

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FRANCİS TİPİ TÜRBİNLERİN SAYISAL YÖNTEMLER İLE
TASARIMI, PARAMETRE OPTİMİZASYONU VE MODEL
TESTLERİNİN SAYISAL ALT YAPISININ GELİSTİRİLMESİ**

DOKTORA TEZİ

Ülkü Ece AYLI İNCE

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Selin ARADAĞ

Nisan 2016

Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....
Prof. Dr. Osman EROĞUL
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans/Doktora derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

.....
Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ
Anabilim Dalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 121517102 numaralı Doktora Öğrencisi **Ülkü Ece Aylı İnce**'nin ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**FRANCİS TİPİ TÜRBİNLERİN SAYISAL YÖNTEMLER İLE TASARIMI, PARAMETRE OPTİMİZASYONU VE MODEL TESTLERİNİN SAYISAL ALT YAPISININ GELİŞTİRİLMESİ**" başlıklı tezi **11,04,2016** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Selin ARADAĞ**

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Eş Danışman: **Dr. Kutay ÇELEBİOĞLU**

ETU HİDRO Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Sadık KAKAÇ (Başkan)**

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK

Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Yrd.Doç.Dr. Yiğit TAŞÇIOĞLU

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Ülkü Ece AYLI İNCE

ÖZET

Doktora Tezi

FRANCİS TİPİ TÜRBİNLERİN SAYISAL YÖNTEMLER İLE TASARIMI, PARAMETRE OPTİMİZASYONU VE MODEL TESTLERİNİN SAYISAL ALT YAPISININ GELİŞTİRİLMESİ

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Selin ARADAĞ
Dr. Kutay Çelebioğlu
Tarih: NİSAN 2016

Tez çalışmalarının ilk kısmında üç boyutlu zamandan bağımsız sayısal çözümleme ile Türkiye, Bursa ilinde kurulmakta olan Francis tipi Hidroelektrik Santralinin temel parçalarının tasarımı yapılmıştır. Çevresel faktörlere bağlı olarak, yeni ve modern hidrolik sistemler tam yükleme durumunun yanı sıra kısmi yükleme durumlarında da yüksek verimlerde çalışmaktadır. Tezin ikinci kısmında, tasarımı gerçekleştirilmiş olan BUSKİ Hidroelektrik Santrali tepe diyagramı çalışmasından bahsedilmektedir. Farklı ayar kanadı açıklıklarında stator ve rotor parçaları arası etkileşimler ayrıntılı olarak incelenmiş, kayıp analizleri tüm parçalar için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan türbin geniş bir debi düşü aralığında %90 üstü verimle çalışabilmektedir. En iyi tasarım noktası ve dizayn noktası kıyaslamaları gerçekleştirilmiş ve tasarlanan türbinin en iyi tasarım noktasına olabildiğince yakın çalıştığı gözlemlenmiştir. Geniş bir veri aralığında tepe diyagramı çalışması gerçekleştirmek adına kırk iki tüm türbin analizi sonucunda elde edilen veriler işlenmiştir. Türbin tasarım sürecindeki en zorlu düreç çark dizaynidir. Çark performansını ve karakteristiğini etkileyen bir çok parametre vardır. Bunlardan bazıları akış beta açısı, kanat beta açısı, çark giriş ve çıkış çapları ve ayar kanadı yüksekliğidir. Çarkın optimum dizaynında yani istenen debi, düşü ve güç özellikleri sağlayan tasarımda tüm bu parametreler varolan tasarım için en uygun değerlerine ulaşırlar. Hidrolik tasarımcı bu parametrelerin

optimizasyon sürecinde ciddi zaman harcamaktadır ve tasarım deneyimine sahip olmak mecburiyetindedir. Tezin üçüncü kısmında, çark performansını ve kavitasyon özelliklerini etkileyen bazı temel çark parametreleri üzerine çalışılmıştır. Türbin açısız hızı, çark geometrisi, sistem debi ve düşüşü her bir türbinde değişiklik gösterdiğinden ötürü her bir hidroelektrik santral için yeni bileşen tasarımları yapmak mecburidir. Bu durumdan arınmak ve genel sonuçlar elde edebilmek adına dizayn parametreleri etkileri dört farklı türbin üzerinde test edilmiştir. Tasarımcılara kolaylık sağlamak ve tasarım sürecini kısaltmak adına incelenen parametrelerin, incelenen tüm farklı çarklar üzerinde yarattığı etkilerden ayrıntıları ile bahsedilmiştir. Ayrıca türbin debisi ve açısız hızı arasında ampirik bir formülasyon elde edilmiştir. Son iki kısımda, Türkiye’de Antalya ilinde hali hazırda çalışmakta olan KEPEZ-I Hidroelektrik Santrali rehabilitasyon ve modernizasyon projesi kapsamında yapılan çalışmalardan bahsedilmiştir. Model testleri TOBB ETÜ Su Türbini Tasarımı ve Test Merkezi bünyesinde gerçekleştirilecek olan bu türbin için ilk olarak mevcut bileşenlerin sayısal analizleri gerçekleştirilmiş ve mevcut problemler tespit edilmiştir. Bu problemlerin çözümü için çözüm yöntemleri sunulmuştur. Ayrıca model testi için sayısal alt yapı hazırlanmıştır. Bu bağlamda benzerlik kanunları temel alınarak bir makro kodu geliştirilmiş ve model türbin ölçüleri belirlenmiştir. Model türbin parametreleri ve ölçüleri için model türbin tepe diyagramı elde edilmiş ve prototip tepe diyagramı ile kıyaslanmıştır. Ölçümlendirme etkileri model ve prototip tepe diyagramları kıyaslanarak ayrıntılı olarak incelenmiştir. Bu çalışma ile ETÜ HİDRO’da test edilecek tüm türbinler model ölçülerine uluslararası standartlar temel alınarak indirgenebilecek ve model parametreleri belirlenebilecektir.

Anahtar Kelimeler: Francis tipi türbin, HAD, Model test, Tepe diyagramı, Çark, Parametrik tasarım

ABSTRACT

Doctor of Philosophy

**DESIGN AND PARAMETER OPTIMIZATION OF FRANCIS TYPE TURBINES
AND DEVELOPMENT OF SUBSTRUCTURE OF MODEL TESTS BY
NUMERICAL METHODS**

Ulku Ece AYLI INCE

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Assoc.Prof.Dr. Selin ARADAĞ

Assis. Prof.Dr. Kutay Çelebioğlu

Date: April 2016

In the first part, CFD based 3D numerical simulations of steady turbulent flow in a Francis turbine for an actual power plant, BUSKI HES in Turkey, is presented. Depending on the variation of the environmental factors, new and modernized hydropower systems can work at operating regions both full and part load conditions. Second part of this thesis presents hill chart prediction and flow characteristics of an entire Francis turbine (BUSKI HEPP). The interactions between components especially between the stator and rotor are investigated for different head and guide vane openings. Loss analysis is carried out, as well. Designed Francis turbine can work with more than %90 efficiency in a wide range. Best efficiency point (BEP) and design point comparisons are shown as well. To obtain a reliable numerical Hill chart, forty-two full turbine analyses are performed for different head and guide vane openings using computational fluid dynamics (CFD) and the design is finalized accordingly. Most challenging component for the design process of a hydraulic turbine is the runner. There are several parameters which determine the turbine

performance and cavitation characteristics during the design phase of the runner such as flow beta angle, flow alpha angle, blade beta angle, inlet and outlet diameter of the runner and blade height. In the optimum design of the runner, to ensure the necessary conditions for head, flow rate and power of the system are met, all the parameters must reach to appropriate values. The hydraulic designer, should allocate a long time to optimize the parameters, and should have experience about this iterative process. In the third part, some of the turbine runner parameters that affect turbine performance and cavitation characteristics are investigated in detail. Turbine rotational speed, runner geometry, system head and flow rate effects vary in each custom turbine design specifically made for a specific hydroelectric power plant. To eliminate this situation and to obtain universal results, the effects of design parameter are investigated for four different runners designed for four different hydroelectric power plants. To help the hydraulic designer, general influences of the parameters on the turbine performance are summarized; empirical formulations are derived for runner performance characterization. In the last two part, model turbine dimensions and operating conditions of the KEPEZ 1 HEPP, in Turkey is determined which will be tested at the Center of Hydro Energy Research at TOBB University of Economics and Technology. The model tests will be performed for verification purposes. The overall hydraulic characteristics of the prototype and the model are determined; several analyses are performed to be able to perform the CFD aided design and model tests of the designed turbine. Efficiency values over a wide range of operating conditions are obtained by CFD analyses for both prototype and model turbine by conducting eighty full turbine analyses and numerical hill charts for the prototype and model turbines are constructed. Scale effects between the model and prototype are investigated.

Key Words: Francis type turbine, CFD, Model test, Hill chart, Runner, Parametric Design

TEŞEKKÜR

Değerli bilgi birikiminden yararlandığım, her problemimde içtenlikle bana yardımcı olan danışman hocalarım Doç.Dr. Selin ARADAĞ ve Dr. Kutay ÇELEBİOĞLU'na sonsuz teşekkür ederim. Çalışmaya başladığımız ilk günden beri destekleyici, motive edici ve sevgi dolu olan Selin Hocam gibi bir hoca olabilme hayalime beni bir adım daha yaklaştırdıkları için iki hocama da borcumu asla ödeyemem.

Çok az yüksek lisans ve doktora öğrencisine kısmet olacak olan en büyük şanslarımdan biri, değerli tavsiyelerinden sürekli faydalandığım, odasına her gittiğimde kendimi ailemle gibi hissettiğim sayın hocam Prof. Dr. Sadık KAKAÇ'a teşekkür ederim. Hayatım boyunca onun tavsiyeleri ve güzel sözleri aklımın bir köşesinde olacak ve yoluma ışık tutacaktır. Tez komitelerime zaman ayıran, beni yönlendiren, değerli bilgilerini paylaşan, tez jüri üyesi Prof.Dr. Kahraman Albayrak hocama tüm bu süreçteki desteği ve tavsiyeleri için teşekkür ederim. Lisans eğitimimden başlayarak en heyecanlı ve telaşlı hallerimde doğru yolu bulmama yardımcı olan, beni hep dinleyen ve kıymetli tavsiyelerde bulunan, tez jüri üyesi sayın hocam Yrd.Doç.Dr.Yiğit Taşcıoğlu'na teşekkür ederim.

Tüm ETU HİDRO ekibine başta dünyanın en iyi oda arkadaşı ve dert ortağı olan Gizem Demirel'e, sevgili dostum Alper Kaplan'a, desteğini esirgemeyen Hüseyin Çetintürk'e her şey için teşekkür ederim.

İkinci ailem olan başarılarımla gurur duyan, sürekli bir sevgi ile beni kucaklayan Ömer İNCE, Berna İNCE ve Hayriye İNCE olmak üzere tüm İNCE ailesine teşekkür ederim. Doktora sürecimde hayatıma giren ve hayatımın sonuna kadar benimle olmasını hayal ettiğim sevgili hayat arkadaşım, dert ve neşe ortağı Ender İNCE'ye teşekkür ederim.

Hayal ettiğim noktaya ulaşmam için beni maddi manevi destekleyen, başarısızlıktan korkup onlara sığındığımda beni telkin eden sevgili annem Prof.Dr. Meltem AYLI, babam Prof. Dr. Deniz AYLI, doktor adayı sevgili kardeşim İtir AYLI'ya, canım teyzem Çiğdem ÜLKER'e ve sağ kalan tek aile büyüğüm sevgili dedem Abdulkadir AYLI'ya sevgimi kelimelerle anlatamam. Bu süreçte ihtiyaç duyduğum tek şey onların sevgisiydi ve bu sonsuz kaynak beni hedefime ulaştırdı. Ayrıca bilgisayarın üstüne yatarak evde asla çalışmama izin vermeyen sevgili kedime bana huzur ve mutluluk verdiği için teşekkür ederim.

Tez kapsamındaki hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmaları için TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test merkezi (ETÜ Hidro) altyapısı kullanılmıştır. Merkez altyapısının oluşturulmasındaki maddi desteği sebebiyle, Kalkınma Bakanlığı'na teşekkür ederim. Çalışmalarım sırasındaki burs için TOBB ETÜ'ye ayrıca teşekkür ederim. Bir kısım çalışmanın tamamlanmasında maddi katkı sağlayan 113G109 no'lu TÜBİTAK projesine teşekkür ediyorum. Tezimi yitirdiğim anneannem ve dedeme adıyorum.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
TEŞEKKÜR	xi
İÇİNDEKİLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xix
KISALTMALAR	xxi
SEMBOL LİSTESİ	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amaç ve Kapsamı.....	2
1.2 Literatür Taraması	4
1.2.1 Hidrolik Makineler.....	4
1.3 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Yöntemi İle Hidrolik Türbin Tasarımları.....	5
1.4 Deneysel Hidrolik Türbin Çalışmaları.....	11
1.5 Hidrolik Makinelerde Kaviteasyon	13
1.6 Tezin Literatüre Katkısı	15
1.7 Tez Planı	16
2. PROBLEM TANIMI VE TEORİK ALT YAPI	19
2.1 BUSKİ HES Türbin Tanımı	19
2.2 KEPEZ-I HES Türbin Tanımı	19
2.3 Tanımlamalar.....	20
2.3.1 Koordinat Sistemi	20
2.3.2 Verim.....	21
2.3.3 Etki Tipi Türbin Çarklarındaki Akışın Kinematiği.....	22
2.3.4 Türbin Enerji Denklemi	24
3. SAYISAL YÖNTEMLER	27
3.1 Türbülansın Fiziksel ve Matematiksel İfadesi.....	27
3.1.1 Türbülansın Fiziksel İfadesi.....	27
3.1.2 Türbülansın Matematiksel İfadesi.....	27
3.1.3 Türbülansın Modellenmesi Ve Sayısal Yaklaşımlar.....	28
3.1.4: k-ε Türbülans Modeli.....	30
3.2 Sınır Koşulları.....	30
3.2.1 Debi Sınır Koşulu.....	31
3.2.2 Toplam Basınç Sınır Koşulu	31
3.2.3 Duvar Sınır Koşulu	31
3.3 Çözüm Ağı Bağlantısı.....	31
3.4 Hesaplama Kaynakları.....	32
3.5 Ard İşleme Yöntemleri	32
3.5.1 Thoma Sayısı.....	32
3.5.2 Boyutsuz Türbin Parametreleri	33

4. FRANCİS TİPİ TÜRBİNLERİN HAD YÖNTEMLERİ İLE TASARIMI....	35
4.1 Türbin Çarkı Tasarımı	37
4.2 Türbin Ayar Kanadı Tasarımı.....	44
4.3 Türbin Salyangoz ve Sabit Kanat Tasarımı	46
4.4 Emme Borusu Tasarımı	51
4.5 Tüm Bileşenler için Ağ Yapısı Çalışması.....	54
4.6 Tüm Türbin Analiz Sonuçları	55
4.7 Kısmî ve Tam Yükleme Durumunda Türbin Akışının HAD ile İncelenmesi ..	58
5. FRANCİS TİPİ TÜRBİN ÇARKI İÇİN PARAMETRE ÇALIŞMASI.....	71
5.1 Çark Performansına Bükme Açısının Etkisi	72
5.1.1 Taç tarafından yapılan bükme etkisi	74
5.1.2 Bilezik tarafında yapılan büküm etkisi.....	78
5.2 Kanat Beta Açısının Çark Performansına Etkisi.....	83
5.2.1 Kanat Giriş Beta Açısının Çark Performansına Etkisi	84
5.2.2 Çıkış Beta Açısının Çark Performansına Etkisi	91
5.3 Çark Çapının Performansa Etkisi	95
6. AÇISAL HIZ DEĞİŞİMİNİN TÜRBİN PERFORMANSINA ETKİSİ.....	99
6.1 Çark Girişi için Açısız Hız Etkisinin İncelenmesi.....	100
6.2 Çark Çıkışı için Açısız Hız Etkisinin İncelenmesi	103
6.3 Açısız Hız Değişiminin Türbin Enerjisine Etkisi	104
6.4 Debi ve Açısız Hız İlişkisinin Tespit Edilmesi.....	107
7. KEPEZ-I HES HAD ANALİZLERİ VE MEVCUT DURUM DEĞERLENDİRMESİ	113
7.1 KEPEZ-I HAD ANALİZLERİ.....	113
7.1.1 Ağ Yapısı Çalışması.....	113
7.1.2 Tüm Bileşenlerin Mevcut Durum İncelemesi	115
7.1.2.1. Salyangoz ve Sabit Kanat	115
7.2 Kepez-I HES Mevcut Durum Değerlendirmesi.....	120
8. MODEL TÜRBİN BOYUTLARININ BELİRLENMESİ İLE DENEYSEL ALT YAPININ GELİŞTİRİLMESİ.....	127
8.1 Benzerlik Denklemleri	128
8.2 Deney Düzenegi Kısıtları.....	130
8.3 Model Boyutları ve Test Şartları İçin Uluslararası Standart (IEC 60193) Kısıtları	132
8.4 Benzerlik Denklemlerine ve Kısıtlara Bağlı Kod Geliştirilmesi	132
8.5 Model Türbin Boyutlarının ve Parametrelerinin (Debi, Düşü, Güç, Açısız Hız) Elde Edilmesi	133
8.6 Model ve Prototip Tepe Diyagramlarının Oluşturulması ve Kıyaslaması.....	134
9. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME.....	141
KAYNAKÇA	145
ÖZGEÇMİŞ.....	151

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 : Su enerjisinden en çok yararlanan ilk on ülke.....	1
Şekil 2.1.: BUSKİ HES tüm türbin görünümü.	19
Şekil 2.2:KEPEZ-I HES tüm türbin görünümü.	20
Şekil 2.3: KEPEZ-I HES üzerinde koordinat sistemi gösterimi.	21
Şekil 2.4: Radyal-eksenel türbin çarkı için hız üçgenleri.	23
Şekil 2.5:Çark kanadı üzerinde giriş ve çıkışta hız vektörlerinin gösterimi.	25
Şekil 4.1: Türbin bileşenleri tasarım prosedürü.	37
Şekil 4.2:Çark giriş ve çıkışında çevresel hız bileşeninin akım yönüne bağlı değişim.....	42
Şekil 4.3: Türbin kanadı boyunca farklı katmanlarda sigma sayısı dağılımı.....	43
Şekil 4.4: (a)V28 (b)V29 (c)V30 için türbin kanatları üzerinde hız vektörleri	44
Şekil 4.5: V24 ve V29 için basınç dağılımları.	45
Şekil 4.6:Ayar kanatları arasında akım iplikçikleri	46
Şekil 4.7:Ayar kanatları arasında hız dağılımı (a) 0.25 katmanı (b) 0.5 katmanı (c) 0.75 katmanı.....	37
Şekil 4.8: Salyangoz tasarım süreci.....	47
Şekil 4.9: (a) Salyangoz orta kesitinde basınç dağılımı ve hız vektörleri(b) Akım iplikçiklerinin salyangoz içinde dağılımı ve hızları	49
Şekil 4.10: Salyangoz boyunca kesitlerde basınç dağılımı	50
Şekil 4.11: Sabit kanadın kalınlık profili.	51
Şekil 4.12: Sabit kanatlar arasında akım iplikçikleri	52
Şekil 4.13: Salyangoz ve sabit kanatlar arasında akım iplikçikleri.....	53
Şekil 4.14:Dirsek tipi emme borusu tasarım parametrelerinin şematik olarak gösterimi	54
Şekil 4.15:Üç boyutlu akım iplikçikleri.....	55
Şekil 4.16: Emme borusu orta kesitinde basınç dağılımı.....	56
Şekil 4.17: Çözüm Ağı Çalışması	57
Şekil 4.18: Sabit kanat, ayar kanadı ve çarkta basınç dağılımı.....	50
Şekil 4.19: Türbin bileşenlerinde basınç dağılımı.	58
Şekil 4.20: Türbin akım çizgileri	59
Şekil 4.21.Yükleme-verim grafiği (tasarım düşüsü için).....	60
Şekil 4.22: Türbin bileşenlerinin farklı yüklenme koşullarında verim değişimi (Tasarım düşüsü için)	62
Şekil 4.23: Türbin komponentlerinde basınç dağılımı (a) 31.75 ⁰ (b)35 ⁰ (tasarım düşüsü için)	63
Şekil 4.24: Ayar kanadı açıklığına bağlı debi değişimi	63
Şekil 4.25: Debi-güç değişimi.....	64
Şekil 4.26: Tasarım düşüsü için bileşenlerin kayıp değerleri-debi değişimi	66
Şekil 4.27: Türbin Verim Eğrisi (tasarım düşüsü için)	66
Şekil 4.28: BUSKİ HES için tepe diyagramı.....	67

Şekil 4.29: Çark kanadı üzerinde hız vektörlerinin ayar kanadı açısına bağlı değişimi(a) 15° (b)20° (c)25° (d)31.75° (e)35° (f)40°.....	69
Şekil 4.30: Emme borusu içerisinde hız vektörleri ile debiye bağlı değişimin gözlemlenmesi (a) %35 yükleme durumu, (b) %123 yükleme durumu..	71
Şekil 4.31: Yayıcı tüp basınç geri kazanım oranının boyutsuzlaştırılmış debiye bağlı değişimi.....	72
Şekil 5.1: Türbin tasarım parametreleri.....	73
Şekil 5.2: Büküm açısı 0° olan örnek çark.....	75
Şekil 5.3: (a) Dönüş yönünde -5° bükümlü çark (b) Dönüş yönünde -10° bükümlü çark (c) Dönüş yönünün tersine +5° bükümlü çark (d) Dönüş yönünün tersine +10° bükümlü çark (taç tarafından).	75
Şekil 5.4: (a) Dönüş yönünde -5° bükümlü çark (b) Dönüş yönünde -10° bükümlü çark (c) Dönüş yönünün tersine +5° bükümlü çark (d) Dönüş yönünün tersine +10° bükümlü çark (bilezik tarafından).....	76
Şekil 5.5: Büküm açısına bağlı güç ve verim değişim eğrileri (taç tarafından).	77
Şekil 5.6: (a)0° büküm açısı (b)-5° büküm açısı için (c) -10° büküm açısı için hız vektörleri gösterimi (d)+5° büküm açısı için (e) +10° büküm açısı için hız vektörleri gösterimi.....	78
Şekil 5.7:Taç tarafından akış yönünde ve akış yönü tersine büküm durumunda basınç eğrileri değişimi (orta yüzey).....	79
Şekil 5.8: Taç tarafından (a) 0° (b) -5° (c)-10° (d) +5° (e)+10° büküm durumu için statik basınç eğrilerinin taç ve bilezik katmanlarında gösterimi(dvm.).....	80
Şekil 5.9: Büküm açısına bağlı güç ve verim değişim eğrileri (bilezik tarafından)...	82
Şekil 5.10: (a)0° büküm açısı (b)-5° büküm açısı için (c) -10° büküm açısı için hız vektörleri gösterimi (d)+5° büküm açısı için (e) +10° büküm açısı için hız vektörleri gösterimi.....	83
Şekil 5.11: Bilezik tarafından akış yönünde ve akış yönü tersine büküm durumunda basınç eğrileri değişimi (orta yüzey).	84
Şekil 5.12: Bilezik tarafından (a) 0° (b) -5° (c)-10° (d) +5° (e)+10° büküm durumu için statik basınç eğrilerinin taç ve bilezik katmanlarında gösterimi.	85
Şekil 5.13: Giriş beta açısının değişiminin kanat profili üzerinde gösterimi.....	88
Şekil 5.14: Tüm türbin çarkları için beta açısına bağlı verim değişim eğrileri.	89
Şekil 5.15: (a) Ataköy, (b) Köprübaşı, (c) Yuvacık, (d) BUSKİ için beta değişimine bağlı güç ve verim eğrileri (giriş betalarına bağlı).	91
Şekil 5.16: Periferel hız komponenti – beta açısı artışı ilişkisi (a)Ataköy, (b)Köprübaşı, (c) Yuvacık, (d)BUSKİ.	91
Şekil 5.17: Kaviteasyon eğrileri (a)Ataköy, (b) Köprübaşı, (c) Yuvacık, (d) BUSKİ (orta kesit).	92
Şekil 5.18: BUSKİ HES türbin çarkı kanadı boyunca bilezik tarafında hız vektörleri gösterimi (a) -2 derece beta değişimi (b)+10 derece beta açısı değişimi.	94
Şekil 5.19: (a) Ataköy, (b) Köprübaşı, (c) Yuvacık, (d) BUSKİ için beta değişimine bağlı güç ve verim eğrileri (çıkış betalarına bağlı).....	96
Şekil 5.20: Köprübaşı HES türbin çark kanadı boyunca toplam basınç dağılımı (a) 12° beta açısı artışı (b) +8° beta açısı artışı.....	97
Şekil 5.21: Kaviteasyon eğrileri (a)Ataköy, (b) Köprübaşı, (c) Yuvacık, (d) BUSKİ (orta kesit).....	98

Şekil 5.22: (a) Periferel hız bileşeninin çıkış çapına bağlı değişimi (b) meridyonel hız vektörünün çark çıkış çapına bağlı değişimi.....	100
Şekil 5.23: (a) Çıkış mutlak hız vektörünün çıkış çapına bağlı değişimi (b) Giriş mutlak hız vektörünün çıkış çapına bağlı değişimi.....	100
Şekil 5.24: Çark çapına bağlı verim değişimi eğrisi.....	101
Şekil 6.1: Açısal hıza bağlı olarak debi ve verim değişimi.....	102
Şekil 6.2: Açısal hız analizleri aralıkları.....	103
Şekil 6.3: Farklı açısal hızlar için çark giriş ucunda hız vektörleri.....	105
Şekil 6.4: Farklı açısal hızlarda hız vektörleri (a) 500 rpm (b) 1000 rpm (c) 1200 rpm.....	106
Şekil 6.5: Farklı açısal hızlar için çark giriş ucunda hız vektörleri.....	108
Şekil 6.6: Çark giriş ve çıkışında sirkülasyonun açısal hıza bağlı değişimi.....	108
Şekil 6.7: Çark momentinin ve üretilen gücün açısal hıza bağlı değişimi.....	109
Şekil 6.8: Çark veriminin ve debisinin açısal hıza bağlı değişimi.....	109
Şekil 6.9: Tüm türbin için hız akım çizgileri.....	110
Şekil 6.10: Açısal hıza bağlı düşü değişimi.....	112
Şekil 6.11: Beta dağılımı için açısal hıza bağlı eğri uydurma.....	112
Şekil 6.12: Elde edilen ampirik formülasyon ve HAD sonuçları kıyaslaması.....	113
Şekil 6.13: Boyutsuz açısal hız ve debi için tepe diyagramı.....	114
Şekil 7.1: (a) Salyangoz (b) Emme borusu için ağ yapıları iyileştirme bölgeleri....	117
Şekil 7.2:Türbin bileşenlerinin çıktı parametresi eleman sayısı değişim grafiği.....	118
Şekil 7.3: Salyangoz ve sabit kanat boyunca basınç dağılımı.....	119
Şekil 7.4:(a)Salyangoz ve sabit kanat boyunca akım iplikçikleri (b) Salyangoz ve sabit kanat boyunca hız değişimi.....	120
Şekil 7.5:10 ⁰ , 15 ⁰ , 20 ⁰ için taç, bilezik ve orta düzlemde hız vektörleri.....	122
Şekil 7.7: Farklı açılardan emme borusu akım iplikçikleri.....	123
Şekil 7.8:Kepez-I tüm türbin HAD modeli.....	124
Şekil 7.9: Tepe Diyagramı için gerçekleştirilen HAD analizleri koşulları.....	125
Şekil 7.10:Mevcut türbin tepe diyagramı ve çalışma aralığı.....	125
Şekil 7.11:Farklı yüklemelerde Thoma sayısı dağılımları (a) %64 yükleme (b) % 100 yükleme (c) % 117 yükleme (d) % 130 yükleme (H=163 m).....	128
Şekil 7.12:Tam yükleme durumu için hız vektörleri ve akım iplikçikleri (H=163 m, 17.5 ⁰ ayar kanadı açıklığı).....	128
Şekil 7.13. Çark giriş ve çıkışında (a) çevresel hız (b) meridyonel hız dağılımı (H=163 m, 17.5 ⁰ ayar kanadı açıklığı).....	130
Şekil 7.14: Emme borusu akım iplikçikleri gösterimi.....	135
Şekil 8.1: Jeneratör karakteristik eğrisi.....	136
Şekil 8.2:Pompa çalışma aralığı.....	138
Şekil 8.3: Excel makro kodu girdi ve çıktıları.....	138
Şekil 8.4: Prototip türbin için tepe diyagramı.....	138
Şekil 8.5: Model türbin için tepe diyagramı.....	141
Şekil 8.6: (a) Prototip (b) Model türbin basınç konturları.....	142
Şekil 8.7: Çark kanadı giriş ve çıkışında model ve prototip türbinde alfa ve akış beta açısı dağılımları.....	143
Şekil 8.8: Model türbin katı modelleri (a) genel görünüş (b)kesit görüntüsü.....	144

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1: BUSKİ HES isterleri.....	35
Çizelge 4.2: Gelinkaya HES özellik tablosu.....	40
Çizelge 4.3: Çarp optimizasyon versiyonları.....	49
Çizelge 4.4: Salyangoz Hesap Tablosu.....	49
Çizelge 4.5: Emme borusu parametrelerinin akışa etkisi.....	54
Çizelge 4.6: BUSKİ HAD Performans Tablosu.....	60
Çizelge 5.1: Parametre Çalışması Özeti.....	74
Çizelge 5.2: Parametre Çalışması Gerçekleştirilen Türbin Parametreleri.....	74
Çizelge 5.3: Referans dizayn ve farklı büküm açılarında elde edilen sonuçların kıyaslaması.....	77
Çizelge 5.4:Referans tasarım ve farklı büküm açılarında elde edilen sonuçların kıyaslaması (bilezik tarafı).....	82
Çizelge 5.5: Türbin çarkları için giriş beta açısı dağılımları.....	90
Çizelge 6.1: 78 m düşü, 31.75 ⁰ ayar kanadı açısı için farklı devirlerde hız komponentleri ve açıların HAD sonuçları.....	104
Çizelge 7.1: KEPEZ- I çalışma aralığı.....	127
Çizelge 8.1: IEC 60193 parametreleri.....	137
Çizelge 8.2: Kepez-I prototip ve model boyutları ve parametreleri.....	138

KISALTMALAR

CAD	: Bilgisayar Destekli Tasarım (Computer Aided Design)
GGI	: Genel Ağ Arayüzü (General Grid Interface)
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HES	: Hidroelektrik Santral
IEC	: International Electrotechnical Commission
MFR	: Çoklu Çerçevesel Referans Sistemi (Multiple Frames of Reference)
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier – Stokes (Reynolds Averaged Navier - Stokes)



SEMBOL LİSTESİ

Simgeler

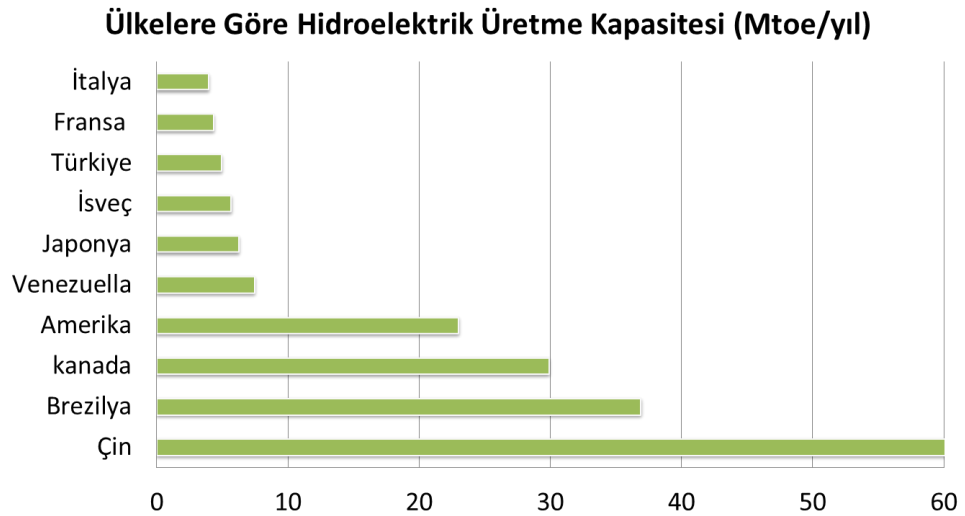
Açıklama

A	Kesit alanı
α	Akış açısı
α_0	Ayar kanadı konum açısı
b_0	Kanat yüksekliği
β	Akış beta açısı
β_{kanat}	Kanat beta açısı
C_p	Emme Borusu Geri Kazanım Katsayısı
D	Çap
$D_{st,out}$	Sabit kanat çıkış çapı
F_i	Sabit kanatlar çıkış kesit alanı
g	Yerçekimi ivmesi
H	Düşü
η	Verim
θ	Kanat konum açısı
$\Delta\theta$	Kanat konum açısı değişimi
n	Çark dönüş hızı
ω	Çark açısal hızı
P_s	Statik Basınç
φ	Virol açısı
Q	Debi
Q_φ	Virole giren debi miktarı
r	Yarıçap
$R_{st,out}$	Sabit kanat çıkış yarıçapı
ρ	Yoğunluk
t	Zaman
τ	Akış sirkülasyon değeri
u	Akış çevresel hız vektörü
V	Akış bileşke hız vektörü
V_u	Akış teğetsel hız bileşeni
V_m	Akış merkezci hız bileşeni
w	Dönel koordinat hız vektörü
w_u	Dönel koordinat teğetsel hız vektörü

1. GİRİŞ

Son yıllarda artan enerji ihtiyacının karşılanabilmesi için doğal süreçlerde bulunan enerji akışından yararlanmak popüler hale gelmiştir. Yenilenebilir enerji kaynaklarından olan solar, rüzgâr ve hidro enerjinin potansiyelleri kıyaslandığında, ülkemiz hidroenerji kaynaklarınca diğerlerinden daha zengindir ve hidroenerji en yüksek yenilenebilir enerji kaynağıdır[1].

Dünya’da yaygın olarak kullanılan yenilenebilir enerji kaynakları; hidrolik enerji, jeotermal enerji, biokütle enerjisi, güneş enerjisi ve rüzgâr enerjisidir. Dünyada ciddi büyüklükte hidroelektrik potansiyeli bulunmaktadır. 2008 senesi sonu itibari ile 160’dan fazla ülke hidroelektrik gücünü kullanmaya başlamış ve 11.000 hidroelektrik santralden toplamda 874 GW güç elde edilmeye başlamıştır. Bu konuda lider ülkeler Çin, Kanada, Brezilya, Amerika’dır. Diğer taraftan Norveç ve Hindistan, toplam elektrik ihtiyaçları göz önüne alındığında hidroelektrik güç kullanımında önemli yere sahiptir. Şekil 1.1’de su gücünden en çok yararlanan ilk 10 ülke verilmiştir. Avrupa ve Kuzey Amerika’da bu potansiyelden büyük oranda yararlanılmasına rağmen Asya, Güney Amerika ve Afrika kıtalarında önemli potansiyel mevcuttur [2,3].



Şekil 1.1 : Su enerjisinden en çok yararlanan ilk on ülke.

2011 Dünya Enerji Komisyonu verilerine göre Türkiye 4.94 Mtoe/yıl enerji üretmektedir ve ülkemiz dünyada 2011 yılı toplam enerji tüketimi açısından 23. konumdadır. Türkiye'nin enerji ihtiyacı büyük oranda dışa bağımlı olup, kullanılan enerjinin büyük bir kısmını petrol ve doğalgaz oluşturmaktadır. Enerji kaynaklarının enerji tüketimindeki payları sırasıyla; doğal gaz (%31), petrol (%28), kömür (%29), odun, hayvan, bitki artıkları (%4) ve hidrolik (%4) şeklinde verilmiştir [4-6]. Türkiye sahip olduğu hidroelektrik üretebilme potansiyelinin yaklaşık olarak %35'ini kullanmaktadır [4]. Türkiye'de her geçen gün hidroelektriğe olan ilgi artmakta ve hidroelektrikten elde edilen gücün artırılması için çalışmalar yoğun olarak devam etmektedir[7].

1.1 Tezin Amaç ve Kapsamı

Bu tez çalışması kapsamında Francis tipi su türbinlerinin sayısal yöntemler yardımı ile tasarımı ve analizleri gerçekleştirilmiştir. Tezin ilk kısmında istenen parametreleri sağlayacak şekilde Türkiye, Bursa ilinde kurulmakta olan BUSKİ HES tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma sayesinde Francis tipi türbinlerin HAD yardımı ile sayısal modellemesini yapabilecek yetkinliğe ulaşılmıştır. BUSKİ HES için farklı ayar kanadı açıklıklarında HAD analizleri gerçekleştirerek kısmî yüklenme, tam yüklenme ve fazla yüklenme durumları için sayısal tepe diyagramı oluşturulmuştur. Tepe diyagramları literatürde çoğunlukla deneysel yöntemler ile elde edilmektedir. Bu çalışma ile sayısal tepe diyagramı oluşturma süreci üzerine çalışmalar yapılmıştır. Tezin ikinci bölümünde farklı devirlere bağlı performans eğrileri elde etmek, sayısal tepe diyagramı oluşturmak ve hız üçgenlerinin devire bağlı değişimini incelemek konusunda ayrıntılı bir sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu amaç doğrultusunda yüz altmış tüm türbin analizi yapılmıştır. Açısal hıza bağlı olarak debinin sabit kabul edildiği durum için hız üçgenleri incelenmiştir; ancak bu tez kapsamında yapılan çalışmalar sonucunda debinin açısal hıza bağlı olarak değiştiği görülmüştür. Bu bağlamda debi-açısal hız ilişkisi ampirik bir formülasyon ile bu tez kapsamında ifade edilmiştir.

Türbin tasarım sürecinde çark tasarımı en önemli başlıktır. İstenen performansı sağlayan, kavitasyona maruz kalmayan bir çark tasarımı uzun ve zorlu bir süreçtir. Çark tasarımında performansa etki eden birçok parametre vardır ve parametrelerin uygun performans sağlanana kadar optimize edilmesi gerekmektedir. Çark

tasarımcılarına yol göstermesi ve süreci kolaylaştırabilmek için çark performansına etki eden kritik parametreler üzerine bir çalışma gerçekleştirilmiştir ve tezde ayrıntıları anlatılmıştır.

Tezin dördüncü başlığı ise hâlihazırda çalışmakta olan KEPEZ-I santrali revizyonu kapsamında türbin komponentleri tasarımı iyileştirmesi başlığıdır. Bu amaç doğrultusunda ilk olarak mevcut türbin analizleri gerçekleştirilmiş, tepe diyagramı oluşturulmuş ve mevcut türbinin farklı yüklenme durumlarında maruz kaldığı problemler belirlenmiş ve olası çözümler sunulmuştur.

Türbin tasarım süreçleri çoğunlukla sayısal yöntemler yardımı ile gerçekleştirilmektedir. Literatürde, kısıtlı sayıda bulunan ve türbin test merkezlerinde gerçekleştirilen model test sonuçlarını kullanarak sayısal çalışmaların kıyaslandığı çalışmalar da mevcuttur. TOBB Üniversite bünyesinde kurulmakta olan Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi (ETÜ HİDRO) ile yerli olarak su türbini imalatı ve model testleri gerçekleştirmek mümkün hale gelmiştir. Bu merkezde KEPEZ-I santralinin mevcut türbininin model testi ve sonrasında rehabilite edilen türbinin testleri gerçekleştirilecektir. Ancak model test sürecinden önce deneysel alt yapının sayısal olarak hazırlanması gerekmektedir.

Bu tezin en son bölümünde model türbin boyutları ve parametreleri uluslararası standartlara uygun olarak belirlenmiştir bu amaç doğrultusunda bir makro kodu geliştirilmiştir. Bu çalışmanın temel amacı deneyler sırasında test edilecek olan model türbinin gerçek türbin davranışını yansıtıp yansıtmadığının tespitidir. Model türbin davranışının prototip davranışını yansıtıp yansıtmadığının tespiti için sayısal tepe diyagramı oluşturulmuş ve model türbin davranışlarının prototip davranışları ile kıyaslamaları yapılmıştır. Literatürde model test merkezlerinin model türbin parametrelerini nasıl belirledikleri üzerine ayrıntılı bilgiler bulunmamaktadır.

Bu çalışma ile ETÜ HİDRO'da test edilecek tüm türbinler model ölçülerine uluslararası standartlar temel alınarak indirgenebilecek ve model parametreleri belirlenebilecektir.

1.2 Literatür Taraması

1.2.1 Hidrolik Makineler

Hidrolik makine terimi, sıkıştırılmaz akışkanlar kullanılarak, akışkanın basıncı, debisi, düşüşü kontrol edilerek enerji üreten sistem demektir. Hidrolik motorlar içlerinden geçen akışkanın enerjisini emerler ve bu yüzden akışkanın giriş enerjisi çıkış enerjisinden daha küçük olmaktadır ve bu tür hidrolik makineler türbinler olarak bilinmektedir. Hidrolik eleman tarafından akışkana enerji aktarımı olduğu durumlarda ise akışkanın giriş enerjisi çıkış enerjisinden daha küçük olur ve bu tip hidrolik makineler pompalar olarak bilinmektedir [8].

Hidrolik türbinler, hidroelektrik santrallerinde enerji üretimi amacı ile kullanılan ekipmanlardır. Hidroelektrik sistemlerde suyun akış enerjisinden faydalanılmaktadır. Su, bir boru ile (cebri boru) yüksek bir yerden türbine verilmektedir ve bu potansiyel enerji, kinetik enerjiye çevrilmektedir. Yüksek basınçlı su, türbinin kanatlarını döndürmekte ve kinetik enerji mekanik enerjiye dönüşmektedir. Türbinin tahrik ettiği jeneratörün dönmesi ile de elektrik enerjisi elde edilmektedir. Türbinden elde edilen güç, suyun düşüşüne ve debisine bağlıdır [9,10].

Hidroelektrik santraller birçok farklı açıdan sınıflandırılmıştır. Güçlerine göre sınıflandırıldıklarında HES'lerin dört temel tipi bulunmaktadır. Büyük ölçekli türbinlerin gücü 50 MW'ın üzerindedir. Küçük ölçekli türbinlerin güç bölgeleri 10-50 MW arasındadır. Mini ölçekli türbinler 100 kW ile 10.000 kW arasında güç bölgesine sahiptir. En küçük ölçekli olup ulusal enerji şebekesine dağıtılamayan genellikle küçük bir yerleşim yeri için kullanılan HES'ler ise mikro ölçeklidir [11,12].

Düşüye göre sınıflandırmada 2-20 m arası alçak düşü, 20-150 m arası orta düşü, 150 m üstü ise yüksek düşü sınıfında kabul edilmektedir. Suyun etki şekline göre türbinler, aksiyon ve reaksiyon tipi türbinler olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Aksiyon tipi türbinlerde akış, çarka atmosfer basıncında girmekte ve çıkmaktadır, dolayısıyla bu tip türbinler eş basınçlı türbinler olarak da bilinmektedirler. Aksiyon tipi türbinlere örnek olarak Pelton türbinleri, Turgo türbinleri, Michell-Ossberger türbinleri verilebilir. Reaksiyon tipi türbinlerde suyun potansiyel enerjisinin kinetik enerjiye dönüşümü hız artışına bağlıdır dolayısıyla çarka giriş basıncı çıkış

basıncından daha büyüktür. Reaksiyon tipi türbinlere örnek olarak Francis türbini ve Kaplan türbini verilebilir. Francis tipi türbinler 60 m ile 700 m düşü aralığında, 2 m³/s ile 1000 m³/s debi aralığında çalışabilmektedir. Bu türbinler ile 500 MW'a kadar güç elde edilebilmektedir. Bu avantajlar Francis türbinlerine geniş bir uygulama alanı yaratmaktadır [11,13].

Francis tipi türbinler ilk kez 19. yüzyılda Howd ve Francis tarafından geliştirilmiştir. Francis türbinine su, çarka radyal olarak girip aksel olarak çıkmaktadır [14,15, 41]. Francis tipi türbinler reaksiyon tipi türbinlerin en çok tercih edilen tipi olarak geniş bir özgül hız ve 40-700 m düşü aralığında çalışabilmektedir. Yüksek verim değerlerinde çalışabilmeleri ve kolay tasarlanabilmeleri nedeni diğer hidrotürbinlere göre Francis tipi türbinleri üstün kılmaktadır. Francis tipi türbinlerin temel parçaları salyangoz, sabit kanat, ayar kanadı ve emme borusudur. Salyangoz, akışı sabit kanatlara üniform olarak dağıtmakla sorumludur. Sabit kanat, yapısal dayanımı sağlamakta ve akışı uygun açı ile ayar kanatlarına yönlendirmektedir. Türbinin tek oynar parçası olan ayar kanadı, akışı ve gücü kontrol eden bileşendir. Francis tipi türbinlerde 20-24 arası ayar kanadı kullanılmaktadır. Ayar kanadından akış, çark kanatlarına çarparak itki yaratmakta ve türbin jeneratör şaftını döndürerek elektrik üretimini gerçekleştirmektedir. Akış, çarkı minimum basınç ile terk etmekte ve enerjisini çarkta bırakmaktadır. Emme borusu, çark çıkışı ve kuyruk suyu arasında bağlantı sağlamaktadır. Suyun basıncı emme borusu içerisinde kuyruk suyu basıncına kadar yükseltilmektedir. Suyun çıkıştaki kinetik enerjisi azalmakta böylece emme borusunda maksimum geri kazanım sağlanabilmektedir [16,17].

1.3 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Yöntemi İle Hidrolik Türbin Tasarımları

Enerji ihtiyacının her geçen gün artması ile kolay erişilebilir ucuz enerjinin temini tüm dünyada büyük bir önem taşır hale gelmiştir. Hidrotürbin tasarımı hidrolik laboratuvarlarda gerçekleştirilen testlere bağlıdır; ancak bu yöntem maliyetli ve zaman alıcıdır. Bu bağlamda teknolojinin gelişmesi ile hidrotürbin tasarımı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemleri ile daha kolay bir süreç haline gelmiştir. Literatürde HAD yöntemleri ile türbin tasarımı konulu pek çok çalışma mevcuttur. Literatürdeki, deneysel sonuçlar ile HAD sonuçları kıyaslamaları

çalışmaları, HAD ile tasarımın güvenilir bir yöntem olduğunu doğrulamaktadır [17,20].

HAD yöntemleri yardımıyla deneysel metotlar ile gözlemlenmesi güç olan akış oluşumları rahatça irdelenebilmektedir, ayrıca turbo makinelerdeki akış davranışını anlamak ve yorumlamak HAD yöntemleri ile oldukça kolaylaşmıştır. HAD çalışmaları ile turbo makinelerdeki performans en çok etki eden kaviteasyon olgusu gözlemlenebilmekte, hatta bazı durumlarda önlenmektedir. Dolayısı ile model testler ile performansı etkileyen parametreleri tespit etmek ve önlemek oldukça zorken sayısal yöntemler ile bu prosedür kolaylaşmış, daha verimli türbinleri daha kısa zamanda ve daha düşük maliyetlerle tasarlamak mümkün hale gelmiştir [15,21,22]. Bu bölümde HAD yöntemleri ile hidrotürbin tasarımı çalışmalarından ayrıntılı olarak bahsedilmiştir.

Ying ve diğerleri [23], üç boyutlu zamana bağlı olmayan Francis tipi türbin analizleri gerçekleştirmiş ve bu analizler, zamana bağlı analizlere başlangıç koşulu olarak verilmiştir. Navier-Stokes denklemleri RNG k-ε modeli kullanılarak modellenmiştir. Araştırmacılar, standart k-ε modelinin döngüsel hareketleri yakalamakta yetersiz kaldığını diğer yandan RNG k-ε türbülans modeli ile doğruluk mertebesinin arttığını önceki çalışmalara ve kendi deneyimlerine dayanarak savunmuşlardır [23,24]. İlk olarak katı model programı ile türbinin tüm temel parçaları oluşturmuş ve CFX-TASCflow programı ile her bir eleman için ayrı ayrı ağ yapısı oluşturulmuştur. Giriş ve çıkış sınır koşulu olarak toplam basınç verilmiştir.

Araştırmacılar, hız ve basınç konturları incelediğinde, vorteks yapıları oluşmadığı ve basınç salınımları olmadığını gözlemlemiştir. Çark girişinden çıkışına doğru hızın arttığı, basıncın ise azaldığı anlaşılmıştır. Emme borusu içerisinde akış hızı düşmüştür ve kinetik enerji düşüşü, statik basınçta artış sağlamıştır. Çarktan çıkan akışın döngüsel harekete sahip olması, emme borusu içerisinde de vortex yapıları, ikincil akışlar ve üniform olmayan bir akış meydana gelmiştir.

Patel v.d. [25], üç boyutlu zamandan bağımsız HAD analizlerini Francis tipi türbinlerin tüm bileşenleri için gerçekleştirmiştir. Çalışmalarında kısmî yükleme ve kaviteasyon da ayrıca ele alınmıştır. Sınır koşulu olarak girişte toplam debi ve çıkış koşulu olarak da atmosferik basınç verilmiştir. Diğer tüm parçalar kaymaz duvar

koşulu olarak kabul edilmiştir. Çark dönel parça ve diğer parçalar sabit parçadır, dönel parçalar ile sabit parçalar arası çözümlemeler çoklu referans sistemi (MFR) yaklaşımı ile çözümlenmiştir. Türbülans modeli olarak $k-\omega$ SST modeli kullanılmıştır. HAD analizleri %25 ile %130 yükleme arasında gerçekleştirilmiştir. Bu durum ayar kanadı açısının değiştirilmesi ile sağlanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre tam yükleme durumuna yaklaştıkça verim artmakta, tam yükleme sonrası verim tekrar düşmektedir. Kısmî yüklemelerde irdelenen ayar kanadı ve çark hız konturlarına göre, kısmî yükleme durumunda ayar kanadındaki kayıplardaki artış ve girdap oluşumu ve akıştaki ayrılmalar düşü kaybına neden olmaktadır. %25 ve %55 yükleme durumunda çark akışında ayrılmalar gözlemlenmiştir.

Gohil v.d. [26], Francis tipi türbin HAD çalışmalarını beş farklı yükleme durumu için (%40- %110 arası) gerçekleştirmiştir. Kıyaslamaları düşü kaybı ve verimlilik parametreleri üzerinden yapmıştır. Ayrıca çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar model test sonuçları ile kıyaslanmıştır. Çalışmalar $k-\epsilon$ türbülans modeli ile CFX programında gerçekleştirilmiştir. 225 kW kapasiteli Francis tipi türbin için hazırlanan model salyangoz, 12 sabit kanat, 12 ayar kanadı, 15 kanatlı çark ve emme borusu ile modellenmiştir. Ağ yapısı çalışmasında verim kıyaslamaları yapılmış ve elde edilen sonuçların maksimum farkı %1 olduğundan ağ yapısının etkisi ihmal edilmiştir. Tüm türbin basınç konturu irdelendiğinde, basıncın salyangoz girişinden emme borusu çıkışına doğru sürekli olarak azaldığı ve akışkanın tüm enerjisini çarkta bıraktığı gözlemlenmiştir.

En yüksek verim değerlerinin tam yükleme durumunda olduğu grafik üzerinde gösterilmiştir. Kısmî yükleme- verim eğrisi Patel v.d.'nin [25] çalışması ile benzer bir davranış sergilemiştir.

Shukla ve diğerleri [27], deneysel olarak test edilmiş bir türbinin üç boyutlu HAD analizlerini gerçekleştirmiş ve elde ettikleri sonuçları deneysel veriler ile kıyaslamışlardır. Deneysel çalışmalar için benzerlik kanunları uyarınca bir model türbin üretilmiştir. Maksimum verim rejimi model test ve sayısal çalışmada birbirlerine yakın bulunmuştur. Araştırmacılar, analitik ve sayısal farklılıkları, deneysel çalışmadaki insan hatalarına, ölçüm aleti ve kalibrasyon hatalarına sayısal çalışmada ise ayrıklaştırma hatalarına ve denklemlerin modellenmesine bağlı olduğunu savunmaktadır. Araştırmacılar hidrolik türbinlerde HAD yöntemlerinin

geçerli bir yöntem, zamandan ve maliyetten kazanç sağlayan güvenilir bir araç olduğunu göstermişlerdir.

Jost ve çalışma arkadaşları [28], hidro makinelerde dönen bileşenlerdeki ufak bir tasarım değişikliğinin bile işletme ve bakım maliyetlerinde olumlu etkilere sahip olduğunu savunmuşlardır. Jost'a göre bu tip bir tasarım değişikliğini sağlayabilmek için parçalar arası etkileşimler incelenmelidir. Francis tipi türbinlerde akışın türbine radyal girip aksel olarak çıkmasına bağlı olarak üç boyutlu döngüsel bir akış meydana gelmektedir. Bu akışın en temel özellikleri ise türbülanslı ve düzensiz olmasıdır. Türbin, kısmî yüklemde çalıştırıldığında ise çark çıkışında döngüsel yapılanmalar oluşmakta ve bu yapılar emme borusu tarafından emilerek girdap oluşturmaktadır. Bu girdap yapısının sonucu olarak basınç titreşimleri, aksel ve radyal kuvvetler, tork salınımları ve yapısal titreşim meydana gelmektedir.

Ruphrecht vd [29], salyangoz, 23 sabit kanat, 24 ayar kanadı ve 13 kanatlı çark ve emme borusu parçalarından oluşan Francis tipi türbin modellemesini zamana bağlı olarak çözümlenmiştir. Ağ yapısı iki milyon eleman içermektedir. Zaman adımı, her bir zaman adımı 1.15 dereceye denk gelecek şekilde seçilmiştir. Araştırmacılara göre, emme borusu içerisindeki akış, yüklem durumuna bağlı olarak değişmektedir bunun nedeni ise debiye bağlı olarak çarkta değişen döngüsel hareketlerden emme borusunun direkt olarak etkilenmesidir. Çark dönüşüne bağlı olarak çizilen aksel kuvvet grafiği incelendiğinde, hareketin, neredeyse periyodik ve iki dominant frekans değerine sahip olduğundan bahsetmek mümkündür. Düşük dominant frekans değerinin çark hızından kaynaklandığı, diğer dominant frekans değerinin ise akışla temasta olan ayar kanadı sayısından kaynaklandığı görülmektedir. Bu durumda, tam bir çark dönüşünde 24 tepe noktası oluşmaktadır ki bu ayar kanadı sayısı ile aynıdır. Çark dönüşüne bağlı olarak çizdirilen tork eğrisi incelendiğinde ise aksel kuvvet eğrisine benzer bir davranış göze çarpmaktadır.

Li ve diğerleri [30], zamana bağlı olarak Francis türbini tasarımını HAD yardımı ile çözümlen bir diğer çalışma grubudur. Çalışmalarında RNG k- ϵ türbülans modelini kullanmışlardır. Analizler Fluent programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tüm akış alanı için ağ yapısı çalışması gerçekleştirilmiş ve iki milyon dört yüz bin elemandan sonra ağ yağına bağlı verim değişimlerinin %2'den küçük olduğu ve ihmal edilebilir düzeyde olduğu kabul edilmiştir. Sayısal çözümün zamandan

bağımsızlaşması için zaman adımı çalışması yapılmış ve beş farklı zaman adımında analizler gerçekleştirilmiştir. Zamana bağlı olarak çizdirilen hız konturları incelendiğinde çevresel hız arttıkça, emme borusu içerisinde döngüsel hareketlerin arttığı görülmüştür.

Jost vd. [31] ve Lipej v.d. [32], emme borusunda oluşan girdap yapısını incelemek için sayısal çalışmalar yapmıştır. Çarktaki basınç salınımları emme borusunda oluşan girdap yapılarının birincil sebebidir. Bu sebepten ötürü, bu çalışmalarda farklı ayar kanadı açıklıklarında meydana gelen basınç salınımları irdelenmiştir. Kısmî yüklenme durumlarında çark kanadı aralıkları tam olarak su ile dolamadığından çark içerisinde geri dönüşlü akış bölgeleri oluşmaktadır. Girdap yapısına etki eden en önemli parametre çark çevresel hız bileşeni olarak belirlenmiştir.

Zhang-dong ve diğerleri [33], tüm Francis türbini analizlerinde salyangoz, ayar kanadı ve çark üzerinde izleme noktaları yerleştirmiş ve emme borusuna hava üfleme yapılarak basınç salınımlarındaki değişimi izlemeyi hedeflemiştir. Hava debisi su debisinin %0.25, %0.50 ve %0.75'i oranlarında emme borusu içerisine üflenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, emme borusunun dominant frekans değeri, çark frekansına, çark şekline ve emme borusu şekline bağlı olarak değişmektedir. Hava üfleme durumunda emme borusu dominant frekans değeri değişmezken genliği düşmektedir. Emme borusu girdap yapısı düşük frekanslı basınç titreşimlerinin en önemli nedenidir. Emme borusu içerisine hava üfleyerek basınç değerleri yükselmekte ve basınç farkı düşmektedir, bu durumda basınç titreşim genliği düşmektedir. Emme borusunda oluşan basınç titreşimleri üst parçalara da etki etmekte ve düşük frekanslı basınç salınımları, salyangoz ve ayar kanadında da gözlemlenebilir hale gelmektedir.

Dritina ve Sallaberger [15], yaptıkları çalışmalarda türbin ve çark analizlerinde üç boyutlu Euler denklemleri ve Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemlerinden yararlanmışlardır. Çark üzerindeki akışın üç boyutlu ve döngüsel bir akış olduğunu bu sebepten ise sadece üç boyutlu metotların doğru sonuçlar vereceğine karar vermişlerdir. 1999 yılında yaptıkları bu çalışmada gelecekte daha iyi ağ yapıları ile viskoz etkileri dikkate alınarak daha güvenilir sonuçlar elde etmenin mümkün olacağı ve sayısal tepe diyagramı oluşturmanın standart bir süreç olacağı varsayımında bulunmuşlardır.

Yapılan araştırmalara göre, türbinin farklı bileşenlerindeki akışın birbirlerine bağlı değişim gösterdiğini söylemek mümkündür. Özellikle ayar kanadı, çark ve emme borusu birbirleri üzerinde dinamik kuvvetlere bağlı olarak ciddi etkilere sahiptir. Zamandan bağımsız olan analizler türbin performans parametrelerini yani verimlilik, kavitasyon, hidrolik kayıplar gibi değişkenleri doğru tahmin ederken, zamana bağlı olarak değişen HAD analizleri dinamik kuvvet etkilerini de hesaba katmaktadır. Shear Stress Transport (SST) modeli [22], realizable k-ε[29], standart k-ε [34] türbülans modelleri rotor-stator etkileşimleri ortaya koyabilen modellerdir. Literatürde, emme borusu girdaplarını da modelleyebilmek için ise daha karmaşık modeller olan RNG k-ε [30,35], genişletilmiş k-ε [36], Reynolds Stress Model (RSM) [31], türbülans modelleri kullanılmıştır.

Anup ve diğerleri [21], zamana bağlı değişen 70 kW güç ve 0.5 m³/s debiye sahip Francis tipi türbin için üç boyutlu Reynolds ortalamalı Navier- Stokes zmlemesini Ansys-CFX v13.0 ile gerçekleştirmişlerdir. Analizler %100 tam yükleme ve %75 kısmi yükleme için gerçekleştirilmiştir. Türbinde 16 ayar kanadı, 8 sabit kanat, 13 çark kanadı bulunmaktadır. Ağ yapısı toplam 3.6 milyon elemandan oluşmaktadır. Analiz k-ω SST türbülans modeli ile 0.667 saniye süreyle çarkın 2°'lik dönüşü için gerçekleştirilmiştir. Sonuçlara göre, ayar kanadı ve çark arasındaki rotor-stator ilişkisi çoğu zaman çark içerisinde basınç salınımlarına neden olmaktadır. Tork salınımları çark kanatlarında (dinamik kuvvetler) genellikle periyodiktir. Salınımlar ayar kanadı sayısına bağlıdır. Bir tam çark rotasyonunda 16 ayar kanadı olduğundan 16 tepe noktası yakalanmıştır. Ancak her çark kanadı farklı fazlara sahip olduğundan bu salınımlar birbirlerinin etkisini yok ederek zamandan bağımsız davranış sergilemektedir. Aynı durum basınç salınımlarında da gözlemlenmektedir. Eğer vortekslerin salınım frekansı ile çark frekansı aynı olursa yapısal hidro-akustik rezonans meydana gelmektedir.

TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test Merkezinde (ET HİDRO) sayısal yöntemler ile Su Türbini Tasarımı zerine birçok çalışma yapılmaktadır. Akın v.d. [16], zamandan bağımsız Francis tipi türbin dizaynı sürecinde BladeGen, Ansys TurboGrid ve Ansys CFX programlarından yararlanarak k-ε türbülans modeli ile modelleme yapmıştır. Tüm Francis tipi türbinlerde kullanılabilcek bir tasarım süreci geliştirerek türbin tasarımı gerçekleştirmiştir. Girdiler olan debi ve dşy

kullanarak teorik formülasyonlar yardımı ile öncül bir tasarım elde edilmekte ve bu öncül tasarımla HAD tasarımı süreci, iteratif olarak başlamakta ve ilerlemektedir.

Ayancik[37], tez çarkları için optimizasyon metodolojisi geliştirmiştir. Optimizasyon sürecinde performansta iyileşme ve kavitasyonda azalma sağlamış, yalın optimizasyona göre otomatik optimizasyon ile çark tasarımında harcanan zamanı 8.8 kat azaltmıştır.

Aytaç[17], farklı NACA profiline sahip ayar kanatlarının akışa olan etkisini incelemiştir. Ayar kanadı kalınlığının artışının torku ve hızı azalttığını gözlemlemiştir. Kanat örtüşme alanı artışı hız ve kayıpları arttırmaktadır. Ayar kanadı çark arası mesafeyi arttırmanın ise çark giriş basıncında düşüşe neden olduğunu gözlemlemiştir.

1.4 Deneysel Hidrolik Türbin Çalışmaları

Teknolojinin gelişmesi ile HAD yöntemleri ile hidrotürbin tasarımı her ne kadar maliyeti düşük, hızlı ve büyük oranda güvenilir sonuçlar veren bir araç haline gelmiş olsa da tam olarak güvenilir, gerçek ve geniş bir çalışma aralığında sonuçlar elde etmenin tek yolu deneysel çalışmalardır [8,38,39]. Hidrotürbin deneysel çalışmalarında iki temel düzenek vardır. Bunlardan ilki kavitasyonsuz durumda performans analizlerinin gerçekleştirildiği güç test düzenekleri, ikincisi ise kavitasyon özelliklerini gözlemlemek için hazırlanan kavitasyon düzenekleridir.

Dünyada çeşitli üniversitelerin su türbini test düzenekleri bulunmaktadır. İsviçre’de Ecole Polytechnique (EPFL) ve Slovakya’daki Turboinstitut bunların en önemlileridir. Üniversitelerin dışında türbin üreten şirketlerin de kendi test laboratuvarları bulunmaktadır. Rainpower (Norveç), Alstom, Vatech, Voith-Siemens bunların bazılarıdır.

Fine Hidrolik Test Merkezinde Francis tipi türbinler için ayrı, Kaplan ve Bulb tipi türbinler için ayrı düzenekler mevcuttur. Francis tipi türbin test düzeneği 90 m maksimum düşü 1.2 m³/s maksimum debiye sahip model türbinleri test edebilecek kapasiteye sahiptir. Test edilecek model ölçüleri kısıtları salyangoz için 350 mm ve 450 mm arasındadır. Geometrik benzerlik kısıtlarının yanı sıra model türbin bileşenleri gerekli dayanıma sahip, korozyona dayanıklı malzemeler ile imal edilmiş olmalıdır.

Salyangoz alüminyumdan CNC ile üretilmekte, çark ise paslanmaz çelik veya alaşımlı bakırdan üretilmektedir. Emme borusu ise kavitasyon ve girdap yapılarının gözlemlenebilmesi için saydam sentetik camdan üretilmektedir [40].

Voith Hidrolik Test Merkezi [41], 1973 yılında kurulmuştur. Bilgisayarlar ve teknolojideki gelişme ile beraber laboratuvar da yenilenmiş, merkez; 5 eksenli CNC, 4 eksenli koordinat ölçüm cihazı, yeni bir veri toplama sistemi ile donatılmıştır. Test düzeneği 131 m düşü, 1.13 m³/s debi kapasitesine kadar çalışabilmektedir. Düzenek açık veya kapalı çevrimde çalışabilmektedir.

Dongfang Electric Machinery (DFEM) şirketi [42], 1966 yılında hidrolik test merkezi kurmuştur. 2010 yılı itibari ile DFEM beş adet hidrolik test merkezine sahiptir ve bu düzeneklerde reaksiyon tipi türbinlerin testleri (pompa-türbin, pompa ve türbinler), performans testleri, kavitasyon testleri, akış alanı ölçümleri, akış gözlemlenmesi, basınç ölçümleri, ambalman hızı testleri, Kaplan tipi türbinlerin ayar kanatlarının tork testleri, emme borusuna hava üfleme testleri gerçekleştirilmektedir.

École Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL)'de bulunan [43] düzenek, IEC 60193 standardının tüm gereksinimlerini sağlayacak şekilde tasarlanmış, 3 farklı (açık, kapalı, kalibrasyon) çevrim ile çalışabilen neredeyse her tip hidrolik türbin testinin gerçekleştirildiği bir laboratuvardır. Bu merkezde birçok çalışma yapılmakta ve merkez çalışmaları literatürler ile dünyaya sunulmaktadır [44-47]. Dreyer vd. [44], çalışmasında deney düzeneği ile ilgili ayrıntılı bilgiler sunmaktadır. Bu düzenek 900 kW pompa gücüne sahiptir ve 100 m düşü'ye ve 1.4 m³/s debiye kadar çalışabilmektedir. Bu düzenek ile hidrolik karakteristikler ve buna bağlı olarak tepe diyagramı elde edilmesi çalışmaları gerçekleştirilmektedir. Emme borusu ve salyangoz girişindeki basınç salınımları ölçümlenmekte buna bağlı olarak kavitasyon karakteristikleri gözlemlenmektedir.

Toshiba Hidrolik Test merkezi [48], gerçek düşü değerleri ile testler gerçekleştirmektedir. Düşü kapasitesi 2000 m değerine kadar çıkmaktadır. Model üretiminin gerçekleştirilmesi ile otomatik ölçüm sistemleri ve 5 eksenli cihazlar ile donatılmış bir üretim sahaları vardır.

Kurosawa vd. [49], Toshiba Test Merkezinde [49] yapılan deney sonuçlarını kullanarak sayısal çalışmalarını doğrulamışlardır. Bu kıyaslama sırasında deneysel olarak elde edilen verim ve basınç salınım verilerini kıyaslamışlardır. Deneysel olarak çıktılanmış olan akış alanında çark çıkışındaki girdap oluşumlarını sayısal olarak da gözlemlemişlerdir. Model test ile yaptıkları kıyaslanmalarda zamana bağlı ve zamana bağlı olmayan analizler gerçekleştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre özgül hız arttıkça zamana bağlı olmayan sonuçlar deneysel sonuçlardan uzaklaşmış, zamana bağlı olan sonuçlar ise tatmin edilir derecede yakın sonuçlar vermiştir.

1.5 Hidrolik Makinelerde Kavitasyon

Hidrolik makinelerde dinamik basıncın düşüşüne bağlı olarak kavitasyon meydana gelebilmektedir. Lokal basınç değerlerin düşmesi ile birlikte kaviteler oluşur ve büyür. Basıncın artması ile büyümekte olan bu kaviteler üzerinde artan basınç ters etki yapar ve bu baloncuklar ani olarak patlarlar. Hidrolik makinelerde kavitasyona maruz kalan akış aşağıda sıralanan durumlar ile karşılaşabilir [50-53].

- Düşük basınç bölgesinin ayar kanadı ve çark arasında meydana gelmesi durumunda hızlar bu bölgede yükselir ve akış alanı daralır. Bu durum ise güç ve debide düşüslere yol açar.
- Kavitelerin çökmesine bağlı olarak türbin verimi %10-20 arasında düşüşe uğrayabilir.
- Kavitasyona bağlı olarak malzeme yüzeyleri aşınmaya başlar. Bu aşınan yüzeyler ise kavitasyona bağlı olarak daha da büyürler ve bu durum malzemenin yüzeyden kopması ile sonuçlanırlar.
- Kavitasyonun sonucu olan düzensiz radyal kuvvetler, türbinde vibrasyona ve osilasyona neden olurlar.
- Kısmî yükleme durumlarında emme borusunda büyük bir girdap yapısı oluşur ve bu yapı emme borusu verimini ciddi oranda düşürür [9].

Avellan [46], kavitasyon tiplerini ve kavitasyonun verimlilik üzerindeki etkilerini Francis, Kaplan ve Bulb tipi türbinler için model testleri ile incelemiştir. Francis tipi türbinlerde çark ters yönde döndüğünde, aksi-simetrik salınımlar yapan bir girdap oluşumu ve kavitasyon gözlemlenmiştir. Kaplan tipi türbinlerde ise Motyac ve

diğerlerinin [60], çalışmasında elde ettikleri sonuçlara benzer sonuçlar elde edilmiştir.

Kaplan tipi türbinlerde meydana gelen uç boşluk kavitasyonu Thomas sayısından bağımsız ve verimliliğe etki etmeyen bir kavitasyon tipidir. Çıkış ucu kavitasyonu Thoma sayısına ve verimliliğe etki eden bir kavitasyon tipi olarak bulunmuştur [54].

Escaler ve diğerleri [55], hidrolik makinelerdeki kavitasyonun algılanma teknikleri ile ilgili deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Kavitasyonun algılanması için, yapısal titreşim analizi, akustik emisyon analizi, hidrodinamik basınç ölçümleri yapılmış ayrıca görselleştirme teknikleri kullanılmıştır. Akustik emisyon sensörü, ivme ölçerin çıkamadığı yüksek frekanslarda kullanılmaktadır. Francis tipi türbinlerde giriş ucu girdabı ağır titreşime neden olduğundan bu bölge de vibrasyon ölçüm tekniği ile kavitasyon tahmini yapmak mümkündür. Emme borusunda oluşan girdapların algılanması için emme borusu duvarlarında basınç ölçümleri yapılmaktadır.

Hart ve Whale [56], kavitasyon erozyonuna karşı dayanımı arttırabilmek adına alaşımli yapılar hazırlamış ve bu malzemeleri deneysel olarak incelemiştir. Kaviteleştiğinde şok dalgaları oluşmakta ve yüzeylere çarpmaktadır, yüzey basınç değerleri 1500 MPa'a kadar çıkabilmekte ki bu durum kalıcı deformasyona neden olmaktadır. Tekrarlanan kavitasyon durumları ise sabit frekanslı şok dalgaları yaratmakta ve malzemedeki yorulmaya yol açmaktadır. Bir süre sonra malzemenin kopmaları başlamaktadır. Bu çalışmada farklı alaşımlar için çarktaki kütle kayıpları hesaplanmıştır ve CaviTec olarak adlandırılan alaşım ile (malzemenin içeriği yayınlarında ayrıntılı olarak verilmiştir) kütle kayıpları büyük oranda azaltılmıştır.

Padhy ve Saini [57,58], Pelton tipi türbinlerde kütle kaybının güce ve verime olan etkisini incelemiştir. 16 kepçeli Pelton tipi çark pirinçten üretilmiştir. Kütle kaybı ile beraber verimlilik ve güç düşmektedir. Diğer taraftan kütle kaybı arttıkça verimlilik düşmeye devam ederken, güç kaybı asimptotik bulunmuştur. Ayrıca verim kaybının, kum konsantrasyonu, kum parçacık büyüklüğü, jet hızı ve işletme saatine bağlı korelasyonu elde edilmiştir.

Grakula ve Bark [59], gürültü ayıklama, sinyal işleme, analiz etme, veri işleme ve vibro-akustik sonuçlarını yorumlama üzerine bir çalışma yapmıştır. Nicolet vd. [69], Francis tipi türbinlerin model testini gerçekleştirmiş, emme borusu içerisinde basınç ölçümleri almıştır. Motycak vd. [60], Kaplan tipi türbinlerde çark kavitasyonunu HAD analizleri ile gerçekleştirmiştir. Ağ yapısı çalışması için TurboGrid programı kullanılmıştır. Kaplan tipi türbinlerde uç boşluk modellemesi yapabilmek için ağ yapısı yeterli nokta sayısına sahip olmalıdır. Hesaplamalar için Ansys-CFX programı k- ϵ türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Uç boşluk kavitasyonunu ekarte etmek için çark kanatları dizaynında kanat bombeliği artırılmıştır ve anti-kavitasyonlu uç tasarımı yapmıştır.

Cojaccaru ve çalışma arkadaşları [60], Kaplan tipi türbinlerde kavitasyonsuz uç tasarımları üzerine araştırmalar yapmıştır. Anti-kavitasyonlu uç tasarımı ile sayısal çalışmalar yapılmıştır ve kavitasyonun azaldığı, ancak erozyonun devam ettiği gözlemlenmiştir. Bu sebepten anti-kavitasyon uçlarının şekli ve boyutları revize edilmiş ve yumuşatılmıştır. Elde edilen sonuçlarda erozyon da kavitasyonla beraber azaltılmıştır.

Zhang [33], yüksek düşülü Francis türbinlerinin kısmî yüklemelerde ki sayısal çalışmalarını gerçekleştirmiştir. Ağ yapısı ICEM CFD programı ile hazırlanmıştır. Toplamda sekiz milyon üç yüz bin eleman kullanılmıştır. Analizler OpenFOAM kod ile k- ω SST türbülans modeli kullanarak tamamlanmıştır. Kavitasyon çalışması için araştırmacılar su buharının hacimsel yüzdesinin değişimini irdelemişlerdir.

Li[61], tüm türbin tipleri için kavitasyonu bölgelere ve tiplere göre ayırmıştır. Francis tipi türbinlerde meydana gelebilecek temel kavitasyon tipleri, giriş ucu kavitasyonu, çıkış ucu kenar kavitasyonu, kabarcık kavitasyonu, emme borusu kavitasyonu ve kanatlar arası vorteks tipidir.

1.6 Tezin Literatüre Katkısı

Literatürde sayısal tepe diyagramı çalışmaları oldukça azdır. Bu tez kapsamında tasarımı gerçekleştirilmiş olan BUSKİ HES için sayısal tepe diyagramı oluşturulmuş ve farklı çalışma koşullarında türbin davranışları incelenmiştir.

Francis tipi türbin çarkı için parametre çalışması yapılmıştır. Bu bağlamda, çark tasarım sürecinde optimize edilen parametrelerin performans üzerindeki etkileri tasarımı ETÜ HİDRO bünyesinde tamamlanan dört farklı türbin üzerinde ayrıntılı olarak araştırılmıştır. Bu çalışma farklı özelliklerdeki dört farklı türbin için gerçekleştirildiğinden tüm Francis tipi türbin çarkları için geçerli olabilecek sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır.

Literatürde açısal hızın türbin performansına olan etkisi ile ilgili çalışma bulunmamaktadır. Bu tez kapsamında ise, açısal hızın türbin kinematiğine olan etkisi ayrıntılı olarak incelenmiş ve debi-açısal hız arasında ampirik bir denklem elde edilmiştir. Elde edilen bu denklemin fiziksel anlamı tüm Francis tipi türbinler için geçerlidir. Francis tipi türbin kinematiğinin detaylı bir biçimde incelenmesi ile teorik denklemlerde ihmal edilen akış oluşumlarının türbin davranışına etkisi belirlenmiş ve uygulamada dikkate alınması gereken noktalara değinilmiştir.

Hidrolik laboratuvarlarda gerçekleştirilen model testleri sürecine ön hazırlık olan prototip-model geçişi basamağı literatürlerde ayrıntılı olarak sunulmamaktadır. Bu tez kapsamında ETÜ HİDRO'da test edilecek tüm türbinlerin model ölçülerine uluslararası standartlar ve düzenek kısıtları temel alınarak indirgenebilmesi için bir makro kod geliştirilmiştir. Ayrıca sayısal olarak da model testlerin alt yapısı hazırlanmıştır.

1.7 Tez Planı

Birinci bölümde tez içeriği ve literatür taraması kapsamlı olarak verilmiştir. Tezin ikinci bölümünde tez bünyesinde çalışılan HESlerin tanımlamaları yapılmış ve uluslararası standartlara bağlı olarak temel denklemler verilmiştir. Tezin üçüncü bölümünde sayısal yöntemlerden, kullanılan sınır koşullarından ve art işleme yöntemlerinden bahsedilmiştir. Dördüncü bölümde kurulmakta olan bir hidroelektrik santral için temel türbin komponentlerinin tasarlanması, geliştirilmesi süreci ve çalışma sonuçları verilmiştir. Beşinci bölüm Francis tipi türbin çarkı parametrelerinin performansa olan etkilerinin incelenmesi üzerinedir. Bir sonraki bölümde açısal hızın türbin kinematiğine olan etkisi incelenmiş, debi-açısal hız korelasyonu elde edilmiştir. Yedinci bölümde Kepez-I HES'in var olan bileşenlerinin sayısal olarak modellenmesi ve var olan türbinin tepe diyagramının oluşturulması süreci

anlatılmıştır. Sekizinci bölümde ise Kepez-I HES üzerinden model testlerin sayısal alt yapıları süreci hazırlanmış ve ETÜ HİDRO'da kullanılmak üzere genel bir prosedüre oturtulmuştur. Son bölümde yapılan çalışmaların değerlendirilmesi ve gelecekte yapılması önerilen çalışmalar verilerek tez tamamlanmıştır.

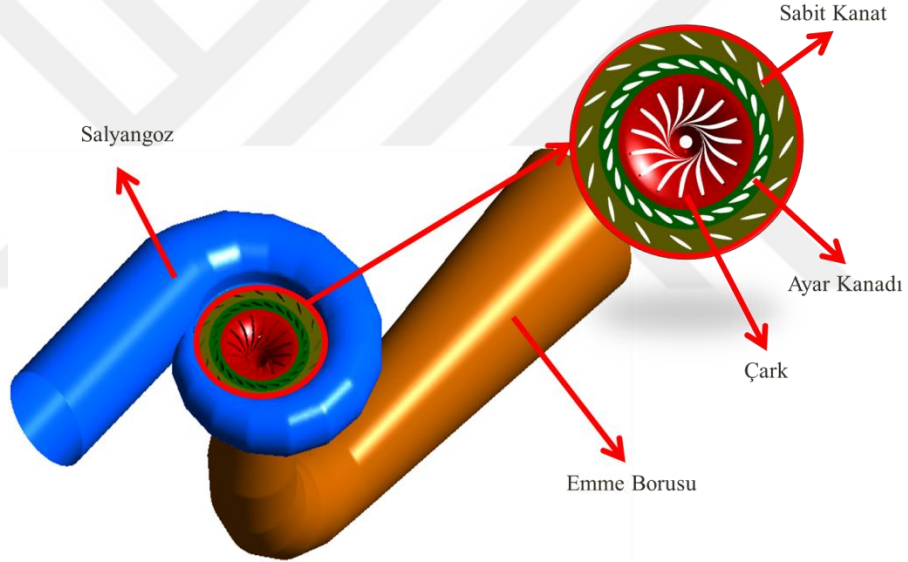




2. PROBLEM TANIMI VE TEORİK ALT YAPI

2.1 BUSKİ HES Türbin Tanımı

BUSKİ HES için 16 sabit kanat, 24 ayar kanadı ve 15 çark kanadına sahip orta düşümlü bir Francis tipi türbin tasarımı yapılmıştır. Santralin kurulu gücü 1.4 MW olacaktır. HES toplamda $2 \text{ m}^3/\text{s}$ debiye ve 78 m net düşüye sahiptir. Debisi ve düşüsü belli olan bu HES'e ait HAD çalışması tasarımı geliştirilmiş bir tasarım metodolojisi kullanılarak gerçekleştirilmiştir [16]. Şekil 2.1'de tasarlanan türbinin genel görünüşü verilmiştir.

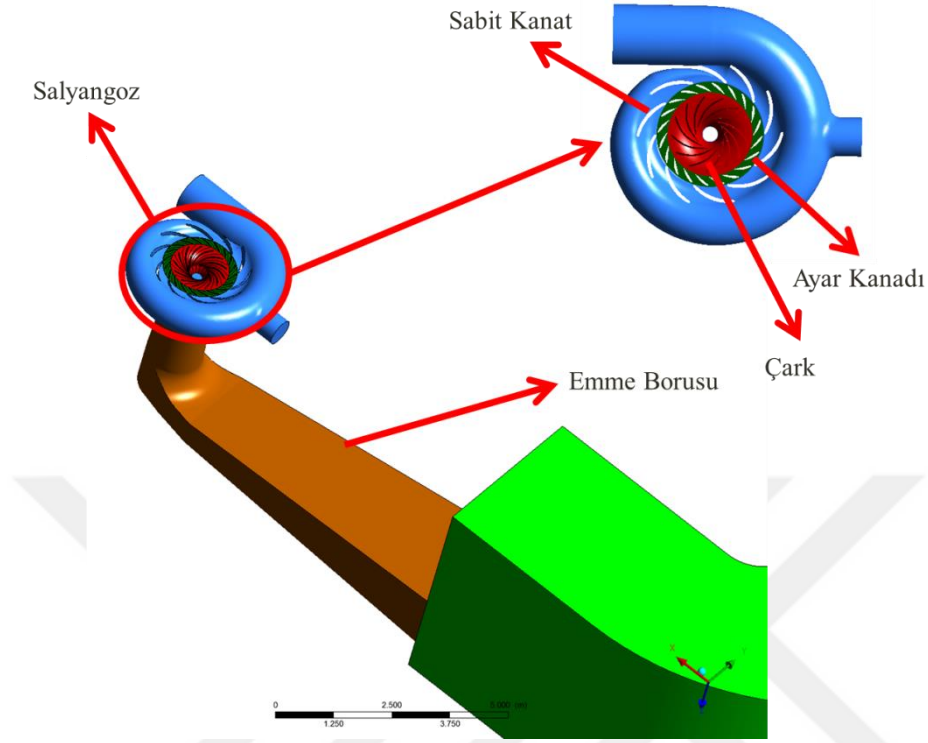


Şekil 2.1 : BUSKİ HES tüm türbin görünümü.

2.2 KEPEZ-I HES Türbin Tanımı

Projenin amacı hidroelektrik santrale ait kritik bileşenlerin yerli olanaklar kullanılarak, santral verimliliğini ve emre amadeliğini arttıracak şekilde tasarlanması, üretilmesi ve devreye alınmasıdır. Bu amaca yönelik olarak projede EÜAŞ'a ait Kepez-I Hidroelektrik santraline ait tüm bileşenlerin rehabilitasyonu ve modernizasyonu gerçekleştirilmektedir. Şekil 2.2'de mevcut türbinin görünümü verilmiştir. Prototip türbin çark giriş çapı 1211.9 mm'dir, düşüsü 161 m, debisi ise

6.1 m³/s'dir. Türbin emme borusu 90° lik bir dirseğe ve oldukça uzun bir difüzör yapısına sahiptir.



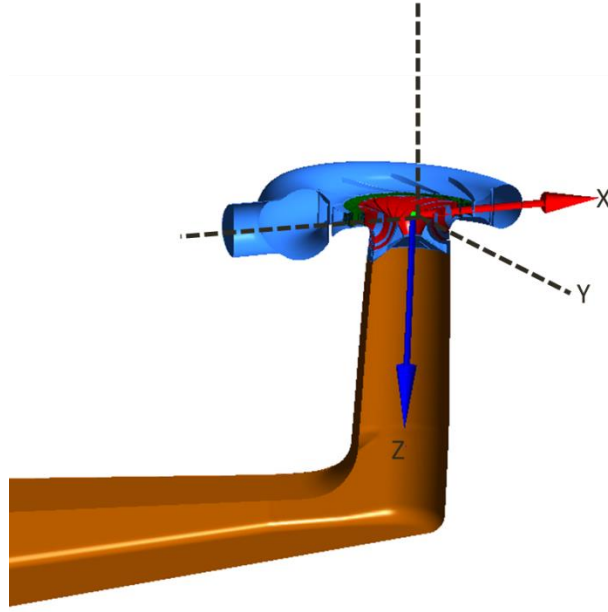
Şekil 2.2 : KEPEZ-I HES tüm türbin görünümü.

2.3 Tanımlamalar

Güç, verim, boyutsuz parametreler gibi tanımlamaların tamamı uluslararası standart olan “International Electrotechnical Commission 60193” [62] temel alınarak yapılmıştır. IEC 60193'te verilmeyen tüm parametreler ise (çark kinematiği ve parametrelerin notasyonu) [8] temelinde yapılmıştır.

2.3.1 Koordinat Sistemi

Simülasyonlarda kullanılan koordinat sistemi, KEPEZ-I HES üzerinde Şekil 2.3'te verilmiştir. Sağ el kuralına bağlı koordinat sistemi z ekseni çark merkezine gelecek şekilde tanımlanmıştır. x ekseni salyangoza paralel ve emme borusu difüzör yönlü olarak tanımlanmıştır. Son olarak y ekseni dönme eksenine dik olarak tanımlanmıştır.



Şekil 2.3 : KEPEZ-I HES üzerinde koordinat sistemi gösterimi.

2.3.2 Verim

IEC standardında [62], herhangi bir i noktasındaki hidrolik enerji aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$gH_i = \frac{P_i}{\rho} + \frac{V_i^2}{2} + gz_i = \frac{P_i}{\rho} + \frac{Q^2}{2A_i^2} + gz_i \quad (2.1)$$

Denklemden z_i referans seviyesine göre yüksekliktir. Bu tanım kullanılarak türbin giriş ve çıkışındaki özgül enerji Denklem 2.2’de verildiği gibi yazılabilir.

$$E = gH_1 - gH_2 \quad (2.2)$$

Türbin hidrolik gücü Denklem 2.3’te verilmiştir.

$$P_h = \rho Q E \quad (2.3)$$

Eğer çark açıklığına bağlı oluşabilecek kaçak kayıpları da hesaba katılırsa, türbin çarkından geçen gerçek debi Q_t aşağıdaki gibi verilir.

$$Q_t = Q\eta_q \quad (2.4)$$

Denklemden η_q , hacimsel verimdir. Türbine aktarılan özgül enerji ise aşağıda verildiği gibi elde edilir.

$$E_t = E\eta_e \quad (2.5)$$

Türbin şaftına aktarılan mekanik güç; Denklem 2.6'daki gibi tanımlanır.

$$P_t = \rho Q_t E_t = T_m \omega \quad (2.6)$$

Denklemden ω , türbin çark açısal hızıdır, T_m ise çarktan şafta aktarılan tork değeridir. Bu durumda türbin hidrolik verimi aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$\eta_h = \frac{P_t}{P_h} = \frac{\rho Q_t E_t}{\rho Q E} = \eta_q \eta_e \quad (2.7)$$

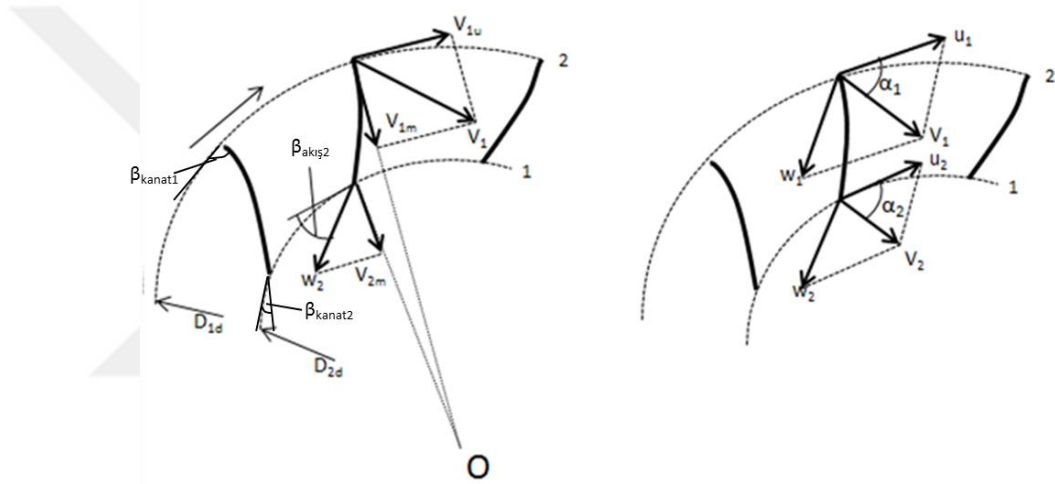
IEC tanımlamalarında η_e tanımı yapılmamıştır; ancak bu tanım türbindeki fiziksel mekanizmaların tam olarak anlaşılabilmesi için IEC tanımlamalarına ek olarak [63]'de verilmiştir. Hacimsel kayıplar simülasyonlarda ihmal edilmekte ve geometride açıklık modellenmediği için sızıntı kaynaklı kayıplar da dikkate alınmamaktadır. Dolayısıyla ile $Q_t = Q$ ve $\eta_q = 1$ olarak varsayılmaktadır. Bu varsayımlar Francis tipi türbin HAD çalışmalarında genel olarak yapılmaktadır ve Maruzewski [64] tarafından da deneysel çalışmalar ile kıyaslamalar yapılarak bu yaklaşımın doğruluğu onaylanmıştır.

2.3.3 Etki Tipi Türbin Çarklarındaki Akışın Kinematığı

Çark kanatları ve akışkan arasındaki etkileşim sonucunda akışkan enerjisi mekanik enerjiye dönüşmektedir. Çarkta meydana gelen akış düşünüldüğünde, çark üzerinde bağıl hız ve kanat hızı olmak üzere iki hız bileşeni oluşur. Denklem 2.8'de v , akış hızını yani mutlak hızı temsil etmektedir. Mutlak hızın komponentleri olan u , belirli bir pozisyondaki kanat hızını w ise kanada göre akışın bağıl hızını temsil etmektedir.

$$v = u + w \quad (2.8)$$

Bu hız bileşenleri; hız üçgenleri ile yani hız vektörlerinin ayrıştırılması ile ifade edilmektedir. Hız üçgenlerinin elde edilmesinde akışın dönmez ve viskoz olmayan olduğu ve çarkın sınırsız sayıda kanattan oluştuğu varsayımları yapılmaktadır [37,82]. Her türbin, farklı düşülerde ve debilerde çalıştığından ve her birinin çark geometrisi farklı olduğundan ötürü türbin tasarım süreci her yeni tasarım için baştan gerçekleştirilmektedir. Bu sebepten ötürü tüm Francis tipi türbinler için geçerli olacak geometrik karakteristikleri belirlemek dizayn sürecini kolaylaştırmaktadır ve bu bağlamda hız üçgenleri devreye girmektedir. Türbin çarkı üzerinde hız üçgenleri Şekil 2.4’te gösterilmiştir.



Şekil 2.4 : Radyal-eksenel türbin çarkı için hız üçgenleri.

Türbinin çalışma şartları debi (Q) ve dönme hızı (n) parametreleri ile ifade edilmektedir. Türbin çarkının geometrik özelliklerinin bilindiği durumda hız bileşenlerinin değerleri hesaplanabilir. Meridyonel hız vektörü v_m Denklem 2.9’da verilen bağıntı ile ifade edilmektedir:

$$v_m = \frac{Q}{F_i} \quad (2.9)$$

Bu denklemde F_i akış alanını tanımlamaktadır. Türbin girişi için meridyonel hız denklemi tekrar düzenlenirse Denklem 2.10 elde edilir.

$$v_m = \frac{Q}{\pi D_1 b_0} \quad (2.10)$$

Ayar kanatlarında yaratılan sirkülasyonun çark girişinde korunmaktadır [37]. Bu durumun matematiksel ifadesi olan Denklem 2.11 kullanılarak çevresel hız komponenti v_{1u} değeri hesaplanabilir.

$$v_{1u} = v_{0u} \frac{D_{02}}{D_{1d}} \quad (2.11)$$

Çark girişi için mutlak hız; vektörel meridyonel ve çevresel hız bileşenlerinin vektörel toplamları ile tanımlanır.

$$v_i = \sqrt{v_{im}^2 + v_{iu}^2} \quad (2.12)$$

Taşıyım hız komponenti Denklem 2.13'te verildiği şekilde hesaplanır:

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad (2.13)$$

w_1 hız bileşeni hız üçgenlerinin kullanılmasıyla (Şekil 2.4) geometrik formülasyonlar ile hesaplanabilir. Türbin çarkı çıkışında Denklem 2.12 ve Denklem 2.8 geçerlidir. $\beta_{2akış} = \beta_{2kanat}$ varsayımı ile w hız bileşeni Denklem 2.14'te verildiği gibi hesaplanır.

$$w_2 = v_{2m} / \sin \delta_2 \quad (2.14)$$

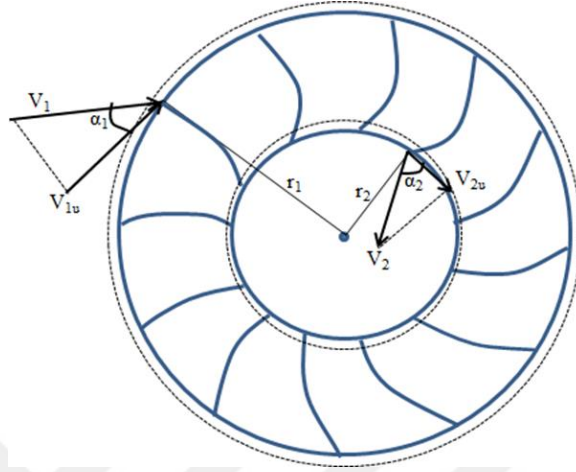
2.3.4 Türbin Enerji Denklemi

Şekil 2.5'te gösterilen çark kesiti için açısal momentum denklemi yazılarak çarkın güç üretme karakteristiği belirlenebilir. Zamandan bağımsız ortalama akış için $v_u r$ sabittir, dolayısıyla $d(v_u r)$, $v_{1u} r_1 - v_{2u} r_2$ bağıntısına eşit olmaktadır. dt kadar zamanda çarktan akan akışkan kütlesi denklem 2.15'te verildiği gibi ifade edilmektedir.

$$m = \rho Q dt \quad (2.15)$$

Bu şartlar altında açısal momentum denklemi aşağıdaki gibi formülize edilir. Şekil 2.5'te hız vektörleri çark kanadı üzerinde gösterilmiştir:

$$\rho Q (v_2 \cos \alpha_2 r_2 - v_1 \cos \alpha_1 r_1) = \sum M_0 \quad (2.16)$$



Şekil 2.5 : Çark kanadı üzerinde giriş ve çıkışta hız vektörlerinin gösterimi.

Denklem 2.16 tekrar düzenlendiğinde, Denklem 2.17'de verilen halini alır:

$$\rho Q (V_{2u} r_2 - V_{1u} r_1) = \sum M_0 \quad (2.17)$$

Euler denklemleri (Denklem 2.17), çarkta üretilen enerji ile hız vektörleri arasındaki ilişkiyi kurar [8].



3. SAYISAL YÖNTEMLER

BUSKİ HES tasarımı, Kepez I HES prototip analizleri ve model test alt yapısının hazırlanması konulu çalışmalar HAD yöntemleri yardımı ile tamamlanmıştır. Francis tipi türbindeki akış, düzensiz, üç boyutlu oluşumlar, ayrılmalar, kopmalar ve girdaplanmalar içeren oldukça düzensiz bir akıştır ve türbülanslı akışa iyi bir örnektir. Üç boyutlu türbülanslı sıkıştırılabilir akış için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği simülasyonları sıkıştırılabilir Navier-Stokes denklemlerini gradyanların ve türevlerin hesaplanmasında hücre tabanlı en küçük kareler yöntemini kullanarak çözen ANSYS CFX V15 [67] programı kullanılmıştır.

3.1 Türbülansın Fiziksel ve Matematiksel İfadesi

3.1.1 Türbülansın Fiziksel İfadesi

Türbülansın matematiksel ifadesi akışkanın atalet kuvvetinin viskoz kuvvetine oranı şeklinde boyutsuz bir sayı olan Reynolds sayısı ile ifade edilir. Re sayısı akışkanın yoğunluğuna (ρ), hızına (U), viskozitesine (μ) ve akışkanın temas ettiği cismin karakteristik uzunluğa bağlıdır ve aşağıdaki denklemde verildiği gibi ifade edilir [68,69].

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{\text{atalet kuvvetleri}}{\text{viskoz kuvvetler}} \quad (3.1)$$

3.1.2 Türbülansın Matematiksel İfadesi

Sıkıştırılabilir akış hareketini çözmek için kütle, momentum ve enerji denklemlerini çözmek gerekir. Bu denklemler aşağıda verildiği gibi ifade edilmektedir[68,69].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.2)$$

$$\frac{D(u_i)}{Dt} = \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + F_i \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{1}{2} u_i u_i \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \left(h + \frac{1}{2} u_i u_i \right) \right] = -\frac{\partial}{\partial x_j} (u_i t_{ij}) + \frac{\partial q_j}{\partial x_j} \quad (3.4)$$

Denklem 3.4'te e, iç enerjii h, özgül entalpiyi ifade etmektedir. Sıkıştırılabilir akışlar için, t_{ij} terimi, ζ ikincil viskozite terimini ve μ yani moleküler viskozite terimini içeren viskoz stres tensörüdür. Bu terim aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$$t_{ij} = 2\mu S_{ij} + \zeta \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3.5)$$

Denklemden S_{ij} açısal deformasyon terimi ve δ_{ij} Kronecker delta terimidir. ζ ikincil viskozite terimi $\zeta = -\frac{2}{3}\mu$ olarak yazılabilir. Süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin bir arada çözülmesi ile bilinmeyen hız, basınç, sıcaklık, yoğunluk değerleri hesaplanır [70].

3.1.3 Türbülansın Modellenmesi Ve Sayısal Yaklaşımlar

Türbülanslı ve laminar akış arasındaki en önemli fark, akış parametrelerinin türbülansla rastgele ve düzensiz davranışlar sergilemesidir. Bu düzensizlikler x,y,z hız bileşenlerinde, basınç gradyanlarında, kesme geriliminde, sıcaklıkta ve akış alanını belirleyen diğer bütün parametrelerde meydana gelir. Bu verilerin maruz kaldıkları salınımlar, küçük ölçekli ve yüksek frekanslı olabilirler. Yüksek Reynolds sayılarında Navier-Stokes denklemlerinin her ölçek için çözülmesi mümkün değildir; bu bağlamda Reynolds ortalama yaklaşımı kullanılır. Bu yaklaşımda Navier-Stokes denklemlerindeki parametrelerdeki salınımlar ortalama ve salınımlı kısım olmak üzere ikiye ayrıştırılır. Örneğin türbülanslı hız parametresi Denklem 3.6'da verildiği gibi ayrıştırılır.

$$u_i = \tilde{u}_i + u_i'' \quad (3.6)$$

Korunum denklemlerindeki her terim Denklem 3.6'da verildiği gibi, grup-ortalama (Reynolds Ortalamalı) ya da küçük ölçekleri ihmal edecek şekilde modifiye edildiğinde Denklem 3.7,3.8 ve 3.9 elde edilir. Denklemlerde görüldüğü üzere RANS yaklaşımı korunum denklemlerine yeni bilinmeyenler ekler ve bu bilinmeyen

parametreler ancak türbülans modelleri ile modellenir. Tüm akış problemleri için geçerli tek bir türbülans modeli olmadığından, probleme göre uygun yaklaşımı sağlayan türbülans modeli seçilir ve türbülans modeli çalışmasının tamamlanmasının ardından HAD çalışmaları gerçekleştirilir:

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial\bar{\rho}\tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{t}_{ij} - \overline{\rho u_j'' u_i''}^* \right] \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned} & \overbrace{\frac{\partial}{\partial t} \left[\bar{\rho} \left(\tilde{e} + \frac{\tilde{u}_i \tilde{u}_i}{2} + \frac{\bar{\rho} u_i'' u_i''}{2} \right) \right]}^A + \overbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{\rho} \tilde{u}_j \left(\tilde{h} + \frac{\tilde{u}_i \tilde{u}_i}{2} + \tilde{u}_j \frac{\bar{\rho} u_i'' u_i''}{2} \right) \right]}^B \\ & = \overbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[-q_{ij} - \bar{\rho} u_j'' h'' + \bar{t}_{ij} u_i'' - \bar{\rho} u_j'' \frac{1}{2} u_i'' u_i'' \right]}^C + \overbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} [\tilde{u}_i (\bar{t}_{ij} - \bar{\rho} u_j'' u_i'')] }^C \end{aligned} \quad (3.9)$$

Bu denklemlerde ortalama yoğunluk, ortalama hız, P ortalama basınç, \bar{t}_{ij} toplam gerilmeler, \tilde{e} birim kütle ise ortalama enerji terimidir. Denklem 3.9, enerji denklemdir ve bu denklem iç enerji, ortalama akış kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinden oluşur. Bu üç enerjide toplam enerji denkleminde fiziksel özellikleri temsil eden bilinmeyen ek terimler ekler.

A ve B türbülans salınmalarına bağlı kinetik enerji terimidir. C ve D'de bulunan $\bar{t}_{ij} u_i''$ ve $\frac{\bar{\rho} u_j''}{2 u_i'' u_i''}$ terimleri ise moleküler difüzyon ve türbülans kinetik enerjisinin türbülansa bağlı taşınımını ifade etmektedir. Denklem 3.8'de * terimi Reynolds gerilmesi terimidir. Bu terim ortalama momentumun türbülanslı çalkantılara bağlı taşınımının ifadesidir ve türbülanslı akışı laminar akıştan ayıran terimdir. Bu denklem analitik olarak çözümlenememektedir. Türbülans modelleri bu denklemin modellenmesi için yaklaşımlar sunmaktadır. Reynolds gerilimi sıkıştırılabilir akışlarda sıfır, bir ve iki denklemlilerde çoğu zaman Boussinesq yaklaşımı kullanılarak çözümlenir ve Boussinesq hipotezine göre Reynolds gerilmelerinin hız gradyanları ile ilişkisi aşağıdaki gibidir [71,72]:

$$\rho\tau_{ij} = \overline{\rho u_j'' u_i''} = 2\mu_t \left(S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \overline{\rho} k \delta_{ij} \quad (3.10)$$

Bu yaklaşımda var olan türbülans viskozite terimi(μ_t) türbülans modelleri ile çözümlenmektedir.

3.1.4 k-ε Türbülans Modeli

k-ε türbülans modeli, yüksek Reynolds sayısına sahip akışlarda sıkça kullanılan iki denklemlilik bir türbülans modelidir. Bu model türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisi yitim oranı (ε) için taşınım denklemlerini çözmektedir. Türbülans kinetik enerjisi Denklem 3.11’de verildiği gibi ifade edilir:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (3.11)$$

Yitim terimi ise;

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.12)$$

şeklinde ifade edilir. Denklemlerdeki türbülans viskozitesi terimi Denklem 3.13’te verildiği gibi kinetik enerji ve yitim cinsinden yazılabilir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.13)$$

3.2 Sınır Koşulları

HAD süreçlerinde doğru sonuçların elde edilebilmesi için uygun sınır koşulların seçilmesi önemli bir başlıktır. Bu çalışmada; çark, ayar kanadı, sabit kanat ve emme borusu tasarımlarında girişte ve çıkışta sırası ile basınç giriş, debi çıkış sınır koşulu uygulanmıştır. Salyangozda ise diğer parçaların aksine toplam debi giriş ve basınç çıkış sınır koşulları uygulanmıştır. Tüm bileşenlerde diğer tüm duvarlara ise kaymaz duvar koşulu şartı verilmiştir. Tüm türbin analizlerinde ise basınç giriş koşulu salyangoz girişine ve emme borusu çıkışına kütle çıkış sınır koşulu verilmektedir. Diğer yandan sayısal tepe diyagramı çalışmasında hem giriş hem çıkış sınır koşulu olarak basınç girilmektedir; bu sayede sistemden geçen debi hesaplanmaktadır.

3.2.1 Debi Sınır Koşulu

Debi sınır koşulu sınıra dik olarak verildiği takdirde tüm gövdeye uniform kütle akışı verilir. Eğer akış yönü silindirik veya kartezyen olarak verilirse verilen açı ile akış yine üniform olarak tüm kütleyle dağılır. Kütle debisi Denklem 3.14'te verildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$\rho U = \frac{\dot{m}}{\int dA} \quad (3.14)$$

dA her bir kontrol hacmini ifade etmektedir ve bu terim ağ yapısı ile doğrudan ilişkilidir. Tüm kütle boyunca ρU sabit tutulmaktadır. Kanat geometrilerinde (sabit kanat, ayar kanadı ve çark) belirlenen giriş açısına karşılık gelen silindirik koordinatlar giriş sınır koşuluna girilerek kanada gelen akışın yönü belirlenmiştir.

3.2.2 Toplam Basınç Sınır Koşulu

$P = \rho g H + P_{atm}$ denkleminde yararlanılarak her bir komponentteki toplam basınç hesabı yapılır. Salyangoz girişinden çark çıkışına tüm kayıplar dikkate alınarak düşü hesabı yapılır ve buna bağlı olarak her bileşene toplam basınç giriş koşulu verilir. Toplam basınç hesaplamalarında her komponent için kendinden önceki bileşenlerdeki kayıplar dikkate alınarak hesap yapılmıştır.

3.2.3 Duvar Sınır Koşulu

Akış hızı duvarlarda sıfır olarak tanımlanmaktadır. Basınç gradyanları sıfırdır ve adyabatik sınır şartı verilmiştir. Bütün türbülans büyüklükleri, kaymamazlık şartı ile duvar üzerinde yok edilmektedir.

3.3 Çözüm Ağı Bağlantısı

Çoklu çerçeve referans sistemi (MFR) çözücüsü sayesinde rotor-stator etkileşimi içeren komponentlerden oluşan makinelerin simülasyonları zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilebilmektedir. Bu çalışmada ise dönen bir parça olan çarkın davranışını inceleyebilmek için MFR çözücüsü kullanılmıştır. Ağ yapısı çarkta fiziksel olarak dönmez ancak dönen ve sabit parçalar için farklı referans çerçeveleri tanımlanarak açısal hız hesabı yapılır. Ardından Coriolis ve merkezci kuvvetler

Navier-Stokes denklemlerine eklenir. Petit vd. [73] tarafından MFR çözücüsü ayrıntılı olarak anlatılmıştır.

3.4 Hesaplama Kaynakları

Tüm türbin simülasyonları T.C. Kalkınma Bakanlığı tarafından maddi olarak desteklenmiş olan TOBB ETÜ Hidro Laboratuvarına ait 108 çekirdekli öbek bilgisayar sistemi ile gerçekleştirilmiştir. Simülasyonların paralel olarak koşulması için model 'metis' algoritması ile ayrıklaştırılmıştır. Tüm türbin analizleri 108 çekirdek ile koşulduğunda ortalama olarak 6-8 saat arası sürmektedir. Komponentlerin tek tek tasarım süreçlerinde Z840 Intel Xeon E5-2620 işlemcili 32 çekirdek ile paralel hesaplama ile yapılmıştır.

3.5 Ard İşleme Yöntemleri

Ard- İşleme için Ansys CFX-Post, Matlab, Excel ve Uniplot programları kullanılmıştır. Ansys CFX-post ile tüm konturlar ve sayısal veriler elde edilmiştir. Thoma grafikleri Matlab programı ile oluşturulmuştur. Sirkülasyon hesaplamaları ve Cm, Cu hız dağılımları Excel programında hesaplanmıştır. Tepe diyagramları Uniplot programında oluşturulmuştur.

3.5.1 Thoma Sayısı

HAD sonuçlarından elde edilen basınç dağılımları işlenerek Thoma dağılımları elde edilir. Basınç dağılımları Denklem 3.15'te kullanılarak Thoma sayısı cinsinden ifade edilmiştir. Santral Thoma sayısı (σ_p) ise Denklem 3.16'da verildiği şekilde hesaplanır.

$$\left(\frac{p_i - p_v}{\rho g}\right) \times \left(\frac{1}{H_n}\right) = \sigma_p - \sigma_i \quad (3.15)$$

$$\sigma_p = \frac{\frac{(P_{amb} - P_v)}{\rho g} - Z_s}{H}}{\quad} \quad (3.16)$$

Formülasyonlarda;

p_i → i noktasındaki basınç dağılımı

p_v → buhar basıncı

H_n → net düşü

σ_p → Santral sigma değeri

$Z_s \rightarrow$ Kuyruk suyu seviyesi

$\sigma_i \rightarrow$ i noktasındaki sigma değeridir.

Kavitasyon, lokal basınç değerinin buhar basıncına eşit olması ile başlar ve bu durum

Thoma sayısı cinsinden aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\sigma_i = \sigma_p \quad (3.17)$$

Lokal sigma değeri, santral sigma değerini aştığı anda kavitasyon baloncukları oluşmaya ve büyümeye başlar. Türbin çarkındaki kavitasyonun görselleştirilmesi için Thoma konturları çizdirilmiştir. Ayrıca Thoma grafikleri çizdirilerek kavitasyona maruz kalınan bölgeler belirlenmiştir.

3.5.2 Boyutsuz Türbin Parametreleri

Türbinler; farklı boyutlarda ve parametrelerde, debi, düşü ve özgül hızlarda tasarlanırlar. Bu türbinleri karakterize edebilmek ve sınıflandırabilmek için boyutsuz parametreler tanımlanmıştır. Bu tez kapsamında boyutsuz parametreler sıkça kullanılarak elde edilen sonuçların genelleştirilmesi hedeflenmiştir. Model-prototip geçişinde IEC 60193 standardı gereği tüm çalışmalar boyutsuz parametreler üzerinden gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalarda kullanılan enerji ve debi katsayıları aşağıda verilmiştir:

$$\varphi = \frac{Q}{\pi D_1^2 u_1} \quad (3.18)$$

$$\psi = \frac{H}{\frac{u_1^2}{2g}} \quad (3.19)$$



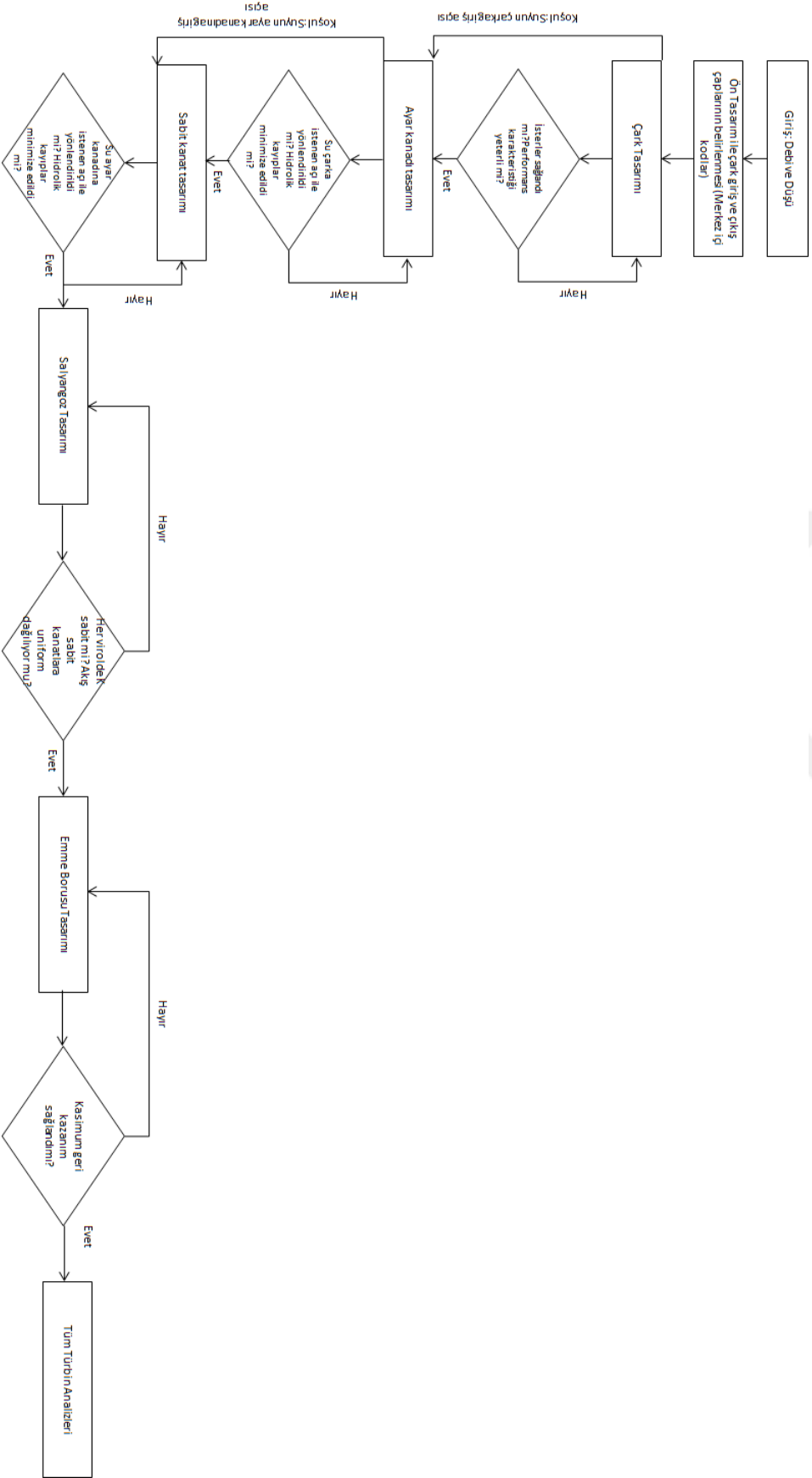
4. FRANCİS TİPİ TÜRBİNLERİN HAD YÖNTEMLERİ İLE TASARIMI

Bu bölümde yapılan çalışmaların amacı; kurulmakta olan bir hidroelektrik santral için temel türbin komponentlerinin tasarlanması ve geliştirilmesidir. Bu amaç doğrultusunda Çizelge 4.1’de isterleri verilen Türkiye, Bursa ilinde kurulmakta olan BUSKİ HES için sayısal yöntemler yardımı ile salyangoz, sabit kanat, ayar kanadı, çark ve emme borusu tasarımı yapılmıştır. Yedinci bölümde ise geliştirilen yöntem mevcut bir santral için (Kepez-I) kullanılmıştır.

Çizelge 4.1: BUSKİ HES isterleri.

Debi	2 m ³ /s
Düşü	78 m
Açısal Hız	1000 rpm
Güç	1.4 MW

Tasarım süreci boyunca hedef; maksimum verim ve minimum kavitasyondur. Tasarım, türbinin en önemli komponenti olan sistem debisini ve düşüsünü kontrol eden, kavitasyon performansını belirleyen çark bileşeni ile başlamaktadır. Çark tasarım süreci iteratif bir süreç olup sistemin isterleri sağlanana kadar devam etmektedir. İstenen çark tasarımına ulaşıldıktan sonra suyun çarka çarpma açısına bağlı olarak uygun ayar kanadı duruş açısına sahip bir ayar kanadı profili oluşturulmaktadır. Ayar kanadı su giriş açısına bağlı olarak da sabit kanat tasarım süreci başlamaktadır. Sabit kanat, ayar kanadına suyu istenen açı ile minimum kayıplar ile yönlendirecek şekilde iteratif olarak tasarlanmaktadır. Salyangoz bileşeni tasarımında her bir virolde sabit k katsayısı sağlanacak şekilde suyu düzgün olarak sabit kanatlara yönlendiren bir profil oluşturulmaktadır. Emme borusu giriş çapı, çark çıkış çapına eşittir. Emme borusu maksimum basınç geri kazanım katsayısını sağlayacak ve inşaat kısıtlarına bağlı olacak şekilde tasarlanmaktadır (Şekil 4.1).



Şekil 4.1: Türbin bileşenleri tasarım prosedürü

4.1 Türbin Çarkı Tasarımı

BUSKİ HES çarkı, ETÜ HİDRO ekibi tarafından daha önceden hazırlanmış olan Gelinkaya HES çarkı ile yakın özgül hız değerlerine sahiptir. BUSKİ HES çark tasarım sürecini kısaltmak için tasarıma Gelinkaya HES türbin çarkının benzerlik formülasyonlarına bağlı olarak küçültülmesi ile başlanmıştır. Böylece türbin boyutu akış alanları üzerinde etkiye sahip olmadığından, Gelinkaya HES'in sahip olduğu düzgün akış alanı ve kavitasyon özellikleri korunacaktır. Çizelge 4.2'de Gelinkaya HES'in genel özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.2: Gelinkaya HES özellik tablosu

Kurulu Güç	6.87 MW
Debi	4.5 m ³ /s
Düşü	81.8 m
Çark giriş çapı	794 mm
Ayar kanadı yüksekliği	160 mm

Krivchenko[8]'da ayrıntılı olarak anlatılmış olan benzerlik formülasyonlarından yararlanarak BUSKİ HES için aşağıda çark çapı ve ayar kanadı yüksekliği hesaplanmıştır. BUSKİ çark çapının belirlenmesi için Denklem 4.1 kullanılmıştır.

$$\frac{H_1 \eta_1}{H_2 \eta_2} = \left(\frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} \right)^2 \quad (4.1)$$

Gelinkaya ve BUSKİ HES değerleri Denklem 4.1'de yerine yazılırsa BUSKİ için çark çapı aşağıdaki şekilde bulunur:

$$\frac{81.8 \times 100}{78 \times 100} = \left(\frac{794 \times 750}{D_2 \times 1000} \right)^2 \Rightarrow D_2 = 581 \text{ mm} \quad (4.2)$$

İki türbinin benzer olabilmesi için akış alanları sabit kalmalıdır bu durumda Denklem 4.3 yazılabilir:

$$\frac{v_{11}}{v_{12}} = \frac{\frac{Q_1}{\pi D_1 b_{01}}}{\frac{Q_2}{\pi D_2 b_{02}}} \quad (4.3)$$

Gelinkaya ve BUSKİ HES değerleri Denklem 4.3'te yerine yazılırsa BUSKİ için ayar kanadı yüksekliği aşağıdaki gibi bulunur:

$$\frac{v_{11}}{v_{12}} = \frac{\frac{4.5_1}{\pi \times 0.794 \times 0.160}}{2} \Rightarrow b_{02} = 100 \text{ mm} \quad (4.4)$$

Bu hesaplamalar doğrultusunda başlangıç için, Gelinkaya çark açıları korunarak, hesaplanan çark çapı ve çark kanadı yüksekliği ile HAD analizleri çalışmalarına başlanmıştır. Çark yalın optimizasyon sürecine tâbi tutulmuş, en iyi performans özelliklerine ve minimum kavitasyona sahip olan çark, model türbin çarkı olarak seçilmiştir. Optimizasyon çalışmalarında kanat eğimleri, beta açısı değerleri ve giriş theta açısı değerleri değiştirilmektedir. Gerekli olduğu durumlarda kanat profil boyları arttırılarak kavitasyonda iyileşmeler sağlanmıştır. Denenen tüm optimizasyon versiyonları Çizelge 4.3'te sunulmuştur. Tüm optimizasyonlarda güç, verim ve kavitasyon sayıları cinsinden inceleme yapılmıştır. Kavitasyon incelemesi sigma değerleri cinsinden yapılmıştır. BUSKİ HES sigma santral değeri 0.1169 olarak hesaplanmıştır. Kavitasyonsuz bir tasarım için minimum basınç noktasındaki sigma değerinin sigma santral değerinden küçük olması gerekmektedir.

Çizelge 4.3: Çark optimizasyon versiyonları.

Ver	Değiştirilen Parametre	Optimizasyon Sonucu	Verim (%)	Güç (MW)	σ
V00	Gelinkaya Çarkı Boyutlandırılmış Şekli	Benzerlik ile hesaplanan değerler kullanılarak elde edilmiştir.	97.41	1.34	0.119
V01	Giriş teta değerleri 4° arttırıldı.	Kavitasyon performansı düştü.	97.42	1.34	0.122
V02	V00 giriş tetaları 2° arttırıldı.	Durma noktası emme tarafında oluştu. Kavitasyon perf. iyileşti.	97.41	1.33	0.092
V03	V02 üzerinden suyun çarka çarpma açısı değiştirildi.	Güç arttı. Kayıplar azaldı. Kavitasyon arttı. Durma noktası hala emme tarafında oluştu.	97.41	1.38	0.16
V04	V02 üzerinden teta açıları 4° arttırıldı.	Durma noktası kanat ucunda oluştu. Basınç üniformluğu bozuldu.	97.08	1.34	0.123
V05	Kanat kalınlıkları giriş ve çıkışta arttırıldı ortalarında azaltıldı.	Kavitasyon özellikleri kötüleşti. Verim düştü. Kayıplar arttı.	96.42	1.35	0.230
V06	V04 üzerinden bilezik ve taç dışındaki katmanlarda beta açıları +3° arttırıldı.	Kavitasyon katsayısı düştü. Daha düzenli basınç dağılımı sağlandı.	97.46	1.34	0.11
V07	Giriş kenarı üst gövdeye doğru ötelendi.	Daha düşük düşüde aynı güç elde edildi. Kavitasyon performansı kötüleşti.	97.3	1.33	0.15
V08	Giriş ucu üst kenara 4 mm daha yaklaştırıldı.	Kavitasyon özellikleri iyileşti. Güç düştü.	97.2	1.31	0.122
V09	tüm katmanlarda giriş beta +3° arttırıldı.	Belirgin bir değişim gözlemlenmedi.	97.7	1.31	0.123
V10	Giriş betaları tüm yüzeylerde daha pürüzsüz hale getirildi ve +4° arttırıldı.	Güç arttı. Kavitasyon özellikleri kötüleşti.	97.1	1.35	0.162
V11	X-blade tasarımı belirginleştirildi.	Şimdiye kadarki gereksinimlere en yakın sonuçlar elde edildi.	97.4	1.36	0.144
V12	Giriş kenarı giriş gövdesinden uzaklaştırıldı.	Kavitasyon arttı. Güç arttı.	96.71	1.37	0.149
V13	Tüm katmanlarda giriş betaları en yüksek giriş beta değerine sabitlendi.	Güç düştü. Kavitasyon özellikleri iyileşti.	97.3	1.35	0.137
V14	Tüm katmanlarda giriş betaları en düşük giriş beta değerinde sabitlendi.	Kavitasyon arttı. (V13 ile kıyaslama yapılması adına denendi)	97.04	1.35	0.357
V15	Kanat kalınlıkları 1 mm düşürüldü.	Kavitasyon performansı iyileşti.	97.05	1.34	0.256
V16	V11 üzerinden kanat kalınlıkları 4 mm arttırıldı.	Güç arttı. Kavitasyon özellikleri kötüleşti. Şimdiye kadarki isterlere en yakın versiyon elde edildi.	97.1	1.38	0.189
V17	V16 üzerinden kanat kalınlıkları 2 mm azaltıldı.	Kavitasyon özellikleri iyileşti.	97.06	1.39	0.178
V18	Çıkış beta açıları düşürüldü.	Giriş-çıkış beta açısı farkı artmasına bağlı güç arttı. Kavitasyon performansı düştü.	97.42	1.47	0.282

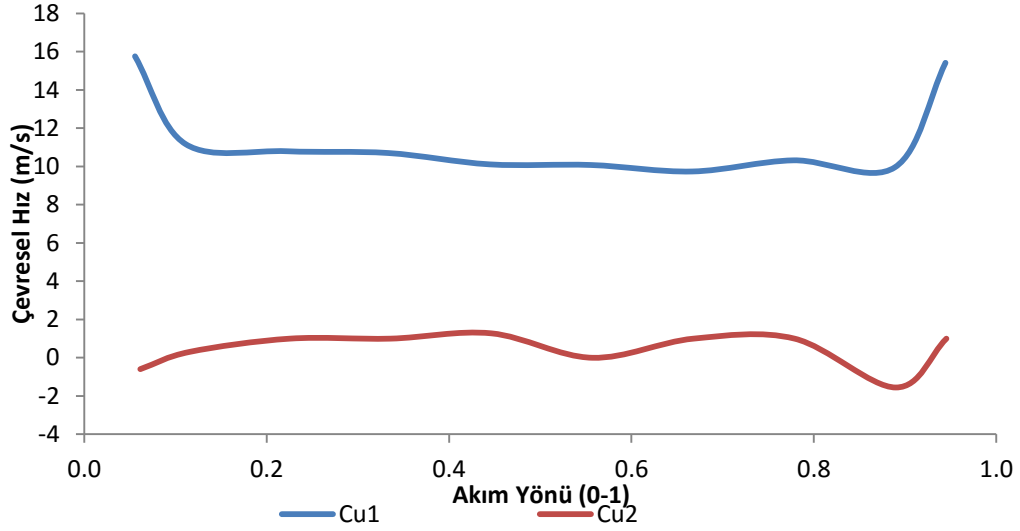
Çizelge 4.3: Çark optimizasyon versiyonları (dvm.)

Ver	Değiştirilen Parametre	Optimizasyon Sonucu	Verim (%)	Güç (MW)	σ
V19	Çıkış beta açıları 3° yükseltildi.	Güç düştü. Kaviteasyon performansı iyileşti.	97.38	1.43	0.223
V20	Çıkış beta açıları 2° daha yükseltildi.	Güç düştü. Kaviteasyon performansı iyileşti.	97.37	1.398	0.167
V21	Giriş çıkış beta açıları sabit tutularak sadece orta noktalar üniformlaştırıldı.	Güç arttı. Kaviteasyon performansı kötüleşti.	96.52	1.57	0.41
V22	Taç ve bilezikte çıkış beta açıları düşürüldü.	Güç istenen değere kadar düştü. Kaviteasyon performansı iyileşti.	96.69	1.389	0.144
V23	Giriş betaları tüm katmanlarda 2° düşürüldü.	Kaviteasyon arttı.	96.23	1.388	0.246
V24	V22 üzerinden çark giriş çapı 10 mm artırıldı.	Kaviteasyon performansı iyileşti. Güç arttı. Durma noktası kanat emme tarafında oluşuyor.	96.8	1.45	0.139
V25	Suyun çarka çarpma açısı değiştirildi. ($\alpha=24^\circ$)	Durma noktası basınç tarafına çekildi. Güç düştü. Kaviteasyon performansı arttı.	96.7	1.38	0.149
V26	Suyun çarka çarpma açısı değiştirildi. ($\alpha=23.7^\circ$)	Akış kanat ucuna çarpıyor. Kaviteasyon özellikleri iyileşti. Güç arttı.	96.8	1.40	0.146
V27	Giriş çapı 10 mm artırıldı.	Kaviteasyon performansı iyileşti. Güç düştü.	96.71	1.31	0.083
V28	Suyun çarka çarpma açısı değiştirildi. ($\alpha=23^\circ$)	Güç arttı. Kaviteasyon özellikleri iyileşti.	96.7	1.348	0.069
V29	Suyun çarka çarpma açısı değiştirildi. ($\alpha=22.5^\circ$)	Güç arttı. Kaviteasyon özellikleri kötüleşti.	96.8	1.38	0.0807
V30	Suyun çarka çarpma açısı değiştirildi. ($\alpha=22^\circ$)	İsterleri karşılayan tasarıma ulaşıldı.	96.69	1.41	0.121

Tasarım sürecinde Çizelge 4.3'te verildiği üzere çark geometrisi için X-blade tasarımı kullanılmıştır. Bu sayede kanat üzerinde daha dengeli bir basınç dağılımı sağlanmıştır. Ayrıca X-blade tasarımı daha belirgin hale getirilerek yani kanat giriş ve çıkış bükümleri arttırılarak daha yüksek verim ve daha iyi bir performans elde edilmiştir. Çark giriş çapı değiştirilerek özellikle kaviteasyon performansında iyileşme sağlanmıştır. Kanat kalınlıkları birincil etkisi kaviteasyon performansı üzerindedir. Kaviteasyon özellikleri kötüleştiğinde mekanik dayanımı sağlayacak ölçüde kalınlıklar azaltılarak tasarımlar gerçekleştirilmiştir. İsterlere yakın özelliklere sahip versiyonlarda, suyun çarka çarpma açısı optimize edilmeye çalışılmıştır. V30'da suyun çarka çarpma açısı, $\alpha=22^\circ$ 'de su, çarkın kanat ucuna çarpmakta ve basınç dağılımı düzgünleşmektedir. Yapılan bu optimizasyon çalışması sonucunda “versiyon 30” uygun çark profili olarak seçilmiştir. Seçilen bu profil için ayrıntılı incelemeler aşağıda yapılmıştır.

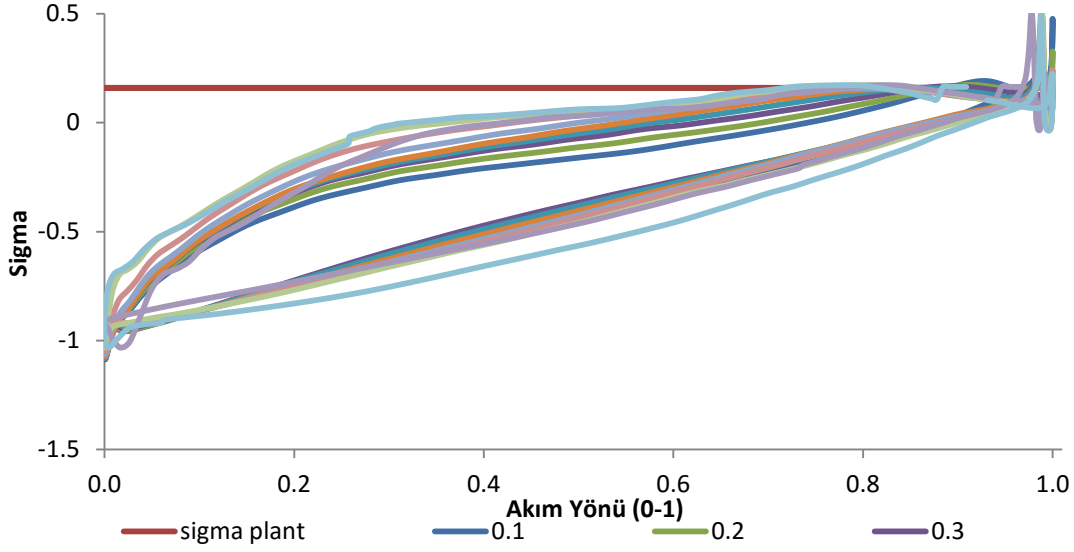
Elde edilen çark profili için, giriş ve çıkışta çevresel hız dağılımı incelenmiştir ve Şekil 4.2'de sunulmuştur. Teoriye göre optimum çalışma koşullarında çark kanadı

çıkışında çevresel hız vektörü sıfır olmalıdır. Böylece çark girişinde yaratılan momentin tamamı çarkta kullanılmış olacaktır. Şekil 4.2'ye göre, teori ile uyumlu sonuçlar elde edilmiş çark girişinde momenti yaratan hız bileşeni çark boyunca kullanılarak çarkı minimum sirkülasyon ile terk etmiştir. Kanat çıkış ucunda bırakılan girdap yapısı, emme borusu akışının stabilizasyonuna yardımcı olacaktır.



Şekil 4.2:Çark giriş ve çıkışında çevresel hız bileşeninin akım yönüne bağlı değişimi.

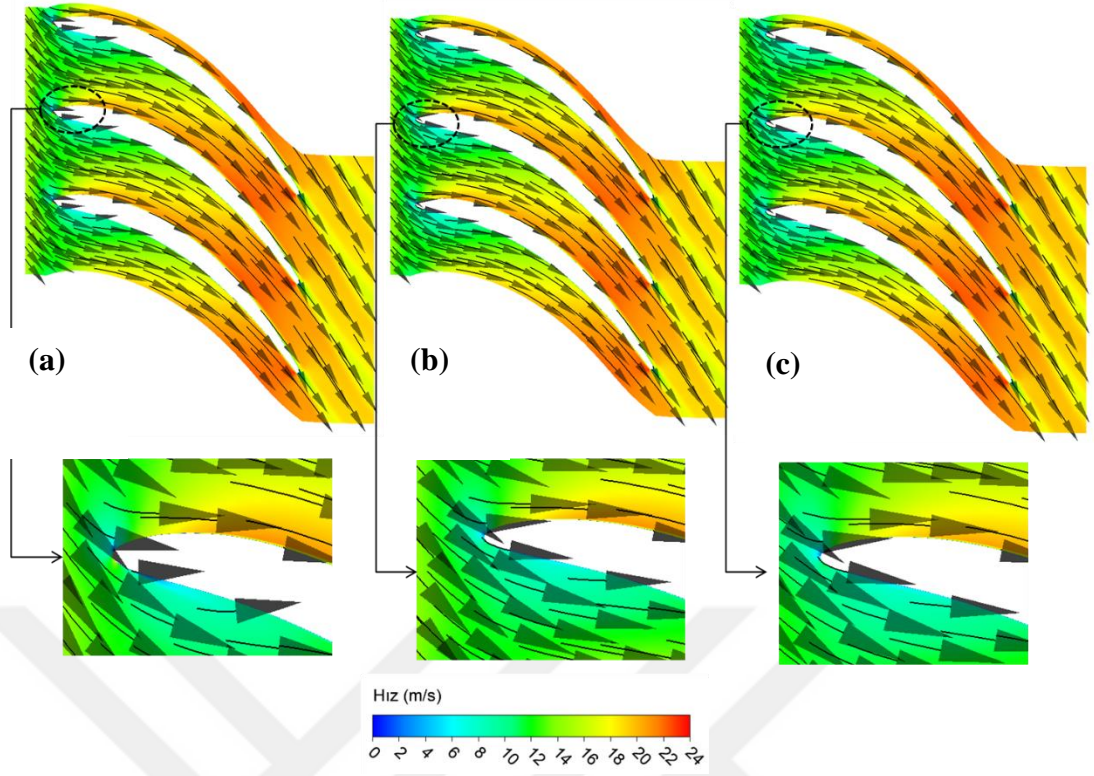
Şekil 4.3'te çark kanadı katmanlarında çizdirilmiş sigma eğrileri verilmiştir. Kanat çıkış ucuna kadar kanat, kavitasyona maruz kalmamaktadır. Kanat çıkış ucunda ise lokal Thoma değerleri santral Thoma değerini aşmaktadır. Bu durum çark performansını etkilememektedir. Çark çıkış ucunda oluşabilecek olan baloncuklar, emme borusunda patlamakta ve yok olmaktadır. Emme borusuna zarar vermeyen bu yapılanmalar, sadece santralde gürültüye yol açmaktadır. Dolayısıyla elde edilen sigma dağılımı tatmin edici bir tasarımın göstergesidir.



Şekil 4.3: Türbin kanadı boyunca farklı katmanlarda sigma sayısı dağılımı.

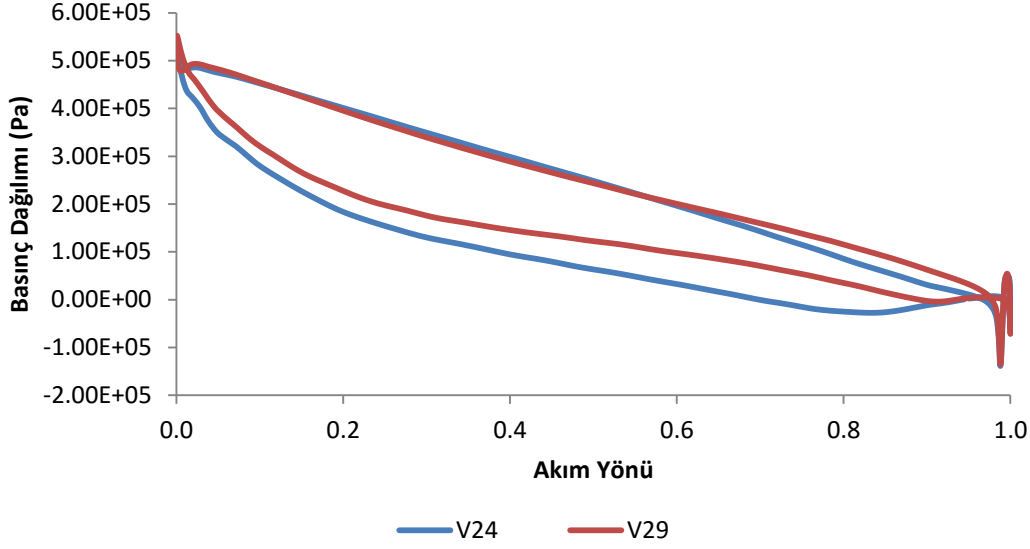
Kanat üzerindeki toplam basınç, suyun enerjisini kaybetmesi ile azalmaktadır yani enerji üretimi gözlemlenebilmektedir. Basınç çizgilerin paralelliği suyun kanat üzerindeki dağılımının üniform olduğunu göstermektedir. Kanat üzerinde hız vektörleri incelendiğinde ise hız vektörleri kanat üzerinde sapma göstermemiş ve kanadı takip etmiştir (Şekil 4.4). Ayrıca akışta kopma ve girdap yapılarının olmadığı da hız vektörleri ile anlaşılmıştır.

V28-V30 arasında suyun çarka çarpma açısı optimize edilmeye çalışılmıştır. Suyun çarka uygun açı ile çarpması kavitasyon üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Ayrıca basınç dengesinin sağlanmasını sağlayan bir parametre olduğu için üretilen güce de doğrudan etki etmektedir. Şekil 4.4'te V28, V29 ve V30 için hız konturu üzerine çizdirilen hız vektörleri ile alfa açısının etkisi gösterilmiştir. Emme tarafında oluşan durma noktası, optimum alfa açısında kanat ucuna denk getirilmiştir.



Şekil 4.4: (a)V28 (b)V29 (c)V30 için türbin kanatları üzerinde hız vektörleri.

V24 üzerinden çark çapı arttırılarak V29 çark profili oluşturulmuş ve kavitasyon özellikleri iyileştirmesi hedeflenmiştir. Şekil 4.5'te her iki profil içinde basınç dağılımları orta katman üzerinde gösterilmiştir. Çark çapındaki artış, süreklilik gereğince akış alanını arttırmakta ve hız değerlerini düşürmektedir. Bernoulli prensibi uyarınca hız değerlerindeki düşüş basınç değerlerini yukarı çekerek kavitasyon ihtimalini düşürmektedir. Diğer yandan basınç farkının düşmesine bağlı olarak Çizelge 4.2'de görüldüğü üzere üretilen güç, çark çapının artışına bağlı olarak düşmektedir.



Şekil 4.5: V24 ve V29 için basınç dağılımları.

4.2 Türbin Ayar Kanadı Tasarımı

Ayar kanatları Francis tipi türbinlerin tek oynar parçasıdır, dolayısıyla sistemde debi kontrolü ayar kanatları kısılarak ya da açılarak yapılmaktadır. Optimum ayar kanadı tasarımı, çarka istenen debiyi minimum kayıplar ile aktarmalıdır. Ayar kanadı tasarımında en önemli kısıt, suyu çarka, çark tasarımında belirlenen uygun su giriş açısı ile (α açısı) yönlendirebilmektir.

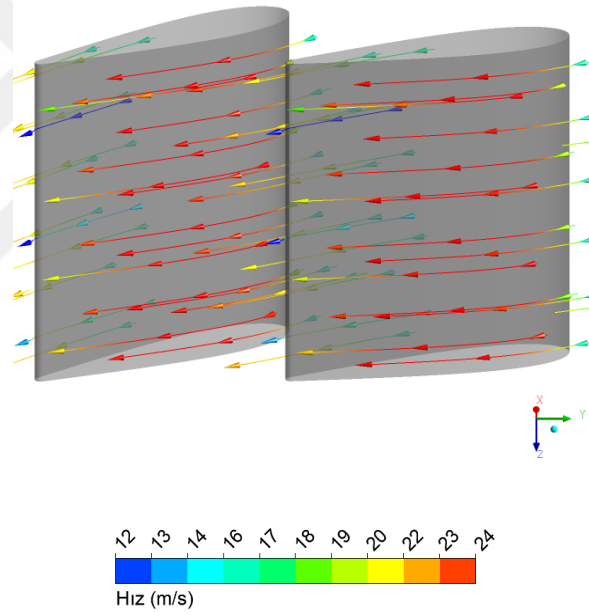
Ayar kanadı yüksekliği Bölüm 4.1'de benzerlik Denklemleri yardımı ile hesaplanmıştır; ancak çark çapı değiştirildiğinden ötürü ayar kanadı yüksekliği süreklilik kanunu gereğince aşağıdaki gibi tekrar hesaplanır [8].

$$b_0 = \frac{Q_d}{\pi D_1 V_{1m}} = \frac{2.006 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 0.58 m \times 9.409 \frac{m}{s}} = 0.117 m \quad (4.5)$$

Denklemden V_{1m} çark meridyonel hız değeri, D_1 çark giriş çapı ve Q_d ise sistem debisidir. Ayar kanadı boyu ise aşağıdaki gibi hesaplanır. Denklemden D_g ayar kanadı merkezinden geçen çember çapıdır ve literatürde genel olarak çark giriş çapının 1.16 katı olarak alınır.

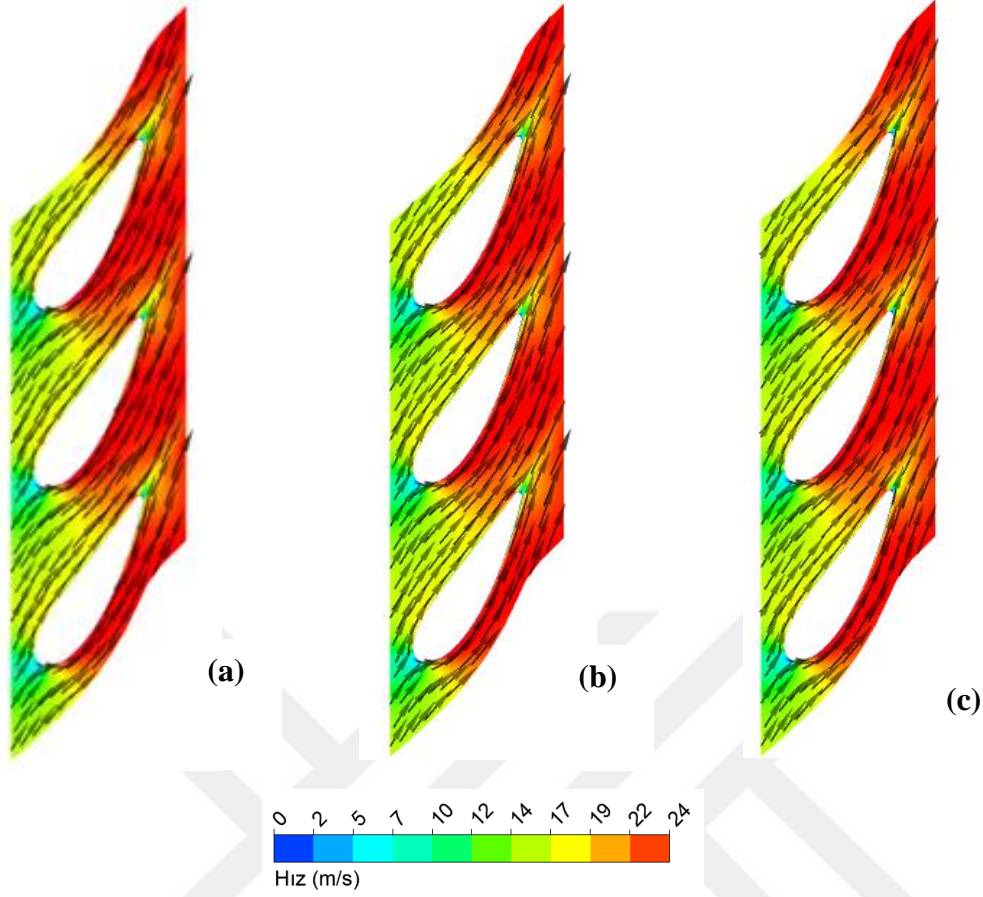
$$L_g = \frac{\pi \times D_g}{\text{Ayar kanadı sayısı}} \times \frac{1}{0.9} = \frac{\pi \times 0.673}{24 \times 0.9} = 97.8 mm \quad (4.6)$$

Sistem debi, düşü değeri ve çark çapı temel alınarak ayar kanadı sayısı yirmi dört olarak seçilmiştir. Optimum ayar kanadı açısı HAD süresinde iteratif olarak belirlenmektedir. Ancak, teorik formülasyonlar ile başlangıç ayar kanadı açısını belirlemek mümkündür. Aytaç [37], optimum ayar kanadı açısının teorik olarak hesaplanmasını ayrıntılı olarak anlatmıştır. Teorik Denklemlerinin üç boyutlu akış oluşumlarını ve akış davranışını ihmal etmesi sebebi ile teorik ayar kanadı açısı sadece bir başlangıç değeri olmaktadır. İteratif HAD süreci sonunda sistemden gerekli debiyi geçiren ve suyu çarka 22° ile yönlendiren ayar kanadı duruş açısı 31.7° olarak belirlenmiştir. Optimum tasarımda ayar kanadı hidrolik kayıpları 1.77 m^3 'dir. Tasarlanan ayar kanadı %98.6 verime sahiptir. Ayar kanatları arasındaki akış akım iplikçikleri Şekil 4.6'da gösterilmiştir. Akış, kanadı takip etmekte, kopma ve girdap yapıları meydana gelmemektedir.



Şekil 4.6:Ayar kanatları arasında akım iplikçikleri.

Şekil 4.7'de ayar kanatları arasında hız dağılımı verilmiştir. Durma noktası beklendiği üzere kanadın hücum kenarında meydana gelmiştir. Hızın düşük olduğu bölgeler, viskoz katman içerisinde kalmaktadır. Kayıplar sadece bu bölgede meydana gelmekte, viskoz katman dışındaki kayıplar ihmal edilebilecek mertebede kalmaktadır. Hız konturları incelendiğinde kanat boyunca hızın sürekli arttığı dolayısıyla basıncın düştüğü görülmektedir. Hız vektörleri akışın kanadı düzgün bir şekilde takip ettiğini göstermektedir.



Şekil 4.7:Ayar kanatları arasında hız dağılımı (a) 0.25 katmanı (b) 0.5 katmanı (c) 0.75 katmanı.

4.3 Türbin Salyangoz ve Sabit Kanat Tasarımı

Salyangoz ve sabit kanat tasarımında temel hedef, suyu ayar kanadına istenen ayar kanadı giriş açısı ile uniform olarak yönlendirebilmektedir. Salyangoz ve sabit kanat tasarım süreci bir arada gerçekleşmektedir. Salyangoz tasarım süreci temel tasarım teorik formülasyonlarına dayanmaktadır. Bu formülasyonlar [8]'de ayrıntılı olarak verilmiştir. Salyangoz, virollere bölünerek her virolünde farklı virol açlarına sahip olacak şekilde tasarlanır. Her bir virole giren debi;

$$Q_{s,in} = Q_{türbin} \frac{\varphi}{360} \quad (4.7)$$

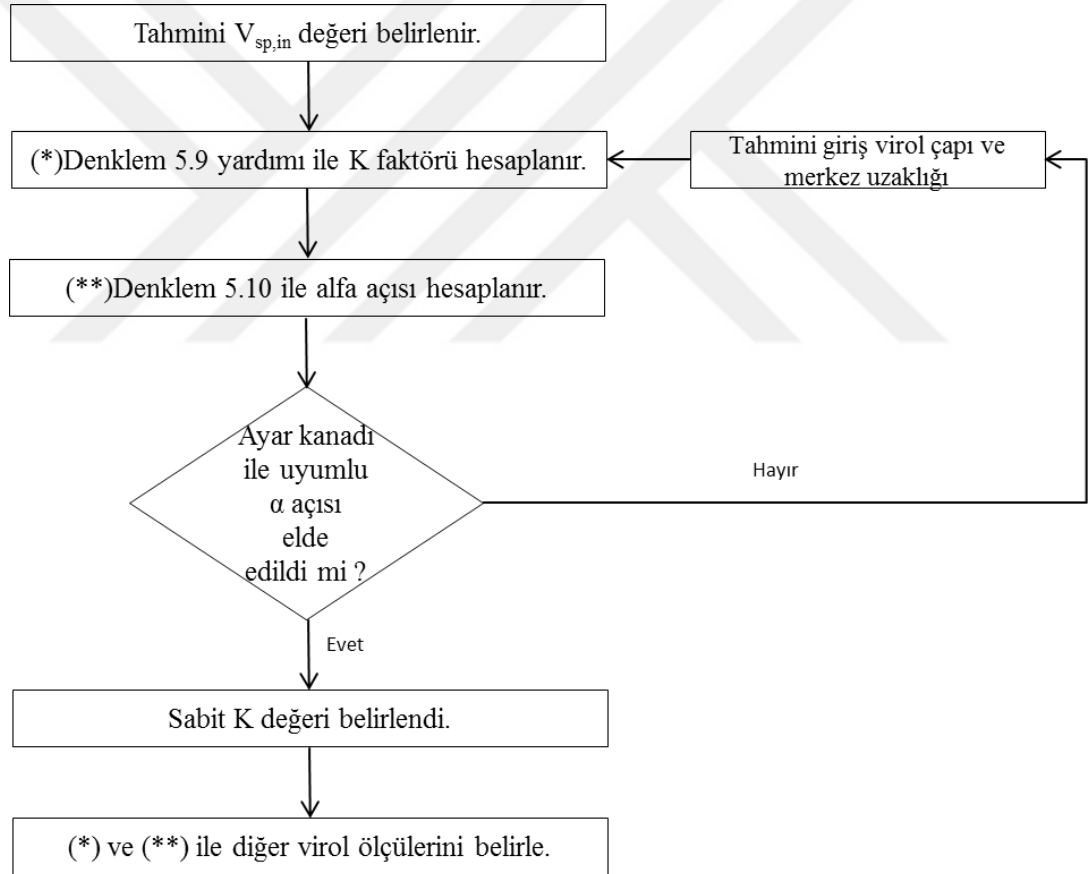
Şeklinde hesaplanır. Denklemden φ , virol açısıdır. Salyangoza cebri borudan giren su, salyangoz merkezinde bir moment yaratmaktadır. Oluşan bu moment 'Momentumun Korunumu' ilkesi gereğince salyangoz boyunca sabit olup K faktörüne eşittir (Denklemler 4.8).

$$v_u = \frac{K}{r} \quad (4.8)$$

Denklemden v_u çevresel hız, r ise salyangoz yarıçapıdır. K faktörü debi cinsinden ifade edildiğinde Denklem 4.8 elde edilir.

$$K = \frac{Q \frac{\varphi}{360}}{\int_{R,out}^R \frac{b(r)}{r} dr} \quad (4.10)$$

Bu temel formüller yardımı ile her virol için K çarpanı sabit kalacak şekilde ölçüler hesaplanır. Bu süreç Şekil 4.8’de verilmiştir.



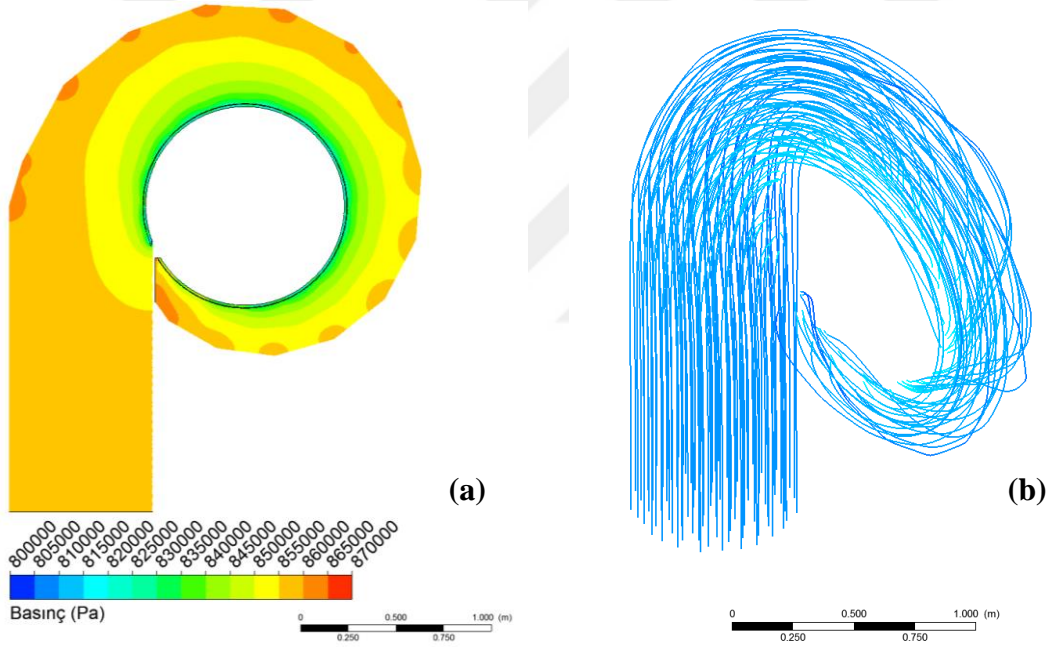
Şekil 4.8: Salyangoz tasarım süreci.

Şekil 4.8’de ayrıntılı olarak anlatılan süreç Mathcad kodu yardımı ile BUSKİ için tamamlanmış ve uygun salyangoz ölçüleri elde edilmiştir. Çizelge 4.4’te salyangoz giriş, çıkış basınç değerleri, hidrolik kayıplar gibi önemli çıktılar tablolanmıştır. Salyangozda meydana gelen hidrolik kayıplar 0.63 m’dir.

Çizelge 4.4: Salyangoz Hesap Tablosu.

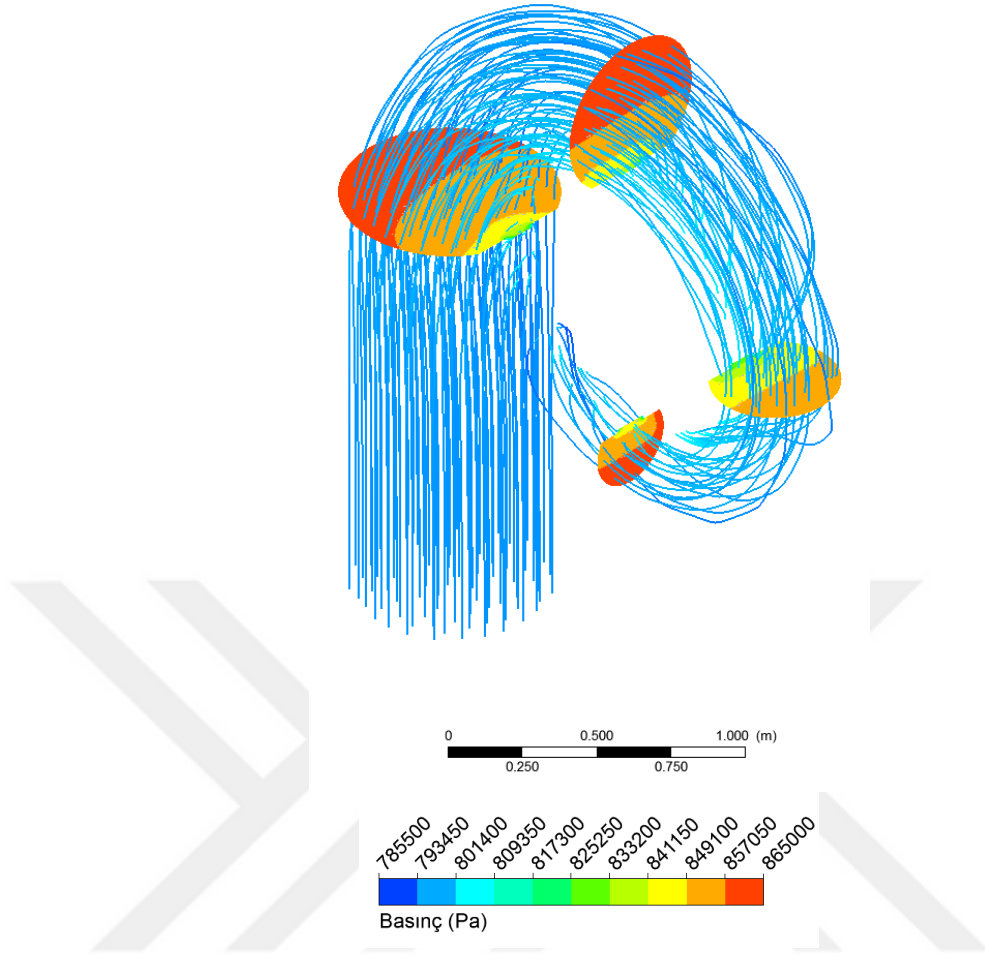
	Giriş	Çıkış
Toplam Basınç, P_t [Pa]	866	860
Basınç, P [Pa]	856	821
Hız, V [m/s]	4.53	5.40
Alan, A [m ²]	0.441	0.370
Toplam Düşü [m]	78.00	77.37
Hız Düşüsü [m]	1.04	1.48
$H_{giriş}-H_{çıkış}$ [m]	0.63	

Yapılan akış analizlerine göre suyun salyangoz içindeki dağılımının düzgün olduğu gözlemlenmektedir. Şekil 4.9 ve 4.10'da görüldüğü üzere salyangozun orta kesitindeki basınç dağılımı ve akım iplikçikleri incelenmiştir. Suyun sabit kanatlar etrafında düzgün dağıldığı ve basıncın düzgün değiştiği gözlenmiştir.



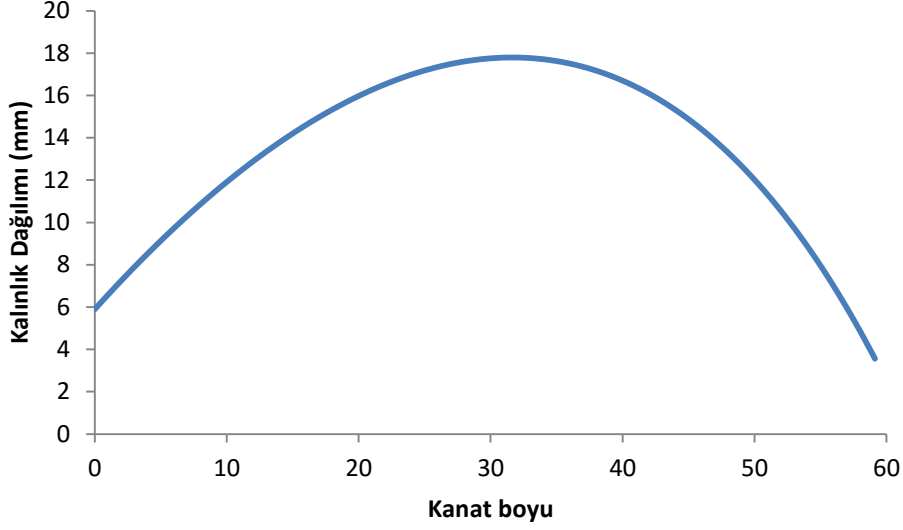
Şekil 4.9: (a) Salyangoz orta kesitinde basınç dağılımı ve hız vektörleri
(b) Akım iplikçiklerinin salyangoz içinde dağılımı ve hızları.

Tasarım yapılırken salyangoz 22.5 derecelik parçalara bölünmüştür. Her parçada salyangoz dış duvarından sabit kanatlara doğru basınç değişimi incelenmiştir. Şekil 4.10'da görülen kesitte basınç eğrilerinin arasındaki mesafenin dış kısımdan içeriye doğru aynı oranla azaldığı görülmektedir.

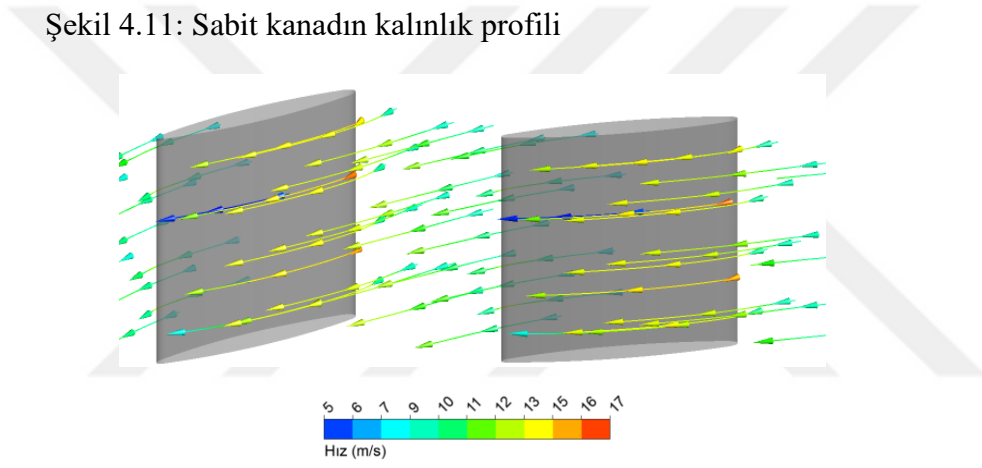


Şekil 4.10: Salyangoz boyunca kesitlerde basınç dağılımı

Sabit kanat profili, hidrostatik basınç yüklerini taşıyacak şekilde tasarlanmıştır. Sabit kanat sayısı literatüre ve deneyimlere bağlı olarak seçilmiştir. Sabit kanat kalınlık dağılımı, simetrik bir NACA profili ile belirlenmiştir. Şekil 4.11’de kanat kalınlığı profili verilmiştir. Sabit kanat duruş açısı ayar kanadı suyu istenen açı ile yönlendirebilecek şekilde konumlandırılmalıdır, iteratif HAD süreci sonucunda sabit kanat duruş açısı 38° olarak belirlenmiştir. Sabit kanatlar arası akım iplikçikleri incelendiğinde sabit kanatlar arası akışta kopma, girdaplanma ve sapma olmadığı akışın kanat profilini takip ettiği görülmektedir (Şekil 4.12).

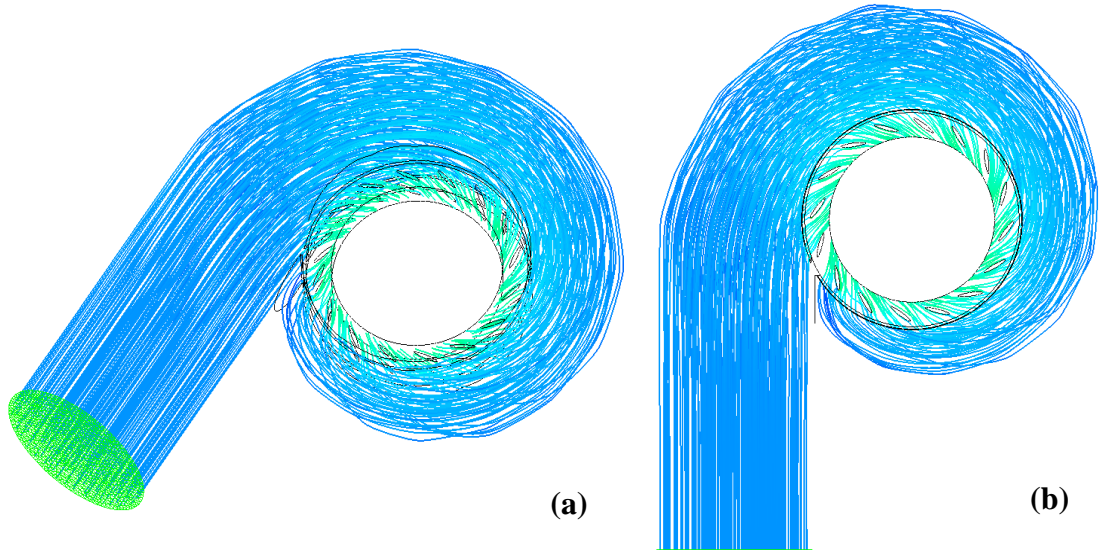


Şekil 4.11: Sabit kanadın kalınlık profili



Şekil 4.12: Sabit kanatlar arasında akım iplikçikleri

Salyangoz yapısının suyu, düzgün olarak ve her kanat arasına akışı eşit olarak aktarır. Aktarmadığının kontrolü için salyangoz sabit kanat analizleri bir arada yapılmalıdır. Şekil 4.13'de salyangoz ve sabit kanat için akım iplikçikleri verilmiştir. Akışın istenen özelliklere sahip olduğu görülmektedir.



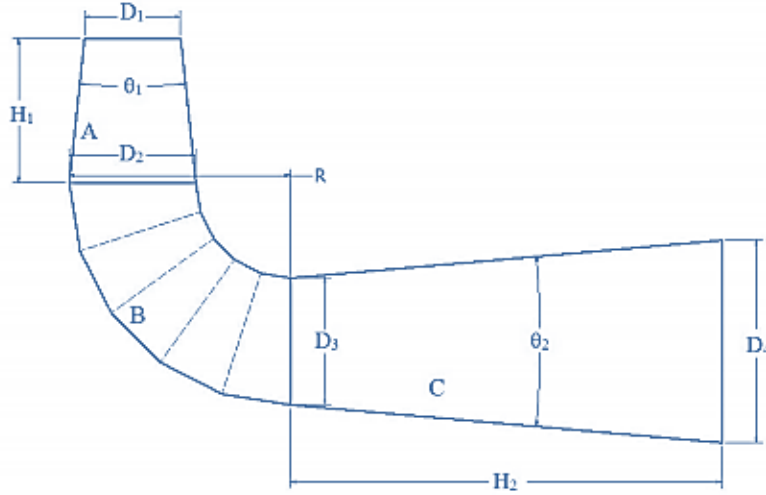
Şekil 4.13: Salyangoz ve sabit kanatlar arasında akım iplikçikleri

4.4 Emme Borusu Tasarımı

Emme borusunun temel görevi enerjisini çarkta kaybederek gelen suyun tahliye edilmesidir. Emme borusu tasarımında en önemli parametre, geri kazanım oranıdır. Geri kazanım oranının matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir. Bu oran, fiziksel olarak çark çıkışındaki kinetik enerjinin ne kadarının emme borusunda geri kazanılabildiğinin ifadesidir. Başka bir deyişle, suyun sahip olduğu kinetik enerjiyi basınca çevirebilme yeteneğinin göstergesidir.

$$C_p = \frac{P_{out} - P_{in}}{\frac{\rho V^2}{2g}} \quad (4.11)$$

Emme borusu tasarımında dikkat edilmesi gereken bir diğer önemli parametre ise, dirsek öncesinde suyun hızını olabildiğince düşürerek dirsekte meydana gelecek kayıpları azaltmaktır. Bu amaçla akışın yönünü değiştirmeden önce boru alanı genişletilerek akış hızı olabildiğince düşürülmektedir. Emme borusunun şematik gösterimi Şekil 4.14'te verilmiştir. Emme borusu giriş çapı, çark çıkış çapına eşit olarak alınmıştır. Emme borusu tasarım sürecinde H_1 , H_2 , θ_1, θ_2 ve R parametreleri değiştirilerek optimum tasarımın maksimum geri kazanım oranı ve minimum düşü kaybı ile yakalanması hedeflenmiştir. Değiştirilen parametrelerin etkisi Çizelge 4.5'te verilmiştir. [8]'e göre parametrelerin belirli aralıklarda değiştirilmesi gerekmektedir. Bu aralıklar da Çizelge 4.3'te verilmiştir.



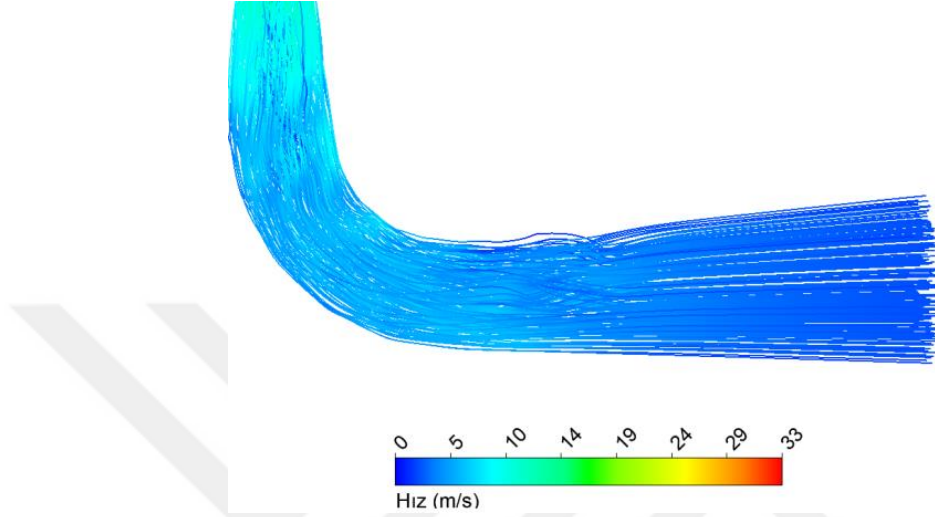
Şekil 4.14:Dirsek tipi emme borusu tasarım parametrelerinin şematik olarak gösterimi

Çizelge 4.5: Emme borusu parametrelerinin akışa etkisi

Değiştirilen Parametre	Optimizasyon Sonucu	Geri Kazanım Katsayısı	Değişim aralığı [8]
θ_1 açısı artırıldı.	Akış, duvarlara yapışmadı. Sanal bir duvar oluştu.	0.824	$5 < \theta_1 < 15$
θ_2 açısı artırıldı.	Akış, emme borusu alt duvarında birikti.	0.817	$5 < \theta_2 < 15$
H_2 artırıldı. (inşaat kısıtlarına bağlı olarak)	H_2 arttıkça C_p artıyor.	0.834	$2700 < H_2 < 3300$
H_1 artırıldı. (inşaat kısıtlarına bağlı olarak)	H_1 arttıkça dirsek öncesi hızlar düşüyor. Kayıplar azalıyor.	0.835	$720 < H_1 < 880$

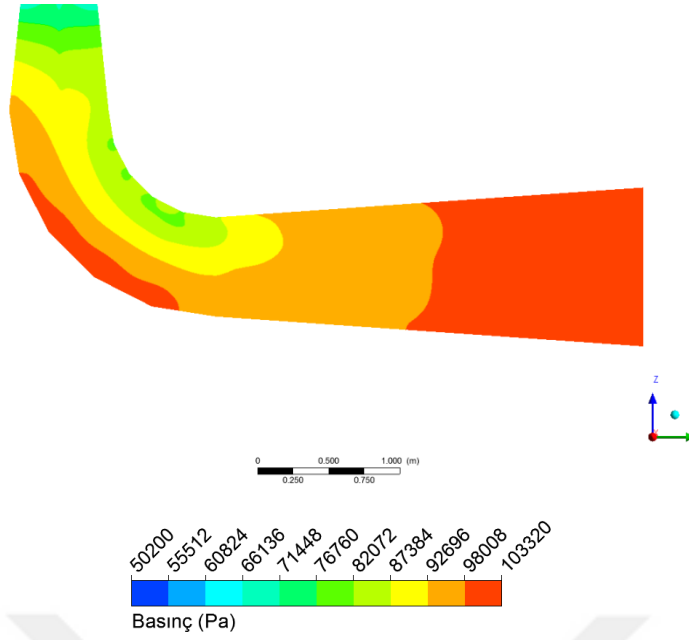
H_1 boyunun artışı, emme borusu dirseği öncesinde hız değerlerini düşürdüğü için kayıplar azalmaktadır. H_2 artışı ise geri kazanım katsayısı üzerinde olumlu etkiye sahiptir. θ_1 açısını [8]'de verilen aralıkların üzerinde büyütmek, akışta sanal bir duvar oluşmasına neden olmaktadır. Akış duvarlara yapışmamakta ve ortada birikmektedir. Bu durum, emme borusu maliyetini ayrıca kayıpları arttırmaktadır. θ_2 açısı da θ_1 açısı gibi verilen aralık üzerinde yer çekimine bağlı olarak alt duvarda toplanmakta ve üst duvarın genişlemesi akışta değişime yol açmamaktadır. Dolayısıyla tasarımda inşaat kısıtlarını temel alarak ve hidrolik kayıpları çok yükseltmeden, [8]'de verilen aralıklar göz önüne alınarak, H_1 , H_2 , θ_1 , θ_2 ve R parametreleri optimize edilmiştir. Şekil 4.15'te emme borusu için üç boyutlu akım iplikçikleri verilmiştir. Çarktan

emme borusuna yönlendirilen suyun emme borusu girişinde çevrinti yarattığı görülmektedir. Bu yapı Şekil 4.2’de gösterilmiş olan çark çıkış çevresel hız bileşeninden kaynaklanmaktadır. Bu yapı bilinçli olarak yaratılmıştır, oluşan küçük bir girdap yapısı sayesinde akış, emme borusu duvarlarına yapışmakta böylece sınır tabakası ayrılmaları meydana gelmemektedir.



Şekil 4.15:Üç boyutlu akım iplikçikleri

Şekil 4.16’da emme borusu orta kesintinde basınç dağılımı verilmiştir. Akışın yönünü değiştirmeden önce, boru alanı genişletilmiş ve akış hızı olabildiğince düşürülmüştür. Tasarlanan emme borusu girişinden çıkışına kadar basıncın sürekli olarak arttığı, yani tüpün birincil amacını sağladığı gözlenmiştir. Emme borusu geri kazanım katsayısı son tasarımda 0.835 olarak elde edilmiştir.



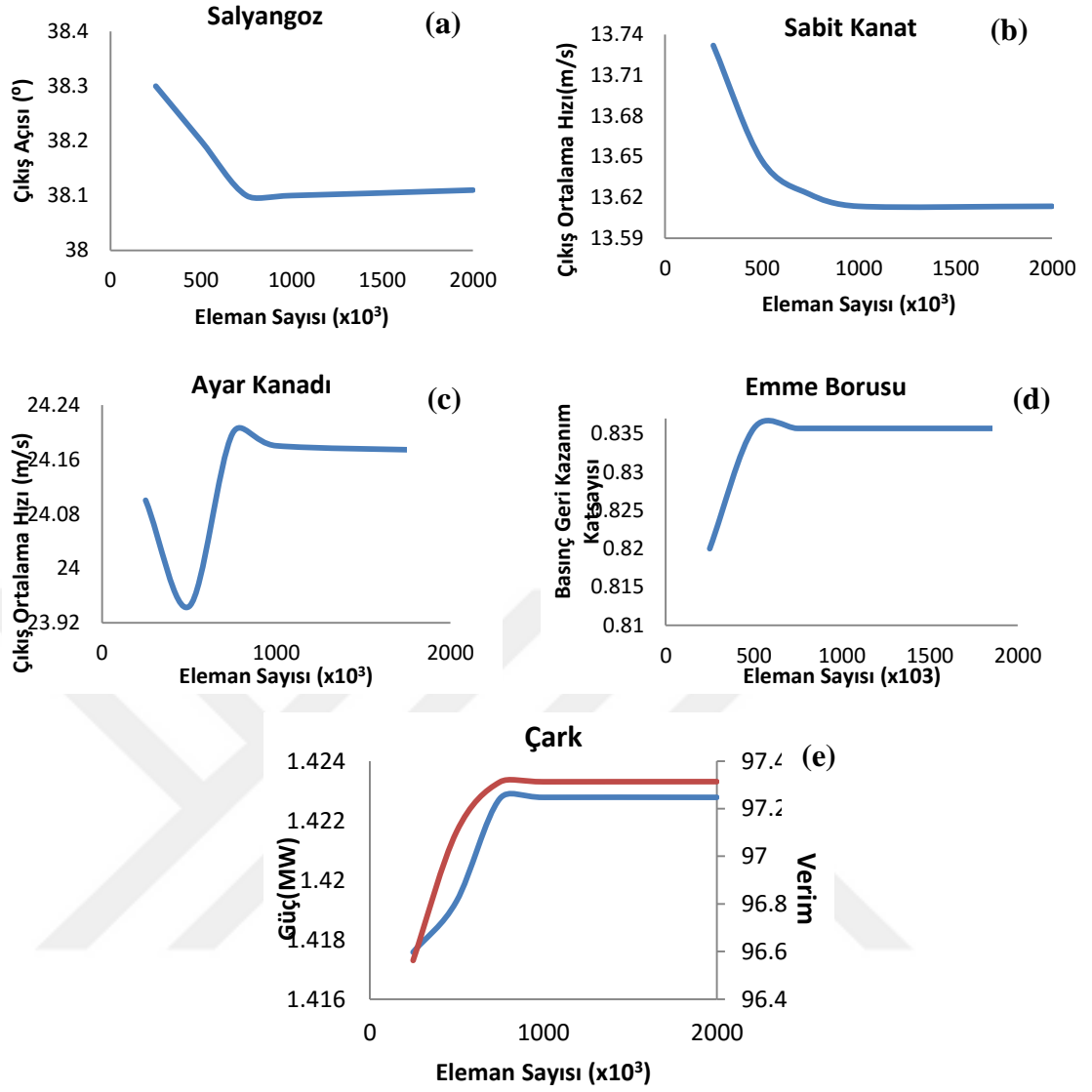
Şekil 4.16: Emme borusu orta kesitinde basınç dağılımı

4.5 Tüm Bileşenler için Ağ Yapısı Çalışması

Ağ yapısından bağımsız bir sonuç elde etmek için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği simülasyonları sonuçlarının, ağ yapısı sıkılaştırılması ile değişmemesi beklenmektedir. Ağ yapısından bağımsızlaştıkça çözüm, sürekli bir hale ulaşmakta ve ayrıklaştırma hataları minimize edilmektedir. Türbin bileşenlerinin ayrı ayrı tasarlanmasının ardından tüm türbin analizlerine geçilecektir; ancak tüm türbin analizlerinde sayısal hataları minimize edebilmek için öncelikli olarak tüm bileşenlerin ağ yapısından bağımsızlaşması gerekmektedir.

Akış karakteristiklerinin gözlemlenebilmesi ve yakalanabilmesi için ağ yeterli nokta sayısına sahip olmalıdır. Bu sebepten ötürü her bileşen için beş farklı ağ yapısı hazırlanmış ve belirli parametreler kıyaslanmıştır. Ağ yapıları, ayar kanadı ve sabit kanatta H,J,C ve L ağ topolojileri kullanılarak hazırlanmıştır. Diğer bileşenler için dört yüzlü ve altı yüzlü elemanlar kullanılarak ağ yapısı oluşturulmuştur.

Şekil 4.16'da her eleman için elde edilen çözüm ağı bağımsızlığı grafikleri verilmiştir. Salyangoz için çıkış yüzeyindeki ortalama akış açısı, emme borusu için geri kazanım katsayısı, sabit ve ayar kanadı için çıkış yüzeylerindeki ortalama hız, çark için güç ve verimlilik değerleri incelenmiştir. Tüm bileşenler için 10^6 eleman kullanılmasına karar verilmiştir.



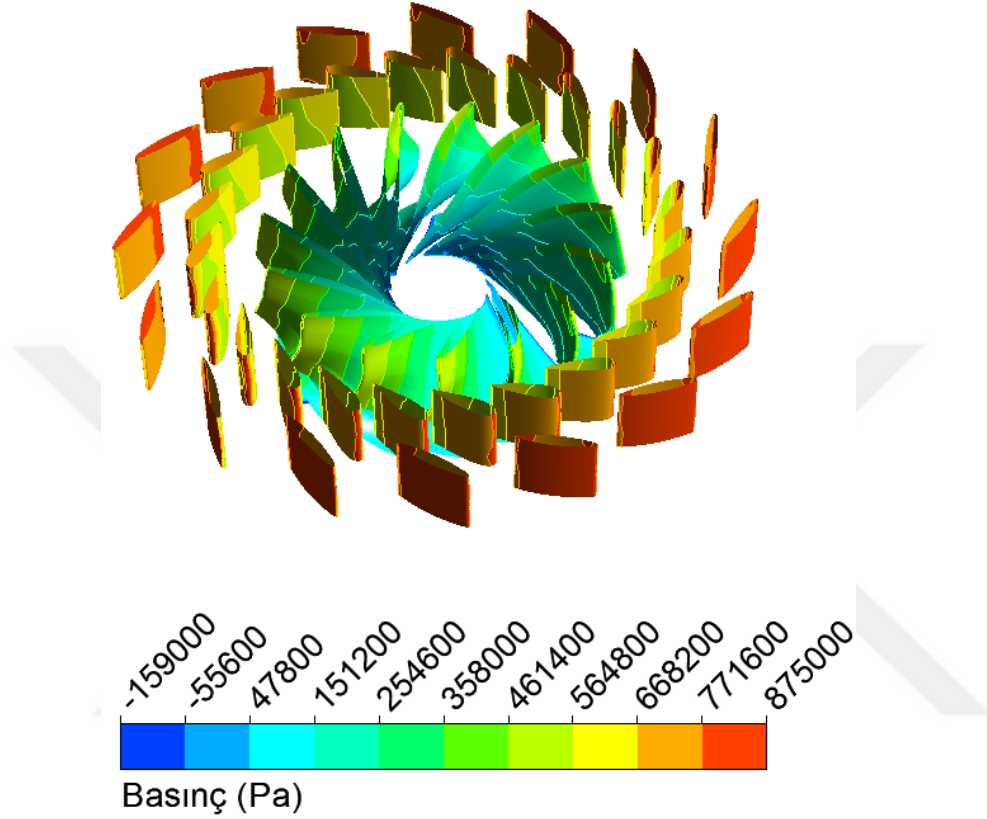
Şekil 4.17: Çözüm Ağı Çalışması

4.6 Tüm Türbin Analiz Sonuçları

Türbin komponentlerinin akış yapıları birbirleri ile yakından ilişkili olduğundan tüm parçalar tek tek tasarlandıktan sonra tam türbin analizi yapmak gerekmektedir. Dinamik kuvvetlere bağlı olarak ayar kanatları, emme borusu ve çark akışı birbirlerinden etkilenmektedir. Bu bağlamda tüm türbin analizleri gerçekleştirilerek bileşenlerin birbirleri ile olan etkileşimleri, toplam güç, verim ve kavitasyon olgusu incelenir.

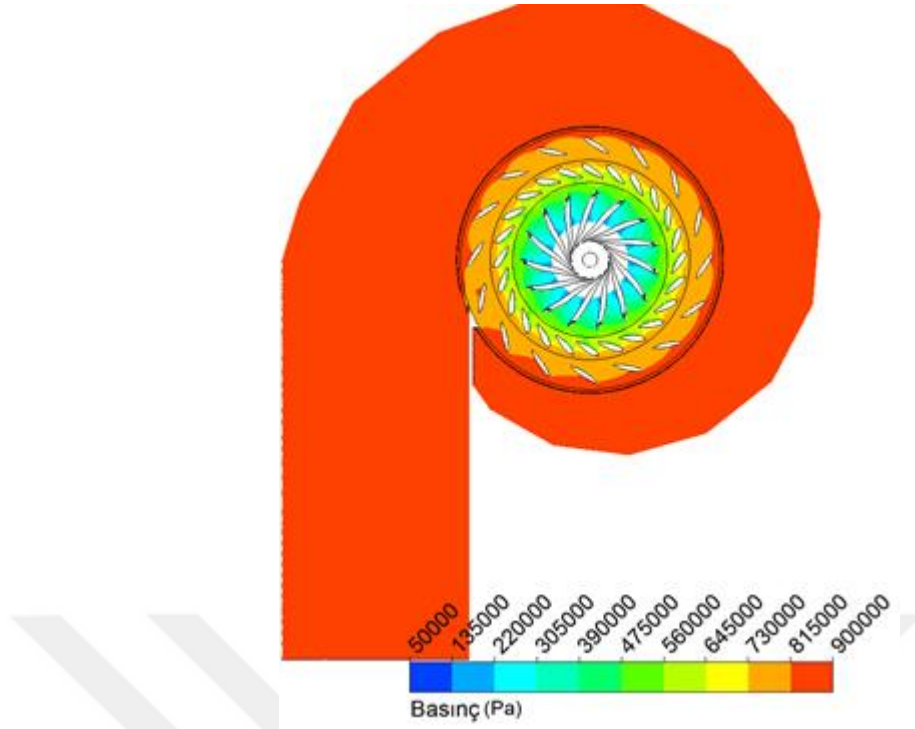
Akış hızı, çarka yaklaştıkça artmaktadır ve akış ivmelenmesine bağlı olarak basınç düşmektedir. Bu durum, Şekil 4.18’de ve Şekil 4.19’da verilen basınç dağılımı ile doğrulanmıştır. Salyangozdaki simetrik basınç dağılımı, düzgün bir akışa işaret

etmektedir. Akış stabilitesi ve maksimum verim için ayar kanadının doğru konumlandırılması çok önemlidir; Şekil 4.18’de verilen basınç dağılımına göre ayar kanadının uniform akışa sahip olması, duruş açısının doğru belirlendiğini göstermektedir.

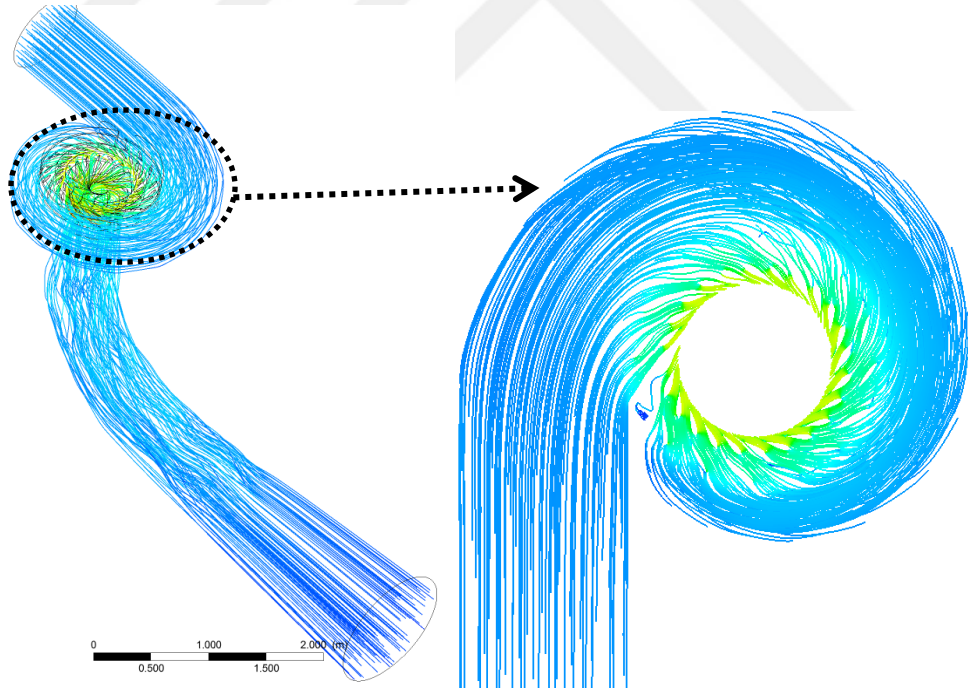


Şekil 4.18: Sabit kanat, ayar kanadı ve çarkta basınç dağılımı

Şekil 4.18 ve 4.19’da bazı noktalarda ayar kanadı simetri noktasındaki durma noktası açıkça görülmektedir. Şekil 4.17’ye göre çark kanadı basınç ve emme tarafında basınç dağılımları üniformdur. Basınç, hem basınç hem emme tarafında giderek düşmektedir. İki taraftaki basınç farkı, çarkta tork yaratarak, türbin çarkının rotasyon hareketi yapmasını sağlamaktadır. Suyun enerjisini çarkta kaybetmesi ile çark çıkış emme ve basınç tarafındaki basınç değerleri eşitlenmektedir.



Şekil 4.19: Türbin bileşenlerinde basınç dağılımı



Şekil 4.20: Türbin akım çizgileri

Bu bölümde tüm türbin analizleri ile parçaların birbirleri arasındaki etkileşim incelenmiştir. Akış, salyangozda bozulmadan ve düzenli olarak sabit kanatlara yönlendirilmiştir. Sabit kanat, akışı ayar kanatlarına durma noktasına uygun açı ile yönlendirmiş ve akış, ayar kanatları üzerinde kopmadan, girdap meydana getirmeden

çarka iletilmiştir. Çark içerisinde basıncını yitiren akış, hızlanarak emme borusuna aktarılmıştır. Akış, açılmal hız bileşenine bağılı olarak emme borusu içerisinde girdap yapısı oluşmuştur. Çizelge 4.6'da tüm türbin performans değerleri ayrıntılı olarak verilmiştir.

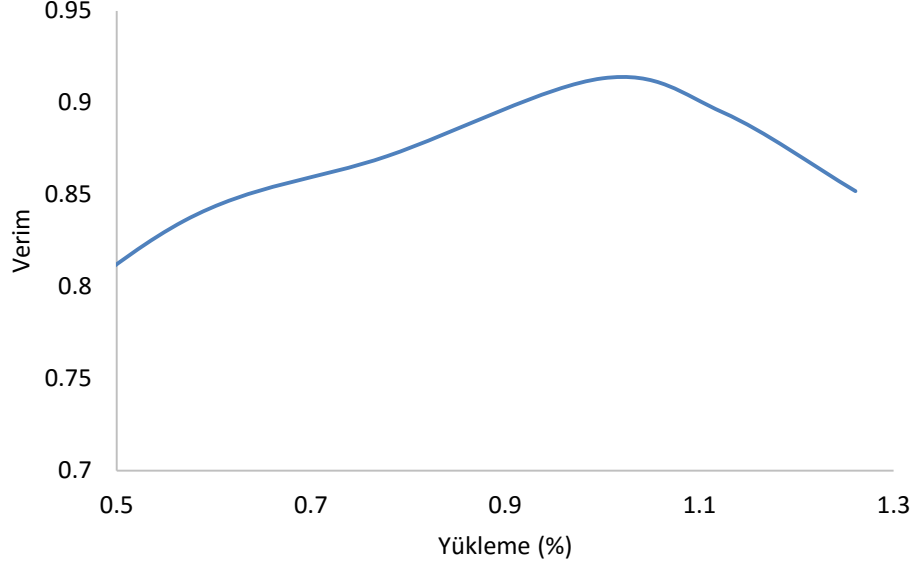
Çizelge 4.6: BUSKİ HAD Performans Tablosu

	Salyangoz	Sabit Kanatlar	Ayar Kanatları	Çark	SS Kayıpları	Emme borusu
Performans	0.993	0.998	0.986	0.967	% 1.5 kayıp	$C_p = 0.8357$
ΔH (m)	0.63	0.20	1.77	73.87	-	-
Toplam verim (%) :			0.938			
Tasarım Düşüsü :			78	m		
Tasarım Debisi (1 ünite) :			2.0	m^3/s		
Şafta aktarılan güç (1 ünite) :			1440	kW		

4.7 Kısmî ve Tam Yükleme Durumunda Türbin Akışının HAD ile İncelenmesi

Modern elektrik üretim ağlarında, türbinler tasarım noktası dışında da çalıştırılmaktadır; ancak en iyi verim noktası (EVN) dışındaki çalışma durumlarında, özellikle emme borusunda oluşan girdaplanmaya ve çarkta meydana gelen osilasyona bağılı olarak ağ stabilizasyonu bozulabilmektedir. Bu sebepten, EVN dışındaki debi ve düşülerde sistem davranışlarını incelemek gerekli bir adımdır. Akış oluşumlarının ve bu oluşumların nedenlerinin iyice anlaşılması; en yüksek verim ile sistemi çalıştırabilmek ve istenen gücü yakalayabilmek için gereklidir. Bu sebepten, türbin performansı kadar basınç ve hız dağılımları gibi akış yapısını anlatan etmenler de ayrıntılı olarak incelenmelidir [63].

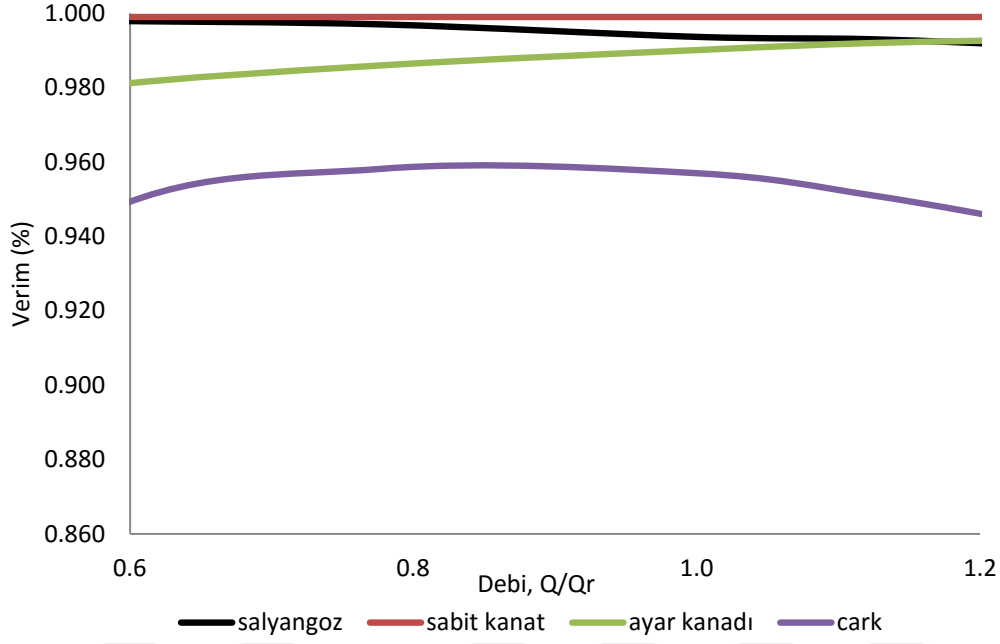
Bu sebeplerden tasarımı gerçekleştirilen BUSKİ HES'in farklı ayar kanadı açıklıklarında ve düşülerinde tüm türbin analizleri gerçekleştirilmiş ve performans değerleri hesaplanmıştır. 48-108 m arasında 10 m aralıklı düşü değerleri için 15,20,25,31.75,35,40° ayar kanadı açıklıklarında analizler gerçekleştirilmiştir. 78 m tasarım düşüsünde ayar kanadı açıklıkları değiştirilerek farklı yüklemeler için tüm türbin analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.21'de yükleme durumları için verim grafiğı boyutsuzlaştırılmış olarak çizdirilmiştir. En iyi verim noktasına kadar verimin arttığı, tam yükleme sonrasında ise verimin giderek düştüğü gözlenmektedir.



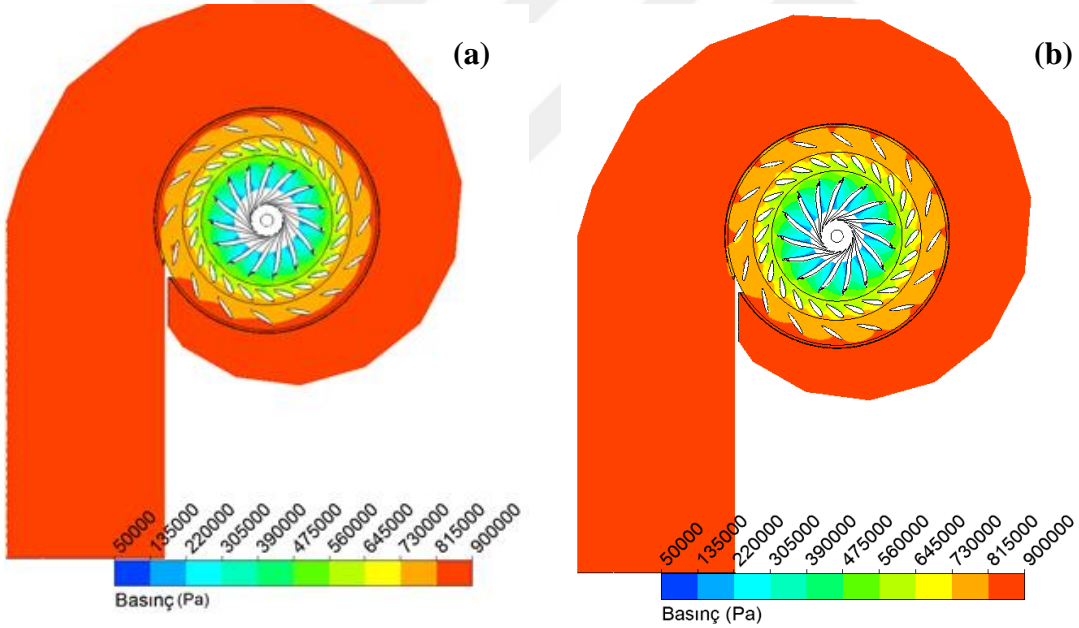
Şekil 4.21. Yükleme-verim grafiği (tasarım düşüsü için)

Şekil 4.22'de debiye bağlı bileşenlerin verim değerleri boyutsuzlaştırılmış grafik üzerinde gösterilmiştir. Salyangozda daha fazla debi geçişi sürtünme kayıplarını arttırdığından debi artışı ile verim düşmektedir. Türbin tasarım noktası geçildikten sonra çarkta verim kaybı meydana gelmeye başlamaktadır. Bunun nedeni ise tam yükleme durumundan sonra suyun çarka geliş açısı değiştiğinden ve durma noktası simetrik olarak yakalanamadığından ötürü kayıpların artmasıdır (Şekil 4.23). Ayrıca optimum ayar kanadı açısından sapılmasına bağlı olarak çark kanat emme tarafında ayrılma meydana gelmekte bu durum basınç dağılımındaki düzgünlüğü bozarak kayıpların artmasına neden olmaktadır.

Düşü kaybının en önemli iki sebebi ayrılmalar ve sürtünme kayıplarıdır. Çarkta kısmî yükleme durumlarında bu iki durum ile karşı karşıya kalındığı için tam yükleme durumunun ardından ani bir verim düşüşü gözlemlenmektedir. Sabit kanatlarda akış alanının sabit kalması ve geçen debinin artması sürtünme kayıplarını arttırdığından verim değerleri debi artışına bağlı olarak düşmektedir.

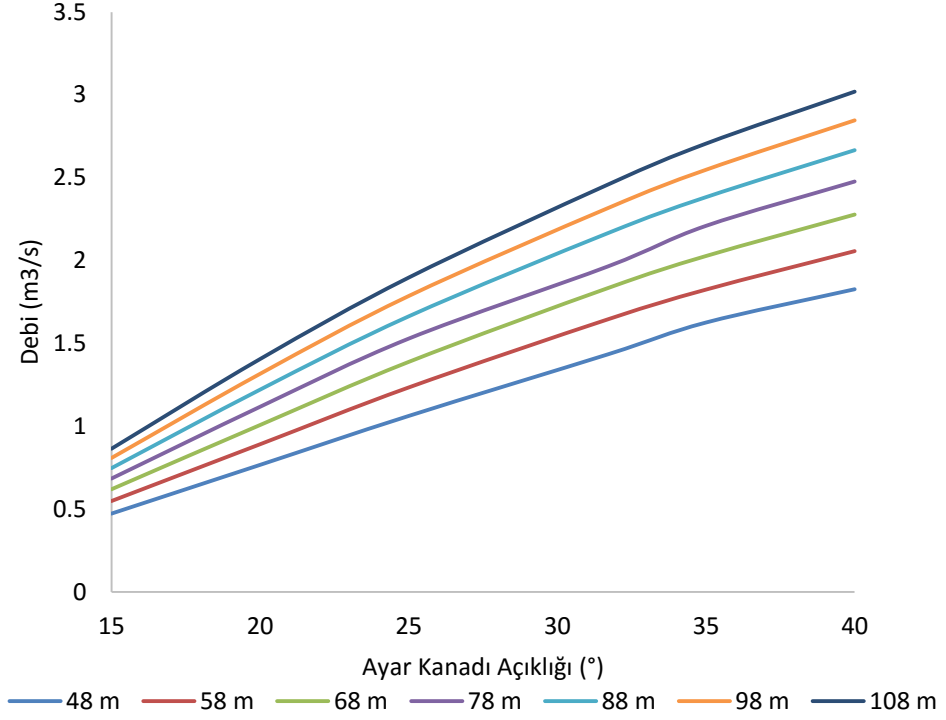


Şekil 4.22: Türbin bileşenlerinin farklı yükleme koşullarında verim değişimi (Tasarım düşüsü için)



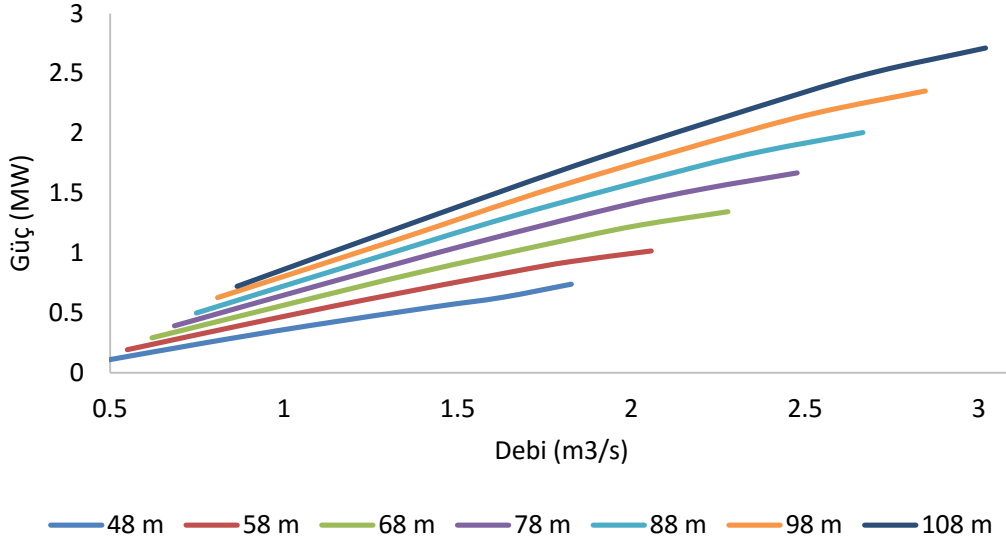
Şekil 4.23: Türbin komponentlerinde basınç dağılımı (a) 31.75° (b)35° (tasarım düşüsü için)

Ayar kanadı açıklığının artırılması debiyi de lineer olarak arttırmıştır. Ayar kanatları yeterince uzun olduğundan kanat açıklığının artmasına bağlı olarak kanatlar birbirleri üzerine kapanarak sisteme giren debiyi azaltmamıştır (Şekil 4.24).



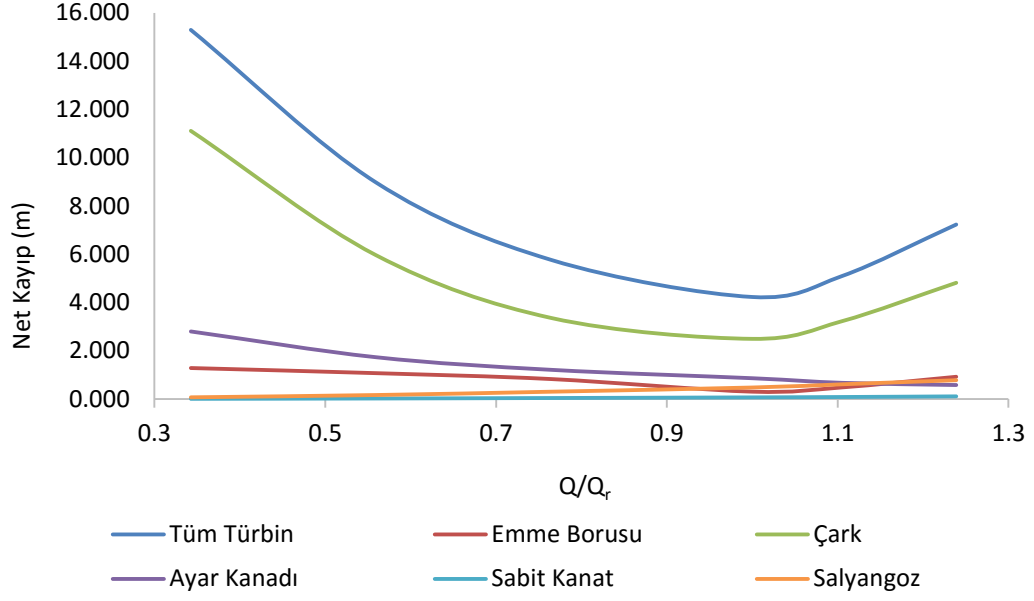
Şekil 4.24: Ayar kanadı açıklığına bağlı debi değişimi.

Türbinden geçen debiye bağlı olarak üretilen güç grafiği Şekil 4.25'te verilmiştir. Debi artışı beklendiği üzere güç artışını beraberinde getirmiştir, ancak bu değişimin polinomsal olduğu bu grafik sayesinde anlaşılmıştır. Ayar kanadı boyunun yüksek olması debi geçmeme problemi yaratmadığı için yüksek ayar kanadı açıklıklarında bile gerekli debi ayar kanatlarından çarka iletilebilmekte ve çarkta yüksek debiler sayesinde yüksek güç elde edilebilmektedir. Farklı düşülerde de güç eğrisinin benzeri bir davranış sergilediği gözlenmektedir.



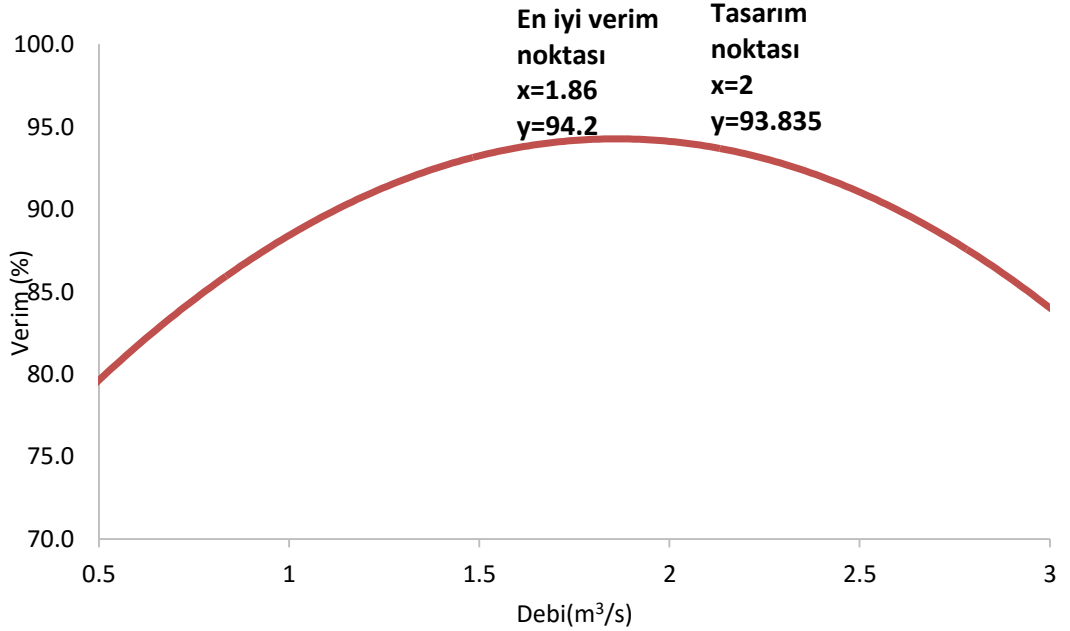
Şekil 4.25: Debi-güç değişimi

Çark, türbinin en önemli komponenti olup ne kadar güç üretileceğini belirleyen bileşendir, dolayısıyla türbin toplam verimini belirleyen komponenttir. Şekil 4.26’da türbinin her bileşeni için kayıplar hesaplanmıştır. Çark kayıpları ile türbin toplam kaybı aynı davranışa sahiptir. Nominal debi değerinde kayıplar en aza indirgenmiştir. Nominal debi değerine kadar kayıpların düştüğü, tam yükleme sonrasındaki yüklemelerde kayıpların arttığı anlaşılmaktadır. Bu durum deneysel verilerle kıyaslama yaparak farklı yükleme durumları için kayıp-debi grafiği çizdiren Gohil vd. [26], tarafından da benzer şekilde saptanmış ve bu değişim deneysel veriler ile uyumlu bulunmuştur.



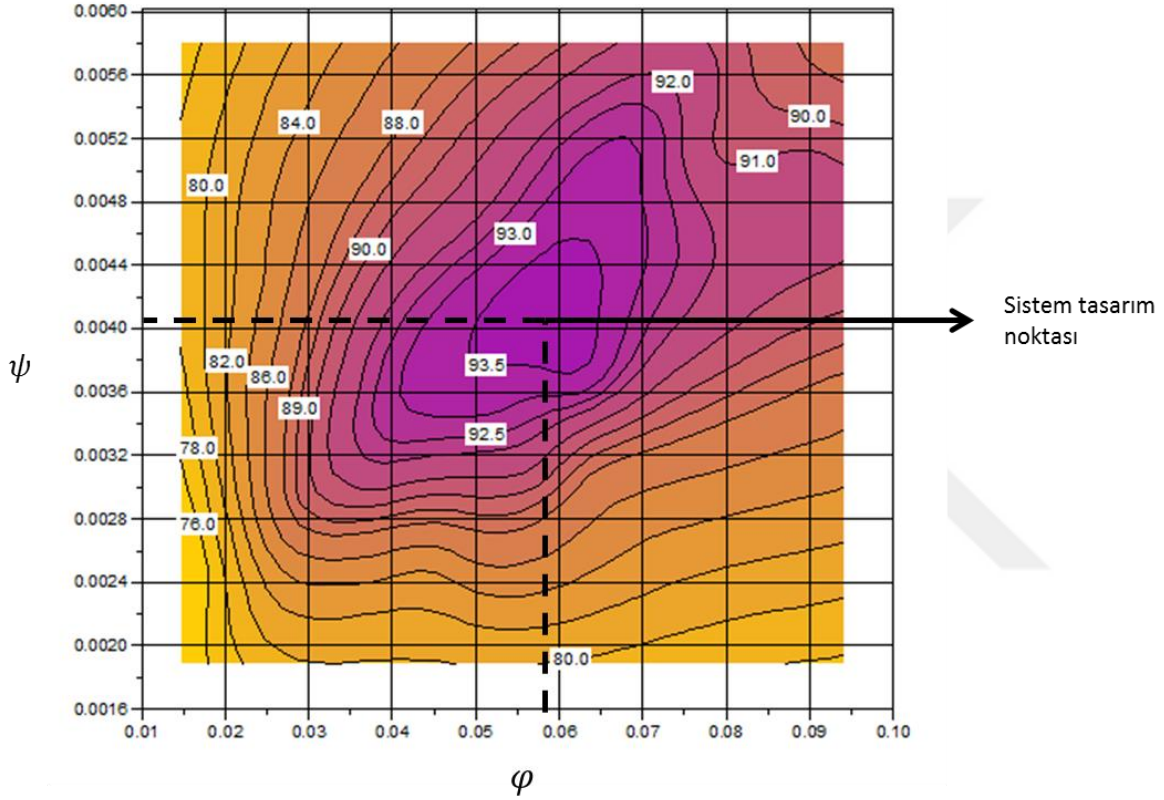
Şekil 4.26: Tasarım düşüsü için bileşenlerin kayıp değerleri-debi değişimi.

Şekil 4.27’de tasarım düşüsü için türbin verim eğrisi çizilmiştir. En iyi verim noktası $1.86 \text{ m}^3/\text{s}$ debi, % 94.2 verim değerinde elde edilmiştir. Tasarım noktasında ise %93.83 verim değerine ulaşılmıştır. Tasarım noktası ve en iyi verim noktasının birbirine olabildiğince yakın olması iyi bir tasarımın göstergesidir.



Şekil 4.27: Türbin Verim Eğrisi (tasarım düşüsü için).

Şekil 4.28’de debi, düşü ve verim değişimi tepe diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Tepe diyagramı; düşü ve enerji katsayısı cinsinden çizilmiştir. Tasarım noktasının sistemin en yüksek verim aralığına denk geldiği görülmektedir. Sistem; geniş debi ve düşü aralığında yüksek verimlerle çalışabilmektedir. Bu durum sistem için çok avantajlıdır ve düşük düşülerde bile kısmî yüklemde istenen gücün ve verimin yakalanabileceğini göstermektedir.



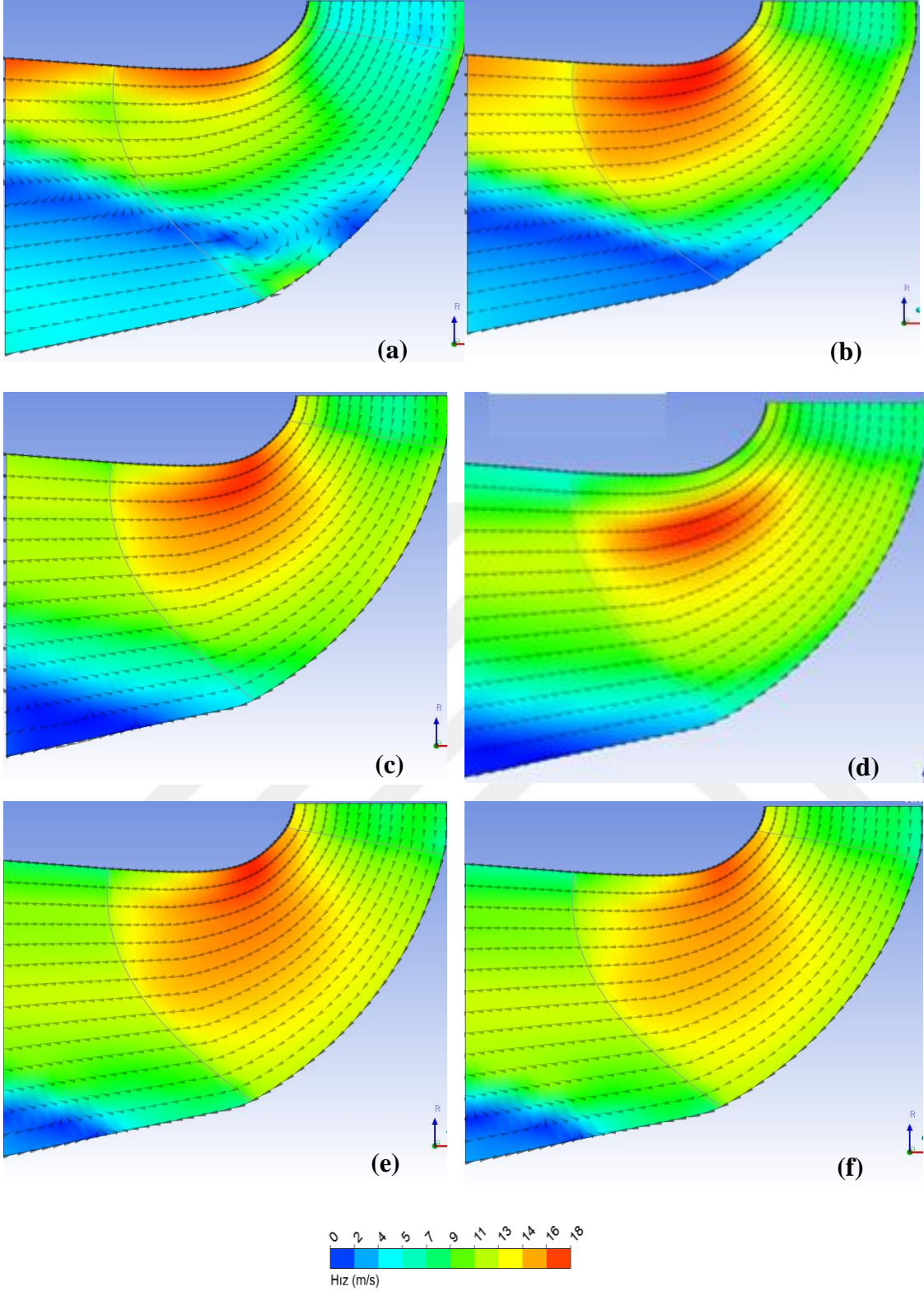
Şekil 4.28: BUSKİ HES için tepe diyagramı.

Şekil 4.29’da tasarım düşüsünde tüm ayar kanadı açıklıkları için hız vektörleri kanat üzerinde gösterilmiştir. Hız vektörlerinin düzgün olması çark üzerindeki akışın kanat boyunca sapma göstermediğini ve kanadı takip ettiğini ifade etmektedir. Optimum ayar kanadı açıklığında kanat üzerinde herhangi bir akış ayrılması gözlenmemektedir. Hız vektörleri, hücum kenarı hizasını takip ederek kuyruk kenarına sapmadan hareket etmektedir. Drtina ve Sallaberger’e [15] göre, eğer türbin çarkı, optimum debi değerinde değilse, kanat kuyruk kenarında girdap yapılanmaları meydana gelmektedir. Elde edilen sonuçlara göre optimum debi değeri dışında akışın su girişinde düzenli olduğu ve kanadı takip ettiği ancak kuyruk kenarına doğru ayrılmalar ve girdaplanmaların başladığı fark edilmiştir. Ayar kanadı açısı

büyüdükçe bu yapıların taç çıkış kenarına daha da yaklaştığı görülmektedir. En büyük kayıpların oluştuğu 15° ayar kanadı açıklığında kopmaların, ikincil oluşumların, girdapların en fazla olduğu anlaşılmaktadır.

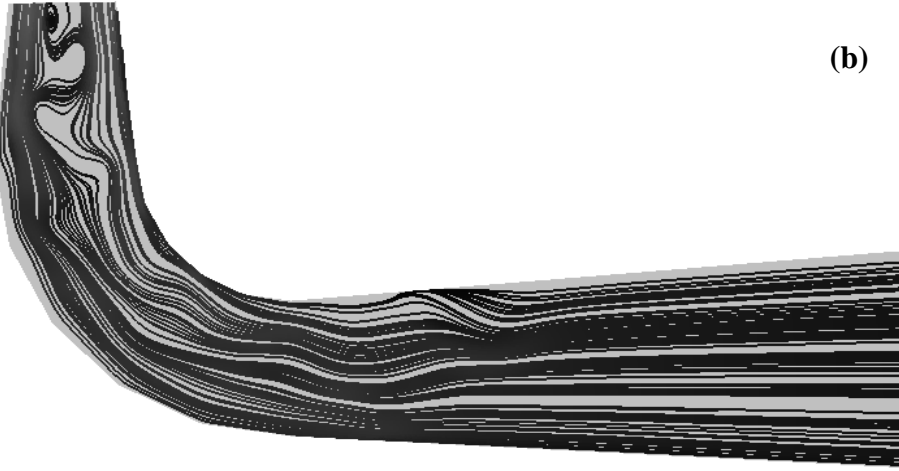
Optimum ayar kanadı açısına yaklaştıkça bu yapıların giderek azaldığı ve optimum açıda minimize olduğu görülmektedir. Optimum açının aşılması ile beraber kuyruk kenarında oluşumların tekrar meydana gelmeye başladığı görülmektedir. Ayar kanadı açısı daha da yükseltirirse, oluşumların 15° 'de olduğu büyüklüklere tekrar ulaşacağı ve kayıpların da aynı oranlara tekrar yükseleceği varsayılmaktadır.



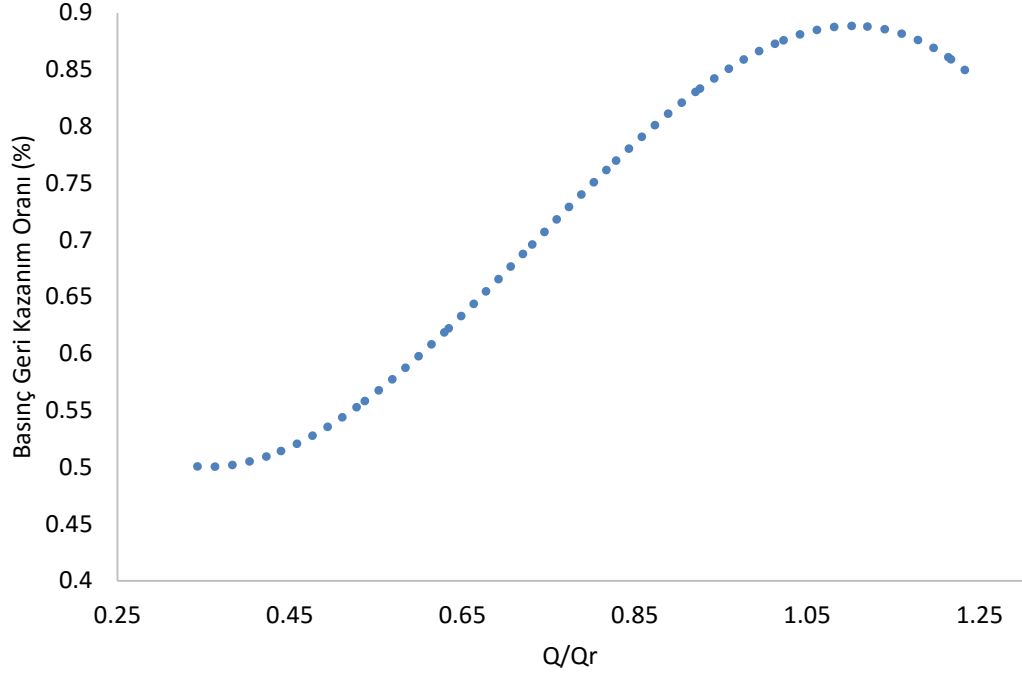


Şekil 4.29: Çark kanadı üzerinde hız vektörlerinin ayar kanadı açısına bağlı değişimi (a) 15° (b) 20° (c) 25° (d) 31.75° (e) 35° (f) 40°.

Avellan [46] ve Dörfler [74] tarafından tanımlandığı üzere kısmî yükleme durumunda çark çıkışında girdap yapıları oluşmaktadır. Bu oluşum, merkezci kuvvetler etkisi ile emme borusuna taşınmakta ve emme borusu merkezinde geniş bir negatif basınç bölgesi yaratmaktadır. Şekil 4.30'da kısmî ve aşırı yükleme durumunda emme borusu oluşumları verilmiştir. Her durumda çarktan emme borusuna yönlendirilen akışın döngüsel çıkmasına bağlı olarak, emme borusu girişinde girdap yapıları gözlemlenmiştir. Oluşan bu girdap yapıları emme borusu dirseğini geçtikten sonra yok olmaktadır. Akış, farklı yükleme durumlarında emme borusu dirseğini aştıktan sonra benzer akış alanları yaratmaktadır. Şekil 4.31'de emme borusu geri kazanım katsayısı grafiği verilmiştir. Nominal debiye kadar geri kazanım katsayısı artarken, nominal yükleme sonrasında düşmeye başlamıştır. Maksimum geri kazanım katsayısı tam yükleme durumunda elde edilmiştir.



Şekil 4.30: Emme borusu içerisinde hız vektörleri ile debiye bağlı değişimin gözlemlenmesi (a) %35 yükleme durumu, (b) %123 yükleme durumu.

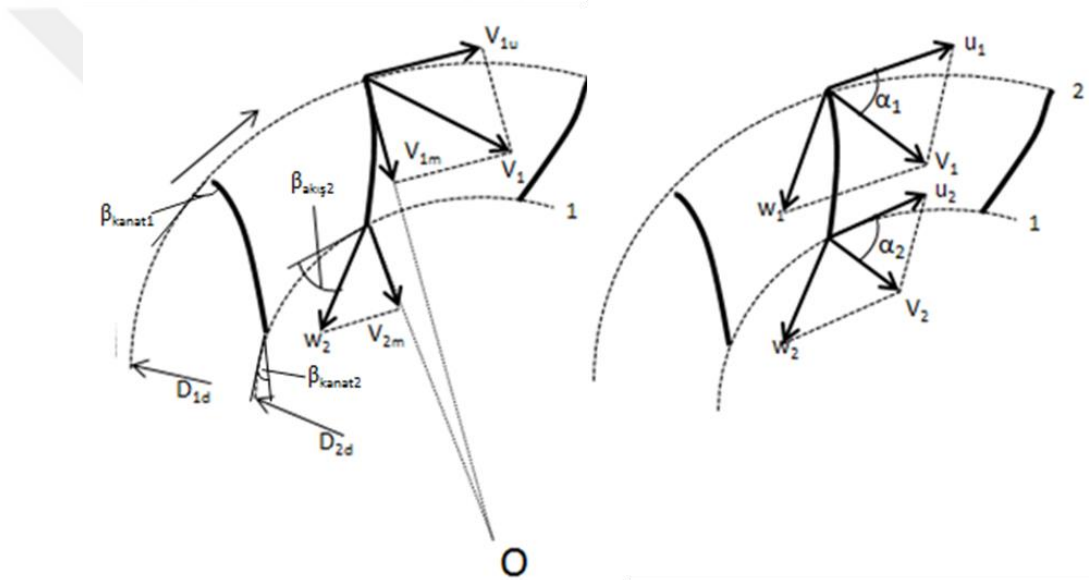


Şekil 4.31: Yayıcı tüp basınç geri kazanım oranının boyutsuzlaştırılmış debiye bağlı değişimi.



5. FRANCIS TİPİ TÜRBİN ÇARKI İÇİN PARAMETRE ÇALIŞMASI

Türbin çarkı, karmaşık geometrisinden ve içerdiği karmaşık akış oluşumlarından ötürü birçok tasarım parametresine bağlı olarak farklı performans özellikleri sergiler. Türbin çark kanat şeklini ve verimliliğini etkileyen temel parametreler; türbin açısıl hızı, alfa akış açısı, dönüş hızı, kanat beta açısı, akış beta açısı, teta açısı, ayar kanadı yüksekliği, türbin giriş ve çıkış çaplarıdır (Şekil 5.1).



Şekil 5.1: Türbin tasarım parametreleri.

Her bir türbin tasarım süreci, türbinler farklı isterlere sahip olduğundan ötürü kendine özgüdür. Türbin çark tasarımında temel parametreler optimize edilerek uygun kanat profili ve proje isterlerini karşılayan bir tasarım iteratif bir süreç sonunda elde edilir. Tasarlanan her türbin çarkı; farklı beta, theta açısı dağılımları, kanat geometrik özellikleri, alfa giriş ve çıkış açlarına sahiptir. Her türbin çarkı kendine has olduğundan ötürü, türbin çark akışları için genel yargılardan bahsetmek güçtür.

Türbin tasarımında ana hedef, maksimum performans minimum kaviteyondür. Dolayısıyla, bu bölümde çark temel parametrelerinin, çark performansına ve kaviteyon karakteristiğine olan etkileri araştırılmıştır. Tek bir türbin çarkı ile

gerçekleştirilen parametre çalışmaları genel geçer bir yargı olacağından ve farklı türbinlerde geçerli olmayacağından çark parametrelerinin performans üzerindeki etkisi ETÜ HİDRO’da tasarlanan beş farklı türbin üzerinde gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.1’ de bu türbinlerin genel özellikleri verilmiştir.

Çizelge 5.1: Parametre Çalışması Özeti.

Parametre	Sembol	Birim	Optimizasyon Aralığı
Bükme açısı	ϱ	$^{\circ}$	$-10 + \varrho_{nom} < \varrho < +10 + \varrho_{nom}$
Giriş beta açısı	β	$^{\circ}$	$-40 + \beta_{nom} < \beta < +20 + \beta_{nom}$
Çıkış beta açısı	β	$^{\circ}$	$-40 + \beta_{nom} < \beta < +80 + \beta_{nom}$
Çark çıkış çapı	D_1	m	0.6-1
Çark açısal hızı	n	rpm	750-1250

Çark çıkış çapı, giriş beta açısı, çıkış beta açısının parametrik çalışmaları, Çizelge 5.2’de özellikleri verilen türbin çarkları için gerçekleştirilmiştir. Çark açısal hızı çalışması BUSKİ HES için yapılmıştır. Bükme açısı çalışmasında ise bükümü 0° olan bir çark hazırlanmış ve bu örnek çark üzerinde çalışmalar tamamlanmıştır.

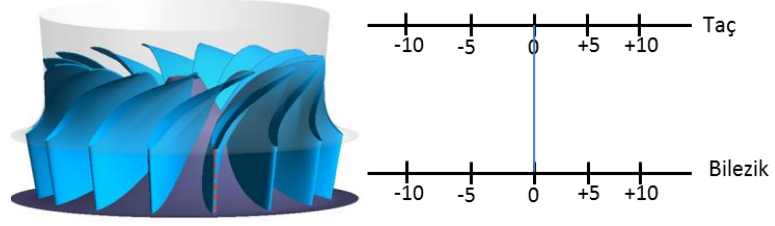
Çizelge 5.2: Parametre Çalışması Gerçekleştirilen Türbin Parametreleri.

Parametreler	Ataköy HES	Köprübaşı HES	Yuvacık HES	BUSKİ HES
ω (Açısal Dönme Hızı) (rad/s)	78,54	104,72	104,72	104,72
Q (Debi) (m^3/s)	4,25	3,75	2,50	2
H[in-out] (Düşü) (m)	66	126	45	78
η (Verim @ EVN)	96.4	92.0	92.0	93

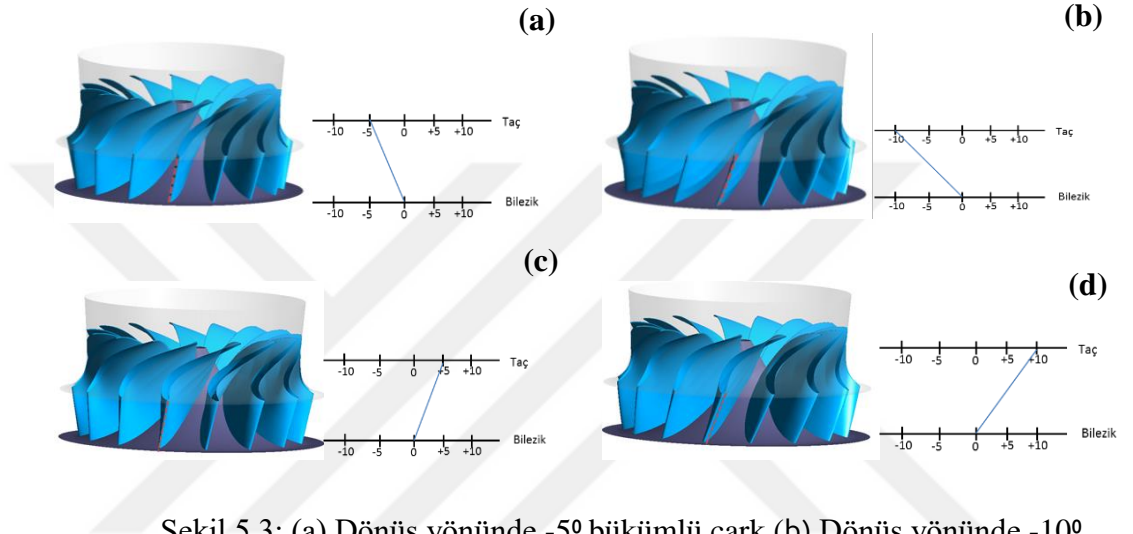
5.1 Çark Performansına Bükme Açısının Etkisi

Çark kanadı bükme açısı, kanattaki basınç dengesini sağlayan en önemli parametrelerden biridir. Özellikle taç ve bilezik giriş ve çıkış bölgelerinde oluşan düşük basınç bölgelerinin engellenmesinde bükme açısı önemli bir etkiye sahiptir. Bükme açısı, dikey düzlemde kanada verilen bükülme olarak tanımlanır, diğer bir tanımı ise girişteki her bir akım çizgisinin açısal yer değiştirmesi şeklindedir. Şekil 5.2’de büküm açısı 0° olarak hazırlanan örnek çark verilmiştir. Şekil 5.3’te ise taç tarafından dönüş yönünde ve dönüş yönünün tersine 5° ve 10° eğim verilen çarklar verilmiştir. Şekil 5.4’te bilezik tarafından dönüş yönünde (‘-’ ile gösterilmiştir) ve

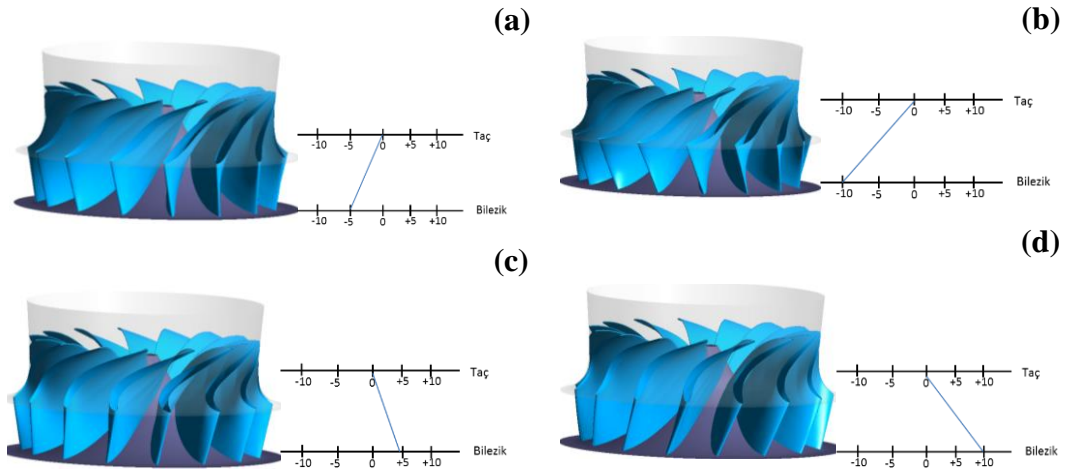
dönüş yönünün tersine ('+' ile gösterilmiştir) 5° ve 10° eğim verilen çarklar verilmiştir.



Şekil 5.2: Büküm açısı 0° olan örnek çark



Şekil 5.3: (a) Dönüş yönünde -5° bükümlü çark (b) Dönüş yönünde -10° bükümlü çark (c) Dönüş yönünün tersine $+5^{\circ}$ bükümlü çark (d) Dönüş yönünün tersine $+10^{\circ}$ bükümlü çark (taç tarafından)



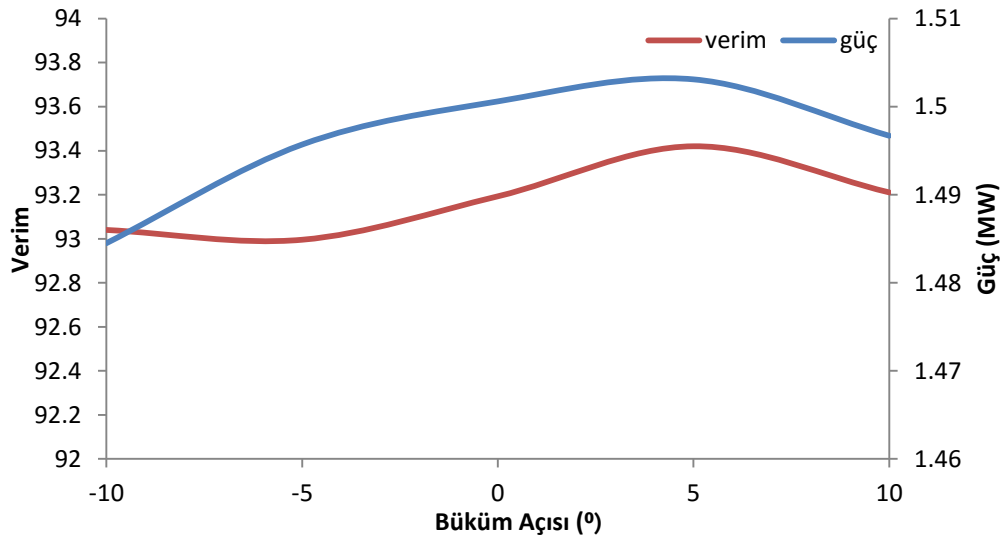
Şekil 5.4: (a) Dönüş yönünde -5° bükümlü çark (b) Dönüş yönünde -10° bükümlü çark (c) Dönüş yönünün tersine $+5^{\circ}$ bükümlü çark (d) Dönüş yönünün tersine $+10^{\circ}$ bükümlü çark (bilezik tarafından)

5.1.1 Taç tarafından yapılan bükme etkisi

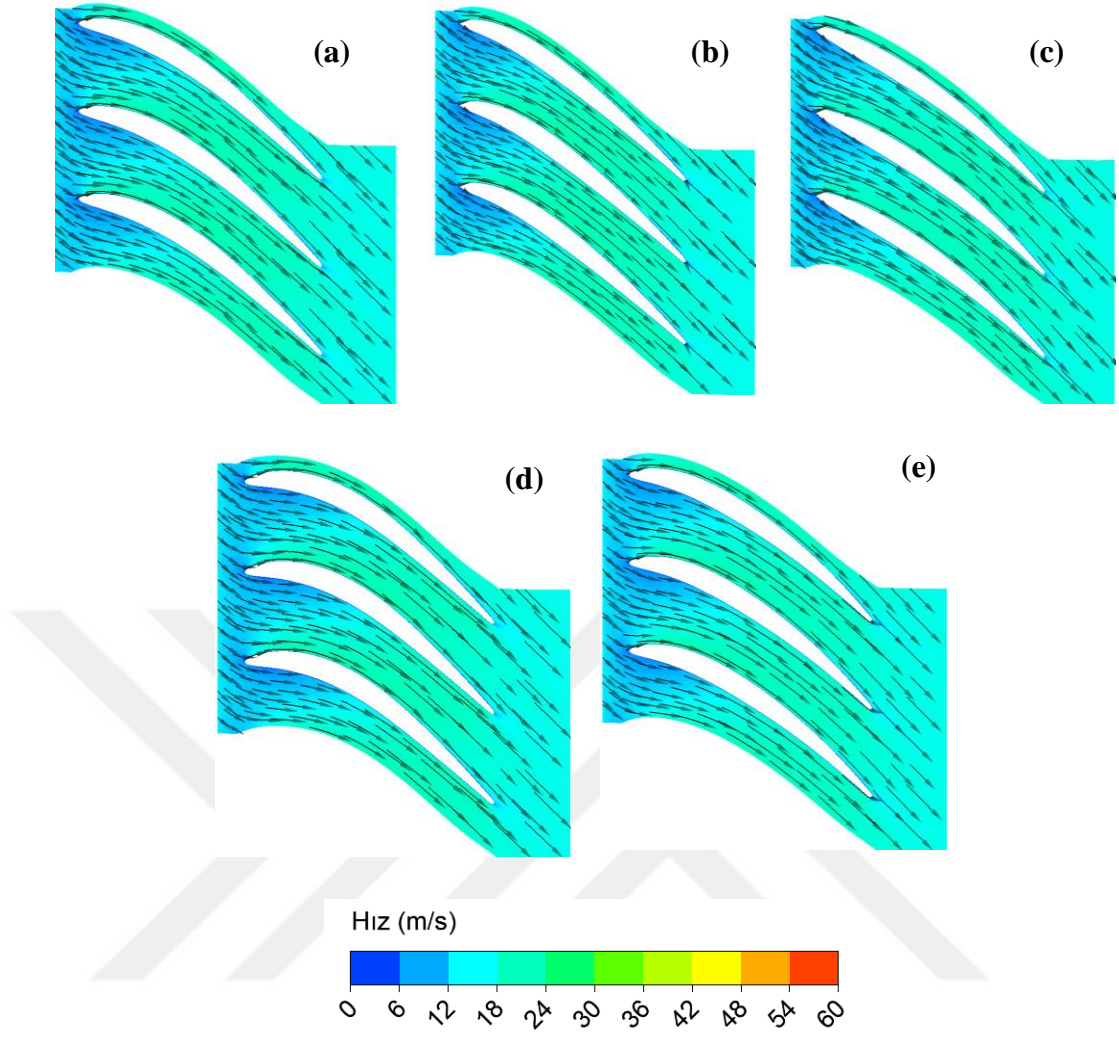
Şekil 5.3'te bilezikteki büküm sabit tutulurken taç giriş bükümü dönüş yönünde ve dönüş yönünün tersine 5° ve 10° açılar ile bükülmüştür. Çizelge 5.3'te ve Şekil 5.4'te referans dizayn ve farklı büküm açılarında elde edilen sonuçların kıyaslamaları sunulmuştur. Rotasyonun tersi yönde 5° büküm durumunda maksimum verim ve güç elde edilmektedir. Şekil 5.6'da farklı bükümlerdeki hız vektörleri gösterilmiştir. Akış yönünde kanada büküm verilince suyun çarkın basınç tarafına çarptığı, akış yönünün tersinde büküm olduğu durumda ise suyum emme tarafına çarptığı görülmektedir. Akış; kanadın basınç tarafına çarptığında yani ön yükleme durumunda verim ve güçler yükselirken emme tarafına çarptığında yani geri yükleme durumu olduğunda güç ve verim eğrileri düşme eğilimindedir. Ancak maksimum güç ve verim değerleri akış yönü tersi büküm durumlarında edilmektedir.

Çizelge 5.3: Referans dizayn ve farklı büküm açılarında elde edilen sonuçların kıyaslaması.

Kanat	Düşü [m]	Toplam Verim	Güç[MW]
0°	75.58	93.19	6.50
-5°	75.55	92.99	6.49
-10°	75.83	93.04	6.48
$+5^{\circ}$	75.84	93.42	6.51
$+10^{\circ}$	75.71	93.21	6.49

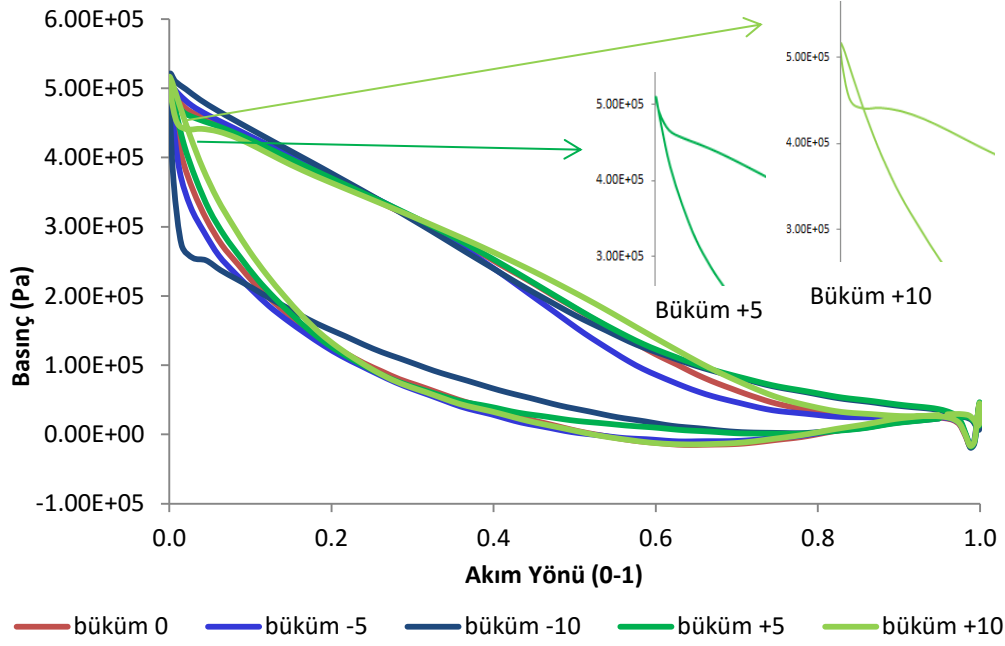


Şekil 5.5: Büküm açısına bağlı güç ve verim değişim eğrileri (taç tarafından).



Şekil 5.6: (a)0° büküm açısı (b)-5° büküm açısı için (c) -10° büküm açısı için hız vektörleri gösterimi (d)+5° büküm açısı için (e) +10° büküm açısı için hız vektörleri gösterimi.

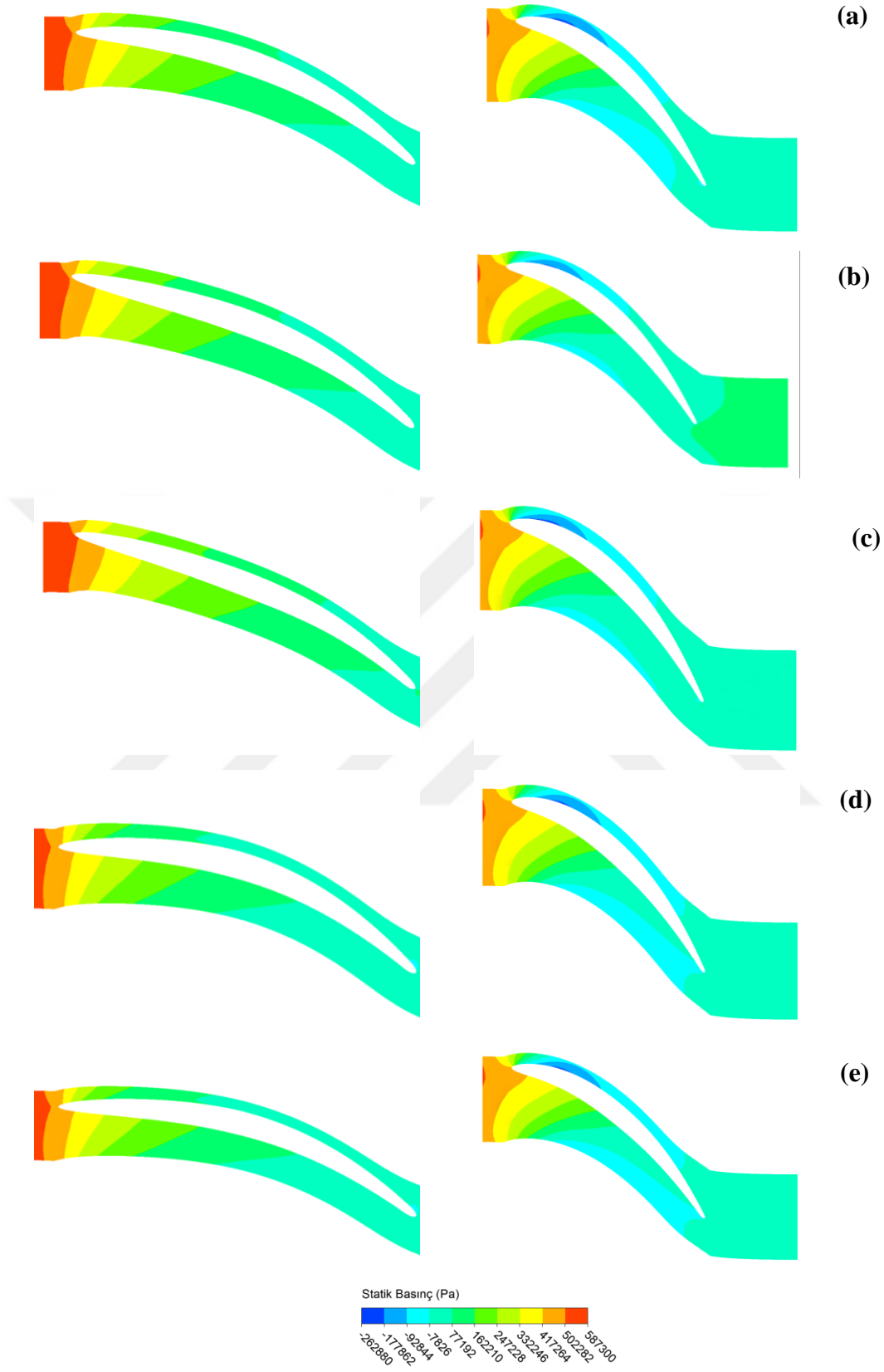
Büküm açısına bağlı olarak suyun kanada çarpma noktasının değişmesinin etkisini gözlemek için basınç yüklemeleri değerlendirilmiştir (Şekil 5.7). Akış yönünün tersinde büküm verildiğinde güç ve verim değerleri her ne kadar daha yüksek olsa da özellikle kanat girişinde negatif basınç gradyanlarına bağlı olarak kanadın kavitasyona yatkınlığı artmaktadır. Akım yönünde kanada büküm verilince güç ve verim değerleri düşmekte kanat girişindeki kavitasyon büyük oranda önlenmektedir.



Şekil 5.7: Taç tarafından akış yönünde ve akış yönü tersine büküm durumunda basınç eğrileri değişimi (orta yüzey).

Şekil 5.8'de akım yönünde ve tersi yönde büküm verilen kanatlar için statik basınç eğrileri taç ve bilezik bölgelerinde çizdirilmiştir. Şekil 5.8'e göre özellikle bilezik katmanı girişinde oluşan negatif basınç bölgesi kanadın rotasyon yönünde bükülmesi ile beraber giderek küçülmektedir, ayrıca basınç dağılımları daha üniform bir hal almaktadır.

Şekil 5.7'ye göre, akış yönünün tersine büküm verildiğinde giriş bölgesinde negatif basınç bölgesi oluştuğu ve çarkın giriş kaviteye maruz kalma durumunun arttığı görülmektedir. Şekil 5.8 (d) ve (e)'de verilen, taç ve bilezik bölgelerinde çizdirilmiş olan statik basınç eğrileri incelendiğinde bilezik giriş bölgesinde oluşan negatif basınç bölgesi alanının daha da arttığı görülmektedir. Yani güç ve verimi olumlu etkileyen akış yönünün tersine büküm verme durumunun kaviteye olumsuz etkilediği görülmektedir.



Şekil 5.8: Taç tarafından (a) 0° (b) -5° (c)-10° (d) +5° (e)+10° büküm durumu için statik basınç eğrilerinin taç ve bilezik katmanlarında gösterimi(dvm.)

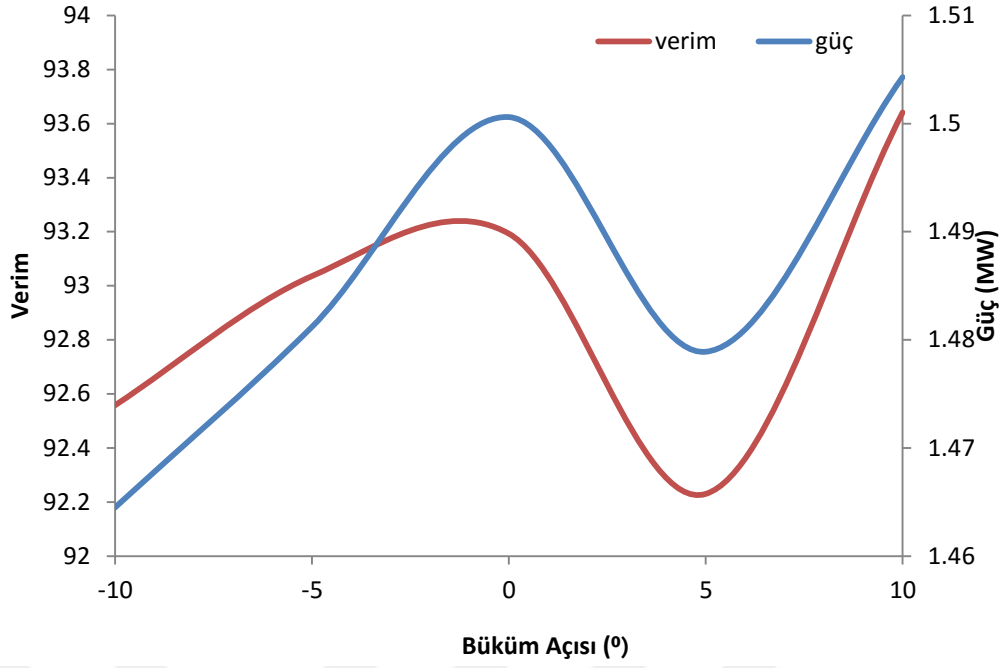
5.1.2 Bilezik tarafında yapılan büküm etkisi

Bilezik tarafından kanatlarda, akış yönünde ve akışın tersi yönde 5° ve 10° büküm yaratılmıştır. Çizelge 5.4'te ve Şekil 5.9'da farklı büküm açılarında elde edilen sonuçlar verilmiş ve bu durum grafik üzerinde gösterilmiştir. Maksimum güce rotasyonun tersi yönde 10° büküm açısında ulaşıldığı görülmektedir.

Şekil 5.2 ve 5.3 incelendiğinde, taç tarafında büküm verildiğinde maksimum gücün elde edildiği, $+5^{\circ}$ derece ile bilezik tarafından -5° derece büküm verildiği durumda kanat aynı yönde eğime sahiptir. Ancak elde edilen güç değerleri birbirlerinden farklıdır. Bu durum; her ne kadar kanatta, taç ya da bilezik tarafından büküm vererek aynı eğimi yaratmak mümkün olsa da büküm katmanının güç ve verim üzerindeki etkisinin fark yarattığını göstermektedir.

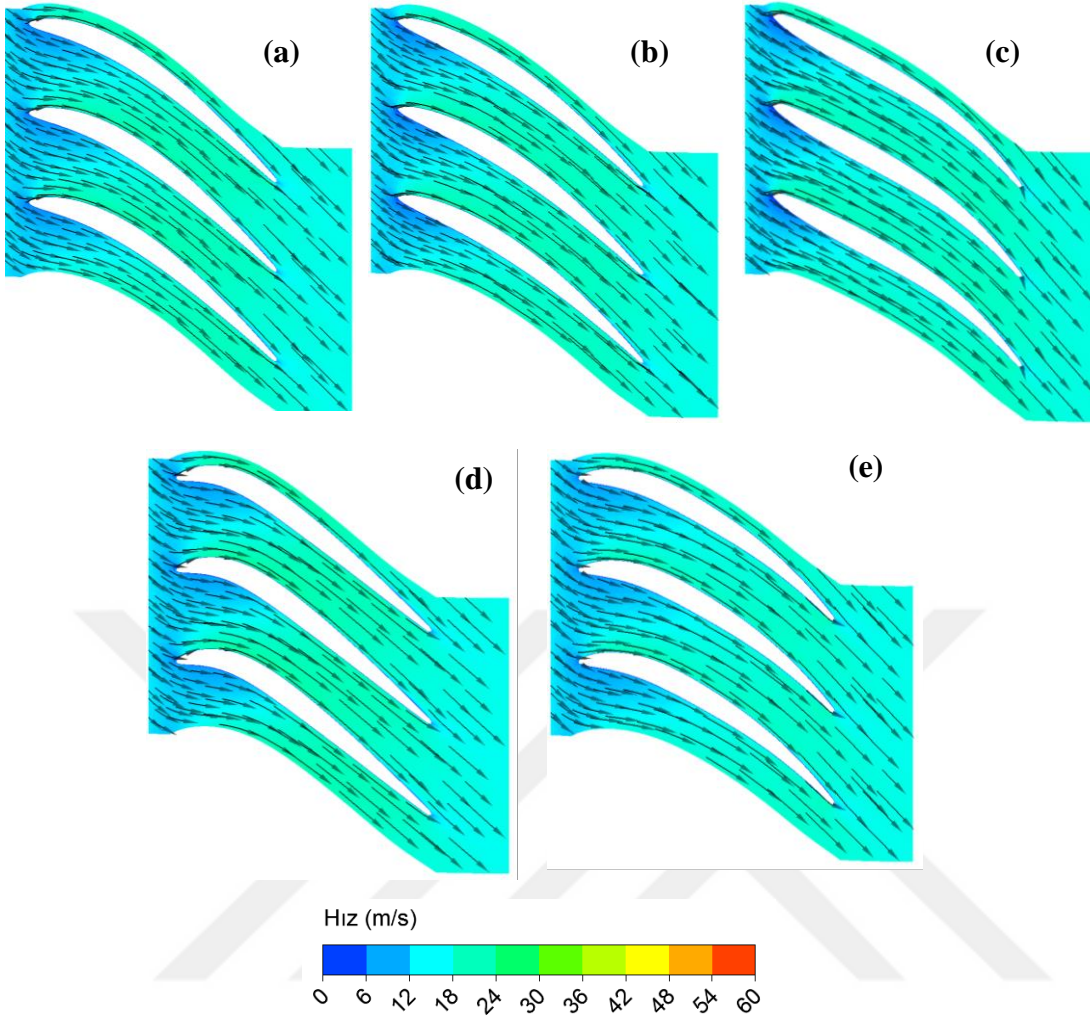
Çizelge 5.4:Referans tasarım ve farklı büküm açılarında elde edilen sonuçların kıyaslaması (bilezik tarafı).

Kanat	Düşü [m]	Toplam Verim	Güç[MW]
0°	75.59	93.19	6.50
-5°	75.61	93.04	6.48
-10°	76.21	92.58	6.46
$+5^{\circ}$	75.08	92.23	6.48
$+10^{\circ}$	75.88	93.64	6.50



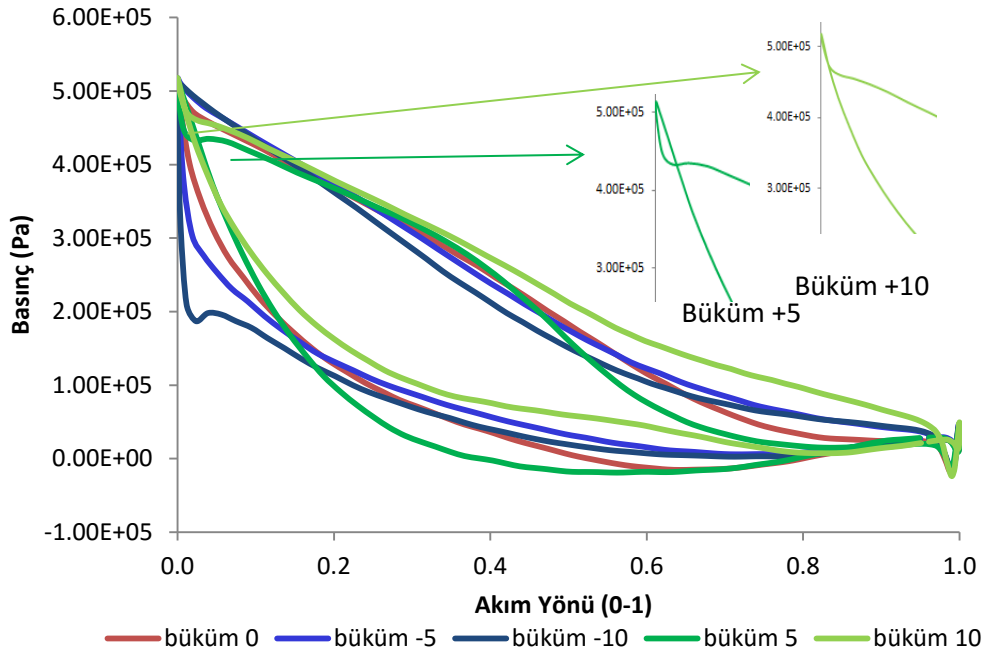
Şekil 5.9: Büküm açısına bağlı güç ve verim değişim eğrileri (bilezik tarafından).

Şekil 5.10 ve 5.11’de farklı büküm açılarındaki hız vektörleri verilmiştir. Şekil 5.10’a göre akım yönünde büküm verildiğinde ayar kanadından yönlendirilen akışın çark basınç tarafına çarptığı, Şekil 5.11’de ise rotasyon yönünün tersine büküm verildiğinde, akışın çark emme tarafına çarptığı gözlemlenmiştir. Bu durum taç tarafından yaratılan bükümde de aynı şekilde oluşmuştur.



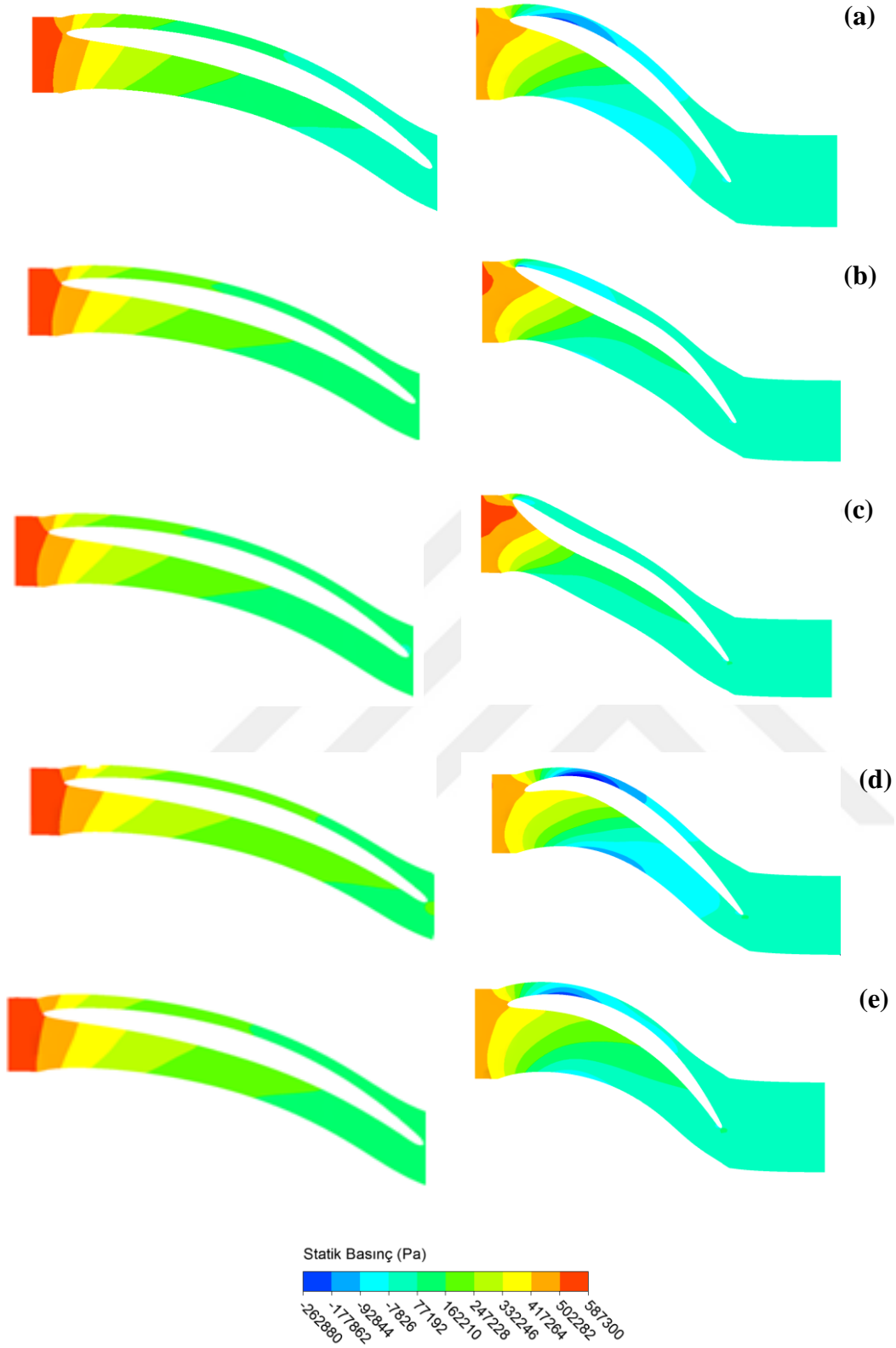
Şekil 5.10: (a) 0° büküm açısı (b) -5° büküm açısı için (c) -10° büküm açısı için hız vektörleri gösterimi (d) $+5^\circ$ büküm açısı için (e) $+10^\circ$ büküm açısı için hız vektörleri gösterimi.

Şekil 5.11’de verilen basınç dağılımlarının incelenmesi ile bilezik tarafından büküm vermenin taç tarafına oranla basınç dağılımında çok daha ciddi bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. Kanada akış yönünde büküm verildiğinde üretilen gücün giderek düştüğü ve giriş bölgesinin kavitasyona olan yatkınlığının arttığı görülmektedir. Akışın tersi yönde 5° büküm verildiğinde kanat girişinde basınç gradyanlarının ters dönmesine bağlı olarak ciddi bir enerji kaybı meydana gelmektedir, diğer yandan akış tersi yönünde 10° büküm verildiğinde bu bölge minimize olmakta üretilen güç artmaktadır.



Şekil 5.11: Bilezik tarafından akış yönünde ve akış yönü tersine büküm durumunda basınç eğrileri değişimi (orta yüzey).

Şekil 5.12’de statik basınç eğrileri taç ve bilezik bölgelerinde çizdirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre rotasyon yönünden bağımsız olarak bilezik bölgesinin emme tarafında oluşan eksi basınç bölgesinin küçüldüğü gözlemlenmektedir. Minimum basınç değeri çok değişmese bile basınç bölgesi şekli değişmekte ve büküme bağlı olarak bu bölge küçülmektedir. Kanat girişindeki maksimum basınç değerleri rotasyon yönünde büküme bağlı olarak giderek yükselmekte iken minimum basınç bölgesi ise giderek küçülmektedir.



Şekil 5.12: Bilezik tarafından (a) 0° (b) -5° (c) -10° (d) $+5^\circ$ (e) $+10^\circ$ büküm durumu için statik basınç eğrilerinin taç ve bilezik katmanlarında gösterimi (dvm.).

Bu bölümde taç ve bilezik tarafında çark kanadına lineer olarak büküm verilmesi durumunda çark akışında ve performansında meydana gelen değişimler irdelenmiştir. Bu bağlamda rotasyon yönünde ve rotasyon yönünün tersi yönde kanada büküm verilmiştir. Çark tasarımı, istenen çalışma koşullarında dengeli basınç dağılımı sağlamak ve kanadın kaviteye olan yatkınlığını azaltabilmek için en önemli süreçtir. Elde edilen sonuçlara göre kanada büküm vermek taçtan bileziğe doğru basınç dağılımını ayarlamakta çok etkin bir parametredir. Bu bağlamda elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Çark girişinde, güç ve performans kaybına yol açan negatif basınç gradyanlarına bağlı olarak oluşan eksi basınç bölgesi oluşumunun gözlemlendiği durumlarda kanatlara taç katmanında dönme yönünde büküm verilmelidir. Bu sayede en önemli kaviteye tiplerinden olan giriş kaviteye azalacak ve daha dengeli bir basınç dağılımı sağlanacaktır.
- Kanat bilezik tarafında negatif basınç bölgesi oluştuğunda, bilezik tarafında rotasyon yönünden bağımsız olarak kanada büküm vermek, performansı olumsuz etkileyen bu bölgeyi minimize etmektedir.
- Ayar kanadından yönlendirilen akışın kanada çarpma noktasını optimize edebilmek için çark girişi teta açıları değiştirilmelidir.
- Bilezik ya da taç tarafından kanada aynı eğimi vermek mümkün olsa da büküm eğrisine bağlı olarak çarktan elde edilen güç ve çark verimi değişiklik göstermektedir.

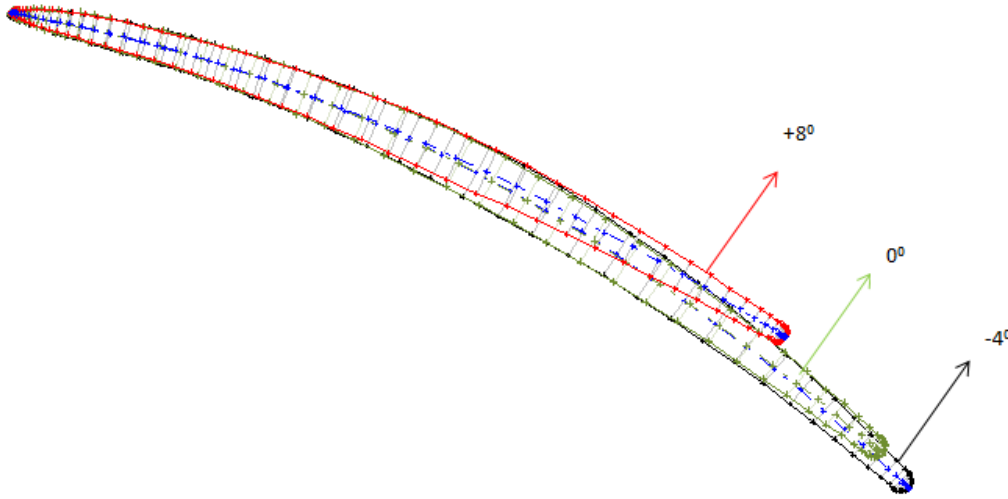
5.2 Kanat Beta Açısının Çark Performansına Etkisi

Türbin çark kanadı tasarımını optimize eden önemli faktörlerden biri, kanat beta açısıdır (β_{kanat}). β_{kanat} , kanat eğiklik hattına tanjant olan açı olarak tanımlanmaktadır (Şekil 5.1). Bu bölümde giriş ve çıkış kanat beta açılarının kaviteye ve çark performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Kanat beta açısının farklı türbin çarklarında yarattığı etkiyi gözlemlemek adına Çizelge 5.2’de özellikleri verilen dört farklı türbin çarkı üzerinde çalışma gerçekleştirilmiştir. Kanat açılarının tanımlanmasında kolaylık olması için kanat profilinin radyal bölgedeki yansıması üzerinde çalışılmaktadır (meridyonel görünüş). Bu meridyonel profil üzerinde beş kesit tanımlanmakta ve bu kesitler üzerinden kanat açıları değiştirilmektedir. Kanat giriş beta açısı etkisini gözlemlemek için her kesitin ilk noktaları, çıkış beta açısı

etkisini gözlemlemek adına ise her bir kesitin son nokta değerleri değiştirilmiştir. Giriş beta etkisi $\beta_{\text{çıkış,opt}} - 4 < \beta_{\text{kanat}} < \beta_{\text{çıkış,opt}} + 20$ aralığında, çıkış beta etkisi $\beta_{\text{çıkış,opt}} - 4 < \beta_{\text{kana}} < \beta_{\text{çıkış,opt}} + 8$ aralığında incelenmiştir.

5.2.1 Kanat Giriş Beta Açısının Çark Performansına Etkisi

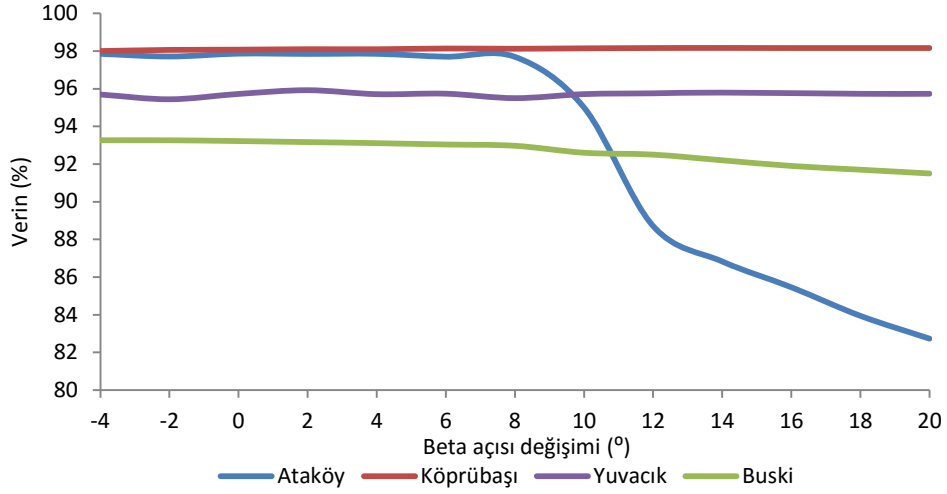
Giriş beta açısının kanat geometrisi üzerinde yarattığı değişikliğin anlaşılması için Şekil 5.13'te kanadın beta açısına bağlı olarak kanat orta kesit geometrisinin değişimi verilmiştir. Kanat giriş beta açılarını düşürmek kanat kamburluğunu azaltmakta ve kanat boyunu uzatmaktadır. Giriş beta açılarını arttırmak ise kanat boyunu kısaltarak kamburluğu arttırmaktadır.



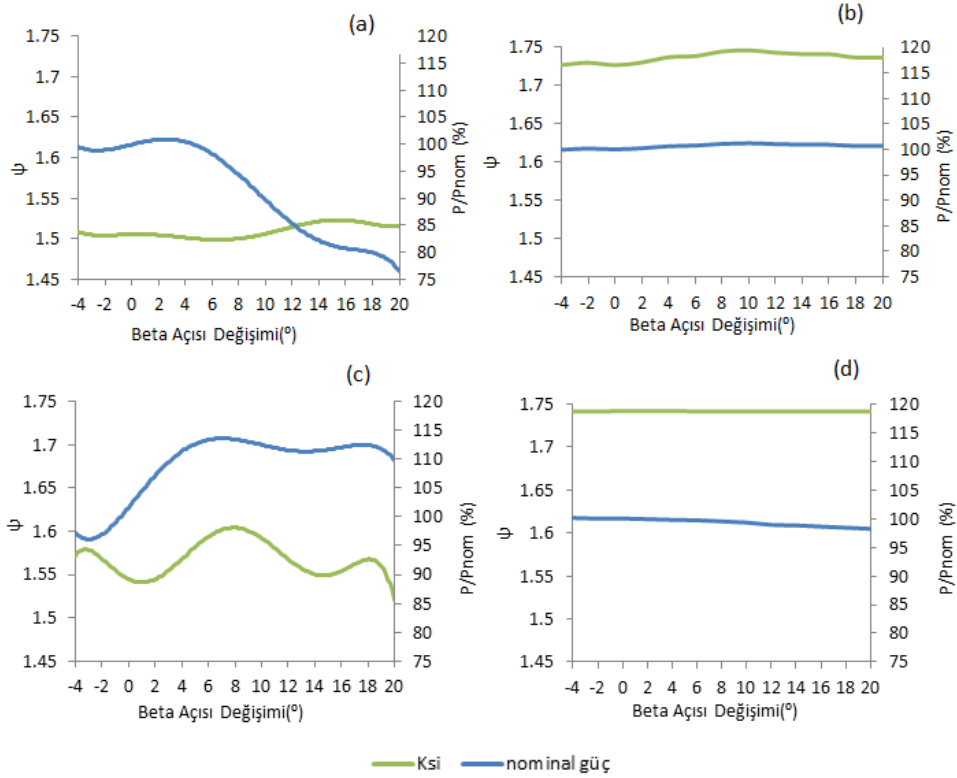
Şekil 5.13: Giriş beta açısının değişiminin kanat profili üzerinde gösterimi.

Çizelge 5.2'de özellikleri verilen dört türbin çarkı için de verim, güç ve düşü eğrileri çizdirilmiştir. Giriş beta açısı değişimine bağlı verim değişiminin üç türbin için ihmal edilebilecek kadar az olduğu görülmektedir (şekil 5.14). Bu türbinlerde güç üzerinde etki eden parametrenin düşü olduğu varsayılmaktadır. Bu durumun gözlenebilmesi için düşü katsayısı- beta açısı artışı eğrileri çizdirilmiştir (şekil 5.15). Güç üzerinde ciddi değişimin gözlemlendiği Yuvacık ve Ataköy çarklarında, ciddi bir düşü değişimi olduğu Şekil 5.15'te görülmektedir.

Şekil 5.17'de verilen düşü katsayısı değişimleri incelendiğinde kanat uzunluğunun artışının tüm türbin çarklarında düşü kaybı yarattığı görülmektedir. Bunun nedeninin beta artışının kanat uzunluğunu arttırması ve kanat üzerinde meydana gelen sürtünme kayıplarının artışı olduğu varsayılmaktadır.



Şekil 5.14: Tüm türbin çarkları için beta açısına bağlı verim değişim eğrileri.



Şekil 5.15: (a) Ataköy, (b) Köprübaşı, (c) Yuvacık, (d) BUSKİ için beta değişimine bağlı güç ve verim eğrileri (giriş betalarına bağlı).

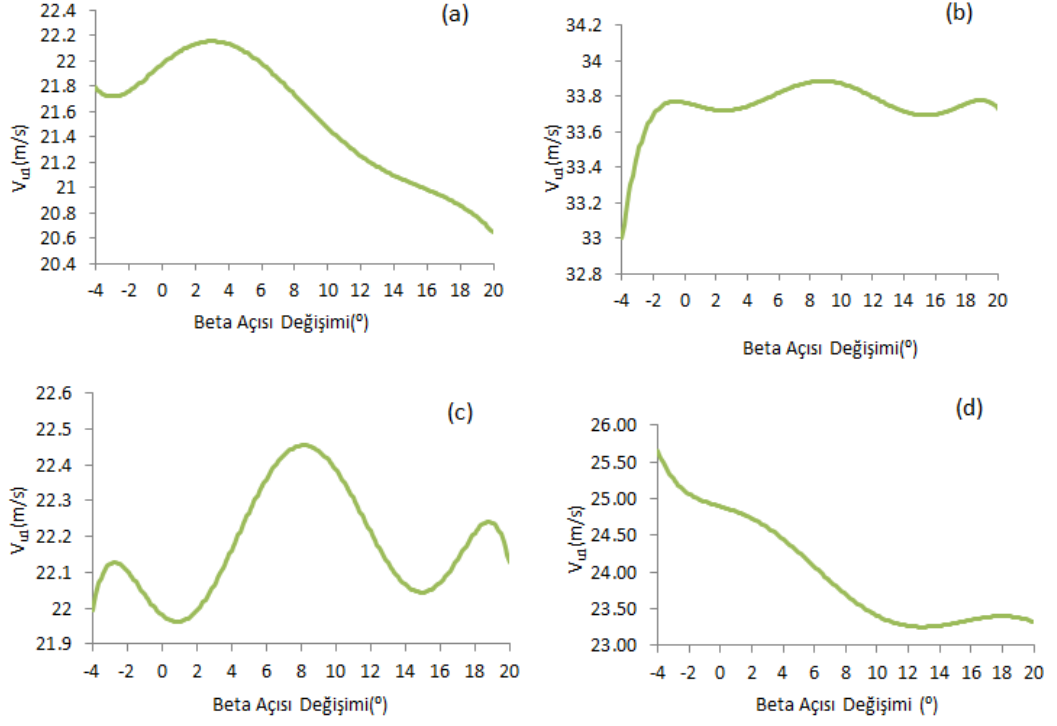
Tüm türbin çarklarında beta açısına bağlı güç değişimi parabolik bir dağılım göstermektedir. Belli bir beta aralığında yüksek güç değerlerine çıkılmakta sonrasında üretilen güç değerleri tekrar düşmeye başlamaktadır. Şekil 5.15'e göre tüm çarklar için beta giriş açısı, düşü ve güç üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptir. Çizelge 5.5'te optimum tasarımda (0° beta açısı) ve kritik beta açısı durumunda tüm çarkların sahip olduğu beta dağılımları verilmiştir. Bu çizelgeye göre tüm türbin

çarkları için geçerli olan kritik bir beta değeri yoktur; ancak tüm türbin çarklarında kritik bir beta değeri vardır ve bu değerden sonra beta artışı üretilen gücü ve verimi düşürmektedir.

Çizelge 5.5: Türbin çarkları için giriş beta açısı dağılımları.

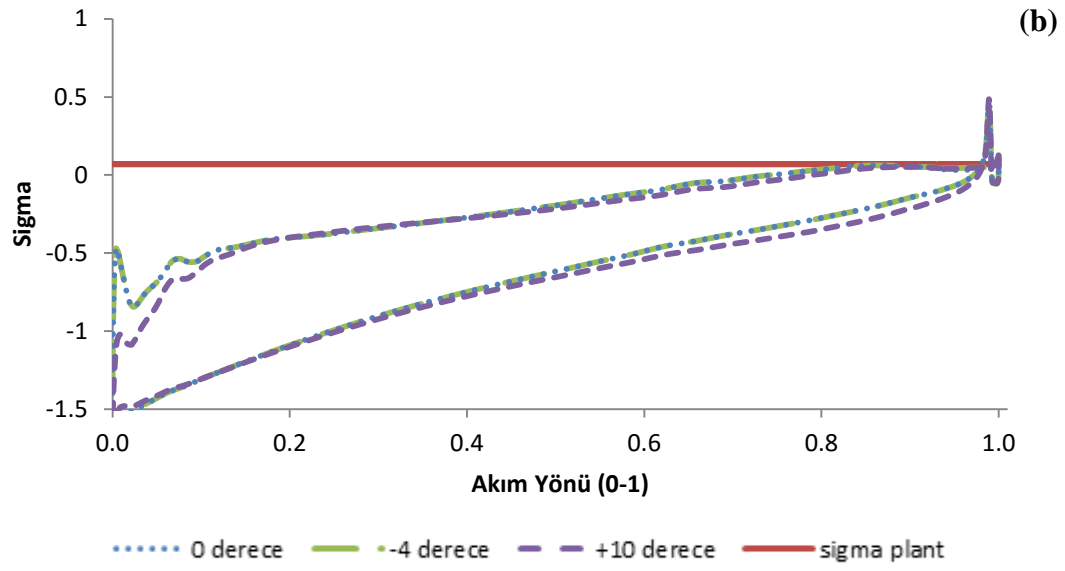
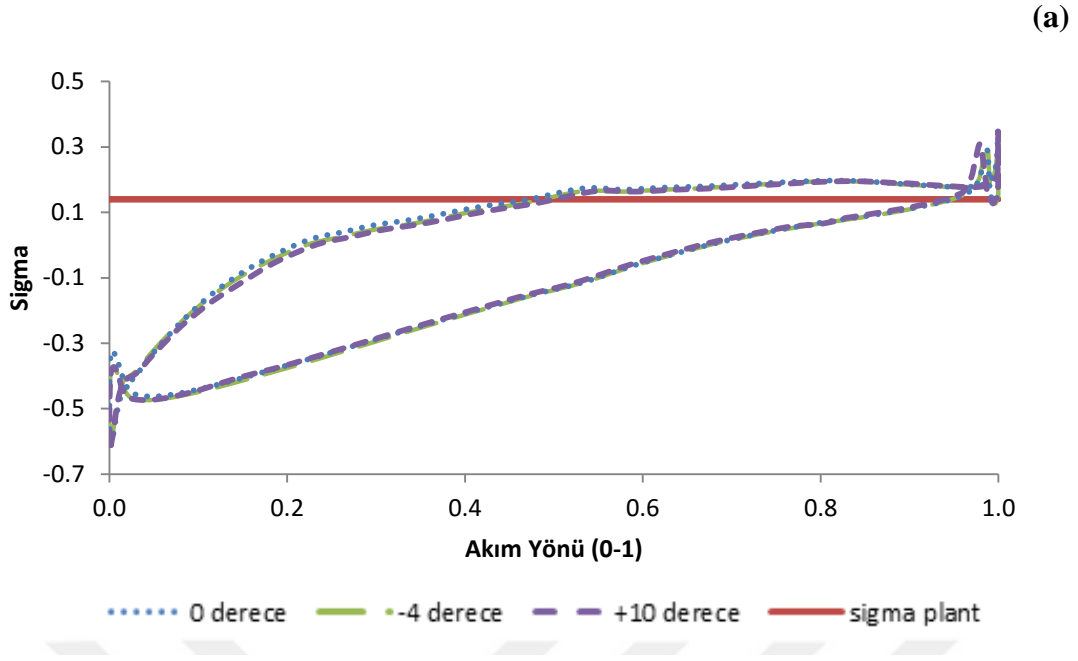
Beta açısı(⁰)	Ataköy Orjinal Dağılım	Ataköy Kritik Dağılım	Köprübaşı Orjinal Dağılım	Köprübaşı Kritik Dağılım	Yuvacık Orjinal Dağılım	Yuvacık Kritik Dağılım	BUSKİ Orjinal Dağılım	BUSKİ Kritik Dağılım
0 kesiti	82	87	80	90	69	77	88.6	84.6
0.25 kesiti	83	88	81	91	68	76	88	84
0.50 kesiti	83	88	82	92	68	76	92.5	88.5
0.75 kesiti	83	88	79	89	67	75	86	82
1 kesiti	77	82	83	93	65	73	85	81

Giriş beta değerleri Şekil 5.16'da verildiği gibi çark girişi periferel hız komponentinde değişime yol açmaktadır. Giriş beta değerlerinin, güç üzerinde yarattığı etkinin nedeni bu durumdur. Kritik beta değerine ulaşana kadar, giriş beta değerinin artışı giriş periferel hız komponentinde artışa neden olmakta, bu durumda çark girişinde daha fazla sirkülasyon yaratarak çarktan daha fazla güç elde edilmesini sağlamaktadır (Şekil 5.16).

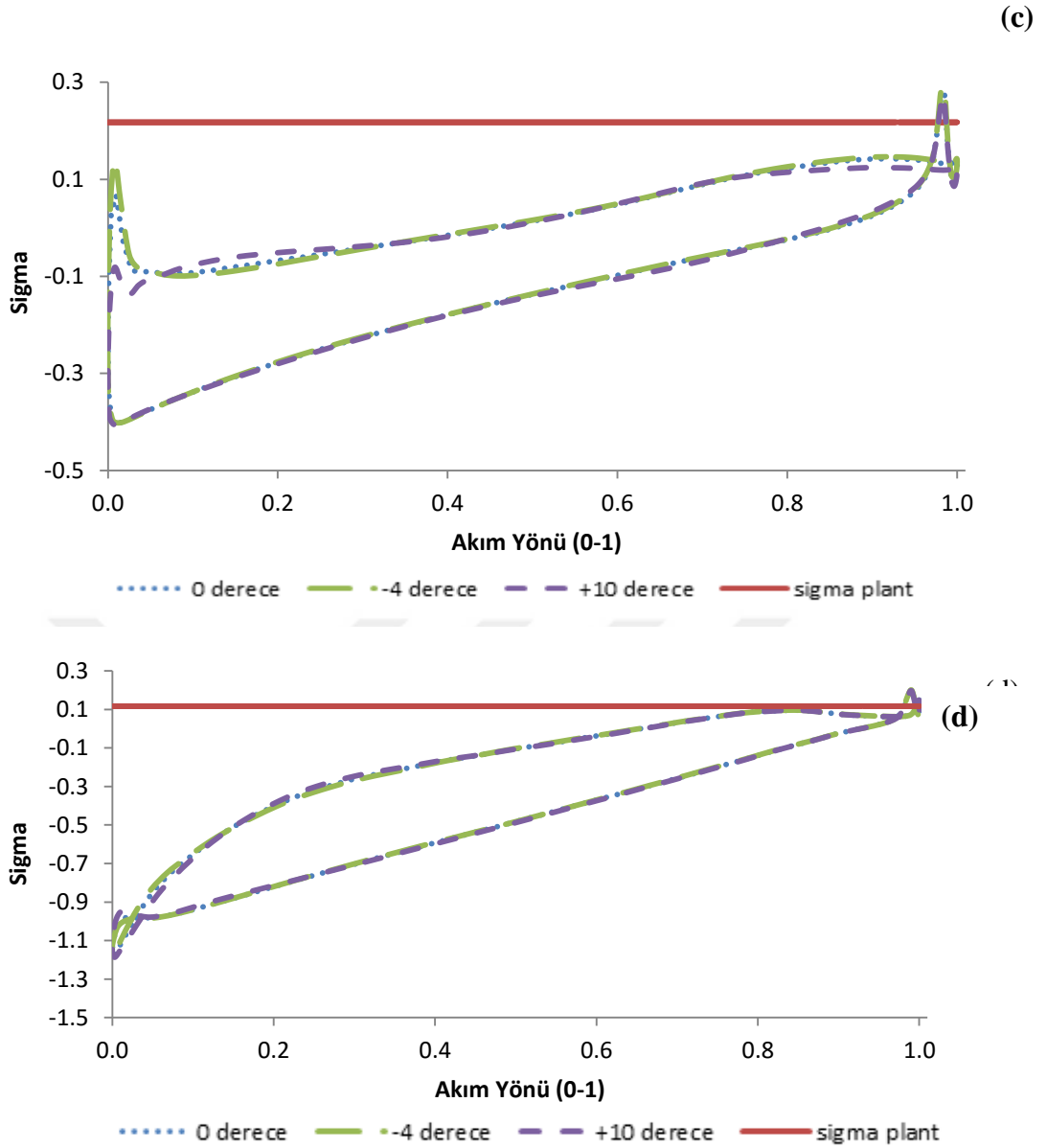


Şekil 5.16: Periferel hız komponenti – beta açısı artışı ilişkisi (a)Ataköy, (b) Köprübaşı, (c) Yuvacık, (d) BUSKİ.

Giriş beta açısının kavitasyon üzerindeki etkisinin araştırılması için orta kesitte kavitasyon eğrileri çizdirilmiştir (Şekil 5.17). Elde edilen sonuçlara göre giriş beta açısı, kavitasyon üzerinde belirgin bir etkiye sahip değildir.

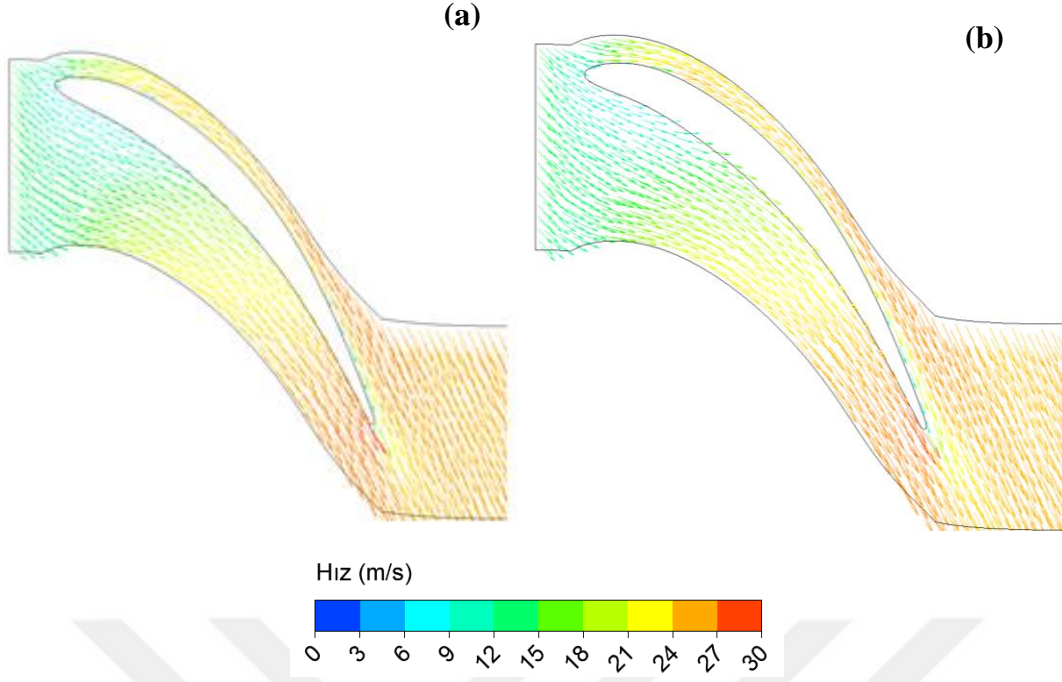


Şekil 5.17: Kaviteasyon eğrileri (a)Ataköy, (b) Köprübaşı, (c) Yuvacık, (d) BUSKİ (orta kesit)



Şekil 5.17: Kaviteasyon eğrileri (a)Ataköy, (b) Köprübaşı, (c) Yuvacık, (d) BUSKİ (orta kesit) (dvm).

Beta giriş açısı Şekil 5.13'te verildiği üzere kanat şekli üzerinde etkiye sahiptir. Kanat boyunca hız vektörleri incelendiğinde görülmektedir ki beta açısının artışı kanadı kamburlaştırmakta ve bu durum kanat üzerindeki akışta kopmalara neden olmaktadır. Diğer yandan düşük beta açılarında kanat boyunca akış daha düzenlidir ve ayrılmalar meydana gelmemekte, akış kanadı takip etmektedir (Şekil 5.18).



Şekil 5.18: BUSKİ HES türbin çarkı kanadı boyunca bilezik tarafında hız vektörleri gösterimi (a) -2 derece beta değişimi (b)+10 derece beta açısı değişimi

Elde edilen sonuçlar doğrultusunda giriş beta açısının çark performansı üzerindeki etkisi aşağıdaki gibi özetlenebilir.

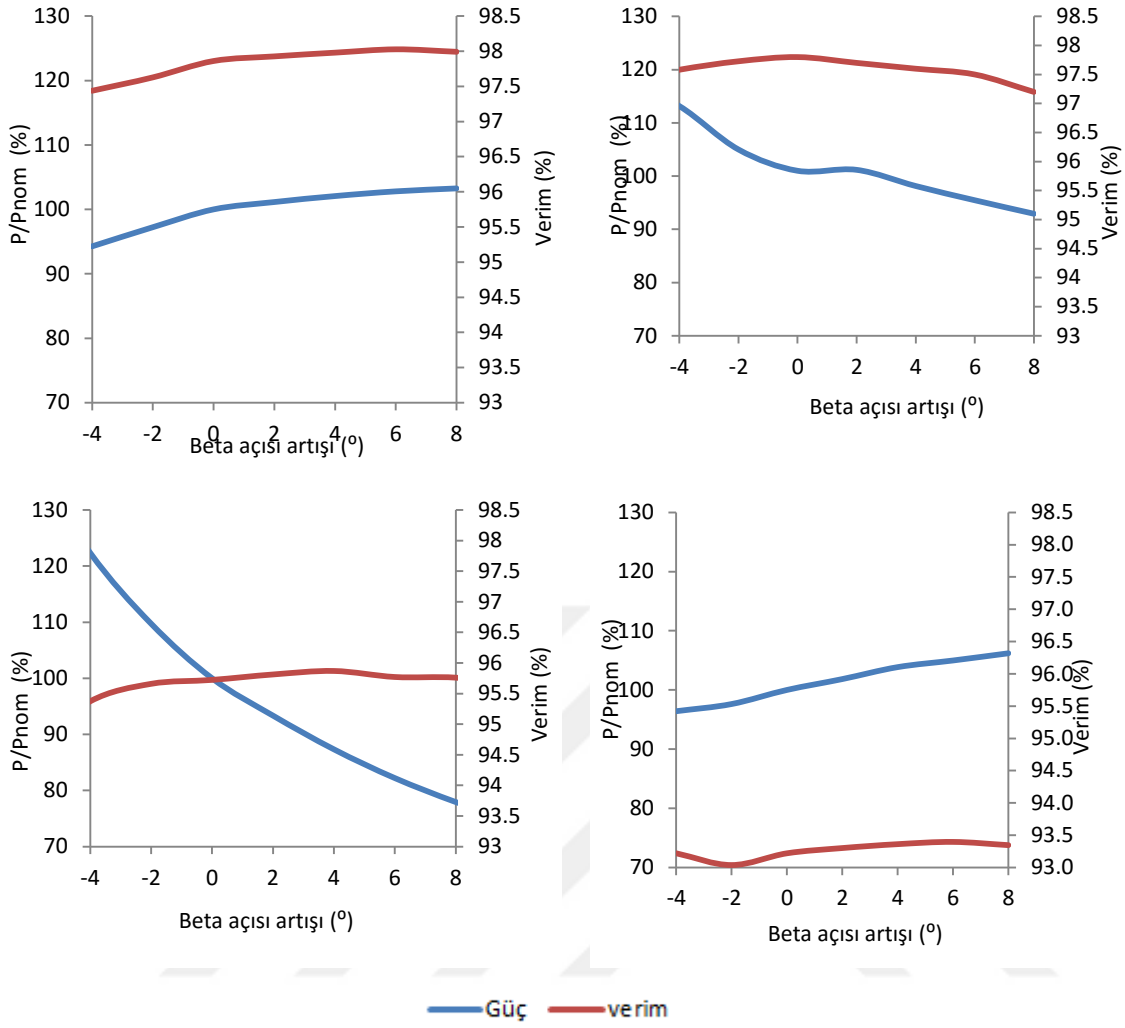
- Giriş beta açıları, kavitasyondan ziyade güç üzerinde etkiye sahiptir. Her türbinde farklı bir değere denk gelen kritik bir giriş beta açısı değeri vardır. Bu noktaya kadar beta artışı giriş periferel hız komponentinde artışa neden olarak üretilen güç değerini yükseltmektedir.
- Giriş beta açıları, verimden çok düşüye bağlı olarak güç üzerinde değişim yaratmaktadır. Gücün yüksek olduğu giriş beta açısına sahip durumlarda sistem daha yüksek düşü değerlerine ihtiyaç duymaktadır.
- Düşük giriş beta açılarında, kanat daha uzun olmakta ve kamburluğu azalmaktadır; bu durum ise akışı daha düzenli hale getirmekte ve özellikle kanat girişinde meydana gelen kopma ve ayrılma yapılarını önlemektedir; ancak kanat uzunluğunun artması kanat boyunca sürtünme kayıplarını arttırarak düşü kaybına neden olmaktadır. Dolayısıyla beta açısı artışı, kavitasyon olasılığını düşürürken düşüde kayıplara yol açmaktadır. Kritik beta değerinde kanat geometrisi,

kanat uzunluğu ve kamburluğu sebebi ile meydana gelen kayıpları ve akış bozulmalarını dengelemektedir.

- Tasarımcı, kavitasyon ve verim değerlerini sabitledikten sonra giriş beta açılarını değiştirerek güç değerleri üzerinde artış ya da azalma sağlayabilir.

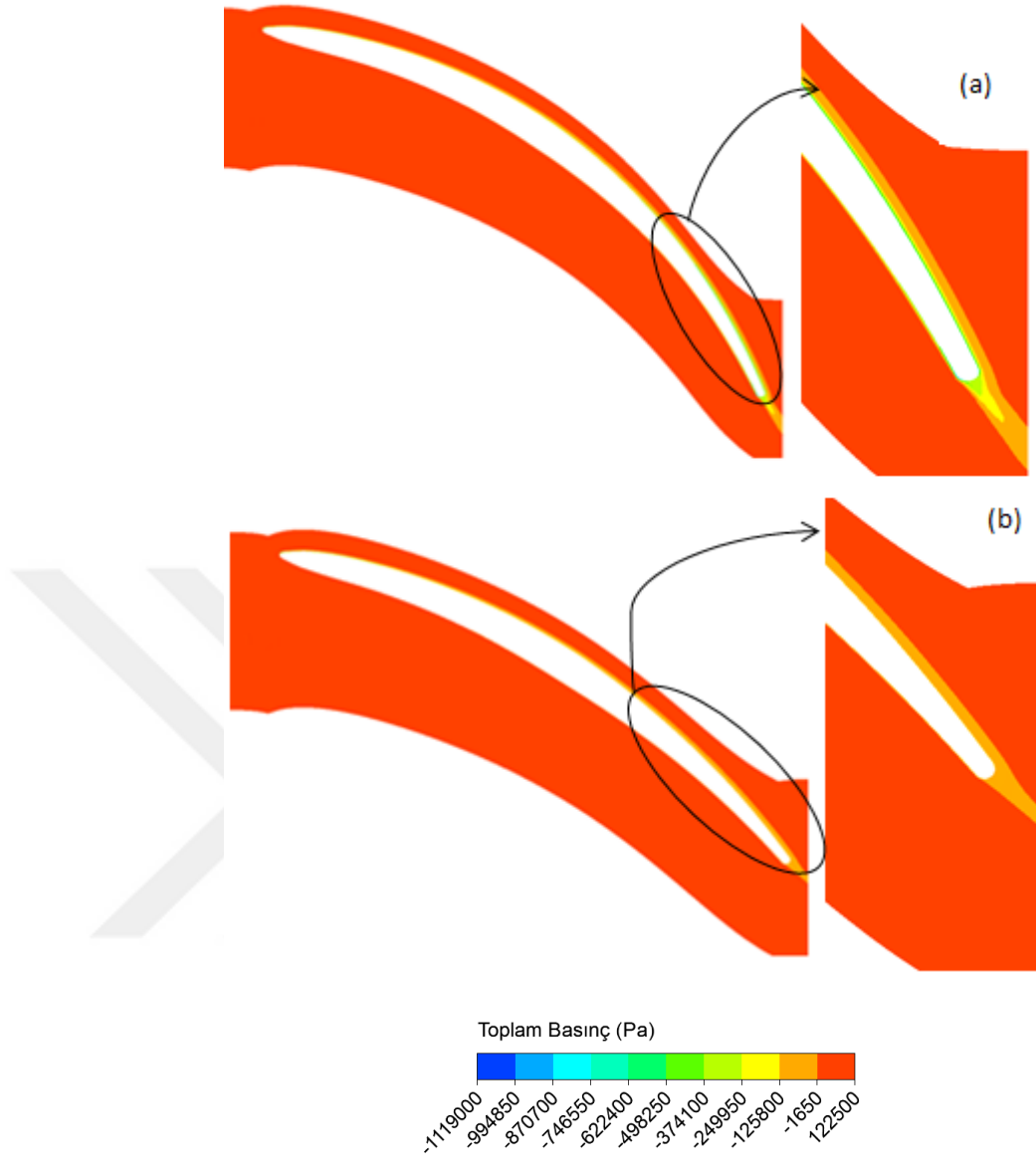
5.2.2 Çıkış Beta Açısının Çark Performansına Etkisi

Çıkış beta açısının kanat geometrisi üzerinde yarattığı değişiklik; kanat girişinde meydana gelen ile aynı şekildedir. Kanat çıkış beta açılarını düşürmek kanat kamburluğunu azaltmakta ve kanat boyunu uzatmaktadır, çıkış beta açılarını arttırmak ise kanat boyunu kısaltarak kamburluğu arttırmaktadır. Şekil 5.19’da tüm çarklar için beta değişimine bağlı güç ve verim eğrileri verilmiştir. Çıkış beta değişiminin farklı çarklarda farklı etki yaptığı görülmektedir. Beta artış aralığının genişletilmesi betanın güç üzerindeki etkisinde fark yaratmamaktadır. Dolayısıyla çıkış beta açısı için bir genelleme yapılamamaktadır.



Şekil 5.19: (a) Ataköy, (b) Köprübaşı, (c) Yuvacık, (d) BUSKİ için beta değişimine bağlı güç ve verim eğrileri (çıkış betalarına bağlı).

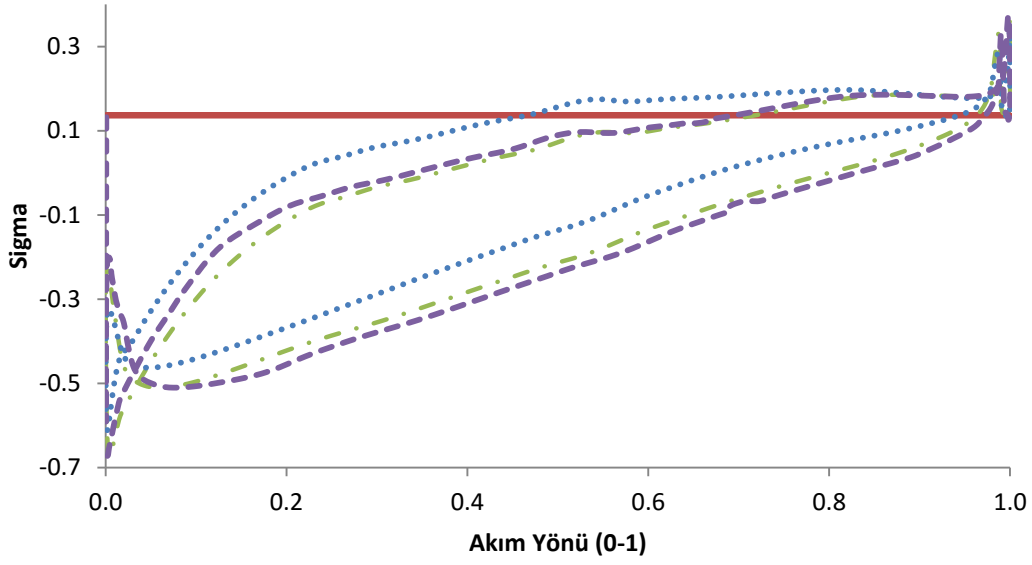
Şekil 5.20'de Köprübaşı HES türbin çark kanadı boyunca toplam basınç dağılımı - 12° ve 8° beta açısı artışı için çizdirilmiştir. Köprübaşı HES çark kanadında, +8° beta açısı artışı durumunda toplam basınçtaki kayıplar daha fazla olmakta dolayısıyla daha düşük güç değerleri elde edilmektedir.



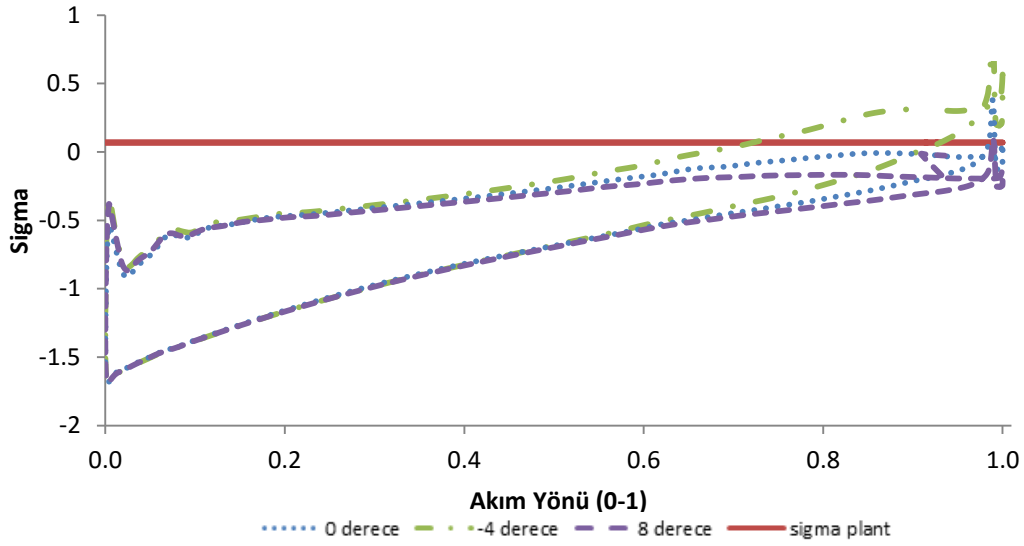
Şekil 5.20: Köprübaşı HES türbin çark kanadı boyunca toplam basınç dağılımı (a) -12° beta açısı artışı (b) $+8^\circ$ beta açısı artışı

Şekil 5.21’de orta kesitte çizdirilmiş kavitasyon eğrileri verilmiştir. Çıkış beta açısının kavitasyon üzerindeki etkisinin giriş beta açısına göre daha fazla olduğu görülmektedir; ancak çıkış betasının kavitasyon üzerindeki etkisi için genel bir sonuç elde edilememiştir.

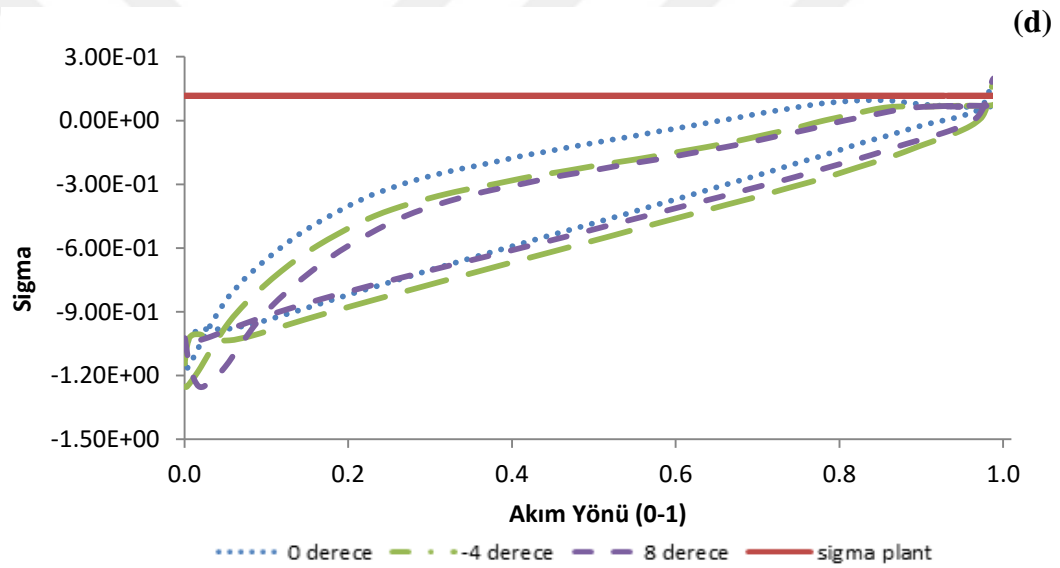
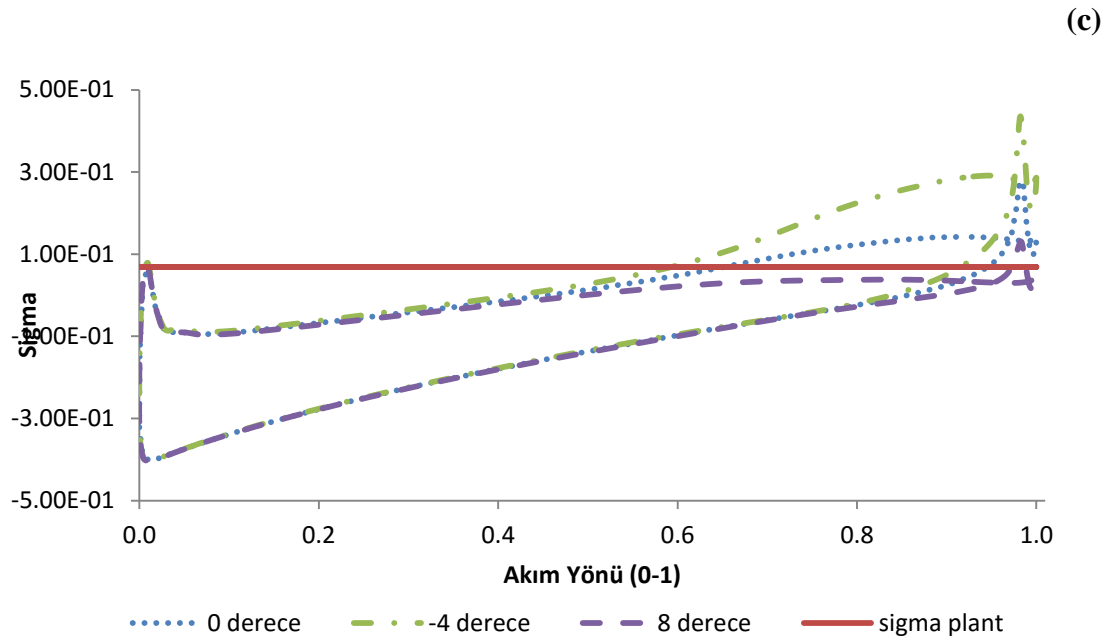
(a)



(b)



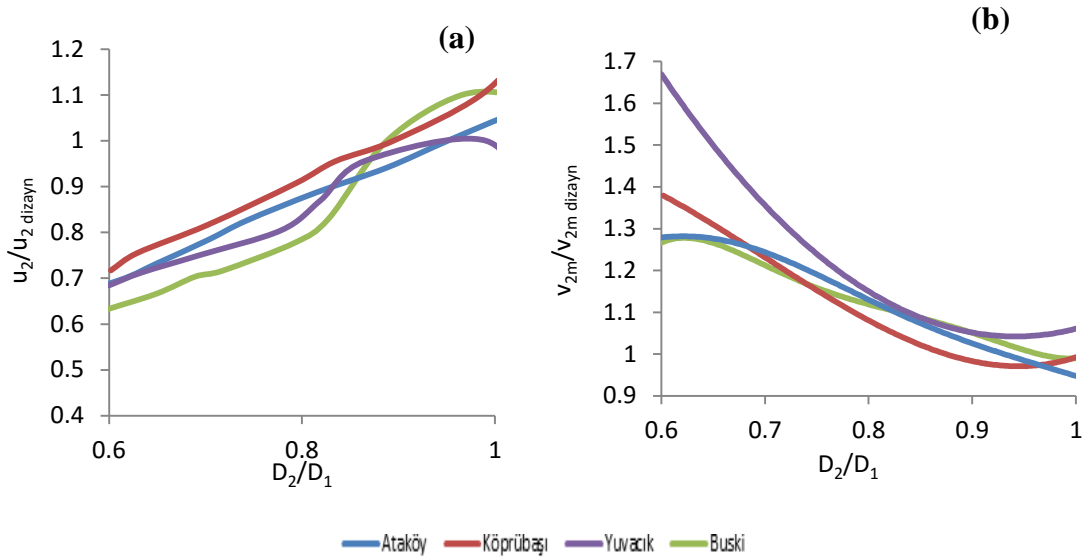
Şekil 5.21: Kavitasyon eğrileri (a)Ataköy, (b) Köprübaşı, (c) Yuvacık, (d) BUSKİ (orta kesit).



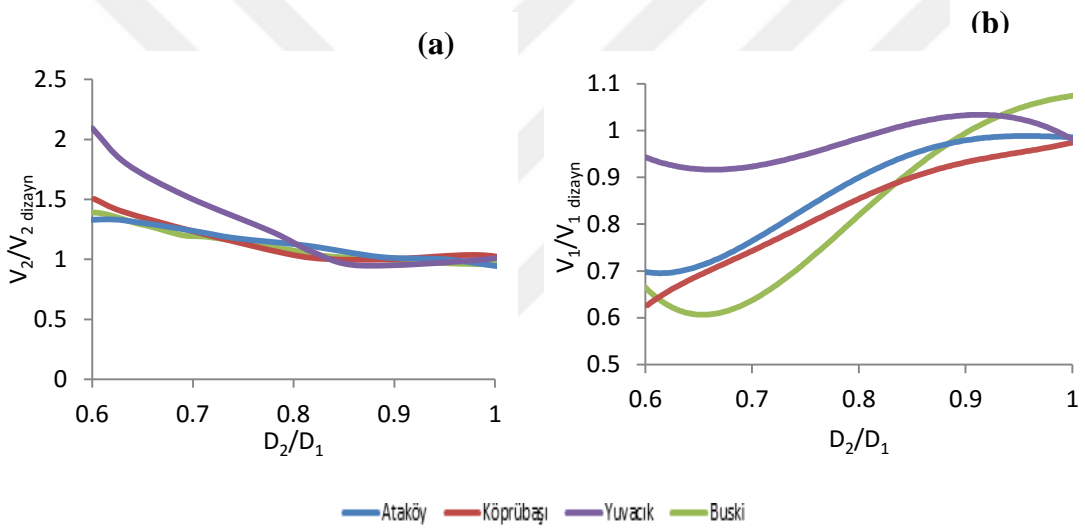
Şekil 5.21: Kaviteasyon eğrileri (a)Ataköy, (b) Köprübaşı, (c) Yuvacık, (d) BUSKİ (orta kesit) (dvm).

5.3 Çark Çapının Performansa Etkisi

Çark çıkış çapının değiştirilmesi hız bileşenleri üzerinde doğrudan etkiye sahiptir. Çark çıkış çapının artırılması periferel hız bileşeninde artış, meridyonel hız komponentinde ise süreklilik gereğince düşüş yaratmaktadır (Şekil 5.22). U_2 ve V_{m2} hız bileşenlerinin değişimine bağlı olarak çıkıştaki mutlak hız değişim göstermektedir (Şekil 5.23).

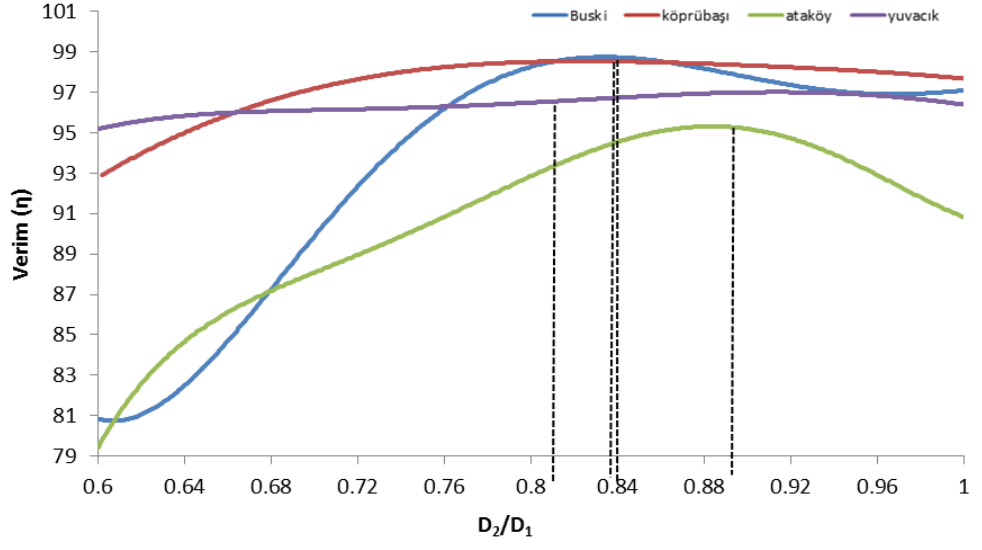


Şekil 5.22: (a) Periferel hız bileşeninin çıkış çapına bağlı değişimi (b) meridyonel hız vektörünün çark çıkış çapına bağlı değişimi.



Şekil 5.23: (a) Çıkış mutlak hız vektörünün çıkış çapına bağlı değişimi (b) Giriş mutlak hız vektörünün çıkış çapına bağlı değişimi.

Giriş mutlak hızı, çark çıkış çapına bağlı olarak Şekil 5.23 (b)'de verildiği gibi değişiklik göstermektedir. Tüm türbin çarkları için çark giriş çapının çark çıkış çapına oranına bağlı verim eğrileri çizdirilmiştir (Şekil 5.24). Elde edilen grafiğe göre dört türbinde de maksimum güç ve verim $0.8 < D_2/D_1 < 0.9$ aralığında elde edilmiştir. Dört türbinde, çark çıkış çapı üzerinde gerçekleştirilen çalışmalar incelenerek, türbin çarkı çıkış çapı seçilirken tasarımcıların bu aralıkta ($0.8 < D_2/D_1 < 0.9$) bir çark çıkış çapı seçerek başlaması tasarım sürecini kısaltabilir yargısına varılabilir.

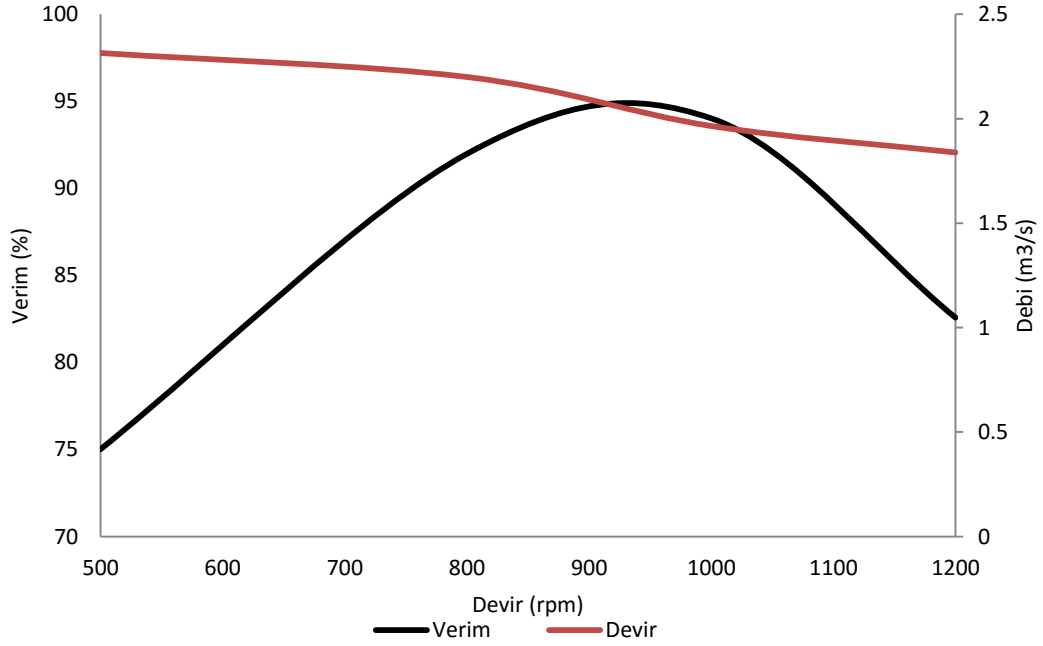


Şekil 5.24: Çark çapına bağlı verim değişimi eğrisi.



6. AÇISAL HIZ DEĞİŞİMİNİN TÜRBİN PERFORMANSINA ETKİSİ

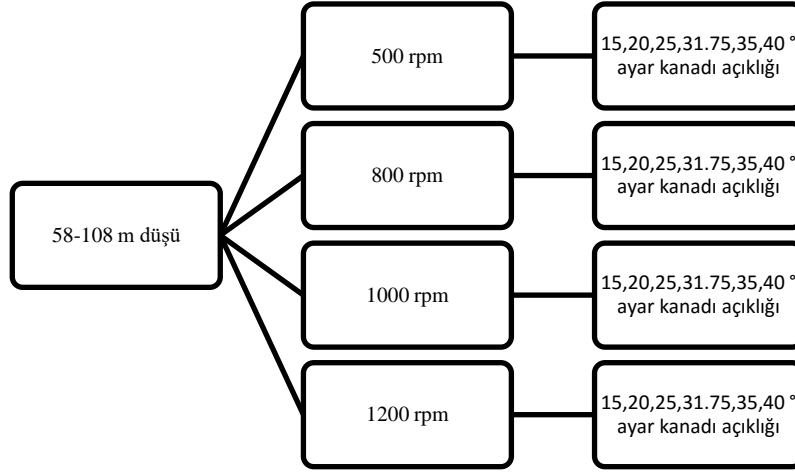
Bu bölümde gerçekleştirilen çalışmaların amacı açısal hız parametresinin hız üçgenleri üzerindeki etkisini araştırmaktır. Literatürde bu çalışmaya benzer bir araştırma bulunmamaktadır. Açısal hıza bağlı olarak debinin sabit kabul edildiği durum için Krivchenko [8] tarafından hız üçgenleri incelenmiştir; ancak bu tez kapsamında yapılan çalışmalar sonucunda Şekil 6.1’de verildiği üzere açısal hıza bağlı olarak debinin değiştiği görülmüştür. Dolayısıyla bu bölümde yapılan çalışmalar Krivchenko [8] tarafından gerçekleştirilen çalışmanın debinin değişiminin de irdelendiği durum için genişletilmiş hali olacaktır.



Şekil 6.1: Açısal hıza bağlı olarak debi ve verim değişimi.

Bu bölümde tamamlanan çalışmalar, tasarımı bu tez kapsamında tamamlanmış olan BUSKİ HES için gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma için 160 tüm türbin analizi gerçekleştirilmiş ve açısal hızın, güç, debi, düşü ve verim üzerindeki etkisi incelenmiştir. 58-108 m aralığında her 10m’de bir analizler yapılmıştır. Analizler 500-800-1000-1200 rpm olmak üzere dört farklı açısal hız değerinde yapılmıştır. Her

bir düşü ve açısai hız için altı farklı ayar kanadı açıklığında çalışılmıştır. Şekil 6.2’de çalışma parametreleri tablanmıştır.



Şekil 6.2: Açısai hız analizleri aralıkları.

6.1 Çark Giriş i için Açısai Hız Etkisinin İncelenmesi

Türbin çarkı hız üçgenleri denklemleri kullanılarak açısai hız etkisi irdelenmiştir. Giriş meridyonel hız bileşeni (v_{1m}) debi ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Şekil 6.1’de verilen sonuçlara göre yüksek açısai hızlara çıktıkça debi düşmektedir. Dolayısıyla debide meydana gelen bu düşüşle birlikte meridyonel hız düşmektedir. Hız momentinin korunumu yasası ve sabit sirkülasyon şartı gereği, ayar kanadı çıkışı ve çark girişinde sirkülasyonlar birbirine eşittir ($\Gamma_1 = \Gamma_0$). Dolayısıyla çark giriş çevresel hız bileşeni (v_{1u}) sadece ayar kanadında oluşan sirkülasyondan etkilenmektedir. Ayar kanadı kinematığı incelendiğinde ayar kanadında oluşan sirkülasyonun debi ile ters orantılı olduğu görülmektedir. Açısai hız artışının debide düşüş yaratması ayar kanadı çevresel hız bileşeninde (v_{0u}) düşüşe neden olmaktadır. Ayar kanadında yaratılan sirkülasyonun düşüşü ise çark giriş çevresel hız bileşeni (v_{1u}) değerinde düşüşe neden olmaktadır. Çevresel ve meridyonel hız bileşenlerindeki azalma ise, açısai hız artışının çark giriş hızı v_1 ’de düşüş olduğunu göstermektedir.

Taşıma hız komponenti, devir ile doğru orantılı olduğundan ve çark giriş hızının azaldığı bilindiğinden bağıl hız vektörü (w), devir artışına bağıl olarak düşmek zorundadır. Çizelge 6.1’de 78 m düşü, 31.75° ayar kanadı açısı için farklı devirlerde hız komponentleri ve açıların HAD analizleri ile elde edilen değerleri verilmiştir.

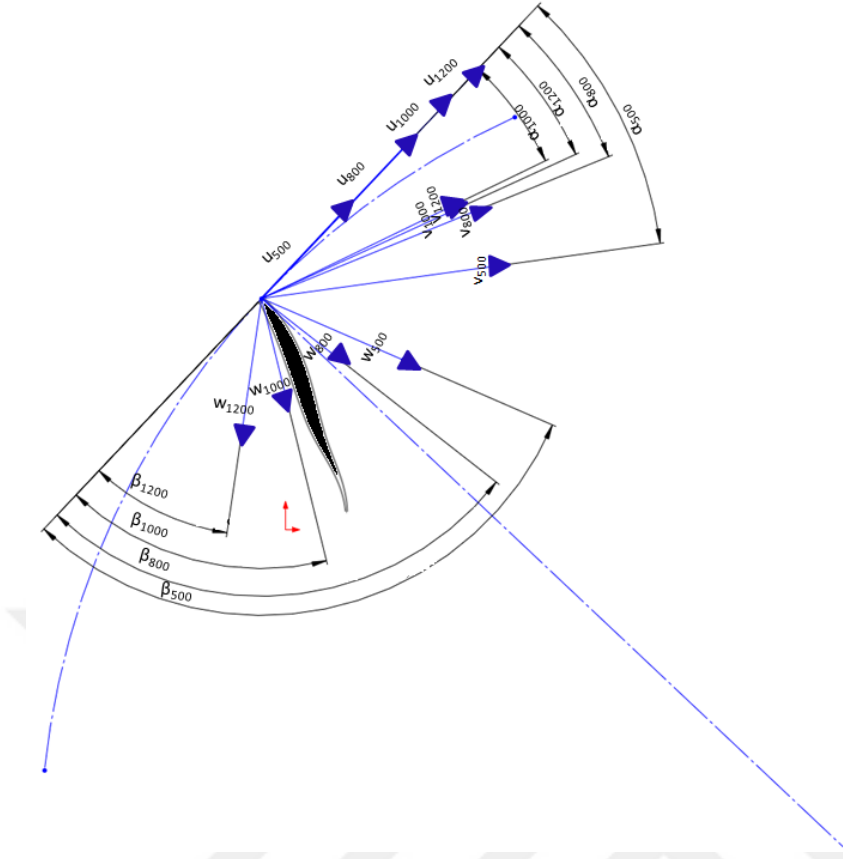
Teorik formülasyonlar ile çark giriş hız komponentlerinde yapılan incelemeler HAD sonuçları ile tutarlıdır. Ancak her ne kadar çark giriş hız bileşenlerinin açısızal hıza bağılı değişimi teorik formülasyonlar ile tespit edilmiş olsa da alfa, akış beta açıları ve çark çıkış hız bileşenlerinin açısızal hıza bağılı değişimlerinin irdelenebilmesi için HAD analiz sonuçları gerekli olup teorik formülasyonlar yetersiz kalmaktadır.

Çizelge 6.1: 78 m düşü, 31.75° ayar kanadı açısı için farklı devirlerde hız komponentleri ve açıların HAD sonuçları.

	1200 rpm		1000 rpm		800 rpm		500 rpm	
	LE	TE	LE	TE	LE	TE	LE	TE
$v_{im}(m/s)$	8.79	9.94	9.20	10.03	10.54	11.21	12.24	12.51
$v_{iu}(m/s)$	-23.42	8.061	-24.21	3.081	-26.02	-1.72	-27.48	-5.53
$v(m/s)$	25.26	14.13	26.08	14.49	28.34	15.41	30.38	19.59
$u(m/s)$	35.79	25.05	29.98	21.51	23.86	16.71	14.91	10.44
$w(m/s)$	15.36	19.61	11.30	19.71	11.38	20.49	17.94	22.58
$\alpha(^{\circ})$	26.95	55.21	22.2	77.73	37.42	96.41	52.05	106.38
Akış beta açısı($^{\circ}$)	34.94	30.76	57.22	32.71	95.26	39.69	109.81	49.67
Kanat beta açısı($^{\circ}$)	92.51	31.38	92.51	31.38	92.51	31.38	92.51	31.38
$Q(m^3/s)$	1.84		1.96		2.15		2.32	

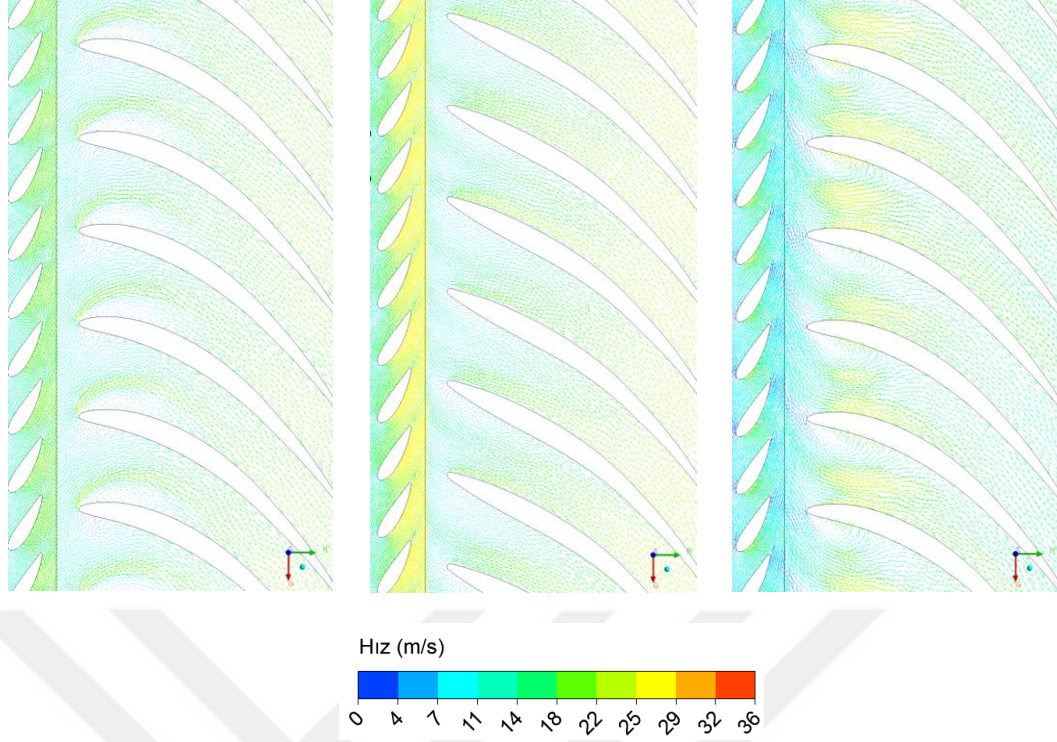
Hız üçgenlerinin davranışları iki temel parametre ile irdelenmektedir; bunlar alfa ve akış beta açılarıdır. Alfa açısı, mutlak hız vektörü (v) ile taşınım hız komponenti (u) arasındaki açıdır, beta ise taşınım hız komponenti (u) ile bağılı hız vektörü (w) arasındaki açıyı ifade etmektedir (Şekil 6.3). Açısızal hıza bağılı hız üçgeni davranışını irdellemek için alfa(α) ve akış beta(β) açıları ayrıntılı irdelenmelidir.

Şekil 6.3'te farklı açısızal hızlarda çark girişindeki hız üçgenleri verilmiştir. Açısızal hızın artması ile w_1 vektörü dönüş yönünün tersine hareket etmektedir ve beta açısı metal açısından küçük hale gelmektedir. Yani yüksek açısızal hızlar için $\beta_{akış} < \beta_{kanat}$ bağıntısı yazılabilir. $\beta_{akış} < \beta_{kanat}$ olduğu durumlarda $\beta_{akış}$ ile β_{kanat} açısı arasında biriken akış, girdaplı bir bölge yaratmaktadır. Çizelge 6.1 irdelendiğinde maksimum güç üretiminin 800 rpm ile 1000 rpm arasındaki bölgede elde edildiği görülmektedir. Bu bölge aralığında $\beta_{akış} = \beta_{kanat}$ olmaktadır. Kanat beta açısı ile akış beta açısının eşit olduğu durumda kayıplar minimize olmakta, girdap bölgesi yok olmakta dolayısı ile maksimum güç ' $\beta_{akış} = \beta_{kanat}$ ' açı dağılımında elde edilmektedir.



Şekil 6.3: Farklı açısız hızlar için çark giriş ucunda hız vektörleri.

Şekil 6.4'te her bir açısız hız için hız vektörleri verilmiştir. $\beta > \delta$ olduğunda girdaplı bölge emme tarafında oluşmaktadır, $\beta \cong \delta$ bölgesinde akışta meydana gelen kopmalar yok olmakta, $\beta < \delta$ olduğunda ise girdaplı bölge basınç tarafında oluşmaktadır. Oluşan bu girdaplı bölge enerji kayıplarına yol açmakta bu durum ise güçte ve türbin veriminde düşüş oluşturmaktadır.



Şekil 6.4: Farklı açısız hızlarda hız vektörleri (a) 500 rpm (b) 1000 rpm (c) 1200 rpm.

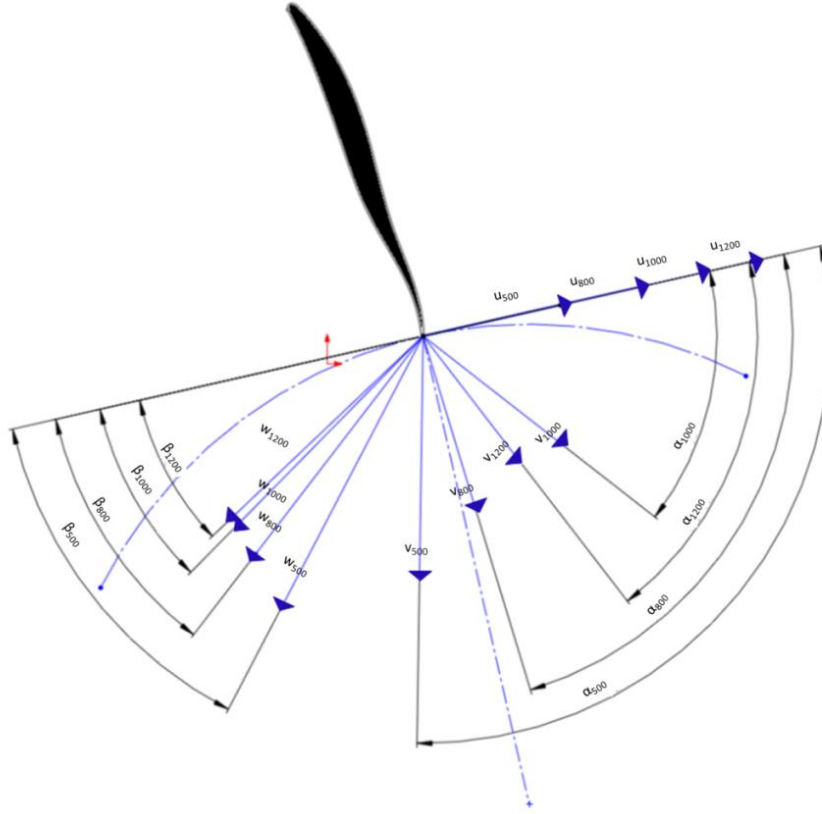
6.2 Çark Çıkışı için Açısız Hız Etkisinin İncelenmesi

Teorik formülasyonlar gereği açısız hızı arttırmak (n) taşınım hızı (u_2) ve bağılı hız (w_2)'da düşüşe neden olmaktadır. Ancak diğzer hız komponentlerinin açısız hız ile değışiminin anlaşılması için HAD sonuçlarına ihtiyaç duyulmaktadır (Çizelge 6.1). Açısız hızın artmasına bağılı olarak taşınım hızının artması ve bağılı hızın azalması mutlak hızın değışimi konusunda fikir vermemektedir. Çizelge 6.1'de verilen HAD sonuçları incelendiğinde, açısız hızın artışının mutlak hızda düşüş etkisi yarattığı görülmektedir. Çark çıkış meridyonel hızı (V_{2m}) açısız hız artışıyla azalmaktadır.

$v_i = \sqrt{v_{im}^2 + v_{iu}^2}$ bağıntısı kullanılarak mutlak hız ve meridyonel hızda meydana gelen değışime bağılı çevresel hız bileşeninin değışimi yorumlanamamaktadır. Çizelge 6.1'e göre, açısız hızın artışı ile beraber çevresel hız değerinde (V_{2u}) düşüş gözlemlenmiştir.

Şekil 6.5'te farklı açısız hızlar için çark çıkış ucunda hız vektörleri gösterilmiştir. Çizelge 6.1'de verilen çıkış alfa ve akış beta açıları Şekil 6.5'te yerleştirildiğinde, açısız hızın artışına bağılı olarak w_2 'nin dönüş yönünün tersine hareket ettiği ve akış

beta açısının giderek küçülerek kanat beta açısı değerinden küçük hale geldiği gözlenmektedir. Açısal hızın artması ile gözlemlendiği üzere alfa açısı değeri azalmaktadır. Türbin enerji denklemi düşünüldüğünde $\Gamma_2 \cong 0$ olduğunda yani $\alpha_2=90$ olduğunda maksimum verim ve güç elde edilmektedir. Çizelge 6.1'e göre $\alpha_2=90$ 'nin sağlandığı açısal hız 800 rpm-1000 rpm arasındadır.

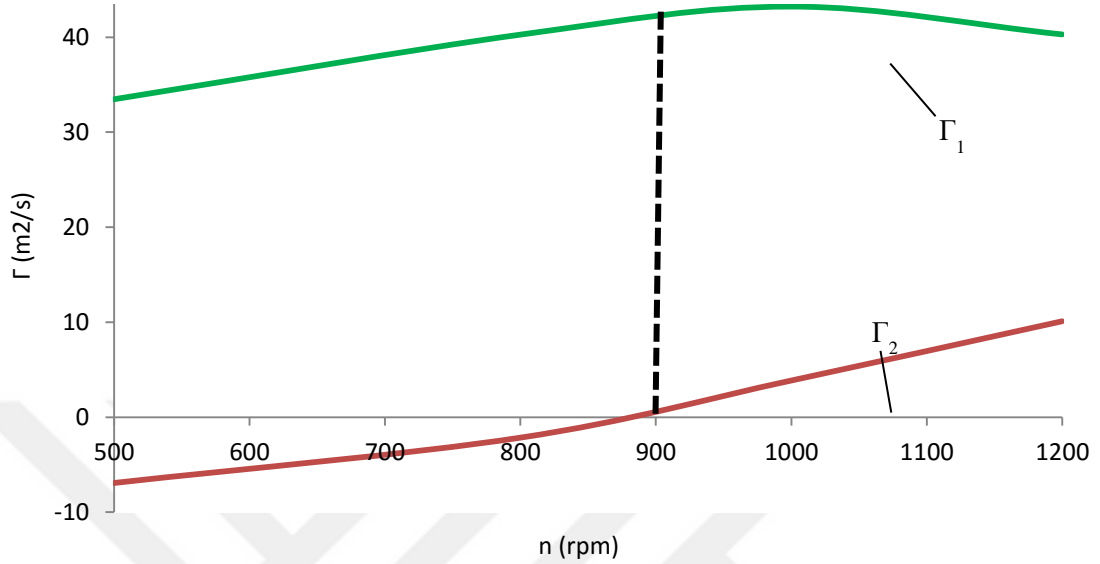


Şekil 6.5: Farklı açısal hızlar için çark giriş ucunda hız vektörleri.

6.3 Açısal Hız Değişiminin Türbin Enerjisine Etkisi

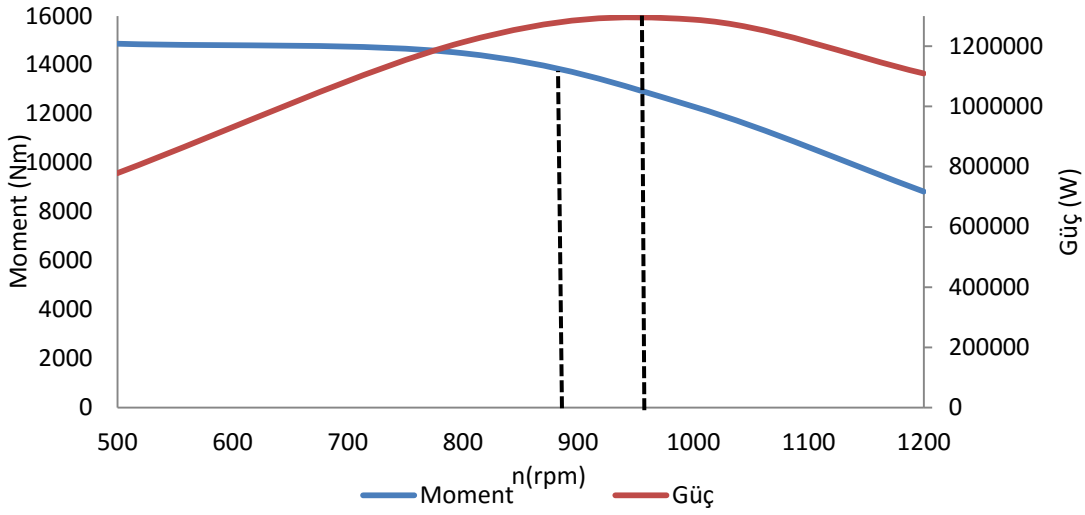
Bu bölümde, açısal hızın değişimine bağlı sirkülasyon, moment, verim, güç ve debi değişimleri verilmiştir. Şekil 6.6'da verilen sirkülasyon grafiği incelendiğinde çark girişinde oluşan sirkülasyonun yani ayar kanadı tarafından yaratılan sirkülasyonun, debinin düşmesine bağlı olarak azaldığı görülmektedir. Çark çıkışında ise açısal hızın artışı ile sirkülasyon giderek artmaktadır. Literatürden bilindiği üzere devir hızı arttırıldıkça $\Gamma_1=\Gamma_2$ noktasına ilerlemekte ve ambalman hızına ulaşılmaktadır.

Çark çıkış sirkülasyonunun artışı, aynı zamanda çarkın enerjisinin büyük bir kısmını çark çıkışında hâlâ korumakta olduğu anlamına gelmektedir; bu durum Şekil 6.7’de görüldüğü üzere momentte ve güçte düşüşe neden olmaktadır.

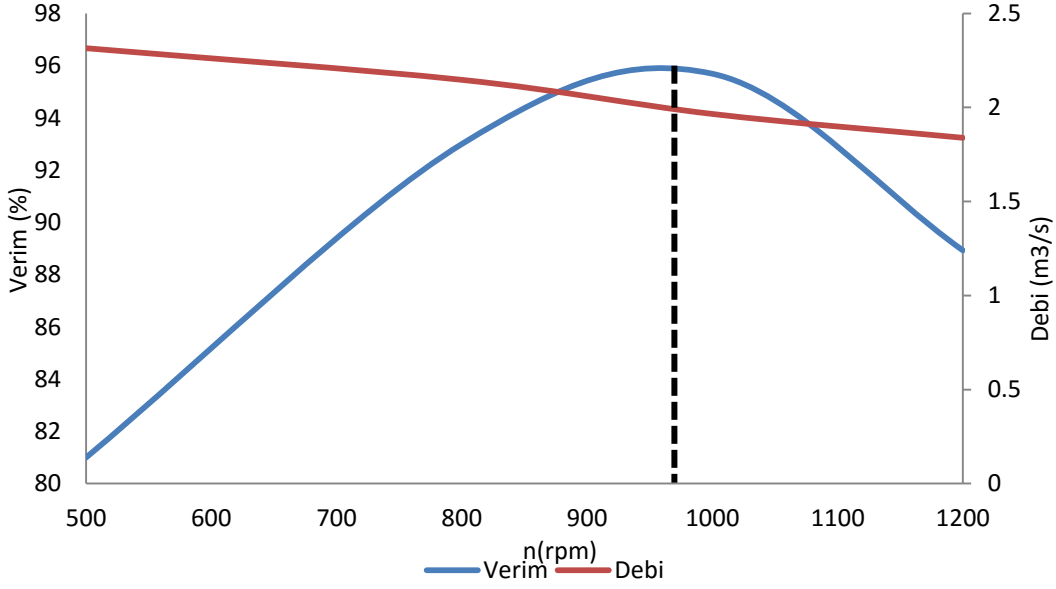


Şekil 6.6: Çark giriş ve çıkışında sirkülasyonun açısal hıza bağlı değişimi.

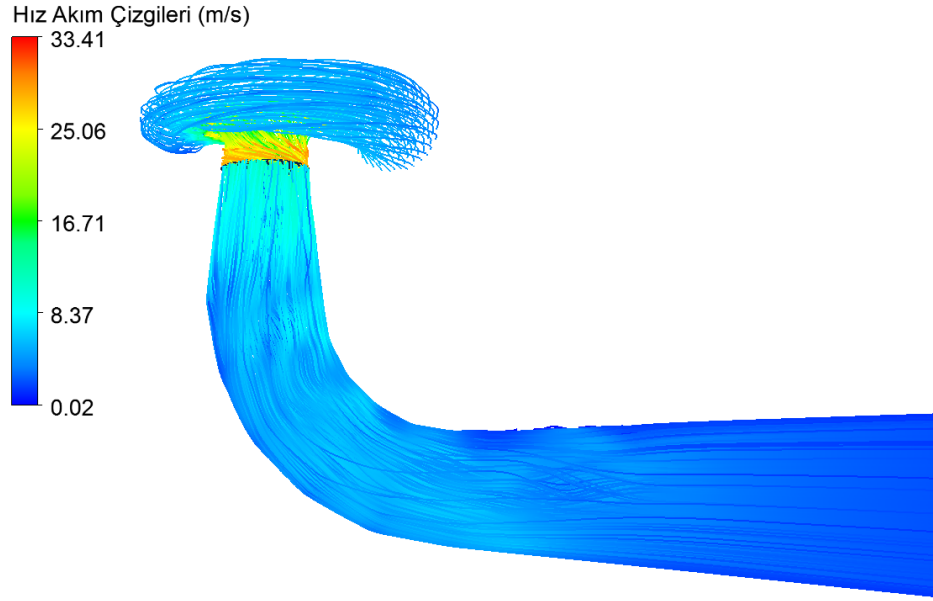
Verimin ve güç üretiminin maksimum olması gereken nokta enerji denklemine göre $\Gamma_2=0$ noktasıdır. Şekil 6.6- 6.9'daki siyah kesikli çizgiler çıkış sirkülasyonunun sıfır olduğu durumda ki değerleri göstermektedir. Şekil 6.8'e göre $\Gamma_2 =0$ noktasında maksimum verim oluşmamaktadır. Teorik formülasyonlar gereğince çıkış sirkülasyonunu sıfır olduğu durumda verim maksimize olmaktadır; ancak teorik formülasyonlar ile hesaba katılmayan akış olayları yüzünden verimin maksimum olduğu nokta çark çıkışında $4 \text{ m}^2/\text{s}$ sirkülasyon olduğu durumda yakalanmıştır (Şekil 6.9). Akışın, çarkı döngüsel olarak terk etmesi, emme borusunda meydana gelebilecek olası sınır tabakası ayrılmalarını önlemekte, akışın emme borusunda konik kısımdan dirsek kısmına ulaşması ile meydana gelen kayıpları azalmakta bu durumda hem emme borusu geri kazanım katsayısını yükseltmekte hem de toplam verim ve güçte artışa neden olmaktadır.



Şekil 6.7: Çark momentinin ve üretilen gücün açısal hıza bağlı değişimi.



Şekil 6.8: Çark veriminin ve debisinin açısal hıza bağlı değişimi



Şekil 6.9: Tüm türbin için hız akım çizgileri.

6.4 Debi ve Açısal Hız İlişkisinin Tespit Edilmesi

Bölüm 6.1’de verilen sonuçlara göre debinin açısal hız artışına bağlı olarak düştüğü gözlemlenmiştir. Bu bölümde debinin çark geometrisine ve devire bağlı olarak değişimi teorik formülasyonlar yardımı ile türetilmiştir. Denklem 6.1’de çark için Euler denklemi verilmiştir. Denklemde H net düşü, g yer çekimi ivmesi, η_H hidrolik verim, 1 ve 2 notasyonu ise sırası ile çark giriş ve çıkışını sembolize etmektedir.

$$H\eta_H = u_1v_1\cos\alpha_1 - u_2v_2\cos\alpha_2 \quad (6.1)$$

Ayar kanadı ve çark girişi arası sirkülasyonun Hız Momentinin Korunması Yasası gereği Denklem 6.2 yazılmıştır ve v_1 aşağıdaki şekilde debi cinsinden ifade edilmiştir.

$$v_1\cos\alpha_1r_1 = v_0\cos\alpha_0r_0 \quad (6.2)$$

$$Q = AV = v_0\sin\alpha_0(2\pi r_0)(b_0) \quad (6.3)$$

$$v_1\cos\alpha_1 = \frac{v_0\cos\alpha_0r_0}{r_1} \quad (6.4)$$

$$v_1\cos\alpha_1 = \frac{Q}{2\pi r_1 b_0 \tan\alpha_0} \quad (6.5)$$

Çıkış hız üçgenleri kullanılarak çıkış mutlak hızı aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$v_2 \cos \alpha_2 \pm w_2 \cos \beta_2 = u_2 \quad (6.6)$$

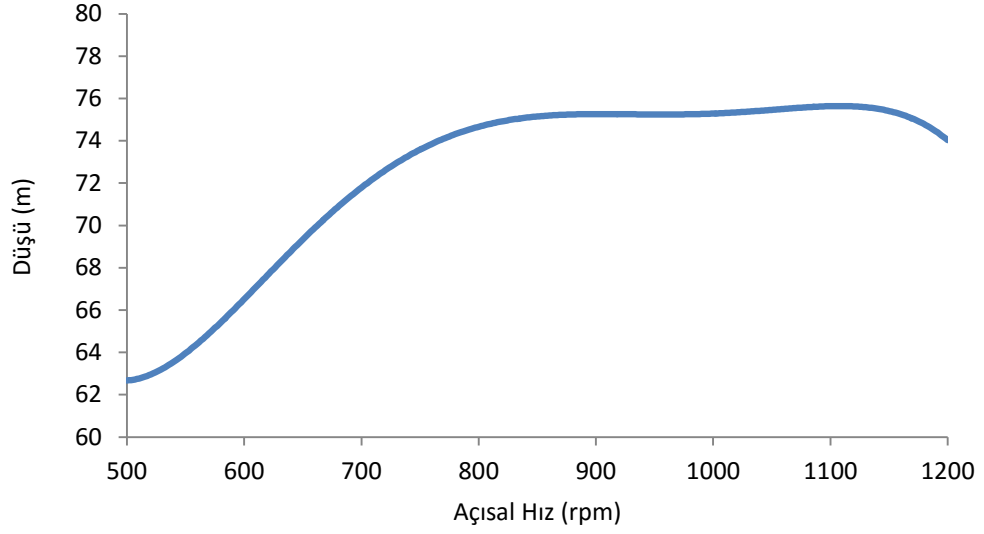
$$w_2 = \frac{v_{2m}}{\sin \beta_2} \quad (6.7)$$

$$v_2 \cos \alpha_2 = u_2 - \frac{Q}{A_2} \frac{1}{\tan \beta_2} \quad (6.8)$$

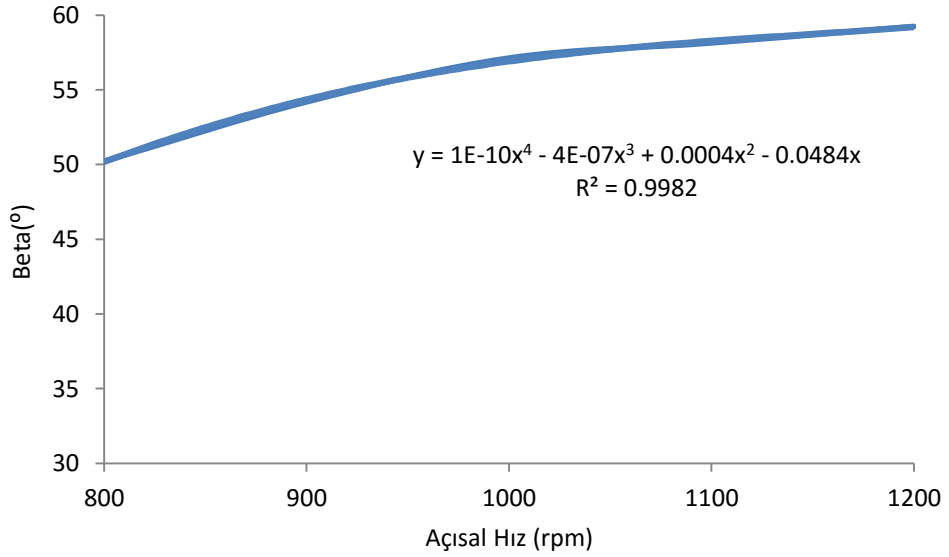
Denklem 6.1'de 6.5 ve 6.8 yerine yazıldığında aşağıdaki denklem elde edilir.

$$Q = \frac{r_2 \omega_2 + \frac{g\eta H}{\omega_2 r_2}}{\frac{1}{2\pi b_0 \tan \alpha_0 r_2} + \frac{1}{A_2 \tan \beta_2}} \quad (6.9)$$

Denklem 6.9'da $\omega = u/r$ şeklindedir. Bu Denklem 6.9 incelendiğinde denklemde debiye bağımlı değişkenler çıkış beta açısı, açısal hız, düşü ve verimdir. Bu durumda bağımlı değişken sayısı birden fazla olduğu için debi ve açısal hız arasında doğrudan bir ilişki kurulamamaktadır. Şekil 6.10'da açısal hıza bağlı düşü değişimi verilmiştir. Bu eğriye göre 800-1200 rpm arasında düşü neredeyse sabit kalmaktadır. Şekil 6.8'de verilen açısal hıza bağlı verim değişimi grafiği incelendiğinde 800-1200 rpm aralığında verim değişiminin ihmal edilebilecek düzeyde olduğu kabulü yapılabilir. Bu aralıkta çıkış beta açısı değişimi Şekil 6.11'de verildiği gibi çizdirilmiş ve verime bağlı beta dağılımına eğri uydurularak betanın verime bağlı denklemi elde edilmiştir.



Şekil 6.10: Açısal hıza bağlı düşü değişimi.



Şekil 6.11: Beta dağılımı için açısal hıza bağlı eğri uydurma.

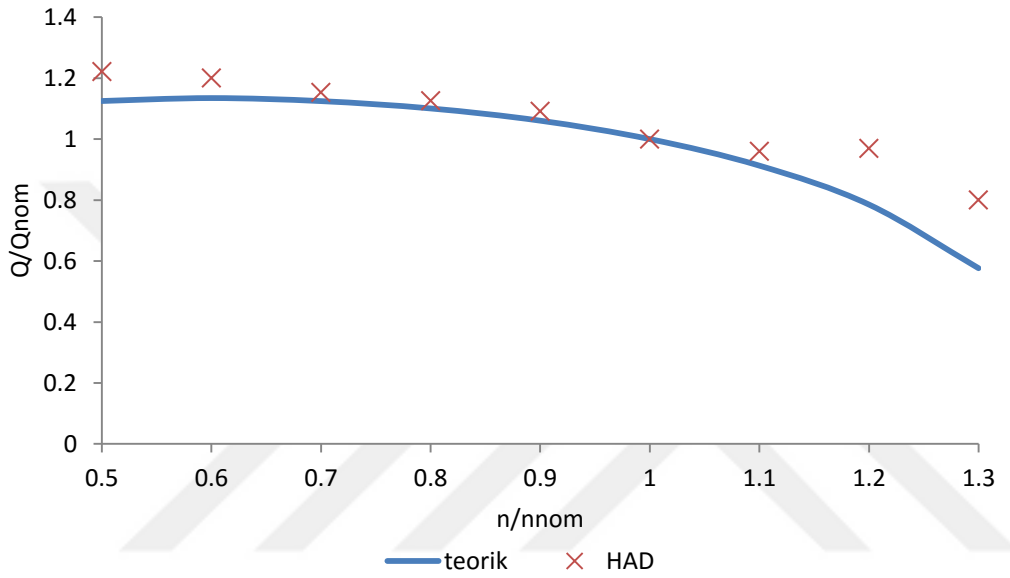
HAD verileri kullanıldığında sabit düşüde beta denklemi için elde edilen ampirik denklem aşağıdaki şekildedir.

$$\beta_2(\eta) = (10^{-10} \times n^4) - (4 \times 10^{-7} \times n^3) + (0.0004 \times n^2) - (0.0484 \times n) \quad (6.10)$$

Sabit düşü ve verim aralığında çıkış beta açısı değişimi Denklem 6.9'da yerine yazıldığında Denklem 6.11 elde edilir.

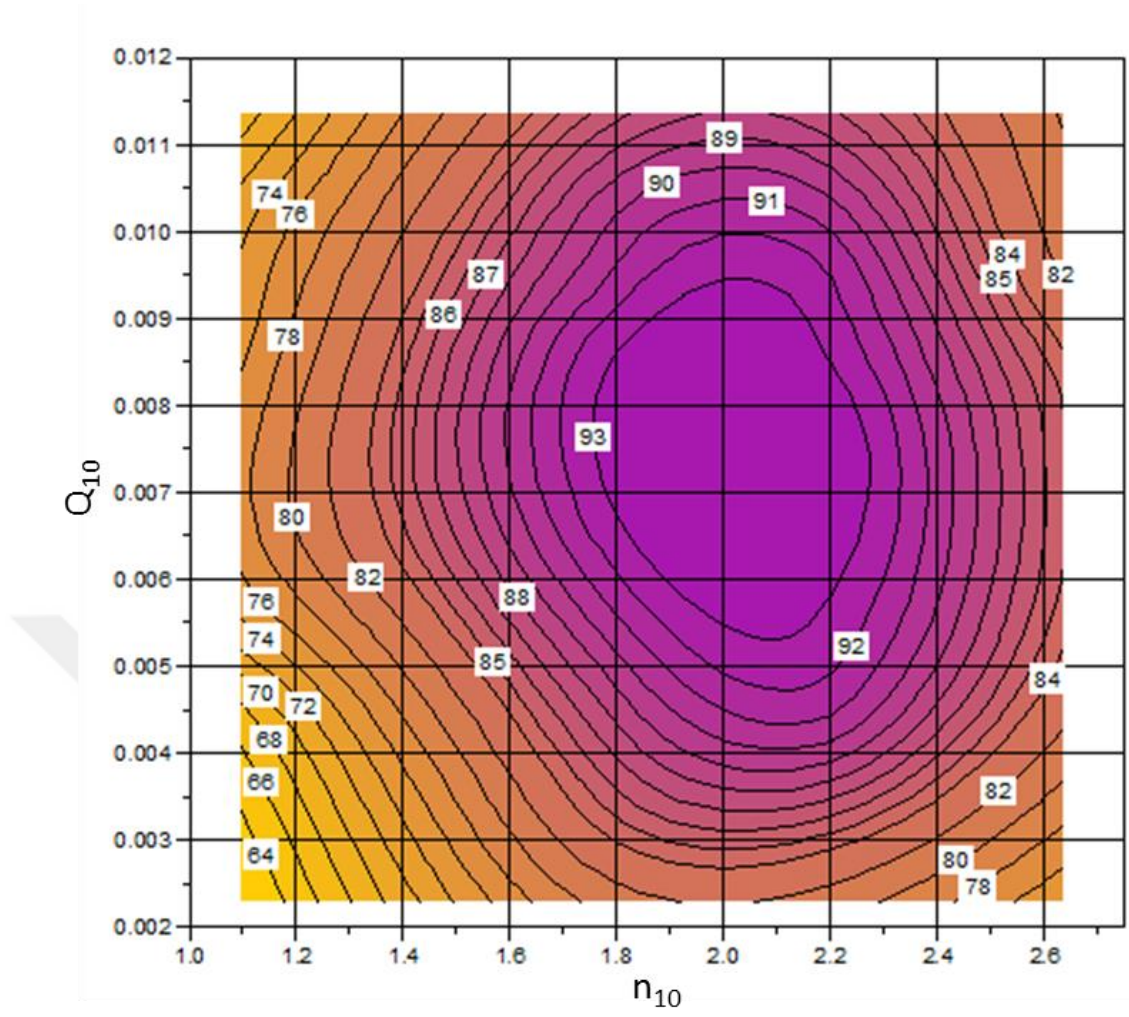
$$Q = \frac{r_2 \omega_2 + \frac{g\eta H}{w_2 r_2}}{\frac{1}{2\pi b_o \tan \alpha_o r_2} + \frac{1}{A_2 \tan(10^{-10} \times n^4) - (4 \times 10^{-7} \times n^3) + (0.0004 \times n^2) - (0.0484 \times n)}} \quad (6.11)$$

Denklem 6.11’de $\eta = 100\%$, $H=74$ m varsayımı için debi açısai hız grafiği Şekil 6.12’de verildiği gibi elde edilir. Elde edilen grafikte HAD ve formülasyon ile elde edilen sonuçlar kıyaslandığında, ihmal edilebilir verim etkisi ve sabit düşü varsayımlarının geçerli kabul edilebileceği yorumu yapılabilir. Ayrıca bu grafik üzerinden debi ve açısai hız arasında ilişki kurulabilir. Açısai hızın artışı, çarka su girişini giderek zorlaştırmakta ve türbin debisi giderek düşmektedir. Sonuç olarak açısai hız artışının birim zamanda türbinlenen akışı düşürdüğü yorumu yapılabilir.



Şekil 6.12: Elde edilen ampirik formülasyon ve HAD sonuçları kıyaslaması.

Şekil 6.13’te farklı açısai hızlar için çizdirilmiş tepe diyagramı verilmiştir. BUSKİ HES, $2 \text{ m}^3/\text{s}$ debi için tasarlanmıştır. Elde edilen tepe diyagramından optimum tasarım noktasının $2 \text{ m}^3/\text{s}$ debi civarında olduğu gözlemlenmektedir. Optimum açısai hızın ise Şekil 6.6’da verildiği üzere giriş sirkülasyonunun maksimum, çıkış sirkülasyonunu ise minimum olduğu aralıkta olduğu görülmektedir. Her ne kadar açısai hız artışı debi üzerinde sürekli bir düşüş meydana getirirse de verim ve güç üzerinde parabolik bir değişim yaratmaktadır. Bu durum tepe diyagramı üzerinden anlaşılabilir.



Şekil 6.13: Boyutsuz açılal hız ve debi için tepe diyagramı



7. KEPEZ-I HES HAD ANALİZLERİ VE MEVCUT DURUM DEĞERLENDİRMESİ

Bölüm 4'te tasarım parametreleri belli olan bir türbin tasarımı sürecinden (BUSKİ HES) ayrıntılı olarak bahsedilmiştir. BUSKİ HES kapsamında beş temel türbin komponenti tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde “Hidroelektrik santrale ait tüm bileşenlerin rehabilitasyonu ve modernizasyonu” projesi kapsamında Kepez-I mevcut türbin analizleri Bölüm 4'te BUSKİ HES için geliştirilen prosedür izlenerek tamamlanmıştır.

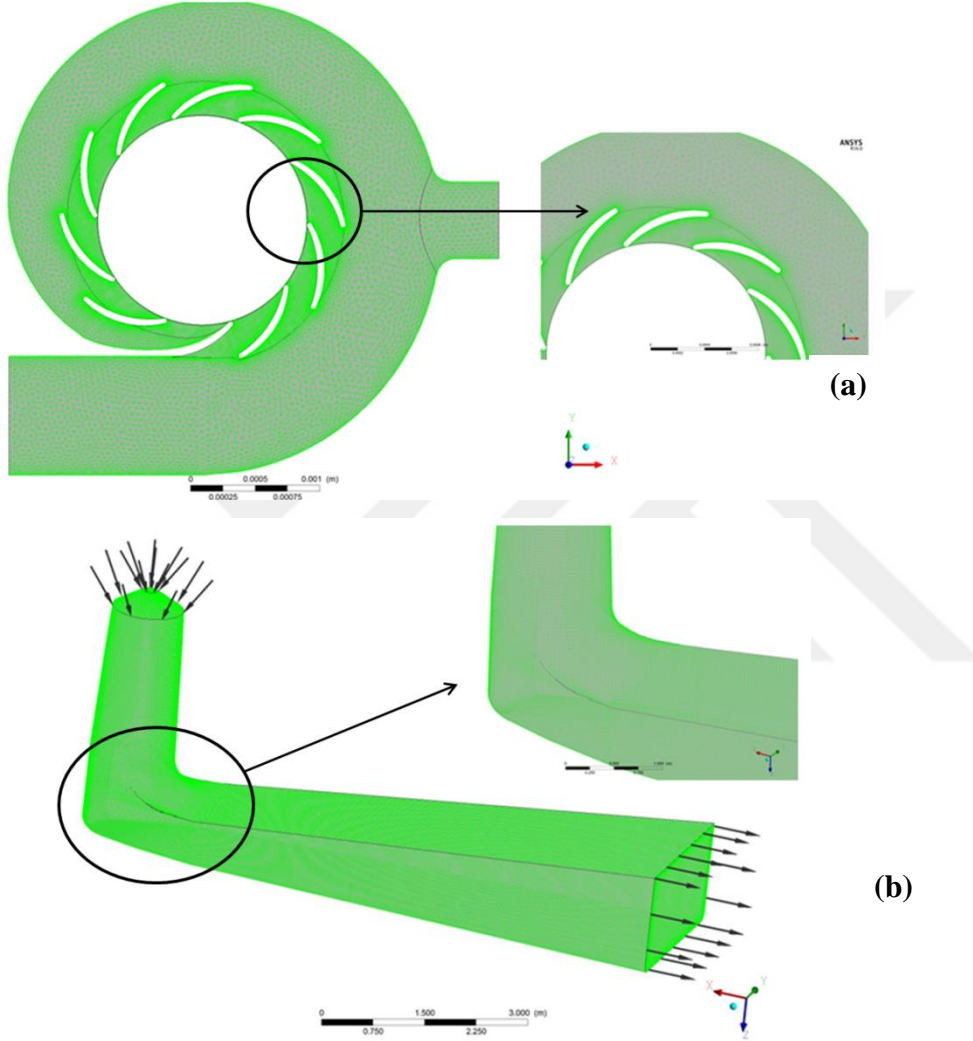
İlk olarak tarama sonuçlarına bağlı olarak hazırlanan geometriler için ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışmaları gerçekleştirilmiş, sonrasında tüm komponentlerin tek tek analizleri yapılmıştır. Bileşenlerin ayrı ayrı incelenmesinden sonra ise tüm türbin analizi yapılmış ve BUSKİ HES'te olduğu gibi tepe diyagramı çalışmalarına geçilmiştir. Bölüm 7.1'de kısaca ağ yapısı çalışmalarından ve bileşenlerinin tek tek incelenme süreçlerinden bahsedilmiştir. Mevcut çark akışı ve performansı, Bölüm 7.2'de ayrıntılı olarak irdelendiğinden Bölüm 7.1'de yer verilmemiştir. Bölüm 7.2'de ise tepe diyagramı çalışması verilmiş, mevcut türbin problemleri ayrıntılı olarak irdelenmiş ve bu problemlerin giderilmesine yönelik öneriler sunulmuştur. Proje kapsamında sadece ayar kanatları ve çark rehabilite edileceğinden, bu bileşenlerde var olan problemler üzerine yoğunlaşmıştır.

7.1 KEPEZ-I HAD Analizleri

7.1.1 Ağ Yapısı Çalışması

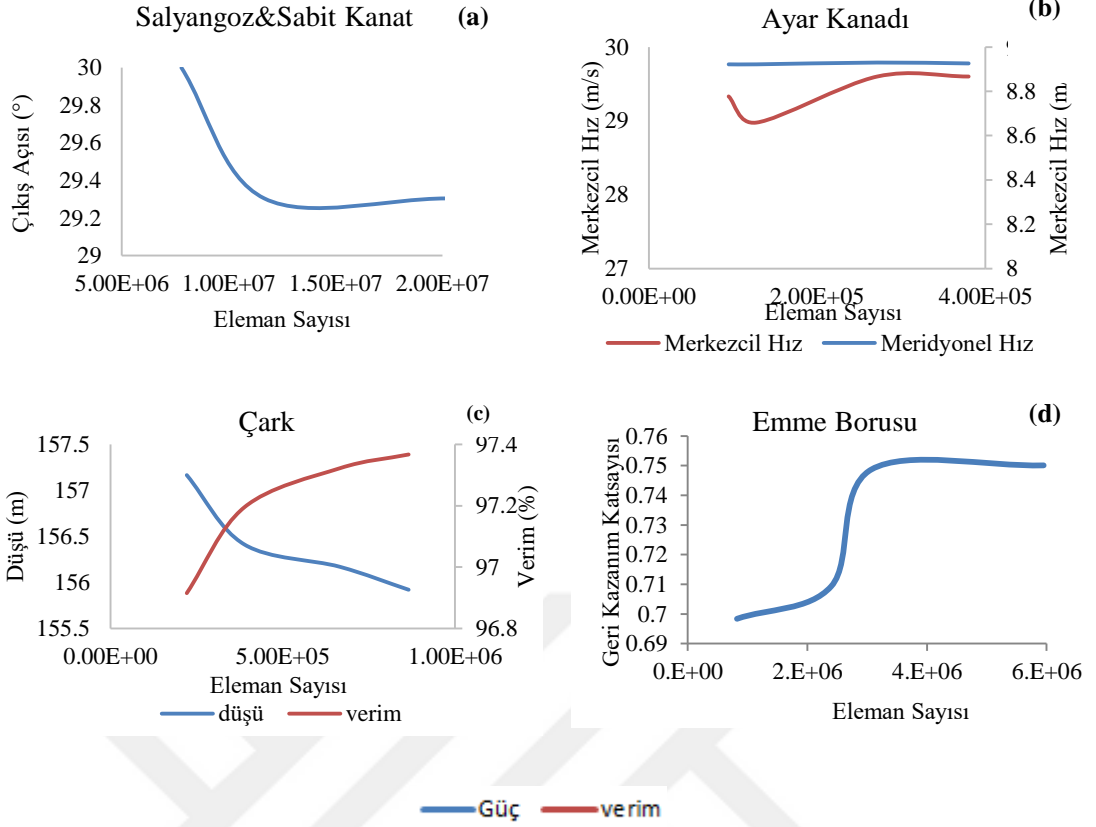
Bölüm 4'te verilen BUSKİ HES tasarım süresince olduğu gibi mevcut türbin HAD çalışmalarına ilk olarak ağ yapısı çalışmaları ile başlanmıştır. Yakınsamış ve ağ yapısından bağımsız bir sonuç elde etmek için Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği simülasyonları sonuçlarının ağ yapısı ile değişmemesi beklenmektedir.

Her bileşen için eleman sayısındaki artışlar akışın kritik olduğu bölgelere yoğunlaştırılmıştır. Salyangoz ve sabit kanat bütünleşik bileşeninde kanat çeperlerinde, ayar kanadında ve çarkta iz bölgesinde ve kanat çeperinde, emme borusunda dirsek çevresinde daha sıkı ağ yapıları oluşturularak bu bölgelerdeki kritik yapılanmaların yakalanması hedeflenmiştir (Şekil 7.1).



Şekil 7.1: (a) Salyangoz (b) Emme borusu için ağ yapıları iyileştirme bölgeleri.

Şekil 7.2’de her bileşen için eleman sayısına bağlı olarak çıktı parametresi olarak belirlenen değişkenin eleman sayısına bağlı değişim grafiği verilmiştir. BUSKİ HES’te olduğu gibi eleman sayısına bağlı olarak çıktı parametresinin değişim göstermediği nokta da ağ yapısı eleman sayısı yeterlidir kısıtı konulmuştur.

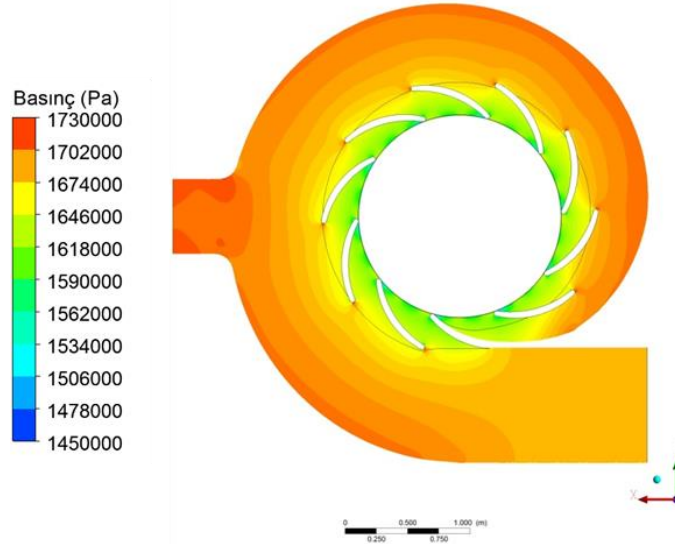


Şekil 7.2: Türbin bileşenlerinin çıktı parametresi eleman sayısı değişim grafiği.

7.1.2 Tüm Bileşenlerin Mevcut Durum İncelemesi

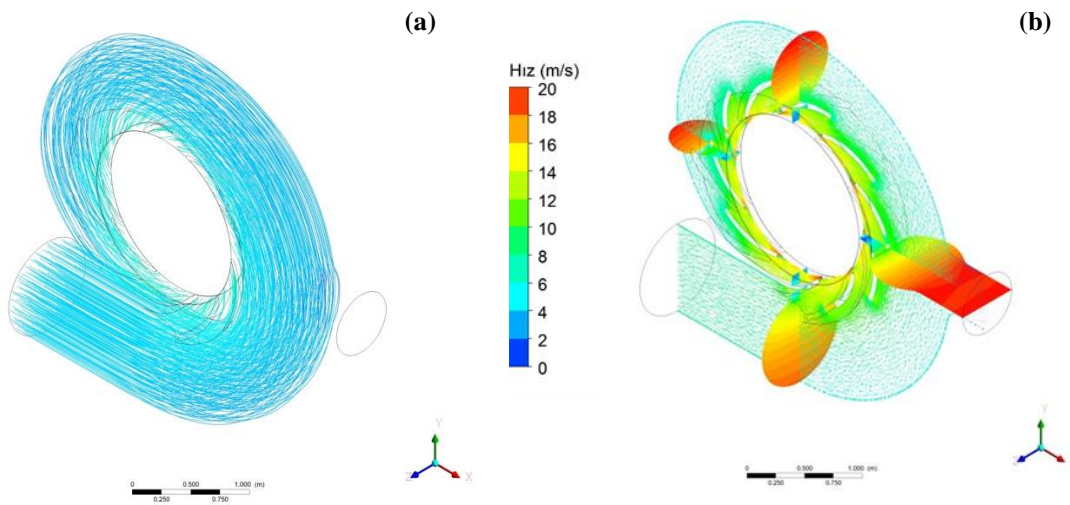
7.1.2.1. Salyangoz ve Sabit Kanat

Türbinin dengeli şekilde çalışıp çalışmadığının kontrolü için, ilk olarak suyu çarka çevresel olarak düzgün ve eşit olarak dağıtmakla yükümlü salyangoz ve sabit kanat bileşenlerinin HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 7.3'te salyangoz ve sabit kanat için basınç dağılımları verilmiştir. Salyangoz içerisindeki statik basınç salyangoz dış duvarlarından akışın sabit kanatlara girdiği salyangoz çıkış yüzeyine doğru azalmakta dolayısıyla hız artmaktadır. Aynı durum sabit kanat için de geçerli olup sabit kanat boyunca suyun hızı artmakta, basıncı ise düşmektedir.



Şekil 7.3: Salyangoz ve sabit kanat boyunca basınç dağılımı.

Salyangozdan gelen akış, sabit kanatların etrafında düzgün bir şekilde dağılmaktadır ve giriş kenarında en yüksek basınç değerine ulaşmıştır. Bu durumda sabit kanatlara gelen akış, kanat giriş kenarına dik olarak çarpmakta ve durma noktasında maksimum basıncı oluşturmaktadır. Şekil 7.4(a)'da hız dağılımında herhangi bir akış ayrılması veya geri dönme gözlenmemektedir. Salyangozdan sabit kanatlara gelen suyun, kanat profilini düzgün bir şekilde takip ederek istenilen koşullarda ayar kanatlarına ulaşması sağlandığı görülmüştür. Şekil 7.4(b)'de salyangoz çeperinden sabit kanat çıkışına doğru basıncın uniform bir şekilde arttığı ve akış hızının bu düşüğe ters orantılı olarak arttığı görülmektedir.



Şekil 7.4:(a)Salyangoz ve sabit kanat boyunca akım iplikçikleri
(b) Salyangoz ve sabit kanat boyunca hız değişimi.

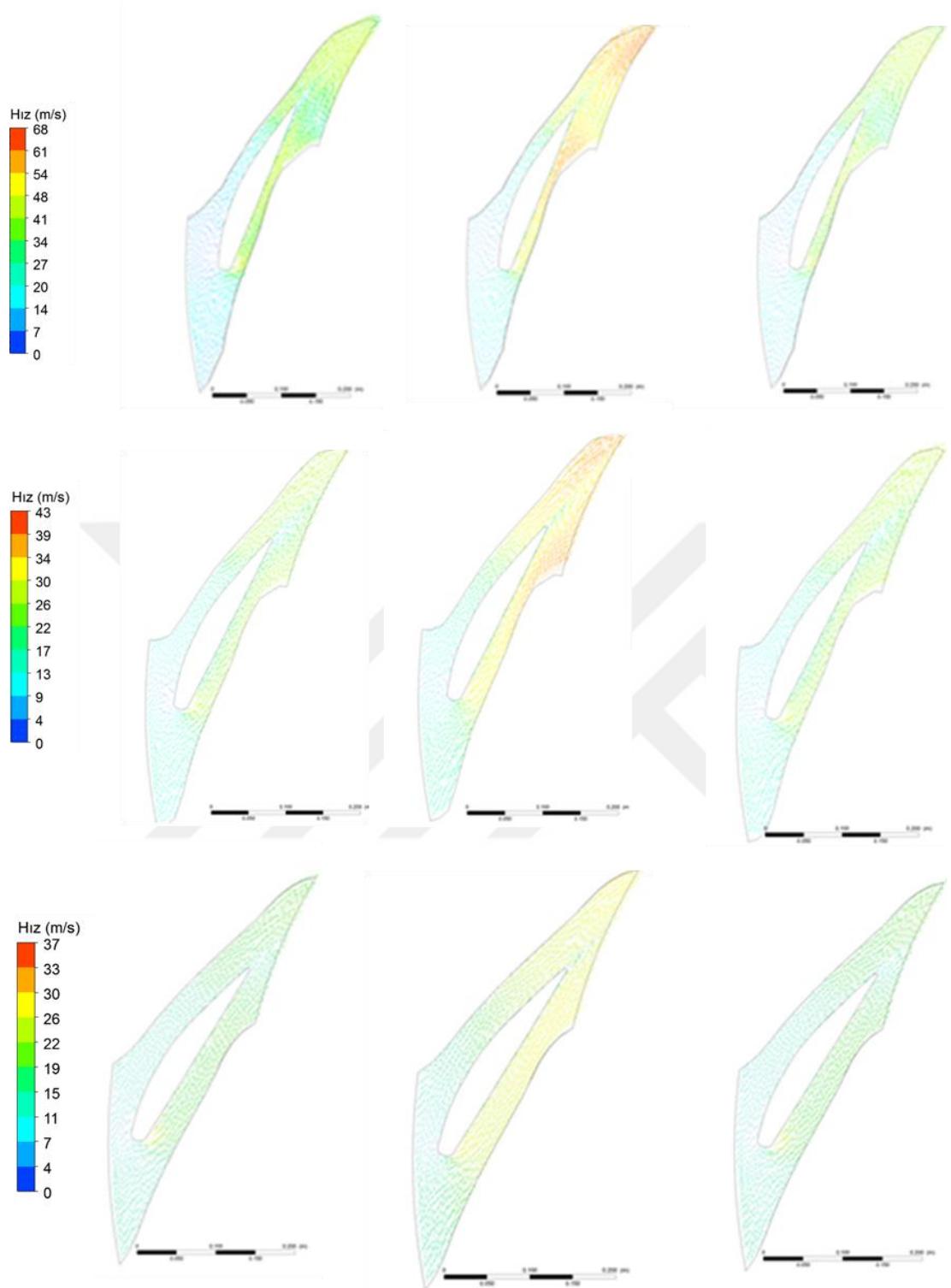
Bu iki bileşen için elde edilen HAD analizleri sonucunda 2.04 metre kayıp ve 98.84% verim elde edildiği ve akışın sabit kanatları 29.77 derecelik açı ile terk ettiği belirlenmiştir. Elde edilen bu açı değeri, ayar kanadı HAD analizlerinde su giriş açısı olarak kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre rehabilitasyon sürecine tâbi tutulmayacak olan bu iki bileşen yüksek verim ve minimum kayıp ile görevlerini yerine getirmektedir.

7.1.2.2. Ayar Kanadı

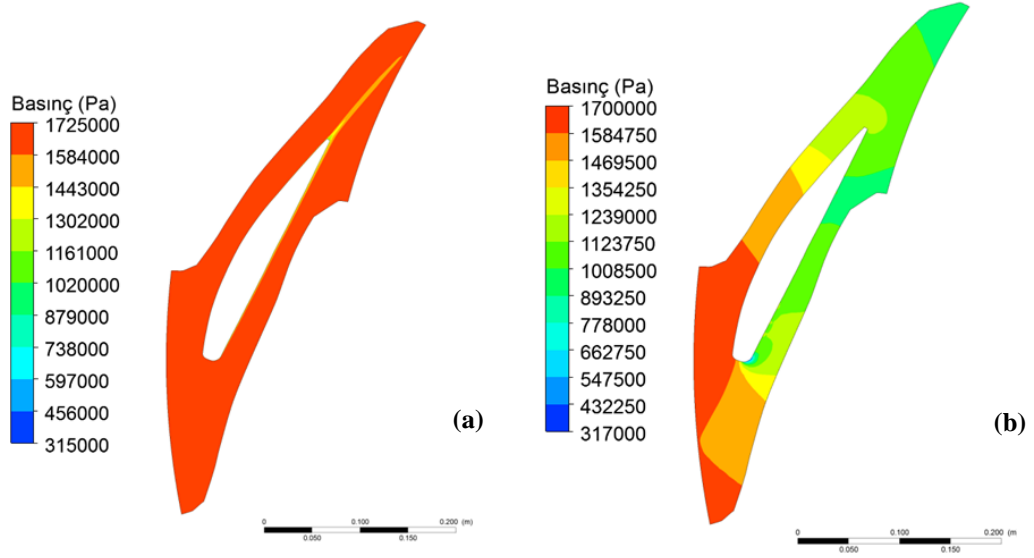
Bu tasarımda 20 ayar kanadı bulunmaktadır. Santral optimum ayar kanadı açıklığı bilinmediğinden ötürü HAD çalışmaları ile santralin optimum ayar kanadı açıklığı belirlenecektir böylece taranan kanat profilinin 5^0 ile 30^0 duruş açısı aralığında her 2.5^0 lik aralıklarda HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 7.5'te taç kesiti, bilezik kesiti ve kanat ortasında olmak üzere kanadın üç farklı katmanında kesitler alınmış ve hız vektörleri çizdirilmiştir. Kanadın duruş açısının değişmesi ile birlikte kanat ucunda meydana gelmesi beklenen durma noktasının konumunun değiştiği bu vektörler üzerinden anlaşılabilir.

Kanat durma noktasının simetri noktasından sapması, akışta girdap oluşumlarına neden olmakta bu durum ayar kanadında meydana gelen kayıpları arttırarak düşü kaybına sebep olmaktadır. Optimum ayar kanadı duruş açısında, akış çizgileri sapma ve kopmaya maruz kalmadan düzgün bir şekilde ayar kanadını takip ederek çarka ulaşacak, hidrolik kayıplar ise minimize olacaktır. Elde edilen sonuçlara göre optimum ayar kanadı açıklığı 17.5^0 'dir.

Şekil 7.6'da toplam basınç ve statik basınç değişimi orta düzlem için verilmiştir. Toplam basınç değişimi incelendiğinde, kanadın hücum kenarından kuyruk kenarına doğru ilerledikçe akışkanın hızının artmakta ve statik basınç değerlerinin düşmekte olduğu gözlenmektedir. Şekil 7.6 (b)'de görüldüğü üzere akış alanında kanadın kuyruk kenarında oluşan iz bölgesi hariç toplam basıncın sabittir. Ayar kanadında meydana gelen hidrolik kayıplar kuyruk kenarında oluşan iz bölgesinden kaynaklanmaktadır.



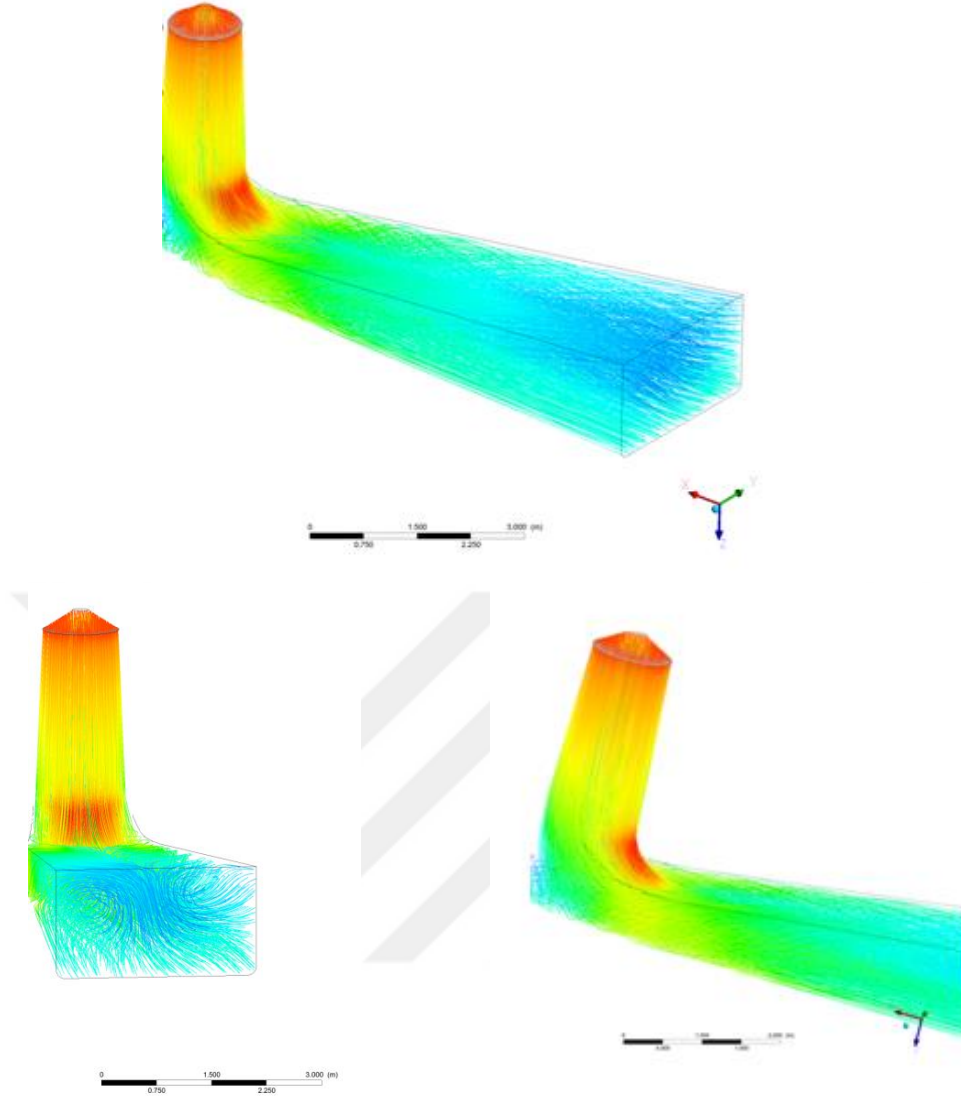
Şekil 7.5: 10° , 15° , 20° için taç, bilezik ve orta düzlemde hız vektörleri.



Şekil 7.6:(a) Ayar kanadı simetri düzleminde toplam basınç dağılımı (b) Ayar kanadı simetri düzleminde statik basınç dağılımı.

7.1.2.3. Emme Borusu

Şekil 7.7’de emme borusu için farklı duruşlar için akım iplikçikleri verilmiştir. Emme borusunun giriş duvarlarına yapışarak gelen akış, dirsek kısmında ani dönüşten ötürü girdaplanmaya başlayarak üç boyutlu oluşumlara neden olmaktadır. Bu yapılanmalar Şekil 7.7(c)’de net bir şekilde görülmektedir. Bu şekilden anlaşılacağı üzere emme borusu dirseğinde iki girdap yapısı meydana gelmekte ve difüzör kısmında iki ayrı akış alanı oluşmakta ve akış, genişleyerek devam etmektedir. Santral, emme borusu dirseğinde keskin dönüş geri kazanım katsayısını düşürmektedir ayrıca emme borusu dirsek öncesi yeterince genişlemediği için hızlar yeterince düşmemekte ve kayıplar artmaktadır. Ancak; emme borusu rehabilite edilmeyeceğinden ötürü sadece emme borusu girişinde, çark çıkış çevresel hız bileşenine bağlı olarak oluşan girdap yapısı, kavitasyona neden olmayacak kadar düşük frekanslara düşürülecek ancak akış ayrılmalarını da önleyecek boyutlarda bırakılacaktır. Emme borusunda oluşan diğer yapılanmalar için iyileşme sağlanamayacaktır.



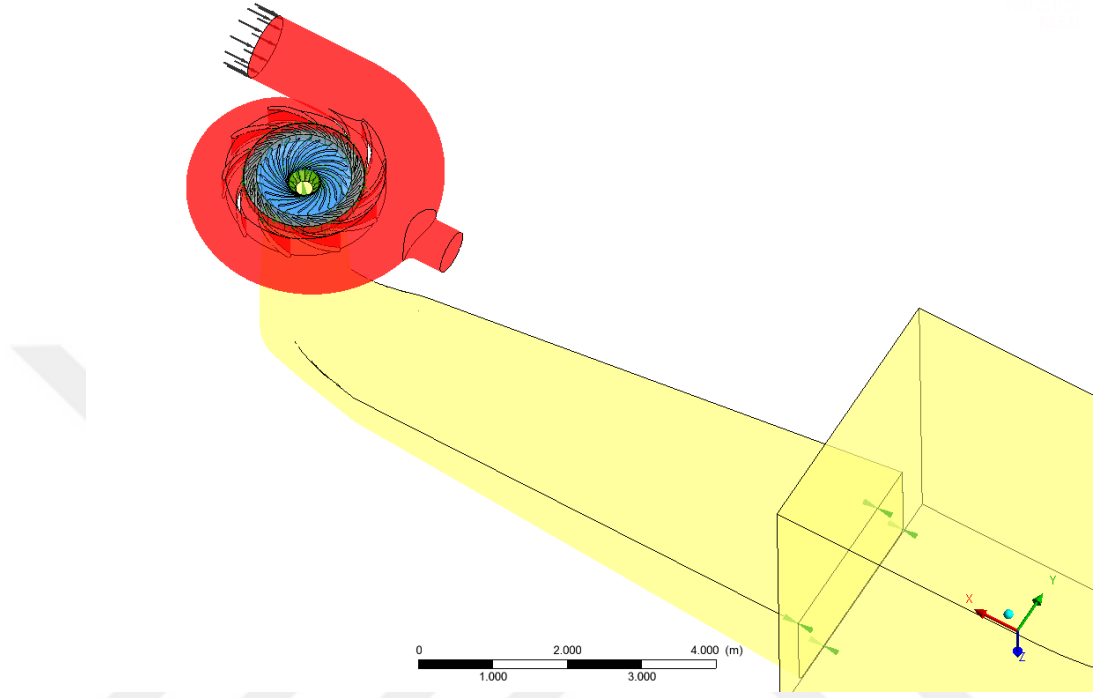
Şekil 7.7: Farklı açılardan emme borusu akım iplikçikleri.

7.2 Kepez-I HES Mevcut Durum Değerlendirmesi

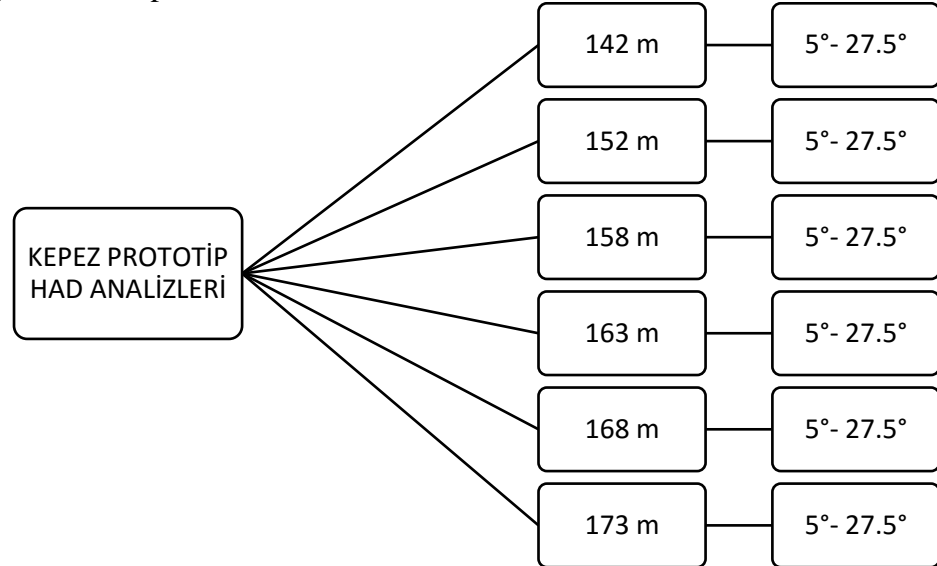
BU bölümde Kepez-I için tepe diyagramı çalışması yapılmış ve mevcut türbinin farklı çalışma koşullarında ki davranışları ayrıntılı olarak incelenmiş, rehabilitasyon süreci için var olan problemlerin önlenmesine yönelik parametre çalışması ve deneyimler doğrultusunda öneriler de bulunulmuştur.

HAD çalışmalarının ilk kısmında tüm türbin parçaları ayrı ayrı modellenmiş bu sayede düşük maliyetlerle tüm parçaların davranışları incelenmiştir. Sabit kanatlar periyodik olmadıkları ve farklı boyutlarda olduğu için salyangoz ile beraber tek bir parça olarak modellenmiş ve ağ yapısı oluşturulmuştur. Diğer tüm komponentler ayrı ayrı ağ yapısı çalışmasına tabi tutulmuş ve ağ yapısından bağımsızlaştıktan sonra tüm

türbin analizi gerçekleştirilmiştir. Şekil 7.8’de tüm türbinin HAD modeli gösterilmiştir. Türbinin farklı debi ve düşülerdeki davranışlarının anlaşılabilmesi için tepe diyagramı çalışması yapılmıştır, analizlerin gerçekleştirildiği düşü ve ayar kanadı açıklıkları değerleri Şekil 7.9’da gösterilmiştir.



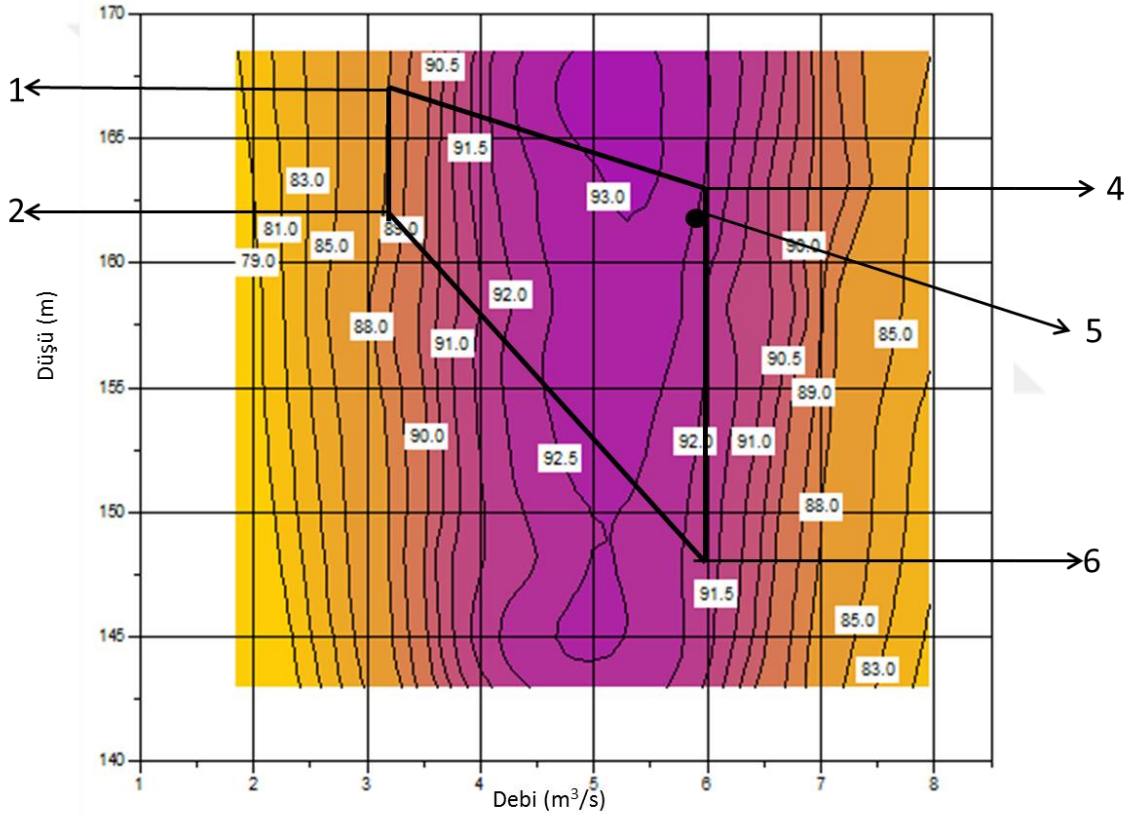
Şekil 7.8:Kepez-I tüm türbin HAD modeli



Şekil 7.9: Tepe diyagramı için gerçekleştirilen HAD analizleri koşulları

Farklı ayar kanadı açıklıkları ve farklı düşülerde hazırlanan tepe diyagramı üzerinde kesikli çizgiler ile çalışma aralığı (1-4) ve türbin tasarım noktası (5) Şekil 7.10’da

gösterilmiştir. Çizelge 7.1’de sınır noktaları ve optimum nokta debi düşü değerleri tablolanmıştır. İstenen bir tasarımda maksimum verim bölgesi, çalışma aralığının ortasına denk gelmelidir. Ancak mevcut türbinde en verimli bölge çalışma noktasına denk gelmemektedir. Bu bağlamda yeni tasarımda maksimum verim bölgesinin genişletilerek olabildiğince çalışma aralığına taşınması planlanmaktadır. Ayrıca rehabilitasyon projesi kapsamında değiştirilecek jeneratörün tam kapasitede kullanılabilmesi için yeni tasarlanacak türbinden elde edilecek gücün 500 kW daha yukarı çekilmesi hedeflenmektedir. Bu amaçlar doğrultusunda, mevcut türbin farklı yükleme durumları ve düşüler için ayrıntılı olarak incelenmiş ve maksimum güç ve minimum kavitasyon amacı doğrultusunda yeni tasarım senaryoları planlanmıştır.



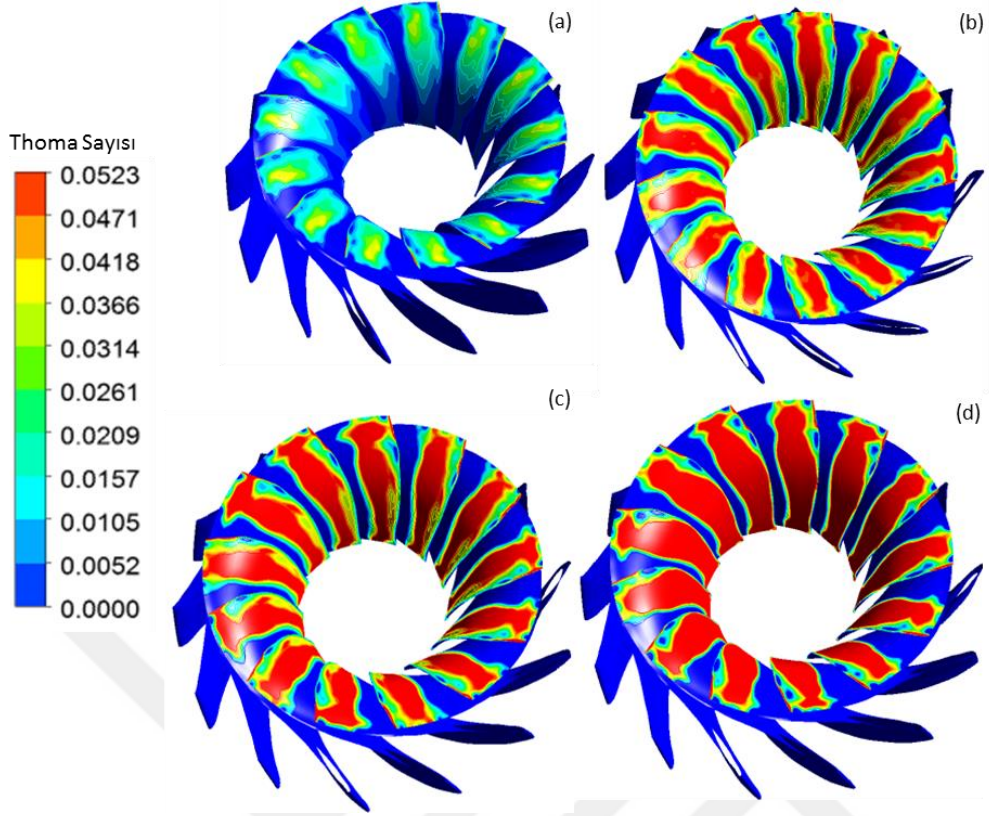
Şekil 7.10: Mevcut türbin tepe diyagramı ve çalışma aralığı

Çizelge 7.1: KEPEZ- I çalışma aralığı

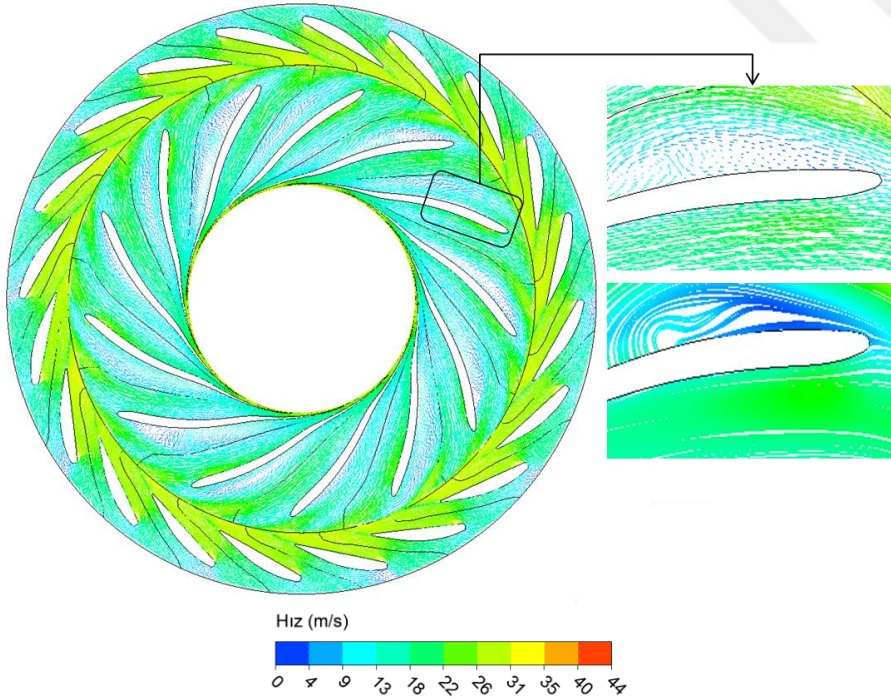
Konum	Debi (m ³ /s)	Düşü (m)
1 noktası (tek türbin)	3.7	165.55
2 noktası (üç türbin)	6.75	162.99
3 noktası	11.10 (3.7x3)	160.61
4 noktası	20.25 (6.75x3)	146.56
5 noktası (tasarım noktası)	6.1	163.66

Mevcut çark geometrisi ile yapılan analizlerde geliştirilebilecek bazı noktalar tespit edilmiştir. Tasarım düşüsünde farklı yükleme durumları için Şekil 7.11’de Thoma sayısı konturları verilmiştir. Kepez-I santral sigma değeri 0.0523 olarak hesaplanmıştır. Herhangi bir i noktasındaki Thoma sayısı $\sigma_i > \sigma_{santral}$ olduğu durum, i noktasının basınç değerinin buhar basıncının altında olması anlamını taşımaktadır ki bu durum kavitasyonun işaretidir. Yüksek debilere çıktıkça sistemdeki kavitasyonun arttığı görülmektedir. Kanat bilezik tarafında yoğunlaşan düşük basınç bölgesi debinin artışı ile giderek büyüyerek kanadın %130 yükleme durumunda %47’lik kısmını kaplamaktadır. Kaviteye yol açan bu düşük basınç bölgelerini minimize etmek için Bölüm 5’te elde edilen sonuçlara göre kanada bilezik yönünde büküm vermek olası bir çözüm yoludur.

Şekil 7.12’de tasarım düşüsünde tam yükleme durumu için akım iplikçikleri ve hız vektörleri verilmiştir. Kanat basınç tarafında girdap yapıları ve akışta geri dönmeler meydana gelmektedir. Bu oluşumlar basınç tarafındaki basınç değerlerini düşürerek çarkta performans kaybına neden olmaktadır. Bu girdap yapıları kaviteye tetikleyen akış olayları arasındadır. Rehabilitasyon çalışmalarında akışın kanat profili takip etmesi ve akışta girdap ve kopma yapılarının önlenmesi üzerine yoğunlaşılmalıdır.



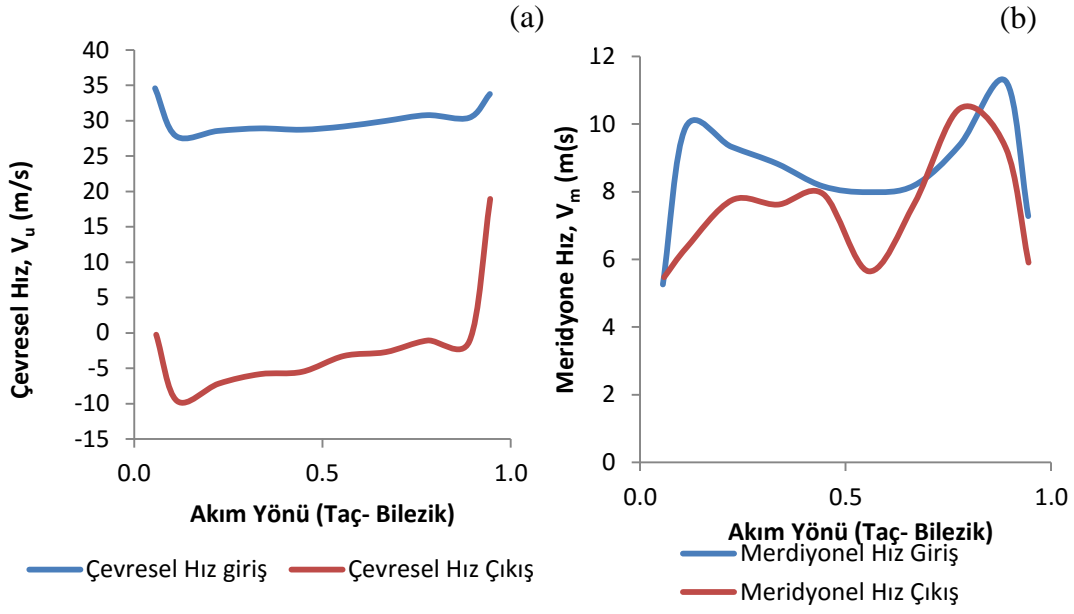
Şekil 7.11: Farklı yüklemelerde Thoma sayısı dağılımları (a) %64 yükleme (b) % 100 yükleme (c) % 117 yükleme (d) % 130 yükleme (H=163 m)



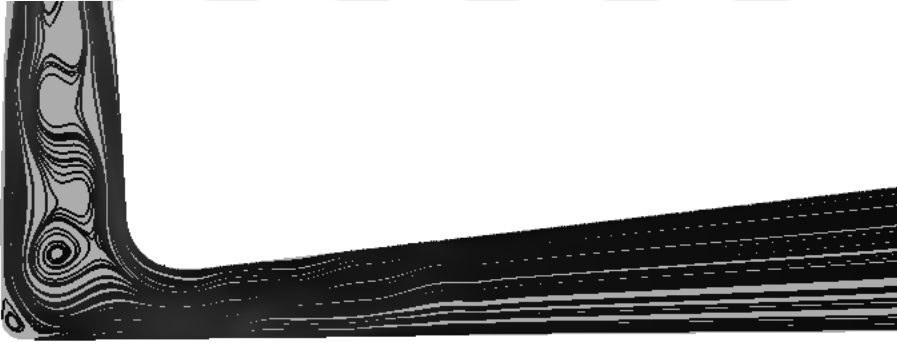
Şekil 7.12: Tam yükleme durumu için hız vektörleri ve akım iplikçikleri (H=163 m, 17.5° ayar kanadı açıklığı)

Şekil 7.13'te taçtan bileziğe çark giriş ve çıkışında çevresel hız ve meridyonel hız dağılımları tasarım noktası için verilmiştir. Teorik formülasyonlar gereğince çıkış sirkülasyonunu yaratan çıkış çevresel hız bileşeninin sıfır olması gerekmektedir ve meridyonel hız bileşeni ise giriş ve çıkışta sabit olmalıdır. Şekil 7.13 (a) incelendiğinde çark girişinde yaratılan sirkülasyonun çark çıkışına kadar tamamının kullanılarak çarkta torka dönüştüğü görülmektedir. Çark çıkışında çevresel hız bileşeni negatif değerlere ulaşmaktadır. Negatif çıkış çevresel hız değerleri, olmayan bir enerjinin çark içerisinde kullanıldığını ve emme borusunda girdap yapılarının oluştuğunu göstermektedir. Emme borusu girdap yapıları Şekil 7.14'te verilmiştir. Bu durum çarkta kavitasyon olduğunun bir diğer işaretidir. Yeni tasarım yapılırken çark çıkış sirkülasyonu negatif değerlere ulaşmamalı, Bölüm 6'da elde edilen sonuçlar gereğince ortalama olarak $5 \text{ m}^2/\text{s}$ çıkış sürkülasyonu bırakılarak emme borusunda meydana gelecek ayrılma ve sürtünme kayıpları minimize edilmelidir.

Şekil 7.6 (b)'de verilen taçtan bileziğe doğru giriş ve çıkışta ki meridyonel hız bileşenleri incelendiğinde kanat boyunca debinin uniform olmadığı görülmektedir. Yeni tasarımda kanatlar arasında uniform debi geçişi sağlanmalıdır. Geleneksel türbin çarkları yerine x-blade tipi türbin tipleri kullanılması ile kavitasyona yatkınlık azalacak ve basınç dağılımları daha uniform hale gelecektir. Bölüm 4'te BUSKİ HES çarkında olduğu gibi KEPEZ-I HES çarkının da X-blade tasarımına dönüştürülmesinin performansı artırıp kavitasyon ihtimalini azaltacağı, yeni tasarım için öngörülmektedir.



Şekil 7.13. Çark giriş ve çıkışında (a) çevresel hız (b) meridyonel hız dağılımı ($H=163$ m, 17.5° ayar kanadı açıklığı).



Şekil 7.14: Emme borusu akım iplikçikleri gösterimi

8. MODEL TÜRBİN BOYUTLARININ BELİRLENMESİ İLE DENEYSEL ALT YAPININ GELİŞTİRİLMESİ

Türbin tasarım sürecinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemleri her ne kadar geleneksel bir tasarım yöntemi haline gelmiş olsa da tam olarak güvenilir ve doğru türbin karakteristikleri elde etmenin yolu deneysel yöntemlerdir. Model testlerinde güç, debi, düşü, sıcaklık ve tork gibi performans ölçümleri gerçekleştirilmektedir. Türbinleri test etme sürecinde, çoğu türbinin boyutu, gücü, düşüsü ve debisi model test merkezinin kapasitesinin üzerindedir. Bu sebepten ötürü “ International Electrotechnical Comission (IEC) 60193” standardı gereğince test edilecek türbinler (prototip türbinler) model ölçülerine indirilmektedir. Model testler, gerçek santralin küçük ölçeklisi olmalı ve gerçek santralin sahip olduğu tüm özellikleri yansıtmalıdır. Bu sebepten model testleri prototip ve model türbin arasında geometrik, kinematik ve dinamik benzerlik şartlarını sağlamalıdır. Bu bölümde prototip türbinden model türbine geçiş aşamaları sırası ile anlatılmıştır. Bu bağlamda yapılan çalışmalar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Benzerlik denklemlerinin elde edilmesi
- Deney düzeneği kısıtlarının belirlenmesi
- IEC 60193 standartı kısıtlarının belirlenmesi
- Kısıtlara ve benzerlik denklemlerine bağlı bir kod geliştirilmesi
- Model türbin boyutlarının ve parametrelerinin (debi, düşü, güç, açısız hız) elde edilmesi
- Model türbin- prototip kıyaslaması yapılması (Tepe diyagramı çalışmaları)

8.1 Benzerlik Denklemleri

Türbinlerin boyutları, türbinleri benzer kılmakta önemli bir parametre değilken benzer akış alanları iki türbini benzer hale getirmektedir. Bu tanıma göre iki farklı aynı tipteki ancak farklı boyutlardaki türbin aşağıdaki özellikleri taşır.

- Tüm türbin açıları benzer olmalıdır.

$$\delta_{11} = \delta_{22} = \delta_{ii} \quad (8.1)$$

- Aşağıda verilen boyut oranları sabit olmalıdır

$$\frac{D_{11}}{D_{12}} = \frac{D_{21}}{D_{22}} = \frac{b_{01}}{b_{02}} = \dots \quad (8.2)$$

Hız üçgenleri geometrik olarak benzer olduğu takdirde türbinler benzer olur. Bu şartlar altında aşağıdaki parametreler eşit ve sabit olur.

- Tüm hız değerleri birbirleri ile ilişkili olmalıdır bu bağlamda bu ilişkiyi sağlayan açıları eşit olmalıdır.

$$\alpha_{i1} = \alpha_{i2} \quad \beta_{i1} = \beta_{i2} \quad (8.3)$$

- Herhangi bir i noktasındaki hızların oranları eşit olmalıdır.

$$\frac{v_{i1}}{v_{i2}} = \frac{u_{i1}}{u_{i2}} = \frac{w_{i1}}{w_{i2}} = \text{sabit} \quad (8.4)$$

Bu tanımlamalara bağlı olarak tek tip türbinler arası parametreler birbiri cinsinden yazılabilir. Örneğin aynı ayar kanadı ve çark açısına sahip ($\alpha_{01} = \alpha_{02}$ ve $\varphi_1 = \varphi_2$) farklı çap ve düşülerdeki iki türbin için debi ve özgül hız oranları aşağıdaki gibi elde edilebilir. İlk olarak hızlar arası bilinen denklemler yazılır.

$$\frac{u_{i1}}{u_{i2}} = \frac{\pi D_1 n_1}{\pi D_2 n_2} = \frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} \quad (*)$$

$$\frac{v_{1m1}}{v_{1m2}} = \frac{Q_1 \pi D_2 b_{02}}{Q_2 \pi D_1 b_{01}} \quad (**)$$

Yukarıdaki denklemlerde türbin çapı yalnız bırakılarak, Denklem 8.2'de yerine yazıldığında aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} = \frac{Q_1 D_2^2}{Q_2 D_1^2} \quad (8.5)$$

* ve ** Denklemleri 8.4'te yerine yazıldığında

$$\frac{Q_1 D_2^2}{Q_2 D_1^2} = \frac{D_1 n_1}{D_2 n_2}, \frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3} \quad (8.6)$$

Bu sonucu genelleştirdiğimizde ise $\frac{Q}{nD^3} = \text{sabit}$ olarak bulunur. Bu iki türbin için enerji denklemleri aşağıdaki gibi yazılır.

$$gH_1 \eta_{h1} = u_{11} v_{11} \cos \alpha_{11} - u_{21} v_{21} \cos \alpha_{21} \quad (8.7)$$

$$gH_2 \eta_{h2} = u_{12} v_{12} \cos \alpha_{12} - u_{22} v_{22} \cos \alpha_{22} \quad (8.8)$$

Denklem 8.3, 8.4 ve * tekrar düzenlendiğinde 8.9 ve 8.10 elde edilir.

$$u_{12} = u_{11} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1}, u_{22} = u_{21} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \quad (8.9)$$

$$v_{12} = v_{11} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1}, v_{22} = v_{21} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \quad (8.10)$$

Denklem 8.8'nin sağ tarafına denklem 8.9 ve 8.10 yazıldığında aşağıdaki denklem elde edilir.

$$gH_2 \eta_{h2} = \left(\frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \right)^2 (u_{12} v_{12} \cos \alpha_{12} - u_{22} v_{22} \cos \alpha_{22}) \quad (8.11)$$

Denklem 8.11, 8.7'ye bölünerek aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{H_1 \eta_{h1}}{H_2 \eta_{h2}} = \left(\frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} \right)^2 \quad (8.12)$$

Bu denklem sayesinde hızlar arası ilişki elde edilmiş olacaktır.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} \sqrt{\frac{\eta_{h1}}{\eta_{h2}}} \quad (8.13)$$

Aynı ilişkiyi hız yerine debi ile yazmak da mümkündür.

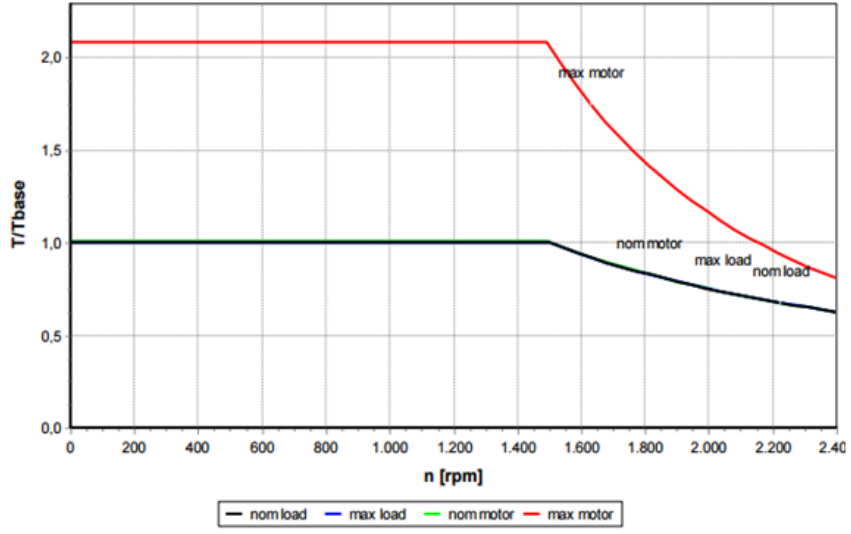
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} \sqrt{\frac{\eta_{h1}}{\eta_{h2}}} \quad (8.14)$$

Hidromakinelerde model testleri ile prototip davranışlarını tespit edebilmek için benzerlik kanunları temel alınmaktadır. Model- prototip davranış analizinde dikkate alınması gereken en önemli nokta; ölçeklendirmenin Reynolds sayısına, pürüzlülüğe ve türbülans seviyesine bağlı olarak verim üzerindeki etkileridir.

8.2 Deney Düzenegi Kısıtları

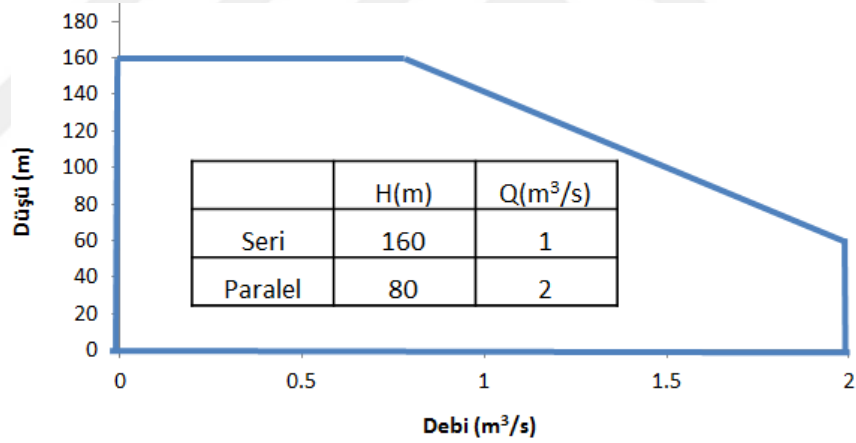
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'nde kurulmakta olan Su Türbini Tasarımı ve Testleri Merkezi bünyesindeki model test laboratuvarı, kapasitesi 10 m ile 160 m düşü ve 0.2 m³/s ile 2m³/s debi değerleri aralığında çalışan 2MW kapasitesinde Francis tipi türbin modelleri için yüksek hassasiyetli performans ölçümleri yapabilecek kapasite olacak şekilde tasarlanmıştır.

Merkez jeneratör test verilerine göre açısız hıza bağlı tork grafiği elde edilmiştir (Şekil 8.1). Bu grafiğe göre 1512 rpm'de 12987 Nm tork elde edilmektedir. 2398.8 rpm devirde ise tork değeri 8241 Nm değerindedir. Model türbin torku belirlendikten sonra bu grafik üzerinden jeneratörün bu torka dayanıp dayanmadığı kontrol edilmelidir.



Şekil 8.1: Jeneratör karakteristik eğrisi.

Merkezde bulunan sisteme güç sağlamak üzere imal edilmiş pompaların test verilerine göre seri ve paralel konumda çalışma kapasiteleri Şekil 8.2'de gösterilmiştir.



Şekil 8.2: Pompa çalışma aralığı.

Merkezde üretim için kullanılan DMU 65 Monoblock tezgâhında üretilebilecek maksimum parça çapı 650 mm'dir. Bu nedenle üretilecek maksimum çark çapı 600 mm ile sınırlandırılmıştır.

8.3 Model Boyutları ve Test Şartları İçin Uluslararası Standart (IEC 60193) Kısıtları

Model ve prototip arasında tatmin edici bir benzerlik yakalayabilmek için IEC 60193 standartı model boyutları, model Reynolds sayısı ve test özgül hidrolik enerjisi için minimum değerler belirlemiştir (Çizelge 8.1). Bu minimum değerlerin birbirlerinden bağımsız olarak tamamının sağlanması gerekmektedir. IEC 60193 standartı gereğince, model boyutu olabildiğince büyük olmalı ve gerçek boyutlara yakın olmalıdır. Burada amaç, model prototip arası Reynolds sayısı farkını minimumda tutmak ve olabildiğince gerçeğe yakın olmaktır.

Çizelge 8.1: IEC 60193 parametreleri

Parametre	IEC 60193/ Francis Türbin (Radyal)
Reynolds Sayısı	$>4 \times 10^6$
Özgül Hidrolik Enerji (J/kg)	>100
Referans Çap (m)	>0.25

Hidrolik olarak benzer olan iki makinenin akış hız bileşenlerinin herhangi bir noktada aynı olması gerekir ki bu sayede hız üçgenleri geometrik olarak benzer olacaktır. Bunun sonucunda ise benzer olan iki hidromakine arasında debi, enerji ve kavitasyon katsayıları aynı olacaktır.

$$i) (Q_{nD})_A = (Q_{nD})_B \quad (8.15)$$

$$ii) (E_{nD})_A = (E_{nD})_B \quad (8.16)$$

$$iii) (\sigma_{nD})_A = (\sigma_{nD})_B \quad (8.17)$$

Bu katsayıların eşitliği iki makine arası hidrolik benzerliğin sağlandığının göstergesidir.

8.4 Benzerlik Denklemlerine ve Kısıtlara Bağlı Kod Geliştirilmesi

Çıkarımı bölüm 8.2’de verilen benzerlik denklemleri temel alınarak bir Excel tablosu oluşturulmuştur. Bu tablo için girdiler model testi yapılacak türbinin çapı, debisi, düşüsü, devri ve gücüdür. Bu girdiler verildikten sonra Excel kodu model türbin için çap, debi, düşü, devir ve tork hesabını benzerlik denklemlerini kullanarak

yapmaktadır (Şekil 8.3). Bölüm 8.2 ve 8.3'te verilen sayısal kısıtların sağlandığı çıktı aralığının belirlenmesi bir makro kod yardımı ile gerçekleştirilmektedir. Tüm kısıtları sağlayan bölgeden Reynolds sayısı en yüksek olan yani prototipe en yakın olan parametreler seçilmektedir.



Şekil 8.3: Excel makro kodu girdi ve çıktıları.

8.5 Model Türbin Boyutlarının ve Parametrelerinin (Debi, Düşü, Güç, Açısız Hız) Elde Edilmesi

Bölüm 8.4'te ayrıntıları anlatılan Excel makro kodu Kepez-I HES prototip girdileri için çalıştırılmış ve en uygun model parametreleri Çizelge 8.2'de verildiği gibi belirlenmiştir.

Çizelge 8.2: Kepez-I prototip ve model boyutları ve parametreleri

	Kepez Prototip	Model Türbin
Çark Çapı (mm)	1234	600
Düşü (m)	162	100
Devir (rpm)	750	1211.9
Debi (m ³ /s)	6.05	1.12
Güç(kW)	8942	1025

Çizelge 8.1'de verilen IEC 60193 kısıtları hesabı aşağıda sunulmuştur. Spesifik enerji, model türbin için model düşüştü ile yer çekimi ivmesinin çarpılması ile elde edilmektedir.

$$E_m = H_m g_m = (100)(9.821) = 982 \text{ J/kg} \quad (8.18)$$

Model türbin Reynolds sayısı hesabı, aşağıda verilen denklemlerle hesaplanmaktadır. Viskozite değeri IEC60193'te verilen formülasyon ile hesaplanmıştır. θ_m , hava sıcaklığıdır ve 18 °C olarak alınmıştır.

$$\vartheta = e^{\left(-16.921 + \left(\frac{396.13}{107.41} + \theta_m\right)\right)} = 1.039 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad (8.19)$$

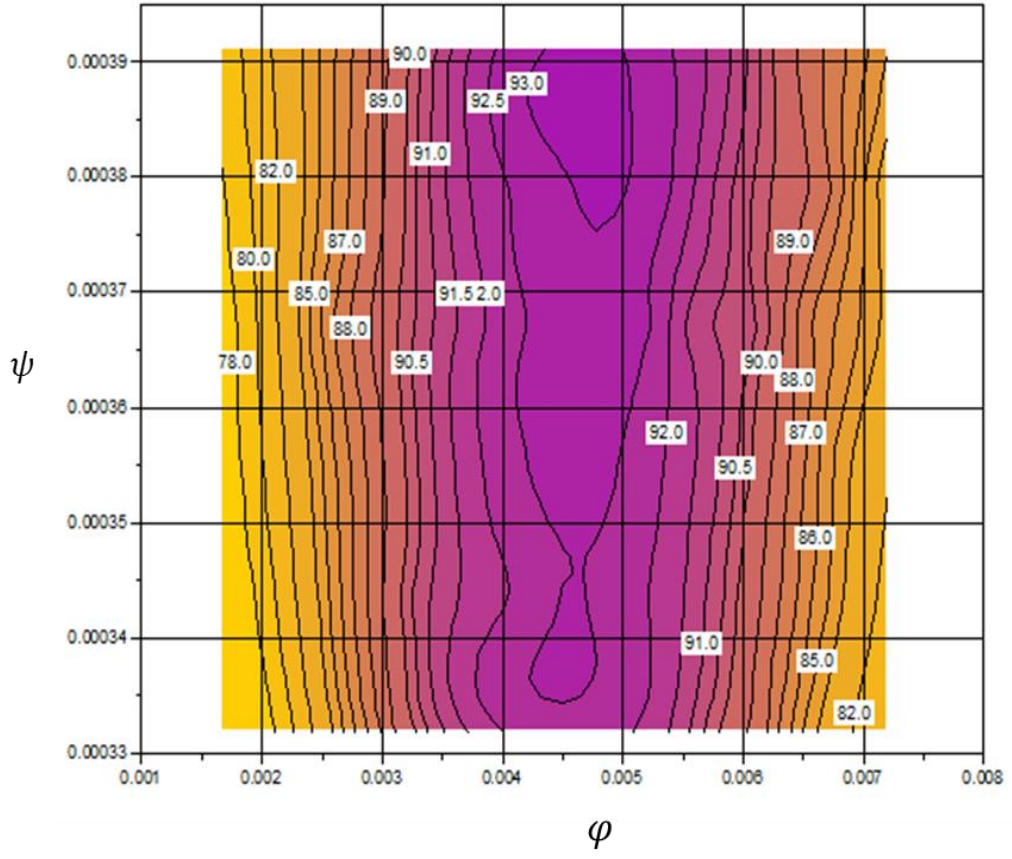
$$Re_m = \frac{D_m^2 n_m \pi}{60 \vartheta} = \frac{0.6^2 \times 1211.9 \times \pi}{60 \times 1.039 \times 10^{-6}} = 2.2 \times 10^7 \quad (8.20)$$

Ölçeklendirme oranı model türbin çapının, prototip çapına bölünmesi ile hesaplanmış ve 0.486 olarak bulunmuştur.

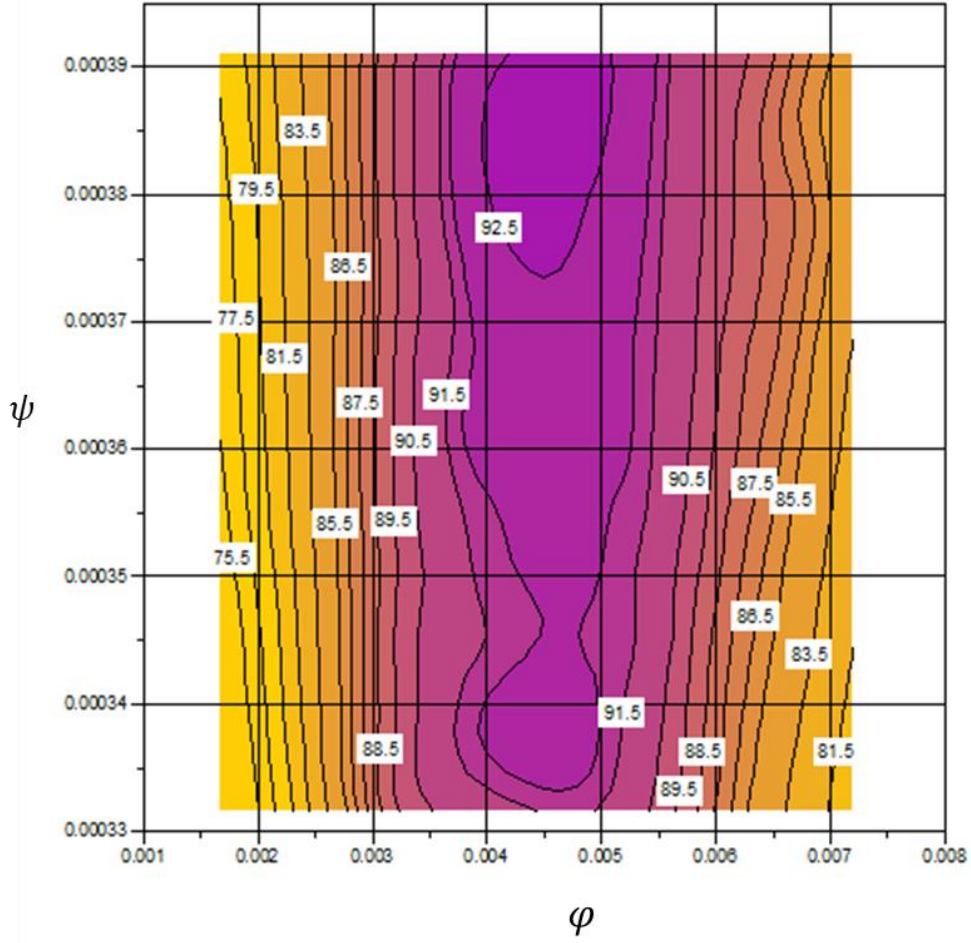
$$\lambda = \frac{600}{1234} = 0.486 \quad (8.21)$$

8.6 Model ve Prototip Tepe Diyagramlarının Oluşturulması ve Kıyaslaması

Bölüm 8.5'te belirlenmiş olan model türbin parametrelerinin prototip davranışını yansıtmayı yansıtmadığının tespiti için model ve prototip tepe diyagramları oluşturulmuş ve birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Prototip tepe diyagramı Şekil 7.2'de verilen debi ve ayar kanadı açıkları için elde edilmiştir. Model tepe diyagramı ise, Denklem 8.14 yardımı ile prototip düşüsüne denk gelen düşü değerlerinde aynı ayar kanadı açıkları için oluşturulmuştur. Tepe diyagramları, kıyaslanabilir olmaları açısından boyutsuz parametreler ile ifade edilmiştir. x eksenine debi katsayısı, y eksenine ise enerji katsayısı, z eksenine ise verim yerleştirilmiştir. Elde edilen tepe diyagramları Şekil 8.4 ve Şekil 8.5'te verilmiştir.



Şekil 8.4: Prototip türbin için tepe diyagramı.



Şekil 8.5: Model türbin için tepe diyagramı.

Oluşturulan tepe diyagramları incelendiğinde, her iki ölçekte de türbinin düşüye bağlı keskin değişimler gösterdiği görülmektedir. Her iki durumda da maksimum verim noktası aynı enerji-debi katsayısı aralığında oluşmaktadır. Prototipteki verim değişim noktaları model türbinde de aynı şekilde görülmektedir.

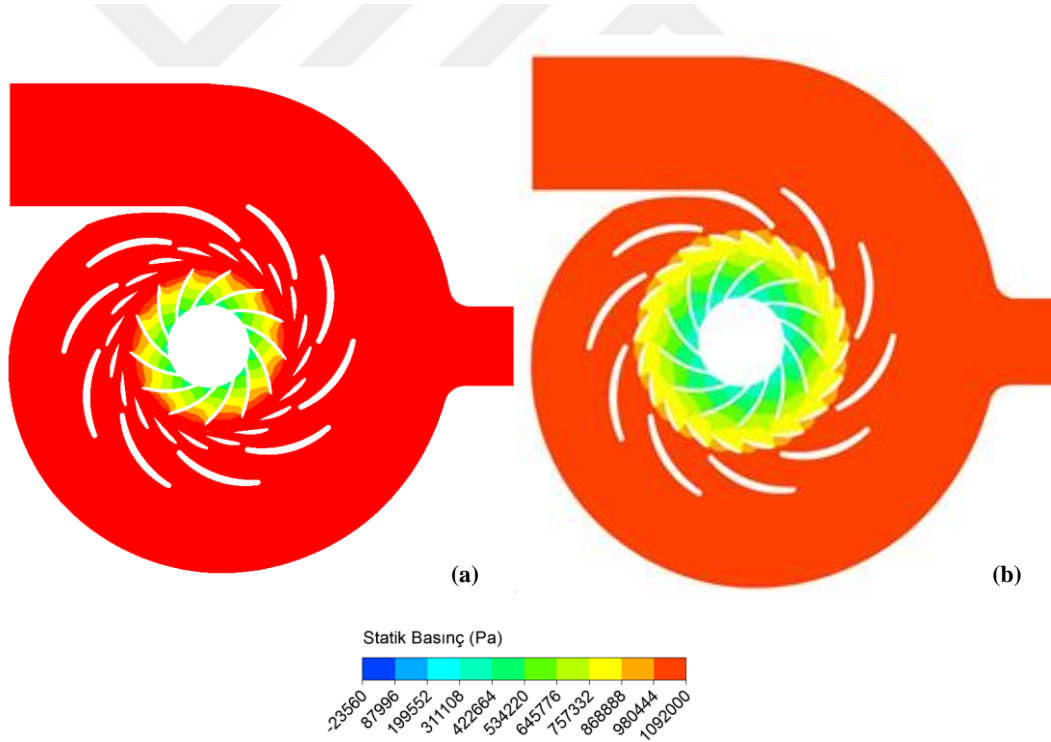
Boyutlandırmaya bağlı olarak model-prototip arası en temel fark, Reynolds sayısının değişimidir. Reynolds sayısı ve çark çapı, model türbinde, prototip Reynolds sayısı ve çapından her zaman için daha küçük olduğundan sürtünme kayıpları model türbinde her zaman için daha büyük değerlerde olmaktadır. Bu bağlamda, model türbinden prototipe geçerken gerçek verim değerlerine yaklaşabilmek için IEC 60193 standartında model türbin hidrolik veriminden prototip verimi hesaplama formülasyonu verilmiştir (Denklem 8.22-8.23)

$$(\Delta\eta_h)_{M^* \rightarrow P} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{M^*}} \right)^{0.16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P} \right)^{0.16} \right] \quad (8.22)$$

$$\Delta\eta_{hP} = \eta_{hM^*} + (\Delta\eta_h)_{M^* \rightarrow P} \quad (8.23)$$

Re_{ref} değeri Francis tipi türbinler için IEC 60193'te 7×10^6 olarak verilmiştir. Model ve prototip için Reynolds değerleri 8.20'de verildiği gibi hesaplanmıştır. $\Delta\eta_{hP}$ değeri ise Kepez model-prototip geçişi için % 0.689 olarak bulunmuştur. Nümerik model verimlerine $\Delta\eta_{hP}$ değeri eklendiğinde ise prototiple tatmin edici derecede uyumlu verim değerlerine ulaşılmıştır.

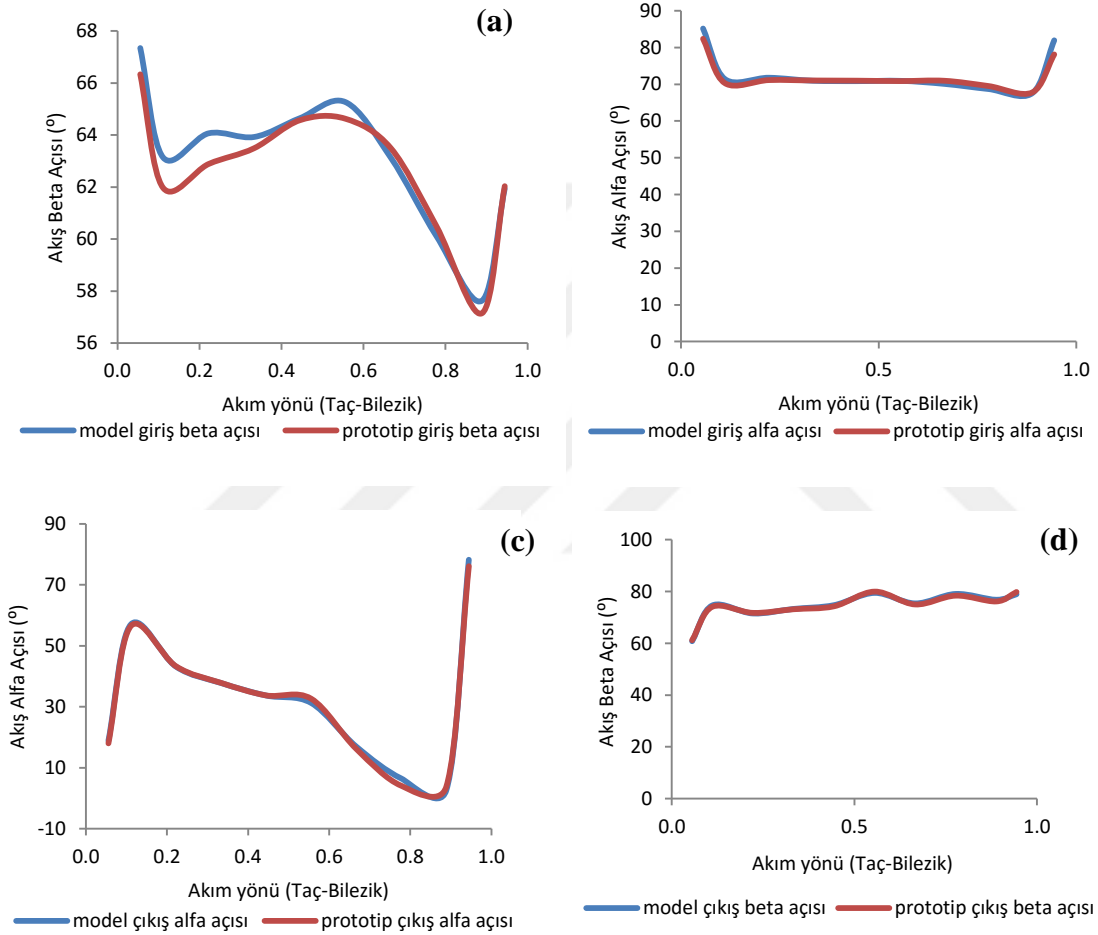
Şekil 8.6'da prototip ve model türbin için basınç konturları verilmiştir. Çarktaki basınç dağılımı incelendiğinde model türbine, akışkanın prototipe göre daha düşük basınçla girdiği, bu durumun da daha fazla sürtünme kaybına neden olduğu görülmektedir.



Şekil 8.6: (a) Prototip (b) Model türbin basınç konturları

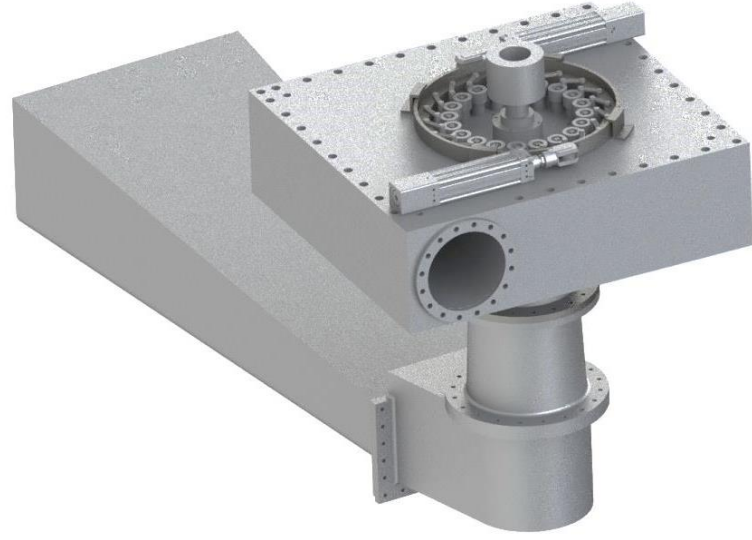
Denklem 8.3 ve 8.4'te verildiği üzere model ve prototip türbinin benzer akış alanlarına sahip olabilmeleri için hız üçgenlerinin benzer olması gerekmektedir. Bu bağlamda hız üçgenlerini tanımlayan en önemli açılar olan alfa ve akış beta açılarının

giriş ve çıkışta aynı olma zorunluluğu vardır (Denklemler 8.3). Şekil 8.7’de giriş ve çıkışta model ve prototip için alfa ve beta dağılımları verilmiştir. Benzerlik denklemleri ile tutarlı şekilde değişimlerin sabit olduğu görülmektedir. Bazı noktalarda model ve prototip açı değerlerinde sapma görülmektedir; bunun nedeni model türbinin prototip türbinden küçültülerek elde edilmesine bağlı olarak model boyutunda ağ yapısının prototipe göre iki kat daha sık olmasından kaynaklı sayısal etmenlerdir.

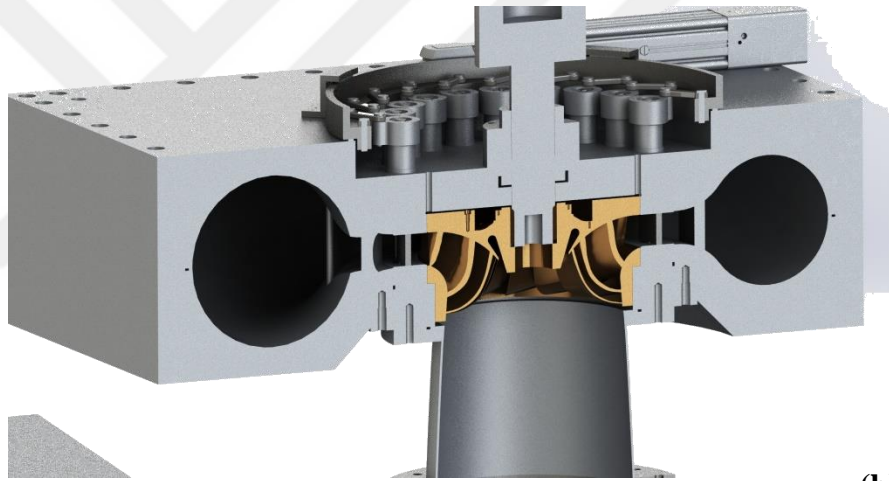


Şekil 8.7: Çark kanadı giriş ve çıkışında model ve prototip türbinde alfa ve akış beta açısı dağılımları.

Şekil 8.8’de boyutları ve akış özellikleri bu bölümde belirlenmiş olan model türbinin katı modelleri verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 8.8: Model türbin katı modelleri (a) genel görünüş (b)kesit görüntüsü.



9. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Her geçen gün artan enerji ihtiyacımızın karşılanmasında öz kaynaklarımızdan yararlanmak çok büyük önem arz eden bir konudur. Hidrolik türbin tasarımına yönelik modern yöntemler olan deneysel ve sayısal metotlar, yüksek performanslara sahip geniş debi-düşü aralıklarında yüksek verimler ile çalışan sistemlerin tasarımına olanak sağlamıştır.

Bu tez kapsamında Francis tipi türbin dizaynı için tasarım metodolojisi geliştirilmiş ve bu yöntem, Türkiye'nin Bursa ilinde kurulmakta olan BUSKİ HES için uygulanmıştır. Bu vaka analizi ile isterleri sağlayan tasarım HAD yöntemleri ile elde edilmiştir. HAD yöntemlerinin “maksimum performans minimum kavitasyon” hedefi ile türbin temel parçalarının tasarımında kullanışlı bir yöntem olduğu görülmüştür. Bununla birlikte model testler ile algılanması ve kontrol edilmesi güç olan kavitasyon olgusu çark boyunca Thoma dağılımlarının sayısal yöntemler ile incelenmesi ile kolaylıkla tespit edilmiş ve büyük oranda önlenmiştir. BUSKİ HES için model testler ile oldukça maliyetli ve zaman alıcı bir çalışma olan tepe diyagramı çalışması sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, tasarlanan türbinin geniş debi düşü aralığında yüksek verimler ile çalışabileceğini kanıtlamıştır. Literatürde, farklı parametrelerdeki türbinler için deneysel olarak oluşturulmuş tepe diyagramı çalışmaları ile tutarlı sonuçların elde edilmiş olması bu çalışmanın doğruluğu açısından da önem arz etmektedir [15,46,74]. Bu vaka çalışması sırasında isterleri sağlayan çark tasarımını sağlayana kadar denenen tüm optimizasyon versiyonları ayrıntıları ile sunulmuştur; bu sayede tasarım parametrelerinin akış üzerinde yarattığı etkiler de gözlemlenmiştir.

Türbin çark tasarım süreci iteratif bir süreç olup, rotor parametrelerinin tamamının optimum değerlerine ulaşması ile son bulmaktadır; ancak tüm türbinlerin isterleri farklı olduğundan çark tasarımı her türbin tasarımında kendine özgü bir süreçtir. Bu tez kapsamında çark parametrelerinin performans üzerindeki etkisini yorumlamak

adına ETÜ HİDRO’da tasarımı tamamlanmış dört türbin çarkı için parametre çalışması yapılmıştır. Farklı özelliklerdeki türbin çarkları üzerinde parametrelerin etkilerinin aynı gözlemlendiği durumlar ile tüm Francis tipi türbin çarkları için geçerli olabilecek evrensel sonuçlar elde edilmiştir. Diğer yandan, bazı parametreler tüm türbin çarklarında farklı etkiler yaratmaktadır. Bu parametrelerin her türbinde kendine has etkileri olduğu gözlenmiştir. Bu bölüm türbin tasarımcıları için, özellikle çark tasarım sürecini kolaylaştıracak sonuçlar içermektedir. Bu bölümde incelenmiş olan kanat büküm açısı, giriş beta açısı, çıkış beta açısı, çark çıkış çapı ve çark açısal hızının çark performansı üzerinde yarattığı etkileri bilerek yola çıkmak tasarımcıların isteklerine uygun, kavitasyonsuz tasarıma ulaşma süreçlerini kolaylaştıracaktır.

Bu tez kapsamında, açısal hız değişiminin türbin kinematiği üzerinde yarattığı etkiler ayrıntılı olarak irdelenen bir diğer başlıktır. [8]’de debinin açısal hıza bağlı olarak değişmediği varsayımı ile açısal hızın türbin kinematiğine etkisi incelenmiştir, ancak bu tez kapsamında yapılan çalışmalar açısal hızın debi üzerinde ciddi etkiye sahip olduğunu göstermektedir. [8]’de yapılan çalışmalar bu bölümde geliştirilerek türbin üzerinde açısal hız etkisi tüm ayrıntıları ile işlenmiştir. Ayrıca bu bölümde debi- açısal hız arasında ampirik bir formül elde edilmiş, debinin açısal hıza bağlı değişimi fiziksel olarak yorumlanmıştır. Bu denklemin matematiksel ifade sadece vaka çalışması için geçerli olsa da fiziksel anlamı tüm Francis tipi türbinler için geçerli olarak tespit edilmiştir.

Tezin ikinci kısmında yapılan çalışmalar “Hidroelektrik Santrallerine Ait Tüm Bileşenlerin Rehabilitasyonu ve Modernizasyonu” başlıklı TÜBİTAK projesi kapsamında tamamlanmıştır. Bu proje kapsamında Kepez-I HES’in rehabilitasyonu gerçekleştirilmektedir. Bu tez içerisinde var olan Kepez-I HES bileşenlerinin analizleri sayısal yöntemler ile yapılmış ve tüm bileşenlerdeki akış oluşumları irdelenmiştir. Kepez-I HES içinde tepe diyagramı çalışması yapılmış ve farklı yükleme durumlarında türbinin maruz kaldığı problemler tespit edilmiştir. Yeni türbinin var olan türbin problemlerinden arındırılabilmesi için tasarım önerilerinde bulunulmuştur.

Türkiye’de bir çok santralin rehabilitasyon ve modernizasyon çalışmaları yurt dışında yüksek maliyetler ile yapılmakta ve önemli düzeyde ulusal finansman

kaybına neden olmaktadır. Yenilenme süreci bil-yapının ülkemizde geliştirilmesi bu finansmanın ülke içerisinde kalmasına ve teknolojinin ileriye taşınmasına katkı sağlayacaktır. Bu tezde Kepez-I HES için yapılmış çalışmalar bahsedilen amaçlara hizmet etmektedir.

Türbin tasarım sürecinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemleri her ne kadar geleneksel bir tasarım yöntemi haline gelmiş olsa da tam olarak güvenilir ve doğru türbin karakteristikleri elde etmenin yolu deneysel yöntemlerdir. TOBB Üniversite bünyesinde kurulmakta olan Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi (ETÜ HİDRO) ile yerli olarak su türbini imalatı ve model testleri gerçekleştirmek mümkün hale gelmiştir. Bu merkezde Kepez-I santralının mevcut türbininin model testi ve sonrasında rehabilite edilen türbinin testleri gerçekleştirilecektir. Ancak model test sürecinden önce deneysel alt yapının sayısal olarak hazırlanması gerekmektedir.

Bu tezin en son bölümünde model türbin boyutları ve parametreleri uluslararası standartlara uygun olarak belirlenmiştir bu amaç doğrultusunda bir makro kodu geliştirilmiştir. Bu çalışmanın temel amacı deneyler sırasında test edilecek olan model türbinin gerçek türbin davranışını yansıtıp yansıtmadığının tespiti. Model türbin davranışının prototip davranışını yansıtıp yansıtmadığının tespiti için sayısal tepe diyagramı oluşturulmuş ve model türbin davranışlarının prototip davranışları ile kıyaslamaları yapılmıştır. Literatürde model test merkezlerinin model türbin parametrelerini nasıl belirledikleri üzerine ayrıntılı bilgiler bulunmamaktadır. Bu çalışma ile ETÜ HİDRO'da test edilecek tüm türbinler model ölçülerine uluslararası standartlar temel alınarak indirgenebilecek ve model parametreleri belirlenebilecektir.



KAYNAKÇA

- [1] **Genc,Y., Aradag, S., Celebioglu K., Unver, H.O., Durlu, N., Tascioğlu, T.,** (2012). Center of Excellence for Design, Manufacturing and Performance Tests of Model Hydraulic Turbines, The 10th Global Conference on Sustainable Manufacturing Kopenhagen,Danimarka,25-27 Temmuz.
- [2] **Gokdemir, M., Komurcu., M, Evcimen, U.** (2012) Türkiye’de Hidroelektrik Enerji ve HES Uygulamalarına Genel Bakış, IMO Su Yapıları Kurulu, 2012.,Sf. 18-26.
- [3] **Koc, E., Senel, M.C.,**(2012).Dünyada ve Türkiye’de Enerji Durumu-Genel Değerlendirme, Mühendis ve Makina, cilt 54, sayı **639**, s. 32-44.,2013.
- [4] <http://www.worldenergy.org/>, alındığı tarih: 10.02.2015.
- [5] http://www.emo.org.tr/genel/bizden_detay.php?kod=88369#.VeVI2aDtlBc, alındığı tarih: 9.01.2015
- [6] **Türkyilmaz,O.,**(2015)Enerji Politikaları Artan Bağımlılık Çıkmazında, *Tmmob makine mühendisleri odası*,Cilt **200**,Sf. 2-20.
- [7] **Kaplan, A., Cetinturk, H., Demirel, G., Ayli, E., Celebioglu, K, Aradag, S.**(2014) CFD Aided Design and Production of Hydraulic Turbines, *67th Annual Meeting of APS Division of Fluid Dynamics*,USA, November.
- [8] **G. I. Krivchenko.,** *Hydraulic Machines: Turbines and Pumps.*, Mir Publishers, Moscow,(1986).
- [9] **Sav, M.,**(2010). *Francis tipi hidrolik türbinlerde kavitasyonun etkisi* (Yüksek Lisans Tezi), Adres: www.firat.edu.tr
- [10] **Ayli, E., Kavurmaci, B., Akin, H., Aytac, Z., Ayancik, F., Aradag, U., Mert, B., Celebioglu, K., Aradag, S., Unver, O., Tascioglu, Y.**(2013) Su Türbini Tasarımı ve Testleri Merkezi, *Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Konferansı*, Samsun,Türkiye,Eylül.
- [11] Hydroelectric power,(2005) U.S. Department of the Interior Bureau of Reclamation Power Resources Office,USA.
- [12] http://eng.harran.edu.tr/~ccetiner/hidro_elektrik_enerji_2.pdf, alındığı tarih:29.03.2016
- [13] **Dorji, U, Reza G.**(2014), Hydro turbine failure mechanisms: An overview. *Engineering Failure Analysis* ,cilt:44, sf: 136-147
- [14] **Francis J.B,** Lowell Hydraulic Experiments, Van Nostrand, New York, (1868)
- [15] **Drtna, P., Sallaberger, M.,**(1999), 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*, cilt: 213, sf: 85-102.
- [16] **Akın,H.,**(2014),Su Türbini Tasarımı Amaçlı Sayısal Yöntemler Geliştirilmesi

ve Uygulanması, (Yüksek Lisans Tezi), Adres:www.etu.edu.tr

- [17] **Aytac, Z., Ozkaya, E., Akin, H., Ayancık, F., Celebioglu, K., Aradag, S., Pala R.,** (2013) Utilization Of CFD Tools For The Rehabilitation Of An Existing Hydroelectric Power Plant, *International Advanced Technologies Symposium*, Kasım.
- [18] **Nasir, B.A,** (2013), "Design of High Efficiency Pelton Turbine for Microhydropower Plant," *International Journal of electrical engineering & Technology (IJET)*, 4.1.sf:171-183.
- [19] **Rossetti, A., Pavesi, G., Ardizzon, G., Santolin, A.**(2014), Numerical analyses of Cavitating Flow in a Pelton Turbine.,*Journal of Fluids Engineering*, Cilt:**136**, Sayı:8.
- [20] **Okyay G. (2010)**, Utilization Of Cfd Tools in The Design Process of a Francis Turbine, (Yüksek Lisans Tezi), Adres: www.metu.edu.tr
- [21] **Anup, K. C., Bhola Thapa, and Young-Ho Lee.**(2014), Transient Numerical Analysis of Rotor–Stator Interaction in a Francis Turbine." *Renewable Energy*, cilt **65**, Sf: 227-235.
- [22] **Benigni H, Jaberg H.**(2007) Stationary And Transient Numerical Simulation of A Bulb Turbine. In: *5th IASME/WSEAS International Conference On Fluid Machineriessand Aerodynamics*, Yunanistan, 25-27 Ağustos
- [23] **Hu, Ying,** et al. "Numerical simulation of unsteady turbulent flow through a Francis turbine." *Wuhan University Journal of Natural Sciences* 16.2 (2011): 179-184.
- [24] **WANG, F.** (2005), Application of CFD to Turbulent Flow Analysis and Performance Prediction in Hydraulic Machinery,*Journal of China Agricultural University*.
- [25] **Patel, K., Desai, J., Chauhan, V., Charnia, S.** (2011), Development of Francis Turbine using Computational Fluid Dynamics. *In 11st Asian International Conference on Fluid Machinery and 3rd Fluid Power Technology Exhibition* (pp. 1-3).,Kasım.
- [26] **Gohil, Pankaj P., and R. P. Saini.**(2014) CFD: Numerical analysis and performance prediction in Francis turbine., *Non Conventional Energy (ICONCE)*, Kalyani, 16-17 Haziran.
- [27] **Shukla, M. K., Jain, R., Prasad, V., Shukla, S.** (2011). CFD Analysis of 3-D Flow for Francis Turbine. *MIT International Journal of Mechancial Engineering*, Cilt:**1**, sf: 93-100.
- [28] **Jost D, Lipej A.** Numerical Prediction of The Vortex Rope in the Draft Tube, *Journal of Mechanical Engineering*, Cilt **57**,Sf. 445-456.
- [29] **Ruprecht A, Heitele M, Helmrich T.** Numerical simulation of a complete Francis turbine including unsteady rotor/stator interactions. *Inst Fluid MechHydraul Mach*
- [30] **Li, J., J. Yu, and Y. Wu.**(2010), 3D unsteady turbulent simulations of transients of the Francis turbine., *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. Cilt: 12. Sayı: 1.
- [31] **Jošt, D., & Lipej, A.** (2011): Numerical prediction of non-cavitating and cavitating vortex rope in a Francis turbine draft tube., *Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering* cilt:**57.**, sayı:6 ,sf: 445-456.
- [32] **Lipej, A., Jost, D., Meznar, P., Djelic, V.**(2009), Numerical prediction of

- pressure pulsation amplitude for different operating regimes of Francis turbine draft tubes., *International Journal of Fluid Machinery and Systems* sf: 375-382.
- [33] **Zhang, H., Zhang, L.**(2012), Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM *Procedia Engineering* vol: **31** Sf:156-165.
- [34] **Qian ZD, Zheng B, Huai WX, Lee YH.** (2009), Analysis of pressure oscillations in a Francis hydraulic turbine with misaligned guide vanes. In: *Proc IMechE Pt A: J Power Energy*, cilt:224;. Sf: 139-152.
- [35] **Ying H, Ji,H.**(2011) Numerical Simulation of Turbulent Flow Through a Francis Turbine Runner, *Proceedings of the 2011 2nd International Congress on Computer Applications and Computational Science*,Cilt:**145**, Sf: 7-12.
- [36] **Ruprecht A, Helmrich T, Aschenbrenner T, Scherer T.** (2002) Simulation of vortex rope in a turbine draft tube. In: *Proceedings of the hydraulic machinery and systems 21st IAHR symposium*, Lozan, 9-12 Eylül.
- [37] **Ayancik F.**(2014), Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yardımıyla Su Türbini Çarkı Tasarımı Ve Eniyilemesi, (Yüksek Lisans Tezi), Adres:www.etu.edu.tr
- [38] **Muntean, S., Campian., C., Cuzmos, A., Dumbrava, C., Brebu, N., Agustinov, L.**, (2009), Experimental Investigations Into a Francis Turbine with Low Specis Speed, *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*, Cilt:**12**, Sayı:1
- [39] **Tidon,S., Barre, S., Ciocan G.**, (2010),Experimental analysis of the swirling flow in a Francis turbine draft tube: Focus on radial velocity component determination, *European Journal of Mechanics- Fluids*, Cilt. **29**, Sf: 321-335,
- [40] Introduction of Universal Laboratory for Hydraulic Machinery, Fine Institute of Hydraulic Machinery,Zhefu Fine.
- [41] S. Morgan Smith Memorial Hydraylic Laboratory, Voith, York, PA
- [42] Introduction to universal teststand for hydraulic machinery, Dongfang Electric Machinery Co., Ltd., 2012
- [43] <http://lmh.epfl.ch/main>, alındığı tarih: 10.02.2015
- [44] **M. Dreyer, J. Decaix, C. Münch-Alligné, M. Farhat.** (2014), Mind the gap: a new insight into the tip leakage vortex using stereo-PIV, in *Experiments in Fluids*, Cilt: 55, Sayı:11.
- [45] **S. Alligne, C. Nicolet, Y. Tsujimoto and F. Avellan.**(2014), Cavitation Surge Modelling in Francis Turbine Draft Tube, in *Journal of Hydraulic Research*, Cilt:**53**, Sayı:3,Sf: 1-13.
- [46] **Avellan, F.** Introduction to Cavitation in Hydraulic Machinery.(2004), *Proceedings of HMM 2004, 6th Int. Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*, Romanya, 21-22 Kasım.
- [47] **R. Susan-Resiga, S. Muntean, V. Hasmatuchi, I. Anton, F. Avellan,** (2010). Analysis and Prevention of Vortex Breakdown in the Simplified Discharge Cone of a Francis Turbine, in *Transactions- American Society of Mechanical Engineers Journal of Fluids Engineering*, cilt:**132**, sayı: 5.

- [48] Toshiba, Hydraulic Turbines, Toshiba Corporation, Japan
- [49] **Kurosawa, S., S. M. Lim, and Y. Enomoto.**(2010),Virtual model test for a Francis turbine." IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. ,Cilt **12**. Sayı 1.
- [50] <http://www.yildiz.edu.tr/~fcelik/dersler/gemidirenci/PDF/9.%20Kavitasyon.pdf>,alındığı tarih: 10.02.2015
- [51] **Knapp, R.T., Dally, J.W., and Hammitt, F.G.** Cavitation., McGraw-Hill, New York, (1970).
- [52] **Brennen, C.E.**(2011),An introduction to cavitation Fundamentals, urbo-machinery & Medical Applications,İnglilere, 4-6 Haziran
- [53] <http://www.brightubengineering.com/fluid-mechanics-hydraulics/27427-cavitation-in-hydraulic-turbines-causes-and-effects/>, alındığı tarih: 10.02.2015.
- [54] **Motycak, L., A. Skotak, and R. Kupcik.**(2012),Kaplan Turbine Tip Vortex Cavitation–Analysis and Prevention.,*IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. Cilt. **15**. Sayı. 3.
- [55] **Escaler, X., Egusquiza, E., Farhat, M., Avellan, F., Coussirat, M.**(2006), Detection of Cavitation in Hydraulic Turbines., *Mechanical Systems and Signal Processing*, Cilt **20**, sayı, Sf: 983-1007
- [56] **Hart, D., and D. Whale.** (1996). A Review of Cavitation-Erosion Resistant Weld Surfacing Alloys For Hydroturbines, IIW Asian Pacific Welding Congress, Yeni Zelanda, 4-9 Şubat.
- [57] **Padhy, M. K., and R. P. Saini.** (2011), Study of Silt Erosion on Performance of a Pelton Turbine." *Energy* Cilt **36**, Sayı 1, Sf 141-147.
- [58] **Padhy, M. K. R. P. Saini.** (2009) Effect of size and concentration of silt particles on erosion of pelton turbine buckets, *Energy*, Cilt **34**, Sayı 10, 1477-1483
- [59] **Grekula, M., and Bark, G.,** (2001),Experimental Study of Cavitation İn a Kaplan Model Turbine., 4th International Symposium on Cavitation, CA, USA, 20-23 Haziran.
- [60] **Cojocar, V., Balint, D., Campian, V. C., Nedelcu, D., Jianu, C.**(2011) Numerical Investigations of Flow on the Kaplan Turbine Runner Blade anticavitation Lip with Modified Cross Section. *Recent researches in mechanics*, Sf. 374-83.
- [61] **Li, S.C.,** *Cavitation of Hydraulic Machinery*, Imperial College Press, (2000).
- [62] IEC 60193 (1999). International Standart,IEC 60193, Hydraulic turbines,pumps and pump turbines- Model acceptance tests,Amerika
- [63] **Stoessel, L (2014)**, Numerical Simulations of the Flow in the Francis-99 (Yüksek Lisans Tezi), Adres: <http://www.chalmers.se/>
- [64] **Maruzewski, P., Hayashi, H., Munch, C., Yamaishi, K.,Hashii, T., Mombelli, H.P., Sugow, Y., Avellan, F.,**(2010) Turbulence Modelling for Francis Turbine Water Passages Simulation, *IOP Conference Series: Earth and Enviromental Science*, Cilt **12**, Sayı 1, Sf. 1-9.
- [65] **Lopez, L.F.,**(2005),Surface Parameterization and Optimum Design Methodology for Hydraulic Turbines,(*Doktora Tezi*), Adres: <https://www.epfl.ch/>
- [66] <http://www.elektrikport.com/teknik-kutuphane/hidroelektrik-santrallerde->

kullanilan-turbin-tipleri/11544, alındığı tarih: 29.03.2016

- [67] Ansys CFX Manuel, 2012
- [68] <http://www3.nd.edu/~gtryggva/CFD-Course2010/2010-Lecture-18.pdf>,
alındığı tarih: 20.02.2016
- [69] **Apaçoglu, B.,2010**, Silindir Üzerindeki Laminer Ve Türbülansli Akışın Kontrolsüz ve Kontrollü HAD Analizleri,(Yüksek Lisans Tezi), Adres:www.etu.edu.tr
- [70] **Ayli, E.,2012**, Süperdonik Kaviterlerdeki Akışın Sayısal Analizi, (Yüksek Lisans Tezi), Adres:www.etu.edu.tr
- [71] **Wilcox, D.C.**, *Turbulence Modeling For CFD*, DCW Industries Inc., La Canada, (1993).
- [72] **Kolmogorov, A.N.,(1942)** *Equations of Turbulent Motion of an Incompressible Fluid*, Izvestia Academy of Sciences, USSR; Physics,cilt 6, Sf.56-58i
- [73] **Petit, O., Bosioc, A.,I., Nilsson, H., Muntean, S., Susan-Resiga, R.F.,(2010)**, A swirl generator case study for OpenFoam, *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, cilt 12,no.1.sf. 1-10.
- [74] **Dörfler, P., Sick, M., Coutu, A.**, Flow Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery, Springer, Sf. 103, Springer, (2012).



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Ülkü Ece Aylı İnce
Uyruğu : T.C
Doğum Tarihi ve Yeri : 11/09/1989, Ankara
E-posta : eceayli@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2010, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** :2012, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Yıl	Yer	Görev
2010-2012	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2012-2016	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi	Araştırma Görevlisi

YABANCI DİL:

İngilizce

TEZDEN ÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER

- **Ayli, E.**, Kavurmacı, B., Akin, H., Aytac, Z., Ayancık, F., Aradag, U., Mert, B., Celebioglu, K., Aradag, S., Unver, O., Tascioglu, Y., 2013, "Su Türbini Tasarımı ve Testleri Merkezi", Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Konferansı Eylül, Türkiye.
- **Ayli, E.**, Kavurmacı, B., Celebioglu, K., Aradag, S., 2014, Design And Construction Of An Experimental Test Rig For Hydraulic Turbines, ASME 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Haziran, Danimarka.
- **Ayli, E.**, Kavurmacı, B., Cetinturk, H., Kaplan, A., Celebioglu, K., Aradag,

S., Tascioglu, Y.,2014,Design and Construction of a Hydroturbine Test Facility” 67th Annual Meeting of APS Division of Fluid Dynamics, Kasım,Amerika.

- Kaplan, A., Cetinturk, H., Demirel, G., **Ayli, E.**, Celebioglu, K, Aradag, S.,2014, CFD Aided Design and Production of Hydraulic Turbines, 67th Annual Meeting of APS Division of Fluid Dynamics, Kasım, Amerika.
- **Ayli, E.**, Kaplan, A., Cetinturk, H., Demirel, G., Celebioglu, K., Aradag, S., 2015, CFD Analysis of 3D Flow For 1.4 Mw Francis Turbine And Model Turbine Manufacturing, 35th Computers and Information in Engineering Conference, Ağustos, Amerika.
- Demirel, G., **Ayli, E.**, Celebioglu, K., Tascioglu, Y., Aradag, S.,2015 “Experimental determination of cavitation characteristics of hydraulic turbines, World Congress on Engineering, Haziran, İngiltere.
- **Ayli, E.**, Demirel, G., Kaplan, A., Celebioglu, K., Aradag, S., “Development of Numerical Hill Chart for Francis Turbines, Journal of Thermal Sciences and Technology (değerlendirme aşamasında).
- **Ayli,E.**, Celebioglu, K., Aradag, S., “CFD Based Hill Chart Construction and Similarity Study of Prototype and Model Francis Turbines for Experimental Tests”, 12th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 2016.
- **Ayli,E.**, Celebioglu, K., Aradag, S., “Determination and Generalization of The Effects of Design Parameters on Francis Turbine Runner Performance”, Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics,2016(Kabul edildi, yayın aşamasında).

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Ayli, E.**, Aradag, S.,2011,İki Boyutlu Süpersonik Kavite Akışı Simülasyonu, ULIBTK’11 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Eylül,Zonguldak,Türkiye.
- **Ayli, E.**, Turk, C., Aradag, S., 2011,Computational Analysis of Cooling of Electronic Systems with Vortex Promoters, ASME 7th International Conference on Computational Heat and Mass Transfer, Haziran, İstanbul,Türkiye.
- **Ayli, E.**, Yilmaz. I., Aradag, S., 2012, Numerical Analysis of Supersonic Cavity Flow, 6th International Conference on Thermal Systems: Theory and Applications, Haziran,Türkiye.
- Yılmaz, I., **Ayli, E.**, Aradag, S., 2012, Control of Supersonic Cavity Flow, 6th International Conference on Thermal Systems: Theory and Applications, Haziran, Türkiye.
- **Ayli,E.**, 2012,Süpersonik Kavitelerdeki Akışın Sayısal Analizi, yüksek lisans tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Haziran,Ankara, Türkiye

- **Ayli, E.**, Turk, C., Aradag, S.,2012, Experimental Investigation of Cooling of Electronic Equipment, 2nd International Conference on Fluid Dynamics and Thermodynamics (FDTT 2013), Mart, Türkiye.
- Yilmaz, I, **Ayli, E.**, Aradag, S.,2013,Reduced order modeling for supersonic cavity flows, 10th WSEAS International Conference on Fluid Mechanics, Haziran, İtalya.
- Yilmaz, I, **Ayli, E.**, Aradag, S.,2013, Investigation of the Effects of Length to Depth Ratio on Open Supersonic Cavities using CFD and Proper Orthogonal Decomposition, The Scientific World Journal, vol. 2013, Article ID 810175 (doi:10.1155/2013/810175).
- **Ayli, E.**, Turk, C., Aradag, S.,2013 "Experimental Investigation of Cooling of Electronic Equipment", International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing, 1(2),153-157.
- Yilmaz, I, **Ayli, E.**, Aradag, S.,2013 "A review of control methods for cavity flows and feasibility of laser energy deposition as an actuator", International Journal of Flow Control, Vol. 4 (1-2), pp. 29-46.
- **Ayli, E.**, Kiyici, F. Bayer, O., Aradag, S.,2014, Experimental investigation of heat transfer and pressure drop over rectangular profile fins placed in a square channel, Convective Heat and Mass Transfer (CONV 2014), Haziran, Kuşadası, Türkiye
- **Ayli, E.**, Bayer, O., Aradag, S., “Experimental Investigation and CFD Analysis of Rectangular Profile Fins in a Square Channel for Forced Convection Regimes”, International Journal of Thermal Sciences (kabul edildi, yayın aşamasında)