

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TURBO SOLENOİD VANA

DOKTORA TEZİ

Yaşar MUTLU

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Programı

KASIM 2018

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TURBO SOLENOİD VANA

DOKTORA TEZİ

**Yaşar MUTLU
(503112031)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Doktora Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğretim Üyesi Murat ÇAKAN

KASIM 2018

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503112031 numaralı Doktora Öğrencisi Yaşar MUTLU, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “TURBO SOLENOİD VANA” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğretim Üyesi Murat ÇAKAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Dr. Öğretim Üyesi Levent KAVURMACIOĞLU**.....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Zehra YUMURTACI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Erkan AYDER
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Hasan BEDİR
Boğaziçi Üniversitesi

Teslim Tarihi : 25 Eylül 2018
Savunma Tarihi : 16 Kasım 2018





Sevgili eşim ve canım kızıma,



ÖNSÖZ

Öncelikle, tez çalışmalarım boyunca engin bilgisini ve tecrübesini benimle paylaşarak çalışmalarına yön veren saygıdeğer hocam Dr. Öğretim Üyesi Murat ÇAKAN 'na çok teşekkür ederim. Ayrıca bu tez çalışmasının deneysel çalışmaları için bana gereken imkanları sağlamış olan SMS-TORK Firmasına, teşekkür ederim.

Bu çalışmalar süresince kendisine yeterince zaman ayıramadığım, bir tanecik küçük aşkım güzel İlayda' ma ondan esirgediğim tüm zamanlar için özür dileyip, küçük yaşına rağmen gösterdiği anlayıştan dolayı çok teşekkür ederim.

Son olarak bu tez çalışması boyunca her zaman bana destek olan ve benimle her türlü zorluğa katlanan yol arkadaşım, sevgili eşim Pegah'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Eylül 2018

Yaşar MUTLU
(Makina Yüksek Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Akış Otomasyonu ve Sanayideki Önemi	1
1.2 Solenoid Vana	2
1.3 Latching Solenoid Vana	3
1.4 Turbo Solenoid Vana	4
2. LİTERATÜR TARAMASI	7
2.1 Turbo Solenoide Uygun Türbin Tipleri	7
2.2 Literatürde Yapılan Çalışmalar	13
2.3 Kanat Profilleri	15
2.4 Çapraz Akış Türbinlerinde Bağlı Hız ve Hücüm Açısı Değişimi	18
2.5 Çapraz Akış Türbinlerinde Normal ve Teget Kuvvetler	20
2.6 Türbin Performans Kriterleri	21
2.6.1 Kanat uç hız oranı	21
2.6.2 Güç oranı	22
3. AKIŞ TEORİSİ	23
3.1 Amaç	23
3.2 Süreklilik Denklemi	23
3.3 Momentum Denklemleri	25
3.4 Enerji Denklemi	28
3.5 Akış Analizi ve Türbülans	30
4. MEKANİK TASARIM	35
4.1 Güç Tüketimi	35
4.2 Türbin Tasarımı	35
4.3 Performans Parametreleri	38
5. HESAPLAMALI AKIŞ ANALİZİ	39
5.1 Giriş	39
5.2 Ağ Üretimi Metodolojisi	40
5.3 Sayısal Çözüm Yöntemi	43
5.4 HAD Sonuçlarının Değerlendirilmesi	51
5.4.1 Darrieus türbini	52
5.4.2 Gorlov türbini	55
5.4.3 Lucid® türbini	61

5.4.4 Kanat profili etkisinin incelenmesi	65
5.5 Sonuçların Karşılaştırılması	72
6. SİSTEM TASARIMI VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	83
6.1 Elektrik Üretim ve Depolama Ünitesi	83
6.2 Elektronik Kontrol Ünitesi	84
6.3 Deney Düzenegi	85
6.4 Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi	89
7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	93
KAYNAKLAR.....	95
EKLER.....	99
ÖZGEÇMİŞ.....	107



KISALTMALAR

CPU	: Central Processing Unit
DMSM	: Double Multiple Stream Tube Model
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LE	: Leading Edge – Hücüm kenarı
MRF	: Multiple Rotating Reference Frame
NACA	: National Advisory Committee for Aeronautics
NASA	: National Aeronautics and Space Administration
PIV	: Particle Image Velocimetry
RANS	: Reynolds Averaged Navier Stokes
RNG	: Renormalization Group Method
rpm	: Round Per Minute – Devir/dakika
TE	: Trailing Edge – Firar kenarı
USB	: Universal Serial Bus
VAWT	: Vertical Axis Wind Turbine – Dik Eksenli Rüzgar Türbini



SEMBOLLER

c	: Veter Uzunluğu [m]
t_{max.}	: Maksimum Kanat Profil Kalınlığı [m]
δ	: Kanat Profil Kamburluğu [m]
W	: Bağıl Hız [m/s]
U_∞	: Mutlak Hız [m/s]
V	: Teğetsel Hız [m/s]
θ	: Türbin Pozisyon Açısı [°]
r	: Türbin Yarıçapı [m]
D	: Türbin Çapı [m]
ω	: Açısal Hız [rad/s]
λ	: Kanat Ucu Hız Oranı
h	: Türbin Yüksekliği [m]
α	: Hücum Açısı [°]
C_t	: Teğetsel Kuvvet Çarpanı
C_n	: Normal Kuvvet Çarpanı
F_t	: Teğetsel Kuvvet [N]
F_n	: Normal Kuvvet [N]
N	: Türbin Kanat Sayısı
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³]
M	: Moment [Nm]
$\dot{P}$	: Güç [W]
C_p	: Güç Oranı
u	: Hızın x Yönündeki Bileşeni [m/s]
v	: Hızın y Yönündeki Bileşeni [m/s]
w	: Hızın z Yönündeki Bileşeni [m/s]
∇	: Hacim [m ³]
m	: Kütle [kg]
t	: Zaman [s]
$\vec{F}$	: Kuvvet [N]

$\vec{a}$	: İvme [m/s^2]
f	: Birim Kütle Başına Kuvvet [N/kg]
τ	: Kayma Gerilmesi [N/m^2]
σ	: Normal Gerilme [N/m^2]
E	: Enerji [J]
Q	: Isı [J]
$\dot{Q}$	: Birim Zamanda Geçen Isı [W]
$\dot{W}$	: Birim Zamanda Yapılan İş [W]
T	: Sıcaklık [K]
K	: Isı İletim Katsayısı [W/(m.K)]
u	: Birim Kütle İçin İç Enerji [J/kg]
μ	: Dinamik Viskozite [Pa.s]
P	: Basınç [Pa]
ϕ	: Disipasyon Fonksiyonu [W/m^3]
L	: Karakteristik Uzunluk [m]
Re	: Reynolds Sayısı
k	: Türbülans Kinetik Enerjisi [J/kg]
μ_t	: Türbülans Viskozitesi [kg/(m.s)]
σ_k	: Türbülans Kinetik Enerjisi Prandtl Sayısı
σ_ϵ	: Türbülans Disipasyon Oranı Prandtl Sayısı
G_k	: Türbülans Kinetik Enerjisi Üretimi [$\text{kg/(m.s}^3\text{)}$]
G_b	: Kaldırma Kuvveti Türbülans Kinetik Enerjisi [$\text{kg/(m.s}^3\text{)}$]
ϵ	: Disipasyon Oranı [J/(kg.s)]
Y_M	: Çalkantı Genleşmesi [$\text{kg/(m.s}^3\text{)}$]
g	: Yer Çekimi İvmesi [m/s^2]
β	: Isıl Genleşme Katsayısı [$1/\text{K}$]
M_t	: Türbülans Mach Sayısı
a	: Ses Hızı [m/s]
ν	: Kinematik Viskozite [m^2/s]
y^+	: Yüzey Koordinat Normali
K_v	: Akış Katsayısı [m^3/s]

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Darrieus türbini özellikleri.	36
Çizelge 4.2 : Gorlov türbini özellikleri.....	36
Çizelge 4.3 : Lucid® türbin özellikleri.....	37
Çizelge 5.1 : Darrieus NACA0018 türbini HAD analiz değerleri.....	52
Çizelge 5.2 : Gorlov türbini HAD analiz değerleri.....	56
Çizelge 5.3 : Lucid® NACA0018 türbini HAD analiz değerleri.....	62
Çizelge 5.4 : Darrieus NACA0015 ve NACA0021 türbinleri HAD analiz değerleri	66
Çizelge 5.5 : Ortalama üretilen moment değerleri.....	72
Çizelge 5.6 : Ortalama yaratılan basınç düşüşü değerleri.....	72
Çizelge 5.7 : Ortalama moment değerleri oranlaması.....	73
Çizelge 5.8 : Ortalama basınç değerleri oranlaması.....	73
Çizelge 5.9 : 20° burkulmuş NACA0015 Gorlov türbini HAD analiz değerleri.....	74
Çizelge 5.10: 20° burkulmuş Gorlov NACA0015 dahil ortalama üretilen moment değerleri.....	79
Çizelge 5.11 : 20° burkulmuş Gorlov NACA0015 dahil ortalama yaratılan basınç düşüşü değerleri.....	79
Çizelge 5.12 : 20° burkulmuş Gorlov NACA0015 dahil ortalama moment değerleri oranlaması.....	80
Çizelge 5.13 : 20° burkulmuş Gorlov NACA0015 dahil ortalama basınç değerleri oranlaması.....	80
Çizelge 5.14 : Ortalama güç üretimi.....	81
Çizelge 5.15 : Ortalama güç oranı.....	82



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Solenoid vanayı oluşturan ana parçalar.....	2
Şekil 1.2 : Solenoid vana kesiti a) Direk çekmeli b) Pilot kumandalı.....	3
Şekil 1.3 : Latching solenoid vana açılması.....	3
Şekil 1.4 : Latching solenoid vana kapatılması.....	4
Şekil 1.5 : Turbo solenoid vana mekanizması.....	5
Şekil 2.1 : Savonius türbini [10].....	9
Şekil 2.2 : Darrieus türbini a) Rotor tipi b) H-rotor tipi [14].....	10
Şekil 2.3 : Gorlov türbini [1].....	11
Şekil 2.4 : Achard and Maitre türbini [1].....	11
Şekil 2.5 : J.Zanette ve arkadaşları türbini a) Dönme yönü b) S düzlemine göre türbin kesiti c)Değişken kesitli kanat profili [1].....	12
Şekil 2.6 : Lucid® türbini [17].....	12
Şekil 2.7 : 19. Y.Y. Yapılan kanat profili tasarımı çalışmaları [29].....	16
Şekil 2.8 : 20. Y.Y. Yapılan kanat profili tasarımı çalışmaları [29].....	16
Şekil 2.9 : Kanat profili bölümleri.....	17
Şekil 2.10 : Kanat profili hız üçgenleri.....	19
Şekil 2.11 : Çapraz akış kanat profilinde kuvvetler.....	20
Şekil 3.1 : Süreklilik denklemi çıkarımı için bir diferansiyel eleman [38].....	24
Şekil 3.2 : Momentum denklemlerinin çıkarımı için alınan diferansiyel eleman [38].....	26
Şekil 3.3 : Bir akış elemanını yüzeyini etkileyen kuvvetler [38].....	26
Şekil 3.4 : Enerji denkleminin çıkarımı için alınan diferansiyel eleman [38].....	29
Şekil 3.5 : Düz levhadaki akışta türbülansa geçiş aşamaları[39].....	31
Şekil 3.6 : Türbülanslı akışta bir noktadaki hızın zamanla değişimi [38].....	32
Şekil 4.1 : Tasarlanan Darrieus türbini.....	36
Şekil 4.2 : Tasarlanan Gorlov türbini a) Burkulma açısı 10° b) Burkulma açısı 20°.....	37
Şekil 4.3 : Tasarlanan Lucid® türbini.....	37
Şekil 5.1 : 2 ve 3 boyutlu yapı (Structured) ağ hücreleri.....	41
Şekil 5.2 : 2 ve 3 boyutlu yapı (Unstructured) ağ hücreleri.....	41
Şekil 5.3 : Ağ hücre geometrileri [40].....	42
Şekil 5.4 : Sınır tabaka ağ sıklığı.....	42
Şekil 5.5 : Farklı ağ kalitelerinde moment değerleri.....	43
Şekil 5.6 : MRF Çözüm Yöntemi.....	44
Şekil 5.7 : Ara yüzey sınır koşulu.....	44
Şekil 5.8 : Segregated Solver algoritması [41].....	45
Şekil 5.9 : Coupled Solver algoritması [41].....	45
Şekil 5.10 : Açık çözümleme metodu [39].....	46
Şekil 5.11 : Kapalı çözümleme metodu [39].....	46
Şekil 5.12 : Türbülanslı akış bölgeleri [35].....	49
Şekil 5.13 : Yüzeye yakın bölgelerin çözümleme yöntemleri [41].....	50
Şekil 5.14 : Türbin Y+ değeri.....	51

Şekil 5.15 : Sınır Koşulları.	51
Şekil 5.16 : Darrieus NACA0018 türbini hız alanı akım çizgileri sonuçları.	53
Şekil 5.17 : Darrieus NACA0018 türbini basınç alanı sonuçları.	54
Şekil 5.18 : Darrieus NACA0018 türbini, türbin pozisyonu- moment değişimi grafiği.	55
Şekil 5.19 : Darrieus NACA0018 türbini, türbin pozisyonu- basınç düşümü grafiği.	55
Şekil 5.20 : Gorlov 10° NACA0018 türbini hız alanı akım çizgileri sonuçları.	57
Şekil 5.21 : Gorlov 10° NACA0018 türbini basınç alanı sonuçları.	58
Şekil 5.22 : Gorlov 20° NACA0018 türbini hız alanı akım çizgileri sonuçları.	59
Şekil 5.23 : Gorlov 20° NACA0018 türbini basınç alanı sonuçları.	60
Şekil 5.24 : Gorlov türbini, türbin pozisyonu- moment değişimi grafiği.	61
Şekil 5.25 : Gorlov türbini, türbin pozisyonu- basınç düşümü grafiği.	61
Şekil 5.26 : Lucid® NACA0018 türbini 157 rad/s hız alanı akım çizgileri sonuçları.	63
Şekil 5.27 : Lucid® NACA0018 türbini 157 rad/s basınç alanı sonuçları.	64
Şekil 5.28 : Lucid® NACA0018 türbini, türbin pozisyonu- moment değişimi grafiği.	65
Şekil 5.29 : Lucid® NACA0018 türbini, türbin pozisyonu- basınç düşümü grafiği.	65
Şekil 5.30 : Darrieus NACA0015 türbini hız alanı akım çizgileri sonuçları.	67
Şekil 5.31 : Darrieus NACA0021 türbini hız alanı akım çizgileri sonuçları.	68
Şekil 5.32 : Darrieus NACA0015 türbini basınç alanı sonuçları.	69
Şekil 5.33 : Darrieus NACA0021 türbini basınç alanı sonuçları.	70
Şekil 5.34 : Farklı kanat profillerindeki Darrieus türbini, türbin pozisyonu- moment değişimi grafiği.	71
Şekil 5.35 : Farklı kanat profillerindeki Darrieus türbini, türbin pozisyonu- basınç düşümü grafiği.	71
Şekil 5.36 : 20° burkulmuş NACA0015 Gorlov türbini hız alanı akım çizgileri sonuçları.	75
Şekil 5.37 : 20° burkulmuş NACA0015 türbini basınç alanı sonuçları.	76
Şekil 5.38 : 20° burkulmuş NACA0015 Gorlov türbini, türbin pozisyonu- moment değişimi grafiği.	77
Şekil 5.39 : 20° burkulmuş NACA0015 Gorlov türbini, türbin pozisyonu - basınç düşümü grafiği.	78
Şekil 6.1 : Elektronik kontrol ünitesi.	84
Şekil 6.2 : Prototip türbin.	85
Şekil 6.3 : Solenoid akış performans ölçümü test düzeneği.	85
Şekil 6.4 : Test düzeneğinde debi ölçümü.	86
Şekil 6.5 : Fark basınç transmitteri.	86
Şekil 6.6 : Vana giriş basınç transmitteri.	87
Şekil 6.7 : Pleksiglas türbin yuvası.	87
Şekil 6.8 : Pompa devir hızının ayarı.	88
Şekil 6.9 : İstenilen akış hızını sağlamak.	88
Şekil 6.10 : Türbinin test düzeneğine bağlanması.	89
Şekil 6.11 : Gorlov 20° NACA0015 türbinin 750 rpm'de moment üretimi.	90
Şekil 6.12 : Moment ölçümü için kurulan düzenek.	90
Şekil A.1 : Lucid® NACA0018 türbini 78,5 rad/s hız alanı akım çizgileri sonuçları.	100
Şekil A.2 : Lucid® NACA0018 türbini 78,5 rad/s basınç alanı sonuçları.	101
Şekil A.3 : Lucid® NACA0018 türbini 235,5 rad/s hız alanı akım çizgileri sonuçları.	102
Şekil A.4 : Lucid® NACA0018 türbini 235,5 rad/s basınç alanı sonuçları.	103

Şekil A.5 : Lucid® NACA0018 türbini 314 rad/s hız alanı akım çizgileri sonuçları.....	104
Şekil A.6 : Lucid® NACA0018 türbini 314 rad/s basınç alanı sonuçları.	105





TURBO SOLENOİD VANA

ÖZET

Bu çalışma patentli bir sistem olan turbo solenoid vana sistemi için türbin tasarımından oluşmaktadır. Turbo solenoid sistemi akış otomasyonunda akış kontrolü için kullanılan yeni geliştirilmiş bir sistemdir. Bu sistem kendine yeten bir sistem olup bu sistem sayesinde akış kontrolü enerji ve kontrol için kablo kullanmadan mümkün olacaktır.

Turbo solenoid sisteminin en önemli parçalarından biri türbindir. Bu sebepten dolayı bu çalışmanın ana amacı HAD analizlerini kullanarak turbo solenoid vana sistemine uygun bir boru içi türbin tasarımı yapmaktır. Bu kapsamda boru içi çalışmalarına uygun olan farklı tip türbinler incelenmiştir. Sonuç olarak Darrieus, Gorlov ve Lucid® türbinlerinin bu uygulama için daha uygun olacağı kanaatine varılmıştır ve bu bağlamda HAD akış analizlerine tabi tutulmuştur. HAD analizlerinde türbin tipi dışında ayrıca kanatların burkulma açısı ve kanatların profil tipinin türbin performansı üzerine etkisi incelenmiştir. Aynı ölçüye ve NACA0018 profiline sahip türbinler üzerine yapılan analizler sonucunda Lucid® türbininin en yüksek moment değerini ürettiği ve buna karşılık boruda en yüksek basınç düşüşüne de sebep olduğu anlaşılmıştır. Diğer yandan 10° burkulmuş Gorlov türbinin Lucid® türbinine göre %31,3 daha az moment ürettiği ancak buna karşılık %51,4 daha az basınç düşüşüne sebep olduğu görülmüştür.

Kanat profili etkisini incelemek için Darrieus türbini NACA0021 ve NACA0015 profilleri ile irdelenmiştir. Kıyaslamalar sonucunda NACA0021 profiliyle olan türbinin NACA0018 profiline sahip türbine göre %1,5 daha az moment ürettiği ama %3,3 daha fazla basınç düşüşüne sebep olduğu görülmüştür. Buna karşılık NACA0015 profiline sahip türbinin NACA0018 profiline sahip türbine göre %9 daha fazla moment ürettiği ve %1,4 daha fazla basınç düşüşüne sebep olduğu görülmüştür.

Kanat burkulma açısının performans üzerine etkisini incelemek için 20° burkulmuş Gorlov türbini incelenmiştir. Sonuç olarak 20° burkulmuş Gorlov türbininin 10° burkulmuş Gorlov türbinine göre %19,1 daha yüksek bir moment ürettiği ve %5,5 daha az basınç düşüşü ürettiği sonucu elde edilmiştir.

Son olarak 20° burkulmuş Gorlov türbini NACA0015 profiliyle analiz edilmiştir. Analizler sonucunda bu tip türbinin en yüksek momenti üreten Lucid® türbinine göre sadece %4,7 daha az moment ürettiği ve buna karşılık %49,3 daha az basınç düşüşüne sebep olduğu sonucuna elde edilmiştir. Analizler sonucunda NACA0015 profiline sahip 20° burkulmuş Gorlov türbininin turbo solenoid sistemine en uygun türbin olacağı sonucuna varılmıştır.

Çalışmaların devamında turbo solenoid sistemi için uygun görülen NACA0015 profiline sahip 20° burkulmuş Gorlov türbininin hızlı prototipleme yöntemiyle üretimi yapılmıştır. Üretilen bu türbinle deneysel çalışmalar yapılarak, sayısal analiz sonuçlarının doğruluğu araştırılmıştır. İncelemeler sonucunda moment üretimi

kıyaslamalarında yatak ve sızdırmazlık elemanlarından kaynaklandığı bilinen %10'luk bir fark gözlemlenmiştir. Benzer şekilde basınç kaybı kıyaslamalarında kanat yüzey sürtünmelerinden kaynaklandığı bilinen 1,9 kPa'lık bir fark gözlemlenmiştir.



TURBO SOLENOID VALVE

SUMMARY

Fluid control technology is a field with numerous applications in the industry, the service industry and for domestic uses. On the other hand, with the proliferation of concepts such as the industry 4.0 industrial revolution in the world and the internet of things, the interest and need for smart systems is increasing day by day. Two issues have gained importance in this respect, particularly by the routing of current user trends: energy efficiency and self sufficiency.

Especially in regions where electrical power is difficult to deliver, it is very important to provide the energy of the flow automation equipment that will be used for flow control in remote areas. Cable networks established for the energy supply and control of flow automation equipment in installations, such as international crude oil and natural gas transmission lines, large power plants, petrochemical plants and petroleum refineries bring serious installation, repair and maintenance costs to the enterprises. The failure of fluid control equipment to operate properly in such facilities may sometimes lead to adverse situations. Because of this reason, it is ensured that these systems work continuously in a healthy way with the repairs and maintenance that are perpetually made in the enterprises. In areas of explosion risk in particular, these costs are increasing even more, due to the dedicated equipment that needs to be used, and any malfunction can lead to greater catastrophes.

The numerical and experimental study presented here is concerned with the establishment of a locally self-sustaining system for the control of the fluid control equipment, producing energy with the aid of the fluid to be controlled. Thanks to this system, automation processes will become much easier, and it will be possible to provide only wireless power and flow control with wireless communication, especially in big pipe areas without any cabling system.

In the Turbo Solenoid Valve System, first of all, rotation is obtained from the running fluid by means of a turbine; in this way, a special electrical generator is operated and the solenoid valve is energized by the electric power obtained. A battery system is used to keep the required electrical energy at an appropriate level and to ensure that the control system operates in all situations.

The operation of the system is briefly as follows: the fluid is driving the turbine, the turbine drives the generator and the alternative current power obtained from the generator is converted by a rectifier and a regulator to a constant voltage, which charges the battery and powers the control system. In case of both the first operations and insufficient power generation, the battery will provide the necessary energy. It will also feed the control system in standby mode, which requires a certain amount of energy, especially for wireless data communication.

As a result of the experimental measurements made, it has been observed that a 4W power source is sufficient for a latching solenoid valve that opens or closes in 12

seconds. In the experiments performed, the Wi-Fi system's power consumption and the system's incapability of generating power when the valve is closed have been considered.

As is well known, the prime equipment used to generate electric power from the flow energy is turbines. The turbines can be divided into two main groups according to the position of the turbine's axis of rotation in the flow: 1) Axial Flow Turbines, 2) Cross Flow Turbines. In axial flow turbines, the turbine's axis of rotation is parallel to the flow direction. In order to obtain a good efficiency in such turbines, the direction of the rotor must always be parallel to the flow. In cross-flow turbines, the flow direction is perpendicular to the turbine's axis of rotation. In such turbines, the axial direction of the turbine does not need to be continuously changed as in the axial flow turbines as well as the flow axis. Therefore, they are advantageous over the axial flow turbines in this respect. However, it is very difficult to predict the design rules and hydrodynamic behavior of such turbines. On the other hand, the flow structure in cross flow turbines introduces varying loads on the aerofoils. In these turbines, the turbine is exposed to variable loads at each rotation, which causes material fatigue. The severity of these mechanical loads determines the turbine lifetime. Therefore, material fatigue analysis is very important in these types of turbines.

When designing the turbine in cross flow turbines, factors such as limiting the fatigue effects of the material and decreasing the maximum and mean load difference need to be considered.

Generally speaking, cross-flow turbines have two important advantages over axial flow turbines: 1- They can be connected directly to the generator (without using intermediate gear mechanism), 2- They can be easily installed. On the other hand, the hydrodynamics of cross-flow turbines are very difficult due to three different conditions that cause uncertainty, complex turbulence and flow separation. 1 - Ever differing angle of attack. 2- Influence of aerofoil turbulences on each other, 3- Influence of connecting rods on flow.

In cross-flow turbines, at low rotational speed, changes in angle of attack very effectively influences turbine performance and causes static and dynamic stalls to occur. On the other hand, the performance of the turbine at high speeds is influenced by the turbulence of the flow running into the turbine, the vortices created by the aerofoils and the interactions they have on each other. In addition, as the rotational speed increases, the drag effect of the connecting rods increases and the total generated moment decreases.

In this study, it is planned to use a cross flow turbine in design because, it is more suitable for the system considered, it is simpler and longer lasting for mass production in the future, the system does not need a very high moment generation and low pressure loss is more important in this system.

In this study, three different types of cross flow turbines were numerically compared to each other and the most suitable type of turbine was selected for the turbo solenoid system. 1) Darrieus Turbine, 2) Gorlov Turbine 3) Lucid[®] Turbine (Figure 1). The numerical study was based on Sliding Mesh approach where the interaction of eddies shed by blades with consequent blades was taken into account.

In the CFD analysis except turbine type also the effect of the twisting angle and aerofoil profile on the turbine performance was investigated. As a result of analysis on same dimension turbines with NACA0018 profile, it is understood that Lucid[®] turbine

produce highest torque value and also cause highest pressure drop in pipe. On the other hand, 10° twisted Gorlov turbine produce 31.3% torque less than Lucid® turbine but against that it is cause 51.4% less pressure drops.

On the investigation on aerofoil effect Darrieus turbines with NACA0021 and NACA0015 has been studied. As a result of this comparison it is understood that NACA0021 produce 1.5% torque less than NACA0018 but cause 3.3% more pressure drop, and NACA0015 produce 9% higher torque than NACA0018 but cause 1.4% more pressure drop.

On the investigation on blade twisting angle effect 20° twisted Gorlov turbine has been studied. As a result, it is understood that 20° twisted Gorlov turbine produce 19.1% higher torque and 5.5% less pressure drops than 10° twisted Gorlov turbine.

In the next step 20° twisted Gorlov turbine with NACA0015 aerofoil has been studied and it is understood that only by 4.7% less torque production and 49.3% less pressure drop, related to Lucid® turbine, 20° twisted Gorlov turbine with NACA0015 aerofoil shows the best result related to all studied turbines.

For the experimental studies, a 20° twisted Gorlov turbine with NACA0015 aerofoil profile was produced. In addition, a turbine housing was built for a special pipe made from a DN50 size plexiglass material.

For the experimental studies, a special test setup was used in the SMS-TORK mechanical laboratory. This test setup is a specially designed test rig to measure the performance of solenoid valves. In this test setup, one frequency modulated pump, flowmeter and pressure transmitter are used to calculate the flow coefficient of the valves in the size range from 1/8" to 2".

The pump frequency was set above 42.2 Hz to obtain a flow speed of 3 m/s in the CFD analysis. In this case, the flow meter reads $21.2 \frac{m^3}{h}$ flow rate. This value means an average flow speed of 3 m/s in a DN50 pipe.

In the first stage, the turbine is rotating at 141 rad/s with no generator connection and the turbine is neutral. Since the CFD analyses are performed at 157 rad/s, which is greater than 141 rad/s, this time the CFD analyses were repeated with 78.5 rad/s for the Gorlov turbine with a 20° twisted NACA0015 wing profile in order to make an accurate comparison between experimental and numerical analyses. In this case, the average moment value is 0.0176 Nm and the mean pressure loss is calculated as 6.3 kPa. After this step, a special test setup for moment measurement was developed. This system consists of a braking system, a torque meter and a tachometer.

When the turbine rotates under the effect of 3 m/s flow, the rotation speed is fixed at 78.5 rad/s by means of the brake provided in the system. In these conditions, the moment value is measured as 0.016 Nm. In this case, a difference of 10% is seen between the numerical and experimental result, which is caused by the friction in the bearing and sealing elements.

On the other hand, a pressure loss of 28.3 kPa was measured in experimental studies with a calibration uncertainty of $\pm 3.5\%$ and equipment accuracy of 0.2%. This value was predicted as 6.3 kPa in the CFD studies. This difference is due to local losses in pipes which was not taken in account in CFD runs. When the turbine is taken off the line, the pressure loss of the pipe is measured as 20.1 kPa. In this case, the pressure loss due to turbine is calculated as 8.2 kPa. This difference between the CFD and the

experimental studies is thought to be caused by surface and windage friction on the turbine.



1. GİRİŞ

1.1 Akış Otomasyonu ve Sanayideki Önemi

Akışkan kontrol teknolojisi sanayide, hizmet sektöründe ve ev içi kullanımda çok sayıda uygulaması olan bir alandır. Akışkan kontrolünün hidroelektrik santralden çamaşır makinesindeki suyu tahliye eden sisteme kadar çok geniş bir kullanım alanı vardır.

Dünyada akışkan kontrolü ile ilgili gittikçe artan sayıda araştırma geliştirme çalışmaları ve çok sayıda patent başvurusu yapılmaktadır. Bu denli geniş bir sektörde, özellikle günümüz kullanıcı eğilimlerinin de yönlendirmesiyle, iki konu önem kazanmıştır: Enerji verimliliği ve kendine yeterlilik. Bu tez çalışmasının konusu olan proje kendi enerjisini kendi üreten bir akışkan kontrol sistemiyle ilgilidir.

Rafineri, petrokimya, petrol platformu, güç santrali gibi büyük akış aktarma sahalarında akış kontrolü otomasyonu solenoid vana veya vanalara akupile edilen aktüatörlerle yapılmaktadır. Bu gibi sistemlerde Solenoid Vanaların kontrolü için kullanılan enerji kabloları her zaman sorun yaratmış, kabloların döşenmesi büyük maliyetlere sebep olmuştur. Ayrıca döşenen kablolar her zaman kopma riski taşıdığından sistemde bir arıza nedeni olabilmektedir.

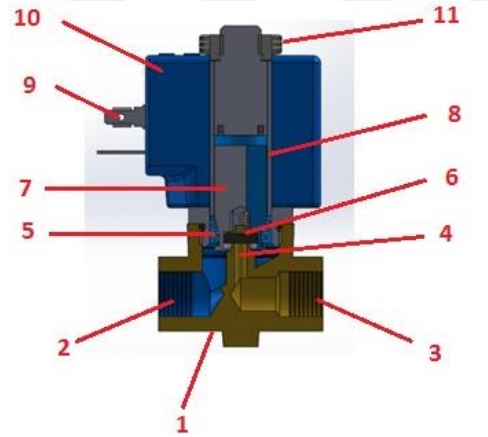
Bu tez çalışmasının amacı elektrik enerjisinin taşınması zor olan bölgelerde, büyük sahalarda, akışkan kontrolünde kullanılacak olan solenoidlerin enerjisini kontrol edilecek akışkandan alarak lokal olarak kendi kendine yetebilen bir sistem kurabilmektir.

Bu sistem şehir elektrik şebekesinden uzakta olan işletmelerde, su tesisatlarında, diğer sıvı akışkan tesisatlarında, ya da boru hattından geçen yeterli debi ve basınca sahip herhangi bir tesisatta kullanılabilir. Bu sistem sayesinde artık proses otomasyon işlemleri çok daha kolay bir hale gelecektir ve özellikle büyük boru sahalarında hiçbir kablolama sistemine gerek duyulmadan sadece kablosuz enerji sağlanması ve kablosuz haberleşmeyle akış kontrolünün gerçekleştirilmesi mümkün olacaktır.

Bu sistemin öncelikli amacı elektrik enerjisini kendisi üreterek enerji tasarrufu sağlamaktır. Bunun yanı sıra işletmeler kablo döşemekten ve kabloların bakımını yapmaktan kurtulmuş olacaklardır. Ayrıca tasarımı yapılacak olan bu sistemde vana ile ilgili farklı arızaların kablosuz ağ üzerinden kontrol merkezine ulaşması öngörülmektedir. Bu sayede kolaylıkla sistem arıza nedenleri bulunabilir arızanın daha hızlı bir şekilde giderilmesi için işlemler yapılabilir.

1.2 Solenoid Vana

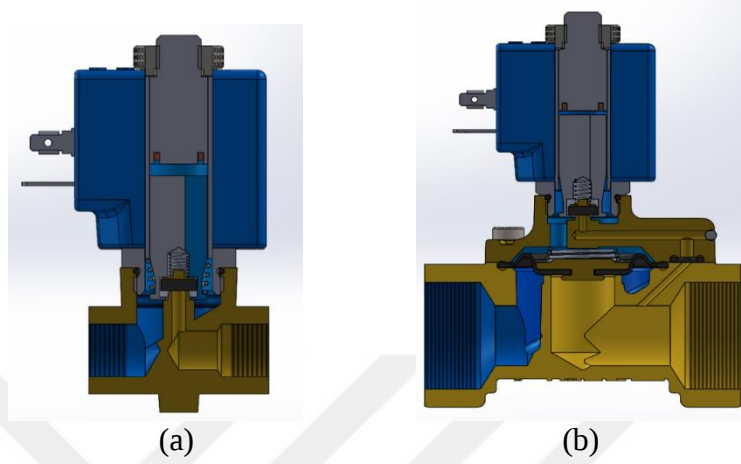
Solenoid vana akış kontrolü için kullanılan elektromekanik bir ekipmandır. Solenoid, Yunanca “solen, eidos” “boru” ve “form, şekil” in kombinasyonuna dönüşmüştür. Solenoid vanaları oluşturan parçalar genel olarak şu şekildedir: 1- Gövde, 2- Giriş, 3- Çıkış, 4- Orifis 5- Çekirdek Yayı 6- Çekirdek Contası 7- Çekirdek 8- Kovan 9- Enerji Bağlantı Pinleri 10- Bobin 11- Bobin Tutma Somunu (Şekil 1.1).



Şekil 1.1 : Solenoid vanayı oluşturan ana parçalar.

Solenoid vanaları genel olarak 2 gruba ayırmak mümkündür: 1-Direk Çekmeli (Şekil 1.2-a) 2- Pilot Kumandalı (Şekil 1.2-b). Direkt çekmeli solenoid vanalarda çekirdek parçası doğrudan gövde üzerindeki orifisi kapatmakta ve bobin enerjilendirildiğinde oluşan manyetik alanla birlikte çekirdek hareket ederek vananın açması sağlamaktadır. Bobinin enerjisi kesildiğinde çekirdeğin etrafında veya arkasında bulunan yay, tekrar çekirdeğin ilk konumuna dönmesini ve orifisin; yani vananın kapatılmasını sağlar. Solenoid vanalarda, vana ölçüsü büyüdükçe orifis çapı da büyümektedir. Bu durumda artık direkt olarak çekirdekle orifisi kapatmak mümkün olmamaktadır. Bu gibi durumlarda solenoid vanalarda bir diyaframdan yararlanarak vananın orifisi kapatılmaktadır. Bu tip solenoid vanalara pilot kumandalı solenoid vana adı

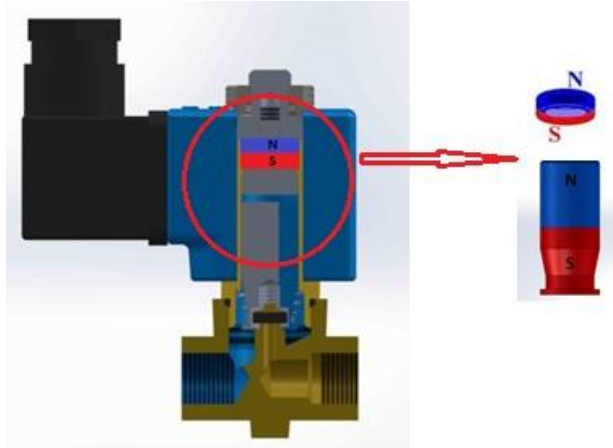
verilmektedir. Pilot kumandalı solenoid vanalarda bobin enerjilendirildiğinde çekirdeğin hareketiyle birlikte pilot mekanizması açılıp vana açılır ve tekrar bobinin enerjisi kesildiğinde çekirdek etrafında veya arkasında bulunan yay çekirdeğin ters yönde hareket etmesi ve pilot mekanizmasının kapatılmasını sağlamaktadır.



Şekil 1.2 : Solenoid vana kesiti a) Direk çekmeli b) Pilot kumandalı.

1.3 Latching Solenoid Vana

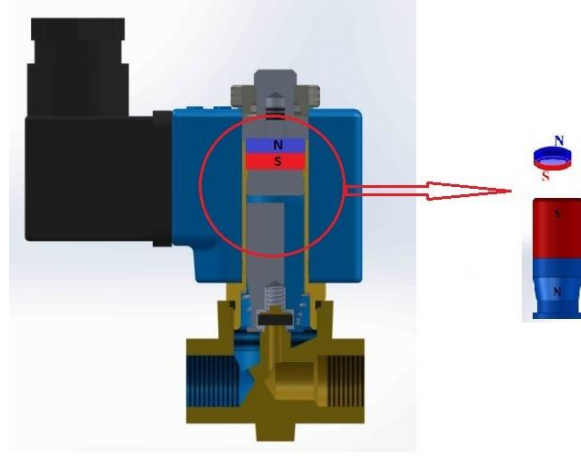
Latching solenoid vanalarda kovan kısmında 1 adet mıknatıs yerleştirilir. Bobine kısa süreli enerji verildiğinde, çekirdek hareket edip orifis açılır. Hareket eden çekirdek mıknatısa yapışır. Bu işleme Latching (Kilitleme) adı verilir (Şekil 1.3).



Şekil 1.3 : Latching solenoid vana açılması.

Vanayı tekrar kapatmak için bobinin artı ve eksi kutupları değiştirilir ve kısa süreli enerji verilir. Bu durumda bobin ters yönde manyetik alan üretir ve mıknatısın

etkisinin yok olmasına sebep olur. Bu durumda yayı kuvvetiyle, çekirdek orifisi kapatır ve akış kesilir. Bu işleme Delatching (Kilit Açma) denir (Şekil 1.4).



Şekil 1.4 : Latching solenoid vana kapatılması.

Kısacası latching solenoid vanalar çok kısa süreli (1 saniye gibi) enerjilenmelerle açılıp kapatılabilen solenoid tipleridir. Bu tip solenoid vanalarda açık veya kapalı pozisyonunu korumak için bobinin enerjide kalmasına gerek yoktur. Bu sebepten dolayı latching solenoid vanalar çok az enerji tüketirler.

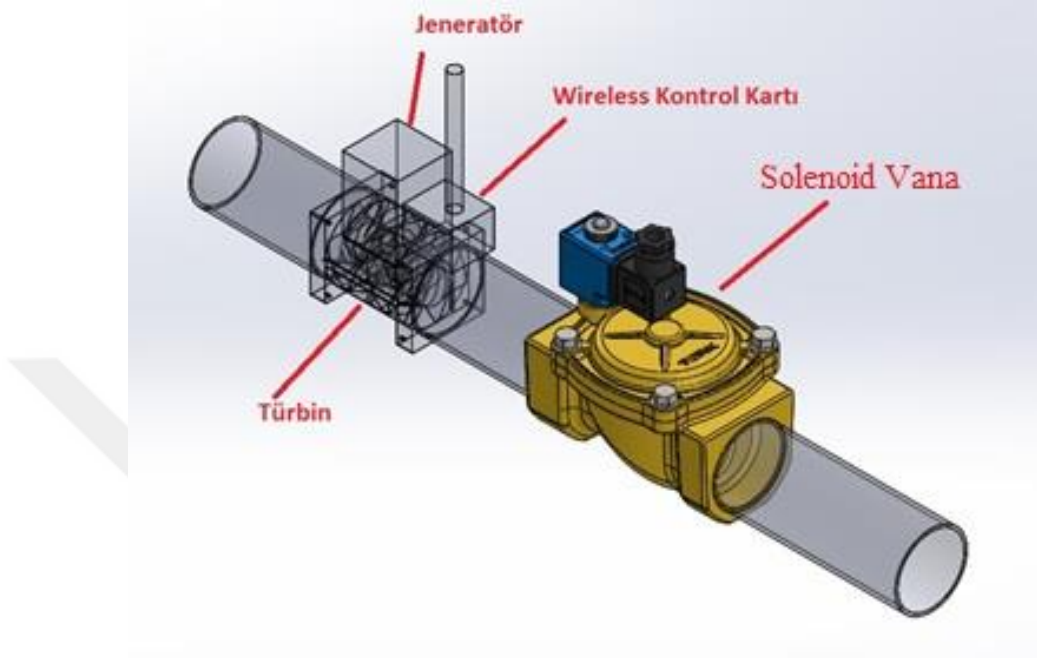
1.4 Turbo Solenoid Vana

Bilindiği gibi Solenoid vanalar endüstride çok yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Öyle ki bazı işletmelerde on binlerce solenoid vana aktif olarak görev yapmaktadır. Kullanıcıların en çok sıkıntı yaşadığı konular: uzak bölgelerdeki akışkan kontrolünü yapmak için enerji nakli ve özellikle gözden uzak olan bölgelerde arıza durumunun tespiti.

Bu tez çalışması, varlığı çok net ve somut olan bu sorunları çözmeye yönelik bir sistemi geliştirmeyi hedeflemektedir. Öncelikle sıvı akışkandan bir türbin yardımıyla bir dönme hareketi elde edilecek; bu sayede özel bir elektrik jeneratörü çalıştırılacak, elde edilen elektrik enerjisiyle solenoid vana enerjilendirilecektir. Gerekli elektrik enerjisini uygun bir düzeyde tutmak ve kontrol sisteminin her durumda çalışmasını sağlamak için bir akümülatör sistemi kullanılacaktır.

Sistemin çalışması kısaca şöyledir, akışkan türbini çevirmekte, türbin jeneratörü tahrik etmekte ve jeneratörden elde edilen alternatif akım gücü bir doğrultucu ve regülatör sayesinde sabit bir gerilime çevrilmekte, bu gerilimle hem akümülatör doldurulmakta

hem de kontrol sisteminin enerjisi sağlanmaktadır. Gerek ilk çalışmalarda gerekse yeterli enerjinin üretilmediği durumlarda akü gerekli enerjiyi sağlayacaktır. Ayrıca bekleme durumlarında özellikle kablosuz veri iletişimi için belli miktarda enerji gereksinimi olan kontrol sistemini besleyecektir (Şekil 1.5).



Şekil 1.5 : Turbo solenoid vana mekanizması.

Şu ana kadar dünyada bu tez çalışmasında geliştirmesi planlanan sistemi üreten bir firma bulunmamaktadır ve bu projenin gerçekleşmesi, proses akış otomasyonunda önemli bir atılım olacaktır. Bu çalışma sonucu ortaya çıkacak ürün, sanayide yapılan proses otomasyon projelerinin yapım ve tamir bakım maliyetlerini düşürecektir. Bu şekilde özellikle büyük boru sahalarında işletmeler elektrik enerjisi için çekilecek kablolama tesisatına ihtiyaç duymadan daha az maliyetli olarak akış otomasyon işlemlerini gerçekleştirebileceklerdir. Ürün enerji tasarrufu sağlayarak kullanıcıya ekonomik iyileştirme getirecektir. Ürün ayrıca azalan kaynakların daha verimli kullanılmasını sağlayacaktır.

Bu tez çalışmaları kapsamında turbo solenoid vananın en önemli parçası olan türbinin tasarımı üzerinde detaylı bir çalışma yürütülecektir. Yapılacak olan çalışmalarda öncelikli olarak bu sisteme uygun farklı türbin tasarımlarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemiyle analizi yapılacaktır. HAD analizleri kapsamında elde edilen sonuçlar doğrultusunda sistemin birebir üretimi yapıp deneysel sonuçlarla

sayısal sonuçlar kıyaslanacaktır. Son olarak elektronik devrenin tasarımıyla sistemi bir bütün hale getirip tüm sistemin fonksiyonel testleri yapılacaktır.



2. LİTERATÜR TARAMASI

2.1 Turbo Solenoide Uygun Türbin Tipleri

Türbinleri, türbinin dönme ekseninin akışa olan konumuna göre 2 ana gruba ayırmak mümkündür: 1) Eksenel akışlı türbinler (Axial Flow Turbine), 2) Çapraz akışlı türbinler (Cross Flow Turbine). Eksenel akışlı türbinlerde, türbinin dönme eksenini akış yönüne paraleldir. Bu tip türbinlerde iyi bir verim elde edebilmek için rotorun yönü akışa daime paralel olmalıdır. Çapraz akış türbinlerde akış yönü türbinin dönme eksenine diktir. Bu tip türbinlerde akış eksenini eksenel akışlı türbinler gibi sürekli türbin eksen yönünün değiştirilmesine gerek yoktur ve bu açıdan eksenel akışlı türbinlere göre avantajlıdır. Ancak bu tip türbinlerin tasarımı ve hidrodinamik davranışlarını öngörmek çok zordur[1]. Diğer yandan çapraz akış türbinlerinde akışın yapısı kanatlar üzerinde farklı yükler meydana getirmektedir. Bu türbinlerde türbin her tur attığında değişken yüklere maruz kalmaktadır ki bu da malzeme yorulmalarına sebep olmaktadır. Bu mekanik yüklerin şiddeti türbin ömrünü belirlenmektedir. Bu sebepten dolayı bu tip türbinlerde malzeme yorulma analizi çok önem arz etmektedir.

Çapraz akış türbinlerinde türbin tasarımını yaparken, malzeme yorulma etkilerini sınırlandırma, maksimum ve ortalama yük farkını azaltma gibi faktörlerin göz önünde bulundurulması gerekmektedir. İdeal durumda gerilmelerin türbin yapısı üzerinde homojen bir şekilde dağılması ve yüklerin zamana bağlı olarak sabit kalınması istenmektedir. Ancak uygulamada bu durumu elde etmek mümkün olmayıp tasarımlarda bu durumun minimuma indirilmesi hedeflenmektedir. Diğer yandan türbin tasarımını yaparken mekanik değerlerin yanı sıra yüksek bir türbin verimini elde edebilmek için hidrodinamik özelliklerin de dikkatli bir şekilde göz önüne bulundurulması gerekmektedir.

Genel olarak bakıldığında çapraz akışlı türbinler eksenel akışlı türbinlere göre iki önemli avantaja sahiptir, 1- Direkt olarak (ara dişli mekanizması kullanmadan) jeneratöre bağlanıyor olabilmesi, 2- Kolay montaj yapılabilmesi. Diğer yandan çapraz akış türbinlerin hidrodinamiği, kararsızlığa, kompleks çalkantılara ve akış

ayrılmalarına sebep olan, üç farklı olaydan dolayı çok zordur. 1- Daima değişiklik gösteren hücum açısı. 2- Kanat çalkantılarının birbirine etkisi, 3- Bağlantı kollarının akışı etkilemesi [2].

Çapraz akışlı türbinlerde, düşük dönme hızlarında, hücum açılarının değişikliği çok etkin bir şekilde türbin performansını etkilemektedir ve statik ve dinamik stalların meydana gelmesine sebebiyet vermektedir [3]. Diğer yandan, yüksek hızlarda türbinin performansı, akış türbülanslarından, kanatların yarattığı türbülanslardan ve bunların birbiri üzerinde bıraktığı etkileşimlerden, etkilenmektedir [4]. Ayrıca dönme hızı artınca bağlantı kollarının sürüklenme etkisi artıp, toplam üretilen momentin azalmasına sebep olmaktadır [5].

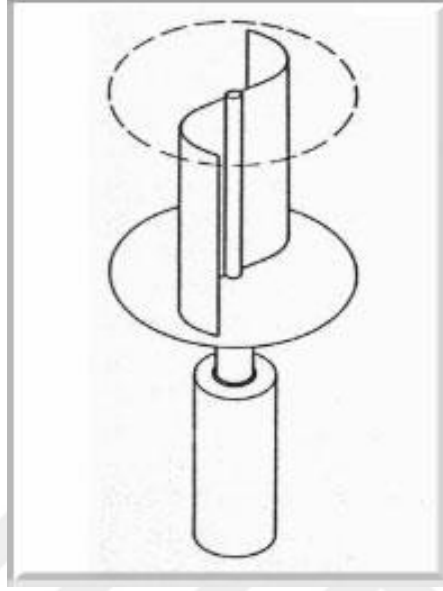
Bu çalışmada, düşünülen sisteme daha uygun bulunmasından, ileriki aşamalarda seri üretim için daha basit ve uzun ömürlü olmasından, sistemin çok yüksek bir moment üretimine ihtiyacı olmamasından ve düşük basınç kaybının bu sistemde daha çok önem arz etmesinden dolayı çapraz akışlı bir türbinin tasarımda kullanılması planlanmaktadır.

Çapraz akış türbinleri farklı şekillerde tasarlamak mümkündür. Bu konuda ilk çalışmalar Savonius [6] tarafından gerçekleştirilmiştir.

Savonius türbini, 1925 yılında Finlandiyalı mühendis Sigurd J. Savonius tarafından keşfedilmiştir. İki yatay disk arasına yerleştirilmiş ve merkezleri birbirine göre simetrik olarak kaydırılmış, “kanat” adı verilen iki yarım silindirden oluşmaktadır. Belirli bir hızla gelen akışın etkisiyle, çarkı oluşturan silindirin iç kısmında pozitif ve dış kısmında negatif bir moment oluşturmaktadır. Pozitif moment, negatif momentten daha büyük olduğundan, dönme hareketi pozitif moment yönünde sağlanır [7]. Diğer çapraz akış türbinlerine göre düşük akış hızlarında iyi başlangıç karakteristiklerine sahip olması, yapımının kolay ve ucuz olması, rüzgarın yönünden bağımsız olması ve kendi kendine ilk harekete başlaması gibi birçok üstünlüklere sahip olan Savonius türbinlerinin, performanslarının düşüklüğü nedeniyle çok fazla kullanılmamaktadır. Son yıllarda yapılan Savonius türbinlerin üzerindeki çalışmalar, performansın geliştirmesi yönünde olmuştur [8][9].

Savonius türbini Şekil 2.1’de de görüldüğü gibi iki veya birkaç kepçe şekilde kanattan oluşmaktadır. Bu tip bir türbin çok yüksek basınç kayıplarına sebep olup turbo solenoid sistemine uygun değildir. Çünkü turbo solenoid sisteminde kullanılacak olan

türbinin çok yüksek enerji üretmesi değil, sistemin ihtiyacını karşılayacak kadar enerji üretmesi istenmektedir ve türbin bu enerjiyi üretirken minimum basınç kayıplarına sebebiyet vermelidir.

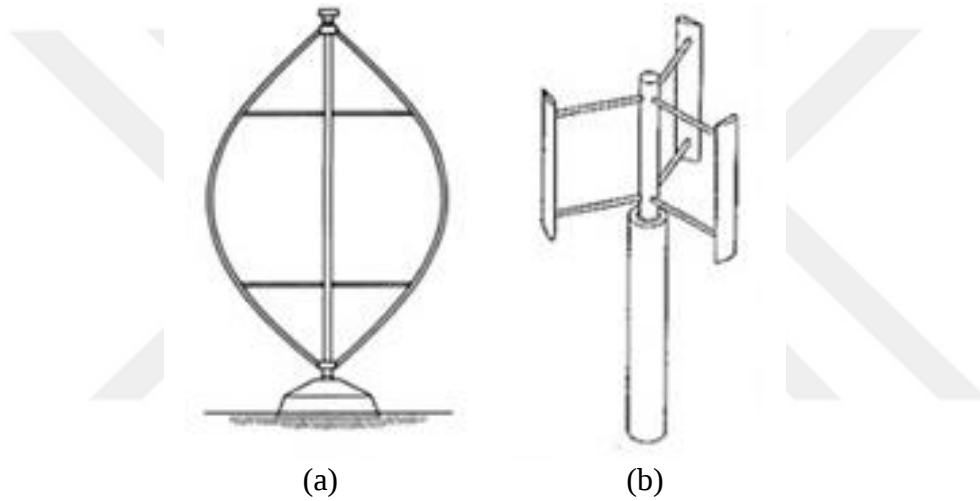


Şekil 2.1 : Savonius türbini [10].

Aldoss ve Najjar, bu çarkın performansı üzerine; “sallanan kanatlı çark” kullanarak deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında Savonius türbinin performansını, hem rüzgarın gerisinde hem de rüzgara doğru, çark kanatlarının bir optimum açı ile geriye doğru salınmasına müsaade ederek geliştirmişlerdir [11]. Reupke ve Probert, Savonius türbininin çalışma etkinliğini arttırmak için, türbin kanatlarının kavisli kısımlarının yerine bir sıra menteşelenmiş kanatçıklar yerleştirmiştir. Kanatçıklar rüzgara doğru ilerlerken, rüzgar basıncının etkisinde otomatik olarak açılmış ve daha az akış direnci elde edilmiştir. Kanatçıkların ilk konuma gelirken, tekrar otomatik olarak kapandığını tespit edip, çok düşük uç hız oranlarında, düzeltilmiş parçalı kanatlı çarklardan, klasik Savonius türbinlerine oranla daha yüksek momentler elde edildiğini belirlemişlerdir [12].

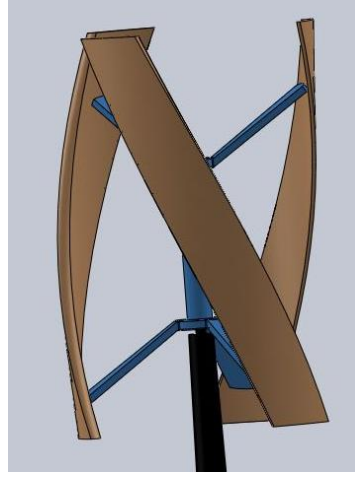
Çapraz akış türbin tasarımları konusunda bir sonraki çalışmalar Darrieus [13] tarafından gerçekleştirilmiştir. Kendi adıyla da bilinen Darrieus türbinleri birkaç modelden oluşmaktadır. 1931 yılında Fransız mühendis George J.M. Darrieus tarafından icat edilmiştir. 1970 ve 1980’lerde Amerika ve Kanada da Darrieus türbinlerinin kanat dizaynları üzerine geniş çalışmalar yapılmıştır. Kanatları geometrik formlu aerodinamik profile sahip olduğundan yüksek performanslıdır. Kanatlardaki hafif eğim sayesinde kanatlardaki çekme gerilimleri minimuma iner. Yüksek hızlarda

çalışabilir ve türbin; 2 veya 3 kanatlı olur. Şekil 2.2-a'da görülen Darrieus türbini daha çok rüzgar türbini uygulamalarına uygun olup boru içi uygulamalarına çok uygun değildir. Darrieus'un tasarladığı bir diğer türbin tipi H-rotor olarak da bilinen türbin tipidir. Bu türbinde düz düşey kanatlar akışa çapraz olarak yerleştirilmiştir (Şekil 2.2-b). Bu tip türbinlerde akışın hangi yönden geldiği önemli olmayıp nehir içinde enerji elde etme, denizlerde dalgalardan enerji elde etme veya rüzgar türbinlerinde kullanılabilir. Darrieus türbininde, kanatlara gelen kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin çok değişiklik göstermesinden dolayı türbinden elde edilen moment çok değişiklik göstermektedir ve bu değişiklik malzeme yorulmalarına sebebiyet vermektedir.



Şekil 2.2 : Darrieus türbini a) Rotor tipi b) H-rotor tipi [14].

Son yıllarda dünya çapında büyüyen enerji problemi ve alternatif yenilenebilir enerji kaynakları arayışı kapsamında nehir akışı ve deniz dalgalarından enerji elde etme konusu çok sayıda kuruluş ve araştırmacı tarafından ele alınmıştır. Bu sebepten dolayı Darrieus türbinleri son yıllarda çok sayıda araştırmacı tarafından tekrar ele alınıp üzerinde modifikasyonlar yapılmıştır. 1997 yılında Gorlov [15] Darrieus türbininde değişiklikler yaparak kendi adına yeni bir türbin tipi ortaya çıkarmıştır. Gorlov'un yaptığı çalışmalarda kanatlar düz düşey olarak değil eğik bir şekilde yukarıdan aşağıya yerleştirilmiştir (Şekil 2.3). Yapılan bu değişiklik sayesinde moment değişimi ve keza kanatlara gelen yük değişimi azalmıştır.



Şekil 2.3 : Gorlov türbini [1].

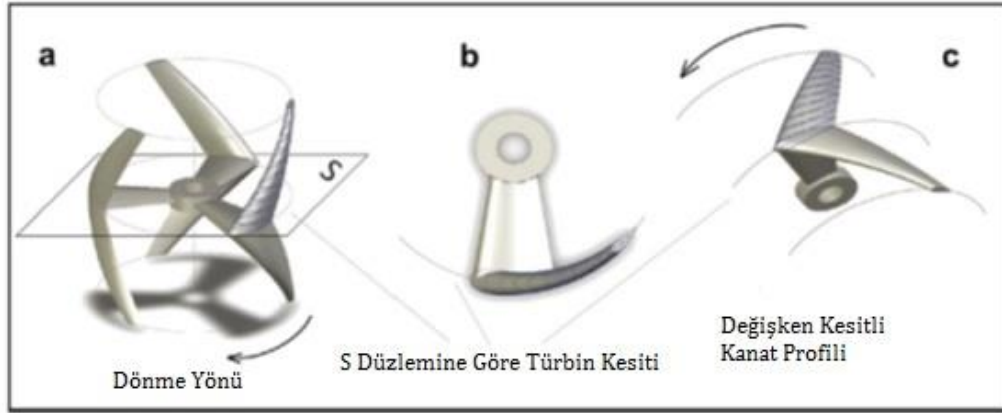
2004 yılında Achard and Maitre [16] tasarımlarında düz kanatlar yerine delta şeklinde kanatlardan yararlanmıştır (Şekil 2.4). Achard and Maitre türbini Darrieus türbinine göre, her dönmede periyodik olarak daha fazla akıştan etkilenmesi ve bu şekilde daha etkin ve düzgün bir yüklenmenin ortaya çıkması, daha az malzeme yorulmasının meydana gelmesi ve türbin ömrünün uzaması gibi avantajlara sahiptir. Achard and Maitre türbininin Gorlov türbinine göre en önemli avantajı dönme esnasında hidrodynamic eksenel yükün kanat üzerinde dengelenmesidir.



Şekil 2.4 : Achard and Maitre türbini [1].

2009 yılında J.Zanette ve arkadaşları [1] yeni bir tasarım ortaya koyarak değişken kesitli trapez kanatlı bir türbin tasarımını gerçekleştirmişler. Achard and Maitre türbininde kanat profilleri sabit kesitli olup düz profilli kollarla dönme eksenine bağlanmaktadır. Ancak J.Zanette ve arkadaşlarının yaptığı tasarımda değişken kesitli bir kanat (balina kuyruğuna benzeyen) tasarlayıp, tasarımlarında düz profilli kollar yerine kanat profilinde olan kollardan yararlanmışlar (Şekil 2.5). Bu tasarımda türbin

dönerken oluşan periyodik kanat yüklerinin değişimi ciddi bir şekilde azalma gösterip, malzeme yorulmaları azalır, türbin ömrü arttırılmıştır.



Şekil 2.5 : J.Zanette ve arkadaşları türbini a) Dönme yönü b) S düzlemine göre türbin kesiti c)Değişken kesitli kanat profili [1].

2011 Yılında Lucid[®] Energy firması tarafından yeni bir boru içi tip türbinin tasarımı yapıp patenti alınmıştır [17]. Lucid[®] türbini adıyla bilinen bu türbin, şehirlerdeki su şebekelerinden enerji elde edebilmek için tasarlanan bir türbin tipidir. Özellikle engebeli arazide kurulmuş şehirlerde yokuş aşağı (cazibeli) hatlarda basınç düşürücüler kullanılmaktadır. Lucid[®] Energy firması bu gibi durumlarda basınç düşürücülerin kullanılması yerine kendi tasarımını gerçekleştirdiği türbinlerle elektrik enerjisi elde edebilme yoluna gitmiştir. Bu uygulamanın ilki ABD'nin Portland kentinde hayata geçirilmiştir. Lucid[®] türbini önceki yapılan türbinler gibi silindirik yapıya sahip olmayıp boru hattında tam sığabilecek bir küre şeklinde tasarlanmıştır (Şekil 2.6).



Şekil 2.6 : Lucid[®] türbini [17].

Lucid® türbininde yapılan kanat bükülmeleriyle birlikte Darrieus türbininde olan moment üretimi değişimi minimize olup, türbinin her bir tur atmasında yaklaşık sabit bir moment elde edilmektedir. Ayrıca diğer çapraz akışlı türbinlerde silindirik yapıdan dolayı kanatların etrafından ve türbinin üst kısmından geçen akışkan, türbinle temas etmeden geçmektedir. Yani silindirik yapılı boru içi türbinlerin verimi Lucid® türbinine göre daha az seviyelerdedir.

Sonraki bölümlerde yapılacak olan çalışmalarda, sırasıyla Darrieus, Gorlov ve Lucid® türbinlerinin HAD analizi yürütülecektir. Yapılan analizler sonucunda turbo solenoid sistemine en uygun olan türbinin üretimi yapılarak sayısal analiz sonuçların deneysel sonuçlarla kıyaslaması yapılacaktır. Turbo solenoid sistemine en uygun türbin, en az basınç kaybıyla sistem ihtiyacını karşılayacak enerjiyi, en az değişimle üretebilen türbindir.

2.2 Literatürde Yapılan Çalışmalar

Son yıllarda HAD yazılımlarının gelişmesi ve bu konunun yarattığı kullanım kolaylığından dolayı çok sayıda çalışmada farklı tip türbinlerin üzerinde incelemeler yapılmıştır. Tchon ve Paraschivoiu 1994 yılında 2 boyutlu zamana bağlı Navier-Stokes denklemlerinden yararlanarak bir Darrieus rüzgar türbininin dinamik stallarını inceleyerek, hareketli kanatlar etrafındaki sıkıştırılamaz akış alanlarının simülasyonunu yapmışlar. Onlar çalışmalarında NACA0015 kanat profiline sahip Darrieus türbinini gerçek koşulların onda biri olan 6700 Reynolds sayısında simüle etmişler ve elde edilen sonuçları deneysel gözlemlerle desteklemişler [18].

Başka bir çalışmada Horiuchi ve arkadaşları 2005 yılında bir çapraz akış türbinin kaldırma bölgesi etrafındaki akış hızlarının analizini yapmışlar. Yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçların doğruluğunu göstermek için sayısal ve deneysel sonuçlar bir biriyle kıyaslanmıştır. Onlar ölçülen ve elde edilen rüzgar hızlarını bir biriyle kıyaslamak için Detached Eddy simülasyonunu kullanmışlar ve sonuç olarak çapraz akış türbinlerde sayısal simülasyonların uygulanabilir olduğunu gösterilmiştir. Ayrıca türbinin merkezinden 5 türbin çapı mesafesinden sonra akışın serbest akış koşullarına döneceği tespit edilmiştir. Bu konu yüksek adette kurulacak rüzgar türbini tarlaları için çok önem arz etmektedir [19].

Guerri ve arkadaşları 2007 yılında zamana bağlı dönen ağ (moving mesh) ve Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) çözücüsünü kullanarak, küçük ölçekli bir çapraz akışlı türbinin etrafında akışkanın akış simülasyonunu yapmışlar. Yapılan bu çalışmada tüm simülasyonlar 2 boyutlu tam türbülanslı olarak göz önüne bulundurulmuştur. Bu çalışmada kanatların yüzeyinde olan basınç ve kayma gerilmesi kullanılarak kanat gücü ve moment hesaplamaları yapılmıştır. Ayrıca bu analizlerde türbülans modellemesi için $k-\omega$ modeli kullanılmıştır. Guerri ve arkadaşları çalışmalarında RANS ve DMSM (Double Multiple Stream Tube Model) modeli ile elde edilen güç çarpanlarını karşılaştırıp RANS modelinin daha doğru bir sonuç verdiğini göstermişler [20].

Diğer yandan Ferreira ve arkadaşları bir dik eksenli rüzgar türbinin aerodinamiği üzerinde çalışmalar yapmışlar. Onlar PIV (Particle Image Velocimetry) yöntemini kullanarak farklı kanat ucu hız oranlarında dinamik stall'ın oluşmasını incelemişler. Düşük kanat ucu hız oranlarında dinamik stall dik eksenli rüzgar türbinlerini (VAWT) hem yük hem de güç oranı açısından etkilemektedir. Bu çalışmada Ferreira ve arkadaşları görüntüleme ve bu görüntülemelerin tekrarlamaıyla modellemenin doğrulaması için veri tabanı oluşturmuşlar [21].

Ferreira ve arkadaşları başka bir çalışmada ise deneysel PIV verilerini kullanarak farklı yaygın kullanılan türbülans modelleri (Laminar, Spalart-Allmaras ve $k-\epsilon$) arasında kıyaslama yapmaya çalışmışlar. Onlar Spalart-Allmaras ve $k-\epsilon$ modellerinin ortalama aynı teğetsel ve normal kuvvetleri elde edebileceklerini görmüşler [22].

Bir diğer çalışmada Hamada ve arkadaşları ayrıca düz kanatlı (H tipi) dik eksenli rüzgar türbin analizini sliding mesh yöntemiyle gerçekleştirmişler. Yapılan çalışmalarda 2 boyutlu ve 3 boyutlu modellemeler birbiriyle kıyaslanıp 3 boyutlu etkiler ön plana çıkarılmıştır. Ayrıca çalışmalarda doğru bir sonuç elde etmek için doğru bir zaman adımının kullanılmasının önemi vurgulanmıştır [23].

Hwang ve arkadaşları 2009 yılında türbinlerin kanat sayısı, veter (chord) uzunluğu, kanat ucu hız oranı, kanat profili ve kanat burkulma açısı gibi farklı karakteristikleri değiştirerek optimum türbin karakteristiğini elde etmeye çalışmışlardır. Yapılan çalışmalarda optimize edilmiş değerlerle, burkulmamış kanata göre %70 daha verimli bir türbin elde edilmiştir. Onlar aynı zamanda değiştirilebilen burkulma açısıyla farklı çalışma koşullarında maksimum rotor performansına ulaşmaya çalışmışlardır. Bu

değişebilen burkulma açısı sayesinde, sabit açığa göre %25 daha iyileştirme sağlayabilmışlerdir [24].

Diğer yandan Paraschivoiu ve arkadaşları burkulma açısını değiştirerek bir H tipi Darrieus rüzgar türbininde iyileştirmeler yapmaya çalışmışlardır. Onlar DMSM kodunu kullanarak düz kanatlı dik eksenli bir rüzgar türbininin performansını hesaplamaya çalışmışlardır [25].

Başka bir çalışmada Takao ve arkadaşları ise yönlendirme kanatları geometrisinin, düz kanatlı dik eksenli bir rüzgar türbini üzerinde olan etkisini incelemişlerdir. Onlar yönlendirme kanatlarının konumlandırma açısı ve kanatlarla olan boşluğunu değiştirerek NACA0018 kanat profiline sahip 3 kanatlı bir türbinin güç oranını optimize etmeye çalışmışlardır [26].

2012 yılında Mohammad 20 farklı simetrik ve asimetrik Darrieus türbinin verimliliği incelemiştir. Bu çalışmada Mohammad $k - \epsilon$ türbülans modelini kullanarak HAD analizlerini yapmıştır. O yaptığı yeni tasarımıyla %10,87 olarak mutlak verimi arttırmayı başarmıştır. Ayrıca düşük kanat ucu hız oranlarında dinamik stalların türbin performansında belirleyici rol oynadığı bu çalışmada gösterilmiştir. Diğer yandan HAD ve deneysel yöntemler kullanılarak Darrieus türbinlerin verimliliğinin artırılması ve kusurlarının ortadan kaldırılmasına çalışılmıştır [27].

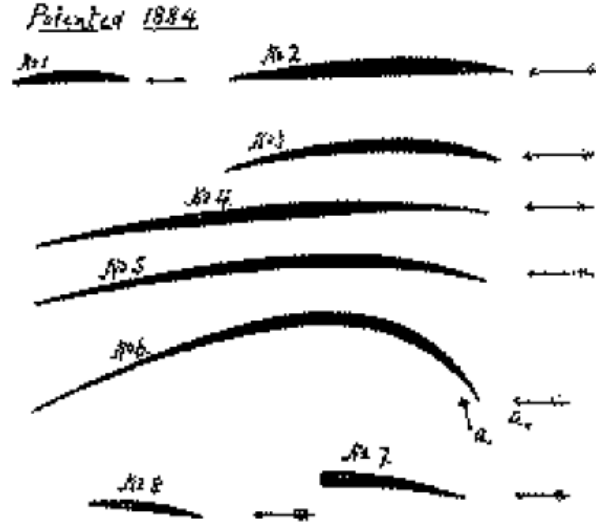
Diğer bir çalışmada Chen ve Lian 2 boyutlu olarak çapraz akışlı türbinlerde vorteks dinamiğini incelemişlerdir. Bu çalışmada dinamik vortekslerin kuvvet alanı üzerinde olan etkisini görebilmek için RNG $k - \epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır [28].

2.3 Kanat Profilleri

Kanat profilleri üzerinde ilk ciddi çalışmalar 1800'lü yıllardan başlamıştır. Düz bir levhanın bile belli hücum açılarında kaldırma kuvveti yarattığı yıllardan beri bilinmektedir. Daha sonra bazı eğriliklerin bu yapıda iyileştirmelere sebep olacağına ve daha fazla kaldırma kuvveti elde edilebileceği düşünülüp bu konuda çalışmalar yapılmıştır.

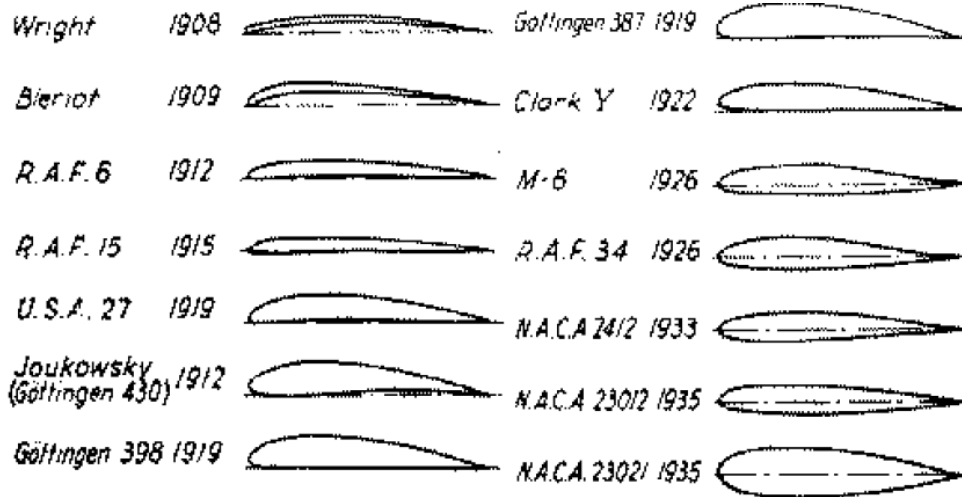
H.F. Phillips 1884 yılında dünyanın en eski rüzgar tünellerinin birinde bir seri kanat profilini deneyip bu konuda patentler alabilmiştir. Octave Chanute 1893 yılında ve Otto Lilienthal 1894 yılında kanat yapıları üzerinde ayrı ayrı çalışmalar yürütmüşlerdir. Özellikle Otto Lilienthal kanat kamburluğu, eğrilik çapı ve kalınlığı

üzerinde çok sayıda deneyler yapmıştır. Wright kardeşlerinin kullandıkları kanat incelik ve kamburluk açısından daha çok Lilienthal kanat profili ile benzerlik taşıyordu [29] (Şekil 2.7).



Şekil 2.7 : 19. Y.Y. Yapılan kanat profili tasarımı çalışmaları [29].

Genel olarak yapılan kanat tasarımı çalışmaları deneme, yanılma yoluyla gerçekleşmektedir. Şekil 2.8'de yirminci yüz yılbaşında yapılan bazı kanat profili tasarımları görülmektedir [29].



Şekil 2.8 : 20. Y.Y. Yapılan kanat profili tasarımı çalışmaları [29].

3 Mart 1915 tarihinde kurulan Ulusal Havacılık İstişare Komitesi (NACA) havacılık ve kanat profilleri üzerinde çok sayıda araştırmalar ve deneyler yaparak NACA kanat profilleri serilerini çıkarmıştır. NACA 1 Ekim 1958 yılında feshedildikten sonra profiller yeni kurulan NASA ön ekiyle belirtilmeye başlamıştır [30].

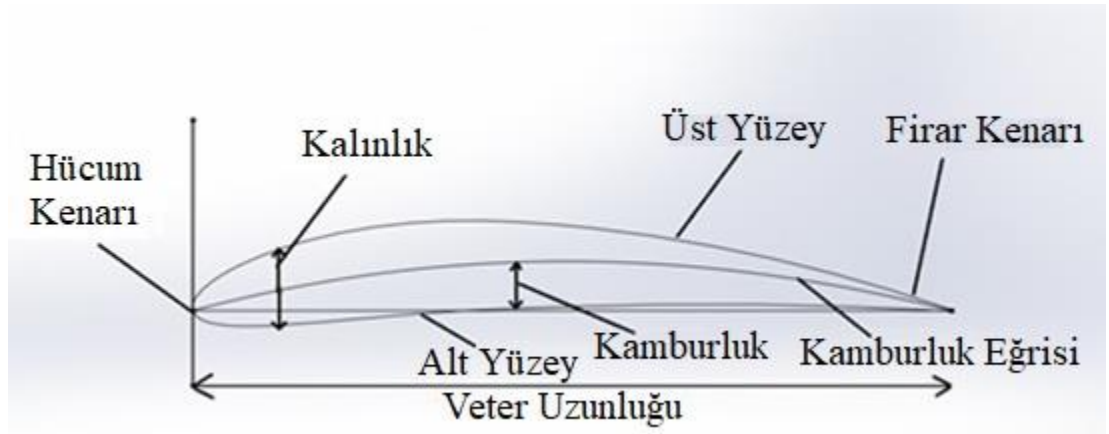
NACA'da yapılan kapsamlı çalışmalar ağırlıklı olarak Eastman Jacobs tarafından 1930'lü yıllarda gerçekleştirilip NACA profilleri ailesi oluşturulmuştur. Şekil 2.9'da 2 boyutlu bir kanat kesiti görülmektedir. Bir kanat profili geometrisi aşağıdaki bölümlerden oluşmaktadır:

1) Üst yüzey, 2) Alt yüzey, 3) Hücüm kenarı (LE), 4) Firar kenarı (TE) 5) Veter çizgisi (c) 6) Kamburluk eğrisi 7) Hücüm açısı 8) Maksimum kalınlık pozisyonu 9) Maksimum kamburluk pozisyonu.

Hücüm kenar ve firar kenarı bir birine bağlayan çizgi veter çizgisi (c) olarak adlandırılır. Bağlı hızla veter çizgisi arasındaki açı "hücüm açısı" olarak adlandırılır. Üst ve alt yüzeylerin ortasında yer alan eğri ise kamburluk eğrisi olarak adlandırılır. Bir kanat profilinde veter çizgisi ve kamburluk eğrisi arasındaki maksimum mesafeye kanat profili kamburluğu adı verilir (sigma) ki genelde veter çizgisinin bir yüzdesi olarak gösterilir (örneğin %5 kamburluk). Alt ve üst yüzeyler arasındaki maksimum mesafe kanat profili kalınlığı t_{max} ile gösterilir. Kanat profili kalınlığı da benzer şekilde veter çizgisi uzunluğunun bir yüzdesi şeklinde gösterilir.

$$\text{Kamburluk \%} = (\sigma/c) \cdot 100$$

$$\text{Kalınlık \%} = (t_{max}/c) \cdot 100$$



Şekil 2.9 : Kanat profili bölümleri.

NACA farklı kanat profilleri üzerinde sistematik testler yaptıktan sonra kanat profilleri data bankasını oluşturabilmek için akıllı kanat profili adlandırma sistemini ortaya koymuştur. NACA sisteminde kanat profillerini adlandırmak için 4,5 ve 6 dijitle kodlar kullanılmıştır.

4-dijitli kanat profili (örneğin NACA2415):

2: Maksimum kamburluk uzunluğunu belirler (veter çizgisinin %0.02'si kadar olduğu anlamına gelir. $\delta = 0.02c$)

4: Maksimum kamburluğun veter üzerindeki konumunu belirler (0.4c)

15: maksimum kalınlığın kordun yüzde kaçı olduğunu belirler (0.15c)

5-dijitli kanat profili (örneğin NACA23021):

2: Maksimum kamburluk uzunluğunu belirler (veter çizgisinin %0.02'si kadar olduğu anlamına gelir. $\delta = 0.02c$)

30: Bu rakamı 2 ye bölerek maksimum kamburluğun veter üzerindeki konumunu belirler (0.15c)

21: maksimum kalınlığın veterin yüzde kaçı olduğunu belirler (0.21c)

6-dijitli kanat profili (örneğin NACA63₂215):

6: seri göstergesi

3: maksimum basıncın veter üzerindeki konumu (0.3c)

2: tasarlanan kaldırma sabitinde, minimum sürüklenme ± 0.2

2: Tasarlanan kaldırma kuvveti ($C_l = 0.2$)

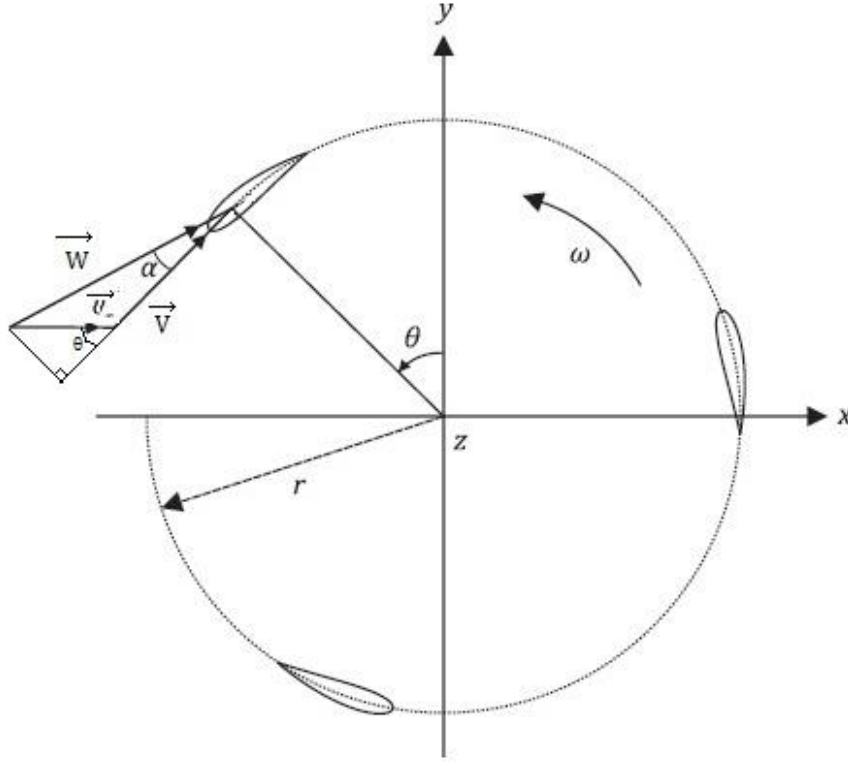
15: Maksimum kalınlık (0.15c)

6 serisinden sonra tasarlanan kanat profilleri çok özel uygulamalar için kullanılmaktadır.

Bu literatür taraması çalışmaları doğrultusunda elde edilen bilgiler neticesinde, NACA0015 [31][2][32] NACA0018 [1][33][34] ve NACA0020 [35][36] kanat profillerinin bu tip bir uygulama için uygun olduğu tespit edilmiştir. Bu tez çalışmasında bu farklı tip kanatla tasarımlar yapıp HAD yöntemiyle analizler yapılacaktır. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda turbo solenoid sistemine en uygun ve en verimli kanat profili deneysel çalışmalarda üretilip deney düzeneğinde gerçek koşullarda teste tabi tutulacaktır.

2.4 Çapraz Akış Türbinlerinde Bağlı Hız ve Hücum Açısı Değişimi

Şekil 2.10'da da görüldüğü gibi bir çapraz akış türbininde akış hızı türbinin açısına göre değişiklik göstermektedir.



Şekil 2.10 : Kanat profili hız üçgenleri.

Hız üçgenlerinden yararlanarak bağıl hızın (W) mutlak hız (U_∞) ve teğetsel hıza (V) göre bağlantısı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$W = \sqrt{(U_\infty \cos \theta + V)^2 + (U_\infty \sin \theta)^2} \quad (2.1)$$

$$W = \sqrt{U_\infty^2 \cos^2 \theta + V^2 + 2U_\infty \cdot V \cdot \cos \theta + U_\infty^2 \sin^2 \theta} \quad (2.2)$$

$$W = \sqrt{U_\infty^2 + V^2 + 2U_\infty \cdot V \cdot \cos \theta} \quad (2.3)$$

Diğer yandan teğetsel hızı aşağıdaki gibi açısal hıza göre yazmak mümkündür:

$$|\vec{V}| = r \cdot \omega \quad (2.4)$$

Ayrıca literatürde teğetsel hızın akışın mutlak hızına oranı “kanat ucu hız oranı” olarak adlandırılır.

$$\lambda = \frac{|\vec{V}|}{|U_\infty|} = \frac{r \cdot \omega}{U_\infty} \quad (2.5)$$

Kanat ucu hız oranını denklem 2.3 ‘te yerleştirirsek:

$$W = U_{\infty} \sqrt{1 + \lambda^2 + 2 \lambda \cdot \cos \theta} \quad (2.6)$$

U_{∞} hızı borunun çapı boyunca değişmektedir ve türbinin h yüksekliğinin bir fonksiyonudur.

$$\bar{W} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} W d\theta \quad (2.7)$$

Diğer yandan hücum açısı θ açısının bir fonksiyonudur:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{U_{\infty} \sin \theta}{U_{\infty} \cos \theta + V}\right) \quad (2.8)$$

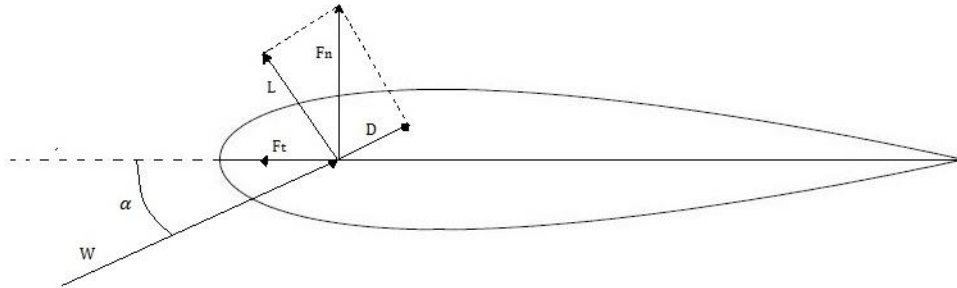
$$\alpha = \arctan\left(\frac{\sin \theta}{\cos \theta + \lambda}\right) \quad (2.9)$$

Eğer $\theta = 0$ noktasında kanatın bir hücum açısı varsa (β) bu durumda (2.9) denklemi aşağıdaki formda yazılır:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\sin \theta}{\cos \theta + \lambda}\right) - \beta \quad (2.10)$$

2.5 Çapraz Akış Türbinlerinde Normal ve Teğet Kuvvetler

Şekil 2.11’de çapraz akışlı bir türbin kanadındaki sürüklenme ve kaldırma kuvvetleri gösterilmiştir. Bu iki kuvvetin kanada dik bileşkesi normal kuvvet ve kanada teğet bileşkesi teğetsel kuvvet olarak adlandırılır.



Şekil 2.11 : Çapraz akış kanat profilinde kuvvetler.

Türbin performans hesaplamalarında kullanılan başka bir terim teğetsel kuvvet çarpanıdır (C_t). Teğetsel kuvvet çarpanı, kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin teğetsel bileşeninin farkıdır. Türbin performans hesaplamalarında kullanılan bir diğer terim ise normal kuvvet çarpanıdır (C_n). Normal kuvvet çarpanı da kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin normal bileşeninin farkından elde ediliyor.

$$C_t = C_l \sin \alpha - C_d \cos \alpha \quad (2.11)$$

$$C_n = C_l \cos \alpha + C_d \sin \alpha \quad (2.12)$$

Bu durumda net teğetsel ve normal kuvvetler aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$F_t = C_t \frac{1}{2} \rho c h W^2 \quad (2.13)$$

$$F_n = C_n \frac{1}{2} \rho c h W^2 \quad (2.14)$$

Yukarıdaki iki denklemde c veter uzunluğu, ρ akışkan yoğunluğu ve h türbin yüksekliğini göstermektedir.

F_t dönme açısı (θ) bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Bir kanat için ortalama teğetsel kuvvet aşağıdaki denklemden elde edilebilir.

$$\bar{F}_t = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_t(\theta) d\theta \quad (2.15)$$

Bu durumda N kanatlı bir türbin için toplam moment aşağıdaki gibidir:

$$M = N \cdot \bar{F}_t \cdot r \quad (2.16)$$

Buradan toplam güç aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$\dot{P} = M \cdot \omega \quad (2.17)$$

2.6 Türbin Performans Kriterleri

2.6.1 Kanat uç hız oranı

Kanat uç hız oranı en çok rotor dönüş hızına bağlıdır. Kanat uç hız oranı kanat ucu akışın teğetsel hızının ana akış hızına (mutlak hız) oranını göstermektedir.

$$\lambda = \frac{|\vec{V}|}{|U_\infty|} = \frac{r \cdot \omega}{U_\infty} \quad (2.18)$$

Örneğin, 3 m/s deki akış için eğer kanat uçlarındaki akış hızı 6 m/s olursa kanat uç hız oranı $6/3 = 2$ olarak bulunmaktadır. Bunun anlamı da kanat uçlarındaki hız kanada etki eden akış hızından 2 kat daha fazladır.

Kanat uç hız oranı azalınca sürtünme kuvvetleri etkili hale geçer, kanat uç hız oranı artınca kanatlara daha büyük yükler yüklenir. Yüksek kanat uç hız oranı rüzgar türbinlerinde yüksek gürültü seviyesine sebep olur. Kanat uç hız oranı artınca merkezkaç kuvvetlerin artmasından dolayı daha güçlü kanatların kullanılması gerekmektedir.

2.6.2 Güç oranı

Türbinlerin en önemli performans kriterlerinden biri güç oranıdır. Buckingham π teoremini kullanarak boyutsuz güç oranı 2.19 denkleminde gösterildiği gibi elde edilebilir.

$$C_p = \frac{P}{\rho \frac{U_\infty^3}{2} D.h} \quad (2.19)$$

Güç oranı ifadesinde elde edilen gücün akışta var olan güce oranıdır. Bu denklem verim ifadesi gibidir bu sebepten dolayı genelde 0 ile 1 arasında bir değer almaktadır. Ancak güç oranı tam olarak verim ifadesiyle aynı olmamasından dolayı bazı türbinlerde birden büyük değerler alabilmektedir. Bu durum güç oranının tam olarak verim ifadesi olmamasından dolayı termodinamiğin birinci yasasına aykırı değildir.

3. AKIŞ TEORİSİ

3.1 Amaç

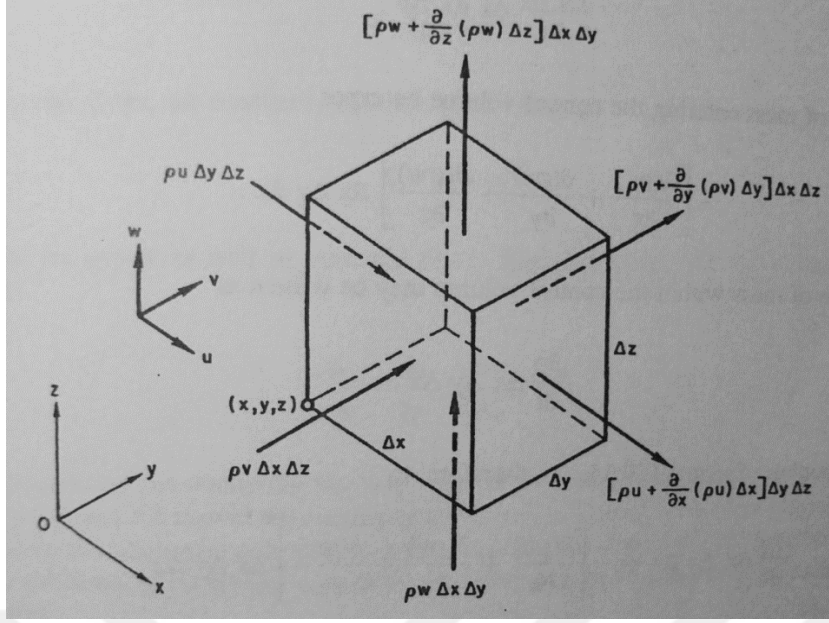
Bu tez çalışmasının esas amacı bir türbin etrafındaki akış olayının bilgisayar yardımı ile analizinin yapılmasıdır. Bilgisayar destekli analizde doğru sonuçları elde edebilmek için bilgisayar programına doğru verileri sağlamak ve ayrıca doğru çözüm metodunu seçmek gerekir. Aksi halde elde edilen sonuçlar çok yanıltıcı olabilir ve bizi hatalı bir tasarım yapmaya sürükleyebilir. Bu sebepten dolayı çözümlemeye başlamadan önce bilgisayar programının çözümü nasıl gerçekleştirdiğini ve hangi denklemleri hangi koşullarda çözdüğünü anlamak gerekmektedir.

Transport olaylarını genel olarak üçe bölmek mümkün, 1-Akışkanlar dinamiği 2-Isı transferi 3-Kütle transferi. Akışkanlar dinamiği momentum aktarımından, ısı transferi enerji aktarımından ve kütle transferi ise farklı kimyasal kütlelerin aktarımından oluşmaktadır [37]. Bu tez kapsamında akış olaylarını inceleyebilmek için ilk önce aktarım olaylarının temelini oluşturan korunum denklemlerinin incelenmesi faydalı olur.

3.2 Süreklilik Denklemleri

Tek fazlı ve homojen bir akış olduğunu farz edelim. Akış $\vec{V}$ hızına sahip ve bu hız kartezyen koordinatlarda u , v , w bileşenlerinden oluşmaktadır. Şimdi bu akışın çok küçük bir parçasını göz önüne bulunduralım. Bu küçük parçaya diferansiyel eleman adı verilir (Şekil 3.1). Bu küçük parçacığın (diferansiyel elemanın) boyutları Δx , Δy ve Δz olsun.

Şekil 3.1 'de görüldüğü gibi bu diferansiyel elemanın her düzleminden kütle giriş ve çıkışı olabilir. Her düzlem için eğer giren ve çıkan kütlelerin akışını yazarsak, yani her düzlem için o düzleme giren veya çıkan kütlenin debisini ilgili düzlemin alanıyla çarpıp, her doğrultuda girenlerden çıkanları, çıkarırsak aşağıdaki ifadeleri elde etmiş oluruz.



Şekil 3.1 : Süreklilik denklemi çıkarımı için bir diferansiyel eleman [38].

$$x \text{ yönünde: } \rho u \Delta y \Delta z - \left(\rho u + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) \Delta x \right) \Delta y \Delta z = - \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.1)$$

$$y \text{ yönünde: } \rho v \Delta x \Delta z - \left(\rho v + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) \Delta y \right) \Delta x \Delta z = - \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.2)$$

$$z \text{ yönünde: } \rho w \Delta x \Delta y - \left(\rho w + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) \Delta z \right) \Delta x \Delta y = - \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.3)$$

Elde edilen bu üç ifadeyi topladığımız zaman, aldığımız diferansiyel elemanın içindeki birim zamanda net kütle artışını elde etmiş oluyoruz (3.4).

$$- \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) \right] \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.4)$$

Diğer yandan eğer başka bir şekilde aldığımız diferansiyel elemandaki birim zamanda kütle artışını ifade etmek istersek aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{\partial m}{\partial t} \quad (3.5)$$

Yani kütlelerin zaman bağlı değişimi.

Elde ettiğimiz (3.4) ve (3.5) numaralı denklemler kütle korunumu kanunundan dolayı birbiri ile eşit olmak zorundadırlar. Bu durumda:

$$\frac{\partial m}{\partial t} = - \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) \right] \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.6)$$

Biliyoruz ki $\rho = \frac{m}{V}$ demektir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \Delta x \Delta y \Delta z = - \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) \right] \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.7)$$

Yani,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.8)$$

(3.8) numaralı denkleme süreklilik denklemi adı verilir. Bu denklemi benzer bir şekilde silindirik ve küresel koordinatlarda ise elde etmek mümkündür [38].

3.3 Momentum Denklemleri

Bir akışın dinamik davranışı, momentum denklemleri veya hareket denklemleri adı verilen bir denklem takımı yardımı ile elde edilebilmektedir [38]. Bu denklemler Newton'un ikinci kanununun uygulanması ile elde edilir. Newton'un ikinci kanununa göre:

$$\vec{F} = \frac{d\vec{M}}{dt} = \frac{d(m\vec{V})}{dt} = m\vec{a} \quad (3.9)$$

Bu ifadede $\vec{F}$ akışkan parçacığını etkileyen toplam kuvvettir ve $\vec{a} = \frac{d\vec{V}}{dt}$ ise akışkan parçacığının ivmesidir.

Şimdi bir akışkan parçacığını göz önünde bulunduralım. Bu parçacık t anında x, y, z noktasında bulunsun ve $t+\Delta t$ anında ise $x+\Delta x, y+\Delta y, z+\Delta z$ noktasında olsun. Bu parçacığın bu harekette x yönündeki hız bileşeninin değişimi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Delta u = \frac{\partial u}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial u}{\partial y} \Delta y + \frac{\partial u}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial u}{\partial t} \Delta t \quad (3.10)$$

Benzer şekilde y ve z yönlerindeki hız değişimleri ise aşağıdaki gibidir:

$$\Delta v = \frac{\partial v}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial v}{\partial y} \Delta y + \frac{\partial v}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial v}{\partial t} \Delta t \quad (3.11)$$

$$\Delta w = \frac{\partial w}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial w}{\partial y} \Delta y + \frac{\partial w}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial w}{\partial t} \Delta t \quad (3.12)$$

İvme tanımından biliyoruz ki:

$$\vec{a} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{V}}{\Delta t} \quad (3.13)$$

İvme tanımını (3.10), (3.11) ve (3.12) numaralı denklemlerde uygularsak:

$$a_x = u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial u}{\partial t} \quad (3.14)$$

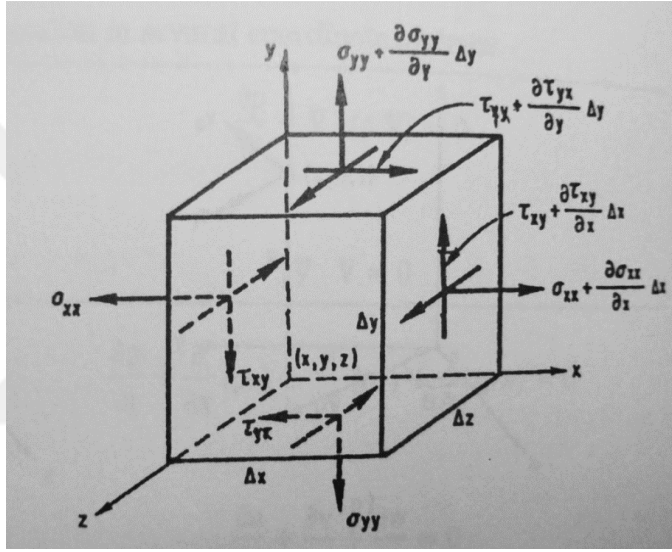
$$a_y = u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial t} \quad (3.15)$$

$$a_z = u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial t} \quad (3.16)$$

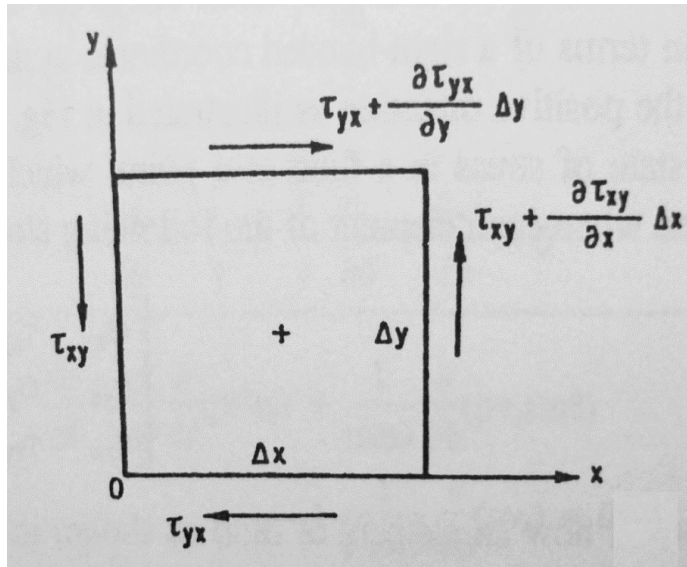
Şimdi bu denklemleri bir yana bırakıp, tekrar süreklilik ifadesinin çıkarımı gibi bir diferansiyel göz önüne alalım (Şekil 3.2). Bu diferansiyel elemanı iki tür kuvvet etkiler, 1-Hacimsel kuvvetler, 2-Yüzey kuvvetleri (Surface Forces) bu durumda:

$$\vec{f}_{\text{toplam}} = \vec{f}_{\text{hacimsel}} + \vec{f}_{\text{yüzey}} \quad (3.17)$$

Yüzey kuvvetleri aldığımız diferansiyel elemanın her yüzeyinde etkili olan kuvvetlerdir. Yüzeye etkileyen kuvvetler 2 türdür: 1-Kayma gerilmesi, 2- Normal gerilme (Şekil 3.3).



Şekil 3.2 : Momentum denklemlerinin çıkarımı için alınan diferansiyel eleman [38].



Şekil 3.3 : Bir akış elemanını yüzeyini etkileyen kuvvetler [38].

Şimdi Şekil 3.2’de her yönde uygulanan net kuvveti yazmak istersek:

$$F_x = \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.18)$$

$$F_y = \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.19)$$

$$F_z = \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.20)$$

Şimdi denklem (3.17) göz önüne alırsak:

$$F_{x,toplam} = m \cdot f_{x,hacimsel} + F_x \quad (3.21)$$

$$F_{x,toplam} = (\rho \cdot f_{x,hacimsel} + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}) \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.22)$$

Tamamen benzer şekilde y ve z yönleri için ise aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$F_{y,toplam} = (\rho \cdot f_{y,hacimsel} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z}) \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.23)$$

$$F_{z,toplam} = (\rho \cdot f_{z,hacimsel} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z}) \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.24)$$

Şimdi tekrar Newton'un ikinci kanununa dönersek:

$$F_{x,toplam} = m a_x \quad (3.25)$$

Denklem (3.14) ve (3.22) den denklem (3.25)'te yerleştirirsek:

$$\left(\rho \cdot f_{x,hacimsel} + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) \Delta x \Delta y \Delta z = \rho \Delta x \Delta y \Delta z \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial u}{\partial t} \right) \quad (3.26)$$

Sonuç olarak:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial u}{\partial t} \right) = \left(\rho \cdot f_{x,hacimsel} + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) \quad (3.27)$$

Benzer şekilde y ve z yönleri için:

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) = \left(\rho \cdot f_{y,hacimsel} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) \quad (3.28)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial t} \right) = \left(\rho \cdot f_{z,hacimsel} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) \quad (3.29)$$

Elde edilen (3.27), (3.28) ve (3.29) numaralı denklemler, momentum denklemlerinin veya hareket denklemlerinin en genel halidir [38].

Elde edilmiş olan momentum denklemleri çok genel olup her tür problemde uygulanması çözüm işini çok zorlaştırabilir. Bu sebepten dolayı bazı basitleştirmeler yaparak ve ayrıca çoğu zaman karşımıza çıkacak akış koşullarını göz önüne bulundurarak daha basit ve kullanışlı denklemler elde edebiliriz. Eğer çözümü ile ilgilendiğimiz akışkan Newtonyen olup yoğunluk ve viskozitesi sabit alınabiliyorsa, ayrıca sıkıştırılmaz akış olup, sıcaklık değişimi ani olmazsa, gösterilebilir ki momentum denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilirler [38]:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho \cdot f_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.30)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho \cdot f_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.31)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho \cdot f_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.32)$$

Bu denklemlere Navier-Stokes denklemleri adı verilir. Bu denklemler benzer bir şekilde silindirik ve küresel koordinatlar için de elde edilebilir.

3.4 Enerji Denklemi

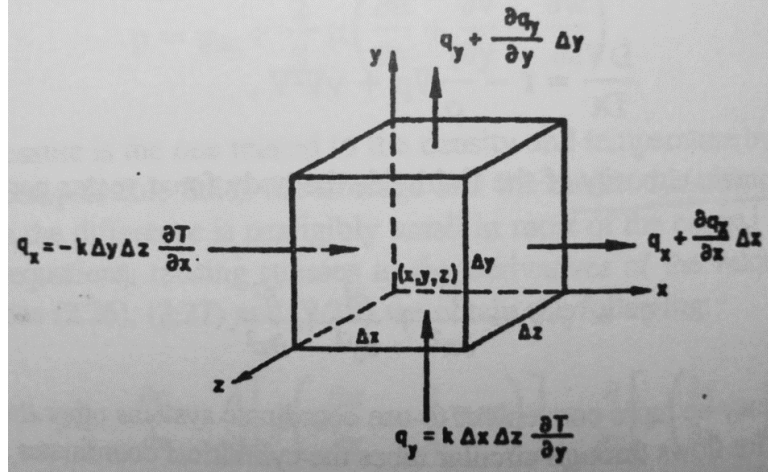
Enerji denklemi $\Delta x \Delta y \Delta z$ hacminde, bir diferansiyel elemanın üzerinde Termodinamiğin birinci yasasının uygulanmasından elde edilir. Termodinamiğin birinci yasasına göre bir diferansiyel elemanına birim zamanda aktarılan ısı ile aynı diferansiyel elemanın birim zamanda yaptığı işin farkı o elemandaki birim zamanda enerji artışını gösterir [38].

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\delta Q}{dt} - \frac{\delta W}{dt} \quad (3.33)$$

veya,

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (3.34)$$

Şimdi diğer korunum denklemleri gibi bir diferansiyel elemanı göz önüne alalım (Şekil 3.4).



Şekil 3.4 : Enerji denkleminin çıkarımı için alınan diferansiyel eleman [38].

Bu diferansiyel eleman için Fourier kanununu göz önünde bulundurarak birim zamanda net ısı aktarımını yazmak istersek aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\left[\frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.35)$$

Şimdi aynı diferansiyel eleman için akışkan tarafından birim zamanda yapılan net işi yazmak istersek (Şekli 3.2):

$$-\left[\frac{\partial}{\partial x} (u \sigma_{xx} + v \tau_{xy} + w \tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial x} (u \tau_{yx} + v \sigma_{yy} + w \tau_{yz}) + \frac{\partial}{\partial x} (u \tau_{zx} + v \tau_{zy} + w \sigma_{zz}) \right] + \rho (u f_x + v f_y + w f_z) \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.36)$$

Diğer yandan bir diferansiyel elemanın birim zamanda enerjisinin artışı 2 enerjiden oluşur, iç enerji ve kinetik enerji. Bu enerjilerin de diferansiyel elemandaki net artışı aşağıdaki gibidir:

$$\rho \Delta x \Delta y \Delta z \frac{D}{Dt} \left(\mathcal{U} + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} \right) \quad (3.37)$$

Şimdi denklem (3.34)'ü göz önünde alıp tekrar yazmak istersek:

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(\mathcal{U} + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} (u \sigma_{xx} + v \tau_{xy} + w \tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y} (u \tau_{yx} + v \sigma_{yy} + w \tau_{yz}) + \frac{\partial}{\partial z} (u \tau_{zx} + v \tau_{zy} + w \sigma_{zz}) + \rho (u f_x + v f_y + w f_z) \quad (3.38)$$

Bu ifadeye toplam enerji denklemi adı verilir ki hem ısı enerjisi hem de mekanik enerjiyi içerir.

Bizim istediğimiz, ısı enerjisi denklemini elde edebilmek için bu ifadeden mekanik enerji denklemini çıkarmamız gerekiyor. Eğer x yönündeki momentum denklemini

(3.27) u ile, y yönündeki momentum denklemini (3.28) v ile, z yönündeki momentum denklemini (3.29) w ile çarpar ve son olarak hepsini toplarsak aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(\frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} \right) = u \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) + v \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) + w \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) + \rho (uf_x + vf_y + wf_z) \quad (3.39)$$

Bu denkleme mekanik enerji denklemi adı verilir. Bu denklemi (3.38) numaralı denklemden çıkarsak:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \sigma_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \sigma_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \sigma_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} + \tau_{xy} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \tau_{yz} \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \tau_{zx} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (3.40)$$

Bu ifadeye ısı enerji denklemi veya kısacası enerji denklemi adı verilir. Denklem (3.40) 'ta kayma gerilmesi ve normal gerilmeyi hızlar cinsinden yazarsak bir takım ara işlemten sonra (Kaynak [38]'de detaylı bir şekilde anlatılmıştır) enerji denklemini aşağıdaki gibi yazabiliriz:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{p}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} + \phi \quad (3.41)$$

$$\phi = 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 - \frac{1}{3} (\nabla \cdot \vec{V})^2 \right] \quad (3.42)$$

Burada ϕ ifadesine disipasyon fonksiyonu adı verilir, ki birim zamanda birim hacimde viskoz kuvvetlerin bir akışkan parçacığının üzerinde yaptığı tersinmez işin göstergesidir [38].

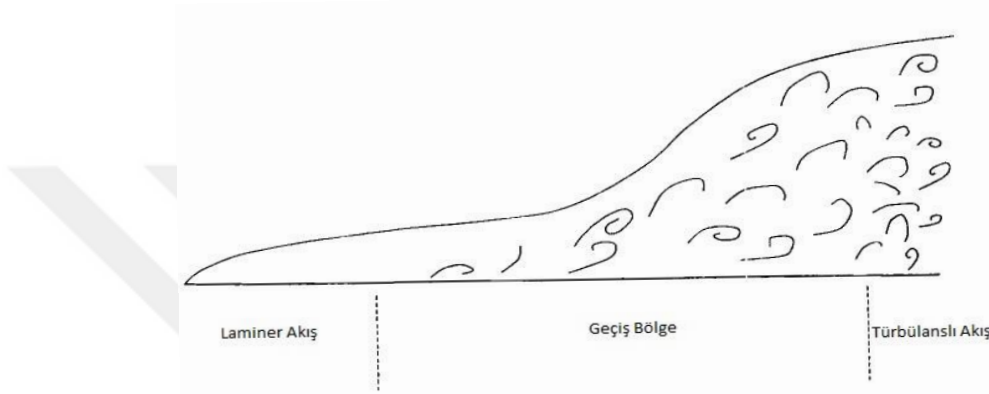
3.5 Akış Analizi ve Türbülans

Bu tasarım çalışmasının esas amacı akışın hareket enerjisinden elektrik enerjisi üretmektir. Bir akışın analizi ve analitik olarak çözümü genelde çok zordur ve birkaç özel durum haricinde (basitleştirmeler yaparak) genelde tam çözümü imkansızdır.

Bir akışın çözümünden kastedilen, akışın her t anında (x,y,z) noktasında, u,v,w hızlarını ve p basıncını verebilen ifadeleri elde etmektir. Bu ifadeleri elde edebilmek için bir önceki bölümlerde elde edilen süreklilik ve momentum denklemlerini aynı anda çözmek gerekir. Görüldüğü gibi bu takım denklemleri dört denklem ve dört

bilinmeyenden oluşmaktadır ama elde edilen denklemlerin doğrusal olmayan (nonlinear) kısmi diferansiyel denklem olmalarından dolayı tam çözümleri çok zordur ve birkaç özel durum dışında imkansızdır.

Bir akış iki tür olabilir 1- Laminer Akış, 2-Türbülanslı Akış. Şekil 3.5'te görüldüğü gibi eğer bir akışkan parçacığı sadece akış doğrultusunda hareket ederse akış laminierdir. Bunun dışında eğer akışkan parçacığı akış doğrultusu dışında diğer doğrultularda da hareket ederse akış türbülanslıdır.



Şekil 3.5 : Düz levhadaki akışta türbülansa geçiş aşamaları[39].

Şekil 3.5'te görüldüğü gibi bir akışı, akış doğrultusunda üç bölgeye bölebiliriz 1- Laminer Bölge, 2-Laminerden Türbülansa Geçiş Bölgesi, 3-Türbülans Bölgesi.

Pratikte çoğu akışlar türbülanslıdır. Bir türbülanslı akışta hız, sıcaklık, basınç ve diğer akış özellikleri akışın her noktasında zamanla sürekli değişir [38]. Çok sayıda etken bir akışın laminierden türbülansa geçmesine sebep olabilir. Bir akışın laminierden, türbülansa geçmesini gösteren en önemli değer Re sayısıdır.

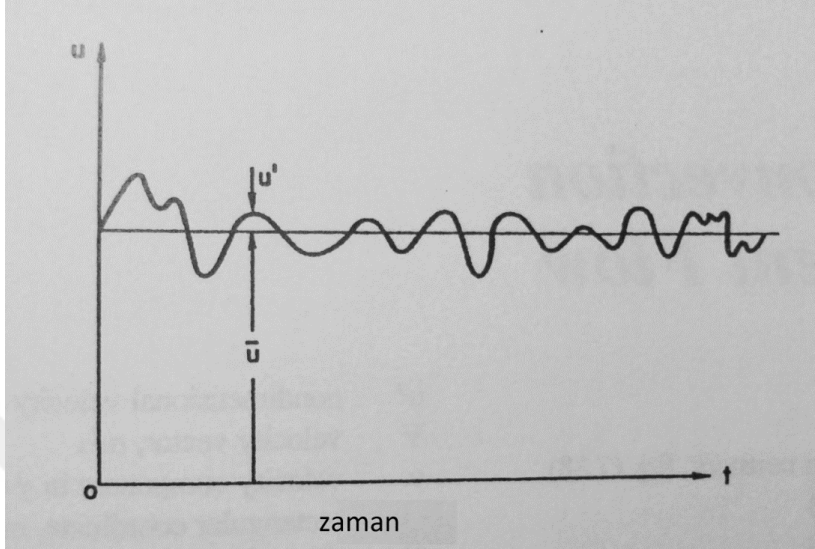
$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu} \quad (3.47)$$

Örnek olarak boru akışında Re sayısı 2300'ü geçtikten sonra akış türbülansa geçecek, bu değer düz levha üzerindeki akışta 300000 ~500000 arasındadır. Bellidir ki basınç gradyanı, ısı geçişi (ısınma veya soğuma), yüzey pürüzlülüğü, yüzey eğriliği gibi faktörler ise, laminierden türbülansa geçiş olayını etkiler [39].

Daha önce elde edilen süreklilik, momentum ve enerji denklemleri türbülanslı akış için de geçerlidirler çünkü bu denklemler zamana bağlı olup anlık değerlere sahiptirler.

Bir türbülanslı akışta akışın değerleri sürekli değişir, bu değişimler genelde rastgele ve bir kurala tabi olmadan bir ortalama değer etrafında çalkantılı bir şekilde gerçekleşir.

Bu olay korunum denklemlerinin çözümünü çok zorlaştırır. Bir türbülanslı akışın çözümünü gerçekleştirmek için ilk olarak ortalama ve çalkantı değerlerini tanımlamak lazımdır (Şekil 3.6).



Şekil 3.6 : Türbülanslı akışta bir noktadaki hızın zamanla değişimi [38].

Şekil 3.6'da bir türbülanslı akışın herhangi bir noktasındaki zamana bağlı hız değişimi gösterilmektedir. Görüldüğü gibi u yani anlık hız bir ortalama hız değerinin etrafında sürekli değişim göstermektedir. Anlık değer ile ortalama değer arasındaki farka çalkantı (fluctuation) değeri adı verilir. Buna göre:

$$\begin{aligned} u &= \bar{u} + u' & p &= \bar{p} + p' \\ v &= \bar{v} + v' & T &= \bar{T} + T' \\ w &= \bar{w} + w' & \rho &= \bar{\rho} + \rho' \end{aligned} \quad (3.48)$$

Şimdi eğer daha önce elde edilen korunum denklemlerinde (3.48) numaralı ifadelerden yerleştirirsek türbülanslı akış için korunum denklemleri elde edilmiş olur. Bu denklemler ve çıkarım aşamaları [38] numaralı kaynakta detaylı bir şekilde anlatılmıştır.

Türbülanslı bir akışın tam çözümü günümüzde imkansızdır. Bu akışların çözümü için ancak yaklaşık yöntemler kullanıp, modellemeler yapmak gerekir. Türbülanslı akışların çözümü için çok sayıda çözüm modeli ve korelasyonlar araştırmacılar tarafından geliştirilmiştir. Çoğu HAD programında bu modellemeler mevcuttur, ancak önemli olan her çözümlemede akış ve geometrinin özelliğine bağlı doğru çözüm modelini seçmektir. Bu sebepten dolayı bir bilgisayar destekli akış analizine

başlamadan önce akış ve geometrimize uygun türbülans çözümleme modeline karar verilmesi gerekir. Bu konu ile ilgili [38] ve [39] numaralı kaynaklarda detaylı açıklamalar mevcuttur ve daha detaylı açıklamalar bu tez konusunun dışında kalır.





4. MEKANİK TASARIM

4.1 Güç Tüketimi

Türbo solenoid sisteminin ilk ve en önemli hesaplarından biri sistemin güç sarfiyatının hesaplanmasıdır. Esasen güç sarfiyatının en önemli etkenlerinden biri sistemin açma kapama sayısıdır. Bu çalışmada ilk senaryo olarak solenoid vananın en fazla 10 saniyede bir açılıp kapanması göz önüne alınmıştır.

Diğer yandan solenoid vanalarda tasarlanan bobinin gücü enerji tüketimini belirlemektedir. Solenoid vana tasarımlarında bobin gücünü belirleyen, yapısal özellikler, malzeme özellikleri, ürünün çalışma basıncı gibi birçok etken vardır. Bu çalışmada orta ölçekli sayılabilecek iç çapı 15 mm olan bir bobin göz önüne alınmıştır. Bu bobinle tetiklenen solenoid vananın 10 bar basınca kadar çalışacağı göz önüne alınarak güç sarfiyatı hesaplamaları yapılmıştır.

Yukarıda belirlenen koşullarda deneysel olarak yapılan çalışmalar sonucunda ve sistemin elektronik devresinin güç sarfiyatını göz önünde bulundurarak toplam güç ihtiyacı 4 W olarak tespit edilmiştir. Bu hesaplamada Wi-Fi sisteminin güç tüketimi ve sistemin vana kapalıyken güç üretmediği konuları göz önüne bulundurulmuştur.

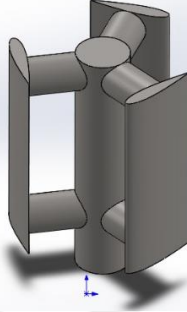
4.2 Türbin Tasarımı

İkinci bölümde yapılan literatür çalışmaları kapsamında turbo solenoid sistemine uygun farklı türbin tipleri tespit edilmiştir. Çalışmaların bu bölümünde tasarlanan ve HAD ve deneysel testlere tabi tutulacak türbinlerin geometrik değerlerine açıklık getirilecektir.

HAD Analizlerine tabi tutulacak olan ilk türbin tipi Darrieus türbini olacaktır. Yapılan analizler sonucunda aynı zamanda kanat profili etkisini de görebilmek için 3 farklı kanat profiline sahip tasarımların analizleri yapılacaktır. Çizelge 4.1’de HAD analizine tabi tutulacak Darrieus türbinlerinin bilgileri yer almaktadır (Şekil 4.1).

Çizelge 4.1 : Darrieus türbini özellikleri.

Özellik	Değer		
Kanat Sayısı (N)	3	3	3
Hücum Açısı (α)	0°	0°	0°
Türbin Yüksekliği (h)	32mm	32mm	32mm
Türbin Çapı (D)	30mm	30mm	30mm
Görünüş Oranı (h/D)	1,06	1,06	1,06
Kanat Profili	NACA0015	NACA0018	NACA0021
Ana Eksen Mili Çapı	10mm	10mm	10mm
Tutucu Kollar Çapı	7mm	7mm	7mm
Veter Uzunluğu (c)	15mm	15mm	15mm



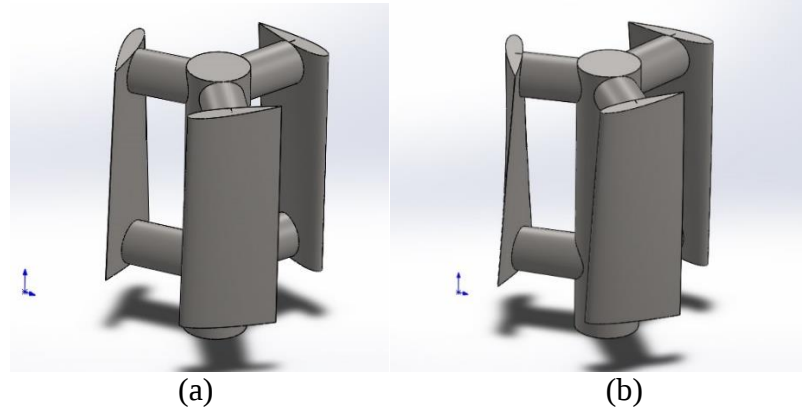
Şekil 4.1 : Tasarlanan Darrieus türbini.

Hesaplamalı Akış Analizi çalışmalarında incelemeye tabi tutulacak bir sonraki türbin tipi Gorlov türbini olacaktır.

İleriki aşamalarda Gorlov ve Darrieus türbinlerini birbiriyle sağlıklı bir şekilde kıyaslayabilmek için tasarlanan Gorlov türbininde sadece türbin kanatlarının bükülmesi söz konusu olacaktır. Bu analizlerde Darrieus türbinindeki tüm özellikler sabit tutularak sadece iki farklı bükme açılarında analizler gerçekleştirilecektir. Gorlov türbininin özellikleri Çizelge 4.2’de sunulmuştur (Şekil 4.2).

Çizelge 4.2 : Gorlov türbini özellikleri.

Özellik	1. Deneme Değerleri	2. Deneme Değerleri
Kanat Sayısı (N)	3	3
Hücum Açısı (α)	0°	0°
Türbin Yüksekliği (h)	32mm	32mm
Türbin Çapı (D)	30mm	30mm
Kanat Profili	NACA0018	NACA0018
Ana Eksen Mili Çapı	10mm	10mm
Tutucu Kollar Çapı	7mm	7mm
Veter Uzunluğu (c)	15mm	15mm
Burkulma Açısı	10°	20°

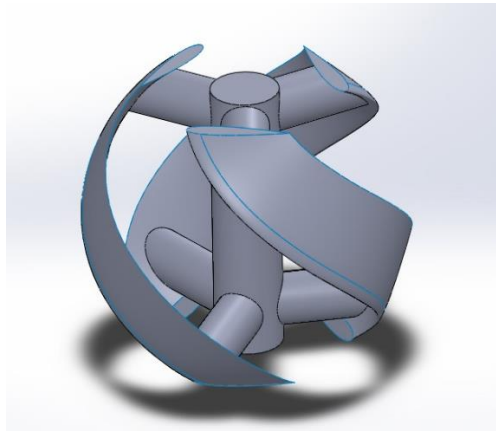


Şekil 4.2 : Tasarlanan Gorlov türbini a) Burkulma açısı 10° b) Burkulma açısı 20°.

Tez çalışmaları kapsamında incelemeye tabi tutulacak bir sonraki türbin tipi Lucid[®] türbini olacaktır. Benzer şekilde Lucid[®], Gorlov ve Darrieus türbinleri arasında doğru bir kıyaslama yapıp doğru türbin tipini seçebilmek için yakın özelliklerde bir tasarımın yapılmasına karar verilmiştir. Çizelge 4.3'te bu çalışmalar kapsamında HAD analizine tabi tutulacak Lucid[®] türbininin özellikleri sunulmuştur (Şekil 4.3).

Çizelge 4.3 : Lucid[®] türbin özellikleri.

Özellik	Değerleri
Kanat Sayısı (N)	3
Hücum Açısı (α)	0°
Türbin Yüksekliği (h)	37mm
Türbin Çapı (D)	45mm
Kanat Profili	NACA0018
Ana Eksen Mili Çapı	10mm
Tutucu Kollar Çapı	7mm
Veter Uzunluğu (c)	15mm



Şekil 4.3 : Tasarlanan Lucid[®] türbini.

Yukarıda tasarımları yapılan bu farklı üç türbin tipinin Hesaplamalı Akış Analizi bir sonraki bölümde gerçekleştirilecektir. Bölüm 4.3'te belirlenecek olan performans parametrelerine göre en uygun türbin tipi seçildikten sonra bu türbin tipinde ayrıca farklı iki kanat profili için (NACA0015 ve NACA0021) ayrıca analizler yapıp, kanat profilinin performans parametreleri üzerindeki etkisi incelenecektir. Bu şekilde kanat profilinin türbin üzerindeki etkisi incelenip performans parametrelerine göre en uygun kanat profili deneysel çalışmalar için seçilecektir.

Kıyaslamalı Hesaplamalı Akış Analizleri sonucunda turbo solenoid sistemine en uygun olan en iyi performansı gösteren türbinin üretimi yapılacaktır. Üretimi yapılan türbinin deneysel testleri yapıp, testlerin sonucu Hesaplamalı Akış Analizi sonuçlarıyla kıyaslanacaktır.

4.3 Performans Parametreleri

Tasarlanan türbinlerin birbiriyle doğru bir şekilde kıyaslamasını yapabilmek için bazı akış kriterlerinin birbiriyle kıyaslanması gerekmektedir. Genel olarak turbo solenoid sistemi az enerji tüketen bir sistem olduğundan, ve bu sistemde türbinin ana kullanım sebebi yüksek miktarda enerji üretimi olmadığı, sadece latching solenoid vana bobininin çalıştırması için gereken enerjiyi üretmek olduğundan, bu sistemde kullanılacak olan türbinin minimum basınç düşüşüyle ihtiyaç duyulan enerjiyi üretebilecek tipte olması gerekmektedir.

5. bölümde yapılacak olan çalışmalar sonucunda tasarlanan türbinler birbiriyle kıyaslanacaktır.

5. HESAPLAMALI AKIŞ ANALİZİ

5.1 Giriş

Günümüzde bilgisayarların donanım ve yazılım olarak gelişmesi, çoğu mühendislik analizinin bilgisayarlarla yapılmasına imkan vermiştir. Bu tür analiz yapma kabiliyetine sahip olan yazılımlara genel olarak simülasyon programları adı verilir. Simülasyon programlarında bir fiziksel olayı programa tanımlayıp, daha sonra bu fiziksel olayı etkileyen dış faktörler programa tanımlanır. Simülasyon programları o fiziksel olayı tanımlayan matematiksel denklemleri dış etkenlerin etkisini de göz önüne bulundurarak yüksek hassasiyetlerle çözüp, olayın sonucunu hesaplar. Çoğu mühendislik problemi çok karmaşık matematik ifadelerden oluşur ve genel olarak analitik çözümlerini elde etmek çok zor veya bazen imkansızdır. Bu sebepten dolayı genelde bu tür problemlerin çözümünde bilgisayar simülasyon programları kullanılmaktadır. Bu şekilde bir olayın analizini daha az maliyetle, daha hızlı ve daha kolay bir şekilde yapmak mümkün olabilir.

Bir mühendislik tasarımı yaparken, tasarımın geometrisi, malzemesi ve birçok dış etken tasarımın sonucunu etkileyebilir. İyi bir tasarım yapabilmek için tasarımı etkileyen bu etkenlerin her birinin etkisini tek, tek incelemek gerekir. Son olarak ise bütün sonuçları göz önünde bulundurarak optimum bir durumu elde edip tasarımı gerçekleştirmek lazımdır. Deneysel bir çalışmada bütün etkenlerin etkisini sürekli değiştirmek çok zaman alıcı veya bazı durumlarda hiç mümkün olmayabilir. Bu sebepten dolayı günümüzde bilgisayar destekli tasarımlar çok rağbet görmektedir.

Öte yandan bilgisayar destekli tasarımların sonuçları her zaman yüzde yüz doğru olmayabilir, ve bu tasarımlar sadece tasarımcıya olayın niteliği ile ilgili fikir verebilir ve seri üretime başlamadan önce her zaman bilgisayar sonuçlarını deneysel olarak doğrulamak gerekir.

Bilgisayar simülasyon programlarının kullanıldığı en önemli mühendislik dallarından biri ısı ve akışkan bilim dallarıdır. Daha önce de anlatıldığı gibi ısı akışkan problemlerinin analitik çözümü çok zordur ve birkaç basit durum haricinde

günümüzde tam çözümü imkansızdır. Yapılacak olan bu tasarım çalışmasında akış problemlerini çözebilmek için FLUENT paket programı kullanılmıştır. FLUENT programı süreklilik denklemi, momentum denklemleri ve enerji denklemini çözerek sonuç olarak basınç, hız ve sıcaklık alanlarını hesaplar.

HAD çözümleri için çift çekirdekli i7 işlemcili ve 16 GB RAM hafızalı bir iş istasyonu bilgisayar kullanılmıştır. Bu koşullarda bir türbinin analizi yaklaşık 72 saat sürmüştür.

5.2 Ağ Üretimi Metodolojisi

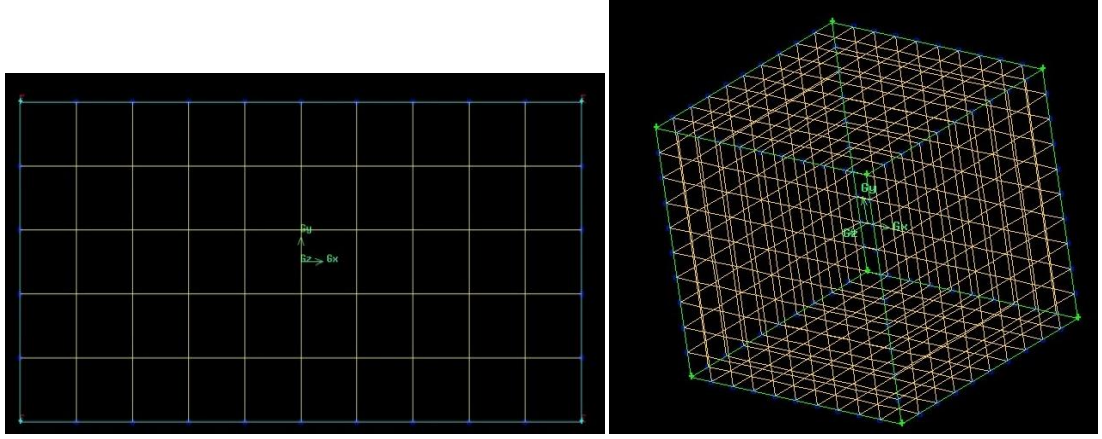
Bir HAD analizine başlamadan önce olayın gerçekleşeceği geometrilerde ağ (mesh) üretmek lazımdır. Sayısal analizin gerçekleştirilmesi için bir kontrol hacmini daha küçük hacimlere bölmek işlemine ağ üretimi adı verilir. FLUENT programı kendisi ağ üretme özelliğine sahip olmadığı için, ağ üretme işlemi için başka yazılımlardan yararlanılır. FLUENT programı ile uyumlu olup ağ üretebilen programlardan biri GAMBIT programıdır.

Bu tasarım çalışmasında, ilk önce SOLIDWORKS programı yardımı ile tasarımların geometrilerinin çizimi gerçekleştirildi. Daha sonra GAMBIT programı yardımı ile ağ üretilip gereken sınır koşulları tanımlandı ve son olarak ise FLUENT programı yardımı ile gereken akış analizleri yapıldı.

İyi bir ağ üretimi HAD çözümünün en önemli aşamasıdır. Ağ üretme işlemi bilgisayar hafızası açısından çok ağır bir işlemdir ve yanlış ağ üretime metodolojisi, gereksiz hafıza kullanımına, çözümlemenin çok yavaşlayıp zaman kaybına ve yanlış sonuçların elde edilmesine sebep olabilir.

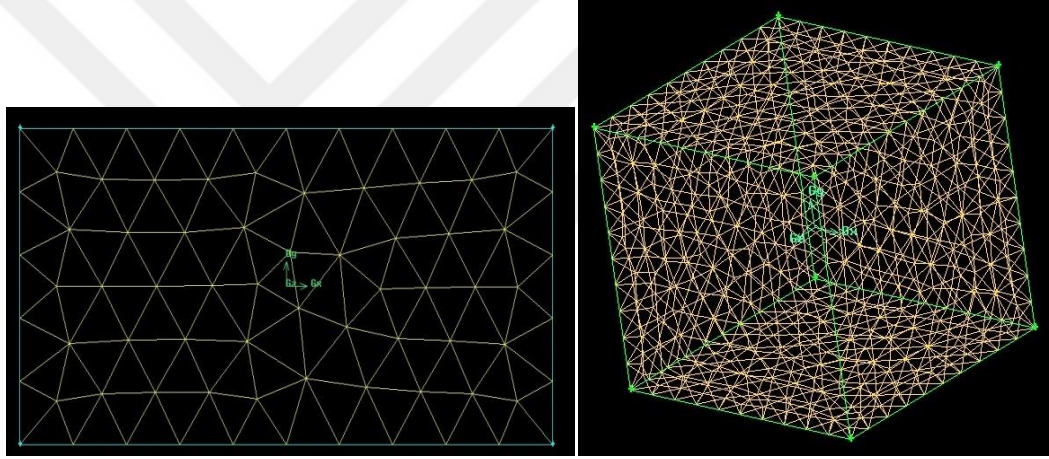
GAMBIT yazılımı 2 farklı ağ üretim metoduna sahiptir, 1-Yapılı (Structured), 2-Yapısız (Unstructured). Bu yöntemlerin her birinin kendine göre avantaj ve dezavantajları vardır. Yapılı bir ağ üretiminde, ağ hücreleri topolojik olarak dikkörtgen esaslilar. Bu sebepten dolayı, üretilen hücreler bu yöntemde 2 boyutlu çözümlemede dört yüzeyli ve 3 boyutlu çözümlemede ise altı yüzlüdürler (Şekil 5.1).

Yapılı ağ üretim metodunda üretilen ağlar daha az bilgisayar CPU zamanını kullanıp daha hızlı sonuçlar verirler, ama bu yöntem karmaşık geometriler için uygun olmayıp bazı ölü bölgelerin oluşmasına (hücre atılmayan bölgeler) sebep olabilir.



Şekil 5.1 : 2 ve 3 boyutlu yapı (Structured) ağ hücreleri.

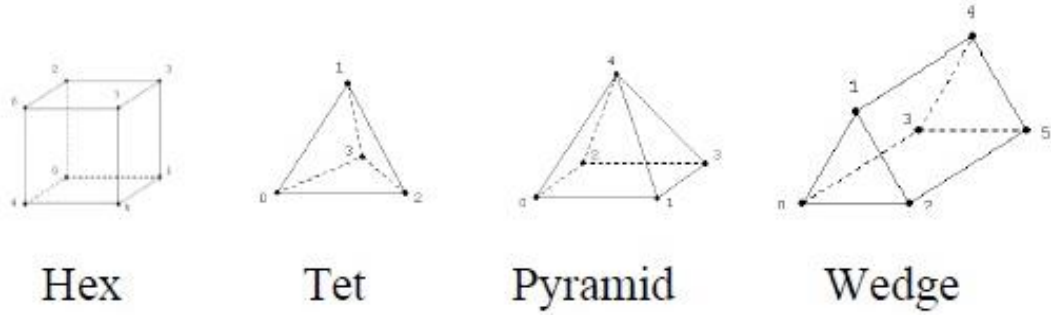
Yapısız ağ üretiminde hücreler farklı şekillerde üretilebilir, bu sebepten dolayı ağ üretme işlemi daha esnek bir şekilde gerçekleşebilir (Şekil 5.2).



Şekil 5.2 : 2 ve 3 boyutlu yapısız (Unstructured) ağ hücreleri.

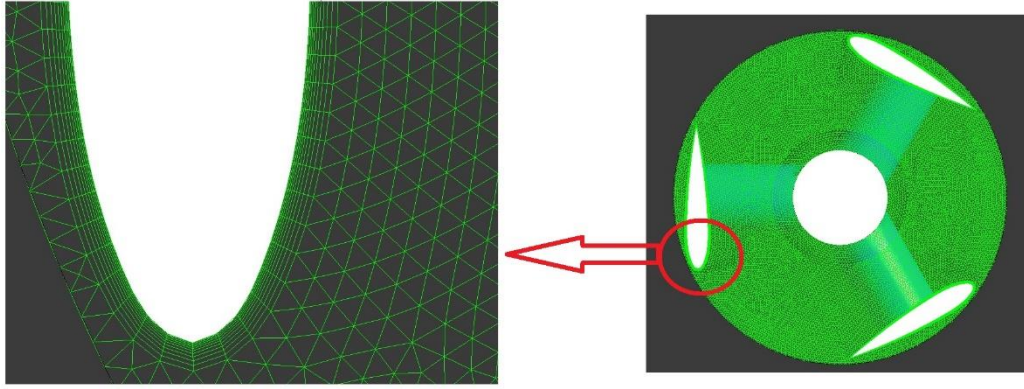
Yapısız ağlara sahip geometrilerin bilgisayar açısından çözümlemesi daha zor ve zaman alıcıdır ama karmaşık geometrilerde bu tarz ağ üretim metodunun kullanılması kaçınılmazdır. Bu çalışmada geometrilerin karmaşık olmasından dolayı yapısız ağ üretimi yönteminden yararlanmıştır.

GAMBIT yazılımında 3 boyutlu çözümlemede 4 farklı hücre şeklinin üretilmesi mümkün, 1-Hex, 2-Tet, 3-Pyramid, 4-Wedge (Şekil 5.3) [40]. Yapılan bu çalışmada bütün analizlerde TET/HYBRID yöntemi ile ağ üretilmiştir. Bu hücre yapısına sahip ağların avantajı 64 bitle çalışıp daha uygun bir şekilde hafızanın kullanılması ve ayrıca karmaşık bölgelerde diğer hücre şekillerinden (HYBRID) yararlanmasıdır.



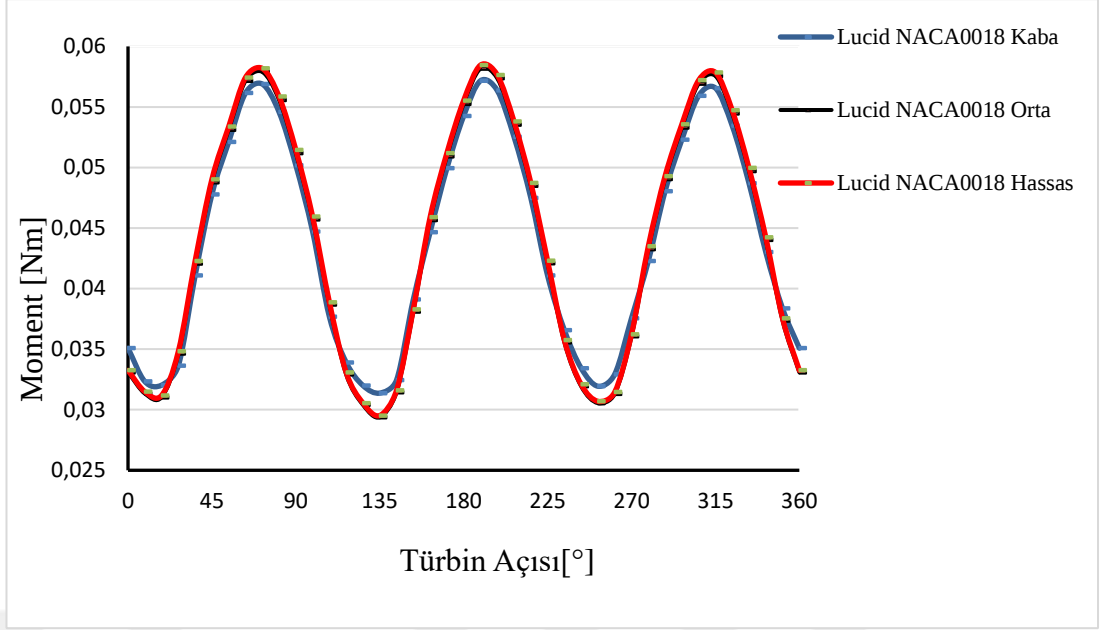
Şekil 5.3 : Ağ hücre geometrileri [40].

Bu çalışmanın ağ üretiminde göz önüne bulundurulmuş başka bir konu ise akış kanallarındaki ağ sıklığıdır. Bilindiği gibi bir kanal akışında hız ve sıcaklık değişiminin büyük bir kısmı yüzeylere yakın bölgelerde (hidrolik ve ısı sınır tabaka) gerçekleşmektedir, bu sebepten dolayı bu bölgelerin daha yüksek hassasiyetlerle incelenmesi gerekir. Bu çalışmada ise bu konuya dikkat edilerek akışın gerçekleştiği kanallarda yüzeye yakın bölgelerde daha sık ağ üretildi (Şekil 5.4).



Şekil 5.4 : Sınır tabaka ağ sıklığı.

Ağ üretiminde göz önünde bulundurulması gereken faktörlerden biri sonuçların ağ sıklığından bağımsız olmasıdır. Bir aşamadan sonra ağ sıklığı ne kadar değiştirilirse değiştirilsin artık sonuçlar değişmemektedir. Bu duruma "sonuçların ağ sıklığından bağımsız olma durumu" veya "ağ yakınsaması" adı verilir. Bu çalışmada genel analizlere başlamadan önce bir tasarım için 6,5 milyon hücreli kaba, 8 milyon hücreli orta ve 9 milyon hücreli hassas olmak üzere 3 farklı ağ oluşturulmuştur, sonuçların ağdan bağımsız olma durumu incelenmiştir. Sonuç olarak kaba ve hassas ağ sonuçları arasında %1,5 fark olduğu ancak orta ile hassas arasında %1'den az bir fark olduğu görülmüştür (Şekil 5.5). Neticede 8 milyonluk hücresi olan orta kalite ağın çözümlemeler için kullanılmasına karar verilmiştir.

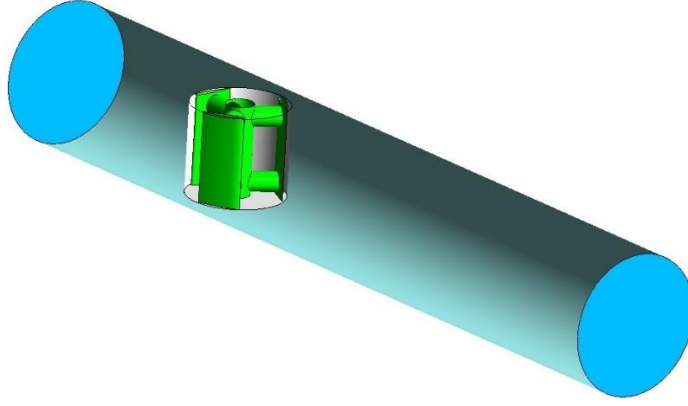


Şekil 5.5 : Farklı ağ kalitelerinde moment değerleri.

GAMBIT programında geometrilerde ağ oluşturduktan sonra sınır koşullarının tanımlanması gerekir. Bu iş için geometriyi oluşturan bütün yüzeyleri göz önünde almak, sınır koşullarını ve bu sınır koşulların hangi türden olduğunu tanımlamak gerekir. Sınır koşullarını tanımladıktan sonra bu kez sıra geometriyi oluşturan hacimlerin hangisinin katı, hangisinin akışkan olduğunu tanımlamasındadır. Bütün bu işlemler bittikten sonra GAMBIT programı yardımı ile bir MESH dosyası üretilir. Bu dosya GAMBIT'ten FLUENT'e geçiş imkânını sağlar.

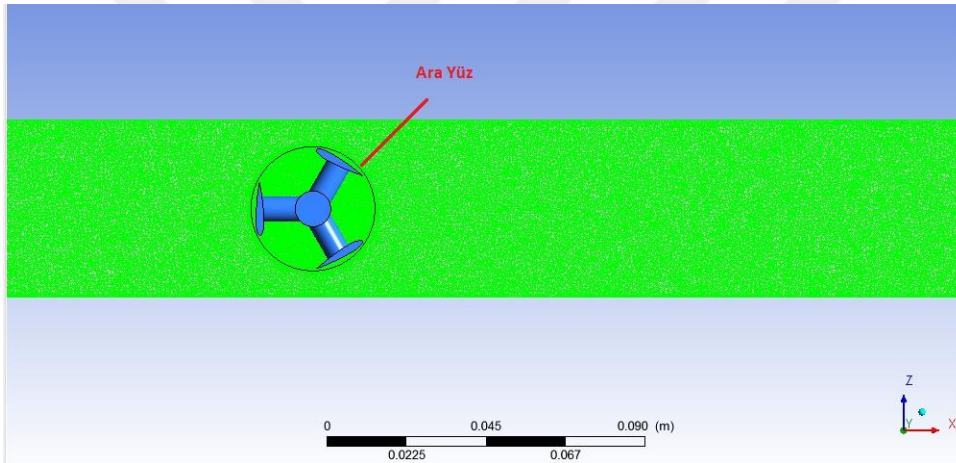
5.3 Sayısal Çözüm Yöntemi

GAMBIT programı yardımı ile ağları oluşmuş MESH dosyası artık FLUENT analizi için hazır duruma gelmiştir. FLUENT yardımı ile çalıştırılan MESH dosyası ilk önce bir ağ kontrolünden (Grid/Check) geçtikten sonra ölçülendirilmesi gerekir. Bu çalışmada dönen türbinin analizini yapabilmek için FLUENT'in MRF (Multiple Rotating Reference Frame) çözüm yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde dönen türbin bir silindir çerçeve içine alınmaktadır (Şekil 5.6).



Şekil 5.6 : MRF Çözüm Yöntemi.

Çerçeve içine alınan bölümde daha yüksek kaliteli ağ oluşturarak daha hassas bir çözümün yapılması sağlanmaktadır (Şekil 5.7). Bu yüksek kaliteli ağ bölümünün diğer bölümlerle ayırımı ara yüzey (interface) sınır koşuluyla tanımlanmaktadır.



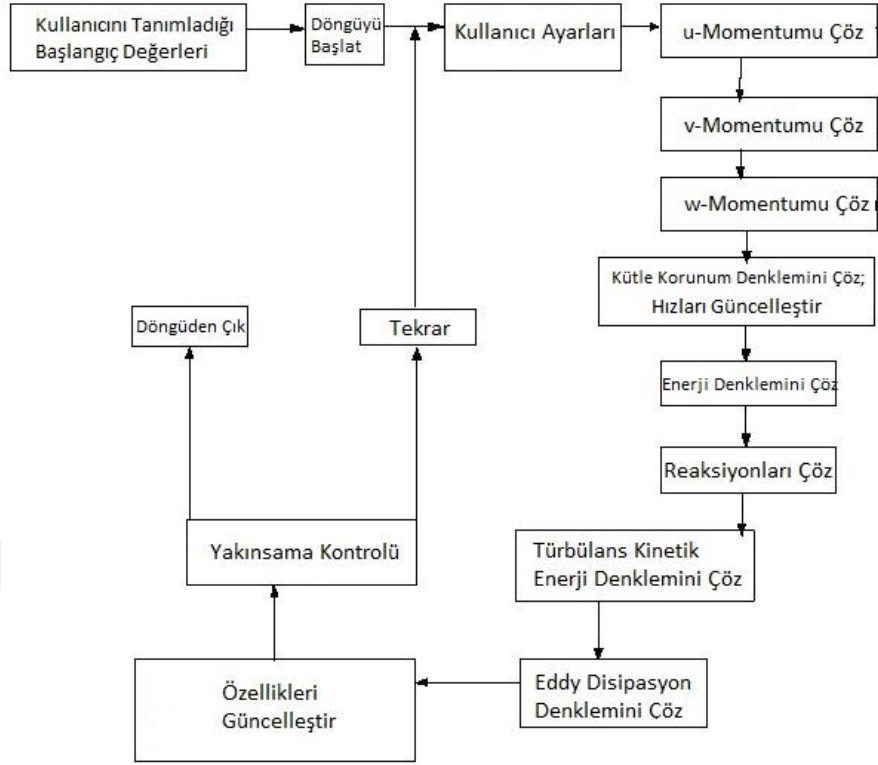
Şekil 5.7 : Ara yüzey sınır koşulu.

Çözüm sırasında Sliding Mesh yöntemi kullanılmıştır. Zamana bağlı olan bu yöntemde 10^{-4} saniye zaman adımı (time step) olarak seçilmiştir. Ortalama değeri doğru tespit edebilmek için türbinin 6 tur döndükten sonraki sonuçlar göz önüne bulundurulmuştur.

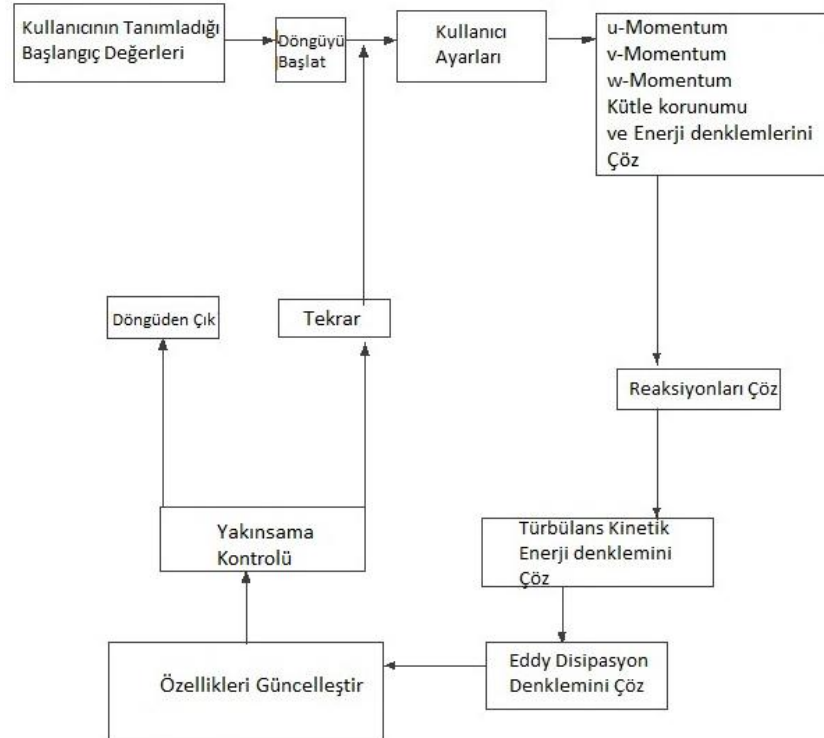
GAMBIT ortamı boyutsuz bir ortamdır ve boyutlandırma işi FLUENT programında yapılmalıdır. Bu işlemlerin yapılmasından sonra ve ayrıca FLUENT yardımı ile ağlar tekrar gözden geçirilip gereken düzeltmeler yapıldıktan sonra FLUENT'te çözüm stratejisi belirlenir.

FLUENT'te iki farklı çözüm algoritması mevcuttur: 1-Segregated Solver, 2-Coupled Solver. Segregated Solver algoritmasında (Şekil 5.8), her denklem (Momentum, Süreklilik, ...) ayrı ayrı çözülür ve işlem iterasyonlarla devam eder. Coupled Solver

algoritmasında (Şekil 5.9) ise Süreklilik, Momentum ve Enerji denklemleri bir arada çözülüp diğer denklemler ayrı çözülür.



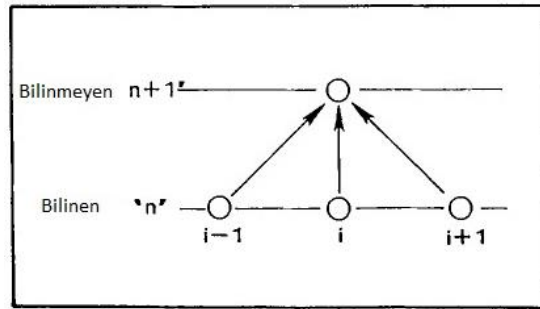
Şekil 5.8 : Segregated Solver algoritması [41].



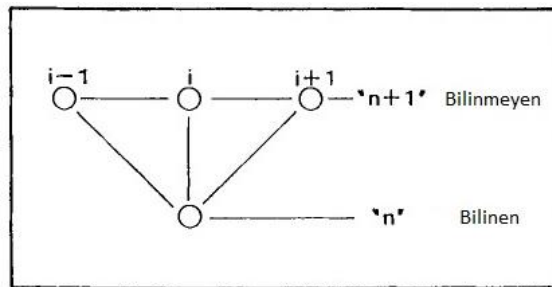
Şekil 5.9 : Coupled Solver algoritması [41].

Coupled Solver genelde yüksek hızlara sahip akışların çözümünde yani sıkıştırılabilirlik etkisinin çok fazla olduğu akışlarda kullanılır. Segregated Solver algoritması ise düşük hızlara sahip sıkıştırma etkisinin bulunmadığı akışlarda kullanılır. Yapılacak olan analizlerde akış hızı düşük olduğundan ve sıkıştırılabilirlik etkisi hemen hemen hiç olmadığından dolayı Segregated Solver algoritması ile çözümleme yapmaya karar verilmiştir. FLUENT'te Segregated Solver algoritması ile bir analizin gerçekleştirebilmesi için "Define/Solver" menüsünden "Pressure Based" seçeneğini seçmek gerekir (Density Based seçeneğini seçtiğimiz takdirde program Coupled Solver algoritması ile çözümlemeyi gerçekleştirecektir).

Çözümleme stratejisinin devamında, ağ çözümleme metodu olarak kapalı (implicit) seçilmiştir. Bilindiği gibi bir akış analizinin yapılabilmesi için çok sayıda diferansiyel denklem ve entegralin çözümlemesine ihtiyaç duyulacaktır. Sayısal çözümlemelerde diferansiyel denklemlerin ve entegrallerin çözümü için sonlu fark yöntemlerinden yararlanılır. Sonlu farkla çözümleme metodunda iki yöntem kullanılabilir, 1-Kapalı (implicit), 2-Açık (explicit). Açık çözümlemesinde değeri bilinen 3 düğüm yardımı ile değeri bilinmeyen bir düğümün değeri hesaplanır (Şekil 5.10). Kapalı metodunda ise değeri bilinen 1 düğüm yardımı ile değeri bilinmeyen 3 düğümün değeri hesaplanır (Şekil 5.11).



Şekil 5.10 : Açık çözümleme metodu [39].



Şekil 5.11 : Kapalı çözümleme metodu [39].

Bu metotlarla çözümlemenin her biri birkaç yöntemle gerçekleştirilebilir, ki yöntemlerin her biri farklı hata mertebesine sahiptirler (Bu yöntemlerle ilgili detaylı bilgiler [39] numaralı kaynakta mevcuttur). Kapalı çözümleme metodu, açık metoduna göre çok daha hızlı yakınsar ama buna karşılık daha fazla hafıza kullanır.

Daha öncede anlatıldığı gibi HAD analizlerinde çok önemli rol oynayan faktörlerden biri türbülans çözümüdür. Türbülanslı akışların çözümü için tek bir yöntem mevcut değildir ve akışın fizikine göre farklı yöntemlerle çözümlemenin gerçekleştirilmesi mümkündür. Bu sebepten dolayı türbülanslı akışların çözümü kolay olmayıp doğru çözüm yönteminin seçilmesi analizin sonucunda çok önem arz etmektedir.

Bu tasarım çalışmasında analizi yapılan bütün akışların, boru akışı olması ve Reynolds sayısının kanal akışı laminardan türbülansa geçiş değerinin (2300) kat kat üstünde olmasından dolayı akış tam türbülanslıdır ve çözüm modeli olarak Standard k-ε modeli seçilmiştir.

Bu model türbülanslı çözümlemelerin en basit hali olan 2 denklemlilik modellemelerin biridir. Bu modelin, güçlü olması, ekonomik olması (CPU kullanımı açısından), ve yüksek hassasiyete sahip olması, çoğu akış ve ısı transferi simülasyonunda kullanılmasına sebep olmuştur. Bu modelleme bir yarı ampirik modelledir. Bu modelin üzerinde zamanla bazı düzenlemeler yapılmıştır ve sonuçta 3 farklı model ortaya çıkmıştır, 1- Standard, 2- RNG, 3-Realizable [41]. Bu çalışmada Realizable modeli kullanılmaktadır.

k-ε türbülans çözümü, modelin temelini oluşturan 2 denklemdir. Birincisi, türbülans kinetik enerjisi denklemi (k) ve diğeri ise disipasyon oranı denklemidir (ε). Bu modellemede akışkanın tam türbülanslı olduğu farz edilmiştir. Bu sebepten dolayı bu modelleme sadece tam türbülanslı akışlar için geçerlidir. k, türbülans kinetik enerjisi denklemi ve ε disipasyon oranı aşağıdaki denklemlerin çözümünden elde edilirler [41]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (5.1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - \\ & C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \end{aligned} \quad (5.2)$$

Bu denklemlerde, G_k türbülans hız gradyanına bağlı türbülans kinetik enerjisinin üretimini gösteren bir ifadedir ve aşağıdaki denklemden hesaplanır:

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j \frac{\partial u_j}{\partial x_i}} \quad (5.3)$$

Bu denklemlerde, G_b kaldırma kuvvetinin etkisi altında meydana gelen türbülans kinetik enerjisinin göstergesidir ve aşağıdaki denklemden elde edilir:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (5.4)$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (5.5)$$

ve,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.6)$$

(5.4) numaralı denklemde g yer çekimini gösterir. β ise ısı genleşme katsayısıdır ve (5.5) numaralı denklemden elde edilir. Ayrıca (5.6) numaralı ifade de μ_t türbülans viskozitesidir ve denklemden kullanılan C_μ bir sabite eşittir.

(5.1) numaralı türbülans kinetik enerjisi ifadesinde, Y_M çalkantı genleşmesinin bir göstergesidir:

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2 \quad (5.7)$$

Burada M_t türbülans Mach sayısıdır ve aşağıdaki denklemden hesaplanır:

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (5.8)$$

Ayrıca, (5.2) disipasyon oranı denkleminde $C_{3\varepsilon}$ FLUENT'te aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$C_{3\varepsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \quad (5.9)$$

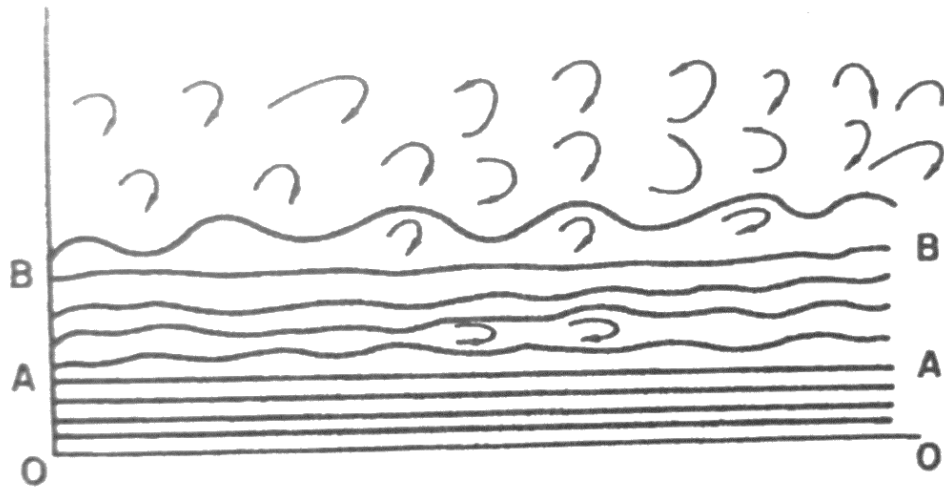
Türbülans kinetik enerjisi ve disipasyon oranı denklemlerinde, diğer terimler yani $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve C_μ sabit değerlerdir ve ayrıca σ_k ve σ_ε terimleri türbülans kinetik enerjisi ve disipasyon oranı denklemlerinin Prandtl sayılarıdır. Bu sabitlerin değerleri aşağıdaki gibidir:

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

Bu sabit değerler, hava ve su kullanılarak yapılan deneysel çalışmalar sonucunda elde edilmiştir. Türbülans kinetik enerjisi ve disipasyon oranı denklemlerinde S_k ve S_ϵ değerleri ise kullanıcı tarafından özel durumlarda eklenebilen değerlerdir [41].

Türbülanslı akışları belirgin bir şekilde etkileyen faktörlerden biri yüzey etkileridir. Bellidir ki akışın ortalama hız değeri yüzeylerdeki kaymama şartının etkisi altında değişecektir. Yzeeye yakın bölgelerde viskozitenin sönüm etkisi altında çalkantılar azalmaya başlar, tam tersine yüzeyden uzaklaşınca, ortalama hız gradyanı artar ve şiddetli çalkantıların ortaya çıkmasına ve türbülans kinetik enerjisinin artışına sebep olur [41].

Yapılan çok sayıda deneysel çalışmanın sonucunda anlaşılmıştır ki türbülanslı bir akışta yzeeye dik yönde akışı 3 bölgeye bölmek mümkündür. 1- Viskoz Alt Tabaka (viscous sublayer): Bu bölgede akış laminerdir ve viskoz kuvvetler, ısı, momentum ve ktle aktarımında etkin rol oynamaktadır (şekil 5.12, O-A). 2- Tam Türbülanslı Bölge (fully turbulent layer): Bu bölge yüzeyden uzak noktalardır ve bu bölgede aktarım olayları, etkin bir şekilde türbülans etkisindedirler. 3- Geçiş Bölgesi (şekil 5.12, A-B): Bu bölge diğer iki bölgenin arasında yer almakta ve burada viskozite ve türbülansın aktarım üzerinde etkileri eşit derecede önemlidir [38].



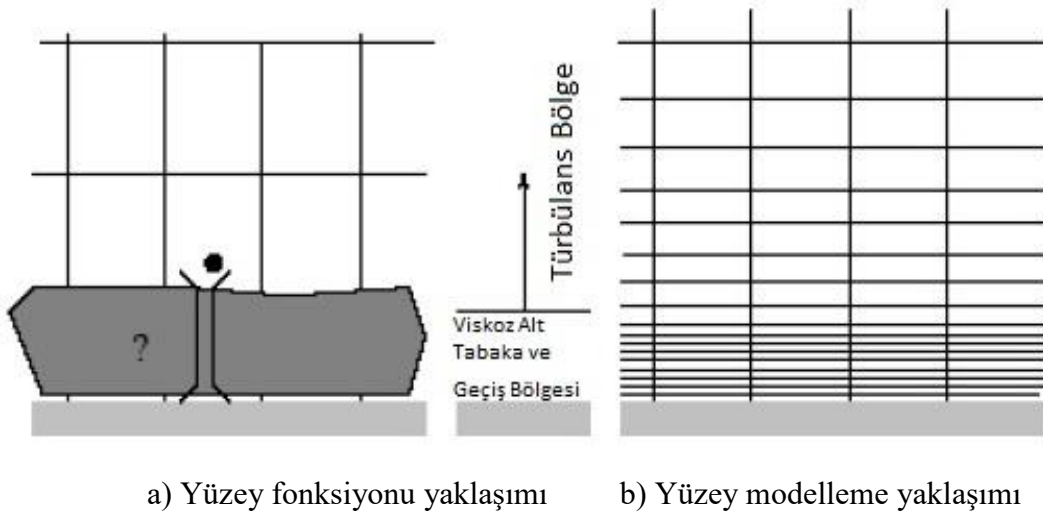
şekil 5.12 : Türbülanslı akış bölgeleri [35].

Türbülanslı bir akışta hangi bölgenin yüzeyden ne kadar mesafede olduğunu hesaplayabilmek için boyutsuz bir sayı olan yüzey koordinatının normali y^+ ifadesinden yararlanılır.

$$y^+ = y \frac{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}}{\nu} \quad (5.10)$$

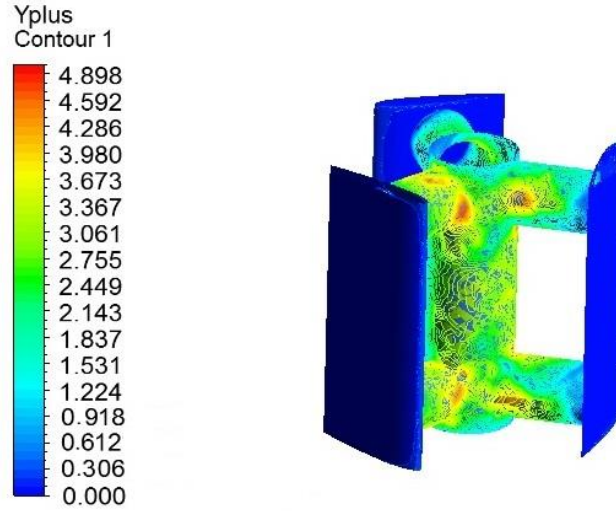
Eğer $y^+ < 5$ ise viskoz alt tabaka, eğer $5 < y^+ < 30$ ise geçiş bölgesi ve eğer $y^+ > 30$ ise tam türbülanslı bölge anlamına gelir [38].

Yüzeye yakın bölgelerin çözümü için genel olarak iki yöntem kullanılmaktadır. Birinci yöntemde yüzeye yakın bölgeler, kısmen ampirik olan ve yüzey fonksiyonları (wall functions) diye adlandırılan fonksiyonlar tarafından çözülmektedir. Bu yaklaşımda yüzeye yakın bölgelerde yüksek hassasiyetli ağlara ihtiyaç yoktur, çünkü bu bölgelerin türbülanslı bölge üzerindeki etkisi direk fonksiyonlar tarafından hesaplanır (Şekil 5.13a). İkinci yöntemde yüzeye yakın bölgeler normal bir şekilde çözümlenir (near wall modelling) ve bu sebepten dolayı bu yaklaşımda yüzeye yakın bölgelerde çok yüksek hassasiyetli ağların oluşturulması gerekmektedir (Şekil 5.13b).



Şekil 5.13 : Yüzeye yakın bölgelerin çözümleme yöntemleri [41].

Yüzey modelleme yaklaşımı daha hassas olmasından dolayı yapılan analizlerde yüzey modelleme yaklaşımı ile çözümlemeleri yapan "Enhanced Wall Treatments" tercih edilmiştir. Bu kapsamda yapılan analizlerde $y^+ < 5$ olmasına dikkat edilmiştir (Şekil 5.14).



Şekil 5.14 : Türbin Y+ değeri.

FLUENT’te çözümleme stratejisinin devamında, sınır şartlarının değerleri belirlenmiştir. Bu çalışmada dört farklı sınır koşulu kullanıldı. Akışkanın boruya giriş yüzeyinde "hız giriş koşulu (velocity inlet)", akışkanın kanaldan çıkış yüzeyi için “çıkan akış (outflow)”, dönen silindir ağı ve akan akış ağı arasındaki yüzeye “ara yüzey (interface)”, boru ve türbin yüzeyler için de “duvar (wall)” koşulları kullanıldı (Şekil 5.15).



Şekil 5.15 : Sınır Koşulları.

Çözümleme işleminde, analiz yapma hızını ve yakınsama süresini etkileyen diğer bir faktör ayrıklaştırma yöntemidir. Yapılan analizlerde daha hızlı yakınsamayı sağlayan ancak CPU kullanımı açısından bir az daha ağır olan “Second Order Upwind” yöntemi seçilmiştir.

5.4 HAD Sonuçlarının Değerlendirilmesi

4. Bölümde de anlatıldığı gibi bu tez çalışmasında literatür araştırması sonucunda elde edilen 3 farklı tip türbinin akış analizi incelenecektir. Yapılan analizlerde,

akışkanlar mekaniği genel kuralları göz önüne bulundurarak projenin hedefi olan minimum basınç düşüşü ve maksimum moment üretimi kriterlerinin sağlanmasına çaba gösterildi. Ayrıca sistemin mekanik olarak daha dengeli çalışması, yataklar ve kanatlara gelen yük değişikliklerinin türbinin dönmesi esnasında en az seviyede olması önem kazanmaktadır. Bu sebepten dolayı farklı açılarda türbinin moment üretiminin standart sapması çok önem arz etmektedir. Analiz sonuçlarının kıyaslamasını yaparken bu konu da göz önüne bulundurulacaktır. Diğer yandan sistemin hidrodinamik kararlılığını etkileyen farklı açılarda türbinin yarattığı basınç düşüşüdür. Farklı açılarda oluşan basınç düşüşü ne kadar birbirine yakınsa sistem hidrodinamik açıdan o kadar kararlıdır. Bu sebepten dolayı analiz sonuçlarını değerlendirirken farklı açılardaki türbinin basınç düşüşlerinin standart sapması ayrıca göz önüne bulundurulmuştur.

Daha önce de anlatıldığı gibi bu çalışmanın analizleri FLUENT paket programı yardımı ile yapıldı. Yapılan analizlerde her tasarımı diğer tasarımlarla doğru bir şekilde kıyaslayabilmek için, bütün analizlerde eşit sınır şartları kullanıldı. Bu şekilde sonuçlar elde edildiğinde kolay bir şekilde tasarımların birbiri ile kıyaslanma şansı sağlanmış oldu.

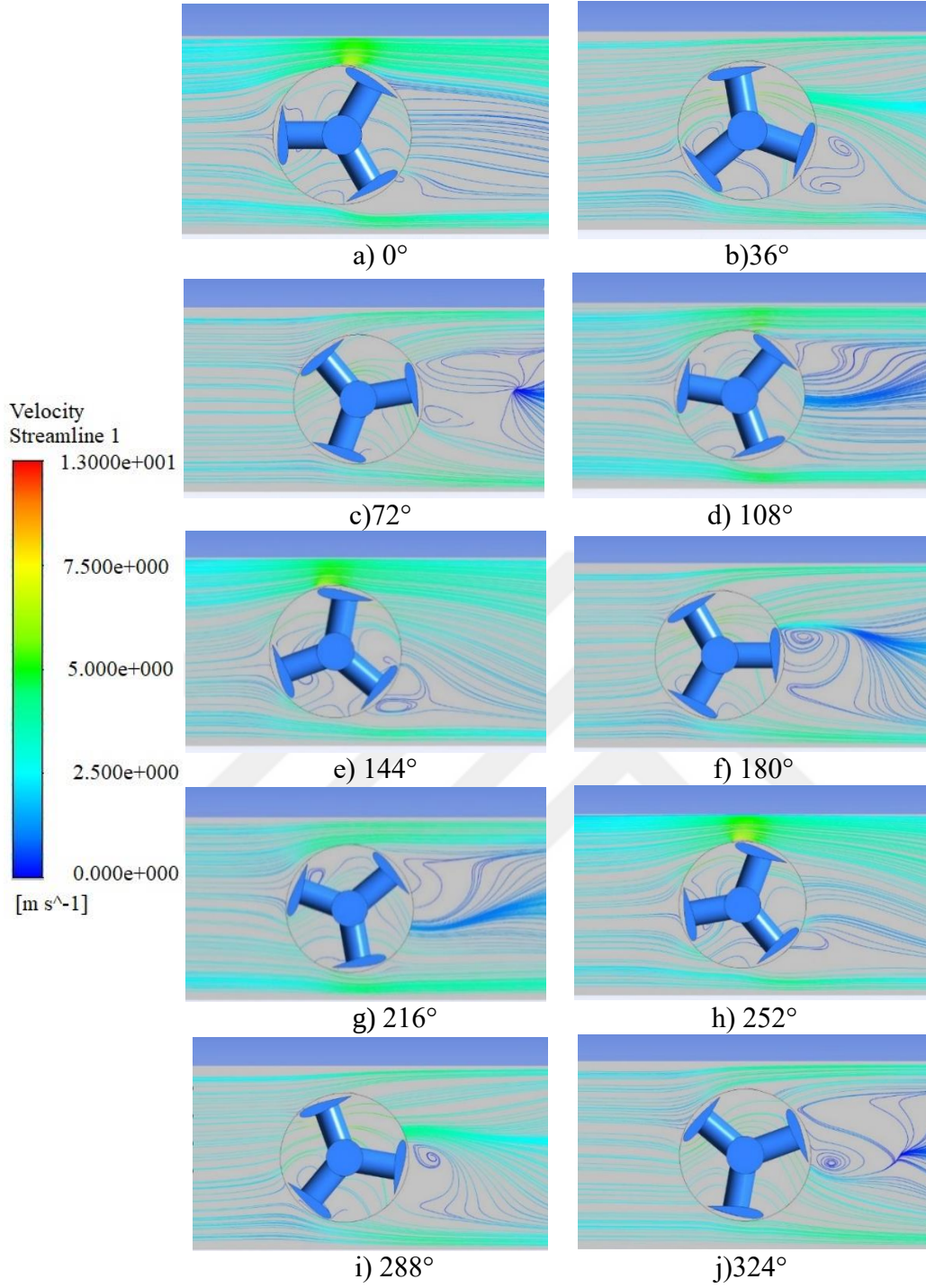
5.4.1 Darrieus türbini

Daha önce de anlatıldığı gibi HAD analizleri kapsamında Darrieus tipi bir türbinin analizi gerçekleştirildi. İlk analiz NACA0018 kanat profili ile gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizin değerleri Çizelge 5.1’de sunulmuştur.

Çizelge 5.1 : Darrieus NACA0018 türbini HAD analiz değerleri.

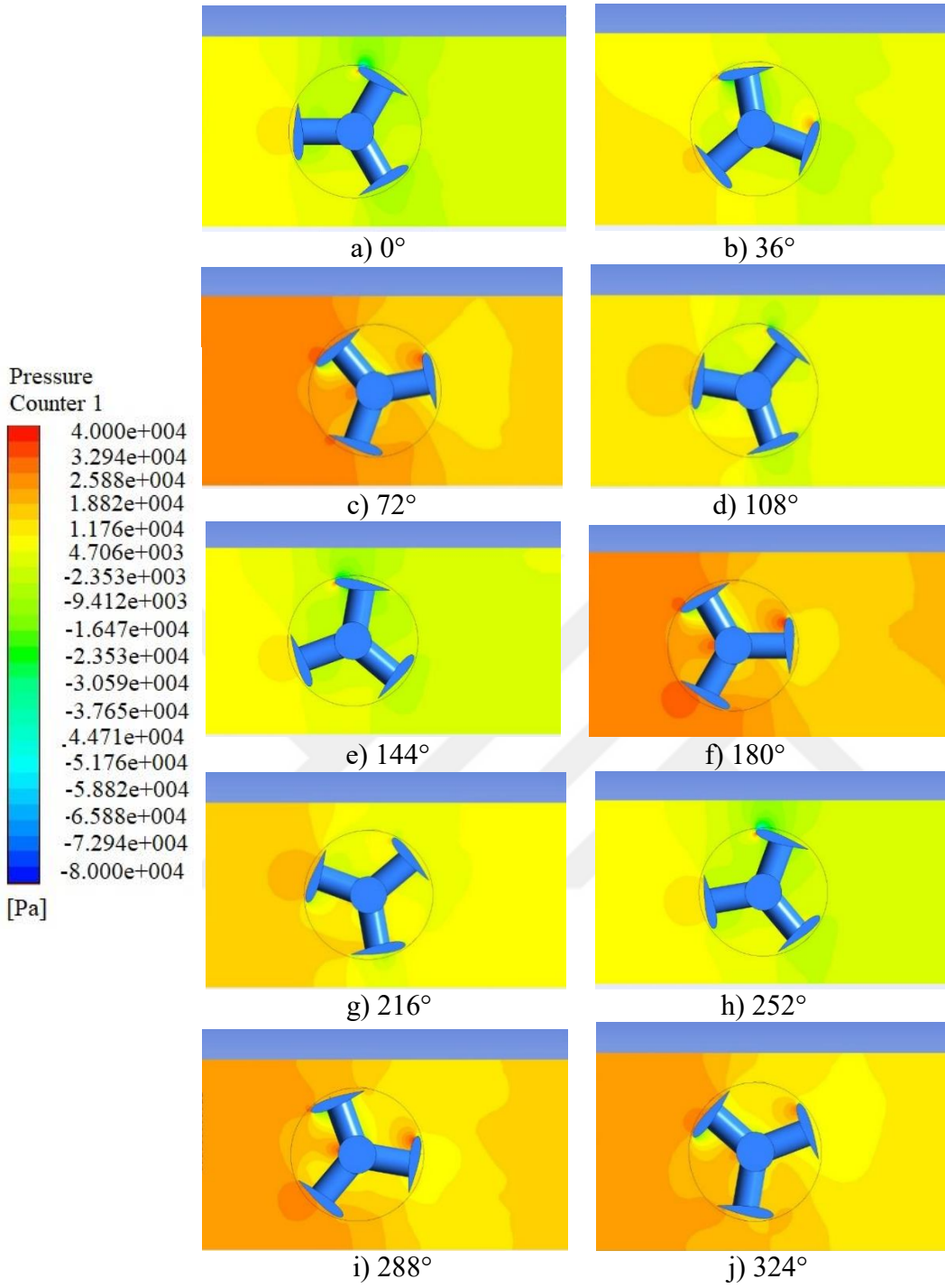
Koşul	Değer
Giriş Akış Hızı	3 m/s
Kanat Profili	NACA 0018
Veter Uzunluğu (c)	15 mm
Hücum Açısı (α)	0°
Türbin Çapı (D)	30 mm
Türbin Yüksekliği (h)	32 mm
Türbin Dönme Hızı (ω)	157 rad/s
Kanat Ucu Hızı (λ)	0,88

Çizelge 5.1’de sunulan veriler doğrultusunda yapılan analizin hız alanı akım çizgileri sonuçları Şekil 5.16’da sunulmuştur.



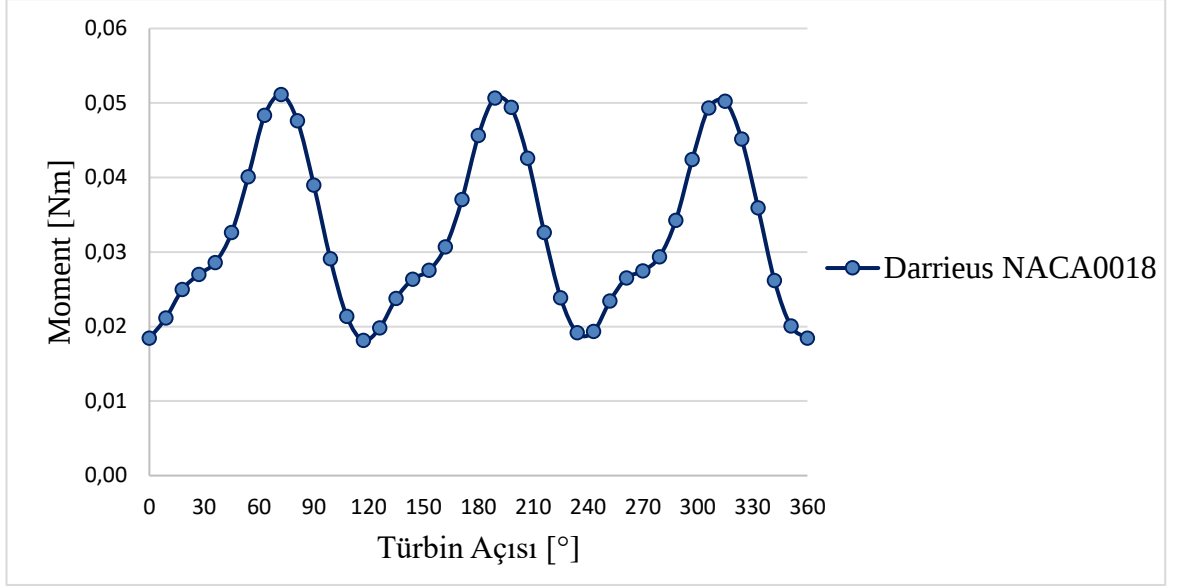
Şekil 5.16 : Darrieus NACA0018 türbini hız alanı akım çizgileri sonuçları.

Benzer şekilde basınç alanı sonuçları Şekil 5.17'de sunulmuştur.



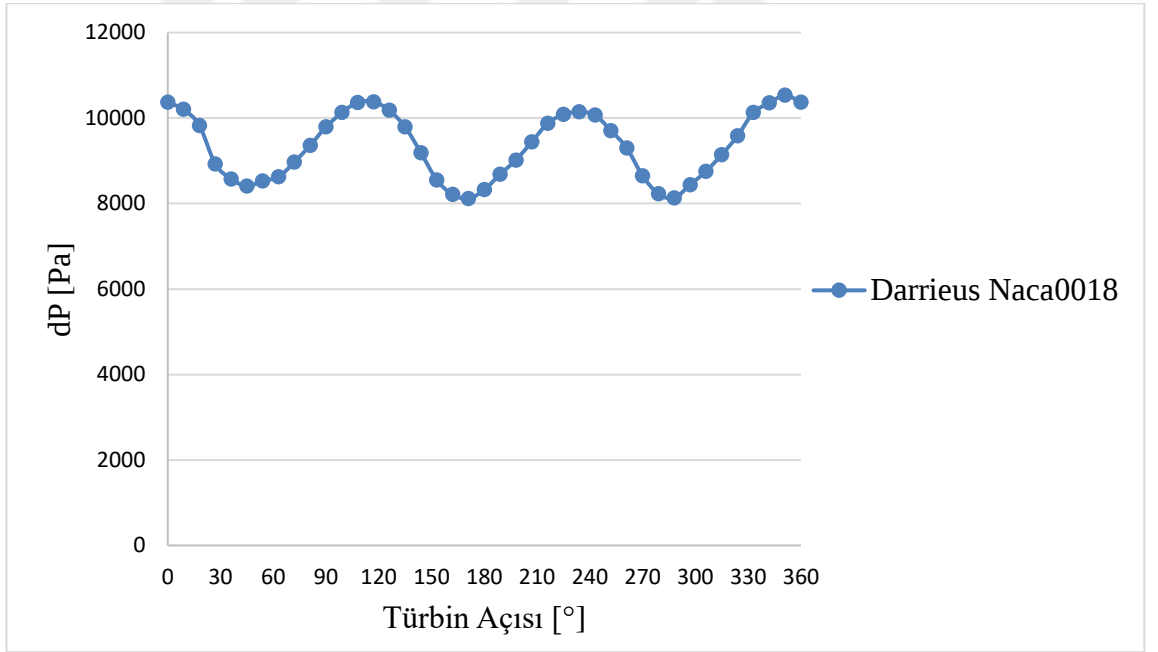
Şekil 5.17 : Darrieus NACA0018 türbini basınç alanı sonuçları.

Bu türbinin farklı açılarda ürettiği moment değerleri ise Şekil 5.18’de görülmektedir.



Şekil 5.18 : Darrieus NACA0018 türbini, türbin pozisyonu- moment değişimi grafiği.

Bu türbinin farklı açılarda basınç düşümü değerleri ise Şekil 5.19’da görülmektedir.



Şekil 5.19 : Darrieus NACA0018 türbini, türbin pozisyonu- basınç düşümü grafiği.

5.4.2 Gorlov türbini

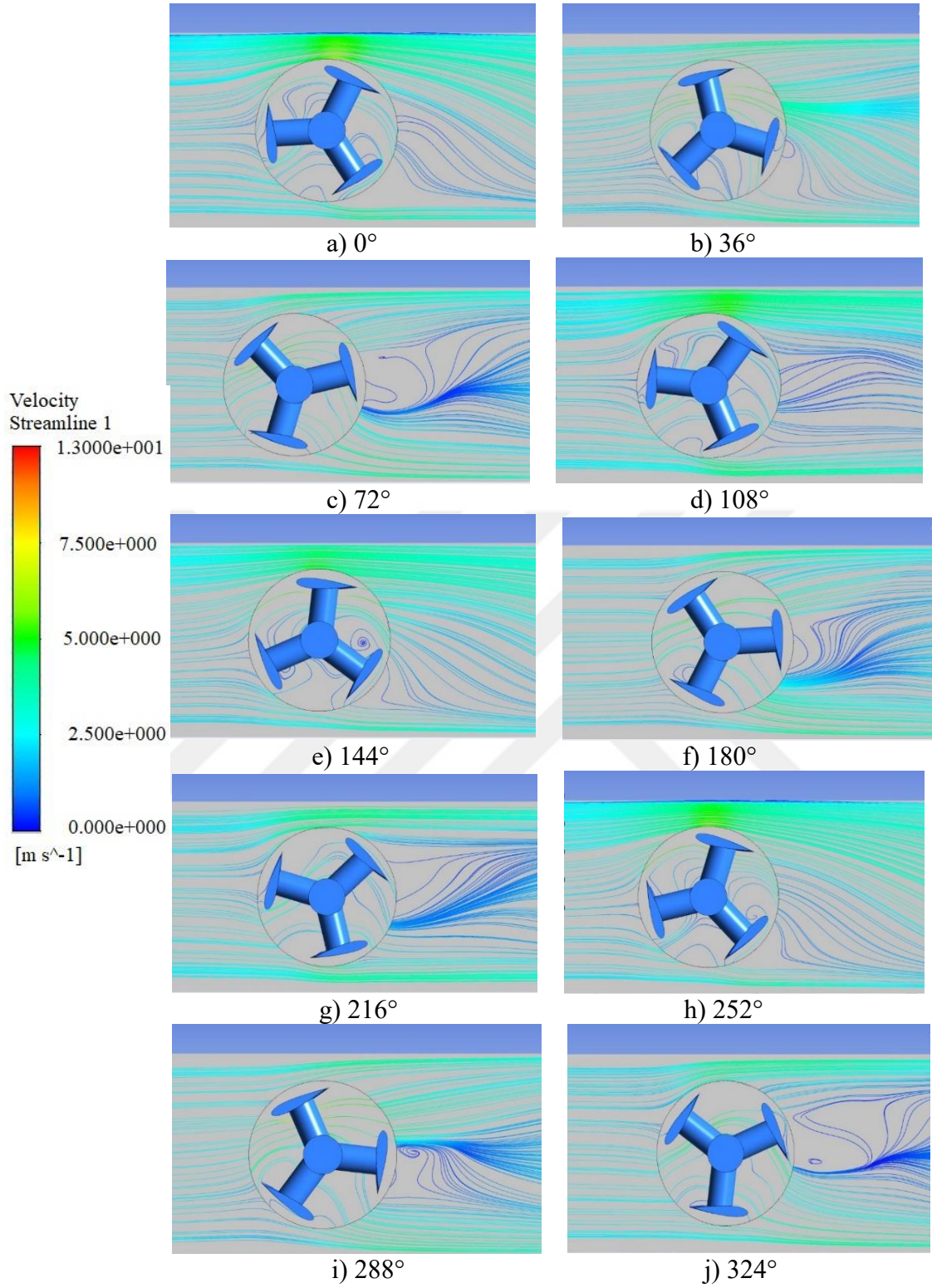
Bir sonraki aşamada Gorlov tipi bir türbinin analizi gerçekleştirildi. Gorlov türbinlerinde burkulma açısı etkisini incelemek için analizler 10° ve 20° burkulma açıları için gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizin değerleri Çizelge 5.2’de sunulmuştur.

Çizelge 5.2 : Gorlov türbini HAD analiz değerleri.

Koşul	Değer
Giriş Akış Hızı	3 m/s
Kanat Profili	NACA 0018
Veter Uzunluğu (c)	15 mm
Hücum Açısı (α)	0°
Türbin Çapı (D)	30 mm
Türbin Yüksekliği (h)	32 mm
Türbin Dönme Hızı (ω)	157 rad/s
Kanat Ucu Hızı (λ)	0,88

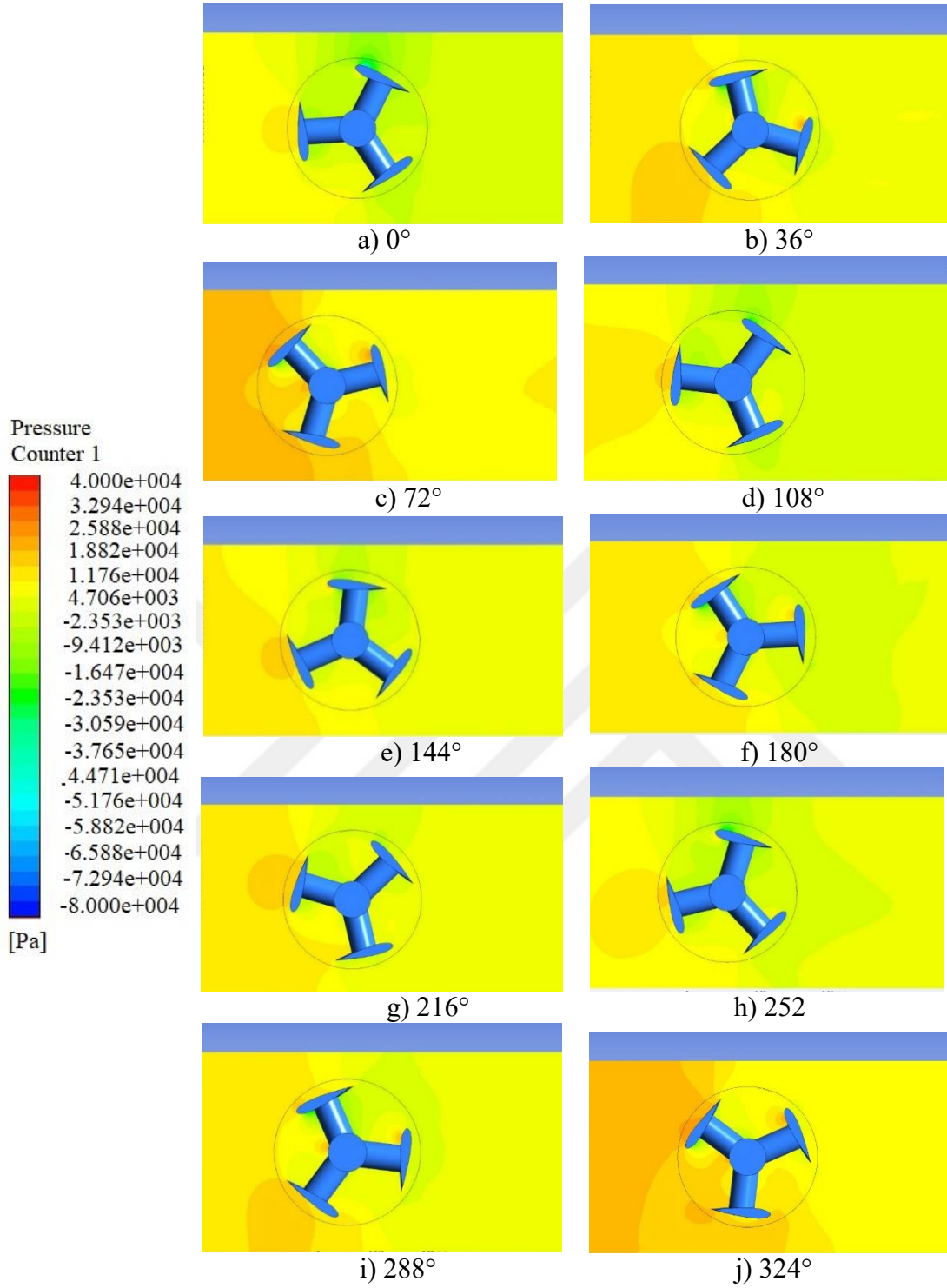
Çizelge 5.2’de sunulan veriler doğrultusunda yapılan Gorlov 10° NACA0018 analizin hız alanı akım çizgileri sonuçları Şekil 5.20’de sunulmuştur.





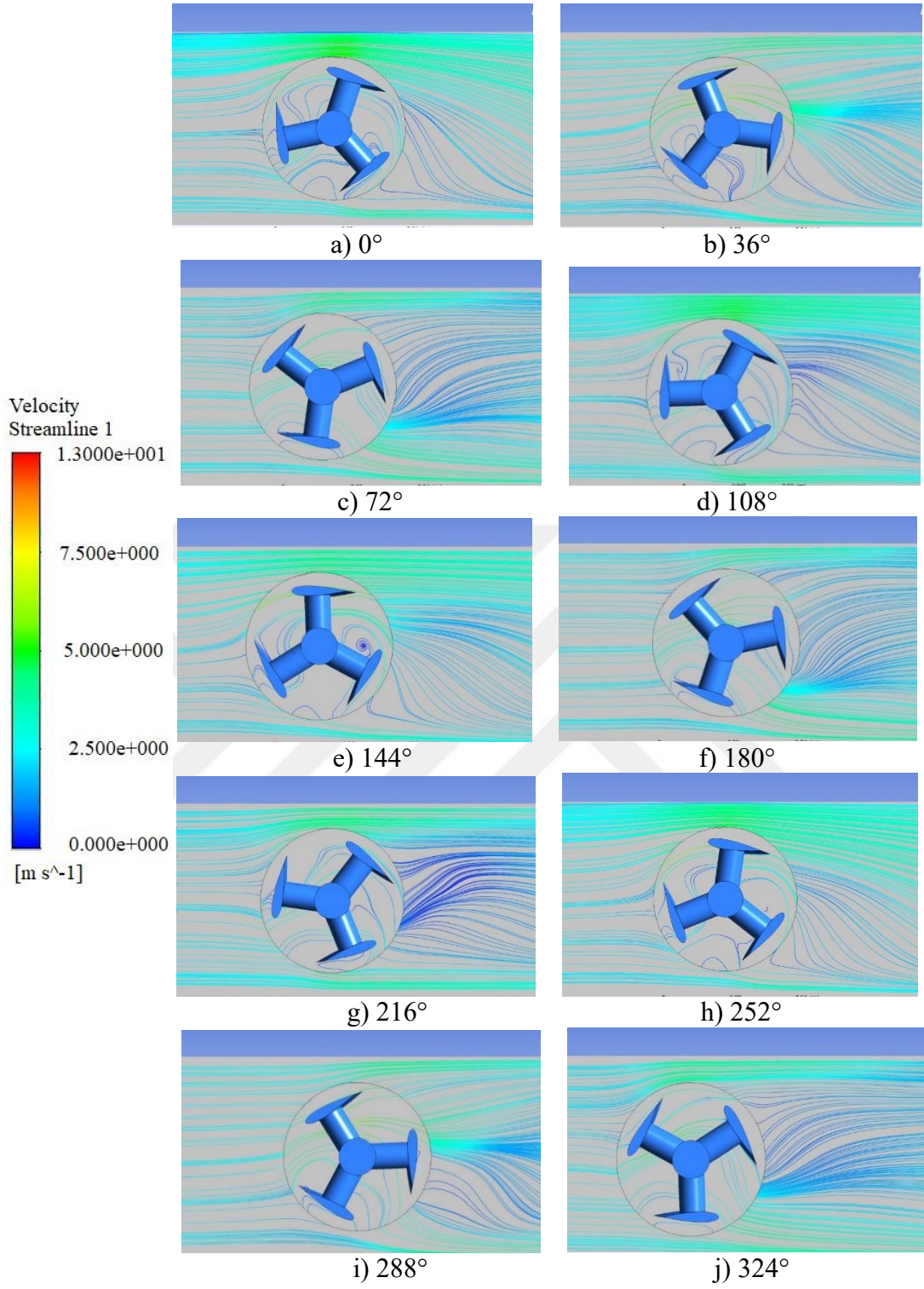
Şekil 5.20 : Gorlov 10° NACA0018 türbini hız alanı akım çizgileri sonuçları.

Benzer şekilde basınç alanı sonuçları Şekil 5.21’de sunulmuştur.



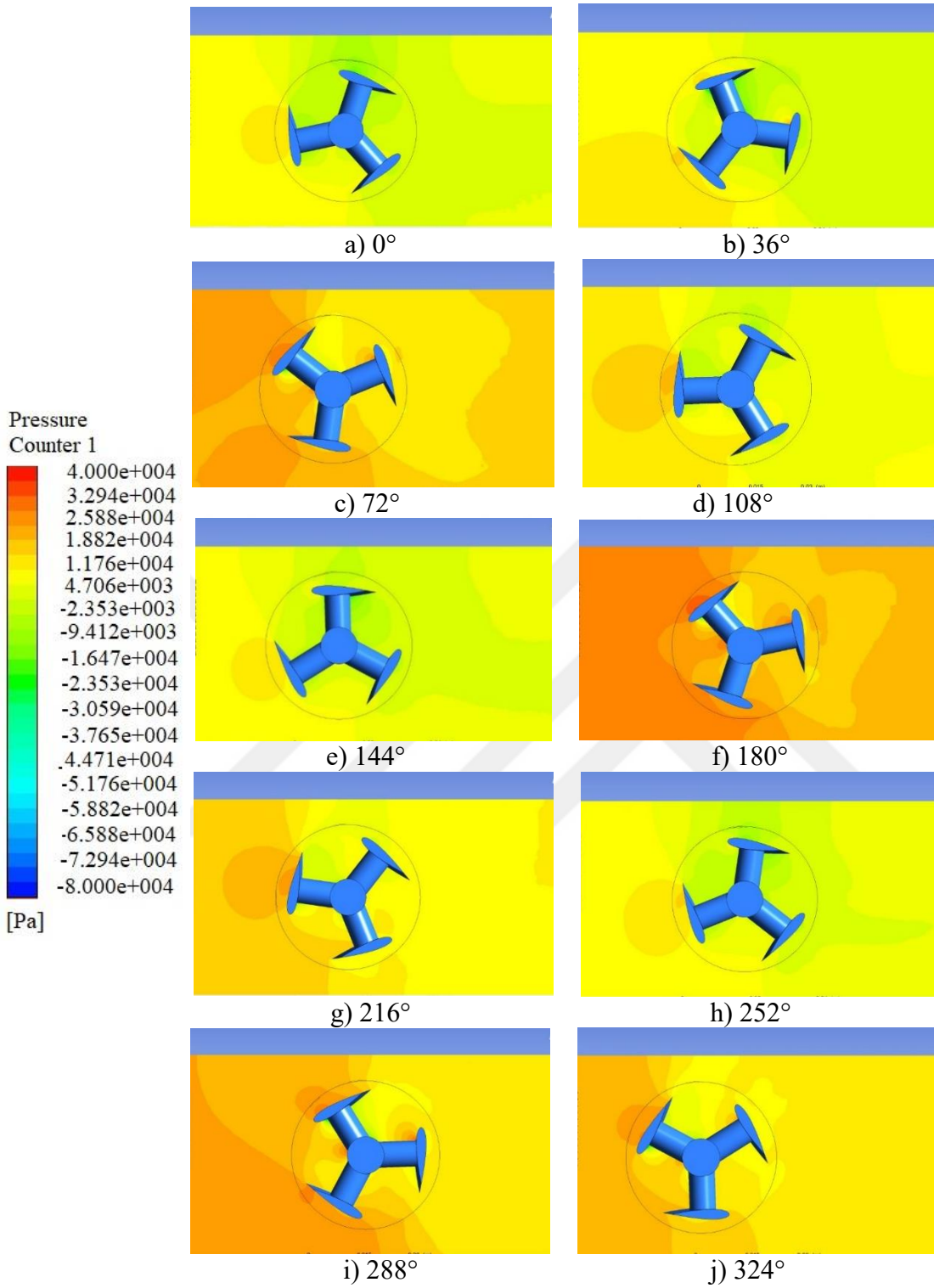
Şekil 5.21 : Gorlov10° NACA0018 türbini basınç alanı sonuçları.

Çizelge 5.2’de sunulan veriler doğrultusunda yapılan Gorlov 20° NACA0018 analizin hız alanı akım çizgileri sonuçları Şekil 5.22’de sunulmuştur.



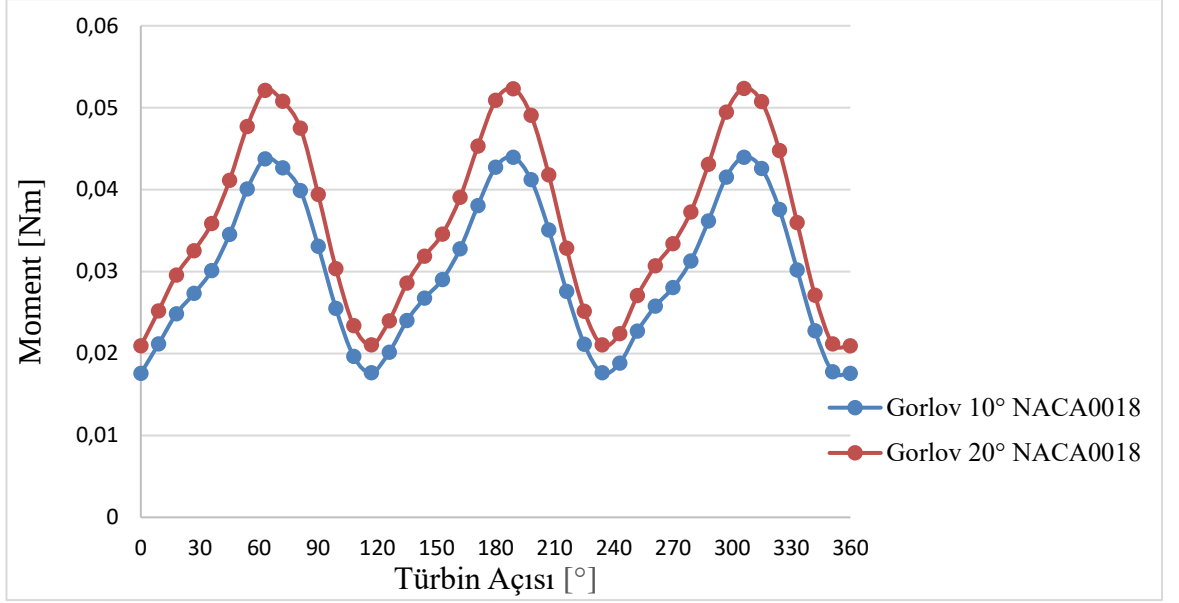
Şekil 5.22 : Gorlov 20° NACA0018 türbini hız alanı akım çizgileri sonuçları.

Benzer şekilde basınç alanı sonuçları Şekil 5.23'te sunulmuştur.



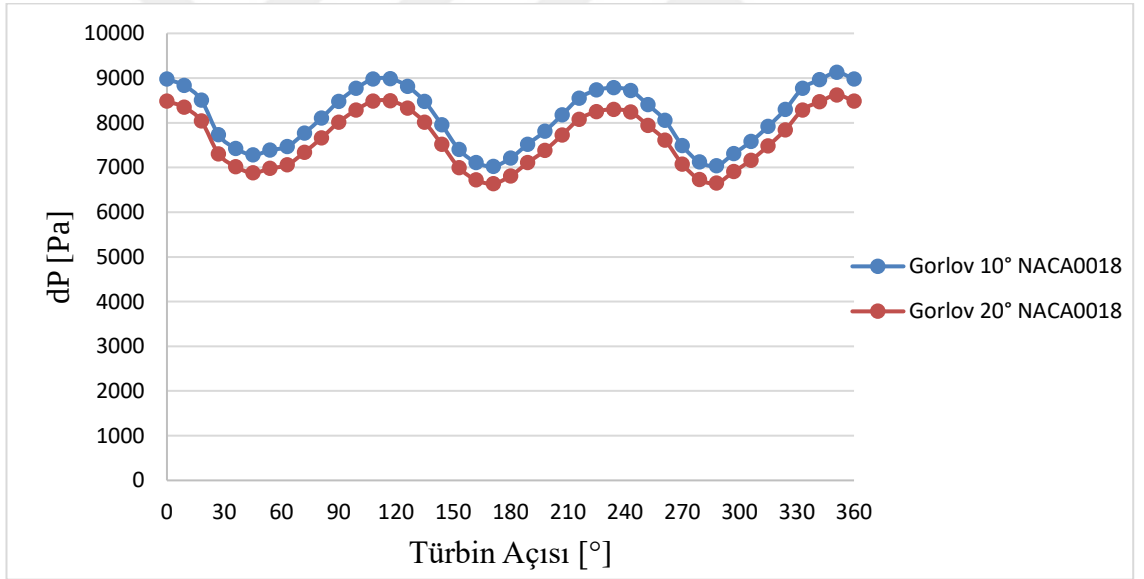
Şekil 5.23 : Gorlov20° NACA0018 türbini basınç alanı sonuçları.

Bu türbinin farklı açılarda ürettiği moment değerleri ise Şekil 5.24'te görülmektedir.



Şekil 5.24 : Gorlov türbini, türbin pozisyonu- moment değişimi grafiği.

Bu türbinin farklı açılarda basınç düşümü değerleri ise Şekil 5.25'te görülmektedir.



Şekil 5.25 : Gorlov türbini, türbin pozisyonu- basınç düşümü grafiği.

5.4.3 Lucid® türbini

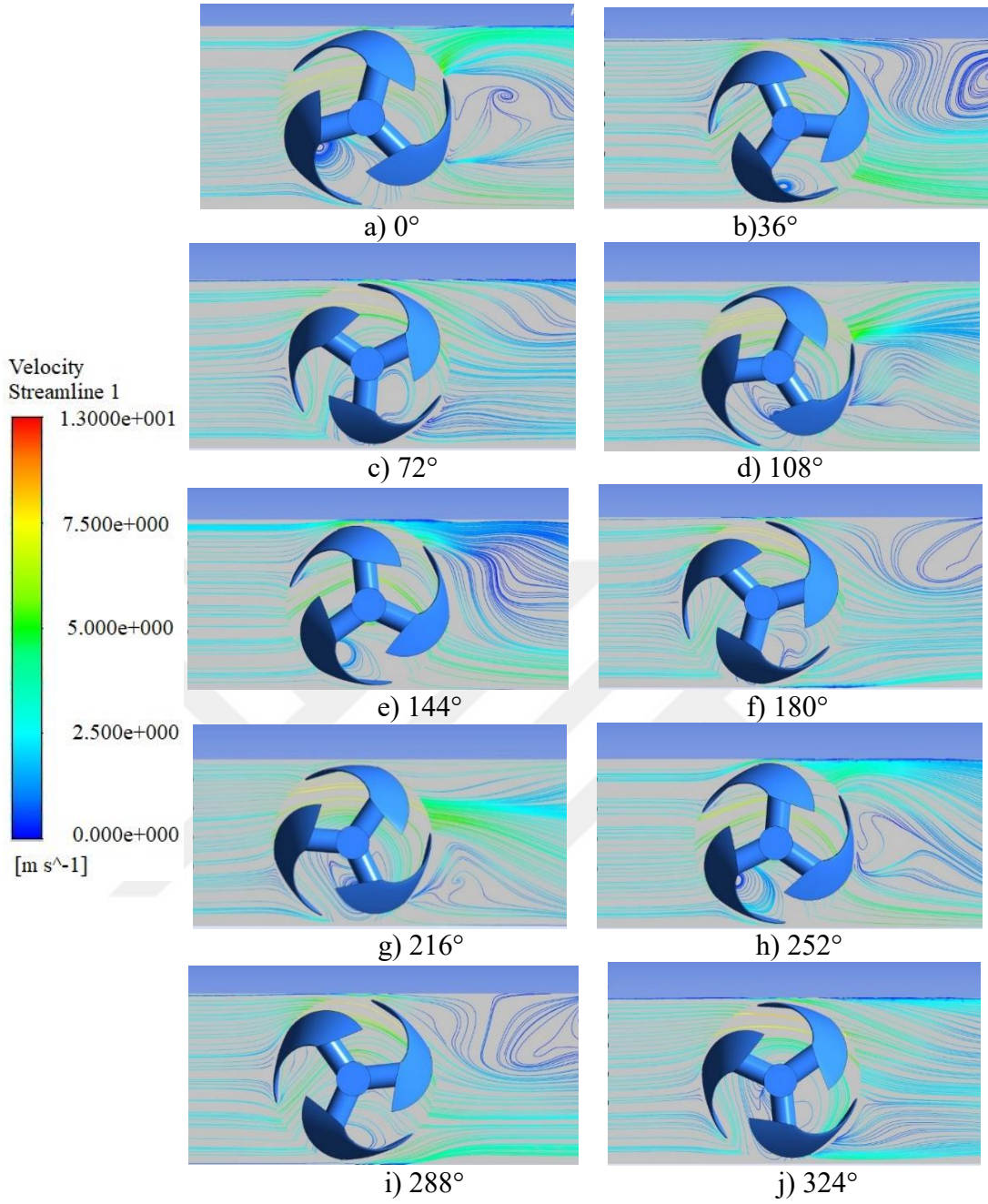
Bir sonraki aşamada Lucid® tipi bir türbinin analizi gerçekleştirildi. Ayrıca türbinin dönme hızının türbin performansı üzerindeki etkisini incelemek için Lucid® türbininde 1500 rpm'e karşılık olan 157 rad/s yanı sıra 750 rpm'e karşılık olan 78,5 rad/s, 2250 rpm'e karşılık olan 235,5 rad/s ve 3000 rpm'e karşılık olan 314 rad/s de analizler yapılmıştır. Gerçekleştirilen analizin değerleri Çizelge 5.3'de sunulmuştur.

Çizelge 5.3 : Lucid® NACA0018 türbini HAD analiz değerleri.

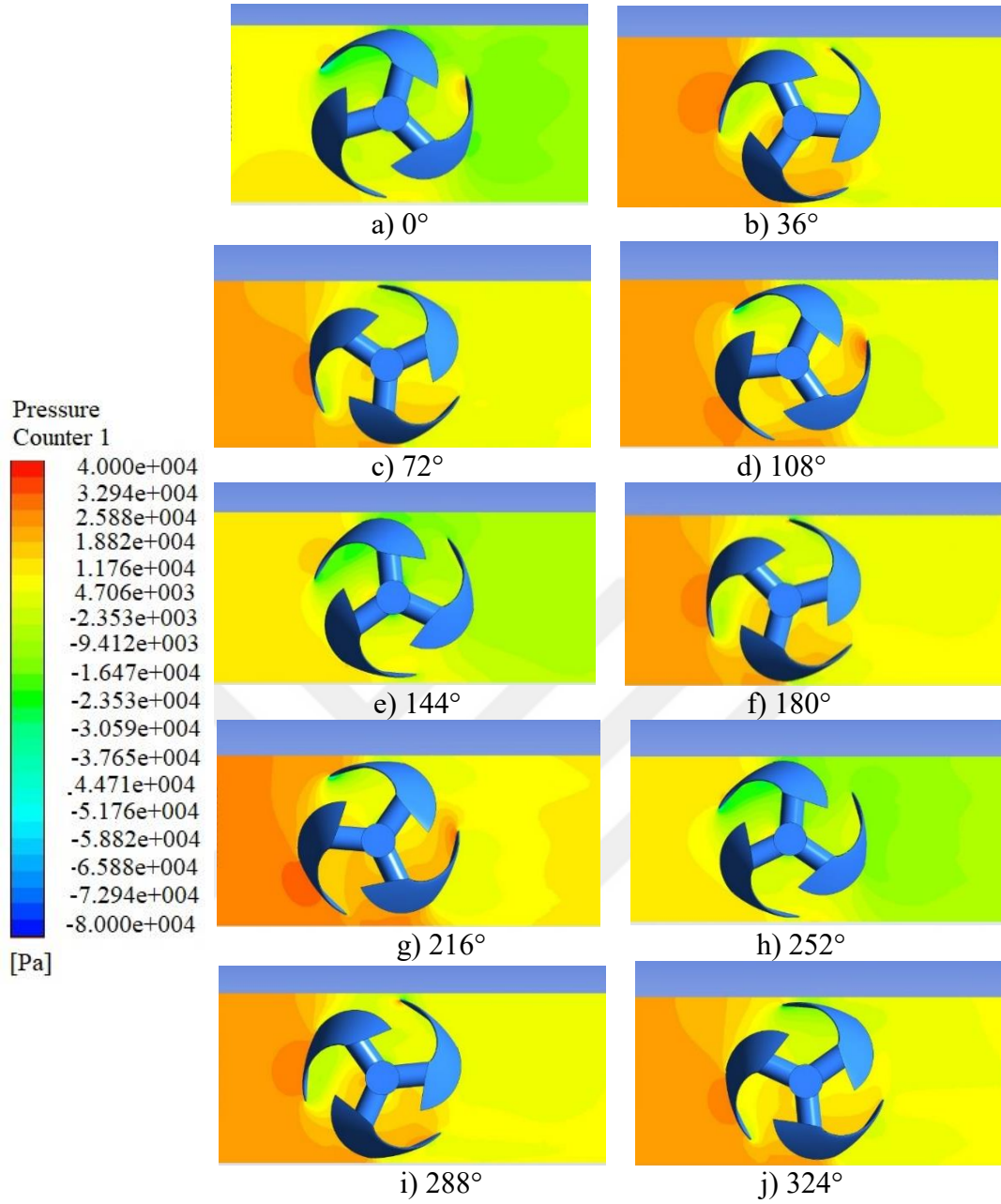
Koşul	Değer
Giriş Akış Hızı	3 m/s
Kanat Profili	NACA 0018
Veter Uzunluğu (c)	15 mm
Hücum Açısı (α)	0°
Küre Çapı (D)	45 mm
Türbin Yüksekliği (h)	37 mm
Türbin Dönme Hızı (ω)	78,5/157/235,5/314 rad/s
Kanat Ucu Hızı (λ)	0,44/0,88/1,32/1,76

Çizelge 5.3’de sunulan veriler doğrultusunda yapılan analizin hız alanı akım çizgileri sonuçları Şekil 5.26’da sunulmuştur. Şekil 5.26’da sunulan sonuçlar 157 rad/s dönme hızına göredir. Diğer dönme hızlarına göre sonuçlar EK A’da sunulmuştur.



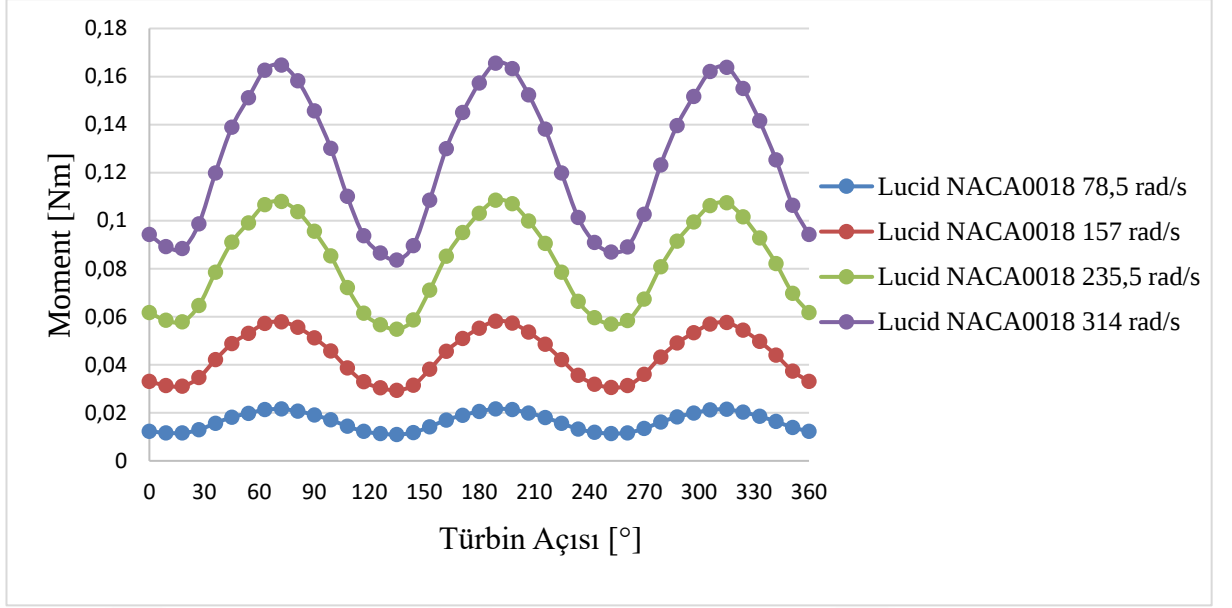


Şekil 5.26 : Lucid® NACA0018 türbini 157 rad/s hız alanı akım çizgileri sonuçları. Benzer şekilde basınç alanı sonuçları Şekil 5.27’de sunulmuştur. Şekil 5.27’de sunulan sonuçlar 157 rad/s dönme hızına göredir. Diğer dönme hızlarına göre sonuçlar EK A1 sunulmuştur.



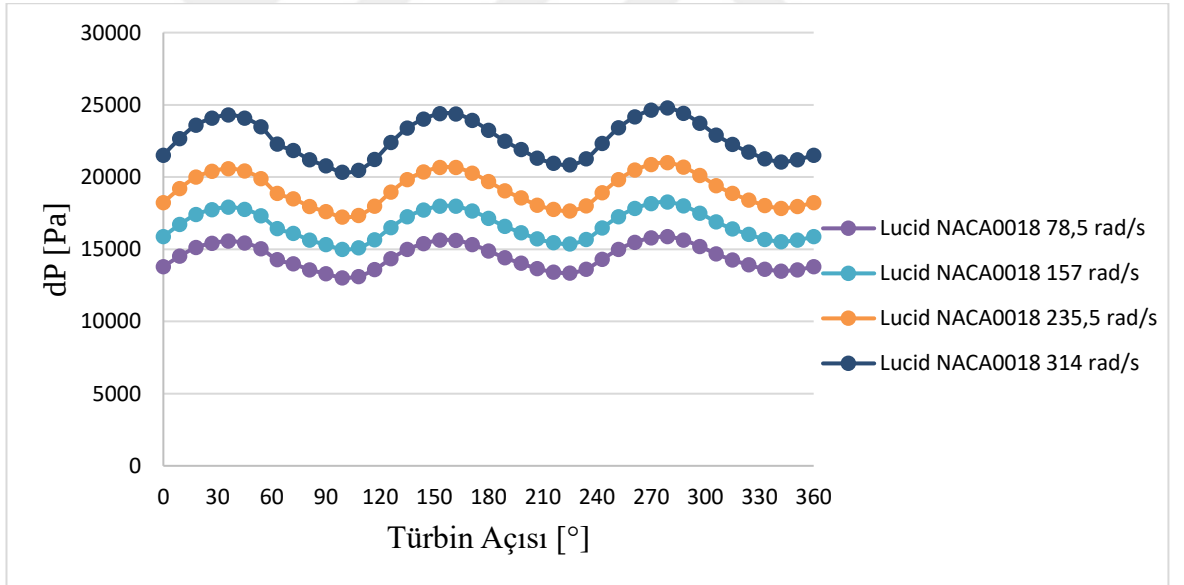
Şekil 5.27 : Lucid® NACA0018 türbini 157 rad/s basınç alanı sonuçları.

Bu türbinin farklı açılarda ürettiği moment değerleri ise Şekil 5.28’de görülmektedir.



Şekil 5.28 : Lucid® NACA0018 türbini, türbin pozisyonu- moment değişimi grafiği.

Bu türbinin farklı açılarda basınç düşümü değerleri ise Şekil 5.29’da görülmektedir.



Şekil 5.29 : Lucid® NACA0018 türbini, türbin pozisyonu- basınç düşümü grafiği.

5.4.4 Kanat profili etkisinin incelenmesi

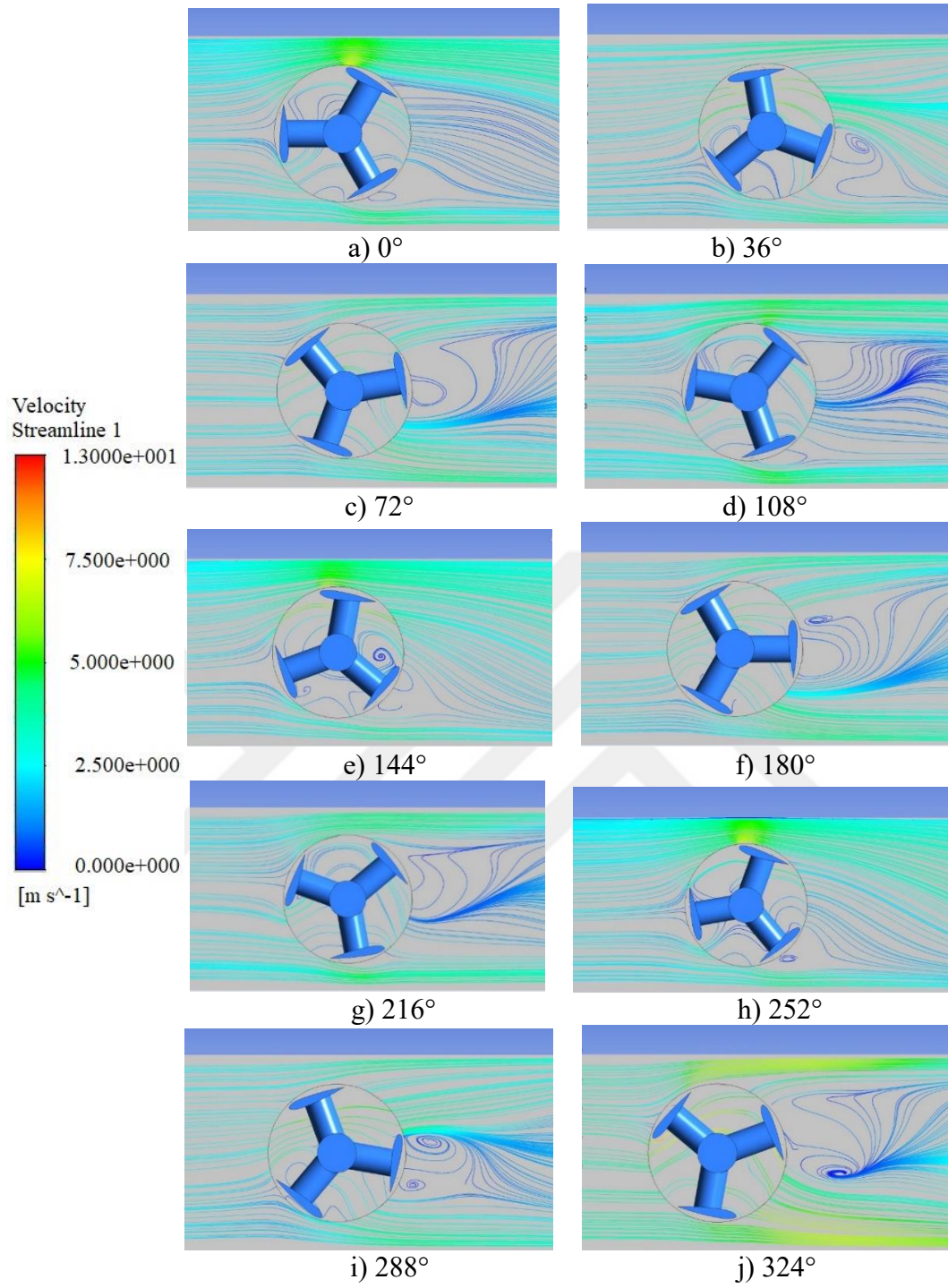
Bir sonraki aşamada daha önce de ön görüldüğü gibi Darrieus tipi bir türbinin NACA0015 ve NACA0021 kanat profilleriyle analizleri gerçekleştirildi. Gerçekleştirilen analizin değerleri Çizelge 5.4’te sunulmuştur.

Çizelge 5.4 : Darrieus NACA0015 ve NACA0021 türbinleri HAD analiz değerleri.

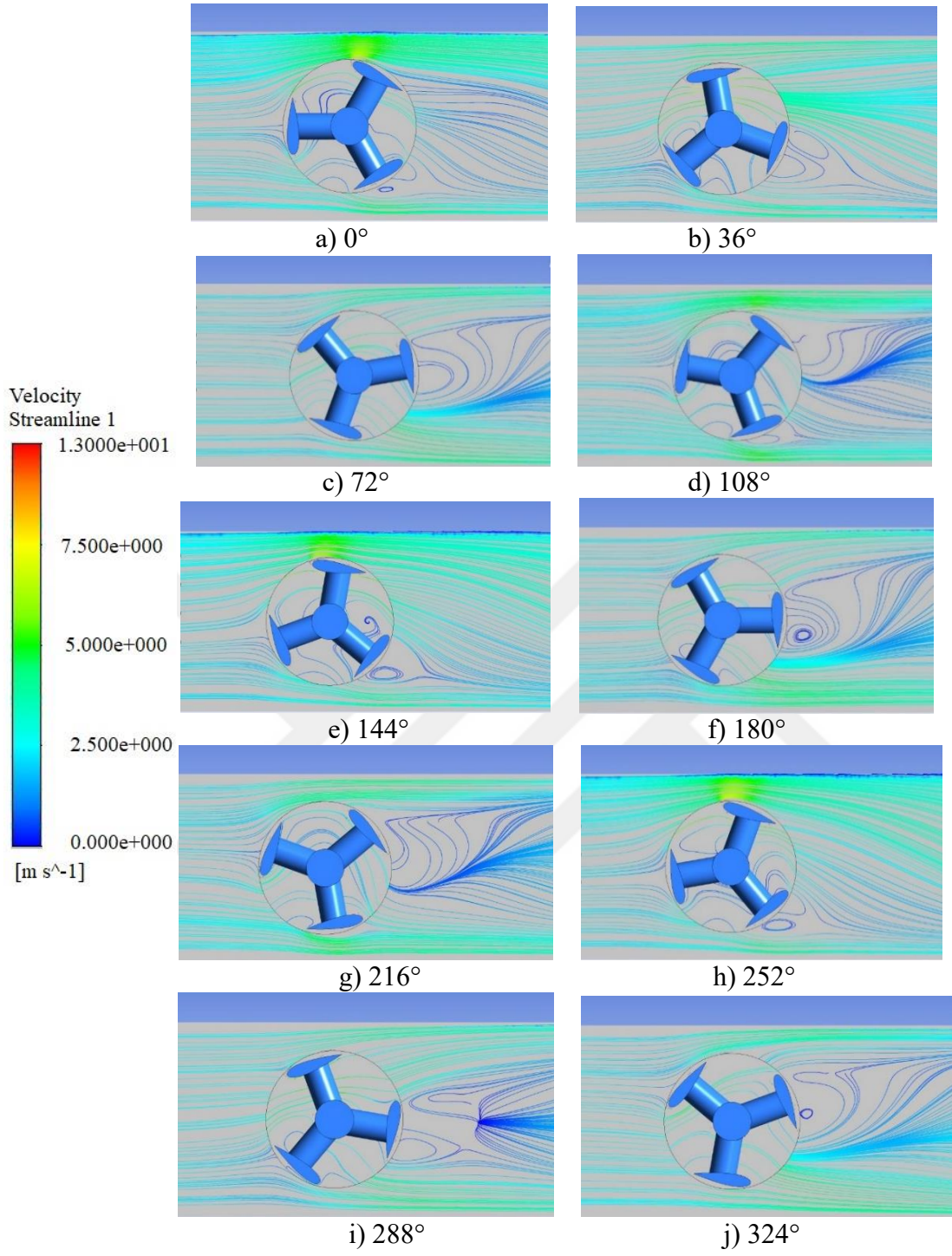
Koşul	Değer
Giriş Akış Hızı	3 m/s
Kanat Profili	NACA 0015/NACA0021
Veter Uzunluğu (c)	15 mm
Hücum Açısı (α)	0°
Türbin Çapı (D)	30 mm
Türbin Yüksekliği (h)	32 mm
Türbin Dönme Hızı (ω)	157 rad/s
Kanat Ucu Hızı (λ)	0,88

Çizelge 5.4’te sunulan veriler doğrultusunda yapılan analizin hız alanı sonuçları Şekil 5.30 ve Şekil 5.31’de sunulmuştur.



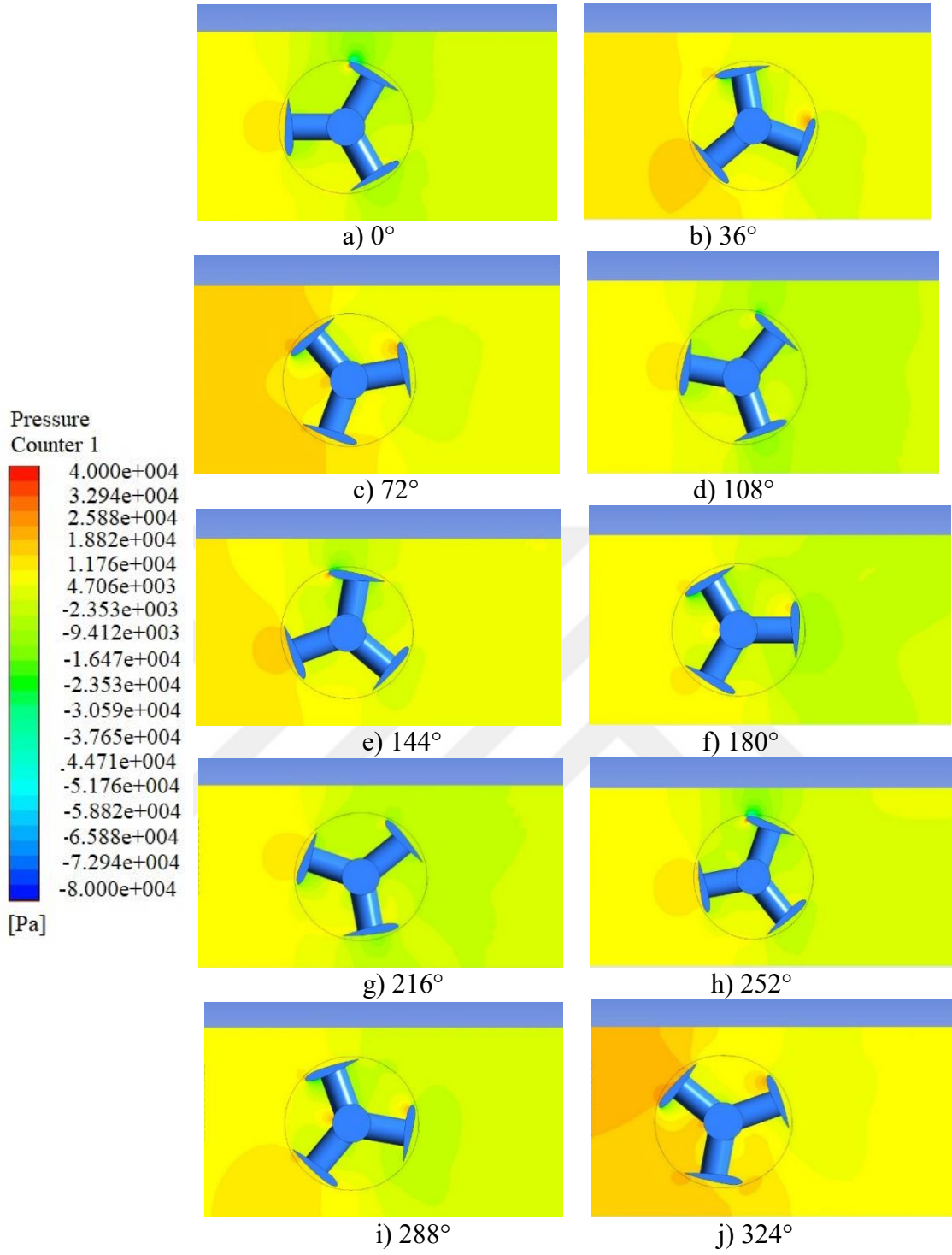


Şekil 5.30 : Darrieus NACA0015 türbini hız alanı akım çizgileri sonuçları.

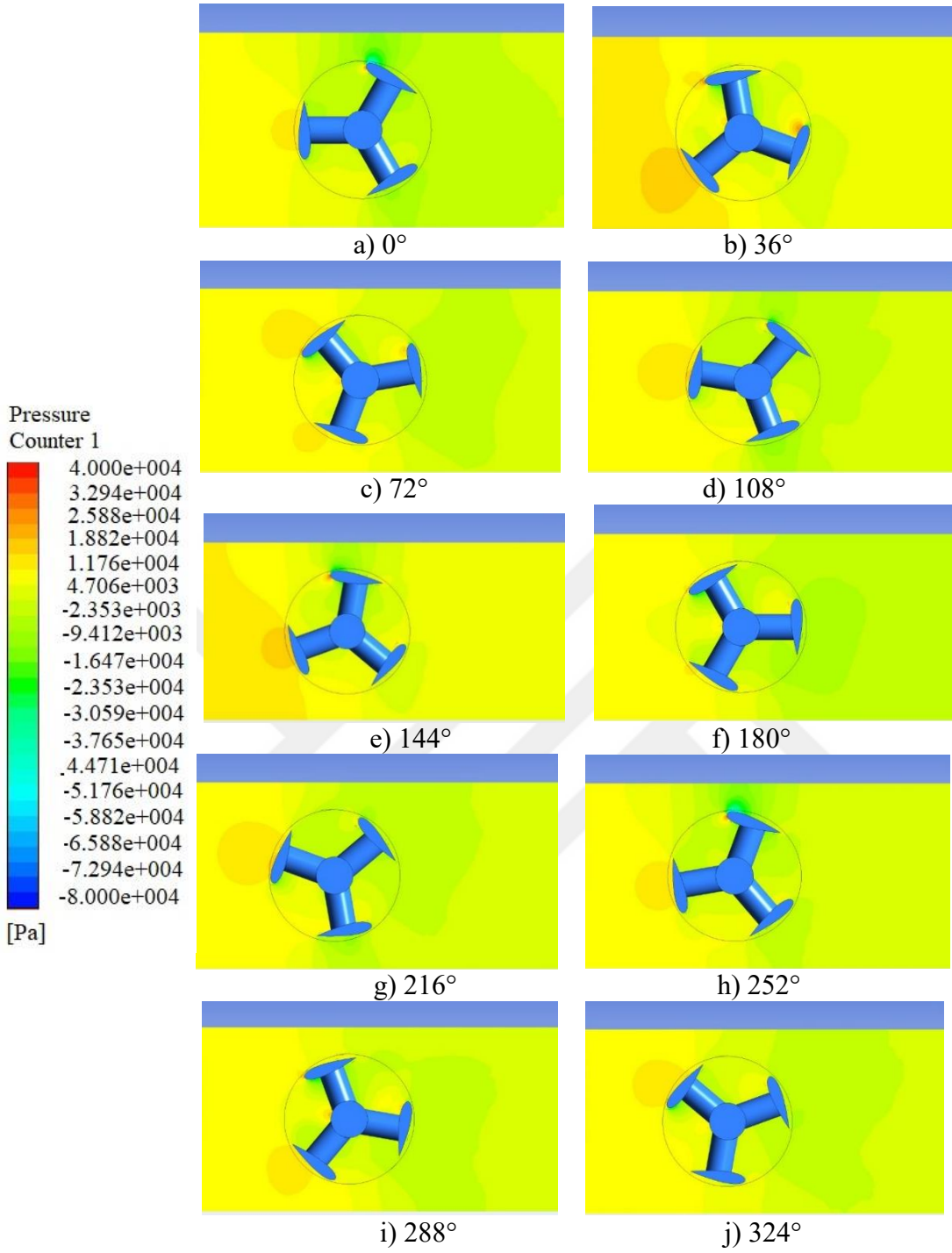


Şekil 5.31 : Darrieus NACA0021 türbini hız alanı akım çizgileri sonuçları.

Benzer şekilde basınç alanı sonuçları Şekil 5.32 ve Şekil 5.33'te sunulmuştur.

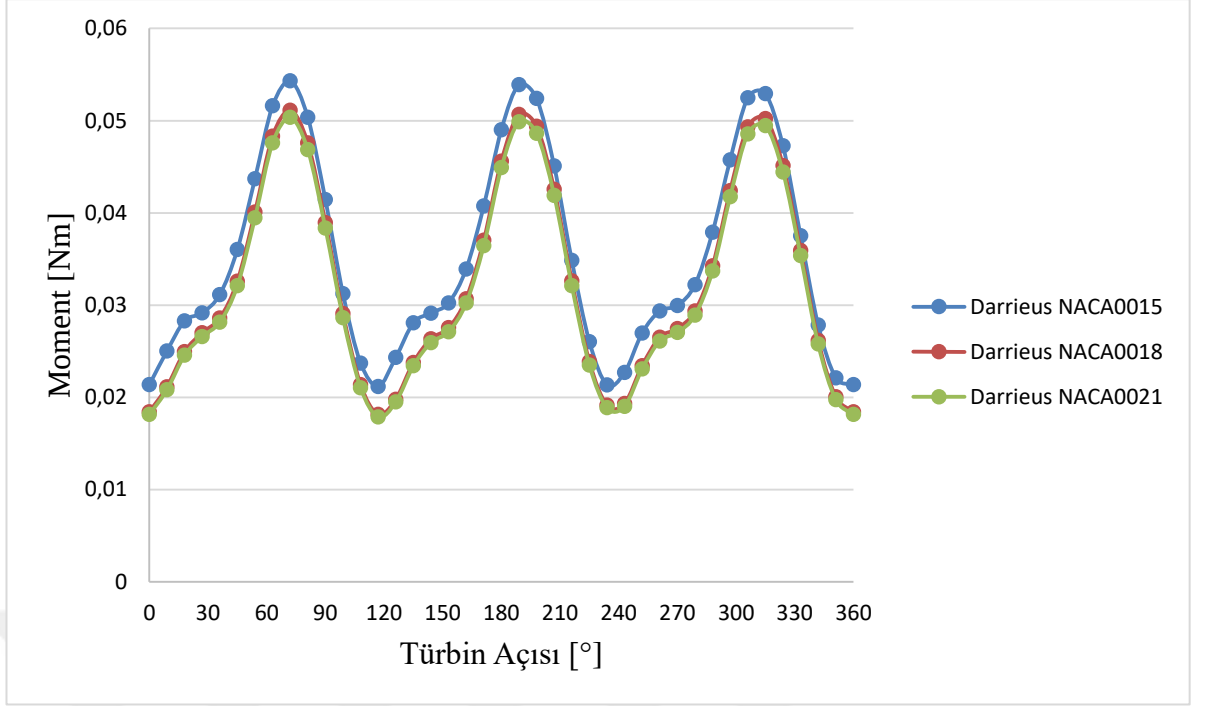


Şekil 5.32 : Darrieus NACA0015 türbini basınç alanı sonuçları.



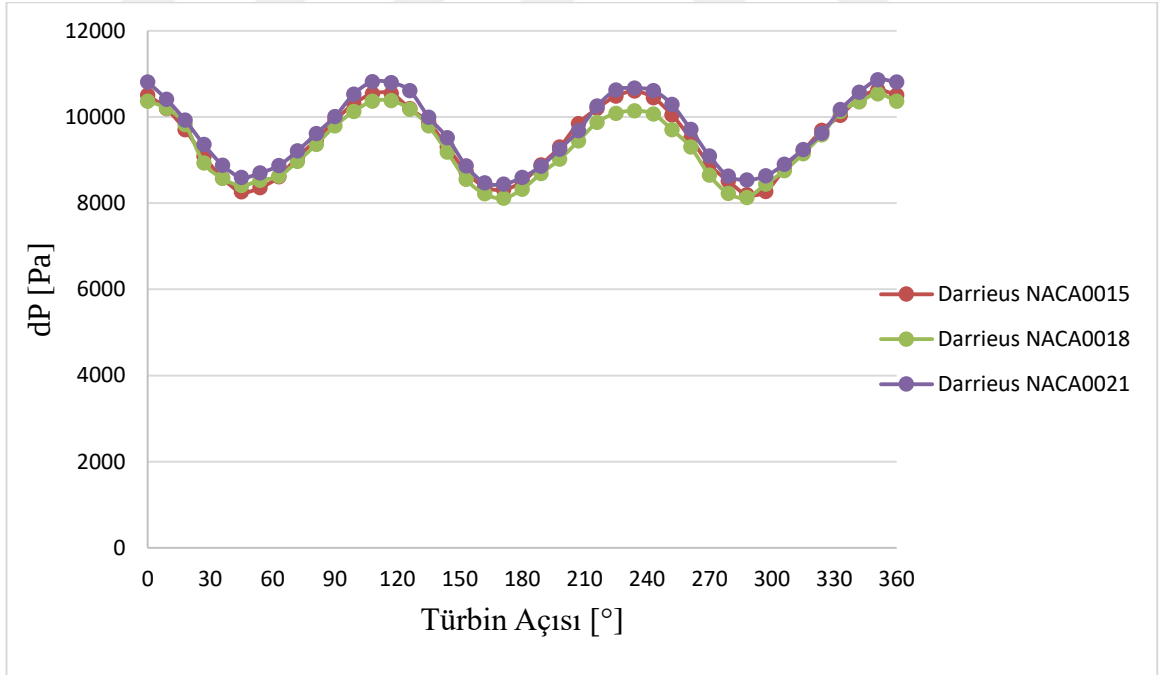
Şekil 5.33 : Darrieus NACA0021 türbini basınç alanı sonuçları.

Bu türbinlerin farklı açılarda ürettikleri moment değerleri ise Şekil 5.34'te görülmektedir.



Şekil 5.34 : Farklı kanat profillerindeki Darrieus türbini, türbin pozisyonu- moment değişimi grafiği.

Bu türbinin farklı açılarda basınç düşümü değerleri ise Şekil 5.35'te görülmektedir.



Şekil 5.35 : Farklı kanat profillerindeki Darrieus türbini, türbin pozisyonu- basınç düşümü grafiği.

5.5 Sonuçların Karşılaştırılması

Daha önce de anlatıldığı gibi bu çalışmadaki HAD analizlerinin amacı turbo solenoid sistemine uygun türbini bulmaktır. Yani sistemin ihtiyacı olan gücü üreterek minimum basınç kaybını yaratmaktır. Diğer yandan türbinin dönerek farklı pozisyonlarda ürettiği moment ve yarattığı basınç kaybının çok değişkenlik göstermemesi çok önem göstermektedir. Türbin dönerken farklı açılarda yarattığı moment değişikliğinin fazla olması yataklama alanlarına gelen yük değişikliklerinin ve malzeme yorulmalarının artmasına sebep olacaktır. Ayrıca türbinin farklı açılarda yarattığı basınç düşüşünün farklılık göstermesi hidrodinamik kararsızlığın artmasına sebep olacaktır. Bu kapsamda türbinleri birbiriyle kıyaslarken ürettikleri moment ve yarattıkları basınç kaybının yanı sıra bu iki değerin farklı açılardaki standart sapması da göz önüne bulundurulacaktır. Çizelge 5.5 ve Çizelge 5.6’da analizi yapılan farklı tip türbinlerin farklı açılarda ürettikleri ortalama moment ve yarattıkları ortalama basınç kaybı büyükten küçüğe sıralanmış şekilde standart sapmalarıyla birlikte sunulmuştur.

Çizelge 5.5 : Ortalama üretilen moment değerleri.

Türbin Tipi	Ortalama Moment [Nm]	Standart Sapma
Lucid® NACA0018	0,0439	0,01
Gorlov20-NACA0018	0,0359	0,0148
Darrieus-NACA0015	0,0352	0,0181
Darrieus-NACA0018	0,0323	0,0197
Darrieus-NACA0021	0,0318	0,016
Gorlov10-NACA0018	0,0301	0,0182

Çizelge 5.6 : Ortalama yaratılan basınç düşüşü değerleri.

Türbin Tipi	Basınç Kaybı [Pa]	Standart Sapma
Lucid®-NACA0018	16650	1001,1
Darrieus-NACA0021	9660	828,4
Darrieus-NACA0015	9485	825,7
Darrieus-NACA0018	9352	783,4
Gorlov10-NACA0018	8098	678,3
Gorlov20-NACA0018	7652	641

Farklı türbin tipleri arasındaki analiz sonuçlarını yüzdesel olarak kıyaslayabilmek için ayrıca Çizelge 5.7 ve Çizelge 5.8’de sonuçların birbiriyle oranı sunulmuştur. Bu çizelgelerde yatayda belirlenen türbinin dikeyde belirlenen türbine oranlanıp yüzdesi hesaplanmıştır. Bu şekilde dikeyde belirlenen türbinlerin yatayda belirlenen türbinlere göre yüzde kaç fazla veya düşük moment ürettikleri veya basınç kaybı yarattıkları görülmektedir.

Çizelge 5.7 : Ortalama moment değerleri oranlaması.

Türbin Tipi	Lucid®- NACA0018	Darrieus- NACA0018	Darrieus- NACA0015	Darrieus- NACA0021	Gorlov10- NACA0018	Gorlov20- NACA0018
Lucid®- NACA0018	*	%35,8	%24,5	%37,9	%45,6	%22,3
Darrieus- NACA0018	%-26,3	*	%-8,3	%1,6	%7,3	%-9,9
Darrieus- NACA0015	%-19,7	%9	*	%10,7	%17	%-1,8
Darrieus- NACA0021	%-27,5	%-1,5	%-9,7	*	%5,6	%-11,3
Gorlov10- NACA0018	%-31,3	%-6,8	%-14,5	%-5,3	*	%-16
Gorlov20- NACA0018	%-18,2	%11	%1,8	%12,8	%19,1	*

Çizelge 5.8 : Ortalama basınç değerleri oranlaması.

Türbin Tipi	Lucid®- NACA0018	Darrieus- NACA0018	Darrieus- NACA0015	Darrieus- NACA0021	Gorlov10- NACA0018	Gorlov20- NACA0018
Lucid®- NACA0018	*	%78	%75,5	%72,4	%105,6	%117,6
Darrieus- NACA0018	%-43,8	*	%-1,4	%-3,2	%15,5	%22,2
Darrieus- NACA0015	%-43	%1,4	*	%-1,8	%17,1	%24
Darrieus- NACA0021	%-42	%3,3	%1,8	*	%19,3	%26,2
Gorlov10- NACA0018	%-51,4	%-13,4	%-14,6	%-16,2	*	%5,8
Gorlov20- NACA0018	%-54	%-18,2	%-19,3	%-20,8	%-5,5	*

Sonuçlar incelendiğinde en yüksek moment üretimi en düşük standart sapmayla Lucid® türbininde olduğu gözlemlenmektedir. Lucid® türbininin yapısından dolayı bu tip türbinlerde ortalama moment sapmasının düşük olduğu beklenen bir sonuçtur. Ancak buna karşılık bu türbin tipinde çok yüksek bir basınç düşüşünün meydana geldiği görülmektedir. Turbo solenoid sisteminde amacın en düşük basınç düşüşüyle sistemin ihtiyacı olan gücü üretmek olduğundan Lucid® türbinin yaklaşık diğer türbin tiplerine göre %100 daha fazla bir basınç düşüşüne sebep olduğundan bu uygulama için çok uygun olmadığı görülmektedir.

Diğer türbin tipleri incelendiğinde 20° burkulmuş NACA0018 profilinde Gorlov türbinin moment üretimi açısından en yüksek ikinci sırada olduğu ve basınç düşüşü açısından da en düşük seviyede olduğu gözlemlenmektedir.

Diğer yandan kanat profili etkisini incelemek için Darrieus türbini üzerinde yapılan analizler sonucunda NACA0015 profilinin moment üretimi açısından en iyi sonucu verdiği görülmüştür. NACA0015 profiline sahip Darrieus türbininde %9 moment artışına karşılık %1,4 basınç artışı olmuştur. Bu sebepten dolayı yapılan analiz

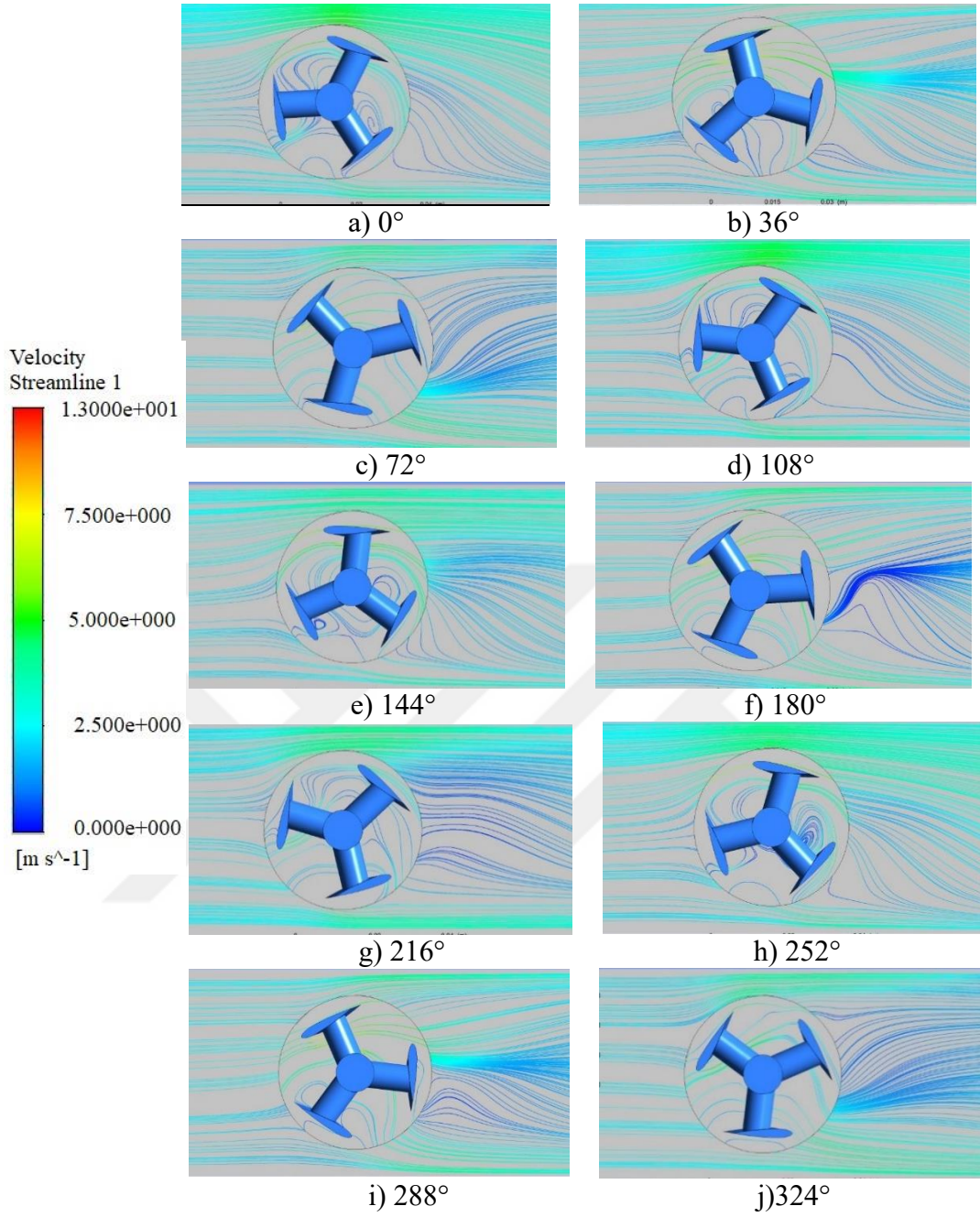
değerlendirme sonucunda 20° burkulmuş Gorlov türbininin NACA0015 profiliyle tasarlanıp analizlerin bu türbin üzerinden tekrarlanmasına karar verilmiştir.

Bu doğrultuda Çizelge 5.9’da belirlenen özelliklere sahip bir türbin analizi gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 5.9 : 20° burkulmuş NACA0015 Gorlov türbini HAD analiz değerleri.

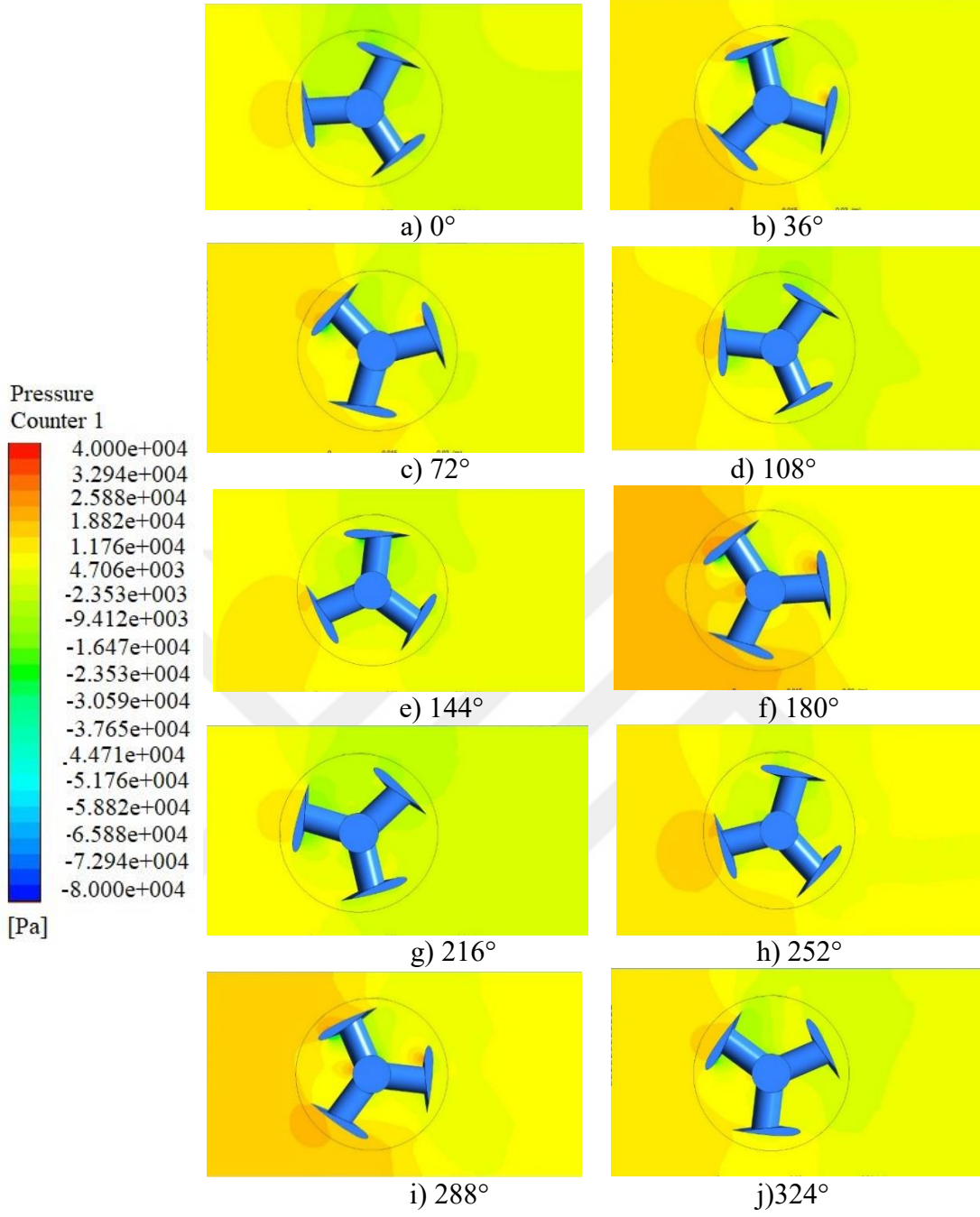
Koşul	Değer
Giriş Akış Hızı	3 m/s
Kanat Profili	NACA0015
Veter Uzunluğu (c)	15mm
Hücum Açısı (α)	0°
Türbin Çapı (D)	30 mm
Türbin Yüksekliği (h)	32mm
Türbin Dönme Hızı (ω)	157 rad/s
Kanat Ucu Hızı (λ)	0,88

Çizelge 5.9’da sunulan veriler doğrultusunda yapılan analizin hız alanı sonuçları Şekil 5.36’da sunulmuştur.



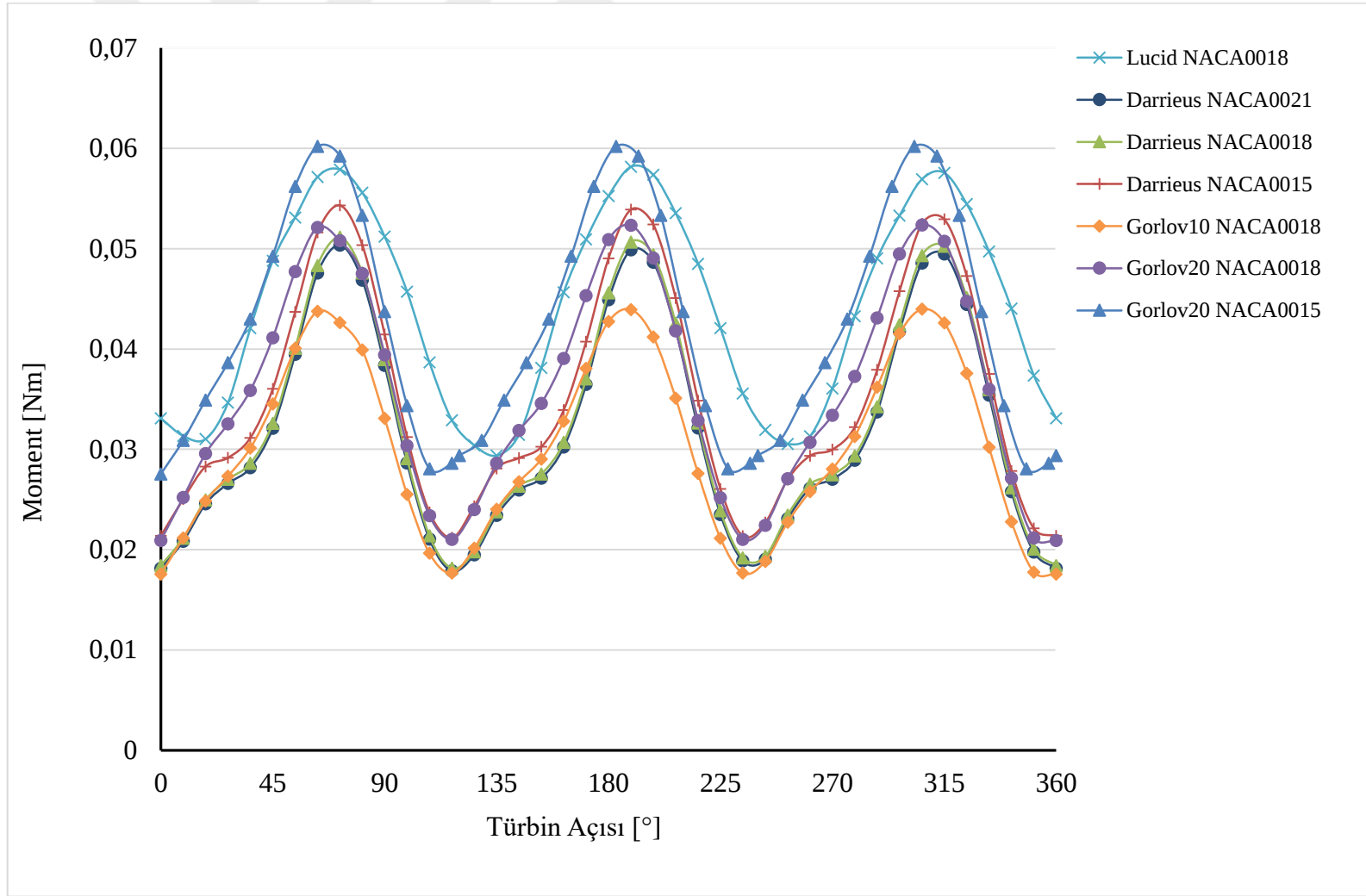
Şekil 5.36 : 20° burkulmuş NACA0015 Gorlov türbini hız alanı akım çizgileri sonuçları.

Benzer şekilde basınç alanı sonuçları Şekil 5.37’de sunulmuştur.

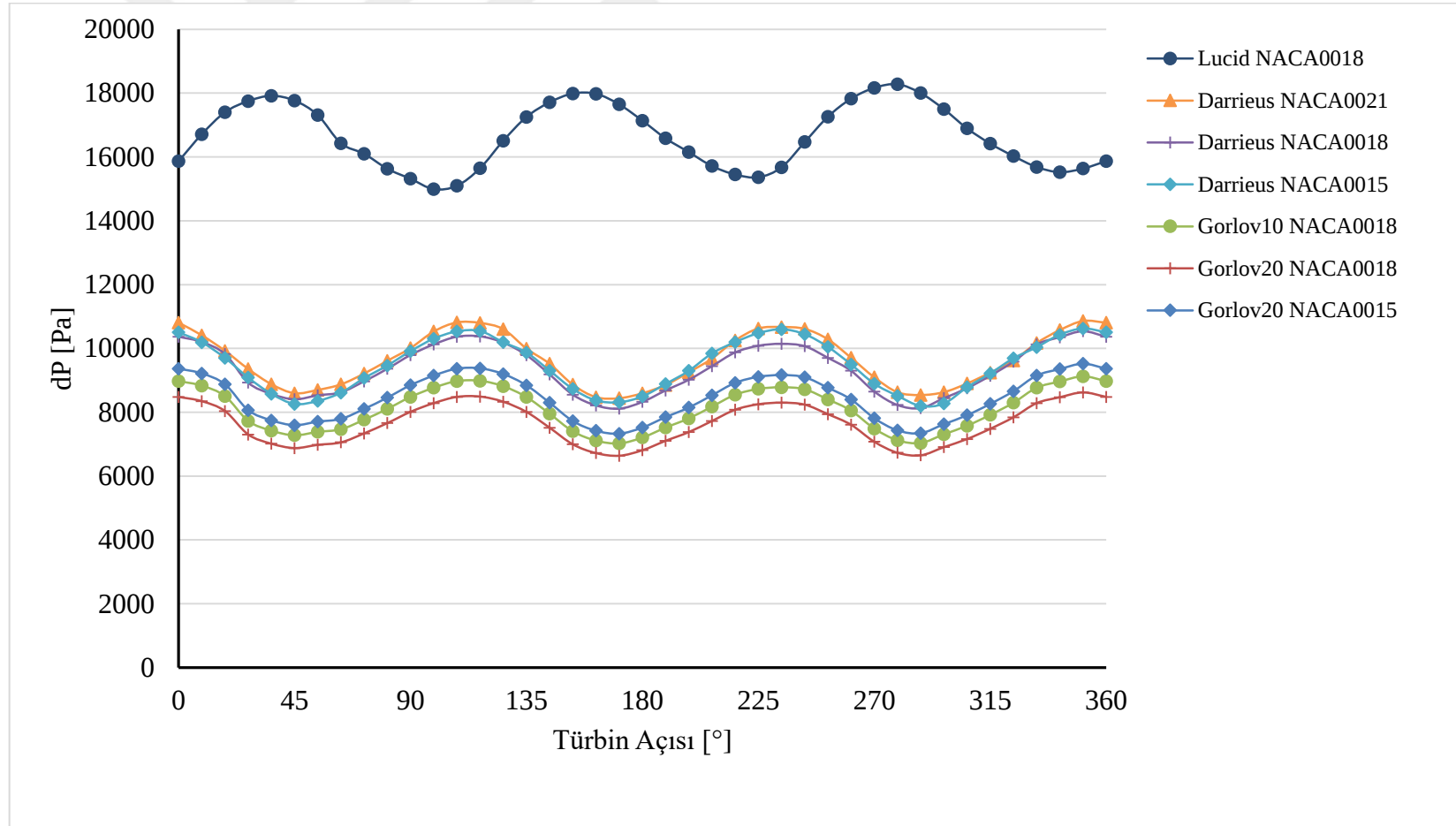


Şekil 5.37 : 20° burkulmuş NACA0015 türbini basınç alanı sonuçları.

Bu türbinin farklı açılarda ürettiği moment diğer türbinlerle kıyaslaması Şekil 5.38’de görülmektedir. Bu türbinin farklı açılarda basınç düşümü değerleri kıyaslaması ise Şekil 5.39’da görülmektedir.



Şekil 5.38 : 20° burkulmuş NACA0015 Gorlov türbini, türbin pozisyonu- moment değişimi grafiği.



Şekil 5.39 : 20° burkulmuş NACA0015 Gorlov türbini, türbin pozisyonu - basınç düşümü grafiği.

Çizelge 5.10 ve Çizelge 5.11’de analizi yapılan tüm türbinlerin farklı açılarda ürettikleri ortalama moment ve yarattıkları ortalama basınç kaybı büyükten küçüğe sıralanmış şekilde standart sapmalarıyla birlikte sunulmuştur.

Çizelge 5.10 : 20° burkulmuş Gorlov NACA0015 dahil ortalama üretilen moment değerleri.

Türbin Tipi	Ortalama Moment [Nm]	Standart Sapma
Lucid® NACA0018	0,0439	0,01
Gorlov20-NACA0015	0,0418	0,0152
Gorlov20-NACA0018	0,0359	0,0148
Darrieus-NACA0015	0,0352	0,0181
Darrieus-NACA0018	0,0323	0,0197
Darrieus-NACA0021	0,0318	0,016
Gorlov10-NACA0018	0,0301	0,0182

Çizelge 5.11 : 20° burkulmuş Gorlov NACA0015 dahil ortalama yaratılan basınç düşüşü değerleri.

Türbin Tipi	Basınç Kaybı [Pa]	Standart Sapma
Lucid®-NACA0018	16650	1001,1
Darrieus-NACA0021	9660	828,4
Darrieus-NACA0015	9485	825,7
Darrieus-NACA0018	9352	783,4
Gorlov20-NACA0015	8450	707,8
Gorlov10-NACA018	8098	678,3
Gorlov20-NACA0018	7652	641

Benzer şekilde farklı türbin tipleri arasındaki analiz sonuçlarını yüzdesel olarak kıyaslayabilmek için ayrıca Çizelge 5.12 ve Çizelge 5.13’te sonuçların birbiriyle oranı sunulmuştur.

Çizelge 5.12 : 20° burkulmuş Gorlov NACA0015 dahil ortalama moment değerleri oranlaması.

Türbin Tipi	Lucid®- NACA0018	Darrieus- NACA0018	Darrieus- NACA0015	Darrieus- NACA0021	Gorlov10- NACA0018	Gorlov20- NACA0018	Gorlov20- NACA0015
Lucid®-NACA0018	*	%35,8	%24,5	%37,9	%45,6	%22,3	%5
Darrieus-NACA0018	%-26,3	*	%-8,3	%1,6	%7,3	%-9,9	%-22,7
Darrieus-NACA0015	%-19,7	%9	*	%10,7	%17	%-1,8	%-15,7
Darrieus-NACA0021	%-27,5	%-1,5	%-9,7	*	%5,6	%-11,3	%-23,9
Gorlov10-NACA0018	%-31,3	%-6,8	%-14,5	%-5,3	*	%-16	%-27,9
Gorlov20-NACA0018	%-18,2	%11	%1,8	%12,8	%19,1	*	%-14,2
Gorlov 20-NACA0015	%-4,7	%29,4	%18,6	%31,4	%38,8	%16,5	*

Çizelge 5.13 : 20° burkulmuş Gorlov NACA0015 dahil ortalama basınç değerleri oranlaması.

Türbin Tipi	Lucid®- NACA0018	Darrieus- NACA0018	Darrieus- NACA0015	Darrieus- NACA0021	Gorlov10- NACA0018	Gorlov20- NACA0018	Gorlov20- NACA0015
Lucid®-NACA0018	*	%78	%75,5	%72,4	%105,6	%117,6	%97
Darrieus-NACA0018	%-43,8	*	%-1,4	%-3,2	%15,5	%22,2	%10,7
Darrieus-NACA0015	%-43	%1,4	*	%-1,8	%17,1	%24	%12,3
Darrieus-NACA0021	%-42	%3,3	%1,8	*	%19,3	%26,2	%14,3
Gorlov10-NACA0018	%-51,4	%-13,4	%-14,6	%-16,2	*	%5,8	%-4,2
Gorlov20-NACA0018	%-54	%-18,2	%-19,3	%-20,8	%-5,5	*	%-9,4
Gorlov 20-NACA0015	%-49,3	%-9,7	%-10,9	%-12,5	%4,4	%10,4	*

Çizelge 5.10’da görüldüğü gibi 20° burkulmuş NACA0015 profiline sahip Gorlov türbini moment üretimi açısından en iyi ikinci sırada yer almaktadır. Çizelge 5.12’de görüldüğü gibi bu türbin NACA0018 profiline sahip Lucid® türbininden sadece %4,7 daha az moment üretmektedir. Ancak buna karşılık Çizelge 5.13’te görüldüğü gibi %49,3 daha az basınç düşüşüne sebep olmaktadır.

Çizelge 5.11’de görüldüğü gibi 20° burkulmuş NACA0015 profiline sahip Gorlov türbini yarattığı basınç düşüşü açısından 5. sırada yer almaktadır. Bu türbinin yarattığı basınç düşüşü 10° burkulmuş NACA0018 profiline sahip Gorlov türbinine göre %4,4 daha yüksektir. Ancak buna karşılık ürettiği moment %38,8 daha yüksektir. Benzer şekilde 20° burkulmuş NACA0015 profiline sahip Gorlov türbini yarattığı basınç düşüşü 20° burkulmuş NACA0018 profiline sahip Gorlov türbinine göre %10,4 daha fazladır. Ancak buna karşılık %16,5 daha fazla moment üretmektedir.

Bölüm 4.1’de de anlatıldığı gibi turbo solenoid sisteminin çalışması için 4W’lık bir güç ön görülmektedir. Çizelge 5.14’te denklem 2.17’den yararlanarak analizi gerçekleştirilen türbin tipleri için ortalama güç üretimi büyükten küçüğe sıralanmış bir şekilde sunulmuştur.

Çizelge 5.14 : Ortalama güç üretimi.

Türbin Tipi	Ortalama Güç [W]
Lucid®-NACA0018	6,9
Gorlov 20-NACA0015	6,6
Gorlov 20-NACA0018	5,6
Darrieus-NACA0015	5,5
Darrieus-NACA0018	5,1
Darrieus-NACA0021	5
Gorlov 10-NACA0018	4,7

Bölüm 2.5.2’de anlatıldığı gibi türbinlerin en önemli performans kriterlerinden biri güç oranıdır. Çizelge 5.15’te analizi gerçekleştirilen türbin tipleri için ortalama güç oranı büyükten küçüğe sıralanmış bir şekilde sunulmuştur.

Çizelge 5.15 : Ortalama güç oranı.

Türbin Tipi	Güç Oranı
Lucid®-NACA0018	0,00062
Gorlov 20-NACA0015	0,00034
Gorlov 20-NACA0018	0,00029
Darrieus-NACA0015	0,00029
Darrieus-NACA0018	0,00026
Darrieus-NACA0021	0,00026
Gorlov 10-NACA0018	0,00025

Çizelge 5.12 ve Çizelge 5.13’te yapılan karşılaştırmalar sonucunda moment üretimi ve basınç düşüşü azlığı açısından 20° burkulmuş NACA0015 profiline sahip Gorlov türbini en iyi türbin olarak görülmektedir. Diğer yandan 5.14 ve Çizelge 5.15 incelendiğinde 20° burkulmuş NACA0015 profiline sahip Gorlov türbininin Lucid® türbininden sonra en iyi performansı gösterdiği gözlemlenmektedir.

Sonuçta tüm analiz sonuçları incelendiğinde turbo solenoid sisteminde 20° burkulmuş NACA0015 profiline sahip Gorlov türbinin kullanılması en iyi seçim olarak görülmektedir.

6. SİSTEM TASARIMI VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Turbo solenoid vana sistemi daha önce de anlatıldığı gibi kendine yeten bir sistem olarak tasarlanıp bu konuda Türk patent enstitüsünden patent alınmıştır (Patent No: TR 2016 01844 B). Bu sistemi iki bölüme bölmek mümkündür. 1) Akışın mekanik enerjisini elektrik enerjisine çeviren ve depolayan elektrik üretim ve depolama ünitesi. 2) Depolanan enerjiyi kullanarak Wi-Fi sinyalleri ile uzaktan kumanda şeklinde bir latching solenoid valfini, keza akışı kontrol eden valf kontrol ünitesi.

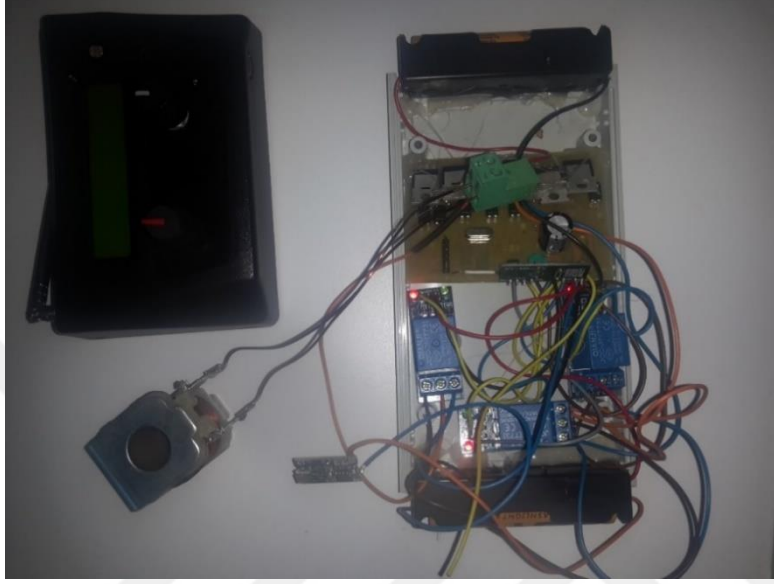
6.1 Elektrik Üretim ve Depolama Ünitesi

Bu ünite bir jeneratör ve enerjiyi depolayan akülerden oluşmaktadır. 4. Bölümde yapılan güç sarfıyatı hesapları kapsamında sistemin 4 W'lık bir güce ihtiyacı olduğu hesaplanmıştı. Bu doğrultuda 1500 rpm'de 4W, 5V doğru akım üretebilen bir senkron jeneratör temin edilmiştir. Senkron jeneratörde rotor ve manyetik alan aynı hızda döner. Bu jeneratörlerde stator ve rotor aynı sayıda kutba sahiptir. Jeneratörün iki kutbu vardır. Statorun etrafında slotlara yerleştirilmiş sargı bobinler bulunur. Bu tip jeneratörlerde kullanılan rotorlar daimi mıknatıs ya da elektro mıknatıs olabilir. Daimi mıknatıslar pahalıdır ve güçlü manyetik alanlar altında çalışırlarsa manyetik özelliklerini kaybederler. Türbinin dönmesiyle, stator sargısıyla bağlantılı manyetik alan rotor hızıyla doğru orantılı olarak zamana bağlı sinüzoidal bir şekilde değişir. Akı değişimi sargılarda sinüzoidal bir voltaj indükler. Elektrik depolama ünitesi ve latching solenoid valfin doğru akımla çalışmasından dolayı burada jeneratör tarafından üretilen alternatif akım ara bir elektronik devreyle doğru akıma çevrilmektedir.

Jeneratör ve doğrultucu devre yardımıyla üretilen doğru akım aküleri şarj etmektedir. Turbo solenoid sisteminde vananın uzun süre kapalı kalması durumunda sistemin çalışmamasını önlemek için akü kullanılması ön görülmüştür. Sistemde kullanılan vana ve elektronik kontrol ünitesi akü ile beslenmektedir. Tasarlanan sistemde gerekli durumlarda akülerin şarjı dış güç kaynaklarıyla mikro USB bağlantısıyla gerçekleştirilebilir.

6.2 Elektronik Kontrol Ünitesi

Türbo solenoid siteminde ön görüldüğü gibi akış kontrolünü tamamen kablosuz bir şekilde sağlayabilmek için bir elektronik kontrol ünitesi dış kaynaklar yardımıyla tasarlanmıştır (Şekil 6.1).



Şekil 6.1 : Elektronik kontrol ünitesi.

Elektronik kontrol ünitesi uzaktan kumanda ve ana kart olmak üzere iki ayrı devreden oluşmaktadır. Bu iki devre arasındaki bağlantı Wi-Fi yöntemiyle yapılmaktadır. Kumanda ünitesi tarafından verilen aç-kapa komutları radyo frekansıyla ana karta iletilerek latching solenoid vananın açma kapaması sağlanmaktadır. Kumanda devresi aç veya kapat komutunu verdiğinde, bu komut radyo frekansıyla ana karta ulaştırılır ve ana kart 200 ms süreyle latching solenoid vanayı enerjilendirir. Gönderilen radyo frekansının diğer sinyallerle karışmasını engellemek için özel şifreleme sistemi kullanılmıştır.

Diğer yandan ana kart bir kontak girişine sahip olup bu girişe akış anahtarı veya basınç anahtarı bağlamak mümkündür. Bu şekilde verilen aç veya kapa komutlarının gerçekten gerçekleşip gerçekleşmediği kontrol altına alınıp kumanda ünitesine bilgi gönderilmektedir. Aynı şekilde elektronik kontrol ünitesi akülerin şarj seviyesini sürekli kontrol ederek şarj seviyesi %15'in altına düşmesi durumunda kumanda ünitesini uyarmaktadır.

6.3 Deney Düzeneği

Günümüzde bilgisayarların ve bilgisayar yazılımlarının gelişmesiyle birlikte farklı alanlarda simülasyonlar yapılmaktadır. Ancak her zaman bu simülasyon sonuçlarının gerçek deneysel sonuçlarla kıyaslamasında fayda vardır. Bazen yanlış veri girişlerinden (sınır koşulları vb.) dolayı simülasyon yazılımlarından yanlış sonuçlar elde edilebilir ve bu yanlış sonuçlar tasarımı fiziksel durumdan farklı bir noktaya getirebilmektedir. Bu sebepten dolayı en azından benzer koşullarda olan simülasyonlardan bir veya birkaçının deneysel olarak doğrulanmasında her zaman fayda bulunmaktadır. Bu kapsamda bu çalışmada HAD analizleri sonucunda en uygun sonucu veren türbin tipinin deneysel olarak analizine karar verilmiştir.

Deneysel çalışmalar için öncelikle hızlı prototipleme yöntemiyle 20° burkulmuş NACA0015 profiline sahip Gorlov türbininin kalıbı yapıp daha sonra alüminyum hassas döküm yöntemiyle üretimi yapılmıştır (Şekil 6.2).



Şekil 6.2 : Prototip türbin.

Deneysel çalışmaların yapılabilmesi için SMS-TORK firmasının mekanik laboratuvarında kurulan özel solenoid test düzeneği kullanılmıştır (Şekil 6.3).



Şekil 6.3 : Solenoid akış performans ölçümü test düzeneği.

Bu test düzeneği solenoid vanalarda akış katsayısı (K_v) değerini ölçmek için kurulmuştur. Bu test düzeneğinde 1/8" – 2" arasında farklı solenoid vanaların akış açısından performans ölçümü mümkündür. Test düzeneğinde bir adet pompayla su depodan borular vasıtasıyla solenoid vanaya gönderilmektedir. Kullanılan pompa invertörlü olup frekans ayarıyla pompanın debisi belirlenebilir. Bu sayede sistemde solenoid vanadan geçen debi miktarı istenilen şekilde ayarlanabilir. Test düzeneğinde solenoid vana üzerinden geçen hacimsel debi bir adet ultrasonik debimetre yardımıyla ölçülmektedir (Şekil 6.4).



Şekil 6.4 : Test düzeneğinde debi ölçümü.

Kullanılan test düzeneğinde solenoid vana üzerinde oluşan basınç kaybını ölçmek için bir adet fark basınç transmitteri kullanılmıştır. Fark basınç transmitteri yardımıyla vanadan önce ve vanadan sonra statik basınç ölçümü yapılmıştır. Şekil 6.5'te oluşan basınç düşümü görülmektedir.



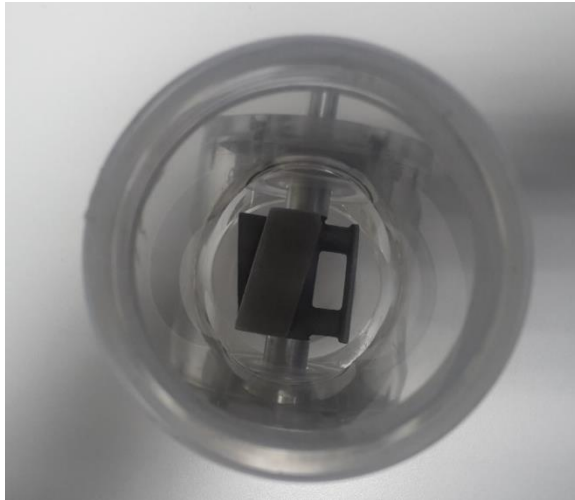
Şekil 6.5 : Fark basınç transmitteri.

Ayrıca sistemde solenoid vana girişinde statik basıncı görebilmek için girişte bir basınç transmitteri ile basınç ölçümü yapılmaktadır (Şekil 6.6). Bu şekilde fark basınç transmitterin de yardımıyla, vana girişindeki basınç, vana çıkışındaki basınç ve fark basıncını ölçmek mümkün olabilmektedir. Bu sayede vananın yarattığı basınç kaybını ölçmek mümkündür.



Şekil 6.6 : Vana giriş basınç transmitteri.

Deneyler sırasında türbinin hareketini görebilmek için özel olarak pleksiglas malzemeden türbin için bir yuva üretilmiştir (Şekil 6.7). 50 mm çapında bir borudan üretilen yuvada türbini yataklamak için 2 adet rulman kullanılmıştır. Ayrıca türbinin jeneratöre bağlandığı kısımda sızdırmazlığı sağlamak için özel grafitli teflon malzemeden üretilen keçe kullanılmıştır.



Şekil 6.7 : Pleksiglas türbin yuvası.

Hesaplamalı akış analizlerinde öngörüldüğü gibi türbin girişinde 3 m/s ortalama boru akış hızını elde edebilmek için pompa elektrik motoru devir hızını ayarlayan frekans

invertörü kullanılmıştır. Boru iç çapının 50 mm olduğunu göz önüne bulundurduğumuzda istenilen ortalama akış hızını elde edebilmek için debimetreden $21,2 \frac{m^3}{h}$ geçmesi gerekmektedir. Bu debiyi elde edebilmek için frekans invertörü 42,2 Hz üzerinde ayarlanmıştır (Şekil 6.8) ve bu şekilde istenilen ortalama 3 m/s akış hızını sağlayan debi elde edilebilmiştir (Şekil 6.9).



Şekil 6.8 : Pompa devir hızının ayarı.



Şekil 6.9 : İstenilen akış hızını sağlamak.

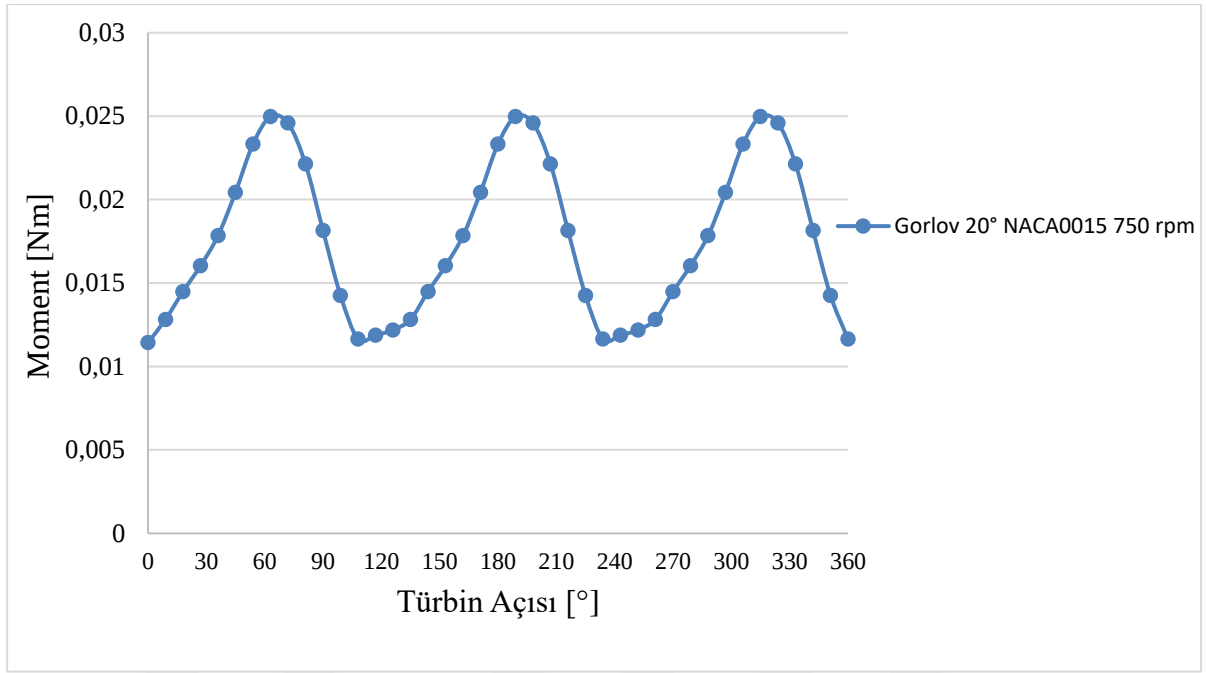
6.4 Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Deneyisel çalışmalarda öncelikle HAD analizlerle birebir bir kıyaslama yapabilmek için boru hattına sadece türbin takılmıştır (Şekil 6.10).



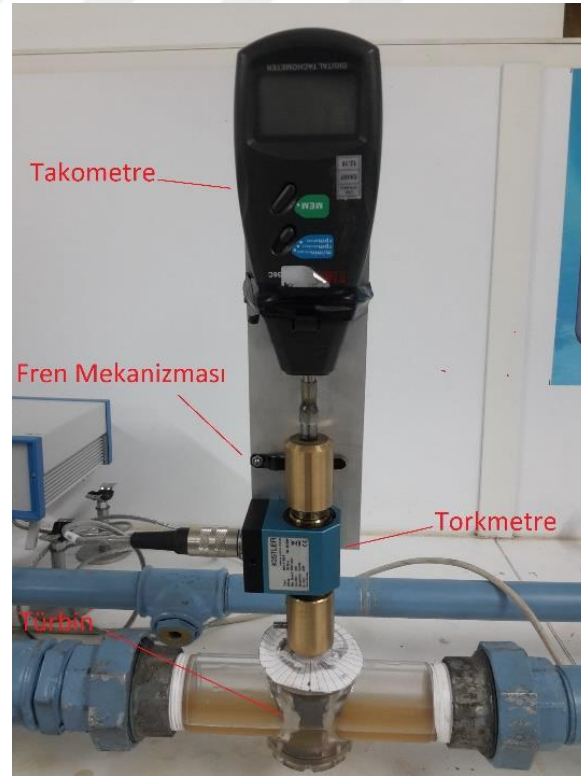
Şekil 6.10 : Türbinin test düzeneğine bağlanması.

HAD analizlerdeki gibi 3 m/s ortalama akış hızı sağlandığında türbin dönmeye başlamıştır. İlk aşamada jeneratöre bağlı olmayan ve boşta dönen türbinin dönme hızı takometre yardımıyla ölçülmüştür. Bu ölçüm sonucunda türbinin dönme hızı 1350 rpm olarak tespit edilmiştir. Bu değer HAD analizlerinde öngörülen 1500 rpm'den daha düşük olmasından dolayı doğru bir kıyaslama yapabilmek için HAD analizlerinin 750 rpm'le tekrarlamasına karar verilmiştir. Yapılan analizler sonucunda Şekil 6.11'de gösterildiği gibi bir moment ölçümü elde edilmiştir.



Şekil 6.11 : Gorlov20° NACA0015 türbinin 750 rpm’de moment üretimi.

Yapılan bu HAD analizinden sonra doğru bir moment ölçümü için özel moment ölçümü düzeneği kurulmuştur. Bu düzenekte torkmetre’nin bir ucu türbine ve diğer ucu ise fren görevi yapan bir diske takılmıştır (Şekil 6.12).



Şekil 6.12 : Moment ölçümü için kurulan düzene.

Moment ölçümü test düzeneği 3 m/s akış hızı için ayarlanmıştır. Diğer yandan fren diskine kuvvet uygulayarak ve aynı anda türbin dönme hızını ölçerek, dönme hız 750 rpm olacak şekilde ayarlanmıştır. Bu koşullarda moment ölçümü yapılmıştır. Yapılan ölçümler sonucunda 750rpm’de dönen türbinin ortalama olarak ürettiği moment 0,016 Nm olarak ölçülmüştür. HAD akış analizlerindeki moment ölçümü sonucunun ortalamasını aldığımız zaman 0,0176 Nm olarak bir değer ortaya çıkmaktadır. Bu durumu deneysel sonuçlarla kıyasladığımız zaman deneysel sonuçların ortalama olarak %10 daha düşük bir değer elde edildiğini görebiliyoruz. Bu sonucun yataklama ve sızdırmazlık elemanlarının yarattığı kaybın HAD analizlerinde hesaba katılmamasından kaynaklı olduğu bilinmektedir. Güç oranı için belirsizlik analizi EK B’de sunulmuştur.

Diğer yandan deneysel çalışmalarda $\pm\%3,5$ kalibrasyon belirsizliğine sahip ve %0,2 ekipman doğruluğu olan basınç transduceri ile yapılan ölçümlerde 28,3 kPa’lık bir basınç düşüşü ölçülmüştür. Bu değer HAD çalışmalarında 6,3 kPa olarak hesaplanmıştı. Bu fark boru içi yerel kayıplardan kaynaklanmaktadır. Türbin hattın söküldüğünde, sadece borunun basınç kaybı 20,1 kPa olarak ölçülmüştür. Bu durumda türbinden kaynaklı basınç düşüşünün 8,2 kPa olarak hesaplanmaktadır. HAD ve deneysel çalışmalar arasındaki bu fark ise türbin üzerindeki yüzey sürtünmelerinden kaynaklandığı düşünülmektedir.



7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Yapılan çalışmalar sonucunda temin edilen 5W'lık jeneratör türbine monte edilip turbo solenoid sistemi bir bütün olarak çalıştırılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda 3 m/s hızında akışkan türbinin 1150 rpm'de dönmesini sağlamıştır. Jeneratör dönmesi sonucunda 4W'lık bir güç elde edilmiştir.

Bu değer ilk ön görülen solenoid vananın en fazla 10 saniyede bir açılması yerine en fazla 12,5 saniyede bir açmasını sağlayabilmektedir. Genel olarak turbo solenoid sisteminin kullanılabileceği sistemler çok daha uzun süre aralıklarıyla çalıştıklarından dolayı bu durumun sistemin genel kullanım amacını ciddi bir şekilde etkilemeyeceği düşünülmektedir. Boru içindeki akış hızının 3 m/s'den daha yüksek olması durumunda türbinin dönme hızının artacağı ve bu şekilde daha yüksek güç üretimi keza daha kısa sürelerle solenoid valfi çalıştırma imkanı olacağı bilinmektedir.

Yapılan farklı türbin analizleri sonucunda en iyi performansın kanatları 20° burkulmuş Gorlov türbininden elde edilebileceği görülmektedir. Bu çalışma sonucunda 20° burkulmuş kanat yapısına sahip Gorlov türbinlerinin yarattığı basınç düşüşlerine karşılık moment üretimi açısından iyi bir performans gösterdikleri açıkça görülmektedir. Diğer yandan 30° burkulmuş kanat yapısına sahip Gorlov türbini yapısal olarak incelenen boru içinde sığmadığından dolayı incelemelere tabi tutulmamıştır.

Bu çalışmaların devamında turbo solenoid uygulaması için üretimi zor olmasına rağmen NACA0012 profiline sahip Gorlov türbinlerinin ayrıca incelemesi kanat profilinin türbinlerin performansı üzerine olan etkisi incelemek açısından yararlı olacağı düşünülmektedir.



KAYNAKLAR

- [1] **Zanette, J., Imbault, D., ve Tourabi, A.** (2009). A design methodology for cross flow water turbines. *Renewable Energy*, 35, 997–1009.
- [2] **Marsh, P., Ranmuthugala, D., Penesis, I., ve Thomas, G.** (2014). Three-dimensional numerical simulations of straight-bladed vertical axis tidal turbines investigating power output torque ripple and mounting forces. *Renewable Energy*, 83, 67-77.
- [3] **Paraschivoiu, I.** (2002). *Wind turbine design: with emphasis on Darrieus concept*. Quebec, Canada: Polytechnic International Press.
- [4] **Scheurich, F., Fletcher, T.M., ve Brown, R.** (2010). Simulating the aerodynamic performance and wake dynamics of a vertical-axis wind turbine. *J. Wind Energy*, 14, 159-177.
- [5] **Marsh, P., Ranmuthugala, D., Penesis, I., ve Thomas, G.** (2013) Performance predictions of a straight-bladed vertical axis turbine using double-multiple streamtube and computational fluid dynamics. *J. Ocean Technology*, 8(1), 87-103.
- [6] **Savonius, S.J.** (1929). *U.S. Patent No. US1697574 A*. Washington DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [7] **Ushiyama, I., ve Nagai, H.** (1988). Optimum Design Configurations and Performance of Savonius Rotors. *Wind Engineering*, 12 (1), 59-75.
- [8] **Newman, B.G.** (1974). Measurements on Savonius Rotor with Variable Gap, *Proceedings of the University of Sherbrooke Conference on Wind Energy*, Sherbrooke, Quebec, Canada: May 1-5.
- [9] **Modi, V.J., ve Fernando, M.S.U.K.,** (1989). On The Performance of The Savonius Wind Turbine. *Journal of Solar Energy Engineering*, 111, 71-81.
- [10] **Url-1** <<http://www.reuk.co.uk/wordpress/wind/savonius-wind-turbines/>>, erişim tarihi 20.12.2015.
- [11] **Aldoss, T.K., ve Najjar, Y.S.H.,** (1985). Further Development of the Swinging - Blade Savonius Rotor. *Wind Engineering*, 9, 165-170.
- [12] **Reupke, P., ve Probert, S.D.,** (1991). Slatted-Blade Savonius Wind-Rotors, *Applied Energy*, 40, 65-75.
- [13] **Darrieus, G.J.M.** (1931). *U.S. Patent No. US1.835.018*. Washington DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [14] **Url-2** <http://www.ecosources.info/en/topics/Darrieus_vertical_axis_wind_turbine>, erişim tarihi 20.12.2015.
- [15] **Gorlov, A.M.** (1997). *U.S. Patent No. US5.451.137*. Washington DC: U.S. Patent and Trademark Office.

- [16] **Achard, J.L., ve Maitre, T.** (2004). *French Patent No. FR04.50209*. Paris: French Patent and Trademark Office.
- [17] **Roderic, A. S., Mark, R.C., Edward, K., Igor, P., ve Greg, S.** (2011). *U.S. Patent No. 7959411 B2*. Washington DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [18] **Tchon, K. F., ve Paraschivoiu, I.** (1994). Navier-Stokes simulation of the flow around an airfoil in Darrieus motion. *Journal of Fluids Engineering*, 116(4), 870–876.
- [19] **Horiuchi, K., Ushiyama, I., ve Seki, K.** (2005). Straight wing vertical axis wind turbines: A flow analysis. *Wind Engineering*, 29(3), 243–252.
- [20] **Guerri, O., Sakout, A., ve Bouhade, K.** (2007). Simulations of the fluid flow around a rotating vertical axis wind turbine. *Wind Engineering*, 31(3), 149–163.
- [21] **Ferreira, C., Kuik, G., Bussel, G., ve Scarano, F.** (2009). Visualization by PIV of dynamic stall on a vertical axis wind turbine. *Experiments in Fluids*, 46(1), 97–108.
- [22] **Ferreira, C., Van Bussel, G., ve Van Kuik, G.** (2007). 2D CFD simulation of dynamic stall on a Vertical Axis Wind Turbine: verification and validation with PIV measurements. *45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit/ASME Wind Energy Symposium*, Reno, Nevada, USA: January 8-11.
- [23] **Hamada, K., Smith, T., Durrani, N., Qin, N., ve Howell, R.** (2008). Unsteady flow simulation and dynamic stall around vertical axis wind turbine blades. *46th AIAA Annual Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, (pp. 1-11). USA: Nevada-Reno, January 7-10.
- [24] **Hwang, I. S., Lee, Y. H., ve Kim, S. J.** (2009). Optimization of cycloidal water turbine and the performance improvement by individual blade control. *Applied Energy*, 86(9), 1532–1540.
- [25] **Paraschivoiu, I., Trifu, O., ve Saeed, F.** (2009). H-Darrieus Wind turbine with blade pitch control. *International Journal of Rotating Machinery*, 2009, 1–7.
- [26] **Takao, M., Kuma, H., Maeda, T., Kamada, Y., Oki, M., ve Minoda, A.** (2009). A straight-bladed vertical axis wind turbine with a directed guide vane row—effect of guide vane geometry on the performance. *Journal of Thermal Science*, 18(1), 54–57.
- [27] **Mohamed, M.** (2013). Impacts of solidity and hybrid system in small wind turbines performance. *Energy*, 57, 495–504.
- [28] **Chen, Y., ve Lian, Y.** (2015). Numerical investigation of vortex dynamics in an H-rotor vertical axis wind turbine, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 9(1), 21-32.
- [29] **Url-3** <<http://adg.stanford.edu/aa241/airfoils/airfoilhistory.html>>, erişim tarihi 20.12.2015.
- [30] **Url-4** <https://en.wikipedia.org/wiki/National_Advisory_Committee_for_Aeronautics>, erişim tarihi 20.12.2015.

- [31] **Urbina, R., Peterson, M.L., Kimball, R.W., DeBree, G.S., ve Cameron, M.P.** (2012). Modeling and validation of a cross flow turbine using free vortex model and a modified dynamic stall model. *Renewable Energy*, 50, 662-669.
- [32] **Ferrer, E., ve Willden, R.H.J.** (2015). Blade–wake interactions in cross-flow turbines. *International Journal of Marine Energy*, 11, 71–83.
- [33] **Marsh, P., Ranmuthugala, D., Penesis, I., ve Thomas, G.** (2015). Numerical investigation of the influence of blade helicity on the performance characteristics of vertical axis tidal turbines. *Renewable Energy*, 81, 926-935.
- [34] **Balduzzi, F., Bianchini, A., Maleci, R., Ferrara, G., ve Ferrari, L.** (2015). Critical issues in the CFD simulation of Darrieus wind turbines. *Renewable Energy*, 85, 419-435.
- [35] **Han, S., Park, J.S., Lee, K.S., Park, W.S., ve Yi, J.H.** (2013). Evaluation of vertical axis turbine characteristics for tidal current power plant based on in situ experiment. *Ocean Engineering*, 65, 83-89.
- [36] **Bachant, P., ve Wosnik, M.** (2014). Performance measurements of cylindrical- and spherical-helical cross-flow marine hydrokinetic turbines, with estimates of exergy efficiency. *Renewable Energy*, 74, 318-325.
- [37] **Bird, R.B., Stewart, W.E., ve Lightfoot, E.N.** (2002). *Transport Phenomena*. John Wiley & Sons, New York.
- [38] **Kakaç, S., ve Yener, Y.** (1995). *Convective Heat Transfer*. CRC Press, Boca Raton, FL.
- [39] **Hoffmann, K.A.** (2000). *Computational Fluid Dynamics*. Engineering Education System, Kansas, USA.
- [40] **GAMBIT**, (2004). *GAMBIT 2.2 Tutorial Guide*. Fluent.Inc, Lebanon.
- [41] **FLUENT**, (2009). *Fluent 12.0 User's Guide*. Fluent.Inc, Lebanon.
- [42] **Kline, S.J., ve McClintock, F.A.** (1953). Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. *Mechanical Engineering*, 75, 3-8.



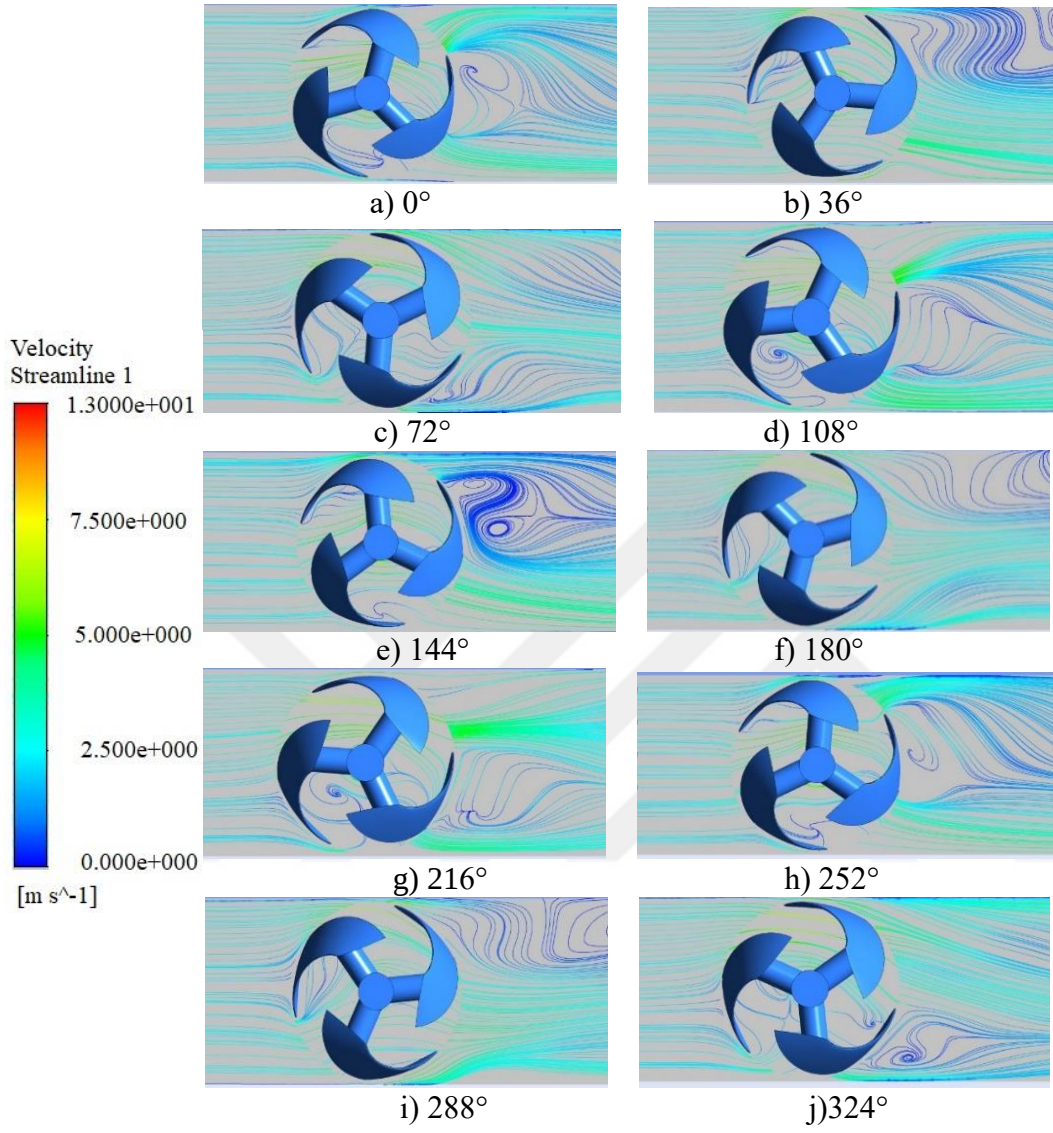
EKLER

EK A: HAD Analiz Sonuçları

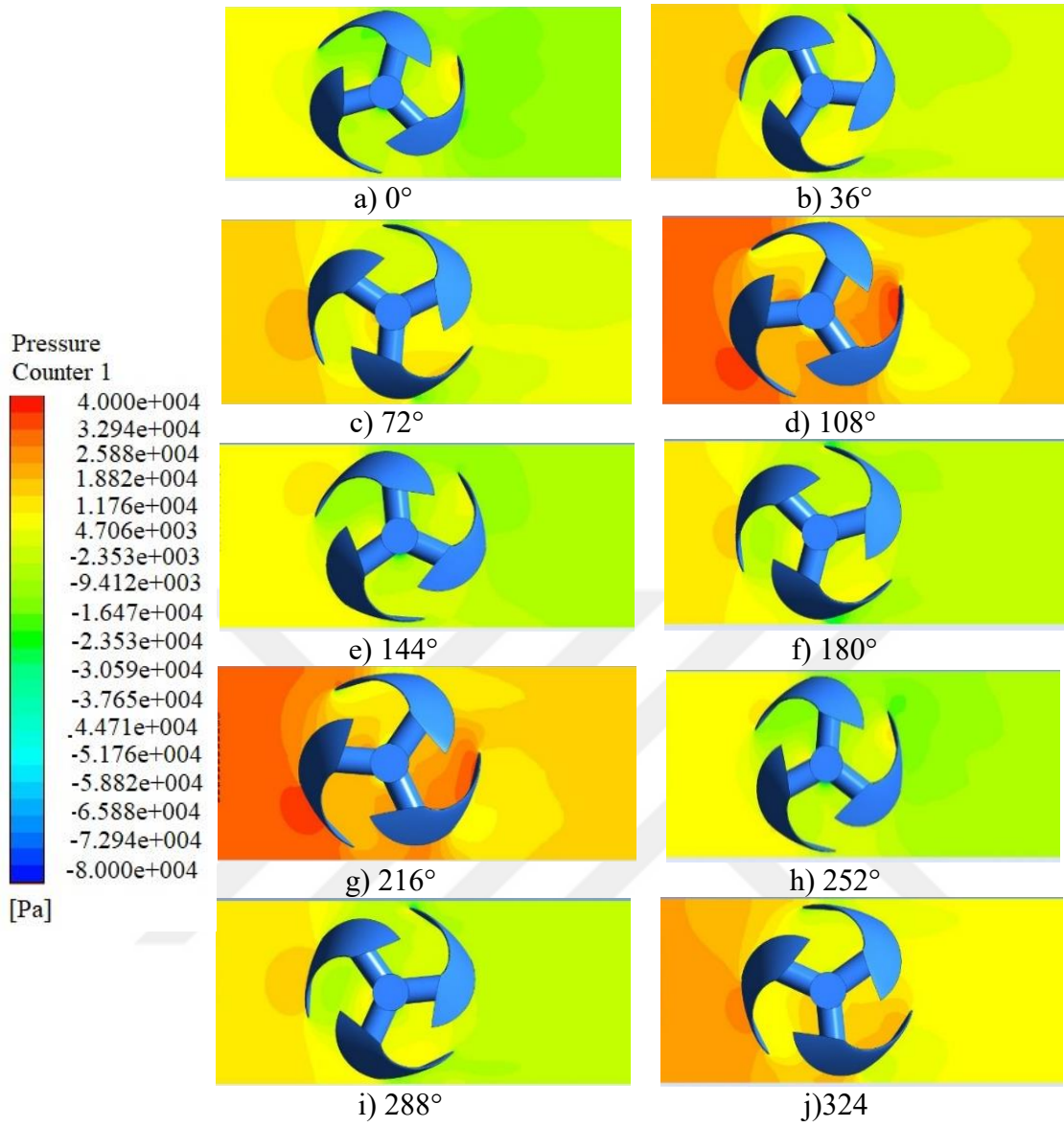
EK B: Güç Oranı Belirsizlik Analizi



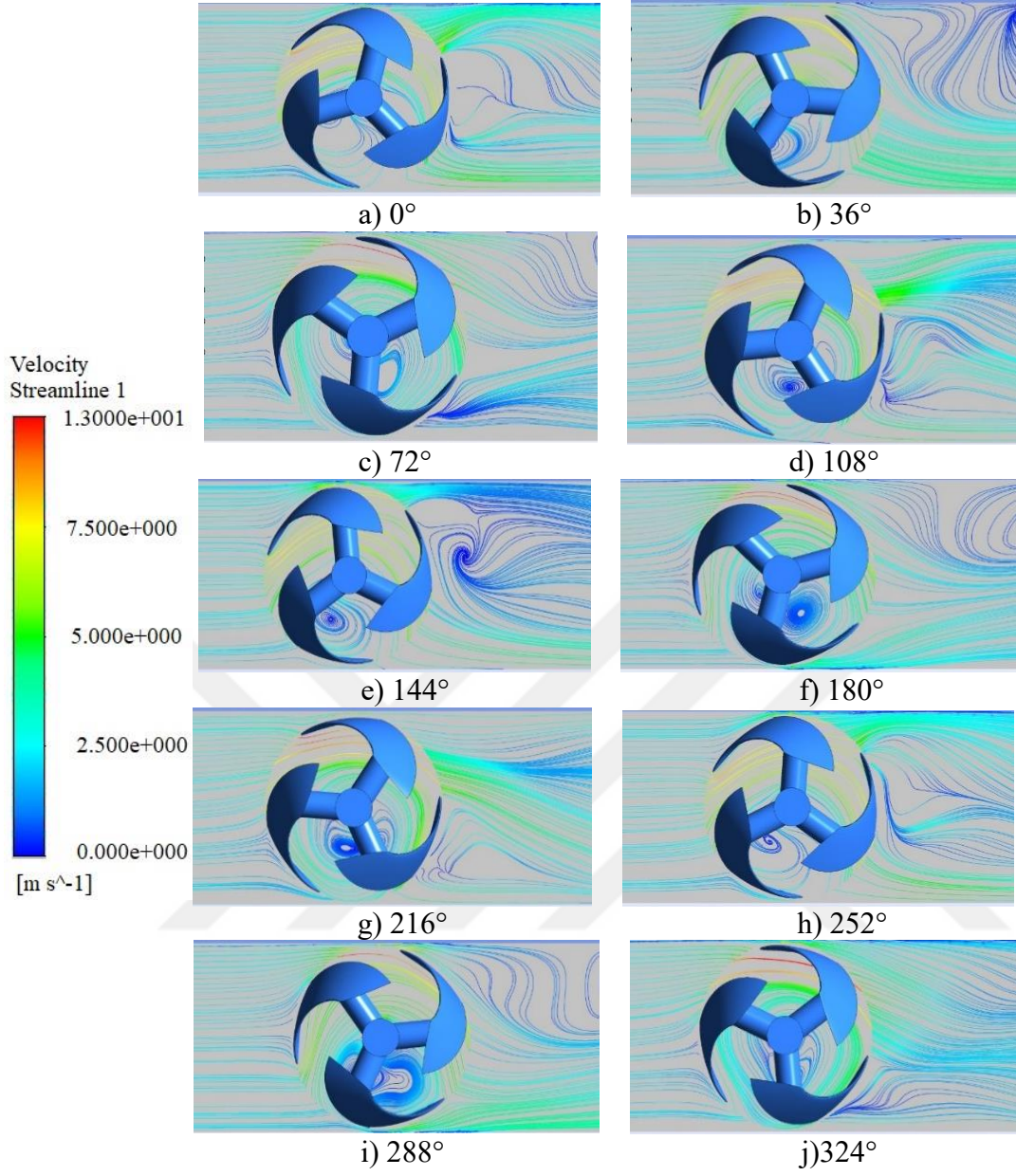
EK A



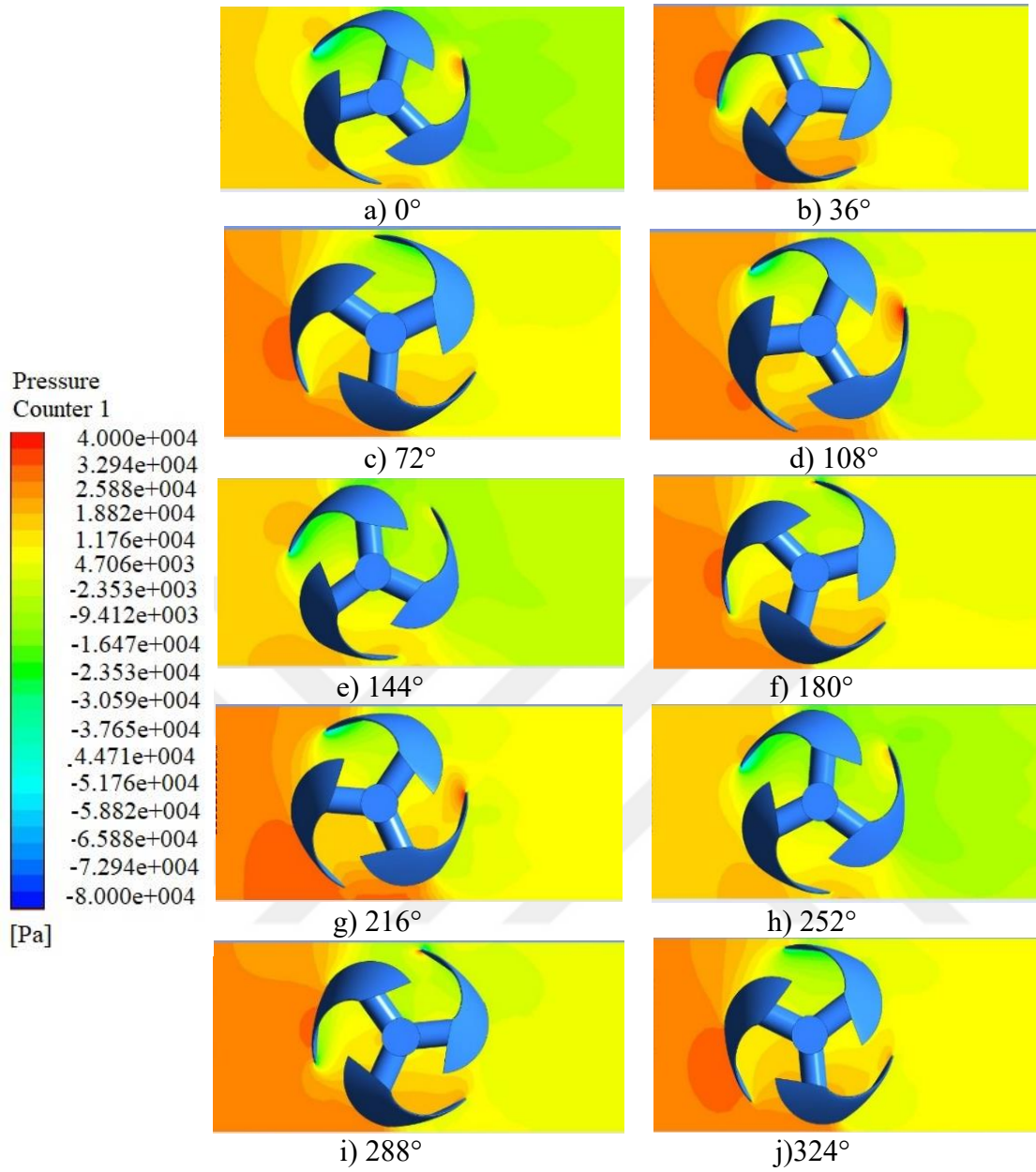
Şekil A.1 : Lucid® NACA0018 türbini 78,5 rad/s hız alanı akım çizgileri sonuçları.



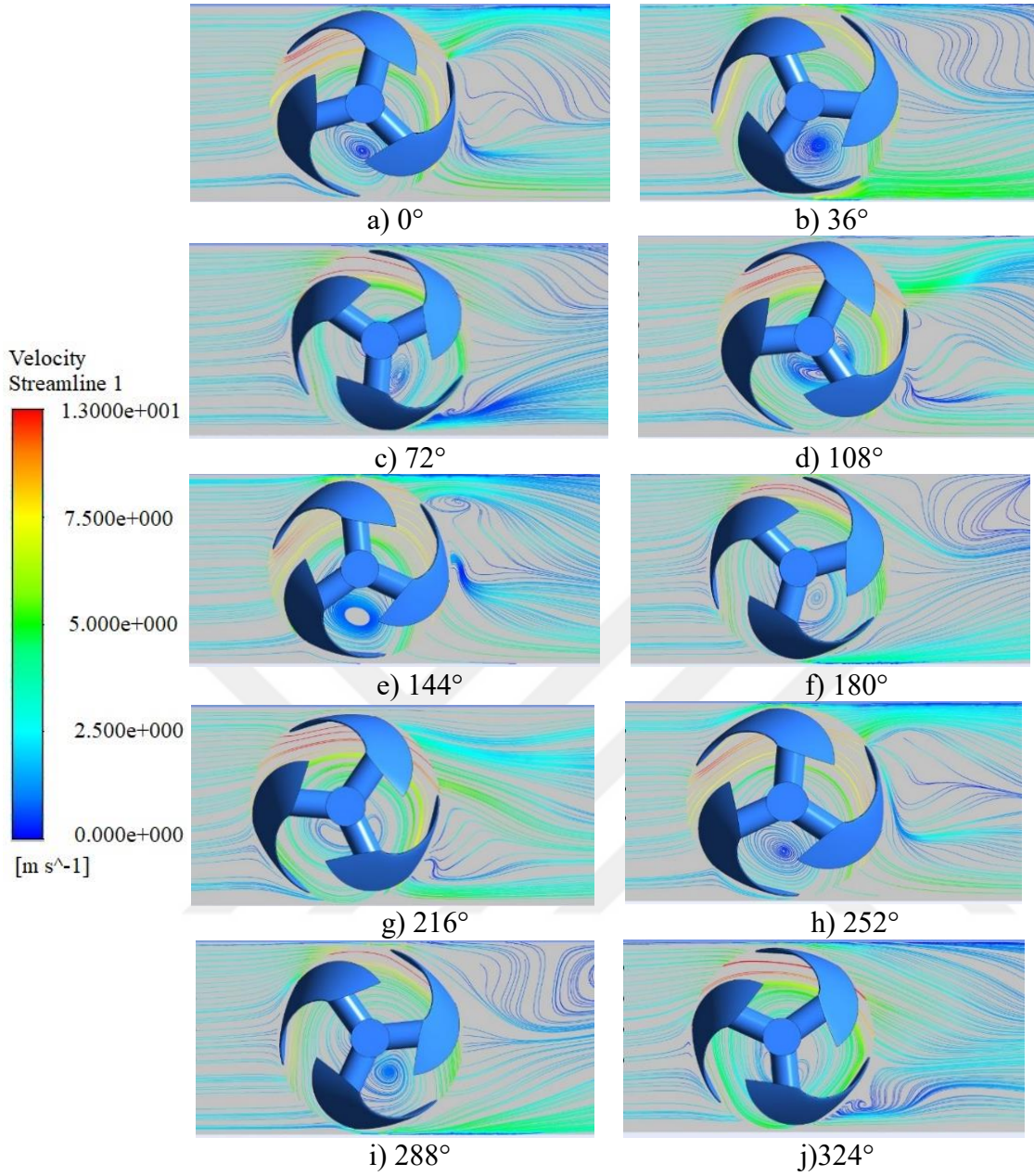
Şekil A.2 : Lucid® NACA0018 türbini 78,5 rad/s basınç alanı sonuçları.



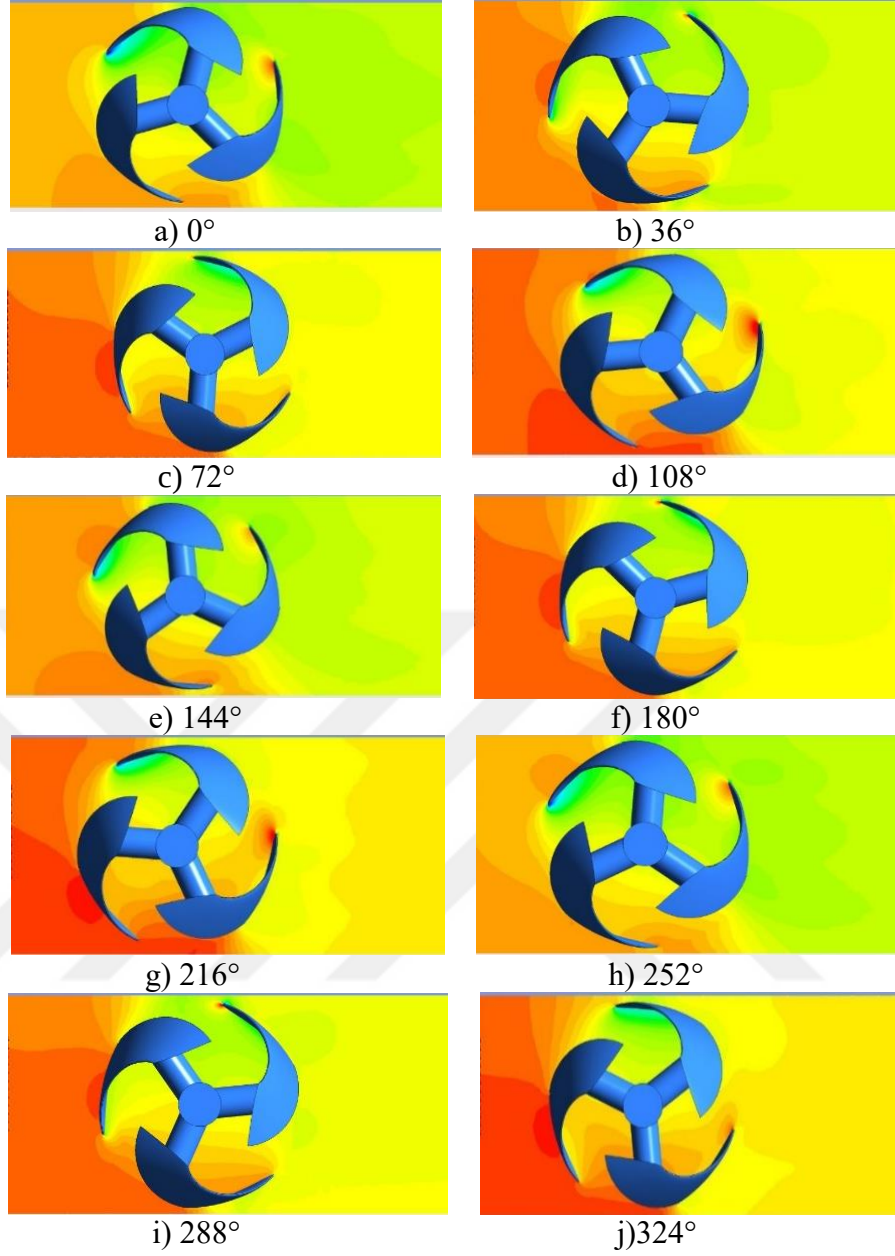
Şekil A.3 : Lucid® NACA0018 türbini 235,5 rad/s hız alanı akım çizgileri sonuçları.



Şekil A.4 : Lucid® NACA0018 türbini 235,5 rad/s basınç alanı sonuçları.



Şekil A.5 : Lucid® NACA0018 türbini 314 rad/s hız alanı akım çizgileri sonuçları.



Şekil A.6 : Lucid® NACA0018 türbini 314 rad/s basınç alanı sonuçları.

EK B

Denklem 2-19 göre güç oranı aşağıdaki ifadeye göre elde edilebilir:

$$C_p = \frac{\dot{P}}{\rho \cdot \frac{U_\infty^3}{2} \cdot D \cdot h} = \frac{M \cdot \omega}{\rho \cdot \frac{U_\infty^3}{2} \cdot D \cdot h} \quad (B-1)$$

Deneyisel bir çalışmada belirsizlik analizi aşağıdaki denkleme göre hesaplanmaktadır [42]:

$$\delta C_p = \sqrt{\left(\frac{\partial C_p}{\partial M}\right)^2 (\delta M)^2 + \left(\frac{\partial C_p}{\partial \omega}\right)^2 (\delta \omega)^2 + \left(\frac{\partial C_p}{\partial U_\infty}\right)^2 (\delta U_\infty)^2} \quad (B-2)$$

B-1 denkleminden türevleri alıp B-2 denkleminde yerleştirirsek:

$$\delta C_p = \sqrt{\left(\frac{\omega}{\rho \cdot \frac{U_\infty^3}{2} \cdot D \cdot h}\right)^2 (\delta M)^2 + \left(\frac{M}{\rho \cdot \frac{U_\infty^3}{2} \cdot D \cdot h}\right)^2 (\delta \omega)^2 + \left(\frac{-6 \cdot M \cdot \omega}{\rho \cdot U_\infty^4 \cdot D \cdot h}\right)^2 (\delta U_\infty)^2} \quad (B-3)$$

Yapılan deneysel çalışmalarda türbinin dönme hızı 78,5 rad/s türbinden elde edilen moment 0,016 Nm ve akışkan hızı 3 m/s olarak ölçülmüştür. Bu ölçümlerde kullanılan takometrenin hassasiyeti $\pm 0,05$ kullanılan torkmetre'nin hassasiyeti ± 1 ve kullanılan debimetrenin hassasiyeti $\pm 0,5$ olarak üretici firmalar tarafından belirlenmiştir. Üretilen türbin çapının 45 mm olup yüksekliğinin 37 mm olduğunu ve deneylerin suyla yapıldığını göz önüne bulundurup bu değerleri B-3 denkleminde yerleştirirsek:

$$\delta C_p = \sqrt{\left(\frac{78,5}{998 \times \frac{3^3}{2} \times 0,045 \times 0,037}\right)^2 (\pm 10^{-2})^2 + \left(\frac{0,016}{998 \times \frac{3^3}{2} \times 0,045 \times 0,037}\right)^2 (\pm 5 \times 10^{-4})^2 + \left(\frac{-6 \times 0,016 \times 78,5}{998 \times 3^4 \times 0,045 \times 0,037}\right)^2 (\pm 5 \times 10^{-3})^2} \quad (B-4)$$

$$\delta C_p = \sqrt{(1,225 \times 10^{-3}) + (1,27 \times 10^{-13}) + (7,84 \times 10^{-8})} = \pm 0,035 \quad (B-5)$$

Bu durumda ölçümün belirsizliği $\pm 3,5$ olarak hesaplanmıştır.

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Yaşar Mutlu
Doğum Tarihi ve Yeri : 30.04.1980, Kermanshah-İran
E-posta : yasar.mutlu@yahoo.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2009, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : 2011, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği, Isı-Akış

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2015 bugüne SMS Sanayi Malzemeleri Üretim ve Satışı A.Ş. fabrika müdürü olarak çalışıyor.
- 2012 bugüne SMS Sanayi Malzemeleri Üretim ve Satışı A.Ş. Ar-Ge yöneticisi olarak çalışıyor.
- 2010-2011 Isı Akış ve Yanma Teknolojileri firmasında araştırmacı olarak deneysel ve sayısal akış analizi projelerinde çalıştı.
- 2009-2010 yılları arasında Arçelik-LG , Klima sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasında araştırmacı olarak deneysel ve sayısal akış analizi projelerinde çalıştı.

DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Mutlu, Y., Çakan, M.** 2018. Evaluation of in-pipe turbine performance for turbo solenoid valve system. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 12:1, 625-634.
- **Mutlu, Y., Çakan, M.** 2017. In-Pipe Turbine Design for Turbo Solenoid Valve System. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, 14, PP 33-41.
- **Mutlu, Y.** 2016. Turbo Solenoid Valve, *Valve World Conference & Expo 2016*, November 29 December 1, 2016 Düsseldorf, Germany.

- **Mutlu, Y.** 2016. Kablosuz Turbo Solenoid Vana. Patent numarası: TR 2016 01844 B.

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Mutlu, Y.** 2016. Pnömatik Kumandalı El Frenleri İçin Solenoid Valf. Patent numarası: 2016-GE-57216.
- Tosun, G., Kivanc, O.C., Oguz, E., **Mutlu, Y.**, Ustun, O. 2016. Design Of A Position Controlled Electric Actuator Used In Fluid Control Valves, *IEEE International Power Electronics and Motion Control Conference (PEMC)*, 2016, 551-556.
- Oğuz, E., **Mutlu, Y.** 2015. Certification of Limit Switch Box Having D Type Protection, *3.ATEX (Parlayıcı ve Patlayıcı Ortamlarda Güvenlik) Sempozyumu*, Ekim 1-3, 2015 Kocaeli, Türkiye.
- **Mutlu, Y.** 2013. Energy saving pneumatic actuators, *Valve World*, 18, 61-63.
- **Mutlu, Y.** 2013. Pnömatik Kumandalı El Freninde Güvenlik Amaçlı Kullanılan Tork Solenoid Vanası, *8. Pompa Vana Kongresi*, Mayıs 2-4, 2013 İstanbul, Türkiye.
- **Mutlu, Y.** 2014. Enerji Tasarruflu Solenoid Vanaları, *Otomasyon*, 4, 10-11.
- Oğuz, E., **Mutlu, Y.** 2014. Akışkan Kontrolünde Kullanılan Solenoid Vana Bobinlerinin Performans Analizi ve Tasarımı, *VII Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, Ekim 22-25, 2014 İstanbul, Türkiye.
- Ustun, O., Cakan, M., Tuncay, R. N., Mokukcu, M. S., Kivanc, O. C., **Mutlu, Y.**, Tosun, G. 2014. Design And Manufacture Of Electric Powertrain And Its Cooling System For ITU EV Project, *International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2-5 Sept. 2014, Berlin, Germany
- Dönmez, A.H., **Mutlu, Y.(JABBARIBEHROOZ,Y.)**, Kuddusi, L., and Meydanlı, S.C. 2010. A New Design for an Existing Air-Conditioner Heat Exchanger to Improve the Thermal Performance, *Included in the Clima 2010 Congress*, May 9-12, 2010 Antalya, Turkey.