

**RÜZGÂR TÜRBİNLERİNDE KANAT ÖZELLİKLERİNİN GÜRÜLTÜ
ETKİLERİ**

ABDULHAMİD HAMDO ALAHDAB

Yüksek Lisans Tezi

İleri Teknolojiler Anabilim Dalı

Enerji Kaynakları ve Yönetimi Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. ZAFER DEMİR

Eskişehir

Eskişehir Teknik Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Nisan 2022

ÖZET

RÜZGÂR TÜRBİNLERİNDE KANAT ÖZELLİKLERİNİN GÜRÜLTÜ ETKİLERİ

ABDULHAMİD HAMDO ALAHDAB

İleri Teknolojiler Anabilim Dalı

Enerji Kaynakları ve Yönetimi Bilim Dalı

Eskişehir Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Nisan 2022

Danışman: Prof. Dr. ZAFER DEMİR

Rüzgâr enerjisi bugün dünyanın önde gelen yenilenebilir enerji kaynaklarından biridir. Rüzgâr türbini teknolojisinin hızlı gelişimi nedeniyle, rüzgâr enerjisi fosil enerjilere olası alternatiflerden biri haline gelmiştir. Bu nedenle, deniz üstü türbinleri gibi 12 megavattan fazla güç elde etmek için dev rüzgâr türbinleri inşa edilmektedir. Ancak bu türbinler temiz enerji üreterek insanlara fayda sağladığı gibi; dezavantajlara ve çevreye zarar verme potansiyeline de sahiptir. Bu çalışmanın amacı, rüzgâr türbinlerinde kanat özelliklerinin gürültü etkilerini incelemektir.

Çalışmada incelenen kanadın özellikleri; aerodinamik özellikleri, burulma açısı, kanat malzemeleri, uç hız oranı, kanat şekli, kanat kalınlığı, kanat yükleri ve akıllı kanat olarak sekiz ana başlığa ayrılmıştır. Kanat özellikleri ayrı ayrı incelenip her birini gürültü ve güç üzerindeki etkileri belirlenmiştir. Sonuç olarak tüm özellikleri bir araya getirilerek geliştirilmiş bir rotor (tasarımı) önerilmiştir. Kanatlar SOLIDWORKS 2019 ortamında tasarlanmıştır. Türbin etrafındaki hava akışı koşullarını simüle etmek ve bu akışın rotor kanatları ile etkileşiminin sonuçlarını elde etmek için Ansys Fluent 2019 R3 programı kullanılmıştır. Bu çalışmada, rüzgâr türbinlerinin gürültüsünün ve bu gürültünün elektrik enerjisi üretimi üzerindeki etkilerinin anlaşılmasına yardımcı olarak hem enerji verimliliğinin artırılması hem de gürültünün azaltılması amaçlanmaktadır.

Analiz sonuçları, Kore Havacılık Araştırmaları Enstitüsü'nün düşük süratli rüzgâr tüneline yapılan NREL Phase VI rüzgâr türbininin %12 ölçekli modelinin akustik gürültü ölçümleri ile karşılaştırılmıştır. Türbin kanat özellikleri analizinin sonuçları,

farklı rüzgâr hızlarında (7 m/s, 10 m/s, 13 m/s, 15 m/s, 20 m/s ve 25 m/s) gürültü ve güç ölçümleri ile karşılaştırılmıştır.

Sonuçlar, 10 m/s hızında deneysel sonuçlarla en iyi uyumu göstermiştir. Ayrıca, bu çalışmada önerilen geliştirilmiş rotor sonuçları 10 m/s hızında ortalama olarak güçte %95 artış ve gürültüde %11,25 düşüş göstermiştir.

Anahtar Sözcükler: Rüzgâr türbini, Ses gücü seviyesi, Ses basınç seviyesi, Uç hız oranı, Kaldırma katsayısı, Sürüklenme katsayısı, Kanat performansı.



ABSTRACT

NOISE EFFECTS OF BLADE CHARACTERISTICS IN WIND TURBINES

ABDULHAMID HAMDO ALAHDAB

Department of Advanced Technology

Programme in Energy Resources and Management

Eskişehir Technical University, Institute of Graduate Programs, April 2022

Supervisor: Prof. Dr. ZAFER DEMİR

Wind energy is one of the world's leading renewable energy sources today. Due to the rapid development of wind turbine technology, wind energy has become one of the possible alternatives to fossil energies. That is why giant wind turbines are being built to generate more than 12 megawatts of power, like offshore turbines. However, these turbines not only benefit people by producing clean energy; but it also has disadvantages and the potential to harm the environment. The aim of this study is to examine the noise effects of blade characteristics in wind turbines.

The characteristics of the wing in this study can be divided into eight main headings: Aerodynamic properties, twist angle, blade materials, tip speed ratio, blade shape, blade thickness, blade loads and smart wing. By examining the blade characteristics separately and determining the effects on noise and power for each, an improved rotor is proposed by combining all the features. Blades were designed in SOLIDWORKS 2019 environment. Ansys Fluent 2019 R3 program was used to simulate the air flow conditions around the turbine and to obtain the results of its interaction with the rotor blades.

The study is aimed to help understand the noise of wind turbines and the effects of noise on electrical energy production, and thus show the way to increase energy efficiency as well as reduce noise.

The analysis results were compared with the acoustic noise measurements of the 12% scale model of the NREL Phase VI wind turbine constructed in the low-speed wind tunnel of the Korea Aviation Research Institute. The results of turbine blade

characteristics analysis were compared with noise and power measurements at different wind speeds (7 m/s, 10 m/s, 13 m/s, 15 m/s, 20 m/s, 25 m/s).

The results showed the best agreement with the experimental results at a speed of 10 m/s. In addition, the improved rotor results proposed in this study showed an average of 95% increase in power and 11,25% decrease in noise at 10 m/s speed.

Keywords: Wind turbine, Sound power level, Sound pressure level, Tip speed ratio, Lift coefficient, Drag coefficient, Blades performance.



TEŞEKKÜR

Eskişehir Teknik Üniversitesi İleri Teknolojiler Anabilim Dalı bünyesinde tamamladığım yüksek lisans tezimin yürütülmesinde, sonuçlandırılmasında ve değerlendirilmesinde yardım ve katkılarını esirgemeyen danışmanım değerli hocam sayın Prof. Dr. Zafer DEMİR'e teşekkür ederim.

Hayattaki en büyük destekçim olan ve bugünlere gelmemi sağlayan, babam Muhammed ALAHDAB'a, merhametli değerli anneme ve tüm aileme sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Son olarak bu tezi hazırlarken, her zaman yanımda olan ve beni destekleyen tüm arkadaşlarıma teőekkürlerimi sunarım

ABDULHAMID HAMDO ALAHDAB

21/04/2022

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Bu tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ve kurallara uygun davrandığımı; bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi; bu çalışmanın Eskişehir Teknik Üniversitesi tarafından kullanılan “bilimsel intihal tespit programı”yla tarandığını ve hiçbir şekilde “intihal içermediğini” beyan ederim. Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

ABDULHAMID HAMDO ALAHDAB

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
BAŞLIK SAYFASI	i
JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI.....	ii
DANIŞMAN ONAYI	iii
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR	viii
ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ.....	ix
İÇİNDEKİLER.....	x
TABLolar DİZİNİ.....	xiii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiv
GÖRSELLER DİZİNİ	xvii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xviii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
3. RÜZGÂR TÜRBİNLERİ.....	9
3.1. Kanat Profilinin Çeşitleri ve Yapısal Özellikleri	12
3.1.1. Yapısal terminoloji.....	12
3.1.2. Kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri	13
3.1.3. Türbülanslı ve laminar akış.....	14
3.1.4. Saldırı açısı, duraklama ve ayrılma	14
3.1.5. Uç hız oranı	15
3.1.6. Reynolds sayısı.....	15
3.1.7. Pürüzlülüğe karşı duyarsızlık	16
3.1.8. Kanat profili çeşitleri	16
3.1.8.1. NREL kanat profilleri.....	16
3.1.8.2. Risø kanat profilleri.....	18

3.1.8.3. <i>Delft kanat profilleri</i>	20
3.1.8.4. <i>CAS-W1 kanat profilleri</i>	22
3.1.8.5. <i>Martin Hepperle (MH) kanat profilleri</i>	22
3.2. Kanat Tasarımını Etkileyen Faktörler	23
3.2.1. Kanat şekli (profili)	26
3.2.2. Uç hız oranı	28
3.2.3. Aerodinamik özellikler.....	29
3.2.4. Burulma açısı	30
3.2.5. Akıllı kanat.....	31
3.2.6. Kanat yükleri	32
3.2.7. Kanat kalınlığı	33
3.2.8. Kanadı oluşturan malzemeler	33
4. SES VE GÜRÜLTÜNÜN PARAMETRELERİ	36
4.1. Gürültü Nasıl Ölçülür, Ses ile Genel Bilgiler.....	36
4.2. Gürültünün Çeşitleri.....	41
4.2.1. Mekanik gürültü.....	41
4.2.2. Aerodinamik gürültü	41
4.2.3. Düşük frekanslı gürültü	43
4.2.4. Türbülans gürültüsü	44
4.2.5. Kanadın kendi gürültüsü	45
4.2.5.1. <i>Arka kenarın gürültüsü</i>	45
4.2.5.2. <i>Laminer sınır tabakası (girdap-dökülme) gürültüsü</i>	45
4.2.5.3. <i>Uç gürültüsü</i>	46
4.2.5.4. <i>Ayrırma-duraklama akış gürültüsü</i>	46
4.2.5.5. <i>Keskin olmayan arka kenar gürültüsü</i>	46
4.2.5.6. <i>Kanat yüzeyindeki kusurlardan kaynaklanan gürültü</i>	46
4.3. Gürültünün İnsan Üzerine Etkileri	48
4.3.1. Düşük frekanslı gürültü	50
4.3.2. İnfrasonik gürültü	50
4.4. Gürültü Sınırları	51
5. KANAT TASARIMINDA KULLANILAN SİMÜLASYON UYGULAMALARI	56

5.1. Akustik Analoji Yöntemleri	56
5.1.1. SST k- ω türbülans modeli	57
5.1.2. Ffowcs Williams ve Hawkins (FW-H) formülasyonu.....	58
5.2. Kanatların Tasarımında Simülasyonun Gerçekleştirilmesi ve Akışkan Analizi	61
5.2.1. S809 profilli kanat tasarımı	61
5.2.2. Sınır şartları.....	66
5.2.3. Mesh iyileştirme çalışması	66
5.2.4. Akustik model	67
6. BULGULAR VE TARTIŞMALAR	69
6.1. Aerodinamik Özellikleri	69
6.2. Burulma	80
6.3. Kanat Malzemeleri.....	91
6.4. Uç Hız Oranı.....	94
6.5. Kanat Şekli.....	96
6.6. Kanat Kalınlığı	100
6.7. Kanadın Yükleri.....	104
6.8. Akıllı Kanat	105
7. SONUÇLAR.....	113
7.1. Öneriler	118
KAYNAKÇA	119
EKLER	126
ÖZGEÇMİŞ	

TABLULAR DİZİNİ

Sayfa

Tablo 3.1. NREL'in S serisi kanat profili bazı aileleri ve uygulamaları.	18
Tablo 3.2. Risø-A1 serisinin temel özellikleri.	20
Tablo 3.3. Risø-P serisinin temel özellikleri.....	20
Tablo 3.4. Risø-B1 serisinin temel özellikleri.	20
Tablo 3.5. DU serisinin temel özellikleri.....	21
Tablo 3.6. Martin Hepperle MH serisinin 500000 ve üzerindeki Reynolds sayılarında kullanılabilir temel özellikleri	22
Tablo 3.7. Rotor çaplarına göre rüzgâr türbinleri.	23
Tablo 4.1. Rüzgâr türbini aerodinamik gürültü mekanizmalarının incelenmesi.....	43
Tablo 4.2. Rüzgâr türbininden belli uzaklıkta hissedilen gürültü seviyeleri.....	47
Tablo 4.3. Gürültü seviyeleri ve meydana getirdiği rahatsızlıklar	49
Tablo 4.4. TA Laerm tarafından bina dışındaki belirlenen gürültü limitleri	52
Tablo 4.5. TA Laerm tarafından binalardaki belirlenen gürültü limitleri	52
Tablo 4.6. Gürültülü ortamlarda tavsiye edilen çalışma süreleri ve gürültü düzeyi arasındaki ilişki	55
Tablo 5.1. Kanat tasarımında kullanılan parametreler	61
Tablo 5.2. Kararsız CFD çözücü ayarları.....	65
Tablo 6.1. Burulma alternatiflerinin geometrisi.....	81
Tablo 6.2. Yapısal Çelik ve Alüminyum alaşım 606 1 mekanik özellikleri.	92
Tablo 6.3. QI-GFR/Epoksi/SiC kompozit ve UD-GFR/Epoksi/SiC kompozitin mekanik özellikleri.....	92
Tablo 6.4. Farklı rpm'de Çelik/Alüminyum ve Nanoyapılı kompozitlerin SPL karşılaştırması	93
Tablo 6.5. Eklenti geometrilerinin açıklaması.	98
Tablo 6.6. Tork ve Güç sonuçları.....	98
Tablo 7.1. Üçüncü büküm alternatifinin farklı hızlarda sonuçları	114
Tablo 7.2. Önerilen uç eklentilerinin sonuçları.....	115
Tablo 7.3. Önerilen profillerin akustik ve güç sonuçları.	115
Tablo 7.4. Geliştirilmiş rotorun sonuçları	117

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Tipik kanat profili yapısı	13
Şekil 3.2. NREL bazı kanat profilleri	17
Şekil 3.3. Kanat profilleri Risø-A1, Risø-P ve Risø-B1 ailesi	19
Şekil 3.4. DU serisi profiller.....	21
Şekil 3.5. Martin Hepperle MH serisi kanat profilleri.....	23
Şekil 3.6. Önden (a) ve Arkadan (b) rüzgâr alan türbinler	25
Şekil 3.7. Üç kanat ve $\lambda = 6$ için optimum kanat tasarımı.....	31
Şekil 3.8. Bir ve iki kesme kirişle kanat tasarımı.	35
Şekil 4.1. Eşit ses yüksekliği konturları.	40
Şekil 4.2. Karayolu, demiryolu, uçak ve rüzgâr türbinin gürültüsü tarafından çıkardığı gürültü seviyeleri karşılaştırılması.....	48
Şekil 5.1. SOLIDWORKS aracıyla tasarlanmış orijinal rotorun kanadı	61
Şekil 5.2. S809 profili koordinatları	62
Şekil 5.3. Tasarlanmış rotorun domainleri	64
Şekil 5.4. Rotor ve onun çerçevesinde alanların meşi	65
Şekil 5.5. NREL Faz VI rüzgâr türbini rotoru için kullanılan Hesaplamalı Alan ve şart sınırları	66
Şekil 5.6. 7 m/s'de kullanılacak meşin bağımsızlığı diyagramı	67
Şekil 5.7. ANSYS yazılımında akustik model.....	68
Şekil 6.1. Hız akım çizgileri.....	69
Şekil 6.2. Kanadın üzerindeki Dinamik ve Mutlak Basıncın Konturları.....	70
Şekil 6.3. 7 m/s rüzgâr hızında deneysel ile hesaplamalı simülasyon veriler arasındaki Basınç katsayısı dağılımlarının karşılaştırılması.	71
Şekil 6.4. Deneysel veriler ile hesaplamalı simülasyon arasındaki basınç katsayısı dağılımlarının karşılaştırılması, (a) 20m/s, (b) 25 m/s rüzgâr hızı için.	72
Şekil 6.5. Farklı hücum açılarında orijinal ve düzeltilmiş kanatlar için kaldırma katsayısı.....	73
Şekil 6.6. Farklı hücum açılarında orijinal ve düzeltilmiş kanatlar için sürüklenme katsayısı.....	73
Şekil 6.7. Sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması ($Re = 1 \times 10^6$).....	74
Şekil 6.8. Farklı hücum açısında C_l/C_d sonuçları karşılaştırması	75

Şekil 6.9. Orijinal ve düzeltilmiş kanat için elde edilen gürültü (a) ve güç (b) seviyeleri	75
Şekil 6.10. Değiştirilmiş hücum açıları için kanatların ortalama SPL spektrumları.	76
Şekil 6.11. 7 m/s için kaldırma ve sürüklenme katsayısının farklı Re sayısında sayısal değerleri	77
Şekil 6.12. Farklı Reynolds sayılarında Kaldırma-Sürüklenme oranı.....	77
Şekil 6.13. Farklı Reynolds sayılarında ortalama yüzey akustik kazancı: Lineer ve Logaritmik ölçekli.....	79
Şekil 6.14. Büküm alternatiflerinin teğetsel kuvvetleri	82
Şekil 6.15. Büküm açısı alternatifleri için kanat tork karşılaştırmaları	82
Şekil 6.16. Orijinal Büküm Açıları için SPL Tahminleri	83
Şekil 6.17. 7 m/s için dört büküm açısı alternatifinin SPL karşılaştırmaları.....	84
Şekil 6.18. 10 m/s ve 13 m/s için dört büküm açısı alternatifinin SPL karşılaştırmaları.....	84
Şekil 6.19. 25 m/s'de yüzey akustik güç seviyesi	85
Şekil 6.20. 15 m/s, 20 m/s ve 25 m/s için dört büküm açısı alternatifinin SPL karşılaştırmaları.....	86
Şekil 6.21. 7 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=1.0$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek.....	86
Şekil 6.22. 10 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=1.0$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek.....	87
Şekil 6.23. 13 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=1.0$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek.....	87
Şekil 6.24. 15 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=1.0$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek.....	88
Şekil 6.25. 20 ve 25 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=1.0$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek	88
Şekil 6.26. 7 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=0.33$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek.....	89
Şekil 6.27. 10 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=0.33$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek	90
Şekil 6.28. 25 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=0.33$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek	90

Şekil 6.29. Hücüm açısının fonksiyonu olarak güç katsayısı dağılımlarını	94
Şekil 6.30. 7 m/s 'lik sabit bir serbest akış hızında değişen uç hız oranları için güç katsayısı.....	95
Şekil 6.31. TSR'nin SPL spektrumu üzerindeki etkisi (akış hızı 7 m/s, $Re = 2 \times 10^6$).....	96
Şekil 6.32. İncelenen uç eklentilerin görselleri	97
Şekil 6.33. Kanada eklenen ucun geometrik parametreleri	97
Şekil 6.34. Orijinal ve yeni tasarlanmış kanat uçları için ses basıncı seviyesi spektrumları	99
Şekil 6.35. S809 orijinal profil ile düzeltilmiş önerisi.....	100
Şekil 6.36. S809 ve değiştirilmiş profilli kanat için kaldırma-sürükleme oranları.....	101
Şekil 6.37. S809 ve değiştirilmiş profilli kanat için SPL spektrumları	101
Şekil 6.38. S809 orijinal profil ile düzeltilmiş önerisi.....	102
Şekil 6.39. S809 ve değiştirilmiş profilli kanat için kaldırma-sürükleme oranları.....	102
Şekil 6.40. S809 ve değiştirilmiş profilli kanatlar için SPL spektrumları.	103
Şekil 6.41. 10 m/s rüzgâr hızında kuvvet katsayısı dağılımı	104
Şekil 6.42. Girdap oluşturucu dizisinin geometrisi, perspektif (sol) ve üst (sağ) görünüm	106
Şekil 6.43. GJ'lü ve GJ'süz kanatlar için basınç katsayısı	107
Şekil 6.44. Normal kuvvet katsayısı dağılımı.....	107
Şekil 6.45. Rotorun akış çizgileri, (a): GJ'süz /temel rotor, (b)GJ'lü rotor.....	108
Şekil 6.46. GJ'lü ve GJ'süzler için rüzgâr rotoru merkezinden 2R'de bulunan üç mikrofondan elde edilen ses basınç seviyesi (SPL).....	109
Şekil 6.47. GJ 'lü kanadın emme tarafından üretilen gürültüdür (a): Akustik güç seviyesi, (b) toplam gürültü kaynakları	110
Şekil 6.48. Farklı rüzgâr hızlarında iyileştirilmiş kanat gücü değerlerinin karşılaştırması.	111
Şekil 6.49. 10 m/s'de Orijinal ile iyileştirilmiş kanattan çıkan SPL'nin karşılaştırması.	111

GÖRSELLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Görsel 3.1. Zamanla rüzgâr türbini şekillerinin gelişimini.	11
Görsel 3.2. Danimarka 'da bulunan V236-15.0 MW açık deniz prototip rüzgâr türbini	24
Görsel 4.1. Pascal ve Desibel 'in tasviri	38
Görsel 5.1. %12 ölçekli model için test kurulumu	63



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

α	: Hücüm açısı (deg)
μ	: Dinamik viskozite ($\text{kgm}^{-1} \text{s}^{-1}$)
ω_0	Türbülans bozulmasına karşı mücadele eden ortam türbülanslı değeri
ω	: Rotorun açısal hızı (rad^{-1})
θ	: Burulma açısı (deg)
ϕ	: Akışın giriş açısı (deg)
λ	: Uç hızı oranı
ε	: Türbülanslı yayılma oranı (m^2/s^3)
ρ	: Akışın yoğunluğu (kgm^{-3})
σ_k	: Model katsayısı
σ_ω	: Model katsayısı
A	: Rotorun tarama alanı (m^2)
A_c	: Korelasyon alanı (m^2)
c	: Kanat profiline akordu (uzunluğu) (m)
C_0	: Ses hızı (ms^{-1})
C_d	: Sürüklenme katsayısı
C_l	: Kaldırma katsayısı
C_m	: Moment katsayısı
C_{power}	: Rotorun güç katsayısı
C_t	: Teğet kuvvet katsayısı
D	: Rotor çapı (m)
dB	: Desibel
f_B	: Geçiş frekansı (Hz)
f_n	: Geçiş frekans harmoni
f_R	: Rotorun frekansı (Hz)
f_β	: Girdap-uzatma modifikasyon faktörü
f_{β^*}	: Serbest kesme modifikasyon faktörü
G_b	: Doğrusal olmayan üretim
G_k	: Türbülanslı olmayan üretim
H	: Kulenin yüksekliği (m)

k_0	: Türbülans bozulmasına karşı mücadele eden ortam türbülanslı değeri
L_{EX}	: Maruziyet limiti (dB)
L_p	: Ses basınç seviyesi (dB)
L_w	: Ses gücü seviyesi (dB)
n	: Ses basıncı harmonik sayısı
n_B	: Kanat sayısı
P	: Güç miktarı (Watt)
p	: Bir (rms) gürültünün etkili ses basıncı (Pa)
p_0	: Referans (rms) ses basıncı (Pa)
P_0	: Referans ses gücü (Watt)
p'	: Akustik basınç (Pa)
P_{peak}	: Tepe ses basıncı (Pa)
r	: Radyal konum (m)
R	: Rotorun yarıçapı (m)
R_0	: Kulenin tabanından uzaklık (m)
Re	: Reynolds sayısı
R	: Rüzgârın hızı (ms^{-1})
$V_{tip,uç}$: Kanadın uç hızı (ms^{-1})
V_∞	: En serbest akışın hızı (ms^{-1})
\bar{v}	: Ortalama hız (ms^{-1})
W	: İzafi rüzgâr hızı (ms^{-1})
AGS	: Akustik gücü seviyesi (dB)
CAD	: Bilgisayar destekli tasarım
CFD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
CPU	: İşlemci
FRP	: Cam elyafı takviyeli plastikler
GJ	: Girdap jeneratörü
$HAWT$: Yatay eksenli rüzgâr türbinleri
$KARI$: Kore Havacılık ve Uzay Araştırma Enstitüsü
$NACA$: Havacılık Ulusal Danışma Komitesi
$NREL$: Ulusal Yenilenebilir Enerji Laboratuvarı
$OSHA$: Amerikalı iş güvenliği ve sağlığı idaresi
$RANS$: Reynolds-ortalama Navier-Stokes denklemleri

<i>RMS</i>	: Kare kök ortalama
<i>SAG</i>	: Yüzey akustik kazancı (dB)
<i>SERI</i>	: Güneş Enerjisi Araştırma Enstitüsü
<i>SPL</i>	: Ses basınç seviyesi (dB)
<i>TE</i>	: Arka kenar
<i>TSR</i>	: Uç hızı oranı
<i>VAD</i>	: Vibro akustik hastalık
<i>WHO</i>	: Dünya Sağlık Örgütü



1. GİRİŞ

Rüzgâr enerjisi, erken tarihlerden beri geçmiş kültürlerdeki denizciler tarafından yelkenli tekneler ve gemiler için kullanılmıştır. Mükemmel evrim süreci 500 yıl sürmüş ve modern rüzgâr türbininin bileşenlerine ve özelliklerine sahip yel değirmenlerine yol açmıştır. 20. yüzyılın başında, elektrik jeneratörlerini kullanan ilk modern rüzgâr türbinleri Fransa'da Darrieus tarafından tanıtılmıştır ve daha sonra dünyaya yayılmıştır.

Rüzgâr türbinleri fosil yakıtlarla çalışan modern makinelerle karşılaştırıldığında, yakıt olarak rüzgâra bağlı oldukları görülmüştür. Ancak, rüzgâr aralıklı, güvenilir, kararsız ve tahmin edilemez bir kaynaktır. Bununla birlikte, bir enerji kaynağı olarak rüzgârın avantajı, sadece yenilenebilir bir kaynak olması değil, aynı zamanda Dünya atmosferinde hapsolmuş Güneş'in füzyon enerjisinden kaynaklanan sınırsız büyüklükte olmasıdır.

1830 yılından itibaren elektrik üretmek için modern rüzgâr türbinlerinin geliştirilmesi çalışmaları başlamıştır. Her teknoloji gibi, türbinin geliştirilmesi farklı yollarla gerçekleştirilmiştir. Türbinin verimi, performansı ve kalitesinin artırılması, aynı zamanda kusurları, gürültüsü ve diğer sorunları azaltması için araştırmalar yapılmıştır. Ek1 ve Ek2'deki Amerikan patentlerinde gösterildiği gibi rüzgâr türbini gürültüsü ile ilgili çalışmalar 1830 yılından sonra başlamıştır denilebilir.

Ses seviyesi ölçerler, özellikle endüstriyel, çevresel, madencilik için farklı gürültü türlerinin ölçümünde gürültü kirliliği çalışmalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Ses seviyesi ölçüm cihazının işlevselliğini ve performanslarını belirleyen mevcut uluslararası standart IEC 61672-1: 2013'tür.

Kısaca, 19. yüzyılın sonunda sesleri ölçmek için mekanik yöntemlerin yayılmasından sonra, elektrik ve nabız yöntemlerine dayanan yeni cihazlar 20. yüzyılın başında ortaya çıkmıştır. Akustik ölçümlerdeki elektrikli cihazların dönemi 1917'de Western Electric mühendislerinin güvenilir ve pratik bir ses ölçüm makinesi oluşturmak için o zamanlar ilgisiz kabul edilen dört ayrı buluşu birleştirmesiyle başlamıştır. Bu cihazların birincisi, tartışılan d'Arsonval'ın galvanometresidir. İkincisi, 1916 yılında Edward C. Wente tarafından icat edilen elektrostatik veya yoğunlaştırıcı mikrofondur. Üçüncü buluş, yaklaşık olarak aynı zamanlarda Harold D. Arnold ve Irving B. Crandall tarafından tasarlanan termofondur. Termofonda, elektrik akımı uygulandığında titreşecek

iki altın folyo şeridi kullanılmıştır. Dördüncü buluşta, belki de en önemli buluşlardan biri; ölçüm mikrofونunun çıkışını yükseltmek için bir vakum tüpü kullanılmıştır (Pro Audio Encyclopedia, 2020). Dünyanın ilk elle tutulan ve transistörlü ses seviyesi ölçeri, 1960 yılında piyasaya sürülmüş ve Brüel & Kjør tarafından geliştirilmiştir (Brüel ve Kjør, 2020).

Yenilenebilir enerji kaynakları dünyanın en büyük ikinci elektrik kaynağıdır; ancak uzun vadeli iklim, hava kalitesi ve enerji erişim hedeflerine ulaşılması için yenilenebilir kaynaklardan üretilen elektrik enerjisinin yaygınlaşması gerekmektedir. Yenilenebilir enerji kaynakları 2018'de %4 artarak, küresel enerji talebindeki büyümenin neredeyse dörtte birini oluşturmuştur. 2019 yılında yenilenebilir enerji kaynakları, dünyadaki elektrik üretim artışının %6'sını kapsamaktadır.

Rüzgâr ile elektrik üretimi en hızlı gelişen yenilenebilir enerji teknolojilerinden birisidir. Rüzgâr türbinleri kapasite olarak büyümekte, performans ve güvenilirlik açısından verimli olmaktadır. Rüzgâr türbinlerinin maliyetleri giderek azaldığı için kullanımı dünya çapında artmaktadır. Dünyanın birçok yerinde kuvvetli rüzgârlar vardır; ancak rüzgârdan elektrik enerjisi üretmek için en uygun yerler bazen uzakta olmaktadır. Deniz üstü rüzgârları elektrik enerjisi üretmek için muazzam bir potansiyel sunmaktadır. Karada ve denizde kurulu küresel rüzgâr üretim kapasitesi son yirmi yılda yaklaşık 87 kat artmıştır. 1997'de 7.5 GW'tan 2019'a kadar neredeyse 651 GW'a çıkmıştır. 2019'da küresel olarak 60.4 GW rüzgâr enerjisi kapasitesi kurulmuştur, 2018 yılında tesis sayısındaki %19 artış ile tarihsel olarak rüzgâr için ikinci en iyi yıl olarak belirlenmiştir (GWEC, 2020).

Rüzgâr enerjisinden elektrik üretimi 2009 ve 2013 yılları arasında iki katına çıkmıştır. 2016 yılında rüzgâr enerjisi, yenilenebilir enerji kaynaklarının ürettiği elektriğin %16'sını oluşturmuştur. Rüzgârdan elektrik üretimi 2018'de %12 büyüyerek en büyük yenilenebilir teknoloji olarak yerini almıştır. Küresel olarak, karada rüzgâr kapasitesi 2019 yılında %10 artış göstererek 54.2 GW'a yükselmiştir (WWEA, 2020).

Kara üstü rüzgârdan elektrik enerjisi üretimi kapasitesinin, 2024 itibarıyla 850 GW ila %57'ye çıkacağı tahmin edilmektedir. 2020 yılı rüzgâr enerjisi için rekor bir yıl olmuştur, kapasite ilaveleri, 2019'dakinin iki katı kadar 108 GW artırmıştır. Deniz üstü rüzgârdan elektrik üretimi artışı ise, 2019'daki ile aynı, 6 GW'lık kapasite ilavesiyle

2020'de 25 TWh (+%29) olarak kaydedilmiştir. Deniz üstü rüzgâr kapasitesinin 2024'te neredeyse üç kat (+43 GW) artarak 65 GW'a yükseleceği ve dünyanın toplam rüzgâr üretiminin yaklaşık olarak %10'unu üreteceği tahmin edilmektedir (IEA, 2022). Covid-19 krizi, rüzgâr enerjisi için finansman bulunabilirliği üzerindeki kısıtlamalar, hükümet bütçelerinin yeniden önceliklendirilmesi ve elektrik talebi belirsizliği gibi ek zorluklar getirmiştir. Buna rağmen, yenilenebilir enerji genişlemesinin temelleri değişmemiştir. Maliyet düşüşlerinin ve sürdürülebilir politika desteğinin 2022'nin ötesinde güçlü bir büyüme sağlaması beklenmektedir (IEA, 2021).

Bununla birlikte, rüzgâr enerjisinin yaygın şekilde kullanılmasını engelleyebilecek bazı sorunlar vardır. Dünyada gittikçe artan enerji talebini karşılamak için, daha fazla rüzgâr santrali kurulmakta ve bu rüzgâr santrallerini insan nüfusunun çok uzağında tutmak zorlaşmaktadır. Rüzgâr türbinlerindeki sorunlar, insanlar için kaygı yaratan çevresel etkileri, operasyondan kaynaklanan gürültü, titreşim, görsel ve estetik etkileri içermektedir. Rüzgâr türbini gürültüsü ise, insanlarda rahatsızlığa veya zarara neden olabilecek çevresel sorunların başında kabul edilebilmektedir. Genel olarak, enerji verimliliği ve gürültü üretimi iki rakip faktördür. Bu nedenle, rüzgâr türbinleri tasarımında yüksek güç performansı ve düşük gürültü emisyonu gereksinimlerini karşılamak için gelişmiş tasarımlara ihtiyaç duyulmaktadır.

Mevcut teknolojiler, rüzgâr türbinlerinden yayılan gürültüyü azaltmayı hedeflemektedir. Bu teknikler arasında dişli kutusu tasarımı, rüzgâr türbini rotor tasarımı, kanat ucu hızının sınırlanması ve türbin kanadı tasarımı yer almaktadır. Geliştirilmiş rüzgâr türbinleri tasarımında gürültü ve titreşim azaltma teknolojisi, aktif araştırma konuları arasında yer almaktadır. Bu konuda SOLIDWORKS, CATIA, ANSYS ve MATLAB gibi simülasyon uygulamaları ve 3 boyutlu teknoloji yardımıyla çok avantajlı çalışmalar yapılmaktadır. Ek olarak, seçilen türbin kanadının boyutu ve türbinin çalışacağı koşullar rüzgâr türbininden güç üretimini büyük ölçüde etkilemektedir. Aynı zamanda rüzgâr türbini gürültüsü üretimi de yapılan bu seçimden etkilenmektedir. Bu nedenle, rüzgâr türbini kanatlarının neden olduğu gürültüyü incelemekte önemli bir konudur.

Bu çalışmanın amacı, rüzgâr türbinlerinde kanat özelliklerinin gürültü davranışını incelemektir. Bu amacın doğrultusunda, kanat parametreleri ve gürültü arasındaki ilişki incelenerek tasarım yapılmıştır. Kanadın modeli bilgisayar ortamında oluşturulmuştur.

Kanat tasarımı etkileyen parametreler belirlenmiş ve gürültüye neden olan faktörlerin hesabı yapılmıştır. Analiz bölümünde kanat tasarımında hesaplanan parametreler uygulanarak akustik ve aerodinamik analizi yapılmıştır. Analizden elde edilen sonuçlar bir rapor haline getirilmiştir. İncelenen parametreler, her bir faktörün gürültü etki yüzdesini ayrı ayrı belirten belli başlıklarla sunulmuştur.



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde 1990'lı yıllardan itibaren Türkiye'de rüzgâr türbinleri konusu üzerine birçok yüksek lisans ve doktora tezi yazılmıştır. Çalışmalarda genellikle kanatların aerodinamik yapıları, tasarımı, profili veya malzemelerin türbin performansı üzerinde etkileri incelenmiştir. Bunların dışında, rüzgâr türbini gürültüsünü azaltmak, iyileştirmek veya ölçmek için az sayıda çalışma yapılmıştır.

Hasan Aslan (2018), yüksek lisans çalışmasında orta boyutlu bir rüzgâr türbini kanadının tasarımını yapmak için SOLIDWORKS yazılımını kullanmıştır. Yorulma yükleri simülasyonu için analiz kısmında ise ANSYS yazılımını kullanmıştır. Yorulma yüklerinin sebebi olarak yerçekimi ve aerodinamik yükler kabul edilmiştir. Cam/epoksi kompozitler, rüzgâr türbinlerinde hafif olmaları ve türbin kanadının zorlu doğal koşullarına dayanabilmesi özellikleri sebebi ile tercih edilmiştir. Sonuç olarak kanadın yorulma davranışları incelenmiş ve seçilmiş malzemelere dayanarak rüzgâr türbini kanadının yorulma ömrü için maksimum çevrim sayısı 2×10^8 sonucu çıkmıştır (Aslan, 2018).

Aziz ALPER (2016), doktora çalışmasında iki kanatlı NREL Phase VI bir rüzgâr türbinin kanadı için ANSYS-FLUENT yazılımı yardımıyla iki boyutlu akış ve gürültü analizlerini yapmıştır. Bu analizler sonucunda, yeni iki büküm açısı önererek türbinin gürültüsünün azaltılabileceğini öngörmüştür (Kurultay, 2016).

Yapılan literatür araştırmaları sonucunda bu çalışmanın başlığı ile aynı konuda yapılmış bir yüksek lisans veya doktora tezi bulunamamıştır (Ek3). Wagner vd. tarafından 1996 yılında yayınlanan "*Wind Turbine Noise*" kitabının 4. bölümünde, rüzgâr türbini kanatları üzerinde gürültü yaratan mekanizmalar açıklanmıştır. Farklı mekanizmaların önemi tartışılmış olup etkileyen ana faktörler belirtilmiştir (Ek4).

Çeşitli taramalar sonucunda bu konuda yayınlanmış bildiri ya da makaleye de rastlanamamıştır. Bulunan çalışmaların çoğunda sadece kanadın bir özelliği üzerine çalışılmış veya iki boyutlu analizler incelenmiştir. Bunların arasında kanadın şekli, son kenar kalınlığı ve sınır katmanının rüzgâr türbini gürültüsü veya verimi üzerine etkileri gibi araştırmalar bulunmuştur (Ek5). Tez kapsamında yapılan bu çalışma, gürültüye etki eden tüm kanat özelliklerini ve yüzde oranlarını içeren 3 boyutlu bir analize dayalı olarak gerçekleştirilmiştir.

Kanatların farklı özellikleri hakkında yazılan araştırmalardan en dikkat çekici olanlar aşağıdaki gibidir:

Llorente ve Ragni'nin (2019) yaptıkları sayısal ve deneysel araştırma sonuçlarına göre, arka kenar dişlilerinin düşük sürüklenme katsayısı ile kaldırma katsayısında önemli bir artışa neden olduğunu göstermiştir. Buna bağı olarak türbin gürültüsünde azalma beklenmektedir. Ayrıca bu araştırmada, sayısal hesaplamalardan dişli olan kanatların aerodinamik davranışının tahmin edilebilmesi için ampirik bir önerme çıkarılmıştır. Bu önerme rüzgâr tüneli deneyleri ile doğrulanmıştır (Llorente ve Ragni, 2019).

M. J. Clifton-Smith (2010) çalışmasının amacını, güç üreten performansı korurken gürültüyü sınırlayan en uygun kanat tasarımları olarak belirlemiştir. Bu yüzden rüzgâr türbinin gürültüsünü azaltmak için uç hızı oranını, büküm dağılımını ve kiriş kontrol faktörleri olarak kullanmıştır. Küçük rüzgâr türbininin 5.5 uç hızı oranında tasarımı için, güç katsayısının %1 azalmasına karşılık toplam ses basıncı seviyelerinin 2 dB azaltılabileceğı sonucuna varmıştır (Clifton-Smith, 2010).

F. Momeni vd. (2019) tarafından yapılan araştırmada, bitki yaprağı yapılarına benzetilmiş rüzgâr kanadının, geleneksel kanat yapılarına göre nispeten daha düşük iç stres enerjisine, daha iyi stabilite ve sertliğe, daha küçük stres yoğunluğuna ve daha yüksek yorulma ömrüne sahip olabileceğı gösterilmiştir. Özellikle kanadın uçlarında akışın ayrılması ile ilgili bir endişe yoktur. Bu da gürültü ve titreşme endişeleri için önleyici ve olumlu bir işaret olabilmektedir (Momeni vd., 2019).

Xinkai Li vd. (2019) tarafından türbin kanadının arka kenar kalınlığındaki genişletme etkisi araştırılmıştır. Rüzgâr türbini kanadının arka kenar artan genişliğinin, kaldırma ve sürüklenme faktörlerindeki artışa ve düşük frekans özelliklerine rağmen, genel olarak, çoğu saldırı açısı için, orijinal kanattan daha yüksek ses basınç seviyelerine sahip oldukları doğrulanmıştır (Li vd, 2019).

J. Hermenegildo vd. (2019) tarafından Reynolds sayısının NACA0012 kanat modelinde oluşan uç girdapları için teorik modeller üzerindeki etkisinin tamamlayıcı bir sayısal ve deneysel çalışması yapılmıştır. Çalışma sonucunda iki kritik Reynolds sayısı bulunmuştur. Hesaplamalar, $Re_{C1} \approx 1.3 \times 10^3$ ilk eşğinde uyanıklık dengesizliğinin başlamasının teorik parametrelerdeki eğilimi yakaladığını doğrulamıştır. Ek olarak, sonuçlar diğeryazarlar tarafından verilenlerle karşılaştırıldığında, teorik parametreler 1-

2×10^4 'ten büyük ikinci kritik Reynolds sayısı Re_{C2} için deneysel olarak sabit görünmüştür. Sonuç olarak, Reynolds sayısı sadece viskoz terimleri dikkate almakla kalmamıştır, aynı zamanda teorik modeller için girilen parametrelerini de belirleyerek, arkadaki girdapları için stabilite analizinde önemli bir rol oynamıştır. Bu çalışmada verilen tüm bilgiler, kararsız akışın doğasını tespit etmek ve $Re = 1-1.5 \times 10^3$ aralığında stabilite analizini gerçekleştirmek için büyük değer taşımıştır (García-Ortiz vd., 2019).

Bhargava ve Samala'nın (2019) yaptığı çalışmada, sınır tabakası ve rotor hızının rüzgâr türbinlerinden geniş bant gürültüsü üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu çalışmada, arka kenar yüzeyine yakın türbülanslı sınır tabakasından kanadın kendi kendine gürültüsünün üç mekanizması ele alınmıştır. Üç temel model kullanılarak dönme hızının ses gücü seviyeleri üzerindeki etkisi 2 MW türbin için 8 m/s rüzgâr hızında gösterilmiştir. Sonuçlar, nominal değerden $\pm\%10$ rotor hızındaki bir değişiklik için, kanat uç hızındaki farklılıklar nedeniyle tüm ses spektrumunda 2 ila 6 dB(A) artış olduğunu göstermiştir. Sınır tabakası kalınlığı ve yer değiştirme kalınlığı etkisine bağlı olarak tüm arka kenar gürültü modelleri için yaklaşık 7.5 dB(A) fark bulunmuştur. Kanattan üretilen gürültünün çoğu, kanadın aşağı doğru hareketi sırasında meydana gelmiştir. 80° ve 170° lik kanat azimut açıları arasında gözlemci pozisyonundaki değişiklik nedeniyle maksimum 10 dB(A) fark bulunmuştur (Bhargava ve Samala, 2019).

Zao Ni ve arkadaşları (2019) tarafından yeni yarık tasarımı kullanılarak delikli bir kanadın performansının geliştirilmesi üzerine bir araştırma yapılmıştır. Burada akışın ayrılması ve durmasını geciktirmek amaçlanmıştır. Basınç tarafından kanadın emme tarafına delikten akışın havalandırmasını sağlamak için bir NACA 634-021 profili üzerine özel olarak en uygun hale getirilmiş bir tasarıma sahip dahili yarığın uygulanması tartışılmıştır. Deneysel sonuçlar, maksimum kaldırma katsayısında $\%58$ 'lik bir artış ve maksimum kaldırma-sürüklenme oranında $\%14$ 'lük bir artışın optimum tasarım durumunda elde edilebileceğini göstermiştir. Optimum konfigürasyonu belirlemek için yarık genişliği ve eğimli açılar değiştirilmiştir. Bu yarığın amacı, kaldırma katsayısını artıran ve sürüklenme katsayısını azaltan akış ayrımını geciktirmektir (Ni vd, 2019).

Rodrigues ve Marta (2019) tarafından yayınlanmış makalede, rüzgâr türbini kanatlarını akustik ayak izini değiştiren dış katmana ilave deri ile yeniden donatmak için bir çözüm sunulmuştur. Aerodinamik performansını bozmadan kanat gürültüsünü azaltmak için farklı sabitleme bölgeleri ve kalınlıklar ile birkaç tip denenmiştir. Rüzgâr

türbini tasarımı üzerine yapılan araştırmaların çoğu yeni tasarımlar temelinde (örneğin yeni kanatlar) dayansa da halen çalışmakta olan rüzgâr türbininin kanatlarına takılacak güçlendirme eklentileri tasarımı önerisi uygun bir çözümdür. Önerilmiş eklenti, enerji üretiminde %8,7'lik bir artırarak, gürültü seviyelerinde 3,5 dB (A) azaltarak, tahmini kanat ağırlığı artışı %4'ten az olan çeşitli çözümler üretmiştir (Rodrigues ve Marta, 2019).

Bender ve arkadaşlarının (2019) sunduğu makalede, rüzgâr türbini kanadının kök yapısındaki kırışıklıkların mekanik özellikleri üzerindeki etkileri vurgulamaktadır. Ayrıca, sayısal modeller kullanılarak kırışıklık alanının stresi veya eksikliği de öngörölmüş ve sonuçları, deneysel sonuçlara oldukça yakın çıkmıştır. Elde edilen en önemli sonuçlardan biri, kırışıklık kusurlarının (ekilmiş-çıkarılmış) yerleştirme ucundaki stres seviyesini arttırmasıdır (Bender vd, 2019).

Bozorgi vd. (2017) tarafından sunulan çalışmada, yatay eksenli rüzgâr türbinlerinin düşük frekanslı gürültü azaltımı, farklı rüzgâr hızlarında kanat konisi açısı ayarlanarak incelenmiştir. Bu çalışmada, test durumu olarak küçük bir türbin seçilmiş ve 5 ila 25 m/s rüzgâr hızı aralığında 0° ile 10° arasındaki farklı kanat konisi açıları için ses alanı simüle edilmiştir. Akış simölasyonunun sonuçları, düzlemsel türbine kıyasla çıkış gücündeki değişimin %5'ten az olduğunu göstermiştir. Ayrıca sonuçlar, kanat konisi açısının düşük frekanslı gürültünün değerini ve yönlendirme düzenini önemli ölçüde etkilediğini göstermiştir. Elde edilen sonuçlar, maksimum gürültüyü azaltmak için kanat konisi açıları 2,5° ve 5° olan türbinlerin de tercih edildiğini göstermiştir. Genel olarak, kanat konisi açısının farklı rüzgâr hızlarında ayarlanmasının düşük frekanslı gürültüyü azaltmak için etkili bir çözümler olabileceği sonucuna varılmıştır (Bozorgi, 2019).

Literatür taramasında göröldüğü gibi tüm kanat özelliklerini ve bu özelliklerin gürültü ve enerji üzerindeki etkisini bir arada içeren tek bir çalışma bulunmadığı için bu çalışma özgün ve benzersiz olarak değerlendirilecektir.

3. RÜZGÂR TÜRBİNLERİ

Rüzgâr, hareket halindeki havanın yarattığı kinetik enerjii kullanarak elektrik üretmek için kullanılır. Bu kinetik enerji, rüzgâr türbinleri veya rüzgâr enerjisi dönüşüm sistemleri kullanılarak elektrik enerjisine dönüştürülebilmektedir. Rüzgâr, ilk önce bir türbinin kanatlarına çarparak onlara bağlı mili döndürmelerini sağlar. Bu, jeneratöre bağlı bir şaftı hareket ettirerek kinetik enerjii dönme enerjisine dönüştürür ve böylece elektromanyetik etki ile elektrik enerjisi üretir. Rüzgârdan toplanabilecek güç miktarı, türbinin boyutuna ve kanatlarının uzunluğuna bağlıdır. Çıkış gücü, rotorun boyutları ve rüzgâr hızının küpü ile orantılıdır. Teorik olarak, rüzgâr hızı ikiye katlandığında rüzgâr gücü potansiyeli sekiz kat artar. Bir rüzgâr türbininin rüzgâr dan elde edebileceği toplam güç miktarı P (Watt) denklem 3.1 ile hesaplanmaktadır.

$$P = \frac{1}{2} \rho A V^3 C_p \quad (3.1)$$

ρ : Ortam sıcaklığı ile değişebilen havanın yoğunluğu (kg/m^3)

A : Rotorun tarama alanı (m^2)

V : Rotoru gelen rüzgârın hızı (m/s)

C_p : Rotorun güç katsayısı veya rotorun verimi

Farklı rüzgâr hızlarında aynı türbin tarafından üretilen güç miktarı değişmektedir. Uluslararası standart atmosfer şartlarında havanın yoğunluğu $1,225 \text{ kg/m}^3$ 'tür. Rotor kanadı $r = 5 \text{ m}$ olarak sayılırsa, rotorun tarama alanı $A = \pi r^2 \approx 78,54 \text{ m}^2$ olarak hesaplanır. Rotorun maksimum değerindeki güç faktörünün $0,59$ olduğunu varsayılırsa, farklı rüzgâr hızları için toplam güç miktarları aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$V = 7 \text{ m/s rüzgâr hızı için } P \approx 3,548 \text{ kW}$$

$$V = 10 \text{ m/s rüzgâr hızı için } P \approx 28,382 \text{ kW}$$

$$V = 12 \text{ m/s rüzgâr hızı için } P \approx 49,045 \text{ kW}$$

$$V = 20 \text{ m/s rüzgâr hızı için } P \approx 277,059 \text{ kW}$$

$$V = 25 \text{ m/s rüzgâr hızı için } P \approx 443,475 \text{ kW}$$

Ancak rüzgâr hızı sabit ise (7 m/s) ve rotorun kanat boyutu değiştirildiğinde hesaplamalar aşağıda verildiği gibi yapılır:

$r = 2 \text{ m}, A \approx 12,566 \text{ m}^2$ için $P \approx 1,557 \text{ kW}$

$r = 7 \text{ m}, A \approx 153,938 \text{ m}^2$ için $P \approx 19,081 \text{ kW}$

$r = 10 \text{ m}, A \approx 314,159 \text{ m}^2$ için $P \approx 38,94 \text{ kW}$

Hesaplamalardan da görüldüğü gibi, sabit kanat uzunluğunda rüzgâr hızı arttıkça veya sabit rüzgâr hızı için türbinin kanadı uzadıkça güç miktarı artmaktadır. Bu nedenle, rüzgâr hızını daha büyük değer ile yakalayabilmek ve sonuçta fazla güç elde etmek için modern türbinler yüksek kulelere kurulmaktadır. Aynı amaca ulaşabilmek için kanat uzunluğu kademeli olarak artırılmaktadır.

Kaynaklar, rüzgâr türbinlerinin ilk olarak M.Ö. 200 yılları civarında görüldüğünü söylemektedir. Çin, Ortadoğu ve İran'daki gibi tahılların öğütülmesinde kullanılan dikey yel değirmenleri biçiminde ya da tarım kullanımı için su çarkları veya pompalar şeklinde olduğu tespit edilmiştir (Görsel 3.1). İlerleyen yıllarda bu teknoloji tüccarlar tarafından M.S. 10. yüzyılda Ortadoğu ve Hindistan'a aktarılmıştır. Daha sonra, 11. yüzyılda Haçlı Seferleri ve tüccarlar aracılığıyla Avrupa'ya taşınmıştır. M.S. 1300 – 1875 yıllar arasındaki dönemde, Hollanda, Yunanistan ve Akdeniz'in geri kalan kısmında yatay yel değirmenleri ortaya çıkmıştır. Daha sonraki yıllarda, yel değirmeni teknolojisi M.S. 16. yüzyılda Amerika'ya Avrupa'dan gelen göçmenler aracılığıyla aktarılmıştır. ABD rüzgâr motorları temel olarak su pompalamak için kullanılırken; Danimarka, daha büyük tipte yeni yel değirmenlerini, örneğin tuğla bağları, iplikhaneler ve ahşap atölyelerinde güç kaynağı olarak kullanmıştır (Jackson, 2013).

1830'larda elektrik jeneratörünün icadından sonra, mühendisler elektrik üretmek için rüzgâr enerjisini kullanmaya çalışmışlardır. Rüzgârdan elektrik enerjisi üretimi 1887 ve 1888'de Birleşik Krallık'ta ve Amerika Birleşik Devletleri'nde gerçekleştirilmiştir; ancak, modern rüzgâr türbinlerinin ilk olarak 1891'de Danimarka'da 22,8 metrelik yatay eksenli bir türbin inşa edilerek geliştirildiği ve 1897'de devreye alındığını düşünülmektedir (Fleming ve Probert, 1984).

Kuzey Avrupa'da ise, rüzgâr santrali tesisleri 80'li ve 90'lı yıllarda sürekli olarak artmıştır. 1990 yılından sonra çoğu rüzgâr pazarının etkinliği Avrupa'ya kaymıştır ve son otuz yıl, rüzgâr enerjisi küresel sahnenin ön saflarında yer almıştır.

Rüzgâr türbinlerinin hem Avrupa hem de Amerika'da yayılmasının ardından, rüzgâr türbinleri için ticari pazar, 1986 ve 1973 yılları arasında yerel ve tarımsal uygulamalardan (1-25 kW) şebeke, çiftlikler ve birbirine bağlı rüzgâr santralleri uygulamalarına (50-600 kW) gelişmiştir. Bu alanda 1981-1990 yılları arasında Amerika Birleşik Devletleri hükümetinin sağladığı destek ve teşvikler sonucunda toplam 1.7 GW kapasiteli ilk büyük rüzgâr çiftliği Kaliforniya'da kurulmuştur. Her biri 20 ila 350 kilowatt arasında kapasiteye sahip 16.000'den fazla türbin kurulmuştur (Kaldellis vd., 2011).

Rüzgâr türbini kapasitesi zamanla artmaktadır. 1985 yılında, tipik türbinler 0.05 MW dereceli kapasiteye ve 15 metre rotor çapına sahiptir. Ticari olarak temin edilebilen rüzgâr türbinleri, 164 metreye kadar rotor çaplarıyla 8 MW kapasiteye ulaşmıştır. Rüzgâr türbinlerinin ortalama kapasitesi 2009'da 1.6 MW'tan 2014'te 2 MW'a yükselmiştir (WWEA, 2020). 2019 yılında faaliyette olan en büyük rüzgâr türbinleri, 10 MW'a kadar elektrik üretme kapasitelerine sahiptir ve daha büyük türbinler geliştirilmektedir (EİA, 2019).

Görsel 3.1'de rüzgâr türbinlerinin gelişimi görülmektedir.



Görsel 3.1. Zamanla rüzgâr türbini şekillerinin gelişimini (Jackson, 2013).

3.1. Kanat Profiline Çeşitleri ve Yapısal Özellikleri

Rüzgâr türbini kanadı tasarlanırken, uçak kanatları için aynı olan aerodinamik teoremin prensipleri dikkate alınmaktadır; ancak aralarındaki fark, kanadın ağırlığında önemli bir rol oynayan profiline şekli ve kalınlığındadır. Genel olarak rüzgâr türbininin kanadı üç bölgeye ayrılabilir: kök bölgesi, orta bölge ve uç bölgesi. Kanadın kökünden ucuna kadar her bölgesi hayali kesiti kanat profili olarak adlandırılır.

Rüzgârdan üretilen enerji tamamen kanadın geometrisine bağlıdır. Kanadın profilleri, farklı hava hızlarına ve saldırı açlarına göre farklı performans eğrileri göstermektedir. Rüzgâr hızının şiddeti ve yönü belirsiz olduğu için her koşulda uygun bir kanat profili oluşturmak mümkün değildir. Başka bir deyişle, uygun ve spesifik rüzgâr koşulları (durumlar) için uygun bir profil vardır lakin tüm durumlar için her zaman uygun bir profil yoktur (DÜZ, 2016).

Yatay eksenli rüzgâr türbinleri (HAWT) için özel amaçlı kanatlar 1984'ten itibaren, daha önce Güneş Enerjisi Araştırma Enstitüsü (SERI) ve Airfoils Incorporated olan Ulusal Yenilenebilir Enerji Laboratuvarı (NREL) arasında ortak bir çaba olarak gelişmeye başlamıştır. On yıl boyunca, yirmi beş profilden oluşan dokuz kanat profil ailesi, Eppler'in kanat profili tasarım ve analiz kodu kullanılarak çeşitli boyutlardaki rotorlar için tasarlanmıştır.

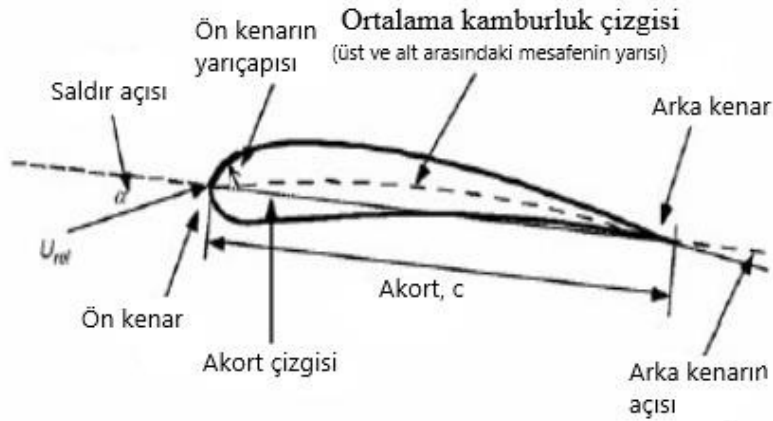
O zamana kadar NACA'dan mevcut rüzgâr türbinleri için seçilen kanatlar, eski NACA 23XX, NACA 44XX, NACA 63XXX ve NASA LS ailesi kanatlar olmakla birlikte, bu kanat profilleri zayıf duraklama özelliklerine, değişen Reynolds sayılarında uyumsuz performansa, ön kenar kontaminasyonundan kaynaklanan bozulma problemlerine, düşük yüzde düşüş kaldırma katsayısına, ön kenar pürüzlülüğüne bağlı enerji kayıplarına sahiptir (Mamadaminov, 2015).

3.1.1. Yapısal terminoloji

Kanatların boyutuna bağlı olarak, rüzgâr türbininin kanat profili özellikleri aerodinamik performansı, rotorun mekanik güç miktarını ve kanadın sertliğini tanımlar. Rüzgâr türbininin güç üretimini tanımlamak ve gürültüsünü en aza indirebilmek için kanatların aerodinamik kavramlarını anlamak önemlidir.

Tipik kanat profili dört bölüme ayrılabilir: ön kenar, arka kenar, üst yüzey veya emme tarafı ve alt yüzey veya basınç tarafıdır. Ön kenarı arka kenara bağlayan çizgiye akort (veter) çizgisi denir. Bir kanadın profilinde üst yüzeyinin ve alt yüzeyinin orta noktasından geçen çizgiye ortalama kamburluk çizgisi denir. Bir kanat profili kalınlığı, kanat profili üst yüzeyi ile alt yüzeyi arasındaki maksimum mesafe olarak tanımlanır ve genellikle akort uzunluğunun bir kısmı olarak sağlanır. Tipik kanat profili yapısı Şekil 3.1'de gösterilmektedir (Mamadaminov, 2015).

Rüzgâr türbini için kanat profili tasarlanırken, pürüzlülüğe karşı duyarsızlık, yüksek sürüklenme-kaldırma oranı, kararlı durak özellikleri gibi hususlar dikkate alınmalıdır.



Şekil 3.1. Tipik kanat profili yapısı (Mamadaminov, 2015).

3.1.2. Kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri

Bir kanattan hava akışı eşit olmayan bir şekilde dağıtılır ve kanat profili üzerinde kuvvet üretir. Kaldırma kuvveti, bir kanat profilinin üst yüzey bölgesi ile alt yüzey bölgesi arasında havanın basınç farkı ve nispi rüzgâr akışına dik olduğu durumda elde edilmektedir. Sürüklenme kuvveti, akış yönüne paraleldir ve aynı zamanda, gelen akışın karşı ve uzak bakan kanat profili yüzeyleri üzerindeki eşit olmayan bir basınçtan oluşur. Hem kaldırma hem de sürüklenme kuvvetleri sisteme itme ve tork sağlar ve bunların oranı bir kanat profilinin temel özelliklerinden birini tanımlar.

Bu kuvvetler aşağıdaki denklemler kullanılarak belirlenmektedir:

$$F_L = \frac{1}{2} C_L \rho c W^2 \quad (3.2)$$

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho c W^2 \quad (3.3)$$

C_L : Kaldırma kuvveti katsayısı

C_D : Sürüklenme kuvveti katsayısı

ρ : Havanın yoğunluğu

c : kanatçık profil hattı uzunluğu

W : İzafi rüzgâr hızı

C_L ve C_D katsayıları farklı Reynolds sayılarında, farklı hücum açıları için yapılan deneyler sonucunda belirlenmektedir. Genelde, kanadın performansı C_L/C_D oranıyla hesaplanmaktadır ve artması türbinin performansının yükseldiğı anlamına gelmektedir (Aslan, 2016).

3.1.3. Türbülanslı ve laminar akış

Hava kesintisiz ve düzgün akış çizgisi ile aktığında laminar akış olarak adlandırılır. Hava parçacıkları katmana paralel hareket eder. Türbülanslı akışta, dalgalanmalar hava parçacıklarının karışmasına ve katmanlar arasında hareket etmesine neden olur. Sonuç olarak yüksek ve düşük kinetik enerji elde ederek çok daha düzgün bir hız sağlarlar. Ayrıca, türbülanslı akış daha yüksek sürtünme ve daha düşük ayrılma eğilimine sahiptir (Mamadaminov, 2015).

3.1.4. Saldırı açısı, duraklama ve ayrılma

Saldırı açısı, bir kanat profilinin akort çizgisi ile bağıl rüzgâr arasındaki açı olarak tanımlanır. Saldırı açısı, kanat profilinin konumuna ve şekline bağıl olarak negatif veya pozitif olabilir. Akış artık yüzeye bağıl kalmayı başaramadığında, ayrılma meydana gelir ve yüzeyin yakınında bir sonraki gelen akışı uzaklaştıran bir ters akış katmanı bulunur. Saldırı açısı arttıkça, sürüklenme ve kaldırma kuvveti, kaldırmanın aniden azaldığı ve sürüklemenin temel bir bileşen haline geldiğı noktaya kadar artar. Bu açı, duraklama açısı olarak adlandırılır ve bu açıdan itibaren sürüklenme ve kaldırma önemli ölçüde azalmaya

başlar. 90 derecelik bir hücum açısında, kanat profili maksimum sürüklenme ve çok küçük kaldırma kuvvetine sahiptir (Mamadaminov, 2015).

3.1.5. Uç hız oranı

Uç hızı, rotor hızının ve rotor yarıçapının çarpımı olarak tanımlanır. Uç hızı ile rüzgâr hızı arasındaki orana uç hızı oranı denir.

Kanadın uç hızı oranı, denklem 3.4 ile verilir:

$$\lambda = \frac{V_{uc}}{V} = \frac{\omega R}{V} \quad (3.4)$$

Yukarıda V_{uc} ve V kanadın uç hızı ve rüzgârın hızı (m/s^2) olarak tanımlanır. ω , rotorun açısal hızı (rad/s)'dır. R ise rotorun yarıçapı (m)'dir (Aslan, 2016).

3.1.6. Reynolds sayısı

Osborne Reynolds 1883'te boru akışı deneyleri sırasında Reynolds sayısı ilişkisini tanımlamıştır. Reynolds sayısı, akışın fiziksel özelliklerini karakterize eden boyutsuz bir değer sağlayıp aynı zamanda atalet ve viskoz kuvvetlerin oranını temsil etmektedir. Dolayısıyla, yüksek bir Reynolds sayısı akışına atalet kuvvetleri hâkim olurken, düşük bir Reynolds sayısı akışına viskoz kuvvetler hakimdir. Kanat profilleri için, Reynolds sayısını tanımlamakta kullanılan karakteristik uzunluk kanadının akort uzunluğudur (Tangler ve Somers, 2012). Ayrıca Reynolds sayısı kanat profili sürüklenme ve kaldırma karakteristiklerinin değerlerini önemli ölçüde etkiler. Sürüklenme katsayısının genel seviyesi, azalan Reynolds sayısı ile artar. Ayrıca, kanadın uzunluğu azaldıkça, kanadın Reynolds sayısı da azalır. Büyük Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere daha baskın olduğunu gösterir (Mamadaminov, 2015). Reynolds sayısı şu şekilde verilir:

$$Re = \frac{\rho V_{\infty} c}{\mu} \quad (3.5)$$

Burada,

ρ : Akışın yoğunluğu

c : Kanat profili akort uzunluğu

V_{∞} : En serbest akış hızı

μ : Dinamik viskoziteyi ifade eder.

3.1.7. Pürüzlülüğe karşı duyarsızlık

Bir uçağın kanatlarının aksine, rüzgâr türbini kanatları sık sık temizlenmez ve bu nedenle rüzgâr türbini kanatları genellikle kirli koşullarda çalışmaktadır. Böcek döküntüsü veya toz bulutu, kanat profili performansını ve dolayısıyla enerji yakalamasını azaltan erken geçişe neden olur. Sonuç olarak, gelişmiş NREL kanat profili aileleri gibi rüzgâr türbini uygulamaları için tasarlanan kanat profillerinde daha düşük bir pürüzlülük duyarlılığı istenmektedir. Bir kanat profilinin ön kenar pürüzlülüğü, yüzeyde kir, böcek veya buz birikmesine neden olmaktadır, bu durum ciddi bir soruna yol açıp rotor güç çıkışını etkileyebilmektedir. Yüzeyde yaşanan birikmenin fazla olması durumunda rotor güç çıkışı %40'a kadar düşebilmektedir (NREL, 2020).

3.1.8. Kanat profili çeşitleri

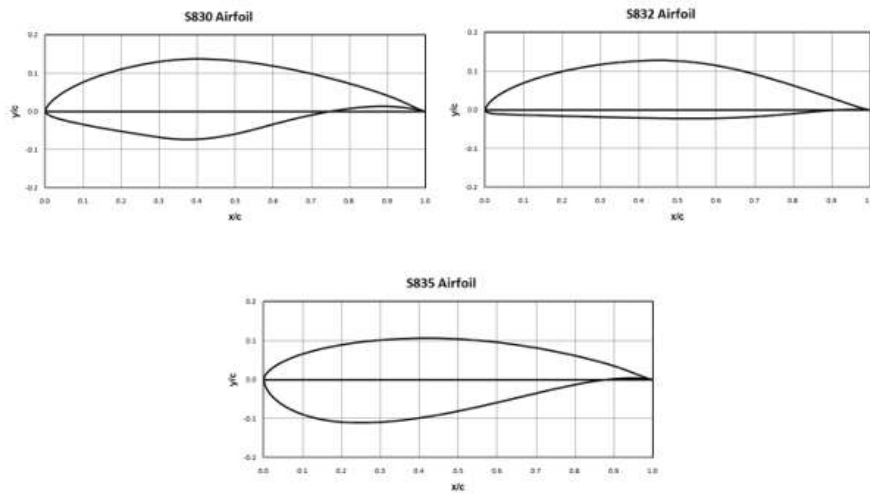
Rüzgâr türbini kanatlarının profilini tasarlamak ve iyileştirmek için çeşitli laboratuvarlar, bilim insanları ve teknik kurumlar tarafından yıllar boyunca birçok araştırma ve inceleme yapılmıştır. Aşağıda, bazı ünlü kanat profili geliştiricileri ve bunların kanat profili tasarımları hakkında kısa bilgiler temel özellikleriyle tartışılmaktadır.

3.1.8.1. NREL kanat profilleri

NREL kanat profilleri, Profesör Richard Eppler tarafından geliştirilen herhangi bir profilin etrafındaki iki boyutlu viskoz akışın doğasını belirleme yöntemine göre tasarlanmıştır. NREL L, LS, NACA ve S serilerini içerir; ancak en geniş ve popüler seri S'dir. NREL 'in S-Serisi kanat profilleri ince ve kalın ailelerden oluşmaktadır. Bu kanat profili ailelerinin çoğu ticari rüzgâr türbini kanatlarında başarıyla kullanılmaktadır. Bu tip kanat profillerini içeren rüzgâr türbinleri, pürüzlülük etkilerine karşı daha az duyarlılık, daha iyi kaldırma-sürükleme oranları ve durma ayarlı rotorlar nedeniyle, belirli bir jeneratör boyutu için daha fazla süpürme alanı kullanılarak önemli ölçüde enerji üretimi sağlamaktadır (Mamadaminov, 2015; NREL, 2020).

Kökün kanat profili genellikle en büyük kalınlık oranına (maksimum kalınlık / akort oranı) sahiptir ve bu oran uca yaklaştıkça küçülür. Kanat kökünde, kanadın yapısal hususlarını karşılamak için büyük kanat profili kalınlığı gereklidir ve uca doğru sürtünme ve kanat kir kayıplarını en aza indirebilmek için daha ince kanat profilleri gerekir. Tablo 3.1'de, her bir profil için uygun olan kanat rotor çapı ve tipleri gösterilmiştir. NREL 'in kanat profili aileleri için yıllık enerji yakalama iyileştirmeleri, durma ayarlı türbinler için %23-35, değişken eğimli türbinleri için %8-20 ve değişken rpm türbinler için %8-10'dur (NERL, 2020).

Rüzgâr türbini kanatlarının ürettiği aerodinamik gürültü, esas olarak kanatların akış hızının en yüksek olduğu dış kısmından gelmektedir. Dan M. Somers (2002) tarafından NREL'in kanat profilleri S833, S834, S835 için yapılan son araştırmalar, kanadın dış kısmı tarafından üretilen kaldırma kuvvetinin (kaldırma katsayısı * kanat kirişi) gürültüyü azaltmak için sınırlandırılması gerektiğini göstermektedir. Ek olarak, kanat profili kalınlığı, kalınlığa bağlı gürültüyü azaltmak için kanat ucuna doğru azalır (Somers, 2005). Bahsedilen kanat profillerine ek olarak S830, S831, S832 tipleri de Tangler, J. L., & Somers, D. L. (2009) tarafından incelenmiştir. Bu profillerin büyük ve küçük rüzgâr türbinlerinde kullanım için uygun olduğu gösterilmiştir ve bu kanat profilleri düşük oranda gürültü çıkardığı için sessiz profiller ismi verilmiştir (Tangler ve Somers, 2012). Araştırılan kanat profillerinin bazıları Şekil 3.2'de sunulmuştur.



Şekil 3.2. NREL bazı kanat profilleri (NERL, 2020).

Tablo 3.1. NREL'in S serisi kanat profili bazı aileleri ve uygulamaları (NERL, 2020).

Rotor çapı	Kanat profili kategorisi	Türbin çalışmasının türü	Kök bölgesi profili	Orta bölge profili	Uç bölgesi profili
1–3 M	Kalın	Değişken Hızlı	S835	S833	S834
3–10 M	Kalın	Değişken Hızlı	S823	-	S822
		Değişken Eğim			
	İnce	Durak Ayarlı	S807	S805A	S806A
10-20 M	İnce	Durak Ayarlı	S808	S805A	S806A
	Kalın	Durak Ayarlı	S821	S819	S820
	Kalın	Durak Ayarlı	S811	S809	S810
20–30 M	Kalın	Durak Ayarlı	S814	S812	S813
	Kalın	Durak Ayarlı	S815	S812	S813
	-	Değişken Hızlı	S814	S825	S826
20–40 M	-	Değişken Eğim	S815	S825	S826
	-		-	-	S829
30–50 M	Kalın	Durak Ayarlı	S818	S816	S817
	Kalın	Değişken Hızlı	S818	S830	S831
40–50 M	Kalın	Değişken Eğim	S818	S830	S832
	Kalın	Durak Ayarlı	S818	S827	S828

3.1.8.2. Risø kanat profilleri

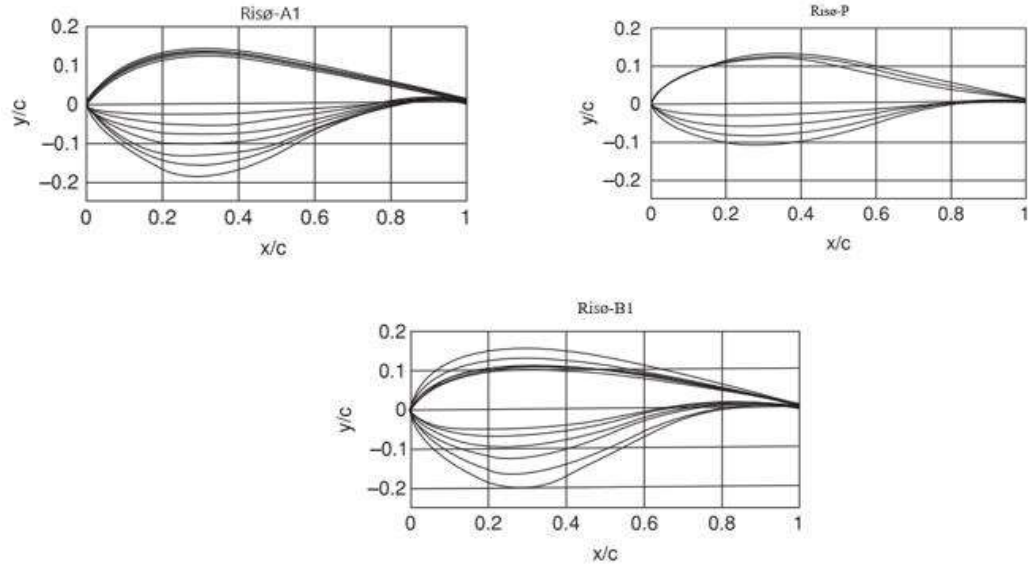
Risø profil ailesi Danimarka'da doğmuştur. Danimarka'daki Risø Ulusal Laboratuvarı, 1990'ların ortasında kanat profili aileleri için tasarım önermiştir ve üç kanat profili ailesi ile geliştirilmiştir: rüzgâr enerjisi endüstrisi uygulamalarında Risø-A1, Risø-P ve Risø-B1. Risø kanat profilleri için tasarım araçları, Eppler'in (1990, 1993) çalışmalarının bir gelişimi ABD'de olan Profesör Mark Drela tarafından geliştirilen X-FOIL kodlu ve Danimarka Teknik Üniversitesi'nde Sørensen (1995) tarafından geliştirilen Ellipsys-2D CFD kodlu araçlardır. Eppler'in basit sınır katmanı yöntemiyle karşılaştırıldığında Drela, optimizasyon sırasında akış hesaplamalarını gerçekleştirmiştir. XFOIL düşük Reynolds sayısı akışları için geliştirilmiştir ve hızlı ve sağlam viskoz/viskoz olmayan etkileşim şeması nedeniyle optimizasyon için çok uygundur.

Risø-A1 kanat profili ailesi ilk olarak 1990 yılında tasarlanmış ve durma kontrollü türbinler için uygulanmıştır; ancak yüzey pürüzlülüğüne duyarlılığı beklenenden daha yüksektir. Bu tasarım, akort aralığına %15 ila %30 kalınlığında altı kanat profili oluşturmak üzere 1998 yılında tamamlanmıştır (Mamadaminov, 2015; Burton vd., 2011).

Dört profilden oluşan Risø-P ailesi, 2001 yılında değişken eğim, değişken veya sabit hızlı rotorlarda ve 1 MW'tan fazla kapasiteye sahip rüzgâr türbinlerinde kullanılmak üzere tasarlanmıştır. Aynı zamanda Risø-A serisindeki ilgili profillerin yerini almak üzere düşünülmüştür (Mamadaminov, 2015).

Risø-B1 ailesi, kalınlık akort oranına göre %15-36 arasında değişen altı ayrı profil olarak tasarlanmıştır. Kanat profilleri, genel olarak, düşük katılıkta yüksek megawatt boyutlu rotorlarda, değişken hız ve eğim aralığı kontrolüne sahip esnek kanatlarda kullanım için yüksek maksimum kaldırma katsayılarına sahiptir (Burton vd., 2011).

Bahsedilen Risø aileleri Tablo 3.2, Tablo 3.3, Tablo 3.4'te ve Şekil 3.3'te görülebilir.



Şekil 3.3. Kanat profilleri Risø-A1, Risø-P ve Risø-B1 ailesi (Burton vd., 2011).

Tablo 3.2. *Risø-A1 serisinin temel özellikleri (Burton vd., 2011).*

Kanat profili	Max t/c %	Max t/c'de x/c	T.E. de y/c	Re x10⁻⁶	α	C₁ Max	Tasarım m α	Tasarım C₁	Max C₁/c_d
Risø-A1- 15	15	0.325	0.0025	3.00	-4.0	1.50	6.0	1.13	168
Risø-A1- 18	18	0.336	0.0025	3.00	-3.6	1.53	6.0	1.15	167
Risø-A1- 21	21	0.298	0.005	3.00	-3.3	1.45	7.0	1.15	161
Risø-A1- 24	24	0.302	0.01	2.75	-3.4	1.48	7.0	1.19	157
Risø-A1- 27	27	0.303	0.01	2.75	-3.2	1.44	7.0	1.15	N/A
Risø-A1- 30	30	0.300	0.01	2.50	-2.7	1.35	7.0	1.05	N/A
Risø-A1- 33	30	0.304	0.01	2.50	-1.6	1.20	7.0	0.93	N/A

Tablo 3.3. *Risø-P serisinin temel özellikleri (Burton vd., 2011).*

Kanat profili	Max t/c %	Max t/c'de x/c	T.E. de y/c	Re*1⁶	α	C₁ Max	Tasarım α	Tasarım C₁	Max C₁/c_d
Risø-P15	15	0.328	0.0025	3.00	-3.5	1.49	6.0	1.12	173
Risø-P18	18	0.328	0.0025	3.00	-3.7	1.50	6.0	1.15	170
Ris-P21	21	0.223	0.005	3.00	-3.5	1.48	6.0	1.14	159
RisP-24	24	0.30	0.01	2.75	-3.7	1.48	6.0	1.17	156

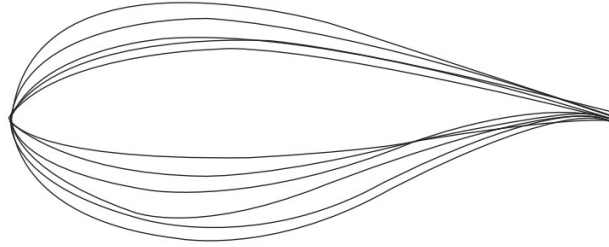
Tablo 3.4. *Risø-B1 serisinin temel özellikleri (Burton vd., 2011).*

Kanat profili	Max t/c %	Max t/c'de x/c	T.E. de y/c	Re*10⁻⁶	α	C₁ Max	Tasarım α	Tasarım C₁	Max C₁/c_d
Risø B1- 15	15	0.278	0.006	6.00	-4.1	1.92	6.0	1.21	157
Risø- B1- 18	18	0.279	0.004	6.00	-4.0	1.87	6.0	1.19	166
Risø- B1- 21	21	0.278	0.005	6.00	-3.6	1.83	6.0	1.16	139
Risø- B1- 24	24	0.270	0.007	6.00	-3.1	1.76	6.0	1.15	120
Risø- B1- 30	30	0.270	0.01	6.00	-2.1	1.61	5.0	0.90	N/A
Risø- B1- 36	36	0.270	0.012	6.00	-1.3	1.15	5.0	0.90	N/A

3.1.8.3. Delft kanat profilleri

Hollanda 'da bulunan Delft Teknoloji Üniversitesi, rüzgâr türbini rotorları için bir dizi kanat profilleri (DU profilleri) geliştirmiştir. NREL ve Risø profillerinde olduğu gibi,

tasarımları yönlendiren temel özellik yüzey pürüzlülüğünden etkilenmemeleridir, ancak; yapısal bir avantaj elde etmek için kalın profilli tasarımlar aramaya daha fazla önem verilmiştir. Tablo 3.5'te DU serisinin temel özellikleri verilmiştir. DU profil serisi ise Şekil 3.4'te gösterilmektedir.



Şekil 3.4. DU serisi profiller (Burton vd., 2011).

Delft profilleri için tasarım aracı, X-FOIL kodunun Delft 'te durma gecikmesinin etkilerini içerecek şekilde yapılan bir modifikasyon olan R-FOIL kodudur. En kalın iki kanat profili, bir rüzgâr tüneline test edilmemiştir ve özellikleri hesaplama yoluyla belirlenmiştir (Burton vd., 2011).

DU kanat profilleri, dünya çapında çeşitli rüzgâr türbini üreticileri tarafından, 350 kW ila 5 MW arasında değişen maksimum güce karşılık gelen 29 m ile 100 m rotor çaplarına sahip türbinler için 10'dan fazla farklı rotor kanatlarında kullanılmaktadır (Mamadaminov, 2015).

Tablo 3.5. DU serisinin temel özellikleri (Burton vd., 2011).

Kanat profili	Max t/c %	Max t/c'd e x/c	T.E.de y/c	Re* 10 ⁻⁶	α	C ₁ Max	Tasarım α	Tasarım C ₁	Max C ₁ /c _a
DU 96-W-180	18	0.3	0.0018	3.00	-2.7	1.26	6.59	1.07	145
DU 00-W-212	21.2	0.3	0.0023	3.00	-2.7	1.29	6.5	1.06	132
DU 91-W-250	25	0.3	0.0054	3.00	-3.2	1.37	6.68	1.24	137
DU 97-W-300	30	0.3	0.0048	3.00	-2.2	1.56	9.3	1.39	98
DU 00-W-350	35	0.3	0.01	3.00	-2.0	1.39	7.0	1.13	81
DU 00-W-401	40.1	0.3	0.01	3.00	-3.0	1.04	5.0	0.82	54

3.1.8.4. CAS-W1 kanat profilleri

Rüzgâr enerjisi üretiminde Çin dünya lideri konumundadır. CAS-W1 kanat profilleri ailesi Çin Bilimler Akademisi tarafından tasarlanmıştır. Kanat profilleri %15-25 kalınlığındadır. Ayrıca Risø-A1 / B1-24 ve DU-91-W2-250 kanat profillerine kıyasla daha iyi aerodinamik özelliklere ve yüzey pürüzlülüğüne karşı daha az duyarlılığa sahiptir (Mamadaminov, 2015).

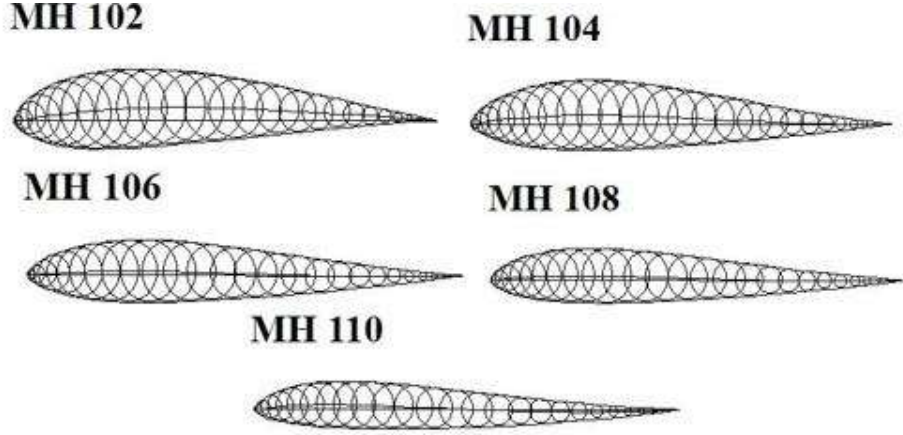
3.1.8.5. Martin Hepperle (MH) kanat profilleri

Alman bilim adamı Dr. Martin Hepperle tarafından ters tasarım yöntemleriyle rüzgâr türbini kanatları için beş tip kanat profili tasarlanmıştır. Ters tasarım yöntemleri ilk olarak 1920'lerde Glauret ve Prandtl 'i tanımlamışlardır. Yel değirmeninin yüksek hız koşullarında tahribatını önlemek için, kanat profilleri çalışma sınırları aşıldığında duracak şekilde tasarlanmıştır (Mamadaminov, 2015).

Tablo 3.6, MH kanat profillerinin en önemli tasarım parametreleri göstermiştir. Martin Hepperle (MH) profillerin serisi Şekil 3.5'te gösterilmiştir.

Tablo 3.6. Martin Hepperle MH serisinin 500000 ve üzerindeki Reynolds sayılarında kullanılacak temel özellikleri (MH-AEROTOOLS, 2020).

Kanat profili	Kalınlık %	Moment katsayısı Cm c/4	Sıfır kaldırma yönü	Ca'nın maksimum kaldırma katsayısı
MH 102	17	-0,06	-2,8°	1,31
MH 104	15,3	+0,009	-0,4°	0,98
MH 106	13	+0,020	+0,2°	0,86
MH 108	12	+0,022	+0,2°	0,84
MH 110	10	+0,041	+0,74°	0,78



Şekil 3.5. Martin Hepperle MH serisi kanat profilleri (MH-AEROTOOLS, 2020).

Ayrıca başka kanat profili aileleri Althaus AH 93-W-145, 174, 215, 257, 300; Wortmann FX 77-W, 79-W, 80-W, 84W-121, 153, 258, 270, 270S ve Selig Giguere SG 6041-6043, 6050, 6052 gibi, rüzgâr türbininin farklı uygulamaları için diğer araştırmacılar tarafından tasarlanmıştır (Mamadaminov, 2015).

3.2. Kanat Tasarımını Etkileyen Faktörler

Rüzgâr türbinleri, dönme eksenlerine ve boyutlarına göre iki ana grupta sınıflandırılmıştır. Dönme eksenlerine göre ise üçe ayrılırlar;

- Yatay eksenli rüzgâr türbinler
- Dikey eksenli rüzgâr türbinler
- Eğik eksenli rüzgâr türbinler

Rüzgâr türbinleri rotor çaplarına veya güçlerine göre ise, küçük, orta ve büyük olmak üzere üç grupta sınıflandırılmaktadır. Rüzgâr türbini boyut sınıflandırması, Tablo 3.7'de gösterildiği gibi ifade edilmektedir (Letcher, 2017).

Tablo 3.7. Rotor çaplarına göre rüzgâr türbinleri (Letcher, 2017).

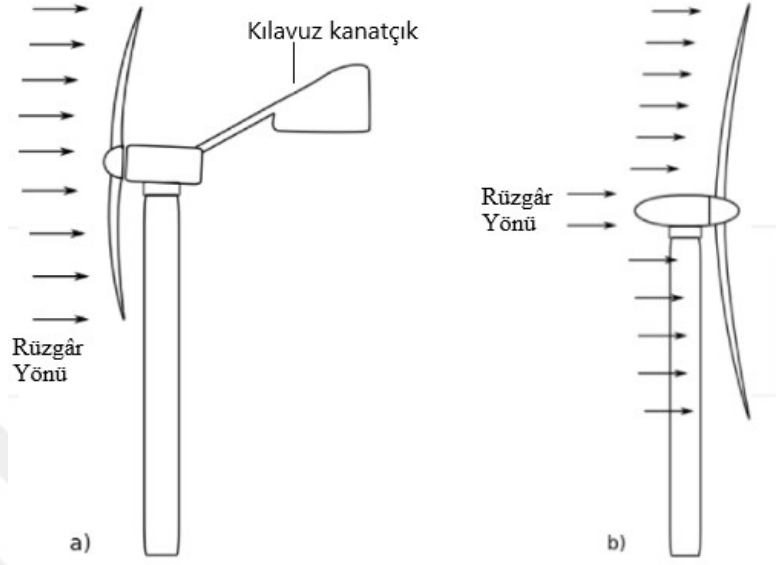
Boyut	Rotor çapı	Biçim
Küçük	12 m'den az	10 kW 'dan az
Orta	12-45 m	10-250 kW
Büyük	46 m'den büyük	1 MW ve daha büyük

2021 itibariyle dünyanın en büyük rüzgâr türbini deniz üstü türlerinden olan Danimarka'daki Vestas'ın V236-15.0 MW türbinidir (Görsel 3.2). 115,5 m'lik kanatlardan oluşan ve %60'ın üzerinde bir güç faktörü ile V236-15.0 MWTM, dünya için lider performansı sunmaktadır (Vestas, 2022).



Görsel 3.2. Danimarka 'da bulunan V236-15.0 MW açık deniz prototip rüzgâr türbini (Vestas, 2022).

Rüzgârın yönüne göre dönme hareketi iki ayrı konstrüksiyonla sağlanmaktadır. Bunlar “öne-rüzgâr” ve “arkaya-rüzgâr” olarak ikiye ayrılmıştır. Eğer kanat, rüzgârı ön yüzünden alıyorsa rotorun arkasına bir kılavuz kanat takılır. Diğer durumda ise kanat rüzgârı arka kısımdan alır veya kanatlar biraz konik yapılıdır. Böylece sistem rüzgârı takip ederek maksimum fayda sağlanır. Şekil 3.6'da “öne-rüzgâr” ve “arkaya rüzgâr” olarak adlandırılan yatay eksenli rüzgâr türbinleri gösterilmiştir (Nelson ve Starcher, 2019).



Şekil 3.6. Önden (a) ve Arkadan (b) rüzgâr alan türbinler

Son yirmi yılda kanadın tasarımını etkileyen faktörler belirlemek için çok sayıda deneyler ve araştırmalar yapılmıştır. Ayrıca, kanatta gürültü veren faktörler belirlenmiştir. Gürültünün yayılmasının nedenleri bir kanattan diğerine farklılık göstermektedir ve rüzgâr koşullarına ya da kanatla ilgili faktörlere göre değişmektedir. Örneğin, aynı özelliklere sahip olan türbinlerin aynı gürültüyü vermeyebilir. Aynı koşullar altında çalışırken bile, ölçüm cihazları bu türbinlerden farklı mesafelerde yer aldığından dolayı gürültü seviyesi değişebilir.

Kara üstü rüzgâr türbinlerinin yerleşim bölgelerine yakın kurulabileceği düşünüldüğünde, başta kanat tasarımı olmak üzere, tüm sistem gürültüyü azaltacak şekilde tasarlanmaktadır. Deniz üstü rüzgâr türbinlerinde ise tasarımın temel amacı gürültüden ziyade optimum aerodinamik verim elde etmektir. Aynı durum yüksek dağlarda veya uzak çöllerde inşa edilen türbinler için de geçerlidir. Bu nedenle, nüfuslu bölgelerde rüzgâr türbinlerinin kalıcı enerji kaynağı olarak kullanılması planlanıyorsa gürültünün şu andan daha düşük seviyeye gelmesinin bir çözümü bulunması gerekmektedir. Rüzgâr hızı gibi diğer değişkenlerle ilgili kanat tasarımını etkileyen faktörler aşağıdaki gibidir.

3.2.1. Kanat şekli (profili)

Kanat şekli, kanadı tasarlamak için kullanılan profil türüdür. Bilindiği gibi, her kanat, kanadın üç bölgesi (kök, orta ve uç) boyunca uzanan, belirli sayıda profillerden oluşur. Kanatların şekli, gerekli performansa ve türbini çalıştırması koşullara göre bir türbinden diğerine değişmektedir. Bu çalışmada ekonomik maliyet ve diğer teknik etkilere bakılmaksızın, kanat şeklinin gürültü üzerine etkisi ele alınmıştır. Çünkü gürültüyü veya türbin başlatma süresini önemli ölçüde azaltmak için güç çıkarma verimliliğinin küçük bir kısmından vazgeçmek gerekebilmektedir (Nijssen ve Brøndsted, 2013).

Önceki bölümlerde belirtildiği gibi, rüzgâr türbini profilleri yirminci yüzyılın sonundan itibaren büyük ölçüde geliştirilmiştir ve bunların çoğu, araştırmacılara ve bunları geliştirmek isteyenlere kolay erişim sağlamak için bir veri tabanı içinde tam özellikleri ile birleştirilmiştir.

Bu konuda yapılan araştırmalar iki türe ayrılabilir: Birincisi, daha önce ulaşılmamış yeni tasarımları bulmaya yönelik araştırmalardır. İkincisi ise, daha yaygın olan, performansı ve özellikleri iyileştirmek için mevcut bir tasarıma eklenen özellikler üzerine yapılan araştırmalardır. İkinci türden başlayarak, Ma ve arkadaşlarının rüzgâr türbini kanadı içbükeyliği üzerine yaptığı bir pilot çalışmada, sonuçlar bu içbükeyliğin ses basınç seviyesini %9,6-15,8 oranında azalttığı göstermiştir (Ma vd., 2019).

Bazı araştırmacılar, aerodinamik gürültüde kanadın arka kenarı ve ucunun gürültüsünün baskın tip olduğunu bulmuşlardır, bu nedenle tırtıklı(dışli) yöntem en umut verici yöntem olarak kabul edilmiştir (Llorente ve Ragni, 2019; Wagner vd., 1996).

Hsiao Lee ve arkadaşları tarafından tırtıklı arka kenar etkinliğini test etmek için yapılan deneysel çalışmada, toplam gürültünün 5,8 dB 'ye düştüğünü tespit edilmiştir (Lee vd., 2019). Ayrıca Xin-kai Li ve arkadaşları tarafından büyük rüzgâr türbini kanatlarını için yeni yıldırımından korunma sisteminin etkisine ilişkin deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar sonucunda, kanatların yıldırımından korunmasındaki etkin rolüne ek olarak, sırasıyla 4° ve 8° saldırı açıları için aero-gürültüsünün %16 ve %8 oranında azaltılmasına yardımcı olduğu bulunmuştur. Önerilen yıldırım sistemi, 5 cm uzunluğunda ve 1.5 mm çapında silindirik dişlere sahip tırtıklı bir arka kenara benzetilebilir (Li vd., 2019).

Rüzgâr tünellerindeki pratik deneyler, geniş bantlı arka kenar gürültüsünün yüzgeçle kanat için 10 dB daha düşük olduğunu gösterdiğinden, arka kenar dişlerinin, kanadın en kesiti boyunca uzanan yüzgeçlerle değiştirilebileceği gösterilmiştir (Clark vd., 2017).

Teorik, deneysel ve sayısal çalışmalar, ön kenar tırtıklarının (uygun mühendislik özelliklerine sahip), laminar sınır tabakası ton gürültüsünü (arka kenar için kendi gürültü) veya türbülanslı ön kenar gürültü emisyonunu azaltmak için etkili bir teknik olduğunu göstermiştir. Sonuçlar, genel ses basınç seviyesi düşüşlerinin küçük rotor (1,52 m çap) için 4 ila 8 dB arasında değiştiğine dikkat ederken, büyük ölçekli rotor (2,59 m çap) için sadece 4 dB dikkate alınmıştır (Wang vd., 2019).

Saçak tipi (esnek polipropilen liflerden oluşan arka kenarın uzantıları) arka kenar uzantılarının sokulmasının arkasındaki temel fikir, bazı baykuş türlerinin birincil tüylerindeki arka kenar saçaklarından esinlenilmiştir. Yapılan gürültü ölçüm sonuçları, incelenen saçak tipi arka kenarın, hem geniş bant türbülanslı sınır tabakası arka kenar gürültüsünün 10 dB'den fazla, hem de dar bant girdap dökülme gürültüsünün yaklaşık 14 dB'e kadar önemli bir azalma ile sonuçlandığını göstermiştir.

Sayısal ve deneysel çalışmalar, kanat ucunun şeklinin rüzgâr türbinlerinden kaynaklanan gürültü emisyonlarını da etkilediğini göstermiştir. Aerodinamik ve aeroakustik yöntemler kullanılarak üç farklı kanadın uç konfigürasyonu test edilmiştir. Sonuçlar, çok fazla enerji kaybetmeden belirli bir uç şekli kullanarak ses basınç seviyesinin azaltılabileceğini göstermiştir (Wagner vd., 1996; Maizi vd., 2018). Sonuçlar, köpek balığı yüzgecine benzer kanat uç kenarının, optimum gürültü emisyonu için en iyi uç tipi olduğu ve fazla enerji kaybetmeden klasik modele kıyasla %7'lik bir gürültü azalması sağladığını göstermiştir (Maizi vd., 2018).

Çok sayıda çalışmalar, rüzgâr türbini kanatlarında kullanılan gözenekli modifiye malzemelerin düşük frekanslı geniş bant gürültüsünü azalttığını, yüksek frekanslı gürültüsünü ise (yaklaşık 10 kHz'den başlayarak) artırdığını göstermiştir. Gözenekli kanatların akustik avantajlarından yararlanmak için, aerodinamik performansı (yüksek kaldırma ve düşük sürtünme) önemli ölçüde etkilemeden orta akış direncine sahip malzemelerle yapılan kısmen-gözenekli profil modeller uygundur (Wang vd., 2019)

Rüzgâr türbini tasarımı için oluklu kanadı, özellikle gürültü üzerindeki etkilerini inceleyen çok az çalışma vardır. Bu çalışmalar yarıklı kanat için farklı şekil ve boyutlar önermiştir. Çalışmalar, önerilen yarıklar kullanılarak kanadın aerodinamik performansının ve verimliliğinin artırılabilceğini ve kaldırma faktöründeki artışın bazen yüzde 50'nin üzerine çıktığını doğrulamıştır (Ni vd., 2019; Beyhaghi ve Amano, 2019; Seeni vd., 2018). Bu yarıklar, akışın kanattan ayrılmasını geciktirdiği veya bu durumu tamamen ortadan kaldırdığı için, yarık parametrelerinin doğru belirlenmesinin ses basınç seviyesini düşürmesi ve böylece gürültüyü azaltması beklenebilir.

3.2.2. Uç hız oranı

Kanat geometrisi uç hızı oranına (λ) da bağlıdır, bu nedenle kanat geometrisi parametresine de dahil edilir. λ 'nın güç performansı üzerindeki etkisi analiz edilirken, kanat ucu kaybını azaltmak için artırılması gerektiği ortaya çıkmıştır. Viskoz olmayan akıştaki ideal rotorlar için, hedef güç üretimini en üst düzeye çıkarmaksa, λ teoride mümkün olduğunca sonsuza kadar artırılmalıdır. Bununla birlikte, gerçek viskoz akışlar için, kanatların kaldırma-sürüklenme oranı buna karşı koyar ve kaldırma-sürüklenme oranına ve kanat sayısına bağlı olarak 1 kW ile 5 MW arasındaki rotorlar için λ , 5 ile 12 arasında sınırlıdır (Burton vd., 2011). Yükü azaltma ihtiyacı, kanat yapısı ile ilgili hususlar, jeneratör torku ve yüksek uç hızının neden olduğu gürültü gibi güç üretimi dışındaki hususlar önemli olabilir. Büyük modern rüzgâr türbinleri için maksimum uç hızları 70-90 m/s aralığındadır.

Değişken hızla çalışan bir türbin, rüzgâr hızından bağımsız olarak maksimum güç katsayısı için gereken sabit uç hızı oranını koruyabilir. Yüksek uç hız oranına sahip bir tasarım, uzun ve ince bir kanat gerektirirken, düşük uç hız oranına sahip bir tasarım, kısa ve kalın bir kanat gerektirir. Uç hız oranı tasarımı, optimum performansın elde edilmesi anlamına gelmektedir. Rotorun tasarlanmış uç hız oranı dışında çalıştırılması, ideal sürtünmesiz koşullarda bile optimum performanstan daha az performans sağlamaktadır.

Bir rüzgâr türbini tarafından üretilen aerodinamik gürültü, yaklaşık olarak uç hızının beşinci gücüyle orantılıdır. Bu nedenle, özellikle rüzgâr hızı ve dolayısıyla ortam gürültü seviyeleri düşük olduğunda, türbin dönme hızının sınırlandırılması oldukça arzu edilir. Sonuç olarak, türbin üreticileri genellikle sabit hızlı türbinlerin uç hızını yaklaşık 65 m/s ile sınırlar. Değişken hızlı bir türbin kullanıldığında, maksimum uç hızı genellikle

önemli ölçüde daha yüksektir, tipik olarak 70-85 m/s aralığındadır. Ancak bu uç hızları yalnızca daha yüksek rüzgâr akışında ve dolayısıyla daha yüksek gürültü seviyelerine sahip ortamlarda elde edilmektedir (Burton vd., 2011).

3.2.3. Aerodinamik özellikler

Aerodinamik özellikler, türbin kanat profilinin üst ve alt bölümleri arasındaki farktan oluşur. Böylece, hava akışı hızı profilin her iki tarafında da değişir, bu da kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerini üreten basınca yol açar. Böylece, türbin kanatları bu iki kuvvetin oluşumunun sonucunda dönmektedir. Çıkan bu iki kuvvet kaldırma (C_l) ve sürüklenme (C_d) katsayılarına bağlıdır (Burton vd., 2011).

Kanat verimliliğinin bir ölçüsü, kaldırma-sürüklenme oranıdır; burada C_l bir üretim terimi ve C_d bir kayıp terimi olarak yorumlanabilir. Akış bölgesindeki kanat profili tarafından C_l ve C_l/C_d oluşturulduğunda, kanat profili özelliklerinin sabit bir veri seti olmadığı ve birkaç parametreye bağlı olduğu bilinmektedir. Aerodinamik özellikler etkileyen en önemli parametreler şunlardır: Reynolds sayısı, kanat profilinin bağlı kalınlığı, kanat profili yüzeyinin temiz veya kirli olup olmadığı, hücum açısı vb. (Nijssen ve Brøndsted, 2013). Böylece kanat yüzü, aerodinamik özelliklerin değiştirilmesinde önemli bir rol oynar. Bu nedenle türbin üreticileri, kanatların yüzeylerinin pürüzsüz olmasına ve kırışıklık veya çıkıntı gibi kusurlardan arındırılmasına özen göstermektedir (Bender vd., 2019). Ayrıca, türbin kanatlarının kaplanması, korozyon, çatlama, zor hava koşullarına dayanıklılık gibi birçok problemten korunmasında büyük bir role sahiptir ve aynı zamanda gürültü emisyonlarını da olumlu yönde etkilemektedir (Nijssen ve Brøndsted, 2013; Schramm vd., 2017).

Ayrıca deneysel sonuçlar, kanadın emme yüzeyine (akış ayrımının kolayca gerçekleştiği yerlerde) uygun bir içbükeylik uygulanarak kanadın aerodinamik performansının %3-15 oranında iyileştirilebileceğini göstermiştir (Ma vd., 2019).

Düşük bir Mach ve orta Reynolds sayısı akışındaki kanadın kendi gürültüsüyle ilgili bazı sayısal çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar saldırı açısı arttığında tonal gürültünün kademeli olarak kaybolduğunu ve bu durumda gürültü spektrumunun geniş bant özellikleri sağladığını göstermektedir (Jiang vd., 2013).

3.2.4. Burulma açısı

Kanat kesiti genel olarak burulmuş ve saat yönünün tersine pozitifdir. Büküm, rotor düzlemi ile profilin ön kenarından arka kenarına olan akort hattı arasındaki açı olarak tanımlanmaktadır. Hücüm açıları, burulma ve akış arasındaki ilişki Denklem 3.6'da verilmiştir:

$$\alpha = \phi - \theta \quad (3.6)$$

Burada;

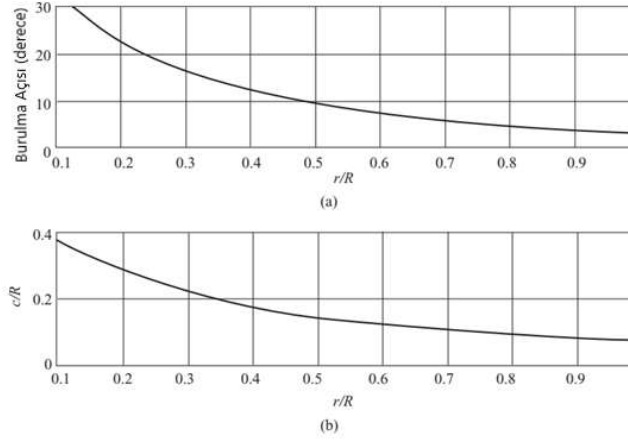
α : Atak/Hücüm açısı

ϕ : Akış açısı

θ : Burulma açısını ifade etmektedir.

Kanadın dış kısmı, artan hücum açısıyla ve gürültü emisyonu nedeniyle gürültü emisyonunu azaltmak için daha düşük kaldırma katsayılarına doğru bükülebilmektedir. Başka bir deyişle, burulma açısı arttıkça hücum açısı azalır (Nijssen ve Brøndsted, 2013).

Kanat kökünün yakınındaki akış açısı büyüktür, bu da kanadın o bölgede durmasına neden olabilir. Kaldırma katsayısı her yerde sürüklenme minimuma indirilecek şekilde sabit tutulursa, hücum açısı da uygun değere eşit olmalıdır. Hücum açısında öngörülebilir bir değişiklik için kanat tasarımı burulma açısı değişmelidir ($\theta = \phi - \alpha$). Örnek olarak hem C_l hem de α 'nın her bir kanat boyunca sabit kaldığını ve üç kanatlı bir türbinin uç hız oranının 6 olduğunu varsayarsak, kanat tasarımı Şekil 3.7'de gösterildiği gibi sırasıyla çizgili formda ve burulma değişikliğinde olacaktır (Burton vd., 2011).



Şekil 3.7. Üç kanat ve $\lambda = 6$ için optimum kanat tasarımı (Burton vd., 2011).

3.2.5. Akıllı kanat

Akıllı kanat, rotor yüklerini ve türbin gürültü emisyonlarını azaltan aynı zamanda performansı artıran bir kanattır. Rüzgâr türbinlerinin toplam maliyetini azaltma ve gelişmiş aerodinamik kontrol teknolojilerine sahip olma özellikleri bulunmaktadır (Barlas ve van Kuik, 2010). Rüzgâr türbini gürültü seviyelerini azaltmaya yönelik önlemler, aktif, pasif ve yarı aktif yöntemler olmak üzere üç kategoriye ayrılabilir. Aktif yöntem, hoparlörler ve aktüatör gibi bir aktif eleman tanıtmaktadır. Pasif yöntem, ses emiciler ve benzer ürünlerin kullanımını içermektedir. Yarı aktif bir ses sönümlenme yöntemi, her ikisinin birleşimidir. Yarı aktif yöntem, pasif elemanları arttırmak için aktif kontrolü kullanır. Sönümlendirme/yatıştırma işlemi, parçaların etkileşiminden kaynaklanan mekanik gürültünün azaltılmasında etkili bir diğer yöntemdir (Xie ve Aly, 2020).

Dikkatli tasarım sağlandığında, aerodinamik verimliliğe olası gürültü azaltma eşlik edebilmektedir (Fouatih vd., 2019). Akıllı bir rotor kanadı, kanatta yaygın olarak dağıtılan cihazlarla aktif aerodinamik kontrolü içermektedir. Örneğin, arka kenar ve kamburluk kontrolü cihazları, mikro çıkıntılar, sınır katmanı kontrolü (emme, üfleme, sentetik jetler, girdap jeneratörleri), yapısal entegrasyon vd. Kanat performansı, kanat profilleri için kaldırma ve sürüklenme verilerini analiz eden ve saldırı açılarını değiştiren araştırma ve saha deneyleri ile değerlendirilmiştir.

Deneyley, yuzyey pürüzlülüğü, sınır tabakası kontrolü, akış görselleştirme, basınç değerleri ve girdap jeneratörlerinin etkilerini incelemiştir. Genel olarak, girdap jeneratörleri kanat performansını %4-6 oranında arttırmıştır (Nelson ve Starcher, 2019). Mikro çıkıntılarının yüksek seviyede bir arka kenar gürültüsü ürettiği, ancak boşluklu yapılandırmalarda sadece geniş bant gürültüsünde bir artış olduğu gösterilmiştir (Barlas ve van Kuik, 2010).

3.2.6. Kanat yükleri

Rüzgâr türbinleri, işletme ömürleri boyunca en yoğun yüke maruz kalan endüstriyel yapılar arasındadır. Doğanın güçlerine maruz kaldıkları ve yerleştirildikleri konumuna bağlı olarak, sadece çeşitli rüzgârların özelliklerine değil, aynı zamanda aşırı sıcak veya soğuk, güneş radyasyonu, erozyon ve hatta depremlere de dayanmak zorundadırlar. Rüzgâr türbini kanatları, rüzgâr kinetik enerjisinin mekanik torca verimli bir şekilde dönüştürülmesi için kritik olan önemli bir yapısal bileşendir. Rotor kanatlarında gerçekleşen aerodinamik süreç, rüzgâr türbininin bir yapı olarak karşılaması ve dayanması gereken mekanik yüklerin kaynağıdır.

Tipik olarak yükler, bir rotor kanadı veya rüzgâr türbinine etki eden harici kuvvetler ve momentler olarak anlaşılır. Bununla birlikte, bu harici kuvvetler ve momentler stresler, saptırmalar ve hatta deformasyonlar yaratılarak yapıyı yükler. Bütün bu fenomenlere yükler denir. Kanatta aerodinamik yüklerin oluşturulmasında rol oynayan etkenler akış hızı, saldırı açısı ve kanat özellikleridir. Yük durumu ne olursa olsun, atalet, yerçekimi ve cayro (kendi-dönme) etkileri kanat yüklerine önemli bir katkıda bulunabilir. Bu, kütle azaltma ihtiyaçları nedeniyle giderek daha esnek yapılar haline gelen modern rüzgâr türbinleri için daha da önemlidir.

Rüzgâr türbini çalışması sırasında yorulma yüklerini azaltmak için, kontrol sistemlerinin yapısal yükleri etkileyebilmesi gerekir. Yukarıda açıklanan yükleri azaltmak için, rüzgâr türbini kontrol sistemi aerodinamik yüklerdeki dalgalanmaları azaltabilmeli veya yapısal koşullara sönümleme eklemelidir. Bu durumda türbin (özellikle rotor ve kanatlar) üzerindeki yüklerin etkileri en aza indirilmiş olacaktır. Ayrıca aerodinamik gürültüyü azaltabilir ve böylece türbinin ömrünü mümkün olduğunca uzatabilmektedir (Nijssen ve Brøndsted, 2013; Barlas ve van Kuik, 2010).

3.2.7. Kanat kalınlığı

Rüzgâr türbini endüstrisi üzerine yapılan çoğu çalışma, kanat ucunun yüksek aerodinamik verimliliği (C_l/C_d) için ince bir profil kullanılarak tasarlandığını, kök bölgesinin ise yapısal sertliği desteklemek amacıyla daha kalın bir profile sahip olduğunu göstermiştir. Genel olarak, kanadın kalınlığındaki artış, ön kenarın pürüzlülüğünün etkisinden dolayı aerodinamik performansın bozulmasına yol açar, bu da sınır tabakasının kalınlığını artırır, daha fazla sürüklemeye ve etkili kamburda bir azalmaya ve erken durmaya yol açar (Ahmed, 2012; Jain ve Saha, 2020).

Düşük sürüklenme katsayısı kanadın aerodinamik verimliliğini arttırdığı için, ön kenarın kalınlığında bir artış ve arka kenarın kalınlığında bir azalma gerçekleşmesi, gürültü emisyonunu azaltmak için en iyi seçenektir (Ahmed, 2012; Shin vd., 2017). Küçük rüzgâr türbinlerinde zayıf aerodinamik performansı önlemek için ince kanat profilleri gereklidir (Nijssen ve Brøndsted, 2013).

Ses altı akışlarında, kanat profili kalınlığı, yüksek frekanslı kanat profili-kasırga etkileşim gürültüsünün azalmasına yol açabilir. Sayısal bir çalışmaya göre, ses hızına yakın akış hızlarında, artan kanat kalınlığı ile ses radyasyonu artmaktadır (Zhong vd., 2019). Gerekli profil kalınlığının belirlenmesi, kanadın büyüklüğüne, çalışma koşullarına ve üretim hedefinin önceliğine göre değiştiği için profil kalınlığının belirlenmesinin kolay olmadığı düşünülmektedir.

3.2.8. Kanadı oluşturan malzemeler

Küçük rüzgâr türbinlerinin kanatları yıllarca ahşaptan oluşturulmuştur. Ahşabın fiziksel özellikleri oldukça iyidir. Mukavemet, esneklik ve yorulma direncine sahiptir. Ancak, büyük kanatlar için, ağırlığı nedeniyle ahşap kabul edilmemektedir. Eski zamanlarda büyük kanat bir ana kiriş, ikincil kirişler ve örtü ile inşa edilmiştir. Ana kiriş yük taşıyıcı elemandır ve nervürler kanat profili şeklini oluşturur. Daha sonra, rüzgâr türbini kanatları alüminyum, kumaş veya kaburgalar ve açıklıklar (uçak kanadı gibi) üzerindeki metal kapaklar gibi bir dizi malzemeden yapılmıştır. Diğer örnekler, Kompozit ahşap kaplama tabakası, cam veya karbon elyafı takviyeli plastikler, pultrüded/çekilme FRP'ler, ekstrüde/çıkartılan alüminyum (dikey eksenli rüzgâr türbinleri için) ve enjeksiyonla kalıplanmış küçük türbin kanatları yer almaktadır. Karbon tabakaları, cam

olanlardan daha pahalı olmasına rağmen, daha güçlü oldukları için kullanılmaktadır (Nelson ve Starcher, 2019).

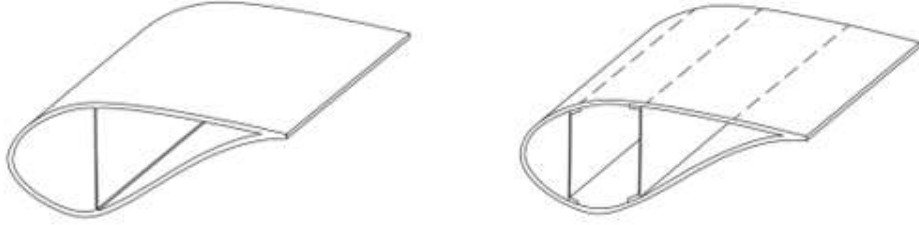
Kompozit malzemeler, kısmen diğer malzemelere kıyasla üstün yorulma özellikleri nedeniyle, rüzgâr türbini kanatlarının yapımında onlarca yıldır tercih edilen malzeme olmuştur. Kompozit malzemelerin kullanmanın temel nedenleri geometrik özgülükleri ve yorgunluk başarısızlığına karşı dayanıklılıklarıdır. Kanatların birçoğu, esas olarak cam elyaflarla takviye edilmiş polimer kompozit malzemelerden ve bir dereceye kadar cam elyaflarla hibrit kombinasyonu halindeki karbon elyaftan üretilmektedir. Kenevir, keten veya diğer selüloz bazlı elyaflardan yapılan biyo-tabanlı elyaf malzemeler, özellikle daha küçük kanatlar için potansiyel aday malzemeler olarak belirlenmiştir. Ayrıca ahşap ve bambu da kullanılan bu malzemeler arasındadır. Tek lif özellikleri öncelikle çap, sertlik ve mukavemettir. Bu özellikler imalat sürecinde, cam bileşiminde ve işleme parametrelerinde kontrol edilir.

Maliyet dikkate alındığında, 72-74 GPa sertliğe ve 1500-2500 MPa gücüne sahip E-cam baskın malzeme olmuştur. Cam çapları 10 ila 35 mikron arasındadır. Bununla birlikte, son yıllarda daha yüksek bir sertlikte (82-86 GPa), daha uygun maliyetli H-cam piyasaya sürülmüştür. Reçineler esas olarak epoksi, polyester ve vinilester gibi termoset polimerlerdir. Bileşenlere biyo-reçineler ekleyerek sürdürülebilirliği artıran poliüretan ve termoplastik polimerler gibi reçineler eklenmektedir.

Boyutlandırma (haşılama), cam elyaf üzerine kaplanmış organik bazlı bir malzemedir. İşlenebilirliği sağlamak, tek tek lifleri ve mukavemeti korumak için lif yüzeylerindeki yüzey kusurlarını kapatmak gibi çeşitli işlevleri vardır. En önemlisi, boyutlandırma elyaf ile reçine arasındaki interfazı oluşturmak ve elyaf ile reçine arasındaki bağı ve ara yüz mukavemetini arttırmaktadır. Boyutlandırmanın formülasyonu, lif üretiminde en zorlu işlevlerden biridir. Diğer bir zorluk, reçine ve haşılama uyumluluğudur. Bu nedenle, bazen elyaf ve kumaş üretim işlemlerinde daha sonraki bir aşamada farklı boyutlar uygulanır. Küçük nano takviye ilaveleri, kompozit malzemelerin mukavemet ve yorgunluk özelliklerini büyük ölçüde değiştirebilmektedir. Bununla birlikte, atomik ve diğer küçük faktörlerden etkilenen nano ölçekli etkileri simüle etmek için sürekli ortam mekaniği ve mikromekanik yöntemler, atomik ve moleküler dinamik simülasyonları gibi diğer fiziksel yöntemlerle desteklenmesi ve birleştirilmesi gerekmektedir.

Bambu elyaf şeritleri, polimer esaslı kompozit malzemelerde takviye olarak cam ve karbon fiber fitillerin kullanımına benzer şekilde çeşitli yöntemlerle piyasaya sunulmuştur. Bunlar arasında Çin'deki Uluslararası Bambu ve Rattan Merkezi tarafından tanıtılan bambu/kavak/epoksi kompozitler bulunmaktadır. Temmuz 2010 yılında, Çin'de bambu kompozitlerden yapılan ilk rotor kanadı (40 m) statik kanat testini geçmiştir (Nijssen ve Brøndsted, 2013).

Rüzgâr türbini kanat tasarımı aerodinamik ve yapısal hususlar (kaygılar) arasında bir uzlaşmadır. Kanat kökünden uzak bölümlerin tasarımında genellikle aerodinamik hususlar baskın olurken, kanat kök bölgesinin tasarımında yapısal hususlar daha önemlidir. Kanadın yapısı iki kabuğun birleşmesiyle oluşan geometrideki dış oyuktan oluşmaktadır. Biri emme tarafında ve diğeri basınç tarafındadır. İki kabuğu birleştirmek ve kesme (makaslama) yüklerini aktarmak için bir veya daha fazla yapısal kiriş yerleştirilir. Şekil 3.8 'de bir ve iki kesme kirişli kanat tasarımı görülmektedir.



Şekil 3.8. Bir ve iki kesme kirişle kanat tasarımı (Nijssen ve Brøndsted, 2013).

Türbinlerin yapımında kullanılan kompozit malzemelerin beklenen avantajları şunlardır: Sağlamlık ve dayanım, optimal tasarım, uzun yorulma süresi, boyutsal kararlılık, korozyon direnci, verimli üretim, yalıtkanlık vb. özellikler.

4. SES VE GÜRÜLTÜNÜN PARAMETRELERİ

4.1. Gürültü Nasıl Ölçülür, Ses ile Genel Bilgiler

Ses, işitme frekansı bölgesindeki mekanik titreşimlerin neden olduğu elastik ortamlarda iletilen dalga boylarının toplamıdır. İletilen dalga boyları arasında harmonik bir uyum varsa ses ve dalga boylarının rastgele düzenlenmesine gürültü denir. Genel olarak, istenmeyen bir durumda sesin gürültüye dönüştüğü söylenebilir. Sesin gürültü olarak algılanıp algılanmaması, sadece dinleyicinin duyarlılığı ve durum gibi öznel faktörlere değil, seviye ve süre gibi ölçülebilir miktarlara da bağlıdır. Örneğin damlatan bir musluktan nispeten düşük seviyede bir ses gelir; ancak insanların uyumasını imkânsız kılabilir. Öte yandan, birçok insan çok yüksek ses seviyelerinin oluşabileceği bir arabada, trende ve hatta uçakta uyuyabilir.

Büyük boyuttaki modern rüzgâr türbinlerinin çalışmaları sırasında gürültü performanslarının belirlenmesi için açık hava deneyleri gereklidir. Ses gücü seviyesi doğrudan ölçülemez, ancak arka plan ses basınç seviyelerinin düşüldüğü çeşitli rüzgâr hızlarında türbin çevresinde yapılan bir dizi ses basıncı seviyesi ölçümünden bulunur. Bu yöntem, 6-10 m/s arasındaki rüzgâr hızlarında görünen A-ağırlıklı ses gücü seviyelerini, 1/3 oktav spektrumlarını ve tek bir rüzgâr türbininin tonalitesini ve isteğe bağlı olarak gürültü kaynağının oryantasyonunu sağlar. Ölçümler, kulenin tabanından R_0 mesafesinde aşağıdaki gibi alınır:

$$R_0 = \frac{D}{2} + H \quad (4.1)$$

Burada, H kulenin yüksekliği (m) ve D rotorun çapıdır (m). Bu mesafe, kaynaktan yeterli bir mesafeye izin vermek için ancak arazinin, atmosferik koşullarının veya rüzgâr kaynaklı gürültünün minimum etkisi ile bir uzlaşmadır. Mikrofonlar, zemin parazitlerinin tonlar üzerindeki etkisinin değerlendirilebilmesi için zemin seviyesinde panolara yerleştirilir. Referans mikrofon, test edilen rüzgâr türbini üzerinde rüzgâr yönünde bulunmaktadır.

Rüzgâr hızı ile A ağırlıklı ses basınç seviyeleri (her biri bir dakikadan az olmayan 30'dan fazla ölçüm) eş zamanlı olarak ölçülmektedir. Tüm rüzgâr hızları 10 m'lik bir referans yüksekliğine göre düzeltilir. Türbin çalışırken rüzgâr hızının belirlenmesinde tercih edilen yöntem, türbinin elektrik gücü çıkışından ve güç eğrisinden oluşmaktadır. Ses basınç seviyesinin ana ölçümü rüzgâr yönündedir ve yönü belirlemek için türbin

etrafında diğerk mikrofonlar kullanılır. Ölçümler, türbin çalışırken ve çalışmadığı zamanda 6-10 m/s rüzgâr hızlarında yapılmaktadır (Burton vd, 2011).

Tipik insan kulağı, sesi 20 Hz'den 20 kHz'e kadar algılayabilir, duyulabilirliği 20 Hz 'nin altında kalır ancak ton hissini kaybeder. Düşük frekanslı seslerin kulak tarafından algılanabilmesi için daha yüksek bir ses basıncı gerekmektedir (Saavedra ve Samanta, 2015). Ses, gücü seviyesi ve basınç seviyesi olarak iki büyüklüğe ayrılmaktadır. Ses gücü seviyesi, kaynaktan gelen sesin Watt cinsinden büyüklüğüdür. Ses basınç seviyesi ise, sesin belirli bir yerdeki gücüdür ve Pascal cinsinden ölçülür. Tipik ölçümler ve ses kaydı, desibel (dB) adı verilen bir birimde ölçülür. Ses gücü ve ses basınç seviyesinin logaritmik denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$L_w = 10 \log_{10} (P/P_0) \quad (4.2)$$

Burada;

L_w : Ses gücü seviyesi (dB)

P : Kaynaktaki ses gücü (Watt)

P_0 : Referans ses gücünü (Watt) ifade eder.

$$L_p = 20 \log_{10} (p/p_0) \quad (4.3)$$

Burada;

L_p : Ses basınç seviyesi (dB)

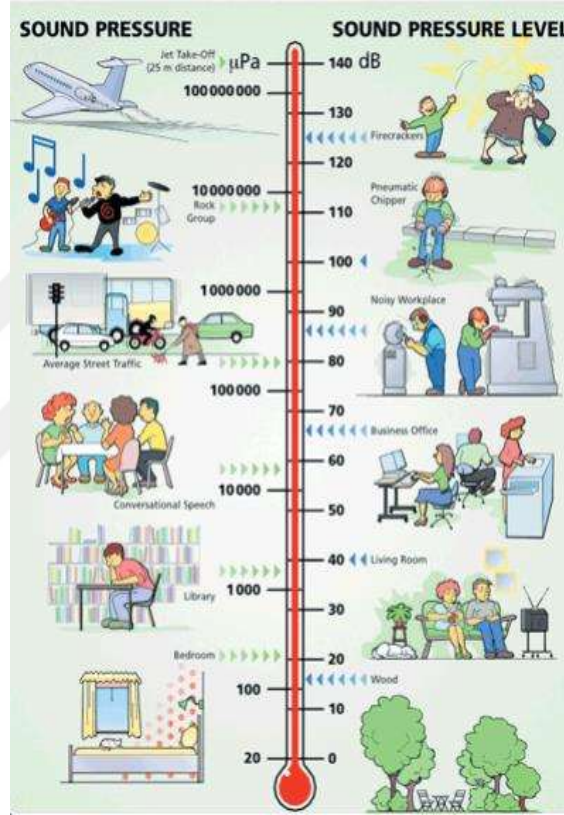
p : Bir (rms) gürültünün etkili ses basıncı (Paskal)

p_0 : Referans (rms) ses basıncıdır (Paskal)

rms: Kök kare ortalamasını ifade eder.

Gelen ses gücü 1 picowatt kadar düşükse kulak zarı sesi algılayabilir. Kulak 1 W 'tan daha fazla bir güce maruz kalırsa, geçici işitme kaybı meydana gelir ve kalıcı işitme kaybına da katkıda bulunabilmektedir. Kulak, farklı frekanslardaki tonlara eşit derecede duyarlı değildir. Maksimum yanıt, işitme eşiğinin biraz 0 dB 'den az olduğu 3000 ila 4000 Hz arasındaki tonlarda gerçekleşmektedir. Bir 100 Hz tonunun duyulabilmesi için en az

40 dB şiddet seviyesine sahip olması gerekmektedir. Ayrıca ses seviyesi, kaynaktan uzaklık iki katına çıkarıldığında 6 dB azalmaktadır (Wagner vd, 1996). Görsel 4.1, tipik durumlar ve aktiviteler için ses basıncı (μPa) ve ses basınç seviyesinin (dB) ölçekleri gösterilmiştir.



Görsel 4.1. Pascal ve Desibel 'in tasviri (İZODER, 2019)

Ses basınç seviyesi L_p ile ses gücü seviyesi L_w arasındaki ayrım önemlidir. L_p , belirli bir gözlemci konumunda ses özelliğidir ve bu konumda tek bir mikrofona ölçülebilir. L_w , ses kaynağının bir özelliğidir, kaynak tarafından yayılan toplam akustik gücü verir. Ses basınç seviyesi normal olarak gözlemcinin kaynağa göre yönüne bağlı olduğundan, L_w 'nin belirlenmesi kaynak çevresinde çeşitli yerlerde L_p 'nin kombine ölçümlerini gerektirir. Ses basınç seviyesi ve ses gücü seviyesi genellikle ses seviyesi olarak etiketlenir. Ses kaynaklarının çoğu, her yöne eşit bir şekilde yayılmaz. Bu nedenle,

algılanan ses basınç seviyesi sadece kaynağın ses gücü seviyesine ve mesafeye değil, aynı zamanda her ses kaynağı için tipik olan yönlendirme modeline de bağlıdır.

Bir ses kaynağını tanımlamak için, yayılan sesin frekans alanının belirlenmesi gerekmektedir. Spektrum, bir ses basıncı sinyalinde hangi frekansların yaygın olduğunu göstermektedir. Ton bileşenleri veya geniş bantlı bir dilimleme olup olmadığını ortaya çıkarabilmektedir. Bir spektrumun belirlenmesine frekans analizi denir. Spektrumun frekans aralığı birkaç gruba ayrılmaktadır. Ses seviyesi, istenen bant dışındaki tüm frekansları iptal eden filtreler kullanılarak her bant için belirlenmektedir.

Rüzgâr türbini gürültüsü ses basınç seviyeleri veya ses güç seviyeleri kullanılarak belirlenmektedir. Rüzgâr türbininin akustik gürültüsü, frekans ve yoğunluk seviyesi ile karakterize edilmektedir. Gürültünün hesaplanacağı kaynağa göre birbirinden farklılık gösteren birkaç deneysel ve teorik denklem dikkate alınarak ses basınç seviyeleri belirlenmektedir. Örneğin; rüzgâr türbini tarafından yayılan gürültü yoğunluğunun rüzgâr türbini kulesine olan mesafesine bağlı olarak yapılan teorik tahmin (desibel cinsinden) denklemi şu şekildedir:

$$L_{pj} = L_w - 10 \log(2\pi R^2) - \alpha R + L_g \quad (4.4)$$

Burada;

L_{pj} : Rüzgâr türbini tarafından üretilen gürültü seviyesidir (dBA)

L_w : Rüzgâr türbini tarafından eksen seviyesinde yayılan gürültü yoğunluğudur (dBA)

R : Rüzgâr türbininin rotor merkezinden gerçek ölçüm konumuna eğik mesafedir (m)

α : Atmosfer emme katsayısıdır

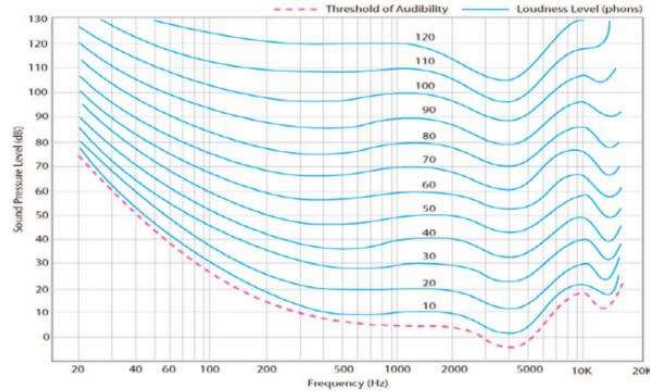
L_g : Toprak yüzeyinden gelen ses basınç titreşimlerinin yansımasından kaynaklanan gürültü seviyesi düzeltmesidir (dBA) (Katinas vd, 2016).

$$L_p \approx 50 \log_{10} V_{tip} + 10 \log_{10} R - 1 \quad (4.5)$$

Türbin veya türbinlerin çevresindeki herhangi bir noktadaki gürültü seviyesini belirlemek için Eşitlik 4.5 ve sesin yayılması denklemi birlikte kullanılır. Burada; L_p ses gücü seviyesi (dB), R rotor yarıçapı (m) ve V_{tip} ise kanadın uç hızıdır (m/s) (Wood, 2011).

Akustik hesaplamalar alanında yaygın olarak üç tip bant kullanılmaktadır. Bunlar; dar bantlar, 1/3 oktav ve 1/1 oktav bantlarıdır. Dar bantlı bir spektrum için, her bir frekans bandı aynı genişliğe sahiptir. Böyle bir spektrum, bir ses sinyalinin en ayrıntılı resmini belirlemektedir. Bant genişliğinin açıkça belirtilmesi gerektiğine dikkat edilmelidir. 1/3 oktav ve 1/1 oktav spektrumları, yaygın frekans içermeyen geniş bant sinyallerini karakterize etmek için kullanılmaktadır. 1/1 oktav ve 1/3 oktav terimleri, bandı bağlayan üst ve alt frekansların oranına göre frekans bandını tanımlar (Wagner vd., 1996).

Ses seviyesi ölçerler, farklı frekanslarda insan kulağının duyarlılığındaki değişimi tanımlayan ağırlıklandırmalar (dB(A), dB(B), dB(C), dB(D), dB(G), dB(Z)) kullanılmaktadır. (A) ağırlıklandırması yaklaşık olarak Şekil 4.1'de gösterilen 40 fon eşit ses yüksekliği eğrisine karşılık gelir ve düşük ila orta ses seviyelerinde insan kulağının tepkisi için geçerlidir. Bu, ses ve gürültü ölçümü için şimdiki IEC akustik standardıdır. (B) ağırlıklandırması, yaklaşık olarak 70 fon eşit ses yüksekliği eğrisine karşılık gelir ve insan kulağının orta ses seviyelerindeki tepkisi için geçerlidir. (C) ağırlıklandırması yaklaşık olarak 100 fon eşit ses yüksekliği eğrisine karşılık gelir ve oldukça yüksek ses seviyelerinde insan kulağının tepkisi için geçerlidir. (D) ağırlıklandırması eğrisindeki büyük tepe noktası, eşit ses yüksekliği konturlarının bir özelliği değildir, ancak insanların rastgele gürültüyü saf tonlardan farklı duyduğu gerçeğini yansıtır, bu etki özellikle 6 kHz civarında belirgindir. İnfrasonik (ses sınırı altı) uygulamalarında (20 Hz 'nin altında) (G) ağırlıklandırması kullanılır. (Z) ağırlıklandırması ise, frekansın 0 Hz değer durumunda kullanılır (Saavedra ve Samanta, 2015).



Şekil 4.1. Eşit ses yüksekliği konturları (Saavedra ve Samanta, 2015).

4.2. Gürültünün Çeşitleri

Çalışmakta olan bir rüzgâr türbini, türbinlere yakın yaşayan insanlar için yüksek denilebilecek oranda gürültü üretir. Rüzgâr türbinleri tarafından üretilen gürültü kaynakları iki kısma ayrılabilir:

4.2.1. Mekanik gürültü

Mekanik gürültü; jeneratör, vites kutusu, soğutma fanları ve yardımcıları (yağ soğutucuları, kanat eğimi için hidrolik güç üniteleri) gibi farklı makine bileşenlerinden kaynaklanır. Ayrıca, göbek, rotor ve kule, mekanik gürültünü ileten ve yayan hoparlörler olarak işlev görebilir. Makine parçaları ve motor kabini arasındaki titreşim izolasyonu, gürültüyü 15 dB'e kadar azaltabilmektedir. Bu, gürültü iletim yollarının etkili bir şekilde sönümlenmesini, motor gövdesinin ayrılmasını ve esnek bağlantıların dahil edilmesini içermektedir. Ek olarak, helisel dişliler, düz dişlilere göre helezon açısı için derece başına yaklaşık 1 dB daha sessizdir (Wagner vd., 1996).

4.2.2. Aerodinamik gürültü

Gürültü oluşumu sürecinde çok sayıda karmaşık akış olgusu önemli bir rol oynamaktadır. Açık havada çalışan tüm kaldırma yüzeylerinde olduğu gibi, rüzgârın doğal türbülansı kanadın ön kenarına yaklaşmaktadır. Başlangıçta, kanat boyunca gelişen sınır tabakası laminer olabilir; bununla birlikte, yaklaşık $1-5 \times 10^6$ lık tipik Reynolds sayıları için, laminerden türbülanslı akışa geçiş beklenmektedir. Kanadın üst tarafındaki ön kenara yakın olan yerlerde, akış güçlü bir şekilde hızlandırılabilir ve bu da bir emme tepe noktasına neden olabilir. Daha aşağı yerlerde akış tekrar yavaşlamakta ve bu durum, akışı yüzeyden ayrılmaya zorlayan ve aynı zamanda artan ters bir basınç gardiyanı ile birleştirilir. Akışın yavaşlaması sınır tabaka kalınlığında bir artışa neden olmaktadır. Geçiş ve ayrılma ayrıca yapının yüzey pürüzlülüğüne, uyumluluğuna ve esnekliğine de bağlıdır. En serbest akış türbülansı ve ortam basınçları bile aerodinamik gürültünün oluşmasında bir rol oynayabilir. Kanadın emme tarafı (üst taraf) ve basınç tarafı (alt taraf) birlikte, kanattan dökülen girdap ile ilişkili olan uyanıklığı oluşturmaktadır. Sınırlı uzunlukta bir kanat için, emme ve basınç tarafı arasındaki basınç farkı, kanat ucunda dengelenme eğilimindedir. Bu, ucun yan kenarı boyunca uç girdabı oluşturan bir çapraz akıma neden olmaktadır.

Makine (mekanik) gürültüsü iyi bilinen mühendislik yöntemleri ile verimli bir şekilde azaltılabilirken, aerodinamik gürültünün azaltılması hala bir sorun teşkil etmektedir. Üreticiler mekanik gürültüyü aerodinamik gürültüden çok daha düşük bir seviyeye indirebilmişlerdir ve aerodinamik gürültünün baskın gürültü mekanizması olduğu durumunu yaratmışlardır.

Tablo 4.1, üç grup halinde dikkate alınması gereken çeşitli aerodinamik gürültü mekanizmalarını göstermektedir. İlk grup, spektrumun düşük frekanslı kısmı ile ilgilidir. Bu tür bir gürültü, döner kanat bir kule etrafındaki akış, içeri akış gradyanları veya diğer kanatlardan dökülen izler nedeniyle yerel akış eksiklikleri ile karşılaştığında ortaya çıkmaktadır.

İçeriye akma türbülansından kaynaklanan gürültü ikinci grubu oluşturmaktadır. Bozuklukların uzunluk ölçeklerine bağlı olarak, atmosferik türbülans, nispeten düşük ve yüksek frekanslı gürültü emisyonuna neden olan kesit etrafında küresel net kuvvet dalgalanmaları veya yerel basınç dalgalanmaları ile sonuçlanır. Şimdiye kadar gürültü oluşumunun ayrıntılı mekanizması tam olarak anlaşılamamıştır.

Üçüncü grup, kanadın kendisi tarafından üretilen gürültüyü içermektedir. Esas olarak kanat yüzeyindeki laminer veya türbülanslı sınır tabakası ile ilişkilidir. Kanadın kendiliğinden ürettiği gürültü tipik olarak geniş bant yapıdadır; ancak laminer ayırma kabarcıkları, keskin olmayan arka kenarları veya yarıklar ve delikler üzerinden akış nedeniyle ton bileşenleri ortaya çıkmaktadır.

Belirli bir gözlemci lokasyonunda algılanan gürültü türbin yapısına, çalışmasına ve durum faktörlerine bağlıdır. Bu faktörler aşağıdaki gibidir:

- Rüzgâr türbini ve yaşam alanı arasındaki mesafe,
- Önerilen türbin gözlemci mahallindeki arka plan gürültü seviyesi,
- Rüzgâr yönü ile ilgili olarak siteye göre ikamet yeri,
- Rüzgâr türbini ile seçilen ev ya da lokasyon arasındaki diğer binalar,
- Söz konusu ev ile rüzgâr türbini arasındaki tepeler ve ağaçlar gibi doğal bariyerler,
- Rüzgâr türbininin çalışma koşulları, yani rüzgâr hızı, dönme hızı vb.,
- Kule, jeneratör ve kanat ucu veya profili gibi rüzgâr türbini bileşenleri ve
- Gürültü kaynağının özellikleri, ton ve itici karakterler (Wagner vd., 1996).

Tablo 4.1. Rüzgâr türbini aerodinamik gürültü mekanizmalarının incelenmesi (Wagner vd., 1996).

Gürültünün grubu	Oluşturmasının mekanizması	Ana özellikleri / önemi
Sabit kalınlık gürültüsü /sabit yüklenme gürültüsü	Kanatların dönüşü / kaldırma yüzeylerinin dönüşü.	Frekans, kanat geçiş frekansı ile ilgilidir, mevcut dönme hızlarında önemli değildir.
Kararsız yüklenme gürültüsü	Kanatların kuleden geçişi hız açığı / uyanma	Frekans kanat geçiş frekansı ile ilişkilidir ve (upwind) rüzgâr türbinlerinde küçüktür/rüzgâr santrallerinde muhtemelen katkıda bulunur.
İçeriye akma türbülansı gürültüsü	Kanatların atmosferik türbülans ile etkileşimi	Henüz tam olarak ölçülmemiş olan geniş bant gürültüsüne katkıda bulunmaktadır
Kanatın kendi gürültüsü		
Arka kenarın gürültüsü	Sınır tabakası türbülansının kanat arka kenarı ile etkileşimi	Geniş bant, yüksek frekanslı gürültünün ana kaynağı (750 Hz <math><f < 2 \text{ kHz}</math>)
Uç gürültüsü	Uç türbülansının kanat ucu yüzeyi ile etkileşimi	Geniş bant, henüz tam olarak anlaşılmadı
Durma, ayırma gürültüsü	'Aşırı' türbülansın kanat yüzeyi ile etkileşimi	Geniş bant
Laminer sınır tabakası gürültüsü	Kanat yüzeyi ile etkileşen doğrusal olmayan sınır tabakası kararsızlıkları	Tonal, önlenebilir
Keskin olmayan arka kenar gürültüsü	Keskin olmayan arka kenarda girdap dökülmesi	Tonal, önlenebilir
Delikler, yarıklar, ihlaller üzerinden akan gürültü.	Delikler ve yarıklar üzerinde istikrarsız kesme gücü akışı, izinsiz girişlerden girdap dökülmesi.	Tonal, önlenebilir

4.2.3. Düşük frekanslı gürültü

Çalışma sırasında rotor kanadı, kulenin varlığından kaynaklanan akışta değişikliklerle karşılaşır. Tipik rüzgâr türbini kuleleri genellikle kulenin yukarı ve aşağı akışını değiştiren silindirik bir kesite sahiptir. Rotor, rüzgârın yönü veya tersi bulunduğu konumda, kulenin ürettiği akış alanı, yerel atak açısı ve dinamik basınç değişimi ile

karşılaşır ve kanat yükünde hızlı bir değişikliğe neden olur. Bilindiği gibi, bir yüzeyden havaya etkileyen kuvvetler dipol tipi yükleme gürültüsü kaynağıdır. Ffowcs Williams-Hawkings denkleminin çözümü, yerel dalgalanmalar bilindiğinde gürültüyü hesaplamaktadır. Bu mekanizma kanatların geçişi ile doğrudan ilişkili olduğundan, spektrumda kanat geçiş frekansı (f_B) ve harmonikleri (f_n) hakimdir:

$$f_B = n_B \cdot f_R, \quad f_n = n \cdot f_B \quad (4.6)$$

Eşitlik 4.6'da f_R rotor frekansı, n_B kanat sayısı ve n ses basınç harmonik sayısıdır. Bu frekanslar spektrumda ayrı tepeler olarak görüldüğünden, bu tür gürültü genellikle ayırık frekans gürültüsü olarak adlandırılır. Rüzgâr türbinleri için f_B , 1-3 Hz düzeyindedir; bu nedenle, (kanat-kule) etkileşimi sadece spektrumun düşük frekanslı (20 Hz- 100 Hz aralığında) kısmına katkıda bulunmaktadır. Bununla birlikte, ses basınç seviyeleri, özellikle downwind türbinleri için çok yüksek olabilmektedir (Saavedra ve Samanta, 2015).

Düşük frekanslı gürültü, pencereler, duvarlar ve zeminler gibi bina yapılarının titreşimini de etkileyebilir. Bu, özellikle ahşap evler gibi hafif inşaat binalarının rüzgâr türbinine yakın olması durumunda beklenebilmektedir. Düşük frekanslı gürültüyü etkileyen temel parametreler kule, rotorun yönü ve mesafesidir. Kule ve rotor arasındaki mesafe ne kadar yüksek olursa, kanadın maruz kaldığı akış ve dolayısıyla ses radyasyonu o kadar düşük olabilmektedir. Rotor kuleye yukarı doğru yerleştirilirse gürültü önemli ölçüde azalmaktadır (Wagner vd., 1996).

4.2.4. Türbülans gürültüsü

Doğal atmosferik türbülans türbin kanatlar ile karşılaştığında geniş bantlı bir ses radyasyonuna neden olmaktadır. Gürültünün türbülansın özelliklerine çok duyarlı olması öngörülmektedir. Girdap boyutunun kanat akordundan daha büyük veya daha küçük olmasına bağlı olarak, iki farklı içeri akış türbülans gürültüsü rejimi vardır.

Düşük frekanslı içeri akış türbülans gürültüsü: Girdap boyutu kanat akordundan çok daha büyükse, kanat toplam yükünün dalgalanmasıyla yanıt verecektir.

Yüksek frekanslı içeri akış türbülans gürültüsü: Girdabın boyutu kanat boyutlarına benzer veya çok daha küçükse, yalnızca yerel basınç dalgalanmalarına neden

olmaktadır. İçeri akış türbülansı gürültüsünün simülasyonu, türbülansın boyutu kanadın n kenar yarıçapı ile aynı büyüklükte ise önemli ölçüde karmaşıktır. Ayrıca, bu gürültü henüz tam olarak anlaşılamamıştır ve 1000 Hz'e kadar olan frekansta önemli bir aerodinamik gürültü kaynağı olduğu tahmin edilmektedir (Wagner vd., 1996).

4.2.5. Kanadın kendi gürültüsü

Mükemmel sabit ve trblanssız içeriye akma durumunda bile, sınır tabakasındaki kararsızlıkların ortaya çıkması veya sınır tabakasındaki girdapların kanat yüzeyi ile etkileşimi nedeniyle kanat kendi gürültüsü yayar. Bir kanadın kendi aeroakustik gürültü imzası, Brooks ve ark. tarafından tanımlanan altı kategoriye ayrılabilir. Bu kategoriler Wagner ve ark. tarafından tartışılmıştır ve Ulusal Yenilenebilir Enerji Laboratuvarı (NREL) AirFoil Noise (NAFNoise) tahmin aracı tarafından kullanılan kategorilerdir. Kanadın kendi gürültüsü mekanizmaları aşığıdaki gibi özetlenebilir (Hays ve Van Treuren, 2019; Wagner vd., 1996).

4.2.5.1. Arka kenarın gürültüsü

Profil şekline, hücum açısına, Reynolds sayısına, yüzeyin yapısına ve içeri akış bozukluklarına bağlı olarak türbülanslı sınır tabakaları kanadın çoğunda gelişir ve gürültü türbülanslı girdaplar arka kenardan geçerken ortaya çıkar. Tepe frekansı, türbin tipine ve çalışmaya bağlı olarak tipik olarak 500-1500 Hz düzeyindedir. Özellikle orta ve büyük rüzgâr türbinleri için yüksek frekanslı gürültünün ana kaynağıdır.

4.2.5.2. Laminer sınır tabakası (girdap-dökülme) gürültüsü

Düşük Reynolds sayılarında ($10^5 < Re < 10^6$), kanat üzerinde çoğunlukla laminer bir sınır tabakası gelişir ve kararsızlıklar, heyecanlı basınç dalgalarının bir geri besleme döngüsünü oluşturur. Bu, girdap dökülmesine ve arka kenara yakın ilişkili gürültüye yol açar. Bu tip kanat profili gürültüsü, düşük Reynolds sayılarındaki küçük ölçekli rüzgâr türbinleri için ilgi çekicidir. Gürültü tonaldır ve dikkatli kanat profili seçimi/tasarımı ile nlenebilir.

4.2.5.3. Uç gürültüsü

Uç gürültüsü, türbin kanatlarının uçlarındaki akışın ürettiği girdaplardan kaynaklanır. Uç gürültüsü, türbülanslı uç girdabının kanat ucunun yan kenarı ve arka kenarı ile etkileşmesinden kaynaklanmaktadır. Uç gürültüsü geniş bant karakterlidir ve esas olarak girdabın konveksiyon hızından ve bunun yayılma boyutundan etkilendiği varsayılmaktadır. Bununla birlikte, girdap çekirdeğinin konumuna, hücum açısına bağlı olarak girdabın gücü, Reynolds sayısı ve kanat yük dağılımının da etkisi olduğu öngörülmektedir. Uç gürültüsünün önemi tartışmalı ve tam olarak anlaşılabilir değildir.

4.2.5.4. Ayırma-duraklama akış gürültüsü

Saldırı açısı arttıkça, belirli bir noktada durma koşulları meydana gelip kanat çevresinde önemli düzeyde düzensiz akışa neden olmaktadır. Bu gürültü, arka kenardaki sınır tabakası ayırma uyanmasından kaynaklanmaktadır. Bu aynı zamanda geniş bant gürültüsüne de yol açmaktadır. Çok yüksek hücum açıları, arka kenarda büyük çaplı ayrılmaya (derin durma) yol açmakta ve kanadın düşük frekanslı gürültü yaymasına neden olmaktadır.

4.2.5.5. Keskin olmayan arka kenar gürültüsü

Türbin kanadının keskin olmayan arka kenarlarında bulunan küçük bir ayrılmış bölge tarafından üretilen gürültüdür. Bu gürültü, kanadın arka kenarının şekli tarafından kontrol edilmektedir. Tonal olarak kabul edilir ve arka kenarı keskinleştirerek önenebilmektedir.

4.2.5.6. Kanat yüzeyindeki kusurlardan kaynaklanan gürültü

Türbin kanatlarının ilk tasarımları gibi mükemmel bir şekilde kalması beklenemez. Bazı durumlar üretim, montaj veya işletme sırasında sapmalara neden olabilmektedir. Kanat yüzeyi kusurları özetle şunlardır: Türbinin montajı, yoğun dolu, yıldırım çarpması ve kuş etkilerinden kaynaklanan hasarı veya böcekler, toz, yağ nedeniyle kiri veya gevşek sabitleme telleri, yarıklar, üretim toleransları nedeniyle akış kusurları.

Genel olarak, kanat etrafındaki akışın istenmeyen herhangi bir şekilde bozulmasının ek gürültüye neden olabileceği söylenmektedir. Sahte cisimlerinin neden

olduğu gürültü sürtünme katsayılarıyla ilişkili olabilir. Yıldırım çarpması nedeniyle oluşan hasar, yıldırımdan korunma sistemi kurularak azaltılabilir. Öte yandan, yoğun dolu ve kuş çarpmalarından kaynaklanan hasar kontrol edilemez. Aynısı, havadaki böceklerden kaynaklanan kenarlara yakın kirler için de geçerlidir. Bununla birlikte, kir nedeniyle artan türbülansa daha az duyarlı olan kanatlar, gürültünün azaltılmasına yardımcı olacaktır. Rotor kanatlarındaki yarıklar, kısmen (eğimli) kontrollü türbinlerin tipik bir özelliğidir ve tam olarak kapalı bir yarığı garanti etmek neredeyse imkânsız olduğundan bu tür yapısal özelliklerden kaçınılmalıdır.

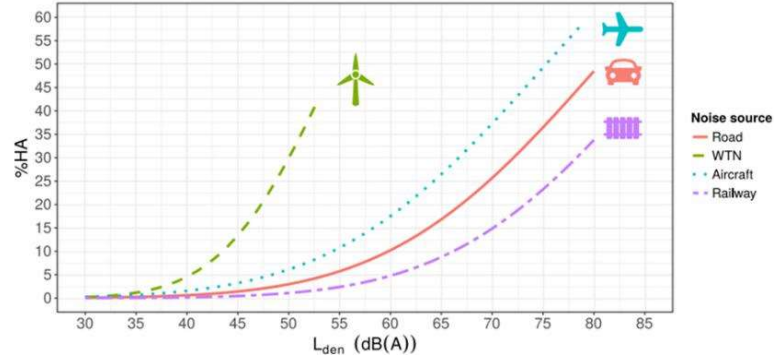
600 kW ve 2 MW güç kapasiteli rüzgâr türbininden belli uzaklıkta hissedilen gürültü seviyeleri desibel (dB) cinsinden Tablo 4.2’de verilmiştir. 600 kW güç kapasiteli rüzgâr türbininden 200 m uzaklıkta duyulan gürültü seviyesi 46.5 dB iken; 2 MW güç kapasiteli rüzgâr türbininden aynı uzaklıkta duyulan gürültü seviyesi 47 dB olarak belirlenmiştir. Rüzgâr türbinlerinin güç kapasiteleri birbirinden çok farklı olmasına rağmen; rüzgâr türbini teknolojisindeki gelişmeler neticesinde gürültü seviyeleri arasındaki farkın ciddi oranda azaldığı tespit edilmiştir.

Tablo 4.2. Rüzgâr türbininden belli uzaklıkta hissedilen gürültü seviyeleri (Can ŞENEL ve KOÇ, 2016).

Rüzgâr türbini	200 m	250 m	300 m	500 m
600 kW	46.5	44.4	42.7	37.4
2 MW	47	44.9	43.2	37.9

Rüzgâr türbini teknolojisindeki gelişmelerle birlikte rüzgâr türbinlerinin gürültü seviyesinin önümüzdeki yıllarda daha da azalması beklenilmektedir (Şenel ve Koç, 2016).

Çeşitli kaynakların çıkardığı gürültü seviyeleri Şekil 4.1’de verilmiştir. Rüzgâr türbinlerinin çıkardığı gürültü 55 dB seviyesindedir ve diğer çoğu kaynaktan (uçaklar, trenler vb.) çıkan gürültüye göre daha azdır. Bu durum, rüzgâr türbinlerinde oluşan gürültünün insanları genelde fazla rahatsız edecek bir düzeyde olmadığını göstermektedir (Fredianelli vd., 2019).



Şekil 4.2. Karayolu, demiryolu, uçak ve rüzgâr türbininin gürültüsü tarafından çıkardığı gürültü seviyeleri karşılaştırılması (Fredianelli vd., 2019).

4.3. Gürültünün İnsan Üzerine Etkileri

Rüzgâr türbini çalışması, insan sağlığı için endişe kaynağı olabilecek birçok faktöre bağlı olarak değişen seviyelerde gürültü yaratır. Var olan çalışmalar gürültünün insanlar için zararlı olup olmadığı sorusuna kesin bir cevap verememektedir. Ancak dönen bir rüzgâr türbininden gelen gürültü, kuleden uzaklığı ile katlanarak düşer ve 500 m'de ses seviyesi 35 dB'den azdır, bu normal konuşma 60 dB olarak derecelendirildiğinde çok fazla değildir (Letcher, 2017).

Gürültünün insanlar üzerindeki etkileri üç genel kategoriye ayrılabilir:

1. Rahatsızlık, darlık, memnuniyetsizlik gibi sübjektif etkiler
2. Uyku, konuşma ve öğrenme gibi günlük aktivitelere müdahale
3. Anksiyete, kulak çınlaması veya işitme kaybı gibi fizyolojik etkiler

Çeşitli çalışmalarda rüzgâr türbinlerinin olumsuz sağlık etkileri ile ilişkili olmadığı bulunmaktadır. Uzmanlar, rüzgâr türbinlerinden gelen seslerin benzersiz olmadığını ve bu seslerin doğrudan olumsuz sağlık sonuçlarına yol açabileceğine dair hiçbir kanıt bulunmadığı sonucuna varmıştır.

Rüzgâr türbini gürültüsü istatistiksel olarak rahatsızlık ile ilişkilidir ve artan ses gücü seviyelerinin artan rahatsızlık üzerinde doğrudan etkisi vardır. Rüzgâr türbinlerinin görsel varlığı, gürültü rahatsızlığı raporlarını büyük ölçüde etkiler ve muhtemelen önyargıya neden olur. Rüzgâr türbinlerinin neden olduğu gürültü, bazı olumsuz sağlık etkileri ile ilişkili olabilmektedir. Bir çalışma, rüzgâr türbini gürültüsünden gelen doz

teпки ilişkisi kanıtlarının, gürültü rahatsızlığı, uyku bozukluğu ve hatta psikolojik sıkıntı ile bağlantılı olduğunu göstermektedir (Saavedra ve Samanta, 2015).

Psikolojik faktörler, rüzgâr türbinlerinin akustik ve görsel olarak algılanması ve genel olarak rüzgâr enerjisine karşı tutum üzerinde etkili olabilir. Bazı insanlar fiziksel sağlıklarına, kişiliklerine, ruh hallerine vb. bağlı olarak diğerlerinden daha hassastır. Fileds 'in bildirdiği gibi çevresel gürültüye verilen tepkiler üzerine psikolojik araştırmalar şunları göstermiştir:

- Gürültü dışı sorunların farkındalığı rahatsızlığı artırır.
- Gürültü kaynağının korkusu rahatsızlığı artırır.
- Gürültünün önlenebileceği inancı rahatsızlığı artırır.

Öte yandan, Fileds, gürültü üreten makinenin çalışmasının önemli olduğuna ikna olduklarında, insanlara azalan bir sıkıntı olduğunu belirtmektedir. İnsanların iç organları, infrasound bölgesinde, yani 16 Hz 'nin altında düşük öz frekanslarına sahiptir. Organların aynı frekanstaki yüksek ses basınç seviyelerine göre uyarılması, sıkıntıya neden olabilmektedir (Wagner vd., 1996).

Oluşturduğu olumsuz etkilere bağlı olarak gürültü seviyeleri, bazı araştırmacılar tarafından Tablo 4.3 'teki gibi derecelendirilmiştir. Bu durumlara ek olarak, gürültü kişilerde bitkinliğin kronikleşmesine sebep olmakta ve vücudun direncini azaltarak hastalıklara yakalanma eğilimini arttırmaktadır (T.C. Aile, Çalışma ve Sosyal Hizmetler Bakanlığı, 2019).

Tablo 4.3. *Gürültü seviyeleri ve meydana getirdiği rahatsızlıklar (T.C. Aile, Çalışma ve Sosyal Hizmetler Bakanlığı, 2019).*

Derece	Gürültü seviyesi dB(A)	Meydana getirdiği rahatsızlık
1	30-65	Konforsuzluk, rahatsızlık, öfke, kızgınlık, konsantrasyon bozukluğu
2	65-90	Fizyolojik reaksiyonlar, kan basıncı artışı, kalp atışlarında ve solunumda hızlanma, beyin sıvısındaki basıncın azalması
3	90-120	Fizyolojik reaksiyonların artması, baş ağrıları
4	120	İç kulakta devamlı hasar, dengenin bozulması
5	140	Ciddi beyin tahribatı

4.3.1. Düşük frekanslı gürültü

Dünya Sağlık Örgütü (WHO), düşük frekanslı gürültünün çevresel bir sorun olduğunu kabul etmektedir. Rüzgâr türbinleri, düşük frekans spektrumunda nispeten büyük miktarda gürültü üretebilir ve türbinin büyüklüğüyle artabilir. Düşük frekanslı gürültünün potansiyel sağlık etkileri şunları içerir: gürültüye bağlı işitme bozukluğu, konuşma iletişimine müdahale, dinlenme ve uyku bozukluğu, psiko fizyolojik, zihinsel sağlık ve performans yeteneği, sakin davranışı ve rahatsızlığı üzerindeki etkiler, istenilen aktivitelere müdahale, Vibro -Akustik Hastalık (VAD, düşük frekanslı gürültünün neden olduğu iddia edilen bir semptom topluluğu) ve Rüzgâr Türbini Sendromudur. Çalışmalar, hayvanların ve insanların yoğun düşük frekanslı gürültü seviyelerinden etkilenebileceğini ve bazı yeni çalışmalar, daha düşük frekanslı gürültü seviyelerinin insan vücudunu etkileyebileceğini göstermektedir.

Hem insanlarda hem de hayvanlarda düşük frekanslı gürültünün neden olduğu işitme kaybı söz konusudur. İşitme kaybı, 100 dB'nin üzerindeki ses basınç seviyelerinde meydana gelmiştir. Düzgün tasarlanmış rüzgâr türbinlerinin güvenilir sayılabilmesi için yüksek basınç seviyeleri üretmemeleri gerekmektedir (Saavedra ve Samanta, 2015).

4.3.2. İnfrasonik gürültü

Infrasound gürültü öğrenme, uyku ve idrak ile ilgili aksaklıkların yanı sıra stres ve kaygı ile ilişkilendirilmiştir. Bazı araştırmalara göre, infrasonik'in insanlarda 110 dB seviyelerinde fizyolojik değişikliklere neden olduğu gösterilmiştir; ancak rüzgâr türbinlerinden infrasonik maruziyetinin olumsuz sağlık etkilerine neden olup olmadığı veya bu potansiyel sağlık etkilerinin psikolojik mekanizmaların sonucu olup olmadığı bilinmemektedir. Başka bir çalışma, rüzgâr türbinlerine yakın infrasonik gürültünün duyulabilirlik sınırlarını aşmadığını ve benzersiz sağlık riskleri oluşturmadığını belirtmektedir.

Sonuç olarak, rüzgâr türbini gürültüsü ile insan sağlığı üzerindeki potansiyel etkileri arasında bağlantı kurmak için daha fazla araştırmaya ihtiyaç vardır. Bununla birlikte, rüzgârın yenilenebilir bir enerji kaynağı olarak yaygın olarak kabul edilmesini sağlayan rüzgâr türbinlerinin kullanımıyla ilgili toplumsal kaygıları dikkate almak çok önemlidir (Saavedra ve Samanta, 2015).

4.4. Gürültü Sınırları

İşyerlerinde izin verilen gürültü seviyelerini düzenleyen çeşitli düzenlemeler bulunmaktadır. Avrupa 'da işyerlerindeki gürültü, 2006/42/EC sayılı AB direktifi tarafından yönetilirken, Amerika Birleşik Devletleri'nde OSHA 1910.95 Mesleki Gürültüye Maruz Kalma standardı ile düzenlenir.

Avrupa Yönergesi 2003/10/EC, sekiz saatlik bir iş günü için maksimum sınırı 87 dB(A) L_{eq} olarak tanımlar. Bir AB üyesi devletinin ulusal kanunu, AB direktifinden daha düşük bir ses seviyesi belirtmesi durumunda buna uyulmalıdır (EUR- L_{ex} , 2021).

OSHA, günde sekiz saat çalışan herkes için izin verilen maksimum maruz kalma sınırını 90 dB(A) olarak belirlemiştir.

IEC 61400–11 (2006), bir rüzgâr türbininden kaynaklanan gürültü emisyonlarını belirlemek için testlerin nasıl yapılabileceğini açıklamaktadır ve IEC 61400–14 (2005), bu testlerin sonuçlarının, aynı tasarımdaki türbinlerin sayısını temsil edebilmesini için nasıl beyan edilmesi gerektiğini de açıklamaktadır (Burton vd., 2011). Herhangi bir noktadaki algılayıcıya iletimi ise ISO 9613'e göre hesaplanabilir. Rüzgâr türbini kaynaklı gürültünün çevreye olan etkilerinin azaltılması ve Dünya Sağlık Örgütü (2009) tarafından yayınlanmış olan uykuyu bölmeyecek seviyede gece gürültü seviyesi önerilerine paralel olması açısından, regülasyonlar sürekli güncellenmektedir. Özellikle ülkeler arasında farklı gürültü seviyesi sınırları verilmekle beraber, aynı ülke içinde farklı eyaletlerde gürültü seviyeleri arasında farklılıklar gözlenmektedir (Doğanlı, 2010).

Örnek olarak, Alman Teknik Gürültü Yönetmeliği (Technische Anleitung Laerm) referansı alınmıştır. Kaydedilen alan türüne bağlı olarak maksimum ses basınç değerleri belirtilmiş ve özellikle gece zaman sınırları dikkat çekmektedir. Tablo 4.4'te TA Laerm tarafından bina dışındaki belirlenen gündüz ve gece gürültü limitleri verilmiştir.

Tablo 4.4. *TA Laerm tarafından bina dışındaki belirlenen gürültü limitleri (TA Lärm, 2020).*

Alan bildirimi	Gündüz limiti	Gece limiti
Endüstriyel alanda	70 dB(A)	70 dB(A)
Ticari alanda	65 dB(A)	50 dB(A)
Kentsel alanda	63 dB(A)	45 dB(A)
Karışık ve kırsal alan	60 dB(A)	45 dB(A)
Genel konut mülkleri	55 dB(A)	40 dB(A)
Tamamen yerleşim alanı	50 dB(A)	35 dB(A)
Hastaneler, sağlık kürleri ve bakım alanları	45 dB(A)	35 dB(A)

Binalarda belirlenen gürültü limitleri Tablo 4.5'teki gibidir.

Tablo 4.5. *TA Laerm tarafından binalardaki belirlenen gürültü limitleri (TA Lärm, 2020).*

Gündüz limiti	Gece limiti
35 dB (A)	25 dB (A)

1900 ve 1996 yılları arasında, Avrupa'da çok sayıda rüzgâr türbininin kurulması, rüzgâr enerjisi konusunda kamuoyunda farkındalık yaratmıştır. Ancak, daha fazla gelişme, esas olarak görsel etki ve gürültü ile sınırlıdır. Çeşitli ülkelerin gürültü yönetmelikleri türbin üreticilerini türbinlerinin gürültü emisyonunu azaltmaya teşvik etmektedir. Bu nedenle, Avrupa Birliği Komisyonu, JOULE programı çerçevesinde finanse edilen beş araştırma projesinde rüzgâr türbini gürültüsü sorununu ele almıştır (Konvansiyonel ve Uzun Süreli Enerji Seçenekleri için JOULE Ortak Fırsatları). Bu projeler, rüzgâr türbini gürültüsünün farklı yönlerini kapsamıştır. Zamanla, Avrupa Komisyonu gürültü limitleri daha uygun olması için yasalarını sürekli güncellemektedir. Özetle, 1995-2004 yılları arasında Avrupa'nın bazı ülkelerinde gürültü sorunu için çıkarılan yasaları şöyledir: (OSHA.EUROPA, 2020)

EN 458: 2004 İşitme koruyucuları- Seçim, kullanım, bakım ve bakım karşılıkları- Kılavuz belge.

EN ISO 3740: 2000 Akustik-Gürültü kaynaklarının ses gücü düzeylerinin belirlenmesi- Temel standartların kullanımı için yönergeler (EN ISO 3741- 3747 ve EN ISO 9614 serilerine giriş).

EN ISO 14257: 2001 Akustik- Akustik performanslarının değerlendirilmesi için çalışma odalarında mekânsal ses dağılım eğrilerinin ölçümü ve parametrik açıklaması.

EN 1746: 1998 Makine güvenliği- Güvenlik standartlarının gürültü maddelerinin hazırlanması için rehber.

EN ISO 4871: 1996 Akustik-Makine ve ekipmanların gürültü emisyon değerlerinin beyanı ve doğrulanması.

EN ISO 9614 Akustik-Ses yoğunluğu kullanarak gürültü kaynaklarının ses gücü seviyelerinin belirlenmesi- Bölüm 1: Ayrık noktalarda ölçüm (1995); Bölüm 2: Tarama ile ölçüm (1996); Bölüm 3: Tarama ile ölçüm için hassas yöntem (2002).

EN ISO 11200: 1996 Akustik-Makine ve ekipman tarafından yayılan gürültü. Bu yönerge iş mahallinde ve diğer belirtilen konumlarda ses emisyonu basınç seviyelerini belirlemek için temel standartlar kullanılmaktadır (EN ISO 11201 ila 11205 serisine giriş).

EN ISO 11690 Akustik-Makine içeren düşük gürültülü işyerlerinin tasarımı için önerilen uygulama- Bölüm 1: Gürültü kontrol stratejileri (1996); Bölüm 2: Gürültü kontrol önlemleri (1996); Bölüm 3: Çalışma odalarında ses yayılımı ve gürültü tahmini (1997).

Çoğu ülkede, gürültü yönetmelikleri, insanların maruz kalabileceği gürültünün üst sınırlarını tanımlar. Bu sınırlar bölgelere ve gece-gündüz durumuna göre değişmektedir. Tüm gürültü düzenlemeleri, saf tonlar için tipik olarak 5 dB (A) ceza sağlar. Bu nedenle, bir rüzgâr türbini sınırın altında olabilen 40 dB(A) ses gücü seviyesi ve aynı zamanda güçlü bir ıslık sesi üretiyorsa, üreticiyi ses basınç seviyesini 35 dB (A)'a düşürmeye zorlayan 5 dB(A) eklenir veya ıslık sesini kaldırmak zorunda kalır (Wagner vd., 1996).

Buna karşılık, Birleşik Krallık Çalışma Grubu'nun (ETSU, 1997b) önerileri, bir rüzgâr çiftliğinin izin verilen gürültü seviyesini, LA90,10min ses basınç seviyesinin arka plan gürültüsünün üzerindeki 5 dB (A) artışa dayandırmaktır. 5 dB (A) limiti, diğer çevresel faydaları olan rüzgâr enerjisinin gelişimini aşırı derecede sınırlandırmamakla birlikte, iç ve dış çevreyi korumak arasında makul bir uzlaşma olarak seçilmiştir. Ek olarak, 5dB (A)'dan daha düşük bir sınırın izlenmesi zor olacaktır (Burton vd., 2010).

Ortalama gürültü maruziyeti için, "Avrupa Bölgesi için Çevresel Gürültü Kılavuzları"nda Dünya Sağlık Örgütü Avrupa Bölge Ofisi (2018), rüzgâr türbinleri

tarafından üretilen gürültü seviyelerinin 45 dB (L_{den}) 'in altına düşürülmesini tavsiye etmektedir; çünkü bu seviyenin üzerindeki rüzgâr türbini gürültüsü, ciddi şekilde sağlık etkilerine ilişkili olmaktadır (WHO, 2018).

28.07.2013 tarihli ve 28721 sayılı Türkiye'nin resmî gazetesinde yayımlanarak yürürlüğe giren "Çalışanların Gürültü ile İlgili Risklerden Korunmalarına Dair Yönetmelik"-işverenlerin gürültü maruziyetinden kaynaklanan risklerin ortadan kaldırılması, bunun mümkün olmadığı durumlarda ise minimuma indirilmesi noktasında yükümlü tutmaktadır. Bu yükümlülükler Tablo 4.6'da özetlenmiştir. Bu yönetmeliğin uygulanması bakımından, günlük gürültü maruziyet düzeyleri ve en yüksek ses basınç yönünden maruziyet sınır değerleri ve maruziyet etkin değerleri, aşağıda verilmiştir; (T.C. Aile, Çalışma ve Sosyal Hizmetler Bakanlığı, 2019)

- 1) Maruziyet sınır değerleri: $L_{EX, 8h} = 87$ dB (A) ve $P_{peak} = 200$ μ Pa
- 2) En yüksek maruziyet etkin değerleri: $L_{EX, 8h} = 85$ dB (A) ve $P_{peak} = 140$ μ Pa
- 3) En düşük maruziyet etkin değerleri: $L_{EX, 8h} = 80$ dB (A) ve $P_{peak} = 112$ μ Pa

L_{EX} : maruziyet limiti (dB (A)), P_{peak} : tepe ses basıncı (Pa)

Fridanelli vd (2019) tarafından yapılan çalışmada, rüzgâr türbini gürültüsü diğer yaygın gürültü kaynaklarından daha rahatsız edici olduğu için mevzuatta gürültü rahatsızlığının dikkate alınmasının önemi tartışılmıştır. Daha sonra, kaynak türüne göre popülasyon tarafından algılanan darlık göz önünde bulundurularak eşit derecede rahatsız edici dönüşüm eğrileri eklenmiştir. Son olarak, rüzgâr türbini gürültüsü için 43 dB (A) spesifik bir sınır değer elde edilmiştir.

Elde edilen LA_{eq} limit değeri 43 dB(A) olup, İngiliz ve Danimarka standartları ve düşük gürültü seviyelerinde analiz edilen sağlık etkileri ile tutarlıdır. Bu metodoloji, rüzgâr türbinleri ve diğer kaynaklar için henüz belirli bir gürültü limiti olmayan ülkelerde gürültü limitlerinin güncellenmesi ve vatandaşlar ile rüzgâr santrali işletmecileri arasındaki anlaşmazlıkların ele alınması amacıyla bilimsel bir standart sağlanması uygundur (Fredianelli vd., 2019).

Tablo 4.6. Gürültülü ortamlarda tavsiye edilen çalışma süreleri ve gürültü düzeyi arasındaki ilişki (T.C. Aile, Çalışma ve Sosyal Hizmetler Bakanlığı, 2019)

Düzy	Biçim
Gürültü düzeyi	Günlük çalışma süresi
<85 dB(A)	Süresiz
85 dB(A)	8 saat
88 dB(A)	4 saat
91 dB(A)	2 saat
94 dB(A)	1 saat
97 dB(A)	30 dakika
100 dB(A)	15 dakika
103 dB(A)	7,5 dakika
110 dB(A)	Çalışamaz

5. KANAT TASARIMINDA KULLANILAN SİMÜLASYON UYGULAMALARI

Gelişmiş bilgisayar programları güç sistemi davranışını, hava koşullarını, elektronik devreleri, kimyasal reaksiyonları, mekatronikleri, ısı pompalarını, geri besleme kontrol sistemlerini, atomik reaksiyonları, hatta karmaşık biyolojik süreçleri simüle edebilmektedir. Teoride, matematiksel verilere ve denklemlere indirgenilerek herhangi bir fenomen bir bilgisayarda simüle edilebilmektedir. Çoğu doğal fenomen sonsuz sayıda etkiye maruz kaldığı için simülasyonlar zor olabilmektedir. Simülasyonlar geliştirmenin püf noktalarından biri, simülasyonun amaçlarını etkileyen en önemli faktörlerin hangileri olduğunu belirlemektir.

Simülasyon yazılımları genellikle iki bölüme ayrılır: Tasarım programları CAD (Bilgisayar destekli tasarımdır), istenen şeklin çizildiği ve modellendiği programlardır (AutoCAD, Catia, Inventor ve SOLIDWORKS gibidir). Bu çalışmada, SOLIDWORKS çok çeşitli ve kullanımı kolay büyük bir ara yüze sahip olduğu için seçilmiştir. Ayrıca, 3D grafikleri kolaylaştıran mühendislik tasarım araçlarını içerip tasarlanan parça dosyaları farklı yazılım dilinde kaydetmektedir. İkincisi, analiz programları çok sayıda cebirsel denklemleri veya matrisi çözmeye uzmanlaşmış olan programlardır, (ANSYS ve ABAQUS gibidir). Akış analizi, stres veya yorulma analizi, termal veya elektriksel analizler, aerodinamik, akustik veya hidrolik analizler vb. gibi birçok analiz türü vardır. Bu çalışmada ANSYS, türbülanslı ve kararlı akışları simüle etmedeki büyük bir yeteneğe sahip olduğu için seçilmiştir. Aynı zamanda enerji, basınç, sıcaklık vd. gibi çeşitli fiziksel girdileri aracılığıyla gerçek akışların simülasyonunu sağlamaktadır. Ayrıca tasarlanan gövde için mesh kalitesini artırarak doğru sonuçlar vermektedir. Ancak doğruluk ne kadar büyük olursa, çözüm için gereken süre de o kadar uzun olmaktadır.

Bu çalışmada, SOLIDWORKS programını kullanılarak kanat tasarlanıp daha sonra aero-akustik davranışı incelemek için ANSYS Fluent programı kullanılmıştır. Simülasyondan elde edilen sonuçlara varmadan önce kanadın aeroakustik analizi bu simülasyonda kullanılan denklemler ile belirlenmiştir.

5.1. Akustik Analoji Yöntemleri

Bu bölümün amacı, ANSYS Fluent'te sağlanan türbülans ve gürültü modelleriyle ilgili konulara genel bir bakış sağlamaktır. RANS modelleri (Reynolds Averaging Navier

Stokes), karmaşık türbülanslı endüstriyel akışları hesaplamak için en ekonomik yaklaşımı sunmaktadır. Bu tür modellerin tipik örnekleri, farklı biçimlerdeki k - ε veya k - ω modelleridir. Bu modeller, sorunu iki ek taşıma denkleminin çözümünü basitleştirir ve Reynolds gerilmelerini hesaplamak için bir Girdap Viskozitesi (türbülanslı viskozite) sunmaktadır.

SST k - ω modeli, ω -denkleminin ve ε -denkleminin öğelerini birleştirerek standart k - ω modelinin serbest akış hassasiyetinden kaçınmak için tasarlanmıştır. Ek olarak, SST modeli, pürüzsüz yüzeylerden akış ayrılmasını doğru bir şekilde hesaplamak için ayar edilmiştir. SST modeli, aerodinamik akışlar için en yaygın kullanılan modellerden biridir. Duvar sınır tabakası özelliklerinin ayrıntılarını tahmin etmede genellikle biraz daha doğrudur. SST modeli (tüm ω -denklemler tabanlı modellerde olduğu gibi) varsayılan olarak gelişmiş duvar işlemini kullanmaktadır.

FW-H formülasyonu, Lighthill'in akustik analojisinin en genel biçimini benimseyip tek kutuplar, dipoller ve dört kutuplar gibi eşdeğer akustik kaynaklar tarafından üretilen sesi tahmin etme yeteneğine sahiptir. ANSYS Fluent, alıcı konumlarındaki ses basıncının veya akustik sinyallerin zaman geçmişlerinin birkaç yüzey integralini değerlendirerek doğrudan hesaplandığı bir zaman alanı integral formülasyonunu benimsemektedir (ANSYS kılavuzu, 2011).

5.1.1. SST k - ω türbülans modeli

SST k - ω RANS türbülans modeli bu çalışmada değişen CFD analizi yapmak için seçilmiştir. Sabit çözüm, kararsız hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonunu başlatmak için kullanılır. SST k - ω türbülans modeli, yakın duvar bölgelerindeki akış alanının sağlam ve doğru tahminlerini yapabilen k - ω türbülans modelini, uzak alan bölgesinde serbest akım bağımsızlığı gösteren k - ω türbülans modeliyle birleştirir. Karıştırma fonksiyonu uzak alan bölgesinde çapraz yayılma terimini içermek için kullanılır, fakat duvarların yakınında kullanılmaz. Türbülanslı kinetik enerji k ve spesifik dağıtma oranı ω için taşıma denklemleri şunlardır:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \bar{V}) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] + G_k + G_{nl} + G_b - \rho \beta^* f_{\beta^*} (\omega k - \omega_0 k_0) + S_k \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \nabla \cdot (\rho\omega\bar{V}) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_t)\nabla\omega] + G_\omega + D_\omega - \rho\beta f_\beta (\omega^2 - \omega_0^2) + S_\omega \quad (5.2)$$

Burada;

\bar{V} : Ortalama hız

μ : Dinamik viskozite

σ_k ve σ_ω : Model katsayısı

G_k , G_{nl} ve G_b : Sırasıyla türbülanslı, yüzdürme ve doğrusal olmayan üretimler

G_ω ve D_ω : Sırasıyla spesifik dağılma üretimi ve çapraz difüzyon terimleri

f_{β^*} : Serbest kesme modifikasyon faktörü

f_β : Girdap-uzatma modifikasyon faktörü

S_k ve S_ω : Kullanıcı tarafından belirtilen kaynak terimleri

k_0 ve ω_0 : Türbülans bozulmasına karşı mücadele eden ortam türbülanslı değerlerini ifade eder (Giridhar vd., 2019).

5.1.2. Ffowcs Williams ve Hawkings (FW–H) formülasyonu

Aero-akustik simülasyon ve tahmin modeli, Lighthill akustik analogisinin bir modifikasyonu ve uzatılabilir bir formülasyonu olan (FW-H) denkleme bağlıdır ve her iki frekans ve zaman alanlarında rastgele hareket halinde bir cismin ürettiği ses sorununu ele alır. FW-H denklemi, helikopter rotorlarının, pervanelerin ve fanların simülasyonu ve sesi tahmini için yaygın olarak kullanılmaktadır. (FW-H) akustik integral formülasyonu, rüzgâr türbini rotorunun akıntı yönünde bir referans konuma yerleştirilerek bir nokta alıcısında uzak alan gürültüsünü tahmin etmek için kullanılabilir. Bu model, CFD analizinden elde edilen yakın alan akış verilerini kullanarak alıcının konumundaki akustik basınç dalgalanmalarını tahmin etmektedir.

Analitik bir formülasyon, Ffowcs Williams-Hawkings'in akustik modelinin temelidir. Bu analitik formül, tüm akustik kaynakların etrafındaki uzak alan basıncını ilişkilendirir ve hesaplar. (FW–H) denklemi, son denklemi elde etmek için Navier-Stokes denklemlerinin ve süreklilik denkleminin yeniden düzenlenmesi ve yeniden yazılmasıdır. Bu denklem homojen olmayan bir dalga denklemi olup ve tüm ses kaynaklarını (monopol, dipol ve dört kutuplu) içermektedir.

Serbest alan Green 'in işlevi, bir gözlemcinin x konumundaki ses basıncını belirlemek için kullanılır ve aşağıdaki şekilde verilir:

$$p'(\vec{x}, t) = p'_T(\vec{x}, t) + p'_L(\vec{x}, t) + p'_Q(\vec{x}, t) \quad (5.3)$$

$p'_T(\mathbf{x}, t)$, sıvının kanadın geçişi ile yer değiştirmesi nedeniyle oluşan tek kutuplu terimidir, aynı zamanda kalınlık gürültüsünü gösterir ve şöyle yazılabilir:

$$p'_T(\mathbf{x}, t) = \frac{1}{4\pi} \left[\left(\frac{\partial}{\partial t} \right) \int \left[\frac{Q}{r(1-M_r)} \right]_{ret} dS \right] \quad (5.4)$$

$p'_L(\mathbf{x}, t)$, vücut yüzeyinde kuvvet dağılımının zamanla dalgalanması nedeniyle oluşan, yükleme gürültüsünü gösteren ve şu şekilde yazılabilen dipol (iki kutuplu) terimidir:

$$p'_L(\mathbf{x}, t) = \frac{1}{4\pi} \left[\left(-\frac{\partial}{\partial t} \right) \int \left[\frac{L_i}{r(1-M_r)} \right]_{ret} dS \right] \quad (5.5)$$

$p'_Q(\mathbf{x}, t)$, gürültü kaynaklarının hacim dağılımını ifade eden dört kutuplu terimdir:

$$p'_Q(\mathbf{x}, t) = \frac{1}{4\pi} \left[\left(\frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \right) \iiint \left[\frac{T_{ij} H(f)}{r(1-M_r)} \right]_{ret} dV \right] \quad (5.6)$$

Burada,

$$Q = \rho_0 U_i n_i \quad (5.7)$$

$$U_i = \left(1 - \frac{\rho}{\rho_0} \right) v_i + \frac{\rho u_i}{\rho_0} \quad (5.8)$$

$$L_i = P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n) \quad (5.9)$$

P_{ij} sıkıştırılabilir stres tensörüdür ve şu şekilde verilir:

$$P_{ij} = (p - p_0) \delta_{ij} - \sigma_{ij} \quad (5.10)$$

T_{ij} Lighthill stres tensörüdür ve şu şekilde verilir:

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + \delta_{ij} [(p - p_0) - c_0^2 (\rho - \rho_0)] - \sigma_{ij} \quad (5.11)$$

($H(f) = 1$, $f > 0$ için), çözüm elde etmek için geliştirilmiş teoremin ve serbest alan Green denkleminin kullanımını kolaylaştıran sınırsız bir alanda olduğunu belirtir. ($H(f) = 0$, $f < 0$ için), harici akışın problemini “çevrelemek” için yerleştirilmiş bir matematiksel yüzeyi belirtir. Uzak bir alanın alıcı konumunda, denklem (5.3)’ün çözümü, Green’in serbest alan fonksiyonu kullanılarak verilir:

$$G(\vec{x}, t; \vec{y}, \tau) = \begin{cases} 0, & t < \tau \\ \frac{\delta(g)}{2\pi r}, & t \geq \tau \end{cases} \quad (5.12)$$

Bu denklem yalnızca rüzgâr türbini durumlarına genellikle uyan subsonik durumlarda uygulanabilir.

Burada; r : gözlemciye uzaklık.

τ : kaynaktan gelen gürültü emisyonunun zamanına karşılık gelir.

t : gürültünün tespit edildiği zamana karşılık gelir.

$u_{i,j}$: i, j yönünde sıvı hız bileşenidir.

u_n : yüzeye normal olan sıvı hız bileşenidir.

v_i : i yönünde yüzey hız bileşenidir.

v_n : yüzeye normal olan yüzey hız bileşenidir.

n_i : yüzey normal vektörüdür.

σ_{ij} : viskoz stres tensörüdür.

ρ_0 : uzak alan yoğunluğudur.

M : yerel Mach sayısıdır (Maizi vd., 2018; Giridhar vd., 2019).

5.2. Kanatların Tasarımında Simülasyonun Gerçekleştirilmesi ve Akışkan Analizi

5.2.1. S809 profilli kanat tasarımı

Kanadın modeli, Şekil 5.1'de gösterildiği gibi SOLIDWORKS araçları kullanarak oluşturulmuştur. Kanadın ve profillerin geometri özellikleri ve ölçüleri Tablo 5.1'de sunulmuştur.

Tablo 5.1. Kanat tasarımında kullanılan parametreler

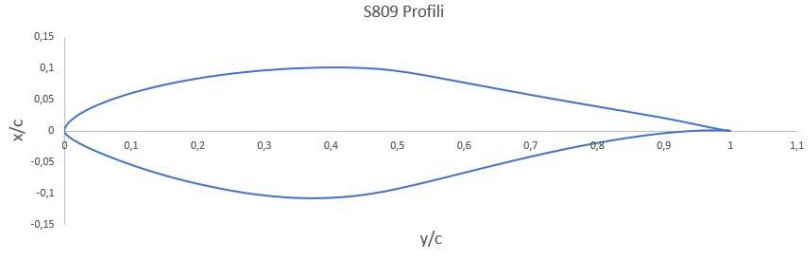
Profil sırası	Eğim/burulma(deg)	c(mm)	r (mm)	Profilin yüzde ölçüsü
1	20,04	24	15,962	1
2	18,074	23,82	31,925	0,9925
3	14,292	21,7	47,887	0,9042
4	7,979	18,6	63,849	0,775
5	4,715	16,8	79,811	0,7
6	1,115	15,5	95,774	0,6458
7	-0,920	14,5	111,736	0,6042
8	-1,469	13,8	127,698	0,557
9	-2,191	13,3	143,661	0,521
10	-2,15	13,1	159,623	0,47

Şekil 5.1, orijinal kanat herhangi ekstra düzeltme eğim veya bükülme gibi olmadan göstermektedir.



Şekil 5.1. SOLIDWORKS aracıyla tasarlanmış orijinal rotorun kanadı

Bu rotorun tasarımında kullanılan S809 profili önceden bahsedildiği gibi NREL ailesindedir. S809, kirişte %39,5'te %21 kalınlığa sahiptir ve kirişin %82,3'ünde maksimum kamburluğu %1'dir. Rotorun tasarımında kullanılan profilin grafik ve koordinatları aşağıdaki Şekil 5.2'de gösterilmiştir (NERL, 2020).



Şekil 5.2. S809 profili koordinatları (NERL, 2020).

Bu çalışmada, NREL_ Faz VI türbini olarak tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu türbinin seçilmesinin nedeni, hakkında çok sayıda deneysel ve sayısal çalışmaların yapılmış olmasıdır. Böylece karakteristiklerini, aerodinamik ve akustik performansını gösteren analizlerin sonuçlarına kolaylıkla ulaşılabilir. Bu türbini hakkında yapılan en yaygın deneyler bu bölümde verilmiştir.

NREL_ Faz VI, NASA Ames Araştırma Merkezi'ndeki rüzgâr tüneline kullanarak gerçek boyutlu türbin rotoru üzerinde çok sayıda deney gerçekleştirilmiştir ve bu çalışma sırasında çeşitli rüzgâr türbini konfigürasyonları ve rüzgâr hızları için çok sayıda deneysel veri toplanmıştır. NASA Ames rüzgâr tüneli geniş bir kesit alanına (80 ft*120 ft) sahiptir ve rüzgâr tüneli duvarlarından kaynaklanan tıkanma etkileri ihmal edilebilir düzeydedir (Giridhar vd., 2019).

NREL_ Faz VI %12 ölçekli küçültülmüş rotor modeli için rüzgâr tüneli testi, Kore Havacılık ve Uzay Araştırma Enstitüsü (KARI) düşük hızlı rüzgâr tüneline gerçekleştirilmiştir. Tünelin alt duvarına dairesel bir düzende 144 mikrofon dizisi yerleştirilmiştir. Mikrofonların merkezi, rüzgâr yönünde türbin merkezinden 1,88 m uzağa ve zemine doğru dikey yönde 1,49 m uzağa yerleştirilmiştir (Maizi vd., 2018). %12 ölçekli modelin test düzeni Görsel 5.1'de gösterilmiştir.

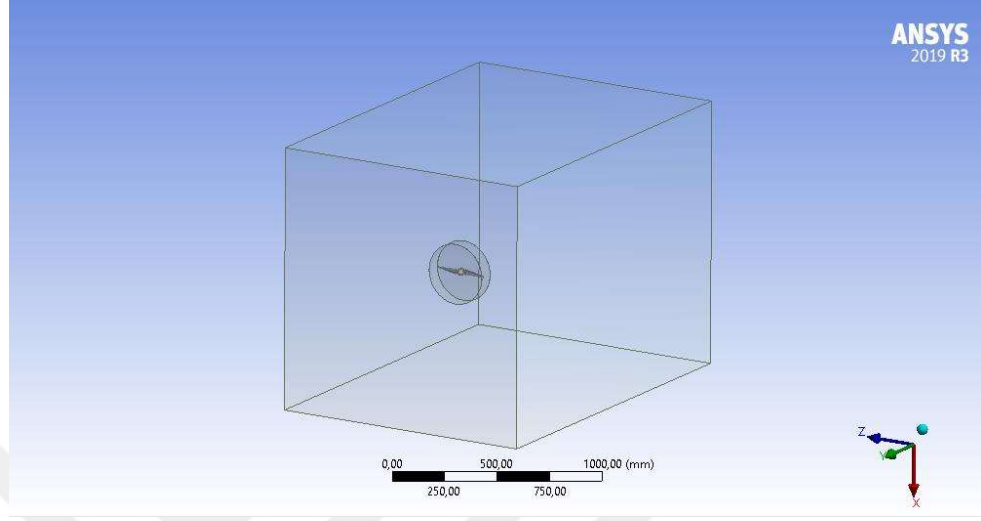


Görsel 5.1. %12 ölçekli model için test kurulumu (Maizi vd., 2018).

Yukarıda gösterilen çalışmalarda, KARI ve NASA Ames laboratuvarlarından elde edilen deneysel sonuçlar ile hesaplama sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada elde edilen sonuçları yorumlamak için rehber olmuştur.

NREL_ Faz VI rüzgâr türbini kanat modelleri, çeşitli çalışma koşullarındaki deneysel verilerin varlığıyla rüzgâr türbini aerodinamik performanslarını simüle etmek için kullanılan sayısal kodların doğrulanmasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Faz VI türbininin orijinal modeli, iki kanatlı sıfır koni açısındadır, kanadın geometrisi, kökten uca S809 profile dayanmaktadır. Kanat, $+20,04^\circ$ bükülme açısı ile kök bölgesinde oldukça bükülmüş ve uç bölgesi $-2,15^\circ$ bükülme açısına sahiptir. Kanatların yarıçapı 5.029 m ve rüzgâr türbininin nominal gücü 20 kW'tır (Maizi vd., 2018).

Mevcut CFD çözücü ANSYS Fluent, FW-H denklemlerine giriş verileri olarak gerekli olan aerodinamik akış özelliklerini ve farklı parametreleri simüle etmek aynı zamanda hesaplamak için kullanılmıştır. Ayrıca rotor ile iç ve dış alan (domain) Şekil 5.3'te gösterilmiştir.



Şekil 5.3. *Tasarlanmış rotorun domainleri*

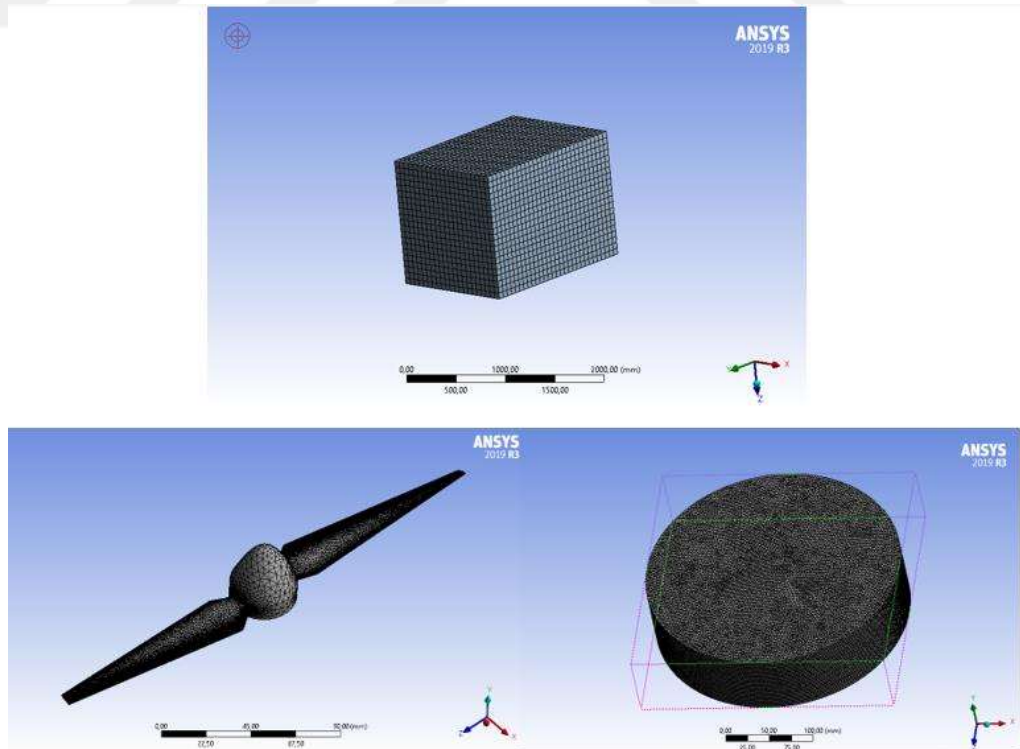
Başlangıçta sabit yoğunluklu çözücü ile sabit SST $k-\omega$ Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (RANS) türbülans modeli kullanılarak farklı giriş rüzgâr hızlarında ön sonuçlar elde etmek için iyileştirilmiş duvar işlemi yapılmıştır. Önceki sayısal çalışmalarda olduğu gibi (Giridhar vd., 2019), bu rüzgâr türbini rotoru rüzgâra karşı konfigürasyonunda olduğundan, analizin karmaşıklığını azaltmak için kule ve makine dairesinin etkileri ihmal edilebilir. Konveksiyon terimlerin ayrıklaştırılması için ikinci dereceden doğru rüzgâr karşıtı şeması kullanılmıştır.

Çalışmada, S809 profilinden oluşan kanatlar için farklı saldırı ve burulma açıları, farklı uç şekilleri ve farklı materyallerde CFD analizi yapılmıştır. Uygun uç hız oranı için rotorun dönüş hızı 72 rpm ile belirlenmiştir. Aynı zamanda dört uç tipinde analiz yapılmıştır. Analiz parametreleri Tablo 5.2'de listelenmiştir.

Tablo 5.2. Kararsız CFD çözücü ayarları

Parametre	Kararsız CFD Çözücü Ayarı
Türbülans modeli	SST k- ω Müstakil Eddy Simülasyonu
Durum denklemi	İdeal Gaz denklemi
Enerji denklemi	Ayrılmış Akışkan Sıcaklığı
k- ω Duvar iyileştirmesi	All y+ duvar iyileştirmesi
Zaman	Tam kararsız
Akış çözücü	Ayrılmış Akış çözücü
Ayrılmış akış ve ayrılmış akışkan sıcaklığı için konveksiyon şeması	Koruma Kanunları için Monotonik Rüzgâra Karşı Düzen (MUSCL ^{3rd} order)
Zaman adımı boyutu	5x10 ⁻⁵ s
Zamansal ayrıklaştırma	2. Sıra Şeması

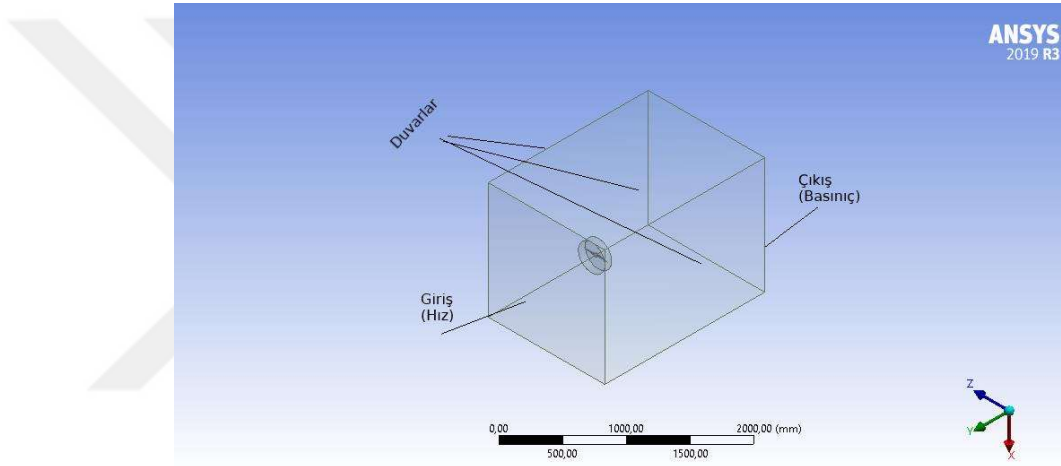
Kanat ve hem iç hem de dış alan ağının (mesh 'in) büyütülmüş görünümü ve tam ağ dağılımı Şekil 5.4 'te görülebilir.



Şekil 5.4. Rotor ve onun çerçevesinde alanların meşi

5.2.2. Sınır şartları

Hesaplama alanı, Şekil 5.5'te gösterildiği gibi tek bir rüzgâr türbini rotorunu içeren küçük bir dahili disk ve bir harici dikdörtgenden oluşmuştur. Giriş olarak, rüzgâr hızı rotora karşı 500 mm mesafede bulunmuştur. Çıkış olarak, basınç rüzgâr türbini rotorunun 1200 mm akış aşağısına ayarlanıp sabit duvarı rüzgâr türbini rotorundan 500 mm uzağa yerleştirilmiştir. Şekil 5.5'te gösterildiği gibi rotorun sınır şartları tüm test edilen kanatlar için aynı alan uygulanmıştır.



Şekil 5.5. NREL Faz VI rüzgâr türbini rotoru için kullanılan Hesaplama Alan ve şart sınırları

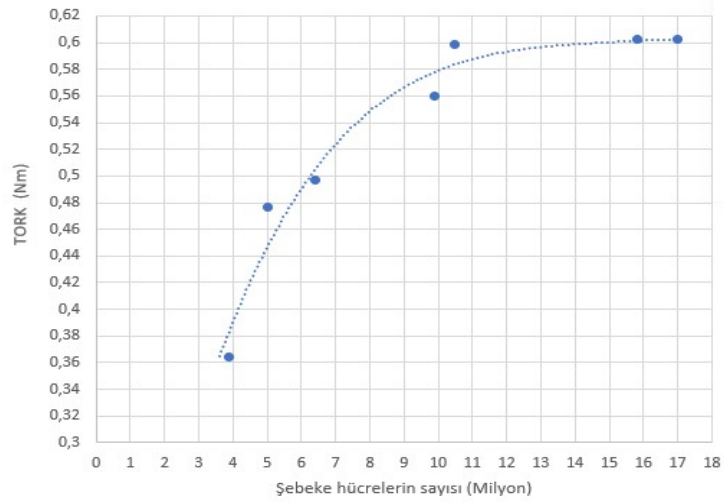
5.2.3. Mesh iyileştirme çalışması

Hesaplama alanı iki farklı alandan oluşur. İç alan; çok ince ve düzenli bir şebekeye sahip silindirik bir bölgeden, dış alan ise kaba ve tekdüze bir şebekeye sahip kübik bir alandan inşa edilmiştir. Her iki alan da piramidal ve kübik hücreler kullanılarak inşa edilmiştir. NREL faz VI alan hesaplaması için, hesaplama alanı Şekil 5.4'te gösterildiği gibi küçük bir iç silindir ile büyük bir dış kübik arasında seçilmiştir. Gözenekli yüzeylerde çok yavaş bir şablon büyüme oranı (0,002) kullanılmıştır. Bu meshin özellikleri, sınır koşullarını uygulanırken en az miktarda sayısal dağılım sağlaması nedeniyle CFD analizleri için seçilmiştir.

CFD analizinden elde edilen çözümlerin şebeke çözünürlüğünden bağımsız olmasını sağlamak için bir şebeke iyileştirme çalışması yapılmıştır. Bu çalışmada doğru sonuca varmak için simülasyonlar, ağ boyutu 3,90 milyon hücre olan kaba ağdan 17

milyon hücreli ince ağ boyutuna kadar değişen yedi farklı ağ çözünürlüğü ile 7 m/s giriş hızlarında gerçekleştirilmiştir. Bu farklı şebekeler, kanat gövdesinin her bir parçası için tüm ağ parametreleri ve bir taban boyutuna göre alan ayarlanarak oluşturulmuştur.

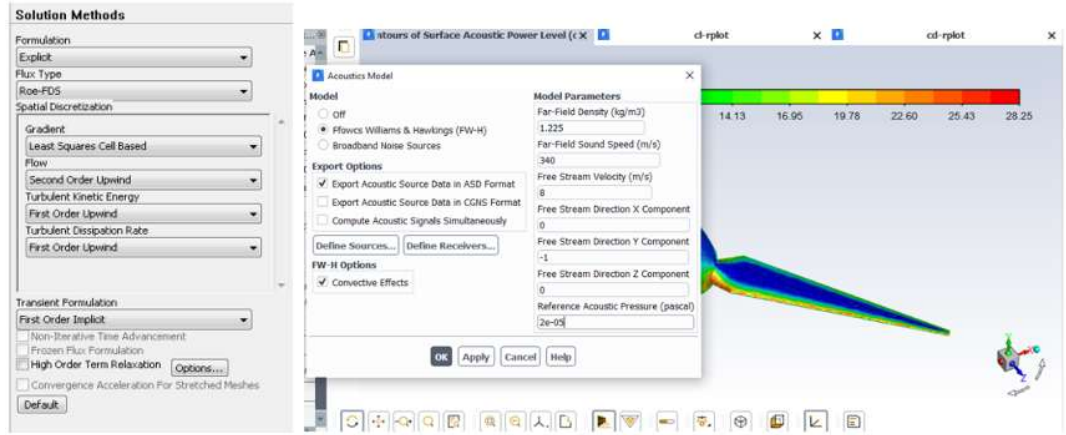
Akustik simülasyonlarda duvar etrafındaki ağ yoğunluğu ve duvar alanı, akış özelliklerini belirlemek için çok önemli kriterlerdir. Her yöndeki ağ yoğunluğu, çıkarılan sonuçlarda iyi bir stabilite elde etmek için belirli bir dalga boyunda minimum şebeke noktaları gerektirir (Maizi vd., 2018). Bu çalışma sırasında kanat tarafından üretilen tork Şekil 5.6'da gösterilen grafikteki gibi izlenmiştir. Bu iki kriter, şebeke hücre sayısı 15,8 milyon olduğunda elde edilmiştir. Şekil 5.6 'da gösterildiği gibi ağın yeterli bağımsızlığını sağladığı bulunmuştur.



Şekil 5.6. 7 m/s 'de kullanılacak meşin bağımsızlığı diyagramı

5.2.4. Akustik model

Akustik model olarak Ffowcs-Williams & Hawkings denklemi uygulanmıştır. Analiz bir vücut etrafındaki dış akışla ilgilendiği için konveksiyon etkiler dahil edilmiştir. Ansys yazılımında uygulanan modeli Şekil 5.7'de gösterilmiştir.



Şekil 5.7. ANSYS yazılımında akustik model

Hesaplamalar sırasında, zaman adım boyutu 0.002 saniye, zaman adım sayısı 5000, sonuçların kararlılığı ve yakınsaması dikkate alınarak azami iterasyon (tekrarlama)/zaman adımı 40 olarak seçilmiştir. Sonuçların frekansı, zaman adımı boyutuna bağlıdır. Zaman adımı boyutu ne kadar küçük olursa, ses basınç seviyesinin frekans aralığı o kadar yüksek olur. Model olarak %3,5 ölçekli bir rotor tasarımı uygulandığı için, Reynolds benzerliği kullanılarak %12'lik bir model testini simüle etmek amacıyla %3,5 dinamik viskozite kullanılmıştır.

Bu çalışmanın üç boyutlu analizinde;

- Her bölgenin gürültüsü, tek bir üç boyutlu kesit gürültüsü ile temsil edilmiştir,
- İki alıcı, y eksenine yönünde sırasıyla 556 mm dikey ve 313,33 mm yatay olarak yerleştirilmiştir. Bunlar, %12 model test mikrofonlarının merkez koordinatlarına karşılık gelmektedir.

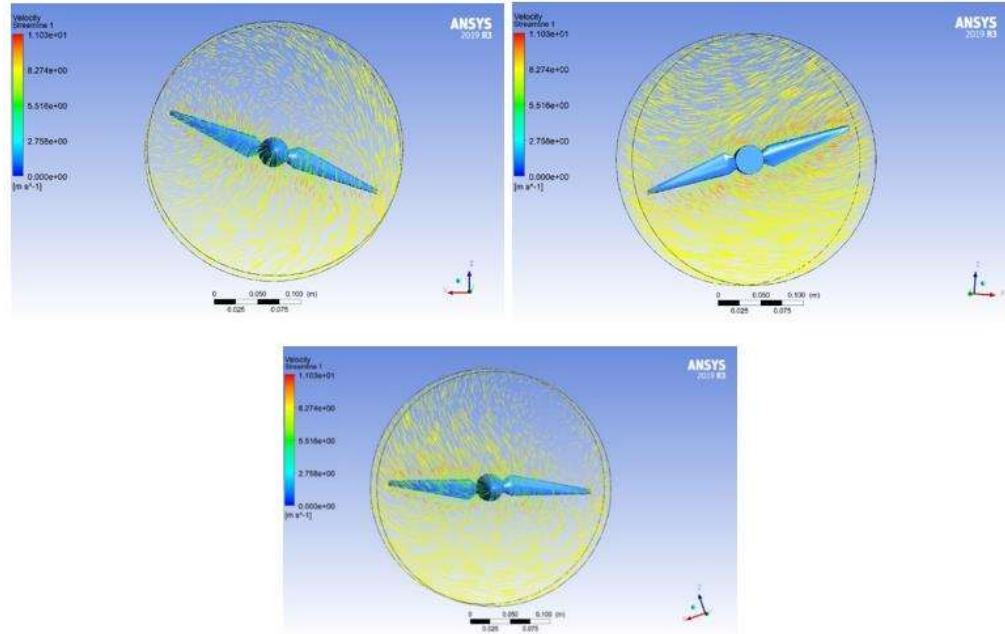
6. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Tez çalışması boyunca incelenen özellikler sekiz ana başlık altında gösterilmiştir. Her başlık altında simülasyonlar rotorun şekline göre yapılmıştır.

6.1. Aerodinamik Özellikleri

Sürükleme ve kaldırma katsayıları, Re sayısı ve Hücum açısının gürültü ve üretilen güç üzerindeki etkileri bu bölümde tartışılmıştır. Bu bölümde tasarlanan rotorun orijinalinden tek bir farkı kanatların kök bölgesi profil şekli daireselden S809 profiline değiştirilmiştir. Bu değişikliğin nedeni, yüksek hızda ve yüksek hücum açılarında oluşabilecek dürtüş ve akış ayırımından korunmaktır. Sonucunda elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve aynı zamanda deneysel tahminlere yakın olup olmadığı ve dolayısıyla kökte yapılan yeni değişimin etkileri incelenmiştir.

Başlangıç olarak rotor üzerinde üretilen hız ve basınç değerleri incelenmiştir. 7 m/s giriş hızı ve buna göre düzeltilmiş hız için kanatlar boyunca hız akım çizgileri m/s cinsinden konturları Şekil 6.1'de gösterilmiştir.



Şekil 6.1. Hız akım çizgileri

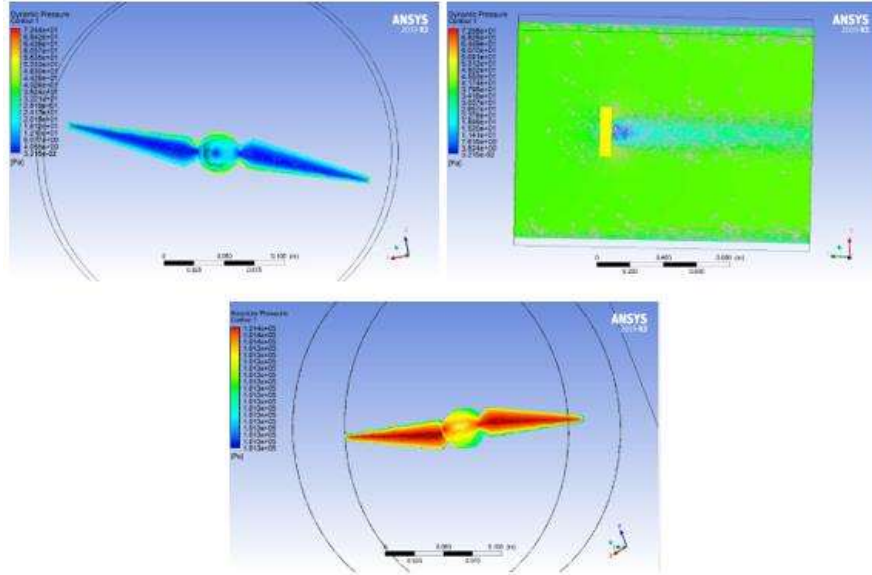
Uçlara yaklaştıkça uygulanan düzeltmelere bağlı olarak hücum açıları ve hız büyüklükleri artmıştır. Nispi hızlar ve hücum açılarının diğer kanat bölgelerine göre uca yakınlığı oldukça farklıdır. Aynı geometri ve ağ kullanılmasına rağmen, kanatlar boyunca bölümler arasındaki farkın büyük olduğu gösterilmiştir.

Referans rotor çerçevesindeki bağıl dinamik basınç kullanılarak boyutsuz biçimde ifade edilen basınç dağılımı, %30, %47, %63,3, %80, %99 kanat açıklığındaki deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. 7 m/s'lik rüzgâr hızı sonuçları bu bölümde sunulmuştur. Yüzey basıncı katsayısı şu şekilde tanımlanır:

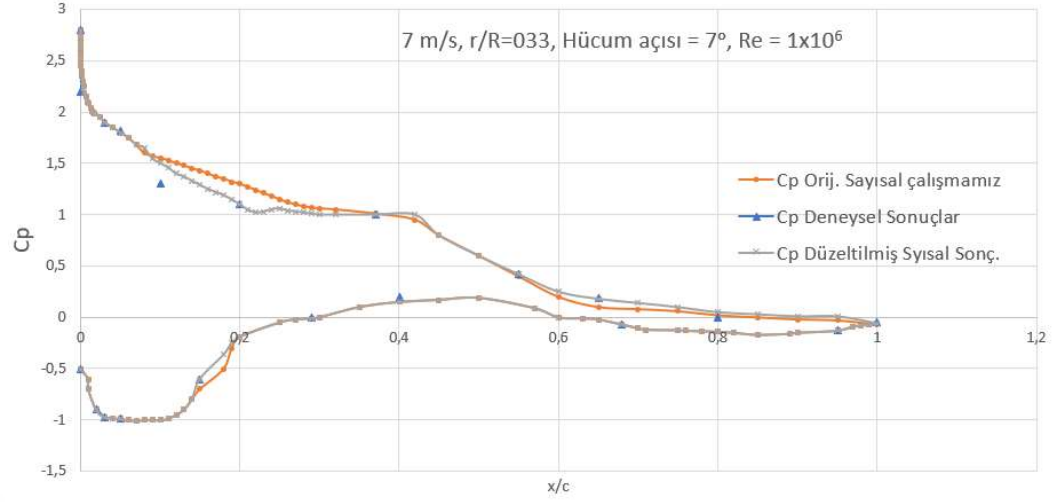
$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2}\rho(V_\infty^2 + (\omega r)^2)} \quad (6.1)$$

Burada V_∞ rüzgâr hızını, p yerel statik basıncı, p_∞ referans(ortam) basıncını, ρ havanın yoğunluğunu, ω dönme açısal hızını, r radyal konumu ifade etmektedir. Doğrulama amacıyla, deneylerde olduğu gibi kanat yüzeyindeki aynı noktalarda sayısal hesaplama verileri alınmıştır.

Şekil 6.2'de kanadın üzerindeki dinamik ve mutlak basınç konturları, Şekil 6.3'te ise tam model için 7 m/s'lik bir rüzgâr hızı için yüzey kanadı üzerindeki basınç katsayısını gösterilmiştir (dönme hızı: 72 rpm).

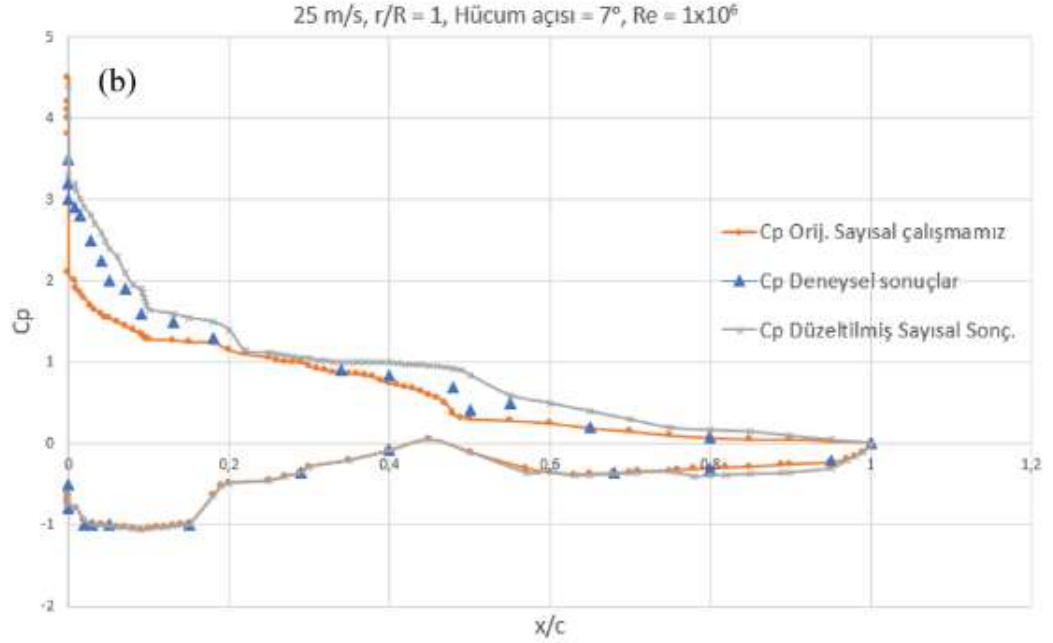
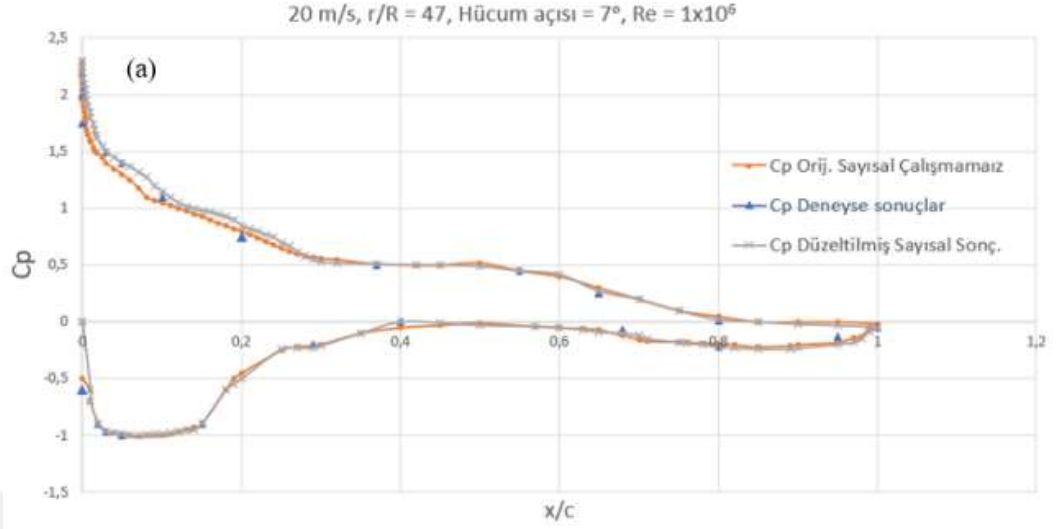


Şekil 6.2. Kanadın üzerindeki Dinamik ve Mutlak Basıncın Konturları



Şekil 6.3. 7 m/s rüzgâr hızında deneysel ile hesaplamalı simülasyon veriler arasındaki Basınç katsayısı dağılımlarının karşılaştırılması.

7 m/s'lik rüzgâr akış hızlarında, genel olarak her iki rotorun CFD analizinden elde edilen basınç dağılımı, deneysel verilerle iyi bir uyum göstermiştir. Akışın hızı 7 m/s'den daha fazla yükseltildiğinde, kanadın ön kenarına yakın emme tarafında basınç dağılımında %30 ve %97 kanat açıklığında hafif bir farklılık gözlemlenmiştir. Bu farklılık, kanadın orta uzunluk bölgesinin yakınındaki akış ayrılmasına ve SST k- ω türbülans modelinin 3 boyutlu ayrılmış akışların sonuçlarına doğru bir şekilde uymamıştır. Bununla birlikte, kanadın diğer yayılma konumlarındaki deneysel verilerle iyi bir uyum halindedir. 20 m/s ve 25 m/s giriş hızlarında, kanatta ani bir durma meydana gelip basınç dağılımı, tüm yayılma konumlarında iyi bir uyum göstermiştir. Şekil 6.4'te 20m/s ve 25 m/s rüzgâr hızları için basınç katsayısı dağılımlarının karşılaştırılması verilmiştir.

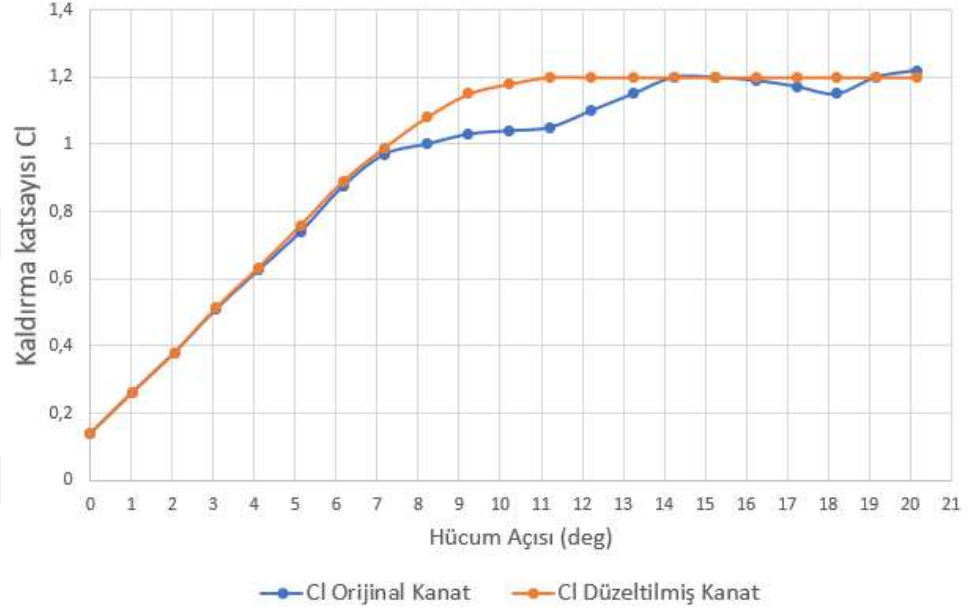


Şekil 6.4. Deneysel veriler ile hesaplamalı simülasyon arasındaki basınç katsayısı dağılımlarının karşılaştırılması, (a) 20m/s, (b) 25 m/s rüzgâr hızı için.

Önceki sayısal çalışmalardan beklendiği gibi, SST $k-\omega$ türbülans modeli, akış çoğunlukla bağlı olduğunda veya ani durma koşullarında akış alanını doğru bir şekilde tahmin etmiştir. Bununla birlikte bu model, önemli roller oynayan ayrılma ve geçiş fenomenlerini birleştirdiği için 3 boyutlu ayrılmış akış durumlarında doğruluğu

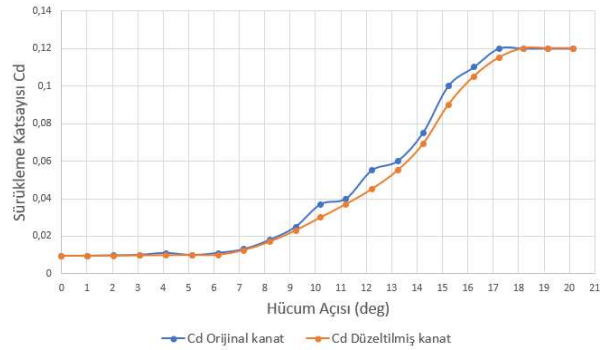
azalmaktadır. Ek olarak, orijinal kanadın kök bölgesindeki yapılan düzeltme sonuçları, deneysel sonuçlarla iyi bir uyum göstermiştir.

Rotorun farklı hücum açılarındaki kaldırma katsayısı Şekil 6.5'te, kanatların farklı hücum açılarındaki sürüklenme katsayıları Şekil 6.6'da gösterilmiştir.



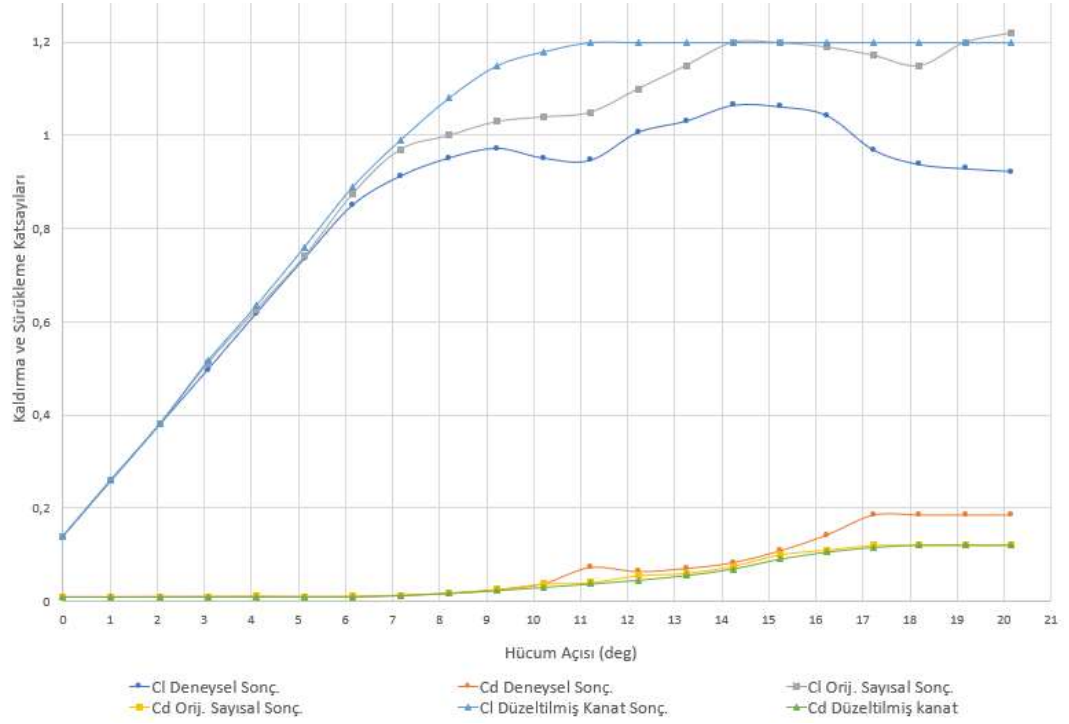
Şekil 6.5. Farklı hücum açılarındaki orijinal ve düzeltilmiş kanatlar için kaldırma katsayısı

Elde edilen kaldırma katsayısının sayısal sonuçları önceki çalışmalarda beklendiği gibi deneysel sonuçlara epey yakın olmuştur ($Cl_{exp.} = 1-1,2$ aralığındadır).



Şekil 6.6. Farklı hücum açılarındaki orijinal ve düzeltilmiş kanatlar için sürüklenme katsayısı

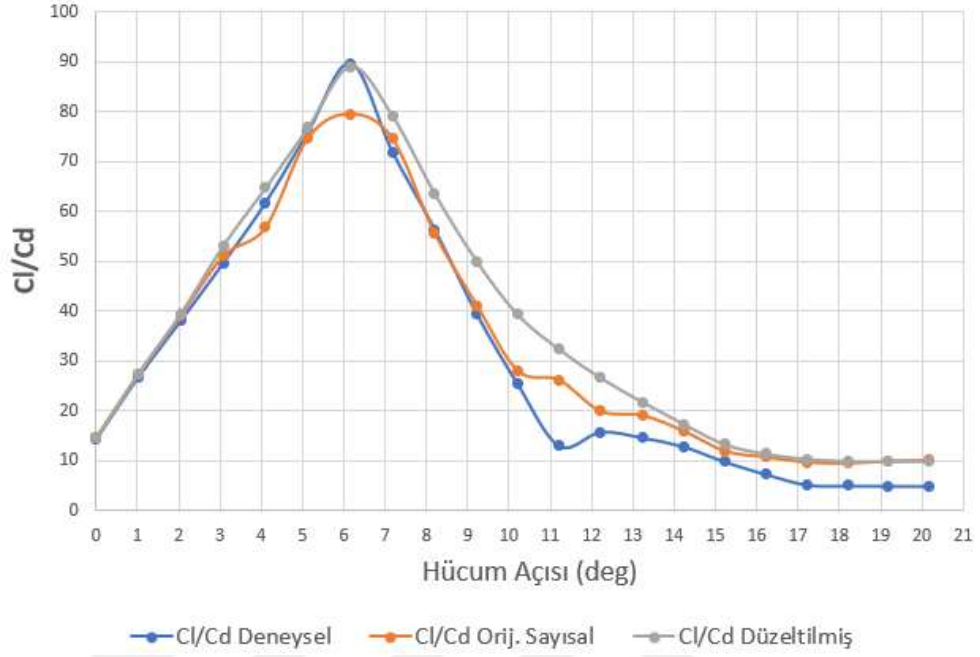
Yapılan simülasyon, 0° ile 21° arasında değişen hücum açısındaki orijinal ve düzeltilmiş rotor için 1×10^6 Reynolds sayısında değerlendirilmiştir. Şekil 6.7’de kaldırma ve sürüklenme katsayısının sayısal ve deneysel sonuçları arasındaki karşılaştırılma gösterilmiştir.



Şekil 6.7. Sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması ($Re = 1 \times 10^6$).

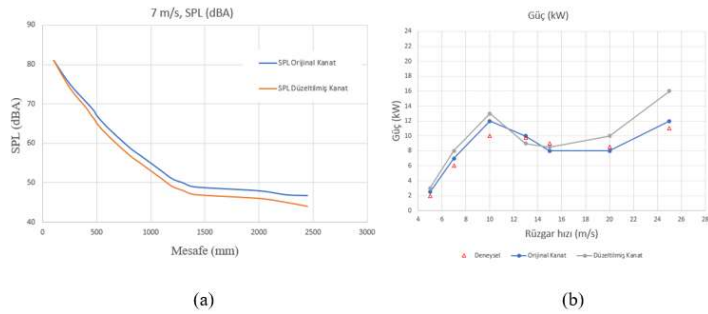
Şekil 6.7’de gösterildiği gibi, durma koşuluna yakın noktalara rağmen sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasında iyi bir korelasyon elde edilmiştir. Bu yüzden bu çalışmada izlenen çözüm yöntemleri ve sınır koşulları, S809 kanat profilinin aerodinamik performansının araştırılması için uygun olmuştur.

Şekil 6.5 incelendiğinde orijinal ve modifiye rotorların maksimum kaldırma katsayısını 14° hücum açısında ve minimum kaldırma katsayısını 0° hücum açısında elde ettiği görülmektedir. Maksimum kaldırma elde etmek için tasarlanan rotor 12° ile 20° hücum açısı değerleri arasında kullanılmalıdır. Maksimum aerodinamik verim elde etmek için S809 kanat profili rotor 4° ile 8° hücum açısı değeri arasında kullanılmalıdır. Şekil 6.8’de hücum açısına göre C_l/C_d oranı gösterilmiştir



Şekil 6.8. Farklı hücum açısında C_1/C_d sonuçları karşılaştırması

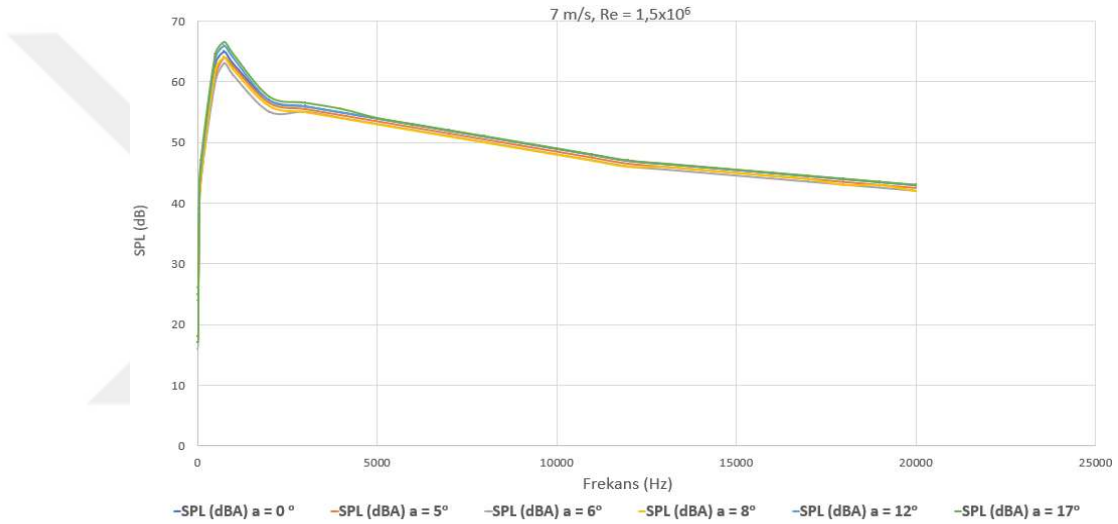
Şekil 6.8'de görüldüğü gibi yeni tasarlanan kök şekli ile düzeltme sonuçları oldukça olumlu ve deneysel sonuçlara çok yakın değerler elde edilmiştir. Orijinal kanatlardan daha yüksek C_1/C_d değeri verildiğinde daha iyi aerodinamik performans beklenmektedir. Bu sebeple, bundan sonraki gerçekleştirilecek simülasyonlarda sadece düzeltilmiş rotoru kullanılması gerekmektedir. Türbinin düzeltilmiş şekline ilişkin varsayımdan emin olmak için önce her iki rotorun gücü ve ürettiği gürültüyü karşılaştırmak gerekmektedir. ANSYS FLUENT aracı ile elde edilen güç ve gürültü seviyelerini karşılaştırılması Şekil 6.9'da gösterilmiştir.



Şekil 6.9. Orijinal ve düzeltilmiş kanat için elde edilen gürültü (a) ve güç (b) seviyeleri

Şekil 6.9'da görüldüğü gibi değiştirilmiş kanatlar rotor merkezinden uzaklaştıkça orijinal kanattan daha az SPL değeri verilmiştir. Ayrıca, tüm hızlarda deneysel sonuçlardan daha yüksek güç elde edilmiş ve bu sonuçlara dayanarak sonraki tüm simülasyonlarda sadece değiştirilmiş kanatlı rotor kullanılmıştır.

Farklı hücum açılarında ANSYS FLUENT 19.3 aracı ile elde edilen gürültü seviyeleri karşılaştırılması Şekil 6.10'da gösterilmiştir.

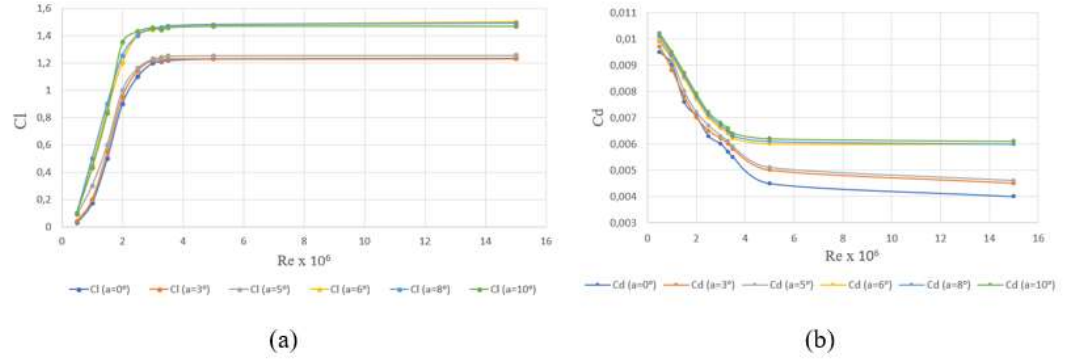


Şekil 6.10. Değiştirilmiş hücum açıları için kanatların ortalama SPL spektrumları.

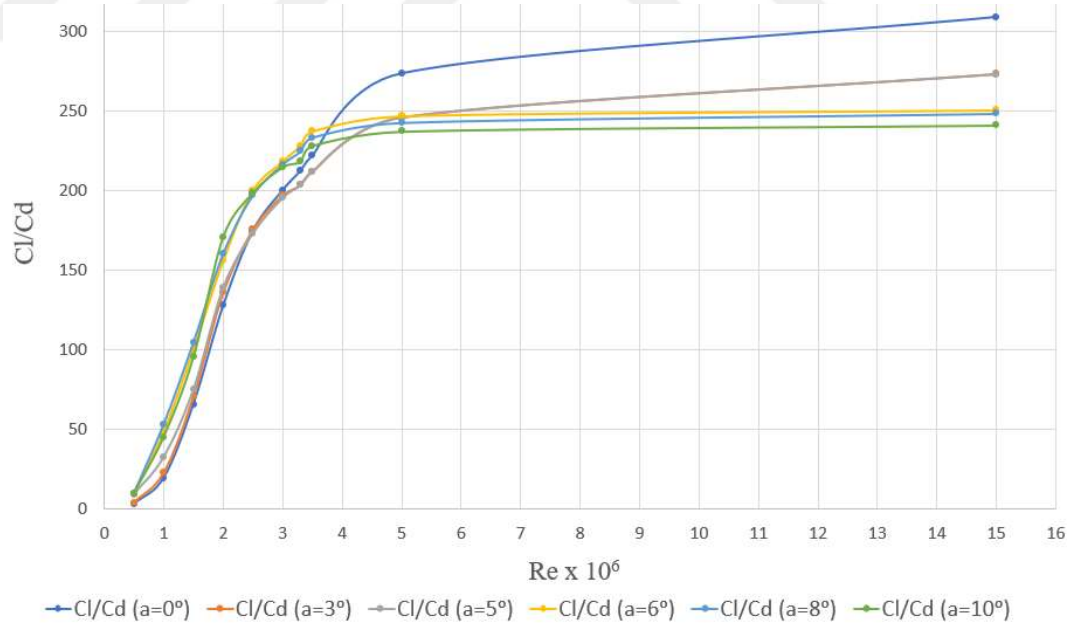
Farklı hücum açıları için ses basınç seviyesi spektrumları, hücum açılarının öneri oranının gürültü emisyon seviyesinin açıkça azaldığını göstermektedir. Ayrıca Şekil 6.9'da 500–5000 Hz frekans aralığında azalmanın daha belirgin olduğu sonucuna varılmıştır. 500 Hz ile 5 kHz arasındaki spektrumlar 5°, 6° ve 8° hücum açıları için 0.5 ila 3 dB azaltma oranı göstermiştir. Daha yüksek veya daha düşük frekans aralığında tüm saldırı açıları neredeyse aynı ses seviyesi belirlenmiştir. Ayrıca önerilen aralığın dışındaki saldırı açıları, tüm frekans aralığında en yüksek ses basınç seviyesine sahip olmuştur.

Rotor kanatlarını etkileyen diğer önemli parametre ise Reynolds sayısıdır (Re). Bilindiği üzere, Re sayısı, sürüklenme ve kaldırma katsayılarını etkileyen faktörlerden olup bu sebeple ses basınç seviyesini önemli ölçüde etkileyebilmektedir. Sayısal çalışmada 10

farklı Re sayısı değerinin C_l , C_d , C_l/C_d ve SPL'nin üzerindeki etkileri incelenmiştir. Farklı Reynolds sayıları için rotor kanatları akustik özellikleri Şekil 6.11 ve 6.12'de gösterilmiştir.



Şekil 6.11. 7 m/s için kaldırma ve sürüklenme katsayısının farklı Re sayısında sayısal değerleri



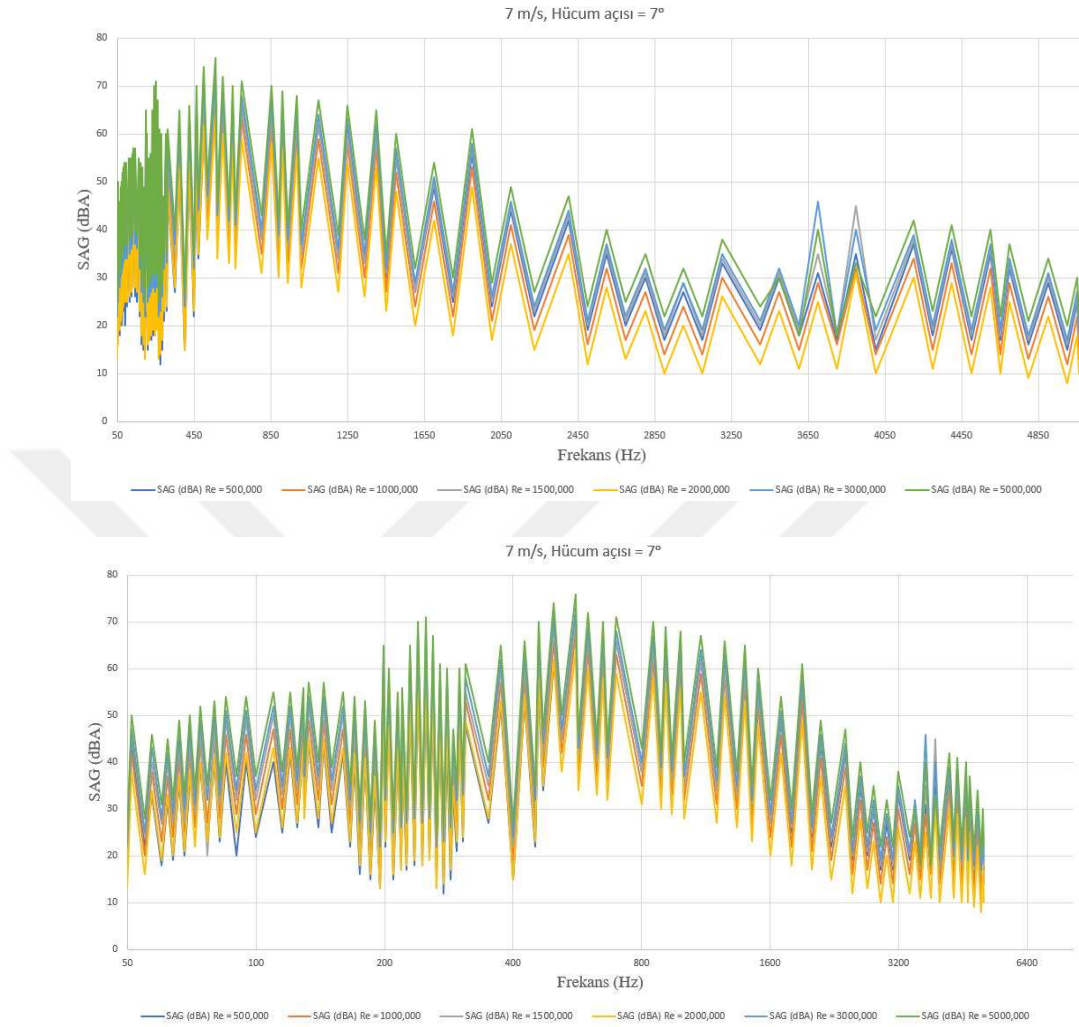
Şekil 6.12. Farklı Reynolds sayılarında Kaldırma-Sürüklenme oranı

Hücum açısına göre aerodinamik katsayıların (C_l , C_d) doğrusal olmayan davranışı bazen kanatların düşük Reynolds sayılı akışla karşılaştığında ortaya çıkmaktadır. Çalışma, yukarıdaki grafikte gösterildiği gibi hem kaldırma hem de sürüklenme

katsayılarının yüksek ve düşük Reynolds sayılarında aynı şekilde davranabileceğini göstermektedir. Şekil 6.11 (a)'da maksimum kaldırma katsayısı 5° , 6° , ve 8° hücum açılarında 2×10^6 Re sayısı için yaklaşık 1.2'dir ve esasen deneysel değere eşit olmaktadır.

1.2'nin üzerindeki kaldırma-sürükleme katsayı değerleri, tüm hücum açılarında mevcut olan büyük miktarda akış ayrılma nedeniyle dikkate alınmamıştır. Böyle büyük ayrılma verilerin geçerliliğinin şüpheli olduğu ve aynı sebeple beş milyondan sonraki aralıkta Re sayısının değeri çok az miktarda değiştiği görülmüştür.

Farklı Reynolds sayılarında frekansa bağlı olarak yüzey akustik enerjisini incelerken, kanat yüzeyleri tarafından üretilen akustik yoğunluğun 500 ila 600 frekans aralığında maksimum olduğu ortaya çıkmıştır. Şekil 6.13'te frekans 500 Hz olana kadar artan Reynolds sayısı ile ses gücü dağılımının kademeli olarak arttığı görülmüştür. Bu frekanstan sonra, kalan frekans aralığı boyunca SAG'nın en düşük seviyesi 2×10^6 Reynolds sayısında bulunmuş olup Reynolds sayılarının geri kalanı, artış ve azalma arasında değişebilmektedir.



Şekil 6.13. Farklı Reynolds sayılarında ortalama yüzey akustik kazancı: Lineer ve Logaritmik ölçekli

Özetle, Şekil 6.11 ve 6.12’de aerodinamik katsayıların değişimlerinin Reynolds sayısına bağlı olarak önemli ölçüde farklı olduğu gösterilmiştir. Bu sebeple, Şekil 6.13’te görüldüğü gibi Reynolds sayılı akışla ilişkili bu doğrusal olmayan aerodinamik özellikler karşısında ve rotorun performansını doğru bir şekilde elde etmek için sonraki simülasyonlarda Reynolds sayısı 2×10^6 olarak kabul edilmiştir. Ayrıca deneysel koşullara uymasını için simülasyonlar 2×10^6 Reynolds sayısında hesaplanmış ve sıkıştırılabilirlikten kaynaklanan etkilerden kaçınmak için düşük bir Mach sayısı (0.1) seçilmiştir.

6.2. Burulma

Merkezden (r) uzaklıkta etkiyen teğet kuvvet tarafından üretilen diferansiyel tork aşağıdaki denklemlerle gösterilmiştir:

$$dM = Br \frac{1}{2} \rho V_{rel}^2 c C_t dr \quad (6.2)$$

$$; C_t = C_l \sin \phi - C_d \cos \phi \quad (6.3)$$

B, kanat sayısını; dr kanat elemanının radyal uzunluğunu; V_{rel} , bağıl rüzgâr hızını (ms^{-1}); c, kanat profilinin akordunu (uzunluğu) (m); C_t teğet, kuvvet katsayısını; $C_{l,d}$, kaldırma ve sürüklenme katsayılarını ve ϕ , akış açısını ifade etmektedir. Bu kuvvetler, kanat profili özelliklerinin ve kanatlara kıyasla akış açılarının bir fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır (Letcher, 2017). Kanatların kuvvet hesabı için değiştirilmiş burulma açıları ve ortaya çıkan hücum açıları dikkate alınmaktadır.

Kanadın büküm dağılımı değiştirilerek gürültü karakteristiği araştırılmış, dört farklı büküm dağılımı tanıtılmış ve büküm dağılımları belirli yüzdelerde değiştirilmiştir. Uygulanan büküm değişimleri aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

1. Büküm açısında %7 azalma
2. Büküm açısında %23 azalma
3. Büküm açısında %7 artış
4. Büküm açısında %23 artış

Bu büküm açısı alternatifleri Tablo 6.1'de tanımlanmıştır.

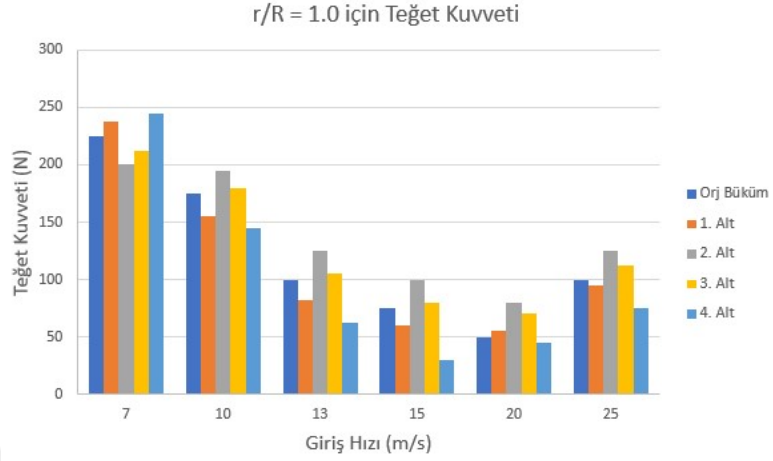
Tablo 6.1. Burulma alternatiflerinin geometrisi

Profil sayısı	Orijinal Burulma(deg)	1.alternatif -%7	2.alternatif -%23	3.alternatif %7	4.alternatif %23
1	20,04	18,637	15,431	21,443	24,649
2	18,074	16,809	13,917	19,339	22,231
3	14,292	13,292	11,005	15,292	17,579
4	7,979	7,42	6,144	8,537	9,814
5	4,715	4,385	3,631	5,045	5,799
6	1,115	1,037	0,859	1,193	1,371
7	-0,920	-0,984	-1,132	-0,856	0,708
8	-1,469	-1,572	-1,807	-1,366	-1,131
9	-2,191	-2,344	-2,695	-2,038	-1,687
10	-2,15	-2,30	-2,644	-1,999	-1,655

Hız değişikliklerinin büküm değişimi üzerindeki etkisini görebilmek için simülasyonlar altı farklı giriş hızında gerçekleştirilmiştir: 7 m/s, 10 m/s, 13 m/s, 15 m/s, 20 m/s ve 25 m/s. Ayrıca kanatların gürültü hesabı Bölüm 5'te verilen formüller uygulanarak yapılmıştır.

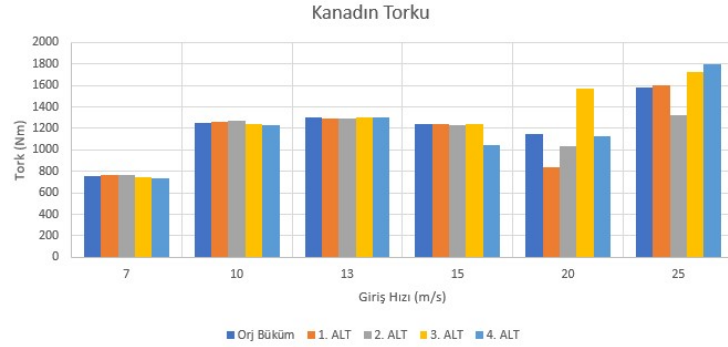
Kesitlerin kaldırma kuvvetlerinin alternatif burulma açlarına bağlı olarak değişimini görebilmek için kesit kuvvetleri hesaplanmıştır. S809 'un test ölçümlerinin kaldırma ve sürüklenme katsayıları ile seçilen kesitteki yerel dinamik hücum açlarına bağlı olarak kuvvet hesaplamaları yapılmıştır. Kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri, göreceli akış açısına göre toplanmış ve birim uzunluk başına kesitlerin torqu hesaplanmıştır.

Şekil 6.14'te tüm giriş hızlarında $r/R = 1.0$ 'daki orijinal burulma açısı dahil olmak üzere büküm alternatiflerinin teğet kuvvetleri gösterilmiştir.



Şekil 6.14. Büküm alternatiflerinin teğetsel kuvvetleri

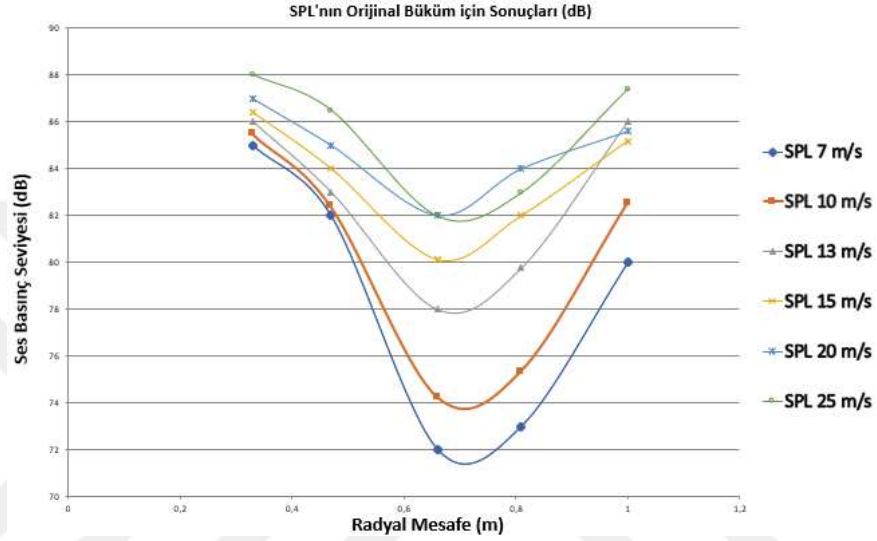
7 m/s dışındaki kuvvet değerlerinde önemli bir artış nedeniyle 2. alternatifin tüm hızlarda en iyisi olduğu sonucuna varılmıştır. 7 m/s hıza bakarsak 4. alternatifin en iyisi olduğu sonucuna varılmıştır. Burulma açısı alternatifleri için farklı giriş hızlarında hesaplanan kanat torkları Şekil 6.15'te gösterilmiştir.



Şekil 6.15. Büküm açısı alternatifleri için kanat tork karşılaştırmaları

1. ve 2. alternatifler 7 m/s giriş hızında sırasıyla %0,9 ve %2 civarında daha fazla tork üretmişler ve bu iki büküm açısı alternatifi 13 m/s giriş hızında sırasıyla %0,2 ve %0,5 daha az tork sağlamıştır. Kanatın torkundaki en büyük artış 20 m/s hızla 3. alternatif ve 25 m/s hızla 4. alternatiften sonra en yüksek tork artışı 3. alternatifte hesaplanmıştır.

Kanadın burulma açısını değiştirmenin gürültü üzerindeki etkisini incelemeye geçmeden önce, Şekil 6.16'da orijinal kanadın altı farklı giriş hızında çeşitli bölümlerinin ses basınç seviyelerini gösterilmiştir.

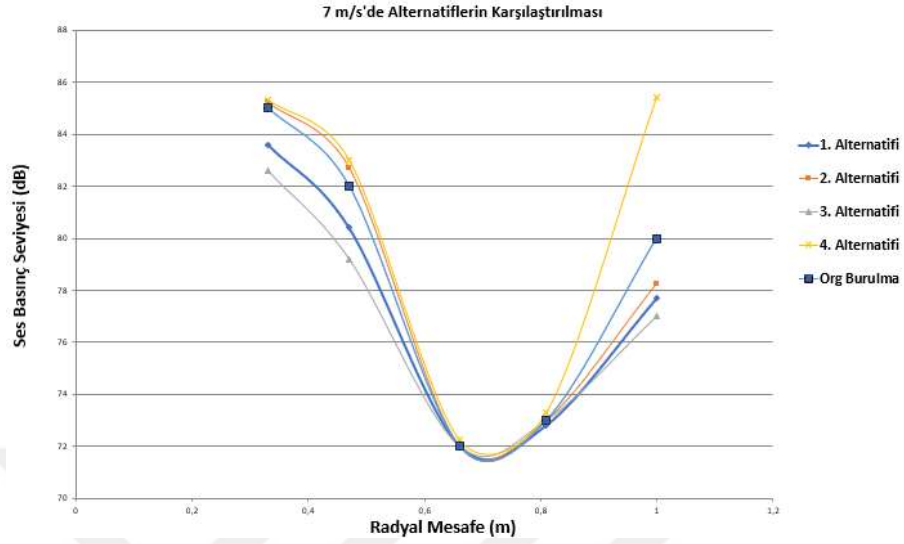


Şekil 6.16. Orijinal Büküm Açılıarı için SPL Tahminleri

Şekil 6.16'e göre, kanadın orta ve uç bölgeleri köke yakın konumlarına kıyasla daha fazla gürültüye neden olmuştur. Dolayısıyla bu bölümlerin tasarımının sessiz kanatlar elde etmek için daha kritik bir rol oynadığı söylenebilmektedir.

7 m/s rüzgâr giriş hızında gürültü $r/R = 0.33$ 'ten orta kısma 13 dB civarında azalmış ve $r/R = 1.0$ 'da orta kısımdan uç kısma doğru yaklaşık 8 dB artmıştır. Diğer giriş hızları için de benzer sonuçlar bulunmuştur. Rüzgâr hızının etkisi dikkate alındığında, gürültü kesite bağlı olarak farklı miktarlarda artmıştır. Gürültü tahmini, merkeze yakın $r/R = 0.33$ kısmında sadece 3 dB, orta kısımda yaklaşık 11 dB ve $r/R = 1.0$ uç kısmında neredeyse 7 dB artmıştır.

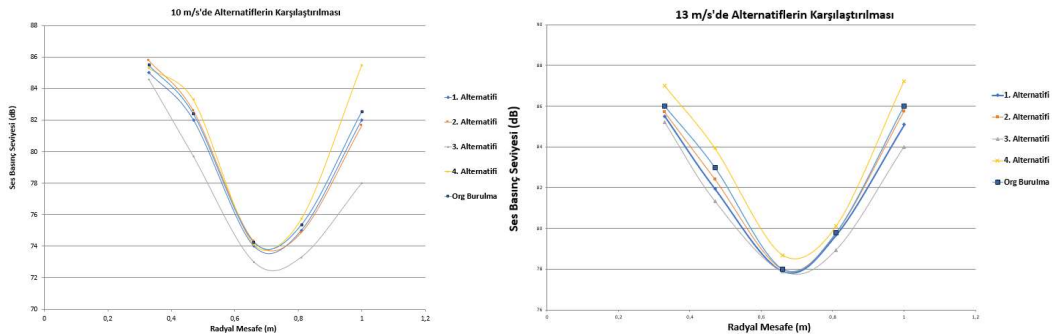
İlk olarak, 7 m/s giriş hızı için dört burulma açısı alternatifi ile orijinal burulma açısının SPL karşılaştırması sonuçları Şekil 6.17'de gösterilmiştir. Büküm açısındaki 3. alternatif için gürültü değerleri $r/R = 0.33$ bölümünde 2.4 dB, $r/R = 0.47$ bölümünde 2.8 dB ve $r/R = 1.0$ bölümünde 3 dB daha düşük seviyeye ulaşmıştır.



Şekil 6.17. 7 m/s için dört büküm açısı alternatifinin SPL karşılaştırmaları

Ayrıca, 1. alternatif özellikle uç ve kök bölgelerinde gürültü seviyesinde belirgin bir düşüşe neden olmuştur. 4. Alternatifte olumsuz sonuçlar alınmış, gürültü kanat boyunca yükselmiş ve uç bölgesinde 5.4 dB'lik bir artış yaşanmıştır. 2. alternatifte ise gürültü seviyeleri kanadın kökünden orta kısmına doğru artmıştır; ancak uç bölümde ($r/R=1$) 1,75 dB azaldığı tespit edilmiştir.

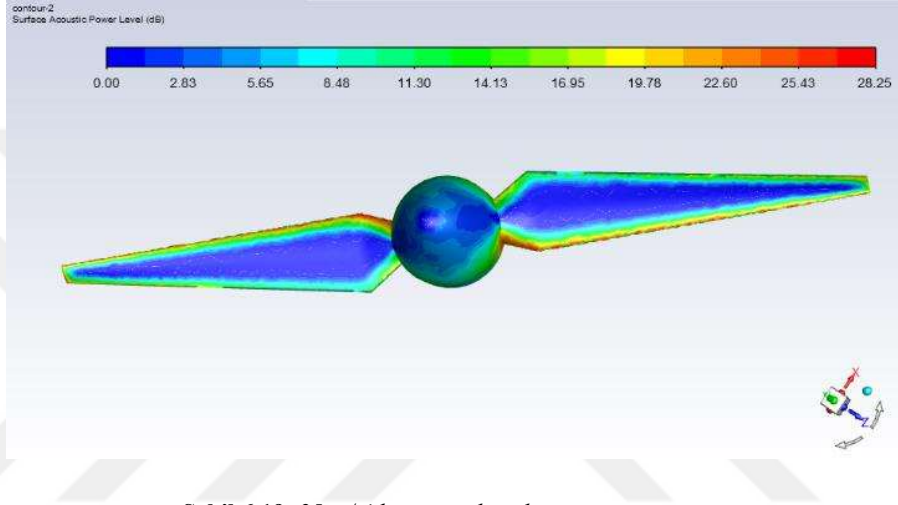
Benzer gürültü azaltma sonuçları 10 m/s ve 13 m/s giriş hızları için hesaplanmıştır. 3. alternatifte gürültü, her iki giriş hızında $r/R=0.33$ 'te yaklaşık 1 dB, $r/R=0.47$ 'de sırasıyla 2.7–1.66 dB ve uç bölümü $r/R=1$ 'de 4.55–2 dB azaltılmış ve sonuçlar Şekil 6.18'de gösterilmiştir.



Şekil 6.18. 10 m/s ve 13 m/s için dört büküm açısı alternatifinin SPL karşılaştırmaları

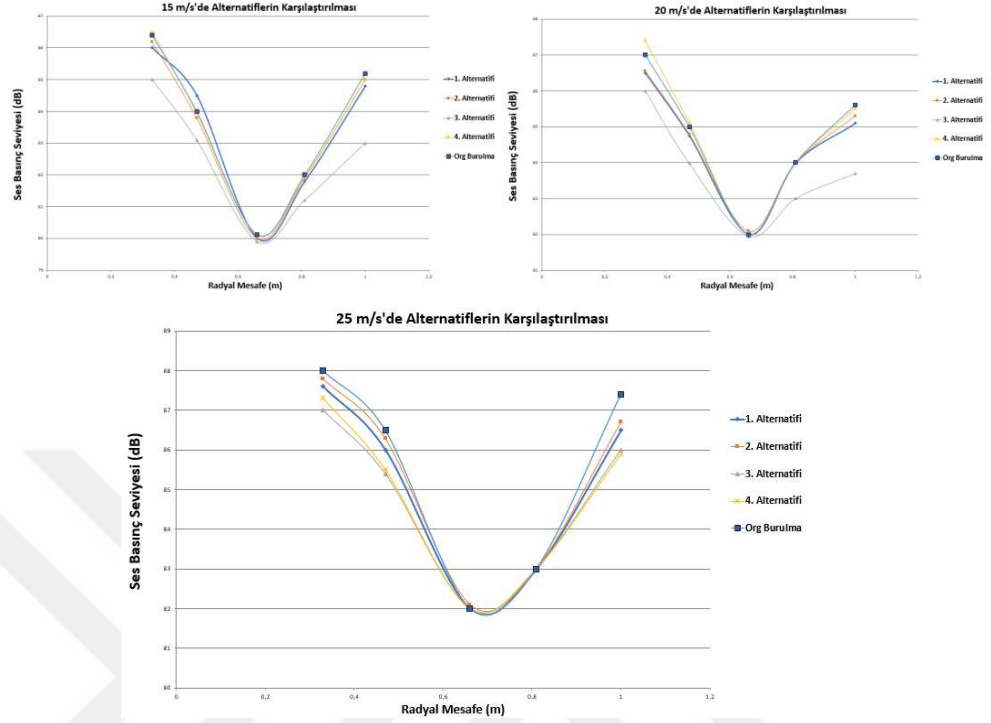
15 m/s, 20 m/s ve 25 m/s gibi daha yüksek rüzgâr hızları için hesaplamalar kanatlar boyunca ses basıncı dağılımına neredeyse benzer sonuçlar vermiştir. En önemli fark giriş hızları arttıkça arka kenar ve uç bölgelerindeki düşük gürültü seviyesi bulunmuştur.

Şekil 6.19'da rotor yüzey akustik güç seviyesi gösterilmiştir.



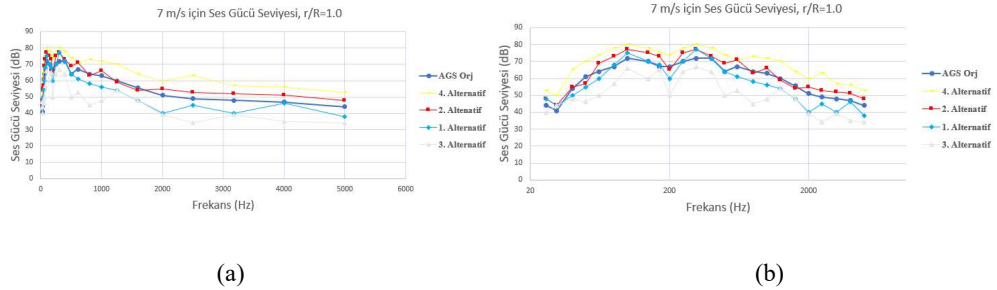
Şekil 6.19. 25 m/s'de yüzey akustik güç seviyesi

Her hız için tüm grafiklerde üçüncü alternatifin en iyi büküm dağılımı seçilmiştir. Şekil 6.20'de 15 m/s, 20 m/s ve 25 m/s giriş hızları için SPL'yi gösterilmiştir.



Şekil 6.20. 15 m/s, 20 m/s ve 25 m/s için dört büküm açısı alternatifinin SPL karşılaştırmaları

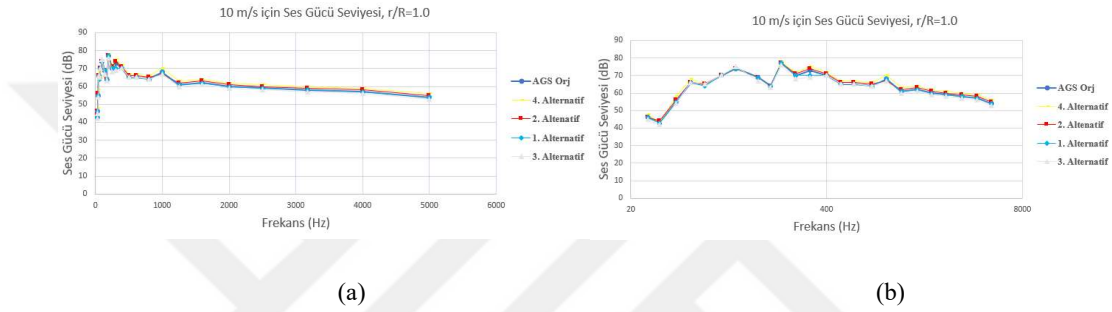
$r/R = 1.0$ uç bölümü ve köke yakın $r/R = 0.33$ bölümü için frekans tabanlı gürültü hesaplamaları yapılmıştır. Her bölüm için 7 m/s, 10 m/s, 13 m/s, 15 m/s, 20 m/s ve 25 m/s giriş hızlarında karşılaştırmalar yapılmıştır. Aşağıdaki şekillerin X eksen, düşük frekanslardaki gürültü sapmasını yorumlamak için hem lineer hem de logaritmik ölçekte gösterilmiştir.



Şekil 6.21. 7 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=1.0$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek

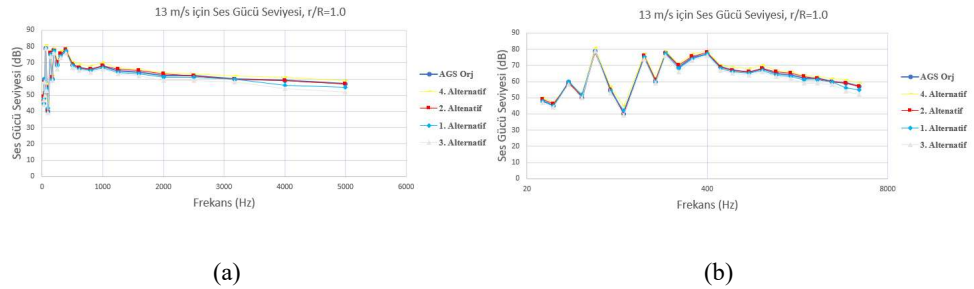
Şekil 6.21'de görüldüğü gibi 7 m/s giriş hızında 4. alternatif tüm frekans spektrumu boyunca en yüksek AGS değerleri vermiştir. 3. alternatifin sonuçları 50 ve 200 Hz arasında iyi bir miktar (2 ile 17 dB) gürültü azalması göstermiştir.

Şekil 6.22'de 10 m/s giriş hızında tüm alternatifler benzer sonuçlar vermiş, 1. ve 3. alternatif 250 ile 400 Hz arasında yaklaşık olarak 2 dB azalmıştır.



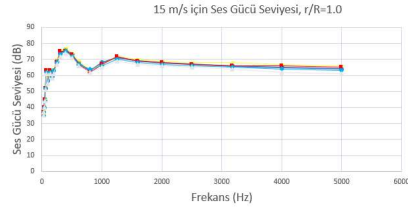
Şekil 6.22. 10 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans r/R=1.0 a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek

Şekil 6.23'te 13 m/s giriş hızında tüm alternatifler AGS'de düşük frekanslarda (neredeyse 400 Hz'e kadar) büyük sallanma göstermiş ve daha yüksek frekanslar için istikrarlı bir şekilde devam etmiştir. Ayrıca yüksek frekanslarda (4-5 kHz) 3. ve 1. alternatiflerin gürültü seviyesinde azalma görülmüştür.

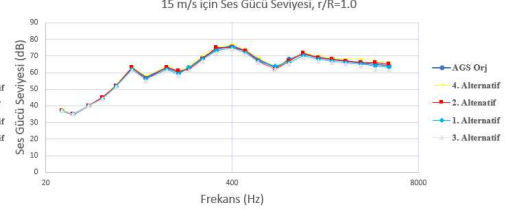


Şekil 6.23. 13 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans r/R=1.0 a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek

Şekil 6.24'te görüldüğü gibi 15 m/s hızda 1. ve 3. alternatifler dışındaki alternatifler aynı davranışı göstermiş ve gürültüde herhangi bir iyileşme gözlenmemiştir.



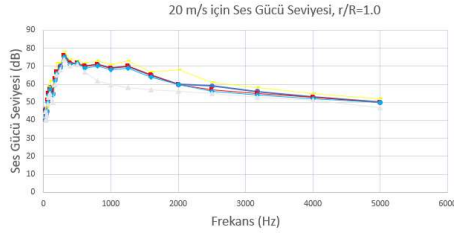
(a)



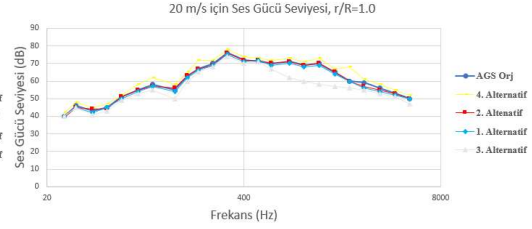
(b)

Şekil 6.24. 15 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=1.0$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek

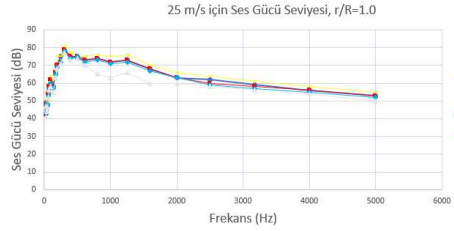
20 ve 25 m/s giriş hızlarında 1. ve 2. alternatifler yaklaşık olarak benzer sonuçlar vermiştir. 3. alternatifin sonuçları 600 Hz ve 2.5 kHz arasında daha düşük olduğu hesaplanmıştır; ancak bu sonuçlar diğer giriş hızlarıyla tutarlı değildir. Şekil 6.25'te 20 m/s ve 25 m/s giriş hızlarında ses gücü seviyesi gösterilmiştir.



(a)



(b)



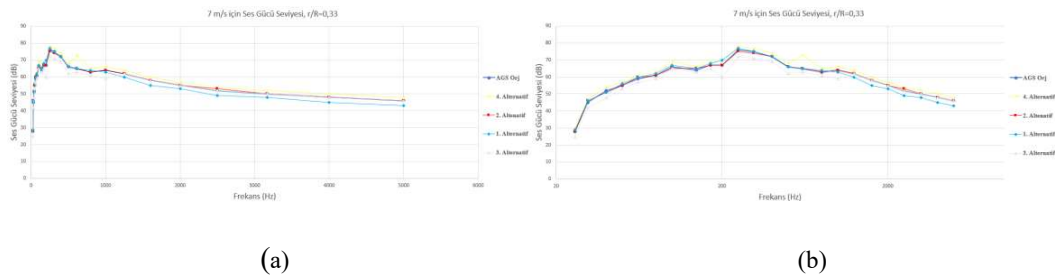
Şekil 6.25. 20 ve 25 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=1.0$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek

$r/R=1.0$ bölümü için Frekans Analizi; Ses Gücü Seviyesi-Frekans grafikleri, lineer ölçekte ve logaritmik ölçekte belirli bir gelişme göstermiştir. 4. alternatif sonuçları diğer büküm açısı alternatifleriyle karşılaştırıldığında daha yüksek gürültü seviyesi ortaya çıkmıştır.

7 m/s hızda 3. alternatifin sonuçları uç bölümü için 100 ve 200 Hz arasında 5 dB 'nin üzerinde (özellikle 200 Hz'de 17 dB) gürültü azalması olmuştur. Düşük frekans bandındaki gürültü iyileştirmesi, bu frekansların düşük atmosferik absorpsiyon hızına sahip olduğu, yani bu frekans bandında insan eşiğinin daha yüksek olmasına rağmen daha uzun dağılım aralığı belirlenmesine yol açmıştır. Başka bir deyişle, daha uzun yayılma aralığı, düşük frekanslı gürültü bileşeninin fazla mesafe kat edebileceği anlamına gelmiş ve bu iyileştirme yoluyla gürültü bileşeninin işitilebilir aralığı önemli ölçüde azaltılmıştır. Genel olarak 15 dB 'lik bir gürültü azaltma gözle görülür bir değişikliktir ve 15 dB 'lik bir ses seviyesi değişikliği genellikle net bir yanıtla sonuçlanmaktadır.

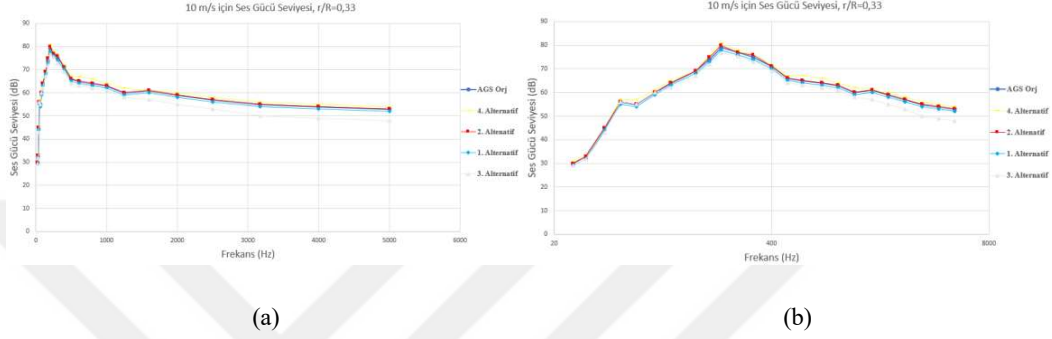
1. alternatif sadece gürültü azaltma sağlamakla kalmamış aynı zamanda düşük rüzgâr hızlarında fazla kanat torku (%0,2) üretmiş ve kanadın orijinal bükülme açısına kıyasla yüksek rüzgâr hızlarında 13 m/s'de üretilen torktan (%0,3'ten daha az) düşüş sağlanmıştır. Ayrıca $r/R = 0.33$ bölümündeki gürültü değişimini görebilmek için frekans alanı analiz edilmiştir. $r/R = 0.33$ 'teki kök bölüm için $r/R = 1.0$ bölümüne kıyasla farklı sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 6.26'da 3. alternatif 1.0 kHz'e kadar maksimum gürültü azaltma sağlanmasına rağmen, 1.0 kHz'den 5.0 kHz'e kadar olan sonuçlar 7 m/s'lik bir giriş hızında 1. alternatif için makul gürültü azaltma gösterilmiştir.

Çalışmada, 3. alternatif 200 Hz'de yaklaşık 7 dB, 400 Hz'de 3 dB ve son olarak 1 kHz'de 5 dB gürültü azalması sağlanmıştır. Bu değerler gürültü azalmasının önemli oranda olduğu anlamına gelmektedir. 1. alternatif ise 2 kHz'de 2 dB azalma ve 5 kHz'e kadar kademeli olarak düşüş göstermiştir, yani $r/R = 0.33$ kesiti için 7 m/s giriş hızında 2-7 dB azalma gözlenmiştir.



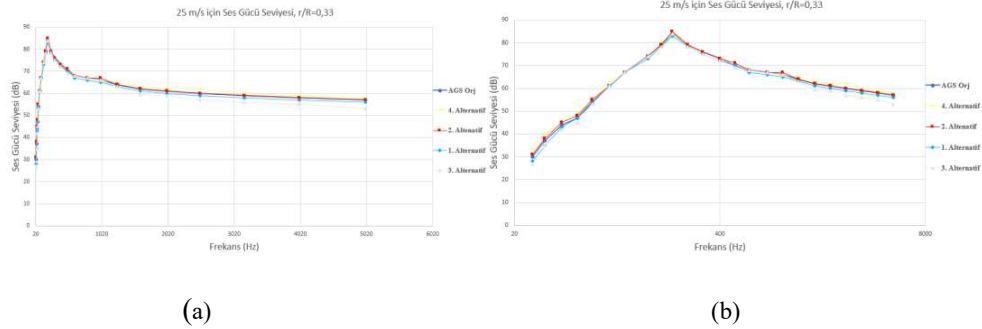
Şekil 6.26. 7 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=0.33$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek

Şekil 6.27'ye baktığımızda 3. alternatif 80 Hz ila 1200 Hz arasında minimum gürültü sağladığı görülmüş ve bu frekansın üzerinde tüm alternatifler 10 m/s, 15 m/s ve 20 m/s giriş hızlarında benzer sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 6.27. 10 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=0.33$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek

Şekil 6.28'de benzer şekilde 3. alternatifin sonuçları 25 m/s hızda 100 Hz frekansının üzerinde daha düşük gürültü seviyesi görülmüştür.



Şekil 6.28. 25 m/s için ses gücü seviyesi (dB) ile frekans $r/R=0.33$ a) Lineer Ölçek, b) Logaritmik Ölçek

Frekans Analizi $r/R=0.33$ bölümü için; 7 m/s hızda 3. alternatifin sonuçları 30 Hz ve 2 kHz arasında yaklaşık 3 dB ile 7,5 dB arasında önemli miktarda gürültü azalması göstermiştir. 3. alternatif sonuçları diğer giriş hızlarında daha iyi gürültü azalımı özellikleri anlamına gelen daha düşük gürültü sağlamıştır. 3. alternatif toplam kanat

gürültüsü kapsamında tüm büküm açısı alternatiflerini ve giriş hızlarını dikkate alınmasında yaklaşık 2 dB – 7 dB arasında en iyi gürültü azalımı sağlamıştır.

Bir diğer önemli bulgu ise 7 m/s giriş hızında 1. alternatif sonuçlarda 1 kHz ile 5 kHz arasında ve aynı zamanda 3. alternatif sonuçlarda 200 Hz 'nin altında daha iyi gürültü azaltımının sağlanmasıdır.

6.3. Kanat Malzemeleri

Kompozit malzemeler tek tek bileşenlerden daha iyi mekanik ve termal özellikler vermek için en az iki malzeme gerektiren üstün karakteristik malzemelerden biridir. Nanoyapılı malzemeler daha yüksek sertlik ve hafiflik istenen uygulamalarda kullanılmaktadır. Ek olarak, ağır olan nesne daha hafif olana indirgenerek enerji tüketimi azaltılmaktadır. Bu bölümde, nano yapıli kompozit malzemeler için rotorun aerodinamik özellikleri yeniden incelenmiş, güç faktörünün etkisi ele alınmış ve rüzgâr türbini kanatlarının modeli SOLIDWORKS ile tasarlandıktan sonra seçilen kompozit malzemeler ile hazırlanmak için ANSYS yazılımına aktarılmıştır.

İlk NREL Faz VI rüzgâr türbini rotorun kanatları cam elyaf içeren kompozit malzemelerden yapılmıştır; ancak daha sonraki çalışmalarda rüzgâr akışına maruz kalan kanat kısımlarını için karbon fiber içeren kompozit malzemeler ve kanat yapısının içinde gizlenen bazı kısımları ise polyvinyl chloride (polivinil klorür) gibi diğer malzemeler kullanılmıştır. Çalışmada nanoyapılı malzemeler ile geleneksel malzemeler arasında bir karşılaştırma yapılmıştır.

Sayısal analiz dört farklı malzeme üzerinde yapılmıştır; Yapısal Çelik, Alüminyum alaşım, Yarı İzotropik Cam Elyaf Takviyeli Epoksi/Silikon Karbür (SiC) nanokompozit (QI-GFR/Epoksi/SiC) ve Tek Yönlü Cam Elyaf Takviyeli Epoksi/SiC nanokompozit (UD-GFR/ Epoksi/SiC). Yapısal Çelik ve Alüminyum alaşımı izotropik mekanik özelliklere sahiptir, yani Tablo 6.2'de gösterildiği gibi tüm yönlerde aynı mekanik özellikler göstermektedir.

Tablo 6.2. Yapısal Çelik ve Alüminyum alaşım 6061 mekanik özellikleri (Appadurai ve Raj, 2021).

Özellikler	Yapısal Çelik	Alüminyum alaşım 6061
Yoğunluk (ρ), kg/m ³	7800	2700
Young Modülü ($E_x = E_y = E_z$), GPa	200	69
Poisson oranı, ($\nu_{xy} = \nu_{yz} = \nu_{zx}$)	0,3	0,32

QI-GFR/Epoksi/SiC kompozit ve UD-GFR/Epoksi/SiC kompozit ortotropik malzemelerdir. Fiberler yükleme tarafında yönlendirilerek mekanik özellikler üç boyutlu uzayda yayılma eksenine göre değişmektedir. Mekanik özellikler Tablo 6.3'te gösterilmiştir.

Tablo 6.3. QI-GFR/Epoksi/SiC kompozit ve UD-GFR/Epoksi/SiC kompozitin mekanik özellikleri (Appadurai ve Raj, 2021).

Özellikler	QI-GFR/Epoxy/SiC	UD-GFR/Epoxy/SiC
Yoğunluk (ρ), kg/m ³	1750,3	35,744
Young Modülü (E_x), GPa	10,751	69
Young Modülü (E_y), GPa	10,751	1,894
Young Modülü (E_z), GPa	1,894	1,894
Poisson oranı (ν_{xy})	0,304	0,323
Poisson oranı (ν_{yz})	0,304	0,426
Poisson oranı (ν_{xz})	0,426	0,426

Çalışmada, kanat uzunluğu 5 m olan 20 kW yatay eksenli bir rüzgâr türbininin geniş bant gürültüsü üzerinde rotor sertlik faktörünün etkisi sayısal olarak hesaplanmıştır. Akustik çözücü girdileri; kanat elemanı momentumu, elde edilen hız vektör alanı ve sınır tabaka verileri olarak bilinmektedir. Seçilen malzemeler için toplam dört rotor tasarladıktan sonra modellerin şebekleri teşkil edilmiş ve yapısal ve aerodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar Tablo 6.4 ve Şekil 6.29'da gösterilmiştir. Şekil 6.29'da hücum açısının bir fonksiyonu olarak deneysel ve hesaplamalı güç katsayısı dağılımlarını gösterilmiştir.

Rotor sağlamlık etkisi 20, 32 ve 70 rpm sabit dönüş hızında ve rüzgâr yönü konumunda bulunan 0,5 m alıcı yüksekliğinde gösterilmiştir. Nanokompozit malzemeler ile geleneksel malzemeler arasındaki gürültü farkı, 100 Hz ile 5 kHz arasındaki 20 rpm için

minimum 0,5 dB(A) ve maksimum 5,2 dB(A) olarak bulunmuştur. Ayrıca 70 rpm 'de Epoksi/SiC nanoyapılı kompozitler için ses seviyeleri 400 Hz ve 6 kHz arasında Çelik/Alüminyum kompozitlere göre neredeyse 3 dB(A) daha düşük sonuç elde edilmiştir.

Tablo 6.4. Farklı rpm 'de Çelik/Alüminyum ve Nanoyapılı kompozitlerin SPL karşılaştırması

Frekans (Hz)	63	100	200	400	800	1000	2000	4000	6000
20 rpm 'de SPL(dBA)									
Çelik/Alüminyum komp.	61,3	73	88,6	97	94,9	94,3	89,7	82,4	79,4
Nanoyapılı komp.	59,93	72,5	85,6	93,5	89,9	89,3	84,6	77,3	74,3
Δ dBA	1,37	0,5	3	3,5	5	5	5,1	5,1	5,1
32 rpm 'de SPL(dBA)									
Çelik/Alüminyum komp.	77,2	84,4	90,2	91,6	89,2	87,8	81,7	74	71
Nanoyapılı komp.	72,9	79,4	85,0	86,4	84,1	82,6	76,6	68,9	65,9
Δ dBA	4,3	5	5,2	5,2	5,1	5,2	5,1	5,1	5,1
70 rpm 'de SPL(dBA)									
Çelik/Alüminyum komp.	83,2	90,3	95,1	94,5	89,8	87,6	79,3	69,6	66
Nanoyapılı komp.	81,8	88,7	93,0	91	87	84,8	76,6	66,8	63,2
Δ dBA	1,4	1,6	2,1	3,5	2,8	2,8	2,7	2,8	2,8

Güç katsayısı Eşitlik 6.4 yardımıyla hesaplanmıştır.

$$C_{power} = \frac{T \cdot \Omega}{0,5 \rho \pi R^2 U_{\infty}^3} \quad (6.4)$$

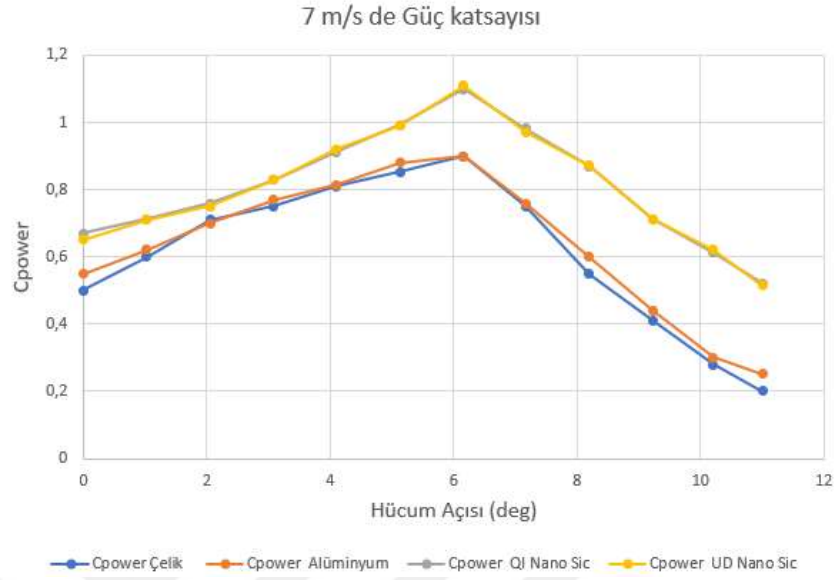
Burada,

T: (N.m) cinsinden tork

R: (m) cinsinden kanadın yarıçapı

Ω: (rad/s) cinsinden dönme hızı

ρ: (kg/m³) cinsinden serbest akımın yoğunluğunu ifade etmektedir.



Şekil 6.29. Hücum açısının fonksiyonu olarak güç katsayısı dağılımlarını

Şekil 6.29’da görüldüğü gibi nanoyapılı kompozitler güç katsayısında 0,2 artış gösterilmiştir. Ayrıca QI-GFR/Epoksi/SiC ve UD-GFR/ Epoksi/SiC aynı davranışı göstererek Alüminyum ve çelik kompozitlere göre daha verimli güç gerçekleştirmiştir.

6.4. Uç Hız Oranı

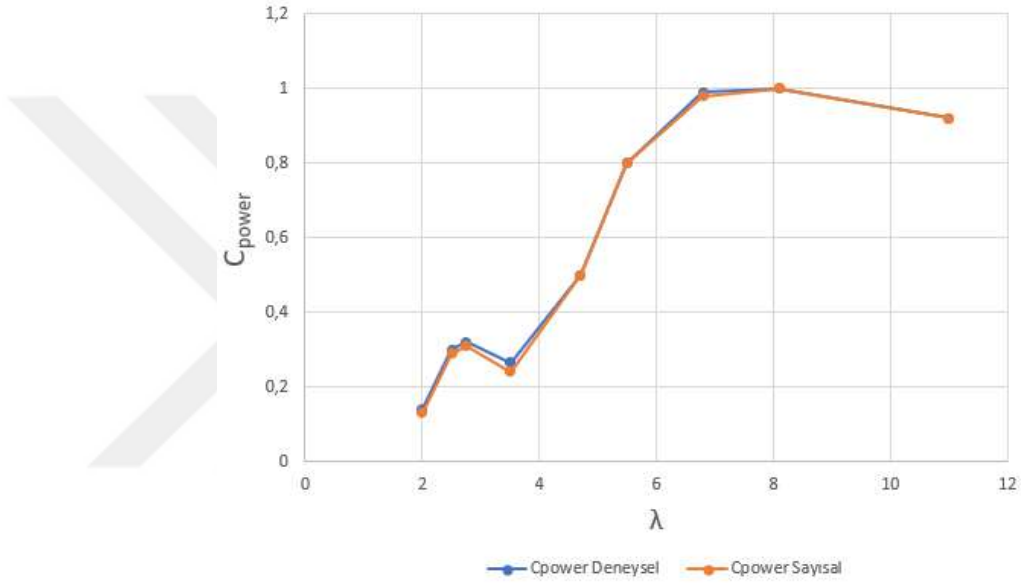
Pratikte dişli kutusunun ve güç üreticinin en iyi şekilde performans gösterdiği hıza uyması için tipik olarak bir rotor dönüş hızı w seçilmesi gerekmektedir. Bununla birlikte dönüş hızı, bir rüzgâr türbini sisteminin aerodinamiğinde çok önemli bir rol oynamaktadır. Geometrik hücum açısı şu şekilde verilir:

$$\alpha(r) = \phi(r) + \tan^{-1}\left(\frac{1}{\lambda} \frac{R}{r}\right) \quad (6.5)$$

Burada $\phi(r)$ kanadın bükülmesini ifade etmektedir. Bu ilişkinin incelenmesi, yerel hücum açısının λ artırılarak tüm kanat boyunca azaltılabileceğini doğrulamaktadır. Başka bir deyişle, dönüş hızını artırarak bir kanat üzerindeki ayrılma derecesini tamamen azaltmak mümkündür.

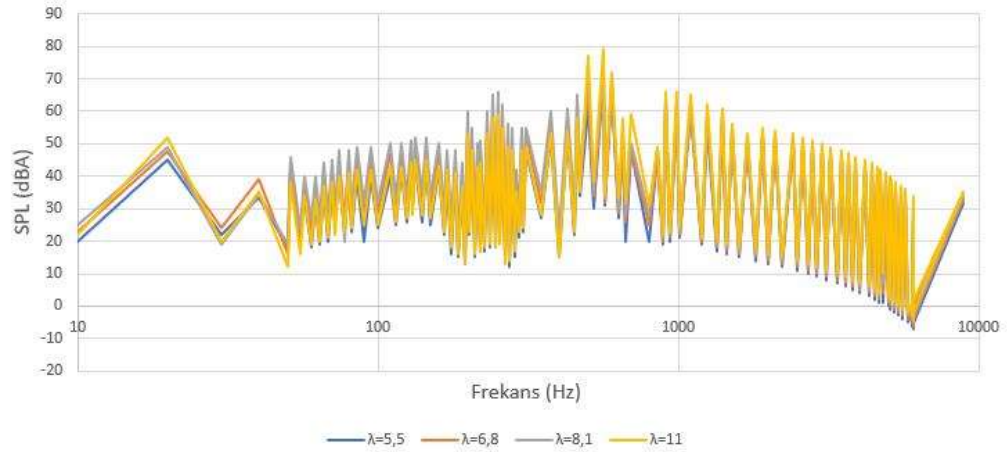
Serbest akış hızı 7 m/s olarak hesaplanırken farklı uç hız oranlarındaki (TSR) güç katsayısı incelenmiştir. Sayısal ve deneysel sonuçlar arasında neredeyse tam bir uyum

olduğu görülebilmektedir. Maksimum hata TSR 3.5'te meydana gelirken, diğer TSR değerlerinde hata daha düşük olduğu belirlenmiştir. CFD yaklaşımının mükemmel sonuçları kanat ucu girdapları gibi 3 boyutlu etkilerin göz ardı edilmemesinden kaynaklanmaktadır. Şekil 6.30'da simülasyonlardan elde edilen güç katsayısı eğrileri TSR değerlere karşılık gelen deneysel verilerle karşılaştırılması gösterilmiştir.



Şekil 6.30. 7 m/s 'lik sabit bir serbest akış hızında değişen uç hız oranları için güç katsayısı.

Şekil 6.30'da görüldüğü gibi TSR = 3.5 değerinde deneysel ile sayısal sonuçların arasında %2 fark ortaya çıkmış, bu da kanat kök bölgesinde daha güçlü akış ayrımı olduğu anlamına gelmektedir. Ayırma bölgesinin oluşumu, türbin kanadı üzerindeki akışın artıran yerel saldırı açısının azalan rüzgâr hızından ve kanadın arka kenarına yaklaştıkça ayrılma eğiliminden kaynaklanması mümkün olabilmektedir.



Şekil 6.31. TSR'nin SPL spektrumu üzerindeki etkisi (akış hızı 7 m/s, $Re = 2 \times 10^6$)

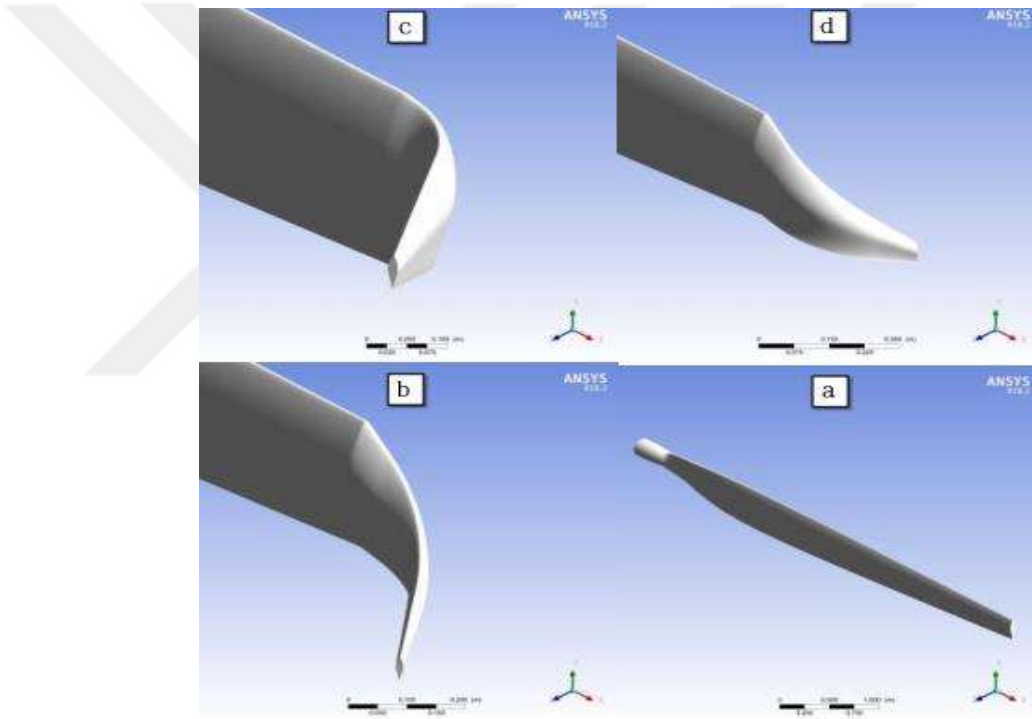
Şekil 6.31'de tüm TSR'ler için SPL spektrumu gösterilmiş ve TSR arttıkça gürültü değerinin de arttığı görülmüştür. Bu, rotor dönüş hızındaki artışın kanatlar üzerindeki kaldırma ve sürükleme kuvvetlerinde daha yüksek dalgalanmalara neden olacağı anlamına gelmektedir. Örneğin, 20 Hz'de TSR 5.5'ten 6.8'e ve 8.1'den 11'e yükseldikçe gürültü sırasıyla 2.51 dB ve 3.07 dB artmıştır.

6.5. Kanat Şekli

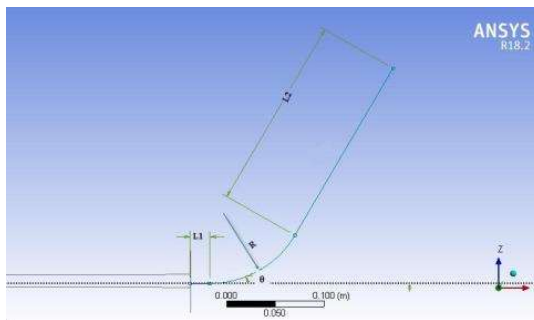
Literatürde incelendiği gibi kanadın dış yapısının şeklini değiştirmek için birçok öneriler bulunmaktadır. Arka kenara dişli eklenmesi, kalınlığının azaltılması, kanat yapısına delik veya çatlakların sokulması veya kanat ucunun şeklinin değiştirilmesi gibi tüm bu önerilerin aerodinamik performansı iyileştirmeye veya enerji verimliliğini artırmaya yönelikler bulunmaktadır.

Sayısal analizden kaynaklanan gözlem sayesinde kanadın ucuna yeni şekiller eklenmesinin, kanadın performansını iyileştirmesinin ve aynı zamanda enerji verimini artırılmasının en iyi yolu olduğunun sonucuna varılmıştır. Çünkü literatürdeki çoğunluğa göre kanat uçlarının oluşturduğu girdaplar önemli bir gürültü kaynağına sahiptir. Clifton-Smith, M. J. 'nın çalışmasında da belirttiği gibi bazen kanat uçlarında oluşan akışın ayrılması enerji verimliliğini %2'ye kadar düşmesine neden olmaktadır. Yukarıdakilere ek olarak, ucun şeklini değiştirmek diğer önerilere göre teknik olarak daha kolay ve avantajlıdır.

Çalışmada, NREL Faz VI rüzgâr türbininin kanat ucuna dört uç farklı tipi eklenmiştir. Şekil 6.32’de görüldüğü gibi üretilen güç ve gürültü üzerindeki etkiler hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak incelenmiştir. Kanat üzerindeki akışı simüle etmek için $k-\omega$ SST türbülans modeli ile Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemleri kullanılmıştır. Orijinal kanat hariç dört uç eklentisi geometri oluşturulmuş ve Geometriler Tablo 6.5 ve Şekil 6.32’de gösterilmiştir. Şekil 6.33’te kanatçık geometrilerinin parametreleri gösterilmiştir.



Şekil 6.32. İncelenen uç eklentilerin görselleri



Şekil 6.33. Kanada eklenen ucun geometrik parametreleri

Tablo 6.5. Eklenti geometrilerinin açıklaması.

Kanat numarası	Eklentinin adı	Geometri Açıklama			
		L1(m)	L2(m)	R(m)	θ (degree)
a	Genişletilmiş uç	Ana kanadın 0,273 m'ye kadar uzatılması			
b	Hafif kıvrılmış basınç kanatçık	0,05	0,1	0,2	45
c	İyi kıvrılmış basınç kanatçık	0,02	0,2	0,1	60
d	Emme yüzeyi kanatçık	0,05	0,1	0,2	30

Tablo 6.6'da eklentilerin tork, güç sonuçları ve son sütunda orijinal kanadına kıyasla güç değişmesi gösterilmiştir.

Tablo 6.6. Tork ve Güç sonuçları

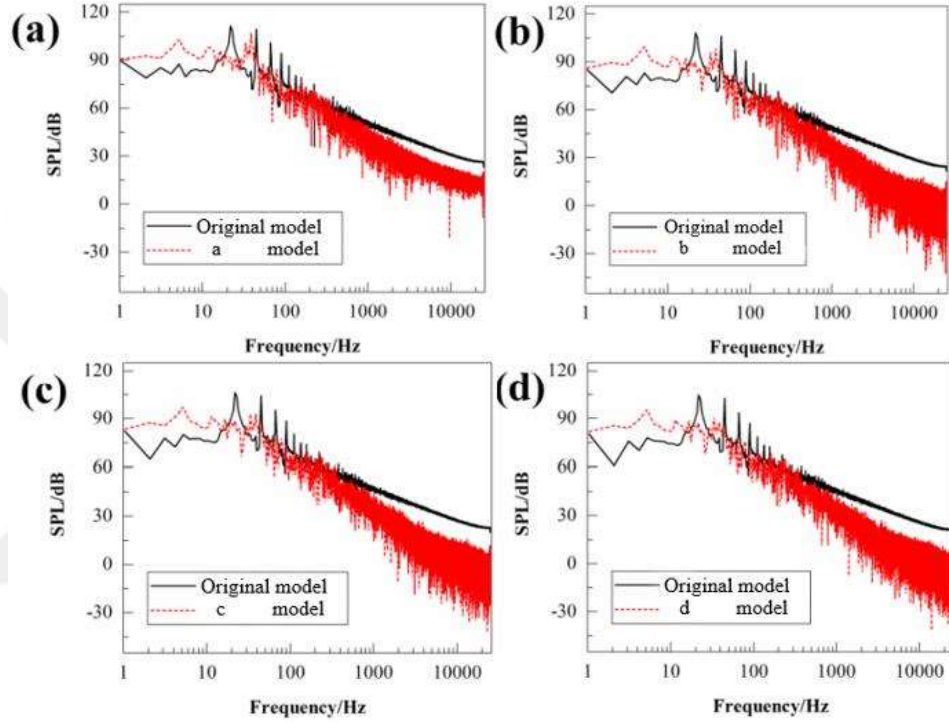
Kanat numarası	Eklentinin adı	Toplam kanat yarıçapı (m)	Toplam Tork (N.m)	Toplam Güç(Watt)	Güç değişmesi
a	Genişletilmiş uç	5,805	1349,1	9300	- %0,2
b	Hafif kıvrılmış basınç kanatçık	5,805	1399,4	10000,2	+ %7,3
c	İyi kıvrılmış basınç kanatçık	5,743	1354,3	9469,12	+ %1,6
d	Emme yüzeyi kanatçık	5,805	1382,3	9745,9	+ %4,57

İncelenen dört kanatçık arasında, b ile c ve a ile d geometrisi karşılaştırıldığında, basınç yüzeyli kanatçıklar, emme yüzeyli kanatçıklardan daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. En iyi sonuçları elde etmek için kanatçıkların akış yukarıya doğru basınç yüzeyinde tasarlanması gerektiği sonucuna varılmıştır. Emme yüzeyi kanatçıklarının rüzgâr türbini kulesi ile çarpışmayı önlemek için geometrik sınırlamaları olduğundan, basınç yüzey kanatçıklarının inşa edilmesi teknik olarak daha uygun olmaktadır. b ile c geometrisi karşılaştırıldığında, geri tepme açısının aerodinamik verimlilik üzerinde olumlu bir etkisi olmakta ve üretilen gücü daha da artırabilmektedir.

Toplam üretilen güç deneysel verilerle doğrulanmıştır. Deneysel sonuç, 10 m/s hız için çıkış gücünü $\pm 800W$ toleransla 9800W olarak tanımlamıştır. 9320W simülasyon çıkış gücünün deneysel değerle karşılaştırılması, açıklanan deneysel tolerans aralığında olan %5'ten daha az fark göstermektedir.

Şekil 6.34'te uç kanat modelinin rüzgâr türbini gürültüsü üzerindeki etkisinin incelenmesi; 10 m/s sabit giriş hızı ve 72.3 rpm dönüş hızı ile dört uç konfigürasyonundan

gelen gürültü spektrumları gösterilmiştir. Genişletilmiş uç modeli (a) standart uç modeline (orijinal) kıyasla, 20 Hz frekanstan sonra rotorun aerodinamik performansında küçük bir iyileşme ile ses basınç seviyesinin düştüğü gözlemlenmiştir.



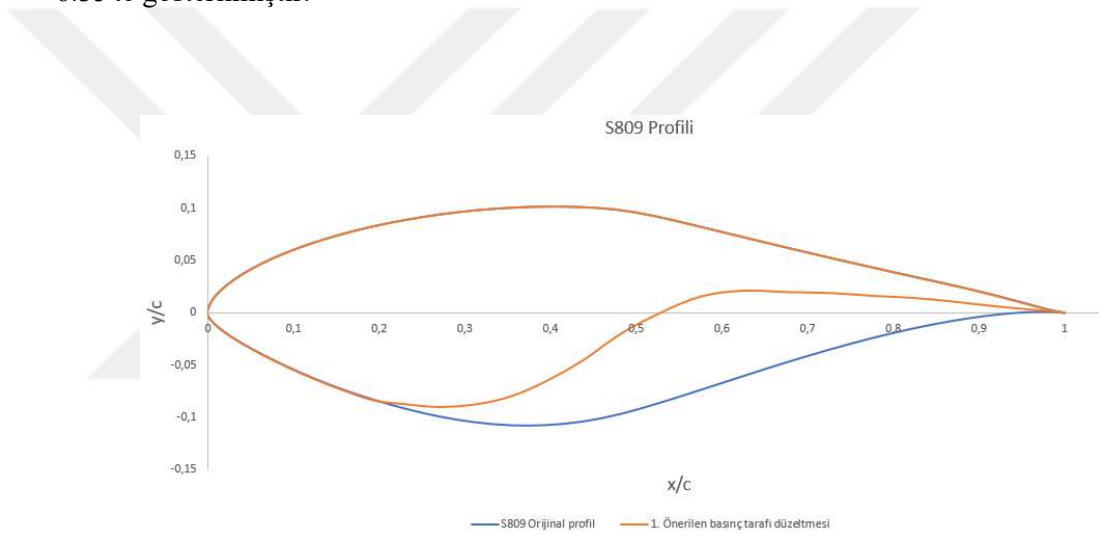
Şekil 6.34. Orijinal ve yeni tasarlanmış kanat uçları için ses basıncı seviyesi spektrumları

Şekil 6.34'te görüldüğü gibi kanat ucu için önerilen tüm modeller ses basınç seviyesi ile ilgili tatmin edici sonuçlar göstermiştir. Frekansta aralığında 0 ile 20 Hz tüm modeller için herhangi bir gelişme görülmemiştir. 20 Hz'den sonra gürültü seviyesi azalmaya başlamış ve çok yüksek frekanslar için büyük düşüş değerine ulaşmıştır.

Şekil 6.34'te SPL eğrisindeki ana tepe noktalarının yeni tasarlanan kanadın uçlarında kademeli olarak azaldığı ve bu azalmanın en fazla (d) modelinde olduğu görülmüştür. Ayrıca, yüksek frekans aralığındaki gürültü azaltma etkisi giderek daha yoğun hale gelmiştir. Şekil 6.34'te görüldüğü gibi dört model için toplam gürültü azalımı sırasıyla; 1.9 dB, 2.55 dB, 4.27 dB ve 5.33 dB'dir.

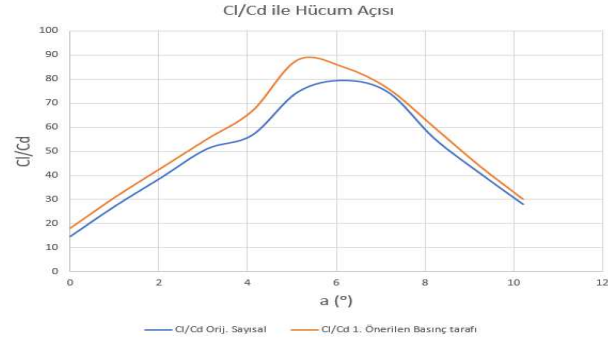
6.6. Kanat Kalınlığı

Bu bölümde, daha iyi aerodinamik performans elde etmek için kanatların kalınlığını iyileştirilmeye çalışılmış ve bu iyileştirmenin güç fonksiyonu ve gürültü emisyonu üzerindeki etkileri incelenmiştir. Optimizasyon sürecinde ana fikir aerodinamikte kritik rol oynadığı için kanat profilinin basınç tarafının şeklini değiştirmektedir. Bilindiği gibi S809, kirişte %39,5'te %21 kalınlığa sahip olup kirişin %82,3'ünde maksimum kamberi %1 belirlenmiştir. İlk önerilen profil kirişin %33,19'unda %14 kalınlığında ve kirişin %82,32'inde maksimum %2,5 kamber olmuştur. Bu iki geometrinin karşılaştırması Şekil 6.35'te gösterilmiştir.



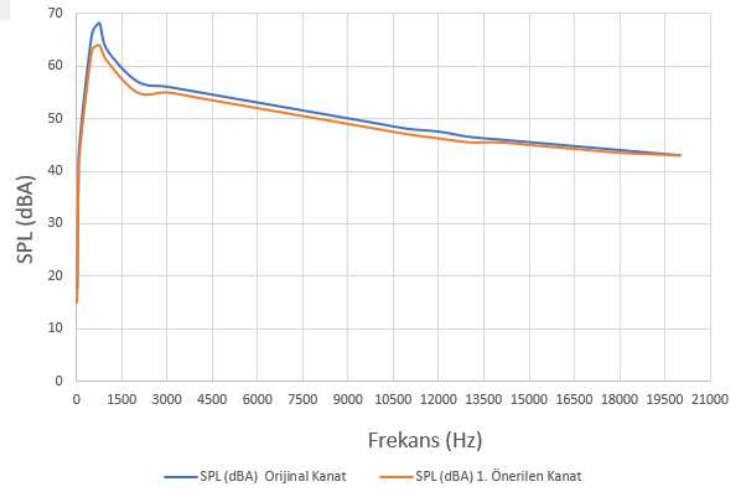
Şekil 6.35. S809 orijinal profil ile düzeltilmiş önerisi

Şekil 6.35'te görüldüğü gibi temel kanat profilinin basınç tarafı aerodinamik açıdan daha etkili olan arka kenara doğru eğimi artırılarak değiştirilmiştir. ANSYS aracından elde edilen performansın karşılaştırması Şekil 6.36'dan gösterilmiştir.



Şekil 6.36. S809 ve değiştirilmiş profilli kanat için kaldırma-sürüklenme oranları

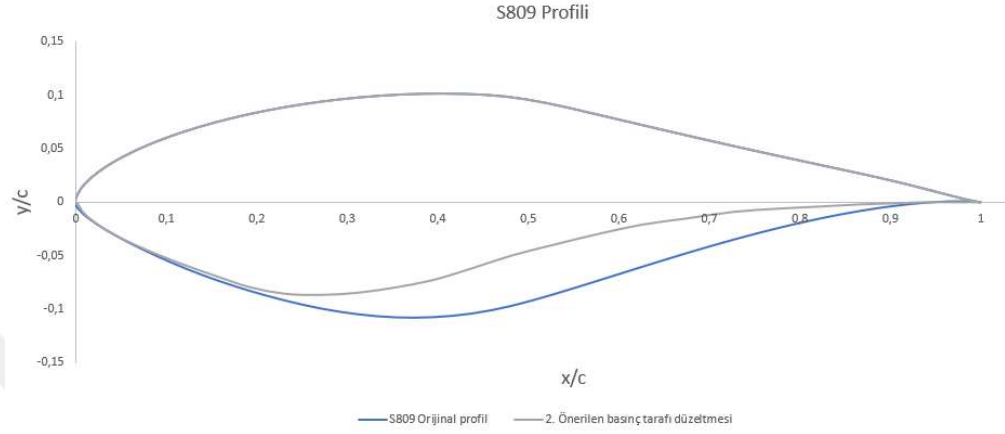
Şekil 6.36’da optimize edilmiş geometrinin yardımıyla kaldırma/sürüklenme oranının 80’den neredeyse 90’a yükseldiği görülmüştür; ancak C_l/C_d oranının tepe noktası saldırı açısında yaklaşık 6° ’den 5° ’ye kadar gerilemiştir. Ayrıca S809 ve değiştirilmiş profilli için kanat gürültü emisyonu seviyeleri Şekil 6.37’de gösterilmiştir.



Şekil 6.37. S809 ve değiştirilmiş profilli kanat için SPL spektrumları

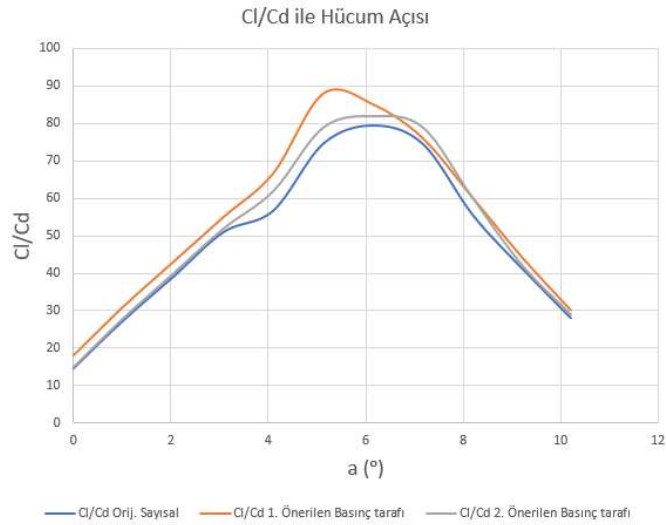
Şekil 6.37’de orijinal ve düzeltilmiş birinci önerilen kanat ses basınç seviyelerindeki belirgin fark görülmüştür. SPL grafikte görüldüğü üzere, 750 Hz frekansta ses basınç seviyesi en az 1dB ve en çok 4 dB düşüş görülmüştür.

Şekil 6.38'de ikinci önerilen profil kirişin %23,19'unda %17 kalınlık, kirişin %77,6'inde ise maksimum %4,35 kamber görülmektedir.



Şekil 6.38. S809 orijinal profil ile düzeltilmiş önerisi

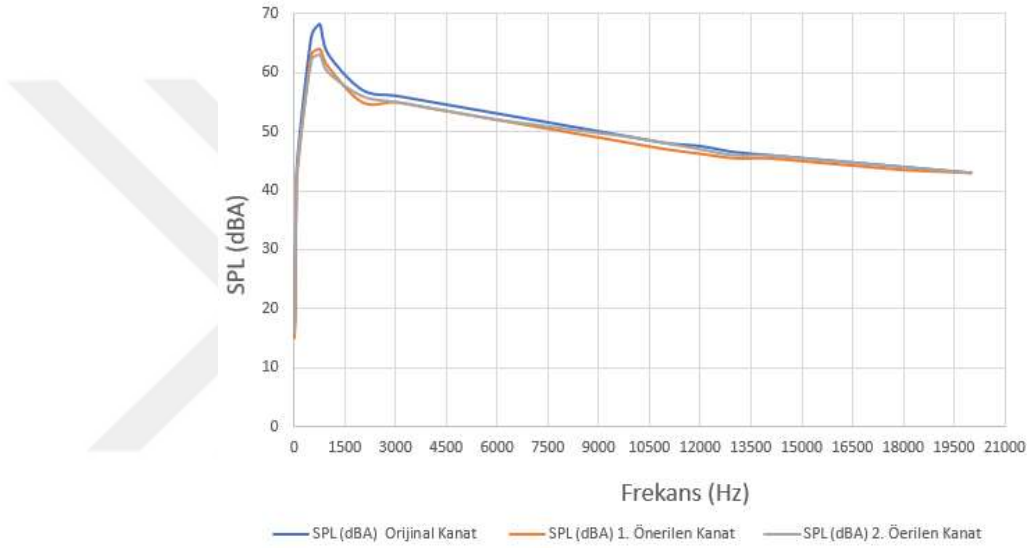
Elde edilen kaldırma-sürüklenme oranı Şekil 6.39'da gösterilmektedir.



Şekil 6.39. S809 ve değiştirilmiş profilli kanat için kaldırma-sürüklenme oranları.

Şekil 6.39’da ikinci önerilen kanadın 3° ila 8° arasında hücum açısında aerodinamik performansta iyi bir gelişme görülmüştür. Ayrıca, bu önerilen profil 7° hücum açısında kanadın orijinal ve 1. önerisine göre daha iyi olduğu kanaatine varılmıştır.

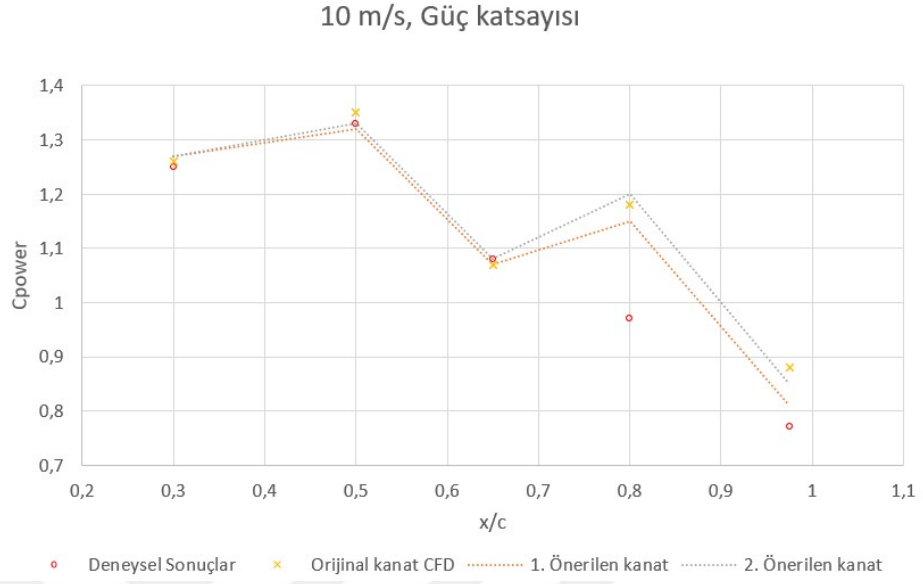
Orijinal ve önerilen kanat profillerinden çıkan ses basınç seviyesi Şekil 6.40’ta gösterilmiştir.



Şekil 6.40. S809 ve değiştirilmiş profilli kanatlar için SPL spektrumları.

Şekil 6.40’ta, ikinci önerilen kanadın gürültüsü 500 Hz ile 8 kHz arasında makul bir düşüş görülmüş ve birinci önerilene göre 750 Hz’de 5 dB azaltıldığında en iyi seçim olduğu kanaatine varılmıştır; ancak 8 kHz’den sonra fark edilen iyileşmeye rastlanmamıştır.

Önerilen kanatların entegre aerodinamik kuvvet katsayıları üzerinde az etkisi bulunmaktadır. Her ikisi de deneysel değerlere yakın sonuçlar göstermiştir, ancak ikinci önerinin değerlerinin kanadın tüm radyal boyutunda daha iyi olduğu gözlemlenmiştir. 2. önerilen kanat için en büyük $C_{power} \times c = 0.8$ 'de %15 değeri belirlenmiştir. Şekil 6.41’de 10 m/s giriş hızında radyal kuvvet katsayısını gösterilmiştir.



Şekil 6.41. 10 m/s rüzgâr hızında kuvvet katsayısı dağılımı

6.7. Kanadın Yükleri

Literatürde görüldüğü gibi kanat yükleri iki tipe ayrılmaktadır: Birincisi genel olarak kütle veya ağırlıktan, ikincisi ise hafif kompozit malzemelerin kullanılmasından kaynaklanmaktadır. Sabit ve değişmez yükler kanatların dönüşü ile düşük frekanslı gürültüyü oluşturmaktadırlar (Bozorgi ve Ghorbaniasl, 2020).

Kanat yükleri, kanat ve rotorun sertliğindeki esneklik veya sertlikten sorumlu olan imalat malzemesi bileşenlerinin kalitesi ile ilgilidir. Rotor sertliği, kanatların alanındaki rotor diskinin oranı olarak tanımlanabilir. Her biri R yarıçaplı ve kirişi c olan N kanatlı rotorun sağlamlığı için 6.6'daki denklem kullanılmıştır.

$$\sigma \equiv \frac{A_b}{A_d} = \frac{NcR}{\pi R^2} = \frac{Nc}{\pi R} \quad (6.6)$$

Dikdörtgen olmayan bir şekle sahip kanatlar için sertlik genellikle aşağıdaki integral kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\sigma_e \equiv \frac{1}{R} \int_0^R \omega(r) \sigma(r) dr \quad (6.7)$$

Burada: w , kanat bölümüne karşılık gelen bir ağırlık fonksiyonu, σ , kanat bölümüne karşılık gelen sağlamlık, r , kanat bölümünün radyal uzunluğudur. Bu tanım, kaldırma kuvveti oluştururken rotor diskinden geçen sıvı hızının ve dolayısıyla rotorun performansından üretilen gürültü seviyelerinin belirlenmesinde önemli bir rol oynamıştır. Bu, farklı boyutlardaki rotorların performans özelliklerini karşılaştırmasında da kullanılmaktadır (Leishman, 2006). Kısacası bu tanımdan da anlaşılacağı gibi rotorun sertlik tanımına göre rotorun ağırlığından kaynaklanan kanat gürültüsü, hareketli parçaların imalatında teknik nedenlerle kaçınılmazdır. Hafiflik, sertlik ve uygun esneklik gibi etkili niteliklere sahip malzemeler kullanılırsa azaltılabilmektedir. Örneğin, bölüm 6.3'te sunulan sonuçlara göre kullanılan epoksi nanokompozitler bu açıda en uygun kullanılan malzemelerden birisi olmaktadır (Rotorumuz için $\sigma \cong 0,0933$ & $\sigma_e \cong 527,85$).

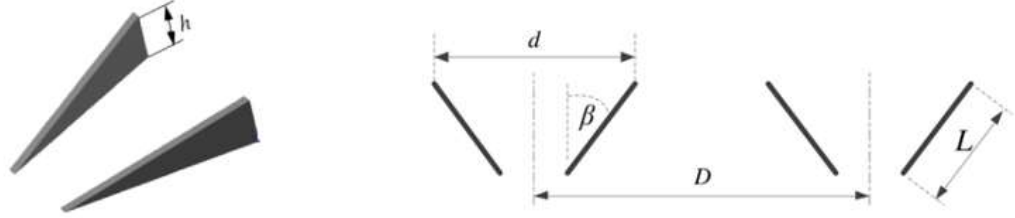
Hafif kompozit malzemeler aerodinamik kuvvetlerden kaynaklanan yük olarak bilinmektedir. Bu yükler hem değişkendir hem de kanatların dönüşünden ve kule tarafından oluşturulan girdaplarla etkileşimlerinden kaynaklanmaktadır. Ayrıca düşük frekanslı kararsız yük gürültüsünü oluşturmada ve rüzgâr yönündeki (downwind) konfigürasyonlar için önemli olmaktadır (yani kanatlar kulenin akışındadır).

Bölüm 5.1.2.'de açıklanan, Ffowcs Williams-Hawkings denklemi kullanılarak düşük gürültü, gürültü spektrumlarının çözümlerinde çok tatmin edici sonuçlara ulaşan literatür araştırmaları bulunmaktadır. Sonuç olarak, özellikle önden rüzgârı alan türbinler için bu tür gürültünün ihmal edilebileceği belirlenmiştir. Modern türbinlerde ise yüksekliği arttıkça kalınlığı giderek azalan kule sebebiyle etkisi daha da azalmıştır.

6.8. Akıllı Kanat

Bölüm 3.2.5'te ayrıntılı olarak tartışıldığı gibi kanadı akıllı yapan özellik, aerodinamik performansı kontrol etmek için elektronik cihazlara ve sensörlere sahip olmasıdır. Bu çalışmada, rüzgâr türbini kanadı üzerinde girdap jeneratörleri (GJ) ile pasif akış ayırma kontrolü kullanılmıştır. GJ, akış ayrılmasını etkin bir şekilde geciktiren ve daha iyi aerodinamik performansa yol açan, rüzgâr çıkmasında ters dönen girdaplar üretmektedir.

Kanat şeklindeki GJ, Şekil 6.42'de gösterildiği gibi ayırma kontrolü üzerindeki optimizasyon çalışmasına göre tasarlanmıştır.

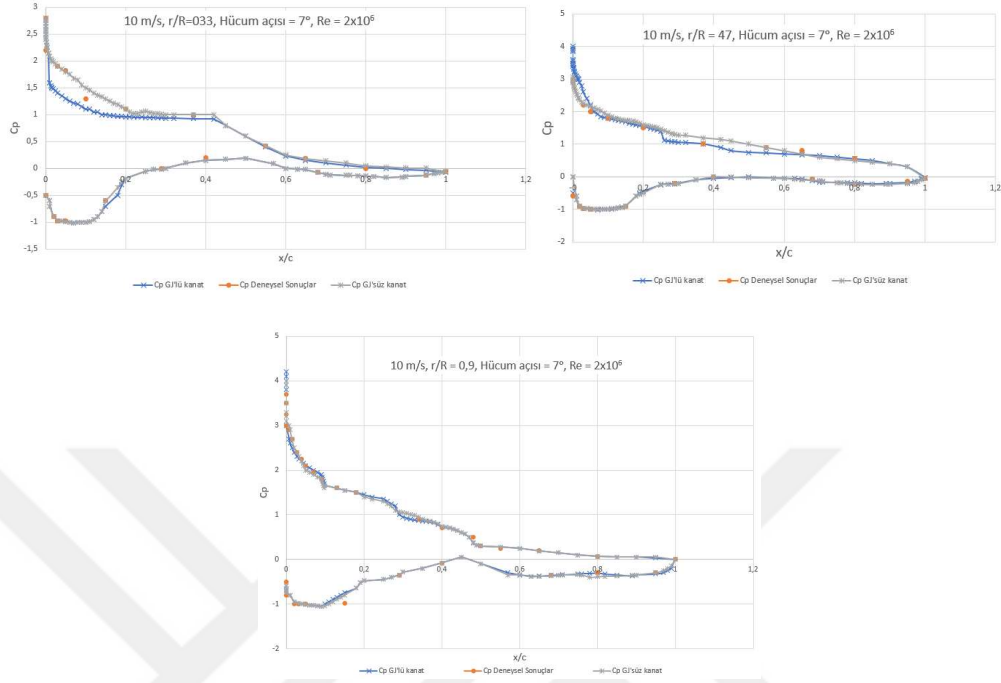


Şekil 6.42. Girdap oluşturu dizisinin geometrisi, perspektif (sol) ve üst (sağ) görünüm

Burada $h = 5\text{mm}$; $\beta = 15^\circ$; $L = 4h$; $d = 4h$; $D = 8h$ olarak alınmıştır.

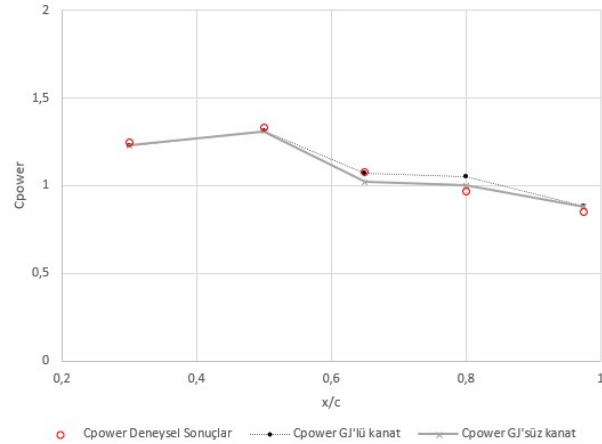
GJ'leri, kanat yarıçapının %50 ila %82'si ve yerleştirilmiş kanat kirişinin %10'u boyunca monte edilmiş ve tüm kanat yarıçapı üzerinde 39 GJ çifti bulunmuştur. Girdap oluşturu dizisinin düzeni ve tasarımı Ye ve arkadaşları tarafından önerilen tavsiyeye uygun olmaktadır (Ye vd., 2020).

GJ'süz ve GJ'lü konfigürasyonlar için yüzey basınç katsayı dağılımları, Şekil 6.43'te sırasıyla $r/R = 0.33$, 0.47 ve 0.9 'luk üç radyal konumda gösterilmiştir. Şekil 6.43'te gösterildiği gibi GJ'leri, yalnızca kanadın yerel radyal aralığındaki basınç dağılımını etkilemektedir. GJ'süz konfigürasyonu GJ'leri ile karşılaştırıldığında, C_p doğrudan akış yönünden $r/R = 0.47$ ve 0.9 için sırasıyla $x/c = 0.58$ ve 0.63 kiriş konumuna kadar yükselmektedir. Önceki kirişli konumlar yerel ayırma noktasına karşılık gelmekte ve arka kenara yaklaştıkça GJ'süz kanada kıyasla basınç katsayısı biraz daha azalmaktadır.



Şekil 6.43. GJ'lü ve GJ'süz kanatlar için basınç katsayısı

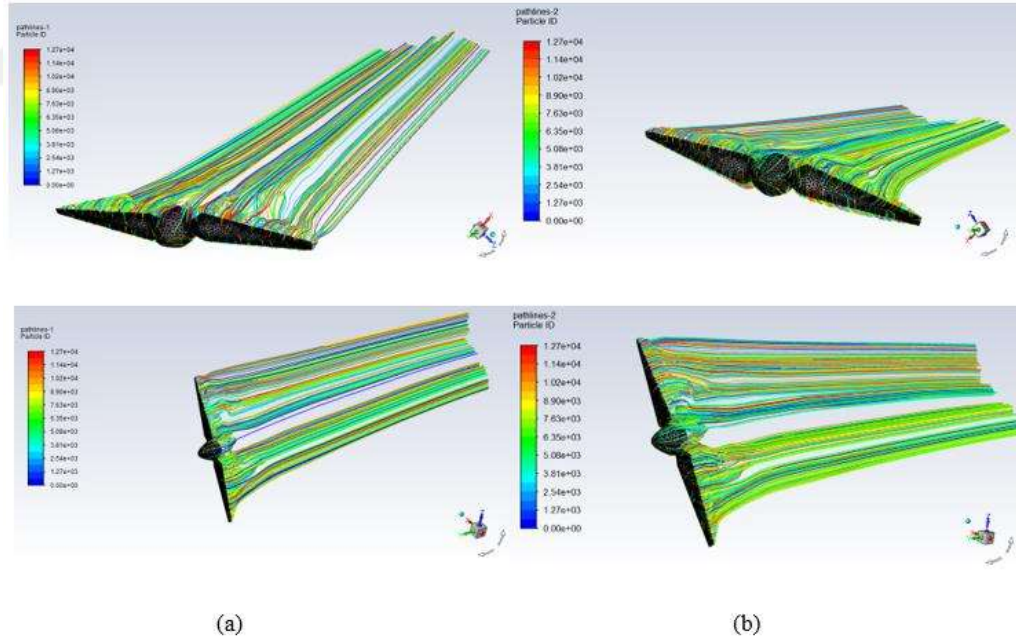
Şekil 6.44'te, her iki konfigürasyon için normal kuvvet katsayıları karşılaştırılmıştır. Her iki durumda da kuvvet katsayıları kök alana yakın daha yüksek değerle, radyal yön boyunca homojen olmayan bir şekilde dağılmaktadır. GJ, temiz kanatla karşılaştırıldığında dış alandaki normal kuvveti artırarak, aerodinamik performansın yerel olarak iyileştğini göstermektedir.



Şekil 6.44. Normal kuvvet katsayısı dağılımı

Şekil 6.45'te, GJ olan/olmayan rüzgâr türbini rotoru etrafındaki akış alanının incelemesi, akış çizgileri gösterilmektedir. Her iki konfigürasyon için de benzer akış yapıları gözlenmektedir. Girdap dökülmesi, akış ayrımı nedeniyle kanadın arka kenarından üretilmektedir. Şekil 6.45 (a)'da temel kanat konfigürasyonu için kanadın iç kısmı boyunca akış hücum kenarından ayrılması ve güçlü radyal hız bileşeni gösterilmiştir.

Kanat ucuna doğru hareket eden ayırma çizgisi yavaş yavaş akış yönünde arka kenara doğru hareket etmektedir. Bu $r/R = 0.90$ değerinden itibaren akış tamamen bağlı hale gelmektedir. GJ dizisi kanat üzerine monte edildiğinde (Şekil 6.45 (b)), radyal konum $r/R > 0.60$ değerinde olduğu zaman akış ayrımı yerel kiriş uzunluğunun yaklaşık %9'a kadar geciktirilmektedir. Aksine, akış ayrımı, kanat köküne daha yakın olan hücum kenarına doğru hafifçe akışın tersinde hareket edecektir.

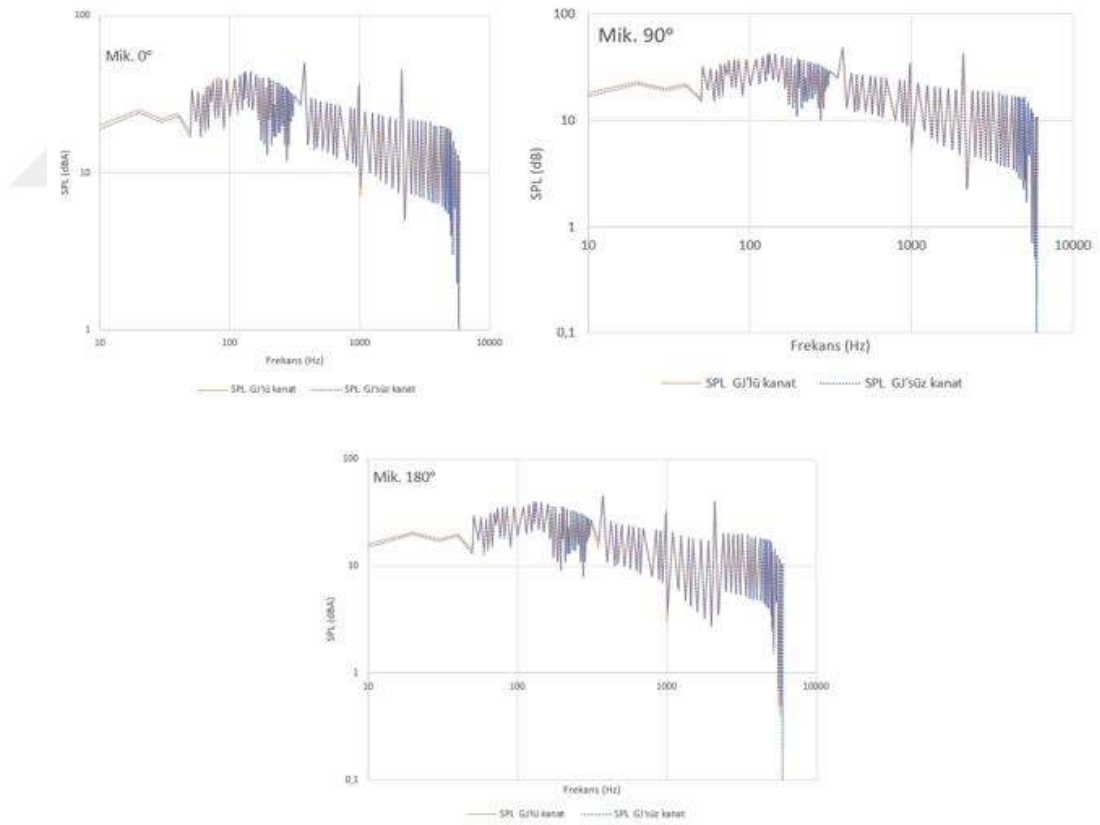


Şekil 6.45. Rotorun akış çizgileri, (a): GJ'üz /temel rotor, (b)GJ'lü rotor

Uzak alan gürültüsü, rüzgâr türbininin merkezinden $2R$ 'de (xz) düzleminde dairesel bir mikrofon dizisinde hesaplanan veriler Ffwocs-Williams ve Hawkins akustik analojisi kullanılarak hesaplanmaktadır.

SPL, 10 ile 6000 Hz frekans aralığına entegre edilmiştir. GJ'süz kanat konfigürasyonu ile karşılaştırıldığında, GJ'leri uzak alan gürültü seviyesi üzerinde ihmal edilebilen bir etki göstermektedir. 10 Hz ile 1200 Hz aralığında ise benzer gürültü seviyeleri elde edilmiştir.

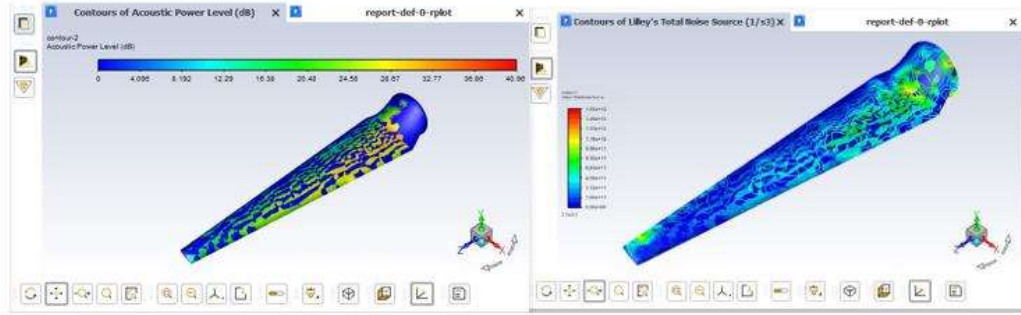
Şekil 6.46'da gösterildiği gibi akustik alan hakkında daha fazla bilgi sağlamak için 0°, 90° ve 180° olmak üzere üç mikrofon konumundaki SPL, 10 Hz'lik bir bant genişliğine sahip frekans hesaplanmıştır. GJ'süz ve GJ'lü konfigürasyonlar için benzer ses basınç spektrumları üretilmiştir. Bu iki durumda, düşük frekans bandında ($f < 1500$ Hz), yüksek frekans aralığında geniş bant enerjisinin azalmasının ardından yüksek gürültü seviyesi üretilmiştir.



Şekil 6.46. GJ'lü ve GJ'süzler için rüzgâr rotoru merkezinden 2R'de bulunan üç mikrofondan elde edilen ses basınç seviyesi (SPL)

GJ'lüler için 100 Hz ile 300 Hz aralığında biraz daha yüksek ve dar bant gürültü seviyesi bulunmuştur. Akış ayrımı ve kesme katmanı kararsızlığından kaynaklanan gürültüyle ilişkili olarak birden fazla ton yükselmiştir. Tepe frekanslarında bulunan $f_1 = 375$ Hz ve $f_2 = 2100$ Hz'lik iki temel ton ve bunların harmonikleri üç mikrofon konumunun tümünde gösterilmiştir. Tepe noktasındaki f_1 harmoniyi, OSPL'nin yönlendirmesinden elde edilen gözlemlerle uyumlu olarak, mikrofonlar için 90° ve 180° 'de daha düşük ses basınç seviyesine sahip olmaktadır.

Şekil 6.47'de gösterildiği gibi gürültü oluşturma mekanizmasına ilişkin önceki gözlem, emme tarafı üzerindeki yüzey akustik güç seviyelerinin zamana türevi tarafından desteklenmektedir. Bu sonuçlar, gürültü kaynaklarının esas olarak akış ayrım alanında ve sarka kenarda bulunduğunu ortaya koymaktadır.

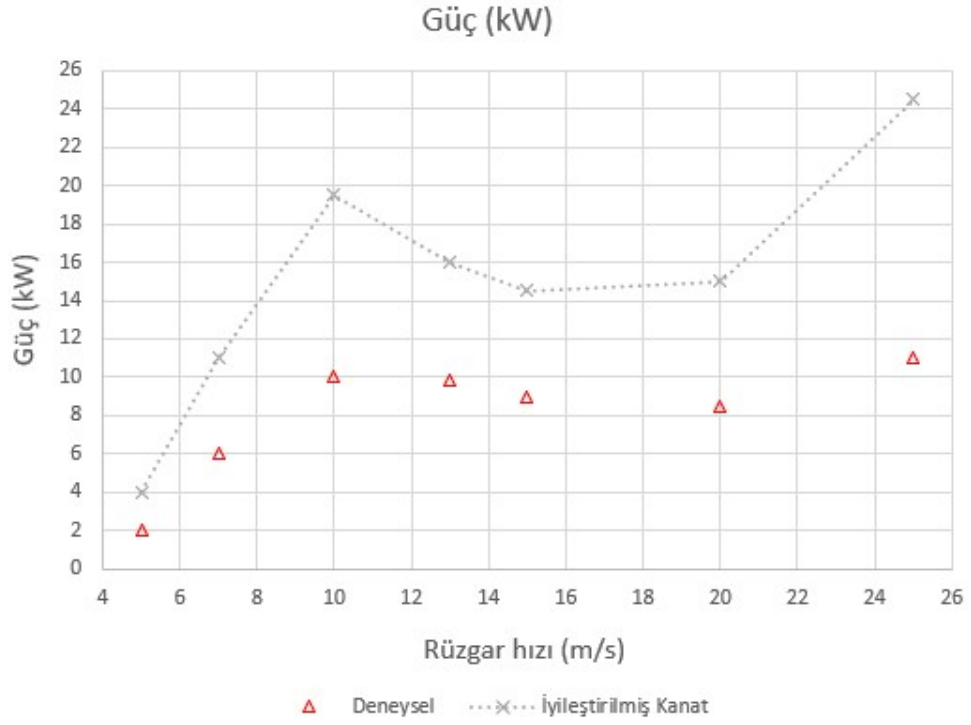


(a)

(b)

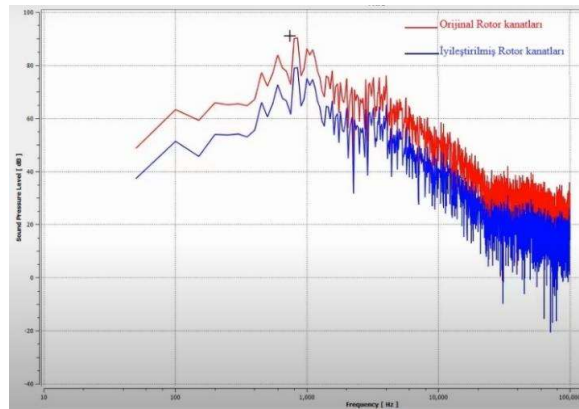
Şekil 6.47. GJ 'lü kanadın emme tarafından üretilen gürültüdür (a): Akustik güç seviyesi, (b) toplam gürültü kaynakları

Genel sonuç olarak, güç çıkışı ve gürültü seviyesi üzerinde iyileştirilmiş kanat özelliklerinin etkilerini gösteren bir diyagram sunulmuştur. Şekil 6.48'de türbin gücünü, Şekil 6.49'da ise ortaya çıkan ses basınç seviyeleri gösterilmiştir. Geliştirilmiş kanadın özellikleri şu şekilde sıralanabilir: S809'a modifiye edilmiş kök bölgesi, üçüncü burulma alternatifi, yarı izotropik cam elyaf takviyeli Epoksi/SiC nanokompoziti, uç hız oranı 7 değerinde, ikinci önerilen profili, uç şekli hafif kıvrılmış basınç kanatçığı (b) ve bölüm 6.8'de açıklanan GJ sistemi.



Şekil 6.48. Farklı rüzgâr hızlarında iyileştirilmiş kanat gücü değerlerinin karşılaştırması.

Sonuca daha detaylı baktığımızda önerilen kanatlar tüm rüzgâr hızlarında güç değeri iyi derecede artış göstermiştir. Önceki sayısal ve deneysel çalışmalar gibi optimum çalışma hızı 10 m/s'de makul, yüksek ve teoriye yakın 19.5 kW güç elde edilmiştir; buna rağmen 25 m/s'lik hızında güç miktarı yaklaşık 25 kW'lık hız ortaya çıkmış ve türbinin maksimum kapasitesini aştığı için dikkate alınmamıştır.



Şekil 6.49. 10 m/s'de Orijinal ile iyileştirilmiş kanattan çıkan SPL'nin karşılaştırması.

ANSYS programından alınan SPL diyagramının sonuçlarına göre, önerilen ve geliştirilmiş kanat gürültüsünün tüm frekans aralığında orijinalinden daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Geliştirilmiş kanadın SPL'sinin yaklaşık 5 dB'den 13 dB'ye düştüğü görülmüştür. SPL değerindeki azalma 1000 Hz'e kadar maksimum olup ve 4000 Hz'e kadar belirgin kalmıştır. Daha yüksek frekanslara gelince ise türbülans daha geniş hale gelmiştir bu da sonuçların kararsızlığına yol açmıştır.



7. SONUÇLAR

Bu çalışmada, NREL Faz VI rüzgâr türbininin aerodinamik ve ürettiği güç farklı kanat özellikleri değiştirilerek incelenmiştir. NREL Faz VI rüzgâr türbininin tasarım parametreleri literatürdeki çalışmalar incelenerek belirlenmiştir. Bu parametreler sekiz ana kısımdan oluşup, her özelliği incelemek için ayrı bir analiz/sayısal çalışma yapılmıştır. Tüm sayısal analizlerde rotor kanatları SOLIDWORKS 2019 yazılımında modellenmiştir. Rüzgâr hızı, basınç, türbin dönüş hızı, kullanılan malzemeler, giriş, çıkış ve duvarlar gibi sınır şartlarının belirlenmesi ve analiz sonuçlarının elde edilmesi için ANSYS Fluent yazılımı kullanılmıştır.

Çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir;

- Türbin kanadının kök alanı değiştirildikten sonra türbinin aerodinamik performansını belirleyen kaldırma-sürüklenme oranı hem orijinal rotor hem de modifiye edilmiş kök rotor için incelenmiştir. Sonuçlara göre kök modifiyeli türbin, orijinal türbine göre daha yüksek bir C_l/C_d değerine ($79.545 \rightarrow 80$) sahip olup, 13 m/s hız dışındaki tüm hızlarda daha fazla güç ürettiği tespit edilmiştir. Tasarladığımız bu rotorun güç değeri 10 m/s hızda %10 daha fazla güç üretilmiştir. Gürültü açısından ise %3,3'e denk gelen 2 dB kadar azalmıştır.
- Aerodinamik özellikleri daha belirgin şekilde anlamak için C_l/C_d , yüzey akustik gücü farklı hücum açısı (α) ve farklı Reynolds sayısı (Re) detaylı şekilde incelenmiştir. Sonuçlara göre, 5° ila 8° hücum açılarında daha yüksek C_l/C_d ve daha düşük gürültü (%0,8 ile %5) seviyesi elde edilmiştir. Ayrıca, 2×10^6 Re sayısında, yani daha türbülanslı bir rüzgâr akışı 500 Hz ila 5 kHz frekans aralığında gürültü seviyesi %1,6 azalmıştır.
- Çalışmada dört yeni burulma açısı dağılımı bulunmuştur. Her biri için SPL, SAG ve torku farklı altı giriş hızlarında incelenmiştir. Hemen hemen tüm burulma alternatifleri, düşük hızlarda (7 m/s, 10 m/s ve 13) tork üretimi açısından aynı davranışı göstermiştir. Ancak daha yüksek hızlarda (15 m/s, 20 m/s ve 25 m/s) çok farklı tork değerleri üretilmiştir. Sonuçlara göre, en uygun burulma alternatifi üçüncü alternatif olmuştur. Üçüncü alternatifin sonuçları Tablo 7.1'de özetlenmiştir.

Tablo 7.1. Üçüncü büküm alternatifinin farklı hızlarda sonuçları

Rüzgâr hızları (m/s)	Üretilen torkin değişmesi %	Çıkan SPL 'nin değişmesi (r/R = 0.33 , 1.0) %
7	-0.9	(-2.8,-3.75)
10	-0.56	(-1.0 , -5.51)
13	+0.23	(-0.9 , -2.32)
15	+0.24	(-1.6 , -2.57)
20	+1.56	(-1.15 , -2.2)
25	+9.1	(-1.13 , -1.6)

- Tablo 7.1'deki değerlere göre bu üçüncü alternatif tüm hızlarda gürültü azalımı sağlamıştır. Kök bölgesi $r/R=0.33$ 'te, daha düşük gürültü azalımı sağlanmıştır. Uç bölgesinde ise %5.51 azalma sağlandığı için bu seçeneğin optimum olduğu görülmektedir.
- Bahsedilen aynı rotor dört farklı malzeme için incelenmiştir. Bu malzemeler iki gruba ayrılır; nano yapıli malzemeler ve nano yapıli olmayan malzemeler. Sonuçlar, rotor 7 m/s giriş hızına sahip üç farklı dönüş hızı altında analiz edilmiş, her dönüş hızı için nano olmayan ve nano malzemelerden oluşan iki grup arasında bir karşılaştırma yapılmıştır.
- Elde edilen sonuçlara göre, bu çalışmada, kullanılan nanokompozit malzemelerden (QI/UD-GFR/Epoksi/SiC) oluşturulan rüzgâr türbini kanadının hafifliği, yüksek özgül mukavemeti ve titreşime karşı sertliği nedeniyle rüzgâr türbinleri için en uygun olarak seçilmiştir. Bu, gürültü sorununa ve aerodinamik yüklerinin azaltılmasına etkilemektedir. En büyük gürültü azalması olan 5.2 dB'lik değer 20 rpm'lik bir dönüş hızında gözlemlenmiştir. Bu da çelik ve alüminyum malzemelere göre %5,92 daha az gürültü sağlamış ve güç açısından %22,2 artış olduğu göstermiştir.
- Uç hız oranı incelendiğinde, TSR 'nin artmasıyla rotor gürültüsü artmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, bu çalışmada, tasarlanan rotor için en uygun değer $\lambda = 7$ 'dir. Güç faktörüne bakıldığında, bu değer deneysel değerlerle çok büyük bir uyum içerisinde olduğu görülmüştür.
- Ek olarak, kanat ucunun arka kenarı gibi gürültü oluşumunun ana kaynaklarından biri olması sebebiyle kanat ucunun şeklinin değiştirilmesinin etkisi araştırılmıştır. Çalışmada dört uç tarafı önerilmiştir. Güç verimliliğine ve gürültü emisyonu

açısına göre, (a) önerisi dışında kalan öneriler uygun bulunmuştur. Tablo 7.2’de tüm uç alternatif sonuçlarını özetlenmiştir.

Tablo 7.2. Önerilen uç eklentilerinin sonuçları

Kanat numarası	Eklentinin adı	Güç değişmesi	Çıkan SPL’nin değişmesi (r/R = 1.0)
a	Genişletilmiş uç	- %0,2	- %1,65
b	Hafif kıvrılmış basınç kanatçık	+ %7,3	- %2,21
c	İyi kıvrılmış basınç kanatçık	+ %1,6	- %3,71
d	Emme yüzeyi kanatçık	+ %4,57	- %4,63

- Tüm modellerin belirli bir derecede gürültü azaltma etkisine sahip olduğu görülebilmektedir. Bu nedenle, dört modelin güç ve ses basınç seviyeleri sonuçlarını karşılaştırarak, Model (b)'nin güç çıkışını %7,3 iyileştirme ve gürültüyü %2,21 azaltma açısından en iyisi olduğu sonucuna varılmıştır.
- Çalışmada kullanılan orijinal profil (S809) nispeten kalın olduğundan, aerodinamiği ve gürültü emisyon seviyesini iyileştirmek için geometrisini değiştirmek gerekli olmaktadır. Özellikle bu, aerodinamik ve akustik hususlar için çok önemli olduğundan dolayı basınç tarafının içeriği değiştirilmiştir. İki optimize edilmiş kanat profillerinin her birinin, orijinal profillerinden daha iyi aerodinamik performansa ve daha düşük gürültü emisyonuna sahip olduğu gösterilmiştir.
- Uygulanan geometrik optimizasyon ile kaldırma/sürüklenme oranlarının arttığı, gürültü emisyon seviyelerinin ise 5 dB'e kadar azaldığı gözlemlenmiştir. Sonuçların özeti Tablo 7.3'te verilmiştir.

Tablo 7.3. Önerilen profillerin akustik ve güç sonuçları.

	1. Önerilen profil şekli	2. Önerilen profil şekli
Güç değişimi	+%1	+%1,5
Gürültü değişimi	-%5,88	-%7,35

- Tablo 7.3'te görüldüğü üzere ikinci önerilen profil şeklinin sonuçları daha uygun olmaktadır. Ayrıca bu iki önerilen profilin geometrileri (Ek6)'da sunulmuştur.

- Çalışmada pasif akış ayırma kontrol sistemi kullanılmıştır. Bu akış ayırma kontrolü sistemi ikili üçgen yönetimine göre hazırlanmıştır. Bu sistem, kanat yarıçapının %50 ila %82'si ve kanat kirisinin %10'u boyunca monte edilmiş 39 çift GJ'ünden oluşmaktadır. Sonuçlara göre, basınç ve güç katsayılarında deneysel sonuçlarla iyi bir uyum göstermiştir.
- Önerilen GJ, gelen akışa zıt girdaplar üretmektedir. Bu ters girdaplar, kanat yüzeyine doğru yüksek momentumlu bir akış iletmış ve akış ayrılmasının gecikmesine neden olmuştur.
- Rüzgâr türbini uzak alan gürültüsüne katkı sağlamak için iki ana kaynak belirlenmiştir. Bunlardan biri, düşük ve orta frekanslarda tonal gürültülere yol açan kanadın emme tarafı üzerindeki akış ayırma tabakası kararsızlığı, diğeri ise düşük frekans aralığında ($f < 1000$ Hz) geniş bant ses basınç seviyesi amplifikasyonuna neden olan türbülanslı sınır katmanı arka kenar gürültüsüdür. GJ'lerinin varlığı, genel ses basınç seviyesini ve akış yönünü etkilemektedir. Simülasyon sonuçları, GJ'lerinin gürültüyü azaltmadan aerodinamik performansı iyileştirme yeteneğine sahip olduğunu göstermektedir.
- Bu çalışmayı benzersiz yapan iki önemli nokta vardır. İlk önemli noktada, tartışılan tüm kanat özellikleri bir araya toplanıp üç boyutlu analizleri yapılmıştır. Daha sonra elde edilen aerodinamik ve akustik sonuçlar karşılaştırılmıştır. Diğer önemli noktada ise, her bir kanat özelliği için ayrı ayrı güç ve gürültü değişiminin yüzdesi belirlenmiştir ve tüm bu özellikler birleştirilerek de güç ve gürültü değişiminin yüzdesi verilmiştir.

Çalışmanın final sonuçlarına göre, geliştirilmiş kanat gücü tüm hızlarda iyi oranda artmıştır. Sonuçlar Tablo 7.4'te verilmiştir.

Tablo 7.4. Geliştirilmiş rotorun sonuçları

Rüzgâr hızı (m/s)	Güç (kW) Deneysel sonuçlar	Güç (kW) İyileştirilmiş Kanat sonuçları	Güç değişimi %	SPL değişimi %
5	2	4	+ 100	- 3.21
7	6	11	+ 83.33	- 4.37
10	10	19,5	+ 95	- 11.25
13	9.8	16	+ 63.26	-13.7
15	9	14.5	+ 61.11	- 9
20	8.5	15	+ 76.47	- 3.11
25	11	24.5	+ 122.72	+ 1

- Tablo 7.4'te görüldüğü üzere oldukça ideal sonuçlar elde edilmiştir. Güç açısından, sonuçlar rüzgâr hızının 25 m/s dışındaki tüm hızlarında kabul edilebilir değerlerdedir. 25 m/s değerinden elde edilen sonuç, teorik ve deneysel değerden çok daha yüksek olduğu için doğru olduğu düşünülmemektedir.
- Gürültü açısından ise, elde edilen tüm sonuçlar mantıklı ve kabul edilebilir değerlerdedir. 25 m/s hızında yüksek türbülanslı akıştan dolayı gürültü seviyesinin artması doğal kabul edilmiştir.

Son olarak, tartışılan sonuçlardan görüldüğü gibi, orijinal kanat kök şeklinin daireselden S809'a değiştirilmesi, aerodinamik özellikleri iyileştirmesine yol açmış ve bu da türbin gürültüsünün azalmasına ve gücün artmasına neden olmuştur. Ayrıca, kanat burulma açılarının orijinal değerlerinden %7 artırılması türbinin gürültüsünü azaltmış ve aynı zamanda enerji verimliliğini artırmıştır. Aynı sonuç Epoksi/silikon karbür nano kompozitler malzemelerin kullanımında da görülmüştür. Bu yeni nanomalzemeler aerodinamik yüklerin etkisini de azaltmıştır. Geri kalan özelliklere gelince, bunların da her biri daha önce gösterilen oranlarda gürültüde bir azalmaya ve enerjide bir artışa yol açmıştır. Ancak kanat tasarımının önceki tüm özellikleri içermesi önerildiğinde, daha önceki çalışmalarda benzeri görülmemiş sonuçlar elde edilmiştir. Bu, türbin gücünü %100 artırarak, gürültü seviyelerini orijinal kanat gürültü seviyelerine göre %13,5 daha fazla azaltmıştır. Kanadın tek bir özelliğini iyileştirmeye yönelik hiçbir çalışmada bu kadar yüksek sonuçlar elde edememiştir. Buradan, kanatların özelliklerinin ayrı ayrı ve birlikte incelenmesi arasındaki fark görülmüştür.

7.1. Öneriler

Çalışmanın amacı, kompleks kanat özellikleri üç boyutlu CFD analizi yardımıyla araştırma yapmaktır. Kanat özellikleri ayrı ayrı inceledikten sonra daha hızlı ve kolay şekilde iyileşmiş kompleks rotor kanatları elde edilmiştir. Hesaplamalı analiz sonuçlarının pratik sonuçlara ne kadar yakın olduğunu kontrol etmek için geliştirilmiş rotorla ilgili bir örnek çalışma önerilmektedir. Kanatların tüm özelliklerinin birlikte çalışılması önerilmektedir; çünkü istikrarsız rüzgâr akışının gerçekliği ne kadar basit olursa olsun herhangi bir parametre çıkarıldığında veya eklendiğinde bu durum sonuçları etkilemektedir.

Yaklaşık 500 benzer iterasyon için kararlı durum simülasyonları gerçekleştirilmiştir. 16 CPU ile yaklaşık 24 saat sürecinde hesaplanmıştır; ancak kararsız durum simülasyonları, 1500 yinleme için ve 16 CPU ile yaklaşık yetmiş iki saat süresinde hesaplama yapılmıştır. Bu nedenle, gelecekteki 3B çalışmalar için sınır şartları ve CFD çözümlerini tanımlamak için daha gelişmiş programlara/yazılımlara ihtiyaç duyulmaktadır.

KAYNAKÇA

- Aerodynamics of Model Aircraft, Other Aircraft, "Wind Turbines". <http://www.mh-aerotoools.de/airfoils/index.htm>. Erişim tarihi (7/3/2020).
- Ahmed, M. R. (2012). Blade sections for wind turbine and tidal current turbine applications–current status and future challenges. *International Journal of Energy Research*, 36(7), 829-844.
- ANSYS Fluent User's Guide, (2011). <https://kargosha.com/file/attach/201705/2812.pdf>
- Appadurai, M., & Raj, E. (2021). Epoxy/silicon carbide (sic) nanocomposites based Appadurai, M., & Raj, E. (2021). Epoxy/silicon carbide (sic) nanocomposites based small scale wind turbines for urban applications. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 1-16.
- Aslan, H. (Haziran, 2016). Orta Boyutlu Bir Rüzgâr Türbini Kanadının Yorulma Davranışının İncelenmesi. İstanbul Teknik Üniversitesi Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Bitirme Çalışması.
- Barlas, T. K., & van Kuik, G. A. (2010). Review of state of the art in smart rotor control research for wind turbines. *Progress in Aerospace Sciences* , 46(1), 1-27.
- Bender, J. J., Hallett, S. R., & Lindgaard, E. (2019). Investigation of the effect of wrinkle features on wind turbine blade sub-structure strength. *Composite Structures*, 218, 39-49.
- Beyhaghi, S., & Amano, R. S. (2019). Multivariable Analysis of Aerodynamic Forces on Slotted Airfoils for Wind Blades. *Journal of Energy Resources Technology*, 141(5).
- Bhargava, V., & Samala, R. (2019). Effect of Boundary Layer and Rotor Speed on Broadband Noise from Wind Turbines. *Journal of Aerospace Technology and Management*, 11.
- Bozorgi, A., & Ghorbaniasl, G. (2020). Determination of significant sources generating low-frequency noise in horizontal axis wind turbines. *Energy Equipment and Systems*, 8(3), 253-262.

- Bozorgi, A., Ghorbaniasl, G., & Nourbakhsh, S. A. (2019). The reduction in low-frequency noise of horizontal-axis wind turbines by adjusting blade cone angle. *International Journal of Environmental Science and Technology*, 16(6), 2573-2586.
- Brüel and Kjær, an HBK company <https://blog.bksv.com/the-historical-milestones-that-shaped-the-sound-level-meter-of-today> Erişim tarihi (18/1/2020).
- Burton, T., Jenkins, N., Sharpe, D., & Bossanyi, E. (2011). & Bossanyi, *Wind energy handbook*. John Wiley & Sons.
- Can ŞENEL, M., ve KOÇ, E. (2016). Rüzgâr Türbinlerinde Çevresel Etkilerin Değerlendirilmesi. *Rüzgâr Enerjisi dergisi*, cilt 14, s.11-14.
- Clark, I. A., Alexander, W. N., Devenport, W., Glegg, S., Jaworski, J. W., Daly, C., & Peake, N. (2017). Bioinspired trailing-edge noise control. *AIAA Journal*, 55(3), 740-754.
- Clifton-Smith, M. J. (2010). Aerodynamic Noise Reduction for Small Wind Turbine Rotors. *Wind Engineering*, 34(4).
- Doğanlı, M. (2010). Rüzgâr Türbini Gürültüsü, Sağlık Etkileri ve Düzenleme Önerileri. *Novosim Mühendislik*, 1-14.
- DÜZ, H. (2016). Rüzgâr Türbinleri için Kanat Profillerinin Sayısal Olarak Test Edilmesi. *APJES* 4(2), 41-51.
- EİA U.S. Energy Information Administration (2022). <https://www.iea.org/reports/wind-power>. Erişim tarihi 21/1/2022.
- EUR-Lex - 32003L0010 - EN - EUR-Lex (europa.eu) Erişim tarihi (17/12/2021).
- European Agency for safety and health at work (2007). Non-binding guide to good practice for the application of Directive 2003/10/EC “Noise at work”. <https://osha.europa.eu/en/legislation/guidelines/non-binding-guide-to-good-practice-for-the-application-of-directive-2003-10-ec-of-the-european-parliament-and-of-the-council-on-the-minimum-safety-and-health-requirements-regarding-the-exposure-of-workers-to-the-risks-arising-from-physical-agents-noise>. Erişim tarihi (20/1/2020).

- Fleming, P. D., & Probert, S. D. (1984). The evolution of wind-turbines: an historical review. *Applied energy*, 18(3), 163-177.
- Fouatih, O. M., Imine, B., & Medale, M. (2019). Numerical/experimental investigations on reducing drag penalty of passive vortex generators on a NACA 4415 airfoil. *Wind Energy*, 22(7), 1003-1017.
- Fredianelli, L., Carpita, S., & Licitra, G. (2019). A procedure for deriving wind turbine noise limits by taking into account annoyance. *Science of the total environment*, 648, 728-736.
- García-Ortiz, J. H., Domínguez-Vázquez, A., Serrano-Aguilera, J. J., Parras, L., & del Pino, C. (2019). A complementary numerical and experimental study of the influence of Reynolds number on theoretical models models for wingtip vortices. *Computers & Fluids*, 180, 176-189.
- Giridhar, R., Farokhi, S., & Taghavi, R. (2019). Aerodynamic noise generated by the NREL Phase VI wind turbine rotor. In *AIAA Scitech 2019 Forum* (p. 1065).
- GWEC. Global Wind Report 2019. GWEC 2020. (25 March 2020), <https://gwec.net/global-wind-report-2019/> erişim tarihi 1/7/2020
- Hays, A., & Van Treuren, K. W. (2019). A Study of Power Production and Noise Generation of a Small Wind Turbine for an Urban Environment. *Journal of Energy Resources Technology*, 141(5).
- IEA <https://www.iea.org/statistics/renewables/> erişim tarihi 1/7/2020.
- İZODER Isı, Su, Ses ve Yangın Yalıtımcıları Derneği. <https://www.izoder.org.tr/dosyalar/egitim-faaliyetleri/ytu-ses-sunumu-ayhancakir.pdf> Erişim tarihi (18/12/2019).
- Jackson, R. (2013). The Wind Power Story. *Wind Power for the World: The Rise of Modern Wind Energy*, 1. (pp. 13-87).
- Jain, S., & Saha, U. K. (2020). On the influence of blade thickness-to-chord ratio on dynamic stall phenomenon in H-type Darrieus wind rotors. *Energy Conversion and Management*, 218, 113024.

- Jiang, M., Li, X., & Lin, D. (2013). Numerical simulation on the airfoil self-noise at low Mach number flows. In *50th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition* (p. 834).
- Kaldellis, J. K., & Zafirakis, D. (2011). The wind energy (r) evolution: A short review of a long history. *Renewable energy*, *36*(7), 1887-1901.
- Katinas, V., Marčiukaitis, M., & Tamašauskienė, M. (2016). Analysis of the wind turbine noise emissions and impact on the environment. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *58*, 825-831.
- Kurultay, A. A. (2016). Prediction and improvement of wind turbine acoustics for aerodynamic noise reduction. Marmara University Institute for Graduate Studies in Pure and Applied Sciences, Ph.D. Thesis.
- Lee, H. M., Lu, Z., Lim, K. M., Xie, J., & Lee, H. P. (2019). Quieter propeller with serrated trailing edge. *Applied Acoustics*, *146*, 227-236.
- Leishman, G. J. (2006). *Principles of helicopter aerodynamics with CD extra*. Cambridge university press.
- Letcher, T. M. (2017). *Wind energy engineering: a handbook for onshore and offshore wind turbines*. Academic Press
- Li, X. K., Guo, J. X., Chen, X. M., Yang, K., He, T. Y., & Wang, X. D. (2019). Experimental and Numerical Analysis of the Effect of a New Lightning Protection System on Lightning Protection and Aerodynamic Noise Performance of Wind Turbine Blades. *Electronics*, *8*(9), 1020.
- Li, X., Yang, K., Hu, H., Wang, X., & Kang, S. (2019). Effect of tailing-edge thickness on aerodynamic noise for wind turbine airfoil. *Energies*, *12*(2), 270.
- Llorente, E., & Ragni, D. (2019, May). Serrations effect on the aerodynamic performance of wind turbine airfoils. . In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 1222, No. 1, p. 012019). IOP Publishing.
- Ma, J., Duan, Y., Zhao, M., Lv, W., Wang, J., Meng Ke, Q., & Ren, Y. (2019). Effect of Airfoil Concavity on Wind Turbine Blade Performances. *Shock and Vibration*, 2019.

- Maizi, M., Mohamed, M. H., Dizene, R., & Mihoubi, M. C. (2018). Noise reduction of a horizontal wind turbine using different blade shapes. *Renewable Energy*, *117*, 242-256.
- Mamadaminov, U. M. (2015). Review of airfoil structures for wind turbine blades. *Department of Electrical Engineering and Renewable Energy REE*, 515.
- Momeni, F., Sabzpoushan, S., Valizadeh, R., Morad, M. R., Liu, X., & Ni, J. (2019). Plant leaf-mimetic smart wind turbine blades by 4D printing. *Renewable energy*, *130*, 329-351.
- National Renewable Energy Laboratory "Wind Turbine Airfoils" <https://wind.nrel.gov/airfoils/> Erişim tarihi (26/2/2020).
- Nelson, V., & Starcher, K (2019). *Wind energy: renewable energy and the environment*. (Third edition) CRC press.
- Ni, Z., Dhanak, M., & Su, T. C. (2019). Improved performance of a slotted blade using a novel slot design. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, *189*, 34-44.
- Nijssen, R. P., & Brøndsted, P. (2013). Advances in wind turbine blade design and materials.
- Pro Audio Encyclopedia <http://proaudioencyclopedia.com/the-history-of-audio-and-sound-measurement/> Erişim tarihi (18/1/2020).
- Rodrigues, S. S., & Marta, A. C. (2019). On addressing wind turbine noise with after-market shape blade add-ons. *Renewable energy*, *140*, 602-614.
- Saavedra, R. C., & Samanta, B. (2015). Noise and vibration issues of wind turbines and their impact—a review. *Wind Engineering*, *39*(6), 693-702.
- Schramm, M., Rahimi, H., Stoevesandt, B., & Tangager, K. (2017). The influence of eroded blades on wind turbine performance using numerical simulations. *Energies*, *10*(9), 1420.

- Seeni, A., Rajendran, P., & Kutty, H. A. (2018). A Critical Review on Slotted Design for Propellers. *MS&E*, 370(1), 012023.
- Shin, H., Kim, H., Kim, T., Kim, S. H., Lee, S., Baik, Y. J., & Lee, G. (2017). Numerical Analysis of Flatback Trailing Edge Airfoil to Reduce Noise in Power Generation Cycle. *Energies*, 10(7), 872.
- Simms, D., Schreck, S., Hand, M., & Fingersh, L. J. (2001). *NREL unsteady aerodynamics experiment in the NASA-Ames wind tunnel: a comparison of predictions to measurements* (No. NREL/TP-500-29494). National Renewable Energy Lab., Golden, CO (US).
- Somers, D. M. (2005). *S833, S834, and S835 Airfoils: November 2001--November 2002* (No. NREL/SR-500-36340). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).
- T.C. Aile, Çalışma ve Sosyal Hizmetler Bakanlığı, İş Sağlığı ve Güvenliği Genel Müdürlüğü. ÇALIŞMA YAŞAMINDA GÜRÜLTÜ İLE MÜCADELE REHBERİ.<http://www.guvenlitarim.gov.tr/files/rhbr/G%C3%BCr%C3%BClt%C3%BC%20ile%20M%C3%BCcadele%20Rehberi.pdf>. Erişim tarihi (14/4/2019).
- Tangler, J. L., & Somers, D. L. (2012). *U.S. Patent No. 8,197,218*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm – TA Lärm. http://www.verwaltungsvorschriften-im-internet.de/bsvwvbund_26081998_IG19980826.htm. Erişim tarihi (18/1/2020).
- Vestas, (2022). "Vestas reveals offshore turbine with world's largest sweep". <https://www.vestas.com/en/products/offshore/V236-15MW>. Erişim tarihi (12/1/2022).
- Wagner, S., Bareiß, R., & Guidati, G. (1996). *Wind Turbine Noise*. Springer, Berlin, Heidelberg.
- Wang, Y., Zhao, K., Lu, X. Y., Song, Y. B., & Bennett, G. J. (2019). Bio-inspired aerodynamic noise control: a bibliographic review. *Applied Sciences*, 9(11), 2224.

Wood, D. (2011). Small wind turbines. In *Advances in wind energy conversion technology* (pp. 195-211). Springer, Berlin, Heidelberg.

World Health Organization. (2018). Environmental noise guidelines for the European region.

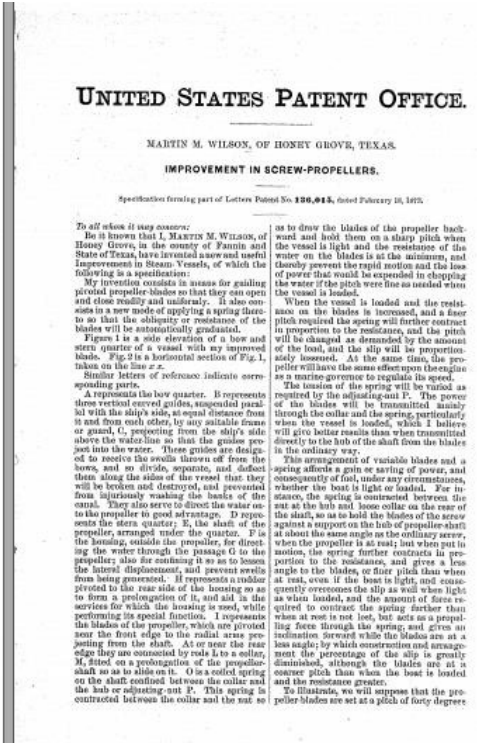
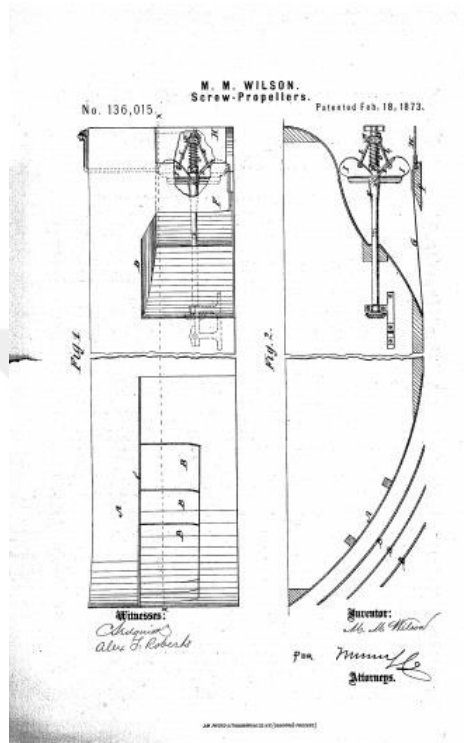
WWEA. <https://wwindea.org/> erişim tarihi 1/7/2020

Xie, F., & Aly, A. M. (2020). Structural control and vibration issues in wind turbines: A review. *Engineering Structures*, 210, 110087.

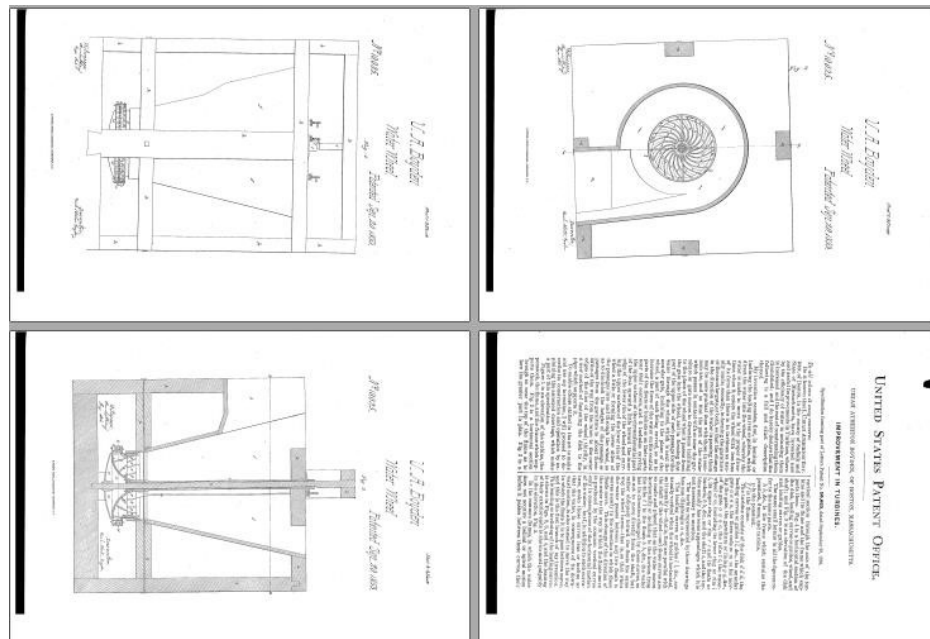
Ye, Q., Avallone, F., Van Der Velden, W., & Casalino, D. (2020, September). Effect of Vortex Generators on NREL Wind Turbine: Aerodynamic Performance and Far-Field Noise. In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 1618, No. 5, p. 052077). IOP Publishing.

EKLER

Ek1



Ek2



Ek3

Tez No	Yazar	Yıl	Tez Adı (Original/Çeviri)	Tez Türü	Konu
447246	HEMRET KURTULU	2017	Design and implementation of a wind turbine generator measurement, data logging and telemetry unit.	Yüksek Lisans	Elektrik ve Elektronik Mühendisliği - Electrical and Electronics Engineering
447343	OMAR FAROOQ IZZAT ARSALAN	2017	Numerical and experimental study with optimization of a small-scale vertical axis wind turbine.	Yüksek Lisans	Energy - Energy
447371	AKHIL DODDIN ONDI	2016	Modeling, hardware-in-the-loop simulations and control design for a vertical axis wind turbine with high capacity.	Yüksek Lisans	Energy - Energy / Makine Mühendisliği - Mechanical Engineering
447375	AZİZ ALPER KURBANCI	2016	Prediction and improvement of wind turbine nacelle for aerodynamic noise reduction.	Doktora	Makine Mühendisliği - Mechanical Engineering
447381	SAO MUHAMMAD ASAD	2016	Observer based control of wind turbine rotor position independent passivity based control.	Yüksek Lisans	Elektrik ve Elektronik Mühendisliği - Electrical and Electronics Engineering
447474	FEZA ZEMALI	2016	Design and optimization of high torque density generator for direct drive wind turbine applications.	Yüksek Lisans	Elektrik ve Elektronik Mühendisliği - Electrical and Electronics Engineering
447511	UĞUR SANKA	2015	Hardware-in-the-loop simulation and control design for a vertical axis wind turbine.	Yüksek Lisans	Bilgisayar Mühendisliği/Bilgisayar ve Kontrol - Computer Engineering and Computer Science and Control / Elektrik ve Elektronik Mühendisliği - Electrical and Electronics Engineering
447528	BAGHAN TURKULAN	2015	Modeling of up-wind rotor offshore wind turbine.	Yüksek Lisans	Energy - Energy
447535	CHANDANER	2015	Development of a high fidelity finite element model of a wind turbine blade via modal testing.	Yüksek Lisans	Energy / Enerji ve Uzay Bilimleri / Havacılık Mühendisliği - Aeronautical Engineering

251387	SERHAT YILMAZ	2008	Eğilimlerine bakılmış rüzgar türbinleri için tasarım Design of a bench-top scaled wind turbine blade.	Yüksek Lisans	Uçak Mühendisliği - Aircraft Engineering
251391	VEHSEL SENSEK	2007	Rüzgar enerjisi ve diğer kaynakları için rüzgar santrali tasarımı Wind energy and designing a wind power plant in Shave conditions.	Yüksek Lisans	Elektrik ve Elektronik Mühendisliği - Electrical and Electronics Engineering / Enerji - Energy
251396	NURCAN KURMU	2007	Diğer 141,145 ve 301 tip alüminyum ile çelik tip alüminyum mükemmel çim yapıları maksimum verimlilik ve yüksek verimlilik deneysel olarak inceleme Design of fatigue test apparatus for class 141, 145 and 301 type cast aluminum and plate aluminum materials and investigation of bonded fatigue behavior.	Doktora	Makine Mühendisliği - Mechanical Engineering
251413	SİBEL AKAYVA	2007	Yenilenebilir enerji kaynaklarını rüzgar enerjisi üretim ve rüzgar enerjisi uygulamaları The possibilities of renewable energy sources the point of Turkey and application of one wind energy.	Yüksek Lisans	Energy - Energy
251416	ALİ KEMAL CAKIR	2007	Sakarya'da bulunan rüzgar enerjisi ve elektrik üretim potansiyeli Wind energy and electric production potential of Sakarya plain site.	Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği - Mechanical Engineering
251416	BİROL KIRAZDOĞU	2007	Sakarya bölgesinde çözümlenmiş rüzgar enerjisi potansiyeli ve değerlendirilmesi Risk assessment of Sakarya plain hybrid energy systems.	Yüksek Lisans	Elektrik ve Elektronik Mühendisliği - Electrical and Electronics Engineering / Enerji - Energy
251428	ARHET KIRGASO ÇAMAKCI	2006	Remote monitoring the energy delivered or absorbed by wind turbine. Rüzgar türbinlerinden alınan veya tüketilen enerjiyi izleme sistemleri.	Yüksek Lisans	Elektrik ve Elektronik Mühendisliği - Electrical and Electronics Engineering / Enerji - Energy
251434	YUSUF GÜRKANAK	2006	Modeling and control of variable-speed direct-drive wind power plant. Doğrudan hız doğrudan seri rüzgar enerjisi santrali modellemesi ve kontrolü.	Yüksek Lisans	Elektrik ve Elektronik Mühendisliği - Electrical and Electronics Engineering / Enerji - Energy
251436	ÖZLEM GÜNEŞ ÖZER	2006	Fabon tip rüzgar türbinleri kullanılarak elektrik enerjisi üretimi Generating electricity by using fabric type of wind turbine.	Yüksek Lisans	Elektrik ve Elektronik Mühendisliği - Electrical and Electronics Engineering
251477	ALİ BARLAS ATILMAN	2006	Rüzgar enerjisi ve dairesel hareketin modellemesi Investigation of wind energy and circular rotor.	Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği - Mechanical Engineering
251481	ZARER ÖZLER	2005	Rüzgar enerjisi santrali optimizasyonu sakarya bölgesinde genleşim denetimi Controlling of parameters in wind energy conversion systems.	Yüksek Lisans	Elektrik ve Elektronik Mühendisliği - Electrical and Electronics Engineering
251523	KACIR GÜNEŞ	2005	Rüzgar pompası tasarımı ve prototipi inşaatı A wind pump design and prototype.	Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği - Mechanical Engineering

Ek4

LANGUAGE

- English
- 178,258
- German
- 6,453
- French
- 171
- Dutch
- 131
- Italian
- 52

Showing 155,074 results.

Within

Book

Wind Turbine Noise

Wagner, S., Barot, R., Guddat, G. (1995)

Over the last few years an enormous number of wind turbines have been installed in Europe, bringing wind energy into public awareness. However, its further development is ...

Available Formats:

- Softcover
- eBook
- from
- 83,29 €

Book

Wind Effects on Buildings and Design of Wind-Sensitive Structures

Sistopoulou, T. (Ed), Baniktopoulos, C. C. (Ed) (2007)

The articles in this book, written by seven internationally known experts, present the fundamentals and practical applications of contemporary wind engineering dealing with ...

Available Formats:

- Softcover
- eBook
- from
- 107,09 €

Book

Physiological Effects of Noise

Walsh, B. (Ed) (1979)

The remarkable symposium arranged by Bruce L. Walsh and Annemarie S. Walsh for the meeting of the American Association for the Advancement of Science in Boston, Massachusetts at ...

Available Formats:

- Softcover
- eBook
- from
- 71,39 €

Book

Wind Turbine Control Systems

Bianchi, F. D., de Battista, H., Marit, R. J. (2007)

Modern wind turbines generally operate at variable speed in order to maximise the conversion efficiency below rated power and to reduce loading on the drive-train. In addition, ...

Available Formats:

- Softcover
- Hardcover
- eBook
- from

The screenshot displays a search results page for the query "Effects of Wing Properties on Wind Turbine Noise". The results are organized into two columns. Each entry includes a title, author information, a brief abstract, and a "Relevant article" link. The first column contains several articles, including "An experimental investigation of the effect of owl-inspired velvety coating on trailing edge noise" and "Quantification of flow noise produced by an oscillating hydrofoil". The second column contains articles such as "Generations effect on the aerodynamic performance of wind turbine airfoils" and "The Effect of Wind Velocity on the Suppression of Composite Wing Airfoil NACA 0012". The page number "1 / 29" is visible at the bottom left.

The screenshot shows the ScienceDirect search results for "Effects of Wing Properties on Wind Turbine Noise". The page displays 703 results. On the left, there are filters for "Refine by:" including "Years" (2020 (1), 2019 (66), 2018 (81)), "Article type" (Review articles (11), Research articles (282), Encyclopedias (28), Book chapters (196)), "Publication title" (Progress in Aerospace Sciences (82), Journal of Sound and Vibration (33), Renewable and Sustainable Energy Reviews (21)), and "Access type" (Open access (24)). The main list of results includes titles like "Criticism study of J-shaped darrieus wind turbine: Performance evaluation and noise generation assessment" by M. H. Mohamed, "Trailing-edge serrations effect on the performance of a wind turbine" by Elena Korneva, and "The effect of the boundary layer on the wake of a horizontal axis wind turbine" by Hina Sedaghatzadeh et al. The page number "11 / 29" is visible at the bottom left.

x/c	Original profil y/c	1.Önerilen profil y/c
1	0	0
0,996203	0,000487	0,000487
0,98519	0,002373	0,002373
0,967844	0,00596	0,00596
0,945073	0,011024	0,011024
0,917488	0,017033	0,017033

0,885293	0,023458	0,023458
0,848455	0,03028	0,03028
0,80747	0,037766	0,037766
0,763042	0,045974	0,045974
0,715952	0,054872	0,054872
0,667064	0,064353	0,064353
0,617331	0,074214	0,074214
0,56783	0,084095	0,084095
0,519832	0,093268	0,093268
0,474243	0,099392	0,099392
0,428461	0,10176	0,10176
0,382612	0,10184	0,10184
0,33726	0,10007	0,10007
0,29297	0,096703	0,096703
0,250247	0,091908	0,091908
0,209576	0,085851	0,085851
0,171409	0,078687	0,078687
0,136174	0,07058	0,07058
0,104263	0,061697	0,061697
0,076035	0,052224	0,052224
0,051823	0,042352	0,042352
0,03191	0,032299	0,032299
0,01659	0,02229	0,02229
0,006026	0,012615	0,012615
0,000658	0,003723	0,003723
0,000204	0,001942	0,001942
0	-0,00002	-0,00002
0,000213	-0,00179	-0,00179
0,001045	-0,00348	-0,00348
0,001208	-0,00372	-0,00372
0,002398	-0,00527	-0,00527
0,009313	-0,0115	-0,0115
0,02323	-0,0204	-0,0204
0,04232	-0,03027	-0,03027
0,065877	-0,04082	-0,04082
0,093426	-0,05192	-0,05192
0,124111	-0,06308	-0,06308
0,157653	-0,07373	-0,07373
0,193738	-0,08357	-0,08357
0,231914	-0,09244	-0,08744
0,271438	-0,09991	-0,09
0,311968	-0,10528	-0,08759
0,35337	-0,10818	-0,08
0,395329	-0,10801	-0,06523
0,438273	-0,10455	-0,0453

0,48192	-0,09735	-0,02
0,527928	-0,08657	0
0,576211	-0,07398	0,016
0,626092	-0,06064	0,02145
0,676744	-0,04744	0,02009
0,727211	-0,0351	0,01921
0,776432	-0,0242	0,01652
0,823285	-0,01516	0,01457
0,86663	-0,0082	0,0113
0,905365	-0,00336	0,0077
0,938474	-0,00049	0,005
0,965086	0,000743	0,003
0,984478	0,000775	0,002
0,996141	0,00029	0,001
1	0	0

S809		
x/c	Orijinal profil y/c	2.Önerilen profili y/c
1	0	0
0,996203	0,000487	0,000487
0,98519	0,002373	0,002373
0,967844	0,00596	0,00596
0,945073	0,011024	0,011024
0,917488	0,017033	0,017033
0,885293	0,023458	0,023458
0,848455	0,03028	0,03028
0,80747	0,037766	0,037766
0,763042	0,045974	0,045974
0,715952	0,054872	0,054872
0,667064	0,064353	0,064353
0,617331	0,074214	0,074214
0,56783	0,084095	0,084095
0,519832	0,093268	0,093268
0,474243	0,099392	0,099392
0,428461	0,10176	0,10176
0,382612	0,10184	0,10184
0,33726	0,10007	0,10007
0,29297	0,096703	0,096703
0,250247	0,091908	0,091908
0,209576	0,085851	0,085851
0,171409	0,078687	0,078687
0,136174	0,07058	0,07058
0,104263	0,061697	0,061697
0,076035	0,052224	0,052224

0,051823	0,042352	0,042352
0,03191	0,032299	0,032299
0,01659	0,02229	0,02229
0,006026	0,012615	0,012615
0,000658	0,003723	0,003723
0,000204	0,001942	0,001942
0	-0,00002	0
0,000213	-0,00179	-0,0002
0,001045	-0,00348	-0,0005
0,001208	-0,00372	-0,0009
0,002398	-0,00527	-0,001
0,009313	-0,0115	-0,01
0,02323	-0,0204	-0,02
0,04232	-0,03027	-0,03
0,065877	-0,04082	-0,04
0,093426	-0,05192	-0,05
0,124111	-0,06308	-0,06
0,157653	-0,07373	-0,07
0,193738	-0,08357	-0,08
0,231914	-0,09244	-0,086
0,271438	-0,09991	-0,087
0,311968	-0,10528	-0,085
0,35337	-0,10818	-0,08
0,395329	-0,10801	-0,073
0,438273	-0,10455	-0,062
0,48192	-0,09735	-0,05
0,527928	-0,08657	-0,04
0,576211	-0,07398	-0,03
0,626092	-0,06064	-0,021
0,676744	-0,04744	-0,015
0,727211	-0,0351	-0,009
0,776432	-0,0242	-0,006
0,823285	-0,01516	-0,004
0,86663	-0,0082	-0,002
0,905365	-0,00336	-0,001
0,938474	-0,00049	0
0,965086	0,000743	0
0,984478	0,000775	0
0,996141	0,00029	0
1	0	0

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler:

Adı Soyadı: Abdulhamid HAMDO ALAHDAB

Yabancı Dili: İngilizce/Türkçe

Eğitim Geçmişi:

2010: (Lise) Menbej Lisesi. Suriye.

2015: (Lisans) Halep Üniversitesi. Fen Fakültesi. Fizik Bölümü. Suriye.

2022: (Yüksek Lisans) Eskişehir Teknik Üniversitesi. Lisansüstü Eğitim Enstitüsü. İleri Teknolojiler Anabilim Dalı. Enerji Kaynakları ve Yönetimi Dalı. Türkiye.

