

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale



**Politecnico
di Torino**

Analisi di profili aerodinamici per turbine eoliche ad asse verticale mediante simulazioni CFD bidimensionali

Relatore

Prof. Domenic D'AMBROSIO

Prof. Manuel CARRENO RUIZ

Candidato

Gianluigi CATALANO

Anno Accademico 2023/2024

Abstract

Vertical Axis Wind Turbines (VAWTs) represent a promising alternative for renewable energy production due to their ability to operate in variable wind conditions and their structural simplicity. This thesis aims to analyze the aerodynamic performance of different airfoils for an H-type Darrieus turbine using two-dimensional CFD simulations. The study focuses on the influence of key aerodynamic parameters such as Tip Speed Ratio (TSR), Reynolds number, and blade count, while also examining the impact of airfoil thickness on the overall turbine performance.

Following an overview of vertical axis turbines, the operational characteristics of VAWTs are discussed, comparing the performance of symmetric and asymmetric airfoils. The fluid dynamics model employed was validated against data from the literature, ensuring the reliability of the simulations conducted.

The analysis highlighted how the choice of airfoil, blade count, and thickness significantly affects turbine performance. The results allowed for the identification of the most efficient configurations under various operating conditions, offering valuable insights for future developments and optimizations. Furthermore, this work provides guidelines for conducting 2D CFD simulations in the field of VAWTs, serving as a reference point for future research in this area.

Sommario

Le turbine eoliche ad asse verticale (VAWT) rappresentano una promettente alternativa per la produzione di energia rinnovabile, grazie alla loro capacità di operare in condizioni variabili di vento e alla semplicità costruttiva. Questo lavoro di tesi si propone di analizzare le prestazioni aerodinamiche di diversi profili per una turbina Darrieus di tipo H, utilizzando simulazioni CFD bidimensionali. Lo studio si concentra sull'influenza di parametri aerodinamici chiave come il TSR (Tip Speed Ratio), il numero di Reynolds e il numero di pale, oltre a esaminare il ruolo dello spessore dei profili sulle prestazioni complessive della turbina.

Dopo una panoramica sulle turbine ad asse verticale, vengono discusse le peculiarità operative delle VAWT, confrontando le prestazioni di profili aerodinamici simmetrici e asimmetrici. Il modello fluidodinamico impiegato è stato validato attraverso il confronto con dati presenti in letteratura, garantendo l'affidabilità delle simulazioni condotte.

L'analisi ha evidenziato come la scelta del profilo aerodinamico, il numero di pale e lo spessore influenzino in modo significativo le prestazioni della turbina. I risultati hanno permesso di identificare le configurazioni più efficienti in diverse condizioni operative, offrendo spunti utili per futuri sviluppi e ottimizzazioni. Il lavoro, inoltre, fornisce delle linee guida per la realizzazione di simulazioni CFD bidimensionali nel campo delle VAWT, costituendo un punto di riferimento per ricerche future in questo ambito.

Ringraziamenti

“Desidero esprimere la mia più sincera gratitudine alla mia famiglia, per il loro costante sostegno e per aver creduto in me in ogni fase di questo percorso. Il vostro amore, la vostra pazienza e la vostra fiducia mi hanno dato la forza necessaria per affrontare le sfide di questi anni. Grazie per essere sempre stati al mio fianco, nei momenti di difficoltà e nei momenti di gioia, e per avermi incoraggiato a perseguire i miei obiettivi con determinazione. Questo traguardo è tanto mio quanto vostro.”

Indice

Elenco delle tabelle	8
Elenco delle figure	9
Acronimi	12
Lista dei simboli	13
1 Turbine Eoliche ad Asse Verticale	14
1.1 Contesto e Potenziale delle Turbine Eoliche ad Asse Verticale nelle Aree Urbane	14
1.2 Cenni Storici sulle Turbine Eoliche ad Asse Verticale	15
1.3 Classificazione delle Turbine Eoliche	16
1.3.1 Turbine ad Asse Orizzontale	17
1.3.2 Turbine ad Asse Verticale	18
1.4 Principali Tipologie di Turbine Eoliche ad Asse Verticale	21
1.4.1 Turbine Darrieus	22
2 Aerodinamica di una VAWT	24
2.1 Principio di funzionamento e parametri caratteristici delle turbine Darrieus	24
2.2 Coefficiente di potenza e limite di Betz	28
2.2.1 Legge di Betz	28
2.3 Profili aerodinamici	32
2.3.1 Profili NACA 4-digit	33
2.4 Curvatura virtuale dei profili	34
2.5 Stallo dinamico	37
3 Validazione del modello fluidodinamico	39
3.1 Caso studio di riferimento	39
3.1.1 Geometria e dimensioni della turbina	39
3.1.2 Condizioni operative	40
3.2 Set-up di simulazione	41
3.2.1 Dominio di calcolo	42
3.2.2 Griglia di calcolo	43
3.2.3 Modello fisico del problema	46
3.2.4 Condizioni al contorno	47
3.2.5 Solver segregato	48
3.3 Analisi di convergenza della soluzione	49
3.3.1 Verifica della convergenza temporale	49

3.3.2	Analisi di convergenza della griglia di calcolo e del Time Step	51
3.3.3	Analisi del modello fisico	58
3.4	Simulazione di riferimento	60
4	Analisi prestazionale delle VAWT	62
4.1	Analisi delle prestazioni del profilo di riferimento: NACA0018	62
4.1.1	Influenza della solidità	63
4.1.2	Influenza del TSR	68
4.1.3	Influenza del Numero di Reynolds	72
4.2	Analisi dei profili per il caso studio di riferimento	74
4.2.1	Influenza dello spessore del profilo	75
5	Conclusioni	77
	Bibliografia	80

Elenco delle tabelle

1.1	<i>Confronto tra HAWT e VAWT</i>	21
3.1	<i>Parametri geometrici della VAWT di riferimento.</i>	40
3.2	<i>Condizioni operative del caso studio di riferimento.</i>	41
3.3	<i>Parametri geometrici del dominio computazionale.</i>	42
3.4	<i>Impostazioni utilizzate per la generazione della griglia di calcolo.</i>	46
3.5	<i>Caratteristiche del modello fisico di riferimento.</i>	47
3.6	<i>Condizioni iniziali applicate alle condizioni al contorno.</i>	48
3.7	<i>Configurazione dei solvers.</i>	49
3.8	<i>Dettagli delle griglie computazionali utilizzate da A. Rezaeiha et Al. a confronto [15].</i>	51
3.9	<i>Dettagli delle griglie di calcolo utilizzate per la validazione del modello fluidodinamico.</i>	52
3.10	<i>Incrementi temporali e azimutali utilizzati per la validazione del modello fluidodinamico.</i>	52
3.11	<i>Convergenza della soluzione: dettagli e differenza percentuale tra il C_P della simulazione più raffinata e i C_P delle varie simulazioni.</i>	56
3.12	<i>Coefficiente di potenza C_P calcolati per i diversi modelli di turbolenza testati.</i>	59
4.1	<i>Principali parametri del caso studio di riferimento.</i>	62

Elenco delle figure

1.1	<i>Confronto tra HAWT e VAWT</i>	17
1.2	<i>Turbine ad asse orizzontale - HAWT</i>	18
1.3	<i>Turbine ad asse verticale - VAWT</i>	19
1.4	<i>Configurazioni delle VAWT</i>	21
1.5	<i>Coefficiente di potenza in funzione di λ per le varie tipologie di turbine</i>	22
1.6	<i>VAWT in configurazione ibrida</i>	23
2.1	<i>Componenti di velocità e forza per una VAWT Darrieus</i>	25
2.2	<i>Variazione dell'angolo d'incidenza in funzione della posizione azimutale al variare di λ ($\delta = 0$)</i>	26
2.3	<i>Schematizzazione del tubo di flusso</i>	29
2.4	<i>Andamento del C_P in funzione del fattore di interferenza a secondo la teoria di Betz</i>	32
2.5	<i>Profilo simmetrico - NACA 0012</i>	34
2.6	<i>Profilo asimmetrico - NACA 4412</i>	34
2.7	<i>Variazione della velocità relativa lungo la corda del profilo immerso in un flusso curvilineo [12].</i>	35
2.8	<i>Variazione dell'angolo d'incidenza lungo la corda del profilo immerso in un flusso curvilineo [12].</i>	35
2.9	<i>Profilo geometrico nel flusso curvilineo trasformato in un profilo curvo virtuale in un flusso rettilineo [12].</i>	36
2.10	<i>Incremento della curvatura virtuale e dell'angolo d'incidenza virtuale al variare di [12].</i>	36
2.11	<i>Angoli d'attacco percepiti dalla pala per $\lambda = 2,3,4$ e angoli di stallo statico per un profilo NACA0015 [13].</i>	37
2.12	<i>Visualizzazione dello stallo dinamico per diversi valori di TSR: $\lambda = 1$ (a), $\lambda = 2$ (b), $\lambda = 3$ (c) [14].</i>	38
3.1	<i>Modello della VAWT di riferimento [16].</i>	40
3.2	<i>Schematizzazione del dominio computazionale [15].</i>	42
3.3	<i>Griglia di calcolo.</i>	43
3.4	<i>Griglia di calcolo - dettaglio del dominio rotante.</i>	44
3.5	<i>Griglia di calcolo - dettaglio della scia.</i>	44
3.6	<i>Griglia di calcolo - dettaglio del profilo.</i>	45
3.7	<i>Griglia di calcolo - dettaglio del prism layer.</i>	45
3.8	<i>Condizioni al contorno imposte sul dominio di calcolo.</i>	48
3.9	<i>Analisi di convergenza della soluzione - C_m (singola pala) al variare del tempo.</i>	50
3.10	<i>Analisi di convergenza della soluzione - C_P al variare del numero di rivoluzioni.</i>	50

3.11	<i>Coefficiente di momento al variare della posizione azimutale per tre diverse griglie di calcolo [15].</i>	51
3.12	<i>Confronto tra la curva target e le curve ottenute per differenti incrementi azimutali utilizzando la GRID 1.</i>	53
3.13	<i>Confronto tra la curva target e le curve ottenute per le diverse griglie utilizzando $d\theta = 1^\circ$.</i>	54
3.14	<i>Confronto tra la curva target e le curve ottenute per le diverse griglie utilizzando $d\theta = 0.5^\circ$.</i>	54
3.15	<i>Confronto tra la curva target e le curve ottenute per le diverse configurazioni di griglia e time step.</i>	56
3.16	<i>Coefficiente di potenza C_P al variare del numero di celle e dell'incremento azimutale</i>	57
3.17	<i>Griglia e time step di riferimento in evidenza.</i>	57
3.18	<i>Confronto tra il modello di turbolenza k-omega SST con e senza modello di transizione integrato e il modello di turbolenza Spalart-Allmaras.</i>	58
3.19	<i>Simulazione di riferimento</i>	60
3.20	<i>Campo di velocità attorno alle pale della simulazione di riferimento per otto differenti posizioni azimutali.</i>	61
4.1	<i>Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ per la configurazione monopala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.</i>	63
4.2	<i>Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ per la configurazione bipala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.</i>	64
4.3	<i>Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ per la configurazione tripala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.</i>	65
4.4	<i>Coefficiente di momento C_m della singola pala al variare della posizione azimutale θ per le configurazioni monopala, bipala e tripala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.</i>	65
4.5	<i>Coefficiente di momento C_m (globale) al variare della posizione azimutale θ per le configurazioni monopala, bipala e tripala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.</i>	66
4.6	<i>Coefficiente di potenza C_P al variare del numero di pale N_b e della solidità σ per il TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.</i>	67
4.7	<i>Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ e di λ per la configurazione monopala.</i>	68
4.8	<i>Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ e di λ per la configurazione bipala.</i>	69
4.9	<i>Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ e di λ per la configurazione tripala.</i>	70
4.10	<i>Coefficiente di potenza C_P al variare di λ per le tre configurazioni.</i>	71
4.11	<i>Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ e del numero di Reynolds Re per la configurazione bipala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.</i>	72
4.12	<i>Coefficiente di potenza C_P al variare del numero di Reynolds medio Re_{avg} per la configurazione bipala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.</i>	73
4.13	<i>Confronto dei profili simmetrici - C_m vs θ.</i>	74
4.14	<i>Confronto dei profili asimmetrici - C_m vs θ.</i>	75
4.15	<i>Coefficiente di potenza C_P al variare di λ e dello spessore del profilo.</i>	76

Acronimi

HAWT

Horizontal Axis Wind Turbine

VAWT

Vertical Axis Wind Turbine

TSR

Tip Speed Ratio

PIV

Particle Image Velocimetry

Lista dei simboli

α	Angolo di incidenza	D	Resistenza
δ	Angolo di calettamento	d_c	Diametro del dominio rotante
λ	Tip Speed Ratio (TSR)	d_i	Distanza tra l'inlet e il centro della turbina
μ	Viscosità dinamica dell'aria	d_o	Distanza tra l'outlet e il centro della turbina
Ω	Velocità angolare del rotore	D_t	Diametro del rotore
ρ	Densità dell'aria	F_N	Forza normale
σ	Solidità della turbina	F_T	Forza tangenziale
θ	Angolo azimutale	h	Altezza delle pale
φ	Incidenza relativa del flusso	L	Portanza
A	Area spazzata dal rotore	M	Coppia motrice
a	Fattore di interferenza	N_B	Numero di pale
c	Corda del profilo alare	P	Potenza estratta dalla turbina
C_m	Coefficiente di momento generato dalla pala	P_{av}	Potenza disponibile contenuta nel flusso
C_P	Coefficiente di potenza estratta dalla turbina	R	Raggio del rotore
		Re	Numero di Reynolds
		Re_{avg}	Averaged Chord Based Reynolds Number
		V_∞	Velocità del flusso indisturbato
		V_{rel}	Velocità relativa della pala
		V_{tan}	Velocità tangenziale della pala
		W	Larghezza del dominio computazionale

Capitolo 1

Turbine Eoliche ad Asse Verticale

1.1 Contesto e Potenziale delle Turbine Eoliche ad Asse Verticale nelle Aree Urbane

La crescente attenzione verso fonti di energia sostenibile, che non prevedano alcuna emissione di gas serra, sta spingendo la ricerca scientifica a rivalutare con maggiore interesse il settore dell'energia eolica. L'obiettivo è quello di sviluppare tecnologie sempre più all'avanguardia che possano, in un futuro prossimo, dapprima affiancare e successivamente sostituire del tutto le attuali risorse energetiche non rinnovabili.

In accordo con le proiezioni riportate da *Desa UN*. (United Nations Department of Economic and Social Affairs) e citate in [1] che indicano che il 68% della popolazione mondiale risiederà in aree urbane entro il 2050, l'integrazione di fonti energetiche rinnovabili nel contesto cittadino sta progressivamente diventando sempre più cruciale. A tal proposito, delle turbine eoliche urbane possono costituire una soluzione valida per colmare il divario tra domanda e offerta di energia sostenibile nelle città, soprattutto se integrate con l'energia solare.

Le aree urbane sono generalmente caratterizzate da condizioni ventose molto instabili e turbolente, con rapide variazioni della direzione locale del vento [2][3]. Questo ambiente eolico unico ed estremamente variabile rende le turbine eoliche ad asse verticale (VAWT) una scelta più adatta rispetto alle turbine eoliche ad asse orizzontale (HAWT) per quanto concerne le applicazioni urbane [4]. Infatti, le VAWT offrono diversi vantaggi rispetto alla loro controparte orizzontale in ambiente urbano, tra cui dimensioni ridotte e conseguente ingombro più contenuto, minore velocità di cut-in del vento (velocità minima del vento alla quale una turbina eolica inizia a generare energia elettrica), livelli di emissioni sonore ridotte [5], maggiore capacità di auto-avviamento, operatività omnidirezionale (indipendenza dalla direzione da cui proviene il vento) e requisiti di manutenzione significativamente ridotti. Inoltre, eventuali parchi eolici all'interno delle aree urbane avrebbero il potenziale per ottenere una produzione di energia elettrica per unità di superficie significativamente più elevata rispetto ai parchi eolici HAWT [6], rendendo la tecnologia VAWT un'opzione interessante e probabilmente necessaria per massimizzare l'utilizzo delle risorse del suolo disponibili.

1.2 Cenni Storici sulle Turbine Eoliche ad Asse Verticale

Origini Antiche

Le turbine eoliche ad asse verticale hanno origini che risalgono a tempi molto antichi, ben prima dell'avvento delle moderne tecnologie eoliche. Le prime tracce di dispositivi eolici ad asse verticale risalgono al 1000 a.C. in Persia (l'attuale Iran). Queste antiche macchine eoliche, conosciute come "mulini a vento persiani", erano utilizzate principalmente per la macinazione del grano e il pompaggio dell'acqua [7]. I mulini persiani erano costituiti da un albero verticale collegato a pale di canne o stoffa, disposte a cerchio, che ruotavano sotto la spinta del vento. Queste rudimentali turbine eoliche rappresentano i primi esempi di utilizzo dell'energia cinetica del vento per compiere lavoro meccanico.

Sviluppi nel Medioevo

Durante il Medioevo, i mulini a vento si diffusero in tutto il mondo islamico e successivamente in Europa, dove furono adottati e modificati. Tuttavia, la maggior parte delle turbine sviluppate in Europa erano ad asse orizzontale, a causa della loro maggiore efficienza per le applicazioni di macinazione e pompaggio dell'acqua. Nonostante ciò, le idee fondamentali delle VAWT continuarono a essere studiate e utilizzate in alcune regioni dove il vento era più turbolento e cambiava spesso direzione, il che rendeva l'asse verticale più vantaggioso. Ad esempio, in alcune parti dell'Olanda, furono costruiti mulini a vento con un asse quasi verticale, che combinavano elementi delle tecnologie orientali con quelle locali.

Rinascita nel XX Secolo

L'interesse per le turbine eoliche ad asse verticale riemerse nel XX secolo, in particolare tra gli anni '20 e '40. Nel 1922 infatti, l'ingegnere finlandese Sigurd J. Savonius introdusse il primo prototipo di turbina eolica ad asse verticale denominata appunto *Savonius*, la quale consiste in due o più pale semicircolari montate verticalmente su un asse centrale e disposte in modo sfalsato, creando una forma simile a una "S" se vista dall'alto. Successivamente, nel 1931 l'ingegnere francese Georges Jean Marie Darrieus brevettò una nuova tipologia di turbina eolica ad asse verticale, la cosiddetta turbina *Darrieus*, caratterizzata da pale curve a forma di "C" nella sua configurazione originale (Eggbeater) [7].

Nonostante il brevetto delle turbine risalga al 1931, le turbine Darrieus non furono immediatamente commercializzate su larga scala, principalmente a causa delle difficoltà tecniche come la complessità nella costruzione e nei materiali necessari per le pale curve. Tuttavia, la turbina Darrieus rimane uno dei design più iconici e influenti nella storia delle VAWT.

Il rinnovato interesse per le VAWT emerse durante la crisi energetica degli anni '70, un periodo segnato da forti aumenti dei prezzi del petrolio e una crescente consapevolezza della necessità di trovare fonti energetiche alternative [7]. Durante questo decennio, i governi di tutto il mondo iniziarono a investire nella ricerca e nello sviluppo di tecnologie per l'energia rinnovabile, inclusa l'energia eolica.

Negli Stati Uniti, il Department of Energy (DOE) avviò programmi di ricerca per esplorare il potenziale delle VAWT. Uno dei progetti più significativi fu il test delle turbine Darrieus presso il Sandia National Laboratories, che divenne un centro di eccellenza per la ricerca sulle VAWT. Questi test dimostrarono che le VAWT potevano funzionare efficacemente in ambienti con venti turbolenti e variabili, rendendole particolarmente adatte per applicazioni specifiche come quelle urbane e offshore.

In Europa, paesi come la Danimarca e la Germania iniziarono a sperimentare con turbine eoliche di diversi tipi, inclusi i modelli VAWT. Sebbene le turbine ad asse orizzontale (HAWT) dominassero il mercato, le VAWT furono esplorate come alternativa in situazioni particolari, grazie alla loro capacità di captare il vento da qualsiasi direzione senza necessità di orientamento.

Evoluzione Recente e Applicazioni Moderne

Durante gli anni '80 e '90, le VAWT continuarono a evolversi, beneficiando dei progressi nei materiali e nelle tecnologie di simulazione aerodinamica. In questo periodo, furono sviluppate nuove configurazioni di VAWT, come le turbine ibride che combinavano il design Darrieus con altri principi, come quello della turbina Savonius (che sfrutta principalmente la resistenza del vento).

I progetti pilota di VAWT furono lanciati in varie parti del mondo. Alcuni di questi furono condotti in Canada, dove l'Istituto di Energia di Varennes sperimentò diverse configurazioni di turbine Darrieus su scala commerciale. Anche in California, furono installate turbine Darrieus in alcune aree con venti turbolenti, con l'obiettivo di valutare la loro efficienza rispetto alle turbine ad asse orizzontale.

Nonostante gli sviluppi, le VAWT non riuscirono a raggiungere una diffusione su larga scala durante questo periodo, principalmente a causa della maggiore efficienza delle turbine ad asse orizzontale. Tuttavia, continuarono a essere oggetto di interesse per applicazioni specifiche, in particolare in ambienti in cui le condizioni del vento erano meno prevedibili.

Con l'ingresso nel nuovo millennio, l'interesse per le VAWT è stato ravvivato da nuove sfide globali, come il cambiamento climatico e la necessità di diversificare le fonti energetiche. Le VAWT hanno trovato nuove applicazioni, in particolare nel settore offshore e in contesti urbani, dove la loro capacità di operare in condizioni di vento turbolento e variabile le rende particolarmente adatte [7].

Negli ultimi anni, la ricerca si è concentrata su miglioramenti nell'aerodinamica delle pale, l'uso di nuovi materiali più leggeri e resistenti, e l'integrazione delle VAWT in sistemi ibridi che combinano energia eolica e solare. Alcuni progetti innovativi stanno anche esplorando l'uso di VAWT in parchi eolici galleggianti, che potrebbero sfruttare le condizioni di vento più stabili e forti presenti in mare aperto, aprendo nuove possibilità per lo sfruttamento dell'energia eolica in aree precedentemente inaccessibili [7].

1.3 Classificazione delle Turbine Eoliche

Una turbina eolica è una tipologia di turbomacchina il cui funzionamento prevede che l'energia cinetica contenuta in un flusso d'aria venga dapprima trasformata in energia meccanica rotazionale mediante l'uso di pale che, attraverso la loro interazione aerodinamica con il vento, generano un momento torcente che mette in rotazione un albero motore al quale sono collegate. Successivamente, tale energia meccanica di rotazione viene convertita in energia elettrica tramite l'utilizzo di un generatore connesso all'albero rotante.

A seconda che il flusso d'aria sia parallelo (flusso assiale) o perpendicolare (flusso radiale) all'asse di rotazione della turbina, si possono distinguere due tipologie di aerogeneratori: turbine ad asse orizzontale (HAWT) caratterizzate da un flusso assiale e turbine ad asse verticale (VAWT) caratterizzate da un flusso radiale.

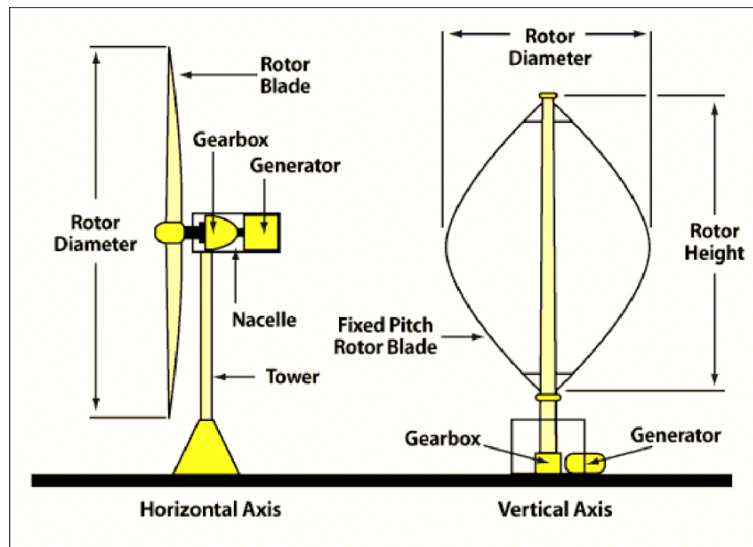


Figura 1.1: Confronto tra HAWT e VAWT

1.3.1 Turbine ad Asse Orizzontale

Le turbine ad asse orizzontale (HAWT) costituiscono attualmente la tipologia di turbina maggiormente impiegata per la produzione di energia su larga scala sia in impianti *onshore* che *offshore*. Sono caratterizzate da un rotore il cui asse di rotazione è parallelo al suolo e allineato alla direzione del vento. I componenti principali delle HAWT sono i seguenti:

- **Torre:** La torre della turbina è una struttura verticale ancorata al suolo che sostiene il rotore e la navicella ad un'altezza significativa in modo da sfruttare i venti più stabili e intensi presenti a quelle quote. Sono generalmente realizzate in acciaio o cemento armato e possono superare i 100 metri d'altezza.
- **Navicella:** Alla sommità della torre è presente la navicella, una struttura che ospita tutti i componenti chiave della turbina come il mozzo del rotore, l'albero di trasmissione con i relativi ingranaggi meccanici, il generatore elettrico e i sistemi di controllo. Inoltre, la navicella è in grado di ruotare per mezzo di un sistema di controllo detto *yaw control* che, grazie ad un sensore di direzione del vento, provvede a variare l'angolo d'imbardata per mantenere l'orientamento dell'asse rotorico parallelo alla direzione del vento in modo da massimizzare l'efficienza della turbina.
- **Rotore:** Il rotore è l'elemento aerodinamico che cattura l'energia cinetica del vento e nel caso delle HAWT è generalmente composto da tre pale progettate appositamente per sfruttare la portanza da esse generata come forza motrice. Anche le pale sono collegate ad un sistema di controllo (*pitch control*) che consente di regolare l'angolo d'attacco delle pale rispetto al vento al fine di ottimizzare la produzione di energia.



Figura 1.2: *Turbine ad asse orizzontale - HAWT*

Come accennato in precedenza, le HAWT rappresentano la tipologia di aerogeneratori maggiormente utilizzata nella produzione di energia elettrica su larga scala in quanto beneficiano di diversi vantaggi, tra i quali: alta efficienza, moderata intensità del vento per l'avviamento, tecnologia consolidata e costi relativamente bassi. Di contro, le turbine ad asse orizzontale presentano anche diversi svantaggi come la dipendenza dalla direzione del vento, la quale rende assolutamente necessaria la presenza di un sistema di controllo dell'imbarcata e di sensori di direzione del vento, aumentandone di conseguenza la complessità e i costi. Un altro svantaggio è costituito dalla difficoltà di funzionamento in ambienti con venti turbolenti o in continua variazione di direzione come le aree urbane. Infatti, in tali condizioni operative, le prestazioni delle HAWT possono risultare significativamente ridotte. Le HAWT sono inoltre caratterizzate da una maggiore complessità di manutenzione (rispetto alla controparte verticale) in quanto la necessità di sfruttare i venti più forti e stabili a quote elevate comporta l'installazione dei componenti principali in cima alla torre, il che rende la manutenzione meno agevole, più costosa e soprattutto più rischiosa. Altri svantaggi significativi sono rappresentati dal grande impatto visivo ed ambientale, date le loro grandi dimensioni e dalle elevate emissioni sonore durante il loro funzionamento.

1.3.2 Turbine ad Asse Verticale

Nel contesto eolico attuale le turbine ad asse verticale sono meno diffuse e ad un livello tecnologico inferiore rispetto alle HAWT, ciononostante, le loro caratteristiche uniche adatte agli ambienti urbani e i numerosi vantaggi specifici che offrono in determinate applicazioni stanno progressivamente incentivando il loro sviluppo. Le VAWT sono caratterizzate da un asse di rotazione perpendicolare al suolo e, di conseguenza, al flusso del vento e sono costituite dai seguenti componenti principali:

- **Rotore:** Il rotore è costituito da un albero verticale al quale sono collegate, attraverso dei supporti, un numero variabile di pale. Queste ultime possono avere diverse configurazioni, come si vedrà nella sezione successiva. La peculiarità del rotore delle VAWT sta nel fatto che le pale riescono ad interagire con il flusso d'aria indipendentemente dalla direzione del vento, rendendo quindi non necessaria la presenza di un sistema di controllo dell'orientamento.

- **Trasmissione:** Il sistema di trasmissione è responsabile del trasferimento dell'energia meccanica prodotta dalla rotazione delle pale al generatore. La trasmissione può essere "diretta", nel caso in cui il rotore della turbina è direttamente collegato all'albero del generatore senza l'utilizzo di ingranaggi intermedi (riducendo la complessità meccanica della turbina e le perdite associate alla presenza di riduttori di velocità), mentre si parla di "trasmissione con riduttore" quando è presente un sistema di ingranaggi che permette di variare la velocità di rotazione dell'albero prima che l'energia meccanica rotazionale raggiunga il generatore. Quest'ultimo approccio permette di utilizzare generatori elettrici più piccoli e meno costosi ma, di contro, l'aggiunta di un riduttore incrementa la complessità del sistema e introduce perdite di energia, oltre a richiedere una manutenzione più frequente.
- **Generatore:** Il generatore è il dispositivo che converte l'energia meccanica proveniente dalla rotazione delle pale in energia elettrica. Nelle VAWT, contrariamente alle turbine ad asse orizzontale, il generatore è posizionato alla base della turbina (altezza suolo), permettendo una maggiore semplicità di installazione ed una migliore accessibilità per la sua manutenzione, riducendo, di conseguenza, i costi operativi. Inoltre, la locazione del generatore vicino al suolo riduce sensibilmente il carico strutturale sulla turbina, rendendo il sistema complessivamente più stabile e sicuro.



Figura 1.3: *Turbine ad asse verticale - VAWT*

In generale, rispetto alle turbine ad asse orizzontale, le VAWT godono dei seguenti vantaggi:

- **Omnidirezionalità:** Le VAWT non necessitano di essere orientate nella direzione del vento per funzionare. Possono catturare il vento da qualsiasi direzione senza aver bisogno di un sistema di imbardata, il che semplifica il design e comporta una riduzione dei costi, oltre ad impedire perdite di prestazioni dovute al disallineamento tra l'asse della turbina e la direzione del flusso.
- **Efficienza in ambienti turbolenti:** Diversamente dalle HAWT, che necessitano di venti forti e stabili per essere efficienti, le VAWT sono particolarmente adatte per operare in ambienti con venti turbolenti o variabili come le aree urbane.
- **Rumorosità ridotta:** Le VAWT sono caratterizzate da emissioni sonore significativamente inferiori rispetto alle HAWT, in quanto sono più compatte e operano a regimi di velocità

(Tip Speed Ratio) minori, il che riduce la generazione di rumore dovuta all'interazione aerodinamica tra le pale e il flusso d'aria e le rende adatte per installazioni nei pressi di aree abitate.

- **Facilità di manutenzione e Maggiore sicurezza:** La possibilità di installare vicino al suolo i componenti principali della turbina, come l'albero motore e il generatore, semplifica sensibilmente la manutenzione sia in termini pratici che in termini di sicurezza, inoltre riduce i costi operativi rispetto alle HAWT, dove questi componenti sono collocati in cima a una torre.
- **Minore impatto ambientale:** Essendo generalmente più basse e compatte rispetto alle turbine ad asse orizzontale, le VAWT hanno un impatto visivo inferiore sul paesaggio e risultano meno invasive dal punto di vista dell'impatto ambientale. Questo le rende pertanto più accettabili all'interno dei contesti urbani.

Sebbene le caratteristiche sopra elencate rendano le VAWT una tecnologia estremamente valida soprattutto nel contesto urbano, è altresì importante sottolineare che esse non sono prive di svantaggi se confrontate alle più comuni turbine ad asse orizzontale. Rispetto alle HAWT infatti, le VAWT sono caratterizzate in generale da una minore efficienza, specialmente in condizioni di vento costante e intenso. Un altro svantaggio notevole è rappresentato dal fatto che, alcuni modelli di VAWT, possono avere difficoltà ad auto avviarsi senza un dispositivo di assistenza esterna in condizioni di vento debole. Inoltre, anche se la manutenzione è più semplice, il design più complesso di alcune configurazioni di VAWT e la minore efficienza rispetto alle HAWT possono comportare costi di produzione e di installazione più elevati, compensando negativamente i vantaggi discussi in precedenza.

Di seguito viene riportata una tabella riassuntiva delle principali caratteristiche delle HAVWT e delle VAWT messe a confronto:

	HAVT	VAWT
Efficienza	Alta efficienza in condizioni di vento stabile e intenso.	Minore efficienza, soprattutto con vento costante e intenso.
Avviamento	Avviamento a vento moderato.	Difficoltà di avviamento in condizioni di vento debole.
Direzionalità	Richiede orientamento nella direzione del vento (yaw control).	Omnidirezionali: non necessitano di orientamento.
Performance	Prestazioni ridotte in ambienti con vento turbolento.	Efficace in ambienti turbolenti, adatta per aree urbane.
Rumorosità	Elevate emissioni sonore durante il funzionamento.	Rumorosità ridotta grazie a velocità operative minori.
Manutenzione	Complessa e costosa, soprattutto a causa dell'altezza della torre.	Semplice e sicura grazie alla posizione dei componenti principali vicino al suolo.

Impatto visivo e ambientale	Maggiore impatto visivo e ambientale, data l'altezza e le dimensioni.	Minore impatto visivo, più adatta a contesti urbani.
Costi	Tecnologia consolidata con costi relativamente bassi.	Costi di produzione e installazione potenzialmente più elevati.
Tecnologia e diffusione	Maggiormente diffusa e tecnologicamente avanzata.	Meno diffusa e tecnologicamente meno sviluppata.

Tabella 1.1: Confronto tra HAWT e VAWT

1.4 Principali Tipologie di Turbine Eoliche ad Asse Verticale

All'interno del panorama eolico esistono svariate tipologie di turbine eoliche ad asse verticale, le quali si suddividono nelle due categorie già citate *Savonius* e *Darrieus*. Contrariamente alle prime, le turbine Darrieus hanno sperimentato una continua evoluzione nel corso degli anni, difatti, in seguito al brevetto della configurazione a pale curve "Eggbeater" da parte dell'ingegnere Darrieus nel 1931, sono state concepite ulteriori configurazioni della turbina, tra cui le principali sono quella a pale elicoidali (Gorlov) e quella a pale dritte H-type o Giromill che sarà oggetto di studio nei prossimi capitoli. Di seguito in Figura 1.4 vengono mostrate le principali configurazioni delle VAWT.

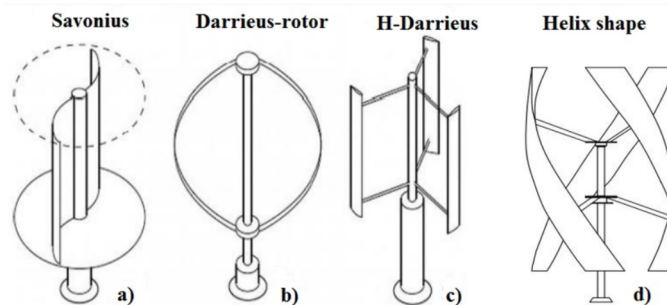


Figura 1.4: Configurazioni delle VAWT

Le due tipologie di turbina si distinguono essenzialmente per la componente della forza aerodinamica che sfruttano per la generazione di coppia motrice e per l'efficienza che riescono a raggiungere nella generazione di potenza elettrica. Infatti, le turbine *Savonius* utilizzano la componente resistente (drag) della forza aerodinamica, mentre le *Darrieus* utilizzano la componente portante (lift). Dal punto di vista energetico, le prime sono caratterizzate da una bassa efficienza in rapporto alle seconde (a parità di intensità del vento), come mostrato in Figura 1.5, il che rende le turbine Savonius più adatte ad applicazioni in cui non è necessaria una grande produzione di potenza elettrica (uso domestico) e laddove si predilige un costo contenuto all'efficienza.

Nelle sottosezioni successive verrà descritta la tipologia di turbine Darrieus e il relativo principio di funzionamento. Ciò non sarà fatto invece per le turbine di tipo Savonius, che saranno

descritte solo in maniera approssimata in quanto non oggetto di questa tesi. Pertanto, d'ora in avanti, con l'abbreviazione VAWT è da intendersi soltanto la configurazione Darriesus.

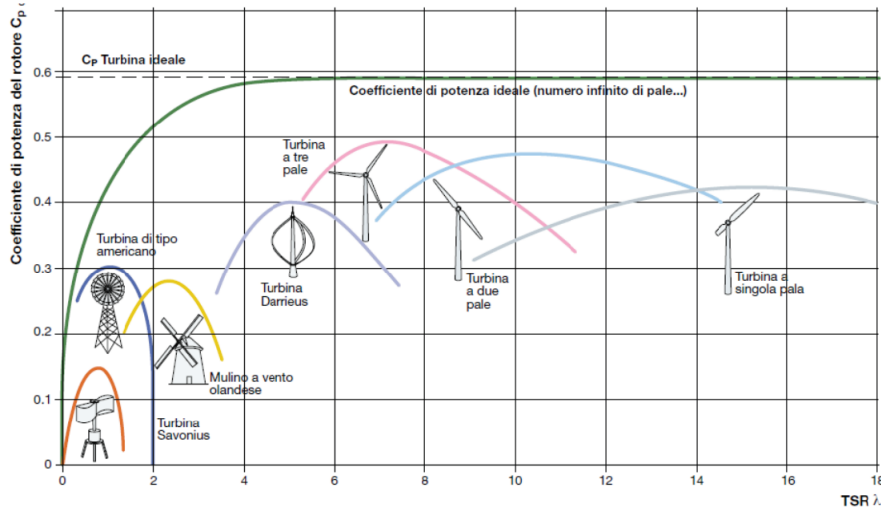


Figura 1.5: Coefficiente di potenza in funzione di λ per le varie tipologie di turbine

1.4.1 Turbine Darrieus

Le turbine Darrieus, come esposto in precedenza, costituiscono una famiglia di aerogeneratori ad asse verticale il cui funzionamento si basa sul principio aerodinamico della portanza. Contrariamente alle Savonius, che sfruttano la resistenza come forza motrice e non necessitano pertanto di pale dotate di un profilo aerodinamico, tutte le turbine Darrieus presentano una palettatura con profilo alare aerodinamico, il quale può essere simmetrico o meno a seconda dei casi.

Gli aerogeneratori di tipo Darrieus godono di un alto rendimento (intorno al 40 %), ma presentano il grande difetto di non riuscire ad auto avviarsi in piena autonomia. Infatti, affinché la portanza sviluppata dalle pale sia in grado di movimentare il generatore, il rotore deve operare ad un regime minimo di velocità. Ciò non accade nel caso delle Savonius che, pur presentando un rendimento significativamente inferiore, riescono invece ad auto avviarsi molto facilmente. Per ovviare al problema dell'auto avviamento delle Darrieus sono state concepite diverse soluzioni, una delle quali introduce il concetto di turbina ibrida che consiste nel montare un dispositivo a resistenza, come una turbina Savonius, all'interno di una turbina Darrieus. In questo caso, la turbina Savonius deve avere dimensioni e geometria tali da generare resistenza sufficiente per permettere la movimentazione delle pale della Darrieus finché queste non raggiungono una velocità tale per cui riescano a produrre portanza a sufficienza per muoversi autonomamente. Una volta raggiunta questa velocità minima, il dispositivo di avviamento viene disaccoppiato da quello principale. Questa configurazione, pur risolvendo il problema dell'auto avviamento, comporta anche degli svantaggi, su tutti quello dell'ingombro del rotore secondario che genera un campo di moto turbolento non trascurabile e causa, di conseguenza, una riduzione dell'efficienza della turbina.



Figura 1.6: VAWT in configurazione ibrida

Un'altra soluzione al problema del *self-starting* consiste nell'utilizzo di un motore elettrico ausiliario che permetta alla turbina di raggiungere la velocità di rotazione minima necessaria per l'auto sufficienza. Questo espediente, se pur funzionante dal punto di vista pratico, risulta tuttavia sconveniente in quanto complica il design della turbina e la costringe ad essere collegata ad una rete elettrica, circoscrivendone l'uso ad alcune aree specifiche.

La seguente trattazione dedica la sua attenzione alle VAWT con rotore *H-type* a pale dritte, la quale costituisce la variante Darrieus più semplice ed economica dal punto di vista realizzativo. Di contro, le turbine H-type presentano un'efficienza inferiore rispetto alla configurazione classica "*Eggbeater*" e hanno difficoltà a mantenere un regime di rotazione costante. Un altro aspetto da tenere in considerazione è rappresentato dagli stress meccanici cui va incontro la turbina durante il suo funzionamento. Quando ruotano, le pale sono soggette sia alla forza centrifuga, che tende a "tirarle" verso l'esterno, sia alle forze aerodinamiche, le quali variano ciclicamente durante la rotazione causandone la flessione. La ciclicità delle forze aerodinamiche durante la rotazione è inoltre responsabile degli stress di fatica che interessano le pale e in particolare le giunzioni tra queste e i bracci di supporto. Questi ultimi devono quindi essere adeguatamente progettati sia nello spessore che nel numero per garantire la stabilità e la sicurezza della turbina. Infine, tutte le configurazioni Darrieus e in particolare la H-type sono soggette a problemi di risonanza che possono manifestarsi a determinate velocità angolari, i quali sono causati dall'andamento sinusoidale della coppia complessiva della turbina indotto dalla continua variazione dell'angolo d'attacco visto dai profili durante la rotazione. Tali fenomeni di risonanza possono indurre delle vibrazioni nella struttura, compromettendone potenzialmente l'integrità. Per mitigare questo rischio, molti modelli incorporano sistemi di controllo della velocità o freni meccanici in modo da gestire il regime di velocità.

La comprensione completa del principio di funzionamento di una VAWT passa necessariamente attraverso la descrizione del problema aerodinamico che le caratterizza, pertanto il capitolo successivo si propone di trattare l'aerodinamica delle turbine Darrieus e i principali parametri fisici che la influenzano.

Capitolo 2

Aerodinamica di una VAWT

2.1 Principio di funzionamento e parametri caratteristici delle turbine Darrieus

Come accennato precedentemente, le turbine Darrieus si distinguono tra loro esclusivamente per la forma delle pale, ma tutte funzionano secondo lo stesso principio che sfrutta la portanza per generare la coppia motrice.

Il funzionamento di una turbina Darrieus si basa sull'interazione tra il rotore e il flusso d'aria, pertanto il numero di *Reynolds* risulta essere uno dei parametri caratteristici che governa l'aerodinamica di una VAWT.

$$Re = \frac{\rho V_{rel} c}{\mu} \quad (2.1)$$

Definito come il rapporto tra le forze d'inerzia e quelle viscosive all'interno del fluido, esso è un parametro adimensionale che descrive il flusso dell'aria intorno alla turbina e dipende dalla velocità relativa del vento rispetto alle pale della turbina, dalle dimensioni delle pale (corda del profilo), dalla densità e dalla viscosità dell'aria. Permette di determinare se il flusso è laminare o turbolento oltre che a identificarne la transizione da un regime all'altro, aspetto cruciale per determinare l'efficienza aerodinamica delle pale. Durante la rotazione, quest'ultime si muovono con una velocità tangenziale che, combinata vettorialmente con la velocità del vento, genera una risultante corrispondente alla velocità del vento effettiva percepita dal profilo. Tale velocità è in costante variazione sia in modulo che in direzione durante tutta la rivoluzione, pertanto la pala sperimenta un angolo d'attacco variabile in funzione della posizione azimutale delle pale, il che complica significativamente l'aerodinamica della turbina. La forza aerodinamica che ne deriva varia altrettanto con l'angolo d'incidenza del profilo e la sua componente tangenziale produce la coppia motrice che sostiene la rotazione della turbina. La dinamica di una VAWT può essere meglio compresa mediante l'ausilio della figura 2.1, nella quale vengono raffigurate le componenti di velocità percepite dalle pale e le relative forze che ne conseguono.

Le componenti di velocità che influenzano il moto delle pale sono due: la velocità del flusso incidente V_∞ (in figura V_i) e la velocità della pala nella direzione tangente alla circonferenza descritta dalla rotazione della stessa V_{tan} , la quale si può esprimere come:

$$V_{tan} = \Omega R \quad (2.2)$$

Dove Ω è la velocità angolare delle pale espressa in rad/s e R è il raggio del rotore della turbina.

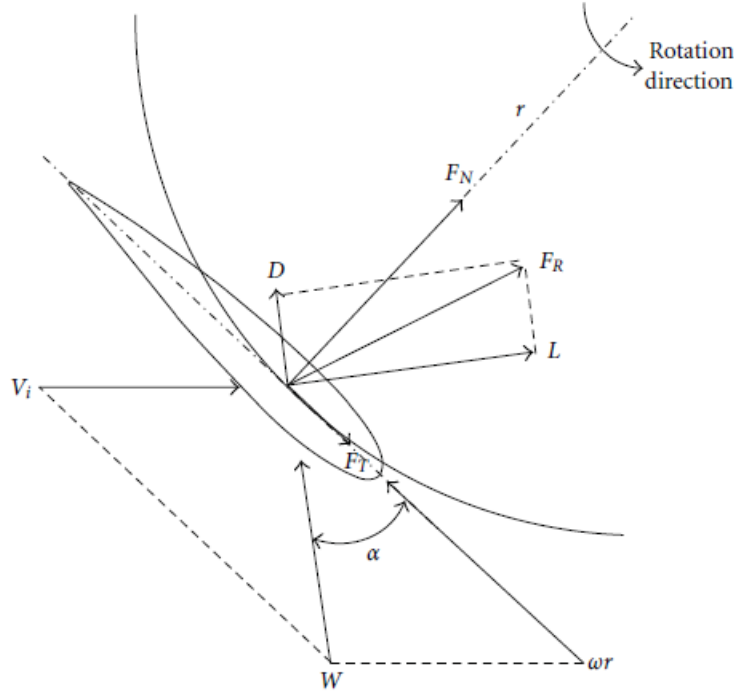


Figura 2.1: Componenti di velocità e forza per una VAWT Darrieus

La combinazione vettoriale di queste due componenti restituisce la *velocità relativa* V_{rel} (in figura W), ossia la velocità apparente del vento percepita dai profili alari:

$$\vec{V}_{rel} = \vec{V}_{\infty} - \vec{V}_{tan} \quad (2.3)$$

Dove il segno negativo della componente tangenziale indica che la direzione del flusso è opposta a quella di rotazione delle pale. L'angolo compreso tra la velocità relativa e la corda del profilo (c) è detto *angolo di incidenza* o *angolo d'attacco* α , mentre l'angolo compreso tra la velocità relativa e la velocità tangenziale corrisponde all' *angolo di incidenza effettivo* φ percepito dal profilo. I due angoli risultano coincidenti a meno che non sia presente un *angolo di calettamento* δ della pala, il quale è compreso tra la corda del profilo e la componente di velocità tangenziale. In generale, si ha che:

$$\alpha = \varphi - \delta \quad (2.4)$$

Assumendo $\delta = 0$, l'angolo d'incidenza visto dalle pale in funzione della loro posizione azimutale θ può essere calcolato come segue:

$$\alpha = \varphi = \arctan \left(\frac{\sin \theta}{\frac{\Omega R}{V_{\infty}} + \cos \theta} \right) \quad (2.5)$$

Dove il rapporto tra ΩR e la velocità del vento indisturbato definisce il rapporto di velocità di punta λ , in inglese *Tip Speed Ratio* o TSR.

$$\lambda = \frac{\Omega R}{V_\infty} \quad (2.6)$$

Tale parametro adimensionale gioca un ruolo cruciale nel funzionamento di una VAWT in quanto definisce il regime di velocità al quale l'aerogeneratore sta operando.

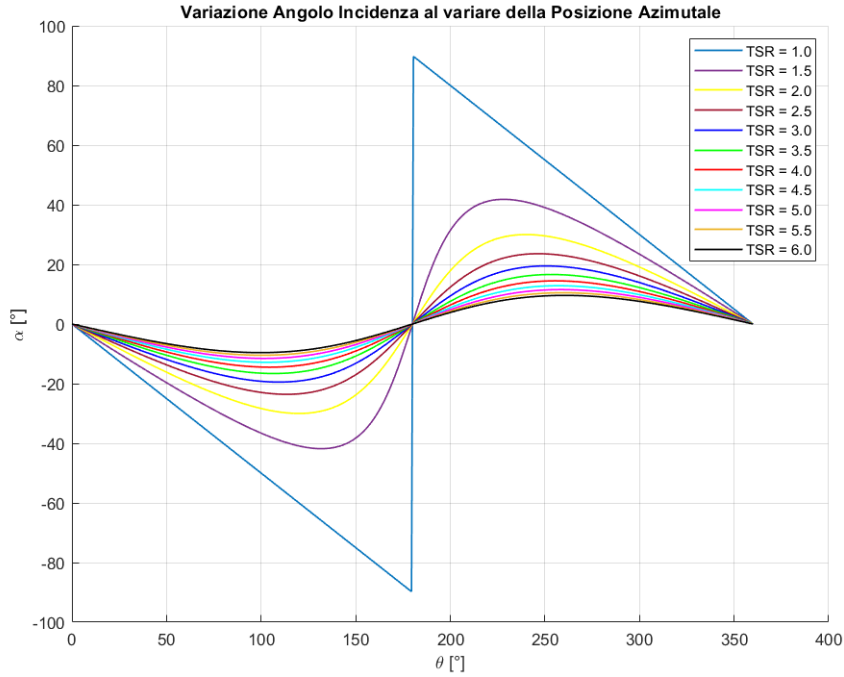


Figura 2.2: *Variazione dell'angolo d'incidenza in funzione della posizione azimutale al variare di λ ($\delta = 0$)*

In figura 2.2 viene raffigurata la variazione dell'angolo d'incidenza in funzione della posizione azimutale al variare di λ e assumendo $\delta = 0$. Si nota che con l'aumento di λ , e quindi della velocità di rotazione, l'angolo d'attacco massimo raggiunto dalla pala diminuisce. Tale effetto si ripercuote direttamente sulle forze agenti sulla pala e responsabili del suo moto in quanto funzioni dell'angolo d'incidenza. È doveroso puntualizzare che l'equazione 2.5 è del tutto teorica ed è valida solo se si considerano le pale alla stregua di punti materiali. Ciò è dovuto al fatto che, durante la loro rotazione, le pale rendono il flusso curvilineo modificando ulteriormente l'angolo d'attacco effettivo visto dalle pale. Quest'aspetto verrà approfondito nelle sezioni successive.

La forza aerodinamica generata dall'interazione delle pale con il flusso può essere scomposta in due componenti: la portanza L (*Lift*) perpendicolare a V_{rel} e la resistenza D (*Drag*) parallela a V_{rel} . A loro volta, entrambe le forze possono essere proiettate lungo la direzione radiale e tangenziale della turbina, dando vita rispettivamente alla *forza normale* F_N e alla *forza tangenziale* F_T :

$$F_N(\theta) = L \cos \alpha + D \sin \alpha \quad (2.7)$$

$$F_T(\theta) = L \sin \alpha - D \cos \alpha \quad (2.8)$$

La forza normale costituisce la componente della forza aerodinamica che induce le maggiori sollecitazioni strutturali cui sono soggette le pale della turbina, mentre la forza tangenziale rappresenta la componente responsabile della generazione della *Coppia motrice* (media) \overline{M} durante la rotazione, espressa in Nm e così definita:

$$\overline{M} = N_b \overline{F_T} R \quad (2.9)$$

$$\overline{F_T} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_T(\theta) d\theta \quad (2.10)$$

Dove N_B è il numero di pale della turbina, R il raggio e $\overline{F_T}$ è la forza tangenziale media in una rivoluzione completa. Attraverso la coppia motrice è possibile ricavare la *Potenza* estratta dalla turbina espressa in kW , la quale è definita come:

$$P = \overline{M} \Omega \quad (2.11)$$

Adimensionalizzando opportunamente quest'ultima si ottiene il parametro fondamentale del problema, ossia il *Coefficiente di Potenza* della turbina che ne definisce l'efficienza:

$$C_P = \frac{\overline{M} \Omega}{\frac{1}{2} \rho A V_\infty^3} \quad (2.12)$$

Il coefficiente di potenza è definito come il rapporto tra la potenza effettivamente estratta dal vento dalla turbina ($\overline{M} \Omega$) e la potenza cinetica disponibile nel vento che attraversa l'area spazzata dalle pale della turbina ($\frac{1}{2} \rho V_\infty^3 A$). Nel caso delle VAWT tale area spazzata coincide con quella del rettangolo che ha per lati il diametro del cerchio descritto dalla rotazione delle pale e l'altezza delle pale stesse. Come si può intuire, il coefficiente di potenza varia sensibilmente in base ai regimi di velocità angolare e del vento incidente, quindi può essere ricondotto facilmente ad una funzione di λ :

$$C_P = \lambda \cdot \overline{C_m} \quad (2.13)$$

Dove $\overline{C_m}$ è il *Coefficiente di Momento* medio, parametro adimensionale che rappresenta l'efficacia con cui la turbina converte l'energia cinetica del vento in energia meccanica rotazionale (momento torcente). Tale coefficiente è così definito:

$$\overline{C_m} = \frac{\overline{M}}{\frac{1}{2} \rho A R V_\infty^2} \quad (2.14)$$

Infine è possibile introdurre nella trattazione un ulteriore parametro adimensionale estremamente importante nella determinazione dell'efficienza complessiva della turbina, ossia la *solidità*, definita come il rapporto tra l'area occupata dalle pale della turbina e l'area del rotore. Nonostante tale parametro sia definito come un rapporto tra superfici, nella maggior parte delle trattazioni sulle VAWT si ricorre ad una rappresentazione semplificata che esprime in maniera indiretta la densità delle pale attorno alla circonferenza del rotore. La solidità può quindi essere espressa come:

$$\sigma = \frac{N_b c}{2R} \quad (2.15)$$

Una turbina con bassa solidità ($\sigma < 0.2$) tende a funzionare meglio per valori di λ elevati, in quanto la resistenza complessiva cui va incontro è inferiore rispetto ad una turbina con solidità alta ($\sigma > 0.3$). Le turbine con alta solidità invece, tendono a generare una maggiore coppia a basse velocità del vento e a bassi rapporti di velocità di punta, rendendole adatte a situazioni dove è importante catturare energia anche con venti deboli. Tuttavia, l'efficienza aerodinamica complessiva può essere inferiore rispetto a turbine a bassa solidità, soprattutto a velocità di vento elevate, a causa della maggiore resistenza aerodinamica.

2.2 Coefficiente di potenza e limite di Betz

Come illustrato nella sezione precedente, il coefficiente di potenza C_P rappresenta il parametro caratteristico di una turbina eolica in quanto permette di identificare l'ammontare di energia cinetica prelevata dal vento che viene convertita in energia meccanica rotazionale utile. Tale coefficiente, contrariamente a quanto ci si potrebbe aspettare, non può assumere valori superiori ad un certo limite. Quest'ultimo viene denominato "*limite di Betz*" e identifica il valore di rendimento massimo ottenibile da una turbina eolica in condizioni ideali, sia essa ad asse orizzontale o ad asse verticale. Tale valore è pari al 59.3% dell'energia cinetica del vento, ma nella pratica l'efficienza reale di una turbina sarà sempre inferiore a questo limite a causa di vari fattori, come le perdite aerodinamiche, le inefficienze meccaniche e le condizioni ambientali non ideali.

2.2.1 Legge di Betz

La legge di Betz definisce il valore massimo teorico di energia estraibile da un rotore eolico attraversato da una corrente fluida di velocità V_∞ . La teoria si basa sulle seguenti ipotesi:

- **Flusso stazionario e uniforme:** si assume che il vento sia un flusso stazionario, uniforme e in regime permanente. Questo significa che la velocità del vento è costante nel tempo e uniforme su tutta la sezione trasversale del flusso attraverso la turbina.
- **Flusso assiale:** il flusso d'aria è considerato puramente assiale, ovvero il vento si muove in una direzione perpendicolare al piano del rotore della turbina. Non ci sono componenti radiali o tangenziali significative nel flusso di vento in avvicinamento o in uscita;
- **Assenza di effetti di bordo:** la porzione di flusso che attraversa la sezione del rotore non ha alcuna interazione con la restante parte di fluido che la circonda.
- **Incompressibilità dell'aria:** l'aria è trattata come un fluido incomprimibile. Questo implica che la densità dell'aria rimane costante durante il processo, il che costituisce una buona approssimazione per le velocità del vento tipiche del problema e condizioni atmosferiche standard. Inoltre il fenomeno è considerato adiabatico, ossia non vi è trasferimento di calore dal rotore al fluido e viceversa;
- **Flusso inviscido:** la legge di Betz assume che il flusso sia inviscido, cioè che non ci siano effetti dovuti alla viscosità dell'aria, come attrito o turbolenze. In realtà, la viscosità dell'aria introduce perdite energetiche, ma queste non sono considerate nella derivazione teorica del limite di Betz.
- **Assenza di perdite meccaniche:** Si assume che tutta l'energia meccanica estratta dal vento venga completamente convertita in energia utile, senza perdite meccaniche (come quelle dovute all'attrito nei cuscinetti o nella trasmissione).

- **Flusso di uscita uniforme e senza vortici:** il vento rallentato che esce dal rotore è considerato ancora come un flusso uniforme e diretto assialmente, senza la formazione di vortici o turbolenze significative che potrebbero ridurre ulteriormente l'energia disponibile.
- **Rotore ideale:** il rotore della turbina è schematizzato come un disco rotorico di spessore nullo, superficie A ed è assunto "ideale", ossia non è presente il mozzo ed è dotato di un numero infinito di pale le quali non sperimentano attrito con il flusso;

Per derivare la legge di Betz bisogna innanzitutto effettuare una schematizzazione del problema introducendo un volume di controllo detto anche tubo di flusso, all'interno del quale è presente il disco rotorico ideale. Nel caso di una HAWT il disco rotorico corrisponde all'area spazzata dalla rotazione delle pale.

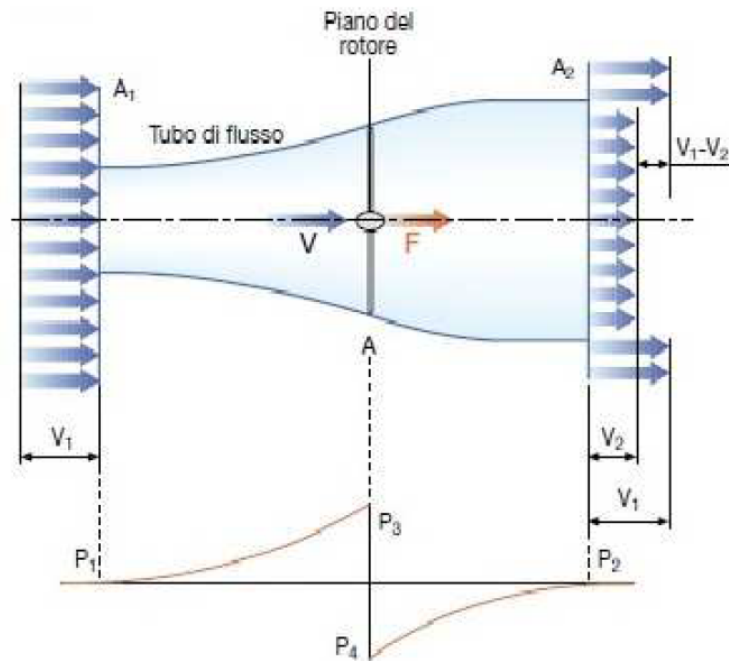


Figura 2.3: Schematizzazione del tubo di flusso

L'energia cinetica di una massa che si muove ad una velocità costante V_∞ è:

$$E_c = \frac{1}{2} m V_\infty^2 \quad (2.16)$$

Nel caso di una massa d'aria in movimento, la potenza disponibile contenuta nel fluido è definita come la variazione nel tempo dell'energia cinetica, ossia:

$$P_{av} = \frac{dE_c}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dm}{dt} V_\infty^2 \quad (2.17)$$

Dove $\frac{dm}{dt}$ rappresenta la portata d'aria \dot{m} .

Applicando l'equazione di conservazione della massa (equazione di continuità) al volume di controllo raffigurato in figura 2.3, è possibile ricavare la portata massica di fluido che attraversa il tubo di flusso:

$$\dot{m} = \rho A_1 V_1 = \rho A_2 V_2 = \rho AV \quad (2.18)$$

Dove A è la sezione del disco rotorico, V la velocità del flusso in corrispondenza del disco, A_1 e A_2 rappresentano rispettivamente la sezione d'entrata e d'uscita del tubo di flusso, V_1 e V_2 le relative velocità a monte e a valle del tubo di flusso e ρ la densità dell'aria che è assunta costante per ipotesi. In questa trattazione la velocità V_1 coincide con la velocità del vento imperturbato V_∞ . Sostituendo nella 2.17 l'espressione della portata di fluido si ottiene l'espressione della potenza disponibile di una massa d'aria in movimento:

$$P_{av} = \frac{1}{2} \rho A_1 V_1^3 \quad (2.19)$$

Il flusso che attraversa il disco rotorico sperimenta una perdita di energia cinetica che si traduce in una riduzione della velocità della corrente a valle del rotore. Dovendo sempre essere soddisfatta l'equazione di continuità, si deduce che anche le aree di passaggio del flusso a monte e a valle del disco saranno differenti. La potenza di una corrente fluida estraibile da una turbina eolica può quindi essere calcolata come differenza tra la potenza del fluido a monte e a valle del tubo di flusso:

$$P = \frac{1}{2} \rho A_1 V_1^3 - \frac{1}{2} \rho A_2 V_2^3 = \frac{1}{2} \rho (A_1 V_1^3 - A_2 V_2^3) \quad (2.20)$$

Introducendo la portata massica nella formulazione si ottiene:

$$P = \frac{1}{2} \dot{m} (V_1^2 - V_2^2) \quad (2.21)$$

La forza esercitata dal flusso sul rotore può essere espressa come:

$$F = m \cdot a = \dot{m} (V_1 - V_2) = \rho AV (V_1 - V_2) \quad (2.22)$$

Il lavoro infinitesimo compiuto da tale forza è pertanto:

$$dW = F \cdot dx \quad (2.23)$$

da cui è possibile ricavare la potenza estratta dal vento:

$$P = \frac{dW}{dt} = F \cdot \frac{dx}{dt} = F \cdot V \quad (2.24)$$

Sostituendo la 2.22 nella 2.24 si ottiene:

$$P = \dot{m} (V_1 - V_2) V \quad (2.25)$$

Uguagliando le equazioni 2.21 e 2.25 si ha:

$$\frac{1}{2} \dot{m} (V_1^2 - V_2^2) = \dot{m} (V_1 - V_2) V \quad (2.26)$$

da cui è possibile ricavare l'espressione della velocità del flusso V in corrispondenza della sezione rotorica:

$$V = \frac{1}{2} (V_1 + V_2) \quad (2.27)$$

Tale velocità è quindi la media delle velocità in corrispondenza delle sezioni d'entrata e d'uscita del tubo di flusso.

Si definisce coefficiente di potenza C_P il rapporto tra la potenza estratta dal flusso P e la potenza disponibile contenuta nel fluido P_{av} :

$$C_P = \frac{P}{P_{av}} = \frac{\frac{1}{2}\rho A_1(V_1^2 - V_2^2)V}{\frac{1}{2}\rho A_1 V_1^3} = \frac{(V_1^2 - V_2^2)V}{V_1^3} \quad (2.28)$$

Sostituendo in quest'ultima relazione la 2.27 si ottiene:

$$C_P = \frac{(V_1^2 - V_2^2) \frac{V_1 + V_2}{2}}{V_1^3} \quad (2.29)$$

Semplificando l'espressione si ha:

$$C_P = \frac{(V_1 + V_2)(V_1 - V_2) \frac{V_1 + V_2}{2}}{V_1^3} \quad (2.30)$$

$$C_P = \frac{(V_1 + V_2)^2(V_1 - V_2)}{2V_1^3} \quad (2.31)$$

Per determinare il valore massimo del coefficiente di potenza è necessario differenziare la precedente espressione rispetto a V_2 e successivamente uguagliare a zero la derivata:

$$C_{P_{MAX}} = \frac{dC_P}{dV_2} = 0 \quad (2.32)$$

dalla quale si ricava il valore di V_2 che massimizza C_P , ossia $V_2 = \frac{1}{3}V_1$. Sostituendo quest'ultimo nella 2.31, si ottiene infine:

$$C_{P_{MAX}} = \frac{\frac{32}{27}V_1^3}{2V_1^3} = \frac{16}{27} \approx 0.593 \quad (2.33)$$

Come riportato nella trattazione di J. F. Manwell e colleghi [8], il coefficiente di potenza può essere espresso mediante una formulazione alternativa introducendo un parametro che esprime la diminuzione di velocità del flusso davanti al disco detto *fattore di interferenza* a , così definito:

$$a = \frac{V_1 - V}{V_1} = 1 - \frac{V}{V_1} \quad (2.34)$$

$$C_P = \frac{P}{P_{av}} = \frac{2\rho AV_1 \cdot a(1-a)^2}{\frac{1}{2}\rho AV_1^3} = 4a(1-a)^2 \quad (2.35)$$

Derivando rispetto ad a la 2.35 e ponendo il risultato uguale a zero si ottiene il valore del fattore di interferenza che massimizza il C_P , ossia $a = \frac{1}{3}$:

$$C_{P_{MAX}} = \frac{16}{27} = 0.5926 \quad (2.36)$$

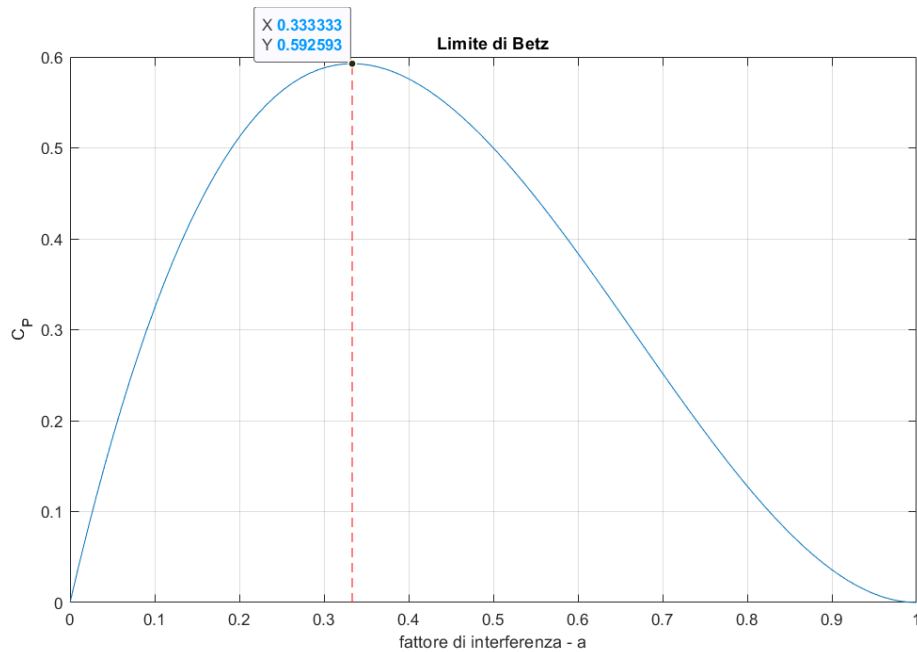


Figura 2.4: Andamento del C_P in funzione del fattore di interferenza a secondo la teoria di Betz

Come si può osservare in figura 2.4, il C_P ha un andamento crescente fino al raggiungimento del suo massimo in corrispondenza di $a = 1/3$, per poi decadere a zero quando $a = 1$, ossia quando $V = V_1$.

2.3 Profili aerodinamici

Come discusso nel precedente capitolo, le VAWT necessitano di una palettatura dotata di profilo aerodinamico che, attraverso l'interazione con il flusso d'aria, generi la forza aerodinamica e la relativa componente di portanza responsabile della rotazione della turbina. La scelta del profilo risulta critica al fine di ottimizzare le prestazioni dell'aerogeneratore che, per sua natura, si trova ad operare in condizioni di flusso non stazionario e a dover gestire forze variabili sulle pale durante la loro rotazione. In generale, durante la scelta del profilo aerodinamico di una VAWT, bisogna tenere in considerazione alcuni fattori chiave che ne determinano la bontà, come:

- **Efficienza aerodinamica:** un buon profilo aerodinamico deve poter garantire un elevato rapporto L/D al fine di massimizzare la produzione di coppia motrice e minimizzare le perdite dovute alla resistenza.
- **Stabilità del flusso al variare di α :** il profilo deve essere in grado di gestire le variazioni significative dell'angolo d'attacco cui va incontro durante la rotazione, mantenendo buone prestazioni anche se si verificano degli stalli temporanei o in condizioni di flusso turbolento.
- **Resistenza strutturale:** il profilo deve essere progettato per resistere alle sollecitazioni meccaniche variabili imposte durante la rotazione, soprattutto in presenza dello "stallo dinamico", fenomeno che verrà discusso nelle sezioni successive del capitolo.

Sin dalle prime fasi di sviluppo, i profili aerodinamici maggiormente utilizzati in campo VAWT sono stati quelli appartenenti alla serie **NACA** (National Advisory Committee for Aeronautics), ossia una famiglia di profili alari standardizzata attraverso l'uso di quattro o più cifre che ne identificano univocamente la geometria. A seconda delle specifiche condizioni operative, i profili impiegati possono essere simmetrici o asimmetrici e la loro scelta dipende principalmente da fattori come il range di velocità del vento, l'angolo d'attacco e il numero di Reynolds al quale la turbina opera.

I profili simmetrici, come il NACA 0012 o il NACA 0018, sono comunemente preferiti nelle VAWT in quanto garantiscono prestazioni stabili indipendentemente dalla direzione del flusso d'aria rispetto alla pala. Come già discusso in precedenza, durante una rivoluzione completa la pala di una turbina ad asse verticale sperimenta una costante variazione della direzione del flusso d'aria relativo e di conseguenza dell'angolo d'attacco, il quale assume sia valori positivi che negativi. Ciò significa che in alcuni momenti la pala si muove *controvento*, ossia il vento scorre nella direzione opposta rispetto alla rotazione della pala, mentre in altri si muove *sottovento*, cioè quando il vento scorre nella stessa direzione della pala. In entrambi i casi la simmetria dei profili garantisce una buona generazione di portanza, poichè il profilo reagisce in modo simile sia per angoli d'attacco positivi che negativi.

D'altro canto, l'uso di profili asimmetrici dotati di curvatura può risultare vantaggioso in alcune applicazioni specifiche, soprattutto quando si desidera migliorare le prestazioni a determinati angoli di attacco, ossia quando è necessaria una maggiore efficienza aerodinamica in una specifica fase del ciclo di rivoluzione. Un altro aspetto vantaggioso dei profili asimmetrici, come mostrato negli studi numerici condotti da Habtamu Beri e Yingxue Yao [9] e Yutaka Hara e colleghi [10], è rappresentato dalla potenzialità di agevolare l'auto-avviamento della turbina grazie alla maggiore portanza e alla minore resistenza sviluppate per piccoli angoli d'attacco rispetto ai profili simmetrici, bypassando quindi l'utilizzo di dispositivi di avviamento che richiedono energia esterna per mettere in movimento la macchina. Infatti, contrariamente ai profili simmetrici, quelli dotati di curvatura sono in grado di generare portanza anche per angoli d'incidenza nulli grazie alla differente geometria tra dorso e ventre del profilo che induce un campo di pressione asimmetrico attorno alla sua superficie. Tuttavia, essendo ottimizzati per un range specifico di angoli d'attacco, i profili asimmetrici possono risultare meno efficaci quando questo tende a variare significativamente, soprattutto per valori bassi di λ . In queste condizioni infatti, questa tipologia di profili risulta maggiormente soggetta al fenomeno dello stallo aerodinamico che riduce drasticamente la portanza e aumenta contemporaneamente la resistenza. Oltre alla scarsa capacità di gestire flussi bidirezionali e quindi angoli d'attacco sia positivi che negativi, la maggiore complessità nella progettazione associata a costi di produzione più elevati rendono i profili asimmetrici meno gettonati rispetto alla loro controparte simmetrica, la quale risulta tutt'ora il compromesso migliore all'interno del contesto delle VAWT.

Nella presente trattazione, che si prefigge di ottimizzare un profilo aerodinamico per una VAWT H-type di piccola scala, verranno principalmente studiati i profili simmetrici NACA a quattro cifre, pertanto di seguito viene fornita una descrizione di questa tipologia di profili.

2.3.1 Profili NACA 4-digit

I profili NACA a quattro cifre, detti anche NACA 4-digit, sono una serie di profili alari sviluppati a partire dagli anni '30 dalla National Advisory Committee for Aeronautics (NACA). Questi profili sono caratterizzati da una nomenclatura semplice formata da quattro cifre che identificano in maniera univoca le principali proprietà geometriche del profilo:

- 1° cifra: indica la **curvatura massima** del profilo in percentuale della corda. Ad esempio un valore di 2 significa che la curvatura massima del profilo è pari al 2% della lunghezza della corda.
- 2° cifra: fornisce la **posizione della curvatura massima** lungo la corda espressa in decimi di corda. Per esempio, un valore di 4 indica che la curvatura massima si trova in corrispondenza del 40% della lunghezza della corda, a partire dal bordo d'attacco.
- 3° e 4° cifra: definiscono lo **spessore massimo** del profilo, espresso in percentuale della lunghezza della corda. Un valore di 15, ad esempio, indica che lo spessore massimo è pari al 15% della corda.

A scopo esemplificativo, nelle figure 2.5 e 2.6 vengono mostrati rispettivamente un profilo simmetrico ed uno asimmetrico della serie NACA 4-digit:

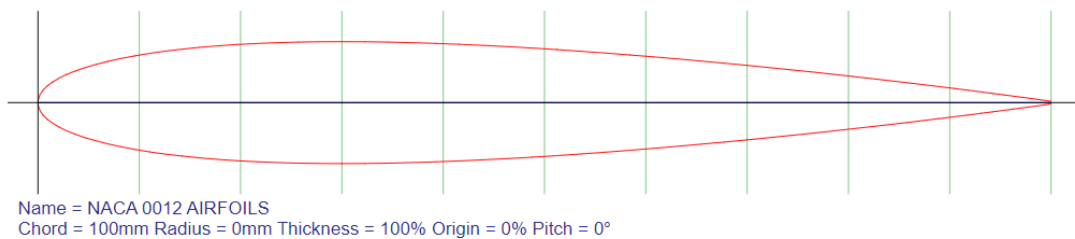


Figura 2.5: *Profilo simmetrico - NACA 0012*

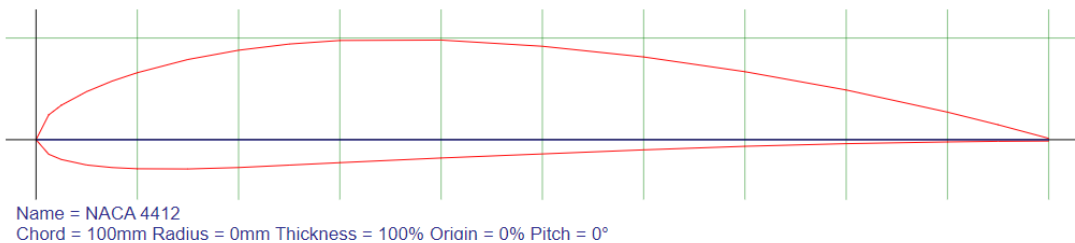


Figura 2.6: *Profilo asimmetrico - NACA 4412*

Tutti i profili utilizzati in questa tesi, compresi quelli appena mostrati, sono stati prelevati dal Database online fornito da *Airfoil Tools* [11].

2.4 Curvatura virtuale dei profili

Come accennato nella sezione precedente, la traiettoria curva delle pale durante la rotazione rende curvilineo il flusso che le investe, comportando una velocità relativa e un angolo d'attacco variabili lungo la corda del profilo, come mostrato nelle figure 2.7 e 2.8.

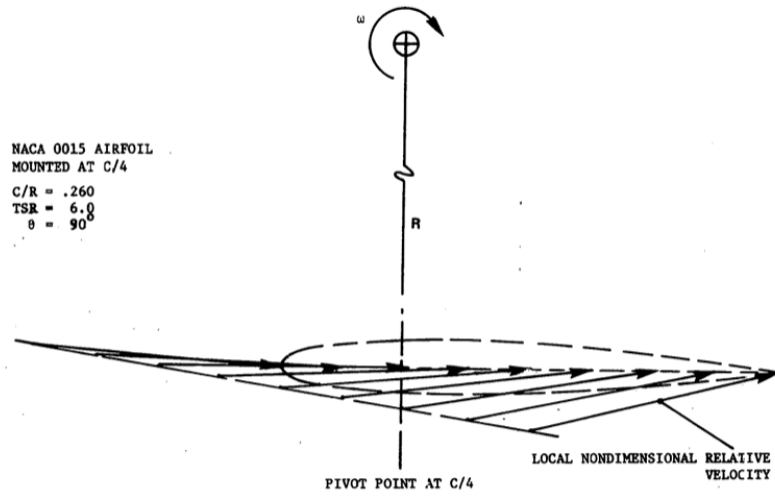


Figura 2.7: *Variazione della velocità relativa lungo la corda del profilo immerso in un flusso curvilineo [12].*

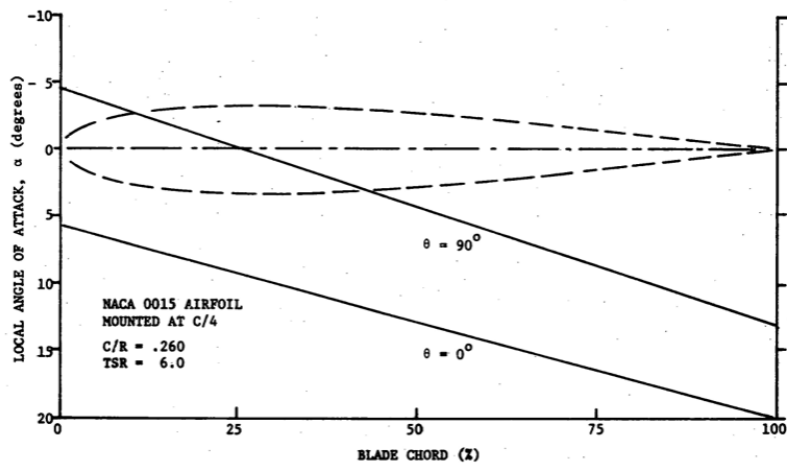


Figura 2.8: *Variazione dell'angolo d'incidenza lungo la corda del profilo immerso in un flusso curvilineo [12].*

Di conseguenza gli angoli d'incidenza effettivi percepiti dalle pale saranno differenti rispetto a quelli previsti dall'equazione 2.5, la quale è valida solo se si considerano i profili come punti materiali. Gli effetti della curvatura del flusso sulle caratteristiche aerodinamiche dei profili sono stati studiati da Migliore e colleghi, i quali asseriscono che un profilo simmetrico che si muove in una traiettoria curva possiede le stesse caratteristiche aerodinamiche di un profilo dotato di curvatura che si muove in un flusso rettilineo con un angolo d'attacco virtuale [12]. Pertanto, il profilo reale simmetrico può essere trasformato in un profilo curvo virtuale immerso in un flusso rettilineo ad una certa incidenza anch'essa virtuale.

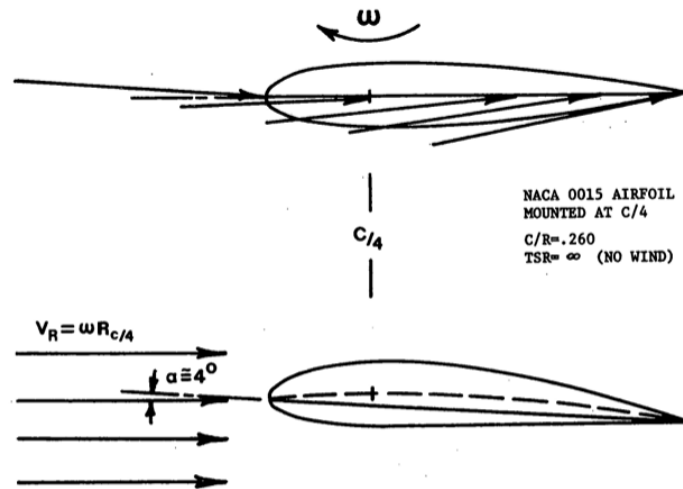


Figura 2.9: Profilo geometrico nel flusso curvilineo trasformato in un profilo curvo virtuale in un flusso rettilineo [12].

Come si può osservare dalla figura 2.9, la curvatura del flusso introduce un angolo d'incidenza virtuale che andrà sommato al normale angolo d'incidenza percepito dal profilo reale durante la rotazione. Lo studio condotto da Migliore ha inoltre evidenziato una stretta correlazione tra la curvatura virtuale e il relativo angolo d'incidenza virtuale con il rapporto c/R , ossia il rapporto tra la corda del profilo e il raggio del rotore della turbina. In particolare, l'influenza del campo di moto curvilineo aumenta con legge lineare al crescere di tale rapporto, come mostrato in figura 2.10.

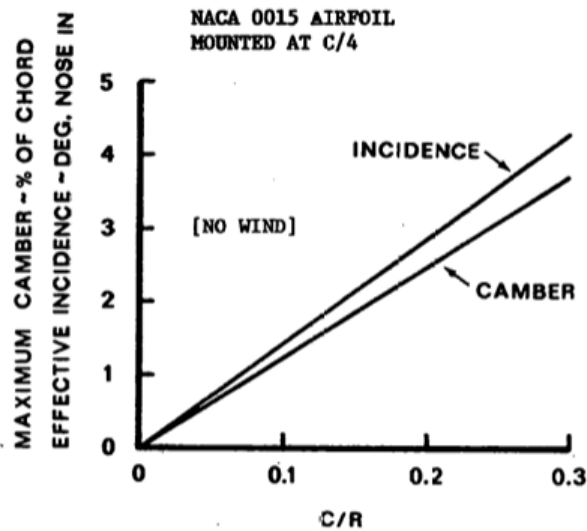


Figura 2.10: Incremento della curvatura virtuale e dell'angolo d'incidenza virtuale al variare di c/R [12].

2.5 Stallo dinamico

Il fenomeno dello *stallo dinamico* si manifesta quando un profilo aerodinamico supera l'angolo d'incidenza corrispondente allo stallo statico, ossia quel valore di α tale per cui, in un flusso stazionario, si registrano una drastica riduzione della portanza (la forza che contribuisce alla rotazione della turbina) e un aumento della resistenza (la forza che si oppone alla rotazione) dovuti alla separazione del flusso dal dorso del profilo. Nel caso di una VAWT, la quale presenta una dinamica instazionaria caratterizzata dalla costante variazione della velocità relativa (sia in direzione che in modulo) e di conseguenza dell'angolo d'attacco al variare della posizione azimutale delle pale, gli effetti dello stallo dinamico risultano particolarmente importanti soprattutto a bassi valori di λ , dove il profilo è soggetto ad una rapida variazione dell'angolo d'incidenza, il quale può assumere valori (sia positivi che negativi) superiori a 40° .

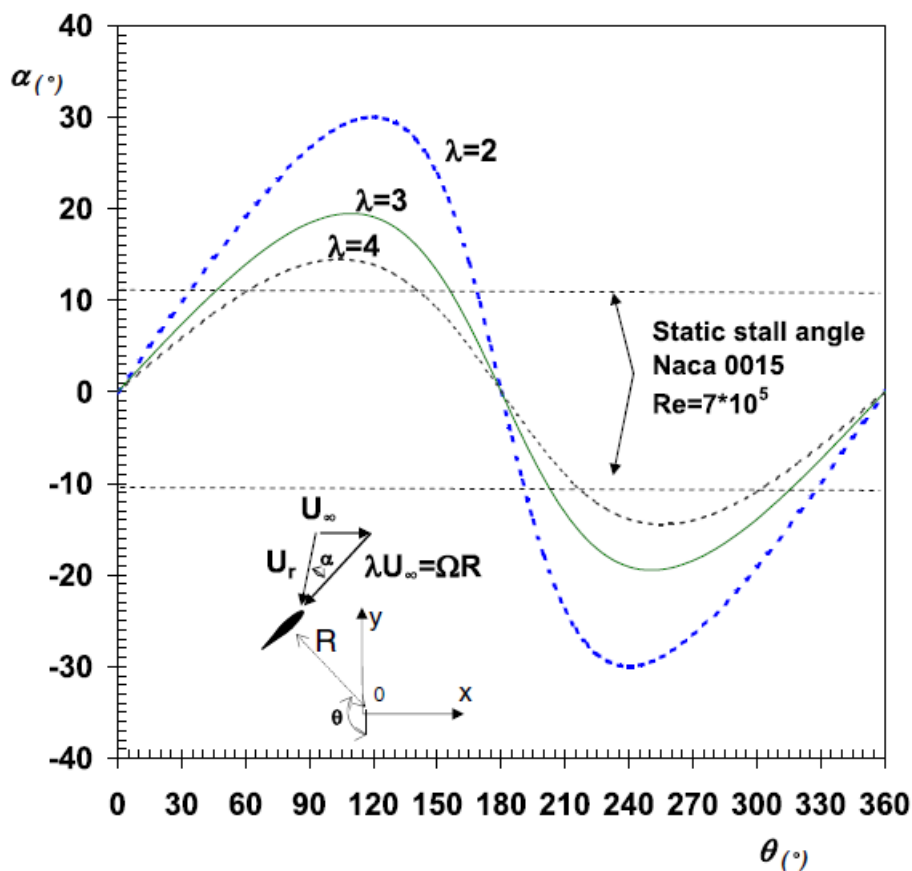


Figura 2.11: Angoli d'attacco percepiti dalla pala per $\lambda = 2,3,4$ e angoli di stallo statico per un profilo NACA0015 [13].

Lo stallo dinamico è caratterizzato dalla presenza di due vortici controrotanti che si staccano rispettivamente dal bordo d'attacco e dal bordo d'uscita del profilo e che insieme formano una struttura vorticoso che si propaga nella stessa direzione del flusso indisturbato, come mostrato in figura 2.12

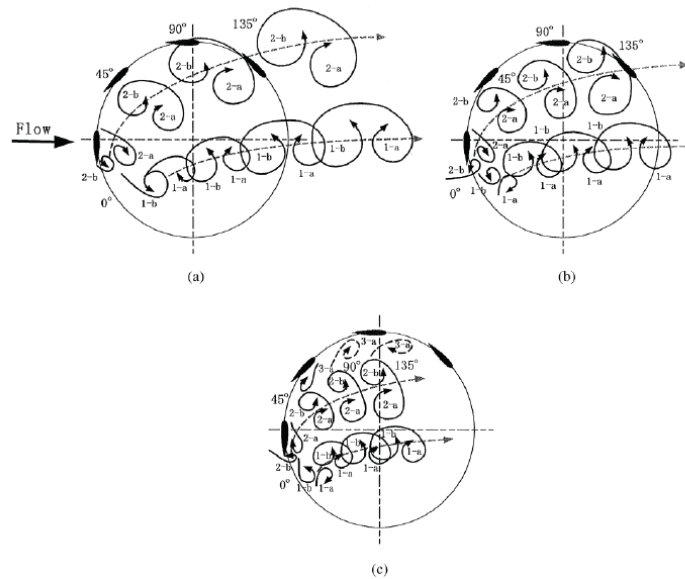


Figura 2.12: Visualizzazione dello stallo dinamico per diversi valori di TSR: $\lambda = 1$ (a), $\lambda = 2$ (b), $\lambda = 3$ (c) [14].

Si osserva che al crescere di λ le dimensioni dei vortici si riducono e di conseguenza lo stallo dinamico diventa sempre meno rilevante.

Lo stallo dinamico si ripercuote ovviamente anche sui carichi, in particolare si instaura un ciclo di isteresi nella portanza, nella resistenza e nel momento aerodinamico generati dalle pale. Quando l'angolo d'attacco aumenta, la portanza cresce fino a raggiungere un picco, oltre il quale si verifica lo stallo. Tuttavia, quando l'angolo di attacco diminuisce, il recupero della portanza non segue lo stesso percorso. La portanza rimane ridotta fino a un angolo inferiore rispetto a quello di stallo, e il ripristino completo della portanza avviene in ritardo, creando un ciclo di isteresi. Resistenza e momento aerodinamico seguono un comportamento analogo. Il fenomeno di isteresi, dovuto allo stallo dinamico, comporta diversi effetti negativi nel funzionamento di una VAWT, come ad esempio:

- **Efficienza ridotta:** la presenza dell'isteresi porta a una risposta aerodinamica meno prevedibile e meno efficiente, riducendo la capacità della turbina di estrarre energia dal vento.
- **Vibrazioni e sollecitazioni:** il ciclo di isteresi può contribuire a variazioni cicliche delle forze sulla pala, aumentando il rischio di insorgenza di vibrazioni aeroelastiche e sollecitazioni meccaniche su di essa, oltre che ad essere responsabile di un aumento del rumore generato dalla turbina.
- **Fatica del materiale:** le oscillazioni delle forze di portanza e resistenza legate all'isteresi possono contribuire a fenomeni di fatica sul profilo della pala, riducendone la vita utile.

Capitolo 3

Validazione del modello fluidodinamico

Il presente lavoro di tesi mira all'analisi di diversi profili aerodinamici al fine di individuare il miglior compromesso, in termini di prestazioni, per l'impiego in una turbina eolica ad asse verticale di piccola scala. Prima di presentare i risultati ottenuti mediante le simulazioni CFD bidimensionali è necessario descrivere in maniera dettagliata il modello fluidodinamico utilizzato e tutti i parametri fisici e numerici che lo caratterizzano. Verranno discussi pertanto la geometria e le dimensioni della turbina, le condizioni nelle quali essa si trova ad operare (come ad esempio il numero di Reynolds e il TSR) e il set-up di simulazione impostato sul software utilizzato, ovvero STAR-CCM+. La validazione del modello simulativo è stata effettuata attraverso il confronto dei risultati ottenuti dalle simulazioni preliminari con i risultati numerici reperibili dalla letteratura. Nello specifico, è stato assunto come riferimento l'articolo di Abdolrahim Rezaeiha et al. (2017) [15], del quale è stato replicato l'esperimento numerico condotto attraverso l'utilizzo del software ANSYS Fluent 16.1.

3.1 Caso studio di riferimento

Il caso studio selezionato per la validazione del modello fluidodinamico [15] fa riferimento all'analisi sperimentale condotta da Tescione et al. attraverso la tecnica della PIV (Particle Image Velocimetry) [16] e indaga in maniera sistematica gli effetti delle dimensioni del dominio e dell'incremento azimutale sulle prestazioni di una VAWT bipala che opera ad un TSR moderato. Lo studio in questione è stato condotto effettuando delle simulazioni CFD bidimensionali, pertanto tutti i risultati ottenuti sono da riferirsi al piano medio della turbina reale. In questo modo gli effetti tridimensionali, come l'interazione con il flusso dei sostegni tra l'albero e le pale o i vortici di estremità, possono essere trascurati con buona approssimazione. Nelle sottosezioni successive verranno descritti i principali parametri geometrici che caratterizzano la turbina e le condizioni operative del caso studio.

3.1.1 Geometria e dimensioni della turbina

La turbina di riferimento consiste in una VAWT H-type a bassa solidità il cui rotore è costituito da due pale dotate del profilo simmetrico NACA0018 con angolo di calettamento nullo. Come riportato nell'articolo di riferimento, l'utilizzo di un profilo asimmetrico o un angolo di calettamento

non nullo potrebbe comportare una grande separazione del flusso sulle pale anche per valori moderati del TSR [17] come quello adottato nel presente caso studio. La corda dei profili c ha una lunghezza di 0.06 m e i sostegni che collegano l'albero centrale alle pale sono montati in corrispondenza della mezzeria della corda. Sia l'altezza h che il diametro della turbina D_t sono pari a 1 m , di conseguenza l'area spazzata durante la rotazione A è pari a 1 m^2 . Conoscendo le principali caratteristiche geometriche della turbina è possibile determinare la sua solidità mediante l'equazione 2.15, la quale restituisce un valore pari a 0.12 . La bassa solidità della turbina ($\sigma < 0.2$) riduce le complessità associate all'interazione tra le pale e la scia da esse prodotta e quelle dovute agli effetti di curvatura del flusso [18, 16]. Si riporta di seguito una schematizzazione del modello di turbina e la relativa tabella riassuntiva dei principali parametri geometrici:

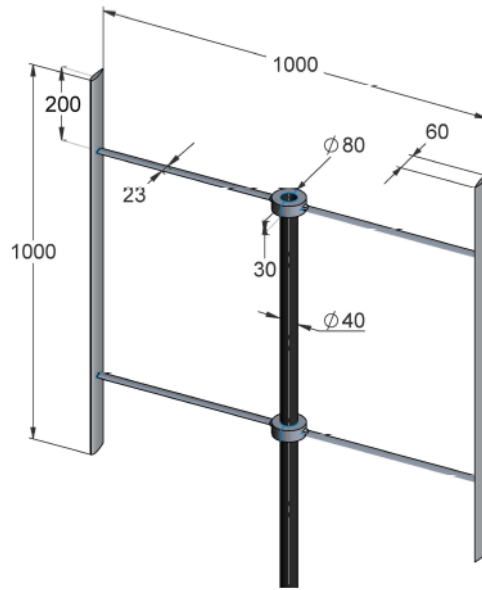


Figura 3.1: Modello della VAWT di riferimento [16].

Numero di pale (N)	2
Altezza delle pale (h)	1 m
Diametro del rotore (D_t)	1 m
Area spazzata durante la rotazione (A)	1 m^2
Profilo aerodinamico	NACA0018
Corda del profilo (c)	0.06 m
Solidità della turbina (σ)	0.12
Diametro dell'albero	0.04 m

Tabella 3.1: Parametri geometrici della VAWT di riferimento.

3.1.2 Condizioni operative

La turbina viene fatta operare a $\lambda = 4.5$ e i valori della velocità del vento incidente e della velocità angolare sono rispettivamente $V_\infty = 9.3\text{ m/s}$ e $\Omega = 83.8\text{ rad/s}$. La scelta di un TSR moderato come quello del caso in esame implica un regime operativo in cui la turbina si trova ad operare in

maniera ottimale. Ciò è dovuto al fatto che per tale valore di λ le variazioni dell'angolo d'attacco sono contenute e pertanto l'angolo d'incidenza visto dalle pale durante la rotazione rimane sempre prossimo all'angolo d'attacco di design del profilo impiegato, evitando quindi di incorrere in grandi separazione del flusso [13, 16]. Inoltre, per tale valore di λ l'angolo d'attacco rimane sempre al di sotto dell'angolo d'incidenza corrispondente allo stallo statico del profilo [15]. Il TSR selezionato e le sopraccitate caratteristiche geometriche e operative della turbina fanno in modo che il fenomeno dello stallo dinamico venga evitato [16], limitando ulteriormente le complessità del flusso e i carichi dinamici sulle pale [15]. Al netto delle velocità in gioco sopra descritte è possibile determinare il modulo della massima velocità relativa che le lame sperimentano durante la rivoluzione. Tale valore si ha in corrispondenza della posizione azimutale $\theta = 0^\circ$ ed è dato dalla seguente relazione:

$$|\vec{V}_{rel}(\theta)| = \sqrt{V_\infty^2 + V_{tan}^2 + 2V_\infty V_{tan} \cos \theta} = V_\infty \sqrt{1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \theta} \quad (3.1)$$

dalla quale si ricava:

$$V_{relMAX} = |\vec{V}_{rel}(0)| = V_\infty \sqrt{1 + \lambda^2 + 2\lambda} = 51.15 \text{ m/s} \quad (3.2)$$

Le condizioni di pressione e temperatura del caso in esame sono rispettivamente 1 atm e 20°C, pertanto i valori di densità e viscosità dinamica sono: $\rho = 1.204 \text{ kg/m}^3$ e $\mu = 1.81 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$. Inoltre, per una temperatura di 20 °C il massimo numero di Mach percepito dalle pale durante la rotazione è pari a 0.15, valore per il quale il flusso può essere considerato incomprimibile ($\rho = \text{cost}$). Note le condizioni ambientali, utilizzando la relazione 2.1 è possibile calcolare il numero di Reynolds medio (durante la rotazione) riferito alla corda del profilo (**averaged chord-based Reynolds number**): $Re = 1.7 \cdot 10^5$. Infine, adottando la corda del profilo come dimensione caratteristica del dominio, si può stimare con buona approssimazione una lunghezza della scala di turbolenza pari a un decimo della corda. Di seguito si riporta la tabella riassuntiva delle condizioni operative del caso studio di riferimento:

Condizioni Operative	
Tip Speed Ratio (λ)	4.5
Velocità del flusso indisturbato (V_∞)	9.3 m/s
Velocità angolare del rotore (Ω)	83.8 rad/s
Velocità tangenziale delle pale	41.9 m/s
Pressione	101325 Pa
Temperatura	20°C
Densità (ρ)	1.204 kg/m ³
Viscosità dinamica (σ)	1.81 · 10 ⁻⁵ Pa · s
Numero di Reynolds medio (Re)	1.7 · 10 ⁵
Intensità di turbolenza - Inlet	5%
Lunghezza della scala di turbolenza	0.006 m

Tabella 3.2: Condizioni operative del caso studio di riferimento.

3.2 Set-up di simulazione

Il setup di simulazione riveste un'importanza fondamentale nell'analisi CFD, poiché influisce direttamente sulla precisione e l'affidabilità dei risultati ottenuti. Esso comprende la definizione del dominio di calcolo, la selezione delle condizioni al contorno, la generazione della griglia e

l'impostazione dei parametri fisici e numerici. Un setup accurato assicura che la simulazione rifletta in modo realistico il comportamento fisico del flusso attorno all'oggetto studiato, come nel caso delle VAWT. Di seguito vengono descritte le principali caratteristiche del setup di simulazione adottato per le simulazioni preliminari, attraverso le quali verrà eseguita la validazione del modello fluidodinamico.

3.2.1 Dominio di calcolo

Il dominio computazionale del modello mostrato in figura 3.2 si compone di due porzioni distinte: un nucleo interno rotante di forma circolare (che simula la rotazione della turbina) il cui centro coincide con l'asse di rotazione della turbina e un dominio rettangolare fisso, che circonda il nucleo, rappresentante l'ambiente circostante.

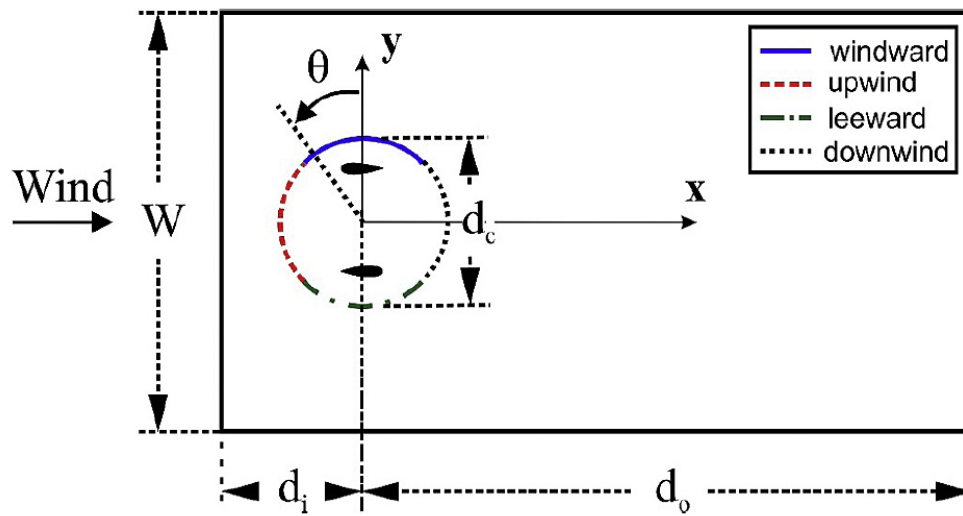


Figura 3.2: Schematizzazione del dominio computazionale [15].

Le dimensioni caratteristiche del dominio di calcolo sono state stabilite seguendo le linee guida dell'articolo di riferimento [15]. In particolare, sono stati adottati i valori minimi di d_c e W raccomandati da Rezaeiha et al. come scelta cautelativa per evitare una sovrastima significativa delle prestazioni della turbina, mentre per i parametri d_i e d_o sono stati scelti valori superiori a quelli minimi suggeriti, al fine di garantire una maggiore conservatività nei risultati. Di seguito, in tabella 3.3 vengono riportati i parametri geometrici del dominio computazionale rapportati al diametro del rotore D_t .

Dimensioni del dominio	
Distanza tra l'inlet e il centro della turbina (d_i)	$15D_t$
Distanza tra l'outlet e il centro della turbina (d_o)	$25D_t$
Diametro del dominio rotante (d_c)	$1.5D_t$
Larghezza del dominio computazionale (W)	$20D_t$

Tabella 3.3: Parametri geometrici del dominio computazionale.

3.2.2 Griglia di calcolo

La mesh di calcolo bidimensionale utilizzata nelle simulazioni consiste in una griglia non strutturata con celle di forma poliedrica. Grazie all'utilizzo della funzione "*Badge for 2D meshing*", le regioni tridimensionali corrispondenti al dominio fisso e a quello rotante sono state fatte collapsare su un piano per ottenere il dominio bidimensionale. Tra le due porzioni del dominio è stata creata un'interfaccia di tipo "*Internal-in place*" la cui funzione è quella di interpolare la soluzione dalla griglia di calcolo fissa del dominio esterno a quella rotante del nucleo interno. In questo modo è possibile mantenere la continuità della soluzione tra le due griglie utilizzate. Inoltre, la dimensione delle celle adiacenti all'interfaccia è la medesima su entrambi i lati al fine di minimizzare gli errori numerici [15]. Successivamente, attraverso la funzione "*Automated mesh (2D)*" è stata generata la griglia di calcolo 2D accoppiata ad un "*Prism layer mesher*" per la corretta trattazione degli strati limite. Considerando che tale operazione è stata adoperata per due regioni distinte, l'opzione "*Per part meshing*" è stata abilitata. Infine, sono stati creati dei controlli di superficie e di volume al fine di controllare separatamente la dimensione delle celle in aree specifiche del dominio, come ad esempio le zone vicino ai profili dove i gradienti sono più elevati e si necessita pertanto una maggiore risoluzione spaziale. In particolare sono stati realizzati quattro controlli di superficie, applicati rispettivamente a: dominio fisso, albero, profili ed interfaccia. I volumi di controllo sono invece stati associati al dominio rotante interno e alle porzioni di esso in cui si sviluppa la scia prodotta dalla rotazione delle pale. Di seguito, una rappresentazione generale della griglia di calcolo e i relativi dettagli:

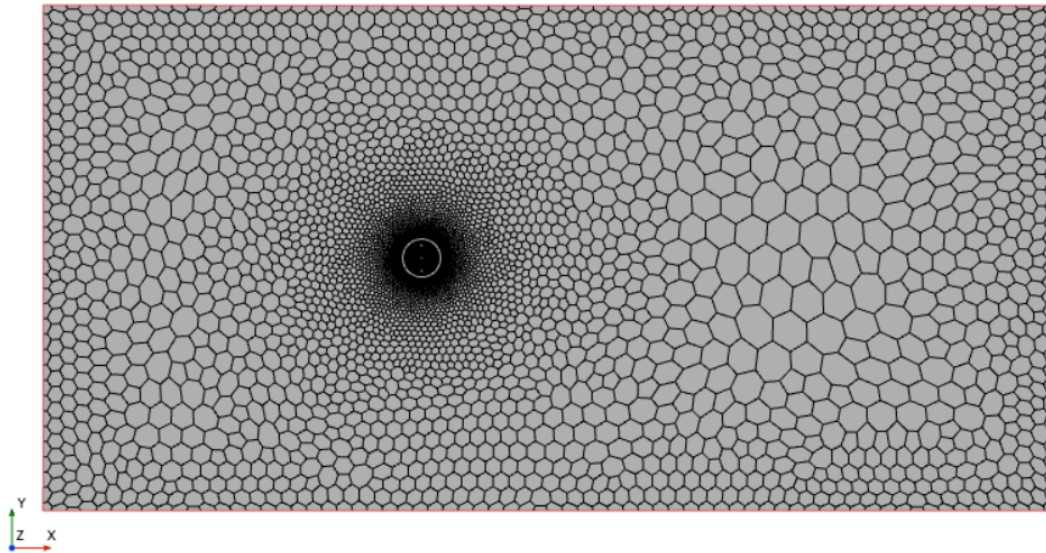


Figura 3.3: Griglia di calcolo.

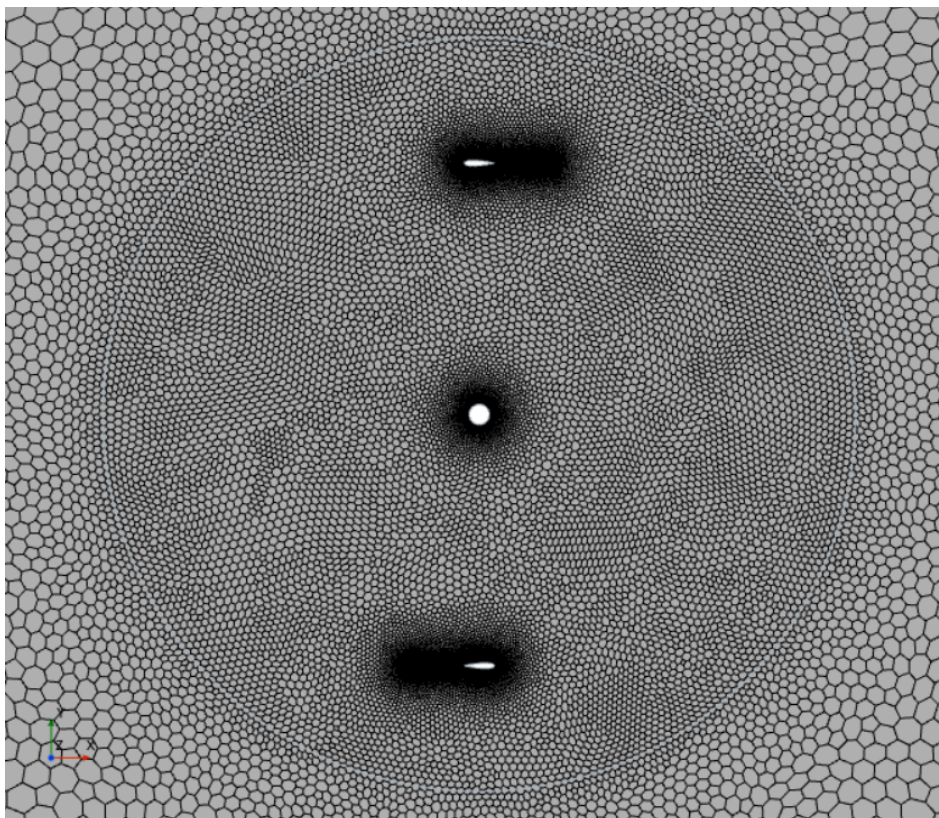


Figura 3.4: *Griglia di calcolo - dettaglio del dominio rotante.*

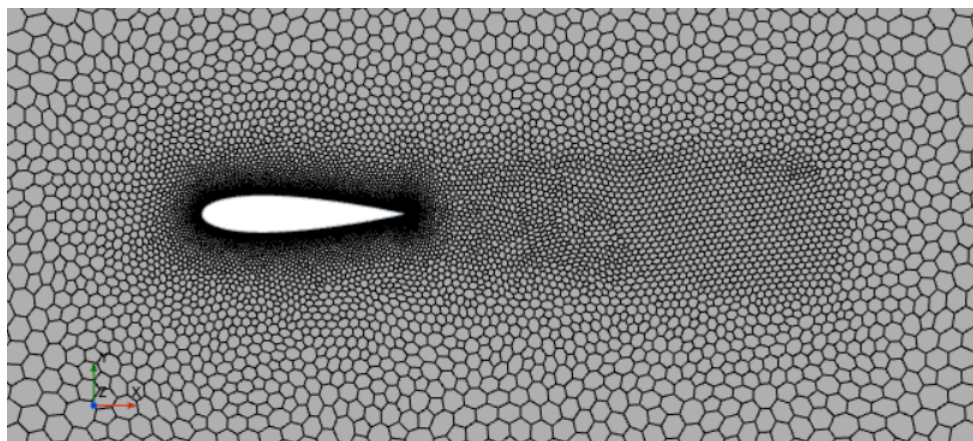


Figura 3.5: *Griglia di calcolo - dettaglio della scia.*

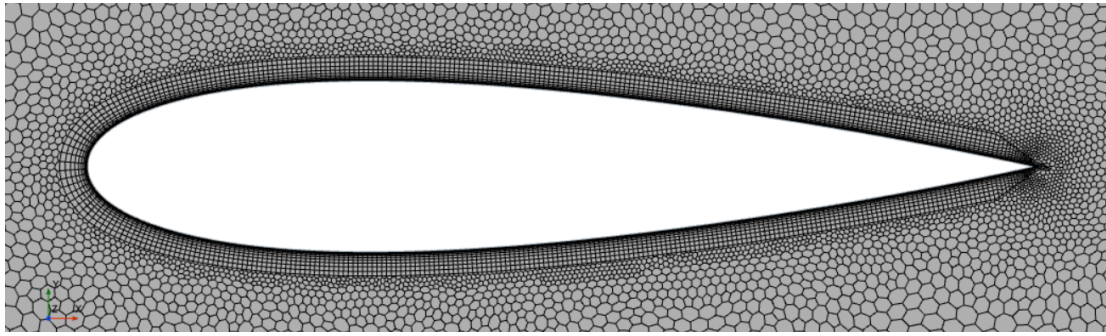


Figura 3.6: *Griglia di calcolo - dettaglio del profilo.*

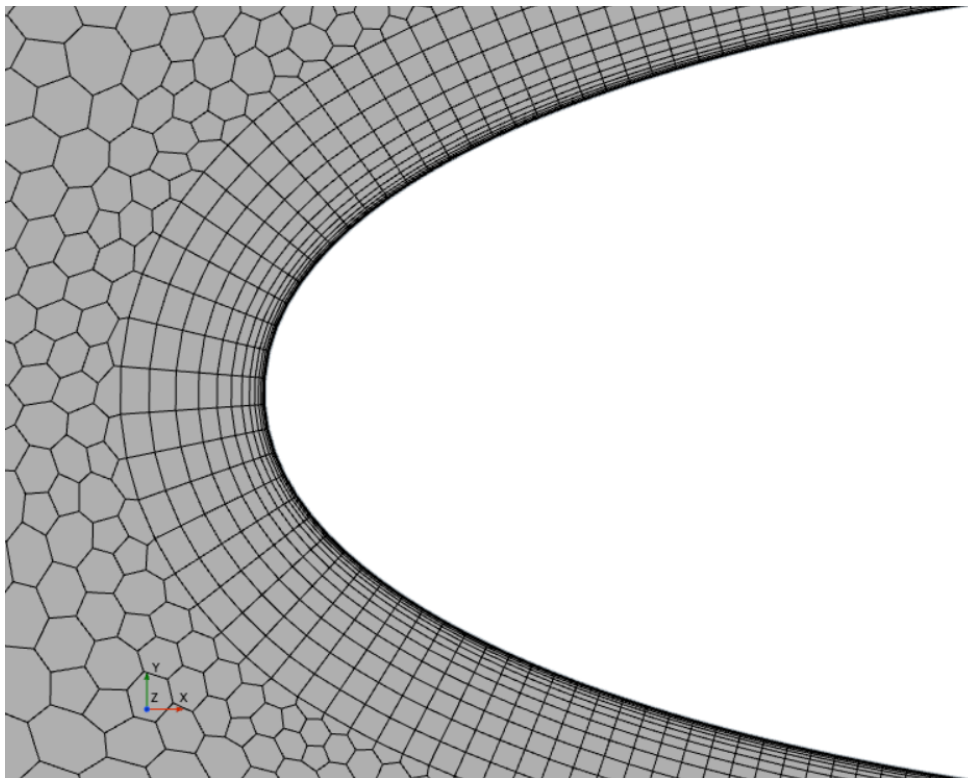


Figura 3.7: *Griglia di calcolo - dettaglio del prism layer.*

In tabella 3.4 vengono riportate tutte le impostazioni utilizzate per la generazione della mesh di calcolo bidimensionale. Il numero totale di celle generate ammonta a 52444.

Automated mesh (2D)	
Mesher	Polygonal
Prism Layer Mesher	ENABLED
Per Part Meshing	ENABLED
Prism Layer Mesher	
Stretching Function	Hyperbolic tangent
Distribution Mode	Wall Thickness
Default Control	
Base Size	chord (0.006 m)
Target Surface Size	100 % (relative to Base Size)
Minimum Surface Size	10 % (relative to Base Size)
Surface Curvature	36 parts/circle
Surface Growth Rate	Slow
Prism Layer Control	
Total Thickness	3 % (relative to Base Size)
Number of Layers	16
Near Wall Thickness	0.000003 m ($y^+ \approx 1$)
Controlli di superficie	
Dominio fisso	Target Surface Size: 1000 % (relative to Base Size) Minimum Surface Size: 250 % (relative to Base Size)
Interfaccia	Target Surface Size: 25 % (relative to Base Size) Minimum Surface Size: 2.5 % (relative to Base Size)
Profili	Target Surface Size: 0.5 % (relative to Base Size) Minimum Surface Size: 0.1 % (relative to Base Size)
Albero	Target Surface Size: 2 % (relative to Base Size) Minimum Surface Size: 0.2 % (relative to Base Size)
Controlli volumetrici	
Dominio rotante	Custom Size: 25 % (relative to Base Size)
Porzioni della scia	Custom Size: 3 % (relative to Base Size)

Tabella 3.4: Impostazioni utilizzate per la generazione della griglia di calcolo.

3.2.3 Modello fisico del problema

La corretta modellazione della fisica del problema è fondamentale per ottenere dei risultati accurati e coerenti con le condizioni operative del caso studio descritte nella sezione precedente. In particolare, la scelta del modello di turbolenza risulta di cruciale importanza e dipende dalle caratteristiche specifiche della VAWT e dagli obiettivi della simulazione. Nel presente lavoro di tesi si è scelto di utilizzare il modello K-Omega, ovvero un modello di turbolenza a due equazioni basato sulle RANS (equazioni di Navier-Stokes mediate alla Reynolds) che risolve l'equazione di trasporto dell'energia cinetica turbolenta K e il suo rateo di dissipazione ω . Nello specifico, la scelta è ricaduta sul modello K-Omega SST sviluppato nel 1992 da Florian R. Menter [19], che consiste in una combinazione dei due modelli di turbolenza standard K-epsilon (più robusto nelle regioni di flusso lontane dalle pareti) e K-Omega (più accurato nelle vicinanze delle pareti) a cui è stato applicato il modello di trasporto dello shear-stress (SST). Tale modello assume le caratteristiche del K-Omega standard in prossimità delle pareti e quindi nella regione dello strato limite, fornendo una migliore risoluzione dei fenomeni turbolenti vicino alla superficie e permettendo una descrizione accurata del gradiente di velocità. Questo approccio consente

di evitare l'utilizzo di funzioni di parete, che sarebbero necessarie in modelli come il k-epsilon, migliorando la predizione della turbolenza nelle regioni critiche. Al di fuori dello strato limite, il modello adotta le caratteristiche del k-epsilon per una maggiore robustezza e stabilità nella simulazione dei flussi liberi, garantendo una transizione graduale tra i due modelli attraverso l'utilizzo di una funzione di blending.

Di seguito, in tabella 3.5 vengono riportate le impostazioni selezionate per ricreare l'ambiente fisico nel quale la turbina si trova ad operare.

Modello Fisico	
Space	Two Dimensional
Time	Implicit Unsteady
Material	Gas
Flow	Segregated Flow
Equation of State	Ideal Gas
Energy	Segregated Fluid Isothermal
Viscous Regime	Turbulent
Turbulence	RANS
Reynolds-Averaged Turbulence	K-Omega Turbulence
K-Omega Turbulence Model	SST (Menter) K-Omega
K-Omega Wall Treatment	All y+ Wall Treatment
Transition	NO

Tabella 3.5: Caratteristiche del modello fisico di riferimento.

3.2.4 Condizioni al contorno

Le condizioni al contorno imposte sul dominio di calcolo sono le seguenti: sul bordo laterale sinistro, così come sui bordi superiore e inferiore, è stata applicata la condizione di *Velocity Inlet*, attraverso la quale viene specificata l'entità e la direzione della velocità del flusso in ingresso, che rappresenta la velocità del vento incidente sulla turbina. Sul bordo laterale destro, corrispondente all'uscita del dominio, è stata invece imposta la condizione di *Pressure Outlet* per permettere al flusso di uscire liberamente dal dominio senza riflessioni indesiderate, mantenendo una pressione specificata e pari alla pressione ambiente. Infine, sulle superfici solide dei profili alari e dell'albero è stata imposta la condizione di *parete (No Slip)*, che assume che la velocità relativa tra il fluido e le superfici sia nulla, riflettendo il comportamento fisico reale del fluido in contatto con le superfici della turbina.

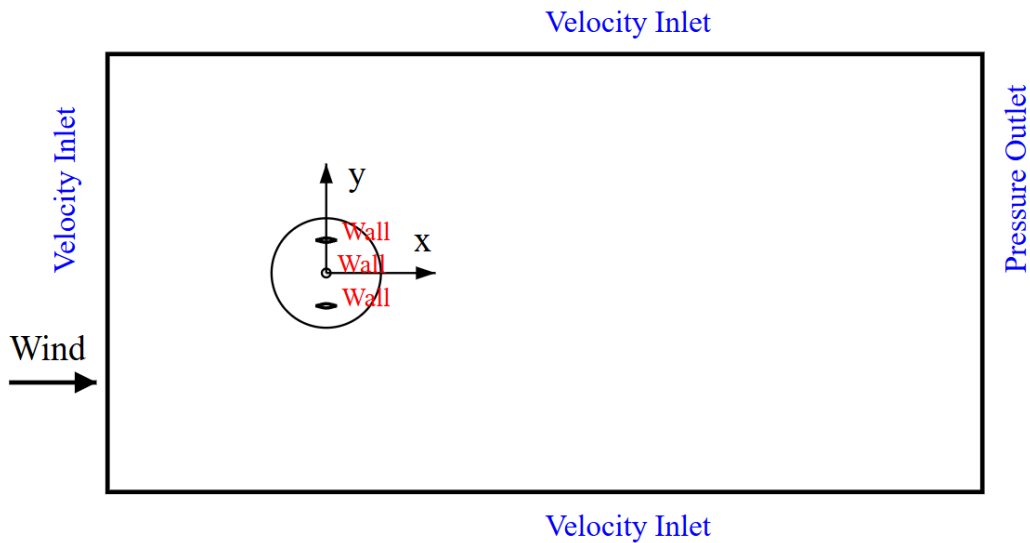


Figura 3.8: Condizioni al contorno imposte sul dominio di calcolo.

Per concludere, le condizioni iniziali imposte sul dominio sono le stesse adottate nell'articolo di riferimento. In particolare, tutte le grandezze sono da intendersi costanti ad eccezione dell'intensità di turbolenza. Questa infatti decade lungo il dominio, come riportato da A. Rezaeiha et Al. [15]. Pertanto sono stati assunti due valori distinti di intensità di turbolenza in corrispondenza di inlet e outlet. In tabella 3.6 vengono riportate le condizioni iniziali di velocità, turbolenza e pressione impostate per le condizioni al contorno.

Condizioni iniziali	
Velocity Inlet	Free Stream Velocity: 9.3 m/s Free Stream Direction: x Turbulence Intensity: 5 % Turbulence Length Scale: 0.006 m
Pressure Outlet	Pressure: 101325 Pa Turbulence Intensity: 3 % Turbulence Length Scale: 0.006 m

Tabella 3.6: Condizioni iniziali applicate alle condizioni al contorno.

3.2.5 Solver segregato

L'ultimo passo nella modellazione del setup numerico consiste nel configurare i *solvers* di calcolo precedentemente selezionati, in modo da definire la discretizzazione spazio-temporale del dominio di calcolo. Nello specifico, è stata adottata una discretizzazione accurata al secondo ordine sia per lo spazio che per il tempo. Infine, considerando la natura instazionaria del problema è necessario definire opportunamente il *time step* della simulazione, ossia l'intervallo temporale tra due calcoli consecutivi. Risulta conveniente esprimere il time step in funzione del periodo di rivoluzione della turbina a regime. In questo modo è possibile associare tale parametro all'incremento azimutale $d\theta$ delle pale. Le impostazioni dei solutori sono riportate in tabella 3.7:

Solvers	
Space	Two Dimensional Discretization: 2nd order
Time	Implicit Unsteady Implicit Scheme: SIMPLEC Discretization: 2nd order Time Step: $dt = \frac{2\pi/\Omega}{N_{step}}$ [s] Max Inner Iterations: 20

Tabella 3.7: *Configurazione dei solvers.*

3.3 Analisi di convergenza della soluzione

La validazione del modello fluidodinamico implementato su STAR CCM+ passa attraverso l'analisi di convergenza della soluzione, che include la verifica della convergenza rispetto alla discretizzazione spaziale (griglia di calcolo) e temporale (time step). L'approccio adottato è di tipo metodico ed è basato sul confronto tra i risultati delle simulazioni preliminari con quelli riportati nell'articolo di riferimento. Nello specifico, l'analisi si è focalizzata sul confronto delle curve del coefficiente di momento, relative a una singola pala della turbina, e sui valori del coefficiente di potenza. Il coefficiente di momento ottenuto dalle simulazioni è stato confrontato con la curva riportata nell'articolo per valutare l'accuratezza del modello dal punto di vista del comportamento dinamico della pala. Parallelamente, i valori del coefficiente di potenza sono stati confrontati con quelli di riferimento per verificare la capacità del modello di riprodurre correttamente le prestazioni complessive della turbina.

3.3.1 Verifica della convergenza temporale

Prima di iniziare a trattare i dati ottenuti mediante le simulazioni, è di fondamentale importanza che il campo fluido raggiunga la "stazionarietà statistica". Ciò implica che la soluzione delle simulazioni sia stabile e in particolare convergente con il trascorrere del tempo. A tale fine, è stata condotta un'indagine sul numero minimo di rivoluzioni che la turbina deve compiere perché la soluzione possa essere considerata statisticamente stazionaria. Il parametro selezionato come criterio per l'analisi di convergenza della soluzione è il coefficiente di potenza C_P , il quale è stato confrontato per diversi numeri di rivoluzioni effettuate. La simulazione preliminare è stata eseguita utilizzando le impostazioni descritte nella sezione precedente, in particolare è stato adottato come time step un valore piuttosto elevato, corrispondente ad un incremento azimutale $d\theta = 5^\circ$, in modo da velocizzare l'analisi. Come si vedrà in seguito, il time step selezionato non è sufficientemente piccolo per catturare dettagliatamente i fenomeni transitori che si verificano durante la rotazione delle pale. Ciononostante, monitorando la soluzione al variare del tempo si osserva un comportamento asintotico e privo di oscillazioni significative, il che suggerisce che tale valore è da ritenersi adeguato per verificare la convergenza temporale della soluzione, se pur questa non sia sufficientemente accurata. Come si può osservare in figura 3.9, la simulazione preliminare è stata condotta per un totale di 30 rivoluzioni complete della turbina, corrispondenti a un arco temporale sufficiente per osservare la tendenza asintotica della soluzione e determinare se il flusso attorno alla turbina stesse raggiungendo una condizione di stazionarietà statistica.

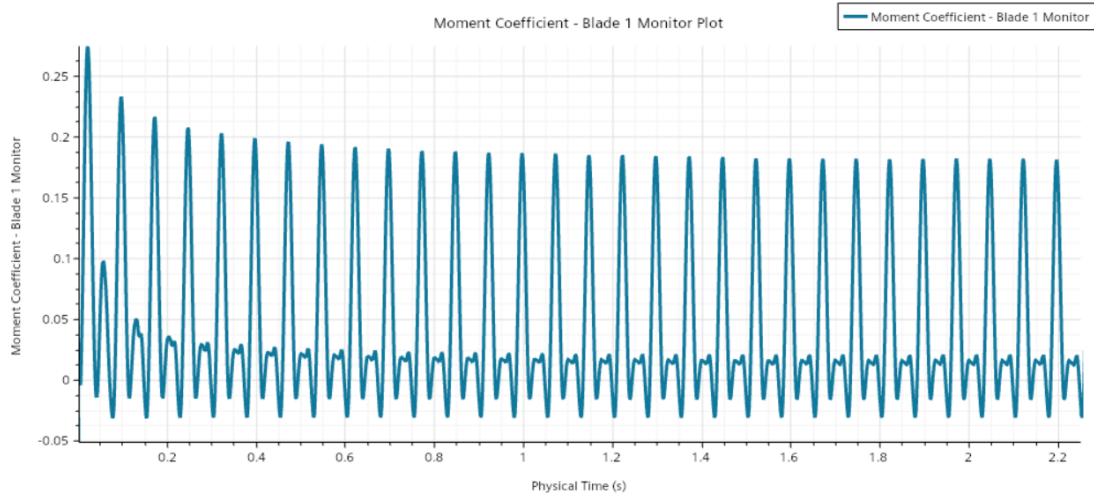


Figura 3.9: Analisi di convergenza della soluzione - C_m (singola pala) al variare del tempo.

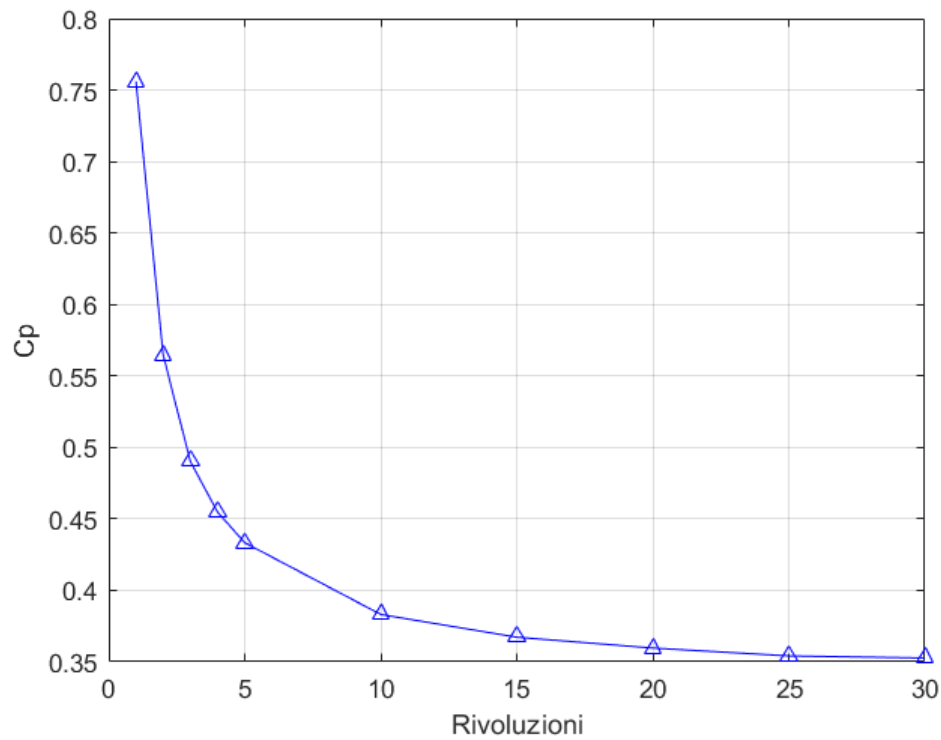


Figura 3.10: Analisi di convergenza della soluzione - C_p al variare del numero di rivoluzioni.

Successivamente è stato calcolato il C_p corrispondente a ciascuna rivoluzione in modo da poter visualizzare il suo comportamento al crescere del numero di rivoluzioni. Come è possibile

osservare dalla figura 3.10, anche il coefficiente di momento assume un andamento asintotico che conferma ulteriormente la buona convergenza della soluzione. In particolare si osserva una riduzione del C_P del 49.32 % passando dalla prima alla decima rivoluzione, del 6.13 % passando dalla decima alla ventesima e del 1.93 % passando dalla ventesima alla trentesima.

Infine è stata calcolata la differenza percentuale tra le ultime due rivoluzioni consecutive, osservando una riduzione del coefficiente di potenza pari a 0.73 %. Alla luce dei risultati ottenuti, le simulazioni possono essere considerate statisticamente stazionarie (convergenti) effettuando almeno 30 rivoluzioni complete. Tale risultato viene confermato ulteriormente da A. Rezaeiha et Al. nell'articolo di riferimento [15], dove viene indicato un range compreso tra le 20 e le 30 rivoluzioni come valore minimo per cui le simulazioni possano essere considerate statisticamente stazionarie.

3.3.2 Analisi di convergenza della griglia di calcolo e del Time Step

L'approccio impiegato per lo studio sulla convergenza della griglia computazionale e del time step segue la metodologia utilizzata da A. Rezaeiha et Al. [15], i quali forniscono i risultati in termini di coefficiente di momento (per singola pala) al variare della posizione azimutale e di coefficienti di potenza per tre diverse griglie, ottenute raddoppiando sistematicamente il numero di celle.

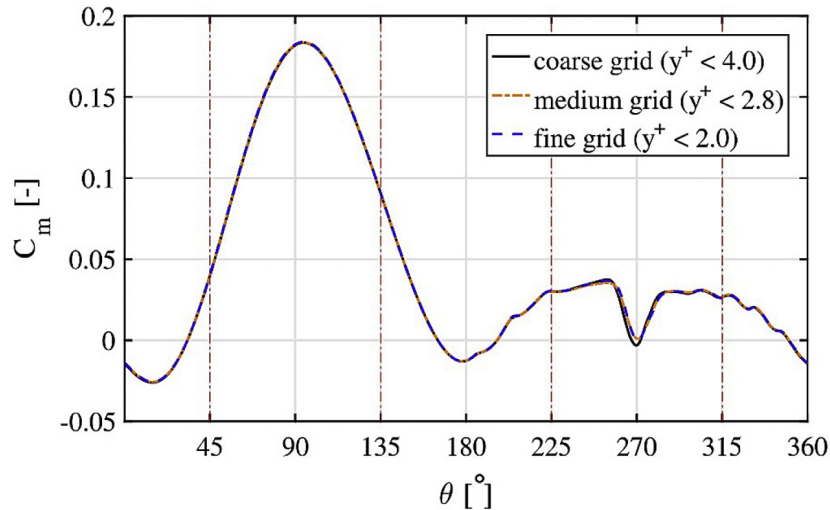


Figura 3.11: Coefficiente di momento al variare della posizione azimutale per tre diverse griglie di calcolo [15].

Di seguito, in tabella 3.8 riportano i valori del C_P calcolati per le tre diverse griglie e i relativi numeri di celle:

Griglia	Numero di celle	C_P
Coarse grid	395851	0.410
Medium grid	755782	0.412
Fine grid	1730604	0.413

Tabella 3.8: Dettagli delle griglie computazionali utilizzate da A. Rezaeiha et Al. a confronto [15].

In base ai risultati ottenuti, la griglia più grossolana (coarse grid) risulta essere il compromesso migliore tra accuratezza e costo computazionale ed è quindi stata selezionata da A. Rezaeiha et Al. come riferimento per tutte le indagini successive condotte nello studio. Pertanto, la curva relativa alla coarse grid è stata scelta come "target" di riferimento per la validazione del modello fluidodinamico. Per prima cosa, la curva target è stata digitalizzata mediante l'utilizzo del tool "WebPlotDigitizer" [20], un software online che permette di estrarre dati numerici a partire da delle immagini. In questo modo è possibile mettere a confronto sullo stesso grafico i risultati delle simulazioni effettuate con quelli dell'articolo di riferimento.

Seguendo le linee guida fornite da A. Rezaeiha et Al., sono state generate due ulteriori griglie di calcolo in aggiunta a quella descritta nella sezione 3.2.2, al fine di investigare la dipendenza dei risultati dalla griglia computazionale. La variazione delle dimensioni e del numero di celle per ogni griglia è stata ottenuta dimezzando progressivamente il "Base Size", come mostrato nella tabella seguente:

Griglia	Numero di celle	Base Size
GRID 1	52443	c
GRID 2	123698	$c/2$
GRID 3	350441	$c/4$

Tabella 3.9: *Dettagli delle griglie di calcolo utilizzate per la validazione del modello fluidodinamico.*

Successivamente è stato definito il range di variazione del time step da investigare, così da poter confrontare i risultati delle tre diverse griglie per diversi valori della discretizzazione temporale. In questo modo è possibile valutare l'influenza del time step sulla precisione delle simulazioni e identificare la configurazione più idonea per garantire un equilibrio tra accuratezza e costi computazionali. Gli incrementi temporali utilizzati per l'indagine e i relativi incrementi azimutali sono riportati in tabella 3.10.

dt [s]	$d\theta$ [°]
$1.04136 \cdot 10^{-3}$	5
$4.16546 \cdot 10^{-4}$	2
$2.08273 \cdot 10^{-4}$	1
$1.04136 \cdot 10^{-4}$	0.5
$5.20683 \cdot 10^{-5}$	0.25

Tabella 3.10: *Incrementi temporali e azimutali utilizzati per la validazione del modello fluidodinamico.*

Al fine di ottenere dei risultati che rappresentassero il comportamento medio nel tempo della turbina, tutte le curve rappresentate da qui in avanti, relative al coefficiente di momento della singola pala e al coefficiente di momento globale della turbina, sono state ricavate effettuando la media delle ultime cinque rivoluzioni, una volta raggiunta la convergenza della soluzione.

La prima simulazione per la validazione del modello fluidodinamico è stata eseguita utilizzando la GRID 1 e variando progressivamente il time step a partire dall'incremento azimutale maggiore. In questo modo è possibile osservare l'influenza del time step sull'accuratezza dei risultati per la data griglia e individuare quindi un time step di riferimento da utilizzare successivamente come base di partenza per il confronto tra le tre diverse griglie.

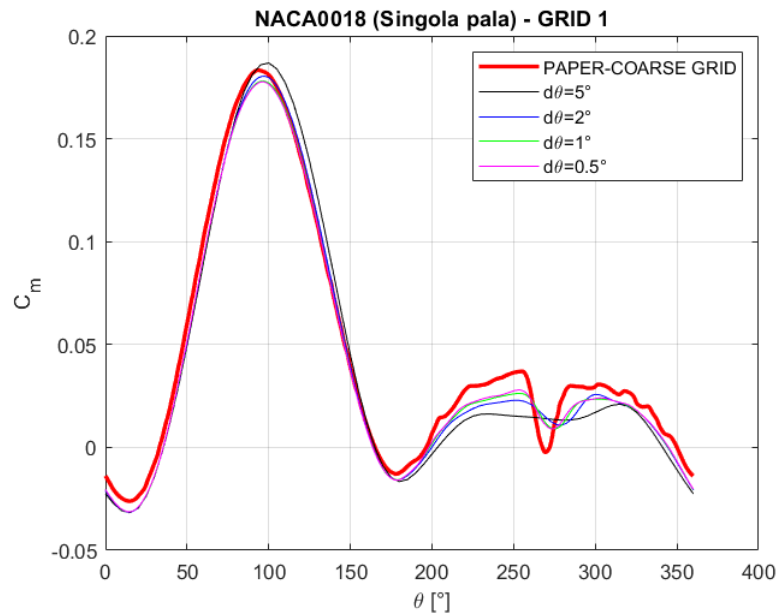


Figura 3.12: Confronto tra la curva target e le curve ottenute per differenti incrementi azimutali utilizzando la GRID 1.

I risultati della simulazione evidenziano che, come accennato in precedenza, il time step corrispondente ad un incremento azimutale $d\theta = 5^\circ$ non sia capace di predire accuratamente il comportamento del coefficiente di momento C_m rispetto ai valori di riferimento. La curva ottenuta per questo time step risulta infatti troppo smussata, trascurando completamente i fenomeni di separazione del flusso che si verificano all'interno della zona *down wind* per posizioni azimutali comprese tra i 250° e 300° . Al contrario, riducendo il time step le curve risultano significativamente più dettagliate e allineate con i risultati di riferimento, suggerendo che un incremento azimutale più fine è fondamentale per catturare in modo preciso le complessità del flusso attorno alla pala e migliorare la qualità delle simulazioni. Alla luce di questi risultati, i time step corrispondenti agli incrementi azimutali $d\theta = 5^\circ$ e $d\theta = 2^\circ$ sono stati scartati, mentre quelli corrispondenti a $d\theta = 1^\circ$ e $d\theta = 0.5^\circ$ sono stati utilizzati nelle simulazioni successive essendo quelli che meglio approssimano l'andamento della curva target.

Individuati i time step più appropriati, l'analisi è stata approfondita confrontando le diverse griglie utilizzando gli incrementi azimutali rimanenti, come mostrato nelle figure 3.13 e 3.14.

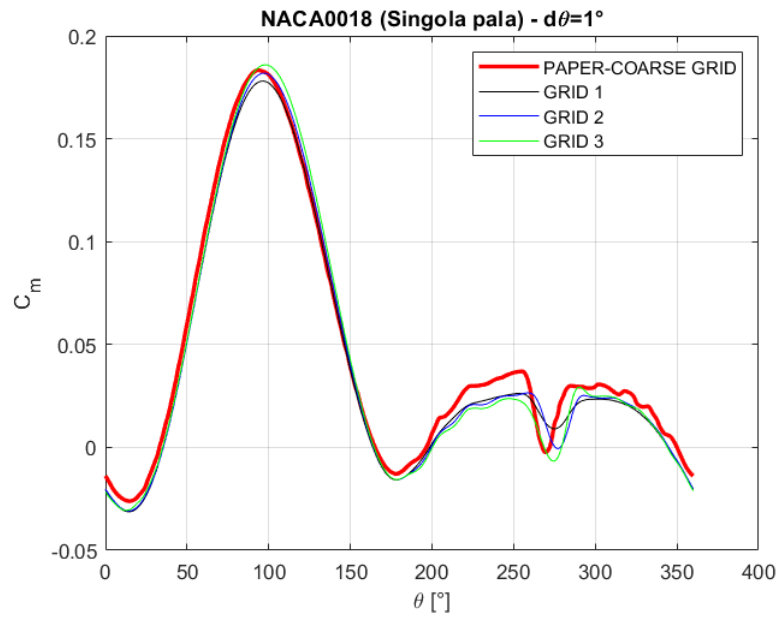


Figura 3.13: Confronto tra la curva target e le curve ottenute per le diverse griglie utilizzando $d\theta = 1^\circ$.

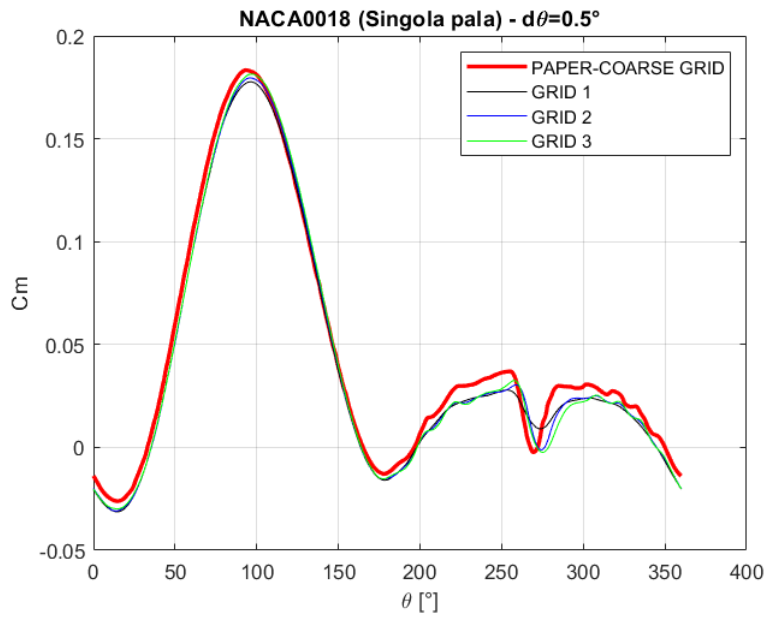


Figura 3.14: Confronto tra la curva target e le curve ottenute per le diverse griglie utilizzando $d\theta = 0.5^\circ$.

Nel primo caso ($d\theta = 1^\circ$), le curve relative a tutte le griglie presentano un comportamento

simile, con differenze minime rispetto al target. Tuttavia, nella regione compresa tra $\theta = 200^\circ$ e $\theta = 300^\circ$, le simulazioni tendono a discostarsi maggiormente dal riferimento. In particolare, la griglia meno raffinata (GRID 1) mostra una deviazione più marcata rispetto alle altre due, non riuscendo a replicare fedelmente il crollo e la successiva risalita del coefficiente di momento che si verificano tra i 255° e i 280° , fenomeno dovuto alla separazione e al progressivo riattaccamento del flusso attorno alla pala. Ciononostante, l'incremento azimutale di 1° si dimostra sufficiente per catturare il comportamento generale del coefficiente di momento, suggerendo che questa risoluzione temporale costituisce un buon compromesso per uno studio preliminare.

Quando l'incremento azimutale viene ridotto a $d\theta = 0.5^\circ$, le differenze tra le varie griglie si riducono ulteriormente, con le curve che coincidono quasi perfettamente in tutte le regioni del grafico, ad eccezione della zona in cui si verifica lo stallo e il successivo recupero di portanza descritto precedentemente, dove la griglia più grossolana tende, anche in questo caso, a non seguire fedelmente l'andamento della curva target. Inoltre, per tale valore del time step, le simulazioni effettuate con le griglie più raffinate (GRID 2 e GRID 3) riescono a riprodurre adeguatamente le oscillazioni osservabili nella porzione di grafico compresa tra $\theta = 300^\circ$ e $\theta = 350^\circ$, contrariamente a quanto accade con $d\theta = 1^\circ$, dove queste risultano essere quasi impercettibili. Tali oscillazioni sono imputabili a fenomeni di turbolenza e instabilità del flusso, legati alla formazione di vortici nel processo di riattaccamento, che influenzano la distribuzione di pressione sulla pala e causano variazioni nel C_m . Le differenze riscontrate per i due diversi incrementi azimutali indicano che un time step più fine contribuisce ad eliminare ulteriormente le piccole discrepanze osservate tra le varie griglie con $d\theta = 1^\circ$, migliorando la capacità della simulazione di catturare variazioni rapide del coefficiente di momento. Sulla base delle considerazioni fatte, la GRID 1 è stata scartata in quanto non sufficientemente raffinata per poter catturare efficacemente i forti gradienti di pressione e velocità che sussistono per determinate posizioni azimutali. Per quanto riguarda il time step, nonostante $d\theta = 1^\circ$ si sia dimostrato sufficiente per predire con buona approssimazione il comportamento globale del C_m , l'incremento azimutale $d\theta = 0.5^\circ$ ha fornito i risultati più accurati nella riproduzione dell'andamento della curva target e, pertanto, è stato selezionato come riferimento per il prosieguo dell'analisi.

Al fine di verificare se un ulteriore raffinamento della discretizzazione temporale restituisse risultati ancora più precisi, le due griglie rimanenti sono state testate adottando un nuovo incremento azimutale, pari a $d\theta = 0.25^\circ$. I risultati ottenuti sono quindi stati messi a confronto con quelli relativi al time step di riferimento $d\theta = 0.5^\circ$, non solo qualitativamente ma anche in termini di prestazioni complessive della turbina, attraverso il calcolo del coefficiente di potenza per tutte e quattro le combinazioni di griglia e time step. Come si può osservare dalla figura 3.15, tutte le curve approssimano con buona precisione l'andamento del target, soprattutto nella prima porzione del grafico compresa tra 0° e 200° dove non sono presenti rapide separazioni del flusso attorno alla pala. Inoltre, in questa regione tutte le curve si sovrappongono quasi completamente, confermando che in questa fase il comportamento del flusso è ben predetto da tutte le simulazioni. Nella regione compresa tra 200° e 300° , caratterizzata da fenomeni di separazione e riattaccamento del flusso, tutte le curve mostrano un discreto accordo con il target, tuttavia l'approssimazione non è accurata quanto quella nella prima porzione del grafico. Ciò è imputabile alle limitate risorse computazionali utilizzate per la presente analisi, le quali, se confrontate con quelle a disposizione di A. Rezaeiha et Al., non riescono a catturare quantitativamente con sufficiente dettaglio i fenomeni turbolenti e le instabilità del flusso che si verificano in questa fase. Ad ogni modo, i risultati ottenuti da tutte e sei le simulazioni sono da ritenersi soddisfacenti, in quanto riescono a seguire da vicino l'andamento della curva target e predicono correttamente il comportamento del flusso attorno alla pala durante tutta la rotazione. Parallelamente al confronto qualitativo tra la curva di riferimento e quelle derivanti dalle simulazioni, è stata effettuata la comparazione quantitativa delle prestazioni della turbina tra le varie simulazioni condotte, al fine di valutare la

buona convergenza della soluzione. In particolare, è stato assunto come riferimento il coefficiente di potenza della simulazione più raffinata (GRID 3 e $d\theta = 0.25^\circ$) e sono state calcolate le differenze percentuali tra questo valore e quelli dei C_p stimati per ogni configurazione di griglia e time step. In tabella 3.11 vengono riportati i parametri identificativi delle varie simulazioni, compreso il tempo di calcolo impiegato per effettuare cinque rivoluzioni, indicato come t ed espresso in ore.

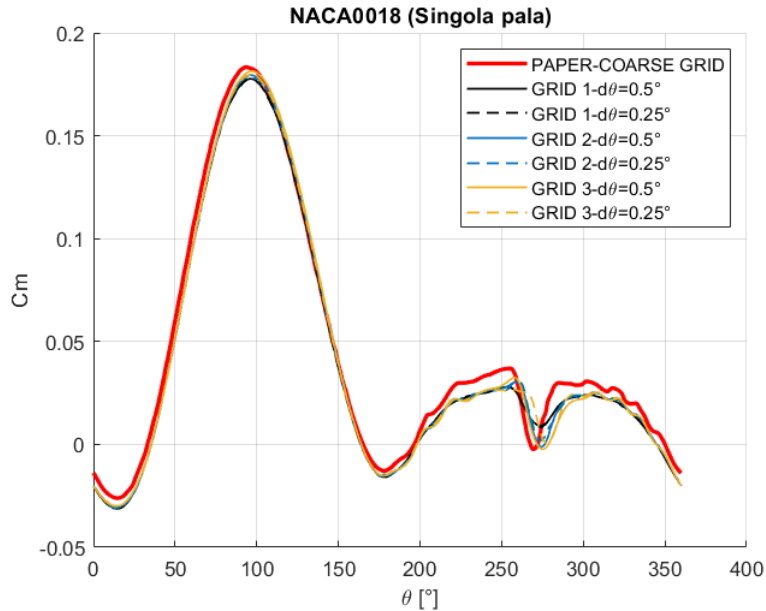


Figura 3.15: Confronto tra la curva target e le curve ottenute per le diverse configurazioni di griglia e time step.

Convergenza della soluzione					
Griglia - $d\theta$	Numero di celle	Base Size	t [h]	C_P	$\Delta C_P(\%)$
GRID 1 - $d\theta = 0.5^\circ$	52443	c	3.5	0.3640	-1.9311
GRID 1 - $d\theta = 0.25^\circ$	52443	c	7	0.3643	-1.8470
GRID 2 - $d\theta = 0.5^\circ$	123698	$c/2$	6.5	0.3676	-0.9500
GRID 2 - $d\theta = 0.25^\circ$	123698	$c/2$	13	0.3680	-0.8458
GRID 3 - $d\theta = 0.5^\circ$	350441	$c/4$	16	0.3691	-0.5615
GRID 3 - $d\theta = 0.25^\circ$	350441	$c/4$	32	0.3712	0

Tabella 3.11: Convergenza della soluzione: dettagli e differenza percentuale tra il C_P della simulazione più raffinata e i C_P delle varie simulazioni.

Per tutte e sei le combinazioni di griglia e time step la differenza percentuale, in valore assoluto, non supera il 2%, con un andamento decrescente all'aumentare della risoluzione spaziale e temporale. Ciò dimostra che il progressivo raffinamento della griglia e dell'incremento azimutale contribuisce a migliorare l'accuratezza delle simulazioni sia in termini qualitativi che quantitativi, come mostrato in figura 3.16.

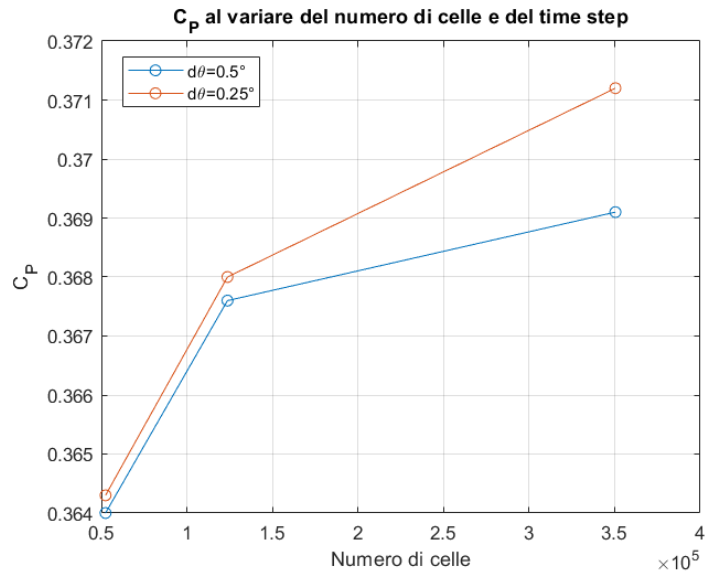


Figura 3.16: Coefficiente di potenza C_P al variare del numero di celle e dell'incremento azimutale

Alla luce dei risultati ottenuti, la GRID 2 e l'incremento azimutale $d\theta = 0.5^\circ$ sono stati scelti come miglior compromesso tra accuratezza della soluzione e costi computazionali, con una differenza tra il C_P di riferimento e quello stimato per questa configurazione inferiore all' 1% e un tempo di calcolo quattro volte inferiore rispetto alla simulazione più raffinata. In figura 3.17 viene riportata la curva evidenziata relativa alla griglia e al time step selezionati per il prosieguo dello studio.

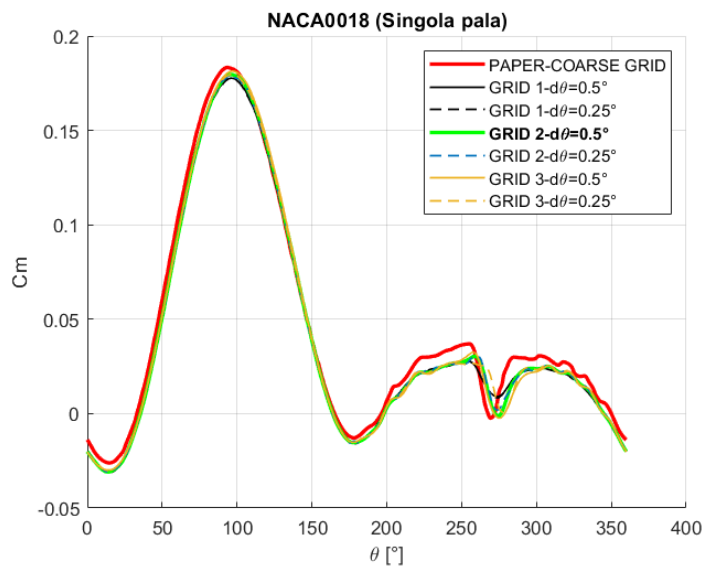


Figura 3.17: Griglia e time step di riferimento in evidenza.

3.3.3 Analisi del modello fisico

In ultima istanza, il modello fisico utilizzato per la validazione del modello fluidodinamico è stato confrontato con due sue varianti, ottenute rispettivamente attraverso l'introduzione del modello di transizione (Gamma Re-theta Transition) associato al modello di turbolenza k-omega SST e l'utilizzo del modello di turbolenza Spalart-Allmaras in sostituzione del k-omega SST. In figura 3.18 sono riportati gli andamenti del coefficiente di momento per ogni variante del modello fisico. Come si può notare, il modello di turbolenza Spalart Allmaras fornisce una predizione del C_m che segue da vicino l'andamento relativo al k-omega SST. Le differenze maggiori tra i due modelli si possono osservare in corrispondenza del picco della funzione, intorno ai 90° , e nella regione critica compresa tra 200° e 350° , dove il C_m assume valori leggermente inferiori. Nel complesso, il modello di turbolenza Spalart Allmaras non introduce migliorie significative nella predizione del fenomeno e pertanto la sua adozione nel modello fisico a discapito del k-omega SST non può essere giustificata. Per quanto riguarda il modello di transizione Gamma Re-theta, sono state eseguite due simulazioni caratterizzate da valori differenti del coefficiente $s1$. Tale coefficiente è un parametro che regola la sensibilità del modello alla velocità del flusso e al gradiente di velocità nelle regioni di transizione laminare-turbolento. In particolare, un valore più alto di $s1$ rende il modello più sensibile ai disturbi, accelerando la transizione, mentre un valore più basso può ritardarla, permettendo al flusso di mantenersi laminare per un tempo maggiore. In entrambi i casi, confrontando le curve con quella relativa al k-omega SST standard, non si registrano miglioramenti significativi nella predizione della curva target. Inoltre, l'utilizzo di un modello di transizione comporta l'introduzione di due ulteriori equazioni da risolvere in aggiunta a quelle di continuità, energia e quantità di moto nelle due dimensioni. Ciò, si traduce in maggiori tempi di calcolo per il calcolo della soluzione, motivo per cui si è deciso di non adottare il modello di transizione all'interno del modello fisico di riferimento.

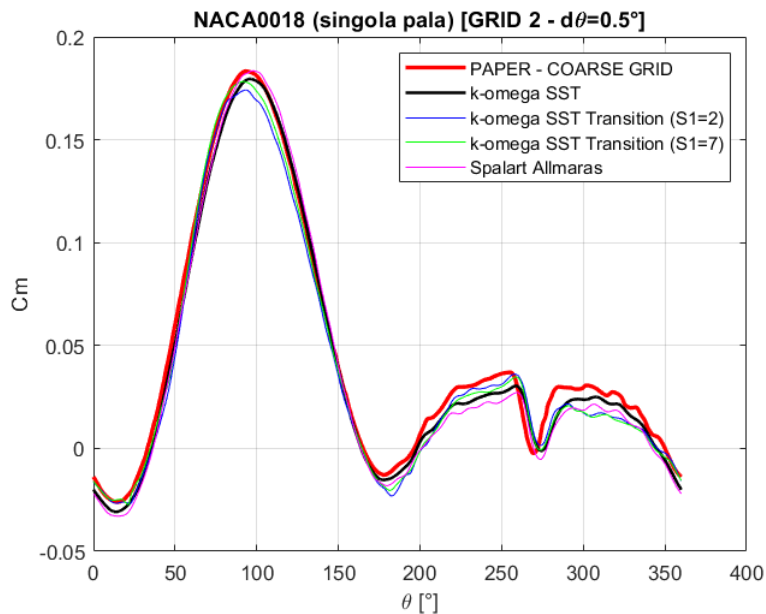


Figura 3.18: Confronto tra il modello di turbolenza k-omega SST con e senza modello di transizione integrato e il modello di turbolenza Spalart-Allmaras.

In tabella 3.12 vengono riportati i valori del coefficiente di potenza calcolati per i diversi modelli di turbolenza testati:

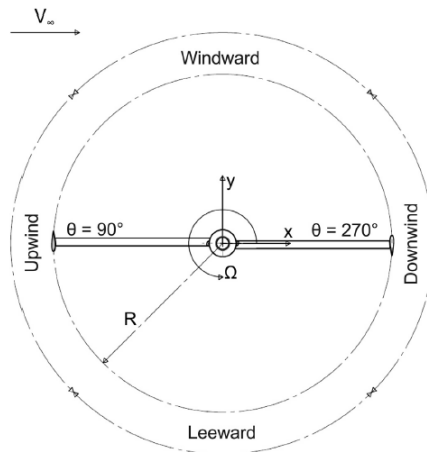
Modello di turbolenza	C_P
K-omega SST	0.3676
K-omega SST - Transition (s1=2)	0.3532
K-omega SST - Transition (s1=7)	0.3625
Spalart Allmaras	0.3552

Tabella 3.12: *Coefficiente di potenza C_P calcolati per i diversi modelli di turbolenza testati.*

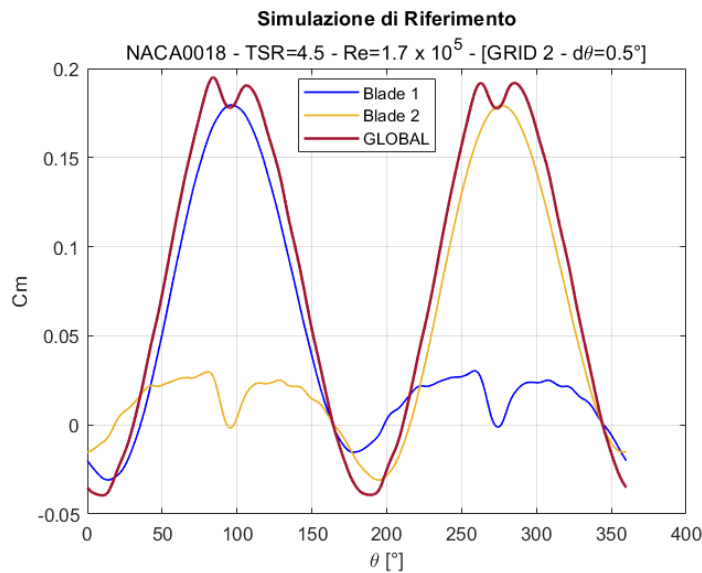
Alla luce dei risultati ottenuti dall'analisi, il modello fluidodinamico implementato su STAR CCM+ è considerato validato e il setup di simulazione descritto nelle precedenti sezioni, associato alla GRID 2 e all'incremento azimutale $d\theta = 0.5^\circ$, verrà utilizzato da qui in avanti per tutti gli studi successivi.

3.4 Simulazione di riferimento

Nella presente sezione viene presentata per intero la simulazione di riferimento effettuata con la griglia e il time step selezionati in seguito all'analisi di convergenza. In particolare, vengono mostrati tre aspetti fondamentali per la valutazione delle prestazioni aerodinamiche della VAWT, ovvero: l'andamento del coefficiente di momento in funzione della posizione azimutale per ogni pala della turbina, l'andamento del coefficiente di momento globale per l'intera turbina e la visualizzazione del campo di velocità in corrispondenza di alcune posizioni azimutali.



(a) Schematizzazione del movimento delle pale di una VAWT [16].



(b) Coefficienti di momento C_m in funzione della posizione azimutale θ della simulazione di riferimento.

Figura 3.19: *Simulazione di riferimento*

Come mostrato in Figura 3.19, le curve corrispondenti alle due pale della turbina risultano sfasate di 180° , un comportamento atteso per una VAWT a due pale, dovuto alla disposizione diametralmente opposta delle pale all'interno del rotore. Questo sfasamento comporta che, quando una pala raggiunge la posizione di massima efficienza aerodinamica, l'altra si trovi in una posizione di minima efficienza. Il coefficiente di momento globale (curva rossa), che rappresenta la somma dei contributi delle due pale, presenta un andamento simile a una sinusoide, con due picchi principali attorno agli angoli azimutali di 90° e 270° . Tuttavia, i picchi positivi del C_m globale non seguono un comportamento sinusoidale ideale, poiché in corrispondenza delle posizioni azimutali per cui si ha la massima generazione di portanza da parte di una delle pale, l'altra sperimenta simultaneamente fenomeni di rapida separazione e riattaccamento del flusso, che determinano la riduzione e la risalita del C_m globale in quelle porzioni del grafico.

Al fine di fornire una comprensione completa dei fenomeni che caratterizzano l'interazione tra il flusso e le pale durante la rotazione della turbina, è utile affiancare ai risultati quantitativi del C_m la visualizzazione del campo di velocità attorno ai profili. In questo modo è possibile associare le variazioni del coefficiente di momento alle dinamiche del flusso, come separazioni, riattaccamenti e fenomeni vorticosi. La visualizzazione del campo di velocità fornisce, infatti, un'interpretazione visiva dei fenomeni aerodinamici che influenzano l'andamento del C_m e permette di correlare le diverse fasi operative della turbina alle variazioni locali del flusso, offrendo così una chiave di lettura più dettagliata delle prestazioni aerodinamiche complessive. Il campo di velocità attorno alle due pale per otto differenti posizioni azimutali viene mostrato in figura 3.20, nella quale gli assi X e Y sono stati normalizzati con il raggio del rotore R , mentre le velocità locali sono state normalizzate con la velocità del flusso indisturbato V_∞ .

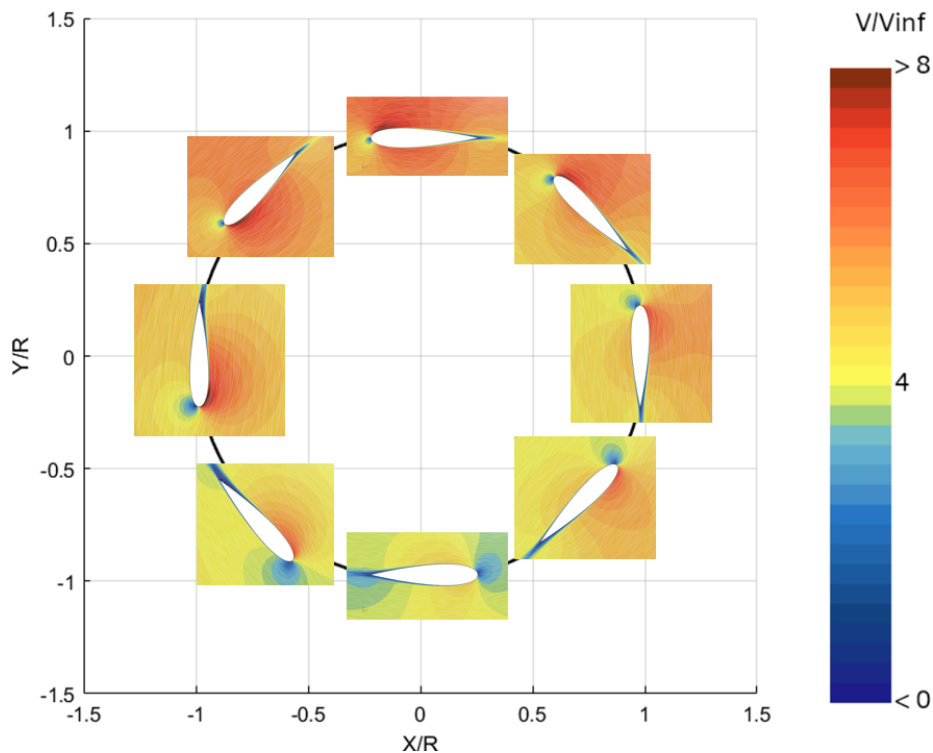


Figura 3.20: Campo di velocità attorno alle pale della simulazione di riferimento per otto differenti posizioni azimutali.

Capitolo 4

Analisi prestazionale delle VAWT

In seguito alla validazione del modello fluidodinamico implementato, il presente lavoro di tesi prosegue con l'analisi delle prestazioni della turbina di riferimento, prendendo in esame diversi profili aerodinamici al fine di comprendere come varia la resa della turbina in funzione delle loro caratteristiche geometriche. Parallelamente, lo studio indaga anche l'influenza dei principali parametri aerodinamici sulle performance della VAWT, come il TSR, il numero di Reynolds e la solidità della turbina. Il caso studio di riferimento utilizzato per la validazione del modello fluidodinamico viene assunto come base di partenza per condurre l'analisi delle prestazioni, pertanto la geometria della turbina rimane invariata per tutto il prosieguo dell'indagine.

I principali parametri che caratterizzano il caso studio di riferimento sono riportati in tabella 4.1:

Caso studio di riferimento	
Profilo aerodinamico	NACA0018 ($c = 0.06 m$)
Velocità del vento incidente	$V_\infty = 9.3 m/s$
Velocità angolare	$\Omega = 83.8 rad/s$
Tip Speed Ratio	$TSR = 4.5$
Averaged Chord Based Re	$Re_{avg} = 1.7 \cdot 10^5$
Numero di pale	$N_b = 2$
Solidità della turbina	$\sigma = 0.12$
Coefficiente di momento medio	$\overline{C_m} = 0.0817$
Coefficiente di potenza	$C_p = 0.3676$

Tabella 4.1: Principali parametri del caso studio di riferimento.

4.1 Analisi delle prestazioni del profilo di riferimento: NACA0018

Allo scopo di individuare la configurazione ottimale della VAWT per il caso studio di riferimento, in questa sezione si indaga l'influenza della solidità, del TSR e del numero di Reynolds sulle prestazioni globali della turbina a parità di profilo utilizzato.

4.1.1 Influenza della solidità

In primo luogo, è stato esaminato l'effetto della solidità della turbina sulle sue prestazioni, mantenendo costanti le condizioni operative e il profilo NACA0018 e variando il numero di pale da uno a tre. Di seguito, vengono illustrati gli andamenti del coefficiente di momento della singola pala e del coefficiente di momento globale per le tre configurazioni.

Configurazione Monopala

Nel caso della configurazione monopala ($\sigma = 0.06$), il C_m globale della turbina coincide con il coefficiente di momento della singola pala, il quale costituisce l'unico contributo alla generazione di potenza. L'andamento della curva corrisponde a quello atteso, con i picchi della funzione che si trovano in corrispondenza di valori del C_m sensibilmente più elevati e una distribuzione del momento, nella regione sottovento, caratterizzata da una oscillazione più marcata rispetto alla configurazione bipala vista nel capitolo precedente.

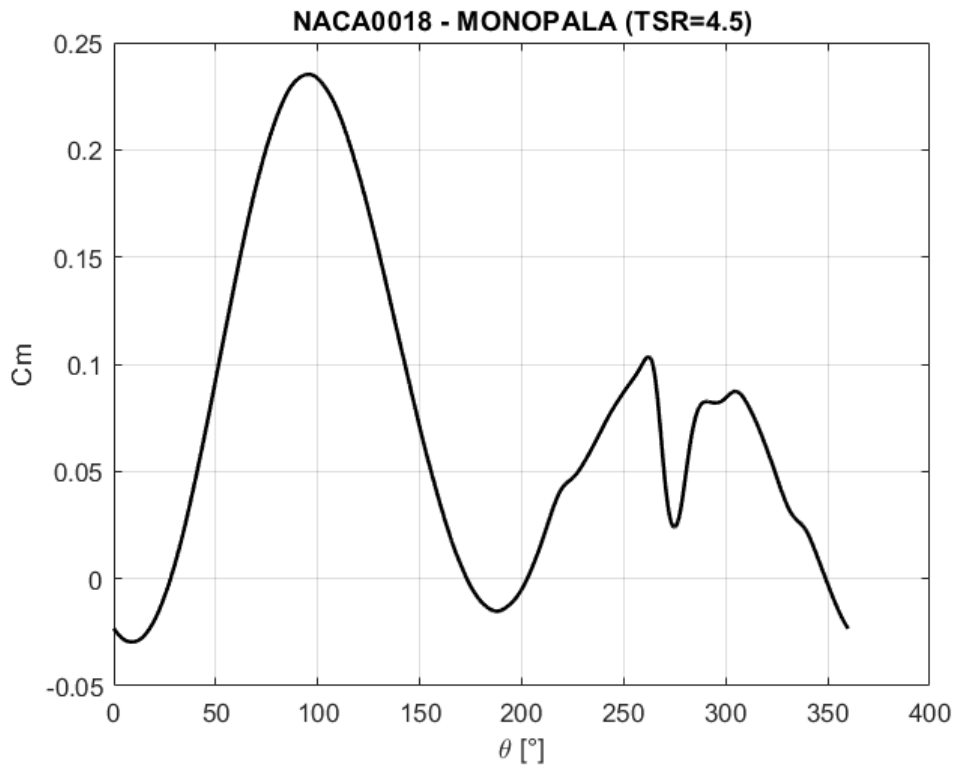


Figura 4.1: Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ per la configurazione monopala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.

Configurazione Bipala

Per quanto riguarda la configurazione bipala ($\sigma = 0.12$), valgono tutte le considerazioni fatte nella sezione 3.4. In questo caso, i contributi alla generazione di potenza sono due e pertanto l'andamento del coefficiente di momento globale risulta più omogeneo rispetto a quello delle singole pale, assumendo un comportamento simile a quello sinusoidale grazie alla distribuzione simmetrica delle forze.

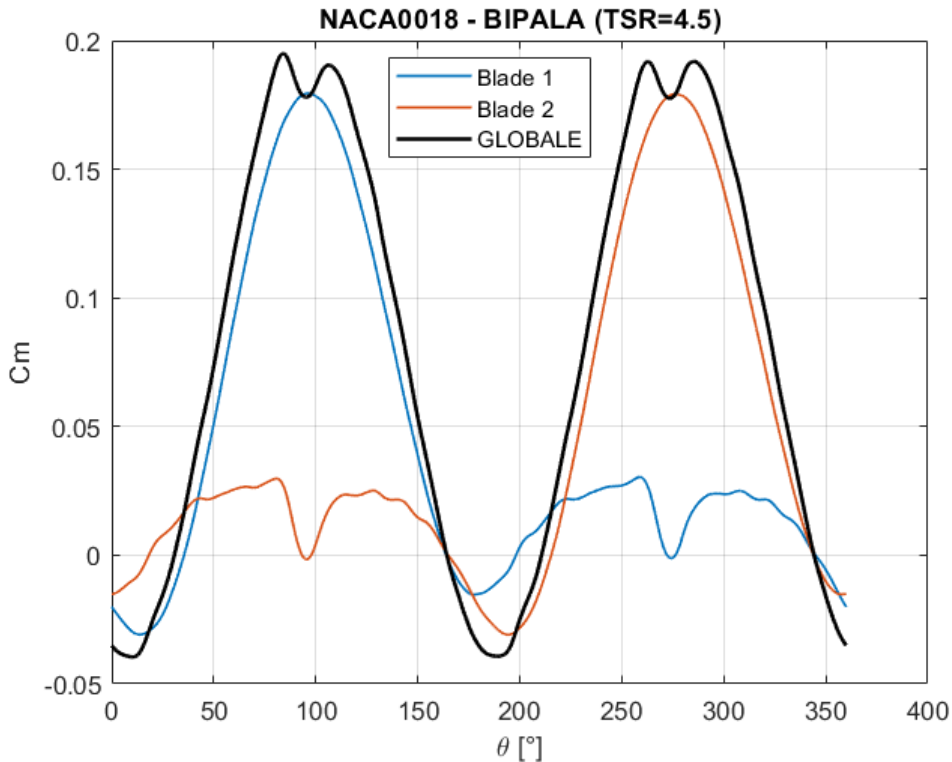


Figura 4.2: Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ per la configurazione bipala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.

Configurazione Tripala

La configurazione tripala ($\sigma = 0.18$) è caratterizzata da un coefficiente di momento globale che è somma di tre contributi, sfasati l'uno rispetto all'altro di 120° . Anche in questo caso l'andamento del C_m della singola pala è conforme a quelli delle configurazioni monopala e bipala, con la regione sopravento che presenta picchi più bassi rispetto alla configurazione di riferimento (bipala) e quella sottovento caratterizzata da un andamento più smussato e privo delle notevoli oscillazioni che contraddistinguono le altre configurazioni. Grazie alla presenza di tre pale, il coefficiente di momento globale risulta molto più regolare e distribuito, presentando un andamento simile ad una sinusoide ideale. Questa uniformità riduce le oscillazioni del momento e quindi le vibrazioni, migliorando verosimilmente la stabilità della turbina.

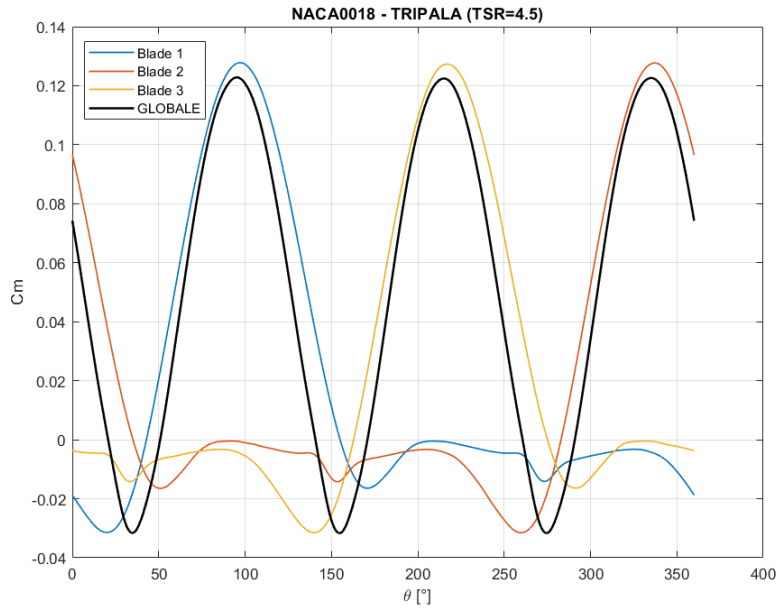


Figura 4.3: Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ per la configurazione tripala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.

Confronto tra le tre configurazioni

Nelle figure 4.4 e 4.5 viene riportato, rispettivamente, il confronto tra le diverse configurazioni per il C_m della singola pala e il C_m globale.

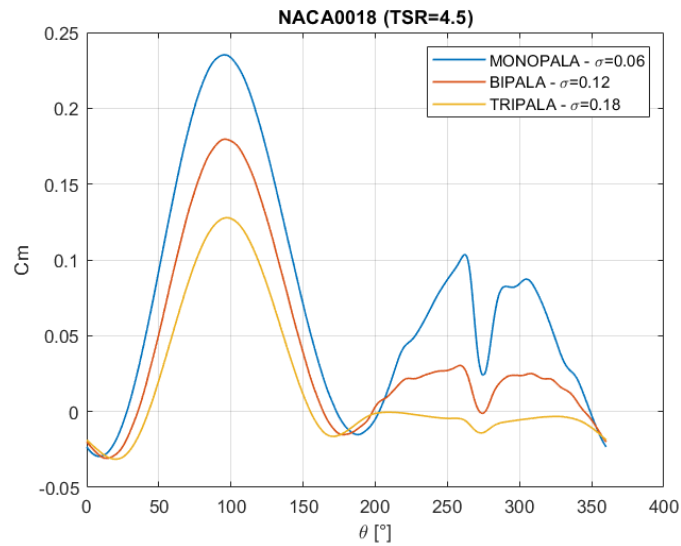


Figura 4.4: Coefficiente di momento C_m della singola pala al variare della posizione azimutale θ per le configurazioni monopala, bipala e tripala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.

Osservando la figura 4.4, relativa al coefficiente di momento della singola pala, si nota come, al crescere del numero delle pale, i picchi delle curve si spostino verso valori inferiori del C_m , riducendo il contributo al momento globale di ciascuna pala. Le ragioni dietro questo comportamento del C_m della singola pala sono da imputare a diversi fattori, quali l'interferenza aerodinamica tra le pale, la distribuzione del carico aerodinamico su più elementi e una maggiore resistenza passiva. In primo luogo, con l'aumentare del numero di pale aumenta la probabilità che una pala si trovi a operare nel flusso perturbato generato da un'altra. Questo fenomeno riduce l'efficienza aerodinamica delle pale successive, poiché il flusso d'aria è meno uniforme e più turbolento. Pertanto, le pale che si trovano nella scia generata dalle altre subiscono una diminuzione della portanza, con conseguente riduzione del contributo al momento. In secondo luogo, l'incremento del numero di pale comporta una generazione di portanza inferiore, da parte di ogni singola pala, rispetto a una configurazione con meno pale, in quanto l'energia del vento è distribuita su un'area più ampia. Di conseguenza, il contributo individuale di ogni pala al momento complessivo diminuisce. Infine, un numero maggiore di pale implica una maggiore superficie esposta al vento, causando un incremento delle perdite aerodinamiche dovute alla resistenza viscosa e a quella di forma. Ciò comporta un minore sfruttamento del flusso d'aria disponibile per la generazione di portanza e, di conseguenza, una riduzione del contributo di ciascuna pala al momento globale. In compenso, una solidità maggiore contribuisce alla stabilizzazione del momento su ogni pala, riducendo progressivamente l'entità delle sue oscillazioni nella regione sottovento. Ciò comporta una maggiore uniformità dei carichi aerodinamici sulle pale, rendendo queste ultime soggette a sollecitazioni strutturali più contenute.

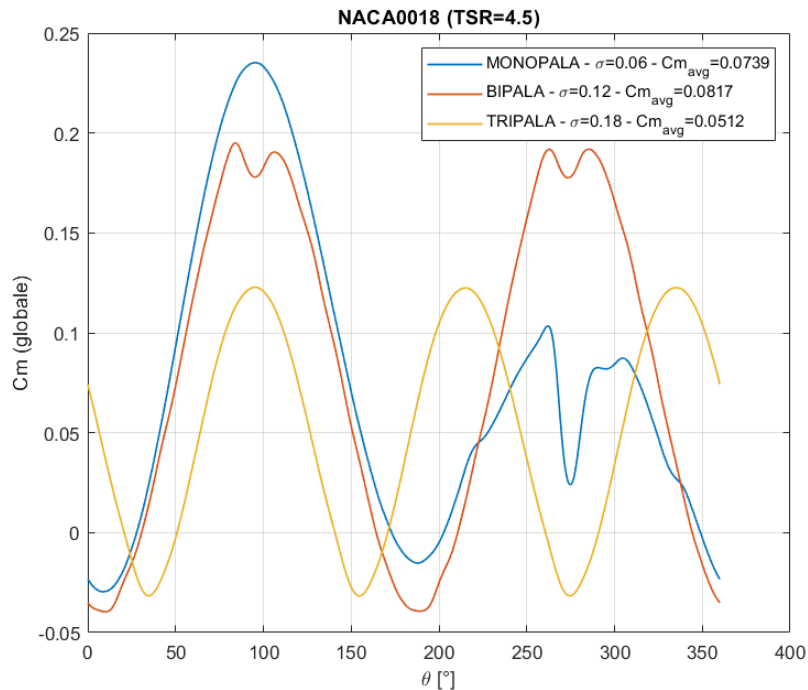


Figura 4.5: Coefficiente di momento C_m (globale) al variare della posizione azimutale θ per le configurazioni monopala, bipala e tripala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.

Passando in rassegna la figura 4.5, relativa al coefficiente di momento globale della turbina, si osserva come il numero di pale influenzi significativamente la regolarità del momento globale generato da una VAWT. Più pale consentono di distribuire in maniera più uniforme il contributo di momento, riducendo i picchi e migliorando la stabilità operativa della turbina. Tuttavia, un numero maggiore di pale non comporta necessariamente un aumento del coefficiente di momento medio durante la rotazione. Confrontando il C_m medio delle tre configurazioni si riscontra un suo incremento passando dalla configurazione monopala a quella bipala, dovuto al contributo della seconda pala che compensa il drastico calo del C_m relativo alla prima nella regione sottovento, e viceversa. Aumentando ulteriormente il numero di pale a tre, si registra invece una riduzione del coefficiente di momento medio rispetto alle altre due configurazioni, dovuto all'aumento della resistenza, alla distribuzione dei carichi su più pale e l'interferenza aerodinamica tra queste ultime.

In figura 4.6 vengono riportati i valori del coefficiente di potenza C_p calcolati a partire dal C_m (globale) medio per le tre diverse configurazioni:

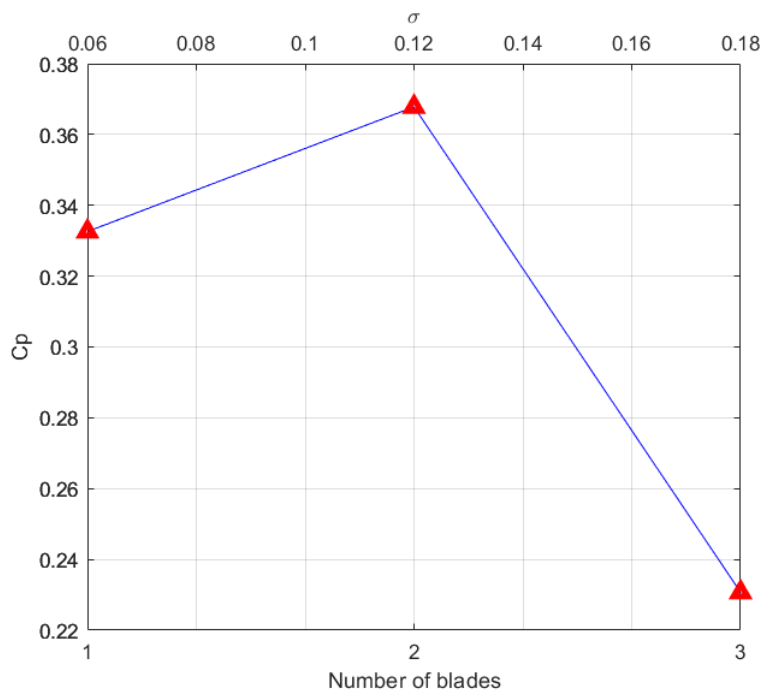


Figura 4.6: Coefficiente di potenza C_P al variare del numero di pale N_b e della solidità σ per il TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.

Alla luce dei risultati ottenuti, a parità di condizioni operative e della geometria della turbina, la configurazione bipala offre il miglior compromesso in termini di prestazioni, a scapito di maggiori vibrazioni e sollecitazioni strutturali causate da una omogeneità del momento globale leggermente inferiore rispetto alla configurazione tripala. Ad ogni modo, è doveroso sottolineare che tali conclusioni sono valide per le specifiche condizioni operative del caso studio di riferimento e in particolare per la dimensione della corda utilizzata. Infatti, la solidità della turbina può essere modulata non solo variando il numero di pale, ma anche modificando la corda del profilo alare e pertanto la comprensione globale degli effetti della solidità sulle prestazioni delle VAWT richiede un'analisi combinata di questi fattori. Per ottimizzare le prestazioni di una VAWT, è

quindi necessario trovare un compromesso tra numero di pale, dimensione della corda e TSR operativo, in modo da massimizzare l'efficienza energetica e mantenere al tempo stesso un livello accettabile di sollecitazioni strutturali e vibrazioni.

4.1.2 Influenza del TSR

L'indagine prosegue con la valutazione dell'influenza del *tip speed ratio* sulle prestazioni della VAWT per le tre configurazioni esaminate in precedenza. Anche in questo caso, la geometria della turbina e il profilo aerodinamico rimangono invariati rispetto al caso studio di riferimento, mentre il regime di velocità operativa (TSR) viene modulato in un intervallo compreso tra 2 e 6, mantenendo costante la velocità del flusso in ingresso V_∞ e variando la velocità angolare Ω .

Configurazione monopala

In figura 4.7 sono riportate le curve relative al C_m della singola pala al variare del TSR per la configurazione monopala.

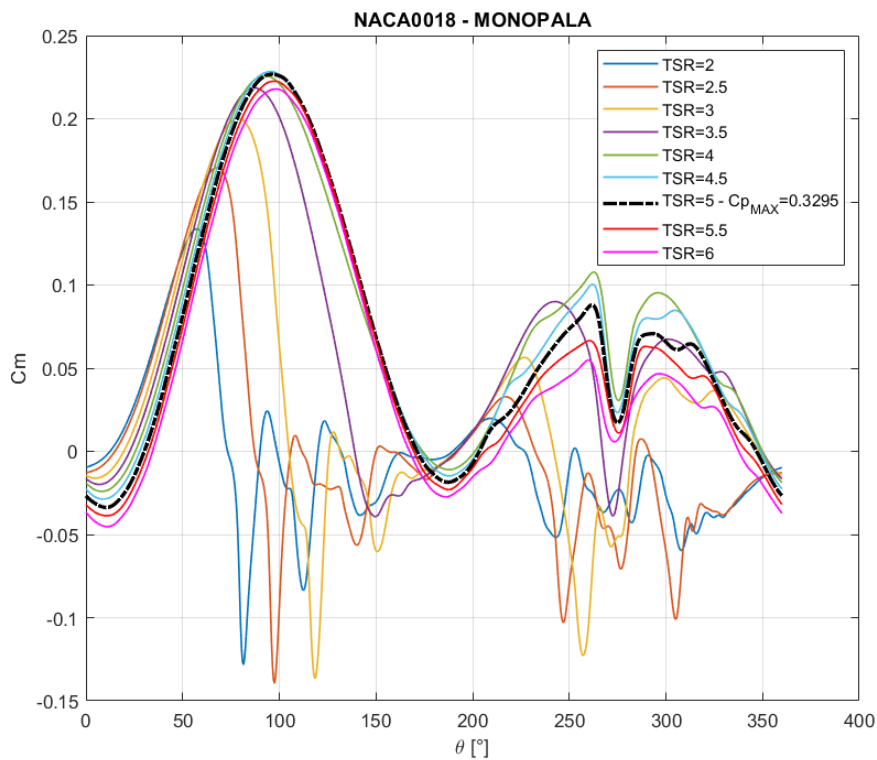


Figura 4.7: Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ e di λ per la configurazione monopala.

Si osserva come per bassi valori di λ (tra 2 e 3), il profilo aerodinamico sia costantemente soggetto al fenomeno dello stallo dinamico, con i picchi delle curve che si spostano verso valori più alti del C_m in corrispondenza di posizioni azimutali crescenti al crescere del TSR. Per $\lambda = 3.5$,

la distribuzione del coefficiente di momento inizia ad assumere un andamento più uniforme, poiché gli angoli d'attacco visti dal profilo durante la rotazione decrescono al crescere del TSR, scongiurando quasi totalmente lo stallo dinamico. A partire da $\lambda = 4$, lo stallo dinamico è del tutto assente e si osserva un progressivo incremento delle prestazioni della turbina che si arresta in corrispondenza di $\lambda = 5$, valore del TSR per cui si registra il coefficiente di potenza massimo. Per valori di λ superiori a 5, il comportamento del C_m è analogo, con valori di C_P leggermente inferiori rispetto a quello corrispondente al TSR di ottimo.

Configurazione bipala

In figura 4.8 sono riportate le curve relative al C_m della singola pala al variare del TSR per la configurazione bipala.

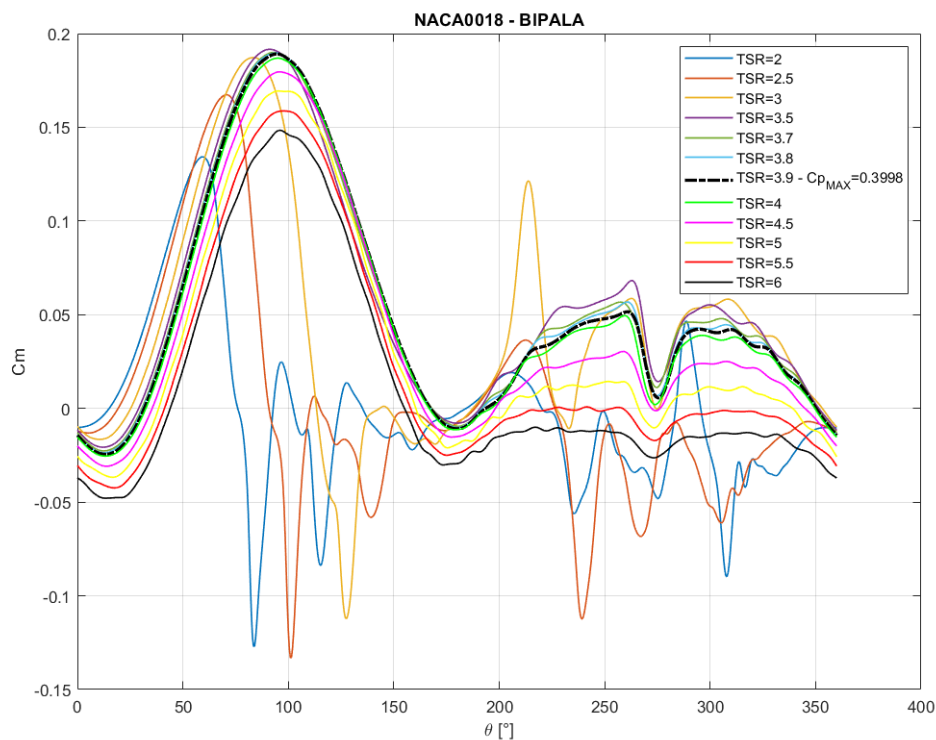


Figura 4.8: Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ e di λ per la configurazione bipala.

Il comportamento delle curve è del tutto analogo al caso della configurazione monopala, con l'assenza del fenomeno dello stallo dinamico a partire da $\lambda = 3.5$. In questo caso il coefficiente potenza massimo si riscontra in corrispondenza di un TSR più moderato rispetto alla configurazione monopala, ovvero $\lambda = 3.9$. Superato il valore di ottimo del TSR i picchi delle curve tendono a traslare verso valori del C_m inferiori, mentre nella porzione di grafico corrispondente alla regione sottovento si osserva un progressivo appiattimento della curva, dovuto alla riduzione degli angoli d'incidenza percepiti dal profilo con il crescere del TSR, fenomeno osservabile in figura 2.2.

Configurazione tripala

In figura 4.9 sono riportate le curve relative al C_m della singola pala al variare del TSR per la configurazione tripala.

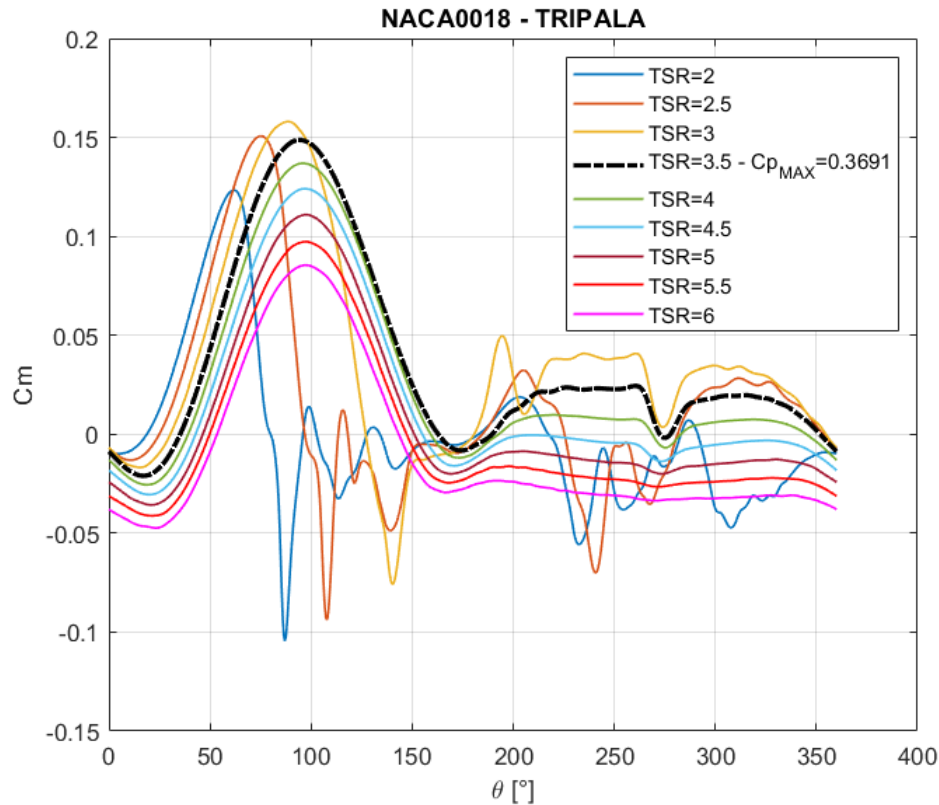


Figura 4.9: Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ e di λ per la configurazione tripala.

Le curve della configurazione tripala seguono lo stesso trend delle altre configurazioni, con il coefficiente di potenza massimo in corrispondenza di $\lambda = 3.5$. In questo caso, la riduzione dei picchi e l'appiattimento delle curve nella regione sottovento, che si registrano per valori del TSR superiori a quello di ottimo, sono visibilmente più marcate rispetto alla configurazione bipala. Ciò è dovuto all'effetto della maggiore solidità della configurazione tripala, che come visto in precedenza, tende ad abbassare ulteriormente la generazione di momento da parte di ogni pala ma al tempo stesso riduce le sue oscillazioni nella regione sottovento.

Confronto tra le tre configurazioni

Una volta analizzato il comportamento di ogni configurazione singolarmente, è utile visualizzare in contemporanea l'andamento del coefficiente di potenza per tutte e tre le configurazioni, riportato in figura 4.10:

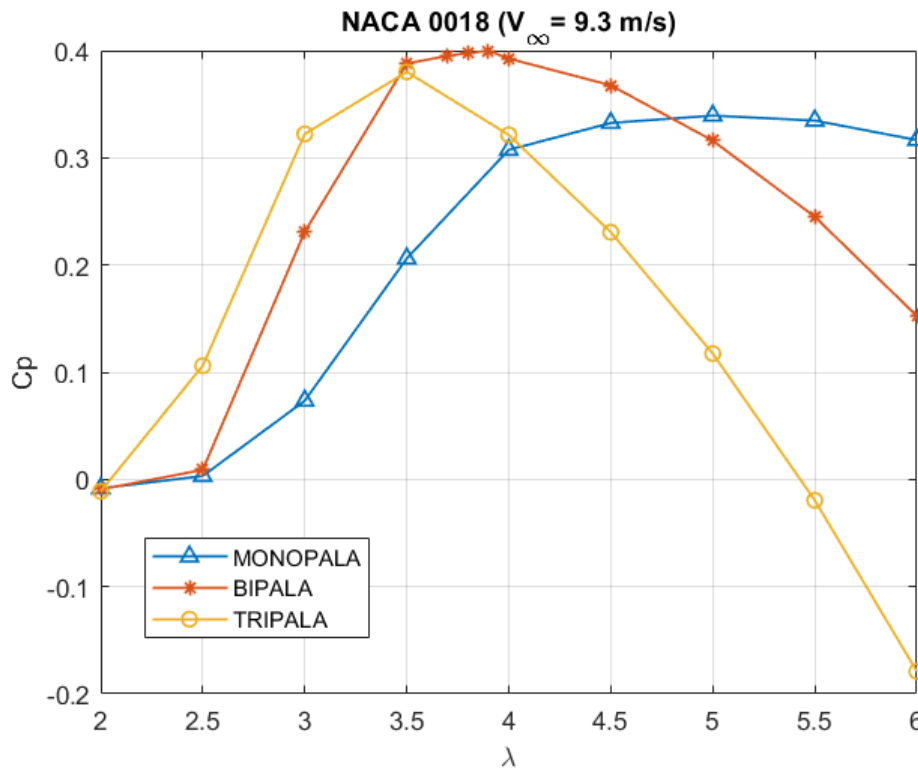


Figura 4.10: Coefficiente di potenza C_P al variare di λ per le tre configurazioni.

Dall'analisi delle curve emergono alcune considerazioni significative. La configurazione monopala presenta un aumento graduale del coefficiente di potenza fino a un valore massimo di circa 0.33 a $\lambda = 5$. Dopo questo valore, il C_p decresce lentamente, indicando un intervallo operativo più ampio rispetto alle altre configurazioni. Inoltre, l'utilizzo di una singola pala risulta essere la scelta migliore, in termini di prestazioni, quando la turbina si trova ad operare a TSR elevati ($\lambda > 4.5$). La configurazione bipala è quella che offre le migliori prestazioni, raggiungendo un valore massimo del C_P di circa 0.4 a $\lambda = 3.9$. In questo caso il picco della curva è più pronunciato rispetto alla configurazione monopala, suggerendo che la bipala ottiene la massima efficienza in un intervallo più ristretto di TSR e in particolare per valori moderati di quest'ultimo ($3.5 \leq \lambda \leq 4.5$). Tuttavia, dopo il picco, il coefficiente di potenza cala rapidamente, indicando che le prestazioni diminuiscono sensibilmente per TSR superiori. Infine, la configurazione tripala mostra un massimo del C_P pari a circa 0.37 in corrispondenza di $\lambda = 3.5$, ma il calo del coefficiente di potenza dopo il picco è più rapido rispetto alla bipala, indicando una repentina perdita di efficienza per valori del TSR superiori a quello ottimale e un range operativo di massima efficienza ancora più ristretto. Nonostante ciò, la tripala si dimostra più efficiente a TSR bassi ($\lambda < 3.5$), garantendo un migliore avvio della turbina rispetto alle altre configurazioni. In virtù delle considerazioni precedenti, è possibile concludere che all'aumentare del numero di pale, il picco del coefficiente di potenza si sposta verso valori più bassi del TSR e l'intervallo operativo di massima efficienza si restringe, conseguenza diretta dell'incremento della solidità della turbina. In sintesi, la configurazione bipala rappresenta la scelta ottimale per massimizzare il coefficiente di potenza quando la turbina si trova ad operare a TSR moderati, mentre la monopala offre un'operatività più ampia per valori

elevati del TSR a scapito dell'efficienza massima. La tripala, invece, offre prestazioni intermedie, con un massimo del C_P inferiore a quello della configurazione bipala, ma con il vantaggio di un miglior comportamento a bassi TSR.

Tenendo conto dei risultati ottenuti, la bipala si dimostra essere la soluzione più adatta al caso studio di riferimento, caratterizzato da $\lambda = 4.5$. Di conseguenza, tutte le analisi successive verranno condotte utilizzando questa configurazione.

4.1.3 Influenza del Numero di Reynolds

La sezione dedicata all'analisi delle prestazioni del profilo di riferimento si conclude con la valutazione dell'influenza del numero di Reynolds sulla resa della VAWT. Mantenendo costanti la geometria della turbina e il profilo aerodinamico (NACA0018), lo studio esamina come le performance variano in funzione del numero di Reynolds a TSR costante ($\lambda = 4.5$). Come è possibile osservare dall'equazione 2.6, un generico valore del TSR è ottenibile attraverso infinite combinazioni di velocità tangenziale delle pale (ΩR) e velocità del vento incidente (V_∞), pertanto, al fine di individuare in maniera univoca una data condizione operativa, non basta indicare il valore di λ a cui la turbina sta operando, ma è necessario specificare anche il numero di Reynolds (Re). Nel presente studio, il parametro a cui si fa riferimento è il cosiddetto "Averaged Chord Based Reynolds Number" già menzionato in precedenza, ossia il numero di Reynolds mediato sull'intera rivoluzione della turbina e calcolato utilizzando la lunghezza della corda come dimensione caratteristica. La variazione di tale parametro per TSR fissato, è stata ottenuta dimezzando e raddoppiando i valori di velocità del flusso e velocità angolare del caso studio di riferimento, come indicato nelle figure 4.11 e 4.12, le quali mostrano rispettivamente l'andamento del C_m della singola pala al variare di θ e quello del C_p al variare di Re_{avg} per le tre diverse condizioni operative considerate.

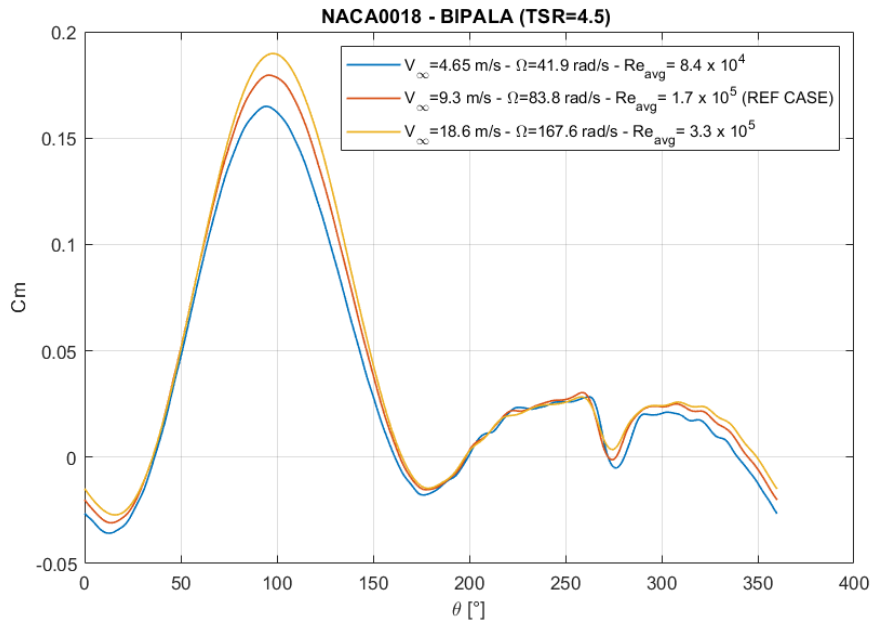


Figura 4.11: Coefficiente di momento C_m al variare della posizione azimutale θ e del numero di Reynolds Re per la configurazione bipala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.

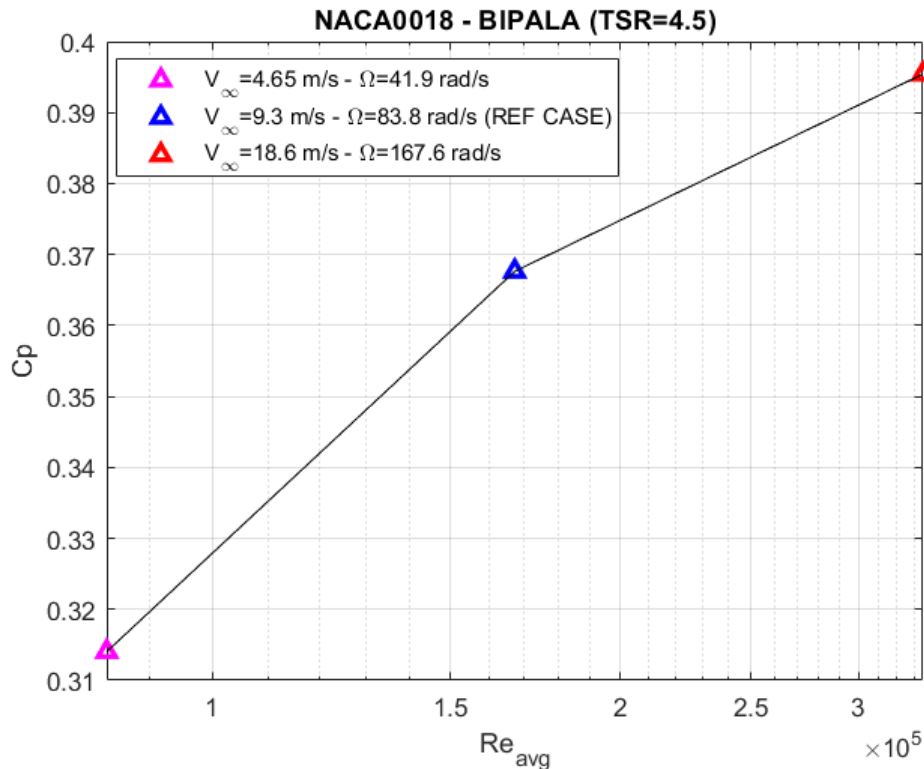


Figura 4.12: Coefficiente di potenza C_p al variare del numero di Reynolds medio Re_{avg} per la configurazione bipala al TSR di riferimento $\lambda = 4.5$.

I dati riportati evidenziano che l'aumento del numero di Reynolds comporta un incremento del coefficiente di momento, in particolare nella regione del picco principale attorno a $\theta = 90^\circ$. Questo indica che all'aumentare del numero di Reynolds, il profilo aerodinamico tende a migliorare la sua capacità di generare portanza e riduce allo stesso tempo le perdite viscose, con un effetto positivo sulle prestazioni complessive della turbina. Il tutto viene confermato dal comportamento del coefficiente di potenza mostrato in figura 4.12, il quale presenta un andamento crescente al crescere del numero di Reynolds. Tuttavia, si osserva che per numeri di Reynolds più elevati, le differenze tra le curve tendono a ridursi, suggerendo che oltre una certa soglia di Re_{avg} , l'incremento delle prestazioni tende a stabilizzarsi verso un valore asintotico. Questo comportamento può essere spiegato dal fatto che, superato un certo valore di Reynolds, il flusso attorno al profilo diventa meno sensibile agli effetti viscosi, portando a una convergenza nei valori del coefficiente di momento tra le varie simulazioni. Anche questo aspetto viene confermato dal comportamento del C_p al variare del Reynolds, il quale assume una pendenza inferiore quando si passa dal Reynolds di riferimento a quello maggiore, rispetto alla pendenza che si osserva quando si passa dal Reynolds minore a quello di riferimento.

I risultati ottenuti da questa analisi confermano l'importanza del numero di Reynolds nella progettazione delle turbine eoliche ad asse verticale, in quanto tale parametro influisce significativamente sulla loro capacità di generare coppia motrice e, di conseguenza, sulla potenza estraibile dal flusso che le investe.

4.2 Analisi dei profili per il caso studio di riferimento

Il presente lavoro di tesi si conclude con l'analisi delle prestazioni di diversi profili aerodinamici per il caso studio di riferimento. Ai fini dell'indagine, sono stati analizzati sia profili simmetrici che profili asimmetrici, con particolare riguardo verso la famiglia dei profili NACA. Nelle figure 4.13 e 4.14 sono riportati, rispettivamente, i confronti tra le curve del C_m della singola pala al variare di θ per i profili simmetrici e asimmetrici. Dal confronto tra le curve è emerso che nessuno dei profili asimmetrici riesce a superare, in termini di prestazioni, il profilo simmetrico NACA0012, il quale ha fatto registrare il valore più alto del C_p , pari a 0.3971. Tale risultato conferma che l'utilizzo di profili asimmetrici, nel contesto delle VAWT, non si dimostra efficace quanto l'impiego di profili simmetrici. Infatti, la natura instazionaria del flusso, dovuta alla continua variazione dell'angolo di attacco durante la rotazione, rende i profili dotati di curvatura maggiormente soggetti allo stallo e a un'incremento della resistenza aerodinamica nelle fasi di inversione del flusso rispetto a quelli simmetrici. Pertanto, i profili simmetrici, come il NACA0012, risultano più adatti a gestire le condizioni operative variabili, offrendo prestazioni più bilanciate e stabili e garantendo un coefficiente di potenza medio più elevato e quindi una maggiore efficienza complessiva.

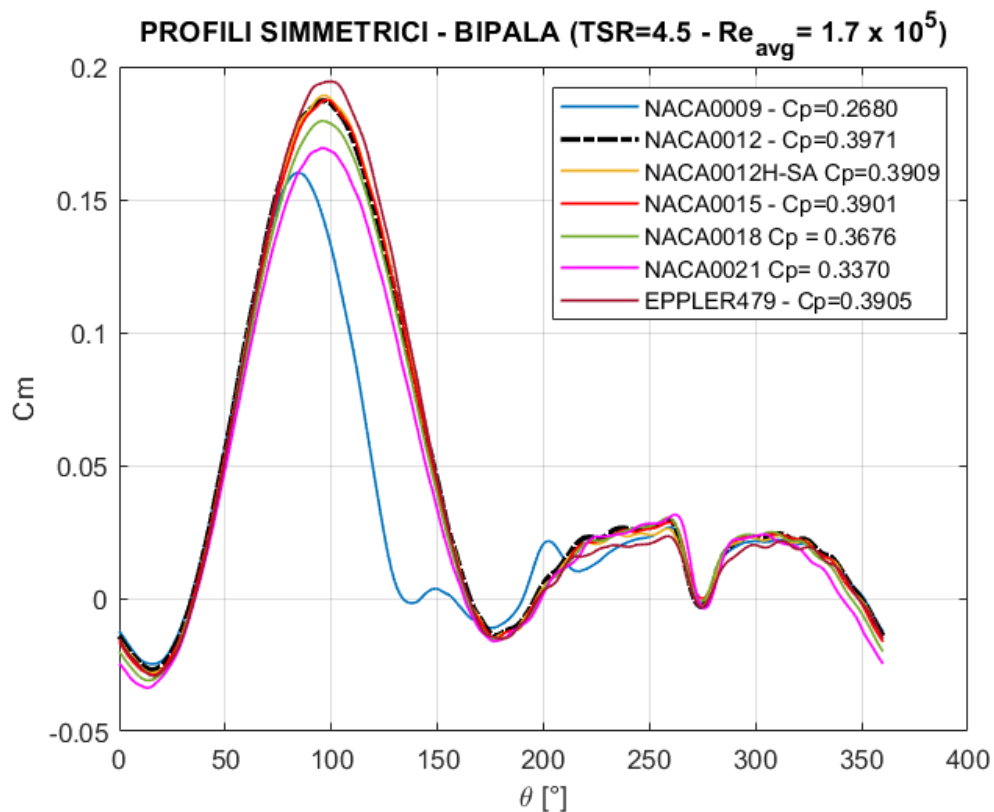


Figura 4.13: Confronto dei profili simmetrici - C_m vs θ .

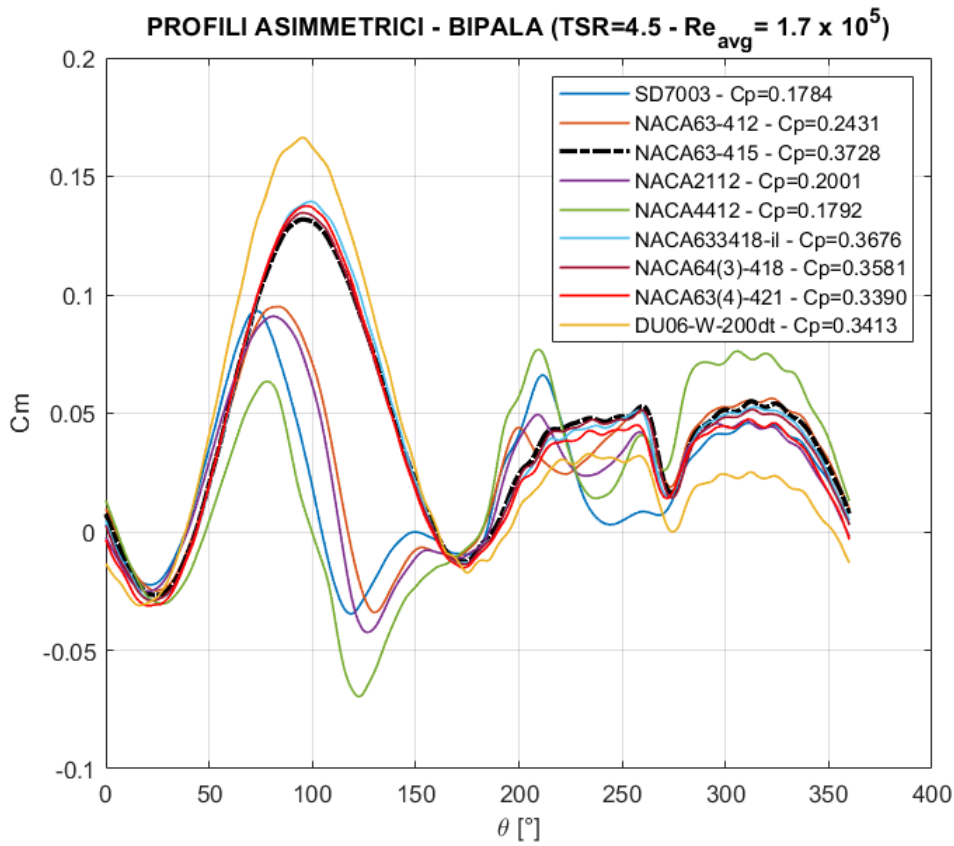


Figura 4.14: Confronto dei profili asimmetrici - C_m vs θ .

4.2.1 Influenza dello spessore del profilo

Appurato che l'impiego dei profili simmetrici nelle turbine eoliche ad asse verticale costituisce la soluzione più adatta per massimizzare la loro efficienza, è stata condotta l'analisi dell'influenza dello spessore del profilo sulle prestazioni della VAWT di riferimento. A tal proposito, la famiglia dei profili NACA00xx è stata testata al variare delle condizioni operative, come mostrato in figura 4.15. Dal confronto si osserva che, rispetto al profilo di riferimento NACA0018, la riduzione dello spessore relativo, fino al 12% della corda, determina un miglioramento dell'efficienza della turbina nell'intervallo di TSR compreso tra 4 e 6. In particolare, si nota uno spostamento del coefficiente di potenza massimo verso valori maggiori del TSR, con il profilo NACA0012 che genera il C_P massimo registrato, pari a 0.42, in corrispondenza di $\lambda = 4.2$, determinando un incremento del 5% dell'efficienza massima rispetto al profilo di riferimento NACA0018, il quale genera un C_P massimo pari a 0.4 per $\lambda = 3.9$. Riducendo ulteriormente lo spessore al 9% della corda, questa tendenza non viene confermata, in quanto il profilo NACA0009 tende a stallare in anticipo rispetto a tutti gli altri profili nel range del TSR compreso tra 2 e 4.5. Per valori di λ maggiori di 5, invece, il NACA0009 supera in prestazioni tutti gli altri profili, evidenziando che l'aumento della velocità di rotazione della turbina favorisca una maggiore efficienza per profili più sottili, ma solo oltre una certa soglia di TSR. Infine, si osserva che un aumento dello spessore rispetto al caso di riferimento, non comporti alcun vantaggio in termini di prestazioni, in

quanto i valori del C_P relativi al profilo NACA0021 rimangono costantemente inferiori a quelli del NACA0018, indicando che profili più spessi tendono a generare maggiore resistenza aerodinamica, compromettendo l'efficienza complessiva della turbina. In sintesi, il profilo NACA0012 emerge come il più efficiente in termini di prestazioni aerodinamiche tra i profili analizzati, mentre l'incremento di spessore tende a ridurre il C_P , suggerendo che un compromesso ottimale tra resistenza strutturale e prestazioni aerodinamiche si ottiene con profili moderatamente spessi. In particolare, per il profilo di riferimento NACA0018, l'analisi ha dimostrato un buon livello di efficienza in un ampio intervallo di TSR e numeri di Reynolds, evidenziando come questo profilo simmetrico possa rappresentare una soluzione efficace per VAWT che operano in condizioni di vento variabile.

In conclusione, risulta evidente che la selezione del profilo aerodinamico riveste un'importanza fondamentale nel determinare l'efficienza complessiva della turbina. Ciò indica che ulteriori studi sull'ottimizzazione dei profili, tenendo conto delle condizioni di utilizzo specifiche delle VAWT, possano portare a miglioramenti significativi nelle prestazioni delle turbine eoliche ad asse verticale.

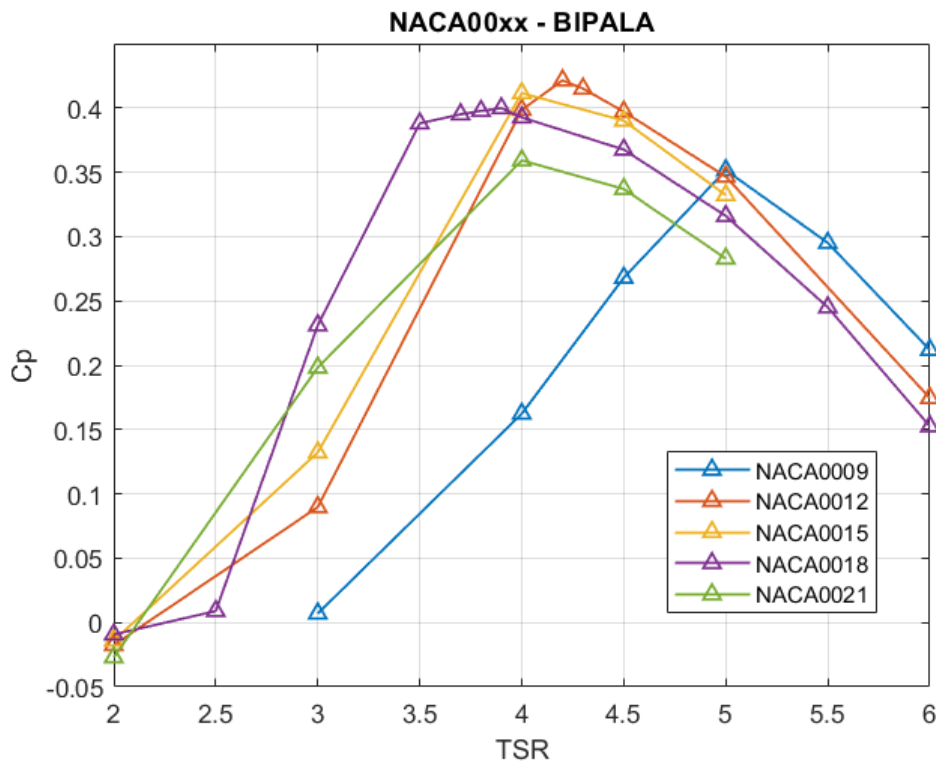


Figura 4.15: Coefficiente di potenza C_P al variare di λ e dello spessore del profilo.

Capitolo 5

Conclusioni

Lo studio condotto in questa tesi si è posto l'obiettivo di analizzare le prestazioni di diversi profili aerodinamici per turbine eoliche ad asse verticale (VAWT) mediante simulazioni CFD bidimensionali. L'analisi ha focalizzato l'attenzione sul confronto tra profili aerodinamici simmetrici e asimmetrici, valutandone l'efficienza in diverse configurazioni operative e al variare dei principali parametri aerodinamici e geometrici. I risultati ottenuti hanno fornito una base solida per comprendere meglio il comportamento di queste turbine in diverse condizioni operative e forniscono indicazioni utili per ottimizzarne il design. Parallelamente, la validazione del modello fluidodinamico utilizzato, ha svolto un ruolo fondamentale nel garantire l'affidabilità delle simulazioni eseguite. Il presente lavoro di tesi intende quindi costituire un riferimento per future indagini numeriche sulle VAWT, offrendo al tempo stesso delle linee guida chiare e dettagliate per la realizzazione di simulazioni CFD bidimensionali in questo ambito.

In primo luogo, lo studio ha indagato l'impatto del TSR e della solidità sulle prestazioni di una VAWT dotata del profilo simmetrico NACA0018, il quale è stato utilizzato come riferimento per la presente trattazione. Dai risultati è emerso che un aumento del numero di pale, e quindi della solidità della turbina, comporta un significativo miglioramento della stabilità del flusso attorno ai profili, che si traduce in una maggiore uniformità della coppia globale generata e, di conseguenza, in sollecitazioni strutturali più contenute e prevedibili. Tuttavia, un maggiore numero di pale comporta anche degli svantaggi, quali l'interferenza aerodinamica tra le pale, la distribuzione su più elementi del carico aerodinamico e una maggiore resistenza passiva. Questi aspetti, congiuntamente, causano la riduzione del contributo individuale di ogni pala al momento complessivo. Al fine di valutare nel dettaglio l'influenza della solidità sulle prestazioni complessive delle VAWT, tre configurazioni della turbina, aventi rispettivamente una, due e tre pale, sono state testate al variare del TSR. I risultati hanno evidenziato che la configurazione monopala risulta essere la più prestante per alti valori di λ , presentando un intervallo di massima efficienza più ampio rispetto alle altre configurazioni, a scapito di una generazione di coppia massima inferiore. La bipala, invece, è quella che meglio si adatta alle condizioni operative intermedie, facendo registrare le prestazioni più elevate in assoluto per valori moderati del TSR. Infine, la configurazione tripala costituisce una soluzione intermedia, con un'efficienza massima inferiore alla bipala ma con il vantaggio di un miglior comportamento a bassi valori del TSR che favorisce l'avviamento della turbina. Di conseguenza, la scelta del numero di pale dovrà essere calibrata in base alle specifiche esigenze e alle condizioni operative nelle quali la turbina dovrà operare, puntando a trovare un equilibrio ottimale tra prestazioni aerodinamiche e sollecitazioni strutturali.

Successivamente, l'indagine ha analizzato l'influenza del numero di Reynolds sulle prestazioni della VAWT di riferimento. La variazione del Reynolds è stata ottenuta a TSR costante,

modulando i valori di velocità del flusso incidente e velocità angolare relativi al caso studio di riferimento utilizzato per la validazione del modello fluidodinamico. I risultati hanno evidenziato che l'incremento del numero di Reynolds tende a migliorare la capacità dei profili di generare portanza, con un effetto positivo sulle performance complessive della turbina. Tuttavia, oltre una certa soglia del numero di Reynolds, l'incremento delle prestazioni tende a stabilizzarsi verso un valore asintotico, in quanto il flusso attorno al profilo diventa meno sensibile agli effetti viscosi, portando a una convergenza della coppia complessiva generata.

Un ulteriore aspetto centrale di questa tesi è stato il confronto tra i profili simmetrici e asimmetrici utilizzati nella turbina di riferimento. Le simulazioni hanno mostrato chiaramente che i profili simmetrici, come il NACA0018, garantiscono una maggiore efficienza aerodinamica rispetto a quelli asimmetrici. Questo è dovuto principalmente al comportamento più stabile e prevedibile dei profili simmetrici durante la rotazione, che permette una distribuzione del carico aerodinamico più equilibrata su entrambe le facce del profilo. Al contrario, i profili dotati di curvatura, hanno evidenziato una minore efficienza complessiva a causa delle loro prestazioni instabili, legate alle variazioni dell'angolo di attacco e della velocità relativa percepita. Questo risultato conferma che i profili simmetrici sono più adatti per configurazioni di turbine Darrieus, che richiedono prestazioni equilibrate su tutto il ciclo di rotazione, dove i profili asimmetrici non riescono a gestire efficacemente le condizioni operative variabili.

Infine, l'analisi si è conclusa con la valutazione dell'influenza dello spessore del profilo sulle prestazioni della VAWT di riferimento, confrontando i coefficienti di potenza dei profili simmetrici della famiglia NACA al variare delle condizioni operative. I risultati ottenuti mostrano che una riduzione dello spessore, rispetto a quello di riferimento del NACA0018, tende a migliorare l'efficienza dei profili, a scapito della robustezza strutturale, a partire da valori moderati del TSR. Tuttavia, la riduzione dello spessore oltre una certa soglia non comporta gli stessi benefici in tutto l'intervallo del TSR menzionato. In particolare, per basse velocità angolari, il profilo NACA0009, il più sottile tra quelli analizzati, tende a stallare prima rispetto agli altri, mostrando le peggiori prestazioni complessive. Solo a TSR più elevati il NACA0009 riesce a eguagliare e successivamente superare le prestazioni dei profili più spessi. In conclusione, l'analisi ha dimostrato che la scelta del profilo aerodinamico, e quindi del suo spessore, influisce in modo significativo sulle prestazioni della VAWT, pertanto, questa deve essere effettuata valutando attentamente il compromesso ottimale tra prestazioni aerodinamiche e robustezza strutturale, in funzione delle specifiche condizioni operative della turbina.

Nonostante i risultati ottenuti forniscano una buona comprensione delle prestazioni aerodinamiche dei profili utilizzati nelle turbine eoliche ad asse verticale, questo studio presenta alcuni limiti che è opportuno considerare. In primo luogo, le simulazioni sono state eseguite utilizzando un approccio bidimensionale. Sebbene le simulazioni 2D siano efficaci per un'analisi preliminare e per ridurre i tempi di calcolo, non catturano completamente la complessità del flusso tridimensionale reale intorno alla turbina. In un sistema tridimensionale, gli effetti legati al flusso lungo l'asse della turbina, come la scia tridimensionale e le perdite aerodinamiche alle estremità delle pale, giocano un ruolo fondamentale nelle prestazioni complessive. Pertanto, sarà fondamentale estendere lo studio a simulazioni tridimensionali per catturare la complessità del flusso reale. In secondo luogo, le pale sono state considerate rigide, trascurando la deformazione che potrebbe influenzare le prestazioni reali della turbina. Di conseguenza, l'analisi delle deformazioni delle pale e della loro influenza sul comportamento aerodinamico potrebbe portare a un miglioramento delle prestazioni complessive. Infine, lo studio ha coinvolto un numero limitato di profili aerodinamici, per cui ulteriori indagini potrebbero esplorare una gamma più ampia di geometrie e condizioni operative al fine di ottimizzare ulteriormente le prestazioni delle VAWT.

In conclusione, lo studio svolto ha fornito importanti indicazioni per l'ottimizzazione delle turbine eoliche ad asse verticale, e si auspica che le prospettive delineate possano stimolare

ulteriori sviluppi in ambito accademico e industriale per il miglioramento dell'efficienza di queste tecnologie.

Bibliografia

- [1] Shubham Shubham, Kevin Naik, Shivangi Sachar e Anton Ianakiev. «Performance analysis of low Reynolds number vertical axis wind turbines using low-fidelity and mid-fidelity methods and wind conditions in the city of Nottingham». In: *Energy* 279.127904 (2023). DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.127904> (cit. a p. 14).
- [2] D. Micallef e G. Van Bussel. «A Review of Urban Wind Energy Research: Aerodynamics and Other Challenges». In: *Energies* 11(9).2204 (2018). DOI: <https://doi.org/10.3390/en11092204> (cit. a p. 14).
- [3] E. Arteaga-Lopez, C. Angeles-Camacho e F. Bañuelos-Ruedas. «Advanced methodology for feasibility studies on building-mounted wind turbines installation in urban environment: Applying CFD analysis». In: *Energy* 167 (2019), pp. 181–8. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.191> (cit. a p. 14).
- [4] R. Kumar, K. Raahemifar e A. S. Fung. «A critical review of vertical axis wind turbines for urban applications». In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 89 (2018), pp. 281–91. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.033> (cit. a p. 14).
- [5] S. Sachar, P. Doerffer, P. Flaszynski, J. Kotus, K. Doerffer e J. Grzelak. «Correlation between the generated noise and effectiveness for a vertical axis Savonius type rotor». In: (2023) (cit. a p. 14).
- [6] J. O. Dabiri. «Potential order-of-magnitude enhancement of wind farm power density via counter-rotating vertical-axis wind turbine arrays». In: *Energy* 3(4).043104 (2011) (cit. a p. 14).
- [7] Brian Hand e Andrew Cashman. «A review on the historical development of the lift-type vertical axis wind turbine: From onshore to offshore floating application». In: *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 38.1006-46 (2020). DOI: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100646> (cit. alle pp. 15, 16).
- [8] J. F. Manwell, J. G. McGowan e A. L. Rogers. *WIND ENERGY EXPLAINED: Theory, Design and Application (second edition)*. John Wiley Sons Ltd., 2010 (cit. a p. 31).
- [9] Habtamu Beri e Yingxue Yao. «Effect of Camber Airfoil on Self Starting of Vertical Axis Wind Turbine». In: *Journal of Environmental Science and Technology* 302.312 (2011). DOI: [10.3923/jest.2011.302.312](https://doi.org/10.3923/jest.2011.302.312) (cit. a p. 33).
- [10] Yutaka Hara, Takahiro Sumi, Mutsuko Wakimoto, Shohei Kogo, Sho Mizuguchi, Kouichi Yoshimi e Hiromichi Akimoto. «Comparison between symmetrical and cambered blade sections for small-scale wind turbines with low center of gravity». In: *Journal of Fluid Science and Technology* 9.1 (2014). DOI: [10.1299/jfst.2014jfst0006](https://doi.org/10.1299/jfst.2014jfst0006) (cit. a p. 33).
- [11] *Airfoil Tools: Airfoil Database and Simulation Tools*. URL: <http://airfoiltools.com> (cit. a p. 34).

-
- [12] P. G. Migliore e W. P. Wolfe. «The effects of flow curvature on the aerodynamics of Darrieus wind turbine». In: *U.S. Department of Energy* (1980) (cit. alle pp. 35, 36).
- [13] Carlos Simão Ferreira, Gijs van Kuik, Gerard van Bussel e Fulvio Scarano. «Visualization by PIV of dynamic stall on a vertical axis wind turbine». In: *Experiments in Fluids* 46:97-108 (2009). DOI: [10.1007/s00348-008-0543-z](https://doi.org/10.1007/s00348-008-0543-z) (cit. alle pp. 37, 41).
- [14] N. Fujisawa e S. Shibuya. «Observations of Dynamic Stall on Darrieus Wind Turbine Blades». In: *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 89:201-214 (2001). DOI: [https://doi.org/10.1016/S0167-6105\(00\)00062-3](https://doi.org/10.1016/S0167-6105(00)00062-3) (cit. a p. 38).
- [15] A. Rezaeiha, I. Kalkman e B. Blocken. «CFD simulation of a vertical axis wind turbine operating at a moderate tip speed ratio: Guidelines for minimum domain size and azimuthal increment». In: *Renewable Energy* 107:373-385 (2017). DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2017.02.006> (cit. alle pp. 39, 41-43, 48, 51).
- [16] G. Tescione, D. Ragni, C. He, C.J. Simão Ferreira e G.J.W. van Bussel. «Near wake flow analysis of a vertical axis wind turbine by stereoscopic particle image velocimetry». In: *Renewable Energy* 70:47-61 (2014). DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.02.042> (cit. alle pp. 39-41, 60).
- [17] A. Rezaeiha, I. Kalkman e B. Blocken. «Effect of pitch angle on power performance and aerodynamics of a vertical axis wind turbine». In: *Applied Energy* 197:132-150 (2017). DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.03.128> (cit. a p. 40).
- [18] A. Bianchini, F. Balduzzi, G. Ferrara e L. Ferrari. «Virtual incidence effect on rotating airfoils in Darrieus wind turbines». In: *Energy Conversion and Management* 111:329-338 (2016). DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.056> (cit. a p. 40).
- [19] Florian R. Menter. «improved two-equation k-omega turbulence models for aerodynamic flows». In: *NASA Technical Memorandum* 103975 (1992) (cit. a p. 46).
- [20] *WebPlotDigitizer*. URL: https://automeris.io/wpd/?v=5_2 (cit. a p. 52).