



**T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**PELTON TÜRBİNİ ÇARKI TASARIM PARAMETRELERİNİN
OPTİMİZASYONUNUN MİKRO TÜRBİN BOYUTUNDA DENEYSEL
OLARAK ARAŞTIRILMASI**

ABDULJABBAR ALİ MOHAMMED MOHAMMED

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Ekim 2018

KONYA

Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Abduljabbar Ali Mohammed Mohammed tarafından hazırlanan “Pelton Türbini Çarkı Tasarım Parametrelerinin Optimizasyonunun Mikro Türbin Boyutunda Deneysel Olarak Araştırılması” adlı tez çalışması 26/10/2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Prof. Dr. Saim KOÇAK

Danışman

Dr.Öğr.Üyesi Faruk Köse

Üye

Prof. Dr. Hüseyin KURT

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Yakup KARA
LEE Müdürü

Bu tez çalışması Selçuk Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü tarafından 17201122 nolu proje ile desteklenmiştir.

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.



İmza

Abduljabbar Ali Mohammed Mohammed

Tarih: 26.10.2018

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

PELTON TÜRBİNİ ÇARKI TASARIMI PRAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONUNUN MİKRO TÜRBİN BOYUTUNDA DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

Abduljabbar Ali Mohammed Mohammed

**Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Faruk KÖSE

2018, 56 Sayfa

Jüri

Prof.Dr. Saim KOÇAK

Prof.Dr. Hüseyin KURT

Dr. Öğr. Üyesi Faruk KÖSE

Gelişen teknoloji ile birlikte enerjiye olan ihtiyacımız sürekli artmaktadır. Bu artışı karşılayabilecek enerji üretim yöntemleri ve teknolojileride doğrusal olarak gelişmektedir. Türkiye'nin günümüzde kullanımı en yüksek yenilenebilir enerji kaynağı olan hidroelektrik enerji tesisleri 2001 tarihinde çıkan bir yasa ile özel sektöre açılmış olup çok farklı güçlerde uygun olan her yere kurulabilmektedir. Hidroelektrik sistemlerde su, bir boru sistemi ile yüksek bir yerden türbine verilmektedir ve potansiyel enerji kinetik enerjiye çevrilmektedir. Türbinin tahrik ettiği jeneratörün dönmesi ile de elektrik enerjisi elde edilmektedir. Modern su türbinleri arasında bugün endüstriyel anlamda önemi olan yegâne aksiyon türbini Pelton türbinidir. Genel olarak yüksek düşü ve küçük debiler için elverişlidir. Görünüşüne göre diğer su türbinlerinden daha basit görünen Pelton türbini aslında kendi içinde daha karışıktır. Günümüz teknolojisinde türbin bileşenlerinin tasarımı için deney yapılmasının masraflı olduğu küçük ve büyük türbin uygulamalarında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinden (HAD) yararlanılmaktadır. Bu çalışmada; Pelton türbinleri için Türkiye ve dünyada yapılan çalışmalar incelenerek, türbin çarkı tasarımı ile ilgili karakteristikler ele alınmış ve analiz edilmiştir. Farklı kaynaklara göre en uygun çark tasarım parametreleri belirlenerek deneysel çalışma için türbin çarkı proje hesapları yapılmış ve suyun kepçe içerisinde izlediği bağlı yol çizilerek bulunan kepçe adımı ile kepçe sayısı doğrulanmıştır. Doğrulanmış ve bir fazla kepçe sayısına sahip iki adet mikro türbin çarkı imal edilmiştir. Üretimi yapılan iki adet Pelton türbini çarkı bölüm laboratuvarında bulunan Pelton türbini deney setine montaj edilerek, her iki çark için farklı püskürtücü açıklıklarında türbin karakteristik deneyleri yapılmıştır. Türbin çarkı kepçe sayısı hesapla bulunup, çizim yöntemle optimize edilmiş çark ve bir fazla kepçe sayısına sahip çark ile karakteristik deneyler yapılarak sonuçlar Çizelge ve grafik olarak verilmiştir. Çizim yöntemi ile doğrulanmış kepçe sayısına sahip çarkın verim değeri diğerinden daha yüksek olarak elde edilmiştir. Elde edilen bütün sonuçlar karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hidroelektrik Enerji, Pelton Çarkı ve Kepçesi, Pelton Türbini, Su Türbini

ABSTRACT

EXPERIMENTAL VESTIGATION OF OPTIMIZATION OF PELTON TURBINE WHEEL DESIGN PARAMETER IN MICRO TURBINE SIZE

Abduljabbar Ali Mohammed Mohammed

Konya Technical University Graduate Education Institute
Department of Mechanical Engineering

Advisor: Dr. Öğr. Üyesi Faruk KÖSE

2018, 56 Sayfa

Jüri

Prof.Dr. Saim KOÇAK

Prof.Dr. Hüseyin KURT

Dr. Öğr. Üyesi Faruk KÖSE

Together with the development of technology, our need for energy is constantly increasing. Energy production methods and technologies that can meet this increase are developing linearly. Today in Turkey, hydroelectric power plants with the highest use of renewable energy sources that were opened from the private sector with a law in 2001, it can be established in any place that is suitable in many different powers. In hydroelectric systems, water is supplied from a high ground turbine by a pipe system and the potential energy is converted into kinetic energy. Electric energy is obtained by the rotation of the generator driven by the turbine. Among the modern water turbines, Pelton turbine is the only unique action turbine that has an industrial significance. Generally suitable for high dips and small flow rates. The Pelton turbine, which seems to be simpler than the other water turbines, is actually more complex in itself. In today's technology, Computational Fluid Dynamics (CFD-HAD) is used in small and large turbine applications where the design of turbine components is costly. In this study; Pelton turbines for Turkey and examining the work done in the world, characteristics of turbine wheel design have been discussed and analyzed. According to different sources, for the experimental study the most appropriate wheel design parameters were determined and the turbine wheel project calculations have been made and the bucket step and the number of scoops have been verified by drawing the relative path of water in the scoop. Two micro turbine wheels have been manufactured and a number of excess buckets were verified. Two Pelton turbine wheels, which were produced, were assembled to the Pelton turbine test set in the laboratory and turbine characteristic tests were performed at different spray openers for both wheels. The turbine wheel bucket count is calculated, by using the optimized wheel drawing method, and with the number of one more bucket wheel characteristic experiments are performed and the results are given in tables and graphics. The yield value of the wheel with the number of buckets confirmed by the drawing method was obtained higher than the other. All the results were compared and interpreted.

Keywords: Hydroelectric Energy, Pelton Wheel and Bucket, Pelton Turbine, Water Turbine

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması sürecinde beni yönlendiren ilgi ve yardımlarını esirgemeyen, yanında çalışmaktan onur duyduğum ve ayrıca tecrübelerinden yararlanırken göstermiş olduğu hoşgörü ve sabırdan dolayı değerli tez danışmanım Dr.Öğr.Üyesi Faruk KÖSE'ye katkılarından dolayı teşekkür ederim. Tüm hayatım boyunca hep yanımda olan, bana güven ve sevgi veren, maddi ve manevi desteklerini her zaman hissettiren, bütün zorluklara katlanarak yetişmemde emeği geçen arkadaşlarıma şükranlarımı sunarım.

Abduljabbar ALİ MOHAMMED

Ekim 2018

İÇİNDEKİLER

ÖZET	III
ABSTRACT.....	IV
ÖNSÖZ	V
İÇİNDEKİLER	VI
SİMGELER VE KISALTMALAR	VII
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM	28
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	35
4.1. Pelton Türbin Çarkı Tasarım Parametreleri	35
4.2. Pelton Türbini Deney Sonuçları ve Değerlendirmeler.....	38
4.3. Deneysel Çalışmanın Hata Analizi	47
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	50
6. KAYNAKLAR.....	51
ÖZGEÇMİŞ.....	51

SİMGELER VE KISALTMALAR

Q : debi (m^3 /s)

η_g : Yerçekim verimi

B.G : Beygir Gücü

N, P : Türbin gücü (kW)

n_s : Özgül hız (m-kW)

V : Su Hacimsel Debinin Ölçümü

v: hız (m/s)

D, D_1 : Türbin su jeti eksen/ püskürtme dairesi çapı (m)

d : jet çapı

b : Kepçelerin aksenal genişliği

β : Kepçelerde suyun sapıtıldığı açısı

U : Çevresel hız

n: Devir sayısı (d/d, devir/dakika)

n_d : Ambalman devir sayısı $=1,8 n_n$

n_n : Nominal devir sayısı (d/dak)

C: merkezkaç kuvveti değeri

P_s : püskürme kuvvetinin değeri

G : kepçelerin ağırlık merkezinin yarı çapları

U_s : çapındaki çevresel hız

H, H_n : düşü

HES: Hidroelektrik Santral

HAD: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

CFD: (Computational Fluid Dynamics) Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

CFX: ANSYS KODU

PCD : pitch circle diameter (Eğim daire çapı)

D_k : Kepçe ayırıcı ucu dairesi çapı (m)

1. GİRİŞ

Gelişen teknoloji ile birlikte enerjiye olan ihtiyacımızda artmaktadır. Bunun için de enerji üretmek için gerekli yöntemler ve teknolojilerde doğrusal olarak gelişmektedir. Türkiye'nin en zengin ve kullanımı en yüksek yenilenebilir enerji kaynağı olan hidroelektrik enerjisi, 2001 tarihinde çıkan bir yasa ile özel sektöre açılmıştır.

Bu amaç üzerine geliştirilmiş sistemlerden biri de türbinlerdir. Türbinler, uçak motorlarında, termik ve hidroelektrik santrallerinde ve rüzgar enerji santralleri gibi birçok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır.

Her bir alanın kendine göre türbin çeşidi vardır. Kullanılan alanda daha fazla enerji elde etmek amacıyla çeşitli türbinler kullanılmaktadır.

Türbin tasarımında analitik ve sayısal yöntemlerden yararlanılmaktadır. Günümüz teknolojisinde türbin bileşenlerinin tasarımı için özellikle Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinden (HAD) yararlanılmaktadır. HAD çalışmalarının ardından ise deneysel metotlar ile bileşenlerin optimize edilmesi ve geliştirilmesi çalışmaları yapılmaktadır. Bu deneysel çalışmalar için International Electrotechnical Commission (IEC) standartlarına uygun laboratuvarlar kurulmalıdır.

Dünyada bazı üniversitelerin ve bazı türbin üretimi yapan şirketlerin su türbini test düzenekleri bulunmaktadır. Türkiye’de ise Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) tasarımı, model üretimi ve testlerinin bir arada yapılabileceği bir merkez bulunmamaktadır. TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi bünyesinde kurulan bu Su Türbini Tasarımı ve Testleri Merkezinin başlıca hedefleri yerli su türbini tasarımı ve model testlerinin yapılabilmesinin sağlanması sonucunda ülke ekonomisine, hem devlete hem özel kuruluşlara katkı sağlamak, Türkiye için çok önemli bir enerji kaynağı olan suyun daha iyi değerlendirilmesine yardımcı olmak, yerli sanayiye ve kobilere istihdam, işbirliği ve iş olanakları sağlamak, şimdiye kadar Türkiye’de çoktan oluşmuş olması gereken su türbini tasarımı konusundaki bilgi birikiminin en kısa sürede oluşturulmasını ve üniversite sanayi işbirliği çerçevesinde kullanılmasını sağlamaktır. Test merkezi çalışmaları Hesaplamalı Tasarım laboratuvarı, üretim laboratuvarı ve hidro türbin test laboratuvarı olmak üzere üç laboratuvarı yürütülmektedir.

Bu çalışmanın birinci bölümünde hidroelektrik enerji su türbinlerinin genel tanımlaması yapılarak önemi belirtilmiş, aynı zamanda Pelton su türbini ile ilgili bilgiler verilmiştir.

Çalışmamızın ikinci bölümünde Pelton su türbini ile ilgili Türkiye ve dünyada yapılan çeşitli çalışmalar incelenmiştir. Yapılan literatür araştırmasının sonuçlarında Pelton türbinleri konusunda deneysel olarak bir çok araştırma olmasına rağmen sayısal yöntem ile yapılan çalışmaların sınırlı sayıda olduğuna saptanmıştır. Özellikle tasarım uygulamaları olarak sayısal yöntem ile kepçe sayısı ve çark tasarım parametrelerini inceleyen Türkiye'de herhangi bir araştırmaya rastlanmamıştır. Materyal ve Metod bölümünde çalışmada kullanılan yöntem ve metotlar verilmiştir. Araştırma sonuçları ve tartışma bölümünde çalışmadan elde edilen sonuçlar verilerek bunların bir birleriyle ve literatür değerleriyle karşılaştırılmaları yapılarak bulunan sonuçlar tartışılmıştır. Ayrıca bu bölümün son kısmında deneysel ölçümlerde kullanılan ölçme alet ve cihazlarının hata analizleri verilerek bunların kabul edilebilir hata değerleri içerisinde kaldıkları belirtilmiştir.

Tez çalışmasının son bölümü olan Sonuçlar ve öneriler kısmında ise çalışmadan elde edilen sonuçlar öz olarak verilmiş ve bu konuda ileride çalışma yapacaklara edinilen bilgi ve tecrübeler doğrultusunda tavsiyelerde bulunulmuştur.

Bu tez çalışması kapsamında üretilen yeni Pelton türbin çarkı ve kepçe sayısı optimizasyonu literatüre ve Türkiye'de mikro Pelton türbini ile enerji üretimine katkı oluşturabilecektir. Böylelikle üniversite araştırmalarının sanayi uygulamalarına yönelik yapılacak akademik çalışmanın enerji üretim sektörüne doğrudan uygulama imkanı olacaktır.

Ülkemizin enerjide dışa bağımlılığı açısından proje sonunda mikro Pelton türbini ve bunun yol gösterimi ile küçük hidroelektrik santrallerde verim iyileştirilmesi sonucu enerji üretiminde sağlanacak artış oldukça önem taşımaktadır. Böylece yenilenebilir enerji kaynağı olan hidroelektrik enerjinin yaygınlaşması ülkemizin doğal kaynaklarının kullanımını da artırarak dışa bağımlılığı azaltacaktır.

Pelton türbini çark tasarım parametrelerinin optimize edilmesi diğer taraftan tasarım ve imalat maliyetlerini de azaltarak santral maliyetlerinin dolayısıyla enerji üretim maliyetinin de ucuzlamasını sağlamış olarak üretim sektörüne de katkı sağlayacaktır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Türbin, bir akışkanın enerjisini işe çevirmek için kullanılan makine sistemidir. Türbin basitçe bir mil ve üzerinde kanatçıklar bulunan çarktan oluşur. Kullanılan akışkana göre türbinin yapısı değişir. Çalışma prensibi şu şekildedir. Akışkan, türbinin kanatçıklarına çarparak oluşan itme veya arasından geçerek oluşan basınç farkı ile türbin miline hareket verir ve hareket milin çıkışında mekanik işe dönüşür. Kullanım alanları oldukça geniş ve yaygındır.

Türbinler; buhar türbinleri, gaz türbinleri, rüzgar türbinleri ve su (hidrolik) türbinleri olarak sınıflandırılıyor.

Hidrolik türbinler, suyun hidrolik akım enerjisini devamlı olarak döner çarklar (rotorlar) yardımı ile mekanik enerjiye çeviren döner (dinamik) hidrolik makinelerdir. Hidrolik makineler su türbinleri (hidrolik türbinler) ve su çarkları olmak üzere ikiye ayrılırlar. Hidrolik türbinlerde türbin rotoru kanatlarının aralıklarından geçirilen suyun basınç enerjisi ile hız enerjisi, dönen türbin rotorunun kanatlarının aralıklarında mekanik enerjiye dönüşürler. Su çarklarında ise, suyun mevcut olan potansiyel enerjisi, suyun çark keççelerine dolması ve ağırlık tesiri ile çarkı döndürmesi suretiyle mekanik enerjiye dönüşür (Özgür, 1972).

Akarsulardan enerji alan makinalar Su Çarkları ve Su Türbinleri olarak ikiye ayrılıyor. Su türbinlerinin içinden geçen suyun enerjisi ya kinetik enerji veya basınç enerjisi şeklindedir. Türbin suyun kinetik enerjisini aldığı taktirde suyun hızını azaltacaktır (Ergin,1979).

Pelton türbinlerinin modern su türbinleri arasında bugün endüstriyel anlamda önemi olan yegane aksiyon türbini olduğunu söylemiştir. Pelton türbinleri tarihi Amerika'da (altına hücum devri) ile ilgilidir. 1848 senesinde Kaliforniya'da altın bulunuşu üzerine buraya denizinden ve karadan büyük çapta güç başlamıştır. Maden ocaklarının çok hantal olması yüzünden su makinası kullanması tercih edilmiştir. Su huzmesinin basit keççelere çarpıtması ile moment hasıl etmek daha evvelden bilinen bir yol idi. Fakat bu basit makine burada gittikçe gelişti. Lester Palton isimdeki mühendis bu arada yaptığı gayretler sayesinde hüzmeyi ikiye ayıran ve çarpma kaybını yok eden yırtmaçlı keççe ile 1880 yılında bugün kendi adı verilen türbinin çok şeklinin patentini almıştır (Özgür 1972).

Su türbinleri tek ünite olarak çok büyük güçler sağlayabilen bir makinadır. İmal edilmiş Francis tipi türbinlerin gücü 200.000 BG değerinin üstüne çıkmıştır. Pelton ve Kaplan türbinleri de bu mertebededir. Gücün bağlı olduğu Q, H_o ve η_g değerlerinden genel verim türbin boyutları ve gücü büyüdükçe daha da iyileşmektedir (Ergin, 1979).

Su türbinleri çeşitli yönlerden aşağıdaki şekillerde sınıflandırılabilir:

Suyun etik tarzına göre, ikiye: reaksiyon türbinleri ve aksiyon türbinlerine ayrılıyor.

Reaksiyon türbinlerinde esas itibariyle suyun basınç enerjisinden istifade edilir. Bugün kullanılan *Francis*, *Uskur* ve *Kaplan* türbinleri reaksiyon türbinlerdir. Aksiyon tipi türbinlerde ise suyun kinetik enerjisi kullanılır. Çark giriş ve çıkışında basınç enerjisi aynı kalır. Tip olarak *Peltonlar* ve *Turgolar* sayılabilir (Özgür, 1972).

Aşağıdaki çizelgede (Çizelge 2.1) türbinler özgül hızına göre sınıflandırılmıştır.

Türbin Tipi	n_s , Özgül Hız Aralığı (d/d)
Pelton	12-30
Turgo	20-70
BankiMichell-Ossberger	20-80
Francis	80-400
Uskur veya Kaplan	340-1000

Çizelge 2.1. Türbinleri Özgül Hızına Göre Sınıflandırma (Özgür, 1972).

Francis türbinleri 2 m ile 600 m hidrolik düşüler arasında ve 2 – 600.000 kW güçler için imal edilmektedirler. Günümüzde gücü 800.000 kW olan Francis tipi hidrolik türbinler imal edilmiş bulunmaktadır. Francis tipi hidrolik türbinler küçük güçlü santrallerde yatay eksenli, büyük güçlü santrallerde ise dikey eksenli olarak imal edilirler. Francis tipi hidrolik türbinler eksen durumuna göre, yatay eksenli ve düşey eksenli Francis tipi hidrolik türbinler olarak gruplandırılır (Başesme 2003).

Francis tipi türbinde cebri borular vasıtası ile iletilen su türbine girmeden önce, cebri borunun ucunda, suyun türbin çarkına her yönden eşit basınçta girmesini sağlayan “salyangoz” adı verilen kısma gelir. Buradan salyangozdaki kanatlar ve daha sonra devir sayısı - güç ayarının yapıldığı ayar kanatları arasından geçerek türbin çarkının kanatlarına çarpar, çark ve buna bağlı kütle döner. Türbine giren su atmosfer basıncına açık değildir. Bu nedenle su hareket enerjisinin yanında bir basınç enerjisine de sahiptir. Türbinden çıkan ve enerjisi alınan su emme borusu vasıtası ile dışarı atılır. Türbin girişi ile çıkışı arasındaki basınç farkı ne kadar büyük olursa, türbinden alınacak enerji o

kadar büyük olacaktır, dolayısı ile çıkan suyla kaybolan enerji azalacaktır. Bu amaçla Francis tipi hidrolik türbinin emme borusu tasarımında boru basıncının atmosfer basıncından düşük olacak şekilde yapılmaktadır (Sav, 2010).

Çok büyük güçlerdeki Francis tipi türbin rotorlarının parçalı olarak imal edilmesi gibi özel durumlar hariç, küçük ve orta güçlü Francis tipi türbin rotorları ile büyük güçlü Francis tipi türbin rotorları tek parçalı olarak imal edilirler. Buna karşın türbin ayar kanatları ve hız çemberi gibi su akımını yönlendirici ve su debisini ayarlayıcı tertibatlar montaj ve ayar kolaylıklarının sağlanması amacı ile parçalı olarak imal edilirler

Francis türbinlerini suyun türbine giriş durumu esas alınarak ‘‘Açık su odalı’’ ve ‘‘Saylangozlu’’ olarak iki ana gruba ayırmak mümkündür. Türbin ekseninin durumuna göre de ‘‘Düşey eksenli’’ ve ‘‘Yatay eksenli’’ türbinlere ayrılıyor. Yatay eksenli ve açık su odalı türbinlere duvar tipi türbinler adı da verilmektedir (Şekil 2.2) (Ergin, 1979).



Şekil 2.2. Francis su türbini

Uskurlu türbinler Francis türbinlerinin özgül hız artışına uygun şekilde gelişerek türbin çarkının taban çemberinin ortadan kalkmasıyla meydana gelmiştir. Uskur türbinlerde çark kanatları sadece dib taraftan türbin gövdesine bağlıdır. Ve Francis kanatları gibi sabittirler. Bu kanatlar Uskur türbinlerinde Pala adını alırlar. Kaplan türbinlerinde ise türbin mili içinden çark gövdesine erişen bir kumanda tertibatı vasıtasıyla Uskurlu türbinde sabit olan palalar mil eksenine dik bir eksen etrafında ve dışarıdan kumanda edilmek suretiyle döndürülebilirler (Ergin, 1979).

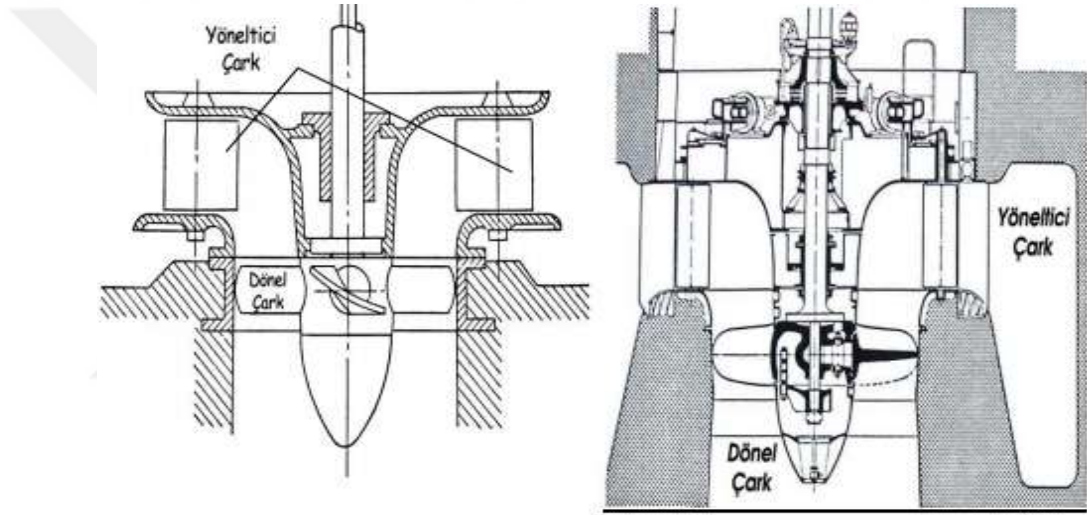
Kaplan tipi hidrolik türbinler de 2 m ile 60 m hidrolik düşüler ve 2 kW ile 200.000 kW güçler arasında imal edilmektedirler. Günümüzde ise gücü 500.000 kW olan Kaplan tipi türbinler imal edilmiş bulunmaktadır. Kaplan tipi türbinler yapılış şekillerine göre; Rotor kanatları sabit olan pervane tipi hidrolik türbinler ve rotor kanatları ayarlanabilen Kaplan tipi hidrolik türbinler olmak üzere ikiye ayrılabilir. Sabit kanatlı Kaplan tipi türbin rotorlarına “uskur tipi Kaplan türbinler” adı da verilmektedir. Kaplan tipi hidrolik türbinler düşük hidrolik düşülerde ve genellikle nehir tipi hidrolik santrallarda kullanılırlar. Ancak, nehirlerin taşıdığı su debileri mevsimlere göre çok değişir. Su debilerinin çok değişmesi halinde, türbini en iyi verimle çalıştırabilmek için rotor kanatlarının açılarının da değiştirilmesi gerekir. Bu gibi durumlarda uskur tipi Kaplan türbinleri rotorları kullanışlı değildirler.

Bütün su türbinlerinde olduğu gibi son senelerde Kaplan türbinlerinde de tek grup gücü artmış ve 100 000 B. G’nün üzerine çıkmıştır. Diğer taraftan makinaların hacimlerini küçültmek ve bunları daha ucuza mal etmek ve bu suretle santral binası hacminden de ekonomi yapmak gayretleri neticesinde özgül güç büyütülmüştür. 1 m. düşü altında çalışan 1 m çapındaki türbinin gücü (N11 değeri) 1920 senelerde 20 B.G. civarında iken 1945 senelerde 24 B.G.’ne kadar çıkmıştır (Özgür, 1972).

Kaplan türbinleri Francis türbinlerine nazaran daha hızlı dönerler. Bu büyük avantaj nedeniyle Jeneratöre arada kayış ksnak veya dişli olmadan da direkt, bağlanabilir, Francis türbinleri orta düşüşler için Kaplan türbinleri ise alçak düşüler için daha ekonomiktir. Yapımları aksiyon türbinlerine göre daha zordur, Bu nedenle mikro hidrolik sistemlerde daha az kullanılmaktadır. Ayrıca bu türbinlerde kavitasyon tehlikesi de vardır. Değişken debilerde de düşük verim verirler. Düşen suyun miktarında veya düşüş yüksekliğinde veya yük talebinde kayda değer değişiklikler yer aldığı takdirde, uskur geometrisine sahip türbinlerin verimi %75’in altına düşüyor. Debi fazlalığına karşı önlem nispeten kolay ve genellikle, ya giriş vanalarının ‘yük talebini izleyen otomatik kontrolüyle sağlanıyor, ya da fazla su, yakın konumda inşa edilmiş olan baca şeklindeki bir depoya (‘penstok’) saptırılıyor. Gerektiğinde bu baca suyu, ‘yüksüz başlatma’ için kullanılabilir. Düşüş yüksekliğindeki mevsimsel değişmelerin veya yük talebindeki oynamaların yol açtığı verim düşüklüğü sorunlarını aşmak için ise, Kaplan türbininde, rotor kanatlarının açıları ayarlanabilir kılınmış (Şekil 2.3). Bu, yağ basıncıyla çalışan ve genellikle rotor gövdesi içine yerleştirilmiş bulunan bir servomotor aracılığıyla başarıyor.

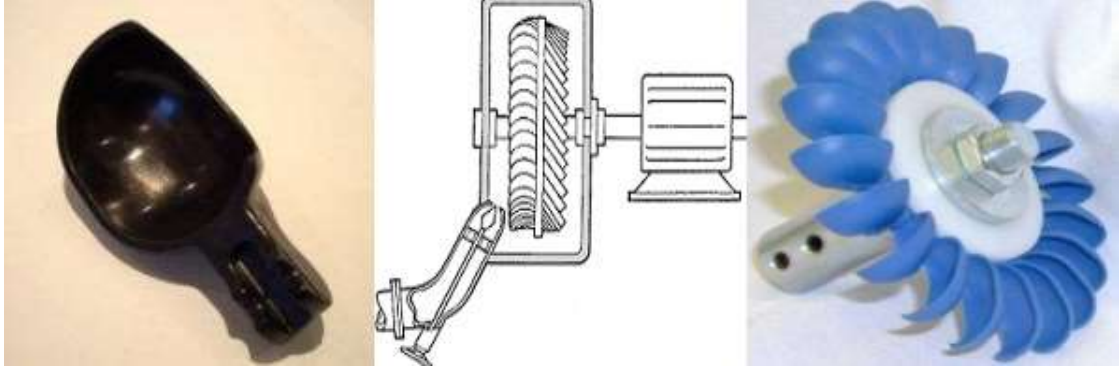
Yağ, türbin ve alternatör şaftı üzerindeki yarıklardan geçen borularla iletiliyor. O anki su akışına göre en uygun kanat açısı ayarı, keza bir pilot servomotor tarafından yapılıyor. Bu nitelikleriyle, suyun düşme yüksekliğindeki mevsimsel oynamalar sorun olmaktan çıkmaktadır.

Aksiyon türbinlerinde su, hızı ile etkir. Yani burada türbinin girişi ile çıkışı arasındaki enerji farkı esas itibariyle kinetik enerji farkına tekabül eder. Diğer bir deyişle türbinin giriş ve çıkış basınçları pratik olarak birbirine eşittir. Bu bakımdan reaksiyon derecesi sıfırdır. Bu türbinlerin özgül hızları küçük olup reaksiyon türbinlerine oranla yüksek düşülerde kullanmaya müsaittirler. Buna karşılık debileri küçüktür.



Şekil 2.3. Kaplan türbininde debi ayarı ve türbinin genel kesit görüntüsü

Turgo Türbinleri: Turgo türbinler 1919 yılında Peltonları tasarlayan Gilkes tarafından geliştirilmiştir. Genellikle 50-250 m'lik su düşüleri için uygun olan bu türbinler, Pelton türbinlere benzemektedir. Peltonlardan farklı olarak kepçe yapıları farklılık göstermektedir (Şekil 2.4). Ayrıca daha ucuz maliyet, daha hızlı devir sayısı ve aynı boyuttaki bir Pelton türbinden daha fazla su tutabilme gibi üstün özellikleri de vardır. Aynı güçteki bir Pelton türbininin çark çapının yaklaşık bir buçuk katıdır. Bu da daha yüksek devir sayılarına çıkmasını sağlar.



Şekil 2.4. Turgo aksiyon su türbini resimleri

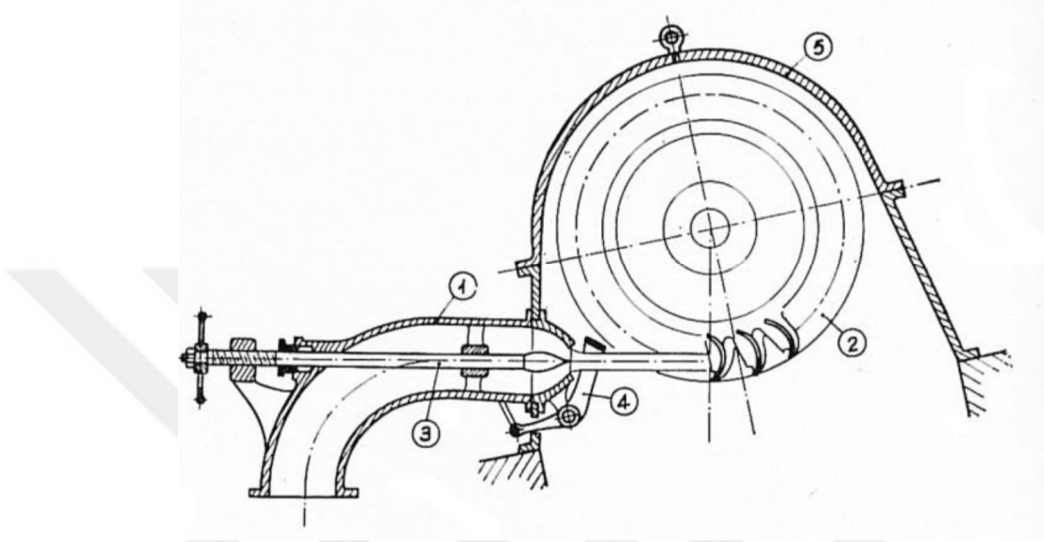
Türbinler etki ve tepki türbini olmak üzere iki gruba ayrılırlar. Pelton türbinleri etki prensibine göre çalışan türbin grubuna girmektedir. Pelton türbininde akışkan önce bir nozul içerisinden geçirilerek potansiyel enerjisi kinetik enerjiye dönüştürülür. Ardından, oluşan yüksek hızlı jet, enerjiyi türbin miline transfer eden kepçe şeklindeki kanatlara çarparak türbin milini döndürür ve böylece mekanik enerji oluşur. Bir Pelton çarkının kepçeleri, akışı ikiye bölecek ve neredeyse 180° yön değiştirecek şekilde tasarlanır. İyi tasarlanmış bir Pelton türbininde, kepçe çıkışındaki mutlak hız yaklaşık olarak sıfır olmalıdır. Bu durumda kinetik enerji hemen hemen tamamen mekanik enerjiye dönüştürülmüş olur.

Pelton türbinlerine, bu makinanın esas projelendirme işini geliştirmiş olan Pelton'un adı verilmiştir. Bu türbinler, *teğetsel su çarkları* veya *serbest su fişkirtılı* türbinler adları ile de anılmaktadır. Esas itibarıyla, çelik veya fonttan yapılmış bir çarkın çevresinde, iki bölümden ibaret kepçeler vardır. Bunlar çarka bulonlarla bağlanmış veya çarkla tek parça olarak düzenlenmiştir (Dönmezer, 1976).

Bir Pelton türbini monte edilen bir dizi kepçeden oluşur. Dairesel bir diskin çevresinde bulunur. Pelton milinin şaftı Türbine yatay veya düşey olarak monte edilmiştir. Türbin suya batırılmamış, tekerleği havada çalışır. Kepçelere vuran yüksek basınçlı su jetleri ile hareket eder. Su jetleri kinetik enerjisi türbine aktarılır. Su püskürtülerek geri döndürülür. Su, kepçelerin açısall dönüşüne dönüştürülür. Suyun hızı ve bunlar iğne supabı tarafından kontrol edilir. Suyun dışarı çıkması için yeterli hıza sahip olması gerekir (Sav 2010)

Pelton Türbini, bir veya daha fazla su püskürtücünün bir tekerleğin 'kepçelerine' çarptığı bir hidrolik "impuls" türbinidir. Jeti etkisiyle kepçelere dik açıyla üretilen kuvvet tekerleği döndürerek güç üreten tork üretir.

Peltonun Parçaları: Şekil 2.5’de tek püskürtücülü Pelton türbini ana elemanları gösterilmektedir. Pelton türbini su gücüyle dönen bir çarktan ibarettir. Yapısına göre, diğer türbinler arasında en basit olanıdır. Bu türbin, suyun enerjisini aktardığı ve jeneratöre hareket veren çark, gelen suyun debisine göre ayar yapma imkanı sağlayan enjektör ve iğne mekanizmaları, devreden çıkarma işlemi için deflektör ve bütün türbin mekanizmasını bir arada tutan gövde kısmından oluşmaktadır.



Şekil 2.5. Tek püskürtücülü Pelton türbini ana elemanları (Özgür, 1988)

Pelton’un ana elemanları aşağıdakilerdir:

Enjektör: Suyu çarka sevk eden bir jetten ibarettir. Gövde ve lüle kısmı olmak üzere iki parçadan oluşur.

Çark: Hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren parçadır. Üzerinde bulunan kepçelere suyun çarpması ile bir itme kuvveti doğar. Bu kuvvet çarkı döndürür.

İğne: Lüleden fişkıran su jeti çapını, ileri ve geri hareketi ile, küçültüp büyüten ve bu suretle debiyi ve gücü ayarlayan parçadır.

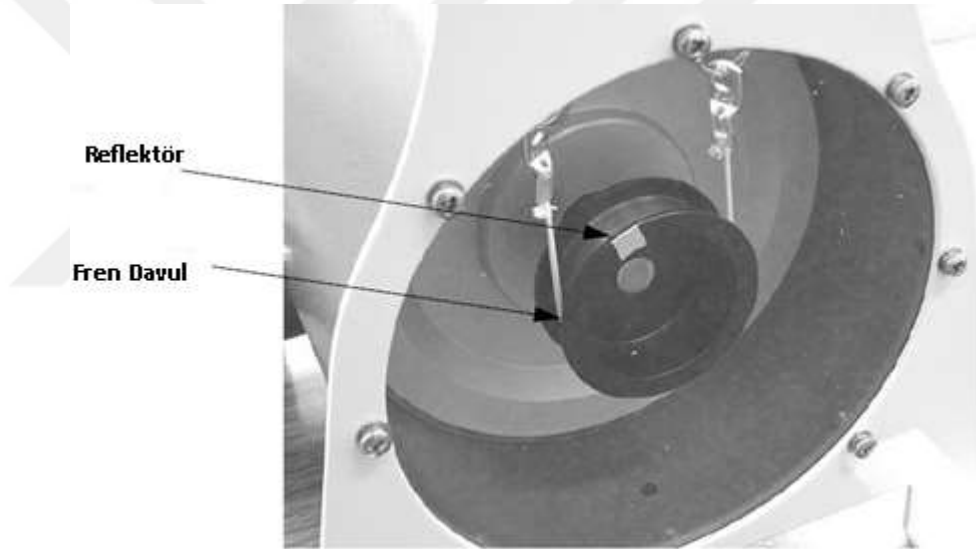
Deflektör: Ani yük değişimlerinde henüz iğne yeni durumunu almadan, çabuk harekete geçerek su jetini saptıran ve su jetinin çarka çarpmasını engelleyen elemandır. Bu suretle türbin yük değişimlerine daha çabuk uyar.

Gövde: Türbin çarkını kavrayan, yatakları ve püskürtücü lülenin tespit edildiği dökme demir veya kaynaklı sacdan bir kasadır.

Salyangoz: Pelton tipi hidrolik türbinleri ait salyangozların başlıca görevleri, pelton düzelerinin eşit aralıklarla yerleştirilmesine ve düzelerde meydana gelen kuvvetlerin beton zemine dağılmasına olanak sağlamaktır.

Büyük güçlü pelton tipi türbinlerin salyangozlarının boyutları çok büyük olduğu için taşıma ve montaj kolaylıkları sağlamak amacı ile parçalı olarak imal edilirler. Bu parçalar genellikle çelik döküm veya kaynaklı çelik sac konstrüksiyonlu olarak yapılmaktadırlar (Başesme, 2003).

Şekil 2.6’da görüldüğü gibi, tekerleğin arka tarafında, türbin torkunu ölçmek için bir kablo ve iki yay dengeleme ile çalışan bir 'fren tamburu' bulunur. Tambur, türbin hızını ölçmek için isteğe bağlı bir takometre ile çalışacak bir reflektör ve açık bir kapağa sahiptir. Türbinin girişindeki küçük bir mekanik basınç göstergesi giriş su basıncını ölçer.

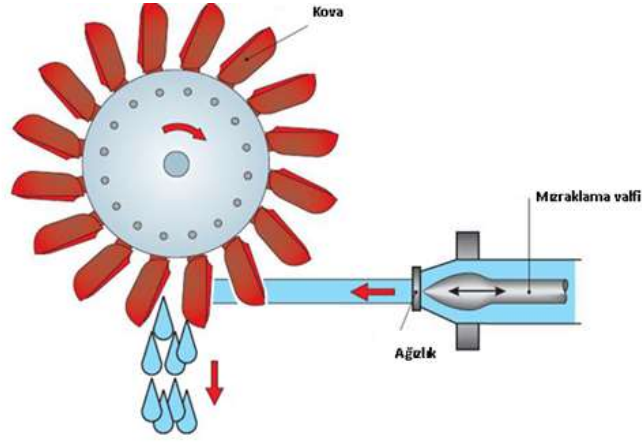


Şekil 2.6. Pelton türbini arka kısmı ve fren kasnağı görünümü

Pelton türbini suyun yalnız kinetik enerjisinden istifade etmek suretile çalışan türbin tipidir. Tesir türbinidir. Aksi tesir derecesi $p=0$ 'dır. Genel olarak yüksek düşü ve düşük debiler için elverişlidir.

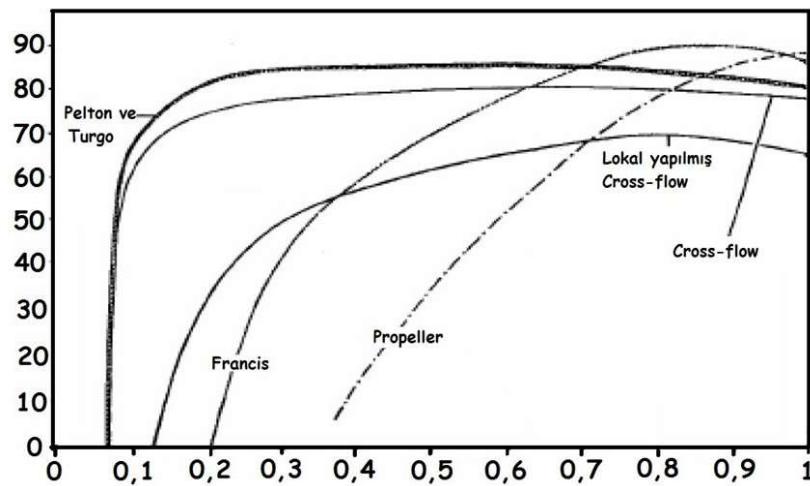
Pelton türbinlerinin çalışma sahası özgül hızın 2-30 d/d arasında bulunduğu bölgedir. Pelton türbinleri $n_s = 24$ d/d civarında başarı sağladıkları halde özgül hızın artması ile türbin çarkı üzerindeki kepçeler çark çapına göre çok büyümekte ve hantallaşmakta suyun kepçeler içinde uygun şekilde akış imkanı sınırlanmaktadır

(Ergin, 1979). Pelton türbini püskürtücüsü ve çarkının çalışma prensibi Şekil 2.7de verilmiştir.



Şekil 2.7. Pelton rotoru (çarkı) ve püskürtücüsü (lüle)

James Pelton'un aldığı patent zamanından bugüne kadar kepçe formları çok gelişmiş ve çark verimi %78'den bugün %91'e kadar artmıştır. Suyun kepçe içersinde hareketi esnasında tek bir yüzey üzerinde yönetilmesi sebebiyle türbinin su miktarı (Q) değişse dahi bu durumdan kepçe verimi ve sonuçta çarkın genel verimi fazla etkilenmemektedir. Bunun neticesi Pelton türbinlerinin verim- debi " $\eta-f(Q)$ " karakteristik eğrisi aynı güçteki diğer reaksiyon türbinleri ile mukayese edildiği takdirde daha yatık bir karakter arz etmektedir (Şekil 2.8) (Ergin,1979).



Şekil 2.8. Pelton ve diğer bazı türbinlerin farklı yüklerde verim eğrileri

Verimin maksimum yapılması, şu iki esasa uyarak sağlanabilir:

- 1) Girişin çarpmasız olması
- 2) Çıkışta su hızının mümkün olduğu kadar küçük olması (Dönmezer, 1976).

Pelton çarklarında, işletme bakımından, şu ampirik bağıntılar gerçekleşmelidir:

- 1- Su fişkirtisi hızının $v = 0,98 \dots 0,99 \sqrt{2gH_n}$
- 2- Kepçeler ekseninde dönme hızı $v = 0,44 \dots 0,46 \sqrt{2gH_n}$
- 3- Kepçelerde suyun saptırıldığı β açısı 165° dir
- 4- Kepçelerin eksenel genişliği $b = 3,5 \dots 4 \times$ su hüzmesi çapı
- 5- Kepçeler eksen çizgisi çapı D 'nin su hüzmesi çapı d 'ye oranı, normal olarak 12'den küçük olmaz, fakat istinai hallerde 7'ye kadar azalabilir.
- 6- Kepçe sayısı $= \left(\frac{D}{2d} + 15 \right)$ civarındadır. Böylece, iki ardışık kepçe arasındaki uzaklık, bunlardan her hangi biri fişkirtinin tesiri altına girer.
- 7- Su fişkirtisinin yakın olan kepçe kısmının eksenel genişliği fişkirt çapının beş katından az olmamalıdır, diğer tarzda saptırılan su geri sıçrar ve kepçenin hareketini engeller (Dönmezer, 1976).

Pelton tipi türbin rotorları ana ölçümleri Pelton düzesi memesinden fişkiran su demetinin d_0 çarpına ve rotor kepçelerinin ortalarından geçen D_1 çapına göre belirlenmektedir. Pelton tipi türbin rotorlarının özgül çevresel hızı $\bar{U}_1 = 0,45$ ile $0,48$ arasındadır. Bu duruma göre $(D_1 = \frac{84,6 \cdot \bar{U}_1}{n_1})$ numaralı eşitlikten yararlanılarak D_1 çapını aşağıdaki eşitlik yardımı ile hesaplayabiliriz

$$D_1 = \frac{84,6 \cdot \bar{U}_1}{n_1} = \frac{38}{n_1} \text{ ile } \frac{40}{n_1} \quad (m)$$

Bu eşitlikte n_1 birim devir sayısı değerinin $n_1 = n_n \div \sqrt{H_e}$ olduğu unutulmamalıdır

$$\text{Pelton düzesi memesinden fişkiran su demetinin kesiti } f_0 = \pi \cdot d_0^2 / 4 \quad (m^2)$$

Olduğundan ve iyi tertip edilmiş bir pelton düzesinden fişkiran su hızının değeri $C_0 = 0,98 \cdot \sqrt{2g \cdot H_e} \quad (m/san)$ olduğundan $Q_n = C_0 \cdot F_0$ enerjinin sürekliliği kuralı ile $(Q_1 = \frac{Q_n}{\sqrt{H_e}} = \frac{Q_n}{\sqrt{H_n}} \left[\frac{m^3/san}{\sqrt{m}} \right])$ numaralı eşitlikten yararlanılarak su demeti çapı için aşağıdaki eşitliği kaydedebiliriz:

$$d_0 = 0,543 \cdot \sqrt{Q_1} \quad [m] \quad (\text{Başışme, 2003})$$

Pelton tipi türbin rotorlarının projelendirilmesi için su demetinin d_0 çapından ve D_1 püskürtme dairesi çapından başka rotor kepçelerinin boyutlarına ve sayısına da

gerek vardır. Pelton tipi türbinlerin rotor kepçeleri elipsoid biçimli simetrik iki yarım parçadan meydana gelmektedir. Elipsoid biçimli simetrik iki yarım parçadan meydana gelen pelton rotoru kepçelerden, içine püsküren su demetinin enerjisini tam olarak alması beklenir. Pelton düzesinden fişkıran su demetinin enerjisinin tam olarak alınabilmesi için rotor kepçelerinin sürekli bükümlü, iç yüzeyleri çok itinalı taşlanmış ve elipsoid biçimli iki yarım parçanın tam simetrik olması ve ayrıca kepçeler arası t_1 aralıklarının tek damla suyun enerjisinin bile boşa gitmiyecek şekilde uygun olarak seçilmesi gerektir.

Pelton tipi türbin rotorlarında yüksek verim elde edilebilmesi için rotor kepçelerinin genişlik, yükseklik ve derinlik ana ölçüleri aşağıda kaydedildiği gibi seçilmelidir.

$$h = (2,8 - 3,2) \cdot d_0 ; b = (2,8 - 3,2) \cdot d_0 ; t = 0,8 \cdot d_0 \text{ (Başesme, 2003)}$$

Pelton tipi bir türbinin düşük yüklerde çalıştırılması esnasında türbin veriminin ev yüksek olması isteniyorsa, rotor kepçeleri ana ölçüleri için yukarda verilen değerlerin küçük olanları seçilmelidir. Buna karşın türbinin yüksek yüklerde çalıştırılması esnasında türbin veriminin en yüksek isteniyorsa yukarda verilen değerlerin büyükleri seçilmelidir (Başesme, 2003).

Pelton tipi türbin rotorlarının kepçelerine iki kuvvet etkiye bulunurlar. Bunlardan bir tanesi C merkezkaç kuvveti diğeri ise su demetinin P_s püskürme kuvvetidir. Büyük hidrolik düşüler için imal edilen büyük güçlü pelton türbinlerinin kepçeleri ve su basıncı büyük olur. Bu yüzden C ve P_s kuvvetlerinin mertebeleri de çok yükselir. G ağırlığındaki kepçelerin ağırlık merkezinin yarıçapları $R_s \cong D_1 / 2$ kadardır. Bu duruma göre $2R_s$ çapındaki çevresel hız $U_s \cong U_1$ kadardır ve her biri G ağırlığında olan kadar kepçeye etki eden merkez kuvvetinin mertebesi aşağıdaki eşitlik yardımı ile bulunacak değer kadardır.

$$C = \frac{m \cdot U_s^2}{R_s} = \frac{2 \cdot G \cdot U_1^2}{g \cdot D_1} [kp] \text{ (Başesme, 2003)}$$

Devir sayısı $n = 0$ oldğu zaman C merkezkaç kuvvetinin etkisi yok olur ve devir sayısı n_d ambalman hızı değerine çıktığı zaman ise en yüksek değere ulaşır. Nominal n_d işletme devir sayısındaki çevresel hız değeri $U_1 = 0,48 \cdot \sqrt{2gH_e}$ (m/san) olduğu için n_n devir sayısında merkezkaç kuvvetinin C_n değeri aşağıdaki eşitlikteki kadardır.

$$C_n \cong 0,9 \cdot \frac{G \cdot H_e}{D_1} [kp] \text{ (Başesme, 2003).}$$

Aşağıdaki Çizelge pelton tipi türbinin sayısal değerler kaydedilmiş bulunmaktadır.

n_s	Rotor çapı	H_{max}	$\frac{C_2^2}{2g}$	$\frac{C_2}{\sqrt{H}}$	D_1/d_0	η $d_0 > 55$ mm	η_h $d_0 < 55$ mm	η_h $d_0 > 55$ Mm	Rotor kepçe sayısı Z_1
		(m)	(m)	$\frac{m/san}{\sqrt{m}}$	-	(%)	(%)	(%)	Adet
4	Küçük özl devir sayılı pelton tipi türbin rotorları	1800	0,0125 ile 0,05	0,5 ile 1,0	56	0,83	0,82	0,85	40
6		1300			38,3	0,84	0,835	0,875	37
8		1100			28,8	0,855	0,853	0,893	34
10		1000			23,3	0,865	0,863	0,903	30
12	Normal özl devir sayılı pelton tipi türbin rotorları	850			19,6	0,875	0,870	0,910	28
14		750			17,1	0,882	0,875	0,915	26
18		650			13,1	0,883	0,877	0,917	22
22	Yüksek özl devir sayılı pelton tipi türbin rotorları	500			10,4	0,875	0,880	0,910	20
26		450			8,5	0,865	0,870	0,90	17
32		400			6,4	0,84	0,855	0,885	15

Çizelge 2.2. Pelton türbinlerinin $n_s=2-32$ aralığı için bazı boyut ve çalışma aralık değerleri

Başesme (2003) büyük güçlü pelton tipi türbinlerin salyangozlarının boyutları çok büyük olduğu için taşıma ve montaj kolaylıkları sağlamak amacı ile, parçalı olarak imal edildiğini söylüyor. Bu parçalar genellikle çelik döküm veya kaynaklı çelik sac konstrüksiyonlu olarak yapılmaktadırlar.

Varol (1987) Pelton türbinindeki lüle ve kepçenin Şematik Çizimi ile hız planlarını, Pelton türbinine bağlı jeneratör devir sayısının belirlenmesini sistematik olarak göstermiştir. Yazara göre, su kepçelerin ortasına çarpar ve her iki kenara sapar. İyi bir kuvvet aktarımı yapabilmek için, jeti gören daire çapının (D) jet çapına (d) oranının belli bir değerde tutulması gerekir. Çevresel hızın (u) bilinmesi ve işletme devrinin (n) seçilmesiyle türbin çark çapı (D), $D = (60.u)/\pi.n$ eşitliğinden hesaplanır, n seçilirken özgül devir sayısının (nq) değeri kontrol edilir ve bilinen düşü (H) için, n değerinin uygun olup olmadığına bakılır. Eğer devir sayısı büyükse, D küçüleceğinden çark üzerindeki kepçelerin boyutlarının da küçük seçilmesi zorunluluğu ortaya çıkacaktır. Kepçelerin çok küçülmesi halinde de imalat güçlükleri ortaya çıkar.

Özdemir (2002) ‘‘Küçük Güçlü Hidroelektrik Santrallerde Düşü, Debi, Yük ve Verim İlişkileri’’ isimli tez çalışmasında Pelton, Francis ve Cross- Flow türbinlerinin modellerini oluşturmuştur. Oluşturulan modeller yardımıyla ve MATLAB Programı

kullanılarak, bu türbinlerin bilgisayar benzetimi yapılmıştır. Yapılan bilgisayar benzetimi sonuçlarına göre, 100 kW değerindeki hidrolik türbinlerin en yüksek verimleri, P tipi türbinin %82, F tipinde % 88 ve C tipinde % 78 olarak görülmüştür. 10 kW'ın üzerindeki güçlerde C ve P tipi hidrolik türbinler maliyetleri F tipi hidrolik türbinlere göre yine düşük olduğunu belirlemişlerdir. Ama 50 kW ve üzerinde F tipi hidrolik türbinlerin verimlerinin C ve P'ye nazaran yüksek olduğunu bulmuşlardır.

Agar ve Rasi (2008)'de Hidroelektrik üretim için laboratuvar ölçekli bir Pelton türbini inşa edilmiştir ve Jyva" skyla"nın Yenilenebilir Enerji Programı eğitim müfredatında kullanılmıştır. Türbin, çoğu standart bilim laboratuvarlarında bulunabilen ucuz bileşenlerden oluşur. Deney sonuçlarına göre türbinin maksimum mekanik verimi $0:47 + 0:02$ su akış hızı için $0,17 \text{ l} = \text{s}$. Pelton türbini ve aparatı gösteriyor ki, hidroelektrik enerjisinin esasları ve yenilenebilir enerji öğrencilerinin eğitiminde çok uygundur.

Çalamağ'ın (2010) yaptığı "Küçük Hidroelektrik Santrallerin Cebri Borularında Su Darbesi Problemlerinin Araştırılması" isimli tez çalışmasına göre, bir Pelton türbini ünitesi hesaplama modelinde iğne valfi olarak modellenabilir. Pelton türbinlerinin geçici durumları, Francis türbinlerine kıyasla daha kontrol edilebilir. Bir Pelton ünitesi üzerindeki yük anında reddedilse bile, iğne valfleri Francis türbinlerinin ayar kanatları ile karşılaştırıldığında yavaşça kapatılabilir özelliktedir.

Anagnostopoulos ve Papantonis (2012) Pelton dürtü hidro türbinlerinde karmaşık akış ve enerji dönüşümünün hızlı ve etkili bir simülasyonu ve analizi için alternatif bir sayısal metodoloji geliştirmiştir. Algoritma, Lagrangian yaklaşımına dayanıyor ve jet-kepçe etkileşimi sırasındaki dengesiz serbest yüzey akışı, çok düşük bilgisayar maliyetinde temsili sıvı parçacıkların yörüngelerini izleyerek simüle edilmiştir. Modern regresyon aletleri, iç kepçe yüzeyinin yeni bir parametreleştirme tekniğinde uygulanmaktadır. Modelin temel özelliği, bir Laboratuvar Pelton türbininde deneysel veriler yardımıyla düzenlenen ve değerlendirilen çeşitli hidrolik kayıpların ve akış yayılımının hesaba katılması için parçacık hareket denklemlerine ilave terimlerin getirilmesidir. Model, çeşitli çalışma koşullarında jet-kepçe etkileşimini incelemek ve daha sonra evrimsel algoritmalara dayalı bir stokastik iyileştirici kullanarak kepçe şeklinin sayısal tasarım optimizasyonunu yapmak için uygulanır. Elde edilen en uygun kepçe, tüm yük aralığında dikkate değer ölçüde daha yüksek hidrolik verime ulaşır. Son olarak, yeni bir küçük Pelton türbini (150 kW) Laboratuvarda tasarlanıp üretildi ve test

edildi ve performansı ve verimliliği model tahminlerini doğruladı. Akış analizi ve impulsu hidrolik türbinlerin performansının artırılması için geliştirilen yeni bir sayısal aracın temel özellikleri ve yetenekleri bu çalışmada sunulmaktadır ve tartışılmaktadır. FLS modeli, Lagrangian yaklaşımına ve temsili parçacık yörüngelerinin hesaplanmasına dayanmaktadır. Uygun ve esnek kepçe şekilleri üretmek için nispeten az sayıda kontrol noktası kullanan Nurbspolinomlarına dayanan kepçe tasarımının parametreleştirilmesi için yeni bir teknik de uygulanır. Yeni model, hidrolik kayıplarını ve iç kepçe yüzeyinde yüzey akışının yayılmasını hesaba katmak için partikül hareket denklemlerinde ek ayarlanabilir terimler getirdi. Bu, her uygulamanın düzgün şekilde düzenlenebilmesi için daha doğru yöntemlerle deneysel veya sayısal veri gerektiren dezavantaja sahiptir. Her uygulama için uygun şekilde düzenlenmiştir. Bununla birlikte, öte yandan, jet kepçe etkileşimi sırasında ortaya çıkan ve modellenmesi çok zor veya hatta imkansız olan herhangi bir dengesizliğin ve diğer karmaşık ikincil mekanizmaların etkilerini dikkate alma yeteneği sağlar. Bu laboratuvar araştırmada Pelton model türbindeki mevcut ölçümlere dayanan model katsayılarının ilk düzenlemesinden elde edilen sonuçlar tatmin edicidir.

FLS modeli, çok hızlı ve gerçekçi akış alanı sonuçları oluşturabilir ve jet-kepçe etkileşimi sırasında kepçenin hidrolik davranışı ve enerji transferiyle ilgili ayrıntılı bilgi sağlayabilir. Çalışma veya tasarım parametrelerinin parametrik ve hassaslık analizi de kolayca yapılabilir. Ayrıca, küçük bilgisayar masraflarından dolayı, FLS çoklu parametrik ve çok objektif tasarım optimizasyonu çalışmaları için çok uygundur, bu çoklu değerlendirmelere ihtiyaç duyar ve diğer daha doğru CFD metodolojileri uygulandığında büyük hesaplama kaynakları gerektirir.

Yeni modelin, yeni küçük Pelton türbininin tasarım aşamasında ilk pratik uygulaması başarılı ve elde edilen performans ve verimlilik türbin öngörülen seviyeye oldukça yakındır. FLS sonuçlarının, jet kepçe etkileşimi sırasında gerçek akış alanının ve çeşitli kompleks akış mekanizmalarının doğru resmini sağlayamadığı kaydedilmelidir. Bu nedenle, model, serbest tasarım parametrelerinin değişim aralığını lokalize etmek ve azaltmak için ilk tasarım optimizasyon aşamaları sırasında daha yararlı olabilir. Bu yolla, masraflı CFD simülasyon araçları, yalnızca son işlem aşaması için uygulanabilir ve böylece bilgisayarın genel maliyeti önemli ölçüde azaltılır.

Padhy ve Saini (2012) gerçek akış koşulları altında küçük ölçekli bir Pelton türbininin erozyon mekanizmasını araştırmak için bir deney gerçekleştirmiştir. Silt örnekleri,

Hindistan'ın en çok silt etkilenen hidro enerji istasyonunun baş çalışmasından toplanmıştır. Silt erozyonunun Pelton türbin kepçelerinde farklı silt ebatları için mekanizmasını araştırmak için silt parametreleri (silt partikül boyutu ve silt konsantrasyonu) ele alınmıştır. Gözlemlere dayanarak, su püskürtme hızına göre daha yüksek bir hızda hareket eden kaba parçacıkların, kepçe derinliği boyunca daha büyük darbe açısında çukurlar ve kraterler oluşturduğu tahmin edilmektedir. Bununla birlikte, bölücü çevresinde daha yüksek hızda hareket eden kaba parçacıklar erozyona neden olur. Bu, silt parçacıklarının yüzeyinin kesilme etkisine bağlı olabilir. Daha küçük parçacıklar, su jeti boyunca akar ve kepçe derinliğinde ve çıkışında aşındırıcı tip erozyona neden olur.

Bu parçacıklar, düşük kinetik enerji nedeniyle kepçenin girişinde yüzeye gömülmüş gibi görünür ve gelen jetle yüzeyden dışarı akar. Bölme ucu plastik deformasyon ve girinti ile aşınıyor, çakışan kraterler ufalama ucu üzerinde bulunuyor. Bununla birlikte erozyonun kepçe derinliği boyunca plastik deformasyonla ve sürülmesiyle gerçekleştiği tespit edilmiştir.

Temiz (2013) yaptığı tez çalışmasında tipik bir nehir tipi hidroelektrik santrali tasarım prosedürü ve türbin tipleri ve kapasiteleri üzerine karar verme çalışmaları incelenmiştir. Prosedürler, $17,4 \text{ m}^3/\text{s}$ tasarım akış oranına (Q) ve 276,23 m net düşüşüne (Hnet) sahip Eglence-1 HES vaka çalışması üzerinde uygulanmıştır. Tüm hidroelektrik santralleri özel olarak tasarlanmış olup, her işletme için farklı alternatifler çeşitli çalışma koşulları için düşünülmüş ve bunlar arasında seçim yapılmaktadır. Eglence-1 HES'in böyle bir rezervuarı yoksa, akış değişiklikleri daha büyük ve tasarım akışının daha düşük aralığında kalmak için daha uygun olan en az bir küçük Pelton tipi türbinin seçilebileceği belirtilmiştir.

Bulut (2013) ‘‘ Hidroelektrik Enerji ve Hidroelektrik Santrallerde Türbin Tipi Seçiminin Enerji ve Hidroelektrik Santrallerde Türbin Tipi Seçiminin Verime Etkisinin İncelenmesi’’ adlı tez çalışmasının sonucunda yazar bunları belirtmiştir:

- Özlüce Regülatörü ve HES'i yerinde su potansiyelinin değerlendirileceği kotlar arası düşü değerinin yüksek olması, debinin küçük ve zaman içinde gelen akım değerleri farkının yüksek olması, proje debisi üzerinde gelecek suların depolanarak akımın düzenlenmesi için arazinin uygun olmayışı ve bunun için yapılacak ilave masrafin, sağlayacağı faydadan çok daha fazla olacağı anlaşıldığından bu projeye en

uygun türbin tipinin Pelton olduğu, aynı şartlarda alternatif olarak çalışabilecek en ideal türbin tipinin ise Francis olduğu düşünülmektedir.

Bu çalışmada depolamasız olarak tasarlanmış Özlüce HES Tesisi için türbin tipi soruşturması yapılmış ve Pelton türbin seçiminin uygun olduğu değerlendirilmiştir. Ancak tesisin 12,289 m² kesit alanına sahip 5470 m iletim hattına sahip olduğu ve toplam iletim hattı hacminden (67223 m³) minimum işletme kotu altında kalan ölü hacim (3240 m³) çıkarıldıktan sonra kalan 63983 m³'ün depolama alanı olarak kullanılabileceği görülmektedir.

Cobb ve Sharp (2013) itici güç türbinlerinin çalışma performans özelliklerini test etmek için bir laboratuvar ölçekli test fikstürü yapmıştır. İki Turgo türbininde hız oranı ve püskürtme hizalanması varyasyonlarının türbin verimliliği üzerindeki etkisini belirlemek için testler gerçekleştirildi. Sonuçlar, bir Pelton türbinindeki aynı fikstürde yapılan benzer testlerle karşılaştırıldı. En iyi şartlar altında, Turgo türbini verimliliği, yaklaşık 0.46'lık bir hız oranında % 80'in üzerinde olduğu gözlemlendi; bu, piko hidro ölçekli türbinler için oldukça iyidir. Hem Pelton hem de Turgo türbinleri için en yüksek verimlilik, bir momentum dengesine dayanan teorik ideal hız oranlarının altında gerçekleşti; Pik verimliliğin meydana geldiği hız oranındaki azalma muhtemelen türbindeki verimsizliklerden kaynaklanmaktadır.

Jet hızalma testleri jetin türbin kanatlarının iç veya dış kenarına hareket ettirilmesinin % 10 e20 Turgo veriminde bir düşüşe neden olduğunu ve optimum hız oranını 0,03 (% 6,5) düşürdüğünü gösterdi. Radyal hizalama, hem Turgo hem de Pelton türbinleri üzerinde önemli bir olumsuz etkiye sahipti; bununla birlikte, jetin açılma hızlanması Turgo türbini için daha fazla olumsuz oldu. Sonuçlar, doğru sistem tasarımı ve montajının önemini vurgulamakta ve Turgo türbini performansı ile ilgili bilgi tabanını arttırmakta ve piko- hidro sistemlerde daha pratik bir şekilde uygulanmasına yol açabilmektedir.

Piko hidroelektrik, dünyanın en uzak, yoksul bölgelerinin bazılarında kırsal alan elektrifikasyonu için uygulanabilir bir teknolojidir. Sahaya özgü koşullar ve tesisat için yeterli özen gösterilirse piko-hidro çok ekonomik bir çözüm olabilir. Bu çalışmadaki deneylerle gösterildiği gibi, uygun ekipman seçimi ve kurulumu, makul sistem verimliliklerini başarmak için önemli bileşenlerdir ve böylece güç çıktısını yükseltir. İtici güç türbinler için uygun hız oranları (yaklaşık 0,4 ve 0,5 oranları) sudan verimli enerji transferi için gereklidir Teorik olarak, Turgo türbininin maksimum verim noktası,

20 °'lik bir jet açısı için yaklaşık $x = 0,53$ 'te oluşmalıdır. Deneysel olarak, maksimum verim, yaklaşık olarak 0,46 ve 0,48 olan biraz daha düşük bir hız oranında ortaya çıkar. Benzer şekilde, Pelton için teorik tepe verim noktası 0,50'lik bir hız oranındadır, ancak deneysel olarak 0,41'e yaklaşır.

Hız oranına ilişkin ikinci bir düşünce, düşük türbin verimliliğine sahip sistemler için en yüksek verimlilik noktasıdır. Örneğin, jet hız alma ve türbin içindeki sürtünme kayıpları türbin verimliliği düşürürse, en yüksek verimin gerçekleştiği hız oranı düşürülür.

Hız oranındaki değişim, türbin verimliliğinde 5 ve 10 puanlık bir kaybin oluşmasını önleyebilir. Hız oranının türbin verimliliği üzerindeki etkisi aynı zamanda, jet hızını belirlemek için gerekli olduğu için tesisattan önce net kafanın belirlenmesi önemlidir. Düzgün jet hizalaması başka bir önemli husustur. Üstelik küçük yanlış hizalama (birkaç santimetre veya derece) türbin verimliliği üzerinde önemli olumsuz etkilere neden olabilir. Jetin türbine etkili bir enerji transferi gerçekleştirebileceğinden emin olmak için kurulum sürecine özen gösterilmelidir.

Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar, görsel ayarlamaların en yüksek türbin verimliliğini elde etmek için yeterli olmadığını ortaya koymaktadır. Turgo türbinleri için akış sınırlamaları PCD'ye ve / veya fincan boyutuna (Pelton türbinleri için kurulan şekle benzer şekilde) kurulmalıdır. Temel üretim teknikleriyle kolaylıkla yapılabilen bir Turgo türbini ve türbin-jeneratör seti tanımlanmalıdır. En önemlisi, kırsal alan elektrifikasyon projelerinin etkin bir şekilde uygulanabilmesi için başarılı piko-hidro teknolojisinin genel bir farkındalığı ve teknik anlayışı geliştirilmeli ve yerel ve bölgesel düzeyde teşvik edilmelidir.

Takagi ve ark. (2014) küçük ölçekli hidroelektrik teknolojisi ve üretim teknikleriyle, özellikle de Pelton tipi türbinlerin tekerleğinde gelişmeler tartışmış ve öneriler sunmuşlardır. 3D-CAD ile tasarlanan Pelton kepçelerini bir 3D yazıcı kullanarak oluşturmaya karar verilmiştir. Deney sonuçlarında, her türbin için enerji üretim eğrileri yaklaşık olarak eşittir. Akış hızındaki artışla birlikte güç artar. Her türbin tarafından üretilen maksimum güç yaklaşık olarak aynıdır. Bu, satın alınan bir kepçeye kıyaslanabilir bir güç üretim verimliliğine sahip bir Pelton kepçesi tasarlamının mümkün olduğunu göstermektedir. Bir sonraki adım olan bu çalışmada tasarlanan Pelton türbini, Itoshima mikro hidro enerji üretim sistemine dahil edilecek şekilde

seçildi. Böylece Pelton türbini büyütülmüş ve yeniden tasarlanmıştır. 3D yazıcıyı kullanarak su çarkı üretim sürecinin global ve yerel bilgisi bağlanılabilir.

Zidonis, Benzon ve Aggidis (2015) Hidroelektrik santralleri, verimlilik ölçütleri üreten kurallara aykırı olmayan bin yıllarca çalışan mühendislik teknolojileridir. Bununla birlikte Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) 'ndeki son gelişmelerle, bu tür aşırı derecede çalkantılı çok fazlı akışları makul olmayanları zaman ölçekleri ile simüle etmek mümkündür. Bu, geleneksel analizler ve deneysel testlerle mümkün olmayan bu makinelerin daha da geliştirilmesi ve incelenmesi için bir yol açmıştır. Bu makale Pelton ve Turgo itici güç türbinlerinin hidrolik tasarımındaki daha yeni gelişmelerden bazılarını araştırıyor ve gelecekteki gelişme fırsatlarını vurgulamıştır.

Bu inceleme, son yıllarda itici güç türbinlerinin geliştirilmesi için CFD kullanımında belirgin bir artış olduğunu göstermekle birlikte, büyük ölçüde Pelton türbinleri ve bazı Turgo türbin analizi gerçekleştirildi. CFD kodlarının sürekli iyileştirilmesi ve bu karmaşık simülasyonlar için gereken mevcut hesaplama kaynaklarının artması ile son çalışmalar bu cihazlarda karşılaşılan karmaşık akış fenomeni yakalamak için daha bütünsel analizler gösteriyor. Mevcut literatür, Pelton simülasyonları deney sonuçlarına yaklaşıyor ve benzer metodolojileri kullanan bir Turgo kepçesindeki akışın daha ayrıntılı bir analizi için ortam oluşturuyor.

Yazıcı'nın (2015) yaptığı Trabzon İli Maçka ilçesi sınırları içerisinde bulunan acı su deresi üzerine kurulması planlanan 7 MW gücünde Pelton hidroelektrik türbini tasarımı çalışmasıdır. Yapılan dereiçi HES uygulamasın da, brüt 340,79 m, net 332,31 m düşü ve toplam 2,4 m³/s debide, çark milinin jeneratörün her iki tarafından çıkarılmasıyla aynı jeneratöre bağlı 2 adet Pelton çarkı hesabı yapılmıştır. Sonuç olarak; 1,2 m³/s ünite debisi ve 600 d/d devir sayısı ile 1 adet Pelton çarkının gücü % 93 verimle 3757 kW, 2 adet Pelton çarkının gücü 7514 kW olarak bulunmuştur.

Kramer, Terheiden ve Wieprecht (2015) kuyruk suyu depresyonuna sahip itici güç türbinleri, içme suyu sistemlerinde enerji geri kazanımı için etkili bir seçimdir. Türbin muhafazasının akış aşağısında bozulan havanın, korozyon ve azaltılmış taşıma kapasitesi gibi olumsuz etkilerini azaltmak için ana işlemler ve hava tahribatının muhtemel azaltılması mümkündür. Kuyruk suyu depresyonlu mikro hidro Pelton makinesinde detaylı deneysel çalışmalarda araştırılmıştır. Deney düzeneği, çözülmüş ve çözülmemiş havayı ayırt etmek için tasarlanmıştır. Çözülmüş hava boşalması durumunda çözünmüş hava miktarı ile karşı basıncın yanı sıra akış oranı parametresi

arasında net bir ilişki vardır. Çözülmemiş hava boşalması miktarı için deney sonuçları, geometrik boyutlar, hız katsayısı, gövde su seviyesi ve türbin akış hızı bağımlılığını gösterir. Çözülmemiş hava boşluğundan kaçınmak için, gövde yüksekliğini ve gövde çapını ölçmek için tasarım eşitlikleri düşülür. Dolayısıyla, sunulan araştırmalar hava tahdit sisteminin darbeli türbinlerin tasarımında nasıl optimize edildiğini veya minimize edilebileceğini göstermektedir. Bu makalede ayrıntılı deneysel araştırmalar yapılmıştır. Havanın bozulmasına yol açan süreçleri tanımlamak ve türbin gövdesinden çıkan havanın miktarını en aza indirmek için, kuyruk su depresyonuna sahip bir prototip mikro hidro Pelton türbininde sunulmuştur. Sonuçlar, çözülmüş ve çözülmemiş ayrışma açısından kapsamlı bir şekilde tartışılmıştır.

Çözünmüş havanın bozulmasına ilişkin deneyler, mikro hidroelektrik sistemlerinde karşı basınç türbinlerinin ortak basınç aralığını kaplayan 2 bar yüksek basınca kadar uygulanan bir basınç ile yürütülmüştür. İncelemeler çözülmüş havanın bozulmasının türbin gövdesindeki karşı basınca ve hidrolik türbin akış hızına bağlı olduğunu gösteriyor. Ayrıca, hız katsayısı ve kuyu su seviyesi gibi diğer araştırılan parametreler üzerinde hiçbir bağımlılık bulunmamaktadır.

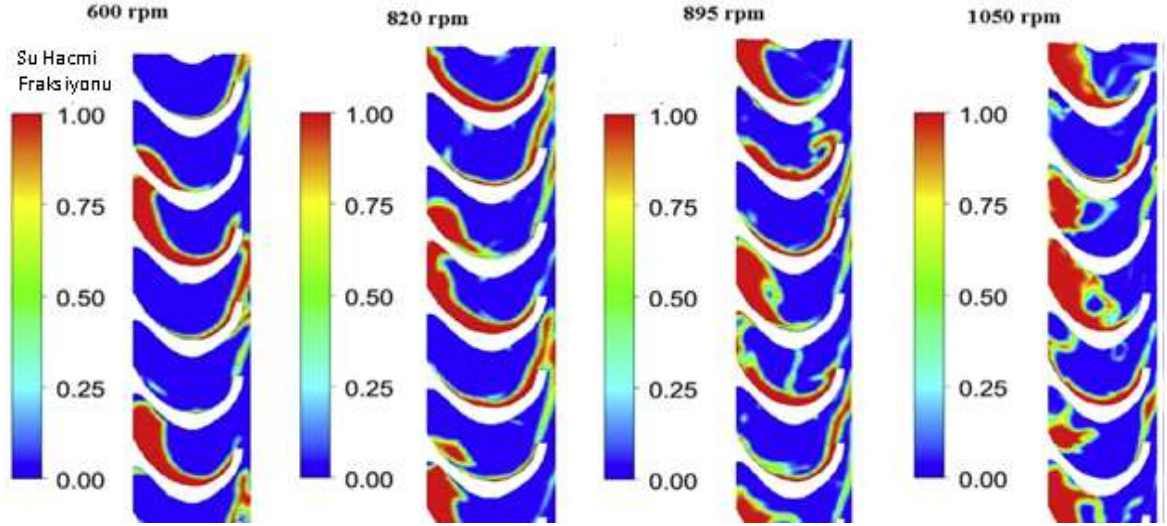
Karşı basınç işlemi esnasında daima yüksek basınç seviyeleri ile şiddetli bir şekilde artan çözülmüş hava ayrışması olduğu sonucuna varılabilir. Artan hava içeriğinden aşağı doğru içme suyu sistemini önlemek için, hava uzaklaştırma cihazlarının sistemin yüksek noktalarına yerleştirilmesi önerilir. Buna karşılık, çözülmemiş hava tahribatının miktarı Türbin kılıfının geometrik boyutları, hız katsayısı, gövde su seviyesi ve türbin deşarjı üzerine etkisini gösterirken karşı basınç, test edilen basınç aralığında çözülmemiş hava ayrılmasına herhangi bir etki göstermez. Çözülmemiş havanın bozulmasını önlemek için silindirik türbin kepçelerini boyutlandırması için tasarım denklemleri sunulmuştur. Onlar, HP'nin penetrasyon derinliğinin iyice araştırılmış ve kabarcık yükselme hızı ubt türbin muhafazasının tasarımı için çok önemli parametrelerdir. Gelecekteki tesislerde, geliştirilen tasarım kurallarına uygun olarak gövde çapının boyutlandırılması ve gövde yüksekliği önerilir.

Zidonis ve Aggidis (2015) yakın zamana kadar Pelton türbinlerinin CFD analizini gerçekleştirmek mümkün değildi, çünkü akışın doğası Reaksiyon türbinlerinde olduğundan çok daha karmaşıktır. Bu yazıda, Pelton Türbinlerinin sayısal modellemesinde teknolojinin son durumunu sağlamayı amaçlamaktadır ve mevcut en iyi CFD modelleme metodolojisi ve yazılımını seçmeye rehberlik edecektir. Özetlemek

gerekirse, mevcut yayınların sayısından, günümüzde ANSYS CFX kodunun, jetin dönen koşucu ile harekete geçirilmesi için doğru olarak simülasyon yapmak için en yaygın kullanılan CFD aracı olduğu açıktır. Lagrangian parçacık izleme yöntemleri, çok daha düşük hesaplama maliyeti nedeniyle umut vericidir. Ancak CFX gibi ticari Euleri kodlarıyla rekabet edebilmek için daha da geliştirilmelidir. Son olarak, modelleme teknikleri ve hesaplama kaynakları, Pelton türbini sayısal tasarım optimizasyonunun mümkün hale geldiği bir noktaya gelmiştir.

Öküzcü'nün (2016) Pelton türbini ile ilgili yaptığı çalışmasında bu tip türbinlerin tasarımında birçok tasarım kriterinin bulunduğunu ve bu kriterlerin belirlenebilmesi için türbin sayısal analizlerinin sabit çark üzerinde ve tasarım devrinde gerçekleştirilmesi gerektiği sonucuna varmıştır. Nozullar çarka yaklaştırıldığına çarkta tork değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Nümerik çalışmalarda sabit çark analizleride tork incelenmesi üzerine yüzde %88 verim değerine sahip Pelton türbini tasarımı yapılmıştır.

Gupta, Prasad ve Khare (2016) Pelton türbininde su ve havanın çalışma sıvısı olarak kullanıldığı çok fazlı akış analizi, türbinin farklı işletim rejimlerinde kepçe üzerindeki verimlilik, bıçak yükleme, hız ve su dağılımını hesaplamak için yürütülmektedir. Geçişli çok fazlı akış simülasyonu için örgü boyutu, türbülans modeli ve zaman adımının etkisi de incelenmiştir. Zaman adımı, türbülans modelleri, örgü boyutu, geçici çok fazlı akışta akış simülasyonunun doğruluğu üzerinde önemli bir rol oynamaktadır. Hızlar, akış açısı, eksene geçen suyun miktarı ve radyal, koşucunun dönme hızından etkilenir. Maksimum bıçak yükleme, akışın ve yayılma alanının ortasında gerçekleşir. Hız ile verimlilikteki değişim paraboliktir ve BEP'de deneysel ve hesaplanmış değerler arasında % 3,5'lik bir değişim vardır. Şekil 2.9'da suyun çoğunun kepçenin orta kısmından aktığını göstermektedir çünkü bu bölüm su ile temas halindedir. Ayrıca, dönüş hızı arttıkça, kepçeyi terk ettiğinde su tabakasının yayılması nedeniyle splitter'dan kepçenin çıkışına kadar 0,25 ve 0,75 aralıktaki su hacmi fraksiyonu arttığı görülmektedir.



Şekil 2.9. 0,25 aralıktaki su hacmi fraksiyonundaki değişim

Pelton türbininin model testi ve CFD sonuçları arasındaki tork ve verimlilikteki değişimlerdeki benzerlikler sayısal akış simülasyonunu doğrulamaktadır.

Zıdonis ve Aggıdıs'te (2016) bir Pelton türbini için optimum sayıda kepçenin tanımlanması üzerine sayısal bir vaka çalışması sunulmuştur. Üç parametre: kepçe sayısı, kepçe radyal konumu ve kepçe açısıl konumu birbiriyle ilişkili olduğu bulunduğu için gruplandırılmıştır. Pelton kepçesi, kepçe geometrisini değiştirdikten sonra optimum kepçe sayısını ve montaj konumunu belirleyerek değiştirir (Çizelge 2.3.).

D/do (Türbin Daire çapı/Jet çapı)	N_b (Kepçe Sayısı)
6	17 - 21
8	18 - 22
10	19 - 24
15	22 - 27
20	24 - 30
25	26 - 30

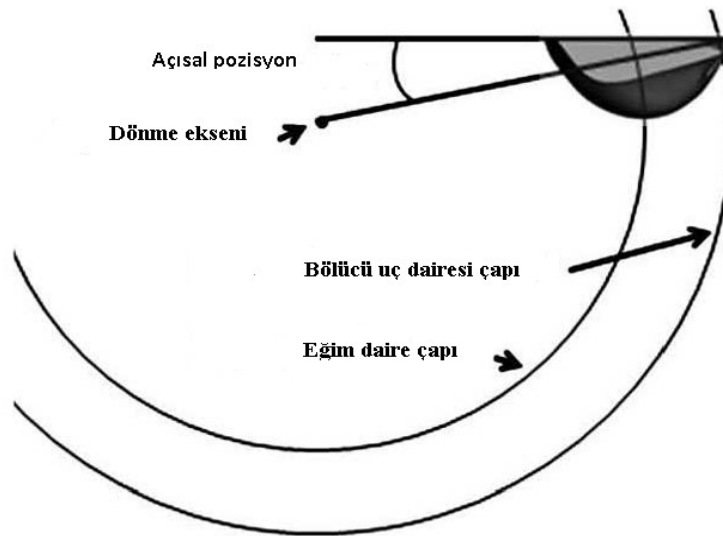
Çizelge 2.3. Türbin kepçe sayısının türbin dairesi çapı/jet çapı oranına göre seçimi

$$N_b = \frac{\pi D_p}{2d_p}$$

Burada, N_b kepçe sayısı, D_p daire çapı ve d_p optimum jet çapıdır. En azından en az 16 kepçe yüklenmesi gerektiği açıklaması yapılmıştır.

Şekil 2.10'da kepçe konumlandırmasının ana boyutlarını gösteren bir diyagram sunmaktadır. Köşe konumu, kepçenin bir kepçeye hangi açıyla monte edildiğini ve püskürtücü daire çapını sabit tutarken kepçenin radyal konumunu ayırıcı uç daire çapı olarak tanımlar.

Her bir kepçe sayısı için radyal ve açısal konumun en iyi kombinasyonunu tanımlayarak mevcut literatürde önerilen sınırın ötesinde kepçe sayısının azaltılmasının etkinliği artırabileceği ve imalat için faydalı olacağı gösterilmiştir. Bu küçültmenin kepçe sayısındaki etkisi deneysel olarak bulundu. Kepçe sayısı, bir Pelton türbin koşucusunu optimize ederken önemli bir parametredir. Bununla birlikte, kamusal alanda deneysel veya sayısal araştırma verilerine dayanan tutarlı bir rehber bulunmamaktadır. Bu yazıda açıklanan vaka incelemesi mevcut rehberdeki tutarsızlığa dikkat çekmektedir ve kepçe geometrisi değiştirildikten sonra optimum kepçe sayısının ve montaj deneysel sonuçlar, bu parametrelerin yeniden düzenlenmesinin, tekli jet işletmesinde koşu verimliliğini % 0,8, iki jetli operasyonda ise % 0,4 oranında artırdığını göstermektedir. Konumunun sayısal olarak nasıl tanımlanabileceğinin bir örneğini sunmaktadır. Püskürtme uçları arasındaki etkileşimi ortadan kaldırmak için püskürtme uçları arasındaki açı arttıkça, her iki püskürtme borusu ile yapılan operasyonda verimlilik artışının daha yüksek olabileceği ve muhtemelen tekli püskürtme operasyonuna benzediği açıklanmıştır. Oldukça arzu edilen bir başarı olan verimlilik artışına ek olarak, kepçe sayısının 18'den 15'e indirilmesi, koşucu imalatının karmaşıklığını ve maliyetini düşürür.



Şekil 2.10. Kepçe konumlandırmada kullanılan parametreler

Pelton türbini tasarımı ve analizlerinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanımı son yıllarda daha da artmış durumdadır. Genel olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), her türlü akışkan ve akışının değişik koşullardaki analizini yapmaya yarayan bir yöntemdir. Bu yöntemde temel olarak üç ana denklem (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri) esas alınır ve bu denklemler sayısal çözümlere akış içindeki basınç, hız ve sıcaklık dağılımları ve bu parametrelere bağlı olarak birçok veriye ulaşılır.

Günümüzde hesaplamalı akışkanlar dinamiği araştırma-geliştirme ve ürün tasarımında yaygın olarak kullanılmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak bir uçak kanadının üzerindeki basınçlar, bir yeraltı rezervuarının sıcaklık dağılımı, bir ortamdaki hava akımı dağılımı veya hareketli bir arabanın etrafındaki hava hızı gibi akış ile ilgili birçok parametre bulunabilir. Son yıllardaki hesaplamalı akışkanlar dinamiği teorisi ve bilgisayar yazılımlarındaki gelişmeler yüksek türbülanslı akışların ve dinamik sistemlerin sayısal olarak incelenmesine ve sanal ortamda simüle edilmesine olanak sağlamıştır. Ayrıca, tek fazlı akışların yanında çok fazlı akışlar da artık çözülebilir hale gelmiştir. Örneğin pompalarda kavitasyon gibi zararlı etkenlerin yapısı incelenmekte ve alınan sonuçlara göre önlemler alınmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin hızlı gelişmesi ve başarılı analizlerin eldesi sonucunda, teknik alanda bu konu yaygın olarak endüstride kullanılmaktadır (MMO, 2006).

HAD'nin öne çıkan avantajlarından bazıları aşağıdaki gibi özetlenebilir;

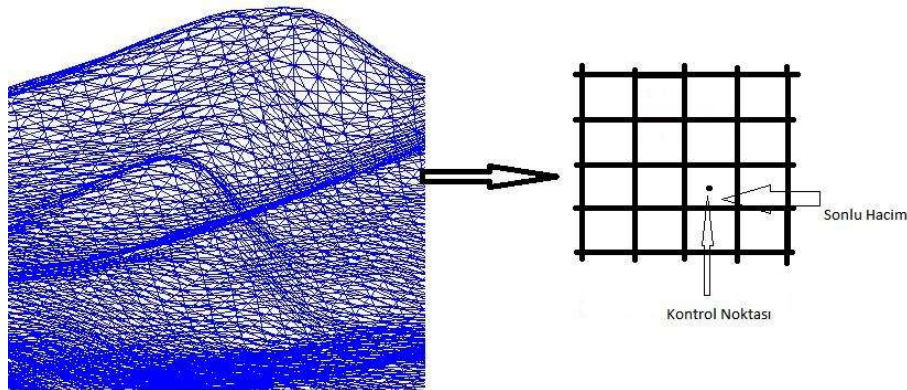
- HAD yazılımlarıyla yapılan sayısal simülasyon sayesinde, sonuçlar ve sanal deney ortamına simülasyondan sonra da kolayca ulaşılabilir ve tekrar kullanılabilir. Örneğin; basınç verisi elde etmek istenen klasik bir deneyi, hız ölçümü için tekrar kurgulanması gerekmektedir. HAD ile hız verisi dahil olmak üzere daha bir çok parametreye ait bilgiler de çözümün içindedir, yeni bir simülasyona ve zahmetli kurulumlara gerek kalmamaktadır.
- Klasik deneylerde kullanabileceğiniz ölçüm cihazları ve sensörler sınırlıdır. HAD analizinde ise, kullanılan sayısal ağ elemanı kadar -çoğunlukla milyonlarca- ölçüm elemanı bulunmaktadır ve veri dağılımlarını, ayrı veriler halinde değil, gradyanlar olarak geniş bir alanda hesaplanmakta ve elde edilebilmektedir.
- HAD, akış özelliklerini, akışı bozmadan incelenmesini sağlar. Örneğin pompa performansı ölçümü yaparken kullanılan debimetre, manometre gibi cihazlar akışın doğal davranışını etkilemektedir. HAD'de her bir sayısal ağ elemanı ayrı bir ölçüm

noktası olduğundan, bu tip cihazların etkilerinden bağımsız veriler elde edilebilmektedir.

- HAD ile gözlemlenmesi tehlikeli veya ulaşılamaz bölgelerdeki akışkan davranışları incelenebilmektedir. Örneğin; bir yanma odasının içi ya da pompa, türbin gibi turbomakinaların yüksek hızlı kanatlarının arasındaki akış yapısı HAD ile görselleştirilebilmektedir.
- HAD, sanal prototipler üzerinde deney yapma olanağı tanımaktadır. Örneğin; yeni tasarlanan bir otomobilin aerodinamik özelliklerini incelemek ve optimize etmek için prototip üretilmesine gerek kalmamakta analizler bilgisayar ortamında tamamlanabilmektedir. Böylece en iyi sonuç veren tasarım üretim için seçilebilmektedir. Bu da, günümüz rekabet koşullarında çok önemli olan zaman ve maliyet avantajını sağlamaktadır.

Bu çalışmada sayısal çözümleme için ANSYS-FLUENT paket programı kullanılacaktır. Program sonlu hacimler yöntemi kullanarak çözüm yapmaktadır (Anonim, 2000). Bu teknik, akış denklemlerinin integrasyonunu her kontrol hacminde alma ilkesine dayanır. Bu integrasyon sonucu her bir kontrol hacmini karakterize eden denklemlerin ortaya çıkmasını sağlar.

Sonlu Hacimler Metodu, kısmi diferansiyel denklemlerle ifade edilen çözümü güç problemlerin çözümünde, bütünü belirli sayıda sonlu parçalara ayırarak çözüm üretmek amacıyla kullanılan bir ayırma yöntemidir. Sonlu hacimler metodu, hesaplamalı akışkanlar dinamiği programlarının temel aldığı yöntemdir. Sonlu sayıda hacimlere bölünen bütünün her bir parçasına korunum denklemleri uygulanır ve hesaplanacak değişkenler sonlu hacmin merkezindeki kontrol noktasındaki değer ile ifade edilirler (Versteeg ve Malalasekara, 1995). Bir ağ yapısında sonlu hacimler metodunun uygulanması Şekil 2.11’de gösterilmiştir.



Şekil 2.11. Sonlu hacimler metodu

The left image displays a 3D FEA model of a mechanical component, likely a turbine or compressor part, showing a color-coded stress distribution. A legend on the right indicates the Von Mises stress in MPa, ranging from 1.231e-003 to 8.824e+001. A specific point is labeled 'Max 8.824e+001'. The right image shows a 2D cross-sectional FEA model of the same component, also with a color-coded stress distribution. A legend on the right indicates the Von Mises stress in MPa, ranging from -158525 to 815644. Both images include a list of software tools used in the analysis: BEAUFORT, FLASQUES v2, CalculSD, and Synchrotime 4.8.

Bu çalışmada ise Solidworks programı kullanılmıştır. Bu program parasolid prensibi ile çalıştığı için tasarımın her aşamasında kullanıcıya müdahale şansı vererek, modelin boyutlarının, ölçülerinin ve ayrıntılarının istenilen şekilde değiştirilmesi imkanı vardır. Feature tree (tasarım ağacı) ile yapılan işlemlerin sıraları ve yapıları değiştirilebilir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Yapılan literatür araştırmasında özellikle kepçe içerisindeki akışı ve kepçe sayısının optimizasyonunu inceleyen Türkiye'de herhangi bir araştırmaya rastlanmamıştır. Bu nedenle tez çalışması kapsamında üretilen yeni Pelton türbin çarkı ve türbin çarkı parametrelerinin optimizasyonu mikro türbin tasarımına önemli derecede katkı sağlayabilecektir. Araştırmanın tasarımı/yaklaşımları ile uyumlu olarak incelenmek üzere seçilen parametrelerle sıralanmıştır. Amaç ve kapsamla uyumlu olması da gereken bu parametrelerin incelenmesi için uygulanan yöntem ile kullanılan materyal net bir biçimde tanımlanmıştır.

Çalışmada yapılan deneyler hazır bir deney seti üzerinde ölçüm cihazlarının yenilenmesi ile yapılmıştır.



Şekil 3.1. Deney çalışmasında kullanılan Pelton türbini deney seti

Cihazların yenilenmesi ve test edilen Pelton su türbinini kepçesi tasarımı mevcut literatürde verilen formül ve kabullere göre tasarlanmış ve imalatı yapılmıştır (Şekil 3.2.).



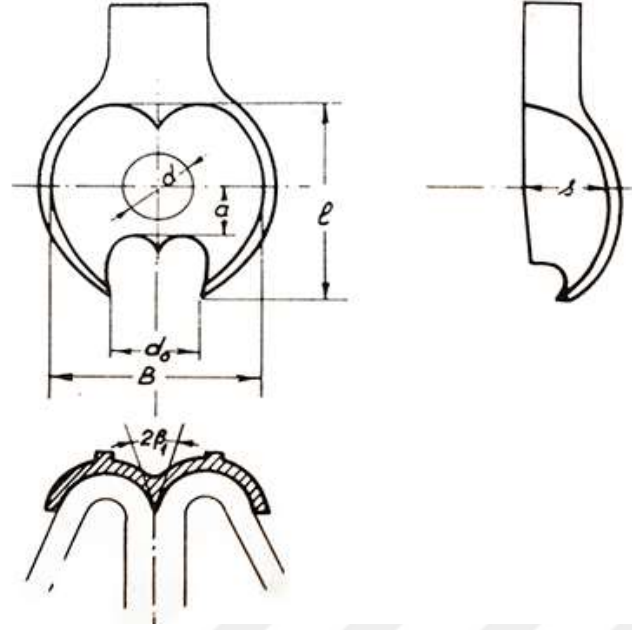
Şekil 3.2 Tasarlanmış ve imal edilmiş Pelton türbini kepçesi

Bunun için öncelikle deney seti araştırılmış, tasarlanacak olan Pelton türbinin kepçesi çizimleri yapılmıştır. Çark kepçe sayısının belirlenmesi (16 ve 17 kepçe) ayrıca su huzmesinin çark içerisindeki yolunun da çizildiği geometrik yöntemle yapılmıştır.

Üçüncü olarak türbin çarkı parametreleri HAD metodunu kullanan Solidworks programında yapılan akış analizleri ile de türbin çarkı tasarımı yapılmıştır. Pelton türbini ile ilgili çeşitli çalışmalardan hesaplama yöntemlerine ve neticelerine ulaşılmıştır. Aşağıda bu hesapların yöntemleri detaylı şekilde verilmiştir:

Ölçü adı	Büyüklik	En küçük	En büyük
Kepçe Genişliği, mm	B	2,8	3,4
Kepçe Uzunluğu, mm	l	2,4	2,8
Uç ve eksen açıklığı, mm	a	1	1,25
Uç açıklığı, mm	e	0,9	1,2
Kepçe Derinliği, mm	S	0,8	1
Ayırıcı açısı, °	2xa	18	20
Kepçeden su jeti çıkış açısı, °	β	8	12

Çizelge 3.1. Pelton türbini kepçesi boyut hesabı su jeti çapı katı olarak ölçü aralıkları



Şekil: 3.3. Pelton türbini kepçe ölçülerinin gösterilmesi

Tez çalışmasında kullanılacak 2 kW güçte Pelton türbini çarkı tasarım hesapları aşağıdaki formüller ve kabullere göre yapılmıştır:

Özgül hızın hesaplanması:

Devir sayısı $n = 1000$ devir/dk veya jeneratör devir sayısı seçilerek hesaplama başlanır.

$$N_e = P_{mil} \cdot (1.36 \frac{HP}{W}) \quad (3.3)$$

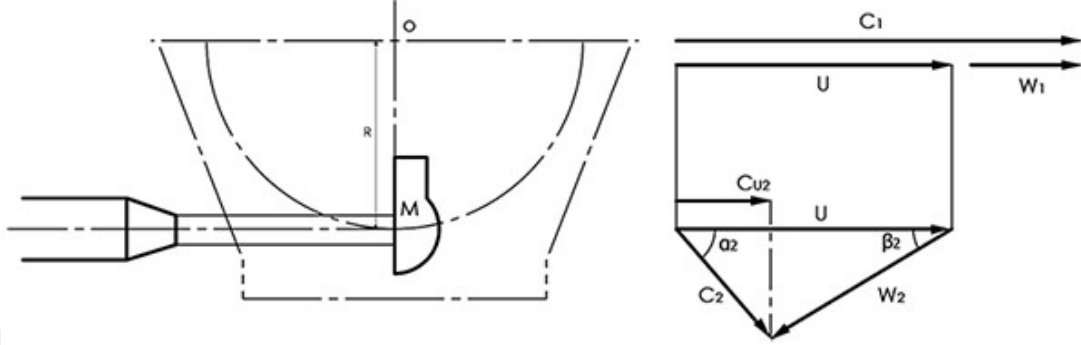
$$\eta_s = \frac{n\sqrt{N_e}}{H_0^{\frac{5}{4}}} \quad (3.4)$$

$\eta_s =$	30 - 60	Pelton
>>	60 - 125	Yavaş Francis
>>	125 - 225	Orta Hızlı Francis
>>	225 - 400	Hızlı Francis
>>	400 - 1,100	Kaplan ve Uskur

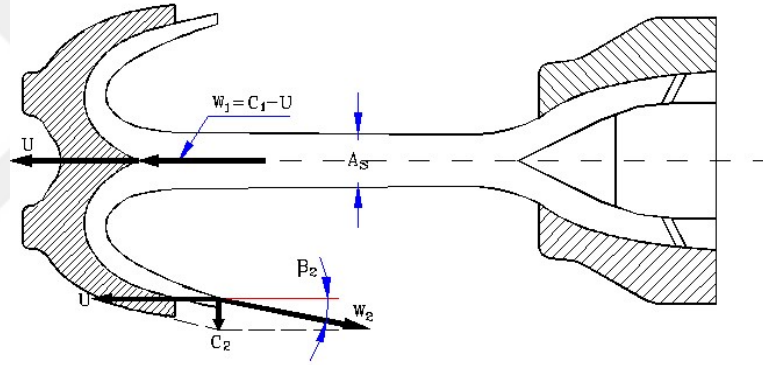
Çizelge 3.2. Türbinlerin özgül hıza göre sınıflandırılması

İşlemler sonucu ifade (3.4) den bulunan özgül hız değeri Çizelge 4.2. 'e bakılarak değerin Pelton türbini şartını sağladığı görülmelidir. Eğer özgül hız değeri 30'dan büyük olsaydı çok püskürtüclü bir pelton türbini tasarımı yapılması gerekirdi.

Sürüklenme ve hüzmeye hızının hesaplanması ve katsayılarının tayini:



Şekil 3.4. Pelton türbini hız üçgeni



Şekil 3.5. Pelton türbini hız vektörlerinin gösterimi

$$\begin{aligned} C_1 \\ = U + W_1 \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$C_{u2} = C_2 \cdot \cos \alpha_2 = U - W_2 \cdot \cos \beta_2 \quad (3.6)$$

$$2\beta_1 = 18^\circ \text{ ile } 10^\circ \text{ arası} \quad (3.7)$$

$$\beta_2 = 8^\circ \text{ ile } 12^\circ \text{ arası} \quad (3.8)$$

Pelton türbininde katsayılar aşağıdaki aralıklarda olmalıdır.

$$k_u = 0.46 - 0.49$$

$$k_c = 0.97 - 0.98$$

$$\mu = 0.62$$

Maksimum verim şartlarına göre C_1 hüzme hızı U sürüklenme hızının yarısı olmalıdır ve yüksek özgül hızlara doğru gidildikçe katsayıların maksimum değerlerine yaklaşık katsayılar seçilmelidir. Bu koşullar altında hız katsayıları $k_u = 0.49$ ve $k_c = 0.98$ olarak seçildi.

Sürüklenme hızı:

$$U = k_u \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0} \quad (3.9)$$

Hüzme hızı:

$$C_1 = k_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0} \quad (3.10)$$

W_1 bağıl hızı:

$$W_1 = C_1 - U \quad (5.11)$$

W_2 bağıl hızı:

Bağıl hızlar hesaplanırken giriş ve çıkışta bir miktar kayıp olacağı hesaba katılarak φ katsayısı 1'den küçük bir değer olmak üzere:

$$\varphi = 0.90 \text{ seçilebilir}$$

$$W_2 = \varphi \cdot W_1 \quad (3.12)$$

C_{u2} çıkış hızının bileşeni:

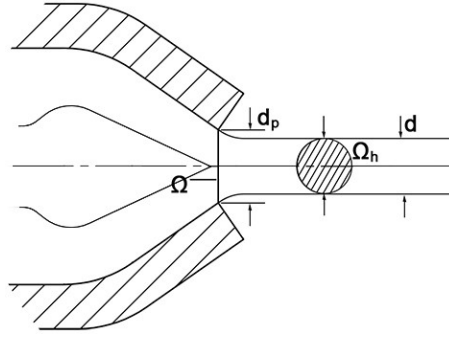
$$C_{u2} = U - W_2 \cos \beta_2 \quad (3.13)$$

Çark çapının belirlenmesi:

$$U = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad (3.14)$$

$$D = \frac{U \cdot 60}{\pi \cdot n} \quad (3.15)$$

Hüzme ve püskürtücü ağız çapının belirlenmesi:



Şekil 3.6. Hüzme ve püskürtücü ağız çapı

Hüzme alanı:

$$\Omega_h = \frac{Q}{C_1} = \frac{Q}{k_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0}} \quad (3.16)$$

Hüzme çapı:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \Omega_h}{\pi}} \quad (3.17)$$

Maksimum verim şartı için $\frac{D}{d}$ oranı 100 ile 6 arasında, iyi bir verim sağlanması için ise bu oran 9 ile 30 arasında olmalıdır. Eğer çark çapı hüzme çapının 100 katından fazla olursa püskürtücüden çıkan su çarka çarpmadan önce çok uzun bir yol kat edecektir. Ayrıca türbin çapının altıda birinden büyük olursa kepçelerdeki akış iyi olmayacağından dolayı verim düşer.

$$D/d = 245 \text{ mm}/19.6 \text{ mm} = 12.5 \quad (3.18)$$

Denklem 3.18 'e göre hesaplanmış oran doğrultusunda hüzme çapı ve çark çapı arasındaki verim şartı sağlanmıştır.

Püskürtücü ağız çapı:

$$\mu = \frac{\Omega_h}{\Omega} = \frac{d^2}{d_p^2} = 0.62 \quad (3.19)$$

Kepçenin boyutlandırılması:

Aşağıdaki tanımlamalara göre ortalama katsayılar seçilerek kepçenin boyutları belirlenmiştir.

$$\frac{B}{d} = 3.1 \text{ ile } 3.4 \text{ arası} \quad (3.20)$$

$$\frac{a}{d} = 0.85 \quad (3.21)$$

$$\frac{l}{d} = 2.4 \text{ ile } 2.8 \text{ arası} \quad (3.22)$$

$$\frac{s}{d} = 0.85 \quad (3.23)$$

$$\frac{d}{d_0} = 1 \text{ ile } 1.25 \text{ arası} \quad (3.24)$$

Kepçe sayısının tayini;

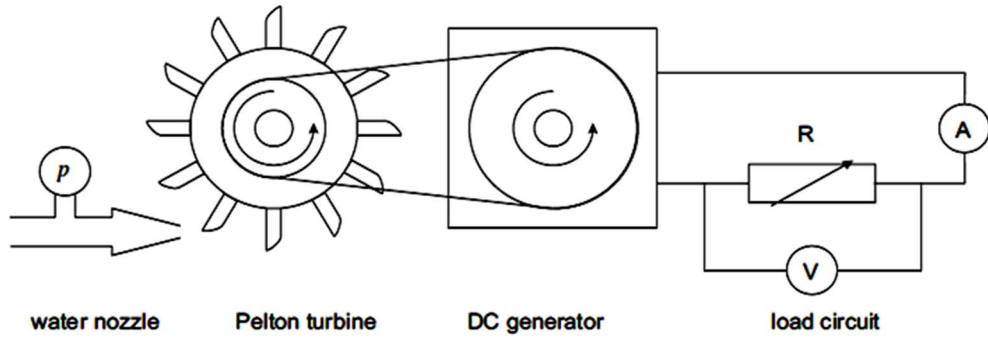
$$Z = 15 + \frac{D}{2d} \quad (3.25)$$

Veya

$$Z = \frac{\pi * D}{d} \quad (3.26)$$

İfadeleri ile hesaplanmaktadır

Bunun neticesinde çark üretilmiştir. Her iki yöntem sonuçlarına göre bronz malzemeden çark ve kepçelerin imalatları yapılmıştır. Türbin verimini ve toplam sistem verimini hesaplamak için Şekil 3.7. de prensip şeması verilen deney sisteminde su debisi ve düşüsü (basıncı), türbin çarkı dönüş devir sayısı, türbin mili torku (veya tork ağırlıkları ve tork kolu) ve elektriki çıkış gücü (veya üretilen elektriğin voltaj ve akımı) gibi değerler ölçülmüştür. Deneylerin yapılmasında deney seti üzerinde bir adet püskürtücü lüle ve el ile debi ayar sistemi türbin özelliklerine göre tasarlanarak imal edilmiştir.



Şekil. 3.7. Pelton türbini deney setinde enerji dönüşümünün ve elektrik çıkış gücünün ölçülmesinin gösterilmesi

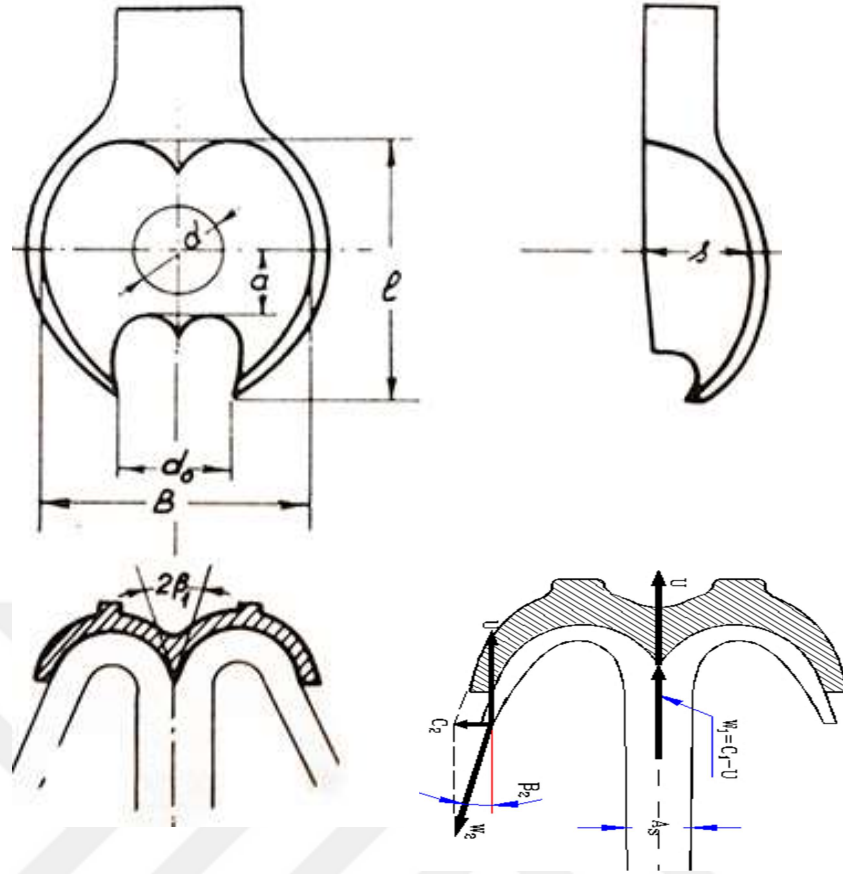
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Tez çalışmasının deneyleri, Makina Mühendisliği Bölümünde Enerji Laboratuvarında kurulu olan kapalı devre su türbini deney setine deney türbini yerleştirilerek yapılmıştır. Deney setinde bir adet su deposu ve iki adet su türbini olup, su debisi 0-20 l/s ve düşü de (basınç) 0-60 mSS değerlerindedir.

Türbin verimini ve toplam sistem verimini hesaplamak için su debisi ve düşüsü (basıncı), türbin çarkı dönüş devir sayısı, türbin mili torku (veya tork ağırlıkları ve tork kolu) ve elektriki çıkış gücü (veya üretilen elektriğin voltaj ve akımı) gibi değerler ölçülmüştür. Deneylerin yapılmasında deney seti üzerinde bir adet püskürtücü lüle ve el ile debi ayar sistemi türbin özelliklerine göre tasarlanarak imal edilmiştir. Pelton türbini ile ilgili çeşitli çalışmalardan hesaplama yöntemlerine ve neticelerine ulaşılmıştır.

4.1.Pelton Türbin Çarkı Tasarım Parametreleri

Pelton türbin çarkı tasarım parametreleri olan; D (çark su jeti eksen çapı), D_k (çark kepçe ayırıcı ucu çapı), B (kepçe genişliği), ℓ (kepçe yüksekliği), S (kepçe derinliği), a (su jeti eksen ile ayırıcı arası), $2\beta_1$ (kepçe orta ayırıcı açısı), Z (kepçe sayısı) ve β_2 (su jeti kepçe çıkış açısı) ve bu boyutları direkt etkileyen d (su jeti çapı) büyüklüklerinin (Şekil 4.1.) farklı kaynaklarda farklı şekillerde verilmektedir. Bu farklılıklar kaynaklarına göre aşağıda verildiği şekillerdedir (Çizelge 4.1.). Bu çizelgede Türkiye'de Pelton su türbinleri hesap ve tasarım değerlerini vermiş olan yaygın bilinen kitap kaynakları ile son yıllarda yazılmış yabancı bir Pelton türbini kitabı ve özellikle mikro Pelton türbini tasarımı ve analizini inceleyen iki makalede verilen tasarım parametreleri verilmiştir. Bazı kepçe boyutu değerleri bazı kaynaklarda belli aralıklar içerisinde verilirken, bazı kaynaklarda sadece tek değer olarak verilmiştir. Kepçe sayısı değeri ise bir kaynakta çizim yöntemi ile, iki kaynakta $Z=(D_1.\pi/2.d_1)$ ifadesi ile, bir kaynakta $Z=15+(D_1/2.d_1)$ ifadesi ile ve bir kaynakta da $\frac{\pi}{k_m} \frac{2\lambda-1}{\sqrt{n_q(1+n_q)}}$ ifadesi ile verilmiştir. Çizelgede kaynaklar tarafından belirtilmeyen değerler boş bırakılmıştır. Bu tasarım değerlerinden iki aralık olarak verilenlerden alt sınır değer kısmi yüklerde, üst sınır değerin ise tam yük ve civarında çalışma şartları için yüksek verim verdiği bir çok kaynakta belirtilmektedir.

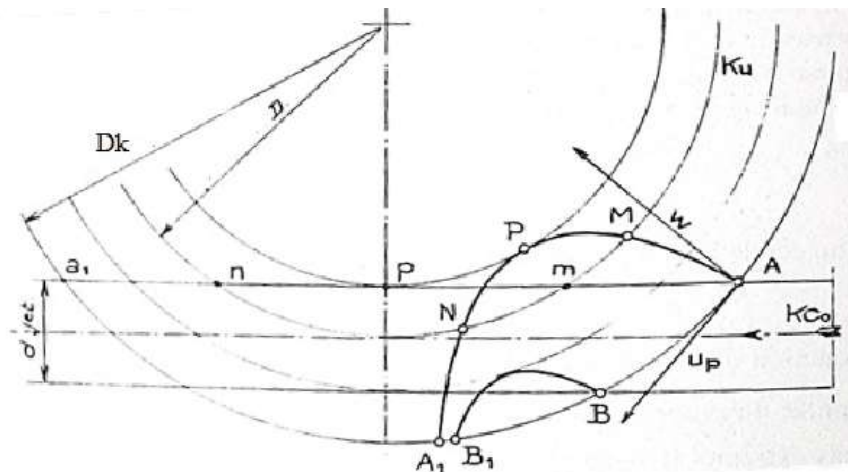


Şekil: 4.1. Pelton türbini kepçe ölçülerinin gösterilmesi

Parametre/ Kaynak	Özgür Cahit	Gökeli A.Turran	Başeşme Hidayet	Çallı İsmail	Zh. Zhang	Nasir Bilal A.
d, su jeti çapı	$(4Q/C_1\pi)^{1/2}$	$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$	$0.543 \cdot \sqrt{Q_1}$	$\sqrt{\frac{u \cdot Q / p_{\text{püsk.ad.}}}{\pi \cdot c_1}}$	$d_o + \frac{d_2 - d_o}{s} \cdot s$	$D_j = \sqrt{4 \cdot Q_t / (\pi \cdot n_j \cdot V_j)}$
D, çark su jeti ekseni çapı	$U.60/\pi n$	-----	$0.219 + 0.7d$	$D_1 = \frac{u_1}{p \cdot n}$	-----	$D_r = \frac{60 \cdot x}{\pi \cdot N} \cdot V_j$
Dk, çark kepçe ayırıcı ucu çapı	$D + 2a$	-----	155(mm)	-----	-----	-----
B, kepçe genişliği	$(2.8-3.4)d$	-----	$0.595 + 0.694 \cdot L$	$(2.5-3.2) \cdot d$	-----	$B_w = 3.4 \cdot D_j$
l, kepçe yüksekliği	$(2.4-2.8)d$	-----	$0.78 + 2.06 \cdot D_3$	$(2.1-2.7) \cdot d$	-----	$B_l = 3 \cdot D_j$
S, kepçe derinliği	$0.85d$	-----	-----	$(0.85-0.96) \cdot d$	$\frac{\pi(y_c^2 - y_d^2)}{\cos \varphi}$	$B_d = 1.2 \cdot D_j$
a, su jeti eksenini ile ayırıcı arası	$0.85d$	$A = \frac{b_4}{2} \cdot cdg20 = 16.4mm$	-----	-----	-----	$A_j = \pi \cdot D_j^2 / 4$
$2\beta_1$, kepçe orta ayırıcı açısı, °	18-20	15-30	18-20	$\arctan \frac{c_{1m}}{u_x}$	-----	-----
β_2 , su jeti kepçe çıkış açısı, °	8-12	15-35	4-10	$\arctan \frac{c_{2m}}{u_x - c_{2ux}}$	$\pi - \arctan(1.2n_q + 0.05)$	-----
Z, kepçe sayısı	Çizim yöntemi	$6.5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 + D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$	$Z = \frac{\pi \cdot D_1}{d_1}$	$\frac{D_1}{2 \cdot d_1}$	$\frac{\pi}{k_m} \frac{2\lambda - 1}{\sqrt{n_q(1 + n_q)}}$	$Z = 15 + D_r / (2 \cdot D_j)$

Çizelge 4.1. Pelton türbini çarkı tasarım parametrelerinin farklı kaynaklarda verilmiş şekilleri

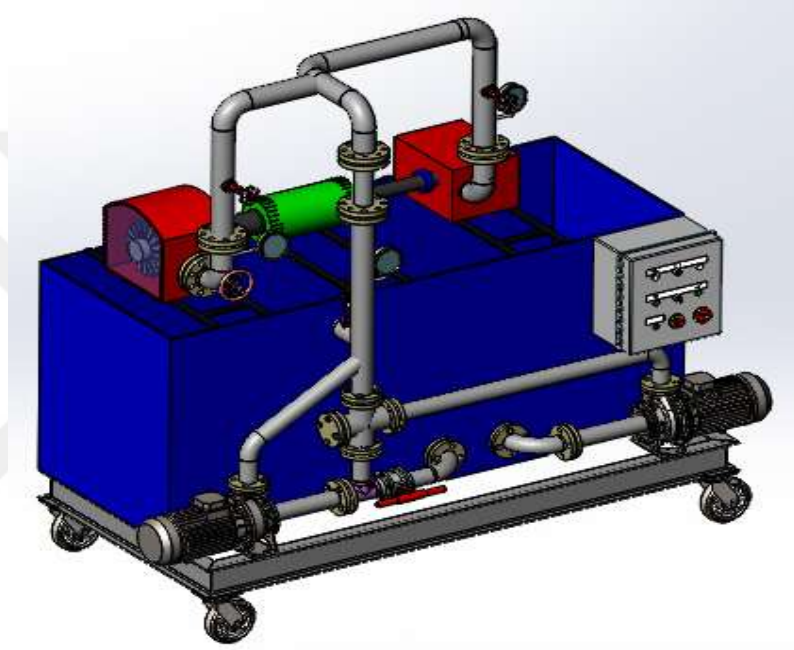
Gerçek kepçe sayısı kepçeler içerisinde su parçacıklarının izafi yolları çizilerek bulunabilmektedir. Bunun için Şekil 4.2.'de verilen sistem hesaplanan deney türbin çarkı boyutları için çizilir. Kepçe orta ayrıtının uç noktasının çizdiği D_k çaplı daire K_{co} su jetinin üst sınır çizgisini A ve a_1 noktalarında kesin. Su parçacığının çark ile ilk teması geçtiği A sıfır anında bu noktada olan parçacık C_o hızı ile Aa_1 doğrusal mutlak yörüngesini çizecektir. Bu parçacık t zamanında a_1 noktasına gelecektir. Çark üzerindeki bağıl yörüngeyi bulmak için a_1 noktasından a_1A_1 yayı kadar geri gitmek gerekecektir. Burada Aa_1 mutlak yörüngesinden a_1A_1 sürüklenme yörüngesini çıkararak a_1A_1 yörüngesi bulunmuş olunuyor. Benzer şekilde yörüngeye ait diğer noktaları bulmak için Aa_1 arası n eşit parçaya bölünür. Aynı şekilde a_1A_1 yayına karşı gelen açı da n eşit kısma bölünür. Bu şekilde alt sınır parçanın da yörüngesi çizilir ve BB_1 yayı D_k çaplı çembere bölünerek kepçe sayısı belirlenmiş olur.



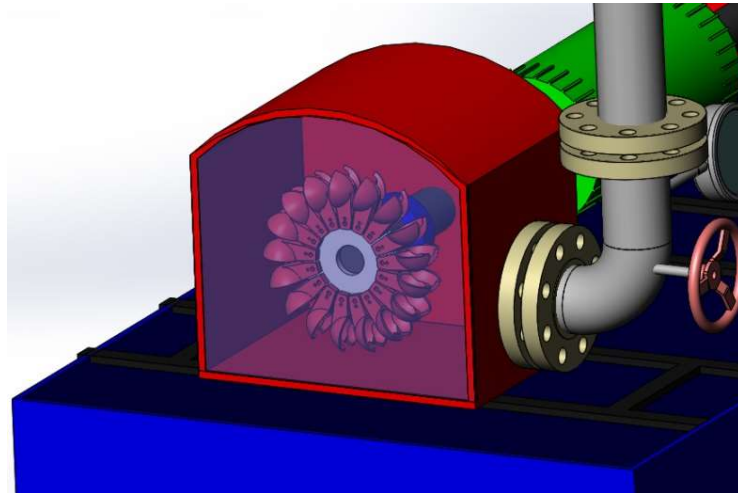
37

4.2. Pelton Türbini Deney Sonuçları ve Değerlendirmeler

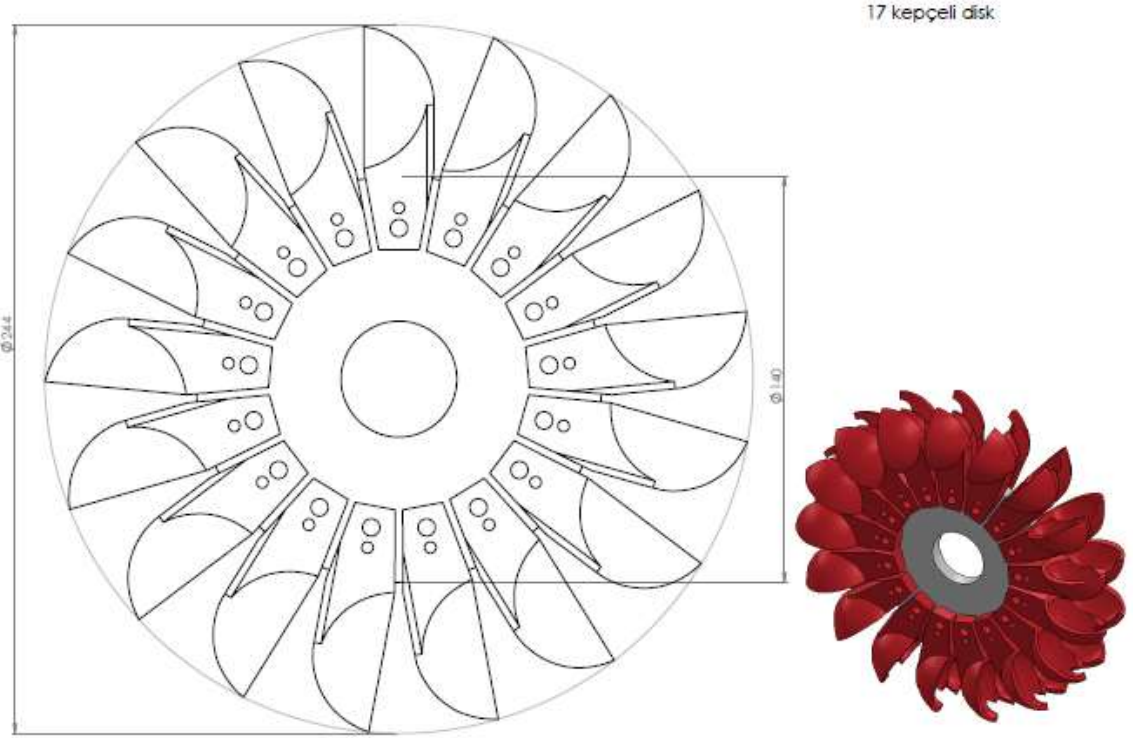
Tez çalışmasının deneylerinin yapılması için 2 kW güç verecek şekilde bir Pelton türbini çarkı ve kepçesi tasarımı hesapları Materyal ve Metod bölümünde verilen tasarım formüllerine göre hesaplanıp 5,5 l/s debi ve 27,5 mSS düşü ile özgül hız 27 d/d ve su jeti çapı 18 mm ve Dk su jeti ekseni çark çapı 180 mm olarak hesaplanarak çizimleri yapılmıştır. Kepçe boyutları da Çizelge 3.1. de verilen değerler olarak hesaplanıp imalatları yapılmıştır (Şekil 4.5.). Deneyde kullanılan deney seti Şekil 4.3. de, Pelton türbini deney turbini ise Şekil 4.4. de verilmiştir.



Şekil 4.3 Çizim programında Pelton su turbini deney setinin çizimi

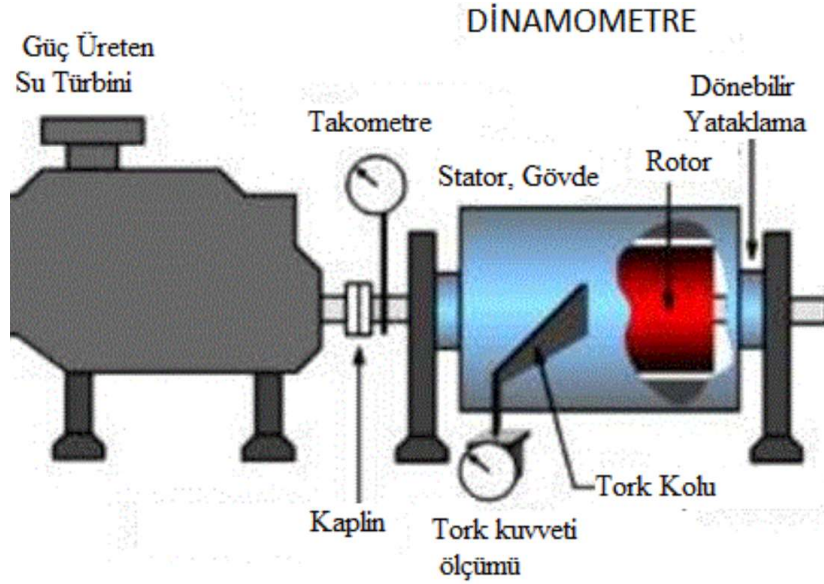


Şekil 4.4. Çizim programında pelton türbini, çarkı ve deney setinin ilgili kısmının çizimi



Şekil 4.5. 17 Kepçeli Pelton türbin çarkı

Pelton türbini deney setinde Şekil 4.6. da verilen dinamometre sistemi ile hem tork hemde elektriki güç ölçülmü birlikte yapılmıştır.



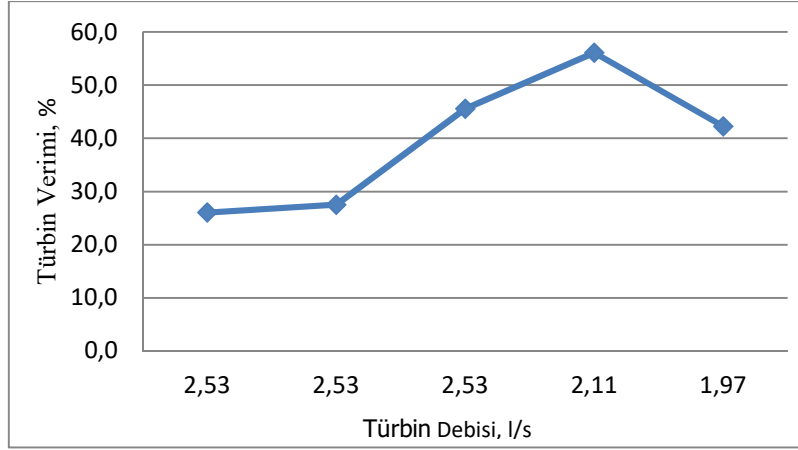
Şekil 4.6. Pelton türbini deney setinde dinamometre sistemi, hem tork hemde elektriki güç ölçülmü

İmalatı yapılan 16 ve 17 kepçeli türbin çarkları ile deney setinde püskürtücü açıklığı % 10 tam açık, 0,75 , 0,50 ve 0,25 açıklıklar olmak üzere 4 açıklık için deneyler tekrarlanarak; türbin devir sayısı, jeneratör torku, elektrik voltajı ve akımı, türbin

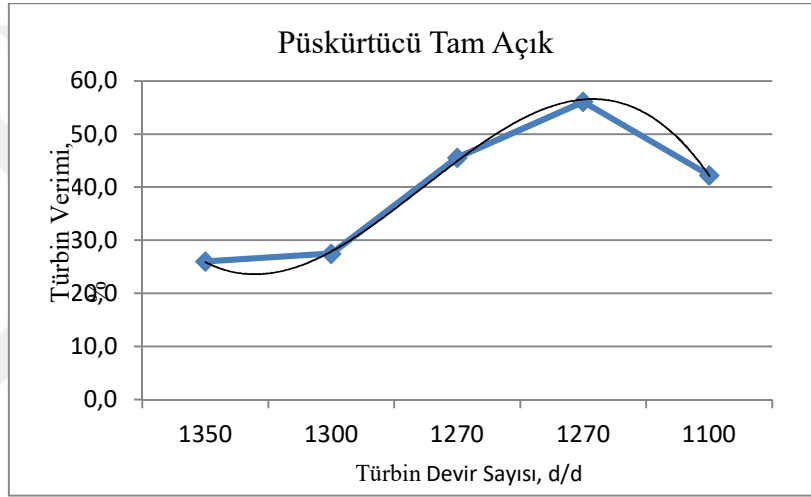
girişindeki su debisi ve düşüşü (basıncı) gibi değerler ölçülmüştür. Ölçülen değerler 16 kepçeli çark için Çizelge 4.2. de 17 kepçeli çark için de Çizelge 4.3. de verilmişlerdir. Ayrıca türbin tam püskürtücü açıklığında debi ile verimin değişimi Şekil 4.7. de ve türbin mili devir sayısı ile türbin verimi değerleri tam açıktan %25 açıklığa kadar Şekil 4.8. ile 4.11. arası şekillerde verilmiştir. 16 kepçeli çark ile yapılan deneylerden %68,84 ile en yüksek verim 0,50 açıklıkta elde edilmiştir. En büyük güç ise 0,75 açıklıkta 395.6 W olarak elde edilmiştir.

Lüle Açıklığı	DC-V	DC-A	Devir sayısı, d/d	Debi, l/s	Düşü, mSS	P _{hid} , W	P _{mil} , W	P _{elk} , W	% Türbin verimi
TAM AÇIK	144	0,3	1350	2,53	21,42	531,89	138,46	43,20	26,03
	137	0,9	1300	2,53	22,44	557,22	153,33	123,30	27,52
	131	1,5	1270	2,53	22,44	557,22	254,00	196,50	45,58
	126	1,9	1270	2,11	22,44	464,35	260,51	239,40	56,10
	100	1,7	1100	1,97	21,42	413,69	174,87	170,00	42,27
0.75 AÇIK	0	0	1460	2,53	21,42	531,89	0,00	0,00	0,00
	140	0,3	1350	2,53	20,40	506,56	110,77	42,00	21,87
	134	0,9	1300	2,67	21,42	561,44	173,33	120,60	30,87
	124	1,9	1240	2,67	22,44	588,17	254,36	235,60	43,25
	109	3,4	1110	2,95	22,44	650,09	395,62	370,60	60,86
0.50 AÇIK	0	0	1450	2,25	20,40	450,28	0,00	0,00	0,00
	140	0,3	1350	2,39	21,42	502,34	152,31	42,00	30,32
	133	0,9	1300	2,53	20,40	506,56	213,33	119,70	42,11
	128	1,5	1260	2,53	21,42	531,89	258,46	192,00	48,59
	124	1,9	1230	1,97	20,40	393,99	271,23	235,60	68,84
	96	1,9	1100	1,97	20,40	393,99	191,80	182,40	48,68
0.25 AÇIK	0	0	1400	2,11	20,40	422,13	0,00	0,00	0,00
	140	0,3	1370	1,97	21,42	413,69	105,39	42,00	25,47
	134	0,9	1320	2,11	21,42	443,24	169,23	120,60	38,18
	129	1,5	1280	2,11	21,42	443,24	229,74	193,50	51,83
	125	1,9	1240	2,11	21,42	443,24	267,08	237,50	60,26
	106	1,8	1120	2,11	22,44	464,35	195,28	190,80	42,06

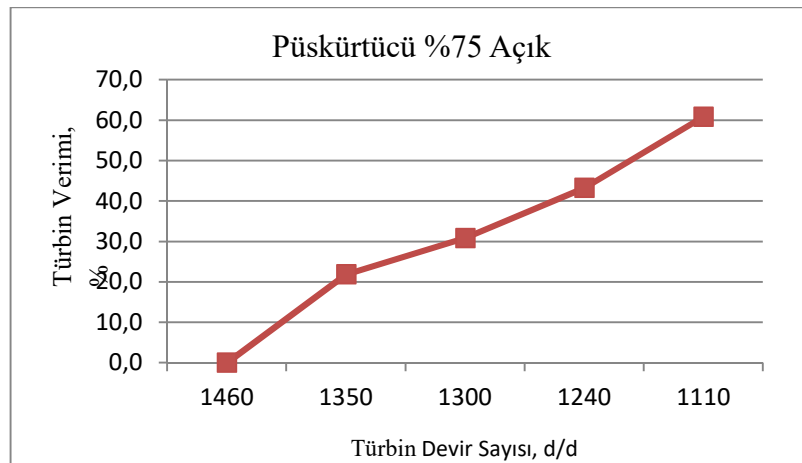
Çizelge 4.2. 16 kepçeli pelton türbininin bir pompa çalışması ile yapılan deneyin sonuçları



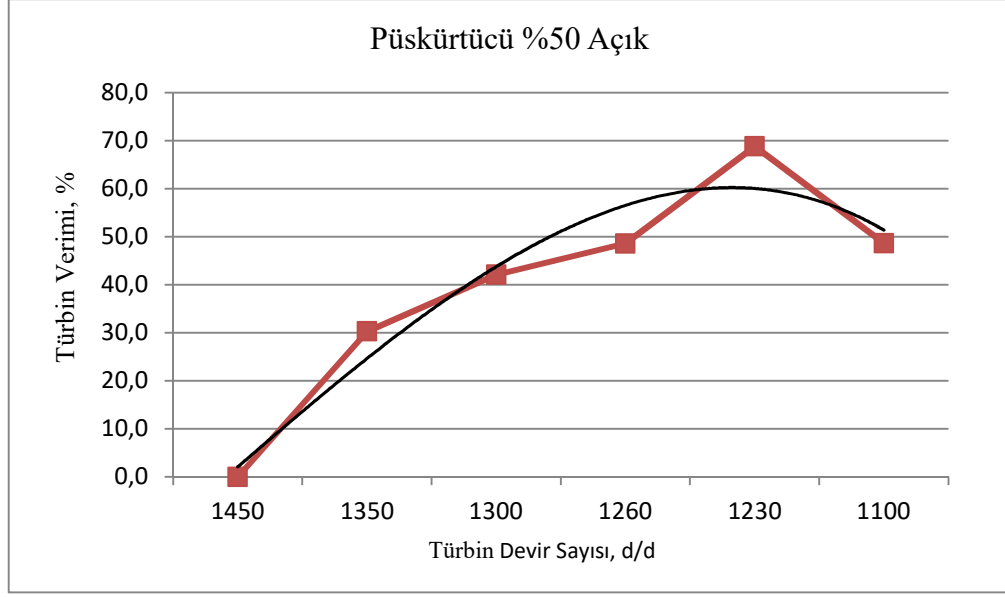
Şekil 4.7. 16 kepçeli türbinin debi-türbin verimi grafiği (püskürtücü tam açık)



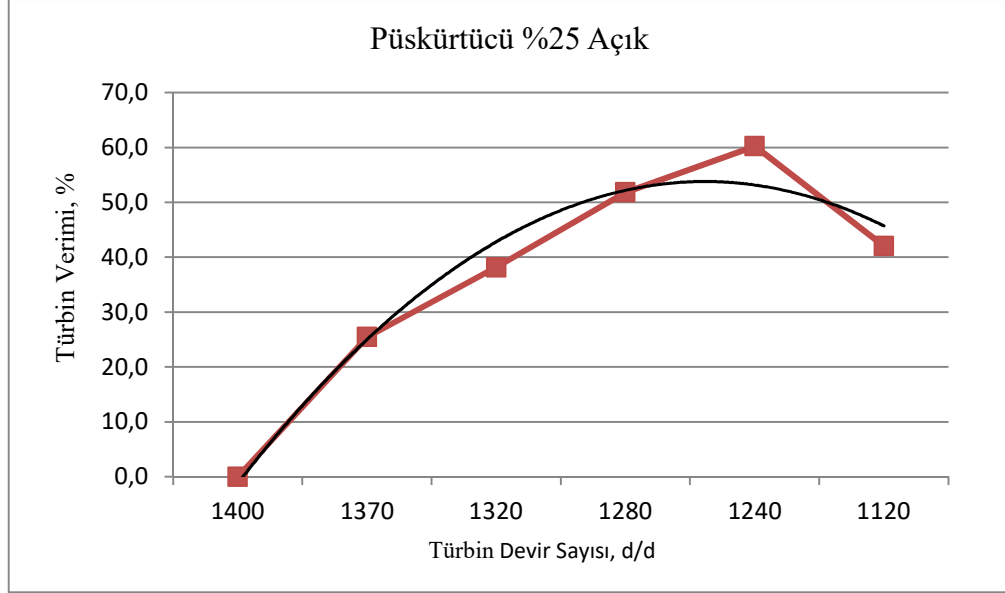
Şekil 4.8. 16 kepçeli türbinin devir sayısı-türbin verimi grafiği (püskürtücü tam açık)



Şekil 4.9. 16 kepçeli türbinin devir sayısı-türbin verimi grafiği (püskürtücü 0,75 açık)



Şekil 4.10. 16 kepçeli türbinin devir sayısı-türbin verimi grafiği (püskürtücü 0,50 açık)

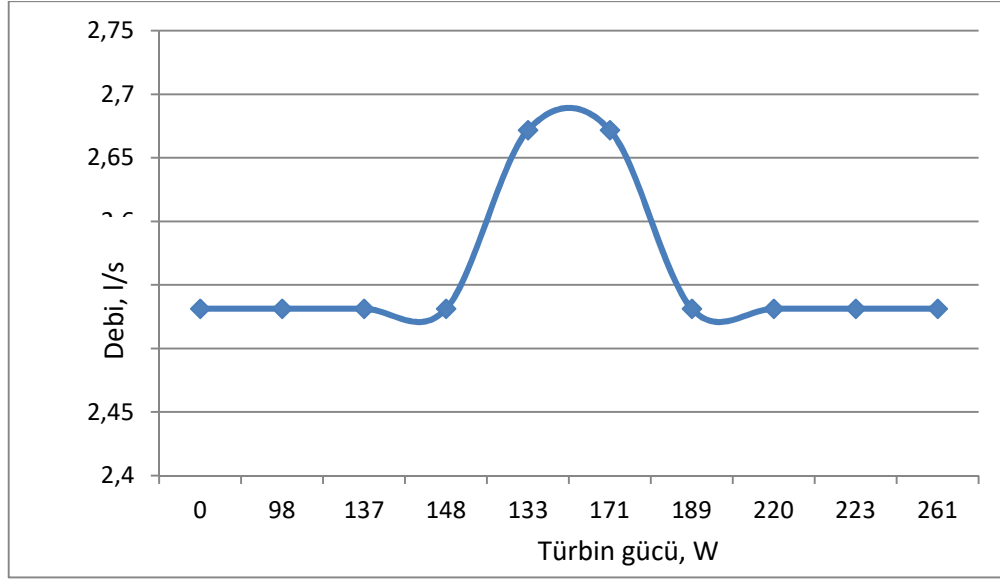


Şekil 4.11. 16 kepçeli türbinin devir sayısı-türbin verimi grafiği (püskürtücü 0,25 açık)

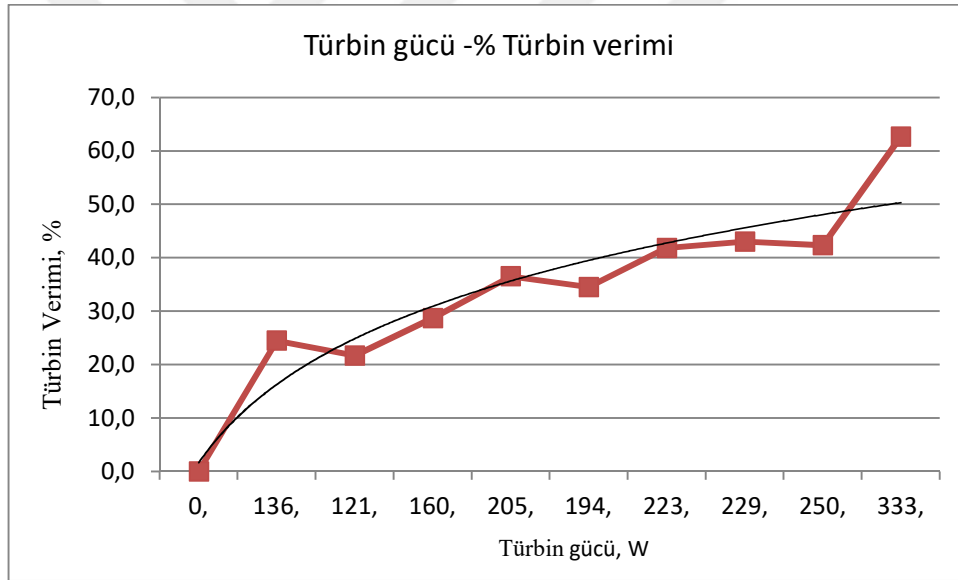
17 kepçeli türbin çarkı ile yapılan deney sonuçlarına göre çizilen türbin gücü debi grafiği Şekil 4.12. de verilmiş olup, bu grafikten görülen sonuca göre debinin belli bir değerinde güç artışı olduğu görülmektedir. Şekil 4.14.'de türbin gücü ile verim değişimi püskürtücü tam açıklığında verilmiş olup en yüksek verim değeri % 62,65 ile 333,2 W güç değeri için elde edilmiştir. Bu verim değeri 17 kepçeli türbin çarkı için elde edilen en yüksek verimdir.

Lüle Açıklığı	Jeneratör Voltajı, V	Jeneratör Akımı, A	Devir sayısı, d/d	Debi, l/s	Düşü, mSS	Tork kgfm	P _{mil} , W	P _{elk} , W	% Türbin verimi	% Elektrik çıkış verimi
TAM AÇIK	144		1450	2,53	22,44	557,2	0,00	0	0,00	0,00
	143	0,3	1330	2,53	22,44	557,2	136,41	42,9	24,48	7,70
	139	0,6	1310	2,53	22,44	557,2	120,92	83,4	21,70	14,97
	135	0,9	1300	2,53	22,44	557,2	160,00	121,5	28,71	21,80
	132	1,2	1290	2,67	21,42	561,4	205,08	158,4	36,53	28,21
	128	1,6	1260	2,67	21,42	561,4	193,85	204,8	34,53	36,48
	125	1,9	1240	2,53	21,42	531,9	222,56	237,5	41,84	44,65
	123	2	1240	2,53	21,42	531,9	228,92	246	43,04	46,25
	117	2,5	1190	2,81	21,42	591,0	250,21	292,5	42,34	49,49
	111	3,2	1130	2,53	21,42	531,9	333,21	355,2	62,65	66,78
0.75 AÇIK	143		1440	2,53	22,44	557,2	0,00	0	0,00	0,00
	139	0,3	1360	2,53	21,42	531,9	97,64	41,7	18,36	7,84
	136	0,6	1340	2,53	21,42	531,9	137,44	81,6	25,84	15,34
	133	0,9	1310	2,53	21,42	531,9	147,80	119,7	27,79	22,50
	132	1	1300	2,67	21,42	561,4	133,33	132	23,75	23,51
	129	1,3	1280	2,67	22,44	588,2	170,67	167,7	29,02	28,51
	128	1,5	1270	2,53	21,42	531,9	188,87	192	35,51	36,10
	126	1,7	1260	2,53	21,42	531,9	219,69	214,2	41,30	40,27
	125	1,9	1240	2,53	21,42	531,9	222,56	237,5	41,84	44,65
	120	2,3	1210	2,53	21,42	531,9	260,62	276	49,00	51,89
0.50 AÇIK	142		1380	2,53	21,42	531,9	0,00	0	0,00	0,00
	138	0,3	1360	3,09	22,44	681,0	104,62	41,4	15,36	6,08
	136	0,6	1340	2,67	21,42	561,4	123,69	81,6	22,03	14,53
	133	0,9	1310	2,67	21,42	561,4	134,36	119,7	23,93	21,32
	125	1,2	1270	2,53	21,42	531,9	162,82	150	30,61	28,20
	127	1,5	1280	2,53	21,42	531,9	196,92	190,5	37,02	35,82
	125	1,7	1240	2,53	21,42	531,9	209,85	212,5	39,45	39,95
	120	1,8	1210	2,53	21,42	531,9	242,00	216	45,50	40,61
	120	2,4	1200	2,53	21,42	531,9	246,15	288	46,28	54,15
	116	2,9	1170	2,53	21,42	531,9	300,00	336,4	56,40	63,25
0.25 AÇIK	143		1380	2,53	22,44	557,2	0,00	0	0,00	0,00
	140	0,3	1360	2,53	21,42	531,9	132,51	42	24,91	7,90
	137	0,6	1340	2,53	21,42	531,9	137,44	82,2	25,84	15,45
	133	1	1310	2,53	21,42	531,9	147,80	133	27,79	25,01
	130	1,3	1290	2,53	20,4	506,6	172,00	169	33,95	33,36
	127	1,6	1270	2,53	20,4	506,6	221,44	203,2	43,71	40,11
	125	1,9	1240	2,53	20,4	506,6	222,56	237,5	43,94	46,88
	124	2	1250	2,53	20,4	506,6	211,54	248	41,76	48,96
	120	2,4	1220	2,53	20,4	506,6	262,77	288	51,87	56,85
	117	2,7	1190	2,53	20,4	506,6	262,41	315,9	51,80	62,36

Tablo 4.3. 17 kepçeli çarklı pelton türbininin 4 farklı püskürtücü açıklığında yapılan deney sonuçları



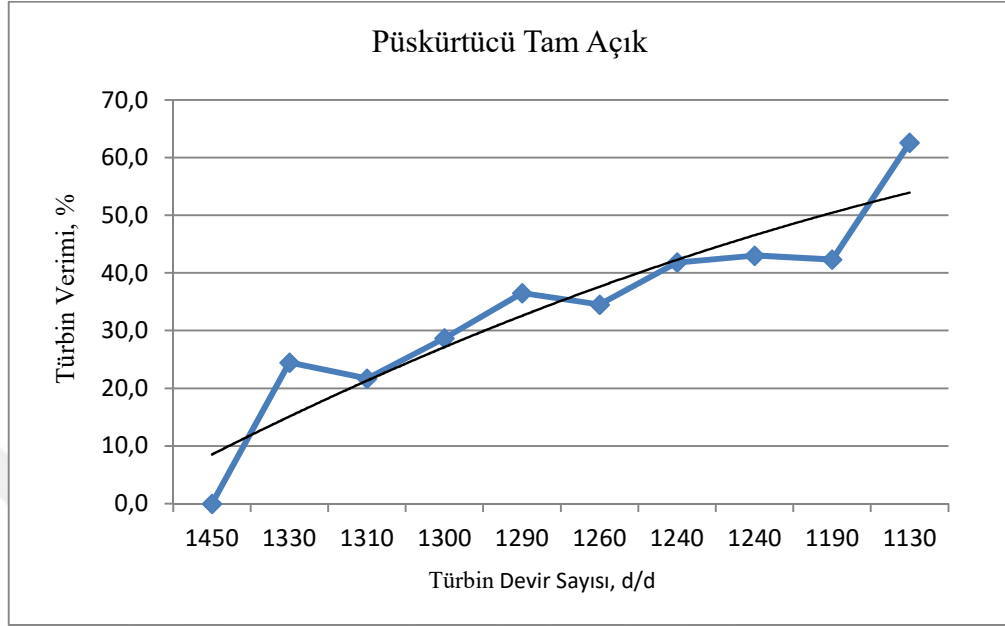
Şekil 4.12. 17 Kepçeli türbin mil gücü (W) ve debi(l/s) (püskürtücü açıklığı 0,25)



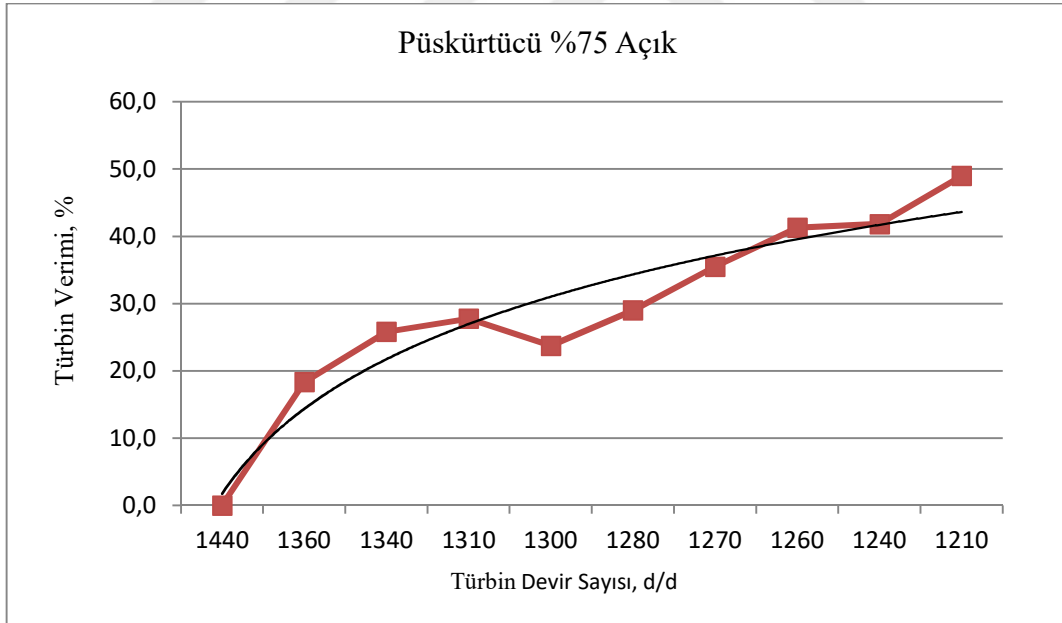
Şekil 4.13. 17 Kepçeli türbin mil gücü (W) ve verimi (%) (püskürtücü tam açık)

17 kepçeli türbin çarkının 4 farklı açıklığı için yapılan deney sonuçlarından çizilen türbin devir sayısı türbin verimi grafikleri püskürtücünün tam açık konumu ile 0,25 açık konumu arası Şekil 4.14. ile 4.17 arasında verilmiştir. En yüksek verim değeri tam püskürtücü açıklığında % 62,65 olarak 1130 d/d hızda gerçekleşmiştir. Çalışma aralıklarındaki deneylerde en yüksek devir sayısı değeri türbin boşta iken yani jeneratörden herhangi bir güç çekişi yokken 1450 d/d olarak, en büyük türbin gücü de 333,2 W olarak gerçekleşmiştir. Sistemin elektriği çıkış gücü için ölçülen jeneratör

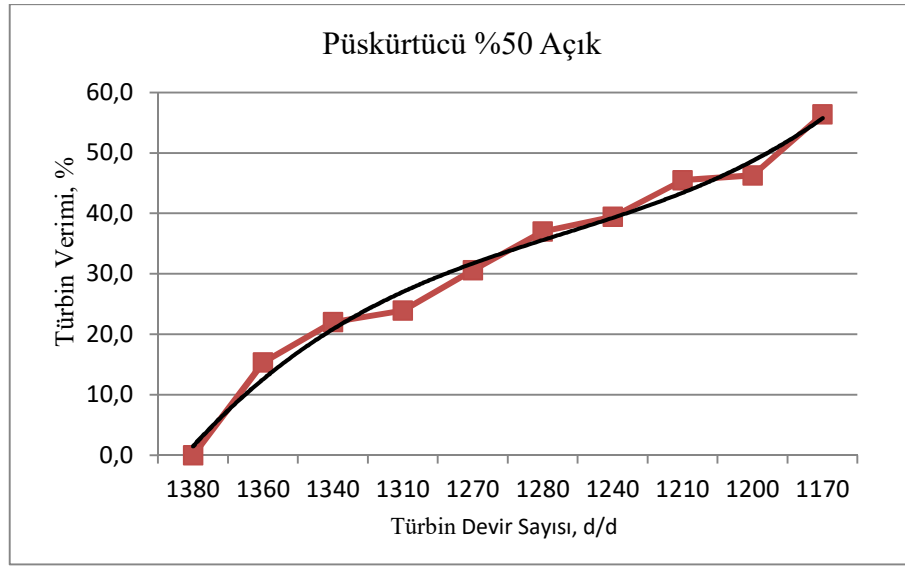
çıkışından alınana elektrik doğru akımının akım ve voltaj değerleri de ölçülerek 111 Vx 3,0 A=333 W gibi güç ve % 50 civarında toplam sistem verimi elde edilmiştir.



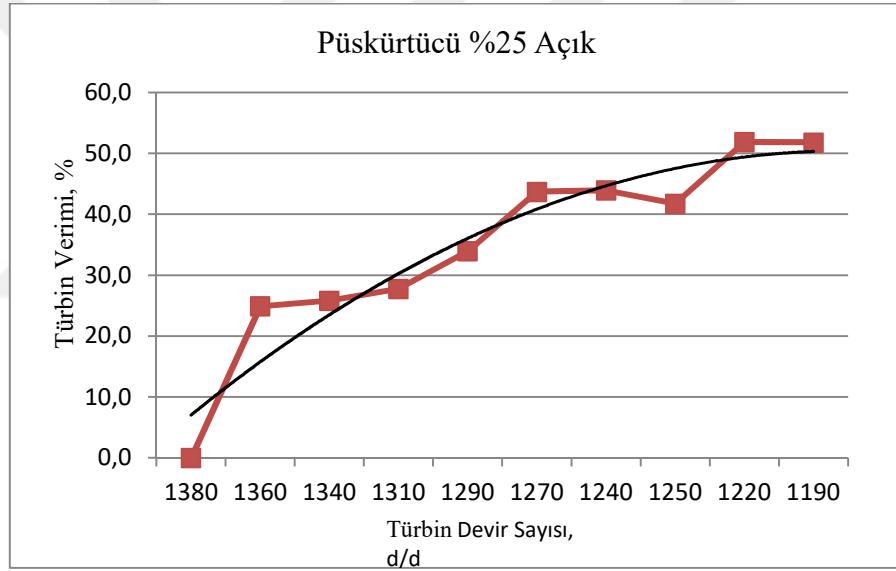
Şekil 4.14. 17 kepçeli Türbin devir sayısı ve verimi (püskürtücü tam açık)



Şekil 4.15. 17 kepçeli Türbin devir sayısı ve verimi (püskürtücü açıklığı 0.75)



Şekil 4.16. 17 kepçeli Türbin devir sayısı ve verimi (püskürtücü açıklığı 0.50)



Şekil 4.17. 17 kepçeli Türbin devir sayısı ve verimi (püskürtücü açıklığı 0.25)

16 ve 17 adet kepçeye sahip türbin çarkları ile yapılan deneylerin sonuçlarını karşılaştırdığımızda 16 kepçeli çarkın türbin veriminin ve elde edilen gücün daha büyük olduğu görülmektedir. Yani 16 kepçeli çark ile yüksek % 68,65 verim ve en yüksek güç de 395,6 W olurken 17 kepçeli çark ile %62,65 verim ve 333.2 W da güç elde edilmiştir. Bu sonuca göre 16 adet kepçe sayısının bu büyüklükteki çark için daha iyi bir değer olduğu sonucuna varılmıştır.

4.3. Deneysel Çalışmanın Hata Analizi

Çalışmadaki deneyler Makina Mühendisliği Bölümü Enerji Laboratuvarında kurulu olan kapalı devre su türbini deney setinde yapılmıştır. Su türbini deney setinde, bir adet su deposu ve iki adet su türbini test bölümü vardır. Deney setinde su debisi 0-20 litre/saniye ve basıncı da 0-60 mSS değerlerindedir. Bu set üzerine projede kullanılacak deney türbini adapte edilip yerleştirilmiştir. Bu deney sisteminden Pelton türbini deneylerinde kullanılan ölçme aletlerinin hata analizi aşağıda yapılmıştır.

Deney setinde yapılan deneysel çalışmanın hata analizi püskürtücünün (lülünün) çeşitli açıklıklarında (a_o) sabit tutularak ve jeneratörden çekilen elektriki yük (direnc) değiştirilerek çok sayıda ölçümler yapılarak incelenmiştir. Çalışmanın en son hesaplanan değeri olan toplam verimin hatalardan ne kadar etkilendiği hesaplanmaktadır. Püskürtücü açıklığı % 100 (1,0, tam açık, % 75 (0,75 açık), % 50 (0,50 açık) ve % 25 (0,25 açık) konumlarındaki çalışma noktalarında olmak üzere 4 değişik açıklıkta 30-40 civarında ölçümler yapılmıştır. Böylece deney setinin sabit lüle açıklığında jeneratörden çekilen yükün değişmesiyle devir sayısı, debi, tork ve jeneratörde üretilen elektrik akımının akım ve voltajının nasıl bir değişim gösterdiği, deney setinde ölçülen dataların şebeke voltajı veya ölçü cihazlarının hassasiyetine ve muhtelif hatalara göre nasıl değişimler gösterdiği ölçüldü ve gözlemlendi.

Devir sayısı zamanla şebeke voltajına bağlı kalmaksızın veya bazen şebeke voltajının değişmesiyle ± 10 d/d civarında değişimler göstermektedir.

Ölçülen deney sonuçlarından bazı çok hatalı olanlar Chauvent kriterine göre,

$d_i = (x_i - x_m), (d_i/\sigma) > 1,96(10 - 15 \text{ ölçüm için})$ olanlar atılması gereken değerlerdir. Bu kritere göre hatalı değerlerde atıldıktan sonra, geri kalan değerlerin normal dağılım gösterdikleri kabul edilerek toplam verim ifadesi yazılır ve verimde olan hatalar belirlenir. Döndürme momentini kullanarak verimi hesaplamak için,

$$\eta = \frac{102nM_d}{975\rho QH}$$

ifadesi kullanılmıştır. Bu ifadede, n :d/d, M_d : kgfm, ρ :kg/m³, Q : m³/s, ve H :mSS dur. Bu ifadeye göre toplam türbin verimi, $\eta=f(n,M_d,Q,H)$ değerlerinin fonksiyonudur. Devir sayısı sabit tutulduğunda verim, $\eta=f(M_d,Q,H)$ şeklinde olmaktadır. Verimdeki hata ve sapma da bu üç büyükteki sapma ve hataların toplanmasıyla bulunmaktadır.

Bu ise,

$$d\eta^2 = \left(\frac{\partial\eta}{\partial M_d}\right)^2 dM_d^2 + \left(\frac{\partial\eta}{\partial Q}\right)^2 dQ^2 + \left(\frac{\partial\eta}{\partial H}\right)^2 dH^2, \quad (4.1)$$

$$d\eta^2 = \left(\frac{102n}{975\rho QH} dM_d\right)^2 + \left(\frac{102nM_d}{975\rho Q^2H} dQ\right)^2 + \left(\frac{102nM_d}{975\rho Q^2H} dH\right)^2 \quad (4.2)$$

ifadesi kullanılarak hesaplanmaktadır. Devir sayısının da değişken olduğu veya devir sayısı ölçümündeki hatalarında sonuca etki ettirmek için (4.2) ifadesine (4.3) ifadesi

$$\left(\frac{102M_d}{975\rho QH} dn\right)^2 \quad (4.3)$$

ilave edilir. Bu ifadelerdeki değerler ortalama değerler olup dn , dM_d , dQ ve dH değerleri ise bu büyüklüklerdeki standart sapma (σ_{n-1}) (veya varyans, S) adı verilen deney verilerinden hesaplanan değerlerdir. Püskürtücü açıklığının dört değişik konumu için püskürtücü açıklığı sabit tutularak ölçülen bir kısım değerler hata hesaplamasında kullanılmıştır.

Deneyde ölçülen bu veriler kullanılarak toplam verim hesaplamasındaki hatalar her bir çalışma noktası için aşağıdaki gibi bulunmuştur. Ölçüm sayısı çok fazla olmadığı için standart sapma değeri kullanılmıştır.

1. noktada toplam verimdeki hata hesabı: $dM_d = \sigma_{n-1} = 6,426 \cdot 10^{-3}$, $M_d = 0,3682$, $dQ = 1,6504 \cdot 10^{-4}$, $Q = 0,02306$, $dH = 0,06556$, $H = 5,346$, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ve $n = 1000 \text{ d/d}$ değerleri ifade yerlerine konularak $d\eta = \sigma_\eta = \pm 0,00666$ bulunur ve bu çalışma aralığında ortalama değerler ile hesaplanan verimin $\pm$ sapması olarak, $\eta = 0,3123 \pm 0,00666$ şeklinde veya % olarak $\sigma_\eta = \pm \% 2,132$ şeklinde yazılır.

3. noktada toplam verimindeki hata hesabı: burada da aynı şekilde ortalama değerler ve standart sapmalar hesaplanarak ifadede yerlerine konulduğunda, $d\eta = \sigma_\eta = 0,00602$ elde edilir. Bu noktadaki verimin standart sapması olarak $\eta = 0,4283 \pm 0,00602$ ve % olarak $\sigma_\eta = \pm \% 1,405$ elde edilmiştir.

4. noktada toplam verimdeki hata hesabı: bu çalışma aralığında da ortalama değerler ve standart sapmaları hesaplanıp bunların ifadede yerlerine konulup işlemlerin yapılmasıyla verimin bu noktadaki standart sapması $d\eta = \sigma_\eta = 0,00586$ olarak bulundu. Bu çalışma aralığındaki verimin standart sapması olarak, $\eta = 0,4272 \pm 0,00586$ şeklinde ve % olarak $\sigma_\eta = \pm \% 1,439$ şeklinde elde edilmiştir.

Devir sayısı her ne kadar deney sırasında sabit tutuluyorsa da devir sayısı ölçümünden kaynaklanabilecek belli bir miktar hata, sonucu etkileyebilecektir.

Bazı hesaplarda ve grafik çizimlerinde kullanılan ve püskürtücü girişinde ölçülen basınç olan statik düşü için toplam verimdeki standart sapmalar hesaplanarak, 1. Nokta için $\sigma_\eta = 0,01412 = \pm\% 2,37$ 3. Nokta için $\sigma_\eta = 0,00866 = \pm\% 1,413$ ve 4. Nokta için $\sigma_\eta = 0,007199 = \pm\% 1,484$ elde edilmiştir. Bu değerler devir sayısının hata hesabına katılmadığı değerlerle kıyaslandığında o değerlerden çok az miktar büyük oldukları görülmektedir.

Deney sonuçlarına dayanmayan ve kesinlik ifade etmeyen deney seti ölçü cihazlarının ölçü aralıklarına göre tahmini belirlenen maksimum muhtemel hata değerleri kullanılarak verimdeki standart sapma basit olarak bulunabilir. Civalı manometre 1 mm dalgalanma yapıyor ve ölçülendirme 1 mm hassasiyetinde $Q = \pm 0,033(0,001)^{\frac{1}{2}} = 1,043 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ moment ölçme kollarının en küçük ölçme aralığı 2.5 mm ve maksimum asılan ağırlık 2.5 kg için $Md = \pm 0,0025 \cdot 2.5 = 0,0625 \text{ kg.m}$ Bourdon tipi manometre ile $\pm 0,1 \text{ mSS}$ hassasiyetinde ölçüm yapılabiliyor ve devir sayısı $\pm 10 \text{ d/d}$ hassasiyetindeki elektronik takometre ile ölçülmektedir. Bu değerler kullanılarak 3. püskürtücü aralığındaki verimin standart sapması incelenirse;

$$\eta_{nom} = \left(\frac{102 * 1000 * 0,7033}{975 * 1000 * 0,02188 * 7,85} \right) = 0,4283, \eta_{min} = 0,41138, \eta_{max} = 0,4470$$

ve $\sigma_\eta = +\% 4,365, \sigma_\eta = -\% 3,964$ olarak hesaplanır. Bu sonuçlar tahmini değerlere göre bulundukları için kesinlik ifade etmemekle beraber deneysel bulunan değerlere yakındırlar.

Kalibrasyon işleminde elde edilen standart sapmalar ile deney verilerinden elde edilen standart sapmalar karşılaştırıldığında sonuçların birbirine çok yakın elde edilerek uyum içinde oldukları ve belirlenen hataların büyük oranda ölçü cihazlarından kaynaklandıkları görülmektedir.

	<u>D.Momenti</u>	<u>Debi</u>	<u>Düşü</u>	<u>Devir</u>
<u>sayısı</u>				
Kalibrasyondan bulunan. σ_{n-1} :	0,0107	$1,5 \cdot 10^{-4}$	0,057	10
Deneyle bulunan σ_{n-1} :	0,0116	$1,65 \cdot 10^{-4}$	0,0655	10

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Pelton türbinleri genellikle yüksek düşü ve düşük debi değerlerinde yüksek verimle çalışan türbin tipidir. Tez çalışmasında da n_s özgül hız değeri 27 olan bir mikro türbin tasarımı yapılmış ve bu tasarıma uygun iki farklı kepçe sayısında iki adet çark imal edilmiştir. Bu çalışmada Pelton türbini çarkının tasarım parametreleri olan ve çoğu su jeti çapı değerinin katları ile değişen kepçe sayısı, kepçe genişliği, yüksekliği ve diğer boyutları ele alınarak incelenmiş ve belirlenen en uygun değerlere göre tasarlanıp imal edilen 16 ve 17 kepçeli iki çark ile hazır bir deney seti üzerinde karakteristik deneyler yapılmıştır.

Bazı kepçe boyutu değerleri bazı kaynaklarda belli aralıklar içerisinde verilirken, bazı kaynaklarda sadece tek değer olarak verilmiştir. Bu tasarım değerlerinden iki aralık olarak verilenlerden alt sınır değer kısmi yüklerde, üst sınır değer ise tam yük ve civarında çalışma şartları için yüksek verim verdiği bir çok kaynakta da belirtildiği gibi bu çalışma sonucunda da aynı kanaate varılmıştır.

16 ve 17 adet kepçeye sahip türbin çarkları ile yapılan deneylerin sonuçlarını karşılaştırdığımızda 16 kepçeli çarkın türbin veriminin ve elde edilen gücün daha büyük olduğu görülmektedir. Yani 16 kepçeli çark ile en yüksek % 68,65 verim ve en yüksek güç de 395,6 W olurken 17 kepçeli çark ile % 62,65 verim ve 333,2 W da güç elde edilmiştir. Bu sonuca göre 16 adet kepçe sayısının bu büyüklükteki çark için daha iyi bir değer olduğu sonucuna varılmıştır. Bulunan verim ve güç değerleri mikro büyüklükteki bu türbinler için kabul edilebilir değerlerdedir.

Bu çalışmada pelton türbinleri hakkında güncel yayınlar taranarak Türkiye ve dünyada yapılan deneysel araştırmalar da ele alınmıştır. Araştırmaların önemli bir sonucu da Pelton türbinin, kapasitesi yönünden küçük bir işletme veya 2-3 evin elektrik enerjisini karşılayabilecek Mikro Hidroelektrik Santrallerde kullanmak için hem imalat hemde işletme yönünden en uygun türbinlerden biri olmasıdır.

Deneyler sırasında ölçümlerin yapıldığı ölçü aletlerinin hata analizleri yapılarak bunların toplam hatalarının toplam verime etkilerinin minimum %3,964 maksimum %4,365 olarak kabul edilebilir değerde elde edilmiştir.

Bu çalışma ayrıca bu alanda çalışma yapmak isteyenlere kaynak oluşturacak olup sayısal olarak bir HAD kullanan programla da analizin yapılması daha faydalı olacaktır.

6. KAYNAKLAR

Agar, D ve Rasi, M (2008). On The Use of a Laboratory-Scale Pelton Wheel Water Turbine in Renewable Energy Education, Yenilenebilir Enerji Bilim Dergisi, sayı 33, ss.1517-1522

Anagnostopoulos J.S. ve Papantonis, D.E.(2012). A Fast Lagrangian Simulation Method For Flow Analysis, Hidrodinamik Bilim Dergisi, sayı 24, ss.930-941,

Başeşme, H. (2003). Hidroelektrik Santraller ve Hidroelektrik Santral Tesisleri (2. Baskı), Ankara: Şelale Yayınevi

Bulut, M. (2013). Hidroelektrik enerji ve hidroelektrik santrallerde türbin tipi seçiminin verime etkisinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gümüşhane, Gümüşhane Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erişim Tarihi: 09.05.2017

Cobb, B.R ve Sharp, K.V (2013). Impulse (Turgo and Pelton) Turbine Performance Characteristics and Their Impact on Pico-Hydro Installations, Yenilenebilir Enerji Bilim Dergisi, sayı 50, ss. 959-964

Çalamak, M. (2010), Küçük Hidroelektrik Santrallerin Cebri Borularında Su Darbesi Problemlerinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Ankara: Orta Doğu Teknik Üniversitesi FEN Bilimleri Enstitüsü

Dönmezer, H. (1976). Su Kuvveti Tesisleri (2. Baskı), İstanbul: Kutulmuş Matbaası

Eisenring, M. (1991). Micro Pelton Turbines MHPG Series Volume 9, SKAT, Swiss Center for Appropriate Technology Tigerbergstrasse 2 CH-9000 St. Gallen, Switzerland

Ergin, A (1979). Su Makinaları: Ders Notları (3.Baskı), İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Ofset Atolyesi

Gupta, V, Prasad, V ve Khare, R. (2016). Numerical Simulation of Six Jet Pelton Turbine Model, Enerji Bilim Dergisi, sayı 104, ss.24-32

Kramer, M, Kristina, K ve Wieprecht, S. (2015). Optimized Design of Impulse Turbines in The Micro-Hydro Sector Concerning Air Detrainment Processes, Enerji Dergisi, sayı 93, ss. 2604-2613

Öküzücü, M. (2016). Pelton Türbini Tasarımı ve Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Ankara: Gazi Üniversitesi/ Fen Bilimleri Enstitüsü

Özdemir, M.T. (2002), Küçük Güçlü Hidroelektrik Santrallerde Düşü, Debi, Yük ve Verim İlişkileri, Yüksek Lisans Tezi, Elazığ: Fırat Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü

Özgür, C. (1972). Su Makineleri (2. Baskı) , İstanbul: Çağlayan Basımevi

Özgür, C. (1988). Su Makinaları Dersleri, (4. Baskı), İstanbul: Teknik Üniversite Matbaası

- Padhy, M.K ve Saini, R.P. (2012). Study of Silt Erosion Mechanism in Pelton Turbine Buckets, Enerji Bilim Dergisi, sayı 39, ss. 286-293
- Sav, M. (2010). Francis Tipi Hidrolik Türbinlerde Kaviteasyonun Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Elazığ, Fırat Üniversitesi, Erişim Tarihi: 09.05.2017
- Takagi, M. ve ark. (2014). 3D-Printed Pelton Turbine: How To Produce Effective Technology Linked With Global Knowledge, 6. Uluslararası Uygulanan Enerji Konferansı – ICAE-2014, Enerji Usulü Dergisi, sayı 61, ss. 1593 – 1596
- Temiz, A. (2013), Nehir Tipi Hidroelektrik Güç Santrallerinde Türbin Tipi ve Kapasitesine Karar Verme Sürecinin İncelenmesi: Eglence-1 HES Örnek Çalışması, Yüksek Lisans Tezi, İzmir: İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü
- Varol, A (1987). Pelton, Francis ve Kaplan Türbinlerinin Ana Boyutlarının Bilgisayarla Tespiti, Mühendis ve Makine Dergisi, Cilt 28, Sayı 325, ss. 7-11, <http://www.asafvarol.com/makaleler/ucuncubolum1.pdf>, Erişim Tarihi: 20,04,2017.
- Yazıcı, Y (2015). 7 MW Pelton Hidro Türbin Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Yalova: Yalova Üniversitesi FEN Bilimleri Enstitüsü.
- Zhang, Zh.(2016), Pelton Turbines, Swiss Federal Institute of Technology in Zurich, Zurich Switzerland, Springer International Publishing Switzerland.
- Zidonis, A ve Aggidis, G.A (2016). Pelton Turbine: Identifying the Optimum Number of Buckets Using CFD, Hidrodinamik Bilim Dergisi, sayı 28, ss.75-83
- Zidonis, A ve Aggidis, G.A. (2015). State of The Art in Numerical Modelling of Pelton Turbines, Yenilenebilir ve Sürdürülebilir Enerji Yorumları Dergisi, sayı 45, ss.135-144
- Zidonis, A,Benzon, D.S ve Aggidis, G.A (2015). Development of Hydro İmpulse Turbines and New Opportunities, Yenilenebilir ve Sürdürülebilir Enerji Yorumları Dergisi, sayı 51, ss. 1625-1635.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Abduljabbar ALİ MOHAMMED MOHAMMED

Uyruğu : IRAK

Doğum Yeri ve Tarihi : Kerkük/ 08.10.1985

Telefon : 0531 692 83 24

e-mail : cabbarpasa@gmail.com

EĞİTİM

Derece Adı, İlçe, İl Bitirme Yılı

Lise :Kerkük Meslek Okulu

Üniversite : Al-Rafidain University

Yüksek Lisans : Selçuk Üniversitesi

Doktora :

İŞ DENEYİMLERİ: Universal Acarsan Hospital

YABANCI DİLLER: Arapça

YAYINLAR