

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YATAY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNİ KANAT PERFORMANSI
ÜZERİNE HAVA AKIŞ YARIKLARININ ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Adilkhan TUKEN

Yenilenebilir Enerji Sistemleri

OCAK 2024

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YATAY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNİ KANAT PERFORMANSI ÜZERİNE
HAVA AKIŞ YARIKLARININ ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Adilkhan TUKEN

Yenilenebilir Enerji Sistemleri

Tez Danışmanı: Doç.Dr. Cemil YİĞİT

OCAK 2024

Adilkhan TUKEN tarafından hazırlanan ‘‘YATAY EKSENLE RÜZGAR TÜRBİNİ KANAT PERFORMANSI ÜZERİNE HAVA AKIŞ YARIKLARININ ETKİSİNİN İNCELENMESİ’’ adlı tez çalışması 17.01.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliğı/oy çokluğu ile Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı Makine Mühendisliğı Bilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi

Jüri Başkanı: **Doç.Dr. Cemil YİĞİT** (Danışman)
Sakarya Üniversitesi

Jüri Üyesi: **Doç.Dr. Ufuk DURMAZ**
Sakarya Üniversitesi

Jüri Üyesi: **Dr.Öğr.Üyesi Ahmet AYDIN**
Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Eğitim-Öğretim Yönetmeliğine ve Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesine uygun olarak hazırlamış olduğum “YATAY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNİ KANAT PERFORMANSI ÜZERİNE HAVA AKIŞ YARIKLARININ ETKİSİNİN İNCELENMESİ” başlıklı tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın tüm aşamalarında yukarıda belirtilen yönetmelik ve yönergeye uygun davrandığımı, tezin içerdiği yenilik ve sonuçları başka bir yerden almadığımı, tezde kullandığım eserleri usulüne göre kaynak olarak gösterdiğimi, bu tezi başka bir bilim kuruluna akademik amaç ve unvan almak amacıyla vermediğimi ve 20.04.2016 tarihli Resmi Gazete ’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince Sakarya Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Enstitü tarafından belirlenmiş ölçütlere uygun rapor alındığını, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun ortaya çıkması halinde doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi beyan ederim.

(17/01/2024)

Adilkhan TUKEN

Ülkeme ve aileme

TEŞEKKÜR

İlk önce bana bu tez araştırmasını yapmaya fırsat veren Allah'a ve Türkiye Cumhuriyeti'ne teşekkür etmek isterim. Ayrıca, bu süreçte bana destek veren aileme, tez danışmanım Cemil YİĞİT ve tezi destekleyen Türkiye Bursları programına teşekkür ederim.

Adilkhan TUKEN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ.....	v
TEŞEKKÜR	ix
İÇİNDEKİLER	xi
KISALTMALAR.....	xiii
SİMGELER	xv
TABLO LİSTESİ	xvii
ŞEKİL LİSTESİ	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY.....	xxiii
1. GİRİŞ....	1
1.1. Tezin Amacı	1
1.2. Literatür Araştırması	2
2. RÜZGÂR TÜRBİNLERİ	5
2.1. Rüzgâr Türbinlerin Tarihi.....	5
2.2. Rüzgâr Türbinlerin Sınıflandırılması	6
2.3. Yatay Eksenli Rüzgâr Türbininin Ana Bileşenleri.....	6
2.4. Rüzgar Türbininin Kanat Sayıları	8
2.5. Kanat Profili	9
2.6. Reynolds Sayısı	10
3. YATAY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNİ HESAPLAMA YÖNTEMİ	13
3.1. Betz Limiti ve Momentum Teorisi	13
3.2. Kanat Elemanı Teorisi.....	19
3.3. Kanat Eleman Momentum Teorisi (BEM Teorisi).....	21
3.3.1. Kaldırma ve sürüklenme katsayıları	21
3.4. Uç Hız Oranı	22
3.5. Tasarlanan Yatay Eksenli Rüzgar Türbinin Parametreleri.....	23
3.6. BEM Teorisi Sonuçları.....	25
4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI.....	31
4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Tarihi.....	31
4.2. Matematiksel Fizik Denklemlere İlgili Genel İlkeler ve Yaklaşımlar	33
4.3. Çözüm Türbülans Modelleri.....	34
4.4.1. Fluent sayısal simülasyonu	39
4.5. Modelin Korunum Denklemleri	41
4.5.1. Reynolds ve navier-stokes denklemleri	41
4.6. Akış Türbülansının Etkisi.....	42
4.7. Mesh Türleri	44
4.8. Y-Plus	47
4.9. Duvar Fonksiyonları	47
4.10. Mesh Kalitesi.....	48
4.11. Türbin Kanadı Modellenmesi.....	50
4.12. Sınır Koşulları	53

4.13. Mesh Oluşturulması.....	55
4.14. Türbölans Modeli Seçimi	59
4.14.1. Modellenme	61
4.14.2. Mesh.....	62
4.15. Simölasyon ve Sonuç.....	63
4.15.1. Validasyon	63
4.15.2. Simölasyon kurulumu	64
4.15.3. Sonuçlar	65
5. HAVA AKIŞ YARIKLARI.....	75
5.1. Hava Akış Yarıkları Uygulanması	76
5.2. Ansys Response Surface Optimization.....	77
5.2.1. Mesh ve Simölasyon	79
5.3. Hava Akış Yarıklı Kanat Simölasyonu ve Sonuçlar	83
5.3.1. Hava akış izi.....	84
5.3.2. Akış izgileri	85
5.3.3. Basınç dağılımı	88
5.3.4. Tork.....	90
5.3.5. Güç katsayısı	91
5.3.6. G ıkıőı	92
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	93
KAYNAKLAR.....	97
ÖZGEÇMİŞ.....	101

KISALTMALAR

AC	: Alternatif akım
BEM	: Kanat elemanı momentum teorisi
DU	: Delft Üniversitesi
FSI	: Akışkan Yapısı Etkileşimi
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
KH 1	: Kontrol hacim 1
KH 2	: Kontrol hacim 2
kW	: Kilovat
MW	: Megavat
NACA	: Ulusal Havacılık Danışma Komitesi
NREL	: Ulusal Yenilenebilir Enerji Laboratuvarı
PISO	: Basınç Örtülü Operatörlerin Bölünmesi
RANS	: Reynolds ortalaması Navier-Stokes denklemleri
Re	: Reynolds sayısı
TSR	: Uç hız oranı

SİMGELER

ρ	: Hava yoğunluğu [kg/m ³]
V	: Rüzgar hızı [m/s]
D	: Çap [m]
μ	: Dinamik viskozite [Ns/m ²]
C_p	: Güç katsayısı
η_{RT}	: Rüzgar türbini verimliliği [%]
A	: Rotor çapı [m]
F_R	: Bileşke kuvveti [N]
R	: Kanat uzunluğu [m]
m	: Kütleli akış hızı [kg/s]
P_{mil}	: Rüzgar türbinin milindeki güç [W]
P	: Rüzgar gücü [W]
a	: Eksenel indüksiyon katsayısı
C_t	: İtme katsayısı
T	: İtme kuvveti [N]
Cl	: Kaldırma katsayısı
C_d	: Direnç katsayısı
B	: Kanat sayısı
β	: Kanadın eğim açısı
α	: Hücüm açısı
c	: Kord uzunluğu [m]
F_{tan}	: Teğetsel kuvvet [N]
F_d	: Direnç kuvveti [N]
F_l	: Kaldırma kuvveti [N]
Q	: Tork [N*m]
P	: Rüzgar türbinin gücü [W]
y^+	: Mesh katman sayısı

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 3.1. Rüzgar türbini ilk parametreleri.	25
Tablo 3.2. Kanadın kord uzunlukları ve hücum açıları.	26
Tablo 3.3. Bir kanadın ürettiği torku.	26
Tablo 3.4. Rüzgar türbinin güç çıkışı eğrisi.	28
Tablo 4.1. Skewness mesh kalite aralığı.	50
Tablo 4.2. Ortogonal kalite mesh aralığı.	50
Tablo 4.3. Kanadın geometrik verileri.	50
Tablo 4.4. Sınır tabaka verileri.	57
Tablo 4.5. Mesh spesifikasyonu.	57
Tablo 4.6. Kanat tasarım parametreleri.	59
Tablo 4.7. Kanadın kord uzunlukları ve hücum açıları.	60
Tablo 4.8. Kanadın kord uzunlukları ve hücum açıları.	63
Tablo 4.9. Simülasyon giriş parametreleri.	66
Tablo 4.10. BEM ve had sonuçlarının güç katsayıları.	72
Tablo 4.11. BEM ve had sonuçlarına göre güç çıkışı eğrisi.	73
Tablo 5.1. RSO'da giriş ve çıkış parametreleri.	78
Tablo 5.2. RSO tablosu.	79
Tablo 5.3. RSO'nun doe tablosu.	82
Tablo 5.4. RSO sunduğu yarık adayların parametreleri.	83
Tablo 5.5. Simülasyon kurulum parametreleri.	84
Tablo 5.6. Güç katsayısı karşılaştırılması.	91
Tablo 5.7. Güç çıkışı karşılaştırılması.	92

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1. Rüzgar türbininin ana bileşenleri.....	7
Şekil 2.2. Kanat profili.....	9
Şekil 3.1. Rüzgar türbini etrafındaki kontrol hacmi.	13
Şekil 3.2. Rüzgar türbininden geçen hava akışının özellikleri.....	17
Şekil 3.3. Betz türbini çalışma parametreleri.....	18
Şekil 3.4. Rüzgar türbini kanadı üzerinde kanat elemanı teorisinin çizimi.	19
Şekil 3.5. Kanat elemanının hızları ve kuvvetleri (Sørensen ve ark, 2006).....	20
Şekil 3.6. Kanada etki eden rüzgar ve kuvvet vektörlerinin diyagramları.....	22
Şekil 3.7. $C_p - \lambda$ modern üç kanatlı türbin için performans eğrisi.	23
Şekil 3.8. NREL's S819 kanat profili.....	24
Şekil 3.9. NACA 63-415 kanat profili.	24
Şekil 3.10. Kanadın tork tahmini.	27
Şekil 3.11. Güç katsayısı - Uç hız oranı eğrisi.....	28
Şekil 3.12. Rüzgar türbinin güç çıkışı.....	29
Şekil 4.1. Richardson'ın "Tahmin Fabrikası".	32
Şekil 4.2. Duvar alanı profil şekli.	43
Şekil 4.3. Ön duvar bölgenin alt bölümleri.....	44
Şekil 4.4. Ana mesh elemanlar türleri.....	46
Şekil 4.5. En boy oranı hesaplaması.	49
Şekil 4.6. Kanat profil tipleri.	51
Şekil 4.7. Kanadın tam geometrisi.	51
Şekil 4.8. Kanadın CAD-3D modeli.	52
Şekil 4.9. 3D rüzgar türbini.	53
Şekil 4.10. Dış ve iç bölgeleri.....	54
Şekil 4.11. Sınır koşulları.....	55
Şekil 4.12. Space Claim'de tanımlanan bölgeler.	56
Şekil 4.13. Ansys Fluent Meshing adımları.....	56
Şekil 4.14. Sınır koşulları (a) ve rüzgar türbini (b) üzerinde oluşturulan mesh.....	58
Şekil 4.15. Kanat etrafındaki mesh görüntüsü.....	58
Şekil 4.16. Oluşturulan mesh'in skewness kalite değeri.....	59
Şekil 4.17. Oluşturulan mesh'in ortogonal kalite değeri.	59
Şekil 4.18. SD8000 hava profili.....	61
Şekil 4.19. Araştırmada deneysel tasarlanan rüzgar türbini.	61
Şekil 4.20. Design Modeler'de modellenen rüzgar türbini.....	62
Şekil 4.21. Deneysel araştırmaya benzer rüzgar tüneli.....	62
Şekil 4.22. Sınır koşulları.	64
Şekil 4.23. $C_p - TSR$ grafiği.	66
Şekil 4.24. 40 rad/s (sol) ve 80 rad/s (sağ) hızında hız vektörleri.	67
Şekil 4.25. 120 rad/s (sol) ve 160 rad/s (sağ) hızında hız vektörleri.	67
Şekil 4.26. 180 rad/s rüzgar hızında Y vektörü yönüne göre hız vektörleri.	68
Şekil 4.27. 40 rad/s (sol) ve 80 rad/s (sağ) hızında akış çizgileri.	68

Şekil 4.28. 120 rad/s (sol) ve 160 rad/s (sağ) hızında akış çizgileri.	69
Şekil 4.29. 180 rad/s hızında akış çizgileri.	69
Şekil 4.30. Kanadın 0,4 m, 40 rad/s (sol) ve 40 rad/s (sağ) açısai hızında kanat profili üzerindeki basınç dağılımı.	70
Şekil 4.31. Kanadın 0,4 m, 120 rad/s (sol) ve 160 rad/s (sağ) açısai hızında kanat profili üzerindeki basınç dağılımı.	70
Şekil 4.32. Kanadın 0,4 m ve 180 rad/s açısai hızında kanat profili üzerindeki basınç dağılımı.	71
Şekil 4.33. Rüzgar türbinin torku.	71
Şekil 4.34. BEM ve HAD sonuçlarına göre C_p -TSR eğrisi.	72
Şekil 4.35. BEM ve HAD sonuçlarına göre güç çıkışı eğrisi.	73
Şekil 5.1. Kanadın bölümleri.	76
Şekil 5.2. Hava akış yarığı uygulanan kanat profili.	77
Şekil 5.3. Modellenen sekiz kanat.	77
Şekil 5.4. 1. ve 2. simülasyonun hava akış yarıkların basınç dağılımı.	81
Şekil 5.5. 3. ve 4. simülasyonun hava akış yarıkların basınç dağılımı.	81
Şekil 5.6. 5. ve 6. simülasyonun hava akış yarıkların basınç dağılımı.	81
Şekil 5.7. 7. ve 8. simülasyonun hava akış yarıkların basınç dağılımı.	81
Şekil 5.8. 40 rad/s (sol) 80 rad/s (sağ) açısai hızında hız vektörleri.	84
Şekil 5.9. 120 rad/s (sol) 160 rad/s (sağ) açısai hızında hız vektörleri.	85
Şekil 5.10. 180 rad/s açısai hızında Y vektörü yönüne göre hız vektörleri.	85
Şekil 5.11. 40 rad/s açısai hızında kanat profilin üzerindeki akış çizgileri.	86
Şekil 5.12. 80 rad/s açısai hızında kanat profilin üzerindeki akış çizgileri.	86
Şekil 5.13. 120 rad/s açısai hızında kanat profilin üzerindeki akış çizgileri.	87
Şekil 5.14. 160 rad/s açısai hızında kanat profilin üzerindeki akış çizgileri.	87
Şekil 5.15. 180 rad/s açısai hızında kanat profilin üzerindeki akış çizgileri.	87
Şekil 5.16. 40 rad/s açısai hızında kanat profilin üzerindeki basınç dağılımı.	88
Şekil 5.17. 80 rad/s açısai hızında kanat profilin üzerindeki basınç dağılımı.	89
Şekil 5.18. 120 rad/s açısai hızında kanat profilin üzerindeki basınç dağılımı.	89
Şekil 5.19. 160 rad/s açısai hızında kanat profilin üzerindeki basınç dağılımı.	89
Şekil 5.20. 180 rad/s açısai hızında kanat profilin üzerindeki basınç dağılımı.	90
Şekil 5.21. Rüzgar türbinin torku.	90
Şekil 5.22. C_p -TSR eğrisi karşılaştırılması.	93
Şekil 5.23. Güç çıkışı karşılaştırılması.	94

YATAY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNİ KANAT PERFORMANSI ÜZERİNE HAVA AKIŞ YARIKLARININ ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Enerji üretim verimliliğini artırmak için araştırmacılar sürekli olarak rüzgar türbinlerinin aerodinamik özelliklerini iyileştirmeye odaklanıyor. Çalışmalar, kanatçıkların eklenmesiyle, kanat eğim açısının optimize edilmesiyle, rotor çapının artırılmasıyla, yüksek kaldırma-sürükleme oranlarına sahip kanat profillerinin kullanılmasıyla ve akıllı kontrol stratejilerinin uygulanmasıyla güç üretiminin artırılabilirliğini göstermiştir. Rüzgar türbinlerinin kanatlarındaki hava akış yarıkları kullanılarak güç katsayısı da artırılabilir. Yarıklık, kaldırma-sürükleme kuvvetlerini etkileyerek yatay eksenli rüzgar türbinleri (YERT) performansını önemli ölçüde artırabilir.

YERT için yarıkların aerodinamik performanslar üzerindeki olumlu etkilerini incelemek amacıyla bir tez araştırması yapıldı. Tez araştırması, YERT'in üzerindeki yarıklar etkileri araştırmak için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) modellemesini kullanan sayısal bir çalışmayı temsil etmektedir.

HAD sunduğu modelleri arasından uygun bir türbülans modelini seçmek için deneysel olarak bir rüzgar türbini tasarlayıp hava tüneline test edilmiş bir araştırma referans olarak alınarak validasyon yapıldı. Yu-Jen ve Shiah araştırmada uzunluğu 0,41 metre olan bir kanadı SD8000 hava profili kullanarak önce Kanat Elemanı Momentum teorisiyle hesaplayıp bir rüzgar türbini tasarlamışlar. Ayrıca, deneysel araştırmada tasarlanan rüzgar türbini bir hava tüneline test edildi. Sınır koşulları, 36,5 m uzunluğunda ve kesit boyutları 4x2,6 m'dir olan bir tüneldir. Araştırmada rüzgar türbininin hava tüneline performansına göre en yüksek C_p güç katsayısı 4 uç hız oranında yaklaşık 0,38 gösterdi. Validasyon simülasyonu için Ansys Fluent 21.0 kullanarak HAD sunan Standard k-epsilon, Standart ve SST k-omega, Transition SST türbülans modelleri ile steady-state analizleri yapılarak güç katsayısı değeri elde edildi. Rüzgar türbini deneysel testin ve sayısal analizin sonuçları TSR- C_p eğrisi aracılığıyla karşılaştırıldı. Deneysel sonuçlara en yakın Transition SST türbülans modeli oldu. 2 uç hız oranında deneysel sonuçlarla %5 hata farkı, 4 uç hız oranında hata oranı %4 ve 6 uç hız oranında hata oranı %3 oldu.

Araştırma için tasarlanan rüzgar türbini kanadı 0,65 m uzunluğunda olup, kökte NREL'in S819 hava profili, ana ve uçta NACA 63-415 hava profili kullanıldı. Kord uzunluğu ve hücum açısı Kanat Elemanı Momentumu teorisi ile belirlendi. Araştırma, kanat yüzeyinde 0,35 m ve 0,45 m'ye konumlandırılmış, 1 mm ila 1,5 mm arasında değişen hava akış yarıkları genişliklerine sahip, 120^0 ve 140^0 eğimlerde 1 veya 2 hava akış yarığı içeren sekiz kanadın modellenmiş ve simüle edilmiş rüzgar türbininin yapımını kapsamaktadır. Optimum hava akış yarığın boyutunu bulmak için Response Surface Optimization yöntemi kullanıldı. Steady-state analiz türü için ve transition SST türbülans modeli kullanıldı. 12 m/s ve 6,5 uç hız oranında elde edilen sonuçlar, 1,5 mm genişliğe ve 120^0 açısında kanadın 0,35 m konumunda yerleşen tek yarıklı kanadın güç katsayısı diğer yarıklı kanatları arasında en yüksek olduğunu gösterdi.

Ayrıca, yarıklı olmayan ve yarıklı kanatlar 12 m/s rüzgar hızında ve 40, 80, 120, 160 ve 180 rad/s açısal hızlarında zamana bağlı analizleri yapıldı.

120 rad/s açısal hızında yarıklı olmayan kanadın üzerindeki oluşan girdapların yüzünden kanat stall durumuna ve kendi maksimum verimliliğine ulaştığını gösterirse, yarıklı kanat ise yarıklı sayesinde stall durumu geciktirilip 160 rad/s açısal hızında girdığı tespit edildi. BEM teorisine göre, yarıklı ve yarıklı olmayan kanatların HAD analizlerine göre güç katsayısı sonuçları karşılaştırıldı. 2,17 uç hız oranında BEM teorisi güç katsayısının 0,03 öngörürken, yarıklı olmayan (HAD) ve yarıklı kanatlar 0,024 ve 0,022 bir sonuç verdi. 3 ve 4 uç hız oranlarında BEM teorisindeki kanat ve yarıklı olmayan kanat yarıklı kanattan daha yüksek güç katsayısını gösterdiği öğrenildi. Fakat, 5 ve 8 uç hız oranları arasında yarıklı kanat 0,313, yarıklı olmayan kanat 0,303 ve BEM kanadı 0,321 olmak üzere yarıklı kanadımız daha iyi performans gösterdiğini öğrendik. Uç hız oranı daha fazla artınca yarıklı kanat avantajını kaybederek en az güç katsayısına sahip olduğu tespit edildi.

Güç katsayısı – uç hız oranı eğrilerinden hava akış yarığı sayesinde kanadın yüksek uç hız oranlarında yarıklı olmayan kanattan daha iyi bir performansı gösterdiği ve stall durumu geciktirdiği tespit edildi. Bu bulgular, iyi tasarlanmış hava akış yarıklarının yatay eksenli rüzgar türbinlerinin aerodinamik verimliliği üzerinde yaratabileceği önemli olumlu etkinin altını çizmektedir.

POWER CONVERSION ENHANCEMENT IN A HORIZONTAL AXIS WIND TURBINE USING SPLIT BLADES

SUMMARY

In order to increase energy production efficiency, researchers are constantly focusing on improving the aerodynamic properties of wind turbines. Studies have shown that power production can be increased by adding bladelets, optimizing the blade pitch angle, increasing the rotor diameter, using airfoils with high lift-to-drag ratios, and implementing intelligent control strategies. The power coefficient can also be increased by using air flow splits on the blades of wind turbines. The split can significantly increase horizontal axis wind turbine's (HAWT) blade performances by affecting lift-drag forces.

This research was conducted for HAWT to examine the positive effects of splits on aerodynamic performances. The thesis research represents a numerical study using computational fluid dynamics (CFD) modeling to investigate the effects of splits on the HAWT.

In order to select a suitable turbulence model among the models offered by CFD, research that experimentally designed a wind turbine and tested it in an air tunnel was envisaged to be used as a reference. In their study, Yu-Jen and Shiah designed a wind turbine by first calculating a blade with a length of 0.41 meters using the SD8000 airfoil with the Blade Element Momentum (BEM) theory. Additionally, the wind turbine designed in the experimental research was tested in an air tunnel. The domain is 36.5 m long and has cross-sectional dimensions of 4x2.6 m. In the research, according to the performance of the wind turbine in the air tunnel, the highest C_p power coefficient showed approximately 0.38 at a tip speed rate of 4.

For the validation, the experimental wind turbine blade was modelled using Ansys Design Modeler with cord length and angle of attack parameters. Outer and inner boundary conditions were determined with the same parameters of the wind tunnel in experimental research. Curvature and proximity parameters were used to create a decent quality of mesh. The mesh's skewness quality parameter was 0.90 and its orthogonal quality value was 0.15, which met the requirements of the acceptable range values. Pressure-based analysis was performed to facilitate comprehensive investigation of aerodynamic properties in the simulation. The setup had fluid properties such as air density of $1,225 \text{ kg/m}^{-3}$ and dynamic viscosity of $1,8889 \times 10^{-5} \text{ kg/m}^* \text{ s}$. Inlet boundary condition: velocity-inlet, wind speed 12 m/s, angular speed 40, 80, 120, 160, 180 rad/s and turbulence density was calculated according to the wind speed. Output boundary condition: pressure-outlet. For the simulation, the convergence criteria were 10^{-4} , which determined whether the solution was considered sufficiently accurate. Steady-state simulation type was created for 4 different turbulence models.

For the simulation, power coefficient value was obtained with Standard k-epsilon, Standard and SST k-omega, Transition SST turbulence models offering CFD using

Ansys Fluent 21.0. The results of the wind turbine experimental test and numerical analysis were compared through the TSR-Cp curve. The Transition SST turbulence model was the closest to the experimental results. Experimental results showed a 5% error difference at 2 tip speed ratios, 4% error rate at 4 tip speed ratio, and 3% error rate at 6 tip speed ratios.

The wind turbine blade designed for the research is 0,65 m long, and the origin of the blade was made from the thicker NREL S819 airfoil. This root transitioned to the NACA 63-415 airfoil. Cord length and angle of attack were determined by Blade Element Momentum theory. The boundary conditions, the outer and inner regions, have a cylindrical shape with a radius equal to six times and twice the blade radius, respectively. Furthermore, the outer region had a length equal to eleven times the blade radius along the upwind and fifteen times the upwind direction, while the inner region had a length equal to 1,5 times for both the upwind and upwind directions, respectively. Wind tunnel regions were extracted by wind turbine using the Boolean process in Design Modeler. The polyhedral mesh type was created using Ansys Fluent. A mesh of 1 520 540 elements was created with 7 prism layers. The skewness parameter of the mesh was 0.84 and the orthogonal parameter was 0.15.

The designed wind turbine was tested with sliding mesh analyses. The simulation was performed using the Transition SST turbulence model. SIMPLEC method was chosen as the solution mechanism. The tolerance value for convergence criteria was determined as 10^{-4} . Experiments were carried out for five angular velocities: 40 rad/s, 80 rad/s, 120 rad/s, 160 rad/s and 180 rad/s at a wind speed of 12 m/s. The results were compared according to the BEM theory of the wind turbine and CFD analysis. Accordingly, while BEM theory predicted a power coefficient of 0,028 at a tip speed ratio of 2,17, CFD simulations gave a result of 0,024 with an error difference of 15.88%. When the tip speed ratio increased to 4 and above, the power coefficients according to both BEM and CFD increased, which showed that the efficiency increased with the higher tip speed ratio. In general, BEM theory predicted higher power coefficients compared to CFD simulations. This suggests that the theoretical model may be overestimating turbine performance under these conditions. However, at tip speed ratios of 4.30 and 6.50, BEM theory predicted the power coefficients slightly better, with an error difference of 4.81% and 3.21% compared to the CFD results. Error differences between BEM and CFD results indicate inconsistencies in the predictions. The highest error tip velocity rate was observed at 2.17 m/s and the error difference reached 15.88%.

Ansys Design Modeler was used to apply the air flow splits on the blade. To eliminate complexity when applying air flow splits, the entire blade was divided into sections. Airflow splits were applied to only two sections (4-5) of the blade, because the width of the splits in sections 1-3 varies due to different parameters of the angle of attack, and in section 6 the splits cannot be applied due to the thickness of the blade. The width of the air flow splits was made between 1 and 1,5 mm. The split angle varies with different percentage of the cord length. Mohammad and Nahmkeon (2020) investigated the constant split angle at 40% and 90% of the cord length. In our study, the split angle was varied between 60% and 70% of the chord length in the upper part of the airfoil, while the lower part was fixed at 80% in of the airfoil. In other words, the split angle was considered as 120° and 140° . To verify the effects of air flow splits on the power coefficient of the wind turbine, we also increased the number of splits to two. In total, eight blades were modeled.

Ansys Response Surface Optimization (RSO) application was used to find an optimum pattern of airflow splits. In RSO, four input parameters angle, thickness, position, and number of splits and one output power coefficient parameter were selected. Additionally, 2 levels were selected based on the parameters we chose.

The research modeled and simulated wind gusts of eight blades containing 1 or 2 airflow splits at angles of 120° and 140° , with airflow split widths ranging from 1 mm to 1.5 mm, positioned at 0.35 m and 0.45 m on the blade surface. Steady-state and transition SST turbulence models were used for Moving Reference Frame calculation.

The results obtained at 12 m/s and 6,5 tip speed ratio showed that the power coefficient of the single-split blade with a width of 1.5 mm and an angle of 120° , located at the 0,30 m position of the blade, showed the highest power coefficient among all split blades.

From the simulation results, it was seen that the number and width of the airflow splits affected the change of pressure at the rear of the blade. According to the power coefficient data obtained, the single-split blade has a higher power coefficient than the two-split blade. Additionally, the 1.5 mm width split showed a higher power coefficient than the 1 mm wide split.

The same simulation conditions for the wind turbine with a non-split blade were applied to the split blade. The setup has fluid properties such as air density of 1.23 kg/m^{-3} and dynamic viscosity of $1.89 \times 10^{-5} \text{ kg/m*s}$. A transient sliding-mesh simulation type was performed with the Transition SST turbulence model at 12 m/s wind speeds. For the simulation, the convergence criteria were 10^{-4} , which determines whether the solution is considered sufficiently accurate. Angular velocities were changed to 40, 80, 120, 160 and 180 rad/s.

If it shows that the blade reached a stall state due to the vortices formed on the blade without a split at an angular speed of 120 rad/s and reached its maximum efficiency, our blade with a split showed that the stall state was delayed thanks to the split and enters at an angular speed of 160 rad/s. According to BEM theory, power coefficient results of split blade and non-split blades were compared according to CFD analysis. At a tip speed ratio of 2.17, BEM theory predicted a power coefficient of 0,03, while non-split and split blade gave 0.024 and 0.022, respectively. Also, at tip speed ratios 3 and 4, the blade in BEM theory and the non-split blade showed higher power coefficient than the split blade. However, we learned that between tip speed ratios 5 and 8, our split blade performed better with 0.313 power coefficient, while the non-split-blade had 0,303, and the BEM blade 0.321. As the tip speed ratio increased, the split blade lost its advantage and had the lowest power coefficient.

From the power coefficient - tip speed ratio curves, it was determined that the blade with the airflow split would perform better than the blade without the split at 6 and 9 tip speed ratios.

As a result of comparing the power output results of the wind turbine in BEM and CFD, it was seen from the data that at 5 m/s low wind speed, the BEM blade had a power output of 33.03 W and the non-split blade had a power output of 29.98 W, while the split blade had more power output by 31.50 W. This trend appeared at all wind speeds. The biggest difference in terms of the power output of the blades was detected at wind speeds of 12 m/s and 15 m/s. If the non-split blade could produce 414,43 W energy at a wind speed of 12 m/s, the split blade can produce 435,50 W energy, an

increase of 5,08%. Also, it was learned that at a wind speed of 15 m/s, the split blade could produce 41,16 W more energy than the non-split blade.

The differences between the power output results of non-split and split blade can indicate that the airflow split can produce more energy at higher wind speeds.

1. GİRİŞ

Dünya, iklim değışikliği, kirlilik ve fosil yakıtların azalan mevcudiyeti ile ilgili ciddi zorluklarla karşı karşıya kalırken, sürdürülebilir ve yenilenebilir enerji kaynakları arayışı çok önemli hale geldi. Çeşitli alternatifler arasında rüzgâr enerjisi, daha temiz ve daha yeşil bir geleceğe doğru küresel geçişte çok önemli bir oyuncu olarak ortaya çıkmıştır. Rüzgârın gücünden yararlanan bu yenilenebilir enerji türü, sera gazı emisyonlarını azaltmanın ötesine geçen çok sayıda fayda sunar. Rüzgâr enerjisinin en önemli avantajlarından biri çevresel faydalarıdır. Fosil yakıtların aksine, rüzgâr enerjisi üretimi doğrudan zararlı kirlenici ve sera gazı emisyonu üretmez. Geleneksel enerji kaynaklarını rüzgâr enerjisiyle değıştirerek, hava kirliliğini önemli ölçüde azaltabilir, iklim değışikliğini hafifletebilir ve hem insan popülasyonlarının hem de ekosistemlerin sağlığını ve esenliğini koruyabiliriz. Rüzgâr enerjisinin kullanılması, değerli doğal kaynakların korunmasına yardımcı olur ve geleneksel enerji üretimiyle ilişkili ekolojik ayak izini azaltarak biyoçeşitliliği korur.

Rüzgâr enerjisi güç kurulumu trendi, son on yılda sürekli olarak yükselişte olmuştur. Dünyanın dört bir yanındaki ülkeler, rüzgâr enerjisinin potansiyelini giderek daha fazla fark ediyor ve gelişimine yatırım yapıyor. Rüzgar enerjisi kurulu gücü hem karada hem de denizde önemli bir artış eğilimi göstermiştir. Bu artan eğilim, yenilenebilir enerji kaynaklarına geçiş ve fosil yakıtlara bağımlılığın azaltılmasına yönelik küresel taahhüdün bir kanıtıdır. Küresel olarak, 2022'de elektrik şebekelerine 77,6 GW'lık yeni rüzgâr enerjisi kapasitesi bağlandı ve toplam kurulu rüzgar gücü kapasitesi, 2021'e kıyasla %9'luk bir artışla 906 GW'a ulaştı (Global Wind Report, 2023). Ayrıca Küresel Rüzgâr Enerjisi Konseyine göre, yeni rüzgâr enerjisi tesislerinin 2023'te 100 GW'ı aşmasını ve mevcut politikalar kapsamında önümüzdeki beş yıl içinde 680 GW yeni kapasitenin eklenmesini bekliyor. Bu, 2027 yılına kadar her yıl 136 GW'den fazla yeni kurulumu eşittir.

1.1. Tezin Amacı

Tez araştırması, hava akış yarıklarının yatay eksenli rüzgâr türbini kanatlarının performansı üzerindeki etkisini analiz etmek için yapılacaktır. Birincil amaç, yarık

sayısını, yarık konumunu, genişliği ve eğimini gibi değişen parametrelerinin yatay eksenli rüzgâr türbini kanatlarının performans özellikleri üzerindeki etkisini araştırmaktır.

Araştırma, Kanat Elemanı Momentumu teorisini kullanarak 0,65 metre uzunluğunda yatay eksenli bir rüzgâr türbininin tasarımını içermektedir. NREL S819 profili kökte, NACA 63-415 profili ise kanadın orta ve uç kısımlarında kullanılacaktır. Bu tasarım, hava akış yarıklarının uygulanmasından kaynaklanan performans artışının araştırılması için temel oluşturacaktır.

Yarıkların kanat performansı üzerindeki etkisini değerlendirmek için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) simülasyonları yapılacaktır. Simülasyonlar, kanat yüzeyi boyunca yarıkların sayısını, konumunu ve açısını değiştirerek farklı yarık konfigürasyonlarını dikkate alacaktır. HAD simülasyonları, yarıkların neden olduğu aerodinamik performanstaki değişiklikler hakkında değerli bilgiler sağlayacaktır.

Performans iyileştirmesini en üst düzeye çıkararak en uygun yarık tasarımını belirlemek için Response Optimization Surface (RSO) metodolojisi kullanılacaktır. Bu yaklaşım, yarık özelliklerinin en etkili kombinasyonunu belirlemek için parametre alanının sistematik olarak araştırılmasına olanak sağlayacaktır.

En uygun yarık tasarımının belirlenmesinin ardından, bulguları doğrulamak ve sonuçların doğruluğunu sağlamak için doğrulama çalışmaları yapılacaktır.

Analiz ve simülasyonlar, kapsamlı aerodinamik çalışmalar yürütmek için yaygın olarak kullanılan ve güvenilir bir araç olan Ansys HAD yazılımı kullanılarak gerçekleştirilecektir.

Bu araştırmayı yürüterek, hava akış yarıklarının yatay eksenli rüzgâr türbini kanatlarının performansı üzerindeki etkisinin anlaşılmasına katkıda bulunmayı amaçlamaktadır. Bulgular, rüzgâr türbini kanatlarının tasarım optimizasyonu hakkında değerli bilgiler sağlayacak ve potansiyel olarak rüzgâr enerjisi uygulamalarında verimliliğin artmasına ve enerji üretiminin artmasına yol açacaktır.

1.2. Literatür Araştırması

Rüzgâr türbini kanatlarındaki yarıkların etkinliği, rüzgâr türbinlerinin aerodinamik performansını ve verimliliğini artırma potansiyelleri nedeniyle son araştırmalarda önemli ilgi görmüştür. Literatür incelemesinde, yarıkların kaldırma kuvvetini

arttırmada, sürtünmeyi azaltmada, akış ayrımını geciktirmede ve genel türbin performansını iyileştirmede etkinliğinin araştırıldığı tespit edilmiştir.

Saman ve ark. (2018), genel aerodinamik performans üzerindeki etkisini incelemek için, dar açıklıklı dikdörtgen bir hava akış yarığı tanımlanmış ve kanat profilinin ön kenarının yakınında uygulanmıştır. Bu yarık kanat profilinin ön kenarının civarından başlar ve hafif bir dönüş yaptıktan sonra kanat profilinin basınç tarafından çıkar. Kanat profilin uzunluğu 1 m ve 1,6 milyon Reynolds sayısına sahip. HAD analizlerin sonucunda $L1/c=80$, $h/c=5,5$, $w/c = 0,5\%$, $\beta_1 = 2^\circ$ ve $\beta_2 = 25^\circ$ parametrelere sahip olan yarıkta kaldırma katsayısında %30 kadar büyük bir iyileşme gözlemlendi.

Riyadh B ve ark. (2016) araştırmasında yarık genişliğini (Y) kord uzunluğunun %1,0-2,5 arasında ve yarık eğimini (ψ) 60 ve 75 derece arasında değiştirilerek etkisini incelemişler. Ayrıca, kanat profili için farklı hücum açıları (20° , 19° , 18° , 17° , 16° ve 15°) analiz yapılmış. Maksimum süzülme oranı (glide ratio) artışı yarık genişliği $Y=2.5$ değerinde görüldü ve bu 16° , 18° ve 20° hücum açıları sırasıyla %10,13, %20,88 ve %25,72 oldu.

Mohammad ve Nahmkeon (2020) araştırması, yarığın konumunun etkileri, NREL Phase VI kanadının ve orijinal kanadın beş farklı yarık versiyonunun HAD simülasyonları kullanılarak araştırılmıştır. HAD modelleri, farklı uç hızı oranlarında (TSR'ler) transient simülasyonlar olarak çözüldü. Kanadın kökten uca kadar yapılan yarıklı kanat, 3,5'in altındaki uç hız oranlarında yarık olmayan kanattan daha yüksek güç ürettiğini gösterdi. Ayrıca, bu stall ayarlı rüzgar türbini için, yüksek rüzgarlarda ve özellikle stall durumunda, yarığın kanat kökünden kanat ucuna kadar uzandığı bir kanadın, yarık olmayan kanada göre önemli ölçüde daha yüksek güç ürettiği gözlemlenmiştir.

Het B. Ve ark. (2023), geniş bir hücum açısı aralığında yarığın kanat profilinin kaldırma ve sürükleme katsayıları (C_l ve C_d) üzerindeki etkisini incelemek için DU-99-W-405 kanat profili geometrisine yeni bir yarık tasarımı eklenmiştir. Sayısal simülasyon için kord boyunca yarığın beş farklı konumu (yarık 1, 2, 3, 4 ve 5) dikkate alınır. Yarık 1 ve 5, kanat profilinin ön ve arka kenarlarına yakındır. Diğer yarıklar bunların arasında tutulur. Tüm oluklu konfigürasyonlar için C_l ve C_d değerleri hesaplandı ve sonuçlar hücum açısına göre çizildi. Slot 2 konfigürasyonu için optimum

C_l , C_d ve C_l/C_d değerleri elde edilir ve buna karşılık gelen %68,8, %36,9 ve %116'lık iyileştirme sağlanır.

2. RÜZGÂR TÜRİNLERİ

Rüzgâr türbinleri, rüzgar akışının enerjisini mekanik veya elektrik enerjisine çeviren türbinlere denir. Rüzgâr türbinleri yenilenebilir enerji sistemlerinde en yaygın kullanılan bir teknolojidir. Bunun sebebi rüzgâr türbinlerin diğer yenilenebilir enerji kaynaklara göre daha çok elektrik enerjisi üretme kapasitesi ve daha yüksek güç katsayısına sahip olması.

2.1. Rüzgâr Türbinlerin Tarihi

Rotor kanatlarına sahip ilk rüzgâr türbinlerin geliştirilmesi yaklaşık 80 yıl önce başladı. 1939 yılında Alman mühendisleri Kleinhenz ve Honnef ve Amerikalı Smith şirketi için çalışan Palmer Putnam'ın tarafından elektrik enerjisini ilk üreten rüzgâr türbini tasarlandı. Rüzgâr türbini 53 metre çapında ve 1250 kW güce sahiptir.

1950'lerin başında, Alman inşaat şirketi Allgaier 6 kilovat (kW) ila 10 kW güç değerlerine sahip küçük ölçekli jeneratörleri kamu şebekesinden uzakta bulunan çiftliklere elektrik sağlamak için seri üretti.

1970'lerde yakıt krizi nedeniyle büyük megavat sınıfı rüzgâr türbinleri ortaya çıkmaya başladı. ABD, İsveç ve Almanya başta olmak üzere 2,5 megavat (MW) nominal güçlü ve 91 metre rotor çaplı Amerikan MOD-2, 61 metre İsveç-Amerikan 4 MW WTS-4, İsveç 3 MW WTS-75 AEOLUS ve 100 metre rotor çapına ve 100 metre göbek yüksekliğine sahip Alman 3 MW GROWIAN gibi büyük megavat güce sahip rüzgar türbinleri üretildi.

1980'lerde ABD'nin Kaliforniya eyaleti rüzgarla üretilen gücün şebekeye büyük ölçekte enerji sağlamak için büyük rüzgâr türbinleri kullanmaya başladı. Avrupa ülkeleri Danimarka, Hollanda ve Almanya gibi ülkeler de rüzgâr türbinleri şebekeye bağlamak konusunda çalıştı. Başlangıçta 50 kW'lık türbinler, kademeli olarak megavat aralıklarına kadar ölçeklendirildi. Bütün bu çalışmalar rüzgâr türbinlerin büyük oranda üretilmesine ve performansta genişlemesine yol açtı (Li Zhang, 2023).

2.2. Rüzgâr Türbinlerin Sınıflandırılması

Rüzgâr türbinleri tasarımına, boyutuna ve uygulamasına ve başka da çeşitli faktörlere göre sınıflandırılabilir. Fakat rüzgâr türbinlerine dair bir fikir oluşması için ortak sınıflandırmaları vardır.

Rüzgâr türbinlerin boyutuna göre küçük, orta ve büyük olarak sınıflandırılır (Ramachandran ve ark., 2017):

1. Küçük rüzgar türbinleri genelde 100 kW'tan az kapasiteye sahip ve çoğunlukla çiftlik veya küçük ölçekli ticari yerler için kullanılır.
2. Orta rüzgar türbinleri 100 kW ila 1 MW arasında değişen kapasiteye sahiptir ve kırsal alanlarda kullanılır.
3. Büyük rüzgâr türbinleri 1 MW'tan fazla kapasite sahiptir ve ticari elektrik üretimi için şebeke ölçekli rüzgar santrallerinde kullanılır.

Tasarıma göre:

1. Yatay Eksenli Rüzgâr Türbinleri, rotoru yer yüzüne paralel mili olan en çok kullanılan rüzgar türbin türüdür. Rotor kanatları rüzgâr yönüne dik olarak döner.
2. Dikey Eksenli Rüzgâr Türbinleri, dikey bir rotor mili vardır ve rotor kanatları dikey bir eksen etrafında döner. Rüzgârı herhangi bir yönden yakalayabilirler.

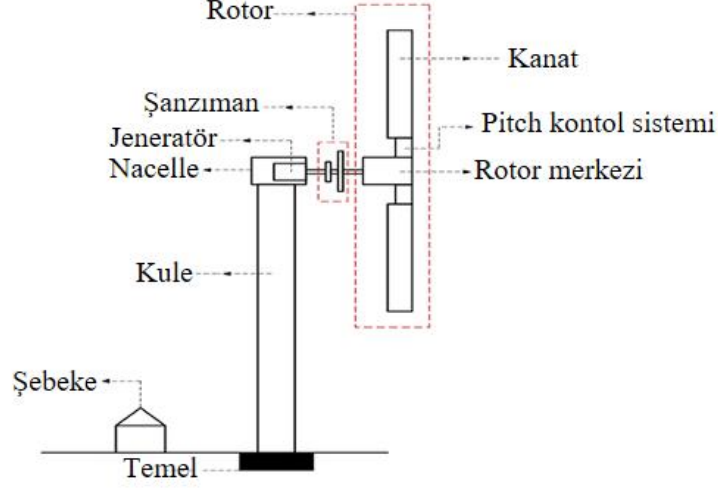
Yerleştirildiği konuma göre:

1. Kara üstü Rüzgâr Türbinleri: Bu türbinler karada kurulur ve dünya çapında en yaygın olan tiptir. Tipik olarak daha büyüktürler ve açık alanlarda veya kıyı şeritlerinin yakınında rüzgâr kaynaklarından yararlanmak için tasarlanmıştır.
2. Deniz üstü Rüzgâr Türbinleri: Açık deniz türbinleri, genellikle kıyı bölgelerinde veya denizin daha uzak kısımlarında su kütlelerine kurulur. Sert deniz ortamlarına dayanacak şekilde tasarlanmışlardır ve genellikle daha güçlü açık deniz rüzgarlarından yararlanmak için daha büyük kapasitelere sahiptirler.

2.3. Yatay Eksenli Rüzgâr Türbininin Ana Bileşenleri

Yatay eksenli rüzgâr türbini, rüzgar enerjisini yakalayarak onu elektrik enerjisine dönüştürmek için birlikte çalışan birçok temel bileşenden oluşur. Bu bileşenler,

rüzgârın gücünü kullanmak ve onu kullanılabilir elektriğe dönüştürmek için birlikte çalışır. Şekil 2.1’de rüzgar türbinin tüm bileşenleri gösterildi (Yu-Jen, 2016).



Şekil 2.1. Rüzgar türbininin ana bileşenleri.

Rotor, rüzgâr türbininin göze görünen kısımlarından biri. Rüzgârın taşıdığı kinetik enerjisini verimli bir şekilde yakalamak için tasarlanan, genelde iki veya daha fazla kanat içerir. En yaygın olarak uç kanatlı rüzgar türbinleri. Kanatlar tipik olarak hafif ve dayanıklı malzemelerden cam elyafı veya karbon elyaf takviyeli kompozitlerden yapılır. Rotor, dönme hareketini ana mile aktaran göbeğe bağlıdır.

Nacelle, kulenin üstünde yerleştirilen bir konut yapısıdır. Kontrol sistemleri, jeneratör ve şanzıman dahil olmak üzere rüzgâr türbininin önemli bileşenlerini içerir. Ayrıca, bu bölüm bakım ve onarım faaliyetleri için koruma sağlayan bir platform görevi görür. Enerji dönüşümünü optimize etmek ve rüzgâr direncini en aza indirmek için aerodinamik olarak tasarlanmıştır.

Kule, makine dairesini ve rotoru belirli bir yükseklikte destekleyen bir yapıdır. Mukavemet ve stabiliteyi sağlamak amacıyla genelde çelik veya betondan yapılır. Rüzgâr türbinin kurulduğu sahadaki rüzgar kaynağına göre belirlenir ve böylece daha güçlü ve daha hızlı rüzgara erişim sağlar. Makine dairesi gibi, küle de rüzgâr türbinin bakımı ve servisi için erişim sistemleri içerir.

Jeneratör, rotora bağlı ve etkisinden dönen milden gelen mekanik enerjiyi elektrik enerjisine çeviren önemli bir bileşendir. Yatay eksenli rüzgâr türbininde genellikle asenkron jeneratörler veya kalıcı mıknatıs jeneratörler kullanılır. Bu jeneratörler,

şebekeye bağlandıktan uygun bir voltaj ve frekansa dönüştürülen alternatif akım (AC) üretir.

Şanzıman, rotorun dönme hızını jeneratörün dönme hızına eşleştirmek için kullanılan ve türbinin verimliliğini optimize eden bir bileşendir. Ayrıca, rotorun dönüş hızını artırmak için bir dişli kutusunu da içerir.

Kontrol sistemi, rüzgâr türbininin güvenli ve verimli çalışmasını sağlamada çok önemli bir rol oynar. Sistem farklı sensörler ve kontrolörler kullanarak rüzgâr hızı, rotor hızı ve güç çıkışı gibi çeşitli parametreleri takip eder. Aynı zamanda, türbini aşırı kuvvetli rüzgâr koşullarından korumak ve güç üretimini optimize etmek için kanat eğim açısını ve sapma sistemini ayarlar.

Temel, rüzgâr türbinini zemine sabitleyen temel yapıdır. Rüzgâr yükleri ve titreşimler gibi rüzgar türbine etki eden kuvvetlere dayanmak için destek ve stabilite sağlar. Toprak koşullarına ve türbin boyutuna bağlı olarak sığ beton temelleri veya derin kazıklı temelleri inşa edilebilir.

2.4. Rüzgar Türbininin Kanat Sayıları

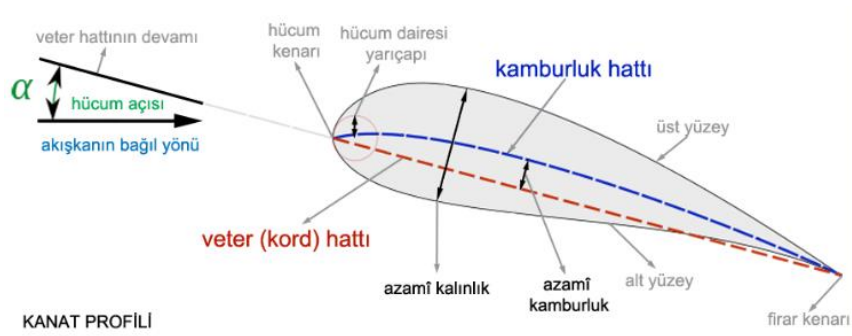
Yatay eksenli rüzgâr türbinlerinde kanat sayısının onun performansına etkisi birçok araştırmaların konusu olmuştur. Genellikle, yatay eksenli rüzgar türbinleri iki ya da üç kanatlı olarak üretilmektedir. Buna rağmen bilim adamları türbinin kanat sayılarının performans üzerindeki etkilerini araştırmaya devam etmektedir. YERT'in kanat sayısı onun güç üretimini, aerodinamik performansını ve yapısal dinamiğini gibi birçok yönden etkiler. Kanat sayısının artması rüzgar türbininin torkun artmasına ve daha iyi güç çıkışına neden olur (Andi ve ark, 2020). Ayrıca, bu rüzgar türbininin çalışmasında stabiliteyi artırır ve yorulma yüklerinin azalmasına neden olabilir. Fakat, kanat sayısının artması üretim ve bakım maliyetlerini yükseltir.

İki kanatlı YERT'in üretim maliyetinin düşük olması ve ağırlığının daha hafif olması gibi avantajları vardır. İki kanatlı rüzgar türbini belirli bir çalışma alanının sınırlı olduğunda ve rüzgar hızının düşük olduğunda uygundur. Buna karşı, üç kanatlı türbinler yüksek rüzgar hızlarında daha iyi performans gösterdiğinden ve aerodinamik verimlilik açısından daha gelişmiş olduğundan çoğunluğun tercihi olmuştur (İslam, 2013).

Bugüne kadar araştırmacılar dört ve daha fazla kanatlı rüzgar türbinlerin üzerinde de araştırmalar yaptı. Dört ve beş kanatlı rüzgar türbinleri daha fazla rüzgar enerjisini yakalar ve bazı aerodinamik koşullar altında daha çok güç üretebilir. Mesela, beş kanatlı rüzgar türbini düşük rüzgar hızı durumlarında üç kanatlı rüzgar türbine göre %25 daha yüksek güç performansını gösterir (Porto ve ark, 2022). Buna rağmen, bu tür rüzgar türbinlerin ağırlık artması ve üretim karmaşıklığı gibi zorlukları vardır. Bu çalışmalar gelecekte rüzgar türbinler tasarımlarını bilgilendirebilir ve güç performansı arttırmasında katkı sağlayabilirler.

2.5. Kanat Profili

Kanat profili, rüzgar enerjisini mekanik enerjiye dönüşümünde çok önemlidir. Kanat profili rüzgar türbinin kinetik enerjiyi verimli bir şekilde kullanması amacıyla tasarlanır. Tasarım aşamasındaki amaç kaldırma kuvvetini arttırmak ve direnç kuvvetini en aza indirmektir.



Şekil 2.2. Kanat profili.

Şekil 2.2 kanat profilin kord uzunluğunu, kord çizgisi boyunca kanat profilinin hücum ve firar kenarlarını göstermektedir. Kanadın üst ve alt arasındaki mesafe hava profilin kalınlığıdır. Kalınlık yapısal bütünlüğü ve aerodinamik özellikleri etkiler. Kamber, kanadın kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerini etkileyen ve performansı optimize etmekte önemli rol oynar. Ayrıca, kanat profilinin kord çizgisi ile karşıdan gelen rüzgar yönü arasındaki açıya hücum açısı denir. Kord uzunluğu boyunca kanat profili kalınlığının dağılımı, kanattan geçen rüzgarın basınç dağılımını etkiler. Kanadın firar kenarı özelliği türbülansın ve girdapların oluşmasını etkileyebilir. Kanadın aerodinamik performansını ve gürültü oluşumunu etkilemek amacıyla firar kenarı kare ya da yuvarlak bir şekilde yapar.

Bugüne kadar rüzgar türbin tasarımı için çeşitli kanat profilleri tasarlandı. Kanat tasarımının belirli bir aerodinamik performans özelliklerine ve tasarlanacak olan rüzgar türbinin şartlarına uygun olarak seçilmektedir.

Ulusak Havacılık Danışma Komitesi tarafından geliştirilen NACA serisi uçak kanadı tasarımında yaygın kullanılan bir kanat profilidir. Bunun bir sebebi, NACA kanat serisinin birçok kapsamlı testlerden geçmesi ve iyice belgelenmesidir. “NACA” kelimesinden sonra bir dizi rakam yazılır. Bu rakam, kanat profilinin kalınlığını, kamberi ve şekli gibi özelliklerini ifade eder. Mesela, NACA 2412, kord uzunluğunun %40’nda kamberin maksimum %2 olması ve kanat profilinin maksimum kalınlığı %12 olması anlamına gelir (Stanford, 2013).

Kanat profillerin diğer bir çeşidi Ulusal Yenilenebilir Enerji Laboratuvarı (NREL) tarafından rüzgar türbinleri için geliştirilen NREL kanat profili dizisidir. NREL’in kanat profilleri yüksek kaldırma-sürükleme oranları ve geliştirilmiş stall özellikleri sağlamak amacıyla tasarlandı (Tangler ve Somers, 1995).

DU serisi kanat profilleri, Hollanda’nın Delft Teknoloji Üniversitesi tarafından rüzgar türbin kanadı için geliştirilmiş bir kanat profili şekiller ailesidir. Bu kanat profilleri, rüzgar türbini kanatlarının aerodinamik verimliliğini, stall davranışını ve gürültü emisyonunu iyileştirmek için tasarlanmıştır (Timmer ve Van, 2003).

2.6. Reynolds Sayısı

Reynolds sayısı (Re), belirli bir objenin etrafında veya bir sıvı içindeki akış rejimini karakterize etmek için sıvı dinamiğinde kullanılan boyutsuz bir parametredir. 19. yüzyılın sonunda İngiliz mühendisi ve fizikçi Osborne Reynolds tarafından ilk kez tanıtıldı.

Reynolds sayısı, eylemsizlik kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki denklemi ile hesaplanır (Mosetti, 2014):

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.1)$$

burada, ρ – akışkan yoğunluğu, V – akışkan hızı, D – boru çapı, μ – akışkan dinamiği.

Reynolds sayısı, bir objenin etrafındaki akış davranışını ve akış türünü belirlemek için kullanılan bir parametredir. Yani, akışın laminer ya da türbülanslı olduğunu tahmin etmek için yardımcı eder. Laminer akıştaki sıvı, paralel katmanlarda az karışma ve

bozulma ile düzgün hareket eder. Genelde, laminar akışın Reynolds sayısı düşük hızlarda ve küçük uygulamalarda gerçekleşip 2000'i aşmaz. Türbülanslı akış ise tam tersi, daha yüksek 2000'in üzerindedir. Bu tür akış, girdaplar oluşturup karıştırmayı ve enerji dağılımını arttırarak kaotik bir şekilde hareket eder. Genellikle, akışın hızı yüksek veya geometrinin karmaşık olduğunda oluşur.

3. YATAY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNİ HESAPLAMA YÖNTEMİ

3.1. Betz Limiti ve Momentum Teorisi

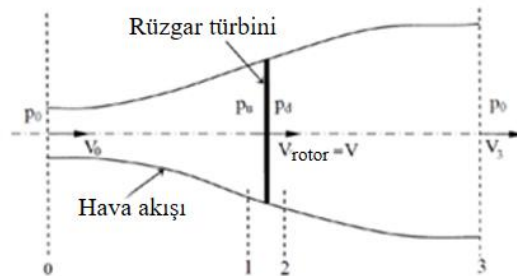
1919 yılında Alman fizikçi Albert Betz “hidrolik rüzgar türbinin” elde edilebilecek maksimum enerjiyi belirleyen bir değeri keşfetti. Albert Betz’in keşfettiği yasına göre, rüzgar türbini rüzgarın taşıdığı kinetik enerjisinin %59,3’ünden fazlasını elde edemez (Magdi ve Adam, 2011).

Türbinin verimliliği, güç faktörü ile Betz sınırının oranı $16/27 \approx 0,593$ olarak tanımlanır. Bu, kinetik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren rüzgar türbininin maksimum enerji verimliliğidir, yani verimlilik denklemi:

$$\eta_{RT}=C_p=\frac{16}{27}=0.592593\approx\%59,3 \quad (3.1)$$

burada, η_{RT} – rüzgar türbini verimliliği, C_p – güç katsayısı.

Betz limiti, yakalanan maksimum enerjiyi, dolayısıyla türbinin maksimum verimini gösterir ve yukarıda belirtildiği gibi %59,3’ü aşamaz. Betz katsayısı, türbinin önündeki v_0 rüzgar hızı ve türbinden geçen rüzgar hızı v_3 ile ilgilidir. Betz katsayısını anlatmak amacıyla bazı kabuller yapılmalı ve aşağıdaki Şekil 3.1’de gösterilen bir kontrol hacmi seçilmelidir.



Şekil 3.1. Rüzgar türbini etrafındaki kontrol hacmi.

Genellikle Betz'e atfedilen basit bir model, ideal bir türbin rotorunun gücünü, ideal rotordaki rüzgar itişini ve rotor çalışmasının yerel rüzgar alanı üzerindeki etkisini belirlemek için kullanılabilir. Bir rüzgar türbininin en basit aerodinamik modeli

"Momentum Teorisi" olarak bilinir ve rotorun rüzgardan enerjiyi alan tekdüze bir disk olduğu varsayılır.

Momentum teorisi, pervaneler ve rüzgar türbinleri gibi rotorların aerodinamik kuvvetlerini ve performansını analiz etmek için kullanılan bir yöntemdir. Teori rotorun sıvıya tekdüze bir itme veya tork veren bir aktüatör diski gibi davrandığını varsayar. Momentum teorisinin birkaç varsayımlarından şunlardır (Emmanuel, 2017):

- a. Akış sabittir, yani zaman geçince değişmez.
- b. Akış viskoz değildir, yani viskozitesi veya sürtünmesi yoktur.
- c. Akış sıkıştırılmaz, yani akışın yoğunluğu basınçla değişmez.
- d. Akış aksel simetriktir, yani rotorun dönme eksenini etrafında simetriktir.
- e. Rotor yükleri aksel simetriktir, yani aktüatör diski üzerinde eşit olarak dağılmıştır.
- f. Rotor, akışta herhangi bir boşluk oluşturmaması için sonsuz sayıda kanada sahiptir.

Bu teori, yatay aksel rüzgar türbinleri teorisinde temeldir. Rüzgar türbini rotorunu düzlemindeki akış hızı, rüzgar hızından üçte bir oranında daha azdır, bu nedenle, karşıdan gelen akışın üçte biri rüzgar rotorundan geçemez ve dışarıdan onu çevreler. Rüzgar türbinlerindeki hava, sıkıştırılmaz olarak kabul edilebilecek kadar önemsiz basınçlara maruz kalır.

Rüzgar rotorunun arkasında uzak bölgeden ayrılan hava, rüzgar hızının üçte biri kadar bir hıza sahiptir, dolayısıyla rüzgar rotordan geçen akış enerjisinin dokuzda birini alıp götürür. Verimlilik başına rotordan geçen havanın üçte ikisinin ürünü enerji dönüşümü, sekiz dokuzda birine eşittir ve Betz 16/27'nin bulunduğu sınırdır (Emmanuel, 2017).

Rotordan geçen havanın hız kaybı ve rotora verdiği enerji iki bileşenden oluşur: rotordan önündeki hız kaybı ve rotordan geçince sonraki hız kaybı. Rotordan önce hava akışı, rotora verdiği hızının üçte birini ve enerjisinin beşte dokuzunu kaybeder. Rotordan sonraki akış ise, hava hızının üçte birini ve orijinal enerjisinin üçte dokuzunu kaybeder (Emmanuel, 2017).

Enerjinin geri kalan 1/9'lük kısmı akış tarafından dışarıya taşınır. Yaklaşan hava akışının kanatların yüzünde bir miktar daha fazla basınç oluşturduğu ve bunun da rüzgar rotorunu döndürür. Rotorun arkasındaki akış, enerjisinin bir kısmını geride kalan rüzgar rotoruna verebilir, ancak bu hava akışı genişleyerek rüzgar rotorunun

arkasında negatif bir basınç oluşturur. Bu da türbin kanatların arka tarafındaki negatif basınç, rotoru döndüren kuvveti artırır (Emmanuel, 2017).

Teoriden rotorunda hızın sürekliliği olduğu varsayımından, bir ve iki bölümlerindeki hızlar rotorun hızına eşittir (Emmanuel, 2017):

$$V_1=V_2=V_{\text{rotor}} \quad (3.2)$$

Kanat başına hız, aşağıdaki denklem ile belirlenir:

$$v=R \times \omega \quad (3.3)$$

burada, ω – açısal hız, R – kanat uzunluğu.

Sabit bir akış için, rüzgar rotorundan geçen havanın kütleli akış hızı şu şekilde yazılabilir:

$$m=pAV \quad (3.4)$$

burada, A – rotor çapı, p – hava yoğunluğu, V – rüzgar hızı.

Teoriyi anlamak için Şekil 3.1’de gösterilen rüzgar rotorun iki tarafın ayrı ayrı kontrol hacmi bölerek lineer momentum denklemini kullanabiliriz. Kontrol hacim 1 (KH 1): rotorun ön tarafındaki rüzgar (Şekil 3.1’de bölüm 0 ve 1 arası). Kontrol hacim 2 (KH 2): rotorun arkasındaki rüzgar (Şekil 3.1’de bölüm 2 ve 3 arası). Böylece rüzgar türbini için KH 1 (3.5) ve KH 2 (3.6) için bileşke kuvvetleri F_R yazdırabiliriz (Emmanuel, 2017):

$$F_R=m(V_3-V_0) \quad (3.5)$$

$$F_R=(P_2-P_1)A \quad (3.6)$$

burada, A – rüzgar türbini rotor çapı, F_R – bileşke kuvveti, N .

Rüzgar türbini rotor çapı (Emmanuel, 2017):

$$A=\pi R^2 \quad (3.7)$$

Rotorun her iki tarafında bölümleri 0-1 ve 2-3 olarak ayırıp Bernoulli denklemini uygulamamız icap eder. 0 ve 1 arası için Bernoulli denklemini (Emmanuel, 2017):

$$P_2=P_{\text{atm}}+\rho \frac{V_0^2-V_1^2}{2} \quad (3.8)$$

burada, ρ – hava yoğunluğu.

2 ve 3 arası bölümleri için ise Bernoulli denklimi aşağıdaki gibi olacak (Emmanuel, 2017):

$$P_3 = P_{atm} + \rho \frac{V_3^2 - V_2^2}{2} \quad (3.9)$$

Rotor üzerindeki rüzgar hızı, 3.3 aracılığıyla V_0 ve V_3 rüzgar hızı ile belirlenir, denklem ile yazılabilir (Emmanuel, 2017):

$$V_{rotor} = \frac{V_3 + V_0}{2} \quad (3.10)$$

İdeal bir rüzgar türbinin rotor bölgesindeki hız (V_1, V_2), türbinin uzak yukarı akım hızı V_1 ile uzak aşağı akım hızının V_3 ortalaması olarak tespit edilebilir.

Eksenel indüksiyon faktörü a , bir rüzgar türbini rotorunun içinden geçen rüzgarın akışı üzerindeki etkisini açıklamak için kullanılan bir parametredir ve aşağıdaki denklem ile belirlenir:

$$a = \frac{V_0 - V_1}{V_0} \quad (3.11)$$

3.11 denkleminde:

$$v = v_0(1-a) \quad (3.12)$$

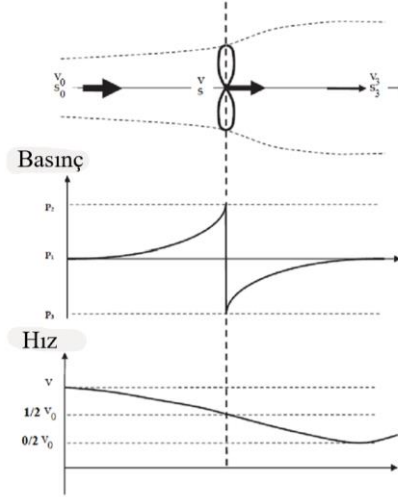
Yukarıdaki 3.11 ve 3.12 denklemlerinden:

$$v_0 = v_1(1-2a) \quad (3.13)$$

Şekil 3.2'de rüzgar türbinine gelen rüzgarın hız ve basınç dağılımı gösterilmiştir. Rüzgarın süreklilik esme nedeniyle, rüzgarın hızı azaldıkça akış alanının çapı artar ve rüzgar türbin rotorunun yüzeyinde basınçta aniden bir düşüş olduğunu bu da kanatların dönmesine katkıda bulunduğu dikkate alınmalıdır

Rüzgarın akış tünelineki hız dağılımı aracılığıyla, denklem 3.14'i kullanarak güç katsayısını bulabiliriz:

$$C_p = 4a(1-a)^2 \quad (3.14)$$



Şekil 3.2. Rüzgar türbininden geçen hava akışının özellikleri.

Rüzgar türbinin güç katsayısının denklemi aşağıdaki gibi yazabilir:

$$C_p = \frac{P_{mil}}{P_\infty} = \frac{\text{verilen}}{\text{alınan}} \quad (3.15)$$

burada, P_{mil} – rüzgar türbinin milindeki güç, P_∞ - rüzgarın gücü.

Rüzgarın gücü ise:

$$P_\infty = \frac{1}{2} \rho v_0^3 A \quad (3.16)$$

Rüzgar türbinin milindeki gücü:

$$P_{mil} = \frac{m}{2} (v_0^2 - v_3^2) \quad (3.17)$$

3.4 kütleli akış hızı kullanarak rüzgar türbinin milindeki gücü şöyle ifade edilir:

$$P_{mil} = \frac{1}{2} \rho A v_0^3 4a(1-a)^2 \quad (3.18)$$

3.15 denkleme 3.16 ve 3.17 denklemleri koyarak güç katsayısı aşağıdaki gibi olacak:

$$C_p = 4a(1-a)^2 \quad (3.19)$$

Yani, a aksenal indüksiyon katsayısını ideal türbin için 1/3 olarak kabul edilir ve maksimum güç katsayısı:

$$C_p = \frac{16}{27} = 0,5926 \quad (3.20)$$

Sonuçta, eğer ideal bir rotor, rotor üzerindeki rüzgar hızının serbest akış rüzgar hızının 2/3'ü kadar alabilecek bir şekilde tasarlanıp çalıştırılırsa, maksimum güç üretim noktasında çalışacağını göstermektedir. Bu, Betz limiti olarak bilinir.

Güç katsayısı gibi, itme katsayısını da aşağıdaki denklemde gösterildiği gibi belirlenebilir (Schmitz, 2019):

$$C_T = \frac{T}{0,5\rho v_0^2 A} \quad (3.21)$$

burada, T – itme kuvveti:

$$T = \frac{1}{2} \rho A (v_0^2 - v_3^2) \quad (3.22)$$

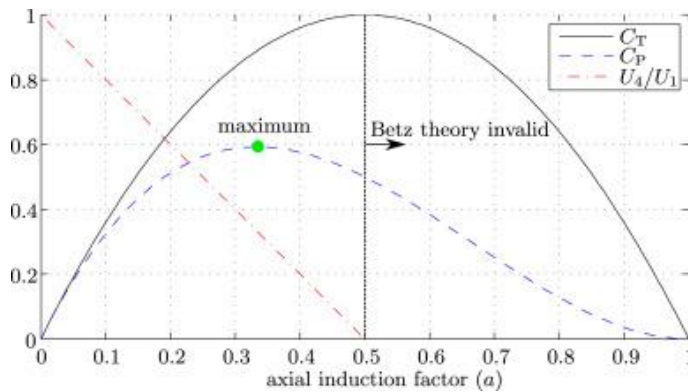
3.22 itme kuvveti denklemi ile 3.13 kullanarak rotor üzerindeki aksel itme aşağıdaki denklemle yazılabilir:

$$T = 2\rho A a (1-a) v_0^2 \quad (3.23)$$

3.22 ve 3.23 denklemleri birleştirerek itme katsayısını alırız:

$$C_T = 4a(1 - a) \quad (3.24)$$

Eksenel indüksiyon katsayısı 0,5 eşit olduğunda ve aşağı akış hızı (takip hızı) sıfır olduğunda C_T 'nin maksimum 1,0 olduğunu dikkat edelim. Maksimum çıkış gücünde ($a=1/3$) ise, C_T 8/9'dur. İdeal bir Betz türbini ve boyutsuz rüzgar hızı için güç ve itme katsayılar grafiği Şekil 3.3'te gösterilmiştir (Marcelo ve ark, 2018).



Şekil 3.3. Betz türbini çalışma parametreleri.

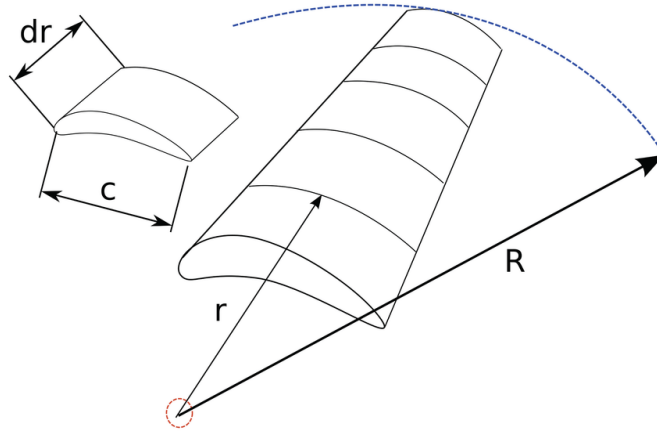
Rüzgar türbinin toplam verimliliğinin rotorun güç katsayısına ve rüzgar türbininin mekanik verimliliğine bağlı olduğuna dikkat ederek, şu denklemi elde ederiz (Marcelo ve ark, 2018):

$$P_{\text{çıkış}} = \frac{1}{2} \rho A v_0^2 (\eta_{\text{mech}} \times C_p) \quad (3.25)$$

3.2. Kanat Elemanı Teorisi

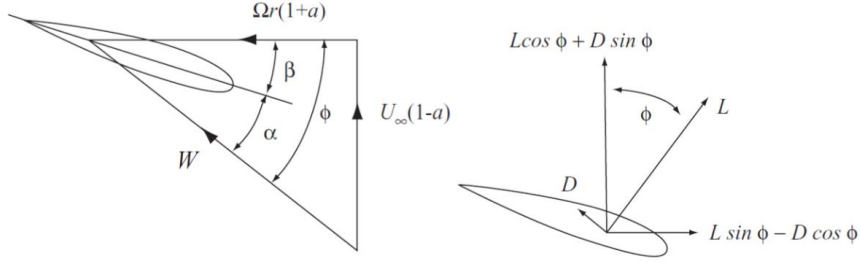
Kanat elemanı teorisi, rüzgar türbini kanadını küçük parçalara ayırarak her ayrılan parçanın iki boyutlu bir hava profili gibi davrandığını varsayar. Rüzgar türbini kanat elemanı üzerindeki kuvvetlerin hücum açısı kullanılarak hesaplanabileceği varsayılmaktadır. Türbinin çalıştığı rüzgar hızı bileşenleri, akış katsayıları ve rotorun hızı türbinin kanat parçalarının hücum açısını belirler.

Hücum açısıyla değişen kaldırma C_l ve direnç C_d katsayılarını ve kanadın parçalarının aksenal ve teğetsel indüksiyon katsayıları (a ve a') ile ilgili bilgi sahibi olarak, verilen değerler için kanatlar üzerindeki kuvvetleri belirlemek mümkündür (Şekil 3.4) (Coşku, 2016).



Şekil 3.4. Rüzgar türbini kanadı üzerinde kanat elemanı teorisinin çizimi.

Kanat parçalarının her birini bir korda sahip belirli bir R yarıçapı B kanatlarına sahip bir türbini alalım ve kanat profili kaldırma çizgisi ile kanat yüzüyle arasında ölçülen bir eğim açısı β belirleyelim. Hem kord uzunluğu hem eğim β açısı türbin kanadın uzunluğuna göre değişebilir. Kanadımız belirli bir rüzgar hızında Ω açısal hızıyla dönsün. Şekil 3.5, r yarıçapına bağlı kanat kord çizgisine göre tüm hızları ve kuvvetleri göstermektedir.



Şekil 3.5. Kanat elemanının hızları ve kuvvetleri (Sørensen ve ark, 2006).

Şekil 3.5'ten, kanat üzerinde ortaya çıkan bağıl hız aşağıdaki gibi olacak:

$$V_b = \sqrt{V_\infty^2(1-a)^2 + r^2\Omega^2(1+a')^2} \quad (3.26)$$

burada, r – kanat parçasının yarıçapı, Ω - teğetsel hız, a' – teğetsel indüksiyon.

Daha sonra dönme yüzeyine bir ϕ açısında etki eder, böylece:

$$\alpha = \phi - \beta \quad (3.27)$$

ϕ açısının sin ve cos değerleri aşağıdaki denklem ile hesaplanır:

$$\sin \phi = \frac{V_\infty(1-a)}{V_b} \quad (3.28)$$

$$\cos \phi = \frac{r\Omega(1-a)}{V_b} \quad (3.29)$$

Şekil 3.5'teki kuvvetlere bakarak, her kanadın δr uzunluğu boyunca kaldırma kuvveti (3.30) ve direnç kuvveti (3.31):

$$\delta L = \frac{1}{2} \rho V_b c C_L \delta r \quad (3.30)$$

$$\delta D = \frac{1}{2} \rho V_b c C_D \delta r \quad (3.31)$$

burada, c – kord uzunluğu, C_L – kaldırma katsayısı, C_D – direnç katsayısı.

Rüzgar türbinindeki aksenal itme (T):

$$\delta T = \delta L \cos \phi + \sin \phi = \frac{1}{2} \rho V_b^2 B c (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) \delta r \quad (3.32)$$

Rüzgar türbinindeki teğetsel kuvvet F_{\tan} ise:

$$\delta F_{\tan} = \frac{1}{2} \rho V_b^2 B c (C_L \sin \phi + C_D \cos \phi) \delta r \quad (3.33)$$

Rüzgar türbinindeki tork:

$$\delta Q = r \delta F_{\tan} = \frac{1}{2} \rho V_b^2 B r c (C_L \sin \phi + C_D \cos \phi) \delta r \quad (3.34)$$

Rüzgar türbinindeki güç:

$$\delta P = \Omega r \delta F_{\tan} = \frac{1}{2} \rho V_b^2 B \Omega r c (C_L \sin \phi + C_D \cos \phi) \delta r \quad (3.35)$$

3.3. Kanat Eleman Momentum Teorisi (BEM Teorisi)

Kanat elemanının ve moment teorisinin temel varsayımı, bir kanat elemanının kuvvetinin, kanat elemanın çevrelediği halkadan geçen havanın aksel momentumunu değiştirmekten tek başına sorumlu olduğudur. Bu nedenle, bitişik halkalardan geçen akışlar arasında hiçbir radyal etkileşim olmadığı varsayılmalıdır. Bu, kesinlikle, yalnızca aksel akış indüksiyon faktörü radyal olarak değişmiyorsa geçerlidir (Burton, 2001).

Bu özellikleri dikkate alarak, momentum teorisinde geliştirilen denklemleri kanat eleman teorisi ile birleştirilir:

$$\frac{a}{1-a} = \frac{C_L \cos \phi + C_D \sin \phi}{4 \sin^2 \phi} \left(\frac{CB}{2\pi R} \right) \quad (3.36)$$

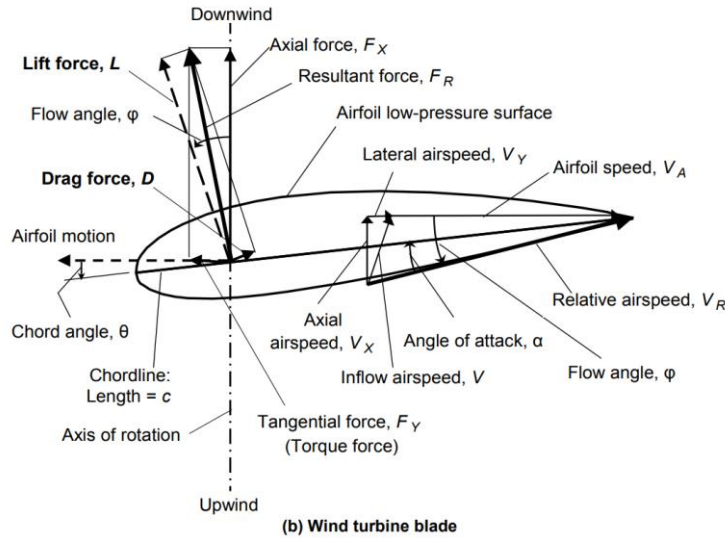
$$\frac{a'}{1-a'} = \frac{C_L \sin \phi + C_D \cos \phi}{4 \sin \phi \cos \phi} \left(\frac{CB}{2\pi R} \right) \quad (3.37)$$

Yani, yukarıdaki bu 3.36 ve 3.37 denklemleri, rüzgar türbini kanatlarını tasarlama aşamasında iterasyonlarla hesaplama için kullanılır. Kanat elemanının momentum teorisi, gerekli rüzgar türbini için belirli bir spesifikasyonlara göre kord uzunluğu, farklı eğimleri ve hava profili konfigürasyonunun bulunmasına izin verdiği için kanadın şeklini belirlemek için kullanılır.

3.3.1. Kaldırma ve direnç katsayıları

Kaldırma ve direnç, hava içinde hareket ederken bir rüzgar türbini kanadını etki eden iki aerodinamik kuvvettir (Şekil 3.6). Kaldırma bağıl rüzgara dik etki eden kuvvettir, direnç ise bağıl rüzgara paralel etki eden kuvvettir. Kaldırma ve direnç katsayıları, bir kanadın birim alan ve birim dinamik basınç başına ne kadar kaldırma ve direnç ürettiğini açıklayan boyutsuz sayılardır (Aziz ve ark, 2017).

Kaldırma ve direnç katsayıları kanadın boyutuna, hücum açısına, şekline, Reynolds sayısına ve Mach sayısına bağlıdır. Farklı kanat türleri, farklı kaldırma ve sürüklenme özelliklerine sahiptir. Örneğin, rüzgar türbini kanatları, kaldırmayı en üst düzeye çıkarmak ve sürtünmeyi en aza indirmek için tasarlanırken, kürek çekme kanatları hem kaldırmayı hem de sürüklemeyi en aza indirecek şekilde tasarlanmıştır. Kaldırma ve sürüklenme katsayıları, rüzgar tünellerinde deneysel olarak ölçülebilir veya kanat elemanı teorisi ya da hesaplamalı akışkan dinamiği kullanılarak teorik olarak hesaplanabilir.



Şekil 3.6. Rüzgar türbini kanadın kanat parçalarına etki eden rüzgar ve kuvvet vektörlerinin diyagramları (David, 2008).

Kaldırma katsayıları C_L ve direnç katsayıları C_D aşağıdaki gibi belirlenir:

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho V_0^2 c} \quad (3.38)$$

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V_0^2 c} \quad (3.39)$$

3.4. Uç Hız Oranı

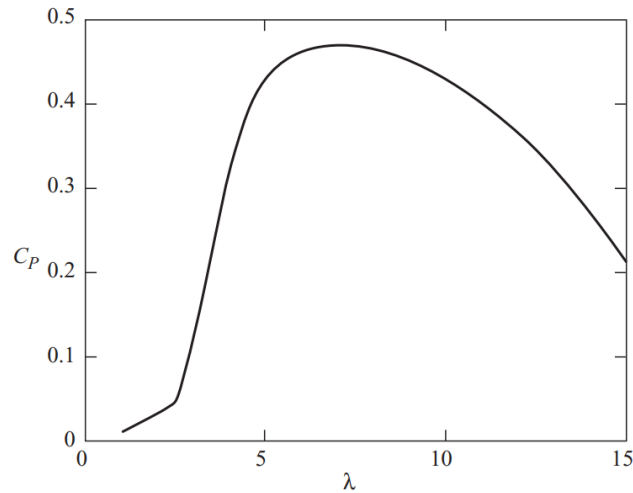
Rüzgar türbini uç hız oranı (TSR), rüzgar türbini tasarımı ve işletiminde önemli bir parametredir. Kanat ucunun doğrusal hızının gelen rüzgar hızına oranını temsil eder. Rotorun dönme hızının göbek yüksekliğindeki rüzgar hızına bölünmesiyle uç hız oranı λ hesaplanır (Ragheb, 2014):

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_0} \quad (3.40)$$

burada, ω – rüzgar türbinin açısal hızı, R – rüzgar türbini yarıçapı, V_0 – rüzgar hızı.

Daha yüksek bir uç hızı faktörü genellikle daha yüksek verimliliği gösterir, ancak aynı zamanda daha yüksek gürültü seviyeleri ile ilişkilidir. Tipik olarak, düşük hızlı bir rüzgar türbini, kanat ucu hız faktörünü 1 ile 4 arasında bir değer seçer ve yüksek hızlı bir rüzgar türbini, 5 ile 9 arasında bir değer seçer (Ragheb, 2014).

Bugün gelişmiş olan modern bir yüksek hızda çalışan rüzgar türbini için tipik performans eğrisi şekil 3.7’de gösterildi. Rüzgar türbinin maksimum güç katsayısı, tipik olarak yarıçapa göre değişen eksenel indüksiyon katsayısına a 'nın sınır değer Betz'ye en yakın olduğu uç hız faktöründe meydana gelir. Fakat daha düşük eksenel alan dönüş hızlarında, eksenel indüksiyon katsayısı $1/3$ 'ten çok daha az olabilir ve aerodinamik hücum açıları yüksektir, bu da stall koşullarına yol açar. Rüzgar türbinlerin çoğunda kanadın kökünde stall çok daha yaygın görünür. Bunun sebebi, kanadın yerleşik eğim açısı bu alanda yeterince büyük değildir.



Şekil 3.7. $C_p - \lambda$ modern üç kanatlı türbin için performans eğrisi.

3.5. Tasarlanan Yatay Eksenli Rüzgar Türbinin Parametreleri

Tez araştırması kapsamında kanat elemanı momentum teorisi kullanılarak yeni bir kanat tasarımı yapılacaktır. Rüzgar türbini kanadı tasarımı için kanat profilleri seçilmesi gerekir. Bu araştırma tezinde kanat tasarımı için iki farklı kanat profilleri kullanılacaktır. Kanadın kök kısmında stabilite ve dayanıklılık amacıyla genelde daha kalın kanat profilleri kullanılır. Bu nedenle, kanadımızın kök kısmında hava profili kordun %28,4

kısmında maksimum kalınlık %21,1 ve kordun %77,3 kısmında maksimum kamber %1,3 olan NREL S819 hava profili seçildi (şekil 3.8). Gürültüyü ve yapısal ağırlığı azaltmak için küt bir arka kenara sahiptir (NREL airfoil, 2023).



Şekil 3.8. NREL 's S819 kanat profili.

S819 hava profili NREL tarafından Illinois Üniversitesi ve Ohio Eyalet Üniversitesi ile iş birliği içinde tasarlanıp geliştirilen üç kanat profilinden (S819, S820 ve S821) biridir. Bu iş birliği kapsamında tasarım sürecinde yüksek maksimum kaldırma katsayısı, yüksek kaldırmada düşük direnç ve iyi stall özellikleri gibi önemli hedeflere ulaşmaktı.

Kanadın orta ve uç kısmında NACA'nın 63-415 hava profili seçildi (şekil 3.9). NACA 63-415 kanat profili, kordun ön kenarından %40'ında, kordun uzunluğunun maksimum %15'i kadar kalınlığa sahiptir. Ayrıca, ön kenardan kordun %30'unda kordun maksimum %6'sı kadar bir kambere sahiptir. Bununla birlikte, seçilen kanat profili yüksek kaldırma-sürüklenme oranına ve çeşitli hücum açılarında ve Reynolds sayılarında iyi stall özelliklerine sahip biri olarak kullanılır (Onar ve Musa, 2020).



Şekil 3.9. NACA 63-415 kanat profili.

NACA 63-415 kanat profili üzerinde yapılan araştırmada Reynolds sayısına bağlı olarak $2,5^\circ$ ile $3,5^\circ$ arasında bir maksimum kaldırma-sürüklenme oranına sahip olduğunu göstermektedir (Onar ve Musa, 2020). Kaldırma-sürüklenme oranı, birim sürüklenme kuvveti başına ne kadar kaldırma kuvveti üretilebileceğini gösterdiğinden, bir kanat profilinin verimliliğini ölçen önemli bir parametredir. Ayrıca, bu tür kanat profilini düzgün bir basınç dağılımına ve yüzeyinin etrafında laminar ve bağlı bir akışı gösteren ince bir sınır tabakasına sahip olduğunu gösterdi.

3.6. BEM Teorisi Sonuçları

Kanat tasarımı başlamadan önce başlangıç parametreler gerekir. İlk parametreler şunlardır: rüzgar türbini kanat sayısı, kanat uzunluğu, rüzgar hızı (m/s), uç hız oranı (m/s) ve hava yoğunluğu (kg/m³). Tasarlanan kanadımızı iterasyonlarla hesaplamak için Microsoft Excel’de gereken denklemler (3.2, 3.3 ve 3.4 bölümleri) kodlanıp hesaplandı. 3.6 bölümünde seçilen kanat profillerinin kord parametreleri kullanıldı.

Tablo 3.1. Rüzgar türbini ilk parametreleri.

Adı	Parametre
Kanat sayısı	3
Kanat uzunluğu	0,65 [m]
Rüzgar hızı	12 [m/s]
Uç hız oranı	4
Hava yoğunluğu	1,225 [kg/m ⁻³]

Kanadın tasarım uç hız oranı 4 m/s olarak kabul edildi. Yu-Jen ve Shiah (2016) küçük ölçekli yatay eksenli rüzgar türbini tasarım araştırmasında kanat uzunluğu 0,41 metre olan bir rüzgar türbini tasarlandı. Araştırma sonucunda, 4 uç hız oranında tasarlanan rüzgar türbini iyi güç performansına sahip olduğu öğrenildi.

Rüzgar türbininden geçecek olan akışın laminar mı yoksa türbülanslı mı olduğunu öğrenmek için, 3.1 denklemi kullanarak Reynolds sayısını hesaplamamız gerekir:

$$R_e = \frac{1,225 \times 12 \times 0,65}{1,8889 \times 10^{-5}} = 505849,965$$

Momentum ve eleman teorilerini birleştiren Kanat elemanı momentum teorisi Microsoft Excel kullanarak iterasyonlar ile hesaplandı ve sonunda alınan kord uzunlukları ve hücum açıları Tablo 3.2’de listelendi.

Tablo 3.2. Kanadın kord uzunlukları ve hücum açıları.

Bölüm	r [m]	Kord uzunluğu [m]	Hücum açıları [der]
1	0,11	0,030	15,38
2	0,13	0,036	13,66
3	0,20	0,048	9,18
4	0,26	0,068	7,36
5	0,39	0,034	6,44
6	0,46	0,029	5,63
7	0,52	0,024	4,36
8	0,65	0,018	3,39

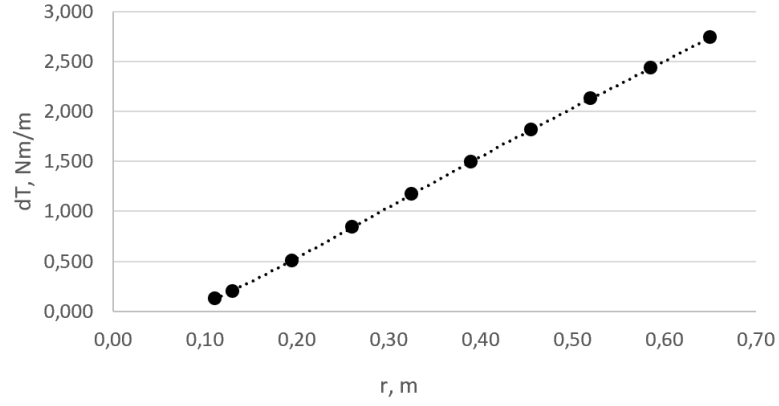
Şekil 3.10’da görüldüğü gibi grafik tablo 3.3’teki verileri temsil eder ve Kanat Elemanı Momentum teorisine göre tüm kanat boyunca yaklaşık torkun lineer değişimini içerir. Trapez (yamuk) kuralı kullanarak bir kanadın ürettiği toplam torku hesaplanabilir. Trapez kuralı için 3.41 ve 3.42 iki denklemleri kullanacağız.

Tablo 3.3. Bir kanadın ürettiği torku.

Bölüm	r/R	r [m]	dT, [Nm/m]
1	0,3	0,11	0,128
2	0,4	0,13	0,201
3	0,5	0,20	0,506
4	0,6	0,26	0,840
5	0,7	0,39	1,495
6	0,8	0,46	1,812

Tablo 3.3. (Devamı): Bir kanadın ürettiği torku.

Bölüm	r/R	r [m]	dT, [Nm/m]
7	0,9	0,52	2,124
8	1	0,65	2,739



Şekil 3.10. Kanadın tork tahmini.

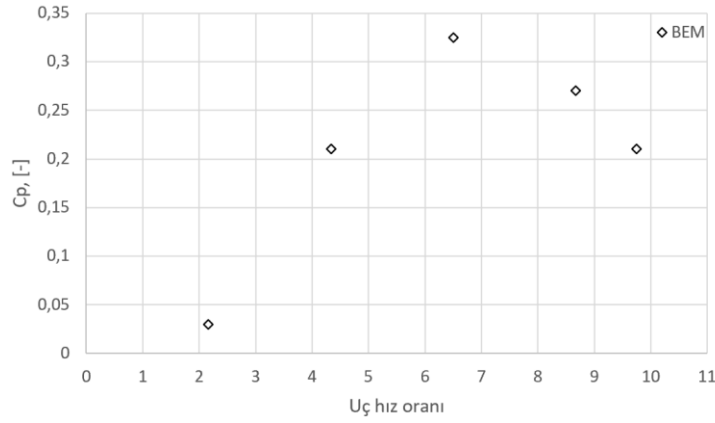
$$\Delta x = \frac{(r_b - r_a)}{n} \quad (3.41)$$

burada, r_b – kanadın ucu, r_a – kanadın kökü, n – kanadın bölümlerin sayısı.

$$\sum T = \frac{x}{2} (dT_0 + 2(dT_1 + dT_2 + \dots + dT_{n-1}) + dT_n) \quad (3.42)$$

3.41 ve 3.42 denklemleri kullanarak bir kanadın toplam ürettiği torku 0,648 oldu.

Şekil 3.11’de rüzgar türbininin güç katsayısının uç hız oranına göre değişim tahmini eğrisi gösterildi. Uç hız oranı 2,17’ken güç katsayısı 0,028 olacağı tespit edildi. Uç hız oranı 6,50 olduğunda güç katsayısının en maksimum noktası 0,321 olacağı öğrenildi. Uç hız oranı daha fazla artınca 9,75 eşitken güç katsayısının 0,21 kadar azalacağı tespit edildi.



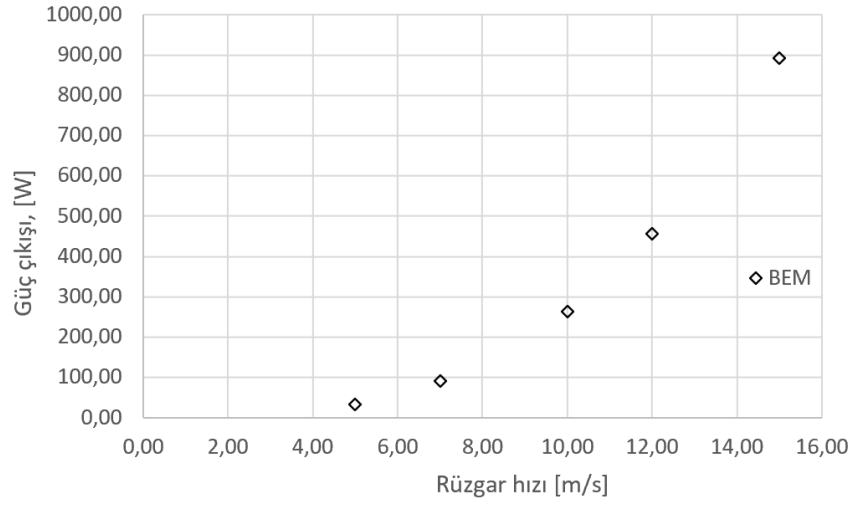
Şekil 3.11. Güç katsayısı - Uç hız oranı eğrisi.

Tablo 3.4 ve Şekil 3.12’te rüzgar hızı değişince rüzgar türbininin güç çıkışı 3.18 denklem ile hesaplanarak tahmini gösterildi. Grafikten anlaşıldığı gibi BEM teorisine göre rüzgar türbininin 5 m/s rüzgar hızında devreye gireceği ve 33,03 W enerji üreteceği öğrenildi. Rüzgar hızı 10 m/s iken 264,22 W, 12 m/s iken 456,57 W ve 15 m/s iken 891,74 W kadar enerji üreteceği tahmin edildi.

Bu tüm tahminler HAD sayısal analizleri yaparak doğrulacak ve BEM teorisi ne kadar doğru tahmin edebildiğini öğrenilecek.

Tablo 3.4. Rüzgar türbinin güç çıkışı eğrisi.

Rüzgar hızı, [m/s]	BEM güç çıkışı, [W]
5,00	33,03
7,00	90,63
10,00	264,22
12,00	456,57
15,00	891,74



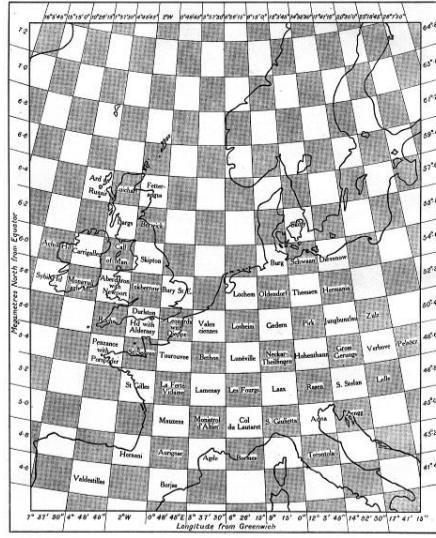
Şekil 3.12. Rüzgar türbinin güç çıkışı.

4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI

4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Tarihi

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), sıvı ve gaz gibi akışkanların davranışını ve akışkanların katı yüzeyler veya sınırlarla etkileşimlerini simüle ederek analiz etmek için sayısal yöntemler ve algoritmalar kullanan bir bilim dalıdır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, dijital bilgisayarları ve veri yapılarını kullanarak Navier-Stokes denklemleri gibi akışkan hareketinin yönetici denklemlerini çözer. HAD, hız, basınç, türbülans, sıcaklık ve ısı transferi gibi çeşitli parametrelerin sayısal tahminlerini üretir. Ayrıca, HAD, yanma, aerodinamik, hava simülasyonu ve görsel efektler gibi sıvı akışkanlarını içeren sistemleri tasarlamak ve geliştirmek için mühendislik ve araştırma alanlarında yaygın olarak kullanılır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği tarihi, 1922'de İngiliz bilim adamı Lewis Fry Richardson'ın "Sayısal süreçle hava tahmini" (Weather Prediction by Numerical Process" adlı kitabın yayınlamasıyla 20. yüzyılın başlarına kadar izlenebilir (Richardson, 1922). Richardson, dev bir kürenin çevresinde katmanlar halinde oturan yaklaşık 64.000 insan bilgisayarını çalıştıracak bir "tahmin fabrikası" kurulmasını önermişti. Her hesap makinesi, dünyanın kendi çeyreğindeki hava durumuyla ilgili diferansiyel denklemleri çözmekten sorumlu olacaktır. Fabrikanın ortasındaki bir kaideden bir orkestra şefi, dünyanın hesaplamaların çok hızlı ilerlediği veya geride kaldığı bölgelere bir ışık demeti tutarak bu denklemler senfonisini yönetirdi (şekil 4.1).



Şekil 4.1. Richardson'ın "Tahmin Fabrikası".

1930'larda, kanat profiline bir silindir içinde akışın konformal dönüşümleri için doğrusallaştırılmış potansiyel denklemlerini çözmek için iki boyutlu yöntemler geliştirildi (Anderson, 1995). Bu yöntemler analitik çözümlere dayanıyordu ve bilgisayar gerektirmiyordu.

1940'larda ve 1950'lerde elektronik bilgisayarların ortaya çıkması ve gelişmesi, akışkanlar analizlerinin daha gerçekçi simülasyon yapılmasına yol açtı. İlk bilgisayar tabanlı HAD hesaplamaları, 1950'lerde Los Alamos Ulusal Laboratuvarı'nda John von Neumann ve meslektaşları tarafından ENIAC makinesi kullanılarak yapıldı (Hirschel, 2007). Bu hesaplamada sıkıştırılabilir Euler ve Navier-Stokes gibi sıvı akışını yöneten temel denklemleri çözmek için sayısal yöntemler geliştirdiler.

1960'larda ve 1970'lerde ise hesaplamalı akışkanlar analizi araştırmalarında, özellikle havacılık mühendisliğinde daha yaygın kullanılmaya başlandı. Ayrıca, NASA ve diğer kuruluşlar, HAD kullanılan kodları geliştirmek ve alınan sonuçları deneysel verilerle doğrulamak için yatırımlarını arttırdı. Bunlardan ilk HAD kodları bazıları PHOENICS, FLO 22, PAN AIR ve FUN 3D (Versteeg ve Malalasekera, 2007).

1980 – 1990 yıllarında bilgisayar teknolojisinde, algoritmalarda ve modellemede olağanüstü gelişme sayesinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği hızlı bir büyüme yaşadı. Ayrıca, HAD mühendisliğinin çeşitli alanlarında bilim adamları için daha erişilebilir bir hale geldi. Eğer ilk aşamada HAD havacılık mühendisliğinde kullanırsa, şimdi turbo makine, biyomedikal mühendisliği, çevre mühendisliği, kimya mühendisliği ve inşaat mühendisliği gibi yeni alanlara da uygulandı. Bu dönemde

HAD'ın daha gelişmiş ANSYS Fluent, OpenFOAM, STAR-CCM+ ve COMSOL Multiphysics gibi yazılım paketleri ortaya çıktı (Tu ve Yeoh, 2008).

Bugünlerde HAD, kapsamını ve yeteneklerini geliştirmeye ve genişletmeye devam ediyor. Daha yüksek performansa sahip bilgisayar ve büyük analitiğinin kullanılabilirliği birlikte akışkanlar analizi, daha karmaşık ve gerçekçi sorunları yüksek doğruluk ve verimlilikle ele alabilir. HAD ayrıca termal analiz, yapısal analiz, elektromanyetik analiz ve çoklu fizik analizi gibi diğer simülasyon yöntemleriyle de entegre olabilir (Ferziger ve Peric, 2020).

4.2. Matematiksel Fizik Denklemlere İlgili Genel İlkeler ve Yaklaşımlar

HAD yazılımına fark etmeksizin temel modelleme süreçler aynıdır. Genelde HAD'ın modelleme denklemleri üç temel denklemlerden oluşur: kütle, momentum ve enerjinin korunumu. Daha sonra sınır koşulları farklı akış koşulları olarak tanımlanır ve bir mesh oluşturulur.

HAD, bilgisayarlar kullanılarak akışkan akışı için diferansiyel kontrol denklemlerinin sayısal çözümü olarak anlaşılabilir. HAD çözümü, aşağıdaki üç temel prensipten herhangi birinin çözümüne bağlıdır:

1. Kütle korunması.
2. Newton'un ikinci yasası (momentumun korunması).
3. Enerjinin korunması.

Bu prensipler, integral ve kısmi diferansiyel denklemler gibi matematiksel denklemler olarak çözülebilir. HAD ise, bu denklemleri, sırayla sayı olarak çözülen, cebirsel denklemlerle değiştiren bir yazılımdır, bu sebeple, simülasyonun sonuçları bir dizi sayılardan oluşur (Hansen, 2008).

Laboratuvarlarda elde edilen rüzgar tüneli sonuçları ve hesaplamalı akışkan dinamiği analiz sonuçları benzer: her ikisi de sabit veya kararsız, laminer veya türbülanslı gibi çeşitli koşullar altında belirli bir akış konfigürasyonu için bir dizi veri sağlar. Fakat, rüzgar tünellerin yüksek maliyet ve bakım gerektirdiği için, HAD analizleri bu açıdan daha ekonomiktir. Yani, HAD rüzgar tüneli testine göre avantajları:

1. Maliyet tasarrufu. Rüzgar tünelinin inşaa edilmesi, işletilmesi, fiziksel modelin yapılması ve bir ekip gerektirmesi pahalı ve zaman alıcı olabileceken, HAD analizi

sadece bir bilgisayarda gerçekleştirilebilir. HAD analizi ayrıca sistemin tasarımını ve performansını optimize ederek daha düşük işletme ve bakım maliyetlerine yol açabilir (Rojas-Sola ve ark, 2016).

2. Sonuçların yüksek doğruluğu. HAD analizi, yeniden üretilmeyen veya ölçülemeyen türbülans modelleri, çok fazlı akışlar gibi karmaşık ve gerçekçi fizikleri yakalayabilirken rüzgar tüneli testinde bunları gerçekleştirmek fırsatı yoktur. Ayrıca HAD analizi, akış ile ilgili herhangi bir konum ve parametre hakkında detaylı bilgi sağlayabilir (Rojas-Sola ve ark, 2016).

3. Daha anlayışlı. HAD analizi, akışkan davranışının altındaki mekanizmalar ve nedenler hakkında ayrıntılar verebilir ve bu bilim adamlarının bilgi ve becerilerini geliştirmeye yardım edebilir (Rojas-Sola ve ark, 2016).

4. Çoğu durumda (türbinler hariç), sıvı akışı tahmini güçlü iş istasyonları gerektirmez ve bazen kişisel bilgisayarlar yeterli olabilir (Rojas-Sola ve ark, 2016).

4.3. Çözüm Türbülans Modelleri

Spalart-Allmaras modeli, tek denklemlilikli türbülanslı akışta kinematik girdap viskozitesini hesaplamak için kullanılır. Ayrıca, bu tip türbülans modeli yerel kayma tabakası kalınlığına ilişkin bir uzunluk ölçeğinin hesaplanmasını gerektirmez. Model, ilk havacılık uygulamalar için geliştirilen ve basıncın ters gradyanlara sahip sınır katmanları için iyi sonuçlar gösterir. Turbo makineleri de çözmekte popülerdir (Fluent User's Guide, 2006).

Spalart-Allmaras modeli, Reynolds sayısı düşük bir modeldir ve bu sınır katmanının viskozdan etkilenen bölgesinin uygun şekilde çözülmesini gerektirir. Ancak FLUENT gibi yazılımlarda mesh çözünürlüğü yeterince iyi olmadığında model duvar fonksiyonlarını kullanabilir. Bu, doğru türbülanslı akış hesaplamalarının çok önemli olmadığı nispeten kaba simülasyonlar için uygun hale getirir (Fluent User's Guide, 2006).

Standart, RNG ve Realizable k-ε modelleri, her üç model de k ve ϵ için taşıma denklemleriyle benzer biçimlere sahiptir. Modeller arasındaki önemli farklılıklar şunlardır (Fluent User's Guide, 2006):

1. Türbülans viskozitesini hesaplama yöntemi.

2. K ve ε türbülanslı difüzyonunu yöneten türbülanslı Prandtl sayıları.
3. ε denklemindeki üretim ve imha terimleri.

Standart k- ε modeli, mühendislik akış hesaplamalarında yaygın olarak kullanılan bir türbülans modelidir. İki taşıma denklemleri kullanarak türbülans hızını ve uzunluk ölçeklerini bağımsız olarak belirler. Bu tür modelin endüstriyel uygulamalarda popülerliğinin nedeni çok çeşitli türbülanslı akışlar için sağlamlığına, maliyetinin uygunluğuna ve makul doğruluğuna sahip olması (Fluent User's Guide, 2006).

Fakat modelin moleküler viskozite etkilerini ihmal etmesi ve tamamen türbülanslı akışları varsaymasına rağmen, pratikte çok tercih edilir. Modelin güçlü ve zayıf yönlerini telafi etmek amacıyla RNG ve Realizable diğer varyantları geliştirildi.

Türbülans modelini normalleştirme amacıyla yeniden geliştirilen *RNG k- ε modeli*, türbülanslı akış simülasyonları daha yüksek doğruluk için standart k- ε modelinde iyileştirmeler sunar. Önemli iyileştirmelerden arasında, türbülans üzerindeki girdap etkilerini hesaba katması ve hızla gerilen akışları daha iyi yakalaması için ek bir terim içerir. Ek olarak, RNG teorisi, etkili viskozite için Reynolds sayısının düşük olduğunda etkilerini hesaba katan bir diferansiyel denklem sunar (Fluent User's Guide, 2006).

Bu iyileştirmeler, *RNG k- ε modeli*ni standart k- ε modeline kıyasla daha geniş bir akış koşullarında daha doğru ve güvenilir hale getirir. Bu “yeniden normalleştirme grubu (Renormalization group)” matematiksel bir teknik kullanılarak anlık Navier-Stokes denklemlerinden türetilir. Analitik türetme, standart k- ε modelinden farklı sabitlere k ve ε için taşıma denklemlerinde ek terimlere ve fonksiyonlara sahip bir modelle sonuçlanır.

Realizable k- ε modeli türbülans modelleri arasında yeni bir gelişmedir ve standart k- ε modelinden iki önemli yönden farklıdır (Fluent User's Guide, 2006):

1. Dağılma oranı için yeni bir taşıma denklemi, ortalama kare girdap dalgalanmasının taşınması için kesin bir denklemden geliştirilmiştir.
2. Realizable k- ε modeli, türbülans viskozitesi için yeni bir formülasyon sunar.

“Realizable (Gerçekleştirilebilir)” modelin anlamı, çözülen modelin türbülanslı akışların fiziğiyle ilgili olup Reynolds gerilimleri üzerindeki belirli matematiksel

kısıtlamaları karşıladığı olması. Ne standart k-e modeli ne de RNG k-e modeli gerçekleştirilemez.

Realizable k-e modelinin önemli özelliğinden biri, dönme ve güçlü ters basınç radyanları altındaki sınır katmanları, ayırma ve devridaim içeren akışlar için üstün performans sağlamasıdır.

ω -denklemleri, ε - denklemine göre daha çok avantajlar sunabilir. Bunlardan en önemlisi, denklemin viskoz alt katman aracılığıyla başka şeyleri eklemekten entegre edilebilmesidir. Ayrıca, k- ω modelleri, ters basınç ile ilgili sınır tabakası akışlarını ve ayrılmasını tahmin etmede daha iyidir. Fakat, standart ω denkleminin kayma tabakasının dışındaki k ve ω serbest akış değerlerine bağlı olarak çözülme hassasiyetine sahip olması bu tür modelin dezavantajı olarak bilinir (Fluent User's Guide, 2010).

SST k- ω modeli, iki farklı ω -denkleminin ve ε -denkleminin öğelerini birleştiren standart k- ω modelinin serbest akış duyarlılığını önlemek için tasarlanmıştır. Ayrıca, SST modeli, pürüzsüz yüzeylerden akış ayrımını doğru bir şekilde hesaplaması için kalibre edilmiştir. Bu sebeple, Fluent Kullanım Kılavuzu da k- ω türbülans modellerden SST modelini kullanılmasını önerir. Bununla birlikte, bu tür model aerodinamik akışlar çözülmesi için en çok kullanılan modellerden biridir. Spalart-Allmaras modelinden sınır tabaka özellikleri ile ilgili detayları biraz daha doğru tahmin eder (Fluent User's Guide, 2010).

Transition SST veya γ -Re θ modeli olarak da bilinen model, SST modelin taşıma denklemlerini, Reynolds sayısının momentum-kalınlığına dayalı aralıklı ve geçiş başlangıç kriterleri için ek denklemlerle birleştirir. İlk Langtry ve Menter tarafından Ansys uygulaması içinde geliştirilen ampirik bir korelasyon, standart baypas geçişini ve düşük serbest akış türbülanslı ortamları kapsayacak şekilde geliştirilmiştir. Ancak, Transition SST modelinin belirli sınırlamaları vardır. Mesela, yalnızca duvarla sınırlı akışlara uygulanabilir ve serbest kayma akışlarındaki geçişini doğru bir şekilde tahmin edemez ve onları tamamen türbülanslı olarak ele alır.

4.4. HAD Kodu

Ticari amacıyla kullanılan HAD kodlarının çoğu üç aşamaya ayrılır: ön işlemci (Pre-processor), çözücü ve çözücü sonrası (Post-Process) (Fluent User's Guide, 2010).

HAD'ın *ön işlemci aşaması*, sayısal simülasyonun hazırlanma aşamasıdır. Bu aşamada çözülecek olan geometri üzerinde mesh oluşturulur ve sınır koşulları dahil olmak üzere hesaplama alanı kurulur.

Ön işleme aşamasındaki ilk amaç, çalışılan sistemin geometrik modelini oluşturmak veya HAD içine belirli bir formatta aktarmaktır. Bu, geometriyi tasarlamak için Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) yazılımının kullanılmasını veya önceden var olan CAD dosyalarının içe aktarılmasını içerebilir. Ayrıca, geometrinin sıvı bölgeleri ve sınırlar gibi tüm fiziksel alanları doğru bir şekilde temsil etmesi gerekir (Fluent User's Guide, 2010).

Geometrinin sıvı bölgeleri ve diğer alanlar tamamlandıktan sonra, uygun bir mesh oluşturulması gerekir. Mesh, hesaplama alanını küçük öğelere veya hücrelere bölerek, yönetici denklemlerin ayrıklaştırılmasına izin verir. Mesh elemanlarının boyutu ve dağılımı gibi meshin kalitesini temsil eden parametreler, sayısal simülasyonun doğruluğu ve verimliliğinde çok önemli bir rol oynar.

Mesh oluşturulma işleminden sonra, sınır koşulları belirlenir. Bu sınır koşulları, bölge sınırlarında sıvının davranışını tanımlar ve simülasyonun gerçekçi sonuçlarını elde etmek için çok önemlidir. Sınır koşullar arasında, akışın giriş ve çıkış hızları, hava yoğunluğu, viskozite, basınç değerleri ve duvar koşulları olabilir. Bu parametreler, simülasyonun doğruluğunu ve kararlılığını etkiler ve bunların seçimi, akışın özelliklerine ve mevcut hesaplama kaynaklarına dayanmalıdır.

HAD'ın *çözücü aşamasında*, belirlenen hesaplama bölgesi içinde sayısal olarak akışkan akışının yönetim denklemleri çözülür. Bu aşamada, akışın davranışını simüle edilir ve anlamlı bir sonuçlar elde edilir. Çözücü aşamasının en önemli görevlerinden, sayısal yöntemler ile yönetim denklemleri (Navier-Stokes denklemi) ayırmaktır. Ayrıca, çözücü aşamasında belirlenen hesaplama bölgesinin ayrık hücrelere (mesh) bölünür ve bölünen hücreler içinde akış değişkenlerinin türevlerinin yaklaşık olarak hesaplanmasını içerir.

Denklemler ayrıştırıldıktan sonra çözücü, ortaya çıkan cebirsel denklem sisteminin çözülmesini sağlamak amacıyla yinelemeli algoritmalar uygular. Bu algoritmalar, bir yakınsama kriteri karşılanana kadar her hücredeki akış değişkenlerini yinelemeli olarak günceller. Yaygın yinelemeli yöntemler arasında Gauss-Seidel yöntemi, Jacob

yöntemi, eşlenik gradyan yöntemi veya çoklu hücre yöntemleri gibi daha gelişmiş yöntemler bulunur (Chi-Jeng, 2016).

Algoritmaların her yineleme sırasında çözücü, difüze, basınç gradyanı ve konvektif terimleri dahil olmak üzere ayrık denklemlerin terimlerini değerlendirir. Bu terimler, her hücredeki gradyanlarına ve akış değişkenlerine göre hesaplanır. Ayrıca, belirli simülasyon için gerekirse türbülans, kimyasal reaksiyonlar ve ısı transferi gibi diğer fiziksel fenomenler de çözücü aşamasına dahil edilebilir ve çözülebilir.

Çözücü akış değişkenlerini yineler ve güncellerken, çözümün yakınsamasını takip eder. Yakınsama genellikle, hesaplanan ve ayrıklaştırılmış denklemler arasındaki farkı temsil eden artıklar karşılaştırılmasıyla değerlendirilir. Artıklar belirli bir tolerans seviyesinin altına düştüğünde, çözüm yakınsama olarak kabul edilir ve çözücü aşaması tamamlanır.

Çözücü aşaması, simülasyonun karmaşıklığına ve boyutuna bağlı olarak CPU veya GPU gücü, bellek ve depolama dahil olmak üzere hesaplama kaynakları gerektirir. Çözüm sürecini hızlandırmak ve daha büyük simülasyonları verimli bir şekilde işlemek için birden çok işlemci kullanma gibi paralel hesaplama teknikleri kullanılabilir.

HAD'ın *çözücü sonrası aşama*, çözücü aşamasından elde edilen sonuçların akışkan akışının davranışı hakkında değerli bilgiler edinmek için görselleştirildiği, analiz edildiği ve yorumlandığı simülasyon sürecinin son adımıdır.

Çözüm sonrası aşamada çözücünden elde edilen sayısal veriler işlenerek anlamlı ve görsel olarak yorumlanabilir temsillere dönüştürülür. Mesela, hız profillerini, basınç dağılımlarını ve akış kalıplarını, diğer önemli akış özelliklerini göstermek için vektör grafikleri, kontur grafikleri, düzene sokma grafikleri ve animasyonlar gibi çeşitli görselleştirme türlerinin oluşturulabilir. Bu görselleştirmeler ile, mühendislerin ve araştırmacıların karmaşık akış davranışını anlamalarına ve etki alanındaki ilgi alanlarını belirlemelerine yardım eder.

Ayrıca, çözücü sonrası aşamasında, belirli bir akış parametrelerinin ve performans ölçümler ölçülebilir ve çıkarılabilir. Bu ölçümler, diğerlerinin yanı sıra kaldırma ve sürüklenme katsayılarını, ısı transfer hızlarını, türbülans yoğunluğunu, akış hızlarını ve basınç düşüşlerini içerebilir. Mühendisler ve araştırmacılar bu ölçümleri analiz ederek

bir tasarımın performansını değerlendirebilir, akışkan akış sistemlerini optimize edebilir ve simülasyonu deneysel verilere göre doğrulayabilir.

Ayrıca, çözücü sonrası aşamasında, akış alanı içindeki potansiyel sorunların tanımlanmasını kolaylaştırır. Çözücü sonrası aşamanın bir diğer önemli yönü de raporların ve belgelerin oluşturulmasıdır. Mühendislerin genellikle bulgularını ve sonuçlarını paydaşlara, müşterilere veya ortak çalışanlara iletmeleri gerekir. İşlem sonrası araçlar, metin, resimler, tablolar ve grafikler dahil olmak üzere ayrıntılı raporlar oluşturma, simülasyon sonuçlarını özetleme ve bunları net ve düzenli bir şekilde sunma yetenekleri sağlar.

Özetle, HAD işlemci sonrası aşama, simülasyon sonuçlarının yorumlanmasında ve sunulmasında çok önemli bir rol oynamaktadır. Sayısal verileri anlayışlı görselleştirmelere, nicel metriklere ve karşılaştırmalı analizlere dönüştürerek mühendislerin ve araştırmacıların akışkan akış davranışı hakkında kapsamlı bir anlayış kazanmalarını, bilinçli mühendislik kararları vermelerini ve tasarım performansını değerlendirmelerini sağlar (Chi-Jeng, 2016).

4.4.1. Fluent sayısal simülasyonu

Fluent, sıvı akışını ve ısı transferi olaylarını simüle etme ve analiz etme amacıyla yaygın olarak kullanılan bir HAD yazılım paketidir. Fluent, akışkan akışının yönetim denklemlerini çözmek için iki ana formülasyon sağlar: basınca dayalı çözücü ve yoğunluğa dayalı çözücü.

Ansys Fluent'teki *basınca dayalı çözücü*, belirlene modeli çözüm sürecinde basınç ve hız alanlarının ayrıldığı ayrılmış yaklaşıma dayanır. Basınç ve hız alanlarını yakınsak bir çözüme kadar yinelemeli olarak birleştirmek için Basınç Örtülü Operatörlerin Bölünmesi (PISO) gibi algoritmayı kullanılabilir.

Basınca dayalı çözücüde, basınç alanını elde etmek için süreklilik denklemi çözülürken, hız alanını hesaplamak için momentum denklemleri çözülür. Isı transferi çözülmesinde ise enerji denklemi de çözülür.

Ek olarak, bu tür çözücüde, sıkıştırılmaz ve sıkıştırılabilir akışlar dahil olmak üzere çok çeşitli akış sorunları için uygundur. Ayrıca, kararlı durum simülasyonları için özellikle uygundur ve genellikle diğer çeşitli pratik uygulamalarda yoğunluğa dayalı çözücüden hesaplama açısından daha verimlidir.

ANSYS Fluent'teki *yoğunluğa dayalı çözücü*, her iterasyondaki hız, basınç ve yoğunluk alanlarını hesaplamak için kütle, momentum ve enerji için geçerli denklemlerin birlikte çözüldüğü tamamen birleştirilmiş bir yaklaşım kullanır. Bu çözücü öncelikle, yoğunluk değişimlerinin yüksek hızlı akışlar ve yanma simülasyonları gibi akış davranışını önemli ölçüde etkilediği sıkıştırılabilir akışlar için kullanılır.

Yoğunluğa dayalı çözücüde, süpersonik veya hipersonik akışlar gibi güçlü yoğunluk değişimlerini içeren simülasyonlar için uygundur. Şok dalgaları gibi karmaşık olaylarla başa çıkabilir ve yüksek Mach sayısı akış rejimleri için gereklidir.

Fluent'teki hem basınca dayalı hem de yoğunluğa dayalı çözücüler, mühendislik ve araştırmada karşılaşılan çok çeşitli sıvı akış problemlerini doğru bir şekilde simüle etmek için bir dizi türbülans modeli, duvar işlemleri ve çok fazlı akış yetenekleri sunar (Fluent Theory Guide, 2021).

Akışkan Yapısı Etkileşimi (FSI), En iyi bilinen ticari HAD programlarından biri olan ANSYS Fluent, kanat dönüşünün etkisini simüle etmek için bir dönme koordinat sistemi, kayan mesh ve dinamik mesh teknolojilerini kullanabilir. FSI'da steady-state ve transient gibi analiz simülasyonları yapılabilir.

Steady-state analizi, modelin davranışının zaman içinde değişmediğinin varsayıldığı bir simülasyon türüdür. Bu, sistemin özelliklerinin zaman ilerledikçe değişmediği anlamına gelir. Ayrıca, steady-state analizinde, çözüm değişkenleri, yani hız, basınç, sıcaklık vb., artık zamanla değişmeye kadar akışkan akışının kütle, momentum ve enerjinin korunumu yönetim denklemlerini çözer. Bu genellikle ilginin sistemin ilk tepkisinden ziyade uzun vadeli davranışında olduğu senaryolarda kullanılır (Fluent Theory Guide, 2021).

Fluent transient analizi tam tersi. Bu tür simülasyon analizi sistemdeki zamana bağlı değişikliklerin modellenmesine olanak tanır. Yani, zaman ilerledikçe sistemin özelliklerinin değişebileceği anlamına gelir. Kütle, momentum ve enerjinin korunumu gibi birden fazla zaman adımı için akışkan akışının yönetim denklemlerini çözer. Hız, basınç, sıcaklık vb. çözüm değişkenlerine her zaman adımında değişmesine izin verilir. Bu tür analiz, steady-state analizine göre daha çok zaman alır (Fluent Theory Guide, 2021).

4.5. Modelin Korunum Denklemleri

Tüm akışlar için, sayısal HAD yöntemleri kütle ve momentum için koruma denklemlerini çözer.

Isı transferi veya sıkıştırılabilirlikle ilgili akımlar için enerji için ek bir denklem eklenmelidir. Akış türbülanslı olduğunda ek taşıma denklemleri de çözülür (Fluent Theory Guide, 2021). Bu çalışmada türbülanslı akımın korunmasının denklemleri sunulmuştur.

Kütlenin korunmasının genel denklemi veya süreksizlik denklemi aşağıdaki formda yazılabilir (4.1):

$$\frac{dp}{dt} + \nabla \times (\rho \bar{v}) = S_m \quad (4.1)$$

burada, ρ - sıvı yoğunluğu, \bar{v} - hız vektörüdür. S_m 'nin kaynağı, sıvı damlacıklarının buharlaşması nedeniyle, örneğin dağılmış ikinci fazdan sürekli faza eklenen kütlelerdir. Bizim durumumuzda bu üye kaybolur, çünkü fazda bir değişiklik yoktur.

Momentum denkleminin korunmasının genel denklemi aşağıdaki formda yazılabilir (4.2):

$$\frac{d}{dt} (\rho \bar{v}) + \nabla \times (\rho \bar{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{T} + \rho \mathbf{g} + F \quad (4.2)$$

burada, p - statik basınçtır, \mathbf{g} ve F sırasıyla yerçekimsel cismin kuvveti ve modelin dış kuvvetleridir (örneğin, banyo fazı ile etkileşimden kaynaklanan).

F ayrıca gözenekli ortamlar ve kullanıcı kaynakları gibi modele bağlı diğer kaynak terimleri de içerir.

Aşağıdaki formdaki stres tensörü (4.3):

$$\tau = \mu \left[(\nabla \bar{v} + \nabla \bar{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \times \bar{v} I \right] \quad (4.3)$$

burada, μ - moleküler viskozitedir, I - tek bir tensördür.

4.5.1. Reynolds ve Navier-Stokes denklemleri

Reynolds ortalaması Navier-Stokes denklemleri (RANS), sıvı akış hareketinin zamana göre ortalama denklemleridir. Çalkantılı akışlarla uğraşırken yeni işletim sistemlerinde kullanılırlar. Bu denklemler, Navier-Stokes denklemlerine yaklaşık ortalama çözümler vermek için akışın uzama türbülansının özelliklerinin bilgisine dayanan yaklaşımlarla

kullanılabilir. Denklemler kartezyen tensör formunda (4.4), (4.5) olarak yazılabilir (Lu ve ark, 2021):

$$\frac{dp}{dt} + \frac{d}{dx_i} (\rho \bar{v}_i) = 0 \quad (4.4)$$

$$\frac{d}{dt} (\rho \bar{v}_i) + \frac{d}{dx_i} (\rho v_i v_j) = - \frac{dp}{dx_i} + \frac{d}{dx_j} \left[\mu \left(\frac{dv_i}{dx_i} + \frac{dv_j}{dx_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{dv_i}{dx_j} \right) \right] + \frac{d}{dx_i} (-\rho v_i v_j) \quad (4.5)$$

(4.4) ve (4.5) denklemler, RANS olarak adlandırılır ve hızlar ve diğer çözüm değişkenleri artık grup ortalaması (veya zaman ortalaması) değerlerini temsil eder (Lu ve ark, 2021):

Burada v_i , \bar{v}_i ve v_i' hızın anlık, ortalama ve dalgalanan terimleridir. Akışkan hızını konum ve zamanın bir fonksiyonu olarak ele aldığımızda, ortalama akışkan hızı (4.6) şu şekildedir:

$$v_i = \bar{v}_i + v_i' \quad (4.6)$$

(4.5) denklemin sol tarafı, ortalama akıştaki durağan olmama ve ortalama akış boyunca taşınım nedeniyle akışkan elemanının ortalama momentumundaki değişimi temsil eder.

Bu değişiklik, ortalama vücut kuvveti, ortalama basınç alanından kaynaklanan izotropik gerilim, viskoz gerilimler ve genellikle Reynolds gerilimi olarak adlandırılan dalgalanan hız alanından kaynaklanan görünür gerilim ($-\rho v_i v_i$) ile dengelenir. Reynolds gerilmelerinin doğrusal olmayan periyodu, çözüm için RANS denklemini kapatmak için ek modelleme gerektirdi ve birçok farklı türbülans modelinin oluşturulmasına yol açtı (Lu ve ark, 2021).

4.6. Akış Türbülansının Etkisi

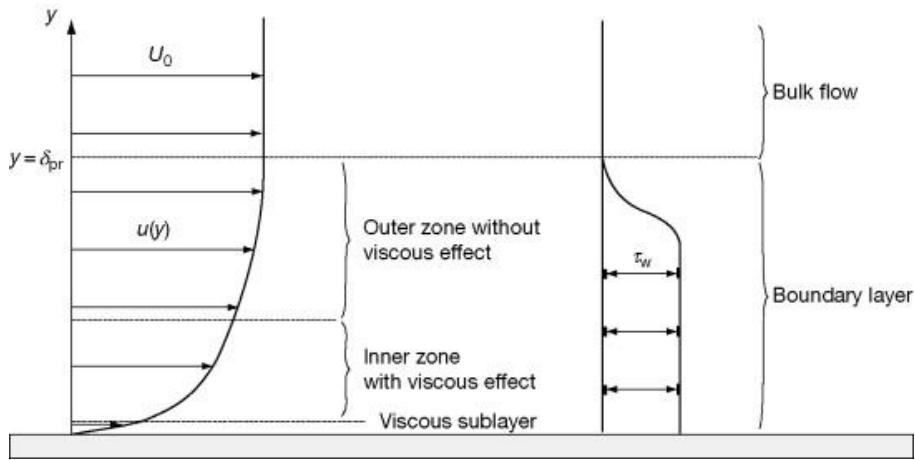
Türbülanslı akışların varlığı esas olarak duvarların varlığına bağlıdır. Açıkçası, ortalama hız alanı, duvarda karşılanması gereken kaymazlık koşulundan etkilenir.

Bununla birlikte, türbülans, duvarın varlığıyla önemsiz olmayan şekillerde de değiştirilir. Duvara çok yakın olan viskoz sönüm teğetsel hızı azaltır ve kinematik engelleme normal dalgalanmaları azaltır. Bununla birlikte, yüzeye yakın bölgenin dış kısmına doğru, büyük ortalama hız gradyanları nedeniyle türbülans kinetik enerjisinin oluşması nedeniyle türbülans hızla artar.

Ludwig Prandtl ve Theodor von Karman tarafından tanımlanan yüzeye yakın profil şekli aşağıdaki gibi bölünebilir:

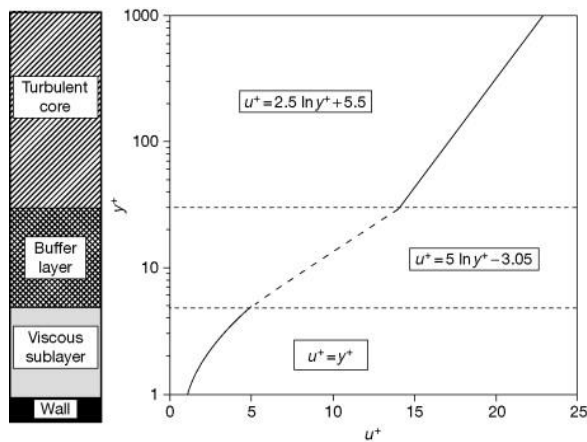
- İç katman;
- Dış katman;
- Örtüşme tabakası.

Araştırmacıların çok sayıda yaptığı deneyler, duvara yakın bölgenin büyük ölçüde üç katmana bölünebileceğini göstermiştir (Şekil 4.2).



Şekil 4.2. Duvar alanı profil şekli (Somers, 2005).

Ayrıca, "viskoz alt katman" olarak adlandırılan en içteki katmanda, akış neredeyse laminerdir ve (moleküler) viskozite, momentum ve ısı veya kütle transferinde baskın bir rol oynar. Tam türbülanslı katman olarak adlandırılan dış katmanda türbülans önemli bir rol oynar (Şekil 4.3).



Şekil 4.3. Ön duvar bölgesinin alt bölümleri (Somers, 2005).

Son olarak, viskoz bir alt katman ile tamamen türbülanslı bir katman arasında, moleküler viskozite ve türbülansın etkilerinin eşit derecede önemli olduğu bir ara bölge vardır. Şekil 4.3, yarı-logaritmik koordinatlarda çizilen yakın duvar bölgesinin bu alt bölümlerini göstermektedir.

İç katmanda viskoz (moleküler) kayma hakimdir ve akış neredeyse laminerdir. Profil, duvar kayma gerilmesine $w\tau$, sıvı özelliklerine (ρ yoğunluk ve μ moleküler viskozite) ve duvardan uzaklığa y bağlı olacaktır, ancak serbest akış parametrelerine bağlı olmayacaktır (Somers, 2005).

Böylece yasanın iç katmanı (4.7) olarak yazılabilir:

$$v=f(\tau_w, \rho, \mu, y) \quad (4.7)$$

Duvara yakın bölgenin boyutsuz iç katmanı (4.8) olarak yazılabilir:

$$\frac{u}{v}=f\left(\frac{yv^*}{v}\right) \quad (4.8)$$

burada, v - kinematik viskozitedir, v^* - duvar direnç hızı olarak adlandırılır ve (4.9) olarak tanımlanır:

$$v^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4.9)$$

Şekil 4.3, iç yasal katmanın, zemin mantığıyla sorunsuz bir şekilde birleşmek için $y=30$ civarında düzgün bir şekilde birleştirmek için duvara doğru kayma nedeniyle nasıl yükseldiğini göstermektedir.

4.7. Mesh Türleri

HAD modellemenin en zor ve çok zaman alan mesh oluşturma kısmı olarak kabul edilir (Lu ve ark, 2021). Meshin kalitesi, kullanılan akış kontrolünden bağımsız olarak analizin kalitesinde doğrudan rol oynar. Mesh yapılandırılmış (structured), yapılandırılmamış (unstructured) ve hibrit tiplere ayrılabilir (Lu ve ark, 2021).

Aslında, iyi yapılandırılmış mesh jeneratörleri, ortogonal ve homojenlik için mesh şeklini otomatik olarak optimize etmek için karmaşık eliptik denklemleri kullanırlar (Ansys Meshing User's Guide, 2010).

Yapılandırılmış mesh avantajları (Lu ve ark, 2021):

- a) kolay kullanım;
- b) altıgen ve dörtgen elemanlar alanı doldurmada çok etkilidir, çözelti önemli ölçüde etkilenmeden önce yüksek düzeyde asimetri ve büyümeyi destekler;
- c) mesh çoğunlukla akışa göre hizalanır, bu da çözücüde daha fazla doğruluk sağlar;
- d) yapılandırılmış mesh genellikle belirli bir hücre boyutu için minimum depolama alanına ihtiyaç duyarlar ve daha hızlı çalışırlar çünkü bunlar, kılavuzun sabitlenmiş konumu için optimize edilmişlerdir;
- e) kolay post-processing, çünkü mantıksal mesh düzlemleri, akış alanını incelemek ve sonuçları çizmek için mükemmel kriterler oluşturur.
- f) yapılandırılmış mesh dezavantajları (Ansys Meshing User's Guide, 2010):
- g) tüm model için en uygun blok yapısını oluşturmak için daha yüksek beceri gerektirir;
- h) süreç daha fazla zaman alır.

Yapılandırılmamış mesh

Yapılandırılmamış mesh yöntemleri, etki alanını (domain) doldurmak için rastgele bir öge kümesi kullanır. Elemanların düzeninin belirgin bir deseni olmadığından, mesh yapılandırılmamış denir. Bu tür mesh genellikle 2D ve 3D olarak dört yüzlü üçgenler kullanır. Yapılandırılmış mesh olduğu gibi, elemanlar da alana uyacak şekilde gerilebilir ve bükülebilir (Ansys Meshing User's Guide, 2010). Otomatik geçiş algoritması genellikle bir sınırın birbirine bağlanmasını veya içerideki noktaların eklenmesini ve öğelerin yeniden birleştirilmesini içerir.

Yapılandırılmamış mesh avantajları (Lu ve ark, 2021):

- a) çok az kullanıcı girişi;
- b) nispeten kısa bir sürede çok büyük, ayrıntılı sorunlara çözüm sağlar.

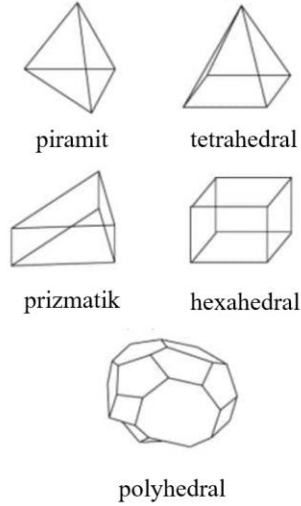
Yapılandırılmamış mesh dezavantajları (Lu ve ark, 2021):

- a) mesh oluştururken kontrol eksikliği;
- b) germe üçgeni veya dört yüzlü elemanlarla ilgili sorun. Mesh büyük ölçüde izotropik olarak sınırlıdır, yani tüm elemanlar kabaca aynı boyut ve şekle sahiptir;
- c) iyi CAD verilerine güvenmesi. CAD modelindeki hatalar başarısızlığa yol açacaktır;

d) çözümler daha fazla bellek gerektirir ve daha uzun çalışma sürelerine sahiptir.

Hibrit mesh yöntemleri

Hibrit mesh teknikleri, yapılandırılmış ve yapılandırılmamış meshlerin olumlu yönlerinden yararlanmak için tasarlanmıştır. Hibrit mesh, Şekil 4.4'te gösterildiği gibi 3 boyutlu olarak piramit, dört yüzlü, prizmatik, altı yüzlü ve çok yüzlü elemanlar, 2 boyutlu olarak üçgenler ve dörtgenler içerebilir. Altıgen elemanlar katı sınırların yakınında mükemmeldir (akış alanı gradyanları yüksek olduğunda) ve kullanıcılara yüksek derecede kontrol sağlar. Prizmatik elemanlar (genellikle ekstrüde edilen üçgenler) duvarın gradyanları yakınında faydalıdır (Fluent Theory Guide, 2021). Genellikle, boş ve kalan yerleri doldurmak için dört yüzlü elemanlar kullanılır. Çok yüzlü çok popüler elemanlardır. Dört yüzlü mesh türüne bir alternatif oluşturmaktadır. Çok yüzlü, dört yüzlü mesh elemanına göre daha fazla sayıda yakın çevre hücreye sahiptir ve bu önemli bir avantajdır (dört yüzlü için dört ile karşılaştırıldığında tipik olarak on). Bu, gradyan yaklaşımlarına daha fazla çözünürlük sağlar. Çok yüzlü hücreler, dört yüzlü hücrelerin birleştirilmesiyle oluşturulur. Sonuç olarak, ciddi şekilde çarpık hücreler gibi toplam hücre sayısı da azalır.



Şekil 4.4. Ana mesh elemanlar türleri.

Hibrit mesh avantajları (Lu ve ark, 2021):

- hem yapılandırılmış hem de yapılandırılmamış mesh aynı anda kullanılabilir;
 - şekil ve mesh dağılımının kontrolü.
- c) hibrit mesh dezavantajları (Lu ve ark, 2021):

- d) daha yüksek deneyim ve beceri gereklidir;
- e) yapılandırılmamış mesh yöntemlerden daha az güvenilirdir.

4.8. Y-Plus

Y-plus, bazen boyutsuz değişken de denilen, rüzgar türbini kanadından ilk mesh hücresinin merkezine olan mesafeyi temsil eder. Ayrıca, bu duvardaki kayma gerilmesini yarı ampirik denklemlerden türeten duvar fonksiyonlarının uygulanması, bir duvardaki kayma gerilmesinin çözümünü tanımlamanın bir yoludur (Fluent Theory Guide, 2021).

Y-plus, mesh elemanın merkezi ile kanat yüzey arasındaki düşey boşluğu boyutu olmayan bir hale getirir. Bu değer, mesh elemanının yüksekliğinin kanat yüzey sınırlarına olan orantısını değerlendirmek için kullanılır (Fluent Theory Guide, 2021).

Öte yandan, Y-plus ile bir mesh hücresindeki akış türbülanslı ya da laminar akış etkilerinin değerini temsil edilir. Mesela, Y-plus düşükse hücredeki akış laminardır demek. Eğer Y-plus büyükse demek mesh hücresindeki akış türbülanslı. Yani, Y-plus çok küçük olursa mesh hücresindeki akış uzar ve duvar fonksiyonları kullanılamaz hale gelir. Ayrıca Y-plus çok büyükse sınır elemanındaki laminar/türbülanslı akış alanını çözmek çok zor olmayacak ancak diğer varsayımlar yanlış olacaktır.

Duvar fonksiyonları olmayan simülasyonlarda Y-plus sayısı genellikle 1 civarındadır, halbuki duvar fonksiyonları Y-plus 1'den büyük olmasını sağlar. Ayrıca, sınır katmanı iç ve dış katmanlar olarak iki bölgeye ayrılabilir. Duvardan dış katmana kadar uzanan üç bölge şunlardır: viskoz alt katman ($y^+ < 5$), buffer katman ($5 < y^+ < 30-50$) ve log-law alanı ($y^+ > 30-50$).

4.9. Duvar Fonksiyonları

Duvar fonksiyonları, duvara yakın bölgedeki akışın fiziğini sağlamak için kullanılan bir yarı ampirik fonksiyondur. Türbülans, duvarda sağlanması gereken kaymama koşulu nedeniyle duvarın varlığından birçok yönden etkilenir. Duvara yakın bölgede dört alan tanımlanmıştır; laminar alt katman, harmanlama bölgesi, logaritmik yasa bölgesi ve dış bölge. Her bölgenin türbülans üzerinde farklı bir etkisi vardır ve sınır tabakasındaki ilk hücrenin y^+ konumuna özel dikkat gösterilmelidir. Şekil 4.2'ye göre iç katman $y^+=5$ ile $y^+=30$ arasında olması gerekir (Lu ve ark, 2021).

Türbülansın modellenmesi iç katmanın ne kadar iyi modellendiğine bağlıdır. İç katmana kadar olan simülasyonlar için bu, hücre boyutunun artması nedeniyle yüksek hesaplama maliyeti anlamına gelir. Maliyet ve doğruluk arasında bir denge kurulması için iç katmanın modellenmesi son derece önemli hale gelir

Birinci katman ve toplam katmanlar kalınlığını öğrenmek için ilk önce Reynolds sayısını hesaplamamız gerekir (4.16):

$$Re = \frac{\rho \times V \times c}{\mu} \quad (4.16)$$

burada, ρ – hava yoğunluğu, V – rüzgar hızı, c – kord uzunluğu, μ - hava vizkozitesi.

Reynolds sayısını kullanarak toplam katmanlar kalınlığı hesaplanır, m :

$$S = \frac{4,91 \times c}{\sqrt{Re}} \quad (4.17)$$

İlk katman kalınlığı ise böyle hesaplanır, m :

$$\Delta s = c \times y^+ \sqrt{74} \times Re^{-13/14} \quad (4.18)$$

burada, y^+ - katman sayısı.

4.10. Mesh Kalitesi

Mesh kalitesi, sayısal hesaplamanın doğruluğu ve stabilitesinde çok önemli bir rol oynamaktadır. Mesh kalitesiyle düğüm noktası dağılımı, düzgünlük (smoothness) ve çarpıklık (skewness) bağlıdır.

Alanımızda kullanılan mesh türünden bağımsız olarak oluşturduğumuz meshimizin kalitesini kontrol etmek kritik öneme sahiptir. Mesh hücre türüne bağlı olarak farklı kalite parametreleri incelenir (Fluent Theory Guide, 2021):

- Cell squish, bir mesh hücresinin yüzleri açısından ortogonalden ne kadar saptığını belirleyen bir ölçümdür.
- Tri/Tet elementlerinde hücre eşdeğer hacminde bir çarpıklık (skewness) vardır.
- Çok yüzlü mesh türünün yüz kıvrımları (face squish) vardır.
- tüm mesh türler aynı en boy oranına (aspect ratio) sahiptir.

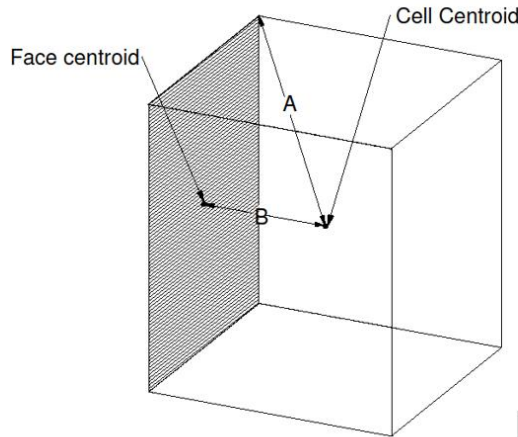
Tri/Tet elementlerinde hücre hacminde sapması

Bu, hacim sapması yöntemi kullanılarak hesaplanan boyutsuz bir parametredir ve 4.13 ile verilir:

$$\frac{\text{optimal size-cell size}}{\text{optimal cell size}} \quad (4.13)$$

burada, optimal hücre boyutu, aynı çevreye sahip eşkenar bir hücrenin boyutudur. 0 değeri ideal tek taraflı bir hücreyi, 1 değeri ise tamamen dejenere bir hücreyi belirtir.

Şekil 4.5 *en boy oranını (aspect ratio)* tahmin etmek için kullanılan parametreleri göstermektedir. Bu oran hücre uzamasının bir ölçüsüdür. Ağırlık merkezi ile hücre merkezleri arasındaki mesafe ve ağırlık merkezi ile hücre düğümleri arasındaki mesafelerin maksimum değerinin minimum değerine oranı olarak hesaplanır. Mesela, şekildeki birim küp için maksimum mesafe 0,9 ve minimum mesafe 0,4 diyelim, o zaman en boy oranı 2,25'tir. Bu tür bir tanım, Çok yüzlü de dahil olmak üzere her türlü meshlere uygulanabilir.



Şekil 4.5. En boy oranı hesaplaması (Fluent User's Guide, 2006).

Çözücü için elemanların (hücrelerin) şekline ilişkin ana kriterler *ortogonal kalite (orthogonal quality)* ve *çarpıklık*. Hücrelerin kalitesini yargılamak son derece önemlidir çünkü kötü bir mesh (daha küçük bir mesh ile) kullanmak, daha önce yazıldığı gibi yanlış simülasyon sonuçlarına yol açabilir.

Denemeler hem skewness hem de ortogonal kalite açısından seçilir. Genel bir kural olarak minimum ortogonal değer 0,15'ten büyük ve maksimum skewness 0,95'in altında tutulması tavsiye edilir. Kötü hücrelerin veya elemanların varlığı yanlış simülasyon sonuçlarına yol açabilir.

Ancak bunlar kılavuzun genel yönergeleridir ve çözülmekte olan fiziğe veya hücrelerin bulunduğu yere bağlıdır. Aşağıdaki tablolar meshimizin kalitesini değerlendirmemize yardımcı olur (Ahmed, 2016) (Tablo 4.1 ve 4.2).

Tablo 4.1. Çarpıklık mesh kalite aralığı.

Harika	Çok iyi	İyi	Kabul edilir	Kötü	Kabul edilmez
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Tablo 4.2. Ortogonal kalite mesh aralığı.

Kabul edilmez	Kötü	Kabul edilir	İyi	Çok iyi	Harika
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

4.11. Türbin Kanadı Modellenmesi

Kanat geometrisinin yapısı şu şekilde gerçekleştirilir; ilk hesaplama verileri, aşağıda belirtilen parametrelerin yanı sıra seçilen profilin koordinatlarını (Şekil 4.6) ve aerodinamik özelliklerini içerir.

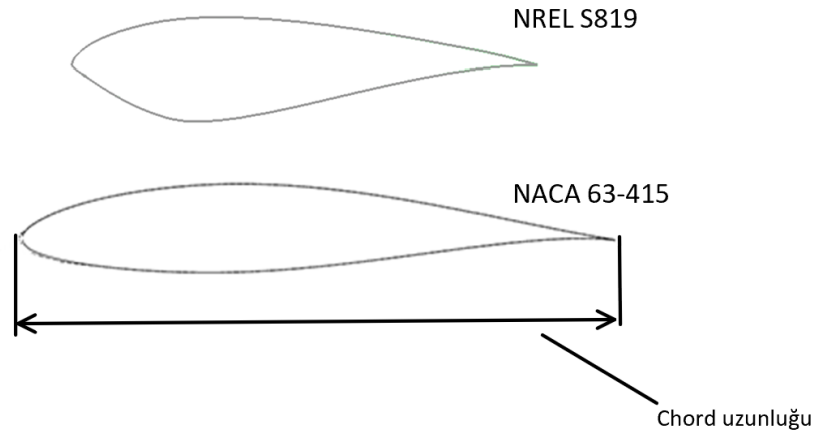
Kanat profili bölümleri kord çizgisi ve bölümlerin ağırlık merkezlerinin Z koordinatları boyunca koordine edilmiştir. NREL S-serisi S819 ve NACA 63-415 kanat profili tipi için bu noktalar, rotorun dönme ekseninden geçen bir çizgi üzerinde dönme düzleminde bulunur, kanadın ortaya çıkan geometrik verileri tablo 4.3 sunulmaktadır (4.1) ve Şekil 4.6'da kanat profili tipi gösterildi.

Tablo 4.3. Kanadın geometrik verileri.

Bölüm	r/R	Kord uzunluğu, [m]	Hücum açıları, [der]	Yarıçap, [m]	Kanat profili

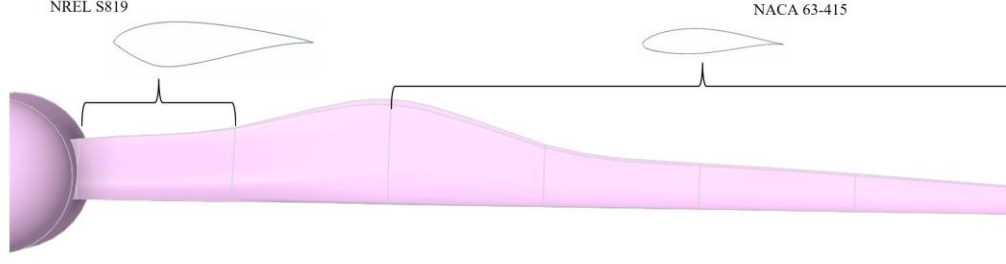
Tablo 4.3. (Devamı): Kanadın geometrik verileri.

Bölüm	r/R	Kord uzunluğu, [m]	Hücum açıları, [der]	Yarıçap, [m]	Kanat profili
1	0,11	0,020	15,38	0	NREL S819
2	0,13	0,036	13,66	0,05	NREL S819
3	0,20	0,048	9,18	0,15	NACA 63-415
4	0,26	0,068	7,36	0,25	NACA 63-415
5	0,39	0,034	6,44	0,35	NACA 63-415
6	0,46	0,029	5,63	0,45	NACA 63-415
7	0,52	0,024	4,36	0,55	NACA 63-415
8	0,65	0,018	3,39	0,65	NACA 63-415



Şekil 4.6. Kanat profil tipleri.

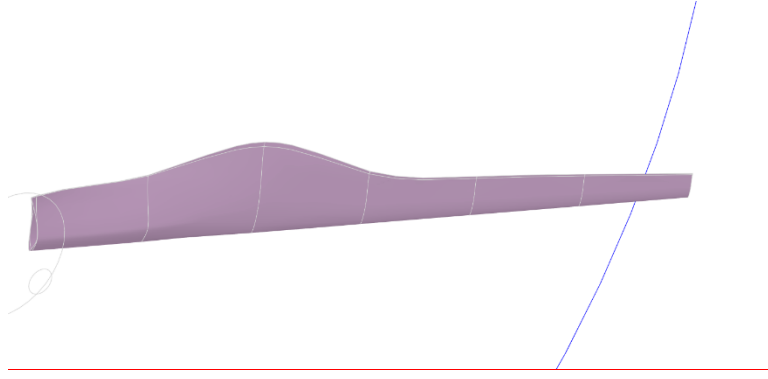
Kanadın kökeni daha kalın olan NREL S819 hava profilinden yapılmış. Bu kök, NACA 63-415 kanat profiline geçiş yapar. Kanadın kord uzunluğu da dahil olmak üzere tam geometrisi aşağıda Şekil 4.7'de görülebilir.



Şekil 4.7. Kanadın tam geometrisi.

Kanat geometri seti ile modelimize uygun kanadı oluşturma sürecine başladık. Model tamamen Ansys Design Modeler kullanılarak oluşturuldu.

Kanat tasarımı esasen her bir kanat profili elemanının türbin göbeğinden uygun uzaklıkta bulunan bir düzleme yapıştırılmasıyla yapılır (Tablo 4.4'te verilen açıklık mesafesi). Daha sonra, yüzey “loft” komutunu kullanarak bu farklı çizimler birbirine bağlandı. Geometrideki gereksiz komplikasyonları en aza indirmek için, her bölümü kılavuz noktası olarak kanat profilinin ön kenarını kullanarak kaldırıldı. (Şekil 4.8).

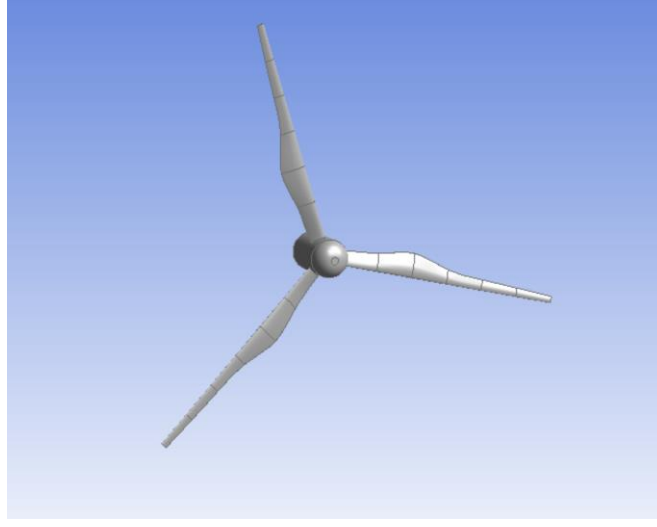


Şekil 4.8. Kanadın CAD-3D modeli.

Her kanat profili, o profili tanımlayan nokta verileri kullanılarak oluşturulmuştur. Bu veriler, bir kanat profilinin grafiksel gösterimini (x, y) nokta verilerine dönüştüren bir program kullanılarak elde edildi.

Design Modeler’de “circular pattern” komutunu kullanarak 2 kanat daha yapıldı. Rüzgar türbininin rotor kısmı dairesel 0,05 m olan yarıçap ile yapıldı. Rotorun arka kısmı 0,15 m, ön kısmı ise 0,07 m uzunluğu ile modellendi. Rotorun gerçek bir rotora benzemesi için Design Modeler’in “blend” komutunun içindeki “fixed radius” kullanarak yuvarlak bir şekilde düzetildi. Şekil 4.9’da 3 boyutlu rotoru var rüzgar türbinini uzaktan, şekil 4.9’da ise rüzgar türbininin yakından görüntüsü gösterildi.

Mesh hücre sayılarının yüksek olma ihtimali ve sayısal analizlerin karmaşıklığı nedeniyle motor bölümü ve kule modellenmedi.

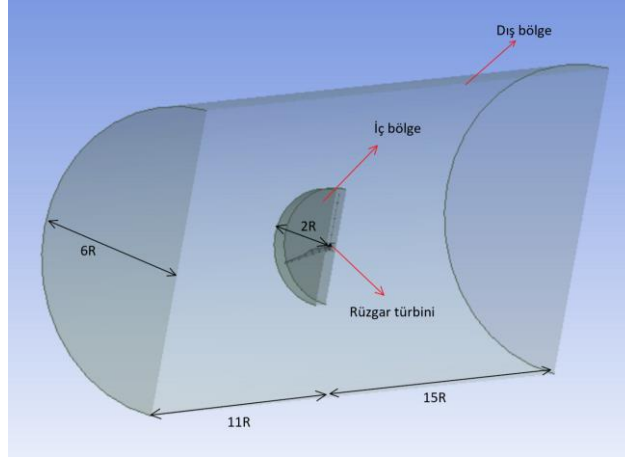


Şekil 4.9. 3D rüzgar türbini.

4.12. Sınır Koşulları

Rüzgar türbini rotoru ve hesaplama alanı için 3 boyutlu bir model oluşturulduktan sonra akış sınır koşullarının belirtilmesi gerekir. Doğru simülasyon sonuçları elde etmek için bu sınır koşullarının doğru bir şekilde belirtilmesi önemlidir. Modelde aşağıdaki sınır koşulları silindirik bir şekilde yapıldı (Bazilevs Y., 2010).

Şekil 4.10, *dış ve iç bölgelerin*, kanat yarıçapının sırasıyla altı katına ve iki katına eşit bir yarıçapa sahip silindirik bir şekle sahip olduğunu göstermektedir. Ayrıca, dış bölge, rüzgar yönü boyunca kanat yarıçapının on bir katına ve rüzgarın ters yönünde on beş katına eşit bir uzunluğa sahipken, iç bölge hem rüzgar yönü hem de rüzgara ters yönü için sırasıyla 1,5 katına eşit bir uzunluğa sahiptir. Rüzgar tüneli bölgeleri, Design Modeler'de "Boolean" işlemi kullanılarak rüzgar türbini tarafından çıkarıldı.



Şekil 4.10. Dış ve iç bölgeleri.

Duvar (Wall-side), sıvı ve katı bölgeyi birleştirmek için duvar sınır koşulları kullanılır (Şekil 4.11). Bizim durumumuzda, dış bölgenin sınırı ve atmosferik hava olacaktır.

Giriş hızı (Velocity-inlet), hava akışının hedef hızını belirlemek için kullanılır ve akışın girişindeki türbülans modeli olarak ilgili tüm akış özellikleriyle birlikte (12 m/s) olacaktır (Şekil 4.11). Toplam basınç sabit değildir ancak gerekli hız dağılımını sağlamak için gerekli olan değere kadar artacaktır. Fluent'te bu sınır koşulu sıkıştırılamaz akışlar için tasarlanmıştır ve katı engellerden mümkün olduğu kadar uzak tutulmalıdır. Hız girişi sınır koşulu belirlendiğinde Fluent kütle akış hızını (\dot{m}) (4.16) gibi hesaplar:

$$\dot{m} = \int \rho V \times dA \quad (4.13)$$

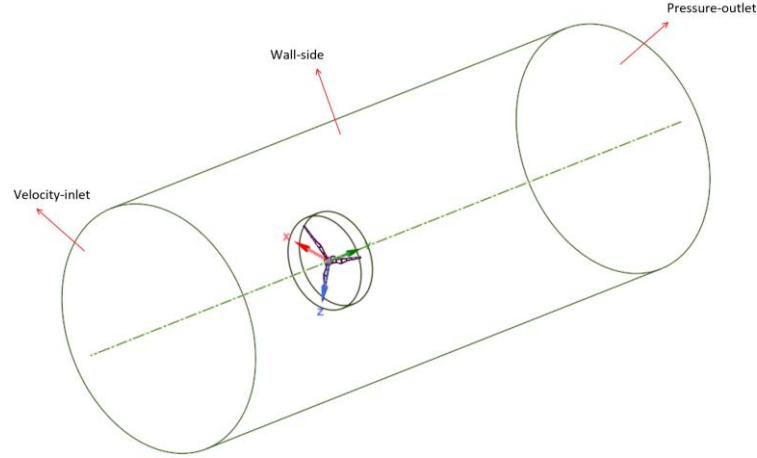
Giriş hızı koşulların belirlediğimizde rüzgar hızına göre türbülans yoğunluğu (4.14) şu şekilde hesaplanır:

$$I = 0,16 \times R_e \quad (4.14)$$

burada,

$$R_e = \frac{\rho \times V_\infty \times D_h}{\mu} \quad (4.15)$$

burada, ρ – hava yoğunluğu, V_∞ - rüzgar hızı, D_h – yarıçap, μ - hava viskozitesi.



Şekil 4.11. Sınır koşulları.

Çıkış akışı (*Pressure-outlet*), akış problemi çözülene kadar akış hızı ve basıncının ayrıntılarının bilinmediği akış çıkışlarını modellemek için çıkış sınır koşulları kullanılır. Bu sınır koşulu, çıkış akışının tam gelişmiş duruma yakın olduğu durumlarda uygundur. Basınç dışındaki tüm akış değişkenleri için akışta sıfır basınç gradyanı olduğunu varsayar.

Akışın çıkışında da rüzgar hızına göre türbülans yoğunluğu 4.14 ve 4.15 denklemleriyle hesaplanır ve belirlenir.

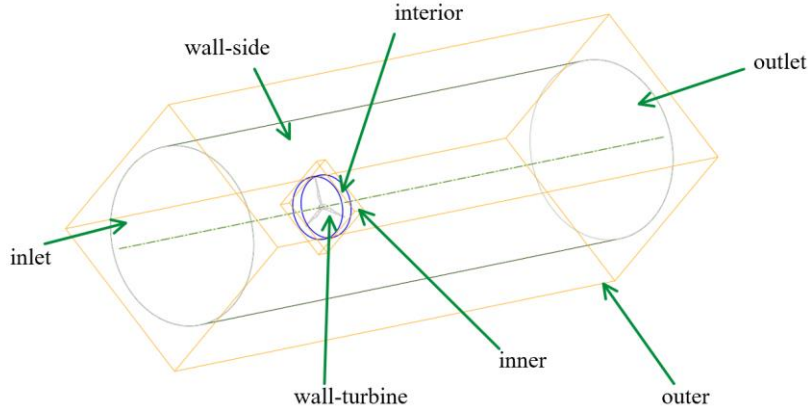
4.13. Mesh Oluşturulması

Mesh oluşturma, geometrinin ayrık bir temsilidir ve bir mesh oluşturmaya ve meshin bir HAD çözücüsü tarafından anlaşılabilir bir formata dönüştürülmesini içerir. Temel olarak, uzay denklemlerin yaklaşık olarak tahmin edilebileceği öğelere veya hücrelere böler.

Mesh tamamen Ansys Fluent kullanarak oluşturulacak. Ansys Fluent Meshing, 3D geometrileriniz için yüksek kaliteli ve doğru ölçümler elde etmek için kullanılabilir güçlü bir araçtır. Ayrıca, daha önce 4.4 bölümünde bahsedilen Çok yüzlü mesh türünü kullanmak için “Ansys Fluent’in with Meshing” gerektirir (Fluent Theory Guide, 2021):

Fakat, meshi oluşturmadan önce Ansys Space Claim aracılığıyla rüzgar türbini modelimizi, iç ve dış bölgeleri Fluent’in görebilmesi için tanımlamamız gerekir. Şekil

4.12’te tanımladığımız bölgeler gösterildi. Toplamda 7 bölge: wall-turbine, interior, wall-side, inlet, outlet, inner ve outer.



Şekil 4.12. Space Claim’de tanımlanan bölgeler.

Şekil 4.13’te gösterildiği gibi Fluent’te mesh oluşturma adımlarından ilki temiz CAD modeli içeri aktarmaktır. Yani, modelde herhangi bir sızıntı veya delik olmamalıdır. Ansys Fluent Meshing’te kapalı bir hesaplama alanı olmalıdır (Fluent Theory Guide, 2021).



Şekil 4.13. Ansys Fluent Meshing adımları.

İkinci adım, *yerel boyutları (local size)* atayarak yüzey meshi oluşturmaktır. Global size olarak, en az boyut 0,0005 m ve en büyük 0,35 m olarak yazıldı. Yerel boyutları curvature ve proximity seçildi (Ahmed, 2016). *Curvature*, bu oluşturulacak elemanların normalleri arasındaki açının bulunmasıyla hesaplanır. Mesh, mümkün olduğunda eğrilik alanlarındaki mesh boyutunu minimum boyuta düşürür. Bizim durumumuzda, curvature global size gibi en az boyut 0,0005 m ve en büyük 0,35 m olarak seçildi. Ayrıca, curvature, bir meshin öge kenarının yayılmasına izin verilen maksimum açığı belirtmemize olanak sağlar. 180 dereceye veya 3,14 radyana kadar sıfırdan farklı pozitif bir değer belirtilebilir. Daha küçük bir değer daha ince bir mesh anlamına gelir. Bu açı değerini 10 olarak seçtik.

Proximity, iki geometrik obje arasındaki boşluklarda kullanılan mesh elemanlarının sayısını belirtmemize fırsat sağlar. *Proximity* boyut değerleri *curvature* gibi aynı seçildi. Genelde, boşluklarda oluşturulacak minimum eleman katmanı sayısı 1'den 100'e kadar bir değer belirtebilir. Bizim durumumuzda mesh hücrelerin çok fazla olmaması nedeniyle *proximity* değerimiz 2'e eşittir.

“Boundary manager” komutunu kullanarak tanımladığımız bölgeleri *velocity-inlet*, *pressure-outlet*, *internal* ve *wall* olarak belirtmemiz gerekir.

4.10 bölümünde anlatılan katman sayıları ve kalınlığı belirlemek için “auto mesh” komutasını kullanıyoruz. Bu aşamada Reynolds sayısı, kanat duvarından katmanlarla ve sınır tabakası ile ilgili tüm veriler tablo 4.4'te listelendi.

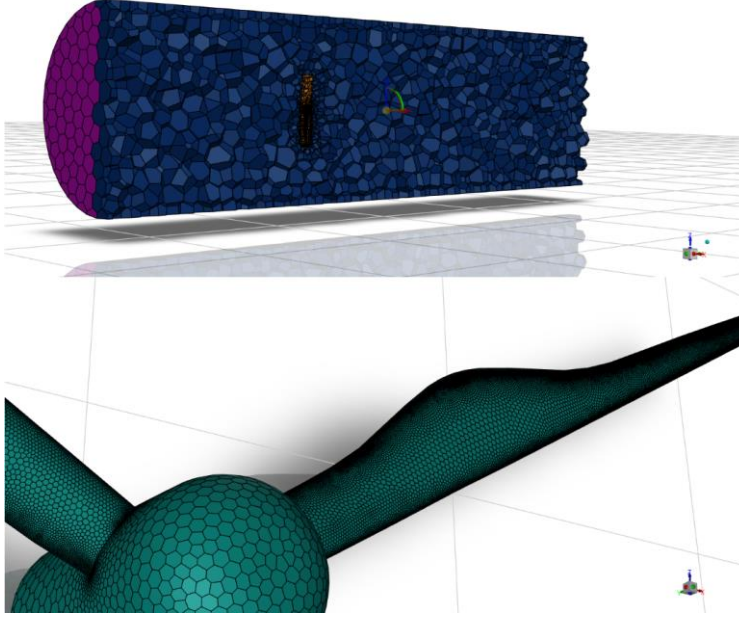
Tablo 4.4. Sınır tabaka verileri.

Reynolds sayısı	26459,84
Sınır tabakası kalınlığı [m]	0,011
İlk katman yüksekliği [m]	0,00005612
Prizma katmanının gerilmesi [boyutsuz]	1,2
Prizma katmanlarının sayısı [boyutsuz]	7
Prizma katmanının toplam kalınlığı [m]	0,0007248

Bir mesh geometrisi oluşturmak için yapılan birkaç denemeden sonra iyi miktarda mesh elde ettik, geometrimiz şekil 4.14'te gösterildiği gibi 1 520 540 eleman iyi kaliteli bir mesh oluşturuldu, bu eleman sayısı oldukça doğru bir çözüm elde etmek için yeterli. Bazı global mesh parametrelerini ayarlamayı kullanıyoruz. Aşağıdaki tablo 4.5 mesh spesifikasyonu gösterilmektedir.

Tablo 4.5. Mesh spesifikasyonu.

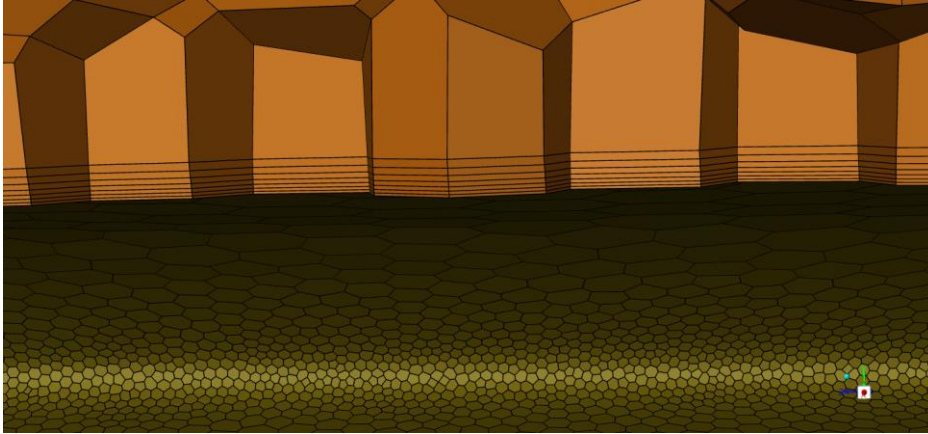
Eleman sayısı	1 520 540
Skewness	0,84
Orthogonal quality	0,15



Şekil 4.14. Sınır koşulları ve rüzgar türbini üzerinde oluşturulan mesh.

İyi kalite (daha az bozuk elemanlar) elde etmek için yeterli miktarda deneyim, zaman ve çaba gerekir. Bu nedenle, HAD çözümünün genel doğruluğunu artırmak için, yakınlık ve eğrilik için genişletilmiş boyut fonksiyonu kullanılarak, daha düşük asimetri elde edilerek bu mesh hücreleri belirli bir yönde gerilerek daha ince hale getirilebilir.

Şekil 4.15, kanadın etrafındaki mesh alanlarının oldukça doğru bir çözüm için kabul edilir bir meshe sahip olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.15. Kanat etrafındaki mesh görüntüsü.

Şekil 4.16 model verileri kullanılarak elde edilen skewness değerini göstermektedir. Skewness analizi verileri Tablo 4.1'de sunulan değer aralığı kullanılarak değerlendirildi. Bu açıklamayla tutarlı olarak, aşağıdaki şekilde sunulan sonuçların

skewness analizlerinin kabul edilir aralık değerlerine göre ayarlandığına dair kanıtlar bulunmaktadır.

name	id	cells (quality > 0.90)	maximum quality	cell count
outer	5505	0	0.66011283	8493
inner	5502	0	0.84357373	1512047
name	id	cells (quality > 0.90)	maximum quality	cell count
Overall Summary	none	0	0.84357373	1520540

[Quality Measure : Skewness]

Şekil 4.16. Oluşturulan mesh çarpıklık kalite değeri.

Şekil 4.17 ortogonal kalite çalışmasını açıklar ve verilerin, Tablo 4.2’de ayrıntıları verilen bu analizler için kabul edilir aralık değerlerinin gerekliliklerini karşıladığını gösterir.

name	id	cells (quality < 0.10)	minimum quality	cell count
outer	5505	0	0.33988717	8493
inner	5502	0	0.15642627	1512047
name	id	cells (quality < 0.10)	minimum quality	cell count
Overall Summary	none	0	0.15642627	1520540

[Quality Measure : Orthogonal Quality]

Şekil 4.17. Oluşturulan mesh ortogonal kalite değeri.

4.14. Türbülans Modeli Seçimi

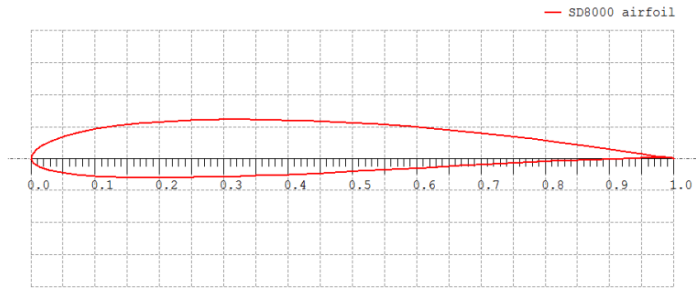
HAD sunduğu modelleri arasından uygun bir modeli seçmek için deneysel olarak bir rüzgar türbini tasarlayıp hava tüneline test edilmiş bir araştırma alınması öngörüldü. Yu-Jen Chen ve Y. C. Shiah (2016) çalışmasında uzunluğu 0,41 metre olan bir kanadı SD8000 hava profili kullanarak önce BEM teorisiyle hesaplayıp bir rüzgar türbini tasarlamışlar. Kanadın tasarım parametreleri tablo 4.6’de listelendi (Yu-Jen ve Shiah, 2016). Kanat tasarımında kullanılan SD8000 hava profili Şekil 4.18’de gösterildi.

Tablo 4.6. Kanat tasarım parametreleri.

Adı	Parametre
Hava yoğunluğu	1,225 [kg/m ³]
Uç hız oranı	3,70

Tablo 4.6. (Devamı): Kanat tasarım parametreleri.

Adı	Parametre
Rüzgar hızı	12 [m/s]
Kanat uzunluğu	0,41 [m]
Kanat sayısı	3



Şekil 4.18. SD8000 hava profili.

Kanadın tasarım parametreleri ele alarak BEM teorisiyle elde edilen kord uzunlukları ve hücum açıları tablo 4.7’de listelendi (Yu-Jen ve Shiah, 2016).

Tablo 4.7. Kanadın kord uzunlukları ve hücum açıları.

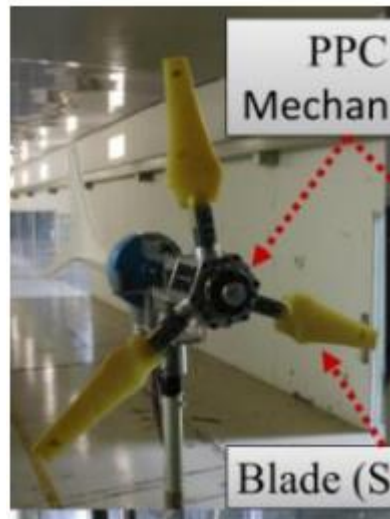
Kanat bölümü	r/R	Kord uzunluğu, [m]	Hücum açısı, [der]
1	0,341	0,06	0
2	0,415	0,093	18,48
3	0,488	0,107	15,27
4	0,561	0,095	12,81
5	0,634	0,085	10,86
6	0,707	0,076	9,29
7	0,780	0,070	8

Tablo 4.7. (Devamı): Kanadın kord uzunlukları ve hücum açıları.

Kanat bölümü	r/R	Kord uzunluğu, [m]	Hücum açısı, [der]
8	0,854	0,064	6,92
9	0,927	0,059	6
10	1	0,055	5,21

Araştırmada tasarlanan rüzgar türbini bir hava tüneline test edildi. Hava tüneli 36,5 m uzunluğunda ve kesit boyutları 4x2,6 m'dir olan bir tüneldir. Rüzgar tüneline maksimum rüzgar hızı 36 m/s'dir (Yu-Jen ve Shiah, 2016).

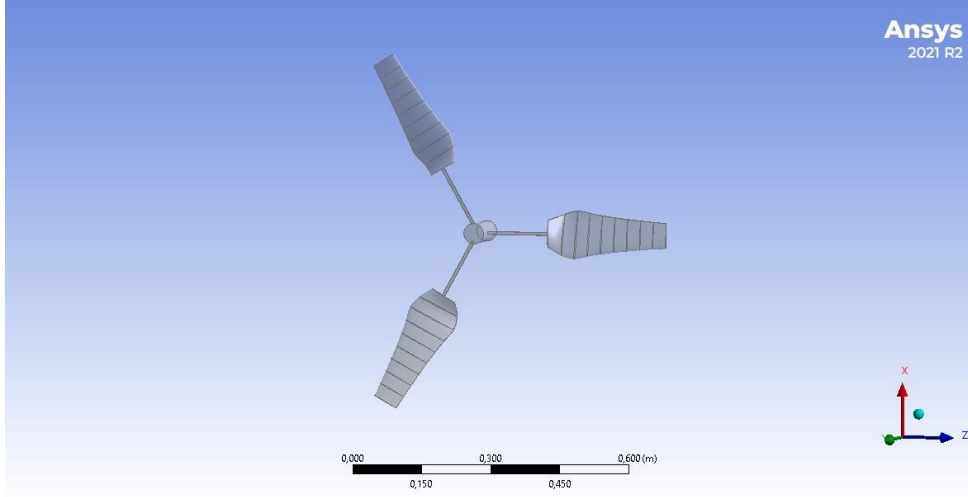
Şekil 4.19'de araştırmada tasarlanan rüzgar gösterildi (Yu-Jen ve Shiah, 2016). Rüzgar türbininin hava tüneline performansına göre en yüksek C_p katsayısı 4 m/s uç hız oranında yaklaşık 0,38 olduğunu görüyoruz.



Şekil 4.19. Araştırmada deneysel tasarlanan rüzgar türbini.

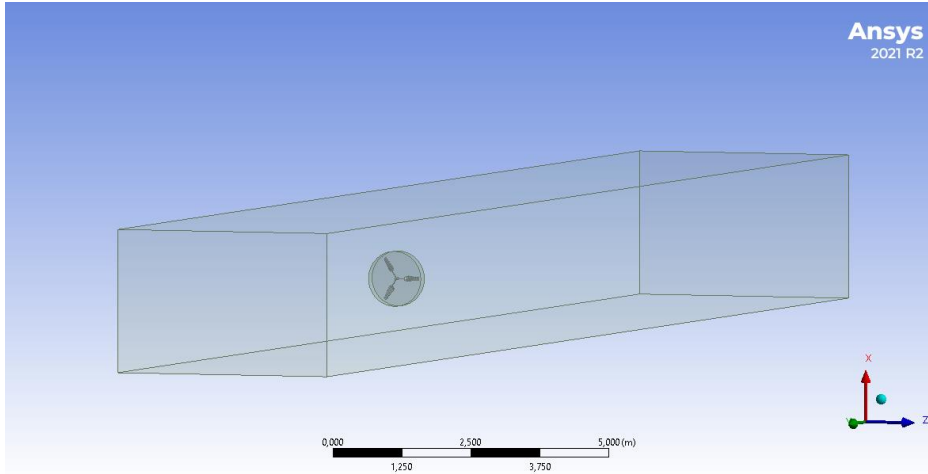
4.14.1. Modellenme

Tablo 4.2'de listelenen kord uzunluğu ve hücum açıları parametreleri Ansys Design Modeler kullanarak rüzgar türbininin 3 boyutlu bir modeli yapıldı. Şekil 4.20 Design Modeler'de modellenen rüzgar türbini gösterildi.



Şekil 4.20. Design Modeler’de modellenen rüzgar türbini.

Deneyisel araştırmada kullanılan rüzgar tüneli Design Modeler’de aynı parametrelerle outer ve inner olarak sınır koşulları belirlendi. Rüzgar türbini dışındaki sınır koşulları Şekil 4.21’de gösterildi.



Şekil 4.21. Deneyisel araştırmaya benzer rüzgar tüneli.

4.14.2. Mesh

Elde edilen mesh kalitesi test sonuçlarına etkisi yukarıdaki bėlőmlerde anlatılmıştı. İyi bir mesh oluşturmak için curvature ve proximity parametreleri kullanıldı. Yu-Jen Chen ve Y. C. Shiah tasarladıkları rüzgar tőrbinin kanadın uzunluğu 0,41 m olduğu için curvature ve proximity değerleri 0,004 olarak kabul edildi. Bu değer mesh hatasız ve iyi oluşmasına yeterli oldu.

Kanat duvarından ilk katman arasındaki mesafe 0,00005140 olup 1.2 bėyőme oranı ile toplam 7 katman oluşturuldu. Toplam katmanların kalınlığı ise 0,0006638 oldu.

Mesh çarpıklık kalite parametresi 0,90 olup tablo 4.1'deki kabul edilir aralık değerlerinin gerekliliklerini karşıladığını gösterir. Mesh diğer bir ortogonal kalite değeri 0,15 olup tablo 4.2'deki kabul edilir aralık değerlerinin gerekliliklerini karşıladığını gösterir.

Steady-state analizleri farklı türbülans modelleri kullanarak belirli rüzgar hızında ve açılal hızlarında yapılan simülasyon sonucunda dört denklemlil Transition SST türbülans modelleri deneysel testlerin sonuçlarına en yakın olduğunu öğrenildi. Sınır koşullarının giriş ve çıkış parametreleri, simülasyon için temel parametrelerin uygulaması ve sonuçların detayları 4.12 bölümünün validasyon kısmında anlatılmaktadır.

4.15. Simülasyon ve Sonuç

ANSYS Workbench temel avantajlarından biri, ANSYS yazılım paketinde yer alan çok çeşitli mühendislik analiz sistemleri arasında veri aktarma yeteneğidir. ANSYS Workbench yerleşik bir model, ANSYS Fluent programı kullanılarak sayısal akışkanlar dinamiği hesaplamaları (HAD, hesaplamalı akışkanlar dinamiği) için de kullanılabilir.

4.15.1. Validasyon

4.11 bölümünde bahsedilen Yu-Jen Chen ve Y. C. Shiah (2016) çalışmasında tasarlanan ve deneysel olarak test edilen bir rüzgar türbini türbülans modeli belirlemek amacıyla alındı. Rüzgar türbinin kanadı tablo 4.8'de listelenen BEM teorisiyle hesaplanan kord uzunlukları ve hücum açıları kullanarak tasarlandı. Rüzgar türbinin modellenmesi ve sınır koşulların belirlenmesi 4.8 bölümünde anlatıldı.

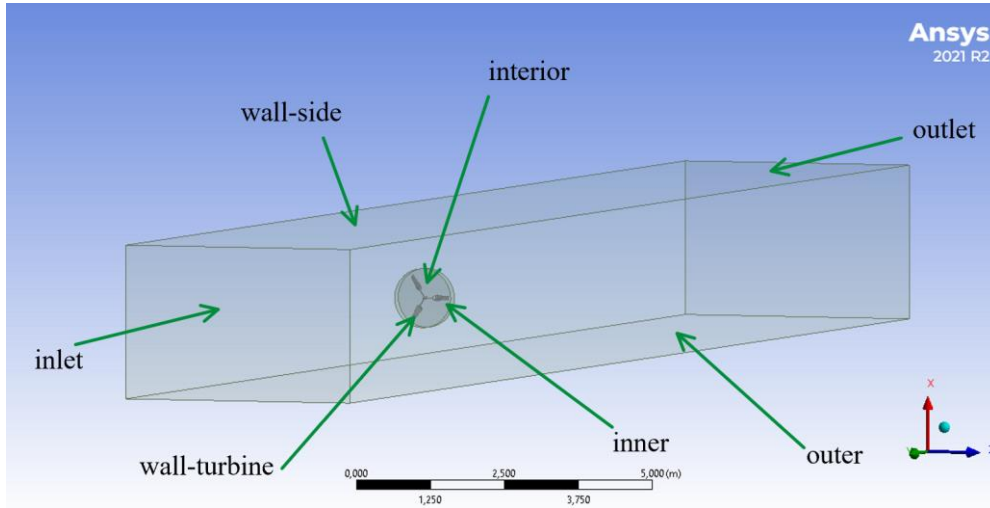
Tablo 4.8. Kanadın kord uzunlukları ve hücum açıları.

Kanat bölümü	r/R	Kord uzunluğu, [m]	Hücum açısı, [der]
1	0,341	0,06	0
2	0,415	0,093	18,48
3	0,488	0,107	15,27
4	0,561	0,095	12,81

Tablo 4.8. Kanadın kord uzunlukları ve hücum açıları.

Kanat bölümü	r/R	Kord uzunluğu, [m]	Hücum açısı, [der]
5	0,634	0,085	10,86
6	0,707	0,076	9,29
7	0,780	0,070	8
8	0,854	0,064	6,92
9	0,927	0,059	6
10	1	0,055	5,21

Ansys Fluent HAD uygulaması modellenen rüzgar türbini test etmek için kullanıldı. Öncelikle, hava akışı kullandığımız için basınca dayalı simülasyon olacağını söylenmesi gerekir. Fakat modelimizi uygulamaya aktarmadan önce sınır koşullar türlerini belirlenmesi icap eder. Şekil 4.22’de gösterildiği gibi giriş için “velocity-inlet”, çıkış için “pressure-outlet”, rüzgar türbini “wall”, iç bölge “interior” ve dış bölgenin duvarları “wall-side” seçildi.



Şekil 4.22. Sınır koşulları.

4.15.2. Simülasyon kurulumu

Simülasyonda aerodinamik özelliklerin kapsamlı araştırılmasını kolaylaştırmak için basınca dayalı analiz yapıldı. Kurulum hava yoğunluğu $1,225 \text{ kg/m}^3$ ve dinamik viskozite $1,89 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \times \text{s}$ gibi akışkan özelliklerine sahiptir. Giriş sınır şartı:

velocity-inlet, rüzgar hızı 12 m/s, açısız hız 40, 80, 120, 160, 180 rad/s ve türbülans yoğunluğu 4.14 denklemi ile rüzgar hızına göre hesaplandı. Çıkış sınır şartı: pressure-outlet.

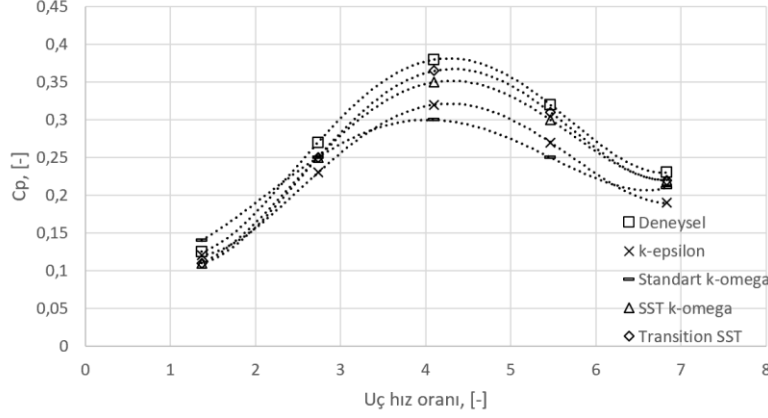
Simülasyon için, çözümün yeterince doğru kabul edildiğini belirleyen yakınsama kriterleri 10^{-4} olarak kabul edildi. 4 farklı türbülans modelleri için steady-state analiz türü yapıldı.

4.15.3. Sonuçlar

Simülasyon için Ansys Fluent 21.0 kullanarak HAD sunan Standard k-epsilon, Standart ve SST k-omega, Transition SST türbülans modelleri ile güç katsayısı değeri elde edildi. Şekil 4.23 rüzgar türbini deneysel testin ve sayısal analizimizin sonuçları TSR- C_p grafiği aracılığıyla karşılaştırıldı. Grafikten anlaşıldığı gibi deneysel sonuçlara en yakın Transition SST türbülans modeli oldu. 2 uç hız oranında deneysel sonuçlarla %5 hata farkı, 4 uç hız oranında hata oranı %4 ve 6 uç hız oranında hata oranı %3 oldu.

Transition SST türbülans modelinin öbür modellerden deneysel sonuçlara daha yakın olması Steed (2011) yaptığı araştırmada da tespit edildi. Steed araştırmada bir denklemlilik Spallart-Allmaras, iki denklemlilik k- ω SST, üç denklemlilik aralıklı (γ) SST, k- ω ve dört denklemlilik Transition SST olmak üzere toplam 5 farklı türbülans modeli test etmiş. Bu modeller kullanılarak elde edilen sonuçları birbirleriyle ve deneysel çalışmayla karşılaştırdıklarında en iyi uyumun Transition SST modeliyle elde edildiğini belirtmiş. Ayrıca HAD çalışması ile geçiş davranışını yakalayabilmek için doğru türbülans modelinin kullanılması gerektiğini de vurgulamışlardır. Ek olarak, Transition SST türbülans modelinin hem düşük hücum açısı hem de yüksek hücum açısı için akış davranışını doğru ve hızlı bir şekilde tahmin edebildiğini bulmuşlardır.

Yeniden tasarladığımız rüzgar türbini için HAD analizlerinde Transition SST türbülans modeli kullanılacaktır.



Şekil 4.23. C_p – TSR grafiği.

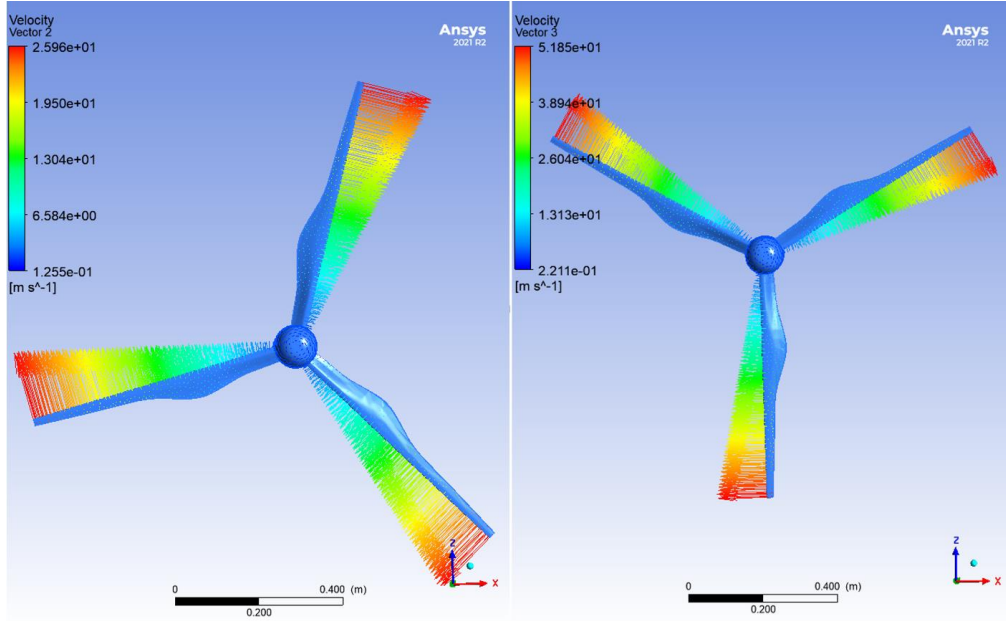
ANSYS Fluent 21.0, *tasarladığımız rüzgar türbini* deneyinin sonuçlarını sliding-mesh analizler ile doğrulamak için kullanıldı. Simülasyon, Transition SST türbülans modeli kullanarak gerçekleştirildi. Çözüm mekanizması olarak SIMPLEC metodu seçildi. Yakınsama kriterleri için tolerans değeri 10^{-4} olarak belirlendi. Ayrıca her çözüm için farklı rüzgar hızı ve farklı hız katsayısına sahip bir sürüş referans çerçevesi seçilmiştir. Her çözüm için giriş hızı ve Tablo 4.9'daki tüm parametrelerimizin değerleri, rüzgar hızı sabit tutup, açılmal hızları artırarak değişmiştir. Tüm HAD hesaplamaları ANSYS Fluent yazılım paketinde gerçekleştirilmiştir.

Tablo 4.9. Simülasyon giriş parametreleri.

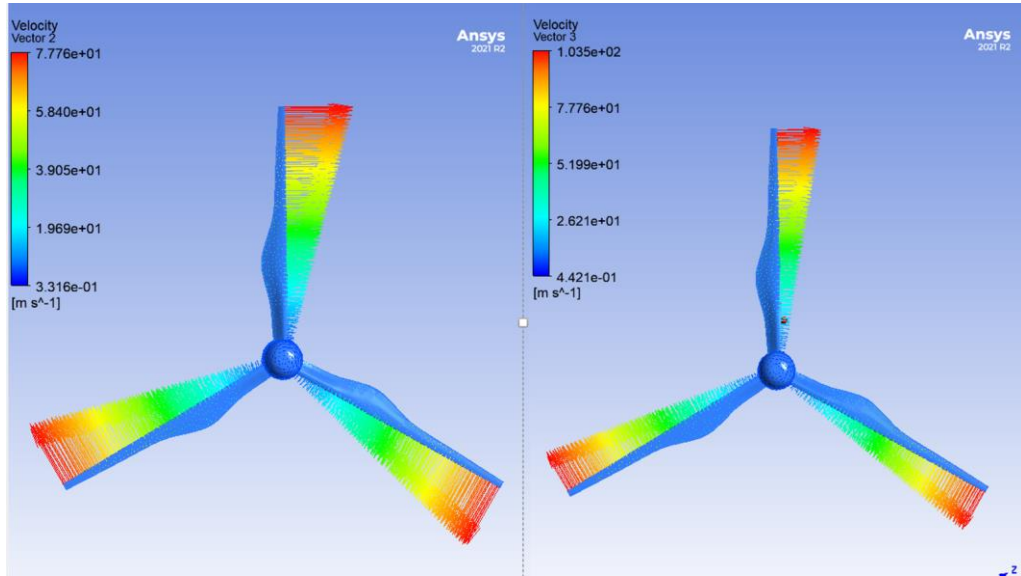
Parametre	Değeri
Rüzgar hızı	12 [m/s]
Açılmal hız	40, 80, 120, 160, 180 [rad/s]
Kanat uzunluğu	0,65 [m]
Hava yoğunluğu	1,23 [kg/m ³]
Vizkozite	1,89e-05 [kg/m×s]

Hesaplamaların verimliliğini artırmak için ANSYS Fluent, kullanıcı programlaması kullanmadan çeşitli proje parametreleri için çok değişkenli hesaplamalar yapma sürecini otomatikleştirmenize olanak tanır. Sırasıyla, 40 rad/s, 80 rad/s, 120 rad/s, 160 rad/s ve 180 rad/s olmak üzere beş açılmal hız için deneyler gerçekleştirilmiştir ve Şekil

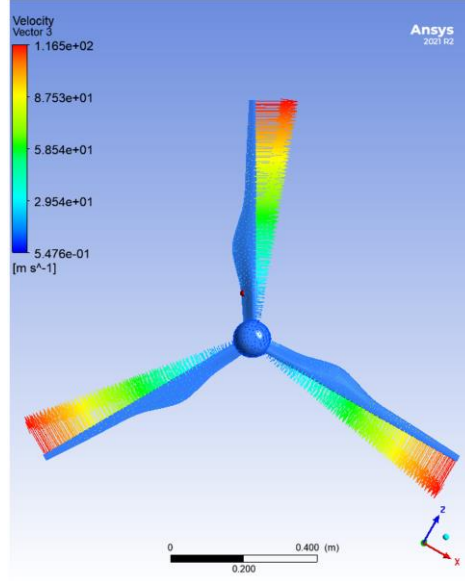
4.24-4.26 arasında gösterildi. Rüzgar Y yönünde esiyor ve rüzgar türbinimiz saat yönünde dönüyor. Ayrıca, Şekil 4.24, 4.25 ve 4.26'de hızın kanat kökünden uça kadar nasıl arttığını göstermektedir.



Şekil 4.24. 40 rad/s (sol) ve 80 rad/s (sağ) hızında Y vektörü yönüne göre hız vektörleri.

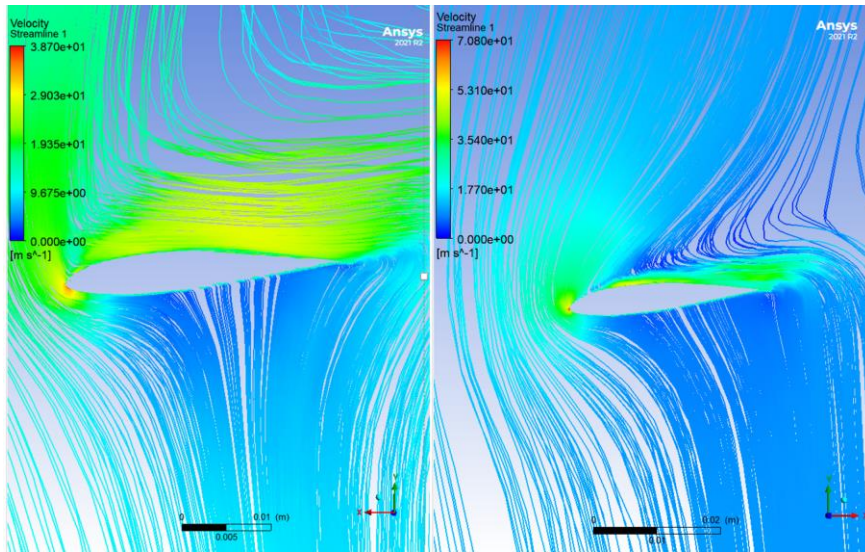


Şekil 4.25. 120 rad/s (sol) ve 160 rad/s (sağ) hızında Y vektörü yönüne göre hız vektörleri.

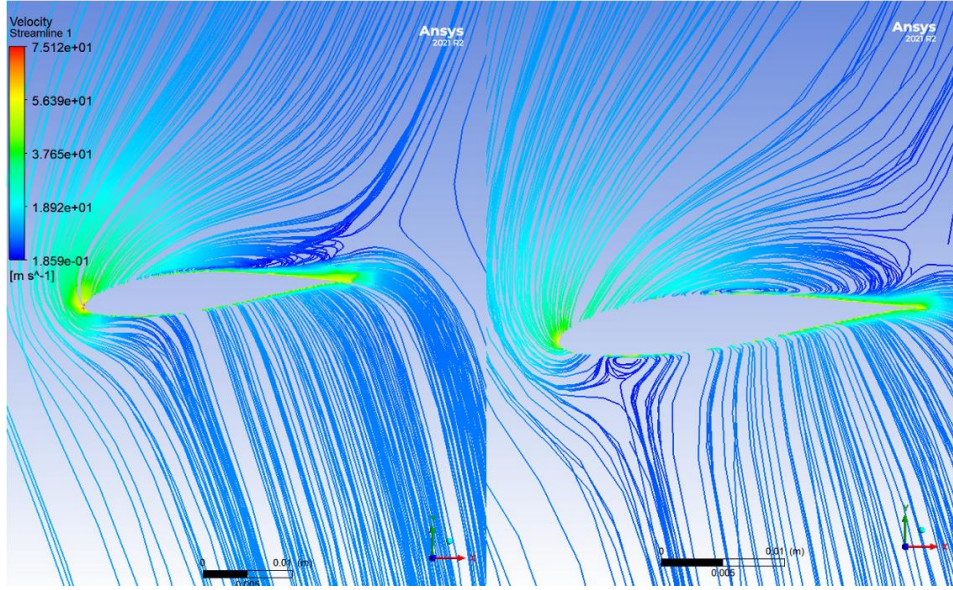


Şekil 4.26. 180 rad/s rüzgar hızında Y vektörü yönüne göre hız vektörleri.

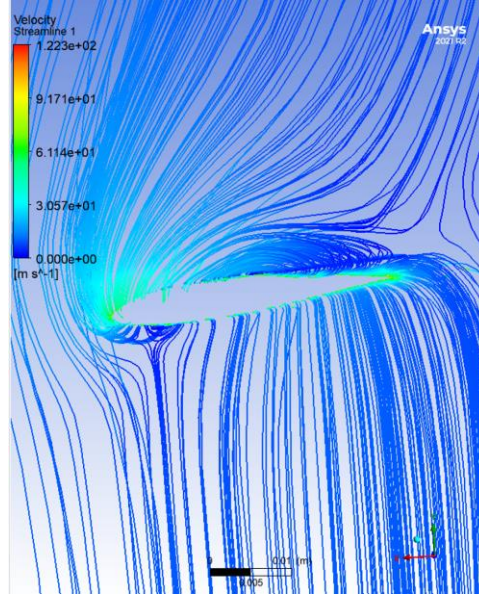
Akış çizgileri, hava akışının kanat profili üzerindeki hareketi ve etkisini incelemek amacıyla akış çizgilerini Şekil 4.27-4.29 gösterilmiştir. Akış çizgileri rüzgar türbini 40, 80, 120, 160 ve 180 rad/s hızlarında döndüğünde nasıl stall durumuna ulaşmasını göstermek için en iyi bir yoldur. Şekil 4.27’de rüzgar türbini 40 rad/s ve 80 rad/s açısız hızlarında akış çizgilerine bakarak akışta girdapların oluşacağını ön belirler görüyoruz. Şekil 4.28’de 120 rad/s açısız hızında kanadın üzerindeki oluşan girdapların yüzünden kanat stall durumuna ulaştığını ve rüzgar türbini kendi maksimum verimliliğine ulaştığını görüyoruz. Şekil 4.29 180 rad/s açısız hızında kanat profili üzerindeki girdaplar gittikçe çoğaldığını göstermektedir.



Şekil 4.27. 40 rad/s (sol) ve 80 rad/s (sağ) hızında akış çizgileri.

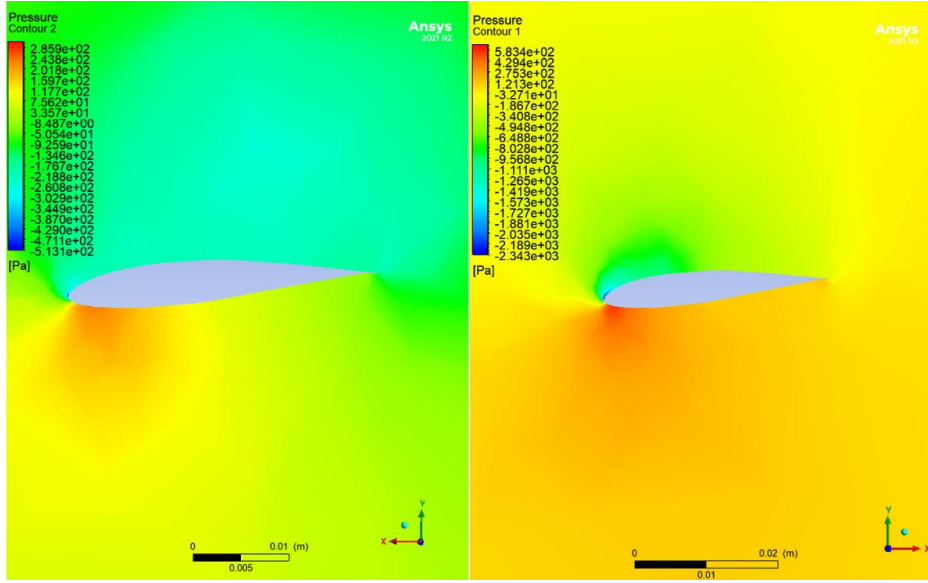


Şekil 4.28. 120 rad/s (sol) ve 160 rad/s (sağ) hızında akış çizgileri.

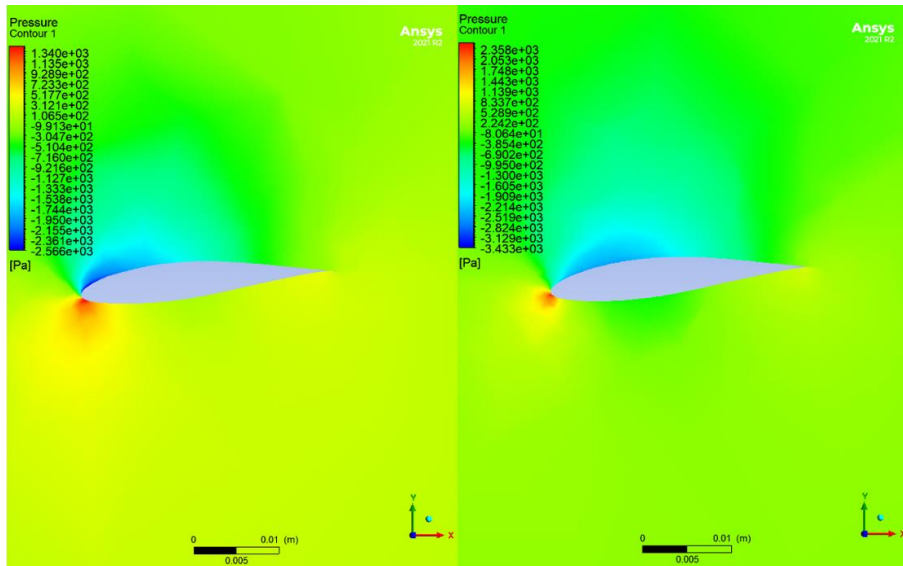


Şekil 4.29. 180 rad/s hızında akış çizgileri.

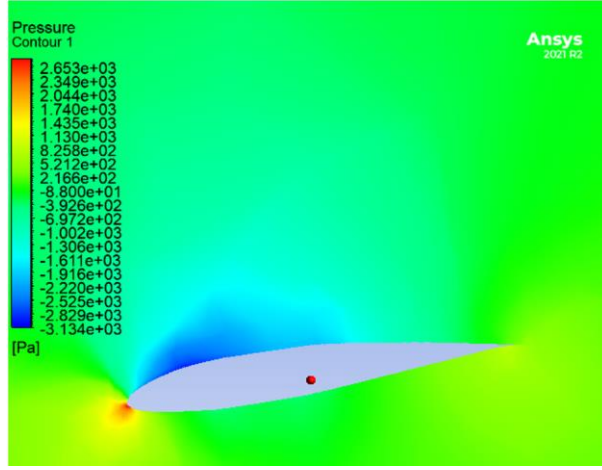
Esasen, rüzgar türbinlerinin kanat profili üzerindeki *basınç konturları*, Şekil 4.30-4.32 arasında gösterilmiştir. Kanadın ön kenarı önce hava ile temas eden kanadın bir kısmıdır ve bu nedenle ön kenarda arka kenardan daha yüksek bir diferansiyel gösterilir, özellikle basınç eğiminin daha şiddetli bir şekilde değiştiği kanadın ucuna yakındır, bu çoğunlukla dönme etkisinden kaynaklanır. Ön ve arka yüz arasındaki basınç farkı, X yönünde kaldırma kuvveti oluşturur. Şekil 4.32’de kanat profili üzerindeki basıncın dağılımına bakarak kanat profilin arka tarafında basıncın düştüğünü görebiliriz.



Şekil 4.30. Kanadın 0,4 m, 40 rad/s (sol) ve 40 rad/s (sağ) açısız hızında kanat profili üzerindeki basınç dağılımı.

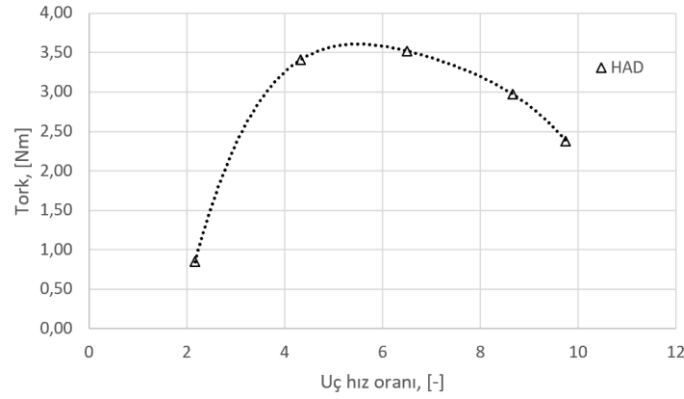


Şekil 4.31. Kanadın 0,4 m, 120 rad/s (sol) ve 160 rad/s (sağ) açısız hızında kanat profili üzerindeki basınç dağılımı.



Şekil 4.32. Kanadın 0,4 m ve 180 rad/s açısal hızında kanat profili üzerindeki basınç dağılımı.

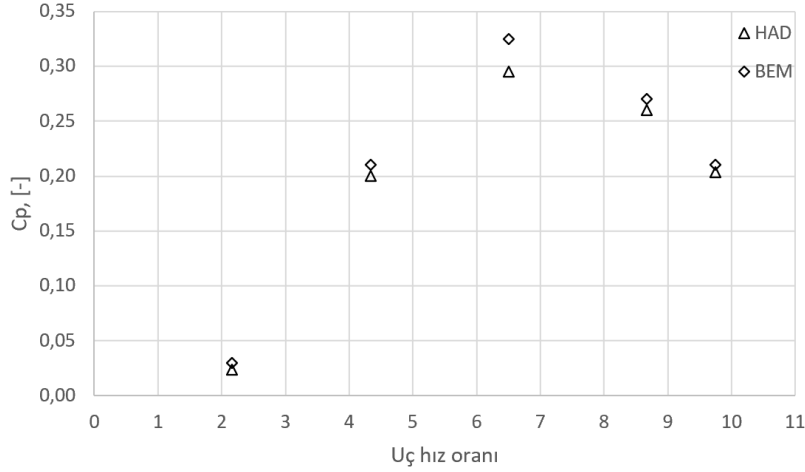
Şekil 4.33'te rüzgar türbininin farklı rüzgar hızlarında tork değişimi gösterildi. Şekilden rüzgar türbininin maksimum torku 4 ve 6 uç hız oranlarında 3,52 Nm olduğunu görüyoruz. Uç hız oranı artınca rüzgar türbininin torku düşerek 9,75 uç hız oranında 2,15 Nm gösterdi.



Şekil 4.33. Rüzgar türbininin torku.

Şekil 4.34 ve Tablo 4.10'da rüzgar türbininin BEM teorisine göre ve HAD analizlerine göre sonuçlar karşılaştırıldı. Sonuçlara göre, 2,17 uç hız oranında BEM teorisi güç katsayısının 0,03 öngörürken, HAD simülasyonları %20,55'lik bir hata farkıyla 0,024'luk bir sonuç verdi. Uç hız oranı 4 ve üstüne artınca hem BEM hem de HAD göre güç katsayıları genel olarak arttı, bu da daha yüksek uç hız oranı ile verimliliğin de arttığını gösterdi. Genel olarak BEM teorisi, HAD simülasyonlarına kıyasla daha yüksek güç katsayıları öngördü. Bu, teorik modelin bu koşullar altında türbin performansını olduğundan fazla tahmin ediyor olabileceğini düşündürmektedir. Fakat, 4,30 ve 6,50 uç hız oranlarında BEM teorisi, HAD sonuçlarına kıyasla %4,76 ve %9,23

hata farkıyla güç katsayılarını biraz daha iyi tahmin etmiştir. BEM ve HAD sonuçları arasındaki hata farklılıkları, tahminlerdeki tutarsızlıkları gösterir. En yüksek hata uç hız oranı 2,17 m/s gözlemlendi ve hata farkı %15,88'e ulaştı.



Şekil 4.34. BEM ve HAD sonuçlarına göre C_p -TSR eğrisi.

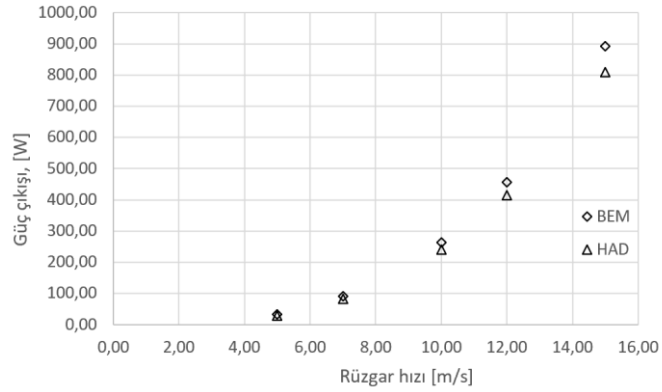
Tablo 4.10. BEM ve HAD sonuçlarının güç katsayıları.

Uç hız oranı	BEM güç katsayısı	HAD güç katsayısı
2,17	0,030	0,024
4,30	0,212	0,201
6,50	0,321	0,303
8,67	0,270	0,267
9,75	0,210	0,205

Şekil 4.35 ve tablo 4.11'de rüzgar türbinin BEM ve HAD gösterdiği güç çıkışı sonuçlarının karşılaştırılması gösterildi. Şekil 4.36'da gösterilen grafikten rüzgar hızı arttıkça hem BEM hem de HAD modelleri, rüzgar enerjisi dönüşümünün temel ilkeleriyle tutarlı bir davranış olan güç çıkışında bir artış öngörüyor. Daha düşük rüzgar hızlarında, BEM ve HAD güç çıkışları arasında nispeten küçük bir fark var olduğunu görüyoruz. Mesela, 5 m/s rüzgar hızında HAD 29,98 W değerini verirken BEM biraz daha yüksek olan 33,03 W bir güç çıkışı öngörüyor. Fakat, rüzgar hızı arttıkça iki model arasındaki fark daha belirgin hale gelir. Daha yüksek hızlarda (10

m/s ve 12 m/s), BEM teorisi, HAD simülasyonlarına kıyasla daha yüksek güç çıkışını tahmin etmektedir.

BEM ve HAD sonuçları arasındaki farklılıklar BEM teorisinin daha yüksek rüzgar hızları doğru bir şekilde yakalamakta zorlanabileceği karmaşıklıkları ortaya çıkarabilir.



Şekil 4.35. BEM ve HAD sonuçlarına göre güç çıkışı eğrisi.

Tablo 4.11. BEM ve HAD sonuçlarına göre güç çıkışı eğrisi.

Rüzgar hızı, [m/s]	BEM güç çıkışı, [W]	HAD güç çıkışı, [W]
5,00	33,03	29,98
7,00	90,63	82,26
10,00	264,22	239,83
12,00	456,57	414,43
15,00	891,74	809,43

5. HAVA AKIŞ YARIKLARI

Enerji üretim verimliliğini artırmak için araştırmacılar sürekli olarak rüzgar türbinlerinin aerodinamik özelliklerini iyileştirmeye odaklanıyor. Çalışmalar, kanatçıkların eklenmesiyle, kanat eğim açısının optimize edilmesiyle, rotor çapının artırılmasıyla, yüksek kaldırma-sürüklenme oranlarına sahip kanat profillerinin kullanılmasıyla ve akıllı kontrol stratejilerinin uygulanmasıyla güç üretiminin artırılabilirliğini göstermiştir. Rüzgar türbinlerinin kanatlarındaki hava akış yarıkları kullanılarak güç katsayısı da artırılabilir.

Hava akış yarıklarının rüzgar türbinin güç üretimine etkisi ilk kez iyice Weick ve Shortal (1933) tarafından araştırıldı. Weick çalışmasında, Clark Y kanat profilinin üzerinde birden fazla sabit hava akış yarıkları ve bir arka kenar kanadının kullanılmasının kanadın aerodinamik performansı üzerindeki etkisini araştırdı. Kanadın kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerini inceleyerek, bu değişikliklerin kanat profilinin performansını, özellikle de kaldırma oluşturma ve sürüklenme azaltma yetenekleri açısından değişmesini ortaya çıkardı. Uygulanan hava akış yarıklarının sayesinde kaldırma katsayısı 1,30'dan 1,75'e kadar arttı.

Riyadh B ve ark. (2016) araştırmasında yarık genişliğini (Y) kord uzunluğunun %1,0-2,5 arasında ve yarık eğimini (ψ) 60 ve 75 derece arasında değiştirerek etkisini incelemişler. Ayrıca, kanat profili için farklı hücum açılarında (20°, 19°, 18°, 17°, 16° ve 15°) analiz yapılmış. Maksimum süzülme oranı (glide ratio) artışı yarık genişliği $Y=2.5$ değerinde görüldü ve 16°, 18° ve 20°de sırasıyla yarık olmayan kanat profiline göre %10,13, %20,88 ve %25,72 oldu.

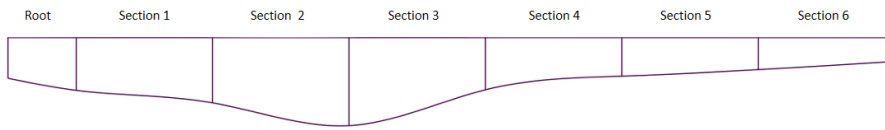
Mohammad ve Nahmkeon (2020), NREL Phase VI kanat profilini kullanarak tasarlandığı rüzgar türbini üzerinde beş farklı konumlarda hava akış yarıklarını uygulayarak orijinal kanat ile, yani yarıklar olmayan ile, sayısal analiz üzerinde karşılaştırdılar. Sonuçlar, 3,5 değerinden fazla olmayan uç hız oranında tüm hava akış yarıklara sahip kanatlar tarafından üretilen gücün, hava akış yarıkları olmayan kanattan daha yüksek olduğunu göstermektedir. Ayrıca, hava akış yarığın bir dış yarıçapa yerleştirildiğinde, kanat daha fazla güç ürettiğini öğrendiler.

Saman ve ark. (2018), genel aerodinamik performans üzerindeki etkisini incelemek için, dar açıklıklı dikdörtgen bir hava akış yarığı tanıtılmış ve kanat profilinin ön kenarının yakınında uygulanmıştır. Bu yarık kanat profilinin ön kenarının civarından başlar ve hafif bir dönüş yaptıktan sonra kanat profilinin basınç tarafından çıkar. Kanat profilin uzunluğu 1 m v 1,6 milyon Reynolds sayısına sahip. HAD analizlerin sonucunda $L_1=0,8$ m, $h=0,055$ m, $w=0,005$ m, $\beta_1=2^\circ$ ve $\beta_2=25^\circ$ parametrelere sahip olan yarıkta kaldırma katsayısında yarık olmayan kanat profiline göre %30 kadar büyük bir iyileşme gözlemlendi.

Het B. ve ark. (2023), geniş bir hücum açısı aralığında yarığın kanat profilinin kaldırma ve sürükleme katsayıları (C_l ve C_d) üzerindeki etkisini incelemek için DU-99-W-405 kanat profili geometrisine yeni bir yarık tasarımı eklenmiştir. Sayısal simülasyon için kord boyunca yarığın beş farklı konumu (yarık 1, 2, 3, 4 ve 5) dikkate alındı Yarık 1 ve 5, kanat profilinin ön ve arka kenarlarına yakındır. Diğer yarıklar bunların arasında tutuldu. Tüm oluklu konfigürasyonlar için C_l ve C_d değerleri hesaplandı ve sonuçlar hücum açısına göre çizildi. Slot 2 konfigürasyonun C_l/C_d değerleri yarık olmayan kanat profiline göre %36,9 iyileştirme sağlandı.

5.1. Hava Akış Yarıkları Uygulanması

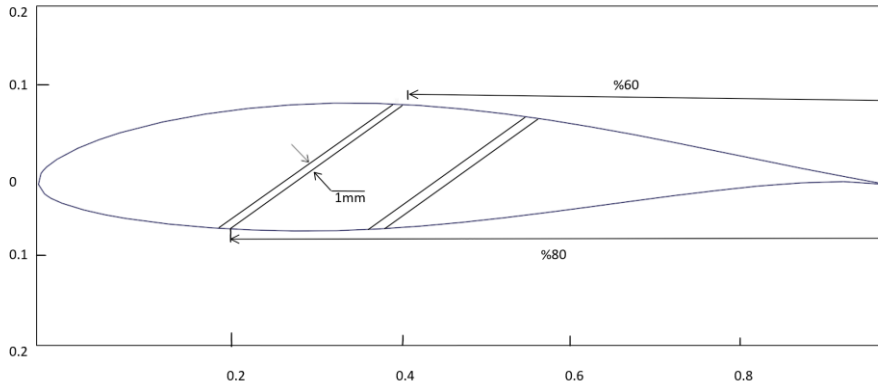
Tasarladığımız kanat üzerinde hava akış yarıklarını uygulamak için Ansys Design Modeler kullanıldı. Hava akış yarıklarını uygulama sırasında karmaşıklığı ortadan kaldırmak amacıyla, tüm kanat bölümlere (section) bölündü. Kanadın bölümleri şekil 5.1'de gösterildi.



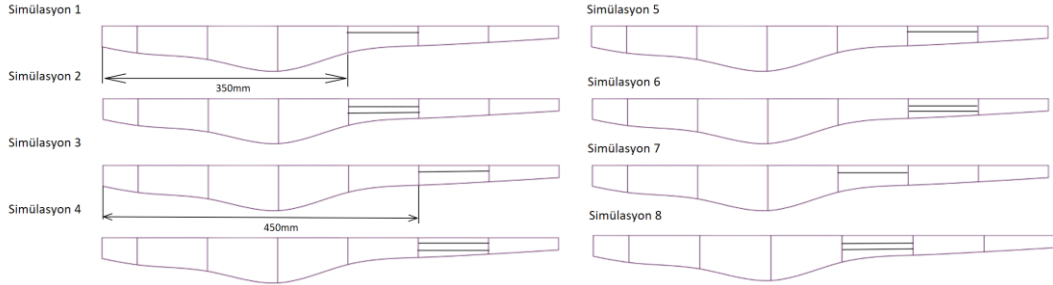
Şekil 5.1. Kanadın bölümleri.

Hava akış yarıkları kanadın yalnızca iki bölümüne (4-5) uygulandı, çünkü bölüm 1-3'teki yarıkların genişliği hücum açısı farklı parametreleri nedeniyle değişmektedir ve bölüm 6'da yarıklar kanadın kalınlığı nedeniyle uygulanamaz. Hava akış yarıkların uzunluğu 100 mm, genişliği 1 ve 1,5 mm arasında yapıldı. Yarık eğimi, kord uzunluğunun farklı yüzdesi ile değiştirilir. Mohammad ve Nahmkeon (2020) yaptıkları çalışmada kord uzunluğunun %40'ı ve %90'ı oranında sabit yarık açısını

araştırmışlardır. Bizim çalışmada, yarık açısı kanat profilinin üst kısmında kord uzunluğunun %60 ila %70'i arasında değiştirilirken, kanat profilinin alt kısmında bu yüzde %80 oranında sabitlenmiştir. Yani, yarık eğimi 120° ve 140° olarak kabul edildi. Rüzgar türbininin güç katsayısı üzerindeki hava akış yarıklarının etkilerini doğrulamak için yarık sayısını da ikiye çıkardık. Yarık konum, açısı ve genişlik parametrelerinin örneği Şekil 5.2'de gösterilmektedir. Toplamda, Şekil 5.3'te gösterilen sekiz kanat modellenmiştir.



Şekil 5.2. Hava akış yarığı uygulanan kanat profili.



Şekil 5.3. Modellenen sekiz kanat.

5.2. Ansys Response Surface Optimization

Hava akış yarıklarını optimum bir modelini bulmak amacıyla Ansys Response Surface Optimization (RSO) uygulanması kullanıldı.

RSO, karmaşık tasarım alanlarını keşfetmek için yedek modellerden yararlanan, mühendislerin zamandan ve kaynaklardan tasarruf ederken en uygun çözümleri bulmasını sağlayan çok yönlü ve etkili bir araçtır. Çeşitli endüstrilere uygulanabilirliği, modern mühendislik ve tasarımdaki önemini vurgulamaktadır (Ansys Design Exploration User's Guide, 2013).

RSO faydaları (Ansys Design Exploration User's Guide, 2013):

- a. Verimlilik: RSO, her bir tasarım için analiz çalıştırma ihtiyacını ortadan kaldırarak hesaplama süresini azaltır.
- b. Tasarım Alanının Keşfi: Mühendisler daha geniş bir tasarım olanaklarını daha kısa sürede keşfedebilir ve bu da tasarım alanının daha kapsamlı bir şekilde incelenmesine olanak sağlar.
- c. Çok Amaçlı Optimizasyon: RSO, birden fazla optimizasyon hedefini yöneterek mühendislerin maliyet, performans ve verimlilik gibi çeşitli rakip faktörleri dengeleyen çözümler bulmasına olanak sağlar.
- d. RSO süreci (Ansys Design Exploration User's Guide, 2013):
- e. Tasarım modelini tanımlaması: RSO, iyi yapılandırılmış bir tasarım modelini oluşturulmasıyla başlar. Bu, araştırılacak her değişken için parametrelerin ve seviyelerin seçilmesini içerir.
- f. Simülasyonların çalıştırılması: Seçilen parametre ve seviyelere göre sistemin tepkisi hakkında veri oluşturmak için bu tasarım alanı içerisinde farklı noktalarda bir sürü simülasyonlar çalıştırılır.
- g. Response Surface oluşturulması: Alınan veriler, sistemin davranışına yaklaşan bir matematiksel model veya "response surface" oluşturmak için kullanılır. Response surface, yüksek ve düşük performansını gösteren bilgileri gösterir.
- h. Optimizasyonu gerçekleştirilmesi: Response surface oluşturulduktan sonra optimizasyon gerçekleştirmek için kullanılır. Bu, en iyi sistem performansı ile sonuçlanan giriş parametrelerinin kombinasyonunu bulmak için tasarım alanının aranmasını içerir.

Bizim çalışmamızda RSO için dört giriş parametre eğim, kalınlık, konum ve yarıklık sayısı ve bir çıkış güç katsayısı parametresi seçildi (Tablo 5.1). Ayrıca, seçtiğimiz parametrelere göre 2 seviye seçildi. Tablo 5.2'de tüm parametreler ve seviyeler listelendi.

Tablo 5.1. RSO giriş ve çıkış parametreleri.

Giriş parametreler	Parametre adı
P1	Eğim

Tablo 5.1. (Devamı): RSO giriş ve çıkış parametreleri.

Giriş parametreler	Parametre adı
P2	Kalınlık
P3	Konum
P4	Yarık sayısı
Çıkış parametreler	Parametre adı
P5	Sonuçlar

Tablo 5.2. RSO tablosu.

Simülasyon	Eğim, [°]	Kalınlık, [mm]	Konum, [m]	Yarık sayısı
1	140	1	0,35	1
2	140	1	0,35	2
3	140	1,5	0,45	1
4	140	1,5	0,45	2
5	120	1	0,45	1
6	120	1	0,45	2
7	120	1,5	0,35	1
8	120	1,5	0,35	2

5.2.1. Mesh ve Simülasyon

Mesh tamamen Ansys Fluent kullanarak oluşturulacak. Ansys Fluent Meshing, 3D geometrileriniz için yüksek kaliteli ve doğru ölçümler elde etmek için kullanılabilir güçlü bir araçtır. Hava akış yarıkları uygulanan kanatları üzerinde mesh 4.13 bölümünde bahsedilen curvature ve proximity parametreleri aracılığı ile yapıldı. Yani, global size olarak, en az boyut 0,0005 m ve en büyük 0,35 m olarak yazıldı. Curvature, global size gibi en az boyut 0,0005 m ve en büyük 0,35 m olarak seçildi. Ayrıca,

curvature, bir meshin öge kenarının yayılmasına izin verilen maksimum açığı belirtmemize olanak sağlar. 180 dereceye veya 3,14 radyana kadar sıfırdan farklı pozitif bir değer belirtilebilir. Daha küçük bir değer daha ince bir mesh anlamına gelir. Bu açı değerini 10 olarak seçtik.

Proximity boyut değerleri curvature gibi en az boyut 0,0005 m ve en büyük 0,35 m olarak aynı seçildi. Genelde, boşluklarda oluşturulacak minimum eleman katmanı sayısı 1'den 100'e kadar bir değer belirtebilir. Bizim durumumuzda mesh hücrelerin çok fazla olmaması nedeniyle proximity değerimiz 2'e eşittir.

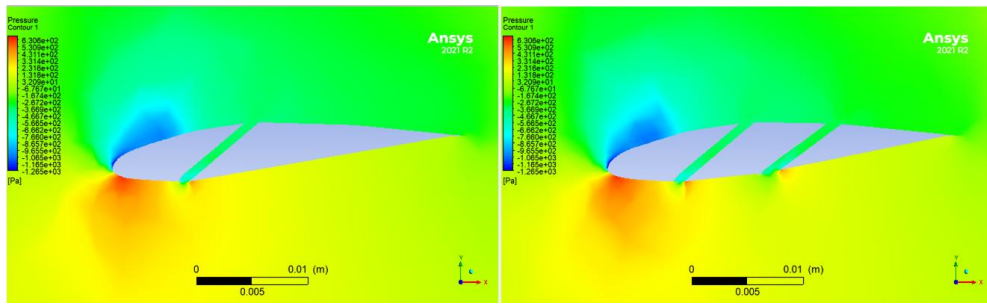
Kanat profili üzerindeki sınır tabaka kalınlığı ve eleman sayısı normal kanada uyguladığımız ve Tablo 4.4'te listelendiği gibi aynı oluşturuldu. Tablo 5.3. modellenen her sekiz kanadın mesh eleman sayısı, skewness ve ortogonal mesh kalite değerleri listelendi. Genel olarak, yarıklı kanatlarımızı mesh eleman sayısı normal kanattan daha yüksektir. Bunun sebebi, yarık geometrisi küçük olduğundan Fluent yarığa çok küçük boyuttaki mesh elemanları tanımlar, bu yüzden tablo ..., en çok eleman sayısı kanada iki yarık uyguladığımızda oluştu. Mesh kalitesi değerleri açısından, modellenen kanatlarımız normal kanadımızın kalite değerlerinden farkı küçüktür.

Tablo 5.3. Mesh değerleri.

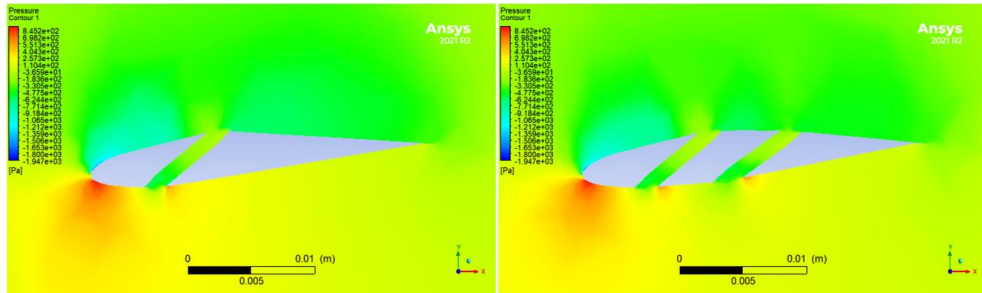
Kanat	Eleman sayısı	Çarpıklık kalitesi	Ortogonal kalitesi
1	1 657 125	0,88	0,11
2	1 862 994	0,87	0,12
3	1 665 911	0,85	0,14
4	1 847 008	0,87	0,12
5	1 653 229	0,85	0,14
6	1 805 467	0,86	0,13
7	1 647 011	0,88	0,11
8	1 833 737	0,86	0,13

Tablo 5.2’deki listelenen bilgileri kullanarak Ansys Design Modeler’de “split edges” komutu ile kanada hava akış yarıkları uygulandı. Hava akış yarıklarının rüzgar performansına etkisini incelemek amacıyla Ansys Fluent’te steady-state analizleri yapıldı. SIMPLEC metoduyla gerçekleştirilen simülasyonlardan moment katsayısı, yani c_m elde edildi. Sonra moment katsayısını kullanarak güç katsayısı hesaplandı.

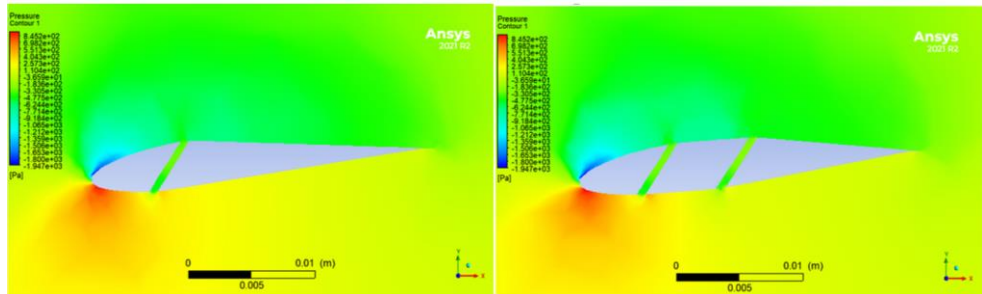
Fluent’te basınç dayalı steady-state analizi 12 m/s rüzgar hızında ve 120 rad/s açılmal hızında 8 farklı simülasyon gerçekleştirildi. Simülasyon sonucunda kanat profili üzerindeki basınç dağılımı Şekil 5.4-5.7 gösterildi. Tablo 5.2 RSO Design of Experiments (DoE) “sonuçlar” tablosuna elde edilen güç katsayısı eklenmiş.



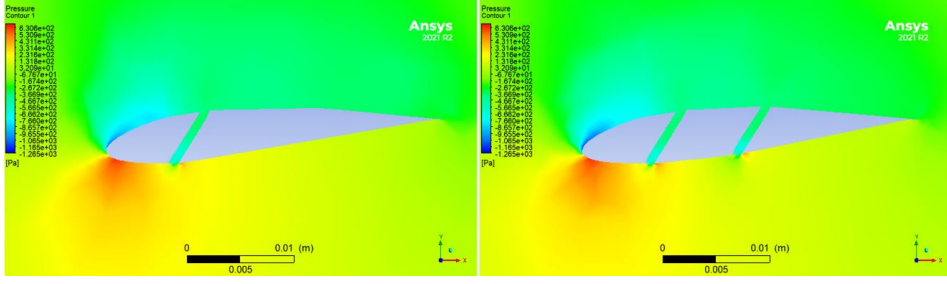
Şekil 5.4. 1. ve 2. simülasyonun hava akış yarıklarının basınç dağılımı.



Şekil 5.5. 3. ve 4. simülasyonun hava akış yarıklarının basınç dağılımı.



Şekil 5.6. 5. ve 6. simülasyonun hava akış yarıklarının basınç dağılımı.



Şekil 5.7. 7. ve 8. simülasyonun hava akış yarıklarının basınç dağılımı.

Tablo 5.3. RSO'nun DoE tablosu.

Simülasyon	Eğim, [°]	Kalınlık, [mm]	Konum, [m]	Yarık sayısı	Sonuç, C_p
1	140°	1	0,35	1	0,311
2	140°	1	0,35	2	0,309
3	140°	1,5	0,45	1	0,310
4	140°	1,5	0,45	2	0,307
5	120°	1	0,45	1	0,312
6	120°	1	0,45	2	0,311
7	120°	1,5	0,35	1	0,313
8	120°	1,5	0,35	2	0,310

Simülasyon sonuçlarının analizi, hava akışı yarıklarının hem sayısı hem de genişliğinin kanadın arka kısmındaki basınçtaki değişiklikler üzerindeki incelikli etkisine dair içgörüler sağladı. Simülasyonlardan elde edilen güç katsayısı verileri, tek yarıklı kanadın, iki yarıklı kanattan daha yüksek bir güç katsayısı sergilediğini özellikle ortaya çıkardı. Ayrıca, 1,5 mm ve 1 mm genişliğe sahip yarıkların güç katsayıları arasında gözle görülür bir ayırım ortaya çıktı; birincisi üstün bir güç katsayısı sergiliyor ve böylece yarık özellikleri ile kanadın genel aerodinamik performansı arasındaki karmaşık ilişkinin altı çiziliyor.

5.2.2. Optimizasyon

RSO'nun Optimizasyon aşamasında sonuçlara "en yüksek" (maksimum) değerini seçerek simülasyon gerçekleştirildi. RSO üç farklı adayları sundu (Tablo 5.4). Adayların parametrelerine bakarak 7. kanadın hava akış yarığı seçilmiş.

Ayrıca, Tablo 5.4'te listelenen güç katsayılarına göre yüksek performans ve verimliliği açısından potansiyel sonuçları nedeniyle hava akış yarıklar çalışmasında en uygun konfigürasyon olarak Run 7 oldu.

Tablo 5.4. RSO sunduğu yarık adayların parametreleri.

	Aday 1	Aday 2	Aday 3
Eğim, [°]	119,377	119,279	119,186
Kalınlık, [mm]	1,5	1,499	1,498
Konum, [m]	0,35	0,35	0,35
Yarık sayısı	1	1	1
C_p	0,313	0,313	0,313

Run 7'de rüzgar türbininin kanatları 120 derecelik bir açıyla, 1,5 milimetrelik yarık genişlikle, kanadın 0,35-0,45 m aralığında yerleştirildi ve yalnızca tek bir hava akış yarığına sahipti. Bu konfigürasyon için C_p değeri 0,018 olup, gerçekleştirilen simülasyon arasında en yüksek değeri. Gelecekteki tüm Fluent simülasyonlar bu konfigürasyondaki hava akış yarığı uygulanarak gerçekleştirilecek.

5.3. Hava Akış Yarıklı Kanat Simülasyonu ve Sonuçlar

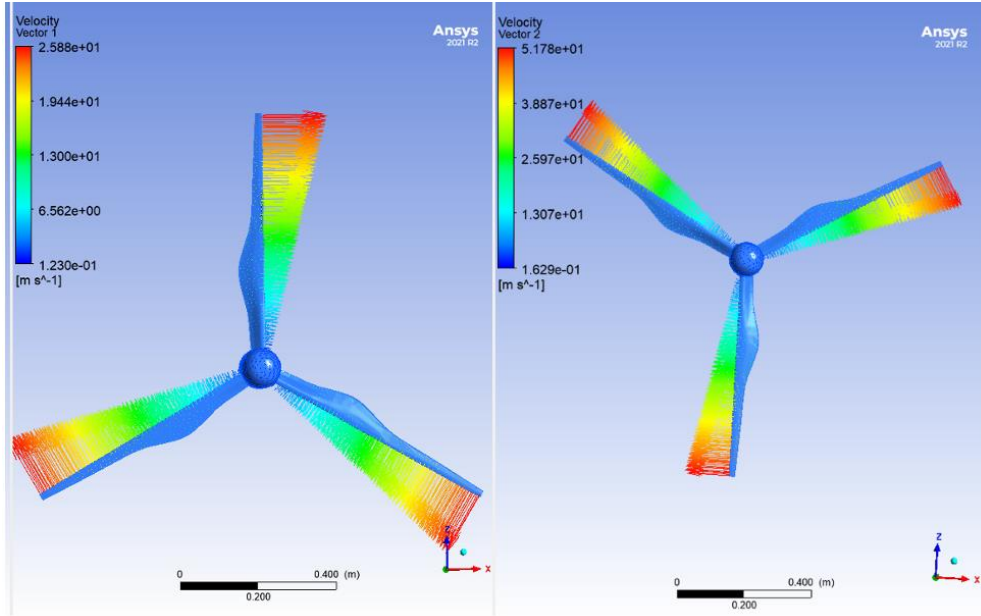
Bölüm 4.12'de yarık olmayan kanada sahip rüzgar türbini simülasyon şartlarının aynısı yarıklı kanat için de uygulandı. Yani tablo 5.5'te listelenen, kurulum hava yoğunluğu 1,23 ve dinamik viskozite $1,89 \times 10^{-5}$ gibi akışkan özelliklerine sahiptir. Transition SST türbülans modeli ile 12 m/s rüzgar hızlarında transient sliding-mesh simülasyon türü yapıldı. Simülasyon için, çözümün yeterince doğru kabul edildiğini belirleyen yakınsama kriterleri 10^{-4} olarak kabul edildi.

Tablo 5.5. Simülasyon kurulum parametreleri.

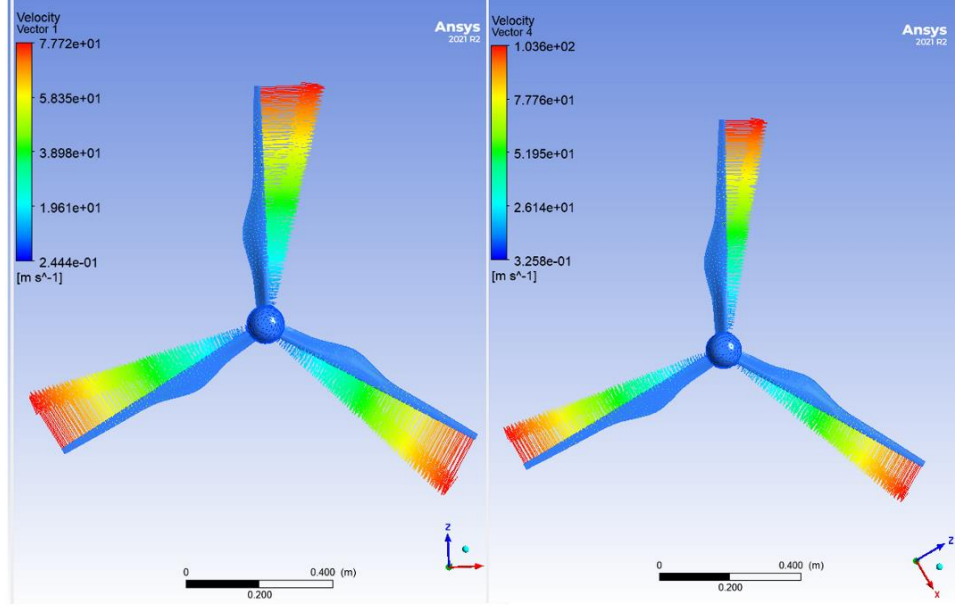
Parametre	Değeri
Rüzgar hızı	12 [m/s]
Açısal hız	40, 80, 120, 160, 180 [rad/s]
Kanat uzunluğu	0,65 [m]
Hava yoğunluğu	1,23 [kg/m ³]
Vizkozite	1,89e-05 [kg/m×s]

5.3.1. Hava akış izi

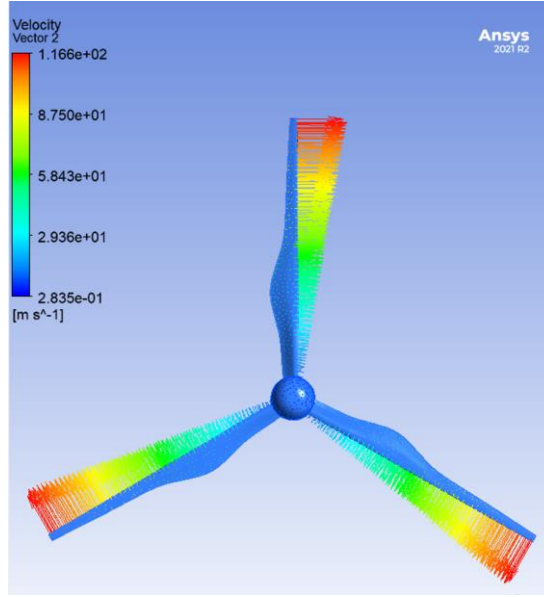
Şekil 5.8 ile 5.10 arasında rüzgar türbini kanatlarını çevreleyen hız vektörlerini iki farklı senaryo altında titizlikle göstermektedir: normal kanat ve hava akışı yarığı olan. Saat yönünde 40, 80, 120, 160 ve 180 rad/s açısal hızlarında dönen rüzgar türbinin hava akış teması sonucunda bıraktığı hava izleri gösterildi. Şekillerden kanadın kökünden uça kadar hızın gittikçe arttığını ve en uçta yüksek olduğunu görebiliriz.



Şekil 5.8. 40 rad/s (sol) 80 rad/s (sağ) açısal hızında Y vektörü yönüne göre hız vektörleri.



Şekil 5.9. 120 rad/s (sol) 160 rad/s (sağ) açısal hızında Y vektörü yönüne göre hız vektörleri.

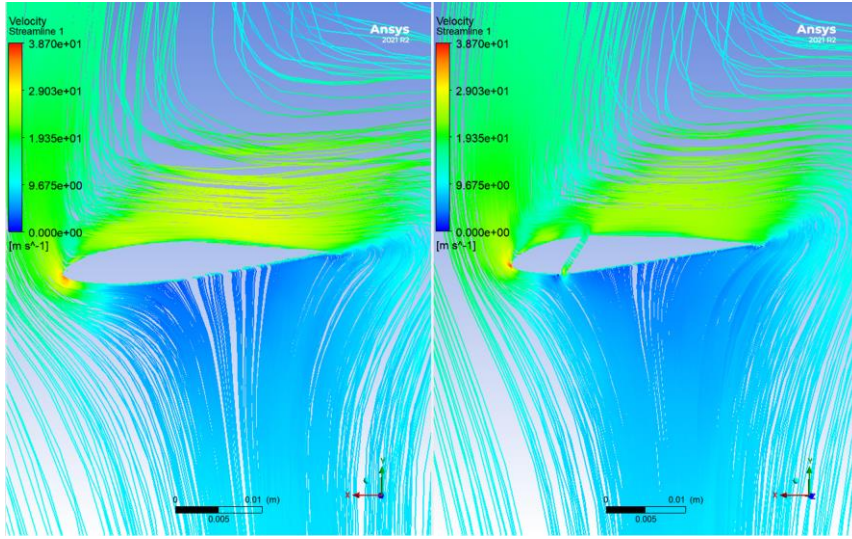


Şekil 5.10. 180 rad/s açısal hızında Y vektörü yönüne göre hız vektörleri.

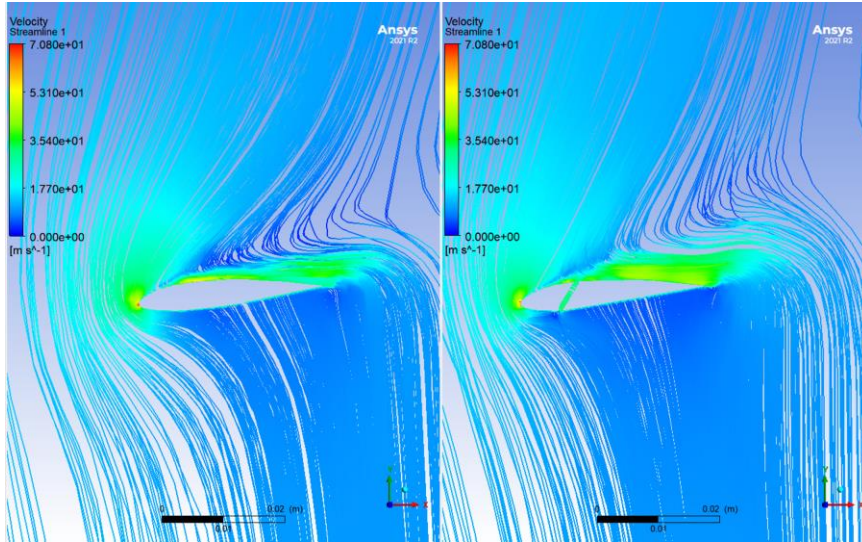
5.3.2. Akış çizgileri

Hava akışının kanat profili üzerindeki hareketi ve etkisini incelemek amacıyla akış çizgilerini Şekil 5.11 ve 5.15 arasında gösterilmiştir. Akış çizgileri rüzgar türbini 40, 80, 120, 160 ve 180 rad/s hızlarında döndüğünde stall durumu etkisini göstermek için kullanılır. Şekil 5.11 ve 5.12 kanadın 40 rad/s ve 80 rad/s açısal hızlarında akış çizgelerine bakarak akışta yarı olmayan kanadın üzerinde girdapların oluşacağını ön belirler görünürken, yarıklı kanadın üzerinde yarık sayesinde girdapların ön belirler

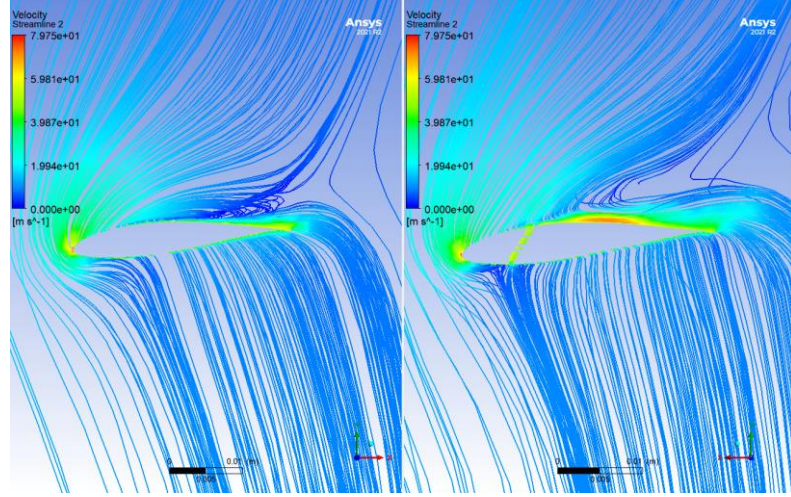
olmadığını görüyoruz. Şekil 5.13 ve 5.14 120 rad/s açısal hızında kanadın üzerindeki oluşan girdapların yüzünden kanat stall durumuna ulaştığını ve rüzgar türbini kendi maksimum verimliliğine ulaştığını gösteriyorsa, yarıkli kanadımızda ise yarık sayesinde stall durumu geciktirilip 160 rad/s açısal hızında ulaştığını gösteriyor. Şekil 5.15'te 180 rad/s açısal hızlarında kanat profili üzerindeki girdaplar gittikçe çoğaldığını ve hem yarıkli hem yarık olmayan kanadın stall durumunda olduğunu görüyoruz.



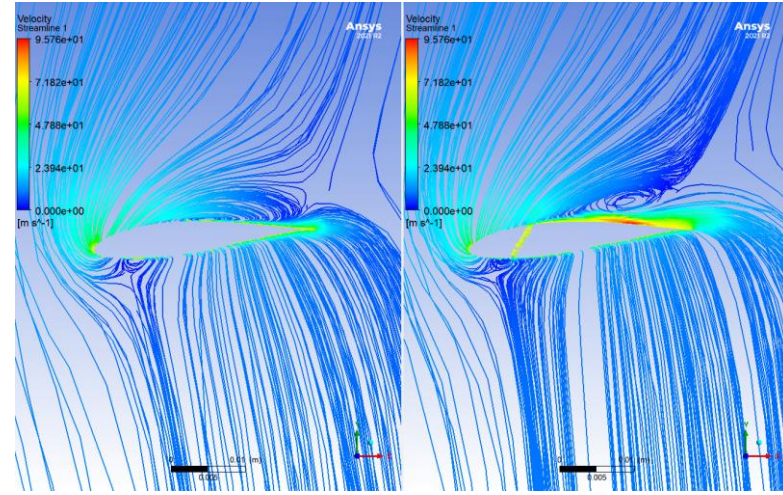
Şekil 5.11. 40 rad/s açısal hızında kanat profilin üzerindeki akış çizgileri.



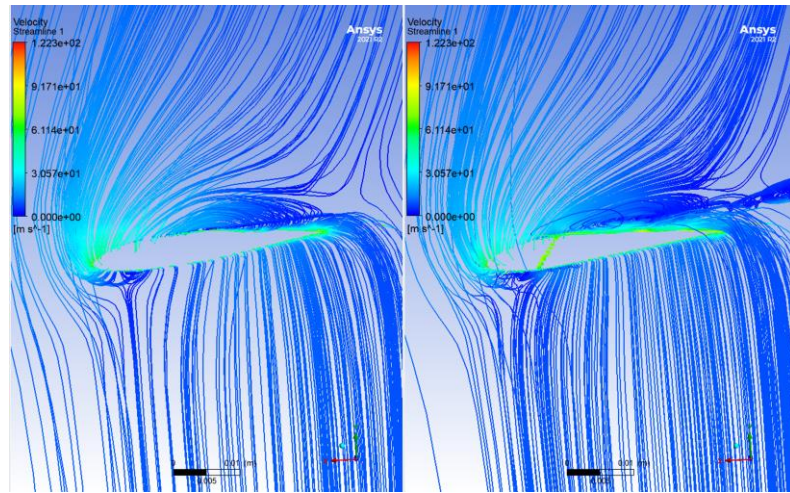
Şekil 5.12. 80 rad/s açısal hızında kanat profilin üzerindeki akış çizgileri



Şekil 5.13. 120 rad/s açısız hızında kanat profilin üzerindeki akış çizgileri.



Şekil 5.14. 160 rad/s açısız hızında kanat profilin üzerindeki akış çizgileri.

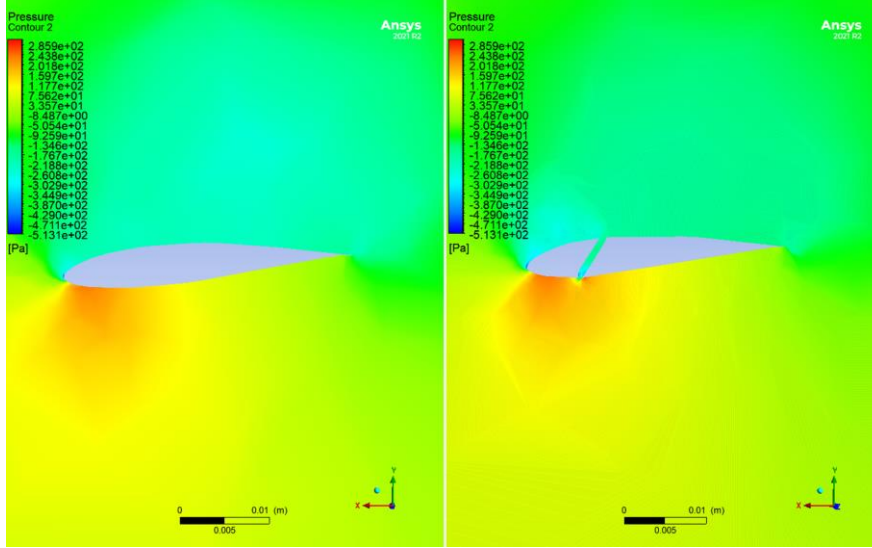


Şekil 5.15. 180 rad/s açısız hızında kanat profilin üzerindeki akış çizgileri.

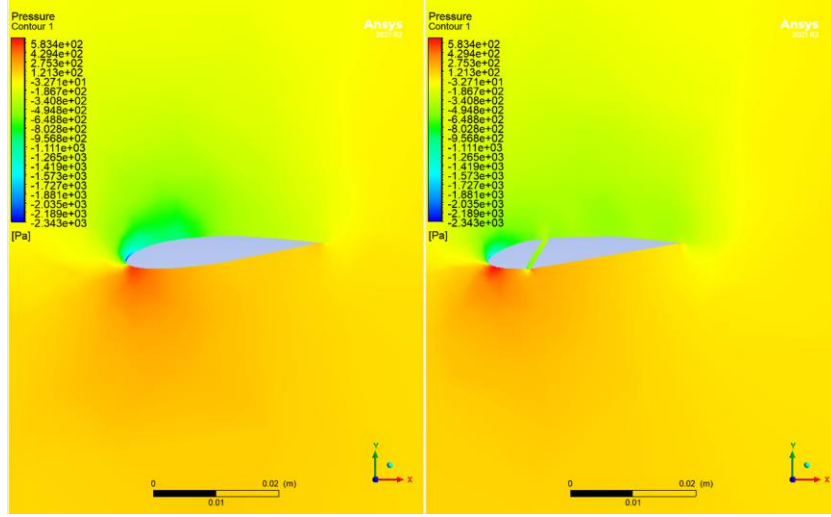
5.3.3. Basınç dağılımı

Şekil 5.16-5.20 arası kanat profili üzerinde farklı rüzgar hızındaki hava akış yarığın basınç dağılımına etkisi gösterildi. Şekillerden hava yakış yarığının, kanat profili üzerindeki basınçta değişikliklere neden olduğunu görüyoruz. Bu da kanadın kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerini etkileyen bir dinamik yarattığını kanıtı.

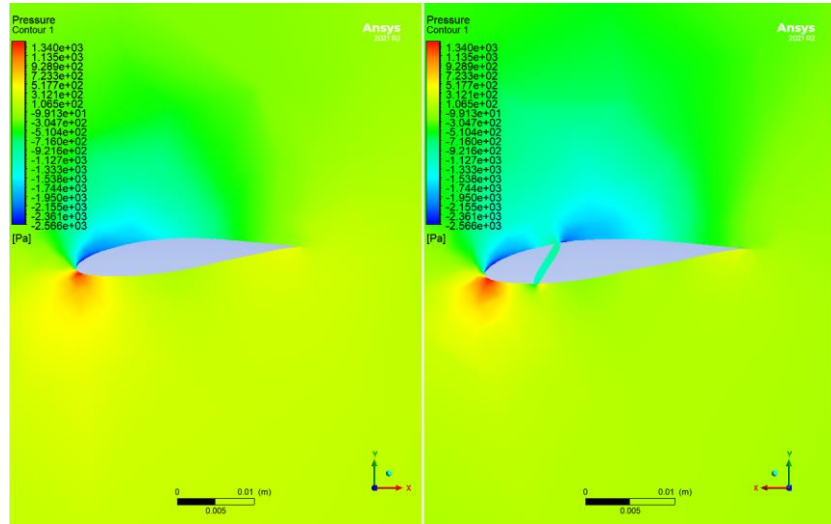
Düşük açısız hızlarında 40 rad/s basınç dağılımına etkisi belirsiz olduğunu görüyoruz. Açısız hız 80 rad/s'ye yükseldikçe basınç dağılımı da gelişiyor ve bu da bölünmenin aerodinamik kuvvetleri yönlendirmedeki rolünü vurguluyor. Açısız hız yükselince artan basıncın olduğu bölgeler daha belirgin hale gelir ve bu da kanadın kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerini etkiler. Ayrıca, 120 rad/s ve 160 rad/s açısız hızlarındaki basınç dağılımına bakarak kanat profili yüzünden ayrılan hava akışında basıncın çok düştüğünü görüyoruz.



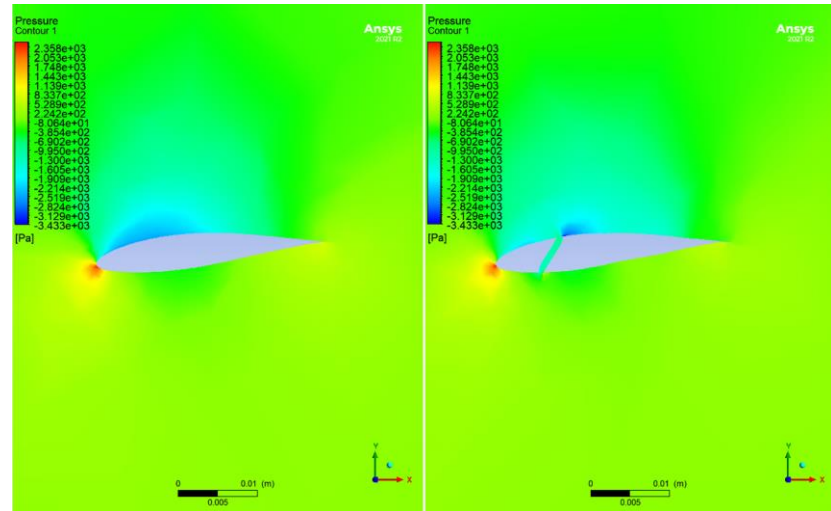
Şekil 5.16. 40 rad/s açısız hızında kanat profilin üzerindeki basınç dağılımı.



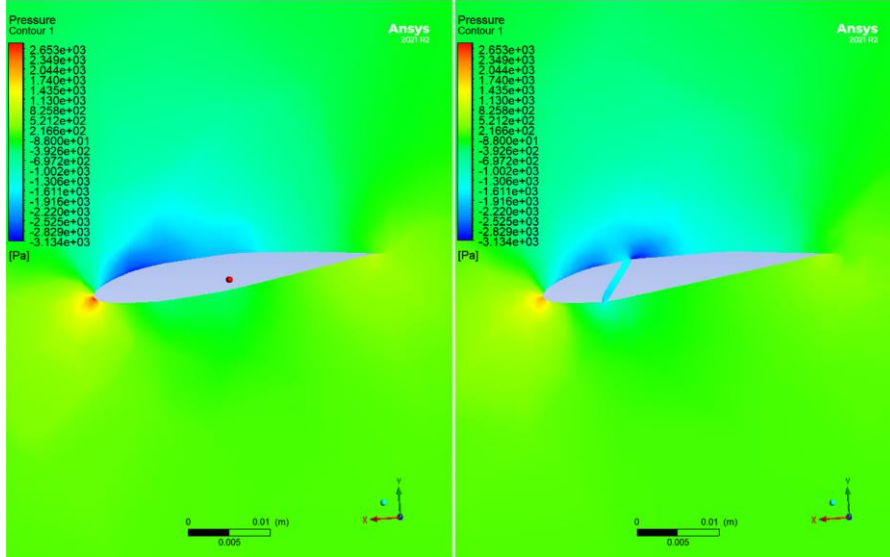
Şekil 5.17. 80 rad/s açısal hızında kanat profilin üzerindeki basınç dağılımı.



Şekil 5.18. 120 rad/s açısal hızında kanat profilin üzerindeki basınç dağılımı.



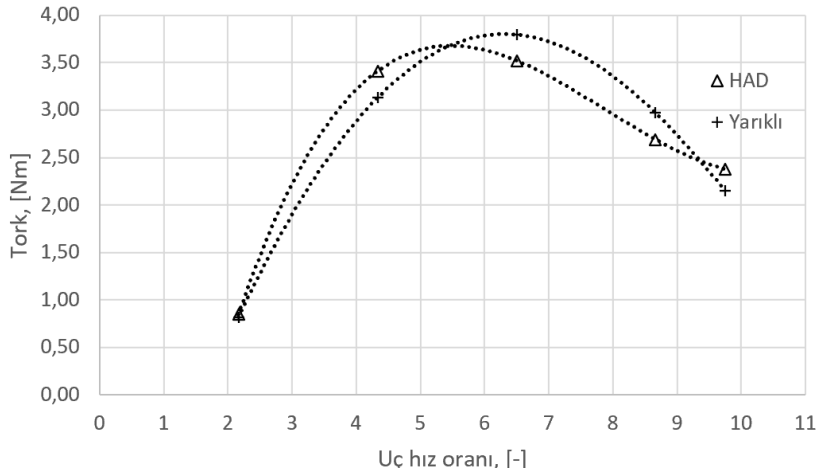
Şekil 5.19. 160 rad/s açısal hızında kanat profilin üzerindeki basınç dağılımı.



Şekil 5.20. 180 rad/s açısal hızında kanat profilin üzerindeki basınç dağılımı.

5.3.4. Tork

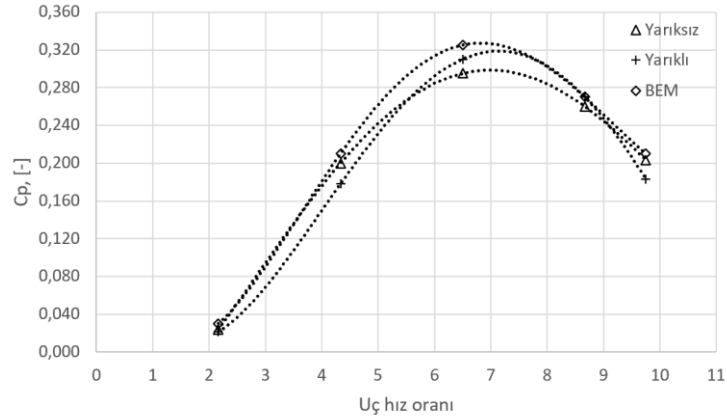
Şekil 5.21’de rüzgar türbinin farklı açısal hızlarında yarıklı ve yarık olmayan kanat rüzgar türbinlerin tork değişimi karşılaştırarak gösterildi. Şekilden yarık olmayan kanadın 2 ve 5 uç hız oranları arasında yarıklı kanada göre daha yüksek torka sahip olduğunu görüyoruz. 6 ve 7 uç hız oranları arasında yarıklı kanadın stall durumu geciktirdiğinden 3,79 Nm sahipken yarık olmayan kanadın torku daha az olup 3,52 Nm olduğunu görüyoruz. Ayrıca, 8 ve 10 uç hız oranlarında yarık olmayan kanadın torku 2,69 ve 2,38 Nm iken, yarıklı kanat daha düşük 2,97 ve 2,15 Nm torka sahip olduğunu öğrendik. Demek, düşük ve yüksek uç hız oranlarında yarık olmayan kanadın yarıklı kanada göre torku daha yüksektir.



Şekil 5.21. Rüzgar türbinin torku.

5.3.5. Güç katsayısı

Şekil 5.22 ve Tablo 5.6'da rüzgar türbinin BEM teorisine göre, yarıklı ve yarık olmayan kanatların HAD analizlerine göre güç katsayısı sonuçları karşılaştırıldı. Şekilden 2,17 uç hız oranında BEM teorisi güç katsayısının 0,03 öngörürken, yarık olmayan (HAD) ve yarıklı kanatlar 0,024 ve 0,022 bir sonuç verdi. 4,3 uç hız oranında BEM teorisindeki kanat ve yarık olmayan kanat yarıklı kanattan daha yüksek güç katsayısını gösterdiğini görüyoruz. Fakat, 5 ve 8 uç hız oranları arasında yarıklı kanat 0,313, yarık olmayan kanat 0,303 ve BEM kanadı 0,321 olmak üzere yarıklı kanadımız daha iyi performans gösterdiğini öğrendik. 8,67 uç hız oranında hem yarıklı hem yarık olmayan kanat neredeyse aynı güç katsayılarında sahiptir. Uç hız oranı daha fazla artınca yarıklı kanat avantajını kaybederek en az güç katsayısına sahip olduğunu görüyoruz. Güç katsayısı – uç hız oranı eğrilerinden hava akış yarığı sayesinde kanadın 6 ve 9 uç hız oranları arasında daha iyi bir performansı göstereceği tespit edildi.



Şekil 5.22. C_p -TSR eğrisi karşılaştırılması.

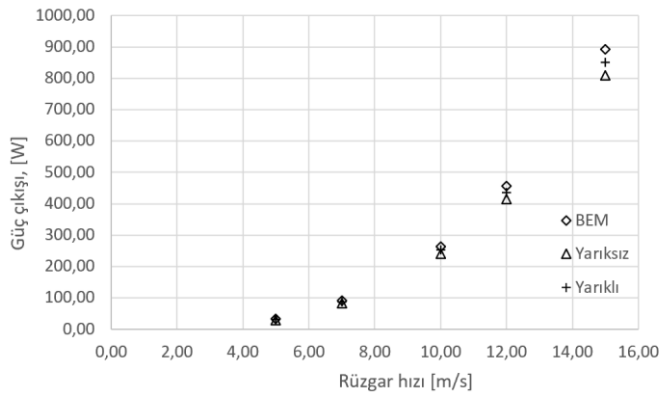
Tablo 5.6. Güç katsayısı karşılaştırılması.

Uç hız oranı	BEM	Yarık olmayan	Yarıklı
2,17	0,030	0,024	0,022
4,30	0,212	0,201	0,183
6,50	0,321	0,303	0,313
8,67	0,270	0,267	0,268
9,75	0,210	0,205	0,187

5.3.6. Güç çıkışı

Şekil 5.23 ve Tablo 5.7’de rüzgar türbinin BEM ve HAD gösterdiği güç çıkışı sonuçlarının karşılaştırılması gösterildi. Tablo 5.7’de listelenen verilerden 5 m/s düşük rüzgar hızında BEM kanadı 33,03 W ve yarık olmayan kanat 29,98 W güç çıkışına sahipken yarıklı kanat daha fazla 31,50 W enerji ürettiğini görüyoruz. Bu eğilim tüm rüzgar hızlarında görünüyor. Kanatların güç çıkışı açısından en büyük fark 12 m/s ve 15 m/s rüzgar hızlarında tespit edildi. 12 m/s rüzgar hızında yarık olmayan kanat 414,43 W enerji üretebiliyorsa, yarıklı kanat %5,08 artışla 435,50 W enerji üretebiliyor. 15 m/s rüzgar hızında ise yarıklı kanat yarık olmayan kanattan 41,16 W daha fazla enerji üretebileceği öğrenildi.

Yarık olmayan ve yarıklı kanatların güç çıkışı sonuçları arasındaki farklılıklar hava akış yarığın daha yüksek rüzgar hızlarında daha fazla enerji üretebileceğini söyleyebiliriz.



Şekil 5.23. Güç çıkışı karşılaştırılması.

Tablo 5.7. Güç katsayısı karşılaştırılması.

Rüzgar hızı, [m/s]	BEM, [W]	Yarık olmayan, [W]	Yarıklı, [W]
5,00	33,03	29,98	31,50
7,00	90,63	82,26	86,44
10,00	264,22	239,83	252,03
12,00	456,57	414,43	435,50
15,00	891,74	809,43	850,59

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yatay eksenli rüzgar türbinleri (YERT) için yarıkların aerodinamik performanslar üzerindeki olumlu etkilerini incelemek amacıyla bir tez araştırması yapıldı. Tez araştırması, YERT'in üzerindeki yarıklar etkileri araştırmak için hesaplamalı akışkanlar dinamiği modellenmesini kullanan sayısal bir çalışmayı temsil etmektedir.

HAD sunduğu modelleri arasından uygun bir türbülans modelini seçmek için deneysel olarak bir rüzgar türbini tasarlayıp hava tüneline test edilmiş bir araştırma referans olarak alınması öngörüldü. Yu-Jen ve Shiah çalışmasında uzunluğu 0,41 metre olan bir kanadı SD8000 hava profili kullanarak önce Kanat Elemanı Momentum (BEM) teorisiyle hesaplayıp bir rüzgar türbini tasarlamışlar. Ayrıca, deneysel araştırmada tasarlanan rüzgar türbini bir hava tüneline test edildi. Sınır koşulları 36,5 m uzunluğunda ve kesit boyutları 4x2,6 m'dir olan bir tüneldir. Simülasyon için Ansys Fluent 21.0 kullanarak HAD sunan Standard k-epsilon, Standart ve SST k-omega, Transition SST türbülans modelleri ile güç katsayısı değeri elde edildi. Steady-state analiz türünde 12 m/s rüzgar hızında hava akışı verilerek 40,80,120,160 ve 200 rad/s açısal hızında türbin döndürüldü. Rüzgar türbini deneysel testin ve sayısal analizin sonuçları TSR-Cp grafiği aracılığıyla karşılaştırıldı. Deneysel sonuçlara en yakın Transition SST türbülans modeli oldu. 2 uç hız oranında deneysel sonuçlarla %5 hata farkı, 4 uç hız oranında hata oranı %4 ve 6 uç hız oranında hata oranı %3 oldu.

Tasarladığımız rüzgar türbini kanadı 0,65 m uzunluğunda olup, kökte NREL'in S819 hava profili ve ana ve uçta NACA 63-415 hava profili kullanıldı. Kord uzunluğu ve hücum açısı Kanat Elemanı Momentum teorisi ile belirlendi. Sınır koşulların dış ve iç bölgelerin, kanat yarıçapının sırasıyla altı katına ve iki katına eşit bir yarıçapa sahip silindirik bir şekle sahip olduğunu göstermektedir. Ayrıca, dış bölge, rüzgar yönü boyunca kanat yarıçapının on bir katına ve rüzgarın ters yönünde on beş katına eşit bir uzunluğa sahipken, iç bölge hem rüzgar yönü hem de rüzgara ters yönü için sırasıyla 1,5 katına eşit bir uzunluğa sahiptir. Rüzgar tüneli bölgeleri, Design Modeler'de Boolean işlemi kullanılarak rüzgar türbini tarafından çıkarıldı. Mesh Ansys Fluent kullanarak 7 prizma katmanı ile 1 520 540 eleman Çok yüzlü mesh oluşturuldu. Mesh

çarpıklık değeri 0,84 ve ortogonal değeri 0,15 oldu. Genel olarak, 120^0 ve 140^0 eğiminde, kanat yüzeyindeki 0,30 m ve 0,40 m konumlarında, 1 mm ve 1,5 mm yarı genişliklerinde, 1 ve 2 yarıklı sekiz rüzgar türbini kanadı modellendi. Optimum yarı boyutunu bulmak için Response Surface Optimization yöntemi kullanıldı. Steady-state analizlerinde farklı kanatlar Transition SST türbülans modeli kullanılarak 12 m/s rüzgar hızında 120 rad/s açısız hızında döndürüldü. 6,5 uç hız oranında elde edilen sonuçlar, 1,5 mm genişliğe ve 140^0 eğiminde kanadın 0,35 m konumunda yerleşen tek yarıklı kanadın güç katsayısı diğer hava akış yarıklı kanatlardan daha yüksek olduğu tespit edildi.

Ayrıca, yarı olmayan ve yarıklı kanatlara sahip rüzgar türbinleri üzerinde transient analizleri yapıldı. Kurulum hava yoğunluğu $1,23 \text{ kg/m}^{-3}$ ve dinamik viskozite $1,89 \times 10^{-5} \text{ kg/m*s}$ gibi akışkan özelliklerine sahipti. Transition SST türbülans modeli ile 12 m/s rüzgar hızlarında transient sliding-mesh simülasyon türü yapıldı. Simülasyon için, çözümün yeterince doğru kabul edildiğini belirleyen yakınsama kriterleri 10^{-4} olarak kabul edildi. Açısız hızlar 40, 80, 120, 160 ve 180 rad/s olarak değiştiriliyordu.

120 rad/s açısız hızında yarı olmayan kanadın üzerindeki oluşan girdapların yüzünden kanat stall durumuna ulaştığını ve kendi maksimum verimliliğine ulaştığını gösterirse, yarıklı kanat ise yarı sayesinde 6 ve 8 uç hız oranlarında daha iyi performans gösterdi. BEM teorisine göre, yarıklı ve yarı olmayan kanatların HAD analizlerine göre güç katsayısı sonuçları karşılaştırıldı. 2,17 uç hız oranında BEM teorisi güç katsayısının 0,03 öngörürken, yarı olmayan (HAD) ve yarıklı kanatlar %15'lik bir hata farkıyla 0,024 ve 0,022 bir sonuç verdi. 4 uç hız oranlarında BEM teorisindeki kanat ve yarı olmayan kanat yarıklı kanattan daha yüksek güç katsayısını gösterdiğini görüyoruz. 4,3 uç hız oranında BEM teorisindeki kanat ve yarı olmayan kanat yarıklı kanattan daha yüksek güç katsayısını gösterdiğini görüyoruz. Fakat, 5 ve 8 uç hız oranları arasında yarıklı kanat 0,313, yarı olmayan kanat 0,303 ve BEM kanadı 0,321 olmak üzere yarıklı kanadımız daha iyi performans gösterdiğini öğrendik. Uç hız oranı daha fazla artınca yarıklı kanat avantajını kaybederek en az güç katsayısına sahip olduğunu öğrenildi.

Güç katsayısı – uç hız oranı eğrilerinden hava akış yarığı sayesinde kanadın yüksek uç hız oranlarında yarı olmayan kanattan daha iyi bir performansı gösterdiği ve stall durumu geciktirdiği tespit edildi.

Gelecekte yapılacak araştırmalarda farklı hava profilleri kullanıp hava akış yarıkları 160^0 ve üstü açılarında, konumu kanadın en ucunda ya da kök kısmında yerleştirerek rüzgar türbinin performansına etkisini incelemenizi öneririz.

KAYNAKLAR

- Ahmed, N.E. (2020). *Introduction to ANSYS Meshing, module 3: Global Mesh Controls*, Alexandria University.
- Anderson, J. (1995). *Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications*. McGraw-Hill.
- Andi, F. S., Muhammad K., Subekti S., Indra A. (2020). The Effect of Blade Number on Small Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT) Performance: An Experimental and Numerical Study. *International Journal of Environmental Science and Development*, 11, 12. <https://www.academia.edu/download/98038643/1307-B024.pdf>
- Aziz, A. M.Y., Harun M. N., Ardiyansyah S., Omar A. H. (2017). Analysis of Hydrodynamic Force Acting on Commercialized Rowing Blades Using Computational Fluid Dynamics. *7th International Conference on Mechanical and Manufacturing Engineering*. 1831, 020017. <https://doi.org/10.1063/1.4981158>
- Bazilevs, Y., Hsu, M.-C., Akkerman, I., Wright, S., Takizawa, K., Henicke, B., ... Tezduyar, T. E. (2010). 3D simulation of wind turbine rotors at full scale. Part I: Geometry modeling and aerodynamics. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 65(1-3), 207–235. <https://doi:10.1002/flid.2400>
- Burton, T., Sharpe D., Jenkins N., Bossanyi E. (2011). *Wind Energy Handbook*. John Walley and Sons.
- Chi-Jeng, B., Wei-Cheng W. (2016). Review of computational and experimental approaches to analysis of aerodynamic performance in horizontal-axis wind turbines (HAWTs). *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 63, 506-519. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.05.078>
- Coşku, K. (2016). Investigation of Multi-Input Multi-Output Robust Control Methods to Handle Parametric Uncertainties in Autopilot Design. *PloS ONE*, 36 p. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0165017>
- David, A. S. (2008). Models of Lift and Drag Coefficients of Stalled and Unstalled Airfoils in Wind Turbines and Wind Tunnel. NASA. <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20090001311/downloads/20090001311.pdf>
- Design Exploration, A.İ. (2013). *ANSYS Design Exploration User's Guide Release 13.0*, Ansys Inc.
- Emmanuel, B. (2017). *Wind Turbine Aerodynamics and Vorticity-Based Methods*. Momentum theory and BEM theory, 157-210 pp.
- Ferziger, JH., Peric, M. (2020). *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer, 431 pp.
- Global Wind Energy Council. (2023). *Global Wind Report*. Erişim adresi: <https://gwec.net/globalwindreport2023/>

- Hansen, M.O.L. (2008). *Aerodynamics of Wind Turbines (Second Edition)*. Earthscan Journal of Power and Energy Engineering, 192 pp.
- Het, B., Sukanta, R., Hakeem, N. (2023). Aerodynamic performance enhancement of the DU99W405 airfoil for horizontal axis wind turbines using slotted airfoil configuration. *Energy*, 2, 63. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125666>
- Hirschel, E. (2007). *Basics of Aerothermodynamics*. Springer.
- Islam, M. (2016). Comparative Aerodynamic Analysis of Wind Turbine Blade Profiles. *International Journal of Renewable Energy Research*, 5. https://www.researchgate.net/publication/289537344_Comparative_Aerodynamic_Analysis_of_Wind_Turbine_Blade_Profiles.
- Li, Z. (2021). Wind Energy Development: History and Current Status, *World Scientific Publishing Company*, 1, 6. https://doi.org/10.1142/9789811225925_0001
- Lim, Joon, W. (2002). Application of a slotted airfoil for UH-60A helicopter performance. *Proceedings of the American Helicopter Society Aerodynamics, Acoustics*. 23–25. <https://apps.dtic.mil/sti/pdfs/ADA480499.pdf>
- Lu, S., Liu, J., Hekkenberg, R. (2021). Mesh Properties for RANS Simulations of Airfoil-Shaped Profiles: A Case Study of Rudder Hydrodynamics. *J. Mar. Sci. Eng.*, 9(10), 1062. <https://doi.org/10.3390/jmse9101062>
- Magdi, R., Adam, M. R. (2011). *Fundamental and Advanced Topics in Wind Power*. InTech.
- Marcelo, D., Romeu, R., Ramiro, S. ve Alexandro, T. (2018). The Betz limit applied to Airborne Wind Energy. *Renewable Energy*, 27, 32-40. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.04.034>
- Meshing, A.I. (2010). *ANSYS Meshing User's Guide*. Ansys Inc.
- Mohammad, M., Nahmkeon, H. (2020). Power generation enhancement in a horizontal axis wind turbine blade using split blades. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 206. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2020.104352>
- Mosetti, F. (2014). *Reynold's number. Beaches and Coastal Geology*. Encyclopedia of Earth Sciences Series.
- Muhammad, E. H., Jubaer, A. (2020). Wind Power Integration with Smart Grid and Storage System: Prospects and Limitations. *International Journal of Advanced Computer Science and Applications*, 5, 11. <https://doi.org/10.14569/IJACSA.2020.0110570>
- NREL's S819 Airfoil Catalogue (2023). <http://airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=s819-nr/> adresinden 12 eylül 2023 tarihinde alınmıştır.
- Onur, E., Musa, Ö. (2020). Investigation of the flow over NACA 63-415 airfoil. *Black Sea Journal of Engineering and Science*, 3-2, 50-56. <https://doi.org/10.34248/bsengineering.643916>
- Porto, H.A., Fortulan, C.A., Porto, A.J.V. (2022). Power performance of starting-improved and multi-bladed horizontal-axis small wind turbines. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 53, 102341. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102341>

- Ragheb, M. (2014). Optimal Rotor Tip Speed Ratio. *University of Illinois*, 4, 10. https://users.wpi.edu/~cfurlong/me3320/DProject/Ragheb_OptTipSpeedRatio2014.pdf
- Ramachandran, G. (2017). *Classification of wind turbine configurations: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews.
- Ramzi, M., AbedErrahmane, G., (2013). Passive control via slotted blading in a compressor cascade at stall condition. *J. Appl. Fluid Mech.*, 6 (4), 571–580. <https://doi.org/10.36884/jafm.6.04.20670>
- Richardson, L.F. (1922). Weather Prediction by Numerical Process. *Cambridge University Press*, 4, 231. <https://doi.org/10.2307/3603284>.
- Riyadh, B., Abdelouaheb, D., Adrian, I. (2016). Aerodynamic performance analysis of slotted airfoils for application to wind turbine blades, *Journal of Wind Engineering, and Industrial Aerodynamics*, 151, 79-99. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2016.01.011>
- Rojas-Sola, José, I., García-Baena, Carlos, Hermoso-Orzáez, Manuel J. (2016). A Review of The Computational Fluid Dynamics Simulation Software: Advantages, Disadvantages and Main Applications. *Journal of Magnetohydrodynamics and Plasma Research. Hauppauge*, 21, 4, 417-424. <https://www.proquest.com/scholarly-journals/review-computational-fluid-dynamics-simulation/docview/2049661073/se-2>
- Saman, B., Ryoichi, S.A. (2018). A parametric study on leading-edge slots used on wind turbine airfoils at various angles of attack. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 175, 43-52. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2018.01.007>
- Schmitz, S. (2019). *Aerodynamics of wind turbines: a physical basis for analysis and design*. Hoboken: Wiley, 35.
- Somers, D.M. (2005). The S819, S820, and S821 Airfoils. *State College of Pennsylvania*, 53 pp. <https://doi.org/10.2172/15011676>
- Sørensen, T, Nielsen, Thøgersen, M. (2006). Recalibrating wind turbine wake model parameters validating the wake model performance for large offshore wind farms. *EWEC*. 10, 6. http://docs.wind-watch.org/wake-0693_Ewec2006fullpaper.pdf
- NACA, S.U. (2013). The NACA airfoil series. Stanford University. https://web.stanford.edu/~cantwell/AA200_Course_Material/The%20NACA%20airfoil%20series.pdf
- Steed, R. (2011). High Lift HAD Simulations with an SST-Based Predictive Laminar to Turbulent Transition Model. *49th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*, 11, 864. <https://doi.org/10.2514/6.2011-864>
- Sudhamshu, A.R., Manik, C.P., Nivedh, S., Satish, N.S., Vivek, M., Ratna, K.V. (2016). Numerical study of effect of pitch angle on performance characteristics of a HAWT. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 19-1, 632-641. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2015.09.010>
- Tangler, L., Somers, D. M. (1995). NREL Airfoil Families for HAWTs. *National Renewable Energy Laboratory*, 1, 12. <https://doi.org/10.2172/10106095>

- Theory, A.I. (2021). *ANSYS FLUENT Theory Guide*. (2021). ANSYS Inc.
- Timmer, W.A., Van Rooji, R.P.J.O.M. (2003). Summary of the Delft University Wind Turbine Dedicated Airfoils. *Journal of Solar Energy Engineering*, 125(4), 488-496. <https://doi.org/10.1115/1.1626129>
- Tu, J., Yeoh, G.H. (2008). *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*. Elsevier.
- User's Guide, A.I. (2006). *ANSYS FLUENT Release 6.3. User's Guide*. Fluent Inc.
- User's Guide, A.I. (2010). *ANSYS FLUENT Release 13 User's Guide*. Ansys Inc.
- Versteeg, H.K., Malalasekera, W. (2007). *An introduction to computational fluid Dynamics. The Finite Volume Method. Second Edition*. Pearson Education Limited, 517 pp.
- Weick, FE., Shortal, JA. (1933). The effect of multiple fixed slots and a trailing-edge flap on the lift and drag of a Clark Y airfoil. *NACA*, 427, 12. <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19930091501/downloads/19930091501.pdf>
- Yu-Jen, C., Shiah, Y. C. (2016). Experiments on the Performance of Small Horizontal Axis Wind Turbine with Passive Pitch Control by Disk Pulley. *Energies*, 9, 353. <https://doi.org/10.3390/en9050353>.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad Adilkhan TUKEN

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2021, S.Seifullin Kazakh Agro Technical Research University, Enerji fakültesi, Güç kaynağı bölümü.

TEZDEN TÜRETİLEN ESERLER:

- Tuken A. ve Yiğit C. (2023, June). Power Conversion Enhancement İn A Horizontal Axis Wind Turbine Using Split Blades. *5th International Young Researchers Student Congress*, Antalya, Turkey.