

T.C.

GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ

MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR ÇAPRAZ AKIŞ TÜRBİNİNDE
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ
İLE VERİM ANALİZİ**

Erman Öngüç ÖZER

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

GEBZE

2011

T.C.

GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR ÇAPRAZ AKIŞ TÜRBİNİNDE
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ
İLE VERİM ANALİZİ**

Erman Öngüç ÖZER
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. İLYAS KANDEMİR

GEBZE
2011



YÜKSEK LİSANS TEZİ JÜRİ ONAY SAYFASI

G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 17.06.2011 tarih ve 2011/20 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 23.06.2011 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Erman Öngüç ÖZER'in tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : Yrd. Doç. Dr. İlyas KANDEMİR

ÜYE

: Doç. Dr. Hakan HOCAOĞLU

ÜYE

: Yrd. Doç. Dr. A. Zafer ŞENALP

ONAY

G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
...../...../20... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

TEZİN BAŞLIĞI : BİR ÇAPRAZ AKIŞ TÜRBİNİNDE HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE VERİM ANALİZİ

YAZAR ADI : ERMAN ÖNGÜÇ ÖZER

Bu çalışmada, hidroelektrik enerjinin Türkiye’deki durumu incelenmiş ve Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü (GYTE) Çayırova Yerleşkesi’nde kurulu Hidroelektrik Santral (HES) Laboratuvarı’nda kullanılan ve deneysel çalışmaları yapılan çapraz akış (Banki) türbininin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri yapılmıştır. Türbin verimini arttırmak amacıyla yapılan bu analizler: türbin ayar kanadı için en uygun çalışma açısının belirlenmesi, ayar kanadı ile yapılan debi ayarının, sürgülü vana kullanımı ile gerçekleştirilmesi, çark milinin akışa etkisi ile 2 ve 3 boyutlu akış analizlerin mukayesesi olarak özetlenebilir.

Çalışmanın birinci bölümünde hidroelektrik enerji ve Türkiye’deki durumu, ikinci bölümünde ise hidrolik türbin çeşitleri hakkında bilgi verilmiş, ülkemiz şartlarına en uygun türbin tiplerinden biri olarak Banki türbini seçilmiş ve adı geçen çapraz akış türbini ayrıntılı olarak incelenmiştir. Ayrıca Banki türbini ile yapılmış diğer çalışmalar da bu bölümde anlatılmıştır.

Analizler kısmında ise, HAD metodları kullanılarak, türbindeki akış incelenmiştir. Öncelikle, en uygun ayar kanadı çalışma açısı, farklı debi, açı ve boyutlardaki analizler karşılaştırılarak belirlenmiştir. Daha sonra ayar kanadı açısı sabit tutularak, sürgülü vananın farklı konumları için türbin verimi incelenmiştir. Ayrıca, çark milinin akışa etkisini belirlemek için karşılaştırmalı analizler yapılmıştır.

Çalışmanın sonucunda çark milinin elde edilen torka yaklaşık %3 oranında azaltıcı etkide bulunduğu saptanmıştır. Ayrıca, 2 ve 3 boyutlu analizler arasında yaklaşık %20 oranında fark tespit edilmiştir. Düşük debide, sürgülü vana kullanımı ile daha yüksek debilerde elde edilen verim değerlerine yakın değerlere ulaşıldığı görülmüştür. Bu durum yapılan deneysel çalışmalarla da paralellik göstermektedir.

SUMMARY

**SUBJECT : EFFICIENCY ANALYSIS OF A CROSS FLOW TURBINE
WITH COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

AUTHOR : ERMAN ÖNGÜÇ ÖZER

In this study, hydroelectric energy condition of Turkey was reviewed and Computational Fluid Dynamics (CFD) analyses of a cross flow (Banki) turbine which was experimentally investigated in hydroelectric power plant laboratory in Gebze Institute of Technology were completed. Analysis performed to increase turbine efficiency can be summarized as: determination of optimum control blade operating angle, use of sliding valve instead of control blade for control, effect of rotor shaft on the flow and comparison of 2 and 3 dimensional flow analyses.

In the first and second parts of the study, information about hydroelectric energy and hydrolic turbines was provided. Cross flow microturbine was chosen as one of the most suitable turbine type for our country and detailed analysis of the mentioned turbine was performed. Added to that, other studies about Banki turbine were reviewed.

In the analysis section, the turbine flow was examined by using CFD methods. First of all, control blade optimum operating angle was investigated by comparison of analyses performed under different flow, angle and dimension conditions. Subsequently, turbine efficiency was investigated for the different conditions of sliding valve, by keeping the control blade operating angle fixed at the optimal value. Additionally, comparative analyses were performed for estimating the effect of turbine shaft on the flow.

It was concluded that existence of rotor shaft causes a tork reduction of about 3%. Furthermore, about 20% difference was observed between 2 and 3 dimensional analyses. It was determined that the efficiency, which are close to high flow rate yield values, can be attained also at the low flow rates by using sliding valve. This result is also in accordance with the experimental studies.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın en başından itibaren bana her konuda yardımcı olan, tez danışmanım, Sayın Yrd. Doç. Dr. İlyas KANDEMİR'e, tezimin her aşamasında yanımda ve yardımcı olan dostlarım İlker Demir, Ufuk Yavuz ve Alaattin Metin Kaya'ya, gerektiğinde desteklerini esirgemeyen Araştırma Görevlileri Musa Özkan ve Volkan R. Akkaya'ya ve bugünlere gelmemde sonsuz emeği olan aileme teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	ii
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
SEMBOLLER	xii
KISALTMALAR	xiii
1. GİRİŞ	1
2. HİDROELEKTRİK ENERJİ VE TÜRKİYE’DEKİ DURUMU	3
3. HİDROLİK TÜRBİNLER	8
3.1. Türbinlerin Sınıflandırılması	8
3.1.1. Türbin Gücüne Göre Sınıflandırma	9
3.1.2. Türbin Özgül Hızına Göre Sınıflandırma	10
3.1.3. Suyun Türbine Etki Şekline Göre Sınıflandırma	13
3.1.4. Türbin Uygulama Tablosu	14
3.2. Hidrolik Türbinlerin Çalışma Prensipleri Ve Karakteristik Özellikleri	15
3.2.1. Francis Türbini	15
3.2.2. Kaplan Türbini	16
3.2.3. Pelton Türbini	17
4. ÇAPRAZ AKIŞ (BANKİ) TÜRBİNİ	19
4.1. Çapraz Akış Türbini Tarihçesi	19
4.2. Çapraz Akış Türbini Çalışma Prensipleri	19

4.3. Çapraz Akış Türbini Literatür Araştırması	27
5. ANALİZLER	30
5.1. En Uygun Ayar Kanadı Açısının Belirlenmesi	33
5.2. Sürgülü Vana Performans Analizleri	35
5.2.1. Dirençsiz	36
5.2.2. Dirençli	36
5.3. Mil Etkisinin Araştırılması	39
5.4. Üç Boyutluluğun Etkisi	40
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	44
KAYNAKLAR	47
EKLER	51
ÖZGEÇMİŞ	58

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Türkiye'deki hidroelektrik santraller	7
3.1. Hidroelektrik santral şeması	9
3.2. Özgül hıza göre türbin çarkı geometrisinin değişimi	12
3.3. %70 Verimle çalışan bir türbin için debi ve düşüye göre güç değişimi	14
3.4. Francis türbini çarkı	15
3.5. Kaplan türbini çarkı	17
3.6. Pelton türbini çarkı	18
4.1 Çapraz akış türbini çizimi	20
4.2. Çapraz akış türbininde su akışı	20
4.3 Türbinlerin düşü-debi değerlerine göre çalışma bölgesi	21
4.4 Banki türbini için verimin yük oranlarına göre değişimi	22
4.5. Banki türbininin parçalarının ayrıık görünüşü	23
4.6. Çapraz akış türbinleri hız üçgenleri	24
5.1. Ağ Örgüsü	31
5.2. Sürgülü vana 3/4 açık konumda iken yapılacak olan bir analizin hazırlanışı	32
5.3. Çözümün iteratif yakınsama grafiğı	32
5.4. Ayar kanadı açısı	33
5.5. Ayar kanadı	34
5.6. Ayar kanadı açısı ile tork değişimi	35
5.7. Karşı direnç uygulanan analizin örnek gösterimi	37
5.8. Sürgü performansı	38
5.9. Farklı debi ve sürgü açıklıklarında türbin verimi	39
5.10. Türbin çarkının milsiz olduğı durumda basınç dağılımının göründüğü bir analiz	39
5.11. 400 l/s debi için 2 ve 3 boyutlu analizlerin karşılaştırılması	41
5.12. 300 l/s debi için 2 ve 3 boyutlu analizlerin karşılaştırılması	41
5.13. 200 l/s debi için 2 ve 3 boyutlu analizlerin karşılaştırılması	42
5.14. 100 l/s debi için 2 ve 3 boyutlu analizlerin karşılaştırılması	42
5.15. İki boyutlu bir analiz örneğı	43

TABLÖLAR DİZİNİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
3.1. HES sınıflandırmaları	9
3.2. Türbinlerin sınıflandırılması	18
4.1. Çapraz akış (Banki) türbini çalışma aralıkları	24
4.2. Analizi yapılan türbinin parametreleri	25
5.1. Analizlerin yapıldığı sınır şartları	31
5.2. En uygun ayar kanadı açısı belirleme analizleri	34
5.3. Direnç uygulanmayan analizler	36
5.4. Direnç uygulanan analizler	37

SEMBOLLER

A	: Çarka girişte akış kesiti (m^2)
a	: Radyal çark genişliği (m)
b	: Rotor genişliği (m)
c	: Mutlak hız (m/s)
D_1	: Çark dış çapı (m)
D_2	: Çark iç çapı (m)
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
H	: Net düşü (m)
n	: Devir Sayısı (1/s)
n_q	: Özgül Hız
P_e	: Etkin güç (kW)
Q	: Suyun debisi - Türbin tasarım debisi (m^3/s)
r	: Türbin yarıçapı (m)
Re	: Reynolds Sayısı
s_0	: Çarka girişte su jeti kalınlığı (m)
s_1	: Kanatlar arası açıklık (m)
s_2	: Kanatlar arası açıklık (iç) (m)
w	: Bağlı hız (m/s)
z	: Kanat sayısı
α_1	: Giriş (Hücum) açısı
α_2	: Merkez açısı
β	: Bağlı açısı
θ	: Ayar kanadı açısı
η	: Türbin genel verimi
μ	: Kinematik viskozite (m^2/s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
ω	: Açısal hız (1/s)

KISALTMALAR

HES	: Hidroelektrik Santral
TEMSAN	: Türkiye Elektro Mekanik Sanayi
GYTE	: Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü
DPT	: Devlet Planlama Teşkilatı
DSİ	: Devlet Su İşleri
İSKİ	: İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
EÜAŞ	: Elektrik Üretim Anonim Şirketi
OECD	: Ekonomik İşbirliği ve Gelişim Organizasyonu
EPDK	: Enerji Piyasası Düzenleme ve Denetleme Kurumu
AB	: Avrupa Birliği
TEP	: Ton Eşdeğer Petrol

1. GİRİŞ

Enerji, iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanmaktadır ve ısı, ışık, mekanik, elektrik, kimyasal ve nükleer enerji gibi değişik formlarda bulunabilir. Enerji kaynakları çoğunlukla iki grup altında toplanırlar: Yenilenebilir ve tükenebilir (yenilenemeyen). Yenilenebilir enerji sınırsız varsayılan, sürekli ve tekrar kullanılabilen enerjidir. Sürekli devam eden doğal süreçlerdeki enerji akışından elde edilir. Bu kaynaklar güneş ışığı, rüzgâr, akan su (hidrolik güç), biyolojik süreçler ve jeotermal olarak sıralanabilir. En genel olarak, yenilenebilir enerji kaynağı; enerji kaynağından alınan enerjiye eşit oranda veya kaynağın tükenme hızından daha çabuk bir şekilde kendini yenileyebilmesi ile tanımlanır. Tükenebilir enerji ise, kullanılan fakat kısa zaman aralığında yeniden oluşmayan enerji olarak tanımlanabilir. Buna en başta, petrol, doğal gaz ve kömür gibi fosil yakıtlar örnek gösterilebilir. Bu tür enerjiler, yaşamları milyonlarca yıl önce sona ermiş bitki ve hayvan gibi organik kalıntıların, yerkürenin içinden gelen ısı ve bu kalıntıların üzerinde bulunan kayaçlardan kaynaklanan basınç altında oluşmuş fosillerinden kaynaklanmaktadır [1,2].

Günümüzde yenilenebilir enerji kaynakları kullanımında en büyük pay hidroelektrik enerjiye aittir. Ülkemiz hidroelektrik potansiyeli incelendiğinde ise, kullanılmayan ve henüz değerlendirilemeyen hidroelektrik potansiyel, halen kullanılmakta olan hidroelektrik kaynaklardan yaklaşık iki kat daha fazladır [3]. Büyük hidroelektrik santraller, ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olmasının yanı sıra, önemli toprakları işgal etmesi, iklimi değiştirmesi, büyük inşaat yapılarına sahip olmaları gibi sebeplerden dolayı günümüzde artık çevreci kabul edilmemeye başlanmıştır. Bu nedenle, başta Avrupa olmak üzere, dünyada mini ve mikro ölçekli su türbinleri kullanıma yönelim mevcuttur. Banki (çapraz akış) türbinleri, kolay imal edilebiliyor olması, sık bakım gerektirmemesi, bakımının nispeten daha kolay olması ve ülkemizdeki hidroelektrik potansiyele uygunluğu gibi nedenlerden dolayı, bu çalışmanın yapılmasına temel oluşturmuştur.

Bu çalışmada, hidroelektrik enerjinin Türkiye’deki durumu incelenmiş ve GYTE ayırova Yerleşkesi’nde kurulu HES laboratuvarında kullanılan ve deneysel çalışmaları yapılan Banki türbininin HAD analizleri yapılmıştır. Analizler ışığında, türbin ayar kanadı en uygun çalışma açısı tespiti, takiben türbinde sürgülü vana kullanımının ve türbin çarkındaki milin, farklı akış koşullarında türbin verimi üzerindeki etkilerinin belirlenmesi amaçlanmıştır.

2. HİDROELEKTRİK ENERJİ VE TÜRKİYE'DEKİ DURUMU

Dünyada gün geçtikçe kullanımı en hızlı artan enerji formu elektrik enerjisidir. Özellikle gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerde toplumların gelişmeleri ve hayat standartları elektrik sistemlerinin gelişmesiyle, kişi başına elektrik tüketimleriyle, enerji yoğunluklarıyla ölçülmektedir.

Elektrik nispeten pahalı bir enerji türü olmasına rağmen, diğer bir çok enerji türlerine dönüştürülmesi kolaydır. Diğer enerji türlerine göre uzak noktalara taşınması ve kullanılması son derece rahattır, verimi yüksektir. Hem yenilenebilir, hem de tükenebilir kaynaklardan elde edilebilir. Düşük enerji fiyatının ekonomik gelişmeyi hızlandırdığı ve hidroelektrik dışındaki yenilenebilir kaynakların, günümüzde fosil kaynaklara göre tüketici için çoğunlukla daha yüksek maliyetli olduğu da bilinmektedir.

Diğer taraftan, doğal olarak enerji kaynakları tüm ülkelere eşit olarak dağılmış durumda değildir. Dünyada bazı ülkeler önemli rezervlere sahip olup üretici konumundayken, diğerleri bu enerji kaynaklarından faydalanmaya, ya da elde etmeye çalışan tüketici konumundadırlar.

Bununla birlikte, nüfus artarken ve ülkeler daha fazla enerji kullanarak gelişirken, enerji kullanımından kaynaklanan çevre ve sağlık sorunları da, dünya gündeminde öncelikli bir yere sahiptir. Atmosferdeki hava kirliliği, doğa tahribatı ve iklim değişikliğinden kaynaklanan birçok olumsuzluk net olarak bilinmektedir [1].

1990-2008 döneminde ülkemizde birincil enerji talebi artış hızı yıllık ortalama %4,3 düzeyinde gerçekleşmiştir. Türkiye, OECD (Ekonomik İşbirliği ve Gelişim Organizasyonu) ülkeleri içerisinde geçtiğimiz 10 yıllık dönemde enerji talep artışının en hızlı gerçekleştiği ülke durumundadır. Ayrıca dünyada 2000 yılından bu yana elektrik ve doğalgazda Çin'den sonra en fazla talep artışına sahip ikinci büyük ekonomi konumundadır. Enerji Bakanlığı'nca yapılan araştırmalar bu eğilimin orta vadede de devam edeceğini göstermektedir.

2008 yılında ülkemizin toplam birincil enerji tüketimi 106,3 milyon tep, üretimi ise 29,2 milyon tep olarak gerçekleşmiştir. Enerji arzında %32'lik pay ile doğalgaz ilk sırayı alırken, doğalgazı %29,9 ile petrol, %29,5 ile kömür izlemiş, %8,6'lık bölüm ise hidroelektrik başta olmak üzere yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılanmıştır. Yapılan araştırmalara göre birincil enerji tüketimimizin, referans senaryo çerçevesinde, 2020 yılına kadar olan dönemde de yıllık ortalama %4 oranında artması beklenmektedir. Enerji sektörünün 2020 yılına kadar olan yatırım ihtiyacının kabaca 120 milyar ABD doları olacağı hesaplanmaktadır.

Türkiye, enerji kaynakları bakımından çok net olarak ithalatçı bir ülke konumundadır. Özellikle fosil yakıtlar için yerli kaynakların talebi karşılamada yetersiz olması nedeniyle 2007 yılında enerji arzının petrolde %93, doğalgazda %97, kömürde ise %20 oranında olmak üzere toplam %74'lük bölümü ithalat ile karşılanmıştır.

Gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerdeki eğilimlere paralel olarak ülkemizdeki nihai enerji tüketimi değerlerinde elektrik enerjisinin de payı gün geçtikçe artmaktadır. 2008 yılında elektrik tüketimimiz bir önceki yıla göre %4.2 artarak 198,1 milyar kW-saat, elektrik üretimimiz ise bir önceki yıla göre %3.5 artarak 198.4 milyar kW-saat olarak gerçekleşmiştir. Fakat 2009 yılında, tüketim bir önceki yıla göre %2,42 azalarak 193,3 milyar kW-saat, üretim ise bir önceki yıla göre %2,02 azalarak 194,1 milyar kW-saat olarak gerçekleşmiştir. Şu anki verilere göre, elektrik tüketiminin 2020 yılında düşük senaryoya göre 406 milyar kW-saat, yüksek senaryoya göre ise yaklaşık 499 milyar kW-saat düzeyine ulaşacağı hesaplanmaktadır. Artan elektrik talebini karşılamak üzere, 2020 yılına kadar olan dönemde yaklaşık 46.126 MW olan mevcut kurulu gücümüzün yine düşük senaryoya göre en az iki katına , yüksek senaryoya göre ise 98.000 MW dolaylarına çıkartılması gerektiği hesaplanmıştır. Bu bağlamda, 1.000 MW rüzgar ve diğer yenilenebilir, 8.100 MW hidrolik, 3.500 MW termik olmak üzere toplam 12.600 MW kurulu güçte santral yatırımına başlanmış olup bu santrallerin 2013 yılı sonuna kadar devreye alınması beklenmektedir.

Kaynaklar açısından bakıldığında, 2009 yılı itibariyle, toplam elektrik üretiminin %48,6'sı doğalgazdan, %28,3'ü kömürden, %18,5'si hidrolik kaynaklardan, %3,4'ü sıvı yakıtlardan, %1,1'i de yenilenebilir kaynaklardan sağlanmıştır. EÜAŞ (Elektrik Üretim Anonim Şirketi) bu üretimde %54,2'lik paya sahip olup, geri kalan üretim ise diğer özel sektör kuruluşları tarafından karşılanmaktadır [3].

Türkiye'nin, enerji sektöründe büyüme rakamları, gelişmiş ülkelere kıyasla oldukça yüksektir. Ülkemiz dünyada elektrik ve doğal gaz tüketimi, artış oranları bakımından Çin'den sonra ikinci sırayı almaktadır.

Türkiye, yüksek talep artışının karşılanması, yeterli yatırımların yapılması ve verimliliğin artırılması için enerji sektöründe olumlu yönde adımlar atmaktadır. Özellikle yenilenebilir enerji ile ilgili çıkarılan kanunda AB (Avrupa Birliği) uygulamaları ile de paralel olacak şekilde alım garantisi ve bazı destekleme mekanizmaları yer almıştır. Yenilenebilir enerji ile ilgili kanunda ve "Elektrik Piyasasında Üretim Faaliyetlerinde Bulunmak Üzere Su Kullanım Hakkı Anlaşması İmzalanmasına İlişkin Usul ve Esaslar Hakkındaki Yönetmelik" çerçevesinde HES yapmak üzere DSİ (Devlet Su İşleri) Genel Müdürlüğü'ne toplam 18.767 MW gücünde 1428 adet HES başvurusu yapılmış, 11.292 MW gücündeki 366 adet projeye EPDK (Enerji Piyasası Düzenleme ve Denetleme Kurumu) tarafından lisans verilmiştir [5].

Hidroelektrik enerji suyun sahip olduğu enerjiden elden edilen elektrik enerjisidir. Çeşitli enerji kaynakları içerisinde, çevre dostu olmaları ve düşük potansiyel risk taşımaları sebebiyle tercih edilmektedir. Hidroelektrik enerji dünyada elektrik ihtiyacının yaklaşık %19'unu karşılamaktadır.

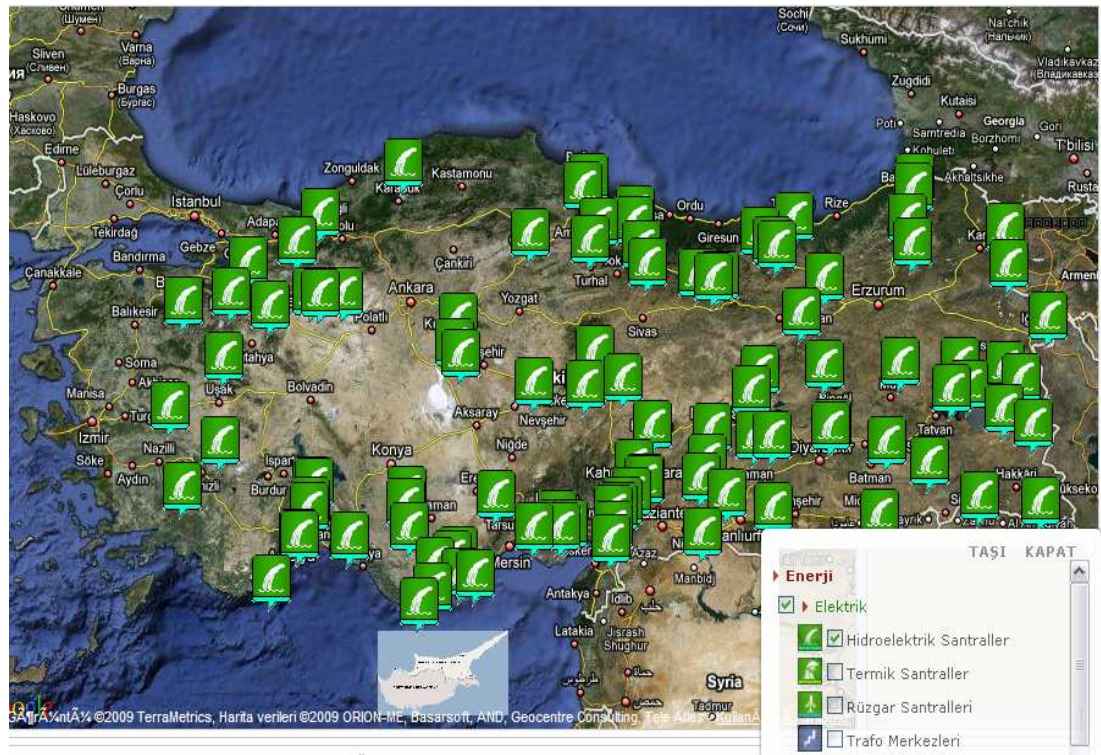
Günümüz teknolojisinde hidrolik türbinler olmaksızın, suyun enerjisi elektrik enerjisine dönüştürülemez. Bu dönüşüm, hidroelektrik santrallerde gerçekleşir. Yani hidroelektrik santral akan ya da yüksekten düşen suyun enerjisini elektrik enerjisine çeviren tesistir [6].

HES, çevreye uyumlu, temiz, yenilenebilir, yüksek verimli, uzun ömürlü, işletme gideri çok düşük, dışa bağımlı olmayan yerli bir kaynaktır. HES'lerin ilk kurulum maliyeti nispeten düşüktür. İşletme giderleri için ise diğer enerji santrallerine kıyasla neredeyse yok denebilir. Termik santrallerde enerji eldesi için fosil yakıt kullanılırken, HES'lerde, su bir akarsudan gelmektedir, bu sebeple işletme giderleri oldukça azdır [7].

Türkiye'de teknik olarak değerlendirilebilir hidroelektrik potansiyeli 140 GWh/yıl'dır. 2009 yılı sonu itibarıyla işletmede bulunan 150 adet HES, 14.417 MW'lık kurulu güce ve toplam potansiyelin yaklaşık %38'ine karşılık gelmektedir.

2009 yılında elektrik üretimimizin %18,5'i hidroelektrik santrallerden temin edilmiştir. Son yıllarda yaşanan kuraklıklar HES'lerden beklenen katkının sağlanamamasında etken olmuştur. Fakat yine de hidroelektrik üretimi 2009 yılında 2008 yılına göre %7,8 oranında artarak 35.870 MW olarak gerçekleşmiştir. Teknik ve ekonomik olarak değerlendirilebilecek tüm hidroelektrik potansiyelin 2023 yılına kadar elektrik enerjisi üretiminde kullanılması hedeflenmektedir [5].

Türkiye'de, değişik kaynaklardan elde edilen bilgilere göre, özellikle küçük ölçekli HES kapasitesinin çok küçük bir kısmı kullanılmaktadır. Bu oranın artırılmasının, ülke ekonomisine katkı açısından büyük önemi vardır. Şekil 2.1'de ülkemizdeki hidroelektrik santrallerin dağılımı görülmektedir.



Şekil 2.1. Türkiye'deki hidroelektrik santraller [3].

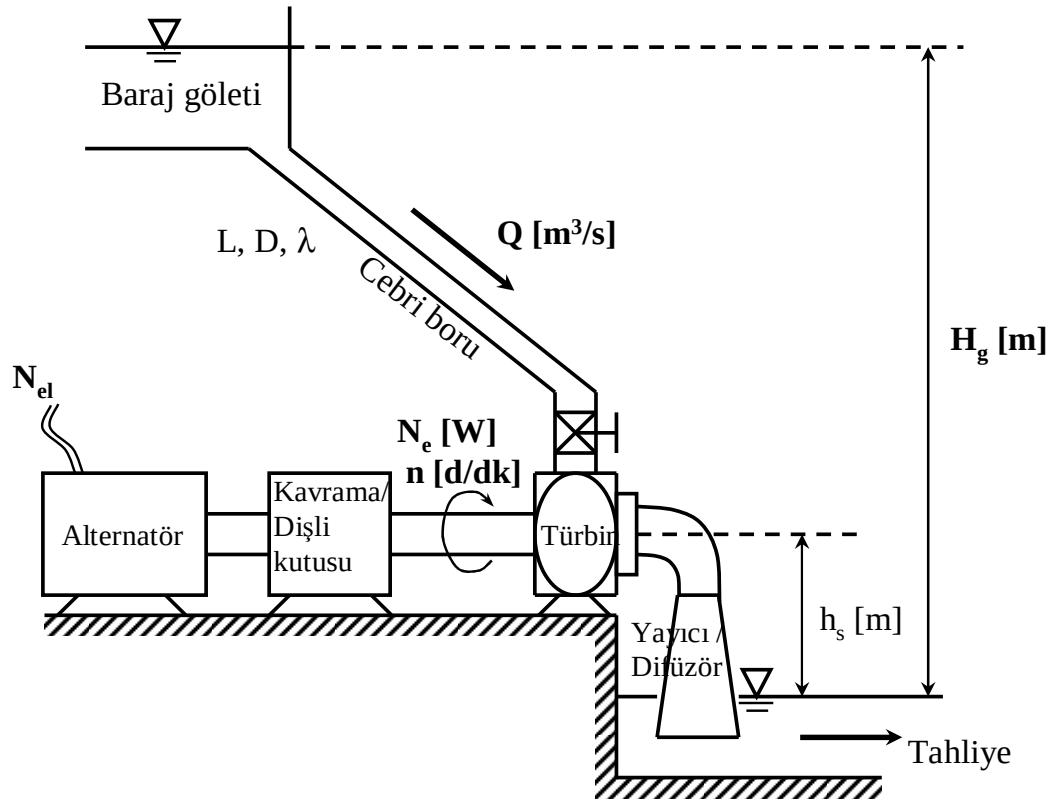
3. HİDROLİK TÜRBİNLER

Hidrolik türbinler, suyun sahip olduğu hidrolik enerjinin, mekanik enerjiye dönüştürülmesini sağlayan makinelerdir. Bu dönüşüm, eksenî etrafında dönen çark ve üzerindeki kanatlarda meydana gelir.

En yüksek verimi elde edebilmek için kullanılan çarkın geometrisi, suyun sahip olduğu düşü ve debiye bağı olarak değişmektedir. Buna göre farklı türbin tipleri ortaya çıkmıştır [7]

3.1. Türbinlerin Sınıflandırılması

Bir HES'in basit bir şeması Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Belirli bir geometrik yükseklikteki suyun potansiyel enerjisinden faydalanılmak üzere, su cebri boru ile türbine iletilir. Böylelikle, potansiyel enerji türbinde mekanik enerjiye dönüştürülür. Mekanik enerji ise alternatör ile elektrik enerjisine dönüştürülür. Kısaca, türbinler hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürerek enerji üreten makinelerdir. Su türbinleri çok çeşitli şekilde sınıflandırılabilirler, temel olarak aşağıdaki kriterlere göre ayırabiliriz [7].



Şekil 3.1. Hidroelektrik santral şeması [7].

3.1.1. Türbin Gücüne Göre Sınıflandırma

Türbinlerin sınıflandırılmasında henüz net bir konsensüs sağlanamamıştır, genelde güçlerine göre Tablo 3.1'deki gibi sınıflandırılmaktadır.

Tablo 3.1. HES sınıflandırmaları [8]

10 MW $\leq$	Büyük	
1 MW $<$	Küçük	< 10 MW
100 kW $<$	Mini	< 1 MW
5 kW $<$	Mikro	< 100 kW
	Piko	≤ 5 kW

Mikro türbinler, küçük bir yerleşim biriminin enerji ihtiyacının karşılanması gibi uygulamalarda kullanılmaktadır. Özellikle, enerjinin ulaştırılamadığı kırsal yerler için uygundur. Küçük ölçekli tesislerde de (alabalık çiftliği, taş ocağı, vs.) kullanılabilirler.

Mini türbinler, bir bölgenin elektrik enerjisinin karşılanması için kullanılabileceği gibi, üretilen elektrik ulusal şebekeye de aktarılabilecek seviyelerdedir. Bir baraj inşaatı ve baraj göleti gibi çevresel etkiler olmaksızın uygulanabilirler.

Diğer daha büyük güçlerdeki türbinler daha çok bir nehir yatağına kurulan ve her türlü baraj etkileşimlerinin dâhil olduğu uygulamalardır.

Görüldüğü gibi HES'lerin güçleri çok geniş bir aralıkta değişmektedir. Bu aralığın tek bir türbin tipi ile karşılanamayacağı aşîkârdır. Dolayısıyla küçük ölçekli HES'lerde de birden fazla türbin tipinin kullanılması gerekmektedir.

3.1.2. Türbin Özgöl Hızına Göre Sınıflandırma

Özgöl hız, 1m düşüde 1 beygir güç veren türbinin devir sayısıdır [9]. HES için kullanılacak türbin tipini belirleyen en önemli iki tasarım parametresi düşü ve debidir. Diğer bir parametre ise devir sayısıdır. Türbinler bu üç parametreyi kapsayan, benzerlik bağıntıları kullanılarak elde edilen ve karakteristik bir büyüklük olan özgöl hız kullanılarak da sınıflandırılırlar.

Öncelikle, türbinden elde edilecek türbin etkin gücü aşağıdaki denklemle hesaplanır:

$$N_e = \rho g Q H_o \eta_g \quad (1)$$

Burada;

N_e : Etkin güç [kW]

ρ : Suyun yoğunluğu [$\rho \cong 1000 \text{ kg/m}^3$]

g : Yerçekim ivmesi [$g = 9.81 \text{ m/s}^2$]

Q : Suyun debisi [m^3/s]

H_o : Net düşü [m]

η_g : Türbin genel verimi

şeklindedir.

Özgül hız ise aşağıdaki denklemle hesaplanır:

$$n_s = \frac{n\sqrt{N_e}}{H_o^{5/4}} \quad (2)$$

Bu denklem sonucunda; özgül hız d/dk biriminde hesaplanır. Ayrıca, bu denklemde özgül hızın tarifi gereği, etkin güç BG (beygir gücü) biriminde olmalıdır.

Uygulamadaki mevcut türbin tiplerinin en rasyonel sınıflandırma şekli, özgül hıza göre yapılmaktadır. Dolayısıyla en önemli sınıflandırma şekli, türbin tipini belirleyen özgül hıza göre sınıflandırmadır. Türbinler, özgül hıza göre aşağıdaki gibi sınıflandırılabilirler[10].

$n_s = 3 - 60$ d/dk Pelton veya Turgo (aksiyon)

$n_s = 40 - 200$ d/dk Banki (aksiyon)

$n_s = 60 - 125$ d/dk Yavaş Francis (reaksiyon)

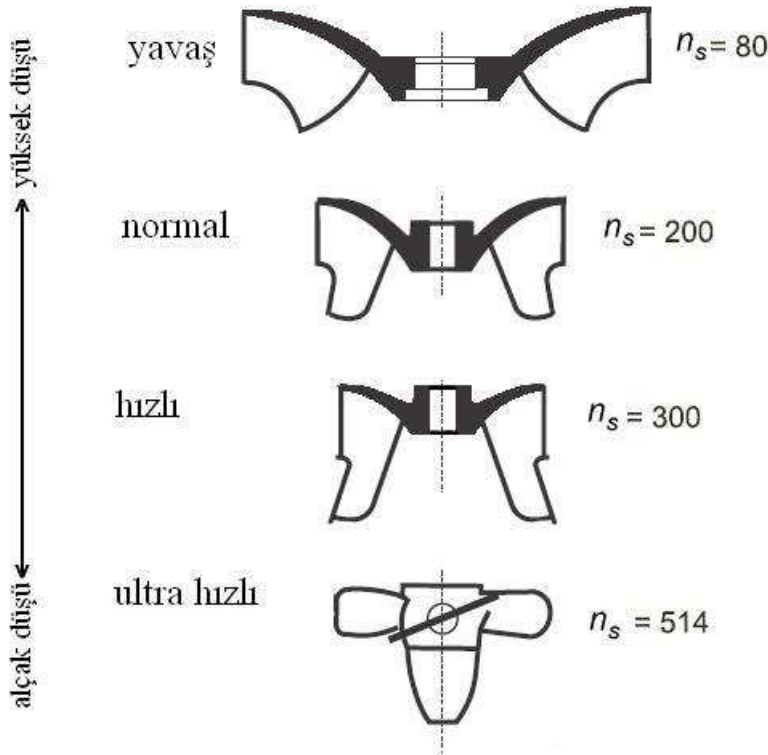
$n_s = 125 - 225$ d/dk Orta hızlı Francis (reaksiyon)

$n_s = 225 - 450$ d/dk Hızlı Francis (reaksiyon)

$n_s = 300 - 1100$ d/dk Kaplan (reaksiyon)

Yukarıdaki sınıflandırmada piyasada değişik isimlerle anılan tüm türbin isimleri mevcut değildir. Türbin yapısına göre değişik isimlerin kullanıldığı diğer türbinler yukarıdaki sınıflandırmalardan birinin tipik bir uygulaması olup farklı olarak isimlendirilmişlerdir. Örneğin, Boru tipi ve S tipi türbinler gerçekte prensip olarak bir Kaplan türbini uygulamasıdır. Temel türbin tipleri hakkında aşağıda daha detaylı bilgi verilmiştir.

Türbin çarkına suyun giriş şekli artan özgül hızla birlikte radyal halden aksenal hale dönüşür. Artan özgül hız, debinin artması ve/veya düşünün azalması anlamındadır. Düşük potansiyelde fazla debinin çarktan geçirilebilmesi düzgün aksenli bir akış ile mümkün olmaktadır. Özgül hızla bağlı olarak çark geometrisindeki değişim Şekil 3.2. Özgül hızla göre türbin çarkı geometrisinin değişimi Şekil 3.2.'te verilmiştir.



Şekil 3.2. Özgül hızla göre türbin çarkı geometrisinin değişimi [9].

3.1.3. Suyun Türbine Etki Şekline Göre Sınıflandırma

Diğer bir sınıflandırma şekli ise, suyun türbin çarkına etki ediş şekline göredir;

Reaksiyon türbinleri: Türbin çarkındaki hidrolik enerjinin etki ediş suyun basınç (potansiyel) enerjisinin kullanımı şeklinde ise bu tip türbinler reaksiyon türbini olarak isimlendirilir. Bu türbinlerde su basıncı ya da su emişi sağlanması için kapalı bir ortam ya da çarkın tamamen suyun içinde olması gerekir. Su enerjisini türbine verirken basınç değişir, çarkın girişindeki basınç çıkışındaki basınçtan daha büyüktür. Esas olarak suyun basınç enerjisinden yararlanır [11].

Aksiyon türbinleri: Bu türbinlerde suyun potansiyel enerjisi türbin girişinde bir lüle ile kinetik enerjiye dönüştürülür, yani su daralan bir boru sisteminden geçirilip, hız kazandırılarak çarka yönlendirilir. Dolayısıyla türbin çarkında suyun kinetik enerjisinin kullanıldığı türbinler, aksiyon türbini olarak isimlendirilirler. Bu türbinlerin çarklarında basınç düşmesi oluşmaz, çark giriş ve çıkışında basınç aynı kalır. Türbin kapalı bir ortama gerek duymaz [12].

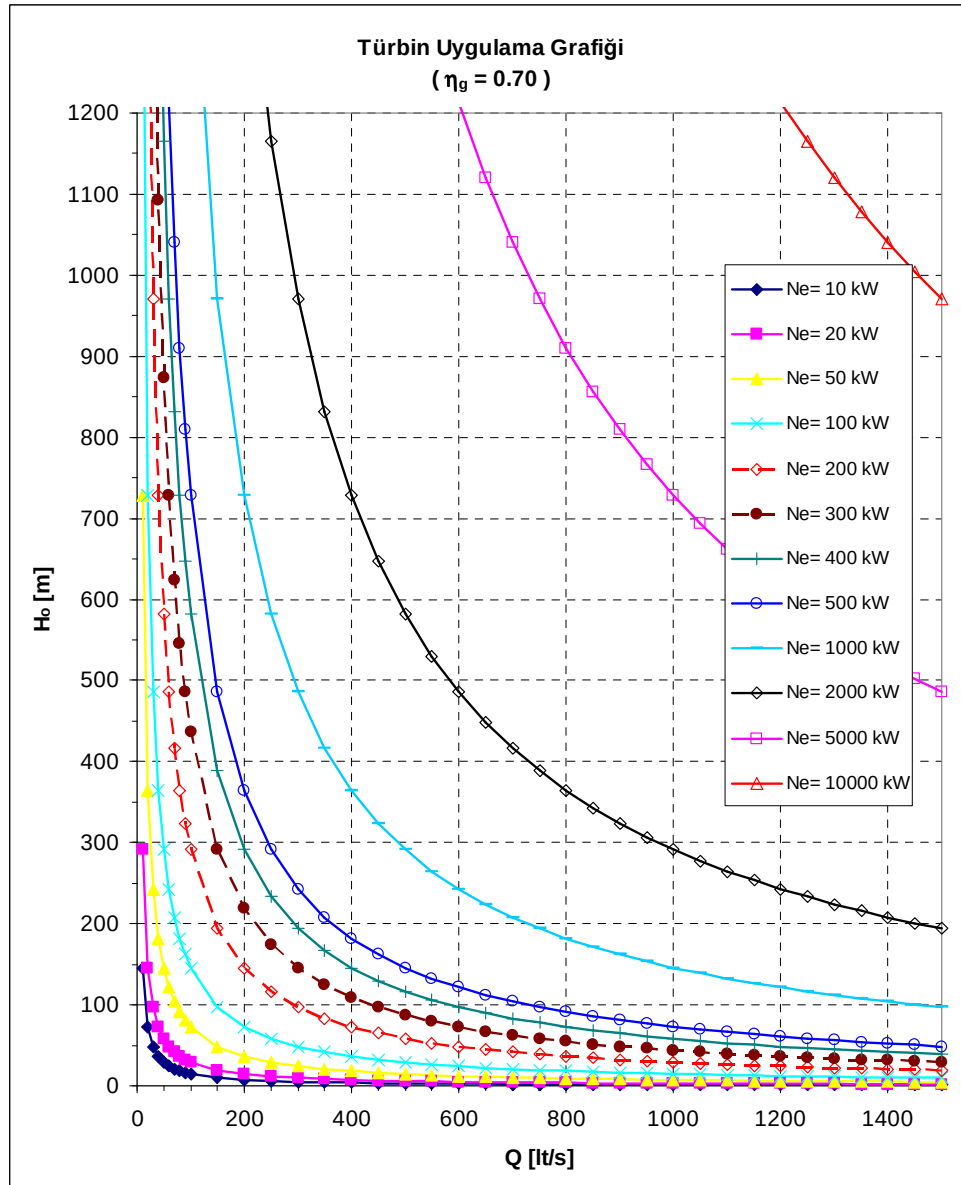
Türbinler ile ilgili diğer sınıflandırmalar;

Türbinlerin suyun akış doğrultusuna göre sınıflandırması: Türbinler suyun akış doğrultusuna göre de sınıflandırılmaktadır. Suyun akış doğrultusu esasen özgül hız tarafından belirlenen bir özelliktir.

Türbinlerin kullandıkları düşü değerlerine göre sınıflandırılması: Diğer bir değerlendirme de türbinlerin kullandıkları düşü değerlerine göre yapılabilir. Türbinler düşü seviyelerine göre üç grupta sınıflandırılırlar. Tablo 3.12'de türbinlerin genel sınıflandırılması sunulmaktadır.

3.1.4. Türbin Uygulama Tablosu

Elde edilmesi düşünülen güç için düşü ve debi değerinin ne olması gerektiği türbin güç denklemi (Denklem 1) kullanılarak hesaplanabilir. Bu denklemdeki türbin genel verimi emniyetli bir değer olarak 0.70 olarak alınmıştır. Elde edilen değerler ise grafik olarak, Şekil 3.3'te verilmiştir. Bu tablo ve grafik kullanılarak istenilen belli bir güç için gerekli olan düşü ve debi değerlerinin farklı kombinasyonları rahatlıkla tesbit edilebilir.



Şekil 3.3. %70 Verimle çalışan bir türbin için debi ve düşüye göre güç değişimi

3.2. Hidrolik Türbinlerin Çalışma Prensipleri Ve Karakteristik Özellikleri

Öncelikle, türbinlerin karşılaştırılmasına yardımcı olması için, türbin tipleri kısaca incelenerek, karakteristik özellikleri açıklanmıştır.

3.2.1. Francis Türbini

1849 yılında James Francis tarafından geliştirilen bu türbin modern türbinlerin ilkidir. Reaksiyon tipi hidrolik türbinlerdendir. Suyun potansiyel enerjisini kullanırlar. Akış çark içinde radyal doğrultudadır. Orta büyüklükteki düşülere kadar, orta büyüklükteki debilerde çalışırlar. Özgül hızları $n_s = 60\text{--}450$ d/dk arasındadır. Francis türbinleri özgül hıza göre aşağıdaki şekilde gruplandırılırlar [13].

- $n_s = 60 - 125$ d/dk Yavaş Francis (reaksiyon)
- $n_s = 125 - 225$ d/dk Orta hızlı Francis (reaksiyon)
- $n_s = 225 - 450$ d/dk Hızlı Francis (reaksiyon)



Şekil 3.4. Francis türbini çarkı [14].

$n_s = 150 - 250$ d/dk civarında verimleri maksimum seviyede olur. En yüksek verimi sağlayan özgül hız $n_s \cong 200$ d/dk dolaylarındadır. Türbin büyüdükçe genel verim artar ve %95'lere kadar çıkabilir. Üniter güç değerleri 700 MW'a kadar çıkar ve 20m-700m arası düşülerde çalışabilirler. Ünite başına en büyük gücü verebilen türbinler Francis türbinleridir. Su salyangoz şeklindeki parçadan çark kanatlarına radyal doğrultuda yönlendirilir ve eksenel doğrultuda yayıcı ile dışarı atılır. Şekil 3.4'te bir Francis türbini çarkı görülmektedir [14].

3.2.2. Kaplan Türbini

Viktor Kaplan'ın, 1913 yılında Francis türbininden yola çıkarak geliştirdiği reaksiyon tipi hidrolik türbindir [43]. Türbinlerde özgül hız (n_s) arttıkça akış eksenel doğrultu kazanır. $n_s > 500$ ise akış tamamen eksenel bir durum gösterir. Bu durumda türbinin debisi (Q) büyük olduğu için sürtünme kayıpları da artar. Sürtünme kayıplarını azaltmak için Francis'lerdeki çark kanatlarını dıştan saran çember kaldırılır. Böylece gemi uskuruna benzer bir çark elde edilir (Şekil 3.5). Çark kanatları (palalar) sabit ise bu tip türbinlere uskur çarklar veya türbinler denir. Yüksek özgül hızlarda, kısmi yüklerdeki türbin verimini düzeltebilmek ve farklı yük ve düşülerde türbinin düzgün çalışmasını sağlamak için palalar ayarlanabilir de yapılmaktadır. Bu şekilde verimde düşme olmaksızın özgül hız 1100 d/dk ya kadar yükseltilebilmektedir. Palaların açılarının ayarlanabildiği bu türbinler ise Kaplan türbinleri olarak adlandırılırlar. Kaplan türbinleri genelde alçak düşü ve yüksek debi türbinleridir. Düşü değerleri 1–30m aralığında olabilir. Önemli bir avantajı, aynı düşü ve debi değerleri için türbin daha yüksek bir hızda çalıştığından (özgül hızının büyük olmasından dolayı) türbin ve generatör boyutları küçülür. Bu yüzden kesişim bölgelerinde Francis türbinlerinden daha çok tercih edilirler. Dezavantaj olarak ise, kavitasyon direncinin az olmasından dolayı bu türbinlerin kullanılabileceği düşü sınırının küçük değerlerde olması söylenebilir.



Şekil 3.5. Kaplan türbini çarkı [15].

3.2.3. Pelton Türbini

Aksiyon tipi hidrolik türbinlerdir, suyun kinetik enerjisini kullanırlar. 1870'li yıllarda Lester Pelton tarafından keşfedilmiştir. Bu türbinler debinin küçük ve düşünün yüksek olduğu durumlarda kullanılırlar. Düşü değerleri 2000 m'lere kadar ulaşabilmektedir. Özgül hızları ise küçüktür. Su bir lülede hızlandırılarak çarka yönlendirilir. Türbinin giriş ve çıkışı arasındaki enerji farkı esas olarak kinetik enerji farkına karşılık gelir. Diğer bir deyişle suyun çarka giriş ve çıkıştaki basınçları pratik olarak birbirine eşittir. Yani reaksiyon derecesi sıfırdır [16]. Şekil 3.6'da Pelton türbini'ne ait bir çark görülmektedir.



Şekil 3.6. Pelton türbini çarkı [17].

Tablo 3.2. Türbinlerin sınıflandırılması [6,9,12,18,19,20]

Türbin Tipleri		Özgül Hız (d/dk)	Düşü Değeri	Akış Doğrultusu	Etki Tipi
Francis	Yavaş	60-125	Orta	Radyal	Reaksiyon
	Orta	125-225	Orta	Radyal	Reaksiyon
	Hızlı	225-450	Orta	Diagonal	Reaksiyon
Kaplan		300-1100	Alçak / Orta	Eksenel	Reaksiyon
Pelton		3-60	Yüksek	Teğetsel	Aksiyon
Pelton (çok püskürtücülü)		3-60	Orta	Teğetsel	Aksiyon
Turgo		3-60	Orta / Yüksek	Saptırılmış	Aksiyon
Banki		40-200	Alçak / Orta	Çapraz	Aksiyon

4. ÇAPRAZ AKIŞ (BANKİ) TÜRBİNİ

Bu bölümde Banki türbinleri hakkında genel bilgi verilmiş olup, türbinin tarihçesi, çalışma prensipleri ve ilgili çalışmalar detaylı olarak incelenmiştir.

4.1. Çapraz Akış Türbini Tarihçesi

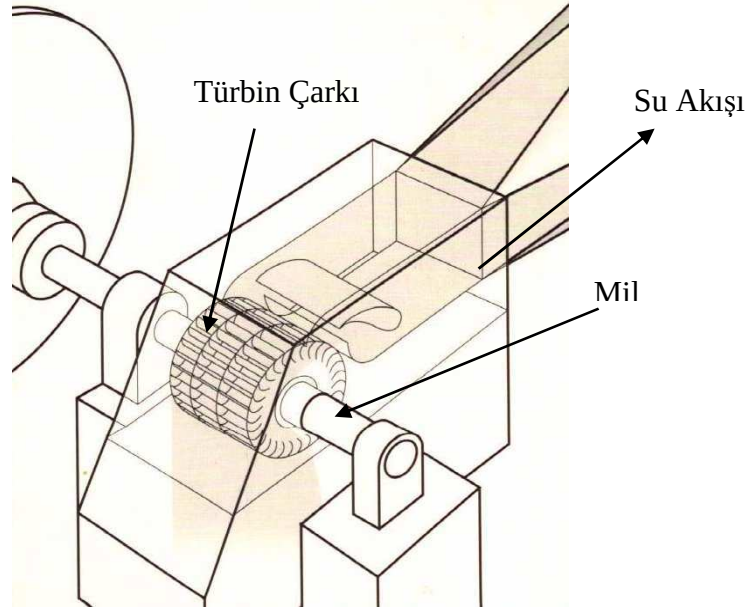
Çapraz akış türbini olarak bilinen türbin, literatürde üç farklı şekilde adlandırılmaktadır.

- Çapraz Akış Türbini: Çalışma prensibinden
- Michell-Banki Türbini (kısaca Banki Türbini): Kâşiflerinin isimlerinden (Antony Michell ve Donat Banki)
- Ossberger Türbini: Patentini alıp seri üretime geçen Fritz Ossberger'in ve firmasının isminden

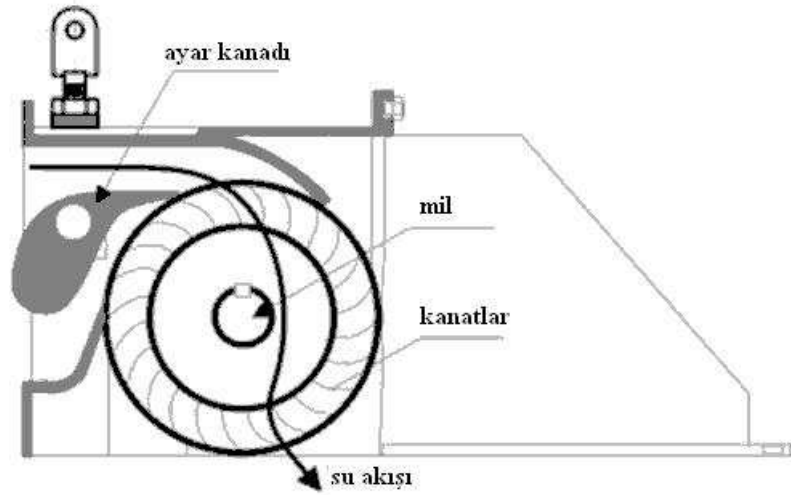
Antony Michell, 1903 yılında türbinin tasarım patentini almıştır. 1917 yılında Donat Banki, türbinin parametrelerini belirlemiştir [21]. Ossberger, 1933 yılında türbin patentini almış ve seri üretime geçmiştir. Ossberger firması hali hazırda, bu türbinlerin imalatını yapan en önemli firmalardan biridir [22].

4.2. Çapraz Akış Türbini Çalışma Prensipileri

Aksiyon tipi hidrolik türbinlerdir. Küçük hidroelektrik tesislerde özellikle basitliği ve uygun işletme özellikleri nedeniyle tercih edilirler. Diğer türbinlerde akış, eksenel ya da radyal olurken, bu türbinde çaprazdır. Su çarka iki kez etki eder. Çark gövdesini saran bir lüleden su kanatlara yönlendirilir. Geniş bir düşü ve debi aralığında kullanılabilir. Üniter güç değeri 1500kW seviyelerine kadar çıkmaktadır. Düşü 3 – 250 m değerleri arasında iken debi ise 25 – 13000 lt/s aralığında olabilir [10]. Şekil 4.1'de çapraz akış türbinine ait bir çizim, Şekil 4.2' de ise türbinde suyun takip ettiği yol gösterilmektedir.



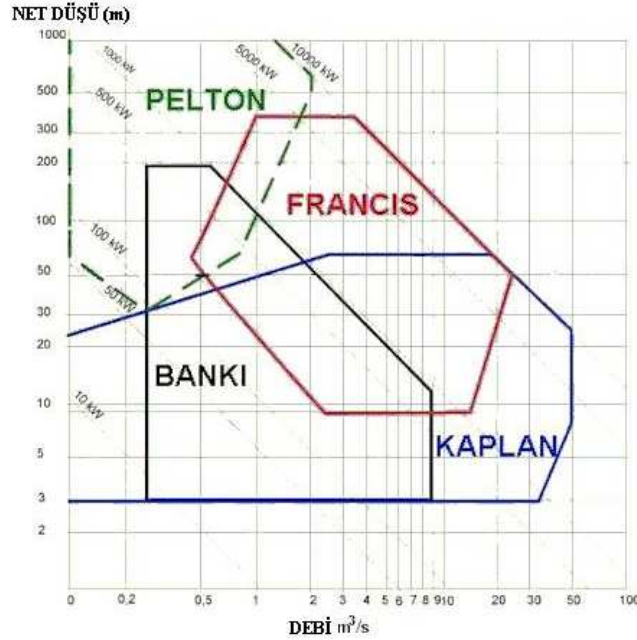
Şekil 4.1 Çapraz akış türbini çizimi [9]



Şekil 4.2. Çapraz akış türbininde su akışı [9]

Su türbinlerinin düşü ve debi değerlerine göre çalışma bölgeleri

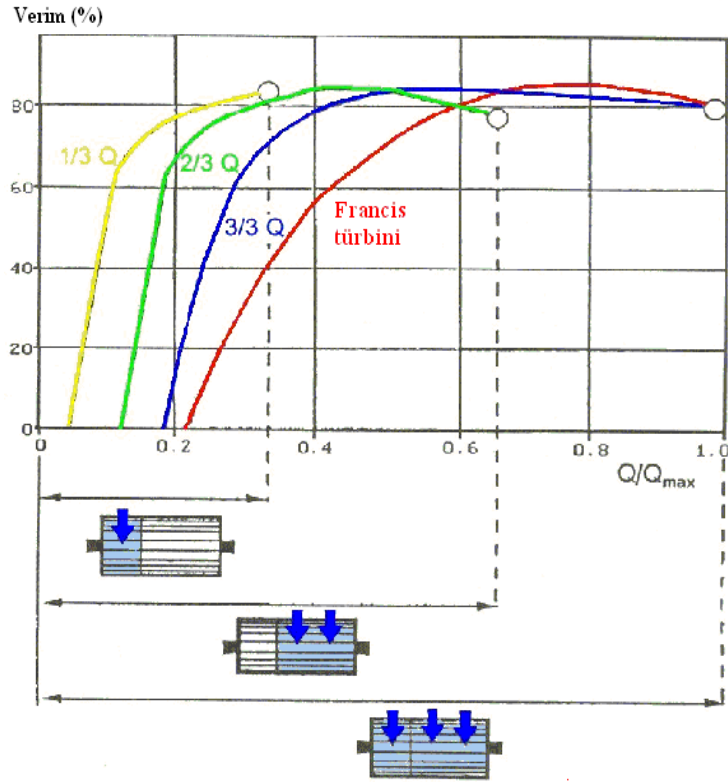
Şekil 4.3' te gösterilmiştir. Burada, çapraz akış türbininin, çalışma aralığı bakımından, diğer türbinler ile en çok kesişen türbin olduğu, ayrıca geniş bir çalışma aralığına sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 4.3 Türbinlerin düşü-debi değerlerine göre çalışma bölgesi [9]

Şekil 4.4' te değişik yük oranlarında Banki türbini ile Francis türbini verim eğrileri mukayase edilmiştir.

Bu tip türbinler genellikle aynı mil üzerinde, sadece 1:2 oranında uzunlukları farklı iki türbinden oluşacak şekilde imal edilirler. Böylece gelen debiye göre 1/3, 2/3 ve ikisinin birden çalışması durumunda da 3/3 debi oranlarında çalışabilirler [17]. Buna göre, verim elde edilen gücün, aynı debideki teorik güce oranı olarak ifade edildiğinde, Francis türbinin genel veriminin daha yüksek olmasına rağmen, yatık bir verim eğrisine sahip Banki türbininin kısmi yüklerde daha yüksek verimde çalışabildiği görülmektedir.

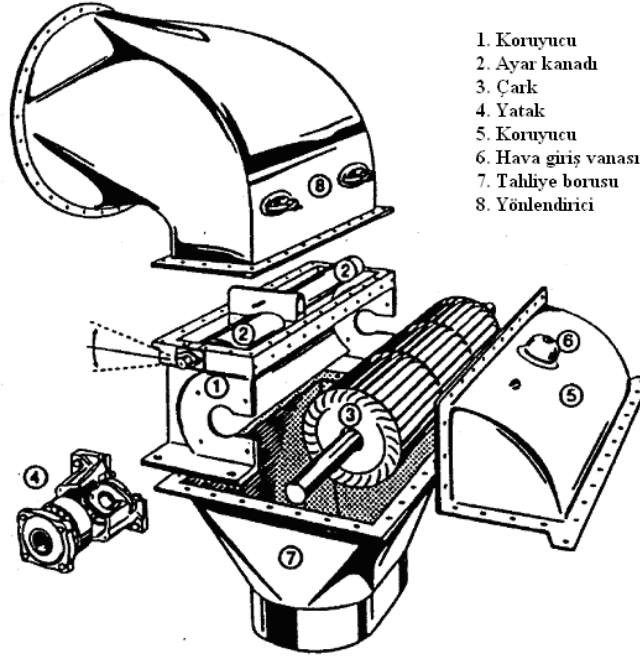


Şekil 4.4 Banki türbini için verimin yük oranlarına göre değişimi [10].

Türkiye'deki küçük ölçekli HES talepleri daha çok küçük işletmelerce talep edilen ve 100kW'a kadar olan güçlerde olagelmıştır. Bununla birlikte elektrik enerjisinin üretilerek satışının yapılması istenen durumlarda güç değerleri 500kW alt sınırından başlamaktadır. Bu güç değerleri arasında HES'in ilk yatırım maliyeti birincil derecede önem kazanmaktadır. Ayrıca, diğer enerji santrallerine kıyasla az da olsa işletme giderleri, özellikle arıza durumunda gerekli parçaların kısa sürede temin edilebilmesi ve gerekli teknik desteğin alınabilmesi de ilk yatırım maliyeti kadar önem arz etmektedir. Bu açılarından Banki türbini tüm isteklere cevap verebilecek en uygun türbin tiplerinden biri olarak karşımıza çıkmaktadır. Daha önce belirtildiği gibi, Banki türbininin konstrüksiyonu basit, imalatı kolay ve ucuzdur. Temel olarak bir aksiyon tipi, yani suyun kinetik enerjisini kullanan türbin olmasına rağmen, bunun yanı sıra reaksiyon, yani basınç enerjisini de belli oranlarda kullanır.

Şekil 4.5. Banki türbininin parçalarının ayrıık görüşü gösterilmiştir. Türbin temel olarak dört parçadan oluşur:

- 1.Çark
- 2.Lüle
- 3.Ayar kanadı
- 4.Gövde



Şekil 4.5. Banki türbininin parçalarının ayrıık görünüşü [42].

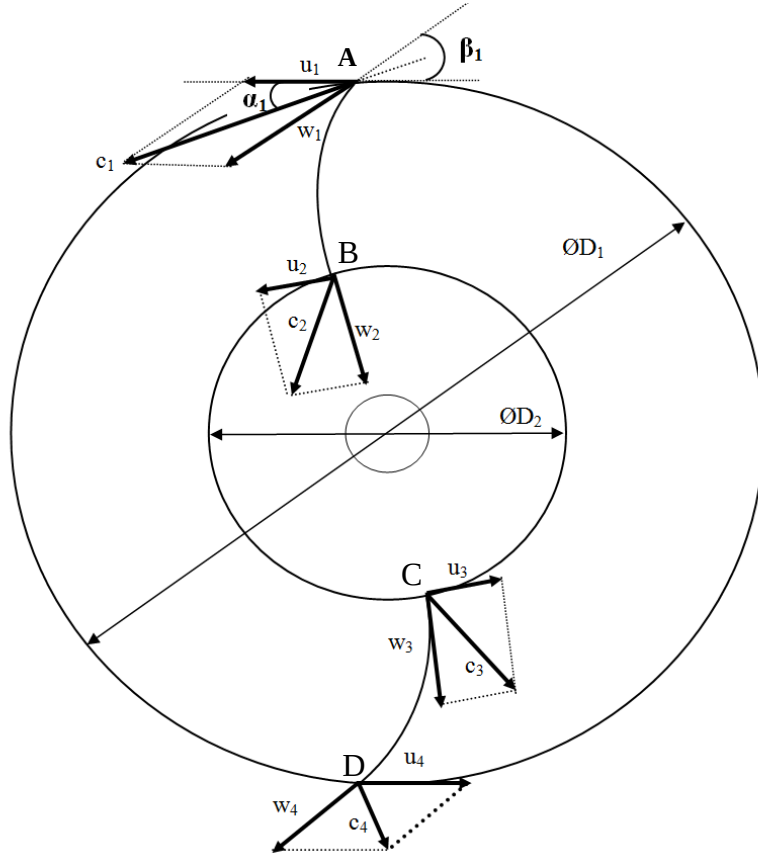
Cebri boru ile türbine taşınan suyun, daralan kesitli lüleden geçirilerek hızı artırılır. Yarım ay şeklindeki ayar kanadı ile istenen debi sağlanır. Su yüksek hızda çark kanatlarına teğetsele yakın bir şekilde çapraz olarak yönlendirilir. Çark çevresel olarak ardı sıra yerleştirilmiş dairesel yay parçalarından oluşur (Şekil 4.1). Suyun çark içinde takip ettiği yol Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Çarkın kanatları arasından geçen su, enerjisinin büyük bir kısmını ($\sim 75\%$) ilk kademede (Şekil 4.66 A ve B noktaları arası) çarka bırakır. Su çarka girdikten sonra ikinci kez çarkın kanatları arasından geçer ve çarkı terk eder. İkinci kademede (Şekil 4.66 C ve D noktaları arası) geri kalan enerjisini de ($\sim 25\%$) çarka bırakır [23]. Çarkı terk eden su emme borusundan dışarı tahliye edilir. Görüldüğü gibi bu türbinin farklı bir özelliği de suyun çarka iki kez çarpmasıdır. Bu yüzden iki kademeli türbin olarak da isimlendirilir. Bu özellik sadece bu türbin tipine hastır. Suyun çarktan ikinci geçişi merkezden dışa doğru, yani birinci geçişin tersi yönde olduğundan kanatlar arasında olabilecek yabancı madde sıkışmalarında önemli ölçüde önlenmiş olur.

Bugün Banki türbinleri değişik firmalar tarafından halen geliştirilmekte ve çok geniş bir düşü ve debi aralığında kullanılmaktadır. Banki türbinlerinin kullanıldığı karakteristik değerler Tablo 4.1'de özetlenmiştir.

Tablo 4.1. Çapraz akış (Banki) türbini çalışma aralıkları [10]

Düşü (m)	Debi (lt/s)	Güç (kW)	Özgül Hız (n_s)
3 – 250	25 – 13000	1 – 2000	40 – 200

Görüldüğü gibi, Banki türbini 3m'den, 250m'ye kadar olan düşülerde kullanılabilmektedir. Debi ise çark çapı ve genişliği değiştirilerek 25 lt/s'den 13.000 lt/s gibi çok yüksek değerlere çıkabilmektedir. Şimdiye kadar ünite başına rapor edilen en yüksek güç 2 MW'a kadar ulaşmıştır. Çark çapı aralığı ise 200 mm ile 800 mm arasında değişmektedir. Bu verilere göre özgül hız değeri ise 40 d/dk ile 200 d/dk değerlerini almaktadır.



Şekil 4.6. Çapraz akış türbinleri hız üçgenleri [23].

Dizayn parametrelerinin belirlenmesinde dikkate alınması gereken bazı hususlar vardır. Bunlardan birincisi türbin ve benzerlik konusudur. Su türbinleri turbo makineler grubundadır. Yani eksen etrafında dönen bir çark ve çark kanatları üzerinden akan bir akışkan mevcuttur. Bu akışkan su türbinlerinde sıvı, gaz ve buhar türbinlerinde ise gaz fazındadır. Temel korunum ve benzeşim denklemleri tüm turbo makineler için aynıdır. Farklı boyutlarda ve çalışma şartlarındaki turbo makineler arasında benzerlik kuralları kullanılarak değerlendirme yapmak mümkündür. Tasarım aşamasında üretilmesi düşünülen türbini gerçek boyutlarında prototip olarak üretmek ve laboratuvar şartlarında test etmek çok pahalı bir yöntemdir. Bunun yerine daha küçük boyutlarda benzer türbin üretilerek test edilebilir ve gerçek boyutlardaki türbinin karakteristik özellikleri çıkartılabilir. Dolayısıyla türbin boyutları ve çalışma şartları laboratuvar ortamındaki çalışmalar doğrultusunda belirlenebilir. Bu esnada benzerlik kurallarının ihmal edilmemesi ve pratik kullanılabilir değerlerin dikkate alınması gerekmektedir.

Diğer bir konu da küçük ölçekli türbinler için uygulama şartlarının göz önünde bulundurulmasıdır. Türbin için, mümkünse pratik bir uygulama alanı seçilebilir. Belirlenen türbinin sahada kullanılabilecek bir türbin olması da pozitif katkı sağlayacaktır.

Bunlara paralel olarak, tasarım geliştirmesi açısından, belirlenecek türbin parametrelerinin uygun alternatif tasarımları da içermesi ve farklı parametrelerin etkilerinin gözlenebilmesine imkân vermesi oldukça önemlidir.

Analizleri yapılan türbinin güç değeri 16 kW gibi küçük bir değerdir. Bu güç pratik olarak kullanılabilecek bir güç olmasının yanında laboratuvar şartlarında elektrik şebekesinden çekilebilecek/atılabilecek bir değerdir. Bu türbin için gerekli olan düşü ve debi değerleri ise sırasıyla 8 m ve 300 lt/s olarak belirlenmiştir. Analizi yapılan türbinin ilgili bütün parametreleri Tablo 4.2’de belirtilmiştir.

Tablo 4.2. Analizi yapılan türbinin parametreleri

#	Parametre		Model 1
1	Düşü	H_o [m]	8
2	Debi	Q [lt/s]	300
3	Genel verim	η_g	0.70
4	Efektif güç	N_e [kW]	16
5	Efektif güç	N_e [BG]	22
6	Çark dış çapı	D_1 [mm]	300
7	Devir sayısı	n [d/dk]	376
8	Rotor genişliği	b [mm]	388
9	Özgül hız	n_s [d/dk]	132
10	Çark iç çapı	D_2 [mm]	198
11	Kanat çapı	2ρ [mm]	98
12	Kanat profili açısı	δ [°]	73
13	Su giriş / hücum açısı	α_1 [°]	16
14	Çarka girişte mutlak hız	c_1 [m/s]	12.3
15	Çarka girişte teğetsel hız	u_1 [m/s]	5.6
16	Çarka girişte akış kesiti	A [m ²]	0.024
17	Çarka girişte su jeti kalınlığı	s_o [mm]	63
18	Kanatlar arasındaki açıklık	s_1 [mm]	63
19	Kanat sayısı	z	30
20	Mil merkezi-Su jeti mesafesi	y_1 [mm]	0.045

4.3. Çapraz Akış Türbini Literatür Araştırması

Çapraz akış türbinleri hakkında ilk çalışma Donat Banki tarafından yapılmış ve bu çalışmada türbinin ilk teorisi verilmiştir [21]. Daha sonra Macmore ve Merryfield tarafından yapılan çalışma hemen bütün çalışmalara referans olmuştur. Banki tarafından, verilen teorilerinin uygulanması ve teorinin detaylı incelenmesi yapılmış ayrıca deneysel sonuçlar ile teori mukayese edilmiştir. Banki'nin vermiş olduğu teorik hesaplamalara dayanarak türbin imal edilmiş ve türbin üzerindeki parametrelerin etkileri incelenmiştir. Türbin karakteristik değerlerini elde edilmiştir [23].

1960 yılında Haimerl, Francis türbini ile verim ve ekonomiklik açılarından mukayese etmiştir ve türbinin parçalarını, işletme koşullarını teorik olarak vermiştir [24].

1983'te Simpson, türbinin kendi kendini temizleyebilen, aynı zamanda geniş düşü ve debi aralıklarında çalışabilen ve imalatının kolay bir türbin olduğunu göstermiştir. Hatta, belli düşü aralıklarında, nehir üzerine kurulan santraller için mükemmel türbin olduğunu dahi söylemiştir [25].

Nakase, deneysel çalışmasında, türbinin karakteristik değerlerinin verime etkilerini incelemiştir. Nakase ve Fukutomi, gücün kontrolüne ayar kanadının etkisini incelemişlerdir [26].

Fukutomi, J., Y. Senoo, and Y. Nakase çalışmalarında, türbin içindeki akışın iki boyutlu analizini yapmışlardır. Akım çizgileri boyunca akış, nümerik olarak hesaplamış ve gövde boyunca akış özellikleri incelenmiştir. Sonuçlar, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ve iyi bir uyum olduğu tespit edilmiştir. Gövde boyunca akışın üniform olmadığı gösterilmiştir [27].

Yapılan birçok çalışmada ise akım çizgileri sonlu elemanlar analizi ile incelenmiştir. Çapraz akış türbinleri ile ilgili ülkemizde yapılan ilk doktora çalışması Karadeniz Teknik Üniversitesinde, Hayati Olgun tarafından yapılmıştır. Olgun, çalışmasının deneysel kısmında, çapraz akış türbininin tasarım parametrelerini ve işletme özelliklerini, teorik kısmında ise giriş ağzı çıkışındaki serbest hüzmeye yörüngesini incelemiştir [28]. Olgun diğer bir çalışmasında ise türbin performansını incelemiştir [29]. Choi, Y.D. ve arkadaşları, nümerik yöntemlerle türbinin hem yapısal hem de performans analizlerini yapmışlardır [30]. Sonuçlarında, giriş ve çıkış açılarının türbin performansına etkili olduğu gösterilmiştir. Daha önce deneysel yapılan bir çalışma ile mukayese edildiğinde maksimum verimler arasında %10,5'lik bir fark olduğu görülmüştür. Nümerik analizler tek faz kabulü ile yapılmıştır. İkinci faz olarak hava olmaması durumunda türbin boşluklarında girdaplardan dolayı suyun karışması, verimi önemli derecede düşüreceği, bunun yanı sıra havanın; türbin milinde çarpışma kayıplarını azaltması ile türbin verimine katkı sağlayacağı gösterilmiştir. Aynı kişiler, nümerik yöntemler kullanarak giriş ağzı şeklini belirlemeye çalışmışlardır [31].

Desai, V.R. and N.M. Aziz, bazı geometrik parametrelerin, türbin verimine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir (27 kanat, 3 farklı giriş ağzı ile test edilmiştir). Deney sonuçlarında artan kanat sayısı ile verimin arttığını göstermektedir. 24 derece giriş açısı için en iyi çap oranı 0,68 olarak belirlenmiştir. Daha büyük hücum açılarında, çap oranının 0,60 dan 0,75'e çıkması ile maksimum verimin azaldığı görülmüştür [32].

Fiuzat, A.A. and B.P. Akerkar, bir çapraz akış türbininin kademelerindeki güçleri belirlemek amacıyla çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmalar için akışı rotorun içine yönlendiren yardımcı bir mekanizma ihtiva eden özel bir türbin tasarlanıp imal edilmiştir. Gücün dağılımını belirlemek için, yönlendiricili ve yönlendiricisiz deneyler yapılmıştır. 1. kademedeki güç dağılımı, yönlendirici monte edilmiş şekilde belirlenmiştir. Toplam güç ise, yönlendirici olmaksızın belirlenmiştir. Sonuç olarak ikinci kademede elde edilen gücün, literatürdeki değerlerden daha fazla olduğu ve ikinci kademe performansında iyileştirme çalışmaları yapılması durumunda, türbin

veriminin artacağını göstermişlerdir [33]. Franjic, K., çalışmasında çapraz akış türbinini bazı prensipleri farklı olan Ossberger ve Cink türbinleri ile mukayese etmişlerdir. [34].

Khosrowpanah, çapraz akış türbini üzerinde doktora çalışması yapmış, bu konuda çok önemli bir araştırmacıdır. Khosrowpanah, kanat sayısının, çark çapının, debi ve düşü değişimlerinde hücum açısının verime etkilerini deneysel incelemiştir. Farklı giriş ağzı açıklıklarında, değişik debi/düşü değişimlerinde çarklar, boyutsuz parametreler ile mukayese edilmiştir [35]. Çalışmasının sonuçlarında ise; giriş ağzı açısının 58°'den 90°'ye artması ile türbin veriminin artacağı ve sabit çark genişliğinde, çark çapındaki küçülme ile düşük oranda azalacağı sonucuna varmıştır. Ayrıca, kanat sayısının, verime ve türbinden elde edilen güce etki eden makul bir parametre olduğu gösterilmiştir. Khosrowpanah ve arkadaşları, türbinin teorik ve deneysel olarak tarihsel gelişimini incelemiş ve bu türbinlerde kavitasyon olmadığını göstermişlerdir [36]. Khosrowpanah, Fiuzat ve arkadaşları tarafından yapılan deneysel çalışmalarda, giriş açısı ve çap oranındaki artış ve kanat sayısındaki azalma ile birim debinin artacağı sonucuna varılmıştır.

Fukutomi ve arkadaşları, akışkan kuvvetlerini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Deneysel ve teorik sonuçlar karşılaştırıldığında iyi bir uyum olduğu görülmüştür [37]. Pereira ve Borges, giriş ağzındaki akışı deneysel incelemişlerdir. Bu incelemelerde, iki farklı giriş ağzı konfigürasyonunda, giriş ağzı iç duvarlarındaki statik basınç dağılımını göstermişlerdir [38].

5. ANALİZLER

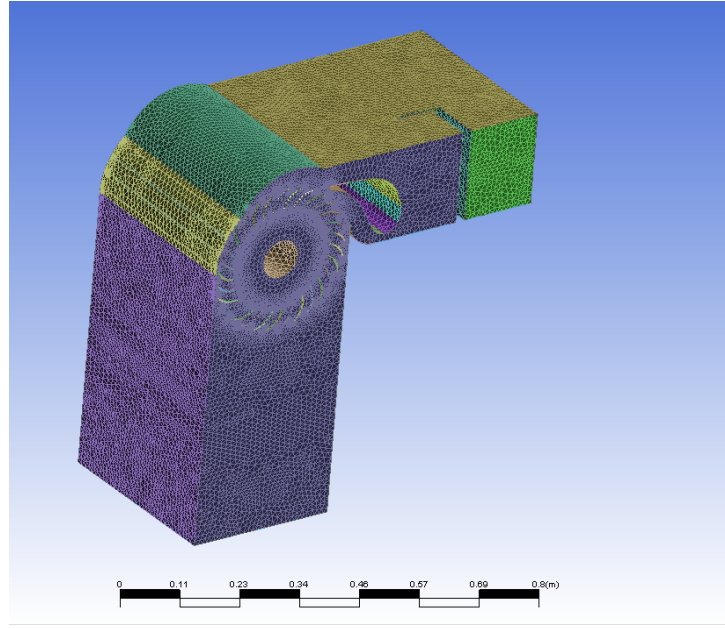
Çalışmalar temel olarak iki aşamadan meydana gelmektedir. Birinci aşamada, türbin ayar kanadının en yüksek verimde çalıştığı konum tespit edilmiştir. İkinci aşamada ise, ayar kanadı, bir önceki aşamada belirlenmiş olan, en yüksek verimi veren açıda sabit tutularak, sürgülü vananın etkileri incelenmiştir.

Ayrıca, türbin için sabit ve hareketli rotor durumları incelenmiş, hareketli rotor için akışa bağlı dönme hareketi tanımlanmıştır. Bununla birlikte, sistemden güç çekilmesini modellemek için direnç olarak karşı tork kuvveti uygulanmıştır. Bunların yanı sıra, çark milinin akışa etkisini belirlemek, 2 ve 3 boyutlu analizler arasındaki farkı görmek amacıyla karşılaştırmalı analizler yapılmıştır.

Problemin doğrusal olmayan karakteristiği ve eldeki bilgisayarların kapasiteleri göz önüne alınarak, çözümü kolaylaştıracak bazı kabüllerde bulunulmuştur. Daha iyi çözüm ağı oluşturabilmek için geometri basitleştirilmiş, keskin köşelerden ve küçük yüzeylerden mümkün olduğunca kaçınılmıştır. Fakat yapılan en önemli basitleştirme, önceki çalışmalarda araştırmacıların yapmış olduğu gibi analizin tek fazlı olarak kabulüdür.

Çapraz akış türbinlerinde gerçekte akış iki fazlıdır. Su ve hava birlikte bulunmaktadır. İki fazlı analiz ile tek fazlı analizler kıyaslandığında, maksimum % 10 gibi bir farkın olduğu daha önceki deneysel ve teorik çalışmalar ile belirlenmiştir [26]. Burada, çalışmanın hassasiyeti açısından, eleman sayısı artırılmıştır. Şekil 5.1'de görülen modelde 6 milyon civarında eleman kullanılmıştır [40]. Fakat bu eleman sayılarında analizler çok uzun sürdüğünden, sırasıyla farklı eleman sayıları da denenmiştir. 1 milyon eleman kullanılan analizler, çok uzun sürmediği gibi, 6 milyon eleman sayısında elde ettiğimiz sonuçlarla arasında önemli bir fark olmadığı tespit edilmiş ve bu veriye dayanarak, analizler yaklaşık 1 milyon eleman sayısı ile tamamlanmıştır. HAD analizlerinde temel olarak kullanılan denklemler (EK-A)'da özetlenmiştir.

Yukarıda bahsedilen analizlerin yanısıra, tek sürgülü vana yerine, simetrik iki sürgülü vana kullanımının türbin verimi üzerine etkisi de incelenmiştir. Elde edilen ilk sonuçların tek sürgülü vana kullanımındaki sonuçlara kıyasla daha verimli olmadığı tespit edilmiş, zaman ve ekipman kapasitesi darlığından dolayı da bu kontrol yönteminin detaylı olarak incelenmesi daha sonraki çalışmalara bırakılmıştır.

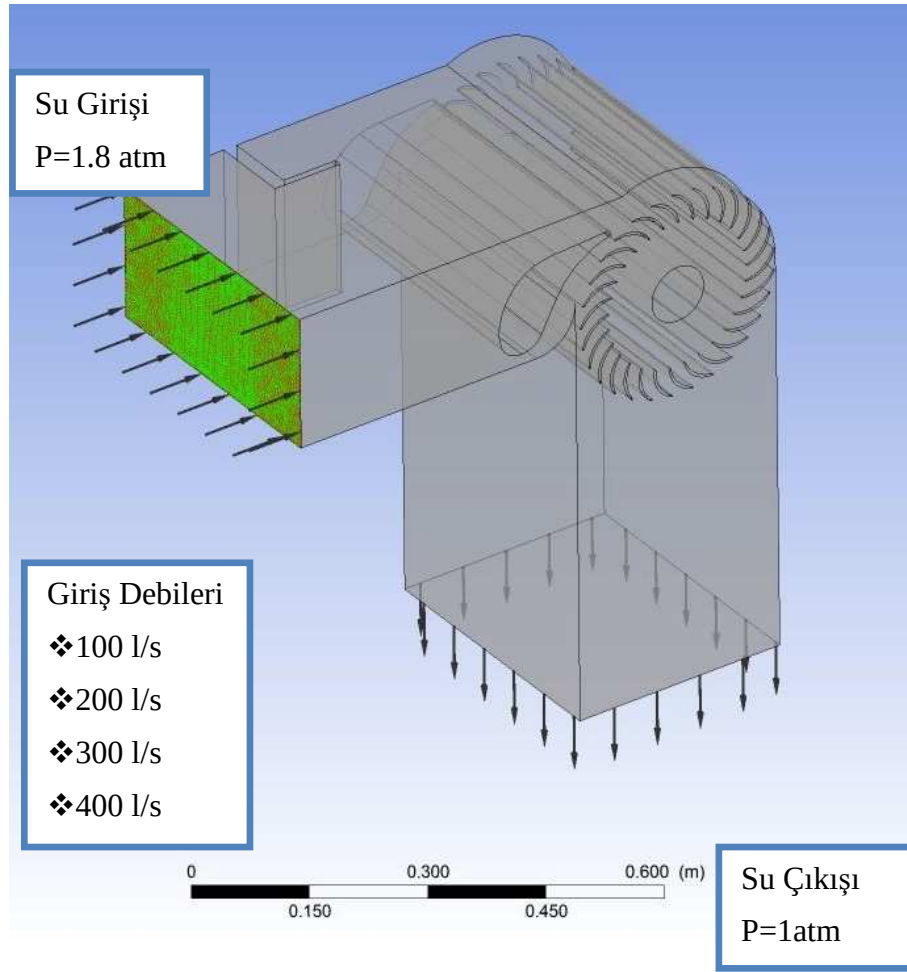


Şekil 5.1. Ağ Örgüsü

Analizlerin yapıldığı sınır şartları Tablo 5.1' de belirtilmiştir

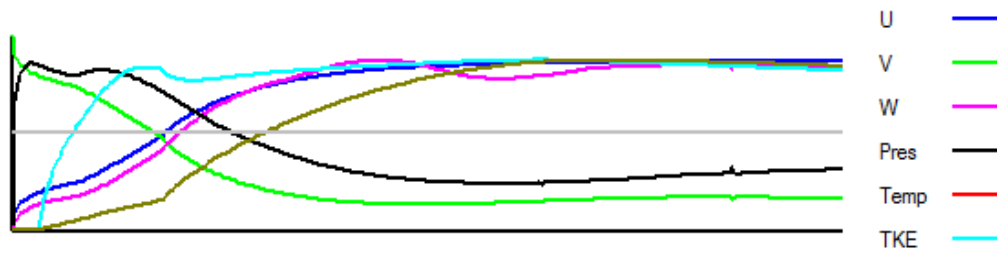
Tablo 5.1. Analizlerin yapıldığı sınır şartları

Giriş Debisi (l/s)	100, 200, 300, 400
Giriş Mutlak Basıncı (atm)	1.8
Çıkış Debisi	Giriş debisi
Çıkış Mutlak Basıncı (atm)	1
Eleman Sayısı	~ 1 000 000
Ağ boyutu (m)	0.012
Sürgü Konumu (Açıklık)	1/4, 2/4, 3/4, 4/4



Şekil 5.2. Sürgülü vana 3/4 açık konumda iken yapılacak olan bir analizin hazırlanışı

Şekil 5.3' te yapılan bir analizin çözüm aşamasında, her bir iterasyon arasındaki farkların giderek yakınsadığını gösteren bir örnek sunulmaktadır.

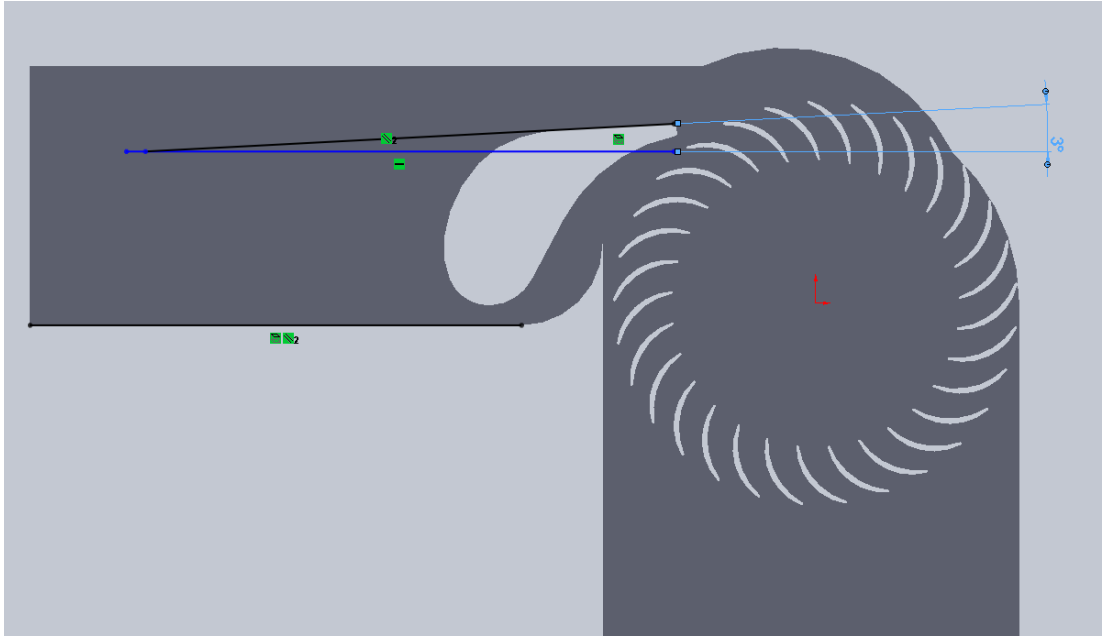


Şekil 5.3. Çözümün iteratif yakınsama grafiği

5.1. En Uygun Ayar Kanadı Açısının Belirlenmesi

En uygun ayar kanadı açısı belirleme çalışmaları, 9 farklı ayar kanadı açısı için, iki ve üç boyutlu olarak yapılmıştır. Ayar kanadının görevi türbine giren suyun debisini ayarlamaktır. Değişen güç ve debi gereksinimlerine göre, ayar kanadı değişik konumlarda olabilmektedir. Bu çalışmanın ilk aşaması, farklı debilerde en yüksek verimi elde edebilecek ayar kanadı açısının belirlenmesidir. Bu amaçla, 0° ile 20° arasında farklı ayar kanadı açıları için, değişik debilerde analizler yapılmıştır. Ayar kanadı açısı

Şekil 5.4'de ki gibi tanımlanmıştır.



Şekil 5.4. Ayar kanadı açısı

Şekil 5.5'te ise ayar kanadı, türbinde çalışırken görülmektedir.



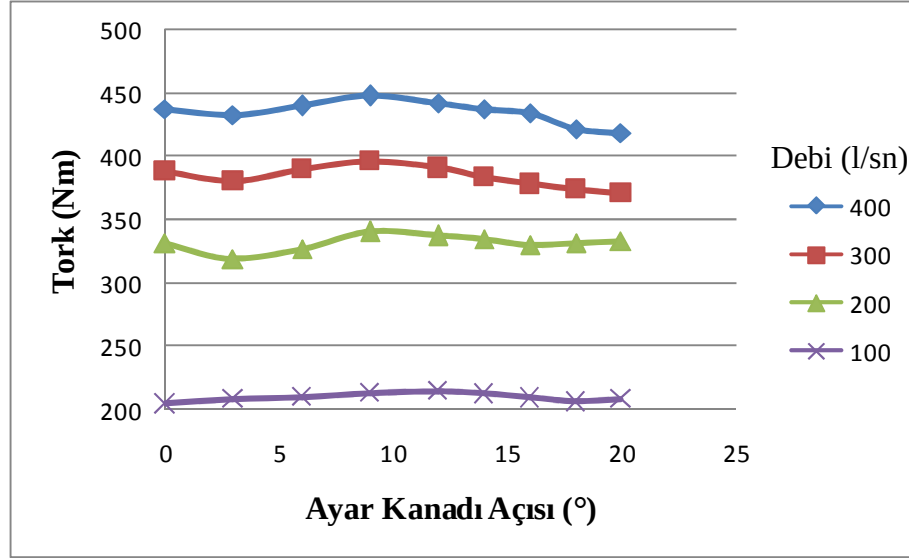
Şekil 5.5. Ayar kanadı

Tablo 5.22'de en uygun ayar kanadı açısı belirlenmesi amacıyla yapılan 36 adet analiz ve analiz koşulları birlikte sunulmuştur.

Tablo 5.2. En uygun ayar kanadı açısı belirleme analizleri

Ayar Kanadı Açısı (°)	Debi (l/s)			
	100	200	300	400
	Tork (Nm)			
0	204	332	388	438
3	208	319	381	433
6	210	327	390	440
9	213	340	396	448
12	234	337	391	442
14	232	335	384	437
16	229	330	378	434
18	226	332	374	422
20	228	333	371	418

Burada en yüksek tork 16 numaralı analizde, yani 9° de elde edilmiştir. Bu değer, sonraki aşamalar için referans kabul edilip, sürgülü vana performans analizlerinde, ayar kanadı 9° açıda sabit tutulmuştur.



Şekil 5.6. Ayar kanadı açısı ile tork değişimi

5.2. Sürgülü Vana Performans Analizleri

Çapraz akış türbinlerinde, sürgülü vananın etkileri ilk olarak Kocaeli Üniversitesi'nde yapılan bir doktora çalışmasında deneysel olarak incelenmiştir [4]. Bu çalışmada ise sürgülü vana performansı nümerik olarak incelenmiştir. Bu inceleme esnasında, ayar kanadı, Bölüm 5.1'de belirlenen, en yüksek torku sağlayan konumunda (9°) sabit tutulmuştur.

Sürgülü vananın etkisinin incelenmesi iki aşamada gerçekleşmiştir. İlk olarak direnç uygulanmaksızın, tork ölçülmüştür. İkinci aşamada ise, bu elde edilen tork

değerinin yarısı sisteme direnç olarak uygulanmıştır. Toplam uzunluğu 39 cm olan vananın 4 değişik konumunda ve 4 farklı debi için (16 adet) analiz yapılmıştır.

5.2.1. Dirençsiz

Bu aşamada, ayar kanadı 9° de sabit tutularak, değişik debi ve sürgülü vana konumlarında, elde edilen tork belirlenmiştir. Bu esnada türbin çarkı sabit kabul edilmiş ve ona çarpan suyun vermiş olduğu tork değerleri hesaplanmıştır. Buradan elde edilen veriler, Bölüm 5.2.2'de kullanılmıştır. Tablo 5.3'te farklı sürgülü vana açıklıklarında ve farklı debilerde, direnç uygulanmaksızın yapılan analizler sunulmaktadır.

Tablo 5.3. Direnç uygulanmayan analizler

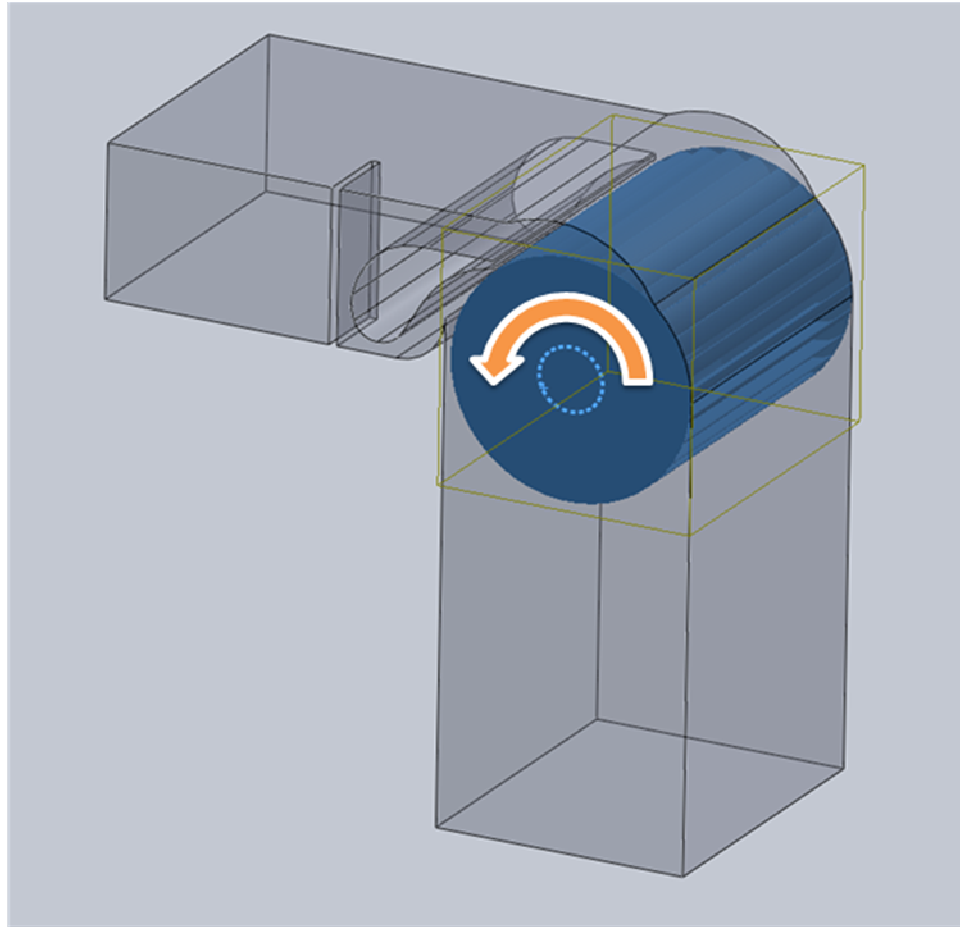
Sürgülü Vana Açıklık (%)	Debi (l/s)			
	100	200	300	400
	Tork (Nm)			
25	174	276	280	303
50	191	312	321	374
75	202	334	369	426
100	213	340	396	448

5.2.2. Dirençli

Bu aşamada da bölüm 5.2.1'den elde edilen tork değerlerinin yarısının, türbine karşı direnç olarak uygulanması ile, analizler, aynı debi ve sürgülü vana konumları için tekrar edilmiştir. Karşı direnç, dönme hareketi verilen türbin çarkına, karşı tork tanımlanarak sağlanmıştır. Karşı tork uygulanma sebebi, elektrik üreten alternatörün gösterdiği direncin ya da sistemden çekilen elektrik gücünün modellenebilmesidir. Tablo 5.4'te farklı sürgülü vana açıklıklarında ve farklı debilerde, direnç uygulanarak yapılan analizler sunulmaktadır.

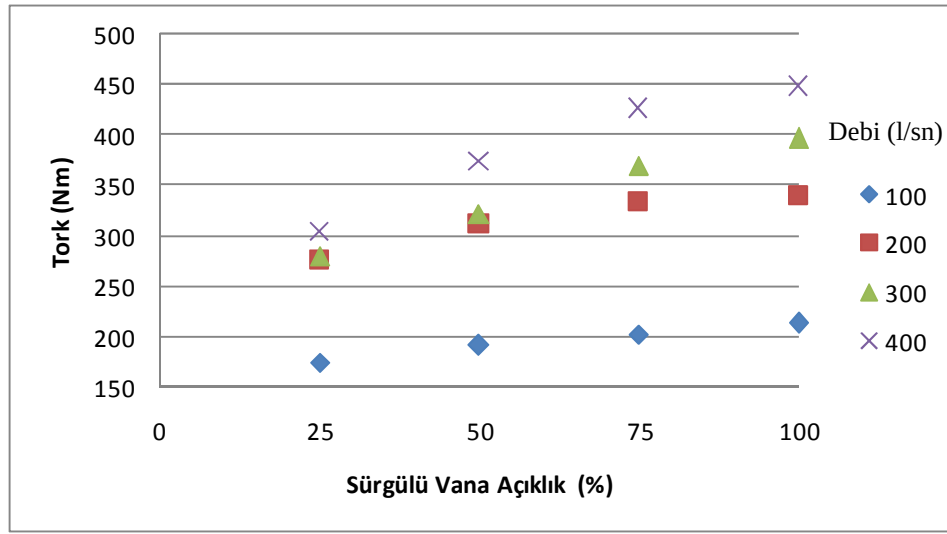
Tablo 5.4. Direnç uygulanan unalizler

Sürgülü Vana Açıklık (%)	Debi (l/s)							
	100	200	300	400	100	200	300	400
	Uygulanan Direnç (Nm)				Elde Edilen Tork (Nm)			
25	87	138	140	150	90	142	145	142
50	95	156	160	187	96	155	163	185
75	100	166	185	213	105	170	194	218
100	107	170	198	224	109	174	210	231



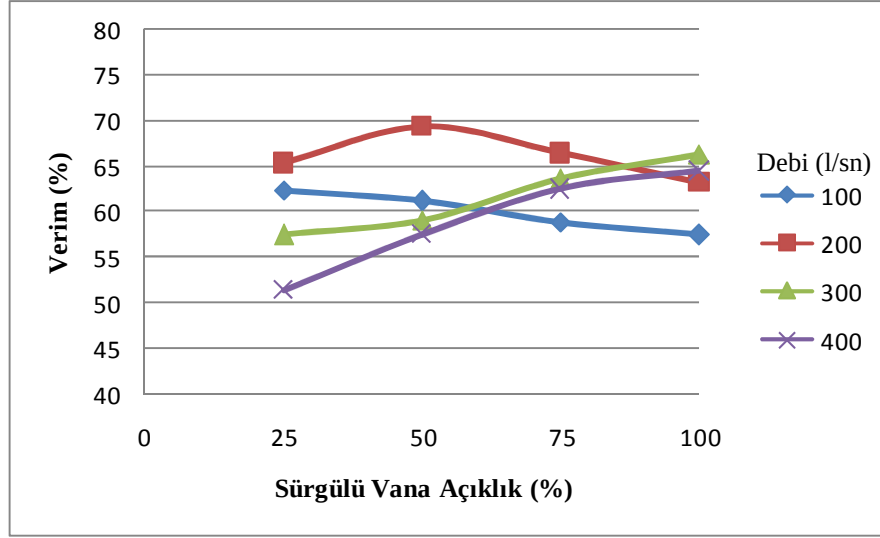
Şekil 5.7. Karşı direnç uygulanan analizin örnek gösterimi

Karşı direnç uygulanmayan sistemde, türbin çarkı, suyun akışı ile serbest olarak dönmektedir ve tork oluşturmamaktadır (Sistemdeki sürtünme etkilerinin ihmal edildiği durumlarda). Çarkın hızı sonsuza yaklaştıkça, geçen suyun debisi sifıra yaklaşmaktadır; sisteme karşı tork uygulanmasıyla birlikte, güç üretimi modellenmiş olmaktadır. Böylece, dirençsiz olarak yapılan analizlerde bulunan tork değerlerini teyit edebilmenin yanısıra, türbinin açısal hız değerleri de tespit edilmiş olup, güç, dolayısıyla verim değerleri bulunabilmiştir.



Şekil 5.8. Sürgü performansı

Burada sürgülü vananın farklı debilerdeki etkisi açıkça görülmektedir. Özellikle 200 l/s debide ve sürgülü vananın %50 kadar kapalı olduğu konumda, 400 l/s debide elde edilen tork miktarına yakın bir tork elde edildiği gözlenmektedir. Sürgülü vananın bu konumunda her iki debi değeri için de elde edilen tork miktarı azalmaktadır fakat tasarım debisi (300 l/s) ve üzerindeki debilerde bu azalma daha fazla olmaktadır. 200 l/s civarı debilerde sürgülü vananın kapatılması ile, tork değerlerinde bir düşüş olmakla birlikte artan açısal hıza bağlı olarak, elde edilen güç miktarı, dolayısıyla verim artmaktadır.

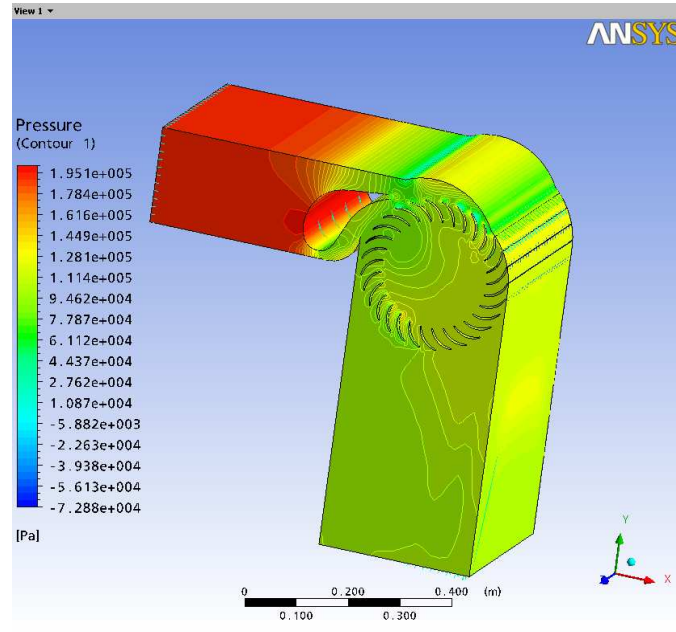


Şekil 5.9. Farklı debi ve sürgü açıklıklarında türbin verimi

Verim, elde edilen gücün, aynı debideki teorik güce oranı olarak tanımlanmıştır.

5.3. Mil Etkisinin Araştırılması

Türbin milinin, genel verime olan etkisinin incelenmesi amacı ile, çarkın milsiz olduğu kabul edilerek değişik koşullarda, analizler yapılmıştır.



Şekil 5.10. Türbin çarkının milsiz olduğu durumda basınç dağılımının görüldüğü bir analiz

Analizler ayar kanadının 0° ile 20° arasındaki açı konumları için tekrar edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, mil olmaması durumunda % 3 civarında tork artışı gözlemlenmiştir.

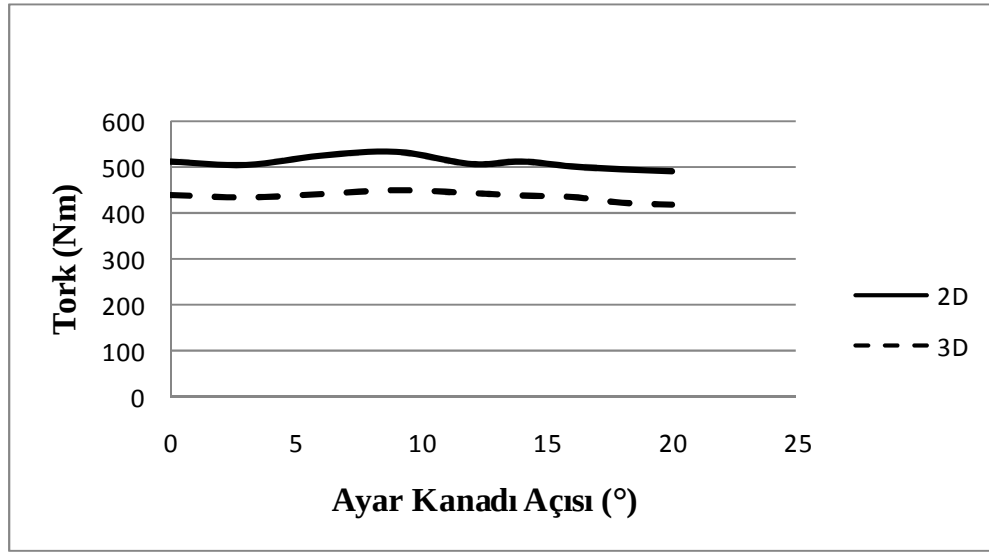
Çapraz akış türbinlerinde, ikinci kademe verimi yaklaşık %28 olarak verilmektedir [23], burada çarkın ortasından boydan boya geçirilen türbin mili akış hızmesinde ayrılmalara ve bozulmalara neden olduğu için ikinci kademe verimini, dolayısıyla türbin genel verimini düşürdüğü gözlemlenmiştir. Bu değer araştırmacılar tarafından yapılan deneysel çalışmalarda yaklaşık %6 olarak bulunmuştur [29].

5.4. Üç Boyutluluğun Etkisi

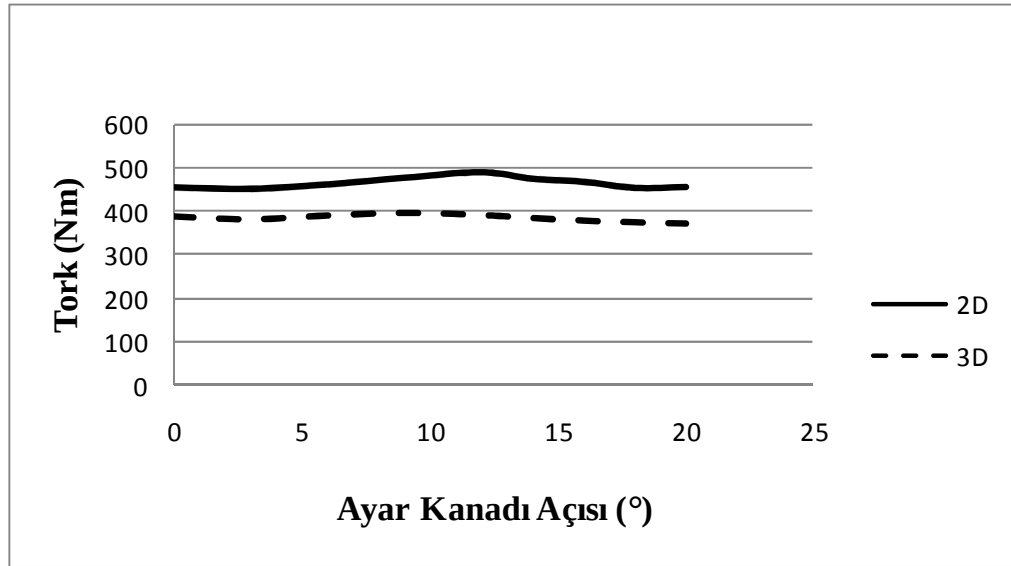
Bölüm 5.2'de, en uygun ayar kanadı açısını belirlemek için yapılan analizler, bu aşamada 2 boyutlu olarak tekrar edilmiştir. 2 boyutlu analizlerde, eleman sayısının ancak çok yüksek olduğu durumlarda, 3 boyutlu analiz sonuçlarıyla orantılı değerler elde edilmiştir. Eleman sayısının düşük olduğu durumlarda ise sonuçların tutarsız olduğu gözlemlenmiştir. Bu sebeple iki boyutlu analizler, eleman sayısı yüksek tutularak (düşük ağ boyutu) tamamlanmıştır.

Ağ boyutu 0.012 m olarak yapılan üç boyutlu analizler, iki boyutlu analizde 0.003 m gibi küçük değerlere indirgendiğinde, tork değerlerinde ortalama % 20 civarında bir değişim gözlenmektedir. Örnek olarak daha önce yapılmış olan, 36 numaralı analiz (400 l/s debi ve 20° ayar kanadı açısında), iki boyutlu olarak tekrarlandığında 418 Nm olarak elde edilmiş olan tork değeri, 490 Nm olarak bulunmuştur.

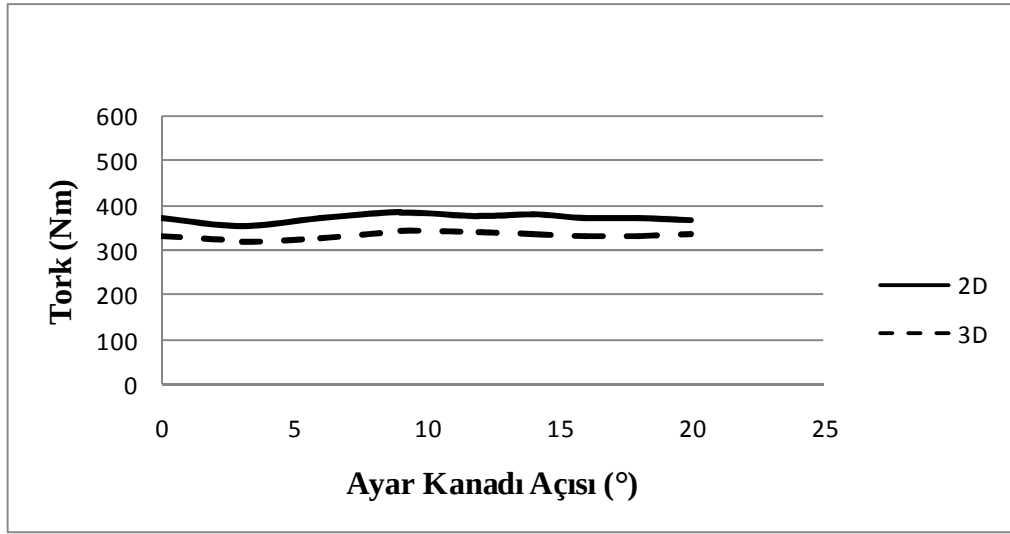
Şekil 5.11-14'te iki ve üç boyutlu analizlerin debilere göre mukayeseleri sunulmuştur.



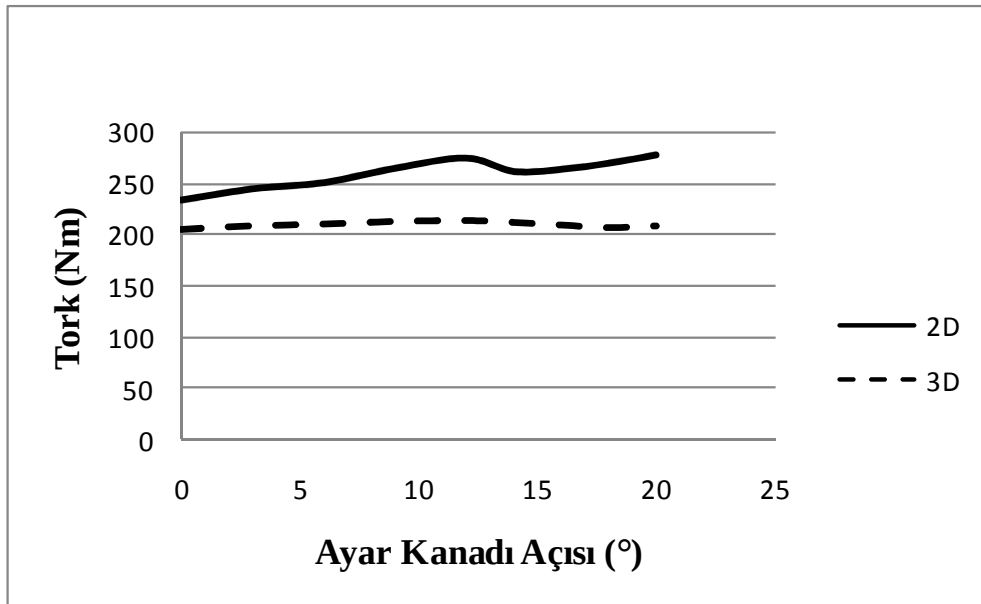
Şekil 5.11. 400 l/s debi için 2 ve 3 boyutlu analizlerin karşılaştırılması



Şekil 5.12. 300 l/s debi için 2 ve 3 boyutlu analizlerin karşılaştırılması

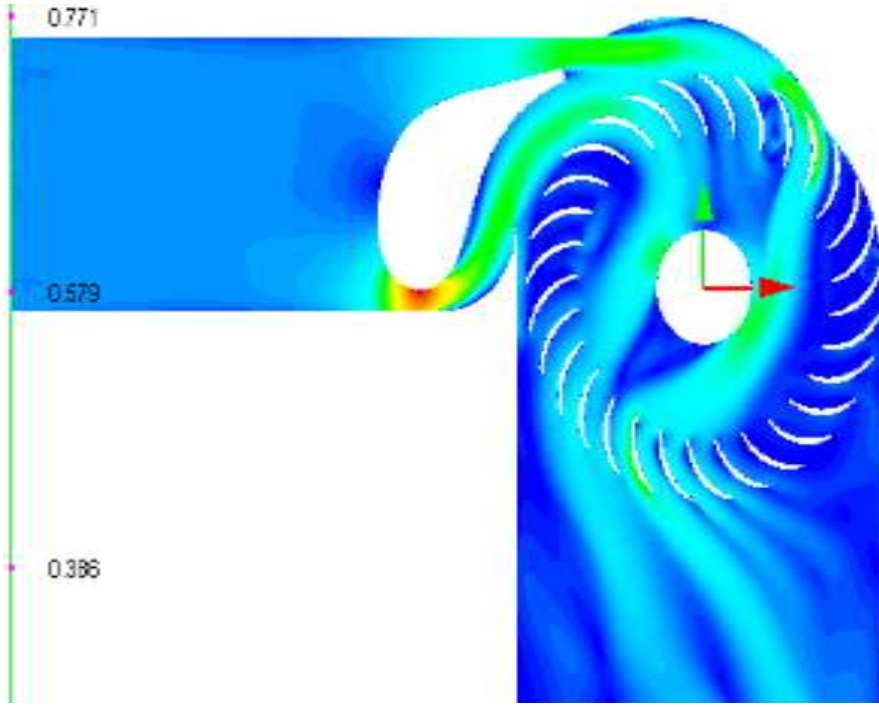


Şekil 5.13. 200 l/s debi için 2 ve 3 boyutlu analizlerin karşılaştırılması



Şekil 5.14. 100 l/s debi için 2 ve 3 boyutlu analizlerin karşılaştırılması

Şekil 5.15'te ise iki boyutlu bir analizdeki, hız profili sunulmuştur.



Şekil 5.15. İki boyutlu bir analiz örneği

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, hidroelektrik enerjinin Türkiye’deki durumu incelenmiş ve Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü (GYTE) Çayırova Yerleşkesi’nde kurulu Hidroelektrik Santral (HES) Laboratuvarı’nda kullanılan ve deneysel çalışmaları yapılan çapraz akış (Banki) türbininin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri yapılmıştır. Türbin veriminin artırılması amacıyla yapılan bu analizler, türbin ayar kanadı için en uygun çalışma açısının belirlenmesi, ayar kanadı ile yapılan debi ayarının, sürgülü vana kullanımı ile gerçekleştirilmesi, çark milinin akışa etkisi ile 2 ve 3 boyutlu akış analizlerin mukayesesi olarak özetlenebilir.

Çalışmanın birinci bölümünde hidroelektrik enerji, ikinci bölümünde ise hidrolik türbin çeşitleri hakkında bilgi verilmiş, ülkemiz şartlarına en uygun türbin tiplerinden biri olarak Banki türbini seçilmiş ve adı geçen çapraz akış türbini ayrıntılı olarak incelenmiştir. Ayrıca Banki türbini ile yapılmış diğer çalışmalara da yer verilmiştir.

Analizler kısmında ise, HAD metodları kullanılarak, türbindeki akış incelenmiştir. Öncelikle, en uygun ayar kanadı çalışma açısı, farklı debi ve açılarda, 2 ve 3 boyutlu analizler karşılaştırılarak belirlenmiştir. Daha sonra ayar kanadı açısı sabit tutularak, sürgülü vananın farklı konumları için türbin verimi incelenmiştir. Ayrıca, çark milinin akışa etkisini belirlemek için karşılaştırmalı analizler yapılmıştır.

En uygun ayar kanadı açısı belirleme çalışmalarında, farklı açı ve debi koşullarında yapılan 36 analiz sonucunda, en yüksek torkun büyük bir çoğunlukla, 9°’de elde edildiği görülmüştür. En yüksek tork, 9° ayar kanadı açısında ve 400 l/s debide elde edilmiştir. Bu analiz sonuçlarına dayanarak, daha sonraki analizlerde, ayar kanadı açısı bu değerinde sabit tutularak, çalışmalar sürdürülmüştür.

Sürgülü vananın türbin performansına etkisini belirlemek amacıyla yapılan analiz çalışmaları, iki kısımda tamamlanmıştır. İlk aşamada değişik debi ve sürgülü vana açıklıklarında yapılan analizlerde sadece tork değerleri tespit edilmiştir. İkinci aşamada ise, elde edilen bu tork değerlerinin yarısının türbine karşı direnç olarak uygulanmasıyla, sistemden çekilen elektrik gücü modellenmiştir. Bu analizlerin sonucunda, direnç olarak uygulanan tork ile yaklaşık aynı miktarda değer elde edilmiştir. Böylece, dirençsiz olarak yapılan analizlerde bulunan tork değerleri küçük sapmalarla teyit edilmiştir. Bunun yanı sıra, türbinin açısal hız değerleri tespit edilmiş olup, güç, dolayısıyla verim bulunmuştur. Sürgülü vana kullanımı ile sürgülü vanasız koşullara kıyasla daha düşük debilerde, yakın tork değerlerine ulaşılabildiği görülmüştür. Aynı zamanda, tasarım debisi ve üstü değerlerde (300 l/s ve üzeri), sürgülü vananın %50'den fazla kapalı olduğu durumların sistemde kayıplara neden olduğu, elde edilen güç değerlerinden tespit edilmiştir.

Mil etkisinin belirlenmesi amacıyla yapılan analizler, ayar kanadının değişik konumları için, dirençsiz olarak tamamlanmıştır. Yapılan analizler sonucunda, mil olmaması durumunda % 3 civarında tork artışı gözlemlenmiştir. Bu artışın nedeni, çarkın ortasındaki türbin milinin, akış hüzmesinde ayrılmalara ve bozulmalara neden olması, dolayısıyla ikinci kademe verimini düşürmesidir.

Sürgülü vana etkilerinin incelenmesi dışındaki analizlerin, daha kısa süre ve daha düşük çözüm maliyetiyle yapılabilirliğini görmek ve akıştaki üçüncü boyutun etkisini görebilmek amacıyla, en uygun ayar kanadı açısı belirleme analizleri, farklı debi ve ayar kanadı açılarında, 2 boyutlu olarak tekrarlanmıştır. Ağ boyutu 0.012 m olarak yapılan üç boyutlu analizler, iki boyutlu analizde 0.003 m gibi küçük değerlere indirildiğinde, tork değerlerinde ortalama % 20 civarında bir değişim gözlenmektedir

Sonuç olarak, verime olumlu yönde etkisi olacağından, özellikle düşük debilerde, sürgülü vana kullanılması ve mümkünse türbin çarkının milsiz olarak üretilmesi tavsiye edilmektedir. Bunun yanısıra, sürgü yapısının iyileştirilmesi (keskin köşelerden arındırılması v.s.) üzerine yapılacak çalışmalarla, verimin daha da iyileştirilebileceği tahmin edilmektedir.

KAYNAKLAR

1. Arısoy A. ve ark., *Türkiye’de Enerji ve Geleceği*, 2007 İstanbul Teknik Üniversitesi Raporu.
2. http://tr.wikipedia.org/wiki/Yenilenebilir_enerji, (Ziyaret Tarihi, 03.08.2010)
3. <http://www.enerji.gov.tr/index.php?dil=tr&sf=webpages&b=enerji&bn=215&hn=12&nm=384&id=384>, (Ziyaret Tarihi, 12.07.2010)
4. Kaya, A. M., *Değişken Debilerde Yüksek Verimde Çalışan Bir Çapraz AkışTürbini Geliştirilmesi*, Doktora Tezi, 2011, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
5. <http://www.enerji.gov.tr/index.php?dil=tr&sf=webpages&b=elektrik&bn=219&hn=219&nm=384&id=386>, (Ziyaret Tarihi, 01.08.2010)
6. Paish, O., *Micro-hydropower: status and prospects*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part a-Journal of Power and Energy, 2002. 216(A1): p. 31-40
7. Akşit, M., 2005, *Küçük Ölçekli Hidroelektrik Santraller Modüler Türbin Bremzesi*, Çalışma Raporu.
8. <http://energytype.com/hydropower/hydropower-energy-technologies-worldwide/>(Ziyaret Tarihi, 01.07.2010)
9. Layman-Handbook-for-hydro-electric-power-plants.pdf
10. <http://www.ossberger.de/cms/pt/hydro/ossberger-turbine>, (Ziyaret Tarihi, 17.11.2010)
11. Paish, O., *Small Hydro Power: Technology and Current Status, Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2002, Vol.6, p. 537-556
12. Demirhan, A. Y., *Küçük Hidroelektrik Santrallerde Türbin Tasarımı*, 2006, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
13. Özbay, E., Gençoğlu, M.T., *Hidroelektrik Santrallerin Modellenmesi, V. Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu*, 2009, Diyarbakır, s.108-115.
14. <http://muhendisturkiye.wordpress.com/page/7/> (Ziyaret Tarihi, 12.08.2010)

15. <http://www.bakati.net/s~q-kaplan-turbine.aspx> (Ziyaret Tarihi, 09.11.2010)
16. Onat, N., *Mini Hidroelektrik Santraller için Güneş Pilleri ile Uyarılan Senkron Generatör Tasarımı*, Doktora Tezi, 2005, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
17. <http://www.capture3d.com/TRITOP-app-quality-turbines-3Dmeasure.html> (Ziyaret Tarihi, 11.09.2010)
18. Aslan, Y., Yaşar, C., Karabörk, M.Ç., 2004, *Bir Mikro-Hidro Örneği: Kayaboğazı Barajı*, Eleco 2004, Bursa, s. 21-25
19. Gümüsel, S., *Hidroelektrik Santral Kurulumu İçin Fizibilite Çalışması*, Yüksek Lisans Tezi, 2007, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
20. Erdem, M., *Küçük Hidroelektrik Santrallerin Tasarım Ölçütleri*, Yüksek Lisans Tezi, 2006, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
21. Banki, D., *A New Water Turbine*. z. Ges. Turbinenwesen, 1918: p. 21 – 24
22. <http://hydropowerstation.com/?m=201003>, Hydro electric power plants, 2010 (Ziyaret Tarihi, 10.08.2010)
23. Macmore, C.A., and Merryfield, F., *The Banki Water Turbine*. Engineering Experiment Station 1949. 25, Oregon State College.
24. Haimperl, L.A., *The Cross-Flow Turbine Water Power*, 1960: p. 5-13.
25. Simpson, B.J., *Low head Micro-Hydro Demonstration Project, Coker, Alabama, Final Report*. NTIS ID No. DE85000223, 1983. Report No. DOE/R4 10223-TI.
26. Nakase, Y., Fukutomi, J., Watanabe, T., Suetsugu, T., Kubota, T. and Kushimoto, S., *A study of cross-flow turbine (effects of nozzle shape on its performance)*. Proc. Small Hydropower Fluid Machinery, ASME, 1982.
27. Fukutomi, J., Y. Nakase, and T. Watanabe, *A Numerical-Method of Free Jet from a Cross-Flow Turbine Nozzle*. Bulletin of the Jsme-Japan Society of Mechanical Engineers, 1985. 28(241): p. 1436-1440.

28. Olgun, H., A. Ulku, and E. Demirci, *Free Jet Analysis from Nozzles of Cross-Flow Turbine*. Boundary Elements Xv, Vol 1: Fluid Flow and Computational Aspects, 1993: p. 93-108.
29. Olgun, H., *Investigation of the performance of a cross-flow turbine*. International Journal of Energy Research, 1998. 22(11): p. 953-964.
30. Choi, Y.D., et al., *CFD analysis for the performance of cross-flow hydraulic turbine with the variation of blade angle*. New Trends in Fluid Mechanics Research, 2007: p. 428-431
31. Choi, Y.D., et al., *Internal flow characteristics of cross-flow hydraulic turbine with the variation of nozzle shape*. Fedsm 2007: Proceedings of the 5th Joint Asme/Jsme Fluids Engineering Summer Conference, Vol 2, Pts a and B, 2007: p. 1089-1094.
32. Desai, V.R. and N.M. Aziz, *An Experimental Investigation of Cross-Flow Turbine Efficiency*. Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme, 1994. 116(3): p. 545-550.
33. Fiuzat, A.A., and Akerkar, B. P., *The use of interior guide tube in crossflow turbines*. Waterpower '89, ASCE, 1989: p. 1111-1119.
34. Franjic, K., *Characteristics of cross-flow radial mini-hydro turbines*. Strojnicki Vestnik-Journal of Mechanical Engineering, 2001. 47(1): p. 53-61.
35. Khosrowpanah, S., *Experimental Study of the Crossflow Turbine*. Doktora Tezi Colorado State Universitesi, 1984. Fort Collins. CO.
36. Khosrowpanah, S., A.A. Fiuzat, and M.L. Albertson, *Historical Overview of Crossilow Turbine*. International Water Power and Dam Construction, 1988. 114(3): p. 38-43.
37. Fukutomi, J., et al., *Unsteady Fluid Forces on a Blade in a Cross-Flow Turbine*. Jsme International Journal Series B-Fluids and Thermal Engineering, 1995. 38(3): p. 404-410.
38. Pereira, N.H.C. and J.E. Borges, *Study of the nozzle flow in a cross-flow turbine*. International Journal of Mechanical Sciences, 1996. **38**(3): p. 283-302.

39. Batchelor, G.K. (2000). *An Introduction to Fluid Dynamics*. New York: Cambridge University Press. ISBN 978-0-521-66396-0
40. White, Frank M. (2006). *Viscous Fluid Flow* (3rd ed.). New York, NY: McGraw Hill. ISBN 0-07-240231-8
41. Surface Tension Module, by John W. M. Bush, at MIT OCW.
42. http://sleekfreak.ath.cx:81/3wdev/CD3WD/APPRTECH/G10TOE/B1125_29.HTM, (Ziyaret Tarihi, 10.08.2010).
43. ASME, National Historic Mechanical Engineering Landmark. Kaplan Turbine, 1980.

EKLER

EK-A

HAD analizlerinde kullanılan denklemler hakkında bilgi:

Viskoz akış, viskozite etkilerinin ihmal edilmediği gerçek hayattaki akıştır. Viskoz olmayan akış ideal akış olarak, viskoz akış ise gerçek akış olarak adlandırılır. Viskoz akış sayesinde sürüklenme, taşıma, sınır tabaka ve benzeri birçok fiziksel olay gerçekleşir.

Genelde her akışta tabakalar arasında hız farkı bulunur ve tabakalar arasındaki farklı kayma gerilmeleri viskozitenin bir sonucudur. Isaac Newton doğrusal, uniform, ve paralel akışta kayma gerilmesi τ , ile tabakalar arasındaki hız gradyentinin, $\partial u / \partial y$, tabakalara dik doğrultuda orantılı olduğunu keşfetmiştir.

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$$

denlemdaki μ sabiti dinamik viskozite sabitidir. Hava, su ve birçok akışkan Newtonian karakter gösterir. Dinamik viskozitenin birimi Pa.s olup su için değeri 20°C'de 1.002e-3'dir.

Viskoz akış için gerilim bileşenleri şu şekilde tarif edilir.

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= -p + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \tau_{xy} &= \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\ \sigma_{yy} &= -p + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \tau_{yz} &= \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \sigma_{zz} &= -p + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} & \tau_{zx} &= \tau_{xz} = \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \end{aligned}$$

Navier-Stokes denklemleri:

Akışkan parçacıklarının hareketini ifade eden ve Claude-Louis Navier ve George Gabriel Stokes'un çalışmalarından ismini almış olan akışkanlar mekaniğinin en önemli yapıtaşlarından biridir. Bu denklemler sonsuz küçük akışkan hacmi için momentum değişimini viskoz kuvvetler, basınç değişimleri, yerçekimi ve akışkanın iç kuvvetlerinin toplamı şeklinde ifade eder. Newtonun 2. kanununun bir uygulamasıdır. Akışkan mekaniğindeki birçok olayın açıklanmasında doğrudan kullanılan denklemlerdir. Okyanus akışlarının modellenmesi, boru içi akış, kanat etrafındaki akış, akışkan mekaniği ile ilgili olmamakla beraber yıldızların galaksilerindeki hareketinin hesaplanmasında bu denklemler kullanılır. Navier-Stokes denklemlerinin tam veya kısmi olarak kullanılmasıyla uçaklar tasarlanmakta, kan akışı modellenmekte, enerji santralleri kurulmaktadır.

Navier-Stokes denklemleri diferansiyel denklemlerdir ve cebrik denklemlerin tersine bir akıştaki parametreler arasında açık ve doğrudan ilişkilere yol açmaz. Açık ilişkilerden ziyade parametreler arasındaki oran değişimlerini ifade ederler. Mesela, ideal akış için Navier-Stokes denklemleri ivmenin (hızın değişim oranı) basınç gradyenti (çok değişkenli türev) ile orantılı olduğunu ifade eder.

Navier-Stokes denklemleri lineer-olmayan kısmi türevli diferansiyel denklemlerdir. Doğrusal-olmama hali denklemlerin çözümünü zor veya imkansız kılar ve türbülansın sebeplerinden biri de budur.

Navier Stokes Denklemlerinin Elde Edilmesi:

Navier Stokes denklemleri genel süreklilik denkleminin özel bir halidir. Navier stokes ve onunla ilintili denklemler kütle, momentum ve enerji korunum yasaları türetilerek elde edilirler.

Bu işlem Reynoldun taşıma teoremi ile açıklanır. Bir kontrol hacmindeki bazı özelliklerin değişimi, sınırlardan kaybedilen veya kazanılan değişimlerin, kontrol hacmi içinde kaynak ve kuyular tarafından üretilen/tüketilen değişimlere eşit olması prensibine dayanır. Şu şekilde ifade edilir.

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} L \, dV = - \int_{\partial\Omega} L \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} \, dA - \int_{\Omega} Q \, dV$$

Burada $\mathbf{v}$ akışkanın hızını, Q akışkan içindeki kaynak, kuyuları, L içteki değişimleri ifade etmektedir. Ω kontrol hacmini, $\partial\Omega$ 'de yüzeyleri ifade eder. Diverjans teoremi yüzey integraline uygulandığında hacim integraline dönüştürür ve

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} L \, dV = - \int_{\Omega} \nabla \cdot (L \mathbf{v}) \, dV - \int_{\Omega} Q \, dV$$

Şeklinde yazılmasına olanak sağlar. İntegralin sol tarafına Leibniz kuralını uygular ve tüm integralleri birleştirirsek aşağıdaki formu elde ederiz.

$$\int_{\Omega} \frac{\partial L}{\partial t} \, dV = - \int_{\Omega} \nabla \cdot (L \mathbf{v}) \, dV - \int_{\Omega} Q \, dV \Rightarrow \int_{\Omega} \left(\frac{\partial L}{\partial t} + \nabla \cdot (L \mathbf{v}) + Q \right) \, dV = 0$$

Her kontrol hacmi için bu integral 0 olmalıdır; bu da sadece integralin içinin 0 olması durumunda gerçekleşir. Bu durumda:

$$\frac{\partial L}{\partial t} + \nabla \cdot (L \mathbf{v}) + Q = 0$$

İfadesini elde ederiz. Elde edilen çok değerli bir bağıntı olup üç korunumun kısaca yazılışıdır. L 'nin vektör olması durumunda geçerlidir.

Momentumun Korunumu

Navier-Stokes denkleminin en basit formu momentuma korunum kanunun uygulanması ile elde edilir. Momentumun $\rho \mathbf{v}$ şeklinde yazılması ile

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{v}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) + Q = 0$$

Denklemini elde edilir. Burada $\rho \mathbf{v}$ dyad olarak tanımlanır, tensör vektörel çarpımının özel bir halidir ve 2.dereceden tensör doğurur. 2.dereceden tensörün diverjansı ise vektördür. Atalet kuvvetleri $\mathbf{b}$ olarak gösterilir ve momentumun kaynağı veya kuyusudur. Türev ifadelerini genişletirsek:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \mathbf{v} + \rho \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{v}) \cdot \mathbf{v} + \rho \mathbf{v} \nabla \cdot \mathbf{v} = \mathbf{b}$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \mathbf{v} + \rho \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla(\rho) \mathbf{v} \cdot \mathbf{v} + \rho \nabla(\mathbf{v}) \cdot \mathbf{v} + \mathbf{v} \rho \nabla \cdot \mathbf{v} = \mathbf{b}$$

$$\mathbf{v} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \mathbf{v} \cdot \nabla \rho + \rho \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} + \rho \mathbf{v} \nabla \cdot \mathbf{v} = \mathbf{b}$$

Burada şuna dikkat edilmelidir ki, bir vektörün gradyenti kovaryant türevinin özel bir halidir ve operasyonun sonucu ikinci dereceden tensördür. Fakat bu durum Kartezyen koordinatlarda istisna gösterir.

$$\mathbf{v} \cdot \nabla \rho + \rho \nabla \cdot \mathbf{v} = \nabla \cdot (\rho \mathbf{v})$$

Denkleminin ışığında ... denklemlerini tekrar düzenlersek

$$\mathbf{v} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \rho + \rho \nabla \cdot \mathbf{v} \right) + \rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} \right) = \mathbf{b}$$

$$\mathbf{v} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) \right) + \rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} \right) = \mathbf{b}$$

Formunu elde ederiz. Denklemin sol tarafının ilk bölümü kütle korunumunu belirtmektedir ve 0'a eşittir. Denklemin sol tarafında kalan diğer bölüm ise konvektif türevidir.

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} \right) = \mathbf{b} \Rightarrow \rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = \mathbf{b}$$

Elde edilenler Newtonun 2.yasası formundadır. Noktasal kuvvetlerin yerini atalet kuvvetleri amıştır. Navier-Stokes denkleminin her durumu için terimler atalet kuvvetlerinin ifadesidir.

Kütlenin Korunumu

Üretim olmadığı durumda $Q=0$ olur ve nolu denklem

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0$$

Haline dönüşür. Bu denkleme kütle korunum denklemi denir veya kısaca süreklilik denklemi olarak ifade edilir.

Sıkıştırılmaz akışta yoğunluk sabittir ve denklem

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0$$

Formuna indirgenir.

Hareket Denkleminin Genel Formu

Atalet kuvvetlerini gerilime bağlı kuvvetler ve diğer kuvvetler (yerçekimi) şeklinde açarsak ve bunları birim hacimli kübe uygulanmış şekilde gösterirsek

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{f}$$

Denklemini elde ederiz. Burada $\boldsymbol{\sigma}$ gerilim tensörünü ve $\mathbf{f}$ 'de diğer kuvvetleri göstermektedir. Bu denklem Cauchy momentum denklemi olarak bilinir ve her kütleli sürekli durumun non-relavistik korunumunu ifade eder. $\boldsymbol{\sigma}$ ikinci dereceden simetrik tensördür ve bileşenleri

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix}$$

Şeklinde gösterilir. σ normal, τ kayma gerilmelerini ifade eder. Bu tensörü şu şekilde yazarsak

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} p & 0 & 0 \\ 0 & p & 0 \\ 0 & 0 & p \end{pmatrix} + \mathbb{T} =$$

$$\begin{pmatrix} \sigma_{xx} + p & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} + p & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} + p \end{pmatrix} = -pI + \mathbb{T}$$

Formunu elde ederiz. Burada I 3x3lük birim matris ve $\mathbb{T}$ de deviatorik gerilim tensörüdür. Buradan şu görülür ki basınç p , normal gerilmelerin ortalamasının ters işaretlisidir.

$$p = -\frac{1}{3}(\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz})$$

Bu durumda Navier-Stokes denklemi en genel hali ile

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = -\nabla p + \nabla \cdot \mathbb{T} + \mathbf{f}$$

Şeklinde yazılabilir.

Sıkıştırılmaz Akış için Navier-Stokes Denklemleri

Sıkıştırılmaz newtonyen akış için şu ön kabuller yapılarak Navier-Stokes denklemleri indirgenir ve düzenlenir.

μ sabittir.

İkincil viskoz etkiler $\lambda = 0$ kabul edilir.

Kütle korunum denklemi basitleştirilmiş hali ile $\nabla \cdot \mathbf{v} = 0$ şeklindedir.

Yoğunluk sabittir.

Sıkıştırılmaz akış ve sabit viskozite varsayımı ile Navier-Stokes Denklemleri

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \mathbf{f}$$

Şeklinde önceki bölümlerde elde edilmiştir. $\frac{\partial v}{\partial t}$ terimi steady olmayan ivmelenmeyi, $v \cdot \nabla v$ konvektif ivmelenmeyi, $-\nabla p$ basınç gradyentini, $\mu \nabla^2 v$ viskoz etkilerini ve f' 'de diğer kuvvetleri ifade eder. Bu denklemde sadece konvektif ivmelenme terimi nonlineariteye yol açar.

Kartezyen koordinatlarda sıkıştırılamaz akış için Navier-Stokes denklemi

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \rho g_x$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g_y$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho g_z$$

şeklindedir. Navier-Stokes denklemlerinin curl'unun alınması ile basınç terimleri elenir. Bu durumda 2-Boyutlu akış için denklem

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + \rho g_x$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho g_y$$

formundadır. İlk denklem y'ye, ikinci denklem x'e göre türetilirse ve çıkan denklemler birbirinden çıkarılırsa basınç terimleri ve kuvvet terimleri elenir. Akım fonksiyonu ψ

$$u = \frac{\partial \psi}{\partial y} \quad v = -\frac{\partial \psi}{\partial x}$$

olduğu hatırlanırsa kütle süreklilik denklemi her halukarda sağlanmıştır ve 2-Boyutlu sıkıştırılamaz Newtonian akış denklemleri ve kütle korunum denklemleri tek bir denkleme indirgenebilir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\nabla^2 \psi) + \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 \psi) - \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial}{\partial y} (\nabla^2 \psi) = \nu \nabla^4 \psi$$

∇^4 terimi biharmonik operatör olarak adlandırılır ve ν 'de kinematik viskozitedir. Elde edilen denklem uygun sınır koşulları ile 2 boyutlu akışı ifade etmek için yeterli bir denklemdir [39,40]

ÖZGEÇMİŞ

1981 yılında Erzurum’da doğdu. İlk öğrenimini Darıca Merkez İlkokulunda, orta ve lise öğrenimini Gebze Anadolu Lisesinde tamamladıktan sonra, 2004 yılında Anadolu Üniversitesi Kimya Mühendisliği bölümünden mezun oldu. 2008 yılında GYTE Makine Mühendisliği Bölümünde yüksek lisans eğitimine başladı. 2005 yılından beri Otomotiv sektöründe çeşitli görevlerde mühendis olarak çalışmaktadır.