

**PERDE KULLANIMININ SAVONIUS TÜRBİNİ
PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ**

Özgür SARIBATUR



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PERDE KULLANIMININ SAVONİUS TÜRBİNİ PERFORMANSINA
ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Özgür SARIBATUR
0000-0002-9087-5155

Doç. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2021
Her Hakkı Saklıdır

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

26/01/2021

Özgür SARIBATUR

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

PERDE KULLANIMININ SAVONIUS TÜRBİNİ PERFORMANSINA ETKİSİNİN
SAYISAL İNCELENMESİ

Özgür SARIBATUR

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU

Bu çalışmada dikey eksenli rüzgar türbini tiplerinden biri olan Savonius rüzgar türbininin perde kullanımı ile akış koşulları altındaki davranışları sayısal olarak incelenmiştir. Bu çalışmada Savonius türbini iki kanatlı olarak Solid Works programında modellenmiştir. Çalışma boyunca ANSYS Fluent yazılımı ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) metodundan faydalanılmıştır. $\beta = 10^\circ - 15^\circ$ ve $\alpha = 30^\circ - 60^\circ$ olmak üzere farklı perde açılarında gerçekleştiren analizlerde moment ve güç kat sayılarındaki değişimler incelenmiştir. Perde kullanılmayan model için hesaplanan C_p değeri 0,161 iken perde kullanımı ile C_p değeri 0,18 değerine kadar ulaşmıştır. Perdeli modellerde maksimum C_p değeri perde açılarının $\beta = 10^\circ$ ve $\alpha = 55^\circ$ olduğu modelde elde edilmiştir. Ayrıca bu çalışmada rüzgar türbini arkasında türbülans alanı olduğu fark edilmiş olup Savonius türbinlerinde performans arttırmak için perdeleme işlemi yapılırken Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) metodunun gerekliliği dile getirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Savonius Türbini, Rüzgar Enerjisi, Türbülans, Perdeleme, HAD.

2021, x + 81 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

NUMERICAL INVESTIGATION OF SHIELD USE EFFECT ON SAVONIUS TURBINE PERFORMANCE

Özgür SARIBATUR

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Doç. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU

In this study, the behavior of Savonius wind turbine, which is one of the vertical axis wind turbine types, under flow conditions with shield use was numerical investigated. In this study, Savonius turbine with two blades was modeled in Solid Works program. During the study, ANSYS Fluent software and computational fluid dynamics (CFD) method were used. The changes in the moment and power coefficients were investigated in the analyzes performed at different shield angles with $\beta = 10^\circ - 15^\circ$ and $\alpha = 30^\circ - 60^\circ$. While the C_p value calculated for the model without shield is 0,161, the C_p value has reached up to 0,18 with the use of shield. In models with shields, the maximum C_p value is obtained in the model where the shield angles are $\beta = 10^\circ$ and $\alpha = 55^\circ$. In addition, in this study, it was noticed that there was a turbulent field behind the turbine, and the necessity of the Computational Fluid Dynamics (CFD) method was expressed in the shielding process in order to increase the performance of Savonius turbines.

Key words: Savonius Turbine, Wind Energy, Turbulence, Shielding, CFD.

2021, x + 81 pages.

TEŞEKKÜR

En baŐta bugün kendi ayaklarım üzerinde durmamda sonsuz emeği olan, daima dürüslük ve güven aŐılayan, ismim gibi yaşamamı öğretene, her kararımdayanımda olan aileme verdikleri tüm desteklerden dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her alanında bana destek olan sevgili arkadaşım Furkan KAYABAŐI' na hayatta attığım her adımda önyargısız ve özgüven ile yaklaşmamı sağladığı için teşekkürlerimi sunarım.

Lisans ve yüksek lisans öğrenimim boyunca desteğini hiçbir zaman esirgemeyen, benim için daima bir rol model olan ve kendi potansiyelim farkına varmamı sağlayan sayın danışmanım Doç. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU' ya teşekkürlerimi sunarım.

Özgür SARIBATUR
26/01/2021

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|--|--------------|
| ÖZET..... | i |
| ABSTRACT..... | ii |
| TEŞEKKÜR..... | iii |
| SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ | v |
| ŞEKİLLER DİZİNİ..... | viii |
| ÇİZELGELER DİZİNİ | x |
| 1. GİRİŞ..... | 1 |
| 2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI | 3 |
| 3. MATERYAL ve YÖNTEM..... | 15 |
| 3.1. Rüzgar Enerjisi..... | 15 |
| 3.1.1. Rüzgar enerjisinin tarihsel gelişimi..... | 15 |
| 3.1.2. Rüzgar enerjisinin avantajları | 19 |
| 3.1.3. Rüzgar enerjisinin uygulama alanları..... | 21 |
| 3.1.4. Rüzgar enerjisinin çevresel etkileri..... | 21 |
| 3.2. Rüzgar Türbinleri..... | 22 |
| 3.2.1. Yatay eksenli rüzgar türbinleri (YERT)..... | 24 |
| 3.2.2. Düşey eksenli rüzgar türbinleri (DERT)..... | 25 |
| 3.2.3. Düşey eksenli rüzgar türbinlerinin avantajları ve dezavantajları | 26 |
| 3.3. Savonius Rüzgar Türbinleri | 28 |
| 3.4. Savonius Rüzgar Türbinlerinin Moment ve Güç Hesapları..... | 30 |
| 3.5. Savonius Rüzgar Türbinlerinde Perde Kullanımının Güç ve Performans Hesaplarına Etkisi | 39 |
| 3.6. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği | 43 |
| 3.6.1. Fluent çözüm yöntemi..... | 45 |
| 3.6.2. Fluent türbülans modelleri | 45 |
| 3.7 Geometrinin Oluşturulması..... | 57 |
| 3.7.1. Perdesiz model geometrilerinin oluşturulması..... | 57 |
| 3.7.2. Perdeli model geometrilerinin oluşturulması..... | 60 |
| 3.8. Ağ Yapısının (Mesh) Oluşturulması | 62 |
| 3.9. Türbülans Modelinin Seçimi..... | 63 |
| 3.10. Parametreler | 63 |
| 4. BULGULAR..... | 65 |
| 5. TARTIŞMA ve SONUÇ..... | 76 |
| KAYNAKLAR | 78 |
| ÖZGEÇMİŞ | 81 |

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

| Simgeler | Açıklama |
|---------------|--|
| V_1 | Türbinin önündeki rüzgar hızı (m/s) |
| A_1 | Türbinin önündeki süpürme alanı (m ²) |
| V_2 | Türbinin arkasındaki rüzgar hızı (m/s) |
| A_2 | Türbinin arkasındaki süpürme alanı (m ²) |
| V_T | Türbindeki rüzgar hızı (m/s) |
| A_T | Türbinin süpürme alanı (m ²) |
| F_r | Türbine uygulanan kuvvet (N) |
| ρ | Havanın yoğunluğu (kg/m ³) |
| P_r | Türbinden sağlanan güç (W) |
| ΔT | Kinetik enerji değişimi |
| $P_{r_{max}}$ | Maksimum güç (W) |
| T | Birim zamandaki toplam kinetik enerji |
| C_p | Güç Katsayısı |
| P_f | Faydalı güç (W) |
| C_m | Moment Katsayısı |
| M_f | Faydalı döndürme momenti (N.m) |
| A | Türbinin süpürme alanının dik kesit alanı (m ²) (TSE 2003) |
| c | Direnç katsayısı |
| V_r | Rüzgarın perdeye hızı (m/s) |
| R | Türbin yarıçapı (m) |
| v | Türbinin hızı (m/s) |
| c_1 | İç bükey yüzeyin direnç katsayısı |
| c_2 | Dış bükey yüzeyin direnç katsayısı |
| P_r^+ | İç bükey yüzeyden sağlanan güç (W) |
| P_r^- | Dış bükey yüzeyden sağlanan güç (W) |
| $P_{r_{net}}$ | Net güç (W) |
| d | Kanat çapı (m) |
| e | Kayme mesafesi (m) |
| H | Türbin yüksekliği (m) |
| α | Perdenin a kanadının akış yönüyle yaptığı açı (°) |
| β | Perdenin b kanadının akış yönüyle yaptığı açı (°) |
| V_{ryeni} | Rüzgarın perdeden çıkış hızı (m/s) |
| z | Perdenin b kanadıyla türbinin arasındaki boşluk (m) |
| ℓ_1 | A perdesinin boyu (m) |
| ℓ_2 | B perdesinin boyu (m) |
| k | Türbülans kinetik enerjisi |
| ε | Yayılma oranı |
| u_i | Ortalama hız bileşenleri(i=1,2,3..) |
| u_i | Dalgalandan hız bileşenleri(i=1,2,3..) |
| μ | Viskozite |
| μ_t | Türbülanslı (veya girdaplı) viskozite |
| φ | Basınç skaleri |

| | |
|----------------------|---|
| Ω | ANSYS FLUENT içinde değerlendirilen karakteristik bir girdap sayısı |
| α_s | Girdap sabiti |
| μ_{mol} | Moleküler viskozite |
| σ_ε | ε için türbülanslı Prandtl sayısı |
| σ_k | k için türbülanslı Prandtl sayısı |
| ω | Spesifik dağılım oranı |
| Γ_k | k' nın etkin yayılımı |
| Γ_ω | ω' nın etkin yayılımı |
| Y_k | k' nın türbülanslı kaynağından kaynaklanan dağılımı |
| Y_ω | ω' nın türbülanslı kaynağından kaynaklanan dağılımı |
| G_ω | Dağılım oranı kinetik enerjisi |
| S | Gerinim oranı büyüklüğü |
| σ_ω | ω için türbülanslı Prandtl sayısı |

| Kısaltmalar | Açıklama |
|--------------------|--|
| TÜREB | Türkiye Rüzgar Enerjisi Birliği |
| GWEC | Global Wind Energy Cocuncil(Küresel Rüzgar Enerjisi Konseyi) |
| YERT | Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri |
| DERT | Dikey Eksenli Rüzgar Türbinleri |
| HAD | Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği |
| LES | Large Eddy Simulation |
| RSM | Reynolds Stress Model |
| RNG | Renormalization group theory (Renormalizasyon grubu teorisi) |
| SST | The shear-stress transport |

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

| | |
|--|----|
| Şekil 2.1. Savonius rotoru güç katsayısının çevresel hız oranına göre standart şartlarda değişimi..... | 3 |
| Şekil 2.2. Rotor etrafındaki hız kontürü..... | 5 |
| Şekil 2.3. Savonius Rüzgar Türbini Prototipi | 6 |
| Şekil 2.4. Savonius Rotoru Kanat Profilleri..... | 7 |
| Şekil 2.5. Savonius rotoru ile çalışan sokak lambası | 10 |
| Şekil 2.6. Standart ve Eliptik kanat profilleri ile oluşturulan kombine kanat modeli | 11 |
| Şekil 3.1. Yıllara göre toplam rüzgar kurulu gücü..... | 16 |
| Şekil 3.2. Türkiye’de bölgelere göre rüzgar kurulu gücü | 17 |
| Şekil 3.3. Türkiye’de Rüzgar Enerjisi Kurulu Gücünün Bölgelere Göre Yüzdalık Dağılımı | 17 |
| Şekil 3.4. Dünyada yıllara göre rüzgar kurulu gücü | 18 |
| Şekil 3.5. Dünyada rüzgar kurulu gücünün ülkelere göre dağılımı | 18 |
| Şekil 3.6. Rüzgar Türbinleri Sınıflandırması | 23 |
| Şekil 3.7. Bazı rüzgar türbini tiplerinin genel şekilleri | 24 |
| Şekil 3.8. Yatay Eksenli Türbinlerin Sınıflandırması | 25 |
| Şekil 3.9. Düşey Eksenli Rüzgar Türbinlerinin Sınıflandırılması..... | 26 |
| Şekil 3.10. Savonius rüzgar türbini elemanları | 28 |
| Şekil 3.11. İki ve çok kanatlı Savonius rüzgar türbininin üstten görünümü..... | 29 |
| Şekil 3.12. (a) İki kanatlı ve (b)Çok kanatlı Savonius rüzgar türbini örnekleri..... | 29 |
| Şekil 3.13. Bir rüzgar türbininde, türbin önünde ve arkasında rüzgar hızının gösterimi | 30 |
| Şekil 3.14. Kepçeli kanatlı rüzgar türbinlerindeki iç ve dış bükey yüzeylerdeki hızlar . | 35 |
| Şekil 3.15. Savonius rüzgar türbini tasarım parametreleri | 38 |
| Şekil 3.16. Savonius rüzgar türbini önüne tasarlanan perde modeli | 40 |
| Şekil 3.17. Tasarlanan perdenin hesap modeli..... | 41 |
| Şekil 3.18. Dış alanın boyutları ve Savonius rotorunun konumu | 58 |
| Şekil 3.19. Savonius türbininin geometrik özellikleri..... | 58 |
| Şekil 3.20. Kanat kalınlıkları ve kanatlar arası kayma mesafesi..... | 59 |
| Şekil 3.21. Rotor boyutu | 59 |
| Şekil 3.22. Perdelerin Açılımları | 60 |
| Şekil 3.23. Perdelerin boyutları..... | 61 |
| Şekil 3.24. Perdelerin rotor merkezine göre konumları | 61 |
| Şekil 3.25. Model ağ yapısı..... | 62 |
| Şekil 3.26. Türbin kanatları etrafında oluşturulan Inflation ağ yapısı | 62 |
| Şekil 4.1. $\lambda=0,4$ için C_m grafiği..... | 65 |
| Şekil 4.2. Deneysel Çalışma verileri ile analiz sonuçlarının karşılaştırma grafiği | 66 |
| Şekil 4.3. Ağ yapılarına ait element boyutu ve C_m değerleri..... | 67 |
| Şekil 4.4. $\lambda =0,4$ için perdesiz model analizinin hız dağılımı | 68 |
| Şekil 4.5. (a) Perdesiz, $\beta=10^\circ$ ve (b) $\alpha = 30^\circ$ ve (c) $\alpha = 35^\circ$ perdeli modellerinin hız dağılımları | 69 |
| Şekil 4.6. $\beta=10^\circ$ ve (a) $\alpha = 45^\circ$ ve (b) $\alpha = 50^\circ$ modellerinin hız dağılımı | 70 |
| Şekil 4.7. $\beta=10^\circ$ ve (a) $\alpha = 55^\circ$ ve (b) $\alpha = 60^\circ$ modellerinin hız dağılımı | 71 |
| Şekil 4.8. (a) Perdesiz model ve (b) $\beta=15^\circ$ ve $\alpha = 30^\circ$ perdeli modelinin hız dağılımları | 72 |
| Şekil 4.9. $\beta=15^\circ$ için (a) $\alpha = 35^\circ$, (b) $\alpha = 40^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$, (d) $\alpha = 50^\circ$, (e) $\alpha = 55^\circ$ ve (f) $\alpha = 60^\circ$ modellerinin hız dağılımları | 73 |

| | |
|---|----|
| Şekil 4.10. (a) $\beta=10^\circ$, $\alpha = 45^\circ$ ve (b) $\beta=15^\circ$, $\alpha = 45^\circ$ modellerinin hız dağılımları | 74 |
| Şekil 4.11. Perdesiz ve perdeli modellerin analizleri sonucunda hesaplanan C_p değerlerinin değişimi..... | 75 |

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

| | |
|--|----|
| Çizelge 3.1. Enerji Kaynaklarının Çevresel Kirlilik Üzerindeki Etkileri | 20 |
| Çizelge 3.2. Enerji Kaynaklarının Maliyet-Ömür Karşılaştırması..... | 20 |
| Çizelge 3.3. Rüzgar Türbinlerinin tiplerine göre kanat uç hız oranı, güç katsayısı, devir sayısı, tork kabiliyeti ve kullanım alanları | 27 |
| Çizelge 3.4. Rüzgar türbininin hız ve 1 dereceyi tamamlama süresi | 64 |
| Çizelge 4.1. Perdesiz modele ait farklı λ değerlerindeki analiz sonucunda bulunan C_m ve C_p değerleri | 65 |
| Çizelge 4.2. $\beta=10^\circ$ ve $\alpha=30^\circ - 60^\circ$ için hesaplanan C_m ve C_p değerleri | 68 |
| Çizelge 4.3. $\beta=15^\circ$ ve $\alpha=30^\circ-60^\circ$ için hesaplanan C_m ve C_p değerleri | 72 |

1. GİRİŞ

Enerji, bir maddenin veya maddeler sisteminin iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanabilir. İlk çağlardan beri insanlar enerjii; öncelikle ısınmak için, daha sonrasında gelişen teknoloji ile hayatın her alanında kullanmaya başlamışlardır. Gelişen teknoloji ile enerjinin hayatın her alanına girmesi, enerjii sürekli ve vazgeçilmez bir ihtiyaç haline getirmiştir. Yıllar geçtikçe teknolojinin gelişmesine bağlı olarak bu ihtiyaç da giderek artmıştır ve artmaktadır.

Enerjinin yeterli, kaliteli, ekonomik, güvenilir ve temiz olarak kullanılması günümüzde ülkelerin gelişmişlik düzeylerini belirleyen ve dünya üzerindeki rekabeti etkileyen en önemli faktörlerdendir. Sanayinin olduğu kadar halkın da en temel ihtiyaçlarından olan enerjiye talep sürekli olarak artmaktadır.

Enerjiye duyulan ihtiyacı karşılamak için kullanılan fosil yakıtlar hızla tükenmekte ve bu fosil yakıtların kullanımı çok büyük çevresel kirliliklere yol açmaktadır. Fosil yakıtlar gibi enerji kaynaklarının hızla tükendiğini göz önüne aldığımızda, güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, hidrojen enerjisi gibi yenilenebilir enerji kaynaklarına olan ilginin her geçen gün daha da artması göz ardı edilemez boyuttadır. Bu tür enerji kaynaklarının ortak noktası, yararlı enerjiye dönüştürdükleri, doğal birinci kaynağın yenilenebilir özellikte olmasıdır. Bu kaynağın oluşturduğu enerji türleri aşağıdaki gibi kategorilere ayrılabilir:

- Isı dönüşümü ile oluşan enerji türleri; jeotermal enerji, güneş enerjisi ve denizlerin yüzeyi ile dip kısımlarındaki sıcaklık farkından oluşan okyanusların ısıl gücü.
- Hareket dönüşümü ile oluşan enerji türleri; rüzgar enerjisi, hidrolik enerji, gelgit enerjisi ve dalga enerjisi.
- Madde yenilenmesi ile oluşan enerji türleri; fotosentez yöntemi, bitkisel maddelerden elde edilen enerjiler.

Yenilenebilir enerji kaynakları arasında yer alan rüzgar enerjisi üzerine yapılan çalışmalar günümüzde giderek artmaktadır. Rüzgar enerjisine olan ilginin artması,

rüzgar enerjisinin büyük bir hızla gelişmesine yol açmıştır. Rüzgar enerjisinin bu kadar ilgi görmesinin en büyük sebeplerinden birisi; doğada serbest bir halde ve bol olarak bulunması ile birlikte aynı zamanda temiz bir enerji kaynağı olmasıdır. Rüzgar enerjisinin ilgi görmesinin bir diğer sebebi ise, elde edilen enerjinin maliyetinin zamanla azalmasıdır.

Rüzgar enerjisi üzerine yapılan çalışmalar gün geçtikçe rüzgardan enerji elde eden makineler yani rüzgar türbinleri üzerine yoğunlaşmıştır. Rüzgar türbinlerinin performansını artıracak yeni tasarımlar yapılarak daha fazla enerji kazanımı sağlanmaya çalışılmaktadır. Bu rüzgar türbinlerinin belki de en önemli parçası rüzgar türbinleridir. Günümüzde de rüzgar enerjisi sistemlerinin geliştirilmesi ve rüzgar türbinlerinden daha yüksek verim elde etmek için çalışmalar sürdürülmektedir.

Rüzgâr enerjisi ile enerji üreten birçok rüzgâr türbini üzerine yapılan çalışmalar çok çeşitli rüzgar türbinlerinin ortaya çıkmasını sağlamıştır. Bu türbinleri;

- Kanat sayısına göre; tek kanatlı rüzgâr türbinleri, çift kanatlı rüzgâr türbinleri, üç kanatlı rüzgâr türbinleri ve çok kanatlı rüzgâr türbinleri olarak;
- Eksenlerine göre; dikey eksenli rüzgâr türbinleri, eğik eksenli rüzgâr türbinleri ve yatay eksenli rüzgâr türbinleri olarak sınıflandırılabilir.

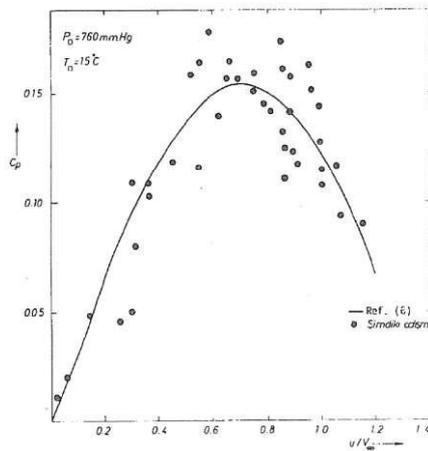
Bunların arasında en önemli türbin tiplerinden biri de dikey eksenli rüzgâr türbinleridir. Dikey eksenli rüzgâr türbinleri gün geçtikçe yaygınlaşmış ve birçok araştırmacı dikey eksenli rüzgâr türbinlerinin verimliliğini artırabilmek için çeşitli tasarım denemesi yapmıştır.

Dikey eksenli rüzgar türbini tiplerinden olan Savonius rüzgar türbinlerinin aerodinamik performanslarının düşük olmasına rağmen diğer geleneksel rüzgâr türbinleri ile karşılaştırıldığında bazı üstünlükleri bulunmaktadır. Ancak bu üstünlükler yine de çok fazla ilgi görmesine yeterli olmamıştır. Bundan dolayı ancak son yıllarda Savonius rüzgâr türbinlerinin aerodinamik performanslarının artırılması için çeşitli çalışmalar yapılmış ve yapılmaya devam edilmektedir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Blackwell ve ark. (1977) gerçekleştirdikleri 15 farklı konfigrasyonlu çalışmalarında; kanat sayısı, serbest akış hızı, rotor yüksekliği ve kanat üst üste binme oranı veya kanatlar arası boşluğun büyüklüğü gibi parametrelerin Savonius rüzgar türbininin aerodinamik performansına etkilerini araştırmışlardır. Gerçekleştirdikleri bu farklı on beş tasarımda rotorda meydana gelen dönme hızlarını ve momentlerini değerlendirmişlerdir. Varmış oldukları sonuçlardan bazıları şunlardır; Reynolds sayısının artırılması genellikle aerodinamik performansı artırır. Rotorun yükseklik/çap oranı arttıkça performansı biraz artar. İki kanat arası genişliğin optimum değeri $s/d= 0,1 - 0,15$ arasındadır.

Kayansayan (1992) çalışmasında; Savonius rotorunun tasarımında mekanik atölyede üretilebilecek şekilde basitleştirmeler yapmıştır. Prototipini; 2,4 m yüksekliğinde iki katlı ve türbin kesit alanı 3,288 m² olacak şekilde imal edip, 6 m yüksekliğinde çelik kuleye monte etmiştir. Ardından sahada performans deneyleri gerçekleştirmiştir. Rotor uç hız oranına göre güç katsayısının değişimini tespit etmiş ve 0,7'lik çevresel hız oranında, maksimum güç katsayısının 0,15 olduğunu belirlemiştir. Tasarlamış olduğu Savonius rotorunun imalatının basit olmasına karşın veriminin yatay eksenli konsensiyonel rüzgar jeneratörünün yarısı kadar olduğunu belirtmiştir.



Şekil 2.1. Savonius rotoru güç katsayısının çevresel hız oranına göre standart şartlarda değişimi (Kayansayan, 1992)

Aldoss (1984) yaptığı çalışmada; sallanan kanat tasarımı kullanıp çekme kuvvetini azaltarak Savonius rotorunun güç performansını iyileştirmeyi hedeflemişlerdir. Bunun için rotor kanatlarının rüzgara karşı olduğu durumlarda geriye doğru dönmesine izin vererek rüzgar basıncını azaltma yöntemini geliştirmişlerdir. Bu oluşturdukları yeni sistemi deneysel olarak inceleyip, optimum dönüş açısında yüksek ve gerçek bir güç artırımını sağlanabileceğini belirtmişlerdir. Oluşturdukları bu sistem rüzgar yönünden bağımsızdır, yapımı kolaydır ve ilave aksesuar gerektirmez.

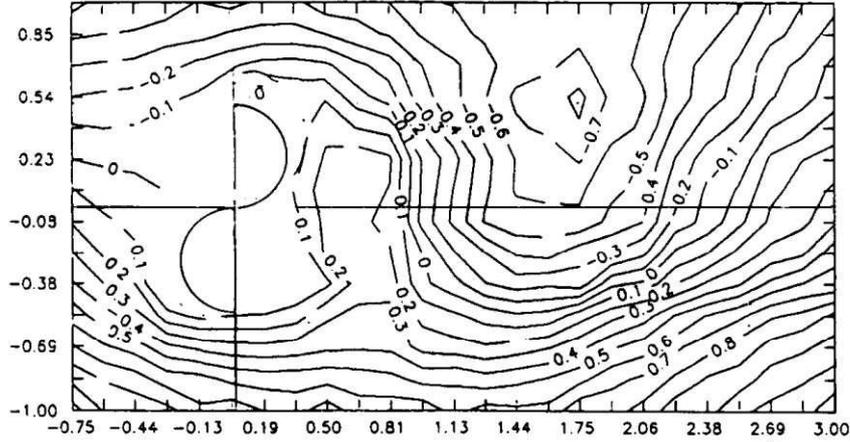
Aldoss ve Kotb (1988) bu çalışmalarında Savonius rotorunun etrafındaki akış alanıyla ilgili, ayrılmış vorteks yöntemini kullanarak hesaplamalar yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçları daha önce deneysel olarak gerçekleştirilmiş çalışmaların sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Fernando ve Modi (1989) çalışmalarında Savonius rotorunun performansını tespit etmek için kullandıkları ayrılmış vorteks yöntemine dayanan bir matematik modeli ayrıntıları ile ele almışlardır. Bu metodu hem statik hem de dönen Savonius rotoru için uygulayarak elde ettikleri sonuçları irdelemişlerdir.

Reupke ve Probert (1991) yaptıkları çalışmada; Savonius rüzgar türbininin çalışma performansını arttırmak amacıyla s şeklindeki kanatların kavisli kısımlarının yerine 8 ve 16 adet menteşeli kanatçıklar kullanarak türbini yeniden tasarlamışlardır. Böylece menteşeli kanatçıklar rüzgarın yönünde döndüklerinde rüzgar basıncının da etkisiyle, kendiliğinden açılarak daha az akış direncinin oluştuğunu ve rüzgarın tersi yönde döndüğünde (kanatlar güç kaybettiği anda) tekrar kendiliğinden kapandığını gözlemlemişlerdir. Bu tasarım ile çok düşük uç hız oranlarında, standart Savonius rotorlarına göre daha büyük momentler elde edildiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca yüksek dönme hızlarında kanatçıkların birbirine kilitlendiğini ve standart Savonius rotoru gibi hareket ettiğini gözlemlemişlerdir.

Aldoss ve Kotb (1991) yaptıkları çalışmada; duran bir Savonius türbininin rüzgara karşı konulmuş kanadının konumunun normalini, kanatların üzerindeki veya etrafındaki akış özelliklerini incelemek için ayrılmış vorteks yöntemini kullanmışlardır. Bu metod ile

akış alanı ve başlatma momenti üzerine ayrıntılı bilgileri sağlamayı hedeflemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara dayanarak, alt kepçenin daha yüksek hıza ve nispeten yüksek sirkülasyona sahip olduğunu, bunun da o rotor pozisyonu için net dönüş torkunu azalttığını tespit etmişlerdir.



Şekil 2.2. Rotor etrafındaki hız kontürü (Aldoss ve Kotb, 1991)

Deda (2000); rüzgar enerjisinin önemini, dünyada ve Türkiye'deki rüzgar enerjisi potansiyelini, rüzgar türbini tiplerini, dikey eksenli rüzgar türbinlerinden olan Savonius rüzgar türbinlerinin özelliklerini, üstünlüklerini, güç hesaplamalarını araştırmıştır. Savonius rüzgar türbinlerinin dezavantajı olan aerodinamik performanslarını arttırmak için perdeleme yönteminin türbinin aerodinamik performansını nasıl etkilediğini incelemiştir.

Deda (2006) çalışmasında Savonius rüzgar türbinine perdeleme yöntemi uygulamıştır. Perdelemede kullandığı perdelerin farklı açıları ve uzunlukları için Savonius rotorunun sergilediği performansı incelemiştir. Yaptığı çalışmayı hem Ansys-Fluent ile perde statik durumdayken sayısal hesaplamalar ile hem de laboratuvar ortamında deneysel olarak gerçekleştirmiştir. Perdesiz ve perdeli türbin durumları için deneylerden elde edilen statik moment değerlerinin, sayısal çözümlerden elde edilen statik moment değerlerine yakın, fakat daha düşük olduğunu gözlemlemiştir. Bunun yanı sıra perdeleme yöntemi ile Savonius rotorunun güç ve performansının arttığını gözlemlemiştir.

Deda ve ark. (2009), çalışmalarında rüzgar türbinleri ile ilgili son gelişmeler üzerinde durmuş, özellikle küçük ölçekteki enerji gereksinimleri için Savonius ve MW seviyesinde güç üretebilen Darrieus rüzgar türbinlerinin klasik yatay eksenli türbinlere yerine bir seçenek olarak kullanılması konusunda önerilerde bulunmuştur.

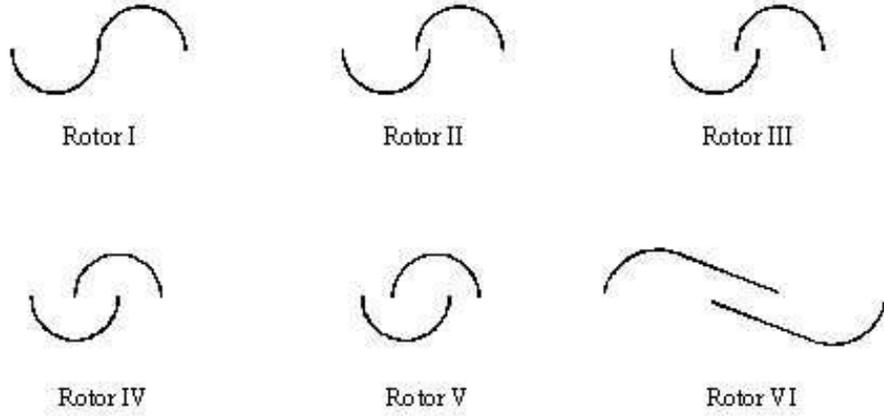
Menet (2004) çalışmasında, elektrik üretimi için Savonius rüzgar türbini prototipi tasarlamıştır. Tasarladığı prototipi rüzgar tüneline ve daha sonra yerinde deneylere tabi tutmuştur. Bu tür bir rotorun yatay eksenli geleneksel bir rüzgar türbininden daha az maliyetli olduğunu ileri sürmüştür. Yapmış olduğu bu türbinin güç kat sayısının 0,29 olduğunu ve yüksek verimli çalışma gösterdiğini belirlemiştir.



Şekil 2.3. Savonius Rüzgar Türbini Prototipi (Menet, 2004)

Percival ve ark. (2004) çalışmalarında; seçtikleri bir evin elektrik ihtiyacını karşılamak için Savonius rüzgar türbini yapmışlardır. Çalışmalarında Savonius türbinin tasarımı, yapım aşamasına yer vermiş ve türbini kurarak test edip, güç katsayısı değerini 0,25 civarlarında bulmuşlardır.

Sargolzaei (2007) çalışmasında; rüzgar türbinindeki güç faktörü ve tork tahminine yapay sinir ağları yaklaşımını sunmuştur. Yapay sinir ağlarının paralel bilgi işleme ve genelleme yetenekleri nedeniyle, önerilen algoritmanın hızlı ve doğru olduğunu ortaya atmıştır. Çalışmasında Şekil 2.4' de yer alan 6 farklı modele yer vermiştir. Elde etmiş olduğu sonuçlara dayanarak; kanatlar arasındaki boşluk mesafesinden kaynaklı, Rotor II ve Rotor IV modellerinin diğer rotolardan daha fazla güç faktörüne sahip olduğunu kanıtlamıştır. Öte yandan, kanatlar arasındaki boşluk mesafesinin aşırı artması güç faktörünün azalmasına yol açtığını gözlemlemiştir. Yapmış olduğu bu çalışmada kanatlar arası mesafe için en iyi oranı $s/d= 0,2$ olarak bulmuştur. Ayrıca, sayısal çözüm ve deneylerin sonuçlarına göre, en iyi kanat eğrisi Rotor II' ye ait olduğunu göstermiştir.



Şekil 2.4. Savonius Rotoru Kanat Profilleri (Sargolzaei, 2007)

Akwa ve ark. (2012) çalışmalarında Savonius rüzgar türbinlerinin performansını arttırabilmek için daha önce yapılan diğer çalışmaları da inceleyerek bilgi toplamak üzerine yoğunlaşmışlardır. Amaçları birçok çalışmadan edindikleri bilgiler ile Savonius rotorları hakkında bir kaynak oluşturup, performansını arttırmaya yönelik yeni yapılacak çalışmalarda üzerinde durulması gereken noktaları göz önüne koymaktır. Ayrıca Savonius rüzgar türbinlerinin maksimum güç katsayısı aralığının 0,05 ile 0,30 arası olduğunu belirtmişlerdir.

Deb ve Gupta (2012) çalışmalarında, iki kanatlı standart Savonius rüzgar türbinini 0° , 45° , 90° , 135° , 180° , 225° , 270° ve 315° derece olmak üzere 8 farklı açıda CFD metoduyla analiz etmişlerdir. Analizler sonucunda maksimum statik basıncın ilerleyen ve geri dönen kanatların dikey olduğu konumlarda yani 90° ve 270° deki konumlarda ortaya çıktığını gözlemlemişlerdir. Böylelikle bu rotor açısında, rotorun yüksek devir sayısı ve yüksek tork ile düzgün çalışmasına yukarı akıştan aşağı akış tarafına doğru hava akımları ile yardımcı olacak bir çift jenerasyon vardır.

Damak ve ark. (2013) çalışmalarında helisel kanat profiline sahip bir Savonius rotorunun aerodinamik özelliklerini incelemişlerdir. Klasik Savonius rotorların tork katsayısı ve güç katsayısı düşük olduğundan performansları da düşüktür. Yaptıkları 180° bükümlü helisel kanat profili ile Savonius rotorunun performansını arttırmayı hedeflemişlerdir. Çalışmalarına ait deneyleri açık jet rüzgar tüneline yapmışlardır.

Torresi ve ark. (2014) bir PVC borudan yaptıkları iki kanatlı Savonius rüzgar türbini prototipini kapalı döngü, ses altı rüzgar tüneli içerisinde test etmiştir. Türbin performansı ve akış analizi ile ilgili sonuçlar elde etmişlerdir. Tork katsayısının $0,3$ ile $1,5$ arasındaki farklı uç hız oranlarında, uç hız oranına doğrusal bağlılık gösterdiğini ve en düşük λ da en yüksek değere sahip olduğunu gözlemlemişlerdir.

Göktaş ve Kılıç (2018) çalışmalarında Savonius rüzgâr türbini tasarlamış ve türbinin çevresindeki havanın hız ve basınç dağılımı sayısal olarak incelemişlerdir. Türbinin 0° , 45° , 90° ve 135° olmak üzere dört farklı açıda konumlandırıp, her açısal konum için 3 m/s, 6 m/s ve 9 m/s rüzgâr hızı ve basınç dağılımı grafikleri elde etmişlerdir. Çalışma sonucunda 0° de 9 m/s rüzgar hızı ile kanat çevresindeki en yüksek hızı tespit etmişlerdir. En yüksek basıncın ise 0° ve 45° de olduğunu tespit etmişlerdir.

Mohamed ve ark. (2010) çalışmalarında standart bir Savonius rotorunun geriye doğru dönen kanadını engelleme yöntemini kullanarak türbinin güç çıkış katsayısını yani performansını arttırmayı hedeflemişlerdir. Bu amaçla çalışmalarında iki kanatlı ve üç kanatlı Savonius türbinleri için yeni tasarımlar oluşturmuşlardır. Aynı metot ile türbinin kendi kendine çalışmaya başlama kabiliyetini iyileştirmeyi de hedeflemişlerdir.

Yaptıkları tasarımlarda dönen kanadın negatif etkisini azaltmak ve akışı diğer kanada yönlendirmek için türbinin geriye dönen kanadının önüne bir perde koymuşlardır. İncelemelerini ANSYS – Fluent programında gerçekleştirmişlerdir. Analizlerinden elde ettikleri sonuçları daha önce gerçekleştirilmiş bir çalışma ile karşılaştırmış ve çıkış güç katsayısında %27 artış olduğunu gözlemlemişlerdir. Aynı zamanda iki kanatlı Savonius rotorunun performansının üç kanatlıya göre daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Nasef ve ark. (2013) çalışmalarında Savonius rotorunun performansını dört farklı türbülans modeliyle statik ve dinamik olarak incelemişlerdir. Sabit ve dönen olarak 0° - 180° arasında farklı rotor açılarında hesaplamalar yapmışlardır. Ayrıca Savonius rotorunun farklı kanat örtüşme oranlarına sahip olduğu durumlardaki performanslarını deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Deneysel sonuçları sayısal hesaplamaları ile karşılaştırarak gerçek sonuca en yakın sonucu veren türbülans modelini tespit etmeye çalışmışlardır. Sonuç olarak daha doğru sonucu SST k- ω türbülans modelinin verdiğini, deneysel sonuçlarla yaklaşık sonuçları da standart k- ϵ modelinin verdiğini belirtmişlerdir.

Rogowski and Maroński (2015) çalışmalarında, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemlerini kullanarak Savonius rotorunun aerodinamik etkinliğini incelemiş ve elde ettikleri sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırmıştır. Yaptıkları çalışmalar sonucunda, tek boyutlu türbülans model olan Spalart-Allmaras modelinin Savonius rotor uygulamaları için kullanılabileceğini göstermişlerdir. Ayrıca hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemlerinin deney sonuçlarını doğruladığını ve rotor kanatlarının şekillerini optimize etmek için kullanılabileceğini öne sürmüşlerdir.

Ricci ve ark. (2016) çalışmalarında, bir sokak lambası direğinde kullanılacak dikey eksenli Savonius rüzgar rotorunun aerodinamik performansını incelemişlerdir. Deneysel testleri farklı rüzgar hızlarında ve farklı yapı kombinasyonlarında gerçekleştirmişlerdir. Bu kombinasyonlardan en verimli sonuçları uç plakalı, 105° li helisel kanatlı ve açık aralıklı tasarımda elde etmişlerdir. En iyi sonucu elde ettikleri bu tasarımda ölçmüş oldukları değerler şöyledir; $\lambda=0,899$ ve $C_{p,max}= 0,251$.



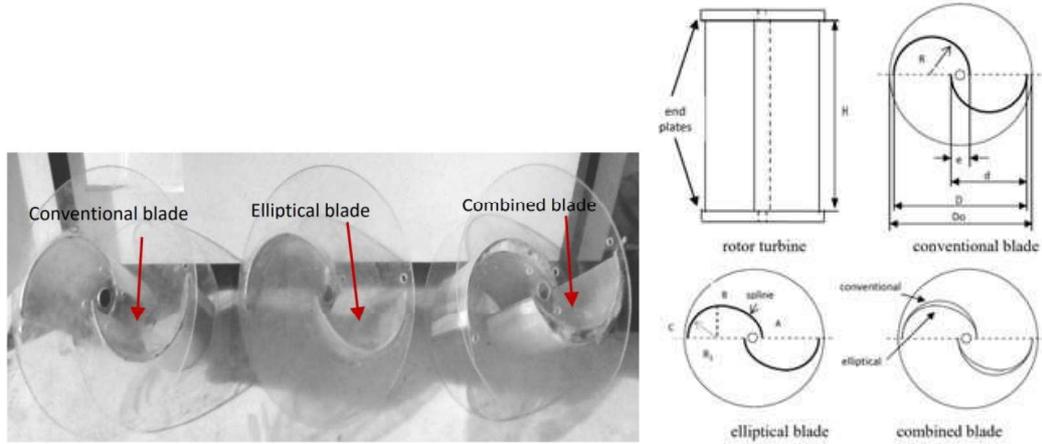
Şekil 2.5. Savonius rotoru ile çalışan sokak lambası (Ricci ve diğ. 2016)

Nobile ve ark. (2014) çalışmalarında Savonius düşey eksenli rüzgar türbinini iki boyutlu olarak modellemiş ve değişken rüzgar hızı altında CFD programı kullanarak sayısal çalışmalar yürütmüşlerdir. İlk olarak CFD çözüm için gerekli parametrelerden 3 tanesini incelemişlerdir. Mesh çözünürlüğü, türbülans modeli ve zaman adımı boyutu olan bu 3 parametre çözümlerin doğruluğunu yakından ilgilendirdiğinden, çözümün bu parametrelerden bağımsız olması istenir. Yapılan bu çalışmada elde ettikleri sonuçları rüzgar tüneli ile gerçekleştirilen test sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Aynı zamanda geometrilerinin simetrik olması durumunda 2D ve 3D sayısal çözüm çalışmaları arasında fark olmadığını gözlemlemişlerdir.

Roy ve ark. (2013) çalışmalarını sayısal çalışma olarak yürütmüş ve Savonius rüzgar rotorunu geliştirme ve tasarlama üzerine yoğunlaşmışlardır. Farklı çalışma metodlarını kullanarak Savonius rüzgar türbininin verimini iyileştirmeyi amaçlamışlardır. Oluşturmuş oldukları farklı modelleri daha önce gerçekleştirilen deneysel çalışmaların sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Aynı çalışmada türbine ait parametrelerin türbin performansına etkisini incelemek için parametreleri sırayla değiştirerek türbin performansını hesaplamışlardır. Tüm bu dizayn ve hesaplamalardan yola çıkarak optimum bir model geliştirmiş ve bu modeli standart bir Savonius türbini ile

karşılaştırmışlardır. Türbin performansının bağlı olduğu parametrelerin; türbin en boy oranı, kanat yay açısı, kanatların örtüşme oranı, kanat sayısı ve uç hız oranı vb. olduğunu belirtmişlerdir.

Sanusi ve ark. (2016) çalışmalarında Savonius rüzgar türbininin performansını iyileştirmek için rotor kanatlarında birçok tasarım değişikliği yapmıştır. Çalışmada elde ettikleri kanat modeli, daire şeklindeki standart kanat modelin içbükey bir eliptik modelden biriyle kombine edildiği bir kanat modelidir. Bu kanat modelinin üretim kolaylığı ve maliyet açısından standart kanatlara göre değişiklik göstermediğini belirlemişlerdir. Yeni tasarladıkları bu kombine kanat modelinin türbin performansını arttırdığını tespit etmişlerdir. C_p değerinin standart kanatta %11, eliptik kanatta %5,5 arttığını belirtmişlerdir.



Şekil 2.6. Standart ve Eliptik kanat profilleri ile oluşturulan kombine kanat modeli (Sanusi ve ark., 2016)

Şahin (2015) çalışmasında, Savonius türbininin performansını arttırmak için türbin etrafına 6 ve 8 adet yönlendirici plakalar yerleştirilmiş tasarımlar oluşturmuştur. Levhaların adedinin, uzunluğunun ve konumunun değişiminin türbin performansını nasıl etkilediğini incelemiştir. 6 ve 8 adet yönlendirici bulunan tasarımlarını 30°'lik yerleşim konumlarına göre simülasyon sonuçlarını karşılaştırmış ve 6 adet yönlendirici bulunan tasarımın performansının daha yüksek olduğunu tespit etmiştir. Ayrıca 6 adet yönlendirici bulunan tasarım için bu yönlendiricilerin açıl konumlarının (20° ve 30°) ve boyutlarının (L=90 mm ve 150 mm) performansı nasıl etkilediğini simülasyonlar ile

incelemiştir. Türbin en yüksek performansı 30° açısız konumunda ve 150 mm boyutunda levha ile göstermiştir. Yeni tasarımın güç katsayısından standart Savonius türbinlerine göre %30 artış olduğunu gözlemiştir. Ek olarak statik ve dinamik tork katsayılarının da artış gösterdiğini belirtmiştir.

Rogowski ve Maroński (2015) çalışmalarında Ansys Fluent yazılımını kullanarak Savonius rotorunu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile incelemiştir. Çalışmalarında Spalart-Allmaras türbülans modelini kullanmışlar ve bu modelin iki boyutlu uygulamalarda kullanılabileceğini öne sürmüşlerdir. Bu çalışma ile HAD yöntemlerinin deney sonuçlarını doğruladığını ve Savonius rotorunun kanatlarının şeklini optimize etmek için kullanılabileceğini göstermişlerdir.

Sai ve Rao (2016) çalışmalarında iki kanatlı standart bir Savonius rotorunun bilgisayar ortamında üç boyutlu olarak çizmiş ve Ansys yazılımı ile Sonlu Elemanlar Metodu ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği metodunu kullanarak analizini yapmışlardır. Rotorun iç bükey ve dış bükey olan kanatlarının yüzeylerindeki basınç farklarını incelemiştir. İç bükey kanat bölgesinin yüksek basınca, dış bükey kanat bölgesinin ise düşük basınca sahip olduğunu gözlemiştir. Maksimum ve minimum basınçları sırasıyla 101,496 Pa ve 101,296 Pa olarak bulmuşlardır.

Vinay (2012) çalışmasında tükenen fosil yakıt kaynakları yerine yenilebilir enerji kaynaklarının kullanımının önemi vurgulamakla birlikte düşey eksenli bir Savonius rotoru tasarlayıp, prototipini üretmiştir. Ardından üretmiş olduğu modeli deneysel olarak da incelemiştir. Tasarımının kendi kendine hareket başlama kabiliyetinin olduğunu ve düşük hızlı tork değerlerine sahip olduğunu gözlemiştir. Bu rotorun ev elektrik ihtiyaçları ve akü şarjı için kullanılabilecek seviyede iyi sonuçlar verdiğini tespit etmiştir.

Al-Faruk ve Sharifian (2015) çalışmalarında akış parametrelerinin Savonius rotorunun güç ve tork katsayılarına etkisini deneysel olarak incelemiştir. Oluşturdukları geometrilerinde kanatların örtüşme oranını 0,2, kanat ark açısını 195° , rotor çapını 320 mm ve rotor en boy oranını 1,06 olarak belirlemiştir. Deneylerde dikkate aldıkları

parametreler; sıcak hava sıcaklığı, sıcak hava kütlelerinin akış hızı, tünelin sıcak hava giriş çapı ve serbest akış rüzgar hızıdır. Deneyler sonucunda daha yüksek sıcaklıklardaki ve hızdaki sıcak hava kütlelerinin türbinin performansının arttırdığını tespit etmişlerdir. Güç katsayısının maksimum değerine ise sıcak hava giriş çapının 16mm olduğu deneyde ulaştığını tespit etmişlerdir. Ayrıca beş farklı serbest rüzgar hızında yapılan deneyler, güç katsayılarının daha yüksek rüzgar hızlarında daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

Şentürk (2017) çalışmasında Savonius rüzgar türbinin akış karakteristiklerini, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri aracılığı ile belirlemiş ve Reynolds sayısının türbin performansına etkilerini incelenmiştir. Yöntem ilk olarak, Blackwell ve diğerleri (1977) tarafından verilen deneysel sonuçlar kullanılarak doğrulanmıştır. $ReD=4.104, 4.105, 4.106, 8.106$ ve 20.106 değerlerinde yapılan Ansys simülasyonları sonucunda en yüksek güç faktörü değeri olan $0,27$ değerine $ReD=4.106$ değerinde ulaşılmıştır.

Amiri ve ark. (2019) çalışmalarında üç kanatlı Savonius rüzgar türbinini sayısal ve deneysel çalışmalara tabi tutmuştur. Deneyleri rotor kanatlarının anlık konumunun da yüksek hızlı görüntüleme ile belirlendiği, ses altı açık jet tipi bir rüzgar tüneline gerçekleştirilmişlerdir. Uç plakaların ve rotor en boy oranının eklenmesinin türbin torku ve güç katsayıları üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Sonuçta, uç plakaların eklenmesinin, hem maksimum güç katsayısı hem de türbinin çalışma aralığı açısından rotorun aerodinamik performansını büyük ölçüde artırdığını göstermişlerdir. En-boy oranını artırma etkileri için de benzer etkiler gözlemlenmiştir. Bu çalışmanın sonuçları, iki boyutlu sayısal sonuçların küçük en boy oranlarına sahip rotorların deneysel verileri ile karşılaştırılabilir olmadığını göstermektedir, özellikle uç plakaları olmadan.

Gül ve ark. (2018) çalışmalarında klasik Savonius rüzgar türbinini referans olarak yarı parça kanatlı ve parça kanatlı Savonius türbinlerini karşılaştırmıştır. Türbinlerin statik halinde yapmış oldukları bu deneylerde statik momentin yarı parça kanatlı model için % 7 ve parça kanatlı model için ise % 33 arttığını tespit etmişlerdir. Statik momentte elde

ettikleri bu artış ile parça kanatlı olarak tasarlanan modelin daha düşük rüzgar hızlarında ilk hareketinin olabileceğini, yarı parça kanatlı modelin ise ilk hareketinin olması için, daha yüksek rüzgar hızları gerekeceğini öne sürmüşlerdir. Ayrıca hareketli türbin ile yaptıkları deneyler sonucunda; yeni önermiş oldukları bu iki kanat modelinin güç kat sayılarının klasik modelin güç kat sayısı ile karşılaştırdıklarında, yeni modellerin güç katsayılarının daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Kassem ve ark. (2019) çalışmalarında Savonius rotorunun düşük aerodinamik özelliklerini iyileştirmeyi hedeflemişlerdir. 60°, 75° ve 90° lik kanat açıları için üç ayrı konfigürasyon oluşturmuşlardır. Bu tasarımlar ile kanat açılarının değişiminin rotor performansına olan etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Rotor performansı 0° ile 180° derecede farklı rotor açılarında 4, 6 ve 8 m/s' lik rüzgar hızlarındaki statik tork dikkate alınarak incelenmiştir. Deneylerini açık rüzgar tüneline gerçekleştirmiş, sayısal çözümlenmeyi ise Solid Works Akış Simülasyonu (SWFS)' nu kullanarak yapmışlardır. Deneyler ve sayısal çözümlenmeler sonucunda kanat açısının 90° ve rüzgar hızının 8m/s olduğu modelde en yüksek performansın görüldüğünü tespit etmişler ve sayısal verileri deneysel veriler ile karşılaştırarak, sayısal yöntemin geçerliliğini doğrulamışlardır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Rüzgar Enerjisi

Rüzgar, atmosferdeki yüksek basınçlı hava ile alçak basınçlı havanın yer değiştirmesinin sebep olduğu bir hava hareketidir. Bu basınç farkı ısı değişiklikleri, dünyanın kendi eksenini etrafındaki hareketi, yeryüzünün yapısı sebebiyle oluşmaktadır. Bu basınç farkının diğer önemli sebepleri de çok sıcak hava ve soğuk havanın hareketleridir. Isınan havanın yükselmesiyle alçak basınç, soğuyan havanın alçalması ile de yüksek basınç oluşur. Sıcak ve soğuk havanın karşılaşması sonucunda da rüzgar oluşur. Hava basınçlarının dengelenmesi durumunda ise rüzgar durur. Rüzgar hızı daima değişkendir ve bu değişkenlik çok küçük periyotlarla gerçekleşmektedir. Rüzgar hızındaki değişimin büyüklüğü hem havanın durumuna hem de yeryüzü koşullarına bağlıdır.

Bir arazi üzerinde rüzgar türbinlerinin yerleştirilebileceği en iyi yer tepe ve tepelerin sırtlarıdır. Tepelerde rüzgar hızları, çevre arazilere göre genelde yüksektir. Engebeli tepelerde rüzgarın hızının yüksek olmasına karşın türbülans oluşması önemli ve büyük bir olumsuzluktur.

Genel anlamda baktığımızda rüzgar enerjisinin kaynağı güneş enerjisidir. Güneş ışınlarının yeryüzünde oluşturduğu farklı sıcaklık, nem ve basınçlar rüzgarın oluşmasına sebep olur. Güneşin dünyaya gönderdiği enerjinin yaklaşık %1-2' si rüzgar enerjisine dönüşür.

3.1.1. Rüzgar enerjisinin tarihsel gelişimi

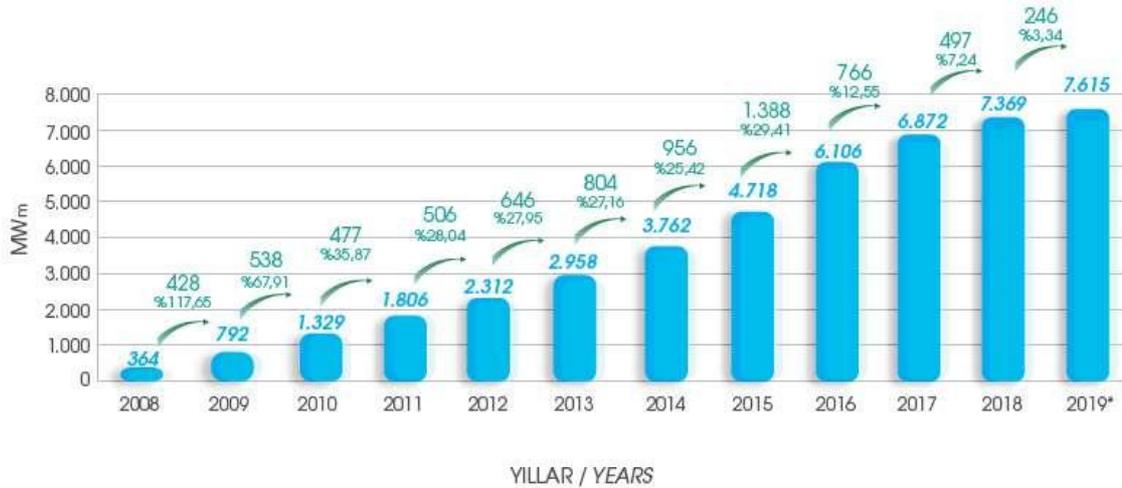
En eski rüzgar türbini M.Ö. 3000 yıllarında İskenderiye'de kurularak Nil vadisindeki toprakların sulanması sağladı. İlk düşey eksenli rüzgar türbini ise M.Ö. 250 yıllarında İran'da tahıl öğütmek için kullanıldı. Mısır ve İran' da görülen rüzgar türbinleri Haçlı seferleri sırasındaki etkileşim ile Avrupa'da da hayat buldu. Fransa, İngiltere ve Hollanda' da ilk yel değirmenleri 12. yy' da kullanılmaya başlandı. 19. yy' ın sonları

20. yy' ın başlarında yel değirmenleri elektrik su su pompalama ihtiyaçları için kullanılmaya başlandı.

Rüzgar türbinleri elektrik üretme amaçlı olarak kullanımının uygulamaları 1890' da Danimarka'da Paul La Cour isimli biri tarafından 9 kW' lık iki jeneratörün çalıştırılmasıyla başlamıştır. A.B.D' de 1932' li yıllarda 15 m/s rüzgar hızında 20 MW' lık enerji üretimi yapacak türbin tasarlanmış ancak bu tasarım uygulama aşamasına geçmemiştir. A.B.D.' de hayata geçen ilk rüzgar türbini 1941 yılında Vermont'ta kurulan rüzgar jeneratörüdür.

Yatay eksenli rüzgar türbinleri 1930' lu yıllarda Betz tarafından hesaba dayalı olarak yapılmıştır. Bu türbinin teorik verimi %59 civarında hesaplanmıştır. Düşey eksenli rüzgar çarkları üzerine ilk modern çalışmalar ise Savonius ve Darrieus' a aittir.

Ülkemizde 1986 yılında Çeşme' de ilk rüzgar türbini görülmüştür. Bunun ardından 1996 yılına kadar rüzgar türbinleri üzerine herhangi bir geliştirme çalışması olmamıştır. İlk rüzgar santrali ise 1998 yılında Alaçatı' da kurulmuş ve 12 adet rüzgar türbini ile 1,5 MW güce sahiptir. Daha sonraki yıllara ait ülkemizdeki rüzgar enerjisinin kurulu gücünün dağılımı Şekil 3.1.' de yer almaktadır.



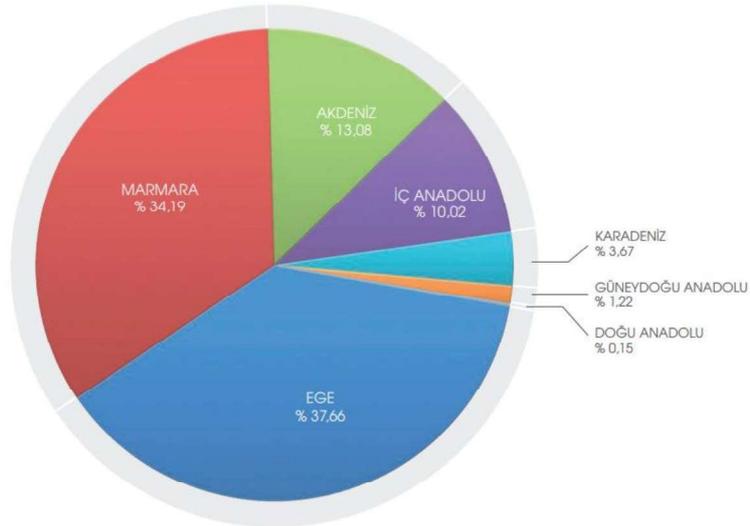
Şekil 3.1. Yıllara göre toplam rüzgar kurulu gücü (TÜREB, 2019)

Türkiye Rüzgar Enerjisi Birliği'nin (TÜREB) yayınlamış olduğu rapora göre Temmuz 2019 itibariyle ülkemizdeki kurulu rüzgar gücü 7615 MW' dır. Rüzgar enerji santrallerimizden üretilen elektrik ile ülkemizin elektrik ihtiyacının %7,40' sı karşılanmaktadır. Yine 2019 yılının Temmuz ayı itibariyle ülkemizde toplam 3155 adet rüzgar türbini bulunmakla birlikte 17 adet inşası devam eden rüzgar türbini mevcuttur.



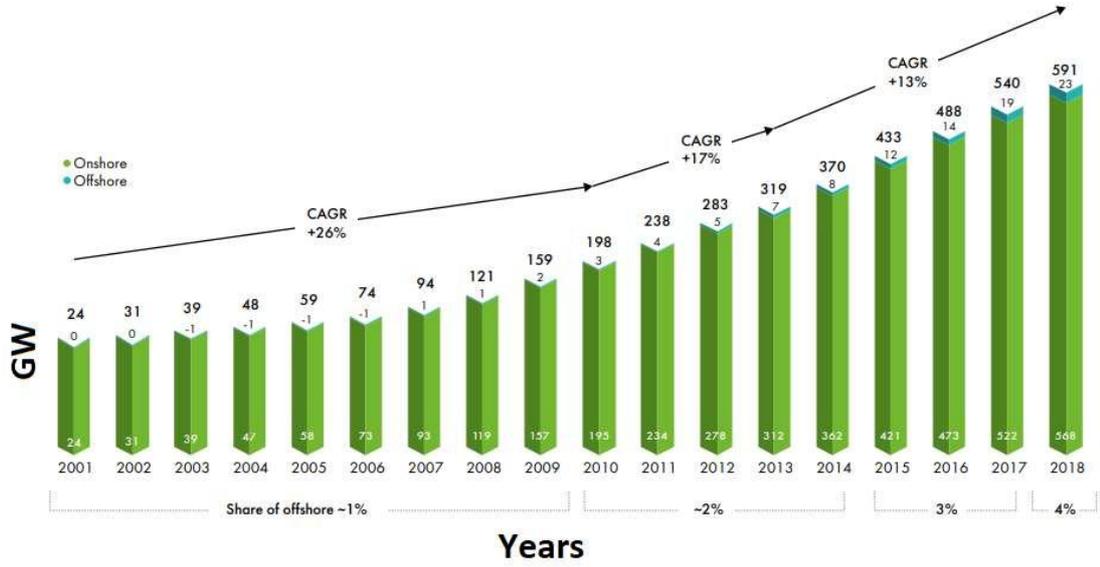
Şekil 3.2. Türkiye’de bölgelere göre rüzgar kurulu gücü (TÜREB, 2019)

Ülkemizde rüzgar enerjisi kurulu gücünün 5471,55 MW’ lık büyük bir bölümü Ege ve Marmara bölgelerindedir. En düşük rüzgar kurulu gücü ise 11,70 MW ile Doğu Anadolu bölgesindedir.



Şekil 3.3. Türkiye’de Rüzgar Enerjisi Kurulu Gücünün Bölgelere Göre Yüzdeleri Dağılımı (TÜREB, 2019)

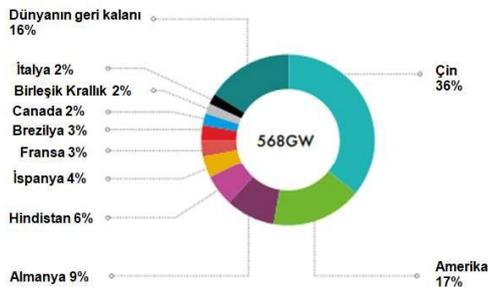
TÜREB' in yayınlamış olduğu 2019 Temmuz raporuna Ege ve Marmara bölgesindeki rüzgar enerjisi kurulu gücü ülkemizin toplam rüzgar enerji kurulu gücünün %71,85' ini oluşturmaktadır.



Şekil 3.4. Dünyada yıllara göre rüzgar kurulu gücü (GWEC, 2019 Nisan)

Küresel Rüzgar Enerjisi Konseyi'nin (GWEC– Global Wind Energy Council) 2019 yılı Nisan ayında yayınladığı rapora göre Dünya' daki toplam kurulu rüzgar gücünün yıllara göre değişimi Şekil 3.4' te yer almaktadır. 2018 yılı sonunda Dünya' da 591 GW toplam karada rüzgar kurulu gücü ve 23 GW açık denizde rüzgar kurulu gücü yer almaktadır.

Karada toplam kurulu güç



Açık denizde toplam kurulu güç



Şekil 3.5. Dünyada rüzgar kurulu gücünün ülkelere göre dağılımı (GWEC, 2019 Nisan)

GWEC' in 2019 yılı Nisan ayında yayınladığı rapora göre Dünya' daki rüzgar kurulu gücünde en yüksek paya sahip ilk beş ülke Çin, ABD, Almanya, Hindistan ve İspanya olarak sıralanmaktadır. Yine aynı rapora göre Çin her ne kadar birinci sırada olsa da ülkesindeki toplam elektrik ihtiyacının yalnızca küçük bir miktarını rüzgar enerjisinden karşılıyor.

3.1.2. Rüzgar enerjisinin avantajları

Temiz bir enerji kaynağı olarak bilinen ve yenilenebilir enerji kaynakları içerisinde önemli bir yere sahip olan rüzgar enerjisinin bir çok üstünlüğü bulunmaktadır ve bu üstünlükler şu şekilde sıralanabilir:

1. Rüzgar enerjisi, yenilenebilir bir enerji kaynağıdır. Fosil yakıtlar gibi zamanla tükenmesi söz konusu değildir.
2. Rüzgar enerjisi, çevre kirliliğine yol açmayan, temiz bir enerji kaynağıdır.
3. Rüzgar enerjisine yönelimin artması fosil yakıtların tükenmesini geciktirir.
4. Rüzgar enerjisi için yerli kaynaklar kullanıldığı için herhangi bir dışa bağımlılık söz konusu değildir.
5. Rüzgar enerjisini başka enerji türlerine dönüştürmek basittir. (Mekanik enerji, ısı enerjisi vb.)
6. Rüzgar enerjisinin kaynağı olan rüzgar havanın hareketi ile ortaya çıktığı için enerjinin herhangi bir iletim problemi yoktur.
7. Gelişen aerodinamik malzeme ve konstrüksiyon teknikleriyle, rüzgar enerjisi sistemlerinin kullanım alanı oldukça geniştir.
8. Üretilen enerjinin birim maliyeti gelişen teknolojiyle bağlantılı olarak düşmektedir.

Bunların yanı sıra rüzgar enerjisinin dezavantajlarını şu şekilde sıralayabiliriz;

- Enerji üretiminin kaynağı rüzgar olduğundan rüzgarın kesilmesi veya azalması enerji kaybına sebep olur. Rüzgar türbinleri ile enerji üretebilmek için rüzgarın optimum düzeyde olması gerekmektedir.
- Rüzgar türbinleri çalıştığı esnada yüksek desibelde ses meydana getirmektedir. Bu da gürültü kirliliğine sebep olmaktadır.
- Rüzgar türbinleri bulunduğu bölgede elektromanyetik dalgayı etkileyebilir.

- Rüzgar türbinlerinde düşük ihtimal de olsa devrilme, yanma gibi durumlar görülebilir.
- Türbinlerin ilk maliyetleri yüksektir.
- Rüzgar türbinlerinin kurulması için geniş alanlar gerekir.

Çizelge 3.1. Enerji Kaynaklarının Çevresel Kirlilik Üzerindeki Etkileri

| | İklim Değişikliği | Asit Yağmuru | Su Kirliliği | Toprak Kirliliği | Gürültü | Radyasyon |
|-----------|-------------------|--------------|--------------|------------------|---------|-----------|
| Petrol | + | + | + | + | + | |
| Kömür | + | + | + | + | + | + |
| Doğalgaz | + | + | + | | + | |
| Nükleer | | | + | + | | + |
| Hidrolik | + | | | | | |
| Rüzgar | | | | | + | |
| Güneş | | | | | | |
| Jeotermal | | | + | + | | |

Çizelge 3.2. Enerji Kaynaklarının Maliyet-Ömür Karşılaştırması

| | Kalan Ömür (Yıl) | Yatırım Maliyeti (\$/kW) | Üretim Maliyeti (\$cent/kWh) |
|-----------|------------------|--------------------------|------------------------------|
| Petrol | 40-45 | 1500-2000 | 6 |
| Kömür | 200-250 | 1400-1600 | 2,5-3,0 |
| Doğalgaz | 60-65 | 600-700 | 3 |
| Nükleer | - | 3000-4000 | 7,5 |
| Hidrolik | - | 750-1200 | 0,5-2,0 |
| Rüzgar | - | 1000-1200 | 3,5-4,5 |
| Güneş | - | Yüksek | 10,0-20,0 |
| Jeotermal | - | 1500-2000 | 3,0-4,0 |

3.1.3. Rüzgar enerjisinin uygulama alanları

Diğer enerji kaynakları ile kıyaslandığında enerjiyi dönüştürme tekniklerinin basit oluşu, işletme ve bakımının kolay olması nedeniyle rüzgar enerjisi yenilenebilir enerji kaynakları arasında önemli bir role sahiptir. Rüzgar enerjisinden aşağıda belirtildiği gibi farklı uygulama şekilleri ile faydalanılabilir.

Rüzgar enerjisinin mekanik olarak uygulamaları; Rüzgar enerjisi özellikle sulama için su pompalama, çiftlik hayvanlarının su ihtiyacını karşılama gibi tarım ve hayvancılık faaliyetlerinin uygulamalarında mekanik enerjiye çevrilerek kullanılır. Bunun dışında rüzgar enerjisinin mekanik enerji uygulamaları arasında arazi ve bataklık gibi alanların kurutulması da vardır. Ayrıca tabii ki evsel kullanım için de iyi bir enerji kaynağıdır.

Rüzgar enerjisinin elektriksel olarak uygulamaları; Rüzgar enerjisi elektriksel uygulamalarının başında kırsal alanda elektrik üretimi ve ulusal elektrik şebekesini beslemek yer almaktadır. Ancak rüzgar enerjisinden elektrik enerjisi olarak faydalanılan en yaygın alanlar şu şekildedir;

- Elektrik şebekelerinin ulaşmadığı yerleşim alanları,
- Kırsal alanlar, ormanlık ve dağlık bölgelerde kurulmuş iletişim birimleri,
- Yangın gözetleme kuleleri,
- Çiftlikler ve dağ evleri
- Deniz fenerleri

Rüzgar enerjisinin ısı enerjisi olarak uygulamaları; Rüzgar enerjisinden önce mekanik enerjiye dönüştüğü, bu mekanik enerjinin de ısı enerjisiye dönüştüğü uygulamalardır. Bu tarz sistemlerde tank içinde bulunan suyun ısıtılmasıyla enerji depolanır. Bu enerjinin kullanım amaçları genellikle; yerel ısıtma, kurutma, sıcak su hazırlama vb. gibidir.

3.1.4. Rüzgar enerjisinin çevresel etkileri

Rüzgar enerjinin genel anlamda çevresel açıdan olumsuz yönü yok denilebilecek kadar azdır. Rüzgar enerjisi sistemlerinin çevresel etkileri alınacak önlemler ile minimum

seviyeye indirilebilirler. Diğer taraftan yenilenemeyen enerji kaynaklarından kömür ve fosil yakıtların çevresel etikleri ile karşılaştığımızda rüzgar enerjisi için çevre kirliliğine yol açmayan bir enerji kaynağı olarak değerlendirilebilir.

Rüzgar enerjisi sistemlerin olumsuz yönleri arasında gürültü ve görüntü kirliliği sayılabilir. Sistemlerin tasarımı ve inşa edilecekleri yerlerin seçimi sırasında bu durumlar göz önüne alınırsa bu tür olumsuz yönleri de minimuma indirilebilir. ancak bu sistemler yerleşim merkezlerinden uzakta inşa edildiklerinden bu açıdan da büyük bir sorun teşkil etmemektedir.

Büyük rüzgar enerjisi alanları inşa edilirken; bağlantı yolları, kablo çekimi ve su deposu kurma gibi nedenlerle toprağın bozulması sonucu, bölgedeki bitki ve hayvan hayatı olumsuz etkilenebilir. Ancak, sistemin montaj süresi, diğer güç santrallerine oranla çok daha kısadır. Rüzgar enerjisi sisteminin kurulmasından kısa bir süre sonra arazi yeniden tarıma elverişli duruma gelebilir.

3.2. Rüzgar Türbinleri

Rüzgardaki kinetik enerjiyi önce mekanik enerjiye daha sonra da elektrik enerjisine dönüştüren sistemlere rüzgar türbini adı verilmektedir. Rüzgar, önüne bir engel konulması veya sabit bir engelle karşılaşması halinde, engel üzerine basınç uygular. Rüzgarın önüne koyulan engelin harekete uygun olması durumunda, rüzgar basıncının etkisiyle engelin hareket etmesine sebep olur. Rüzgar önüne yerleştirilen engel bir mil etrafında dönebilecek tasarımda bir fırlıdak olduğunda, fırlıdak rüzgarın etkisi ile mil etrafında dönebilecektir. Bu mantık rüzgar türbinleri ile yel değirmenlerinin ilk çalışma prensiplerini ortaya koyar.

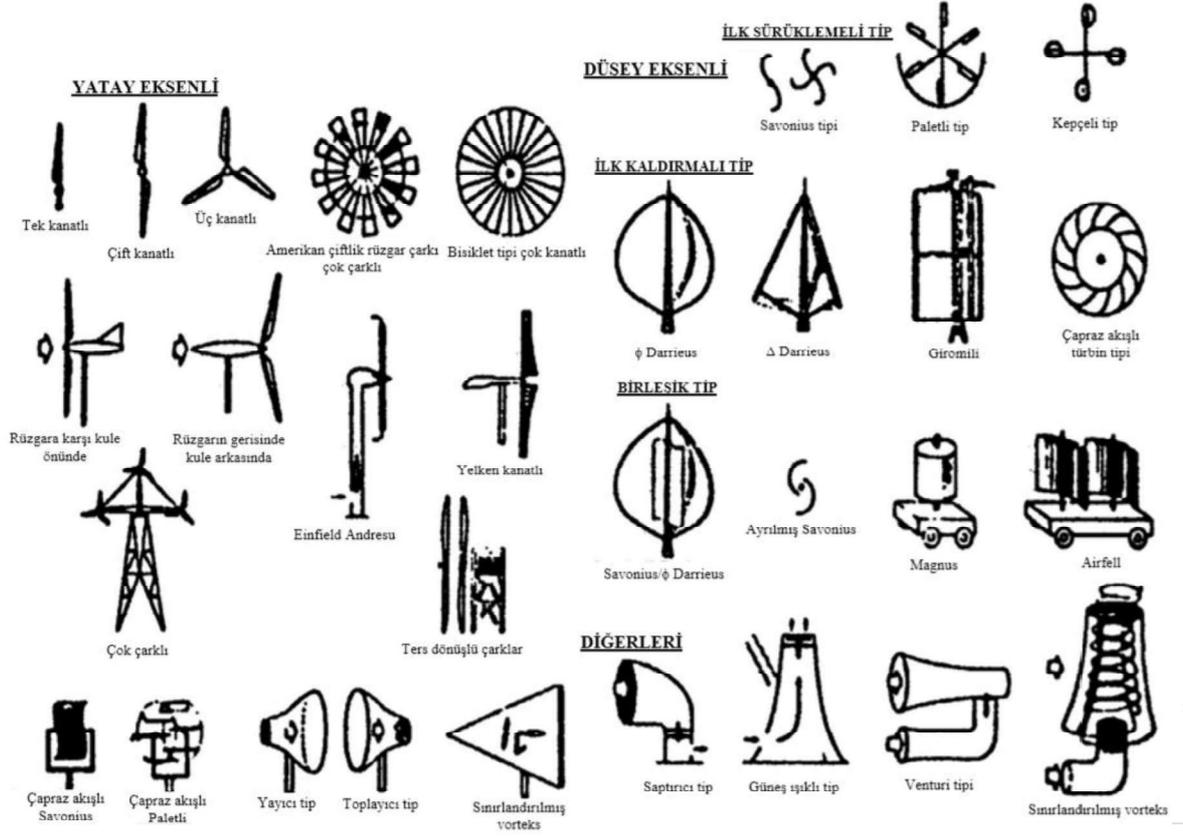
Rüzgar türbinleri elemanları genel olarak; kule, jeneratör, hız dönüştürücüleri (dişli kutusu), elektrik-elektronik elemanlar ve pervane olarak sıralanabilir. Rüzgardan elde edilen kinetik enerji rotorda mekanik enerjiye dönüştürülür. Rotor milinin devir hareketi hızlandırılarak enerji jeneratöre aktarılır ve elektrik enerjisi elde edilir. Elde edilen elektrik enerjisi aküler ile depolanır ya da doğrudan alıcıya ulaştırılır.

Rüzgar türbinleri zaman içerisinde gelişme göstermiş ve birçok türbin tasarımı ortaya çıkmıştır. Türbinler dönme eksenini, devir sayısı, güç, kanat sayısı, rüzgar etkisi, dişli özellikleri ve kurulum yerleri gibi bir çok etkene bağlı olarak çeşitli tiplerde olabilir.



Şekil 3.6. Rüzgar Türbinleri Sınıflandırması

Dönme eksenlerine göre rüzgar türbinleri 3 tiptir. Bunlar; yatay eksenli rüzgar türbinleri, dikey eksenli rüzgar türbinleri ve eğik eksenli rüzgar türbinleridir.

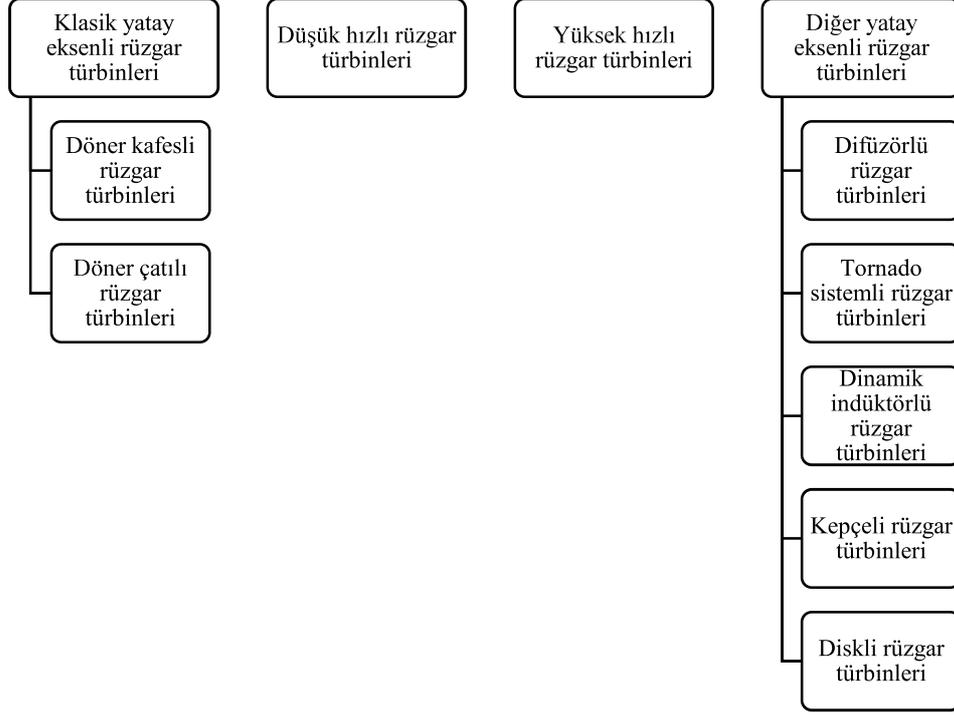


Şekil 3.7. Bazı rüzgar türbini tiplerinin genel şekilleri

3.2.1. Yatay eksenli rüzgar türbinleri (YERT)

Dönme eksenleri rüzgar yönüne paralel, kanatlar ise rüzgarın yönüne dik olan türbinlere yatay eksenli rüzgar türbinleri (YERT) denir. İsimlerini türbin çarkının dönme ekseninin yatay olmasından alırlar. Günümüzde en çok kullanılan türbin tipidir.

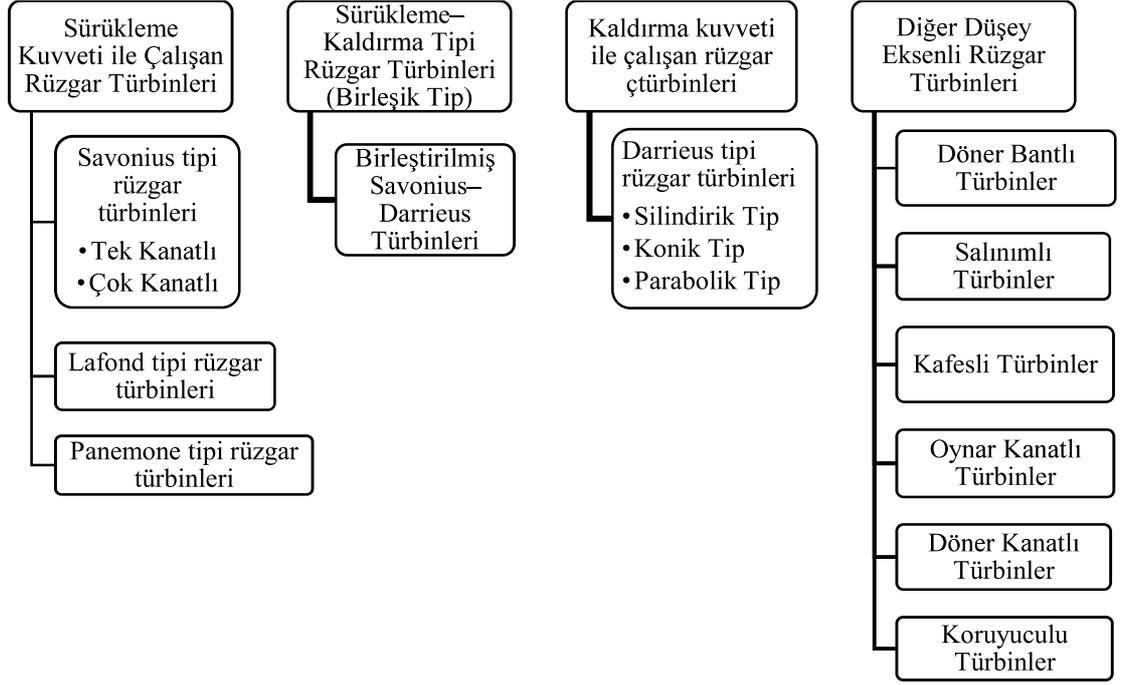
Yatay eksenli türbinlerin verimleri yaklaşık olarak %45' dir. Genel olarak yerden 20-30 metre yükseğe ve etraftaki engellerden 10 metre yüksekte olacak şekilde yerleştirilmelidir. Bu tip türbinlerde rotorun kanat sayısı azaldıkça rotor daha hızlı döner. Yatay eksenli rüzgar türbinleri şu şekilde sınıflayabiliriz;



Şekil 3.8. Yatay Eksenli Türbinlerin Sınıflandırması

3.2.2. Düşey eksenli rüzgar türbinleri (DERT)

Dönme eksenleri rüzgar yönüne dik olarak çalışan türbinlere düşey eksenli rüzgar türbinleri denir. Bu tip türbinlerde rüzgar ile kanatların yüzeyinde oluşan itme farkı sebebiyle dönme hareketi oluşur. Genelde düşük rüzgar hızlarında kullanılmak üzere tasarlanmışlardır. Düşey eksenli rüzgar türbinleri üzerine modern anlamda ilk çalışmalar Savonius ve Darrieus tarafından gerçekleştirilmiştir. Daha sonra bu iki çalışmanın mahsurlarını gidermek için birleşik Savonius–Darrieus rüzgar türbinleri geliştirilmiştir. Düşey eksenli rüzgar türbinleri şu şekilde sınıflayabiliriz;



Şekil 3.9. Düşey Eksenli Rüzgar Türbinlerinin Sınıflandırılması

3.2.3. Düşey eksenli rüzgar türbinlerinin avantajları ve dezavantajları

Düşey eksenli rüzgar türbinlerinin üstünlükleri şu şekilde sıralanabilir;

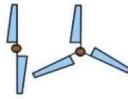
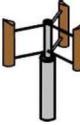
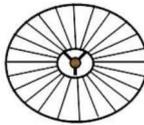
- Türbinlerin üreteç ve vites kutusu toprak seviyesine kurulabildiğinden kuleye ihtiyaç duymazlar.
- Düşey eksenli rüzgar türbinleri rüzgârı her yönden kabul edebilir, yani türbini rüzgâr yönüne çevirmeye gerek yoktur. Bu sebeple Yön Bulma Mekanizmasına (Yaw) ve dümen sistemine de ihtiyaçları yoktur.
- Türbinin mili hariç diğer parçalarının bakım ve onarımları kolaydır.
- Elde edilen güç toprak seviyesinde elde edildiğinden, nakledilmesi basittir.

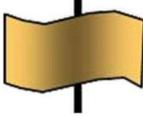
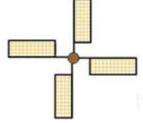
Düşey eksenli rüzgar türbinlerinin zayıf yönleri ise şu şekilde sıralanabilir;

- Yere yakın seviyede oldukları için alt noktalardaki rüzgâr hızları düşüktür.
- Düşey eksenli türbinlerin verimi yaklaşık %35'dir, yani düşüktür.
- İlk hareket için motora ihtiyacı vardır.
- Düşey eksenli türbinlerin ayakta durabilecek şekilde yer yüzeyine sabitleyebilmek için çelik halatlara gereksinim duyulmaktadır.

- Türbin mili yataklarının değiştirilmesi gerektiğinde, türbinin tamamının yere yatırılması gerekir.

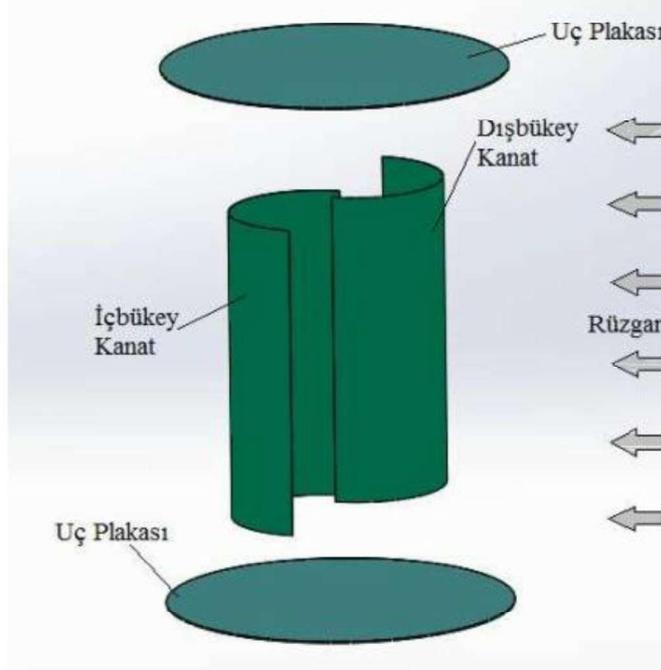
Çizelge 3.3. Rüzgar Türbinlerinin tiplerine göre kanat uç hız oranı, güç katsayısı, devir sayısı, tork kabiliyeti ve kullanım alanları

| Rotor Tipi | λ (Kanat uç hız oranı) | C_p (Güç Katsayısı) | RPM (Devir Sayısı) | Tork | Kullanım Alanları |
|--|-----------------------------------|--------------------------|-----------------------|-------|------------------------------------|
|  Pervane Tipi | 6 - 10 | 0,42 | Yüksek | Alçak | Elektrik Üretimi |
|  Darrieus Tipi | 5 - 6 | 0,4 | Yüksek | Alçak | Elektrik Üretimi |
|  Cyclogiro Tipi | 3 - 4 | 0,45 | Orta | Orta | Elektrik Üretimi veya Su Pompalama |
|  Fan Tipi | 1 | 0,3 | Alçak | Alçak | Su Pompalama |
|  Çok Kanatlı Tip | 3 - 4 | 0,35 | Orta | Orta | Elektrik Üretimi veya Su Pompalama |
|  Yelken Kanat Tipi | 4 | 0,35 | Orta | Orta | Elektrik Üretimi veya Su Pompalama |

| | | | | | |
|---|-------|------|-------|--------|----------------------------|
|  | 1 | 0,15 | Alçak | Yüksek | Su Pompalama |
| Savonius Tipi | | | | | |
|  | 2 - 3 | 0,17 | Alçak | Yüksek | Su Pompalama veya Değirmen |
| Hollanda Tipi | | | | | |

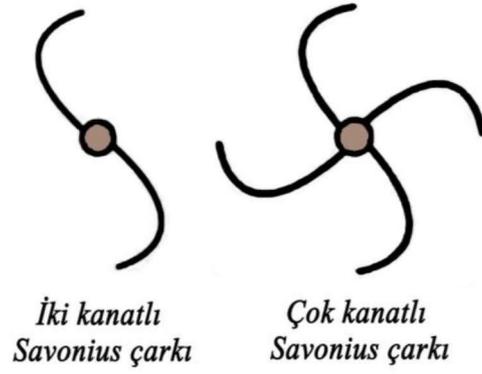
3.3. Savonius Rüzgar Türbinleri

İsmi tasarımcısından alan Savonius türbinleri Sigurd J. Savonius tarafından 1925 yılında keşfedilmiştir. Kanatları yarım silindir şeklindedir ve kanat merkezleri birbirine göre simetrik olarak kaydırılmıştır. Kanatlar yatay iki disk arasına yerleştirilmiştir. Türbine gelen rüzgarın etkisiyle, kanatlardan içbükey olan kanatta pozitif ve dışbükey olan kanatta negatif moment oluşur. Oluşan momentlerden pozitif olan daha büyüktür, buna bağlı olarak türbinin dönme hareketi pozitif moment yönünde olur.

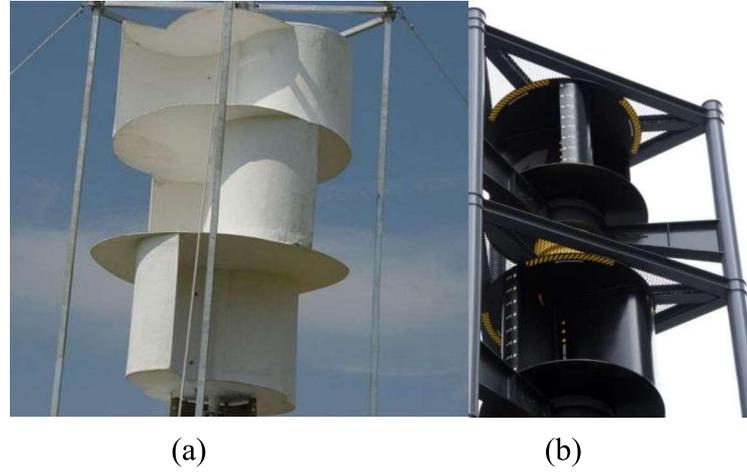


Şekil 3.10. Savonius rüzgar türbini elemanları

Savonius türbinin en yaygın kullanımı iki kanatlı üstten bakıldığında kanatları S şeklini andıran klasik tasarımıdır. Ancak üç veya daha fazla kanatlı Savonius rüzgar türbini tasarımları da mevcuttur. Savonius türbinlerinde türbine gelen akışkan içbükey olan kanatta türbülanslı bir yol izler ve kanatta dönel akış oluşturur. Bu oluşan dönel akış Savonius türbinin performansını olumsuz etkilemektedir. Savonius türbinleri düşük performanslarından dolayı elektrik üretiminden ziyade su pompalamada yaygın olarak kullanılırlar.



Şekil 3.11. İki ve çok kanatlı Savonius rüzgar türbininin üstten görünümü



Şekil 3.12. (a) İki kanatlı ve (b) Çok kanatlı Savonius rüzgar türbini örnekleri

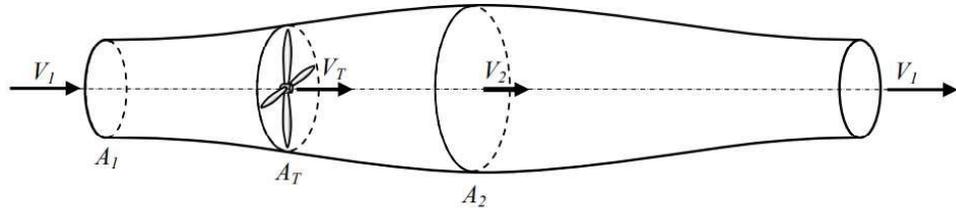
Savonius türbinlerinin çeşitli uygulama alanları mevcuttur. Savonius türbinleri; havuzlarda havalandırma için suyun hareketlendirilmesinde, tahıl öğütülmesinde, tarımsal alanların sulanması ve hayvanların su ihtiyacı için su pompalanmasında

kullanılır. Ayrıca yüksek verime sahip rüzgar türbinlerinin ilk harekete başlama elemanı olarak ve kırsal bölgeler ile çiftlikler gibi elektrik ihtiyacı yüksek olmayan bölgelerde elektrik ihtiyacını karşılamak için de kullanılırlar. Tüm bu kullanım alanlarının dışında Savonius türbinlerinin kamu aydınlatma sistemlerinde, bina havalandırmalarında ve iklimlendirmelerinde kullanımı üzerine çeşitli uygulamaları da mevcuttur.

Savonius rüzgar türbinleri diğer düşey eksenli rüzgar türbinleri ile karşılaştırıldığında; düşük rüzgâr hızlarında iyi başlangıç karakteristiklerine sahip olması, üretiminin kolay ve ucuz olması, rüzgârın yönünden bağımsız olması ve kendi kendine ilk harekete başlayabilmesi gibi birçok üstünlüklere sahip olmasına karşılık aerodinamik yetenekleri düşüktür. Bu sebeple kullanım alanları diğer rüzgar türbinleri kadar geniş değildir. Ancak son yıllarda Savonius Rüzgar Türbinleri üzerine yapılan çalışmalar, Savonius rüzgar türbinlerinin aerodinamik özelliklerinin iyileştirilmesi üzerine gerçekleştirilmiştir. Ayrıca Savonius rüzgar türbinlerinin gürültü kirliliği düşük seviyelerde olduğundan yerleşim bölgelerinin yakınlıklarına da monte edilebilirler.

3.4. Savonius Rüzgar Türbinlerinin Moment ve Güç Hesapları

Rüzgar türbinleri ile ilgili ilk teorik çalışma, A. Betz tarafından yapılmıştır. Betz; rüzgar türbininin, göbeksiz ve sonsuz kanatlı olduğunu ya da farklı bir deyişle ideal olduğunu farz ederek hesaplarını yapmıştır. Aşağıda Betz' in teorisine göre, rüzgar türbinlerinin güç ve performans hesapları yer almaktadır (Le Gourieres 1982).



Şekil 3.13. Bir rüzgar türbininde, türbin önünde ve arkasında rüzgar hızının gösterimi

Rüzgar türbininin önünde ve türbinden yeteri kadar uzaktaki serbest rüzgar hızı $V_1=V_r$ olduğu Şekil 3.13' de görülmektedir. Kanada yaklaştıkça rüzgar hızı azalarak, enerjinin bir kısmını rüzgar türbinine bıraktıktan sonra yoluna devam edecek ve türbinin arkasında V_2 gibi minimum bir değere ulaşacaktır. Daha sonra rüzgar türbinden yeteri kadar uzaklaştıktan sonra tekrar $V_1=V_r$ serbest rüzgar hızına erişecektir. Rüzgar türbini tarafından mekanik enerjinin üretimi, ancak havanın kinetik enerjisinin azaltılması ile mümkündür. Bu durumda V_2 hızının V_1 hızından daha düşük olması gerekir. Sonuç olarak, A_1 kesit alanı, A_2 kesit alanından küçüktür.

Havanın sıkıştırılmayacağı varsayılırsa süreklilik denkleminde;

$$V_1 \cdot A_1 = V_2 \cdot A_2 = V_T \cdot A_T \quad (3.1)$$

olarak bulunur. Rüzgar tarafından; rüzgar türbinine uygulanan kuvvet, Euler hareket miktarı teoremine göre verilir ve aşağıdaki denkleme eşittir;

$$F_r = \rho \cdot A_T \cdot V_T \cdot (V_1 - V_2) \quad (3.2)$$

Böylece türbin kanatları tarafından yutulan güç;

$$P_r = F_r \cdot V_T = \rho \cdot A_T \cdot V_T \cdot (V_1 - V_2) \cdot V_T = \rho \cdot A_T \cdot V_T^2 \cdot (V_1 - V_2) \quad (3.3)$$

olarak bulunur.

Bu enerji, rüzgarın kinetik enerjisinden alınmıştır. Hava akımı yönünde kinetik enerjinin değişimi;

$$\Delta T = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_T \cdot V_T \cdot (V_1^2 - V_2^2) \quad (3.4)$$

olur.

(3.3) ve (3.4) denklemlerini eşitlemek suretiyle;

$$V_T = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (3.5)$$

olarak elde edilir.

Böylece türbine uygulanan kuvvet ve sağlanan güç; yukarıda verilen denklemlerin tekrar düzenlenmesiyle aşağıdaki gibi bulunur. Buna göre uygulanan kuvvet;

$$F_r = \rho \cdot A_T \cdot V_T \cdot (V_1 - V_2) = \rho \cdot A_T \cdot \frac{V_1 + V_2}{2} \cdot (V_1 - V_2) \quad (3.6)$$

$$F_r = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_T \cdot (V_1^2 - V_2^2) \quad (3.7)$$

şeklinde elde edilir. Buradan güç ifadesi de;

$$P_r = \rho \cdot A_T \cdot V_T^2 \cdot (V_1 - V_2) = \rho \cdot A_T \cdot \frac{(V_1 + V_2)^2}{4} \cdot (V_1 - V_2) \quad (3.8)$$

$$P_r = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot A_T \cdot (V_1^2 - V_2^2) \cdot (V_1 + V_2) \quad (3.9)$$

olarak elde edilir.

Sabit bir $V_1 = V_r$ rüzgar hızı için, V_2 hızının hangi değerlerinde maksimum güç elde edilebileceğini belirlemek için, güç ifadesinin V_2 hızına göre türevi alınır;

$$\frac{dP_r}{dV_2} = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot A_T \cdot (V_1 + V_2) \cdot (V_1 - 3V_2) \quad (3.10)$$

$\frac{dP_r}{dV_2} = 0$, eşitliğinin iki çözümü vardır. Birinci çözüm $V_2 = -V_1$ şeklinde elde edilir.

Fiziksel bir anlamı yoktur. İkinci çözüm; $V_2 = \frac{V_1}{3}$ şeklinde elde edilir ve maksimum gücün elde edildiği değeri verir. Buna göre güç ifadesinde $V_2 = \frac{V_1}{3}$ değeri yerine konulduğunda, maksimum gücü veren ifade şu şekilde elde edilebilir:

$$P_{r_{max}} = \frac{8}{27} \cdot \rho \cdot A_T \cdot V_1^3 \quad (3.11)$$

Burada;

$P_{r_{max}}$: Güç (W)

ρ : Havanın yoğunluğu (kg/m³)

V_1 : Rüzgarın hızı (m/s)

A_T : Türbinin süpürme alanı (m²) dır.

V_1 hızındaki rüzgarın A_T alanını geçerken, birim zamanda sahip olduğu toplam kinetik enerjisi;

$$T = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_1 \cdot A_T \cdot V_1^2 \quad (3.12)$$

$$T = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_T \cdot V_1^3 \quad (3.13)$$

şeklinde elde edilir.

Burada (3.11) ve (3.13) denklemleri taraf tarafa bölündüğünde;

$$\frac{P_{r_{max}}}{T} = \frac{\frac{8}{27} \cdot \rho \cdot A_T \cdot V_1^3}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_T \cdot V_1^3} = \frac{16}{27} = 0,5926 \text{ olarak Betz Limiti adı verilen değer elde edilir (Le Gourieres 1982).}$$

Buradan; bir rüzgar türbini ile ideal bir şekilde enerji alınabilmesi halinde, ancak mevcut kullanılmaya hazır enerjinin $16/27 = 0,5926$ kadarının teorik olarak faydalı enerji haline dönüştürülebileceği anlaşılmaktadır.

Rüzgar türbinlerinin performansı, moment ve güç katsayılarıyla belirlenir. Buna göre rüzgar türbinlerine ait;

$$\text{Güç Katsayısı; } C_p = \text{Faydalı çıkış gücü} / \text{Rüzgargücü} \quad (3.14)$$

$$C_p = \frac{P_f}{P_r} = \frac{P_f}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_T \cdot V_1^3} \quad (3.15)$$

P_f : Faydalı güç (W)

Moment Katsayısı;

$$C_m = \text{Faydalı moment} / \text{Rüzgar kuvvetinin oluşturduğu moment} \quad (3.16)$$

$$C_m = \frac{M_f}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_T \cdot V_1^2 \cdot R} \quad (3.17)$$

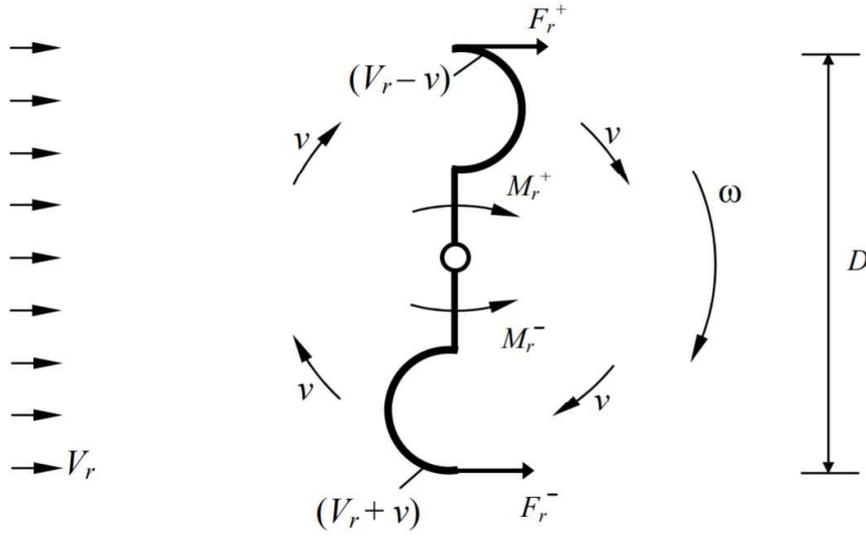
M_f : Faydalı döndürme momenti (N.m)

Rüzgar türbinlerinin performans katsayıları, kanadın hızının bir fonksiyonu olarak değişmektedir. Bu da; uç hız oranı olarak adlandırılır ve aşağıdaki gibi ifade edilir:

$\lambda_0 = \text{Kanat uç hızı oranı} / \text{Rüzgar hızı}$

$$\lambda_0 = \frac{U}{V_1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot n}{60 \cdot V_1} = \frac{\pi \cdot R \cdot n}{30 \cdot V_1} \quad (3.18)$$

R : Türbin yarıçapı(m)



Şekil 3.14. Kepçeli kanatlı rüzgar türbinlerindeki iç ve dış bükey yüzeylerdeki hızlar

Şekil 3.14’ de kepeçeli kanatlı rüzgar türbinleri üzerindeki hız vektörleri gösterilmiştir. V_r rüzgar hızı altında, türbin kanat merkezlerinin sabit lineer V hızı ile döndüğü düşünülerek, kepeçe üzerine gelen kuvvetler aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

Kanatlarda meydana gelen kuvvet,

$$F_r = \frac{1}{2} \cdot c \cdot \rho \cdot A \cdot V_r^2 \quad (3.19)$$

olarak ifade edilir. Burada;

F_r : Kuvvet (N)

ρ : Havanın yoğunluğu (kg/m^3)

A : Türbinin süpürme alanının dik kesit alanı (m^2) (TSE 2003)

c : Direnç katsayısı

V_r : Rüzgarın hızı (m/s) dır.

Burada; yarım küre için $c_1 = 1,4$ (İç bükey yüzey için), $c_2 = 0,4$ (Dış bükey yüzey için), yarım silindir için $c_1 = 2,3$ (İç bükey yüzey için), $c_2 = 1,2$ (Dış bükey yüzey için) olarak belirlenmiştir (White 2004).

Güç = Kuvvet x hız olarak ifade edildiğine göre;

$$P_r = F_r \cdot v \quad (3.20)$$

olur. Burada; türbin hızı v (m/s)' dir. (3.19) denkleminde (3.20) denklemi yerine koyulursa;

$$P_r = \frac{1}{2} \cdot c \cdot \rho \cdot A \cdot V_r^2 \cdot v \quad (3.21)$$

İç bükey yüzey için;

$$P_r^+ = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot [c_1 \cdot (V_r - v)^2] \cdot v \quad (3.22)$$

Dış bükey yüzey için;

$$P_r^- = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot [c_2 \cdot (V_r + v)^2] \cdot v \quad (3.23)$$

şeklinde ifade edilirse ve bu ifadeler birleştirilirse;

$$P_{r_{net}} = P_r^+ - P_r^- \quad (3.24)$$

olur. (3.24) denkleminde, (3.22) ve (3.23) denklemleri yerlerine yazıldığında;

$$P_{r_{net}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot [c_1 \cdot (V_r - v)^2] \cdot v - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot [c_2 \cdot (V_r + v)^2] \cdot v \quad (3.25)$$

$$P_{r_{net}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v [c_1 (V_r^2 - 2 \cdot V_r \cdot v + v^2) - c_2 (V_r^2 + 2 \cdot V_r \cdot v + v^2)] \quad (3.26)$$

(3.24) denklemi elde edilir ve bu denklem tekrar düzenlenirse;

$$P_{r_{net}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v [V_r^2 \cdot (c_1 - c_2) - 2 \cdot V_r \cdot v (c_1 + c_2) + v^2 \cdot (c_1 - c_2)] \quad (3.27)$$

ifadesi elde edilir. Burada; $(c_1 - c_2) = E$ ve $(c_1 + c_2) = F$ ile gösterilirse net güç ifadesi şu şekilde oluşur;

$$P_{r_{net}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v [E \cdot V_r^2 - F \cdot 2 \cdot V_r \cdot v + E \cdot v^2.] \quad (3.28)$$

Sabit bir rüzgar hızı düşünüldüğünde, optimum güç elde etmek için değişken olan v türbinin hızına göre alınan türevin sıfıra eşit olması gerekir. Bundan dolayı güç ifadesinin hıza göre türevi alınır, $\frac{dP_r}{dv} = 0$ olur. Buna göre;

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v \cdot E \cdot V_r^2 - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot F \cdot 2 \cdot V_r \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot E \cdot v^3 = 0$$

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot E \cdot V_r^2 - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot F \cdot 4 \cdot V_r \cdot v + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot 3 \cdot E \cdot v^2 = 0$$

$$3 \cdot E \cdot v^2 - 4 \cdot F \cdot V_r \cdot v + E \cdot V_r^2 = 0 \quad (3.29)$$

v türbin hızına göre ikinci dereceden denklemin kökleri aşağıdaki gibi olur.

$$v_{1,2} = \frac{-(-4 \cdot F \cdot V_r) \pm \sqrt{(4 \cdot F \cdot V_r)^2 - 4 \cdot 3 \cdot E \cdot E \cdot V_r^2}}{2 \cdot 3 \cdot E} \quad (3.30a)$$

buradan da v_1 ve v_2 hızları belirlenebilir;

$$v_1 = \frac{+4 \cdot F \cdot V_r - \sqrt{16 \cdot F^2 \cdot V_r^2 - 12 \cdot E^2 \cdot V_r^2}}{6 \cdot E} = \frac{2 \cdot F \cdot V_r - V_r \sqrt{4 \cdot F^2 - 3 \cdot E^2}}{3 \cdot E} \quad (3.30b)$$

$$v_2 = \frac{+4 \cdot F \cdot V_r + \sqrt{16 \cdot F^2 \cdot V_r^2 - 12 \cdot E^2 \cdot V_r^2}}{6 \cdot E} = \frac{2 \cdot F \cdot V_r + V_r \sqrt{4 \cdot F^2 - 3 \cdot E^2}}{3 \cdot E} \quad (3.30c)$$

Dış bükey yüzeyin en az etkisi olduğu noktada, güç optimumdur. Dolayısıyla, $c_2 = 0$ alınmalıdır.

$$F = c_1 + c_2 \Rightarrow F = c_1$$

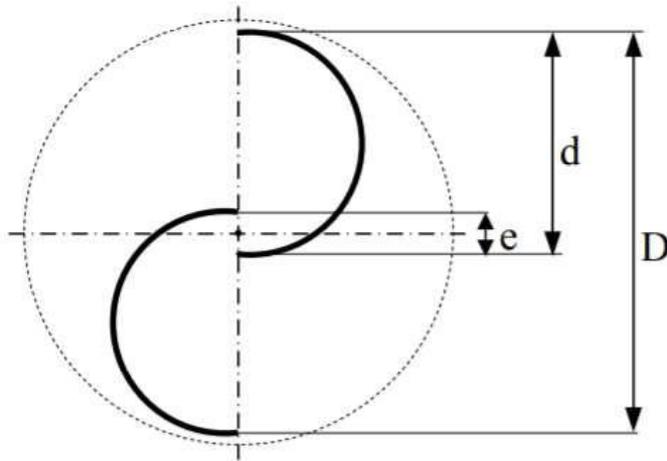
$$E = c_1 - c_2 \Rightarrow E = c_1$$

$$v_{opt_1} = \frac{2.c_1.V_r - V_r\sqrt{4.c_1^2 - 3.c_1^2}}{3.c_1} = \frac{2.c_1.V_r - V_r.c_1}{3.c_1} = \frac{1}{3}V_r \quad (3.31a)$$

$$v_{opt_2} = \frac{2.c_1.V_r + V_r\sqrt{4.c_1^2 - 3.c_1^2}}{3.c_1} = \frac{2.c_1.V_r + V_r.c_1}{3.c_1} = V_r \quad (3.31b)$$

Denklem (3.31b)'de elde edilen hız değeri, türbinin rüzgar hızı ile aynı hızda dönmesi anlamını taşır ve dolayısıyla güç üretilmez, fiziksel bir anlamı yoktur. Bu nedenle, optimum güç için $v_{opt} = \frac{1}{3}V_r$ olmalıdır. Denklem (3.28)'da E ve F yerine değerleri koyulur ve $c_2 = 0$ olarak alınırsa, net güç denklemi şu şekilde elde edilir:

$$P_{r_{opt}} = \frac{2}{27} \cdot \rho \cdot A \cdot c_1 \cdot V_r^3 \quad (3.32)$$



Şekil 3.15. Savonius rüzgar türbini tasarım parametreleri

Bu elde edilen optimum güç değerinde A süpürme alanının değeri Şekil 3.15'den yazılabilir; Süpürme alanı; $A = (2.d - e).H$ 'dir ve bu değer denklem (3.32)'da yerine koyulduğunda,

$$P_{r_{opt}} = \frac{2}{27} \cdot \rho \cdot c_1 \cdot (2 \cdot d - e) \cdot H \cdot V_r^3 \quad (3.33)$$

olarak elde edilir. Burada;

e : Kayma mesafesi (m)

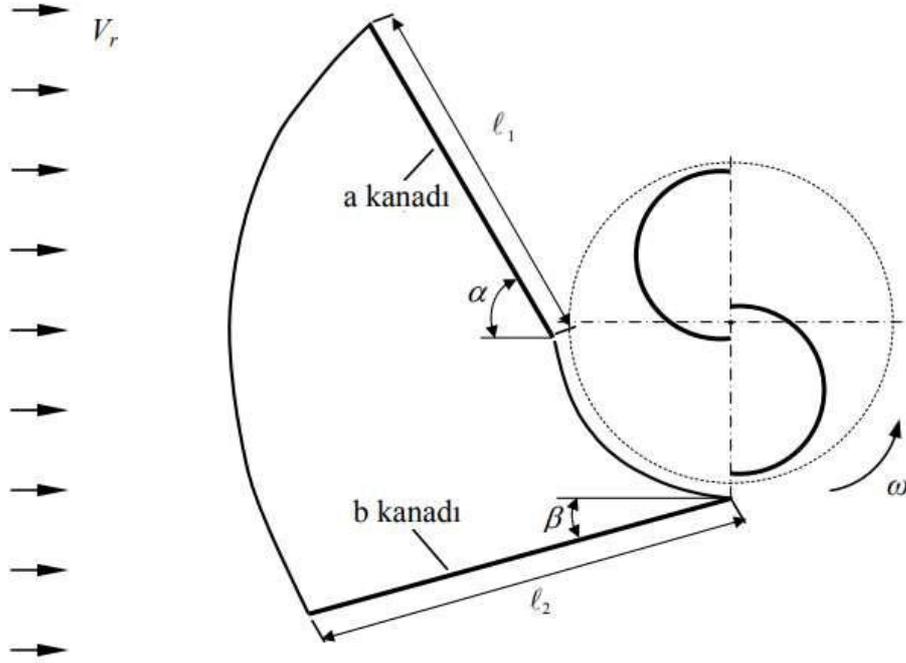
d : Kanat çapı (m)

H : Türbin yüksekliği (m)'dir.

3.5. Savonius Rüzgar Türbinlerinde Perde Kullanımının Güç ve Performans Hesaplarına Etkisi

Savonius rüzgar türbinlerinde, dış bükey ve iç bükey kanat üzerinde olmak üzere iki farklı moment oluşur. İç bükey kanat rüzgarla aynı yönde döner ve bu kanatta oluşan moment rüzgar yönüne ters yönde dönen dış bükey kanat üzerindeki momentten daha fazladır. Bunların sonucunda rüzgar türbininde bir dönme hareketi oluşur.

Düşük verime sahip olan Savonius rüzgar türbinlerinin verimlerini yükseltmenin en önemli noktası dönme hareketinin tersi yönde oluşan negatif momenti azaltmak ve eğer mümkünse tamamen ortadan kaldırmaktır. Bu konuyla ilgili olarak Deda (2000) tarafından bir çalışma yapılmış, dış bükey yüzeye gelen momenti azaltmak amacıyla perde fikri öne sürülerek, teorik olarak yaklaşık güç ve performans hesapları yapılmıştır. Yine Deda (2006) tarafından Savonius rüzgar türbinlerinin önüne perde yerleştirilerek, rüzgar tüneline deneyleri yapılmış ve perdelemenin güç ve performans üzerine etkisi incelenmiştir.



Şekil 3.16. Savonius rüzgar türbini önüne tasarlanan perde modeli

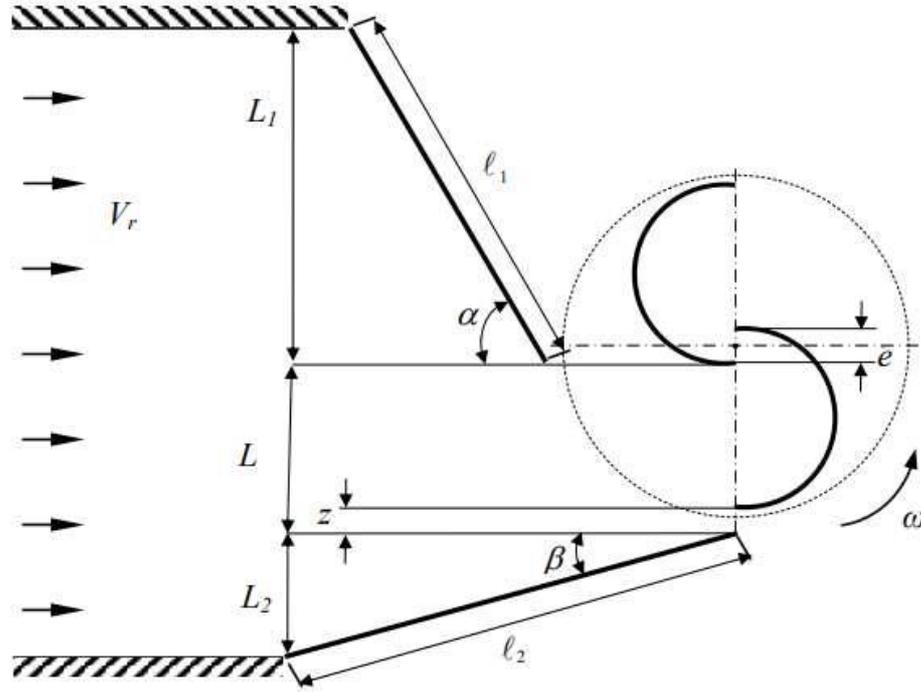
Şekil 3.16' da gösterildiği gibi, dış bükey kanat üzerine gelen rüzgarın etkisini önlemek için Savonius rüzgar türbini önüne perde yerleştirilmiştir. Böylece dış bükey kanat üzerinde oluşan negatif moment ve dolayısıyla güç sıfır olur ($P^- = 0$). Bu sebeple, uygulanan perdenin güce etkisi teorik olarak aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$P_r^+ = P_{r_{net}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot c_1 \cdot (v^3 - 2 \cdot V_r \cdot v^2 + v \cdot V_r^2) \quad (3.34)$$

Eğer türbin hızı $v = \frac{V_r}{3}$ ise $P_{r_{netopt}} = P_r^+$ eşitliği gerçekleşir. (3.34) denkleminde $v = \frac{V_r}{3}$ değeri yerine koyulursa, iç bükey kanat üzerinde oluşan optimum net güç;

$$P_{r_{netopt}} = \frac{2}{27} \cdot \rho \cdot A \cdot c_1 \cdot V_r^3 \quad (3.35)$$

şeklinde elde edilir.



Şekil 3.17. Tasarlanan perdenin hesap modeli

Gelen bütün rüzgarın kayıplar olmadan, perdeye girdiği kabul edildiğinde; Şekil 3.17’de gösterilen perde modelinin, rüzgar hızına ve türbinin performansına etkisi teorik olarak aşağıda verilmiştir:

$$Q_1 = Q_2$$

$$A_1 \cdot V_r = A_2 \cdot V_{ryeni}$$

$$\left((L_1 + L_2 + L) \cdot H \right) \cdot V_r = \left((L \cdot H) \cdot V_{ryeni} \right)$$

$$V_{ryeni} = \frac{(L_1 + L_2 + L) \cdot V_r}{(L)} \quad (3.36)$$

$$L_1 = \ell_1 \sin \alpha \quad (3.37)$$

$$L_2 = \ell_2 \sin \beta \quad (3.38)$$

$$L = d - e + z \quad (3.39)$$

Burada;

α : Perdenin a kanadının akış yönüyle yaptığı açı (°)

β : Perdenin b kanadının akış yönüyle yaptığı açı (°)

V_r : Rüzgarın perdeye giriş hızı (m/s)

V_{ryeni} : Rüzgarın perdeden çıkış hızı (m/s)

A_1 : Rüzgarın perdeye giriş alanı (m²)

A_2 : Rüzgarın perdeden çıkış alanı (m²)

z : Perdenin b kanadıyla türbinin arasındaki boşluk (m) dur.

Eğer $\ell_1 = \ell_2 = \ell$ olarak ve $\alpha = \beta = \gamma$ olarak kabul edilirse, denklem (3.36) şu şekilde yazılabilir:

$$V_{ryeni} = \frac{(2 \cdot \ell \cdot \sin \gamma + L) \cdot V_r}{L} \quad (3.40)$$

Perdeleme işlemi yapıldıktan sonra oluşan optimum net güç;

$$P_{r_{netopt}} = \frac{2}{27} \cdot \rho \cdot A \cdot c_1 \cdot \left(\frac{(2 \cdot \ell \cdot \sin \gamma + L) \cdot V_r}{L} \right)^3 \quad (3.41)$$

denkleminle ifade edilir.

Buradan görüldüğü gibi, perdeleme nedeniyle denklem (3.24) de yer alan P^- değeri ortadan kalkar. Bu nedenle, perdesiz türbin için bulunan optimum güç denklemi (3.33) ile, perdeli türbin için bulunan optimum güç denklemi (3.41) karşılaştırıldığında, iki denklem arasındaki farkın sadece türbine giren rüzgar hızlarına bağlı olduğu görülür. Denklem (3.41)'den de görüleceği üzere, perde uzunluğu arttıkça türbine giren rüzgar hızı artacak ve dolayısıyla aynı boyuttaki türbin için elde edilebilecek güç miktarı daha fazla olacaktır. Fakat bunun yanında; perde boyu uzadıkça sürtünmeler ve ayrılmalar dolayısıyla enerji kayıpları artacaktır. Dolayısıyla; perde boyunun istenildiği gibi uzatılması söz konusu değildir. Öte yandan, perde boyunun belirli bir değeri belki de

optimum bir tasarımı sağlayacaktır. Fakat, burada perde boyu türbin boyutları ile karşılaştırıldığında, çok büyük ve hantal bir perde ile karşılaşılabilir, bu da uygulamada güçlük yaratacaktır.

3.6. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği-HAD veya İngilizce adıyla Computational Fluid Dynamics-CFD akışkan davranışlarının önemli sorunlarını sayısal veri ve algoritmalar kullanarak bilgisayar ortamında analiz eden bir mühendislik yöntemidir. Bu yöntem birçok endüstriyel ve endüstriyel olmayan uygulamada yaygın şekilde kullanılmaktadır. HAD, akışkan davranışlarının analiz sonuçlarını bize simülasyon olarak aktaran bir yöntemdir. Burada karıştırılmaması gereken önemli bir nokta; HAD bir bilgisayar programı değildir, sadece ANSYS gibi akış analiz programlarında kullanılan bir metottür.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğini tarihsel gelişimine baktığımız zaman ilk sayısal analiz araştırmalarının 1920'lerde başladığı görülür. Dünyadaki 2 boyutlu, geçici, sıkışmaz akış için ilk uygulama 1950-1960 yıllarında Los Alamos Ulusal Laboratuvarı, tarafından gerçekleştirilmiştir. Navier-Stokes denklemlerine dayalı akışkan akış modellemesi için bilgisayarları kullanarak yapılan ilk çalışmadır.

Tüm HAD modelleri için merkezi matematiksel tanım, viskoz akışkan alanlarının hareketini tanımlayan Navier-Stokes denklemleri tarafından verilir. Navier-Stokes'un bu ünlü denkleminin, hiç karşılaşmamış olan Claude-Louis Navier (1785-1836) ve Sir George Gabriel Stokes (1819-1903) tarafından yaratılmıştır. İlk önce, Claude-Louis Navier 1822 yılına kadar denklemlerin kısmi bir bölümünde çalışmalar yürütmüştür. Daha sonra, Sir George Gabriel Stokes, denklemleri düzeltmiş ve 1845'de tamamlamıştır.

HAD' nin yaygın olarak kullanılmasının birçok sebebi vardır. Bunlardan bazıları şu şekilde sıralayabiliriz;

- HAD kullanıcılara sanal ortamda prototip oluşturma ve deney gerçekleştirme imkanı sunar.
- HAD ile oluşturulan sanal deney ortamı ve sonuçları her zaman erişime açıktır. Fiziki olarak gerçekleştirilen deneylerle yapılan analizlerde farklı parametreleri irdelemek için farklı deney düzenekleri hazırlamak gerekirken HAD ile birden çok parametre aynı ortamda ve bir kerede hesaplanabilir.
- Fiziki olarak gerçekleştirilen deneylerde kullanılan ölçüm cihazları ve sensörler deneyin sonucu etkilerken HAD ile gerçekleştirilen simülasyonlarda kullanılan bütün materyaller optimize edildiğinden daha doğru sonuca daha kısa sürede ulaşılır.
- HAD ile daha az enerji harcayarak, daha kısa bir zaman aralığında sonuçlar elde edilebilir. Bu durum maliyet ve zaman açısından büyük avantaj sağlar.
- HAD rekabet ortamı dikkate alındığında pratik olması, sağlıklı ve kesin sonuçlar vermesi bakımından üstünlük sağlamaktadır.
- Çevresel etkileri ve tehlikeli olayları ele aldığımızda; örneğin öngörülen bir kasırganın gemi üst yapısı üzerindeki etkisi incelenmek istendiği noktada ya da; patlamalar, radyasyon, kirlenme gibi tehlikeli olgular düşünüldüğünde fiziki olarak analizlerin gerçekleştirilmesi mümkün değildir. Ancak HAD ile bu testler sanal deney ortamı kurularak gerçekleştirilebilir ve bu tedbir alma konusunda büyük avantaj sağlar.

HAD uzay ve havacılık, otomotiv, kimyasal prosesler, ısıtma, soğutma, havalandırma, biyomedikal ve gemicilik gibi birçok alanda karşımıza çıkmaktadır. Hava ve kara araçlarının aerodinamik analizi, gemilerin hidrodinamik analizi, içten yanmalı motorlarda yanma ve gaz türbinleri analizi, turbo makinelerin analizi, binaların iç ve dış cephelerinde rüzgar yükü ve ısıtma/havalandırma analizleri, çevre mühendisliğinde kirleticilerin dağılımının analizi, nehirlerin ve okyanusların akış analizi, biyomedikal mühendisliğinde kanın damar ve atar damarlarda akış analizi HAD' nin yaygın olarak kullanıldığı alanlardır.

3.6.1. Fluent çözüm yöntemi

Ansys Fluent yazılımı karmaşık geometrilerdeki akışkan akışını, ısı transferini ve kimyasal reaksiyonları modellemek için kullanılır. Fluent yazılımının desteklediği ağ türleri; 2 boyutlu üçgen ve dörtgen, 3 boyutlu dört yüzlü üçgen / altı yüzlü / piramit / kama / polihedral ve karışık (hibrit) ağlar olarak sıralanabilir. ANSYS FLUENT ayrıca akış çözümüne dayalı olarak ağıncı hassaslaştırmanıza veya kalınlaştırmanıza olanak tanır. Bir mesh Fluent yazılımı tarafından okunduktan sonra, kalan tüm işlemler Fluent içinde gerçekleştirilir. Bunlar arasında sınır koşullarının ayarlanması, sıvı özelliklerinin tanımlanması, çözümün yürütülmesi, işlem sonrası sonuçların görüntülenmesi yer alır. Ansys Fluent çözücüsü aşağıdaki modelleme yeteneklerine sahiptir:

- 2 boyutlu düzlemsel, 2 boyutlu aksel simetrik, girdaplı 2 boyutlu aksel simetrik (dönel simetrik) ve 3 boyutlu akışlar
- Dörtgen, üçgen, altı yüzlü (tuğla), dört yüzlü, prizma (kama), piramit, çok yüzlü ve karışık eleman ağları
- Kararlı hal veya geçici akışlar
- Tüm hız rejimleri (düşük ses altı, transonik, süpersonik ve hipersonik akışlar) dahil sıkıştırılmaz veya sıkıştırılabilir akışlar
- Viskoz olmayan, laminar ve türbülanslı akışlar
- Newtonyen veya Newton olmayan akışlar
- Gaz-sıvı, gaz-katı ve sıvı-katı akışları için serbest yüzey ve çok fazlı modeller
- Fanlar, pompalar, radyatörler ve ısı eşanjörleri için topaklı parametre modelleri

Ansys Fluent, karmaşık geometrilerdeki sıkıştırılmaz ve sıkıştırılabilir sıvı akışı simülasyonları için ideal bir çözücüdür. Ansys yazılımı içerisinde Fluent dışında CFX ve Polyflow programları da HAD çözücüsü olarak yer almaktadır.

3.6.2. Fluent türbülans modelleri

Türbülanslı akışlar dalgalanan hız alanları ile karakterize edilir. Bu dalgalanmalar momentum, enerji ve tür konsantrasyonu gibi taşınan miktarları karıştırır ve taşınan miktarların da dalgalanmasına neden olur. Denklemlerde yer alan değişkenleri bilinen

miktarlar açısından belirlemek için türbülans modellerine ihtiyaç vardır. Ancak tek bir türbülans modelinin tüm problem türleri için kullanılamayacağı bir gerçektir. Türbülans modelinin seçiminde, akıştaki fiziksel koşullar, gereken doğruluk seviyesi, mevcuttaki hesaplama kaynakları, simülasyon için gereken süre, belirli bir problem için pratik uygulama gibi etkenler dikkate alınır. Belirli bir uygulama için hangi modelin en iyi olduğunu belirtmek mümkün olmasa da, modellemek istediğiniz akış için uygun türbülans modelini seçmenize yardımcı olacak genel yaklaşımlar bulunmaktadır. Bu yaklaşımlar şu şekildedir;

- Reynolds-Ortalama Yaklaşımı ve LES karşılaştırması,
- Reynolds (Topluluk) Ortalaması,
- Boussinesq Yaklaşımı ve Reynolds Stres Taşınması Modelleri.

Reynolds-ortalama yaklaşım ve LES karşılaştırması: Karmaşık geometrilere yüksek Reynolds sayısı için Navier-Stokes denklemlerinin zamana bağlı çözümlerinin küçük ölçeklerine kadar ulaşılması olası değildir. Navier-Stokes denklemlerini izlenebilir hale getirmek için iki alternatif yöntem kullanılabilir, böylece küçük ölçekli türbülanslı dalgalanmaların doğrudan simüle edilmesi gerekmez. Reynolds-ortalama (veya topluluk-ortalama) ve filtreleme yaklaşımları.

Reynolds ortalama Navier-Stokes (RONS) denklemleri, ortalama türbülans ölçeklerinin tümünün modellenmesiyle, ortalama akış miktarlarının taşınmasını yönetir. Bu nedenle RONS tabanlı modelleme yaklaşımı, gerekli hesaplama çabalarını ve kaynaklarını büyük ölçüde azaltır ve pratik mühendislik uygulamaları için yaygın olarak benimsenir.

Spalart-Allmaras, $k-\varepsilon$ ve varyantları, $k-\omega$ ve varyantları ve Reynolds Stress Model (RSM) dahil olmak üzere Ansys Fluent' te tüm kapatma modelleri hiyerarşisi mevcuttur. RANS denklemleri genellikle zamana bağlı akışları hesaplamak için kullanılır, dengesizliği harici olarak empoze edilebilir, (örneğin, zamana bağlı sınır koşulları veya kaynakları) veya kendi kendine sürdürülebilir.

Large Eddy Simulation (LES) yaklaşımı, "filtrelenmiş" Navier-Stokes denklemlerini kullanarak zamana bağlı bir simülasyonda büyük girdapların net olarak hesaplandığı (çözüldüğü) alternatif bir yaklaşım sağlar. LES' in arkasındaki mantık, türbülansın daha az modellenmesiyle türbülans modellemenin getirdiği hatanın azaltılabileceğidir. Ayrıca, küçük ölçekler için "evrensel" bir model bulmanın daha kolay olduğuna inanılmaktadır, çünkü sınır koşulları gibi makroskopik özelliklerden büyük girdaplardan daha az etkilenme eğilimindedirler.

Reynolds (topluluk) ortalaması, Reynolds ortalamasında, anlık Navier-Stokes denklemlerindeki akış değişkenleri ortalama (topluluk ortalamalı veya zaman ortalamalı) ve dalgalanan bileşenlere ayrıştırılır.

Hız bileşenleri için:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (3.42)$$

burada u_i ve u'_i ortalama ve dalgalanan hız bileşenleri($i=1,2,3..$)

Aynı şekilde, basınç ve diğer skalerler için:

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (3.43)$$

burada φ basınç, enerji veya tür konsantrasyonu gibi bir skaleri göstermektedir.

Akış değişkenleri için bu formdaki ifadelerin anlık süreklilik ve momentum denklemlerine değiştirilmesi ve bir zaman (veya topluluk) ortalaması alınması (ve üst çubuğun ortalama hıza düşürülmesi, u topluluk ortalamalı momentum denklemlerini verir. Kartezyen tensör formunda şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.44)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial \rho}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.45)$$

(3.44) ve (3.45) denklemlerine Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri denir. Anlık Navier-Stokes denklemleriyle aynı genel forma sahiptirler, hızlar ve diğer çözüm değişkenleri artık topluluk ortalama (veya zaman ortalama) değerleri temsil etmektedir.

Boussinesq yaklaşımı ve reynolds stres taşıma modelleri, Türbülans modellemesinde Reynolds ortalama yaklaşım, (3.45) denklemindeki Reynolds streslerinin uygun şekilde modellenmesini gerektirir. Reynolds streslerini ortalama hız gradyanlarıyla ilişkilendirmek için ortak bir yöntem Boussinesq hipotezini kullanır:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (3.46)$$

Boussinesq hipotezi Spalart-Allmaras modelinde, k - ε modellerinde ve k - ω modellerinde kullanılır. Bu yaklaşımın avantajı, türbülanslı viskozitenin μ_t , hesaplanmasıyla ilişkili nispeten düşük hesaplama maliyetidir. Spalart-Allmaras modeli söz konusu olduğunda, sadece bir ek taşıma denklemi (türbülanslı viskoziteyi temsil eden) çözülür. k - ε ve k - ω modellerinde, iki ek taşıma denklemi (türbülans kinetik enerjisi k , ve türbülans kayıp oranı ε , veya özgül dağılım oranı ω) çözülür ve μ_t bir fonksiyon olarak hesaplanır. Sunulan Boussinesq hipotezinin dezavantajı μ_t 'nin kesin olarak doğru olmayan bir izotropik skaler miktar olduğunu varsaymasıdır.

RSM' de yer alan alternatif yaklaşım, Reynolds stres tensöründeki her bir terimin taşıma denklemlerini çözmektir. Ek bir ölçek belirleme denklemi (normalde ε için) de gereklidir. Bu, 2D akışlarında beş ek taşıma denkleminin gerekli olduğu ve 3D olarak yedi ilave taşıma denkleminin çözülmesi gerektiği anlamına gelir. Birçok durumda, Boussinesq hipotezine dayanan modeller çok iyi performans gösterir ve Reynolds stres modelinin ek hesaplama masrafına gerek kalmaz.

Standart k- ε modeli: ANSYS Fluent' teki standart k- ε modeli Launder and Spalding tarafından önerildiği tarihten bu yana pratik mühendislik akış hesaplamalarının işi

haline gelmiştir. Sağlık, ekonomi ve çok çeşitli türbülanslı akışlar için makul doğruluk, endüstriyel akış ve ısı transferi simülasyonlarında yaygın olarak kullanılır. Yarı deneysel bir modeldir ve model denklemlerinin türetilmesi öngörülere dayanmaktadır ve deneysel verilere dayanmaktadır.

Standart k-ε modelinin güçlü ve zayıf yanları bilindikçe, performansını artırmak için modelde iyileştirmeler yapılmıştır. Bu iyileştirme sonuçlarından ikisi ANSYS Fluent' de mevcuttur: RNG k-ε modeli ve gerçekleştirilebilir k-ε modeli.

Standart k-ε modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve yayılma oranı (ε) için model taşıma denklemlerine dayanan yarı deneysel bir modeldir. k-ε modelinin türetilmesinde, akışın tamamen türbülanslı olduğu ve moleküler viskozitenin etkilerinin ihmal edilebilir olduğu varsayılmaktadır. Bu nedenle, standart k-ε modeli sadece tam türbülanslı akışlar için geçerlidir.

Türbülans kinetik enerjisi, k ve dağılım hızı, ε, aşağıdaki taşıma denklemlerinden elde edilir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \epsilon + Y_M + S_k \quad (3.47)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (3.48)$$

Bu denklemlerde, G_k hesaplanan ortalama hız gradyanları nedeniyle türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu temsil eder. G_b hesaplanan yüzdürme nedeniyle türbülans kinetik enerjisinin üretilmesidir. Y_M , sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalanan dilatasyonun, hesaplanan genel dağılım oranına katkısını temsil eder. $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$ ve $C_{3\epsilon}$ sabitlerdir. σ_k ve σ_ϵ sırasıyla k ve ε için türbülanslı Prandtl sayılarıdır. S_k ve S_ϵ ise kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

Türbülanslı (veya girdaplı) viskozite, μ_t ile k ve ε birleştirilerek şu şekilde hesaplanır:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.49)$$

Burada C_μ bir sabittir. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k ve σ_ε sabitleri aşağıdaki standart değerlere sahiptir.

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_\varepsilon = 1.3, \sigma_k = 1.0$$

Bu varsayılan değerler, temel türbülanslı kesme akışları için hava ve su ile yapılan deneyler ile belirlenmiştir. Çok çeşitli duvar sınırlı ve serbest kesme akışları için oldukça iyi çalıştıkları bulunmuştur.

RNG k- ε modeli: RNG k- ε modeli titiz bir istatistiksel teknik (renormalizasyon grubu teorisi olarak adlandırılır) kullanılarak türetilmiştir. Biçim olarak standart k- ε modeline benzer, ancak aşağıdaki ayrıntılar mevcuttur;

- RNG modelinin ε denkleminde, hızla gerilen akışlar için doğruluğu önemli ölçüde artıran ek bir terim vardır.
- Girdapın türbülans üzerindeki etkisi, girdaplı akışlar için doğruluğu artıran RNG modeline dahil edilmiştir.
- RNG teorisi, türbülanslı Prandtl sayıları için analitik bir formül sağlarken, standart k- ε modeli kullanıcı tanımlı sabit değerleri kullanır.
- Standart k- ε modeli yüksek Reynolds sayılı bir model iken, RNG teorisi, düşük Reynolds sayısı etkilerini açıklayan etkili viskozite için analitik olarak türetilmiş bir diferansiyel formül sağlar. Bununla birlikte, bu özelliğin etkili kullanımı, yakın duvar bölgesinin uygun bir şekilde işlenmesine bağlıdır.

Bu özellikler, RNG k- ε modelini, standart k- ε modelinden daha geniş bir akış sınıfı için daha doğru ve güvenilir kılar. RNG tabanlı k- ε türbülans modeli, "renormalizasyon grubu" (RNG) yöntemleri adı verilen matematiksel bir teknik kullanılarak anlık Navier-Stokes denklemlerinden türetilir. Analitik türetme, sabitleri standart k- ε

modelindekilerden farklı olan bir modelle ve taşıma denklemlerinde k-ε için ek terimler ve fonksiyonlar içerir.

RNG k-ε modeli taşıma denklemleri, standart k-ε modeline benzer bir biçime sahiptir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \cdot \mu_{eff} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho_\varepsilon + Y_M + S_k \quad (3.50)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \varepsilon \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \cdot \mu_{eff} \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot (G_k + C_{3\varepsilon} \cdot G_b) - C_{2\varepsilon} \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (3.51)$$

Bu denklemlerde, G_k hesaplanan ortalama hız gradyanlarına bağlı türbülans kinetik enerjisinin üretimini temsil eder. G_b , kaldırma kuvveti nedeniyle oluşan türbülans kinetik enerjisidir. Y_M , sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalı genişlemenin genel yayılma oranına katkısını temsil eder. α_k ve α_ε miktarları, sırasıyla k-ε için ters etkili Prandtl sayılarıdır. S_k ve S_ε kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir.

RNG teorisindeki ölçek eleme prosedürü, türbülanslı viskozite için diferansiyel bir denklemlerle sonuçlanır:

$$d \left(\frac{\rho^2 \cdot k}{\sqrt{\varepsilon \cdot \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + c_v}} d\hat{v} \quad (3.52)$$

Burada $\hat{v} = \mu_{eff} / \mu$ ve $C_v \approx 100$ 'dür. Denklem (3.52), etkili türbülanslı taşınmanın etkili Reynolds sayısı (veya girdap ölçeği) ile nasıl değiştiğinin doğru bir tanımını elde etmek için entegre edilmiştir ve bu, modelin düşük Reynolds sayılı ve duvara yakın akışları daha iyi idare etmesini sağlar. Yüksek Reynolds sayısı limitinde denklem (3.52) şunu verir:

$$\mu_t = \rho \cdot C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.53)$$

RNG teorisi kullanılarak $C_\mu = 0,0845$ olarak türetilmiştir. Bu C_μ değerinin, standart k- ϵ modelinde kullanılan ampirik olarak belirlenen 0,09 değerine çok yakın olması ilginçtir.

Standart k- ω modeli: ANSYS FLUENT' teki standart k- ω modeli, düşük Reynolds sayılı etkileri, sıkıştırılabilirlik ve kayma akışı yayılması için modifikasyonları içeren Wilcox k- ω modeline dayanmaktadır. Wilcox modeli, uzak uyanmalar, karıştırma katmanları ve düzlem, yuvarlak ve radyal jetler için ölçümlerle yakın bir uyum içinde olan serbest kesme akışının yayılma hızını tahmin eder ve bu nedenle duvar akışlarına ve serbest kesme akışlarına uygulanabilir.

Standart k- ω modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve spesifik dağılım oranı (ω) için model taşıma denklemlerine dayanan ampirik bir modeldir ve bu da ϵ' un k' ye oranı olarak düşünülebilir. k- ω modeli yıllar içinde değiştirildiğinden, serbest kesme akışlarını tahmin etmek için modelin doğruluğunu geliştiren hem k hem de ω denklemlerine üretim terimleri eklenmiştir.

Türbülans kinetik enerjisi k ve özgül yayılma oranı ω , aşağıdaki taşıma denklemlerinden elde edilir:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \cdot k \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k \quad (3.54)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \cdot \omega \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (3.55)$$

Bu denklemlerde, G_k , ortalama hız gradyanlarından dolayı türbülans kinetik enerjisinin üretimini temsil eder. G_ω , ω oluşumunu temsil eder. Γ_k ve Γ_ω , sırasıyla k ve ω ' nın etkin yayılımını temsil eder. Y_k ve Y_ω türbülansın kaynaklanan k ve ω dağılımını temsil eder. Yukarıdaki koşulların tümü, aşağıda açıklandığı gibi hesaplanır. S_k ve S_ω kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir.

k- ω modeli için etkili yayılımlar şu şekilde verilmiştir:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.56)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_\omega}{\sigma_k} \quad (3.57)$$

σ_k ve σ_ω sırasıyla k ve ω için türbülanslı Prandtl sayılarıdır. Türbülans viskozitesi μ_t , k ve ω aşağıdaki gibi birleştirilerek hesaplanır:

$$\mu_t = \alpha^* \cdot \frac{\rho k}{\omega} \quad (3.58)$$

α^* katsayısı türbülanslı viskoziteyi bastırarak düşük Reynolds sayısı düzeltmesine neden olur. Aşağıdaki denklem ile elde edilir,

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \cdot \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t / R_k}{1 + Re_t / R_k} \right) \quad (3.59)$$

$$Re_t = \frac{\rho \cdot k}{\mu \cdot \omega} \quad (3.60)$$

$$R_k = 6 \quad (3.61)$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad (3.62)$$

$$\beta_i = 0,072 \quad (3.63)$$

k - ω modelinin yüksek Reynolds sayılı biçiminde, $\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$ olduğuna dikkat edin.

SST k- ω modeli: kesme gerilme taşıma (The shear-stress transport) k - ω modeli, Menter tarafından, yakın bölgede k - ω modelinin sağlam ve doğru formülasyonunu, uzak bölgede k - ϵ modelinin serbest akış bağımsızlığı ile etkili bir şekilde harmanlamak için geliştirilmiştir. Bunu başarmak için, k - ϵ modeli bir k - ω formülasyonuna dönüştürülür. SST k - ω modeli standart k - ω modeline benzer, ancak aşağıdaki iyileştirmeleri içerir:

- Standart k- ω modeli ve dönüştürülmüş k- ε modeli, bir karıştırma fonksiyonu ile çarpılır ve her iki model de birlikte eklenir. Karıştırma fonksiyonu, standart k- ω modelini aktive eden duvara yakın bölgede ve dönüştürülmüş k- ε modelini aktive eden yüzeyden sıfır uzakta olacak şekilde tasarlanmıştır.
- SST modeli, ω denkleminde sönümlü bir çapraz difüzyon türevi terimi içerir.
- Türbülanslı viskozitenin tanımı, türbülanslı kesme gerilmesinin taşınmasını hesaba katmak için değiştirilir.
- Modelleme sabitleri farklıdır.

Bu özellikler, SST k- ω modelini, standart k- ω modelinden daha geniş bir akış sınıfı için (örneğin, ters basınç gradyan akışları, kanat profilleri, transonik şok dalgaları) daha doğru ve güvenilir hale getirir. Diğer modifikasyonlar, ω denkleminde bir çapraz difüzyon teriminin eklenmesini ve model denklemlerinin hem duvara yakın hem de uzak alan bölgelerinde uygun şekilde davranmasını sağlamak için bir karıştırma fonksiyonunun eklenmesini içerir.

SST k- ω modeli, standart k- ω modeline benzer bir biçimdedir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (3.64)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.65)$$

Bu denklemlerde, \tilde{G}_k önceki bölümde açıklandığı gibi hesaplanan ortalama hız gradyanlarına bağlı türbülans kinetik enerjisinin üretimini temsil eder. Daha önce açıklandığı gibi G_ω hesaplanan ω oluşumunu temsil eder. Γ_k ve Γ_ω aşağıda açıklandığı gibi hesaplanan sırasıyla k ve ω ' nın etkin yayılımını temsil eder. Y_k ve Y_ω türbülans nedeniyle k ve ω değerlerinin önceki bölümde açıklandığı gibi hesaplanan dağılımını temsil eder. D_ω , aşağıda açıklandığı gibi hesaplanan çapraz difüzyon terimini temsil eder. S_k ve S_ω kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir.

SST k- ω modeli için etkili yayılma değerleri şu şekilde verilmektedir:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.66)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3.67)$$

σ_k ve σ_ω sırasıyla k ve ω için türbülanslı Prandtl sayılarıdır. Türbülans viskozitesi μ_t şu şekilde hesaplanır:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left(\frac{1}{a^*}, \frac{SF2}{a_1 \omega}\right)} \quad (3.68)$$

Transition SST modeli(Geçiş SST modeli): geçiş SST modeli, SST k- ω taşıma denklemlerinin, momentum-kalınlık Reynolds sayısı bakımından biri aralıklılık ve diğeri geçiş başlangıç kriterleri için olmak üzere diğeri iki taşıma denklemi ile birleştirilmesine dayanmaktadır.

γ aralıklılığı için taşıma denklemi şu şekilde tanımlanır:

$$\frac{\partial(\rho\gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \gamma)}{\partial x_j} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\gamma}{x_j} \right] \quad (3.69)$$

Burada yer alan geçiş kaynakları şu şekilde tanımlanır:

$$P_{\gamma 1} = 2F_{lengt h} \rho S [\gamma F_{onset}]^{c_{\gamma 3}} \quad (3.70)$$

$$E_{\gamma 1} = P_{\gamma 1} \gamma \quad (3.71)$$

Yukarıdaki denklemlerde yer alan S gerinim oranı büyüklüğüdür. $F_{lengt h}$, geçiş bölgesinin uzunluğunu kontrol eden ampirik bir korelasyondur. İmha/ yeniden laminarizasyon kaynakları aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$P_{\gamma 2} = (2c_{\gamma 1})\rho\Omega\gamma F_{turb} \quad (3.72)$$

$$E_{\gamma 2} = c_{\gamma 2}P_{\gamma 2}\gamma \quad (3.73)$$

Burada Ω girdap büyüklüğüdür. Geçiş başlangıcı aşağıdaki formülasyonlarla kontrol edilir.

$$Re_v = \frac{\rho y^2 S}{\mu} \quad (3.74)$$

$$R_T = \frac{\rho k}{\mu\omega} \quad (3.75)$$

$$F_{on\ set1} = \frac{Re_v}{2.193Re_{\theta c}} \quad (3.76)$$

$$F_{on\ set2} = \min(\max(F_{on\ set1}, F_{on\ set1}^4), 2.0) \quad (3.77)$$

$$F_{on\ set3} = \max\left(1 - \left(\frac{R_T}{2.5}\right)^3, 0\right) \quad (3.78)$$

$$F_{on\ set} = \max(F_{on\ set2} - F_{on\ set3}, 0) \quad (3.79)$$

$$F_{turb} = e^{-\left(\frac{R_T}{4}\right)^4} \quad (3.80)$$

$Re_{\theta c}$ sınır katmanında kesintiliğin ilk olarak artmaya başladığı kritik Reynolds sayısıdır.

Aralıklılık denkleminin sabitleri şunlardır:

$$c_{\gamma 1} = 0.03$$

$$c_{\gamma 2} = 50$$

$$\sigma_{\gamma} = 1.0$$

Bu tez çalışmasında; Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) programlarından biri olan Fluent 16.0 yazılımı kullanılarak, perdeli ve perdesiz, akış etkisi altında dönen Savonius rüzgar türbininin aerodinamik incelemesi gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada çözümü yapılacak olan perdeli ve perdesiz Savonius rüzgar türbini geometrisi Solid Works üç boyutlu çizim programı kullanılarak oluşturulmuştur. Oluşturulan model ANSYS Workbench içerisinde aktararak modele ait ağ yapısı bu modül içerisinde yer alan 'Mesh' sekmesinden gerçekleştirilmiştir. Ansys Fluent programında ise, akışın fiziksel özellikleri tanımlanarak; çözüm tekniği ve türbülans modeli seçilmiş, sınır şartlarının değerleri girilerek, iterasyon sayısı ve yakınsama değeri belirlenip çözümler yapılmıştır.

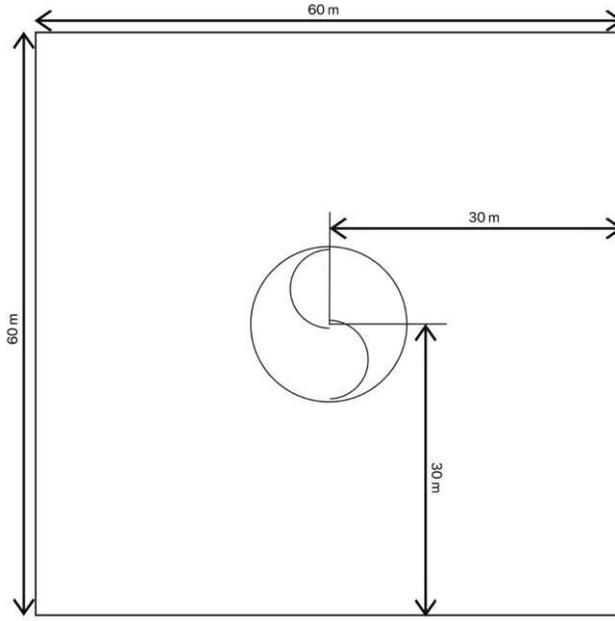
3.7 Geometrinin Oluşturulması

Çalışmanın geometrisi oluşturulurken ve sayısal çözümlemesi yapılırken daha önce gerçekleştirilmiş çalışmalar göz önünde bulundurulmuştur. Çalışma boyunca birçok geometri oluşturulmuş yapılan sayısal çözümler ve daha önce yapılan deneysel çalışmalar dikkate alınarak en uygun geometriye karar verilmiştir.

Savonius rotorunun yüksekliği $H=1$ m olarak hesaba katılmış, bu şekilde iki boyutlu ve üç boyutlu sayısal çözümleri arasındaki fark giderilmiş ve geometriler iki boyutlu olarak tasarlanmıştır. Ayrıca bu çalışmada dış alan ve rotor iki ayrı parça şeklinde tasarlanmış olup daha sonra ikisi arasındaki bağlantı Ansys Workbench programı içerisine aktararak sağlanmıştır.

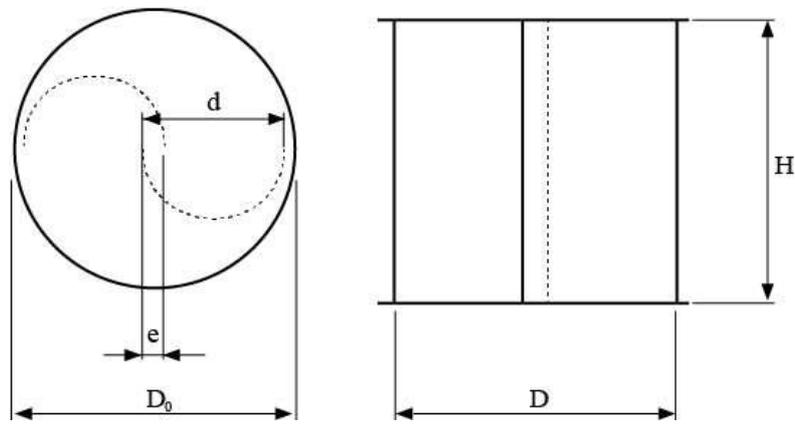
3.7.1. Perdesiz model geometrilerinin oluşturulması

Rüzgar akışının gerçekleşeceği dış alan $60\text{m} \times 60\text{m}$ boyutlarında bir kare olarak modellenmiş olup, rüzgar türbininin merkezi ile bu alanın merkezi çakışık olacak şekilde konumlandırılmıştır. (Şekil 3.18.)



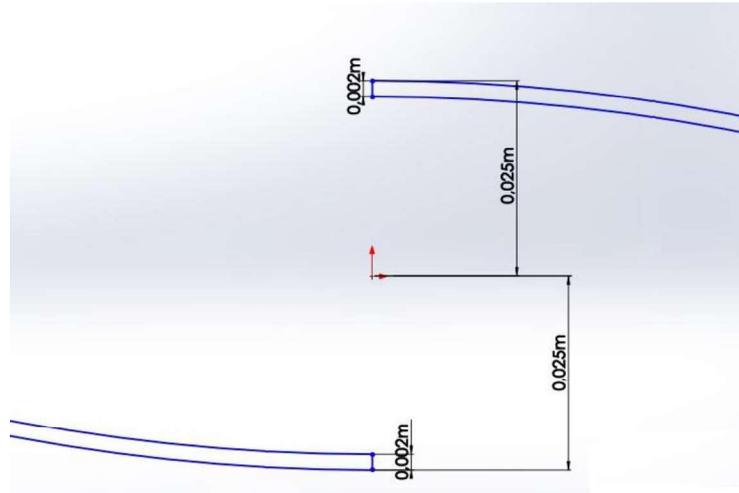
Şekil 3.18. Dış alanın boyutları ve Savonius rotorunun konumu

Çalışmada kullanılacak olan rüzgar türbini rotorunun dış çapı $D_0 = 1$ m olarak boyutlandırılmıştır. Savonius rüzgar türbinine ait yarım daire şeklindeki kanatların boyutları eşit olacak şekilde modellenmiş olup yarı çaplarının boyutları $R = 0,5$ m' dir. Kanatlar rotor alanı içerisine, her iki kanadın merkezinin rotorun dış çapına olan mesafeleri eşit olacak şekilde konumlandırılmıştır. Diğer bir deyiş ile kanatların dönerek oluşturacağı dairenin merkezi ile rotor alanının merkezi çakışmıştır.



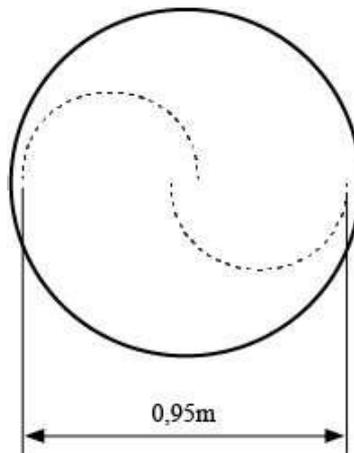
Şekil 3.19. Savonius türbininin geometrik özellikleri

Kanatlar arasında oluşan kayma mesafesi belirlenirken $s/d=0,1$ oranı kullanılmıştır. Yine kayma mesafesi de her iki kanadın merkezinin, rotorun merkezine olan mesafeleri eşit olacak şekilde boyutlandırılmıştır. Her iki kanadın rotor merkezinden kayma mesafesi 0,025 m, böylelikle toplam kayma mesafesi 0,050 m olarak boyutlandırılmıştır. Kanatların kalınlığı 0,002 m olarak belirlenmiştir. Kayma mesafesi ve kanat kalınlıklarını şekil 3.20' te görebilirsiniz.



şekil 3.20. Kanat kalınlıkları ve kanatlar arası kayma mesafesi

Yapılan bu boyutlandırma ve tasarımlar sonucunda iki kanadın dönerek oluşturacağı dairesel alanın çapı ise şekil 3.21' de görüldüğü üzere 0,95 m olarak oluşturulmuştur.

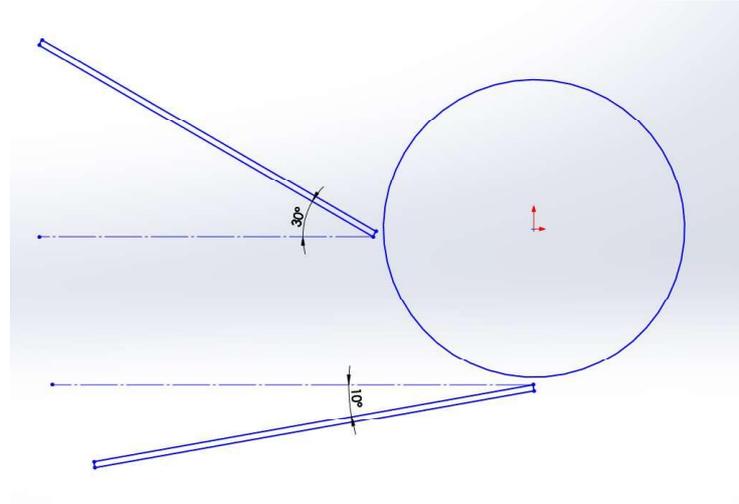


şekil 3.21. Rotor boyutu

Çalışmada Savonius rüzgar türbininin geometrisi simetrik bir model olarak oluşturulmuştur. Tüm geometrilerin tasarımı ve boyutlandırması tamamlandıktan sonra geometri Ansys Workbench programı içerisine aktarılır ve dış alan ile rotorun formu akışkan (fluid) olarak tanımlanmıştır.

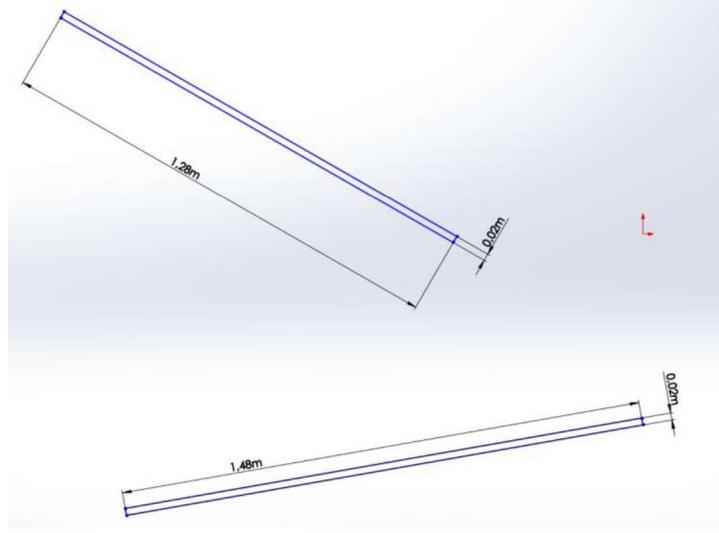
3.7.2. Perdeli model geometrilerinin oluşturulması

Perdeleme yönteminin Savonius türbinini performansına olan etkisini incelemek üzere yapılacak sayısal analizler için farklı açılarda perde geometrileri oluşturulmuştur. Perde geometrileri oluşturulurken daha önce gerçekleştirilmiş olan deneysel çalışmalardan esinlenilmiştir. Bu çalışmalarda kullanılan türbin boyutları ile gerçekleştirmiş olduğumuz çalışmada tasarlanan türbin boyutları orantılanarak perde boyutları yaklaşık olarak modellenmiştir.



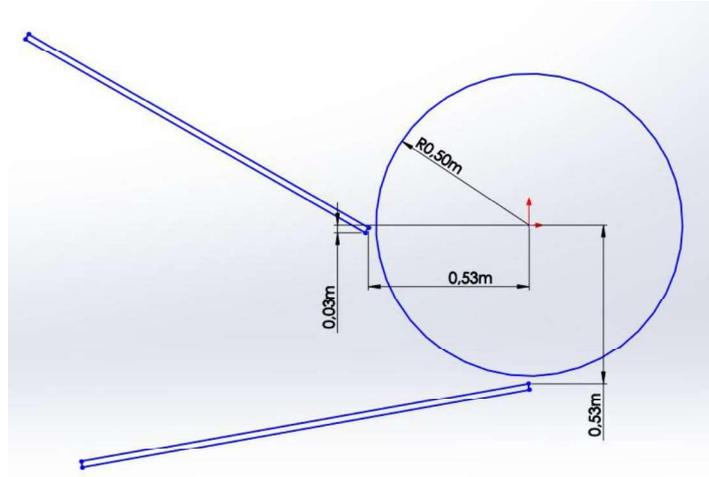
Şekil 3.22. Perdelerin Açıları

Perdeler alt ve üst perde olmak üzere 2 adet olarak tasarlanmıştır. Perdelerin kalınlıkları eşit olup 0,02 m' dir. Üstte yer alan perdenin uzunluğu 1,28 m, altta yer alan perdenin uzunluğu ise 1,48 m' dir. Üstte yer alan perdenin yatay ile yaptığı açı ilk analizde 30° olmak üzere her analiz için 5° lik açılarla arttırılmıştır. Alttaki perdenin yatay ile yaptığı açı ise 10°' dir. Alttaki perde için 10° ve 15° lik açılardaki pozisyonu kullanılmıştır. Perde boyutlarını Şekil 3.23' de yer almaktadır.



Şekil 3.23. Perdelerin boyutları

Perdelerin rotorun merkezine göre olan konumları Şekil 3.24’ de verilmiştir. Perdelerin rotora en yakın noktalarının rotorun merkezine olan mesafeleri 0,53 m’ dir. Perdelerin rotora en yakın noktasının rotor merkezine olan mesafesinin en doğru sonucu verdiği değeri denemeler sonucunda bulunmuştur.

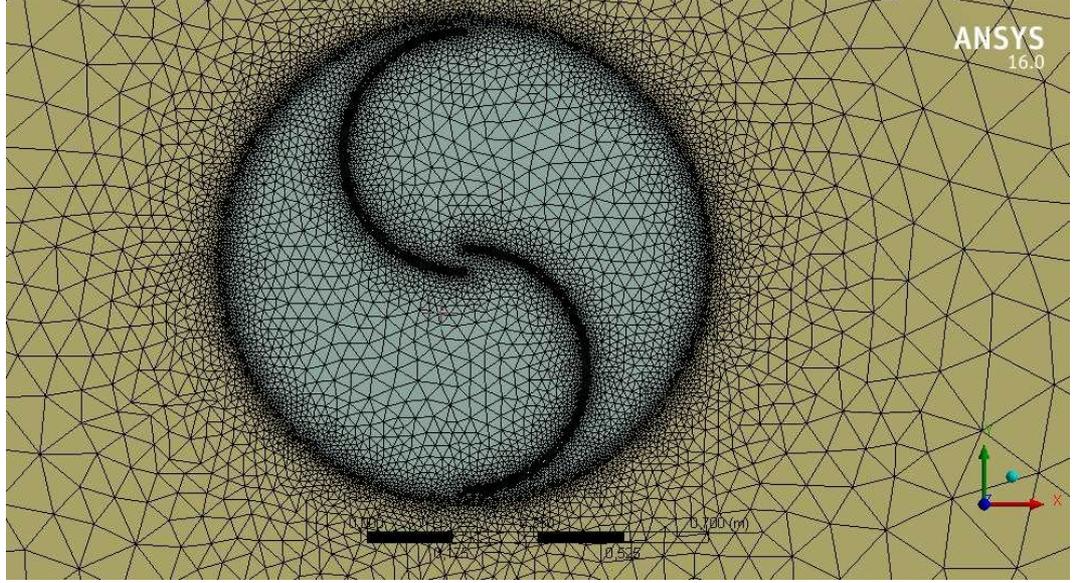


Şekil 3.24. Perdelerin rotor merkezine göre konumları

Perdelerin üzerine gelen rüzgarı rotora iletebilmesi için perdelerin formu katı (solid) olarak tanımlanmıştır.

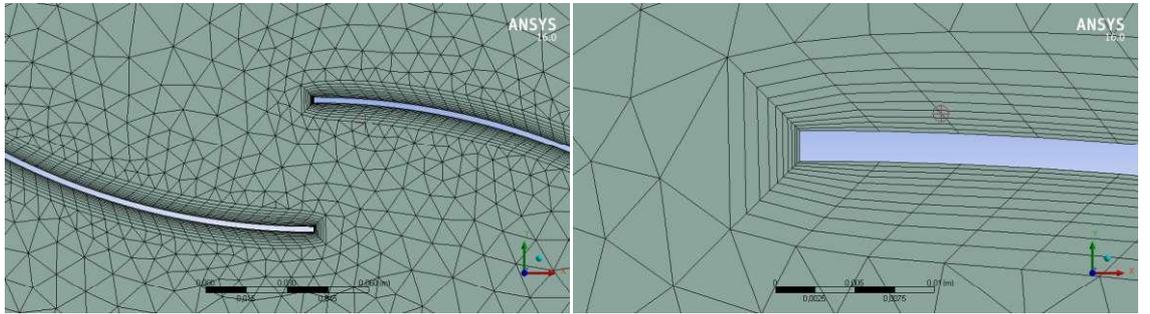
3.8. Ağ Yapısının (Mesh) Oluşturulması

Çalışmanın sayısal çözümleme bölümünde birden fazla ağ yapısı oluşturulmuş, bu ağ yapıları için birden fazla türbülans modeli ile denemeler yapılmıştır. En uygun çalışma ağ yapısını oluşturabilmek için farklı boyutlardaki, farklı element sayılarındaki ağ yapıları oluşturulmuştur.



Şekil 3.25. Model ağ yapısı

Modelin ağ yapısı oluşturulurken Şekil 3.25’ de görüleceği gibi üçgen ağ modeli tercih edilmiştir. Türbin kanatlarının etrafında katmanlı ağ yapısı oluşturulmuştur.



Şekil 3.26. Türbin kanatları etrafında oluşturulan Inflation ağ yapısı

3.9. Türbülans Modelinin Seçimi

Türbülans modelleri arasından daha önce incelenen deneysel çalışma kaynaklarına da dayanarak çeşitli türbülans modelleri seçilerek analizler yapılmıştır. Bu analizler arasından optimum sonucu sağlayan Transition SST modeline karar verilerek diğer analizlerimizde tamamlanmıştır.

3.10. Parametreler

Akış analizinde kullandığımız parametrelerden ilki rüzgarın tünele giriş hızı $v=7$ m/s olarak alınmıştır. λ değeri için öncelikle 0,4 değerinden başlayarak 1,8 değerine kadar 0,2 artımlı olarak farklı analizler tamamlanmış bu analizler sonucunda çalışma için en uygun λ değeri deneysel veriler ile kıyaslanarak 0,4 olarak bulunmuştur. Bulunan bu değere göre hesaplamalar yapılarak Time Step Size adı verilen zaman adımı büyüklüğü değeri bulunmuştur. Ayrıca zaman adımı büyüklüğü değeri hesaplanırken rüzgar türbininin dönme adımlarının açı büyüklüğü dikkate alınmıştır. Rüzgar türbininin 1° lik adımlarla dönmesi istenmiş ve bu duruma göre hesaplamalar yapılmıştır.

$$\lambda = \frac{\omega \cdot D}{2 \cdot V} = \frac{\omega \cdot R}{V} \quad (3.81)$$

Denklem (3.81) kullanılarak sabit akışlı rüzgar hızı altında türbinin dönme hızı için aşağıdaki denklem elde edilmiştir.

$$\omega = \frac{\lambda \cdot V}{R} \quad (3.82)$$

$$\omega_d = \omega \cdot 2 \cdot \pi \quad (3.83)$$

Burada ω_d türbinin bir saniyede kaç derece yol aldığını gösterir.

$$t_d = \frac{1}{\omega_d} \quad (3.84)$$

Burada t_d türbinin bir tam turunu yani 360° yi tamamlama süresidir. Türbinin bir dereceyi tamamlama süresini bulmak için t_d değeri $360'$ a bölünür.

$$t_1 = \frac{t_d}{360} \quad (3.85)$$

Yukarıda verilen tüm formüller kullanılarak hesaplanan zaman adımı büyüklüğü değerleri Çizelge 3.4' de yer almaktadır.

Çizelge 3.4. Rüzgar türbininin hız ve 1 dereceyi tamamlama süresi

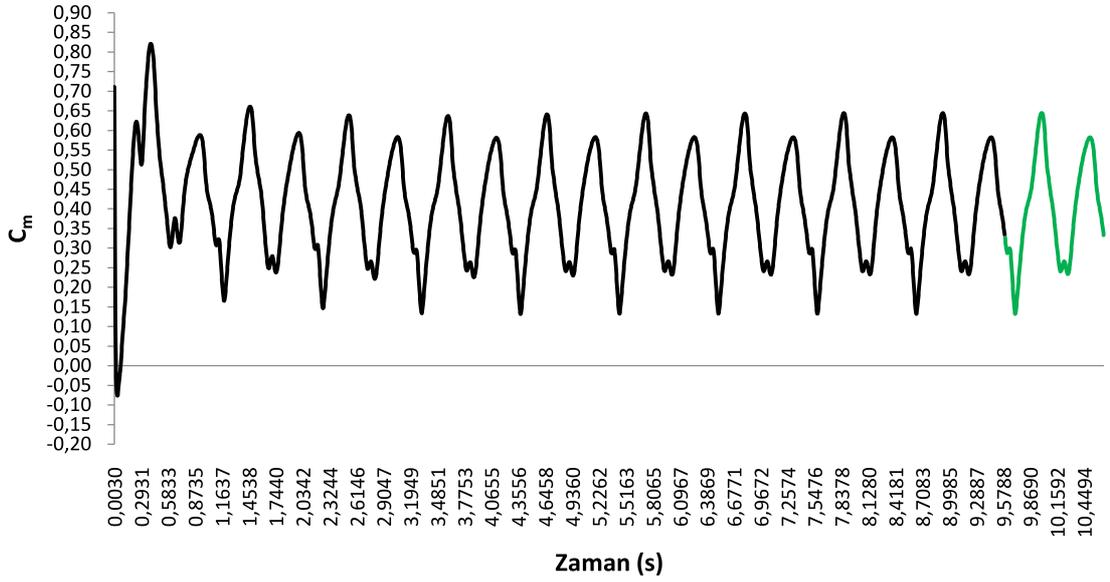
| | λ | $\omega(\text{rad/sn})$ | $\omega(\text{rpm})$ | Zaman Adımı |
|-------------------------------------|-----------|-------------------------|----------------------|-------------|
| V=7 m/s R= 0,475 m | 0,2 | 2,9474 | 28,1453 | 0,005922 |
| | 0,4 | 5,8947 | 56,2906 | 0,002961 |
| | 0,6 | 8,8421 | 84,4359 | 0,001974 |
| | 0,8 | 11,7895 | 112,5812 | 0,001480 |
| | 1,0 | 14,7368 | 140,7265 | 0,001184 |
| | 1,2 | 17,6842 | 168,8718 | 0,000987 |
| | 1,4 | 20,6316 | 197,0171 | 0,000846 |
| | 1,6 | 23,5789 | 225,1624 | 0,000740 |
| | 1,8 | 26,5263 | 253,3077 | 0,000658 |

Bu çalışmada $\lambda = 0,4$ değeri için Çizelge 3.4' de parametreler seçilmiştir. $\lambda = 0,4$ değerine karşılık gelen rüzgar türbini hızı $5,8947 \text{ rad/sn}$, 1° lik dönme süresi ise $0,002961 \text{ sn}$ olarak tanımlanmıştır.

Çalışmada türbinin 10 tam turu tamamlanmasını istediğimiz için toplam adım sayısı 3600 olarak tanımlanmıştır. Analizler yapılırken rüzgarın tünele girişi için referans yüzeyi giriş(inlet) yüzeyi olarak seçilmiştir.

DeneySEL veriler ile elde ettiğimiz verileri karşılaştırmada modelimizin doğruluğu teyit edildikten sonra perdeli model analizlerine başlanmıştır. Perdeli modellerin geometri ve ağ yapısının oluşturulurken perdesiz modelde var olan elementlerin geometrileri ve mesh yapıları sabit tutulmuş olup, ilave edilen perde geometrilerinin mesh element boyutları $0,1 \text{ m}$ olarak belirlenmiştir.

4. BULGULAR



Şekil 4.1. $\lambda=0,4$ için C_m grafiği

ANSYS Fluent ile gerçekleştirilen akış analizleri sonucunda C_m grafikleri Şekil 4.1' deki gibi ortaya çıkmıştır. Modellere ait C_m değeri akış rejime oturduğunda bir turdaki C_m değerlerinin ortalaması alınarak hesaplanır. Bu çalışmada Şekil 4.1' de işaretlendiği gibi yeşil olarak renklendirilen bölgede yani türbinin son turunda elde edilen C_m değerlerinin ortalaması alınarak modele ait C_m değeri tespit edilmiştir.

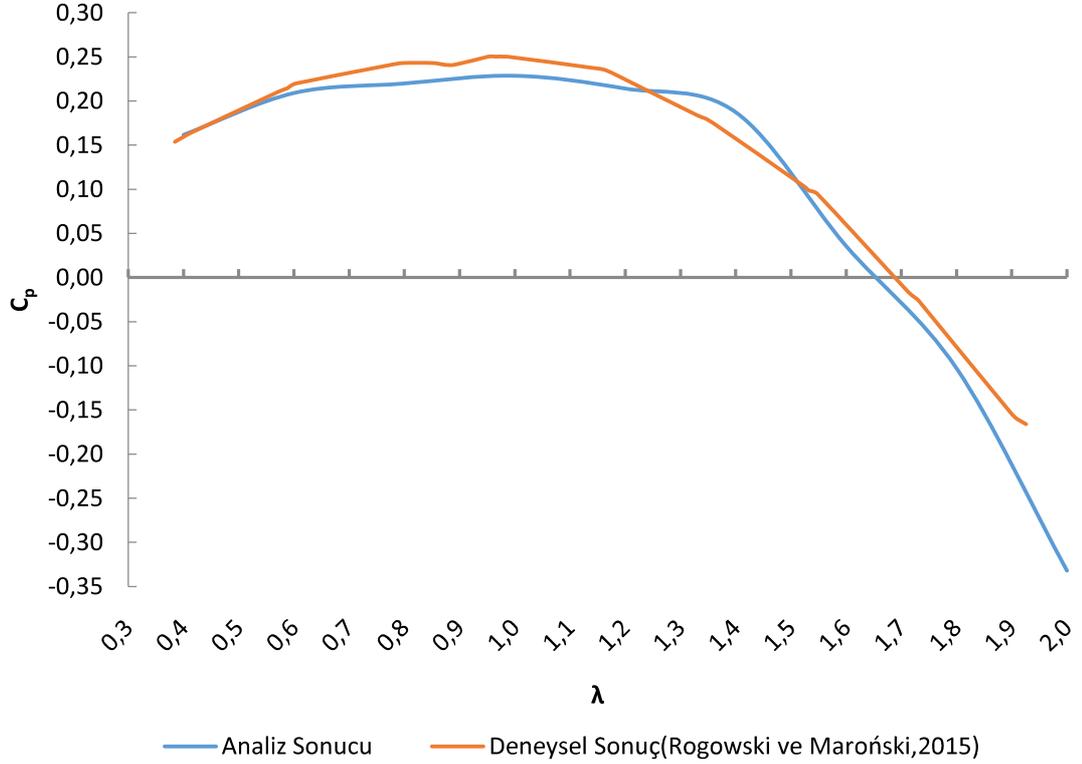
Çizelge 4.1. Perdesiz modele ait farklı λ değerlerindeki analiz sonucunda bulunan C_m ve C_p değerleri

| λ | C_m | C_p |
|-----------|----------|----------|
| 0,4 | 0,40399 | 0,161596 |
| 0,6 | 0,348173 | 0,208904 |
| 0,8 | 0,274495 | 0,219596 |
| 1 | 0,22861 | 0,22861 |
| 1,2 | 0,178351 | 0,214021 |
| 1,4 | 0,133734 | 0,187228 |
| 1,6 | 0,022428 | 0,035885 |
| 1,8 | -0,05724 | -0,10304 |
| 2,0 | -0,16607 | -0,33214 |

Analizler sonucunda bulunan C_m değerleri λ değerleri ile çarpılarak modele ait C_p değerleri izelge 4.1’deki gibi bulunmuştur.

$$C_p = \lambda \cdot C_m \quad (4.1)$$

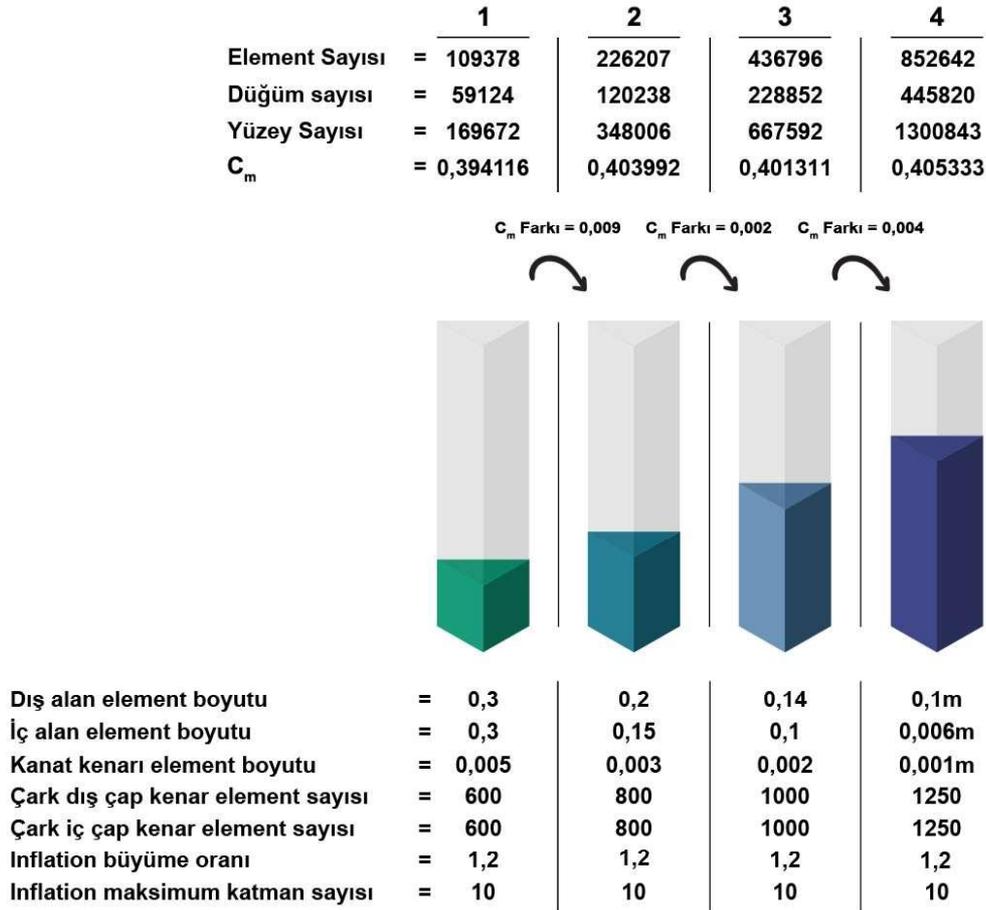
Yapılan bu analizlerden C_p değerleri hesaplanarak, bu değerler Rogowski ve Maroński’nin gerçekleştirmiş olduğu deneysel çalışmada elde etmiş olduğu veriler ile karşılaştırılmıştır. Deneysel veriler ve analizden elde edilen değerlerin grafiksel kıyaslaması Őekil 4.1.’de yer aldığı gibidir. Bu kıyaslamada modelimizin, deneysel veriler ile yaklaşık sonuç verdiği ve eğiliminin aynı olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.2. Deneysel alışma verileri ile analiz sonuçlarının karşılaştırma grafiği

Hesaplanan C_p değerlerinin deneysel veriler ile doğrulanmasının ardından çalışma ağ yapısı değerinin belirlenmesi için perdesiz model için analizlerine başlanmıştır. En uygun çalışma ağ yapısını oluşturabilmek için farklı boyutlardaki, farklı element sayılarındaki ağ yapıları oluşturulmuştur. Aynı geometri ve türbülans modeli

kullanılarak bu ağ yapıları için sayısal hesaplamalar yapılmış ve sonuçları arasında minimum farka sahip olan ağ yapıları dikkate alınmıştır. Bilgisayar performansı da dikkate alınarak bu iki ağ yapısından daha az element sayısına sahip olan ağ yapısı çalışma ağ yapısı olarak seçilmiştir.

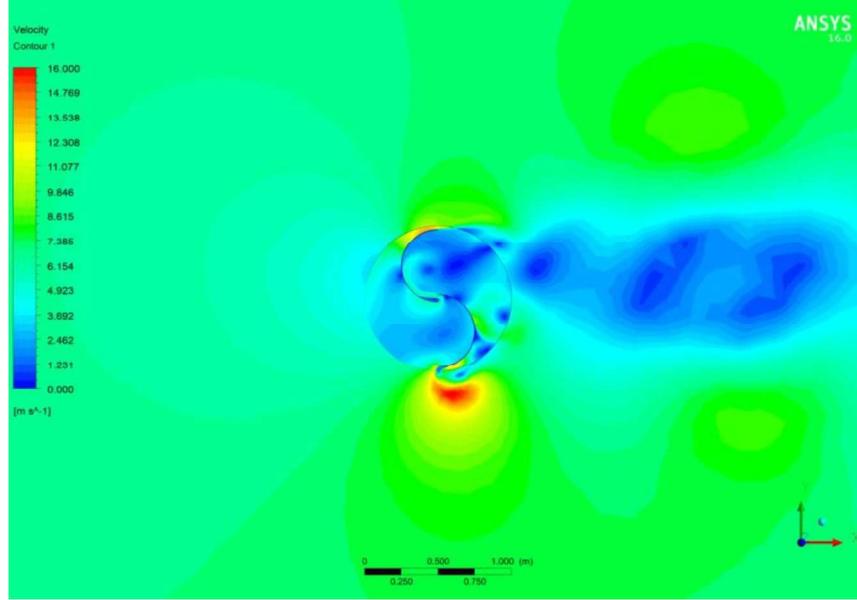


Şekil 4.3. Ağ yapılarına ait element boyutu ve C_m değerleri

Çalışma için en uygun ağ yapısının belirlenmesi için yapılan ön çalışmada dış alan, Savonius rüzgar türbini alanı boyutları, bu boyutlandırmalar ile ortaya çıkan element modeli ve bu modeller ile hesaplanan C_m değerleri Şekil 4.3' deki gibidir.

En uygun ağ yapısının seçimi için yapılan çalışmada, 2 numaralı model çalışmamıza en uygun model olarak belirlenmiştir. Seçilen bu ağ yapısında rotorun tamamının içine alan dış alanı $3599,2 \text{ m}^2$ dir. Rüzgar türbini alanı ise $0,78227 \text{ m}^2$ dir. Dış alan ile rüzgar

türbini alanının kesiştiği bölgede akış geçişinin sağlanması için interface oluşturulmuştur.

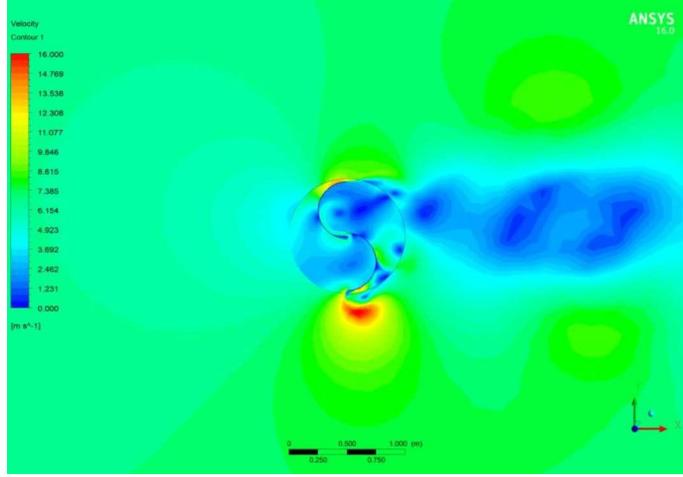


Şekil 4.4. $\lambda = 0,4$ için perdesiz model analizinin hız dağılımı

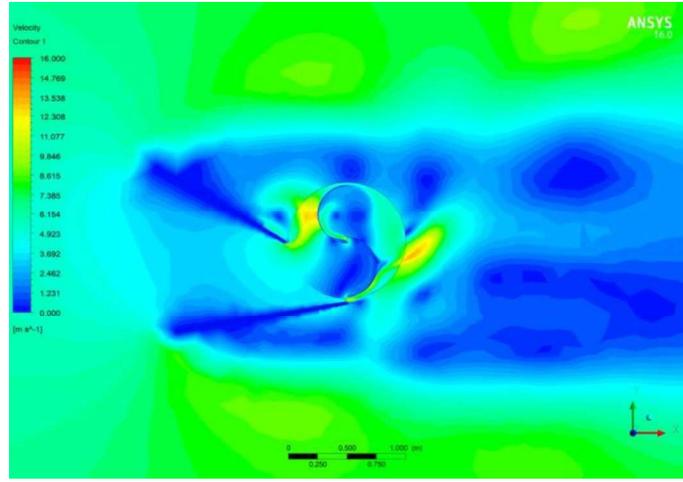
Perdeli modelin analiz adımında; perdesiz modelde yer alan tüm parametreler sabit tutulmuştur. Perdeli model analizleri için her iki perdenin farklı açılarında analizler yapılmış ve bu analizler sonucunda perdelerin açılarının C_m değerine olan etkisi incelenmiştir. Perdesiz model analizlerinde öncelikle $\beta = 10^\circ$ değeri sabit tutularak α açısının 30° , 35° , 40° , 45° , 50° , 55° ve 60° değerleri için analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler sonucunda elde edilen C_m ve C_p değerleri Çizelge 4.2.' de yer almaktadır.

Çizelge 4.2. $\beta = 10^\circ$ ve $\alpha = 30^\circ - 60^\circ$ için hesaplanan C_m ve C_p değerleri

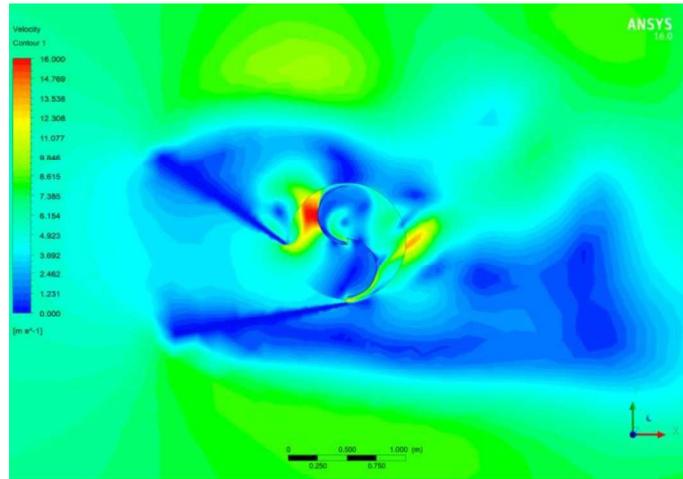
| α [°] | β [°] | C_m | C_p |
|--------------|-------------|--------|--------|
| 30 | 10 | 0,3400 | 0,1360 |
| 35 | 10 | 0,3861 | 0,1544 |
| 40 | 10 | 0,4270 | 0,1708 |
| 45 | 10 | 0,4423 | 0,1769 |
| 50 | 10 | 0,4201 | 0,1680 |
| 55 | 10 | 0,4502 | 0,1801 |
| 60 | 10 | 0,4493 | 0,1797 |



(a)

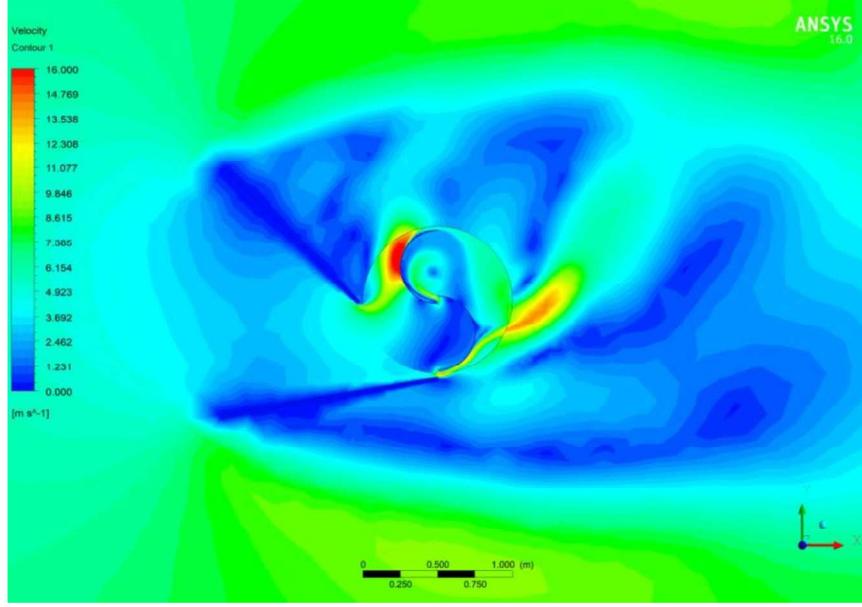


(b)

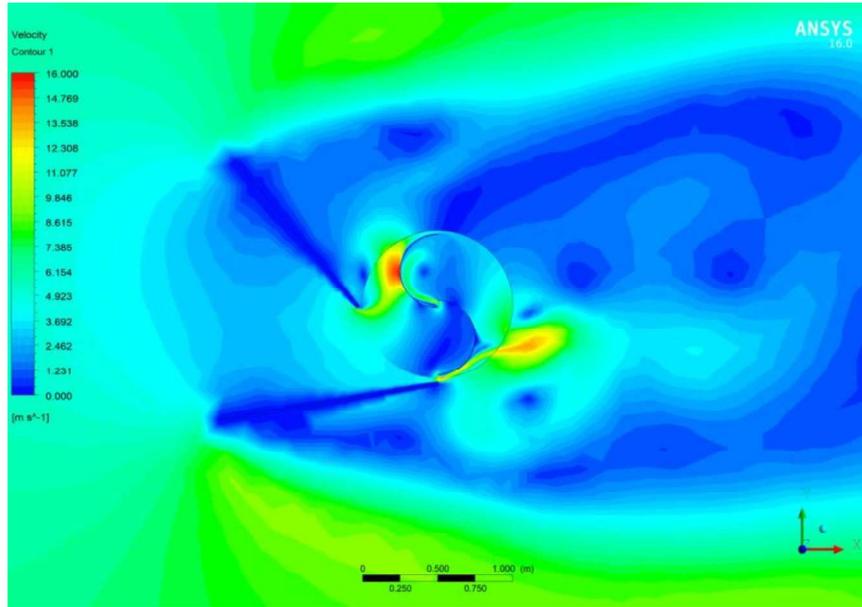


(c)

Şekil 4.5. (a) Perdesiz, $\beta=10^\circ$ ve (b) $\alpha = 30^\circ$ ve (c) $\alpha = 35^\circ$ perdeli modellerinin hız dağılımları



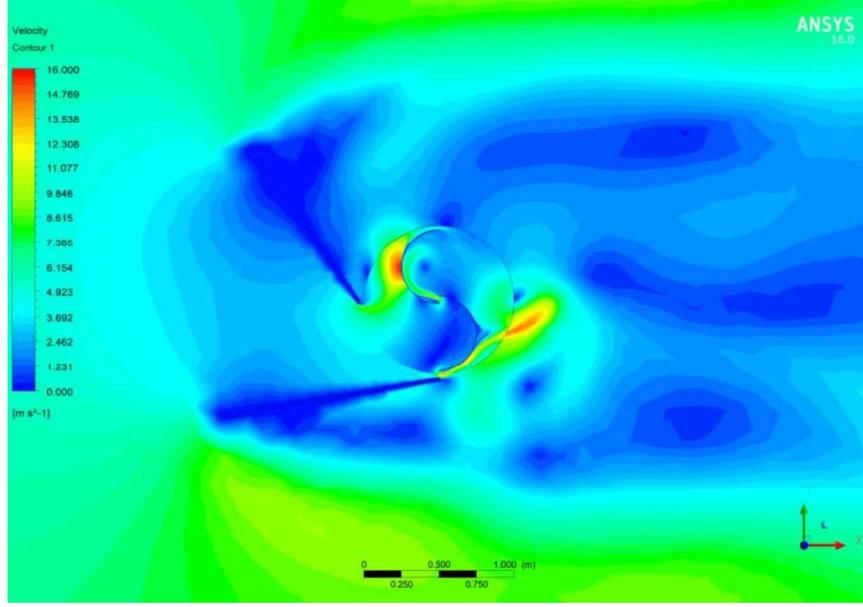
(a)



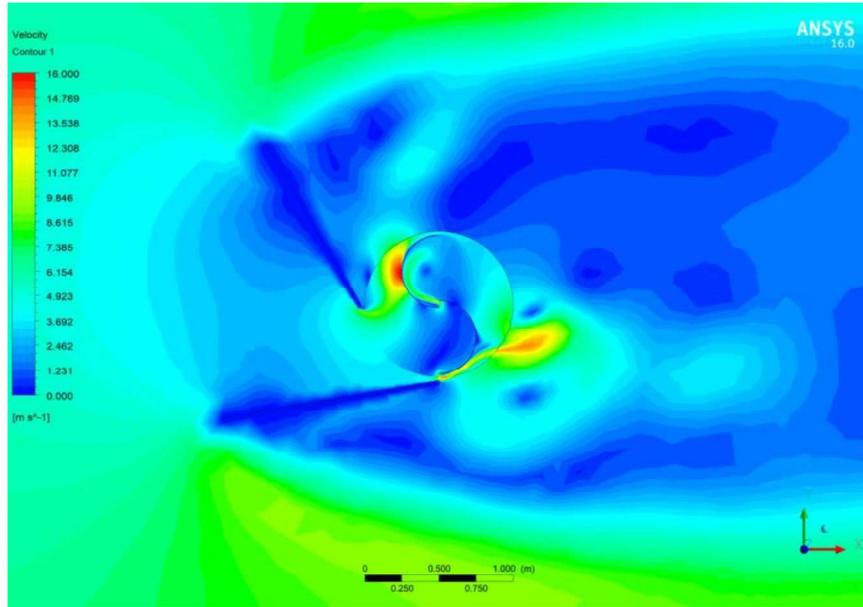
(b)

Şekil 4.6. $\beta=10^\circ$ ve (a) $\alpha = 45^\circ$ ve (b) $\alpha = 50^\circ$ modellerinin hız dağılımı

Şekil 4.5 perdesiz model ile alt perdenin açısının $\beta=10^\circ$ ve üst perdenin açılarının $\alpha = 30^\circ$ ve $\alpha = 35^\circ$ olduğu modellerin hız dağılımlarını göstermektedir. Şekil 4.6 ise alt perdenin açısının $\beta=10^\circ$ ve üst perdenin açılarının $\alpha = 45^\circ$ ve $\alpha = 50^\circ$ olduğu modellerinin hız dağılımını göstermektedir.



(a)



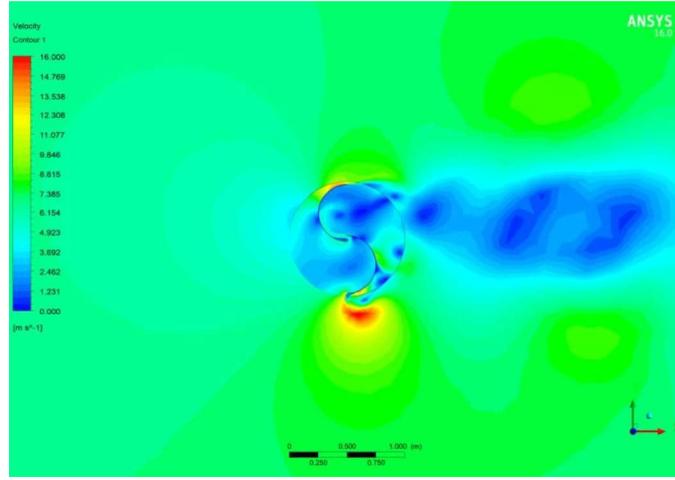
(b)

Şekil 4.7. $\beta=10^\circ$ ve (a) $\alpha = 55^\circ$ ve (b) $\alpha = 60^\circ$ modellerinin hız dağılımı

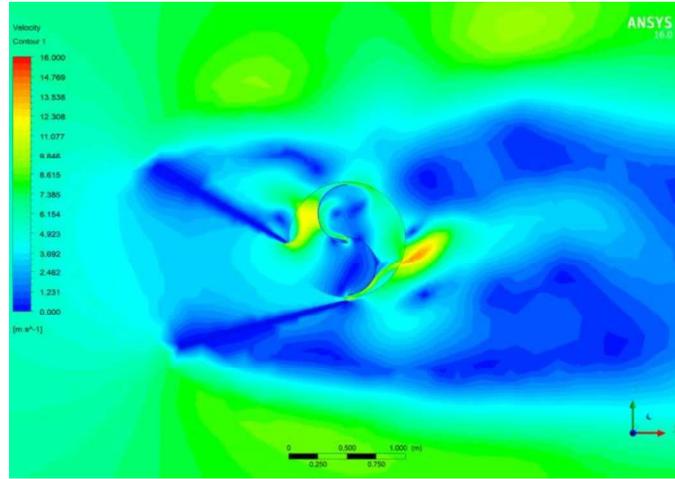
Şekil 4.7 alt perdenin açısının $\beta=10^\circ$ ve üst perdenin açılarının $\alpha = 55^\circ$ ve $\alpha = 60^\circ$ olduğu modellerinin hız dağılımını göstermektedir. $\beta=10^\circ$ değeri için analizler tamamlandıktan sonra $\beta=15^\circ$ değerinde sabit tutularak yine α açısının $30^\circ - 60^\circ$ değerleri için analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler sonucunda elde edilen C_m ve C_p değerleri Çizelge 4.3.' de yer aldığı gibidir.

Çizelge 4.3. $\beta=15^\circ$ ve $\alpha=30^\circ-60^\circ$ için hesaplanan C_m ve C_p değerleri

| α [$^\circ$] | β [$^\circ$] | C_m | C_p |
|-----------------------|----------------------|--------|--------|
| 30 | 15 | 0,3693 | 0,1477 |
| 35 | 15 | 0,4168 | 0,1667 |
| 40 | 15 | 0,4173 | 0,1669 |
| 45 | 15 | 0,4251 | 0,1700 |
| 50 | 15 | 0,4476 | 0,1790 |
| 55 | 15 | 0,4481 | 0,1792 |
| 60 | 15 | 0,4359 | 0,1744 |

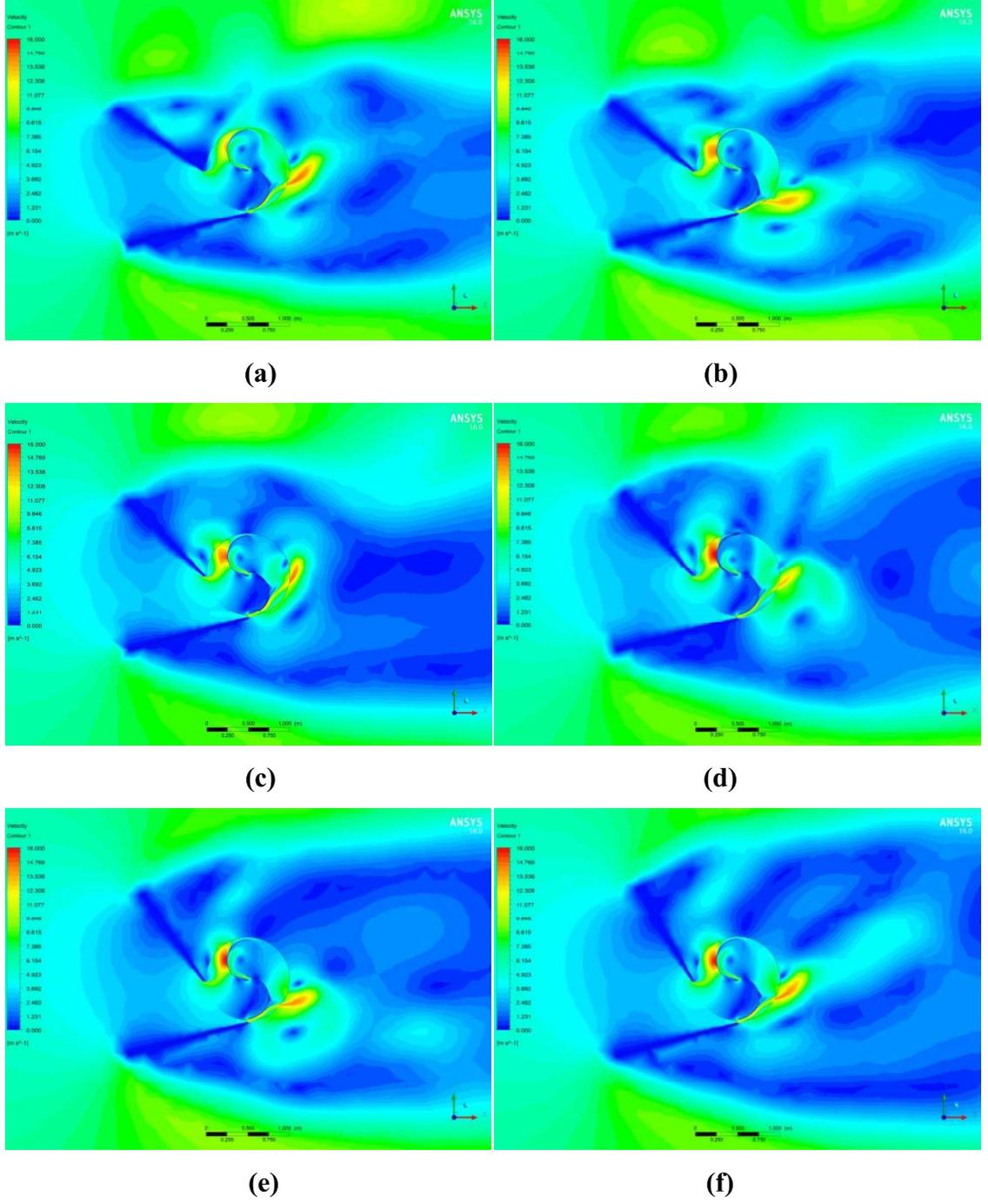


(a)



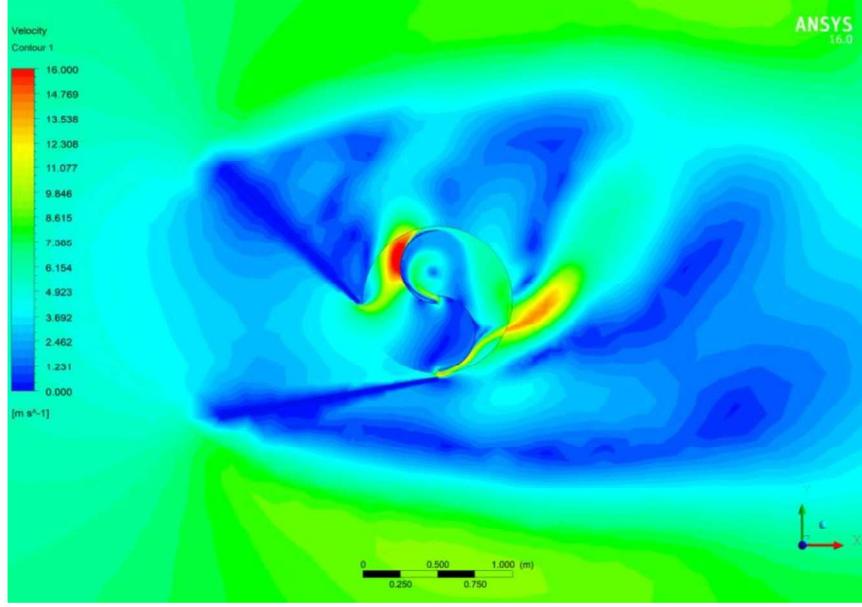
(b)

Şekil 4.8. (a) Perdesiz model ve (b) $\beta=15^\circ$ ve $\alpha = 30^\circ$ perdeli modelinin hız dağılımları

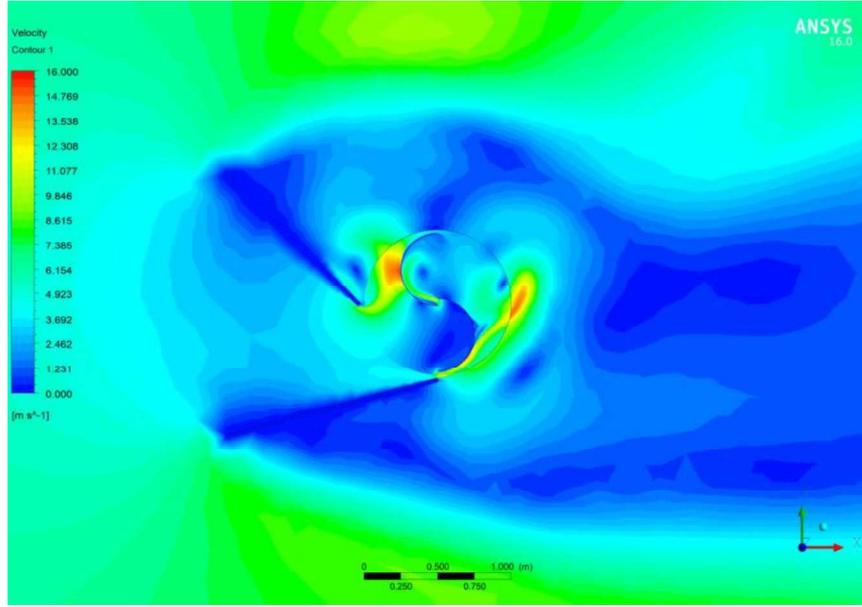


Şekil 4.9. $\beta=15^\circ$ için (a) $\alpha = 35^\circ$, (b) $\alpha = 40^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$, (d) $\alpha = 50^\circ$, (e) $\alpha = 55^\circ$ ve (f) $\alpha = 60^\circ$ modellerinin hız dağılımları

Şekil 4.8 perdesiz model ile alt perdenin açısının $\beta=15^\circ$ ve üst perdenin açısının $\alpha = 30^\circ$ olduğu modellerinin hız dağılımını Şekil 4.9 alt perdenin açısının $\beta=15^\circ$ ve üst perdenin açılarının $\alpha = 35^\circ - 60^\circ$ olduğu modellerin hız dağılımlarını göstermektedir.

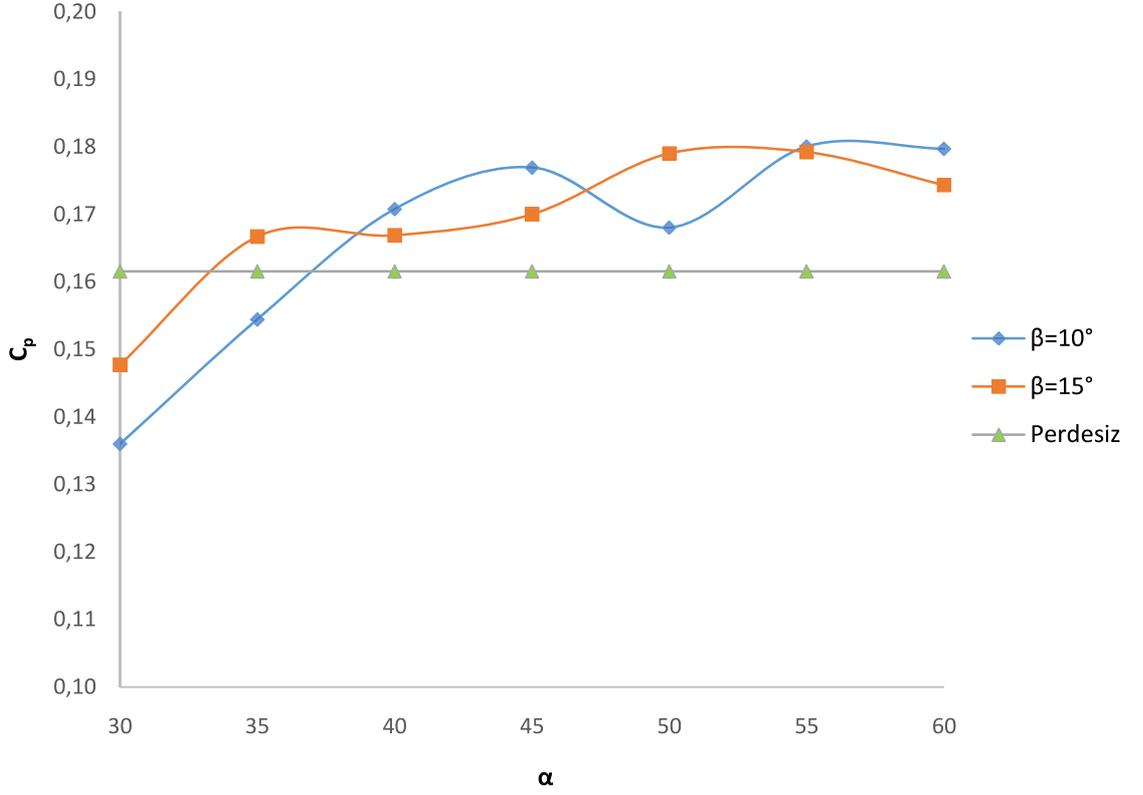


(a)



(b)

Şekil 4.10. (a) $\beta=10^\circ$, $\alpha = 45^\circ$ ve (b) $\beta=15^\circ$, $\alpha = 45^\circ$ modellerinin hız dağılımları



Şekil 4.11. Perdesiz ve perdeli modellerin analizleri sonucunda hesaplanan C_p değerlerinin değişimi

Şekil 4.11 perdesiz ve perdeli tüm modellerin analizleri sonucunda elde edilen C_p değerlerinin α açısına göre değişimini göstermektedir.

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

$\beta=10^\circ$ değeri için $\alpha = 30^\circ$ ve $\alpha = 35^\circ$ de gerçekleştirilen analizler sonucunda hesaplanan C_p değeri perdesiz model ile aynı parametrelerde yapılan analizler sonucunda hesaplanan C_p değerinden düşük çıkmıştır. Şekil 4.5(a)' da de yer alan perdesiz model hız dağılımı görseli ile Şekil 4.5(b) ve (c)' de yer alan $\beta=10^\circ$ ve α açısının 30° ve 35° olduğu modellerin hız dağılımı görselleri ile kıyaslandığında türbin arkasında oluşan türbülans alanının perdesiz modelde daha az olduğu görülmektedir. Yani türbinin arkasında oluşan türbülans büyüklüğü C_p değerini etkilemektedir. Aynı şekilde Şekil 4.6 incelendiğinde $\beta=10^\circ$ değeri için α açısının 45° olduğu modelde türbin arkasında oluşan türbülans alanı α açısının 50° olduğu modeldekinden daha küçük olduğu, Şekil 4.11 incelendiğinde ise $\alpha=45^\circ$ modeli için hesaplanan C_p değerinin, $\alpha=50^\circ$ modeli için hesaplanan C_p değerinden daha büyük olduğu gözlemlenmiştir. Aynı şekilde Şekil 4.7 incelendiğinde $\alpha=55^\circ$ modelindeki türbülansın $\alpha=60^\circ$ modelindeki türbülansın daha küçük olduğu, buna karşılık Şekil 4.11 incelendiğinde C_p değerinin ise $\alpha=55^\circ$ modelinde daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir.

$\beta=15^\circ$ değeri için $\alpha = 30^\circ$ de gerçekleştirilen analizler sonucunda hesaplanan C_p değeri perdesiz model ile aynı parametrelerde yapılan analizler sonucunda hesaplanan C_p değerinden düşük çıkmıştır. Şekil 4.8' de yer alan perdesiz model hız dağılımı görseli ile β açısının 15° ve α açısının 30° olduğu modelin hız dağılımı görselleri karşılaştırıldığında türbin arkasında oluşan türbülans alanının perdesiz modelde daha az olduğu görülmektedir. Şekil 4.9' da yer alan $\beta=15^\circ$ değeri için $\alpha=30-60^\circ$ modellerinin hız dağılımları incelendiğinde α açısının artması ile türbin arkasında oluşan türbülansın $\alpha=55^\circ$ modeline kadar azaldığı $\alpha=60^\circ$ modelinde ise $\alpha=55^\circ$ ye göre arttığı gözlemlenmiştir. Buna karşılık Şekil 4.11 incelendiğinde C_p değerinin α açısının artması ile $\alpha=55^\circ$ modeline kadar arttığı $\alpha=60^\circ$ modelinde ise $\alpha=55^\circ$ ye göre azaldığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.10' da $\alpha=45^\circ$ için $\beta=10^\circ$ ve $\beta=15^\circ$ modelleri için hız dağılımları verilmiştir. Şekilde incelendiği üzere $\beta=15^\circ$ olduğu modelde türbin arkasında oluşan türbülans $\beta=10^\circ$ modelindeki türbin arkasında oluşan türbülansa göre daha fazladır. Bunun yanı

sıra Şekil 4.11 incelendiğinde C_p değerinin $\beta=10^\circ$ modelinde daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Daha önce gerçekleştirilen deneysel çalışmalar incelendiğinde perdeli modellerdeki C_p değerleri perdesiz modele göre daha yüksektir ve β ve α açılarının artışına bağlı olarak C_p değeri de artmaktadır (Altan, 2006). Ancak bu çalışmamızda gerçekleştirdiğimiz HAD analizleri perde açılarının artmasının C_p değerinin artacağını kesinliğini göstermemektedir. Buradan yola çıkarak performans arttırmak için perdeleme yöntemi kullanılacak ise perde açılarını belirlemek için mutlaka HAD metodundan faydalanılmalıdır.

KAYNAKLAR

- Aldoss, T.K., and Kotb, M.A., 1991.** Aerodynamic Loads on a Stationary Savonius Rotor, JSME International Journal, Series II, 34(1): 52-55.
- Aldoss, T.K., and Kotb, M.A., 1988.** Theoretical Calculations of the Flow Field Around a Savonius Rotor, Wind Engineering, 12 (3): 194-203.
- Aldoss, T.K., 1984.** Savonius Rotor Using Swinging Blades as an Augmentation System. Wind Engineering, 8(4): 214-220.
- Al-Faruk, A., Sharifian, A.S., 2015.** Effects of flow parameters on the performance of vertical axis swirling type Savonius wind turbine. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, 12: 2929-2943
- Akwa, V. J., Vielmo, A. H., Petry, P. A. 2012.** A review on the performance of Savonius wind turbines. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16(5): 3054-3064.
- Amiri M., M. Kahrom M., Teymourtash A. R., 2019.** Aerodynamic Analysis of a Three-Bladed Pivoted Savonius Wind Turbine: Wind Tunnel Testing and Numerical Simulation. Journal of Applied Fluid Mechanics, 12(3): 819-829.
- Blackwell, B.F., Sheldahl, R.E., and Feltz, L.V., 1977.** Wind tunnel Performance Data for Two-and Three-Bucket Savonius Rotors. Prepared by Sandia Laboratories Printed In The USA SAND76-0131, New Mexico, 105s.
- Damak, A., Driss, Z., Abid, M. S., 2013.** Experimental investigation of helical Savonius rotor with a twist of 180°. Renewable Energy, 52: 136 – 142.
- Deb, B., Gupta, R., 2012.** Fluid flow analysis of Savonius rotor at different rotor angle using CFD. ISESCO JOURNAL of Science and Technology, 8(14): 35-42.
- Deda, B., 2006.** Perdeleme Yöntemi ile Savonius Rüzgar Çarkının Performansının İncelenmesi, *Doktora Tezi*, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Denizli.
- Deda, B., 2000.** Rüzgar Enerjisi ve Savonius rüzgar çarklarının performanslarının incelenmesi., Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli, 100s.
- Deda, B., Atılğan, M., ve Atlıhan A.B., 2009.** Rüzgar Türbini Uygulamaları, II. Rüzgar Enerjisi Sempozyumu, Samsun.
- Fernando, M.S.U.K., and Modi, V.J., 1989.** A Numerical Analysis of the Unsteady Flow Past a Savonius Wind Turbine. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 32: 303-327.

Gül İ., Kolip A., 2018. Parça Kanatlı Savonius Rüzgâr Türbin Performansının İncelenmesi. *El-Cezerî Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5(3): 816-827.

Kassem, Y., Çamur, H., Mosbah, A., 2019. Study of the Bucket Design Effect on Static Torque of Unconventional Savonius Wind Rotors for Low-Velocity Ranges. *International Journal of Engineering Research and Technology*. 12(7): 993-1007

Kayansayan, N., 1992. Savonius Rüzgar Jeneratörü ve Performansı Deneyleri. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 15(1): 21-26.

Kılıç, F., Göktaş, M., 2018. Savonius Rüzgâr Türbini Çevresindeki Hava Akışının Hesaplanabilir Akışkanlar Dinamiği Yöntemi ile Analizi, *Politeknik Dergisi*, 2019; 22(1): 11-17

Menet, J.L., 2004. A Double-Step Savonius Rotor for Local Production of Electricity: a Design Study. *Renewable Energy*, 29: 1843-1862.

Mohamed, M. H., Janiga, G., Pap, E., Thevenin, D. 2010. Optimization of Savonius turbines using an obstacle shielding the returning blade. *Renewable Energy*, 35(11): 2618-2626.

Nasef, H. M., El-Askary, W.A., AbdEL-hamid, A. A., Gad, H. E., 2013. Evaluation of Savonius rotor performance: Static and dynamic studies. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 123: 1 – 11.

Nobile, R., Vahdati, M., Barlow, F. J., Mewburn-Crook, A., 2014. Unsteady flow simulation of a vertical axis augmented wind turbine: A two-dimensional study. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 125: 168-179.

Percival M. C., Leung P. S., Datta P. K., 2004. The Development Of A Vertical Turbine For Domestic Electricity Generation, University of Northumbria, School of Engineering, Ellison Building, Ellison Place, Newcastle Upon Tyne.

Reupke, P., and Probert, S.D., 1991. Slatted-Blade Savonius Wind-Rotors. *Applied Energy*, 40: 65-75.

Ricci R, Romagnoli R, Montelpare S., Vitali D., 2016. Experimental study on a Savonius wind rotor for street lighting systems. *Applied Energy* 161: 143–152.

Rogowski K., Maroński, R., 2015. CFD Computation of The Savonius Rotor . *Journal of Theoretical And Applied Mechanics*, 53(1): 37-45.

Roy, S., Saha, K. U. 2013. Review on the numerical investigation into the design and development of Savonius wind rotors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24: 73-83.

Sai J.V.S., Rao, V.T., 2016. Design and Analysis of Vertical Axis Savonius Wind Turbine. International Journal of Engineering and Technology, 8(2):1069-1076

Sanusi, A., Soeparman, S.,Wahyudi, S.,Yuliati, L., 2016. Experimental Study of Combined Blade Savonius Wind Turbine. International Journal Of Renewable Energy Research, 6(2): 615-619.

Sargolzaei J., 2007. Prediction of the power ratio and torque in wind turbine Savonius rotors using artificial neural Networks. Proceedings of the WSEAS International Conference on Renewable Energy Sources, Arcachon, France, 7-12.

Sert Ş.M., 2019. Farklı Kanat Tiplerinde Savonius Rüzgar Çarkı Tasarımı, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi.

Şentürk, U. 2017. Savonius rüzgar türbinlerinde Reynolds sayısının etkisinin nümerik olarak incelenmesi. Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Dergisi 9(1): 185-193.

Şahin, İ., 2015. Bir Savonius Rüzgar Türbininin Performansının Sayısal İncelenmesi ve İyileştirilmesi. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi.

Torresia M., De Benedittisa F.A., Fortunatoa B., Camporealea S.M., 2014. Performance and Fow Field Evaluation of a Savonius Rotor Tested in a Wind Tunnel. Energy Procedia, 45: 207-216.

Vinay, P.V., 2012. Modified Savonius Rotor for Domestic Power Production. International Journal of Engineering Science and Technology, 4(7): 3256-3260

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Özgür SARIBATUR

Doğum Yeri ve Tarihi : Kartal, 16/05/1995

Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Pendik Lisesi

Lisans : Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi-Makine
Mühendisliği

Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü -Makine
Mühendisliği

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : AKWEL BURSA Turkey Otomotiv A.Ş.

İletişim (e-posta) : saribaturozgur@gmail.com

Yayınları :-