
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

SU DAĞITIM SİSTEMLERİNDE SU TÜRBİNLERİ KULLANARAK ENERJİ ÜRETİMİ

Eyup KOÇAK

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KASIM 2017

Eyup KOÇAK tarafından hazırlanan "SU DAĞITIM SİSTEMLERİNDE SU TÜRBİNLERİ KULLANARAK ENERJİ ÜRETİMİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

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

Başkan: Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Çankaya Üniversitesi

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

Üye: Prof. Dr. İlhami HORUZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

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

Tez Savunma Tarihi: 28/11/2017

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

……..

Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Eyup KOÇAK
28/11/2017

SU DAĞITIM SİSTEMLERİNDE SU TÜRBİNLERİ KULLANARAK ENERJİ ÜRETİMİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Eyup KOÇAK

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Kasım 2017

ÖZET

Geleneksel barajlar, son yüzyılda hidrolik enerjinin ana kaynağı olmuş ve büyük ölçekli su türbinleri ile üretilen enerji dünyada hızlı bir artış göstermiştir. Ancak günümüzde mikro ölçekli projeler başta olmak üzere su türbinlerinin kullanıldığı yeni uygulama alanları ortaya çıkmıştır. Su dağıtım sistemleri de bu alanlardan biridir. Su dağıtım sistemleri, suyun basınçlandırılması için ihtiyaç duyduğu enerjiden dolayı büyük bir enerji tüketicisi konumundadır. Ancak basınç, su bölge halkına ulaşıncaya kadar kademeli olarak basınç düşürme valfleri ile düşürülür. Bu aşamada, basınç düşürme valfleri yerine kendisi ile aynı işleve sahip su türbinleri yerleştirilerek, kaybedilen enerji geri kazandırılabilir. Ancak su dağıtım sistemleri oldukça karmaşık sistemlerdir ve akış koşulları şebeke boyunca anlık olarak değişir. Basınç kontrolü sistem sağlayıcılarının önceliğidir ve ağ boyunca basınç istenilen seviyede tutularak enerjinin dönüştürülmesi gerekmektedir. Türbin uygulamaları bu noktada, enerji üretimi, basınç kontrolü ve kaçak kayıpları kontrol etmek adına bir alternatif olarak ortaya çıkmıştır. Bu tez, mikro su türbinleri kullanarak su dağıtım sistemlerinde enerji üretimini araştırmayı amaçlamaktadır. Türbinin kurulacağı en uygun yerin belirlenmesi için EPANET hidrolik simülatörü kullanılarak ağ üzerinde her bir borunun akış rejimlerini tespit edebilen bir program geliştirilmiştir. Uygun tip türbinin belirlenmesi için teknik analizler yapılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı ANSYS CFX, türbinin tasarımı ve hidrolik performansının ölçümü için kullanılmıştır. Yapılan finansal analizler ise, su dağıtım sistemlerinde mikro türbin kullanarak enerji üretiminin, dünyanın artan enerji ihtiyacı karşısında karlı bir alternatif ve yenilenebilir bir çözüm olduğunu göstermiştir.

Bilim Kodu	:	91441
Anahtar Kelimeler	:	Su dağıtım sistemleri, turbomakina, hidrolik enerji, mikro hidro elektrik santraller
Sayfa Adedi	:	75
Danışman	:	Prof. Dr. Nuri YÜCEL

ENERGY PRODUCTION USING HYDROTURBINES IN WATER SUPPLY SYSTEMS

(M. Sc. Thesis)

Eyup KOÇAK

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

November 2017

ABSTRACT

In the last century, the main source of hydroelectric power came from conventional dams and the energy produced by hydro turbines had a fast growing. But nowadays, new applications of hydro turbines in hydro power specially in micro-scale projects have emerged. Water supply systems are one of these areas. Water supply systems are large energy consumers due to the large amount of energy needed to pressurize the water. However, the pressure is reduced gradually by the pressure reduction valves until water reaches inhabitants. At this point, the energy that is lost with pressure reduction valves can be recovered by replacing hydro turbines that serve the same function. Nevertheless, water networks are highly complex systems and the flow conditions change instantaneously throughout the network. The control of the pressure is the top priority of the system providers and energy should be converted along with keeping the pressure to a desired level. The application of turbines appeared as an alternative to produce energy, to reduce leakage reductions and to manage network pressure. This thesis aims to investigate the energy production in water supply systems using micro hydro turbines. To find the optimal location for the installation of micro hydro turbine in the network, a tool is developed using the hydraulic simulator EPANET for obtaining flow regimes of each pipe. Technical feasibility analysis is computed for the selection of appropriate type turbine. The CFD program ANSYS CFX has been used to design and verify the hydraulic performance of the turbine. A financial analysis is performed and has showed that energy production in water supply systems using micro turbines is a profitable alternative and a renewable solution for the world's growing energy needs.

Science Code	:	91441
Key Words	:	Water supply systems, turbomachinery, hydraulic energy, micro hydro power plants
Page Number	:	75
Supervisor	:	Prof. Dr. Nuri YÜCEL

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca maddi ve manevi desteğini benden esirgemeyip her ortamda ve her koşulda engin bilgi birikimi ile bana yol gösteren değerli hocam Prof. Dr. Nuri Yücel'e sonsuz saygı ve minnetlerimi sunarım. Yapmış olduğum çalışmanın Portekiz'de yürüttüğüm basamaklarında bilgisi ve manevi desteği ile yanımda duran sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Antonio Gil d'Orey Andrade-Campos'a 'Universidade de Aveiro' teşekkürlerimi sunarım. İçerisinde olduğum tüm proje ve akademik faaliyetlerde olduğu gibi bu tezin ortaya çıkmasında da yardımını hiç esirgemeyen sayın hocam Dr. Salih KARAASLAN'a teşekkürlerimi sunarım. Çalışmalarım sırasında manevi desteğiyle yanımda olan ve bu teze birçok katkı sağlayan dostum Makina Mühendisi Furkan Arundaş'a ve tüm arkadaşlarıma teşekkür ederim. Bu günlere gelmemi sağlayan, eğitim hayatım boyunca beni teşvik ve terbiye eden fedakâr aileme gösterdiği sabır ve destek için teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ x

SİMGELER VE KISALTMALAR xii

1. GİRİŞ 1

2. İÇME SUYU DAĞITIM ŞEBEKELERİNDE ENERJİ ÜRETİMİ 5

3. METODOLOJİ 9

3.1.Su Dağıtım Sistemlerinde Enerji Üretimi İçin En Uygun Konumun Belirlenmesi 10

3.2. Türbinin Seçimi Ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri 14

3.2.1. Tersine çalışan pompa tasarımı 15

3.2.3. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi 24

3.2.4. Performans eğrilerinin oluşturulması 25

3.3. Finansal Analiz 27

4. ÖRNEK ÇALIŞMA 31

4.1. Napoli Est Şebekesi 31

4.2. Teknik Analizler 39

4.3. PAT Tasarımı ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri 43

4.3.1. PAT karakteristiklerinin belirlenmesi 43

4.3.2. PAT tasarımı 44

4.3.3. HAD temelli optimizasyon çalışmaları 48

4.4. PAT Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri 56

Sayfa

5. FİNANSAL ANALİZ 63

6. SONUÇ VE ÖNERİLER 67

KAYNAKLAR 71

ÖZGEÇMİŞ 75

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 3.1. Geleneksel türbin tipleri için belirlenmiş çalışma aralıkları 14

Çizelge 4.1. Napoli Doğu Şebekesi'nde, bu tez kapsamında oluşturulan senaryolar (A, B ve C), Coelho and Andrade-Campos (2017) tarafından oluşturulan senaryolar (S3, S6, S8) ve Fontana ve diğerleri (2012) tarafından oluşturulan senaryolar (A_F, B_F, D_F). 39

Çizelge 4.2. Her bir senaryo için oluşturulmuş günlük enerji üretimi için yapılan teknik analiz sonuçları ve Coelho ve Andrade-Campos (2017) tarafından yapılan çalışmada elde edilen sonuçlar 40

Çizelge 4.3. P151 ve P198 borularına basınç düşürme valfi yerleştirilmesi ile elde edilen saatlik akış verileri 44

Çizelge 4.4. Salyangoz kesit yarıçapları 48

Çizelge 4.5. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği için tanımlanan sınır koşulları 51

Çizelge 4.6. Optimizasyon hedefi olarak belirlenen parametreler 52

Çizelge 4.7. PAT analizleri için kullanılan sınır koşulları 57

Çizelge 4.8. PAT performansının su dağıtım sisteminde ölçülmesi için belirlenen sınır koşulları 58

Çizelge 4.9. HAD analizleri elde edilen PAT performans verileri ve Eş.3.30 ve Eş.3.31 ile elde edilen sonuçlar 60

Çizelge 4.10. Su dağıtım sisteminin minimum basınç kontrolü 62

Çizelge 5.1. Yıllık gelir ve yatırım maliyetleri 63

Çizelge 5.2. Finansal gelir analizleri 64

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 3.1. Tezde kullanılan metodoloji şeması 10

Şekil 3.2. a) Akış-zaman eğrisinin örnek görseli ve b) Paralel türbin projeleri için örnek akış-zaman eğrisi 11

Şekil 3.3. K ve Eg arasındaki ilişki 14

Şekil 3.4. Bir turbo makine için tasarım aşamaları ve optimizasyon döngüsü 17

Şekil 3.5. Pompa çark kanadının özgül hızlara göre değişimi (Yedidiah, 1996:27) 18

Şekil 3.6. Çarka ait radyal kesit 19

Şekil 3.7. Çarkın hız üçgenleri a) giriş kenarı ve b) çıkış kenarı 21

Şekil 3.8. ψ basınç katsayısının ve D_1/D_2 oranının ns özgül hıza göre değişimi 23

Şekil 4.1. a) İtalya'da bulunan Napoli Est Şebekesinin Napoli şehrindeki konumu ve b) Napoli Est Şebekesine ait ağ haritası 31

Şekil 4.2. EPANET 2.0 ile elde edilen San Sebastiano rezervuarı su seviyesi grafiği 32

Şekil 4.3. Şebeke karakteristiklerinin belirlenmesi için oluşturulan Algoritma 1 33

Şekil 4.4. Maksimum K değerinin bulunması için oluşturulan Algoritma 2 36

Şekil 4.5. Örnek çalışma kapsamında oluşturulan senaryolar ve şebekede yer alan bazı boru ve talep noktası konumları a) Senaryo A, b) Senaryo B, c) Senaryo C ve d) Şebekedeki bazı konumlar 35

Şekil 4.6. Boru 1'e ait akış-zaman grafikleri a) PRV eklenmeden önce ve b) PRV eklendikten sonra 37

Şekil 4.7. PRV eklenmesinin ardından P151 ve P198 akış-zaman grafikleri 38

Şekil 4.8. Senaryo A ve Senaryo B için Francis türbini verim eğrileri 41

Şekil 4.9. Senaryo A, Senaryo B ve Senaryo C için Kaplan türbini verim eğrileri 42

Şekil 4.10. Ön tasarıma ait hız üçgenleri a) giriş kenarı ve b) çıkış kenarı 47

Şekil 4.11. Tasarlanan PAT'in meridyenel profili 48

Şekil 4.12. a) ANSYS Bladegen ile oluşturulmuş ön tasarım çark görseli ve b) Ansys Bladegen meridyenel profil görseli 49

Şekil 4.13. Katı model programı ile oluşturulan PAT geometrisi 49

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.14. Tek kanat analizleri için yapılmış sayısal ağdan bağımsızlık çalışması sonuçları 50

Şekil 4.15. Tek kanat analizlerinde elde edilen akım çizgileri a) Ön tasarım ve b) Nihai tasarım 52

Şekil 4.16. Tek kanat analizi meridyenel kanal basınç dağılımı görseli a) Ön tasarım, b) Ara tasarım ve c) Nihai tasarım 53

Şekil 4.17. Tek kanat analizi mutlak basınç dağılımı ve kavitasyon kontrolü a) Ön tasarım ve b) Nihai tasarım 54

Şekil 4.18. HAD analizleri ile elde edilmiş PAT performans grafikleri 55

Şekil 4.19. Nihai tasarım PAT basınç konturu 55

Şekil 4.20. İki adet PAT ve PRV'nin yer aldığı santral şeması görseli 56

Şekil 4.21. HAD analizi sonuçlarının Eş 3.30 ve Eş 3.31 ile elde edilen grafikler ile karşılaştırılması 59

Şekil 4.22. Şebeke minimum basıncının kontrolü için oluşturulmuş Algoritma 3 61

Şekil 4.23. Senaryo B için HAD analizleri ile elde edilen PAT verim eğrisinin diğer türbin tipleri ile karşılaştırması 62

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
b	Çark giriş/çıkış genişliği
C	Mutlak hız, m/s
C_t	Maliyet
D	Çap
E	Enerji, J
g	Yerçekimi ivmesi, m/s^2
H	Düşü, m
h	Minör düşü kaybı, m
K	Minör kayıp katsayısı
n	Dönme hızı, dev/dk
P	Basınç, Pa
Ꝑ	Güç
S_m	Kuvvet Toplamı, N
t	Zaman adımı süresi, s
Q	Hacimsel debi, m^3s^{-1}
U	Teğetsel hız, m/s
V	Salyangoz içi hız, m/s
W	Bağıl hız, m/s
β	Kanat açısı
η_h	Hidrolik verim
ρ	Akışkan yoğunluğu, kg/m^3
λ	Daralma katsayısı
μ	Viskozite, Pa s
τ	Emniyet kayma gerilmesi
ψ	Basınç katsayısı

Kısaltmalar	Açıklamalar
ANN	Yapay Sinir Ağı (Annual Neural Network)
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
GA	Genetik Algoritma
MINLP	Karışık Tam sayılı Lineer Olmayan Programlama (Mixed Integer Nonlinear Programming)
NLP	Lineer Olmayan Programlama (Nonlinear Programming)
PAT	Tersine Çalışan Pompa (Pump as Turbine)
PRV	Basınç Düşürme Valfi (Pressure Reduction Valve)
SA	Benzetimli Tavlama (Simulated Annealing)

1. GİRİŞ

Dünyada nüfus artışı, kentleşme, sanayileşme ve küreselleşmenin sonucu olarak artan ticaret, doğal kaynaklara ve enerjiye olan talebi giderek artırmaktadır. Bu etkiler dünyada enerji ihtiyacını her yıl yaklaşık %4-5 oranında artırmaktadır. Artan enerji ihtiyacı, enerji üretimi ve verimliliği konusunda yeni çalışma alanları ortaya çıkarmıştır. Son yıllarda araştırmacılar, su dağıtım sistemlerindeki enerji kayıplarını azaltmak ve daha verimli çalışma koşulları için stratejiler geliştirmişlerdir. Bu stratejiler, şebeke anlık görüntüleme sistemi, arz-talep tahmini, su basınçlandırma sistemlerinin optimizasyonu, depo ve rezervuar sistemlerinin optimizasyonu ve gerçek zamanlı operasyonlar için yapay zekâ geliştirilmesi gibi basit sistemlerinden daha karmaşık sistemlere kadar geniş bir yelpaze içermektedir (Coelho, 2016). Bu uygulamalar genellikle enerji verimliliği ve şebekede oluşan su sızıntılarının azaltılması olmak üzere iki ana hedefe yöneliktir. İçme suyu dağıtım sistemlerinde oluşan su kayıplarının azaltılması, mekanik onarımların haricinde iyi bir şebeke basınç yönetimi ile sağlanmaktadır. Şebeke basıncı düşürülerek su sızmaları en aza indirgenebilir ancak bölge halkının konfor şartı unutulmamalı ve gerekli minimum basınç şebeke boyunca her daim korumalıdır. Şebekede basıncın korunması içinse rezervuarlar yüksek bir noktaya yerleştirilmekte ve pompa sistemleri kullanılmaktadır. Basıncın düşürülmesi gerektiği lokasyonlarda ise su idareleri basınç düşürme valflerini (Pressure Reduction Valve-PRV) kullanmayı tercih etmektedirler. Ancak basınç düşürme valfleri, enerji harcanarak oluşturulan basıncı doğrudan düşürmektedir. Bu durumda, şebekenin basıncını artırmak için kullanılan enerji bu valfler ile boşa gitmektedir. Ramos, Kenov ve Vieira (2011) ve Perez-Sanchez, Sanchez-Romero, Ramos ve Lopez-Jimenez (2017) yaptıkları çalışmalarda, basınç düşürme valfleri konulacak yerlere su türbinleri yerleştirilerek enerji verimliliğine katkıda bulunabileceğini aynı zamanda su sızıntılarının %30 ila %40 mertebesinde azaltılabileceğini belirtmişlerdir. Su türbinleri, akışkanın sahip olduğu potansiyel enerjiyi faydalı işe çeviren turbomakinelerdir. Ancak hidroelektrik santraller, farklı akış karakteristiklerine sahip oldukları için her biri kendisine özgün bir türbin tasarımına ihtiyaç duyar. Türbin tasarımı yapabilmek içinse birçok sınırlamanın ve ön şartın göz önüne alınması gerekmektedir. Genellikle yüksek verimli ve kavitasyon riski olmayan çarkın tasarlanması ana amaçtır. Türbin çarkları ise oldukça karmaşık bir geometriye sahiptir. Bu durum analitik yöntemler ile türbinlerin dizaynını zorlaştırmaktadır. Analitik yöntem ile yapılan bir türbin tasarımından sonra model türbin imalatı ve performans testleri yapılmaktadır. Eğer hedeflenen tasarım değerleri sağlanamaz ise yapılacak her

optimizasyon için yeniden model türbin imalatı ve test süreci gereklidir. Bu süreç zaman kaybına sebep olmakla birlikte maliyetleri de beraberinde getirmektedir. Bundan dolayı araştırmacılar son zamanlarda hesaplamalı akışkan dinamiği (HAD) temelli tasarım metodolojilerini tercih etmektedirler. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği tasarımcıya, ön tasarımda ve sonrasında, akış karakteristiklerini (partikül hızı, basınç değerleri, kavitasyon oluşumu, hidrolik verim vb.) görme olanağı sağlamaktadır. Dolayısıyla optimizasyon süreci, üretim ve test aşamaları olmaksızın hızlanmaktadır.

Günümüzde yapılan çalışmalar su dağıtım sistemlerinde enerji üretimi için geleneksel hidrolik türbinlere bir alternatif sunmaktadır. Tersine çalışan pompalar, bir diğer deyişle pompa-türbin (Pump as Turbine-PAT) sistemleri, düşük yatırım maliyetleri ile şebekede yer alan basınç düşürme valfleri yerine yerleştirilerek boşa harcanan enerjinin geri kazandırılması amacı ile kullanılmaktadır. Bu seçenek, son derece karmaşık bir ağa ve değişken akış koşullarına sahip su dağıtım şebekelerinde, geleneksel türbinler için zorunlu olan tasarım ve üretim süreçlerinin yapılması gereksinimini ortadan kaldırmaktadır. Aynı zamanda enerji üretiminin yanı sıra dolaylı olarak bir basınç düşürme valfi görmekte ve yüksek basınç sebebiyle oluşan su sızıntılarının azaltılmasına katkı sağlamaktadır.

Tez, bir su dağıtım sisteminde tersine çalışan pompa kullanarak enerji üretimine dair fizibilite analizi ve örnek bir çalışmayı da kapsayacak şekilde üç aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada, en uygun konumun ve türbinin belirlenmesi için bir metodoloji geliştirilmiştir. Su dağıtım şebekelerinin analiz edilebilmesi için sayısal bir kod yazılarak örnek çalışma üzerinde uygulanmıştır. Örnek çalışmada, şebekeye ait farklı konumlar ve türbinlerin seçildiği 7 farklı senaryodan oluşmaktadır. İlk aşama için geliştirilen metodolojinin temel hedefi, bir su dağıtım sisteminde üretilebilecek maksimum enerjinin elde edilmesi amacı ile, en uygun konum ve türbin tipinin belirlenmesidir. En uygun türbin tipi belirlenirken çeşitli teknik analizler yapılmış ve bu analizler sırasında literatürde yer almış ampirik bağıntılar kullanılmıştır. Çalışma kapsamında tasarımı ve performans analizi yapılacak turbomakine olarak tersine çalışan pompa seçilmiştir. Yapılan teknik ve finansal analizler çerçevesinde su dağıtım sistemlerinde PAT kullanımının avantaj ve dezavantajları irdelenmiştir.

İkinci aşama, HAD temelli dizayn metodolojisi ile tasarlanmış bir PAT tasarımını, aynı zamanda pompa ve türbin olmak üzere her iki çalışma koşullarında yapılmış olan hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerini içermektedir. Ampirik ve teorik denklemler

kullanılarak tasarlanan pompaya ait katı model paket program aracılığı ile oluşturulmuş ve ön tasarım üzerinde optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. İkinci aşamanın temel hedefi, tasarlanan pompanın türbin gibi çalıştırılması ve ilk aşamada elde edilen veriler ile şebeke içerisindeki çalışma performansının hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak karşılaştırılmasıdır.

Üçüncü aşamada, oluşturulan senaryoların finansal analizlerini içermekte ve senaryoların hayata geçirilmesi halinde elde edilecek kâr oranlarını ortaya koymaktadır.

Tezde yer alan bölümlerin içerikleri aşağıda özetlenmiştir.

- Bölüm 2'de literatür araştırması yapılmış ve geçmiş çalışmalar özetlenmiştir. Referans alınan çalışmalar özellikle su dağıtım sistemlerinde basınç yönetimi ve enerji üretimi, turbomakine tasarım metodolojileri, hesaplamalı akışkanlar dinamiği temelli turbomakine uygulamalarını işleyen konular üzerine seçilmiştir.
- Bölüm 3'de çalışma boyunca uygulanan metodolojilere yer verilmiştir.
- Bölüm 4'de örnek çalışma için belirlenen su dağıtım sisteminde analizler gerçekleştirilmiş ve enerji üretimine yönelik senaryolar üretilmiştir. Ardından bir tersine çalışan pompa tasarımı ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği temelli optimizasyon çalışmaları yürütülmüştür. Son olarak elde edilen nihai tasarımın su dağıtım sistemindeki enerji üretim performansı hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile ölçülmüştür
- Bölüm 5'de oluşturulan senaryoların gider ve gelirlerini hesaplayan finansal analizler gerçekleştirilmiştir.
- Bölüm 6'da çalışmanın sonuçları ve literatüre katkıları paylaşılmıştır. Ayrıca gelecek çalışmalar için önerilere de yer verilmiştir.

2. İÇME SUYU DAĞITIM ŞEBEKELERİNDE ENERJİ ÜRETİMİ

İçme suyu dağıtım sistemleri oldukça karmaşık boru hatlarına sahiplerdir. Bölge halkının talebine göre akışkan basıncı ve debisi hat içerisinde sürekli değişim göstermektedir. Bu durum birçok işletme problemini bir araya getirmektedir. Son yıllarda araştırmacılar, servis kalitesinden ödün vermeden bir su dağıtım şebekesinin nasıl enerji verimli bir sistem haline getirilebileceği konusunda araştırmalar yapmışlardır.

Geçmiş yıllarda, su dağıtım sistemleriyle ilgili mühendislik problemlerini çözmek için lineer, lineer olmayan, dinamik programlama ve benzeri teknikler sıkça kullanılmıştır. Probleme yönelik en uygun çözüm, fiziki sistemin basitleştirilmesi ve matematiksel modele dökülmesi ile mümkündür. Sistemin matematiksel bir biçimde temsil edilmesi içinse probleme özgü varsayımlar kullanılmaktadır. Fiziksel sistemin ayrıntılı bir şekilde ele alınmasının yanı sıra maksimum seviyede çözümler sağlayan matematiksel bir modelleme tekniği, gerçek yaşam problemlerinin çoğunda kabul edilebilir (Teegavarapu ve Simonovic, 2002). Günümüzde araştırmacılar, bu teknikleri kullanarak nümerik metotlar geliştirmekte veya su dağıtım sistemlerinin davranışlarını analiz edebilen özel yazılımlar (örneğin, EPANET ve WaterGEMS) kullanmaktadırlar (Rosmann, 2000). Bu modeller, bir su dağıtım sisteminde enerji verimliliği ve kayıpların azaltılması gibi problemlerin çözümü için hızlı ve maliyetsiz bir analiz yapma olanağı sunmaktadır.

Teegavarapu ve Simonovic (2002), MINLP (Mixed Integer Nonlinear Programming – Karışık Tamsayı Lineer Olmayan Programlama) yöntemini geliştirmiş ve hidroelektrik santrallerde optimum güç üretim değerlerini elde etmek için SA (Simulated Annealing-Benzetimli Tavlama) tekniği ile karşılaştırmıştır. Her iki teknik de Manitoba, Kanada'da yer alan farklı dört rezervuar sisteminde uygulanmış ve benzer koşullar için MINLP ve SA modelleri ayrı ayrı denenmiştir. Sonuçlar, oluşturulan matematiksel modelin hedef fonksiyonu için SA modelinin, MINLP modelinden daha iyi bir yakınsama değerine ulaştığını göstermiştir. Corcoran, McNabola ve Coughlan (2016), NLP (Nonlinear Programming-Lineer Olmayan Programlama) yaklaşımını ve evrimsel optimizasyon (an evolutionary optimization) yaklaşımını, bir su dağıtım şebekesi için karşılaştırmıştır. Bu çalışmada hedef fonksiyon, su türbinleri ile enerji üretimini maksimuma çıkarmak için belirlenmiştir. Çalışmalarının ilk kısmında basitleştirilmiş beş düğümlü bir su dağıtım şebekesi denenmiştir. Sonuçlar MINLP yaklaşımının en uygun optimizasyon tekniği

olduğunu göstermiştir. Daha sonra yazarlar, çalışmalarının ikinci kısmında aynı hedef fonksiyon koruyarak NLP ve MINLP tekniklerini 25 düğümlü bir ağa uygulamışlardır. MINLP yaklaşımı ile elde edilen akış karakteristikleri gerçeğe oldukça yakın çıkmış ve en büyük bağıl hata %1,96 olarak belirlenmiştir. Sonuç olarak yapılan bu çalışma, optimizasyon algoritmalarının bir karar destek aracı olarak kullanılabileceğini göstermiştir.

Araştırmacılar, su dağıtım sistemlerinde enerji üreterek uzun vadede maksimum kâr oranlarının yakalanabilmesi için maliyetleri düşürmenin yollarını aramışlar ve klasik türbin kullanmak yerine tersine çalışan pompa alternatifini gündeme getirmişlerdir. Ramos, Mello ve De (2010), su dağıtım sistemlerine yerleştirilen basınç düşürücü valflerin ve PAT'lerin (Pump as Turbine) sisteme olan etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Deneysel ve sayısal çalışmalar, normal çalışma koşulları için PAT ve basınç düşürücü valf arasında eşdeğer bir davranış olduğunu göstermiştir. Mali analizler ise hidrolik enerji santralinin geri ödeme süresinin yaklaşık dokuz yıl olduğunu göstermiştir. Bir diğer çalışmada ise Ramos ve arkadaşları (2011), su dağıtım sistemlerinde enerji verimliliği sağlamak ve işletme maliyetlerini düşürmek için üç farklı yöntemi araştırmışlardır. Bu yöntemlerin aynı zamanda doğaya olan etkisine dair veriler de paylaşmışlardır. İlk yöntemde yüksek bir noktaya yerleştirilen ve pompa ile beslenen bir rezervuardan enerji eldesi hedeflenmiştir. Rezervuarda var olan potansiyel enerjiyi faydalı işe dönüştürmek için bir su türbini kullanılmıştır. Sonuçlar, üretilen aynı miktarda enerjinin fosil yakıtlardan eldesi ile doğaya 9 kat daha fazla karbondioksit salınacağını göstermiştir. İkinci yöntem, su basınçlandırma sistemleri için kullanılan pompaların zaman çizelgeleri üzerinde yaptıkları optimizasyonları içermektedir. Sonuçlar, zaman çizelgelerindeki düzenlemenin elektrik tüketimini veya hava kirliliğini etkilemediğini, ancak işletme maliyetlerini önemli ölçüde düşürdüğünü göstermiştir. Üçüncü yöntemde ise şebekede kullanılan bir su pompasına güç sağlamak için sisteme bir rüzgâr türbini dahil edilmiştir. Sonuçlar bu yöntem kullanılarak karbondioksit emisyonlarının yarı yarıya azaltılabileceğini göstermiştir.

Yüksek verimli bir türbin tasarlamak için mühendisler birçok teknik (türbinin devri, debisi, boyutu, verimi vb.) ve finansal (üretim, test, hammadde, montaj, iş gücü vb.) parametreyi göz önünde bulundurmalıdırlar. Her türbinin kendine özgün bir tasarımı vardır ve bileşenler türbin tipine ve dizayn karakteristiklerine göre değişkenlik göstermektedir. Turbomakinalarda, tasarım hedefi aynı olmasına rağmen, farklı tasarım metodolojisine ihtiyaç duyan iki özel parça bulunmaktadır; çark ve dağıtıcı kanatlar. Tüm turbomakinelerde

en kritik bileşen olan çark karmaşık bir geometriye sahiptir ve akışkandan rotora enerji aktaran kanatlardan oluşmaktadır. Yirminci yüzyılda, araştırmacılar yüksek verimli bir çark tasarımı elde edebilmek için çarkın özgül hızını temel alan çeşitli metodolojiler geliştirmişlerdir. Bu metodolojilerin birçoğu ampirik bağıntılar içermekte olup türbin içerisindeki akışkanın davranışını anlamak için kullanılan deneysel çalışmalar ile oluşturmuştur.

Patermann (1964), pompa, Francis, Kaplan, Pelton, gaz türbini, buhar türbini ve türbin parçaları gibi birçok turbomakine için deneysel çalışmalara dayanan analitik yöntemler geliştirmiştir. Hidroelektrik makineler için metodolojiler hem özgül hız hem de sonsuz kanat teoremine dayandırılmıştır. Petermann ayrıca türbin bileşenlerinin üretim prosesleri için teknik resim çizim yöntemlerini de paylaşılmıştır. Türbin çarkı tasarımı için bir diğer önemli yaklaşım Bovet (1963) tarafından literatüre kazandırılmıştır. Boyutsuz özgül hızı referans olarak kullanan Bovet metodolojisi, çarka ait iç ve dış halka eğrilerini ve konumlarını hassas olarak hesaplamaya olanak tanımaktadır. Yine aynı yöntem çark üzerindeki her bir akım çizgisine ait giriş ve çıkış açılarını hesaplama olanağı sunmaktadır (Miloş ve Bărglăzan, 2004; Bovet, 1963). McBride (1979), sıkıştırılamaz akışkan ile çalışan bir turbomakinanın tasarımı ve analizi ile ilgili metodolojiler geliştirmiştir. Çark içerisinde yer alan kanat açılarının akışa olan etkisini incelemek ve akustik yük dağılımlarını modellemek için hareket denklemleri geliştirmiştir.

Günümüzde sayısal yöntemler ve hesaplama araçları kullanarak daha kısa sürede daha verimli turbomakineleri tasarlanabilmektedir. Acharya, Kim, Thapa ve Lee (2015), hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemlerini kullanarak işletmede olan bir Banki türbinini daha verimli hale getirmek için optimize etmiştir. Çalışmaları esnasında optimize edilecek türbine ait dizaynı baz tasarım olarak seçmişlerdir. Ayrıca su besleme adaptörü, dağıtıcı kanat açısı ve kanat sayısının türbin verimi üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Banki türbininin verimi optimizasyon çalışmaları sonucunda %63,67'den %76,70'e yükselmiştir. Deyou ve diğerleri (2015), bir PAT modelinin performans karakteristiklerini araştırmışlardır. Tam santrifüj PAT modeli için ANSYS ICEM 14.0 kullanılarak sıkıştırılamaz türbülanslı akış simülasyonları gerçekleştirilmiş ve sonuçlar deney verileri ile karşılaştırılmıştır. HAD analizler dört farklı debi değeri için gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, farklı şiddet ve büyüklükte girdap oluşumlarının dağıtıcı kanatların çevresinde meydana geldiğini göstermiştir. Anup, Thapa ve Lee (2014), Francis türbininde k-w SST türbülans

modeli kullanarak sayısal bir çalışma ve deneysel doğrulama gerçekleştirmiştir. Zamana bağımlı analizler, çarkta ve dağıtıcı kanatlarda her bir kanadın üzerinde simetrik bir basınç ve tork dağılımı olduğunu göstermiştir. Yazarlar, tasarım esnasında göz önünde bulundurulması gereken en önemli parametrelerin rotor-stator etkileşiminden kaynaklanan basınç dalgalanmalarını ve yayıcıda oluşan girdaplar olduğunu belirtmişlerdir.

Choi, Zullah, Roh, Ha ve Oh (2013) işletme halindeki bir türbine optimizasyon çalışması yapmışlardır. Orijinal türbine ait salyangoz, kılavuz kanatlar ve yayıcı gibi bileşenler değiştirmeksizin, çark için optimizasyon faaliyetleri yürütmüşlerdir. Çarkın verimi HAD temelli optimizasyon çalışmaları ile arttırılmış ayrıca sayısal çalışma deneysel olarak doğrulanmıştır. Deneysel testler, türbin veriminin %9,93 oranında arttığını göstermiştir. Benzer bir çalışma, Teran, Larrahondo ve Rodriguez (2016) tarafından 500 kW kapasiteye sahip Francis türbini için yapılmıştır. Yapay sinir ağları (ANN) ve genetik algoritmalar (GA) üzerine kurulu bir optimizasyon tekniği çalışma süresince uygulanmıştır. HAD sonuçlarına göre türbin hidrolik verimi %14,77 oranında artmış ve yapısal etkiler en aza indirilmiştir. Wang T., Wang C., Kong, Gou ve Yang (2017), ters çalışma koşulları için teorik hesaplamalar kullanarak bir pompaya ait kanat geometrisini yeniden tasarlamıştır. Yeni tasarım sayısal ve deneysel olarak analiz edilmiştir. ANSYS CFX hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programı olarak seçilmiş ve pompaya ait tüm bileşenler akış analizlerine dahil edilmiştir. Sonuçlar, orijinal pompa çarklarının tersine çalışma koşulları için yeniden tasarlanmış özel çarklarla değiştirildiğinde hidrolik verimin arttığını göstermiştir.

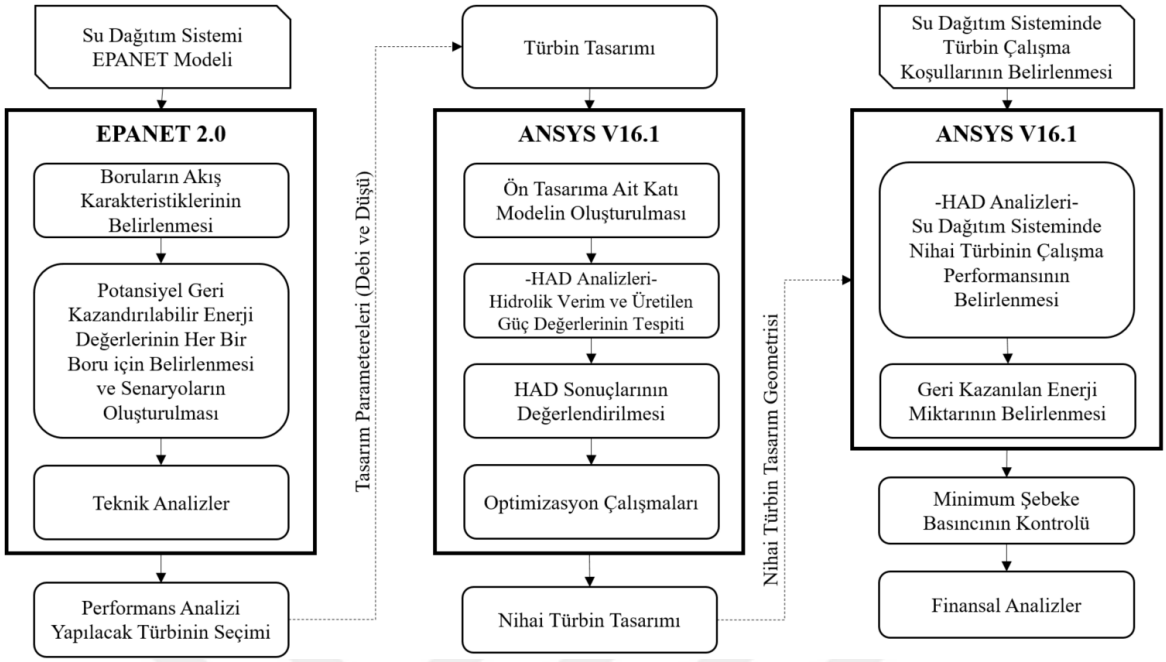
Daha önceki çalışmalardan da görüldüğü gibi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği temelli metodolojiler ve optimizasyon teknikleri, hidrolik makinelerin hızlı ve etkin bir şekilde tasarlanmasını mümkün kılmakta ve türbin bileşenleri boyunca akış hareketlerinin deneysel düzeneğe gerek kalmaksızın gözlenmesine olanak sağlamaktadır.

3. METODOLOJİ

Bu çalışma, herhangi bir su dağıtım sisteminde enerji üretimini hedeflemektedir ve uygulanan metodoloji üç ana aşamaya ayrılabilir:

(i) Enerji geri kazanımı için şebeke üzerinde yer alan potansiyel alanların belirlenmesi,
(ii) Mikro türbin seçimi, seçilen türbinin tasarımı ve HAD analizi,
(iii) Finansal analizler.

İçme suyu dağıtım şebekeleri oldukça karmaşık bir ağa sahiplerdir ve ağ içerisindeki boruların akışkan basıncı ve debisi anlık değişkenlik göstermektedir. Bu gibi sistemlerin analiz edilebilmesi için geliştirilmiş hesaplama programları, su şebekelerindeki akışkan karakteristiklerinin belirlenebilmesine ve türbin sistemlerinin kurulabilmesi için potansiyel konumların saptanabilmesine olanak sağlar. Bu çalışmada, ağın her borusundaki akışkan davranışı bir hidrolik simülatör, EPANET 2.0 vasıtasıyla analiz edilmiştir. Bu analizin temel amacı şebekeden elde edilebilecek maksimum enerjinin üretilebilmesi için senaryolar oluşturmaktır. Bu çalışmanın ikinci aşaması, oluşturulan senaryolar için bir türbin tasarımını ve şebeke içerisindeki performansının sayısal olarak belirlenmesini içermektedir. Literatür araştırmasından elde edilen verilere göre, geleneksel türbin yerine pompanın türbin olarak kullanılması alternatif bir çözümdür. Çalışma kapsamında bu alternatif, teknik analizler ile değerlendirilecek ve bir santrifüj pompanın tasarımı ve optimizasyonu gerçekleştirilecektir. Ardından bu santrifüj pompa için, senaryolar vasıtası ile elde edilen akış verileri kullanılarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programı aracılığı ile performans analizleri yapılacaktır. Üçüncü aşamada ise literatürde yer alan maliyet hesaplama modelleri kullanılarak bir finansal fizibilite analizi yapılacaktır. Metodolojiyi oluşturan bu üç aşama Şekil 3.1'de sunulmuştur.

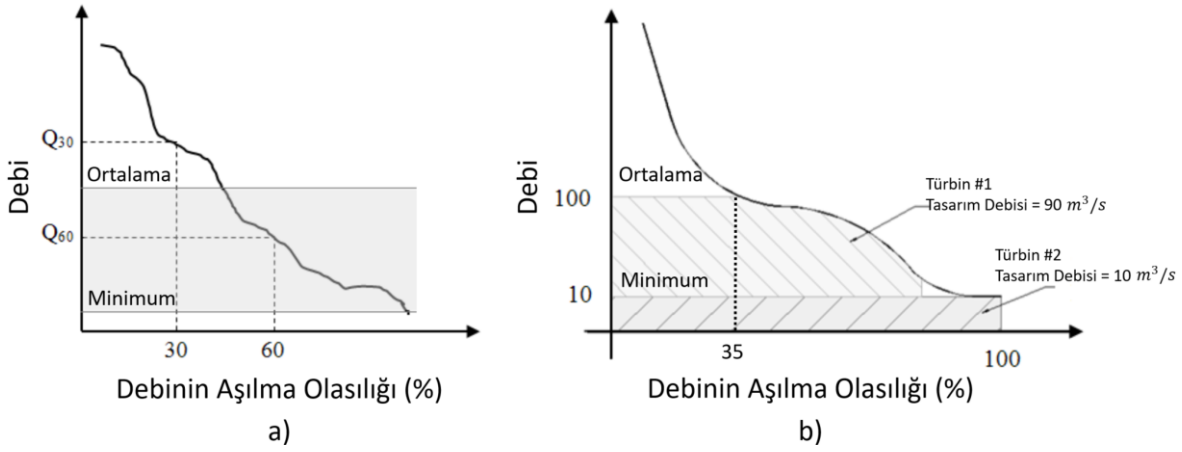


Şekil 3.1. Tezde kullanılan metodoloji şeması

3.1. Su Dağıtım Sistemlerinde Enerji Üretimi İçin En Uygun Konumun Belirlenmesi

Su dağıtım sistemleri, akış hızı ve basınç değeri gibi farklı akış karakteristikleriyle tasarlanır. Sistem bileşenlerinin (boru hatları, rezervuarlar, pompalar, valfler vb) karakteristikleri bölgenin su talebine göre seçilir ve konumlandırılır. Ancak her bir borudaki akış karakteristikleri gün içerisinde sürekli değişmektedir. Bunun temel nedeni bölge sakinleri tarafından talep edilen su miktarının gün içerisinde farklılık göstermesidir. Ayrıca rezervuarda depolanan su miktarları da mevsimsel ve operasyonel sebeplerden değişim gösterebilmektedir. Bu sebeple, su dağıtım sistemlerine bir veya daha fazla türbinin yerleştirilebilmesi için ağ üzerindeki tüm boruların akış hızlarının saatlik değişimleri ve basınç verileri ayrıntılı olarak analiz edilmeli ardından türbinin konumu belirlenmelidir. Hidroelektrik santral uygulamalarında, türbinin tasarım kriterlerinin belirlenmesi için akış-zaman eğrileri kullanılmaktadır (Coelho 2016; European Small Hydropower Association, 2004; Natural Resources Canada, 2005). Bu tip eğriler, ortalama günlük akışın kaydedilmiş her değeri için, bu değere eşit veya aşılmış olan zaman yüzdesini gösterir. Örnek vermek gerekirse, 1 yıl boyunca ölçümlerin yapıldığı bir nehirde günlük debi değerleri ölçülerek akış-zaman grafiği oluşturulmuştur. Oluşturulan akış-zaman grafiği ile herhangi bir hacimsel debi değerinin bir yıl içerisinde kaç gün boyunca sistemden geçtiği yüzdelik olarak görülebilir. Örnek akış-zaman eğrisi grafikleri Şekil 3.2'de verilmiştir. Şekil 3.2a'da verilen

grafikte, Q_{30} debisini belirlenen zaman zarfında akışın %30'u sağlamaktadır. Şekil 3.2b'de ise paralel iki türbin projesi için örnek bir akış-zaman grafiğine yer verilmiştir. Bu grafikte tasarım debisi 90 m^3/s (Türbin #1) ve 10 m^3/s (Türbin #2) olan iki türbin yer almaktadır. Grafik incelendiğinde Türbin #1'in toplam zaman diliminin yaklaşık %35'i süresince (10 m^3/s'lik debi Türbin#2 tarafından kullanılıyor.) tasarım debisinin altında çalışacağı öngörülmektedir. Türbin #2 ise 10 m^3/s tasarım debisi ile işletme esnasında hiç tasarım debisinin altında çalışmayacaktır. Bu grafikler aynı zamanda değişen akış karakteristiklerinde çalışabilecek uygun tip türbinin belirlenmesi için bir araç konumundadır.



Şekil 3.2. a) Akış-zaman eğrisinin örnek görseli ve b) Paralel türbin projeleri için örnek akış-zaman eğrisi (Coelho, 2016)

Kaydedilmiş her bir veri için zaman yüzdesi;

$$\chi_{aşılma\ \ sınırı} = \ [R/(n_{zaman\ \ adımı} + 1)] \times 100 \qquad (3.1)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Burada belirli bir akışın eşit veya aşılma olasılığı $\chi_{aşılma\ \ sınırı}$, R atanan sıra numarası (akış verileri genelde en yüksekten en düşüğe göre sıralanır ve daha sonra sıra numarası atanır.) ve $n_{zaman\ adımı}$ kayıt dönemindeki zaman adımı sayısıdır.

Akış-zaman eğrileri, belirli bir bölgedeki akış rejiminin değerlendirilmesi için kullanılır. Ayrıca bir sahanın hidroelektrik güç potansiyelinin belirlenmesi için bir başlangıç noktasıdır. Colorado Energy Office (2015), bir mikro hidroelektrik santralin kapasitesinin %30 ila %60 arasında bir aşma sınırı içerisinde belirlenmesini önermiştir. Türbinler için örnek olarak belirlenen çalışma aralığı Şekil 3.2a'da gri alanla gösterilmiştir.

Akış-zaman eğrileri, su dağıtım sistemindeki her bir boru için oluşturulabilir. Zaman faktörü saatlik, günlük, aylık veya mevsimsel olarak belirlenebilir. Enerji üretimi ile ilgili çalışmalarda genellikle günlük akış-zaman eğrileri üzerinden değerlendirme yapılmaktadır. Şebeke basınç yönetimi veya rezervuar analizleri gibi makro sistemler içinse yıllık akış-zaman eğrileri tercih edilmektedir (Coelho, 2016).

Türbinler, bir akışkanın sahip olduğu enerjiyi işe çevirmek için kullanılır. Genellikle bir çark vasıtası ile akışkanın basıncını torka çevirerek rotora aktarırlar. Geleneksel türbin uygulamaları akışkanın sahip olduğu tüm basıncı işe çevirmeyi amaçlar. Ancak su temin sistemlerinde, türbin işletme halindeyken tüm ağ için minimum basınç seviyesi korunmalıdır. Yani hattaki basıncın tamamının türbin tarafından kullanılması istenmez. Türbinin konumlandırılacağı borunun seçimi için en önemli kriter türbin tarafından işe çevrilecek basıncın miktarıdır. Bu miktarın belirlenmesi için şebeke üzerinde PRV modelleri oluşturulmaktadır. EPANET 2.0 ile oluşturulmuş şebekede yer alan tüm borulara sırası ile yerleştirilen basınç düşürme valfleri, ilgili borulardaki potansiyel geri kazandırılabilir enerji miktarlarını belirlemek için kullanılabilir. Bu modeller aynı zamanda seçilen konumdaki basınç kaybının sistem üzerindeki etkisini incelemek içinde kullanılmaktadır.

Türbinin inşa edileceği konumun belirlenmesi ile birlikte türbinin tasarım debisi ve düşüsü belirlenmiş olur ve türbinin net gücü aşağıdaki denklemle hesaplanabilir:

$$P_{net} = \rho\, g\, H_d\, Q_d\, \eta_t \tag{3.2}$$

Net güç denklemi içerisinde yer alan Q_d tasarım debisi (m^3/s), H_d tasarım düşüsü (m), ρ akışkan yoğunluğu (kg/m^3), g yer çekimi ivmesi (m/s^2) ve η_t ise türbin verimidir. Türbin kurulumu için en etkin yer, maksimum net gücün elde edildiği konum olacaktır. Burada yer alan tasarım düşüsü PRV modelleri ile elde edilmektedir. Bir PRV'de oluşacak düşü kaybı aşağıdaki denklem ile bulunmaktadır.

$$h = K \frac{8}{\pi^2 g} \left(\frac{Q}{D^2} \right)^2 \tag{3.3}$$

Burada yer alan D boru çapı (m), Q akışkanın hacimsel debisi (m^3/s) ve K ise boyutsuz direnç katsayısıdır (Coelho, 2016). Eş. 3.2 ve Eş. 3.3 tek bir denklemde birleştirilir ve türbin tasarım düşüsünün PRV ile elde edelin düşü kaybına eşit olduğu kabul edilirse:

$$h = H_d, \tag{3.4}$$

$$₱_{net} = \rho \ g \ Q_d \ \eta_t \ \left[K \frac{8}{\pi^2 g}\left(\frac{Q_d}{D^2}\right)^2\right], \tag{3.5}$$

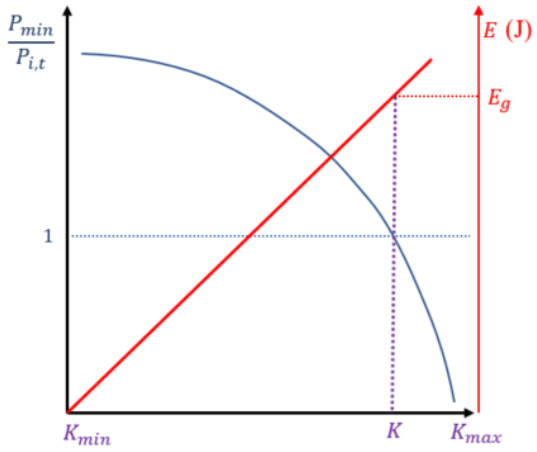
denklemleri elde edilir. Eş.3.5'den görülebileceği gibi türbinden üretilecek net güç, PRV modelinde kullanılan boyutsuz direnç katsayısı K ile doğru orantılıdır. Bu çalışmada, bir türbin tesisatı için en uygun yerlerin belirlenmesi, basınç düşürme valfleri kullanarak yapılacaktır. Hedef, PRV kullanılarak maksimum enerjinin tespit edildiği bir optimizasyon yaklaşımıdır. Optimizasyon yaklaşımı şu şekilde formüle edilebilir:

$$\text{Maksimum}_{K} \quad E_g = \rho \ g \sum_t Q_t \quad h(K) \quad t_{adım}, \qquad t = 1, \dots, n_{\text{adım}} \tag{3.6}$$

$$\text{Koşulu ile} \quad P_{i,t} - P_{\min} \geq 0 \qquad i = 1, \dots, n_{\text{düğüm}} \tag{3.7}$$

Denklemler içerisinde yer alan E_g türbin ile geri kazanılabilecek enerji (J), $t_{\text{adım}}$ zaman adımı, $n_{\text{düğüm}}$ şebeke ağı içerisindeki düğüm sayısı, $P_{\min}$ şebeke için belirlenen minimum düşü değeri (m) ve P ise i düğümünün t zaman adımındaki düşü değeridir (m). Eş. 3.6 ve Eş. 3.7, EPANET 2 paket programı ile modellenmiş bir şebekedeki senaryoları oluşturmak ve potansiyel olarak geri kazanılabilir enerjiyi en üst düzeye çıkaran valfin azami kayıp katsayısını belirlemek için kullanılır.

Yukarıda verilen optimizasyon problemini çözmek için ikiye bölme yöntemi kolaylıkla uygulanabilmektedir. Algoritmanın ilk adımında kayıp katsayısının minimum ve maksimum değerleri belirlenir ve bir sonraki adımlarda ikiye bölme yöntemi ile yeni K değerleri atanmaya başlar. Yeni atanan kayıp katsayısı, Eş. 3.6 eşitliği sağlanıncaya kadar yeni ve eski K değerleri arasındaki aralığın yarısı kadar tekrar tekrar arttırılır veya azaltılır. Eş. 3.7 sıfıra ulaştığında, algoritma yeni K değeri atamayı durdurur ve maksimum E_g elde edilir. Bu değer oluşturulmuş senaryonun ilgili konumu için üretilebilecek maksimum enerjidir.



Şekil 3.3. K ve E_g arasındaki ilişki

3.2. Türbinin Seçimi Ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri

Ortalama günlük düşü kaybı ve akış debisinin belirlenmesi, çalışma aralığı grafikleriyle veya deneysel çalışmalara dayanan hesaplama teknikleriyle sisteme entegre edilecek türbin tipinin seçilmesine olanak tanır. Çizelge 3.1, su dağıtım sistemlerinde kullanılan beş geleneksel hidrolik türbin çeşidi (Francis, Kaplan, Pelton, Turgo, Banki türbinleri) için düşü aralıklarını göstermektedir. Bununla birlikte, bazı çalışmalar türbin yerine PAT kullanarak oldukça iyi sonuçlar elde etmiştir (Carravetta, Giudice, Fecarotta ve Ramos, 2012; Fecarotta, Carravetta ve Ramos, 2011 ; Fontana, Giugni ve Portolano, 2012 ; Giugni ve diğerleri, 2013, Patelis, Kanakoudis ve Gonelas, 2016). Son yıllarda, düşük kapasiteli güç santralleri için PAT kullanımı hem işletmeye alma hem de bakım masraflarını azaltma ihtiyacı nedeniyle önerilmektedir (Patelis ve diğerleri, 2016).

Çizelge 3.1. Geleneksel türbin tipleri için belirlenmiş çalışma aralıkları (European Small Hydropower Association, 2004)

Çalışma Rejimi	Türbin Tipi	
50<H<1300	Pelton	aksiyon
50<H<250	Turgo	aksiyon
10<H<350	Francis	reaksiyon
3<H<250	Cross-Flow	aksiyon
2<H<40	Kaplan/propeller	reaksiyon

Günümüzde şehirlerin planlaması oldukça karmaşıktır ve buna ilaveten sınırları zamanla büyümektedir. Dolayısıyla şehirlerin içme suyu ihtiyacını karşılayacak bir boru ağının planlanması ve kapasitenin belirlenmesi oldukça zordur. Tüm bunlara ilaveten her bir bölgedeki su talebi miktarını belirlemek hiçbir zaman tam olarak mümkün değildir. Yılın her günü ve günün her saati anlık talep çok büyük farklar ile değişkenlik gösterebilmektedir. Ancak geleneksel birçok türbin tipi sabit akış şartları için yüksem verimler vaat edebilmektedir. Küçük debi ve düşü değişimleri yardımcı bileşenler kullanılarak telafi edilebilse de büyük miktardaki değişimler verim kaybına sebep olmaktadır. Bu tarz çalışma koşulları için kullanılabilecek tek türbin tipi Kaplan türbinleridir. Açısı değiştirilebilir kanat çarkları, anlık akış karakteristiği için yeni bir pozisyon alabilir ve verim değerini her zaman üst seviyede tutmayı başarabilir. Ancak Kaplan türbinleri gerek tasarım gerek imalat gerekse de montaj açısından en maliyetli türbin tipidir. Ayrıca Kaplan türbini kullanılan bir mikro hidroelektrik santralinin projelendirilmesi ve işletmeye alınması yaklaşık 1-1.5 yıl sürmektedir (European Small Hydropower Association, 2004). Su dağıtım sistemlerinde enerji üretimi ile ilgili önceki çalışmalar, uygulanabilir çözümlerden birinin tersine çalışan pompa (PAT) olduğunu belirtmişlerdir. PAT'ler bir pompanın ters olarak çalıştırılması ve bir jeneratör vasıtası ile enerji üretilmesi prensibine dayanır. Yüksek verim değerleri vaat edemezler ancak akış karakteristiklerindeki büyük değişimlerden de geleneksel türbinler kadar etkilenmezler (Giugni ve diğerleri, 2013 ; Fontana, Giugni ve Portolano, 2012). Yatırım maliyetleri düşük, işletmeye alma ve geri ödeme süreleri ise oldukça kısadır. Sonuç olarak, bu çalışmada su dağıtım sistemlerinde enerji geri kazanımına yönelik PAT alternatifine odaklanacak ve sonuçlar değerlendirilecektir.

3.2.1. Tersine çalışan pompa tasarımı

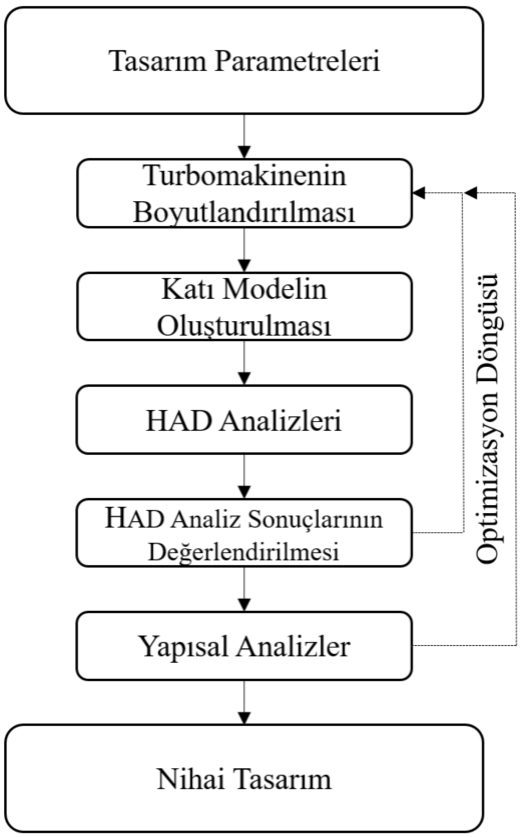
Turbomakineler, hidrolik enerjinin mekanik enerjiye (türbin) veya mekanik enerjinin hidrolik enerjiye (pompa) çeviren makinelerdir. Kendi içlerinde çalışma prensiplerine, akış türüne, çark kanadının şekline göre kategorize edilirler. Her türbin tipinde farklı bileşenler (çark, dağıtıcı kanatlar, salyangoz, yayıcı, nozul, kepçe, vb.) bulunur. Tüm bu bileşenlerin tasarımı maliyetlidir ve verimlilik testleri nedeniyle çok zaman alır. Sınır tabakadaki akış ayrımları, girdap oluşumu, kavitasyon, erozyon, dengesiz basınç dağılımlarına bağlı titreşim gibi faktörler hem hidrolik verimliliği hem de ekipmanın servis ömrünü olumsuz etkileyen temel problemlerdir. Sınır tabakadaki akış karakteristikleri teorik olarak tamamen analiz edilemez. Türbülanslı akışta akışkanların davranışını öngörebilmek için türbülans

modellerine dayalı sayısal hesaplamalar daha iyi sonuçlar vermektedir. Genel olarak, HAD analiz programları gibi modern tasarım araçları ile geliştirilen türbinlerin verimleri, türbin tipine göre %70 ila %96 aralığında olabilmektedir (Liu, Luo, Karney ve Wang,2015).

Genellikle, HAD temelli tasarım metodolojileri iteratif bir süreçtir ve analitik yöntemlerle bulunan bir ön tasarımla başlar. Bu çalışmada kullanılan tasarım metodolojisi Şekil 3.4'deki akış şemasında gösterilmiştir. Tüm turbomakineler için, ön tasarım, sistemdeki net düşüye ve hacimsel debiye dayanmaktadır. Son zamanlarda, araştırmacılar, başlangıç koşullarını ve türbin bileşenlerinin ön tasarımını belirlemek için gelişmiş araçları kullanmaktadır. Bu araçlar bir takım ampirik ve teorik formüller içerir. Türbin bileşenlerinin katı modelleri için gerekli veriler, tasarım araçlarından elde edilir ve ön tasarıma ait katı model, her bileşenin hidrolik performansının değerlendirilmesi için bir HAD çözücüsüne girdi olarak sunulur. Ön tasarıma ait HAD sonuçlarının değerlendirilmesinden sonra, optimizasyon döngüsü başlar. Bu çalışmada türbin bileşenlerinin verim optimizasyonu için yüzey-tepki optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Yüzey-tepki optimizasyon şemasındaki ilk adım optimizasyon bölgesini (kanat açısı, iç ve dış kanal eğrileri, salyangoz parçaları, yayıcı açısı, dağıtıcı kanat çıkış açısı vb.) tanımlamaktır. Geometrik parametrenin seçilmesinden sonra optimizasyon için bir sonraki adım, incelenecek tasarım alanındaki sınırların belirlenmesidir. İlk tasarımın ardından optimizasyon parametresi sınırlara doğru adım adım değiştirilir ve en yüksek verimli nokta bu döngü içerisinde bulunur (Schleicher ve Öztekin, 2015). Bu tasarım metodolojisinde ilk değerin nihai ulaşılacak hedefe yakın olarak atanması zaman açısından tasarruf anlamına gelmektedir. Bu çalışmada yinelemenin girdi değerlerini belirlemek ve hızlı bir yakınsama süreci elde etmek adına bir optimizasyon aracı geliştirilmiş ve her adımda bu araçtan elde edilen yeni değerler katı modele atanmıştır. Aynı zamanda kullanılan yüzey-tepki optimizasyon yöntemi, her bileşenin ayrı ayrı tasarım ve optimizasyon sürecini mümkün kılmaktadır.

Tüm bu süreç içerisinde tasarımcılar için unutulmaması gereken bir nokta vardır. Hedef hidrolik verim, tasarım düşüsü ve hacimsel debisi altında azami hidrolik verimden biraz daha düşüktür. Bir türbinden elde edilen en yüksek verim (BEP), tasarım debisinden bir miktar üst rejimde elde edilmektedir. Bu durum tasarım esnasında tasarımcıların, türbinin teknik fizibilite çalışmalarında hata yapmalarına sebep olabilmektedir (European Small Hydropower Association, 2004). Metodolojinin son adımı hem imalat süreçleri hem de

çalışma koşulları için yapısal doğrulama yapmaktadır. Yapısal analizler bu çalışma kapsamında uygulanmamıştır.



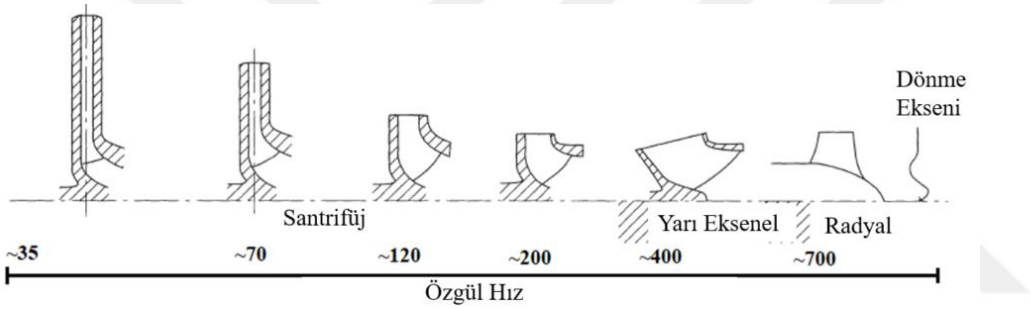
Şekil 3.4. Bir turbo makine için tasarım aşamaları ve optimizasyon döngüsü

Bir su türbini veya pompa tasarımının temel bileşenlerine dair hesaplamaları yapabilmek için üç temel karakteristik bilinmelidir. Bu karakteristikler tasarım debisi, düşüsü ve devir sayısıdır. Tasarım debisi ve düşüsü kurulacak hidroelektrik santralin akış-zaman grafikleri incelenerek ve su rezervinin yüksekliği ile belirlenmektedir. Ancak devir sayısı jeneratör frekansı ve elektrik şebekesi ile senkronizasyonu ile tespit edilmektedir. Bu üç değerin belirlenmesi ile birlikte literatürde yer alan birçok tasarım metodolojisinin temelini oluşturan özgül hız kavramı aşağıdaki formül ile hesaplanabilir:

$$n_s = 3{,}65 \;\; n \;\; \frac{Q_d^{1/2}}{H_d^{3/4}} \;\; , \tag{3.8}$$

burada yer alan *n* devir sayısıdır (dev/dak). Santrifüj pompaların dönme hızı genellikle 50-200 dev/dak arasındadır (Baysal, 1979). Dakikada 50 devirden az dönen pompalar radyal tip

pompa olarak adlandırılır. Radyal pompalarda çark çapı büyümekte ancak suyun geçiş kesiti küçülmektedir. Bu durum çarkın imalatında zorluklar çıkarmakla birlikte verimleri de nispeten daha düşük olmaktadır. Özgül hız değerini büyütmek için tasarımcılar genellikle kademeli bir pompa tasarımını tercih etmektedirler. Dakikada 200 devirden fazla dönen pompalar ise yarı eksenel veya eksenel kanat profiline sahip olur. Yüksek özgül hızlı pompaların kanatları kendine has bir eğime sahiptir ve bu durum maliyetli bir imalat sürecini beraberinde getirmektedir. Yine de imalatçılar, düşük hızlı pompa tasarımları yapmaktansa yüksek özgül hızlı pompaları tercih etmektedirler. Bu durumda özgül hız küçültülmelidir ya da pompa çift girişli tasarlanmalıdır. Günümüzde pompaların hidrolik verimleri %60 ila %90 arasında çark tipine ve boyutuna göre değişkenlik göstermektedir. Çark kanadının özgül hıza göre değişimi Şekil 3.5'de verilmiştir.



Şekil 3.5. Pompa çark kanadının özgül hızlara göre değişimi (Yedidiah, 1996:27)

Mil hesapları

Pompanın mil çapı, ileteceği moment ve devir sayısı ile belirlenir. Mil çapının belirlenmesi için öncelikle mil gücü hesaplanmalıdır. Mil gücü P_e;

$$P_e = \frac{\rho \ Q_d H_d}{75 \ \eta_t} \ , \tag{3.9}$$

ifadesinden beygir gücü cinsinden bulunabilir. Motor gücü P_m ise genellikle mil gücünün 1,15 katı olacak şekilde seçilir. Elektrik motorundan milin ileteceği moment M (kg m) ise;

$$M = \frac{75 \ P_e}{\omega} \ , \tag{3.10}$$

bağıntısından faydalanılarak bulunur. Eş 3.10 içerisindeki açısal hız, ω,1/sn olarak hesap edildiğinde mil gücü beygir gücü cinsinden elde edilir. Eğer;

$$\omega = \pi \ \frac{n}{30} \tag{3.11}$$

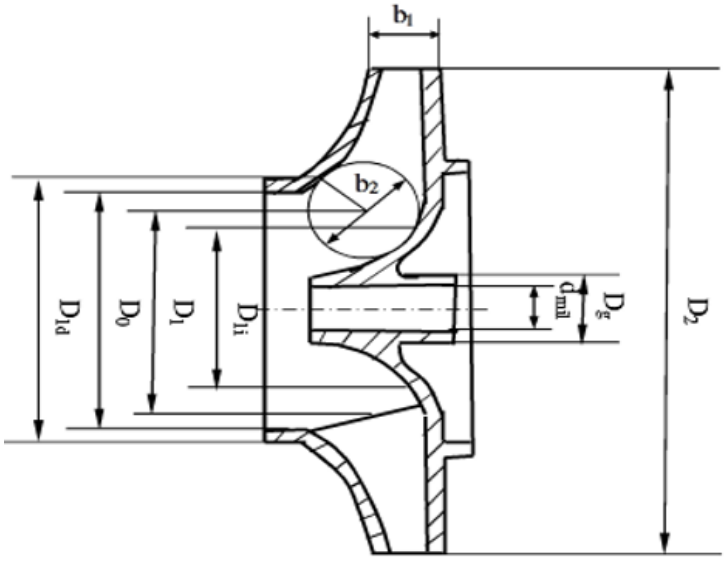
değeri Eş 3.10'da yerine konur ise moment ifadesi *kgcm* cinsinden elde edilebilir. τ emniyet kayma gerilmesi (kg/cm^2) olmak üzere mil çapı d_{mil};

$$D_{mil} = \sqrt[3]{\frac{16 \ M}{\pi \ \tau}} \tag{3.12}$$

ifadesinden *cm* cinsinden bulunabilir. Pompanın mili genellikle mil çeliğinden yapılır. Emniyet katsayısı mil çeliği için τ= 120 (kg/cm^2) alınabilir (Baysal, 1979:10). Göbek çapı d_g (cm) ise;

$$D_g = 1{,}5 \quad D_s \tag{3.13}$$

eşitliği ile elde edilebilir. Böylelikle mekanik enerjiyi aktaran mile dair bütün hesaplamalar yapılabilir. Bu işlemin ardından Şekil 3.6 de gösterilen çarka ait birçok parametrenin bulunması gerekmektedir. Çark, pompanın en önemli bileşenidir ve hassas bir tasarım sürecini içerisinde barındırmaktadır.



Şekil 3.6. Çarka ait radyal kesit

Meridyenel profilin boyutlandırılması

Çarkın radyal kesitindeki boyutların hesaplanması için öncelikle emme borusuna dair karakteristiklerin belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için öncelik V_e akışkan hızı saptanır. Bu hız saptanırken kavitasyon faktörü unutulmamalıdır. Hızların çok büyük seçilmesi, bileşenler içerisinde ani basınç düşmelerine sebep olacağı için emme borusunun çapı bir miktar büyük seçilmelidir (Baysal, 1979:11). Emme borusu çapı D_e (m) ifadesi;

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \ Q_d}{\pi \ V_e}} \tag{3.14}$$

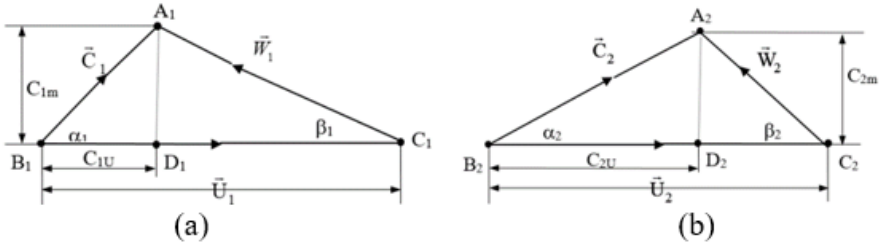
eşitliği ile bulunabilir. Piyasada üretilen boru çapları standart olduğu için genellikle emme borusu çapı ile birebir uyuşmazlar. Bu durumda piyasadan bulunan norm boru çapı hesaplanan emme borusu çapına en yakın olacak şekilde seçilmelidir. D_e çapı norm boru çapı olarak belirlendikten sonra, V_e ifadesi yeni değere göre tekrar hesaplanmalıdır. İmalat kolaylığı açısından çark giriş ağzı çapı D_0'da bu değere eşit kabul edilir. Bu çapın belirlenmesi ile birlikte çark giriş ağzındaki hız yeniden süreklilik denklemi yardımı ile hesaplanabilir.

$$C_0 = \frac{4Q_d}{\pi\left({D_0}^2 - {D_g}^2\right)} \tag{3.15}$$

Burada C_0 çark giriş ağzındaki hızı (m/s) temsil eder. Geleneksel türbin hesaplamalarında kaçak verimi de hesaba katılmaktadır. Kaçak verim, çarkın girişi ile çıkışı arasındaki basınç farkından doğan kaçan debi miktarı ile orantılı boyutsuz bir kavramdır. Ancak bu çalışmada yapılacak olan HAD analizlerinde su sızmaları modellenmeyeceği için kaçak verim değeri ihmal edilmiştir.

Turbo makine uygulamaları için hız üçgenleri hem giriş hem de çıkış kenarında akışkanın hızlarının çeşitli bileşenlerini temsil etmek için kullanılır. Çarka dışardan bakan bir gözlemcinin görüşüne göre kanat çevresindeki akış çark tasarımı esnasında rol oynamaktadır. Mutlak hızlar ise salyangoz veya difüzör hesaplaması için kullanılır. Çember boyunca çark hızı U, bağıl hız W ve mutlak hız C arasındaki ilişki, hız üçgenleri olarak gösterilebilen vektörlerden elde edilebilmektedir. Bu nedenle üçgen geometrisini tanımlayan

eşitliklerin tümü hızları, bunların çevresel veya meridyen yönündeki bileşenlerini ve bileşenlere ait açıların (α ve β) hesaplanmasında kullanılır (Şekil 3.6).



Şekil 3.7. Çarkın hız üçgenleri a) giriş kenarı ve b) çıkış kenarı

Tam santrifüj pompalarda akışkan emme borusundan dik bir açı ile çarka giriş yapmaktadır. Daha önce C_0 hızı hesaplanmış olduğundan ve optimum çalışma noktası için giriş hız üçgeninde $\alpha_1=90^o$ alındığından, çarka girişteki C_1 mutlak hızının C_{1m} meridyen hızına eşit alınması gerekir. Kanatların giriş kenarının kalınlığından dolayı akışkanın giriş kesiti bir miktar küçülecek ve C_1 hızı bir miktar büyüyecektir. Büyüme katsayısı 1,05 ile 1,1 arasında alınarak yaklaşık C_1 hızı ve dolayısı ile C_{1m} hızı bulunabilir (Baysal, 1979:17).

$$C_1 = (1{,}05 \sim 1{,}1)\ \ C_{1m} \tag{3.16}$$

Optimum çalışma noktasında giriş hız üçgeninde $\alpha_1=90^o$ alındığı için C_{1u} giriş teğetsel hızının mevcut olmadığı görülebilir ve kanat giriş teğetsel hızı U_1;

$$U_1 = \frac{\pi \ \ D_1 \ \ n}{60} \tag{3.17}$$

eşitliliği kullanılarak kolayca hesaplanabilir. Yine hız üçgenleri yardımı ile kanat giriş açısı β_1;

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} \tag{3.18}$$

oranı ile bulunabilir.

Bu aşamada kanat sayısı ve kanat giriş kalınlığı henüz hesaplanmamıştır. Bu yüzden çark giriş genişliği tam olarak saptanamaz. Ancak yaklaşık değeri hesaplanabilir ve ilerleyen

işlem adımlarında daralma katsayısı λ_1'in hesaplanması ile birlikte gerçek değer bulunabilir. Daralma katsayısı ilk yaklaşımda 0,6 ile 0,7 değerleri arasında seçilebilir (Baysal, 1979:19). Böylelikle;

$$Q_d = \pi \ D_1 \ b_1 \ \lambda_1 \ C_{1m} \tag{3.19}$$

eşitliği ile çark giriş genişliği b_1 (m) bulunabilir. Böylelikle çarkın giriş parametreleri belirlenmiş olur. Çark çıkış parametrelerinin belirlenmesi için öncelikle D_2 çıkış çapı bulunmalıdır. Bunun için çıkış teğetsel hızı, H_d mano metrik basma yüksekliğinin (m) ve özgül hızın fonksiyonu olarak saptanır. Baysal (1979:20) ve Patermann (1964:54) U_2 teğetsel hızının saptanmasında ψ basınç katsayısı tanımını kullanmışlar. Basınç katsayısı özgül hıza göre ters orantıda değişkenlik gösteren bir değer olmakla birlikte genellikle 0,3 ila 1,3 arasında seçilmektedir (Şekil 3.8).

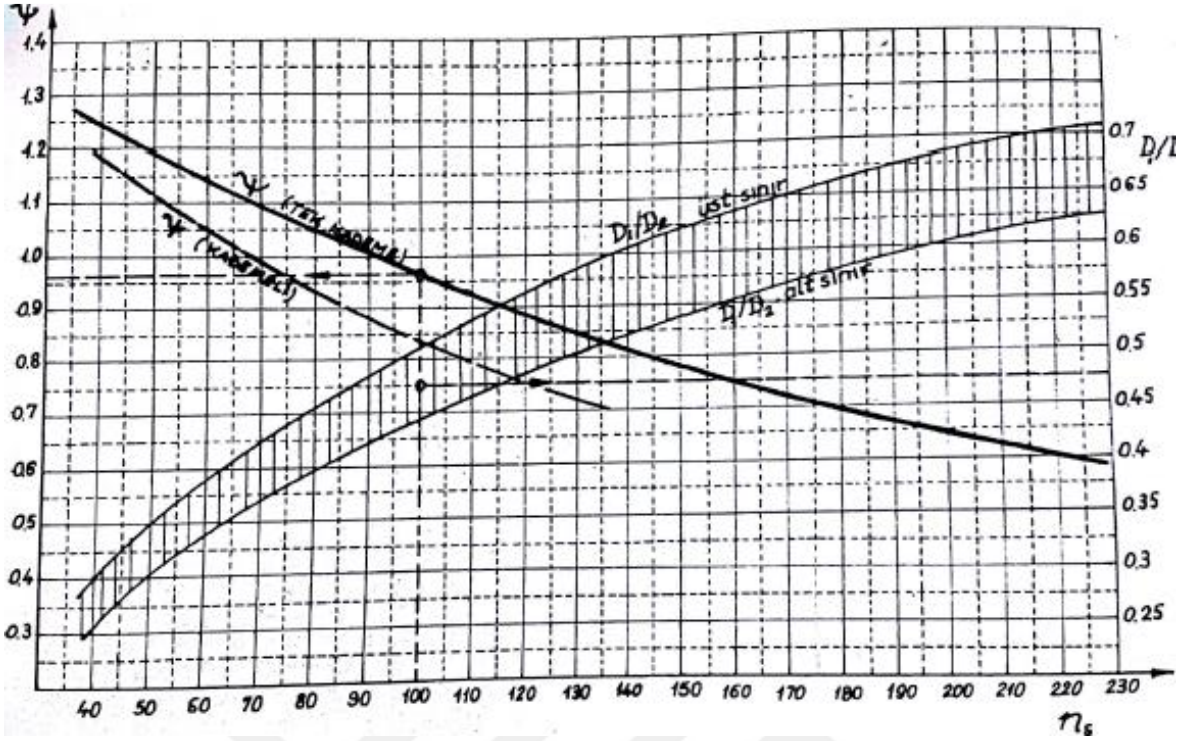
$$H_d = \psi \frac{U_2^2}{2g} \tag{3.20}$$

$$U_2 = \frac{\pi \ D_2 \ n}{60} \tag{3.21}$$

eşitlikleri kullanılarak U_2 çıkış teğetsel hızı (m/s) ve D_2 çark çıkış çapı (m) ifadeleri bulunabilir. Ancak belirli özgül hızlar için santrifüj pompalarda belirli çap oranlarının olduğu unutulmamalıdır. Çarkın boyutlarının uygun düşmesi için D_1/D_2 oranının belirli sınırlar arasında kalması gerektiği ve bu oranın çarkın özgül hızı arttıkça doğru orantılı olarak sınırların arttığı bilinmelidir. Genellikle bu oran kontrolü için araştırmacılar çeşitli grafiksel yöntemler kullanmaktadırlar (Baysal, 1979:21). Bu grafik Şekil 3.8'de verilmiştir.

Çark çıkış koşullarının tam olarak belirlenebilmesi için çıkış kenarında akış hızlarının ve hız üçgeninde yer alan açıların ve hızların bulunması gerekmektedir. Çıkış kenarı meridyenel hızı için

$$C_{2m} = k_{cm2}\sqrt{2g \ H_d} \tag{3.22}$$



Şekil 3.8. ψ basınç katsayısının ve D_1/D_2 oranının n_s özgül hıza göre değişimi (Baysal, 1979:21)

C_{2m} çıkış meridyen hızı (m/s) bulunabilir. k_{cm2} hız katsayısı özgül hıza göre değişkenlik göstermekle birlikte 0,08 ila 0,2 arasında bir değer almaktadır (Baysal, 1979:23). C_{2u} çıkış teğetsel hızı içinse Eş. 3.23 kullanılabilir.

$$C_{2u} = \frac{g \;\; H_d}{U_2 \eta_t} \tag{3.23}$$

Son olarak tasarımın tamamlanması için çark çıkış genişliği belirlenmelidir. Bu değer yine süreklilik denklemi kullanılarak;

$$b_2 = \frac{Q_d}{\pi \;\; D_2 \;\; \lambda_2 \;\; C_{2m}} \tag{3.24}$$

eşitliği ile metre cinsinden bulunabilmektedir. Burada yer alan λ_2 net çıkış kesitinin kanatsız çıkış kesitine olan oranıdır. Pompa büyüklüğüne bağlı olarak λ_2 daralma katsayısı 0,75 ile 0,98 arasında alınabilir (Baysal, 1972:24). Böylelikle bir pompa çarkına ait temel parametrelerin çıkarılabilmesi için basit bir metodoloji geliştirilmiştir.

Salyangoz tasarımı

Salyangoz içerisindeki hız

$$V_{sal} = K\sqrt{2gH_d} \tag{3.25}$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanabilir. Literatürde K değeri 0,24-0,27 aralığında verilmektedir. Bu hız değeri ve debi esas alınarak salyangoz giriş çapı hesaplanır. Salyangoz içinde su hızının değişmeyeceği dikkate alınarak salyangoz kesiti belirlenir. Bu hesaplamanın ardından çark geometrisinin bir katı model programı kullanılarak üç boyutlu geometrisi oluşturulmalı ve HAD analizleri için sınır koşulları belirlenmelidir.

3.2.3. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi

Turbomakineler işletme halinde iken içerisindeki akışkan hızı oldukça büyüktür. Türbülanslı akış şartları tüm bileşenler içerisinde görülür ve bu durum sınır tabaka ayrılmaları, girdap oluşumu veya ani basınç düşmelerine sebep olur. Literatürde türbülanslı akışı incelemek için birçok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalar, turbomakine içerisindeki akışkan davranışının geliştirilmiş türbülans denklemleri ile modellenmesini ve deneysel doğrulamasını içermektedir (Anup ve diğerleri, 2014 ; Choi ve diğerleri, 2013, Teran ve diğerleri, 2016 ; Zeng, Liu ve Wang, 2012). Temel olarak tüm sayısal akışkanlar dinamiği modellemeleri Eş 3.26 de verilen süreklilik denklemini ve Eş. 3.27 de verilen momentum denklemlerini içermektedirler.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j\right) = 0 \tag{3.26}$$

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j U_i\right) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\ \mu_{eff}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)\right] + S_m \ , \tag{3.27}$$

Bu denklemlerde yer alan S_{M} kütlesel kuvvetleri, p' düzeltilmiş basıncı, μ_{eff} ise efektif viskoziteyi temsil etmektedir.

Literatürde türbülanslı akışlar için geliştirilmiş birçok türbülans modeli kullanılmaktadır. Bu türbülans modelleri, akışkanın türüne, analizin hassasiyetine veya analizin gözlemlemeyi

hedeflediği parametreye göre görece daha iyi sonuçlar vermektedir. Bu çalışmada tüm turbomakine bileşenlerinin analizi için *k*-ε türbülans modeli kullanılacaktır. Modelde yer alan *k* ve ε değerleri diferansiyel transport denklemlerinden elde edilmekle beraber;

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j k\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+P_k+\rho\varepsilon+P_{kb}\quad , \tag{3.28}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j \varepsilon\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+\frac{\varepsilon}{k}\left(C_{\varepsilon 1}P_\varepsilon-C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon+C_{\varepsilon 3}P_{\varepsilon b}\right)\quad , \tag{3.29}$$

eşlenikleri *k*-ε türbülans modelinin temelini oluşturmaktadır. Eş. 3.28 ve Eş 3.29 de yer alan $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, \sigma_k$ ve σ_ε değerleri matematiksel modellerde kullanılan sabit değerlerdir.

3.2.4. Performans eğrilerinin oluşturulması

Bu çalışmada su dağıtım sistemine montajı yapılacak bir veya daha fazla türbinin konumunun belirlenmesi ve performansının ölçülmesine odaklanmıştır. Kullanılacak olan türbin tipi olarak ise PAT belirlenmiştir. Piyasaya pompa imalatı yapan firmalar, pompa performans eğrilerini ürünleri ile birlikte paylaşırken bu durum pompaların türbin gibi çalıştırma koşulları için geçerli değildir. Bir pompanın türbin gibi çalıştırıldığında göstereceği performans günümüzde deneysel çalışmalar veya HAD analizleri ile mümkün olmaktadır. Ancak Derakhshan ve Nourbakhsh (2007) yaptıkları deneysel PAT çalışmalarında, bir yarı eksenel pompanın normal ve ters çalışma koşullarında sağladığı optimum verim değerlerini temel alan eşitlikler geliştirmişlerdir. Aşağıda verilen bu eşitlikler kullanılarak PAT karakteristikleri yaklaşık olarak elde edilmektedir.

$$\frac{H_{\mathrm{t}}}{H_{\mathrm{tb}}}=1.0283\ \left(\frac{Q_{\mathrm{t}}}{Q_{\mathrm{tb}}}\right)^2-0.5468\ \left(\frac{Q_{\mathrm{t}}}{Q_{\mathrm{tb}}}\right)+0.5314 \tag{3.30}$$

$$\frac{P_{\mathrm{t}}}{P_{\mathrm{tb}}}=-0.3092\ \left(\frac{Q_{\mathrm{t}}}{Q_{\mathrm{tb}}}\right)^3+2.1472\left(\frac{Q_{\mathrm{t}}}{Q_{\mathrm{tb}}}\right)^2-0.8865\left(\frac{Q_{\mathrm{t}}}{Q_{\mathrm{tb}}}\right)+0.0452\quad , \tag{3.31}$$

Eş 3.30 ve Eş 3.31'de yer alan alt simgeler *p* ve *t* sırası ile turbo makinanın pompa gibi ve türbin gibi çalıştırma koşulunu, *b* ise her iki çalıştırma koşulundaki optimum verim noktasını ifade etmektedir. Görüldüğü üzere türbinlerin maksimum verim noktası eşitlikler içerisinde

kullanılmaktadır. Yakın bir zamana kadar türbinlerin maksimum verim noktaları deneysel çalışma ve HAD analizleri olmadan tespit edilememekteydi (European Small Hydropower Association 2014). European Small Hydropower Association (2014) tarafından paylaşılan ampirik denklemler aracılığı ile her tip türbin için bu değerler tespit edilebilmekle beraber mikro türbinlere ait debi-hidrolik verim eğrileri de oluşturulabilmektedir.

Bir Francis türbinine ait optimum verim veya türbin tasarım veriminin üst ve alt noktaları için performans eğrileri (European Small Hydropower Association, 2014);

$$\eta_{F,\mathrm{opt}} = \left[0.919 - \left(\frac{N_\mathrm{Q} - 56}{256}\right)^2 + \left(0.81 + \left(\frac{N_\mathrm{Q} - 56}{256}\right)^2\right)\left(1 - \frac{0.789}{D_2^{0.2}}\right)\right] - 0.0305 + 0.005R_\mathrm{m} \ , \tag{3.32}$$

$$\eta_{F,\mathrm{alt}} = \left[1 - \left(1.25\left(\frac{Q_\mathrm{opt} - Q_\mathrm{t}}{Q_\mathrm{opt}}\right)^{3.94 - 0.0195N_Q}\right)\right]\eta_{F,\mathrm{peak}} \ , \tag{3.33}$$

$$\eta_{F,\mathrm{üst}} = \eta_{F,\mathrm{opt}} - \left[\left(\frac{Q_\mathrm{t} - Q_\mathrm{opt}}{Q_\mathrm{d} - Q_\mathrm{opt}}\right)^2 \left(\eta_{F,\mathrm{opt}} - \left(1 - 0.0072N_\mathrm{Q}^{0.4}\right)\eta_{F,\mathrm{opt}}\right)\right] \ , \tag{3.34}$$

eşitlikleri ile bulunabilir. Burada yer alan N_Q boyutsuz özgül hızı tüm türbin tipleri için Eş 3.35 ile hesaplanabilirken, R_m değeri 2,8 ila 6,1 arasında değişen türbin tasarım katsayısıdır.

$$N_Q = k_2 H_d^{-0.5} \tag{3.35}$$

Kaplan türbinleri içinse türbin tasarım veriminin alt ve üst değerleri için tek bir eşitlik bulunup, performans eğrileri (European Small Hydropower Association, 2014);

$$\eta_{K,opt} = 0.905 - \left(\frac{N_Q - 17}{700}\right) + \left(0.095 + \left(\frac{N_Q - 170}{700}\right)^2\right)\left(1 - \frac{0.789}{D_2^{0.2}}\right) - 0.0305 + 0.005R_m \ , \tag{3.36}$$

$$\eta_K = 2 - \left[1 - \left(\frac{0.75Q_\mathrm{d} - Q_\mathrm{t}}{0.75Q_\mathrm{d}}\right)^6\right]\eta_{K,\mathrm{opt}} \ , \tag{3.37}$$

$$Q_{peak} = 0.75Q_d \quad (3.38)$$

eşitlikleri kullanılarak oluşturulabilir.

3.3. Finansal Analiz

Finansal analizler bir projenin uygulanabilirliğinin, elde edilecek kar/zarar miktarının, kâra geçiş noktasının ve proje alternatifleri arasından en karlı olanının görülebilmesi için önem taşır. Hidroelektrik santrallerde maliyet analizi yapmak oldukça önem taşır. Tasarımı yapılacak türbinin tasarım, imalat ve montaj maliyetleri projeyi etkileyen temel unsurlardandır. Ayrıca elektrik üretim şirketleri uzun vadede elde edecekleri gelirleri daha proje yatırım aşamasında iken bilmek isterler. Su dağıtım sistemlerinden enerji üretimi ile elde edilen gelir geleneksel hidroelektrik santralleri kadar büyük miktarlarda olmamaktadır. Ancak bu mikro projeler, İtalya, Portekiz ve Kanada gibi temiz enerjiye yatırım yapan ülkelerin dikkatini çekmiş ve sahip olunan enerji potansiyelinin sıradan basınç düşürme valfleri ile boşa harcanmasındansa yenilenebilir enerji üretim metotları ile sisteme kazandırılması hedeflenmiştir (Fontana, Giugni ve Portolano, 2012 ; Giugni ve diğerleri, 2013).

Natural Resources Canada (2005), bir mikro hidroelektrik santralin ön finansal analizlerinin yapılabilmesi için türbinlerin tasarım sürecinden montajına kadar geçen süreç içerisinde gerçekleşecek temel maliyetler için hesaplama metotları Kanada doları cinsinden geliştirmiştir. Türbin tipine göre Francis ve Kaplan türbinlerinin imalat maliyetleri $C_{t,F}$ ve $C_{t,K}$;

$$C_{t,F} = 0{,}17 \;\; n_{tur}^{0,96} \;\; J_t \;\; K_t \;\; D_a^{1,47}[(13 + 0{,}01H_d)^3 + 3]10^6, \quad (3.39)$$

$$C_{t,K} = 0{,}27 \;\; n_{tur}^{0,96} \;\; J_t \;\; K_t \;\; D_a^{1,47}\left(1{,}17H_d^{0,12} + 2\right)10^6 \;\; , \quad (3.40)$$

olarak verilebilir.

Pelton ve Turgo tip türbinler için $W_u = 7{,}53 \;\; Q_d H_d/1000$ olmak üzere imalat maliyetleri $C_{t,P/T}$, eğer $W_u/H_d^{0,5} > 0{,}4$ ise;

$$C_{t,P/T} = 3{,}47 \;\; n_{tur}^{0,96} \;\; \left(W_u/H_d^{0,5}\right)^{0,44} 10^6, \tag{3.41}$$

$W_u/H_d^{0,5} \leq 0{,}4$ ise;

$$C_{t,P/T} = 5{,}34 \;\; n_{tur}^{0,91} \;\; \left(W_u/H_d^{0,5}\right)^{0,44} 10^6, \tag{3.42}$$

şeklinde bulunabilir.

Banki türbinlerinin imalat maliyeti $C_{t,B}$ ise;

$$C_{t,B} = 0{,}5 \;\; C_{t,P/T}, \tag{3.43}$$

$$D_a = 0{,}482 Q_d^{0,45} \tag{3.44}$$

ifadesi ile bulunabilir. Bu denklemlerde yer alan n_{tur} üretilecek türbin adedini ifade etmektedir. Tasarım düşüsü 25 metreden büyük bir değer ise J_t =1,1 düşük ise J_t =1,0 alınmalıdır. D_a ortalama türbin çark çapı 1,8 metreden düşük ise K_t=0,9 alınabilir aksi durumlar içinse K_t=1,0 alınmalıdır (European Small Hydropower Association, 2014b).

Finansal analizler esnasında mühendislik maliyeti $C_{müh}$, jeneratör maliyetleri C_{jen}, santral inşa maliyetleri C_{sant} ve işçilik maliyetleri C_{isc} aşağıda verilen eşitlikler ile bulunabilmektedir.

$$C_{müh} \;\; = 0{,}04 \;\; x10^6 \;\; \left(W_u/H_d^{0,3}\right)^{0,54} \tag{3.45}$$

$$C_{jen} \;\; = 0{,}82 \;\; x10^6 \;\; n_{tur}^{0,96} \;\; (0{,}75) \;\; \left(W_u/H_d^{0,28}\right)^{0,9} \tag{3.46}$$

$$C_{sant} \;\; = 0{,}15 \;\; (C_t + C_{jen}) \tag{3.47}$$

$$C_{isc} \;\; = 10^6 \;\; \frac{1{,}97}{n_{tur}^{0,04}} \;\; f \;\; \left(W_u/H_d^{0,3}\right)^{0,82} \tag{3.48}$$

Eş. 3.47'da yer alan *f* katsayısı eğer santral içerisinde baraj bulunuyor ise 1,0 aksi halde 0,44 alınmalıdır.

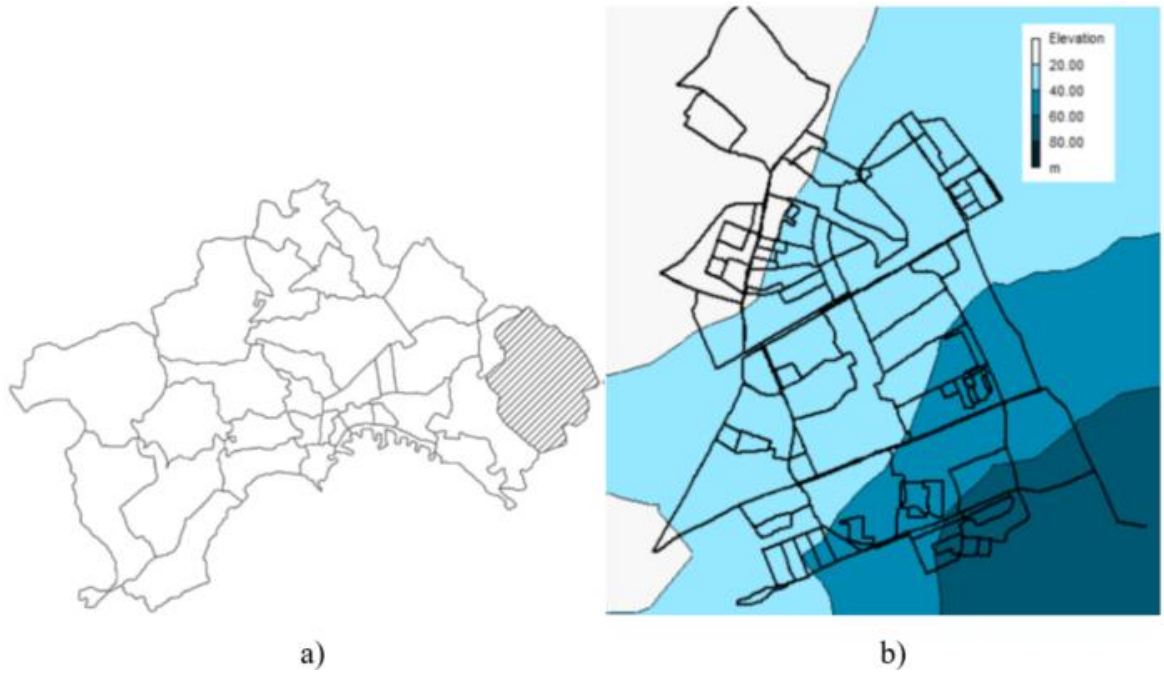
Ayrıca Colorado Energy Office (2015), santralin bakım ve işletme maliyetlerinin toplam yatırım maliyetinin %10'u olduğunu belirtmiştir. Bu çalışmada da finansal analizler esnasında bu kabul uygulanmıştır .

4. ÖRNEK ÇALIŞMA

4.1. Napoli Est Şebekesi

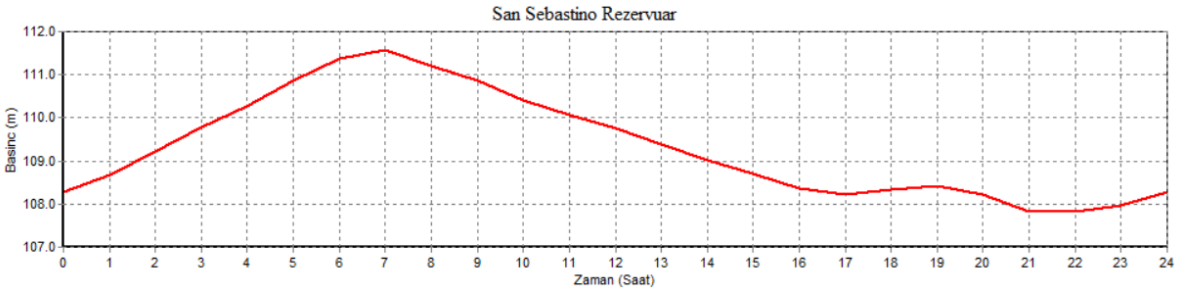
Tezde, bir önceki bölümde belirlenen metodolojinin örnek bir çalışma üzerinde uygulanması hedeflenmektedir. Napoli Est Şebekesi, bu çalışma kapsamında turbomakine kullanarak enerji üretimi için en uygun konum veya konumların belirleneceği su dağıtım sistemi olarak seçilmiştir. Ayrıca belirlenen konumların akış karakteristikleri incelenerek yerleştirilebilecek türbin tipleri üzerine teknik analizler yapılmıştır.

Napoli Est Şebekesi, Fontanai Giugini ve Portolano (2012) tarafından yapılan bir çalışma için modellenmiş bir sistemdir. Şebeke, 30 000 m^3'lük toplam depolama hacmi sunan San Sebastiano rezervuarı tarafından beslenmektedir. Yaklaşık 920 hektar servis alanına sahip olup Napoli şehrinin doğu bölgesinde yer almaktadır. Bölgenin rakımı 11 metre ila 78 metre arasında değişmekte olup yaklaşık 70 000 kişilik bölge halkına servis sunmaktadır. Dağıtım ağı, çapları 40 ila 1000 mm arasında değişen 349 borudan ve 151 adeti talep düğümü olmak üzere 251 düğümden oluşmaktadır. Şekil 4.1 şematik olarak Napoli Est Şebekesine ait ağı göstermektedir.



Şekil 4.1. a) İtalya'da bulunan Napoli Est Şebekesinin Napoli şehrindeki konumu ve b) Napoli Est Şebekesine ait ağ haritası

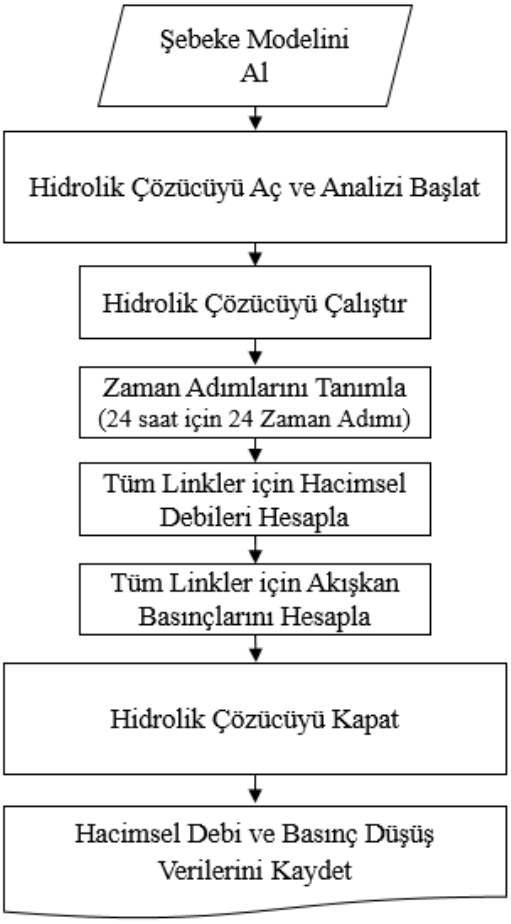
Napoli Est Şebekesi, Fontana ve diğerleri (2012) tarafından EPANET 2.0 açık kaynak kodlu ve ücretsiz analiz programı ile modellenmiştir. Bu tez kapsamında yine aynı analiz programı kullanılarak şebeke üzerinde 1 günlük (24 saat) analizler gerçekleştirilmiştir. Analizin başlangıç satı 00:00 olarak belirlenmiş ve zaman adımı süresi 1 saat olarak tanımlanmıştır. Şebeke üzerindeki ilk analizler, en yüksek basıncın saat 06:00'da 97,27 metre ile J187 de, en düşük basıncın ise saat 20:00'da 36,15 metre ile J255 düğüm noktasında olduğunu göstermiştir. Şebekenin günlük ortalama basıncının ise 70 metre olduğu belirlenmiştir. Şebekenin su ihtiyacını karşılayan San Sebastiano rezervuarının su seviyesinin zaman ile değişimi gösteren grafik Şekil 4.2'de verilmiştir.



Şekil 4.2. EPANET 2.0 ile elde edilen San Sebastiano rezervuarı su seviyesi grafiği

EPANET 2.0 su dağıtım sistemlerini modellemeye ve analiz etmeye yönelik bir programdır. Fakat sonuçlar detaylı olarak alınamamakta ve enerji üretimi için en uygun noktanın belirlenmesi için iteratif süreçler program tarafından gerçekleştirilememektedir. Ancak EPANET 2.0 açık kaynak kodlu bir programdır ve çeşitli program dilleri kullanılarak daha kullanışlı hale getirilebilmektedir. Bu çalışmada da C++ program dili ile oluşturulan bir algoritma EPANET 2.0 ile entegre bir şekilde çalıştırılmıştır.

Bu çalışmada su dağıtım sisteminde enerji üretimine dönük potansiyel noktaların bulunması için 2 adımlı bir algoritma geliştirilmiştir. Bu algoritmalar ile enerji üretimi için potansiyel noktalar belirlenecek ardından basınç düşürme valfleri eklenerek üretilebilecek potansiyel enerji tespit edilecektir. Bu aşamada hedef, su idareleri için en kârlı yatırımın bulunabilmesidir. En karlı yatırımın bulunabilmesi için farklı lokasyonların ve türbin tiplerinin yer aldığı senaryoların oluşturulması ve bunların fizibilite analizleri ile karşılaştırılması gerekmektedir. Senaryolar ilk algoritmadan alınan hacimsel debi ve basınç verilerinin her bir boru ve zaman adımı için belirlenmesi ile oluşturulacaktır. Bu adımda oluşturulan Algoritma 1'in akış şeması Şekil 4.3'de verilmiştir.



Şekil 4.3. Şebeke karakteristiklerinin belirlenmesi için oluşturulan Algoritma 1

Algoritma 1 ile elde edilen veriler tüm ağ içerisindeki borular için akış-zaman eğrilerinin oluşturulmasına olanak sağlayacaktır. Aynı zamanda düğüm noktalarındaki su taleplerinden kaynaklı basınç düşüşleri de net olarak belirlenebilmektedir. Algoritma 1 ile verilerin elde edilmesinin ardından bir sonraki adım senaryoların oluşturulması ve türbinlerin sisteme eklenmesidir.

Örnek çalışma kapsamında Napoli Est Şebekesi modeli üzerinde Algoritma 1 çalıştırılarak şebekede yer alan tüm borulara yönelik akış-zaman eğrileri oluşturulmuştur. Elde edilen bu eğriler, borunun türbin uygulamalarında ne kadar elverişli bir konum olduğunun değerlendirilmesi için oldukça kullanışlıdır. Debi ile birlikte düşünün miktarı ve zaman ile değişimi de bir o kadar önem arz etmektedir. Bu aşamada senaryolar oluşturulurken dört faktör göz önünde tutulmuştur. Bunlar:

- Maksimum debi rejimi,

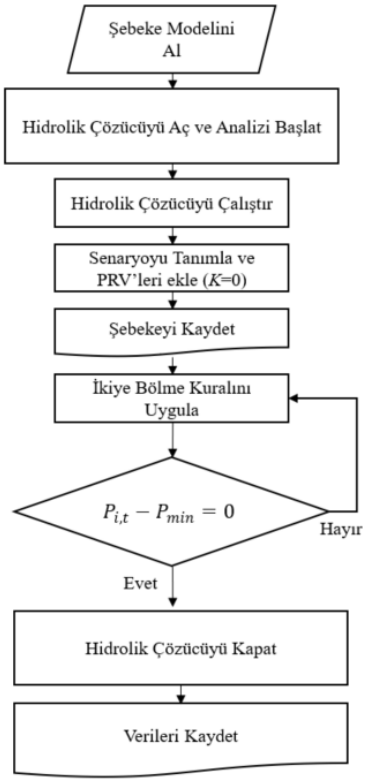
- Maksimum düşü rejimi,
- Debi ve düşü rejimlerinin her bir zaman adımı için sürekliliği,
- Şebeke boyunca korunması gereken minimum basınç şartıdır.

Su dağıtım şebekelerinde borulardan geçen akış miktarı gündüz 07:00 ile gece 02:00 saatleri arasında talebin fazla olması nedeniyle oldukça yüksektir. Ancak saat 02:00 ile 07:00 arasında bu talep oldukça düşük olmaktadır. Bu durum türbinin inşa edileceği konumun tespitini oldukça zorlaştırmaktadır. Debilerdeki rejim değişikliğine önlem olarak ise bazı çözüm alternatiflerinin ortaya çıkmıştır. Bu alternatiflerden ilki, birden fazla türbinin tek bir konumda kullanılması ve gerektiğinde birinin kapatılmasıdır. Bir diğeri ise türbine paralel basınç düşürme valfi ve bir scada sistemi (veri tabanlı kontrol ve gözetleme sistemi) kullanılarak türbin girişi ve çıkışı arasındaki debi ve basıncı farkını sabit tutma yöntemidir. Bir üçüncü yöntem ise türbin miline bağlı bir dişli kutusu ile türbin dönme sayısının yine bir scada sistemi ile akış karakteristiğine göre sürekli değiştirilmesidir. Bu çalışma kapsamında hangi yöntemin kullanılacağına türbin karakteristikleri belirlenirken karar verilmiştir. Bu aşamada baz alınan etmenler maksimum debi ve düşünün sağlandığı noktaların bulunması ayrıca türbinin inşası halinde şebeke minimum basıncının korunması olmuştur.

Senaryoların oluşturulması sırasında göz önünde bulundurulması gereken bir diğer unsur ise her bir senaryonun gerçekleşmesi halinde sistem üzerindeki etkisinin tespitidir. Hidrolik şebeke analizlerinin yapıldığı EPANET 2.0, sisteme bir türbin eklenerek etkilerini incelemeye olanak sağlamamaktadır. Fakat basınç düşürme valfleri, program kabiliyetleri içerisinde eklenebilmektedir. Su türbinleri tıpkı basınç düşürme valfleri gibi sistem üzerindeki basıncı düşmesine neden olurlar. Dolayısıyla borulara PRV eklenerek, sisteme türbin eklenmesi ile oluşacak basınç kaybının etkileri de modellenebilmektedir. Eş. 3.6 ve Eş. 3.7'de verilen optimizasyon yaklaşımını baz alan Algoritma 2 bu düşünce ile oluşturulmuş ve Şekil 4.4'de verilmiştir.

Çalışma kapsamında senaryoların oluşturulması için Algoritma 1 ve Algoritma 2 bütünleşik olarak çalıştırılmıştır. İlk olarak Algoritma 1 Napoli Est Şebeke modeli için çalıştırılmış ve orijinal modele ait veriler kaydedilmiştir. Ardından Algoritma 2 kullanılarak şebekede yer alan tüm borulara sırasıyla PRV eklenmiş, maksimum kayıp katsayısı K, her boru için teker teker belirlenmiştir. Burada kısıtlayıcı etkenin şebeke minimum basıncı olduğu unutulmamalıdır (Eş.3.7). Elde edilen kayıp katsayıları Eş.3.5'de verilen denklem için girdi

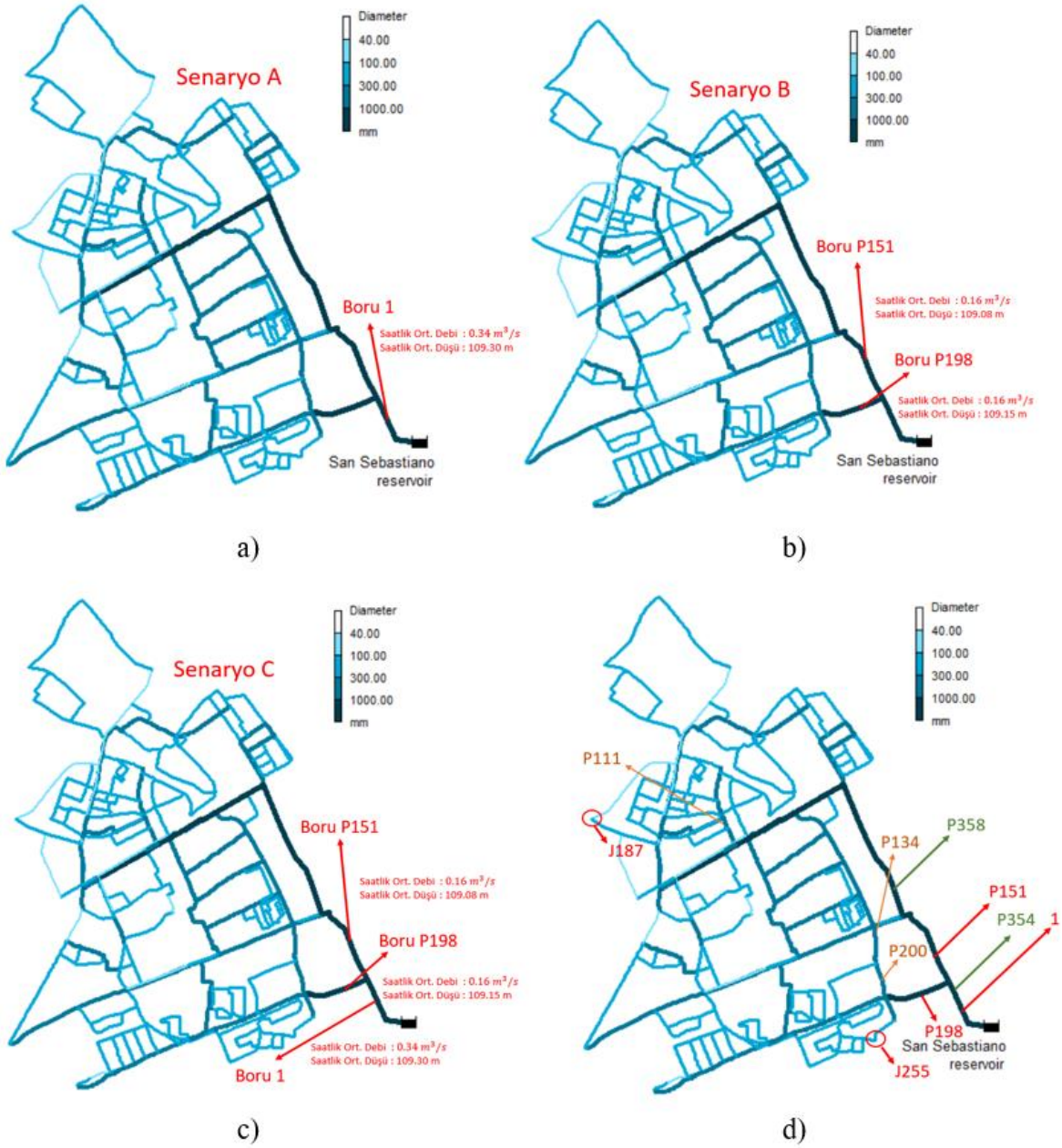
oluşmuş ve borulardan elde edilebilecek potansiyel güç değerlerine ulaşılmıştır. Bu değerler senaryoların oluşturulması için büyükten küçüğe doğru sıralanmış ve potansiyel gücün en yüksek olduğu üç lokasyon kullanılarak senaryolar oluşturulmuştur. Oluşturulan her bir senaryonun harita üzerindeki konumları ve akış karakteristikleri Şekil 4.5'de verilmiştir. Aynı zamanda her bir boru için akış-zaman grafikleri çizilmiş ve sonuçlar gözlemlenmiştir.



Şekil 4.4. Maksimum K değerinin bulunması için oluşturulan Algoritma 2

Napoli Est şebekesi, şebekeden yüksek bir noktaya kurulmuş San Sebastiano Rezervuarından beslenmektedir. Bu durum gerek debi gerekse düşü bakımından en yüksek değerlerin rezervuarı şebekeye bağlayan borularda oluşmasına vesile olmuştur. Unutulmamalıdır ki şebeke yüksek rakımda bulunan bir rezervuardan değil de bir basınçlandırma sisteminden (pompa sistemleri) besleniyor olsaydı, elde edilen en yüksek değerler şebekeye dağılmış konumlarda oluşacaktı. Napoli Est Şebekesi için potansiyel türbin gücü değerlerinin en yüksek olduğu konumlar:

- Rezervuarı şebekeye bağlayan ve en yüksek boru çapına sahip olan Boru 1,
- Suyun şebekeye ulaşması ile birlikte şebeke içerisinde dağıtımı gerçekleştiren iki ana boru olan Boru P198 ve Boru P151'de elde edilmiştir.

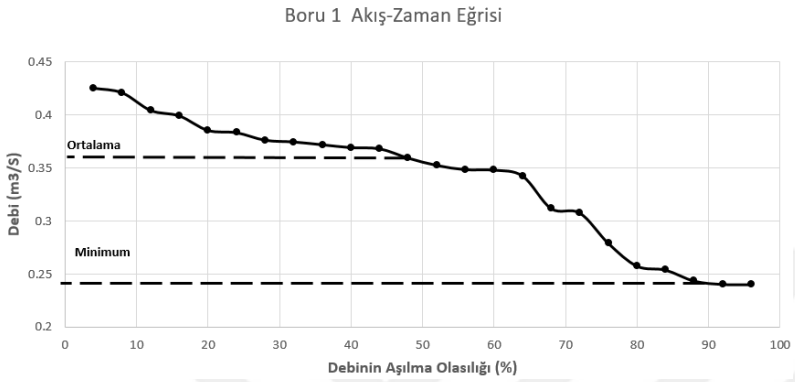


Şekil 4.5. Örnek çalışma kapsamında oluşturulan senaryolar ve şebekede yer alan bazı boru ve talep noktası konumları a) Senaryo A, b) Senaryo B, c) Senaryo C ve d) Şebekedeki bazı konumlar

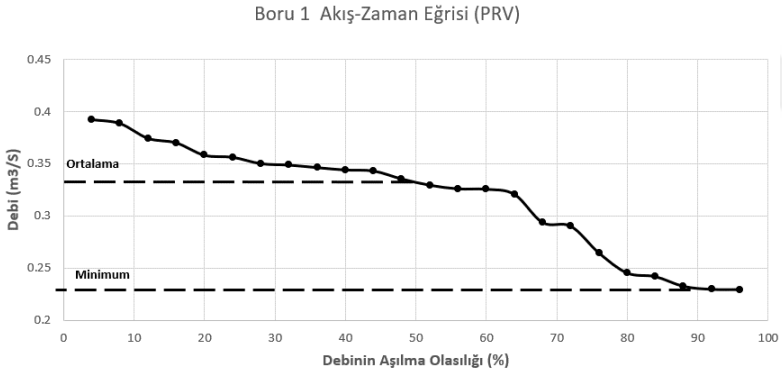
Algoritma 2 ile belirlenen üç boru esas alınarak 3 farklı senaryo oluşturulmuştur. Bu üç senaryo:

- Senaryo A: Sadece Boru 1'in kullanıldığı senaryo,
- Senaryo B: Boru P198 ve Boru P151'in kullanıldı senaryo ve
- Senaryo C: İlk iki senaryoda kullanılan boruların bir arada kullanıldığı senaryo olarak şekillenmiştir.

Oluşturulan iki ayrı senaryoda yer alan 1 borusuna ait akış-zaman eğrileri Şekil 4.6'de verilmiştir. Şekilde de görüldüğü üzere PRV eklenmeden önce borudan geçen ortalama hacimsel debi yaklaşık 0,36 m^3/s ve minimum hacimsel debi 0,24 m^3/s'dir. Valfin eklenmesi ile birlikte bu değerler sırası ile yaklaşık olarak 0,335 m^3/s ve 0,23 m^3/s olmuştur. Bu düşüşün en temel etmeni su sızıntılarının şebeke basıncının düşmesi ile azalmasıdır.



(a)



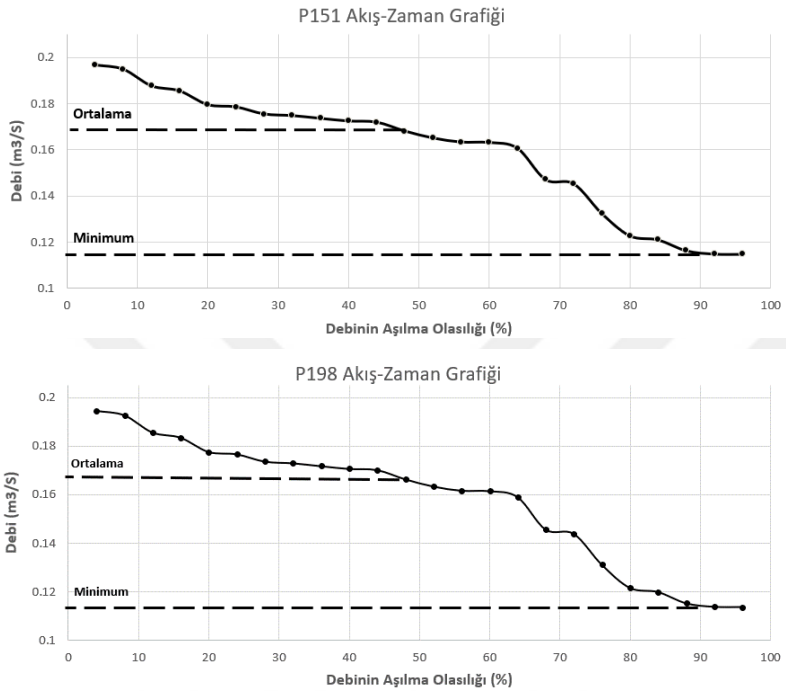
(b)

Şekil 4.6. Boru 1'e ait akış-zaman grafikleri a) PRV eklenmeden önce ve b) PRV eklendikten sonra

Bu çalışma kapsamında oluşturan üç ayrı senaryoya akış karakteristikleri ve toplam geri kazandırılabilir enerji verileri (A, B ve C) Çizelge 4.1'de paylaşılmıştır. Şebekenin minimum basınç değeri ise 15 metre olarak belirlenmiştir.

Senaryo A, rezervuarı şebekeye bağlayan 1 borusuna yerleştirilen PRV ile oluşturulmuştur. Boyutsuz direnç katsayısı algoritma ile 1450 olarak belirlenmiştir. Borudan geri kazandırılabilir enerji ise 964,80 kWh/gün olarak hesaplanmıştır. Senaryo B ise 1 borusunu takip eden P151 ve P198 ile oluşturulmuştur. 1 borusundan gelen akışı neredeyse ikiye böldükleri Şekil 4.7'de verilen akış-zaman eğrileri ile görülebilmektedir. Akış

karakteristikleri benzer olması sebebiyle Senaryo B'den elde edilebilecek geri kazandırılabilir enerji Senaryo A ile yaklaşık aynı değerdedir. Senaryo C ise Senaryo A ve B'nin birleşiminden oluşmaktadır. Borularda kullanılan boyutsuz basınç katsayıları düşmüş fakat geri kazandırılabilir enerji değeri mertebe olarak aynı seviyede kalmıştır.



Şekil 4.7. PRV eklenmesinin ardından P151 ve P198 akış-zaman grafikleri

Çizelge 4.1 içerisinde, geçmişte yapılmış çalışmalara dair veriler de karşılaştırma yapılabilmesi amacı ile verilmiştir. Buradan görüldüğü üzere üç çalışmada da birbirinden bağımsız senaryolar ve sonuçlar elde edilmiştir. Bunun sebebi çalışmaların ana hedeflerinin farklı olması veya kabul edilen ihmallerdir. Fontana ve diğerleri (2011) tarafından yapılan çalışmada, şebekedeki su kayıplarını en aza indirerek enerji üretmek hedeflenmiştir. Kullandıkları yöntem, maksimum enerji üretimi için değil minimum su sızıntısı için belirlenmiştir. Ayrıca hedeflenen minimum şebeke basınç değeri ise 25 metre seçilmiştir. Bu durum Fontana ve diğerlerine (2011) ait senaryolarda diğer iki çalışmaya nazaran daha düşük enerji üretimi elde edilmesinde bir diğer etmendir.

Coelho'nun (2016) çalışmasında, potansiyel alanların belirlenmesi için bir yazılım geliştirilmiştir. Geliştirilen yazılım enerji verimliliğine yönelik teknik ve finansal analizleri yapabilmektedir. Oluşturulan senaryolardan ikisi (S3 ve S8) diğer tüm çalışmalara göre daha fazla geri kazandırılabilir enerji değerleri içermektedir. Senaryo S8, diğer iki çalışmadaki

gibi 1 borusuna eklenen valf ile oluşturulmuş ve boyutsuz basınç katsayısı diğer tüm çalışmalardan yüksek belirlenmiştir. Şebeke minimum basıncını ise 25 metre olarak belirlemiştir. Ancak Coelho'unun (2016) çalışmasında, modelde yer alan talep düğümlerindeki su talebi sıfır ise, bu düğümlerdeki basınç değerlerinin 25 metre altında olmasına izin verilmiştir. Bu kabul Senaryo S8 ve S3'de yüksek *K* değerleri belirlenebilmesine olanak sağlamıştır. Böylelikle geri kazandırılabilir enerji seviyelerinde oldukça yüksek değerlere ulaşılmıştır.

Çizelge 4.1. Napoli Doğu Şebekesi'nde, bu tez kapsamında oluşturulan senaryolar (A, B ve C), Coelho ve Andrade-Campos (2017) tarafından oluşturulan senaryolar (S3, S6, S8) ve Fontana ve diğerleri (2012) tarafından oluşturulan senaryolar (A_F, B_F, D_F)

Senaryo	Boru	Boyutsuz Direnç Katsayısı, *K*	Geri Kazandırılabilir Enerji (kWh/gün)	Akış Rejimi Min-Ort (l/s)	Düşü Kaybı, Min-Ort (m)	Toplam Geri Kazandırılabilir Enerji (kWh/gün)
A	1	1450	964,8	229-337	6,54-14,19	964,80
B	P151	6100	507,6	115-169	6,67-14,5	999,84
	P198	6100	492,24	114-167	6,53-14,2	
C	1	1000	641,28	229-337	4,36-9,45	1001,76
	P151	2100	72,72	116-171	2,35-5,11	
	P198	2100	165,12	116-171	2,22-4,81	
S3	P354	3000	1694,25	219,6-299,4	11,94-22,73	1694,25
S6	P358	1000	16,9	53,70-73,69	0,48-0,92	16,9
S8	1	3000	1696,5	219,8-299,5	11,97-22,75	1696,5
A_F	1	1000	723,47	232.8-324.2	0,30-0,41	723,47
B_F	P151	94 000	389,47	89,19-123,49	6,41-12,62	530,38
	P200	4000	140,91	29,91-41,37	6,95-13,63	
D_F	P111	222 000	2,26	3,18-4,01	1,43-2,30	817,76
	P134	114 000	47,48	10,24-13,72	7,62-13,96	
	P354	1000	600,94	222,2-305,3	4,08-7,89	
	P358	73 000	167,07	35,71-47,83	7,69-14,08	

4.2. Teknik Analizler

Su dağıtım sistemlerinde enerji üretimi için türbin seçimi, geleneksel hidrolik enerji santral projeleri kadar kolay olmamaktadır. Akış rejimlerinin anlık olarak değişmesi, türbinin bu çalışma şartlarına uyumunu oldukça zorlaştırmaktadır. Bu çalışma kapsamında yapılacak

olan teknik analizler uygun tip türbinin seçilmesine olanak sağlayacaktır. Yapılan teknik analizler için şebekenin 24 saatlik akış karakteristikleri birer saatlik zaman adımı ile irdelenmiş ve türbinlerde yaşanabilecek anlık performans değişiklikleri modellenmeye çalışılmıştır.

Teknik analizler için Senaryo A ve Senaryo B, 3 farklı türbin tipinin performansının değerlendirilebilmesi için kendi içinde farklı senaryolara ayrılmıştır (Çizelge 4.2). Bu senaryolarda ayrı ayrı Francis, Kaplan ve tersine çalışan pompa alternatifleri değerlendirilmiştir. Senaryo C'de ise tersine çalışan pompa ve Kaplan türbini kombinasyonu değerlendirilmiştir.

Çizelge 4.2. Her bir senaryo için oluşturulmuş günlük enerji üretimi için yapılan teknik analiz sonuçları ve Coelho ve Andrade-Campos (2017) tarafından yapılan çalışmada elde edilen sonuçlar

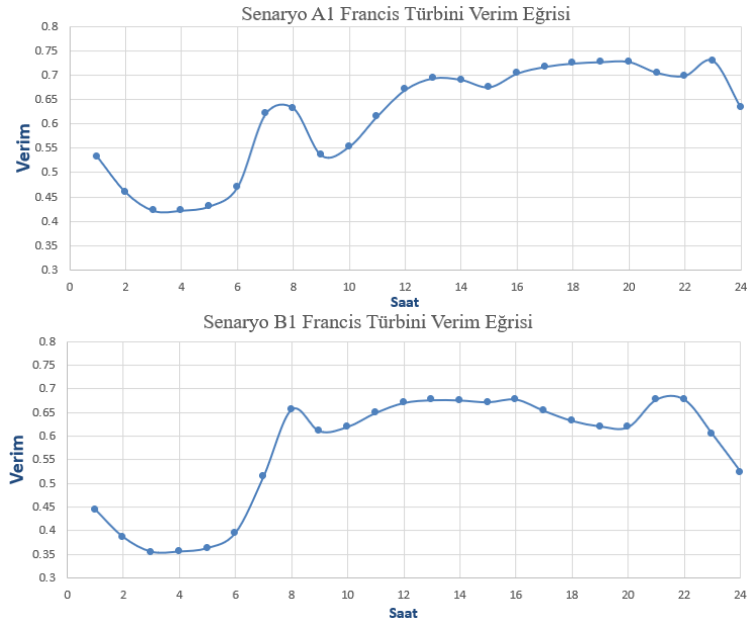
Senaryo	Boru	PRV ile Kaybedilen Enerji (kWh/gün)	Türbin Tipi	Türbin Verimi	Geri Kazandırılabilir Enerji (kWh/gün)
A1	1	964,8	Francis	0,631	608,79
A2	1	964,8	PAT	0,700	675,36
A3	1	964,8	Kaplan	0,887	855,78
B1	P151	507,6	Francis	0,578	586,79
	P198	492,24	Francis	0,578	
B2	P151	507,6	PAT	0,700	699,89
	P198	492,24	PAT	0,700	
B3	P151	507,6	Kaplan	0,883	882,86
	P198	492,24	Kaplan	0,883	
C	1	641,28	Kaplan	0,872	725,75
	P151	72,72	PAT	0,700	
	P198	165,12	PAT	0,700	
S3	P354	1694.25	Francis	0,790	1338,57
			Kaplan	0,894	1514,48
			Banki	0,790	1338,48
S8	1	1696.5	Francis	0,790	1340,54
			Kaplan	0,894	1516,47
			Banki	0,790	1340,24

Çizelge 4.2'de her bir türbinin verim değeri hesaba katılarak üretilebilecek günlük enerji değerleri hesaplanmıştır. Francis ve Kaplan türbinlerinin verim değeri her bir zaman dilimi

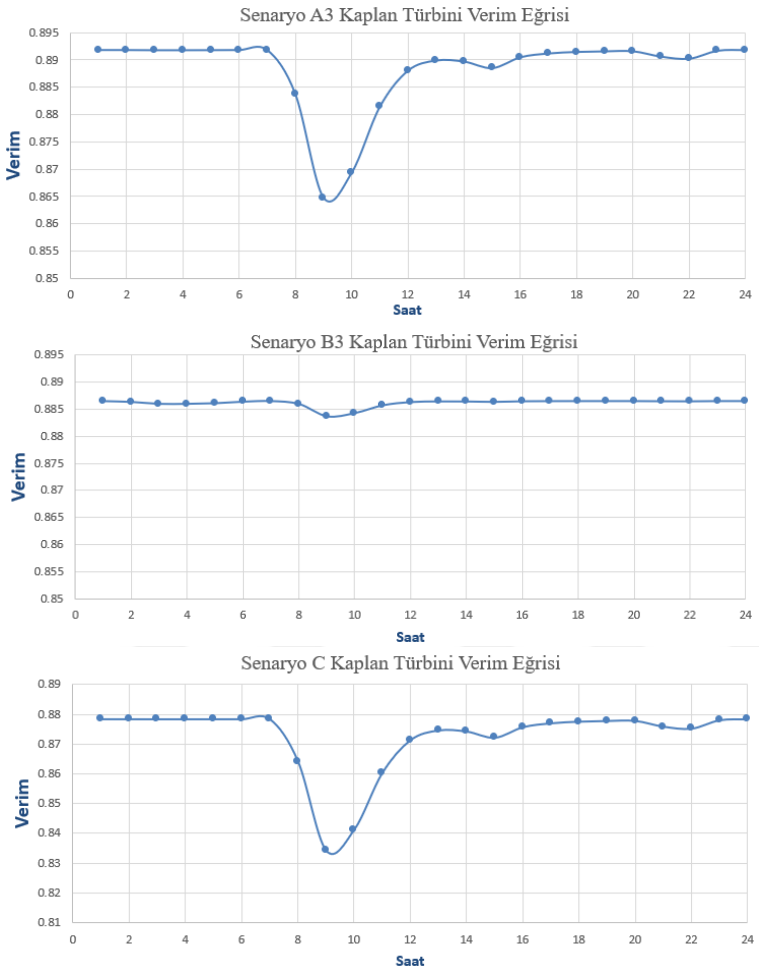
için Eş.3.31 ~ Eş 3.38 kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değer türbinlerin her bir saat diliminde gösterdiği performansın ortalamasıdır. Tersine çalışan pompalar için bu tip bir formülasyon literatürde bulunmadığı için verim bu aşamada %70 olarak kabul edilmiştir. Coelho (2016) tarafından yapılan çalışmada ise senaryo S3 ve S8'de katalog verimleri kullanılmış ve her saat dilimi için akış karakteristikleri farklı olmasına rağmen verim değeri sabit kabul edilmiştir. Dolayısı ile Coelho (2016) tarafından yapılan çalışmada üretilebilecek enerji potansiyeli diğer tüm senaryolardan yüksek elde edilmiştir.

Bu çalışmada belirlenen her bir senaryo için performans eğrileri deneysel bağıntılar ile oluşturulmuştur. Çizelge 4.2'de verilen geri kazandırılabilir enerji ise bu verim değerleri ile hesaplanmıştır.

Francis türbinlerinin dağıtıcı kanatlar ile değişken akış rejimlerine uyum sağlayabilmesi bir mertebeye kadar mümkündür. Genellikle tasarım debisinin %80'nin altındaki akış rejimleri için verim değeri büyük oranlarda düşmektedir. Dolayısıyla Francis türbinleri su dağıtım sistemleri gibi anlık olarak büyük debi değişimleri var olan sistemlerde yüksek verimlerle çalışamamaktadır. Francis türbinlerine ait saatlik verim eğrileri Senaryo A1 ve Senaryo B1 için Şekil 4.8'da verilmiştir.



Şekil 4.8. Senaryo A ve Senaryo B için Francis türbini verim eğrileri



Şekil 4.9. Senaryo A, Senaryo B ve Senaryo C için Kaplan türbini verim eğrileri

Beklendiği gibi en yüksek enerji üretimi Kaplan türbinleri ile gerçekleşmektedir. Burada Kaplan türbinlerinin geniş akış rejimlerine yönelik ayarlanabilir kanat yapıları sayesinde uyum sağlamasının payı oldukça büyüktür. Kaplan türbinleri, tasarım debisinin yarısı miktardaki bir akışta bile hidrolik verimini %89 seviyesinde tutabilmektedir. Aynı zamanda 2 metre ile 40 metre düşü aralığında çalışıyor olmaları su dağıtım sistemleri için teknik analizler esnasında en uygun alternatif olarak görünmektedir. Kaplan türbinlerine ait her bir senaryo için oluşturulan saatlik verim eğrileri Şekil 4.9 de verilmiştir.

Yapılan teknik irdelemeler sonucu bu tez kapsamında, PAT'lerin kullanıldığı Senaryo B2 için bir turbo makine tasarımı ve performans analizi yapılmasına karar verilmiştir. Senaryo B2'de yer alan P151 ve P198 borularına ait akış-zaman grafikleri incelendiğinde her iki borudan da geçen akış karakteristiklerinin oldukça benzer olduğu görülmektedir (Şekil 4.7). Bu benzerlik, her iki boruya da aynı tasarıma sahip iki veya daha fazla turbomakinenin enerji üretimi için monte edilebilmesine olanak sağlamaktadır. Bu sebeple tasarlanması planlanan

PAT karakteristikleri, bundan sonraki aşamalarda bu borulardaki akış karakteristikleri dikkate alınarak yapılmıştır.

4.3. PAT Tasarımı ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri

Bu tez, su dağıtım sistemine monte edilecek bir türbinin performans analizini hedeflemektedir. Literatür araştırmasından elde edilen veriler, tersine çalışan pompaların bu tarz mikro sistemler için uygun bir alternatif olduğunu göstermektedir. Bu bölümde, su dağıtım sistemlerinde çalıştırılmak üzere bir santrifüj pompa tasarlanacak ardından pompa verimini iyileştirmek adına optimizasyon çalışmaları yapılacaktır.

4.3.1. PAT karakteristiklerinin belirlenmesi

Su dağıtım sistemine entegre edilecek bir türbinin veya PAT seçimi için bazı karakteristikler önem taşımaktadır. Bu karakteristikler başlıca, debi, düşü ve devir sayısıdır. Senaryoda seçilen boruların saatlik akış karakteristikleri, PAT tasarım parametrelerinin belirlenebilmesi için Çizelge 4.3 de verilmiştir.

Şekil 4.7 ve Çizelge 4.3 incelendiğinde borulardan geçen hacimsel debinin 0,11 m^3/s ve 0,20 m^3/s arasında sürekli değişkenlik gösterdiği görülmektedir. Bu durum, tasarım debisinin 0,20 m^3/s olması halinde, PAT'in düşük debi nedeniyle belirli zaman dilimlerinde düşük verim göstermesine neden olacaktır. Fakat hidroelektrik santrallere aynı tasarıma sahip iki türbin paralel olarak yerleştirilebilmektedir. Bu çalışma kapsamında da her bir boruya paralel şekilde yerleştirilecek ve tasarım debisi 0,10 m^3/s olacak bir santrifüj pompanın tasarlanması hedeflenmiştir.

Coelho (2016) ve Fontana ve diğerleri (2012) yaptıkları benzer çalışmalarda türbin karakteristiklerini belirlerken, boruya PRV eklenmesiyle oluşan düşü kayıplarının ortalamasını baz alacak şekilde kataloglardan turbomakine seçimine gitmişlerdir. Benzer bir uygulama ile bu tez kapsamında da pompanın basma yüksekliği H_d=12,2 m seçilmiştir. Devir sayısı ise jeneratör frenkansı (50 Hz) göz önünde bulundurularak n=1450 dev/dk olarak belirlenmiştir. Pompanın hedef genel verimi %85, hidrolik verimi ise %95 olarak belirlenmiştir.

Çizelge 4.3. P151 ve P198 borularına basınç düşürme valfi yerleştirilmesi ile elde edilen saatlik akış verileri

Zaman Dilimi (saat)	Boru	Hacimsel Debi (m^3/s)	Düşü Kaybı (m)	Boru	Hacimsel Debi (m^3/s)	Düşü Kaybı (m)
0-1	P151	0,13	8,68	P198	0,13	8,87
1-2	P151	0,12	7,26	P198	0,12	7,41
2-3	P151	0,11	6,53	P198	0,11	6,67
3-4	P151	0,11	6,54	P198	0,11	6,68
4-5	P151	0,12	6,71	P198	0,12	6,85
5-6	P151	0,12	7,47	P198	0,12	7,63
6-7	P151	0,14	10,46	P198	0,15	10,68
7-8	P151	0,18	17,03	P198	0,19	17,40
8-9	P151	0,19	19,15	P198	0,20	19,57
9-10	P151	0,19	18,79	P198	0,19	19,20
10-11	P151	0,19	17,43	P198	0,19	17,81
11-12	P151	0.18	15,96	P198	0,18	16,30
12-13	P151	0,17	15,13	P198	0,17	15,46
13-14	P151	0,17	15,25	P198	0,18	15,58
14-15	P151	0,18	15,78	P198	0,18	16,13
15-16	P151	0,17	14,72	P198	0,17	15,04
16-17	P151	0,17	13,99	P198	0,17	14,30
17-18	P151	0,16	13,49	P198	0,17	13,79
18-19	P151	0,16	13,21	P198	0,16	13,50
19-20	P151	0,16	13,18	P198	0,16	13,47
20-21	P151	0,17	14,64	P198	0,17	14,96
21-22	P151	0,17	14,92	P198	0,17	15,25
22-23	P151	0,16	12,78	P198	0,16	13,06
23-24	P151	0,15	10,72	P198	0,15	10,95

4.3.2. PAT tasarımı

Tasarım parametrelerinin belirlenmesi ile birlikte pompanın meridyenel profilini oluşturmak için öncelikle özgül hız kavramı Eş 3.8 kullanılarak;

$$n_s = 3{,}65 \;\; n \;\; \frac{Q_d^{1/2}}{H_d^{3/4}} = (3{,}65) \;\; (1450) \;\; \frac{0{,}1^{1/2}}{12{,}2^{3/4}} = 254{,}2 \quad (dev/dk)$$

bulunur. Pompanın mil gücü N_e;

$$₱_e = \frac{\rho \;\; Q_d H_d}{75 \;\; \eta_t} = \frac{(1000) \;\; (0{,}1)(12{,}2)}{(75) \;\; (0{,}85)} = 19{,}36 \;\; BG \;\; ,$$

dolayısı ile milin ileteceği moment *M;*

$$M = \frac{75 \ N_e}{(\pi \ \frac{n}{30})} = 9{,}56 \ \ kgcm$$

Bulunur (Baysal,1979:10). Mil çapı D_{mil};

$$D_{mil} = \sqrt[3]{\frac{16 \ M}{\pi \ \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \ (956)}{\pi \ (120)}} = 3{,}43 \ \ cm$$

bulunur. Millik malzemenin çubuk olarak standartlaşmış çapları genellikle 10 mm ve katları şeklinde olduğundan mil çapı D_{mil}=40 mm olarak seçilmiştir. Göbek çapı D_g ise;

$$D_g = 1{,}5 \quad D_s = \ 1{,}5 \quad (40) = 60 \ \ mm$$

olur. Mile ait boyutların belirlenmesi ile Şekil 3.6'da yer alan meridyenel profilin boyutlandırılmasına geçilebilir. Akışkan hızı V_e daha sonra kontrol edilmek üzere 3,8 m/s seçilmiş ve Eş 3.14 kullanılarak emme borusu çapı D_e çapı hesaplanmıştır.

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \ Q_d}{\pi \ V_e}} = \sqrt{\frac{4 \ (0{,}1)}{\pi \ (3{,}8)}} = 0{,}183 \ \ m$$

Bulunan D_e çapı piyasada bulunan standart boru çaplarına uyum sağlayabilmesi için 17 mm büyütülerek D_e=0,2 m seçilmiştir. Ardından V_e hızı yeniden hesaplanarak;

$$V_e = \frac{4 \ Q_d}{\pi \ D_e^2} = \frac{4 \ (0{,}1)}{\pi \ (0{,}2^2)} = 3{,}183 \ \ m/s$$

bulunur. Çark giriş ağzındaki C_0 hızı ise Eş 3.15 kullanılarak;

$$C_0 = \frac{4Q_d}{\pi\left({D_0}^2 - {D_g}^2\right)} = \frac{4 \ (0{,}1)}{\pi(0{,}1^2 - 0{,}06^2)} = 3{,}49 \ \ m/s$$

elde edilir. C_1 mutlak hızı ise Eş 3.16 ile;

$C_1 = (1{,}1)\ \ C_{1m} = 3{,}847\ \ m/s$

bulunur. Giriş hız üçgeninde yer alan U_1 teğetsel hızı ise;

$$U_1 = \frac{\pi\ \ D_1\ \ n}{60} = \frac{\pi\ \ (0{,}184)\ \ 1450}{60} = 19{,}96\ \ m/s$$

dolayısı ile β_1 açısı;

$$\tan\beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} = \frac{3{,}847}{13{,}96}$$

$$\beta_1 = 15{,}4°$$

bulunur. *b1* çark giriş genişliği ise Eş.3.19 ile;

$$b_1 = \frac{Q_d}{\pi\ \ D_1\ \ \lambda_1\ \ C_{1m}} = \frac{0{,}1}{\pi\ \ (0{,}184)\ \ (0{,}7)\ \ (3{,}84)} = 0{,}057\ \ m$$

bulunur. Böylelikle çark giriş koşullarına ait tüm temel parametreler hesaplanmıştır. Çark çıkış koşullarının hesaplanabilmesi için öncelikle bir basınç kaysayısı belirlenmelidir. Tasarımı yapılan pompa, bir santrifüj pompanın üst limitlerindeki bir özgül hızda çalıştığı için basınç katsayısı ψ=0,375 seçilmiştir. Böyle çıkış kenarı teğetsel hızı U_2;

$$U_2 = \sqrt{\frac{2\ \ g\ \ H_d}{\psi}}\ \ = \sqrt{\frac{2\ \ (9{,}81)(12{,}2)}{0{,}375}} = 25{,}4\frac{m}{s}$$

bulunur. D_2 kenarı boyutunun bulunması için Şekil 3.8 de verilen grafiksel yöntem kullanılmıştır. Grafikten D_1/D_2 oranı 0,65 olarak seçilmiştir.

$$\frac{D_1}{D_2} = 0{,}65$$

$$D_2 = 284\ \ mm$$

bulunur. Hız üçgeninde yer alan C_{2m} hızı;

$$C_{2m} = k_{cm2}\sqrt{2g\ \ H_d} \quad = \quad 0{,}2\sqrt{2\ \ (9{,}81)(12{,}2)} = 3{,}094\ \ m/s$$

olarak bulunur. C_{2U} bileşeni ise;

$$C_{2u} = \frac{g\ \ H_d}{U_2\eta_t} = \frac{(9{,}81)\ \ (12{,}2)}{(25{,}4)(0{,}95)} = 4{,}956\ \ m/s$$

olarak elde edilir. Çarkı çıkış genişliği ise λ_2 daralma katsayı 0,845 seçilerek;

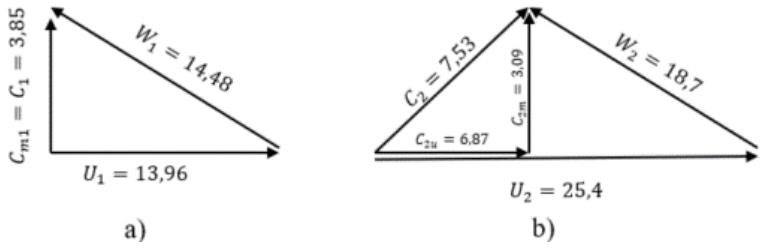
$$b_2 = \frac{Q_d}{\pi\ \ D_2\ \ \lambda_2\ \ C_{2m}} = \frac{0{,}1}{\pi\ \ (0{,}284)(0{,}845)(3{,}094)} = 46{,}84$$

olarak hesaplanır.

$$\tan\beta_2 = \frac{C_{2m}}{U_2 - C_{2u}} = \frac{3{,}094}{25{,}4 - 4{,}956}$$

$$\beta_2 = 8{,}8°$$

olarak elde edilir. Hesaplamalar sonucu ortaya çıkan giriş ve çıkış hız üçgenleri Şekil 4.10'da verilmiştir. Ön tasarıma ait meridyenel profil ise Şekil 4.11'de paylaşılmıştır.

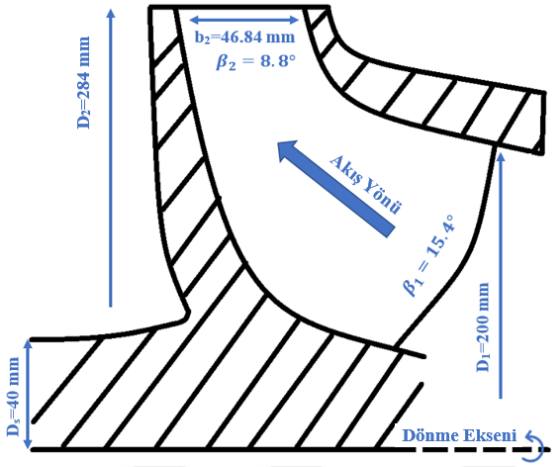


Şekil 4.10. Ön tasarıma ait hız üçgenleri a) giriş kenarı ve b) çıkış kenarı

PAT tasarımında yer alan bir diğer bileşen salyangozdur. Salyangoz içindeki su hızı Eş 3.25 ile

$$V_{sal} = K\sqrt{2gH_d} = 0{,}255\sqrt{2\ \ (9{,}81)(12{,}2)} = 3{,}95\ \ m/s \qquad (3.25)$$

bulunur. 8 adet kesit ile oluşturulan salyangozun her bir kesit yarıçapı Çizelge 4.4'de verilmiştir.



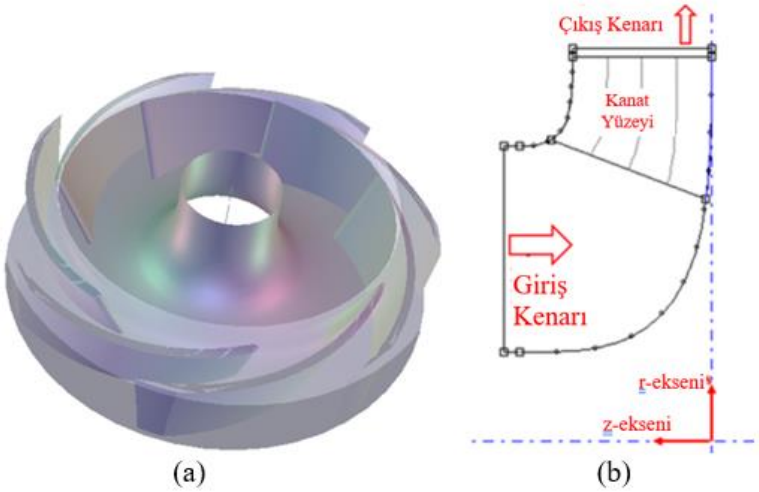
Şekil 4.11. Tasarlanan PAT'in meridyenel profili

Çizelge 4.4. Salyangoz kesit yarıçapları

Kesit	1	2	3	4	5	6	7	8
Kesit Yarıçapı (mm)	91,35	84,12	76,58	68,62	60,15	50,88	40,40	27,55

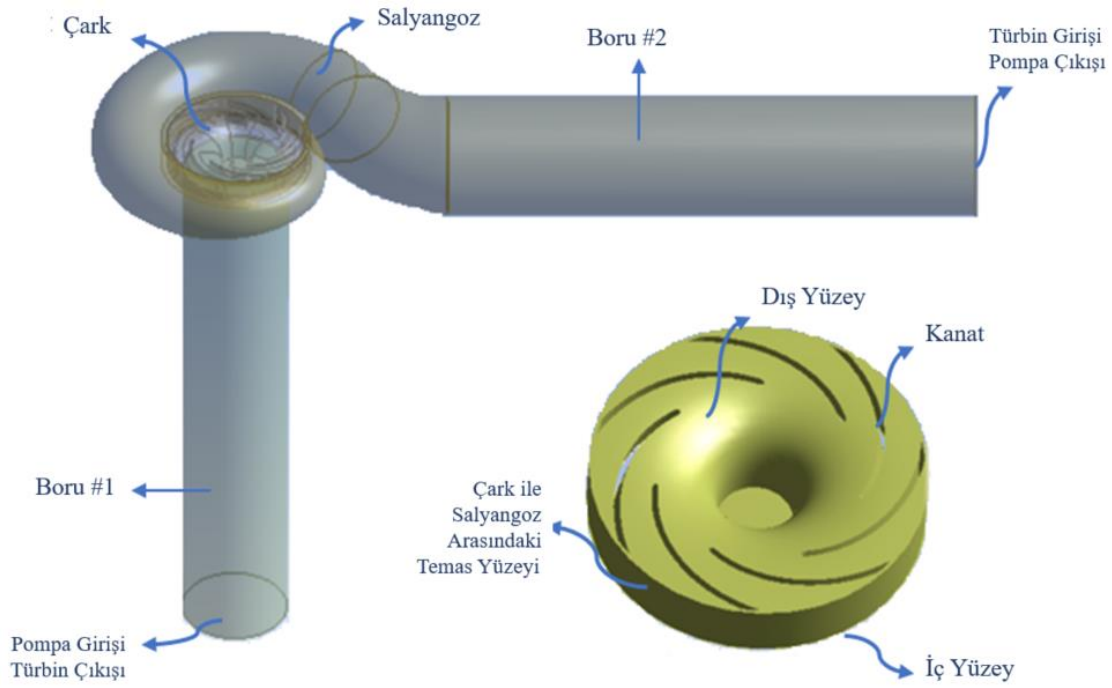
4.3.3. HAD temelli optimizasyon çalışmaları

Boyutlandırılan ön tasarımın performans doğrulamasını yapmak için hesaplamalı akışkanlar dinamiği metodolojisi kullanılmıştır. Tez kapsamında ANSYS V16.1 hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programı ve modülleri kullanılmıştır. Ön tasarımı yapılan ve meridyenel profili oluşturulan santrifüj pompanın çarka ait katı modeli ANSYS Bladegen modülü kullanılarak oluşturulmuştur. Şekil 4.12'de ANSYS Bladegen ile oluşturulan meridyenel profil ve üç boyutlu katı modeli verilmiştir.



Şekil 4.12. a) ANSYS Bladegen ile oluşturulmuş ön tasarım çark görseli ve b) Ansys Bladegen meridyenel profil görseli

Katı modeli oluşturulan çark geometrisi ANSYS Design Modeller modülüne aktarılmış ve akış hacmi oluşturulmuştur. Salyangoz, emme ve basma borularının katı modelleri yine ANSYS Design Modeller kullanılarak oluşturulmuş ve katı modellerin montajı yapılmıştır. Salyangoz, emme ve basma borularına ait geometriler tek kanat analizlerine dahil edilmemiş olup sadece tüm pompa bileşenlerinin yer aldığı genel hidrolik verim analizlerinde kullanılmıştır. Oluşturulan katı modellerin görseli Şekil 4.13'de verilmiştir.



Şekil 4.13. Katı model programı ile oluşturulan PAT geometrisi

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri için bir turbo makine analiz paket programı olan ANSYS CFX kullanılmıştır. ANSYS CFX, sonlu hacimler metodunu kullanan ve problemin çözümü için çözüm geometrisini kontrol hacimlere bölerek bir sayısal ağ sistemi oluşturmaktadır. Cebirsel denklemlerin çözümüne olanak sağlayan belirli sayıdaki hücrelerin tanımlanması ile tüm ağ oluşturulur ve diferansiyel denklemler ayrıklaştırılarak tüm eşitlikler çözülür. Sayısal ağın oluşturulması için ANSYS Meshing modülü kullanılmıştır. Çark, turbo makine analizleri için en hassas incelenmesi gereken geometridir. Kanat üzerinde oluşan basınç dağılımları ve sınır tabaka akış ayrılmaları analizler için oldukça önem taşımaktadır. Bu yüzden çark için oluşturulan sayısal ağ oldukça diğer bileşenlere göre daha sık ve küçük elemanlardan oluşmalıdır. Borular ve salyangoz ise basit geometrileri ve işlevleri nedeni ile daha kaba bir ağdan oluşabilir. Çalışma kapsamında yapılan tek kanat analizleri için 165 859 elemandan oluşan bir sayısal ağ oluşturulmuştur. Tüm bileşenlerin yer aldığı analizlerde ise çark 531 527 elemandan oluşan bir ağ ile temsil edilmektedir. Tüm bileşenler içinse toplam 671 284 eleman ile sayısal ağ oluşturulmuştur. Verilen bu sayısal ağ değerleri, sayısal ağdan bağımsızlık çalışmaları sonucunda elde edilmiştir. Tek kanat analizleri için yapılmış örnek sayısal ağdan bağımsızlık çalışmasının sonuçları Şekil 4.14 da verilmiştir.



Şekil 4.14. Tek kanat analizleri için yapılmış sayısal ağdan bağımsızlık çalışması sonuçları

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ANSYS CFX ile zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilmiştir. Türbülans modeli olarak *k-ε* modeli seçilmiş ve tanımalan sınır şartları Çizelge 4.5'de verilmiştir. Tüm analizler içinse rezidü değeri 10^{-5} olarak seçilmiştir.

Çizelge 4.5. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği için tanımlanan sınır koşulları

Sınır Alanı	Sınır Koşulu
Giriş	Toplam Basınç
Çıkış	Kütle Debisi
İç-Dış Yüzey	Kaymasız Duvar
Çark Kanatları	Kaymasız Duvar
Boru #1 ve Boru #2	Kaymasız Duvar

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile ön tasarımı yapılan pompanın tekil kanat, çark ve tüm pompa analizleri sonuçları irdelenmiş ve hidrolik verimi yükseltmek için optimizasyon çalışması yapılmıştır. İlk olarak yapılan tekil kanat analizlerinde kanadın hidrolik verimi %69,1 olarak elde edilmiştir. Verim hesabı yapılırken

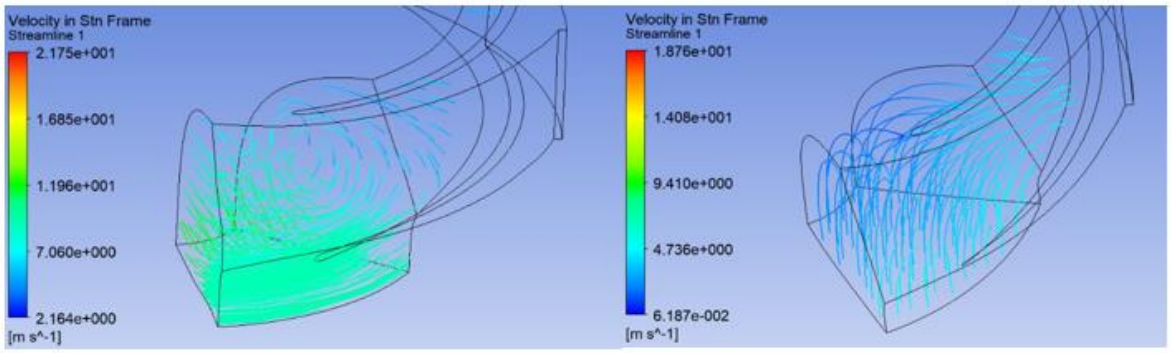
$$\eta_h = \frac{(Tork)(Devir\ \ Sayısı)}{(Pompanın\ \ Giriş\ \ ve\ \ Çıkışındaki\ \ Basınç\ \ Farkı)(Pompadan\ \ Geçen\ \ Debi)}$$

eşitliği kullanılmıştır. Burada yer alan devir sayısı 151,84 rad/s, tork değeri HAD analizleri ile elde edilen kanatlar üzerinde oluşan tork değeri, pompadan geçen debi ise tasarım debisi 0.1 m^3/s'dir. Tekil kanat analizlerinde elde edilen veriler yerine konur ise;

$$\eta_h = \frac{(5{,}38\ \ Nm)\ \ (151{,}84\ \ rad/s)}{(11826\ \ Pa)(0{,}1\ \ m^3/s)} = 0{,}691$$

bulunmaktadır.

İlk tasarım sonuçları değerlendirildiğinde, çark girişinde yer alan akım çizgilerinin analitik olarak hesaplanmış hız üçgenlerine uygun bir çizgide olmadığı görülmüştür. Bağıl hızı temsil eden akım çizgileri çark girişinde vorteks oluşturmaktadır (Şekil 4.15a). Bu durum çark giriş kenarında kavitasyona neden olmasının yanı sıra hidrolik verimin düşmesine de sebep olmaktadır.



(a) (b)

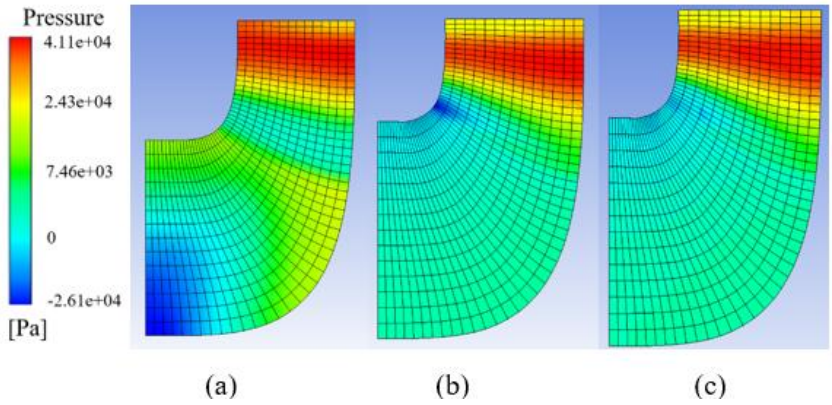
Şekil 4.15. Tek kanat analizlerinde elde edilen akım çizgileri a) Ön tasarım ve b) Nihai tasarım

Yüzey tepki optimizasyon çalışması yapılırken öncelikle optimizasyona hedef geometrik parametre belirlenmeli ardından parametrenin geometrik sınırları tespit edilmelidir. Yapılan yüzey-tepki optimizasyon çalışması ile birlikte kanat giriş açısı, kanat çıkış açısı, çıkış kenarı genişliği ve çıkış çapı değerlerinde verim arttırmaya yönelik müdahaleler yapılmış ve akım çizgileri istenildiği rejime oturtulmuştur. Bu parametreler belirlenirken kanat üzerindeki düzensiz basınç dağılımı, çark girişindeki vorteks hareketi ve kavitasyon faktörleri göz önünde bulundurulmuştur. Parametrelerin geometrik sınırları belirlenirken ise pompa tasarımında kullanılan ve tasarımcının tercihine bırakılan katsayılar veya oranlar değiştirilmiştir. Bunlar giriş daralma katsayısı λ_1 (0,6 ila 0,7), çıkış daralma katsayısı λ_2 (0,75 ila 0,98), basınç katsayısı ψ (0,3 ila 1,3) ve D_1/D_2 (Şekil 3.8) oranlarıdır (Baysal, 1979). Bu oranlar hedeflenen verime ulaşılması için iteratif olarak arttırılmış veya azaltılmış ve nihai geometriye ulaşılmıştır. Optimizasyon çalışmaları süresince toplamda 49 farklı ara tasarım elde edilmiştir. Optimizasyon çalışmaları sonucunda tekil kanat verimi %89,1'e çıkartılmıştır. Tüm çark için yapılan analizlerde ise bu değerin %90 olduğu görülmüştür. Şekil 4.15'de ön tasarıma ve optimize edilmiş tasarıma ait akım çizgilerini içeren örnek bir görsel verilmiştir. Optimize edilen boyutsal parametreler ise Çizelge 4.6'de verilmiştir.

Çizelge 4.6. Optimizasyon hedefi olarak belirlenen parametreler

Geometrik Parametre	Ön Tasarım	Nihai Tasarım
Çıkış Kenarı Yüksekliği, b_2 (mm)	42,93	46,84
Çark Çıkış Çapı,D_2 (mm)	284	260
Çark Giriş Kenarı Açısı, β_1 (°)	15,4	19
Çark Çıkış Kenarı Açısı, β_2 (°)	8,8	19

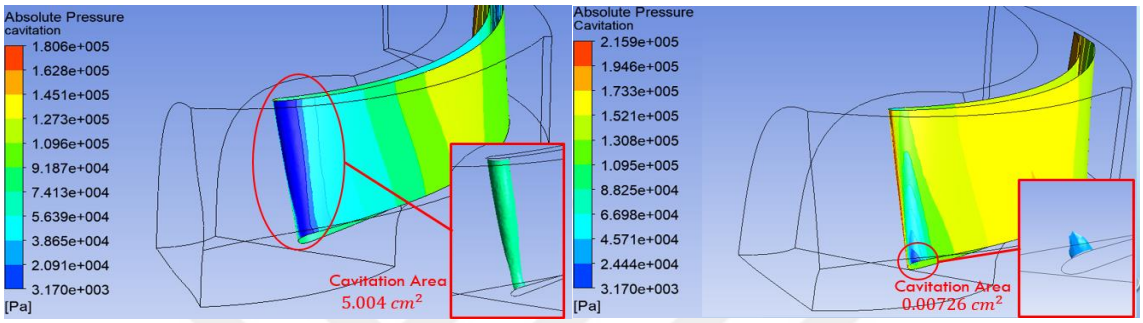
Turbomakine analizlerinde meridyenel profil üzerindeki basınç dağılımı, çark içerisindeki akışa dair birçok fikir vermektedir. Gerek kanat üzerinde gerekse meridyenel profil üzerindeki kademeli basınç dağılımı net olarak gözlenmeli ve bölgesel düşük basınç bölgeleri kavitasyonun olmaması için önlenmelidir. Ayrıca kanat üzerindeki basınç dağılımlarının dengesiz olması mekanik titreşime de sebep olmaktadır. Bu bilgiler ışığında ilk tasarıma ait meridyenel profil basınç dağılımı incelendiğinde çark girişinde düzensiz bir basınç dağılımı görülmektedir (Şekil 4.16a). Ayrıca girişten çıkışa doğru meridyenel profil boyunca basınç önce artmakta, sonra azalmakta ve çıkışa doğru tekrar artış göstermektedir. Bu durum meridyenel profil ve kanat açılarında bir optimizasyon gerekliliğine işaret etmektedir. Yapılan yüzey-tepki optimizasyon çalışması ile D_2 uzunluğu ve kanat giriş açısı arttırılmış ve emme borusunda meydana gelen düşük basınç bölgesi ortadan kaldırılmıştır. Ancak bu sefer kanat iç eğrisi çevresinde düşük basınç bölgesi yani kavitasyon oluşumu gözlenmiştir (Şekil 4.16b). Kanat iç eğrisi ve kanat çıkış açısına yapılan müdahaleler ile elde edilen son tasarımda ise bu bölgedeki düşük basınç bölgesi de giderilmiş ve yüksek verimli bir kanat tasarımı elde edilmiştir. Meridyenel profil üzerindeki basınç dağılımlarını gösteren örnek görseller Şekil 4.16'de verilmiştir.



Şekil 4.16. Tek kanat analizi meridyenel kanal basınç dağılımı görseli a) Ön tasarım, b) Ara tasarım ve c) Nihai tasarım

Pompa tasarımlarındaki bir diğer dikkat edilmesi gereken husus ise kanat giriş kenarı üzerinde oluşabilecek kavitasyon bölgeleridir. Kavitasyon bölgelerinin tespiti turbomakine analizi yapan HAD programlarınca otomatik olarak tespit edilebildiği gibi mutlak basınç kontrolü ile de bulunabilir. Kavitasyon, basıncın ani değişimi ile suyun buharlaşması ve tekrar yoğunlaşması ile oluşur. Yoğunlaşma sırasında hava kabarcıklarından boşalan hacimler aniden sıvı ile doldurulur ve malzemede erozyon meydana gelir. Mutlak basınç dağılımı elde edilen bir turbomakinenin kavitasyon bölgeleri bu bilginin ışığında

bulunabilmektedir. 25 ℃ suyun doyma basıncı 3170 Pa'dır ve mutlak basıncı 3170 Pa altına düşen bölgeler kavitasyon oluşumuna elverişli bölgelerdir. İlk tasarıma ait mutlak basınç görselleri ön tasarıma ait giriş kenarında boylu boyunca kavitasyon bölgesi olduğunu göstermiştir. Kanat giriş açısının değiştirilmesi ile giriş kenarındaki kavitasyon bölgesi yok sayılabilecek kadar küçük bir alana indirgenmiştir. Ön tasarıma ve son tasarıma ait kavitasyon görselleri Şekil 4.17'de verilmiştir.



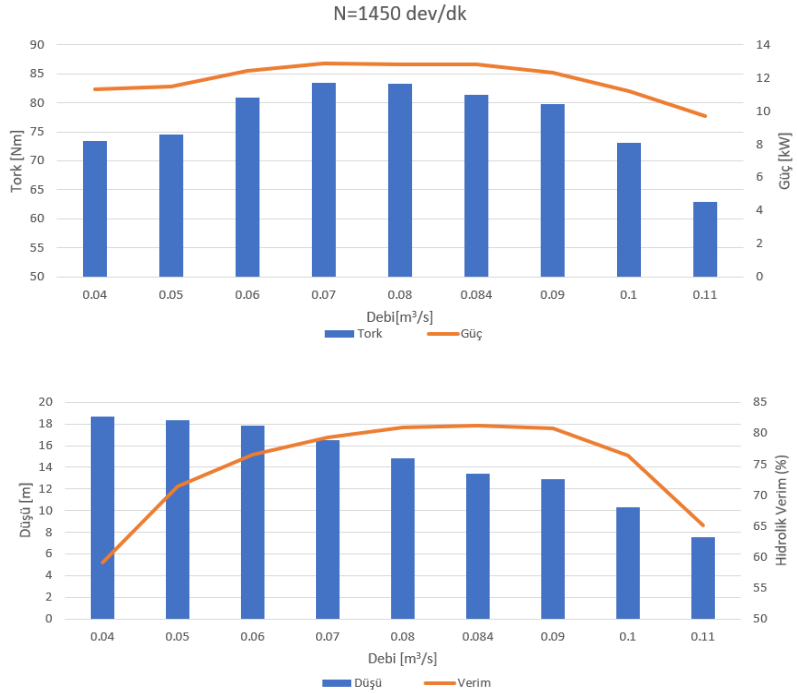
(a) (b)

Şekil 4.17. Tek kanat analizi mutlak basınç dağılımı ve kavitasyon kontrolü a) Ön tasarım ve b) Nihai tasarım

Pompaya ait son tasarımın belirlenmesi ile pompa performans grafikleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile çıkartılabilir. Bu analizler farklı debilerde yapılan performans sonuçlarını içermektedir. Aynı zamanda pompanın en yüksek hidrolik verimi elde ettiği noktaya ait karakteristiklerinde belirlenebilmesine olanak sağlar. Yapılan analizler 1450 dev/dk dönme hızında pompanın en yüksek hidrolik veriminin %81,2 olduğunu göstermektedir. Bu sırada pompadan geçen debinin 84 l/s ve basma yüksekliğinin ise 13,43 metre olduğu görülmüştür (Şekil 4.18).

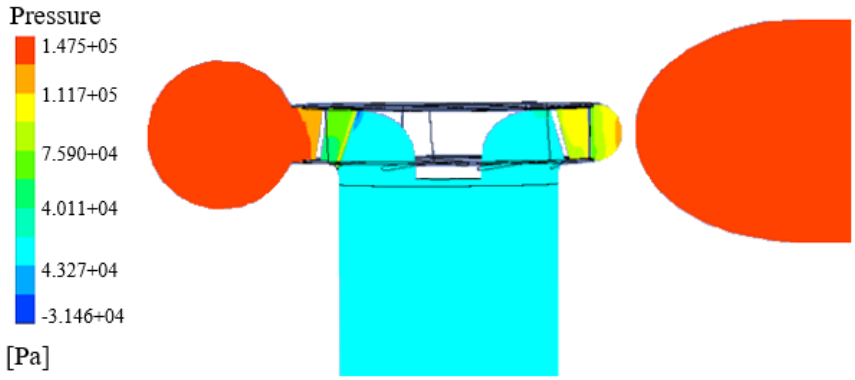
Turbo makineler güç, motor veya jenaratör milinin dönme hızı ve milden aktarılan tork ile ölçülür. Hidrolik verimlilik ise düşü, tork ve hacimsel debinin bir fonksiyonudur. Şekil 4.18 de verilen performans grafiklerinden görülebileceği gibi, güç eğrisi torkun değişimi ile paralellik göstererek artmış veya azalmıştır. Ancak verim eğrisi, belirli bir parametreye bağlı kalarak değişkenlik göstermemiştir ve en yüksek değerine 0,084 m^3/s debi değerinde ulaşmıştır.

En yüksek hidrolik verimin elde edildiği çalışma noktasında yapılan analizler ile elde edilen aksiyal ve meridyenel profil basınç dağılımları Şekil 4.19'da verilmiştir.



Şekil 4.18. HAD analizleri ile elde edilmiş PAT performans grafikleri

Turbo makine uygulamalarında mil üzerinde oluşan torka basma ve emme kenarındaki basınç farkları sebep olmaktadır. Çark giriş ve çıkış bölgelerindeki basınç farkı 114 kPa'dır. Bu değer yaklaşık 11,4 metre düşüye denk gelmektedir. Emme borusu giriş kenarı ve salyangoz kesitlerinin merkezindeki basınç farkı ise yaklaşık 143 kPa'dır. Ancak, salyangoz ve basma borusuna ait sürtünme kayıpları basınç düşüşüne sebep olmaktadır. Benzer şekilde çarkın ardından gelen bu bileşenlerin içerisinde oluşan girdaplar da aynı etkiye neden olmaktadır. Bu kayıplar geometri üzerinde yapılacak ekstra optimizasyon çalışmaları ile en aza indirgenebilir. Bu çalışma için salyangoz giriş kenarı ve basma borusu çıkış kenarındaki toplam basınç düşüşü yaklaşık 13 kPa'dır.

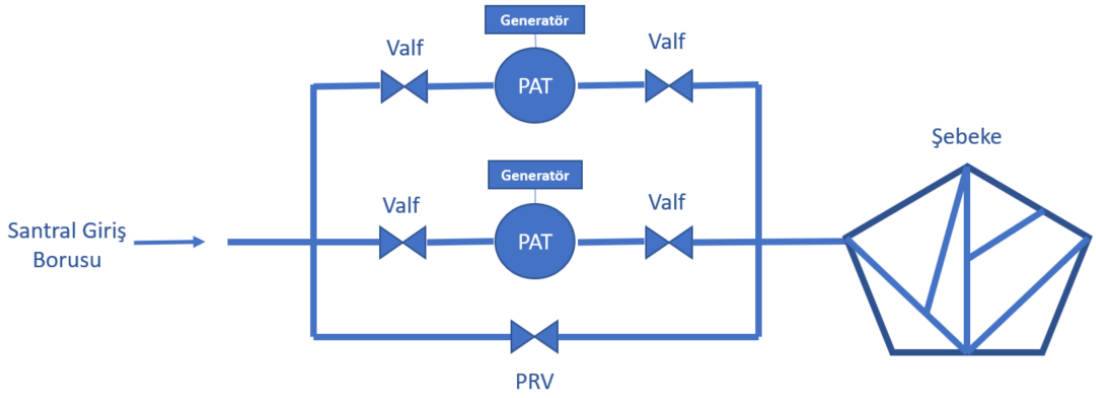


Şekil 4.19. Nihai tasarım PAT basınç konturu

4.4. PAT Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri

Su dağıtım sistemlerinde mikro hidroelektrik santralleri birçok farklı teknikler kullanılarak projelendirilebilmektedir. Rezervuarın hemen altında bir noktaya kurulan santraller olduğu gibi hat içerisinde yer alan ve direk borulara türbinlerin montajlanarak kurulduğu sistemlerde mevcuttur. Bu çalışma kapsamında seçilen lokasyonlar şehir bağlantı hatları üzerinde olduğu için PAT'lerin direk sisteme entegrasyonu gerekmektedir. Bu tarz santrallerde yer altında veya yer üstünde oluşturulan bir yapı içerisine boru bağlantıları yapılmakta ve türbinler yerleştirilmektedir. Aynı zamanda proje içerisinde doğrudan tahliye boru hatları da yer alabilmektedir. Bu hatlar türbinlerin arızalanması veya teknik onarımlarının yapılması sırasında devreye girmektedir. Aynı zamanda türbinin maksimum işletme debisini aştığı durumlarda fazla debinin bu hatlar ile tahliye edilmesi içinde kullanılmaktadırlar. Genellikle bu tarz uygulamalar sabit debi ile çalışan türbinlerin sisteme entegrasyonu halinde tercih edilmektedirler. Ancak bu uygulamalar bir SCADA sistemine ihtiyaç duydukları için ekstra maliyeti de beraberinde getirmektedir.

Bu çalışmada, maliyetleri minimuma indirmek adına tek bir basınç düşürme hattının kullanıldığı yöntem seçilmiştir. Hattın örnek görseli Şekil 4.20'de verilmiştir.



Şekil 4.20. İki adet PAT ve PRV'nin yer aldığı santral şeması görseli

Bu bölümde tasarımı ve analizi yapılan pompanın sınır koşulları değiştirilerek tersine çalışma performansı incelenecektir. Bir pompanın türbin gibi çalıştırılması için giriş sınır koşulu çıkış, çıkış sınır koşulu ise giriş olarak tanımlanmalıdır. Ayrıca çarkın dönme yönü tam tersi olmalıdır. Bu aşamada giriş ve çıkış sınır koşulları, Çizelge 4.3'de EPANET 2 programı ile elde edilen debi ve basınç değerleri kullanılarak tanımlanmıştır. Çizelge 4.7'de PAT analizleri için kullanılan sınır koşulları verilmiştir.

Çizelge 4.7. PAT analizleri için kullanılan sınır koşulları

Sınır Alanı	Sınır Koşulu
Giriş	Toplam Basınç (Çizelge 4.4)
Çıkış	Kütle Debisi (Çizelge 4.4)
İç-Dış Yüzey	Kaymasız Duvar
Çark Kanatları	Kaymasız Duvar
Boru #1 ve Boru #2	Kaymasız Duvar

P198 ve P151'in akış karakteristiklerinin benzerlik taşıması, Senaryo B2 için tasarlanan pompanın tek bir boru için analiz edilebilip, elde edilen enerji değerlerinin diğer boru için aynen kabulüne olanak sağlamaktadır. Bu kabul altında P198 borusu için hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri yapılmıştır.

Teknik analizler sonucu P198 ve P151 borularına 2'şer adet tersine çalışan pompa yerleştirilmesine karar verilmiştir. Ancak ilgili boruların akış rejimleri incelendiğinde iki adet tersine çalışan pompanın aktif olması halinde saat 01:00 ile 06:00 arasındaki debinin ikiye bölüneceği ve çarkta tork oluşturamayacak kadar düşük değerlere ulaştığı görülmüştür. Bu sebeple debinin düşük olduğu bu zaman dilimleri içerisinde tersine çalışan pompalardan birinin valf vasıtası ile kapatılması planlanmıştır. Bu sayede aktif olan diğer tersine çalışan pompa yüksek debilerde çalışabilecek ve enerji üretimi eskiye nazaran artmış olacaktır. Bu fikir HAD analizlerinde uygulanmış ve sınır koşuluna tanımlanan debi değerleri o an borudan geçen debinin tamamı olmuştur. Saat 00:00 ile 01:00 arasında borudan geçen ortalama debi değeri ise 0,1311 m^3/s'dir. Ancak tersine çalışan pompa tüm zaman dilimlerinde sabit 1450 dev/dk hız ile döndüğü için bu değer pompanın üst debi limitini aşmaktadır. Dolayısı ile bu saat dilimde her iki tersine çalışan pompanın da aktif halde olacağı kabul edilmiştir. Her bir zaman adımında tanımlanmış sınır koşullarına ait değerler Çizelge 4.8 de verilmiştir.

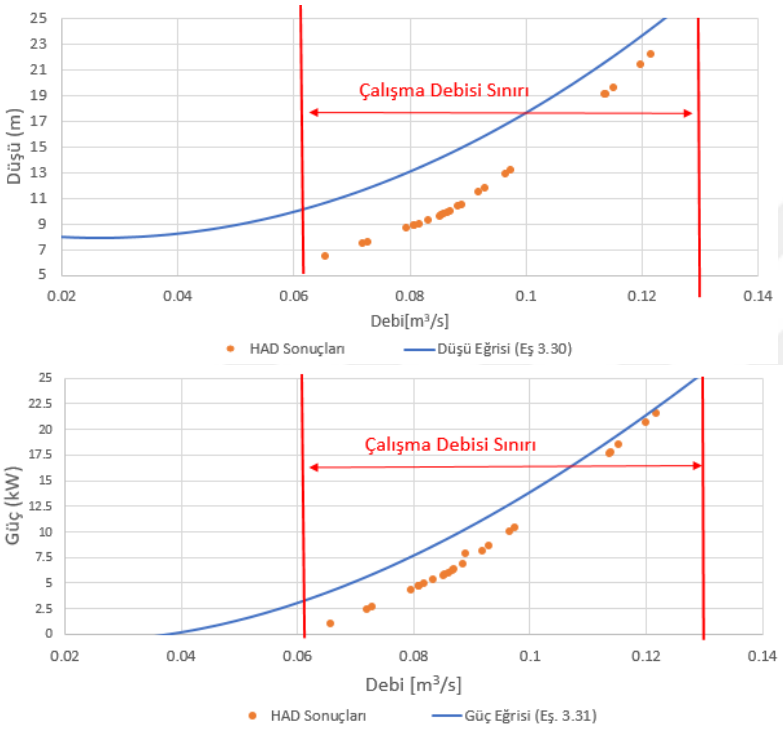
Su dağıtım sisteminde seçilen lokasyondaki bir günlük enerji üretim miktarını hesaplamak için birer saatlik zaman adımları ile yapılmış 24 HAD analizi sonuçları Çizelge 4.9'da paylaşılmıştır.

Çizelge 4.8. PAT performansının su dağıtım sisteminde ölçülmesi için belirlenen sınır koşulları

Zaman Dilimi (saat)	Boru	Borudan Geçen Debi (10^3 kg/s)	İşletme Halindeki Türbin Adedi	Devir Sayısı (dev/dk)	Çıkış Sınır Koşulu Hacimsel Debi (m^3/s)	Giriş Sınır Koşulu Basınç Değeri (10^4 Pa)
0-1	P198	0,13	2	1450	0,065	108,12
1-2	P198	0,12	1	1450	0,12	108,56
2-3	P198	0,11	1	1450	0,11	109,12
3-4	P198	0,11	1	1450	0,11	109,68
4-5	P198	0,12	1	1450	0,12	110,17
5-6	P198	0,12	1	1450	0,12	110,74
6-7	P198	0,15	2	1450	0,075	111,20
7-8	P198	0,19	2	1450	0,095	111,30
8-9	P198	0,20	2	1450	0,1	110,89
9-10	P198	0,19	2	1450	0,095	110,56
10-11	P198	0,19	2	1450	0,095	110,13
11-12	P198	0,18	2	1450	0,09	109,83
12-13	P198	0,17	2	1450	0,065	109,52
13-14	P198	0,18	2	1450	0,09	109,14
14-15	P198	0,18	2	1450	0,09	108,77
15-16	P198	0,17	2	1450	0,85	108,47
16-17	P198	0,17	2	1450	0,85	108,15
17-18	P198	0,17	2	1450	0,85	108,01
18-19	P198	0,16	2	1450	0,08	108,12
19-20	P198	0,16	2	1450	0,08	108,2
20-21	P198	0,17	2	1450	0,085	107,98
21-22	P198	0,17	2	1450	0,085	107,59
22-23	P198	0,16	2	1450	0,08	107,63
23-24	P198	0,15	2	1450	0,075	107,80

Sonuçlar P198 borusuna yerleştirilmiş iki adet tersine çalışan pompanın 418,6 kWh/gün enerji ürettiğini göstermiştir. Ayrıca tersine çalışan pompanın ortalama hidrolik verimi %66 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen enerji üretim değeri, Çizelge 4.2'de basınç düşürme valfi tarafından absorbe edilen enerji kaybı baz alınarak hesaplanan 699,89 kWh/gün'den oldukça düşüktür. Bunun en temel nedeni pompa kanatlarının akışkandan basıncı absorbe etmek için değil, akışkanı basınçlandırmak için tasarlanmış olmasıdır. Saat 01:00 ile 06:00 arasında tek bir tersine çalışan pompanın aktif olması, turbomakinenin içinden diğer zaman dilimlerine nazaran daha fazla akışkanın geçmesine neden olmuş böylece tersine çalışan pompa en üst limitlerde çalışarak yüksek verim ve enerji üretim değerlerine ulaşmıştır. Bu durum günlük enerji üretiminin yaklaşık %25'nin bu zaman diliminde üretilmesine olanak sağlamıştır.

Ayrıca HAD analizleri ile elde edilen sonuçlar, Eş. 3.30 ve Eş 3.31'de verilen amprik bağıntıların sonuçları ile de karşılaştırılmıştır. HAD ile elde edilen sonuçlar gerek düşü kaybı gerekse üretilin enerji anlamında ampirik bağıntılarla elde edilen değerlerden düşüktür (Şekil 4.21). Bunun en temel sebebi Eş 3.30 ve Eş 3.31'in tam santrifüj pompa karakteristiklerine göre geliştirilmiş olmasıdır. Bu çalışmada tasarımı yapılan pompa ise yarı eksenel çark karakteristiğine sahiptir.



Şekil 4.21. HAD analizi sonuçlarının Eş 3.30 ve Eş 3.31 ile elde edilen grafikler ile karşılaştırılması

Reaksiyon tipi turbomakinelerin yarattıkları basınç kaybı içerisinden geçen debi miktarı ile doğru orantılıdır. Oluşan basınç düşüşün su dağıtım sistemi üzerindeki etkisi, ağ içerisindeki minimum basınç kriterinin sağlanıp sağlanmadığına yönelik kontrolü gerektirmektedir. Bu kontrolün yapılabilmesi için Şekil 4.22'de verilen algoritma kullanılmıştır. Sonuçlar incelediğinde turbomakineden geçen yüksek debi değerleri nedeniyle basınçların yer yer minimum basınç kriteri olan 15 metrenin altına düştüğü görülmüştür. Ancak 01:00-06:00 zaman dilimleri için bu değer kabul edilebilir sınırlar çerçevesinde görülmüştür. Tüm sonuçlar Çizelge 4.10'da paylaşılmıştır.

Çizelge 4.9. HAD analizleri elde edilen PAT performans verileri ve Eş.3.30 ve Eş.3.31 ile elde edilen sonuçlar

Zaman Aralığı	Borudan Geçen Debi (m^3/s)	İşletmedeki Türbin Sayısı	Eş.3.30 ile elde edilen düşü kaybı (m)	Eş.3.31 ile elde edilen güç (kW)	Devir Sayısı (rpm)	PAT Hidrolik Verimi	Borudaki Düşü Kaybı	PAT ile üretilen enerji (kWh)	P198'de üretilen toplam enerji (kWh)
0-1	0,1311	2	10,67	4,21	1450	23%	6,42	1,10	2,19
1-2	0,1199	1	23,65	21,37	1450	77%	21,44	20,72	20,72
2-3	0,1137	1	21,64	18,91	1450	79%	19,06	17,70	17,70
3-4	0,1138	1	21,66	18,95	1450	79%	19,1	17,75	17,75
4-5	0,1152	1	22,12	19,51	1450	79%	19,6	18,52	18,52
5-6	0,1216	1	24,23	22,06	1450	77%	22,17	21,58	21,58
6-7	0,1439	2	11,65	5,65	1450	43%	7,47	2,51	5,01
7-8	0,1836	2	15,62	11,19	1450	74%	11,51	8,19	16,37
8-9	0,1947	2	16,98	13,00	1450	78%	13,21	10,49	20,98
9-10	0,1929	2	16,75	12,69	1450	78%	12,91	10,10	20,20
10-11	0,1858	2	15,87	11,53	1450	76%	11,82	8,63	17,26
11-12	0,1777	2	14,94	10,27	1450	72%	10,5	7,96	15,92
12-13	0,1731	2	14,42	9,57	1450	68%	9,89	6,24	12,47
13-14	0,1737	2	14,50	9,67	1450	69%	9,97	6,35	12,71
14-15	0,1768	2	14,83	10,13	1450	71%	10,38	6,90	13,80
15-16	0,1707	2	14,17	9,23	1450	67%	9,67	5,86	11,73
16-17	0,1664	2	13,73	8,61	1450	65%	9,24	5,32	10,64
17-18	0,1635	2	13,42	8,19	1450	63%	8,99	4,95	9,90
18-19	0,1617	2	13,25	7,95	1450	62%	8,85	4,74	9,49
19-20	0,1615	2	13,24	7,92	1450	62%	8,84	4,72	9,44
20-21	0,1702	2	14,12	9,16	1450	67%	9,58	5,80	11,60
21-22	0,1719	2	14,29	9,39	1450	68%	9,75	6,04	12,09
22-23	0,1591	2	13,00	7,59	1450	50%	8,64	4,41	8,82
23-24	0,1456	2	11,79	5,86	1450	45%	7,6	2,71	5,43

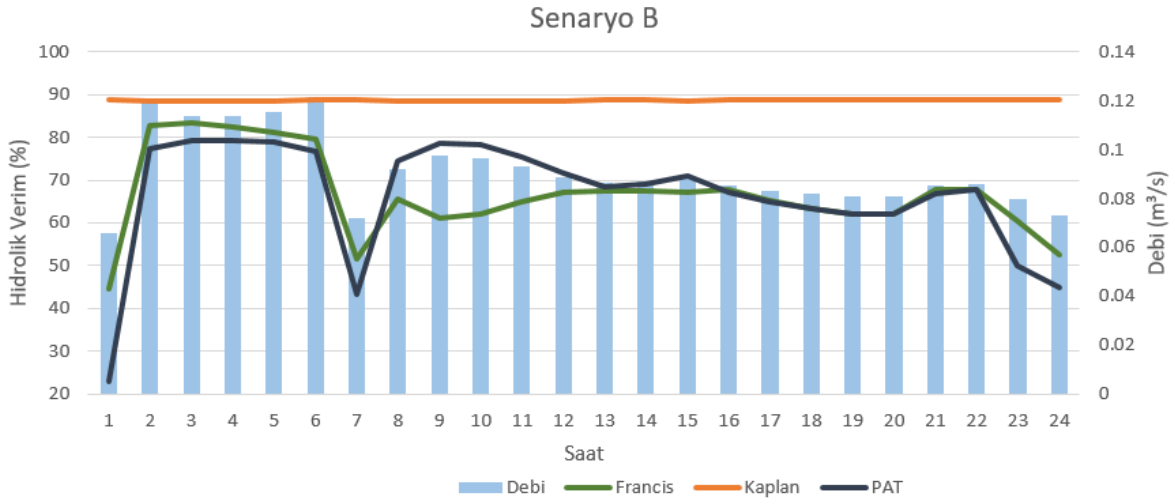


Şekil 4.22. Şebeke minimum basıncının kontrolü için oluşturulmuş Algoritma 3

Senaryo B için teknik analizler esnasında Francis türbini, Kaplan türbini ve tersine çalışan pompanın yer aldığı üç farklı alt senaryo oluşturulmuştur. Tersine çalışan pompanın diğer türbin tipleri ile karşılaştırılmasının yapılabilmesi için Eş. 3.32 ve Eş 3.38 arasındaki denklemler kullanılarak Francis ve Kaplan türbinlerinin performans eğrileri oluşturulmuş ve günlük enerji üretim miktarları hesaplanmıştır. Sonuçlar Kaplan türbinlerinin oldukça geniş bir debi rejimde yüksek verim ile çalışabildiğini göstermiştir. Yarı eksenel kanatlara sahip olan Francis türbini ise tersine çalışan pompaya benzer bir performans göstermiştir. Senaryo B için oluşturulan verim eğrileri Şekil 4.23'de verilmiştir.

Çizelge 4.10. Su dağıtım sisteminin minimum basınç kontrolü

Zaman Dilimi (saat)	İşletme Halindeki Türbin Adedi	Borudaki Düşü Kaybı (m)	Şebekede oluşan minimum basınç (m)
0-1	2	6,42	17,62
1-2	1	21,44	13,46
2-3	1	19,06	13,65
3-4	1	19,1	12,4
4-5	1	19,6	14,2
5-6	1	22,17	12,1
6-7	2	7,47	18,1
7-8	2	11,51	22,5
8-9	2	13,21	26,54
9-10	2	12,91	28,65
10-11	2	11,82	24,12
11-12	2	10,5	32,25
12-13	2	9,89	29,54
13-14	2	9,97	36,25
14-15	2	10,38	27,58
15-16	2	9,67	27,67
16-17	2	9,24	24,36
17-18	2	8,99	23,51
18-19	2	8,85	29,32
19-20	2	8,84	24,29
20-21	2	9,58	21,78
21-22	2	9,75	19,99
22-23	2	8,64	20,09
23-24	2	7,6	21,71



Şekil 4.23. Senaryo B için HAD analizleri ile elde edilen PAT verim eğrisinin diğer türbin tipleri ile karşılaştırması

5. FİNANSAL ANALİZ

Bu bölümde su dağıtım sistemlerinde enerji üretimi hedeflenerek belirlenmiş senaryoların finansal analizleri yapılmıştır. Üç farklı lokasyon için belirlenen yedi senaryo, Francis türbini, Kaplan türbini ve tersine çalışan pompalardan oluşmaktadır. Finansal analizler esnasında hesaplanan tüm maliyetler Natural Resources Canada (2005) tarafından paylaşılmış Eş.3.39~Eş.3.47 eşlenikleri kullanılarak yapılmıştır. Tasarlanan pompanın gerek cihaz gerekse santral maliyeti ise literatürde benzer bir çalışma yapmış olan Fontana ve diğerleri (2012) tarafından belirlenen değerler aynen kabul edilmiştir. Senaryo A2 ve Senaryo C'de yer alan tersine çalışan pompaların verimi %70 kabul edilerek yıllık enerji üretim miktarları hesaplanmıştır. Ayrıca Colorado Energy Office (2015), santralin bakım ve işletme maliyetlerinin toplam yatırım maliyetinin %10'u olduğunu belirtmiştir. Bu çalışmada da bu kabul kullanılmıştır.

Finansal analizler üretilen elektriğin şebeke verilmesi ile elde edilecek gelir hesabını da kapsamaktadır. Napoli Est Şebekesi İtalya'da bulunması sebebiyle gelirler İtalyan tarifesi olan 0.220 €/kWh üzerinden hesaplanmıştır (Fontana ve diğerleri, 2012). Oluşturulan her bir senaryo için hesaplanan yıllık gelir ve yatırım maliyetleri Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Yıllık gelir ve yatırım maliyetleri

Senaryo	Türbin Tipi	Toplan Geri Kazanılan Enerji (MWh/yıl)	Enerji Üretiminden Elde Edilen Gelir (€)	Yatırım Maliyetleri (€)
A1	Francis	257,59	56 671	138 306
A2	3 PAT	246,67	54 267	117 000
A3	Kaplan	313,62	68 997	149 666
B1	Francis	247,59	54 471	79 699
	Francis			79 699
B2	2 PAT	305,78	67 272	78 000
	2 PAT			78 000
B3	Kaplan	325,01	71 503	90 767
	Kaplan			90 767
C	Kaplan	266,22	58 569	139 700
	2 PAT			78 000
	2 PAT			78 000

Çizelge 5.1'den görüldüğü gibi Kaplan türbinlerinin yer aldığı Senaryo A3 ve Senaryo B3, en yüksek enerji üretimi ve elektrik satış getirisine sahiptir. Buna rağmen mühendislik ve imalat giderlerinin fazla olması yatırım maliyetlerini de arttırmıştır. Francis türbinlerinin yer aldığı senaryolarda ise enerji üretimi değerleri Kaplan türbini ile üretilenlerin yaklaşık %75~%80 civarındadır. Yatırım maliyetleri ise Kaplan türbinlerine oldukça yakındır. Tersine çalışan pompalar Senaryo A'da Francis türbininden daha düşük yıllık enerji üretimi değerine sahip olmasına rağmen Senaryo B'de bu durum tam tersi olmuştur. Yatırım maliyetleri ise beklenildiği gibi geleneksel türbin tiplerinden az değildir. Ancak tersine çalışan pompaların herhangi bir tasarım ve imalat süreci barındırmadığı, direk katalog üzerinden seçimlerinin yapıldığı unutulmamalıdır. Senaryo C ise toplamda 5 adet türbin kullanılmış olmasına rağmen yıllık getirisi az, yatırım maliyeti ise oldukça fazladır.

Hidroelektrik santral projelerinde yatırımcılar için finansal açıdan iki önemli parametre bulunmaktadır. Bunlardan ilki başa baş noktası, ikincisi ise uzun vadede edilecek kar miktarı. Çizelge 5.2 bu iki parametrenin her senaryo için değerlendirilmesi amacı ile oluşturulmuştur. Çizelge incelendiğinde Kaplan türbinlerinin bakım ve işletme maliyetlerinin yüksek olmasına rağmen uzun vadede en fazla getiriyi vaat ettiği görülmektedir. Tasarımı ve analizi yapılan pompanın yer aldığı Senaryo B2 ise uzun vadede en yüksek ikinci getiriyi sunmaktadır. Başa baş noktaları karşılaştırıldığında tersine çalışan pompaların yer aldığı Senaryo A2 en kısa sürede kendini amorti etmektedir. Senaryo C ise gerek başa baş noktası gerekse uzun vadede getiri kriterlerinde diğer senaryolara nazaran son sırada yer almıştır.

Çizelge 5.2. Finansal gelir analizleri

Senaryo	Yıllık Bakım ve İşletme Maliyeti (€)	Yıllık Net Kar (€)	Başa baş Noktası (Yıl)	15 Yıl Sonra Elde Edilecek Gelir (€)
A1	5 667	51 004	2,71	626 748
A2	5 427	48 841	2,40	615 610
A3	6 900	62 097	2,41	781 795
B1	5 447	49 024	3,25	657 665
B2	6 727	60 545	2,58	853 077
B3	7 150	64 353	2,82	891 012
C	5 857	52 712	5,61	582 831

Beklenenin aksine Senaryo B2 en yüksek yıllık getiriye sahip senaryolardan biridir. Ayrıca pompalar katalog seçimi ile yapıldığı için geleneksel türbinlerin tasarımı ve imalatı için harcanan yaklaşık bir yıllık zamandan tasarruf sağlanmış olacaktır. Bu 1 yıllık süre avantajı, kısa vadede gelir elde etmek isteyen yatırımcılar için bir tercih sayılabilir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez kapsamında, su dağıtım sistemlerinden türbinler vasıtası ile enerji üretimi için sayısal bir metodoloji geliştirmiştir. Geliştirilen metodoloji ile bir çözüm algoritması yaratılmış ve C++ program dili kullanılarak EPANET 2 hidrolik çözücüsüne entegre bir bilgisayar programı yazılmıştır. Program, EPANET 2 kullanılarak oluşturulan herhangi bir su dağıtım sistemine dair akış karakteristiklerini hesaplayabilmekte ve şebeke ağı üzerinde modifikasyonlar yapabilmektedir. Programın geliştirilmesindeki temel hedef ise su türbinleri için en uygun konumun belirlenmesi ve şebeke üzerindeki etkilerinin gözlemlenebilmesidir.

Bu çalışma ayrıca enerji üretimi için bir tersine çalışan pompanın tasarımını, optimizasyonunu ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerini içermektedir. Geliştirilen program ile belirlenen lokasyondaki akış karakteristikleri incelenmiş ve pompa için ön tasarım parametreleri belirlenmiştir. Tasarımı yapılan pompanın HAD-temelli optimizasyon metodolojisi kullanılarak en iyileme çalışmaları yapılmıştır. Ardından su dağıtım sistemine entegre edilerek, tersine çalışma koşullarındaki enerji üretim performansı hesaplamalı akışkanlar dinamiği metodu ile gözlemlenmesi hedeflenmiştir.

Çalışma kapsamında yapılan örnek çalışma için Napoli Est Şebekesi seçilmiştir. Geliştirilen program kullanılarak enerji üretimi için en uygun konumlar belirlenmiştir. Bu konumlar farklı akış karakteristiklerine sahip 3 farklı borudan oluşmaktadır. Farklı türbin tiplerinin ve tersine çalışan pompanın kullanıldığı 7 adet senaryo oluşturulmuş ve herbir senaryo için teknik analizler yapılmıştır. Bu senaryolardan birinde yer alan tersine çalışan pompanın tasarım faaliyetleri gerçekleştirilmiş ve enerji üretim performansı HAD methodu ile incelenmiştir. Ayrıca oluşturulan herbir senaryonun finansal analizleri yapılmıştır.

Bu çalışmanın sonuçları aşağıda verilmiştir.

- Yenilenebilir enerji yöntemleri kullanılarak su dağıtım sistemlerinden enerji üretmek mümkündür.
- Su dağıtım sistemlerinde yer alan rezervuarlar genelde şebekeye nazaran yüksek rakımlı yerlerde bulunmaktadırlar. Şebeke ve rezervuar arasındaki yükseklikten

kaynaklanan potansiyel enerji farkı, boru hatlarında yüksek basınçlar oluşturmaktadır. Su türbinleri kullanılarak oluşan bu basınç ile enerji eldesi mümkündür.

- Kaplan türbinleri su dağıtım sistemlerinde meydana gelen ani debi değişiklerinden etkilenmeden oldukça geniş bir debi aralığında verim düşüşü olmaksızın çalışabilmektedirler.
- Tersine çalışan pompalar, su dağıtım sistemlerinde enerji üretmek için iyi bir alternatiftir. İşletme esnasındaki verim değerleri geleneksel türbinlere nazaran düşüktür. Ancak tasarım ve imalat süreçlerini barındırmayan ve yatırım projelerine bu özelliği ile zaman kazandıran bir seçenektir.
- Su dağıtım sistemlerinden talep edilen su miktarı geceleri yarı yarıya düşmektedir. Bu durum, sisteme tek başına entegre edilen türbinde verimin oldukça düşmesine yol açabilmektedir. Ancak paralel olarak kurulmuş iki türbinden birinin kapatılması, debinin düşük olduğu zaman aralıklarında diğer türbinden yüksek verimler elde edilmesine olanak sağlamaktadır.

Bu tezin literatüre yaptığı başlıca katkıları aşağıda verilmiştir.

- Su dağıtım sistemlerinin detaylı olarak incelenmesi ve türbinlerin kurulacağı en doğru konumun belirlenmesi, yenilenebilir enerji yöntemleri kullanılarak su dağıtım sistemlerinden enerji üretilebileceğini göstermiştir.
- Geliştirilen program, hızlı ve efektif bir şekilde herhangi bir su dağıtım sisteminde enerji üretimi için en uygun konumun belirlenmesine olanak sağlamaktadır.
- Bu çalışma ile birlikte tersine çalışan pompaların çeşitli akış karakteristiklerinde gösterdikleri performans sonuçları elde edilmiştir.

Gelecekteki çalışmalar için öneriler aşağıda verilmiştir.

- Bu çalışmada, bir türbinin su dağıtım sistemine entegre edilmesi ile şebeke üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ağ modeli EPANET 2 hidrolik çözücüsü ile entegre bir program geliştirilerek çözülmüştür. Ancak EPANET 2 kullanılarak bir türbinin modele eklenmesi mümkün değildir. Bu yüzden analizlerde türbini temsil edecek basınç düşürme valfleri kullanılmıştır. Basınç düşürme valfleri yerine türbin verim karakteristiklerinin eklenerek analizlerin yapılabileceği bir program ile daha hassas ve hızlı sonuçlar elde edilebilir.

- Bu çalışma bir pompanın ters çalışma koşullarındaki performansının gözlemlenmesini hedeflemiştir. Literatürde, üretilen enerjiyi optimum seviyeye getirmek için pompaların çark kanatlarında yapılan optimizasyonlar ile ilgili bilimsel yayınlar bulunmaktadır. Bu tip optimizasyon çalışmaları ile su dağıtım sistemlerinden enerji üretimleri daha da arttırılabilir.

KAYNAKLAR

Acharya, N., Kim, C., Thapa, B., Lee, Y. (2015). Numerical analysis and performance enhancement of a cross-flow hydro turbine, *Renewable Energy*, 80, 813-826.

Ansys Inc. (2013) *CFX solver theory guide* (Release 13). ABD:Ansys Inc, 15, 79-90.

Anup, KC, Thapa, B, Lee, Y. (2014). Transient numerical analysis of rotor-stator interaction in a Francis turbine. *Renewable Energy*, 65, 227-235.

Baysal, K. (1979). *Tam Santrifüj Pompalar Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon Özellikleri*, İstanbul: İstanbul Teknik Üniversite Matbaası, 11-28.

Bovet, T. (1963). *Contribution to the study of Francis – Turbine Runner Design*. ABD: Transaction ASME, 4-18.

Carravetta, A., Giudice, G.D., Fecarotta, O., Ramos, H.M. (2012). Energy production in water distribution networks: A PAT design strategy, *Water Resour Manage*, 26, 3947–3959.

Choi, H., Zullah, M.A., Roh, H., Ha, P., Oh, S. (2013). CFD validation of performance improvement of a 500 kW Francis turbine, *Renewable Energy*, 54, 111-123.

Coelho, B. (2016). *Energy Efficiency Of Water Supply Systems Using Optimization Techniques and Micro-Hydroturbines*, Doktora Tezi, Universidade de Aveiro, Aveiro, 129-140.

Corcoran, L., McNabola, A., Coughlan, P. (2016). Optimization of water distribution networks for combined hydropower energy recovery and leakage reduction, *Journal of Water Resources Planning and Management*, 142(2), 1-8.

Colorado Energy Office. (2015). *The small hydropower handbook*. Colorado: Colorado Energy Office, 21-27.

Derakhshan, S., Nourbakhsh, A. (2008). Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32, 800-807.

Deyou, L., Hongjie, Q., Gaoming, X., Ruzhi, G., Xianzhu, W., Zhansheng, L. (2015). Unsteady simulation and analysis for hump characteristics of a pump turbine model, *Renewable Energy*, 77, 32-42.

European Small Hydropower Association. (2004). *Guide on how to develop a small hydropower plant*. Belçika: European Small Hydropower Association, 220-222.

Fecarotta, O., Carravetta, A., Ramos, H.M. (2011). CFD and comparisons for a pump as turbine: Mesh reliability and performance concerns, *International Journal of Energy and Environment*, 2011, 2(1), 39-48.

Fontana, N., Giugni, M., Portolano, D. (2012) Losses Reduction and energy production in water distribution networks, *Journal of Water Resources Planning and Management*, 138(3), 1-8.

Giugni, M., Fontana, N., Ranucci, A. (2013). Optimal location of PRVs and turbines in water distribution systems, *Journal of Water Resources Planning and Management*, 140(9), 1-6.

McBride, M.W. (1979). *The design and analysis of turbomachinery in an incompressible, steady flow using the streamline curvature method*, ABD:The Penuslyvania State University Applied Research Laboratory, 17-32.

Miloş, T., Bărglăzan, M. (2004). *CAD technique used to optimize the Francis runner design*, The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, 125-130.

Natural Resources Canada. (2005). *Clean Energy Project Analysis: RETScreen Engineering & Cases Textbook* (Third Edition), Canada:Natural Resıurces Canada, 57-63.

Patelis, M., Kanakoudis, V., Gonelas, K. (2016). Pressure management and energy recovery capabilities using PATs, *Procedia Engineering*, 162, 503-510.

Patermann, H. (1964). *Strömungsmaschinen* (Vierte ausgabe), Berlin:Springer-Verlag 1964.

Perez-Sanchez, M., Sanchez-Romero, F., Ramos, H.M., Lopez-Jimenez, P.A. (2017). Energy Recovery in Existing Water Networks: Tower Greater Sustainability, *Water*, 9, 97.

Ramos, H.M., Mello, M., De, P.K. (2010). Clean power in water supply systems as a sustainable solution: from planning to practical implementation, *Water Science and Technology, Water Supply*, 1, 39-49.

Ramos, H.M., Kenov, K.N., Vieira, F. (2011). Environmentally friendly hybrid solutions to improve the energy and hydraulic efficiency in water supply systems, *Energy for Sustainable Development*, 15, 436-442

Rossmann, L.A. (2000). *EPANET 2 Users manual*, ABD:Water Supply and Water Resources Division, 9-11

Schleicher, W.C., Oztekin, A. (2015) Hydraulic design and optimization of a modular pump-turbine runner, *Energy Conversion and Management*, 93, 388–398.

Teran, L.A., Larrahondo, F.J., Rodriguez, S.A. (2016). Performance improvement of a 500-kW Francis turbine based on CFD, *Renewable Energy*, 96, 977-992.

Liu, X., Luo, Y., Karney, B.W., Wang, W. (2015). A Selected literature view of efficiency improvements in hydraulic turbines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 18–28.

Teegavarapu, R.S.V., Simonovic, S.P. (2002) Optimal operation of reservoir systems using simulated annealing, *Water Resources Management*, 16, 401-428.

Wang, T., Wang, C., Kong, F., Gou, Q., Yang, S. (2017). Theoretical, experimental, and numerical study of special impeller used in turbine mode of centrifugal pump as turbine, *Energy*, 130, 473-485

Yedidiah, S. (1996). *Centrifugal Pump User's Guidebook: Problem and Solutions*, ABD:Chapman&Hall, 27.

Zeng, Y, Liu, X, Wang, H. (2012) Prediction and experimental verification of vortex flow in draft tube of Francis turbine based on CFD. *Procedia Engineering*, 31, 196-205.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler



Soyadı, adı	: KOÇAK, Eyup
Uyruğu	: T.C.
Doğum tarihi ve yeri	: 18.07.1990, Konya
Medeni hali	: Bekâr
Telefon	: 0 (506) 663 98 88
e-mail	: eyup.kocak@gazi.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam Ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2014
Lise	Konya Selçuklu Dolapoğlu Anadolu Lisesi	2008

Yabancı Dil

İngilizce, Portekizce

Yayınlar

Koçak, E., Karaaslan, S., Yücel, N., Arundaş, F. (2017). A Numerical Case Study: Bovet Approach to Design a Francis Turbine Runner, *Energy Procedia*, 111, 885-894.

Hobiler

Yüzme, Sinema, Basketbol



GAZİ GELECEKTİR..