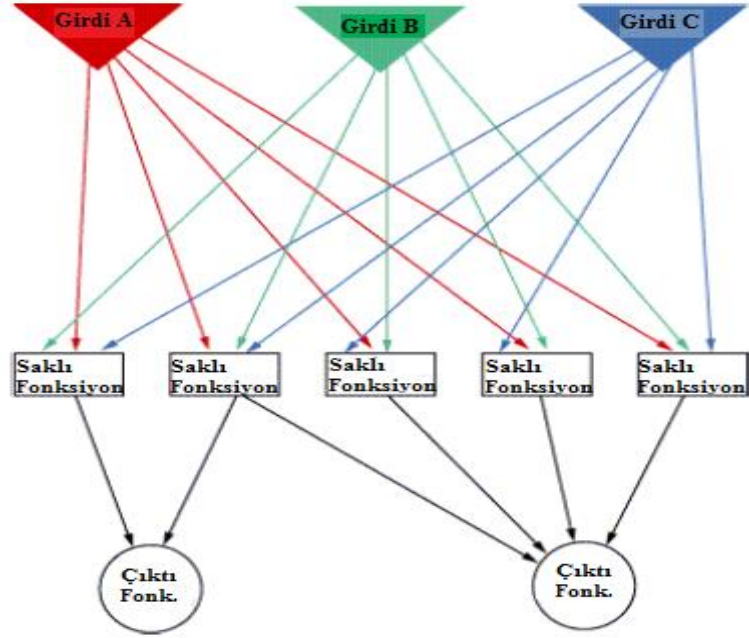


Şekil 2.11. Kriging metodunun data noktaları üzerinde gösterimi

**Parametrik Olmayan Regresyon:** Bu algoritma meta-model tekniklerinden bir tanesi olup, girdi parametrelerine göre çıktı parametrelerinin ileri derecede lineer olmayan davranışlarını saptamak amacıyla kullanılır. Meta-modelin kullandığı parametrelerin değerleri sabit değerlere sabitlenir ve optimize edilmez. Bu değerler, karşılaştırma deneyleri serilerinden elde edilir ve hesaplama hızı ile meta-model kesinliği arasındaki uyuma da dikkat çeker [57]. Birden fazla eniyileme probleminde kesin sonuçlar vermesine rağmen, tasarım noktaları az olan düz yüzeylerde, sapmalar gösterebilmektedir. Bu sebeple, modeli tam ifade eden ve iyi tanımlanmış bir yüzey

gerektirdiği için parametrik olmayan regresyon modeli sayıca fazla tasarım noktası istemektedir. Bu da tasarım süresini uzatmaktadır.

**Sinir Ağları:** Bu teknik insan beynindeki doğal sinir ağlarının çalışma prensibine dayanır. Parametrelerden elde edilen fonksiyonların interpolasyonunun yapılabilmesi için, üç seviyeden oluşan bir ağ oluşturulur. Şekil 2.12 bu modelin yapısını göstermektedir.



Şekil 2.12. Sinir ağları metodu tasarım yapısı [57]

Bu tasarımda her bir ok her bir ağırlık fonksiyonu ile ilişkilidir ve her bir halka ise hücre diye adlandırılır. Eğer girdiler  $x_i$  diye adlandırılırsa, saklı fonksiyonları barındıran seviye  $g_j(x_i)$  fonksiyonunu içerir [57]. Buradaki çıktı fonksiyonları ise Denklem 2.20' de ifade edildiği gibidir.

$$f_k(x_i) = K \left( \sum w_{jk} g_j(x_i) \right) \quad (2.20)$$

“ $K$ ” burada bir beyin sinyalindeki ikili davranışa benzer bir hal yakalamak için kullanılan önceden tanımlanmış bir fonksiyonu göstermektedir. “ $w_{jk}$ ” interpolasyon ile bilinen değerler arasındaki mesafeyi minimize etmek için kullanılır. Her iterasyon seviyesinde hata kontrol edilir ve hata en düşük seviyesine ulaştığında minimizasyon algoritması son bulur [57]. Bu yöntem sınırlı sayıda tasarım noktası ile çalışabilir, ama sayıca fazla tasarım noktası ve orta seviyedeki hücrelerde daha iyi sonuçlar verebilmektedir.

**Seyrek Ağ:** Bu meta-model üretilebilir değerleri de içeren sürekli parametrelerde iyileştirme sağlayan bir modeldir. Seyrek ağ meta-model tipi adapte yanıt yüzey kullanmaktadır ve bu otomatik olarak kendi kendini onarıyor ve geliştiriyor anlamına gelir. Bu şekilde düşünülüp tasarlanan bir boyut-adapte algoritma, hangi boyutların daha önemli olduğunu belirleyebilir ve bu da hesaplama zamanını kısaltabilir.

### 2.3. Ardıl İşleme

Tasarım ve tasarım eniyileme hesaplamalarında, HP Workstation Z210 Intel 64 bit işletim sistemi kullanılmıştır. Tasarım analizleri HP Intel Xeon CPU E5-26670 @ 2.90 GHz Cluster’ da 104 çekirdeğin paralel kullanılması ile yapılmış ve analiz süresi kısaltılmıştır. Tasarım yapılırken, kalın çözüm ağı (250000) ve upwind çözümleri süre olarak 420 saniye sürerken, ince çözüm ağı (500000-1000000) ve yüksek çözünürlükle yapılan analizler ise HP öbek bilgisayar yardımıyla 1020 saniyede tamamlanmaktadır. Eniyileme sürecince, analiz süreleri kullanılan parametre sayısına göre değişiklik göstermektedir. 70+1 tasarım noktasında eniyileme süresi, yakınsama değeri  $10^{-6}$  iken 96 saat alırken, 82+1+5 tasarım noktasında yakınsama değeri  $10^{-6}$  iken 120 saat almaktadır.

### 3. HAD YARDIMIYLA FRANCIS TİPİ SU TÜRBİNİ ÇARKI TASARIMI

Francis tipi türbinler geniş debi ve düşü aralıklarında çalışmaktadırlar [35]. Bu sebepten dolayı, her bir tasarım, topoğrafik durumlar ve istenilen performans değerlerine göre yeniden tasarlanmak ya da düzenlenmek durumundadır. Kurulacak yer ve elde edilmek istenen güç, tasarımı etkileyen kısıtlardan bir kaçıdır. Genel olarak, tasarım düşüsü  $H$  ve tasarım debisi  $Q$ , temel çalışma koşullarını oluşturmaktadır. Türbin tipi seçimi ve ilk tasarım parametrelerinin oluşturulması da bu değerler kullanılarak yapılmaktadır.

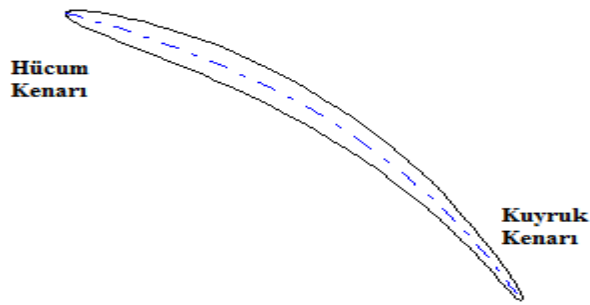
Debi ve düşü gibi değerlere bağlı olarak yapılan her bir proje, farklı tasarım gerektirse de, belirlenen bir metodoloji yardımıyla doğru sonuca ulaşmak daha kolay olacaktır. Bu çalışma kapsamında Francis tipi türbin için tasarım metodolojisi geliştirilmiş ve bu metodoloji üç farklı özgül hız değerine sahip türbine uygulanmıştır. Şekil 3.2' de bu metodoloji gösterilmiştir. Tasarım metodolojisinin doğruluğu sonuçları etkileyeceği için, kurulum yapılmadan önce literatür taraması yapılmış, teorik ve teknik kısıtlar göz önüne alınmış ve yapılan çalışmalardan doğru sonuçlar alınması ile de metodolojinin doğruluğu kanıtlanmıştır.

Bu bölümde HAD yardımıyla tasarlanan türbin çarklarında kullanılan tasarım metodolojisi anlatılmış, metodolojiyi oluşturan ve HAD analizlerinde yer alan girdi parametreleri ve teorik özelliklerinden bahsedilmiştir. Türbin çarkını oluşturan boyut kısıtları ve bunların seçimi hem teorik hem de görsel olarak anlatılmıştır.

### 3.1. Tasarım Metodolojisi

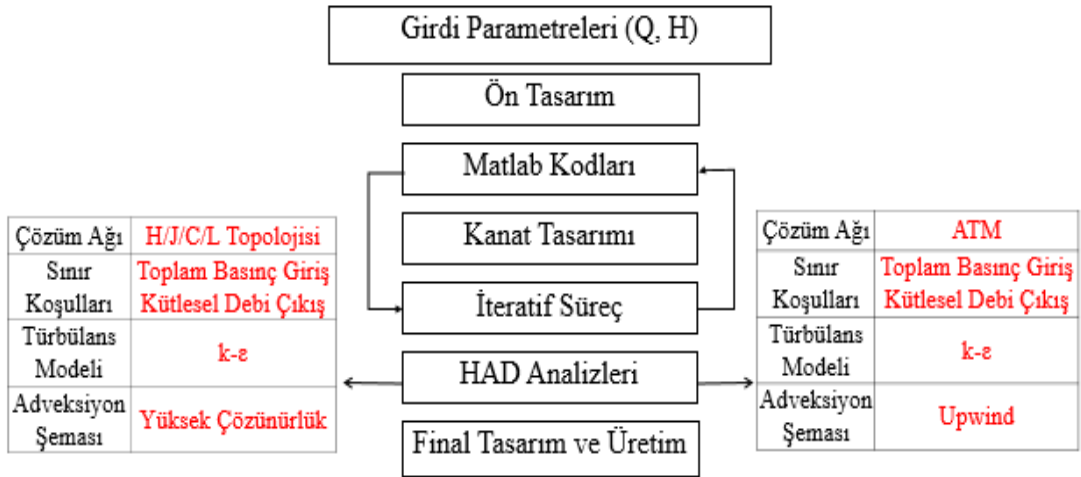
Tasarım metodolojisi, hidroelektrik santralin kurulacağı topoğrafik ve hidrolojik özelliklerin belirlediği debi ve düşü gibi bilinen parametreler yardımıyla başlamaktadır [1]. Bilinen bu parametreler yardımıyla başlayan tasarım, ön tasarım olarak geçmektedir. Bu süreçte, elde var olan Matlab kodları sayesinde, türbin çarkının ilk boyutları ve türbin parametreleri ortaya çıkmaktadır. Bu kodlar, literatürde hali hazırda kullanılan ve ilerleyen bölümlerde bahsedilecek olan teorik hesaplamaları içerisinde barındırmaktadır.

Metodolojide yer alan ön tasarım, elde olan debi ve düşü gibi parametreleri kullanarak, türbinin özgül hızı, gücü, giriş ve çıkış çapları ve ayar kanadı çıkış açısının hesaplanması gibi süreçleri kapsar. Bu sonuçlar, teorik denklemleri içeren Matlab kodlarına taban değer olarak kullanılır ve bu sonuçlardan çark kanadının hücum ve kuyruk kenarının her bir aralıktaki açı değerleri elde edilir. Ön tasarımda kullanılan teorik formüller, akış ayrılması ve kanat üzerinde oluşan kavitasyon gibi 3B akış çözümleri gerektiren durumları belirleyemediği için HAD analizlerine ihtiyaç duyulmaktadır.



Şekil 3.1. Kanat hücum ve kuyruk kenarı gösterimi

HAD analizleri, en uygun çalışma koşulları elde edilene kadar tekrarlanan ve son tasarımına kadar devam eden iteratif bir süreçle metodolojinin içerisinde yer alır. Optimum çalışma koşulları, türbin veriminin, tasarım parametreleriyle hesaplanan değerden düşük olduğu, yani kayıpları içerisinde barındıran koşuldur ve bu sebepten iteratif bir süreç gerektirir. Tasarım süresini azaltmak için kalın çözüm ağıyla başlayan analizler, istenilen sonuç elde edilene kadar devam eder ve son olarak yapılan analizler ile tasarım, üretime hazır hale getirilir.



Şekil 3.2. Tasarım metodolojisi

### 3.2. Girdi Parametreleri

Türbin tasarımındaki ana parametreler yukarıda da belirtildiği gibi debi ve düşüdür. Güç, özgül hız, dönme hızı gibi parametrelerin hepsi bu iki değer bilmesiyle hesaplanabilmektedir.

#### 3.2.1. Debi

Baş tasarım parametrelerinden biri olup, her bir türbin tasarımına göre değişiklik gösteren bir parametredir. Optimum noktayı bulabilmek açısından, bir türbin tasarımı aşamasında birden fazla değer denenebilmektedir, çünkü debideki değişiklik türbin üzerindeki güç değerini doğrudan etkilemektedir. Tüm kıstaslar, hidrolik yapı, yerleşkeye kurulacak olan türbin sayısı belirlendikten sonra tasarım debisi kararlaştırılır. Çark üzerinde, kanat sayısına bağlı olarak her bir kanat üzerine düşen debi miktarının aynı olduğu kabulleri yapılarak analizler yapılır.

#### 3.2.2. Düşü

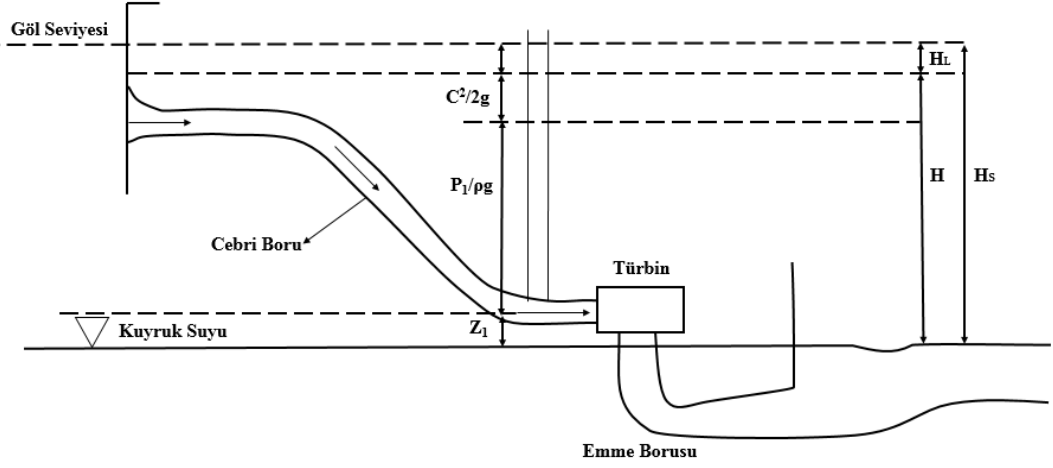
Ana parametrelerden diğeri olan düşü, sistemde var olan hidrolik kayıplar tarafından belirlenir. Sistemdeki düşü, türbin giriş ve çıkışındaki enerjilerin farkını ifade etmektedir. Düşü sistem içerisinde brüt statik düşü  $H_s$  ve hidrolik kayıpların  $h_L$  farkı olarak Denklem 3.1' de görüldüğü gibi ifade edilmektedir.

$$H = H_s - h_L \quad (3.1)$$

Brüt statik düşü burada Şekil 3.3' te görüldüğü üzere, göl seviyesi ile kuyruk suyu arasındaki farkı temsil ederken, hidrolik kayıplar ise, girişten türbine kadar ve



türbinden çıkışa kadar olan ve tüm türbini içine alan bölgede meydana gelen kayıpları temsil etmektedir [14].



Şekil 3.3. Türbin giriş ve çıkışı arasındaki düşü ve kayıp gösterimi

Düşü ile türbin gücü arasında, debi ile olan ilişki yeniden mevcuttur. Düşü artarsa, toplam basınç artacak ve dolayısıyla üretilen güç artacaktır. Ancak, tasarımda kullanılan çark yapısı ve türbin yapısı değişeceğinden üretim için zorlukların meydana gelebilme ihtimali de artacaktır. Bu sebeple, elverişli koşulların dışına çıkılması hem maliyeti artıracak hem de tasarım için fazladan zaman harcanması gerekecektir.

Debi ve düşü ile hesaplanan tüm parametreler, bilinen tasarım parametreleri olarak belirtilebilir. Bunlar verimlilik, güç, dönme hızı, özgül hız ve kanat açıları olarak sıralanabilir. Tüm bu parametreler birbiri ardına hesaplandığında, türbinin ilk tasarımı için gereken her bir değer teker teker elde edilebilir.

### 3.2.3. Güç

Güç, türbin parametreleri arasında ilk olarak hesaplandığında, düşü ve debi gibi diğer parametrelerin hesaplanmasına referans teşkil etmektedir. Denklem 3.2 toplam hidrolik gücü göstermektedir. Denklemde,  $\rho [kg/m^3]$  suyun yoğunluğunu,  $g [m/s^2]$  yer çekimi ivmesini,  $Q [m^3/s]$  debiyi ve  $H [m]$  ise düşüyü temsil etmektedir.

$$P_t = \rho g Q H \quad (3.2)$$

### 3.2.4. Verimlilik

Verimlilik, türbinin suyun potansiyel enerjisini bir shaft yardımıyla kinetik enerjiye çevirme oranı şeklinde tanımlanan boyutsuz bir parametredir. Türbin gücü hesaplandıktan sonra verim, Denklem 3.3' te gösterildiği gibi hesaplanabilmektedir. Burada  $P$ , shaft gücü olarak gösterilmektedir.

$$\eta = \frac{P}{P_t} \Rightarrow P = \rho g Q H \eta \quad (3.3)$$

### 3.2.5. Dönme Hızı

Dönme hızı, güç ve verimlilik hesaplandıktan sonra, shafta bağlanacak olan jeneratörün kutup sayısını belirlemek amacıyla hesaplanır. Diğer bir amacı ise, çark ve jeneratörün bağlanma şeklini belirlemektir. Eğer, çarkın dönüş hızı jeneratörün dönüş hızı ile aynı ise, çark ve jeneratör aynı shaft vasıtasıyla bağlanabilmektedir. Değilse, shaft ikili hale gelir ve jeneratöre aktarımı sağlar.

$$n = n_q \frac{H^{1.25}}{P^{0.5}} \quad (3.4)$$

$$n_q = \frac{c_{nq}}{H^{0.535}} \quad (3.5)$$

$$c_{nq} = \min(2600; 2600 - (200000 - P)/365) \quad (3.6)$$

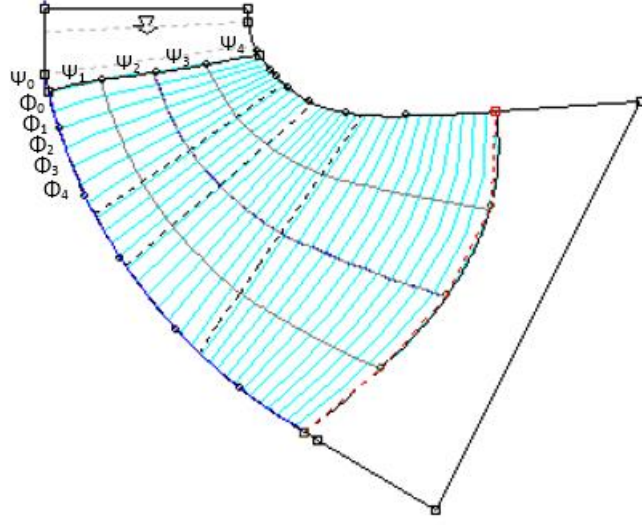
Bu denklemlerde,  $n$  [rpm] dönme hızı,  $n_q$  [metric hp] çarkın dönme hızı ve  $P$  [kW] ise türbin gücünü ifade etmektedir.

$$n_{sync} = \frac{120f}{2(\text{kutupsayısı})} \quad (3.7)$$

Denklem 3.7, eşzamanlı çark dönme hızını rpm cinsinden göstermektedir. Bu değer analizlerde başlangıç parametresi olarak kullanılmaktadır.

### 3.2.6. Yük ve Akış Katsayısı

Yük ve akış katsayısı, pompa ve türbinlerde kullanılan boyutsuz parametreler olup, türbin karakteristiklerini ifade ederler. Değerleri bilindiği takdirde, düşü ve debi gibi parametrelerin hesaplanmasında kullanılırlar [10].



Şekil 3.4. Çark üzerindeki ortogonal akış gösterimi

Denklem 3.8 ve 3.9 sırasıyla, yük ve akış katsayılarını göstermektedir. Denklemlerde,  $Q [m^3 / s]$  debiyi,  $\omega [rad / s]$  türbinin açısal dönme hızını ve  $D_{ref} [m]$  ise çarkın referans çapını simgelemektedir. Bu değerler, kanat üzerindeki net akışta Şekil 3.4' te görüldüğü gibi ortogonallik sağladıklarından dolayı akışta gerçekleşecek her türlü hız değişimi rahatlıkla hesaplanacaktır. Bu katsayılar kullanılarak uygulanan yöntemler, türbin verimliliğini ve kavitasyon performansını ölçmekte kullanılırlar [6].

$$\psi = \frac{gH_{(giris-çıkış)}}{\omega^2 D_{ref}^2} \quad (3.8)$$

$$\phi = \frac{Q}{\pi \omega D_{ref}^3} \quad (3.9)$$

### 3.2.7. Kavitasyon

Kavitasyon lokal statik basınç değerinin özellikle yüksek akış hızına sahip bölgelerde suyun buhar basıncının altına düşmesiyle oluşur [8]. Kavitasyon, verimliliği düşüren nedenlerden bir tanesidir ve yok edilmesi için kanat üzerindeki basınç değerinin, suyun buhar basıncı değerinin altına düşmesi önlenmelidir. Kavitasyon Thoma sayısı ile gösterilir ve sıfırdan büyük ve eşit olduğu durumlara göre kavitasyon oluşumu değişiklik gösterir. Bu durum ve Thoma sayısı, aşağıdaki şekilde ifade edilebilir [60].

$$\sigma = \frac{h_{atm} - h_{buhar} - H_s}{H} \quad (3.10)$$

$\sigma > 0$  kavitasyon yok

$\sigma = 0$  kavitasyon belirtisi

$\sigma < 0$  kavitasyon

$\sigma \ll 0$  süper kavitasyon

Denklem 3.10' da  $h_{atm}$  atmosferik basınç yükünü,  $h_{buhar}$  buhar basınç yükünü ve  $H_s$  ise emme yükünü ifade etmektedir ve bu değer türbin düşüsü ile normalize edilmiştir [8].

### 3.2.8. Özgül Hız

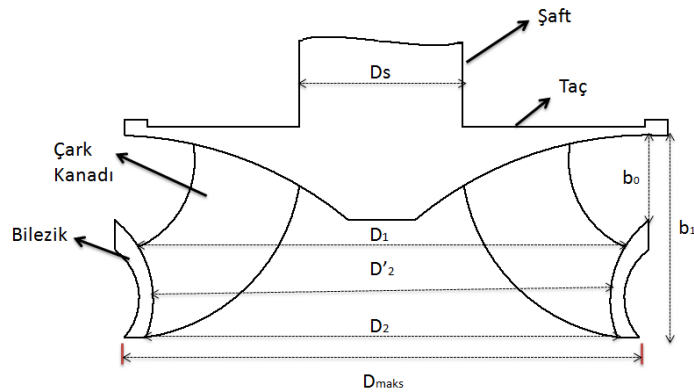
Türbin özgül hızı, türbin tipini ve buna bağlı olarak da içerisinde barındırdığı çark kanatlarının yapısını belirleyen ilk tasarım parametrelerinden bir tanesidir. Denklem 3.11' de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$n_s = n_{sync} \frac{P^{0.5}}{H^{1.25}} \quad (3.11)$$

### 3.3. Türbin Çarkı Boyutlarının Belirlenmesi

Debi, düşü ve güç gibi değerlerin bilinmesi ile hesaplanan senkron özgül hız sonucunda, kanat profiline yapıya ortaya çıkar. Daha sonra, özgül hız, güç, çark dönme hızı gibi parametrelerin hesaplanması ve bu hesaplar kullanarak, ampirik eğrilerden sonuç almaya yarayan Matlab kodları sayesinde ise, çarkın giriş, çıkış çapları ve ayar kanadı yüksekliği hesaplanır.

Tüm bunlar kullanılarak, genel bir kanat yapısı Şekil 3.5' te görüldüğü gibi oluşturulur. Burada,  $D_1$  türbin giriş çapı,  $D'_2$  boğaz çapı,  $D_2$  çıkış çapı,  $D_{max}$  maksimum çıkış çapı,  $b_0$  ayar kanadı yüksekliği,  $D_g$  ayar kanadı çapı ve  $D_s$  ise şaft çapı olarak gösterilmektedir.



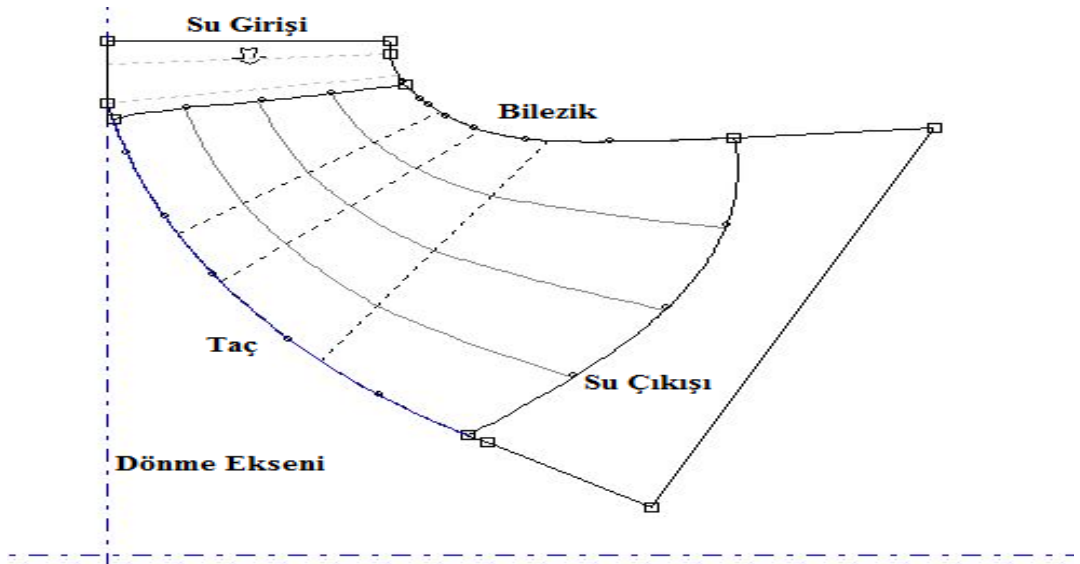
Şekil 3.5. Çark boyutları

Burada şaft çapı Denklem 3.12' de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır. Bu çap, çarkın ön tasarım geometrisinin oluşturulmasında, şafta güvenli bir yer kalıp kalmadığını belirlemek amacıyla önemlidir.

$$D_s = 105 \left( \frac{P}{n} \right)^{0.35} \quad (3.12)$$

### 3.3.1. Meridyonel Profil

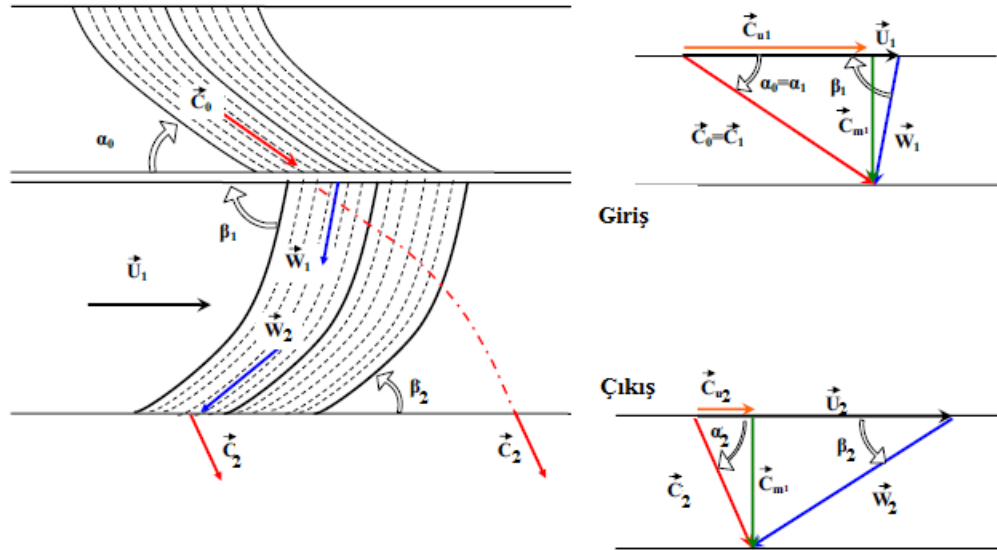
Geometri üzerindeki akış çizgilerini kolay tanımlamak için kanadın dönme yüzeyi kesitsel olarak tanımlanır [35]. Kısacası, kanat profilinin radyal bölgedeki yansıması alınır. Bu iki boyutlu tanımlamaya meridyonel profil adı verilir. Bu profil, giriş ve çıkış tanımlamaları, taç ve bilezik profilinin belirlenmesi ve kanat açılarının tanımlanmasında kolaylık sağlamaktadır.



Şekil 3.6. Çark kanadının meridyonel profil

### 3.3.2. Hız Üçgenleri

Türbin tasarımında, türbin performansını karakterize etmek amacıyla geleneksel yöntemlerden bir tanesi olan hız ayrıştırması, yani bilinen adıyla hız üçgenleri kullanılır. Bu üçgenler yerleştirilirken, türbin içerisindeki akışın, dönmez ve viskoz olmayan akış olduğu ve bunların yanında akışın kanat profilleri üzerinde düzgün bir yol izlediği varsayımı yapılır [35].

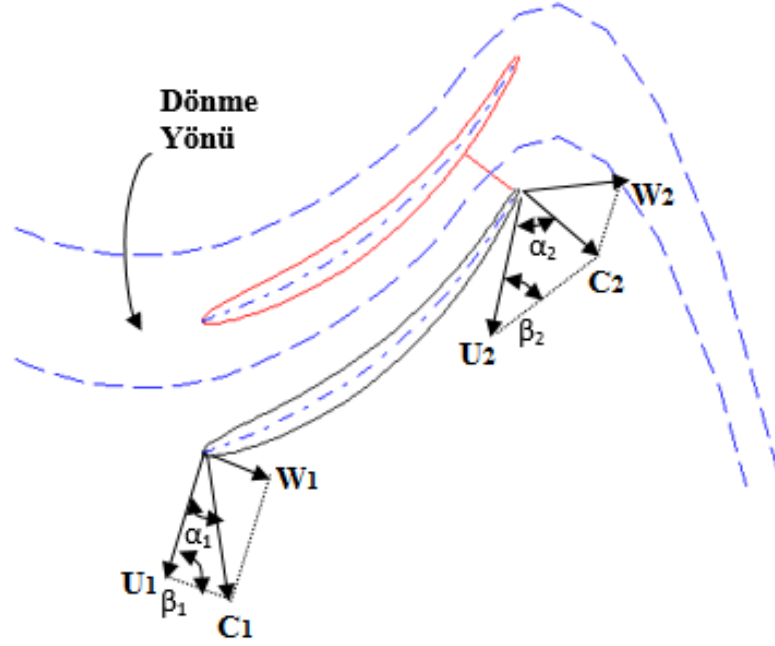


Şekil 3.7. Çark kanadı üzerindeki hız üçgenleri [35]

Şekil 3.7’ deki hız üçgenlerinde,  $\vec{C}$  hareketsiz çerçevedeki akışkan hızını, yani akış hızını temsil etmektedir. Bu hız, meridyonel  $\vec{C}_m$  ve çevresel  $\vec{C}_u$  olmak üzere iki bileşene ayrılır. Üçgenlerdeki  $\vec{w}$  kanada göre akışın bağıl hızını temsil ederken,  $\vec{U}$  ( $\vec{U} = \omega r$ ) ise belirli bir pozisyondaki kanat hızını temsil etmektedir. Buradaki “1” çark girişini, “2” ise çark çıkışını ifade etmek için kullanılmıştır. “0” ise ayar kanadı



çıkışını ifade eder. Şekil 3.7' deki noktalı çizgiler ise kanat üzerindeki akış çizgileridir. Şekil 3.8' de çark kanadının hücum ve kuyruk kenarındaki açılarını gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Çark kanadı üzerindeki giriş ve çıkış açıları

Su çark kanadına radyal olarak girer ve aksenal olarak çıkar. Su çarktan aksenal olarak çıkarken Şekil 3.7' de gösterilen hızın radyal bileşeni önemsiz hale gelir. Aksenal çıkma açısına bağlı olarak kaybedilen enerjiyi gösterir.

Kanat üzerindeki  $\beta$  açısı, çevresel hız ve akış hızı arasındaki açıdır. Optimum çalışma koşullarında, kanat açıları,  $\beta$  açıları ile çakışır. Kanat açısı ile  $\bar{w}$  hız bileşeni arasında meydana gelecek herhangi bir sapma akış ayrılmasına ve şok kayıplarına sebebiyet verir ve bu da türbin verimini düşürür [14].

### 3.4. Türbin Çalışma Prensibi

Ayar kanatları, türbinin dönme ekseninde, suyun kanada giriş hızının çevresel bileşeninin sebep olduğu bir döngü yaratırlar ve bu da sirkülasyon olarak adlandırılır. Sirkülasyon, genel ifadesi ile Denklem 3.13' te gösterildiği gibi ifade edilir.

$$\Gamma = \int_s C_0 \cos(CdS) dS \quad (3.13)$$

$\Gamma [m^2 / s]$  sirkülasyonu ifade ederken,  $C ds$  ifadesi ise,  $ds$  ile  $C$  arasındaki  $\alpha$  açısını simgelemektedir. Ayar kanadı çıkışındaki sirkülasyon ifadesi, Denklem 3.14' te gösterildiği gibi hesaplanır.

$$\Gamma_0 = (\pi D_0) C_0 \cos(\alpha_0) \quad (3.14)$$

Denklem 3.14' deki sirkülasyon ayar kanatları tarafından meydana geleni ifade etmiş olup,  $D_0$  optimum açıklıktaki ayar kanadı çıkış çapını temsil ederken,  $\alpha_0$  ise optimum ayar kanadı açıklığıdır [10]. Çark girişindeki sirkülasyon terimini hesaplamak için hesaplanması ve anlaşılması gereken terimler Denklem 3.15 ve 3.17 arasında ifade edilecektir.

Bir su parçacığı  $m$ , ayar kanatları ve çark arasındaki serbest akış içerisinde, dönme ekseninden  $r$  kadar uzakta tanımlanırsa su parçacığına etki eden tüm dış kuvvetlerin momentleri, Denklem 3.15' te gösterildiği gibi hesaplanır.

$$\frac{d(mC_u r)}{dt} = \sum M_0 \quad (3.15)$$

Dönme merkezine radyal yönde etkiyen basınç kuvvetlerinin hiçbir moment yaratmadığı ve teğetsel yönde etkiyen kuvvetlerinde ihmal edildiği varsayılırsa, suyun çark ve ayar kanatları arasındaki serbest bir akış içerisinde olan su parçacığına etkiyen toplam momentlerinin sıfıra eşit olduğu söylenebilir.

$$\sum M_0 = 0 \quad (3.16)$$

Bu durumda,  $mC_u r = \text{sabit}$  ifadesi ortaya çıkar. Eğer su parçacığının kütlesi sabitse, Denklem 3.17’ de ifade edilen “hız momentumunu korunma yasası” elde edilir.

$$C_u r = \text{sabit} \quad (3.17)$$

Çark girişindeki sirkülasyonu belirlemek için Denklem 3.14, Denklem 3.18’ teki haline çevrilir.

$$\Gamma_0 = 2\pi R_0 C_{u0} \quad (3.18)$$

$$\Gamma_1 = 2\pi R_1 C_{u1} \quad (3.19)$$

Denklem 3.19, çark girişindeki sirkülasyonu ifade etmektedir. Burada  $R_1$  çark giriş yarıçapıdır. Denklem 3.16’ dan bilindiği gibi  $C_u r$  sabit olduğu için Denklem 3.20 ifadesi bulunur.

$$R_0 C_{u0} = R_1 C_{u1} \quad (3.20)$$

Denklem 3.20 göz önünde bulundurularak;

$$\Gamma_1 = \Gamma_0 \quad (3.21)$$

elde edilir. Sonuç olarak, Denklem 3.21 göstermektedir ki, ayar kanadı ve çark arasında boşluk olsa bile, aralarındaki sirkülasyon değişmeden kalmaktadır.

Çark kanadı çıkışındaki sirkülasyon değeri ise çıkıştaki alfa açısına bağlıdır. Türbinlerde bu değer  $\alpha_2 = 90^\circ$  olması beklenmektedir ancak tam olarak  $90^\circ$  olması zor olduğundan bu değere yaklaşılmaya çalışılması tavsiye edilmektedir. Çark kanadı çıkışındaki sirkülasyon ifadesi  $\Gamma_2$  ile gösterilir ve açının tam dik olduğu zamanda ise sirkülasyonun değeri  $\Gamma_2 = 0$  olur.

$$\Gamma_2 = \pi D_2 C_2 \cos(\alpha_2) \quad (3.22)$$

### 3.4.1. Euler Denklemleri

Euler denklemleri, çarktaki değişen enerji ile hız bileşenlerini ilişkilendirmek için kullanılır. Bu denklem, akış hızının çevresel bileşeninin değişimlerine karşın, çarkta dönüştürülen özgül enerji arasında ilişki kurar [35]. Eğer çark girişi, giriş kontrol yüzeyi ve çark çıkışı ise, çıkış kontrol yüzeyi olarak kabul edilirse, kontrol yüzeyleri

boyunca açısal momentumun değişimi, net momentum değişimine eşit olur [10]. Denklem 3.23, bu eşitliği göstermektedir.

$$M_0 = \frac{d(mC_u r)_0}{dt} = m \frac{d(C_u r)}{dt} = \rho Q (C_{u2} R_2 - C_{u1} R_1) \quad (3.23)$$

Gerekli düzenlemeler yapıldığında Euler denklemlerinin son hali elde edilir. Denklem 3.25 ise, Euler denklemlerinin Bernoulli denkleminden türetilmiş halini göstermektedir [10].

$$H\eta = \frac{1}{g} (U_1 C_1 \cos \alpha_1 - U_2 C_2 \cos \alpha_2) = \frac{\omega}{g 2\pi} (\Gamma_1 - \Gamma_2) \quad (3.24)$$

$$H\eta = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \quad (3.25)$$

### 3.4.2. Yardımcı Denklemler

Yardımcı denklemler, çarkın ön tasarım parametrelerinin hesaplanmasında ve hız üçgenlerinin oluşturulmasında gereklidir. Her bir değer diğerine girdi parametresi olarak kullanılmaktadır.

Bu parametreler, çark çıkışındaki meridyonel akış hızı, çark girişindeki ortalama radyal hız ve kanadın hücum kenarındaki çevresel hızdır. Sırasıyla detaylı formülleri aşağıda verilmiştir.

$$C_{m2} = \sqrt{2gH_d \varepsilon} \quad (3.26)$$

Burada  $\varepsilon$ , türbin tipine ve özgül hızına bağlı olarak değişen tasarım parametresidir.

$$C_{r1} / C_{m2} = a \quad (3.27)$$

Burada  $a$ , türbinin özgül hızına bağlı katsayısıdır.

$$U_1 = \frac{C_{m1}}{2 \tan \beta} + \sqrt{\left(\frac{C_{m1}}{2 \tan \beta}\right)^2 + gH\eta} \quad (3.28)$$

## 4. HAD ANALİZLERİ

### 4.1. Ön Tasarım Hesaplamaları

Bu tez kapsamında üç adet türbin çark kanadı tasarlanmış ve tasarım yapılırken, her birinde aynı metodoloji kullanılmıştır. Bu bölümde içlerinden sadece bir tanesi (Ataköy HES) için yapılan hesaplamalar gösterilecektir. Diğer analiz sonuçları Ek 1 ve Ek 2’ de görülebilir.

Çizelge 4.1. Tasarım parametreleri

Parametreler	Ataköy HES	Köprübaşı HES	Yuvacık HES	Birim
$\omega$ (Açısal Dönme Hızı)	78,54	104,72	104,72	[rad/s]
Q (Debi)	4,25	3,75	2,50	[m <sup>3</sup> /s]
H[in-out] (Düşü)	66	126	45	[m]
$\eta$ (Verim @ BEP)	91.4	92.0	92.0	[%]

Bu tasarım parametreleri, daha önce anlatıldığı gibi (Bölüm 1.1.1.1) türbinin çalışma koşullarına göre belirlenmiş olup, hesaplamalar bu parametreler üzerinden yapılmıştır. Çizelge 4.1’ deki verimlilik değeri toplam verimlilik değeri olup, en iyi verim noktası olarak da geçmektedir.

Ön tasarım hesaplamaları debi ve düşüye bağlı olarak aşağıda örnek olarak gösterilmiştir.

$$P = \rho g Q H \eta = 2504 \text{ kW}$$

$$c_{nq} = \min(2600; 2600 - (200000 - P) / 365) = 2058.9$$

$$n_q = \frac{C_{nq}}{H^{0.535}} = 218.9$$

$$n = n_q \frac{H^{1.25}}{P^{0.5}} = 822.8rpm$$

Hesaplanan 822.8 rpm değerine göre, kullanılacak jeneratörün kutup sayısı belirlenir.

$$kutupsayısı = \frac{f \cdot 60}{n} = \frac{50 \cdot 60}{822.79} = 3.6$$

Burada 3.6 kutup değeri olan bir jeneratör bulunmadığı için bu sayı bir üzerine yuvarlanır ve 4 olarak alınır.

$$n_{sync} = \frac{120f}{2(kutupsayısı)} = \frac{120 \cdot 50}{2 \cdot 4} = 750rpm$$

Hesaplanan rpm değerine göre çarkın açısal dönme hızı rad/s cinsinden aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60} = 78.5rad / s$$



Tüm bu değerler hesaplandıktan sonra türbinin çark kanadı şeklinin belirlenmesi için özgül hızına ihtiyaç duyulur. Bu değer ise Denklem 3.11 kullanılarak elde edilir.

$$n_s = n_{sync} \frac{P^{0.5}}{H^{1.25}} = 199.5 \text{ ve } n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 31.2$$

Özgül hız değeri belirlendikten sonra, çark kanadı şeklinin nasıl olması gerektiğine literatürde yer alan ve Şekil 1.2' de gösterilen tiplere göre karar verilir. Bundan sonra yardımcı denklemler ve Şekil 3.5' de yer alan çark ölçülerinin gösterimi hesaba katılarak çarkın ilk boyutları deneysel verilerle karşılaştırıp doğrulamak için hesaplanır.

$$C_{m2} = \sqrt{2gH\varepsilon} = 15.2$$

Yukarıda belirtildiği gibi  $\varepsilon$  ve bu değer hesaplanmasında kullanılan  $\delta_r$  ve  $k$  türbinin özgül hızına ve tipine bağlı olarak değişen değişkenlerdir ve Francis tipi türbinlerde  $\delta_r$  ve  $k$  değeri 1 olarak alınır.  $\varepsilon$  aşağıdaki şekilde hesaplanır, ancak  $n_q$  değeri 70' in altında olan değerler için  $\varepsilon^2$  değerinin 0.032 alınması önerilmektedir [61].

$$\varepsilon^2 = 1.16 * 10^{-3} \left( \frac{\delta_r n_q}{\sqrt{k}} \tan \beta \right)^{4/3}$$

Bu hız değeri kullanılarak çarkın çıkış çapı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$D_2 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_{m2}}} = 667.3mm$$

Çarkın giriş çapı ise Denklem 3.27' deki  $a$  değeri indirgenmiş özgül hız değeri 70' den küçük olduğu zaman bir olarak alınmaktadır [61]. Buna göre çarkın meridyonel giriş hızı çarkın meridyonel çıkış hızına eşit olarak alınmıştır. Bu eşitlik hesaba katıldığında; önce çevresel hız, sonra ise giriş çapı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$U_1 = \frac{C_{m1}}{2 \tan \beta} + \sqrt{\left(\frac{C_{m1}}{2 \tan \beta}\right)^2 + gH\eta} = 28.2$$

$$D_1 = \frac{2U_1}{\omega} = 719mm$$

olarak hesaplanır. Giriş ve çıkış çapı belirlendikten sonra ayar kanadı giriş yüksekliğinin de hesaplanması gerekmektedir. Bu hesapta, alandan ve debiden yararlanılır.

$$b_0 = \frac{Q}{\pi D_1 C_{m1}} = 155mm$$

Ayar kanadı giriş yüksekliği belirlendikten sonra, çark için en uygun olan ayar kanadı giriş açısını belirlemek kalır. Bunu hesaplamamızın en kolay yolu ise, sirkülasyon denklemlerini kullanmaktır. Ayar kanadı çıkışı ve çark kanadı girişindeki sirkülasyonun birbirine eşit olduğu bilindiğine göre,

$$R_0 C_{u0} = R_1 C_{u1}$$

$$(0.4248)(19.2) = (0.3775)(21.47)$$

$$8.15 \cong 8.10$$

$$8.15 = R_0 C_0 \cos(\alpha_0)$$

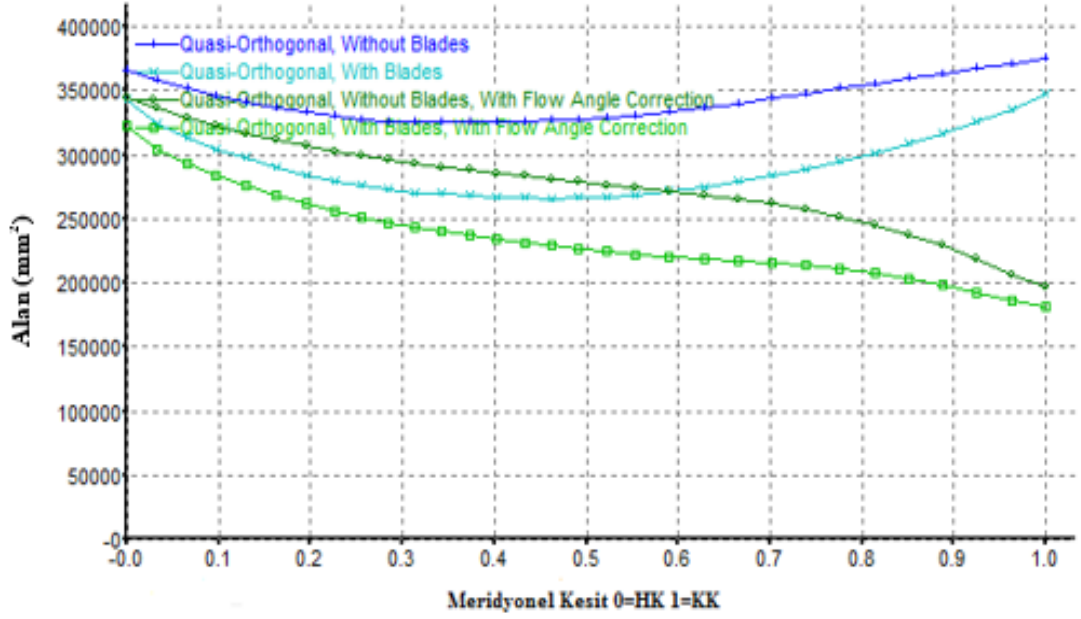
$$\alpha_0 = 29.67$$

Optimum açı değeri 29.67 derece bulunmuştur. Son olarak çark çıkışındaki sirkülasyon değeri hesaplanır ve sıfıra yakın bir değer elde edilmek istenir. Aşağıdaki hesaplama Ataköy HES' te kullanılan çarkın bu kriteri sağladığını göstermektedir.

$$\Gamma_2 = \pi D_2 C_2 \cos(\alpha_2) = 2.06$$

#### **4.1.1. Kanat Şeklinin Oluşturulması**

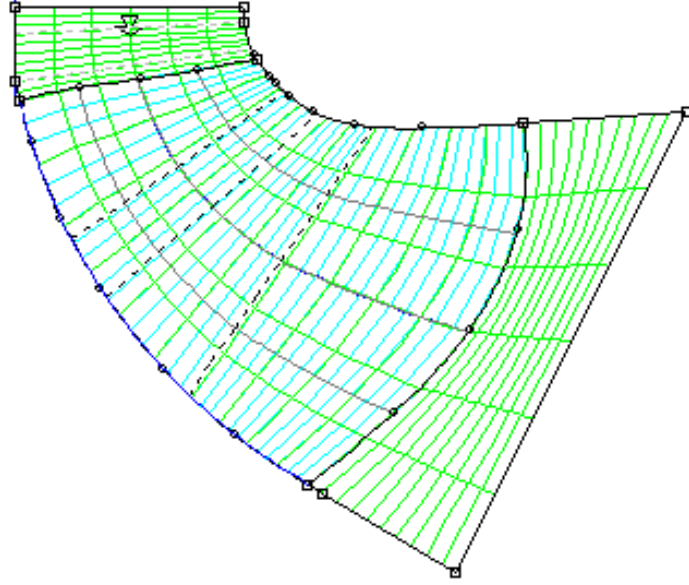
Belirlenen parametreler ve oluşturulan meridyonel profil sonrasında kanat şeklinin verilebilmesi ve doğru bir akış alanı oluşturulabilmesi için BladeGen programı kullanılır. BladeGen, kanat tasarımı yapılırken, farklı kanat açıları için girişte ve çıkışta olmak üzere “düzeltilmiş akış alanı” oluşturur. Değişen her kanat açısı için, değişen bu alan Şekil 4.1' de görülebilmektedir. Kanat açısı ve akış alanı arasında yapılan iterasyonlar, akış alanı değişmeyene kadar devam ettirilir ve değişmediği noktada kanat profili için uygun kanat açıları elde edilmiş olur. İlk düzenlemeler, kolaylık sebebiyle kanadın hücum ve kuyruk kenarının orta noktalarında gerçekleştirilir. Ancak bilinmektedir ki, asıl olan akış alanı kanadın başından sonuna kadar değişmektedir.



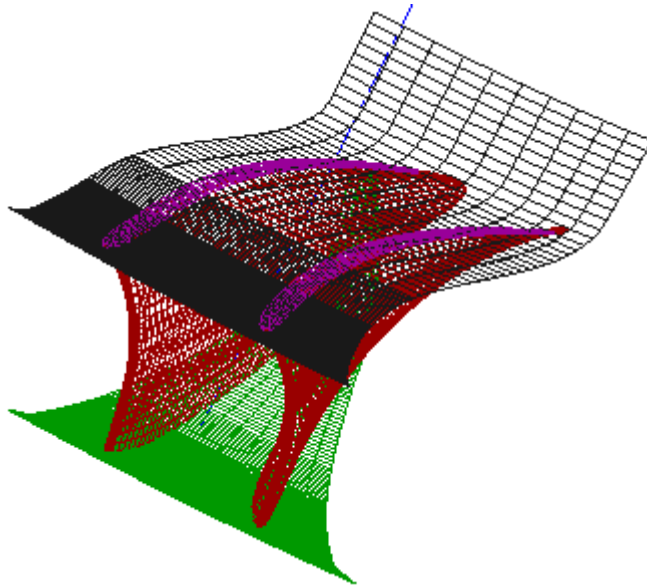
Şekil 4.1. Kanat üzerindeki değişken akış alanı

Alan ayarlandıktan sonra, kanat yüzeyi kontrol noktaları yardımıyla ayarlanıp değiştirilir. Taç, bilezik ve kanadın iç bükey olup olmayacağı bu noktalar yardımıyla kolaylıkla ayarlanabilmektedir. Yapılan her değişiklik, kanadı ifade eden meridyonel profil üzerinde kolaylıkla görülebilmektedir. Kanat profili, programda tanımlanmış olarak beş adet aralık ile gelir ve yapılan her değişiklik bu beş aralık içinde yapılmak zorundadır. Kanat üzerindeki kanat açıları ve kanat kalınlığı tanımlanması gereken parametreler arasında yer alır. Şekil 4.2, meridyonel profili ve profil üzerindeki kesitleri göstermektedir.

Kanadın giriş ve çıkış koşulları Euler denklemleri vasıtasıyla belirlenir. Kanat üzerinde yapılan değişiklikler ise, her meridyonel kesit üzerine tanımlanan Bezier eğrileri yardımıyla yapılır. Final tasarımdaki ufak değişiklikler ise B-Spline eğrileri ile yapılmıştır. Elde edilen kanat profili ise Şekil 4. 3' de gösterilmiştir.



Şekil 4.2. BladeGen ile oluşturulan meridyonel profil



Şekil 4.3. İki kanat üzerindeki ve arasındaki akış yüzeyi

#### 4.1.2. Metodolojinin HAD Simülasyonlarına Uygulanması

Şekil 3.2’ te belirtilen metodoloji, HAD analizleri için kanat şeklinin oluşturulmasından sonraki adımla birlikte başlar ve devam eder. Analizlerde ticari kod içeren Ansys CFX kullanılmış ve analizler önce kalın çözüm ağı ile yapılmış ve iteratif süreç tamamlandıktan sonra kanat şeklinde yapılan değişiklikler ince çözüm ağı ile analiz edilmiştir. Bu analizler sırasında farklı adveksiyon şemaları ve çözüm ağı sayısı kullanılmıştır. Tekrarlanan sürece ait akış şeması, yine Şekil 3.2’ de gösterilmiştir. HAD ile yapılan iyileme analizlerinde 150’ den fazla deneme gerektirmiştir. Her bir analiz 30’ un üzerinde parametre gerektirmektedir ve uzun bir süreç almaktadır. Bu süreci ve parametre sayısını azaltmak için Deney Tasarımı (DoE) tabanlı eniyileme yapılmıştır. Bu kısım Bölüm 5’ te anlatılmıştır.

HAD yardımıyla tasarım iyilemesi süreci, iteratif süreç ve iyileme süreci olmak üzere iki kısımdan oluşur. İlk kısımda, Bölüm 3.2 ve 3.5.1’ de hesaplanışları gösterilen genel çark boyutları belirlenmiştir. Hesaplamalarda kalın çözüm ağı ve upwind metodu, analiz süresini ve cpu kullanımını en aza indirmek için kullanılmıştır. Bu metot ve kalın çözüm ağı ile nihai sonuca ulaşmak için kıyaslamalar yapılır. Kesin sonuçları tam ifade etmedikleri halde, çark üzerindeki farklı düzenlemeleri hesaplamakta ve karşılaştırmakta yeterlidir.

İkinci kısımda ise, elde edilen boyutlar üzerinde detaylı düzenlemeler yapılmıştır. Detaylı düzenlemeler, kanat açılarını ve kanadın iç bükey veya dış bükey olma durumunu içermektedir. Burada amaç, iteratif süreçte yapılan analizler sonucunda çark üzerindeki akış hakkında edinilen bilgiler ışığında hedeflenen sonuca ulaşmaktır. Bu kısımda, ince çözüm ağı ve yüksek çözünürlük metodu ile analizler yapılmıştır ve RMS değeri  $10^{-5}$  alınmıştır.

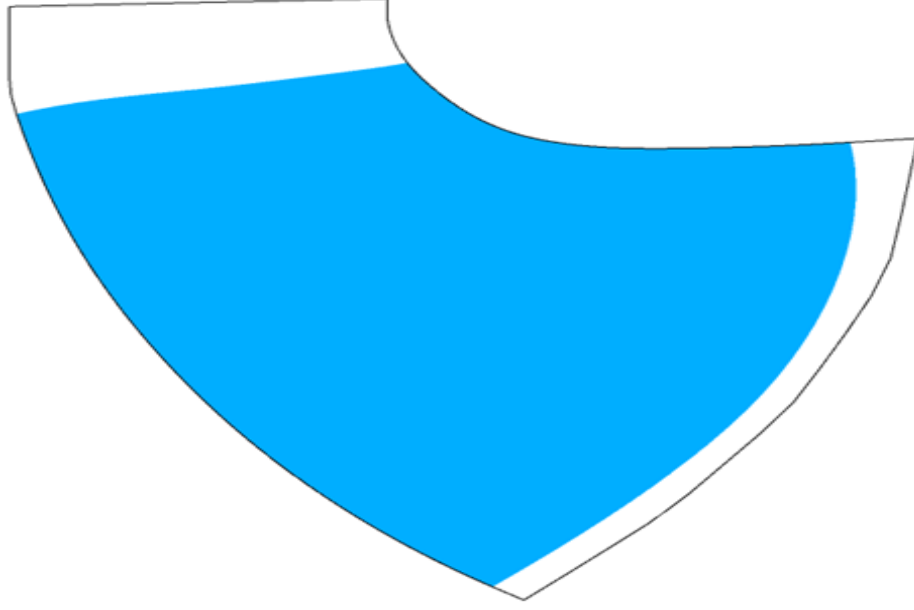
#### 4.1.3. HAD Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri

Ataköy HES ve diğer türbinler için elde edilen analiz sonuçları Çizelge 3.2’ de verilmiştir. Bu bölümde, sonuçların değerlendirilmesi sadece Ataköy HES için yapılmış olup, iki türbin için elde edilen sonuçlar Ek 1 ve Ek 2’ de gösterilmiştir. Sonuçlar için yapılan yorumların büyük çoğunluğu, ekte sonuçları verilecek olan türbinler içinde geçerli olup, tüm türbinler için yapılacak olan değerlendirmelerin bu yorumların üzerinden yapılması uygundur.

Çizelge 4.2. Tez çalışmasında kullanılan türbinlerin HAD analizi sonuçları

Parametreler	Ataköy HES	Köprübaşı HES	Yuvacık HES	Birim
$\omega$	78,54	104,72	104,72	[rad/s]
Q	4,26	3,76	2,51	[m <sup>3</sup> /s]
H[in-out]	61,3	119,3	43,7	[m]
$\phi$	0,57	0,39	0,39	
$\Psi$	0,47	0,53	0,25	
P	2502080	4321040	1032610	[W]
$\eta$	97,9	98,5	96,2	[%]
$\alpha$	29,6	22,9	23,7	[derece]
Pmin	>P Buhar	>P Buhar	>P Buhar	

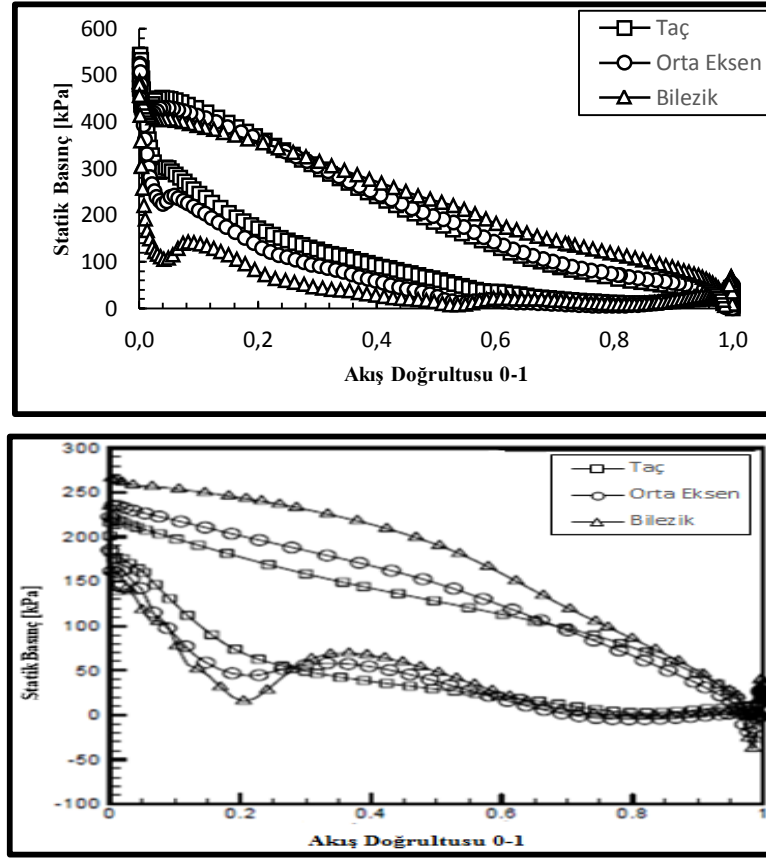
Ataköy HES için tamamlanan uzun iyileme süreci sonunda, final tasarım elde edilmiştir. Bu tasarım için kanat üzerinde, taç ve bilezik eğrileri ile ayar kanadı giriş yüksekliği üzerinde düzenlemeler yapılmış ve kanat açıları üzerindeki değişikliklerle birlikte hedeflenen sonuçlara ulaşılmıştır. Final tasarım için meridyonel profil Şekil 4.4’ te gösterilmektedir.



Şekil 4.4. Final tasarımdaki çark kanadının meridyonel yapısı

Final tasarımı sonucunda, kanat üzerindeki basınç eğrileri en düzgün halini almış ve tasarım sırasında karşılaştırılan ön yükleme olması durumu ve yükleme eğrileri üzerindeki sapmalar yok edilmiştir. Şekil 4.5, kanat üzerindeki basınç yüklemelerini taç, bilezik ve orta ekseninde göstermektedir. Literatürde yapılmış olan çalışmalar ile bu tasarımın yükleme grafikleri alt alta gösterilmiştir ve sonuçlar karşılaştırıldığında final tasarımın istenilen kriterleri doğru şekilde sağladığı söylenebilmektedir.

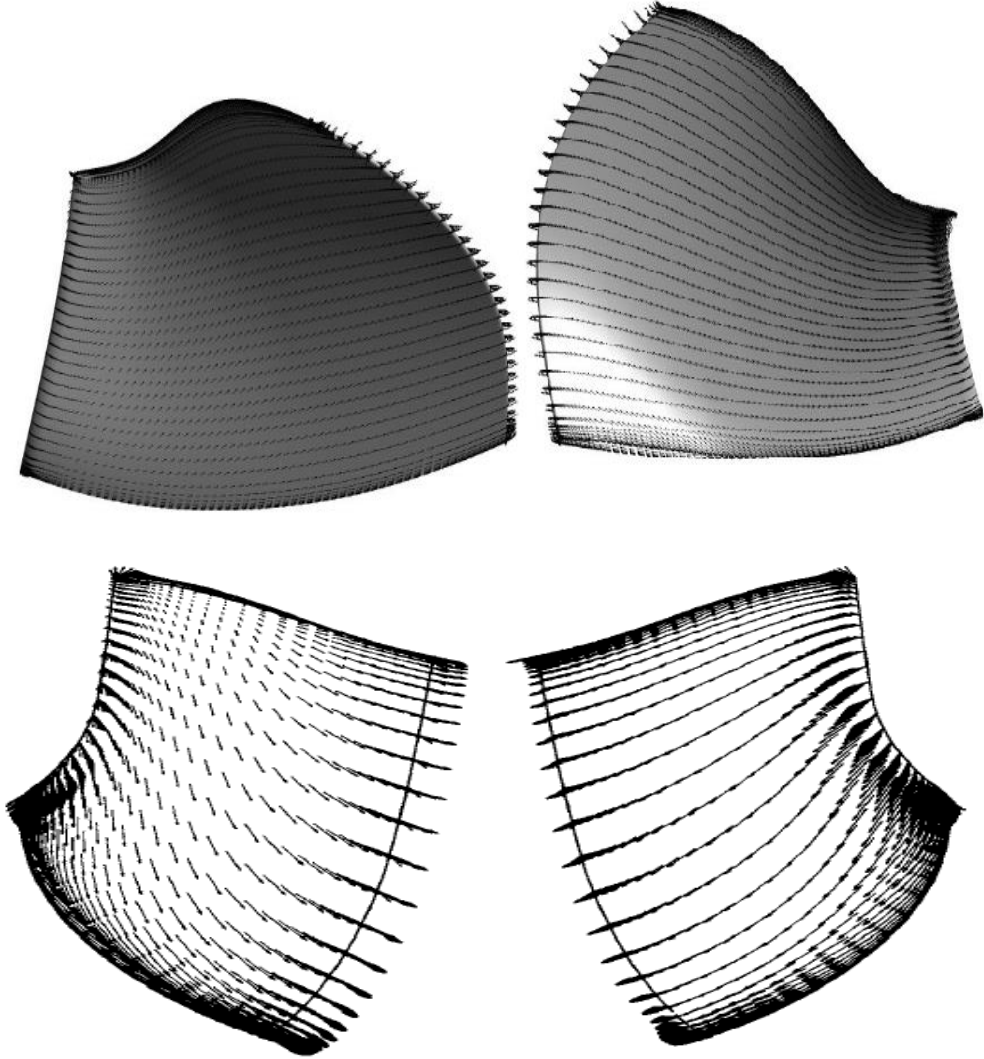




Şekil 4.5. Kanat üzerindeki basınç yüklemesi (üst) ve literatür çalışması (alt) [62]

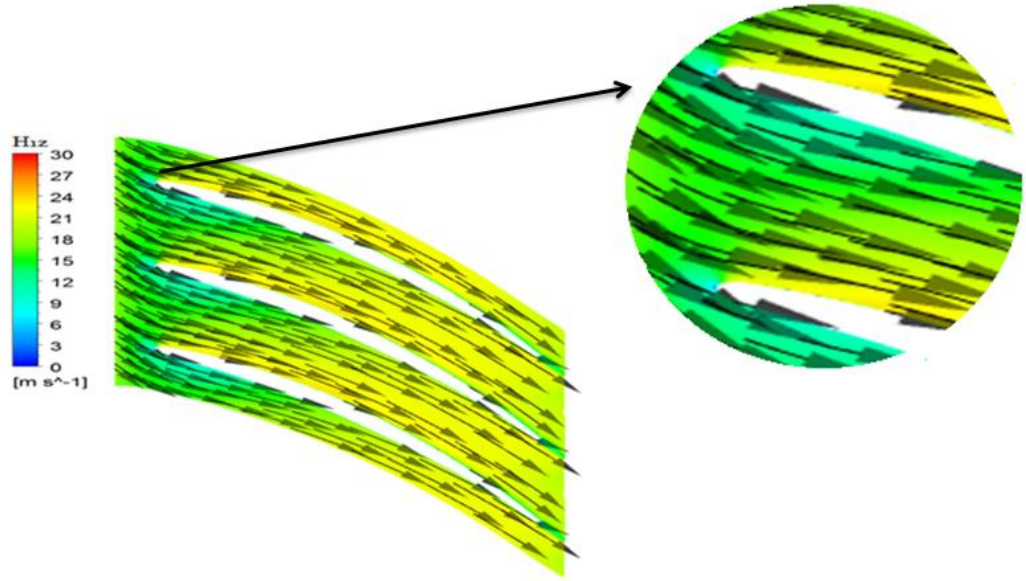
Şekil 4.5 aynı zamanda çarkta kavitasyon olup olmadığını anlamının bir yoludur. Basınç eğrilerinin sıfırın altına düşmesiyle kavitasyon meydana gelir. Daneshkah ve Zangeneh' in [62] göstermiş olduğu sonuç grafiğinde de yükler kavitasyona mahal vermeyecek şekilde dağılmıştır. Ataköy HES' in çark kanatları içinde bu geçerlidir.

Diğer bir literatür taramasında ise, Wu, Tani, Niikura ve Sato [21], çark iyilemesi sonunda final tasarıma erişmiş çark üzerindeki hız vektörlerinin nasıl olması gerektiğini belirtmişlerdir. Buna göre Şekil 4.6' da literatür çalışması sonucu ve Ataköy HES' in çark kanatlarının üzerindeki hız dağılımı karşılaştırılmış ve türbin çark kanatlarının kriterleri sağladığı yeniden görülmüştür.



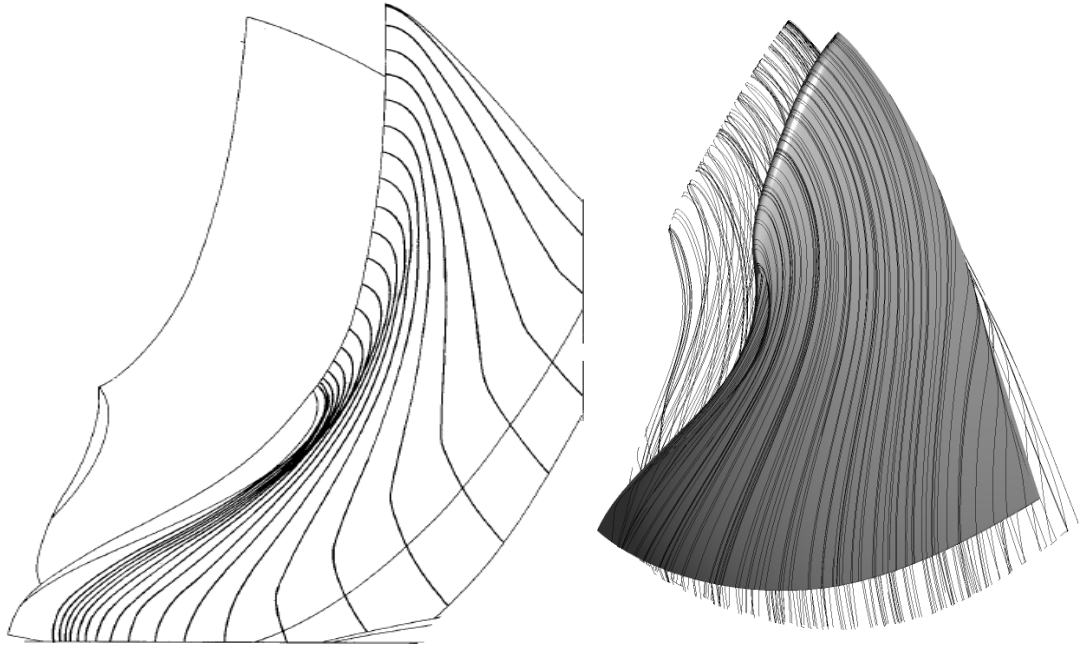
Şekil 4.6. Kanat üzerindeki hız vektörleri (üst) ve literatür çalışması (alt) [21]

Şekil 4.6 üzerinde hız vektörleri kanat üzerinde hiçbir sapma göstermemiş ve kanadı takip etmiştir. Bu kanat üzerinde herhangi bir akış ayrılması ve yanlış bir kanat açısı olmadığını ifade etmektedir. Şekil 4.7 ise kanat üzerindeki hız vektörlerini ve hız konturlarını göstermektedir. Bu şekilden de görüleceği gibi kanat üzerinde akış ayrılması olmadığı gibi hız düzgün bir şekilde dağılmıştır.

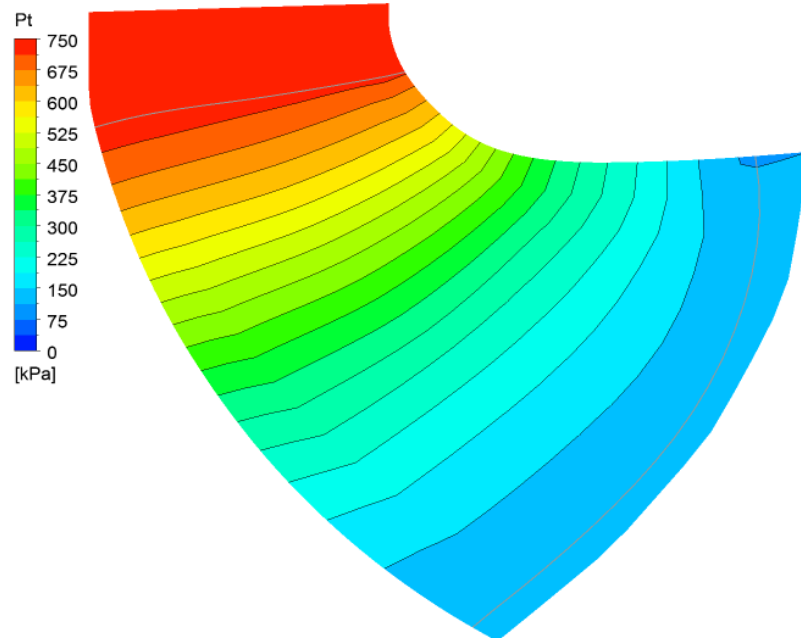


Şekil 4.7. Kanadın orta eksenindeki hız vektörleri ve hız dağılımı

Hız vektörlerinin düzgün olması çark üzerindeki akışın kanat boyunca sapma göstermediğini ve kanadı takip ettiğini ifade eder. Bunun başka gösterimi ise kanat üzerinde gösterilen akış çizgileridir. Literatürde kanat üzerindeki akış çizgilerinin kanat boyunca nasıl ilerlemesi gerektiği hakkında Drtina ve Sallaberger [8] yaptıkları çalışmalar üzerinden bilgiler vermişlerdir. Yaptıkları çalışmalarda, farklı debi ve düşümler için analizler gerçekleştirmişler ve bunun sonucunda en uygun debide kanat üzerindeki akış çizgilerinin nasıl davrandığını ortaya koymuşlardır. Şekil 4.8, akış çizgilerinin bu davranışını ve Ataköy çarkının üzerinde nasıl davrandığını göstermektedir.

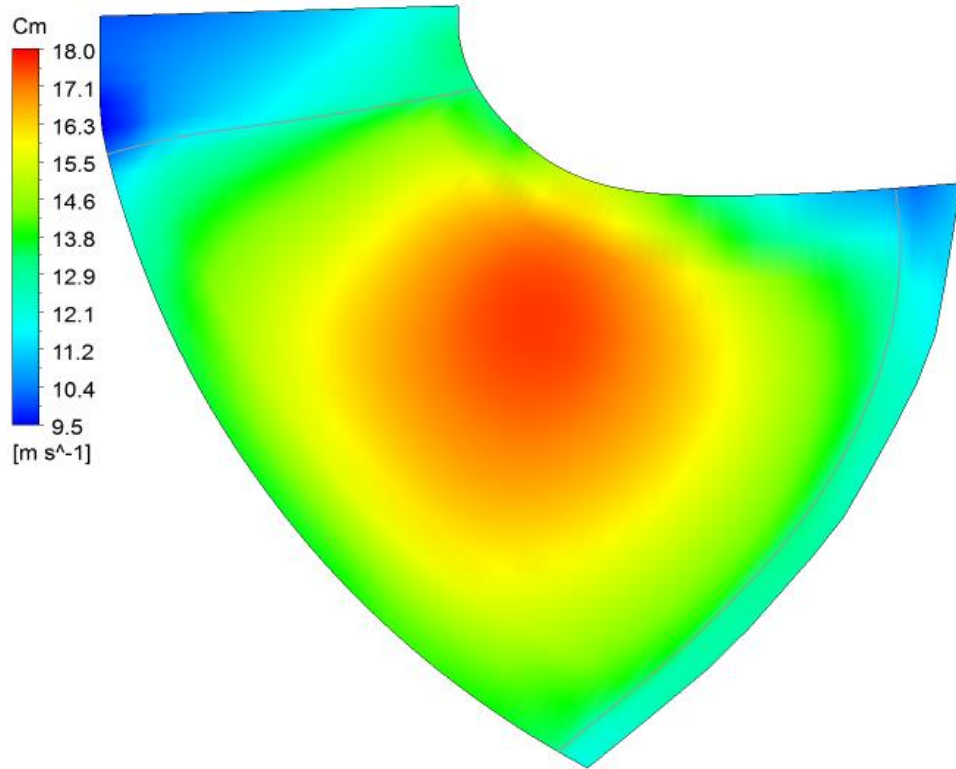


Şekil 4.8. Kanat üzerindeki hız vektörleri (sağ) ve literatür çalışması (sol) [8]

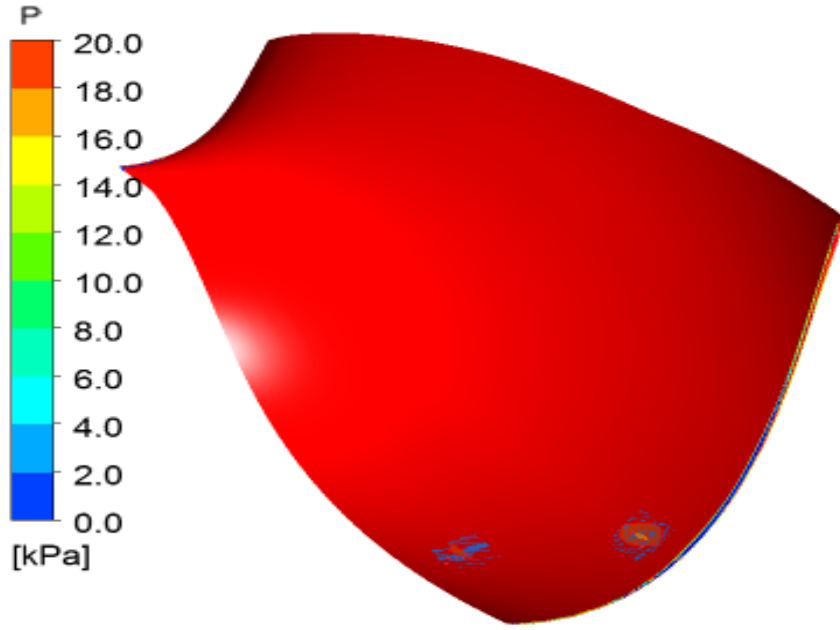


Şekil 4.9. Kanadın meridyonel kesitindeki toplam basınç dağılımı

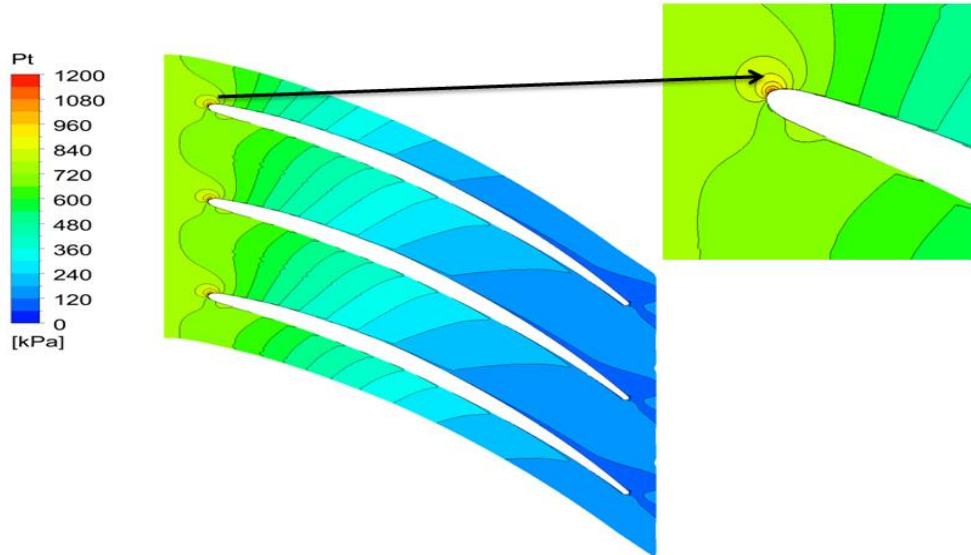
Şekil 4.8' de final tasarım üzerindeki akış çizgileri hücum kenarı hizasını takip edip kuyruk kenarına taçtan bileziğe doğru sapmadan hareket etmektedir. Drtina ve Sallaberger' e göre eğer türbin optimum debi değerinde değilse, bu dağılımın hücum kenarını takip edip kanadın bilezik kısmında toplanması gerekmektedir. Şekil 4.8' de ise kanat üzerinde akış çizgileri sıralı bir dağılım göstermiş ve sol tarafta gösterilen ve doğru sonuç vermiş literatür taraması ile benzerlik göstermiştir. Şekil 4.9' da ise kanat üzerindeki toplam basınç dağılımı hız dağılımının düzgün dağıldığını kanıtlar şekilde bir dağılım göstermiştir. Şekil 4.10, hız dağılımının meridyonel kesitteki halini göstermektedir.



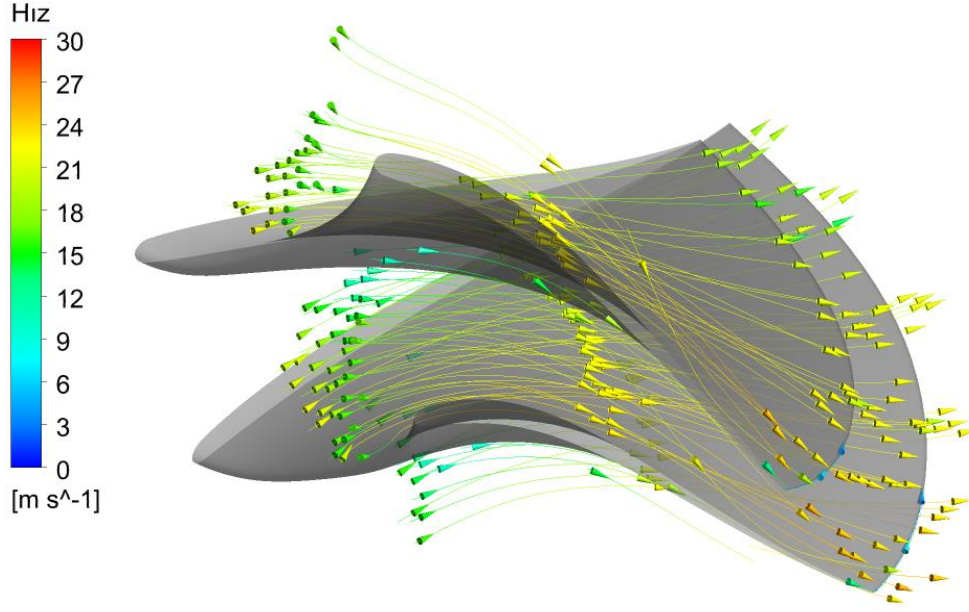
Şekil 4.10. Kanat üzerindeki meridyonel hız dağılımı



Şekil 4.11. Kanat üzerindeki basınç gösterimi



Şekil 4.12. Kanadın orta eksenindeki toplam basınç dağılımı



Şekil 4.13. İki kanat arasındaki hıza bağlı akış çizgileri

Yukarıda sonuçlar çark kanatlarının HAD yardımıyla yapılan iteratif iyilemenin bir sonucu olup, tümünü içermemektedir. Sadece önemli görülen değerler şekillerde ve tablolarda yer almıştır. Bu tasarım için verilen detaylı sonuçlar Çizelge 4.2’ de verilmiştir.

Tasarım süreci boyunca kanat profili üzerinde analiz edilmek için birden çok tasarım denenmiş ve içlerinden en iyi sonucu veren tasarım kullanılmak için alınmıştır. Bu tasarım süreci boyunca, kanadın meridyonel profilinde çok bir değişiklik yapılmadan kanat açıları ve kanadın iç bükeylik durumuyla oynanmış ve istenilen güç, verimlilik gibi değerler elde edilmeye çalışılmıştır. Tüm bunlar yapılırken, kanat üzerinde meydana gelen kavitasyon, yine kanat profilinde ve giriş açısında yapılan değişiklikler ile giderilmiştir.

Kanat üzerinde, herhangi bir akış ayrılması ya da düzgün olmayan bir akış gözlenmemiştir. Şekil 4.7, 4.8 ve 4.13' te gösterilen hız vektörleri ve akış çizgileri ise bu durumun kanıtıdır. Basınç değerleri kanat üzerindeki hız dağılımı gibi düzgündür ve kavitasyona mahal vermemiştir. Şekil 4.11, çark üzerindeki akışın kavitasyon oluşturmadığını göstermektedir.

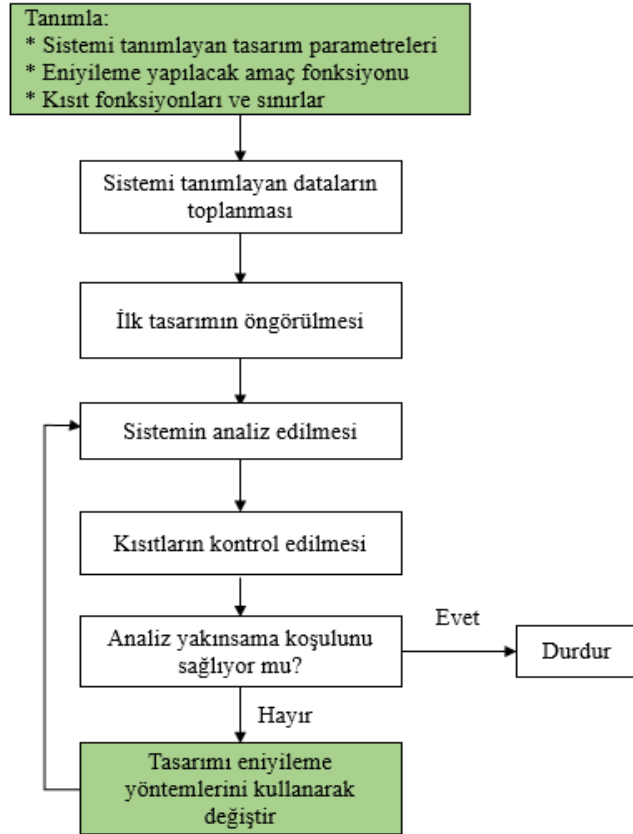
Final tasarımdaki çark üzerindeki verim %97.9 olarak hesaplanmış ve beklentileri karşılamıştır. Yapılan teorik hesaplamalarla karşılaştırıldığında ise yakın değerler elde edildiği görülmüştür. Türbin için  $n_q$  değeri 31.25 gibi bir değerde iken türbin çark veriminin %98 civarında olması beklenmektedir. Ancak, bu değer elde edilemediğinden, türbinin veriminin düşük olduğu veya en iyi verim noktasının kaymış olduğu söylenebilir. Bu tasarımda istenilen güç, Çizelge 4.2' de belirtildiği gibi düşü değeri 61.9 m iken elde edilmiş ve yukarıda belirtilen verim değerine erişilmiştir.

Bu ve diğer türbin çarkları için yapılan hesaplamalar ve istenilen sonuçlar teorik hesaplar ile tutmaktadır ancak bazı noktalarda değişiklikler gözlenmiştir. Sonuçlar ise, beklenildiği üzere tüm koşulları sağlar şekilde elde edilmiştir. Bakılan her bir sonuç literatürde var olan çalışmalar ile karşılaştırılmış ve daha önceden yapılmış olan doktora ve yüksek lisans tezlerinden referans alınarak teyit edilmiştir.



## 5. META MODEL TABANLI TASARIM

Eniyileme sistematik bir süreç olup, tasarım parametrelerini, kısıtları sağlayarak düzenleyen ve amaç fonksiyonunu enküçükleme veya enbüyüklemeye verilen addır. Eniyilemenin bilinen tasarım sürecinden farkı, sistemi tanımlayan tasarım parametrelerinin belirlenecek olan amaç ve kısıt fonksiyonları için başta tanımlanıyor olmasıdır. Şekil 5.1 eniyileme sürecini göstermektedir. Eniyilemede kısıtlar kontrol edilirken, klasik tasarımda performans kontrol edilir. Ancak performans kısıtları sağlamıyor olabilir, bu sebepten dolayı hem süreci kısaltmak hem de daha kısa sürede çok tasarım denemek için tasarım süreçlerinde eniyileme ön plana çıkmaktadır.



Şekil 5.1. Eniyileme tasarım süreci [63]

Yukarıda bahsedilen sebeplerden dolayı, Bölüm 4' te anlatılan HAD yardımıyla yapılan iteratif iyileme süreci, eniyileme yapılmak için yeniden oluşturulmuştur. Bahsi geçen üç farklı türbinden bir tanesi (Yuvacık HES) için eniyileme yapılmıştır. Bu bölümde, problemin tanımıyla başlanmış, girdi parametrelerinden ve özelliklerinden bahsedilerek, kavramsal tasarım sürecine anlatılmıştır. Süreç boyunca yapılan tasarım değerlendirme çalışmalarının ve eniyilemenin gidişatının detayına inilmiştir. Çalışmada Bölüm 2' de bahsi geçen Ansys Deney Tasarımı Tabanlı Araç kutusu kullanılmıştır ve bölüm içerisinde de, tasarım sürecinde izlenen yol sonuçlarıyla bahsedilmiştir.

### **5.1. Problemin Tanımı ve Eniyileme Çalışmasının Amacı**

Türbin çarkı kanatlarının tasarımında en uygun sonuca HAD analizleri yardımıyla ulaşmak;

- Tasarım parametrelerinin fazla olması
- Çark kanatlarının yapısının farklı debi ve düşü değerlerine göre değişiklik göstermesi
- Çark için istenen maksimum verimlilik değerinin bulunmasının yüzlerce analiz gerektirmesi
- Türbin için gereken en uygun verimlilik değerinin kolayca bulunamıyor olması sebebiyle oldukça zordur.

Tüm bunlar göz önüne alınarak, eniyileme yapılması;

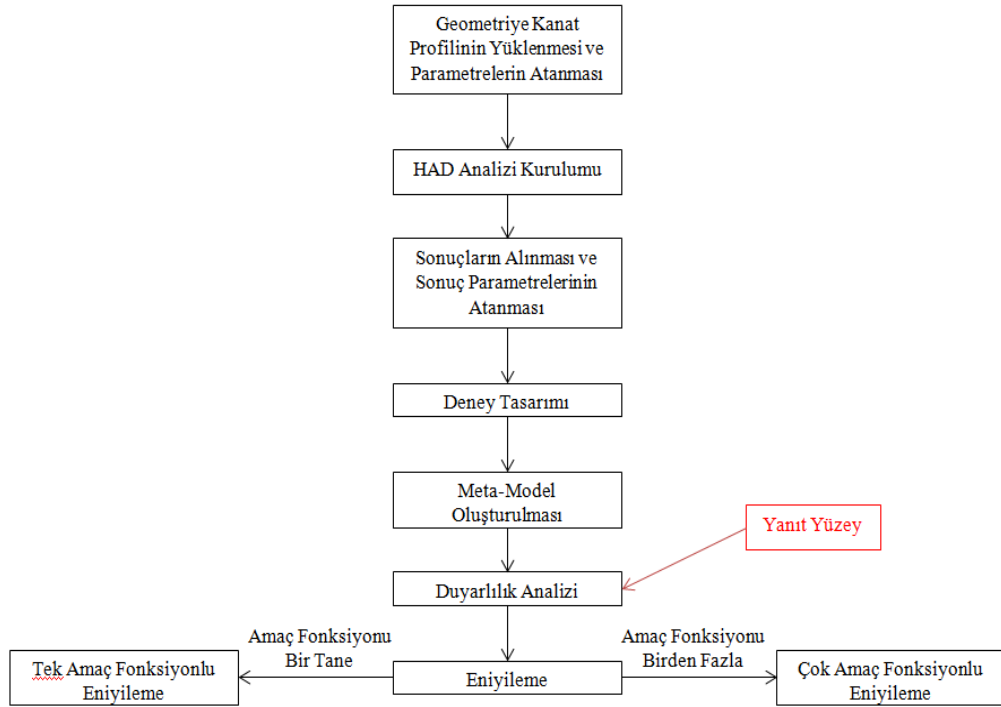
- Tasarım parametrelerini belirlenen limitler arasında, istenilen sayıda ataması ve tek bir işlemle sonuç elde edilmesi
- Elde edilen sonuçlar üzerinden yanıt yüzey oluşturarak ve duyarlılık analizi yaparak, etkisiz parametrelerin çıkarılmasını sağlaması ve bu sayede tasarım parametrelerini azaltması

- En uygun sonuca ulaşırken en uygun değeri belirtilen kısıtlara ve eşitlik durumlarına göre bulması

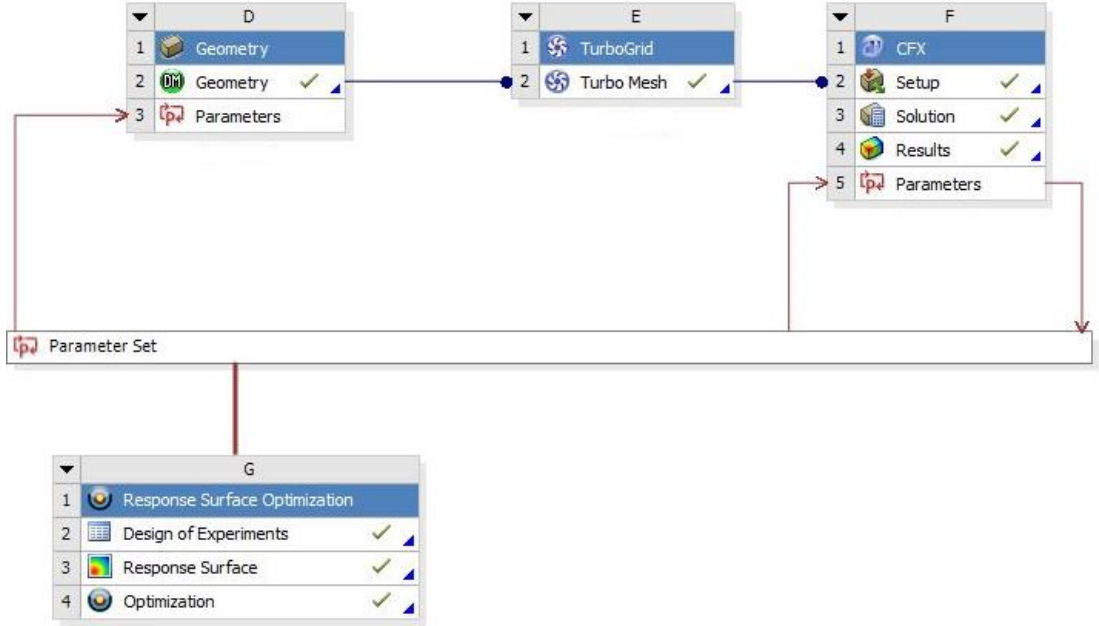
gibi sebeplerden dolayı, bu tez çalışmasında amaçlanmıştır.

## 5.2. Eniyileme Metodolojisi

Bu çalışmada, ön tasarımı yapılmış olan bir türbin çarkı kullanılmış ve tasarım prosedürü Şekil 5.2’ de anlatılan sırada ve Şekil 5.3’ te ifade edilen şekildeki düzende tamamlanmıştır.



Şekil 5.2. Eniyileme metodolojisi



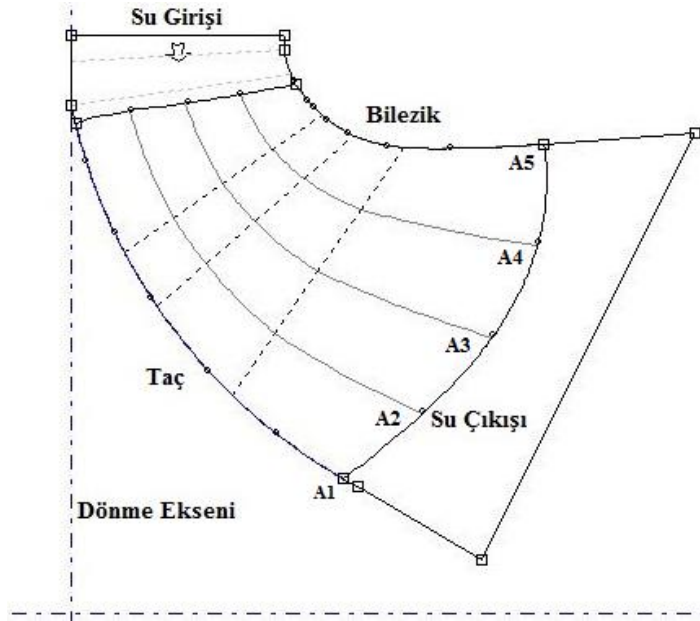
Şekil 5.3. Tasarım eniyileme şeması

Tasarım eniyilemesi süreci boyunca iki kısımda parametre ataması gerçekleştirilmiştir. İlk atama geometrik parametrelerden olup, girdi parametrelerini belirler. İkinci atama, CFD-Post kısmında elde edilen sonuç parametrelerinden oluşmakta ve programa çıktı parametresi belirlemektedir. Çizelge 5.1 girdi ve çıktı parametrelerini göstermektedir.

Tasarım için kanat üzerindeki her bir aralıktan ve her bir aralıktaki tek bir noktadan değer alınmıştır. Teta parametresi için tek bir noktanın etkisini görmek ve takip etmek daha istikrarlı sonuçlar ortaya koyacağından nokta seçimleri bu yönde yapılmıştır. Beta parametresi için, tek nokta yeterli olmaktadır. Alınan noktalar, beta açısı olup kanadın hücum kenarındaki ilk açı değeridir ve her bir aralıkta kanat üzerindeki en büyük değişikliğe sebebiyet veren parametredir. Bu nedenle ilk açı değerlerinin alınması beta değişiminin tanımını yaparken yeterli olmuştur. Şekil 5.4, Şekil 5.5 ve Şekil 5.6, sırasıyla parametre değeri alınan aralıkları ve bu aralıklar üzerindeki teta ve beta değişkenlerini göstermektedir.

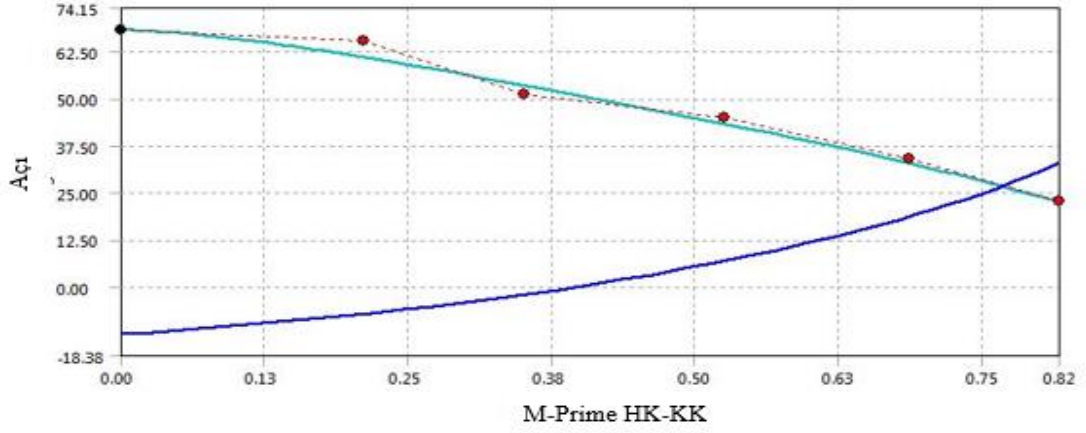
Çizelge 5.1. Eniyileme tasarım parametreleri

Parametreler	Geometri_Girdi Parametreleri		CFD-Post Çıktı Parametreleri
	Beta	Beta_Aralık1	Beta_Aralık2
Beta_Aralık3	Beta_Aralık4	Beta_Aralık5	
Teta	Theta_Aralık1	Theta_Aralık2	
Theta_Aralık3	Theta_Aralık4	Theta_Aralık5	



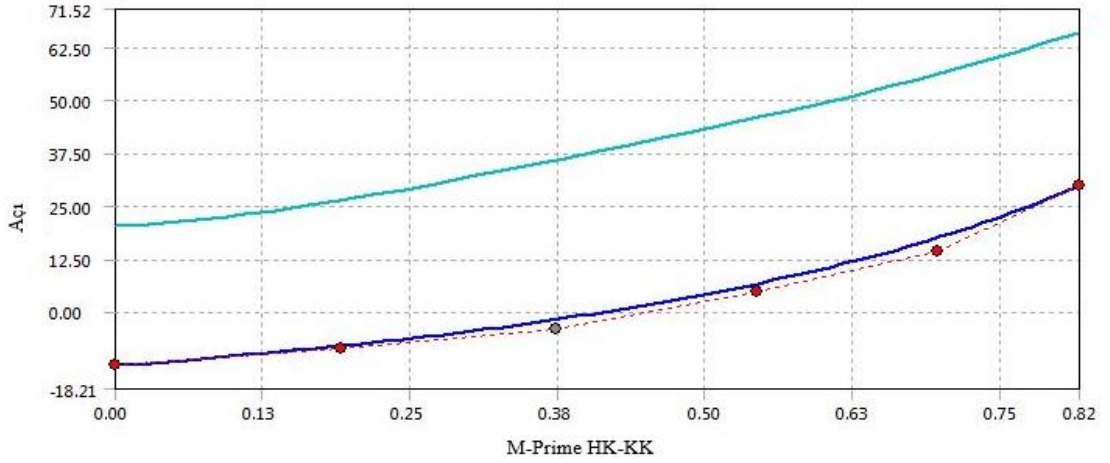
Şekil 5.4. Kanat meridyonel profili üzerinde aralıkların gösterimi

Şekil 5.4, kanat üzerindeki aralıkları göstermektedir. A1, kanadın taç kısmını simgelerken, A5 kanadın bilezik kısmına tekabül etmektedir.



Şekil 5.5. Beta açısı parametre noktası gösterimi

Şekil 5.5 ve 5.6, sırasıyla beta ve teta parametre noktalarını A3' te göstermektedir. Siyah ile gösterilen nokta, beta için parametre olarak alınan noktayı simgelemektedir. Şekil 5.6' da gri renk ile gösterilen nokta ise teta parametre noktasını göstermektedir.



Şekil 5.6. Teta açısı parametre noktası gösterimi

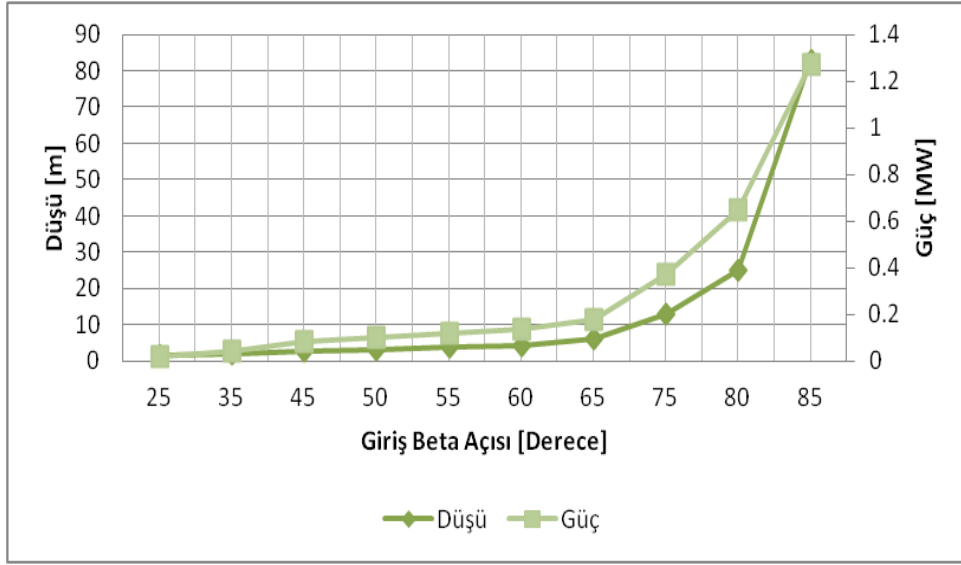
Tasarım eniyilemesi girdi ve çıktı parametreleri tanımlandıktan sonra, Şekil 5.3' te gösterildiği üzere deney tasarımı kısmında tasarımı oluşturan, alt ve üst limitleri olan değerler olarak karşımıza çıkarlar. Buradan sonra deney tasarımı ile oluşturulan tasarım noktaları geometriden başlamak üzere HAD yardımıyla yapılan iyileme sırasını takip eder. Buradaki tek fark, geometriye değerlerin otomatik olarak program tarafından tanımlanmasıdır. Tüm tasarım noktaları hesaplandıktan sonra, eniyileme sürecini duyarlılık analizi, yanıt yüzey belirleme ve son olarak eniyileme takip eder. Amaç fonksiyonunun ve kısıtların tanımlanması son bölümde gerçekleşir.

### **5.3. Tasarım Değerlendirme Çalışmaları**

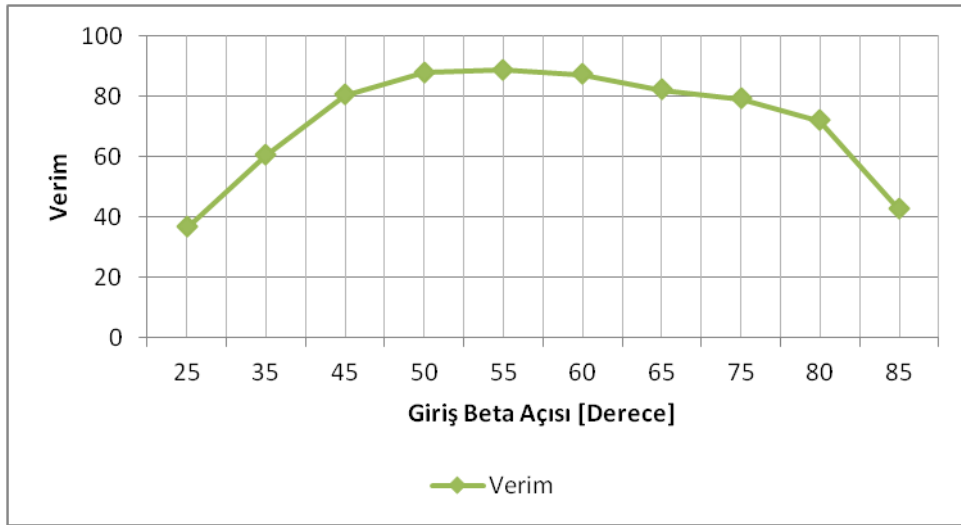
Bu çalışma kapsamında, tasarım parametrelerinin alt üst limitlerinin belirlenmesi ve tasarımdaki girdi ve çıktı parametrelerinin birbirlerinden nasıl etkilendiğinin anlaşılması amacıyla 2B bir çalışma yapılmıştır.

Burada, tezin içeriğinde anlatılan türbin kanatları yerine, sabit kalınlık dağılımı verilerek iki boyutta ifade edilen bir kanat profili kullanılmıştır. Kanat profili BladeGen ile oluşturulduktan sonra, geometri modülü yardımıyla kanadı oluşturan parametrelerden bir tanesi değişken olarak atanmış ve diğer tüm parametreler sabit kalacak şekilde ayarlanmış ve analiz sonuçları alınmıştır. Süreç her yeni değişken parametre ile tekrarlanmıştır.

Kanat üzerine verilen değerlerin alt ve üst sınırları, başta geniş aralıklar halinde alınmış, daha sonra sonuçlarda oluşan sapmalar veya yakınsamalar göz önüne alınarak aralıklar daraltılmış veya genişletilmiştir. Bu sonuçlara bağlı olarak tablolar oluşturulmuş ve parametre değişimleri birbiri cinsinden bir grafik yardımıyla ifade edilmiştir. Şekil 5.7, 5.8, 5.9 ve 5.10 oluşturulan birkaç grafikten beta parametresine ait olanları göstermektedir.

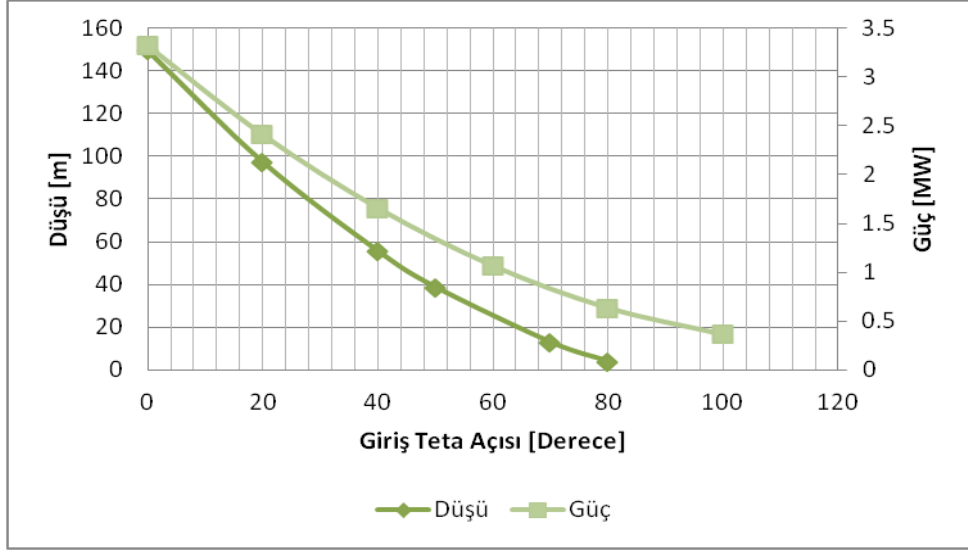


Şekil 5.7. Giriş beta açısının güç ve düşü üzerine etkisi

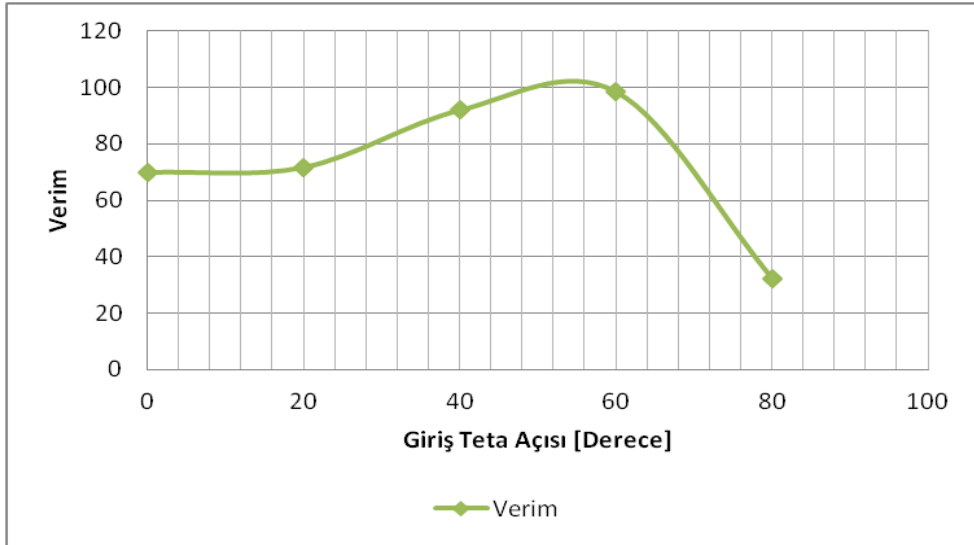


Şekil 5.8. Giriş beta açısının verim üzerine etkisi





Şekil 5.9. Giriş teta açısının güç ve düşü üzerine etkisi



Şekil 5.10. Giriş teta açısının verim üzerine etkisi

Yukarıdaki gösterilen grafiklerden yola çıkılarak, parametrelerin birbirini nasıl etkilediği hakkında fikir sahibi olunmuştur. Karşılaştırmada kolaylık yaratmak için kanat girişindeki beta ve teta açılarının değişimi incelenmiştir. Bu açılar, verimlilikteki artışı belirli oranlarda etkilerken, güç ve düşüye karşı farklı tepkiler vermişlerdir. Yapılan birden fazla analiz sonucunda, teta açısının verime olan etkisinin beta açısından farklı olduğu ve bu teta açısının ise girişteki teta açısından ziyade kanadın ortasına denk gelen teta açısı olduğunda karar kılınmıştır.

Eniyileme yapılmadan önce, bu tür ilişkilerin bilinmesi, alt ve üst değerlerin belirlenmesi, yanıt yüzey oluşturulması ve en önemlisi duyarlılık analizinin doğru olup olmadığı hakkında fikir sahibi olunması açısından önem arz etmektedir. 2B analizler, 3B analizler için ön hazırlık niteliği taşımakta ve 3B analizler kullanılarak yapılmış olan eniyileme çalışması sonuçlarının sıranmasında basamak olarak görülmektedir. Ancak, çarkın geometrisinin üç boyutlu olması sebebiyle iki boyutlu eniyileme tasarım sonuçlarında kesin bulgular sağlayamamakta sadece açılar parametreler üzerindeki eğilimlerini ifade etmektedir. Bu sebepten dolayı 3B eniyileme yapılması gerekmiştir.

#### **5.4. Eniyileme Çalışmaları**

Bir önceki bölümdeki tasarım değerlendirme çalışmalarının ardından eniyileme çalışmaları iki farklı durum için gerçekleştirilmiştir. İlk durumda kanat üzerindeki beta açıları kullanılarak, kanat şeklinin eniyilemesi, verimliliği maksimize etmek amacıyla tek-amaç fonksiyonlu eniyileme yöntemi kullanılarak yapılmıştır. İkinci durumda ise, kanat teta açıları kullanılmıştır. Bu durumda amaç verimliliği maksimize etmek ve kavitasyonu minimize etmek olduğu için eniyileme, çok-amaç fonksiyonlu eniyileme yöntemi kullanılarak yapılmıştır.

Eniyileme çalışmaları, Şekil 5.2' de genel hatları verilen prosedür ile gerçekleştirilmiştir. Daha önceden var olan çark kanatlarının meridyonel profili, akış

alanı ve her bir aralıkta tanımlanan akış çizgileri gibi detaylar da olmak üzere kanadı tanımlayan tüm değerler geometriye aktarılmış ve parametreleri belirlemeye hazır hale getirilmiştir. Parametreler deney tasarımına girdi parametresi olarak tanımlanmış ve deney tasarımında kullanılmıştır. HAD analizlerinin kurulumu, iyileme prosedürü ile aynı olarak devam etmektedir. Deney tasarımında alınan her değer için çözüm ağı TurboGrid tarafından her seferinde güncellenmekte ve yeni kanat şekline uyum sağlamaktadır. CFD-Post kısmı deney tasarımına, hem girdi hem de çıktı parametrelerini veren kısım olarak eniyileme sürecinde görev almaktadır.

Tüm HAD analizlerinden sonra deney tasarımı kısmına gelindiğinde, hesaplanması gereken minimum tasarım noktası değeri belirlenir. Genellikle bu değer, girdi parametre sayısının 10 katı olarak alınır. Buradaki belli durumlar hariç geriye kalan tüm durumlar için, bu göz önüne alınmıştır.

Deney tasarımı iki farklı durum için dört farklı şekilde kurulmuştur. Teta açısı kullanımı için özel deney tasarımı kullanılmış ve 70+1 tasarım noktası kullanılırken, beta açısı için, merkezi karma tasarım, latin hiperküp örnekleme ve özel deney tasarımı kullanılmıştır. İlk iki deney tasarımı için 80+1 tasarım noktası kullanılmış, özel deney tasarımı için 70+1 tasarım noktasında karar kılınmıştır. Daha sonra yapılan analizlerde, sekiz adet olan tasarım parametresi beş adete indirilmiş ve en iyi sonucu verdiği bilinen latin hiperküp örnekleme ile 50+1 olarak analizlere devam edilmiştir. Burada kullanılan artı bir değeri, doğrulama noktasıdır. Bu değer yanıt yüzey hesaplanırken, bir tanesinin yeterli olmayacağına karar verilmesinden dolayı, beş adet kullanılmıştır.

Tüm bu tasarım noktalarının sonuçlarının alınmasının ardından, metamodel oluşturulmasına geçilir. Metamodel oluşturulurken, duyarlılık analizinden yararlanılmıştır. Burada, sonuç parametrelerine etkisi büyük olan parametreler alınmış ve bu parametreler üzerinden metamodeller oluşturulmuştur.

Eniyileme kısmında, amaç fonksiyonu, kısıt fonksiyonu ve eşitlik fonksiyonu tanımlanmıştır. Genel olarak, teta açısı eniyilemesi için, çok-amaç fonksiyonlu eniyileme yöntemi kullanılmış, beta açısı eniyilemesi için ise tek-amaç fonksiyonlu eniyileme yöntemi kullanılmıştır. Şekil 5.11 prosedürü ve kullanılan yöntemleri göstermektedir.

#### **5.4.1. Beta Açısı Kullanılarak Eniyileme Yapılması**

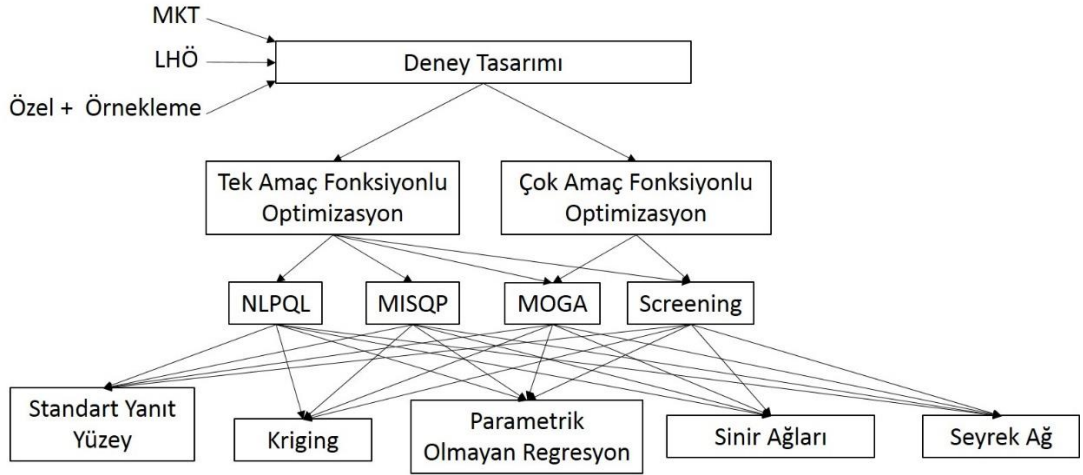
Beta açıları kullanılarak yapılan eniyileme bir tane amaç fonksiyonu içerirken, birden fazla deney tasarımı yöntemi ve metamodel kullanılmıştır. Bu çalışmadaki amaç fonksiyonu ise bu yöntemlerin her birinde incelenmiştir. Şekil 5.11, bu prosedürü göstermektedir. Üç farklı deney tasarımı metodunun her biri ile oluşturulan parametreler için tüm metamodeller ve bu metamodellerin her biri için ise eniyileme yöntemleri teker teker denenmiştir. Tüm bunların sonucunda, en iyi sonucu veren metamodel ve eniyileme yönteminin değerleri kabul edilmiştir.

Beta açılarının kullanıldığı durumda amaç, verimliliği maksimize etmektir. Bu durum için deney tasarımı sonuçları Ek 3' te verilmiştir. Beta açıları için uygulanan prosedür, teta açıları içinde uygulanmıştır. Sırasıyla duyarlılık analizi yapılmış ve sonuç parametreleri üzerinde etkisi büyük olan parametreler alınarak yanıt yüzeyler oluşturulmuştur. Deney tasarımı için kullanılan parametreler ve karşılıkları Çizelge 5.2' de tanımlanmıştır. Eniyileme kısmında amaç fonksiyonu verimliliği maksimize etmek olarak belirlenmiş, kavitasyon ve güç değerleri bir kısıt olarak atanmıştır.

Bu kısımda en iyi sonucu veren yöntem için duyarlılık analizi sonuçları ve yanıt yüzeylerin grafiksel gösterimleri sırasıyla Şekil 5.12 ve Şekil 5.19 arasında verilmiştir. Şekillerde renkler soldan sağa renklere göre girdi parametrelerini Çizelge 5.2' deki sırasıyla göstermektedir.

Çizelge 5.2. Beta açısı parametreleri, karşılıkları, limitleri ve başlangıç noktaları

Parametreler	Karşılıkları	Alt Limit	Üst Limit	Başlangıç Noktası
P1-Blade1.FD1016 [derece]	A1-Orta nokta	67,60	77,60	72,60
P2-Blade1.FD1018 [derece]	A2-Orta nokta	66,00	76,00	71,00
P3-Blade1.FD1020 [derece]	A3-Orta nokta	65,50	75,50	70,50
P4-Blade1.FD1022 [derece]	A4-Orta nokta	60,50	74,10	67,30
P5-Blade1.FD1024 [derece]	A5-Orta nokta	59,00	72,12	65,56
P7-Cavitation [Pa]	Minimum basınç değeri	<b>Çıktı Parametreleri</b>		
P9-H in to out [m]	Düşü			
P12-Shaft Power [W]	Şaft gücü			
P13-Total Efficiency in to out	Toplam verimlilik			

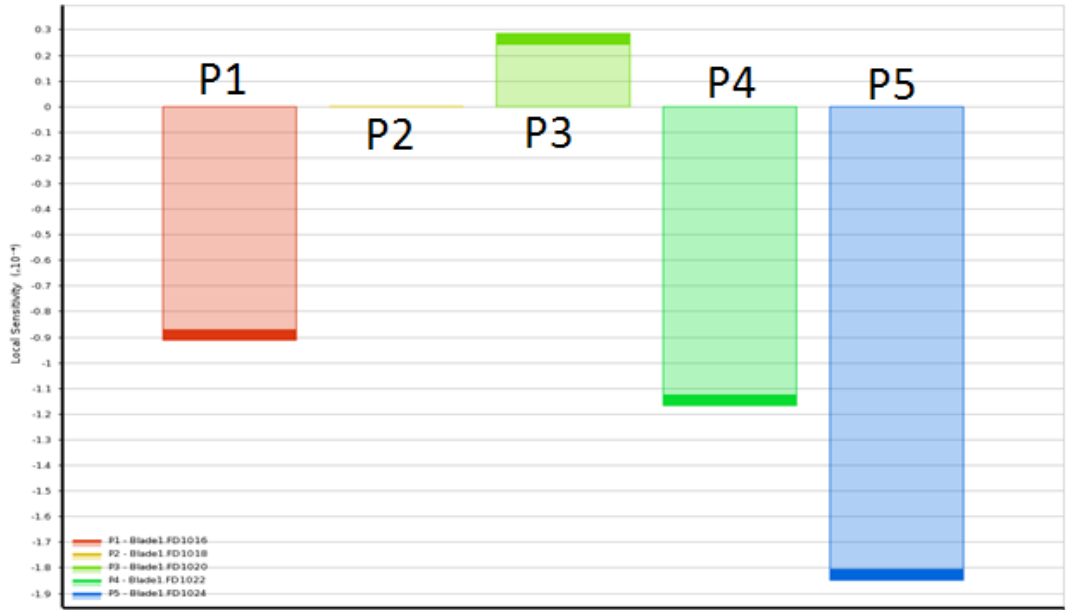


Şekil 5.11. Beta açıları kullanılarak yapılan eniyileme prosedürü

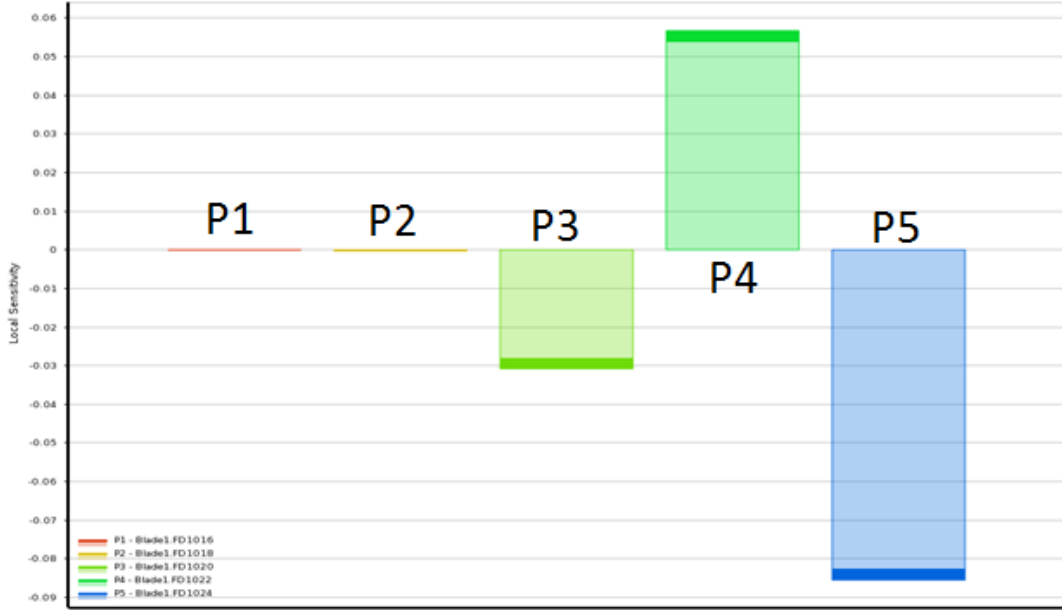
Şekil 5.12 ve 5.19 arasında ifade edilen eniyileme sonuçlarında, iki önemli parametre olan kavitasyon ve verim incelenmiştir. Bu iki parametrenin, kanat şeklini ifade eden parametrelerden hangisi ile ilişkisinin en kuvvetli olduğunu belirlemek amacıyla duyarlılık analizi yapılmış ve sonuçları Şekil 5.12 ve Şekil 5.13’ te verilmiştir.

Duyarlılık analizi sonucunda, kavitasyonu ve verimi etkileyen parametrelerin bir kaçının farklı olduğu sonucuna varılmış ve bu parametrelerin nasıl ilişkilendirilmesi

gerektiği içinde yanıt yüzey çalışması yapılmıştır. Şekil 5.12’ de etkin parametreler kavitasyon için P1, P4 ve P5 olarak gözükmüşken, verim için bu parametreler P3, P4 ve P5 olarak değişkenlik göstermiştir. Bu bölümde amaç fonksiyonu olarak verim incelendiğinden, iki şekildeki duyarlılık analizi sonuçları dikkate alınarak yanıt yüzeylerin atanması yapılmıştır.



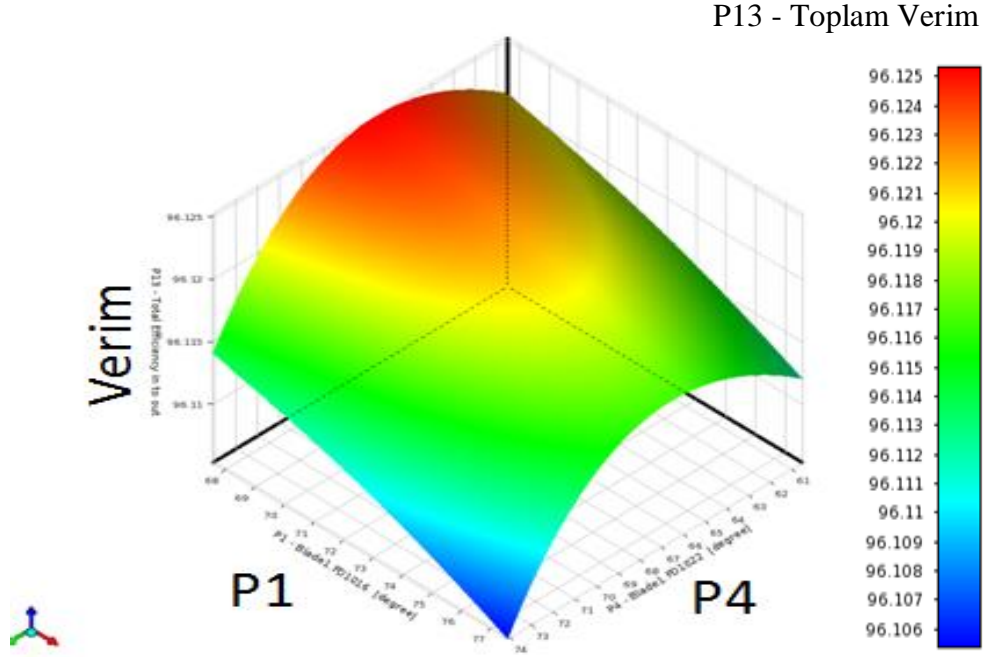
Şekil 5.12. Beta açısının verim duyarlılık analizi gösterimi



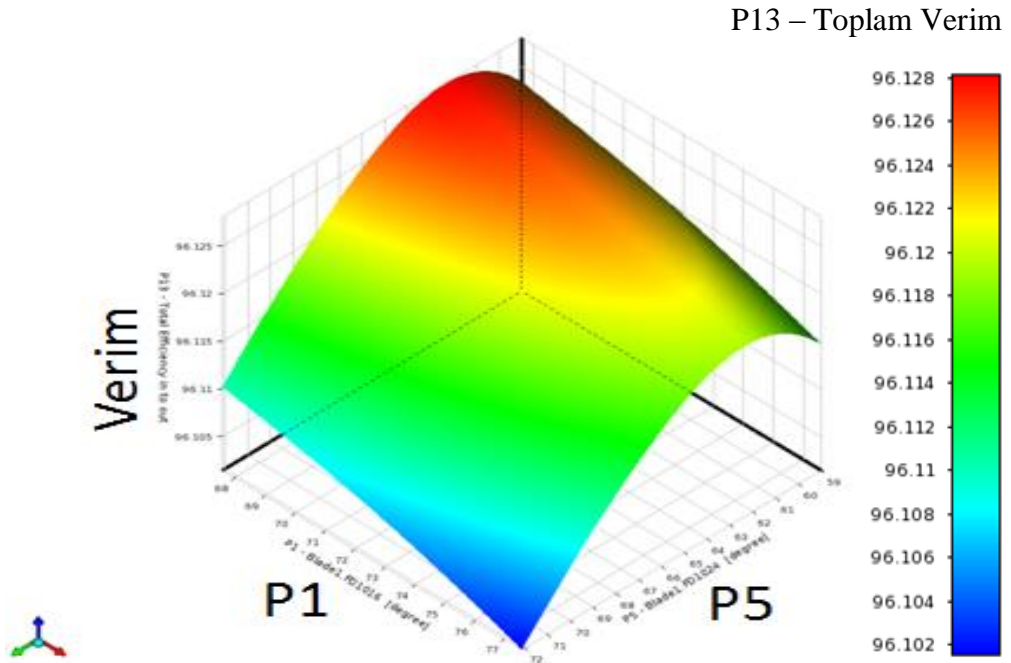
Şekil 5.13. Beta açısının kaviteasyon duyarlılık analizi gösterimi

Şekil 5.14 ve sonrası, beta açısının etkisini baskın şekilde ifade eden parametrelerin yanıt yüzey gösterimleridir. Yanıt yüzeylerde verimin etkisi ilk üç şekilde görüleceği gibi, lineer olmayıp, farklı değerlerde farklı sonuçlar göstermektedir. Dolayısıyla, aralarındaki ilişkiden yola çıkılarak, maksimum verim noktası için kesin yargılara varılamaz, ancak P1 değerinin, P4 ve P5' in alacağı değerlere bağlı olarak her koşulda pik verime ulaştırdığı söylenebilir.

Yapılan 2B' lu analizlerde beta açısının kaviteasyondan ziyade verime ve güce olan etkisinin daha fazla olduğu belirlenmiş ve bu durum beta açısı parametrelerinin Şekil 5.17 ve 5.19 arasındaki yanıt yüzey gösterimleri ile de gösterilmiştir. Etkin parametre olan P5, yanıt yüzeylerde görüldüğü gibi, değerinin artmasıyla kaviteasyonda azalma meydana getirdiğini göstermiştir. P3 ve P4' ün etkisi ise P5' in yanında etkisiz hale gelmiştir. P5' in etkin parametre olması kanadın bilezik kısmına denk geliyor olması sebebiyle beklenen bir durumdur.

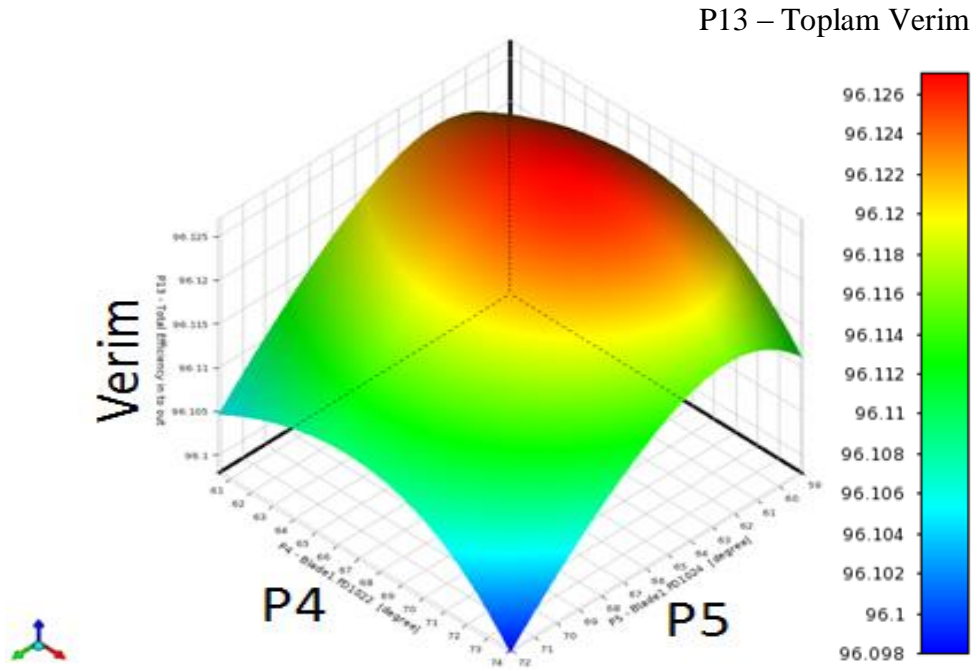


Şekil 5.14. P1 ve P4 parametrelerinin verime etkisini gösteren yanıt yüzey

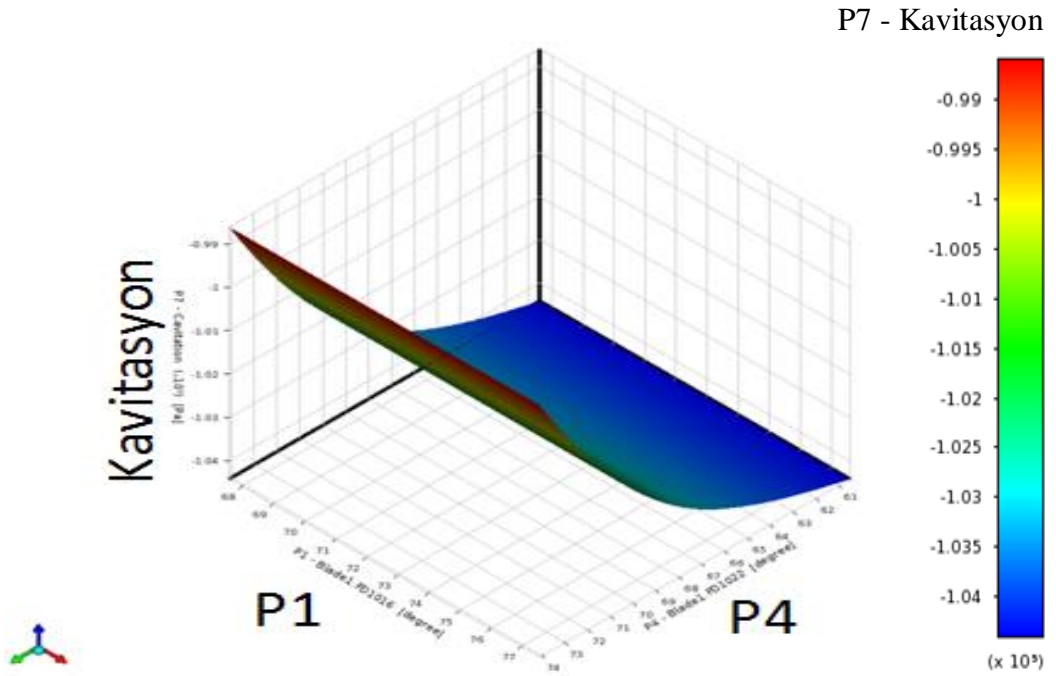


Şekil 5.15. P1 ve P5 parametrelerinin verime etkisini gösteren yanıt yüzey

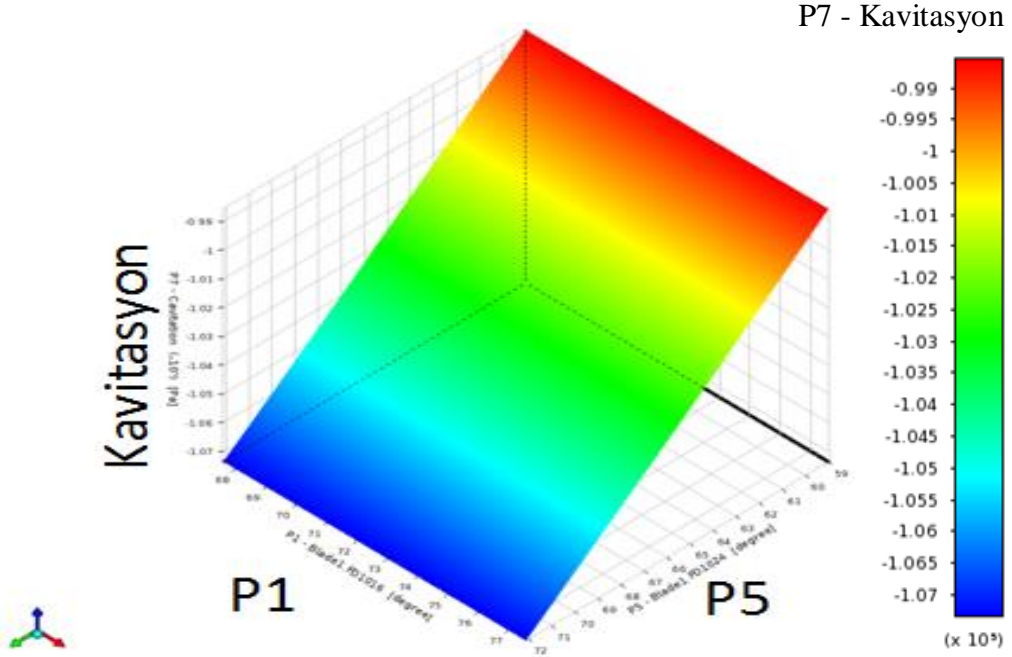




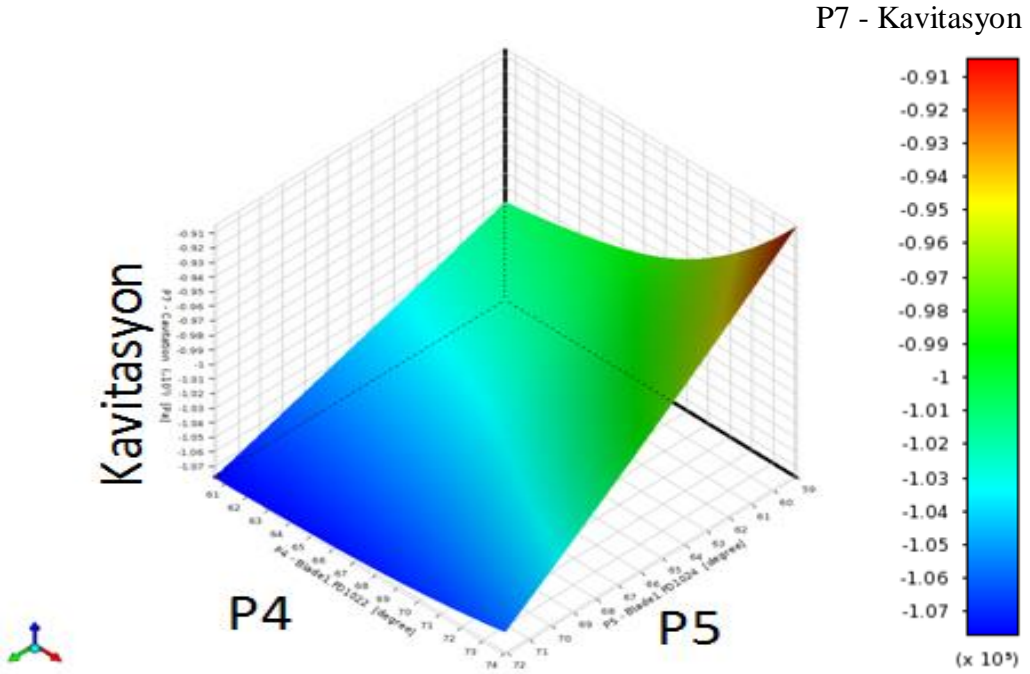
Şekil 5.16. P4 ve P5 parametrelerinin verime etkisini gösteren yanıt yüzey



Şekil 5.17. P1 ve P4 parametrelerinin kavitasyona etkisini gösteren yanıt yüzey



Şekil 5.18. P1 ve P5 parametrelerinin kavitasyona etkisini gösteren yanıt yüzey



Şekil 5.19. P4 ve P5 parametrelerinin kavitasyona etkisini gösteren yanıt yüzey

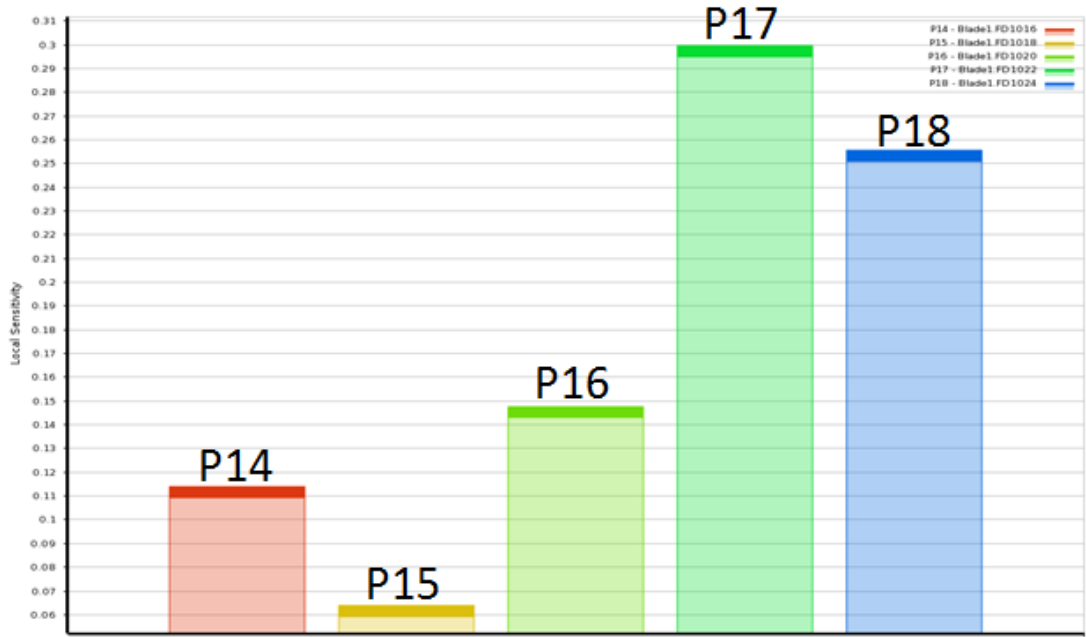
Eniyileme sürecinde üç farklı yöntem denenmiş ancak en iyi sonuç değeri LHÖ kullanıldığında elde edilmiştir. Bu sebepten dolayı, sadece bu analiz sonuçları verilmiştir. Üç yöntemde, dört farklı eniyileme yöntemi kullanılmış, verim maksimize edilmiş ve beta açılarının sınır şartları kullanılmıştır. Ancak sadece LHÖ ve NLQPL' nin birlikte kullanıldığı durumda hem güç hem de düşü istenilen kısıtları sağlamıştır. Aynı koşullar kullanılmasına rağmen farklı yöntemler tarafından rastgele atanan tasarım parametrelerinin farklı olması eniyileme sonuçlarını açık şekilde etkilemiştir.

#### 5.4.2. Teta Açısı Kullanılarak Eniyileme Yapılması

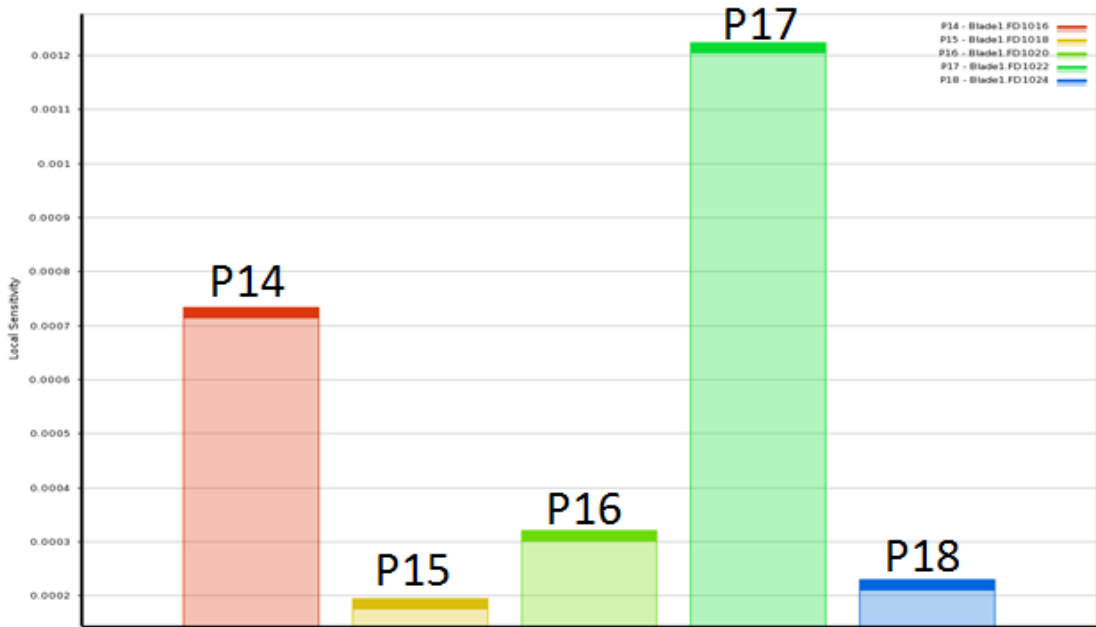
Teta açıları kullanılarak yapılan eniyileme, iki amaç fonksiyonu içermektedir. Bunun sebebi tasarım değerlendirme çalışmaları sonucunda, teta açılarının değişiminin verimlilik yanında kanat üzerinde oluşabilecek olan kavitasyona olan etkisidir. Deney tasarımı değerleri sonuçlarıyla beraber Ek 4' te görülebilir. Kullanılan parametrelerin ifadeleri, alt ve üst limitleri Çizelge 5.3' de verilmiştir. Eniyilemede kavisyonun minimize edilmesi ve verimin maksimize edilmesi amaçlanmış, güç ve düşü birer kısıt olarak atanmıştır.

Çizelge 5.3. Teta açısı parametreleri, karşılıkları ve limitleri

Parametreler	Karşılıkları	Alt Limit	Üst Limit
P14-Blade1.FD1016 [derece]	A1-Orta nokta	-12,00	4,00
P15-Blade1.FD1018 [derece]	A2-Orta nokta	12,00	3,00
P16-Blade1.FD1020 [derece]	A3-Orta nokta	-9,00	5,00
P17-Blade1.FD1022 [derece]	A4-Orta nokta	-3,00	6,00
P18-Blade1.FD1024 [derece]	A5-Orta nokta	3,00	7,00
P6-Alpha out [derece]	Kanat çıkış alfa açısı	<b>Çıktı Parametreleri</b>	
P8-Cavitation [Pa]	Minimum basınç değeri		
P9-H in to out [m]	Düşü		
P12-Shaft Power [W]	Şaft gücü		
P13-Total Efficiency in to out	Toplam verimlilik		



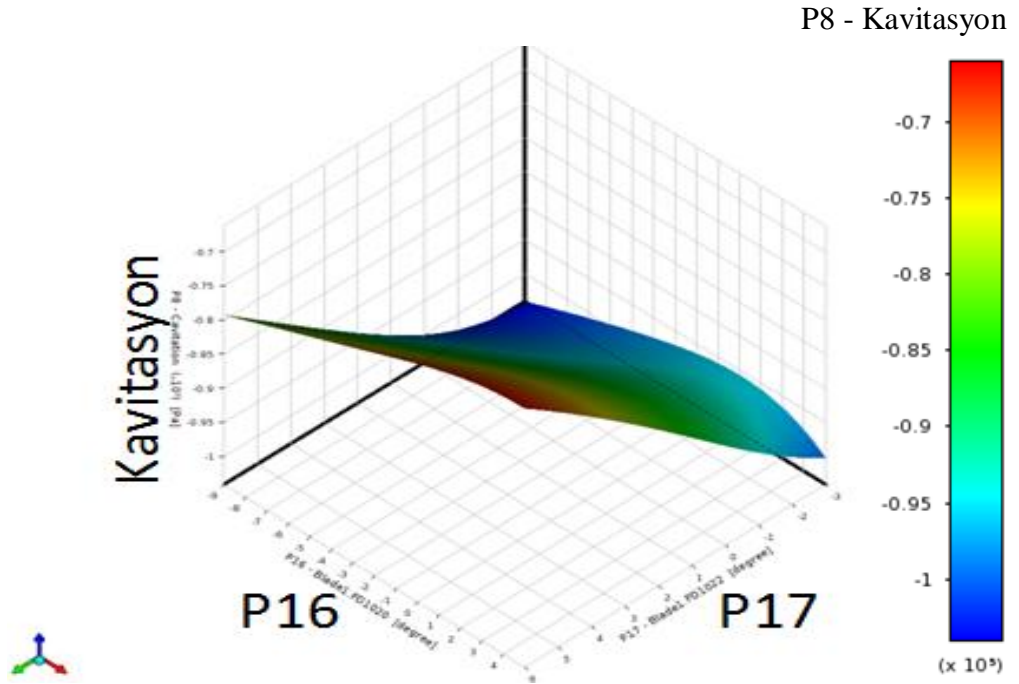
Şekil 5.20. Teta açısının kavitasyon duyarlılık analizi gösterimi



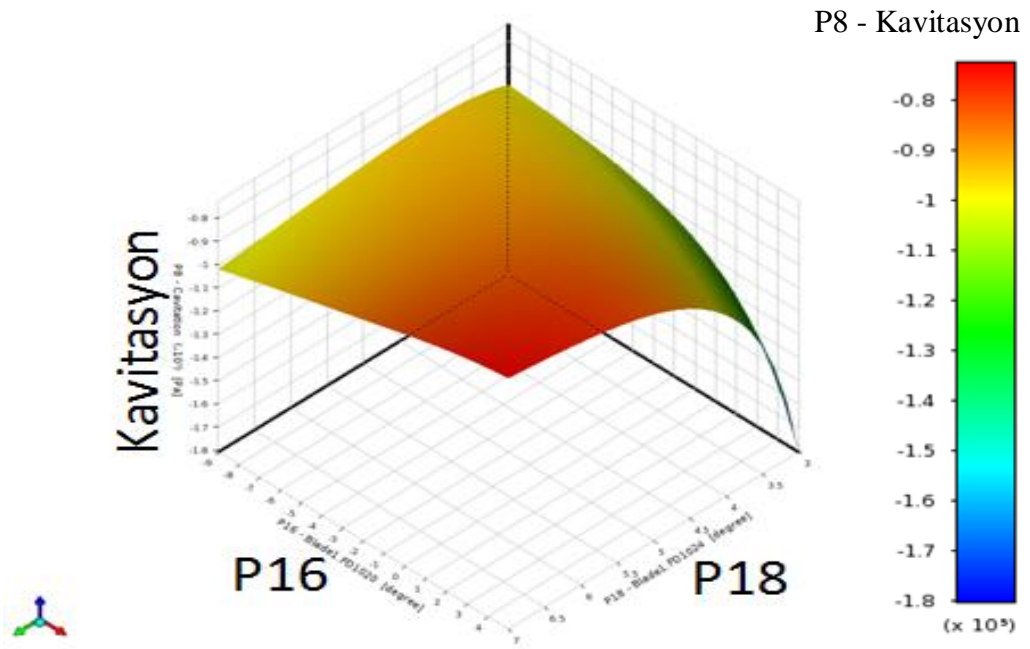
Şekil 5.21. Teta açısının verim duyarlılık analizi gösterimi

Şekil 5.20 ve 5.21 teta açısının kavitasyon ve verim için oluşturulan duyarlılık analiz sonuçlarını göstermektedir. Etkin parametreler olarak P16, P17 ve P18 belirlenmiş ve yanıt yüzeyler oluşturulmuştur.

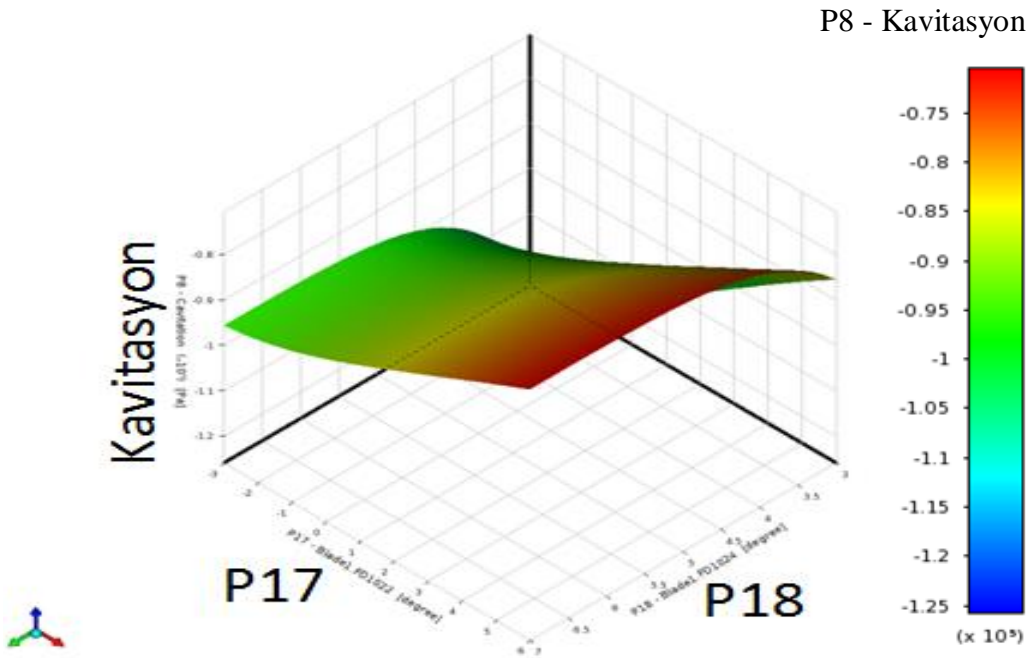
2B eniyileme sonucu, teta açısının kavitasyon üzerindeki etkisinin verim üzerindeki etkisinden daha fazla olduğu belirlenmiş ve teta açıları baz alınarak yapılan bu eniyilemede ise hem Ek 4' te verilen deney tasarımı sonuçları hem de yanıt yüzeyler kullanılarak bu etki gösterilmiştir.



Şekil 5.22. P16 ve P17 parametrelerinin kavitasyona etkisini gösteren yanıt yüzey

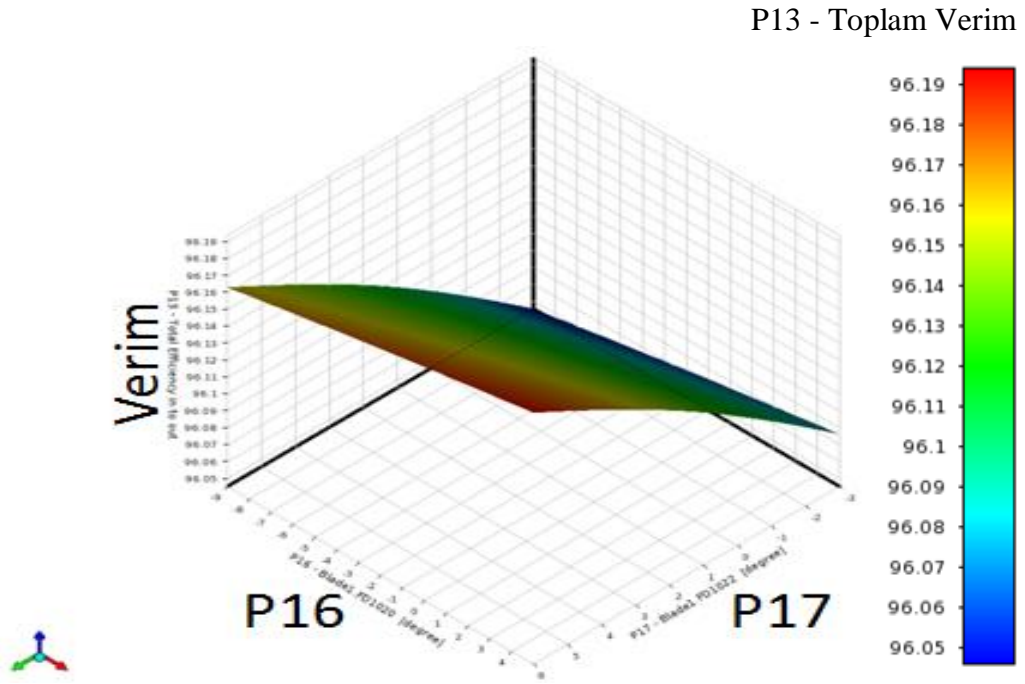


Şekil 5.23. P16 ve P18 parametrelerinin kavitasyona etkisini gösteren yanıt yüzey



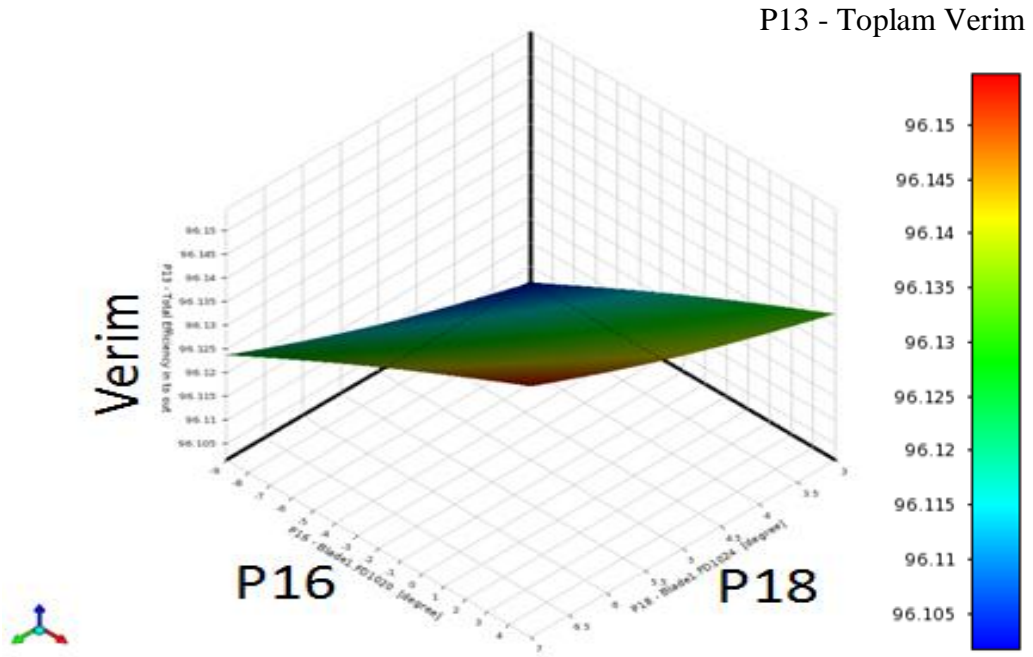
Şekil 5.24. P17 ve P18 parametrelerinin kavitasyona etkisini gösteren yanıt yüzey

Şekil 5.22, 5.23 ve 5.24, kavitasyonun iyileşmesine veya kötüleşmesine sebebiyet veren etkin parametrelerin yanıt yüzeylerini göstermektedir. Tasarım parametrelerinden P17' nin etkisi diğer iki parametreye nazaran daha fazladır. Ancak P18 parametresi ile birlikte karşılaştırıldığı zaman Şekil 5.24' te görüldüğü üzere her ikisinde kavitasyona etkisinin benzer olduğu görülmektedir.

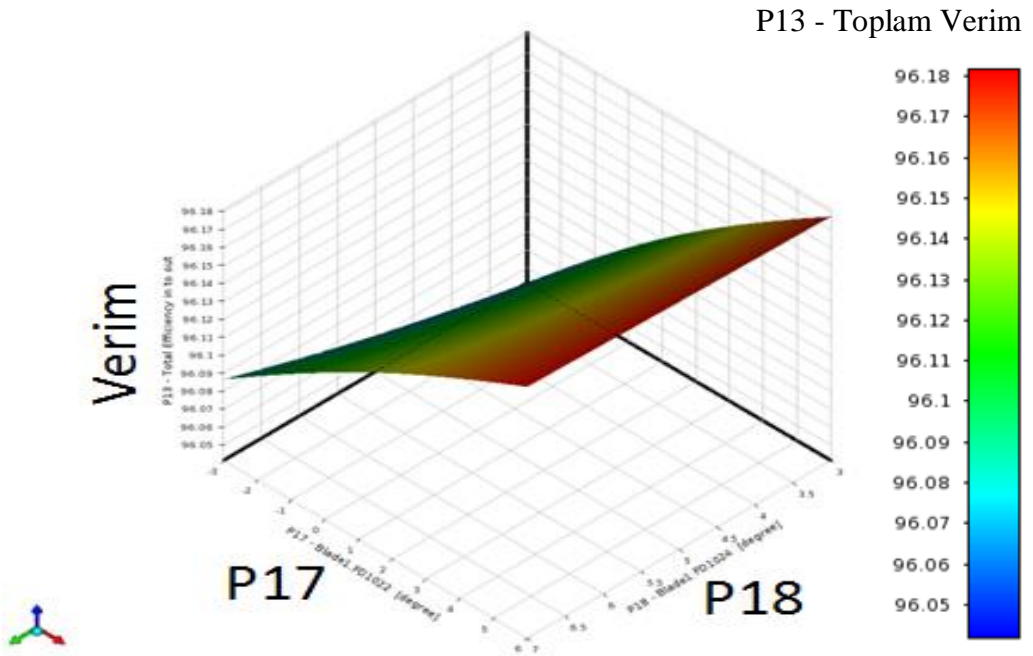


Şekil 5.25. P16 ve P17 parametrelerinin verime etkisini gösteren yanıt yüzey

Şekil 5.25 ve son iki yanıt yüzey, teta açısının verime olan etkisini ifade etmektedir. Kavitasyon ile kıyaslandığında verim üzerindeki etkisi neredeyse azdır ve sadece belirli bölgelerde yoğunlaşmıştır.



Şekil 5.25. P16 ve P18 parametrelerinin verime etkisini gösteren yanıt yüzey



Şekil 5.26. P17 ve P18 parametrelerinin verime etkisini gösteren yanıt yüzey



Açılar kullanılarak yapılan eniyilemede Yuvacık HES çarkının ön tasarım geometrisi kullanılmış ve en uygun sonuca ulaşması beklenmiştir. HAD iyilemesinde yapıldığı gibi önce beta açılara eniyileme yapılmış daha sonra bu değerler yardımıyla teta açılara aynı işlem uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar Ek 3 ve Ek 4' te görüldüğü gibidir. Beta açıları verim artışı üzerinde beklenen oranda bir etki göstermezken, güç üzerinde fazlaca etkili olmuştur. Verimde düşük oranda meydana gelen artış beklenenin tersine bir durum olup, sebebi ise ön tasarımda düzgün bir akış alanı elde etmek için yapılan iterasyonlar sonucunda verimin belirli bir değere kadar ulaştırılmış olması olarak gösterilebilmektedir. Beta üzerine yapılan eniyilemede, verimde %0.03' lük bir artış sağlanırken güce olan etkisi ise %1.3 olarak hesaplanmaktadır. HAD analizlerinde elde edilen sonuç ile kıyaslama yapıldığında ise verim artışı %0.6 olarak hesaplanmaktadır. Beta açısı analizlerinde, kavitasyon değeri yüksek miktarda çıkmış ve bu durum teta açılarından elde edilen en uygun değerlerle telafi edilmiştir. Çizelge 5.4, beta ve teta açılarının ayrı ayrı çözümlerinden elde edilen, en uygun sonuçları göstermektedir.

Çizelge 5.4. Beta ve teta açılarının eniyileme sonuçları

Beta		Teta	
Parametreler	En Uygun Değer	Parametreler	En Uygun Değer
P1-Blade1.FD1016 [derece]	68.45	P14-Blade1.FD1016 [derece]	-6.97
P2-Blade1.FD1018 [derece]	71.25	P15-Blade1.FD1018 [derece]	-6.57
P3-Blade1.FD1020 [derece]	75.38	P16-Blade1.FD1020 [derece]	4.33
P4-Blade1.FD1022 [derece]	70.88	P17-Blade1.FD1022 [derece]	5.09
P5-Blade1.FD1024 [derece]	64.34	P18-Blade1.FD1024 [derece]	6.66
P7-Cavitation [Pa]	-103270	P8-Cavitation [Pa]	-63789
P9-H in to out [m]	46.84	P9-H in to out [m]	44.03
P12-Shaft Power [W]	1104000	P12-Shaft Power [W]	1038200
P13-Total Efficiency in to out [%]	96.13	P13-Total Efficiency in to out [%]	96.18

Teta açısının etkisi, beta açısının en iyi sonuç değerleri çerçevesinde hesaplanmıştır. Teta açısının verim ve kavitasyona olan etkisi, beta açısının tersine beklenildiği gibi çıkmıştır. Kavitasyon için olması gereken sınır değeri yakalanmış ve kavitasyon %50 oranında ilk değerinden başlayarak azaltılmıştır. Bu sonuç HAD analizleri ile yapılan iyileme sonuçları ile karşılaştırıldığında %18 oranında iyileşmeye tekabül etmektedir. Teta açısının verime olan etkisi beta ile kıyaslandığında çok büyük bir fark ortaya çıkarmamaktadır.

Yapılan analizler kalın çözüm ağı kullanılarak hesaplamalar yapıldığından, sonuçlarda yapılan karşılaştırmalarda, bu çözüm ağı ile elde edilen değerler ile yapılmıştır. İnce çözüm ağı sadece elde edilen en iyi sonuca uygulanmış ve sonuçlar hem beta hem de teta açısının en uygun değerleri birlikte uygulanarak incelenmiştir. Kalın çözüm ağında elde edilemeyen verim artışı ince çözüm ağı için beta açısının verim üzerine etkisini doğrular nitelikte çıkmıştır. Çizelge 5.5, verimde meydana gelen değişikliği göstermektedir.

Çizelge 5.5. Kalın ve ince çözüm ağı arasındaki verim farkı

	<b>Kalın Çözüm Ağı</b>	<b>İnce Çözüm Ağı</b>
<b>Verim</b>	%95.86	%96.84

Elde edilmek istenen verim değeri ince çözüm ağı ile gerçekleştirildiğinde beta ve teta açılarının birlikte uygulandığı sonuçlarda verimde %1' lik bir artış sağlanmıştır. Kalın ve ince çözüm ağının yapı ve verim açısından incelenip, karşılaştırması Ek 5' te verilmiştir.

Beta ve teta açıları ile yapılan çalışmada , amaç HAD analizlerinde olduğu gibi çark kanatlarının bu sayede de türbinin performansını artırmaktır. Ancak eniyileme yapılmasının sebebi ise, bahsedildiği gibi, zamandan ve kaynak gücünden

kazanmaktır. Sonuçlara bakıldığı zaman, süre ve kaynak gücü azaltılmış ve çark performansı iyilemeden elde edilen performansın üzerine çıkarılmıştır.

## 6. SONUÇ

### 6.1. Tez Kapsamında Yapılan Çalışmaların Özeti

Tez kapsamında, Türkiye'nin farklı illerinde kurulmak üzere üç adet Francis tipi türbin tasarımı yapılmış ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizlerinde kullanılmak üzere tasarım ve iyileme metodolojisi geliştirilmiştir. Net düşü ve debi ile tasarıma başlanmıştır. Çalışmada, ön tasarım ve temel tasarım olmak üzere iki adımda gidilmiş, ön tasarımda ampirik denklemlerle ve hidrolik makinelerde kullanılan teorilerle türbinin ana hatları oluşturulurken, temel tasarımda HAD yardımıyla iyileme yapılmıştır.

Ön tasarım ve temel tasarım yapılırken akademik ve endüstri alanlarında kabul görmüş ticari HAD araçları kullanılmıştır. Kanat üzerindeki her sorun bu araçlar sayesinde belirlenmiş ve iteratif bir iyileme sürecine girerek sorunlar çözülmüştür. Tasarım iyilemesi, çark üzerinde istenilen koşulları sağlarken verimi maksimize etmek için yapılmıştır. Bu süreçte, kanat üzerindeki hız ve basınç konturları, kanat giriş ve çıkış açıları ve kanat üzerindeki akış çizgileri her iteratif süreç sonunda kontrol edilmiştir. Kanadın performansının, tüm bu değerlere bağlı olduğu ortaya konulmuş ve verimi yüksek, kavitasyondan arınmış çark kanatları elde edilmiştir.

Tüm bu süreç uzun süre aldığından ve performansın daha da geliştirilebilmesi amacıyla, tez kapsamında çark kanatları için eniyileme yapılmıştır. Eniyileme için yine HAD araçlarından yararlanılmış ve eniyileme için bir metodoloji geliştirilmiştir. Bu metodoloji, HAD analizlerinin iyileme kısmını alarak, alt ve üst limitleri belirli olan tasarım noktalarının otomatik olarak denenmesi ve en iyi sonuca varması prensibine dayanmaktadır.

Tez çalışmasının bu kısmında, eniyileme yapılarak, iyileme sürecinde harcanılan sürede, toplamda yapılan analiz sayısı 7 katına çıkarılmıştır ve yapılan analiz süresi

8.8 kat azaltılmıştır. Bu süreçte, sadece beş girdi parametresi kullanılarak, teta ve beta açılarında ayrı ayrı olmak kaydıyla, verim artışı sağlanmış ve teta açılarının kullanıldığı durumlarda ise, kavitasyon HAD ile yapılan iyileme sonuçlarına göre oldukça azaltılmıştır.

Belirlenen amaç ve kısıt fonksiyonları sayesinde ise, çark veriminin maksimize edilmesi, gerekli olan tüm koşulların sağlandığı durumda elde edilmiş, bu da yine süreden ve CPU' dan kazanç sağlarken, olması gereken en iyi durumu amaç fonksiyonu çerçevesinde ortaya koymuştur.

## **6.2. Tez Kapsamında Yapılan Çalışmaların Literatüre Katkısı**

Türkiye' de daha önce yapılmamış olan debi ve düşü aralıklarında üç adet Francis Tipi türbin çarkı tasarlanmış ve üretime geçilmiştir. Bu sebeple bu tez çalışması akademik ve endüstrinin bir arada başarılı bir şekilde çalışmasını sağlayan bir iş olmuştur.

Geliştirilen tasarım metodoloji oluşturulurken, var olan metodolojiler denenmiş, eksikleri giderilmiş ve tüm bu metodoloji, birden fazla tasarımda denenerik onanmıştır. Bu sebeple, bu tasarım yöntemi, Türkiye' nin türbin tasarımı konusundaki bil-yap' ını artırmıştır.

Tasarımı tamamlanan türbin çarkları, TOBB ETÜ' nün geliştirmekte olduğu merkeze bir tasarım alt yapısı sağlamış ve ilk model test parçaları olmaya aday olmuştur. Tüm bunların yanında, tez çalışmasında yapılan eniyileme süreci, Türkiye' de ve dünyada su türbini çark kanatları için ilk kez yapılmış olup, türbin alanında ilerlemiş olan literatüre katkı sağlamıştır. Bununla birlikte, TOBB ETÜ Hidro' nun test merkezine bir alt yapı sağlamış ve gelecek çalışmalara olanak tanımıştır.

### **6.3. Gelecek alışmalar**

Çalışma kapsamında eniyileme için, teta ve beta aıların birlikte tanımlandığı durumlarda eniyilemenin her iki aı için aynı anda yapılması bir gelecek çalışması olabilir. Bunun yanında, eniyileme süresinin kullanılan öbek bilgisayara grafik arayüzünün eklenmesi ile birlikte mümkün olduğunca kısaltılması ve geliştirilmesi de diğeri bir gelecek çalışma meydana getirebilir.

## KAYNAKLAR

- [1] Thapa, B.S., Thapa, B., Eltvik, M., Gjosater, K., Dahlhaug, O.G., Optimizing Runner Blade Profile of Francis Turbine to Minimize Sediment Erosion, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 15(3), 032052, 2012.
- [2] Türkiye Enerji Raporu 2012, Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, 0021/2012, Ankara.
- [3] Koç, E., Şenel, M.C., Dünyada ve Türkiye’de Enerji Durumu - Genel Değerlendirme, Mühendis ve Makina, 54(639), 32-44, 2013.
- [4] Kavurmacı, B., Akin, H., Ayli, E., Celebioglu, K., Aradağ, S., Design of an Experimental Test Stand for Francis Type Hydraulic Turbines, 4th International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives, İstanbul, Türkiye, 13-17 Mayıs 2013.
- [5] Ayli, E., Kavurmacı, B., Akın, H., Aytaç, Z., Ayancık, F., Aradağ, U., Mert, B., Çelebioğlu, K., Ünver, Ö., Taşçıoğlu, Y., Aradağ, S., Su Türbini Tasarım ve Testleri Merkezi, Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Samsun, 9-12 Eylül 2013.
- [6] Round, G.F., Incompressible Flow Turbomachines: Design, Selection, Applications and Theory, *Gulf Professional Publishing*, U.S.A, 2004.
- [7] Fay, J.A., Golomb, D.S., Energy and the Environment, *Oxford University Press*, New York, 2002.
- [8] Drtina, P., Sallaberger, M., Hydraulic Turbines—Basic Principles and State-of-the Art Computational Fluid Dynamics Applications, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 213(C), 85-102, 1999.
- [9] Dixon, S.L., Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery, Fifth edition, *Elsevier Butterworth–Heinemann*, 2005.
- [10] Krivchenko, G.I., Hydraulic Machines: Turbines and Pumps, *Mir Publishers*, Moscow, 1986.
- [11] Altınbilek, D., Su Enerjisi: Zorluklar ve Fırsatlar, 1. Enerji ve Çevre Konferansı, Ankara, Türkiye, 2014.
- [12] Sav, M., 2010, Francis Tipi Hidrolik Türbinlerde Kaviteasyonun Etkisi, *Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Elazığ*.
- [13] Munson, B.R., Young, D.F., Okiishi, T.H., Huebsch, W.W., Fundamentals of Fluid Mechanics, *Wiley Publishing*, 2010.
- [14] Okyay, G., 2010, Utilization of CFD Tools in the Design Process of a Francis Turbine, *Yüksek Lisans Tezi, O.D.T.Ü, İnşaat Mühendisliği Bölümü, Ankara, Türkiye*.
- [15] Raabe J., Hydropower: The Design, Use, and Function of Hydromechanical, Hydraulic and Electrical Equipment, *VDI-Verlag, Verlag des Vereins Deutscher Ingenieure, Düsseldorf*, 1985.

- [16] Ayancik F., Aradag U., Ozkaya E., Celebioglu K., Unver O., and Aradag S., Hydroturbine Runner Design and Manufacturing, *International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing*, 1(2), 162-165, 2013.
- [17] K. Patel, J. Desai, V. Chauhan, S. Charnia, Development of Francis Turbine Using Computational Fluid Dynamics, 11st Asian International Conference on Fluid Machinery and 3rd Fluid Power Technology Exhibition”, 1-3, India, 2011.
- [18] Alexander, K.V., Giddens, E.P., Fuller, A.M., Axial-flow Turbines for Low Head Microhydro Systems, *Renewable Energy*, 34(1), 35-47, 2009.
- [19] Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant, European Small Hydropower Association – ESHA, 2004.
- [20] Nennemann, B., Vu, T.C., Farhat, M., CFD Prediction of Unsteady Wicket Gate-Runner Interaction in Francis Turbines: A New Standard Hydraulic Design Procedure, HYDRO 2005 International Conference and Exhibition, Villach, Austria, Ekim 2005.
- [21] Wu J., Shimmei K., Tani K., Niikura K., Sato J., CFD-Based Design Optimization for Hydro Turbines, *Journal of Fluids Engineering*, 129(2), 159-168, 2006.
- [22] Patel K., Desai J., Chauhan V., Charnia S., Development of Francis Turbine Using Computational Fluid Dynamics, The 11th Asian International Conference on Fluid Machinery and the 3rd Fluid Power Technology Exhibition, IIT Madras, Chennai, India, Kasım 2011.
- [23] Keck, H., Sick, M., Thirty Years of Numerical Flow Simulation in Hydraulic Turbomachines, *Acta Mechanica*, 201(1-4), 221-229, 2009.
- [24] Göde, E., Cuenod, R., Pestalozzi, J., Visualization Of Flow Phenomena in a Hydraulic Turbine Based on 3D Flow Computations, *Waterpower*, 1989.
- [25] Drtina, P., Gode, E., Schachenmann, A., Three-Dimensional Turbulent Flow Simulation for Two Different Hydraulic Turbine Draft Tubes, 1st European Conference on Computational Fluid Dynamics, Brussels, Belgium, 7-11 Eylül, 1992.
- [26] Keck, H., Drtina, P., Sick, M., Numerical Hill Chart Prediction by Means of CFD Stage Simulation for a Complete Francis Turbine, 18th IAHR Symposium, Valencia, 1996.
- [27] Goede, E., Sebestyen, A., Schachenmann, A., Navier–Stokes Flow Analysis for a Pump Impeller, 16th IAHR Symposium, Sao Paulo, Brazil, 14–19 Eylül 1992.
- [28] Sick, M., Wilson, A., CFD for Water Turbines: Review of the State of the Art, *Proceedings in Hydropower and Dams*, (3), 2005.
- [29] Will J., Most T., Metamodel of Optimal Prognosis (MOP) - an Automatic Approach for User Friendly Parameter Optimization, The 6th Weimar Optimization and Stochastic Days, Germany, Ekim 2009.
- [30] Shukla, M.K., Jain, R., Prasad, V., Shukla, S.N., CFD analysis of 3-D Flow for Francis Turbines, *MIT International Journal of Mechanical Engineering*, 1(2), 93-100, Ağustos 2011.



- [31] Thapa, B.S., Thapa B., Dahlhaug, O.G., Center of Excellence at Kathmandu University for R&D and Test Certification of Hydraulic Turbines, Proceedings of the 8th International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements (IGHM), Roorkee, India, Ekim 2010.
- [32] Most, T., Will, J., Sensitivity Analysis Using the Metamodel of Optimal Prognosis, Weimar Optimization and Stochastic Days 8.0, Germany, Kasım 2011.
- [33] Giannakoglou, K.C., Design of Optimal Aerodynamic Shapes Using Stochastic Optimization Methods and Computational Intelligence, Progress in Aerospace Sciences, 38(1), 43-76, 2002.
- [34] Kapitler, M., Samec, N., Kokalj, F., Computational Fluid Dynamics Calculations of Waste-to-Energy Plant Combustion Characteristics, Thermal Science, 15 (1), 1-16, 2011.
- [35] Lopez, L.F., 2005, Surface Parameterization and Optimum Design Methodology for Hydraulic Turbines, *Doktora Tezi, École Polytechnique Fédérale De Lausanne*, Makine Mühendisliği Bölümü, Lozan, İsviçre.
- [36] Aylı, Ü.E., 2012, Süpersonik Kavitelerdeki Akışın Sayısal Analizi, *Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi*, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara, Türkiye.
- [37] Nilsson, H., Davidson, L., Validations of CFD Against Detailed Velocity and Pressure Measurements in Water Turbine Runner Flow, International Journal for Numerical Methods in Fluids, 41(8), 863-879, 2003.
- [38] Yang, W., Xiao, R., Multiobjective Optimization Design of a Pump-Turbine Impeller Based on an Inverse Design Using a Combination Optimization Strategy, Journal of Fluid Engineering, 136(1), 2013.
- [39] Hinze, J.O., Turbulence, McGraw-Hill, New York, 1975.
- [40] Apaçoğlu, B., 2010, Silindir Üzerindeki Laminer Ve Türbülanslı Akışın Kontrolsüz ve Kontrollü Had Analizleri, *Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi*, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara, Türkiye.
- [41] Wilcox, D.C., Turbulence Modeling For CFD, *DCW Industries Inc.*, La Canada, 1993, CA.
- [42] Wolfshtein, M., Some Comments on Turbulence Modelling, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52(17-18), 4103-4107, 2009.
- [43] Tennekes, H., and Lumley, J.L., A First Course in Turbulence, *MIT Press*, 1983.
- [44] Davidson, P.A., Turbulence: An Introduction for Scientists and Engineers, *Oxford University Press*, New York, U.S.A., 2004.
- [45] Çelebioğlu, T.K., 2006, Simulation of Hydrodynamics and Sediment Transport Patterns in Delaware Bay, *Doktora Tezi, Drexel University*, U.S.A.
- [46] Launder, B.E., Spalding, D.B., Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, 25(4), 169-172, 1972.
- [47] Menter, F.R., Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal, 32(8), 1598-1605, 1994.
- [48] Heigermoser, C., Scarno, F., Onorato, M., Torino, P. and Delft, TU., Investigation Of The Flow in the Rectangular Cavity Using Tomographic and Time Resolved PIV, 26th International Congress of the Aeronautical Sciences, U.S.A., 2008.
- [49] ANSYS TurboGrid Sürüm 15.0, User Manual

- [50] ANSYS CFX, Sürüm 15.0, User Manual
- [51] Ryberg, A.B., Bäckryd, R.D., Nilsson, L., Metamodel-Based Multidisciplinary Design Optimization for Automotive Applications, Linköping University, Technical Report, LIU-IEI-R-12/003, Sweden, 2012.
- [52] Simpson, T., Peplinski, J., Koch, P.N., Allen, J., Metamodels for Computer-Based Engineering Design: Survey and Recommendations, *Engineering with Computers*, 17(2), 129-150, 2001.
- [53] Queipo, N.V., Haftka, R.T., Shyy, W., Goel, T., Vaidyanathan, R., Tucker, P.K., Surrogate Based Analysis and Optimization, *Progress in Aerospace Sciences*, 41(1), 1-28, 2005.
- [54] Wang, G.G., Shan, S., Review of Metamodeling Techniques in Support of Engineering Design Optimization, *Journal of Mechanical Design*, 129(4), 370-380, 2007.
- [55] Forrester, A.I., Keane, A.J., Recent Advances in Surrogate-Based Optimization, *Progress in Aerospace Sciences*, 45(1-3), 50-79, 2009.
- [56] Stander, N., Roux, W., Goel, T., Eggleston, T., and Craig, K., LS-Opt User's Manual Sürüm 4.1. Livermore: Livermore Software Technology Corporation, 2010.
- [57] ANSYS Design Explorer, Sürüm 15.0, User Manual
- [58] Shyy, W., Papila, N., Tucker, K., Vaidyanathan, R., Griffin, L., Global Design Optimization for Fluid Machinery Applications, 2nd International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering, Beijing, Çin, Ekim 2000.
- [59] "Krigging" erişim adresi: <http://people.ku.edu/~gbohling/cpe940>, erişim tarihi: 19 Ekim 2005.
- [60] Muntean, S. Câmpian, V.C., Cuzmoş, A., Dumbrava, C., Brebu, N., Augustinov, L., Experimental Investigations into a Francis Turbine with Low Specific Speed, U.P.B. Scientific Bulletin Series D; Mechanical Engineering, 73, 2009.
- [61] Petermann, H., Akım Makinaları, *Matbaa Teknisyenleri Basımevi*, İstanbul, 1978.
- [62] Daneshkahr, K., Zangeneh, M., IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 12(1), 012058, 2010.
- [63] Aurora, J.S., Introduction to Optimum Design, *Academic Press*, U.S.A., 2012.
- [64] Acar, E., Guler, M.A., Gerceker, B., Cerit, M., Karakaya, E., Multi- Objective Crashworthiness Optimization of Tapered Thin- Wall Tubes with Axisymmetric Indentations, *Thin-Walled Structures*, 49(1), 94-105, 2011.
- [65] Sacks, W.J., Welch, T.J., Mitchell H.P., Design and Analysis of Computer Experiments, *Statistical Science*, 4(4), 409-423, 1989.

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : AYANCIK, Fatma  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 11.10.1988 Ankara  
Medeni hali : Bekar  
Telefon : 0 (312) 292 44 74  
e-mail : fayancik@etu.edu.tr

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek Lisans	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	2014

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2012-2014	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Burslu Yüksek Lisans Öğrencisi
2012	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi	Stajyer
2010	Üntes Isıtma Klima Soğutma San. Tic. A.Ş.	Stajyer
2010	Bülbüloğlu Vinç Sanayii ve Ticaret A.Ş.	Stajyer

### Yabancı Dil

İngilizce (İleri Düzey), Japonca (Temel Düzey)

## **Uluslararası Yayınlar**

Ayancik, F., Aradag, U., Ozkaya, E., Celebioglu, K., Unver, O., Aradag, S., "Hydroturbine Runner Design and Manufacturing", International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing (IJMMM), 1(2), 162-165, 2013.

Aytac, Z., Ozkaya, E., Akin, H., Ayancik, F., Celebioglu, K., Aradag, S., Ozmen, A., Adas, A., Pala, "Utilization of CFD Tools for the Rehabilitation of an Existing Hydroelectric Power Plant in Turkey", Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences, 2014.

## **Uluslararası Konferans Bildirileri**

Ayancik, F., Aytac, Z., Gur, B., Akyol, M., Cakmak, A., Celebioglu, K., Unver, O., Aradag, S., "Design and Manufacturing of Flow Control Blades for Hydraulic Turbines", International Conference on Machine Design and Production (UMTIK), Ocak 2012.

Ayancik, F., Aradag, U., Ozkaya, E., Celebioglu, K., Unver, O., Aradag, S., "Hydroturbine Runner Design and Manufacturing", 2nd International Conference on Fluid Dynamics and Thermodynamics (FDTT 2013), Mart 2013.

Akin, H., Aytac, Z., Ayancik, F., Ozkaya, E., Arioz, E., Celebioglu, K., Aradag, S., "A CFD Aided Hydraulic Turbine Design Methodology Applied to Francis Turbines", 4th International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives, Mayıs 2013.

Aytac, Z., Ozkaya, E., Akin, H., Ayancik, F., Celebioglu, K., Aradag, S., Ozmen, A., Adas, A., Pala, R., Kemikli, M., Cora, A., "Utilization of CFD Tools for the Rehabilitation of an Existing Hydroelectric Power Plant", 7th International Advanced Technologies Symposium (IATS13), Ekim 2013.

Ayancik, F., Celebioglu, K., Aradag S., "Parametrical and Theoretical Design of a Francis Turbine Runner with the Help of Computational Fluid Dynamics, 10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT), Temmuz 2014.

## **Ulusal Konferans Bildirileri**

Ayli, E., Kavurmaci, B., Akin, H., Aytac, Z., Ayancik, F., Aradag, U., Mert, B., Celebioglu, K., Aradag, S., Unver, O., Tascioglu, Y., "Su Türbini Tasarım ve Testleri Merkezi", Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Konferansı (ULIBTK 2013), Eylül 2013.