

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FRANCIS TİPİ TÜRBİN MODELİNİN PERFORMANS TESTLERİNİN
GERÇEKLEŞTİRİLMESİ VE SAYISAL SONUÇLARIN TEST
SONUÇLARIYLA DOĞRULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ferdi BESNİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Selin ARADAĞ
Dr. Kutay ÇELEBİOĞLU**

ARALIK 2018

Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....
Prof. Dr. Osman EROĞUL
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

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

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 161511066 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ferdi BESNİ**'nin ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**FRANCIS TİPİ TÜRBİN MODELİNİN PERFORMANS TESTLERİNİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ VE SAYISAL SONUÇLARIN TEST SONUÇLARIYLA DOĞRULANMASI**" başlıklı tezi **14.12.2018** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Selin ARADAĞ**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Eş Danışman: **Dr. Kutay ÇELEBİOĞLU**
TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Ahmet YOZGATLIGİL**
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Yiğit TAŞCIOĞLU
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

TEZ BİLDİRİMİ

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

Ferdi BESNİ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

FRANCIS TİPİ TÜRBİN MODELİNİN PERFORMANS TESTLERİNİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ VE SAYISAL SONUÇLARIN TEST SONUÇLARIYLA DOĞRULANMASI

Ferdi Besni

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Selin Aradağ

Dr. Kutay Çelebioğlu

Tarih: Aralık 2018

Francis türbinleri, yüksek verimlilikleri ve geniş işletim aralığında gösterdikleri yüksek performans nedeniyle hidroelektrik santrallerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Türbin modellerinin performans ve kavitasyon testleri, hidroelektrik santralının (HES) spesifikasyonlarına göre tasarlanan esas türbinlerin üretilmesinden önce gerçekleştirilmelidir. Bu sayede, ucuz olması ve hızlı sonuç vermesinden dolayı sık tercih edilen Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak elde edilen türbin hidrolik verim değeri model testleri tarafından garanti altına alınmış olur. Hem test merkezi hem de deneysel incelemeler belirli standartların gerektirdiği yükümlülükleri sağlamak zorundadır. Bu bağlamda Türkiye’de ilk kez model türbinlerin test edilmesi amacıyla TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi kurulmuştur. Tesis, sistemin su gereksinimini sağlayan 700 m³ hacimli bir su deposuna ve herhangi bir santralin simüle edilmesi amacıyla farklı debi ve düşü değerlerinde seri, paralel veya tekli olarak çalıştırılabilen frekans kontrollü 1,5 MW güce sahip iki adet santrifüj pompaya sahiptir. Deney düzeneğinde 2 MW güce kadar model türbinler test edilebilmektedir. Üç üniteden

oluşan Kepez-1 santralının birinci ünitesi için yapılan rehabilitasyon çalışması kapsamında yeniden tasarlanan esas türbinin model performans testleri bu test merkezinde gerçekleştirilmiş ve geniş bir işletim aralığında çeşitli debi, düşü ve ayar kanadı açısı kombinasyonları için türbin performans özelliklerini gösteren tepe diyagramı deneysel olarak elde edilmiştir. Tez kapsamında ölçüm ekipmanları, bunların kalibrasyon metodu, model performans deneyinin uygulanışı ilgili test merkezinde geçerli olmak üzere aşamalı bir şekilde detaylandırılarak verilmiştir. Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (IEC) standartlarının belirlediği, test sonrası hesaplanması gereken türbin parametreleri optimum verim noktası için ayrı ayrı hesaplanmış ve belirsizlik analizi gerçekleştirilmiştir. Model türbin performans testi kapsamında daha önce grubumuz tarafından gerçekleştirilen HAD çalışmalarının sonuçlarını doğrulamak amacıyla elde edilen deneysel veriler bahsedilen sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma, IEC standartlarına göre hidrolik verimliliğin doğrulanmasını sağlamaktadır.

Anahtar Kelimeler: Francis türbini, Model performans testi, Tepe diyagramı, Hidrolik verim

ABSTRACT

Master of Science

PERFORMANCE TESTS OF FRANCIS TYPE TURBINE MODEL AND VALIDATION OF NUMERICAL RESULTS BY EXPERIMENTAL RESULTS

Ferdi Besni

TOBB University of Economics and Technology

Institute of Natural and Applied Sciences

Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Prof. Dr. Selin Aradağ

Dr. Kutay Çelebioğlu

Date: December 2018

Francis turbines are widely utilized in hydroelectric power plants due to their high efficiency and high performance in extensive operating range. Performance and cavitation tests of the turbine models need to be performed before manufacturing the actual turbines that are designed according to the specifications of the hydroelectric power plant (HEPP). Thus, hydraulic efficiency of turbine obtained by using CFD (Computational Fluid Dynamics) method which is often preferred because of being cheap and providing fast solution is guaranteed by model tests. Both the test facility and experimental analyses should provide obligations required by certain standards. In this context, TOBB University of Economics and Technology Hydro Energy Research Center was established to test turbine models for the first time in Turkey. The facility has two frequency-controlled and 1,5 MW power centrifugal pumps that can be operated in series, parallel or single mode to be able to provide different head and flow rate values to simulate any HEPP with its 700 m³ water reservoir that supply water requirement for the system. Up to 2 MW of the turbine model tests can be carried out in the test rig. Model performance tests of the actual turbine that is re-designed within the scope of rehabilitation project for the first unit of the Kepez-1 plant consisting of

three units were conducted at this test facility and hill chart investigating turbine performance characteristics for various head, flow rate and guide vane angle combinations was obtained experimentally in wide operating range. Measuring equipment and their calibration method, procedure of model performance test which is valid in the relevant test facility are given in detail in the context of this thesis. Turbine parameters determined by International Electrotechnical Commission (IEC) standards, which must be calculated after the test, are calculated separately for optimum efficiency point. Experimental data were compared with the numerical results mentioned above so as to verify CFD studies previously performed by our group. Comparison confirms the hydraulic efficiency according to IEC standards.

Keywords: Francis turbine, Model performance test, Hill chart, Hydraulic efficiency

TEŞEKKÜR

TOBB ETÜ HİDRO ekibine katılmamı uygun görerek önüme yeni fırsatlar çıkaran, yol gösterici fikirleri ve değerli yönlendirmeleri ile desteğini hiçbir zaman esirgemeyerek elinden gelenin fazlasını yapmaya çalışan, sıcakkanlı ve güler yüzlü tarafını hiçbir zaman benden esirgemeyen ve çalışma azmini her zaman örnek aldığım danışman hocam Prof. Dr. Selin Aradağ'a sonsuz teşekkür ederim.

Süreç içerisinde karşılaştığım problemlerin çözümü için kendisine ne zaman danışsam bilgi donanımı ve mühendislik tecrübesiyle yaratıcı çözümler sunarak sayısız konuda bana yardımcı olan hem teorik hem de pratik anlamda mühendislik bilgi birikimi elde etmemi sağlayan ve yapıcı eleştirileriyle faydalı yönlendirmeler yapan sayın hocam Dr. Kutay Çelebioğlu'na çok teşekkür ederim.

Tez jürisinde yer alan ve tezimi değerlendiren Doç. Dr. Ahmet Yozgatlıgil ve Dr. Ögt. Üyesi Yiğit Taşcıoğlu'na çok teşekkür ederim.

Tez çalışmalarımı gerçekleştirirken her zaman elinden gelenin fazlasını yapmaya gayret göstererek büyük yardımlarını gördüğüm ve problem çözme konusundaki bitmeyen enerjisiyle her zaman bana destek olan arkadaşım Fevzi Büyüksolak'a teşekkürü bir borç bilirim.

Yardımlarını esirgemeyen laboratuvar sorumlusu Ali Öznehir ve çalışma arkadaşlarım Mustafa Can Güçlü, Burak Altıntaş, Selahattin Özhan Yüksel, Mustafa Tuncer ve Kasım Enes Kalın'a teşekkür ederim.

Hayatımın her döneminde yanımda olan ve verdiğim kararlara her zaman saygı duyarak sevgilerini benden hiç esirgemeyen aileme sonsuz teşekkür ederim.

Arkadaşım Gizem Yakar'a tez sürecindeki anlayışından dolayı çok teşekkür ederim. 113G109 no'lu TÜBİTAK MİLHES Projesi'ne ve proje kapsamında tez deneylerinin gerçekleştirildiği TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi'nin kurulumunda maddi desteği olan Kalkınma Bakanlığı'na teşekkür ederim. Ayrıca çalışmalarım sırasında sağlanan burs sebebiyle TOBB ETÜ ve TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xii
KISALTMALAR	xiii
SEMBOL LİSTESİ.....	xiv
RESİM LİSTESİ.....	xv
1. GİRİŞ	1
1.1 Türbin Performans Testleri.....	1
1.2 Tezin Amacı	2
1.3 Tez Planı.....	3
1.4 Literatür Araştırması	4
1.4.1 Francis tipi su türbinleri.....	8
1.4.2 Model türbin test parametreleri.....	9
1.4.2.1 Özgül hidrolik enerji ve düşü	9
1.4.2.2 Debi	11
1.4.2.3 Hidrolik güç.....	11
1.4.2.4 Dönme hızı	11
1.4.2.5 Tork	12
1.4.2.6 Mekanik güç	12
1.4.2.7 Hidrolik verim	12
1.4.2.8 Özgül hız.....	13
1.4.2.9 Boyutsuz parametreler ve hidrolik benzerlik.....	14
2. ÖLÇÜM EKİPMANLARI VE KALİBRASYON METODU.....	25
2.1 Deney Düzeneği	25
2.2 Debi Ölçümü ve Kalibrasyonu	28
2.3 Düşü Ölçümü ve Kalibrasyonu	38
2.4 Tork Ölçümü ve Kalibrasyonu	43
2.5 Ayar Kanadı Açısı Ölçümü ve Kalibrasyonu	46
2.6 Sıcaklık Ölçümü	49
2.7 Açısal Hız Ölçümü	50
3. HESAPLAMALAR.....	51
3.1 Test Şartlarının Fiziksel Özellikleri.....	53
3.1.1 Su yoğunluğu	53
3.1.2 Kinematik viskozite	54
3.1.3 Buhar basıncı	54
3.1.4 Yer çekimi ivmesi.....	54
3.1.5 Ortam basıncı.....	55

3.2 Model Türbin Hesaplamaları	55
3.2.1 Bağlı ölçeklenebilir kayıp değeri	55
3.3 Prototip Türbin Hesaplamaları	56
3.3.1 Prototip hidrolik verimi	56
3.3.2 Prototip mekanik gücü	57
3.3.3 Düzeltilmiş güç katsayısı ve güç faktörü	58
3.4 Boyutsuz Parametreler	58
3.5 Belirsizlik Analizi	59
3.5.1 Rastgele hatalar	61
3.5.2 Sistematik hatalar	62
4. MODEL TÜRBİN PERFORMANS DENEYİ UYGULANIŞI	63
4.1 Test Başlangıç Prosedürü	63
4.2 Türbin Çalışma Aralığının Taranması	71
4.3 Test Sonrası İşlemleri	75
5. TEST SONUÇLARI	77
5.1 Test Şartlarının Fiziksel Özellikleri	77
5.1.1 Su yoğunluğu	77
5.1.2 Yer çekimi ivmesi	78
5.2 Model Türbin Hesaplamaları	78
5.3 Boyutsuz Parametreler	79
5.4 Prototip Türbin Hesaplamaları	81
5.4.1 Prototip türbin hidrolik verimi	81
5.5 Belirsizlik Analizi	82
5.5.1 Rastgele belirsizlik	82
5.5.2 Sistematik belirsizlik	82
5.6 Deneysel Tepe Diyagramları ve HAD Sonuçlarının Doğrulanması	83
6. DEĞERLENDİRME	93
KAYNAKLAR	95
ÖZGEÇMİŞ	99

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Francis türbini kesit görüntüsü	8
Şekil 1.2: Toplam düşünün gösterimi[31].....	10
Şekil 1.3: Francis türbini çark kanat şeklinin özgül hıza göre değişimi[34].....	14
Şekil 1.4: Çark kanadı hız üçgenleri	16
Şekil 2.1: Test merkezi genel görünümü	25
Şekil 2.5: Nozul ve akış ayırıştırıcı sistemi.....	30
Şekil 2.6: Test sisteminde kullanılan vana konumları	32
Şekil 2.7: SCADA arayüzündeki vana komutları	33
Şekil 2.8: Kalibrasyon sistemi SCADA arayüzü	34
Şekil 2.9: Debimetre kalibrasyonu sonuçlarının grafiklendirilmesi	35
Şekil 2.11: Test düzeneğindeki tüm sensörler	36
Şekil 2.12: Sensör kalibrasyonu arayüzü	37
Şekil 2.13: Kalibrasyon verisi işleme arayüzü.....	37
Şekil 2.14: Model türbin basınç değerleri takip arayüzü	39
Şekil 2.18: Hidrostatik yatak üzerindeki yağ hatları.....	44
Şekil 3.1: Ölçeklendirilmiş verim eğrisi[11].....	56
Şekil 3.2: Model ve prototip arasındaki verim düzeltmesi[11].....	56
Şekil 4.1: Test düzeneği genel görünümü	63
Şekil 4.2: Pompa odası genel görünümü.....	66
Şekil 4.3: Sistem kontrol ünitesi	68
Şekil 4.4: Hidrostatik yatak kontrol ünitesi	69
Şekil 4.5: SCADA türbin verileri takip arayüzü	72
Şekil 4.6: Veri tabanı.....	73
Şekil 5.1: Prototip türbin deneysel tepe diyagramı	87
Şekil 5.2: Tek ünite çalışma durumunda elde edilen deneysel ve sayısal sonuçlar ...	88
Şekil 5.3: HAD [45] ve deneysel tepe diyagramlarının karşılaştırılması.....	89
Şekil 5.4: Ana hat debisi kullanılarak elde edilen tepe diyagramı.....	89
Şekil 5.5: Boyutsuz tepe diyagramı	90

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1: Bağımsız değişkenler ve boyutları.....	18
Çizelge 2.1: Test merkezi kapasiteleri	26
Çizelge 2.2: Debimetre kalibrasyonu sonuçları	34
Çizelge 2.3: Yük hücresi kalibrasyon değerleri	36
Çizelge 2.4: Ayar kanadı açısı ve piston strok ölçümleri.....	49
Çizelge 3.1: IEC standardı limitleri	52
Çizelge 3.2: Prototip türbin çapı ve tasarım noktası parametreleri.....	52
Çizelge 3.3: Model türbin çapı ve tasarım noktası parametreleri	53
Çizelge 3.4: ‘IEC 60193 Ek A Tanımlamalar I’	58
Çizelge 3.5: ‘IEC 60193 Ek A Tanımlamalar II’	59
Çizelge 3.6: ‘IEC 60193 Ek A Tanımlamalar III’	60
Çizelge 5.1: Optimum noktadaki model türbin ve test koşulları	77
Çizelge 5.2: Diğer fiziksel koşullar.....	78
Çizelge 5.3: Model türbin parametreleri	79
Çizelge 5.4: Boyutsuz parametrelerin değerleri.....	79
Çizelge 5.5: ‘IEC 60193 Ek A Tanımlamalar I’ sonuçları	80
Çizelge 5.6: ‘IEC 60193 Ek A Tanımlamalar II’ sonuçları	80
Çizelge 5.7: ‘IEC 60193 Ek A Tanımlamalar III’ sonuçları	80
Çizelge 5.8: Prototip türbin güç parametreleri.....	81
Çizelge 5.9: Sensörlerin sistematik belirsizliği.....	82
Çizelge 5.10: Model türbin performans testi sonuçları	84
Çizelge 5.11: Model performans testi ve HAD sonuçlarının karşılaştırılması	86
Çizelge 5.12: Optimum ve tasarım noktasındaki shaft gücü değerleri	87

KISALTMALAR

IEC	: Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (International Electrotechnical Commission)
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HES	: Hidroelektrik Santrali
TOBB ETÜ	: Türkiye Odalar ve Borsalar Birliği Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
TÜBİTAK	: Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu
MİLHES	: Hidroelektrik Santral Bileşenlerinin Yerli Olarak Tasarımı ve Üretimi
ISO	: Uluslararası Standartlar Örgütü (International Organization for Standardization)

SEMBOL LİSTESİ

Simgeler

Açıklama

A	Referans alanı
D	Türbin çark çapı
E	Özgül hidrolik enerji
E_{nD}	Enerji katsayısı
g	Yer çekimi ivmesi
H	Düşü
n	Dönme hızı
n_{ED}	Hız faktörü
ω	Açısal hız
n_{QE}	Özgül hız
P_h	Hidrolik güç
P_m	Mekanik güç
P_{ED}	Güç faktörü
P_{nD}	Güç katsayısı
P_F	Türbin girişi ve çıkışındaki fark basınç
Q	Debi
Q_{ED}	Debi faktörü
Q_{nD}	Debi katsayısı
Re	Reynolds sayısı
T	Tork
T_{ED}	Tork faktörü
T_{nD}	Tork katsayısı
t	Zaman
V_{ref}	Kayıp dağılım katsayısı
$(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$	Verim düzeltme faktörü
δ_{ref}	Bağıl ölçeklenebilir kayıp değeri
η_h	Hidrolik verim
λ_L	Ölçeklendirme oranı
Γ	Sirkülasyon terimi
ν	Kinematik viskozite
ρ	Yoğunluk
θ	Sıcaklık

RESİM LİSTESİ

Sayfa

Resim 2.2: Kontrol odası	27
Resim 2.3: Elektromanyetik debimetre.....	28
Resim 2.4: Ağırlık tankı.....	29
Resim 2.10: Sertifikalandırılmış ağırlıklar.....	35
Resim 2.15: Ölü yük manometresi.....	40
Resim 2.16: Dijital fark basınç sensörü kalibrasyonu.....	42
Resim 2.17: Dijital fark basınç sensörü kutupları.....	43
Resim 2.19: Tork ölçüm mekanizması	45
Resim 2.20: Regülasyon sistemi	47
Resim 2.21: Dijital açı sensörü	47
Resim 2.22: Mekanik açı ölçer.....	48

1. GİRİŞ

Enerji, bir ülkenin kalkınmasında önemli pay sahibi olan, ülkedeki yaşam standardını yükselterek ekonomik gelişmeyi ve sosyal refahı sağlayan en önemli faktördür. Bilimde ve teknolojide meydana gelen baş döndürücü ilerlemeyle birlikte dünya nüfusunun artması enerjiye olan talebin sürekli artmasına sebep olmaktadır. 2014'te 7.3 milyar olan küresel nüfusun 2040'ta 9.2 milyara çıkması öngörülmektedir[1]. Ortaya çıkan tabloda enerjiye olan talebin giderek artacak olması kaçınılmazdır ve bu durum ülkeleri çeşitli enerji politikalarının belirlenmesine yöneltmektedir. Bu bağlamda, yenilenebilir enerji kaynakları enerji güvenliğini sağlaması konusunda ön planda olması, gelişen teknoloji sayesinde işletme ve güvenlik masraflarının az olması, doğa dostu, sürdürülebilir ve ekonomik olması, fosil yakıtların geleceğinin belirsiz, sınırlı ve çevreye zararlı olması ve yenilenebilir enerji kaynağı kullanımına küresel ölçekte verilen teşvikler gibi nedenlerle ön plana çıkmakta ve giderek daha fazla kullanılmaktadır[2].

Yenilenebilir enerji kaynakları hidroelektrik enerji, güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, jeotermal enerji, biyokütle enerjisi, dalga enerjisi ve hidrojen enerjisinden oluşmaktadır. Bu kaynaklar küresel güç üretim kapasitesine yapılan katkının 30% 'unu oluşturmaktadır. Hidroelektrik enerji ise 2017 yılında 16.6% ile küresel katkı payına, 70% oranında da yenilenebilir enerji kaynakları içindeki katkı payına sahiptir[3]. Bu enerji türü yüksek seviyedeki basınçlı suyun cebri boru aracılığıyla türbine aktarılarak generatöre bağlı bir şaftı döndürmesi suretiyle elde edilir[4].

1.1 Türbin Performans Testleri

İnsanoğlunun milattan önce ilk yüzyılda Antik Yunan'da su tekerleklerinin icadıyla başlayan buğdayı un haline getirmek amacıyla akan sudan yararlanma isteği ilerleyen yıllarda sanayi devriminin kökenini teşkil etmiş ve devrimin kaçınılmaz sonucu olan daha fazla verim isteği 19. yüzyıl ortalarında önce reaksiyon daha sonra da aksiyon tipi türbinlerin ortaya çıkmasına sebep olmuştur[5]. Sanayi devriminin getirdiği yüksek verim ihtiyacı 1894'te ABD'nin Alden kasabasında bir hidrolik türbin

laboratuvarı kurulmasına vesile olmuştur. Laboratuvar bünyesinde çalışan öğrenciler tam boyutlu türbinlerin performans testlerini yaparak verim, akış debisi ve düşü kaybı gibi parametrelerinin ölçümünü sağlamışlardır[6]. 1906 yılında İngiltere'nin Londra şehrinde kurulan Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (IEC) türbin testlerini sistematikleştirmek ve testlerin belirli kurallar çerçevesinde tatbik edilmesini mümkün hale getirmek amacıyla belirli standartlar oluşturmuştur[7]. 1923 yılında ise Amerikan Makine Mühendisleri Topluluğu (ASME) hidrolik türbin performans testleri için kendi standartlarını yayınlamışlardır. 20. yüzyılın başlarında sonlu farklar analizinin ortaya çıkması ile temelleri atılan HAD yöntemi günümüzde oldukça gelişmiş ve hidrolik makinelerin performans analizlerinde çok sık kullanılmaya başlanmıştır. HAD çözümlerinin fiziksel bir kurulum gerektirmemesi, ucuz olması ve hızlı sonuç vermesi gibi avantajları olmasına rağmen gerçek durumun tam bir simülasyonu sadece deneysel metotlarla mümkün olmaktadır. Özellikle teknolojinin günümüzdeki kadar gelişmiş olmadığı zamanlarda deneysel çalışmalar pahalı ekipmanlar gerektirmesine rağmen daha fazla önem arz etmekteydi. Ancak modern teknolojideki ve test yöntemlerindeki gelişmeler testlerin daha ekonomik, hassas, kaliteli yapılmasına ve otomasyona imkan vererek daha az emek harcanmasına yol açmıştır[8].

Performans testleri taraflar arasında yapılan sözleşmelerde garanti edilen türbin parametrelerinin doğrulanması için gereklidir. Özellikle büyük hidroelektrik santraller için üretilen türbinlerin model testleri yapılmadan sahaya montajlandığında ve beklenen verimi sağlayamadığı takdirde çok büyük maliyet kaybına yol açmaktadır[9]. Bunun önlenmesi için yeni kurulacak santralin veriminin belirlenmesi veya çalışmakta olan herhangi bir santral bileşenlerinin rehabilite edilmesi için performans testleri yapılması gerekmektedir. Özellikle büyük ölçekli santraller için yapılan rehabilitasyon çalışmalarında verimde meydana gelecek 1%'lik iyileşme önemli miktarda elektrik üretimine sebebiyet vermektedir. Örneğin, ABD'nin en büyük hidroelektrik santrali olan Grand Coulee'de gerçekleştirilen 1%'lik verim iyileşmesi her yıl 10 milyon dolar değerinde fazladan elektrik üretilmesine neden olmuştur[8].

1.2 Tezin Amacı

Ülkemizin giderek artan nüfusuna paralel olarak enerji ihtiyacı da sürekli bir biçimde artmaktadır. Bu durum devletin alternatif enerji politikaları oluşturmasını zorunlu kılmaktadır. Yenilenebilir enerji türlerinden olan ve ülkemizde de üretimi için önemli

bir potansiyel bulunan hidroelektrik enerji güvenli, sürdürülebilir ve ekonomik olması gibi avantajlarıyla göze çarpmaktadır. Bu amaçla 1955 yılında Antalya ilinin Kepez ilçesine orta ölçekli bir hidroelektrik santralin yapımına karar verilmiş ve santral 1963 yılında üç ünitesiyle birlikte hizmete girmiştir[10]. Gelişen teknoloji santralin bazı bileşenlerinin rehabilite edilmesi gereksinimini ortaya çıkarmıştır. Hidroelektrik Santral Bileşenlerinin Yerli Olarak Tasarımı ve Üretimi (MİLHES) projesi kapsamında Türkiye’de ilk kez model türbinlerin test edilmesi amacıyla TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi kurulmuştur. Bu tez çalışması proje kapsamında test merkezinin üstlendiği esas türbin tasarımı, akış ve yapısal analizleri, model türbin üretimi ve model türbin performans ve kavitasyon testleri başlıklarından model türbinin performans testi konu başlığını içermektedir. Tezin amacı, *IEC 60193 (1999) Hidrolik türbinler, depolama pompaları ve pompa türbinleri – Model kabul deneyleri uluslararası standardı* tarafından belirlenmiş ve detaylandırılmış bir metoda uygun şekilde proje kapsamında üretilen ölçekli bir Francis tipi model türbinin performans testlerini gerçekleştirmek ve test merkezinde farklı projeler kapsamında daha sonra yapılacak model türbin performans testleri için bir altyapı oluşturulmasını sağlamaktır[11]. Ayrıca tez, test esnasında model türbin giriş-çıkış basıncı, net düşü, akış debisi, tork ve model türbin dönme hızı gibi parametrelerin ölçülerek model türbin hidrolik veriminin hesaplanmasını amaçlamaktadır.

1.3 Tez Planı

Tez kapsamı Francis tipi bir türbin modelinin HAD çalışmaları sonucu ortaya konan karakteristik değerlerinin, ilgili standardı sağlayan koşullarda tasarlanmış ve kurulumu tamamlanıp aktif bir şekilde hizmete girmiş bir test merkezinde yapılan performans deneyleriyle doğrulanmasından oluşmaktadır[12]. Bölüm 2’de model türbin hidrolik veriminin elde edilebilmesi için ölçülmesi gereken parametreler olan türbin giriş-çıkış basıncı, net düşü, akış debisi, tork, su sıcaklığı ve model türbin dönme hızını ölçen ekipmanlar tanıtılmış, ölçüm tekniği anlatılmış ve bu ölçüm ekipmanlarının yerinde kalibrasyonundan (*in situ*) bahsedilmiştir. Bölüm 3’te IEC 60193 standardının belirlediği parametreleri hesaplamak için kullanılan denklemler verilmiştir. Bunların içinde test şartlarının fiziksel özelliklerinin hesaplanması için kullanılan denklemler de mevcuttur. Test sırasında bu fiziksel özelliklerin takip edilerek kontrol altında

tutulması büyük önem arz etmektedir. Bölüm 4'te ise performans deneyinin yapılışı test öncesi yapılması gerekenlerden başlayarak deney sırasında ve sonrasında takip edilmesi gereken noktalar üzerinde detaylıca durularak aşamalı bir şekilde sunulmuştur. Tezin bu kısmı daha sonra test merkezinde yapılacak performans deneyleri için bir kaynak oluşturma amacını taşımaktadır. Ancak daha sonraki deneylerde, sürekli gelişen teknoloji test merkezinin de modernleşmesine yol açacağı için Bölüm 4'te bahsedilen bazı noktalara gerek kalmayabilir. Bu yüzden bahsedilen deney prosedürü, kesinlikle takip edilmesi gereken kurallar bütünü oluşturuyor gibi bir iddia taşımamaktadır. Bölüm 5'te ise daha önce verilen denklemlerden yola çıkılarak optimum verim noktası için gerekli türbin parametreleri hesaplanmış ve benzerlik denklemleri kullanılarak esas türbin tepe diyagramı elde edilmiştir. Aynı bölümün ikinci kısmında ise daha önce ekibimiz tarafından elde edilmiş olan sayısal sonuçlar test sonuçlarıyla kıyaslanarak doğruluğu irdelenmiştir. Bölüm 6 ise tezde yapılan çalışmaların ve elde edilen sonuçların kısa bir özetinden ve gelecekte yapılması muhtemel çalışmalardan oluşmaktadır.

1.4 Literatür Araştırması

Trivedi vd. Francis tipi türbin modelinin farklı çalışma noktalarında deneysel ve zamana bağlı nümerik çalışmalarını yaparak tepe diyagramını oluşturmuştur. Optimum verim noktasında deneysel ve nümerik sonuçlar arasındaki farkın en az olduğunu ve bu noktadan uzaklaştıkça farkın giderek arttığını göstermiştir. Türbinin farklı bölgelerine yerleştirilen basınç sensörleriyle basınç ve tork salınımları incelenmiştir. Belirli çalışma noktalarında ortaya çıkan ayar kanadı ve çark kanadı arasındaki karmaşık etkileşimin (rotor-stator etkileşimi) tork salınımlarına sebep olduğunu gözlemlemiştir[13]. Diğer bir çalışmada dört farklı ayar kanadı açısında sadece dönme hızını değiştirerek, türbinin çeşitli yerlerine monte edilen basınç sensörleriyle çarkta, ayar kanadı-çark arasındaki boşlukta ve emme borusunda meydana gelen zamana bağlı basınç salınımlarını ve bunların akış debisiyle değişimini incelemiştir. Basınç salınımı genliklerinin çark dönme hızıyla doğru orantılı bir şekilde arttığını ve türbin tasarımı aşamasında verimle beraber basınç salınımlarının da dikkate alınması gerektiğini belirlemiştir[14]. Bunun devamı niteliğindeki başka bir çalışmada türbin dönme hızıyla beraber ayar kanadı açısı da önce azalan sonra artan bir sırayla değiştirilerek farklı yükleme durumlarındaki basınç genlikleri miktarı analiz

edilmiştir. Özellikle ayar kanadı açısı değişiminin son safhalarında çark kanadı geçiş frekansı genliklerinin önemli miktarda yükseldiği gözlemlenmiştir. Türbin işletimi esnasında rezonans gibi güvenli olmayan durumlardan kaçınmak için bu geçiş frekanslarının detaylı analizinin yapılması ve ayar kanatlarındaki açı değişimlerinin ani yüklemelere sebep olmaması için yumuşak bir şekilde gerçekleştirilmesi gerekmektedir[15]. Bir başka çalışmada ise ambalman hızındaki model türbine etki eden aşırı basınç yüklemelerini deneysel ve $k-\omega$ SST, $k-\epsilon$ ve Ölçek Uyumlu Benzetim (SAS) olmak üzere üç farklı türbülans modeliyle nümerik olarak incelemiş, ambalman durumundaki yüklemelerin en iyi verim noktasındakilerden üç kat daha fazla olduğunu gözlemlemiştir[16].

Aggidis vd. türbin modeli testlerini tamamen otomatikleştirerek performans karakteristiklerini gösteren tepe diyagramlarının test sonunda bir dakikadan daha kısa sürede elde edilmesini sağlayan bir yöntem geliştirmiştir. Bu yöntem Francis ve Pelton türbin modelinde denenmiş, veri toplanması ve işlenmesi sürecinin dışarıdan harici bir işlem gerektirmeden gerçekleştirilmesini sağlayarak prototip modellerinin daha hızlı ve etkili bir biçimde test edilmesine olanak sağlamıştır[17].

Wu vd. Reynolds ortalımalı Navier-Stokes (RANS) çözümlemesini RNG $k-\epsilon$ türbülans modeliyle birlikte kullanarak prototip Kaplan türbinindeki tüm akış alanı boyunca basınç salınımlarını, bunların oluşum mekanizmalarını incelemiş ve sonuçları model türbin deneyiyle kıyaslayarak düşük frekanstaki salınımlar hariç diğer durumlarda birbiriyle tutarlı sonuçlar elde etmiştir. Düşük frekanstaki basınç salınımlarının emme borusunda meydana gelen girdap kaynaklı olmasının ve düşük frekanstaki Reynolds sayısı farklılığının bu duruma sebep olduğunu gözlemlemiştir[18].

Kolšek vd. eksenel bir türbinin bütün akış alanında zamana bağlı olmayan üç boyutlu nümerik analiz yapabilmek için sonlu hacimler yöntemi kullanılarak elde edilmiş yeni bir çözüm ağı üretim tekniği geliştirmiş ve analizi deneysel verilerle karşılaştırarak birbirine yakın sonuçlar elde etmiştir[19].

Egusquiza vd. hasar görmüş Pelton türbini kovalarındaki sorunun kaynağını anlamak için yaptıkları nümerik ve deneysel analizlerde bu türbin tipinde yaygın olmayan eksenel titreşimler gözlemlemiş ve su jetinin yanlış hizalanması sonucu oluşan asimetrik gerilmelerin buna sebep olduğu sonucuna varmıştır[20].

Goyal vd. kısmi yükte çalışan bir Francis türbin modelinin giriş borusu, çark-ayar kanadı arasındaki boşluk, çark ve emme borusuna yerleştirdiği basınç sensörleriyle bu bölgelerdeki basınç dalgalanmalarını ve girdap oluşumunu incelemiştir. Kısmi yükte çark ve ayar kanadı arasındaki boşlukta önemli derecede salınımların olduğu ancak emme borusundaki salınımların, çarkın dönme hızının 0.3 katı bir frekansta dönerek sarmal yapıya sahip bir girdap tarafından baskılandığı gözlemlenmiştir[21]. Başka bir çalışmada, Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçme Tekniği (PIV) yönteminin Francis türbinlerinin zamana bağlı ve zamandan bağımsız çalışma durumlarında kullanılabilmesi için deneysel bir kurulum geliştirilmiştir. Çark dönme hızı ve akış debisinin sabit olduğu en iyi verim, kısmi yük, aşırı yük noktası gibi zamandan bağımsız ve bu parametrelerin değişerek sistemin başlatılması-durdurulması-kapatılması ve yük değişimi (en iyi verim noktasından kısmi yük noktasına gibi) durumlarından oluşan zamana bağlı türbin çalışma koşullarında deneysel çalışmalar yapılmış, sonuçlardaki sapmalar ve yöntemin tekrarlanabilirliği araştırılmıştır[22].

Kurosawa vd. RANS çözümlerini kullanarak türbin verimi, basınç dalgalanması ve kaviteasyon karakteristiklerini incelemek için yüksek hassasiyetli nümerik çalışmalar yapmıştır. Simülasyonlarını doğrulamak için Toshiba Test Merkezi'nde yapılan deneysel verileri kullanmıştır. Türbin verimi için gerçekleştirilen zamandan bağımsız analizlerin özgül hız arttıkça deneysel sonuçlardan uzaklaştığını, bunun sebebi olarak da bu tür analizlerin çarkta ve emme borusundaki hidrolik kayıpları daha fazla tahmin ettiğini belirlemiştir. Zamana bağlı analizlerin ise tüm deney verileriyle iyi bir yakınsama gösterdiği tespit edilmiştir[23].

Su vd. hidrolik benzerliğe sahip iki model türbini iki farklı deney düzeneğinde test ederek türbinlerde meydana gelen akış kararsızlıklarını incelemiştir. Birinci deney düzeneğinde PIV yöntemiyle ayar kanadı etrafındaki akışı, ikincisinde ise çark ve emme borusunda meydana gelen girdap kopması gibi kararsız hidrodinamik davranışları ve bunun türbin çalışmasına etkisini analiz ederek işletim noktasının değişmesiyle girdap şeklinin de değiştiğini gözlemlemiştir[24].

Neidhardt vd. Francis türbin modelinin 70% - 85% ayar kanadı açıklığına denk gelen yüksek kısmi yükte ortaya çıkan karakteristiklerini incelemiştir. Model türbinde görülen bu durumun prototip türbinde ortaya çıkmadığı tespit edilmiş, bunun sebebi olarak da model ile prototipin hidrolik sistemlerinin ve Froude sayılarının farklı olması öne sürülmüştür. Model testindeki Froude sayısının yüksek olması ve yüksek kısmi

yükte oluşan titreşimlerin Froude sayısı ile doğru orantılı olarak azalması bu durumun ortaya çıkma nedenine dair güçlü kanıt sunmaktadır. Ancak problemin tamamen aydınlatılması için daha detaylı çalışmalar gerekmektedir[25].

İda güç, dönme hızı, debi ve hidrolik verim gibi model türbin parametrelerinden prototip türbin değerlerine geçilebilmesi için analitik metot geliştirmiştir. Farklı özgül hızlardaki 15 adet Francis ve pompa-türbinin bileşenleri için kayıp analizi yaparak türbinin herhangi bir çalışma noktasında geçerli olan ve verim dönüşümünde kullanılan kayıp dağılım katsayısını belirlemiştir[26].

Agarwal vd. konik ve dirsek tipi emme borularıyla ilgili deneysel ve nümerik çalışmalar yaparak bunların türbin verimi üzerindeki etkisini incelemiştir. En iyi türbin verimi, emme boruları 8° koniklik açısına sahip olduğunda elde edilmiş, daha büyük koniklik açıları meydana gelen akış ayrılmalarının türbin verimini azalttığı gözlenmiştir. Ayrıca karesel çıkış kesitine sahip konik emme borusunun beklenenden daha fazla verim elde edilmesine sebep olduğu ve bu yapının daha detaylı araştırılması gerektiği belirtilmiştir[27].

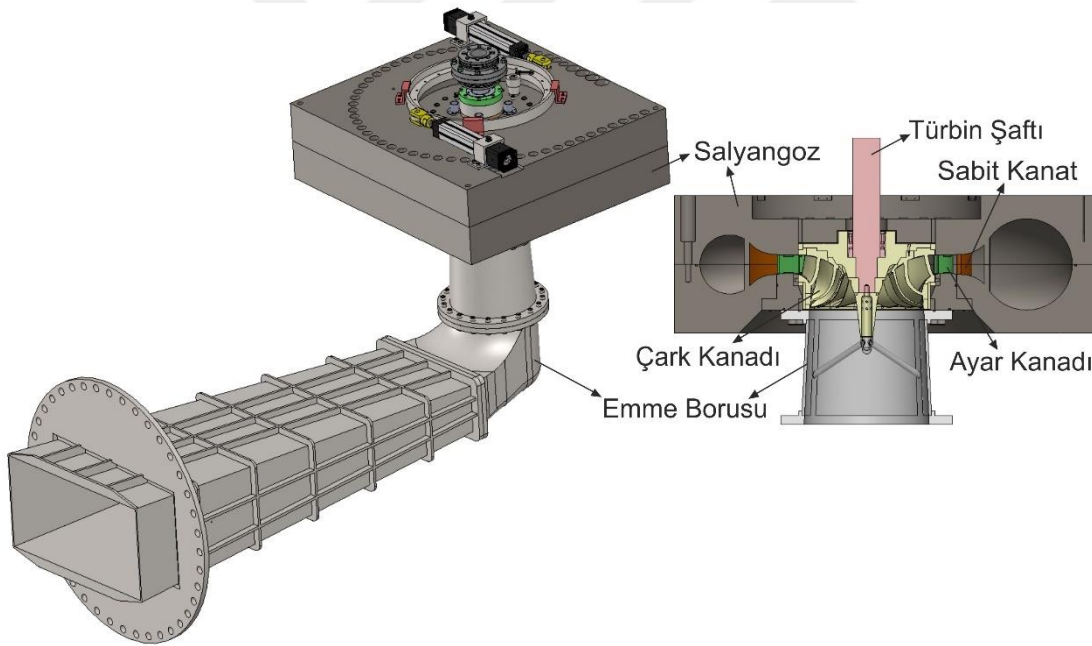
Feng vd. kısmi yükte ciddi güç dalgalanmaları gösteren bir prototip türbine uyguladıkları saha testleri sonucu bu duruma generatör doğal frekansı ile emme borusunda oluşan girdap frekansı arasındaki rezonansın sebep olduğunu gözlemlemiştir. Girdap salınımının azaltılarak veya frekansının değiştirilerek rezonansın önlenmesi için çark çıkışının uzatılması, emme borusu girişine sönümleyici ve akış saptırıcı mekanizmalarının eklenmesi gibi yöntemleri deneysel ve nümerik olarak araştırmış, akış saptırıcısının emme borusu titreşimlerini en iyi azaltan seçenek olduğunu belirlemiştir[28].

Yan vd. büyük ölçekli bir Francis türbininin debisini belirleyerek verim eğrilerini elde etmek için Winter Kennedy metodunu kullanmıştır. Metodun belirlediği formülde debi hesabı için kullanılan debi katsayısı Gibson metodu (su koçu metodu) kullanılarak farklı çalışma noktaları için kalibre edilmiş ve verim grafikleri türbin üreticisinden gelen verilerle kıyaslanmıştır. Düşük düşülerde ortaya çıkan belirsizliklerin daha fazla olmasından dolayı grafikler arasında önemli sapmalar görülürken düşü yükseldikçe birbirine yakın sonuçlar elde edilmiştir[29].

1.4.1 Francis tipi su türbinleri

Francis türbinleri geniş debi ve düşü aralıklarında yüksek verimde çalışan eksenel-radyal akışlı reaksiyon tipi su türbinleridir. İsmi mucidi James Francis'ten alan bu türbinler ilk tasarımından günümüze önemli değişimler geçirmiş olsa da temel çalışma prensibi yüksek bir yerdeki suyun bir boru vasıtasıyla hızlandırılarak türbin kanatlarını döndürmesi suretiyle enerjisinin çekilmesi esasına dayanır. Özel olarak tasarlanan ve karmaşık yapıya sahip olan çark kanatları ince profili sayesinde suyun kanat üzerinde hem kaldırma hem de itme kuvveti yaratmasını sağlayarak diğer türbinlere kıyasla daha fazla güç üretilmesine imkân verirler. Modern teknoloji Francis türbinlerinden 1000 MW'a kadar güç elde edilmesini sağlarken, bu tip türbinler dünya hidroelektrik üretiminin 60%'ını oluşturmaktadır[30].

Francis türbinleri Şekil 1.1'de görüldüğü gibi salyangoz, sabit kanat, ayar kanadı, çark kanadı ve emme borusu bileşenlerinden oluşmaktadır.



Şekil 1.1: Francis türbinini kesit görüntüsü.

Baraj havzasından cebri boru aracılığıyla gelen basınçlı suyun düzenli bir şekilde çarka girmesini sağlamakla görevli salyangoz gittikçe daralan bir profile sahiptir. Akış boyunca sürtünmelerden kaynaklı olarak suyun debisi azalmakta, azalan debi akış alanının daraltılmasıyla kompanse edilmektedir. Bu sayede hız sabit tutulmaya çalışılarak düzgün bir akış elde edilir.

Sabit kanatlar salyangoza rijitlik ve dayanım sağlamaktadır. Salyangozun şekildeki gibi iki parçadan oluştuğu durumlarda alt ve üst parçanın birbirinden ayrılmasını engelleyerek yüksek basınçlara dayanmasını mümkün kılar. Ayrıca sabit kanatlar akıştaki çalkantıları azaltarak ayar kanatlarına daha düzenli bir akışın gitmesini sağlar.

Ayar kanatları akış debisinin kontrol edilmesini ve türbinden üretilecek gücün ayarlanmasını sağlar. Özellikle son yıllarda Francis türbinlerinin tasarım dışı çalışma noktalarında ortaya çıkan fenomenlerin ve önlem mekanizmalarının iyi bir şekilde anlaşılmasıyla enerji şebekesinin talebi doğrultusunda santrallerin bu noktalarda çalıştırılmasına yönelik bir eğilim oluşmaktadır.

Çark, hidrolik türbinlerin en kritik parçasıdır. Suyun enerjisinin mekanik enerjiye çevrildiği ve dönen bir şaft aracılığıyla tork üretilmesini sağlayan kısımdır. Özel bir tasarım gerektiren çark kanatları türbin gücünü ve verimini etkileyen en önemli parametrelerden biridir.

Emme borusu çarktan çıkan düşük basınçlı suyun kuyruk suyuna aktarılmasını sağlamakla görevlidir. Ancak çark çıkışındaki basıncın suyun buhar basıncının altına düşmesiyle meydana gelen kavitasyonu önleme amaçlı emme borusu artan bir kesit alanına sahiptir. Bu durum çıkıştaki hızı düşürerek basıncın artmasını sağlar.

1.4.2 Model Türbin Test Parametreleri

Model testi herhangi bir makinenin belirli bir çalışma aralığındaki performansının ortaya koyulması amacıyla ilgili aralıkta yeterli miktarda veri ve sonuç alınması işlemini içermektedir. Model türbin testinde elde edilmesi gereken veriler temel olarak özgül enerji, türbin net düşüsü, akış debisi, dönme hızı ve şaft torkundan oluşmaktadır. Bu verilerden yola çıkılarak hidrolik ve mekanik güç, daha sonra da model türbin hidrolik verimi hesaplanır. Model türbine karşılık gelen bu değerler ya benzerlik ve ölçeklendirme denklemleri kullanılarak esas türbin değerlerine çevrilerek grafiklendirilir ya da standarda uygun olarak boyutsuzlaştırılarak esas türbin için de geçerli olan grafikler elde edilir.

1.4.2.1 Özgül hidrolik enerji ve düşü

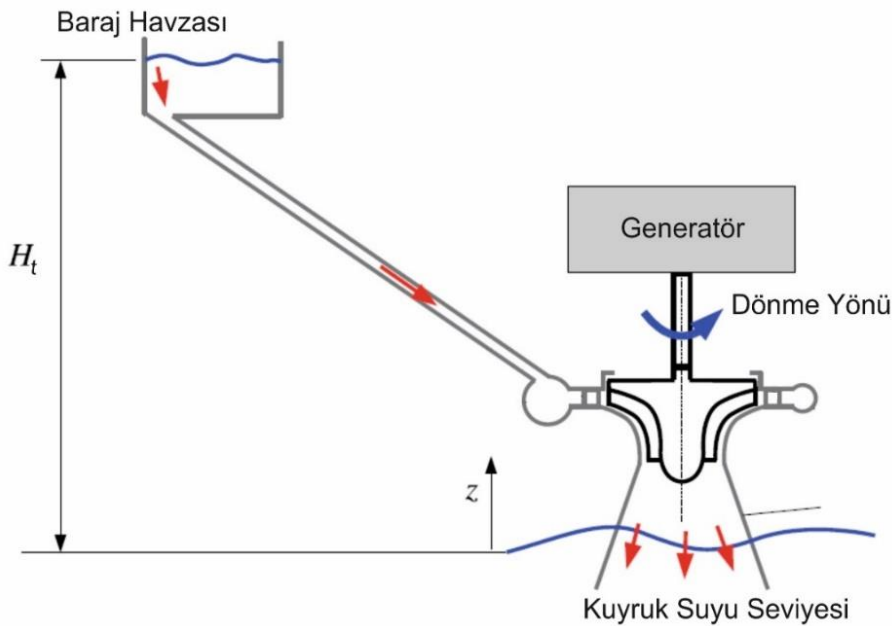
Özgül hidrolik enerji, sistem içerisinde akan suyun 1 kg'lık kütlelerinin sahip olduğu enerji miktarını ifade etmektedir. Birimi 'J/kg'dır ve E ile sembolize edilir. Temel bir büyüklük olan kütleyle bağlı olarak ifade edildiğinden dolayı standartta başlıca terim

olarak kullanılmıştır. Enlem derecesi ve denizden yükseklikle değişen yer çekimi ivmesine bağlı değildir. Özgül hidrolik enerji fark basınç ölçüm sensörü kullanılarak türbin girişi ve çıkışı arasında ölçüldüğünde Denklem (1.1)'e göre hesaplanmaktadır. Model türbin girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkı 400 kPa'dan küçük olduğunda ($H_M < 40 m$) suyun sıkıştırılabilirlik etkileri dikkate alınmamakta ve su yoğunluğu türbin girişi ve çıkışı arasında sıcaklık değişimi ihmal edildiğinden dolayı sabit kabul edilebilmektedir[11].

$$E = \frac{P_F}{\rho} + \frac{Q^2}{2} \left(\frac{1}{A_1^2} - \frac{1}{A_2^2} \right) \quad (1.1)$$

Düşü ise suyun 1 N'luk ağırlığının sahip olduğu enerjiye verilen isimdir. Birimi 'J/N', 'Nm/N' veya sadece 'm'dir ve H ile gösterilir.

Şekil 1.2'de görüldüğü gibi baraj havzası ile kuyruk suyu seviyesi arasındaki yükseklik farkı toplam düşüyü (H_t) oluşturmaktadır. Ancak borulardaki sürtünmeler, dirsekler ve suyun viskozitesi gibi sebeplerden dolayı hidrolik kayıplar oluşmakta ve toplam düşünün hepsi kullanılamamaktadır[4].



Şekil 1.2: Toplam düşünün gösterimi[31].

Baraj havzası ile kuyruk suyu seviyesi arasındaki yükseklik farkından su yolunda oluşan kayıpların çıkarılmasıyla elde edilen düşü değerine net düşü denilmekte ve özgül hidrolik enerjiye bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır[11].

$$H = \frac{E}{g} = \frac{P_F}{\rho g} + \frac{Q^2}{2g} \left(\frac{1}{A_1^2} - \frac{1}{A_2^2} \right) \quad (1.2)$$

1.4.2.2 Debi

Türbin sisteminde yer alan boruların kesit alanından birim zamanda geçen suyun hacmine debi denilmektedir. Birimi 'm³/s'dir ve Q ile gösterilmektedir.

Debi santrallerin kurulumundaki en önemli parametrelerden biridir. Baraj tipi hidroelektrik santrallerin fizibilite çalışmalarında tasarım debisinin belirlenebilmesi için bölgenin aldığı yağış miktarı, sıcaklık ve buharlaşma gibi durumlar analiz edilir ve tasarım debisi belirlendikten sonra hidrolik yapı ve türbin sayısına karar verilmesi için diğer aşamalara geçilir[32]. Nehir tipi santrallerde ise nehrin kesit alanı bilinen bir yerinde akan suyun ortalama hızı ölçülerek debi belirlenir ve yıl içindeki değişimi incelenerek kurulacak santralin enerji potansiyeli değerlendirilir.

1.4.2.3 Hidrolik güç

Türbinin birim zamanda çektiği enerji hidrolik güç olarak isimlendirilir. Yani suyun birim ağırlığının sahip olduğu enerji miktarında (J/N) türbinin girişi ve çıkışı arasında ne kadarlık bir azalma olduğunu ifade etmektedir ve aşağıdaki gibi hesaplanır. Denklem (1.3)'te suyun sıkıştırılabilirlik etkileri dikkate alınmamaktadır ve disk sürtünme ile volümetrik kayıplar gibi hidrolik kayıplar standart kapsamında hidrolik güç denkleminde dahil edilerek herhangi bir düzeltme yapılmadan verilmektedir[11]. Denklemden de görülebileceği gibi hidrolik güç türbin debisi ve net düşüsüyle doğru orantılıdır.

$$P_h = \rho g Q H = E \rho Q \quad (1.3)$$

1.4.2.4 Dönme hızı

Türbinin bir eksen etrafında belirli bir zaman aralığındaki devir sayısına dönme hızı denir ve 'dev/dk', 'dev/s' veya 'Hertz' birimlerinde yazılabilir. Açısal hız ise türbinin birim zamandaki devir sayısının taradığı açıyı ifade etmek için kullanılmaktadır ve genellikle 'rad/s' biriminde yazılır. Dönme hızı 'n' ve açısal hız 'ω' ile sembolize edilmektedir. Dönme hızı dev/dk biriminde ise Denklem (1.4) kullanılarak açısal hız elde edilir.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (1.4)$$

Türbinlerin alternatif akımlı generatörlere bağlı bir şekilde devamlı güç üretebilmelerinin sağlanabilmesi için enerji şebekesiyle senkronize bir şekilde çalışmaları gerekmektedir. Bu yüzden sabit dönme hızında çalıştırılırlar. Türbin dönme hızı Denklem (1.5)'teki gibi bulunur. P generatör kutup sayısını, f ise şebeke frekansını ifade etmektedir. Ülkelerin belirli şebeke frekanslarına sahip olmalarından dolayı bu değer sabit kabul edilebilir. Denklemden de anlaşılacağı gibi generatör kutup sayısı sınırlaması nedeniyle türbinlerde sadece belirli dönme hızlarına izin verilir[32].

$$n = \frac{120 * f}{P} \quad (1.5)$$

1.4.2.5 Tork

Tork temel olarak açısal momentumda meydana gelen değişim oranını ifade etmektedir. Cebri borudan gelen basınçlı su çark kanatlarına çarparak türbin şaftını döndürür ve çarkın açısal momentumunda bir değişim meydana getirir. Suyun kinetik enerjisi mekanik enerjiye çevrilerek tork üretilmesine sebep olur. Birimi 'Nm' dir ve T ile gösterilmektedir.

1.4.2.6 Mekanik güç

Türbinin birim zamanda sudan çektiği enerjinin hepsi sistemdeki kayıplardan dolayı türbin şaftına iletilemez. Birim zamanda türbin şaftına iletilen enerjiye mekanik güç denilmektedir. Literatürde türbin mekanik gücü hesaplamalarında yataklama ve shaft sızdırmazlık kayıpları gibi mekanik kayıpların (P_{Lm}) hesaplanmasını sağlayan kabul edilmiş bir bağıntı bulunmadığı için bu kayıplar dikkate alınmamaktadır. Bunun yerine model ve prototip türbin mekanik gücünü karşılaştırma amaçlı Denklem (1.6)'da verilen çark mekanik gücü kullanılmaktadır. Türbin gücü terimi çarkın mekanik gücünü ifade etmektedir[11].

$$P_m = T\omega = T \frac{2\pi n}{60} \quad (1.6)$$

1.4.2.7 Hidrolik verim

Mekanik gücün hidrolik güce oranı hidrolik verime eşittir. Bu oran suyun sahip olduğu kinetik enerjinin ne kadarlık bir kısmının shaft işine çevrildiğini ifade etmektedir.

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} * 100 = \frac{T\omega}{\rho gQH} * 100 \quad (1.7)$$

1.4.2.8 Özgül hız

Belirli bir hidroelektrik santralin hangi tür türbin tipine en uygun olduğunun, türbinlerin performans ve çalışma koşulları ifade edilirken kullanılan dönme hızı, net düşü ve debi gibi parametrelerin hangi değerlerinde en yüksek verimin elde edildiğinin bilinmesi gerekliliği tüm olası türbinlerin çark çapından bağımsız bir parametrenin kullanılmasına yol açmıştır. Santralin fiziksel koşullarından dolayı düşü ve debinin, enerji şebekesiyle senkronizasyondan dolayı da dönme hızının sabit olması bu parametreleri içeren bir ifadenin yararlı olacağını düşündürmüştür. Bu amaçla kullanılan özgül hız, tasarım aşamasında bir başlangıç noktası oluşturulmasını sağlamaktadır. Türbin özgül hızı tanım olarak bahsedilen türbine benzer bir türbinin 1 m düşü altında ürettiği 1 kW güce karşılık gelen dönme hızı anlamına gelmektedir[33]. Literatürde boyutlu ve boyutsuz olmak üzere birçok özgül hız formülü bulunmasına rağmen tez kapsamında sadece standart temel alınmıştır[11]. Özgül hız pompalar için Denklem (1.8), türbinler için Denklem (1.9) kullanılarak bulunabilir. Buradaki dönme hızı ‘Hertz’ birimindedir.

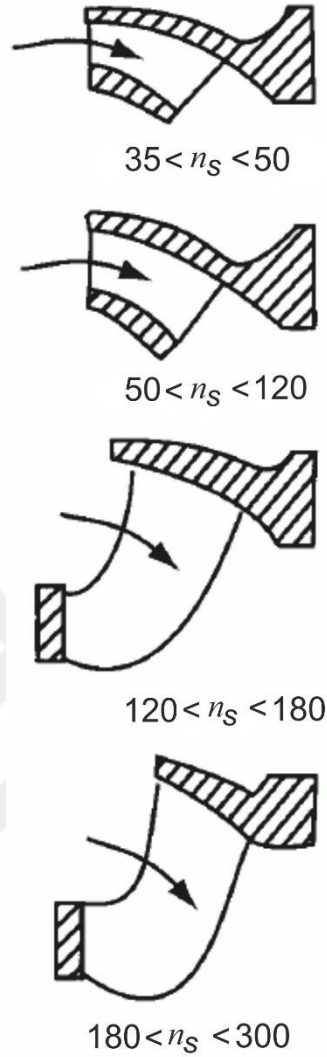
$$n_{QE} = \frac{n\sqrt{Q}}{E^{0.75}} \quad (1.8)$$

$$n_s = \frac{n\sqrt{P}}{H^{1.25}} \quad (1.9)$$

Özgül hıza türbin çark çapından bağımsız olarak çark şekline göre değiştiği için şekil parametresi de denilmektedir. Özgül hız değeri özellikle kanat meridyonel profilini dolayısıyla kanat şeklini önemli derecede etkilemektedir. Ayrıca Denklem (1.9)’dan da görülebileceği gibi düşünün artması özgül hızı azaltmaktadır. Bu yüzden düşük özgül hıza sahip türbinler yüksek düşünün olduğu uygulamalar için uygundur.

Düşük özgül hıza sahip türbin çarkı kanatları Şekil 1.3’teki gibi radyal doğrultuda gelen akışı aksel olarak daha az yönlendirirler. Bu yüzden kanat yapısı taç-bilezik doğrultusunda kısa, hücum kenarından kuyruk kenarına doğru ise daha geniştir. Özgül hızın artması akışın aksel olarak daha fazla yönlendirilmesini sağlayacağı için bu sefer taç-bilezik yönünde kanat yapısı uzun, hücum kenarından kuyruk kenarına doğru ise daha dar bir özellik kazanır[35]. Özgül hızın daha fazla artması akışın tamamen

eksenel olmasına sebep olacağı için tasarımda Francis türbini özelliklerinden ziyade Kaplan türbini özelliklerinin dikkate alınması gerekmektedir.



Şekil 1.3: Francis türbini çark kanat şeklinin özgül hıza göre değişimi[34].

1.4.2.9 Boyutsuz parametreler ve hidrolik benzerlik

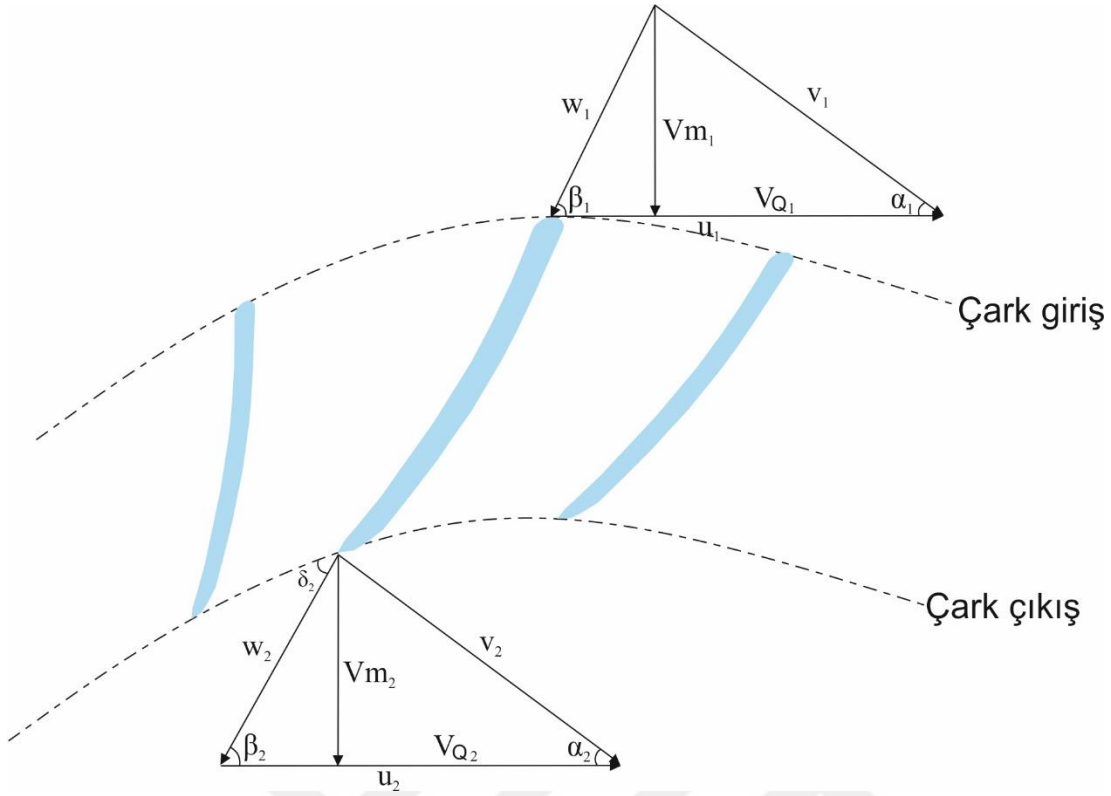
Boyut analizi türbinlerin performans parametreleri arasında fonksiyonel ilişkiler kurmak için kullanılan en yaygın yollardan biridir. Model türbinlerin deneysel yollarla bulunmuş bilinen performans özelliklerinden esas türbinlerin test koşullarındaki ve bunlardan farklı koşullardaki performansını tahmin etmede önemli rol oynar. Boyut analizi benzer türbinlerin performans ilişkisinin deneysel olarak daha kolay belirlenmesine imkân verecek şekilde değişken gruplarının oluşturduğu fiziksel ilişkileri içeren bir yöntemdir. Bu fiziksel ilişkilerin birimlerden bağımsız olması gerektiğine dayanmaktadır. Türbin analizleri gibi çok sayıda değişken parametrenin olduğu durumlarda tek bir değişkenin etkisini deneysel olarak ortaya koymak oldukça

zordur. Herhangi bir parametre diğerlerinin değişmesinden etkilendiği için bunların sabit tutulup o parametrenin değiştirilerek sisteme etkisinin incelenmesi genelde mümkün olmamaktadır. Bu yüzden boyut analizi kullanılarak türbin performansını belirleyen parametreler, iki veya daha fazla değişkenden oluşan boyutsuz gruplara indirgenerek değişken sayısı azaltılmış olur. Bu durumda tek tek her bir değişkenin sisteme etkisini incelemek yerine boyutsuz grupların etkisini incelemek daha hızlı sonuç vermektedir.

Boyut analizinin temel prensibini benzerlik oluşturmaktadır. Çoğu esas türbinin özelliklerinin test merkezleri kapasitelerinin üzerinde olmasından dolayı benzerlik denklemleri yardımıyla model boyutlarına indirgenmesi gereklidir. Bu sayede maliyet oldukça düşürülerek esas türbine uyarlanabilen sonuçlar elde edilir. İki türbinin birbirine tam benzer olduğunu ifade edebilmemiz için geometrik, kinematik ve dinamik benzerliğin sağlanması gerekmektedir. Geometrik benzerlik türbin boyutlarıyla, kinematik benzerlik hızlarla ve dinamik benzerlik ise kuvvetlerle alakalıdır.

Geometrik benzerlik temel olarak iki türbinin aynı şekle sahip olduğunu ve boyutsal oranlarının sabit olması gerektiğini ifade etmektedir. Prototip ile model türbin arasındaki tüm açılar korunarak ve çark giriş-çıkış çapları, ayar kanadı yüksekliği gibi boyutsal oranlar da sabit tutularak geometrik benzerlik sağlanabilir. Yani türbin benzerliğinde önemli olan boyutların değil, aynı şekle sahip olmalarından ötürü akış alanı geometrisinin benzerliğidir. Bu yüzden model türbinler prototip türbinlerle aynı tip ve bunların bir ölçeklendirme çarpanı kullanılarak küçültülmüş halidir. Geometrik benzerliğin sağlanıp sağlanmadığının kontrol edilebilmesi için geometrik boyutların ve yüzey kalitesinin ölçülmesi gerekmektedir. Standartta bunun nasıl yapılması gerektiği detaylı olarak açıklanmıştır[11] ancak bu tez kapsamında bu konu üzerinde durulmayacaktır. Kinematik benzerlik türbinlerin herhangi bir yerinde hız oranlarının sabit olması gerektiğini yani hız üçgenlerinin benzer olmasını ve hızlar arasındaki bağıntıları ortaya koyan ilgili açıların iki türbinde birbirine eşit olması gerektiğini söylemektedir.

Şekil 1.4'teki w bağıl yani dönel referans sistemine göre akış hız vektörünü, u çevresel ve v ise mutlak yani sabit referans sistemine göre hız vektörünü göstermektedir. V_m ise mutlak hız vektörünün meridyonel düzleme izdüşümünü ifade etmektedir. b kanat yüksekliği ve A akış alanı olmak üzere V_m ve u aşağıdaki gibi bulunur[4].



Şekil 1.4: Çark kanadı hız üçgenleri.

$$V_m = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi D b} \quad (1.10)$$

$$u = \omega r = \frac{2\pi n}{60} r = \frac{\pi D n}{60} \quad (1.11)$$

Çarkın sudan çektiği enerji miktarının kinematik parametrelerle olan ilişkisini bulabilmek için Denklem (1.12)'deki açısal momentum denklemini kullanılmalıdır.

$$T = \rho Q (r_1 V_{Q1} - r_2 V_{Q2}) \quad (1.12)$$

Eşitliğin her iki tarafını çarkın dönme hızı ile çarptığımızda Denklem (1.12)'in sol tarafı mekanik güce eşit olur ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$T \omega = \rho g Q H \eta_h \quad (1.13)$$

Denklem (1.13), Denklem (1.12)'de yerine koyulursa,

$$\rho g Q H \eta_h = \omega \rho Q (r_1 V_{Q1} - r_2 V_{Q2}) \quad (1.14)$$

Gerekli sadeleştirmeler ve Denklem (1.11) yardımıyla aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$gH = \frac{1}{\eta_h} (u_1 V_{Q1} - u_2 V_{Q2}) \quad (1.15)$$

Denklem (1.15)'in sol tarafı çark tarafından suyun 1 kg'lık kütesinden çekilen enerji miktarını yani özgül hidrolik enerjiyi ifade etmektedir. Sağ taraf ise kinematik parametrelerden oluşmaktadır ve çark giriş-çıkışındaki akış karakteristiklerinin elde edilecek enerji miktarında önemli bir rol oynadığını göstermektedir. Ayrıca gH teriminin hızın u ve V_Q bileşenleriyle orantılı olduğuna dikkat edilmelidir[4].

Hız oranlarındaki ve açılardaki benzerlik koşulları iki türbinin akış alanı geometrisinin benzerliğini de sağlamaktadır. Yani kinematik benzerliğin sağlanabilmesi için önce geometrik benzerliğin sağlanması gerekmektedir. Denklem (1.16) açılı, (1.17) ise hız oranlarını ifade etmektedir[4].

$$\alpha_{i1} = \alpha_{i2} \quad \beta_{i1} = \beta_{i2} \quad (1.16)$$

$$\frac{u_{i1}}{u_{i2}} = \frac{v_{i1}}{v_{i2}} = \frac{w_{i1}}{w_{i2}} = Sabit \quad (1.17)$$

Dinamik benzerlik model türbinin herhangi bir yerine etkiyen kuvvetlerin prototipe etkiyenlerle oranının aynı olması gerekliliğini içermektedir. Bu oranlar Reynolds, Euler, Thoma, Froude ve Weber sayıları gibi boyutsuz terimlerle tanımlanmıştır. Genellikle tüm bu oranların aynı testte benzetimini sağlamak imkansızdır. Bu nedenle model test sonuçlarına, bunların prototip koşullarına dönüştürülürken düzeltmeler uygulanması gerekmektedir. Ancak kolaylık olması açısından test sonuçları üzerinde en büyük etkiye sahip olduğu düşünülen terim için düzeltme uygulanması sıklıkla tercih edilen bir yöntemdir. Performans testleri için bu terim Reynolds sayısıdır. Bu bağlamda standart, model ve prototip türbin arasında hidrolik olarak benzer çalışma koşullarının sağlanması için geometrik ve kinematik benzerliğin gerçekleştirilmesini gerekli görmekte, dinamik benzerlik için de düzeltme önermektedir[11].

Boyutlar fiziksel büyüklükleri ayırt etmek için kullanılan kavramlardır. Her fiziksel büyüklüğe farklı bir boyut atamak mümkün olsa da bazı temel boyutların benimsenmesi ve diğer boyutların bunlar aracılığıyla türetilmesi genelde tercih edilen bir yoldur. Türbinlerde boyut analizi yapmak için en sık kullanılan yöntemlerden biri Buckingham Pi-Teoremi'dir[36]. Türbin performansını belirleyen bağımsız değişkenler çark mekanik gücü (P), çark çapı (D), dönme hızı (n), akış debisi (Q), suyun dinamik viskozitesi (μ), su yoğunluğu (ρ) ve özgül hidrolik enerji (E) olmak üzere 7 parametreden oluşmaktadır. Çark çapı ve net düşüncün ikisi de uzunluk

biriminde olduğu için denklemlerde karışıklık olmaması adına burada özgül hidrolik enerji kullanılmıştır. Çizelge 1.1 bağımsız değişkenleri ve boyutlarını göstermektedir.

Çizelge 1.1: Bağımsız değişkenler ve boyutları.

Bağımsız Değişken	Boyut
Türbin mekanik gücü (P)	ML^2T^{-3}
Çark çapı (D)	L
Dönme hızı (n)	T^{-1}
Akış debisi (Q)	L^3T^{-1}
Dinamik viskozite (μ)	$ML^{-1}T^{-1}$
Yoğunluk (ρ)	ML^{-3}
Özgül hidrolik enerji (E)	L^2T^{-2}

Kütle (M), uzunluk (L) ve zaman (T) temel boyut olarak kabul edilen parametrelerdir. Bir sonraki adım temel boyut sayısı ile eşit sayıda tekrarlayan parametrelerin belirlenmesidir. Tekrarlı parametreler belirlenirken problemdeki tüm değişkenleri olabildiğince temsil etmeleri, sık kullanılan değişkenler olmaları ve karmaşık boyutlar yerine basit boyutlardan oluşmaları göz önüne alınmalıdır. Bu durumda dönme hızı (n), çark çapı (D) ve yoğunluk (ρ) tekrarlayan parametreler olarak seçilmiştir. Buckingham Pi-Teoremi'ne göre 7 bağımsız değişken ve 3 tekrarlayan parametre, 4 adet boyutsuz denklemin elde edilmesine yol açmaktadır. Bu denklemlerin çıkarımı aşağıdaki gibidir.

$$\Pi_1 = Qn^{a_1}D^{b_1}\rho^{c_1} \quad (1.18)$$

$$M^0L^0T^0 = (L^3T^{-1})(T^{-1})^{a_1}(L)^{b_1}(ML^{-3})^{c_1} \quad (1.19)$$

$$3 + b_1 - 3c_1 = 0 \quad -1 - a_1 = 0 \quad c_1 = 0 \quad (1.20)$$

$$a_1 = -1, b_1 = -3, c_1 = 0 \quad (1.21)$$

$$\Pi_1 = Qn^{-1}D^{-3} = \frac{Q}{nD^3} \quad (1.22)$$

Denklem (1.22), (1.10) ve (1.11) yardımıyla aşağıdaki şekilde düzenlendiği takdirde fiziksel anlamı daha net olarak görülebilir.

$$\Pi_1 = \frac{Q}{nD^3} = \frac{Q}{nDD^2} \propto \frac{Q}{uA} \propto \frac{V_m}{u} = \frac{\text{Akış hızı meridyonel bileşeni}}{\text{Çark çevresel hızı}} \quad (1.23)$$

$$\frac{Q_P}{n_P D_P^3} = \frac{Q_M}{n_M D_M^3} \quad (1.24)$$

Π_1 terimi hız oranlarıyla ilişkili olduğu için kinematik benzerliği ifade etmektedir. Debi katsayısı olarak adlandırılmakta ve Q_{nD} olarak gösterilmektedir. Model ve prototip türbinde bu hız oranlarının eşitliğinin sağlanabilmesi için debi katsayıları Denklem (1.24)'teki gibi aynı olmalıdır.

$$\Pi_2 = E n^{a_2} D^{b_2} \rho^{c_2} \quad (1.25)$$

$$M^0 L^0 T^0 = (L^2 T^{-2}) (T^{-1})^{a_2} (L)^{b_2} (M L^{-3})^{c_2} \quad (1.26)$$

$$2 + b_2 - 3c_2 = 0 \quad -2 - a_2 = 0 \quad c_2 = 0 \quad (1.27)$$

$$a_2 = -2, b_2 = -2, c_2 = 0 \quad (1.28)$$

$$\Pi_2 = E n^{-2} D^{-2} = \frac{E}{n^2 D^2} = \frac{gH}{n^2 D^2} \quad (1.29)$$

Denklem (1.29)'a enerji katsayısı denilmektedir ve E_{nD} ile gösterilir. İki farklı yoldan fiziksel anlamı irdelenebilir. Denklem (1.11) ve (1.15) kullanılarak enerji katsayısı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\Pi_2 = \frac{gH}{n^2 D^2} \propto \frac{u V_Q}{u^2} = \frac{V_Q}{u} = \frac{\text{Akış hızı çevresel bileşeni}}{\text{Çark çevresel hızı}} \quad (1.30)$$

Π_2 terimi de Π_1 terimi gibi hız oranlarını ifade etmektedir. Yani herhangi bir çalışma noktasında model türbin debi ve enerji katsayısının prototip türbininkilere eşit olması o çalışma noktası için hız üçgenlerinin de birbirine benzer olduğu anlamına gelmektedir. Enerji katsayısının diğer bir fiziksel anlamı da aşağıdaki gibidir.

$$\frac{gH}{n^2 D^2} \propto \frac{gH}{u^2} \propto \frac{\text{Suyun toplam enerjisi (birim kütle)}}{\text{Çark kinetik enerjisi (birim kütle)}} \quad (1.31)$$

Denklem (1.24)'te olduğu gibi model ve prototip arasındaki eşitlik enerji katsayısı için de yazılabilir.

$$\frac{H_M}{n_M^2 D_M^2} = \frac{H_P}{n_P^2 D_P^2} \quad (1.32)$$

Denklem (1.32)'de yer çekimi ivmesi enlem ve denizden yüksekliğe bağlı olarak küçük değişiklikler gösterdiği için sabit kabul edilmiştir. Ayrıca debi ve enerji katsayıları kullanılarak Denklem (1.8)'de ifade edilen özgül hız bulunabilir.

$$\frac{\Pi_1^{0.5}}{\Pi_2^{0.75}} = \frac{\left(\frac{Q}{nD^3}\right)^{0.5}}{\left(\frac{gH}{n^2D^2}\right)^{0.75}} = \frac{n\sqrt{Q}}{E^{0.75}} \quad (1.33)$$

Standart bu katsayıların kullanılmasıyla çeşitli manipülasyonlar yapılarak elde edilmiş olan boyutsuz faktörler tanımlamıştır. Belirli türdeki bir türbini karakterize etmek için özgül enerji ve çark çapına göre ortak standart koşullara indirgenmiş bazı terimler türetilbilir. Bu durum hidrolik benzerlik denklemlerinin $E_M = 1$ j/kg ve $D_M = 1$ m alınarak tekrar düzenlenmesiyle yeni parametrelerin türetilmesine yol açmıştır. Aşağıda verilen hız ve debi faktörü bu amaca uygun olarak türetilip türbin karakteristiklerini boyutsuz olarak ifade etmek için yaygın olarak kullanılmaktadır[4][11]. Denklem (1.24) ve (1.32) yardımıyla aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$\frac{Q_M}{Q_P} = \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^2 \sqrt{\frac{E_M}{E_P}} \quad (1.34)$$

$$\frac{n_M}{n_P} = \left(\frac{D_P}{D_M}\right) \sqrt{\frac{E_M}{E_P}} \quad (1.35)$$

Buradan Q_M ve n_M , $E_M = 1$ j/kg ve $D_M = 1$ m alınarak çekilirse debi ve hız faktörü aşağıdaki gibi elde edilir.

$$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2\sqrt{E}} \quad (1.36)$$

$$n_{ED} = \frac{nD}{\sqrt{E}} \quad (1.37)$$

Denklem (1.36) ve (1.37), özgül enerjiye bağlı olarak değil de yer çekimi ivmesinin sabit olduğu dikkate alınarak sadeleştirme yapılır ve türbin düşüsüne ($H_M = 1$ m) bağlı olarak yazılırsa ‘birim debi’ ve ‘birim hız’ adı verilen parametreler elde edilir. Literatürde bu değerlere indirgenmiş parametreler de denilmektedir. Bu değerler türbin üreticileri tarafından türbinin karakteristikleri verilirken kolaylık olması açısından sıklıkla tercih edilen parametrelerdir. Diğer boyutsuz parametre türbin gücü kullanılarak bulunabilir.

$$\Pi_3 = Pn^{a_3} D^{b_3} \rho^{c_3} \quad (1.38)$$

$$M^0 L^0 T^0 = (ML^2 T^{-3})(T^{-1})^{a_3} (L)^{b_3} (ML^{-3})^{c_3} \quad (1.39)$$

$$2 + b_3 - 3c_3 = 0 \quad -3 - a_3 = 0 \quad 1 + c_3 = 0 \quad (1.40)$$

$$a_3 = -3, b_3 = -5, c_3 = -1 \quad (1.41)$$

$$\Pi_3 = P \rho^{-1} n^{-3} D^{-5} = \frac{P}{\rho n^3 D^5} \quad (1.42)$$

Denklem (1.42)'ye güç katsayısı denilmekte ve P_{nD} ile gösterilmektedir. Rehabilitasyon projeleri kapsamında hidroelektrik santralde çalışan bir prototip türbinin gücü, devir sayısı ve çapı belirli olduğu için bununla hidrolik benzer bir model türbinin ne kadarlık bir çapa sahip olacağına karar verildikten sonra hangi devir sayısında ne kadarlık güç üretmesi gerektiği Denklem (1.43) kullanılarak bulunabilir.

$$\frac{P_M}{\rho_M n_M^3 D_M^5} = \frac{P_P}{\rho_P n_P^3 D_P^5} \quad (1.43)$$

Debi, enerji ve güç katsayısı aşağıdaki gibi manipüle edilirse hidrolik verim elde edilir.

$$\frac{\Pi_3}{\Pi_1 \Pi_2} = \frac{\frac{P}{\rho n^3 D^5}}{\frac{Q}{n D^3} \frac{gH}{n^2 D^2}} = \frac{P}{\rho g Q H} = \eta_h \quad (1.44)$$

Denklem (1.44) hidrolik benzerliğe sahip iki türbinin ilgili çalışma noktalarında debi, düşü ve güç katsayılarının aynı olmasına ek olarak hidrolik verimlerinin de bu noktalarda eşit olduğunu ifade etmektedir.

Denklem (1.32) ve (1.43) kullanılarak aşağıdaki çıkarım yapılabilir.

$$\frac{P_M}{P_P} = \frac{\rho_M n_M^3 D_M^5}{\rho_P n_P^3 D_P^5} = \frac{\rho_M E_M^{1.5} D_M^2}{\rho_P E_P^{1.5} D_P^2} \quad (1.45)$$

Buradan $P_M, E_M = 1$ j/kg, $\rho_M = 1$ kg/m³ ve $D_M = 1$ m alınarak çekilirse güç faktörü elde edilir.

$$P_{ED} = \frac{P}{\rho D^2 E^{1.5}} \quad (1.46)$$

Denklem (1.42) kullanılarak tork için de boyutsuz ifade yazılabilir.

$$\frac{P}{\rho n^3 D^5} = \frac{T \omega}{\rho n^3 D^5} \propto \frac{T}{\rho n^2 D^5} \quad (1.47)$$

Denklem (1.47)'ye tork katsayısı denilmektedir. Model ve prototip türbin için Denklem (1.48)'teki gibi ifade edilmektedir.

$$\frac{T_M}{\rho_M n_M^2 D_M^5} = \frac{T_P}{\rho_P n_P^2 D_P^5} \quad (1.48)$$

Denklem (1.32) ve (1.48) kullanılarak ve $E_M = 1 \text{ j/kg}$, $\rho_M = 1 \text{ kg/m}^3$ ve $D_M = 1 \text{ m}$ alınarak tork faktörü elde edilir.

$$T_{ED} = \frac{T}{\rho D^3 E} \quad (1.49)$$

Debi ve hız faktöründen birim debi ve birim hız değerlerinin elde edilmesine benzer olarak yer çekimi ivmesi ve sistemde akışkan olarak sadece su kullanıldığı için yoğunluk da sabit alınarak sadeleştirme yapılırsa 'birim güç' ve 'birim tork' değerleri elde edilir. Tüm bunlara ek olarak yukarıda çıkarımı ve formülasyonu verilen debi, enerji, güç ve tork katsayıları ile hız faktörünün dönme hızından ziyade açısal hıza bağlı olarak yazılmasıyla standart kapsamında yeni boyutsuz tanımlamalar elde edilmiştir. Bu değerlerin çıkarımı basit olduğu için burada ayrıca verilmesine gerek görülmemiştir. Son boyutsuz parametre de dinamik viskozite kullanılarak bulunabilir.

$$\Pi_4 = \mu n^{a_4} D^{b_4} \rho^{c_4} \quad (1.50)$$

$$M^0 L^0 T^0 = (ML^{-1}T^{-1})(T^{-1})^{a_4} (L)^{b_4} (ML^{-3})^{c_4} \quad (1.51)$$

$$-1 + b_4 - 3c_4 = 0 \quad -1 - a_4 = 0 \quad 1 + c_4 = 0 \quad (1.52)$$

$$a_4 = -1, b_4 = -2, c_4 = -1 \quad (1.53)$$

$$\Pi_4 = \mu n^{a_2} D^{b_2} \rho^{c_2} = \frac{\mu}{\rho n D^2} \quad (1.54)$$

Π_4 terimi orantılı ifadelerle yazılırsa fiziksel anlamı daha net anlaşılabilir.

$$\frac{\mu}{\rho n D^2} \propto \frac{\nu}{uD} \propto \frac{1}{Re} \quad (1.55)$$

Π_4 terimi Denklem (1.55)'te görüldüğü gibi akıştaki atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını ifade eden Reynolds sayısı ile ilişkilidir. Reynolds sayısı model veriminden prototip verimine geçerken önemli rol oynar.

Denklem (1.44)'ün ortaya koyduğu hidrolik olarak benzer türbinlerin ilgili çalışma noktalarındaki verim değerlerinin de aynı olduğu ifadesi model ve prototip türbin

Reynolds sayılarının da birbirine eşit olmasını gerektirir. Bu durum sürtünme kayıplarının temel olarak Reynolds sayısına bağlı olmasından ötürü iki türbin için de bu kayıp miktarlarının aynı olmasını zorunlu kılar. Ancak uygulamada model çark çapının prototipten küçük olması model türbin sürtünme kayıplarının toplam kayıplara oranının prototiptekinden daha büyük olmasına sebep olur. Bu durum da modelin veriminin prototip veriminden daha küçük olmasını sağlar. Bu amaçla performans testleri sonucu elde edilen model türbin hidroluk verimine, Reynolds sayısı ve elde edilmiş en iyi verim değeri dikkate alınarak düzeltme uygulanması gerekmektedir[11].



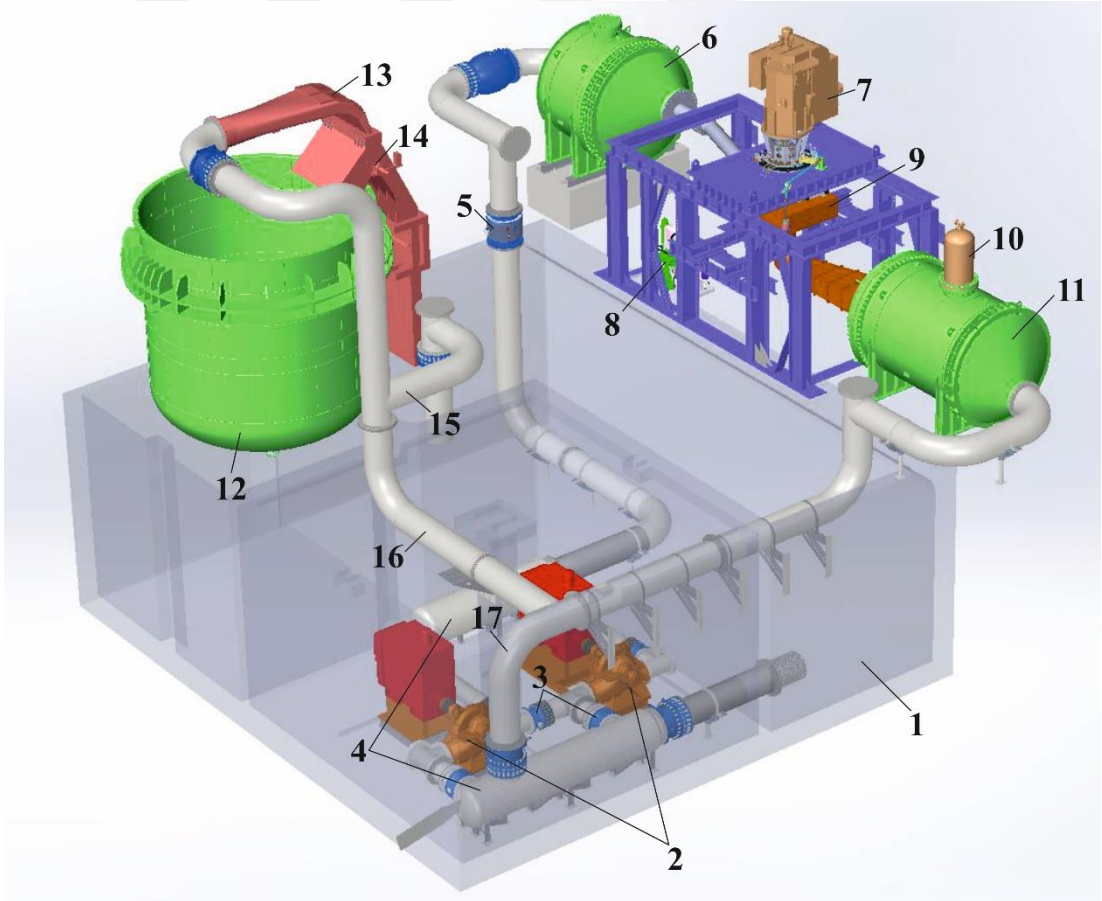


2. ÖLÇÜM EKİPMANLARI VE KALİBRASYON METODU

2.1 Deneş Düzenęi

Model türbin test laboratuvarları bir hidroelektrik santralin çalışma koşullarını simüle etmek amacıyla inşa edilirler. Bu testler, prototip türbinin enerji santraline monte edilmesinden önce varsa herhangi bir tasarım hatasının ortaya çıkarılmasına ve garanti edilen performans kriterlerini sağlayıp sağlamadığının belirlenmesine imkân tanır.

Şekil 2.1’de gösterilen TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi IEC 60193 standardının tüm gereksinimlerini karşılayacak şekilde tasarlanmıştır ve Çizelge 2.1’de test merkezinin kapasite sınırlamaları verilmiştir[11][37].



Şekil 2.1: Test merkezi genel görünümü.

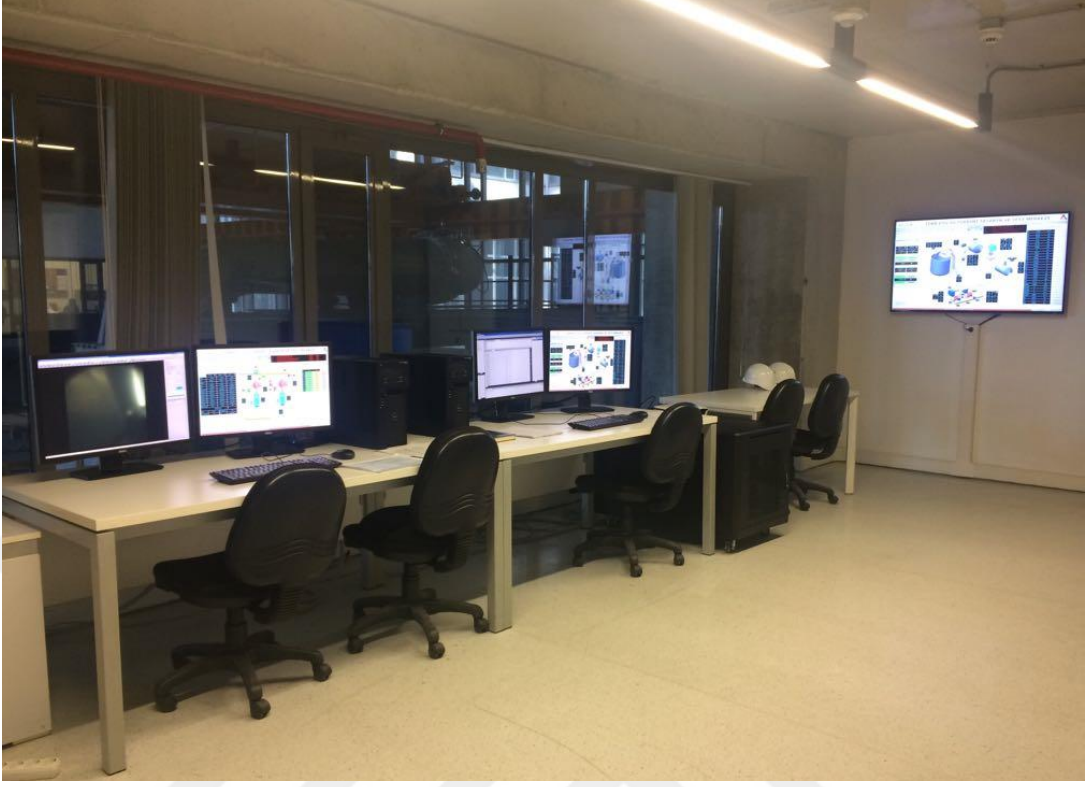
Test sistemi temel olarak rezervuar (1), vanalar (3), borulama sistemi (16), pompa-türbinler (2), elektromanyetik debimetre (5), ağırlık tankı (12) ve nozul sistemi (13-14), yüksek (6) ve alçak düşü tankı (11), model türbin (9), generatör (7), vakum pompası (10), soğutma ve hidrostatik yağlama ünitesi (8) ve farklı sensör tiplerinden oluşmaktadır.

Çizelge 2.1: Test merkezi kapasiteleri.

Maksimum düşü	205 m
Maksimum debi	2,5 m ³ /s
Maksimum devir sayısı	2400 dev/dk
Maksimum türbin gücü	2 MW

Model türbinle bağlantılı olarak çalışan, frekans kontrollü, çift yönlü ve 2 MW güce sahip bir motor, generatör olarak kullanılmaktadır. İki katlı test merkezinin birinci katında sistemin su ihtiyacını karşılayan 700 m³ hacme ve 7 m derinliğe sahip L şekilli bir rezervuar, 1,5 MW güce sahip ve nominal çalışma noktasında 1 m³/s debi ve 80 m düşü sağlayan iki adet frekans kontrollü ve çift yönlü santrifüj pompa-türbin, 13 m yüksekliğe ve 200 m³ su depolama hacmine sahip ve debimetreyi kalibre etme amaçlı kullanılan ağırlık tankı, boru sistemi, pompalara girişte ve çıkışta sudaki çalkantıların azaltılmasını sağlayan iki adet stabilizasyon tankı (4) ve bazı vanalar bulunmaktadır. Sensörler basınç, tork, ayar kanadı açısı ve sıcaklık gibi değerlerin ölçülebilmesi için test donanımının birçok farklı bölgesine konumlandırılmıştır. İhtiyaç duyulan test kapasitesine uygun biçimde vana konfigürasyonlarının ayarlanmasıyla santrifüj pompa-türbinler tekli, seri veya paralel çalışma koşullarında işletilebilmektedir. Test hücresi, kontrol ve üretim odaları ikinci katta yer almaktadır. Hidroelektrik santralin havzası yüksek düşü tankıyla, kuyruk suyu ise alçak düşü tankıyla simüle edilmektedir. Alçak düşü tankı üzerindeki vakum pompası türbin çıkışındaki basıncın kontrollü bir şekilde azaltılarak suni bir şekilde kavitasyon oluşturmak amacıyla kullanılmaktadır. Ofis katında ise deney düzeneğinde yer alan tüm ekipmanların kontrolünü ve takibini sağlamak amacıyla Merkezi Denetleyici Kontrol ve Veri Toplama Sistemi'nin (SCADA) kullanıldığı, Resim 2.2'de görülen bir kontrol merkezi oluşturulmuştur. Sistemin uzaktan kontrolünü sağlayan SCADA sistemi generatör, pompa, DC güç sistemi, hidrostatik yatak, enerji analizörü, sensörler ve vanalar üzerinde kontrol ve gözlem sağlamak için ikinci katta bulunan iki PLC paneli ile

haberleşmektedir[37].



Resim 2.2: Kontrol odası.

Test düzeneği üç farklı konfigürasyonda çalıştırılabilmektedir. Bunlar açık, kapalı ve kalibrasyon çevrimidir. Açık çevrimde, pompalar (2) vasıtasıyla rezervuardan (1) alınan su debimetrenin (5) bulunduğu boru hattından geçerek yüksek düşü tankına (6) ulaşmaktadır. Su buradan model türbine (9) doğru akmakta ve enerjisini bırakarak generatör milini döndürmektedir. Düşük enerjili su daha sonra alçak düşü tankına boşalmakta ve açık çevrim boru hattı (15) aracılığıyla rezervuara (1) geri dönmektedir. Açık çevrim test düzeneğinde model türbin performans testleri gerçekleştirilmektedir. Kapalı çevrimde ise su alçak düşü tankından çıktıktan sonra kapalı çevrim boru hattıyla (17) pompa girişlerine geri dönmektedir. Su rezervuardan bir kez alınmakta ve sistem içerisinde döndürülmektedir. Kaviteasyon testleri kapalı çevrim kullanılarak yapılmaktadır. Alçak düşü tankı (11) üzerindeki hazneye bağlantı bulunan vakum pompası (10) aracılığıyla kuyruk suyu basıncı istenen değerlere düşürülerek yapay olarak kaviteasyon yaratılıp türbin karakteristikleri incelenmektedir. Hazne üzerinde bulunan bir seviyeölçer yardımıyla emme yüksekliği de kontrol edilebilmektedir[12]. Kalibrasyon çevrimi ise deney düzeneğinde yer alan elektromanyetik debimetrenin sadece kütle, uzunluk ve zaman gibi temel miktarların ölçülmesi esasına dayanan ve

birincil ölçüm yöntemi olarak adlandırılan statik tartım metodu kullanılarak kalibre edilmesini içermektedir. Kalibrasyon çevriminde elektromanyetik debimetreden (5) geçen akış rezervuara (1) ağırlık tankı (12) üzerinden dönmektedir. Tankın üst kısmında suyun jet akışı şeklinde hızlandırıldığı bir nozul yapısı (13) ve akışın rezervuara veya ağırlık tankına yönlendirilmesini sağlayan ince kesitli bir profile sahip akış ayırıştırıcı mekanizma (14) bulunmaktadır. Statik tartım metodu IEC 60193'te belirtildiği üzere ISO 4185:1980 standardına uygun olarak yapılmalıdır[38]. Bu çevrim debimetre kalibrasyonunu içerdiği için performans ve kavitasyon testleri yapılmadan önce gerçekleştirilmelidir.

2.2 Debi Ölçümü ve Kalibrasyonu

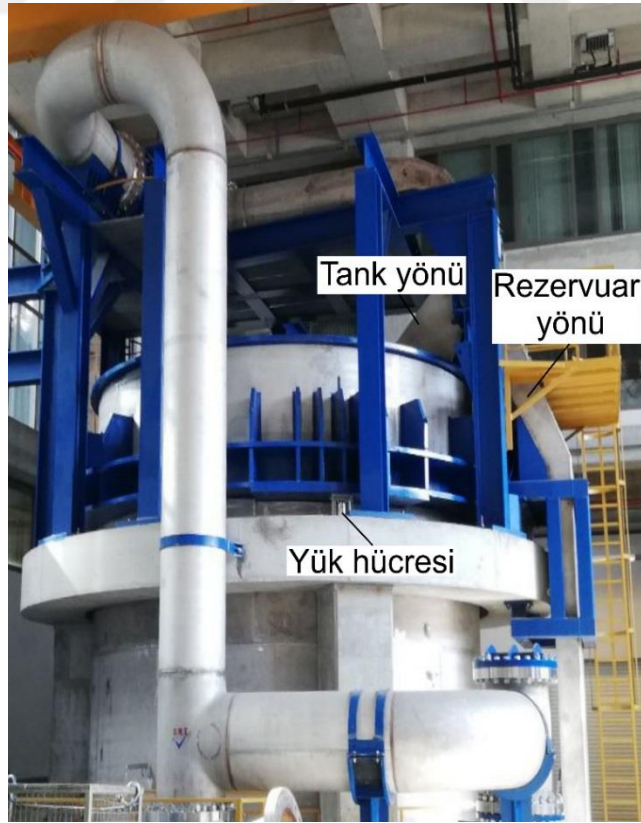
Debi ölçümü pompa ile yüksek düşü tankı arasındaki dirseklerden yeterince uzaklıkta bulunan ve akışın düzenli hale gelmesi için yeterli uzunluğa sahip dikey bir boru üzerine konumlandırılan elektromanyetik debimetre aracılığıyla yapılmaktadır. Hızlı bir şekilde ve çift yönlü ölçüm yapabilmesi, manyetik ölçüm özelliğinden dolayı akışı rahatsız etmemesi, herhangi bir hareketli parçasının bulunmaması ve akış hızına göre basit bir şekilde elektriksel sinyal oluşturması sebebiyle bu cihazlar debi ölçümünde sık kullanılmaktadır.



Resim 2.3: Elektromanyetik debimetre.

Elektromanyetik debimetreler Faraday'ın Elektromanyetik İndüksiyon Yasası prensibine göre çalışırlar. Bu yasa boru kesit alanında bobinler tarafından yaratılan manyetik alanın içinden geçen ve iletkenlik özelliğine sahip bir sıvıda voltajın indükleneceğini belirtmektedir. İndüklenen voltaj sinyali sıvıyla temas eden iki adet elektrot kullanılarak toplanır ve sinyal dönüştürücü vasıtasıyla ölçüm için uygun hale getirilir. Voltajın büyüklüğü akış hızı, boru iç çapı, manyetik alan büyüklüğü ve oransal sabitle doğru orantılıdır. Boru iç çapı ve manyetik alan sabit olduğu için debimetre akış hızı ve voltaj arasında doğrusal bir ilişki ortaya koyarak ölçüm yapar[39]. Test merkezinde Resim 2.3'te görülen ABB firması tarafından üretilen FEW311 modeli tercih edilmiştir. İkincil ölçüm yöntemi olarak adlandırılan elektromanyetik debimetre ile ölçümün yüksek doğruluk sağlayabilmesi için birincil ölçüm metotlarından biri olan statik tartım yöntemiyle kalibre edilmesi gerekmektedir.

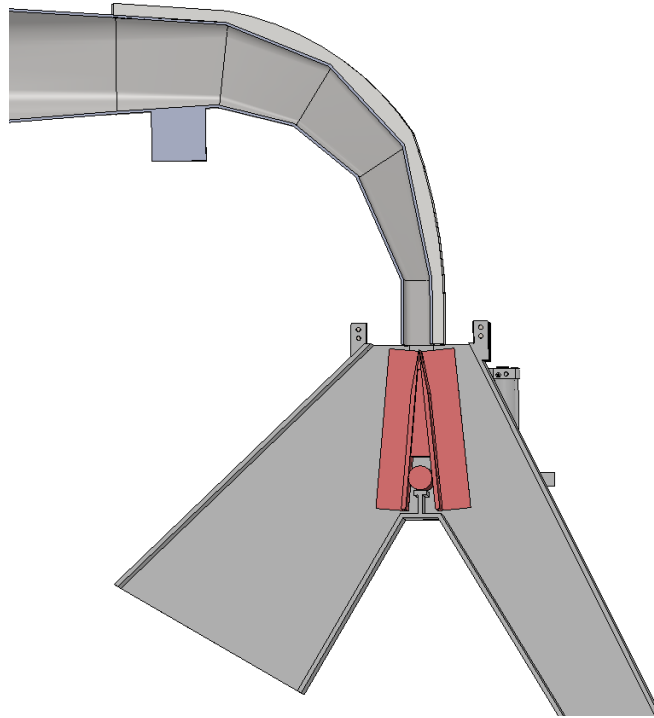
Kalibrasyon debimetreyi test devresinden sökmeden, debimetrenin girişindeki akış koşullarını değiştirmeden ve testler esnasında geçerli olan çalışma koşullarında yapılmalıdır. Statik tartım metodu temel olarak akış saptırıcı aracıyla belirli bir anda tanka yönlendirilen suyun ağırlığının, sıcaklığının ve dolun zamanının ölçülmesi suretiyle hacimsel debisinin bulunması esasına dayanmaktadır[11].



Resim 2.4: Ağırlık tankı.

Kalibrasyon ölçümü kontrol sisteminden pnömatik pistonlara komut verilerek akış ayırıştırıcı plakanın rezervuar tarafına doğru yön değiştirmesiyle bir kronometrenin başlatılması ve suyun Resim 2.4'te görülen ağırlık tankına doldurulmasıyla başlar. Belirlenen süre tamamlandıktan sonra plaka tank tarafına doğru otomatik hareket eder ve suyu rezervuara aktarır. Tanktaki su ise tank altındaki vananın açılmasıyla tekrar rezervuara boşaltılır. Tank dolum süresi, sistemin ulaşabileceği en yüksek debide en az 30 saniye olmak kaydıyla diğer debilerde tankın hacmi göz önüne alınarak belirlenmiştir. Tanka doldurulan suyun ağırlığını ölçmek için tank, üç adet 120° açıyla yerleştirilmiş Sartorius PR6201/15 yük hücresinin üzerine oturtulmuştur. Ölçülen su ağırlığı, tanka yerleştirilen Siemens Sitrans TS500 sıcaklık sensörü ile ölçülen su sıcaklığına göre düzeltilmiş yoğunluk kullanılarak hacme çevrilir. Elde edilen hacim, dolum süresine bölünerek akış debisinin bulunmasını sağlar.

Akış ayırıştırıcı mekanizmasının kesit görüntüsü Şekil 2.5'te görüldüğü gibidir. Deney düzeneğinde ana hat üzerinden model türbine giriş yapan debi bahsedildiği gibi elektromanyetik debimetre kullanılarak ölçülmektedir. Ancak ana hat debisinde çarka girmeden önce rotor-stator arasındaki boşluklardan dolayı sızdırmazlık kayıpları oluşmaktadır. Bu amaçla model türbin çarkına girmeden üst kapak bölgesine sızan kayıp-kaçak suyun debisi hesaplanmak istenmiştir.



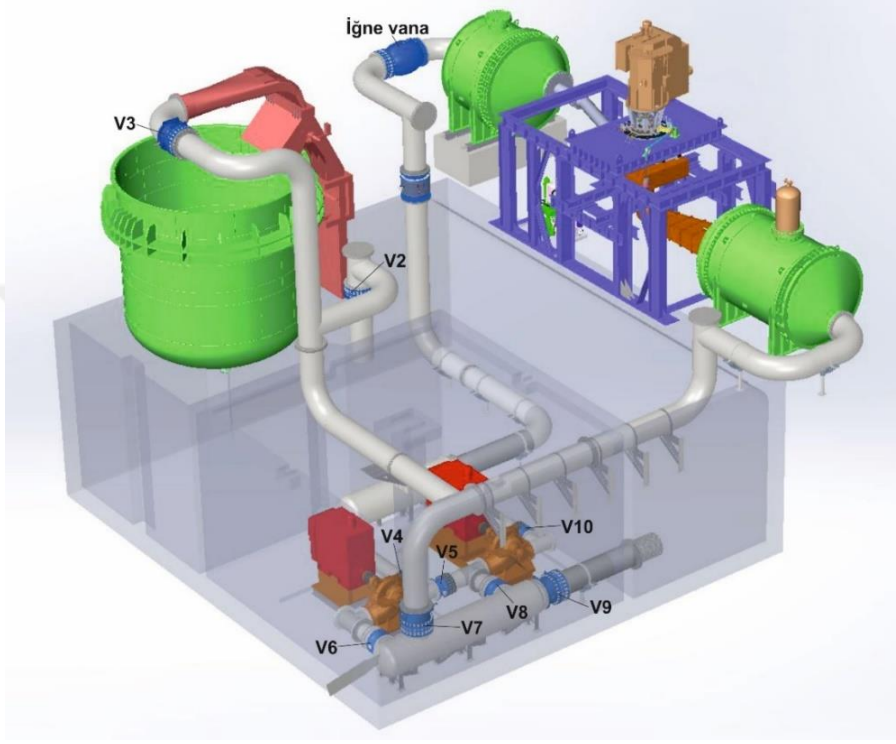
Şekil 2.5: Nozul ve akış ayırıştırıcı sistemi.

Sızıntı debi, kayıp-kaçak suyu alçak düşü tankına boşaltmak için tasarlanan 4 adet dengeleme hattının her birinin üzerine ayrı ayrı debimetre bağlanması sayesinde belirlenmiştir. Elde edilen kayıp-kaçak su debileri toplanarak ana hat debisinden çıkarılmıştır. Kayıp-kaçak su debisinin hesaba katılmasının ana nedeni kararlı hal analizleriyle elde edilen HAD sonuçlarının model test sonuçları ile olan tutarlılığının belirlenmesi içindir. Kararlı hal HAD analizlerinde salyangoz girişine bir debi tanımlanmakta ve kayıplar hesaba katılmadan çözümleme yapılmaktadır. Bu kapsamda analiz sonucu elde edilen türbin tepe diyagramı çarka giren suyun debisinin hesaplamalarda kullanılmasıyla elde edilmektedir. Daha sağlıklı bir karşılaştırma yapılabilmesi için deneysel çalışmada da çarka giren suyun debisinin hesaba katılmasıyla elde edilen türbin tepe diyagramı kullanılmıştır. Model türbin test sonuçlarında bu kayıp debinin de hesaba katılması için bu hat üzerinden kaybedilen debi ABB FEV121 elektromanyetik debimetrelerle ölçülmektedir. Test düzeneği doğrudan kalibrasyon çevriminde başlatıldığında Şekil 2.1’de görülen açık çevrim boru hattı (15) kapalı tutularak kalibrasyon boru hattı açılmıştır.

Suyun bu konfigürasyonda rezervuara dönebilmesinin tek yolu ağırlık tankı üzerindeki nozula ulaşabilmesidir. Ancak bu durum suyun bu 10 metrelik yüksekliği aşabilmesi için yaklaşık olarak 1 bar kadar basınçlandırılması anlamına gelmektedir. Alçak düşü tankı tarafında oluşturulacak 1 bar miktarındaki basınç, model türbin girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkının azalmasından ötürü sızıntı debinin tahliyesi için kullanılan dengeleme hatlarındaki su akışının yavaşlamasına ve üst kapak bölgesindeki basıncın ciddi miktarda artmasına sebep olmaktadır. Bu tehlikenin oluşmaması için test düzeneği vanalar yardımıyla ilgili boru hatları açık tutularak ilk başta açık çevrimde başlatılmıştır. Daha sonra tamamen açılmış halde olan açık çevrim rezervuar dönüş vanası (V2) kademeli olarak kapatılırken aynı anda ağırlık tankı üzerindeki vana (V3) açılmıştır. Açma-kapatma işlemi üst kapak basıncının sürekli olarak kontrol edilmesiyle güvenli bir aralıkta tutularak gerçekleştirilmiştir. Üst kapak basıncının maksimum değeri hidrostatik yatak tasarımı aşamasında çarka gelen eksenel kuvvetin hesaplanarak çark alanına bölünmesi ve çıkan değere emniyet faktörünün dâhil edilmesiyle belirlenmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucu deney düzeneğinde ortaya çıkan eksenel kuvvet 75 kN olarak bulunmuştur[40]. Çark çapı 0,6 m ve emniyet faktörü 2,0 alındığında üst kapak basıncı Denklem (2.1)’deki gibi bulunabilir.

$$PU = \frac{75000 N}{\frac{\pi}{4} 0,6^2 * 2,0 * 10^5} = 1,33 \text{ bar} \quad (2.1)$$

Tüm test aralığı boyunca üst kapak basıncının 1,33 bar'ı geçmemesi tavsiye edilmektedir. V2 tam kapanana ve V3 tam açılana kadar bu işleme aşamalı bir şekilde devam edilmiştir. Şekil 2.6 sistem üzerindeki vana konumlarını göstermektedir.



Şekil 2.6: Test sisteminde kullanılan vana konumları.

Vanaları açma-kapatma işlemi Şekil 2.7'deki arayüzde görüldüğü gibi aç, dur ve kapat komutları verilerek gerçekleştirilmiştir. Her bir vana yaklaşık olarak 150 saniyede açılmakta veya kapanmaktadır. Üst kapak basıncının ani olarak artmasını engellemek amacıyla V2'nin 30 saniye kısılarak (Kapat-30 saniye bekle-Dur) ve V3'ün ise 30 saniye açılarak (Aç-30 saniye bekle-Dur) işleme başlanması tavsiye edilmektedir. İlgili vanaları gereken sürelerde açıp kısabilmek amacıyla bu süreleri gösteren birer sayaç oluşturulmuştur. İşlem esnasında operatörün gerek görmesi durumunda bazen 15 saniye olarak da açma ve kapatma uygulanabilir. Su tamamen nozule verildikten sonra artık sistem debimetre kalibrasyonu için uygun duruma gelmiş olur.

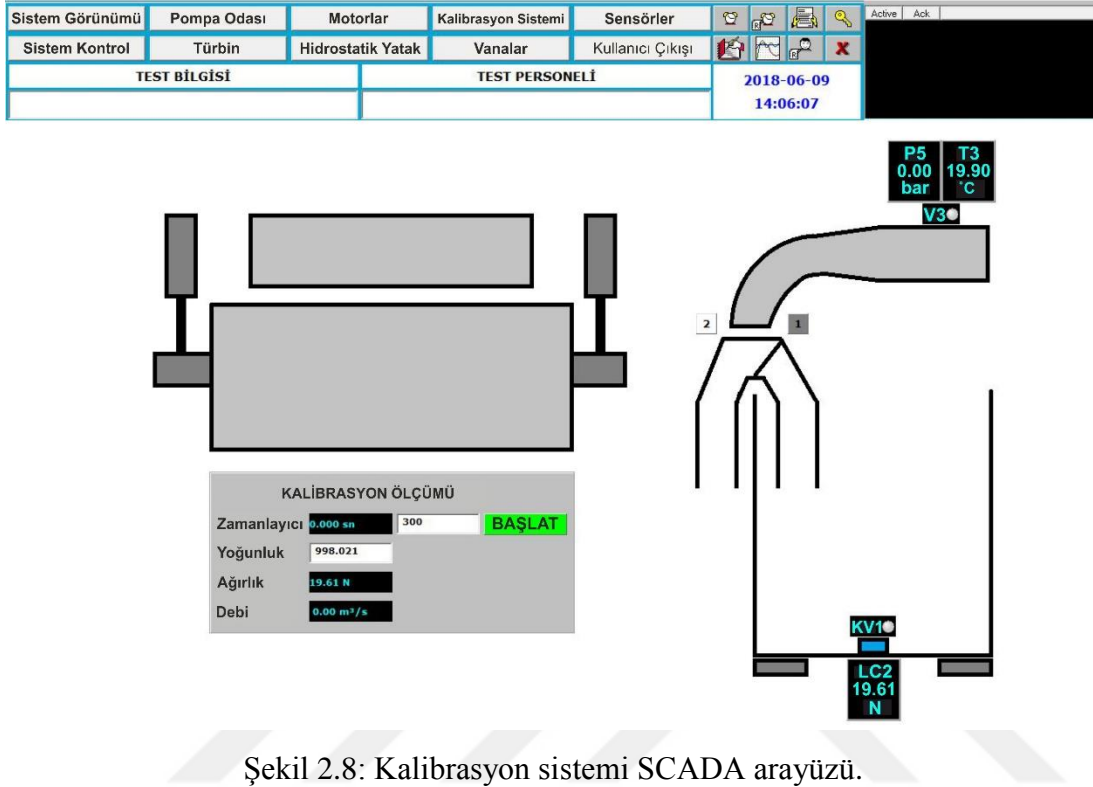
Kalibrasyon testi Şekil 2.8'de verilen arayüz kullanılarak model türbin tasarım noktasına yakın 5 farklı debide yapılmış ve aşağıdaki prosedür uygulanmıştır.

SİSTEM VANALARI			
V1	0.7	0	UYGULA
V2	AÇ	DUR	KAPAT
V3	AÇ	DUR	KAPAT
V4	AÇ	DUR	KAPAT
V5	AÇ	DUR	KAPAT
V6	AÇ	DUR	KAPAT
V7	AÇ	DUR	KAPAT
V8	AÇ	DUR	KAPAT
V9	AÇ	DUR	KAPAT
V10	AÇ	DUR	KAPAT

Şekil 2.7: SCADA arayüzündeki vana komutları.

1. Kalibre edilecek debi aralığının türbinin çalışma aralığı dışında ve aşırı kısmi yük koşullarında olmaması ve tasarım noktasına yakın değerlerde olması gerekmektedir. Çünkü çok düşük debi değerlerinde ölçümdeki hata miktarı artmaktadır.
2. Tankın hacmi göz önüne alınarak dolum süresi belirlenmeli ve arayüzdeki zamanlayıcı kutucuğuna bu değer girilmelidir. İşlem sırasında dolum süresi 300 saniye olarak seçilmiştir.
3. T3 sıcaklık sensörünün verdiği değer okunarak buna göre termodinamik tablolardan su yoğunluğu belirlenmeli ve yoğunluk kısmına girilmelidir.
4. KV1 olarak gösterilen ağırlık tankı altındaki drenaj vanasının kapalı olduğundan emin olunmalıdır.
5. Akış ayırıştırıcı mekanizmaya hareket vermek için 'Başlat' butonuna tıklanarak suyun tanka dolması sağlanmalıdır. Süre dolduktan sonra plakanın geri dönüşü otomatik bir şekilde gerçekleşmektedir. Ancak beklenmeyen bir problem olması durumunda istenilen zamanda müdahale etmek mümkündür ve 'Durdur' komutu verilerek bir önceki yerine döndürülebilmektedir.

6. İşlem tamamlandıktan sonra elde edilen debi not alınarak KV1 vanası açılmalıdır. Suyun boşaltımı tamamlandıktan sonra yeni işletim noktası için prosedür üçüncü maddeden itibaren tekrarlanmalıdır.

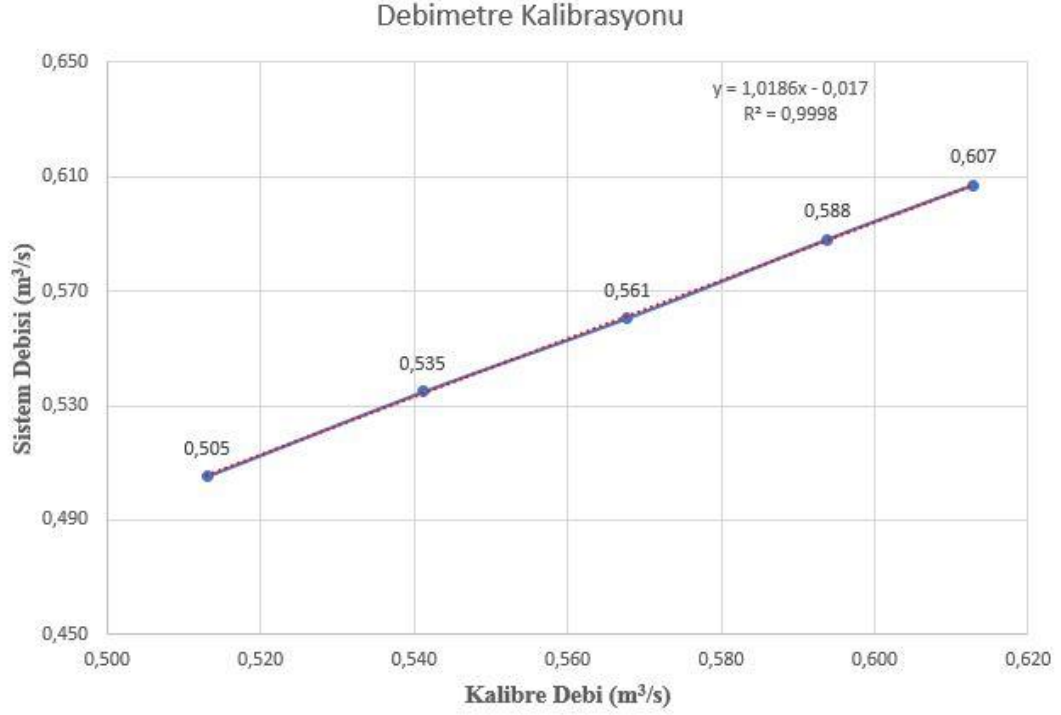


Şekil 2.8: Kalibrasyon sistemi SCADA arayüzü.

Debi, yük hücreleriyle ölçülen su ağırlığının tanktaki suyun sıcaklığına göre belirlenmiş su yoğunluğuyla tank dolum süresinin çarpımına bölünmesiyle bulunmuştur. Suyun ağırlığı ise ölçülen toplam ağırlıktan tankın ağırlığı çıkarılarak bulunmuştur. Debimetre kalibrasyonunun sonuçları Çizelge (2.2)'de ve bunların grafik hali Şekil 2.9'da gösterilmektedir. Ayrıca elde edilen sonuçlardan yüzde hata payı da hesaplanmıştır.

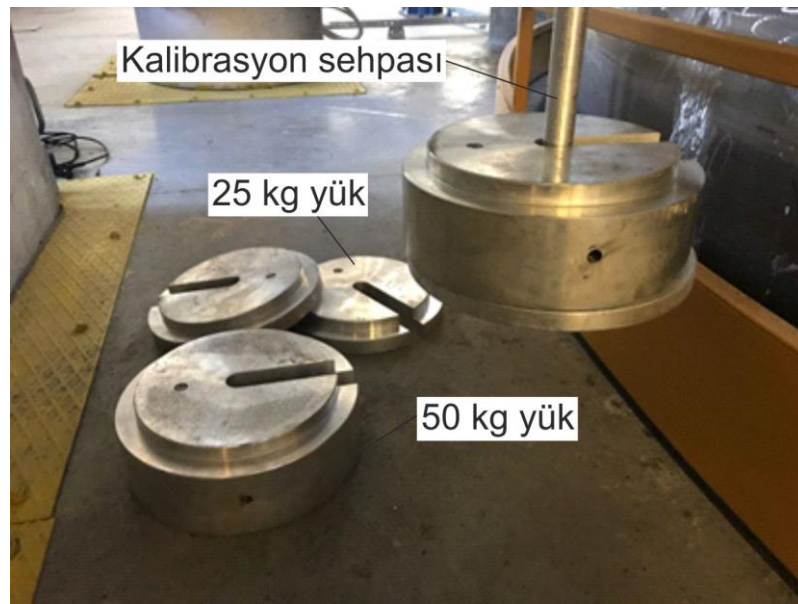
Çizelge 2.2: Debimetre kalibrasyonu sonuçları.

Sistem debisi (m ³ /s)	Tank ilk ağırlığı (kg)	Tank toplam ağırlığı (kg)	Tank dolum süresi (s)	Su yoğunluğu (kg/m ³)	Kalibre Debi (m ³ /s)	Hata (%)
0,607	41950	225450	300,016	997,9902	0,613	0,924
0,588	41950	219750	300,016	997,9902	0,594	0,948
0,561	41950	211950	300,021	997,9902	0,568	1,263
0,535	41950	203950	300,017	997,9902	0,541	1,156
0,505	41950	195550	300,022	997,9902	0,513	1,500



Şekil 2.9: Debimetre kalibrasyonu sonuçlarının grafiklendirilmesi.

Debimetre kalibrasyonunun sağlıklı bir şekilde yapılabilmesi için ağırlık tankı yük hücrelerinin doğru bir şekilde çalışması gerekmektedir. Dolayısıyla bunların kalibrasyonu da önem arz etmektedir. Bu amaçla Resim 2.10'da gösterilen ve kalibrasyon tankına 120° açı ile yerleştirilmiş üç adet sehpaya ihtiyaca göre 50 veya 25 kilogramlık sertifikalandırılmış yükler önce artan sonra azalan sıra ile yerleştirilmektedir.



Resim 2.10: Sertifikalandırılmış ağırlıklar.

Sehpaya asılan ağırlığa karşılık SCADA'dan okunan akım değerleri not edilmektedir. Elde edilen değerler Çizelge 2.3'te verilmiştir.

Çizelge 2.3: Yük hücresi kalibrasyon değerleri.

Ölçüm Değerleri		
	Kütle [kg]	Akım Değeri [mA]
1	0	6,2274
2	150	6,2355
3	300	6,2436
4	360	6,2465
5	300	6,2436
6	150	6,2355
7	0	6,2274

Bu değerler kontrol sistemi üzerine işlenerek yük hücresi kalibrasyonu yapılmaktadır.

SİSTEM SENSÖRLERİ			
F1	-0.002	m ³ /s	KALİBRASYON
P1	0.37	bar	KALİBRASYON
P2	0.372	bar	KALİBRASYON
P3	0.359	bar	KALİBRASYON
P4	0.358	bar	KALİBRASYON
P5	0.003	bar	KALİBRASYON
P6	-0.078	bar	KALİBRASYON
P7	0	bar	KALİBRASYON
P8	0.012	bar	KALİBRASYON
P9	0.02	bar	KALİBRASYON
P10	0.001	bar	KALİBRASYON
T1	20.086	°C	KALİBRASYON
T2	20.209	°C	KALİBRASYON
T3	19.88	°C	KALİBRASYON
T4	19.712	°C	KALİBRASYON
L1	0.003	m	KALİBRASYON
LC1	-22.27	kg	KALİBRASYON
LC2	19.61	kg	KALİBRASYON
Q Loss1	0	m ³ /s	KALİBRASYON
Q Loss2	0	m ³ /s	KALİBRASYON
Q Loss3	0	m ³ /s	KALİBRASYON
Q Loss4	0.007	m ³ /s	KALİBRASYON
PU	-0.021	bar	KALİBRASYON
PF	0.157	bar	KALİBRASYON
Pvc	-0.003	bar	KALİBRASYON

Şekil 2.11: Test düzeneğindeki tüm sensörler.

Kalibrasyon değerlerinin kontrol sistemine işlenmesi Şekil 2.11’de verilen bütün sensörler için gereklidir. Sensör tipine göre değişen durum sadece kalibrasyon tekniğidir. Şekil 2.11’de verilen F1 elektromanyetik debimetreyi, P ve T ilgili yerlerdeki basınç ve sıcaklık sensörlerini, L1 emme yüksekliğini, LC yük hücrelerini, Q_{Loss} dengeleme borularından geçen sızıntı debiyi, PU üst kapak basıncını, PF türbin girişi ve çıkışı arasındaki fark basıncını ve P_{vc} ise vakumlama basıncını ifade etmektedir. Ağırlık tankı yük hücrelerini ifade eden LC2’nin sağ tarafındaki ‘Kalibrasyon’ kutucuğuna tıkladıktan sonra aşağıdaki sekme açılır.

KALIBRASYON TANKI LOADCELL - LC2	
Akım (mA)	0
Aktif Değer	0
A1	0
A0	0
R ²	0

Şekil 2.12: Sensör kalibrasyonu arayüzü.

Burada ‘Akım’ sensörün okuduğu herhangi bir andaki akım değerini, ‘Aktif Değer’ bu akıma karşılık gelen ağırlık miktarını, ‘A1’ ve ‘A0’ kalibrasyon katsayılarını ve ‘R²’ ise Çizelge 2.3’teki verilere göre kurulacak regresyon denkleminin ne kadar iyi bir tahmin yaptığını gösteren belirlilik katsayısını ifade etmektedir.

i	xi	yi	i	xi	yi
1	0	0	11	0	0
2	0	0	12	0	0
3	0	0	13	0	0
4	0	0	14	0	0
5	0	0	15	0	0
6	0	0	16	0	0
7	0	0	17	0	0
8	0	0	18	0	0
9	0	0	19	0	0
10	0	0	20	0	0

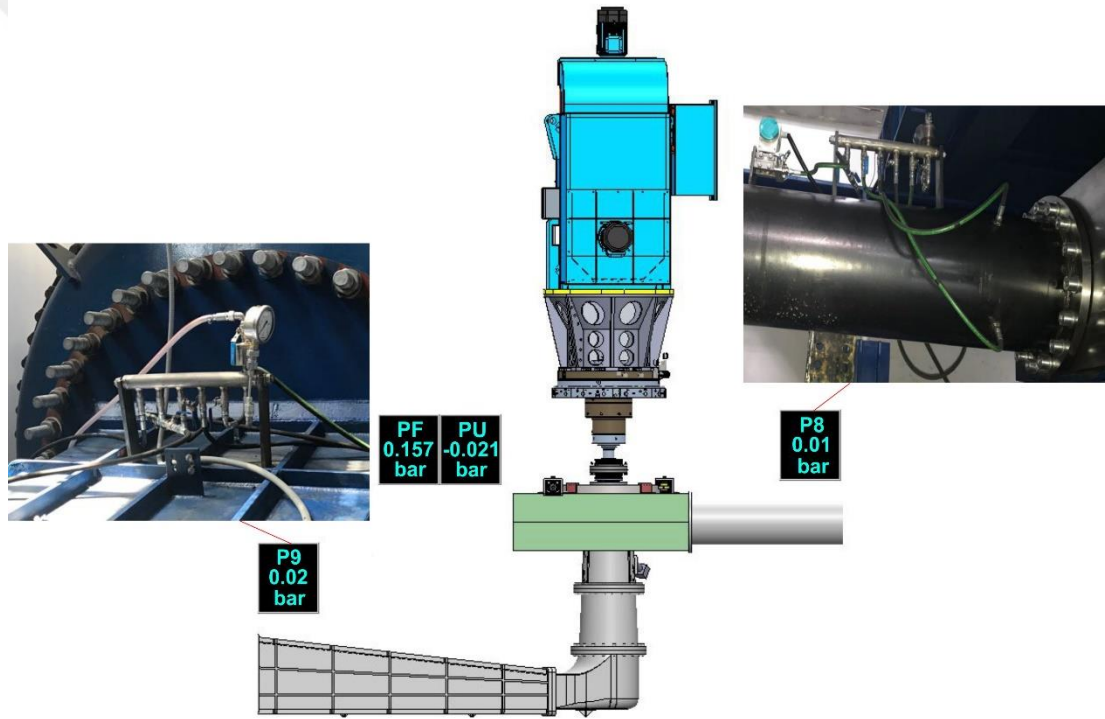
Şekil 2.13: Kalibrasyon verisi işleme arayüzü.

Çizelge 2.3'teki verileri 'Config' kutucuğuna tıklanarak açılan Şekil 2.13'teki sekmeye girmemiz gerekmektedir. Burada 'xi' akım değerlerini, 'yi' ise ağırlık değerlerini temsil etmektedir. Girilen verilere göre $y = A_0 + A_1x$ şeklinde doğrusal bir regresyon denklemi tanımlanarak sensörün herhangi bir anda okuduğu akım değerine karşılık ağırlık hesaplanabilmektedir. Ölçümlerin güvenilirliği için R^2 'nin 1'e yakın olması gerekmektedir. Veriler girildikten sonra ağırlık tankı yük hücresinin kalibrasyonu tamamlanmaktadır.

2.3 Düşü Ölçümü ve Kalibrasyonu

Hidrolik performansı belirleyen temel parametrelerden olan özgül hidrolik enerji veya türbin net düşüsünü belirleyebilmek için basınç ölçümü yapılması gerekmektedir. Deney düzeneğinde pompa girişleri ve çıkışlarında, iğne vana girişinde ve çıkışında, cebri boru üzerinde, salyangoz girişinde, türbin çarkı üst kapak bölgesinde, emme borusu çıkışında, alçak düşü tankı çıkışında, kalibrasyon tankı üstünde ve nozul girişi gibi muhtelif yerlerde basınç ölçümleri yapılmaktadır. Model türbinin net düşüsünü belirlemek için Şekil 2.14'te görülen model salyangoz girişindeki cebri boru üzerinde ve emme borusu çıkışında bulunan iki ölçüm noktası arasındaki fark basıncı ölçülmektedir. Bütün basınç ölçümleri boru üzerindeki bir kesitte birbirine dik olarak belirlenmiş 4 noktadan basınç tapaları aracılığıyla ayrı ayrı alınan suyun bir manifold aracılığıyla kolektörde toplanması ve bu kolektörden basınç ölçümü gerçekleştirilmesi şeklinde yapılmaktadır. Belirlenen noktaların dirsek veya kavis gibi akışı bozacak yapılardan yeterince uzakta olması gerekir. Basınç ölçümlerinin dairesel kesit olması durumunda suyun tam olarak boruyu doldurmaması ihtimaline karşı en üst noktadan ve sudaki kirlilik sebebiyle oluşabilecek katı parçacıkların dibe çökerek basınç hattını tıkamaması için en alt noktadan, emme borusu çıkışı gibi dikdörtgen kesitin olduğu durumlarda ise köşe noktalardan alınmaması gerekmektedir[11]. Test merkezinde tüm basınç ölçüm kolektörlerinde bir adet Pakkens analog basınç manometresi ve bir adet Siemens Sitrans P500 dijital fark basınç transmitteri kullanılmaktadır. Analog basınç manometresi, dijital transmitter ile yapılan ölçümlerin doğrulanmasını sağlamaktadır. Fark basınç sensöründen alınan değerlerle karşılaştırma amaçlı türbin girişinden (P8) ve çıkışından (P9) da ayrı ayrı basınç okuması yapılarak en doğru sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır.

Fark basınç sensörleri belirli bir basıncı referans olarak ilgili yerdeki basınç değerini veya herhangi iki nokta arasındaki basınç farkını gösteren sensörlerdir. Referans basınç ortam basıncı ise efektif basıncı, vakumlanmış bir kapalı bölgeyi referans alıyorsa mutlak basınç ölçülmektedir. Transmitter ise ölçülen bu basıncı elektronik ortam için uygun bir çıktıya dönüştüren bileşendir. Siemens Sitrans P500 gibi piezorezistif etkiye sahip silikon yapılu basınç ölçüm sensörlerinin mekanik birleşim yerinde uygulanan basınca göre deforme olan ve dolgu sıvısı aracılığıyla sensöre hidrolik olarak bağlı sızdırmaz bir diyafram bulunmaktadır. İletken bir yapıya sahip diyafram üzerinde meydana gelen şekil değişikliği direncinde de değişime yol açmaktadır. Dirençteki bu değişim devreye bağlı Wheatstone köprüsü aracılığıyla ölçülerek uygulanan basınçla orantılı bir çıkış akımı elde edilir[41].

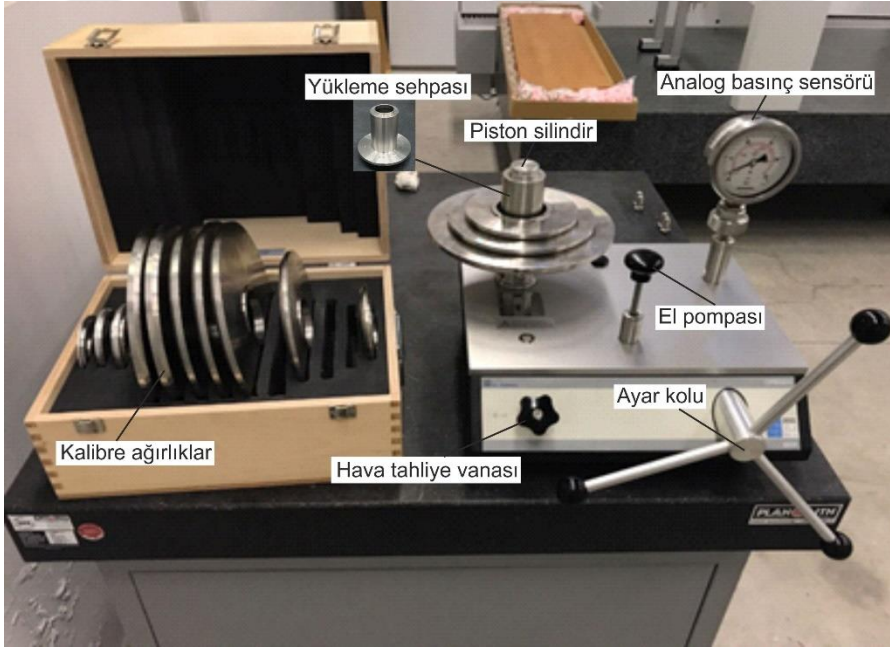


Şekil 2.14: Model türbin basınç değerleri takip arayüzü.

Model türbinin net düşüsü statik düşü ve dinamik düşünün toplamından oluşmaktadır. Statik düşü Şekil 2.14'te görülen model türbinin girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkı (P_F) ölçülerek bulunmaktadır. Ölçülen değere dinamik düşü düzeltmesi aşağıda verilen denklemdeki gibi uygulanarak model türbinin net düşüsü bulunur[11].

$$H_M = \frac{P_F}{\rho_M g_M} + \frac{Q_M^2}{2 * g_M} \left(\frac{1}{A_1^2} - \frac{1}{A_2^2} \right) \quad (2.2)$$

Basınç ölçümünde kullanılan analog ve dijital sensörlerin kalibrasyonu her model testi öncesinde kontrol edilmekte ve gerektiğinde test merkezinde yeniden kalibrasyon gerçekleştirilmektedir. Bu amaçla Resim 2.15'te gösterilen ve birincil yöntemlerden biri olan ölü ağırlık manometresi kullanılmaktadır. Çalışma prensibi kesit alanı ve üzerindeki ağırlıkların değerinin bilinmesiyle elde edilen piston basıncının bir akışkan aracılığıyla sensöre iletilip gösterdiği değerin okunarak kontrol edilmesi esasına dayanır. Ölü ağırlık manometresinde kalibre edilecek sensörün ölçüm aralığında sertifikalandırılmış ve bar cinsinden verilen farklı ağırlıklar kullanılarak öncelikle artan yönde daha sonra ise azalan yönde her sensör için kontrol yapılmaktadır. Analog sensörler için kullanılan ağırlıklara denk gelen basınç değerlerinin manometrenin göstergesinde okunabilirliğine bakılmaktadır. Doğru ölçüm alınamayan analog sensörler işaretlenerek ayrılmakta ve deneylerde kullanılmamaktadır.



Resim 2.15: Ölölü yük manometresi.

Analog basınç sensörleri ölölü yük manometresinde kalibre edilirken aşağıdaki prosedür izlenmelidir.

1. Sensör Resim 2.15'teki gibi yerine sabitlendikten sonra hava tahliye vanasının açık ve ayar kolunun tam olarak boşta olduğundan emin olunmalıdır.
2. 1.6 bar ağırlığa sahip yüklemeye sehpa olmadan ağırlıkların ortasındaki delik çaplarının büyük olmasından ötürü piston üzerine sadece 0.1 bar'lık ağırlık yerleştirilebilmektedir. Bu yüzden 1.6 bar'dan düşük değerlerde önce 0.1 bar'lık

ağırlık piston üzerine eklenip diğer ağırlıklar büyükten küçüğe doğru sıralanacak şekilde bunun üzerine eklenmelidir. Ancak bu durumda da sensöre iletilen basıncın doğrulanması amacıyla oluşturulmuş denge çizgisi net olarak belirlenmemektedir. Dolayısıyla 0-1.6 bar arası basınç değerlerinin kalibrasyonu sağlıklı ölçüm alınamamasından dolayı tavsiye edilmemektedir.

3. Piston silindirin üzerine yükleme sehvası konulduktan sonra belirlenen basınç miktarında kalibre ağırlıklar sehvanın üzerine yerleştirilir. Ağırlık koyma işlemi tamamlandıktan sonra hava tahliye vanası kapatılarak el pompasıyla pistondaki basıncın sensöre iletilmesi için yağ basılır. Bu işleme el pompası sertleşene kadar devam edilir.

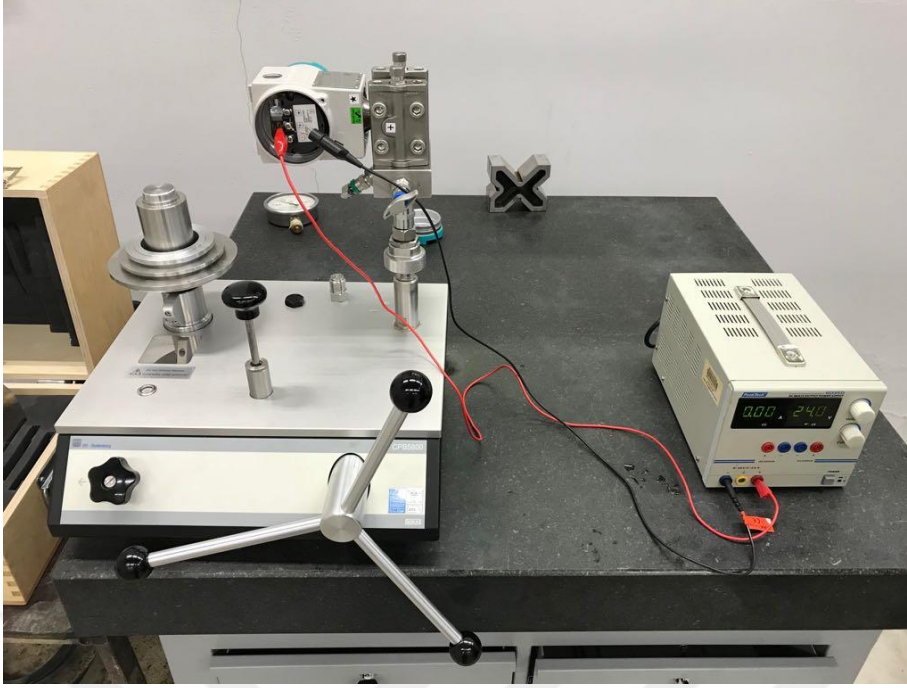
4. El pompası daha fazla hareket edemez konuma getirildikten sonra daha hassas basınç vermek için ayar kolu saat yönü tersine çevrilir. Bu esnada piston yükselmeye ve analog sensör ibresi hareket etmeye başlar. Ayar kolu, piston denge çizgisine gelene kadar çevrilir.

5. Piston denge çizgisine geldiğinde artık üzerindeki ağırlıklarla beraber serbestçe dönebilecek ve yüzer konuma gelir. Dışarıdan elle hareket verilerek bu kontrol edilebilir. Bu durum piston üzerindeki basıncın sensöre iletildiği anlamına gelmektedir ve analog sensör ibresinin gösterdiği basınç değeri not alınarak bu kısım tamamlanır. Yeni ağırlık koyulduktan sonra prosedür madde 3'ten itibaren tekrarlanır.

Dijital fark basınç transmitterleri ise ölü ağırlık manometresine Resim 2.16'da görüldüğü gibi bir güç kaynağıyla beraber bağlanmaktadır. Ağırlık yüklenmesi analog sensörlerde olduğu gibi yapılmakla birlikte yüklenen ağırlıklara karşılık olarak transmitterden okunan akım değeri not edilmektedir. Ağırlıklara karşılık elde edilen akımlar kullanılarak kalibrasyon eğrisi çizilmekte ve eğrinin denkleminde kalibrasyon katsayıları çıkarılmaktadır.

Dijital basınç sensörleri aşağıdaki adımlar izlenerek kalibre edilmelidir.

1. Ölü yük manometresinin sensör bağlama yerine gerekli ekipmanlar kullanılarak dijital sensörün artı ucu bağlanmalıdır. Eksi uç ise sensörün mutlak basınç ölçülerek kalibre edilebilmesini sağlamak için buraya dışarıdan el pompasıyla su basılarak içerideki hava atılıp vakumlanmalıdır. Daha sonra eksi uç içeriye hava girmemesi için kalibrasyon boyunca kapalı tutulmalıdır.



Resim 2.16: Dijital fark basınç sensörü kalibrasyonu.

2. Resim 2.16'da görülen kırmızı kablo önce 24 Volt'a ayarlanan güç kaynağının artı ucuna bağlanarak buradan da sensörün artı kutbuna bağlanmalıdır. Güç kaynağının eksi kutbundan çıkan siyah kablo ise önce 230 Ohm'luk bir dirence bağlanmalı daha sonra sensörün eksi kutbuna temas ettirilmelidir. Kısa devre olmaması için artı ve eksi kutuplara temas eden kablo uçlarının birbirine değmemesine dikkat edilmelidir. Resim 2.17 sensördeki kutupları göstermektedir.

3. Sensör ölçüm aralığı ve basınç göstergesi birimi operatör tarafından ayarlanabilmektedir. 0-25 bar olarak belirlenen ölçüm aralığına karşılık sensör 4-20 mA sinyal aktarım standardına sahiptir. Yani basınçtaki 1 bar'lık artış 0.64 mA'lık bir değişim yaratmaktadır. Hangi basınçta sensörün ne kadarlık bir çıkış akımı vermesi gerektiği analitik olarak hesaplanabildiği için basınç göstergesi birimi akım olarak seçilmiştir.

4. 0-25 bar ölçüm aralığı, ölü yük manometresine beşer bar'lık önce artan sonra azalan bir sırayla bir önceki kısımda anlatılan prosedüre uygun şekilde yükleme yapılarak taranmıştır. Uygulanan basınca bağlı olarak diyaframda meydana gelen şekil değişikliğinin yol açtığı direnç değişimi ve güç kaynağından verilen voltaj bilindiği için sensör çıkışından basitçe voltajın dirence oranı olan akım değerleri alınmıştır.



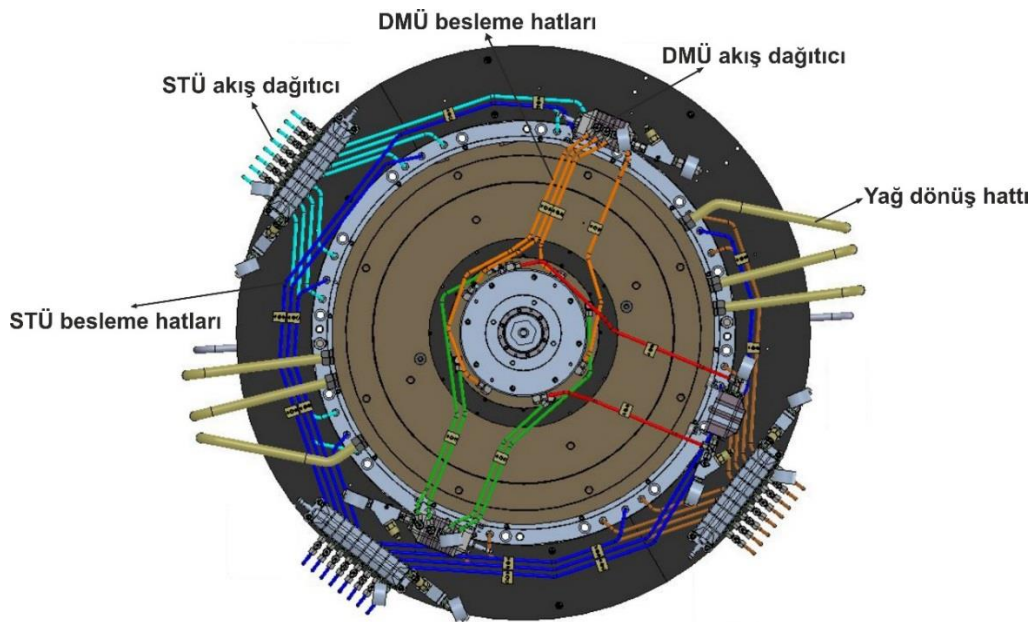
Resim 2.17: Dijital fark basınç sensörü kutupları.

5. Her testten önce basınç sensörlerinin kalibre edilmesi tavsiye edilmektedir. Daha önce yapılan kalibrasyon ölçümüne göre katsayılar da değişim görülürse bir önceki kısımda anlatıldığı şekilde bu veriler kontrol sistemi üzerine girilerek ilgili sensör için düzeltme yapılmaktadır.

2.4 Tork Ölçümü ve Kalibrasyonu

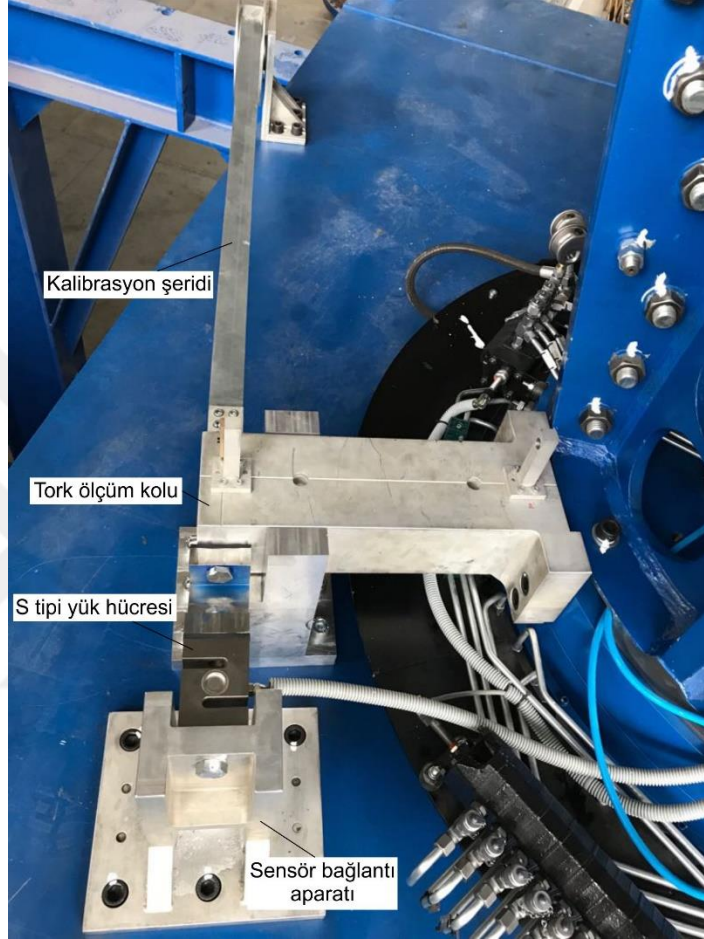
Model türbin testinde ölçülen temel parametrelerden birisi torktur. Tork ölçümüyle mekanik güç hesaplanmaktadır ve verim üzerindeki etkisinden dolayı ölçümün en doğru şekilde yapılması gerekmektedir. Özellikle oluşan sürtünme kayıpları tork ölçümünü ve model test sonuçlarını önemli oranda etkilemektedir. Standart, sistemdeki dönen parçaların ve sızdırmazlık elemanlarının yataklanmış olduğu dengelenmiş (balanslı) ve yataklanmamış olduğu dengelenmemiş ölçüm sistemi (balanssız) olmak üzere iki farklı tork ölçüm sistemi önermektedir. Dengeli ölçüm sistemi kullanılarak elde edilen tork değeri rotor ve stator arasında dolaşan yağın viskozitesinden kaynaklanan sürtünme torkunu bir iç tork olarak dikkate aldığı için bunları ayrı olarak hesaplamaya gerek yoktur. Bu avantajından dolayı model türbin test düzeneğinin tasarımında balanslı ölçüm sistemi kullanılmasına karar verilmiştir. Dengelenmemiş sistemlerde ise hem sürtünme torkunun hem de esas torkun yük hücreleriyle ayrı ayrı hesaplanması gerekmektedir. Çarka gelen tork değeri ikisinin

toplamına eşittir[11]. Model testlerinde salyangoz, sabit kanatlarda ve ayar kanatlarında oluşan akıştaki düzensizliklerden dolayı türbin çarkında oluşan radyal ve aksenal kuvvetlerin sönmülendirilerek generatörün bu zararlı olabilecek etkilerden yalıtılması gerekmektedir. Deney düzeneğinde test esnasında generatörün statik ve dinamik yüklerden korunması, model türbin çarkı ve generatör rotorunun birbirine bağlanması ve tork ölçümü yapılmasını sağlamak için hidrostatik yatak kullanılmaktadır. Şekil 2.18’de gösterildiği gibi sürtünme test ünitesi (STÜ) ve dönen mil ünitesi (DMÜ) olmak üzere iki ana kısımdan oluşan bu yatak sistemi türbin tarafında radyal, generatör tarafında hem radyal hem aksenal olmak üzere iç içe yataklamalardan oluşmaktadır. İki ünite için farklı viskoziteye sahip yağlar kullanılmış ve bunların karışmasını engellemek için hidrostatik yatak, ünitelerin besleme ve dönüş hatları birbirinden ayrı olacak şekilde tasarlanmıştır. Ayrıca hidrostatik yağlama biriminden basılan yağ, her ünite için üçer tane olmak üzere toplam 6 adet akış dağıtıcıyla ilgili yerlere iletilmektedir. Sürtünme test ünitesi, biri test hücreğine sabitlenen diğeri bu kısım üzerinde generatör statoru ile beraber ince yağ filmi üzerinde serbestçe dönebilen iki bölümden oluşmaktadır. Tork ölçümü sürtünme test ünitesinde yağ filmi üzerinde generatör ile beraber serbestçe dönebilen bölüme bağlı tork ölçüm kolu yardımıyla yük hücresi kullanılarak yapılabilmektedir. Test merkezinde generatör rotoru ve statoru birlikte özel bir yatak sisteminin üzerinde konumlandırılmıştır. Bu yatak sistemi generatörün ince bir yağ filmi üzerinde çalıştırılmasını sağlamaktadır[40].



Şekil 2.18: Hidrostatik yatak üzerindeki yağ hatları.

Yatak yapısı aynı zamanda tork ölçümüne imkân vermektedir. Resim 2.19’da görüldüğü gibi hidrostatik yatağa bağlı bir kol yardımıyla türbin çarkında üretilen tork kuvvet olarak yük hücresine aktarılmaktadır. Aynı zamanda kol uzunluğu hassas bir şekilde mikrometre ile ölçülerek tork ölçümünün en doğru şekilde yapılması temin edilmektedir.



Resim 2.19: Tork ölçüm mekanizması.

Test hücresinde BCM firmasının 6918 üniversal basma-çekme yük hücresi ve Mitutoyo firmasının 337-302 model iç çap mikrometresi kullanılmaktadır. Yük hücreleri basitçe üzerlerine uygulanan kuvvetle orantılı bir şekilde elektrik sinyali üreten sensörlerdir. Yapılarında bulunan çok ince tellerin bir araya getirilmesiyle oluşturulmuş esnek tabaka, uygulanan kuvvetle orantılı olarak şekil değişimi gösterir. Bu şekil değişikliği tabakanın direncinde de değişime yol açmaktadır. Dirençteki bu değişim devreye bağlı Wheatstone köprüsü aracılığıyla ölçülerek uygulanan kuvvetle orantılı bir çıkış akımı elde edilir.

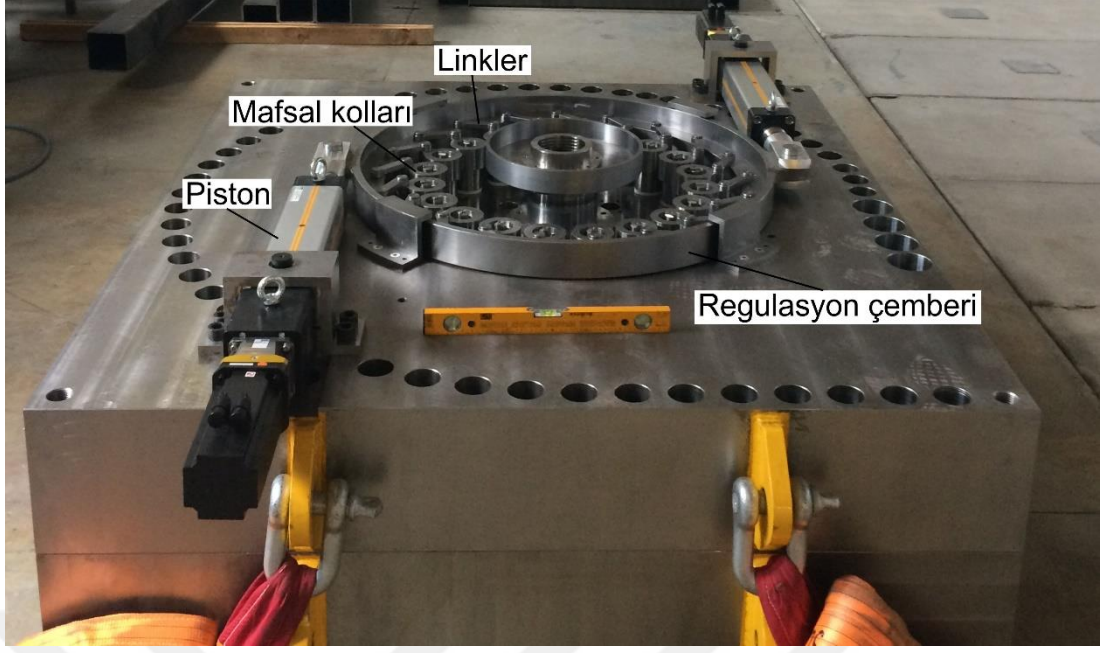
Tork ölçüm sisteminde yer alan yük hücresi, ağırlık tankı altında bulunan yük hücreleri kalibrasyonunda olduğu gibi kütleleri harici bir kurum tarafından sertifikalandırılmış ağırlıklar bağlanarak kalibre edilmektedir.

Kalibrasyon işlemi, yük hücresinin ölçüm aralığı boyunca önce minimum ölçüm değerinden başlayarak pozitif yönde ağırlıklar ekleyerek; sonra da maksimum ölçüm değerinden başlayarak negatif yönde ağırlıkları sökerek tamamlanmaktadır. Deney düzeneğinde bu ağırlıkların asılması için yük hücresine karşı yönde bir kalibrasyon şeridi yerleştirilmiştir. Kalibrasyon şeridi bir makaradan geçerek dikey eksene dönüş yapmaktadır. Kalibrasyon şeridinin diğer ucunda Resim 2.10'da verilen ağırlıkların asıldığı tepsi yer almaktadır. Kalibrasyon ağırlıkları, bu tepsinin üzerine ihtiyaca göre yerleştirilebilmektedir. Daha sonra ağırlığa karşılık yük hücresinin verdiği akım değerleri önceki kısımda anlatıldığı şekilde kontrol sistemine işlenmelidir. Girilen verilere göre $y = A_0 + A_1x$ şeklinde doğrusal bir regresyon denklemi tanımlanarak sensörün herhangi bir anda okuduğu akım değerine karşılık ağırlık hesaplanabilmektedir.

2.5 Ayar Kanadı Açısı Ölçümü ve Kalibrasyonu

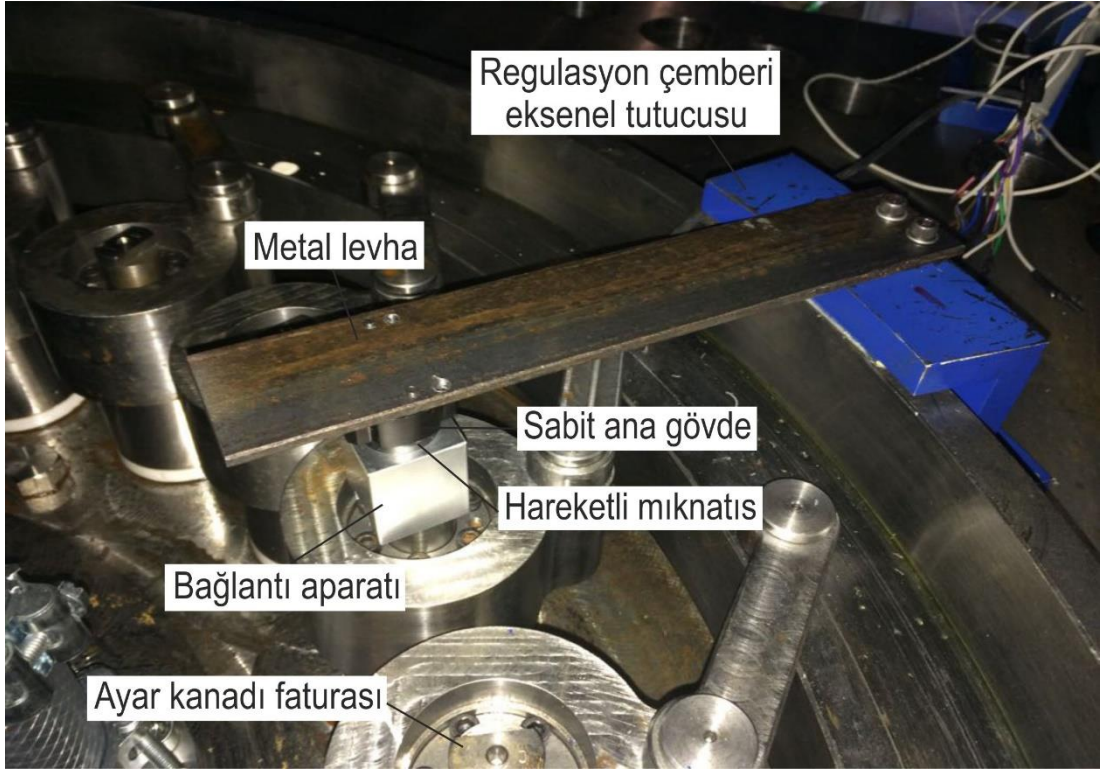
Ayar kanatları çarka giren debinin ayarlanmasına imkân vererek şebekenin ihtiyacına göre türbinden güç elde edilmesini sağlar. Ayar kanatları arasındaki açıklık değiştirilerek istenen debinin elde edilmesi sağlanabilmektedir. Ayrıca türbin performansının debi, düşü ve hidrolik verim olarak gösterildiği tepe diyagramlarında yaygın olarak türbinin çalışma aralığındaki ayar kanadı açıklıkları da sunulmaktadır. Türbin sisteminde ayar kanadı açıklıklarını ayarlamak için regülasyon sistemi kullanılmaktadır[40]. Bu sistemin temel bileşenleri Resim 2.20'de görülen dönme hareketini sağlayan pistonlar, regülasyon çemberi, mafsal kolları ve linklerdir.

Ayar kanadı açısı piston aracılığıyla sağlanan strok ile doğrudan ilişkilidir. Test merkezinde kontrol sisteminden piston strokları kontrol edilerek ayar kanatları istenen açıklığa getirilmektedir. Pistondan verilen strok değerlerine karşılık ilgili ayar kanadı açıları regülasyon sistemi üzerindeki çeşitli yerlere sabitlenen açı sensörleri kullanılarak belirlenmiş ve türbin çalışma aralığını kapsayan açı değerlerinin strok miktarları bu şekilde ortaya konmuştur.



Resim 2.20: Regülasyon sistemi.

Kepez-1 HES yeni prototip türbin model testinde ayar kanatlarında bir dijital açı sensörü ve bunun doğrulanması için bir mekanik açı ölçüm sistemi kullanılarak çalışma gerçekleştirilmiştir.



Resim 2.21: Dijital açı sensörü.

Dijital açı sensörü Resim 2.21’de görüldüğü gibi regulasyon çemberi aksenal tutucusundan ayar kanadına kadar 5 mm kalınlığında bir metal levha uzatılarak sisteme sabitlenmiştir. Metal levha oldukça rijit bir yapıdadır ve herhangi bir şekilde hareket etmeyecek biçimde sabitlenmiştir. Sensör, döner bir parça olan ayar kanadı faturasına cıvata ile sabitlenen hareketli mıknatıs kısmı ve alttaki mıknatısın dönüşüne göre ölçüm yapan sabit ana gövde olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Burada ayar kanadı faturası kanadın yapısı gereği dönme merkezini oluşturmaktadır. Hareketli mıknatıs konum işaretleyicisi olarak kullanılmaktadır. Ayar kanadının dönmesiyle manyetik alanın yönünde meydana gelen değişim ayrı bir sensör ünitesi tarafından manyetik alan içerisinde bulunan bir iletkenin gerilim oluşturması (Hall etkisi) prensibi uyarınca takip edilir. Manyetik alanın değişen yönü sistemle bütünleşik bir devre tarafından değerlendirilerek ayar kanadı açısıyla orantılı 0-10 V analog çıkış sinyali üretilir[42]. Dijital sensörün verdiği ayar kanadı açısı değişimi verileri bir mekanik açı ölçüm sistemi tasarlanarak kalibre edilmiştir.



Resim 2.22: Mekanik açı ölçer.

Mekanik açı sensörü dijital sensörle 90° açı yapan bölgeye konumlandırılmıştır. Resim 2.22’de görüldüğü gibi sensör dijital okuma ekranı, ayar kanadıyla beraber döner bir hareketli parça ve ayar kanatları kapalı konumdayken fatura üzerinden referans alınarak eksen tutucuya yerinden hiçbir şekilde oynamayacak biçimde sabitlenmiş parçadan oluşmaktadır. Burada önemli olan ayar kanadı dönme merkeziyle sensör dönme merkezinin birbirine eşlenebilmesidir. Eksende meydana gelen kaçıklık açının hatalı ölçülmesine sebep olmaktadır. Bu amaçla sensörün merkezini içeren çembersel parçayla döner parçayı içine alacak bir alüminyum blok üretilmiştir. Çember merkezi sensör merkezeleme noktasını oluşturduğu için bu nokta blok üzerine işaretlenerek alt kısma bu noktayı merkez alan fatura boşluğu açılmıştır. Son olarak blok, fatura boşluğuna sabitlenerek sensör içine yerleştirilmiştir. Böylece ayar kanadına strok

verildiğinde fatura boşluğuyla beraber alüminyum blok ve aynı miktarda sensörün hareketli kısmı dönerek kanatların kapalı olduğu konuma göre sabitlenen parça referans alınarak taranmış açı dijital ekranda gösterilmektedir. Mekanik açı sensörünün kontrol sistemine bağlantısı olmadığı için kalibrasyon yapılırken SCADA sisteminden ayar kanadına hareket verildiğinde sensör değeri bir operatör tarafından gözle kontrol edilerek not alınmıştır. Buna göre Çizelge 2.4 oluşturularak ayar kanadı strok değerine göre dijital ve mekanik sensörlerin verdiği değerler karşılaştırılmıştır.

Çizelge 2.4: Ayar kanadı açısı ve piston strok ölçümleri.

Strok (mm)	Dijital Açı (°)	Mekanik Açı
0	185,9	0°
5	182,5	3,4°
24,1	171,1	14,8°
26,7	169,7	16,2°
29,5	168,3	17,7°
32,3	166,8	19,2°
35,1	165,4	20,5°
37,9	164,1	21,9°
40,7	162,7	23,4°
43,6	161,3	24,7°
46,5	160	25,9°
49,4	158,7	27,4°
52,4	157,3	28,8°
49,4	159,6	26,4°
46,5	161	24,9°
43,6	162,3	23,6°
40,7	163,6	22,5°
37,9	164,9	21°
35,1	166,2	19,8°
32,3	167,5	18,6°
29,5	169	16,9°
26,7	170,4	15,6°
24,1	171,8	14,1°
5	182,7	3,2°
0	185,9	0°

2.6 Sıcaklık Ölçümü

Model türbin testlerinde çeşitli parametrelerin hesaplanmasında su yoğunluğu, kinematik viskozite, buhar basıncı ve ortam basıncı gibi değerler kullanılmaktadır.

İlgili fiziksel büyüklükler sıcaklıkla değişim gösteren parametrelerdir. Bu nedenle test sırasında deney düzeneğinin çeşitli noktalarında bu değerlerin kontrol altında tutulması amacıyla sıcaklık ölçümlerinin yapılması gerekmektedir. Su sıcaklığı 35 °C'yi ve testler sırasındaki değişimi ise 5 °C'yi aşmamalıdır. Bu durum ölçümlerin doğruluğunu etkileyebileceğinden su sıcaklığında oluşabilecek büyük farklardan kaçınılmalıdır[11]. Test merkezinde ortam sıcaklığı için bir adet; su sıcaklığı için rezervuar girişinde, ağırlık tankında ve elektromanyetik debimetre çıkışında olmak üzere üç adet Siemens Sitrans TS500 sıcaklık transmitteri kullanılmaktadır. Su sıcaklıkları arasında 1 °C'yi aşmayan farklar olmakla birlikte daha doğru sonuç elde edebilmek için kalibrasyon testinde ağırlık tankındaki sıcaklık, performans testinde ise debimetre çıkışındaki su sıcaklığıyla beraber türbin giriş ve çıkış basınçları da dikkate alınarak su yoğunluğu hesaplanmıştır.

Sıcaklık sensörü terminal başlığının tipine göre iki farklı şekilde sıcaklık ölçümü gerçekleştirebilir. Bunlar direnç termometresi ve termokupl yöntemidir. Doğrudan sıcaklık ölçümünün yapıldığı direnç termometresi yönteminde platin telin sıcaklığa bağlı olarak elektriksel direncinde meydana gelen değişim ölçülür. Termokupl yönteminde ise farklı iletkenliğe sahip iki metalin uçlarının kaynaklanmasıyla kaynaklı nokta ile açık olan uçlar arasında meydana gelen sıcaklık farkının gerilim üretmesi yoluyla sıcaklık ölçülür. Noktalar arasındaki sıcaklık farkıyla orantılı olarak gerilim üretilir[43].

2.7 Açısal Hız Ölçümü

Model türbinin mekanik gücünün hesaplanmasında çarkın açısal hızının belirlenmesi gerekmektedir. Türbin şaftına elastik kaplin aracılığıyla bağlantılı olduğundan çark ile birlikte çalışan generatör rotoru açısal hızın ölçülmesine olanak sağlamaktadır. Generatör üzerinde bulunan enkoderden alınan veri ACS800 motor sürücüsüne iletilmekte ve açısal hız kontrol sisteminden dijital olarak okunabilmektedir. Enkoderler mekanik dönüş hareketlerini elektrik sinyallerine çevirerek ve bunların işlenmesini sağlayarak hız, konum ve dönüş yönü algılaması yapan sensörlerdir. Generatör üzerinde Leine Linde firmasının XHI 861 MODEL enkoderi kullanılmıştır.

3. HESAPLAMALAR

Model türbin performans testi için gereken hesaplamaların tamamının IEC 60193 standardına uygun olarak yapılması gerekmektedir. Denklemlerin model türbine uygulanabilmesi için türbinin Kepez-1 hidroelektrik santralının yeniden tasarlanacak prototip türbinine Bölüm 1’de detaylıca bahsedilen şartları sağlayacak şekilde hidrolik olarak benzer olması gerekmektedir. MİLHES bir rehabilitasyon projesi olmasından dolayı mevcut prototip türbin çapı, debisi, net düşüsü, dönme hızı ve türbin gücü dolayısıyla çalışma noktası bilinmektedir ve proje kapsamında, mevcut çark kaviteye nedeniyle hasar gördüğü için yeni bir çark ve ayar kanadı tasarlanması amaçlanmaktadır. Salyangoz ve emme borusu santralde betona gömülü olduğu için bu kısımların değiştirilmesi mümkün olmamaktadır. Bu kapsamda standardın belirttiği kısıtlar ve deney düzeneği kapasitesi dikkate alınarak model türbin çapının ve ölçeklendirme oranının (λ_L) belirlenmesi gerekmektedir. Öncelikli olarak santralde çalışan mevcut türbinin işletim aralığının ortaya konulması amacıyla başka bir tez çalışması kapsamında WaterCad kullanılarak Kepez santrali rezervuardan kuyruk suyuna kadar saha inceleme raporlarından alınan hidrolik kayıp katsayılarıyla beraber tek ünite ve üç ünite çalışma durumları için modellenmiştir. Fakat saha testleri sonucu santral borularının iç yüzeylerinin kireçle kaplı olduğu fark edilerek bu durumun yol açtığı yük kaybının da bulunması amacıyla analizler tekrarlanmış ve santralin debi ve düşü karakteristikleri belirlenmiştir. Türbin işletim aralığı Şekil 5.1’de kırmızı sınırlarla gösterildiği gibi tek (üst çizgi) ve üç ünite (alt çizgi) için oluşturulmuş ve beklenildiği gibi üç ünitenin beraber çalıştığı durumda debi arttığından dolayı kayıp da artacağından net düşü oldukça azalmıştır. Ayrıca yeni türbin tasarım noktası mevcut türbinden farklı olarak 160 m olarak belirlenmiştir. Bunun nedeni, tesisin tek veya üçlü türbin modunda çalıştığı durumlarda, verimlilik farkının azaltılması ve böylece daha geniş bir alanın daha yüksek verimlilikle çalıştırılabilmesidir[44]. Çizelge 3.1 boyutsal doğruluğun sağlanması, test sonuçlarının yeterli ölçüm doğruluğuyla elde edilmesi ve model ile prototip arasındaki ölçek etkisinin azaltılması amacıyla standardın belirlediği minimum model çapı ve test parametrelerini, Çizelge 3.2 ise prototip türbin verilerini göstermektedir. İlgili minimum Reynolds sayısı meydana gelen kayıpların

yüzeyin bağıl pürüzlülük etkilerine bağlı olmadığı tamamen türbülanslı bölgede olacak şekilde seçilmiştir. Yani standardın koyduğu bu kriterle, Reynolds sayısı kullanılarak uygulanan verim düzeltmesinin yüzey pürüzlülük etkilerinden bağımsız olması amaçlanarak daha doğru sonuçlar elde edilmesine olanak sağlanmıştır.

Çizelge 3.1: IEC standardı limitleri.

Parametre	Değer
Minimum Çark Çapı (m)	0,25
Minimum Reynolds Sayısı	4×10^6
Minimum Özgül Hidrolik Enerji (j/kg)	100

Çizelge 3.2: Prototip türbin çapı ve tasarım noktası parametreleri.

Tanım	Sembol	Değer
Çark çapı (m)	D_p	1,234
Net Düşü (m)	H_p	160
Debi (m^3/s)	Q_p	6,1
Dönme Hızı (rpm)	n_p	750

Prototip verilerinden yola çıkılarak 5-160 m aralığında 5'er m arayla değişen düşü değerlerinde ve 5-650 mm aralığında 5'er mm arayla değişen çark çaplarında Denklem (1.24), (1.32), (1.43) ve (1.48) kullanılarak model türbin için dönme hızı, debi, tork ve güç parametreleri hesaplanmıştır. Burada 650 mm tezgâhın model türbin için üretebileceği maksimum çark çapıdır. Maksimum tork değeri ise generatörün nominal çalışma durumunda fabrika testlerinden elde edilen verilere göre 13 kNm olarak belirlenmiştir[40]. Hesaplanan model değerleri kısıtlara uyup uymama durumuna göre renklendirilerek bir Excel dokümanı hazırlanmıştır. Mali kriterler düşünülerek model çark çapının prototip çapına göre oldukça küçük seçilmesi sürtünme kayıplarını artırarak elde edilen verim değerleri arasında ciddi farklar oluşturacaktır. Bu yüzden çark çapı mümkün olduğunca yüksek seçilmelidir. Diğer bir faktör Reynolds sayısı benzerliğidir. Her ne kadar model ve prototip Reynolds sayılarının eşit olması istense de uygulamada bu durum genelde sağlanamaz ve düzeltme uygulanması gerekir. Bu durumun minimize edilmesi için ise dönme hızı yüksek seçilerek prototip Reynolds sayısından çok sapmayarak küçük miktardaki düzeltmeler sayesinde sağlıklı sonuçlar elde edilebilir. Bunlar göz önüne alınarak ve Çizelge 2.1, 3.1 ve yukarıda bahsedilen

sınırlamalar birlikte değerlendirilerek çark çapı 600 mm olarak belirlenmiştir. Böylece Çizelge 3.1'deki minimum çark çapı koşulu sağlanmıştır. Bu kapsamda model testlerinde ölçeklendirme oranı (λ_L) 0,486 olarak alınmıştır[45]. Aşağıda tasarım noktasındaki model türbin parametreleri verilmiştir.

Çizelge 3.3: Model türbin çapı ve tasarım noktası parametreleri.

Tanım	Sembol	Değer
Çark çapı (m)	D_M	0,6
Net Düşü (m)	H_M	30,45
Debi (m^3/s)	Q_M	0,633
Dönme Hızı (rpm)	n_M	677,033

3.1 Test Şartlarının Fiziksel Özellikleri

Hidrolik makinelerin davranışını karakterize etmek için yer çekimi ivmesi, yoğunluk, viskozite gibi temel fiziksel özelliklerin bilinmesi gerekmektedir. Bunların hesaplanmasını sağlayan denklemler IEC 60193 standardında belirtildiği şekilde alınarak gerekli hesaplamalar yapılmıştır[11].

3.1.1 Su yoğunluğu

Model türbin testlerinde hidrolik gücün hesaplanmasında kullanılan özgül hidrolik enerjinin elde edilmesinde ve debimetre kalibrasyonunda kütleli debiden hacimsel debiye geçişte su yoğunluğunun bilinmesi gerekmektedir. Test düzeneğinde kullanılan su hidrolojik koşullara bağlı olarak kirlenebilir ve gerçek yoğunluğu saf su olduğu varsayımıyla hesaplanandan farklı olabilir. Aradaki fark 0,05%'i geçmemesine rağmen özgül hidrolik enerjinin basınç ölçümü yoluyla hesaplanmadığı durumlarda bu kriter dikkate alınmalıdır[11]. İlgili test düzeneği için bu durum göz önünde bulundurulmamıştır. Su yoğunluğu hesabında Denklem (3.1) kullanılmaktadır.

$$\rho = 1000 * [(1 - A * p) + (8 * 10^{-6} * (\theta - B + C * p)^2) - 6 * 10^{-8} * (\theta - B + C * p)^3] \quad (3.1)$$

$$A = 4.6699 * 10^{-10}, B = 4.0, C = 2.1318913 * 10^{-7}, p = P_{mutlak}(Pa),$$

$$\theta = Sıcaklık (^{\circ}C)$$

3.1.2 Kinematik viskozite

Suyun kinematik viskozitesi sıcaklığına (θ) ve mutlak basıncına (P_{mutlak}) bağlıdır. Ancak pratiklik açısından hidrolik sistemlerde Denklem (3.2) ile hesaplanabilir. Basıncın kinematik viskoziteye etkisi çok düşük olduğu için ihmal edilebilir[11].

$$\nu = e^{\left(-16.921 + \frac{396.13}{107.41 + \theta}\right)} \quad (3.2)$$

3.1.3 Buhar basıncı

Buhar basıncı (P_{buhar}) sıcaklık 0 °C ile 40 °C aralığındayken Denklem (3.3) ile hesaplanabilir. Hata ± 7 Pa değerinden daha azdır[11].

$$P_{buhar} = 10^{(2.7862 + 0.0312\theta - 0.000104\theta^2)} \quad (3.3)$$

Buhar basıncı değerinin hidrolik makinelerin ciddi şekilde zarar görmesine sebep olan kavitasyon fenomeninden dolayı bilinmesi gerekmektedir. Sistem içerisinde herhangi bir yerdeki basınç buhar basıncının altına düşerse suyun kaynama noktası da düşer ve soğuk kaynama denilen olay meydana gelerek suda kabarcıklar oluşur. Bu kabarcıklar yüksek basıncın olduğu bölgelere hareket ederek patlar ve kabarcık merkezinde oluşan mikro jetler ve şok dalgaları çok yüksek basınç alanı oluşturur. Çok sayıda kabarcığın çark kanadı yüzeyine yakın yerlerde sürekli biçimde oluşturduğu bu yüksek basınç zamanla kanadın aşınmasına ve parçalanmasına yol açar. Kavitasyon genellikle kaçınılmaz bir olaydır ama en azından türbin işletim aralığında etkileri minimize edilebilir. Performans testleri sonucunda türbinlerin karakteristiklerini ortaya koyabilmek için testlerin kavitasyon etkilerini içermemesi gerekmektedir. Bu amaçla sistem basıncının buhar basıncının üzerinde tutulması ve takip edilmesi gerekmektedir.

3.1.4 Yer çekimi ivmesi

Yer çekimi ivmesi ilgili konumun bulunduğu enlem derecesine ve denizden yüksekliğe göre değişmektedir[11]. Hesaplamaların daha hassas yapılabilmesi adına yer çekimi ivmesinin uluslararası standart değeri kullanılmayarak TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi'nin bulunduğu konumun enlem derecesi ve denizden yüksekliğine göre hesaplanarak denklemlerde bu değer kullanılmıştır.

$$g = 9,7803 * (1 + 0,0053 \sin^2 \varphi) - 3 * 10^{-6} * z \quad (3.4)$$

Denklem (3.4)'teki φ enlemin derece cinsinden, z ise denizden yüksekliğin metre cinsinden ifadesidir.

3.1.5 Ortam Basıncı

Test merkezinin bulunduğu konumdaki atmosfer basıncını ifade etmektedir. Denklem (3.5)'teki z denizden yüksekliği ifade etmektedir. Hata ± 15 Pa değerinden daha azdır[11].

$$P_{ortam} = 101325(1 - 2.2558 * 10^{-5} * z)^{5.225} \quad (3.5)$$

3.2 Model Türbin Hesaplamaları

Model türbin için gerekli hesaplamalar özgül hidrolik enerji, hidrolik güç, mekanik güç ve hidrolik verimden oluşmaktadır. Bölüm 1'de detaylıca bahsedilerek formülleri verildiği için burada tekrar verilmeyecektir. Sadece bağıl ölçeklenebilir kayıp değerinden bahsedilecektir.

3.2.1 Bağıl Ölçeklenebilir Kayıp Değeri

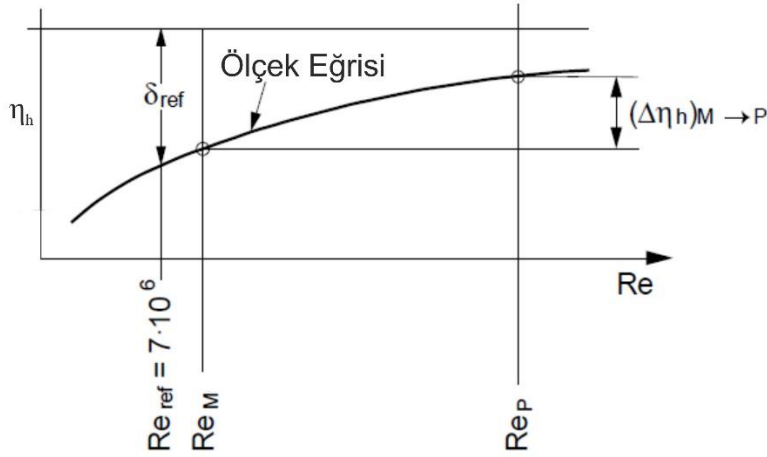
Bağıl ölçeklenebilir kayıp değerinin hesaplanması daha önce bahsedilen model ile prototip arasındaki sürtünmeden kaynaklı verim farkının tolere edilmesi amacıyla uygulanan ilk adımdır. Burada dikkat edilmesi gereken nokta standart tarafından ölçek etkisinin sadece hidrolik verim üzerinde yarattığı durumun incelenmesi, özgül enerji, debi ve yüzey pürüzlülüğü üzerindeki etkisinin ise literatürde ilgili birçok çalışma yapılmış olmasına rağmen kabul edilmiş herhangi bir formülasyon olmamasından dolayı göz ardı edilmesidir. Denklem (3.6)'da görüldüğü gibi optimum noktadaki Reynolds sayısına ve hidrolik verime bağlı olarak tanımlanan kayıp değeri model türbin çalışma aralığı boyunca sabit bir değerdir. Performans testleri tamamlandıktan sonra optimum noktadaki ilgili veriler belirlenerek bağıl ölçeklenebilir kayıp değeri hesaplanır.

$$\delta_{ref} = \frac{1 - \eta_{optM}}{\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{optM}}\right)^{0.16} + \frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}}} \quad (3.6)$$

$$Re_{ref} = 7 * 10^6, V_{ref} = 0.7$$

Denklem (3.6)'daki Re_{ref} standart tarafından belirlenen referans Reynolds sayısını, V_{ref} ise reaksiyon tipi hidrolik makineler için kullanılan ve referans Reynolds

sayısındaki bağıl ölçeklenebilir kayıp katsayısının optimum noktadaki toplam kayba $(1 - \eta_{optM})$ oranını ifade eden kayıp dağılım katsayısını göstermektedir[11]. Şekil 3.1 model veriminden prototip verimine geçişte kullanılan değerleri eğri üzerinde göstermektedir.



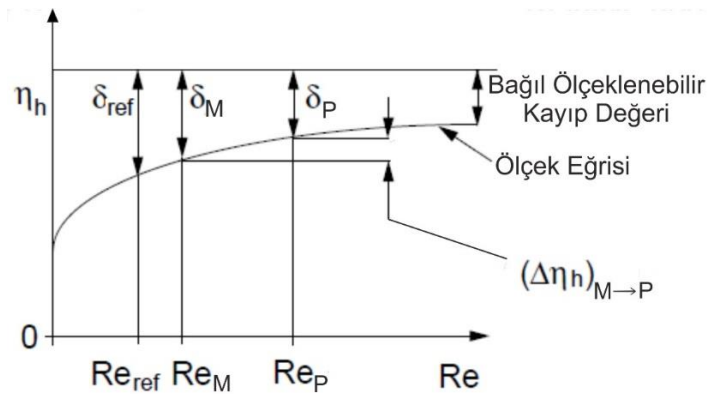
Şekil 3.1: Ölçeklendirilmiş verim eğrisi[11].

3.3 Prototip Türbin Hesaplamaları

Çizelge 3.2’de verilen prototip türbin parametrelerine ek olarak performans testinden sonra model türbin verileri kullanılarak hesaplanması gereken diğer değerler aşağıda verilmiştir.

3.3.1 Prototip hidrolik verimi

Model ve prototip arasında hidrolik benzerliğe sahip herhangi iki işletim noktası ele alınsın. Bu noktadaki bağıl ölçeklenebilir kayıp değerleri Şekil 3.2’deki gibi gösterilebilir.



Şekil 3.2: Model ve prototip arasındaki verim düzeltmesi[11].

Model ve prototip Reynolds sayılarıyla bağıl ölçeklenebilir kayıp katsayılarının referans noktasıyla ilişkisi aşağıdaki gibi yazılabilir. Ölçek eğrisindeki üs derecesi hidrolik olarak benzer türbinlerin farklı Reynolds sayılarında testlerinin gerçekleştirilmesi yoluyla belirlenmiştir[11].

$$\frac{\delta_M}{\delta_{ref}} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re_M} \right)^{0.16} \quad (3.7)$$

$$\frac{\delta_P}{\delta_{ref}} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P} \right)^{0.16} \quad (3.8)$$

$$(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P} = \delta_M - \delta_P \quad (3.9)$$

$$(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_M} \right)^{0.16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P} \right)^{0.16} \right] \quad (3.10)$$

Denklem (3.10)'daki verim farkı bulunduğundan sonra bu değer aşağıdaki gibi model türbin hidrolik verimine eklenerek o noktadaki prototip hidrolik verimi bulunur.

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + (\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P} \quad (3.11)$$

Burada dikkat edilmesi gereken nokta performans testleri esnasında türbin dönme hızının değişip değişmediğidir. Eğer testler dönme hızı sabit tutularak gerçekleştirilecekse model Reynolds sayısı değişmeyeceği için verim düzeltmesi bir kere yapılır ve bu değer bütün noktalara uygulanır. Kolaylık olması açısından bu test yöntemi tavsiye edilmektedir. Ancak test düzeneği kısıtlarından dolayı devir sayısının sabit tutulması yoluyla model türbin çalışma aralığı taranamıyorsa bu durumda pompa devri belirli ayar kanadı açısında sabit tutularak sağlanan düşü değiştirilmeden türbin dönme hızı değiştirilerek tarama yapılabilir. Bu durumda da her noktanın Reynolds sayısı birbirinden farklı olacağı için bütün noktalara verim düzeltmesi uygulanmalıdır[11]. Tez kapsamında bahsedilen ikinci yöntem tercih edilerek deneyler yapılmıştır. Ancak Denklem (3.6)'da görüldüğü gibi her iki test yönteminde de bağıl ölçeklenebilir kayıp değeri sabittir ve bir kez hesaplanarak verim düzeltmesinde kullanılır.

3.3.2 Prototip mekanik gücü

Denklem (1.43)'ün hidrolik verim değerleri de dikkate alınarak aşağıdaki gibi düzenlenmesiyle prototip mekanik gücü bulunabilir.

$$P_{mP} = P_{mM} \left(\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} \right) \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \left(\frac{\rho_P}{\rho_M} \right) \quad (3.12)$$

3.3.3 Düzeltilmiş Güç Katsayısı ve Güç Faktörü

Denklem (3.10) ve (3.11) yoluyla prototip verimi bulunduktan sonra buna göre güç katsayısı P_{nD} ve güç faktörü P_{ED} 'nin güncellenmesi gerekmektedir[11].

$$P_{nD}^* = P_{nD} \left(\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} \right) \quad (3.13)$$

$$P_{ED}^* = P_{ED} \left(\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} \right) \quad (3.14)$$

3.4 Boyutsuz Parametreler

Bölüm 1'de çıkarımı yapılan boyutsuz katsayılar ve faktörler test sonrası hesaplanması gereken temel parametrelerdir. Ancak standart kapsamında aynı isimle farklı şekillerde sunulan değerlerin de hesaplanması gerekli görülmektedir. Parametrelerin birimleri H (m), D (m), E (J/kg), n (s⁻¹), ρ (kg/m³), T (Nm), P (W), Q (m³/s) alınarak formüllerde kullanılmalıdır. Tezin bu başlığında 'IEC 60193 Ek A' içeriğinde verilen boyutsuz değerler tablolar halinde verilecektir[11].

Çizelge 3.4: 'IEC 60193 Ek A Tanımlamalar I'.

İsim	Sembol	Denklem
Debi Faktörü	Q_{11}	$\frac{Q_M}{D_M^2 \sqrt{H_M}} = Q_{ED} \sqrt{g_M}$
Hız Faktörü	n_{11}	$\frac{n_M D_M}{\sqrt{H_M}} = n_{ED} \sqrt{g_M}$
Tork Faktörü	T_{11}	$\frac{T_{mM}}{D_M^3 H_M} = T_{ED} \rho_M g_M$
Güç Faktörü	P_{11}	$\frac{P_{mM}}{D_M^2 H_M^{1.5}} = P_{ED} \rho_M g_M^{1.5}$

Çizelge 3.5: 'IEC 60193 Ek A Tanımlamalar II'.

İsim	Sembol	Denklem
Debi Faktörü	K_{cm}	$\frac{Q_M}{\pi \left(\frac{D_M}{2}\right)^2 \sqrt{2E_M}}$
Hız Faktörü	K_u	$\frac{\omega \frac{D_M}{2}}{\sqrt{2E_M}}$
Tork Faktörü	K_T	$\frac{T_{mM}}{\rho_M \pi \left(\frac{D_M}{2}\right)^3 E_M}$
Güç Faktörü	K_P	$\frac{2P_{mM}}{\rho_M \pi \left(\frac{D_M}{2}\right)^2 (2E_M)^{1.5}}$
Enerji Katsayısı	ψ	$\frac{2E_M}{\omega^2 \left(\frac{D_M}{2}\right)^2}$
Debi Katsayısı	φ	$\frac{Q_M}{\pi \omega \left(\frac{D_M}{2}\right)^3}$
Tork Katsayısı	τ	$\frac{2T_{mM}}{\rho_M \pi \omega^2 \left(\frac{D_M}{2}\right)^5}$
Güç Katsayısı	λ	$\frac{2P_{mM}}{\rho_M \pi \omega^3 \left(\frac{D_M}{2}\right)^5}$

3.5 Belirsizlik Analizi

Deneyle sırasında çeşitli sebeplerden dolayı meydana gelebilecek hatalar ölçülen değerlerin doğruluğunu etkilemektedir. Ölçüm hatası, bir parametrenin gerçek değeri ile ölçülen değeri arasındaki fark olarak tanımlanmaktadır.

Gerçekleştirilen testler sonucu elde edilen parametrelerde sistematik ve rastgele hata olmak üzere iki tür hata ortaya çıkmaktadır. Sistematik hatalar ölçüm ekipmanının,

deney düzeneği kurulumunun ve çalışma koşullarının özelliklerinden kaynaklandığı için tekrarlı ölçümlerle azaltılması mümkün değildir. Bu tür hatalar ölçülen nicelikte sürekli olarak ortaya çıkan sabit ve tahmin edilebilir hata tipidir. Ancak rastgele hatalar ölçümlerdeki kontrol edilemeyen değişikliklerden kaynaklandığı için tekrarlı ölçümler sayesinde azaltılabilmektedir. Ölçülen bir miktarın gerçek değerinin, yüksek bir olasılıkla içinde yer alması beklenebilecek aralık ölçümdeki belirsizlik olarak adlandırılmaktadır. Standartta bu olasılık 95% olarak belirlenmiştir ve taraflar arasındaki anlaşma gereği başka bir güven aralığı belirtilmemişse deneysel ölçümlerin bu güven aralığı içinde olması tavsiye edilmektedir.

Ölçümlerdeki belirsizlik değerleri için e_y mutlak belirsizliği, f_y bağıl belirsizlik değerini, Y ise ölçümü yapılan miktarı ifade etmektedir[11]. Buna göre bağıl belirsizlik değeri aşağıdaki formüle göre hesaplanmaktadır.

$$f_y = \frac{e_y}{Y} \quad (3.15)$$

Çizelge 3.6: 'IEC 60193 Ek A Tanımlamalar III'.

İsim	Sembol	Denklem
Hız Faktörü	ω_{ED}	$\frac{\omega D_M}{\sqrt{E_M}}$
Enerji Katsayısı	$E_{\omega D}$	$\frac{E_M}{\omega^2 D_M^2}$
Debi Katsayısı	$Q_{\omega D}$	$\frac{Q_M}{\omega D_M^3}$
Tork Katsayısı	$T_{\omega D}$	$\frac{T_{mM}}{\rho_M \omega^2 D_M^5}$
Güç Katsayısı	$P_{\omega D}$	$\frac{P_{mM}}{\rho_M \omega^3 D_M^5}$

3.5.1 Rastgele hatalar

Rastgele hatalar, bir ölçüm sisteminin aynı okuma değerini vermesini (ölçüm sisteminin tekrarlanabilirliğini) engelleyen birçok bağımsız etkilerden kaynaklanır. Bu tür hatalar yapılan ölçüm sayısından ve çalışma koşullarından etkilenirler. Belirli bir çalışma koşulunda yapılan ölçümlerin tekrarlanması, istatistiksel yöntemlerle oluşturulan rastgele hatalarla ilgili belirsizliğin elde edilmesine olanak sağlar. Örneklem sayısı küçük olduğunda standart sapma artacağı için Student-t değeri kullanılarak istatistiksel sonuçların düzeltilmesi gerekmektedir. Optimum çalışma noktasına yakın birkaç nokta için en az 5 tekrarlı ölçümle rastgele belirsizliğin hesaplanması önerilmektedir[11]. Performans testleri kapsamında rastgele belirsizlikler 60 tekrarlı ölçümle her çalışma noktasında net düşü, debi, tork ve dönme hızı için ayrı ayrı hesaplanmış ve bu belirsizliklerin karelerinin toplamının karekökü alınarak hidrolik verimdeki toplam rastgele belirsizlik elde edilmiştir.

$$s_Y = \sqrt{\frac{\sum_{r=1}^n (Y_r - \bar{Y})^2}{n - 1}} \quad (3.16)$$

s_Y = Standart sapma

Y_r = Ölçüm değeri

\bar{Y} = Ölçüm değerlerinin aritmetik ortalaması

n = Ölçüm sayısı

Herhangi bir parametrenin ölçümlerindeki standart sapma Denklem (3.16)'daki gibi belirlendikten sonra ölçümün gerçek değerinin 95% olasılıkla içinde yer aldığı alt ve üst hata limitlerinin bulunması gerekmektedir. Bu amaçla Student-t değeri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$t = 1.96 + \frac{2.36}{v} + \frac{3.2}{v^2} + \frac{5.2}{v^{3.84}} \quad (3.17)$$

$$v = n - 1 = \text{Serbestlik derecesi} \quad (3.18)$$

$$e_Y = \pm \frac{t * s_Y}{\sqrt{n}} \quad (3.19)$$

$$(f_Y)_{r95} = \pm \frac{e_Y}{\bar{Y}} \quad (3.20)$$

$$(f_{\eta h})_r = \sqrt{(f_Q)_r^2 + (f_H)_r^2 + (f_T)_r^2 + (f_n)_r^2} \quad (3.21)$$

3.5.2 Sistematik hatalar

Sistematik hatalar belirli, sabit ve öngörülebilir hatalardır. Ekipman ve ölçüm koşullarının değişmeden kalması durumunda, tekrarlı ölçüm yaparak bu belirsizlik türünün değeri azaltılamaz ve deneysel olarak değerlendirilemez. Bu sebeplerden dolayı ilk önce hidrolik verim hesabında kullanılan debi, net düşü, tork ve dönme hızı parametrelerinin ölçülmesinde kullanılan sensörlerin her birinin belirsizliğinin belirlenmesi gerekmektedir. Debimetre, yük hücresi ve motor sürücüsünün sistematik belirsizliği ilgili sensör kataloglarından alınarak belirlenmiştir. Daha sonra bu sistematik belirsizliklerin karelerinin toplamının karekökü alınarak hidrolik verimdeki toplam sistematik belirsizlik elde edilmiştir.

$$(f_{\eta h})_s = \sqrt{(f_Q)_s^2 + (f_H)_s^2 + (f_T)_s^2 + (f_n)_s^2} \quad (3.22)$$

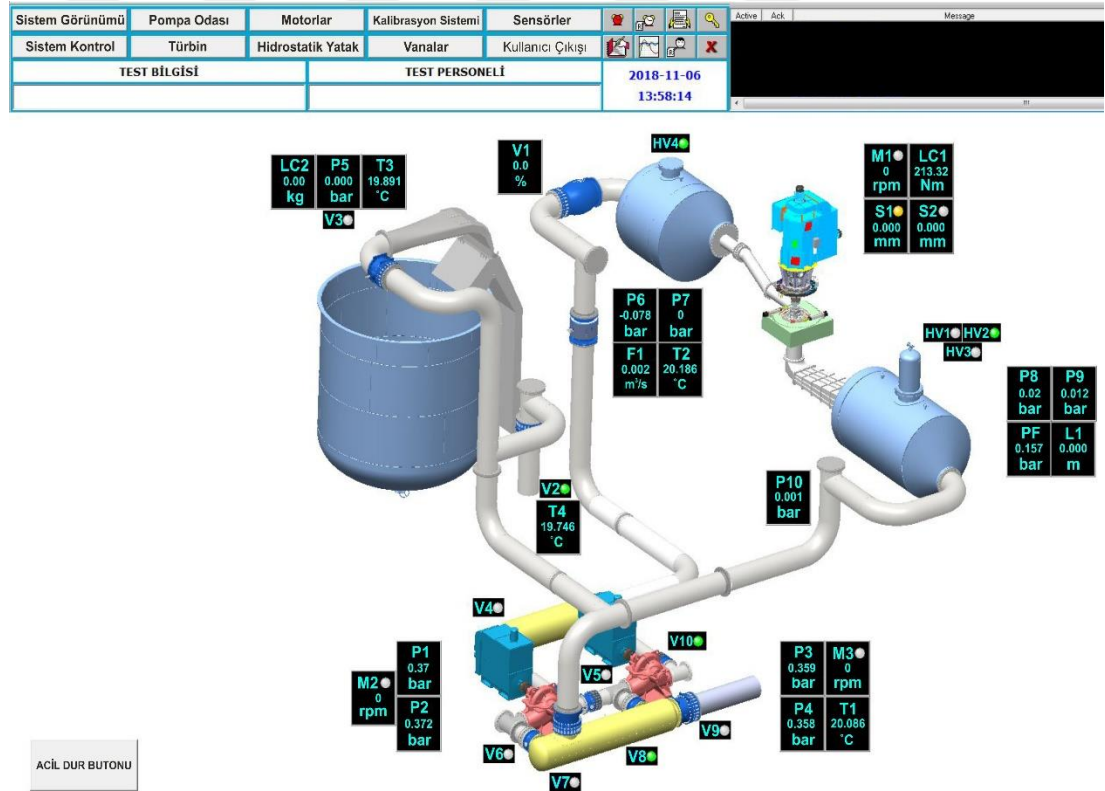
Türbin giriş ve çıkışındaki basınç sensörlerinin sistematik belirsizliğini net düşü için gerçekleştirilen belirsizlik analizinde direkt olarak kullanmak doğru olmamaktadır. Denklem (1.2)'de görüldüğü gibi net düşüyü bulmak için türbin giriş ve çıkış basınçları ve hızları, yoğunluk ve yer çekimi ivmesi de kullanılmaktadır. Bu niceliklerin ölçümündeki belirsizlikler model türbin düşüsündeki sistematik belirsizliğe eşittir ve Denklem (3.23)'teki gibi hesaplanmaktadır.

$$(f_H)_s = \frac{\sqrt{((e_{P_1}/\rho g)^2 + (e_{P_2}/\rho g)^2 + (e_{V_1^2}/2g)^2 + (e_{V_2^2}/2g)^2)}}{\frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g}} \quad (3.23)$$

4. MODEL TÜRBİN PERFORMANS DENEYİ UYGULANIŞI

4.1 Test Başlangıç Prosedürü

Test merkezinde gerçekleştirilen performans testleri Şekil 4.1’de genel görünümü verilen SCADA ekranı kullanılarak uygulanmıştır. Testlerin kontrol merkezinde en az iki operatör eşliğinde iki farklı bilgisayara yüklenen arayüzden anlık takip edilerek ve test katında en az bir teknisyenin gerçek durum kontrolü yaparak gerçekleştirilmesi tavsiye edilmektedir. Bu durum herhangi bir arızanın anında fark edilerek gerekli önlemlerin alınmasına imkân tanımaktadır.



Şekil 4.1: Test düzeneği genel görünümü.

Şekil 4.1’de yer alan tüm sensörlerin görevleri aşağıda verilmiştir.

F1: Sistem içerisindeki debiyi ölçen elektromanyetik debimetreyi ifade etmektedir.

P1: Pompa 2 giriş basıncını ölçen sensördür.

P2: Pompa 2 çıkış basıncını verir.

P3: Pompa 3 giriş basıncını ölçer.

P4: Pompa 3 çıkış basıncını gösterir.

P5: Kalibrasyon çevriminde nozul girişindeki su basıncını ölçmektedir.

P6: İğne vana (V1) girişindeki basıncı verir.

P7: İğne vana çıkışındaki basıncı ölçer.

P8: Türbin girişindeki basıncı ölçmektedir.

P9: Emme borusu çıkışındaki basıncı vermektedir.

PF: P8 ve P9 sensörleri arasındaki fark basıncın ikinci kez kontrolü amacıyla düzeneğe yerleştirilmiş basınç sensörüdür. Direkt olarak giriş-çıkış basıncını vermektedir.

P10: Alçak düşü tankı çıkışındaki basıncı ölçmektedir.

T1: Rezervuarda tutulan suyun sıcaklığını göstermektedir.

T2: Debimetre çıkışındaki suyun sıcaklığını ölçmektedir. Hidrolik güç ve verimin hesaplanmasında kullanılan su yoğunluğunun bulunmasında (Denklem (3.1)) çarka en yakın konumda olmasından dolayı T2 sıcaklığı referans alınmıştır.

T3: Nozul girişindeki suyun sıcaklığını ölçmektedir. Debimetre kalibrasyonunda kütleli debiden hacimsel debiye geçişte T3 sıcaklığı referans alınarak yoğunluk hesaplanmıştır.

T4: Test düzeneğini dolaşarak rezervuara dönen suyun rezervuar girişindeki sıcaklığıdır. T1 ve T4 arasındaki sıcaklık farkının 5 °C'yi aşıp aşmadığının kontrolü amacıyla buraya yerleştirilmiştir.

L1: Seviyeölçer'i ifade etmektedir. Vakum pompasının bağlı olduğu alçak düşü tankı üzerindeki haznenin içerdiği su seviyesini göstermektedir. Çark kotunun üzerindeki yüksekliği ölçtüğü için negatif emme yüksekliğine karşılık gelmektedir. Sahadaki türbinin kurulum seviyesini simüle etmektedir.

LC1: Generatöre iletilen torku ölçen yük hücresini göstermektedir. Yük hücresi kalibrasyonu sırasında elde edilen, asılan ağırlığa karşılık gelen akım değerleri Şekil 2.13'e işlenirken kolaylık olması açısından ağırlık değerleri tek tek yer çekimi ivmesiyle çarpılmamıştır. Bundan dolayı sensör çıktısı kg birimindedir. Tork kolu iç çap mikrometresiyle hassas bir şekilde ölçülmüş ve 1 m olarak belirlenmiştir. Genel görünümde direkt olarak tork değerini okumak amacıyla SCADA sistemine LC1'den

gelen değerin Denklem (3.4)'e göre hesaplanan yer çekimi ivmesiyle çarpılarak gösterilmesi istenmiştir. Bu yüzden buradaki LC1 değeri Nm birimindedir.

LC2: Kalibrasyon çevriminde ağrılık tankında biriktirilen suyun ağrılığını ölçmektedir.

M1: Generatör olarak da çalıştırılabilen frekans kontrollü motorun dakikadaki devir sayısını ölçmektedir.

M2: Pompa 2 motorunun dakikadaki devir sayısını göstermektedir.

M3: Pompa 3 motorunun dakikadaki devir sayısını ölçmektedir.

S1 ve S2: Resim 2.20'de verilen pistonların ayar kanadını döndürmesi için gereken strok uzunluğunu ifade etmektedir. Çizelge 2.4'e bakılarak istenen ayar kanadı açısı değerine göre gerekli strok uzunluğu sisteme girilir.

HV1: Vakum pompası hattıyla alçak düşü tankı üzerindeki haznenin bağlantısını sağlayan vanadır. Kapalı çevrimde kontrol merkezinden açık konuma ayarlandıktan sonra vakum pompası çalıştırılarak kuyruk suyu basıncı istenen seviyeye getirilir. Daha sonra HV1 kapatılarak vakum pompası durdurulur ve kavitasyon testleri gerçekleştirilir. Performans testlerinde kullanılmayarak kapalı tutulmuştur.

HV2: Alçak düşü tankı içindeki havanın tahliye edilmesini sağlayan vanadır.

HV3: Vakum pompası çalıştırılmadan önce kolektöründe biriken suyun tahliye edilmesini sağlayan vanadır.

HV4: Yüksek düşü tankı içindeki havanın boşaltılmasını sağlayan vanadır.

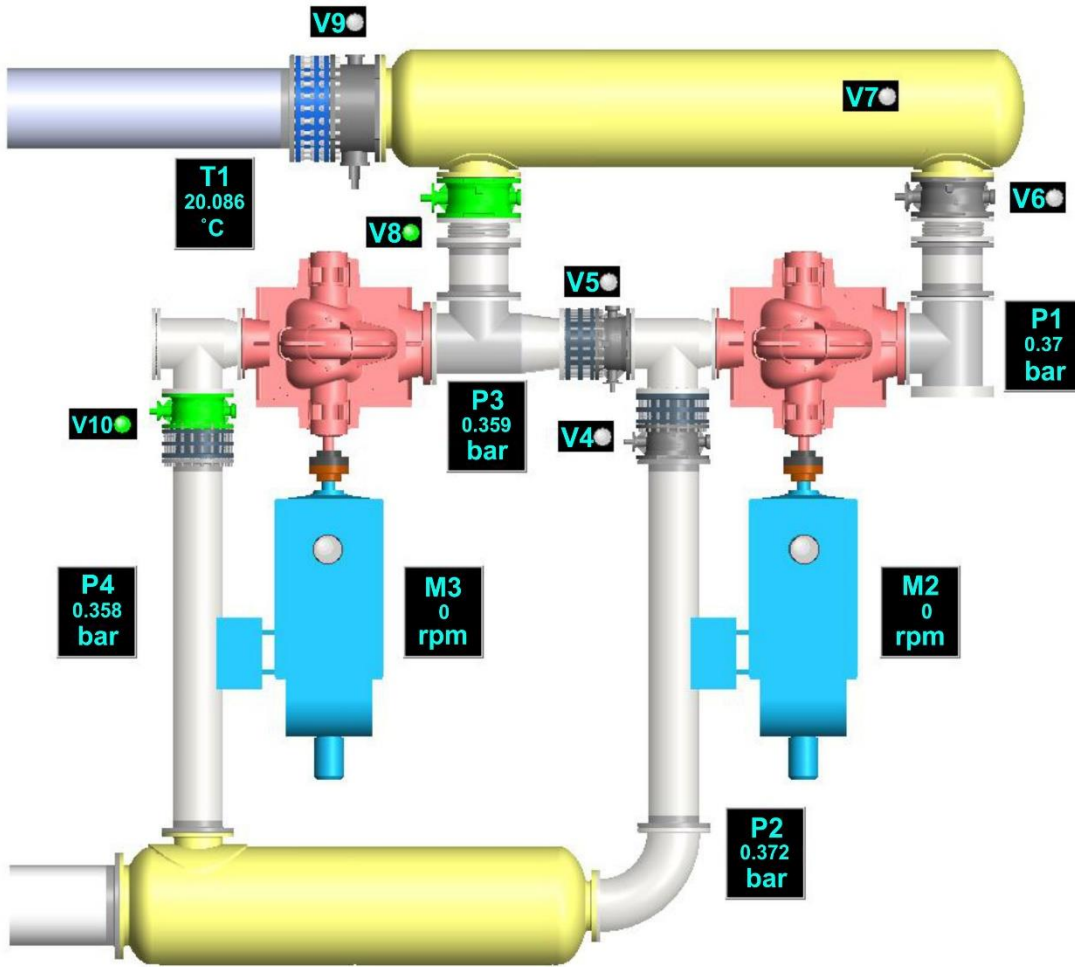
Performans testi başlangıç prosedürü aşağıdaki şekilde uygulanmaktadır.

1. Performans testleri açık çevrimde uygulanmaktadır. Teste başlamadan önce düzenekte bulunan tüm sensörler Bölüm 2'de anlatıldığı şekliyle kalibre edilmelidir. Arızalı olanlar ayıklanmalı ve deneyde kullanılmayarak yerine yenileri takılmalıdır. Debimetrenin kalibre edilmesi için düzeneğin kalibrasyon çevriminde çalıştırılması gerekmektedir. Bu işlem Bölüm 2'de anlatıldığı gibi uygulanarak sistem performans testi için hazır hale getirilmelidir.

2. İlk olarak testlerin hangi pompa konfigürasyonu ile gerçekleştirileceğine karar verilmelidir. Bunu sağlamak için sayısal analizlerde kullanılan prototip türbin çalışma aralığından yola çıkılarak benzerlik denklemleriyle model türbin çalışma aralığı

oluşturulmuştur. Analizler 60 farklı işletim noktasında yapıldığından performans testi kapsamında da aynı noktalar taranmalıdır[46]. İlgili noktalardaki debi ve düşü değerleri üretici firma tarafından sağlanan pompa performans grafiklerinden tek tek kontrol edilerek pompaların test boyunca konfigürasyonlarını değiştirmeden tek seferde bütün noktaları tarayacak çalışma şekli araştırılmıştır. Paralel halde bütün noktaların taranamadığı fakat seri veya tekli durumda noktaların taranabildiği fark edilmiştir. Bu amaçla sadece Pompa 3 kullanılarak testlerin gerçekleştirilmesine karar verilmiştir.

3. Şekil 4.2’de görülen pompa odasında Pompa 3 ile çalışabilmek için sırayla V9, V8, V10 ve açık çevrim dönüş vanası V2’nin açılması gerekmektedir. Vanaların tam olarak açılması beklenmeden pompa çalıştırılmamalıdır. Vanalar sekmesinden veya Şekil 4.1’deki genel görünümünden de vanalar açılabilir. Bu durum operatörün sistemi nasıl rahat kullanmak isteyeceğine göre değişebilir.



Şekil 4.2: Pompa odası genel görünümü.

4. İğne vana (V1) konumunun 0% açıklık pozisyonunda olduğunun doğrulanması gerekmektedir. İğne vana kelebek vanalardan farklı olarak sürekli bir biçimde akış debisinin kontrol edilmesine imkân sağlamaktadır. Ancak testler boyunca iğne vanadan debi ayarı yapılmamıştır.

5. S1 ve S2 strok değerlerinin 0 mm olduğu doğrulanmalıdır. Teste başlamadan önce ayar kanatlarının kapalı konumda olması ve küçük açı değerlerinden büyüğe doğru gidilerek türbin çalışma aralığının taranması tavsiye edilmektedir.

6. HV4 ve HV2 vanalarının açık olduğu kontrol edilmelidir. Sisteme yükleme yapılmaya başlandıktan sonra yüksek ve alçak düşü tankındaki havalar bu vanalar aracılığıyla tahliye edilecektir.

7. V1, V2 ve V3 olarak isimlendirilerek generatör gövdesine montelenmiş x, y ve z eksenlerinde ölçüm yapan, generatörün titreşim ivmesiyle orantılı çıktı veren üç adet titreşim sensörünün verileri sistem çalışmadan önce türbin sayfasından okunarak kaydedilmelidir. Bu sayede generatörün ciddi titreşimler gösterdiği rezonans bölgeleri belirlenerek sistem güvenliği açısından bu yükleme aralığının hızlı geçilmesi gerekmektedir. Yapılan ön testlerde 400-500 rpm arasında generatör titreşiminin arttığı tespit edilmiş ve testler boyunca bu aralıkta çalıştırılmamıştır.

8. Şekil 4.3'te verilen sistem kontrol ünitesinden motorların ve elektrik panosunun açılıp kapatılması sağlanmaktadır. Bu aşamada DC Pano enerjilendirilerek sisteme uzaktan kontrol için elektrik verilir.

9. Kompresör ve soğutma ünitesinin test katında bulunan teknisyen tarafından çalıştırılması gerekmektedir. Düzenekte iki adet kompresör bulunmaktadır. Biri hava vanalarının hareketini sağlamak ve hidrostatik yatakta bulunan yağın sızdırmazlığını sağlayan havalı contalara gerekli basınçlı havayı göndermek amacıyla alçak düşü tankı tarafında diğeri de akış ayırıştırıcıdaki yönlendirici plakanın hareketini sağlayan pnömatik pistonlara hava göndermek amacıyla ağırlık tankı tarafındadır.

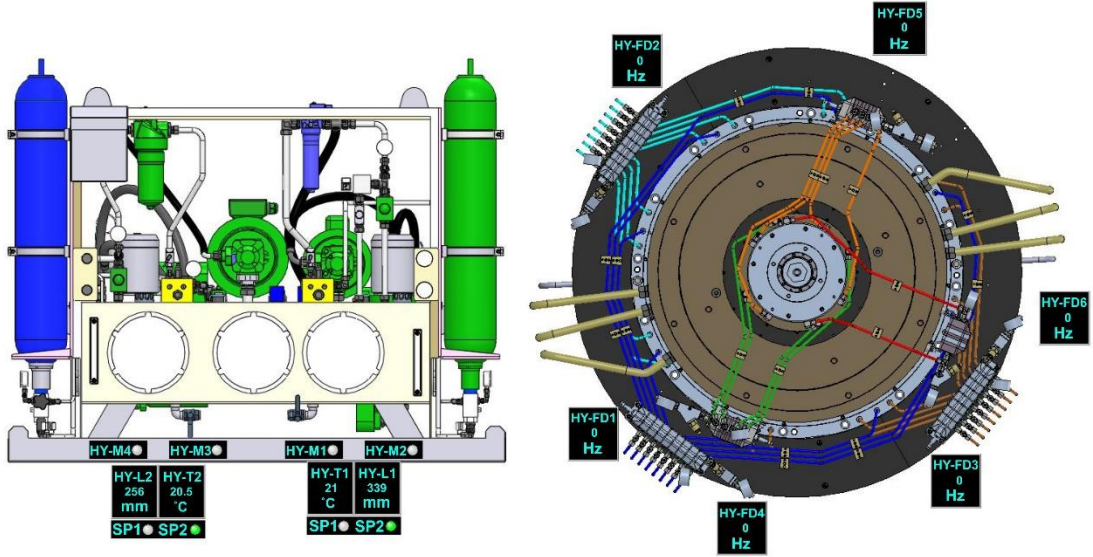
Kalibrasyon çevriminde ağırlık tankı tarafındaki, açık çevrimde ise alçak düşü tankı tarafındaki açılmalıdır. Soğutma ünitesi ise generatör yataklarında dolanarak ısınan yağın soğutulması maksadıyla hidrolik yağ ünitesinin eşanjörüne su basmaktadır.

10. Şekil 4.4'te görülen hidrostatik yatak çalıştırılmalıdır. Çalıştırma işlemi önce HY-M1 sonra HY-M3 açılarak her iki ünite için de SP1 uyarı ışığının yeşil yanması beklenecek şekilde gerçekleştirilmelidir.



Şekil 4.3: Sistem kontrol ünitesi.

SP1 ilgili ünitelerdeki çalışma yağının istenen basınca geldiğini göstermektedir. Bu basınç değerleri STÜ için 47.5 bar ve DMÜ için ise 79 bar değerindedir[40]. Bu basınç değerlerinde herhangi bir azalma veya artma meydana geldiğinde ise SP2 uyarı ışığı kırmızı yanarak operatörü bilgilendirmektedir. Bu sensör on-off çalışmaktadır ve sadece basınç değerlerinde bir değişim olduğunda devreye girmektedir. Test boyunca bu uyarı ışıklarının takip edilmesi önerilmektedir. Şekil 4.4 Bölüm 2’de bahsedilen hidrostatik yatak (sağda) ve hidrolik yağlama ünitesini (solda) göstermektedir. Hidrostatik yatak çevresindeki kutucuklar hidrolik üniteden basılan yağın ilk olarak girdiği STÜ ve DMÜ akış dağıtıcıları üzerinde bulunan ve yağın hızını Hertz biriminde ölçen sensörleri ifade etmektedir. Akış dağıtıcılardaki yağın hızı tasarımda belirlenmiş kriterleri sağlamak zorundadır. Bu amaçla yatak devreye alınırken ekibimiz tarafından yukarıya yağ basılarak osiloskop yardımıyla akış dağıtıcılardaki yağ hızı ölçülmüştür. Bazı noktalarda tasarım değerinden farklı olduğu gözlemlenen yağ hızı, dağıtıcı üzerinde bulunan mekanizma sayesinde elle ayarlanarak istenilen miktara getirilmiştir.



Şekil 4.4: Hidrostatik yatak kontrol ünitesi.

Zaman içerisinde değişebilen ve bulunduğu zeminin esneme miktarından dahi etkilenebilen yağ hızının belirli aralıklarla kontrol edilerek ihtiyaç halinde ayarlanması gerekmektedir. Hidrolik ünitenin büyük motora sahip sol tarafı DMÜ ve daha küçük motora sahip sağ tarafı ise yatağın STÜ kısımlarını ifade etmektedir. Bu yüzden M1, STÜ'nün yağ motorunu, M2 ise STÜ'den gelen ısınmış yağı hidrolik ünite arkasında bulunan ve yağın soğutma ünitesinden gelen suyla soğutulduğu eşanjöre basan motoru göstermektedir. DMÜ için ise M3 yağ motorunu, M4 ise eşanjöre yağ gönderen motoru ifade etmektedir. M1 ve M3 generatörün yağ üzerinde yzürülmesi için operatör tarafından dışarıdan girilen komutla çalışmaktadır. Ancak M2 ve M4 yağ sıcaklık değerine göre otomatik olarak çalışmaktadır. HY-L1 ve HY-L2 ilgili ünitelerin yağ deposunda kalan yağ yüksekliğini, HY-T1 ve HY-T2 ise yağ sıcaklıklarını ifade etmektedir. Düzeneğin en kritik parçalarından olan generatör güvenlik önlemi olarak hidrostatik yatak çalıştırılmadan devreye girmeyecek şekilde ve generatör çalışırken ise kapatılmayacak şekilde kodlanarak korumaya alınmıştır.

11. Türbin sayfasından S1 ve S2 enerjilendirilerek ayar kanadı aç-kapa testi yapılmalıdır. 5 mm strok verilerek açıldıktan sonra tekrar kapatılarak işlemde bir problem olup olmadığı incelenmelidir.

12. Şekil 4.3'teki sistem kontrolden Pompa 3 için 'Başlat' komutu verilmelidir. Pompa 50 rpm değerine getirilerek P3 ve P4 değerlerine göre dönüş yönü kontrolü yapılmalıdır. P3 değeri giderek artarak P4 değeri azalıyorsa pompa ters yönde dönüyor demektir ve sistem kapatılmalıdır. Dönüş yönü düzeltildikten sonra tekrar devreye

alınmalıdır. Her test öncesi bu kontrolün yapılması tavsiye edilmektedir.

13. Su, pompa 300 rpm değerine gelene kadar kot farkından dolayı debimetreye ulaşamamaktadır. Bu amaçla ellışer rpm arttırılarak pompa devri bu değere getirilmelidir. Ani yüklemelerden kaçınma amaçlı 50 rpm'lik artış uygun görülmüştür.

14. Sistem kontrolden Motor 1 yani generatör çalıştırılmalıdır. Generatör gürültüsünün çalışanlara herhangi bir zarar vermemesi için kontrol odası pencerelerinin tamamen kapalı olması ve test katında bulunanların ise kulaklık takarak önlem almaları gerekmektedir. Generatöre 10 rpm hız verilerek dönüş yönü kontrol edilmelidir. Test düzeneğinde suyun cebri borudan gelerek çarka girdiği yön dikkate alınarak generatörün saat yönünde dönmesi gerekmektedir.

15. Generatör 100 rpm hıza ulaştırılarak pompa ile senkron bir şekilde çalışması sağlanmalıdır.

16. İğne vana 100% açıklığa getirilerek suyun yüksek düşü tankına geçmesi sağlanmalıdır.

17. Çizelge 2.4'e göre ayar kanatlarını istenilen açıya getirebilmek için gereken strok değeri belirlenerek S1 ve S2'ye bu değer girilmelidir. Türbin çalışma aralığı içindeki en küçük ayar kanadı açısından başlanarak artan yönde açı değişimi tavsiye edilmektedir. Bu amaçla Kepez-1 prototip türbini çalışma aralığındaki en küçük ayar kanadı açısı olan 14°'den başlanmıştır.

18. Pompa ile generatör arasındaki devir sayısı farkı 100 rpm'i aşmayacak şekilde sisteme yükleme yapılmalıdır. Bu şekilde pompa 450 generatör ise 350 rpm'e getirildiğinde yüksek düşü tankına su dolmaya ve içerideki hava tahliye olmaya başlayacaktır. Bu noktada yüksek düşü tankındaki hava tamamen atılana kadar beklenilmesi gerekmektedir. İşlemin tamamlanması hava tahliye vanasından gelen sesin kesilmesiyle net bir şekilde anlaşılabilir. Daha sonra HV4 kapatılarak alçak düşü tankındaki hava tahliye işlemine geçilir. Operatör gerek gördüğü durumda işlemi kısaltmak adına pompayı 500, generatörü ise 400 rpm'e alarak da işlemi gerçekleştirebilir.

19. Alçak düşü tankındaki havanın tahliye edilmesi içerisinde tam olarak suyla doldurulmasıyla sağlanır. Bu amaçla V2 vanası kısılarak alçak düşü tankının basınçlandırılması gerekmektedir. Ayrıca dikdörtgen olan emme borusu çıkışının her bir kenarından basınç ölçüm noktası alındığı için ölçümün doğru olabilmesi adına

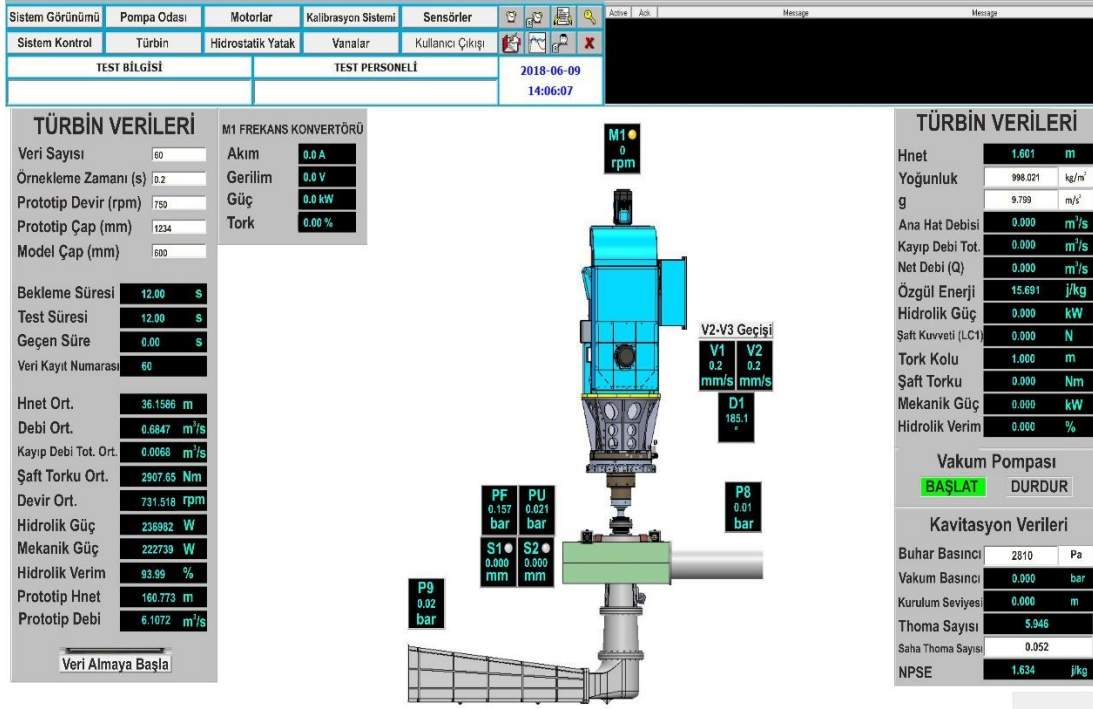
buranın tamamen suyla dolu olması gerekmektedir. Aksi durumda P9 ve PF hatalı ölçüm yapmaktadır. Bu da net düşünün hatalı hesaplanmasına sebep olmaktadır. V2 vanasının kısılması için pompa 650 generatör ise 600 rpm'e getirilebilir. V2'nin üzerinde bulunan zaman sayacından 30'ar saniye süreyle toplamda 110-120 saniye kısılması (Kapat-30 saniye bekle-Dur) tavsiye edilmektedir. Bu işlem operatörün gerek görmesi durumunda bazen 15 saniye olarak da uygulanabilir. Kısmi işlemi boyunca Bölüm 2'de anlatılan sebeplerden dolayı üst kapak basıncı sürekli kontrol edilmelidir. Test katındaki teknisyen belirli aralıklarla basınç sensörlerinin eksi ucunu ve gövdedeki bağlantı vanasını açarak sensör kotuna suyun gelip gelmediğini gözlemlemelidir. Eksi uçtan düzenli (kesikli olmayan) bir şekilde su çıkıyorsa bu suyun emme borusu kotunun üzerine kadar geldiği anlamına gelmektedir. Daha sonra alçak düşü tankının tam olarak dolması için seviyeölçer takip edilir. Burada meydana gelen su yüksekliği alçak düşü tankının tam dolu olduğunu gösterir ve HV2 vanası kapatılır. Testler esnasında P10 basıncı 0,18-0,21 bar aralığında tutulmuştur. Test düzeneği artık türbin çalışma aralığının taranması için hazır duruma getirilmiştir.

4.2 Türbin Çalışma Aralığının Taranması

Türbin çalışma aralığının taranmaya başlanabilmesi için deney düzeneğinin bulunduğu çalışma noktasıyla, HAD analizi gerçekleştirilen 60 çalışma noktasının nispeten birbirine yakın olması veya mümkünse aynı olması ve buradaki değerlerin veri tabanına kaydedilmesi gerekmektedir. Debi ve düşü değerleri arasında küçük farklar bulunan deneysel ve sayısal noktaların verim değerlerinde ciddi sapmalar yaratması mümkün olmadığı için bu değerlerin aynı olması zorunluluğu bulunmamaktadır. Fakat olabildiğince yakın noktadan veri almak daha sağlıklı karşılaştırma yapılabilmesine olanak sağlamaktadır.

Türbin çalışma aralığı aşağıdaki adımlar takip edilerek taranmaktadır.

1. Kepez-1 prototip model türbini çalışma aralığı Bölüm 3'te bahsedildiği gibi pompa devri belirli ayar kanadı açısında sabit tutularak sağlanan düşü değiştirilmeden türbin dönme hızı değiştirilerek taranmıştır. Ayar kanadı açısı 14°'ye getirildikten sonra bu açıda en yüksek düşü ve debi değerindeki HAD sonuçları bilinen noktaya ulaşmak amacıyla pompa ve generatör devirleri ayarlanmıştır. İlgili ayar kanadı açılarında en yüksek düşü değerinden daha düşük türbin düşü değerlerine doğru taranması tavsiye edilmektedir.



Şekil 4.5: SCADA türbin verileri takip arayüzü.

Ayar kanadı açısı sabit tutularak bahsedilen çalışma noktasına en yakın deneysel nokta deneme-yanılma yoluyla bulunmuştur. Burada üzerinde durulması gereken nokta SCADA sistemindeki verilerin anlık olarak değişmesinden dolayı belirli bir pompa-generatör konfigürasyonu ayarlandıktan sonra bu noktada belirli süre beklenerek veri tabanına 60 adet değer kaydedilmesi ve bunların ortalamasıyla deneysel çalışma noktasının oluşturulmasıdır. Anlık olarak değişen SCADA verilerinden göz kararıyla deneysel noktanın verilerine karar verilmesi sağlıklı sonuçların elde edilmesini ciddi biçimde engellemektedir. Ayrıca rastgele belirsizlik böyle bir durumda yüksek çıkacaktır. Sistem belirli bir pompa-generatör ayarına getirildikten sonra Şekil 4.5'te verilen türbin sayfasından anlık veriler ekranının sağ tarafında, ortalama verileri ise veri sayısı ve örnekleme zamanı belirlendikten sonra 'Veri Almaya Başla' kutucuğuna tıkladıktan sonra sol tarafta görülebilmektedir. Buradaki örnekleme zamanı sensörün ölçtüğü herhangi bir parametrenin ne kadarlık bir zaman aralığında alınarak veri tabanına kaydedildiğini belirtmektedir. Örneğin 60 veri için 0,4 saniye örnekleme zamanı seçildiyse bu durumda test süresi 24 saniye olmaktadır. Önce sistemin kararlı hale gelmesini sağlamak amacıyla test süresi kadar bir bekleme süresi oluşturulmuştur. Sonra geçen süre kısmındaki zaman sayacı başlayarak 24 saniye boyunca alınan veriler hafızaya aktarılır. Süre bittikten sonra net düşü, debi, kayıp debi, üst kapak basıncı, tork ve devir sayısı parametrelerinden oluşan 60 verinin tamamı Şekil 4.6'da görülen

veri tabanına kaydedilir. Kayıt esnasında veri sayısı için de bir sayaç oluşturulmuştur. SCADA sistemine benzerlik denklemleri de girilerek veri ortalaması alındıktan sonra prototip türbin net düşü ve debisinin kontrol edilmesi amaçlanmıştır. Bu durum nümerik ve deneysel çalışma noktalarının daha etkili bir şekilde karşılaştırılmasını sağlamaktadır. Gerek görüldüğü takdirde operatör yeni bir pompa-generatör konfigürasyonu ayarlayarak tekrar veri alır ve bulunulan nokta prototip düşü ve debisine bakılarak incelenir.

TARİH_SAAAT	DATA_NO	H_NET	Q_NET	Q_LOSS_NET	UST_PRS	LC1	DEVİR
2018-04-19 13:53:01	1	30.1966	0.34	0.0083	0.7891	1219.69	656.55
2018-04-19 13:53:01	2	30.1878	0.3402	0.0083	0.7891	1226.57	656.55
2018-04-19 13:53:01	3	30.1746	0.3402	0.0083	0.7891	1207.95	656.55
2018-04-19 13:53:01	4	30.1611	0.3401	0.0083	0.7891	1236.08	656.55
2018-04-19 13:53:01	5	30.164	0.34	0.0083	0.7891	1217	656.7
2018-04-19 13:53:01	6	30.2083	0.34	0.0083	0.7891	1245.38	656.85
2018-04-19 13:53:01	7	30.2237	0.3403	0.0083	0.79	1251	656.775
2018-04-19 13:53:01	8	30.2448	0.3407	0.0083	0.79	1224.83	656.775
2018-04-19 13:53:01	9	30.2513	0.341	0.0083	0.79	1232.41	656.775
2018-04-19 13:53:01	10	30.2413	0.3414	0.0083	0.7891	1258.83	656.7
2018-04-19 13:53:01	11	30.2078	0.3417	0.0083	0.7891	1233.64	656.625
2018-04-19 13:53:01	12	30.1651	0.342	0.0083	0.79	1228.5	656.625
2018-04-19 13:53:01	13	30.1415	0.342	0.0083	0.7882	1237.79	656.625
2018-04-19 13:53:01	14	30.1232	0.3417	0.0083	0.7882	1220.91	656.625
2018-04-19 13:53:01	15	30.1145	0.3418	0.0083	0.7882	1225.56	656.625
2018-04-19 13:53:01	16	30.1056	0.3419	0.0083	0.7882	1214.8	656.7
2018-04-19 13:53:01	17	30.1118	0.342	0.0083	0.7882	1228.25	656.775
2018-04-19 13:53:01	18	30.1327	0.3423	0.0083	0.7891	1238.04	656.775
2018-04-19 13:53:01	19	30.148	0.3425	0.0083	0.7882	1228.25	656.775
2018-04-19 13:53:01	20	30.1588	0.3429	0.0083	0.7882	1239.02	656.7
2018-04-19 13:53:01	21	30.1476	0.3432	0.0083	0.7882	1240.24	656.7
2018-04-19 13:53:01	22	30.1198	0.3437	0.0083	0.7882	1240.73	656.7
2018-04-19 13:53:01	23	30.1248	0.344	0.0083	0.7873	1242.44	656.7
2018-04-19 13:53:01	24	30.0895	0.3443	0.0083	0.7873	1217	656.625
2018-04-19 13:53:01	25	30.0987	0.3444	0.0083	0.7873	1237.06	656.625
2018-04-19 13:53:01	26	30.1097	0.345	0.0083	0.7873	1251.25	656.7
2018-04-19 13:53:01	27	30.1204	0.3451	0.0083	0.7864	1229.72	656.775
2018-04-19 13:53:01	28	30.13	0.3444	0.0083	0.7873	1230.21	656.775
2018-04-19 13:53:01	29	30.1369	0.3441	0.0083	0.7855	1234.61	656.775
2018-04-19 13:53:01	30	30.1455	0.3437	0.0083	0.7864	1241.71	656.775
2018-04-19 13:53:01	31	30.1391	0.3436	0.0083	0.7864	1246.36	656.775
2018-04-19 13:53:01	32	30.1508	0.3436	0.0083	0.7864	1228.74	656.775
2018-04-19 13:53:01	33	30.1449	0.3435	0.0083	0.7873	1232.41	656.775
2018-04-19 13:53:01	34	30.1582	0.3434	0.0083	0.7864	1235.84	656.7
2018-04-19 13:53:01	35	30.1476	0.3432	0.0083	0.7864	1227.28	656.7
2018-04-19 13:53:01	36	30.1385	0.3429	0.0083	0.7873	1218.22	656.625
2018-04-19 13:53:01	37	30.129	0.3427	0.0083	0.7864	1217.73	656.625
2018-04-19 13:53:01	38	30.1156	0.3425	0.0083	0.7864	1215.78	656.625
2018-04-19 13:53:01	39	30.1034	0.3424	0.0083	0.7846	1223.12	656.625
2018-04-19 13:53:01	40	30.1076	0.3422	0.0083	0.7846	1240	656.7

Şekil 4.6: Veri tabanı.

2. İlgili ayar kanadının tepe noktasındaki veriler alındıktan sonra daha düşük debi ve düşü değerine sahip çalışma noktasına geçilebilmesi için sistem kontrolden motor 1 devrinin artırılması gerekmektedir. Testler süresince sabit pompa devrinde 10 rpm'lik artışla tek bir ayar kanadının yukarıdan aşağıya taranması uygun görülmüştür. Yeni noktaya ulaşıldıktan sonra veri sayısının ve örnekleme zamanının değiştirilmemesi tavsiye edilmektedir. Tüm testler boyunca her nokta için aynı sayıda ve örnekleme zamanında veri alınması gerekmektedir.

Türbin devrinin artması çarka daha az su girmesine sebep olacağı için debinin bir miktar düşmesine neden olmaktadır. Ancak devir sayısındaki artış model türbin düşüsünü artırmaktadır. Deneyle esnasında türbin devri arttırıldığında prototip düşüsünde meydana gelen azalma Denklem (1.32)'deki benzerlik kuralının yapısından kaynaklanmaktadır. Model düşüsünde meydana gelen artışa kıyasla paydada bulunan devir sayısı karesel olarak artmaktadır ve bu durum hesaplanan prototip türbin düşüsünün azalmasına sebep olmaktadır. Devir sayısının arttırılmasıyla neden model türbin düşüsünün de arttığının anlaşılabilmesi için Denklem (1.12)'nin sirkülasyon terimi kullanılarak irdelenmesi gerekmektedir. Sirkülasyon, mutlak hız vektörünün çevresel bileşeninin çark giriş ve çıkışında yarattığı döngüsel akışın incelenmesi amacıyla tanımlanmış bir terimdir ve aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır[4].

$$\Gamma_1 = 2\pi r_1 V_{Q1} \quad (4.1)$$

$$\Gamma_2 = 2\pi r_2 V_{Q2} \quad (4.2)$$

Denklem (1.12), sirkülasyon denklemleri ve Denklem (1.11) kullanılarak tekrar yazılırsa aşağıdaki formu alır.

$$H = \frac{\omega}{2g\pi\eta_h} (\Gamma_1 - \Gamma_2) \quad (4.3)$$

Denklem (4.3), çark giriş ve çıkışı arasındaki sirkülasyon farkının test esnasında kullanılan devir sayısı aralıklarında önemli değişimler göstermediği dikkate alınarak devir sayısının artmasıyla model türbin düşüsünün artması gerektiğini belirtmektedir.

3. Herhangi bir ayar kanadındaki çalışma noktalarının tüm verileri bu şekilde elde edildikten sonra S1 ve S2'ye yeni ayar kanadı açısına uygun strok verilmelidir.

4. Operatörlerden biri ikinci bilgisayar ekranından PU, P10 ve L1 değerlerini sık sık kontrol ederken diğer operatörün gerekli komutları vererek sistemi kullanması tavsiye edilmektedir. Beklenmeyen bir arıza durumunda 'Acil Dur Butonu' kullanılarak sistem güvenliğinin sağlanması gerekmektedir. 'Acil Dur Butonu' kullanıldığında generatör hızlı bir şekilde 200 rpm'e ve suyun test katına ulaşmaması için pompa 200 rpm'e getirilir. İğne vana ve ayar kanatları tamamen kapatıldıktan sonra ise generatör hızı sıfırlanır. Arıza giderildikten sonra prosedür baştan uygulanmalıdır. Ayar kanatlarının tekrar kullanılabilmesi için enerjisinin kesilerek tekrar enerjilendirilmesi gerekmektedir.

5. İlgili ayar kanadının tepe noktası deneme-yanılma yoluyla bulunarak veri alma işlemine türbinin tüm ayar kanadı açıları taranana kadar devam edilir.
6. Testler tamamlandıktan sonra Şekil 4.6'da verilen veri tabanındaki parametreler 'csv' uzantılı olarak 'Export' edilerek test sonrası işlemlere başlanır.

4.3 Test Sonrası İşlemleri

Performans testi uygulandıktan sonra düzeneği kapatma işlemi aşağıdaki adımlar izlenerek gerçekleştirilmelidir.

1. Kısılmış halde olan V2 vanası tam açılarak suyun rezervuara daha kolay gitmesi sağlanır.
2. HV2 ve HV4 vanaları açılır.
3. Yük artırma durumunda olduğu gibi yük azaltma durumunda da pompa ile generatör arasındaki devir sayısı farkının 100 rpm'i geçmemesi gerekmektedir. Bu şekilde sıfır devir sayısına getirilen pompa ve generatör durdurulur.
4. DC Pano enerjisi kesilir.
5. S1 ve S2 sıfır strok değerine ve iğne vana 0% açıklık değerine getirilir. Ayar kanatları kapanana kadar enerjisinin kesilmemesi gerekmektedir.
6. V9, V8 ve V10 kapatılarak rezervuarla bağlantı kesilir.
7. Sistem içerisinde kalan su çarkın bir miktar daha dönmesine sebep olduğu için generatör şaftının dışarıdan gözle kontrol edilerek hiçbir şekilde dönmediğinden emin olunmalıdır. Bu kontrol sağlandıktan sonra hidrostatik yatağa basılan yağ önce HY-M3 sonra HY-M1 kapatılarak durdurulur.
8. Test katında bulunan kompresör ve soğutma ünitesi elle kapatılarak sistem tamamen devre dışı bırakılmış olur.



5. TEST SONUÇLARI

Performans testlerinin Çizelge 3.1’de verilen standart kapsamındaki limitleri sağladığından emin olunması gerekmektedir. Ayrıca test sonuçlarının optimum (en iyi verim) çalışma noktasında sunulması ve tüm hesaplamaların bu noktadaki verileri içerme zorunluluğu vardır[11]. Bu kapsamda Çizelge 5.1’de optimum noktadaki model türbin ve test koşulları verilmiştir.

Çizelge 5.1: Optimum noktadaki model türbin ve test koşulları.

Tanım	Sembol	Değer
Net Düşü (m)	H_M	30,76
Debi (m ³ /s)	Q_M	0,603
Dönme Hızı (rpm)	n_M	646,851
Testteki Su Sıcaklığı (°C)	θ_M	20
Test Ortamı Sıcaklığı (°C)	θ_{ortam}	21

5.1 Test Şartlarının Fiziksel Özellikleri

5.1.1 Su yoğunluğu

Su yoğunluğu hesaplanırken türbin girişi ve çıkışındaki basınç değişimi de dikkate alınarak ilgili konumlardaki basınç değerlerine göre ayrı ayrı hesaplanarak ortalaması alınmıştır. Bu durum daha doğru bir yoğunluk değeri bulunmasını sağlamaktadır. Türbin girişi ve çıkışı arasındaki sıcaklık değişimi çok küçük olduğu için ihmal edilerek sabit kabul edilmiştir.

$$\theta_M = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_F = 2.94 \text{ bar} = 294000 \text{ Pa}$$

$$P_8 = 3.04 \text{ bar} = 304000 \text{ Pa}$$

$$P_9 = 0.1 \text{ bar} = 10000 \text{ Pa}$$

Türbin girişindeki su yoğunluğu;

$$\rho = 1000 * [(1 - A * P_8) + (8 * 10^{-6} * (\theta_M - B + C * P_8)^2) - 6 * 10^{-8} * (\theta_M - B + C * P_8)^3] = 998.32 \text{ kg/m}^3 \quad (5.1)$$

Türbin çıkışındaki su yoğunluğu;

$$\rho = 1000 * [(1 - A * P_9) + (8 * 10^{-6} * (\theta_M - B + C * P_9)^2) - 6 * 10^{-8} * (\theta_M - B + C * P_9)^3] = 997.94 \text{ kg/m}^3 \quad (5.2)$$

$$\rho_M = \frac{998.32 + 997.94}{2} = 998.13 \text{ kg/m}^3 \quad (5.3)$$

5.1.2 Yer Çekimi İvmesi

TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi'nin bulunduğu konumun enlem derecesi ve denizden yüksekliği aşağıda verilmiştir[47]. Bu verilere göre yer çekimi ivmesi hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} \varphi &= 39.9209881^\circ, z = 859 \text{ m} \\ g &= 9,7803 * (1 + 0,0053 \sin^2 39.9209881) - 3 * 10^{-6} * 859 \\ &= 9.79907 \text{ m/s}^2 \end{aligned} \quad (5.4)$$

Denklem (5.4) kullanılarak özgül hidrolik enerji hesaplanabilir.

$$E_M = g_M H_M = 9.79907 * 30.76 = 301.55 \text{ j/kg} \quad (5.5)$$

Denklem (5.5) test koşullarının minimum özgül enerji limitini de sağladığını göstermektedir. Bölüm 3'te verilen diğer denklemlere göre hesaplanan fiziksel koşullar aşağıda verilmiştir.

Çizelge 5.2: Diğer fiziksel koşullar.

Tanım	Değer
Kinematik Viskozite (m²/s)	1.0036*10 ⁻⁶
Buhar Basıncı (Pa)	2336.68
Ortam Basıncı (Pa)	91477.48

5.2 Model Türbin Hesaplamaları

Bölüm 1 ve 3'te verilen denklemler kullanılarak standardın performans testi kapsamında hesaplanmasını istediği tüm parametreler optimum nokta için aşağıda verilmiştir. Optimum noktada elde edilen model türbin değerlerinin benzerlik denklemleri ve verim düzeltme faktörü yardımıyla prototip türbin verilerine dönüştürülmesi gerekmektedir.

Çizelge 5.3: Model türbin parametreleri.

Parametre	Sembol	Değer
Net Düşü (m)	H_M	30,76
Özgül Hidrolik Enerji (j/kg)	E_M	301,55
Hidrolik Güç (kW)	P_{hM}	181,47
Mekanik Güç (kW)	P_{mM}	171,48
Hidrolik Verim (%)	η_{hM}	94,49
Optimum Reynolds Sayısı	Re_{opt}	12149117,28
Bağlı Ölçeklenebilir Kayıp Değeri	δ_{ref}	0,040992

5.3 Boyutsuz Parametreler

Bölüm 1’de çıkarımı verilen boyutsuz parametrelerin test sonrası değerleri aşağıda verilmiştir.

Çizelge 5.4: Boyutsuz parametrelerin değerleri.

İsim	Sembol	Değer
Debi Faktörü	Q_{ED}	0,096
Hız Faktörü	n_{ED}	0,372
Tork Faktörü	T_{ED}	0,039
Güç Faktörü	P_{ED}	0,091
Enerji Katsayısı	E_{nD}	7,207
Debi Katsayısı	Q_{nD}	0,259
Tork Katsayısı	T_{nD}	0,281
Güç Katsayısı	P_{nD}	1,763
Özgül Hız	n_{QE}	61,6

Yüksek düşü katsayısı türbin boyutlarının nispeten küçük olduğunu yüksek debi katsayısı ise türbinden elde edilen gücün yüksek olduğunu ifade etmektedir. Yüksek düşü ve düşük debilerde çalışmaya uygun yapıda olan Pelton türbinlerinin çapları aynı güçteki Francis türbinlerinden, Francis türbinlerinin ise düşük düşü ve yüksek debide çalıştırılan Kaplan türbinlerinden genellikle daha yüksektir. Türbin devri düşünüldüğünde ise tam tersi sıralama geçerlidir. Yüksek güç çoğunlukla istenen bir parametredir ve büyük çark çapı ve düşük türbin devriyle de sağlanabilir. Ancak çark çapının büyük seçilmesi maliyet kriterleri göz önünde bulundurulduğunda her zaman

mümkün olmamaktadır. Çark çapı küçültüldüğünde ise türbin gücünden fazla kayıp vermemek amacıyla dönüş hızının artırılması gerekmektedir. Tüm bunlar birlikte değerlendirilerek hidrolik mühendisleri optimum tasarımı elde etmeye çalışırlar. Bölüm 3’te verilen boyutsuz değerlerin testler sonrası elde edilen değerleri tablolar halinde aşağıdaki gibidir[11].

Çizelge 5.5: ‘IEC 60193 Ek A Tanımlamalar I’ sonuçları.

İsim	Sembol	Değer
Debi Faktörü	Q_{11}	0,302
Hız Faktörü	n_{11}	69,967
Tork Faktörü	T_{11}	380,9
Güç Faktörü	P_{11}	2790,82

Çizelge 5.6: ‘IEC 60193 Ek A Tanımlamalar II’ sonuçları.

İsim	Sembol	Değer
Debi Faktörü	K_{cm}	0,087
Hız Faktörü	K_u	0,827
Tork Faktörü	K_T	0,0297
Güç Faktörü	K_P	0,082
Enerji Katsayısı	ψ	1,456
Debi Katsayısı	φ	0,105
Tork Katsayısı	τ	0,145
Güç Katsayısı	λ	0,145

Çizelge 5.7: ‘IEC 60193 Ek A Tanımlamalar III’ sonuçları.

İsim	Sembol	Değer
Hız Faktörü	ω_{ED}	2,34
Enerji Katsayısı	$E_{\omega D}$	0,183
Debi Katsayısı	$Q_{\omega D}$	0,041
Tork Katsayısı	$T_{\omega D}$	0,007
Güç Katsayısı	$P_{\omega D}$	0,007

Çizelge (5.4), (5.5), (5.6) ve (5.7) Bölüm 1’de bahsedilen ve çıkarımlarıyla birlikte fiziksel anlamları irdelenen katsayılara ek olarak farklı manipülasyonlarla elde edilmiş katsayıların da hesabını içermektedir. Elde edilen enerji ve debi katsayıları Kepez prototip türbininin nispeten yüksek düşü ve düşük debi karakteristiklerine sahip

olduğunu ortaya koymaktadır. Buna göre düşük debi katsayısı ve çark çapı dikkate alınarak türbin gücünün kompanse edilmesi amacıyla dönüş hızı yüksek tutulmuştur.

5.4 Prototip Türbin Hesaplamaları

Kepez hidroelektrik santralindeki su sıcaklığı hesaplamalarda 25 °C alınarak buna bağlı su yoğunluğu 997 kg/m³ olarak belirlenmiştir. Denklem (3.2) yardımıyla santraldeki suyun kinematik viskozitesi 8.924*10⁻⁷ m²/s olarak alınmıştır.

5.4.1 Prototip türbin hidrolik verimi

Denklem (3.10)'da görüldüğü gibi verim farkının hesaplanabilmesi için model ve prototip Reynolds sayılarının bilinmesi gerekmektedir. Bu parametreler aşağıdaki gibi bulunur.

$$Re_M = \frac{\pi D_M^2 n_M}{60 v_M} = \frac{\pi * 0.6^2 * 646.851}{60 * 1.0036 * 10^{-6}} = 12149117.28 \quad (5.6)$$

$$Re_P = \frac{\pi D_P^2 n_P}{60 v_P} = \frac{\pi * 1.234^2 * 750}{60 * 8.924 * 10^{-7}} = 67008615.29 \quad (5.7)$$

$$(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P} = 0.040 * \left[\left(\frac{7000000}{12149117} \right)^{0.16} - \left(\frac{7000000}{67008615} \right)^{0.16} \right] = 0.00897 \quad (5.8)$$

$$\eta_{hP} = 0.9449 + 0.00897 = 0.9539 = 95.39 \% \quad (5.9)$$

Denklem (5.6) minimum test koşulları için belirlenen Reynolds sayısı değerinin de sağlandığını ifade etmektedir.

Denklem (3.12), (3.13) ve (3.14) yardımıyla prototip türbin mekanik gücü ve düzeltilmiş güç faktörü ile güç katsayısı bulunarak aşağıda verilmiştir.

Çizelge 5.8: Prototip türbin güç parametreleri.

İsim	Sembol	Değer
Mekanik Güç (MW)	P_{mP}	9,92
Güç Faktörü	P_{ED}^*	0,092
Güç Katsayısı	P_{nD}^*	1,779

5.5 Belirsizlik Analizi

5.5.1 Rastgele belirsizlik

Model türbin optimum çalışma noktasını oluşturan veri tabanındaki değerler kullanılarak debi, net düşü, tork ve devir sayısı için Bölüm 3'te anlatılan rastgele belirsizlik hesabı yardımıyla hidrolik verimdeki bu belirsizlik türünün miktarı hesaplanmıştır. İlgili niceliklerin ölçümündeki bağıl rastgele belirsizlik miktarı aşağıda verilmiştir. Yoğunluk ve yer çekimi ivmesi her iki belirsizlik türünde de ihmal edilerek hesaplamalara dahil edilmemiştir.

$$(f_Q)_r = 0.055 \%$$

$$(f_H)_r = 0.047 \%$$

$$(f_T)_r = 0.271 \%$$

$$(f_n)_r = 0.005 \%$$

$$(f_{\eta h})_r = \sqrt{0.055^2 + 0.047^2 + 0.271^2 + 0.005^2} = 0.28 \% \quad (5.10)$$

5.5.2 Sistematik belirsizlik

Elektromanyetik debimetre, türbin giriş ve çıkışındaki basınç sensörleri, yük hücresi ve motor sürücüsünün sistematik belirsizliği Çizelge 5.9'da verilmiştir.

Çizelge 5.9: Sensörlerin sistematik belirsizliği.

Ölçüm Tipi	Kullanılan Sensör	Sistematik Belirsizlik (%)
Basınç Ölçümü	Siemens Sitrans P500 HART	0,214
Debi Ölçümü	ABB Water Master FEW311	0,2
Tork Ölçümü	BCM 6918	0,04
Devir Ölçümü	ACS800 Driver	0,049

Model türbin net düşüsündeki sistematik belirsizlik aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$P_1 = 304 * 10^3 \text{ Pa}, f_{P_1} = 0,214 \%$$

$$P_2 = 10 * 10^3 \text{ Pa}, f_{P_2} = 0,428 \%$$

$$V_1 = 3,79 \text{ m/s}, f_{V_1} = 0,2 \%$$

$$V_2 = 0,61 \text{ m/s}, f_{V_2} = 0,4 \%$$

$$(e_{P_1}/\rho g) = \left(\frac{P_1}{\rho g}\right) f_{P_1} = \frac{304000}{998,13 * 9,79907} * \frac{0,214}{100} = \pm 0,066 \quad (5.11)$$

$$(e_{P_2}/\rho g) = \left(\frac{P_2}{\rho g}\right) f_{P_2} = \frac{10000}{998,13 * 9,79907} * \frac{0,428}{100} = \pm 0,004 \quad (5.12)$$

$$(e_{V_1^2}/2g) = (V_1^2) f_{V_1} = 3,79^2 * \frac{0,2}{100} = \pm 0,029 \quad (5.13)$$

$$(e_{V_2^2}/2g) = (V_2^2) f_{V_2} = 0,61^2 * \frac{0,4}{100} = \pm 0,001 \quad (5.14)$$

$$(f_H)_s = \frac{\sqrt{0,066^2 + 0,004^2 + 0,029^2 + 0,001^2}}{\frac{(304 - 10) * 10^3}{998,13 * 9,79907} + \frac{3,79^2 - 0,61^2}{2 * 9,79907}} = 0,23 \% \quad (5.15)$$

Hidrolik verimdeki sistematik belirsizlik aşağıdaki gibi bulunur.

$$(f_{\eta_h})_s = \sqrt{0,23^2 + 0,2^2 + 0,04^2 + 0,049^2} = 0,31 \% \quad (5.16)$$

Toplam belirsizlik Denklem (5.17)'ye eşittir.

$$(f_{\eta_h})_T = \sqrt{0,28^2 + 0,31^2} = 0,42 \% \quad (5.17)$$

5.6 Deneysel Tepe Diyagramları ve HAD Sonuçlarının Doğrulanması

Çizelge 5.10 Kepez-1 prototip türbin modeli için test merkezinde uygulanan performans deneylerinin sonuçlarını göstermektedir. Turuncu renkli satır optimum noktayı, sarı renkli satır ise tasarım noktasını belirtmektedir.

Optimum nokta ile tasarım noktasının farklı bölgelerde olmasının sebebi daha önce ekibimiz tarafından yapılan tasarım çalışmalarında ortaya çıkan optimum bölgede türbinin hücum kenarı kavitasyonuna olan yatkınlığından kaynaklanmaktadır. Bu kavitasyon türü yüksek düşülerde kanadın emme tarafında akış ayrılmasına, titreşimlere ve türbin veriminin düşmesine sebep olmaktadır. Ayrıca hücum kenarında meydana gelen kabarcıkların tüm kanat boyunca patlamasına sebep olarak çarka ciddi zararlar vermektedir. En iyi verim değerinin olduğu çalışma koşulunda türbinin sudan çektiği enerji artmakta ve buna paralel olarak çark çıkış basıncı diğer durumlara göre daha fazla düşmektedir. Bu durum kavitasyon riskini artırarak ekibin tasarım noktasını

türbinin kaviteasyona yatkınlığının daha az olduğu bir düşü aralığına kaydırmasına yol açmıştır[46].

Çizelge 5.10: Model türbin performans testi sonuçları.

Ayar Kanadı Açısı (°)	Net Düşü (m)	Debi (m ³ /s)	Hidrolik Verim (%)
14,0	170,47	3,449	86,96
14,0	166,62	3,377	86,81
14,0	161,84	3,311	86,32
15,5	169,22	4,043	90,06
15,5	164,54	3,961	89,50
15,5	160,01	3,875	89,42
15,5	156,04	3,810	88,60
15,5	152,03	3,730	88,30
17,0	167,75	4,551	92,03
17,0	163,04	4,456	91,54
17,0	158,64	4,363	91,47
17,0	154,23	4,273	91,16
17,0	150,76	4,207	90,50
17,0	147,01	4,138	90,12
18,5	168,38	5,070	93,60
18,5	164,04	4,985	93,29
18,5	159,33	4,869	92,97
18,5	155,52	4,795	92,31
18,5	151,69	4,722	92,04
18,5	147,99	4,658	91,55
20,0	172,99	5,594	94,84
20,0	168,30	5,481	94,72
20,0	163,90	5,399	94,14
20,0	159,43	5,294	93,89
20,0	155,47	5,198	93,74
20,0	151,42	5,101	93,48
20,0	147,77	5,038	92,65
21,5	174,97	6,082	95,39
21,5	170,29	5,982	95,12
21,5	165,57	5,871	94,93
21,5	161,58	5,778	94,84
21,5	157,38	5,658	94,63
21,5	153,30	5,562	94,30
21,5	149,84	5,500	93,74
23,0	171,80	6,430	95,04
23,0	167,47	6,321	95,23
23,0	162,32	6,202	95,07
23,0	158,07	6,101	94,90
23,0	154,20	6,018	94,62
23,0	150,19	5,913	94,63
23,0	146,64	5,812	94,53
23,0	142,97	5,705	94,21

Çizelge 5.10: Model türbin performans testi sonuçları (devam).

24,5	173,86	6,904	94,88
24,5	169,06	6,775	94,85
24,5	164,35	6,659	94,83
24,5	160,03	6,563	94,53
24,5	155,87	6,460	94,49
24,5	151,63	6,328	94,43
24,5	148,07	6,270	94,01
26,0	168,69	7,127	94,00
26,0	163,88	7,003	94,14
26,0	159,67	6,878	94,22
26,0	155,33	6,778	93,88
26,0	151,47	6,671	94,03
26,0	147,53	6,562	93,90
26,0	143,94	6,456	93,95
29,0	155,83	7,346	92,68
29,0	152,11	7,213	93,27
29,0	148,34	7,096	93,50
29,0	144,46	6,981	93,20

Test düzeneğinde bulunan tüm sensörlerin kalibrasyonu ile birlikte testler 30 gün, test sonrası alınan ham verilerin işlenmesi ve standarda uygun olarak gerekli hesaplamaların yapılmasıyla türbin performans karakteristiklerinin belirlenmesi ise 20 gün sürmüştür. Model türbin parçalarının üretimi, montajı ve HAD analizleri bu süreye dahil değildir. Bu kapsamda TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi yaklaşık olarak iki ayda herhangi bir hidroelektrik santralin sadece model türbin testini gerçekleştirebilecek donanım ve tecrübeye sahiptir.

Test merkezinde gerçekleştirilen başka bir tez çalışması kapsamında merkez altyapısında bulunan 108 çekirdekli demet bilgisayar kullanılarak tüm türbin yapısının 60 işletim noktasında kararlı ve tasarım noktası da dahil 3 işletim noktasında zamana bağlı HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Kararlı analizlerden elde edilen sonuçlar kullanılarak türbinin sayısal tepе diyagramı oluşturulmuştur. Depolama sorunu ve çözümleme süresi zamana bağlı analizlerin türbinin tüm çalışma aralığında gerçekleştirilmesini ciddi şekilde zorlaştırmaktadır[46]. Çizelge 5.11 iki tür HAD analizinin ve model testinin tasarım noktasındaki karşılaştırılmasını göstermektedir.

Zamana bağlı simülasyon sonuçları test sonuçlarını verim parametresi için 0,42%, kararlı hal simülasyonları ise 0,44% bağıl hatayla tahmin etmiştir. Kararlı hal analizlerinde donmuş rotor-stator arayüzü kullanılması beklenildiği gibi akış alanında

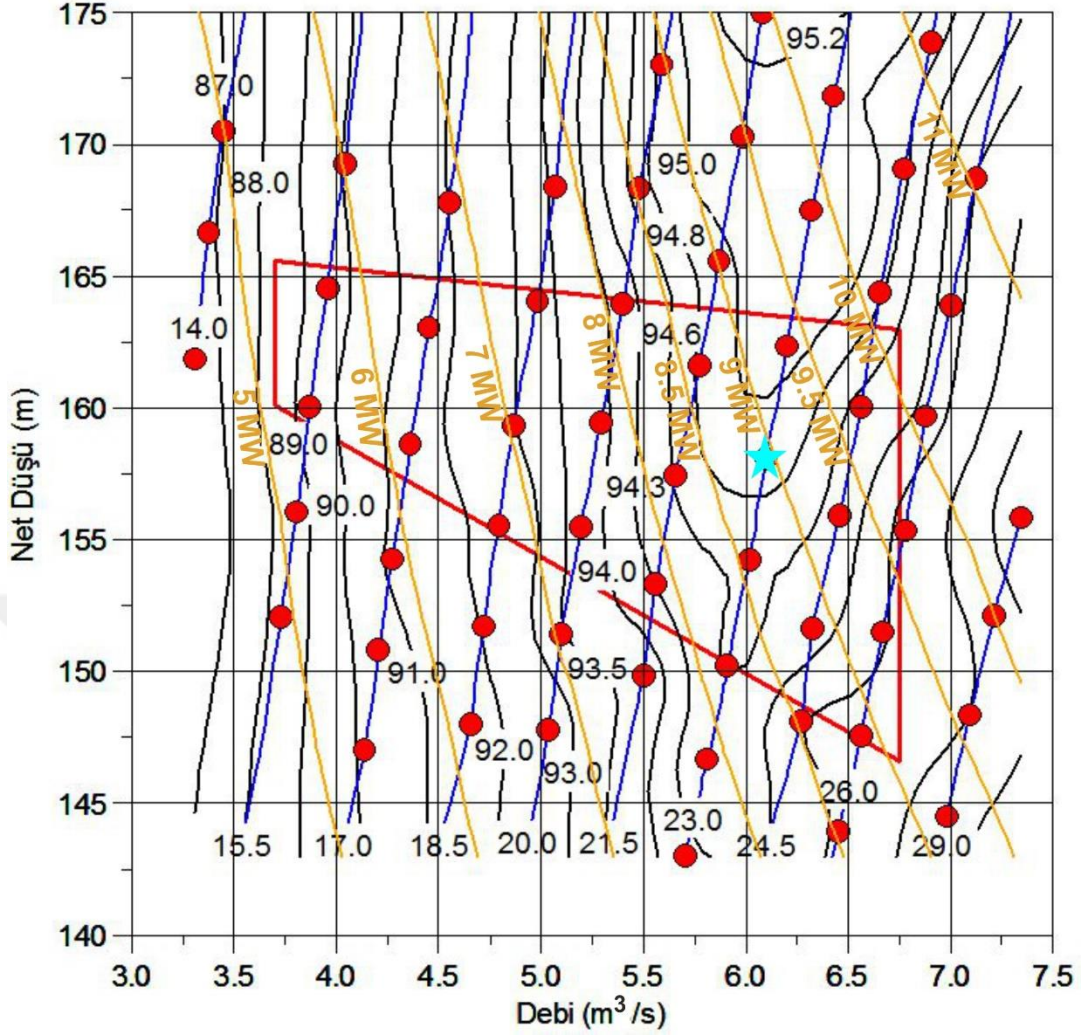
meydana gelen düzensizlikleri daha fazla tahmin ederek deneysel sonuçlardan uzaklaşılmasına ve verimdeki hatanın artmasına yol açmıştır.

Çizelge 5.11: Model performans testi ve HAD sonuçlarının [46] karşılaştırılması.

	HAD		Test
	Kararlı Hal	Zamana Bağlı (Ortalama)	
Debi (m³/s)	6,135	6,04	6,101
Net Düşü (m)	158,73	158,72	158,07
Hidrolik Verim (%)	94,48	95,30	94,9
Güç (kW)	8995,81	8936,2	8941,26

Donmuş rotor-stator arayüzünde çark belirli bir pozisyonda tutularak hareket ettirilmez ve referans çerçevesi değiştirilerek çözümlenebilir. Analiz sonuçları akışın anlık bir görüntüsünü verdiği için basınç ve tork salınımı gibi periyodik parametreler bu yöntemle incelenemez. Analiz süresinin kısa olması ve depolama sorunu gibi dezavantajının olmamasından ötürü turbomakine analizlerinde çok sık kullanılmaktadır. Zamana bağlı analizlerde ise çark da hareket ettirildiği için sonuçlar gerçek duruma daha yakındır ve verim daha az hatayla tahmin edilmiştir. Bu analizde debi daha az tahmin edildiği için mekanik güç test sonuçlarından 5 kW daha azdır. Sonuç olarak HAD sonuçlarının deneysel sonuçlarla tutarlı olduğu gözlemlenerek analizler doğrulanmıştır.

Tepe diyagramı x eksenini debi, y eksenini net düşü ve z eksenini ise hidrolik verim değerlerinden oluşturularak çizilmiştir. Şekil 5.1'den düşü değerlerindeki değişimin verimi önemli oranda etkilediği, debinin değişimiyle ise verimde nispeten küçük değişiklikler olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum yeni çark tasarımında kaviteasyonu iyileştirme amacıyla kullanılan X-kanat yapısının karakteristik özelliklerini de yansıtmaktadır. Düz bir hücum ve kuyruk kenarına sahip geleneksel çark kanatlarının aksine X-kanat yapısı hücum kenarı kaviteasyonunun ve basınç salınımlarının önemli derecede azalmasına yol açan eğimli hücum ve kuyruk kenarına sahiptir ve bu durum kanata üstten bakıldığında X şeklinde görünmesine sebep olmaktadır. Ayrıca geniş debi ve düşü aralığında yüksek verim, daha iyi performans ve düşük titreşim elde edilmesini sağlayarak santralin kararlı bir şekilde işletilmesine olanak verirler.



Şekil 5.1: Prototip türbin deneysel tepe diyagramı.

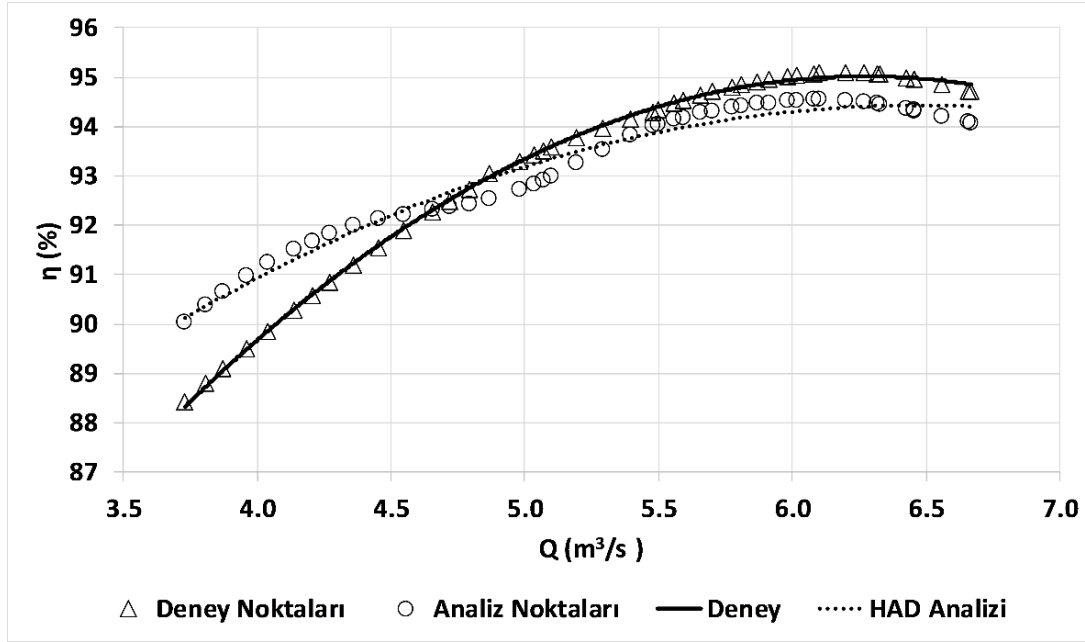
X-kanat yapısının karmaşık tasarıma sahip olmasından dolayı üretimi zor olmasına rağmen önemli avantajlarından dolayı günümüzde birçok santralde kullanılmaktadır. Türbin çalışma aralığının büyük bir kısmı 90% ve üzeri verim değerlerinden oluşmaktadır. Tasarım noktasında elde edilen 94,9% verim değeri taraflar arasındaki anlaşma şartlarında belirlenen 92% minimum verim değerinin garanti edilmesini sağlamıştır.

Çizelge 5.12: Optimum ve tasarım noktasındaki şaft gücü değerleri.

	HAD	Test	Hata (%)
Tasarım Noktası	8,996 MW	8,941 MW	0,61
Optimum Nokta	9,8 MW	9,92 MW	1,22

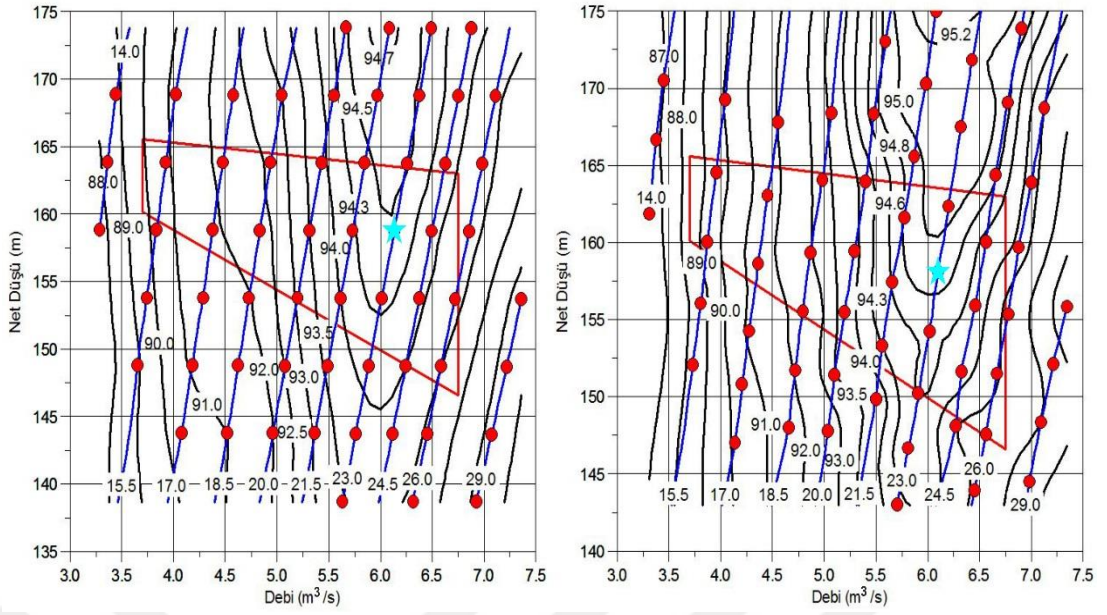
Türbinin tasarım noktasında 8,94 MW ve optimum noktada 9,92 MW şaft gücü elde edilmiştir. Kararlı hal analizleri sonucunda optimum noktada 9.8 MW güç elde

edilmiştir[46]. Çizelge 5.12 test sonuçları ve kararlı hal analizleri arasındaki bağıl hata miktarlarını göstermektedir.

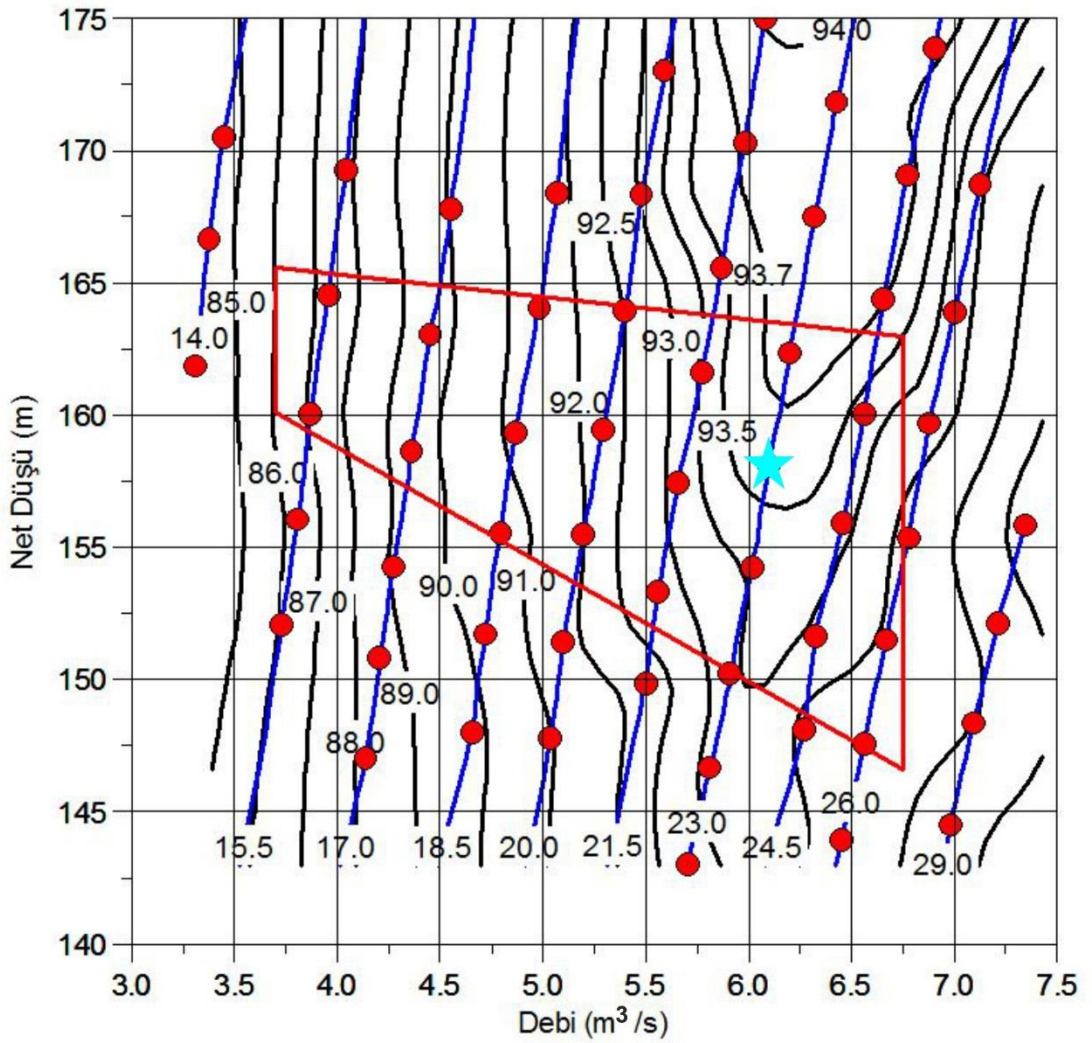


Şekil 5.2: Tek ünite çalışma durumunda elde edilen deneysel ve sayısal[46] sonuçlar.

Şekil 5.2 santralin tek ünite çalışma durumunu gösteren Şekil 5.1'deki çalışma aralığının üstteki doğrusal kırmızı çizgisine denk gelen deneysel ve sayısal noktalardaki verim ve debi değerlerinin çıkarılmasıyla oluşturulmuştur. Deneysel ve sayısal türbin çalışma noktalarının davranışının net olarak görülebilmesi için her iki veri tipine de ikinci dereceden eğilim çizgisi eklenmiştir. Beklenildiği gibi verim değeri kısmi yükten tasarım noktasına doğru giderek artmış ve ardından aşırı yük değerlerinde azalma eğilimi göstermiştir. Sayısal sonuçlar kısmi ve aşırı yük çalışma koşullarında görülen titreşim ve girdap kopması gibi akış kararsızlıklarından dolayı deneysel sonuçları iyi tahmin edememiş ve hata oranı artmıştır. Sonuçlar karşılaştırıldığında 3,73 m³/s debideki kısmi yükte verim değerleri arasında maksimum hata (1,62%) oluşmuş ve 4,66 m³/s debide ise en düşük hata (0,05%) elde edilmiştir. Ancak tasarım noktasına doğru yaklaştıkça sonuçlar arasındaki fark bir miktar yükseliş göstermiş ve aşırı yük değerlerinde ise giderek büyümüştür. Aynı işlem üç ünite çalışma durumunu gösteren alttaki doğrusal kırmızı çizgiye denk gelen deneysel ve sayısal noktalardaki verim ve debi değerleri çıkarılarak tekrarlandığında ise oldukça benzer türbin karakteristik davranışı gözlenmiş ve birbirine çok yakın sonuçlar elde edilmiştir. Bu amaçla tekrar burada verilmesine gerek görülmemiştir.

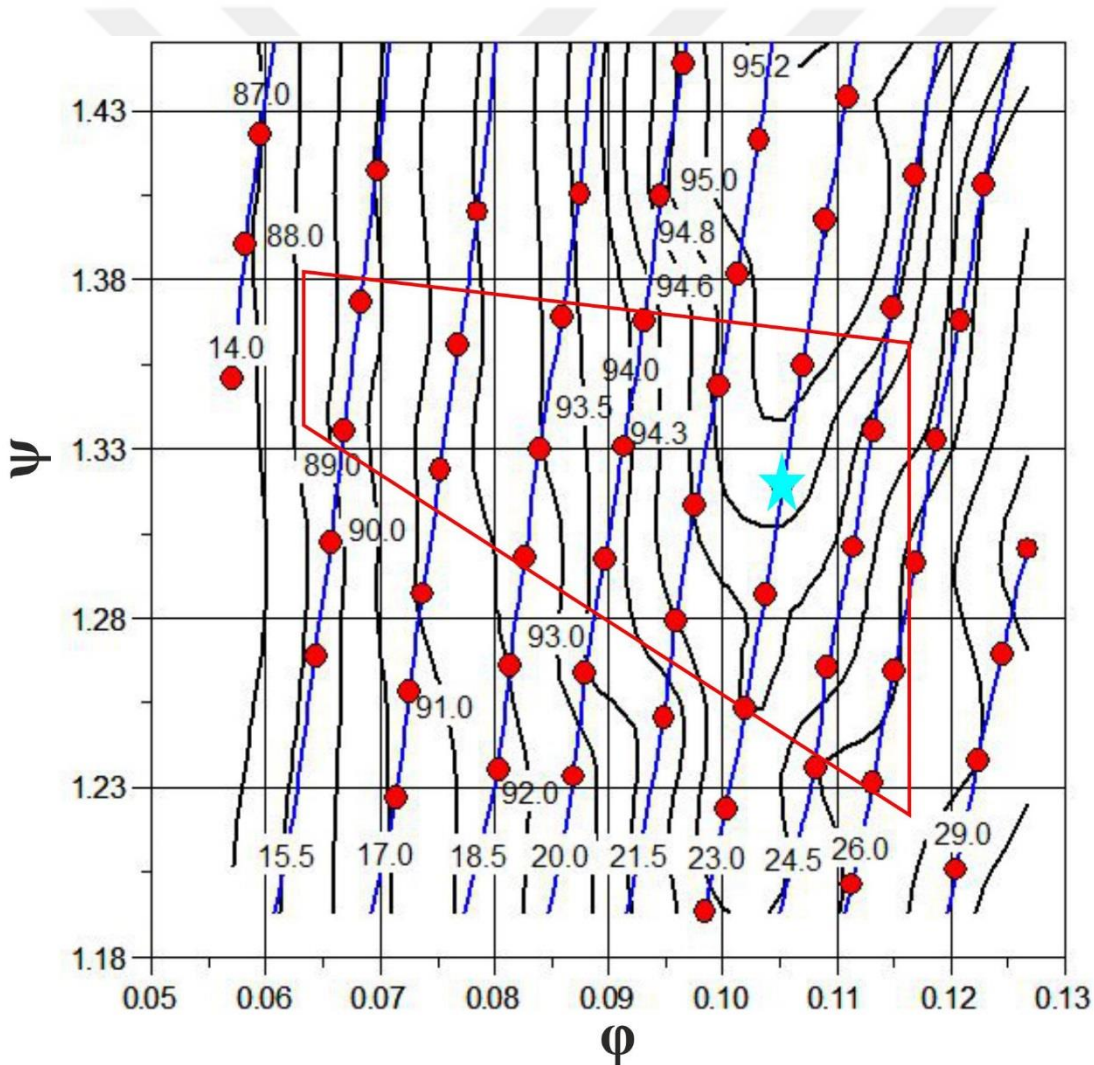


Şekil 5.3: HAD [46] ve deneysel tepe diyagramlarının karşılaştırılması.



Şekil 5.4: Ana hat debisi kullanılarak elde edilen tepe diyagramı.

Şekil 5.3 HAD analizlerinden elde edilen türbin karakteristiklerinin performans testi sonucunda da gözlemlendiğini ortaya koymaktadır. Kararlı hal analizleri sonucu optimum noktada 94,75% türbin verimi elde edilmiştir[46]. Bu durum optimum noktada 0,67% bağıl hata miktarının oluşmasına sebep olmuştur. Optimum noktadaki shaft gücü ve verim değerlerindeki hatanın tasarım noktasındakinden yüksek çıkması Bölüm 4'te bahsedildiği gibi optimum noktadaki açısal hızın daha düşük olması sebebiyle oluşan sürtünme kayıplarının tasarım noktasına nazaran daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Açısal hızın düşük olmasına paralel olarak ilgili çalışma noktasındaki Reynolds sayısı da azalmakta ve prototip Reynolds sayısı arasındaki farkın açılmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle artan verim düzeltme faktörü hatanın da yükselmesine yol açmaktadır.



Şekil 5.5: Boyutsuz tepe diyagramı.

Bölüm 2'de, kayıplar dikkate alınmadan çözümleme yapan kararlı hal HAD analizleriyle mantıklı bir karşılaştırma yapılabilmesi için çark üst kapak bölgesinden

sızan kayıp-kaçak suyun debisinin hesaplanarak bunun ana hat debisinden çıkarılması yoluyla deneysel tepe diyagramlarının elde edildiği belirtilmişti. Şekil 5.4 ise pompadan gelen ana hat debisinin kullanılması yoluyla elde edilmiş tepe diyagramıdır. Bu analizde optimum noktada 94,08%, tasarım noktasında ise 93,61% hidrolik verim elde edilmiştir. Ana hat debisinin net debiden fazla olmasından dolayı verim azalmıştır.

Őekil 5.5 boyutsuz debi ve dūřu katsayısı kullanılarak oluřturulmuř tepe diyagramını gōstermektedir. Model tūrbini için çizilen bu diyagram boyutsuz olmasından dolayı prototip tūrbini için de geçerlidir. Őekil 5.5 incelendiđinde prototip tūrbini performans karakteristiklerini tam olarak yansıtđı açık bir biçimde gōrūlebilmektedir. Bu durum model tūrbini prototip davranıřlarını tam olarak yansıtđını dođrulamaktadır.



6. DEĞERLENDİRME

Bu çalışma 1963 yılında Antalya’da faaliyete girmiş orta ölçekli bir hidroelektrik santral olan Kepez’in belirli parçalarının rehabilite edilmesi amacıyla oluşturulan MİLHES projesi kapsamında model türbin performans testlerini içermektedir. Tezin ana hedefleri standardın gerekliliklerini karşılamak suretiyle Türkiye’de ilk kez model türbin performans testlerini gerçekleştirmek ve test merkezi bünyesinde daha önceden yapılan HAD analizlerinin doğrulanmasını sağlamak ve farklı projeler kapsamında daha sonra yapılacak performans testleri için ölçüm metotları, bu metotların kalibrasyonu ve testin uygulanması için bir altyapı oluşturmaktır.

Model türbin hidrolik veriminin elde edilebilmesi için ölçülmesi gereken parametreler olan türbin giriş-çıkış basıncı, net düşü, akış debisi, tork ve model türbin dönme hızını ölçen test ekipmanları tanıtılmış, ekipmanların ölçüm tekniği anlatılmış ve bu ölçüm ekipmanlarının test merkezinde kalibre edilmesi amacıyla uygulanması gereken prosedürden bahsedilmiştir.

Performans deneyinin yapılışı teste hazırlık çalışmalarından başlayarak deney sırasında ve sonrasında takip edilmesi gereken noktalar üzerinde detaylıca durularak aşamalı bir şekilde sunulmuştur. Tezin bu kısmı daha sonra test merkezinde yapılacak performans deneyleri için bir kaynak ve dokümantasyon oluşturma amacını taşımaktadır. Ancak daha sonraki deneylerde, sürekli gelişen teknoloji test merkezinin de modernleşmesine yol açacağı için bahsedilen deney prosedürünün her maddesi, kesinlikle takip edilmesi gereken kurallar bütünü oluşturuyor gibi bir iddia taşımamakta ve ilgili proje kapsamında oluşturulmuş test prosedürünü içermektedir.

Gerçekleştirilen performans deneyleri kapsamında tasarım noktasında 94,9% hidrolik verim elde edilerek proje başlangıcında taraflar arasındaki anlaşma şartlarında belirlenen 92% minimum verim değerinin garanti edilmesi sağlanmıştır. Test merkezi altyapısı kullanılarak gerçekleştirilmiş kararlı hal analizleri tasarım noktasındaki verim değerini 0,44%, zamana bağlı simülasyonlar ise 0,42% bağıl hatayla tahmin etmiş[46] ve zamana bağlı HAD analizlerinin deneysel sonuçları daha iyi tahmin ettiği doğrulanmıştır. Sayısal ve deneysel tepe diyagramları karşılaştırıldığında türbin

performans karakteristiklerinin birbiriyle tutarlı olduğu görülmüş ve standarda uygun olarak gerçekleştirilmiş performans testi, HAD analiz sonuçlarının doğrulanmasını sağlamıştır. Testler kapsamında daha düşük türbin devir sayısında elde edilen optimum noktadaki shaft gücü ve verim değerleri kararlı hal analizleri sonucu tasarım noktasına nazaran daha yüksek bir bağıl hatayla tahmin edilmiş ve bunun sebebinin daha düşük açısal hızda ortaya çıkan yüksek verim düzeltme faktörü olduğu düşünülmüştür.

Gelecek çalışmalarda, tez kapsamında gerçekleştirilen performans testlerinin devamı olarak kapalı çevrimde kavitasyon deneyleri uygulanarak türbinin kavitasyon sınırları ortaya konabilir ve kavitasyonun türbin performansına etkilerini gözlemlemek için Thoma sayısı-verim grafikleri elde edilebilir. Türbin çalışma aralığı içerisindeki noktalarda ve başlatma, durdurma ve kapatma gibi kararlı olmayan çalışma durumlarında basınç salınımları analiz edilerek tüm hidroelektrik devrenin doğal frekansları araştırılabilir ve titreşim karakteristikleri ortaya konarak güvenli bir türbin işletimi sağlanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Araştırma Planlama ve Koordinasyon Dairesi Başkanlığı, “Elektrik üretim sektör raporu elektrik üretim anonim şirketi,” 2017.
- [2] International Energy Agency, “World Energy Outlook 2017,” *Int. Energy Agency*, pp. 1–8, 2017.
- [3] REN21, *Renewables 2017: global status report*, vol. 72, no. October 2017.
- [4] **Krivchenko, G.I.**, *Hydraulic Machines: Turbines and Pumps*. Lewis Publishers, 1994.
- [5] **Viollet, P. L.**, “From the water wheel to turbines and hydroelectricity. Technological evolution and revolutions,” *Comptes Rendus - Mec.*, vol. 345, no. 8, pp. 570–580, 2017.
- [6] “Alden 120 Years of Industry Leadership.” [Online]. Available: <https://www.aldenlab.com/About-Us/History>. [Accessed: 21 May-2018].
- [7] “IEC - About the IEC History.” [Online]. Available: <http://www.iec.ch/about/history/>. [Accessed: 21-May-2018].
- [8] “Turbine Performance Testing: Bureau of Reclamation’s Experience HydroWorld.” [Online]. Available: <https://www.hydroworld.com/articles/hr/print/volume-27/issue-3/feature-articles/testing/turbine-performance-testing-bureau-of-reclamationrsquos-experience.html>. [Accessed: 21-May-2018].
- [9] **Kavurmaci, B., Celebioglu, K., Aradag, S., and Tascioglu, Y.**, “Model Testing of Francis-Type Hydraulic Turbines,” *Meas. Control (United Kingdom)*, vol. 50, no. 3, pp. 70–73, 2017.
- [10] **Altınbaş, S.**, “Kepez Hidroelektrik Santrali.”
- [11] International Electrotechnical Commission, “International Standard on Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-turbines, Model Acceptance Tests, 60193,” vol. 1999.
- [12] **Kavurmaci, B., Akin, H., Ayli, E., Celebioglu, K., Aradag, S.**, “Francis Type Hydraulic Turbines,” no. May, pp. 13–17, 2013.
- [13] **Trivedi, C., Cervantes, M.J., Gandhi, B. K., Dahlhaug, O.G.**, “Experimental and Numerical Studies for a High Head Francis Turbine at

Several Operating Points,” *J. Fluids Eng.*, vol. 135, no. 11, p. 111102, 2013.

- [14] **Trivedi, C., Agnalt, E., Dahlhaug, O.G.**, “Investigations of unsteady pressure loading in a Francis turbine during variable-speed operation,” *Renew. Energy*, vol. 113, pp. 397–410, 2017.
- [15] **Trivedi, C., Agnalt, E., Dahlhaug, O.G.**, “Experimental study of a Francis turbine under variable-speed and discharge conditions,” *Renew. Energy*, vol. 119, pp. 447–458, 2018.
- [16] **Trivedi, C., Cervantes, M.J., Gandhi, B.K.**, “Investigation of a high head Francis turbine at runaway operating conditions,” *Energies*, vol. 9, no. 3, pp. 1–22, 2016.
- [17] **Aggidis, G.A., Židonis, A.**, “Hydro turbine prototype testing and generation of performance curves: Fully automated approach,” *Renew. Energy*, vol. 71, pp. 433–441, 2014.
- [18] **Wu, Y., Liu, S., Dou, H.S., Wu, S., Chen, T.**, “Numerical prediction and similarity study of pressure fluctuation in a prototype Kaplan turbine and the model turbine,” *Comput. Fluids*, vol. 56, pp. 128–142, 2012.
- [19] **Kolšek, T., Duhovnik, J., Bergant, A.**, “Simulation of unsteady flow and runner rotation during shut-down of an axial water turbine,” *J. Hydraul. Res.*, vol. 44, no. 1, pp. 129–137, 2006.
- [20] **Egusquiza, M., Egusquiza, E., Valentin, D., Valero, C., Presas, A.**, “Failure investigation of a Pelton turbine runner,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 81, no. September 2016, pp. 234–244, 2017.
- [21] **Goyal, R., Trivedi, C., Gandhi, B.K., Cervantes, M. J., Dahlhaug, O. G.**, “Transient pressure measurements at part load operating condition of a high head model Francis turbine,” *Sadhana - Acad. Proc. Eng. Sci.*, vol.41, no. 11, pp. 1311–1320, 2016.
- [22] **Goyal, R., Gandhi, B. K., Cervantes, M. J.**, “PIV measurements in Francis turbine – A review and application to transient operations,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 81, no. June 2017, pp. 2976–2991, 2018.
- [23] **Kurosawa, S., Lim, S.M., Enomoto, Y.**, “Virtual model test for a Francis turbine,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 12, p. 12063, 2010.
- [24] **Su, W.T., Bin Li, X., Li, F.C., Wei, X.Z., Han, W.F., Liu, S.H.**, “Experimental investigation on the characteristics of hydrodynamic stabilities in Francis hydroturbine models,” *Adv. Mech. Eng.*, vol. 2014.
- [25] **Neidhardt, T.**, “High part load fluctuations in Francis turbines and the applicability of model test data,” November, 2017.
- [26] **Ida, T.**, “Analysis of scale effects on performance characteristics of hydraulic

- turbines,” *J. Hydraul. Res.*, vol. 27, no. 6, pp. 809–831, Nov. 1989.
- [27] **Agarwal, T., Chaudhary, S., Verma, S.**, “Numerical and Experimental Analysis of Draft Tubes for Francis Turbine,” *Indian J. Sci. Technol.*, vol. 10, no. 21, pp. 1–11, 2017.
- [28] **Feng, J.J., Li, W.F., Wu, H., Lu, J.L., Liao, W.L., Luo, X.Q.**, “Investigation on pressure fluctuation in a Francis turbine with improvement measures,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 22, 2014.
- [29] **Yan, Z.G., Zhou, L.J., Wang, Z.W.**, “Turbine efficiency test on a large hydraulic turbine unit,” *Sci. China Technol. Sci.*, vol. 55, no. 8, pp. 2199–2205, 2012.
- [30] **Rachael Haas, E H., Hiebert Michael**, “Francis Turbines,” 2014.
- [31] **Halima B.**, *Basic Concepts in*. 2012.
- [32] **Okuyay, G.**, “Utilization of CFD Tools in the Design Process of a Francis Turbine,” September, p. 109, 2010.
- [33] **Creager, W.P., Justin J.D.**, "*Hydroelectric Handbook*" 1950
- [34] **Korpela, S.**, *Principles of Turbomachinery*, vol. 108. 2011.
- [35] **Kaplan, A.**, (2016). “Francis Tipi Türbin Çarkının Tersine Mühendislik ile Tasarımı ve Rehabilitasyonu”, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara
- [36] **Hanche-Olsen, H.**, “Buckingham’s pi-theorem,” *A Note Math. Model. Course. Fac. Math. Nor. Univ. Sci. Technol.*, 2004.
- [37] **Kavurmacı, B.Ç.**, (2015) “Su Türbini Testleri için Deney Düzeneği Tasarımı”, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara
- [38] ISO4185, “Measurement of liquid flow in closed conduits - Weighing method,” vol. 3, p. 21, 1993.
- [39] **James, K.**, “Magnetic Flowmeter Fundamentals,” *Rosemount Inc.*, no. September, pp. 1–10, 1995.
- [40] **Büyüksolak, F.**, (2017) “Su Türbini Deney Düzeneği Bileşenlerinin Tasarımı ve Deneysel Doğrulama Çalışmaları”, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [41] **Morris, A.S.**, “Pressure measurement,” pp. 304–318, 2001.
- [42] Novotechnik U.S., “Basics of Design Touchless rotary sensors,” no. June, pp. 1–4, 2013.
- [43] Siemens, “Temperature sensors,” *Electronics*, vol. d, p. 31, 2015.
- [44] **Sepetçi, G.**, (2017) "Kepez Hidroelektrik Santrali'nin Saha Ölçümleri ve

Sayısal Bazlı Hidrolik Analizi", *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara

- [45] **Aylı, E.**, (2016) "Francis Tipi Türbinlerin Sayısal Yöntemler İle Tasarımı, Parametre Optimizasyonu ve Model Testlerinin Sayısal Alt Yapısının Geliştirilmesi", *Doktora Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara
- [46] **Altıntaş, B.**, (2017) "Su Türbinlerinde Kavitasyon Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi", *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [47] "Google Maps - Find GPS coordinates, longitude, latitude, altitude." [Online]. Available: <http://www.mapcoordinates.net/en>. [Accessed: 10-Haz 2018].



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Ferdi BESNİ
Uyruğu : T.C
Doğum Tarihi ve Yeri : 14/02/1993, Seyhan
E-posta : ferdibesni@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Çukurova Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	2016
Lise	75.Yıl Anadolu Lisesi	2011

İŞ DENEYİMİ:

Yıl	Yer	Görev
2013	Silsan A.Ş.	Stajyer
2014	Çukurova Üniversitesi	Proje Asistanı
2016	TOBB ETÜ	Proje Burslu Yüksek Lisans Öğrencisi

YABANCI DİL:

- İngilizce (ileri düzeyde)

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR:

Besni, F, Buyuksolak, F, Collu, O, Celebioglu, K, Tascioglu, Y, Aradag, S.
Performance Test Of Francis Type Hydraulic Turbine Model. 6th Eur. Conf. Ren. Energy Sys. 25-27 June 2018, Istanbul, Turkey