

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**FRANCİS TÜRBİNİ YAYICISINDAKİ GİRDAP OLUŞUMUNUN ETKİSİNİ  
AZALTMA YÖNTEMLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ  
ANALİZLERİYLE İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Kağan ÇAĞLAYAN**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Programı**

**HAZİRAN 2024**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**FRANCİS TÜRBİNİ YAYICISINDAKİ GİRDAP OLUŞUMUNUN ETKİSİNİ  
AZALTMA YÖNTEMLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ  
ANALİZLERİYLE İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Kağan ÇAĞLAYAN  
(301141040)**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Erkan AYDER**

**HAZİRAN 2024**





**ISTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY ★ GRADUATE SCHOOL**

**INVESTIGATION OF METHODS TO MITIGATE THE EFFECT OF  
VORTEX FORMATION IN THE FRANCIS TURBINE DRAFT TUBE WITH  
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS ANALYSIS**

**M.Sc. THESIS**

**Kağan ÇAĞLAYAN  
(301141040)**

**Energy Science and Technology Division**

**Energy Science and Technology Programme**

**Thesis Advisor: Prof. Dr. Erkan AYDER**

**JUNE 2024**



İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 301141040 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Kağan ÇAĞLAYAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “FRANCİS TÜRBİNİ YAYICISINDAKİ GİRDAP OLUŞUMUNUN ETKİSİNİ AZALTMA YÖNTEMLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZLERİYLE İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Prof. Dr. Erkan AYDER** .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Emre ALPMAN** .....

Marmara Üniversitesi

**Doç. Dr. Murat ÇAKAN** .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi** : **20 Mayıs 2024**

**Savunma Tarihi** : **27 Haziran 2024**





*Aileme,*



## ÖNSÖZ

Tez çalışmam boyunca değerli bilgi ve tecrübeleriyle ile yol gösteren danışman hocam sayın Prof. Dr. Erkan AYDER'e; kıymetli vaktini, ilgisini ve önerilerini benimle paylaştığı için sonsuz teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Ayrıca çalışmanın hazırlanma sürecinde paylaştıkları değerli bilgi ve kaynaklar ile beni destekleyen başta sayın Elif TORAMAN olmak üzere, tüm GILKES Türkiye ailesine teşekkürü bir borç bilirim.

Bu çalışmada kullanılan hesaplama kaynakları Ulusal Yüksek Başarımlı Hesaplama Merkezi'nin (UHeM) 4013842022 numaralı desteğiyle sağlanmıştır.

Mayıs 2024

Kağan Çağlayan  
(Makine Mühendisi)





## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ .....	vii
İÇİNDEKİLER .....	ix
KISALTMALAR .....	xi
SEMBOLLER .....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ .....	xv
ŞEKİL LİSTESİ .....	xvii
ÖZET .....	xxi
SUMMARY .....	xxiii
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1 Tezin Amacı .....	3
1.2 Literatür Araştırması .....	3
1.2.1 Hidrolik türbinler .....	3
1.2.1.1 Hidrolik türbinlerin prensipleri .....	4
1.2.1.2 Akışın kinematığı .....	6
1.2.1.3 Türbin enerji denklemi .....	7
1.2.1.4 Francis türbin yayıcısındaki akış .....	8
1.2.2 Hidrolik türbinlerde kavitasyon .....	9
1.2.2.1 Ön kenar kavitasyonu .....	11
1.2.2.2 Gezer kabarcık kavitasyonu .....	11
1.2.2.3 Yayıcı girdap halat kavitasyonu .....	11
1.2.2.4 Çark kanatları arası girdap kavitasyonu .....	12
1.2.2.5 Von Karman girdap kavitasyonu .....	12
1.2.3 Hidrolik türbinlerde HAD yöntemi .....	14
1.2.4 Hidrolik türbinlerde deneysel çalışmalar .....	16
1.2.5 Francis türbinlerinde girdap oluşumunun etkilerini azaltmanın başlıca yöntemleri .....	18
1.2.5.1 Çark merkezi uzantısı tasarımının değiştirilmesi .....	18
1.2.5.2 Girdap önleyici kanat uygulaması .....	19
1.2.5.3 Su enjeksiyonu .....	21
1.2.5.4 Hava enjeksiyonu .....	22
1.2.6 Francis-99 açık veri çalışmaları .....	23
1.2.6.1 Laboratuvar özellikleri .....	23
1.2.6.2 Türbin modeli özellikleri .....	25
1.2.6.3 Referans alınan çalışmalar .....	26
1.3 Mavi HES Teknik Bilgileri .....	27
1.4 Tez Planı .....	29
1.5 Tezin Literatüre Katkısı .....	29
<b>2. SAYISAL METODOLOJİ .....</b>	<b>31</b>
2.1 Türbülansın Fiziksel İfadesi .....	31
2.2 Korunum Denklemleri ve Türbülansın Modellenmesi .....	31

2.2.1 RANS modelleri .....	33
2.2.1.1 k-ε türbülans modeli .....	33
2.2.1.2 Gerçekleştirilebilir k-ε türbülans modeli .....	34
2.2.1.3 k-ω türbülans modeli .....	34
2.2.1.4 SST k-ω türbülans modeli .....	35
2.2.2 URANS modelleri .....	35
2.2.3 Kaviteasyon modelleri .....	36
2.2.3.1 Schnerr-Sauer kaviteasyon modeli .....	36
2.2.3.2 Zwart-Geber-Belamri kaviteasyon modeli .....	37
2.3 Sınır Koşulları .....	38
2.3.1 Giriş sınır koşulu .....	38
2.3.2 Çıkış sınır koşulu .....	38
2.3.3 Duvar sınır koşulu .....	38
2.4 Sayısal Çözüm Ağı .....	38
2.4.1 Çözüm ağı yöntemi .....	38
2.4.2 Çözüm ağı bağlantısı .....	39
2.5 Hesaplama Kaynakları .....	40
2.6 Sonuç Görüntüleme Yöntemleri .....	41
<b>3. ÇALIŞMA KAPSAMINDA KULLANILACAK YÖNTEMİN SINANMASI</b>	<b>43</b>
3.1 Genel Bakış .....	43
3.2 Çözüm Ağı Oluşturulması .....	43
3.3 HAD Analizleri .....	45
3.4 Sonuçların referans çalışmalarla karşılaştırılması .....	48
<b>4. MAVİ HES HAD ANALİZLERİ VE DURUM DEĞERLENDİRMESİ.....</b>	<b>53</b>
4.1 Genel Bakış .....	53
4.2 Katı Modellerin Oluşturulması .....	53
4.3 Çözüm Ağı Oluşturulması .....	54
4.4 HAD Analizleri .....	55
4.4.1 Daimi hal analizleri (Çözüm ağı bağımsızlığı) .....	55
4.4.2 Daimi olmayan hal analizleri .....	57
4.4.2.1 Birinci analiz noktası ( $QNom$ ) .....	59
4.4.2.2 İkinci analiz noktası ( $0.82QNom$ ) .....	64
4.4.2.3 Üçüncü analiz noktası ( $0.64QNom$ ) .....	68
4.4.2.4 Dördüncü analiz noktası ( $0.46QNom$ ) .....	72
<b>5. İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİNE AİT HAD ANALİZLERİ .....</b>	<b>76</b>
5.1 Çark Merkez Uzantısı Tasarımının Değiştirilmesi .....	77
5.2 Girdap Önleyici Kanat Uygulaması .....	82
5.3 Su Enjeksiyonu .....	87
5.4 Hava Enjeksiyonu .....	91
5.5 Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması .....	93
<b>6. DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER.....</b>	<b>99</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>101</b>
<b>EKLER .....</b>	<b>107</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>113</b>

## KISALTMALAR

<b>BEP</b>	: En Verimlilik Noktası
<b>CAD</b>	: Bilgisayar Destekli Tasarım
<b>DES</b>	: Bağımsız Girdap Simülasyonu
<b>DFT</b>	: Ayrık Fourier Dönüşümü
<b>DNS</b>	: Doğrudan Sayısal Simülasyon
<b>EVM</b>	: Girdap Viskozite Modelleri
<b>FFT</b>	: Hızlı Fourier Dönüşümü
<b>GGI</b>	: Genel Ağ Arayüzü
<b>HAD</b>	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
<b>HES</b>	: Hidroelektrik Santral
<b>HL</b>	: Aşırı Yük
<b>IEC</b>	: Uluslararası Elektroteknik Komisyonu
<b>LES</b>	: Büyük Girdap Simülasyonu
<b>MFR</b>	: Çoklu Referans Çerçevesi
<b>PIV</b>	: Parçacık Görüntülü Hızölçer
<b>PL</b>	: Kısmi Yük
<b>PRESTO</b>	: Basınç Kademeli Seçenek
<b>RANS</b>	: Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes
<b>RHE</b>	: Çark Merkezi Uzantısı
<b>RMS</b>	: Karekök Ortalama
<b>RNG</b>	: Renormalizasyon Grubu
<b>SAS</b>	: Uyarlanabilir Ölçekli Simülasyon
<b>SIMPLE</b>	: Basınca Bağlı Denklemler için Yarı Örtülü Yöntem
<b>SM</b>	: Kayan Ağ Yaklaşımı
<b>SST</b>	: Kayma Gerilme Taşınımı
<b>UHEM</b>	: Ulusal Yüksek Başarımlı Hesaplama Merkezi



## SEMBOLLER

$C_r$	: Düzlemler arası ortalama basınç kazanımı
$C_p$	: Basınç Katsayısı
$D$	: Çark çıkış çapı (referans çap)
$E$	: Özgül enerji
$H$	: Düşü
$Re$	: Reynold Sayısı
$T$	: Tork
$Q$	: Debi
$u_x, u_y, u_z$	: Kanat hızları (çevresel)
$w_x, w_y, w_z$	: Bağlı hızlar
$v_x, v_y, v_z$	: Mutlak hızlar
$g$	: Yerçekim ivmesi
$k$	: Türbülans kinetik enerjisi
$t$	: Zaman (saniye)
$y^+$	: Boyutsuz Duvar Katsayısı
$\omega$	: Açısal hız
$\eta_h$	: Hidrolik verim
$\eta^*$	: Etkin verimlilik
$\chi$	: Yayıcı basınç kazanım katsayısı
$\rho$	: Yoğunluk
$\mu$	: Dinamik viskozite
$\delta_{ij}$	: Kronecker delta terimi
$\sigma$	: Thoma Sayısı
$\alpha$	: Hacim fraksiyonu



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 3.1 : Yöntem sınaması için oluşturulan çözüm ağları .....	45
Çizelge 3.2 : Francis-99 ikinci çalıştay Tokke türbin modeline ait parametreler.....	46
Çizelge 3.3 : Yöntem sınaması için gerçekleştirilen analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması .....	47
Çizelge 4.1 : Analiz noktalarına dair veriler.....	53
Çizelge 4.2 : Çözüm ağı bağımsızlığı analiz detayları .....	55
Çizelge 4.3 : Nominal debi çalışma noktalarında gerçekleştirilen daimi olmayan hal analizleri detayları.....	58
Çizelge 5.1 : Uygulanan iyileştirme yöntemlerinin basınç kazanımı karşılaştırması	94
Çizelge 5.2 : Uygulanan iyileştirme yöntemlerinin analiz sonucu karşılaştırması....	95
Çizelge A.1: 1. Analiz Noktası ( $QNom$ ) çözüm ağı istatistikleri.....	108
Çizelge A.2: 2. Analiz Noktası ( $0,82QNom$ )çözüm ağı istatistikleri.....	108
Çizelge A.3: 3. Analiz Noktası ( $0,64QNom$ ) çözüm ağı istatistikleri.....	108
Çizelge A.4: 4. Analiz Noktası ( $0,46QNom$ ) çözüm ağı istatistikleri.....	109
Çizelge A.5: İyileştirme yöntemlerine ait çözüm ağı istatistikleri .....	109
Çizelge B.1: 1. Analiz Noktası ( $QNom$ ) analiz sonuç değerleri .....	110
Çizelge B.2: 2. Analiz Noktası ( $0,82QNom$ ) analiz sonuç değerleri.....	110
Çizelge B.3: 3. Analiz Noktası ( $0,64QNom$ ) analiz sonuç değerleri.....	110
Çizelge B.4: 4. Analiz Noktası ( $0,46QNom$ ) analiz sonuç değerleri.....	110
Çizelge B.5: İyileştirme yöntemlerine ait analiz sonuç değerleri.....	110





## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1 : Türkiye'deki hidroelektrik enerjisine dayalı kurulu güç kapasitesi [2]. ....	1
Şekil 1.2 : Türkiye'deki hidroelektrik enerjisinin toplam kurulu güç içindeki yüzdesi [2]......	2
Şekil 1.3 : Türbin seçim şeması [7]. .....	4
Şekil 1.4 : Özgül hızın bir fonksiyonu olarak Francis türbin kayıpları [12]. .....	6
Şekil 1.5 : Radyal-eksenel akışlı bir türbin çarkına ait hız üçgenleri [13]. .....	6
Şekil 1.6 : Çark kanatlarının giriş ve çıkışındaki hız vektörleri [13]. .....	8
Şekil 1.7 : Francis türbinlerindeki başlıca kavitasyon çeşitleri : 1) Ön kenar kavitasyonu 2) Gezer kabarcık kavitasyonu 3) Yayıcı girdap kavitasyonu 4) Kanatlar arası girdap kavitasyonu [20]......	10
Şekil 1.8 : Waterpower Laboratuvarı [52]......	24
Şekil 1.9 : Francis türbin / pompa türbin modelinin test donanımı [52]......	24
Şekil 1.10 : Francis Tokke türbin modelinin tepe diyagramı [52]......	25
Şekil 1.11 : Modelde bulunan basınç sensörlerinin konumu (DT5) ve PIV ölçüm kesitleri [52]......	26
Şekil 1.12 : Mavi HES barajından bir görünüm [55] .....	27
Şekil 1.13 : Dağıtıcı kanat montaj aşamasından bir görünüm. ....	28
Şekil 1.14 : Mavi HES dağ eğrileri.....	28
Şekil 2.1 : Farklı ağ yapılarının karşılaştırılması [67]. .....	39
Şekil 3.1 : Tokke türbin modelinin bileşen akış hacimleri. ....	44
Şekil 3.2 : Türbin akış çözüm ağı. ....	45
Şekil 3.3 : Analiz sonuçlarının çözüm ağı yapısından bağımsızlığı.....	48
Şekil 3.4 : Tokke türbin a) Hız kontürleri b) Basınç kontürleri karşılaştırması. ....	48
Şekil 3.5 : Tokke türbin farklı türbülans modellerinin aksiyal hız karşılaştırması a) Kısmi yük b) Tam yük c) Aşırı yük. ....	49
Şekil 4.1 : Mavi HES Türbini katı modeli ve akış hacmi.....	54
Şekil 4.2 : Çözüm ağı bağımsızlığı verim grafiği.....	56
Şekil 4.3 : Özgül hıza göre Francis türbin kayıpları [12]. .....	57
Şekil 4.4 : Basınç ölçüm noktaları ve düzlemlerinin konumu.....	59
Şekil 4.5 : 1. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-zaman grafiği .....	60
Şekil 4.6 : 1. analiz noktası kavitasyon modelli basınç genliği-zaman grafiği.....	60
Şekil 4.7 : 1. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-frekans grafiği. ....	61
Şekil 4.8 : 1. analiz noktası kavitasyon modelli basınç genliği-frekans grafiği. ....	61
Şekil 4.9 : 1. analiz noktası a) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha b=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri. ....	62
Şekil 4.10 : 1. analiz noktası a) Q kriteri izoyüzeyleri ( $Q=+500$ ) b) Fazlar arası kütle transferi c) Çark yüzeyi buhar fraksiyonu grafikleri .....	63
Şekil 4.11 : 2. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-zaman grafiği. ....	64
Şekil 4.12 : 2. analiz noktası kavitasyon modelli basınç genliği-zaman grafiği.....	64
Şekil 4.13 : 2. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-zaman grafiği. ....	65

Şekil 4.14 : 2. analiz noktası kavitasyon modellenli basınç genliği-frekans grafiği. ....	65
Şekil 4.15 : 2. analiz noktası a ) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $ab=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri. .....	66
Şekil 4.16 : 2. analiz noktası a) Q kriteri izoyüzeyleri (Q=+500) b) Fazlar arası kütle transferi c) Çark yüzeyi buhar fraksiyonu grafikleri.....	67
Şekil 4.17 : 3. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-zaman grafiği.....	68
Şekil 4.18 : 3. analiz noktası kavitasyon modellenli basınç genliği-zaman grafiği.....	68
Şekil 4.19 : 3. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-frekans grafiği. ....	69
Şekil 4.20 : 3. analiz noktası kavitasyon modellenli basınç genliği-frekans grafiği. ....	70
Şekil 4.21 : 3. analiz noktası a )Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $ab=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri. .....	70
Şekil 4.22 : 3. analiz noktası a) Q kriteri izoyüzeyleri (Q=+500) b) Fazlar arası kütle transferi c) Çark yüzeyi buhar fraksiyonu grafikler.....	71
Şekil 4.23 : 4. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-zaman grafiği.....	72
Şekil 4.24 : 4. analiz noktası kavitasyon modellenli basınç genliği-zaman grafiği.....	72
Şekil 4.25 : 4. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-frekans grafiği. ....	73
Şekil 4.26 : 4. analiz noktası kavitasyon modellenli basınç genliği-frekans grafiği. ....	73
Şekil 4.27 : 4. analiz noktası a ) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $ab=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri .....	74
Şekil 4.28 : 4. analiz noktası a) Q kriteri izoyüzeyleri (Q=+500) b) Fazlar arası kütle transferi c) Çark yüzeyi buhar fraksiyonu grafikleri.....	75
Şekil 5.1 : a) Standart çark b) A tip uzantılı çark c) B tip uzantılı çark görünümleri. .....	77
Şekil 5.2 : A tip uzantılı türbine ait basınç genliği-zaman grafiği.....	78
Şekil 5.3 : B tip uzantılı türbine ait basınç genliği-zaman grafiği. ....	78
Şekil 5.4 : A tip uzantılı türbine ait basınç genliği-frekans grafiği.....	79
Şekil 5.5 : B tip uzantılı türbine ait basınç genliği-frekans grafiği.....	80
Şekil 5.6 : a) Standart çark b) A tip uzantılı çark c) B tip uzantılı çark basınç kontürleri. .....	80
Şekil 5.7 : A tip uzantılı türbin a) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $ab=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri. .....	81
Şekil 5.8 : B tip uzantılı türbin a) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $ab=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri .....	81
Şekil 5.9 : A ve B tip kanat uygulaması yerleşimi.....	82
Şekil 5.10 : A tip kanatlı türbine ait basınç genliği-zaman grafiği. ....	83
Şekil 5.11 : B tip kanatlı türbine ait basınç genliği-zaman grafiği. ....	83
Şekil 5.12 : A tip kanatlı türbine ait basınç genliği-frekans grafiği.....	84
Şekil 5.13 : B tip kanatlı türbine ait basınç genliği-frekans grafiği.....	84
Şekil 5.14 : S1 ve S2 düzlemlerindeki basınç kontürlerinin karşılaştırması. ....	85
Şekil 5.15 : A tip kanatlı türbin a ) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $ab=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri. .....	86
Şekil 5.16 : B tip kanatlı türbin a )Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $ab=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri. .....	86

<b>Şekil 5.17</b> : % 2 su enjeksiyonlu türbin basınç genliği-zaman grafiği. ....	<b>87</b>
<b>Şekil 5.18</b> : % 4 su enjeksiyonlu türbin basınç genliği-zaman grafiği. ....	<b>88</b>
<b>Şekil 5.19</b> : % 2 su enjeksiyonlu türbin basınç genliği-frekans grafiği. ....	<b>88</b>
<b>Şekil 5.20</b> : % 4 su enjeksiyonlu türbin basınç genliği-frekans grafiği. ....	<b>89</b>
<b>Şekil 5.21</b> : % 2 su enjeksiyonlu türbin a )Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha b=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri.....	<b>90</b>
<b>Şekil 5.22</b> : % 4 su enjeksiyonlu türbin a )Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha b=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri.....	<b>90</b>
<b>Şekil 5.23</b> : a) Fazlar arası kütle transferi izoyüzeyi b) Çark yüzeyi buhar fraksiyonu kontürleri.....	<b>91</b>
<b>Şekil 5.24</b> : % 0,5 hava enjeksiyonlu türbin basınç genliği-zaman grafiği. ....	<b>92</b>
<b>Şekil 5.25</b> : % 0,5 hava enjeksiyonlu türbin basınç genliği-frekans grafiği. ....	<b>92</b>
<b>Şekil 5.26</b> : % 0,5 hava enjeksiyonlu türbin a ) Aksiyal hız dağılımı kontürü b) basınç izoyüzeyi (45kPa) aksiyal hız=0 izoyüzeyi c) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha b=0,1$ ) ve hava fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha h=0,1$ ). ....	<b>93</b>
<b>Şekil 5.27</b> : Q kriteri izoyüzeyleri a) Mevcut türbin b) A tip uzantılı c) B tip uzantılı d) A tip kanatlı. ....	<b>97</b>
<b>Şekil 5.28</b> : Q kriteri izoyüzeyleri a) B tip kanatlı b) %2 su enjeksiyonlu c) %4 su enjeksiyonlu d) %0,5 hava enjeksiyonlu. ....	<b>98</b>



# FRANCIS TÜRBİNİ YAYICISINDAKİ GİRDAP OLUŞUMUNUN ETKİSİNİ AZALTMA YÖNTEMLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZLERİYLE İNCELENMESİ

## ÖZET

Hidrolik türbinler geleneksel olarak, elektrik enerjisi talebinin fazla olduğu zaman dilimlerinde kullanılmakta idi. Ancak son zamanlarda kapasiteleri gittikçe artan güneş ve rüzgar enerjisi gibi aralıklı elektrik üretimine sahip kaynakları dengelemek için hidroelektrik santralleri kesintili çalışmaya zorlanmaktadır. Ayrıca küresel ısınma sebebiyle azalan yağış miktarı da santralleri kısmi ve kesintili çalışmaya zorlayan başlıca etmenlerdendir. Hidrolik türbinler, çalışma şartlarındaki bu farklılaşmalar sebebiyle, akış hızlarındaki önemli dalgalanmalarla çalışmak zorunda kalırlar. Özellikle kısmi yük altında çalışan türbinlerde, yayıcı girdap halatı gibi karmaşık bir akış oluşturarak ciddi gürültü ve titreşimlere neden olur. Türbin üzerindeki bu zararlı etkileri azaltmak için öncelikle girdap halatının akış mekanizmaları ve özellikleri araştırılmalıdır.

Bu tezin amacı, Francis türbin yayıcısında oluşan girdap oluşumunu inceleyip, zararlı etkilerini azaltıcı yöntemlerin etkinliğini Hesaplama Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri yardımıyla araştırmaktır. Bu kapsamda mevcutta kurulu olan Mavi Hidroelektrik Santrali (HES) türbinine ait geometriye, literatürdeki iyileştirici yöntemler uygulanmış, türbinde mekanik herhangi bir değişim yapılmadan yöntemlerin etkinliği karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın ilk aşamasında uygulanacak yöntemleri doğrulamak amacıyla Francis-99 açık veri çalıştayında geometrisi ve türbin parametreleri paylaşılan Tokke türbin modeli, çözüm ağı oluşturularak analiz edilmiştir. Sonuçlar çalıştay sonuçları ile karşılaştırılarak yöntem doğrulanmıştır.

HAD analizleri için kullanılacak birçok farklı eleman tipinde ağ yapısı vardır. Eleman seçimindeki en önemli husus çözüm ağı güvenilir sonuç verirken hesaplama maliyeti ve zaman konusunda da optimum bir noktayı temsil etmesi gerekliliğidir. Literatürde bu konuda yapılmış çalışmalar incelenerek çok yüzlü eleman kullanımının en efektif çözüm olacağı kararlaştırılmıştır. Çözüm ağının uygulanacağı akış hacmi salyangoz, ön dağıtıcı, dağıtıcı kanat, çark ve yayıcı akış hacimlerinden oluşmaktadır. Türbin çalışma prensibi göze alındığı enerji üretimi sırasında çark hareket ettiği için çark çözüm ağını tanımlayacak doğru çözüm ağı bağlantısı tanımlanmalıdır. Daimi hal analizlerinde Çoklu Referans Çerçevesi (MFR) diğer adıyla donmuş rotor arayüzü kullanılmıştır. Daimi olmayan hal analizlerinde ise Kayan Ağ (SM) yaklaşımı kullanılmıştır. Sınır koşulları olarak girişte toplam debi, çıkışta ise kuyruksuyu seviyesine ait atmosfer basıncı tanımlanmıştır.

Mavi HES türbinini dağ eğrisi diyagramında nominal düşü üzerinde bulunan dört farklı çalışma noktası için daimi ve daimi olmayan hal analizleri gerçekleştirilmiştir. Daimi hal analizleri, dört farklı yoğunlukta oluşturulan çözüm ağları için gerçekleştirilip, sonuçların çözüm ağından bağımsızlığı sağlanmıştır. Analizlerde Kayma Gerilme

Taşınımı (SST)  $k-\omega$  türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model otomatik duvar fonksiyonu ile çözüm ağlarının  $y^+$  sayısı hassasiyetini büyük ölçüde ortadan kaldırmaktadır. Ayrıca analizler tek faz ve multifaz olarak Schnerr-Sauer kaviteasyon modellemesi ile gerçekleştirilmiştir. Bu model faz geçişi sırasında buhar kabarcıkları oluşturup sonra sönen baloncuk dinamiği temelli Rayleigh-Plesset denklemini baz alarak oluşturulmuştur. Türbin yayıcı konisine yerleştirilen on iki basınç izleme noktasından daimi olmayan hal analizleri boyunca veriler toplanmıştır. Toplanan bu basınç ölçümleri Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) ile frekans alanına dönüştürülerek baskın frekanslar tespit edilmiş ve basınçların genlikleri karşılaştırılmıştır. Nominal debinin 0,82 katı debi ile gerçekleştirilen 2. analiz noktasında en yüksek genlikli Rheingans frekansına sahip titreşimler tespit edildiği ve Q kriteri ile girdap görsel olarak da tespit edildiği için iyileştirme yöntemlerinin bu noktada denenmesine karar verilmiştir.

İyileştirme yöntemlerinin uygulaması için Mavi HES türbin geometrisi revize edilmiştir. Çark merkezi uzantısı yöntemi için iki farklı tasarım oluşturulmuş ve çark gövdesine eklenmiştir. Yayıcı kanat uygulaması için oluşturulan üçgen kesitli dört kanattan oluşan setler, eşit uzunlukta ve değişken uzunlukta olmak üzere türbin geometrisine yerleştirilmiştir. Hava ve su enjeksiyonu için çark merkezinden ikinci bir akışkan girişi bulunan türbin tasarımı oluşturulmuştur.

Oluşturulan yedi farklı iyileştirme uygulamasına sahip türbinler analiz edilip sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yöntemlerin her biri basınç dalgalanmalarının genliğini azaltmakta başarılı olurken, en başarılı uygulama %4 su enjeksiyonu olmuştur. Diğer uygulamaların her birinde baskın frekans değişim göstermezken %4 su enjeksiyonunda bu değer Rheingans aralığının dışına çıkmıştır.

# **INVESTIGATION OF METHODS TO MITIGATE THE EFFECT OF VORTEX FORMATION IN THE FRANCIS TURBINE DRAFT TUBE WITH COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS ANALYSIS**

## **SUMMARY**

Hydraulic turbines were traditionally used in periods when electrical energy demand was high. However, Hydroelectric Power Plants (HEPP) have been forced to operate intermittently in order to balance intermittent sources of electricity generation such as solar and wind power, whose capacities have been increasing recently. In addition, the decreasing amount of precipitation due to global warming is one of the factors that forces power plants to operate partially and intermittently. Due to these differences in operating conditions, hydraulic turbines are forced to operate with significant fluctuations in flow rates. Especially in turbines operating under partial load, the draft tube creates a complex flow like a vortex rope, causing serious noise and vibrations.

In order to reduce these harmful effects on the turbine, the flow mechanisms and properties of the vortex rope should first be investigated. The relationship between the vortex formed in the turbine draft tube and the wheel was first described by Rheingans in 1940. When the turbine part is operating under load, the vortex takes the form of a spiral rope and moves with a movement of 0.2 to 0.4 times the rotation speed of the wheel. In this low frequency state, environmental pressure vibrations are produced. Strong oscillations may occur if one of the free natural oscillation frequencies of the draft tube or penstock matches this frequency. This case causes large bursts of pressure pulses in the draft tube, causing strong vibrations in the turbine and even in the power plant. As the turbine approaches its most efficient point, the eccentricity of this rope decreases and pressure fluctuations decrease as it becomes axial to the draft tube cone.

The aim of this thesis is to examine the vortex formation in the Francis turbine draft tube and to investigate the effectiveness of methods to reduce its harmful effects with the help of Computational Fluid Dynamics (CFD). One of the challenges of any CFD study of hydraulic turbines is the rarity of test cases for which detailed experimental data, geometries and boundary conditions are available. These experimental data are necessary for evaluation and validation of numerical simulations.

In the first stage of the study, the Tokke turbine model, whose geometry and turbine parameters were shared in the Francis-99 open data workshop, was analyzed by creating a new mesh grid in order to verify the methods to be applied. The method was validated by comparing the results with the workshop results.

Technical drawings of Mavi HEPP turbine, which is the main source of the study, were converted into solid models with the Solidworks program. Then, the flow volume formed in the turbine was revised according to the wicket gates with different openings. There are many different element types of mesh structures that can be used for CFD analyses. The most important issue in mesh element selection is that the solution mesh should provide reliable results while also representing an optimum point in terms of computational cost and time. By examining the studies on this subject in

the literature, it was decided that the use of polyhedral elements would be the most effective solution. The flow volume to which the meshing will be applied consists of the spiral case, stay vanes, wicket gates, runner and draft tube volumes. Considering the turbine operating principle, the correct grid interface must be defined to the runner mesh structure, as the runner moves during energy production. Multiple Reference Frame (MFR), also known as frozen rotor interface, was used in steady state analyses. In unsteady state analysis, Sliding Mesh (SM) approach was used. Total flow rate at the inlet and atmospheric pressure at the tailwater level at the outlet were defined as boundary conditions. Steady and unsteady state analyzes were carried out for four different operating points located on the nominal head in the Mavi HEPP turbine hill chart. Steady state analyses were carried out for mesh grids in four different grid density, ensuring that the results were mesh independency. The Shear Stress Transport (SST)  $k-\omega$  turbulence model was used in the analyses. This model on large scale eliminates the  $y+$  number sensitivity of solution networks with its automatic wall function. Additionally, analyzes were carried out with the Schnerr-Sauer cavitation model as single phase and multiphase. This model was created based on the Rayleigh-Plesset equation, which is based on bubble dynamics, in which vapor bubbles form and then collapse during the phase transition. Pressure data were collected throughout the unsteady state analyses from twelve pressure monitoring points placed on the turbine draft tube cone. These collected pressure measurements were converted into the frequency domain with Fast Fourier Transform (FFT), dominant frequencies were determined and the amplitudes of the signals were compared. Since vibrations with the highest amplitude Rheingans frequency were detected at the 2nd analysis point, which was carried out with a flow rate of 0,82 times the nominal flow rate, and the vortex was visually detected with the Q criterion, it was decided to try the improvement methods at this point.

The four most frequently used improvement methods in the literature were applied by revising the existing Mavi HEPP turbine geometry. These applications include runner center extensions with two different designs, draft tube cone blades of different lengths, 2% and 4% water injection, as well as 0,5% air injection. Analyzes were carried out in two homogeneous phases using the Schnerr-Sauer cavitation model. In air injection, air is defined as an incompressible gas and three-phase flow with a cavitation model is modeled. When the analysis results were examined, it was revealed that each of the application methods was effective in reducing pressure fluctuations. While the method that most alleviates pressure fluctuations is 4% water injection, it has been observed that the pressure frequency goes out of the Rheingans frequency range with this method. Although there was a decrease in amplitude in other methods, the dominant frequency remained in the same range. The method with the maximum efficiency loss was 4% water injection.

When the results were examined in terms of cavitation, although the effect of passive methods decreased, the formation of vortex rope cavitation and trailing edge cavitation continued. With 4% water injection, the rope vortex cavitation length shortened and took a spherical shape closer to the runner, and trailing edge cavitation became stronger, creating travelling bubble cavitation. In air injection, while trailing edge cavitation continues to be effective, vortex rope cavitation has almost disappeared.

The results revealed that active methods were more effective than passive methods. Additionally, active methods can be disabled under operating conditions other than partial load. This ease of control is another advantage of active methods. For this reason, it may be possible to alleviate travelling bubble cavitation by reducing the



amount of water injection applied within the scope of the study to below 4%. In addition, increasing the amount of air injection may also have an effect on the decrease in pressure amplitude.

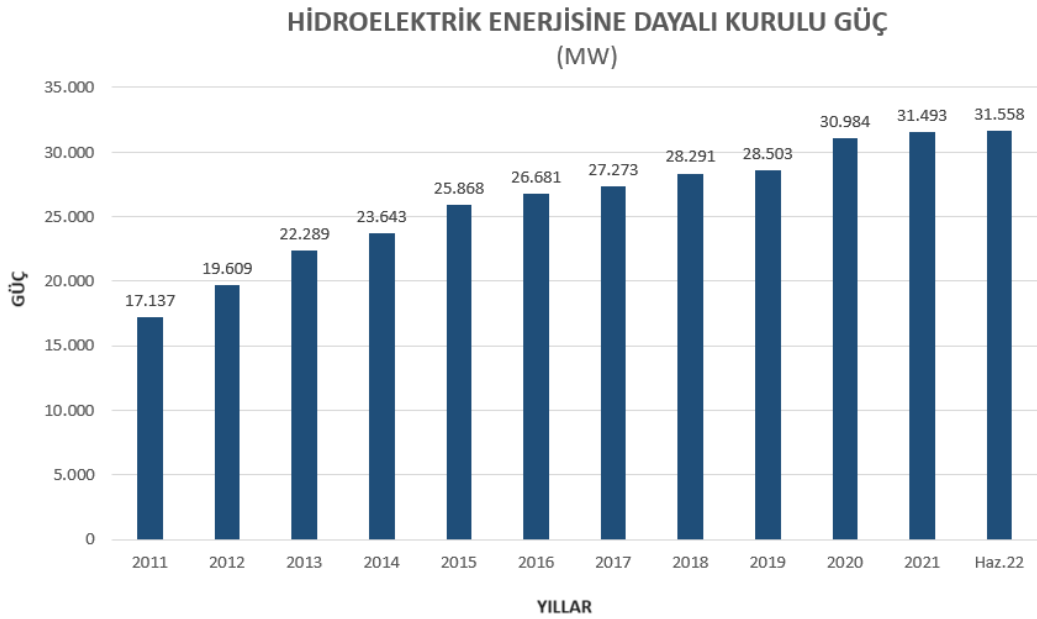
Although air injection has been a method used for a long time, water injection is a relatively new method. In order for the results of the study to be placed on a more rational basis, analyzes should be made at a wider range of different injection rates and the results should be examined. One way to obtain more effective results in future studies may be to investigate the combined use of active and passive methods. In this way, the disadvantages of the methods can be improved with another method and a more efficient and useful solution can be offered.





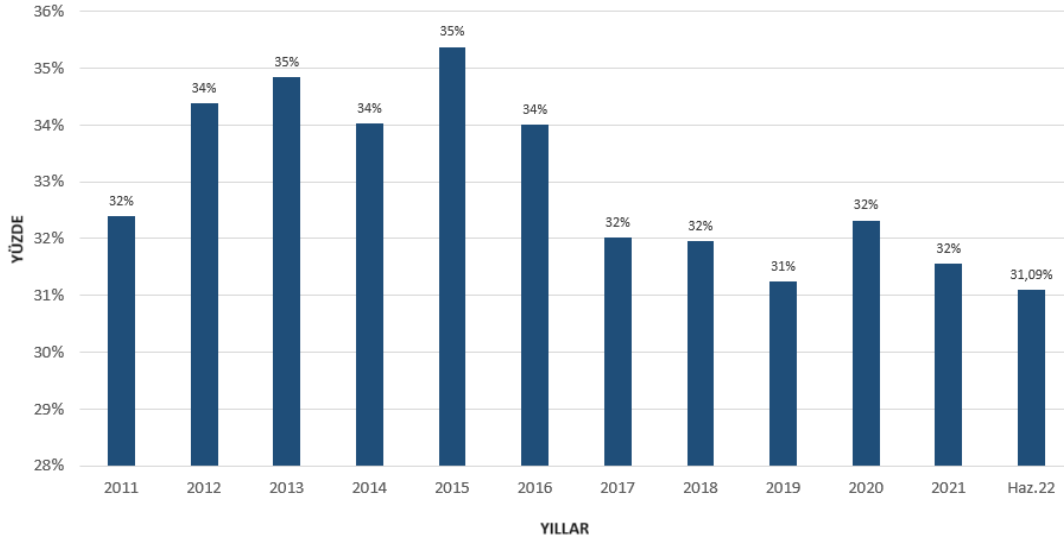
## 1. GİRİŞ

Enerji kaynakları, insanlık tarihi boyunca medeniyetlerin gelişimi için hayati bir rol oynamıştır. İlk insanlar, ateşi kontrol etme yeteneğini keşfettiklerinde, biyokütle kaynaklarıyla enerji üretmeye başladılar. Tarımsal devrimle birlikte hayvan gücü, insanların enerji ihtiyaçlarını karşılamada önemli bir yer edindi. Sanayi devrimiyle birlikte kömür, buhar gücü ve hidrolik enerji gibi yeni kaynaklar keşfedildi ve endüstriyel üretim de kullanıldı. 20. yüzyıl başlarında petrol ve doğalgaz gibi fosil yakıtların keşfi, sanayi, ulaşım ve teknolojiye devrim yarattı. Gelişmişliğin bir ölçütü olan enerji kullanımı her geçen gün artarken, fosil yakıt kaynaklarının sınırlı oluşu sürdürülebilir ve çevre dostu olan yenilenebilir enerji kaynaklarının önemini artırdı. Güneş, rüzgar, hidroelektrik, biyokütle ve jeotermal gibi kaynaklar yenilenebilir olmalarının yanı sıra, toplumların enerji ihtiyacını karşılarken çevreye en az zarar verme potansiyeline sahip kaynaklardır. Ülkemizde en büyük kurulu güce sahip yenilenebilir enerji kaynağı ise hidroelektrik enerjidir [1]. Türkiye'deki hidroelektrik enerjisine dayalı kurulu güç kapasitesi Şekil 1.1'de, toplam kurulu güç içindeki yüzdesi ise Şekil 1.2'de paylaşılmıştır.



**Şekil 1.1** : Türkiye'deki hidroelektrik enerjisine dayalı kurulu güç kapasitesi [2].

## TOPLAM KURULU GÜÇ İÇERİSİNDEKİ ORANI



**Şekil 1.2 :** Türkiye’deki hidroelektrik enerjisinin toplam kurulu güç içindeki yüzdesi [2].

Geleneksel olarak, hidro türbinler tarafından üretilen hidroelektrik güç, puant yükün olduğu zamanlarda; yani elektrik enerjisi talebinin en fazla olduğu zaman dilimlerinde elektrik enerjisi sağlamak için kullanılmıştır. Ancak son zamanlarda aralıklı elektrik üretimine sahip diğer yenilenebilir enerji kaynakları teknolojileri (güneş ve rüzgar enerjisi) geliştirilip şebekeye eklendikçe, bu dengesizlikler için büyük ve esnek enerji ayarlamalarına olan gereksinim artmıştır [3]. Bu duruma ek olarak; küresel ısınma kaynaklı artan sıcaklıklar ve azalan yağış miktarı, artan nüfus nedeniyle tarımsal sulamaya öncelik verilmesi gibi sebeplerden hidroelektrik santralleri kesintili ve kısmi çalışmaya zorlanmaktadır. İlkbahar dönemi hariç hidroelektrik santrallerinin elektrik üretiminin toplam elektrik üretimine katkısı hem ay bazında hem yıl bazında gittikçe azalmaktadır [4].

Mevcut hidrolik türbinler, çalışma koşullarındaki bu farklılıklar nedeniyle akış hızlarında önemli dalgalanmalarla çalışmak zorundadır. Bu durum, hem türbin sistemlerinin arızalanmasına hem de hizmet ömrünün kısalmasına neden olur. Özellikle, düşük akış hızları altındaki bu işlemler, yayıcıda girdap halatı gibi karmaşık bir akış oluşturarak ciddi gürültü ve titreşime neden olur. Türbin sistemleri üzerindeki bu etkileri incelemek için, girdap halatının akış mekanizmalarını ve özelliklerini araştırmaya yönelik birçok çalışma yapılmıştır ve bu çalışmalar artarak devam etmektedir [3].

## 1.1 Tezin Amacı

Tez çalışması kapsamında Francis tipi su türbinlerinin yayıcısında oluşan girdap kaynaklı titreşim ve basınç dalgalanmalarının etkilerini azaltıcı yöntemler incelenmiştir. Literatürde geçen iyileştirme yöntemleri Mavi HES türbini katı modeline uygulanmış, kavitasyon modeli ve multifaz olarak analiz edilmiştir. Analizler sonucunda elde edilen basınç ölçümleri FFT ile frekans alanına dönüştürülerek her bir yöntemin basınç dalgalanması üzerindeki etkilerini karşılaştırma fırsatı yakalanmıştır. Gerçekleştirilen bu adımlarla Francis türbinlerinin bilinen en eski ve en büyük problemlerinden biri olan yayıcı girdap sorununa, kavitasyon etkilerini de içeren, çok fazlı geniş kapsamlı bir çalışma oluşturulması amaçlanmıştır.

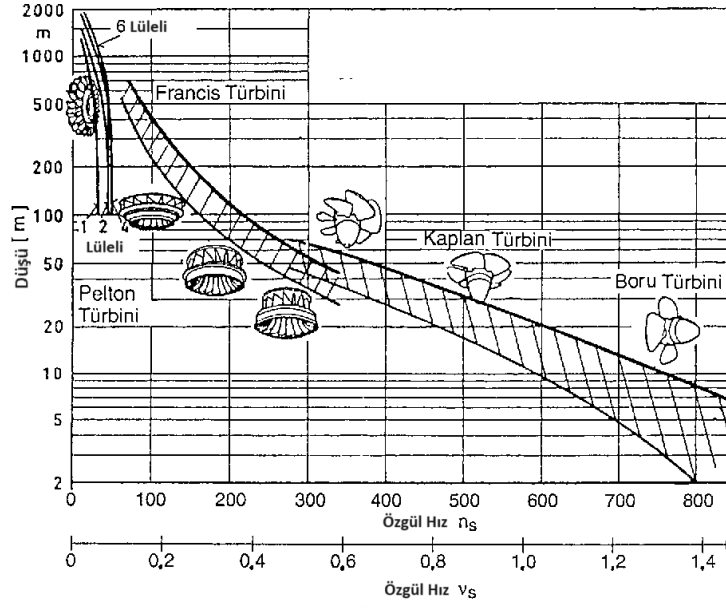
## 1.2 Literatür Araştırması

### 1.2.1 Hidrolik türbinler

Hidrolik türbinler, suyun öteleme kinetik enerjisini bir türbinin dönme kinetik enerjisine dönüştüren cihazlardır. Türbinler, dönen bir mil veya bir plaka üzerine sabitlenmiş bir dizi kanattan oluşur. Ana mil, kanatlara çarpan suyun hız ve basıncındaki farkın etkisiyle döner. Bu enerji mil üzerinden türbine bağlı bir jeneratör kullanılarak elektrik enerjisine dönüştürülür. Türbinden üretilen güç, suyun düşüşüne ve debisine bağlıdır [5,6].

Hidrolik türbinler birçok farklı yönden sınıflandırılmıştır. Suyun çark kanatlarındaki aksiyonuna göre sınıflandırıldığında; aksiyon ve reaksiyon türbinler olarak ikiye ayrılırlar. Aksiyon türbinlerde su türbin girişinde sadece kinetik enerjiye ve atmosfer basıncına sahipken, reaksiyon tip türbinlerde hem kinetik enerjiye hem de basınç enerjisine sahiptir. Pelton, Turgo ve Banki türbinleri aksiyon tip türbin iken, Francis ve Kaplan türbini reaksiyon tip türbinlere örnek verilebilir [8].

Türbinleri düşülerine göre sınıflandırdığımızda ise; 60 m düşüye kadar olan türbinler alçak düşülü, 60-250 m arası düşüde çalışanlar orta düşülü, 250 m ve üstü düşüye sahip türbinler ise yüksek düşülü türbinler olarak sınıflandırılmaktadır. Bunun dışında suyun çarktan akış yönüne göre ve özgül hızına göre de sınıflandırılabilir [8]. Özgül hıza göre türbin seçim şeması Şekil 1.3'te verilmiştir.



Şekil 1.3 : Türbin seçim şeması [7].

Francis tipi türbinler 40-60 ila 500-700 m arası düşülerde çalışabilirler. Ortalama özgül hızları 52 ila 345 arasında olabilir ve  $2 \text{ m}^3/\text{s}$  ile  $1000 \text{ m}^3/\text{s}$  aralığında çalışıp 500 MW'a kadar güç üretebilirler. Bu esnek çalışma şartları Francis türbinlerine geniş bir uygulama alanı yaratır [9].

Francis türbini, James B. Francis tarafından 19. yüzyılda icat edilmiştir. Su çarkları onlarca asırdır insanlığa hizmet ediyor olmasına rağmen verimsizdiler. James Francis, Francis türbinini tasarlarken matematiksel ilkeleri uyguladı ve verimliliği yüksek bir türbin yarattı. Şu anda mevcut olan Francis türbinleri ilk türbinin farklı versiyonları olmasına rağmen, temel çalışma ilkeleri 100 yıl önce kullanılanlarla aynı kaldı. Elektrik enerjisi endüstrisi son 150 yılda büyüdükçe, Francis türbini maliyet açısından diğer türbinlerle rekabet edebildi ve bu da onun birçok uygulamada yaygın olarak kullanılmasına yol açtı [10].

### 1.2.1.1 Hidrolik türbinlerin prensipleri

Hidrolik türbinler, hidrolik gücü mümkün olan en yüksek hidrolik verimlilikle mekanik güce çevirmek amacıyla tasarlanmış makinelerdir. Bahsedilen güç, boyutsuz parametreler ve verim "Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (IEC) 60193" [11] standardında tanımlanmıştır.

Türbin hidrolik enerjisinin herhangi bir  $i$  noktasındaki değeri denklem 1.1'deki gibi tanımlanmıştır:

$$gH_i = \frac{P_i}{\rho} + \frac{V_i^2}{2} + gZ_i = \frac{P_i}{\rho} + \frac{Q^2}{2A_i^2} + gZ_i \quad (1.1)$$

Burada  $g$  yerçekim ivmesini,  $Q$  kütleli debiyi,  $\rho$  ise yoğunluğu ifade eder.  $H_i, V_i, P_i, A_i, Z_i$  ise sırasıyla  $i$  noktasındaki; düşüyü, hızı, basıncı, kesit alanını ve kuyuksuyu seviyesi farkını ifade etmektedir. Türbin girişi ve çıkışındaki özgül enerji denklem 1.2'deki gibi tanımlanmıştır.

$$E = gH_1 - gH_2 \quad (1.2)$$

Buradan net düşüyü elde etmek istersek denklem 1.3 elde edilir. Buradaki  $z$  değeri türbin çark merkezi ile kuyruk suyu arasındaki yüksekliği ifade eder.

$$H = \frac{P_{1abs} - P_{2abs}}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + z \quad (1.3)$$

Hidrolik güç ve mile aktarılan güç sırasıyla denklem 1.4 ve denklem 1.5'te tanımlanmıştır.

$$P_h = \rho Q E \quad (1.4)$$

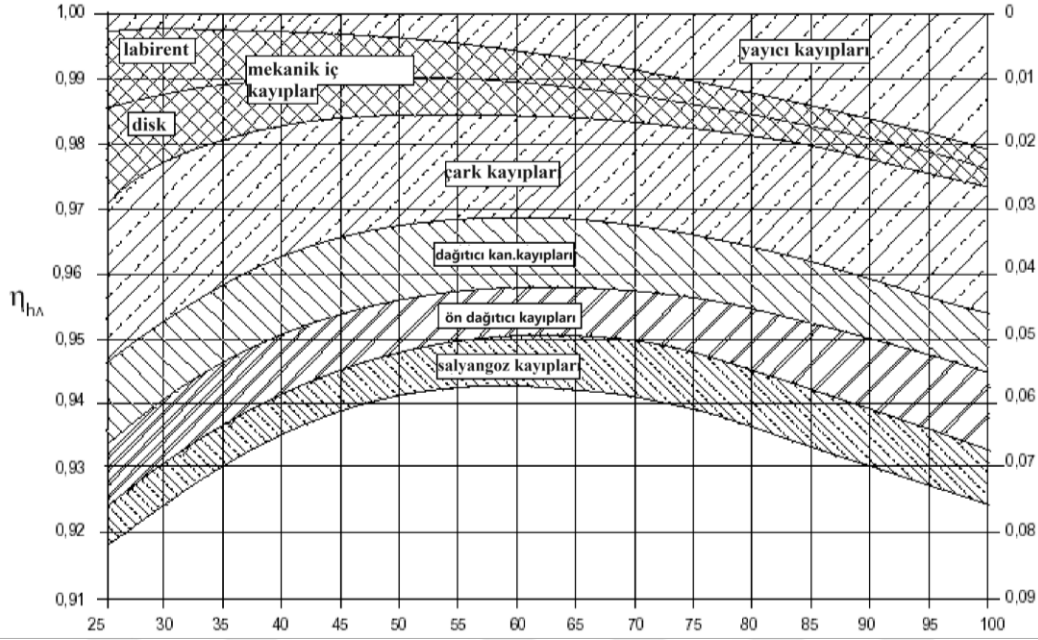
$$P_t = \rho Q_t E_t = T_m \omega \quad (1.5)$$

Denklem 1.5'te  $T_m$  türbin çarkından mile aktarılan tork değerini,  $\omega$  ise çarkın açısal hızını ifade etmektedir. Sonuç olarak hidrolik verim denklem 1.6'daki gibi elde edilmektedir.

$$\eta_h = \frac{P_t}{P_h} = \frac{\rho Q_t E_t}{\rho Q E} \quad (1.6)$$

Hesaplamalı akışkan dinamiğinde geometrideki minimal açıklıklar değerlendirilmeyip hacimsel kayıplar ihmal edilmektedir. Ayrıca çarkı yataklayan ve sızdırmazlık için kullanılan disklerin sürtünmesinden kaynaklı kayıplarda hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde dikkate alınmamaktadır. Prof. Schilling bu kayıpları hesaba katmak için özgül hız ile Francis türbin kayıpları arasında bir ilişki kuran Şekil 1.4'teki grafiği oluşturmuştur [12].

Grafik Reynold sayısının  $10^7$  olduğu standart bir model için oluşturulmuştur. Hesaplama yapılan prototip için Reynold sayısına uygun şekilde dönüşümü IEC 60193'te detaylı olarak açıklanmıştır [11].



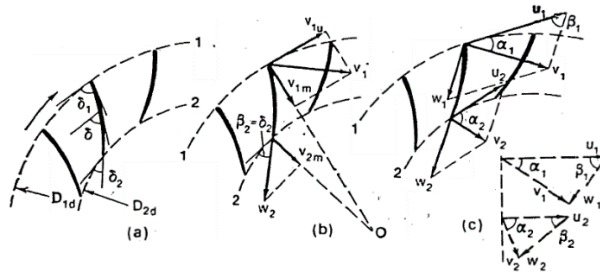
Şekil 1.4 : Özgül hızın bir fonksiyonu olarak Francis türbin kayıpları [12].

### 1.2.1.2 Akışın kinematığı

Akışkanın enerjisi, türbin çark ve kanatlar arasındaki etkileşim sırasında mekanik mil enerjisine dönüşür. Bu etkileşim sırasındaki akış incelendiğinde, çarktaki bağıl hız ve kanat hızı olmak üzere iki hız bileşeninden meydana geldiği gözlemlenir. Bu bileşenlerin birleşimi ise akış hızını yani mutlak hızı meydana getirmektedir. Denklem 1.7’de  $u$  kanadın hızını,  $w$  bağıl hızı ve  $v$  bu hızların birleşimi olan mutlak hızı belirtmektedir.

$$v = u + w \quad (1.7)$$

Francis türbinleri, çalıştığı düşü ve debiler farklılık gösterdiğinden ve her biri için maksimum verimde çalışması hedeflendiğinden dolayı bu değişken değerlere göre yeniden tasarlanmaktadır. Hız üçgenleri tasarım için gerekli bu geometrik parametreleri elde etmeyi kolaylaştırır. Türbin çarkına ait hız üçgenleri Şekil 1.5’te verilmiştir.



Şekil 1.5 : Radyal-eksenel akışlı bir türbin çarkına ait hız üçgenleri [13].



Taşıma (çevresel) hızı denklem 1.8 ile ifade edilir.

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad (1.8)$$

Türbinin çalışma koşullarının belirlenmesinde en önemli iki parametre çarkın dönme devri ( $n$ ) ve akışının debisidir ( $Q$ ). Meridyonel hız vektörü  $V_m$  denklem 1.9'daki gibi ifade edilebilir.

$$v_m = \frac{Q}{F_i} \quad (1.9)$$

Denklemden, akış alanı ( $F_i$ ) için genişletilerek yazılırsa denklem 1.10'daki gibi ifade edilebilir.

$$v_m = \frac{Q}{\pi D_1 b_0} \quad (1.10)$$

Çevresel hız bileşeni  $v_{1u}$  akışın dağıtıcı kanatlardan ayrıldığı koşullara bağlı olduğundan denklem 1.11 aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$v_{1u} = v_{0u} \frac{D_{0z}}{D_{1d}} \quad (1.11)$$

Meridyonel hız vektörü ve çevresel hız bileşeni vektörünün toplamı bize mutlak hızı verecektir.

$$v_1 = v_{1m} + v_{1u} \quad (1.12)$$

$w_1$  hız komponenti Şekil 1.4'teki hız üçgenlerinden geometrik hesaplamalar ile elde edilebilir. Çark kanatlarının kademesi oldukça yoğun olduğu için buradaki bağıl hızın çark kanatına teğet olduğunu varsayabiliriz.

$$\beta_2 = \delta_2 \quad (1.13)$$

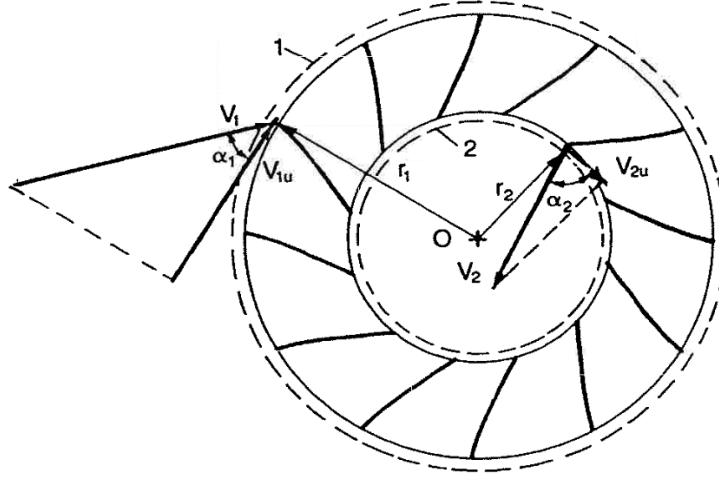
Bu durumda  $w_2$  hız bileşeni denklem 1.14'teki gibi ifade edilir.

$$w_2 = v_{2m} / \sin \delta_2 \quad (1.14)$$

### 1.2.1.3 Türbin enerji denklemi

Çarkın güç üretme kapasitesini hesaplamak için Şekil 1.6'daki kesitin açısız momentum denklemini yazabiliriz. Kararlı durum ortalama akış için  $v_u r$  zamanla değişmeyecektir. Dolayısıyla  $d(v_u r)$ , referans yüzeyleri arasındaki  $v_{1u} r_1 - v_{2u} r_2$  farkına eşit olacaktır. Kontrol hacminden  $dt$  zamanda geçen akışkanın kütlesi denklem 1.15'te gösterildiği gibi belirlenir.

$$m = \rho Q dt \quad (1.15)$$



Şekil 1.6 : Çark kanatlarının giriş ve çıkışındaki hız vektörleri [13].

Bu durumda açısal momentum denklem 1.16'da gösterildiği şekilde ifade edilir. Bu denklem tekrar düzenlenerek üretilen enerji ve çark hız vektörleri arasındaki ilişki denklem 1.17'deki gibi Euler Denklemleri olarak ifade edilir.

$$\rho Q (v_2 \cos \alpha_2 r_2 - v_1 \cos \alpha_1 r_1) = \sum M_0 \quad (1.16)$$

$$\rho Q (V_{2u} r_2 - V_{1u} r_1) = \sum M_0 \quad (1.17)$$

#### 1.2.1.4 Francis türbin yayıcısındaki akış

Yayıcı, Francis türbininin çarkından çıkan akışı kuyuksuyu bölgesine bağlayan son bileşenidir. Francis türbini yayıcısının ana amacı, çarktan çıkan akışı yavaşlatmak böylece kinetik enerjinin fazlasını statik enerjiye çevirmektir. Modern hidrolik türbinler oldukça kısa konili kompakt dirsekli yayıcıya sahiptirler. Sonuç olarak girdaplı akışın yavaşlanması sırasında akış yönü, akış kesiti değişikliklerinin kombinasyonu yayıcının hidrodinamiğini oldukça karmaşık bir hale getirir.

Yayıcı tesisin en iyi verimlilik noktasındaki verimliliğini artıran unsurlardan biridir ve türbinin kuyruk suyu üzerine yerleştirilebilmesini mümkün kılar. Uygulamada ,bir yayıcının hidrolik performansı denklem 1.18'de verilen basınç kazanım katsayısı ile ölçülür [14].

$$\chi \equiv \frac{\left(\frac{p}{\rho} + gz\right)_{outlet} - \left(\frac{p}{\rho} + gz\right)_{inlet}}{\frac{Q^2}{2A_{inlet}^2} \left[1 - \left(\frac{A_{inlet}}{A_{outlet}}\right)^2\right]} \quad (1.18)$$

Denklem 1.18'deki pay yayıcının girişi ve çıkışı arasındaki potansiyel enerjideki farkı ifade eder, payda ise yine aynı sınırlar içerisinde kinetik enerjinin farkını ifade etmektedir. İdeal bir yayıcı için basınç geri kazanım faktörü bire eşittir. Ancak uygulamada sürtünme, akış ayrılması ve akış blokajı gibi kayıplardan dolayı, daha düşük basınç kazanımlarıyla sonuçlanır.

Yayıcı üzerinde alınan herhangi bir kesite kadar olan basınç kazanımı ise denklem 1.19'da belirtilen formülle hesaplanabilir. Burada  $\bar{p}$  hesaplanan kesitin ortalama basıncını,  $\bar{p}_0$  yayıcı girişindeki ortalama basıncı,  $A_0$  yayıcı girişi kesit alanını ifade eder.

$$C_r = \frac{\bar{p} - \bar{p}_0}{\frac{1}{2}\rho(v_{ort})^2} \quad (1.19)$$

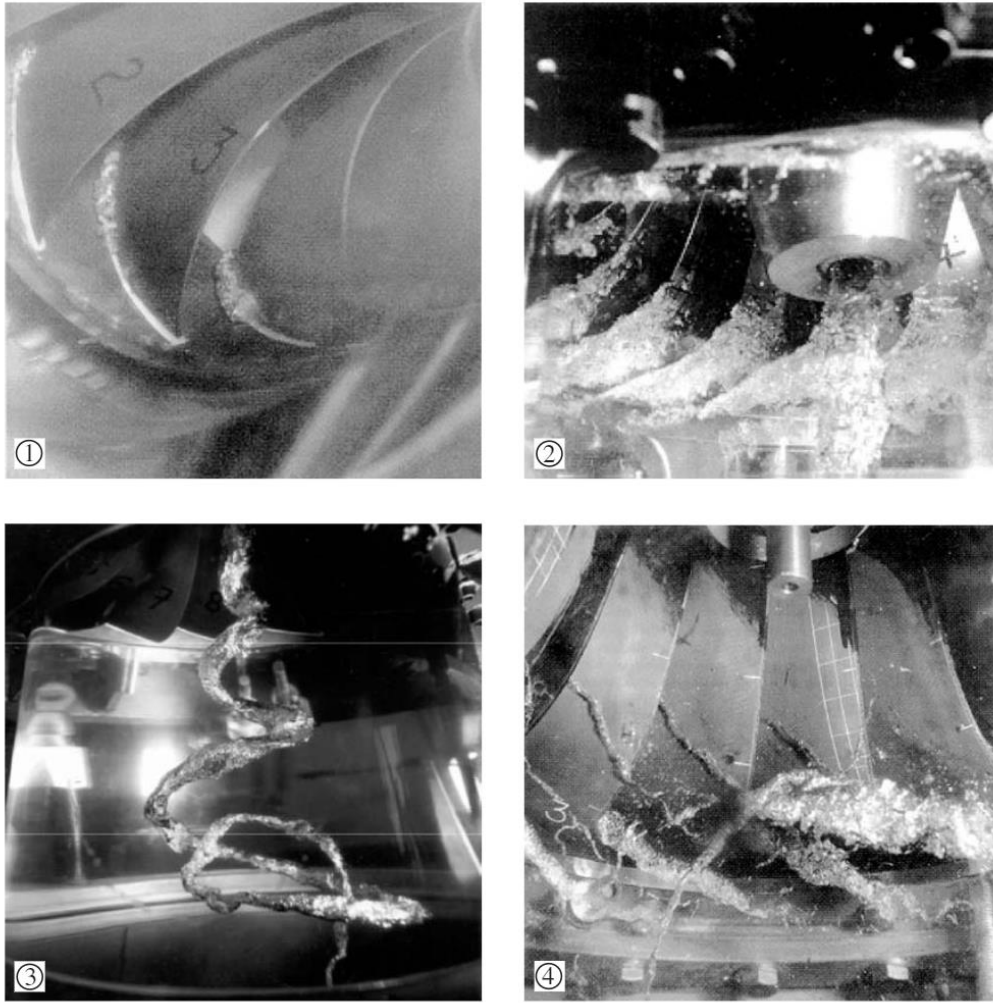
### 1.2.2 Hidrolik türbinlerde kavitasyon

Kavitasyon; özellikle reaksiyon türbinlerinin yatkın olduğu titreşim , performans kaybı ve türbin ekipmanlarında hasarlara neden olan istenmeyen bir olgudur. Lokal olarak hidrodinamik basıncın buhar basıncı altına düşmesi durumunda, akışkan buhar fazına geçer. Oluşan bu küçük buhar kabarcıkları yüksek basınç bölgesine geçtiklerinde ani olarak patlayarak, kavitasyon denen bu olguya sebep olurlar [15,16]. Hidrolik türbinlerde kavitasyon etkisiyle aşağıda belirtilen hususlar oluşabilmektedir [16,17].

- Akışın türbin ayar kanatları arasından çarka geçisi sırasında kanatlar arasında oluşan kavitasyon, enine kesitin daraldığı bu bölgede debinin azalmasına sebep olur. Dolayısıyla güç kaybına da neden olur.
- Kavitasyon sonucu meydana gelen titreşimlerin sönmüldüğü enerji %10-%20 civarında güç kaybına sebep olabilmektedir.
- Kavitasyona maruz kalan türbin parçalarının yüzeylerinde küçük oyuntular oluşmakta, zamanla büyümekte ve malzemeye süngerimsi bir yapı kazandırmaktadır. Bu süngerimsi yapı zamanla malzemenin yüzeyden kopmasıyla sonuçlanmaktadır.
- Kavitasyon sebebiyle oluşan titreşimler türbin generatör milinin kılavuz yataklarını bozarak zamanla kullanılmaz hale gelmesine sebep olabilmektedir.

- Kaviteasyon sebebiyle türbin optimum yükün altında çalışmaya zorlanmaktadır. Bu durumda emme borusunda oluşan girdap halatı kaviteasyon olayının şiddetini artırmakta hem de dolaylı olarak tekrar verimi azaltmaktadır.

Li'ye göre [18], Francis tipi türbinlerde meydana gelebilecek kaviteasyonun başlıca türleri; ön kenar, gezer kabarcık, yayıcı girdabı, kanatlar arası girdap ve arka kenarda oluşan von karman kaviteasyonudur. Bu kaviteasyon çeşitlerini birbirinden ayıran temel özellikleri açıklanmıştır [18,19]. Francis türbinlerindeki başlıca kaviteasyon çeşitleri Şekil 1.7'de verilmiştir.



**Şekil 1.7 :** Francis türbinlerindeki başlıca kaviteasyon çeşitleri : 1) Ön kenar kaviteasyonu 2) Gezer kabarcık kaviteasyonu 3) Yayıcı girdap kaviteasyonu 4) Kanatlar arası girdap kaviteasyonu [20].

### **1.2.2.1 Ön kenar kavitasyonu**

Bu kavitasyon genellikle çark bıçaklarının emiş tarafında görülür. Net düşünün ve akışın kanata geliş açısının tasarım değerlerinden büyük olduğu durumlarda oluşurlar. Akışın negatif geliş açısında olması durumunda düşük düşü değerlerinde de basınç tarafında meydana gelebilirler. Bu kavitasyon türünün dengesiz oluşumu ciddi basınç dalgalanmalarına ve derin kanat erozyonuna neden olabilir.

### **1.2.2.2 Gezer kabarcık kavitasyonu**

Çark kanat arka kenarlarının hemen yanında, orta kirişin yakınındaki kanat emme tarafına tutturulmuş ayrı kabarcıklar şeklinde gözlemlenirler. Bu oluşumun ana sebebi işletme thoma sayısının düşük olmasıdır. Yükün artmasıyla birlikte yavaş yavaş büyüme eğilimi gösterirler ve makine aşırı yük koşullarına geldiğinde; maksimum akış hızlarına ulaşıldığında kavitasyonda maksimum değere ulaşır.

Bu kavitasyon türü kanat erozyonuna neden olan ve makine verimliliğini önemli ölçüde azaltan şiddetli ve gürültülü kavitasyon türlerindedir.

### **1.2.2.3 Yayıcı girdap halat kavitasyonu**

Yayıcı merkezinde çark konisinin hemen altında oluşan bir tür girdap-çekirdek akış kavitasyonudur. Oluşan kavitasyon ve girdapın hacmi tesis thoma sayısına bağlıdır. Çarktan boşaltılan akışın artık çevresel hız bileşeni nedeniyle kısmi yükte ve aşırı yükte ortaya çıkar. Bu girdap kısmi yükte çark ile aynı yönde dönerken, aşırı yükte ters yönde hareket eder.

Türbin en verimlilik noktası akış oranının %50'sinden %80'ine kadar, girdap çekirdeği sarmal bir halat şeklini alır ve çarkın dönme hızının 0,2 ila 0,4 katı kadar bir devinim dönüşü ile hareket eder. Bu düşük frekans durumunda çevresel basınç titreşimleri üretilir. Yayıcı veya cebri borunun serbest doğal salınım frekanslarından birinin bu frekansla eşleşmesi durumunda güçlü dalgalanmaları meydana gelebilir. Bu durum yayıcı borusunda büyük basınç darbeleri patlamalarına yol açarak türbinde ve hatta elektrik santralinde güçlü titreşimlere neden olur. Türbin en verimlilik noktasına doğru yaklaşıldığında bu halatın eksantrikliği azalır yayıcı konisine eksenel bir hale gelirken basınç dalgalanmaları azalır.

#### **1.2.2.4 Çark kanatları arası girdap kavıtasyonu**

Merkezden dış çepere olan akış değişimin tetiklediği akış ayırımından dolayı çark kanatlar arasındaki kanallarda oluşan ikincil girdapların oluşturduğu kavıtasyon tipidir. Kanat giriş kenarının çark dış tacı ile kesiştiği noktada veya emiş tarafına yakın kanatlar arasındaki tepe noktası konumunda bulunabilirler. Bu konumda oluşan girdaplar çark yüzeyine temas ederse erozyona neden olabilirler.

Bu tür kavıtasyona genellikle kısmi yükte çalışma durumunda rastlanılır. Ancak işletme thoma sayısının nispeten düşük olduğu durumlarda yüksek düşülerde dahi ortaya çıkabilmektedir. Bu şartların oluşması ile kararsız hale gelerek güçlü titreşimlere ve geniş bantta yüksek gürültü seviyelerine sebebiyet verirler.

#### **1.2.2.5 Von Karman girdap kavıtasyonu**

Çark kanadının arka kenarlarında meydana gelen periyodik girdap dökülmesiyle oluşan kavıtasyon türüdür. Girdapların düşük basınçlı merkezi çekirdeklerinde boşluklar gelişir. Bu boşluklarda oluşan kavıtasyon arka kenarlarda erozyona neden olabilir. Bu kavıtasyon türü şiddetli titreşimler ve şarkı sesine benzer periyodik gürültü ile bilinir.

Kavıtasyon, çalışma koşullarına ve makine tasarımına bağlı olarak farklı şekillerde kendini gösterebilir. Ayrıca oluşumları sistemin malzeme özelliklerine ve titreşim dinamiğine bağlıdır. Ne yazık ki, bu durumu tamamen önlemek veya ortadan kaldırmak mümkün değildir; yalnızca kabul edilebilir minimum düzeye indirilebilir.

Kjolle [21], hidro türbinlerdeki hasarların nedenlerini incelediğinde bu su türbinlerindeki hasarların ana nedenlerinin kavıtasyon problemleri, kum erozyonu, malzeme kusurları ve yorgunluk olduğunu bulmuştur. Francis ve Kaplan türbinleri için kavıtasyona en çok maruz kalan türbin parçalarının çarklar ve yayıcı konileri olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca kavıtasyon erozyonun etkisinin, erozyona dayanıklı malzemeler kullanılarak, bileşenlerin tasarımını iyileştirilerek ve kavıtasyon koşullarının iyi olduğu aralıklar için çalışma operasyonları düzenlenerek azaltılabileceği bulunmuştur.

Farhat ve diğerleri [22], hidrolık türbinlerdeki kavıtasyonu titreşimli bir yaklaşım kullanarak izlemenin avantajlarını ortaya koymuştur. Bu teknik, büyük bir Francis türbininde kavıtasyon agresifliğini ve dolayısıyla ilgili erozyonu azaltmayı amaçlayan

sabit kanatların modifikasyonunu doğrulamak için kullanıldı. Kavitasyon kaynaklı bu titreşimler, geliştirilen prototipin sabit kanatlarında ölçülmüş ve rehabilite edilmemiş türbinde ölçülenlerle karşılaştırılmıştır.

Duncan [23], kavitasyon, kavitasyon hasarı denetimi, kavitasyon onarımı, kavitasyon kaynaklı oyuklaşmanın nedeni, çark değişikliklerinin etkileri, kavitasyon kaynaklı oyuklaşmanın konumları, kavitasyon oyuklaşmasının onarım yöntemleri ve çarkta yüksek gerilimli alanlar hakkında bilgi verdi.

Karimi ve Avellan [24], yeni bir kavitasyon cihazı tasarladılar. Bu cihaz girdap kavitasyonu üreterek malzemeyi aşındırabilmektedir. Bu girdap kavitasyon üretici ile hidrolik türbinlerde gözlenen gerçekçi kavitasyon erozyonu üretilerek, çeşitli kavitasyon erozyonu durumları arasında karşılaştırmalı bir çalışma yapılması hedeflenmiştir. Yapılan çalışmalarda akış kavitasyonuna maruz kalan numunedeki sertleşmiş tabakaların, titreşimli kavitasyona göre daha kalın olduğu gözlenmiştir. Bu durumun daha yüksek erozyon oranlarına yol açtığı tespit edilmiştir.

Shi ve diğerleri [25], hidrolik türbinler için çevrimiçi bir izleme sistemi gerçekleştirdi. Hem işitilebilir ses (20 Hz–20 kHz) hem de ultrason (50–300 kHz) sürekli olarak izlendi. Gürültü seviyesi, standart sapma ve frekans bileşimleri gibi sinyal özellikleri değerlendirildi. Değerlendirme sonuçları, türbin düşüsü ve hareketliliği dağıtıcı kanat açıklığı (veya güç çıkışı) tarafından belirlenen çalışma koşuluyla ilişkili olarak veri tabanında saklandı. Frekans özelliklerine göre kavitasyon tarafından yayılan ses, su akış sesi ve mekanik ses gibi diğerlerinden ayırt edildi. Farklı su yükü ve gücündeki kavitasyon yoğunluğu izlendi. Kavitasyon erozyonunun derecesi, nominal güç ve tasarlanmış türbin düşüsü gibi sabit bir çalışma koşulundaki kavitasyon yoğunluğuna göre tahmin edilmiştir.

Tiwari ve diğerleri [14], kavitasyonu saptamak için Rayleigh-Plesset denklemine dayalı bir kavitasyon modeli uygulamıştır. Homojen iki fazlı karışım modeli uygulayarak bir Francis türbininin kavitasyon özelliklerini oluşturmak için sayısal simülasyonlar gerçekleştirdi. Analizlerinde, kavitasyon hasarı mekanizmalarının büyük ölçüde operasyon rejimine bağlı olduğu görüldü. Kısmi yük operasyonlarında, özellikle derin kısmi yük operasyonlarında çark çekirdeği kavitasyonunun baskın olduğu, daha yüksek yüklerde ise profil kavitasyonunun çarkın daha fazla vurduğu

gözlenmiştir. Ayrıca farklı yük operasyonlarında sırasıyla çark ve emme borusundaki kavitasyonun gelişmiş aşamalarını tespit edip, görsellendirmişlerdir.

Gohil ve Saini [22], bir Francis türbininde oluşan kavitasyonlu akışların sayısal simülasyonlarını gerçekleştirmiştir. Analizde üç farklı çalışma rejimi dikkate alınmıştır; kavitasyon altında ve kavitasyonsuz tasarlanmış yük, kısmi yük ve aşırı yük. Simülasyon sonuçları buhar hacim fraksiyonu, verimlilik, girdap halatı oluşumu ve basınç dalgalanmaları açısından formüle edilmiştir. Nominal debi ve basma yüksekliğinde, verim ve hacim oranlarının kavitasyon ve kavitasyonsuz durum için hemen hemen aynı kaldığı görülmüştür. Aşırı yükleme durumunda, çark kanatlarının emme tarafında buhar kabarcığı oluşumunun maksimum olduğu ancak kısmi yük koşullarında basınç titreşiminin daha fazla olduğu gözlemlenmiştir.

### **1.2.3 Hidrolik türbinlerde HAD yöntemi**

Hidrolik türbinlerdeki akış, doğası gereği oldukça karmaşık, üç boyutlu kararsız ve türbülanslıdır. Türbin çalışması esnasında oluşan karmaşık akışın özelliklerini anlamak için akış davranışı, akış boyunca türbinin her yerinde kapsamlıca analiz edilmelidir. Bu şekilde her açıdan mümkün olan en iyi performansı elde etmek için tasarımın ihtiyacı olan değişiklikler tespit edilebilir. Akış davranışının analizi ve türbinin performans değerlendirmesi için en önemli ve yaygın yaklaşımlardan biri model testidir. Ancak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) son yıllarda hesaplama olanaklarında devrim niteliğinde büyüme nedeniyle, türbin tasarlanması ve değerlendirilmesi konusunda en son teknoloji haline gelmiştir. Bu yöntem zaman ve maliyet açısından etkin bir yöntemdir [26,27]. Bu bölümde HAD yöntemi ile gerçekleştirilmiş başlıca çalışmalara değinilmiştir.

Minakov ve diğerleri [28], düşük frekanslı basınç titreşimini değerlendirmek için yüksek düşülü bir Francis türbininden geçen akışın sayısal simülasyonunu yapmıştır. Bu titreşimlerin esas olarak çark çıkışında oluşan girdap halatından kaynaklandığı açıkça gözlemlenmiştir.

Decaix ve diğerleri [29], Daimi Olmayan Reynold Ortalamalı Navier-Stokes (URANS) türbülans modelini kullanarak bir Francis türbininde aşırı yükte oluşan basınç dalgalanmasının ayrıntılı bir sayısal araştırmasını gerçekleştirdi ve sonuçları Parçacık Görüntülü Hız ölçer (PIV) kullanarak deneylerle doğrulamıştır.



Dritina ve Sallaberger [7], Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denkleminde ve üç boyutlu Euler denklemlerinden yararlanarak çark ve türbin analizi yapmışlardır. Çark üzerinde döngüsel ve üç boyutlu bir akış olduğunu bu sebepten ötürü, doğru sonuçlar elde etmek için yalnızca üç boyutlu metodların uygun olacağını savunmuşlardır. Güvenilir sonuçlar elde etmek için daha iyi ağ yapılarının ve viskoz etkileri dikkate alınmasının önemine değinmişlerdir. Ayrıca gelecekte sayısal tepe diyagramı oluşturmanın türbinler için standart bir olgu olacağını öngörmüşlerdir.

Qi-fei ve diğerleri [30], farklı tasarımda kılavuz kanatları monte edilerek hazırlanmış bir türbinin yine farklı konfigürasyonları boyunca akışı sayısal olarak simüle ederek bu kılavuz kanat profillerinin çark performansı üzerindeki etkisini araştırmıştır. Analizler aynı şartlarda çalışan ve yine aynı türbinde bulunan standart pozitif eğrilik, değiştirilmiş pozitif eğrilik, negatif eğrilik ve simetrik profiller üzerinde gerçekleştirilmiştir. Enerji kaybının standart kılavuz kanatlarda ve değiştirilmiş pozitif eğrilikli kılavuz kanatlarda daha fazla olduğu sonucuna varılmıştır.

Susan-Resiga ve diğerleri [31], hidrolik türbinleri tam, kısmi ve aşırı yüklenme aralıklarında sayısal olarak incelemiş ve dönen akışın etkilerini modellemiştir. Analizlerinde, girdapsız hız kavramından yararlanarak, çarkın çıkışındaki aksel ve çevresel hız bileşenlerinin radyal profilini hesaplamak için bir matematiksel model geliştirilmiştir.

Anup ve diğerleri [32],  $0,5 \text{ m}^3/\text{sn}$  debili Francis tip türbini Reynolds ortalamalı Navier-Stokes, tam ve kısmi yükte etmiştir. Çalışmalarında, ANSYS CFX kullanılarak HAD simülasyonları ile zamana bağlı tork ve basınç değişimleri belirlenmiştir. Çark alanındaki basınç ve tork dalgalanmalarının, esas olarak, hareketli dağıtıcı kanatların arka kenarlarında üretilen art izlerinden kaynaklandığı bulunmuştur. Ayrıca, bu dalgalanmaların sayılarının her bir çark turu için çarktaki kanat sayısına eşit olduğu gözlemlenmiştir. Ayar kanadı ve çark arasındaki rotor-stator ilişkisinin basınç salınımlarına neden olduğu, dağıtıcı kanat ve çark kanat sayısının bu salınımların frekans ve genliğini etkilediği üzerinde etkili olduğu tespit edilmiştir.

Wang ve diğerleri [33], dağıtıcı kanatların en verimli yük noktasından tamamen kapalı duruma dönüşünü simüle etmek için dinamik çözüm ağ tekniğini kullanmıştır. Hareketli dağıtıcı kanatların kapanmasının akış karakteristikleri üzerindeki etkileri değerlendirmeye yönelik analizlerinde, Bağımsız Girdap Simülasyonu (DES)

kullanılmıştır. Araştırmada, dağıtıcı kanatların hemen çıkışındaki basınç dalgalanmasının maksimum değerinin, kanat açıklığının %60'ında olduğu sonucuna varıldı.

Pădurean ve diğerleri [34], hidrolik türbinlerin tasarımlarındaki geometrik giriftliklerinden dolayı analiz hesaplamalarının oldukça zor olduğunu ve gerçek akış alanının olası tüm ayrıntılarını elde etmek için tek bir genelleştirilmiş matematiksel modelin yetersiz kalacağını tespit etmişlerdir. Bu nedenle, farklı akış koşullarını ve fenomenlerini yakalamak için farklı modelleme yaklaşımlarına gidilmesi gerekir [35].

Stoessel ve Nilsson [36], Tokke model Francis türbininin üç farklı çalışma koşulunda akışın daimi hal ve daimi olmayan hal simülasyonlarını yaptılar. Daimi hal durum simülasyonu için standart k- $\epsilon$ , gerçekleştirilebilir k- $\epsilon$ , Renormalizasyon Grubu (RNG) k- $\epsilon$  ve SST k- $\omega$  türbülans modelleri kullanılırken, daimi olmayan hal simülasyonları için standart k- $\epsilon$  ve k- $\omega$  SST modelleri kullanılmıştır. Farklı türbülans modelleri kullanılarak deneysel yolla elde edilen ve sayısal olarak tahmin edilen verimlilik karşılaştırılmıştır. Modellerin kısmi yük çalışmasında deneysel sonuçlardan büyük ölçüde saptığı açıkça görülmüştür.

#### **1.2.4 Hidrolik türbinlerde deneysel çalışmalar**

Hidrolik türbinler, iyi performans vermesi için o santralin düşü ve debisine göre özel olarak üretilmesi gereklidir. Bu durum türbinlerin tasarımlarının birbirinden farklılaşmasına sebep olur. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri, türbin tasarımında önemli bir yere sahiptir. Yinede sonuçlar mühendis ekibinin uzmanlığına ve analiz prosedürüne bağlıdır. Ayrıca analizlerden çıkan sonuçlar endüstriyel bir standart ile değerlendirmemiştir. Türbinin güvenliğini ve performansını sağlamak için Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (IEC) standartlarına göre deneysel testler gereklidir. Bu testler sonucunda tespit edilen verim hesaplanandan az ise türbin tekrar tasarlanmalıdır. Bu yaklaşım, özellikle 30 MW ve üstünde kapasiteli türbinler için oldukça maliyetlidir. Ayrıca türbin büyüklüğünden kaynaklı bazı ölçüm ve yöntemler yerinde uygulanamayabilir. Bu sorunun çözümü için türbinlerin ölçekli modelleri üzerinden analiz edilmesi yoluna gidilir. Bu deneysel testler gerçek türbinlere kinematik, geometrik ve dinamik olarak olarak benzeyen modellerle, IEC 60193:1999,1'e göre gerçekleştirilir [37].

Dünyada birçok üniversiteye ait hidro türbin test laboratuvarı bulunmaktadır. Ayrıca türbin üreticisi bazı firmalarında kendi test sistemleri bulunmaktadır. Başlıca test laboratuvarlarına ait bilgiler paylaşılmıştır.

Andritz Hidrolik Test Merkezi bulunan test düzeniği IEC 60193 standartına uyan hidrolik türbinler, pompa türbinleri ve bunların model kabul testleriyle tamamen uyumludur. 250 m düşü'de test imkanı sağlayan sistem  $1,75 m^3/sn$  debi ile deşarj yapabilmektedir. Maksimum test gücü 1,25 MW iken maksimum tork değeri 6000 Nm'dir [38].

TOBB ETÜ Hidro Su türbini ve Test merkezinde iki adet seri ve paralel çalışmaya uygun çift yönlü pompa mevcuttur. Bu pompalarda frekans kontrolü ile hız ayarı yapılabilmektedir. Nominal çalışmada her bir pompa; 1 MW güç,  $1 m^3/sn$  debi ve 80 m düşü kapasitesini sağlayabilmektedir. Sistemde fark basınç ölçüm cihazları, elektromanyetik debimetre ve özel ihtiyaçlara yönelik birçok analog ve dijital ölçüm aletide bulunur. Test düzeneği IEC 60193 standartının gerekliliklerini karşılayacak şekilde oluşturulmuştur [39].

École Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL)'de üç test platformu bulunmaktadır. Her bir test platformu  $1,4 m^3/sn$  debi deşarj edebilmektedir. Platformların düşüleri sırasıyla 100 m, 120 m ve 100 m'dir. Jeneratör güçleri 300 kW iken, pompa güçleri 800 ila 900 kW arasındadır. 3 farklı çevrim ile çalışabilen platformlar, hemen her tip hidrolik türbini test edebilir şekilde tasarlanmışlardır [40].

Toshiba Hidrolik Test Merkezi, 2000 m düşü kapasitesine kadar testler gerçekleştirebilmektedir. 5 eksenli tezgahlarla ve otomatik ölçüm sistemleri ile donatılmış bir model üretim sahasında bulunmaktadır [41].

NTNU Waterpower Laboratuvarı, 100 yıllık deneyimi ile küresel hidro gücün geliştirilmesine öncü bir rol oynamıştır. Laboratuvarda Francis, Pelton ve pompa türbinleri için test donanımları bulunmaktadır. Pompalama sistemi seri çalıştırıldığında  $1 m^3/sn$  debi deşarj edebilmektedir. Ayrıca 100 m su sütununa kadar basınç sağlayabilir. Akış hızı ölçümü yapılabilen birbirine bağlanmış iki depolama tankı, Waterpower laboratuvarını hem ulusal hem Avrupa anlamında emsalsiz kılmaktadır. 16 metreye kadar serbest düşüş mesafesi olan bu rezarvuvar  $450 m^3$  kapasitededir. Laboratuvarda görev alan profesörler; lisans, yüksek lisans ve doktora öğrencileri dersler verip çalışmalar yapmaktadır [42].

### **1.2.5 Francis türbinlerinde girdap oluşumunun etkilerini azaltmanın başlıca yöntemleri**

Yayıcı girdabı kaynaklı basınç dalgalanmalarının etkisini azaltmaya yönelik geliştirilen birçok yöntem bulunmakta ve mevcut çalışmalar devam etmektedir. Bu yöntemler aktif ve pasif yöntemler olarak ikiye ayrılabilir. Aktif yöntemler kullanılan hafifletme yönteminin sisteme sürekli eklenmesi gereken girdilere bağlı olduğu yöntemlerdir. Su ve hava enjeksiyonu aktif yöntemlere örnek verilebilir. Akışkan enjeksiyonu genellikle çark merkezinden veya yayıcı duvarından gerçekleştirilir. Pasif yöntemler ise sistemde yapılan modifikasyonlar ile devamlı girdi ihtiyacı duymayan iyileştirme yöntemleridir. Yayıcı konisine kanat eklenmesi ve çark merkezi uzantı tasarımının değiştirilmesi pasif yöntemlere örnek verilebilir. Pasif yöntemler, kontrol için herhangi bir ek sisteme ihtiyaç duymadıklarından bu avantaj olarak kabul edilebilir. Ancak önleyici yöntemlere sadece kısmi yük altında gerek duyulurken, pasif yöntem diğer yük durumlarında da çalışmaya dolayısıyla yayıcı verimini düşürmeye devam edecektir. Aktif yöntemler ise yük durumuna göre kontrol edilebilmenin avantajını taşırlar. Literatürde uygulanan yöntemler ve bunlar hakkındaki başlıca çalışmalar incelenmiştir.

#### **1.2.5.1 Çark merkezi uzantısı tasarımının değiştirilmesi**

Su ve diğerleri [43], Çark Merkezi Uzantısı (RHE) tasarımının değiştirilmesi yoluyla bir Francis türbini için yayıcı girdap halatını ve ilgili basınç titreşimlerini zayıflatmaya çalışmıştır. Bunun için tip A, B, C, D olmak üzere dört farklı tip çark merkezi uzantısının etkisini sayısal olarak test ettiler. Geometriler Unigraphix NX8 programında herbir merkez uzantısı tasarımını dahil olarak oluşturulmuş, ardından ANSYS IcemCfd programı ile ağ yapıları oluşturulmuştur. Giriş koşulu olarak debi, çıkış koşulu olarak atmosfer basıncı ve sınır koşulu olarak tüm duvarlara kaymaz duvar sınır koşulu uygulanmıştır. Dönen ve sabit çerçeveler arasına geçici rotor-stator arayüzü kullanılırken, sabit bileşenlerin arasına genel ızgara arayüzü kullanılmıştır. Francis türbininin emme borusundan geçen üç boyutlu türbülanslı akış, ANSYS CFX CFD ticari kodu kullanılarak simüle edilmiştir. Daimi olmayan hal için gerçekleştirilen bu simülasyonlarda zaman adımı olarak çarkı  $1^\circ$  döndürmek için geçen süre olarak belirlenirken, analiz 15 çark devri boyunca gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde çark merkez uzantılarının yayıcı girişinde bulunan alçak basınç

bölgelerini doldurma etkisi sebebiyle, test edilen dört farklı uzantıda da farklı basınç dağılımları gözlenmiştir. Her bir uzantıda oluşan basınç titreşiminin ana frekansı 4,39 Hz değerinde eşit olarak ölçülmüştür. Bu değer çark dönme frekansının %28'ine eşittir. Ancak basınç dalgalanması genliklerinin farkı incelendiğinde en iyi performansı sağlayan C tip uzantı da maksimum genliğin 6,02 oranında en küçük olduğu tespit edilmiştir.

Gogstad ve Dahlhaug [44], benzer şekilde çark merkez uzantısı ile emme borusunda oluşan girdap halatı kaynaklı titreşimleri zayıflatmayı amaçlamışlardır. Ancak diğer çalışmalardan farklı olarak bu uzantıyı çarka serbest şekilde yataklayıp, çarktan bağımsız olarak dönmesine izin vermişlerdir. Bu sayede uzantı serbestçe dönerken sadece girdap tarafından tahrik edilecek ve böylece teğetsel hızı ve basınç titreşim genliklerini azaltacaktır. Ayrıca merkez uzantının uzunluğunun etkisini de incelemek amacıyla üç farklı uzunlukta merkez uzantısı test edilmiştir. Bunlar uzunluklar 0,62D2, 0,86D2 ve 1,20D2'dir. D2 merkez uzantısının çıkış çapıdır. Deney, Trondheim'daki NTNU'daki Su Gücü Laboratuvarında gerçekleştirildi. Deneyle için yüksek düşümlü bir Francis koşucu olan Tokke model türbini kullanıldı. Yayıcı girişindeki koniye basınç dalgalanmalarını araştırmak için dört tane dinamik basınç sensörü yerleştirildi. Ölçümler 12 m düşüde ve 333 devir sabit dönüş hızında gerçekleştirilmiştir. Serbestçe dönen merkez uzantısı kısmi yüklerde bazen sönümlenme etkisi gösterse de, sabit merkez uzantılarının sönümlenme etkisine ulaşamamıştır.

### **1.2.5.2 Girdap önleyici kanat uygulaması**

Shahzher ve diğerleri [45], girdap önleyici kanat boyutlarının ve konumlarının, bir Francis türbin modelinin yayıcısının iç akış fiziği ve basınç dalgalanması üzerindeki etkisini niceliksel ve niteliksel olarak araştırmayı amaçlamışlardır. Bunun için yayıcı giriş konisinden dirseğe kadar konumlarda bulunan uzun ve kısa kanatlı iki kanat seti için çalışma yapmışlardır. Çalışmada kullanılan Francis türbini Kore Su Enstitüsü tarafından tasarlanmış ve test edilmiştir. Kısmi yük çalışma akış oranı en verimli noktanın %74'ü olarak belirlenmiştir. 20 sabit kanat, 20 ayar kanadı, 11 çark kanadı bulunan çark çapı 0,35 m olan türbin ICFM CFD ve TURBOGRID programlarıyla çözüm ağ yapısı oluşturulmuştur. Ardından zaman adımı çarkın 1,5° dönme hareketine denk gelecek şekilde seçildikten sonra tam 5 tur dönme hareketine göre k- SST

türbülans modeliyle ANSYS CFX programında analiz edilmiştir. Giriş koşulu olarak kütleli debi, çıkış koşulu olarak basınç değeri Thoma sayısı 0,266'ya göre ayarlanmıştır. Ayrıca duvarlar kaymaz sınır koşulu ve otomatik duvar fonksiyonu olarak ayarlanmıştır. Çalışma sonunda aksenal hız geri kazanımı, uzun kanatçıklarda x ve y yönlerinde maksimum olmuştur. Aksenal hızın maksimum yükselmesi kanatsız duruma göre yaklaşık %21,2 olan y yönünde elde edilmiştir. Uzun kanatların varlığı kararlı emme borusu akışını teşvik etmektedir. Yine çevresel hız uzun kanatçıklar tarafından her iki yönde en aza indirilir. Toplam hız büyüklüğündeki bu azalma kısa kanatçıklara kıyasla %20,4 kanatçiksiz hale göre %22 olarak tespit edilmiştir. Girdap halatı açısından kanatsız yayıcı, kanatlı durumlara kıyasla daha geniş ve daha uzun girdap ipi sergilemiştir. Uzun kanatlı durumda yüksek basınç tepe noktası %60 azalırken, kısa kanatlı durum da bu azalma kanatsız duruma göre %52 olmuştur.

Kim ve diğerleri [46], farklı uzunluktaki girdap önleyici kanatçıkları Francis türbin yayıcısında konumlandırarak basınç dalgalanması üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Araştırma için 20 ön dağıtıcı, 20 dağıtıcı kanadı ve 12 çark kanadı bulunan bir Francis türbini ele almışlardır. D2 çark çıkış çapı olmak üzere iki tane 0.7D2 , 1,09D2 , 1,3D2 uzunluğunda 4 kanatçık yayıcının içerisine eşit aralıklarla yerleştirilmiştir. Standart ve kanatçıklı türbin ICFM CFD programı ile ağ yapısı oluşturulmuştur. Ardından ANSYS CFX-19.1 programı ile 2 durum simüle edilmiştir. Daimi olmayan hal için yapılan simülasyonlar 1,5° aralıklarla gerçekleştirilmiştir. Toplam süre çarkın 8 devri iken kullanılan türbülans modeli Uyarlanabilir Ölçekli Simülasyon (SAS)-SST'dir. Son olarak, zamana dayalı ortalama değerleri araştırmak ve başlangıçtaki sayısal gürültüyü önlemek için, koşucunun son üç devir periyoduna ait değerlerin, girdap ve iç akış fenomeninin neden olduğu toplam beş devirden sonra ortalamaları alındı; bu ölçüm noktaları, yayıcı giriş konisi duvarına 0,1D2 düzenli aralıklarla uygulandı. Sonuç olarak gözlenen ayar vana açıları aralığında hidrolik performansta yaklaşık %0,5 ila %1,0'lik düşüşler gözlemlendi ve Francis türbin modelindeki her bir bileşenin yük kayıpları, girdap önleyici kanatçıkların uygulanması yoluyla karşılaştırıldı. Ayrıca ölçüm noktalarından elde edilen veriler kanatçıkların uygulanmasıyla maksimum kararsız basınçta yaklaşık %41'lik bir azalma olduğunu gösterdi. Ancak girdap halatı gözlemlenmeye devam ettiği için bir sonraki çalışmada kanatçıklı yayıcıya hava enjekte edilerek yeni bir çalışma yapılmıştır.

### 1.2.5.3 Su enjeksiyonu

Khullar ve diğeri [47], alçak düşümlü bir Francis türbinin 1:14,35 küçültülmüş modelindeki girdap halat etkisinin azaltılması için hava ve su enjeksiyonu uygulamasının incelemelerini yapmıştır. Mevcut çarkın merkez konisi hava ve su jeti enjeksiyonunu sağlayacak şekilde revize edilmiştir. ANSYS IcemCfd programı ile 3 farklı yoğunlukta ağ yapısı oluşturulmuştur. Ardından ANSYS CFX programıyla %1, %2, %3, %5 hava enjeksiyonu ve %2, %5, %8, %10 su enjeksiyonu halleri için analiz edilmiştir. Enjeksiyon öncesi analizlerde yayıcı girişindeki izleme noktalarından elde edilen basınç verilerinin FFT analizi, çark dönüş hızının 0,28 katı bir frekansta en yüksek titreşim genliklerini göstermiştir. Bu frekans Rheingans frekansı (0,2- 0,4) aralığında olduğundan girdap halat devinim frekansına karşılık gelmiştir. Yayıcıdaki girdap halat gelişimi, merkezi bir ters akış bölgesinin varlığından kaynaklanmaktaydı. Su jeti enjeksiyonu bu nedeni hedef alırken performansı artırmıştır. Hava enjeksiyonu ise göbek çevresinde bir hava cebi oluşması nedeniyle biraz daha yüksek tork sağlamıştır. Hem hava hem de su enjeksiyonu, çekme borusu konisindeki basınç titreşim büyüklüklerinde bir azalmaya yol açmıştır. Titreşimlerin büyüklüğünün en az olduğu koşullar hava enjeksiyonun %3, su enjeksiyonunun ise %5 oranında olduğu durumdur.

Zhangchao ve diğeri [48], geliştirilmekte olan 1000 MW ile dünyanın en büyük tek kurulu kapasitesine sahip olacak olan bir Francis türbininin emme borusundaki basınç dalgalanmalarını azaltmak için çalışma yapmışlardır. CFX ticari yazılımı ile RNG k-ε türbülans modelini kullanarak sorunu analiz etmişlerdir. Daimi olmayan hal için gerçekleşen bu simülasyonda her zaman adım çark devrinin 1/100'üne denk gelecek şekilde ayarlanmıştır. Tek fazlı analizde model testi ve sayısal simülasyon arasında benzer bir sonuç elde edildi. %50 nominal yük koşulunda görünür bir girdap halatı oluşmuştur. Yayıcı giriş konisi üzerinde bulunan A ve B basınç izleme noktalarında hesaplanan genlik ve frekans model test verileri ile birebir örtüşürken, dirsek üzerinde bulunan C ve D noktalarında hesaplanan genlik model test verilerinden daha küçüktür. Girdap halatının tahmin edilen devir periyodu test verileriyle aynı olan yaklaşık 0,2 çark devri tespit edilmiştir. Hidrolik bozulma yöntemi ile bu girdabın etkileri azaltılmak istenmiş su sebeple çark merkezinden hacimce %3 oranında su enjeksiyonu yapılmıştır. Su enjeksiyonu ile dört izleme noktasında da basınç dalgalanma

genliğinde önemli azalma olmuştur. Özellikle dirsekte bulunan C ve D noktalarında azalmanın farkı daha fazladır. Sonuçlar görsel olarak sunulmuştur.

#### 1.2.5.4 Hava enjeksiyonu

Chirkov ve diğerleri [49], Francis tip türbinin girdap halatı titreşiminin etkilerini azaltmak için çark merkezinden hava enjeksiyonu yöntemini uygulamışlardır. Benzer çalışmalardan farklı olarak su ve havaya ek olarak kavitasyon sebebiyle oluşacak buharı da göz önünde bulundurarak, zamana bağlı üç fazlı bir akış simüle edilmiştir. Analiz için Kim-Chen  $k-\epsilon$  ve SST  $k-\omega$  türbülans modelleri, kısmi yük ve tam yük hali için CADRUN solver programında çalıştırılmıştır. İlk olarak kısmi yük çalışma noktasında hava enjeksiyonu olmadan analiz yapılmıştır. Kim-Chen  $k-\epsilon$  ve SST  $k-\omega$  türbülans modelleri için benzer basınç titreşim frekans ve genlikleri tespit edilmiştir. Hacimce %0,5 hava enjekte edildiğinde çıkan sonuçlar türbülans modeline göre değişiklik göstermiştir. İki model içinde titreşimlerin frekansı 0,3'den 0,22'ye düşmüştür. Ancak Kim-Chen modelinde girdap halatı neredeyse yok olurken SST modelde girdap halatı kalmıştır. Bununla birlikte titreşimlerin genliğinde önemli bir değişiklik olmamıştır. Tam yük çalışma noktası için yapılan iki faz ve üç faz analizlerde; Kim-Chen ve SST  $k-\omega$  türbülans modelleri benzer sonuçlar vermiştir. Hava enjeksiyonu durumunda iki modelde de basınç titreşimlerinin genliği iki kattan fazla azalmıştır.

Yu ve diğerleri [50], girdap halatının neden olduğu basınç dalgalanmasını hafifletmek için çark merkezinden hava girişi uygulamış ve türbinin tüm akış geçişindeki iki fazlı (su-hava) akışı homojen bir akış varsayımıyla SST  $k-\omega$  türbülans modeline dayalı analiz etmiştir. Giriş ve çıkış koşulları için sırasıyla toplam basınç ve statik basınç atanmıştır. Zaman adımı sırasıyla  $6^\circ$  ve  $3^\circ$ 'ye denk gelecek şekilde seçilmiştir. Analiz kolaylığı için emme borusunun çıkışına yakın bir izleme bölümüne P1 ve P2 izleme noktaları ayarlanmıştır. Ardından çark merkezinden verilen hava hacmi %0,5 ila %4 üne kadar geniş bir aralıkta olacak şekilde simüle edilmiştir. Çıkan sonuçlarda verilen hava hacmi %0,5 iken statik basıncın eşit olmayan dağılımı nedeniyle basınç dalgalanması meydana gelirken frekansın çok az değiştiği gözlemlenmiştir. Hava hacmi %1'den %3'e artırılması sırasında basınç dalgalanma genliği bir miktar azalırken girdap halatının etkileri hafiflemiştir. Ayrıca basınç dalgalanma frekansının arttığı da görülmektedir. Hava hacmi %4'e yükseltildiğinde genlik önemli ölçüde



azalmıştır. İzleme bölümündeki alçak basınç çekirdeği küçülmüş ve hava girişi olmayana göre çok daha homojen görünür hale gelmiştir.

Jung Kim ve diğerleri [51], önceki çalışmasında girdap önleyici kanatçıkların girdap halatının etkilerini azaltmasına etkisini incelemiştir; ancak girdap halatı emme borusu konisinin yakınında etkinliğine devam ettiği gözlemlenince, koni kısmından hava enjeksiyonunun etkilerini araştırmıştır. Bu kapsamda çarkın toplam sekiz dönüşü için 1,5° aralıklı olarak toplam 5 döngü katsayısı ayarlanmıştır. Başlangıçtaki sayısal gürültüyü önlemek için çarkın son üç devrinin değerleri üzerinden zaman ortalamalı değerleri alınarak, ANSYS CFX 19.1 yazılımı ile SAS SST türbülans modeli ile hesaplanmıştır. Sonuç olarak çark merkezinden %0,5 oranda hava enjeksiyonu ile maksimum kararsız basınç %36 azalmıştır.

### **1.2.6 Francis-99 açık veri çalışmaları**

Francis-99, Francis türbini ve kanat profilleri dahil olmak üzere farklı test durumlarıyla ilgili verilere açık erişim sağlayan bir dizi atölye çalışmasıdır. Araştırmacılar buradaki verileri kullanarak modern araç ve tekniklerle sayısal çalışmalarını oluşturabilirler. Açık veriler, türbinlere/modellere ait Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) geometrisini, simülasyonlar için ağ yapısını ve deneysel verileri içerir. Hidroelektrik araştırmacılarına açık bir platform ile yeteneklerini keşfetme ve kendini geliştirme imkanı sağlar [52].

#### **1.2.6.1 Laboratuvar özellikleri**

Waterpower laboratuvarı, 1917'den beri hidro türbinlerin araştırma ve geliştirme çalışmalarında aktif olarak yer almaktadır. Test teçhizatlarının açık ve kapalı döngü konfigürasyonlarında çalıştırılmasına imkan veren esnek bir altyapıdan oluşmaktadır. Francis türbini/pompa-türbini ve Pelton türbini olmak üzere iki türbin test teçhizatı ve ayrıca su koçu darbesi, çalkantı, basınç-zaman yöntemi vb. araştırmaları için birkaç boru hattı döngüsü vardır. Laboratuvar personeli verimlilik ölçümü, basınç dalgalanmaları ve titreşim gibi saha ölçümleri yapar. Türbin testleri IEC 60193 ve IEC 60041'e göre yapılır [52]. Laboratuvarın dıştan bir görünümü Şekil 1.8'de paylaşılmıştır.



**Şekil 1.8 :** Waterpower Laboratuvarı [52].

Waterpower laboratuvarındaki kapalı devre boru sistemi maksimum 100 m'ye kadar basınçlandırılabilir ve açık döngü sistemi maksimum 16 m yüksekliğe sahiptir. Mevcut pompalama gücü 700 KW ve maksimum debi  $1,1 \text{ m}^3/\text{sn}$ 'dir. Francis türbin modelinin ulaşılan maksimum hidrolik verimi %93,4'tür. Basınç ve hız ölçümleri sıklıkla laboratuvarda yapılır. Yılda ortalama bir doktora tezi, on yüksek lisans tezi ve on öğrenci projesi yapılmaktadır. Laboratuvar, endüstriyel ve akademik işbirlikleri yoluyla araştırma ve geliştirme projelerinde aktif olarak yer almakta ve genç araştırmacıları her zaman teşvik etmekte ve araştırma yapmaya sıcak bakmaktadır [52]. Test donanımına ait görüntü Şekil 1.9'da paylaşılmıştır.

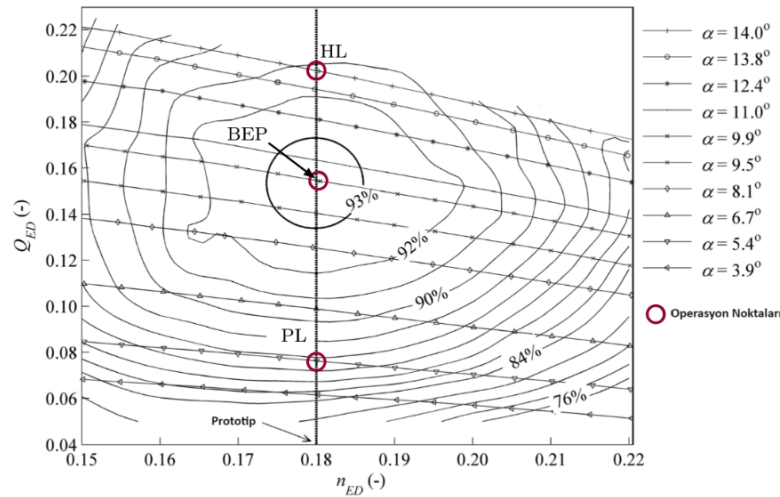


**Şekil 1.9 :** Francis türbin / pompa türbin modelinin test donanımı [52].

### 1.2.6.2 Türbin modeli özellikleri

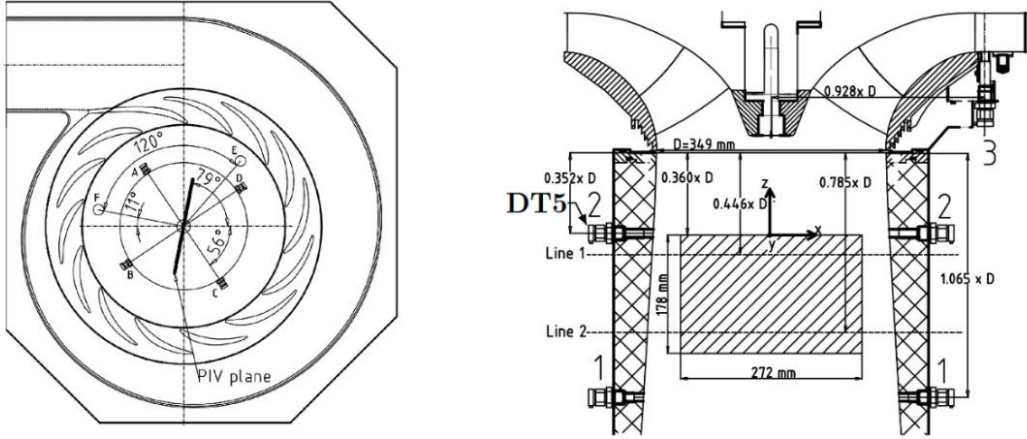
Francis-99 için kullanılan Francis türbini modeli, Norveç'te çalışan Tokke güç türbinlerin ölçekli bir modelidir. Francis türbini, 30 kanat içeren bir çarka sahiptir. Çark çıkış çapı 0,349 m'dir. Türbinin elde edilen maksimum hidrolik verimi en iyi verim noktasında %93,4 ve belirsizlik +/- %0,16 olarak ölçülmüştür. Test donanımı rotor stator etkileşimi, girdap halatı, pompa-türbin çarkında dönen durak, su koçu darbesi, kavitasyon vb. gibi özel araştırmalar için yaygın olarak kullanılır. Açık döngü hidrolik sistem, yük değişimi, başlama – durma ve toplam yük reddi gibi geçici ölçümleri gerçekleştirmek için kullanılır. Ayrıca, ölçümler sırasında kullanılan her bir aletin kalibrasyonu için katı yönergeler kullanılmaktadır [52].

Francis türbin modeli, Tokke'de çalışan prototiplere göre 1:5 ölçeklendirilmiştir. Çark ana kanatlarının ve ayırıcı kanatlarının ön kenar profilleri benzerdir. Ana kanatlar, çarkın girişinden çıkışına kadar yaklaşık 180° bükülür. Arka kenardaki bıçak kalınlığı 3 mm'dir. Çark giriş ve çıkış çapları sırasıyla 0,63 m ve 0,349 m'dir. Çark giriş yüksekliği 0,06 m ve özgül hız 0,27'dir. Türbin modelinin tepe diyagramı Şekil 1.10'da verilmiştir.



Şekil 1.10 : Francis Tokke türbin modelinin tepe diyagramı [52].

Minyatür basınç sensörleri, ölçümler sırasında basınç değerlerini elde etmek için çarka entegre edilmiştir. Bu sensörlerin konumu ve PIV ölçüm kesitleri Şekil 1.11'de paylaşılmıştır. Kablosuz telemetri sistemi, basınç değerlerini çarktan sabit kayıt sistemine iletmek için kullanılır. Norveç'te, türbinlerin çoğunluğu orta yükseklikten yüksek düşüye kadar değişmektedir. Bu model türbin, son on yılda yüksek düşü türbinlerinin araştırılması ve geliştirilmesinde önemli bir rol oynamıştır [52].



**Şekil 1.11** : Modelde bulunan basınç sensörlerinin konumu (DT5) ve PIV ölçüm kesitleri [52].

### 1.2.6.3 Referans alınan çalışmalar

Jakobsen ve Holst [53] yüksek düşülü Francis türbininde yük değişimlerinin etkilerini incelemek üzere bir çalışma gerçekleştirdiler. Çalışma kapsamında en verimli nokta için daimi hal analizi yapılırken, bu noktadan kısmi yüke ve aşırı yüke geçişleri daimi olmayan hal analizleriyle gerçekleştirdiler.

Çalışma Francis-99 ikinci çalışmayı kapsamında Tokke türbin modeli üzerinde gerçekleştirilip sonuçlar, NTNU'daki Su Gücü Laboratuvarında gerçekleştirilen mevcut ölçümlerle karşılaştırılmıştır.

En verimli nokta için sabit yükte gerçekleştirilen daimi hal analizleri sonuçlarla uyumlu iken, kısmi yük ve aşırı yüke geçişler için gerçekleştirilen daimi olmayan hal analizleri sonuçları tatmin edici düzeylerde oluşmamıştır. Ayrıca deneylerden elde edilen güncellenen dağıtıcı kanat konumu, yaklaşık  $0,02^\circ$ 'lik bir sapma göstermektedir. Çalışmanın yazıldığı sırada HiFrancis projesinin bir parçası olarak daha ileri çalışmalar devam etmektedir.

Bu çalışmanın çıktılarında biri olan daimi hal analiz sonucunda oluşan hız ve basınç kontürleri tez kapsamındaki çalışmanın sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Gavrilov vd. [54] Francis-99 çalışmasının deneysel verilerine dayanarak hidrolik türbindeki akışın sayısal simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Çalışma kapsamında birçok farklı türbülans modelini kullanmış ve sonuçları karşılaştırmışlardır. En verimli nokta için gerçekleştirilen analizlerde sabit bir akış görülmüş, çarkın altında türbin



ekseni boyunca uzanan zayıf, düz bir girdap tespit edilmiştir. Kısmi yükte ise bu girdap yayıcı duvarına doğru eksantrik harekette bulunan güçlü bir girdaba dönüşmüştür.

Sonuçlar En Verimlilik Noktası (BEP) için deneysel sonuçlarla uyumlu iken, kısmi yük ve aşırı yük için gerçekleştirilen analiz sonuçları deneysel sonuçlardan farklılık göstermiştir, sadece niteliksel uyum bulunmaktadır. Tüm rejimler için farklı türbülans modellerinin sonuçları arasında ciddi farklar gözlenmemiştir.

Bu çalışma kapsamında; farklı yük koşulları için farklı türbülans modelleriyle elde edilen ortalama aksiyal hız eğrileri tez kapsamında yapılan çalışmanın sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

### 1.3 Mavi HES Teknik Bilgileri

Mavi HES Konya Ovası Projesi kapsamında, Konya Bozkır ilçesinde bulunan Bağbaşı Barajından sulama amaçlı verilen Mavi Tünel hattının başlangıç noktasında kurulmuştur. Barajın görünümü Şekil 1.12’de verilmiştir. Santral 2 orta düşü Francis tipi türbin ile 25 MW enerji kapasitesine sahiptir. Santral tesisinin yılda yaklaşık 70 milyon kWh enerji üretmesi planlanmıştır [55].



Şekil 1.12 : Mavi HES barajından bir görünüm [55]

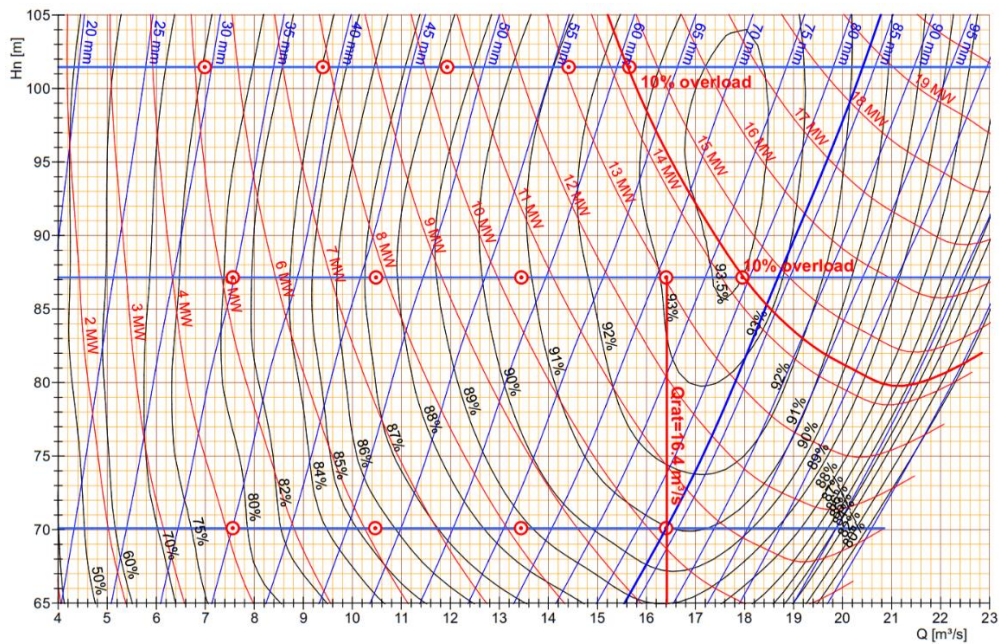
Mavi HES projesi için üretilen bu Francis tipi türbinler 12 ön kanata, 24 dağıtıcı kanada ve 17 çark kanadına sahiptir. Dağıtıcı kanatların montaj aşamasına dair bir görünüm Şekil 1.13’te verilmiştir. Türbinlerin herbiri  $16,4 \text{ m}^3/\text{s}$  nominal debi ve 87,15 m nominal düşüde çalışacak şekilde tasarlanmıştır. 1620 mm türbin referans çapına sahip çarkı 375 dev/dk hızla dönerek hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye çevirir. 90

derecelik açığına sahip yayıcı deniz seviyesinden 1063,5 m yüksekliğindeki kuyruksuyu seviyesine açılırken, salyangoz eksenini 1063 m yükseklikte olacak şekilde konumlanmıştır.



Şekil 1.13 : Dağıtıcı kanat montaj aşamasından bir görünüm.

Türbinin 101,46 m ila 70,15 m düşü aralığında çalışacak şekilde dizayn edilmiştir. Farklı debi ve düşülerde çalışma kapasitelerini ve buna karşılık gelecek hareketli kanat açıklıklarını gösterir tepe diyagramı Şekil 1.14'te paylaşılmıştır.



Şekil 1.14 : Mavi HES dağ eğrileri.

#### **1.4 Tez Planı**

Tezin ilk bölümünde hidrolik türbinler, kavitasyon ve girdap etkilerini azaltma yöntemleri üzerine kapsamlı literatür taramasına yer verilmiştir. Ayrıca bu bölümde çalışmada kullanılacak yöntemi sınamak için incelenen Francis-99 açık veri çalışmaları ve tez kapsamında araştırmalar yapılan Mavi HES türbini teknik bilgileri paylaşılmıştır.

İkinci bölümde çalışmayı gerçekleştirirken kullanılan yöntemlerin sayısal metodolojisi ayrıntılarıyla paylaşılırken, üçüncü bölümde çalışma kapsamında kullanılacak yöntemi sınamak için oluşturulan çözüm ağı, yapılan analizler ve bunların sonuçları paylaşılmıştır.

Mavi HES türbinin mevcut durumunun HAD yöntemleriyle incelenmesi ve oluşturulan çözüm ağının bağımsızlığının doğrulanması tezin dördüncü bölümünde gerçekleştirilmiştir. Beşinci bölümde ise literatürde kullanılan girdap oluşumu etkilerini azaltma yöntemleri, Mavi HES türbin katı modeli üzerine uygulanarak HAD analizleri gerçekleştirilmiş, sonuçlar mevcut durum analizleriyle karşılaştırılmıştır. Son bölümde ise yapılan çalışmalar değerlendirilmiş, çalışmayı ileriye taşıyabilecek gelecek çalışmalar önerilerek tez tamamlanmıştır.

#### **1.5 Tezin Literatüre Katkısı**

Literatürde girdap etkisini azaltma yöntemlerine dair çalışmalar bulunsa da, genellikle bir yöntem incelenmiş veya sadece iki yöntem karşılaştırılmıştır. En yaygın dört yöntemin karşılaştırıldığı bu denli kapsamlı bir çalışmaya rastlanılmamıştır. Ayrıca bu çalışmaların büyük bir çoğunluğunda kavitasyon etkileri gözardı edilmiş, akış tek faz olarak incelenmiştir. Bu durumun araştırma sonuçlarının hassasiyetini ciddi anlamda etkilediği mevcut tez çalışmasındaki karşılaştırmalı sonuçlarla ispatlanmıştır.

Tez kapsamında girdap, Q kriteri kullanılarak görselleştirilmiş, belirli periyotlarda girdabın, fazlar arası kütle etkileşiminin ve buhar fraksiyonun çark üzerindeki etkisi görselleri paylaşılmıştır. Ayrıca yayıcı girişinden itibaren yerleştirilen basınç izleme noktalarından alınan sinyaller, hızlı Fourier dönüşümü ile zaman alanından frekans alanına dönüştürülerek baskın titreşim frekansların genliğini karşılaştırma fırsatı yakalanmıştır. Bu sayede uygulanan iyileştirme yöntemlerinin etkinliği ölçülebilir hale gelmiştir.

Çalışma bu özellikleriyle yayıcısında girdap sorunu yaşayan Francis türbinleri için uygulanabilecek iyileştirmeler açısından rehber niteliğinde iken, bu yöntemlerin etkilerini kombine şekilde araştırmak isteyebilecek araştırmacılara da multifazda gerçekleştirilmiş kapsamlı bir ön çalışma sunmaktadır.





## 2. SAYISAL METODOLOJİ

### 2.1 Türbülansın Fiziksel İfadesi

Francis türbinindeki akış; genellikle akış ayrılmaları, kopmalar ve girdap içeren, türbülanslı akış için örnek temsil edilebilecek düzensiz bir akıştır. Bu laminlerden türbülanslı akışa geçiş, akış hızı, yüzey pürüzlülüğü, yüzey sıcaklığı, geometri ve akışkan türü gibi birçok değişkene bağlıdır. Osborne Reynolds, 19. yüzyılda yaptığı kapsamlı deneylerden sonra, akış rejiminin temelinde akışkanın atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranına bağlı olduğunu tespit etmiştir. Bu orana Reynolds sayısı denir [56].

$$Re = \frac{\rho UD}{\mu} = \frac{\text{atalet kuvvetleri}}{\text{viskoz kuvvetler}} \quad (2.1)$$

### 2.2 Korunum Denklemleri ve Türbülansın Modellenmesi

Türbülans klasik fizikteki en karmaşık olgu olduğundan, türbülans modelleme, HAD simülasyonlarındaki ana belirsizlik kaynaklarından biridir. Türbülanslı akışlar teknik cihazın boyutunun bazen metrelerle ifade edildiği, bazen de yüksek Reynolds sayılı girdaplar sebebiyle milimetrelerle ifade edildiği çoklu ölçekli bir akıştır.

Su gibi sıkıştırılamaz akışkanlar için üç korunum kanunundan ikisinin formüllerinin uygulanması, HAD analizlerinde hesaplama süresini azaltacağı için oldukça mantıklı bir yaklaşımdır. Kütle ve momentum korunumu yasalarının uygulanması uzaydaki akışkan hareketini iyi bir şekilde tanımlayan Navier-Stokes denklemleri ile gerçekleşir. Bu formülasyon, Fransız mühendis/fizikçi Claude-Louis Navier (1785-1836) ve İngiliz matematikçi/fizikçi George Gabriel Stokes'a (1819-1903) atfedilir [57].

Navier-Stokes denklemleri x, y ve z yönlerindeki sıkıştırılamaz akışlar için denklem 2.2-2.4'teki gibi ifade edilebilir.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.2)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.3)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.4)$$

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla P + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (2.5)$$

3 boyutlu akış için verilen bu denklemler denklem 2.5'te ifade edildiği gibi tek bir denklemde birleştirilebilir. Yeni denklemin sol tarafı toplam ivmeyi ifade ederken, sağ taraftaki ilk terim cisim kuvvetlerini, ikinci terim basınç gradyanını ve son terim ise viskoz kuvvetleri ifade eder.

Akışın geneli ortalama akış anlamında oldukça kararlı bir davranış gösterebilir. Akışın geneli ortalama akış anlamında oldukça kararlı bir davranış gösterir. Akışın geneli ortalama akış anlamında oldukça kararlı bir davranış gösterir. Ancak daimi hal simülasyonları daha az hesaplama gücüne ve daha az hesaplama zamanına ihtiyaç duymaları sebebiyle ve çoğu zaman ortalama ifadelerin dikkate alınması sebebiyle mühendislik uygulamalarında sıklıkla tercih edilmektedirler.

Türbülans modelleri üç ana gruba ayrılabilir. Zaman ortalamasını almayan modeller, Reynolds gerilimlerini doğrudan çözen modeller ve girdap viskozitesi modellerini doğrudan çözen modeller.

Zaman ortalamasını almayan türbülans modellerine Doğrudan Sayısal Simülasyon (DNS) ve Büyük Girdap Simülasyonu (LES) örnek olarak verilebilir. DNS kararsız Navier-Stokes denklemlerini herhangi bir modelleme gerektirmeden doğrudan çözerken, bu simülasyon küçük akış alanları ve düşük Reynold sayıları ile sınırlıdır. LES en büyük girdapların hareketlerini çözer ve çözüm ağ yoğunluğundan küçük olan girdapları ihmal eder. Bu modellerde detayları yakalayabilmek için ağ çözünürlüğünün yüksek olması gereklidir. Özellikle duvar sınır katmanlarının önemli olduğu durumlarda, çoğu teknik akış simülasyonu için kabul edilebilir çözüm süreleri vermez. Belirtilen sebeplerden ötürü bu iki simülasyon yöntemi çok büyük hesaplama gücüne ve zamana ihtiyaç duymaktadır [58].

Benzer şekilde, Reynolds stresini doğrudan çözen modeller, fazladan terimler oluşturur, dolayısıyla fazladan modelleme anlamına gelen bu durum ekstra hesaplama gücü ve zaman demektir.

Girdap viskozitesi modelleri ise türbülanslı enerjinin moleküler viskoziteye dönüştüğünü varsayar. Türbülans yapılarını zaman ve uzayda çözmek ve daha sonra

istenen mühendislik ortalama akış miktarlarını elde etmek için çözümün ortalamasını almak yerine, önce denklemlerin ortalaması alınır ve doğrudan zaman-ortalama (veya topluluk ortalaması) değişkenleri için çözülür. Zaman ortalamasına sahip oldukları için Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleriyle kararlı durum çözümleri mümkündür, ancak bu modeller büyük girdapları çözemez. Girdap viskozite modelleri (RANS türbülans modelleri), daimi durum koşullarında türbülanslı akışları simüle etmenin tek yoludur, bu nedenle mühendislik uygulamalarında sıklıkla tercih edilirler [58].

### 2.2.1 RANS modelleri

Türbülans modellerinin temel sınıfı olan Girdap Viskozite Modelleri (EVM), Reynolds gerilim tensörünün, Newton izotropik bir akışkan için viskoz gerilimle aynı şekilde ortalama gerilim oranı cinsinden ifade edilebileceği varsayımına dayanmaktadır. Moleküler viskozite katsayısının yerini girdap viskozitesi alır. Boussinesq tarafından önerilen ilk EVM'ye göre Reynolds gerilimleri ortalama hız gradyanlarıyla orantılıdır [59].

Denklem 2.6'da belirtilen  $\nu_t$  ifadesi türbülanslı girdap viskozitesini ifade etmektedir.  $k$  türbülans kinetik enerjisini ifade ederken,  $\delta_{ij}$  kronecker delta terimini temsil etmektedir.

$$-\frac{\tau_{ij}^{RANS}}{\rho} = -\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left( \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (2.6)$$

Girdap viskozitesi, moleküler viskozite gibi bir akışkan özelliği değildir. Türbülansın mevcut durumuna büyük ölçüde bağlı olan bir akış özelliği olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu yaklaşım pek değişiklik yapmaya gerek olmaksızın, aynı kodun hem laminar hem türbülanslı aktarım olguları için kullanılabilmesinden dolayı hesaplama açısından çok uygundur.

#### 2.2.1.1 k-ε türbülans modeli

K-ε türbülans modeli, yüksek Reynold sayısına sahip akışlardan en öne çıkan iki denklemlerli türbülans modellerinden biridir. Genel amaçlı HAD kodlarının çoğunda uygulanan, simülasyon süresi, doğruluk ve sağlamlık açısından tercih edilen bir model olarak kabul edilmektedir.

Transport denklemleri türbülans kinetik enerjisi  $k$  ve onun dağılıma hızı (kinetik enerji yitim oranı)  $\varepsilon$  için çözülür. Girdap viskozitesi denklem 2.7'deki gibi ifade edilir. [60]

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.7)$$

Transport denklemi ise denklem 2.8'deki gibi ifade edilir.

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{u'_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{P\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.8)$$

Türbülanslı kinetik enerji üretim terimi olan  $P$  ise denklem 2.9'daki gibi elde edilir.

$$P = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} = \nu_t \left( \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} \quad (2.9)$$

Bu modele ait sabitler aşağıda sıralanmıştır [60].

$$\sigma_k = 1,0, \quad \sigma_\varepsilon = 1,3, \quad C_{1\varepsilon} = 1,44, \quad C_{2\varepsilon} = 1,92, \quad C_\mu = 0,09$$

### 2.2.1.2 Gerçekleştirilebilir k- $\varepsilon$ türbülans modeli

Gerçekleştirilebilir k- $\varepsilon$  modeli, bazı durumlara özel kısıtlamalar getirmesi dışında standart k- $\varepsilon$  modeline benzer. Normal gerilmelerin pozitif değer alması ( $> 0$ ) ve kayma gerilmelerinde Schwarz eşitsizliği örnek verilebilir. ( $\overline{u'_i u'_j} \leq \overline{u_i'^2 u_j'^2}$ ) Modelin en önemli özelliği Reynold gerilmelerinin negatif değerler almasına izin vermez [61].

### 2.2.1.3 k- $\omega$ türbülans modeli

K- $\omega$  modeli de sık kullanılan iki denklemlilik türbülans modellerinden biridir. Taşıma denklemi türbülans kinetik enerjisi  $k$  ve spesifik dağılıma oranı  $\omega$  için çözülür. Bu dağılıma oranı türbülans kinetik enerjisi birimi başına ifade edildiğinden, türbülans frekansı olarak da adlandırılır.

K- $\omega$  modeli için girdap viskozitesi denklem 2.10'daki gibi ifade edilir [60,62].

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \quad (2.10)$$

K ve  $\omega$  için taşıma denklemleri ise denklem 2.11 ve denklem 2.12'de ifade edilmiştir.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{u'_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \sigma^* \nu_t \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P - \beta^* k \omega \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \overline{u'_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \sigma \nu_t \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{P\omega}{k} - \beta \omega^2 \quad (2.12)$$

K- $\omega$  modelinin farklı versiyonları için aşağıdaki katsayılar ve terimler kullanılabilir [60,62].

$$\sigma = \frac{1}{2}, \quad \sigma^* = \frac{1}{2}, \quad \alpha = \frac{5}{9}, \quad \beta = \frac{3}{40}, \quad \beta^* = \frac{9}{100}$$

#### 2.2.1.4 SST k- $\omega$ türbülans modeli

Kayma gerilmesi taşınım modeli, Menter tarafından geliştirilen yüzeye yakın akış bölgesinde k- $\omega$  modelini akışın kalan kısmında ise k- $\epsilon$  modelini kullanan karışım bir modeldir. K- $\omega$  modeli yalnızca boyutsuz duvar bölgesinde geçerlidir.

SST k- $\omega$  model denklemleri, k- $\omega$  model denklemlerinin F1 fonksiyonuyla ve dönüştürülmüş k- $\epsilon$  model denklemlerinin 1-F1 fonksiyonuyla çarpılması sonucu elde edilerek denklem 2.13'deki ve denklem 2.14'teki gibi yazılabilir [63].

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{u_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P - \beta^* k \omega \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \overline{u_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha_3 \frac{P \omega}{k} - \beta_3 \omega^2 + (1 - F_1) \frac{2}{\omega \sigma_{\omega 2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.14)$$

Tüm kapanma katsayıları denklem 2.15'teki karışım fonksiyonu cinsinden ifade edilir [63].

$$C_{SST} = F_1 C_{k-\omega} + (1 - F_1) C_{k-\epsilon} \quad (2.15)$$

Uygun taşıma davranışı girdap viskozitesi formülüne sınırlayıcı eklenmesiyle elde edilir. F2, sınırlayıcıyı duvar sınır tabakasıyla sınırlayan bir karıştırma fonksiyonudur. S gerinim büyüklüğünü ifade eder. F1 ve F2 k,  $\omega$  ve bunların türevleri çeşitli akış değişkenlerinin teğet hiperbolik fonksiyonlarıyla denklem 2.16'daki gibi temsil edilir [62,63].

$$\nu_t = \frac{k}{\max(\omega, F_2 S)} \quad (2.16)$$

#### 2.2.2 URANS modelleri

Çözümün zamana bağlı olduğu analizlerde Reynold ortalama Navier-Stokes modellemeleri URANS olarak adlandırılmaktadır. Buradaki yaklaşım akışın bazı kararsız özelliklerini çözmek amacıyla mevcut bir RANS modelini model katsayılarını kalibre etmeden zaman türevleriyle uygulamaktır. Aslında URANS modellemesinde türbülanslı olmayan kararsızlık ortalama akışta çözümlenirken, tüm türbülanslı dalgalanmalar hala RANS modeli tarafından modellenmektedir. Bu nedenle URANS

yaklaşımı, akışın bir dış kuvvet tarafından kararsız olmaya zorlandığı durumlarda başarıyla uygulanabilir.

### 2.2.3 Kavitasyon modelleri

Kavitasyon oluşumu esnasında termodinamik bir faz geçişi meydana gelir ve akış, yoğunluk gibi özellikler önemli değişikliklere uğrar. Bu sırada sıvı içerisinde oluşan kabarcıklar türbülansla etkileşerek, kavitasyonu stokastik bir süreç haline getirir. Türbin içerisindeki bu akışı tek fazlı olarak incelemek, kavitasyonun sebep olduğu verim kaybını ve akıştaki değişimleri göz ardı etmeye sebep olur. Bu etkileri en gerçekçi şekilde gözlemlemek için buhar kabarcıklarının oluşumunu ve sönmesini matematiksel açıdan ifade eden modellere başvurulur. Bu modeller denklem 2.17’de verilen, baloncuk dinamiğini temel alan Rayleigh-Plesset denklemini baz alarak oluşturulmuştur [64]. Denklemden  $R_B$  oluşan baloncukun çapını ifade ederken,  $\rho_f$  sıvı fazın yoğunluğunu temsil etmektedir.

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f} \quad (2.17)$$

#### 2.2.3.1 Schnerr-Sauer kavitasyon modeli

Kütle transferine dayalı bu model çok fazlı akışı simüle etmek için değiştirilmiş sıvı hacmini kullanır. Kavitasyon oluşumunda buhar baloncukları ve dolayısıyla buhar fraksiyonu her bir hesaplama hücrelerine homojen olarak dağıtılır. Kavitasyon sırasında küre varsayılan bu baloncuklarda büyür ve çöker.

Akışkanların sıkıştırılmaz kabul edildiği durumda karışımın yoğunluğunun matematiksel ifadesi denklem 2.18’e göre verilebilir [65].  $\rho_m$ ,  $\rho_t$ ,  $\rho_v$  sırasıyla karışım, sıvı ve buharın yoğunluklarını temsil etmektedir.

$$\rho_m = \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_t \quad (2.18)$$

Buharın hacim fraksiyonu ise denklem 2.19 ile verilebilir.  $V_v$  ve  $V_l$  sırasıyla sıvı ve buhar hacmidir.

$$\alpha = \frac{V_v}{V_u + V_t} = \frac{n_0 V_l^{\frac{4}{3}} \pi R_b^3}{V_l + n_0 V_l^{\frac{4}{3}} \pi R_b^3} \quad (2.19)$$

Buhar taşıma denkleminde buhar üretimi, buharlaşma ve yoğuşma hızları kaynak terimlerle denklem 2.20’deki gibi ifade edilir [65].

$$\frac{\partial(\rho_v \alpha)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_v \alpha u) = S_e + S_c \quad (2.20)$$

Baloncuk dinamiğini simüle etmek için Rayleigh-Plesset denklemi basitleştirilirse, baloncuk yarıçapı büyüme oranı denklem 2.21'deki gibi yazılır.

$$\dot{R}_b = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_t}} \quad (2.21)$$

P local statik basıncı ifade etmektedir. Bu dört denklem kombine edilerek karışım sıvısının süreklilik denklemi için oluşturulan kaynak terimler denklem 2.22 ve 2.23'de ifade edilmiştir [65].  $\alpha$  buharın hacim oranını ifade etmektedir.

$$S_c = \frac{\rho_t \rho_v}{\rho_m} \frac{3}{R_b} \left( \frac{2}{3} \frac{P - P_v}{\rho_t} \right)^{1/2} (1 - \alpha) \alpha \quad (2.22)$$

$$S_e = \frac{\rho_t \rho_v}{\rho_m} \frac{3}{R_b} \left( \frac{2}{3} \frac{P - P_v}{\rho_t} \right)^{1/2} (1 - \alpha) \alpha \quad (2.23)$$

### 2.2.3.2 Zwart-Geber-Belamri kavitasyon modeli

ZGB modelinde Schnerr-Sauer gibi buharın kütle taşınımı üzerine oluşturulmuştur. Kavitasyon akışı modelindeki tek fark denklem 2.24'de belirtilen buharın hacim oranı denklemdir [66].

$$\alpha = n_0 \frac{4}{3} \pi R_b^3 \quad (2.24)$$

ZGB kavitasyon modeli için birim hacim başına kavitasyon nedeniyle kütle aktarım hızı denklem 2.25 ve 2.26'daki gibi ifade edilir [66].

$$S_c = C_c \frac{3\alpha \rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}} \quad (2.25)$$

$$S_e = C_e \frac{3\alpha(1-\alpha)\rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}} \quad (2.26)$$

$C_e$  ve  $C_c$  buharlaşma ve yoğunlaşma ampirik sabitleridir.

## 2.3 Sınır Koşulları

### 2.3.1 Giriş sınır koşulu

Türbin girişindeki debiler bilindiği için giriş sınır koşulu olarak debi sınır koşulu kullanılmaktadır. Sınıra dik olarak tanımlanan debi salyangoza üniform kütle akısı olarak yansır. Bu durumda kütle debisi denklem 2.27'deki gibi ifade edilir.

$$\rho U = \frac{\dot{m}}{\int dA} \quad (2.27)$$

Burada  $dA$  kontrol hacmini ifade ederken, akış boyunca  $pU$  sabit tutulmaktadır.

### 2.3.2 Çıkış sınır koşulu

Türbin yayıcısının çıkışı atmosfere açık olduğundan çıkış sınır koşulu olarak toplam basınç sınır koşulu denklem 2.28'deki gibi tanımlanmıştır.

$$P = \rho gH + P_{atm} \quad (2.28)$$

Denklemine göre yayıcı çıkışındaki basınç atmosfer basıncına eşit olacağından dolayı toplam basıncın sıfır olacağı öngörüsü çıkış sınır koşulu olarak ifade edilmiştir.

### 2.3.3 Duvar sınır koşulu

Analiz geometrisinin tüm duvarlarında akış hızının ve basınç gradyenlerinin sıfır olduğu varsayılmış ve adyabatik sınır şartı tanımlanmıştır. Kaymamazlık şartı ile duvar üzerinde oluşabilecek türbülans büyüklükleri engellenmiştir.

## 2.4 Sayısal Çözüm Ağı

### 2.4.1 Çözüm ağı yöntemi

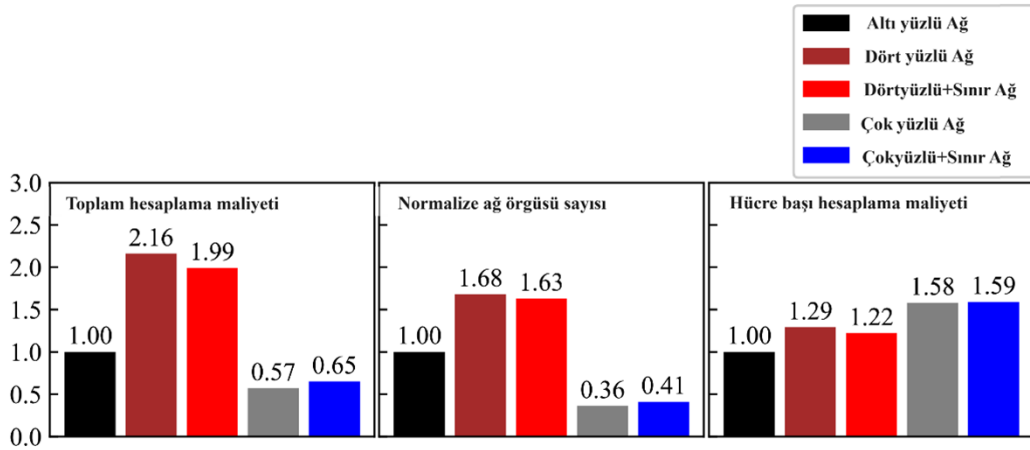
Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin bir ön işlem adımı da, ilgili akış hacminin ayrıklaştırılmasıdır ve bu işlem çözüm ağı oluşturma olarak adlandırılır. Bu sayede fiziksel bir etki alanı kendinden daha küçük elemanlara bölünerek diferansiyel denklemlerin çözümünü kolay hale getirir.

HAD analizleri için kullanılacak birçok farklı tipte ağ yapısı vardır. Uygulanacak geometrinin kompleksliğine göre dört yüzlü, altı yüzlü ve çok yüzlü elemanların her biri veya hibrit olarak beraber kullanılabilirler. Eleman seçimindeki en önemli



hususlardan birisi de çözüm ağı güvenilir sonuç verirken hesaplama maliyeti ve zaman konusunda da optimum bir noktayı temsil etmesi gerekliliğidir.

Wang ve diğerleri [67] izole bir bina etrafındaki rüzgar alanını simüle etmek için altı yüzlü, dört yüzlü ve çok yüzlü elemanları kullanmış ve sonuçları karşılaştırmışlardır. Çalışmada, hücre tiplerinin ve sınır katmanı ağının zaman ortalamalı ve dalgalı rüzgar özellikleri üzerindeki etkilerine odaklanmıştır. Minimum hücre boyutu ve esneme oranı tüm vakalar arasında aynı olacak şekilde ayarlanmıştır. Sonuç olarak çok yüzlü ağ yapısının hesaplama kaynakları açısından en ekonomik çözüm olduğu görülmüştür. Çok yüzlü ağ simülasyonları hücre sayıları, altı yüzlü simülasyonların hücre sayılarının yarısından az, dört yüzlü ağ hücre sayısının ise dörtte biri oranında olduğu gözlemlenmiştir [67]. Çalışma kapsamında yapılan analizlerde verimlilikleri sebebiyle çok yüzlü ağ yapısı tercih edilmiştir.



Şekil 2.1 : Farklı ağ yapılarının karşılaştırılması [67].

#### 2.4.2 Çözüm ağı bağlantısı

Analiz hacmi salyangoz, ön dağıtıcı, dağıtıcı kanat, çark ve yayıcı akış hacimlerinden oluşmaktadır. Yapılacak olan analizin dağ eğrisindeki konumuna göre dağıtıcı kanat açıları ve dolayısıyla dağıtıcı kanat akış hacmi değişmektedir. Girdap etkisinin azaltılması için yayıcı girişine içine kanat eklenmesi, çark uzantısının değiştirilmesi, hava ve su eklenmesi gibi uygulamalarda da akış hacimleri ve bu sebeple çözüm ağları değişmektedir. Çalışma çok farklı akış hacimlerinde analizler gerçekleştirmeyi gerektirdiği için her farklı akış hacmi Solidworks programında ayrıca çizilmiş, montaj işlemleri ardından geometrinin temizlenmesi, sınır yüzeylerin belirlenmesi için SpaceClaim 2022R2 programı kullanılmıştır. Akış hacminin giriş ve çıkışları

belirlenmiş, akış hacimleri arasında topoloji paylaşılarak yekpare su sızdırmaz geometri elde edilmiştir. Çözüm ağı oluşturma için Fluent bünyesinde bulunan FluentMeshing arayüzü kullanılmıştır. Hareket olmayan akış hacimlerinin arasına Genel Ağ Arayüzü (GGI) uygulanmış, topoloji paylaşımı sayesinde hücre yüzeyleri birebir eşleşmiştir.

Analiz boyunca hareket edecek olan çarka bağlantılı olan akış hacimlerinde ise, analiz türüne göre farklı arayüzler kullanılmıştır. Daimi hal analizlerinde (MFR-Multiple Frame of Reference) Çoklu referans çerçevesi diğer adıyla sabit rotor arayüzü kullanılır. Bu yaklaşımda hacimler dönen hacme bağlı bir iç bölge ve sabit dış bölgeye ayrılırlar. İç bölgeye ilişkin denklemler dönen bir çerçeve kullanılarak, dış bölgeye ilişkin denklemler ise sabit bir çerçeve kullanılarak çözülür. Bu aşama da merkezci kuvvetler ve Coriolis kuvvetleri Navier-Stokes denklemlerine dahil edilir. Her iki bölgenin çözümleri, bir çerçeveden diğerine hız dönüşümü yoluyla, dönen ve sabit bölgeler arasındaki arayüzde eşleştirilir. Bu hız eşleştirme adımı, arayüzde sabit bir akış koşulunun örtülü varsayımını içerir. Donmuş rotor yaklaşımı Petit vd. [68] tarafından detaylı olarak tanımlanmıştır.

Daimi olmayan hal analizlerinde ise kayan ağ yaklaşımı (Sliding Mesh) kullanılmıştır. Yine ağ bölgeleri sabit ve hareketli bölge olmak üzere iki bölgeye ayrılırken ortalarında arayüz oluşturulur. İki bölge arasındaki etkileşim, ağ hareket ettirilerek arayüzdeki bilgilerin enterpolasyonu ile modellenir.

## **2.5 Hesaplama Kaynakları**

Bu çalışmada kullanılan hesaplama kaynakları Ulusal Yüksek Başarımli Hesaplama Merkezi'nin (UHeM), 4013842022 numaralı desteğiyle sağlanmıştır. Tasarım ve çözüm ağı oluşturma aşamaları 16 çekirdekli Intel Core i7 13700K 3,4Ghz işlemci ile gerçekleştirilmiştir. Daimi hal analizleri de yine bu bilgisayar ile gerçekleştirilirken 2000 iterasyonlu bir analiz ortalama 6 saatte gerçekleşmiştir. Daimi olmayan hal için yapılan analizler UHeM bünyesindeki 128 işlemcili sunucular ile gerçekleştirilmiştir. Kavite modelli daimi olmayan bir hal analizi yaklaşık 24 saatte tamamlanmıştır. UHeM tarafından sunulan 40000 işlemci saat kullanım hakkının tamamı kullanılmıştır.

## 2.6 Sonuç Görüntüleme Yöntemleri

Sonuç görüntüleme için Ansys Fluent, CFX-post, Phyton ve Excel programları kullanılmıştır. Basınç, hız kontürleri ve izo-yüzeyler Ansys Fluent programında oluşturulmuş, elde edilen sayısal değerler Excel programında formülize edilip Phyton Panda ve Matplotlib kütüphaneleri ile grafiklere dönüştürülmüştür.

Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT), Ayrık Fourier Dönüşümünün (DFT) bir optimizasyonudur. DFT analog ve dijital sinyaller arasındaki bağlantıyı açıklar. Günümüzde birden fazla DFT optimizasyon algoritması mevcuttur ve en yaygın olanı FFT'dir. FFT bir zaman alanı sinyaline uygularken, sinyaldeki farklı sinüzoidleri ayrıştırabilir ve frekans alanında dönüştürür. FFT uygulanan zaman alanının sürekli bir sinyal olması gereklidir. Aksi takdirde ham sinyalden ayırt edilmesi imkansız olacak ve sinyalin tüm frekans bileşenlerini tanımlayacaktır [68].

FFT tez kapsamında basınç sinyallerine uygulanarak baskın frekansların tespitinde kullanılmıştır. Bu basınç dalgalanmaları elastik dalgalanmalar ve dönme dalgalanmaları olarak ikiye ayrılır. Elastik dalgalanmalar genellikle sistem eşitsizliklerinden meydana gelen basınç salınımları ile alakalıdır. Bu salınımlar çark dönme hızından bağımsız meydana gelen koç darbesi veya su çekici olarak adlandırılan fenomen gibi bağımsız sebeplerle oluşur. Örneğin çalışır durumdaki hidroelektrik santralinde dağıtıcı kanat ayarlarının değiştirilmesi basıncı değiştirecek ve yeni bir salınım yaratacaktır. Dönme dalgalanmaları ise çark hareketine dolayısıyla çark frekansına bağlı olan basınç dalgalanmalarıdır. Çarkın dönüş hızıyla periyodik olarak dönen bir basınç alanı yaratılır ve tüm elemanlar bu basınç değişimine maruz kalır. Çark frekansı nispeten düşük bir genliğe sahip olmasına karşın erozyon, kavitasyon, kırılmalar ve yanlış montaj gibi sebeplerden frekans genliği artabilir. Çark frekansı denklem 2.29'da ifade edilmiştir [68].

$$f_n = \frac{n}{60} (Hz) \quad (2.29)$$

Çark kanadı üzerindeki bir noktadaki akış dağıtıcı kanat yakınından geçtiğinde bir basınç darbesi oluşturulur. Bu frekansın genliği çark kanatları ve dağıtıcı kanatların arasındaki mesafeye bağlıdır. Dağıtıcı kanat frekansı denklem 2.30'da ifade edilmiştir.

$$f_{rv} = f_n * z_{rv} (Hz) \quad (2.30)$$

Benzer bir basınç değişim etkisi ön dağıtıcı kanatlar ile de gerçekleşmektedir. Dağıtıcı kanat frekansına göre daha düşük genliğe sahip olan bu basın dalgalanması denklem 2.31 ile ifade edilmiştir.

$$f_{gv} = f_n * z_{gv} \text{ (Hz)} \quad (2.31)$$

Dönme dalgalanmalarından bir diğeri de Rheingans tarafından 1940 yılında tanımlanan ve Francis türbininde araştırılan en eski titreşim sorunlarından biri olan girdap basınç dalgalanmasıdır. Bu dalgalanma en verimli noktada güçlü bir teğetsel hıza sahip değilken, kısmi yük durumunda teğetsel kuvvetlerin etkisinde güçlü bir girdap oluşturur. Girdabın içindeki basınç, çevredeki basınçtan daha düşüktür ve girdabın duvarındaki belirli bir noktadan geçtiği her seferde genlik baskın hale gelir ve salınımlar artar. Yüksek genlikli ve türbinler için hayatine öneme sahip olan bu basın dalgalanmasının frekansı denklem 2.32’de tanımlanmıştır [68].

$$f_R \cong \frac{f_n}{3.6} \text{ (Hz)} \quad (2.32)$$

### **3. ÇALIŞMA KAPSAMINDA KULLANILACAK YÖNTEMİN SINANMASI**

#### **3.1 Genel Bakış**

Hidrolik türbinlere ilişkin herhangi bir HAD çalışmasının zorluklarından biri de, ayrıntılı deneysel verilerin, geometrilerin ve sınır koşullarının mevcut olduğu test durumlarının nadir bulunmasıdır. Bu deneysel veriler sayısal simülasyonların değerlendirilmesi ve doğrulanması için gereklidir. Doğru bir değerlendirme için bu ölçümler sadece basınç değerlerini değil, aynı zamanda türbülansa ait bilgileri ve hız bileşenlerinin profillerinide içermelidir.

İsviçre'nin Lozan kentinde bulunan İsviçre Federal Teknoloji Enstitüsü (EPFL) Hidrolik Makineler Laboratuvarında gerçekleştirilen çekme borusunda akış incelemesi araştırma projesi (FLINDT) ile ihtiyaç duyulan test projelerinden birini gerçekleştirdi. Bu çalışma ile türbin yayıcılarındaki akışın fiziğini daha iyi açıklayan ve HAD değerlendirmeleri için sağlam bir deneysel veri tabanı oluşturmayı amaçlandı.

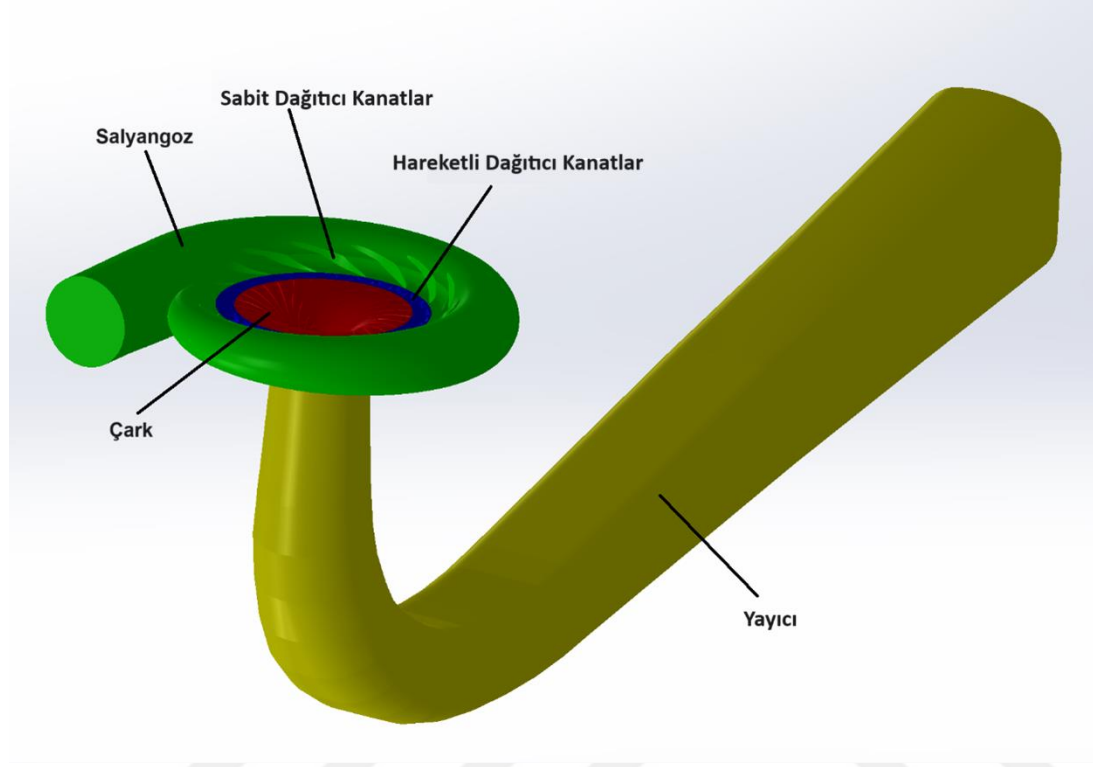
Norveç Bilim ve Teknoloji Üniversitesi (NTNU) Sugücü Laboratuvarında Francis Türbini ve hidrofiller de dahil olmak üzere farklı test senaryolarıyla ilgili verilere açık erişim sağlayan bir dizi veri atölyesi (Francis-99) gerçekleştirmiştir. Araştırmacıların bu verileri kullanarak modern araç ve tekniklerle kendi sayısal çalışmalarını yapıp sonuçlarını karşılaştırmaları amaçlanmıştır.

FLINDT projesinin geometrisi ve birçok verisi açık literatürde paylaşılmamış, sadece proje ortağı olan türbin firmaları ile sınırlandırılmıştır. Ayrıca mevcut çalışmamızdaki girdap oluşumlarının incelenmesi için sadece yayıcıdaki akışın incelenmesi yeterli olmayacaktır. Bu nedenle çalışma kapsamındaki yöntemin sınanması için Francis-99 çalıştaylarının verileri kullanılmıştır.

#### **3.2 Çözüm Ağı Oluşturulması**

Test analizleri için kullanılacak olan model CAD datası Francis-99 ikinci çalıştay veri tabanından alınmıştır. Norveç'te bulunan 110 MW gücündeki Tokke Hidroelektrik santralının 1:5,1 oranında küçültülmüş bir modelidir. Türbin, spiral bir gövde, bu

gövdeye entegre edilmiş 14 adet ön dağıtıcı, açısı değişken 28 adet dağıtıcı kanat, 15 kanatlı bir çark ve dirsek tipi bir çekme borusundan meydana gelir. Türbin modelinin bileşen akış hacimlerine ait görünüm Şekil 3.1’de verilmiştir.



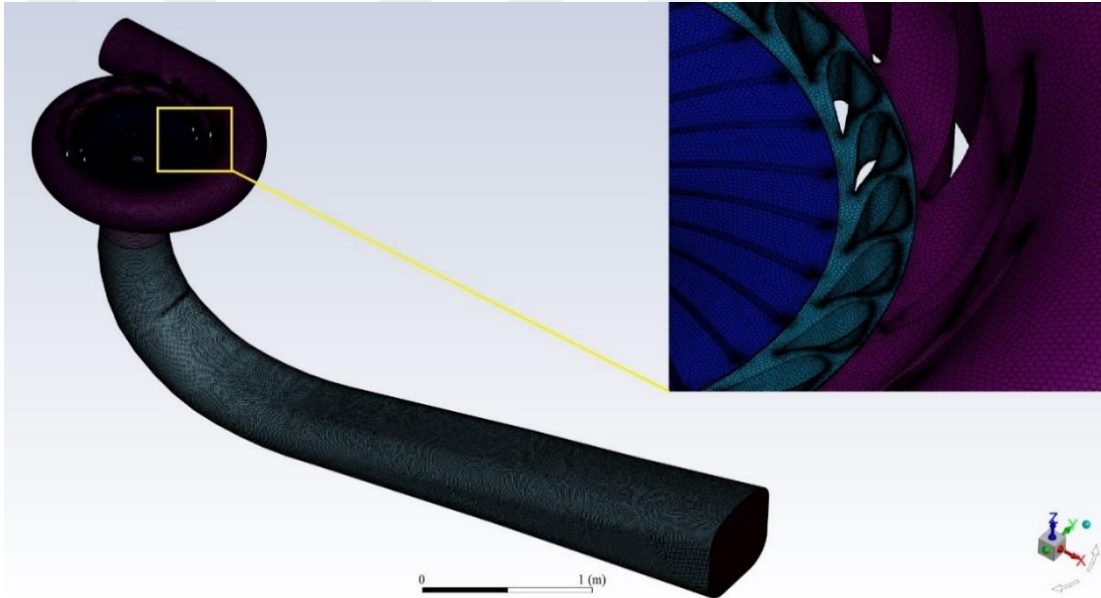
**Şekil 3.1 :** Tokke türbin modelinin bileşen akış hacimleri.

Üç farklı yük koşulu için üç farklı ayar kanat açıklığı bulunmaktadır. Kısmi Yükte (PL)  $3,91^\circ$ , Tam Yükte (BEP)  $9,84^\circ$ , Aşırı Yükte (HL) ise  $12,44^\circ$  derece kanat açıklığına sahiptir. Her bir yük durumunda ayar kanatları içerisindeki akış hacmi değiştiği için farklı CAD dataları kullanılmıştır.

Çözüm ağının oluşturulmasında ANSYS Fluent Meshing yazılımı kullanılmıştır. Salyangoz, dağıtıcı kanatlar, çark ve yayıcı su geçirmez geometri seçeneği ile yekpare olarak çözüm ağı oluşturulmuş, komponentlerin iç hacim geçişlerinde topoloji paylaşımı yapılarak uygun ağ arayüzleri oluşturulmuştur. Sabit dağıtıcı kanatlar, hareketli dağıtıcı kanatlar ve çark kanatları gibi akış kesitinin daraldığı, geometrinin karmaşıklığının arttığı bölgelerde daha ince ağ yoğunluğu oluşturulmuştur. Farklı yük durumları için farklı yoğunluktaki ağ yapıları oluşturulmuş ve oluşturulan çözüm ağlarına ait veriler Çizelge 3.1’de paylaşılmıştır. Ayrıca oluşturulan türbin akış çözüm ağından bir kesit Şekil 3.2’de verilmiştir.

**Çizelge 3.1 :** Yöntem sınaması için oluşturulan çözüm ağları.

Ağ no	Yük durumu	Eleman sayısı(*10 <sup>6</sup> )	Salyangoz y <sup>+</sup>	Dağıtıcı kanatlar y <sup>+</sup>	Çark y <sup>+</sup>	Yayıcı y <sup>+</sup>
1	Tam Yük (BEP)	3,56	396,66	411,05	262,1	253,69
2	Tam Yük (BEP)	6,75	78,11	210,24	123,05	74,53
3	Tam Yük (BEP)	8,39	5,22	16,25	8,77	2,58
4	Tam Yük (BEP)	13,2	5,14	16,36	8,51	2,84
5	Yarı Yük (PL)	8,67	5,93	15,88	9,76	3,34
6	Aşırı Yük (HL)	8,88	3,77	15,87	6,85	2,61



**Şekil 3.2 :** Türbin akış çözüm ağı.

### 3.3 HAD Analizleri

Kullanılacak yöntemin sınaması için gerçekleştirilen HAD analizlerinde, yapılan çalışmalarda kullanılan türbülans modelleri incelenmiş; hem literatürde bu modellerle yapılmış çalışmaların fazla olmasından, hem de iki farklı modelin avantajlarını biraraya getirdiğinden dolayı SST k- $\omega$  türbülans modeli kullanılmıştır. Analizler türbinin üç farklı yük duruma, dolayısıyla üç farklı kanat açıklığına göre ANSYS Fluent2022R2 programında gerçekleştirilmiştir. Bu üç farklı duruma ait parametreler Francis-99 ikinci çalışmayı veritabanından alınmış ve Çizelge 3.2’de paylaşılmıştır.

**Çizelge 3.2** : Francis-99 ikinci çalışmayı Tokke türbin modeline ait parametreler.

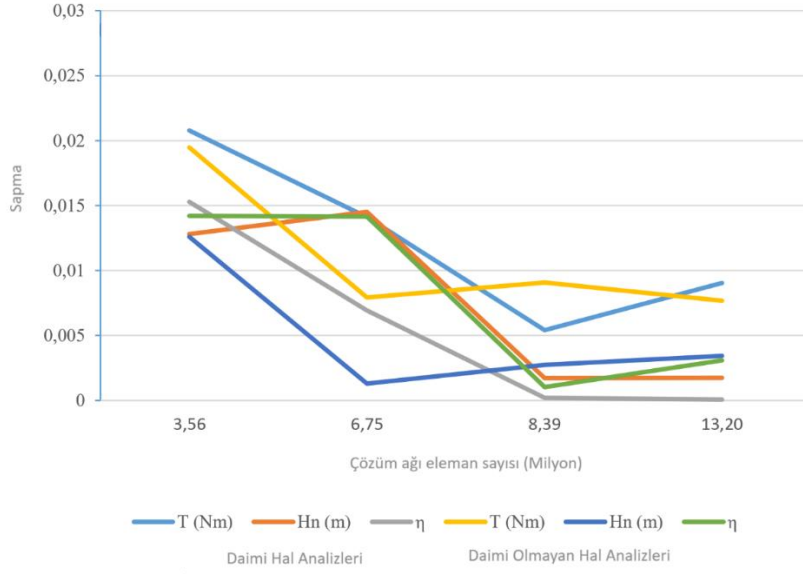
Parametreler	Kısmi Yük (PL)	Tam Yük (BEP)	Aşırı Yük (HL)	Belirsizlik (%)
Hareketli dağıtıcı kanat açısı (°)	6,72	9,84	12,43	±0,04°
Net düşü (m)	11,87	11,94	11,88	±%0,011
Debi ( $m^3/sn$ )	0,13962	0,19959	0,24246	±%0,1
Mil momenti (Nm)	416,39	616,13	740,54	±%0,03
Sürtünme tork kaybı (Nm)	4,40	4,52	3,85	±%1,5
Çark Deviri (d/dk)	332,84	332,59	332,59	±%0,05
Salyangoz giriş mutlak basıncı (kpa)	218,08	215,57	212,38	±%0,047
Yayıcı çıkış mutlak basıncı (kpa)	113,17	111,13	109,59	±%0,001
Türbin verimliliği (%)	90,13	92,39	91,71	±%0,14
Su yoğunluğu ( $kg/m^3$ )	999,8	999,8	999,8	±%0,01
Kinematik vizkozite ( $m^2/s$ )	9,57E-7	9,57E-7	9,57E-7	-
Yerçekimi ( $m/s^2$ )	9,82	9,82	9,82	-

HAD analizleri daimi hal ve daimi olmayan hal olmak üzere iki farklı hal için çözülmüştür. Daimi olmayan hal için çözülen HAD analizlerinde zaman adımı 0,0005 saniye olarak belirlenmiştir. Bu süre yaklaşık olarak çarkın 1°'lik hareket süresine denk gelmektedir. Toplam analizler 1 saniye süre için yani 5,5 devir için gerçekleştirilmiştir. Ağ örgüsü yoğunluğundan kaynaklı farklılıkların çözüme olan etkisini incelemek için Tam Yük (BEP) hali için dört farklı yoğunlukta ağ yapısı oluşturulmuş ve bunların sonuçlarındaki sapmalar incelenmiştir. Yöntem sınaması için gerçekleştirilen analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması Çizelge 3.3'te paylaşılmıştır. Ayrıca sonuçların çözüm ağı yapısından bağımsızlığını gösterir sapma grafiği Şekil 3.3'te verilmiştir.



**Çizelge 3.3** : Yöntem sınaması için gerçekleştirilen analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması.

Analiz no	Yük durumu	Analiz tipi	Eleman sayısı(*10 <sup>6</sup> )	Zaman Adımı (s)	Tork(Nm)	Net Düşü (m)	Hidrolik verim (η)			
Deneysel	Tam Yük(BEP)	-	-	-	616,13	Sapma (%)	11,94	Sapma (%)	92,39	Sapma (%)
Deneysel	Yarı Yük (PL)	-	-	-	416,39	Sapma (%)	11,87	Sapma (%)	90,13	Sapma (%)
Deneysel	Aşırı Yük (HL)	-	-	-	740,54	Sapma (%)	11,88	Sapma (%)	91,71	Sapma (%)
1	Tam Yük(BEP)	Daimi hal	3,56	-	603,33	-0,021	11,78	-0,0128	90,97	-0,0153
2	Tam Yük(BEP)	Daimi hal	6,75	-	607,42	-0,014	11,77	-0,0145	91,75	-0,007
3	Tam Yük(BEP)	Daimi hal	8,39	-	619,47	0,005	11,91	-0,002	92,37	-0,0002
4	Tam Yük(BEP)	Daimi hal	13,2	-	621,70	0,009	11,96	0,0018	92,38	-8e-05
5	Tam Yük(BEP)	Daimi olmayan hal	3,56	5x10 <sup>-4</sup>	604,12	-0,020	11,79	-0,0126	91,07	-0,0142
6	Tam Yük(BEP)	Daimi olmayan hal	6,75	5x10 <sup>-4</sup>	611,24	-0,008	11,88	0,0013	91,40	-0,014
7	Tam Yük(BEP)	Daimi olmayan hal	8,39	5x10 <sup>-4</sup>	621,73	0,009	11,97	0,0028	92,29	-0,001
8	Tam Yük(BEP)	Daimi olmayan hal	13,2	5x10 <sup>-4</sup>	620,87	0,0077	11,98	0,0034	92,10	-0,031
9	Yarı Yük (PL)	Daimi hal	8,67	-	447,56	0,075	12,46	0,050	91,27	0,012
10	Aşırı Yük (HL)	Daimi hal	8,88	-	767,67	0,036	12,34	0,033	91,04	-0,014

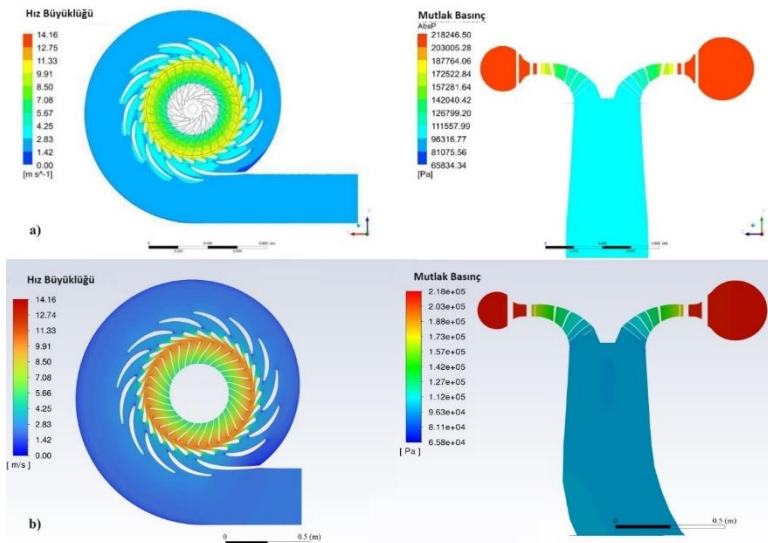


**Şekil 3.3 :** Analiz sonuçlarının çözüm ağı yapısından bağımsızlığı.

### 3.4 Sonuçların referans çalışmalarla karşılaştırılması

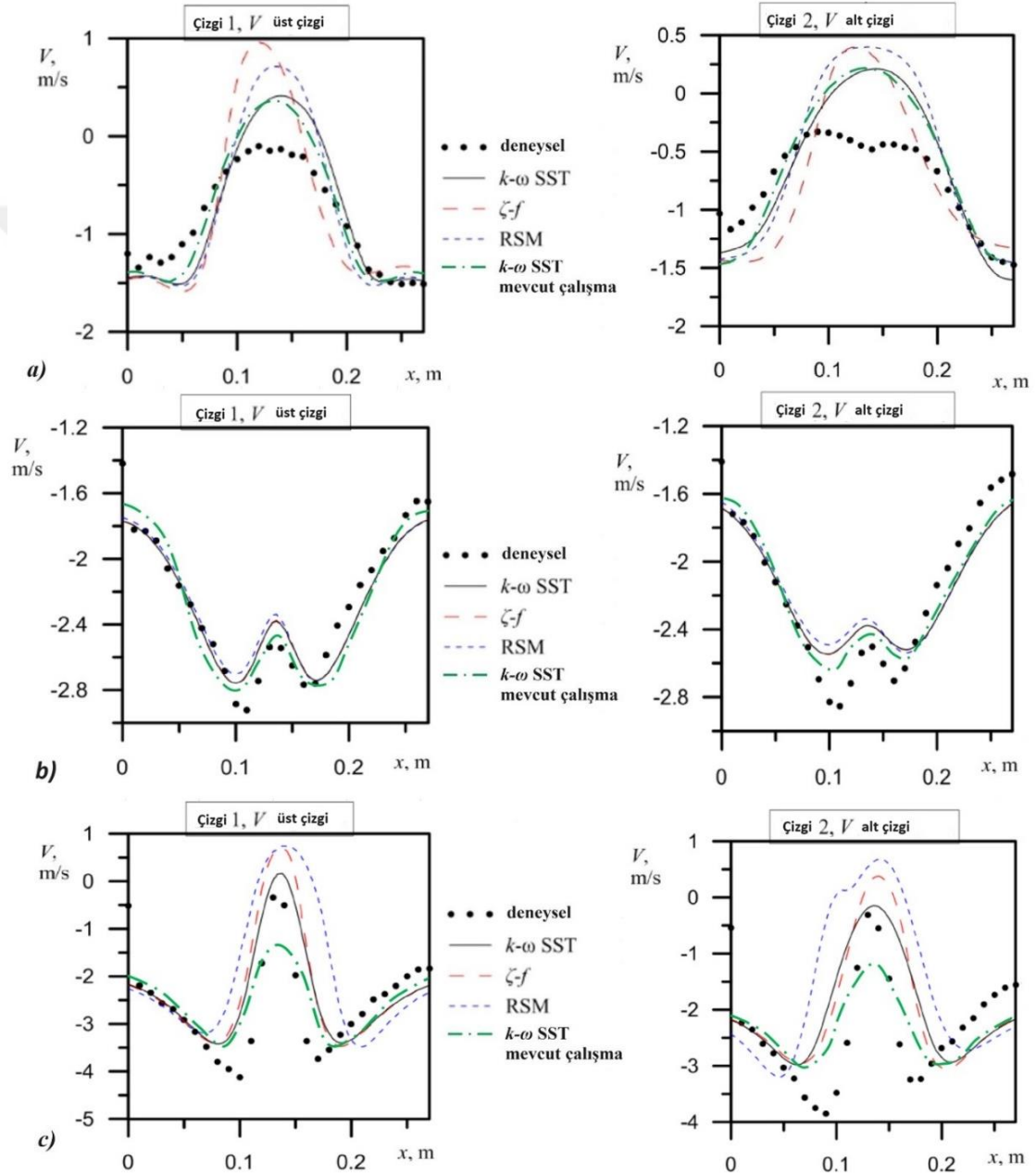
Jakobsen ve Holst [53] yüksek düşülü Francis türbininde yük değişimlerinin etkilerini incelemek üzere bir çalışma gerçekleştirdiler. Çalışma kapsamında en verimli nokta için daimi hal analizi yapılırken, bu noktadan kısmi yüke ve aşırı yüke geçişleri daimi olmayan hal analizleriyle gerçekleştirdiler.

Çalışma Francis-99 ikinci çalışmayı kapsamında Tokke türbin modeli üzerinde gerçekleştirilmiştir. Uygulanan yöntemin sınanması amacıyla aynı türbin modeli analiz edilmiş, ortaya çıkan hız ve basınç kontürleri Şekil 3.4'te karşılaştırılmıştır.



**Şekil 3.4 :** Tokke türbin a) Hız kontürleri b) Basınç kontürleri karşılaştırması.

Gavrilov vd [54] Francis-99 çalışmasının deneysel verilerine dayanarak hidrolik türbindeki akışın sayısal simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Çalışma kapsamında birçok farklı türbülans modelini kullanmış ve sonuçları karşılaştırmışlardır. Çalışmanın çıktılarında biri olan farklı yükler altında, farklı türbülans modelleriyle oluşturulan ortalama aksiyal hız grafikleri yöntem sınaması amacıyla yapılan çalışmanın sonuçlarıyla Şekil 3.5'te karşılaştırılmıştır.



**Şekil 3.5 :** Tokke türbin farklı türbülans modellerinin aksiyal hız karşılaştırması  
a) Kısmi yük b) Tam yük c) Aşırı yük.



## 4. MAVİ HES HAD ANALİZLERİ VE DURUM DEĞERLENDİRMESİ

### 4.1 Genel Bakış

Çalışmanın bu bölümünde, halihazırda kurulu olarak faaliyet gösteren Mavi HES'e ait türbininin dağ eğrisindeki farklı noktalarında HAD analizleri yapılp, girdap oluşumu ve kavitasyon bakımından mevcut durumun değerlendirilmesi amaçlanmaktadır.

Türbine ait dağ eğrisi diyagramı incelendiğinde üretici firmanın farklı net düşüler için belirlediği çalışma noktaları ve bu noktalara denk gelen dağıtıcı kanat açıklığı, hacimsel debi, verim, güç gibi veriler görülmektedir. Analizlerde bu veriler ışığında sınır şartları oluşturulmuştur. Öncelikle analiz için nominal düşü seçilmiş ve bu düşü için belirlenen dört çalışma noktasının değerleri alınmıştır.

Dağ eğrisi diyagramlarında verimin maksimum olduğu en verimli nokta dağ zirvesi olarak tasvir edilmiştir. Birçok akademik çalışmada veriler bu nokta referansında verilmektedir. ( $Q_{BEP}$ ) Ancak bu noktada çalışmanın türbine aşırı yük bindirmesinden dolayı, türbinler genellikle nominal debi ve altında çalışırlar. Bu sebeple çalışmanın bu kısmındaki veriler nominal debi referansında Çizelge 4.1'te verilmiştir.

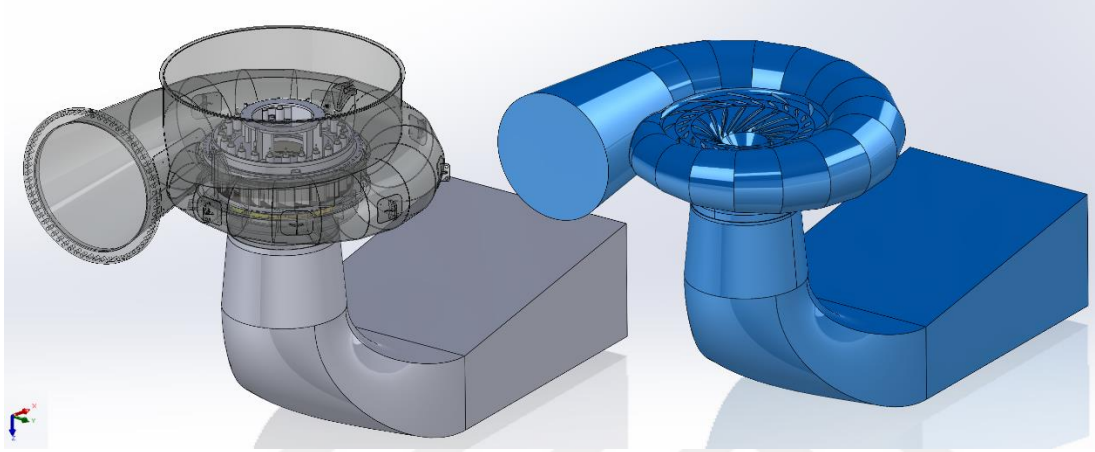
**Çizelge 4.1 : Analiz noktalarına dair veriler.**

Parametreler	Net Düşü (m)	Debi ( $m^3/sn$ )	D.Kanat Açıklığı (mm)	Verim $\eta$ (%)
1. Analiz Noktası ( $Q_{Nom}$ )	87,15	16,4	71	93
2. Analiz Noktası ( $0.82Q_{Nom}$ )	87,15	13,42	58	90,8
3. Analiz Noktası ( $0.64Q_{Nom}$ )	87,15	10,5	46	87,3
4. Analiz Noktası ( $0.46Q_{Nom}$ )	87,15	7,55	35	80,3

### 4.2 Katı Modellerin Oluşturulması

Türbin çarkı ve salyangozun bir kısmı katı model olarak üretici firmadan alınmış kalan komponentler teknik resimlere bağlı kalarak tüm detaylarıyla Solidworks programında

çizilmiştir. Türbin katı modeline ait temel görünüm Şekil 4.1’de paylaşılmıştır. Koordinat sisteminin orijini, çarkın dönme eksenini ile salyangozu simetrik olarak ortadan ikiye bölen düzlemin kesişim noktası olarak kabul edilmiştir. Pozitif z eksenini yayıcının akış yönüne konumlandırılmıştır. Bu nedenle türbin z eksenini etrafında saat yönünde hareket eder. Negatif x yönünden salyangoza giren akış, çarkta z yönüne döndürülür, ardından yayıcı dirseğinde pozitif x yönüne döndürülerek türbini terketmiş olur.



**Şekil 4.1 :** Mavi HES Türbini katı modeli ve akış hacmi.

Farklı çalışma noktalarında türbinin genel akış hacmi katı modeli değişmezken dağıtıcı kanatlardaki konum değişikliğinden dolayı salyangoz çıkışından çark girişine kadar olan hacim değişikliğe uğrar. Bu nedenle Çizelge 4.1’de verilen dört farklı analiz noktası için dört farklı akış hacmi oluşturulmuştur.

### **4.3 Çözüm Ağı Oluşturulması**

Analiz sonuçlarının çözüm ağından bağımsızlığını doğrulamak amacıyla 1. analiz noktası ( $Q_{Nom}$ ) için dört farklı yoğunlukta çözüm ağı oluşturulmuştur. Analizler daimi hal için gerçekleştirileceğinden donmuş rotor yaklaşımı uygulanmıştır. Ardından kayan ağı yaklaşımı ile dört farklı analiz noktası için çözüm ağları oluşturulmuştur. Çözüm ağlarına ait veriler EK-A’da paylaşılmıştır.

## 4.4 HAD Analizleri

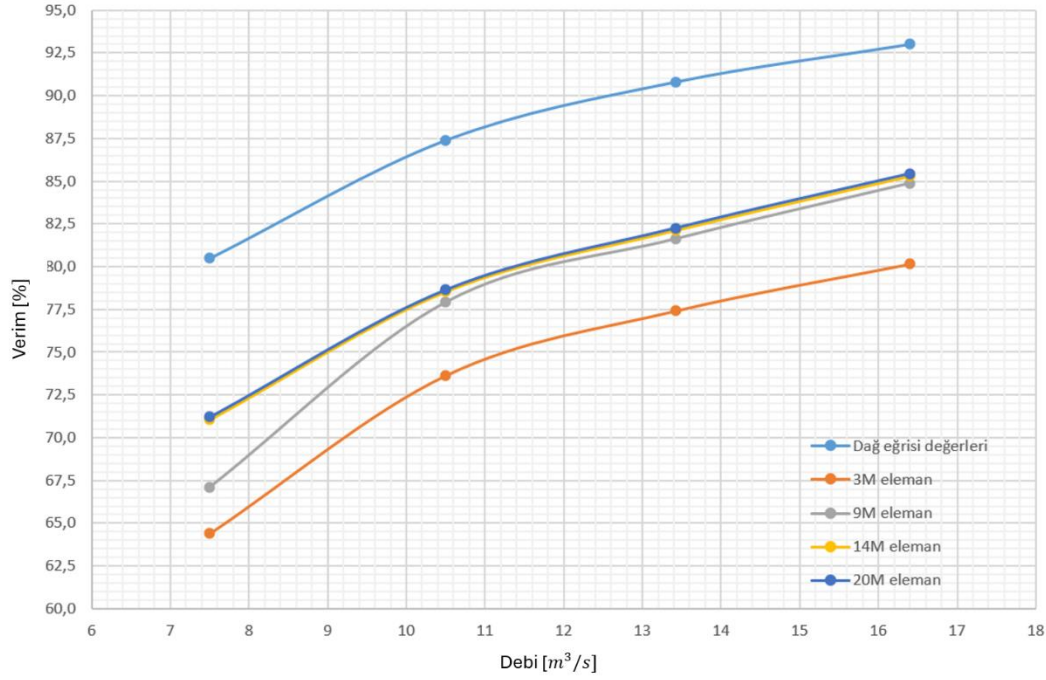
### 4.4.1 Daimi hal analizleri (Çözüm ağı bağımsızlığı)

Bu çalışma farklı yoğunluktaki çözüm ağlarının sonuçlara olan etkisini inceleyerek analiz için minimum hesaplama kaynağı kullanacak sıklıktaki çözüm ağı ile kabul edilebilir doğru sonuçlara ulaşmayı hedefler. Çalışma kapsamında dört farklı yoğunluktaki çözüm ağına daimi hal analizleri uygulanmıştır. Her biri 2000 iterasyon sonunda yakınsayan analizlerin detayları Çizelge 4.2’de paylaşılmıştır.

**Çizelge 4.2 : Çözüm ağı bağımsızlığı analiz detayları.**

Parametreler	
Türbülans modeli	K-omega SST
Salyangoz giriş sınır şartı	16370,48 Kg/sn
Yayıcı çıkış sınır şartı	89168 Pa
Çark devri	375 Dev/dk
Arayüz Bağlantısı	GGI / Donmuş rotor
Duvar sınır şartı	Sürtünmesiz duvar
Hız-basınç eşleşmesi	SIMPLE
Gradyan şeması	En küçük kareler hücre tabanlı
Adveksiyon şeması	İkinci derece upwind
Yakınsama hedefi	$10^{-6}$ / RMS

Analiz sonucunda elde edilen tork değerleri verim formülünde yerine yazılarak elde edilen değerlerle dağ eğrisi verim değerleri Şekil 4.2’de karşılaştırılmıştır.

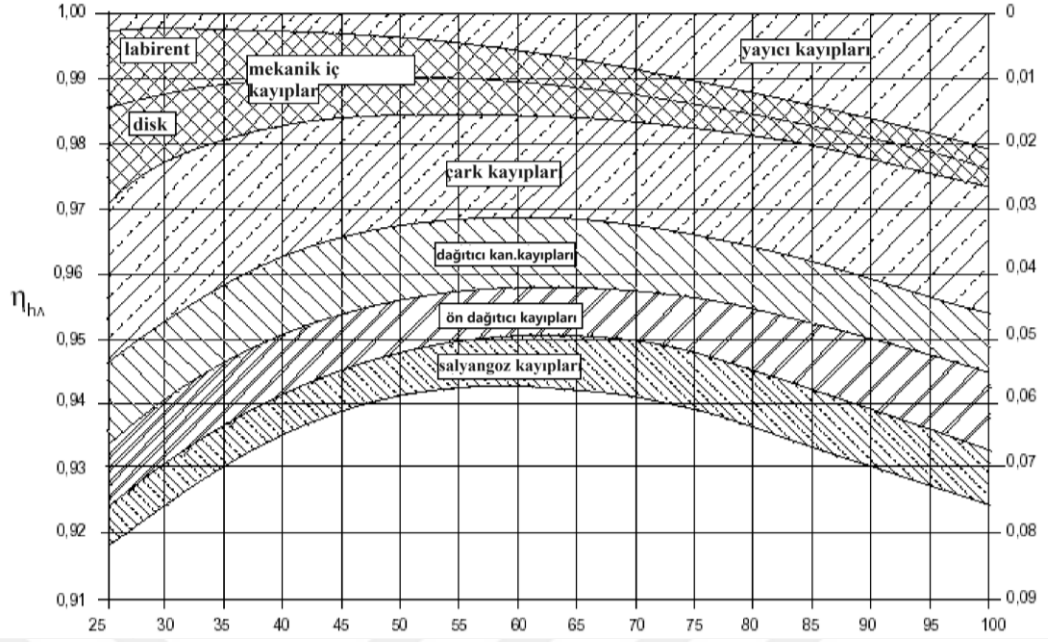


**Şekil 4.2 :** Çözüm ağı bağımsızlığı verim grafiği.

Grafikte de görüldüğü üzere elde edilen verim değerleri ile dağ eğrisi değerleri arasında %8-10 fark bulunmaktadır. Ancak çözüm ağı eleman yoğunluğu arttıkça elde edilen değerler arasındaki fark çok azalmıştır. 14 milyon ve 20 milyon elemanlı çözümlerin sonuçları ise neredeyse aynıdır. Giriş şartı için kütleli debi kullanılmış ve analiz sonucunda giriş ve çıkış basınçları karşılaştırıldığında dağ eğrisindeki net düşüden %6-9 daha düşük sonuç elde edilmiştir. Giriş şartları için düşüye göre hesaplanan giriş basıncı uygulandığında ise benzer oranlarda debi düşmüştür. Son olarak dağıtıcı kanatlar dağ eğrisindeki değerden yaklaşık 2° fazla kısıldığında giriş şartı olan debi ve analiz sonucunda ortaya çıkan giriş ve çıkış basınç şartlarının eşleştiği görülmektedir. Bu farkın birçok sebepten kaynaklanabilmesi mümkündür. Ancak tez kapsamında girdap sorununa odaklanıldığı ve verimdeki bu farkın sonuçlara etkisinin çok kısıtlı olacağı için giriş sınır şartı için dağ eğrisindeki debi değerleri alınarak çalışmaya devam edilmiştir.

HAD analizleriyle elde edilen sonuçların deneysel sonuçları tam olarak karşılaması için bazı kayıpların hesaba katılması gereklidir. Sayısal yöntemler türbindeki disk sürtünmeleri ve sızıntı kayıplarını ihmal eder. Prof. Schilling [12] Francis türbinindeki kayıplar ve spesifik hız arasında bir ilişki kuran Şekil 4.3'teki grafiği önermiştir.





**Şekil 4.3** : Özgül hıza göre Francis türbin kayıpları [12].

Bu grafik Reynold sayısı  $10^7$  için standartize edildiğinden, IEC 60193'te belirtildiği şekilde türbin Reynold sayısına göre tekrar hesaplanmalıdır.

$$Re_{MaviHes} = \frac{n \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{30 \cdot 2}}{v} = \frac{375 \cdot \frac{\pi \cdot 1,620^2}{30 \cdot 2}}{1,004 \cdot 10^{-6}} \cong 5,13 \cdot 10^7 \quad (4.1)$$

$$(\Delta\eta)_{modeldenprototipe} = \delta_{ref} \left[ \left( \frac{Re_{ref}}{Re_{model}} \right)^{0.16} - \left( \frac{Re_{ref}}{Re_{prototip}} \right)^{0.16} \right] \quad (4.2)$$

$$\delta_{ref} = \frac{1 - \eta_{model}}{\left( \frac{Re_{ref}}{Re_{model}} \right)^{0.16} + \frac{1 - v_{ref}}{v_{ref}}} \quad (4.3)$$

Tablodan %1,2 olarak tespit edilen kayıp miktarı, türbin Reynold sayısına göre hesaplandığında %1,15 elde edilmiş ve bu değer EK-B'deki HAD analiz sonuçlarından çıkartılmıştır.

#### 4.4.2 Daimi olmayan hal analizleri

Mavi HES'e ait türbinin girdap oluşumu ve kavitasyon bakımından mevcut durumunu incelemek üzere daimi olmayan hal analizleri yapılmıştır. Kavitasyon modeli ve kavitasyonsuz olarak iki farklı durum incelenmiştir. Dört farklı noktada gerçekleştirilen analizlere ait detaylar Çizelge 4.3'te belirtilmiştir.

**Çizelge 3.4 :** Nominal debi çalışma noktalarında gerçekleştirilen daimi olmayan hal analizleri detayları.

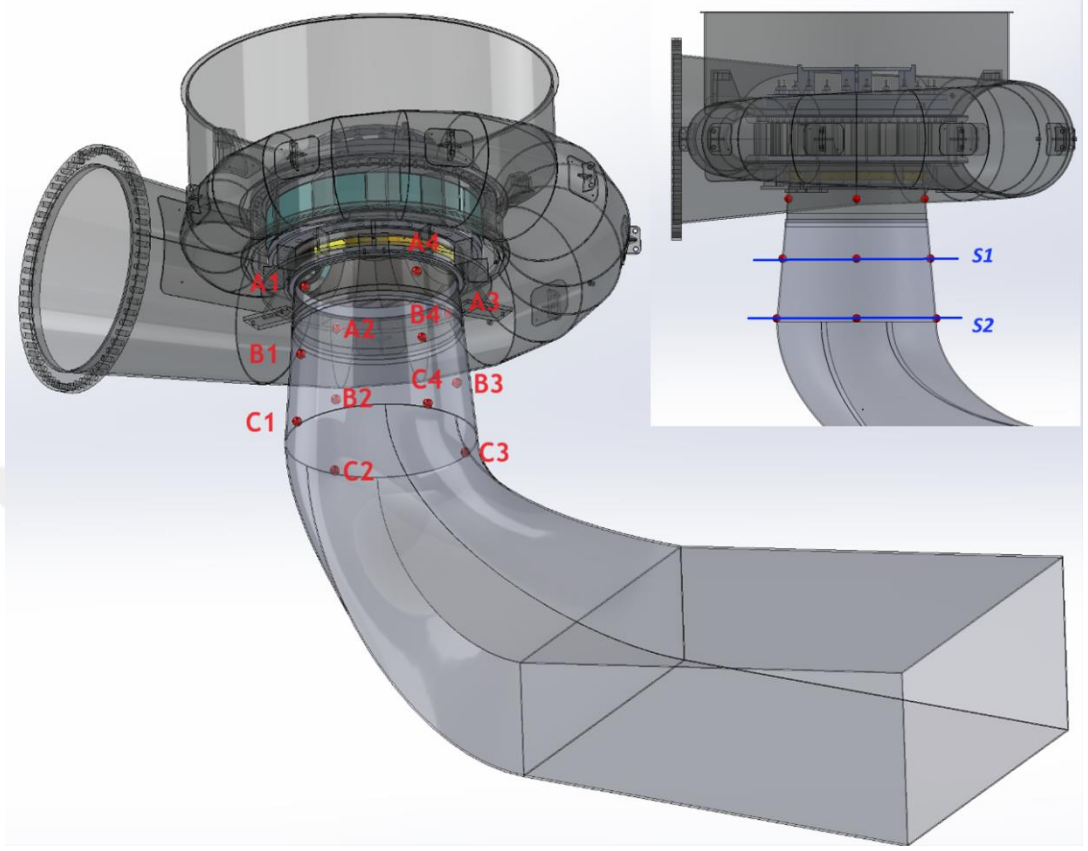
Parametreler	Kavitasyonsuz analiz	Kavitasyon modellenli analiz
Türbülans modeli	K-omega SST	K-omega SST
Multifaz modeli	-	Homojen karışım
Salyangoz giriş sınır şartı	Dört farklı nokta için kütle akışı	Dört farklı nokta için kütle akışı
Yayıcı çıkış sınır şartı	89168 Pa	89168 Pa
Çark devri	375 Dev/dk	375 Dev/dk
Arayüz Bağlantısı	GGI / Kayan ağ yaklaşımı	GGI / Kayan ağ yaklaşımı
Duvar sınır şartı	Sürtünmesiz duvar	Sürtünmesiz duvar
Hız-basınç eşleşmesi	SIMPLE	Coupled
Gradyan şeması	En küçük kareler hücre tabanlı	En küçük kareler hücre tabanlı
Adveksiyon şeması	Basınç PRESTO! İkinci derece upwind	Basınç PRESTO! Birinci derece upwind
Yakınsama hedefi	$10^{-6}$ / RMS	$10^{-6}$ / RMS

Kavitasyon modellenli analizde kavitasyon modeli olarak Schnerr-Sauer seçilmiş, buharlaşma basıncı için 25°C buhar doyma basıncı değeri 3169,7 Pa alınmıştır.

Analizler türbin çarkının 7 periyotluk dönüş süresi için gerçekleştirilmiştir. Hesaplamaların daha kolay ve doğru yakınsaması için çark hareketi zaman adımının kanat sayıları ve çark periyodu ile ilişkilendirilmesi gereklidir. Bu sayede belirli zaman adımlarında periyodik olarak çark kanadı ve ön kanat ve dağıtıcı kanatlar bir benzer konumlara gelecektir. Bu nedenle zaman adımı çark periyodunun çark kanat sayısına bölümünün üçte biri olan 0,003137254 saniye kabul edilmiştir.

Akış hacminde gerçekleşen basınç dalgalanmalarını izlemek için yayıcı başlangıcına IEC 60193 standartlarına uygun olarak 12 basınç ölçüm noktası oluşturulmuştur. Bu noktalar, çark çıkışına paralel olarak yerleştirilmiş üç farklı düzlem üzerinde ve yayıcı akış hacminin duvarında 90° aralıklarla belirlenmiştir. Ayrıca B noktalarından geçen

S1 ve C noktalarından geçen S2 düzlemleri oluşturulmuş, burdaki oluşan verilerde izlenmiştir. Basınç noktalarının ve düzlemlerin konumu Şekil 4.4'te tasvir edilmiştir.



Şekil 4.4 : Basınç ölçüm noktaları ve düzlemlerinin konumu.

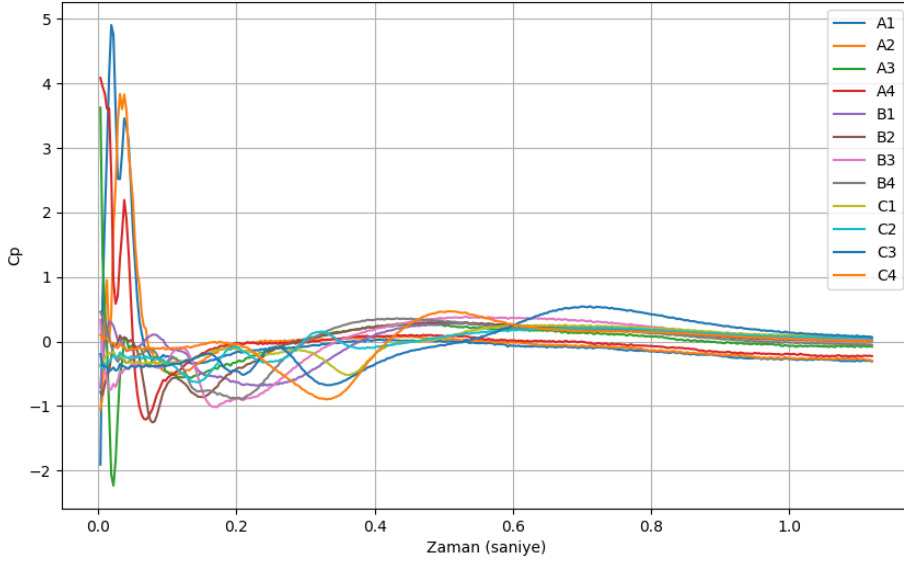
Elde edilen basınç değerleri Excel programına aktararak basınç genlik değerleri hesaplanmıştır. Hesaplama ilgili noktada ölçülen basınç aritmetik ortalamasının o andaki basınçtan çıkarılıp, referans basınca bölünerek normalize edilmesi şeklinde yapılmıştır.

$$C_p = 100 \frac{(p - \bar{p})}{\rho g H} \quad (4.4)$$

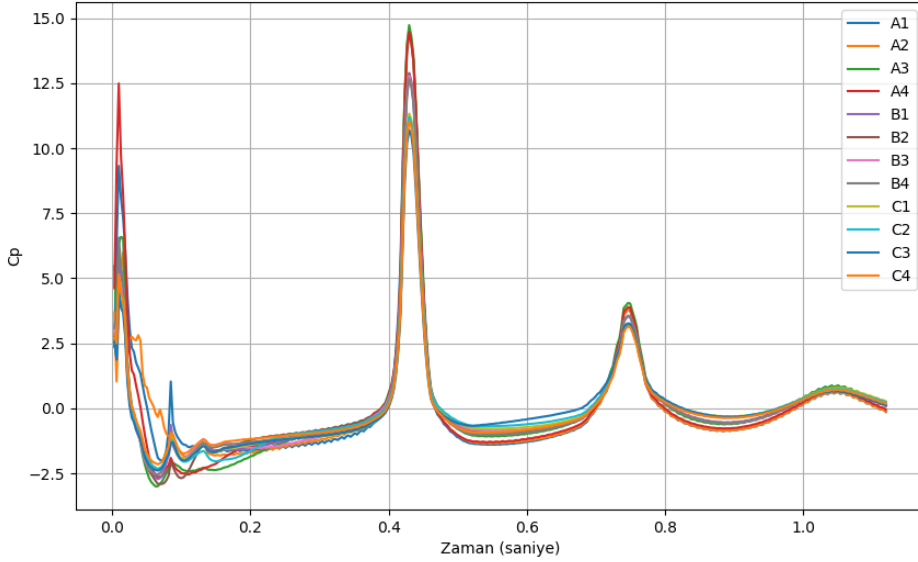
Buradan elde edilen basınç genlikleri Python programıyla Hızlı Fourier Dönüşümü yapılarak zaman alanı ve frekans alanı grafikleri oluşturulmuştur.

#### 4.4.2.1 Birinci analiz noktası ( $Q_{Nom}$ )

Türbin dağ eğrisinde 87,15 m nominal düşü ve  $16,4 m^3/sn$  hacimsel debinin kesişim noktası olan 1.analiz noktasında gerçekleştirilen kavitasyonsuz ve kavitasyon modelli analizlere ait basınç genliği-zaman grafikleri Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da verilmiştir.



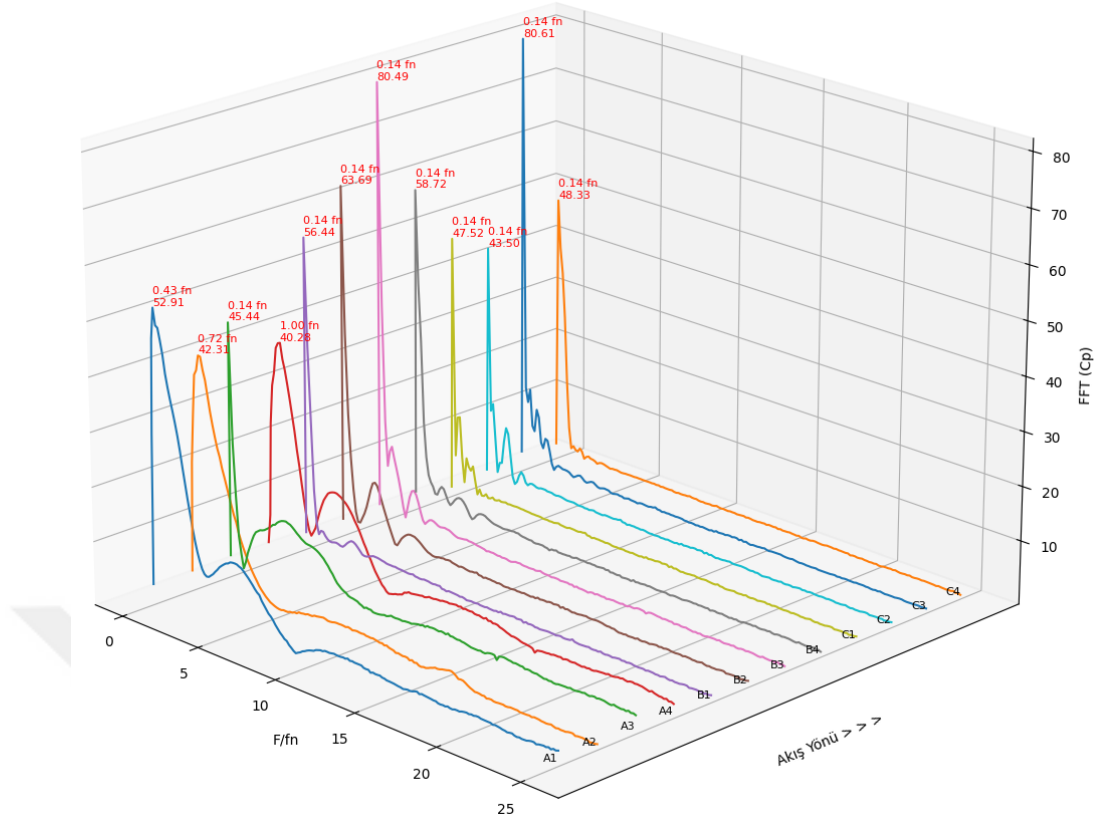
**Şekil 4.5 :** 1. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-zaman grafiği



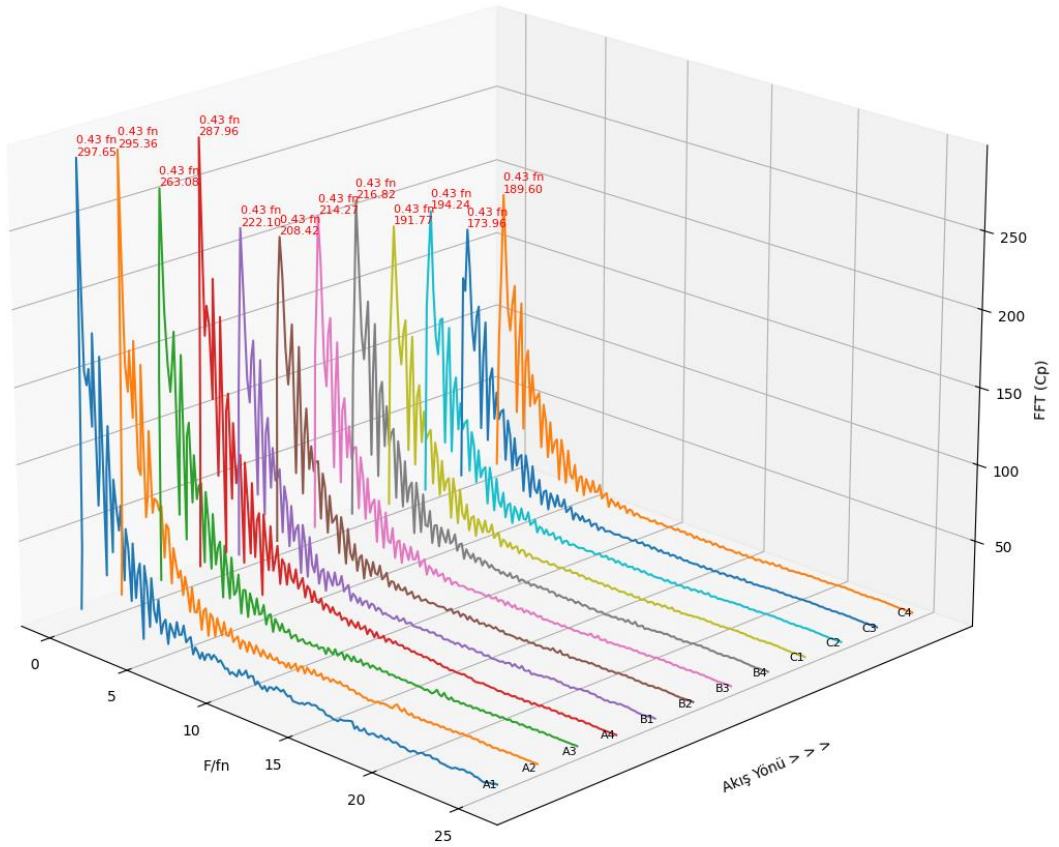
**Şekil 4.6 :** 1. analiz noktası kavitasyon modelli basınç genliği-zaman grafiği

Grafikler incelendiğinde kavitasyon modelli analiz maksimum basınç genliği değerinin kavitasyonsuz analize göre yaklaşık üç kat daha büyük değer aldığı görülmektedir. Başlangıçtaki hidrolik gürültüyü hesaba katmamak için ilk periyot hesaplamaya katılmadığında ise fark otuz kata kadar çıkmaktadır.

Kavitasyonsuz analizde üçüncü periyot sonrasında basınç dalgalanmalarının azalıp akışın daha kararlı bir yapıya geçtiği görülürken, kavitasyon modelli analizlere ait sonuçlarda genliği gittikçe azalan ardışık tepeler görünmektedir. Hızlı Fourier Dönüşümü ile elde edilen analizlere ait frekans alanlı grafikler Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de gösterilmiştir.



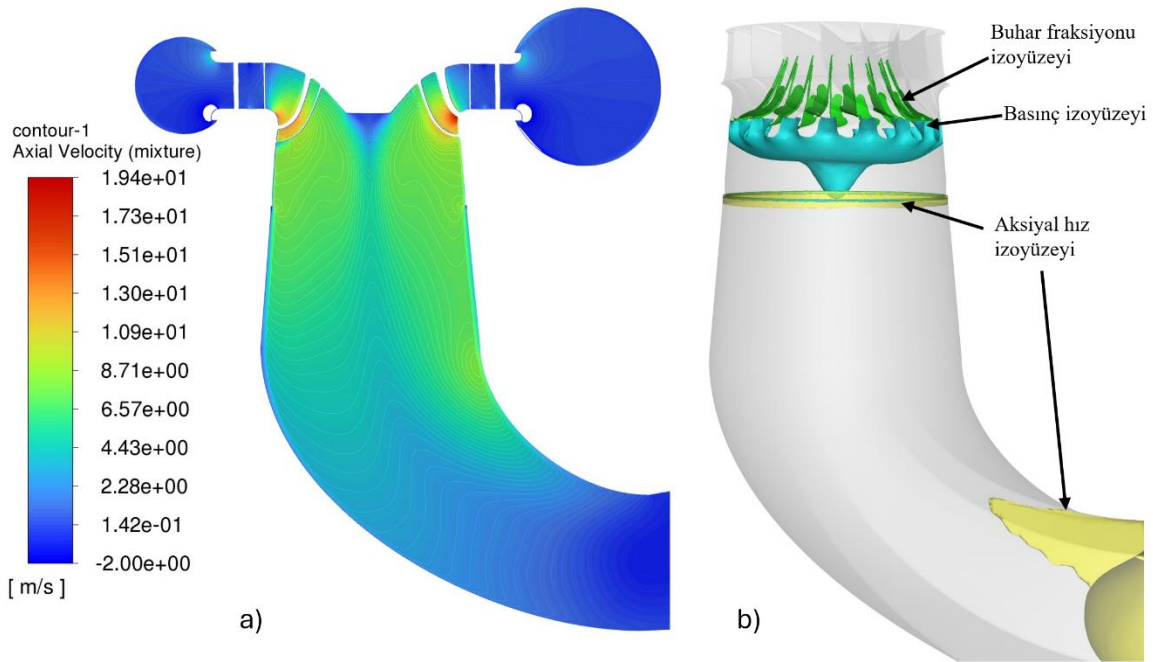
Şekil 4.7 : 1. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-frekans grafiği.



Şekil 4.8 : 1. analiz noktası kavitasyon modelli basınç genliği-frekans grafiği.

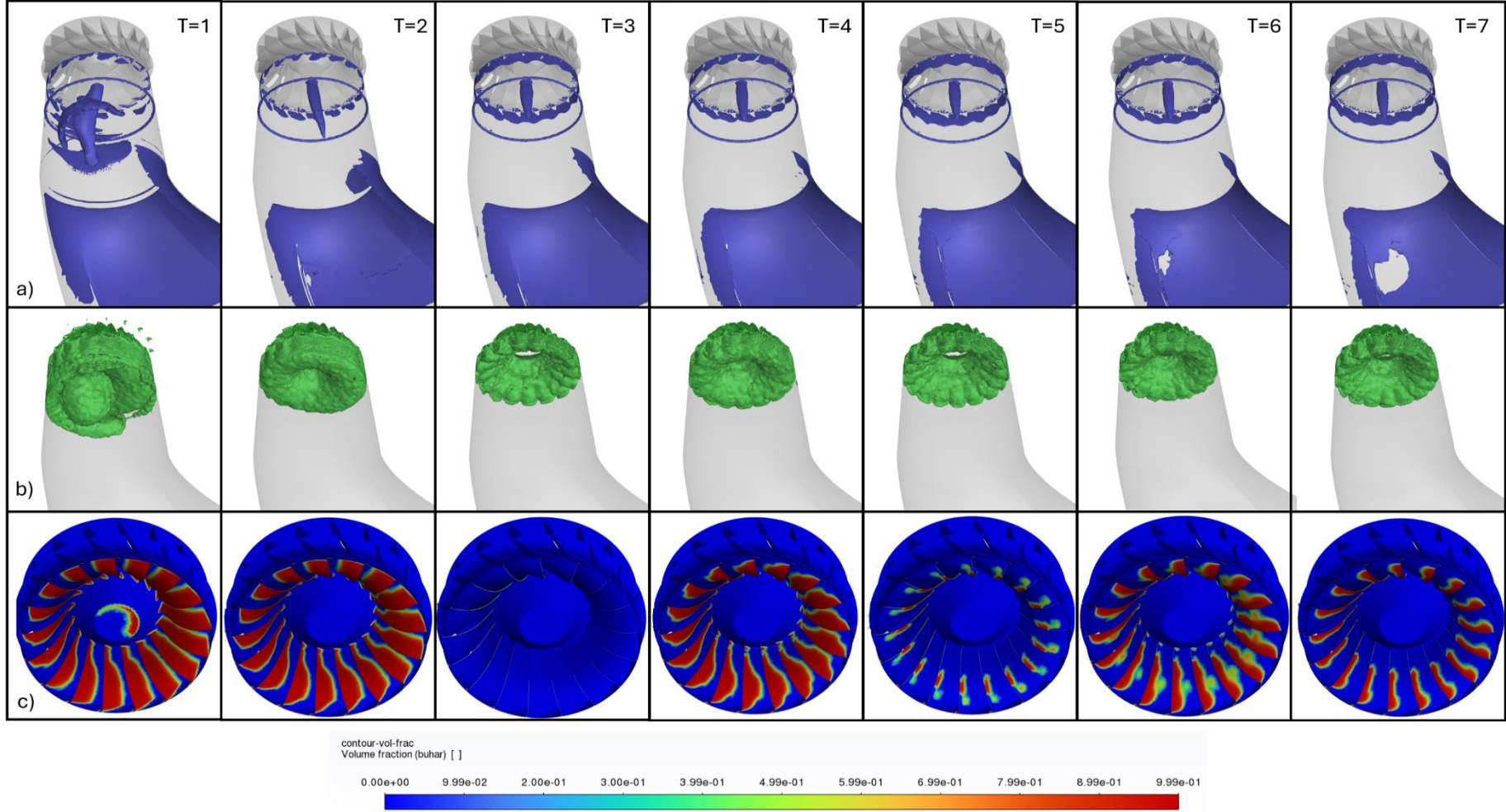
Frekans grafikleri kolay anlaşılabilir olması adına frekans değerleri çark frekansı olan 6,25 Hz'e bölünerek normalize edilmiştir. Grafikler incelendiğinde kavitasyon modelli analiz maksimum frekans genliğinin kavitasyonsuz analiz genliğine göre %269 daha fazla olduğu görülmektedir. Ayrıca kavitasyonsuz analiz A4 basınç noktasında en büyük genliğin çark frekansına ait olduğu görülürken diğer noktalarda farklı frekans ve genliklerde sinyaller oluşmuştur. Kavitasyon modelli analiz sonuçlarında ise tüm noktalarda  $0,43f_n$  frekansı baskındır ve çarktan uzaklaştıkça frekans genlikleri azalmıştır.

Aksiyal hız dağılım kontürleri ve buhar, basınç, aksiyal hız izoyüzeyleri Şekil 4.9'da paylaşılmıştır. Ayrıca kavitasyonun ve girdap oluşumunun sonuçlar üzerindeki etkisini incelemek için kavitasyon modelli analizde oluşturulan sahnelerin herbir periyot sonunda oluşan animasyonları alınmış ve Şekil 4.10 oluşturulmuştur.



**Şekil 4.9** : 1. analiz noktası a) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha_b=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri.

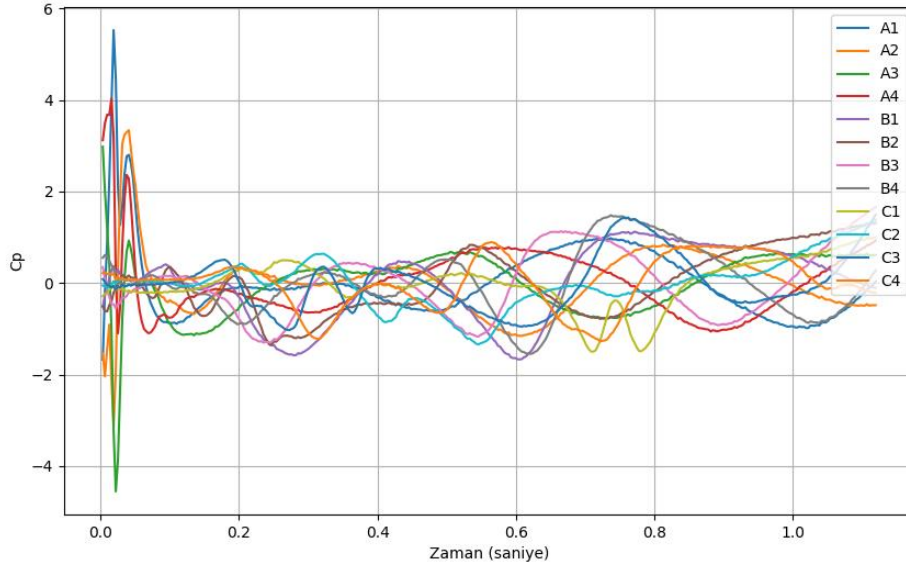




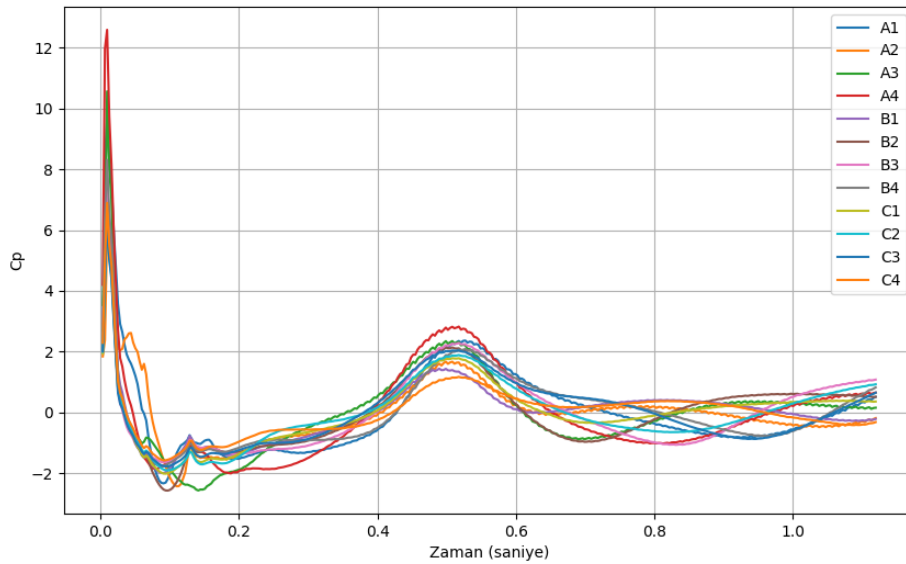
Şekil 4.10 : 1. analiz noktası a) Q kriteri izoyüzeyleri ( $Q=+500$ ) b) Fazlar arası kütle transferi c) Çark yüzeyi buhar fraksiyonu grafikleri

#### 4.4.2.2 İkinci analiz noktası ( $0,82Q_{Nom}$ )

Türbin dağ eğrisinde 87,15 m nominal düşü ve  $13.42 m^3/sn$  hacimsel debinin kesişim noktası olan 2. analiz noktasında gerçekleştirilen kavitasyonsuz ve kavitasyon modeli analizlere ait basınç genliği-zaman grafikleri Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.11 : 2. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-zaman grafiği.



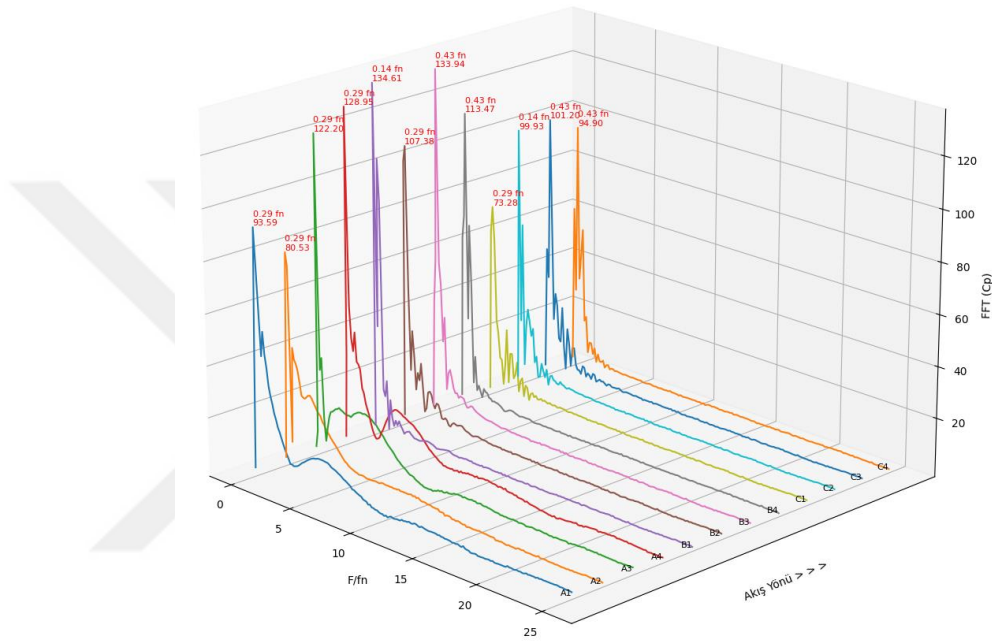
Şekil 4.12 : 2. analiz noktası kavitasyon modeli basınç genliği-zaman grafiği.

Grafikler incelendiğinde kavitasyon modeli analiz maksimum basınç genliği değerinin kavitasyonsuz analize göre yaklaşık iki buçuk kat daha büyük değer aldığı görülmektedir.

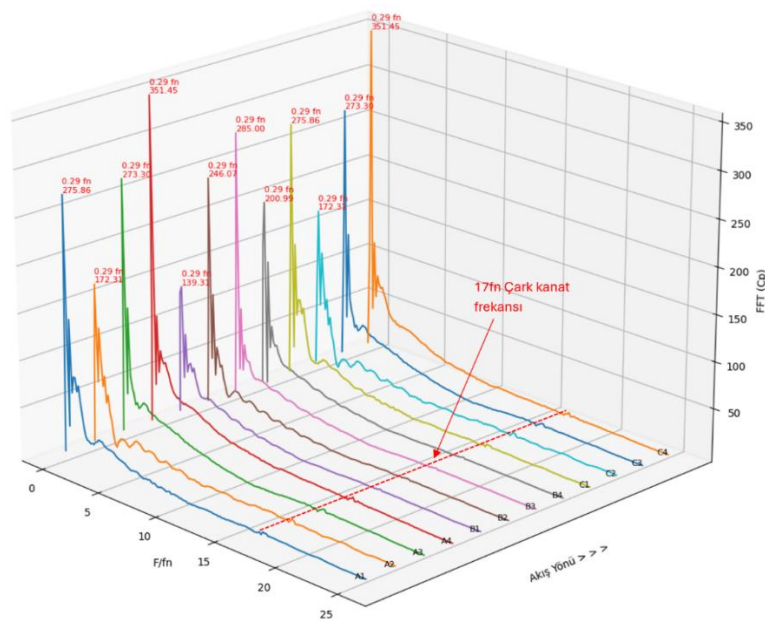


Kavitasyonsuz analizde ilk periyotun yarısından itibaren her basınç noktası sinüzoidal dalgalar çizerek devam etmişken, kavitasyon modellenli analizde tüm noktalar başlangıçta pik değere ulaşır ve sonrasında beraber yükselerek üçüncü periyot sonunda bir tepe oluşturarak kavitasyonsuz analize benzer bir dalgalanma ile devam etmiştir.

Hızlı Fourier Dönüşümü ile elde edilen analizlere ait frekans alanlı grafikler Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te gösterilmiştir.



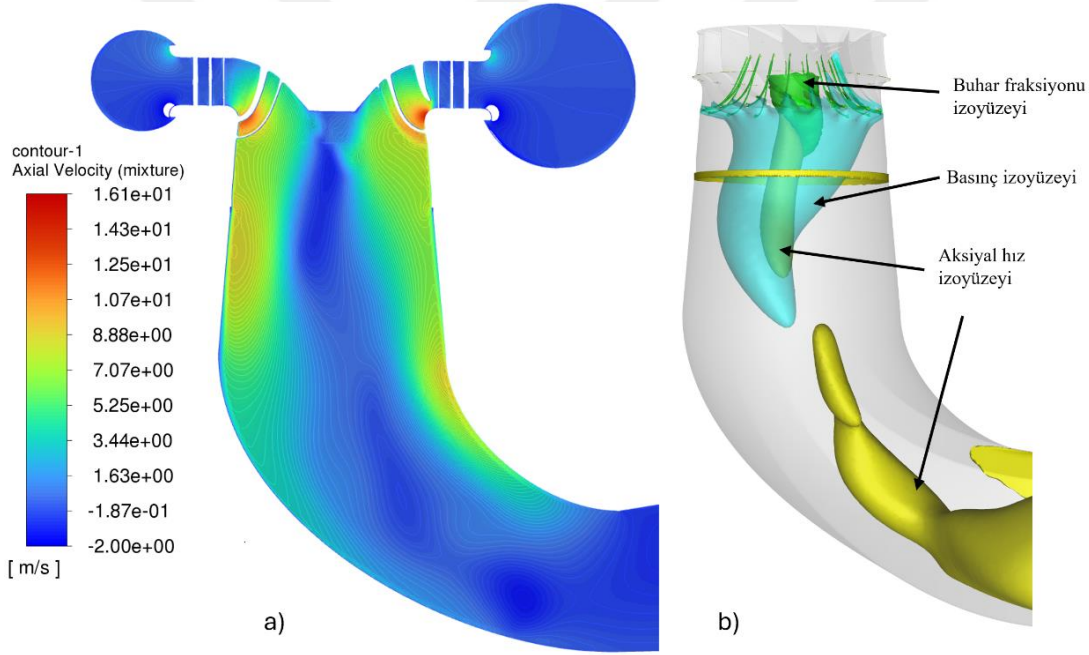
Şekil 4.13 : 2. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-zaman grafiği.



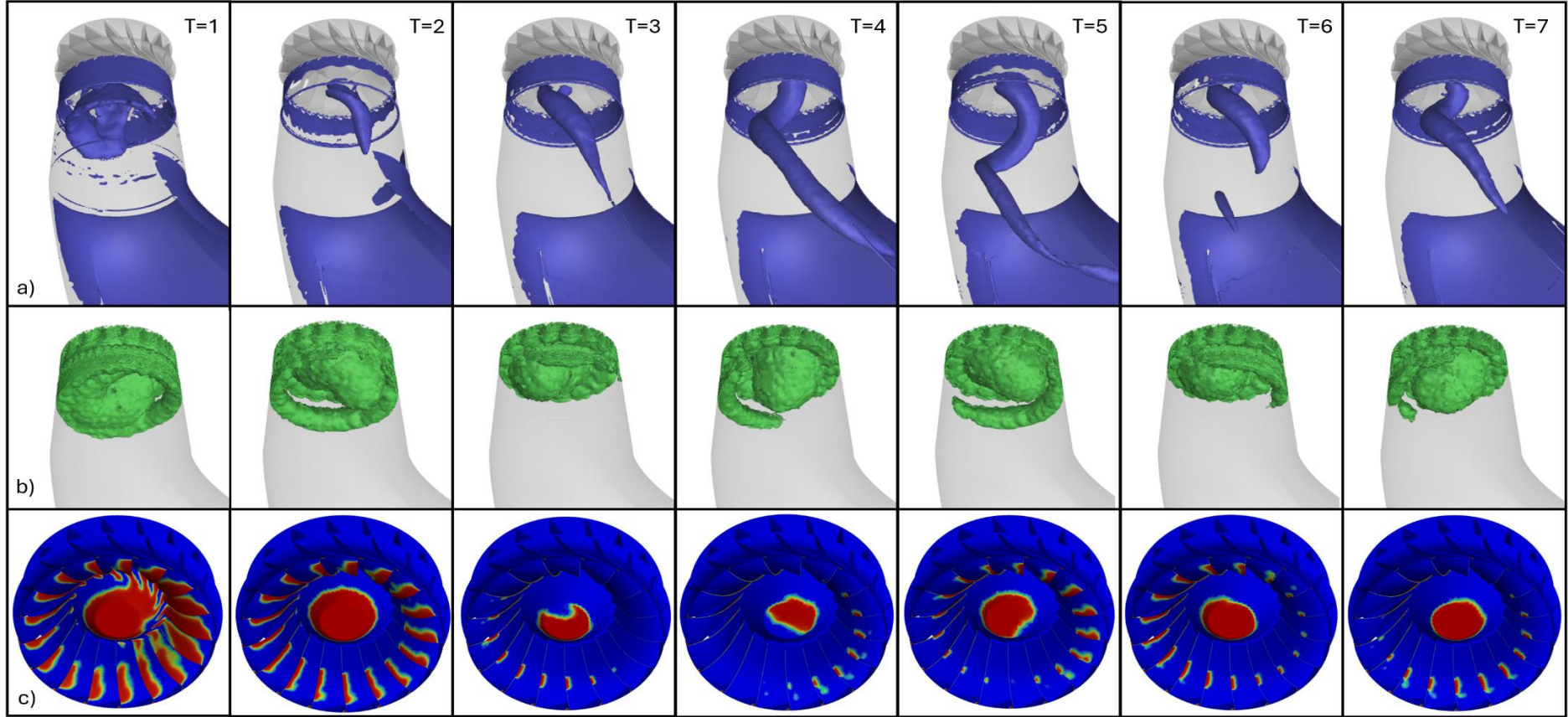
Şekil 4.14 : 2. analiz noktası kavitasyon modellenli basınç genliği-frekans grafiği.

Grafikler incelendiğinde kavitasyon modellenli analiz maksimum frekans genliğinin kavitasyonsuz analiz genliğine göre yaklaşık %161 daha fazla olduğu görülmektedir. Ayrıca kavitasyonsuz analizde çarka yakın noktalarda  $0,29f_n$  frekansı baskınken yayıcı dirseğine yaklaşıldıkça  $0,43f_n$  ve  $0,14f_n$  frekansları belirgin hale gelmiştir. Kavitasyon modellenli analizde ise neredeyse tüm noktalarda  $0,29f_n$  frekansı baskındır. Bu frekans türbin ünitelerindeki şiddetli titreşimlerin ve yorulma hasarlarının olduğu Rheingans frekansı ( $0,2f_n-0,4f_n$ ) aralığında yer alır.

Kavitasyonun ve girdap oluşumunun sonuçlar üzerindeki etkisini incelemek için kavitasyon modellenli analizde oluşturulan sahnelerin herbir periyot sonunda oluşan animasyonları alınmış ve Şekil 4.15 oluşturulmuştur. Ayrıca aksiyal hız dağılım kontürleri ve buhar, basınç, aksiyal hız izoyüzeyleri Şekil 4.16'da paylaşılmıştır.



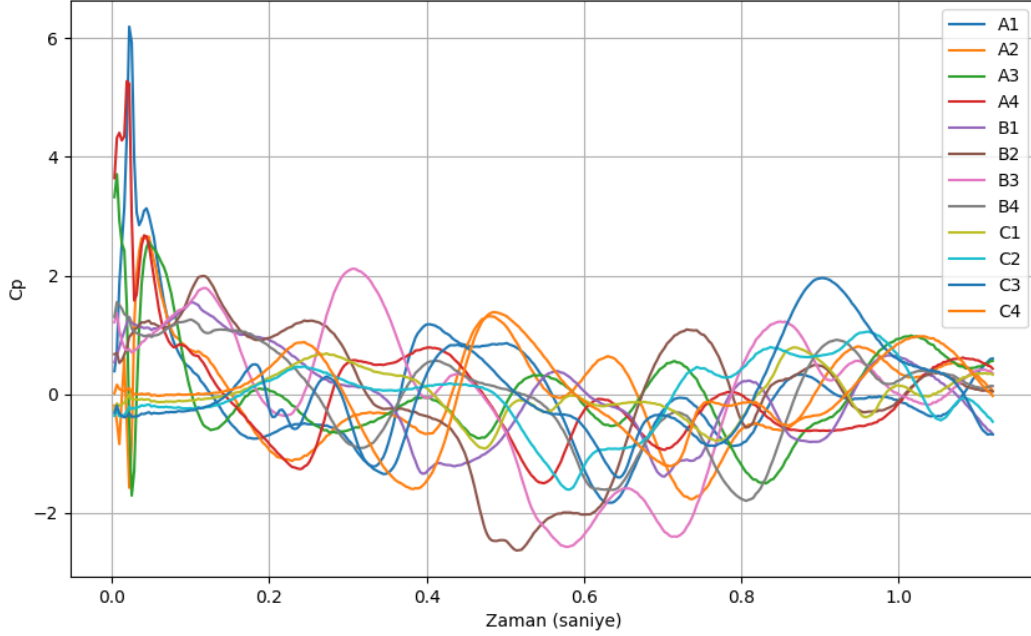
**Şekil 4.15 :** 2. analiz noktası a ) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha_b=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri.



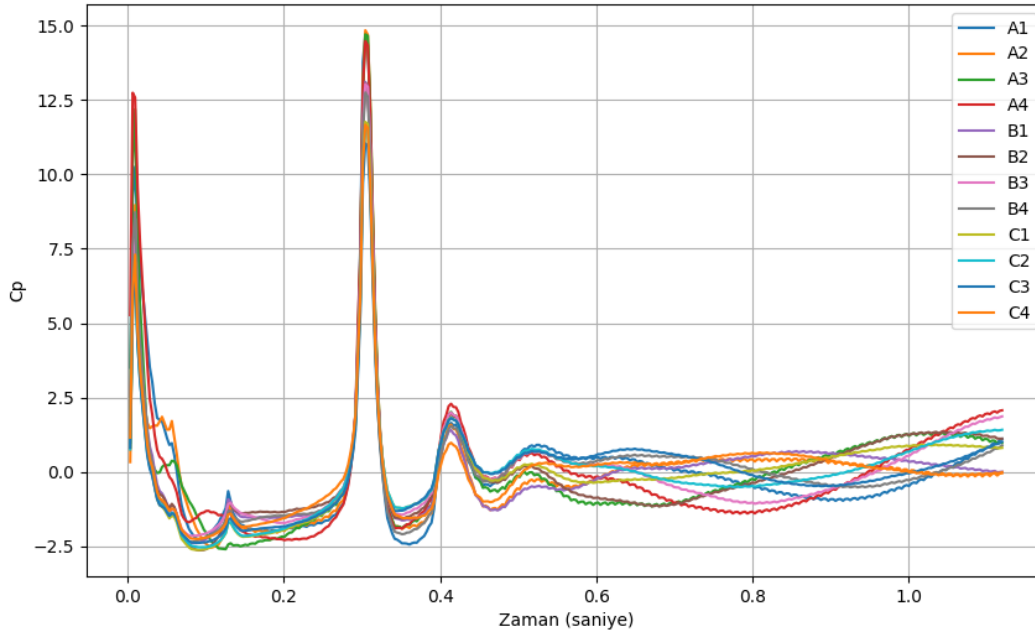
Şekil 4.16 : 2. analiz noktası a) Q kriteri izoyüzeyleri (Q=+500) b) Fazlar arası kütle transferi c) Çark yüzeyi buhar fraksiyonu grafikleri.

#### 4.4.2.3 Üçüncü analiz noktası ( $0,64Q_{Nom}$ )

Türbin dağ eğrisinde 87,15 m nominal düşü ve  $10,5 m^3/sn$  hacimsel debinin kesişim noktası olan 3. analiz noktasında gerçekleştirilen kavitasyonsuz ve kavitasyon modeli analizlere ait basınç genliği-zaman grafikleri Şekil 4.17 ve Şekil 4.18’de verilmiştir.



Şekil 4.17 : 3. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-zaman grafiği.

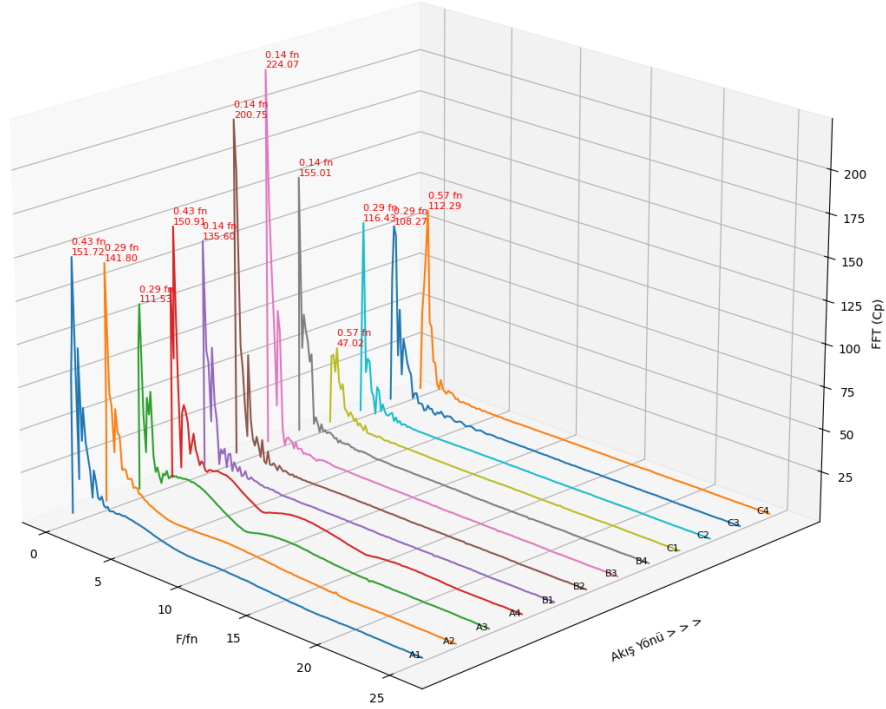


Şekil 4.18 : 3. analiz noktası kavitasyon modeli basınç genliği-zaman grafiği.

Grafikler incelendiğinde kavitasyon modelli analiz maksimum basınç genliği değerinin kavitasyonsuz analize göre %138 daha büyük değer aldığı görülmektedir. Başlangıçtaki hidrolik gürültüyü hesaba katmamak için ilk periyot hesaplamaya katılmadığında ise fark beş kata kadar çıkmaktadır.

Kavitasyonsuz analizde ilk periyotun yarısından itibaren her basınç noktası sinüzoidal dalgalar çizerek devam etmişken, kavitasyon modelli analizde tüm noktalar başlangıçta pik değere ulaşır ani düşüş yaşamış ve ikinci periyotun sonlarında benzer bir pik yapıp sonrasında bir tepe oluşturarak kavitasyonsuz analize benzer bir dalgalanma ile devam etmiştir.

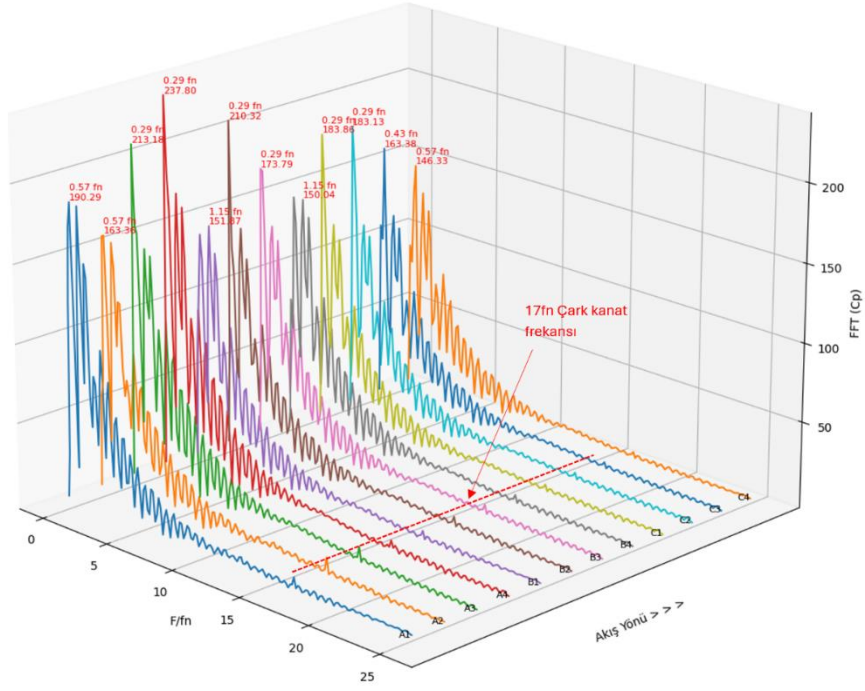
Hızlı Fourier Dönüşümü ile elde edilen analizlere ait frekans alanlı grafikler Şekil 4.19 ve Şekil 4.20’de gösterilmiştir.



Şekil 4.19 : 3. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-frekans grafiği.

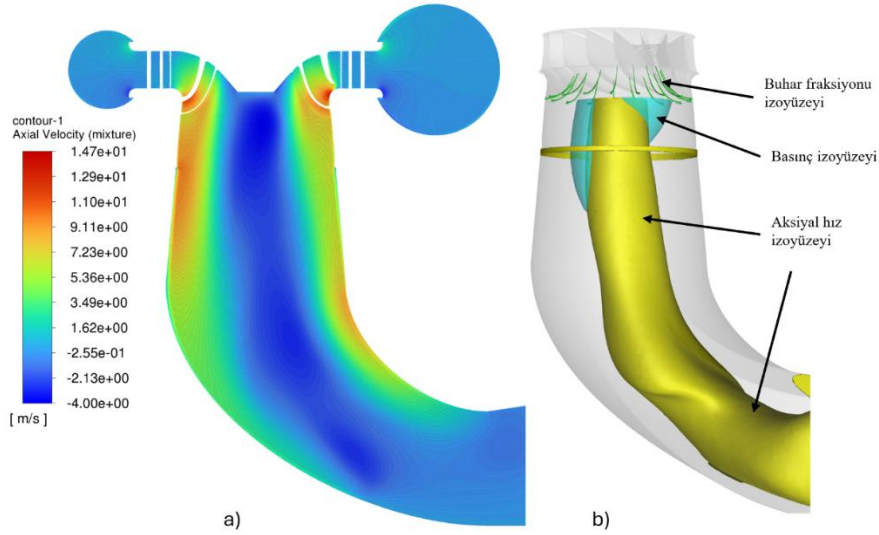
Grafikler incelendiğinde kavitasyon modelli analiz maksimum frekans genliğinin kavitasyonsuz analiz genliğine göre yaklaşık %6 daha fazla olduğu görülmektedir. Kavitasyonsuz analizde basınç ölçüm noktaları için baskın bir frekanstan söz etmek zor iken kavitasyon modelli analizde özellikle B noktalarının bulunduğu orta eksen kısmında  $0,29f_n$  frekansı baskındır. Ayrıca çark kanat frekansının belirginliği de artmıştır.



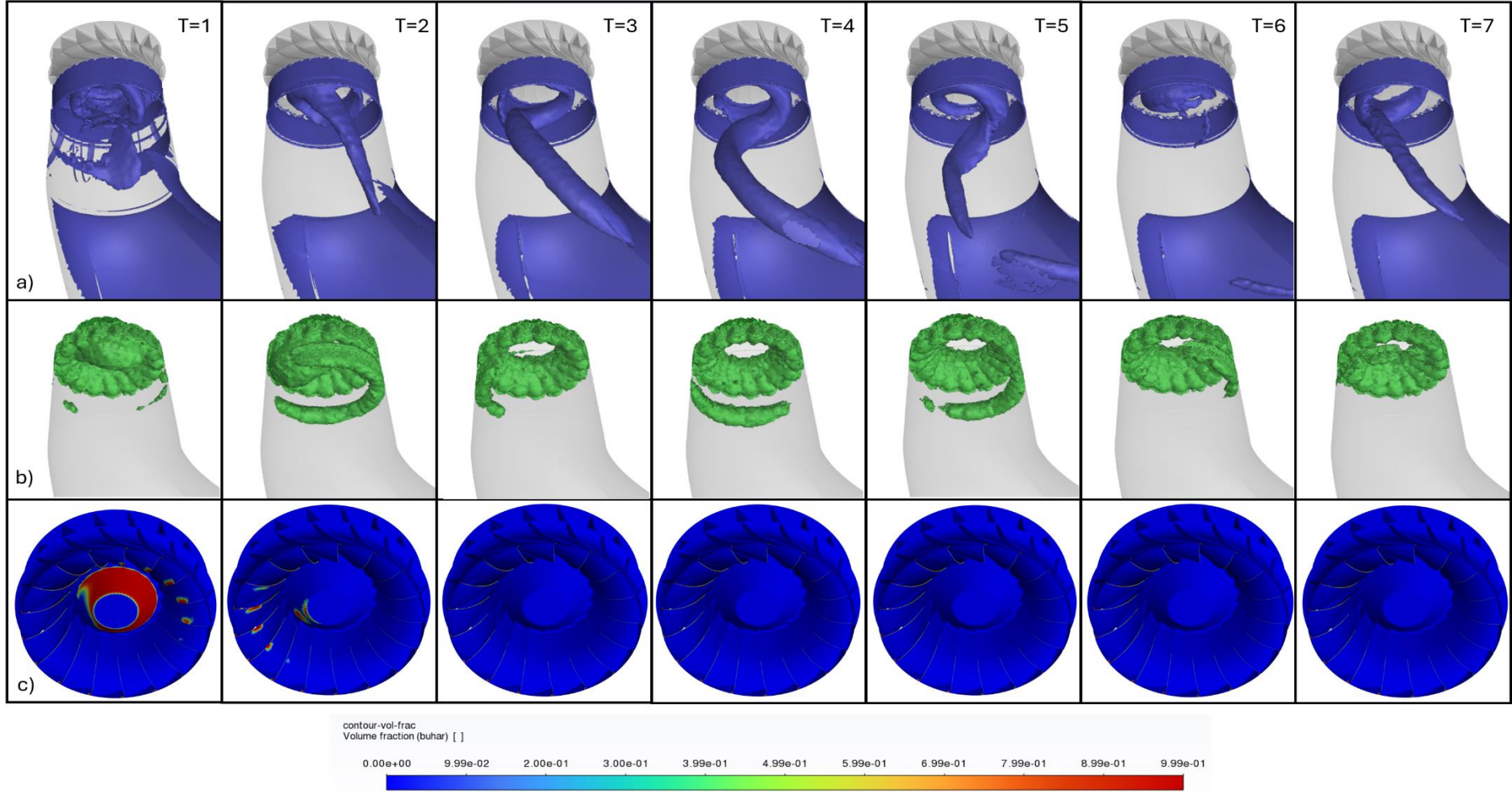


**Şekil 4.20 :** 3. analiz noktası kavitasyon modelli basınç genliği-frekans grafiği.

Aksiyal hız dağılım kontürleri ve buhar, basınç, aksiyal hız izoyüzeyleri Şekil 4.21’de paylaşılmıştır. Ayrıca kavitasyonun ve girdap oluşumunun sonuçlar üzerindeki etkisini incelemek için kavitasyon modelli analizde oluşturulan sahnelerin herbir periyot sonunda oluşan animasyonları alınmış ve Şekil 4.22 oluşturulmuştur.



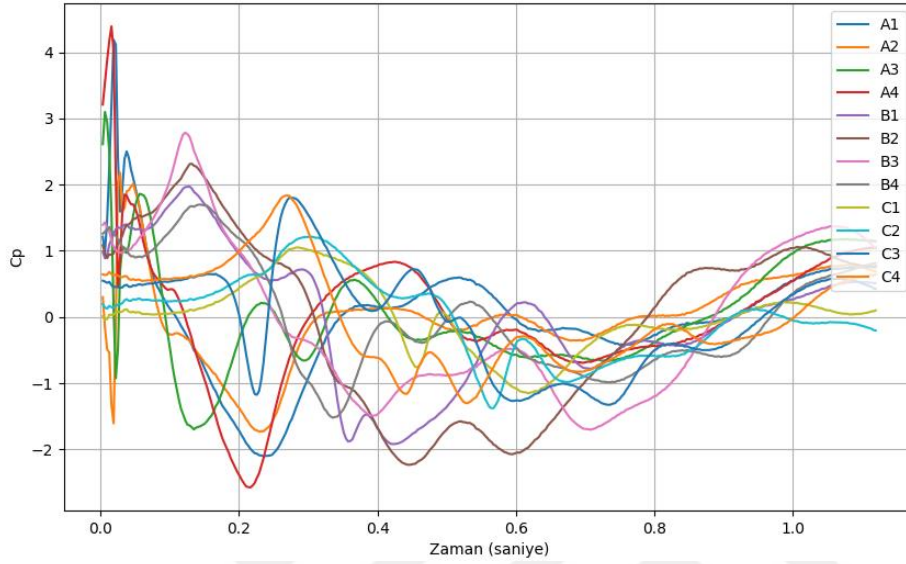
**Şekil 4.21 :** 3. analiz noktası a) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyonu izoyüzeyi ( $\alpha_b=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri.



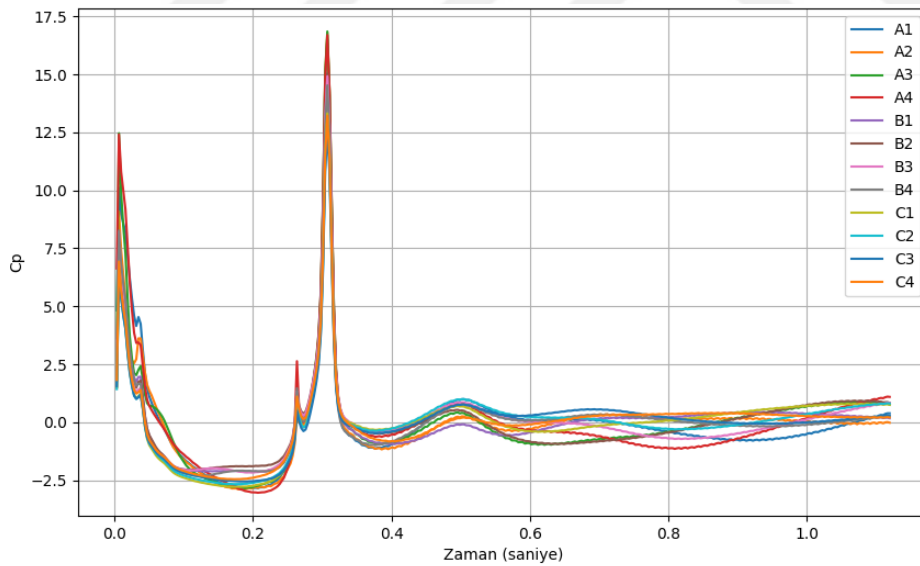
Şekil 4.22 : 3. analiz noktası a) Q kriteri izoyüzeyleri ( $Q=+500$ ) b) Fazlar arası kütle transferi c) Çark yüzeyi buhar fraksiyonu grafikler

#### 4.4.2.4 Dördüncü analiz noktası ( $0,46Q_{Nom}$ )

Türbin dağ eğrisinde 87,15 m nominal düşü ve  $7,55 m^3/sn$  hacimsel debinin kesişim noktası olan 4. analiz noktasında gerçekleştirilen kavitasyon modelli ve kavitasyonsuz analizlere ait basınç genliği-zaman grafikleri Şekil 4.23 ve Şekil 4.24’de verilmiştir.



Şekil 4.23 : 4. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-zaman grafiği.

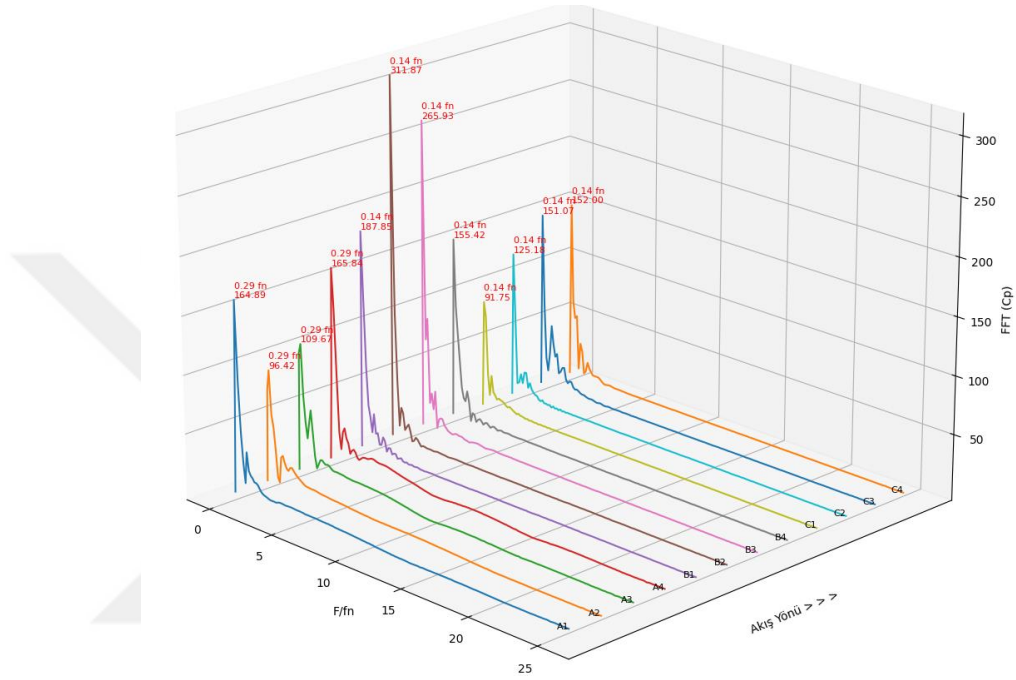


Şekil 4.24 : 4. analiz noktası kavitasyon modelli basınç genliği-zaman grafiği.

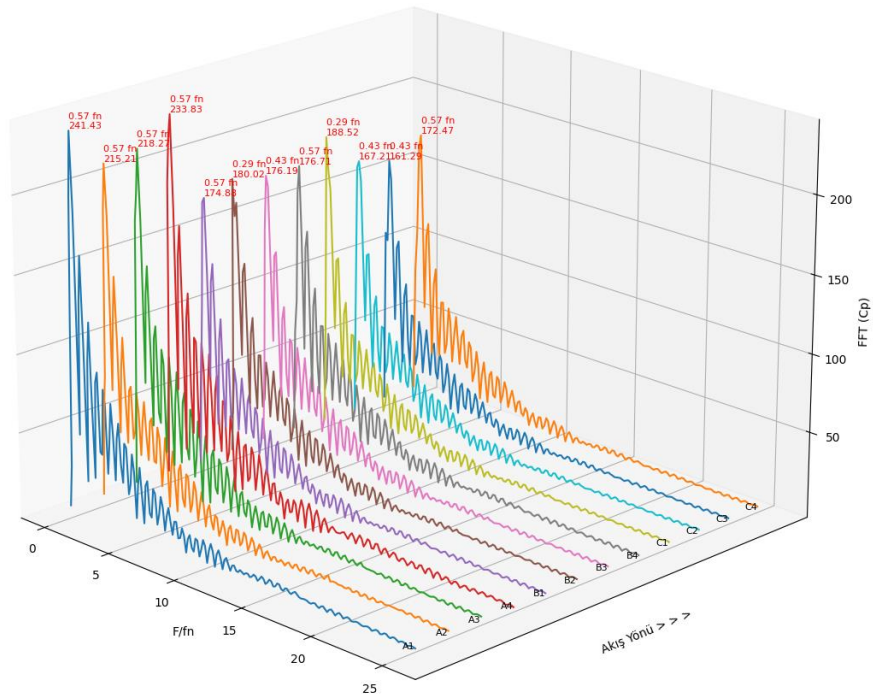
Grafikler incelendiğinde kavitasyon modelli analiz maksimum basınç genliği değerinin kavitasyonsuz analize göre %266 daha büyük değer aldığı görülmektedir. Başlangıçtaki hidrolik gürültüyü hesaba katmamak için ilk periyot hesaplamaya katılmadığında ise fark altı kata kadar çıkmaktadır.



Kavitasyonsuz analizde ilk periyotun yarısından itibaren her basınç noktası sinüzoidal dalgalar çizerek devam etmişken, kavitasyon modellenli analizde tüm noktalar başlangıçta pik değere ulaşır ve ani düşüş yaşamış ve ikinci periyotun sonlarında benzer bir pik yapıp sonrasında kavitasyonsuz analize benzer bir dalgalanma ile devam etmiştir. Hızlı Fourier Dönüşümü ile elde edilen analizlere ait frekans alanlı grafikler Şekil 4.25 ve Şekil 4.26’da gösterilmiştir.



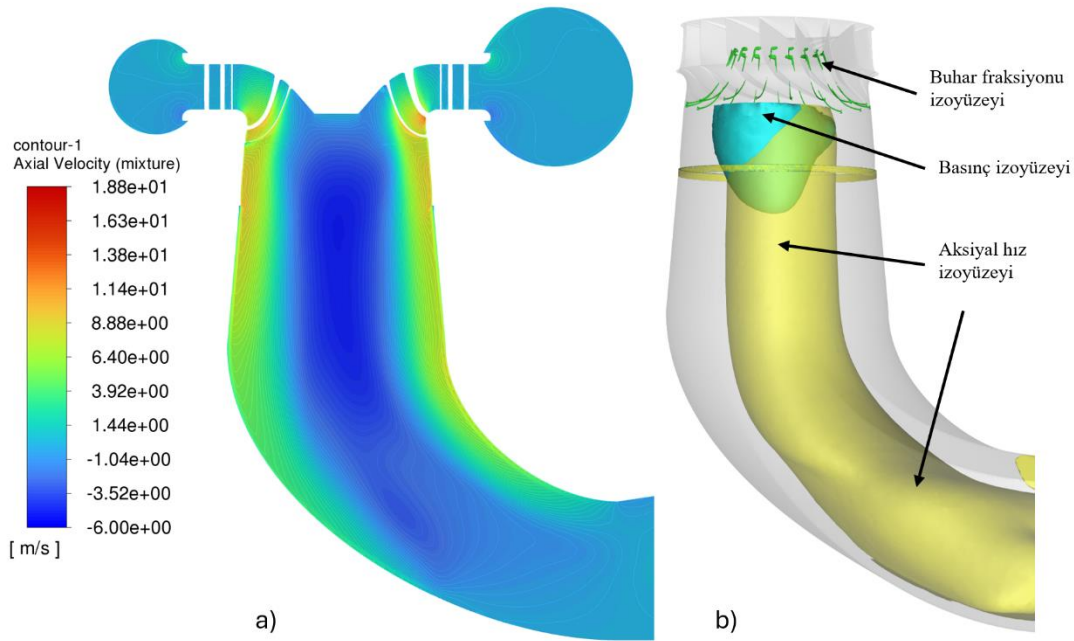
Şekil 4.25 : 4. analiz noktası kavitasyonsuz basınç genliği-frekans grafiği.



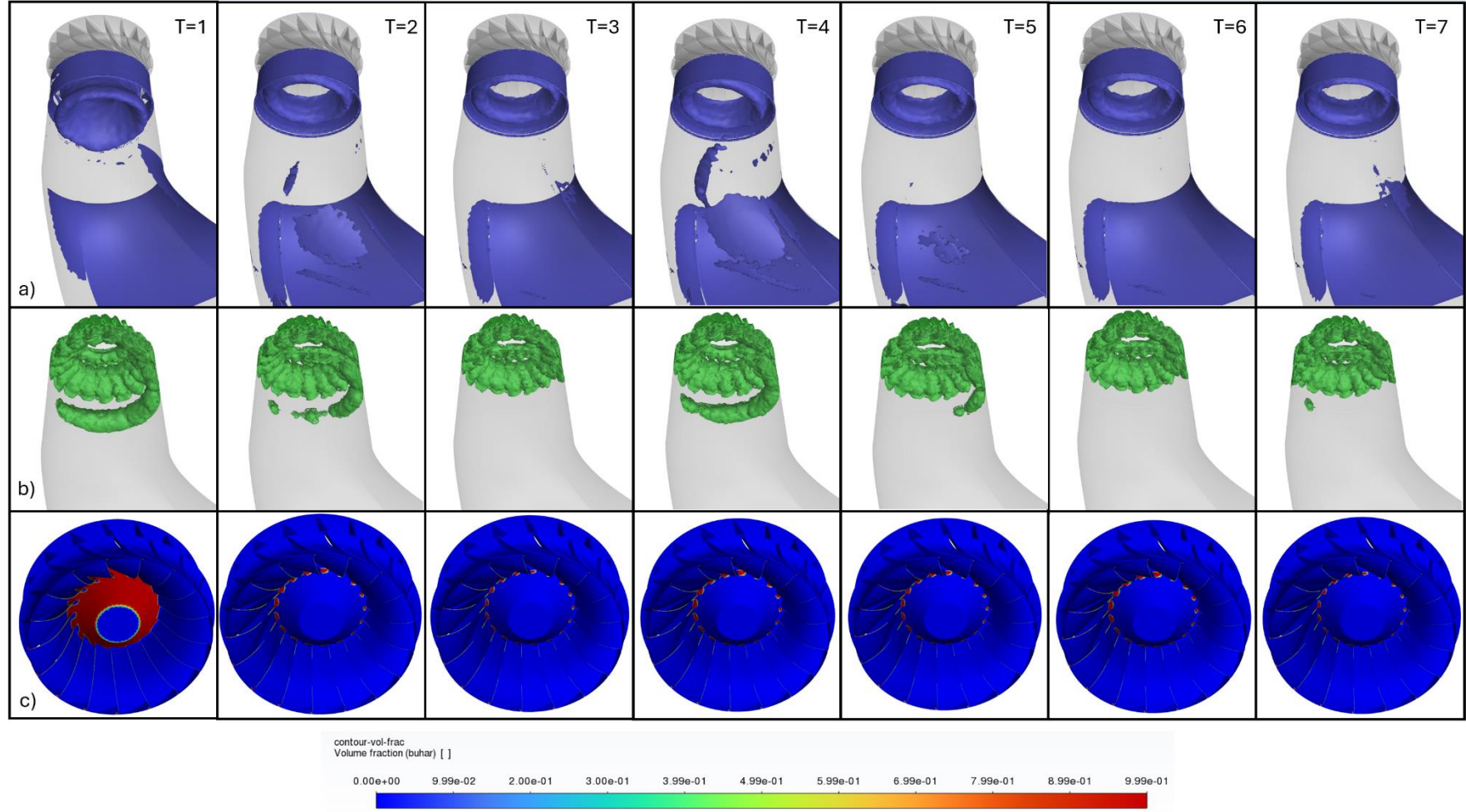
Şekil 4.26 : 4. analiz noktası kavitasyon modellenli basınç genliği-frekans grafiği.

Grafikler incelendiğinde kavitasyonsuz analiz maksimum frekans genliğinin ilk kez kavitasyon modelliye göre daha fazla değer aldığı görülmüştür. (Yaklaşık %29) Kavitasyonsuz analiz A eksen noktalarında baskın frekans genliği  $0,29f_n$  iken B ve C eksen noktalarında  $0,14f_n$  olduğu görülmektedir. Kavitasyon modelli analizde ise A eksen noktalarında  $0,57f_n$  frekansı baskınken, diğer noktalarda farklı frekanslar gözlenmiştir.

Aksiyal hız dağılım kontürleri ve buhar, basınç, aksiyal hız izoyüzeyleri Şekil 4.27’de paylaşılmıştır. Ayrıca kavitasyonun ve girdap oluşumunun sonuçlar üzerindeki etkisini incelemek için kavitasyon modelli analizde oluşturulan sahnelerin herbir periyot sonunda oluşan animasyonları alınmış ve Şekil 4.28 oluşturulmuştur.



**Şekil 4.27 :** 4. analiz noktası a ) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha_b=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri



Şekil 4.28 : 4. analiz noktası a) Q kriteri izoyüzeyleri ( $Q=+500$ ) b) Fazlar arası kütle transferi c) Çark yüzeyi buhar fraksiyonu grafikleri.

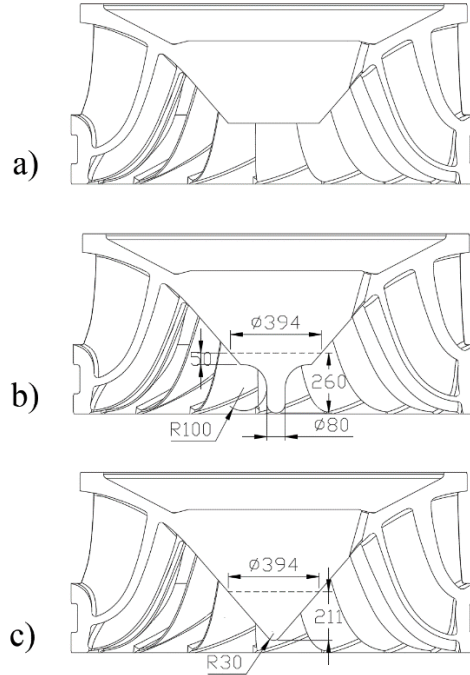


## 5. İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİNE AİT HAD ANALİZLERİ

Çalışmanın bu bölümünde literatürde yer alan iyileştirme yöntemlerinin Mavi HES türbinine uygulanması durumu ele alınmıştır. Aktif yöntemlerde kullanılan enjeksiyon oranları olarak başarılı kabul edilmiş çalışmalarda sıklıkla kullanılan yüzdeler kullanılmıştır. Pasif yöntemlerde ise yine etkinliği kanıtlanmış tasarımsal değişiklikler referans alınarak katı modeller modifiye edilmiştir.

### 5.1 Çark Merkez Uzantısı Tasarımının Değiştirilmesi

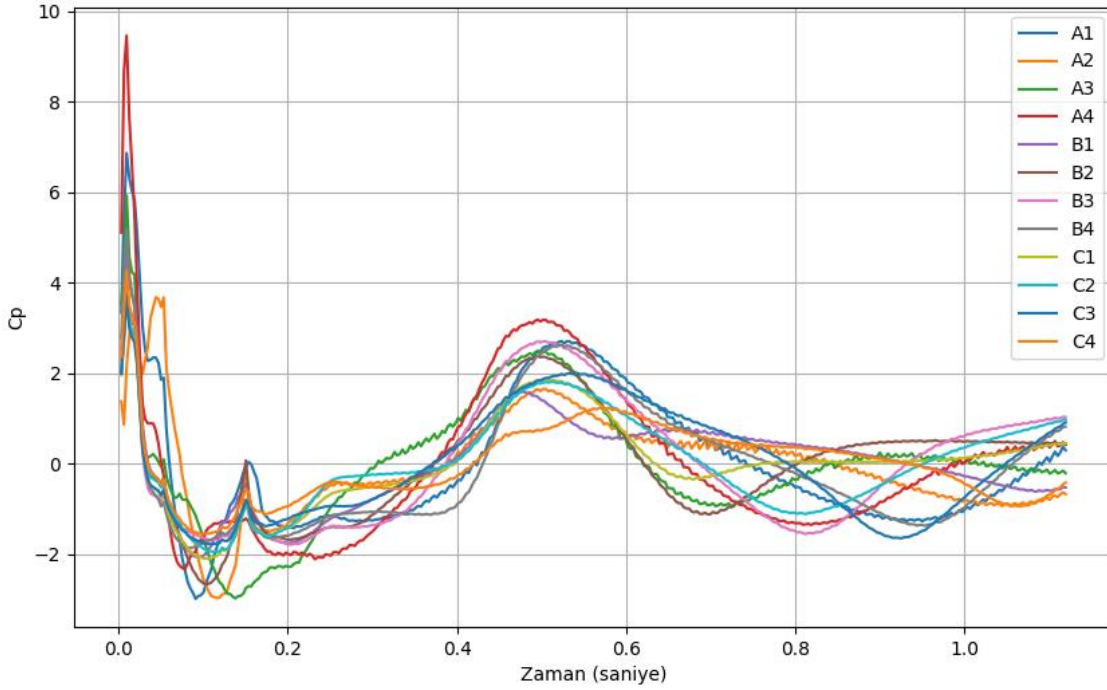
Literatürde uygulanan çark merkez uzantısı dizaynları dikkate alınarak iki farklı tasarım yapılmış ve detayları Şekil 5.1’de paylaşılmıştır.



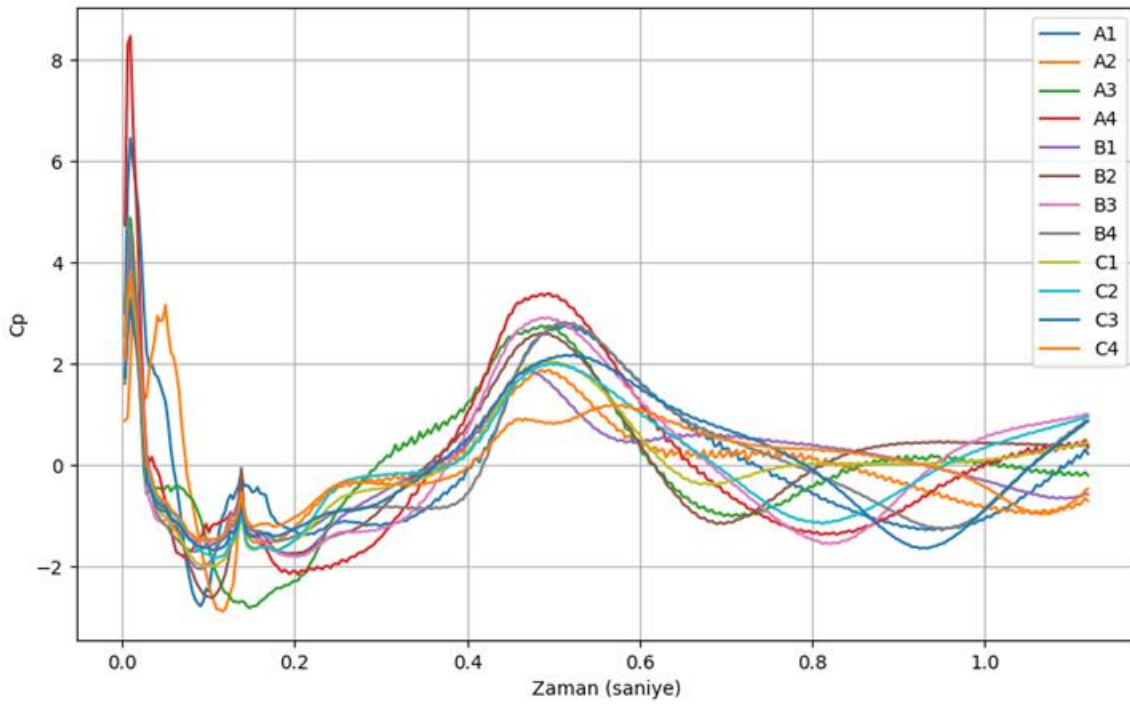
**Şekil 5.1** : a) Standart çark b) A tip uzantılı çark c) B tip uzantılı çark görünüşleri.

Tasarlanan katı modellerin çözüm ağı oluşturularak, 2. analiz noktası için gerçekleştirilen daimi olmayan hal analizleri, aynı başlangıç ve sınır koşullarıyla tekrarlanmıştır. Kaviteasyon modellemeli ve iki fazdan oluşan bu analizlerden elde

edilen basınç ölçümleri kullanılarak oluşturulan, basınç genliği zaman değişim grafikleri Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'te verilmiştir.



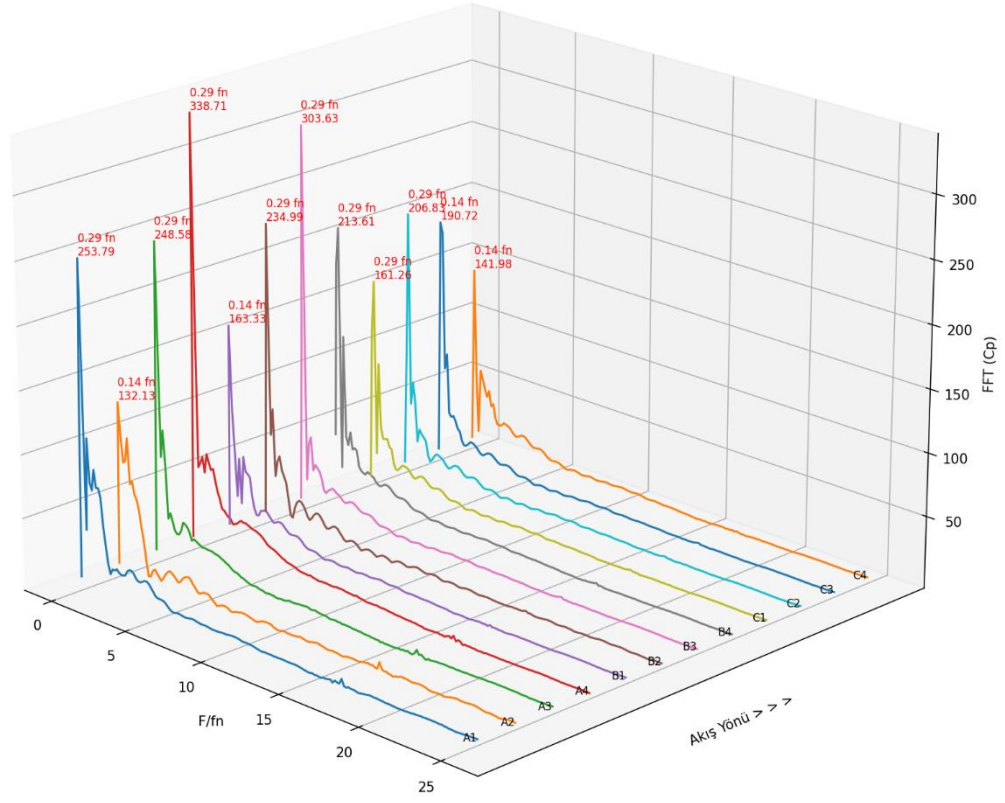
Şekil 5.2 : A tip uzantılı türbine ait basınç genliği-zaman grafiği.



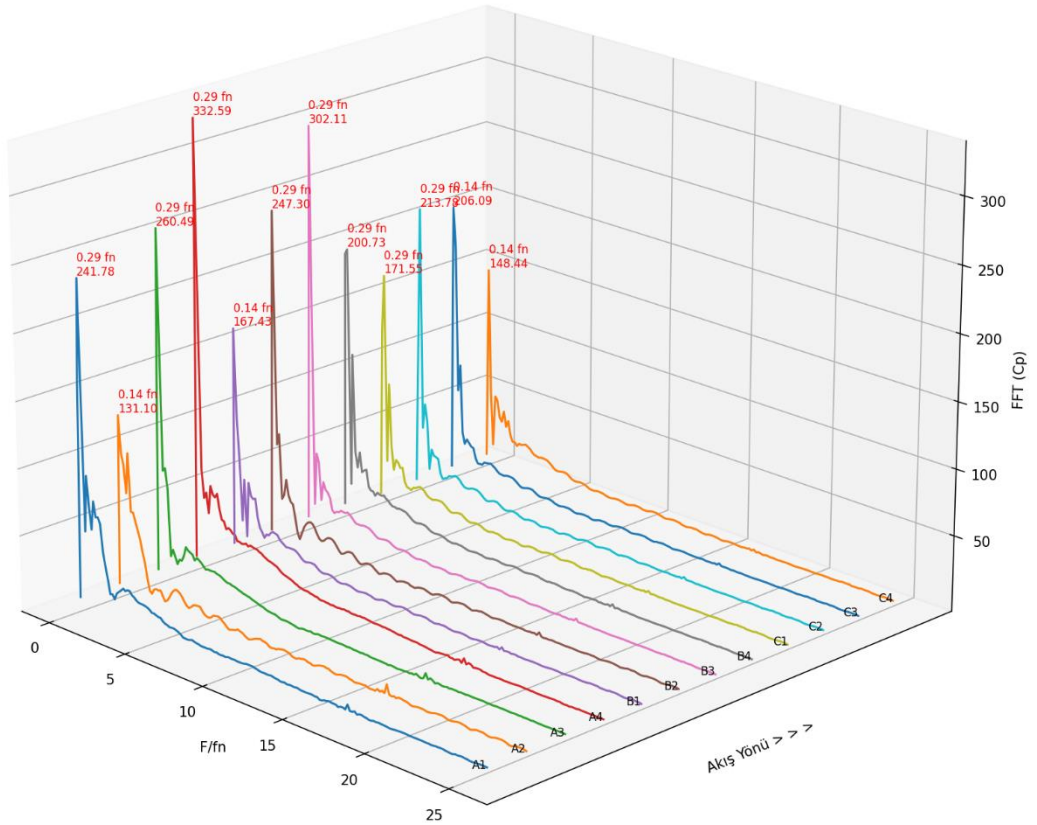
Şekil 5.3 : B tip uzantılı türbine ait basınç genliği-zaman grafiği.

Basınç genliği -frekans değişim grafikleri ise Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'te verilmiştir.





Şekil 5.4 : A tip uzantılı türbine ait basınç genliği-frekans grafiği.

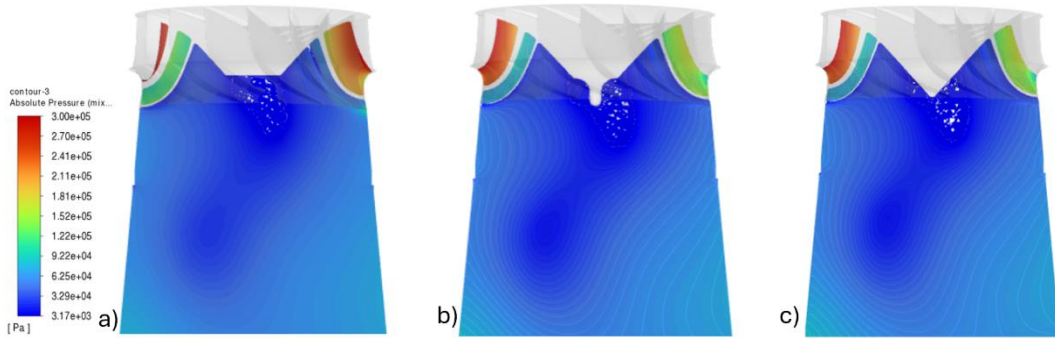


**Şekil 5.5 : B tip uzantılı türbine ait basınç genliği-frekans grafiği.**

Grafikler incelendiğinde A tip uzantılı türbinin maksimum basınç genliğinin standart çarklı türbine göre %3,6 azaldığı görülmektedir. B tip uzantılı türbinde ise bu değer %5,4'e ulaşmaktadır. Buna karşın baskın olan frekans genliği zararlı Rheingans aralığında seyretmeye devam ettiği görülmüştür.

Çark merkezi uzantısının değişimi, çark çıkışında basıncın düşük olduğu ve girdap oluşumunun başladığı noktayı dolgu etkisi ile zayıflatmak amacıyla kullanılır. Uzantının tasarımı ile yine bu noktaki basınç dağılımını optimize ederek düşük basınçlı bölgeleri sıkıştırmayı amaçlamaktadır.

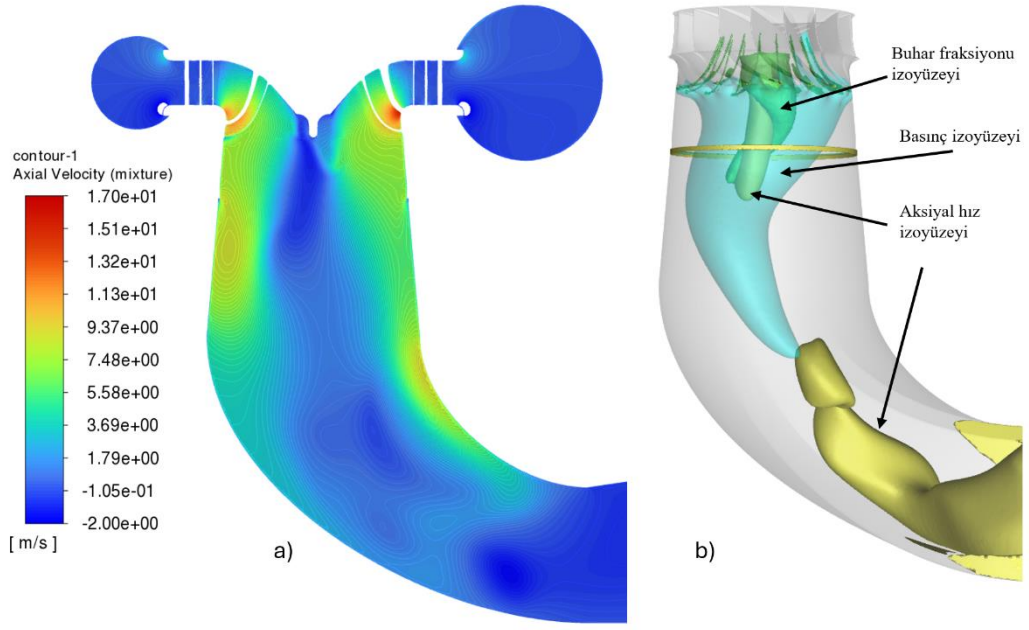
Yapılan analizlerin sonuçları aşağıdaki şekillerle görselleştirilmiştir. Şekil 5.6'da girdap oluşan düşük basınçlı bölgenin ve bu bölge başlangıcındaki kavitasyonlu kısmın etkinliğinin devam ettiği görülmektedir.



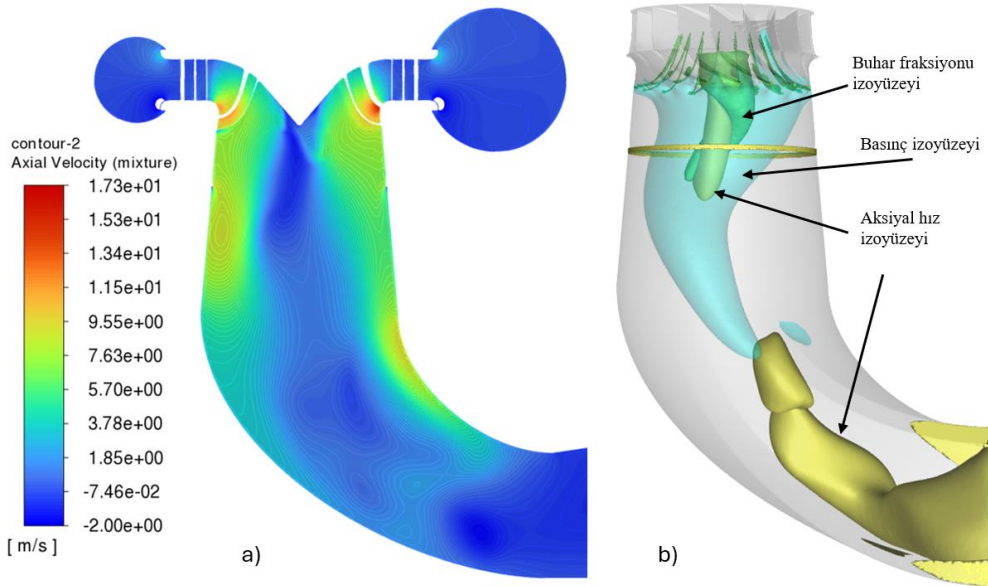
**Şekil 5.6 : a) Standart çark b) A tip uzantılı çark c) B tip uzantılı çark basınç kontürleri.**

İyileştirme yönteminin etkisinin daha detaylı incelenmesi için iki farklı çark uzantısı için gerçekleştirilen analizlerin; aksiyal hız dağılımı kontürleri, buhar fraksiyon ve basınç izoyüzeyleri oluşturularak grafikler Şekil 5.7 ve 5.8'de paylaşılmıştır. Bu şekillerde uzantının dolgu etkisi sayesinde düşük basınç izoyüzeylerinin bir miktar daha genişlediği, buna karşın aksiyal hızın sıfır olduğu bölgenin ise küçüldüğü görülmektedir. Yapılan değişiklikten kaynaklanan yayıcı basınç kazanımı ve verim değişimi ise çalışmanın son bölümde karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.





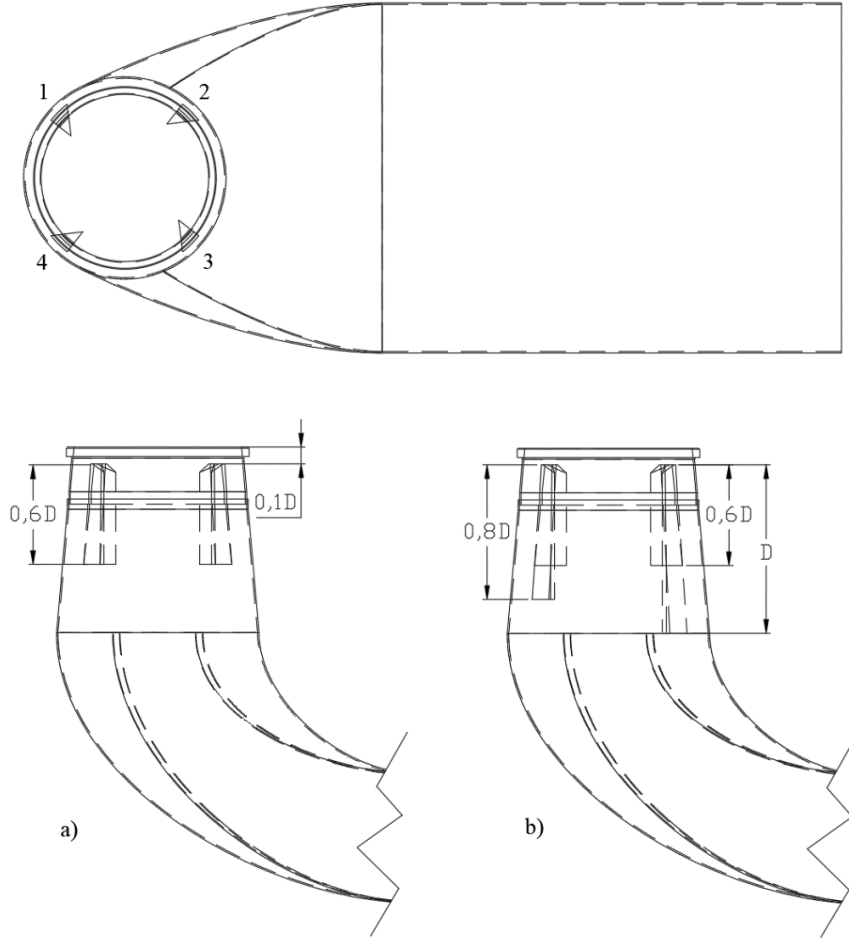
**Şekil 5.7 :** A tip uzantılı türbin a) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha_b=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri.



**Şekil 5.8 :** B tip uzantılı türbin a) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha_b=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri

## 5.2 Girdap Önleyici Kanat Uygulaması

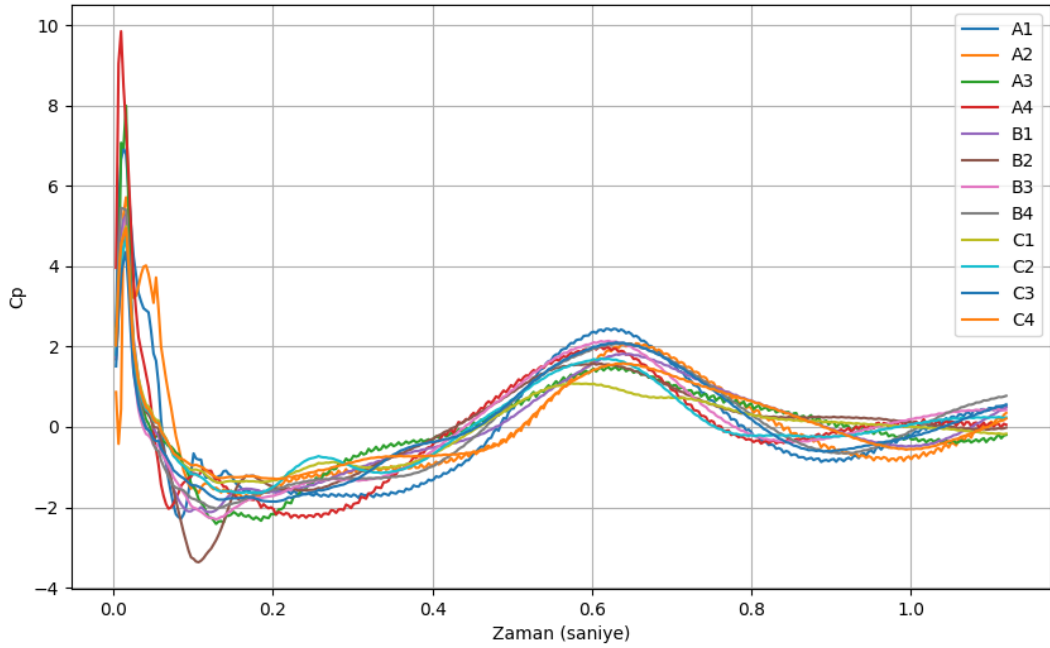
Yayıcı konisine eklenen farklı tasarımlardaki yapılar ile girdap etkisi iyileştirmesi sık başvurulan yöntemlerden biridir. Kanat, sönümleme kapısı ve J oluk eklenmesi çalışmalarda öne çıkan başlıca tasarım değişiklikleridir. İncelenen çalışmalardan Shahzer vd. [45]'nin yaptığı çalışmada dik üçgen kesitli kanatların basınç dalgalanmalarındaki genliği azalttığı, değişken uzunluktaki kanatlarında akışın istikrarına katkıda bulunduğu belirtilmiştir. Bu çalışmadaki kanat geometrisine benzer çalışma yapılmış ve Mavi HES katı modeline uygulanmıştır. Kanat uzunlukları ve kanat yerleşimleri Şekil 5.9'da paylaşılmıştır.



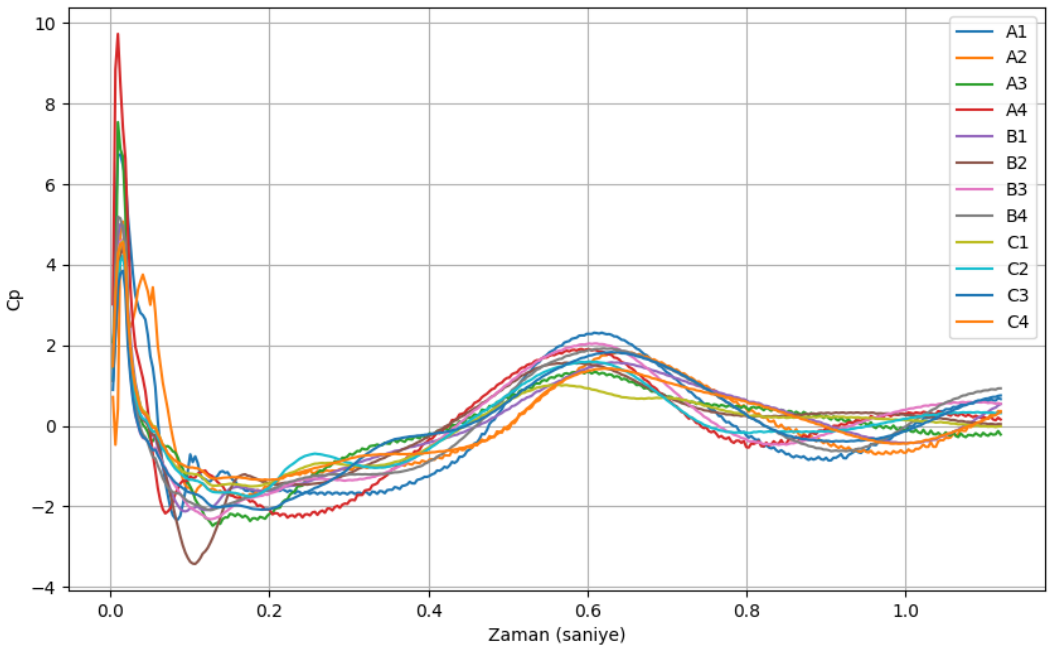
Şekil 5.9 : A ve B tip kanat uygulaması yerleşimi.

Tasarlanan katı modellerin çözüm ağı oluşturularak, 2. analiz noktası için gerçekleştirilen daimi olmayan hal analizleri, aynı başlangıç ve sınır koşullarıyla tekrarlanmıştır. Kaviteasyon modellemeli ve iki fazdan oluşan bu analizlerden elde

edilen basınç ölçümleri kullanılarak oluşturulan, basınç genliği zaman değişim grafikleri Şekil 5.10 ve Şekil 5.11’de verilmiştir.

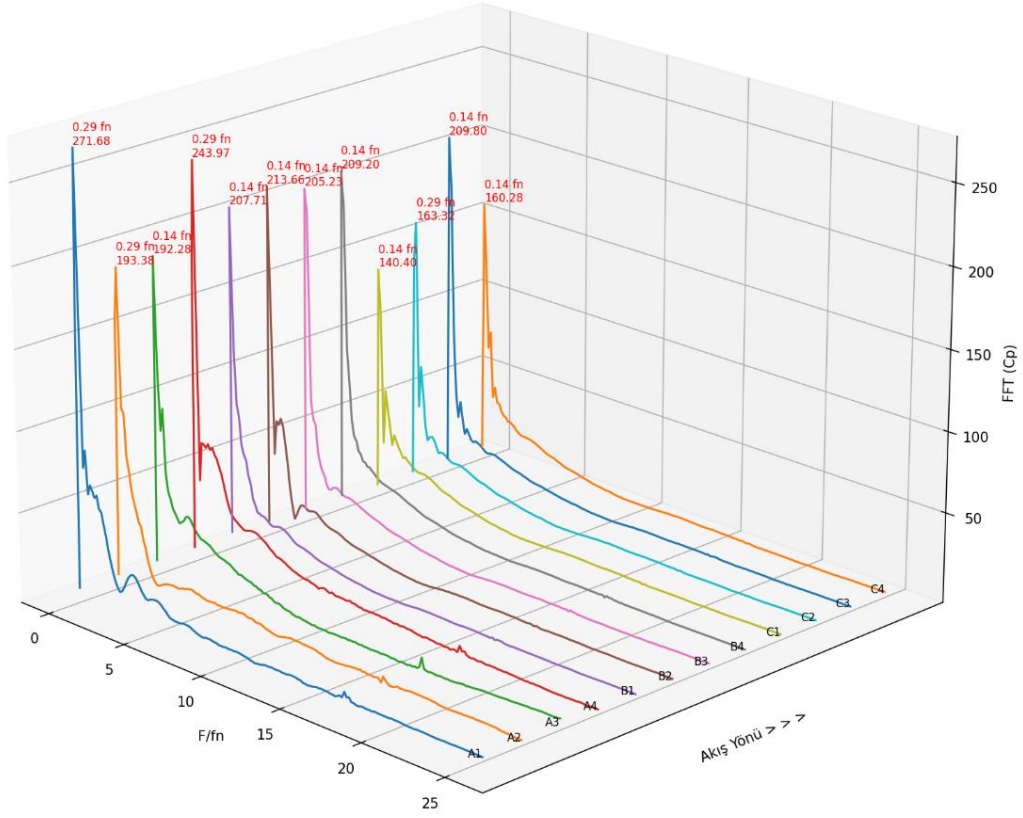


Şekil 5.10 : A tip kanatlı türbine ait basınç genliği-zaman grafiği.

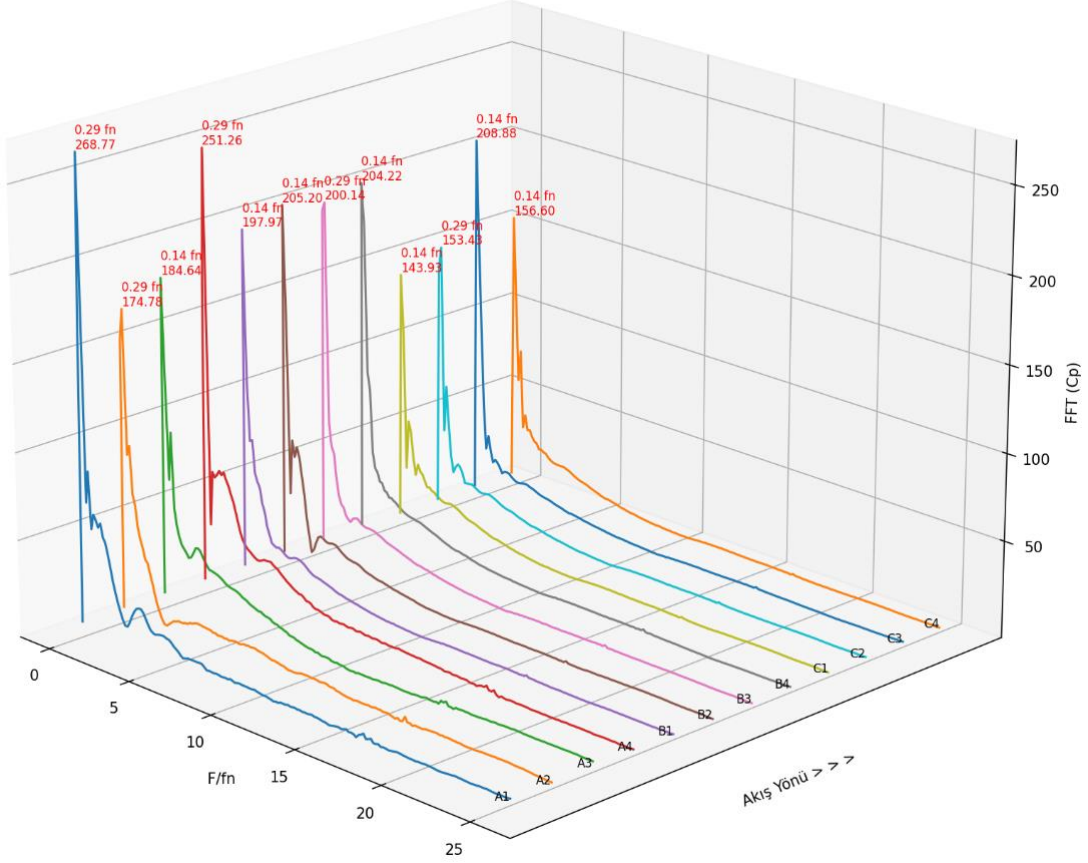


Şekil 5.11 : B tip kanatlı türbine ait basınç genliği-zaman grafiği.

Basınç genliği -frekans değişim grafikleri ise Şekil 5.12 ve Şekil 5.13’te verilmiştir.



Şekil 5.12 : A tip kanatlı türbine ait basınç genliği-frekans grafiği.

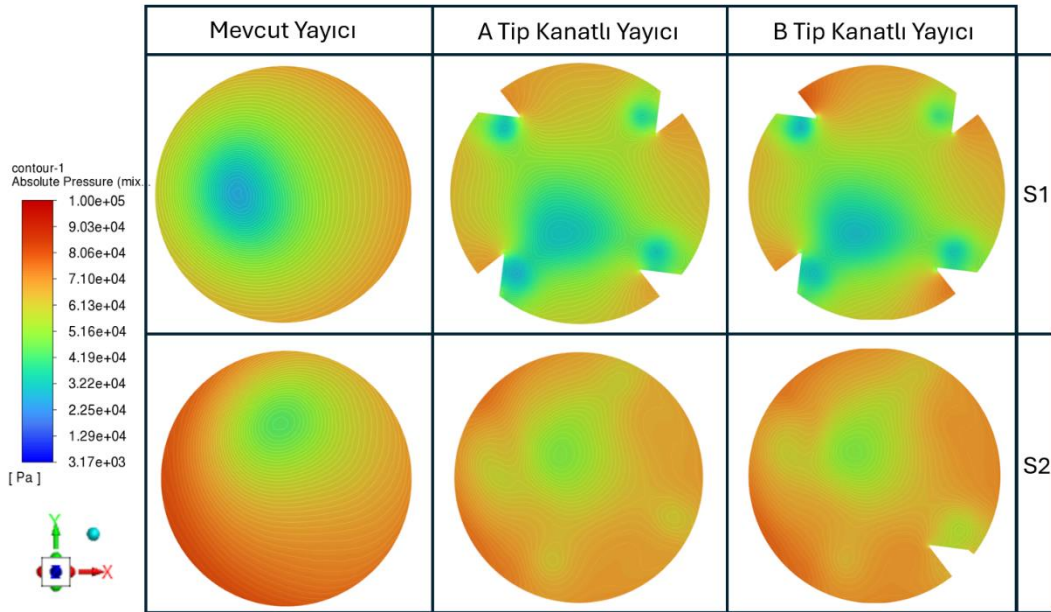


Şekil 5.13 : B tip kanatlı türbine ait basınç genliği-frekans grafiği.

Grafikler incelendiğinde A tip kanatlara sahip türbinin maksimum basınç genliğinin standart türbine göre %22,7 azaldığı görülmektedir. B tip uzantılı türbinde ise bu değer %23,5'a ulaşmaktadır. Buna rağmen özellikle çark çıkışında zararlı Rheingans frekansı oluşumuna devam ettiği görülmüştür. Bu durum girdap halatının etkisinin azalmasına rağmen oluşumunun devam ettiğini göstermektedir.

Kısmi yük koşullarında çark çıkışındaki akışın hızının çevresel bileşeninin yüksek olması sebebiyle merkezde düşük hızlı ölü su bölgesi oluşur. Ayrıca bu düşük basınç bölgesinde oluşan kavitasyonunda katkısıyla, kuvvetli basınç dalgalanmaları meydana getiren girdap halatı oluşur. Yayıcı girişine eklenen kanatlar ile hızın çevresel bileşeni azaltılarak, teğetsel momentumun aksel momentuma dönüşümü zorlanır.

Yapılan analizlerin sonuçları aşağıdaki şekillerle görselleştirilmiştir. Şekil 5.14'te mevcut türbin yayıcısında bulunan eksantrik düşük basınç bölgesinin, kanatların eklenmesiyle değişimi gösterilmiştir.

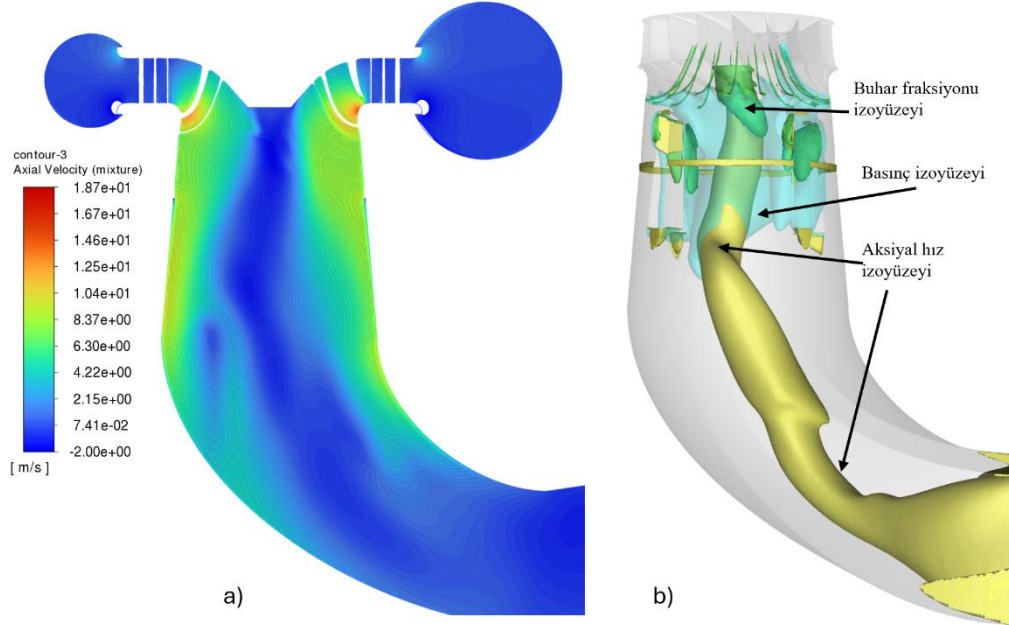


**Şekil 5.14 :** S1 ve S2 düzlemlerindeki basınç kontürlerinin karşılaştırması.

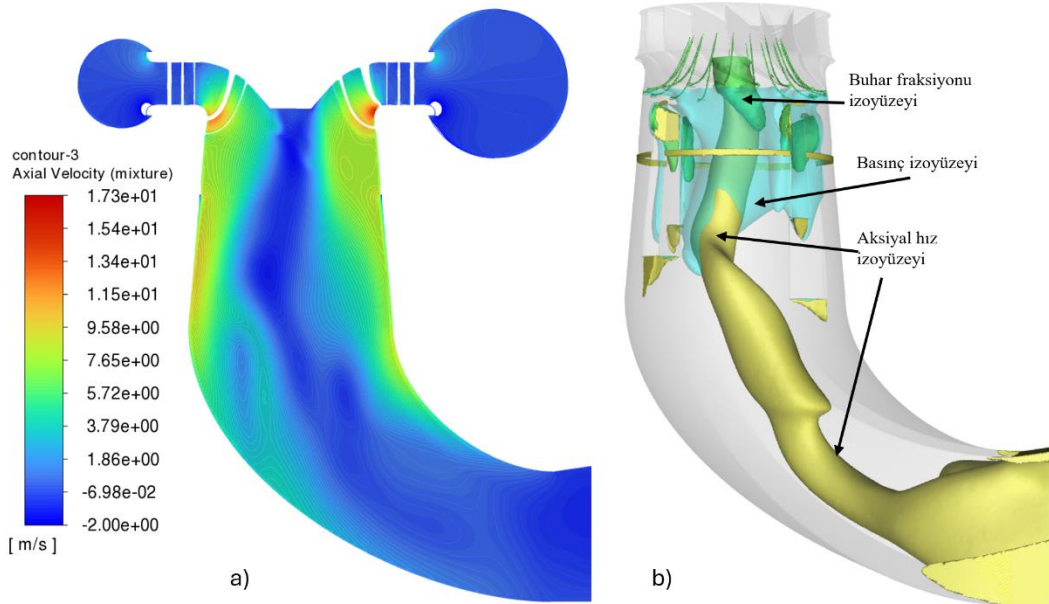
Kanatların üçgen şekli yakınındaki akışları nispeten yüksek bir hızla ayırmıştır. Çark devridaim akışının da etkisiyle kanat yakınlarda düşük basınç bölgeleri oluşmuştur. Bu düşük basınç bölgeleri, verimliliğin azalmasına neden olan bazı karmaşık akışlara neden olur. Ancak sonuç olarak girdap halatı oluşumunu kısıtlayan bir kırıcı görevi görür.



İyileştirme yönteminin etkisinin daha detaylı incelenmesi için iki farklı kanat eklentisi için gerçekleştirilen analizlerin; aksiyal hız dağılımı kontürleri, buhar fraksiyon ve basınç izoyüzeyleri oluşturularak grafikler Şekil 5.15 ve 5.16’da paylaşılmıştır.



**Şekil 5.15 :** A tip kanatlı türbin a ) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha_b=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri.



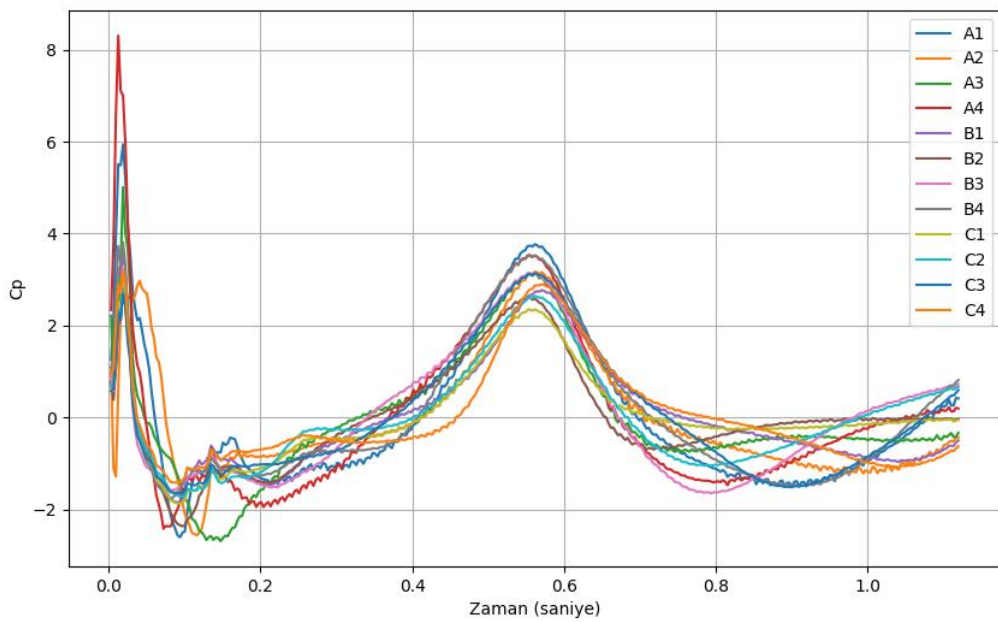
**Şekil 5.16 :** B tip kanatlı türbin a) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha_b=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri.

Sonuçlar incelediğinde uzatılan kanatların etkisinin oldukça sınırlı kaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca şekillerde görüldüğü üzere beklenilen aksine aksiyal hızın sıfır olduğu alanların mevcut türbine göre arttığı gözlemlenmiştir. Akış kanatlar tarafından ayrıldığından girdap kaviteasyonun bir kısmı kanatların etrafında oluştuğu ve arka kenar kaviteasyonunun devam ettiği görülmüştür.

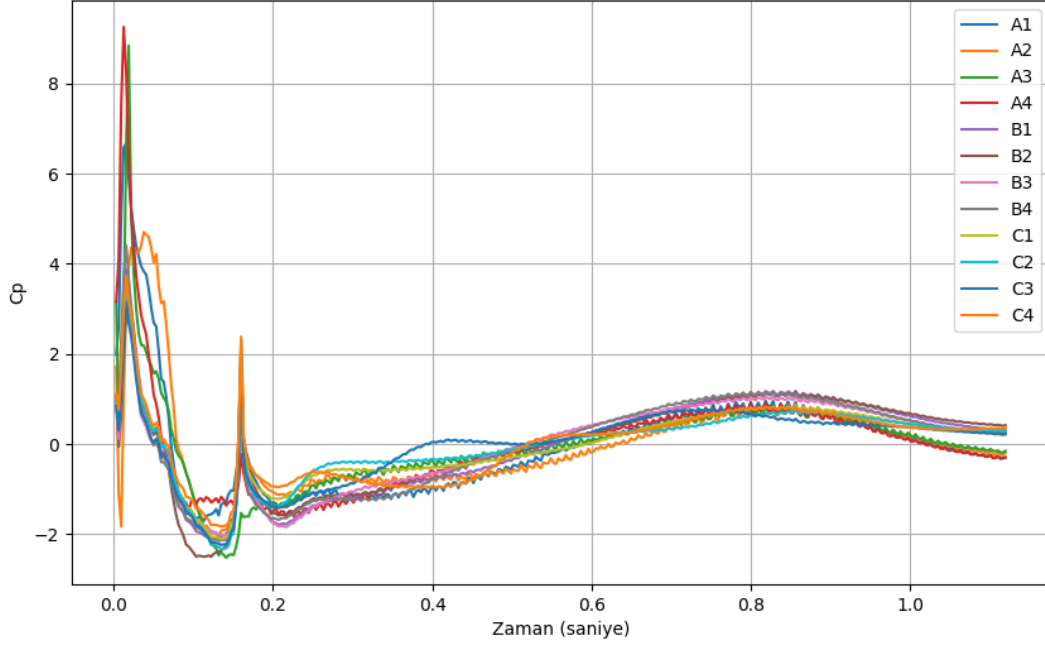
### 5.3 Su Enjeksiyonu

Su enjeksiyonu diğer yöntemlere nispeten yeni uygulanan bir yöntemdir. Bu yöntemde değişken debilerdeki su çark merkezi veya yayıcı duvarından enjekte edilir. Özellikle merkezden uygulanan su jeti burdaki ölü bölgeyi hedefler ve basınç alanlarını etkileyerek girdap oluşumunu hafifletmeyi amaçlar. Girdap sebebiyle oluşan merkezi ters akış rejimini ortadan kaldırarak net etkili yayıcı alanını artırır.

Literatürde kullanılan enjeksiyon oranları incelenerek %2 ve %4 hacimsel debi oranında enjeksiyon yapmaya karar verilmiştir. Çark merkezine 0,12D çapında enjeksiyon deliği oluşturulmuş, akışın gelişimi açısından deliğin hacmi 200mm uzunluğa kadar çözüm ağına dahil edilmiştir. Bu hacmin çarkla birleşmeyen yüzeyi enjeksiyon için ikincil debi başlangıç şartı olarak eklenerek analizler gerçekleştirilmiştir. Kaviteasyon modellemeli ve iki fazdan oluşan bu analizlerden elde edilen basınç ölçümleri kullanılarak oluşturulan, basınç genliği zaman değişim grafikleri Şekil 5.17 ve Şekil 5.18’de verilmiştir.

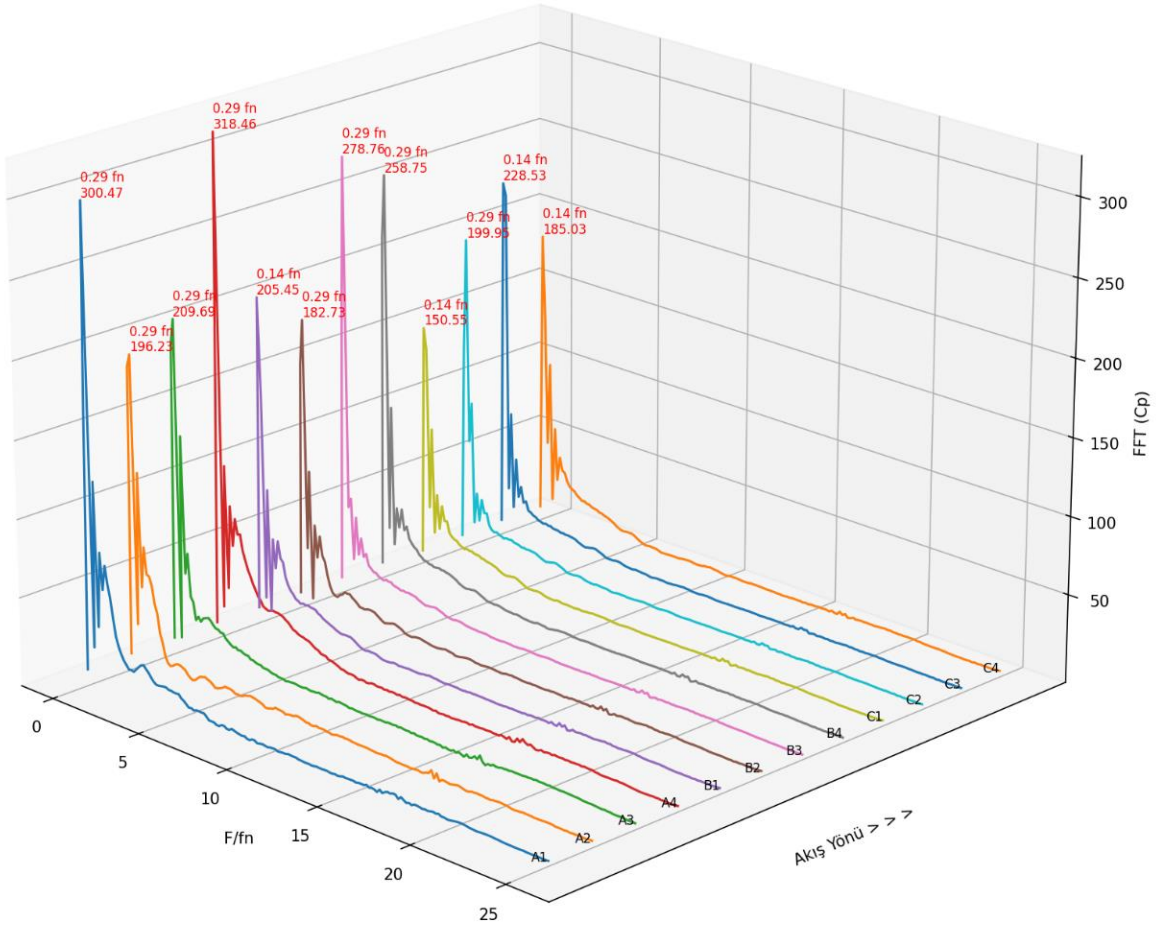


Şekil 5.17 : % 2 su enjeksiyonlu türbin basınç genliği-zaman grafiği.



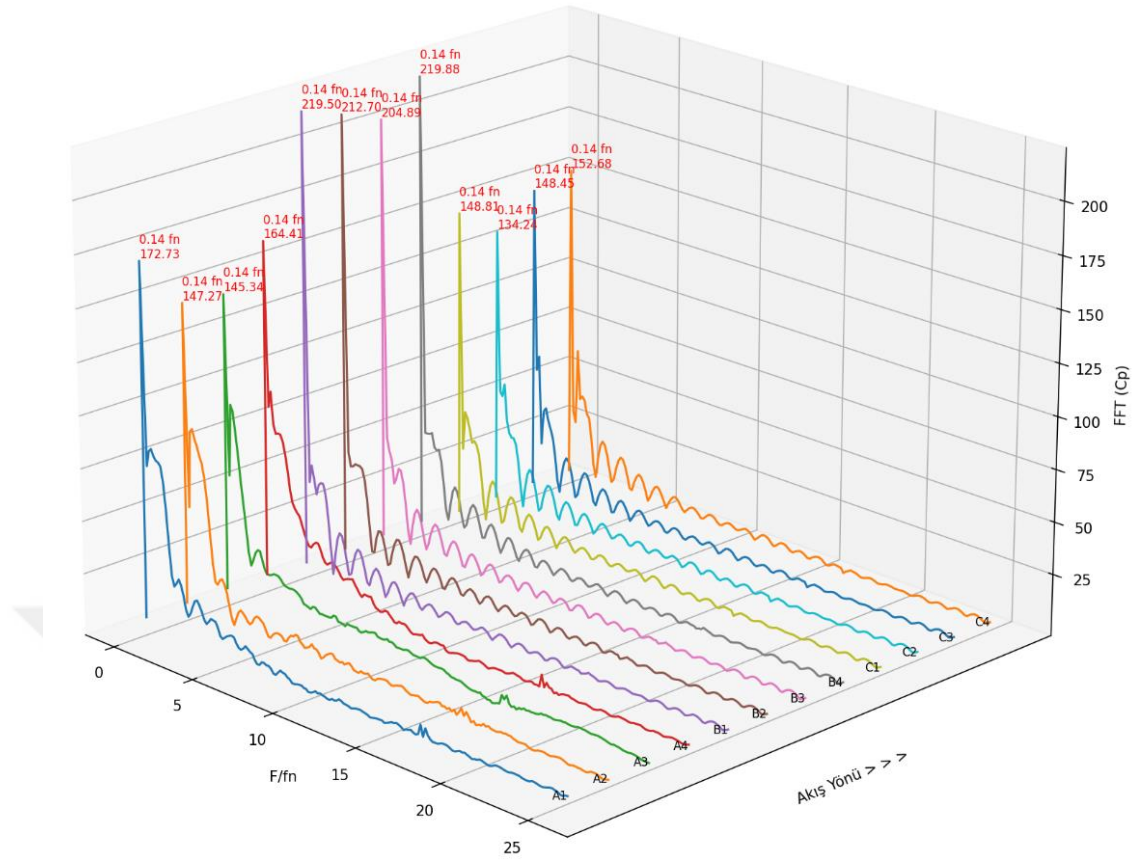
Şekil 5.18 : % 4 su enjeksiyonlu türbin basınç genliği-zaman grafiği.

Basınç genliği -frekans değişim grafikleri ise Şekil 5.19 ve Şekil 5.20’de verilmiştir.



Şekil 5.19 : % 2 su enjeksiyonlu türbin basınç genliği-frekans grafiği.





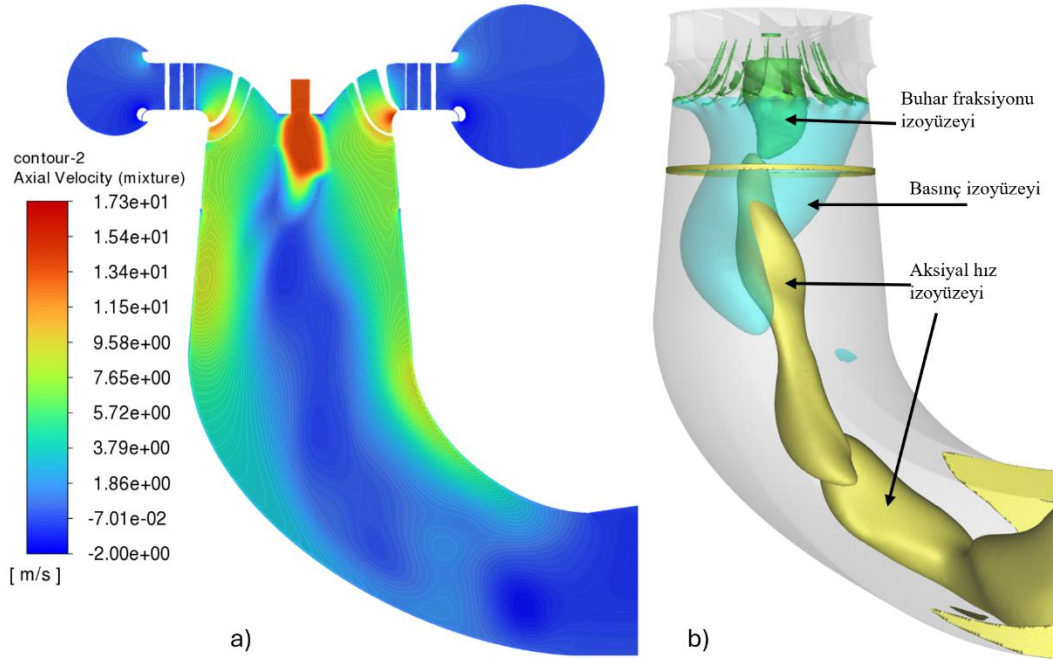
**Şekil 5.20 :** % 4 su enjeksiyonlu türbin basınç genliği-frekans grafiği.

Grafikler incelendiğinde %2 enjeksiyon uygulanan türbinin maksimum basınç genliğinin, standart türbine göre %10 azaldığı görülmektedir. %4 enjeksiyon uygulanan türbinde ise bu değer %38'e ulaşmaktadır. Düşük enjeksiyon yapılan türbinin titreşim frekanslarında Rheingans frekansı gözlenirken, enjeksiyonun %4'e çıkmasıyla frekans düşerek bu değerler aralığının dışına çıkmıştır.

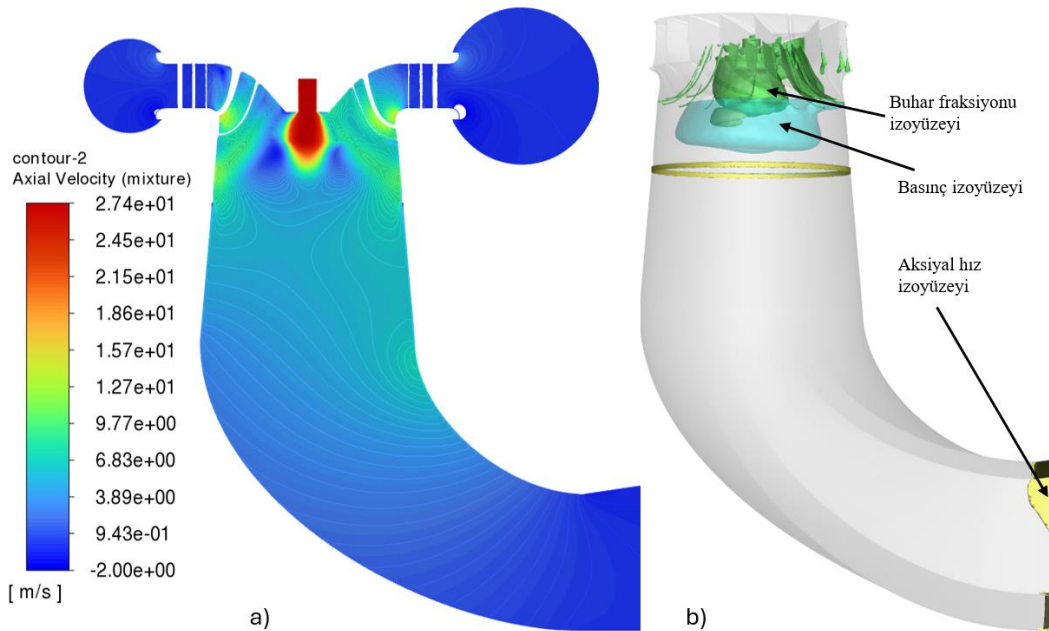
Su enjeksiyonunun etkilerini daha iyi gözlemleyebilmek adına oluşturulan kontür dağılımları ve izoyüzeyler Şekil 5.21 ve Şekil 5.22'de paylaşılmıştır. Aksiyal hızın maksimum olduğu su jeti bölgesi; %2 enjeksiyonlu durumda durağan bölgeye sınırlı etkide bulunurken, %4 enjeksiyonlu durumda bu bölgeyi tamamen ortadan kaldırmıştır. Düşük basınç bölgesi ile yüksek enjeksiyonun etkisi ile yukarı hareket ederek kapladığı hacmin çoğunu kaybetmiştir.

Su enjeksiyonu girdabı sönmüleyerek zararlı etkilerini önemli oranda azaltsa da, düşük basınç bölgesinin yukarı yönlü hareketi çark çıkışındaki kavitasyonun artmasına neden olmuştur. % 4 su enjeksiyonlu türbin fazlar arası kütle transferi izoyüzeyi ve

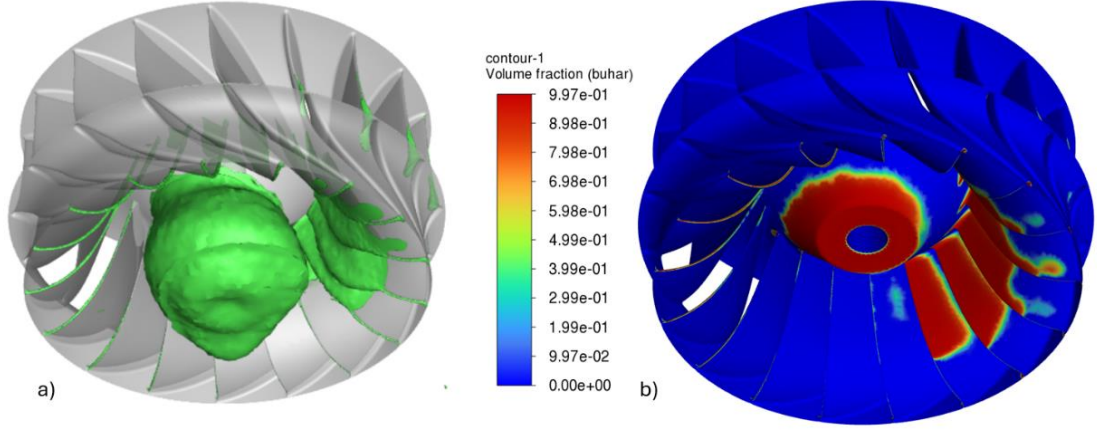
buhar fraksiyon kontürlerinin bulunduğu Şekil 5.23'te görüldüğü üzere arka kenar kavitasyonu güçlenerek gezer baloncuk kavitasyonu oluşturmaya başlamıştır.



Şekil 5.21 : % 2 su enjeksiyonlu türbin a) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha_b=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri.



Şekil 5.22 : % 4 su enjeksiyonlu türbin a) Aksiyal hız dağılımı b) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha_b=0,1$ ), basınç izoyüzeyi (45kPa), aksiyal hız=0 izoyüzeyi grafikleri.



**Şekil 5.23 :** a) Fazlar arası kütle transferi izoyüzeyi b) Çark yüzeyi buhar fraksiyonu kontürleri.

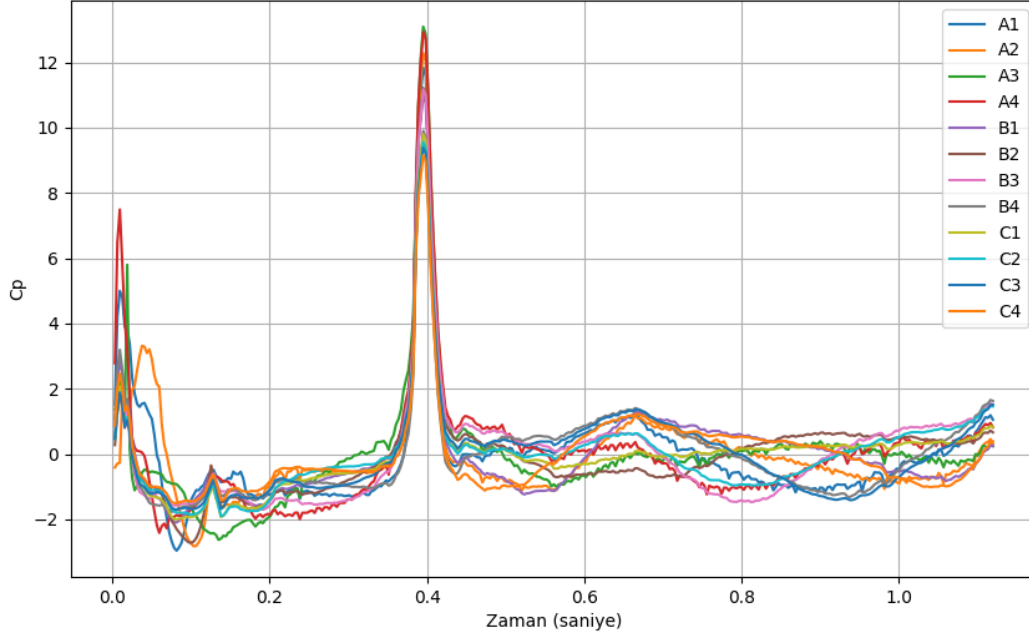
#### 5.4 Hava Enjeksiyonu

Hava enjeksiyonu Francis türbin girdap oluşumunu önleme yöntemlerinden en çok kullanılan ve en eski bilinen yöntemlerinden biridir. Literatürde; çark şaftı aracılığıyla, yayıcı çevresel enjeksiyonu ile, ön dağıtıcı ve çark arasındaki boşluklardan olmak üzere birçok hava enjeksiyonu uygulanma şekli vardır. Hava kompresör yardımıyla zorlamalı olarak veya basınç farkından dolayı valf kontrolü ile atmosferik olarak gerçekleştirilebilir [49].

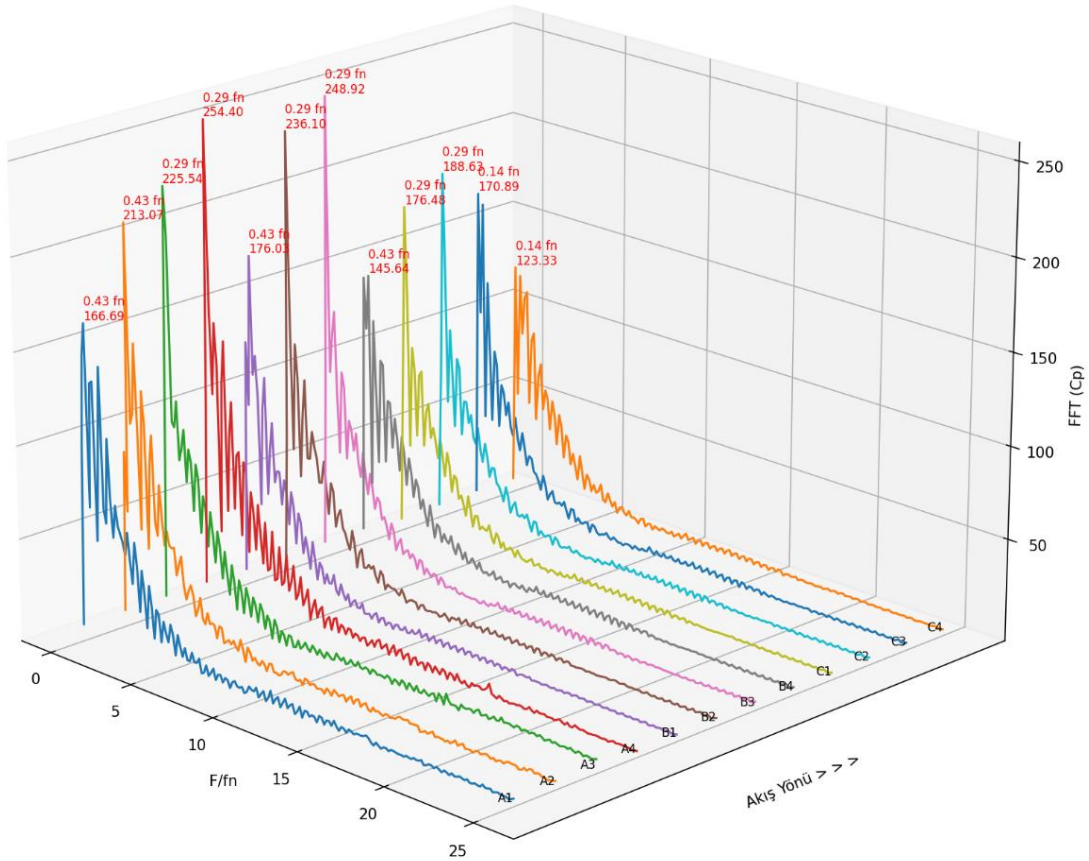
Enjekte edilen hava, basınç titreşimlerini iki farklı şekilde etkiler. İlk olarak içeri giren hava, bir hava cebi oluşturarak giriş yaptığı bölgenin basınç ve hız alanını değiştirir. Artan basınçla yayıcı konisi merkezindeki düşük basınçlı bölgedeki kaviteasyonu önlemiş olur. İkincisi sıvının içerisinde çözünebilir gaz (su buharı ve hava) hacmiyle alakalı olan C faktörünü etkiler. C faktörü enerji santrallerinin doğal salınımlarının stabilitesini ve sıklığını belirleyen anahtar parametrelerden biridir [49].

Literatürde kullanılan enjeksiyon oranları incelenerek iki farklı oran için analiz yapılması planlanmıştır. Ancak analizlerin üç fazlı homojen karışım için gerçekleştirilmesi ve analiz hacminin oldukça büyük olması hesaplama kaynaklarının yetersizliğine sebep olmuştur. Sunucuların Ram talebini karşılayamayarak çökmesi sonucu eleman sayısı azaltılarak hesaplama yükü azaltılmaya çalışılmıştır. Ancak bu durumda da çözümün yakınsamadığı görülmüştür. Literatürde en sık rastlanan hava enjeksiyon oranı olan %0,5 enjeksiyon için yapılan analiz tamamlanmış, ancak bahsedilen sorunlardan diğer analiz tamamlanamamıştır.

Kavitasyon modellemeli ve üç fazdan oluşan bu multifaz analizden elde edilen basınç ölçümleri kullanılarak oluşturulan, basınç genliği zaman değişim grafiği Şekil 5.24'te, basınç genliği frekans grafiği ise Şekil 5.25'te verilmiştir.



Şekil 5.24 : % 0,5 hava enjeksiyonlu türbin basınç genliği-zaman grafiği.

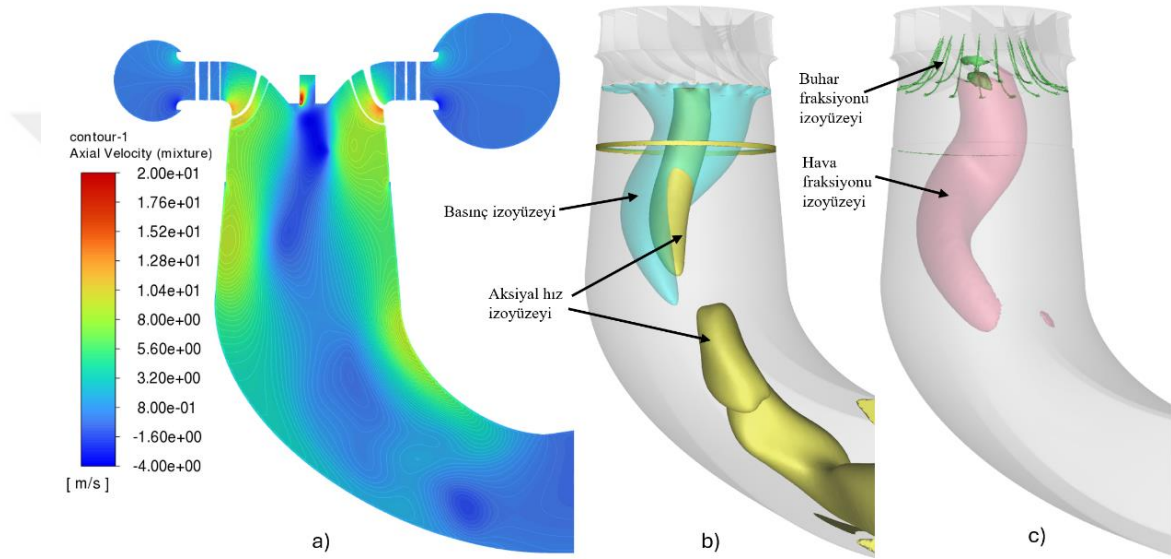


Şekil 5.25 : % 0,5 hava enjeksiyonlu türbin basınç genliği-frekans grafiği.



Grafikler incelendiğinde %0,5 hava enjeksiyonu uygulaması sonucunda türbinin maksimum basınç genliğinin, standart türbine göre %28 azaldığı görülmektedir. Ancak titreşim frekansında Rheingans frekansı etkinliğini sürdürmektedir.

Hava enjeksiyonunun etkilerini daha iyi gözlemleyebilmek adına oluşturulan kontür dağılımları ve izoyüzeyler Şekil 5.26'da paylaşılmıştır. Aksiyal hız ve basınç izoyüzeylerinde ciddi bir değişiklik gözlemlenmezken, girdap kaviteyonunun önemli ölçüde giderildiği görülmektedir. Ayrıca enjekte edilen havanın yayıcıda dağılımını gösteren fraksiyon izoyüzeyi de paylaşılmıştır.



**Şekil 5.26 :** % 0,5 hava enjeksiyonlu türbin a ) Aksiyal hız dağılımı kontürü b) basınç izoyüzeyi (45kPa) aksiyal hız=0 izoyüzeyi c) Buhar fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha_b=0,1$ ) ve hava fraksiyon izoyüzeyi ( $\alpha_h=0,1$ ).

### 5.5 Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Francis türbinlerinin en karmaşık ve eski problemi olan girdap halatı oluşumu, türbin çarkından çıkan akışın kuyruksuyu bölgesine iletilmesi sırasında yayıcıda oluşur. Türbin yayıcısının ana amacı ise çarktan çıkan akışın kinetik enerjisinin fazlasını statik enerjiye çevirerek akışı yavaşlatmaktır. Bu sebeple bir yayıcının etkinliği basınç kazanımları ile ölçülebilir. Türbin yayıcısına yapılan müdahalelerin yayıcı basınç kazanımına etkisi Çizelge 5.1'de gösterilmiştir.

**Çizelge 5.1 :** Uygulanan iyileştirme yöntemlerinin basınç kazanımı karşılaştırması.

Analizler	$C_{RS1}$	$C_{RS2}$	Değişim $C_{RS1}$ (%)	Değişim $C_{RS2}$ (%)
Mevcut Türbin ( $0,82Q_{Nom}$ )	0,406	0,688	-	-
A Tip Uzantılı Türbin	0,463	0,768	+14,03	+11,62
B Tip Uzantılı Türbin	0,468	0,768	+15,27	+11,62
A Tip Kanatlı Türbin	0,272	0,557	-33,01	-19,04
B Tip Kanatlı Türbin	0,284	0,573	-30,04	-16,71
%2 Su Enj. Türbin	0,397	0,649	-2,21	-5,66
%4 Su Enj. Türbin	0,502	0,667	+23,64	-3,05
%0,5 Hava Enj. Türbin	0,417	0,707	+2,71	+2,76

Çizelge incelendiğinde uygulanan pasif yöntemlerin basınç kazanımı üzerinde ciddi değişimlere sebep olduğu, ancak aktif yöntemlerde değişimin nispeten sınırlı kaldığı gözükmemektedir. Uzantı eklenen yöntemlerde çark çıkışının göbeğine yaptığı dolgu etkisi basınç kazanımına pozitif etki göstermiştir. Yayıcı içerisine yerleştirilen kanatlar akış hızının çevresel bileşenini azaltıp akışı ayırmaya çalışınca yayıcı girişi dahil olmak üzere bu bölgedeki ortalama basınç değeri yükselmiştir. Dolayısıyla basınç farkı azaldığından basınç kazanımında azalmıştır. Enjeksiyon uygulamalarında yayıcıda fiziki bir değişim olmadığından, basınç kazanımı enjeksiyonun uygulanma şiddetine ve referans düzlemin çarka uzaklığına bağlı olarak değişmektedir.

Analizler sonucunda elde edilen basınç değerleri Fourier dönüşümü ile işlenerek grafiklere dönüştürülmüştür. Elde edilen tork ve buna bağlı güç değerleri de ekte sunulmuştur. Mevcut türbine ait analize ve uygulanan iyileştirme yöntemleri kapsamında gerçekleşen analizlere ait bu veriler değerlendirme amacıyla aşağıdaki Çizelge 5.2’de detaylı olarak verilmiştir.

**Çizelge 5.2 :** Uygulanan iyileştirme yöntemlerinin analiz sonucu karşılaştırması.

Analizler	Baskın $C_p$ Frek.	Maksimum $C_p(\Delta H/H)$	Değişim $C_p(\%)$	Verim $\eta(\%)$	Değişim $\eta(\%)$	Ef.Verim $\eta^*(\%)$
Mevcut Türbin (0.82 $Q_{Nom}$ )	0,29 $f_n$	351,45	-	82,238	-	82,238
A Tip Uzantılı Türbin	0,29 $f_n$	338,71	-3,62	81,600	-0,7755	81,600
B Tip Uzantılı Türbin	0,29 $f_n$	332,59	-5,37	81,604	-0,7709	81,604
A Tip Kanatlı Türbin	0,29 $f_n$	271,68	-22,69	82,043	-0,2369	82,043
B Tip Kanatlı Türbin	0,29 $f_n$	268,77	-23,52	82,063	-0,2136	82,063
%2 Su Enj. Türbin	0,29 $f_n$	318,46	-9,38	82,002	-0,2878	80,391
%4 Su Enj. Türbin	0,14 $f_n$	219,88	-37,43	78,252	-4,8467	75,238
%0.5 Hava Enj. Türbin	0,29 $f_n$	254,40	-27,61	82,392	+0,1878	82,392

Sonuçlar incelendiğinde mevcut türbinde ölçülen 0,29 $f_n$  baskın frekansının sadece %4 su enjeksiyonu ile değiştiği, diğer yöntemlerde ise aynı kaldığı görülmüştür. Ayrıca maksimum basınç genliğini en çok zayıflatan yöntemin yine %4 su enjeksiyonu olduğu tespit edilmiştir. Ardından sırasıyla 0,5 hava enjeksiyonu ve yayıcı kanat uygulamaları gelmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken hususlardan birisi de %4 su enjeksiyonu sırasında arka kenar kaviteleşmesinin ilerleyerek gezer baloncuk kaviteleşmesi oluşturması durumudur. Basınç dalgalanmalarının zararlı etkilerini hafifletmeyi amaçlarken bu durum çark ömrünün kısılmasına neden olabilir.

Grafik verim açısından incelendiğinde pasif yöntemlerin ve %2 su enjeksiyonun verime oldukça sınırlı bir etkide bulunduğu görülmüştür. %4 su enjeksiyonunda ise kayıp maksimum değerine ulaşmıştır. Bu yöntemlerin hepsinde verimde kayıp yaşanırken, hava enjeksiyonunda minimal verim artışı tespit edilmiştir. Hava enjeksiyonu ile çark çıkışının göbeğinde oluşan hava cebi, çıkıştaki akışı düzenleyerek elde edilen torkun artmasına neden oldu. Dolayısıyla türbin veriminde sınırlı bir artış meydana geldi.

Akışkan enjeksiyonu uygulanan yöntemlerde, enjeksiyon yapılan ve enerji üretimine doğrudan katılmayarak harcanan güç miktarı bulunmaktadır. Denklem 5.1’de tanımlanan Etkin verimlilik ( $\eta^*$ ) bu gücün türbin verimliliği üzerindeki etkisini dikkate

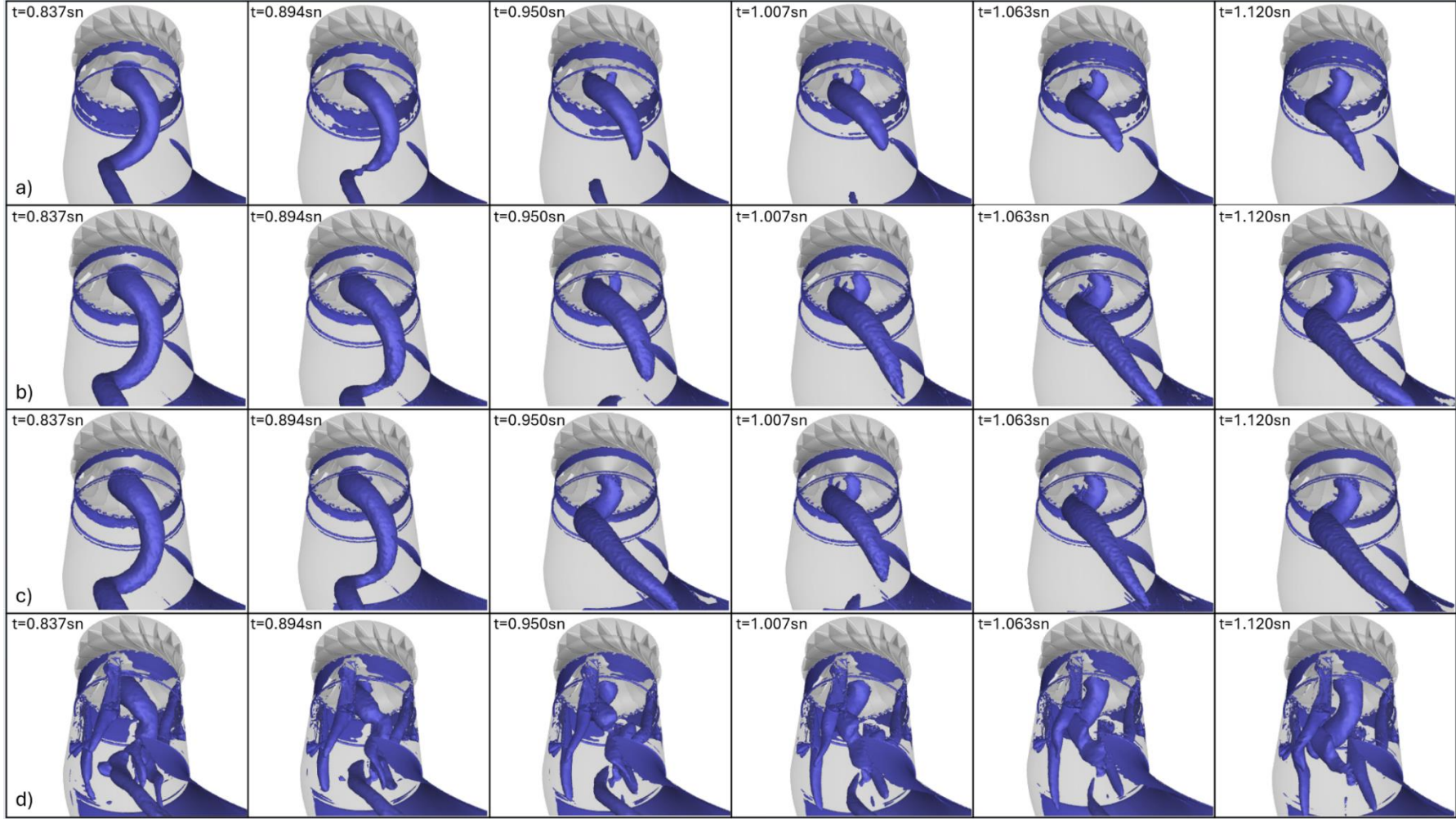
alır [70]. Denklem 5.1'e göre hesaplanan etkin verimlilik değerleri izelge 5.2' ye eklenmiştir.

$$\eta^* = \frac{T\omega}{\rho g Q H + \rho g Q_{su} H_{su} + \rho g Q_{hava} H_{hava}} \quad (5.1)$$

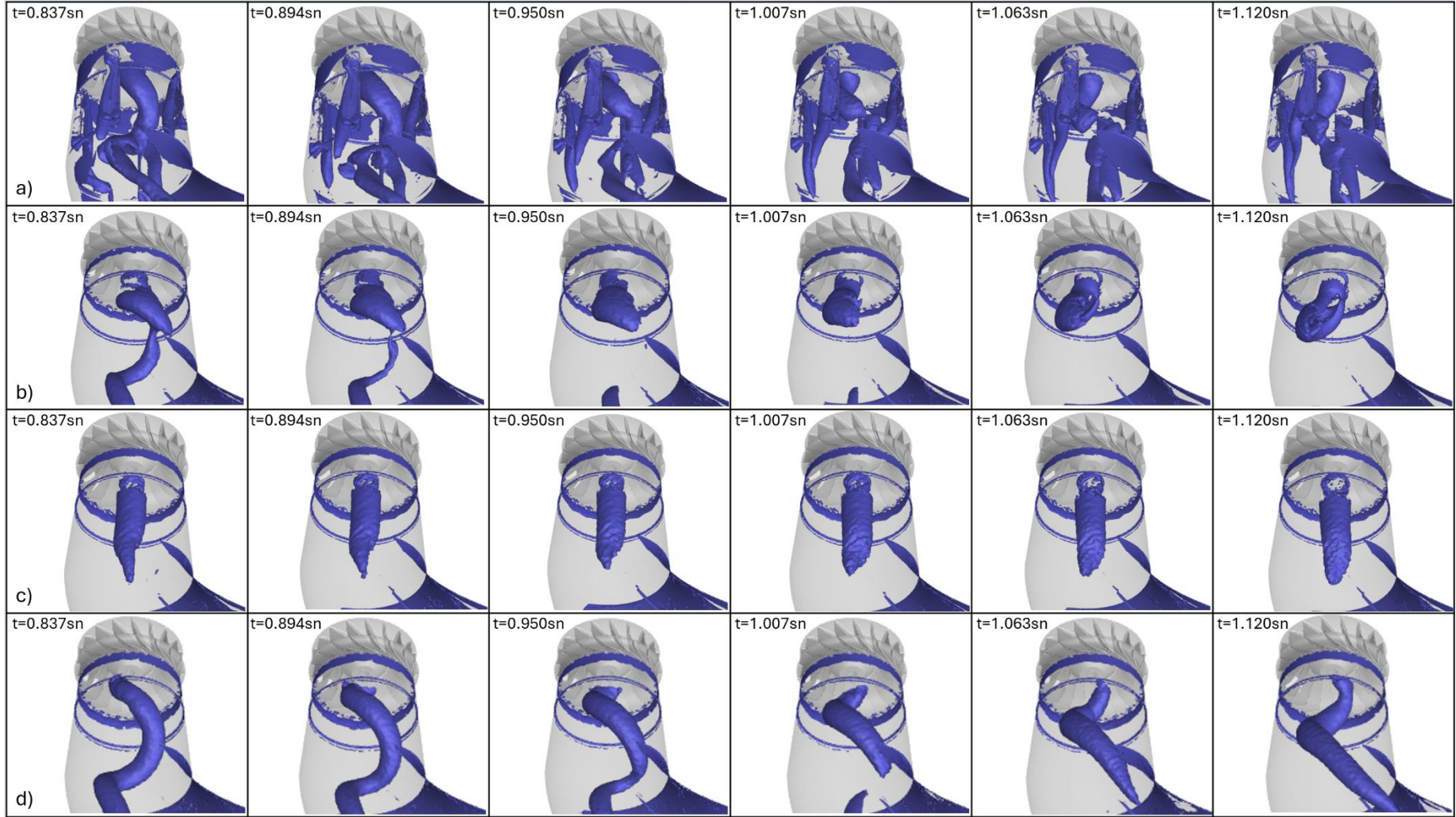
Tez alışması kapsamında uygulanan iyileştirici yöntemler etkisinde girdap halatının türbin son turundaki değişimi Q girdap kriteri ile görselleştirilerek Şekil 5.27 ve 5.28'de paylaşılmıştır.







Şekil 5.27 : Q kriteri izoyüzeyleri a) Mevcut türbin b) A tip uzantılı c) B tip uzantılı d) A tip kanatlı.



Şekil 5.28 : Q kriteri izoyüzeyleri a) B tip kanatlı b) %2 su enjeksiyonlu c) %4 su enjeksiyonlu d) %0,5 hava enjeksiyonlu.

## 6. DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

Gün geçtikte artan enerji ihtiyacımız ve değişen iklim koşulları, yenilenebilir enerji kaynaklarının öneminin artırmasına neden olmuştur. Çoğu kesintili çalışma rejimine sahip bu yenilenebilir kaynakları sübvansetme ihtiyacı da, emreamade kapasitelerin önemini tekrar vurgulamaktadır. Bu ihtiyaç ve önem zincirinin en önemli halkası ise ciddi emreamade kapasiteye sahip bir yenilenebilir enerji kaynağı olan hidrolik enerjidir.

Francis türbini oldukça geniş çalışma aralığı olan yüksek verimli bir reaksiyon türbinidir. Değişen iklim koşullarına bağlı olarak azalan yağış rejimi ve diğer yenilenebilir kaynakları sübvansetme ihtiyacı bu türbinleri kesintili ve kısmi yük altında çalışmaya zorlamaktadır. Kısmi yük altında çalışma sırasında türbin yayıcısında oluşan girdap halatı fenomeni Francis türbinlerin en büyük ve eski problemlerinden biridir.

Bu tez kapsamında Francis türbinlerinde rastlanan girdap oluşumunun etkisini azaltma yöntemleri incelenerek, yöntemlerin etkinliği HAD analizleriyle karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Çalışma, halihazırda aktif olarak hizmet veren Mavi HES türbini geometrisi ve parametreleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Türbin dağ eğrisi diyagramında belirtilen 87,15 m net düşü için dört farklı çalışma noktası analiz edilmiştir. Nominal debinin %82'si debi ile çalışan 2. analiz noktasında Rheingans frekansına rastlanılmış, ayrıca girdap yapısı görseli Q kriteri ile yakalanmıştır. İyileştirme yöntemleri girdap oluşumu etkisinin en fazla olduğu bu analiz noktasında uygulanmasına karar verilmiştir.

Literatürde en sık kullanılan dört iyileştirme yöntemi, mevcut türbin geometrisi revize edilerek uygulanmıştır. Bu uygulamaların kapsamında iki farklı tasarıma sahip çark merkez uzantısı, farklı uzunluklara sahip yayıcı kanatları, %2 ve %4 su enjeksiyonu ve ayrıca %0,5 hava enjeksiyonu bulunmaktadır. Analizler Schnerr-Sauer kaviteasyon modeli kullanılarak homojen iki fazla gerçekleştirilmiştir. Hava enjeksiyonunda ise hava sıkıştırılmaz gaz olarak tanımlanıp, kaviteasyon modelli üç fazlı akış modellenmiştir.

Analiz sonuçları incelendiğinde uygulama yöntemlerinin herbiri basınç dalgalanmalarının azaltılmasında etkili olduğu sonucu ortaya çıkmıştır. Basınç dalgalanmalarını en hafifleten yöntem %4 su enjeksiyonu olurken ,yine bu yöntemle basınç frekansı Rheingans frekansı aralığı dışına çıktığı görülmüştür. Diğer yöntemlerde genlik azalması görülmesine rağmen baskın frekans aynı aralıkta seyretmiştir. Verim kaybının yine maksimum olduğu yöntem %4 su enjeksiyonu olmuştur.

Sonuçlar kavitasyon açısından incelendiğinde, pasif yöntemlerde etkisi azalsa da girdap halat kavitasyonu ve arka kenar kavitasyonu oluşumu devam etmiştir. %4 su enjeksiyonunda halat girdap kavitasyonu boyu kısalmış, çarka daha yakın küresel bir şekil almıştır. Ayrıca arka kanat kavitasyonu güçlenerek , gezer baloncuk kavitasyonu oluşturmuştur. Hava enjeksiyonunda ise arka kenar kavitasyonu etkinliğine devam ederken, girdap halat kavitasyonu neredeyse yok olmuştur.

Sonuçlar, aktif yöntemlerin pasif yöntemlere kıyasla daha etkili olduğunu ortaya koymuştur. Ayrıca aktif yöntemler kısmi yük haricindeki çalışma koşullarında devre dışı bırakılabilirler. Bu kontrol kolaylığı aktif yöntemlerin bir diğer avantajıdır. Bu sebeple çalışma kapsamında %4 olarak uygulanan su enjeksiyon miktarı azaltılarak gezer baloncuk kavitasyonunun hafifletilmesi mümkün olabilir. Ayrıca hava enjeksiyon miktarının artırılması da basınç genliğinin azalması üzerinde etkili olabilir. Hava enjeksiyonu uzun zamandır kullanılan bir yöntem olmasına karşın, su enjeksiyonu nispeten yeni bir yöntemdir. Çalışmanın sonuçlarının daha rasyonel bir tabana oturması için daha geniş aralıktaki farklı enjeksiyon oranlarında da analizler yapıp sonuçlar irdelenmelidir.

Gelecekteki çalışmalarda daha efektif sonuçlar almanın bir yolu da aktif ve pasif yöntemlerin kombine bir şekilde kullanılmasının araştırılması olabilir. Bu sayede yöntemlerin dezavantajları bir diğer yöntemle iyileştirilip, daha verimli ve kullanışlı bir çözüm sunulabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] **Koc, E. ve Kaya, K.** (2015). Enerji kaynakları–yenilenebilir enerji durumu. *Mühendis ve Makina*, (56-668), 36-47.
- [2] **Url-1** <<https://enerji.gov.tr/bilgi-merkezi-enerji-hidrolik>>, erişim tarihi 10.05.2023.
- [3] **Kim, S. J., Choi, Y. S., Cho, Y., Choi, J. W., Hyun, J. J., Joo, W. G., Kim, J. H.** (2020). Effect of Fins on the Internal Flow Characteristics in the Draft Tube of a Francis Turbine Model. *Energies*, 13(11), 2806
- [4] **Kaplan, F. A.** (2023). İklim Değişikliğinin Hidroelektrik Santraller Üzerindeki Etkisi ve Hes,Ges Hibrit Modeli. *DSİ Teknik Bülteni*, (141)
- [5] **Dincer, İ. ve Ezzat, M. F.,** (2018). 3.4 Renewable Energy Production, Comprehensive Energy Systems, *Elsevier*, Vol3 (pp.126-207)
- [6] **Kamran, M.** (2023). Fundamentals of Smart Grid Systems, Chapter 2 – Energy sources and technologies, *Academic Press*, (pp.23-69) Retrieved from <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B978032399503000107>
- [7] **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* 213 : 102 - 85.
- [8] **Rajesh, R. K.** (2023). Advanced Energy Engineering. *Jyothis Publishers*. Module 1 Page 26 Retrieved from <https://books.google.com.tr/books?id=pTGxEAAAQBAJ>
- [9] **Purohit, R. K.** (2007). Hydraulic Machines. *Scientific Publishers*. (167). Retrieved from <https://books.google.com.tr/books?id=UiyVDwAAQBAJ>
- [10] **Lewis, B. J., Cimbala, J. M. & Wouden, A. M.** (2014). Major historical developments in the design of water wheels and Francis hydroturbines. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. Retrieved from <https://dx.doi.org/10.1088/1755-1315/22/1/012020>
- [11] **IEC 60193.** (1999). Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests. IEC Publications.
- [12] **Schilling, R.** (2009). Hydraulische Strömungsmaschinen und Anlagen. *Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München, Vorlesungsskript*,
- [13] **Krivchenko, G. I.** (1986). Hydraulic Machines: Turbines and Pumps. *Mir Publishers*, Moscow, (74)



- [14] **Susan-Resiga, R., Muntean, S., Hasmatuchi, V., Anton, I. & Avellan F.** (2010). Analysis and prevention of vortex breakdown in the simplified discharge cone of a francis turbine, *Journal of Fluids Engineering*, 132(5), p. 051102
- [15] **Knapp, R.T., Dally, J.W. & Hammitt, F.G.** (1970). Cavitation., McGraw-Hill New York. Chap. 3. Page 26
- [16] **Brennen, C. E.** (2011). An introduction to cavitation Fundamentals, Turbomachinery & Medical Applications, England, June 4-6
- [17] **Başeşme H.** (2003). Hidroelektrik Santraller ve Hidroelektrik Santral Tesisleri, II. Baskı, *Hidrolik Santraller Daire Başkanlığı Yayınları*, Ankara.
- [18] **Li S.C.** (2000). Cavitation of Hydraulic Machinery, vol. 1, *Imperial College Press*, London,
- [19] **Favrel, A.** (2016). Dynamics of the cavitation precessing vortex rope for Francis turbines at part load operating conditions, Ph.D.,EPFL, Lausanne.
- [20] **Escaler, X., Egusquiza, E., Farhat, M., Avellan, F. & Coussirat, M.** (2006). Detection of cavitation in hydraulic turbines, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 20, Issue 4, pp. 983-1007, ISSN 0888-3270.
- [21] **Kjolle, A.** (2001). Hydropower in Norway: Mechanical Equipment, in *Proceedings of the IAHR Congress*, Trondheim, Norway.
- [22] **Farhat, M., Bourdon, P., Gagne, J. L. & Remillard, L.** (1999). Improving hydro turbine profitability by monitoring cavitation aggressiveness. In: *CEA Electricity '99 conference and exposition*; .p. 1–15.
- [23] **Duncan, J. W.** (2000). Turbine manual. *Facilities instructions, standards, & technique*; (pp. 2–5.)
- [24] **Karimi, A. & Avellan, F.** (2000). Comparison of erosion mechanism in different types of cavitation. *Wear* 1986;113:305–22.
- [25] **Shi, H., Li, Z. & Li, Y.** (2007). An online cavitation monitoring system for large Kaplan turbines. *IEEE* 2007;1–16.
- [26] **Tiwari, G., Kumar, J., Prasad, V. & Papel, V. K.** (2020). Utility of CFD in the design and performance analysis of hydraulic turbines - A review, *Energy Reports*, Volume 6, Pages 2410-2429, Retrieved from <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352484720312920>
- [27] **Kumar, J., Tiwari, G., Rawat, A. & Papel, V. K.** (2020). Computational Investigation of Erosion Wear on Industrial Centrifugal Pump Handling Solid-Water Flows, *Tribology in industry*, Volume 42, No 3 Pages 382-399 DOI: 10.24874/ti.803.11.19.06
- [28] **Minakov, A. V., Platonov, D. V., Dekterev, A. A., Sentyabov, A.V. & Zakharov, A.V.** (2015). The numerical simulation of low frequency pressure pulsations in the high-head francis turbine. *Comput. Fluids* 111, 197–205.
- [29] **Decaix, J., Müller, A., Favrel, A., Avellan, F. & Münch, C.** (2017). URANS models for the simulation of full load pressure surge in francis turbines validated by particle image velocimetry. *J. Fluids Eng.* (139).

- [30] **Qi-fei, L., Hui, Q. & Ren-nian, L.** (2012). Procedia Engineering Influences of Guide Vanes Airfoil on Hydraulic Turbine Runner Performance 28, 703–708. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.01.794>.
- [31] **Susan-Resiga, R.F., Muntean, S., Avellan, F. & Anton, I.** (2011). Mathematical modelling of swirling flow in hydraulic turbines for the full operating range. *Appl. Math. Model.* 35, 4759–4773.
- [32] **Anup, K. C., Thapa, B. & Lee, Y.H.** (2014). Transient Numerical Analysis of Rotor–Stator Interaction in a Francis Turbine. *Renewable Energy*, Vol 65, pp. 227-235.
- [33] **Wang, W., Pavesi, G., Pei, J. & Yuan, S.** (2020). Transient simulation on closure of wicket gates in a high-head Francis-type reversible turbine operating in pump mode. *Renew. Energy* 145, 1817–1830.
- [34] **Pădurean, I., Vela, I. & Megheleş, O.** (2004). Study of hydraulic losses in the francis turbines. *The 6Th Int. Conf. on Hydra. Mach, and Hydro.* Timisoara Romania. pp. 147–150.
- [35] **Trivedi, C., Cervantes, M.J., Gandhi, B.K. & Ole, D.G.** (2014). Experimental investigations of transient pressure variations in a high head model francis turbine during start-up and shutdown. *J. Hydrodyn.* 26, 277–290.
- [36] **Stoessel, L. & Nilsson, H.** (2015). Steady and unsteady numerical simulations of the flow in the tokke francis turbine model, at three operating conditions. *Journal of Physics: Conference Series.* IOP Publishing, p. 12011.
- [37] **Kavurmaci, B., Celebioglu, K., Aradag, S. & Tascioglu, Y.** (2017) Model Testing of Francis-Type Hydraulic Turbines. *Measurement and Control.* 2017;50(3):70-73. doi:10.1177/0020294017702284
- [38] **Url-2** < <https://www.andritz.com/hydro-en/hydronews/hn34/technology>>, erişim tarihi 17.05.2023.
- [39] **Url-3** < <https://hidro.etu.edu.tr/tr/sayfa/merkez>>, erişim tarihi 17.05.2023.
- [40] **Url-4** < <https://www.epfl.ch/research/facilities/hydraulic-machines-platform/ptmh/lab-testing-and-consulting-services/hydraulic-machine-experimental-test-rigs> >, erişim tarihi 17.05.2023.
- [41] **Url-5** <<https://www.global.toshiba/ww/products-solutions/renewable-energy/products-technical-services/hydro-power.html>>, erişim tarihi 17.05.2023.
- [42] **Url-6** < [https://www.ntnu.edu/ept/about\\_waterpowerlab](https://www.ntnu.edu/ept/about_waterpowerlab)>, erişim tarihi 17.05.2023.
- [43] **Su, W. T., Binama, M., Li, Y. & Zhao, Y.** (2020). Study on the method of reducing the pressure fluctuation of hydraulic turbine by optimizing the draft tube pressure distribution, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.08.057>

- [44] **Gogstad, J. P. & Dahlhaug, O.G.** (2016). Evaluation of runner cone extension to dampen pressure pulsations in a Francis model turbine, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* 49, 082019
- [45] **Shahzer, M. A., Kim, S. J., Cho, Y. & Kim, J. H.** (2022). Suppression of vortex rope formation and pressure fluctuation using anti-swirl fins in a Francis turbine model at part load condition with cavitation inception point. *Physics of Fluids*. 34, 097106. <https://doi.org/10.1063/5.0097685>
- [46] **Kim, S. J., Choi, Y. S., Cho, Y., Choi, J. W., Hyun, J. J., Joo, W. G. & Kim, J.H.** (2020). Effect of Fins on the Internal Flow Characteristics in the Draft Tube of a Francis Turbine Model. <https://doi.org/10.3390/en13112806>
- [47] **Khullar, S., Kumar, S., Singh, K. M., Cervantes, M. J. & Gandhi, B. K.** (2022). Influence of axial water jet size on RVR mitigation in draft tube of Francis turbine, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Volume 1079, 012027
- [48] **Zhangchao, L., Jinshi, C., Xingying, J., Wanjiang, J. & Zhe, X.** (2011). Hydraulic Disturbance Method to Reduce the Pressure Fluctuation in Francis Turbine Draft Tube *AJK2011-22029*, pp. 649-653; <https://doi.org/10.1115/AJK2011-22029>
- [49] **Chirkov, D., Scherbakov, P., Skorospelov, V., Cherny, S. & Zakharov, A.** (2019). Numerical simulation of air injection in Francis turbine. *IOP conference series: earth and environmental science*, 240, 022043
- [50] **Yu, A., Luo, X. W. & Ji, B.** (2015). Numerical simulation and analysis of the internal flow in a Francis turbine with air admission. *IOP conference series: materials science and engineering*, 72, 042047
- [51] **Kim, S. J., Cho, Y. & Kim, J. H.** (2022). 16th Asian International Conference on Fluid Machinery. IOP Publishing. *Journal of Physics: Conference Series* 2217 (2022) 012043
- [52] **Url-7** < <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>>, erişim tarihi 18.05.2023.
- [53] **Jakobsen, K. R. G. & Holst, M. A.** (2017). CFD simulations of transient load change on a high head Francis turbine. *Journal of Physics: Conference Series*, 782(1), p. 012002. doi:10.1088/1742-6596/782/1/012002.
- [54] **Gavrilov, A., Dekterev, A., Minakov, A., Platonov, D. & Sentaybov, A.** (2017). Steady state operation simulation of the Francis-99 turbine by means of advanced turbulence models. *Journal of Physics: Conference Series*, 782(1), p. 012006. doi:10.1088/1742-6596/782/1/012006.
- [55] **Url-8** < <https://www.konya.bel.tr/proje/konya-mavi-hes-projesi>>, erişim tarihi 19.09.2023.
- [56] **Cimbala, J. M.** (2015). Akışkanlar mekaniği (Temelleri ve Uygulamaları (Çengel, Y. A. Çev.). sf.324
- [57] **Foroutan, H.** (2015). *Simulation, analysis, and mitigation of vortex rope formation in the draft tube of hydraulic turbines*. (Doctoral dissertation) Retrieved from <https://etda.libraries.psu.edu/catalog/23774>



- [58] **Menter, F. R. & Lechner, R.** (2021). *RANS turbulence modeling in Ansys cfd v01*
- [59] **Lauder, B. E. & Sandham, N. D.** (2021). Closure Strategies for Turbulent and transitional Flows. *Cambridge University Press*.
- [60] **Wilcox, D. C.** (2006). *Turbulence Modeling for CFD, DCW industries*.
- [61] **Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z. & Zhu, J.** (1995). A new  $k-\epsilon$  eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows. *Computers & Fluids*, 24(3)
- [62] **Url-9** < <https://turbmodels.larc.nasa.gov/>>, erişim tarihi 07.01.2024.
- [63] **Menter, F. R.** (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32(8), pp. 1598–1605.
- [64] **Brennen, C. E.** (1995). *Cavitation and bubble dynamics. Oxford University Press, New York*.
- [65] **Schnerr, G. H. & Sauer, J.** (2001). Physical and numerical modelling of unsteady cavitation dynamics, *4th International Conference on Multiphase Flow*
- [66] **Zwart, P. J., Gerber, A. G. & Belamri, T.** (2004). A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics, *5th International Conference on Multiphase Flow*, Vol.152,
- [67] **Wang, W., Cao, Y. & Okaze, T.** (2021). Comparison of hexahedral, tetrahedral and polyhedral cells for reproducing the wind field around an isolated building by LES, <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2021.107717>
- [68] **Petit, O.** (2012). *Towards full predictions of the unsteady incompressible flow in rotating machines using OpenFoam*, (Ph.D.thesis). Chalmers University of Technology
- [69] **Heinzel, G., Rüdiger, A. & Schilling, R.** (2001). Spectrum and spectral density estimation by the Discrete Fourier transform (DFT), including a comprehensive list of window functions and some new flat top windows. (Albert-Einstein-Institut) Teilinstitut Hannover
- [70] **Jafarzadeh, J., H., Maddahian, M. & Cervantes, M. J.** (2021). Optimization of axial water injection to mitigate the rotating vortex rope in a Francis turbine. *J Renewable Energy*. 2021;175:214–31.



## **EKLER**

**EK A:** Çözüm ağı istatistikleri

**EK B:** Analiz sonuç değerleri



**EK A****Çizelge A.1:** 1. Analiz Noktası ( $Q_{Nom}$ ) çözüm ağı istatistikleri.

Ağ yoğunluğu	Düğüm sayısı(* $10^6$ )	Eleman sayısı(* $10^6$ )	$y^+$	Sınır Tabakası	Minimum Ortogonallik
Çok yoğun	70,64	20,71	12,1	12	0,16
Yoğun	47,71	14,12	26,8	10	0,24
Normal	30,56	9,16	58,3	8	0,31
Düşük	11,09	3,27	126,2	5	0,36

**Çizelge A.2:** 2. Analiz Noktası ( $0,82Q_{Nom}$ )çözüm ağı istatistikleri.

Ağ yoğunluğu	Düğüm sayısı(* $10^6$ )	Eleman sayısı(* $10^6$ )	$y^+$	Sınır Tabakası	Minimum Ortogonallik
Çok yoğun	69,40	20,16	13,7	12	0,13
Yoğun	45,91	13,96	25,5	10	0,25
Normal	31,18	9,23	58,1	8	0,33
Düşük	10,87	3,19	137,6	5	0,35

**Çizelge A.3 :** 3. Analiz Noktası ( $0,64Q_{Nom}$ ) çözüm ağı istatistikleri.

Ağ yoğunluğu	Düğüm sayısı(* $10^6$ )	Eleman sayısı(* $10^6$ )	$y^+$	Sınır Tabakası	Minimum Ortogonallik
Çok yoğun	69,76	20,45	12,3	12	0,13
Yoğun	46,51	14,22	26,1	10	0,27
Normal	30,98	9,11	61,7	8	0,36
Düşük	10,86	3,13	128,9	5	0,35

**Çizelge A.4:** 4. Analiz Noktası ( $0,46Q_{Nom}$ ) çözüm ağı istatistikleri.

Ağ yoğunluğu	Düğüm sayısı(* $10^6$ )	Eleman sayısı(* $10^6$ )	$y^+$	Sınır Tabakası	Minimum Ortogonallik
Çok yoğun	70,05	20,38	12,9	12	0,14
Yoğun	46,98	14,17	25,7	10	0,26
Normal	31,62	9,30	60,5	8	0,32
Düşük	11,23	3,41	131,4	5	0,35

**Çizelge A.5:** İyileştirme yöntemlerine ait çözüm ağı istatistikleri.

Uyg. Yöntem	Düğüm sayısı(* $10^6$ )	Eleman sayısı(* $10^6$ )	$y^+$	Sınır Tabakası	Minimum Ortogonallik
A Tip Uzantı	48,92	14,38	12,9	10	0,25
B Tip Uzantı	49,17	14,41	13,1	10	0,26
A Tip Kanat	49,23	14,59	14,2	10	0,23
B Tip Kanat	50,15	14,75	14,1	10	0,23
Akışkan Enjeksiyonu	52,90	15,6	12,1	10	0,27

**EK B****Çizelge B.1:** 1. Analiz Noktası ( $Q_{Nom}$ ) analiz sonuç değerleri.

Ağ yoğunluğu	Dağıtıcı Kan. Açıklığı(mm)	Debi ( $m^3/sn$ )	Net Tork (Nm)	Güç (MW)	Verim $\eta$ (%)
Dağ Eğrisi Değerleri	71	16,4	331790	13,02	93
Çok yoğun	71	16,4	304782	11,96	85,4
Yoğun	71	16,4	304272	11,94	85,3
Normal	71	16,4	302789	11,89	84,9
Düşük	71	16,4	285966	11,23	80,2

**Çizelge B.2:** 2. Analiz Noktası ( $0,82Q_{Nom}$ ) analiz sonuç değerleri.

Ağ yoğunluğu	Dağıtıcı Kan. Açıklığı(mm)	Debi ( $m^3/sn$ )	Net Tork (Nm)	Güç (MW)	Verim $\eta$ (%)
Dağ Eğrisi Değerleri	58	13,42	265078	10,4	90,8
Çok yoğun	58	13,42	240116	9,42	82,2
Yoğun	58	13,42	239726	9,41	82,1
Normal	58	13,42	238265	9,35	81,6
Düşük	58	13,42	225993	8,87	77,4

**Çizelge B.3:** 3. Analiz Noktası ( $0,64Q_{Nom}$ ) analiz sonuç değerleri.

Ağ yoğunluğu	Dağıtıcı Kan. Açıklığı(mm)	Debi ( $m^3/sn$ )	Net Tork (Nm)	Güç (MW)	Verim $\eta$ (%)
Dağ Eğrisi Değerleri	46	10,5	199635	7,83	87,3
Çok yoğun	46	10,5	179628	7,05	78,6
Yoğun	46	10,5	179398	7,04	78,5
Normal	46	10,5	177977	6,98	77,9
Düşük	46	10,5	168198	6,60	73,6

**Çizelge B.4:** 4. Analiz Noktası ( $0,46Q_{Nom}$ ) analiz sonuç değerleri.

Ağ yoğunluğu	Dağıtıcı Kan. Açıklığı(mm)	Debi ( $m^3/sn$ )	Net Tork (Nm)	Güç (MW)	Verim $\eta(\%)$
Dağ Eğrisi Değerleri	35	7,55	132214	5,19	80,5
Çok yoğun	35	7,55	116942	4,59	71,2
Yoğun	35	7,55	116698	4,58	71,1
Normal	35	7,55	110213	4,32	67,1
Düşük	35	7,55	105764	4,15	64,4

**Çizelge B.5:** İyileştirme yöntemlerine ait analiz sonuç değerleri.

Uygulanan Yöntem	Dağıtıcı Kan. Açıklığı(mm)	Debi ( $m^3/sn$ )	Net Tork (Nm)	Güç (MW)	Verim $\eta(\%)$
Mevcut Türbin	58	13,42	240116	9,42	82,2
A Tip Uzantı	58	13,42	237866	9,34	81,6
B Tip Uzantı	58	13,42	237878	9,34	81,6
A Tip Kanat	58	13,42	239158	9,39	82
B Tip Kanat	58	13,42	239214	9,39	82
%2 Su Enjeksiyonu	58	13,42	239036	9,38	82
%4 Su Enjeksiyonu	58	13,42	228107	8,95	78,25
%0.5 Hava Enj.	58	13,42	240176	9,43	82,39





## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Kağan Çağlayan

### ÖĞRENİM DURUMU:

**Lisans** : Makine Mühendisliği – Selçuk Üniversitesi

### MESLEKİ DENEYİM:

**2018-2023** : Arge Direktörü / Petes Makina San.Tic.A.Ş.

**2016-2018** : Teknik Müdür / CMF Makina San.Tic.A.Ş.

**2013-2016** : Tasarım Mühendisi / Arm Tünel Teknolojileri

**2012-2013** : Tasarım Mühendisi / Serin Treyler A.Ş.

### YÜKSEK LİSANS TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Çağlayan K., Ayder E.**, 2024. Cfd Analysis of Methods to Mitigate The Effects Of Vortex Formation In The Francis Turbine Draft Tube. 17th *International Istanbul Scientific Research Congress On Life, Engineering, Architecture And Mathematical Sciences*, April 28-30, 2024 İstanbul, Turkey.