



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

*Progettazione ed Analisi CFD di una microturbina eolica
intubata*

Relatore:

Prof. Ing. Pavesi Giorgio

Laureando:

Maragno Filippo

1144195

Anno Accademico 2019/2020





UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

***Progettazione ed Analisi CFD di una microturbina eolica
intubata***

Relatore:

Prof. Ing. Pavesi Giorgio

Laureando:

Maragno Filippo

1144195

Anno Accademico 2019/2020



INDICE

CAPITOLO 1: INTRODUZIONE	6
1.1 POTENZIALE MICRO-EOLICO IN ITALIA.....	6
1.2 STATO DELL'ARTE DELLE DAWT	10
1.3 RICHIAMI ALLA LETTERATURA	13
1.3.1 Teoria del disco attuatore	13
1.3.2 Teoria delle turbine tipo DAWT	16
1.3.3 Configurazioni del diffusore	18
1.3.4 L'effetto del diffusore nella teoria classica	23
1.3.5 L'effetto del diffusore nella Teoria BEM.....	30
CAPITOLO 2: DESIGN DI UNA MICROTURBINA EOLICA	34
2.1 L'ANALISI DEL VENTO	34
2.2 PROGETTO PRELIMINARE CON IL BEM SOFTWARE.....	36
2.3 DESIGN ED OTTIMIZZAZIONE DELLE PALE	40
CAPITOLO 3: DESIGN ED ANALISI CFD DELLO SHROUD	49
3.1 DIVERSI TIPI DI SHROUD	49
3.2 DESIGN DELLO SHROUD	54
3.3 ANALISI CFD	57
3.3.1 Introduzione.....	57
3.3.2 Equazioni governative.....	59
3.3.3 Mesh	60
3.3.4 Simulazione	64
3.3.5 Risultati	70
CAPITOLO 4: ANALISI CFD DELLA PALA E DELL'ASSIEME TURBINA / SHROUD	76
4.1 GENERAZIONE DELLE MESH ED ANALISI NUMERICA	81
4.2 ACCOPPIAMENTO TURBINA-SHROUD	85
CAPITOLO 5: CONCLUSIONI	92
BIBLIOGRAFIA.....	95

Scopo dell'elaborato

Questo lavoro si occupa dello studio di una nuova tecnologia riguardante le turbine eoliche ad asse orizzontale, denominata “shrouded” o DAWT (Diffuser Augmented Wind Turbines). Questo sistema è emergente nel campo delle risorse energetiche rinnovabili e rivolge particolare attenzione a quelle di piccola taglia. In primis verrà descritta ed analizzata la tecnologia allo stato dell'arte attuale, e successivamente avverrà una progettazione e ottimizzazione di una turbina micro eolica. L'aumento vertiginoso del consumo di elettricità in Italia e la necessità di convertire la produzione di energia elettrica da fonti fossili richiede lo sviluppo di questo tipo di turbine eoliche che possono destare interesse anche per installazioni di tipo urbano, ove la ventosità non è sufficiente per portare su larga scala questa tecnologia. L'obiettivo di questo studio è quello di progettare e studiare il comportamento aerodinamico di una microturbina eolica di tipo DAWT, per capirne le possibili applicazioni in ambito urbano ed industriale. Dalla letteratura si vedrà che questa tecnologia è adatta per quelle aree dove la velocità del vento non è molto elevata, e quindi portando molto interesse per una nuova possibile nicchia di mercato. Inoltre potrebbe essere adatta ad un uso in terreni agricoli, zone rurali, zone montane. In questo studio, l'analisi computazionale fluidodinamica e l'ottimizzazione del design sono effettuate utilizzando software CFD ANSYS, che permetterà di verificare l'andamento della velocità e della pressione con il nuovo organo posto all'esterno della turbina stessa.

Capitolo 1: Introduzione

1.1 Potenziale micro-eolico in Italia

L'energia eolica in Italia e nel Mondo è una fonte di energia rinnovabile in vasta crescita negli ultimi anni. In Italia, l'energia che si può ottenere dal vento è sfruttata sia a livello di produzione centralizzata, quindi grandi impianti di potenza che generano MWh di energia elettrica ed immessa in rete dal sistema di trasmissione, sia a livello di Smart Grid (SG) quindi sfruttando un decentramento energetico. Nella generazione distribuita, i comuni possiedono impianti di piccola taglia (1-3 turbine da 3 o 4 MW) con le quali generano in loco l'energia consumata dagli abitanti. Nel 2019 la produzione annuale italiana pari a 21,9 TWh è stata coperta dal 38,4% da fonti rinnovabili, quasi +1,3 TWh in più del 2018. Un contributo significativo è stato fornito dall' eolico, che apporta un incremento del +37,9% rispetto al 2018. Ad oggi, la potenza eolica installata in Italia è pari a poco più di 10 GW, distribuita soprattutto nel Sud Italia; infatti essa è presente soprattutto (il 91%) nelle sei regioni meridionali che hanno tutte almeno oltre 1 GW di potenza, con il primato della Puglia, che ne ha 2,5 GW. Questa continua crescita è dovuta soprattutto alla ricerca ed allo sviluppo tecnologico, che negli ultimi anni sta compiendo enormi passi verso un'ottimizzazione nello studio del vento e della fluidodinamica. Le fonti di energia rinnovabile più diffuse e disponibili sono il sole e il vento. Tuttavia, a differenza dei sistemi di sfruttamento dell'energia solare (ad es. pannelli fotovoltaici e collettori solari) che hanno raggiunto un livello di maturità, le turbine eoliche di piccole dimensioni non sono ancora molto attraenti per l'utente finale. I motivi principali sono:

- Costi elevati
- Problemi legati al rumore
- Problemi visivi e impatto ambientale

- Efficienza limitata per piccole turbine
- Problema con la vicinanza al suolo

Le condizioni in cui opera una piccola turbina, infatti, differiscono notevolmente dal favorevole regime eolico che caratterizza l'installazione multi MW. Il vento vicino al suolo è influenzato dalla presenza di edifici, alberi e altri ostacoli che aumentano la sua turbolenza e multi-direzionalità, portando oltre che ad una difficile scelta progettuale, una cattiva resa in termini di efficienza.

Per quanto riguarda la scelta appropriata del tipo di turbina adatta per i piccoli edifici sono necessarie considerazioni attente. Dalla letteratura si trova che le macchine più efficienti ed economiche per lo sfruttamento dell'energia eolica sono la turbina eolica ad asse orizzontale (HAWT), con un C_p massimo di 0,5. Le prestazioni delle macchine fluide sono molto influenzate dal fattore di scala, infatti questi livelli di efficienza sono impossibili da raggiungere da semplici turbine. Come confermato da diversi esperimenti in galleria del vento, il C_p tipico per le Micro installazioni è di circa 0,2-0,3.

Risulta perciò interessante andare a studiare una particolare tipologia di installazioni eoliche, le “DAWT” o “diffuser augmented wind turbines”. Ad oggi non esistono proposte in commercio di questo tipo di turbine, trattandosi ancora di installazioni in fase sperimentale. Nella seguente trattazione, verranno chiamate “DAWT” o “shrouded”, trattandosi infatti di turbine avvolte da un organo che ne migliora le prestazioni.

Per migliorare l'efficienza delle turbine eoliche ad asse orizzontale, le turbine eoliche avvolte o “shrouded” sono diventate argomenti di ricerca all'avanguardia.

Dalla letteratura sappiamo che la generazione di energia eolica è proporzionale alla velocità del vento al cubo, pertanto quello che si vuole fare è aumentare la velocità in prossimità della turbina. Se possiamo aumentare la velocità del vento utilizzando la natura fluidodinamica intorno a una struttura, la potenza di una turbina eolica può essere aumentata notevolmente. Un

diffusore quindi è stato posto all'esterno della turbina, in modo da generare un tubo di flusso, che convoglia l'aria e ne fa aumentare la velocità.

Il principio alla base di questi oggetti è semplice: aumentare il flusso di massa alla turbina al fine di sfruttare un maggiore apporto di energia mantenendo costante l'area del rotore. Una turbina con diffusore può facilmente superare il limite di Betz per quanto riguarda il C_p , quindi a parità di condizioni di vento una turbina di questo tipo si presenta molto più efficiente di una tradizionale turbina ad asse orizzontale.

Ottenere energia da una turbina eolica più del limite di Betz è una grande motivazione per i ricercatori, e tramite il giusto dimensionamento e posizionamento di questo organo esterno è possibile raggiungere valori interessanti. L'applicazione di questo tipo di turbina potrebbe essere molteplice, partendo dalle utenze domestiche per l'autoconsumo, allo stoccaggio tramite batterie.

In Italia la potenza eolica installata si trova attualmente al terzo posto tra le energie rinnovabili, preceduta da Idroelettrico e Fotovoltaico. Secondo ANEV (Associazione Nazionale Energia del Vento), il potenziale eolico installabile in Italia ammonta a 18,4 GW entro il 2030, cui corrisponderebbe una produzione annuale di energia elettrica pari a 40,1 TWh, ovvero considerando l'intera popolazione italiana, circa 661 kWh pro capite in un anno.

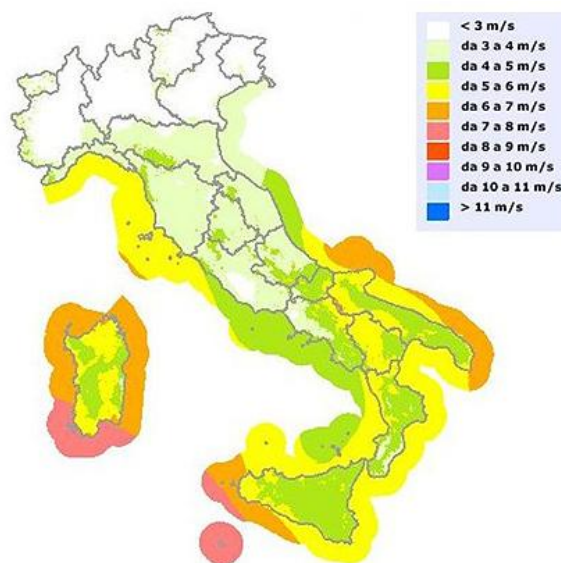


Figura 1.1 | *Velocità media del vento in Italia*

Analizzando la mappa di ventosità scaricabile dal sito dell'RSE (Ricerca Sistema Energetico) si vede che a 15m s.l.m / s.l.t la zona più interessante è coperta dal meridione, dove le velocità medie massime sfiorano i 9 m/s. Risulta quindi interessante studiare l'applicazione del Mini e Micro eolico con questi andamenti di ventosità. La grande potenzialità del micro-eolico deriva dalla disponibilità diffusa della risorsa vento, anche se con diverse potenzialità sia in termini geografici che stagionali. Importante non trascurare che, per la peculiarità delle esigenze a cui devono rispondere, le applicazioni di micro-eolico costituiscono un settore tecnologicamente distinto da quello delle macchine di media e grande taglia, e non necessariamente a questo correlato. Il micro-eolico è rivolto a specifici mercati di nicchia, in applicazioni che richiedono soluzioni semplificate e concepite ad hoc. I luoghi in Italia in cui sono installabili microimpianti eolici sono svariati, ed in numero maggiore rispetto ai siti adatti per applicazioni di taglia mediogrande: anche se alcuni modelli di aerogeneratori richiedono caratteristiche di vento analoghe a quelle dei grandi impianti, questi si installano con molte meno difficoltà di quelli grandi.

Sicuramente a favore delle applicazioni del micro-eolico gioca la crescente sensibilità alle problematiche ambientali, connesse allo sviluppo energetico della società.

1.2 Stato dell'arte delle DAWT

Negli ultimi anni sono stati compiuti progressi significativi nella comprensione della tecnologia applicata alle DAWT. Nello specifico è stato studiato l'impatto fisico che provoca l'organo diffusore interagendo con la turbina stessa. Così, nuove idee sono emerse sull'origine di tali tecnologie a causa del potenziale aumento di efficienza che i diffusori producono nelle turbine eoliche, in particolare per turbine eoliche di piccola taglia.

Le turbine eoliche ad asse orizzontale (DAWT) con diffusore sono state ampiamente studiate, perché il diffusore aumenta la velocità del rotore della turbina, portando ad un aumento della potenza. Secondo Vaz & Wood e Al-Sulaiman e Yilbas lo "shroud" o diffusore è uno dei pochi modi in cui è possibile aumentare la potenza in modo conveniente. Fletcher ha esteso la teoria "Blade Element Momentum" (BEM) per includere l'efficienza del diffusore e il rapporto di area, ma non sono stati considerati la spinta del diffusore e la velocità di scia. Kosasih e Hudin hanno studiato le prestazioni di una turbina micro eolica (MWT) di tipo normale e l'hanno confrontata con una con diffusore (DAMWT) a diversi livelli di turbolenza. È stato dimostrato che il diffusore aumenta il coefficiente di potenza CP di un fattore di quasi due. Al di là di un certo tip speed ratio, le prestazioni sia di MWT che di DAMWT sono diminuite all'aumentare dell'intensità di turbolenza, tuttavia il CP del DAMWT è rimasto ancora maggiore di quello della turbina normale. Jafari e Kosasih hanno eseguito uno studio di fluidodinamica computazionale (CFD), che ha dimostrato che l'aumento è fortemente dipendente dalla geometria del diffusore, concentrando lo studio su lunghezza del canale diffusore e rapporto tra l'area di uscita del diffusore e l'area del rotore. Maggiore è tale rapporto, più bassa sarà la

pressione di uscita e maggiore sarà la portata massica, in accordo con Hansen et al. Hanno scoperto che il coefficiente di potenza per la turbina “shrouded” o avvolta è proporzionale al flusso di massa e l'aumento del flusso indotto dal diffusore aumenta la potenza estratta per lo stesso coefficiente di spinta rispetto a una turbina eolica normale. L'effetto dell'efficienza del diffusore non è stato studiato. Wang et al. ha misurato l'influenza del diffusore in presenza di una flangia sulla turbina eolica intubata. Notarono che la velocità di rotazione era molto più elevata rispetto alla turbina tradizionale. Ancora una volta, l'effetto dell'efficienza del diffusore non è stato considerato. Abe e Ohya hanno combinato un'indagine numerica e sperimentale usando un software CFD, considerando stavolta qualche forma di perdita. Hanno constatato che la velocità di Cut In a flusso indisturbato del vento è considerevolmente più piccola di quella per una turbina eolica tradizionale. Ohya e Karasudani svilupparono così una DAWT con un'ampia flangia all'uscita. La potenza del DAWT era tra 2 e 5 volte più grande di quella di una turbina tradizionale. Questo effetto è stato attribuito al forte vortice formatosi in uscita dallo shroud, che grazie alla zona di bassa pressione creatasi, attira più flusso di massa attraverso le pale. Sørensen ha dimostrato che l'aumento della massa passante nei rotori posti nei diffusori è direttamente proporzionale alla forza che agisce sul diffusore. Ha usato la teoria della quantità di moto unidimensionale 1D per determinare la spinta dipendente solo dalla contropressione per un funzionamento ottimale del DAWT. Rio Vaz et al. hanno analizzato i DAWT usando la teoria BEM, un'analisi bidimensionale 2D semi-empirica. I loro risultati hanno prodotto un

buon accordo con i dati sperimentali di potenza e spinta. Nessuno degli ultimi due studi considera l'efficienza del diffusore.

Con l'approccio BEM, la conversione di energia del rotore si trova dalla coppia generata sui singoli elementi della pala. Fletcher ha esteso l'approccio BEM ai DAWTs includendo la rotazione della scia e gli effetti del numero di Reynolds delle pale. Igra ha confrontato il BEM con i dati ottenuti da una turbina eolica avvolta con un diametro del rotore di 3 m e un rapporto area di uscita di 1,6, producendo 0,75 kW a 5 m/s con un rapporto di incremento di potenza (confrontato ad una turbina classica) di 2,4.

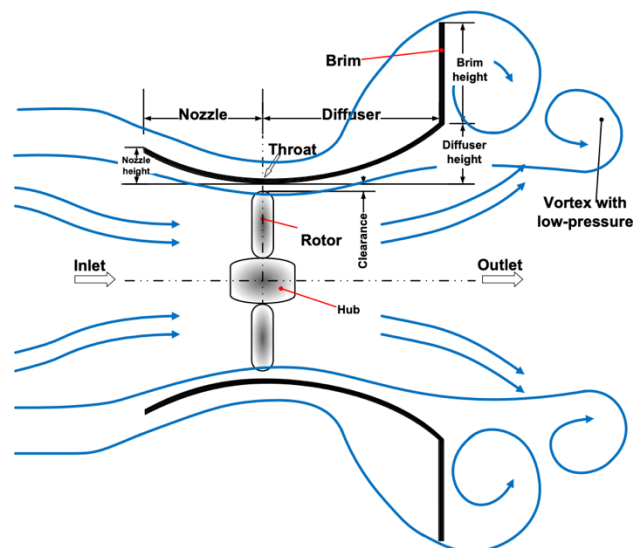


Figura 1.2 | *Elemento diffusore o "shroud"*

Con la moderna potenza di calcolo, più studi CFD sono stati eseguiti su DAWT, aumentando il grado di precisione affinando così il design della pala e dello shroud. Applicando simulazioni numeriche e PIV (Particle-Image-Velocimetry) negli esperimenti effettuati nel tunnel del vento, Kardous et al. (2013) ha concluso che l'utilizzo di un diffusore con una flangia è responsabile di un tasso di aumento della velocità del vento compreso tra il 64 % e l'81 % mentre un diffusore senza flangia possiede un tasso di incremento del 68 %.

Tuttavia, tutta questa conoscenza acquisita, non ha portato ad alcun successo commerciale finora a qualsiasi azienda. Inoltre, non sono stati utilizzati strumenti commerciali di progettazione DAWT finora sviluppato e sembra che la comunità scientifica debba ancora concordare sui fenomeni che governano le applicazioni DAWT.

García-Abril nel 2014 è stato il primo ad effettuare studi numerici per ottimizzare l'angolo di uscita del diffusore. Nonostante diversi angoli siano stati studiati, i 25° (senza rugosità) e 27° (con rugosità) sono stati considerati quelli che più hanno effetti positivi su questa nuova configurazione. Questi modelli suggeriscono un miglioramento del 3,6% a 8,7% rispetto ad un modello iniziale (20°).

1.3 Richiami alla letteratura

Una turbina eolica è una macchina attraverso la quale l'energia cinetica viene estratta dal vento e convertita in energia meccanica. Questo è stato usato per una varietà di applicazioni nel corso della storia, tra le quali mulini a vento per la macinazione del grano o il pompaggio dell'acqua, per la propulsione delle navi e, più recentemente, per alimentare i generatori elettrici ed estrarre energia.

1.3.1 Teoria del disco attuatore

Il processo di estrazione dell'energia per le turbine eoliche può essere descritto nella sua forma più elementare con l'utilizzo di un disco attuatore. Questo disco teorico prende il posto di una turbina al fine di stabilire una linea di riferimento per l'efficienza della turbina. Questo modello presuppone l'assenza di resistenza all'attrito, flusso incomprimibile, un numero infinito di pale e un flusso omogeneo e costante. Con questo modello, la potenza e la spinta della turbina eolica possono essere calcolate dalle equazioni

$$P = \frac{1}{2} \rho U d^3 A d$$

che rappresenta la potenza estraibile dal vento, mentre per la spinta assiale si ha

$$T = \frac{1}{2} \rho A_d (U_\infty^2 - U_w^2)$$

Come mostrato in Figura 1.3, A_d e U_d rappresentano l'area e la velocità in prossimità del disco.

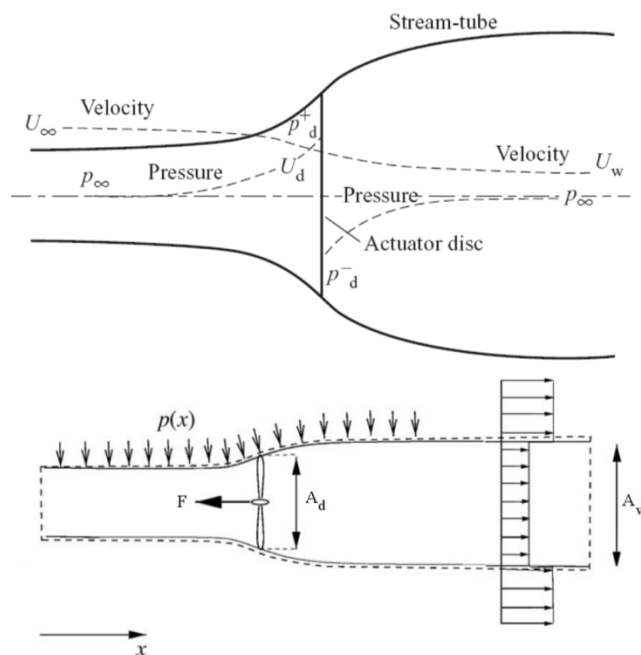


Figura 1.3 | Andamento di velocità e pressione nella teoria del disco attuatore

Utilizzando le leggi di conservazione insieme all'equazione di Bernoulli, possiamo determinare il coefficiente di potenza

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho A_d U_\infty^3}$$

Il denominatore rappresenta la massima energia teorica disponibile che si otterrebbe se la velocità del vento fosse ridotta a zero a valle della turbina.

Una turbina ideale raggiungerebbe la massima potenza teorica e il 100% dell'energia eolica verrebbe convertita in potenza dalla turbina solo se fosse in grado di annullare l'energia cinetica dell'aria. Questo fisicamente non è possibile e nel 1920, Betz pubblicò uno studio sul coefficiente di potenza e trovò che il C_p massimo per una turbina eolica è di 0,59, come illustrato in Figura 1.4, che si ottiene quando la velocità a valle U_w è $1/3$ della velocità indisturbata a monte U_∞ .

Anche se il fattore prevalente nella progettazione delle turbine eoliche è il costo dell'energia (COE), che è un rapporto tra il denaro speso e l'elettricità prodotta, molte turbine eoliche in uso oggi sono state in grado di avvicinarsi molto al limite di Betz.

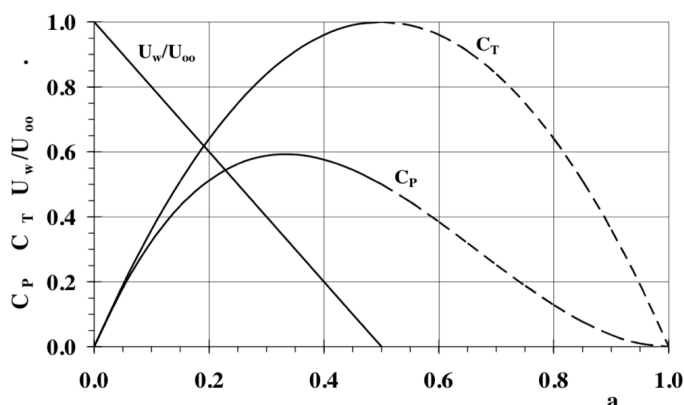


Figura 1.4 | C_p e C_t in funzione del fattore di riduzione assiale

Uno dei parametri chiave utilizzati per ottenere questo risultato è il Tip Speed Ratio λ . Questo è il rapporto tra la velocità della pala della turbina e la velocità del vento a flusso libero.

Se le pale si muovono troppo lentamente, una gran parte dell'aria potrebbe passare indisturbata, mentre muoversi troppo velocemente potrebbe produrre una resistenza eccessiva. Questo parametro è ottimizzato dai produttori modificando il numero di lame così come il profilo delle

pale. Con gli studi emersi si è arrivati a capire che il miglior compromesso per avere buona resa e una geometria appetibile per l'impatto visivo è di applicare 3 pale.

1.3.2 Teoria delle turbine tipo DAWT

Quando Betz sviluppò la sua teoria e determinò il massimo C_p teorico per le turbine eoliche, definì alcuni parametri invarianti ed altri che non vennero considerati. La velocità del vento nella sezione della turbina (U_d) è semplicemente il risultato della conservazione della massa dove $U_\infty A_\infty = U_d A_d$. La velocità del vento U_∞ e l'area della turbina A_d non possono essere variate. Tuttavia, se la sezione del tubo di flusso a monte del rotore potesse in qualche modo essere aumentata, il flusso di massa attraverso la turbina risulterebbe di conseguenza aumentato. Ricordando che la potenza della turbina è proporzionale alla velocità del vento al cubo, qualsiasi metodo pensato per raggiungere questo obiettivo porterebbe ad aumentare notevolmente la potenza della turbina a parità di velocità del vento.

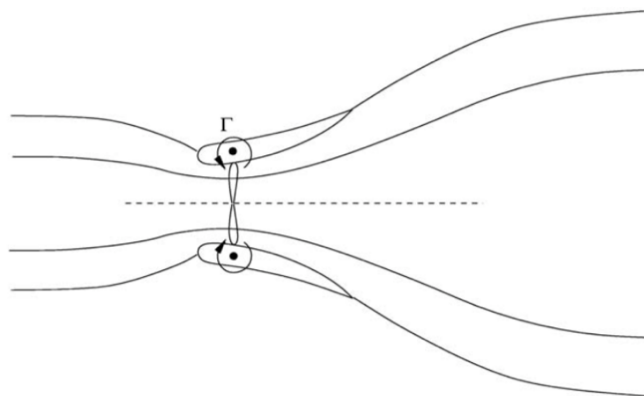


Figura 1.5 | Posizionamento della turbina all'interno dello shroud

Hansen ha dimostrato, attraverso l'analisi CFD, che collocando la turbina eolica in un mantello diffusore o "shroud" a forma di profilo palare, come mostrato in Figura 1.5, il flusso di massa attraverso la turbina cresce notevolmente.

La geometria semplice vista in Figura 1.5 è stata modellata in CFD con 266.240 nodi e scegliendo un modello di turbolenza, sensibile ai gradienti di pressione negativa, è stato in grado di raggiungere valori di C_p ben oltre il limite di Betz. La figura 1.6 mostra i risultati. Valori calcolati di C_p superiori a 0,9 questi risultati potrebbero portare a nuovi traguardi e stimoli nell'industria eolica.

Ne consegue inoltre che, oltre al vantaggio di una maggiore potenza, questa tecnologia consentirebbe di utilizzare turbine eoliche più piccole per generare la stessa potenza delle turbine più grandi non avvolte.

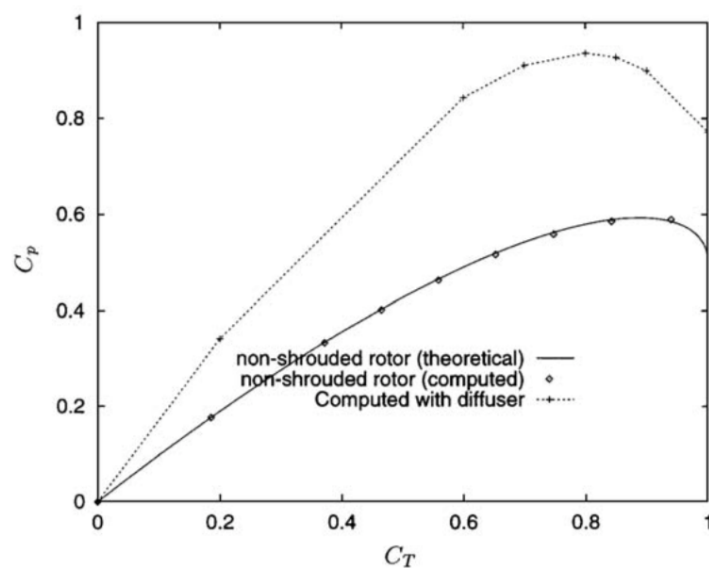


Figura 1.6 | Risultati sperimentali ottenuti con turbine tipo DAWT

1.3.3 Configurazioni del diffusore

Come già detto, la Diffuser Augmented Wind Turbine (DAWT) si basa sul concetto che il flusso di massa attraverso la turbina eolica può essere significativamente aumentato oltre le migliori condizioni operative della turbina normale, utilizzando un diffusore per mantenere un campo di bassa pressione a valle della turbina eolica. L'aspirazione creata al di là di questa pressione sub-atmosferica migliora il flusso d'aria e aumenta la potenza della turbina ben oltre le tradizionali turbine. La Figura 1.7 mostra lo schema di base della turbina tipo DAWT con i suoi confini del tubo di flusso rispetto a quelli di una turbina tradizionale.

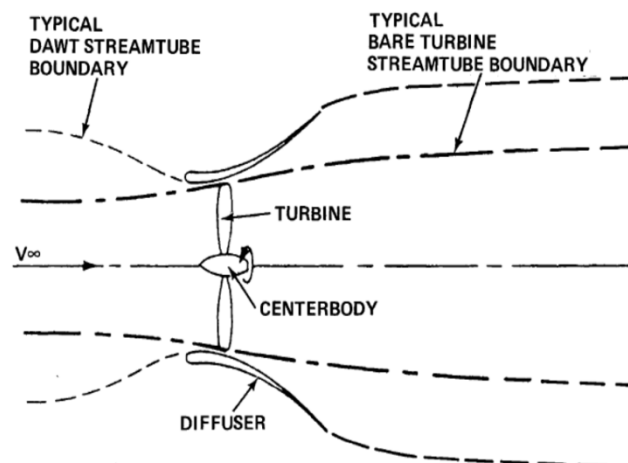


Figura 1.7 | Confini del tubo di flusso in una turbina tradizionale e tipo DAWT

Nel 2005 Abe et al. hanno sviluppato un efficace sistema di accelerazione del vento con una struttura a forma di diffusore che circonda una turbina eolica. All'estremità è stata introdotta una flangia, in modo da creare una zona di pressione molto bassa per attirare più vento rispetto ad un diffusore senza flangia, poiché il flusso che entra nel diffusore è più efficacemente concentrato e accelerato. Con questo sistema si ottiene la velocità massima in prossimità

dell'ingresso del diffusore e quindi la turbina eolica viene collocata in questa posizione come mostrato in Figura 1.8. Si può inoltre visualizzare come a valle dell'organo diffusore si abbia un fenomeno di vortice creato dalla forte depressione generata dalla flangia.

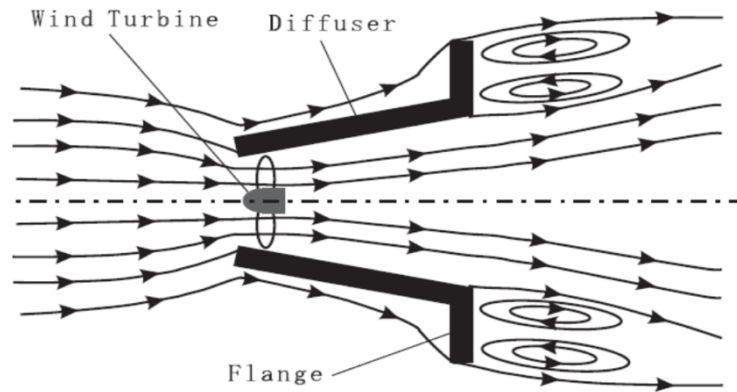


Figura 1.8 | C_p e C_t in funzione del fattore di riduzione assiale

Per migliorare la cattura dell'energia eolica in condizioni di bassa velocità del vento in un'area urbana edificata, è stata studiata la progettazione di piccoli generatori eolici per uso domestico in tali aree. La Figura 1.9 mostra il progetto del diffusore o “scoop” in tre dimensioni, con i domini e le condizioni al contorno ben visibili. I risultati primari dell'analisi CFD mostrano un aumento della velocità del flusso d'aria di un fattore x 1,5 volte equivalente ad un aumento della potenza erogata di 1,53 volte a parità di area spazzata dalle pale della turbina.

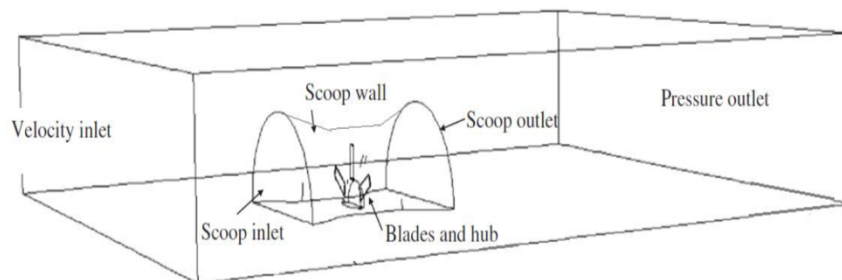


Figura 1.9 | Boundary conditon e domini dello studio sperimentale effettuato dadall'Istituto di Meccanica Applicata dell'Università di Kyushu

Per studiare come ottenere la massima velocità ed avere il miglior effetto accelerante del vento all'interno del mantello, il team di ricerca dell'Istituto di Meccanica Applicata dell'Università di Kyushu ha utilizzato tre strutture diverse:

- un modello a ugello che riduce la sezione interna;
- un modello di tipo cilindrico che ha una sezione interna costante;
- un modello a diffusore che espande la sezione interna a valle.

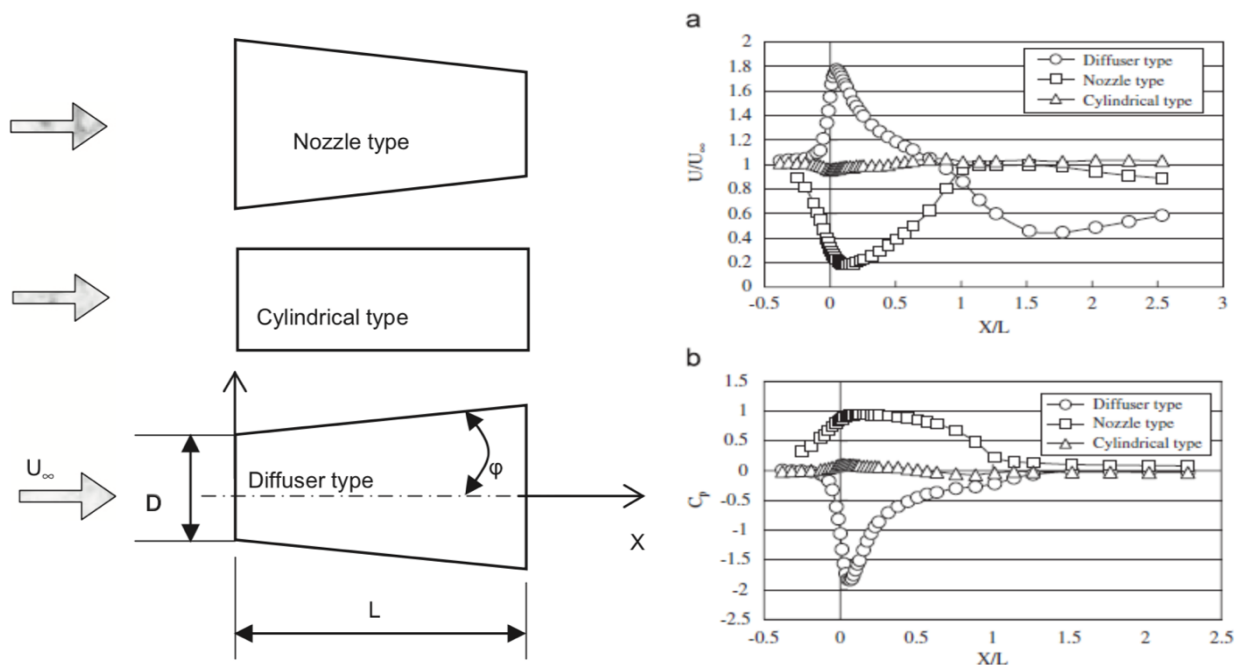


Figura 1.10 | Tre diverse geometrie testate per visualizzare l'andamento di **a)** velocità e **b)** pressione

Tutte queste strutture sono state testate all'interno di una galleria del vento di 3,6 m di larghezza .x2 m di altezza .x15 m di lunghezza con una velocità massima di prova del vento di 30m/s. I risultati sono stati esaminati sulla base della velocità del vento e della distribuzione della pressione statica sull'asse centrale dello *shroud*. La prova in galleria del vento sulla struttura cilindrica non ha mostrato molte deviazioni, ma il primo tipo “tipo ugello” ed il terzo tipo “tipo diffusore” hanno mostrato risultati notevoli.

Si è riscontrato che un notevole aumento della velocità del vento è stato ottenuto se si utilizza un corpo diffusore lungo oltre $L/D = 3$, come mostrato in Figura 1.11 (solo nel caso del diffusore). Tuttavia, dal punto di vista pratico, è preferibile avere un corpo diffusore corto con una L/D inferiore a 2 che abbia prestazioni simili a quelle di un corpo diffusore lungo, sia per motivi economici che per motivi pratici.

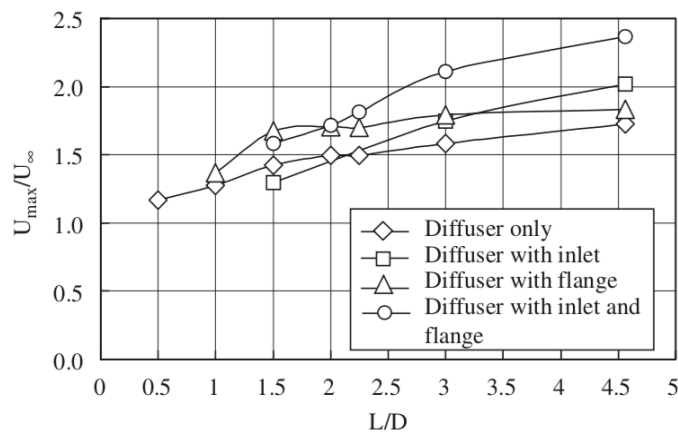


Figura 1.11 | Andamento delle velocità normalizzate alla velocità del vento

In seguito a diversi tentativi, è stato riscontrato che la velocità del vento viene aumentata aggiungendo un apposito ingresso chiamato "inlet shroud" e una flangia ad anello per l'uscita. L'apertura del mantello d'ingresso ha una superficie curva liscia che circonda l'ingresso del modello di diffusore. La flangia è una piastra quadrata ad anello con un'altezza di $h = 10$ cm ($h/D = 0,25$), e viene fissata verticalmente all'uscita del diffusore. Come mostrato nella figura precedente, quando si utilizzano sia il mantello di ingresso che la flangia, si può ottenere un notevole aumento della velocità del vento, e raggiungendo un aumento di velocità di 1,6-2,4 volte superiore a quella della velocità del vento a monte U_∞ .

Nella figura 1.12 uno dei risultati più importanti emersi dagli studi di Ohya et al. Che dimostra come il corpo diffusore sia molto più d'impatto per convogliare il flusso d'aria sfruttando i vortici a valle creatisi grazie alla geometria.

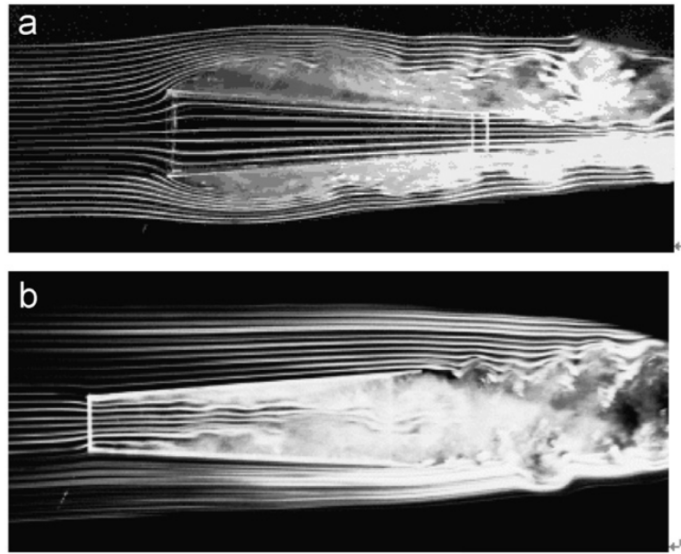


Figura 1.12 | *Analisi effettuata da Ohya et al. in tunnel del vento con del fumo*

Un'altra geometria di diffusore molto studiata è quella “a lente” o “wind lens”, che presenta una forma ridotta rispetto al classico diffusore visto prima. Questo tipo di turbina eolica è stato proposto con l'obiettivo di tenere conto dei parametri di peso e dimensioni, poiché le grandi turbine eoliche avvolte sono difficili da fabbricare e il carico che il vento genera sul mantello è molto elevato in caso di vento ad alta velocità, e non è facile progettare strutture complesse per sopportare il carico di tali venti sulla superficie del mantello. Tenendo conto del carico e del fattore economico, un team di ricercatori guidato da Ohya ha proposto un progetto di lente che è una struttura molto compatta come si può vedere in figura 1.12

Come si può vedere dalla Figura 1.13, la lunghezza L_t è molto inferiore rispetto al diametro D , cioè $L_t < 0.4 D$. Si vedrà che i parametri che più influenzano l'accelerazione della velocità sono l'altezza della flangia h e il rapporto delle aree di ingresso ed uscita del diffusore. La grandezza s indica lo spessore necessario per accoppiare lo *shroud* e la turbina

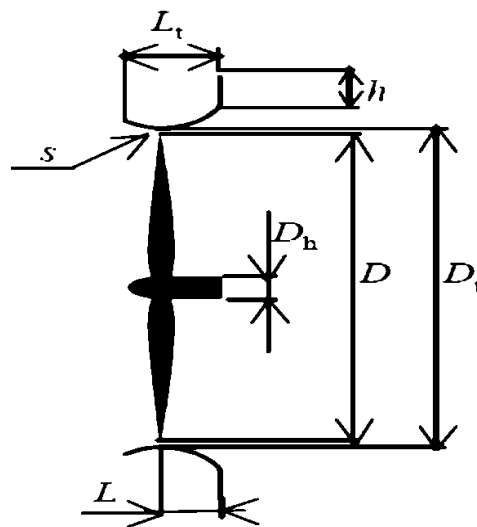


Figura 1.13 | Grandezze caratteristiche dell'organo diffusore

1.3.4 L'effetto del diffusore nella teoria classica

La teoria classica ritiene che la turbina eolica sia rappresentata come un disco attuatore ideale, cioè che sia priva di attrito e che non ci sia una componente di velocità di rotazione nella scia. In questo caso, per l'analisi unidimensionale, le velocità indotte u e u_1 , come indicate in Figura 1.14 possono essere scritte come:

$$V_0 - v = u \equiv (1 - a)V_0$$

$$V_0 - v_1 = u_1 \equiv (1 - 2a)V_0$$

Con a = induction factor

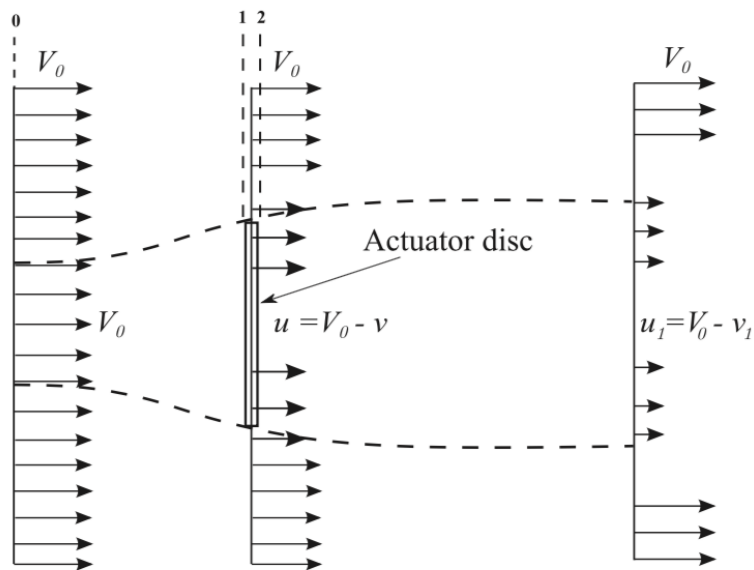


Figura 1.14 | Modello del disco attuatore

In Figura 1.14 è rappresentato il modello del disco attuatore con le vari componenti di velocità. Le equazioni dei coefficienti di spinta e di potenza per la turbina eolica ideale si ottengono applicando l'equazione della conservazione dell'energia sul volume di controllo, ottenendo

$$C_T = 4a(1 - a)$$

$$C_P = 4a(1 - a)^2$$

dove il primo rappresenta il Coefficiente di Spinta mentre il secondo il Coefficiente di Potenza. Applicando la conservazione del momento al volume di controllo tratteggiato mostrato in Fig 1.14, considerando il regime di regime stazionario, utilizzando la conservazione della massa e le ipotesi semplificate di un rotore ideale, è possibile ottenere l'espressione

$$u = \frac{1}{2}(V_0 + u_1)$$

Questo risultato mostra che la velocità nel piano del rotore è la media della velocità del vento V_0 e della velocità nella scia u_1 . Un risultato importante è la massimizzazione del coefficiente di potenza, dove $dC_p/da = 0$ produce $a_{opt} = 1/3$, $C_{T,opt} = 0,89$ e $C_{p,max} = 16/27$. Questo dimostra che l'energia massima estratta dal vento da una turbina è del 59,3%, che come già visto è conosciuto come limite di Betz.

Per descrivere la teoria classica con il diffusore si usa una formula simile, ma considerando le perdite attraverso il diffusore. La Fig 1.14 mostra il volume di regolazione del disco attuatore con l'applicazione di un diffusore.

Il coefficiente di potenza di una turbina con diffusore, per la teoria classica, è dato da :

$$C_p^d = \epsilon \left[1 - \left(\frac{V_4}{V_0} \right)^2 - (1 - n_d)(1 - \beta^2)\epsilon^2 \right]$$

con $\epsilon = V_1/V_0$ coefficiente di accelerazione in ingresso, $\beta = A/A_3$ o rapporto delle aree di uscita e n_d è l'efficienza del diffusore, definito come

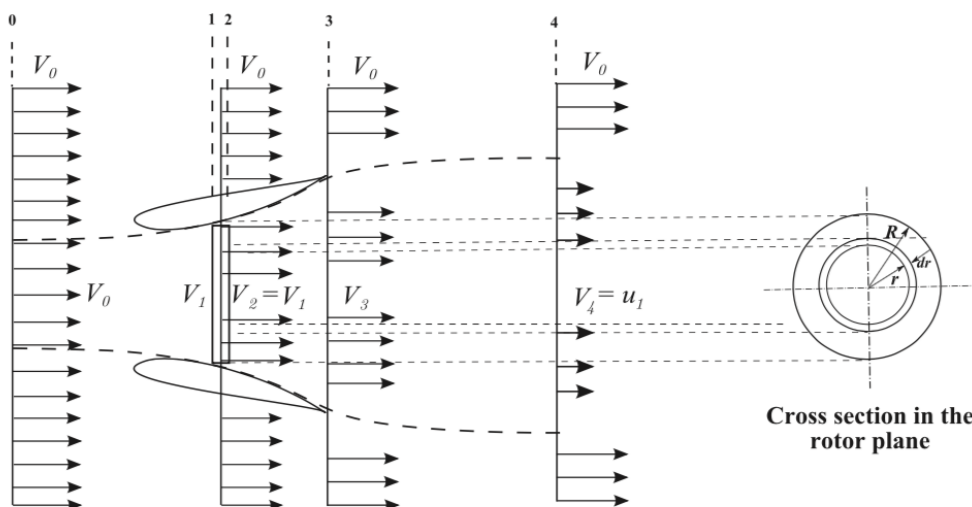


Figura 1.15 | Teoria dello shroud applicato al modello del disco attuatore

$$n_d = \frac{p_3 - p_2}{\frac{1}{2}\rho(V_2^2 - V_3^2)}$$

Applicando il bilancio di energia in uscita dal diffusore si trova la velocità V_4

$$\left(\frac{V_4}{V_0}\right)^2 = (\beta^2)\epsilon^2 + C_{p3}$$

con C_{p3} il coefficiente di potenza all'uscita del diffusore, assunto per ipotesi costante con la variazione radiale.

$$C_{p3} = \frac{p_3 - p_0}{\frac{1}{2}\rho(V_0^2)}$$

Allora sostituendo si può ottenere

$$C_p^d = \epsilon(1 - C_{p3}) + \epsilon^3[n_d(1 - \beta^2) - 1]$$

Si noti che C_p^d e C_{p3} dipendono da V_4 . Pertanto, per spiegare V_4 , si presume che all'uscita del diffusore si applichino le stesse condizioni per l'uscita di una normale turbina eolica ovvero supponendo che non ci sia una contropressione supplementare. Questa ipotesi mira a sviluppare una teoria che si avvicini il più possibile alle relazioni viste in letteratura per le turbine eoliche ordinarie, come descritto da Van Bussel:

$$V_4 = (1 - 2a^*)V_0$$

con a^* axial induction factor considerando l'effetto del diffusore. Il diffusore è un dispositivo che ha la funzione di provocare un aumento della portata massica attraverso il rotore per caduta

di pressione a valle, con conseguente aumento della velocità upstream rispetto al disco. La Fig 1.16 illustra un tipico profilo di velocità di un diffusore senza turbina. In questa configurazione, il rapporto di velocità di accelerazione del diffusore, γ , è definito come il rapporto tra la massima velocità assiale di flusso nel diffusore V_1^* e la velocità del vento indisturbata

$$\gamma = \frac{V_1^*}{V_0}$$

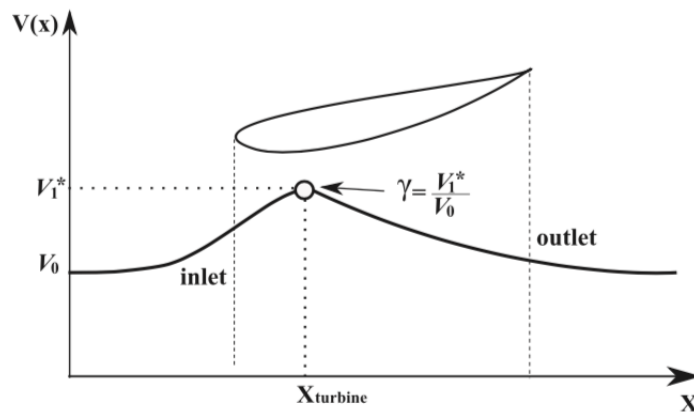


Figura 1.16 | Profilo di velocità ottenibile grazie allo shroud

Allora la velocità di flusso che arriva al disco diventa:

$$V_1 = V_2 = (1 - a^*)V_1^* = \gamma(1 - a^*)V_0$$

ed il rapporto di accelerazione assume la forma

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_0} = (1 - a^*)$$

Allora, sostituendo, le equazioni viste prima diventano

$$cp_3 = (1 - \beta^2\gamma^2)(1 - a^*)^2 + a^*(3a^* - 2)$$

$$C_p^d = \gamma(1 - a^*)^2[4a^* + \gamma^2(1 - a^*)(1 - \beta^2)(n_d - 1)]$$

Se si considera che non ci sono perdite attraverso il diffusore

$$C_p^d = \gamma 4a^*(1 - a^*)^2$$

Utilizzando la formula del bilancio di energia, si trova che i coefficienti visti prima diventano

$$C_T^d = \frac{T_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^2} = \frac{\frac{1}{2}\rho A(V_0^2 - V_4^2)}{\frac{1}{2}\rho AV_0^2} = 4a^*(1 - a^*)$$

$$C_p^d = \frac{P_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = \frac{V_1 T_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = \epsilon C_T^d$$

Si noti che se $\gamma = 1$, si torna al caso di una turbina intubata.

Si noti inoltre che il coefficiente di potenza presenta un valore massimo, dove $a^*_{opt} = 1/3$;

$C_{T,opt}^d = 0,89$, e $C_{p,max}^d = \gamma 16/27$. Pertanto, il limite teorico per una turbina tipo DAWT è una funzione della geometria del diffusore. Il significato di questo risultato è che, matematicamente, la spinta sul rotore è simile alla teoria del disco attuatore, ma le risposte sono diverse, perché il fattore di induzione assiale sul piano del rotore è influenzato dal diffusore.

Nella teoria classica non viene considerata la rotazione nella scia. Tuttavia, per le turbine moderne è necessario considerare l'effetto del fattore di induzione tangenziale a^*_t . Il momento torcente disponibile allora M_d , può essere ottenuto direttamente dall'equazione del momento applicata ad un volume di controllo infinitesimale dell'area $dA = 2\pi r dr$.

$$dM_d = \rho V_1 w r^2 dA = 2\rho a_1^* V_1 \Omega r^2 dA$$

con $w = 2\Omega a_1^*$.

La potenza è calcolata come

$$dP_d = \Omega dM_d = 2\rho a_1^* V_1 \Omega r^2 dA$$

Integrando questa espressione da $r = 0$ a $r = R$, si ottiene

$$C_P^d = \frac{8}{\lambda^2} \int_0^\lambda \gamma a_1^* (1 - a^*) x^3 dx$$

dove $x = \Omega r / V_0$ e $\lambda = \Omega R / V_0$, sono rispettivamente il rapporto di velocità locale e il rapporto di velocità di apice, o tip speed ratio.

La potenza massima ottenibile si ottiene derivando dC_P/da e ponendolo uguale a zero. Si ottiene l'espressione del coefficiente di induzione assiale ottimale:

$$a_{opt} = \frac{4 + 3\gamma^2(\eta_d - 1)(\beta^2 - 1)}{12 + 3\gamma^2(\eta_d - 1)(\beta^2 - 1)}$$

e sostituendo

$$C_{Popt} = \frac{256\gamma}{27[4 + \gamma^2(\eta_d - 1)(\beta^2 - 1)]^2}$$

che rappresenta l'espressione del coefficiente di potenza ottimale.

Inoltre, per quanto riguarda l'effetto di pompaggio centrifugo dovuto alla rotazione delle pale, il modello proposto da Corrigan e Schillings può essere applicato per tenere conto degli effetti correttivi alla rotazione.

1.3.5 L'effetto del diffusore nella Teoria BEM

In questo capitolo l'effetto del diffusore è applicato nella teoria BEM, considerando il volume di controllo mostrato in Fig 1.15 , dove sono imposte le condizioni di perdita zero nel diffusore e la velocità di flusso nella scia data da

$$V_1 = V_2 = \gamma(1 - a^*)V_0$$

Le velocità indotte V_1 e V_2 sono state calcolate con le formule nel capitolo precedente, mentre V_3 è calcolata come

$$V_3 = \beta V_1 = \gamma\beta(1 - a^*)V_0$$

La scomposizione della risultante delle forze che si genera sulla pala introduce due nuove grandezze, F_n ed F_t . Allora

$$C_n = \frac{F_n}{\frac{1}{2}\rho W^2 c} = C_L \cos \theta + C_D \sin \theta$$

$$C_t = \frac{F_t}{\frac{1}{2}\rho W^2 c} = C_L \sin \theta - C_D \cos \theta$$

dove θ rappresenta l'angolo del flusso , come si può vedere in Figura 1.17.

$$\phi = \tan^{-1} \left[\gamma \frac{(1 - a^*)V_0}{(1 + a_1^*)\Omega r} \right]$$

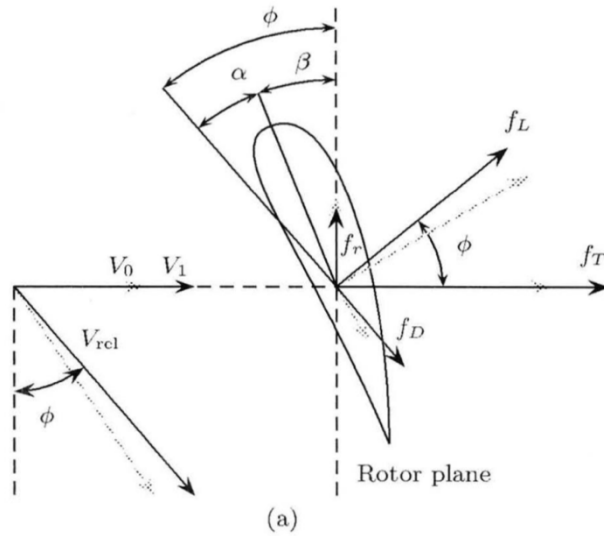


Figura 1.17 | Profilo alare con angolo di attacco e angolo di pitch. f_L e f_D rappresentano rispettivamente le forze di Lift e Drag

è possibile così esprimere i coefficienti di spinta e momento torcente

$$C_T^d = \frac{dT_d}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 dA} = \left(\frac{W}{V_0}\right)^2 \sigma C_n = \left(\frac{V_1}{V_0 \sin \phi}\right)^2 \sigma C_n$$

$$C_M^d = \frac{dM_d}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 dA} = \left(\frac{W}{V_0}\right)^2 r \sigma C_t = \left(\frac{V_1}{V_0 \sin \phi}\right)^2 r \sigma C_t$$

con σ = solidità.

Si ottengono le formule dei due nuovi coefficienti, *induction factor* assiale e tangenziale

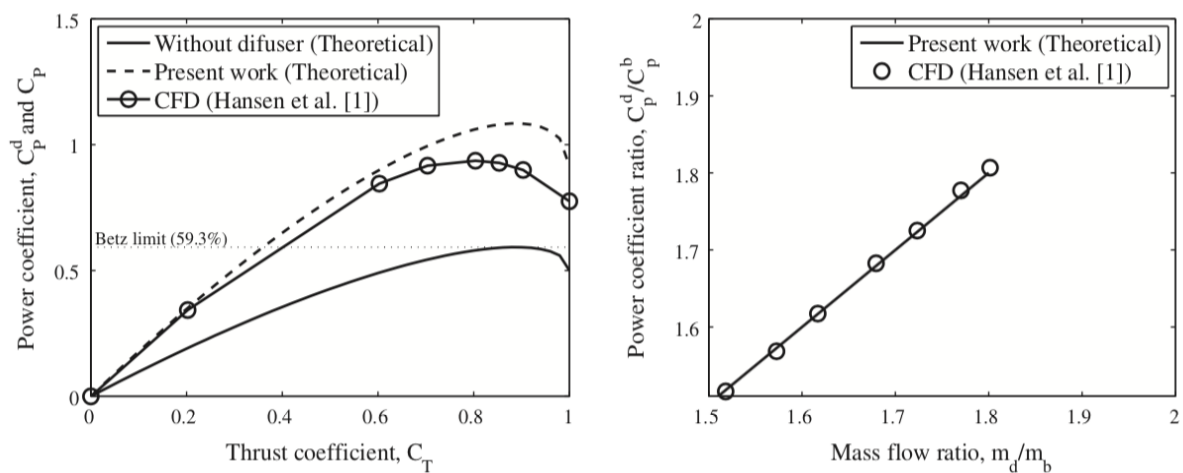
$$\frac{a^*}{(1 - a^*)} = \frac{\gamma^2 \sigma C_n}{4 \sin^2 \theta}$$

$$\frac{a_1^*}{(1 + a_1^*)} = \frac{\sigma C_t}{4 \sin \theta \cos \theta}$$

Pertanto, le prestazioni del rotore possono essere espresse come una funzione dei fattori di induzione, poiché le caratteristiche aerodinamiche del profilo alare utilizzato nel rotore eolico sono disponibili in letteratura. Sarà quindi, come per una normale turbina, da applicare la teoria

BEM e quindi analizzare singolarmente le varie sezioni palari per ricavare i coefficienti a^* e a_1^* per ottimizzare l'angolo di attacco per ogni singola sezione, e quindi massimizzare il Lift e diminuire il Drag.

La Figura 1.18 presenta l'effetto del diffusore sulla velocità indotta al disco dell'attuatore. Il risultato è stato ottenuto considerando una turbina ideale ($a' = 1/3$), con $V_0 = 1,0$ m/s. In questo caso si osserva che l'aumento del rapporto di accelerazione del diffusore modifica la velocità indotta al disco. Questo fatto dimostra che la velocità del flusso nel piano del rotore non è la media della velocità del vento e della velocità nella scia come mostrato in nel paragrafo precedente per la teoria classica del disco attuatore. La Figura 1.18 mostra il coefficiente di potenza sotto effetto del diffusore in funzione del coefficiente di spinta. In questo caso l'equazione del coefficiente di potenza è usato per una turbina ideale, considerando $\gamma = 1,6$; V_0 e $V_4 = (1-2a')V_0$. Le massime performance si ottengono per $n_d = 1$, ottenendo $C_d^P = 94,8\%$. Quindi, considerando che non ci sono perdite attraverso il diffusore, l'energia massima estratta da una turbina tipo DAWT è $C_d^P = \gamma 16/27$.



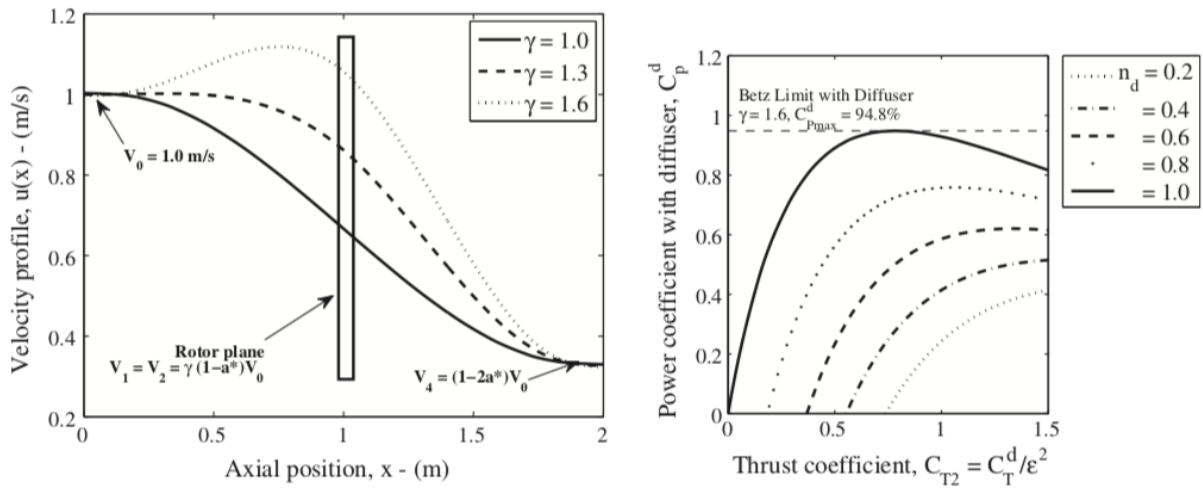


Figura 1.18 | Confronto tra turbine tipo DAWT e turbine tradizionali

La Figura 1.18 rappresenta un confronto tra il modello proposto in questa trattazione ed i risultati calcolati da Hansen et al. utilizzando Software CFD.

Come si può vedere il modello qui proposto si avvicina molto ai risultati trovati tramite analisi CFD, avendo introdotto delle nuove grandezze quali m_b e m_d rispettivamente portata di massa senza e con diffusore.

Capitolo 2: Design di una microturbina eolica

In questo capitolo si vuole sviluppare il progetto di una turbina eolica di piccolissima taglia, in modo da poterla successivamente confrontare con la configurazione “tipo shrouded” e poter valutare che tipi di benefici possa portare una scelta progettuale così complessa, sia in termini economici che in termini di stress meccanici. Il target che si vuole raggiungere è quello di una turbina da massimo 400W con circa 1m di diametro palare, questo per contenere i costi di produzione e concentrarsi maggiormente su un mercato, quello del microeolico, che in Italia è praticamente assente. Il progetto sarà diviso in 3 parti: analisi del vento, utilizzo del metodo BEM per ricavare la miglior geometria palare ed infine il design vero e proprio tramite Solid Edge.

2.1 L'analisi del vento

Il primo step progettuale, prima di procedere con vero e proprio design della pala, consiste nell'analizzare i dati del vento di una certa località. Questi dati sono raccolti costantemente da stazioni meteorologiche tramite apparecchi chiamati anemometri. In questo modo è possibile determinare la velocità di progetto ideale della turbina, avendo a monte scelto un range di velocità in cui lavorare. Generalmente il range ottimale con cui lavorare in Italia è con venti compresi tra i 2 ed i 18 m/s.

Il *capacity factor*, calcolabile come rapporto tra energia media ricavata dall'impianto ed energia massima estraibile dall'impianto stesso, esprime la produzione annuale di energia. In Italia attualmente il valore del *capacity factor* dell'intero parco eolico nazionale è del 25,3% , corrispondente a circa 2200 ore annue di funzionamento.

Tramite lo script MATLAB presente nel programma di calcolo GUI_BEM_V2 sono stati processati i dati provenienti dalla stazione anemometrica di Capo Granitola in Sicilia. In Figura 2.1 sono raffigurate le 4 rose dei venti con range diversi di velocità, e si può notare come venti a bassa velocità (0-4 m/s) sono i più frequenti in tutte le direzioni mentre ad alte velocità c'è una forte influenza di vento proveniente da Nord-Ovest e da Sud-Est.

In Figura 2.2 si può vedere uno dei primi grafici ottenuti dallo script, che rappresenta la frequenza di ventosità annua. Questo grafico ci permette di determinare la velocità media del vento per un dato luogo, ed utilizzarla nel modello di Weibull per determinare i parametri k e c .

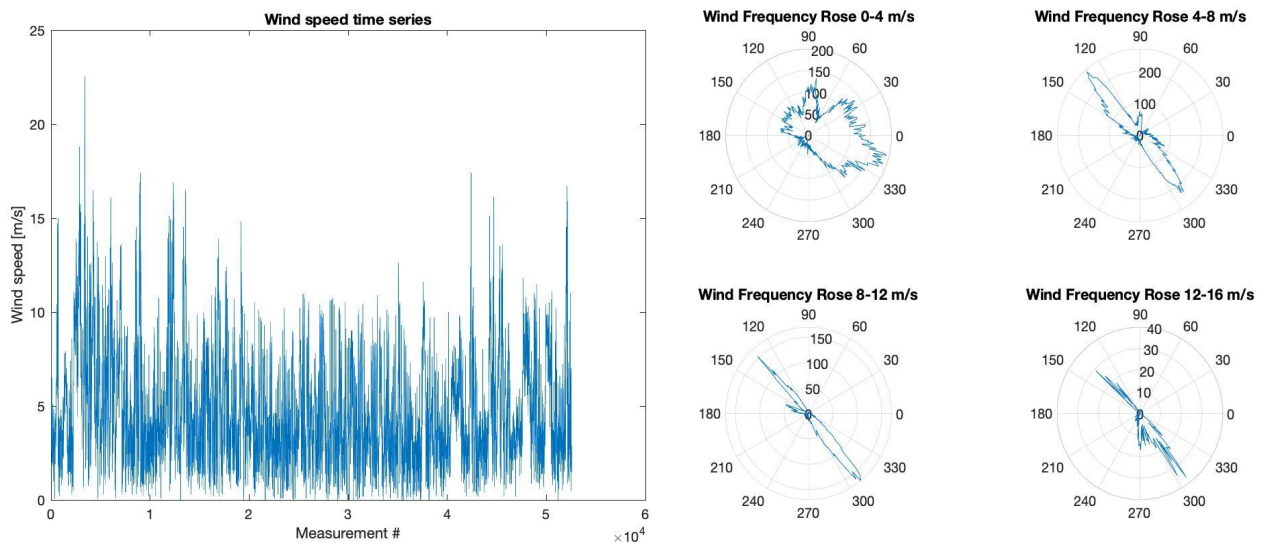


Figura 2.1 | *Frequenza del vento e rose dei venti dalla stazione di Capo Granitola in Sicilia*

Una volta determinati i parametri k e c , rispettivamente fattori di forma e di scala, il programma traccia le curve “Weibull wind probability density function” e “Weibull energy probability density function”.

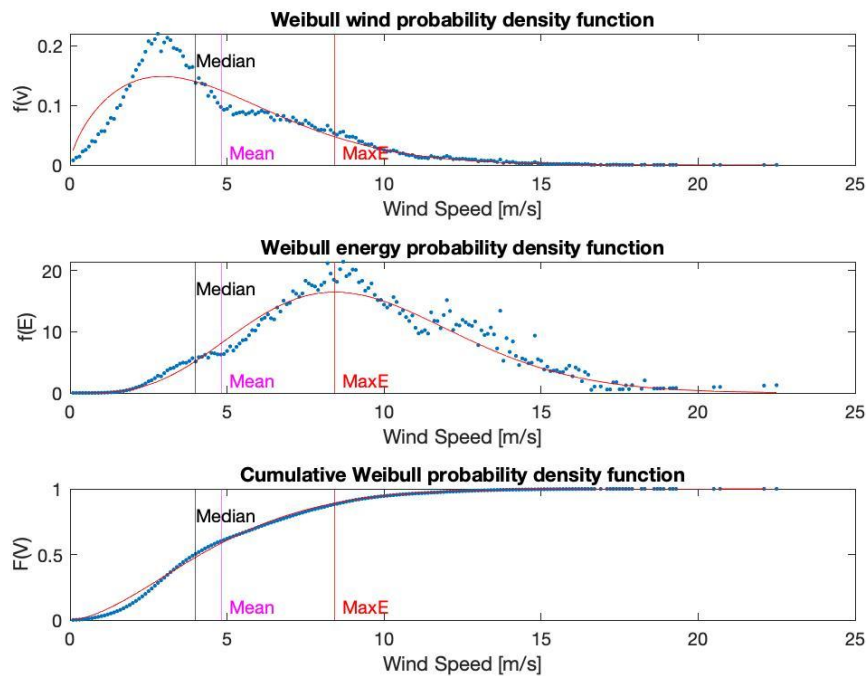


Figura 2.2 | Weibull wind probability density function e Weibull energy probability density function

Da questi due grafici si può notare come la velocità che ci permette di massimizzare l’energia è diversa dalla velocità media utilizzata nel modello di Weibull. Questa infatti risulta pari a 8.12 m/s. Avendo deciso di utilizzare un range di velocità *cut-in/cut-out* compreso tra i 3 m/s ed i 16 m/s, è stata fissata una velocità del vento indisturbata $U_{\infty} = 8 \text{ m/s}$. Questo valore verrà utilizzato nella fase successiva della fase progettuale, ovvero il progetto preliminare.

2.2 Progetto preliminare con il BEM Software

Il Software che sfrutta la teoria BEM è un codice MATLAB grazie al quale è possibile decidere diversi parametri di input come diametro palare e potenza, mentre come output viene fornita la geometria ottimizzata per le date condizioni di input. Ovviamente nei parametri di input saranno

presenti anche i dati derivanti dall'analisi del vento, grazie alla quale è possibile stimare una corretta velocità di design della turbina. Il codice *GUI_BEM_V2* utilizza esternamente un altro codice per l'ottimizzazione del profilo palare, chiamato *XFOIL*. Questo codice permette di trovare i due coefficienti a ed a' rispettivamente *axial adduction factor* e *tangential adduction factor*.

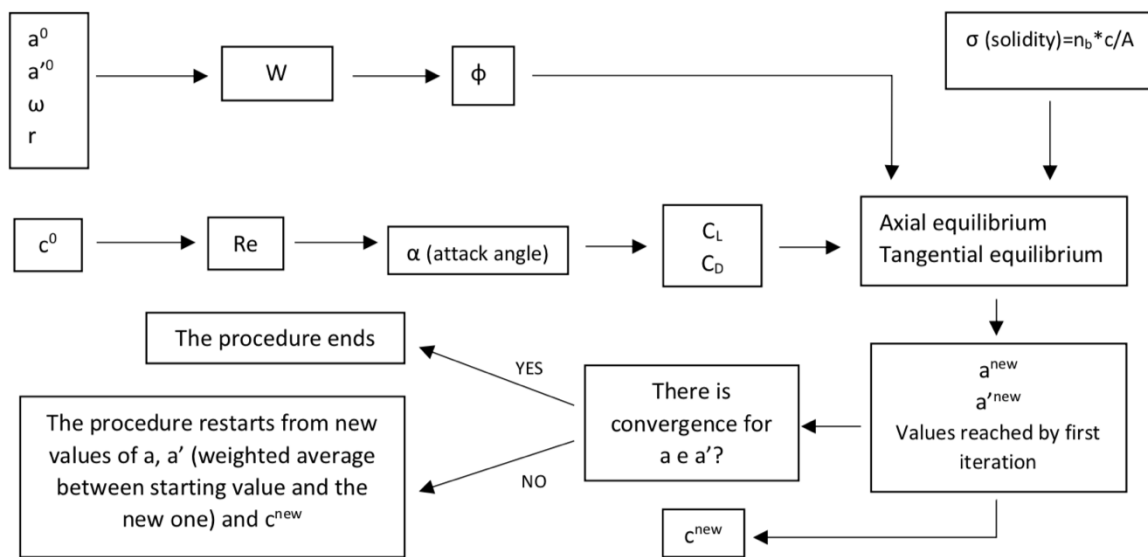


Figura 2.3 | Schema logico del codice *GUI_BEM_v2*

In Figura 2.3 è rappresentato uno schema logico di come il programma ragiona. Uno dei parametri fondamentali forniti come output dal programma è la corda del profilo palare, che varierà con il raggio. I parametri di input sono stati scelti in base alle ricerche effettuate in letteratura e con varie ricerche su taglie simili di turbine.

L'interfaccia del programma si presenta come rappresentato in Figura 2.4:

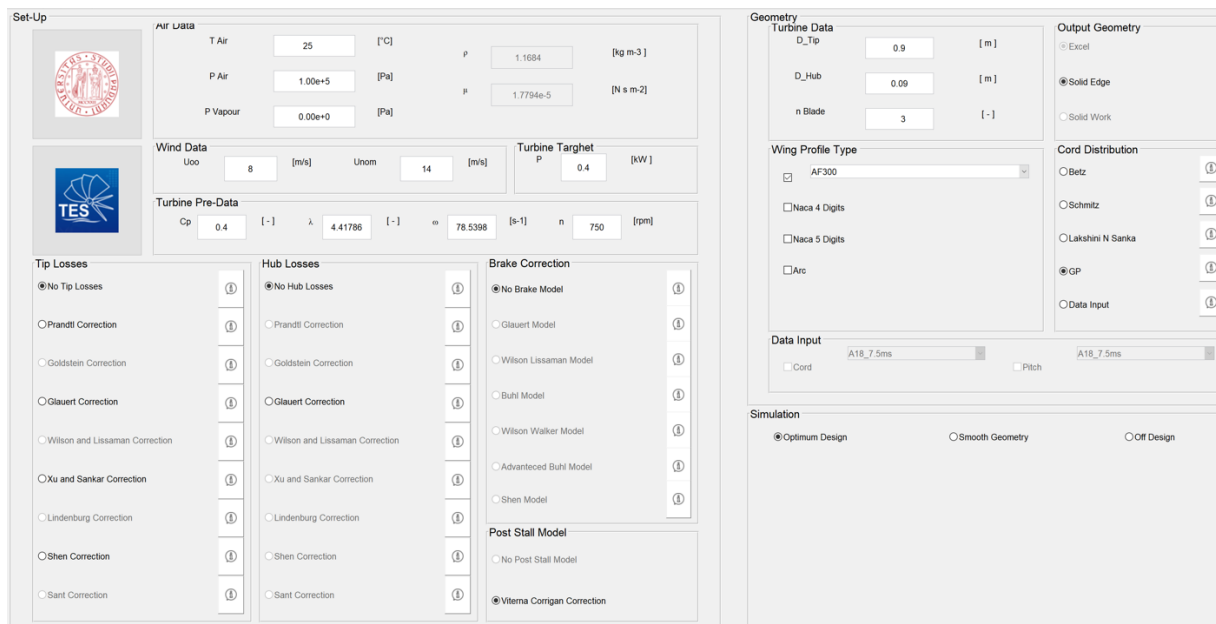


Figura 2.4 | *Interfaccia grafica del Software GUI_BEM_v2*

Sezione Air Data:

In alto troviamo le varie condizioni ambientali, come la temperatura dell'aria, densità e pressione. In questo riquadro non andremo a toccare nessun parametro, lavorando in ambiente esterno ed ipotizzando una T_{Air} di 25°C .

Sezione Turbine Target:

Qui viene fissata la potenza della turbina eolica, ovvero 400W.

Sezione Geometry:

A destra troviamo il blocco inerente alla geometria. In questo caso volendo lavorare con potenze di piccola taglia (400W) è stato imposto come parametro iniziale di input $D_{tip} = 0,9\text{m}$, mentre il diametro della navicella D_{hub} è stato fissato pari a 0.09m .

Sezione Wind Data:

Per quanto riguarda $U_{\infty} = 8 \text{ m/s}$, ricavata grazie all'analisi del vento. Per quanto riguarda la velocità di design U_{nom} o *rated speed*, cioè la velocità per cui la potenza estratta dal vento raggiunge il valore di progetto (*rated*) di 400W, si utilizzerà invece un valore di **14 m/s**. Questo valore è alto per una turbina di questo tipo, ma è stato scelto per poter sfruttare al meglio l'organo di *shroud* che verrà successivamente inserito ed analizzato.

Sezione Turbine Pre-data:

Qui sono presenti le grandezze operative della turbina, come coefficiente di potenza **Cp** fissato a 0.44, *tip speed ratio* fissato a 6 ed il numero di giri caratteristico ottenuto grazie al programma.

Sezione Tip and Hub losses:

Sia per le punte che per il mozzo si è scelto il modello correttivo di Glauert . Contrariamente a Goldstein e Prandtl che incentrano il loro lavoro sulla circolazione ottimale, Glauert applica la correzione direttamente al metodo dell'elemento di pala (BEM). Partendo dal lavoro di Prandtl e correggendolo, Glauert modifica la seguente equazione:

$$F_{Pr,1} = \frac{2}{\pi} \text{acos} \left[\exp \left(-\frac{n_{blade} r - R_{Hub}}{2 r \sin \phi_R} \right) \right]$$

Rivisitandola ed applicando le sue correzioni:

$$F_{Gl} = \frac{2}{\pi} \text{acos} \left[\exp \left(-\frac{n_{blade} r - R_{Hub}}{2 r \sin \phi} \right) \right]$$

Prandtl utilizza l'angolo di flusso φ_R all'estremità della pala mentre Glauert utilizza l'angolo di flusso locale φ . Si è scelto di utilizzare la correzione di Glauert durante le iterazioni che ottimizzano il profilo palare poichè lavora singolarmente in ogni sezione analizzata dal codice. Prima di far partire il codice con il pulsante *Run* , sono state settate le impostazioni di risoluzione del ciclo. Si è deciso di far lavorare il metodo BEM in 40 sezioni con qualità bicosenica. Ogni sezione viene iterata al massimo 60 volte, finchè non si raggiunge la convergenza.

2.3 Design ed ottimizzazione delle pale

Le turbine eoliche di piccola taglia vengono concepite e progettate per lavorare con venti di bassa intensità. Spesso queste configurazioni non riescono a raggiungere prestazioni elevate in termini di produzione di energia elettrica. Questo è dovuto perché esse lavorano costantemente in regime laminare, essendo il numero di Reynolds (Re) estremamente basso derivante da un diametro del rotore e velocità del vento bassi. Proprio per questo si è scelto di confrontare due profili che meglio si prestano a queste condizioni di lavoro :

- *s822*
- *s801*

Entrambi questi profili sono stati disegnati dal NREL (National Renewable Energy Laboratory). Grazie al foglio di calcolo XFOIL è possibile simulare le varie condizioni di input viste sopra per ottenere un design ottimale della pala.

Il programma compie una serie di iterazioni facendo variare l'angolo di attacco da 0 a 13°. Il numero di Mach ed il numero di Reynolds sono mantenuti costanti durante tutto il processo di calcolo per ogni singola sezione.

Airfoil s822

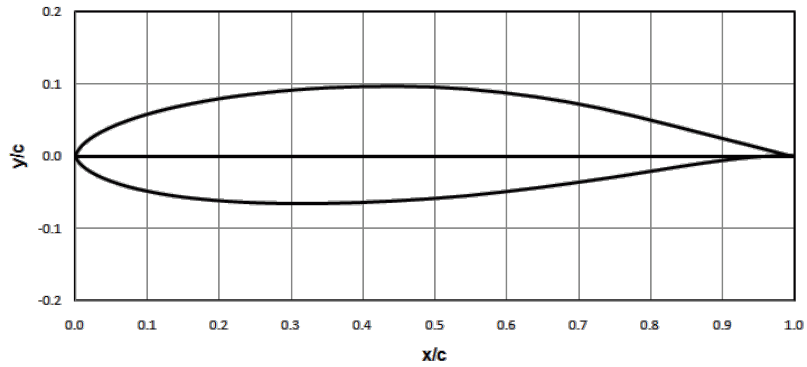
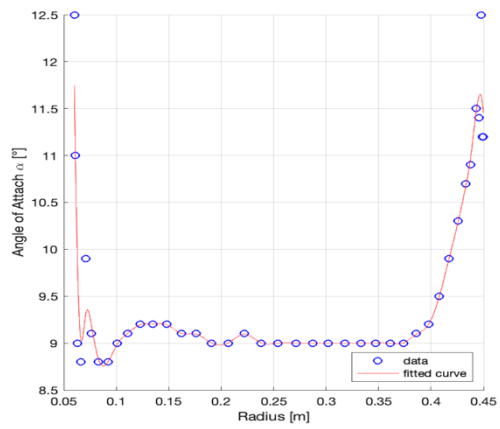
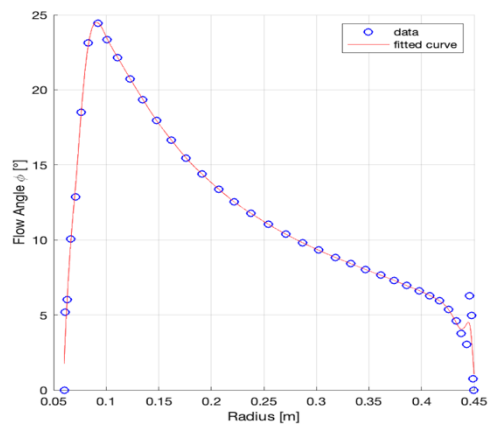
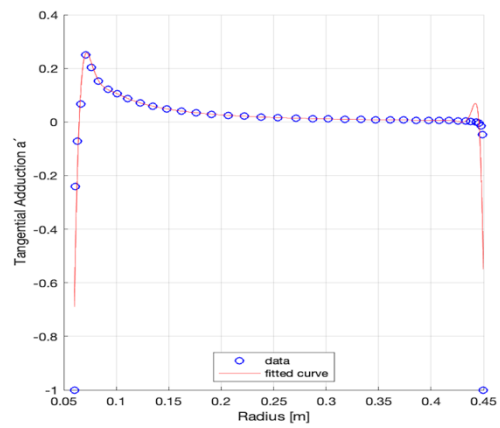
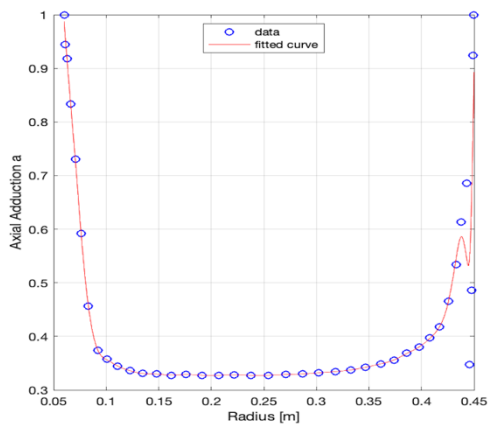


Figura 2.5 | Profilo da palare s822 NREL

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti per il profilo s822:



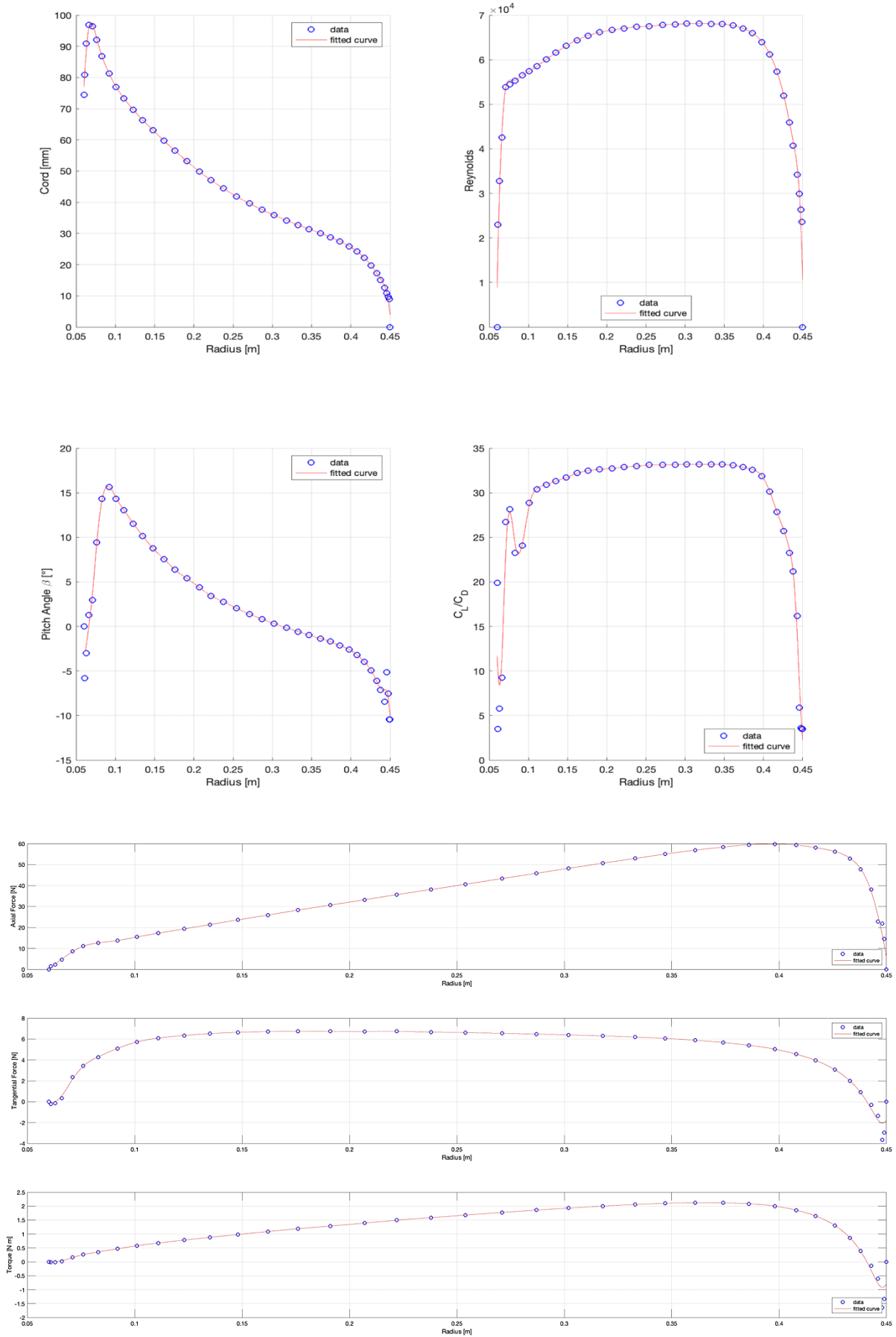


Figura 2.6 | Risultati ottenuti tramite il BEM Software

Per quanto riguarda la geometria, ovvero uno dei risultati più importanti del nostro studio, essa è stata riportata in Figura 2.6.

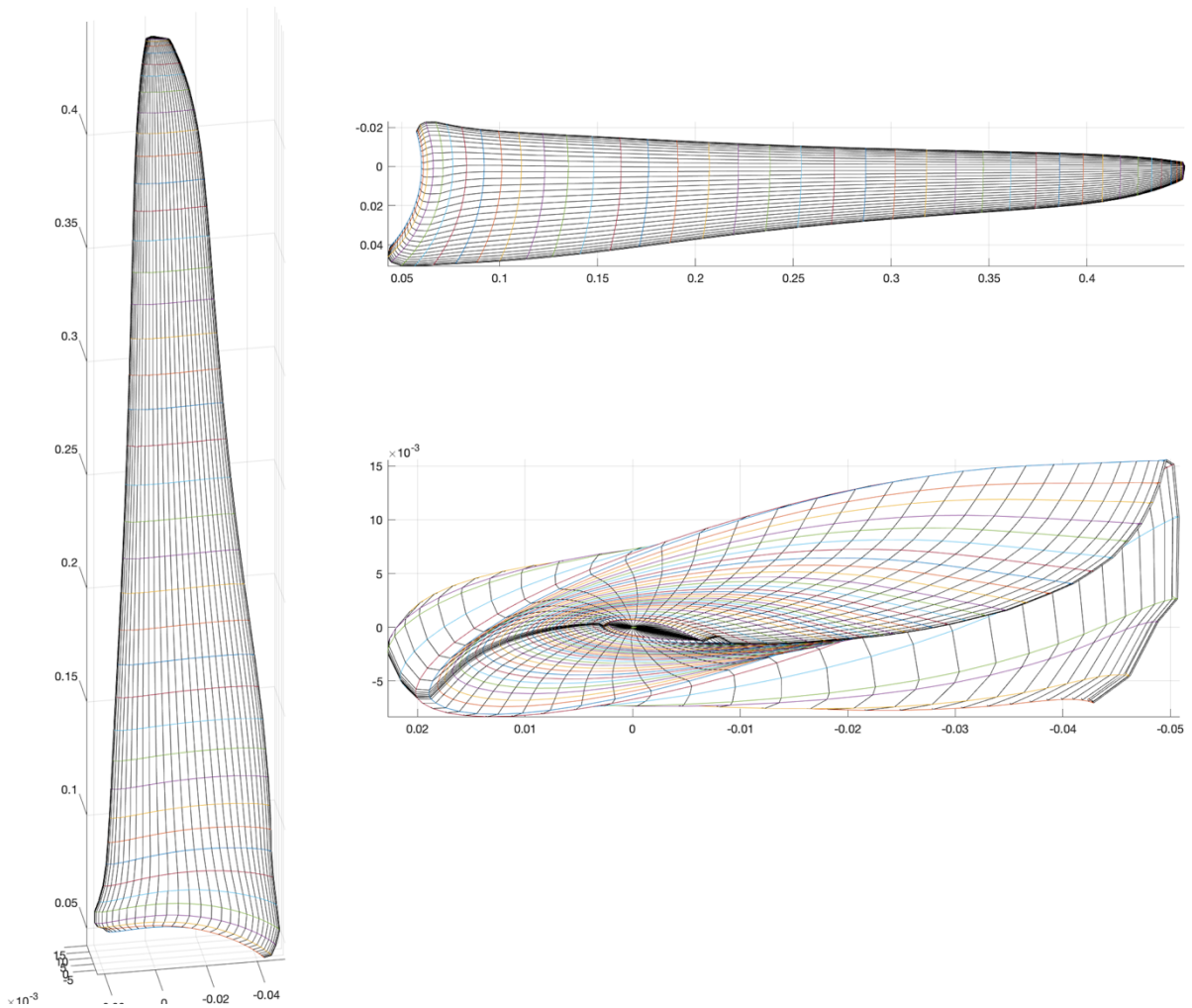


Figura 2.7 | Geometria della pala con profilo s822 ottenuto tramite il BEM Software

Airfoil s801

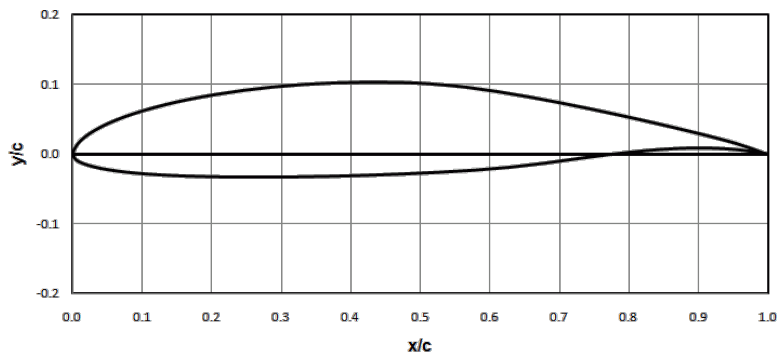
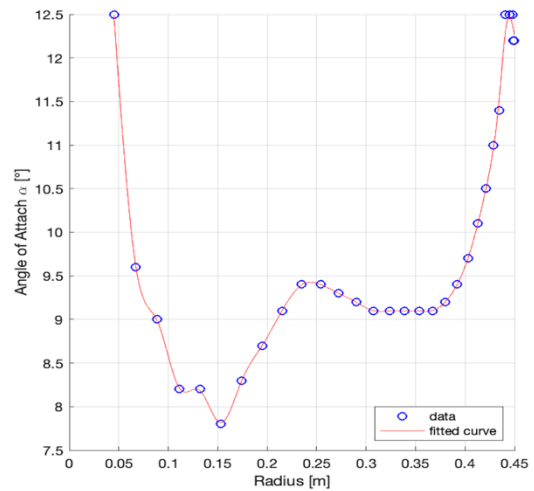
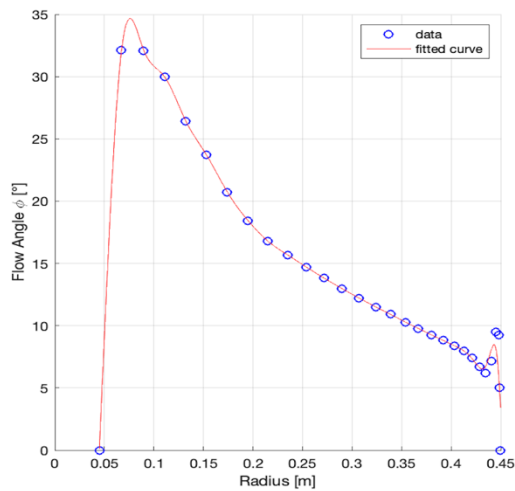
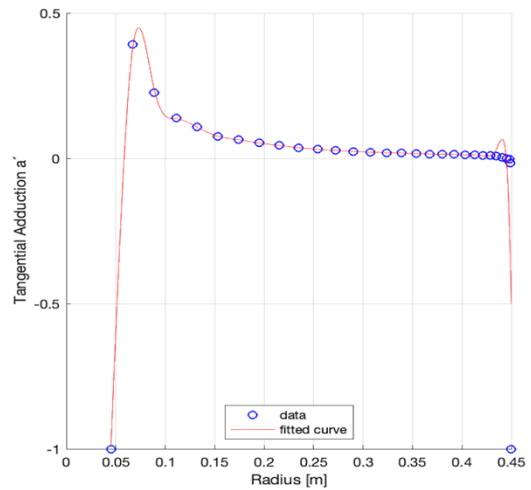
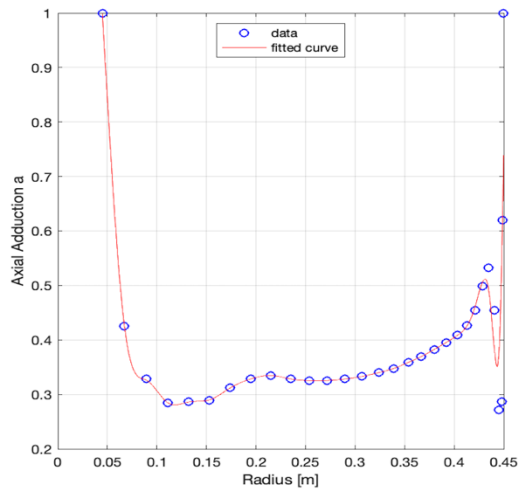


Figura 2.8 | Profilo da palare s801 NREL

I risultati ottenuti tramite il Software sono i seguenti:



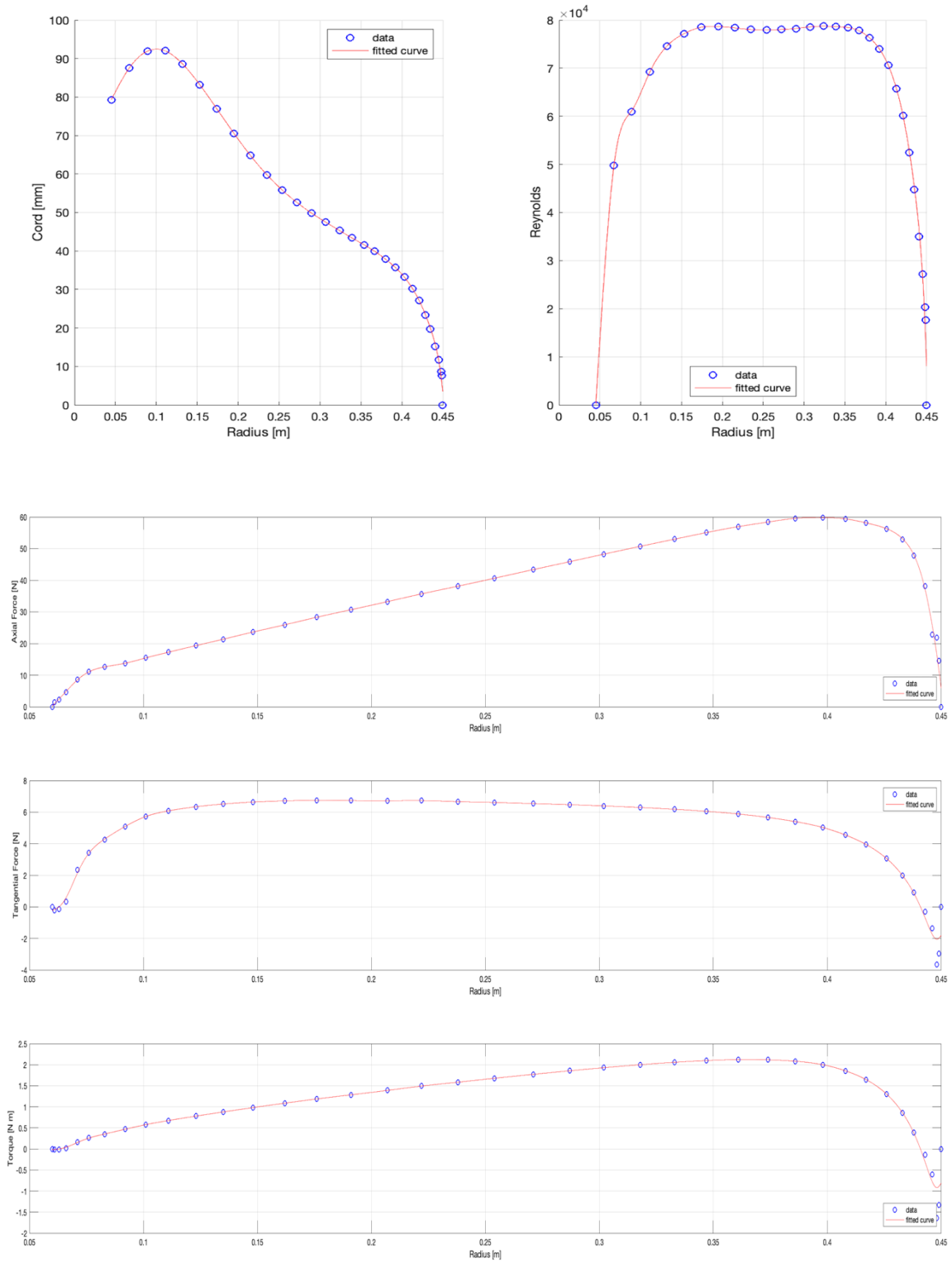


Figura 2.9 | Risultati ottenuti tramite il BEM Software

La geometria ottenuta con questo secondo profilo presenta una superficie palare superiore del circa 10%, dovuto ad un andamento della corda che arriva a sfiorare gli 8 cm a circa 10 centimetri dal mozzo.

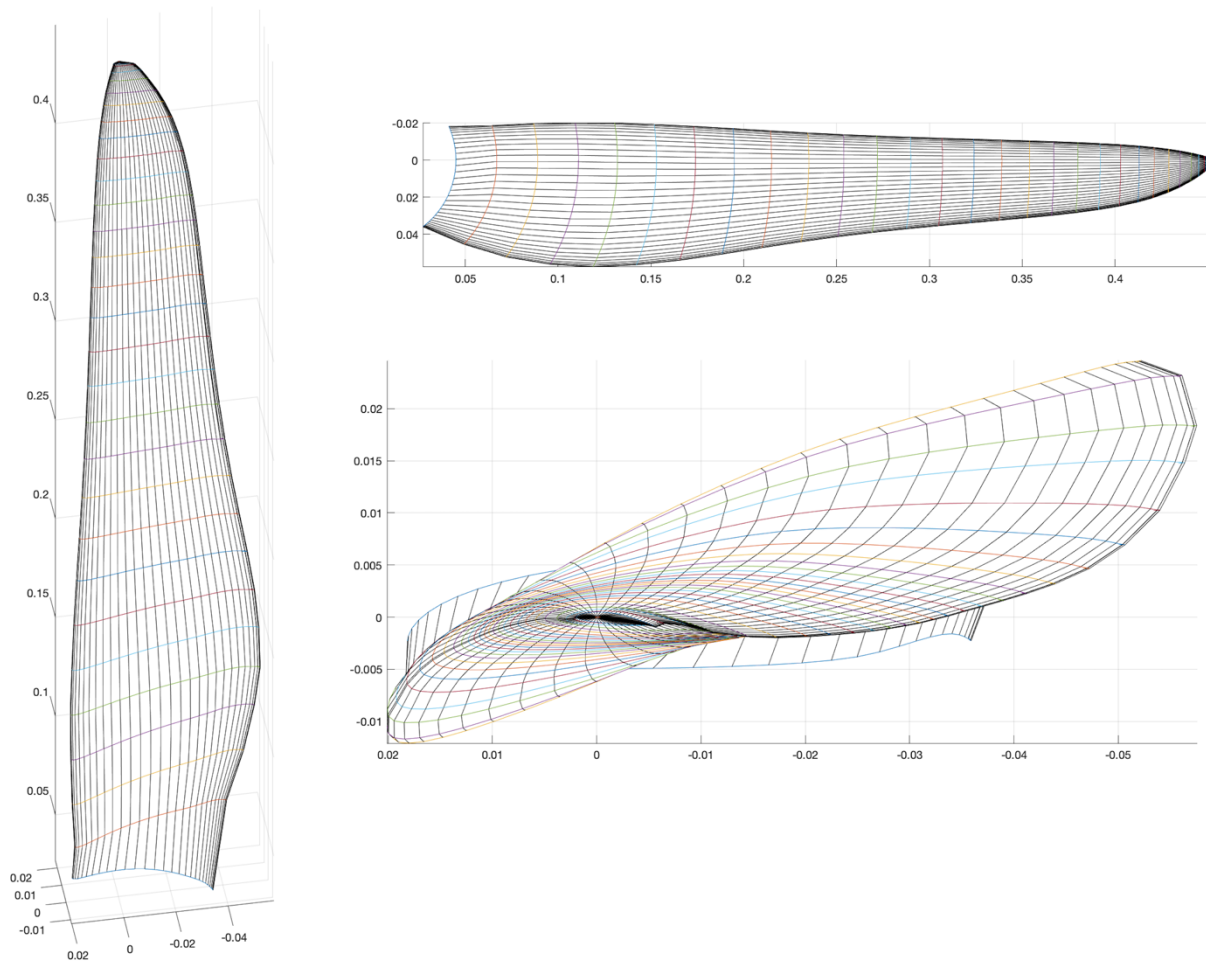


Figura 2.10 | Geometria della pala con profilo s801 ottenuto tramite il BEM Software

Confrontando i due profili analizzati, si noti come il profilo s801 presenta un rapporto C_L/C_D maggiore e quindi risulta più efficiente per il target di studio.

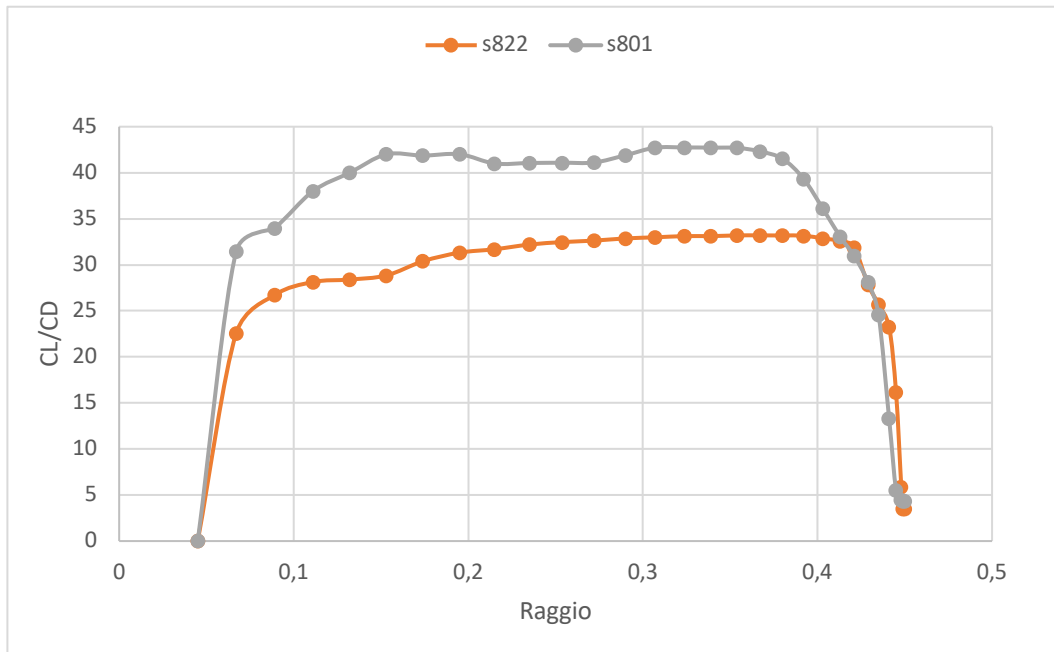


Figura 2.11 | Andamento del rapporto C_L/C_D in funzione del raggio

Per il profilo 801, che risulta migliore dal punto di vista prestazionale, c'è da considerare che la spinta assiale è maggiore di quasi 20 N rispetto alla s822, che arriva a 60 N.

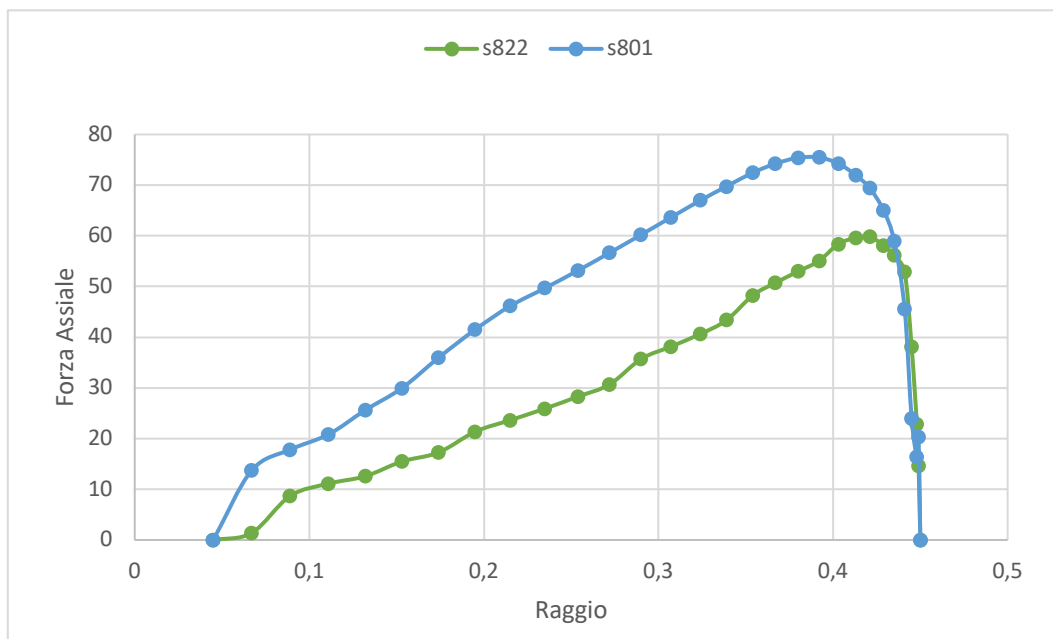


Figura 2.22 | Andamento della Forza Assiale in funzione del raggio

Questo può risultare problematico per la maggiore spinta che deve sopportare la struttura con la configurazione più performante, considerando che con l'aggiunta dello *shroud* questa aumenterà ancora.

A valle di questo, si è scelto di studiare la configurazione con profilo palare più performante (s801) in modo da poter monitorare un eventuale incremento significativo in termini di coefficiente di potenza C_p .

In Figura 2.23 sono state riportate l'assieme Pale-Mozzo e dettagli costruttivi, ottenuti grazie al software Solid Edge. Una volta importate le coordinate tramite foglio Excel nel Software, sono state raccordate per ottenere la geometria palare.

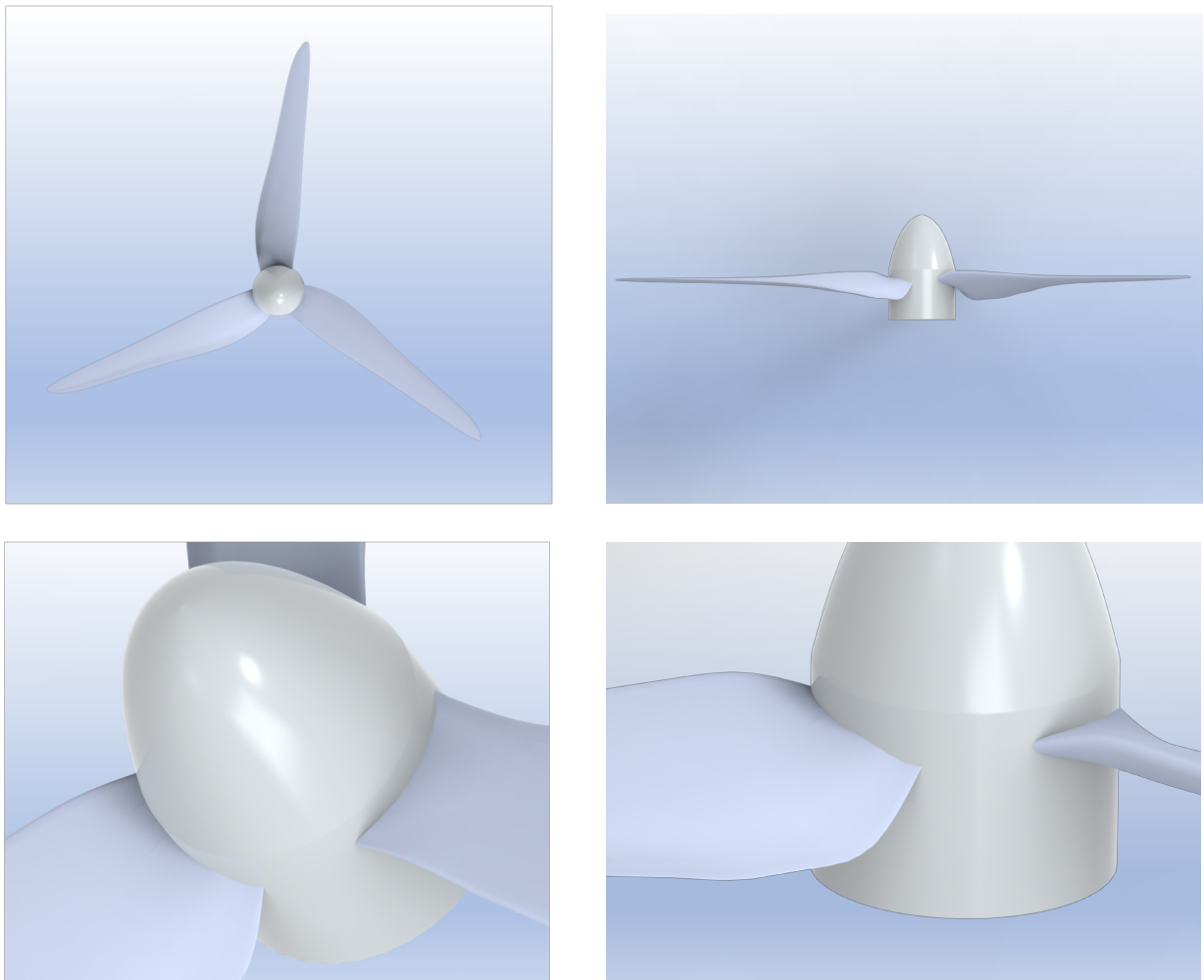


Figura 2.23 | *Rendering grafico della turbina con il profilo palare ottenuto*

Capitolo 3: Design ed analisi CFD dello shroud

La funzione dello *shroud* (o lente) in una turbina tipo DAWT è di aumentare la velocità dell'aria passante attraverso il piano di rotazione della turbina, in modo da aumentare la potenza estratta e risultare più competitiva rispetto ad una turbina classica. Un altro aspetto importante dell'utilizzo dello *shroud* è la riduzione della velocità di *cut-in* della turbina, ovvero la velocità che permette l'inizio della generazione di energia. Una velocità di *cut-in* inferiore significa che la turbina può rimanere attiva e produttiva per più ore durante l'anno, facendo così aumentare la produzione di energia elettrica totale.

3.1 Diversi tipi di *Shroud*

Yuji Ohya et al. nel 2008 furono i primi ad analizzare diversi tipi e diverse geometrie di *shroud* da accoppiare ad una turbina eolica. In Figura 2.1 è rappresentato schematicamente un elemento diffusore. Dai risultati ottenuti dal tunnel del vento videro che un significativo aumento della velocità del vento si ha con una rapporto $L/D=3$, senza però considerare nessun tipo di convergente e flangia. La Figura 3.1 schematizza le principali grandezze di un diffusore.

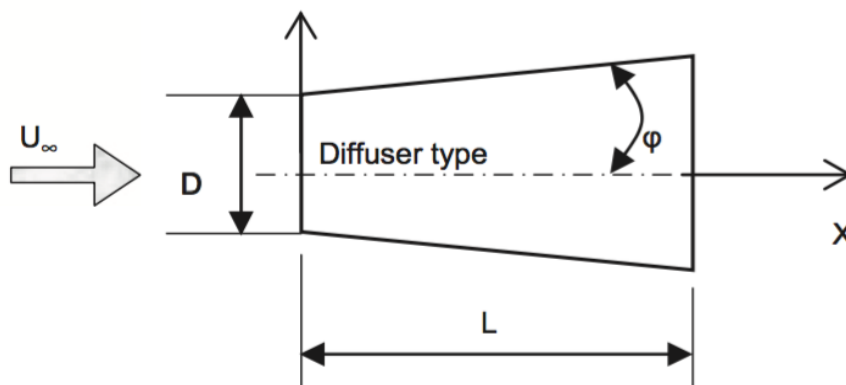


Figura 3.1 | Tipologia di shroud con il solo organo diffusore

Un corpo con una superficie tale però aumenta notevolmente le spinte laterali e appesantisce notevolmente l'intera struttura. Per questo sono state testate altre 3 configurazioni, nello specifico:

- Diffusore
- Diffusore e flangia
- Convergente e diffusore
- Convergente, diffusore e flangia

In Figura 3.2 sono riportati i risultati ottenuti, e come si può vedere un aumento della velocità U_{MAX}/U_{∞} pari a 1.7 con solo diffusore è ottenibile con una struttura molto più corta. Infatti una configurazione con convergente, diffusore e flangia produce risultati nettamente migliori anche se con un rapporto $L/D=2$.

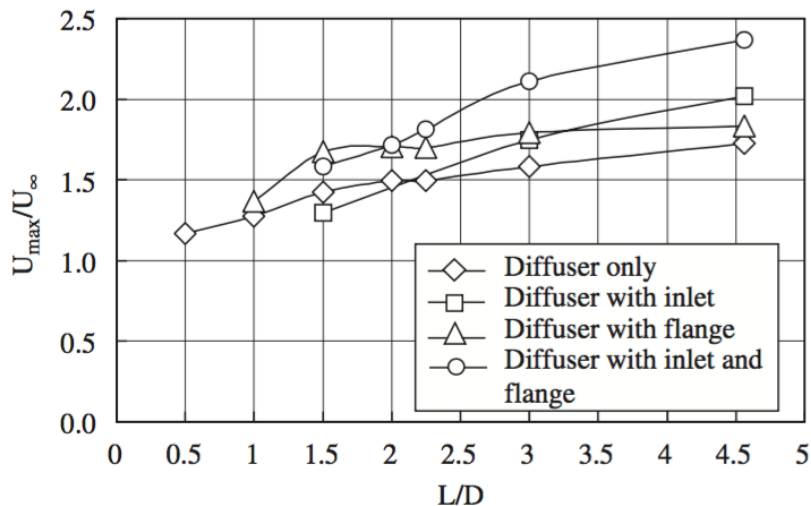


Figura 3.2 | Andamento di U_{MAX}/U_{∞} in funzione di L/D nell'esperimento di Ohya

L'elemento convergente all'ingresso dello *shroud* serve per attenuare la separazione di vena fluida dovuto all'impatto diretto con la struttura se non ci fosse il convergente, consentendo

all'aria di non impattare all'ingresso ma di entrare gradualmente nello *shroud*. L'ingresso quindi funge da ugello per l'aria che crea una diminuzione dell'area della sezione trasversale in ingresso. Inoltre, l'ingresso deve essere abbastanza grande da dirigere una quantità sufficiente di aria nello *shroud* senza essere così grande da causare una quantità ingestibile di resistenza sull'intera struttura della turbina. Altri aspetti che devono essere determinati includono la lunghezza dell'ingresso e la curvatura dell'ingresso. In Figura 3.3 si vedono le 3 principali parti che compongono lo *shroud*.

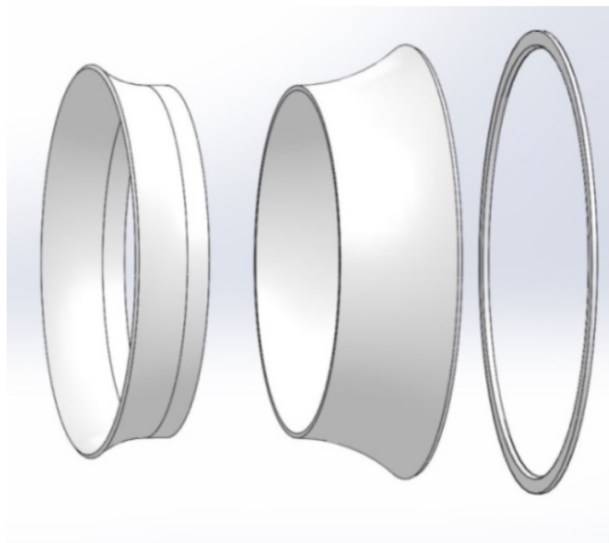


Figura 3.3 | Principali componenti dello *shroud*: convergente, diffusore e flangia

La porzione di uscita, o diffusore, è la seconda geometria con cui il vento interagisce mentre passa attraverso la turbina. Il diffusore agisce in combinazione con l'ugello e la flangia per creare una depressione che favorisce l'aumento di portata all'interno dello *shroud*. Un parametro importante che il diffusore deve soddisfare è che il suo design deve ridurre al minimo l'attrito sulla sua superficie, in modo da avere un coefficiente di accelerazione più elevato senza che la struttura abbia spinte troppo elevate.

La flangia invece ha lo scopo di creare un differenziale di pressione tra l'aria che fluisce all'esterno dello *shroud* e l'aria che fluisce attraverso di esso. La flangia aumenta la pressione

all'esterno e riduce la pressione in uscita. Questo costringe l'aria ad aumentare di velocità mentre passa attraverso lo *shroud* e attraverso le pale della turbina. L'aggiunta della flangia provoca un aumento delle forze che impattano sull'intera struttura; pertanto anche la flangia come il diffusore, deve essere progettata per ridurre al minimo queste forze ma comunque garantire un aumento prestazionale.

Questi accorgimenti porteranno a testare diverse configurazioni geometriche di *shroud*, analizzando tramite il Software CFD come la geometria possa impattare sulla potenza della turbina.

Ci sono però dei compromessi tecnici e fisici da considerare ed adottare:

Ugello d'ingresso:

Il primo compromesso che deve essere considerato è l'area della sezione trasversale dell'ingresso rispetto alla quantità accettabile di resistenza a fatica che viene imposta sull'intera struttura della turbina eolica. È necessaria un'area della sezione trasversale abbastanza grande da permettere di incanalare quanta più aria possibile. Questo, come visto sopra, porta il primo problema: all'aumentare della dimensione dell'ingresso, aumentano anche le spinte sul sistema. Inoltre, il costo della struttura complessiva dello *shroud* aumenta. In secondo luogo, c'è da determinare la curvatura della sezione di imbocco. Una superficie curva aumenterebbe il costo, il che significa che tutti i benefici che si otterrebbero dall'avere una superficie interna curva devono essere valutati rispetto ai costi aggiuntivi per la produzione.

Diffusore

Esistono molte opzioni diverse per progettare la geometria del diffusore. La modifica dell'area della sezione trasversale, della lunghezza, dell'angolo di apertura e della curvatura dell'apertura

possono essere variate per modificare la differenza di pressione creata dal diffusore. All'aumentare della lunghezza del diffusore, aumenta il gradiente di pressione, ma aumenta anche la spinta totale sul sistema. Anche l'angolo di apertura e l'area della sezione trasversale incidono molto sull'efficienza aerodinamica e, pertanto, devono essere bilanciati tutti insieme per aumentare la velocità nel modo più efficace possibile.

Flangia

La flangia presenta due importanti caratteristiche che influenzano l'efficienza dello *shroud*. Queste due caratteristiche sono la lunghezza della flangia e l'angolo a cui è fissata la flangia. Questo elemento può essere utilizzata per regolare il progetto in modo da apportare eventuali piccole modifiche che consentano al progetto di soddisfare i requisiti di sistema.

La flangia, come videro Ohya et al. è un elemento che genera un vortice tipo Karman. Questo vortice generatosi a valle dello *shroud* genera una forte depressione, che crea quindi un risucchio dell'aria all'interno dello *shroud*. Con lo scopo di trovare la configurazione migliore che meglio possa accoppiarsi ad una turbina eolica di piccola taglia, in questa indagine sperimentale viene considerato uno *shroud* convergente/diffusore flangiato, che si è visto essere il più performante. Come visto in precedenza, la presenza del *brim* porta un aumento percentuale del rapporto di accelerazione γ e quindi di U_{MAX}/U_{∞} . Nelle successive analisi verranno analizzati solo *shroud* flangiati.

3.2 Design dello *Shroud*

Le principali grandezze che interessano lo *shroud* sono:

- Altezza del *brim* h
- Diametro *shroud* D
- Diametro *brim* D_{brim}
- Lunghezza convergente/diffusore L_t
- Lunghezza diffusore L

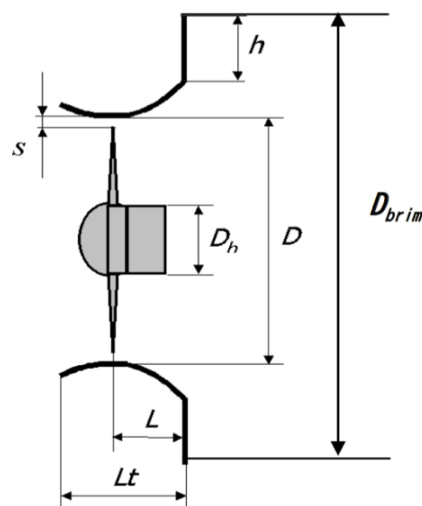


Figura 3.4 | Grandezze caratteristiche dello *shroud*

I risultati emersi dalla galleria del vento mostrano come si possa raggiungere la dimensione ottimale della flangia per ottenere il maggiore aumento della velocità del vento vicino all'ingresso del diffusore. Nello specifico il modello utilizzato da Ohya è composto da un diffusore circolare con $L/D = 1.5$ ($D = 20$ cm). Si è riscontrato che la flangia di circa $h/D = 0.25$ è più efficace per l'accelerazione del vento. Inoltre $D_h/D = 22\%$, che permette di calcolare, a partire dal diametro del mozzo, il diametro interno dello *shroud* D . In questo elaborato verranno testati e studiati 3 tipi diversi di *shroud*, con diverse configurazioni geometriche. La

prima con una forma più compatta ($Lt/D=0.26$) e la flangia con rapporto $h/D = 0.2$, la seconda $Lt/D=0.5$ e la terza $Lt/D=1$.

Geometria Turbina:

D_{HUB}	0.09m
D_{TIP}	0.9m
N_{Blade}	3
U_{∞}	8 m/s

Tabella 1 | Grandezze caratteristiche della turbina in studio

Shroud A

Lt-L	88mm
Lt/D	0.26
D_{brim}	1.4m
h/D	0.2
ϕ	14°
μ	1.282
D	0.92m
s	0.01m
D_{exit}	1.040m



Tabella 2 | Grandezze caratteristiche dello shroud “Geometria A”

Shroud B

Lt-L	88mm
Lt/D	0.45
h/D	0.2
ϕ	10°
μ	1.282
D	0.92m
s	0.01m
D _{exit}	1.040m



Tabella 3 | Grandezze caratteristiche dello shroud “Geometria B”

Shroud C

Lt-L	88mm
Lt/D	0.7
h/D	0.2
ϕ	8°
μ	1.282
D	0.92m
s	0.01m
D _{exit}	1.040m



Tabella 4 | Grandezze caratteristiche dello shroud “Geometria C”

con μ = rapporto tra area di uscita ed area dello *shroud* in prossimità della strozzatura maggiore.

In Figura 3.5 sono raffigurate le tre geometrie degli elementi diffusori oggetto di studio.

Gli angoli di imbocco sono mantenuti costanti in tutte e 3 le configurazioni mentre per quanto riguarda gli angoli di sbocco essi progressivamente diminuiscono con l'aumentare della dimensione caratteristica Lt/D , da un massimo di $\phi=14^\circ$ ad un minimo di $\phi=8^\circ$.

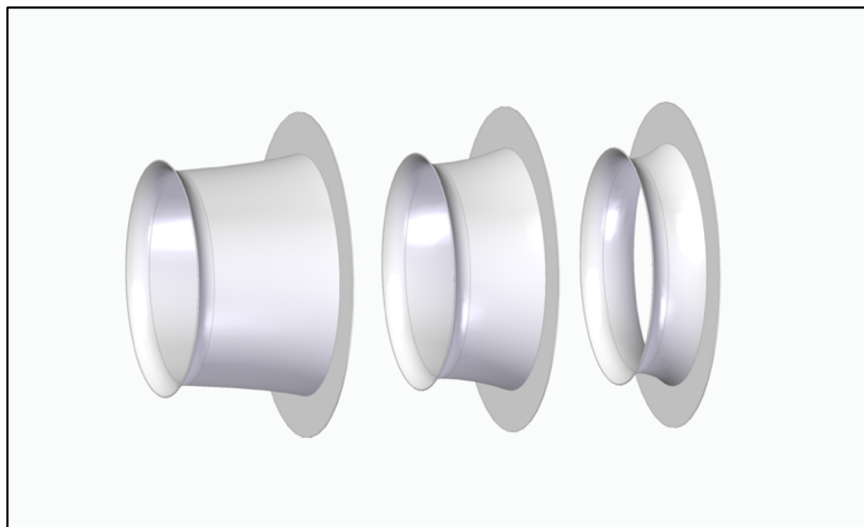


Figura 3.5 | Vista assometrica dei 3 tipi di diffusori studiati

3.3 Analisi CFD

3.3.1 Introduzione

La fluidodinamica è la branca della meccanica dei fluidi che studia il comportamento dei fluidi (ovvero liquidi e gas) in movimento. Le equazioni che governano il moto di un fluido, sia esso liquido o gassoso, sono chiamate equazioni di Navier-Stokes e governano il moto di un fluido viscoso e conduttore di calore. Numerosi parametri adimensionali, quali numero di Mach, numero di Reynolds e numero di Prandtl, caratterizzano la relativa importanza di vari effetti e sono essenziali per uno studio fluidodinamico.

Le equazioni classiche di Navier-Stokes, nella loro forma non semplificata, non hanno una soluzione generale in forma chiusa, e vengono risolte solo con la metodologia della fluidodinamica computazionale (detta, in breve, CFD) ovvero tramite metodi numerici al calcolatore. La fluidodinamica computazionale o numerica (CFD, Computational Fluid Dynamics) è il mezzo che permette lo studio dei problemi di fluidodinamica mediante l'utilizzo del computer. Viene utilizzata nel campo dell'industria e della ricerca per tutte le problematiche che coinvolgono l'azione di fluidi (forze aerodinamiche, motori, pompe, impianti chimici, comfort ambientale, ecc.). Esistono oggi numerosi software commerciali che risolvono in questa maniera le equazioni della fluidodinamica. Il principale utilizzo della tecnica CFD è quello di risolvere le equazioni di Navier-Stokes e le equazioni ad esse collegate. La risoluzione per via analitica di queste equazioni è fattibile solamente in casi semplici con flussi laminari, e geometrie semplici (sfere, lastre piane), mentre le risoluzioni di casi reali, in cui compaiono di frequente flussi turbolenti, richiedono per forza un approccio numerico. Esistono diversi metodi per risolvere le equazioni di Navier-Stokes:

- Direct Numerical Solution (Soluzione Numerica Diretta: DNS): è l'approccio concettualmente più semplice, si discretizzano lo spazio e il tempo con griglie della dimensione voluta e si eseguono i calcoli su esse. È l'approccio che restituisce i risultati più accurati ma ha un costo computazionale elevatissimo, devono essere impiegati dei supercomputer. Per le applicazioni industriali risulta quindi troppo dispendioso.
- Reynolds Averaged Navier-Stokes (Equazioni mediate alla Reynolds: RANS): si basano sull'assunzione che si possa vedere il moto turbolento come formato da un moto medio e da una sua fluttuazione nel tempo. Le grandezze delle equazioni di partenza vengono mediate in un certo intervallo di tempo; così facendo i tempi di calcolo vengono notevolmente ridotti in quanto le scale del moto medio risultano

essere notevolmente maggiori di quelle del moto turbolento, richiedono l'utilizzo di ulteriori equazioni (ad esempio il modello $k-\epsilon$) per la chiusura del problema.

- Large Eddy Simulation (LES): consiste nel calcolare numericamente il comportamento delle scale turbolente più grandi e modellare opportunamente le scale più piccole (Sub-grid Scale o scale di Kolmogorov). Per operare questa suddivisione si introducono filtri numerici creati ad-hoc. Fornisce risultati più accurati delle RANS e ha al contempo un costo computazionale notevolmente inferiore a quello della DNS, per questo motivo è un metodo in forte sviluppo. In molti casi devono essere risolte anche altre equazioni contemporaneamente alle equazioni di Navier-Stokes e alle equazioni del modello di turbolenza. Esse possono comprendere quelle relative alla concentrazione di specie diverse (flusso multicomponente), di reazioni chimiche (flussi reagenti), irraggiamento termico, ecc.. Problemi più complessi richiedono la modellazione di ulteriori fenomenologie, come nel caso dei flussi bifase (ad esempio gas / liquido) o nel caso di fluidi non Newtoniani.

3.3.2 Equazioni governative

Il moto e le proprietà del fluido come l'aria possono essere descritti dalle equazioni fondamentali della fluidodinamica, che sono formulazioni matematiche delle tre leggi fondamentali di conservazione:

- Conservazione di massa
- Conservazione del momento
- Conservazione dell'energia

Le equazioni del momento per il flusso viscoso sono generalmente chiamate "equazioni di Navier-Stokes". L'equazione di continuità si basa sul principio fisico della conservazione di massa, sulla seconda legge di Newton e sul principio di conservazione di energia.

Nel caso in studio, il trasferimento di calore è trascurabile e il flusso può essere considerato incomprimibile. Pertanto, l'equazione della conservazione di energia può essere trascurata, riducendo il problema alla soluzione delle equazioni di continuità e conservazione del momento

Le equazioni di continuità e di momento nella notazione tensoriale per un fluido newtoniano incomprimibile sono date rispettivamente dalle equazioni sotto riportate

Continuità

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$

Momento

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_j \partial x_i} \right) + S_{M,i}$$

Queste equazioni sono un sistema accoppiato di equazioni differenziali parziali non lineari che sono difficili da risolvere analiticamente.

Nelle equazioni sopra, x_i è la i -esima dimensione spaziale, u_i è la i -esima componente della velocità, ρ la densità del fluido, t è il tempo, μ viscosità dinamica ed S_M è la sorgente che genera momento nella i -esima direzione.

3.3.3 Mesh

Quando si discretizzano le equazioni di flusso, il dominio viene diviso in un numero finito di nodi di calcolo in cui vengono calcolate le variabili. L'operazione che porta alla generazione di questi nodi di calcolo è chiamata generazione della griglia o mesh. La generazione della mesh è una delle fasi più importanti per condurre una simulazione CFD. Se la griglia è troppo

grossolana, scorrere fenomeni come la turbolenza o il distacco del flusso non possono essere previsti correttamente. Se la mesh è troppo fine, diventa troppo alto lo sforzo computazionale necessario per il calcolo delle equazioni differenziali. Pertanto è necessario trovare un compromesso a seconda dell'obiettivo da raggiungere ed il grado di approssimazione cercato. Per la generazione della mesh, sono disponibili numerosi pacchetti software e strategie di meshing. La generazione della mesh per geometrie semplici può essere effettuata mediante algoritmi automatizzati in pochi minuti, forniti da ANSYS CFX o ICEM. Se la geometria risulta invece complessa la generazione della mesh richiede molta esperienza per adattare manualmente i parametri di meshing. Gli algoritmi di mesh utilizzati dai programmi di meshing si basano sull'uso di determinati tipi di griglia o sulla combinazione di questi. Le mesh strutturate sono costituite da celle a tetraedro o esaedro e presentano una distribuzione ordinata nello spazio. In generale, le griglie strutturate possono offrire un'ottima qualità delle maglie, ma sono difficili da generare, specialmente quando si deve eseguire la mesh di geometrie complesse (es. pala eolica). Un'alternativa alle mesh strutturate sono le mesh non strutturate. Per quelle griglie vengono utilizzate principalmente celle a maglie tetraedriche, ma sono possibili anche celle di forma quadrata. Vantaggio principale di questo metodo è la generazione di mesh velocemente anche attorno a forme complesse. Lo svantaggio di questo metodo è la qualità della mesh, che risulta essere nettamente inferiore rispetto a quelle strutturate. Pertanto in alcuni casi le mesh strutturate possono portare a risultati più precisi e di più rapida convergenza. In Figura 3.6 un riassunto grafico dei diversi tipi di mesh.

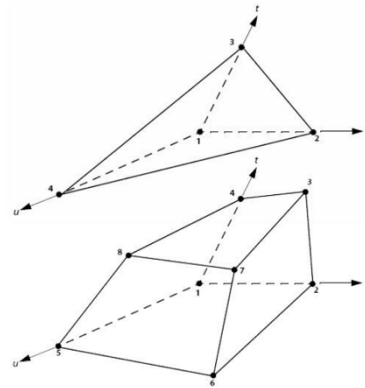
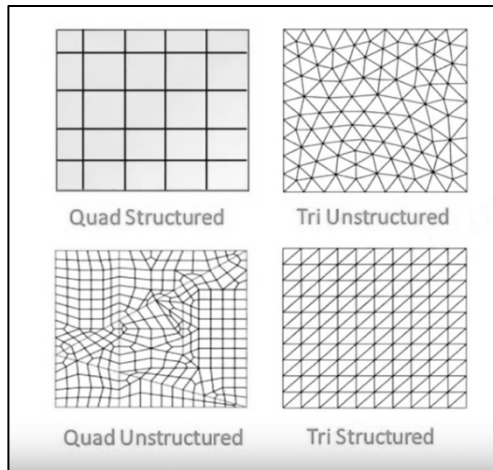


Figura 3.6 | Tipologie di mesh

Il volume d'aria che rappresenta il dominio di studio è stato diviso in quattro volumi fluidi separati, per poter trattare le mesh singolarmente e in maniera più precisa. Le mesh verranno poi successivamente unite nel pannello CFX-Pre, tramite la connessione interfacce. Le mesh formeranno successivamente l'intero dominio fluido in studio. Non essendo interessati alla parte strutturale ma solo alla fluidodinamica, le parti fisiche come lo shroud e successivamente la turbina saranno rimossi dal dominio fluido andando a definire le loro pareti come "wall" in CFX-Pre. Le 4 mesh sono generate a partire da 4 geometrie:

- Volume d'aria a monte (*Steady*)
- Volume d'aria a valle (*Steady*)
- Volume d'aria sopra lo *shroud* (*Steady*)
- Volume d'aria che comprenderà la turbina (*Steady*)

Quest'ultimo volume d'aria, ossia quello della girante, viene considerato *steady* solo per la simulazione dello shroud. Successivamente infatti, nel momento dell'inserimento della turbina

per valutare l'accoppiamento *shroud*-pala, questo dominio verrà considerato un volume d'aria rotativo, in quanto avremo l'azione della pala che genera una componente di forza tangenziale. Globalmente il dominio appare come un 1/3 di cilindro, questo per fare in modo da sfruttare la simmetria e permettere al calcolatore di eseguire meno calcoli possibili. Le mesh sono state create tramite il Software ICEM CFD mediante la creazione di blocchi all'interno dei diversi domini di fluido. Le mesh ottenute sono di tipo strutturato, quindi con una distribuzione uniforme delle maglie.

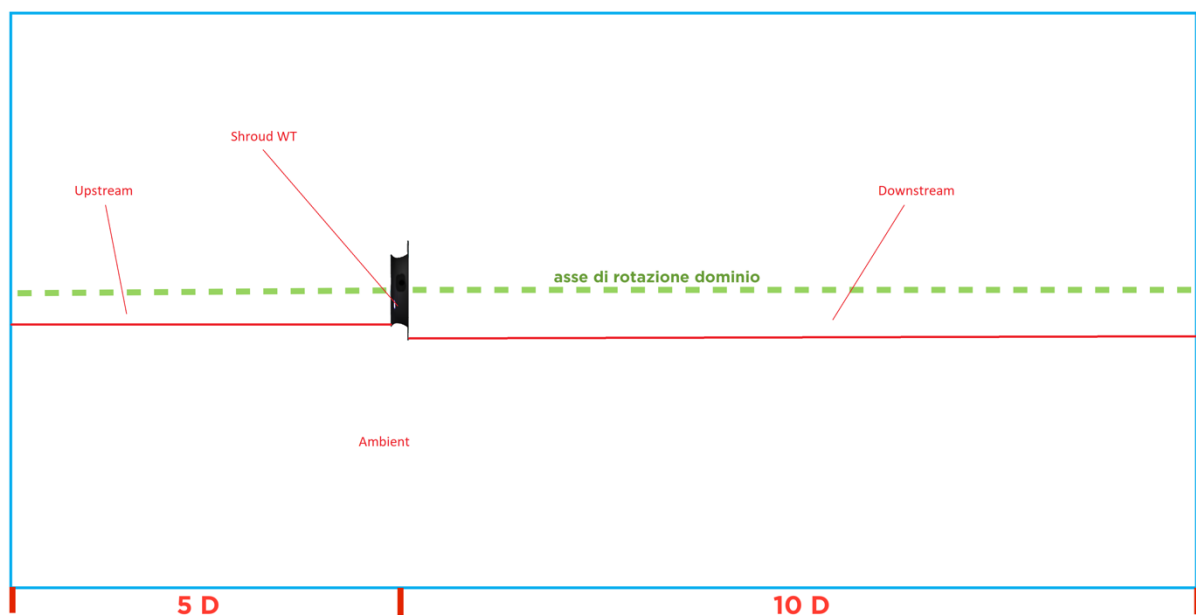


Figura 3.7 | *Divisione delle 4 mesh per lo studio dello shroud*

La creazione di blocchi e l'associazione alla geometria permette di ottenere una mesh strutturata, che permette di descrivere nel miglior modo possibile la geometria nei suoi punti più critici, come la flangia.

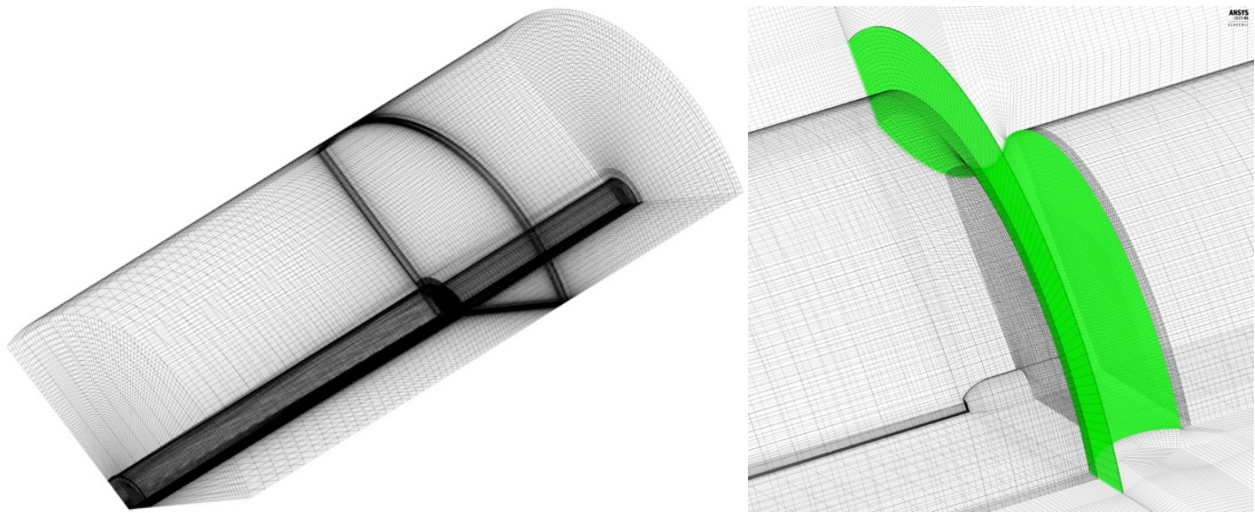


Figura 3.8 | Mesh dello shroud complessiva (sinistra) e dettaglio (destra)

Dominio	Nodi	Elementi	Tipo
WT_Shroud	207607	197640	Str.
Ambient	1887420	1832186	Str.
Downstream	3052986	17775409	Str.
Upstream	1303105	1258830	Str.
Mesh totale	6451118	21064065	/

Tabella 5 | Informazioni sulle mesh nel dominio di studio “Shroud”

3.3.4 Simulazione

In generale, lo schema delle simulazioni CFD può essere diviso in tre parti:

- Pre-elaborazione (CFX-Pre)
- Simulazione con Solver
- Post-elaborazione (CFX-Post)

Nella fase di pre-elaborazione viene implementata la configurazione della simulazione. Le mesh vengono generate ed importate nello strumento CFD. In questa trattazione le mesh vengono generate con ICEM CFD, estensione molto potente di ANSYS che permette di generare mesh strutturate e non. Una volta effettuate le mesh, devono essere definite le condizioni al contorno e deve essere selezionato il modello di turbolenza. L'ultimo passaggio è indicato come post-elaborazione dei risultati.

Il toolbox ANSYS CFX è completamente integrato in ANSYS Workbench, che è il framework per gli strumenti di simulazione ingegneristica forniti da ANSYS. Ad esempio, utilizzando il framework Workbench, i risultati delle simulazioni CFD possono essere trasferiti direttamente agli strumenti di meccanica strutturale da ANSYS per eseguire simulazioni con l'interazione fluido-struttura. Con ANSYS DesignModeler, che è principalmente uno strumento CAD di base, i file di geometria possono essere generati e / o importati e modificati. I modelli creati o modificati possono essere importati in CFX-Pre, dove viene eseguita la pre-elaborazione della simulazione.

Come detto sopra, per la generazione delle mesh è stato utilizzato il tool ICEM CFD. Basato sul processo di pre-elaborazione, le simulazioni possono essere eseguite utilizzando ANSYS CFX-Solve. La valutazione dei risultati della simulazione può essere condotta all'interno ANSYS CFX-Post. CFX-Post consente all'utente di esaminare i dati della simulazione sia graficamente che analiticamente, attraverso delle funzioni che possono essere create a seconda del tipo di analisi effettuata. Il primo passo per impostare una simulazione è la generazione della/e mesh. La generazione delle mesh viene condotta in base alla strategia di mesh descritta nella Sezione 3.3.3.2. I volumi di fluido vengono prima disegnati in un Software CAD 3D, in questo caso SolidEdge. Una volta importati i file in ICEM, può iniziare la fase di blocking e di mesh. ANSYS ICEM CFD è uno degli strumenti di meshing più avanzati e potenti che sia

attualmente disponibile. Utilizzando questo strumento, è possibile creare mesh di geometrie complesse utilizzando tutti i tipi di griglia. Per un processo di mesh rapido e semplice, lo strumento fornisce un algoritmo potente e quasi completamente automatizzato per la generazione di mesh non strutturate.

Il tipo di analisi è stato impostato su una simulazione di tipo stazionario, con aria come fluido di lavoro e la pressione di riferimento fissata a 0 atmosfere. Il metodo di turbolenza utilizzata è il modello k- ω Shear Stress Transport (SST) noto per la sua accuratezza nello studio della separazione di flusso. Il modello di turbolenza SST k- ω è un modello a due equazioni utilizzato per molte applicazioni aerodinamiche. È un modello ibrido che combina i modelli Wilcox k- ω e k- ϵ . Una funzione F1 attiva il modello Wilcox vicino alla parete (*wall*) e il modello k- ϵ nel flusso libero. Ciò garantisce che venga utilizzato il modello appropriato in tutto il campo di flusso, infatti il modello k- ω è adatto per simulare il flusso nei *layer* viscosi, mentre modello k- ϵ è ideale per prevedere il comportamento del flusso in regioni lontane da ostruzioni (*free stream*). Le principali equazioni che governano questo modello sono :

Energia Cinetica della turbolenza:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

Rapporto di dissipazione specifico:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_t} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_\omega}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

La funzione F1 che permette di utilizzare entrambi i modelli k- ϵ e k- ω è :

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{C D_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\}$$

Di seguito sono elencate le condizioni al contorno usate nel modello:

- Nei domini *upstream* e *ambient* è stata imposta una velocità entrante di 8 m/s perpendicolare alla superficie di inlet. L'intensità della turbolenza all'ingresso è stata fissata al 5%

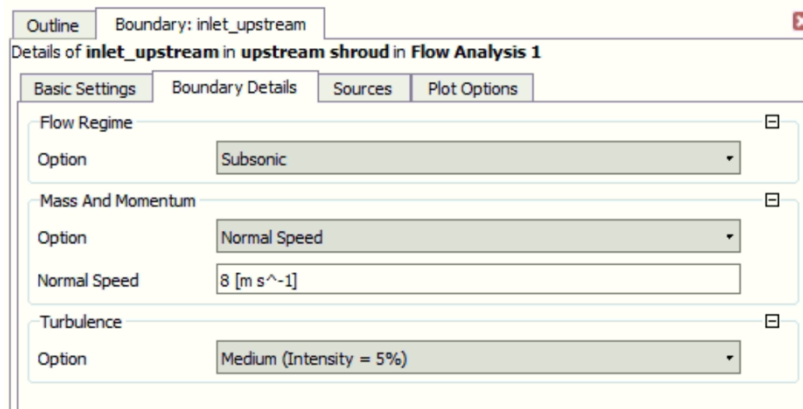


Figura 3.9 | Boundary Details per i domini *upstream* e *ambient*

- Nel dominio *downstream* e *ambient* è stata imposta una pressione relativa di uscita di 1 bar

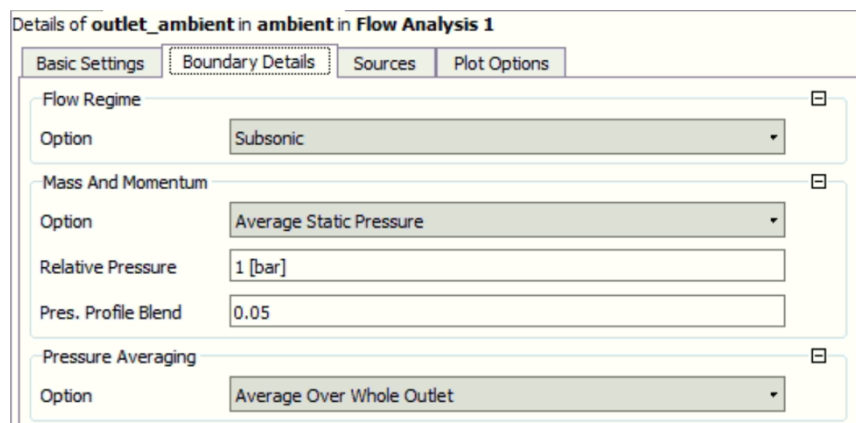


Figura 3.10 | Boundary Details per i domini *downstream* e *ambient*

- Le superfici che formano l'angolo di 120° pensate per studiare 1/3 dell'intero dominio fluido sono state settate come *periodic boundary*
- Le interfacce sono state utilizzate per interfacciare i domini tra loro

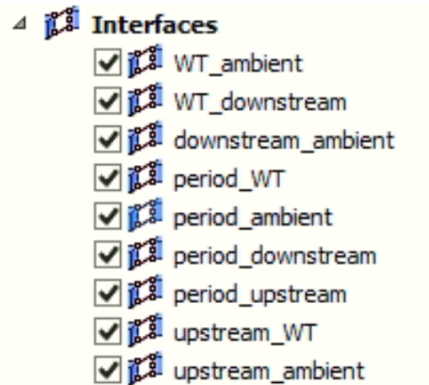


Figura 3.11 | *Interfaces*

- Le pareti dello *shroud* vengono impostate come condizione di *wall*.

Il criterio di convergenza è stato impostato su 10^{-5} con un numero massimo di iterazioni pari a 500.

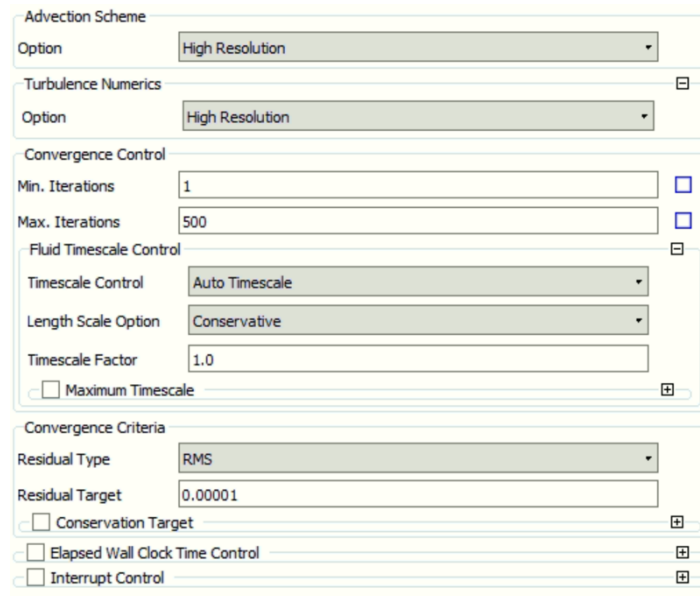


Figura 3.12 | *Solver control*

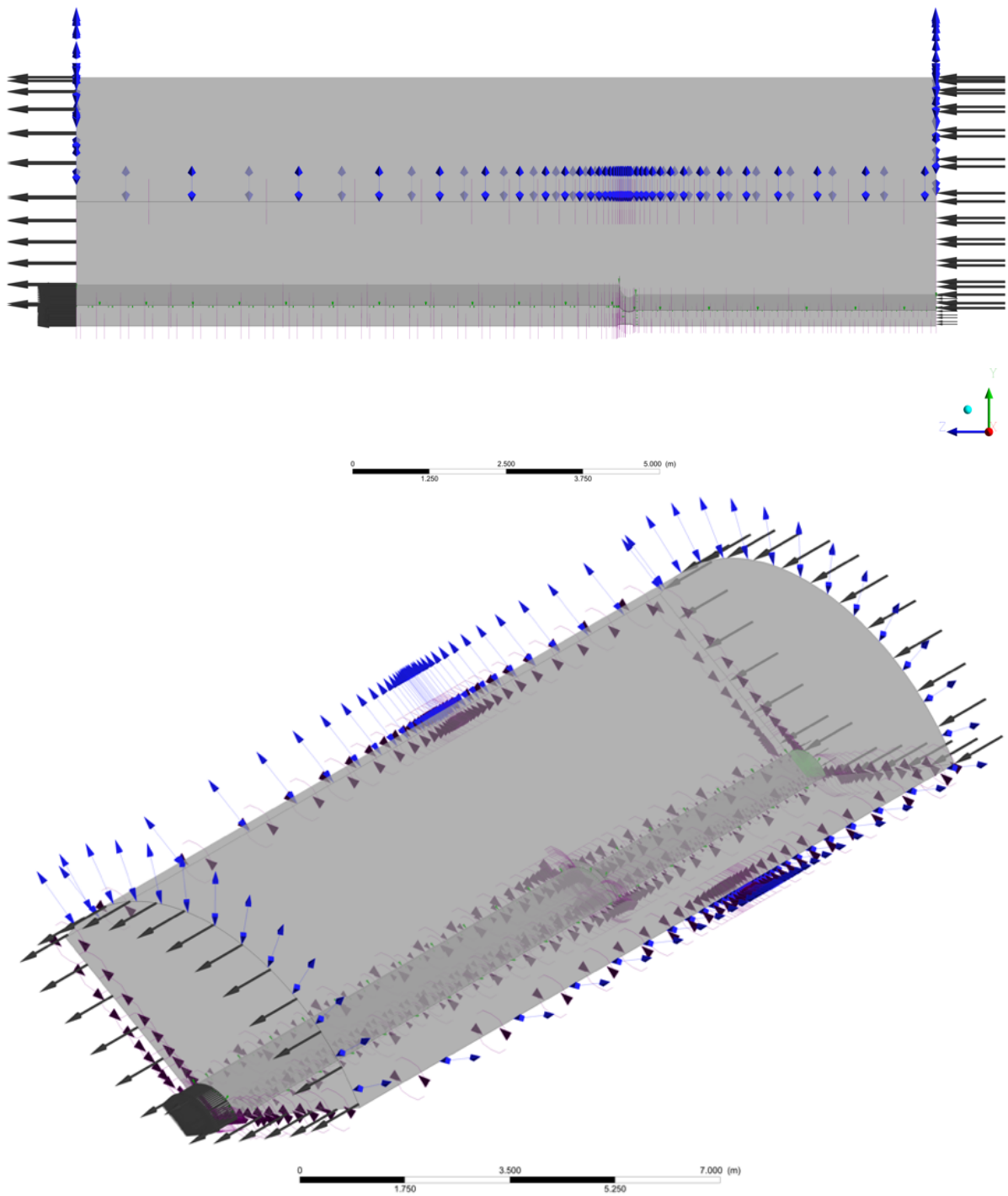


Figura 3.13 | *Vista laterale (sopra) e prospettica (sotto) dei domini in CFX-Pre*

In Figura 3.13 sono rappresentate 2 viste del dominio in studio, dove si possono identificare i domini con le relative condizioni al contorno.

3.3.5 Risultati

CFX-Post è l'ultimo step della simulazione e permette di visualizzare analiticamente e graficamente i risultati ottenuti con la simulazione. Lo scopo dello *shroud* è di aumentare le velocità in modo da permettere alla turbina di generare più potenza, e questo può essere visto in Figura 3.14. La simulazione è stata effettuata con velocità del vento indisturbata di 8 m/s, che è la velocità del vento utilizzata per il design point della turbina. Tramite CFD-Post vengono visualizzate graficamente le *streamline* della vena fluida che interagiscono con il diffusore e la distribuzione di pressione e velocità grazie al comando *Contour*. Come si può notare il risultato ottenuto raffigura una zona di accelerazione in prossimità dell'imbocco dello shroud. La flangia, infatti, creando una forte depressione a valle dello shroud, tende a far accelerare la velocità all'interno dello shroud. Nel disegno che raffigura la pressione si può proprio vedere questo effetto dovuto dalla flangia.

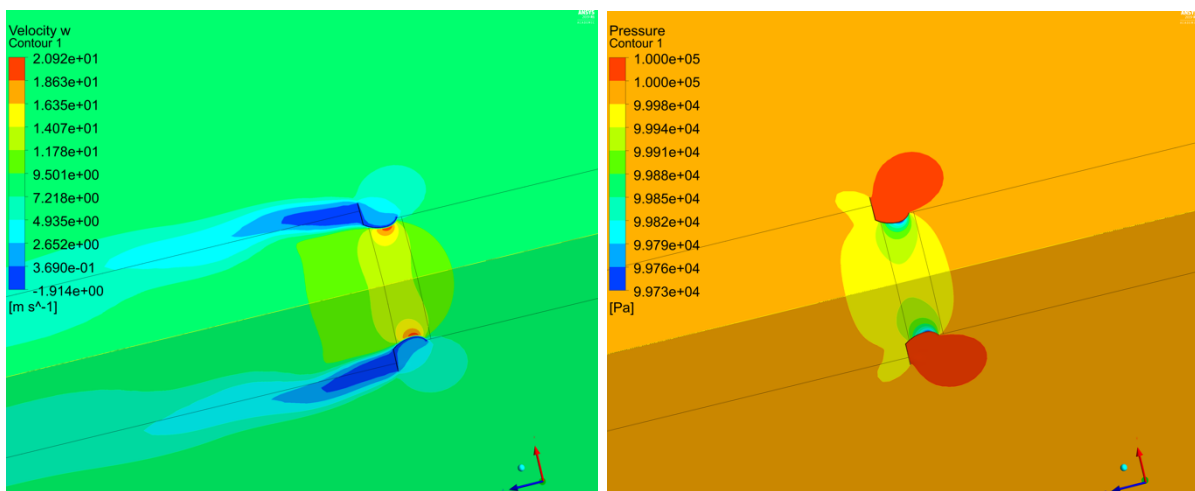


Figura 3.14 | Andamento di velocità (sinistra) e pressione (destra) all'interno ed all'esterno dello shroud

Analizzando il profilo delle velocità in prossimità del canale di gola più stretto, le velocità raggiunte vicino alle pareti dello shroud sfiorano i 20 m/s, con una velocità media di vena fluida di 14.37 m/s.

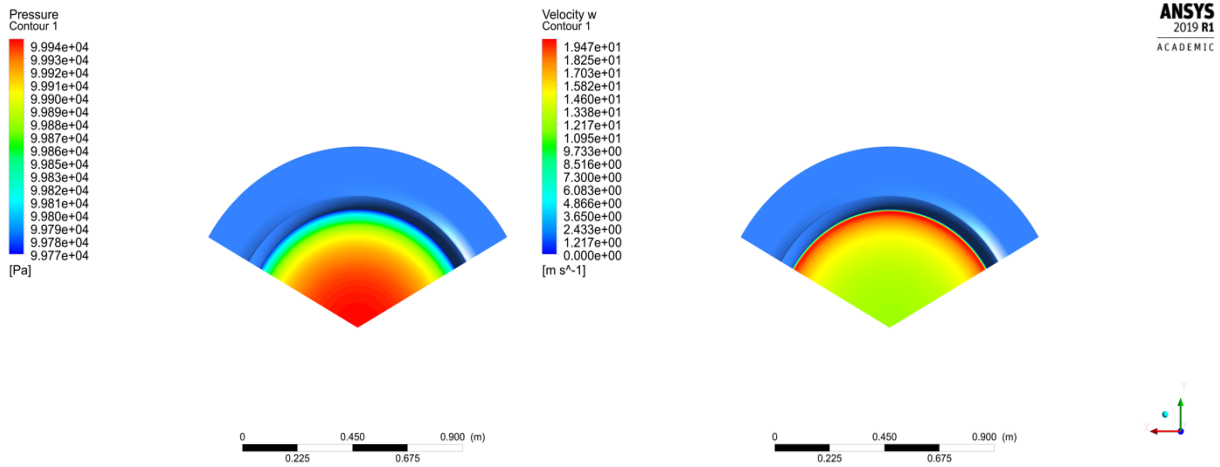
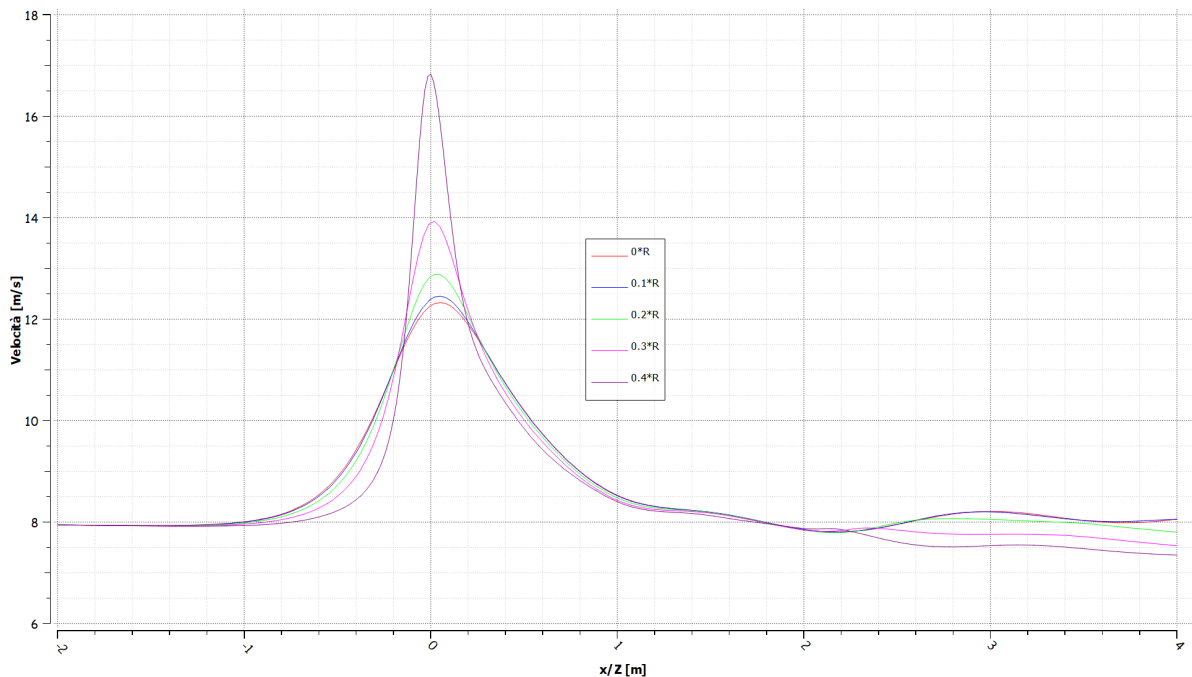


Figura 3.15 | *Andamento della velocità (destra) e pressione (sinistra)*

Plottando l'andamento di velocità relativa u_x/U_∞ in funzione della vicinanza allo *shroud*, si ottiene il grafico in Figura 4.16. Si noti come l'effetto di aumento di velocità sia direttamente proporzionale all'aumento del raggio, partendo dall'asse di rotazione. Questo significa che il mozzo vedrà un aumento di velocità molto inferiore rispetto alla punta della pala. Si può inoltre vedere come cambia l'andamento della pressione in funzione della vicinanza al diffusore.



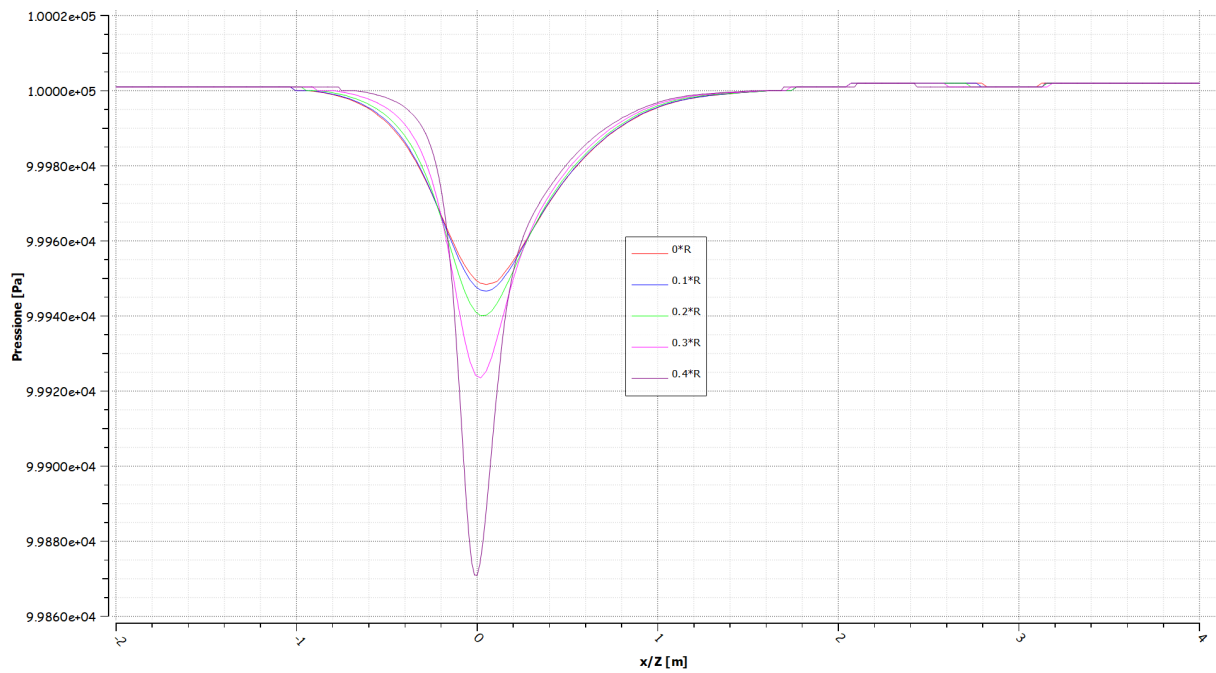


Figura 3.16 | *Andamento della velocità relativa u_x/U_∞ (sopra) e pressione (sotto) in funzione di x/Z*

La zona di interesse maggiore rappresenta un intorno del punto $x/Z=0$, ovvero dove verrà posta la turbina. Si noti come da $x/Z = 2$ in poi il flusso d'aria è profondamente disturbato al variare del raggio.

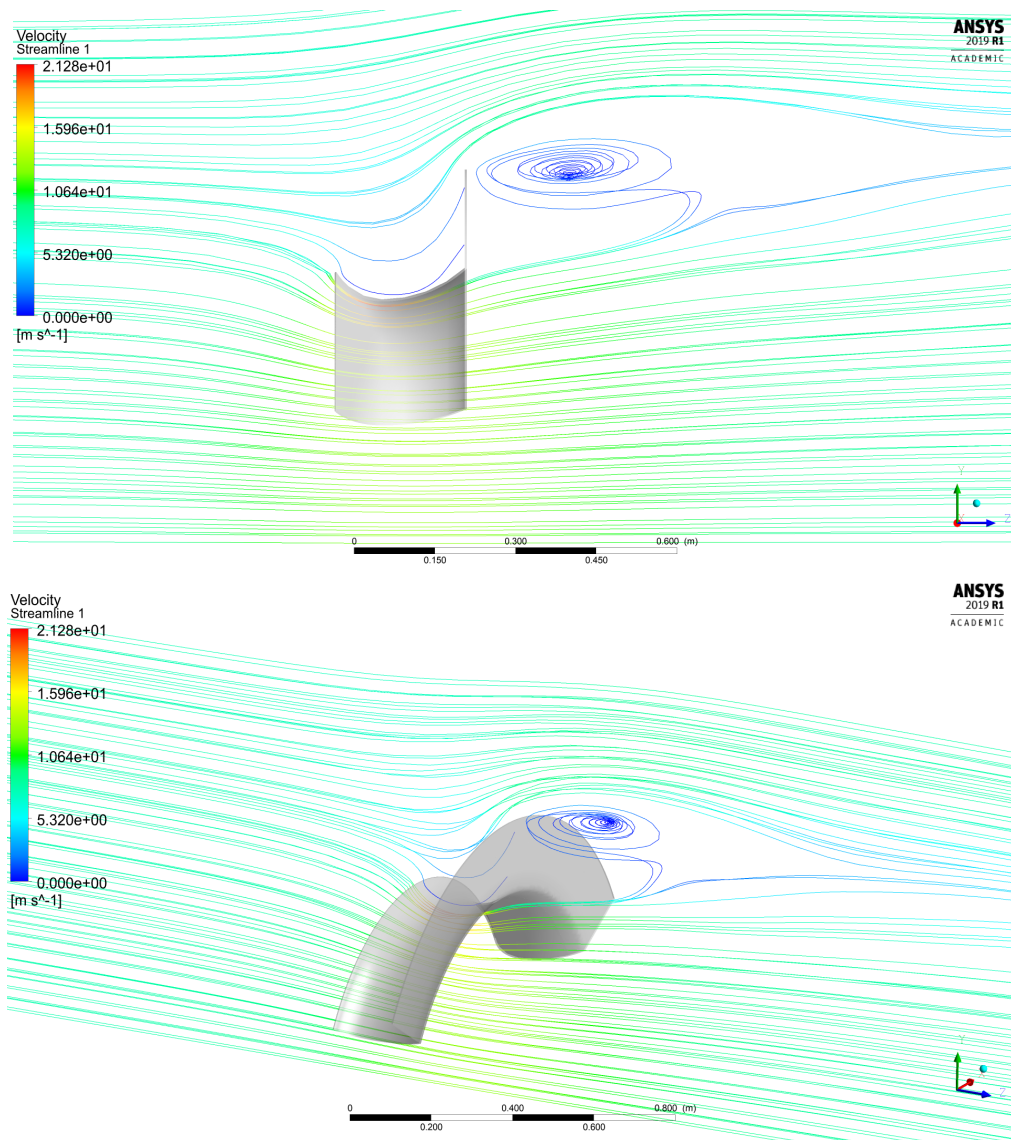


Figura 3.16 | *Streamlines – Vortice downstream*

Nelle figure sopra si può vedere tramite la visualizzazione delle *streamlines* l'effettiva creazione del vortice dopo la flangia, come già visto dagli articoli di Ohya. Questa zona di forte depressione è la principale causa di un così elevato aumento di portata d'aria all'interno del canale del diffusore.

Uno dei coefficienti che si può calcolare è quindi il rapporto di velocità di accelerazione del diffusore, γ , definito come il rapporto tra la massima velocità assiale di flusso nel diffusore V_1^* e la velocità del vento indisturbata

$$\gamma = \frac{V^*_{*1}}{V_0}$$

Per i casi in esame, il primo shroud è caratterizzato da una $\gamma_1 = 2.1$ ed un coefficiente di accelerazione in ingresso $\epsilon_1 = 1.79$, mentre per shroud 2 e 3 i valori sono molto simili al primo caso. Questo conferma il fatto che i parametri che più influenzano l'aumento di velocità sono l'altezza della flangia e il rapporto delle aree μ , che nei 3 diffusori analizzati sono mantenuti identici, andando solo a modificare la lunghezza dello stesso. Per questo motivo si è scelto di procedere con le analisi solo con la prima configurazione di diffusore, che permette di mantenere un ingombro inferiore, nonché il prezzo molto più contenuto per la minor quantità di materiali richiesta.

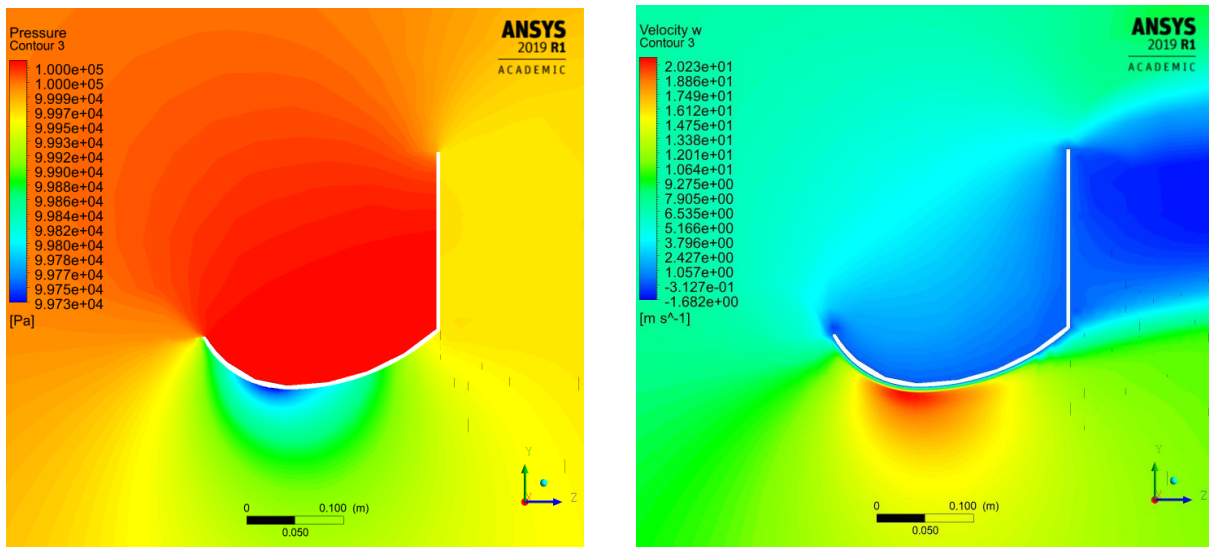


Figura 3.17 | Distribuzione di pressione (a sinistra) e velocità (a destra)

I risultati di questo lavoro e dalla letteratura dimostrano che lo *shroud* di una micro turbina eolica non solo migliora le prestazioni di quest'ultima, ma sottolineano anche come le caratteristiche geometriche del diffusore (L/D) e / o (h/D) possano essere utilizzate per progettare una turbina con una curva operativa che più si adatta alle condizioni del luogo dove si vuole installare. I diffusori flangiati curvi come quelli analizzati in questa trattazione hanno mostrato una caduta maggiore (discontinuità) nel coefficiente di pressione rispetto al diffusore senza flange, come visto dalle analisi sperimentali effettuate da Ohya. Di tutti i diversi diffusori sagomati, quelli con flange hanno mostrato un massimo aumento di velocità, massimo calo di pressione e un aumento interessante del flusso di massa attraverso la sezione trasversale del diffusore. L'aggiunta di flange nel diffusore è stata la prova di un aumento della velocità e della portata di massa del 20% circa rispetto al diffusore senza flange.

Capitolo 4: Analisi CFD della pala e dell'assieme turbina / shroud

Nel Capitolo 2 la geometria della turbina è stata definita grazie al processo iterativo del programma BEM. Si è notato però nel Capitolo 3 che l'aumento di velocità e portata dovute dallo *shroud* è ben più presente nella zona vicino alle pareti dello shroud, e quindi nella zona di estremità della pala. Per questo si è deciso di ri-effettuare il design della pala impostando stavolta nessuna correzione sulle tip losses. Questa scelta è stata effettuata perché senza le correzioni di geometria in punta tramite la formula di Glauert, è possibile ottenere una geometria nella zona vicino alle punte che permetta di sfruttare al massimo la produzione di potenza, come si può vedere in Figura 4.1. La zona di maggiore interesse nel nostro caso infatti è tra i 0.5 e 1 r/R cioè da metà pala alla punta.

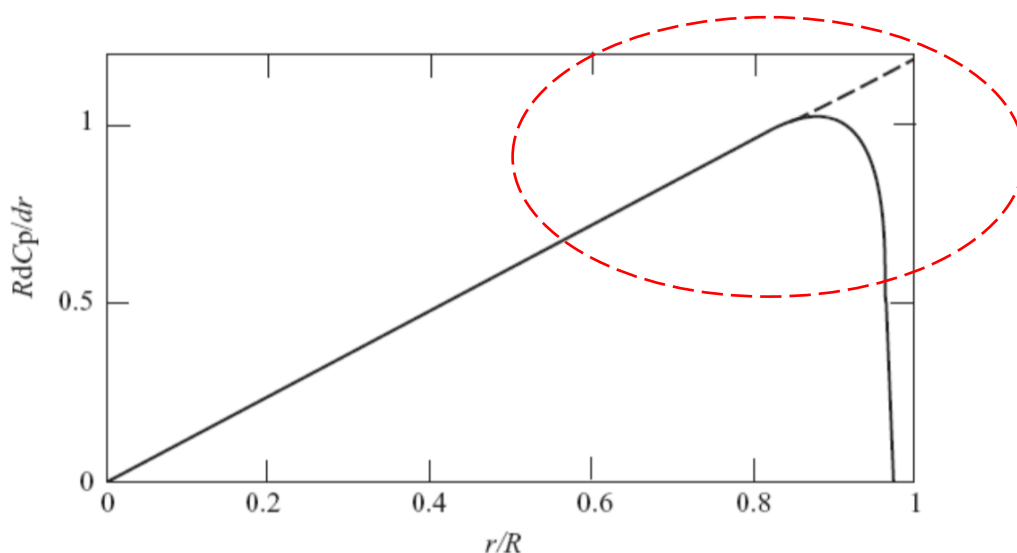


Figura 4.1 | *Andamento del coefficiente di potenza con il raggio r/R*

Le altre condizioni di design sono mantenute identiche al caso precedente, studiato nel capitolo 2. Inoltre il profilo utilizzato rimane il tipo S801, in quanto risultato più performante.

In Figura 4.2 la schermata del programma con le modifiche apportate.

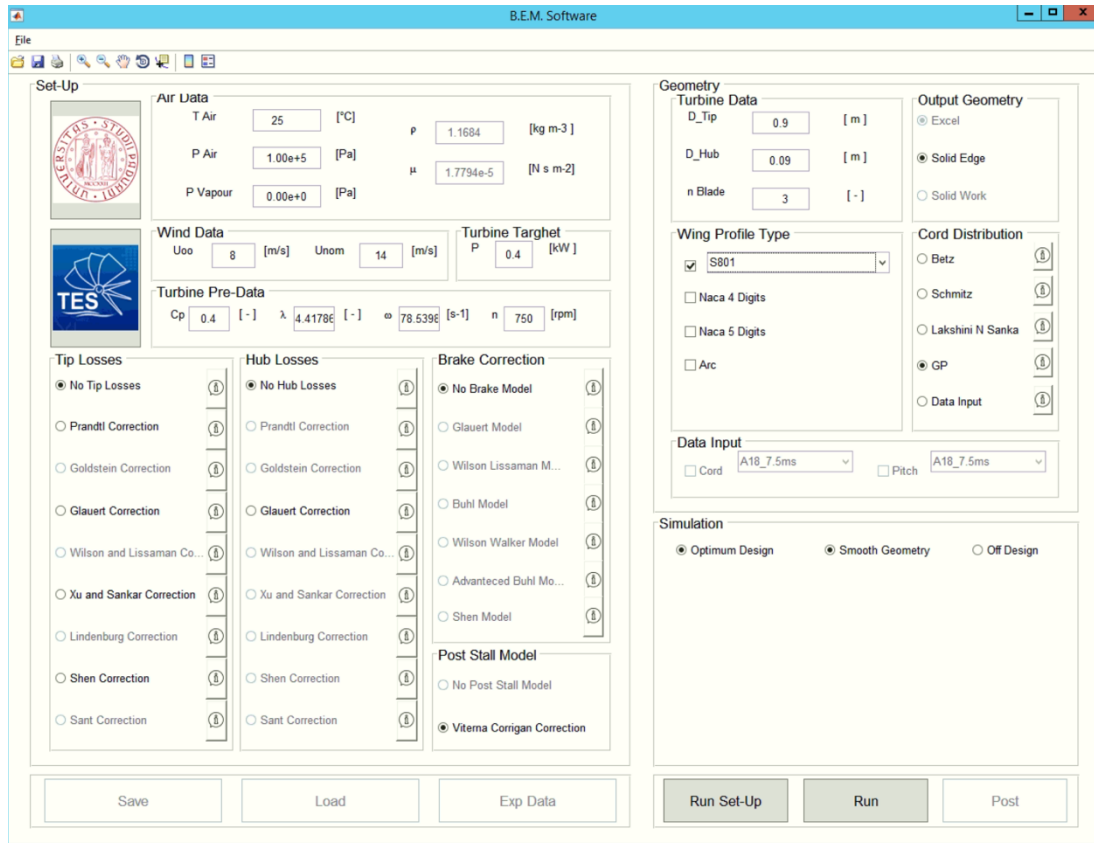


Figura 4.2 | Schermata del BEM Software con le nuove modifiche apportate

Al termine della simulazione, si può vedere come il programma abbia mantenuto la punta della pala tagliandola quasi di netto.

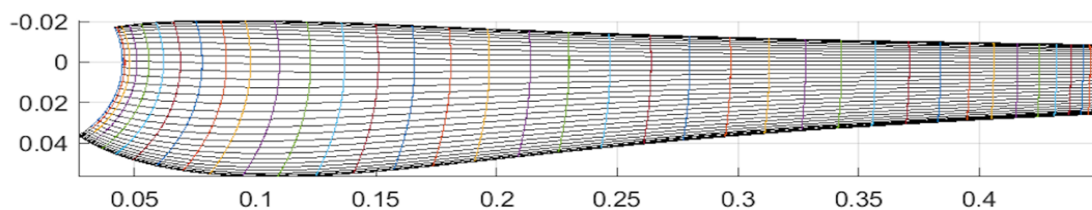


Figura 4.3a | Output dal software BEM- Vista frontale

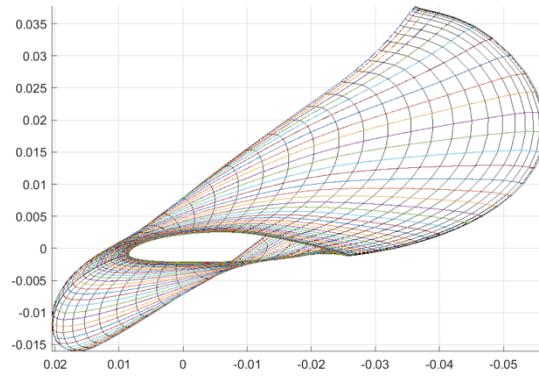


Figura 4.3b | Output dal software BEM- Vista zenitale

Anche i grafici sotto riportati cambiano, soprattutto nella parte finale. La coppia meccanica cresce fino a 5 Nm per non decrescere mai, questo grazie alla forma della punta che viene tagliata di netto.

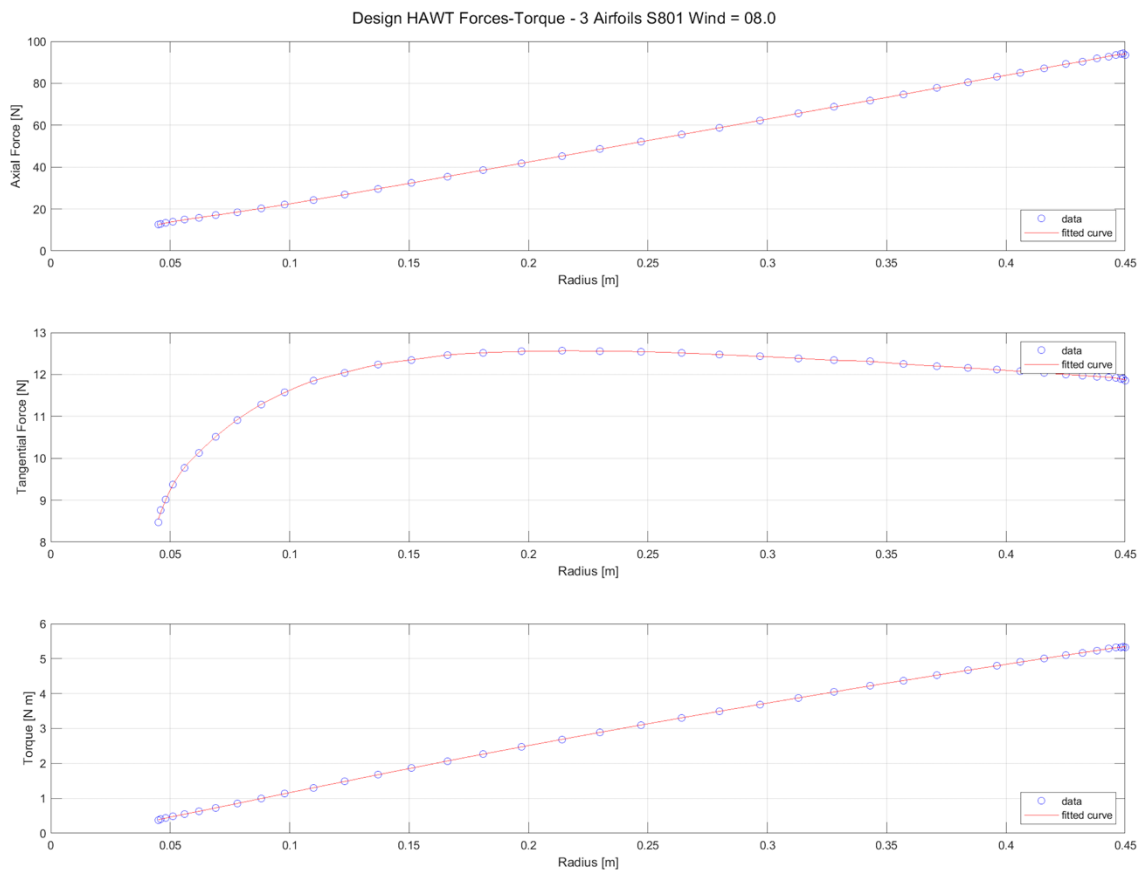


Figura 4.4 | Output dal software BEM- andamento di forza assiale [N], tangenziale [N] e Coppia[Nm]

La forza assiale arriva in questo caso fino ad oltre 90 N e la tangenziale sfiora i 12.5 N. Interessante vedere nei grafici sottostanti come il confronto tra le 2 configurazioni sia notevolmente diverso sia a livello di prestazioni che a livello geometrico, infatti la configurazione più affusolata vista nel capitolo 2 genera una coppia nettamente inferiore a quella generata da questa configurazione, arrivando a sfiorare appena i 2 Nm.

La pala presenta dimensioni maggiori rispetto alla precedente, con performance maggiori verso le punte.

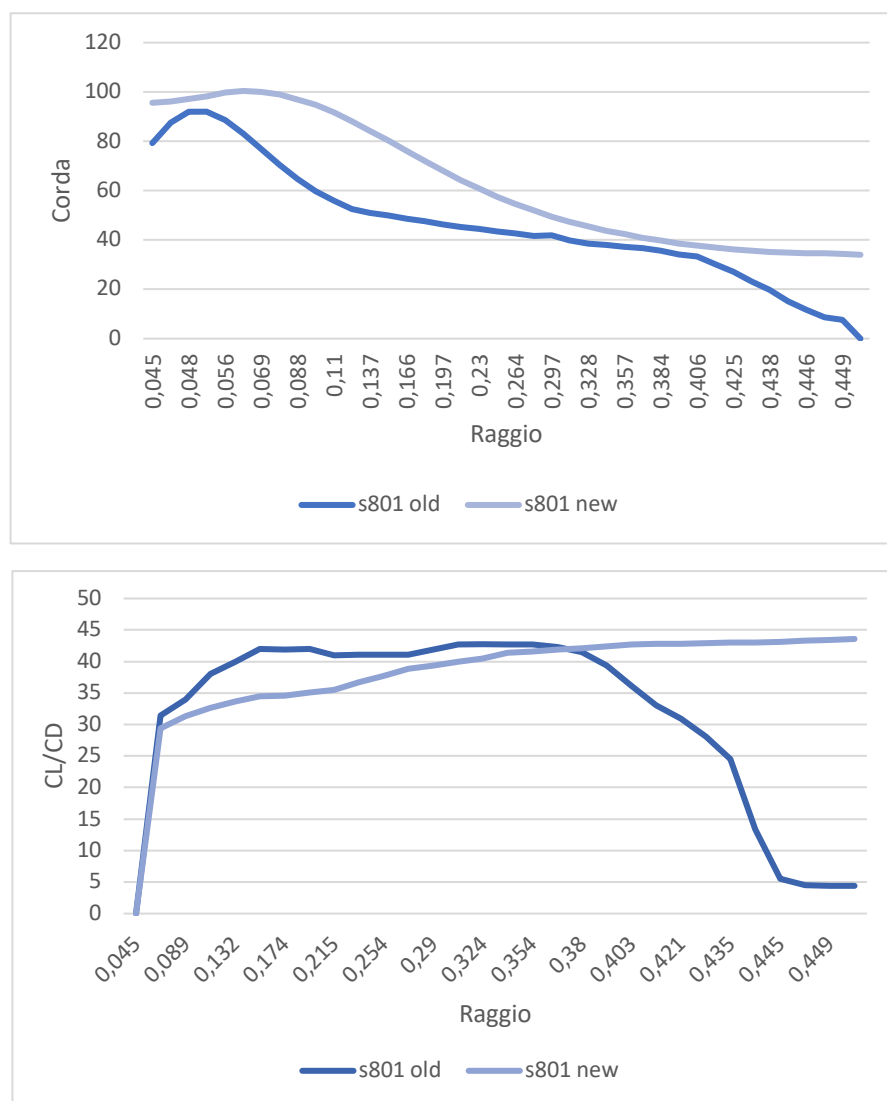


Figura 4.5 | Confronto tra andamento di (a) corda e raggio nelle configurazioni nuova e vecchia e (b) Cl/CD

Raggio [m]	Pitch Angle	Angolo di attacco	Corda [mm]
0,045	33,91	9,6	95,6
0,048	32,83	9,6	97,1
0,056	30,84	9,6	99,8
0,069	28,07	9,6	100,1
0,078	26,18	9,6	98,9
0,098	22,32	9,4	94,7
0,11	20,16	9,3	91,7
0,137	15,95	9,2	84,2
0,151	14,23	9,1	80,3
0,166	12,44	9,1	76,1
0,214	8,19	9,1	64,2
0,23	7,10	9,1	60,8
0,264	5,17	9,1	54,5
0,28	4,41	9,1	51,9
0,297	3,68	9,1	49,4
0,313	3,05	9,1	47,3
0,343	2,04	9,1	43,7
0,357	1,72	9	42,3
0,384	0,97	9	39,7
0,396	0,67	9	38,6
0,416	0,22	9	36,9
0,425	0,02	9	36,2
0,438	-0,24	9	35,2
0,443	-0,33	9	34,8
0,448	-0,43	9	34,5
0,45	-0,40	9	34

Tabella 4.1 | *Andamento di Pitch Angle,*

Angolo di attacco e corda nella nuova geometria

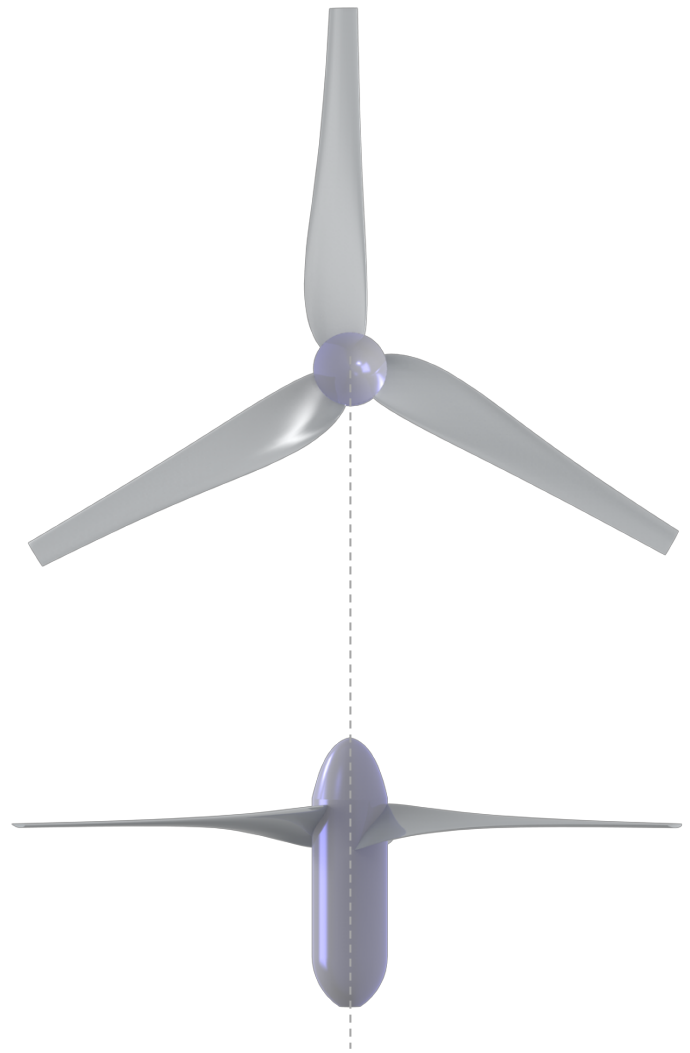


Figura 4.6 | *Modello 3D della nuova geometria*

In Tabella 4.1 sono riportate solo alcune delle 40 sezioni palari analizzate dal metodo BEM, per far notare come il metodo cerchi di mantenere l'angolo di attacco costante al variare della distanza dal mozzo. Per fare ciò, il modello applica una variazione graduale dell'angolo di pitch che parte da un valore di 33,91° vicino alla navicella, per raggiungere una valore addirittura negativo di -0,40° in punta della pala.

4.1 Generazione delle mesh ed analisi numerica

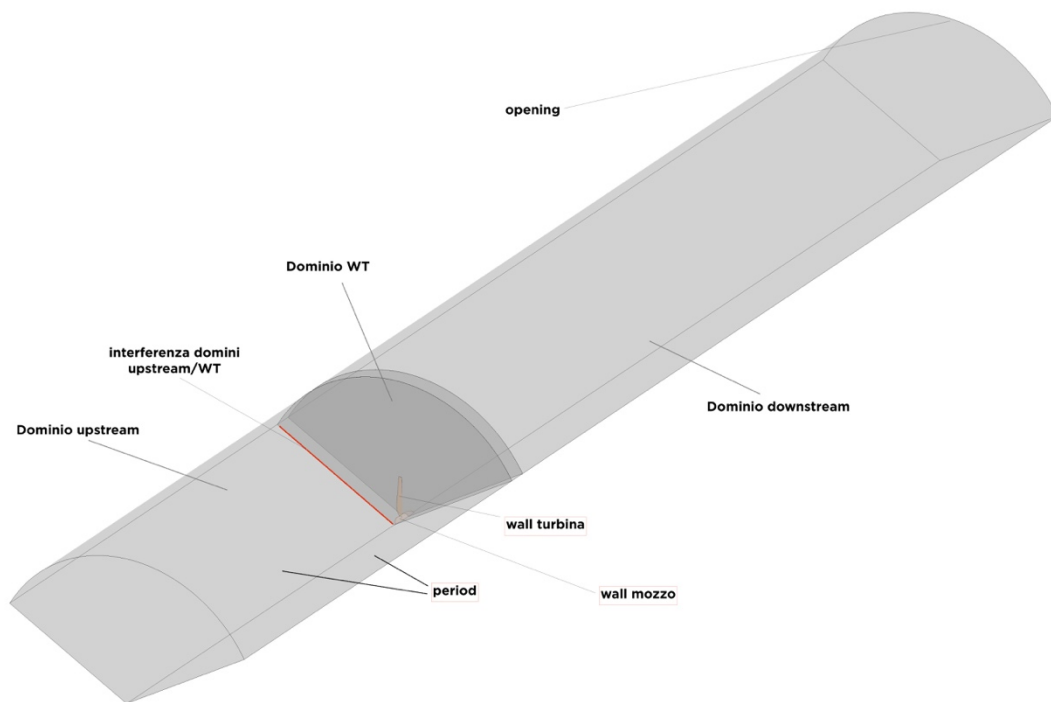


Figura 4.7 | Definizione dei domini in CFX-Pre

In questo caso, il dominio di aria fluida è suddiviso in 3 parti, generando mesh di tipo strutturato per il dominio *upstream* e *downstream*, mentre per la pala è stata utilizzata una mesh di tipo non strutturato. Il Software utilizzato per effettuare le mesh è lo stesso utilizzato per realizzare quelle dello *shroud*.

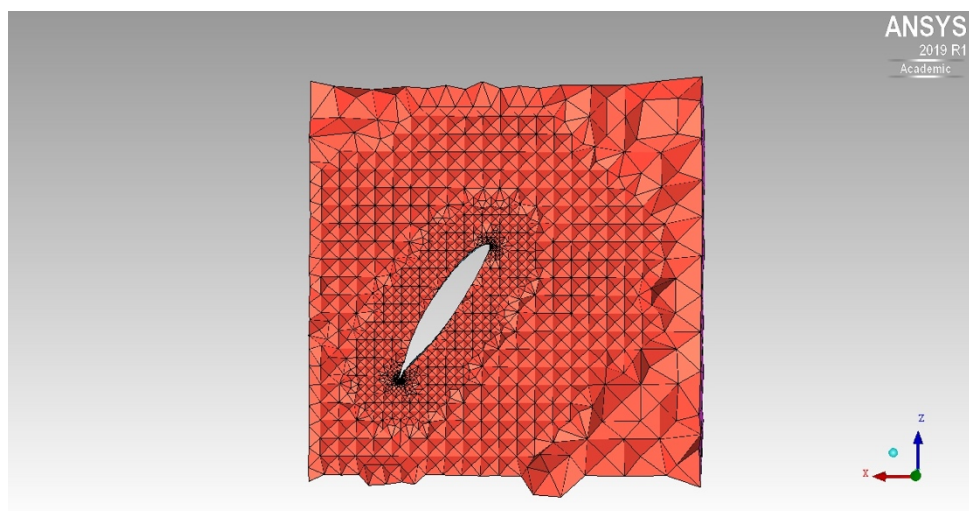


Figura 4.8 | Sezione della mesh volumetrica attorno alla pala

In Tabella 4.2 sono riportati i dati riferiti alle 3 mesh costruite per effettuare l'analisi fluidodinamica della pala.

Dominio	Nodi	Elementi	Tipo
WT	2255065	8849519	Non Str.
Downstream	412396	97524	Str.
Upstream	104040	97524	Str.
Mesh totale	2771501	9339837	/

Tabella 4.2 | Informazioni sulle mesh nel dominio di studio "Pala"

Anche in questo caso il tipo di analisi è stato impostato su una simulazione di tipo stazionario, con aria come fluido di lavoro e la pressione di riferimento fissata a 0 atmosfere. Il metodo di turbolenza utilizzata è sempre del tipo $k-\omega$ Shear Stress Transport (SST). I domini come nello studio degli *shroud* sono formati da parti di cilindro che formano angoli di 120° , sfruttando la simmetria della geometria. In questo caso c'è la necessità di introdurre un dominio rotante, ovvero il Dominio WT, dove è presente la pala. Nella gestione delle interfacce tra i domini è stata usata l'opzione del *frozen rotor* con *pitch ratio* = 1. Per tutte le simulazioni sarà mantenuta la velocità di rotazione di 750 rpm costante, trattandosi di una turbina a stallo passivo, ovvero priva di controlli attivi sulla potenza. Questi tipi di turbine infatti non sono in grado di variare la geometria o la velocità di rotazione per meglio poter controllare la potenza estratta dal vento. Le analisi effettuate sono state compiute modificando la velocità indisturbata del vento in ingresso, da valori di 3 m/s (cut-in velocity) fino a 16 m/s con intervalli di 1 m/s.

La potenza generata dalla turbina eolica è stata calcolata utilizzando il calcolatore di funzioni CFX integrato con il programma stesso. Il calcolatore in CFX calcola la coppia sulla pala, che andrà quindi moltiplicata per il numero di pale N. Quindi, la potenza:

$$P = NQ\Omega$$

Le prestazioni complessive della turbina sono valutate attraverso il coefficiente di potenza:

$$C_p = \frac{P}{P_w}$$

dove P_w è la potenza estratta dal vento, calcolabile come:

$$P_w = 0.5\rho A_r U_\infty^3$$

A_r è l'area spazzata dal rotore della turbina se si considera la turbina eolica senza *shroud* o l'area spazzata all'uscita del diffusore per la turbina tipo DAWT.

I risultati ottenuti dall'analisi CFD sono visualizzabili in Figura 4.11 e 4.12

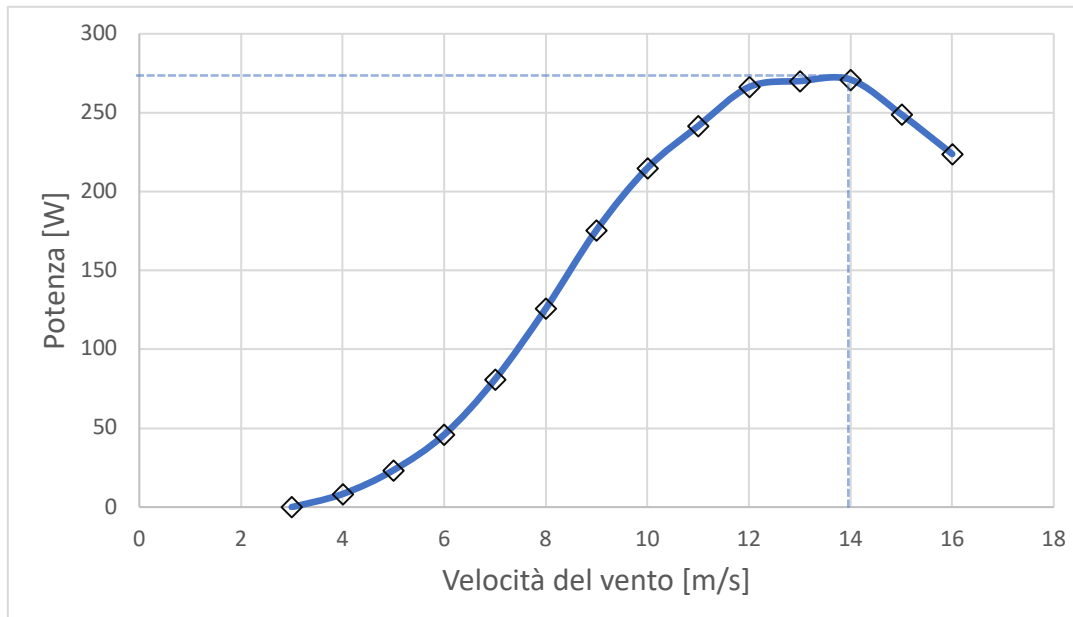


Figura 4.11 | Andamento della Potenza P [W] in funzione della velocità del vento [m/s]

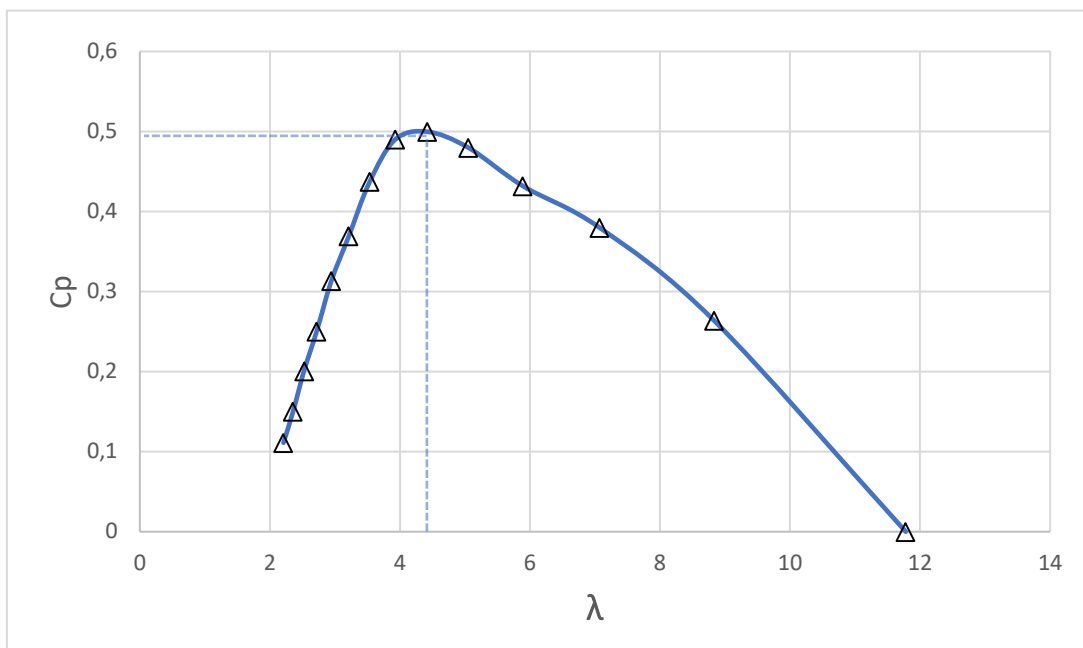


Figura 4.12 | Andamento del Coefficiente di Potenza C_p [-] in funzione del rapporto di velocità λ

Analizzando il primo grafico si nota che lo stallo passivo funziona poiché la potenza decresce per il valore di potenza nominale imposto al momento del design della turbina. La potenza

maggiore estratta dalla turbina risulta essere inferiore dalla potenza di design di 400 W, risultato probabilmente legato alle perdite di *tip* legate alla geometria pensata per lavorare con uno *shroud*. Il diagramma del coefficiente di potenza presenta il valore massimo in un intorno di $\lambda=4.2$, in linea con il valore ottimale determinato al momento del design. Inoltre, si noti come il C_p massimo è più piccolo di quello che supponiamo all'inizio, quindi bisognerebbe procedere con un'ulteriore ottimizzazione della geometria e ripetere ogni passaggio. In questo modo è possibile ottenere una potenza più grande con pale più lunghe di quelle che abbiamo deciso di mantenere.

4.2 Accoppiamento Turbina-Shroud

La finalizzazione dell'analisi avviene accoppiando la turbina disegnata precedentemente con lo *shroud*. In questo caso, le mesh sono state mantenute inalterate rispetto all'analisi dello *shroud*, con un adattamento nei domini “*WT_Shroud*” e “*Downstream*”, in quanto l'inserimento della pala calettata al mozzo hanno generato delle nuove geometrie. Un riassunto sulle tipologie e il numero di elementi delle mesh è riportato in Tabella 4.3

<i>Dominio</i>	<i>Nodi</i>	<i>Elementi</i>	<i>Tipo</i>
<i>WT_Shroud</i>	257705	1392298	Non Str.
<i>Ambient</i>	1871880	1816256	Str.
<i>Downstream</i>	1298371	7486049	Str.
<i>Upstream</i>	1303105	1258830	Str.
<i>Mesh totale</i>	4731061	11953433	/

Tabella 4.3 | Informazioni sulle mesh nel dominio di studio “*Shroud+Pala*”

In questo caso le *boundary condition* sono identiche al modello precedente (sola turbina) , solo che il dominio di aria rotante sarà delimitato dallo *shroud*, definito come *wall*. In questo modo è possibile confrontare il diverso comportamento della turbina dopo aver posizionato il diffusore. Per prima cosa è stato visualizzato come il fluido interagisce fisicamente con l'organo pala+diffusore. Il flusso analizzato viene visualizzato tramite *streamlines*, mentre per verificare l'effettivo aumento del gradiente di pressione tra le due superfici della pala si è utilizzato il comando *contour*. I risultati presentati sono stati ottenuti con un *tip speed ratio* (λ) di $\lambda = 4,417$ che rappresenta il λ_{opt} a cui è stata disegnata la pala. La velocità del vento in entrata è di 8 m/s.

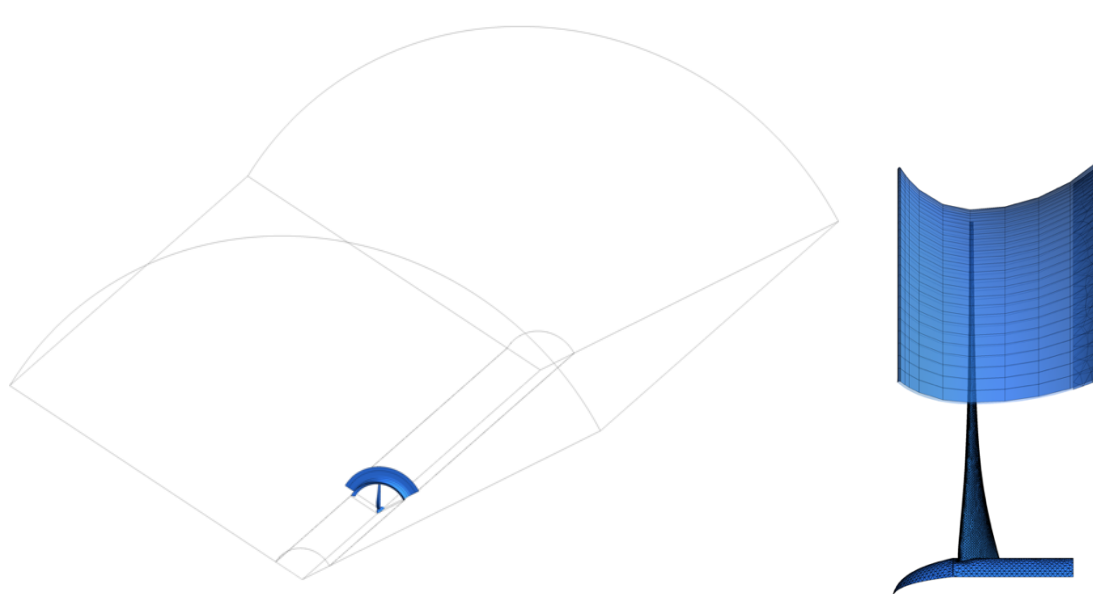


Figura 4.13 | Vista assonometrica e laterale dell'accoppiamento Pala-Diffusore

Il flusso d'aria a valle del rotore della turbina eolica subisce una perdita di quantità di moto che porta ad una zona, chiamata scia, dove la velocità media risulta ridotta rispetto alla velocità a monte della turbina. La scia è il risultato di un'interazione tra il flusso libero ed i vortici creati sulle pale. Questi vortici, che rappresentano perdite, sono prodotti dalla differenza di pressione tra il lato a monte e quello a valle della pala, quando essa genera una forza di *Lift*. È quindi utile vedere come cambia la pressione sulla superficie della pala con e senza diffusore.

In Figura 4.14 si può innanzitutto vedere come effettivamente la pala, a parità di velocità indisturbata del vento, abbia un gradiente di pressioni più elevato. Questo fenomeno è accentuato vicino alle punte, dove viene sviluppata più potenza.

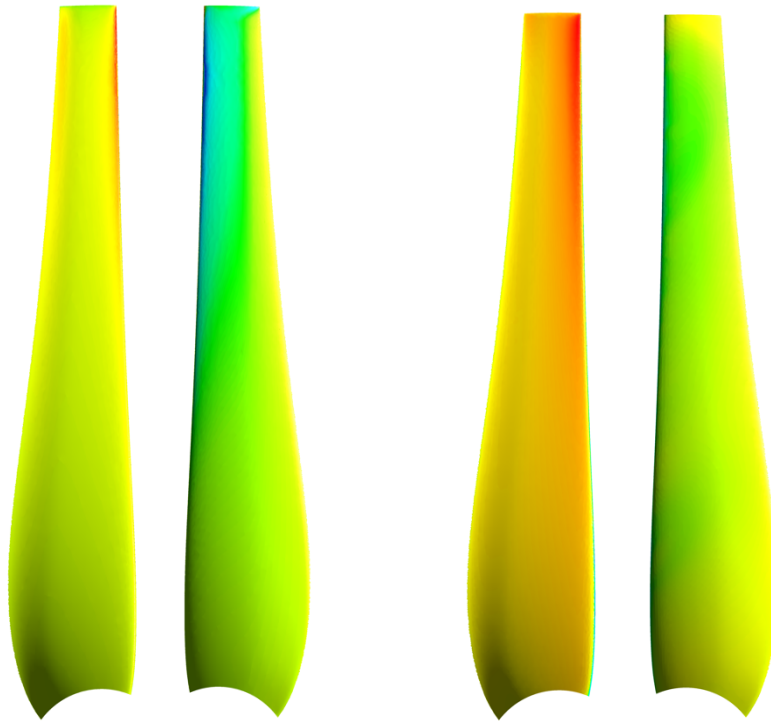


Figura 4.14 | Gradienti di pressione della pala senza shroud (sinistra) e con shroud (destra) alla velocità del vento indisturbata di 8 m/s

Al fine di visualizzare e capire al meglio come l'aumento di velocità e la caduta di pressione possano cambiare nello spazio, in Figura 4.15 è stata plottata la curva dell'andamento della pressione. La singola pala non mostra quasi alcuna variazione nel campo della velocità, mentre per la configurazione con il diffusore si nota un effetto di accelerazione, come già visto nell'analisi del solo *shroud*. Come visto in precedenza, la flangia crea una zona di separazione di flusso che porta ad un brusco abbassamento della pressione a valle dello *shroud* in prossimità della flangia. Questo effetto si traduce in una maggiore quantità di aria aspirata nel diffusore.

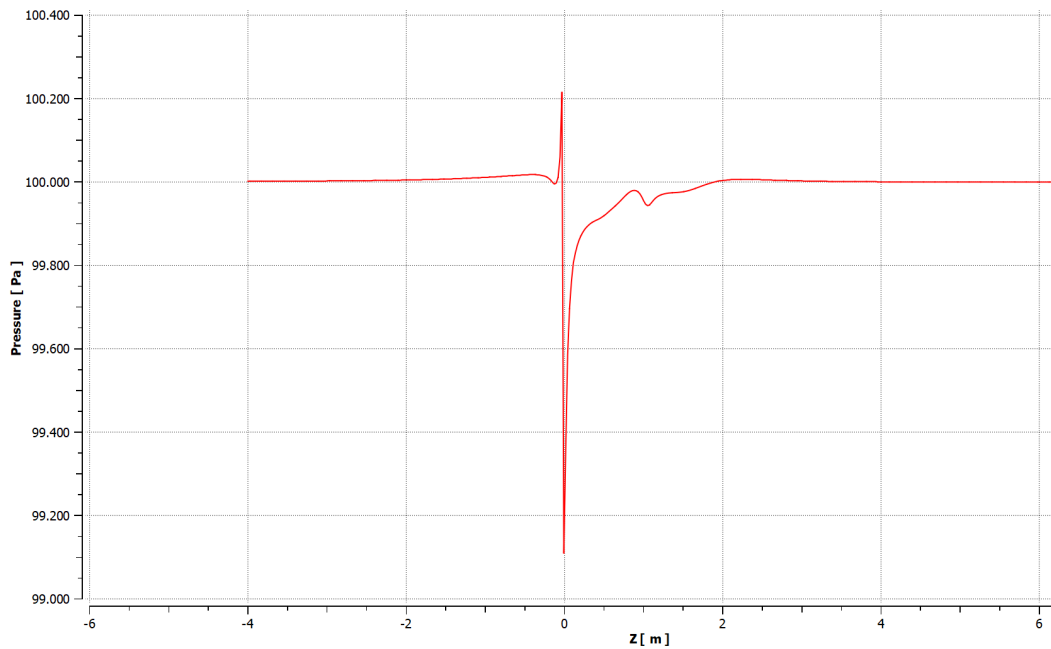


Figura 4.15 | *Curva di andamento della pressione con velocità del vento indisturbata di 8 m/s nella configurazione DAWT*

Plottando le nuove curve di Potenza e C_p in funzione rispettivamente di velocità indisturbata del vento e *tip speed ratio* si vede che la turbina intubata lavora molto bene per velocità del vento fino a 9 m/s, anche se la potenza massima estratta è di soli 238,4 Watt. Questo risultato è dovuto al design della pala, e come detto in precedenza si tratta di un sistema iterativo di design quindi un'ulteriore ottimizzazione della pala cambiando i dati di C_p iniziale nel progetto preliminare potrebbe portare ad un effettivo guadagno interessante anche in termini di potenza. In grigio è diagrammata la massima potenza estraibile secondo Betz, e si può notare come la turbina tipo DAWT produca una potenza più elevata rispetto al limite teorico. La potenza comincia a calare dopo i 9 m/s poiché comincia la fase di stallo passivo della macchina. La turbina senza diffusore lavora bene fino alla velocità nominale di progetto di 14 m/s per poi cominciare lo stallo come già visto in precedenza.

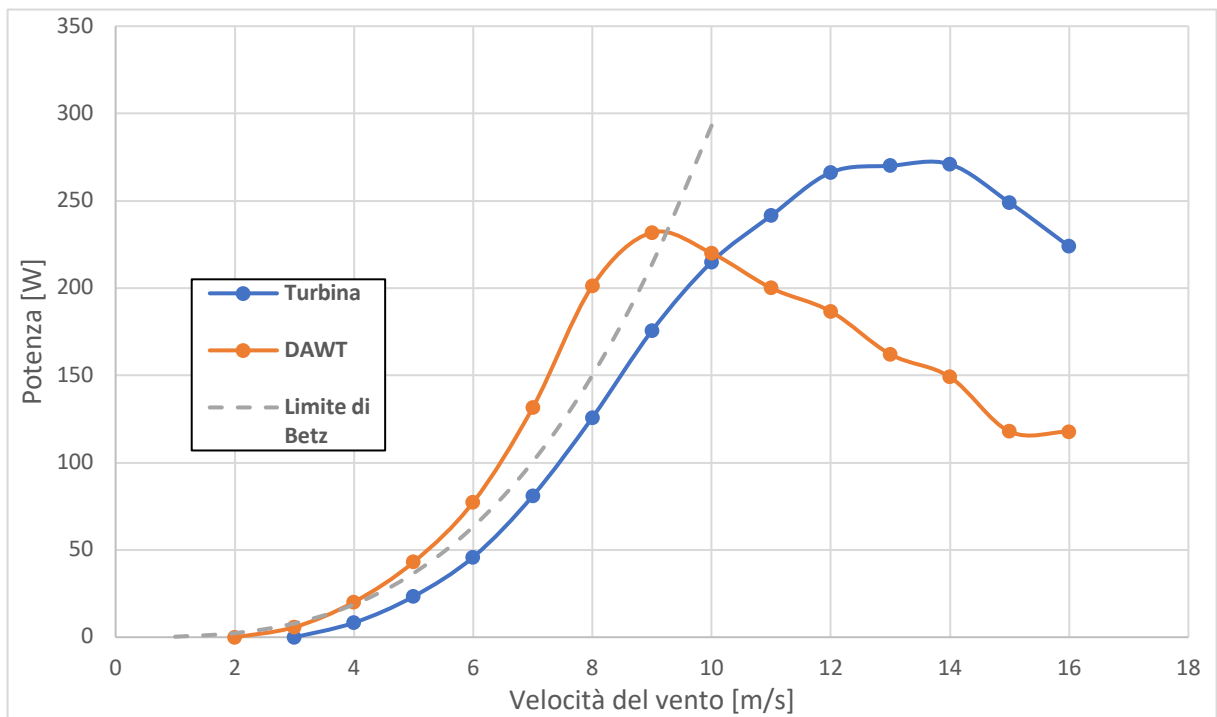


Figura 4.16 | Curva Potenza

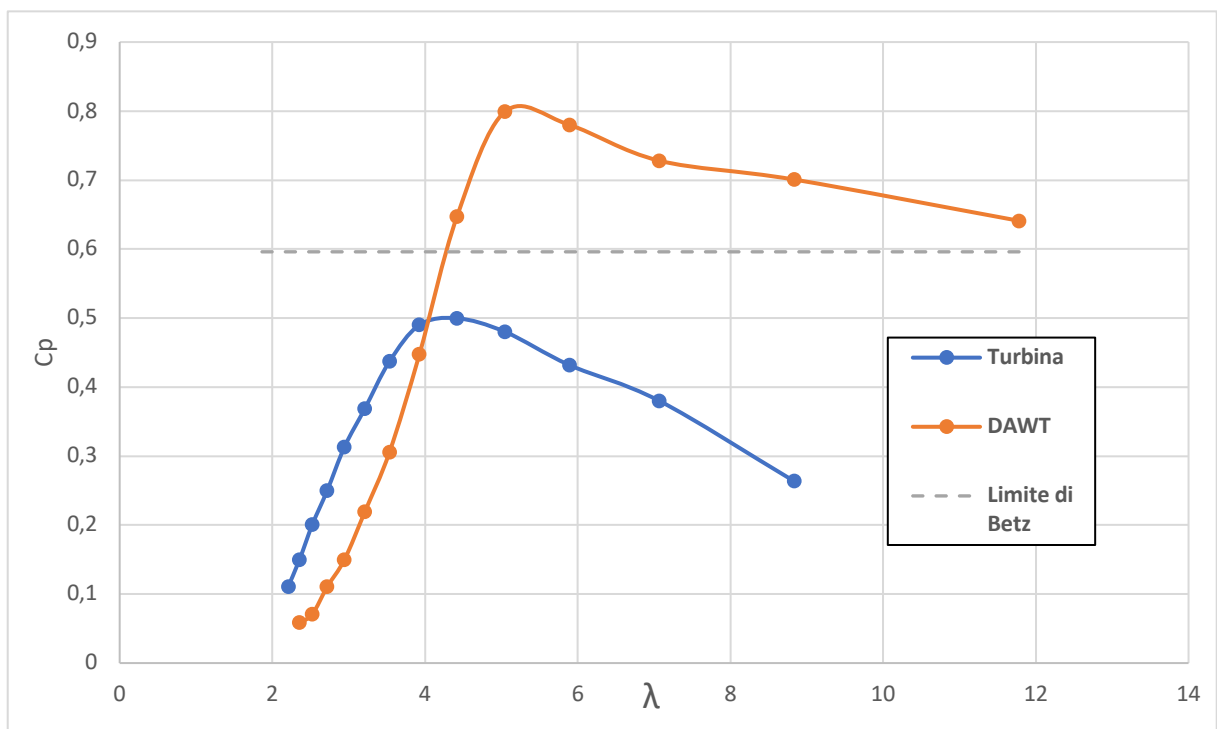


Figura 4.17 | Curva Cp

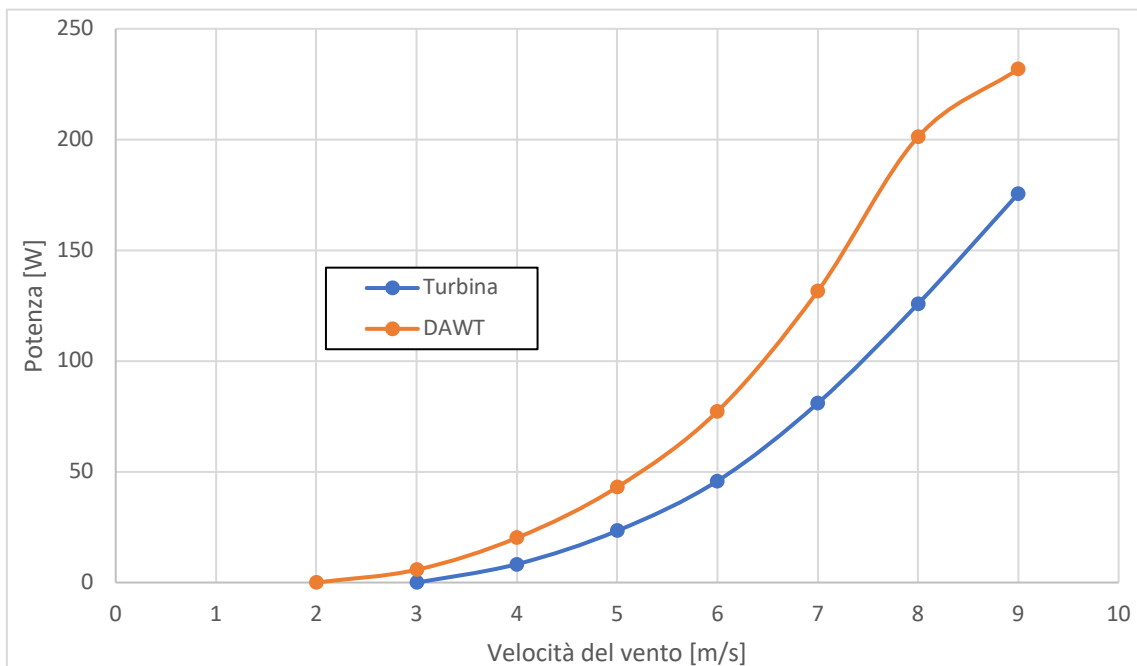


Figura 4.18 | Curva Potenza

Per quanto riguarda la curva caratteristica λ - C_p si vede come la turbina tipo DAWT arrivi ad un valore massimo di 0,8, ovvero con un aumento del C_{pMAX} del 60% circa rispetto alla turbina tradizionale. Si può notare inoltre come la curva della DAWT, oltre che presentare valori di C_p più elevati per λ bassi, lavori meglio per un λ_{opt} ottimale più alto rispetto alla turbina tradizionale.

Per garantire l'accuratezza dei risultati ottenuti, si è deciso di confrontare il C_p trovato sperimentalmente da Ohya et al. (2008) con la turbina con diffusore flangiato modellato in questo elaborato. Come si può vedere l'andamento delle curve è molto simile, trattandosi di pale con dimensioni diverse e *design points* differenti, ma con λ_{opt} differente.

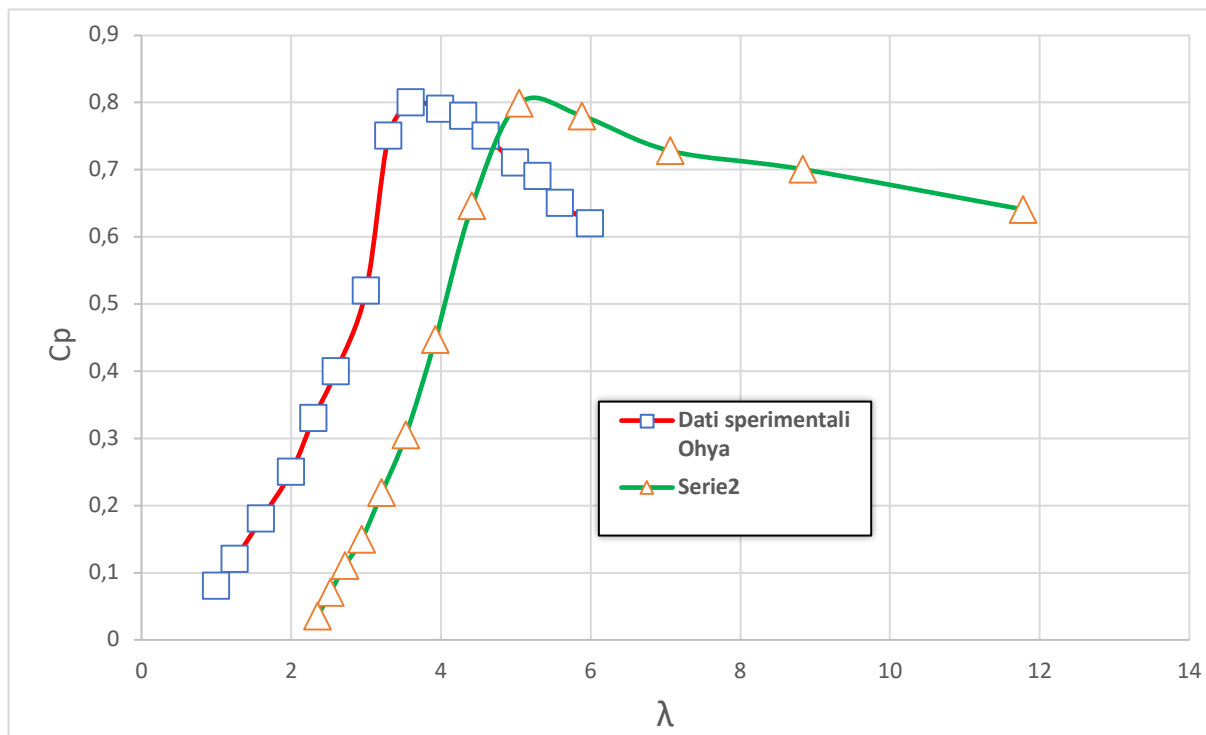


Figura 4.19 | Confronto risultati con analisi sperimentale di Ohya

Lo scopo di questo elaborato era quello di capire se fosse possibile tramite questa tecnologia aumentare la produzione di energia elettrica da eolico in zone dove i venti sono bassi, come zone urbane. Si può dire che a valle di una buona ottimizzazione della distribuzione dei profili palari lungo la pala e di uno studio mirato per aumentare l'efficienza del diffusore in funzione della geometria della pala, questa tecnologia permette di sfruttare al massimo i venti di bassa intensità, andando a superare notevolmente il limite fisico studiato da Betz.

Capitolo 5: Conclusioni

Con questo elaborato si è studiato un approccio per migliorare l'utilità delle turbine eoliche di piccole dimensioni, che trovano una nicchia di mercato sempre più ristretta. Dimensionando un ugello/diffusore flangiato e ponendolo nel campo di funzionamento delle turbine eoliche di piccola taglia, si vede come la velocità del vento viene aumentata localmente, migliorando così la produzione di energia a velocità del vento più basse. I fattori più influenti sulle prestazioni dello *shroud* è stato determinato dalla altezza della flangia e dal rapporto delle aree μ . Il fattore con cui è stata aumentata mediamente la produzione di energia della turbina eolica con l'aggiunta del diffusore è stato misurato pari al 53 % circa, che è associato ad un aumento della velocità media del vento del 56 %. Il valore più interessante riscontrato è l'aumento del C_{pMAX} da un valore di 0,48 per la turbina tradizionale a 0,81 per la turbina tipo DAWT.

La simulazione sperimentale CFD mostra un notevole aumento della velocità del vento all'ingresso del diffusore. Le diverse regioni hanno una velocità del vento diversa, il che rappresenta una sfida per la progettazione di una pala in grado di resistere alle diverse forze di taglio in gioco e di raggiungere performance di livello. Avendo infatti una maggiore velocità del vento che aumenta radialmente nello *shroud*, anche la progettazione e l'ottimizzazione della pala è una sfida, soprattutto a livello delle punte delle pale, dove è concentrata la maggiore produzione di potenza.

La tecnologia DAWT , come visto, ha molti vantaggi che possono essere riassunti come segue:

- Questo progetto può essere realizzato in aree urbane dove la velocità media del vento è raramente elevata a causa dell'ostruzione creata dai grandi edifici e delle turbolenze

dovute al traffico in movimento. Questo perché il design aerodinamico aiuta l'aria a concentrarsi sulle pale della turbina con una maggiore velocità;

- Questo tipo di ricerca può essere implementata su progetti di turbine eoliche esistenti, prevedendo un eventuale rinforzo palare a causa del diverso profilo di velocità e agli sforzi strutturali maggiori;
- L'applicazione di questa tecnologia è applicabile in zone remote dove l'allacciamento con la rete elettrica non è prevista. Accoppiato ad un impianto fotovoltaico, essi possono fungere alla ricarica delle batterie che a loro volta fungono da fonti di alimentazione per l'utenza;
- Un interessante vantaggio delle DAWT si basa sulla possibilità di sfruttare la risorsa eolica con macchine di altezza limitata. Nei contesti in cui i vincoli di altezza sono stringenti (ad es. ambiente urbano, parchi nazionali) questa tecnologia potrebbe diventare interessante.

Sviluppi Futuri

Avendo in questo elaborato trattato solo un'analisi di tipo fluidodinamica e prestazionale, un futuro lavoro di ricerca potrebbe essere l'analisi strutturale della geometria *shroud*+turbina, in quanto le pressioni e le velocità che vengono a crearsi con questo modello sono notevolmente maggiori rispetto ad una turbina eolica tradizionale.

Una seconda evoluzione dell'elaborato potrebbe essere l'ottimizzazione fluidodinamica dello *shroud* flangiato, tramite algoritmi di calcolo che permettano di raggiungere una geometria del diffusore ottimale anche a valle del design della pala.

Oltre all'ottimizzazione del diffusore, viste le velocità maggiori e angoli di attacco non del tutto ottimali, un'ottimizzazione palare potrebbe aumentare il rendimento rispetto a quello trovato, andando a cambiare quelle sezioni palari che lavorano con un angolo di attacco eccessivamente alto.

Bibliografia

Abe, K & Ohya, Y 2003, 'An investigation of flow fields around flanged diffusers using CFD', *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*

Abe, K , Nishida, M, Sakurai, A, Ohya, Y, Kihara H, Wada, E & Sato K 2005, 'Experimental and numerical investigations of flow fields behind a small wind turbine with a flanged diffuser', *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*

Abbott, I H & Doenhoff, A E 1959, *Theory of Wing Sections*, Dover Publications, New York

Amano, R S & Malloy, R J 2009, 'CFD Analysis on Aerodynamic Design Optimization of Wind Turbine Rotor Blades', *Word Academy of Science, Engineering and Technology*

ANSYS CFX-Solver Theory Guide 2008, ANSYS, Inc.

Anzai, A, Nemoto, Y & Ushiyama, I 2004, 'Wind Tunnel Analysis of Concentrators for Augmented Wind Turbines', *Wind Engineering*

Adaramola, M S & Krogstad, P 2011, 'Experimental investigation of wake effects on wind turbine performance', *Renewable Energy Journal*

Primo bimestre 2019, *Terna*

QualEnergia.it

Pavesi Giorgio, *Wind Energy System*. Notes for students.

BoroumandJazi G, Rismanchi B, Saidur R. Technical characteristic analysis of wind energy conversion systems for sustainable development. *Energy Convers Manage*

Karamanis D. Management of moderate wind energy coastal resources. *Energy Convers Manage*

Igra O. Research and development for shrouded wind turbines. *Energy Convers Manage*

Kishore RA, Coudron T, Priya S. Small-scale wind energy portable turbine (SWEPT). *J Wind Eng Indus Aerodyn*

Fletcher CA. Computational analysis of diffuser-augmented wind turbines. *Energy Convers Manage*

Dick E. Momentum analysis of wind energy concentrator systems. *Energy Convers Manage*

Hansen MOL, Sorensen NN, Flay RGJ. Effect of placing a diffuser around a wind turbine. *Wind Energy*

Ohya Y, Karasudani T. A shrouded wind turbine generating high output power with wind-lens technology. *Energies*

Hoopen PDC. An experimental and computational investigation of a diffuser augmented wind turbine: with an application of vortex generators on the diffuser trailing edge, *M.Sc. Thesis. Faculty of Aerospace Engineering, Delft University of Technology; 2009.*

Shepherd DG. Note on a simplified approach to design point performance analysis of HAWT rotors. *Wind Eng*

Siddig MH. An investigation of the characteristics of horizontal-axis wind turbines at low tip-speed ratios. *Wind Eng*

Amarante Mesquita AL, Alves ASG. An improved approach for performance prediction of HAWT using the strip theory.

Dutton, A G, Halliday, J A & Blanch, M J 2005, Feasibility of Building- Mounted/Integrated Wind Turbines (BUWTs): Achieving their potential for carbon emission reductions. *Final Report Energy Research Unit, CCRC*.

Ehrhard, J, Kunz, R & Moussiopoulos, N 2004, ' On the Performance and Applicability of Nonlinear Two-Equation Turbulence Models for Urban Air Quality Modelling', *Environmental Monitoring and Assessment*

Hansen, M O L, Johansen, J 2004, 'Tip studies using CFD and Comparison with Tip Loss Models'. *Wind Energy*

Leidy Tatiana Contreras , Omar Dario Lopez and Santiago Lain, 'Computational Fluid Dynamics Modelling and Simulation of an Inclined Horizontal Axis Hydrokinetic Turbine ' *Energies*

Jerson R.P. Vaz , David H. Wood , Aerodynamic optimization of the blades of diffuser-augmented wind turbines , *Energy Conversion and Management*