

Università degli Studi di Padova

Dipartimento di Ingegneria
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Ottimizzazione di una Turbina Eolica di tipo Shrouded

Optimization of a Shrouded Wind Turbine

Relatore:
**Prof. Pavesi
Giorgio**

Laureando:
Samuele Fellet

Anno Accademico 2019-2020

*A mio Padre,
questa è l'ultima curva di un
lungo percorso insieme.
Godiamocela.*

Abstract

In questo elaborato di tesi si è affrontato il problema dell'ottimizzazione di una turbina eolica di tipo *Shrouded* per un'applicazione urbana. Si è scelta una configurazione di piccola taglia, 1 kW, per meglio adattarsi all'architettura di una città. La piccola taglia consente di contenere le dimensioni della macchina, i costi di produzione e di installazione.

La tecnologia *shrouded* prevede l'utilizzo di un diffusore per aumentare la portata d'aria alla turbina, così da avere una macchina più compatta a parità di potenza generata. Il diffusore consente una maggiore produzione di energia a basse velocità del vento rendendo interessante la tecnologia eolica anche in aree a bassa ventosità. Le geometrie qui implementate non ha sortito i risultati sperati, con un ridotto aumento della portata alla turbina, ma si è comunque dimostrata la bontà della tecnologia *shrouded* anche per un'applicazione in località a bassa ventosità, in cui il contenimento dei costi è imperativo.

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Teoria del disco attuatore	2
1.2	Teoria degli elementi di Pala	5
1.3	Turbine Eoliche	9
1.3.1	<i>Performance della Turbina</i>	9
1.3.2	<i>Sistemi di controllo</i>	11
1.4	Turbine Eoliche di tipo Shroud	14
2	Geometria	16
2.1	Ventosità	16
2.2	Pala	18
2.3	Navicella	21
2.4	Diffusore	22
2.4.1	<i>Diffusore: Teoria</i>	22
2.4.2	<i>Diffusore: Geometria</i>	24
3	Simulazione	27
3.1	Definizione dei domini	28
3.2	Dominio Statico	29
3.2.1	<i>Upstream</i>	29
3.2.2	<i>Downstream</i>	31
3.2.3	<i>Diffusore</i>	33
3.2.4	<i>Air Diffusore</i>	34
3.2.5	<i>Simulazione</i>	36
3.2.6	<i>Risultati</i>	39
3.3	DOMINIO ROTANTE	42
3.3.1	<i>Aria Statica</i>	42
3.3.2	<i>Aria Rotante</i>	45
3.3.3	<i>Simulazione</i>	46
3.3.4	<i>Risultati</i>	49
4	Risultati	52
4.1	Dominio Statico	52
4.1.1	<i>Comportamento del flusso d'aria</i>	53
4.2	Dominio Rotante	57
4.2.1	<i>Cut-In Range</i>	58
4.2.2	Range di Massima efficienza	63

4.2.3	<i>Range di Alta Velocità</i>	68
4.2.4	Aria fluente dentro al diffusore	70
4.2.5	<i>Cut-Out Range</i>	73
4.3	Potenza	79
4.3.1	<i>Potenza Generata</i>	79
4.3.2	<i>Coefficienti di Potenza e Coppia</i>	81
4.3.3	<i>Portata di Massa</i>	82
5	Geometria Alternativa	85
5.1	Geometria	85
5.2	Simulazione	87
5.3	Risultati	88
5.3.1	<i>Andamento del Flusso</i>	88
5.3.2	<i>Potenza</i>	103
5.3.3	<i>Confronto con la Geometria precedente</i>	106
6	Conclusioni	108

Capitolo 1

Introduzione

Lo sfruttamento dell'energia del vento da parte dell'uomo avviene ormai da secoli, ma è solo negli ultimi trent'anni che questa tecnologia ha preso piede come importante soluzione nella produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili.

Il vento è un sottoprodotto dell'energia proveniente dal sole: l'atmosfera terrestre può essere approssimata ad uno scambiatore di calore. Questa assorbe calore dal Sole e lo rigetta nello spazio, come conseguenza di questo scambio termico si ha del lavoro sui gas atmosferici. Tale lavoro genera una differenza di pressione tra due zone, tra le quali si avrà uno spostamento di gas e quindi il vento.

Le principali regioni tra cui si ha differenza di pressione sono i poli e l'equatore, in quanto l'apporto di radiazione solare è differente in maniera rilevante. L'aria nella zona polare sarà più fredda e quindi più densa di quella nella zona equatoriale, quest'ultima sale di altitudine a causa della maggior leggerezza creando una depressione che attira l'aria fredda e pesante dai poli. Questo vento viene chiamato **Vento Geotropico** ed è il principale movimento di gas nell'atmosfera terrestre, non viene influenzato dalla superficie in quanto avviene ad elevate altitudini.

Oltre alla circolazione globale è possibile suddividere il globo terrestre in diverse zone a differenti livelli di pressione, queste sono principalmente dovute all'irregolare irradiazione solare sul globo terrestre. Di maggior interesse dal punto di vista della produzione di energia, lo studio di queste aree e della loro distribuzione consente di valutare ove una centrale eolica possa essere più conveniente.

Queste valutazioni vanno in ogni caso corroborate da dati sperimentali, servono quindi a fare una prima selezione delle località che meglio si prestano alla produzione di energia.

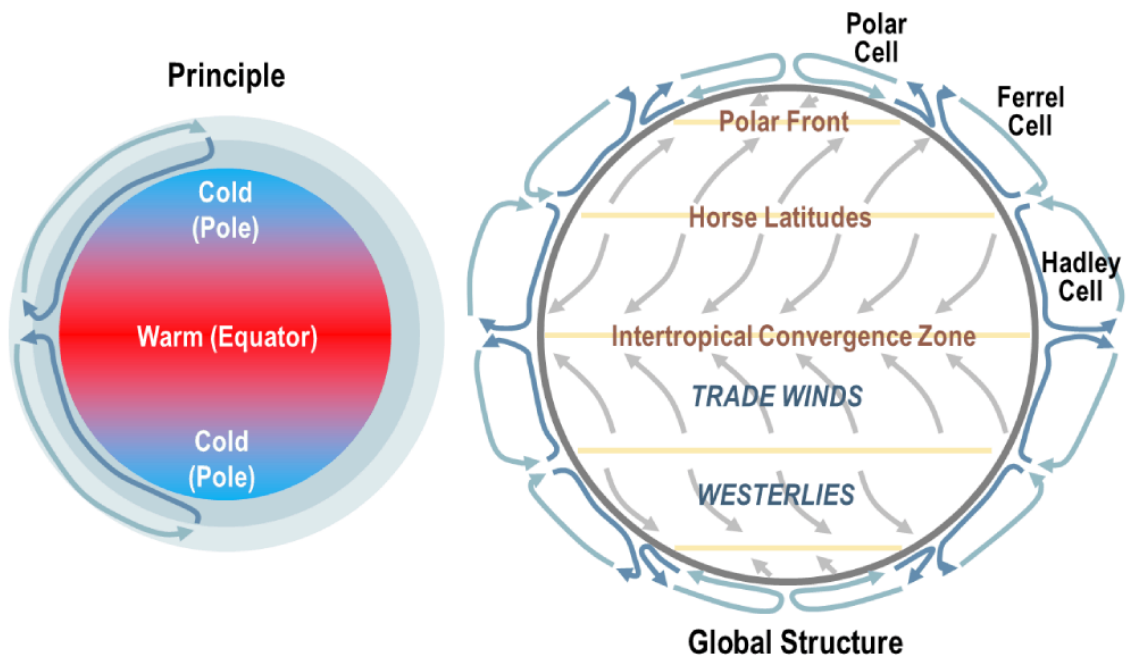


Figura 1.1: Distribuzione globale del vento, vento Geotropico

1.1 Teoria del disco attuatore

La necessità di produrre energia è per l'uomo un bisogno radicato nei secoli, lo sfruttamento dell'energia del vento soddisfa tale necessità sin dal suo primo presentarsi. Infatti, già all'epoca dei grandi imperi della Mesopotamia si sono sviluppate tecnologie per la cattura dell'energia del vento con i primi rudimentali esempi di turbine eoliche.

La crescente domanda di energia, di pari passo con le sfide poste dal cambiamento climatico, impone un migliore sfruttamento delle energie rinnovabili ed un deciso abbandono delle fonti fossili. Nell'ultimo decennio la quota di energia soddisfatta tramite fonti rinnovabili è notevolmente aumentata, ma non abbastanza da assolvere completamente alla domanda mondiale.

Al fine di aumentare la produzione, la ricerca sulle energie rinnovabili si è spostata dalle applicazioni uniche in grandi impianti alla micro generazione, fondata su macchine più piccole, di facile produzione ed installazione, per rendere possibile la produzione di energia in siti dove prima questo non era possibile perché svantaggioso dal punto di vista economico.

In questo paragrafo verranno trattati i concetti fondamentali delle turbine eoliche, facendo cenno ai principali teoremi che ne regolano il funzionamento. Una ben più ampia trattazione è disponibile in [Cfr.[1]] e ad essa si rimanda per approfondimenti.

Alla base del funzionamento di una turbina eolica vi è la sua interazione con il vento e le sue performance sono influenzate in particolare dalle forze aerodinamiche che vengono su di essa esercitate.

Una turbina eolica estrae energia dal vento mediante la riduzione dell'energia cinetica in esso, solamente la massa d'aria che interagisce con la macchina subirà questa riduzione e quindi l'energia estratta è direttamente proporzionale alla portata d'aria che incide sulla turbina.

Si consideri in prima istanza il comportamento aerodinamico di una turbina eolica senza un design specifico, evidenziandone solamente il processo di estrazione di energia. Per fare riferimento alla turbina si chiamerà essa **disco attuatore**, per evidenziare l'assenza di design. Le ipotesi alla base di questa teoria sono:

- fluido omogeneo, incompressibile e in stato stazionario [Cfr.[2]];
- assenza di resistenza (no drag losses);
- geometria con infinito numero di pale;
- nessuna rotazione della scia;
- spinta omogenea su tutta l'area del rotore;
- pressione molto a monte e molto a valle della turbina uguale alla pressione atmosferica indisturbata.

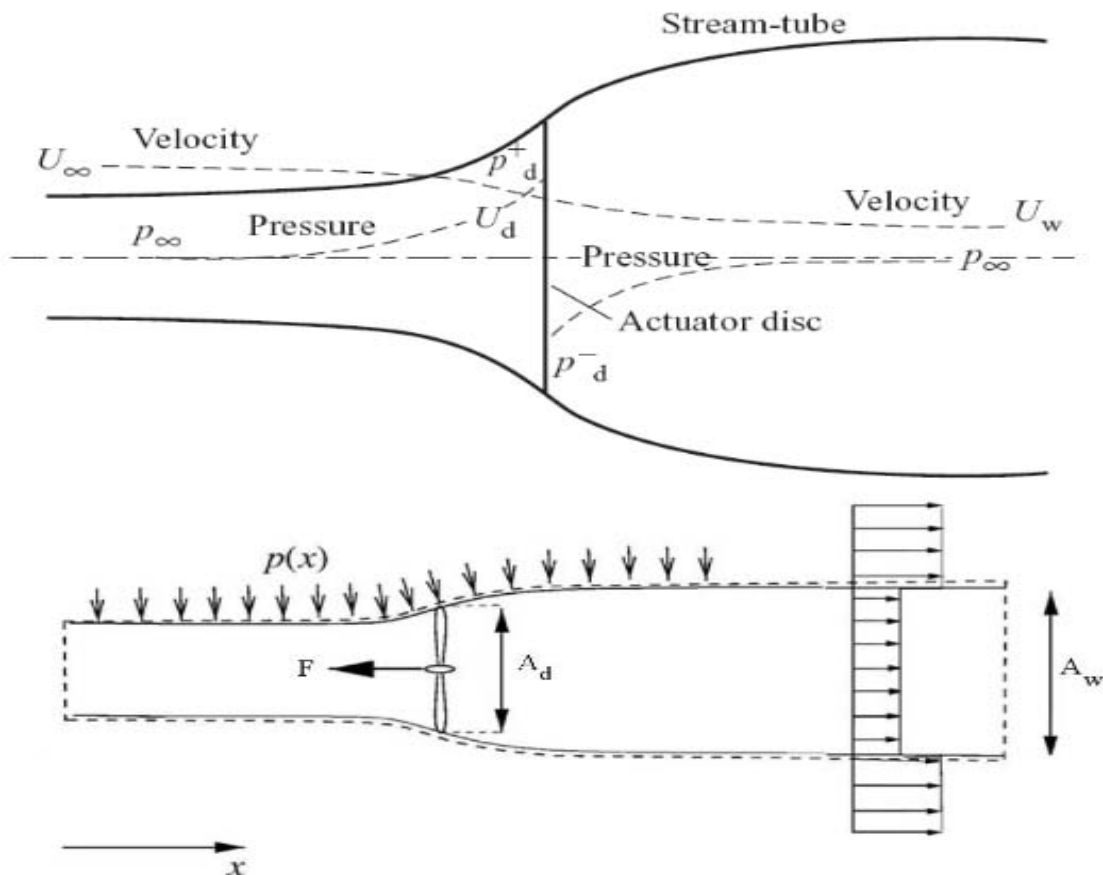


Figura 1.2: Teoria del disco attuatore

Portata di massa che interagisce col rotore:

$$\dot{m} = \rho A_\infty U_\infty = \rho A_d U_d = \rho A_w U_w \quad (1.1)$$

Il significato dei pedici è:

- ω = condizioni molto a monte del rotore;
- d = condizioni in prossimità del disco attuatore;
- w = condizioni a valle del disco attuatore.

La presenza del disco attuatore induce nella corrente fluida una variazione di velocità che viene quantificata dal termine a , definito come fattore di interferenza assiale, la velocità netta in prossimità del disco attuatore sarà:

$$U_d = U_\infty(1 - a) \quad (1.2)$$

L'aria che interagisce con il disco attuatore subirà una variazione di velocità ed un cambiamento del proprio momento:

$$\Delta M = (U_\infty - U_w) \rho A_d U_d \quad (1.3)$$

La **forza** che origina questi sto cambiamento nel momento è la differenza di pressione tra monte e valle il disco attuatore:

$$(p_d^+ - p_d^-) = (U_\infty - U_w) \rho A_d U_\infty(1 - a) \quad (1.4)$$

Applicando l'equazione di Bernulli [Cfr.[1]] alla sezioni immediatamente a monte ed immediatamente a valle del disco attuatore è possibile ottenere la variazione della pressione $(p_d^+ - p_d^-)$.

$$\frac{1}{2}\rho_\infty U_\infty^2 + p_\infty + \rho_\infty g h_\infty = \frac{1}{2}\rho_d U_d^2 + p_d^+ + \rho_d g h_d \quad (1.5)$$

$$\frac{1}{2}\rho_w U_w^2 + p_w + \rho_w g h_w = \frac{1}{2}\rho_d U_d^2 + p_d^- + \rho_d g h_d \quad (1.6)$$

Sottraendo le due equazioni:

$$(p_d^+ - p_d^-) = \frac{1}{2}\rho (U_\infty^2 - U_w^2) \quad (1.7)$$

dopo alcuni passaggi algebrici si ottiene la velocità del vento a valle del disco attuatore:

$$U_w = U_\infty(1 - 2a) \quad (1.8)$$

si ottiene che la velocità del vento a valle della turbina è la metà di quella immediatamente a monte. Inoltre si nota come il fattore di interferenza assiale abbia un limite $a = \frac{1}{2}$ per il quale la velocità a valle risulta nulla, rendendo non più valida questa teoria.

La **forza** esercitata sulla massa d'aria risulta:

$$F = (p_d^+ - p_d^-)A_d = 2\rho A_d U_\infty^2 a(1 - a) \quad (1.9)$$

la **Potenza** estratta:

$$P = FU_d = 2\rho A_d U_\infty^3 a(1-a)^2 \quad (1.10)$$

Si ricava ora il **coefficiente di potenza** del disco attuatore, definito come la potenza estratta sulla potenza disponibile dal vento.

$$C_p = 4a(1-a)^2 \quad (1.11)$$

Il massimo di questo valore si ottiene derivando Eq. 1.11 in funzione di **a** (:= coefficiente di interferenza assiale), risultando:

$$C_{p,Max} = \frac{16}{27} = 0,593 \quad (1.12)$$

valore ottenuto per $a = \frac{1}{3}$.

Questo viene definito *limite di Betz*.

Tale limite è derivato dalla teoria e non dipende della geometria, nessuna particolare geometria viene assunto all'inizio del paragrafo, il che lo rende universale. La rimozione delle ipotesi assunte in principio, cosa fatta con teorie successive [Cfr.[1]], non influisce sul limite di Betz.

1.2 Teoria degli elementi di Pala

In questo paragrafo si tratterà la teoria fondamentale riguardante l'interazione dell'elemento palare con la massa d'aria che lo attraversa, si tratta quindi di un design definito e non più di un disco attuatore come nel paragrafo precedente.

Le pale di una turbina eolica sono strutture lunghe ed affusolate in cui la componente assiale della velocità è molto minore della componente radiale, in molti modelli aerodinamici si assume un approccio bidimensionale a ragion di questo.

In prima approssimazione si assume una pala dalla lunghezza infinita, è possibile scomporre la forza agente sulla pala nelle direzioni perpendicolare e parallela alla velocità del vento (U_∞). Si definiscono le due componenti come:

- Portanza (L) : componente in direzione perpendicolare;
- Resistenza (D) : componente in direzione parallela.

Entrambe le componenti sono espresse in [N/m].

Si possono ora definire i coefficienti di resistenza e portanza, rispettivamente:

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 c}$$
$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 c}$$

ove c è la corda dell'elemento palare, ossia la lunghezza delle stessa. I restanti simboli mantengo il significato del paragrafo precedente.

Al fine di una completa descrizione delle forze agenti sulla pala, si introduce un momento M , questo viene definito per convenzione su di un punto circa ad un terzo della corda palare. Preso positivo se tende a far ruotare la pala in senso orario negativo altrimenti, il suo coefficiente:

$$C_M = \frac{M}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 c} \quad (1.13)$$

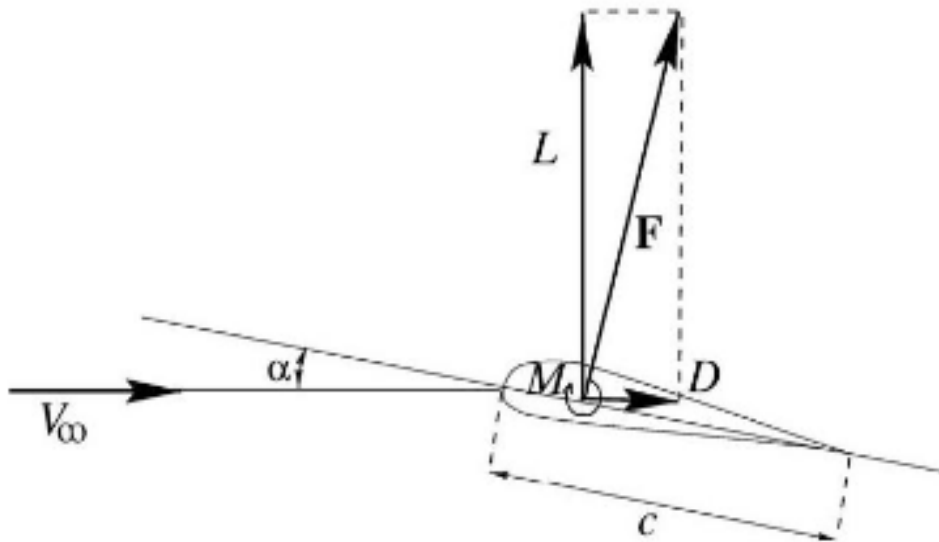


Figura 1.3: Forza di **Portanza** e **resistenza**

Le forze di portanza e resistenza aerodinamica agenti sugli elementi di raggio r e lunghezza infinitesima δr appartenenti alle molteplici pale di una turbina eolica sono responsabili per i cambiamenti nei momenti assiale e radiale di tutta la massa d'aria che attraversa l'area spazzata dall'annulus infinitesimo descritto dagli elementi di pala. Oltre a questo le forze agenti sugli elementi causate dalla caduta di pressione associata alla rotazione della scia influiscono sulle forze di portanza e resistenza.

Il flusso d'aria che appropria il rotore non è rotante, quindi la caduta di pressione dovuta alla rotazione della scia potrebbe apparire come una variazione di pressione a step che causa cambiamenti nel momento assiale, ma dato che la scia continua a ruotare anche molto a valle del rotore, questo fa sì che tale caduta di pressione non influenzi il momento assiale.

Tralasciando gli effetti tridimensionali, è possibile descrivere le forze agente sull'elemento palare a partire dall'angolo descritto dalla risultante incidente della velocità del vento e il piano del profilo. Definito α , angolo d'attacco. Le componenti di velocità ad una data posizione radiale sono definite mediante , i fattori di interferenza assiali e radiali (a , a') e la velocità di rotazione ω del rotore determinano l'angolo di attacco.

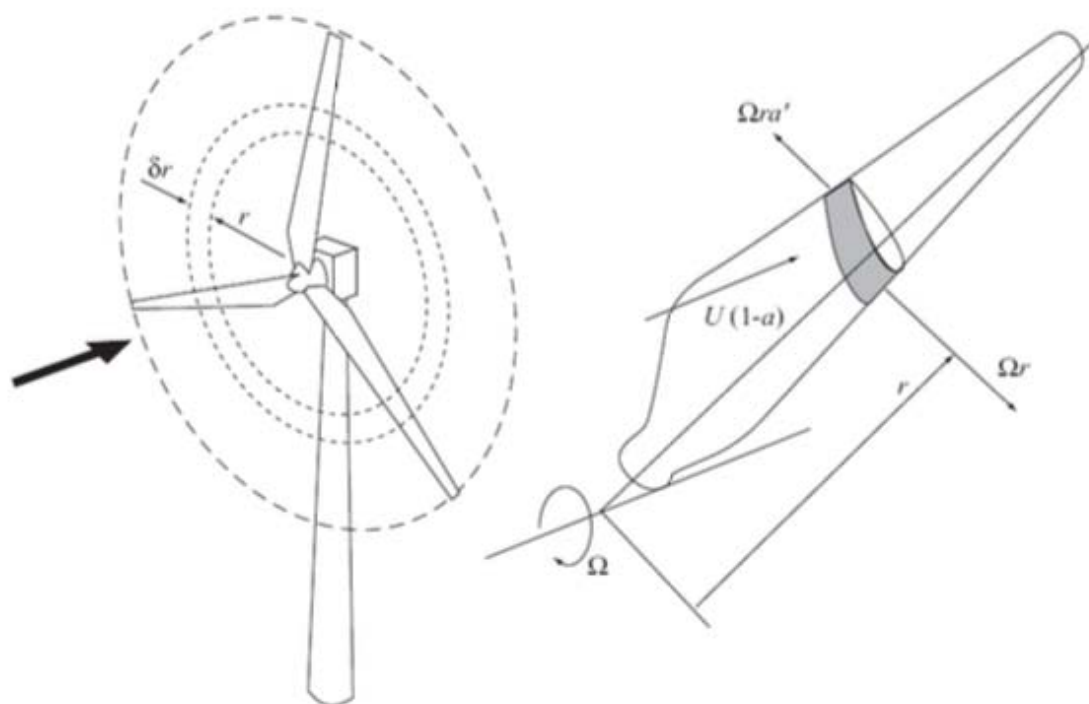


Figura 1.4: Elemento infinitesimo di pala

Si consideri una turbina con un numero di pale n_B , raggio R e corda c , sia imposto l'angolo di pitch β (definito come l'angolo tra la proiezione della corda del profilo e la linea a portanza zero).

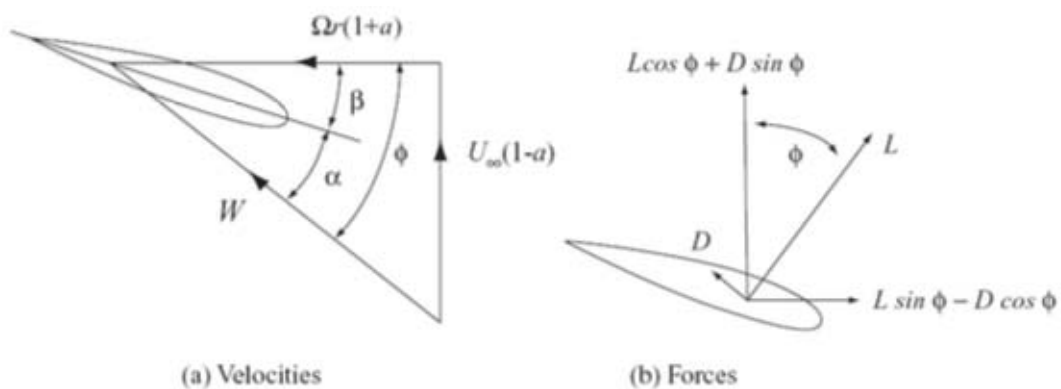


Figura 1.5: Forze agenti sull'elemento palare

Si definisce la **velocità relativa alla pala** W :

$$W = \sqrt{U_\infty^2(1-a) + \omega^2 r^2(1+a')^2} \quad (1.14)$$

si possono definire nuovamente le forze di portanza e resistenza:

$$\delta L = \frac{1}{2}\rho W^2 c C_L \delta r$$
$$\delta D = \frac{1}{2}\rho W^2 c C_D \delta r$$

La principale assunzione della teoria dell'elemento di pala è: le forze dovute all'elemento palare sono responsabili della variazione nel momento della sola aria che interagisce con l'annulus spazzato dall'elemento stesso.

Si rimanda a [Cfr.[1]] per i passaggi matematici per le conclusioni di seguito esposte.

In conclusione la risoluzione delle equazioni della teoria dell'elemento di pala porta alla definizione di valori per i coefficienti di potenze e coppia in funzione del **rapporto di velocità periferica** $\lambda = \frac{\omega r}{U_\infty}$.

Il massimo coefficiente di potenze viene raggiunto per fattori di interferenza assiale a prossimi al valore di Betz ($a = 1/3$). Le variazioni nel C_p sono dipendenti da λ : per bassi rapporti di velocità periferiche la perdita di prestazione della pala è dovuta principalmente allo stallo [Cfr.[3]] mentre per alti λ queste sono dovute alla predominanza della forza di resistenza.

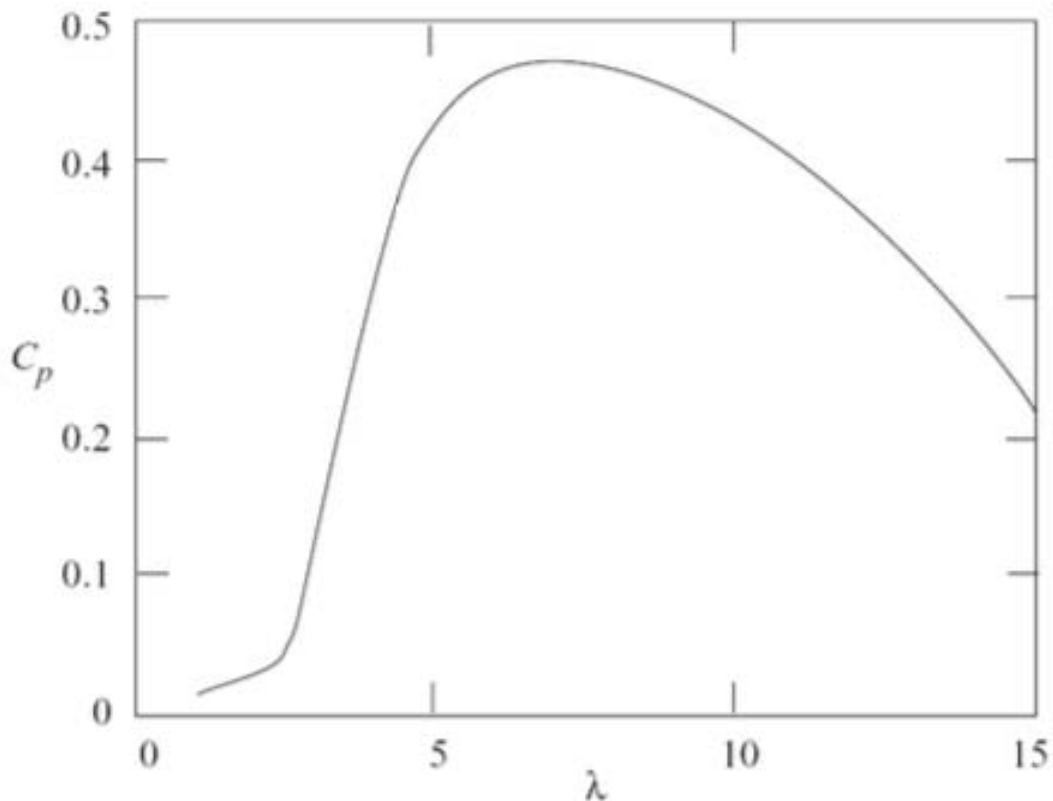


Figura 1.6: Andamento di C_p in funzione di λ

1.3 Turbine Eoliche

Si procede infine ad una breve trattazione dei principi di funzionamento di una turbina eolica, in particolare della tecnologia utilizzata per questa applicazione.

Si è scelta una configurazione **tri-pala** con **controllo a stallo passivo**, lo standard per la taglia scelta.

Infatti la configurazione a tre pale viene riconosciuta come la tecnologia a maggiore efficienza per la produzione di energia dal vento, mentre il sistema di controllo a stallo passivo è il più economico di quelli possibili. Il sacrificio in termini di prestazioni viene compensato dai ridotti costi d'investimento iniziale, in una macchina di piccola taglia non è economicamente né ingegneristicamente giustificabile l'utilizzo di un sistema di controllo più complesso: l'aumento delle prestazioni della turbina non compensa gli sforzi economici e di progettazione che un controllo complesso richiede.

1.3.1 Performance della Turbina

Le performance di una turbina eolica sono caratterizzate da: potenza, coppia e spinta assiale da essa prodotte.

Potenza

La potenza prodotta da una turbina eolica viene comunemente rappresentata dai parametri adimensionali $C_P - \lambda$: si prenda ad esempio Figura: 1.7 ove viene rappresentata la curva per una turbina tri-pala standard. Si nota come il limite teorico di Betz non viene mai raggiunto essendo $C_P = 0,57$ il massimo ottenuto.

Nella figura vengono evidenziate le cause di tale discrepanza: perdite per effetti di tip (*tip losses*), perdite per stallo (*stall losses*) e perdite dovute all'attrito (*drag losses*).

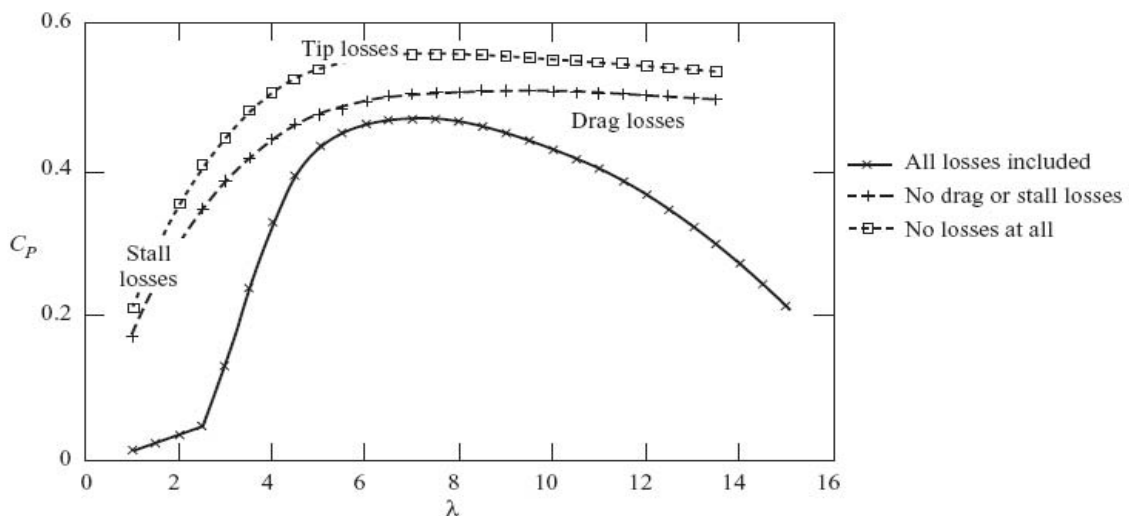


Figura 1.7: Andamento del C_P in funzione di λ per una turbina tri-pala standard

Analizzati i principali fattori di perdita, ci si sofferma sul parametro **Solidità** definito come: area occupata dalle pale su area spazzata. Questo parametro dipende fortemente dal numero di pale della turbina e dalla corda di ogni singola pala. I principali effetti della solidità sono osservabili in Figura: 1.8:

- bassa solidità comporta una curva molto piatta del C_P , anche con ampie variazioni di λ questo rimane pressoché costante. Il valore massimo del C_P è basso a causa delle alte perdite per attrito;
- alta solidità comporta una curva più stretta con un valore di C_P massimo ben definito, si individua solitamente un λ ottimale, inoltre questo è molto sensibile ai cambiamenti di velocità. Aumentare di molto la solidità non conviene, come evidenziato in figura, in quanto non vi è un proporzionale aumento del C_P massimo.

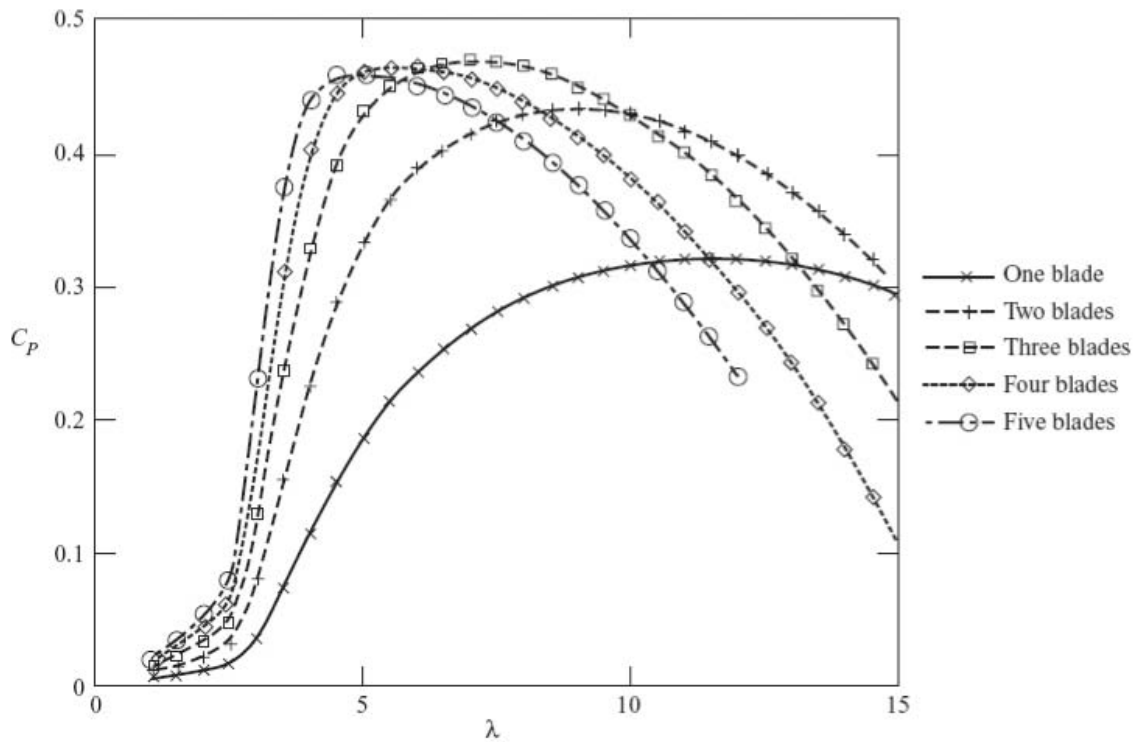


Figura 1.8: Effetto della solidità sul C_P

Coppia

La curva $C_Q - \lambda$ viene ottenuta direttamente da quella $C_P - \lambda$, per ottenere il coefficiente di coppia basta dividere il coefficiente di potenza per il *tip speed ratio*. La curva di coppia viene utilizzata per la scelta dei componenti meccanici che andranno accoppiati con la turbina.

Notare come il valore di λ per cui si ha il picco di coppia prodotta non coincide con la velocità del vento che dà la massima potenza.

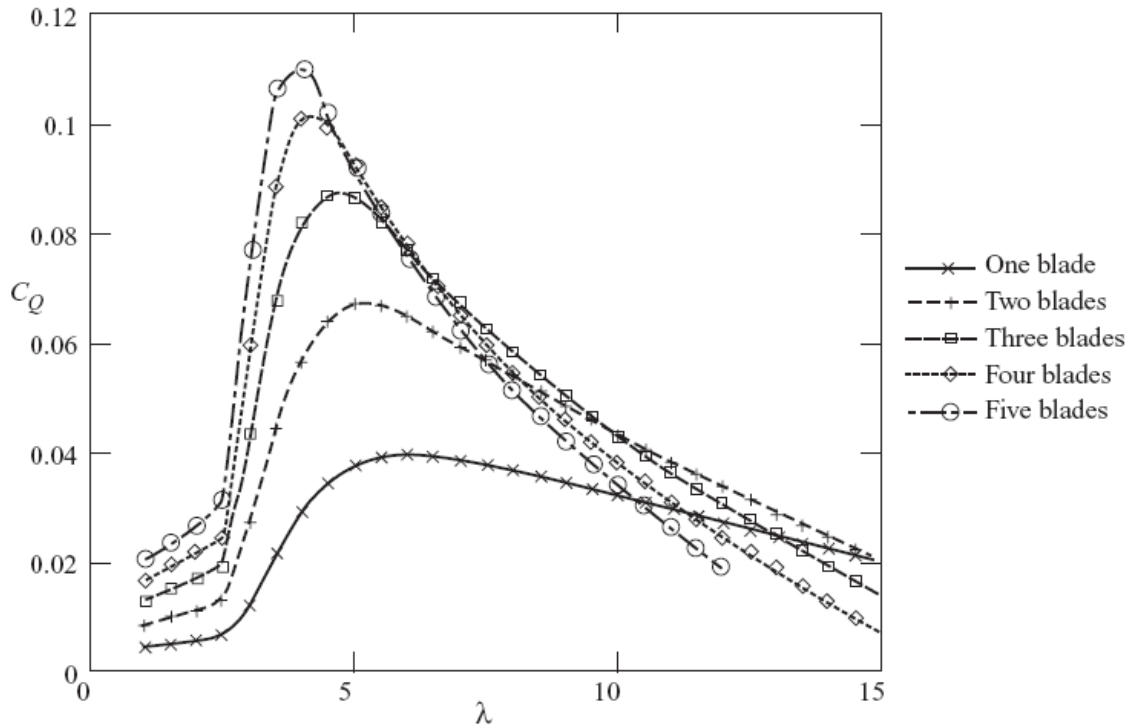


Figura 1.9: Andamento del C_Q in funzione di λ per una turbina tri-pala standard

1.3.2 Sistemi di controllo

Una turbina eolica lavora in un ampio range di condizioni operative esistono dei sistemi di controllo che consentono di modificare il comportamento della macchina affinché si adatti alle condizioni in cui opera. Si distinguono quattro metodi di controllo:

- Pitch fisso, velocità fissa;
- Pitch fisso, velocità variabile;
- Pitch variabile, velocità fissa;
- Pitch variabile, velocità variabile.

In questo elaborato si tratterà solo del sistema di controllo utilizzato nella turbina sviluppata: pitch fisso, velocità fissa. Per la completa trattazione degli altri sistemi di controllo si rimanda a [Cfr.[1]].

Il sistema di controllo a pitch e velocità fissa è sicuramente il più economico in quanto non prevede nessun componente aggiuntivo a quelli necessari al funzionamento della turbina, il contro è che con questo metodo la macchina ha poco margine per adattarsi alle condizioni operative. Rimane confinato ad applicazioni di piccola potenza, come quella qui trattata.

Il diagramma in Figura:1.10 mostra il funzionamento del sistema di controllo: la

turbina è collegata ad una macchina elettrica asincrona [Cfr.[4]] la sua velocità di funzionamento non è modificabile (retta Ω_z in figura), la coppia caratteristica viene indicata con la linea in grassetto mentre le linee tratteggiate sono rappresentano le diverse coppie aerodinamiche tra la minima e la massima velocità operative della turbina.

I punti di intersezione tra le due curve sono i punti operativi della turbina:

- F: **cut-in**, la turbina entra in funzione;
- D: **massima potenza**, viene raggiunta la massima potenza producibile dalla turbina. Questa non può operare oltre questo punto a causa dello stallo delle pale;
- G: **cut-out**, viene raggiunta la massima velocità operativa per la turbina, entra in azione il freno meccanico per evitare danni strutturali alla macchina e ai suoi componenti ausiliari;
- E: **massima efficienza**, intersezione tra la curva di cp massimo con la curva operativa. Questo è l'unico punto in cui la turbina opera alla propria massima efficienza.

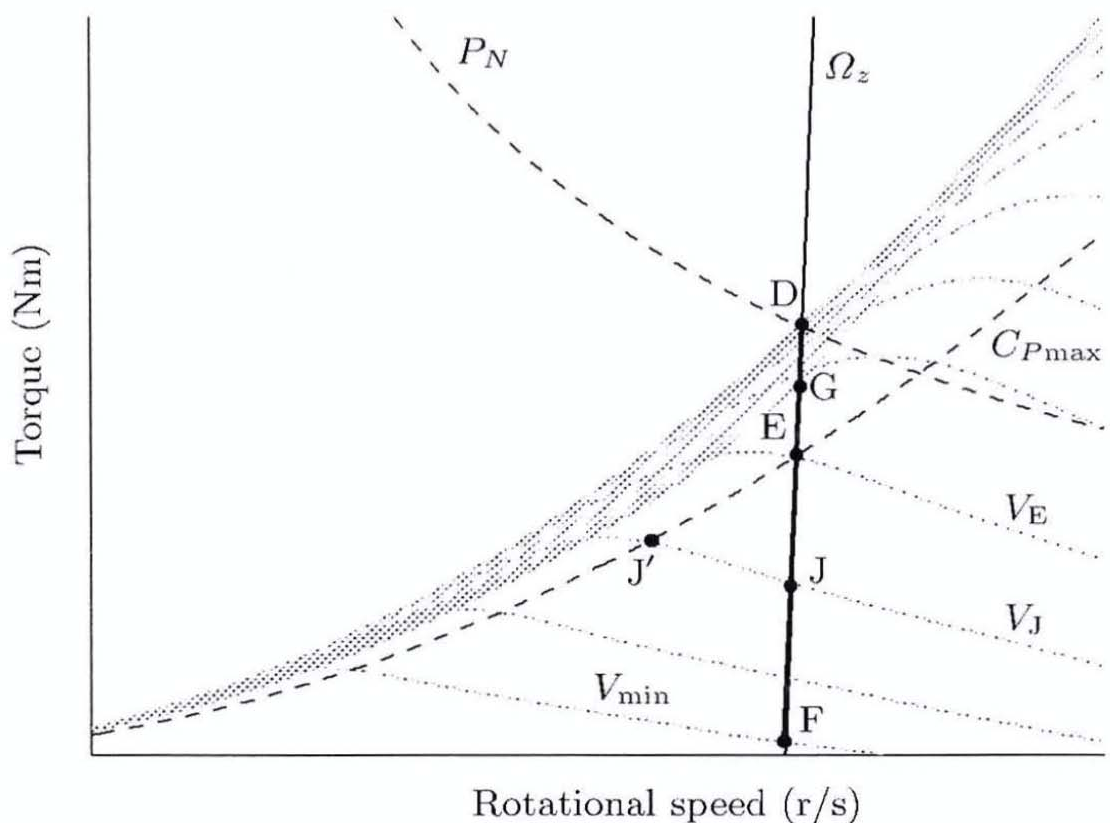


Figura 1.10: Strategia di controllo pitch fisso - velocità fissa

Le turbine che adottano questo sistema di controllo sono regolate dallo stallo ad alte velocità del vento, superata la velocità corrispondente al punto D le perdite per stallo passivo aumentano diminuendo la potenza prodotta dalla turbina e di conseguenza il suo C_P .

Come evidenziato dalla 1.11, in cui la linea tratteggiata rappresenta l'andamento ideale, l'andamento della potenza segue quello ottimale solo nel punto E, mentre la potenza nominale viene raggiunta solo nel punto D.

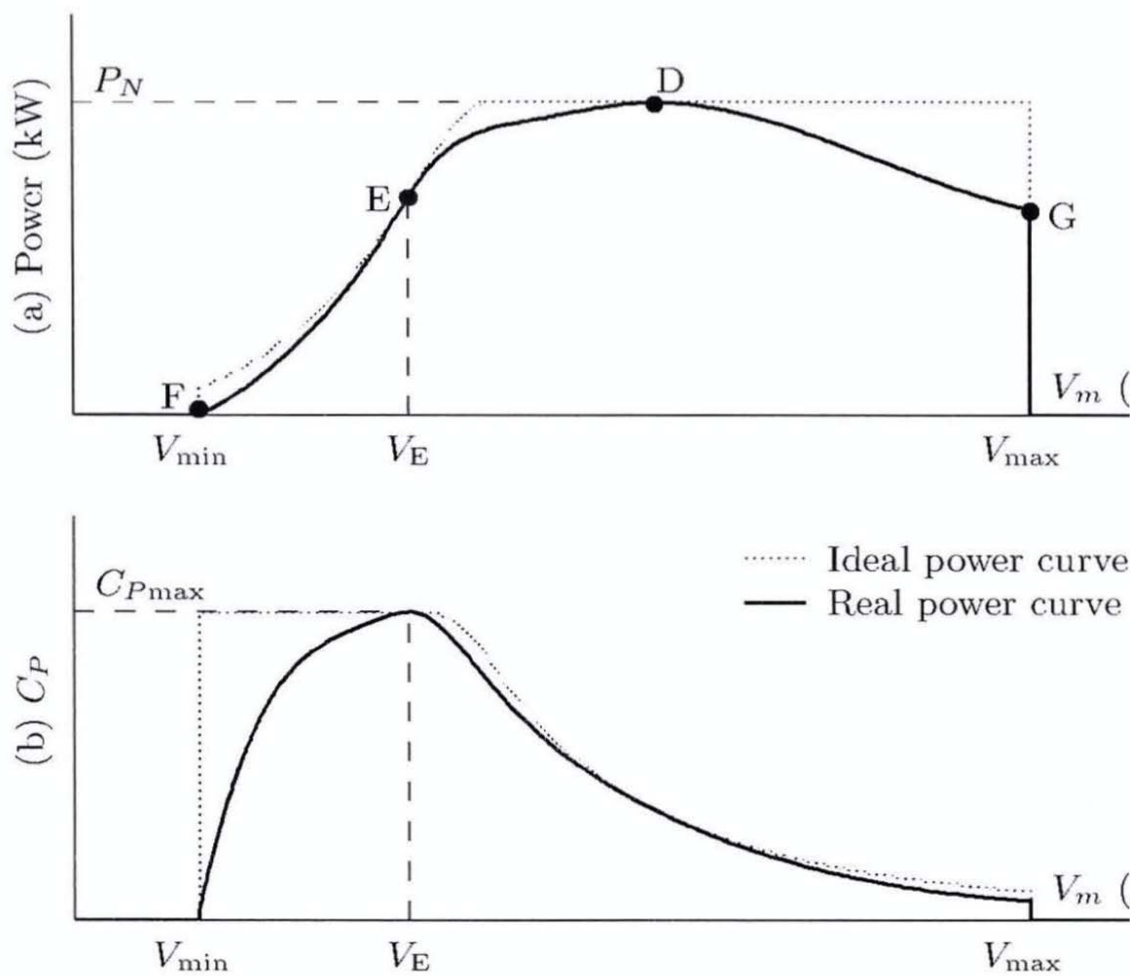


Figura 1.11: Andamento della potenza e del C_P

Oltre alla bassa conversione della potenza disponibile dal vento, i sistemi di controllo a pitch fisso e velocità fissa soffrono dal punto di vista degli sforzi meccanici che subiscono le strutture e di una bassa qualità della potenza [Cfr.[1]] a causa dei transitori emessi alla linea, questi dovuti alle continue oscillazioni nella potenza prodotta dalla macchina.

1.4 Turbine Eoliche di tipo Shroud

Come evidenziato dalla teoria del disco attuatore, il coefficiente di potenza massimo che è possibile ottenere da una turbina eolica è:

$$C_P = 0,593 \quad (1.15)$$

il limite di Betz definisce la massima energia estraibile da una massa d'aria che interagisce con un disco attuatore [Cfr. 1.1], si può notare come questo valore sia molto basso, in particolare se confrontato con le efficienze di altre tipologie di turbine.

Si è sviluppata una tecnologia che consenta di superare tale limite, ponendo la turbina eolica all'interno di un diffusore. Se correttamente dimensionato tale elemento porta ad un aumento della velocità in ingresso alla turbina nell'ordine del 60% [Cfr.[5]].

L'effetto del diffusore si presenta come una forza di portanza, questa genera un vortice anulare che per la legge di Biot-Savart induce una velocità che provoca un aumento nella portata di massa al rotore.

Segue un'analisi monodimensionale di un rotore posto in un diffusore:

$$\begin{aligned} C_{P,d} &= \frac{P}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^3 A_d} = \frac{F}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 \frac{U_\infty}{U_{d,d}} A_d} \\ C_{P,d} &= C_T(1 - a_d) \end{aligned}$$

Ove $U_{d,d}$ è la velocità in direzione assiale nel piano del rotore, a_d è il fattore d'interferenza relativo al rapporto tra $U_{d,d}$ e la velocità indisturbata del vento.

Per una turbina tradizionale: $C_P = C_T(1 - a)$, facendo il rapporto tra i due coefficienti di potenza:

$$\frac{C_{P,d}}{C_P} = \frac{1 - a_d}{1 - a} \quad (1.16)$$

Passando alle definizioni delle portate di massa e dopo alcuni passaggi algebrici si ottiene:

$$\frac{C_{P,d}}{C_P} = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}} \quad (1.17)$$

Il rapporto dei coefficienti di potenza tra la turbina *shrouded* ed una tradizionale è uguale al rapporto delle due portate di massa che interessano il rotore nelle due condizioni.

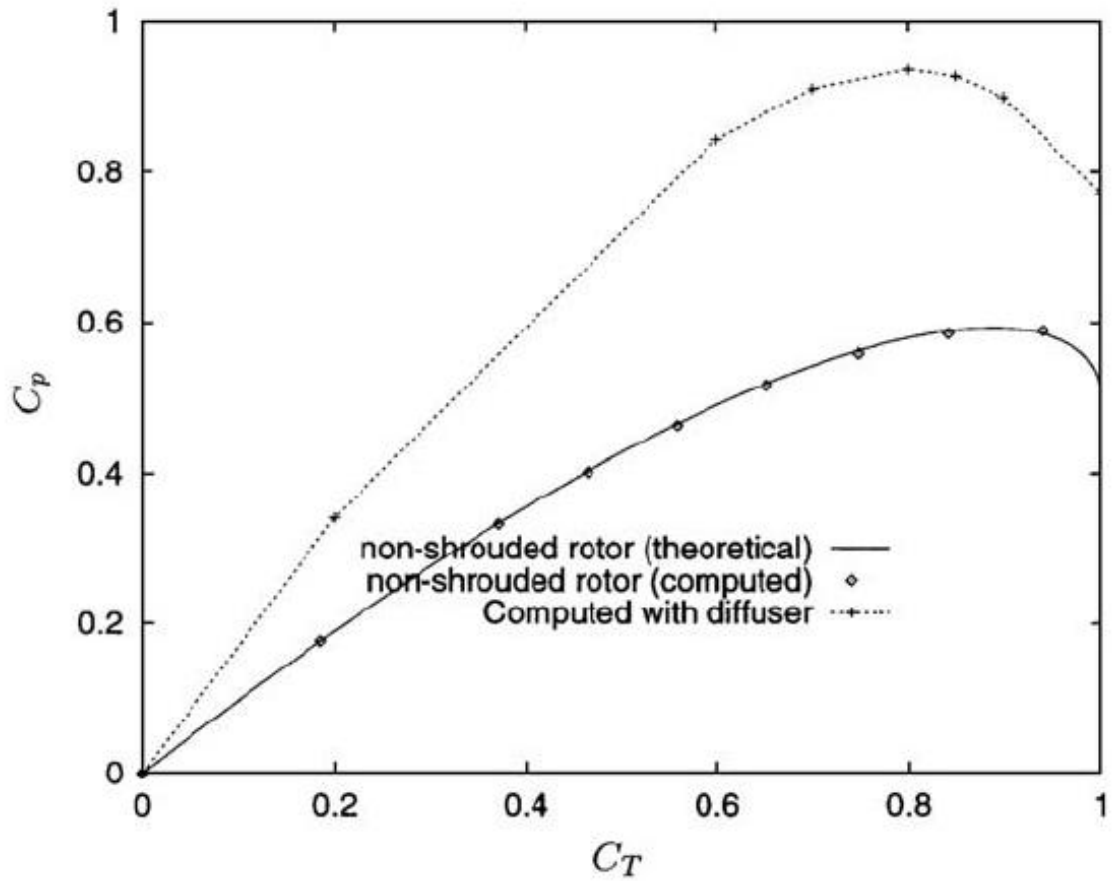


Figura 1.12: C_p in funzione C_T per una turbina standard e *shrouded*

Simulazioni la CFD hanno verificato i risultati ottenuti dalla teoria e le prime applicazioni sperimentali della tecnologia sono comparse all'inizio degli anni duemila in Giappone.

Capitolo 2

Geometria

In questa sezione dell'elaborato si discuteranno le scelte operate nell'ambito della geometria per il progetto trattato. Queste comprendono la scelta del profilo utilizzato nella macchina, le dimensioni dell'elemento statorico e dell'elemento diffusore, questo parte centrale dell'elaborato.

Si tratta di scelte ottimali dal punto di vista ingegneristico: la soluzione qui adottata non è l'unica possibile, ma è frutto di valutazioni di carattere sia oggettivo che soggettivo che hanno plasmato il progetto finale. Queste verranno discusse man mano nell'elaborato, per dare così una visione d'insieme sulle considerazioni che hanno portato al risultato finale esposto.

2.1 Ventosità

I dati di ventosità considerati riguardano il sito di Capo Granitola (TR), località siciliana, raccolti dal 2012 al 2014.

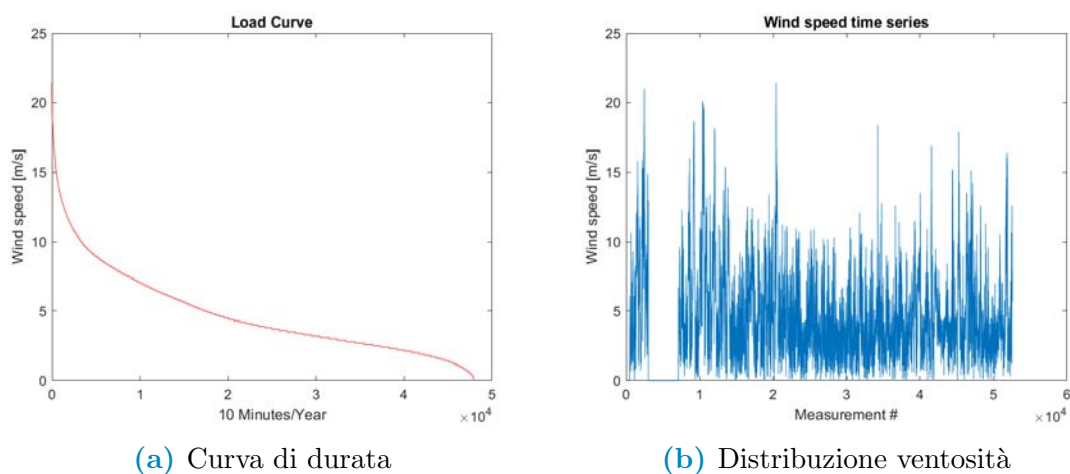


Figura 2.1: Caratteristiche del sito

Le misurazioni del vento sono state effettuate ogni 10 secondi al fine di avere un modello che meglio approssima gli andamenti di ventosità del sito per un lungo periodo, statisticamente rilevanti. La grande mole di dati è necessaria per descrivere in modo sufficientemente accurato le variazioni nell'intensità del vento su base giornaliera, settimanale e mensile. Consentendo un'accurata analisi del sito ed uno strumento preciso per le successive valutazioni fatte.

In prima istanza si sono elaborati i dati seguendo il modello di Weibull [Cfr.[1]] per avere un parametro di confronto con i risultati ottenuti dal programma GUI.BEM, sviluppato dal Prof. Pavesi. Questo ha ritornato l'analisi completa dei dati di ventosità in input, confermando i risultati di prima approssimazione ottenuti con la semplice analisi statistica: andamento della velocità, velocità media, mediana e di massima produzione di energia sono confrontabili.

Risultato che non sorprende visto che il programma utilizza il medesimo modello di approssimazione statistico.

GUI.BEM non si limita a fornire gli andamenti statistici dei dati di ventosità, bensì ritorna una serie di parametri di fondamentale importanza per la progettazione sia della macchina che del sito stesso.

Dai risultati ottenuti si ha una completa descrizione degli andamenti di ventosità del sito, la direzione prevalente del vento, la curva di durata. Si individuano i primi parametri caratteristici:

- Velocità di Cut In = 3 [m/s];
- Velocità di Cut Out = 17 [m/s];
- Velocità di massima produzione di energia = 9,44 [m/s];
- Velocità nominale = 6,5 [m/s];
- Potenza nominale = 1 [kW].

Assunti questi parametri caratteristici per il sito si procede alla seconda parte della progettazione.

2.2 Pala

La configurazione scelta per la turbina è 3 pale, questa consente una migliore produzione di energia ed un minore impatto ambientale, soprattutto dal punto di vista sonoro, oltre ad essere lo standard ormai universalmente adottato per le turbine eoliche.

Non si prevedono sistemi di controllo attivo, si utilizzerà una configurazione fix speed - fix pitch in cui lo stallo passivo della pala fornirà l'unico sistema di controllo passivo della turbina [Cfr.[1]]. Questo vista la ridotta potenza della turbina e per un necessario contenimento dei costi data la bassa produzione di energia del sito.

Inseriti i parametri caratteristici del sito, definiti nella sezione precedente, nel programma di analisi questo ritorna le dimensioni globali degli elementi pala e navicella della turbina eolica. Si noti che sono fissate la velocità di rotazione e il C_p di massima efficienza, cambiando questi dati le dimensioni della macchina cambiano.

Le dimensioni caratteristiche sono:

- Diametro Pala = 2,44 [m];
- Diametro Navicella = 0,244 [m].

GUI.BEM consente di scegliere tra un elenco di profili aerodinamici, restituendo il comportamento di ognuno nel sito preso in analisi [Cfr. 2.1].

Si è scelto il profilo **NACA 63(2) - 215B** sia per il suo comportamento nelle condizioni di ventosità del sito:

- alto rapporto $\frac{C_L}{C_D}$ all'angolo di attacco caratteristico;
- pala in stallo solo ad elevati angoli di attacco;

che per ragioni di economicità: semplicità nella costruzione, profilo diffuso per il suo utilizzo in ambito aerospaziale, il che consente di appoggiarsi ad un processo di produzione maturo e comune. Tutto ciò per tenere basso il costo della pala, una lavorazione complessa e non comune porterebbe ad un aumento di costo ingiustificato per la macchina qui studiata.

Il contenimento dei costi è obiettivo fondamentale in questo elaborato.

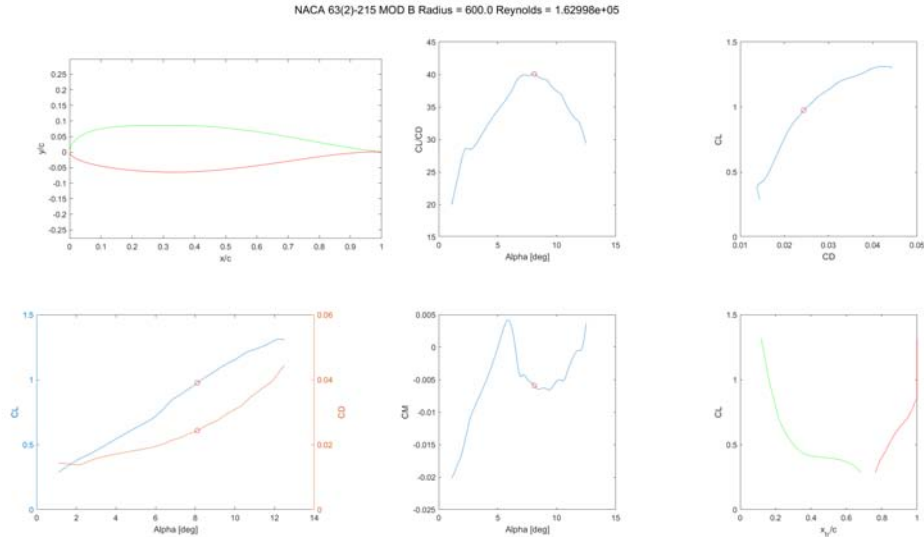


Figura 2.2: Caratteristiche della pala

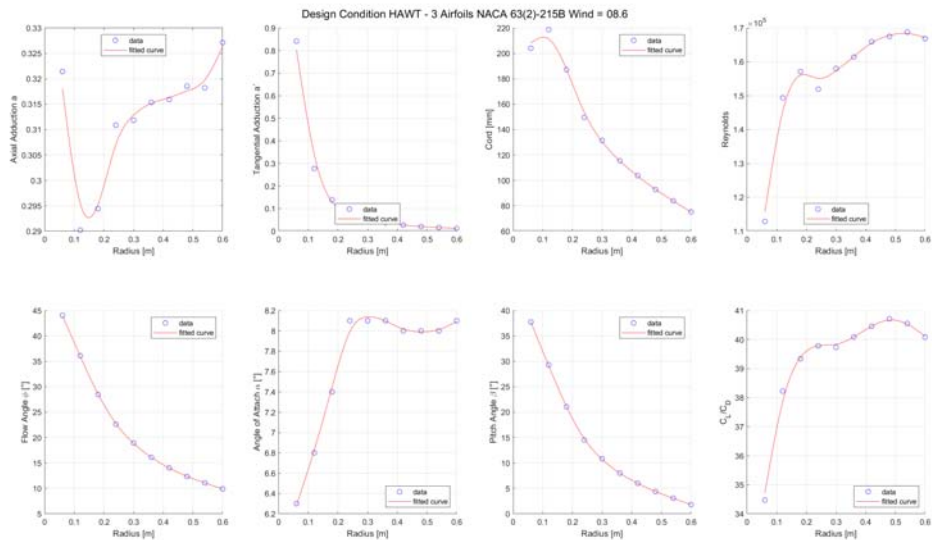


Figura 2.3: Condizioni operative di design

Il programma consente l'esportazione del profilo palare nella sua intera lunghezza, dando modo di costruire l'elemento pala in un programma CAM. Possibile scegliere il numero di sezioni di cui conoscere il profilo, qui ne sono state scelte 10 per una migliore approssimazione al CAM, ed il modello con cui realizzare la pala stessa: quali perdite vengono considerate e quali no. Nella prima approssimazione di questo elaborato non vengono considerate perdite né alla pala né alla navicella.

Questo sia per le basse velocità del vento in sito che per una maggiore semplicità nel profilo palare.

Si procede alla realizzazione del modello SOLIDWORKS della pala in esame, l'estrusione da una sezione all'altra è la più lineare possibile al fine di una maggiore semplicità costruttiva e del contenimento dei costi.

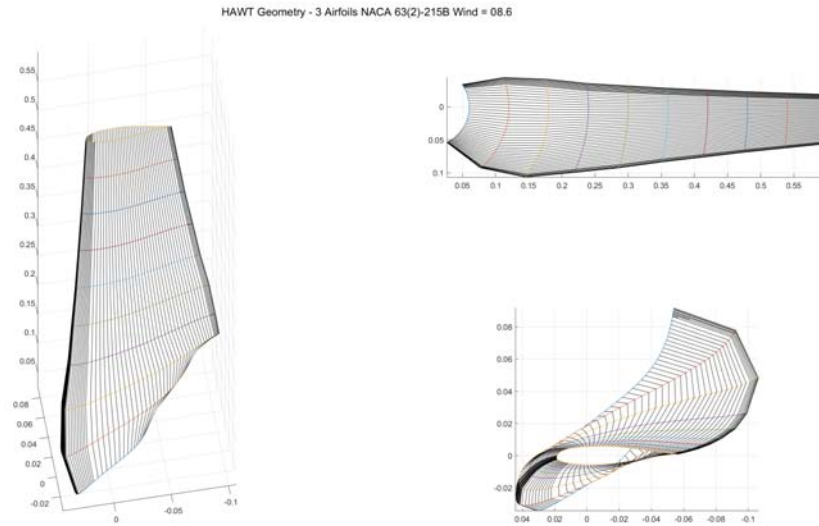


Figura 2.4: Diverse viste della pala in uscita da GUI.BEM

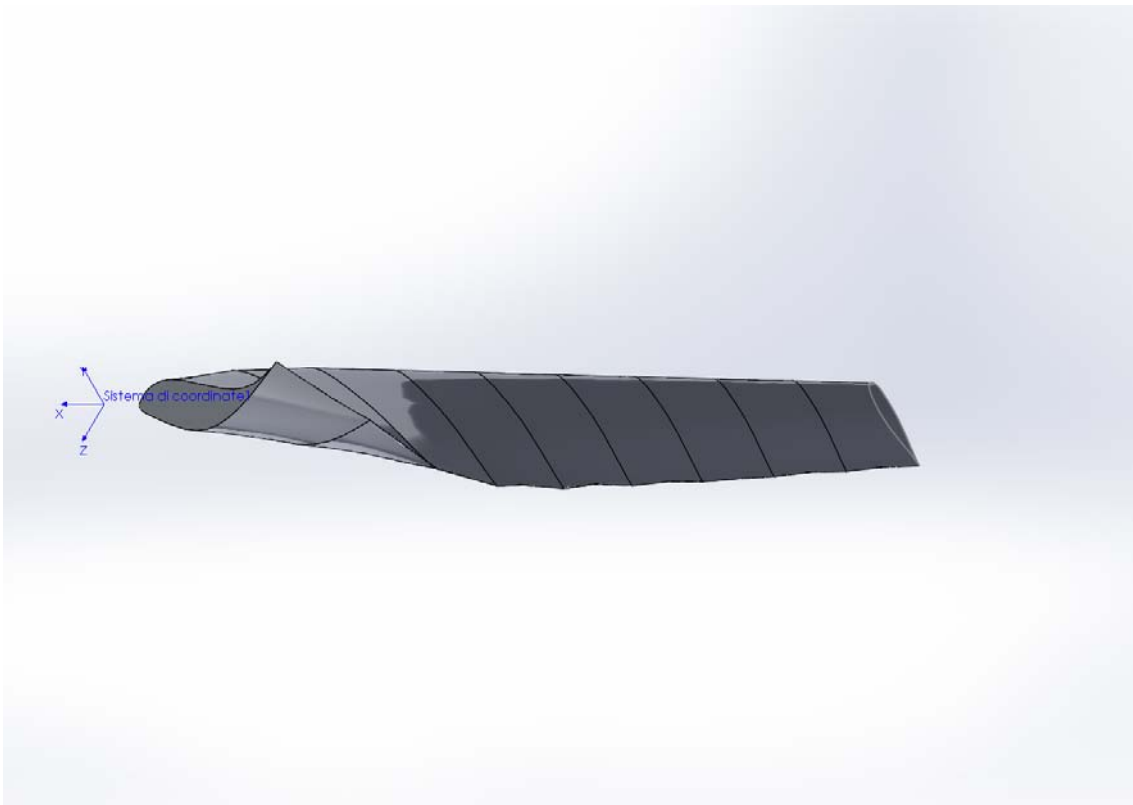


Figura 2.5: Geometria SolidWorks

2.3 Navicella

La progettazione della navicella si basa sugli standard ingegneristici adottati nella progettazione delle turbine eoliche: il diametro ottenuto dal programma GUI.BEM è la dimensione principale dell'elemento, dalla quale sono dipendenti tutte le altre. L'elemento fronte vento viene dimensionato con un ellisse:

- $D_{min} = D_{Hub} = 0,244$ [m];
- $D_{Max} = D_{Hub} + 10\% = 0,268$ [m];

L'elemento rotante si dimensiona dal profilo di base della pala: nota l'impronta del profilo si prevedono 10 mm per parte di gioco, ottenendo il cilindro rotante sul quale verrà montata la pala.

L'elemento di coda viene dimensionato sempre partendo da un ellisse:

- $D_{min} = D_{Hub} = 0,244$ [m];
- $D_{Max} = D_{Hub} + 50\% = 0,366$ [m];

I tre elementi vengono poi uniti per creare la navicella completa, in questo studio la fase di progettazione di questo componente è stata realizzata completamente in ambiente SolidWorks per un'ottimizzazione dei tempi e per la semplicità data dalla completa implementazione al pc senza passare per il disegno manuale.

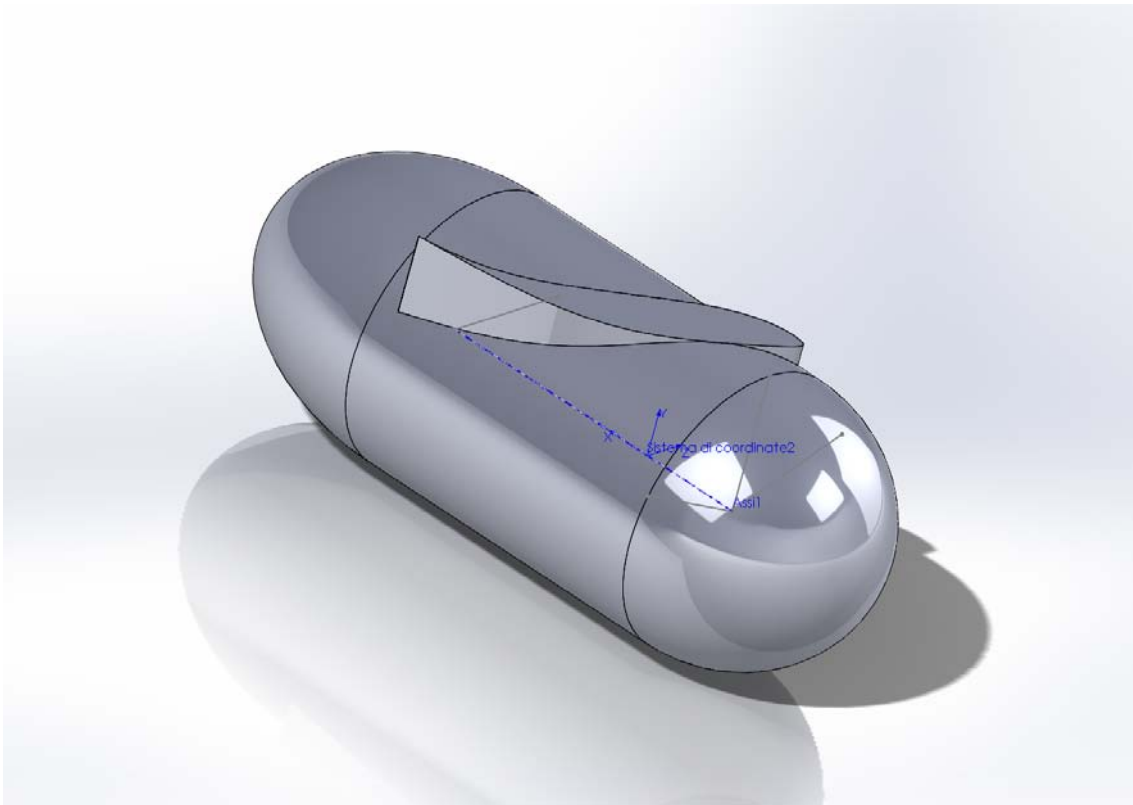


Figura 2.6: Navicella

2.4 Diffusore

È ben noto come l'energia prodotta da una turbina eolica sia proporzionale al cubo della velocità del vento che si appropria ad essa.

Anche una minimo miglioramento in questo dato risulta in un grande aumento di energia prodotta.

La ricerca nell'ambito delle turbine eoliche si è spostata, negli ultimi anni, verso implementazioni che riducano le dimensioni delle macchine e permettano di lavorare non solo in zone ad alta ventosità.

Si sperimentano soluzioni che rendano più economiche tali macchine al fine di renderle vantaggiose anche in quei territori, ad esempio l'Italia, in cui si hanno basse velocità del vento o per applicazioni in aree urbane dove non è possibile l'installazione di grandi macchine.

Partendo da laboratori universitari in Giappone, l'idea di una micro turbina di tipologia Shrouded [Cfr.[6]] prende forma. Si tratta infatti di un applicazione che, introducendo un elemento diffusore, riduce le dimensioni della macchina aumentando la velocità del vento in ingresso alla turbina. Ciò permette applicazioni in aree urbane anche in nazioni a bassa ventosità.

2.4.1 *Diffusore: Teoria*

Molte pubblicazioni riguardanti Small Scale Shrouded Wind Turbine si fondano sul medesimo esperimento, questo si compone di due parti principali:

- Simulazione del comportamento della macchina in ambiente CFD/CFX;
- Test in galleria del vento con un modello in scala della macchina al fine della verifica sperimentale dei risultati della simulazione;

Il fine è dimostrare l'aumento di velocità del vento in ingresso alla turbina grazie alla presenza del diffusore.

A seguito dei risultati ottenuti nella prime applicazioni sperimentali, che hanno confermato la bontà dell'idea iniziale, la ricerca si è concentrata sul possibile miglioramento delle prestazioni dell'elemento diffusore. In questo elaborato si prende in considerazione un diffusore in cui si prevede l'introduzione di due flange, una in ingresso ed una all'uscita dell'elemento, che come dimostrato in Development of a shrouded wind turbine with a flanged diffuser [Yuji Ohyaa, Takashi Karasudania, Akira Sakuraib, Ken-ichi Abeb, Masahiro Inouec], porta ad un generale aumento delle prestazioni del diffusore: aumento della velocità in ingresso alla turbina, rispetto ad una turbina standard, dalle 1,6 a 2,4 volte.

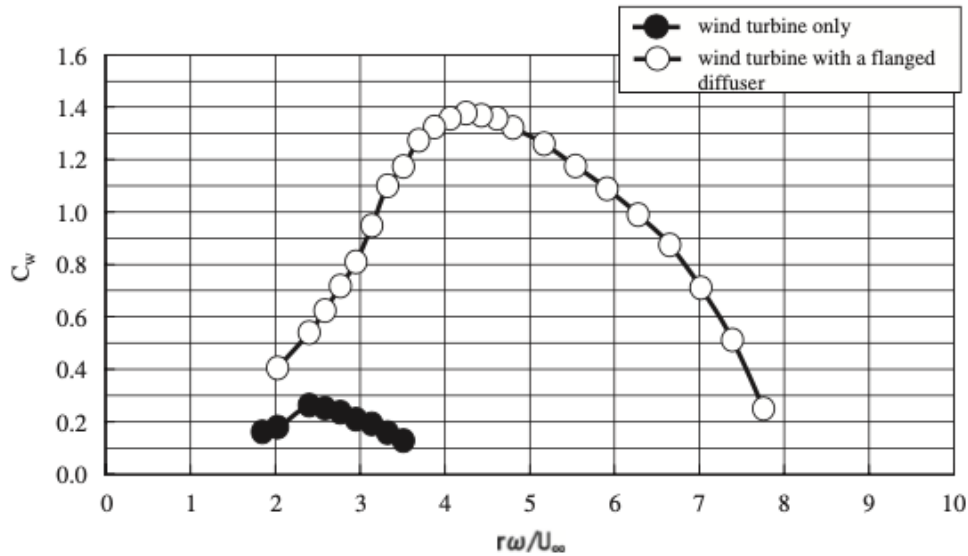


Figura 2.7: Effetti della flangia sul coefficiente di potenza

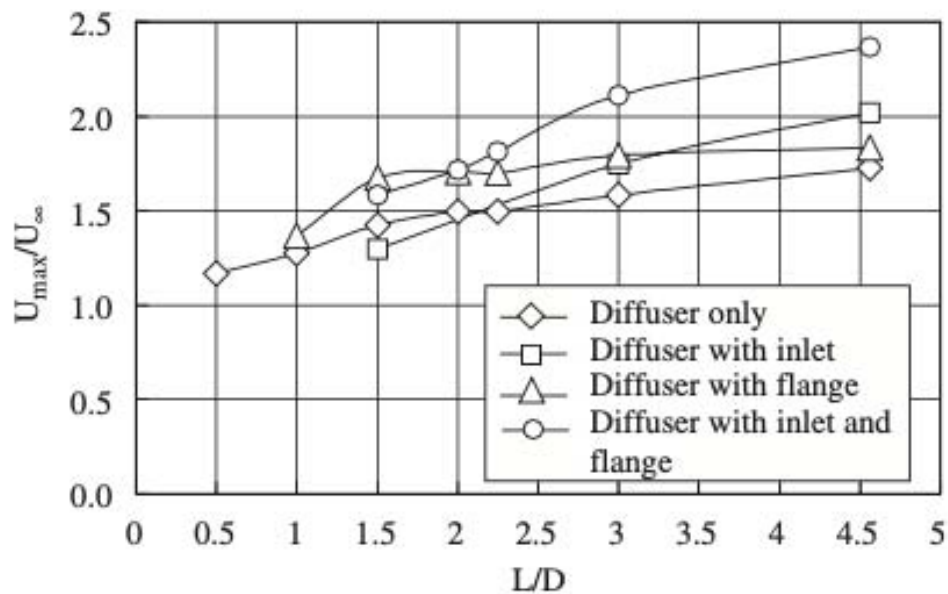


Figura 2.8: Confronto tra diverse tecnologie per il diffusore rispetto all'aumento di velocità del vento

In particolare l'adozione delle flangie comporta un netto miglioramento delle prestazioni a basse velocità del vento, questo è stato un fattore determinante nella scelta di questa tecnologia per l'applicazione in questo elaborato: infatti la maggior complessità costruttiva del diffusore, seppur minima in quanto gli elementi aggiunti sono di semplice realizzazione, comporta un notevole incremento delle prestazioni in un'area operativa critica. La macchina si troverà spesso a lavorare in condizioni di basse velocità del vento ed un incremento di prestazioni in questo campo operativo

giustifica l'aumento dei costi di produzione, questi verranno sicuramente recuperati grazie alla maggiore producibilità della turbina nelle sue condizioni operative standard.

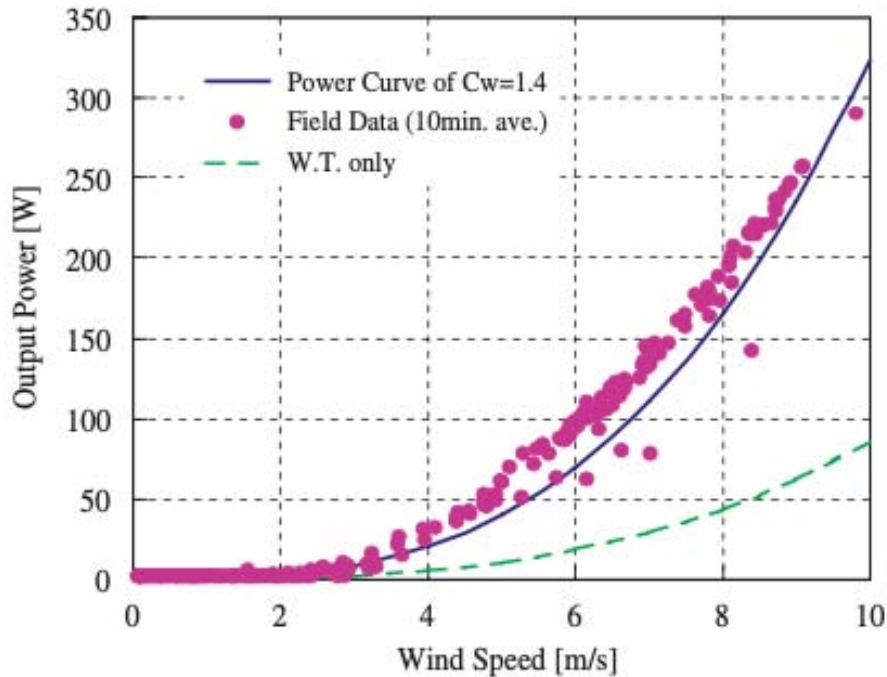


Figura 2.9: Potenza su velocità del vento per turbina con e senza diffusore

2.4.2 Diffusore: Geometria

Riprendendo le motivazioni espone per la costruzione dell'elemento navicella anche per la costruzione del diffusore si è operato direttamente in ambiente SolidWorks. Le dimensioni caratteristiche dell'elemento sono espone in Tabella:2.1, in prima istanza si mantengono i rapporti lì considerati.

Nell'ipotesi iniziale di un aumento di velocità grazie al diffusore del 60% (da verificare), le dimensioni ottenute dal programma GUI.BEM vengono rivalutate ottenendo:

- Velocità Nominale = 15,104 [m/s];
- Diametro Pala = 1,2 [m];
- Diametro Navicella = 0,12 [m].

La dimensione principale rimane il diametro della pala, da questa vengono estrapolate le dimensioni del diffusore secondo i rapporti ottenuti in [Cfr.[7]]. In un mondo ideale il rapporto tra il diametro del diffusore, il medesimo della macchina più una tolleranza, e la sua lunghezza sarebbe superiore a 3. Da valutazioni pratiche è emerso che questo rapporto deve essere ≤ 2 , in questa applicazione si è scelto $L/D = 2$.

La gasdinamica impone, per gas subsonici, un ugello divergente [Cfr.[2]] al fine di

aumentare la velocità del gas in uscita da questo. L'angolo di apertura del diffusore in condizioni ottimali $\phi = 4^\circ$ mentre per applicazioni pratiche $\phi = 12^\circ$, si è scelto $\phi = 12^\circ$.

Le dimensioni dell'elemento **flangia** sono sempre dipendenti dal diametro del diffusore stesso. Viene consigliato, per applicazioni con turbina, un rapporto $h/D = 0,5$ contro un ottimale $h/D = 0,25$. La presenza della turbina è di ostacolo per il fluire dell'aria e comporta delle resistenze che portano ad un aumento delle dimensioni dell'elemento flangia.

La presenza della flangia è fondamentale per aumentare l'effetto di cattura del flusso da parte del diffusore: la presenza di queste consente di modificare le *streamline* di velocità facendo sì che interagiscano maggiormente con il diffusore. La distorsione del flusso è direttamente proporzionale al diametro della flangia stessa, il rapporto ottimale è stato individuato a seguito di studi sperimentali in [[5]].

La presenza della flangia influisce anche sul punto di ristagno del fluido.

In questo elaborato, la prima geometria testata prevede sia in ingresso che in uscita l'elemento flangia, il diametro della quale viene mantenuto costante. Si è scelta questa applicazione, almeno nella prima iterazione, per mantenere semplice sia la fase di progettazione in SolidWorks che nell'implementazione della mesh in CFX.

Dimensioni caratteristiche del diffusore:

	Diffusore	Flangia Upstream	Flangia Downstream
<i>Diametro Up</i> [mm]	605	302.5	302.5
<i>Diametro Down</i> [mm]	1119.4	302.5	302.5
<i>Lunghezza</i> [mm]	2420	//	//
<i>Spessore</i> [mm]	2.5	2.5	2.5

Tabella 2.1: Dimensioni del Diffusore



(a) Vista frontale del diffusore

(b) Vista posteriore del diffusore

Figura 2.10: Diffusore

Determinate le dimensioni caratteristiche del diffusore si è passati alla fase di progettazione in CAM, ove partendo dal diametro principale si è poi ricavato il profilo del diffusore sfruttando le regole base della trigonometria per determinare le sezioni intermedie. Come nel caso della pale l'estrusione dell'elemento è la più lineare possibile, sia per ragioni economiche che per favorire il flusso d'aria.

Capitolo 3

Simulazione

Definiti nel capitolo precedente gli elementi che andranno a comporre la macchina qui studiata, si descrive il processo di simulazione agli elementi finiti realizzato tramite i programmi a disposizione nella suite di ANSYS: ICEM CFD ed CFX.

Questi consentono la realizzazione di un modello tridimensionale del problema affrontato che verrà risolto dal calcolatore al fine di verificare la bontà delle soluzioni adottate.

L'approccio di simulazione agli elementi finiti è fondamentale nell'ingegneria moderna, in quanto consente di testare virtualmente una soluzione ottenendo dei risultati che vanno oltre la prima approssimazione e che forniscono indicazioni chiare sul comportamento degli elementi studiati.

Grazie agli elementi finiti è quindi possibile ridurre i tempi ed i costi per lo studio di soluzioni anche complesse, in quanto la realizzazione di prototipi viene rimandata alle fasi finali dello studio.

Nell'applicazione qui studiata, in cui il contenimento dei costi è fondamentale, la simulazione risulta imprescindibile ed è il procedimento in cui si è prodotto il maggior sforzo.

3.1 Definizione dei domini

Al fine di avere un completo sviluppo del problema studiato, vengono definiti tre domini aria:

- UPSTREAM: dominio aria a monte del diffusore, dimensioni caratteristiche:
 - Lunghezza = $5D$;
 - Diametro = $3D$.
- DOWNSTREAM: dominio aria a valle del diffusore, dimensioni caratteristiche:
 - Lunghezza = $10D$;
 - Diametro = $3D$.
- AIR DIFFUSORE: dominio aria comprendente il diffusore, dimensioni caratteristiche:
 - Lunghezza = D ;
 - Diametro = $3D$.

Le dimensioni caratteristiche adottate sono quelle standard per questo tipo di simulazione. Queste consentono un completo sviluppo dei moti, in particolare nelle sezioni del diffusore e a valle di questo.

Al fine di una maggiore agilità nella risoluzione del modello, questa verrà effettuata solo su un terzo del dominio reale: una sua sezione di 120° , la quale consente una soluzione completa senza richiedere un eccessivo sforzo computazionale.

In questo studio gli effetti di scia vengono trascurati in quanto si ipotizza un applicazione stand-alone: la presenza della macchina non disturba il funzionamento di macchine a valle di essa.

Lo studio degli effetti di scia viene lasciato per gli sviluppi futuri della soluzione qui adottata.

In aggiunta a domini relativi all'aria, si è creato il dominio relativo al diffusore le cui dimensioni sono congruenti alle dimensioni dell'elemento geometrico, a cui si rimanda.

Ai fini dell'elaborato vengono eseguite simulazioni per due diversi domini: la prima, completamente statica, si configura con il solo diffusore in aria. Lo scopo di questa è di comprovare le ipotesi assunte in fase di progettazione e di determinare quale sia la posizione più efficiente per la turbina all'interno del diffusore.

La seconda, rotante, prevede la simulazione della turbina in movimento all'interno del diffusore.

Si analizzeranno quindi gli effetti aerodinamici e la produzione di energia della macchina.

3.2 Dominio Statico

La costruzione del dominio parte da un modello bidimensionale in cui sono presenti tutti gli elementi. Questo viene proiettato per 120° al fine di avere la sezione tridimensionale che verrà poi risolta dal calcolatore.

Il modello completo viene quindi scomposto in 4 parti: aria upstream, aria downstream, aria sopra al diffusore ed aria al di sotto di questo e quindi ricomposto in un unico assieme, esportato in formato *.x_t* (Parasolid) per compatibilità. Viene fatto ciò per poter lavorare sui singoli domini nel passaggio successivo e per avere la certezza che tutti i domini combacino tra loro evitando, errori nella fase di risoluzione. Nella realizzazione del dominio viene preso in considerazione solo l'ingombro del diffusore: questo non viene discretizzato a livello di mesh, le superfici perimetrali vengono definite con boundary condition WALL. Questo ottimizza il processo di risoluzione: nell'elaborato si realizza un'analisi fluidodinamica e non vengono presi in considerazione gli sforzi meccanici.

3.2.1 *Upstream*

Del modello geometrico dell'assieme si considera solo la parte relativa all'aria a monte del diffusore, si tratta di una geometria semplice su cui viene realizzata una mesh strutturata.

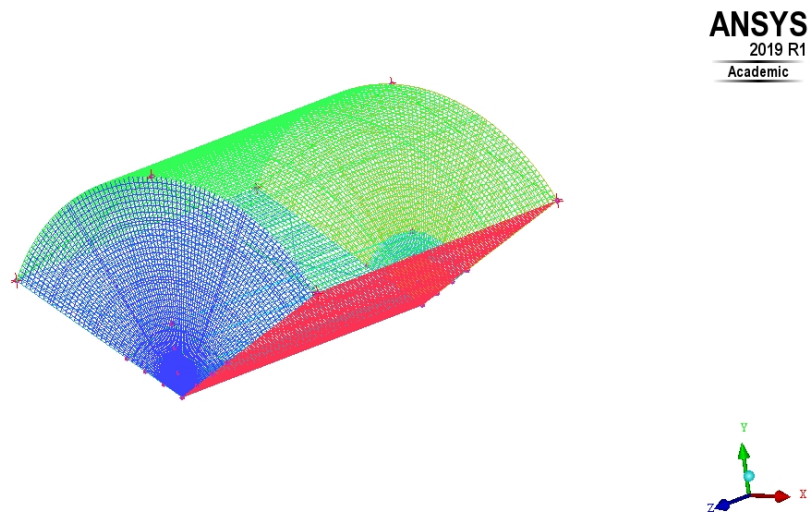


Figura 3.1: Upstream: Mesh

Al fine di tener conto della presenza del diffusore, nella sezione superficie di uscita viene creata un'area delle dimensioni della flangia, questa divide le due sezioni di uscita del dominio, le quali si differenziano in: *upstream - air_diffusore* ed *upstream - diffusore*.

Si hanno due interfacce diverse per caratterizzare i due diversi domini a valle di upstream.

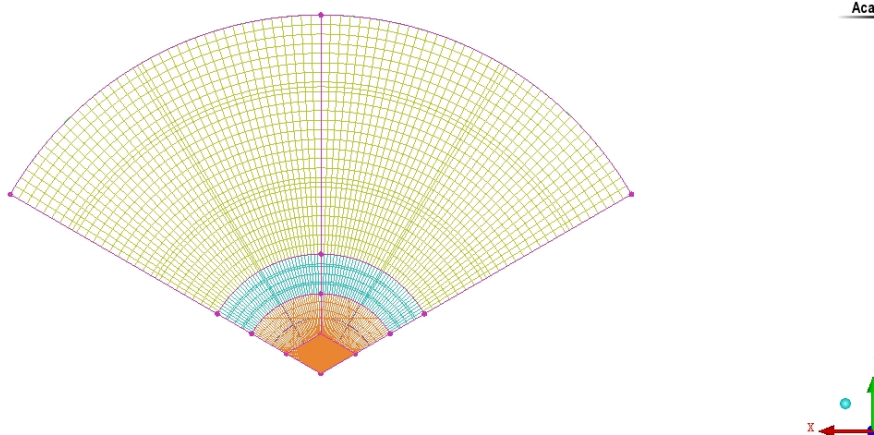


Figura 3.2: Upstream: Suddivisione della superficie di outlet

Le superfici del dominio vengono caratterizzate come:

- INLET: superficie di ingresso per il fluido;
- INLET_TOP: superficie superiore;
- INLET_SIDE: superfici laterali;
- INLET_AIR_SHROUD: superficie di interfaccia tra l'aria upstream e l'aria nell'interno del diffusore (in giallo in Figura:3.2);
- INLET_SHROUD: superficie di interfaccia tra l'aria upstream e l'aria all'interno del diffusore (in arancio in Figura:3.2);
- FLANGE_UP: superficie corrispondente alla flangia a monte del diffusore (in azzurro in Figura:3.2).

Questo passaggio è necessario per una più chiara gestione dei processi successivi, ognuna delle superfici discretizzate avrà una propria *boundary condition*, ai fini della simulazione del dominio.

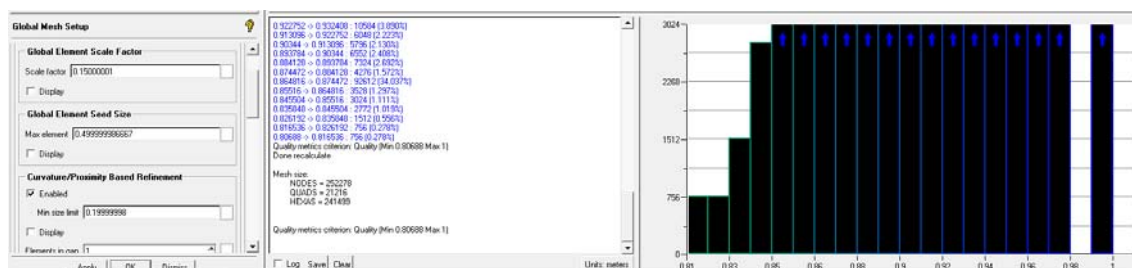


Figura 3.3: Upstream: caratteristiche, numero di nodi e qualità mesh

La densità degli elementi della mesh in questa parte non viene estremizzata, questa non è una parte in cui si avranno moti caratteristici e l'aumento di densità

penalizzerebbe inutilmente la velocità di gestione e risoluzione del dominio. Inoltre la semplicità della geometria e la bontà del reticolo realizzato risultano sufficienti per un valore elevato della qualità della mesh stessa.

3.2.2 *Downstream*

Non ci si dilunga molto nella descrizione di questo dominio, in quanto analogo a quello precedente con la differenza di una maggior lunghezza totale.

Si noti comunque la suddivisione della superficie di input del sotto-dominio, si evidenzia la presenza della flangia a valle del diffusore e delle due diverse interfacce per l'uscita dell'aria e del diffusore.

Come sopra non si sono riscontrate particolari complessità nella realizzazione di una mesh accurata vista la semplicità della geometria caratteristica. Si opta per una densità maggiore in questo dominio di interesse per lo sviluppo dei moti, in particolare per l'effetto di depressione causato dalla presenza della flangia di valle del diffusore.

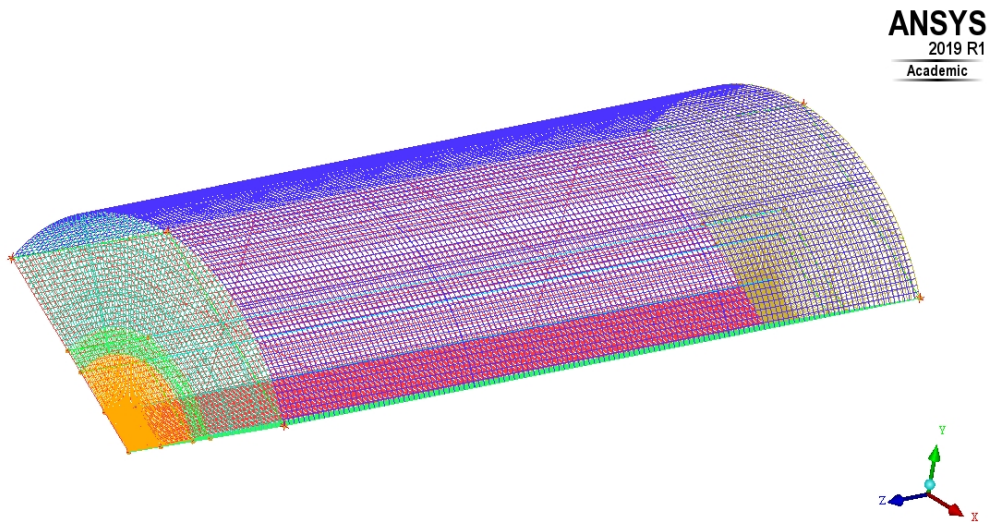


Figura 3.4: Downstream: Mesh

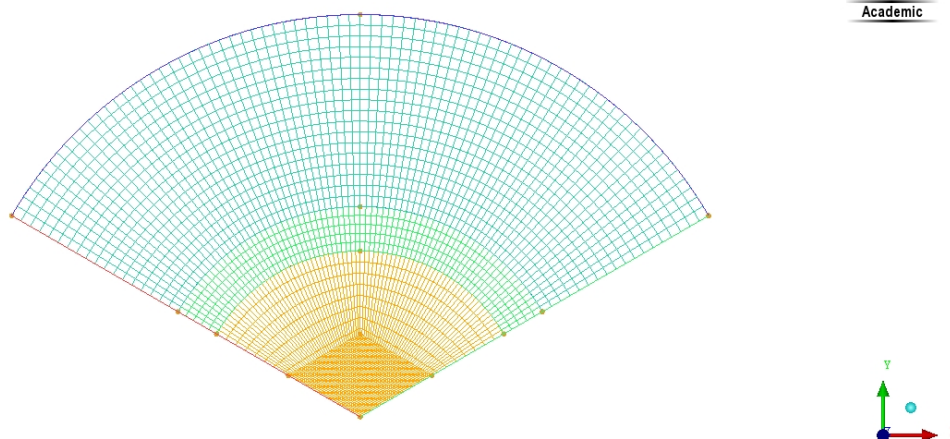


Figura 3.5: Downstream: suddivisione della superficie d'ingresso

Le superfici del dominio vengono caratterizzate come:

- OUTLET: superficie di uscita per il fluido;
- OUTLET_TOP: superficie superiore;
- OUTLET_SIDE: superfici laterali;
- OUTLET_AIR_SHROUD: superficie di interfaccia tra l'aria downstream e l'aria nell'intorno del diffusore (in verde scuro in Figura:3.5);
- OUTLET_SHROUD: superficie di interfaccia tra l'aria downstream e l'aria all'interno del diffusore (in giallo in Figura:3.5);
- FLANGE_DOWN: superficie corrispondente alla flangia a valle del diffusore (in verde in Figura:3.5).

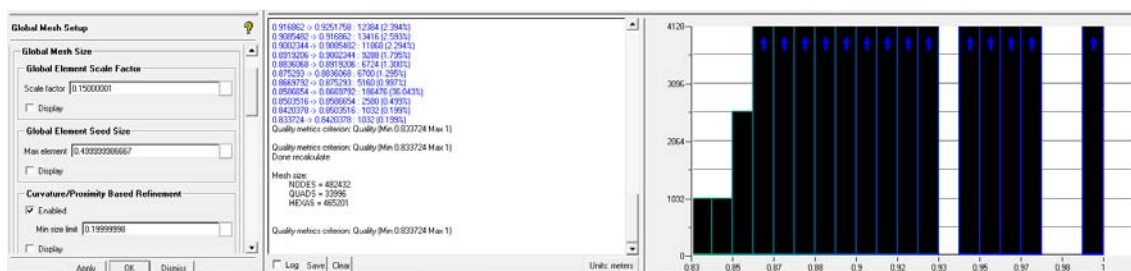


Figura 3.6: Downstream: caratteristiche, numero di nodi e qualità mesh

3.2.3 Diffusore

Si tratta ora del dominio riguardante l'aria al di sotto del diffusore, in questa prima implementazione statica essa sarà ferma al fine di evidenziare gli effetti del diffusore stesso.

In prima approssimazione questo dominio era rotante ma analizzando i risultati ottenuti dalle simulazioni si è notato come l'alta velocità di rotazione, analoga al regime della turbina eolica, influisse in modo determinante nei moti all'interno del dominio. La forza centrifuga risultante dalla rotazione era l'effetto predominante, riducendo al minimo la possibilità di analizzare gli effetti del diffusore. Si è quindi corretta la simulazione con la realizzazione di un dominio statico.

Si lavora ancora con una geometria semplice che consente di realizzare facilmente una mesh di alta qualità. Tuttavia essendo questo un dominio di grande interesse per lo sviluppo dei flussi, la densità di questa è molto più elevata rispetto alle precedenti.

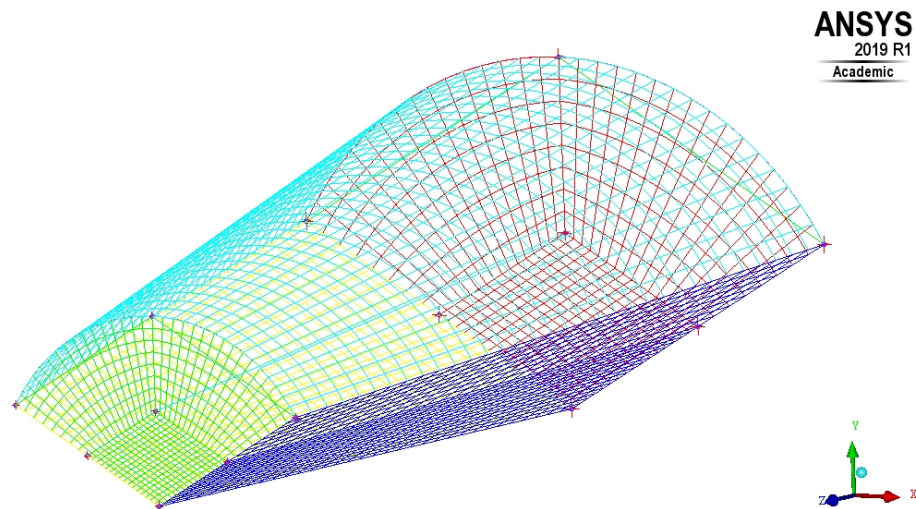


Figura 3.7: Diffusore: Mesh

Le superfici del dominio vengono caratterizzate come:

- SHROUD_INLET: superficie di ingresso per il fluido nel diffusore;
- SHROUD_TOP: superficie superiore;
- SHROUD_SIDE: superfici laterali;
- SHROUD_OUTLET: superficie di uscita dal diffusore;

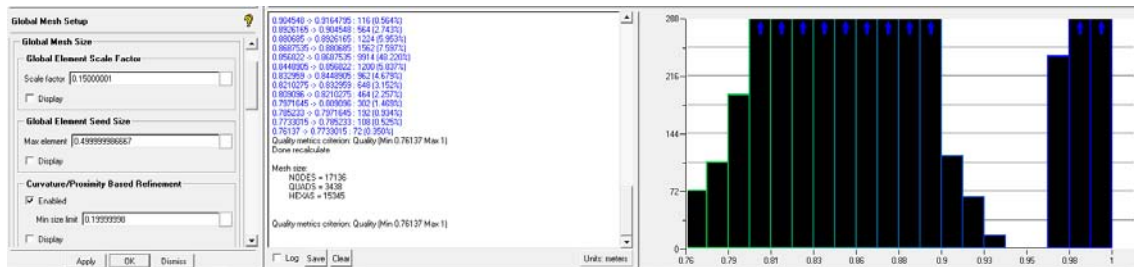


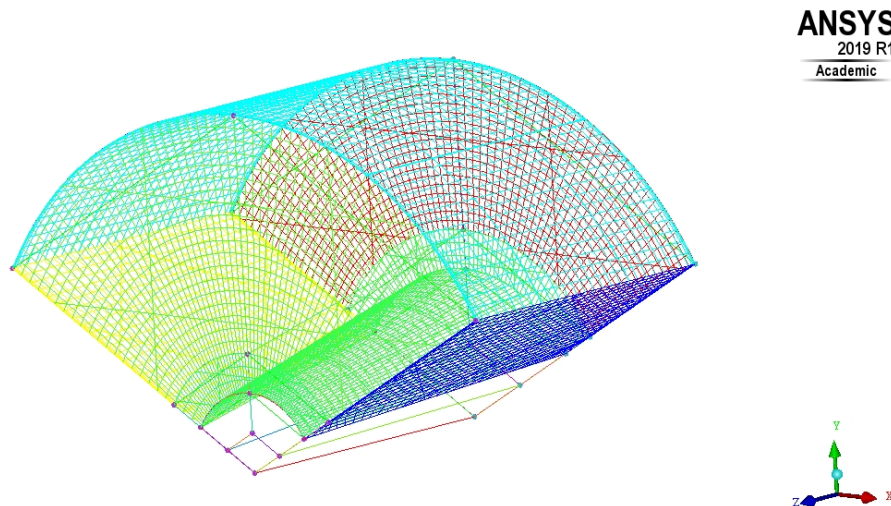
Figura 3.8: Diffusore: caratteristiche, numero di nodi e qualità mesh

3.2.4 Air Diffusore

Si consideri ora il dominio relativo all'aria al di sopra del diffusore. La geometria pur non essendo estremamente complessa è quella che ha richiesto più tempo per la realizzazione.

Criticità principale risulta la discretizzazione delle flange: il ridotto spessore di queste, se mal gestito a livello di reticolo logico, può portare a regioni di bassa qualità della mesh. La soluzione adottata prevede la suddivisione del blocco iniziale in due zone principali: flange ed aria. Le operazioni di taglio del blocco sono finalizzate a separare in blocchi distinti le flange e l'aria. Si procede quindi all'eliminazione dei blocchi relativi alle flange stesse, in questa trattazione gli sforzi sulle superfici non vengono considerati. Questo risulta in una mesh dalla buona qualità complessiva in particolare aumentando il numero dei nodi.

In questo dominio si svilupperanno i moti relativi alla depressione causata dalla presenza della flangia a monte del diffusore ed è quindi importante un'alta densità della mesh.



ANSYS
2019 R1
Academic

Figura 3.9: Air Diffusore: Mesh

Le superfici del dominio vengono caratterizzate come:

- AIR_SHROUD_INLET: superficie di ingresso per il fluido nel diffusore;
- AIR_SHROUD_TOP: superficie superiore;
- AIR_SHROUD_SIDE: superfici laterali;
- AIR_SHROUD_OUTLET: superficie di uscita dal diffusore;
- SHROUD: superficie superiore del diffusore, sono comprese anche le due flange.

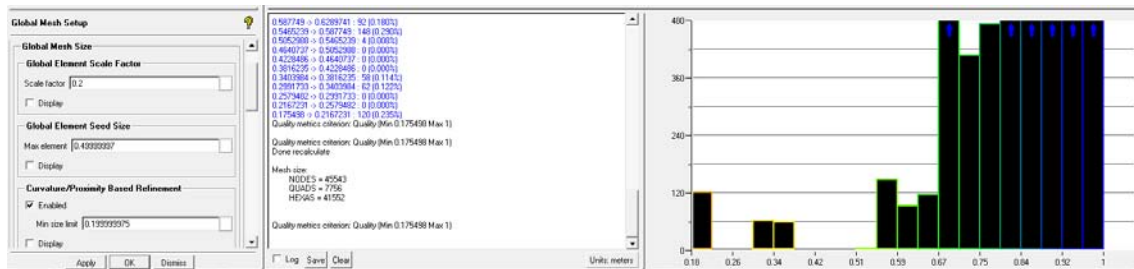


Figura 3.10: Air Diffusore: caratteristiche, numero di nodi e qualità mesh

3.2.5 *Simulazione*

Ultimate le mesh per i singoli componenti del dominio, queste si esportano nel formato compatibile per il solutore CFX (estensione *.cfx5*). Importati nel programma di risoluzione vengono ora definiti i parametri logici necessari al compilatore per procedere.

Vengono definiti i quattro diversi domini, le impostazioni generali sono le medesime per tutti in quanto, per questa prima simulazione, nessuno di essi sarà rotante.

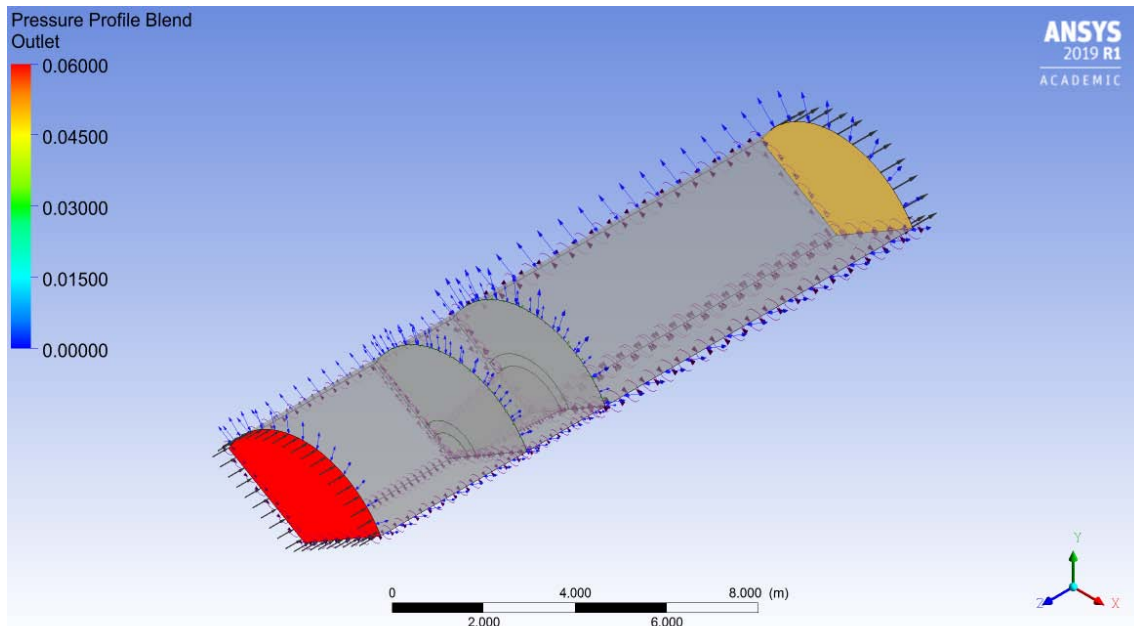


Figura 3.11: Dominio di simulazione completo

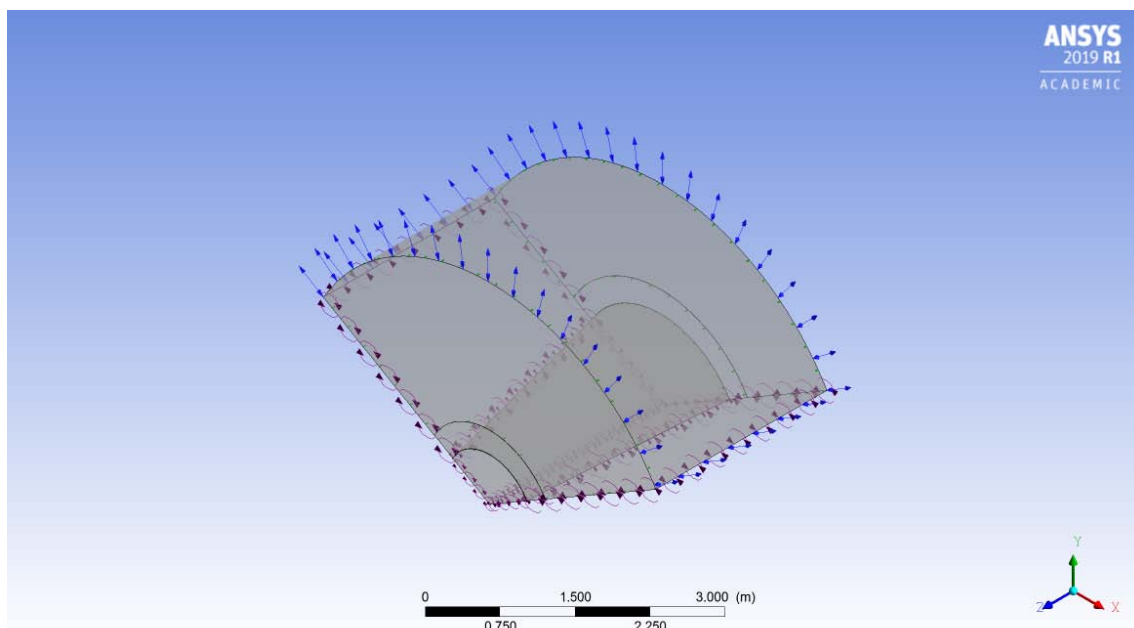


Figura 3.12: Sottodominio comprendente diffusore

Si procede per ogni componente del dominio alla definizione delle *boundary condition* (b.c.):

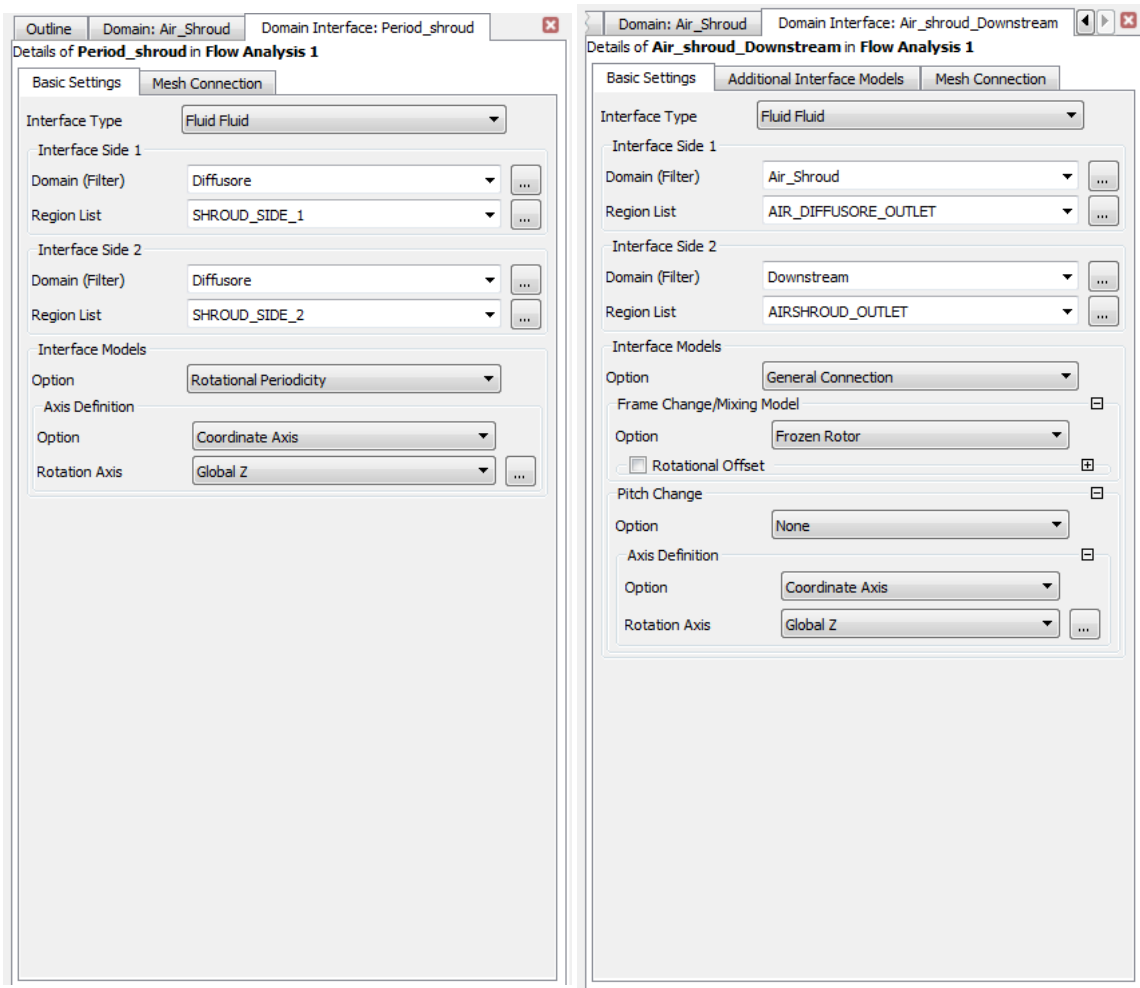
- UPSTREAM:
 - *INLET*: b.c. **Inlet**, si definisce la velocità in ingresso al dominio per la simulazione corrente;
 - *AMBIENT_UPSTREAM*: b.c. **Opening**;
 - *FLANGE_UPSTREAM*: b.c. **Wall**, superficie corrispondente alla flangia in testa del diffusore;
- DOWNSTREAM:
 - *OUTLET*: b.c. **Inlet**, superficie di output del dominio;
 - *AMBIENT_DOWNSTREAM*: b.c. **Opening**;
 - *FLANGE_DOWNSTREAM*: b.c. **Wall**, superficie corrispondente alla flangia a valle del diffusore;
- DIFFUSORE:
 - *DIFFUSORE_WALL*: b.c. **Wall**, superficie corrispondente al corpo diffusore nella sua parte interna;
- AIR_SHROUD:
 - *AMBIENT_AIR_SHROUD*: b.c. **Opening**;
 - *SHROUD*: b.c. **Wall**, superficie corrispondente alle flange ed alla parte esterna del diffusore;

Una volta definite le *boundary condition*, occorre definire le superfici di interazione tra i diversi componenti del dominio: si procede alla definizione delle interfacce:

- *UPSTREAM_SHROUD*: interfaccia upstream ed il diffusore, comprendere le superfici Inlet_Shroud e Shroud_Inlet;
- *UPSTREAM_AIR*: interfaccia tra upstream e l'aria al di sopra del diffusore, comprende le superfici Inlet_Air_Shroud e Inlet_Air;
- *SHROUD_DOWNSTREAM*: interfaccia tra il diffusore ed il dominio di uscita, comprende le superfici Outlet_Shroud e Shroud_Outlet;
- *AIR_DOWNSTREAM*: interfaccia tra l'aria al di sopra del diffusore ed il dominio di uscita, comprende le superfici Outlet_Air e Air_Outlet;

Si hanno due interfacce diverse in ingresso ed in uscita per evidenziare al calcolatore la presenza del diffusore, avere un'unica interfaccia di ingresso e di uscita causa errori in fase di simulazione.

Si aggiunge un'ulteriore interfaccia all'interno di ogni dominio per indicare al calcolatore che le superfici laterali sono alla medesima pressione.



(a) Setup *period interface*

(b) Setup *interface*

Figura 3.13: Interfacce

Completata la caratterizzazione del dominio per il calcolatore, si procede con le impostazioni di risoluzione, la definizione di cosa andrà monitorato durante la simulazione ed infine con l'inizializzazione del dominio con i valori iniziali di velocità per la simulazione.

Con questo si conclude la fase antecedente alla simulazione, il dominio viene quindi esportato nel programma CFX_Solver che procederà alla soluzione del dominio secondo le impostazioni prefissate.

Al termine della simulazione si procede con l'analisi dei risultati ottenuti.

3.2.6 Risultati

Si discutono in questo paragrafo i risultati ottenuti dalla simulazione del dominio comprendente il solo diffusore.

Immediata conclusione è la scarsa efficacia della geometria qui testata: l'aumento di velocità conseguito raggiunge al massimo il 20%, contrariamente a quanto previsto in fase di pre-dimensionamento.

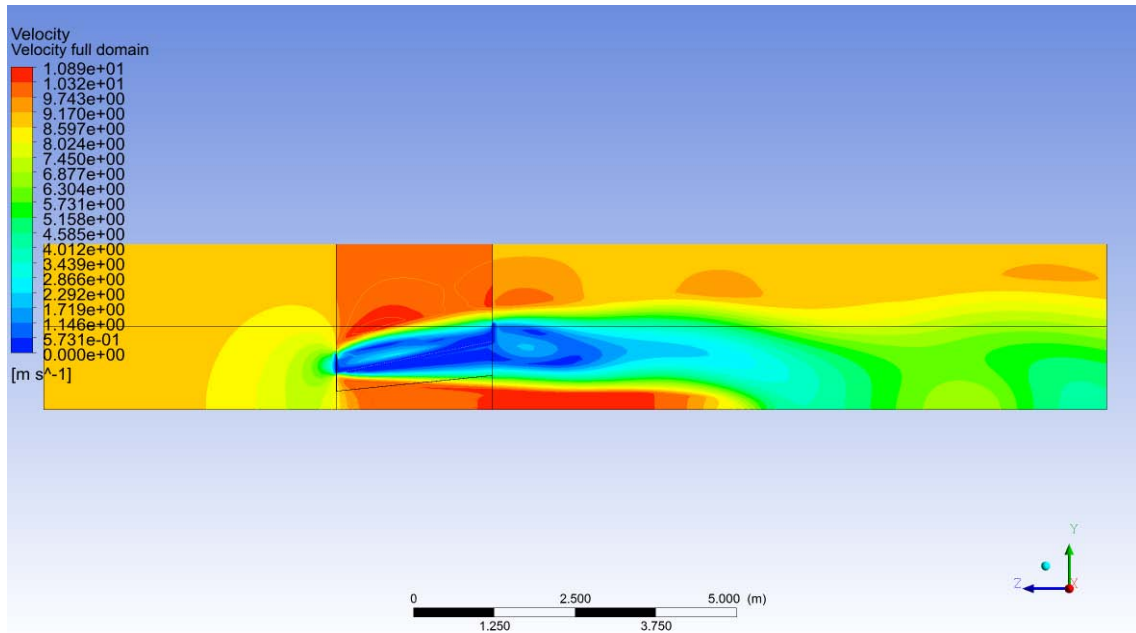


Figura 3.14: Dominio completo: andamenti della velocità

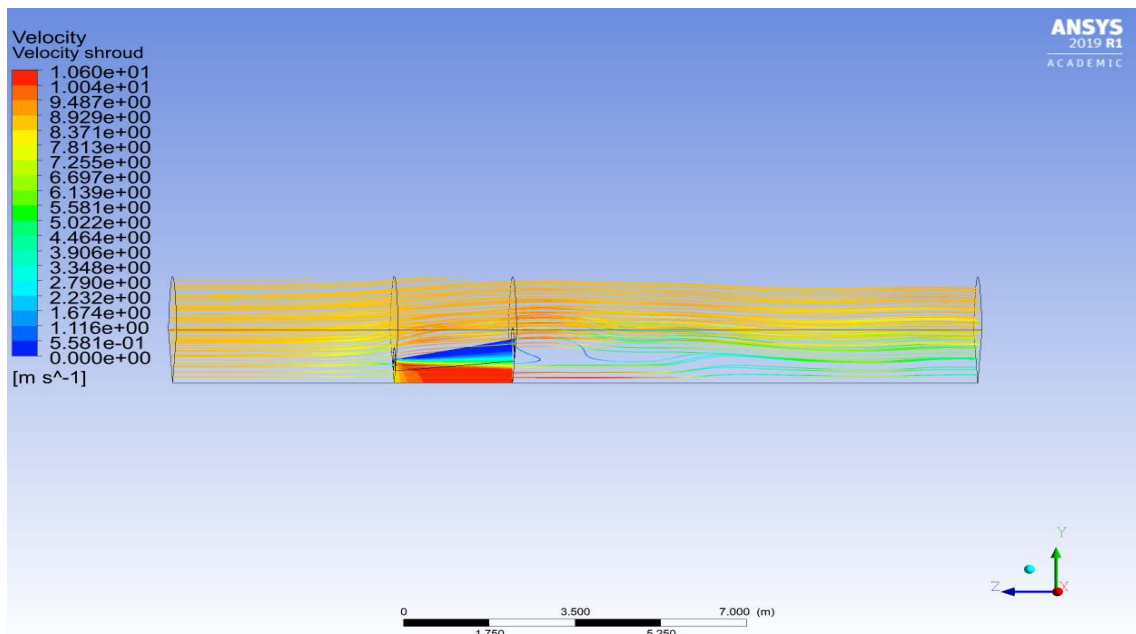


Figura 3.15: Dominio completo: andamenti della velocità con focus sul diffusore

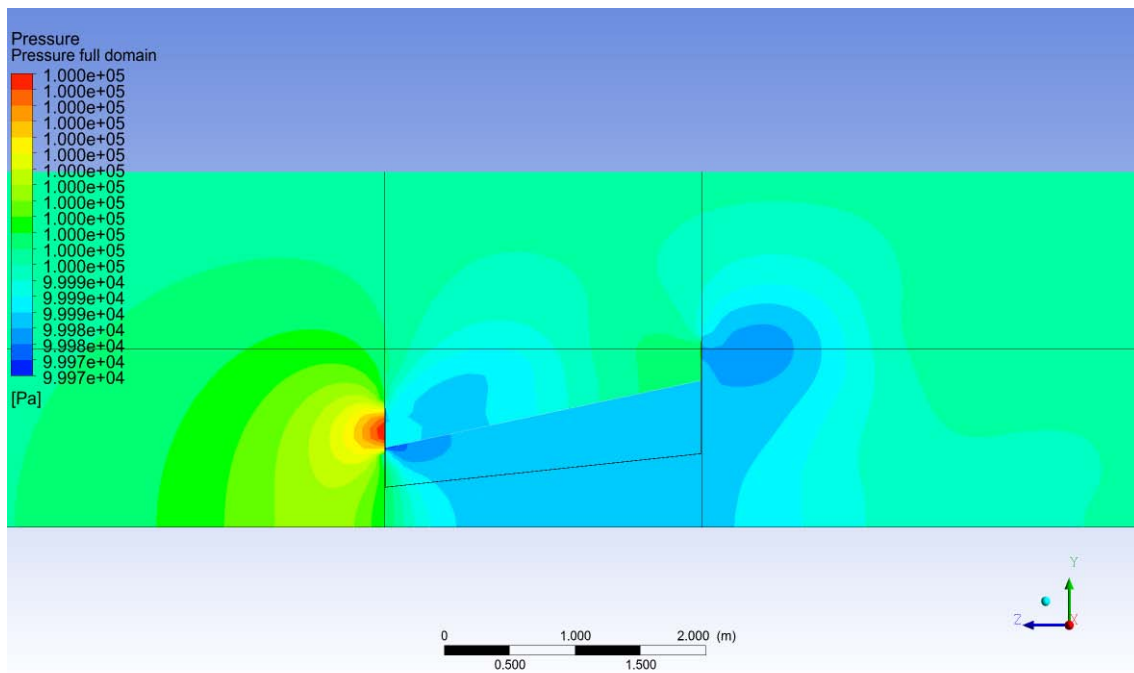


Figura 3.16: Dominio completo: andamenti di pressione

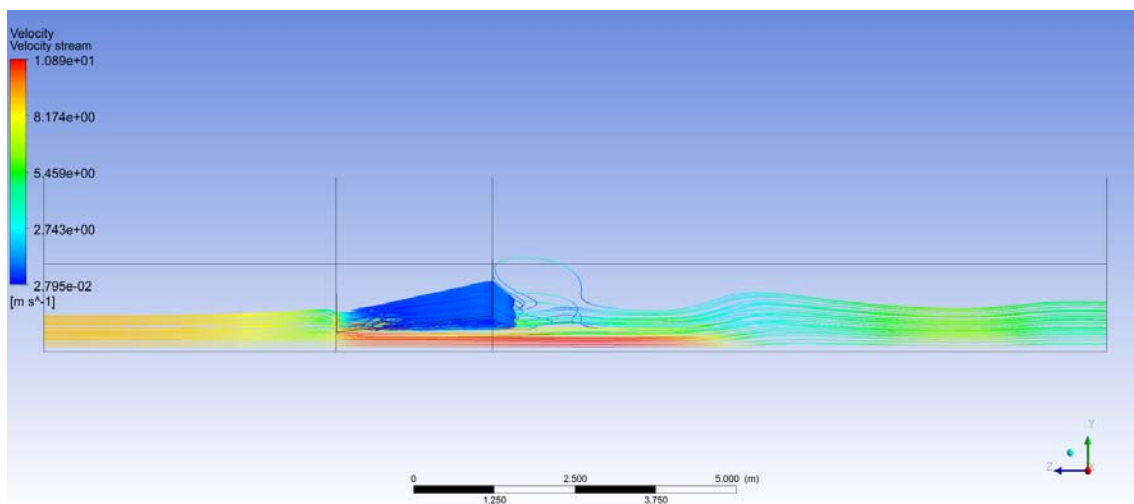


Figura 3.17: Dominio completo: streamline di velocità

La simulazione evidenzia come entrambe le flangie esercitino un importante disturbo al moto dell'aria, come si può notare dalle due zone di depressione a valle di queste. Queste comportano un aumento di portata nel diffusore, ma questo aumento non raggiunge i livelli stimati teoricamente [Cfr. [6]].

L'aver scelto una geometria estremamente semplice, al fine di contenere i costi di realizzazione del diffusore, non ha pagato i dividendi stimati.

Posizionamento della pala

Al fine di una completa definizione del dominio e del suo funzionamento, si analizzano i risultati ottenuti per identificare la posizione più vantaggiosa all'interno del diffusore per l'installazione della turbina eolica.

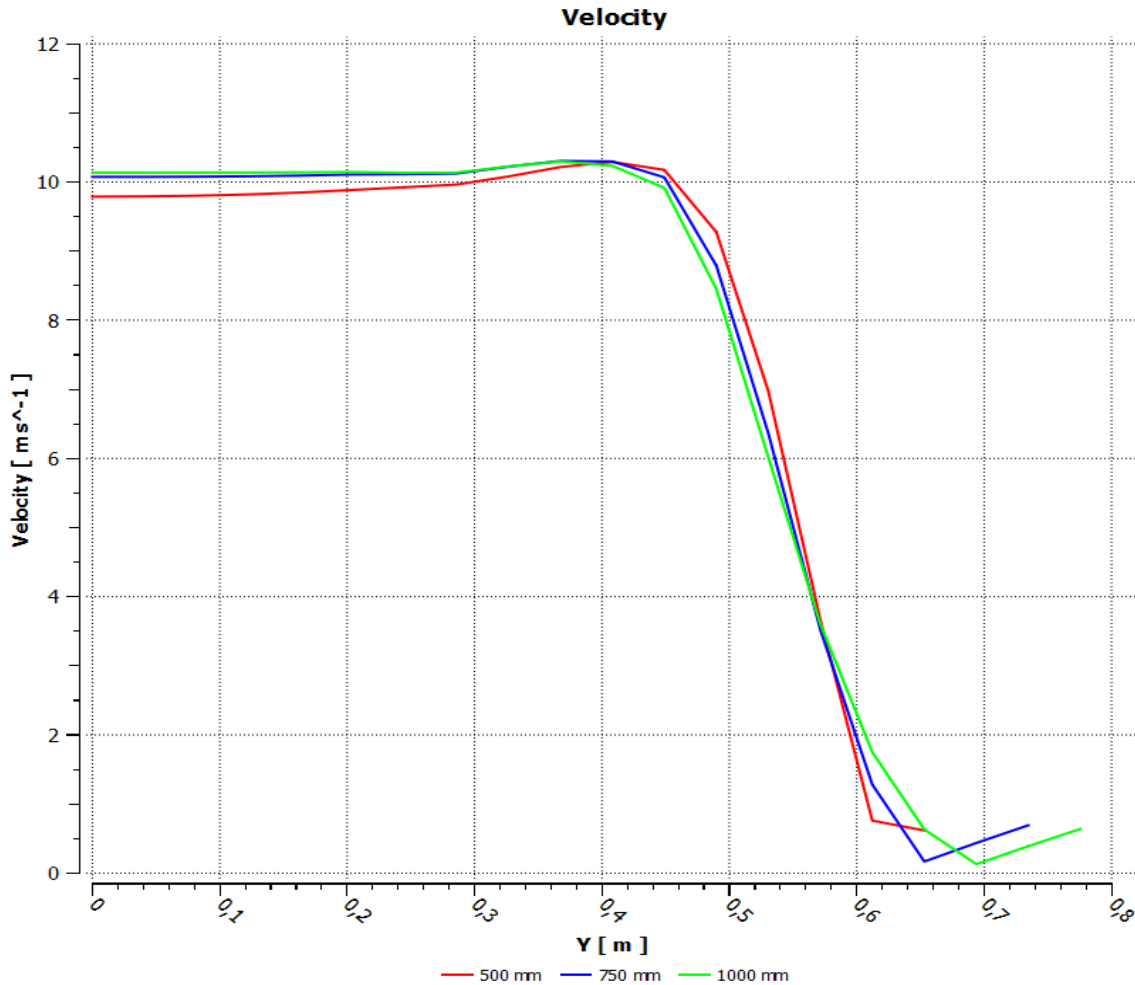


Figura 3.18: Andamento della velocità per possibili posizioni della pala

Come si evince dal grafico vi sono più posizioni possibili, ognuna con i suoi pregi e difetti. Per ottimizzare il funzionamento della parte terminale della pala, quella a maggior produzione energetica, si è scelto di installare la macchina ad una distanza di 500mm dalla sezione d'ingresso del diffusore. Infatti in questa posizione si ha la velocità maggiore in corrispondenza della sezione di punta, tra 500 e 560 mm, il che consente un maggiore output energetico. La differenza di velocità in sezioni inferiori rispetto ad altre posizioni è giustificabile a fronte dell'incremento nella sezione di punta, le sezioni in prossimità della navicella contribuiscono in minima parte all'output energetico avendo un ruolo principalmente strutturale. Penalizzare la sezione terminale della pala al fine di un guadagno nelle sezioni iniziali è dunque antieconomico.

3.3 DOMINIO ROTANTE

In questo paragrafo si tratta della simulazione del dominio comprendente la turbina eolica installata nella posizione prescelta.

Si premette che i domini riguardanti l'aria all'esterno del diffusore: Upstream, Downstream e Air Diffusore, non subiscono alcuna modifica rispetto alla configurazione precedente, in quanto non vi sono nuovi elementi geometrici o parti rotanti in essi. Si è quindi mantenuta la medesima struttura della mesh e le medesime impostazioni per la fase di simulazione in CFX.

Al fine di limitare il più possibile l'influenza della forza centrifuga nel comportamento dei flussi d'aria si è diviso il dominio d'aria all'intero del diffusore in tre componenti distinti: due statici a monte ed a valle della pala ed il dominio rotante comprendente la pala, la parte rotante della navicella e l'aria immediatamente intorno ad esse.

3.3.1 *Aria Statica*

Vengono trattati simultaneamente i due elementi statici in quanto presentano le medesime criticità nel processo di mesh: la presenza dell'elemento statico della navicella.

La soluzione adottata è simile a quella per la discretizzazione del diffusore, si è prima definito il dominio nella sua totalità andando già a prevedere un reticolo ausiliario per la navicella. Completata questa prima fase si è sezionato il dominio all'altezza della navicella per creare il blocco ad essa corrispondente (in questo caso si è optato per tre blocchi al fine di non far degenerare eccessivamente la mesh). Si è quindi eliminato il blocco corrispondente la navicella in quanto non sono rilevanti ai fini di questo elaborato le sollecitazioni strutturali sulle parti meccaniche.

La qualità generale della mesh è accettabile anche se presenta un basso valore di questa caratteristica immediatamente a monte (o a valle, a seconda del dominio considerato) della navicella, questo è dovuto alla forma dell'elemento e non è stata trovata una configurazione del reticolo che consenta di aumentare la qualità in quest'area.

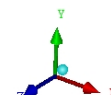
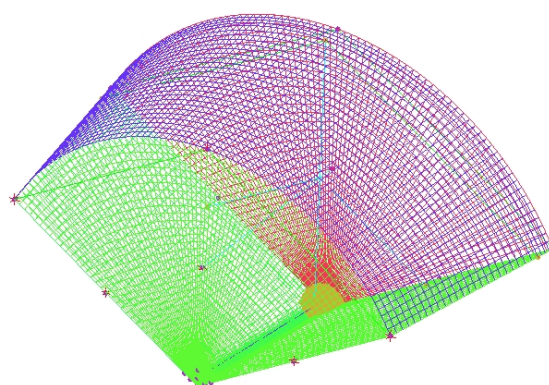


Figura 3.19: Static Upstream: Mesh

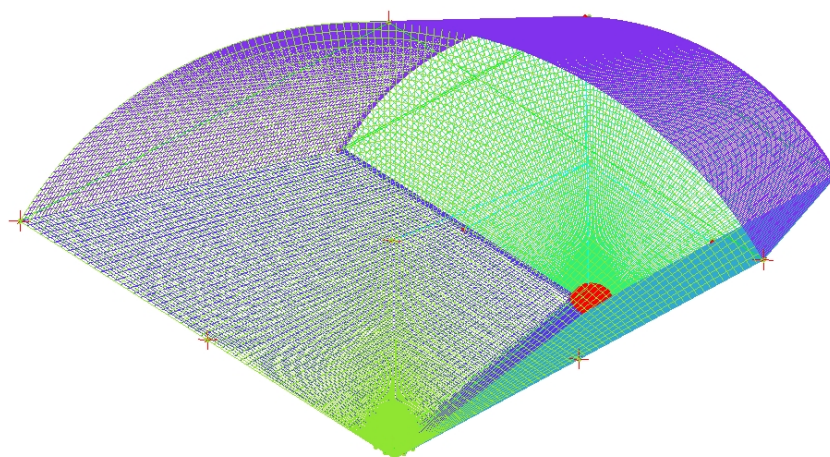


Figura 3.20: Static Downstream: Mesh

Le superfici dei due domini vengono caratterizzate come:

- **STATIC_UPSTREAM:**
 - **STATIC_UPSTREAM_INLET:** superficie d'ingresso;
 - **STATIC_UPSTREAM_SIDE:** superfici laterali;
 - **STATIC_UPSTREAM_TOP:** superficie superiore, corrispondente alla sezione di diffusore nel sotto-dominio;
 - **STATIC_UPSTREAM_OUTLET:** superficie d'uscita;
 - **NACELLE_UPSTREAM:** sezione di navicella nel dominio (superficie ocra in Figura: 3.19).

- **STATIC_DOWNSTREAM:**

- **STATIC_DOWNSTREAM_INLET:** superficie d'ingresso;
- **STATIC_DOWNSTREAM_SIDE:** superfici laterali;
- **STATIC_DOWNSTREAM_TOP:** superficie superiore, corrispondente alla sezione di diffusore nel sotto-dominio;
- **STATIC_DOWNSTREAM_OUTLET:** superficie d'uscita;
- **NACELLE_DOWNSTREAM:** sezione di navicella nel dominio (superficie rossa in Figura: 3.19).

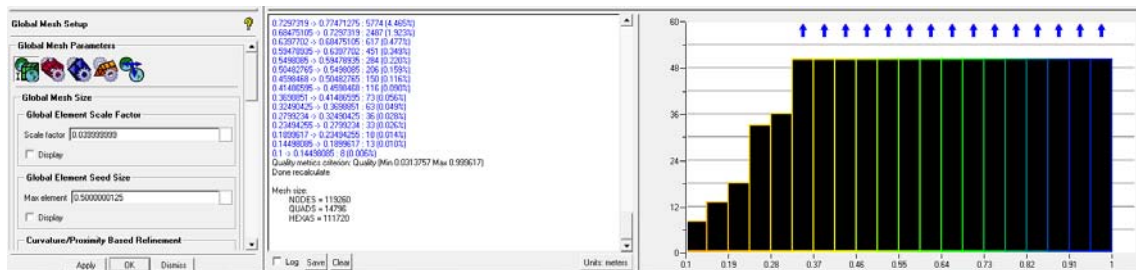


Figura 3.21: Static Upstream: caratteristiche, numero nodi e qualità mesh

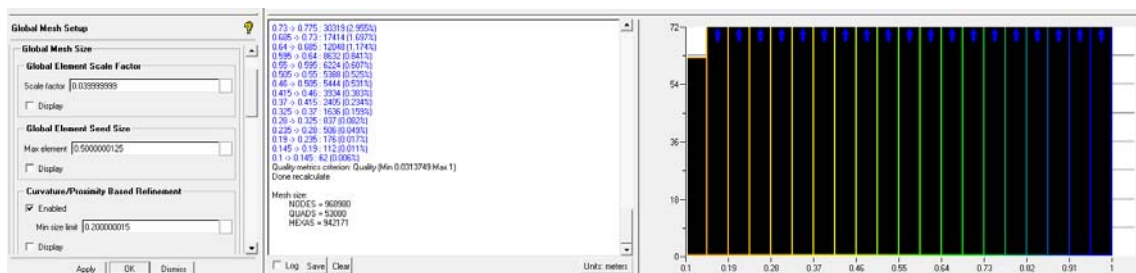
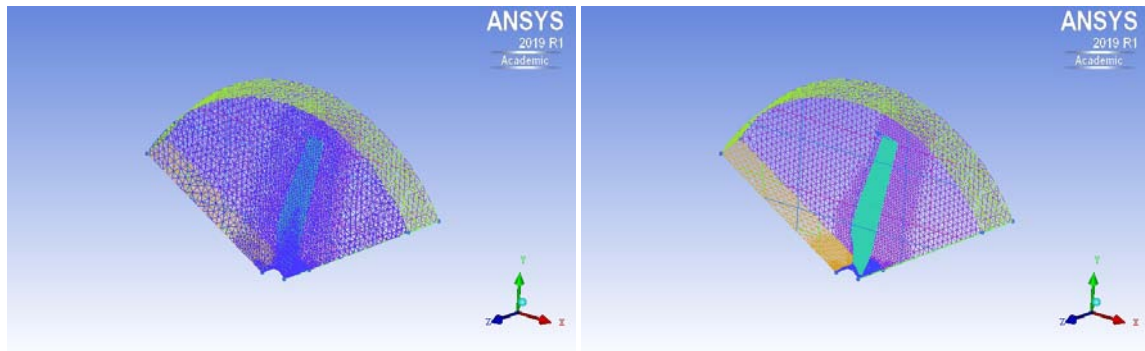


Figura 3.22: Static Downstream: caratteristiche, numero nodi e qualità mesh

3.3.2 *Aria Rotante*

Il dominio comprende la pala, la parte rotante della navicella e l'aria intorno ad esse.

Vista l'elevata complessità geometrica del dominio si è optato per una mesh non strutturata, un focus particolare è stato posto sulla densità degli elementi sulla pala affinché questa possa essere descritta al meglio.



(a) Mesh dell'elemento rotante

(b) Mesh elemento rotante pala in evidenza

Figura 3.23: Aria rotante: Mesh

Le superfici del dominio vengono caratterizzate come:

- ROTATING_INFLOW: superficie d'ingresso al dominio;
- ROTATING_OUTFLOW: superficie di uscita dal dominio;
- ROTATING_SIDE: superfici laterali del dominio;
- ROTATING_TOP: superficie superiore, corrispondente alla sezione del diffusore nel dominio;
- AIRFOIL: superficie relativa alla pala;
- NACELLE_PALA: superficie relativa alla parte rotante della navicella.

3.3.3 Simulazione

Come per il setup statico, vengono importate le mesh in formato *.cfx5* nel solutore. Le impostazioni relative ai domini comprendenti sola aria e le connessioni tra questi sono gli stessi del setup precedente, a cui si rimanda. La parte di dominio relativa al diffusore è ora divisa in tre sezioni, di cui una rotante.

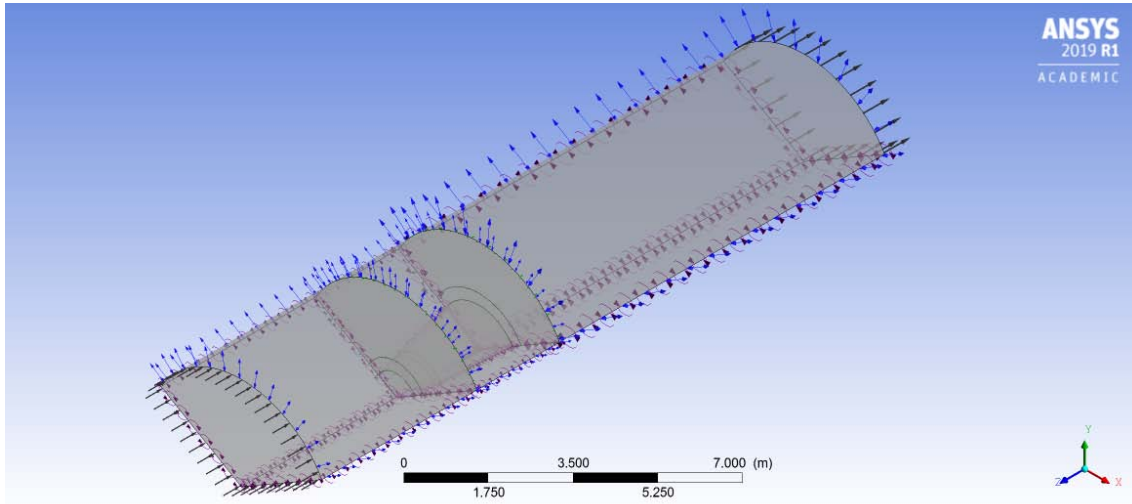


Figura 3.24: Dominio completo di simulazione

Si procede per i nuovi componenti della simulazione alla definizione delle *boundary condition* (b.c.):

- STATIC_UPSTREAM:
 - STATIC_UPSTREAM_TOP: b.c. Wall,
 - NACELLE_UP: b.c. Wall;
- STATIC_DOWNSTREAM:
 - STATIC_DOWNSTREAM_TOP: b.c. Wall;
 - NACELLE_DOWN: b.c. Wall;
- ROTATING:
 - BLADE: b.c. Wall;
 - NACELLE_PALA: b.c. Wall;
 - ROTATING_TOP: b.c. Wall, la velocità di rotazione di questo elemento viene impostata come opposta a quella del resto del dominio. Al fine di avere una risultante zero per la velocità di rotazione di questa superficie.

Per ogni componente si definisce un'interfaccia di periodicità tra le superfici laterali.

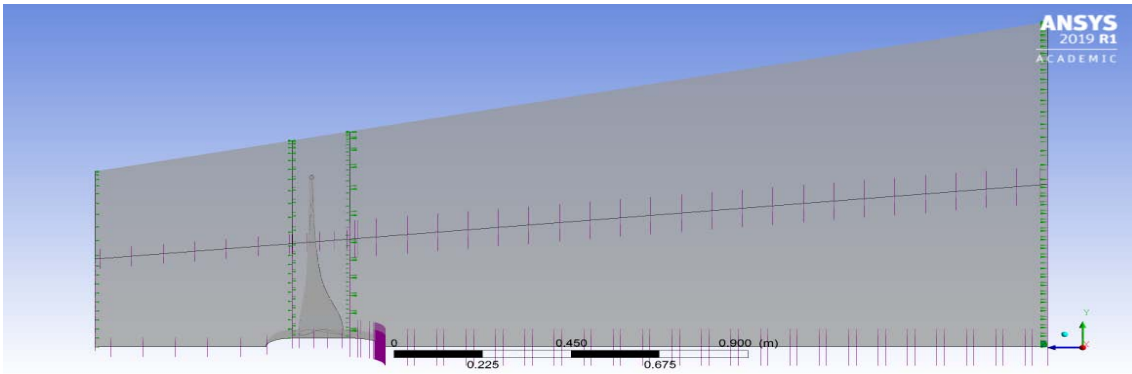


Figura 3.25: Dominio diffusore con parti statiche e rotante

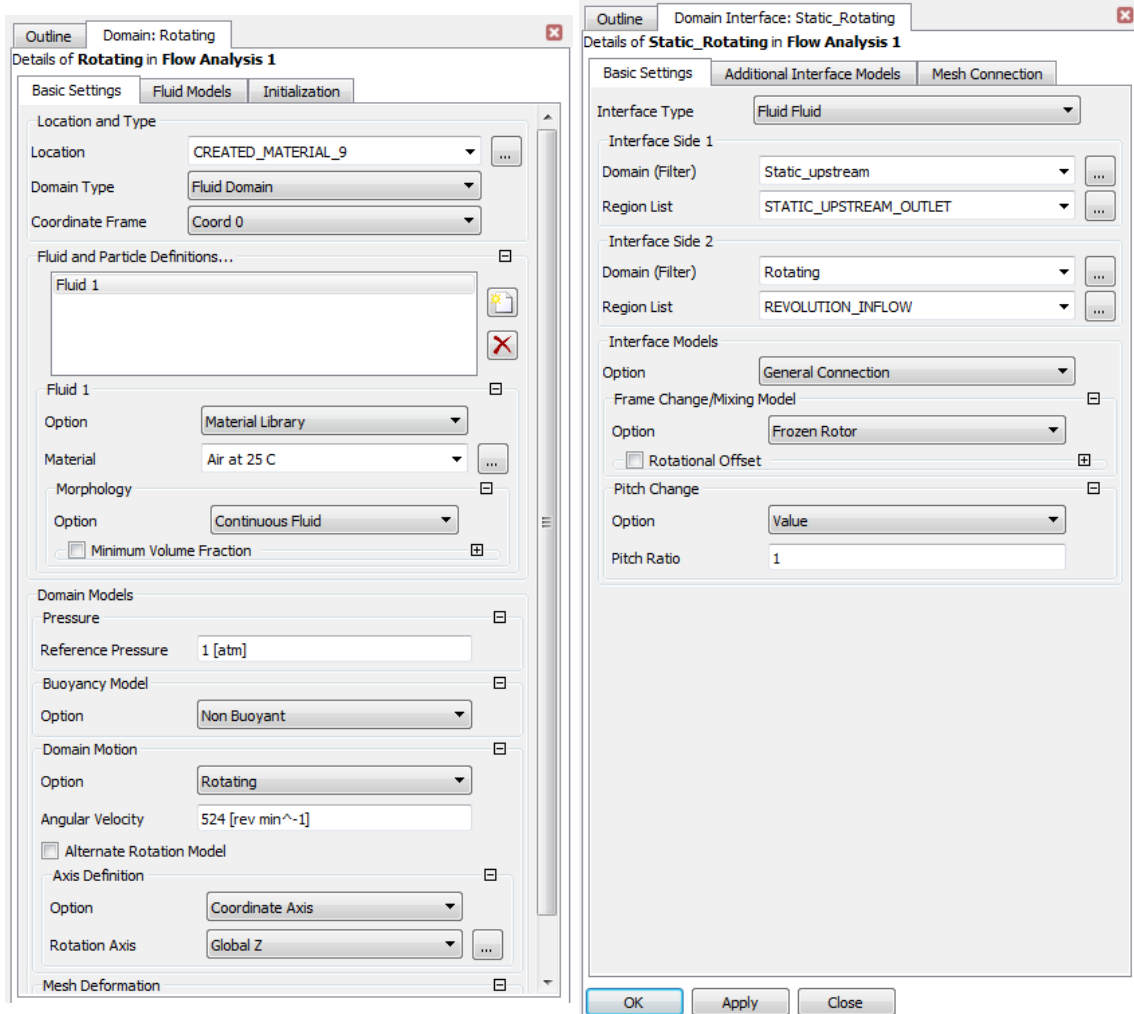
Una volta definite le *boundary condition*, si procede alla definizione delle interfacce tra i nuovi elementi del dominio, come per le condizioni al contorno anche le interfacce tra i domini aria sono le medesime del caso statico:

- UPSTREAM_STATIC: interfaccia tra l'aria in ingresso e la componente statica del diffusore a monte della pala;
- STATIC_DOWNSTREAM: interfaccia tra la componente statica del diffusore a valle della pala con l'aria in uscita al dominio;

Entrambe queste interfacce si pongono tra due domini statici e mantengono le impostazioni precedentemente mostrate in [Fig:3.23a].

- STATIC_ROTATING: interfaccia tra la parte statica a monte con la parte rotante del diffusore;
- ROTATING_STATIC: interfaccia tra la parte rotante e la parte statica a valle.

Queste interfacce si pongono tra un dominio rotante ed uno statico, occorre specificare al programma come cambia l'angolo di pitch tra le due. Il valore è 1 per la perfetta corrispondenza delle due superfici.



(a) Impostazioni dominio rotante

(b) Impostazioni interfaccia superfici rotanti

Figura 3.26: Setup elementi rotanti

Con questo si conclude la fase antecedente alla simulazione, il dominio viene quindi esportato nel programma CFX_Solver che procederà alla soluzione del dominio secondo le impostazioni prefissate.

Al termine della simulazione si procede con l'analisi dei risultati ottenuti.

3.3.4 Risultati

Come per il dominio precedente, si introducono brevemente i risultati ottenuti dalla simulazione, lasciando al capitolo successivo più approfondite considerazioni.

Per una trattazione uniforme la velocità in ingresso al dominio è la medesima della simulazione per il solo diffusore: 9 m/s.

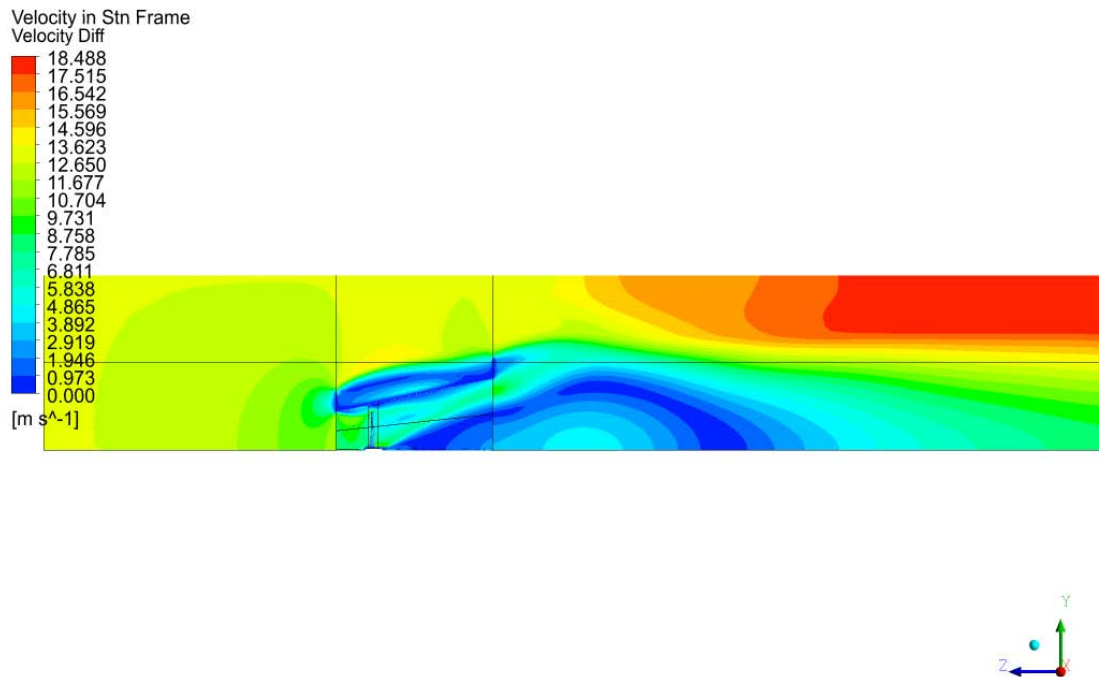


Figura 3.27: Dominio completo: profili di velocità

La presenza dell'elemento rotante influenza in maniera massiccia il flusso d'aria nel dominio, generando vortici e zone a pressione differente rispetto a al caso con il solo diffusore.

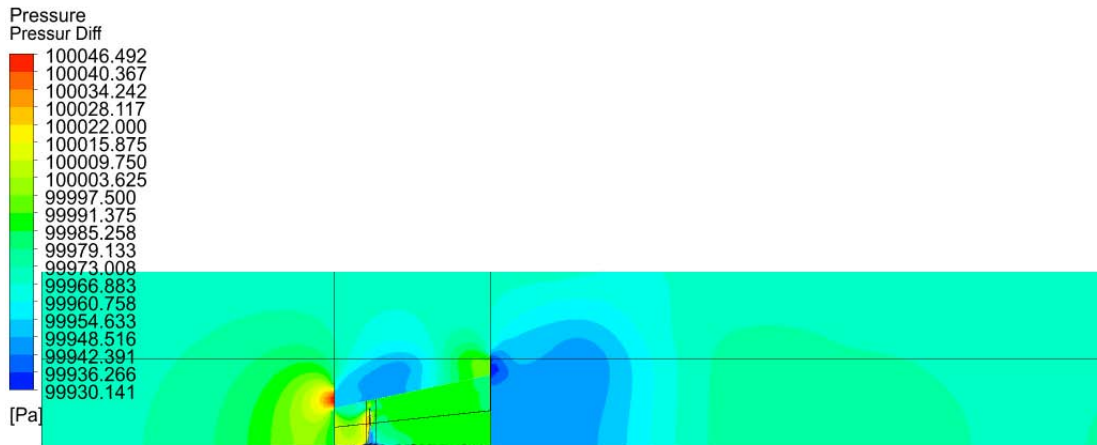


Figura 3.28: Dominio completo: profili di pressione

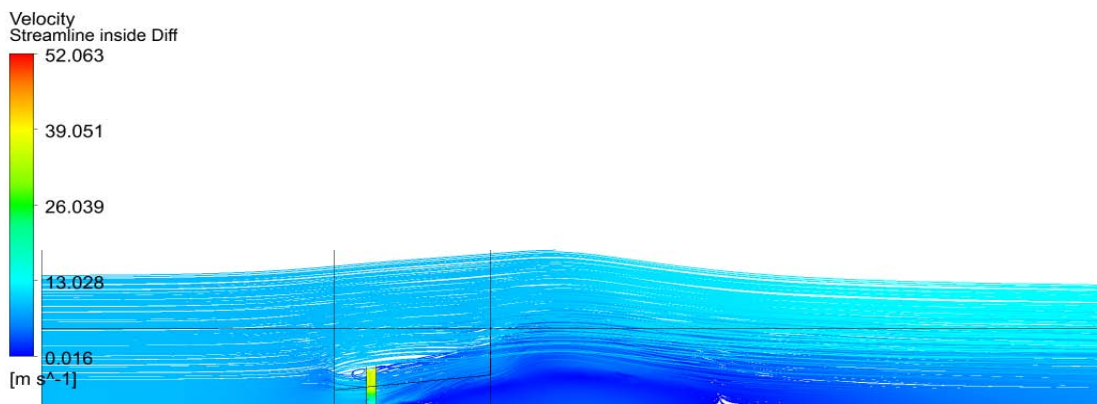


Figura 3.29: Dominio completo: *streamline* di velocità

Le streamline di velocità evidenziano la presenza di nuovi vortici sia nell'intorno della pala che a valle del diffusore. Il comportamento del flusso cambia a seconda della velocità iniziale in ingresso al dominio, evidenziando la forte dipendenza da questo parametro.

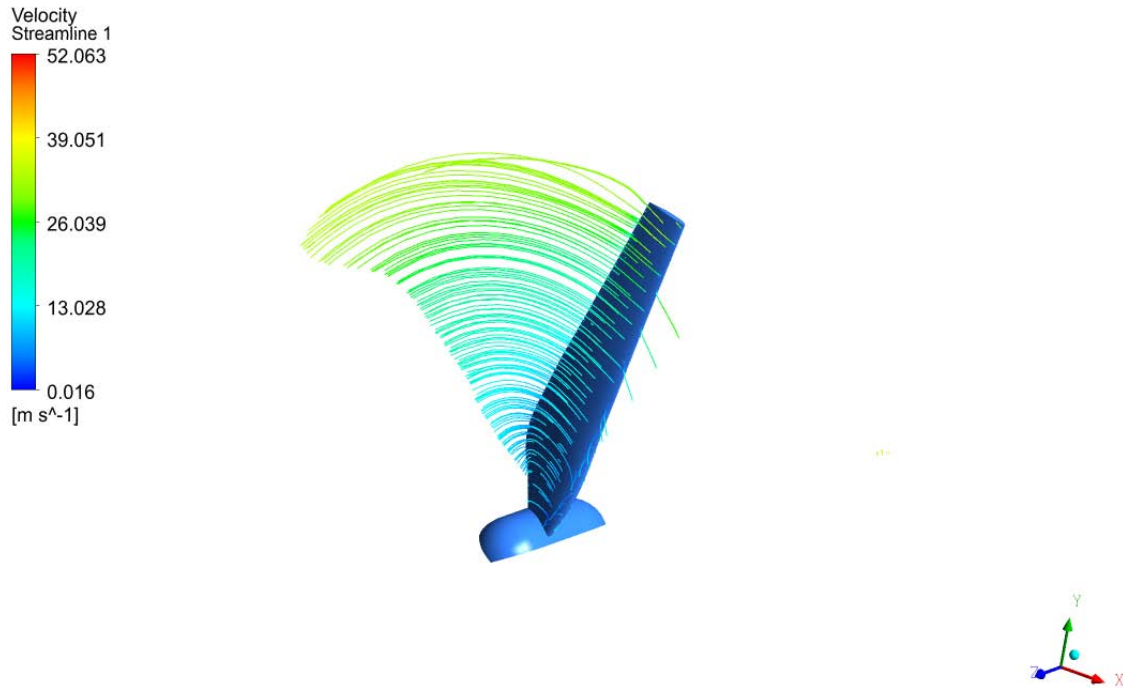


Figura 3.30: Pala: *streamline* di velocità

La pala non interagisce in modo completo con il fluido, la parte più vicina alla navicella infatti si nota un'influenza crescente del profilo con l'allontanarsi dalla navicella. Si nota come la parte terminale della pala è a contatto con una portata maggiore di fluido, infatti quasi il 50% della potenza viene generata nella parte di profilo prossima al tip, mentre le parti più vicine alla navicella interagiscono con una portata minore di fluido con una generazione di potenza minima. La progettazione del profilo tiene conto di questo ottimizzando la parte terminale per la massima interazione col fluido mentre la parte iniziale a funzioni prettamente strutturali.

L'interazione tra i componenti fisici ed il fluido verrà trattata in maniera esaustiva nel prossimo capitolo.

Capitolo 4

Risultati

In questo capitolo commenteranno i risultati ottenuti dalle simulazioni dei due domini. Si porrà particolare attenzione a:

- comportamento del flusso d'aria;
- potenza prodotta dalla macchina per il dominio rotante.

Verranno fatte ulteriori considerazioni sulla geometria del diffusore e sull'efficienza della soluzione proposta.

4.1 Dominio Statico

Si analizzano in dettaglio i risultati dalla simulazione del dominio statico. In questa prima simulazione verrà trattato esclusivamente del comportamento del flusso d'aria e di come questo viene influenzato dalla presenza del diffusore.

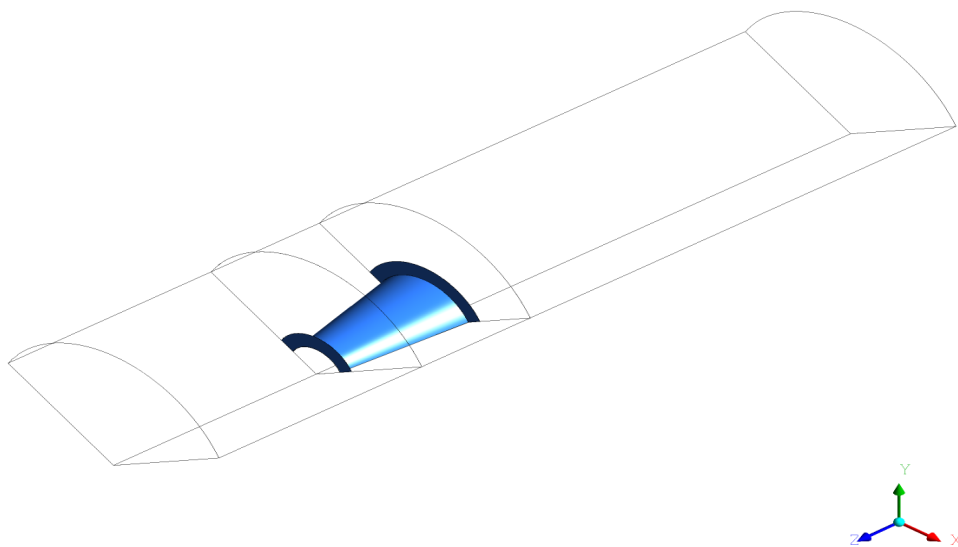


Figura 4.1: Dominio Statico

4.1.1 *Comportamento del flusso d'aria*

Primo aspetto preso in considerazione è l'aumento di velocità generato dalla presenza del diffusore, nella geometria implementata.

Si nota immediatamente che il valore massimo di velocità ottenuto dalla simulazione, con velocità in ingresso al dominio di 9 m/s, è di **10,89 m/s**. Con un **aumento di velocità del 21%**. Questo risultato non è in linea con le assunzioni fatte in fase di progettazione, dove l'aumento di velocità è stato ipotizzato del 60%.

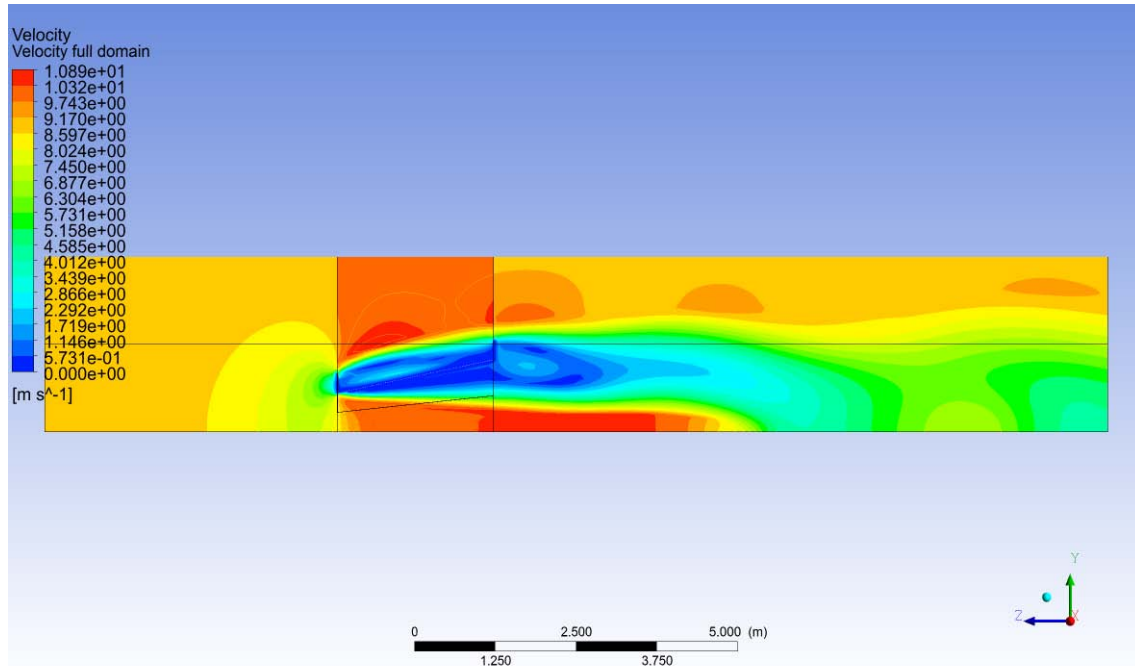


Figura 4.2: Andamento della velocità nel dominio

Il perché di questa ridotta accelerazione data dal diffusore sta nella sua geometria: la presenza della flangia frontale genera un'area di alta pressione immediatamente a monte del diffusore. L'alta pressione prodotta dall'elemento agisce in modo opposto allo scopo del diffusore, generando un'area da cui l'aria tende ad andarsene, infatti si nota una decelerazione della velocità del vento proprio in prossimità dell'imbocco del diffusore. La zona di alta pressione crea un gradiente opposto a quello desiderato, infatti zone di alta pressione sono zone da cui il vento si genera per raggiungere zone di bassa pressione ed equilibrare così la pressione nelle due aree. La presenza di una zona di alta pressione a monte del diffusore è controproducente ai fini dell'aumento di velocità.

In una geometria ottimale si dovrebbe osservare un'accelerazione del vento in quest'area.

Si ha comunque un effetto accelerante grazie alla presenza della flangia posteriore, questa genera la zona di bassa pressione desiderata, la quale concentra ed accelera il flusso all'interno del diffusore ed è la causa principale del moderato aumento di velocità ottenuto.

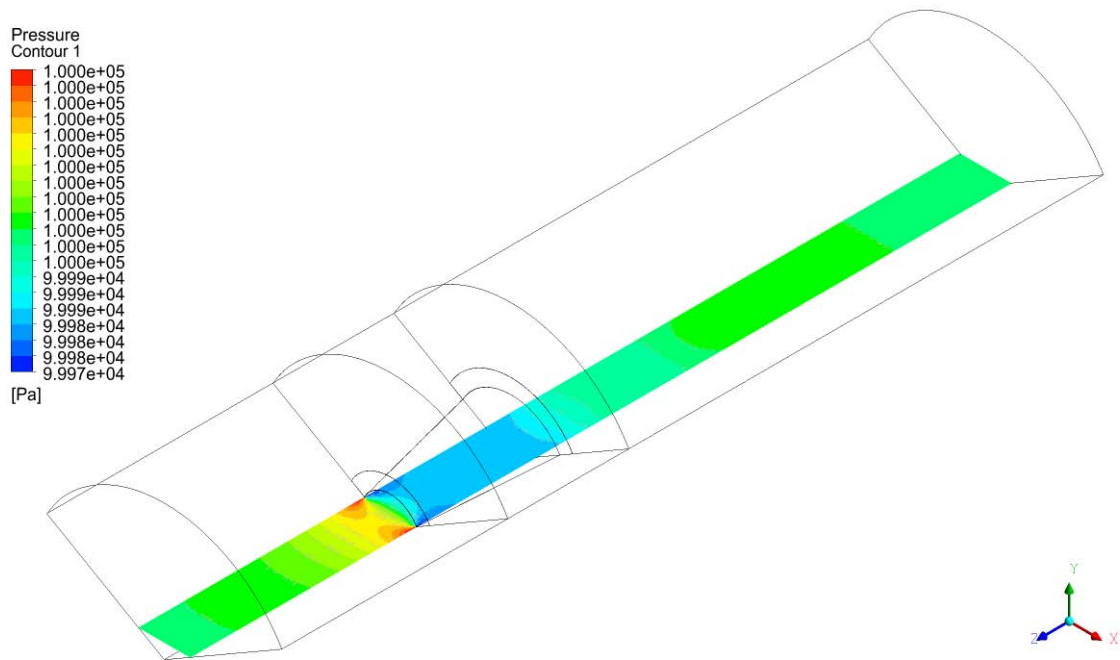


Figura 4.3: Andamento della pressione all'altezza dell'imbocco del diffusore

La flangia frontale genera una depressione, questa non è però utile all'aumento di portata all'interno del diffusore, bensì dell'aria che fluisce al di sopra di esso senza alcun beneficio per l'efficienza del diffusore.

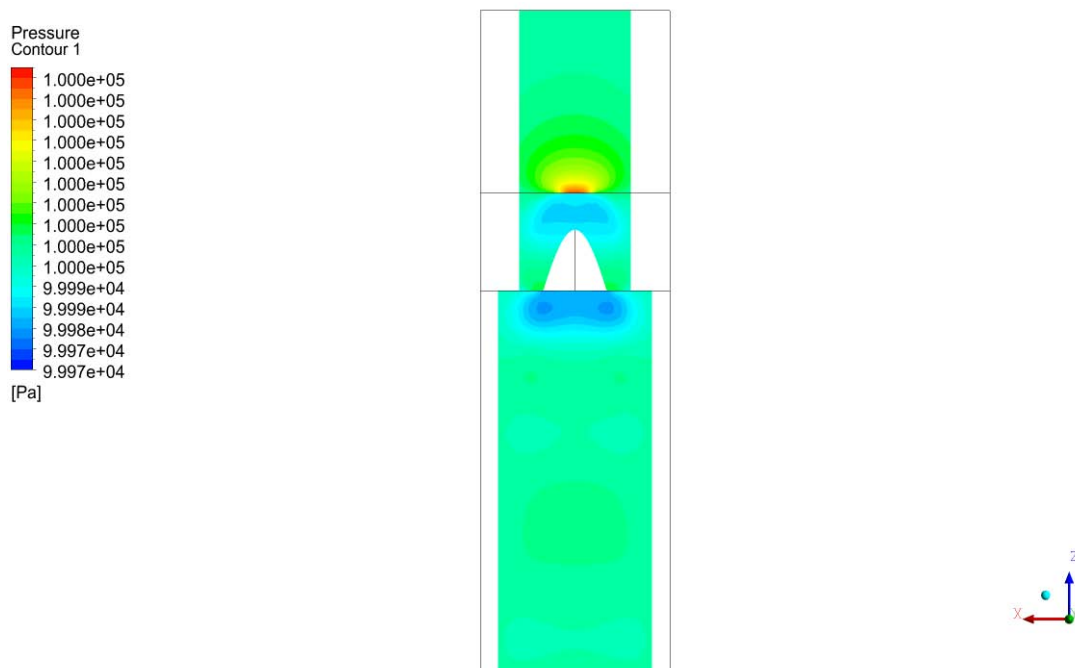


Figura 4.4: Andamento della pressione nell'interno delle flange

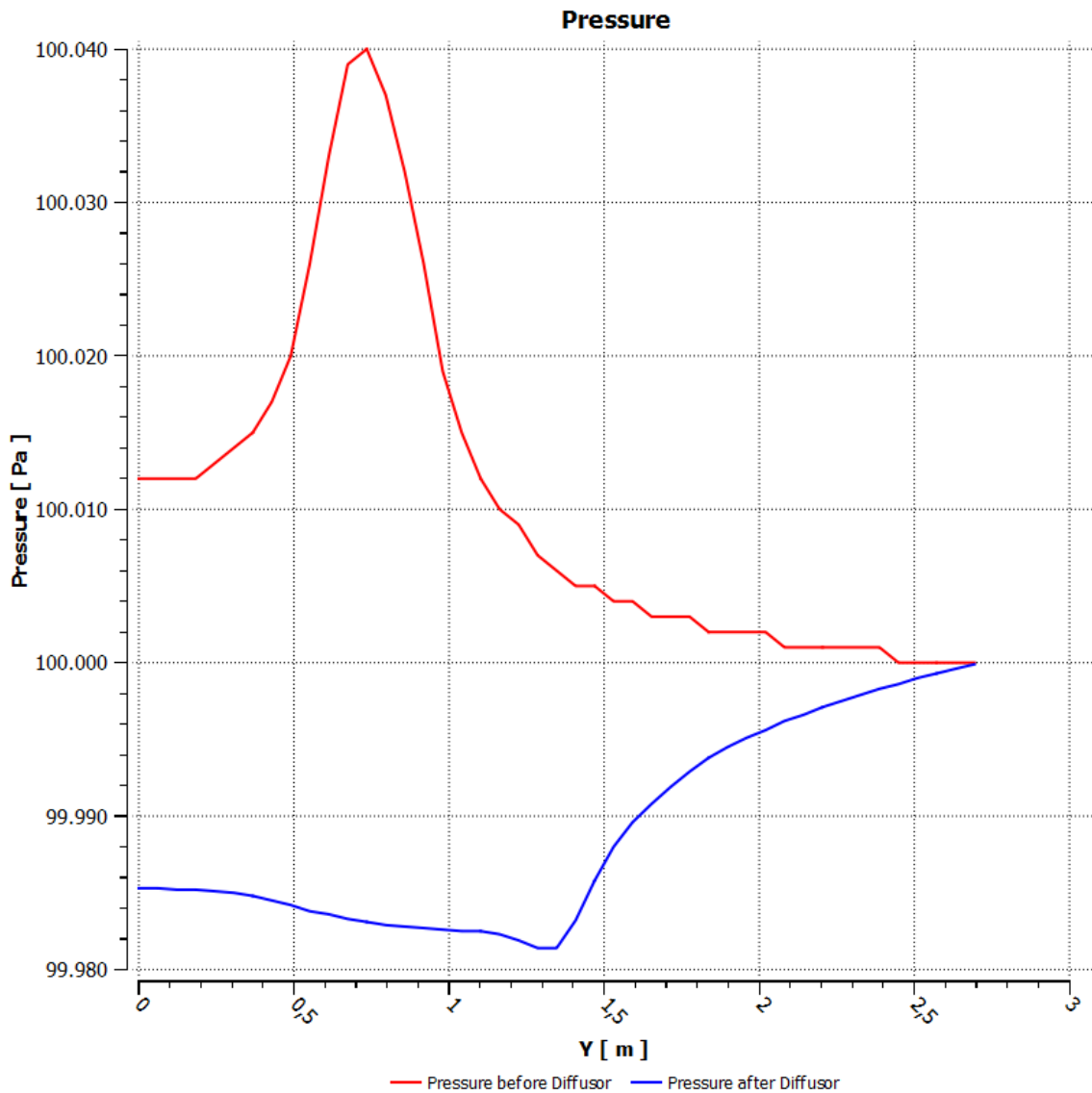


Figura 4.5: Andamento della pressione a monte ad a valle del diffusore

Dal grafico si può notare l'effetto sopra descritto qualitativamente: in prossimità della flangia a monte del diffusore vi è una sovrappressione mentre a valle della flangia *downstream* vi è una leggera depressione. Tale depressione si estende per tutta la sezione del diffusore, richiamando una maggiore portata d'aria che si riflette nell'accelerazione della velocità del vento in ingresso.

L'analisi delle *streamline* di velocità mostra una marcata riduzione di velocità in prossimità della superficie superiore del diffusore, questa è dovuta al distacco di vena fluida successivo all'espansione del flusso d'aria. L'accelerazione a monte del diffusore è fondamentale per contrastare l'effetto del distacco di vena, la geometria proposta manca di ciò e ne subisce a livello di efficienza complessiva. Al di sopra e a valle del diffusore si nota la presenza di vortici instabili, questi sono causati dalle zone di bassa pressione dovute alla presenza delle due flangie.

Questi vortici sono di ostacolo al flusso principale e portano ad un rallentamento di questo a valle del diffusore stesso. Questo effetto può essere un problema nel

caso di applicazione della tecnologia *shroud* in *wind farm*, ove la presenza di più macchine impone un'analisi dettagliata degli effetti di scia per l'ottimizzazione della produzione di energia del parco macchine. Per applicazioni stand-alone come quella qui trattata questo non è un problema.

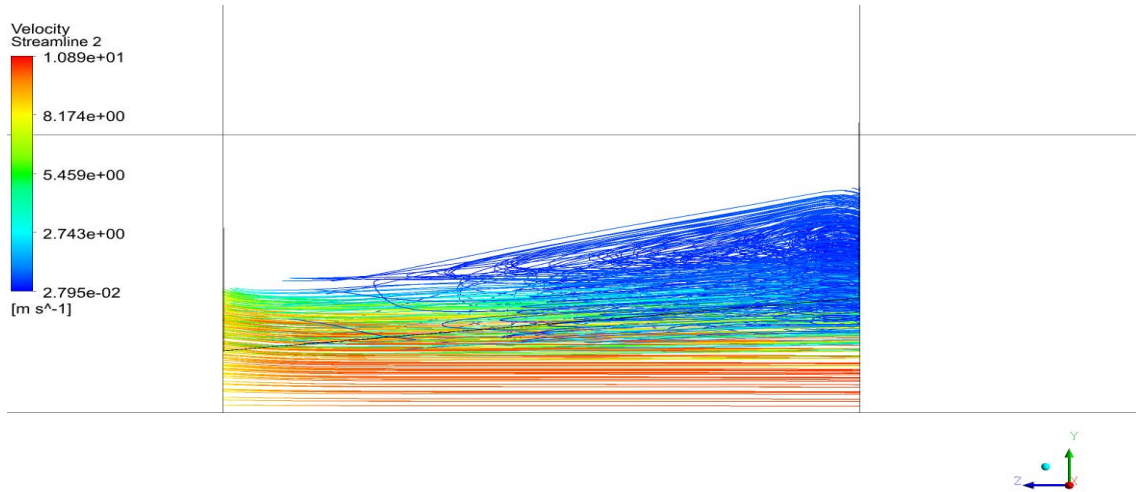


Figura 4.6: *Streamline* di velocità nel diffusore

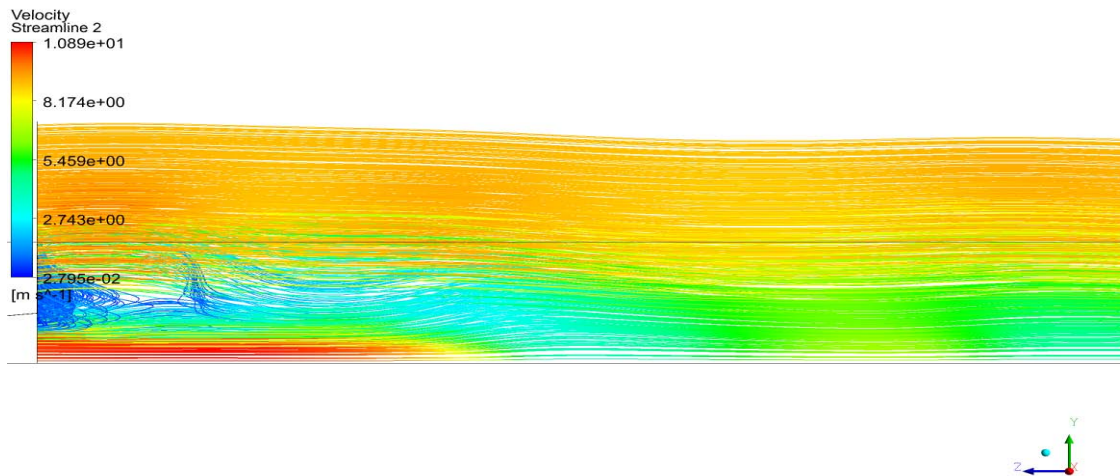


Figura 4.7: *Streamline* nel dominio a valle il diffusore

In figura si nota un'area di alta velocità del vento a valle del diffusore, concentrata nella parte bassa del dominio, questa può essere dovuta allo schiacciamento del flusso per la presenza dei vortici ed alla zona di bassa pressione che si genera.

4.2 Dominio Rotante

In questa sezione si commenteranno i risultati ottenuti dalle simulazioni sul dominio rotante.

Sono stati scelti quattro range di velocità in cui vengono raggruppate per affinità le simulazioni, questi sono:

- Cut-in range: $3 \div 5$ [m/s];
- Massima efficienza: $6 \div 10$ [m/s];
- Alte velocità: $11 \div 14$ [m/s];
- Cut-out range: $15 \div 17$ [m/s].

Per ogni range, si tratterà separatamente il flusso d'aria che passa sopra al diffusore e il flusso che interagisce con la pala, con focus sui profili di pressione e velocità. Verrà quindi discussa la potenza prodotta dalla macchina.

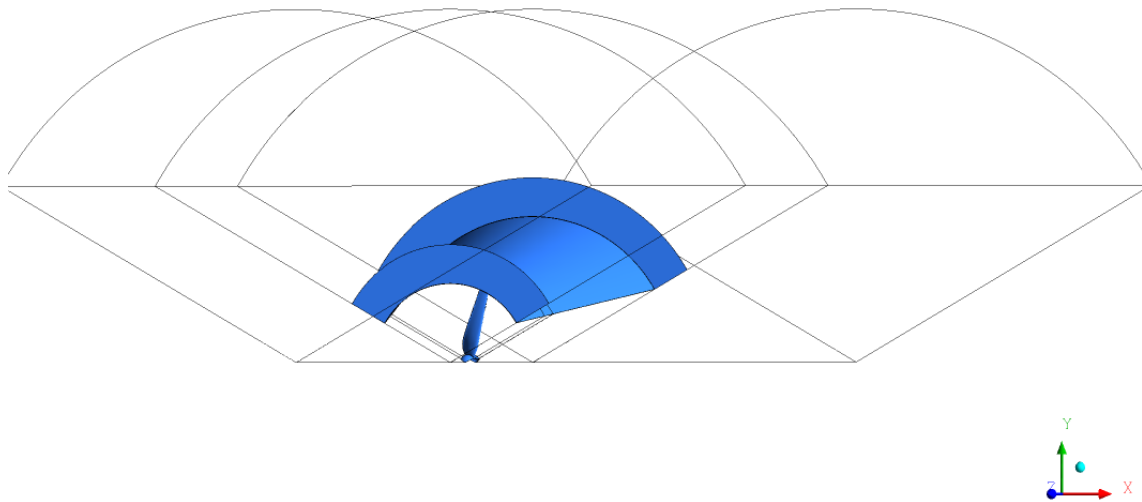


Figura 4.8: Dominio in CFD-Post

4.2.1 *Cut-In Range*

Aria fluente sopra il Diffusore

L'andamento della pressione risulta particolarmente influenzato dalla presenza delle flange, si hanno infatti aree di depressione a monte, valle ed al di sopra del diffusore. Il fluido, data la sua bassa velocità, disperde molta energia nel superare l'ostacolo imposto dalle flange. Le pressioni più alte si trovano in concomitanza a queste. Come già discusso l'alta pressione generata dalla flangia frontale comporta una bassa velocità del vento, come evidenziato dai profili di velocità, mentre la bassa pressione dovuta alla frangia di valle aumenta la velocità del flusso.

L'analisi delle streamline non evidenzia la presenza di vortici, il flusso segue la geometria del diffusore e procede verso valle con velocità crescente. Si nota come lo schiacciamento delle streamline sulla parete superiore del diffusore comporti una bassa se non nulla velocità nella sezione compresa tra le due flange, con possibile formazione di vortici. La bassa velocità in ingresso non dà completa separazione tra i due flussi, sopra e sotto al diffusore, questi si influenzano in particolare nella zona a monte del diffusore ove le velocità sono minori.

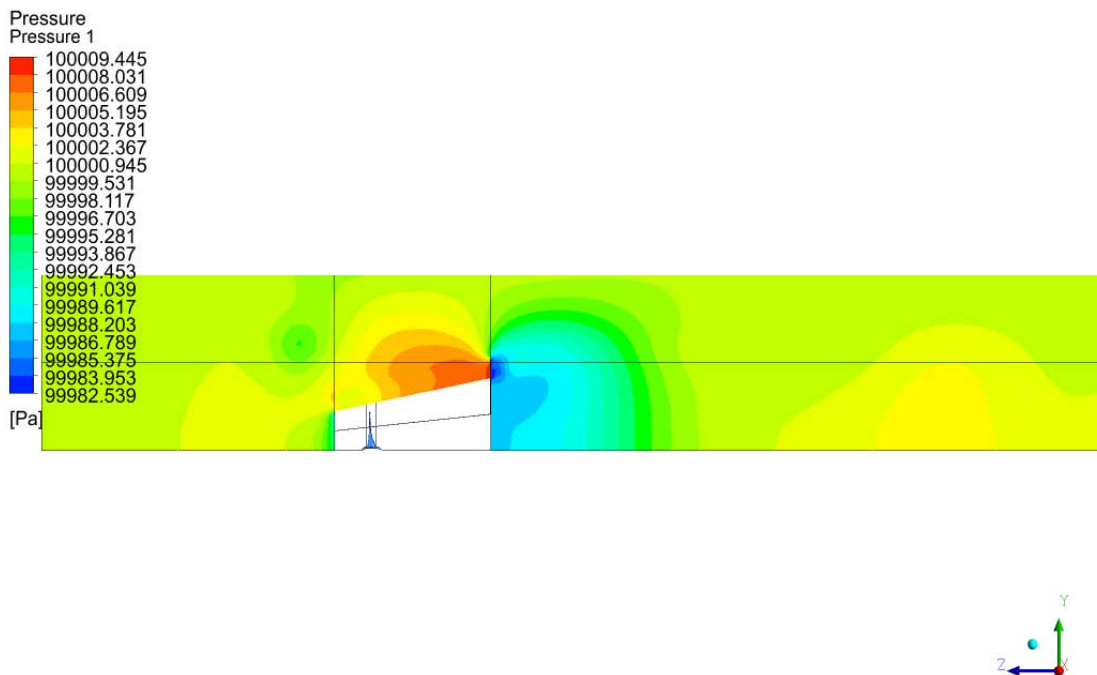
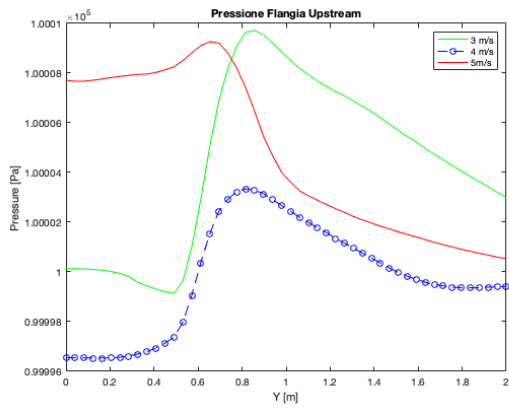
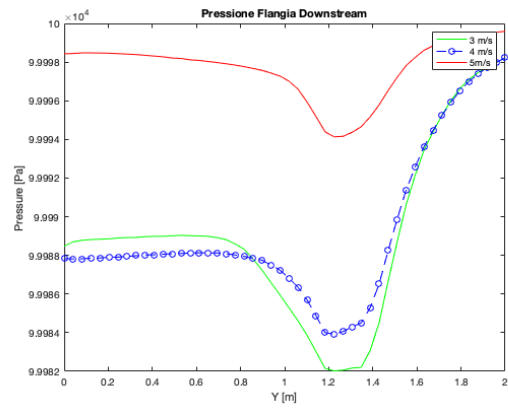


Figura 4.9: Profili di pressione aria a 4 [m/s]



(a) Flangia a Monte



(b) Flangia a Valle

Figura 4.10: Andamento della pressione alle Flange

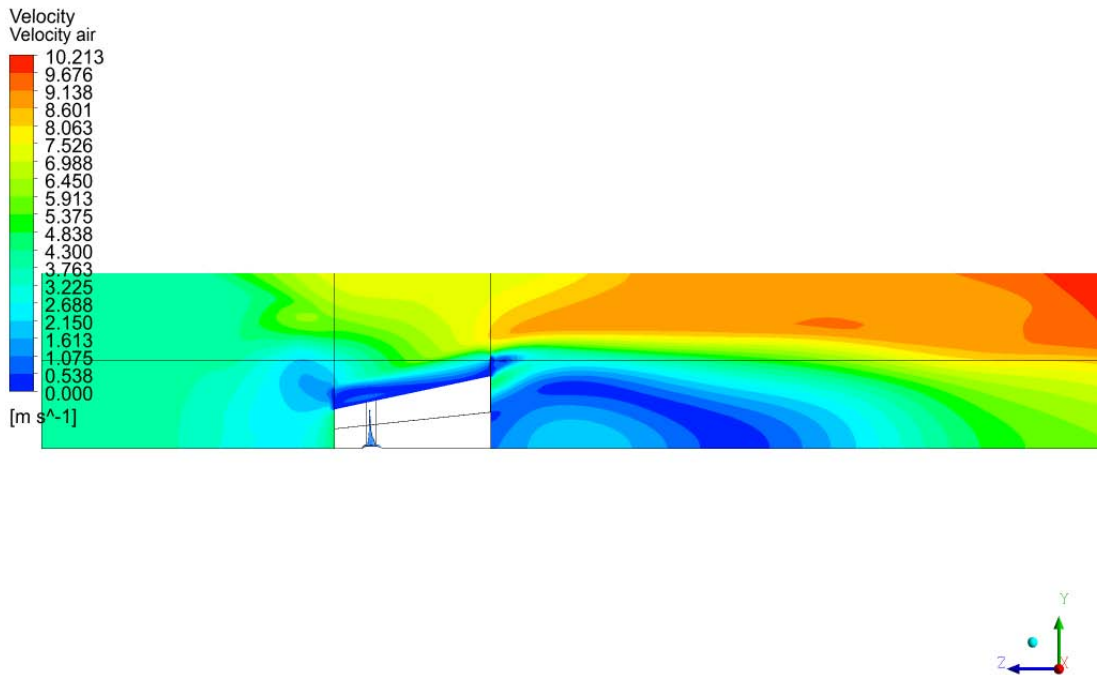


Figura 4.11: Profili di velocità aria a 4 [m/s]

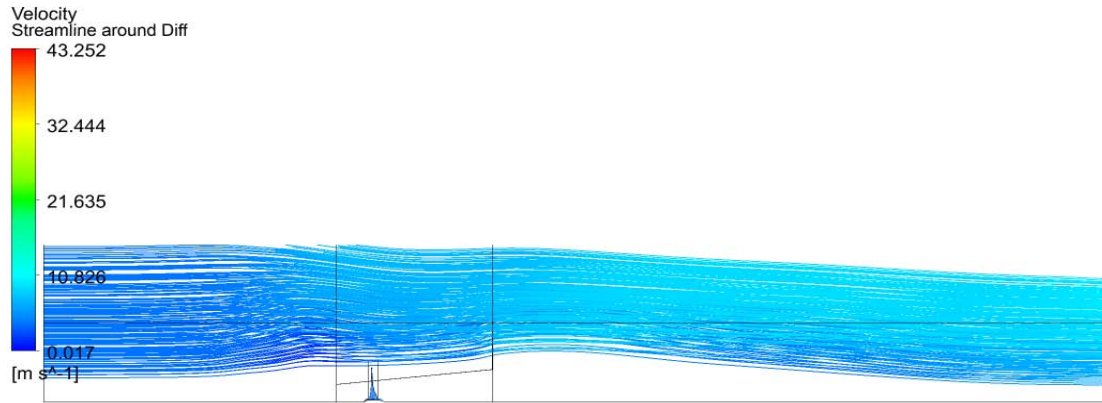


Figura 4.12: Streamline di velocità aria a 4 [m/s]

Aria fluente all'interno del diffusore

La pressione all'interno del diffusore è influenzata dalla presenza della pala rotante, con formazione di un'area di bassa pressione nella parte centrale della pala e di una zona di alta pressione nella parte alta. La bassa portata d'aria con cui il profilo interagisce fa sì che non vi siano estreme differenze tra la pressione nel suo intorno rispetto alla pressione all'interno del diffusore.

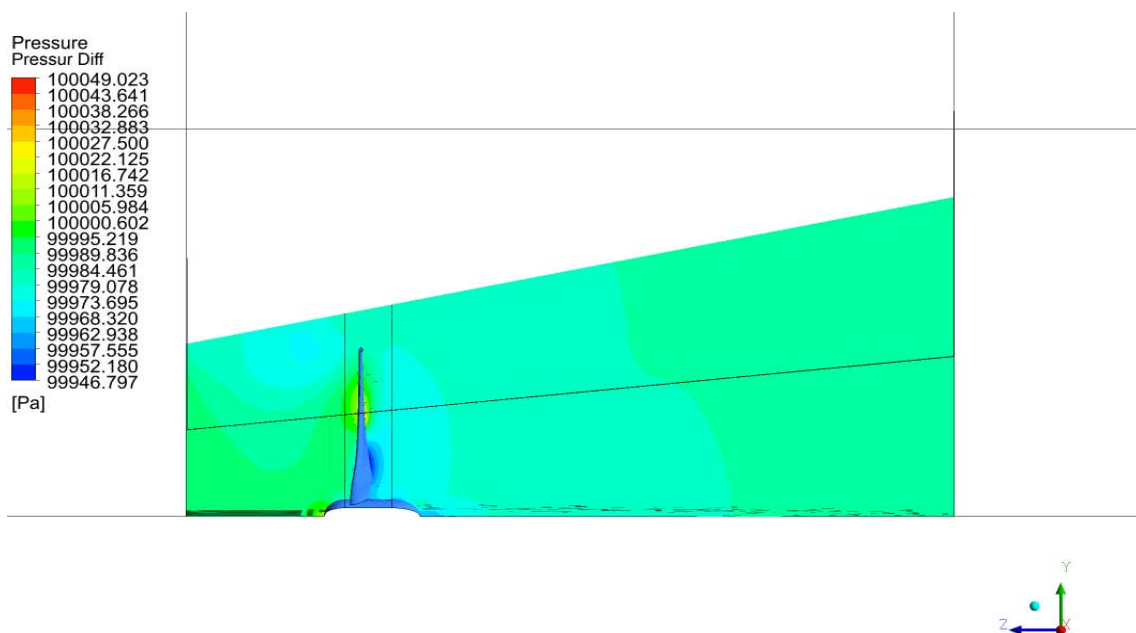


Figura 4.13: Profili di pressione diffusore a 4 [m/s]

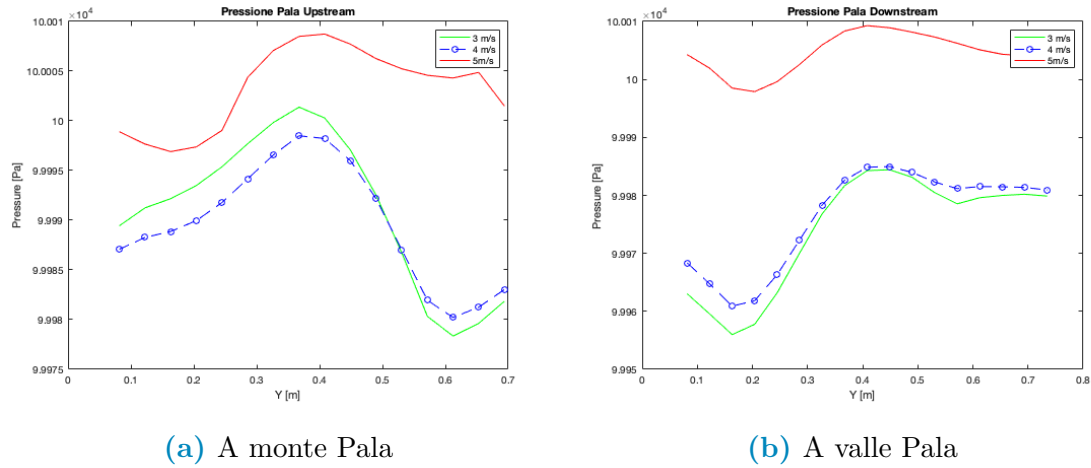


Figura 4.14: Andamento della pressione sulla pala

L'analisi delle streamline evidenzia la presenza di vortici in tutto l'intorno del diffusore:

- vortice nell'area a monte è associato alla turbolenza generata dalla flangia a monte e dalla conseguente alta pressione;
- vortice all'interno del diffusore è associato agli effetti di tip dovuti alla rotazione della pala;
- vortice a valle è associato al distacco della vena fluida, enfatizzato dall'estesa lunghezza del diffusore.

A valle del vortice in coda allo *shroud* l'andamento del fluido è lineare.

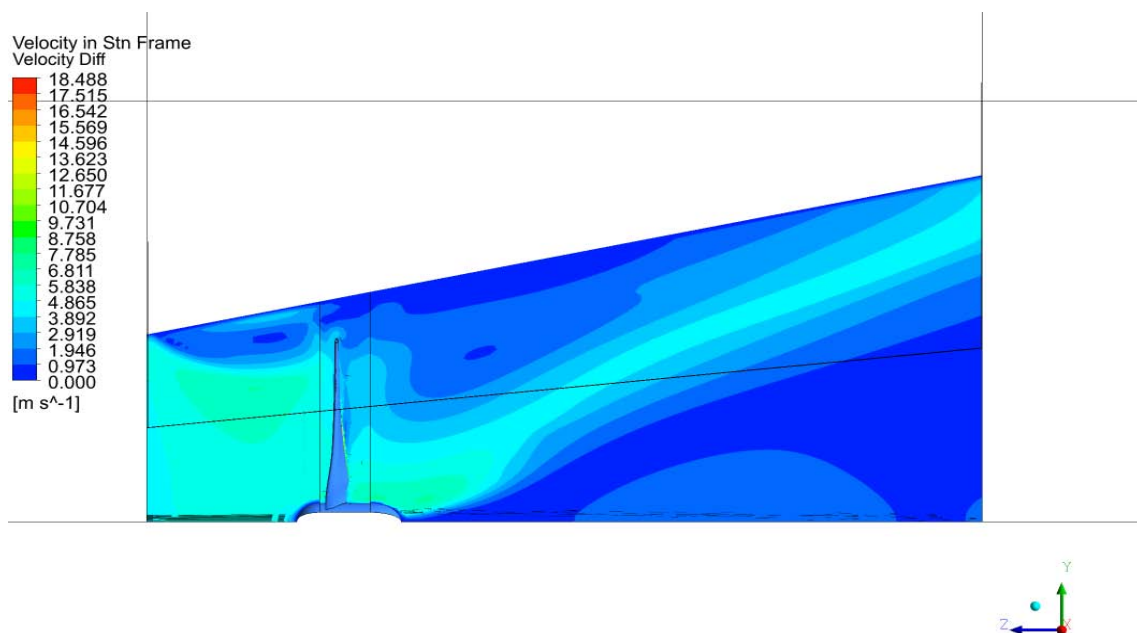


Figura 4.15: Profili di velocità diffusore a 4 [m/s]

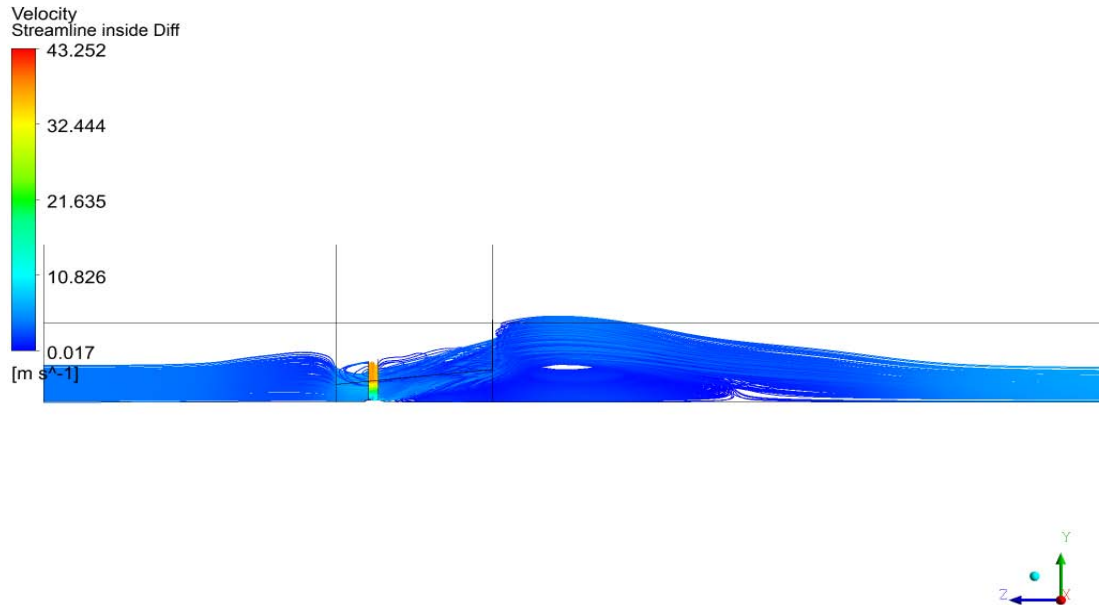
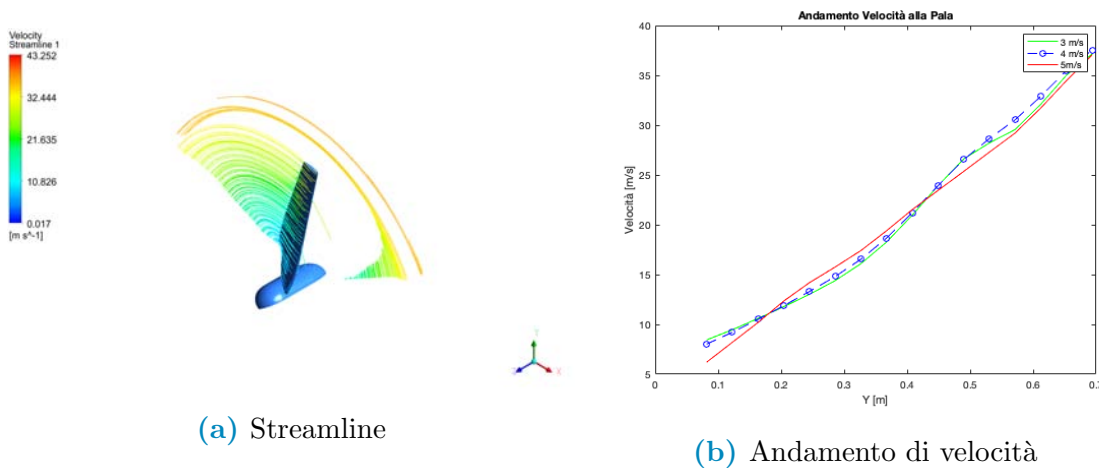


Figura 4.16: Streamline di velocità diffusore a 4 [m/s]

Nell'intorno della pala non vi è distacco di vena data la bassa velocità del fluido, il profilo interagisce con il fluido secondo le sue caratteristiche strutturali: maggiore interazione tra la parte in prossimità del tip, ove la geometria è ottimizzata per la produzione di potenza; interazione minima o nulla nelle vicinanze della navicella. La pala interagisce con una portata d'aria maggiore man mano che ci si avvicina alla punta, questo viene evidenziato dall'andamento delle streamline in figura e dall'aumento della velocità mostrato nel grafico.



(a) Streamline

(b) Andamento di velocità

Figura 4.17: Andamento della velocità sulla pala

4.2.2 Range di Massima efficienza

Aria fluente sopra al diffusore

I profili di pressione indicano come, all'aumentare della velocità, la depressione causata dalla flangia di valle aumenti di intensità nell'intorno della flangia stessa ma si riduce l'effetto sull'andamento generale del moto. Rimangono pronunciati gli effetti della flangia a monte: si ha una zona di bassa pressione nella sezione superiore del diffusore e una zona di alta pressione in prossimità dell'imbocco del diffusore.

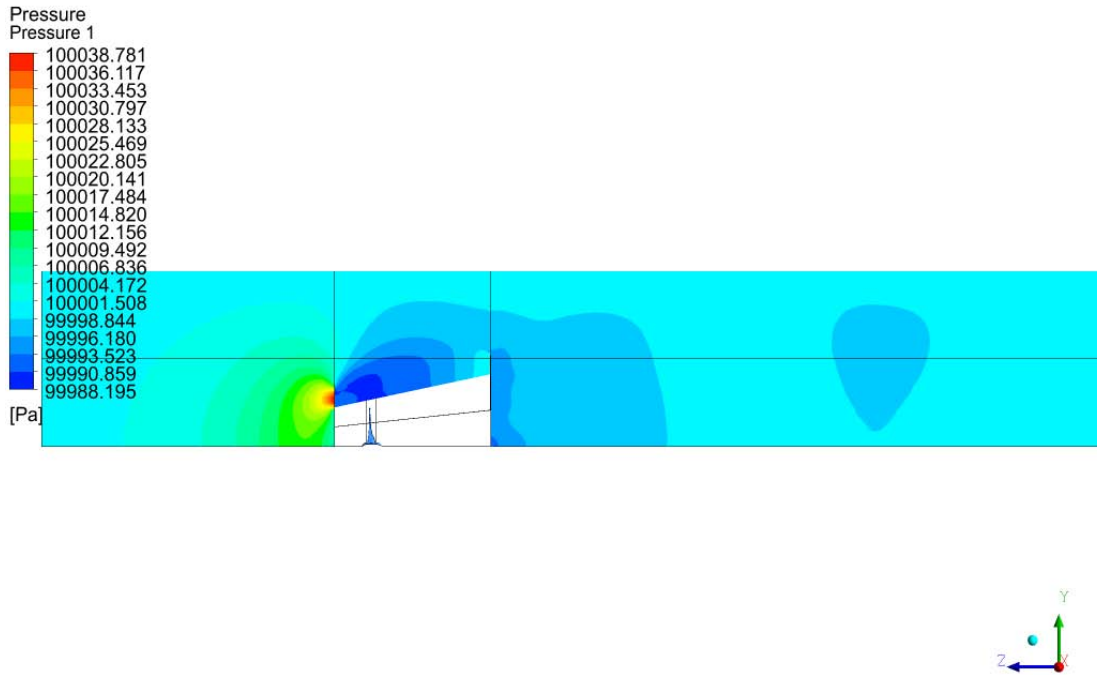


Figura 4.18: Profili di pressione aria a 8 [m/s]

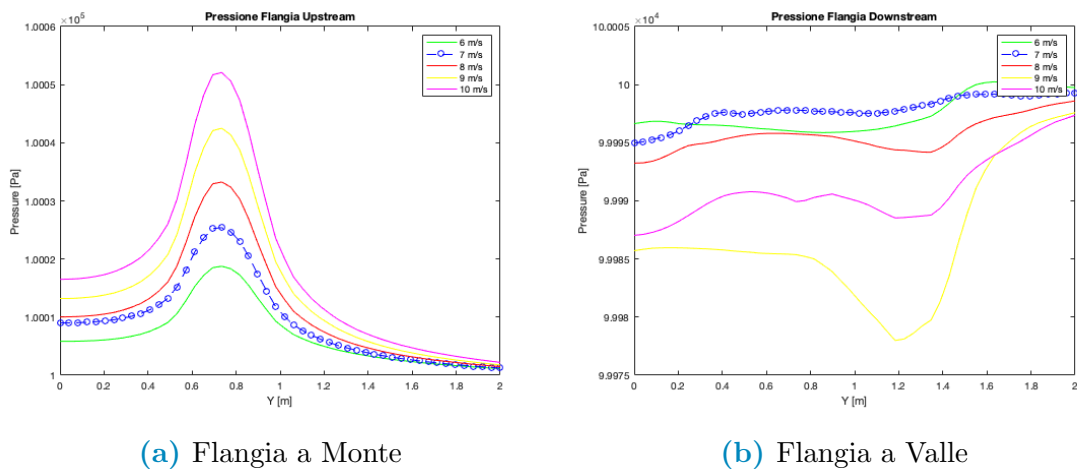


Figura 4.19: Andamento della pressione alle Flange

La velocità in ingresso al dominio è tale da prevenire la formazione di vortici a monte del diffusore, l'alta pressione generata dalla flangia frontale non è tale da influenzare il moto in tal modo. Nella sezione superiore del diffusore di nota uno schiacciamento dei profili di velocità nell'area compresa tra le due flange, viene evidenziato come l'ostacolo posto dall'elemento di valle riduca il proprio effetto sul flusso. Questo comportamento verrà enfatizzato con l'aumentare della velocità del vento in ingresso al dominio.

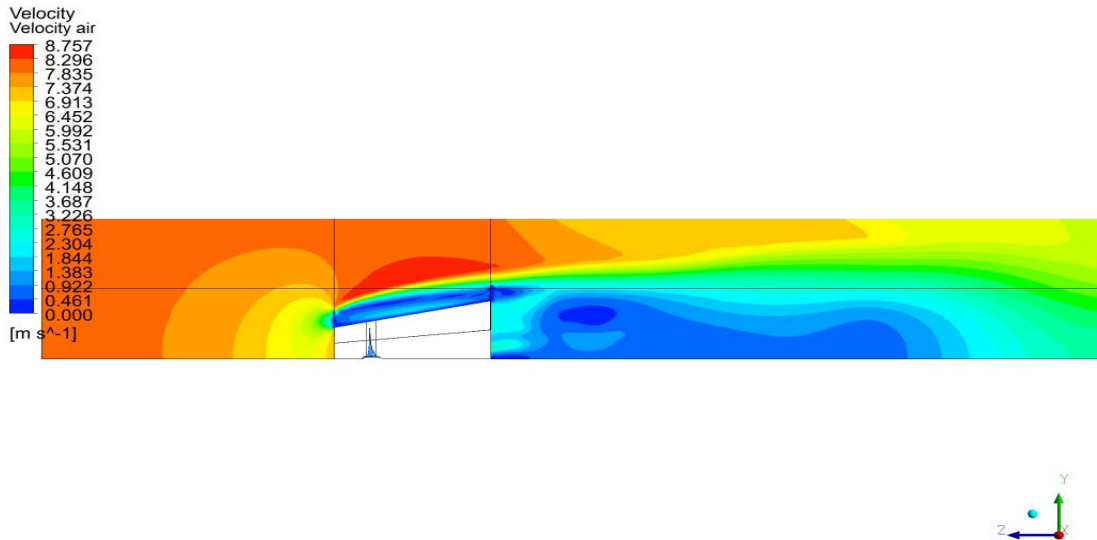


Figura 4.20: Profili di velocità aria a 8 [m/s]

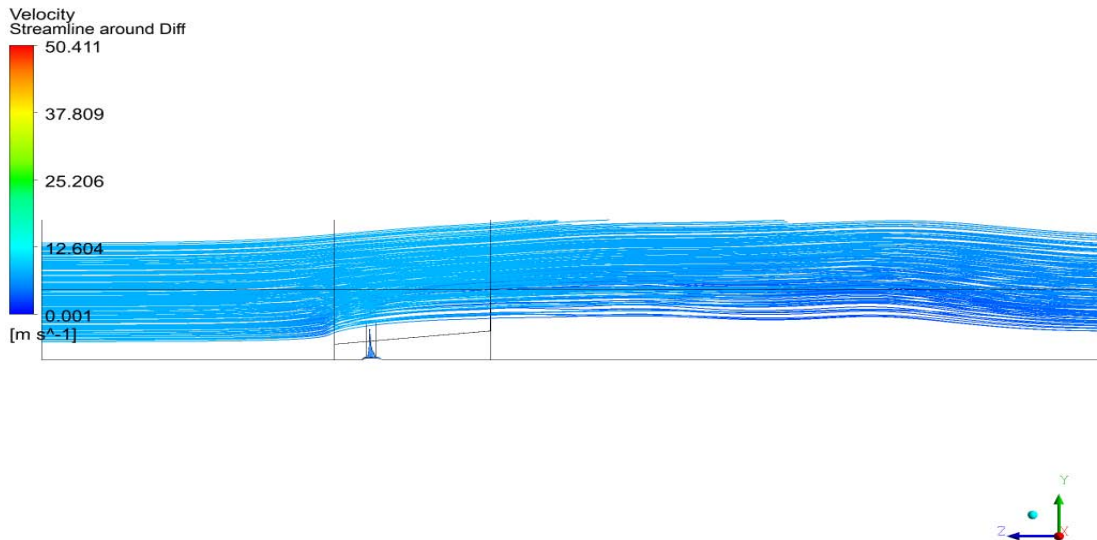


Figura 4.21: Streamline di velocità aria a 8 [m/s]

L'analisi delle streamline evidenzia un andamento senza vortici nella sezione terminale e come l'elemento frontale influenzi il comportamento del fluido in ingresso.

Aria fluente dentro al Diffusore

L'andamento della pressione all'interno del diffusore mostra una maggiore differenza tra la pressione a monte e a valle della pala all'aumentare della velocità. Il gradiente di pressione maggiore si ha nella parte centrale del profilo, ove la sezione di questo è più estesa e pone un ostacolo maggiore al moto del fluido.

L'andamento della velocità nel range in considerazione, varia in particolare nella sezione centrale della pala.

Aumenta l'impatto sul moto della navicella e del profilo palare in sua prossimità, questa crea un rallentamento minore nel suo intorno mentre si osserva la formazione di vortici a valle di questa.

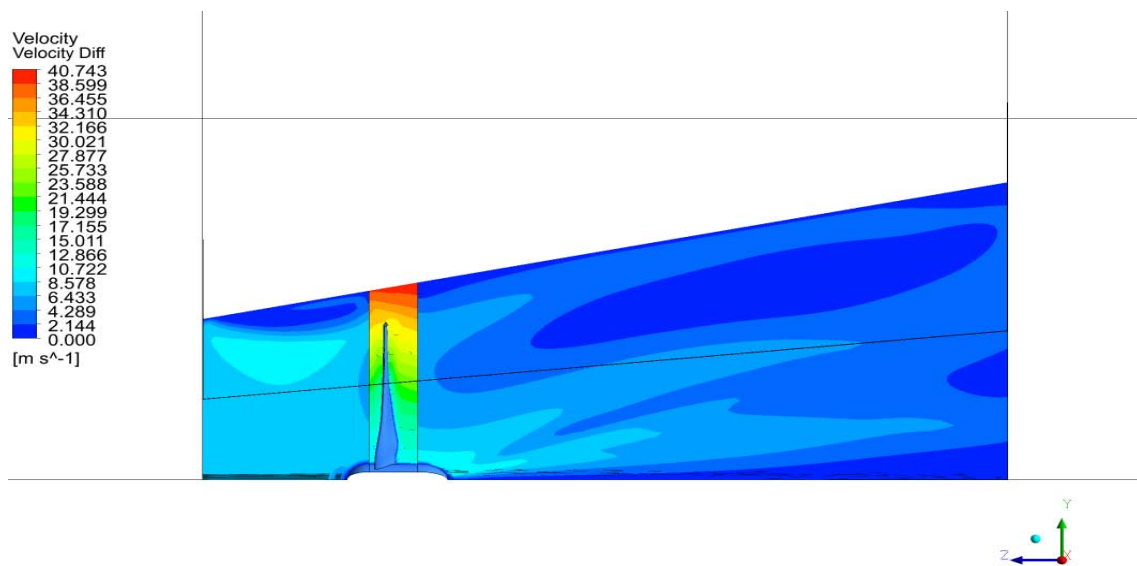


Figura 4.22: Profili di pressione diffusore a 8 [m/s]

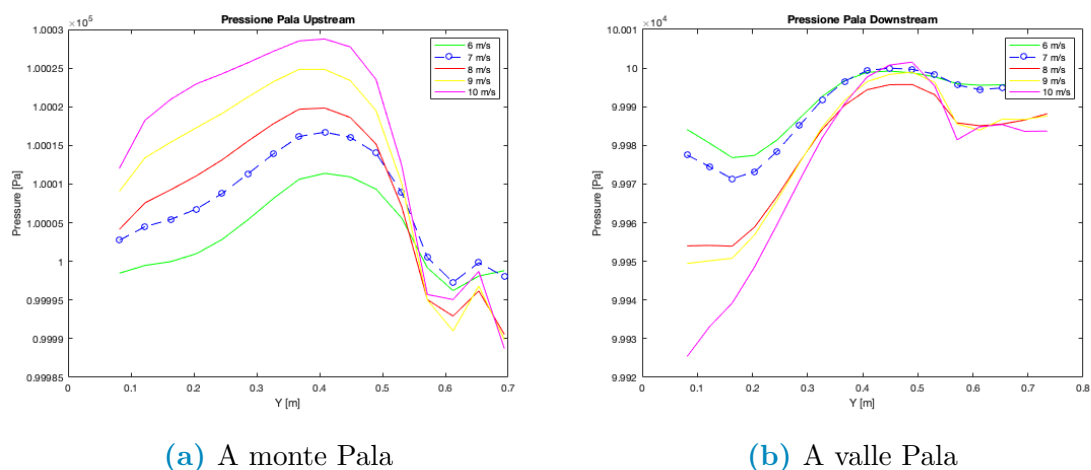


Figura 4.23: Andamento della pressione sulla pala

Il vortice di disturbo a valle del diffusore si modifica: questo non si sviluppa più completamente a valle dello shroud ma comincia ad interessare anche le sezioni terminali dell'elemento, indice di una maggiore influenza della rotazione della pala nell'andamento del vento.

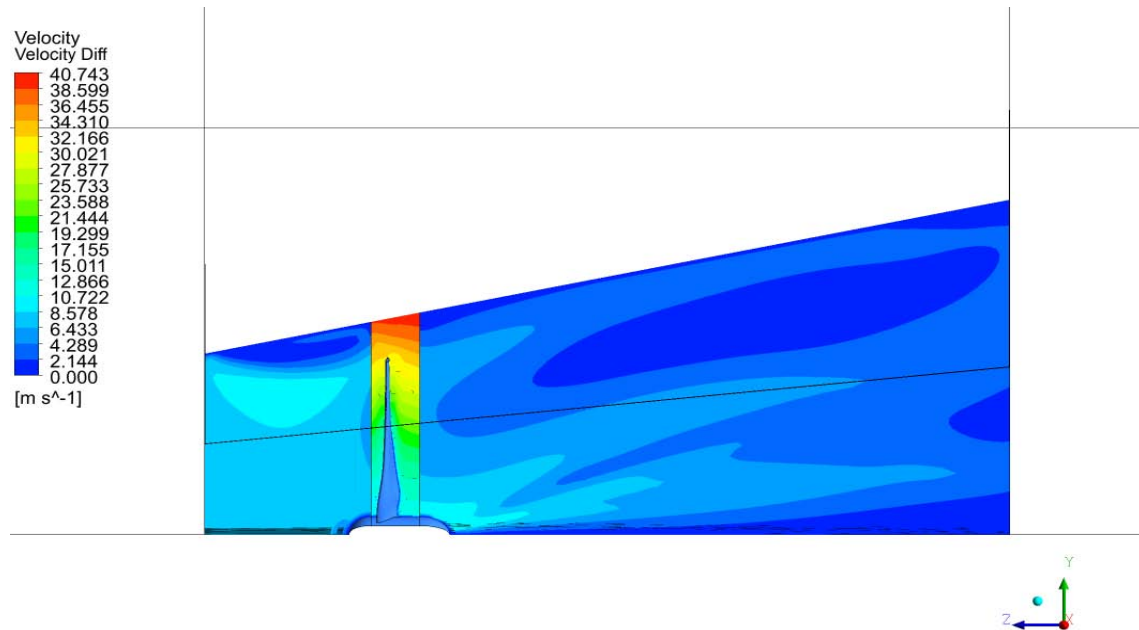


Figura 4.24: Profili di velocità diffusore a 8 [m/s]

L'analisi delle streamline mostra un flusso a valle del diffusore molto influenzato dai vortici che si generano nella parte inferiore della pala, questi hanno un effetto di sollevamento del flusso che rimane presente anche a valle il dominio.

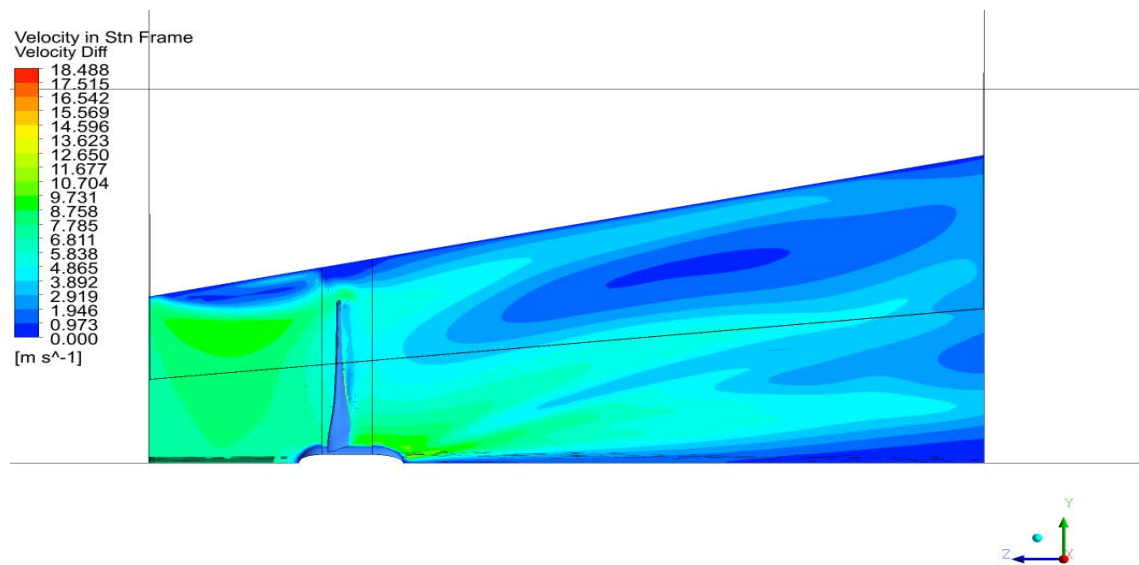
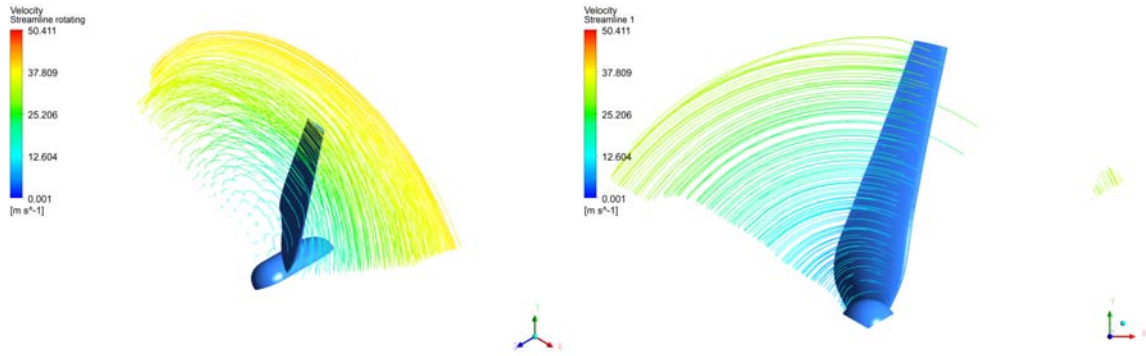


Figura 4.25: Streamline di velocità diffusore a 8 [m/s]

L'andamento del flusso nell'intorno della pala mostra come questa interagisca in modo molto efficiente con il fluido, non si ha distacco di vena o presenza di vortici lungo la sezione del profilo. Il design dell'elemento influenza come le sue sezioni interagiscono con il flusso, si nota un'influenza crescente con la direzione Y della pala sul fluido. La parziale ottimizzazione del profilo palare per questo range di velocità viene evidenziata dall'andamento del C_P , che raggiunge i valori massimi con un picco a 8 m/s.



(a) Vista frontale

(b) Dominio rotante

Figura 4.26: Streamline velocità sulla pala

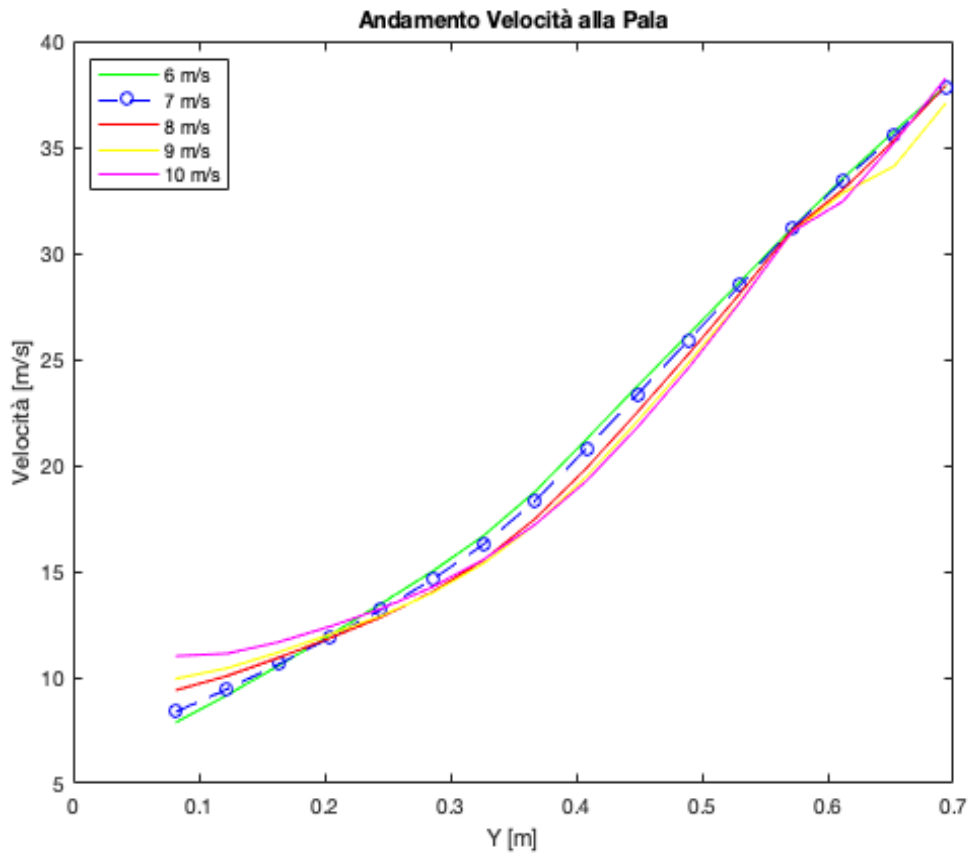


Figura 4.27: Andamento di velocità sulla pala

4.2.3 Range di Alta Velocità

Aria fluente sopra al Diffusore

I profili di pressione evidenziano come la depressione a valle, causata dalla presenza del diffusore, aumenti di intensità. Questa si estende per un'area maggiore del dominio influenzano maggiormente il flusso in quest'area. Si osserva il medesimo fenomeno per la zona di bassa pressione situata al di sopra del diffusore.

L'alta pressione provocata dalla presenza della flangia a monte aumenta in intensità ma interessa un'area minore con l'intensificarsi della velocità del vento.

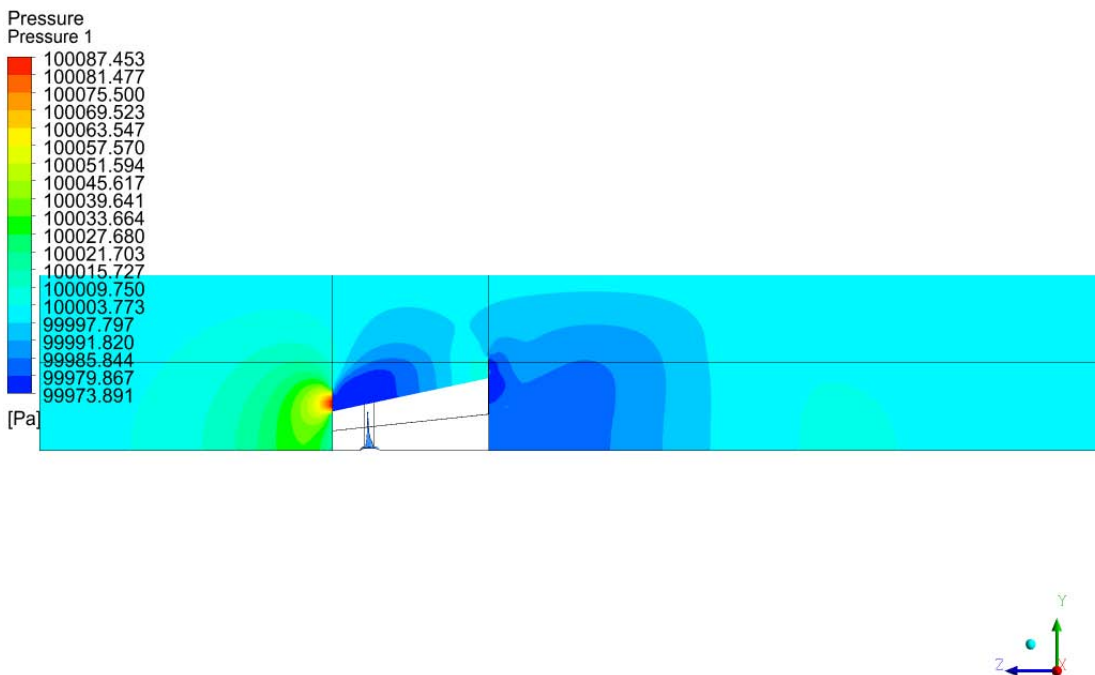
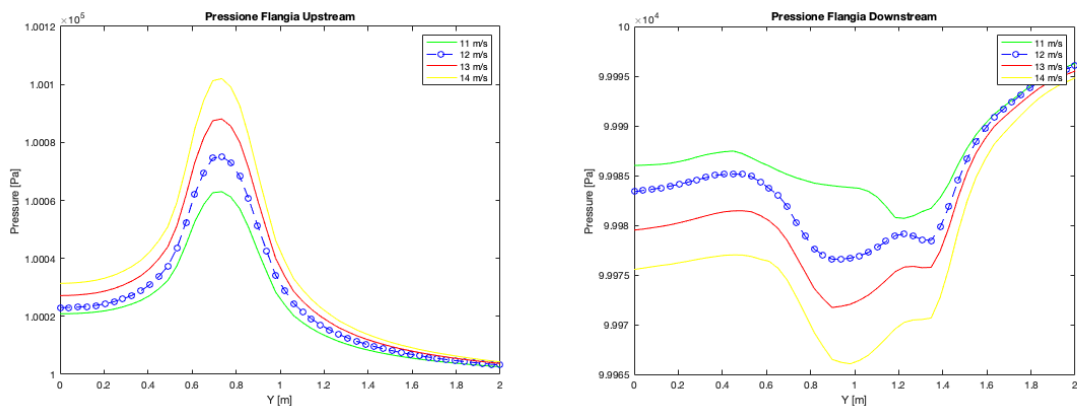


Figura 4.28: Profili di pressione aria a 12 [m/s]



(a) Flangia a Monte

(b) Flangia a Valle

Figura 4.29: Andamento della pressione alle Flange

Come nel precedente range di velocità, si ha un'area di velocità ridotta o quasi nulla nella sezione compresa tra le due flangie al di sopra del diffusore. L'ostacolo posto dall'elemento di monte fa sì che il fluido sia estremamente rarefatto in quest'area, come ben evidenziato dalle streamline. La zona di bassa pressione qui presente è dovuta quindi alla rarefazione del fluido.

L'intensità maggiore del vento riduce gli effetti degli elementi geometrici presenti nel dominio, in particolare la flangia a monte del diffusore è meno influente sul fluido in approccio allo shroud, disturbando in modo meno significativo il suo andamento e velocità.

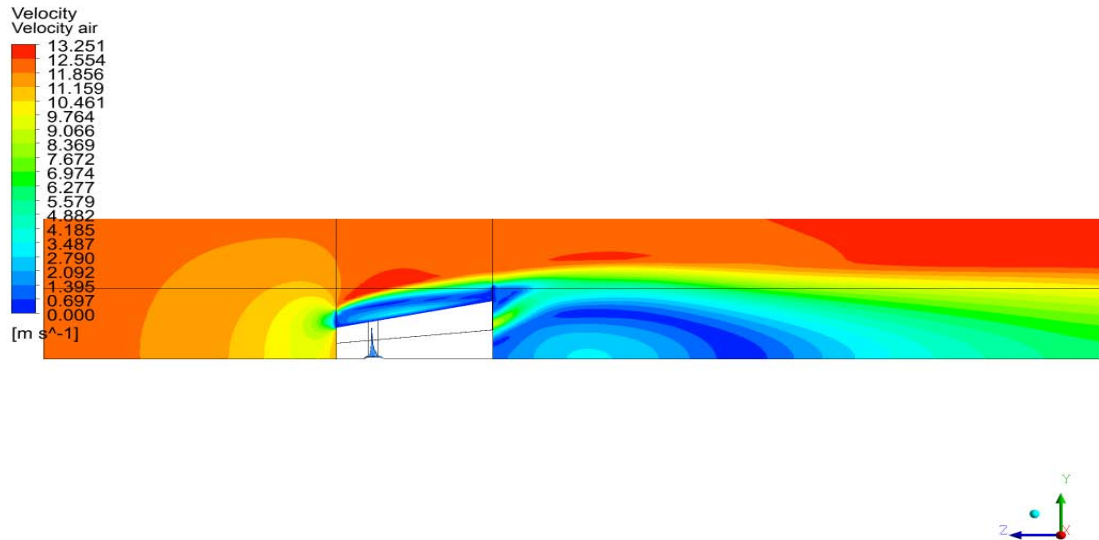


Figura 4.30: Profili di velocità aria a 12 [m/s]

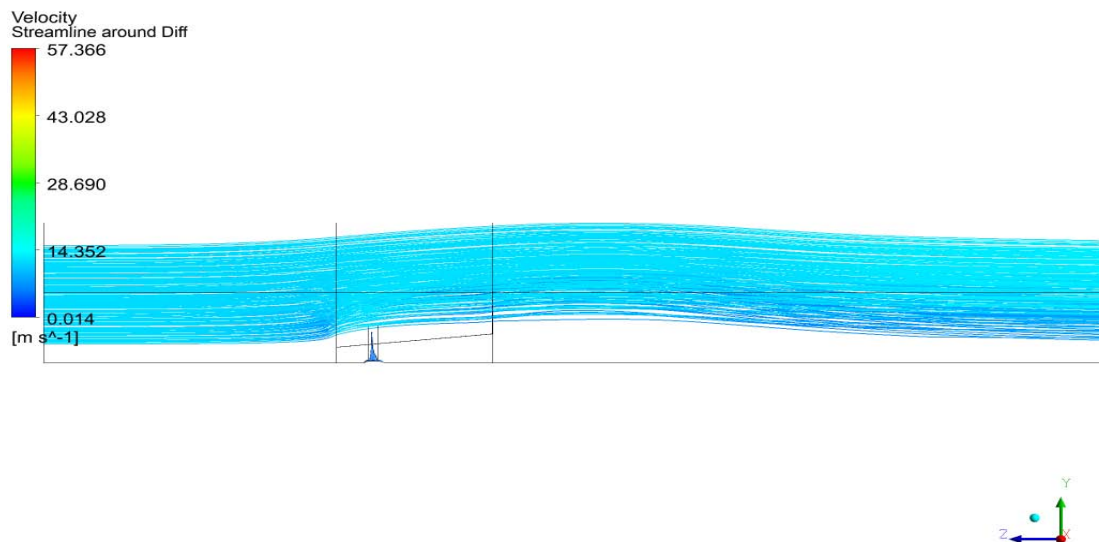


Figura 4.31: Streamline di velocità aria a 12 [m/s]

La presenza di evidenti vortici per questa parte di flusso viene esclusa dall'analisi delle streamline.

4.2.4 Aria fluente dentro al diffusore

Si ha un aumento nella differenza di pressione tra monte e valle della pala, in particolare nelle sezioni in cui il profilo palare a dimensioni maggiori. Questo effetto è legato alla maggiore portata d'aria fluente nel dominio.

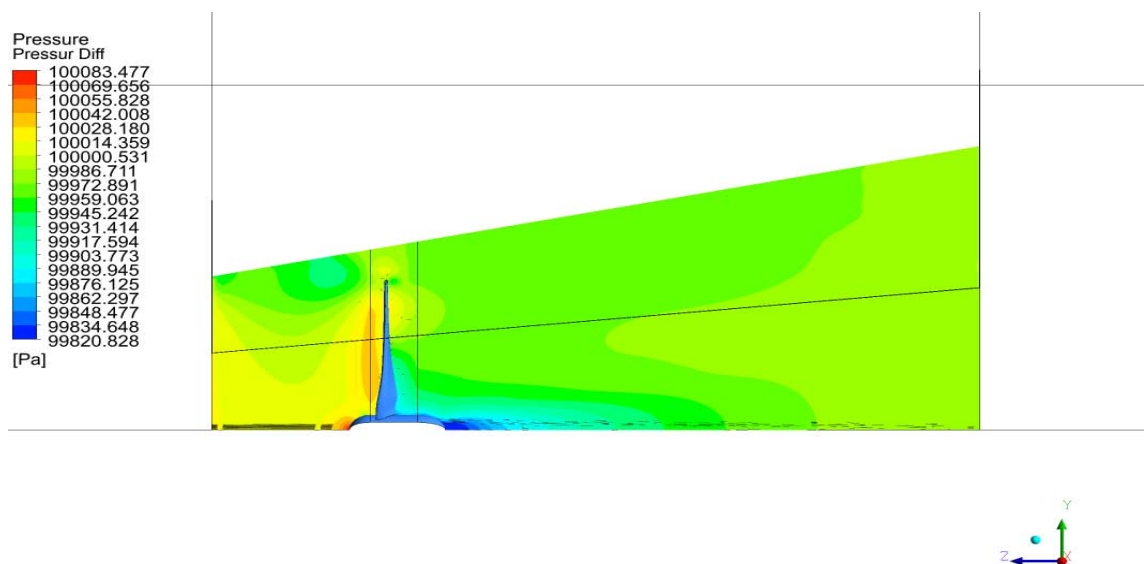
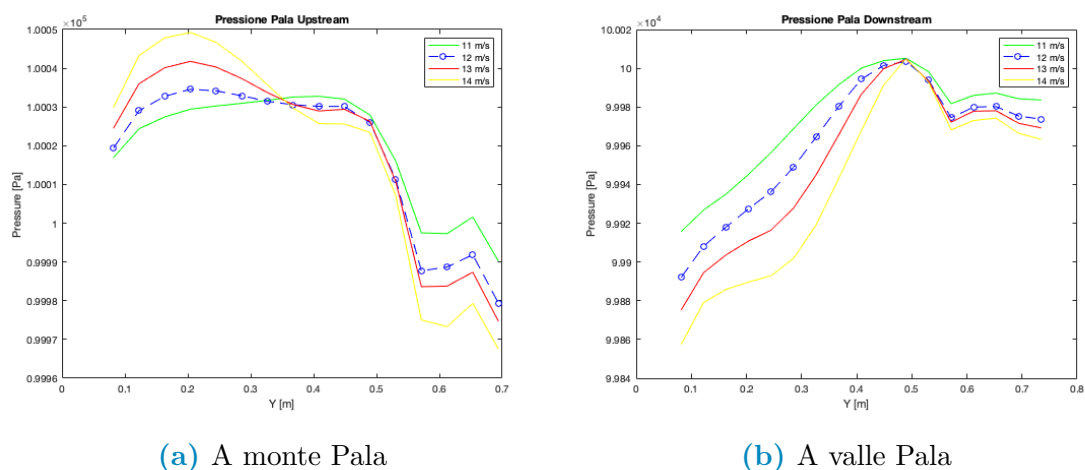


Figura 4.32: Profili di pressione diffusore a 12 [m/s]



(a) A monte Pala

(b) A valle Pala

Figura 4.33: Andamento della pressione sulla pala

Il flusso all'interno del diffusore si fa sempre più disturbato, aumentano i vortici sia nella sezione superiore che in quella inferiore del dominio anche se non sono ancora completamente sviluppati.

I profili di velocità mostrano la separazione in tre sezioni del flusso in uscita dalla pala:

- sezioni superiore e inferiore, ove si ha formazioni di vortici, in cui il fluido fluisce con una velocità molto bassa;
- sezione centrale in cui si ha uno schiacciamento delle flusso con velocità significativa da parte dei vortici, questo viene poi espulso nella parte alta delle sezione immediatamente a valle del diffusore.

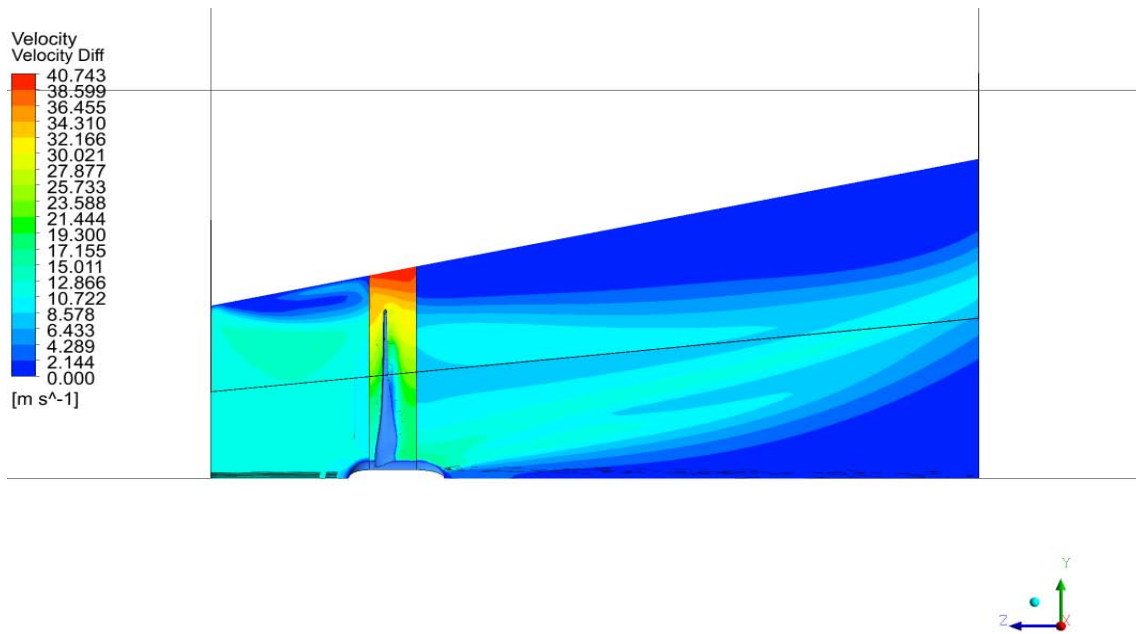


Figura 4.34: Profili di velocità diffusore a 12 [m/s]

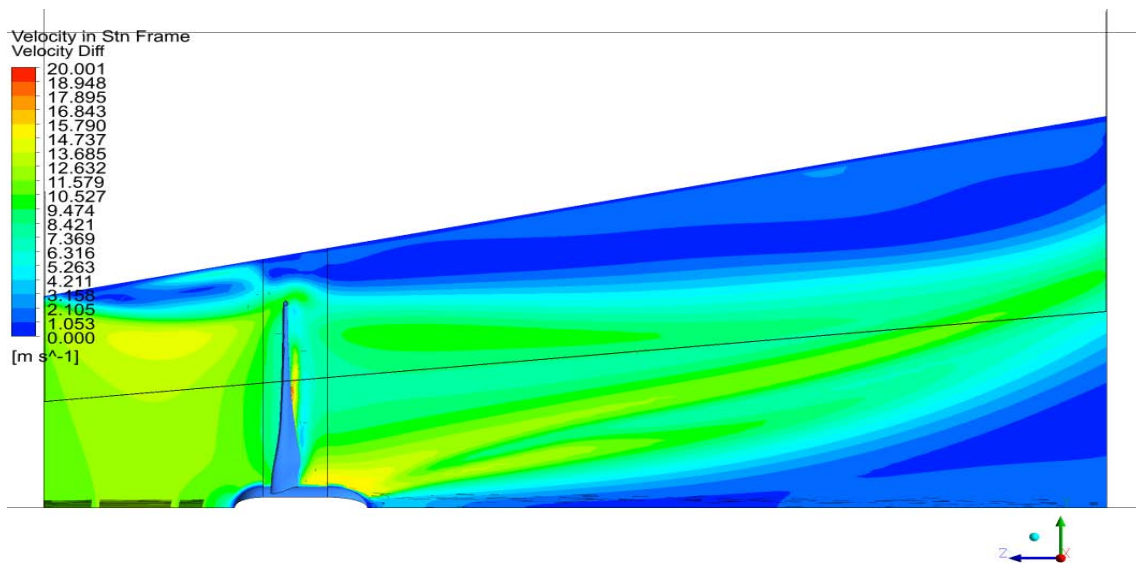


Figura 4.35: Streamline di velocità diffusore a 12 [m/s]

A monte della pala si hanno i primi effetti di disturbo dovuto alla condizione di stallo a cui il profilo si avvia con l'aumentare della velocità con la formazione di vortici e una conseguente area di bassa velocità. Inoltre, a valle del profilo si hanno dei distacchi di vena fluida come viene evidenziato dalla discontinuità presente nella sezione centrale a valle della pala mostrata in [Fig: 4.34].

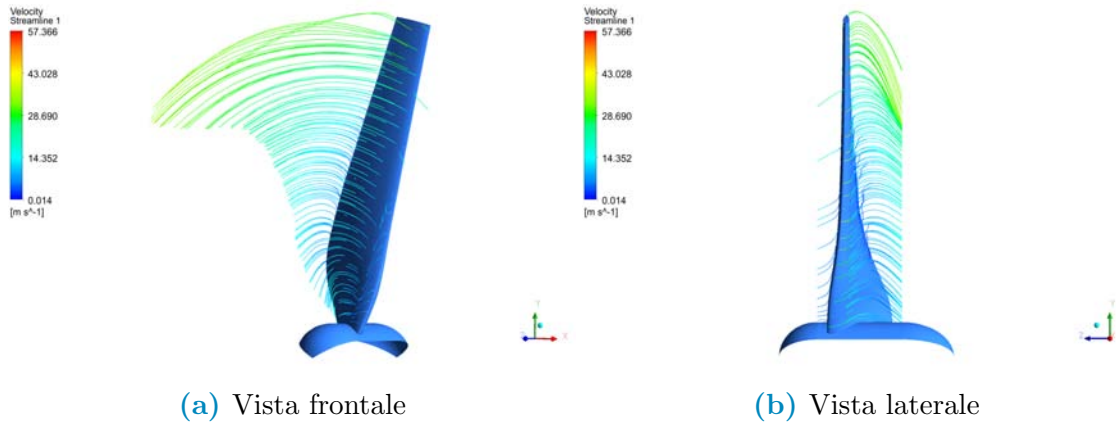


Figura 4.36: Streamline velocità sulla pala

Le streamline nell'intorno della pala evidenziano i primi segni di stallo anche se questo il profilo continua ad interagire accettabilmente con il fluido, l'aumentare della velocità porta ad un drastico calo del C_P , con il profilo che si avvicina alle velocità di stallo.

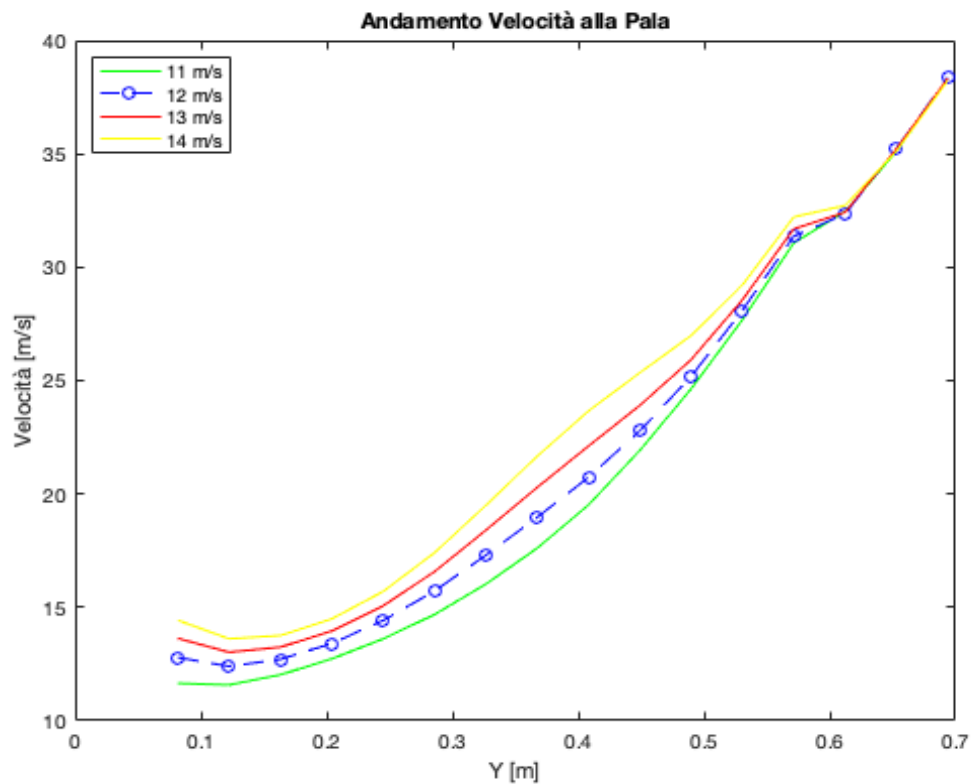


Figura 4.37: Andamento di velocità sulla pala

4.2.5 Cut-Out Range

Aria fluente dentro al Diffusore

Si nota un aumento dell'effetto delle flange sui profili di pressione: sia a monte che a valle del diffusore le zone di alta e bassa pressione sono di maggiore intensità. Nella sezione compresa tra le due flange si ha un'aumento della depressione con l'aumentare della velocità in ingresso al dominio. L'elemento a monte del diffusore ha un effetto prevalente rispetto all'elemento di valle, l'incidenza del quale si riduce all'aumentare della velocità, in particolare alla velocità di cut-out l'ostacolo posto non comporta significative modifiche all'andamento del fluido.

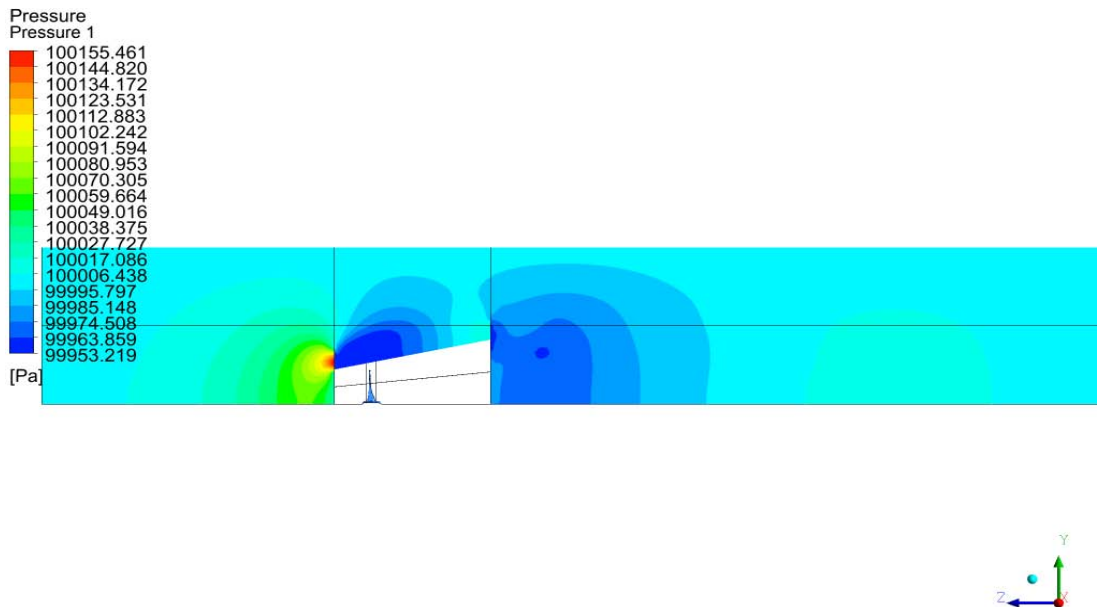
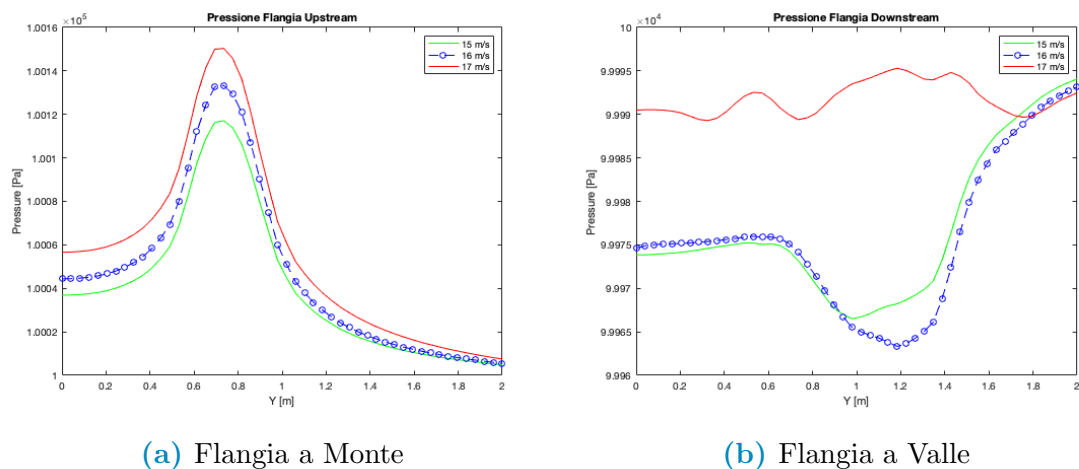


Figura 4.38: Profili di pressione aria a 16 [m/s]



(a) Flangia a Monte

(b) Flangia a Valle

Figura 4.39: Andamento della pressione alle Flange

I profili di velocità mostrano un andamento simile nella sezione a monte del diffusore: ove è presente una decelerazione del flusso in ingresso mentre il fluido che passa sopra allo shroud risulta accelerato. Entrambi questi effetti sono riconducibili all'ostacolo imposto dalla presenza della flangia upstream.

A valle del dominio la flangia downstream impone una separazione al flusso d'aria: la corrente ad alta velocità in arrivo dalla parte superiore del diffusore rimane distinta da quella a bassa velocità appartenente al vortice nella sezione terminale del diffusore.

Il flusso si presenta generalmente pulito, le streamline non evidenziano vortici.

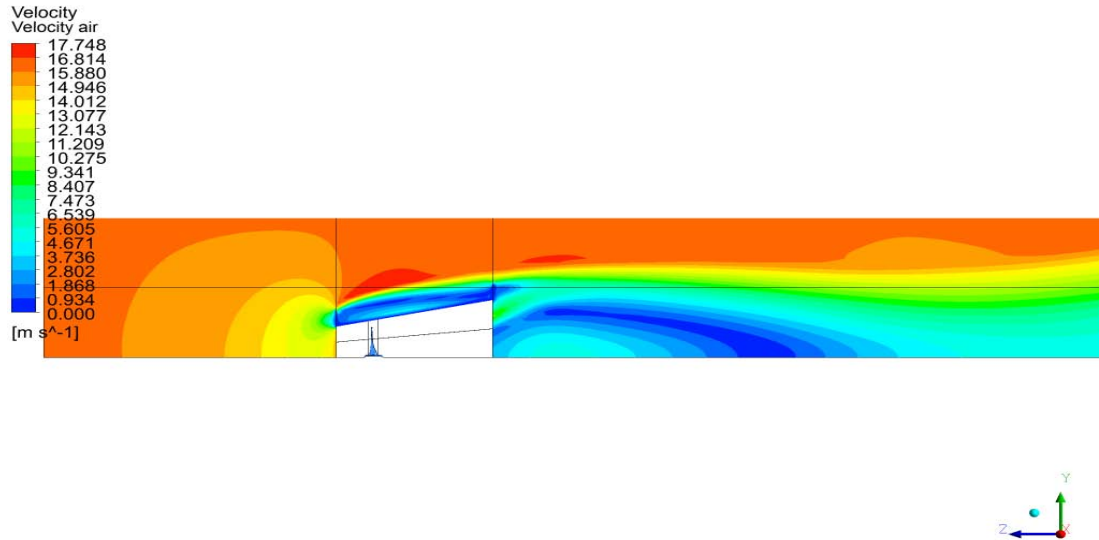


Figura 4.40: Profili di velocità aria a 16 [m/s]

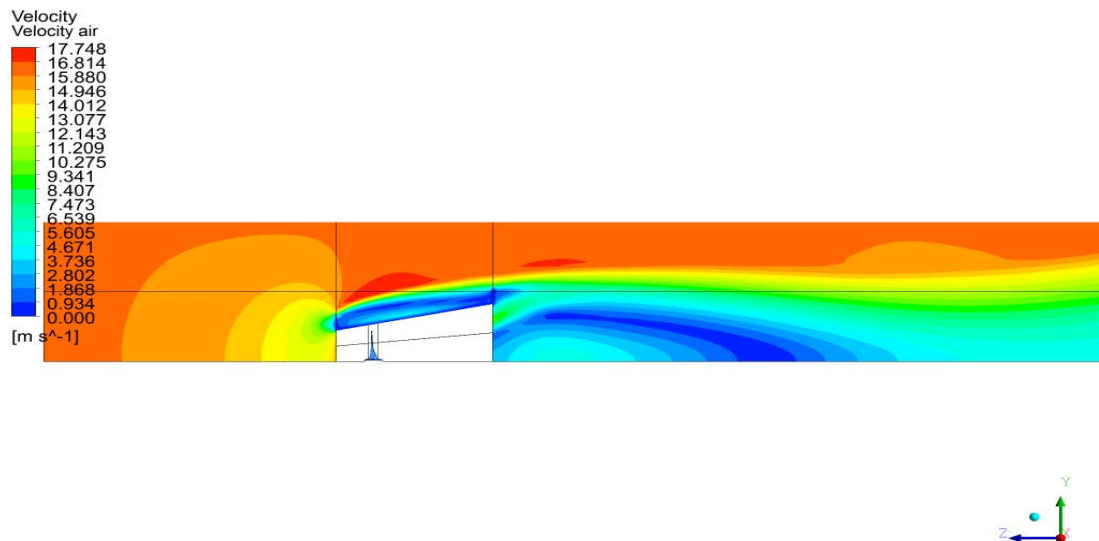


Figura 4.41: Streamline di velocità aria a 16 [m/s]

Si noti come la velocità di cut-out sia critica per la flangia di valle: le simulazioni evidenziano come a questa velocità l'effetto dell'elemento sia pressoché nullo mentre l'influenza dell'elemento a monte risulta preponderante.

Aria fluente dentro al diffusore

L'aumento della portata d'aria incidente sulla pala comporta in aumento sia nella sovrappressione a monte che nella depressione a valle del profilo.

La condizione di stallo passivo imposta dalle alte velocità in ingresso al dominio incide con maggior vigore sull'andamento della pressione a monte della pala, a causa dei vortici imposti dal distacco di vena. La portata d'aria è tale che l'effetto prevalente nel dominio del diffusore rimane l'ostacolo al moto imposto dalla presenza del profilo palare.

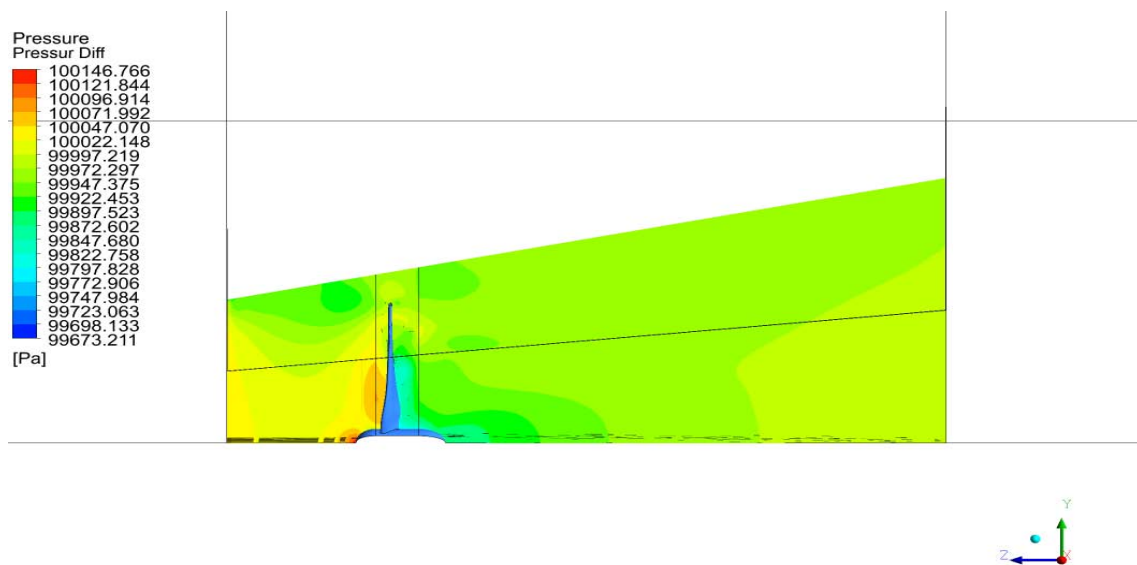


Figura 4.42: Profili di pressione diffusore a 16 [m/s]

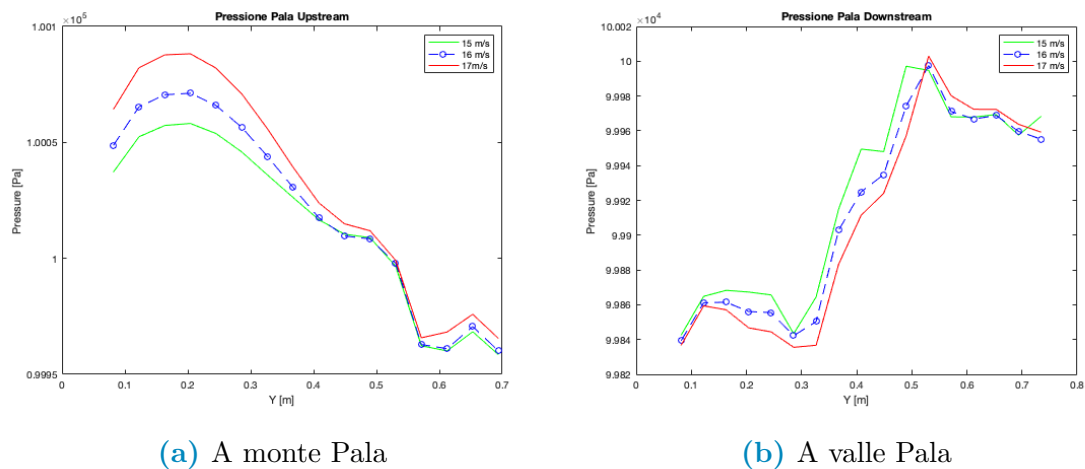


Figura 4.43: Andamento della pressione sulla pala

I profili di velocità evidenziano la condizione di stallo crescente sulla pala. Con l'aumentare della velocità del vento fino al cut-out si ha un aumento dello stallo con distacco di vena fluida in sezioni sempre maggiori del profilo. L'andamento delle streamline evidenzia un moto estremamente disturbato con formazione di vortici sia a monte che a valle la pala.

Prendendo in particolare considerazione il comportamento alla velocità di 16 [m/s], si nota come il flusso si divida in tre sezioni:

- vortici dovuti allo stallo nella sezione in prossimità della parete del diffusore;
- vortici dovuti al distacco di vena fluida provocato dalla rotazione della pala nella sezione in basso;
- andamento senza vortici nella sezione centrale.

La corrente in uscita dalla sezione centrale della pala è particolarmente influenzata dai vortici presenti nelle altre sezioni, tale disturbo persiste anche più a valle nel dominio.

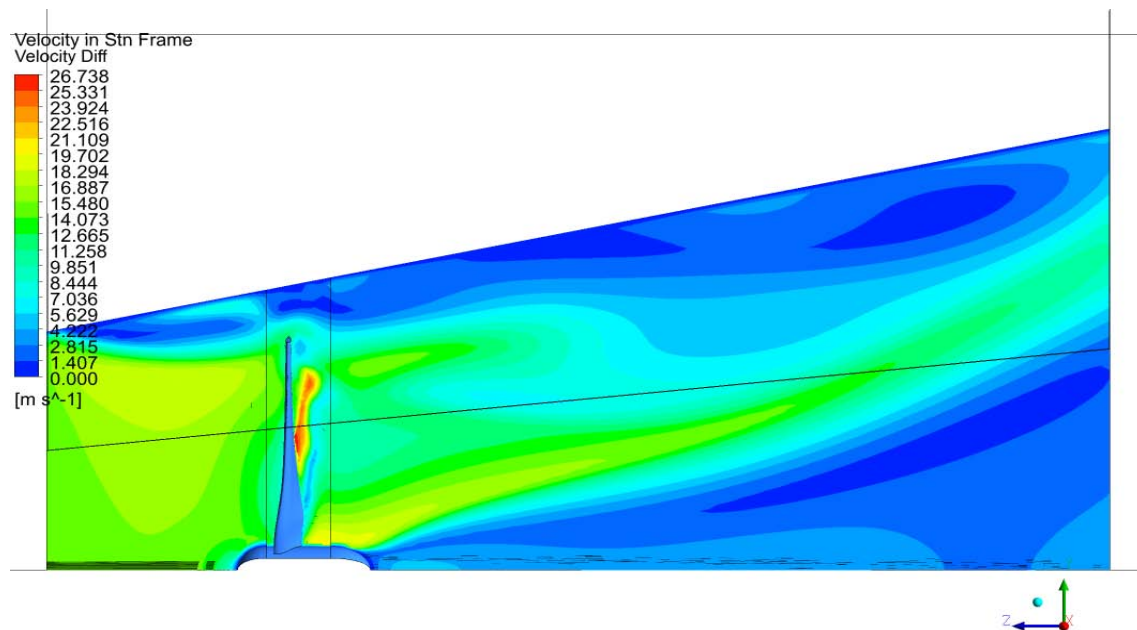


Figura 4.44: Profili di velocità diffusore a 16 [m/s]

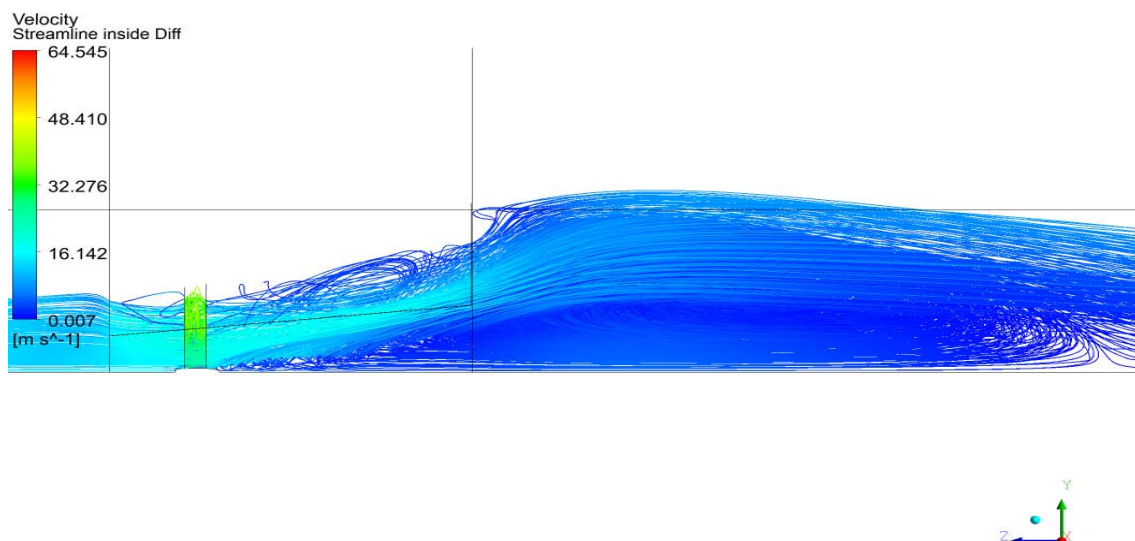


Figura 4.45: Streamline di velocità diffusore a 16 [m/s]

L'andamento delle streamline nell'intorno della pala riflette quanto sopra descritto, il profilo interagisce completamente con una portata d'aria sempre minore all'aumentare della velocità, il che riduce l'efficienza della turbina nell'estrarre la potenza del vento disponibile disponibile. Tale riduzione si traduce in un calo del C_P .

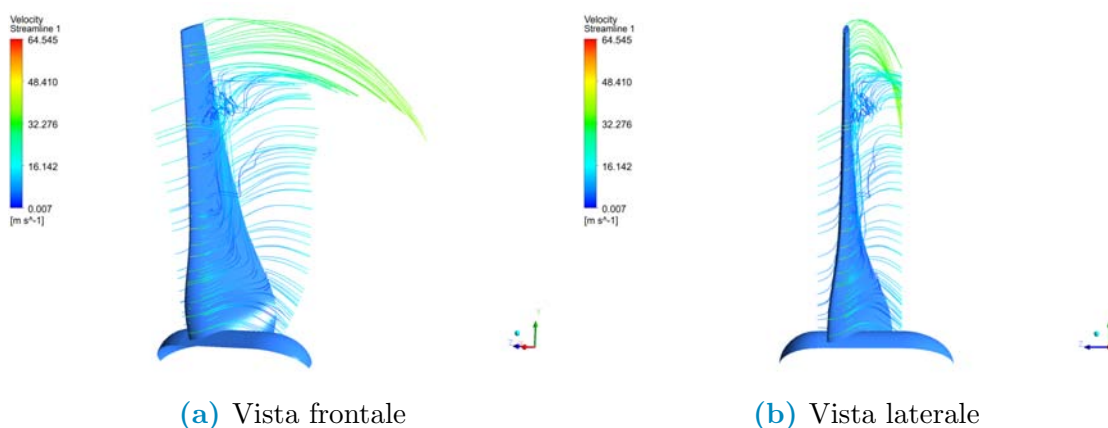


Figura 4.46: Streamline velocità sulla pala

Si tratta di un effetto voluto, il controllo della potenza prodotta dalla macchina è affidato ad un meccanismo di controllo passivo in cui sia l'angolo di pitch che la velocità di rotazione della turbina sono fisse. Viene lasciato alla condizione di stallo imposto dall'aumento di velocità del vento alla pala, il controllo della potenza da questa prodotta. Il profilo è infatti ottimizzato per la sola velocità di massima efficienza, questo accorgimento è necessario al contenimento dei costi di progettazione oltre a ridurre notevolmente la complessità della geometria dell'elemento.

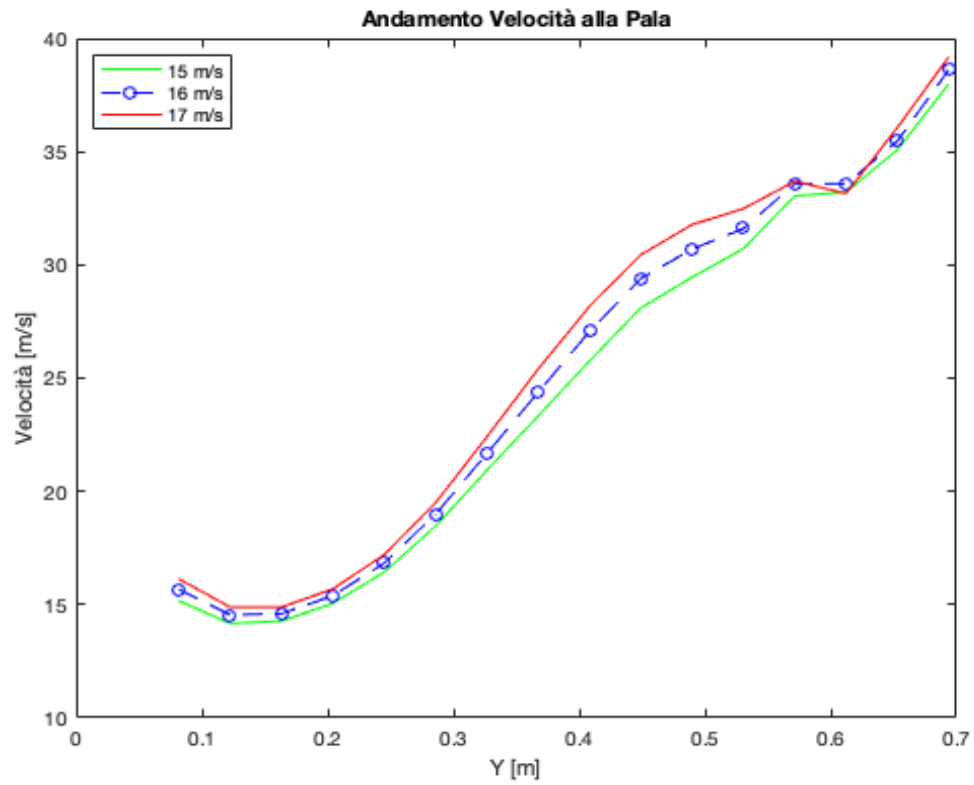


Figura 4.47: Andamento di velocità sulla pala

4.3 Potenza

Il programma CFD-Post consente, terminata la simulazione del dominio, di calcolare dei parametri specifici come la coppia su un elemento o la portata di massa attraverso una specificata superficie.

Attraverso i risultati ottenuti dal programma si sono ricavati i valori di **Potenza generata** dalla turbina per ogni condizione di ventosità operativa, i **coefficienti di coppia e di potenza**.

Dai valori di portata di massa si è ricavata la velocità in ingresso alla turbina per fare un confronto con i valori di velocità del vento dati in input al dominio.

4.3.1 Potenza Generata

Partendo dal valore di coppia lungo l'asse z che si ha sulla pala, si è ricavata la potenza generata dalla Pala stessa mediante la formula:

$$P = \omega * Q \quad [W] \quad (4.1)$$

ove ω è la velocità di rotazione della pala, espressa in [rad/s] e Q è la coppia in [N m].

Velocità Vento	Velocità rotazione [rad/s]	Coppia [N m]	Potenza Pala [W]	Potenza Turbina [W]
3,000	54,837	-0,636	34,920	104,759
4,000	54,837	-0,430	25,592	70,775
5,000	54,837	-0,074	4,067	12,202
6,000	54,837	-0,422	23,166	69,498
7,000	54,837	-0,681	37,373	112,118
8,000	54,837	-1,243	68,191	204,572
9,000	54,837	-1,540	84,504	253,513
10,000	54,837	-2,005	110,024	330,071
11,000	54,837	-2,282	125,193	375,580
12,000	54,837	-2,727	149,612	448,835
13,000	54,837	-3,031	166,335	499,006
14,000	54,837	-3,338	183,191	549,572
15,000	54,837	-3,326	182,191	547,569
16,000	54,837	-3,536	194,004	582,012
17,000	54,837	-3,747	205,594	616,781

Tabella 4.1: Dati di Coppia e Potenza

I risultati espressi in tabella sono riassunti dal grafico in figura, il quale mostra l'andamento della potenza all'aumentare della velocità del vento. Si è ipotizzato un output di potenza costante tra le tre pale per il calcolo della potenza totale generata dalla macchina.

La turbina non raggiunge mai la potenza nominale per cui è dimensionata: 1000 [W].

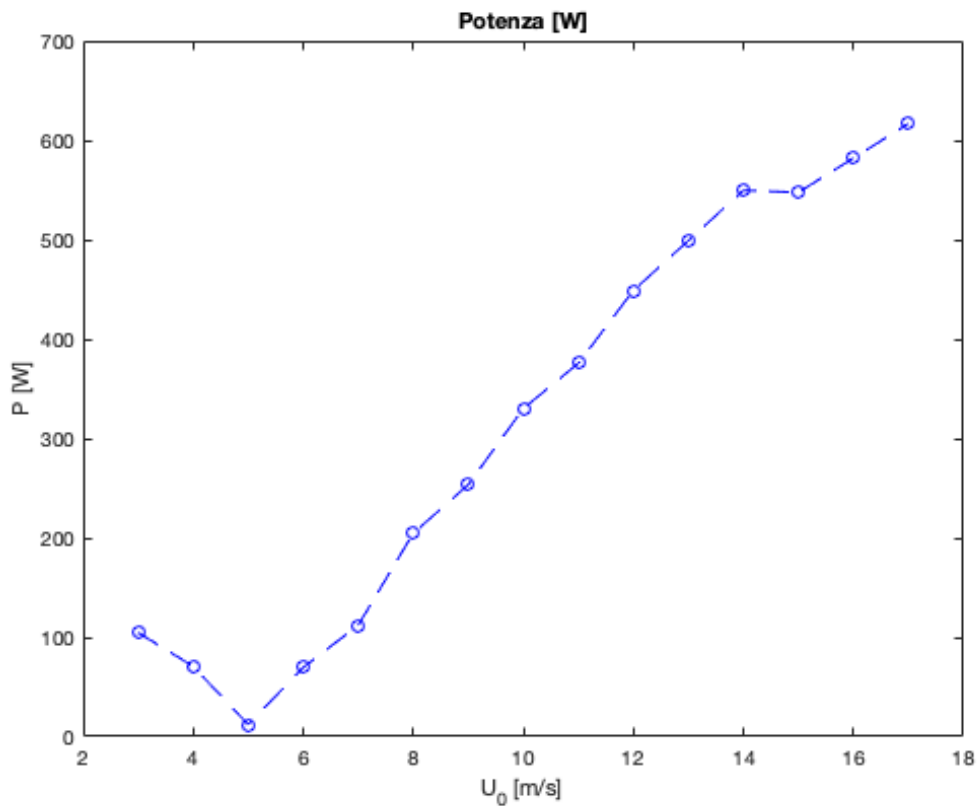


Figura 4.48: Potenza prodotta dalla turbina

Dal grafico si evince come il controllo di potenza a stallo passivo non operi in maniera corretta, non si ha una diminuzione di potenza una volta raggiunta la velocità di massima produzione imposta per il profilo: 15 [m/s]. L'entità delle perdite citate nel capitolo 2 non viene ridotto sufficientemente dalla presenza del diffusore.

Le velocità di 3 e 4 m/s sembrano dare problemi al profilo, questo non riesce a dare un output di potenza in linea con i valori ottenuti in condizioni simili di ventosità, si ipotizza un effetto di disturbo molto forte dovuto alla presenza del diffusore e alla bassa velocità del vento.

Le simulazioni sono state ripetute più volte per escludere eventuali errori durante la risoluzione, i risultati ottenuti sono in linea con quelli qui presentati eliminando la possibilità di un errore nella simulazione.

4.3.2 Coefficienti di Potenza e Coppia

Si presentano ora i coefficienti di Coppia e Potenza ottenuti per la turbina, questi sono parametri caratteristici della stessa e ne descrivono il comportamento nel range operativo.

Le formule utilizzate sono:

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho A_d U_0^3} \quad (4.2)$$

$$C_Q = \frac{Q}{\frac{1}{2}\rho A_d U_0^2} \quad (4.3)$$

il significato dei simboli:

- $\rho = 1,225 [kg/m^3]$, densità dell'aria a deg 25;
- $A_d = 1,131 [m^2]$, area spazzata dalla turbina;
- $U_0 [m/s]$, velocità del vento in ingresso al dominio.

Si introduce inoltre il *tip speed ratio*, λ :

$$\lambda = \frac{\omega R}{U_o} \quad (4.4)$$

I risultati ottenuti sono esposti in tabella.

Velocità Vento [m/s]	λ	C_P	C_Q
3,000	10,975	5,601	0,3062
4,000	8,231	1,596	0,1164
5,000	6,585	0,141	-0,0128
6,000	5,487	0,464	0,0508
7,000	4,703	0,472	0,0602
8,000	4,115	0,577	0,0841
9,000	3,658	0,502	0,0823
10,000	3,292	0,476	0,0868
11,000	2,993	0,407	0,0816
12,000	2,744	0,375	0,082
13,000	2,533	0,328	0,0777
14,000	2,352	0,289	0,0738
15,000	2,195	0,234	0,064
16,000	2,058	0,205	0,0598
17,000	1,937	0,181	0,0561

Tabella 4.2: C_P e C_Q

I due grafici riassumono i dati espressi in tabella.

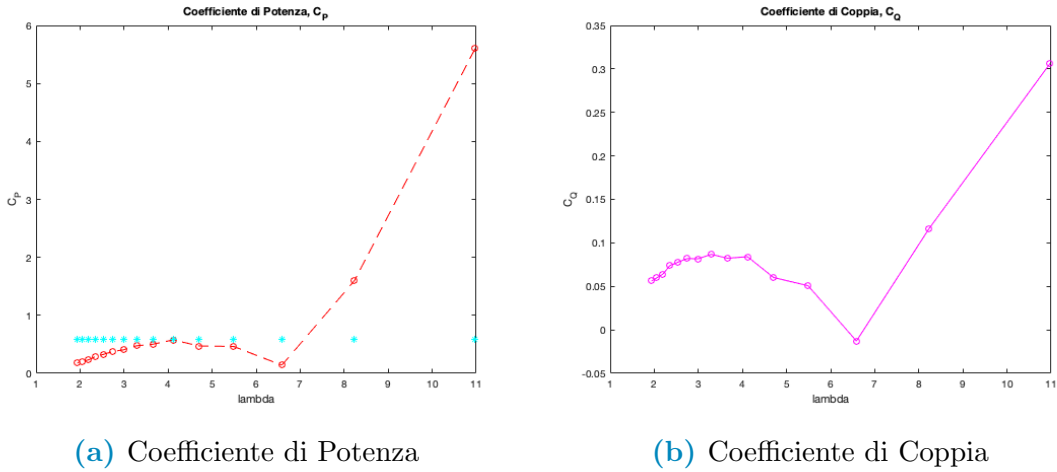


Figura 4.49: Coefficienti caratteristici

Come per la potenza anche per i coefficienti C_P e C_Q , l'andamento è falsato dai valori ottenuti alle velocità prossime al cut-in.

Escludendo dall'analisi gli outliers, l'andamento dei coefficienti è in linea con quanto ci si aspettava, in particolare per il coefficiente di potenza si nota come questo abbia valori prossimi al limite di Betz nel range di massima efficienza, con valore massimo a 8 [m/s]. Per i problemi ampiamente trattati nei paragrafi precedenti, la presenza del diffusore non sortisce gli effetti ottenuti a livello teorico, pur migliorando l'estrazione della potenza disponibile dal vento.

4.3.3 Portata di Massa

Partendo dal dato di portata di massa ottenuto dalle simulazioni, si è ricavata la velocità media del fluido in approccio alla pala. La formula utilizzata è l'equazione di continuità:

$$\dot{m} = \rho A_d U_d \Rightarrow U_d = \frac{\dot{m}}{\rho A_d} \quad (4.5)$$

Dalle simulazioni si ricavato il profilo di velocità in approccio alla pala, tali dati sono stati elaborati ricavando il valore medio di velocità dal profilo, al fine di effettuare un confronto con il dato ricavato dall'equazione [4.4]. La tabella presenta i risultati ottenuti.

Velocità Vento [m/s]	Portata di Fluido [kg/s]	$U_{d,teo}$ [m/s]	$U_{d,sim}$ [m/s]
3,000	2,1431	4,641	5,708
4,000	1,7621	3,816	4,662
5,000	1,1083	2,400	2,539
6,000	2,5166	5,449	4,936
7,000	2,8534	6,179	5,535
8,000	3,3960	7,353	6,690
9,000	3,8123	8,255	7,617
10,000	4,1954	9,084	8,403
11,000	4,5503	9,853	9,095
12,000	5,0516	10,938	10,203
13,000	5,4559	11,814	11,072
14,000	5,8651	12,700	11,915
15,000	6,2483	13,530	12,631
16,000	6,5970	14,285	13,247
17,000	6,7745	14,669	13,663

Tabella 4.3: Velocità alla Pala

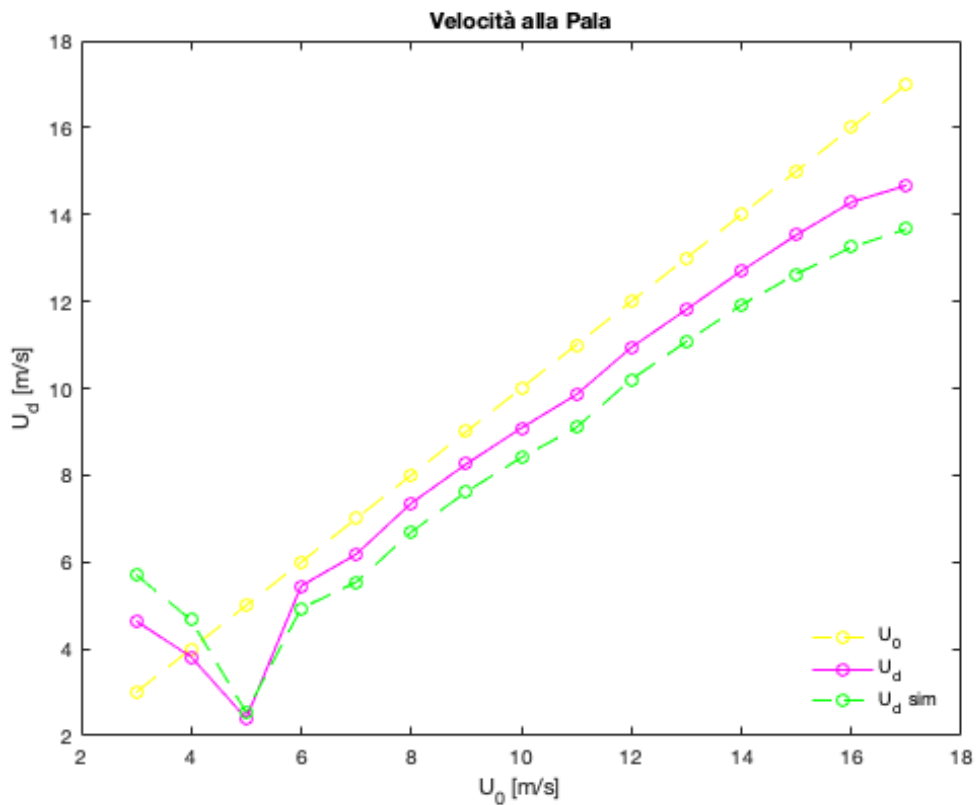


Figura 4.50: Andamenti di velocità alla Pala

Il grafico in figura mostra l'andamento dei dati in tabella, si nota come la velocità ottenuta dal profilo di velocità e quella calcolata con l'equazione di continuità seguano la stessa tendenza ma presentano valori in buona parte discordi.

La bassa efficienza del diffusore viene messa in luce dal grafico: la velocità in approccio alla pala non risulta mai superiore a quella in ingresso al dominio, indice di come la geometria scelta non conforme al compito richiesto.

Considerato il forte gradiente delle velocità nella sezione del dominio, come evidenziato dai profili analizzati all'inizio del capitolo, questa è stata divisa in tre aree:

- *Sezione inferiore*, [0 - 0,20 m]: in questa sezione si sviluppa la navicella e la parte del profilo palare con funzioni maggiormente strutturali;
- *Sezione centrale*, [0,20 - 0,40 m]: sezione centrale della pala;
- *Sezione superiore*, [0,40 - 0,60 m]: sezione in cui il profilo palare è ottimizzato per la produzione di potenza e la massima interazione con il fluido.

Si è proceduto al calcolo della velocità media per ogni sezione, al fine di una panoramica più completa dell'andamento di velocità in ingresso alla macchina.

Il grafico mostra come la media delle velocità nelle sezioni centrale e superiore abbiano valori prossimi alla velocità in ingresso al dominio, mentre l'andamento nella sezione inferiore si allontana di molto dai valori di input.

Il profilo palare lavora con una velocità maggiore nella parte dedicata alla produzione di potenza rispetto alla parte strutturale, migliorando la sua efficienza e il proprio output in termini di W.

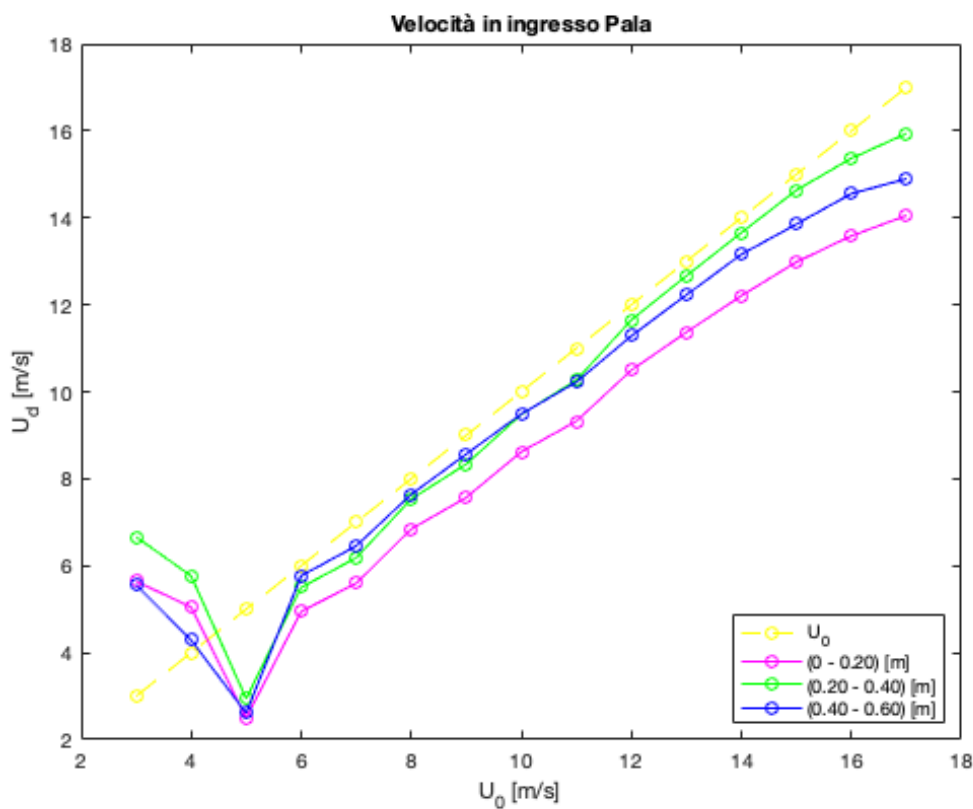


Figura 4.51: Andamenti di velocità nelle sezioni

Capitolo 5

Geometria Alternativa

A seguito dei risultati ottenuti dalle simulazioni del modello precedente, esposti nel Capitolo 4, si è pensato di adottare una nuova geometria per il **diffusore** eliminando la presenza della **flangia frontale**.

Alla base di questo sviluppo vi è la necessità di eliminare la zona di alta pressione a monte della pala e aumentare l'efficacia della flangia a posta a valle del diffusore, per ottenere un miglioramento del comportamento complessivo del diffusore stesso.

5.1 Geometria

La geometria di base rimane la medesima del modello precedente, vengono mantenuti i rapporti caratteristici e la semplicità strutturale.

Si riassumono i parametri caratteristici del nuovo diffusore:

	Diffusore	Flangia Downstream
<i>Diametro Ingresso</i> [mm]	605	302,5
<i>Diametro Uscita</i> [mm]	1119,4	302,5
<i>Lunghezza</i> [mm]	2420	//
<i>Spessore</i> [mm]	2,5	2,5
<i>Angolo caratteristico</i> [°]	12	//
<i>L/D</i>	2	//
<i>h/d (Flangia)</i>	//	0,5

Tabella 5.1: Parametri Caratteristici

La posizione della turbina all'interno del diffusore viene mantenuta, così come il profilo palare (*NACA 63(2) - 215B*) e le dimensioni degli elementi che compongono la macchina, per poter fare un confronto diretto tra i due modelli utilizzati.

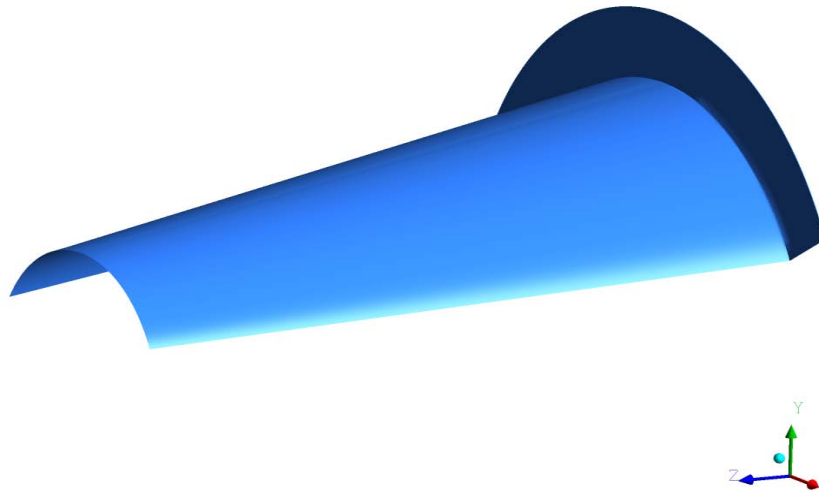


Figura 5.1: Diffusore

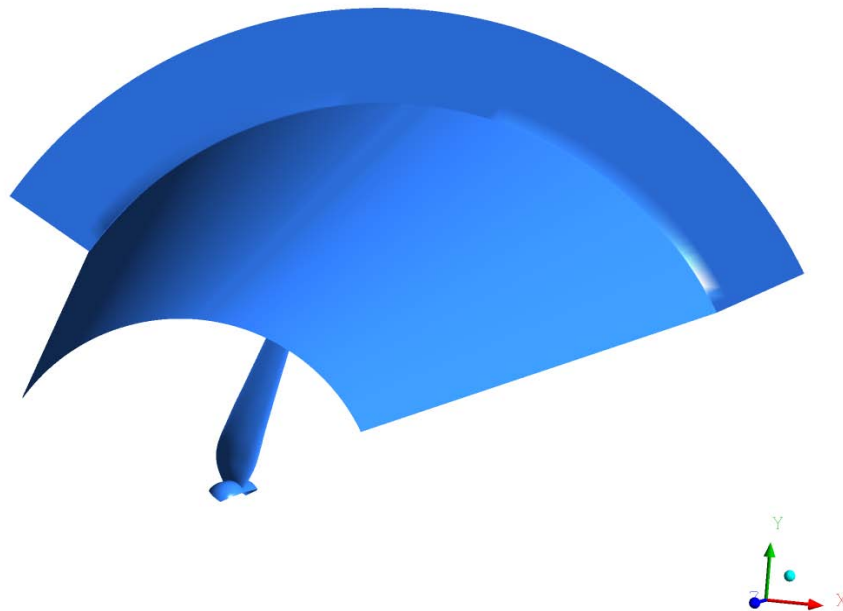


Figura 5.2: Geometria completa di Turbina: sezione 120°

5.2 Simulazione

Il mantenimento delle dimensioni complessive del sistema, sia nella sua parte che aria che nella sua parte diffusore e turbina, ha consentito il riutilizzo delle mesh utilizzate nelle simulazioni precedenti, eccezion fatta per quella che concerne il diffusore (**AIR_DIFFUSORE** [Cap:3]) e l'elemento di Inlet del dominio (**INLET** [Cap:3]) Si sono realizzate le nuove mesh per i due componenti così da ricalcare la nuova geometria introdotta.

Dal punto di vista strutturale le mesh rimangono invariate, sono stati eliminati i blocchi e le superfici riguardanti la flangia frontale.

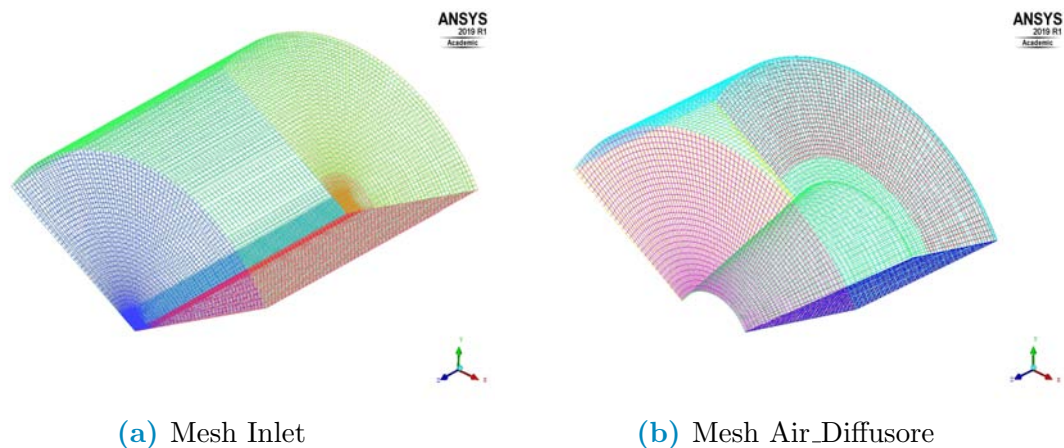


Figura 5.3: Nuove Mesh

Le impostazioni per il dominio di simulazione rimangono invariate rispetto al modello precedente e a queste si rimanda in Par:3.3.3.

5.3 Risultati

Si discutono ora i risultati ottenuti dalle simulazioni del modello.

Mantenendo la medesima struttura dei capitoli precedente, la trattazione approfondirà:

- il comportamento del fluido ai regimi di velocità precedentemente indicati [Par:4.2.1];
- La potenza prodotta dalla macchina.

Al termine delle considerazioni sulla nuova geometria si effettuerà un confronto tra i due modelli trattati, prestando particolare attenzione ai due diversi output di potenza.

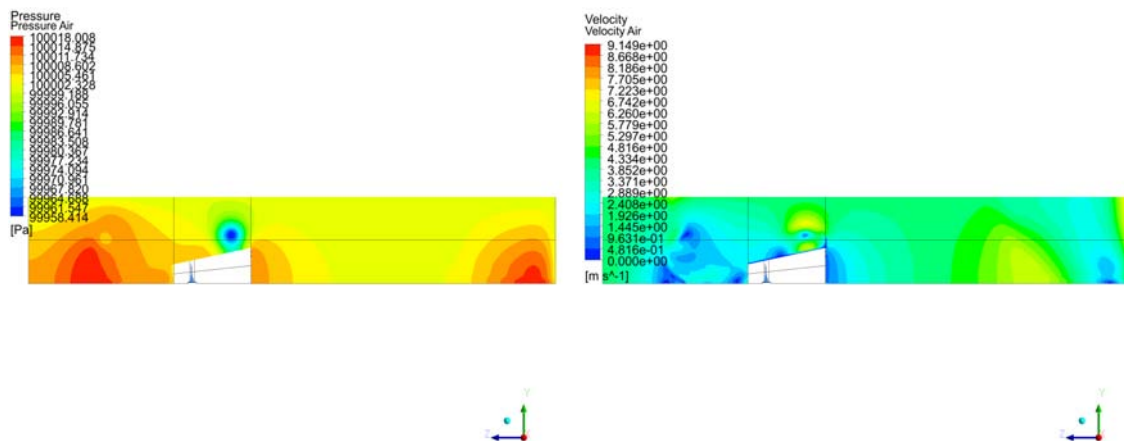
5.3.1 *Andamento del Flusso*

Range di *Cut-In*

- ARIA

I profili di pressione evidenziano come la flangia sia elemento determinante per lo sviluppo del moto nel dominio. In particolare alle basse velocità del vento analizzate in questo range, l'elemento posto a valle del diffusore influenza oltremodo l'andamento del flusso: si osserva un'area di bassa pressione molto intensa nella sezione a monte la flangia, tale da richiamare una parte della portata d'aria in uscita dal diffusore generando un vortice al di sopra di questo. Si ha in inversione nella direzione del moto per una parte della corrente in uscita dal diffusore, questa viene poi a contatto con la corrente in ingresso al dominio risultando in un moto estremamente disturbato in ingresso al diffusore.

I profili di velocità mostrano come l'interazione sopra descritta e la conseguente area di alta pressione, porti ad una decelerazione del fluido in ingresso al diffusore: le due correnti fluiscono in direzioni opposte e si ostacolano a vicenda. Lo sviluppo del moto a valle il disturbo generato dalla flangia non presenta vortici o significativi disturbi.



(a) Profili Pressione

(b) Profili Velocità

Figura 5.4: Andamenti Pressione e Velocità a 4 [m/s]

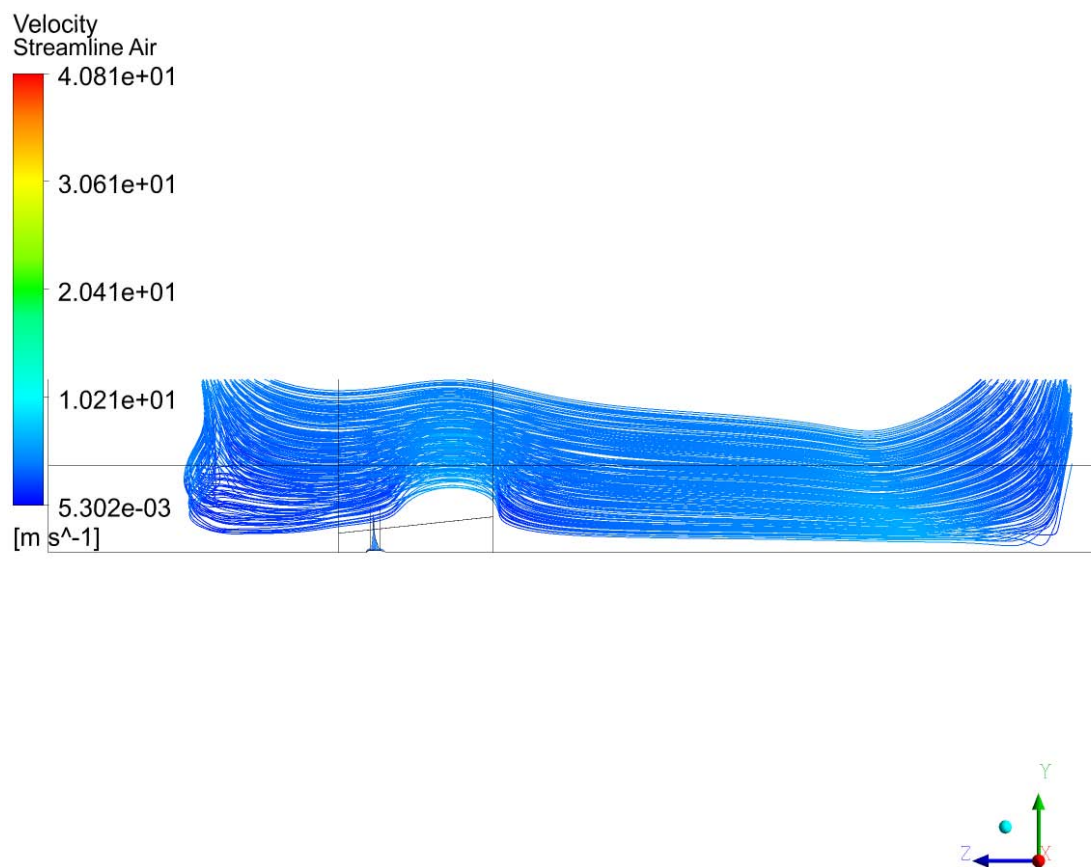
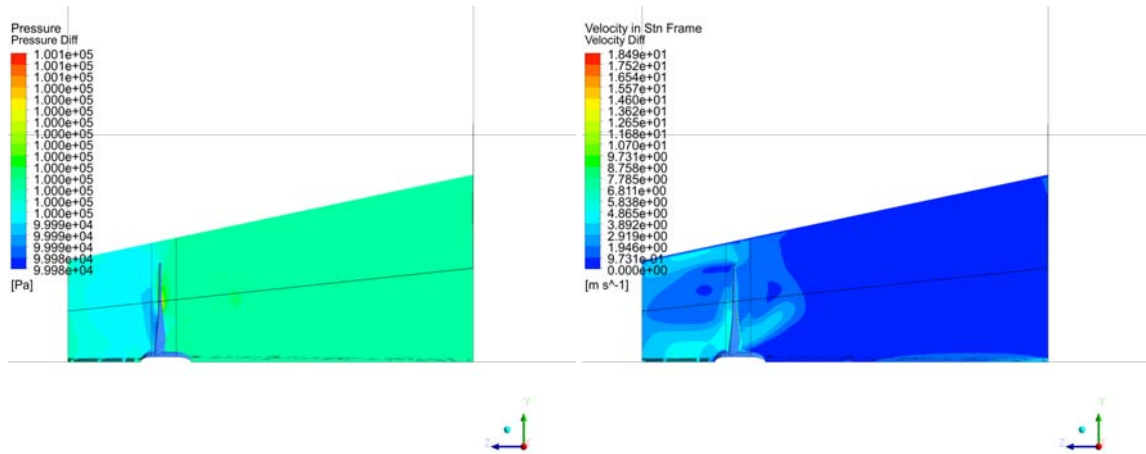


Figura 5.5: Streamline di Velocità a 4 [m/s]

- DIFFUSORE

L'andamento dei profili di pressione mostra una depressione in prossimità della pala, questa è conseguenza del moto sopra descritto e comporta un andamento anomalo dei profili di velocità a monte del profilo. L'analisi delle streamline nell'intorno della pala mostra come questa non riesca ad interagire in modo efficiente con il fluido, pur tenendo conto che il profilo non è progettato per questo range di velocità. Alle basse velocità analizzate in questa sezione si osserva come la geometria del diffusore non influenzi in modo ottimale l'andamento della corrente fluida.



(a) Profili Pressione

(b) Profili Velocità

Figura 5.6: Andamenti Pressione e Velocità a 4 [m/s]

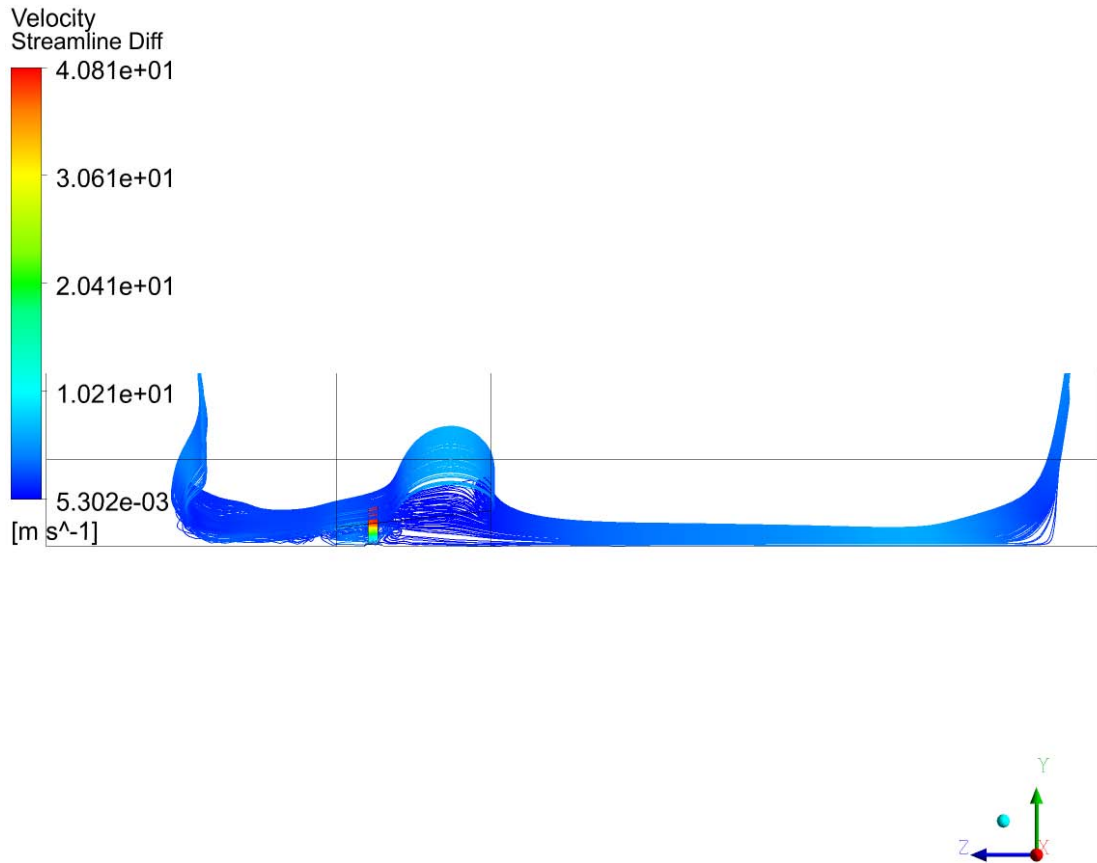
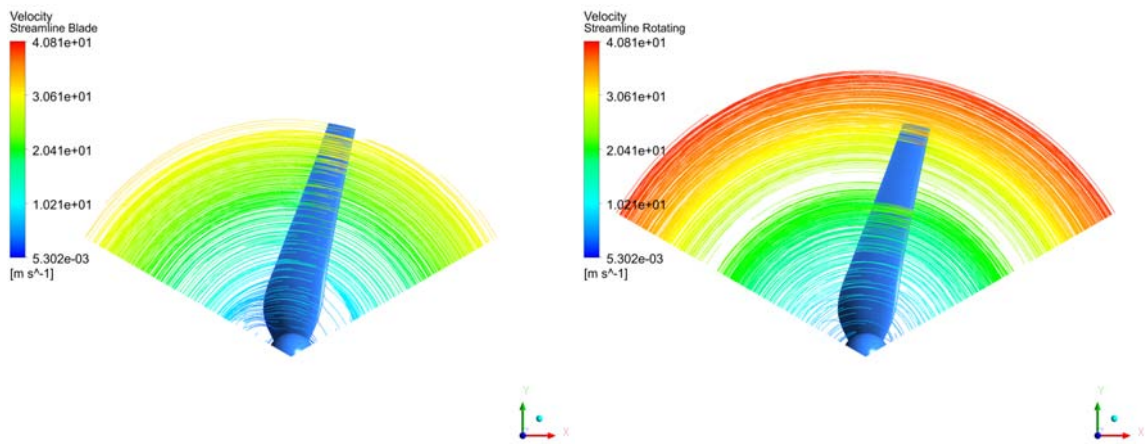


Figura 5.7: Streamline di Velocità a 4 [m/s]



(a) Streamline Pala

(b) Streamline intorno palare

Figura 5.8: Streamline di Velocita Pala a 4 [m/s]

Range di Massima Efficienza

- ARIA:

La presenza della flangia comporta un'area di alta pressione a monte dell'elemento, l'intensità dell'alta pressione si riduce man mano che ci si allontana dalla flangia verso l'imbocco del diffusore.

Si nota come la presenza del diffusore stesso comporti un aumento di pressione dell'aria rispetto al resto del dominio, indice di come il flusso a bassa velocità risenta dell'ostacolo posto dal diffusore al suo avanzamento.

Rispetto al modello precedente, la mancanza della flangia frontale comporta un gradiente di pressione minore.

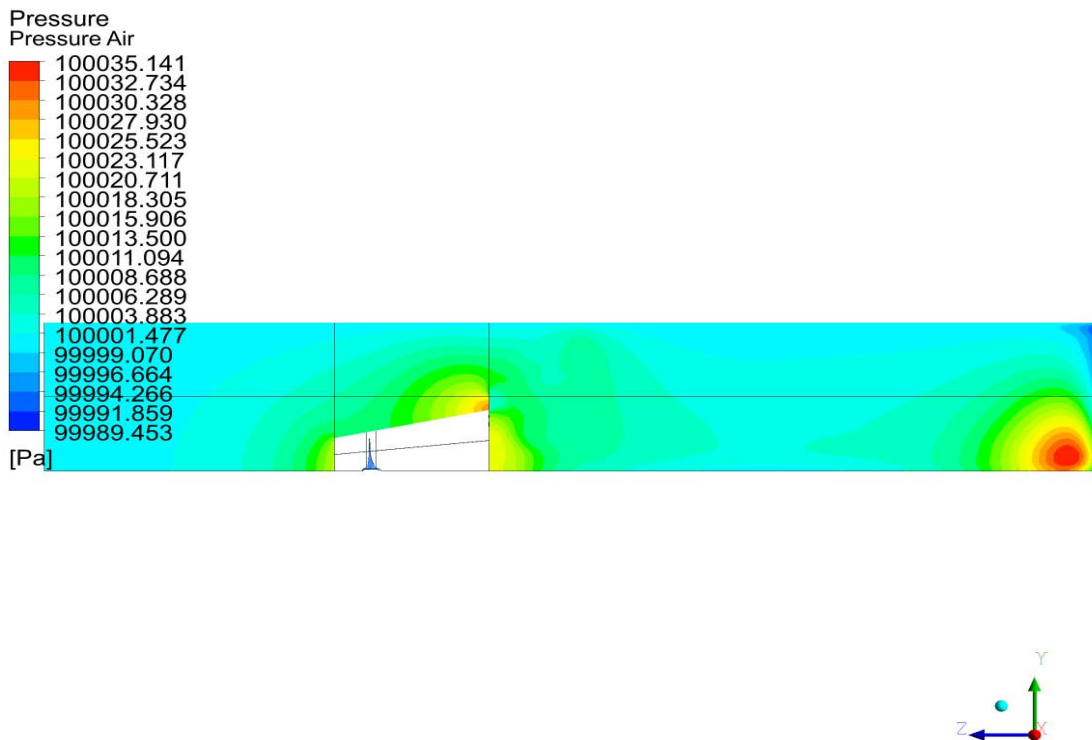


Figura 5.9: Profili di Pressione a 8 [m/s]

La zona di alta pressione situata all'imbocco del diffusore comporta una riduzione della velocità del fluido in ingresso alla turbina, la decelerazione imposta comporta che il fluido in ingresso alla turbina abbia una velocità minore rispetto a quella del vento in ingresso al dominio.

La flangia comporta una forte deviazione della corrente fluida verso l'alto, come si evince dalle streamline in figura. Le dimensioni del dominio non permettono il completo sviluppo del moto in questa sezione, il che comporta una non corretta rappresentazione della corrente nelle parte alta del dominio chiamato DOWNSTREAM.

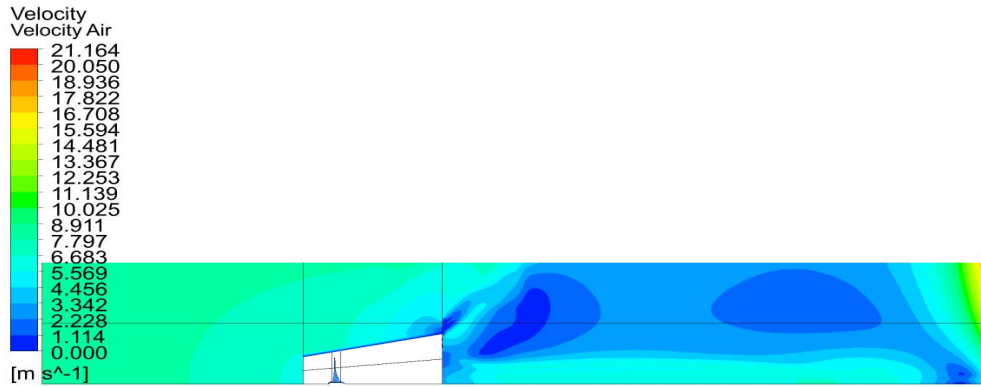


Figura 5.10: Profili di Velocità a 8 [m/s]

L'analisi delle streamline in prossimità del diffusore mostra un andamento omogeneo del flusso, non si ha una netta separazione tra la corrente che entra nel diffusore e quella che vi passa sopra.

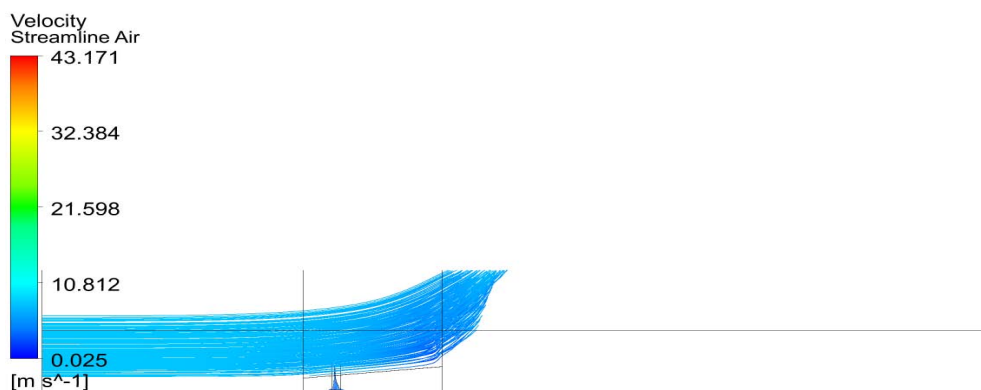


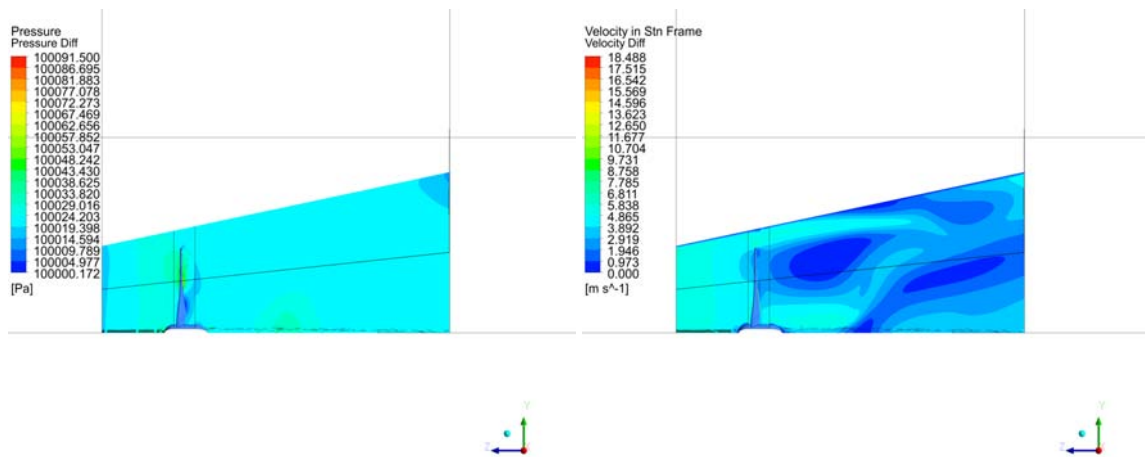
Figura 5.11: Streamline di Velocità a 8 [m/s]

Queste considerazioni non possono essere applicate a valle del diffusore, in questa sezione si ha lo sviluppo di moti vorticosi dovuti alla separazione della

vena fluida dalla superficie del diffusore.

- DIFFUSORE

I profili di pressione di pressione all'interno del diffusore evidenziano un valore di medio superiore rispetto all'aria che vi è all'esterno. Si nota un gradiente di pressione positivo in direzione della pala, elemento sul quale si osservano forti differenze di pressione tra la sezione a monte e quella di valle. Queste sono dovute all'ostacolo posto dal profilo alla corrente fluida.



(a) Profili Pressione

(b) Profili Velocità

Figura 5.12: Andamenti Pressione e Velocità a 8 [m/s]

L'analisi dei profili di velocità mostra con il fluido rallenti all'interno del diffusore a causa della geometria dell'elemento: l'aumento di sezione tra monte e valle comporta anche un maggior volume occupabile dal fluido con il conseguente rallentamento dello stesso. In questo range di velocità l'azione del diffusore ha effetto negativo sulla prestazione della macchina.

Il comportamento del fluido a valle del diffusore è pesantemente influenzato dalla formazione di vortici sia per distacco di vena nella parte superiore del diffusore che conseguenti al disturbo causato dalla rotazione della pala.

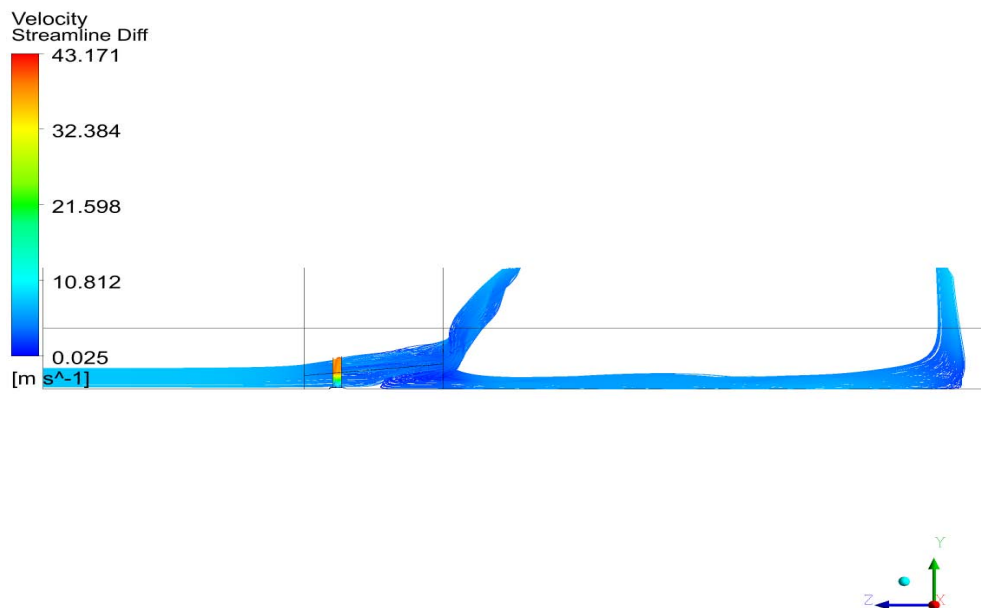


Figura 5.13: Streamline di Velocità a 8 [m/s]

L'analisi delle streamline nell'intorno del profilo palare mostra come la sua efficienza aumenti dal basso verso l'alto e come in prossimità della punta si ha una quasi completa interazione con il fluido. Questo dato è in linea con le caratteristiche del profilo che in questo range di velocità viene ottimizzato per la massima produzione.

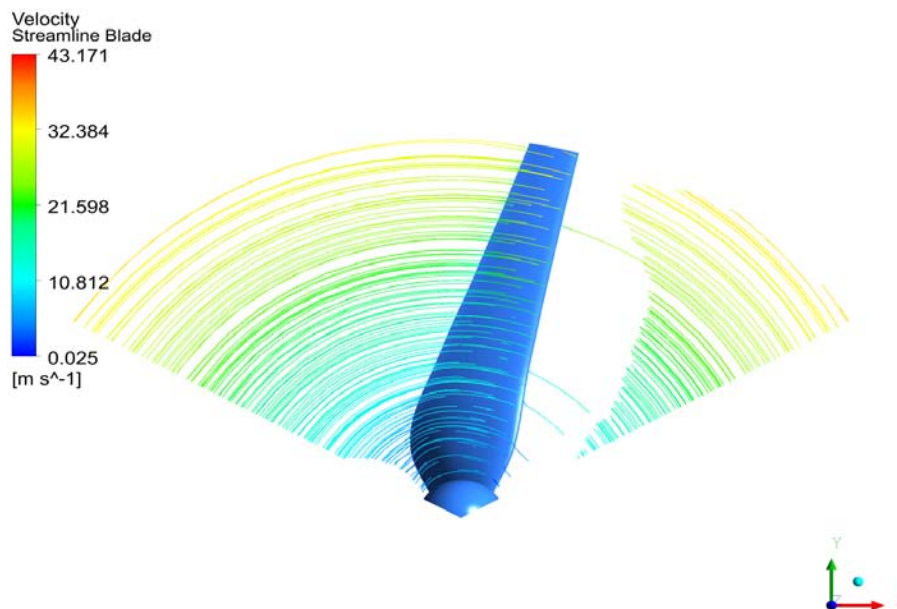


Figura 5.14: Streamline di Velocità Pala a 8 [m/s]

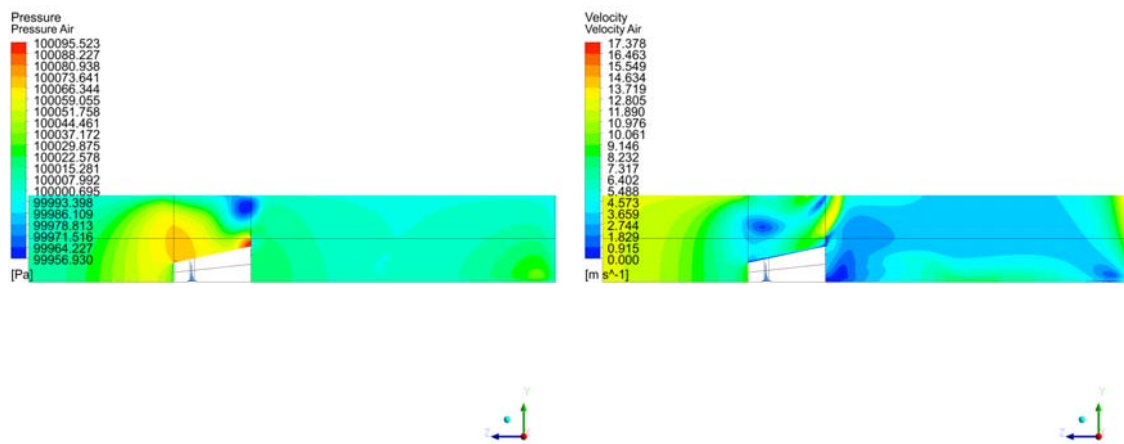
Range di Alte Velocità

- ARIA

In questo range di velocità si osserva un miglioramento nell'interazione del diffusore con la corrente fluida.

Dall'andamento dei profili di pressione si nota una depressione situata all'imbocco del diffusore, questa comporta un aumento della velocità del vento che comporta una maggiore portata fluente all'interno dell'elemento cilindrico.

Come per le velocità sopra analizzate, la flangia posteriore comporta una deviazione verso l'alto della corrente con cui interagisce generando un disturbo nel moto della scia.



(a) Profili Pressione

(b) Profili Velocità

Figura 5.15: Andamenti Pressione e Velocità a 12 [m/s]

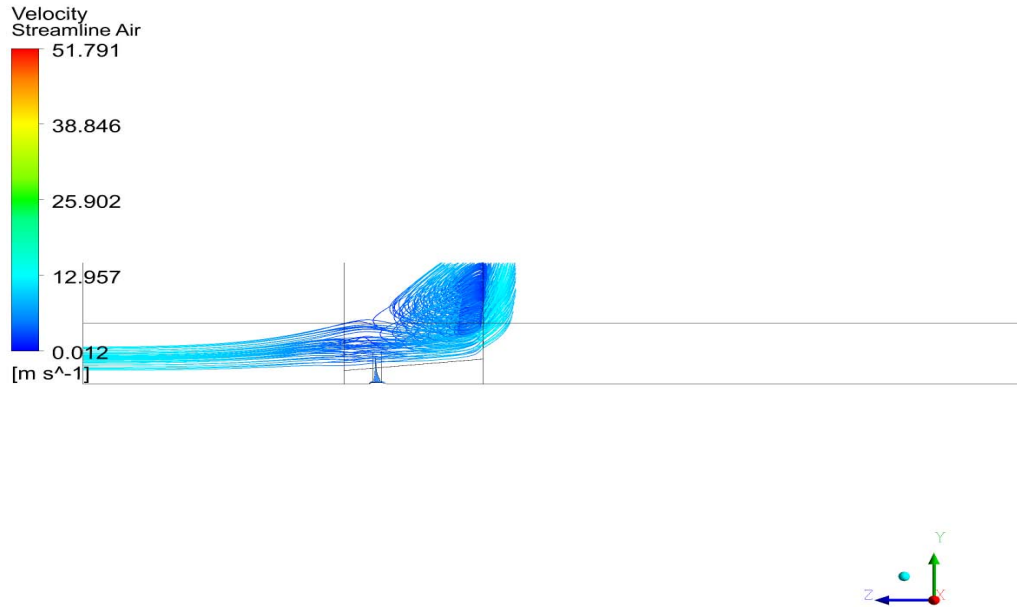


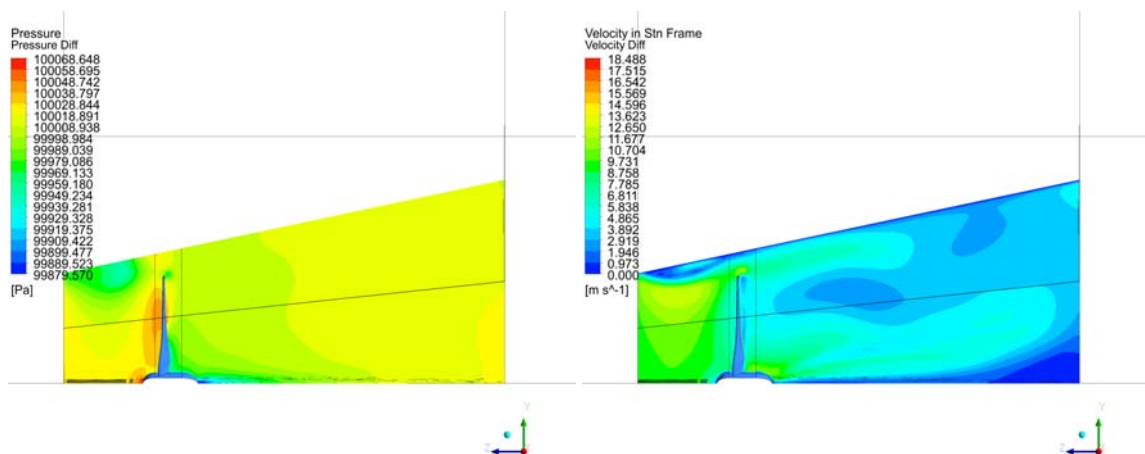
Figura 5.16: Streamline di Velocità a 12 [m/s]

- DIFFUSORE

I profili di pressione mostrano come l'ostruzione provocata dalla pala generi un'area di alta e bassa pressione rispettivamente a monte e a valle della stessa.

L'analisi dei profili di velocità mostra come il fluido acceleri nella sezione iniziale del diffusore confermando il trend osservato nel dominio esterno.

Si nota la formazione di vortici a monte della pala dovuti al distacco di vena fluida dalla superficie del diffusore che si aggiungono ai vortici presenti nella sezione terminale del diffusore, questi causati dalla rotazione della pala.



(a) Profili Pressione

(b) Profili Velocità

Figura 5.17: Andamenti Pressione e Velocità a 12 [m/s]

L'analisi delle streamline nell'intorno palare mostra come questa interagisca in maniera più appropriata con il flusso. La velocità in ingresso al dominio fa sì che questo interagisca meglio con la geometria, in particolare si nota una reazione migliore alla differenza di pressione dovuta alla flangia, arrivando più pulito e con angoli di pitch ortodossi alla pala.

L'alta velocità del flusso inoltre avvicina il profilo alla sua condizione di stallo, non ancora completamente sviluppata ma osservabile con l'aumento della velocità in ingresso al dominio.

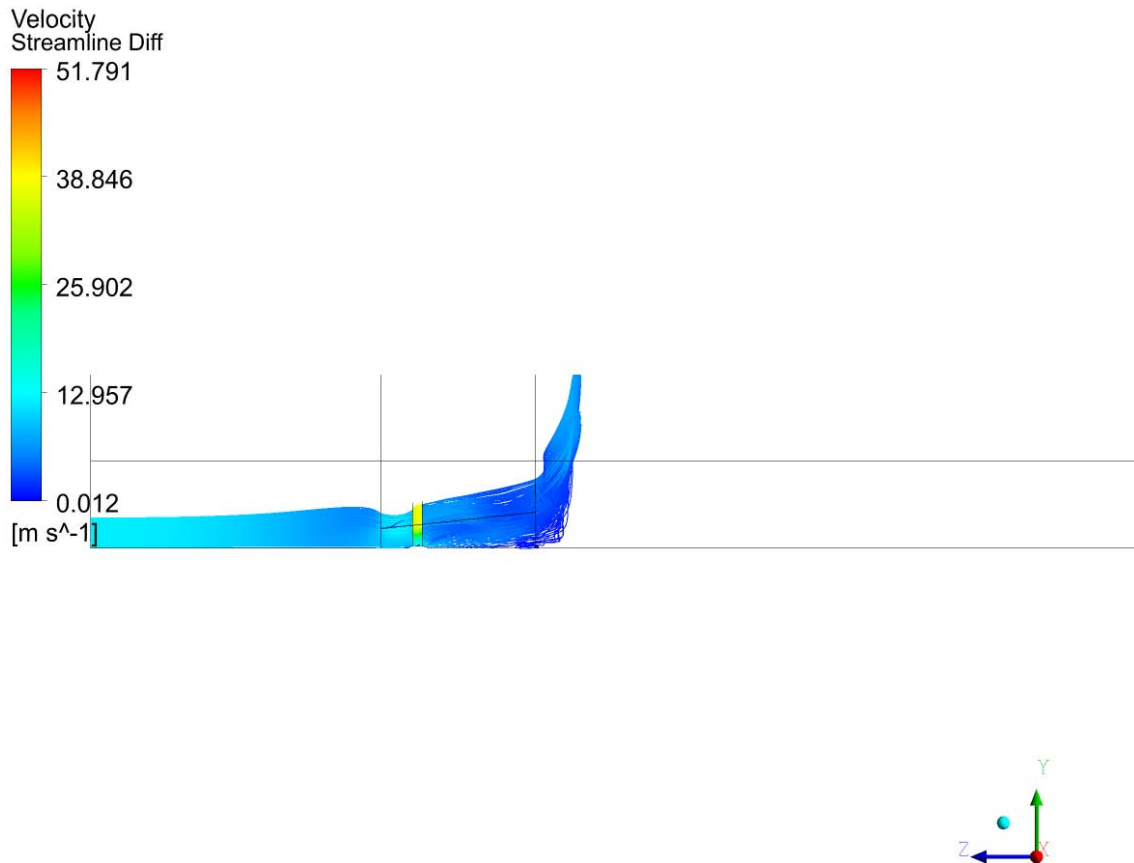
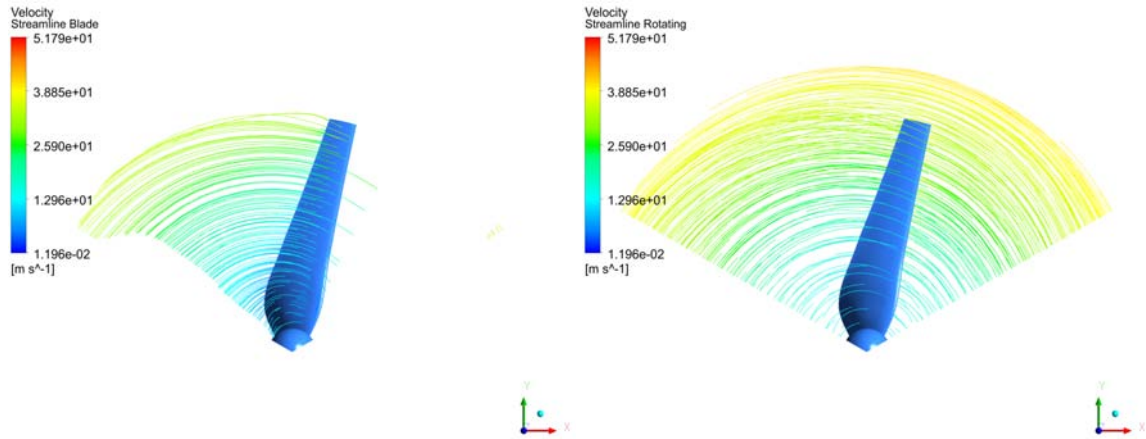


Figura 5.18: Streamline di Velocità a 12 [m/s]



(a) Streamline Profilo Palare

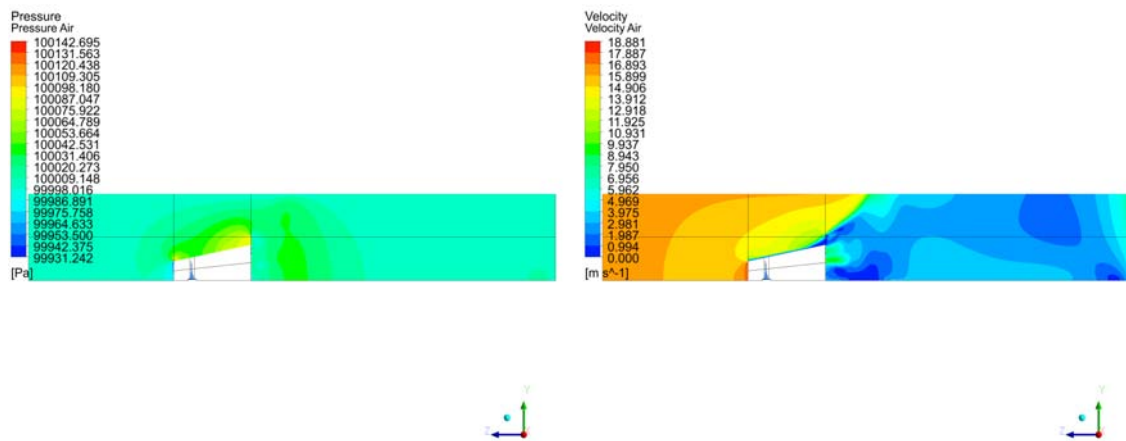
(b) Streamline intorno Pala

Figura 5.19: Streamline di Velocità Pala a 12 [m/s]

Range di *Cut-Out*

- ARIA

La presenza del diffusore genera una ragione di bassa pressione all'imbocco dell'elemento. L'alta velocità con cui la corrente fluida entra nel dominio fa sì che il suo moto sia influenzato dalla geometria del diffusore, cosa che non avviene a basse velocità. Si ha un'accelerazione del fluido in ingresso alla turbina, indice di un effetto positivo dell'elemento sull'efficienza della turbina.



(a) Profili Pressione

(b) Profili Velocità

Figura 5.20: Andamenti Pressione e Velocità a 16 [m/s]

L'analisi delle streamline denota una separazione più marcata, rispetto alle basse velocità, tra la corrente che effettivamente entra nel diffusore rispetto a quella che vi scorre sopra.

In continuità con i range di velocità precedenti la flangia posta in coda al diffusore devia la corrente verso l'alto, generando un flusso estremamente disturbato a valle dell'elemento. Si ripresenta il problema del ridotto sviluppo in altezza del dominio di simulazione, tale da non consentire il completo sviluppo del moto nella sezione terminale del dominio.

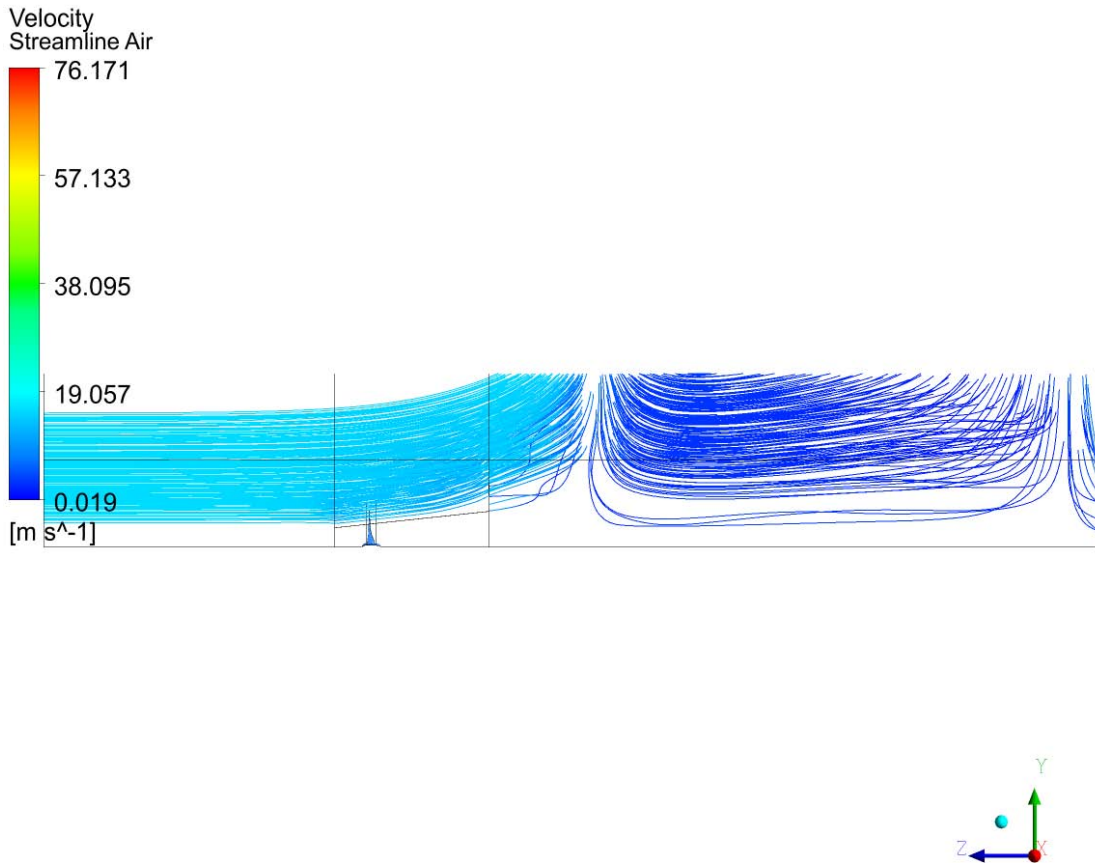
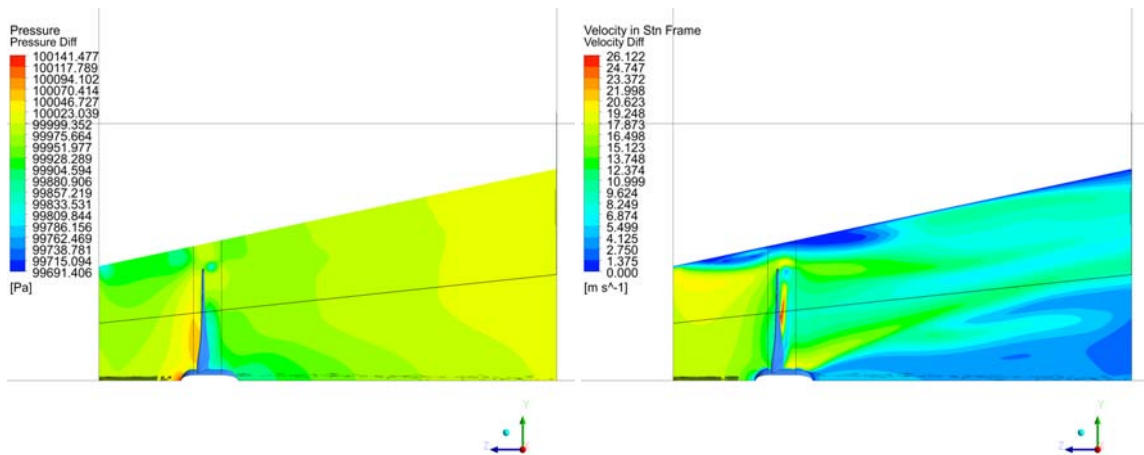


Figura 5.21: Streamline di Velocità a 16 [m/s]

- DIFFUSORE

L'andamento della pressione all'interno del diffusore mostra come l'ostacolo posto all'avanzamento del fluido dal profilo palare comporti un'area a forte gradiente di pressione che si sviluppa nell'intorno dello stesso e per tutta la sua estensione. Si ha una forte sovrappressione nella sezione a monte della pala e della navicella a cui segue una depressione a valle degli stessi elementi. L'aumento della portata di massa che interagisce con il profilo palare fa sì che il gradiente di pressione che si sviluppa in questo range di velocità sia il maggiore di quelli osservati.



(a) Profili Pressione

(b) Profili Velocità

Figura 5.22: Andamenti Pressione e Velocità a 16 [m/s]

I profili di velocità evidenziano la condizione di stallo in cui verte la pala, con un evidente distacco di vena fluida dalla sezione posteriore del profilo. L'effetto viene confermato dall'andamento estremamente disturbato delle streamline nell'intorno della pala.

Il disturbo causato dalla rotazione dell'elemento genera dei vortici nella sezione inferiore del diffusore, questi si estendono anche oltre i confini dell'elemento influenzano la corrente che fluisce a valle di questo.

La riduzione del distacco di vena dalla superficie del diffusore è ridotto rispetto a velocità inferiori.

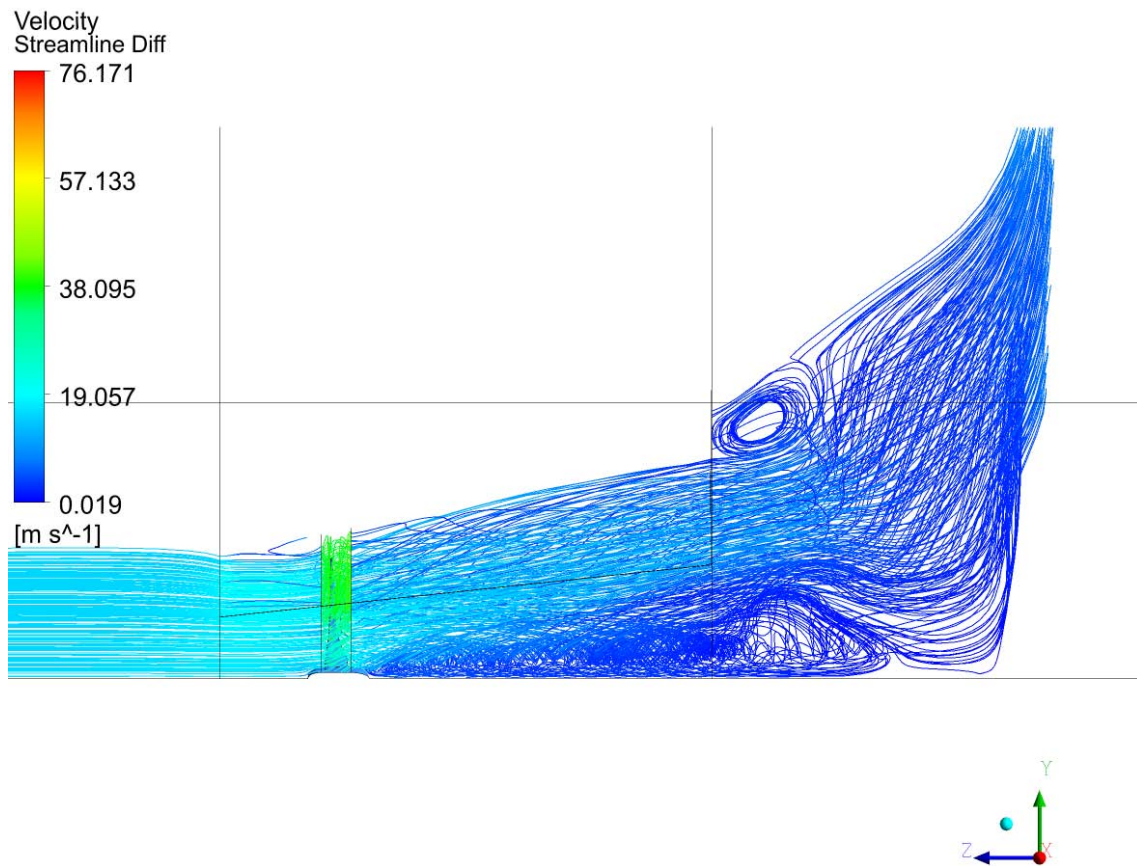


Figura 5.23: Streamline di Velocità a 16 [m/s]

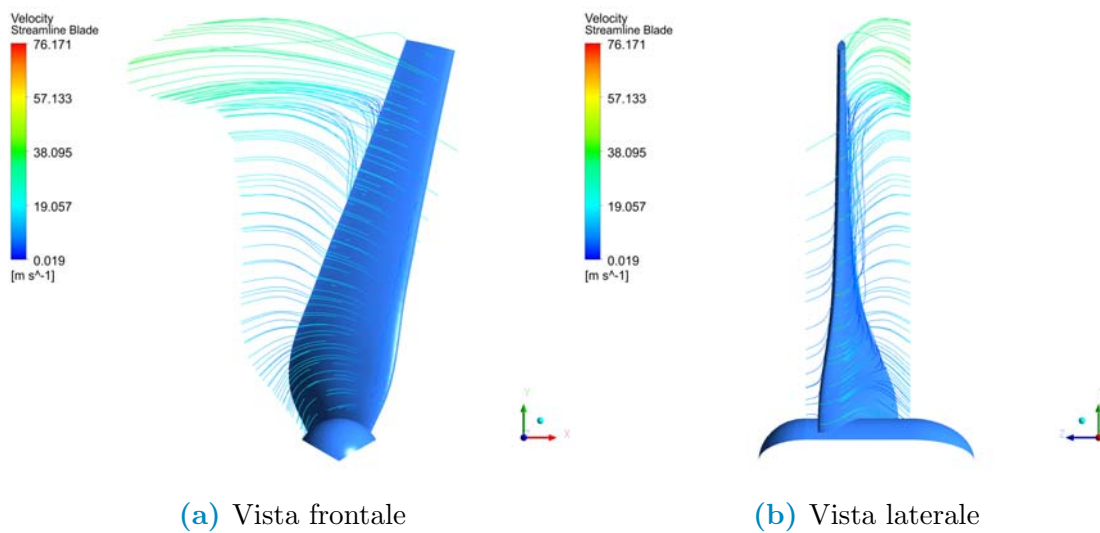


Figura 5.24: Streamline di Velocità Pala a 12 [m/s]

5.3.2 Potenza

Terminate le simulazioni del dominio ci si appresta al calcolo della **Potenza** prodotta dalla turbina.

Riprendendo quanto fatto nel capitolo precedente, la potenza prodotta dalla singola pala si ricava dalla formula:

$$P = \omega Q \quad [W] \quad (5.1)$$

dove ω è la velocità di rotazione della turbina espressa in radianti e Q è la coppia lungo l'asse Z sulla pala espressa in [N m]. Il dato della coppia si ricava grazie al programma CFD-Post.

La tabella mostra i risultati ottenuti, si è mantenuta la medesima ipotesi del capitolo precedente: si è assunto che le tre pale generino la stessa potenza in qualsiasi posizione si trovino, senza tenere conto di perdite dovute all'altezza da terra, la presenza dell'elemento di sostegno e dei diversi angoli con cui la corrente incide sulla pala nelle diverse posizioni che questa può occupare durante la sua rotazione.

U_∞ [m/s]	Q_z [N m]	ω [rad]	Potenza Pala [W]	Potenza Turbina [W]
3,000	-0,227	54,870	12,447	37,342
4,000	0,189	54,870	10,357	31,070
5,000	0,188	54,870	10,326	30,978
6,000	0,092	54,870	5,028	15,083
7,000	-0,058	54,870	3,208	9,624
8,000	-0,150	54,870	8,234	24,702
9,000	-0,363	54,870	19,904	59,711
10,000	-0,864	54,870	47,412	142,236
11,000	-2,171	54,870	119,100	357,299
12,000	-1,498	54,870	82,171	246,513
13,000	-2,981	54,870	163,588	490,765
14,000	3,900	54,870	214,003	642,009
15,000	3,496	54,870	191,835	575,506
16,000	4,436	54,870	243,392	730,177
17,000	-4,120	54,870	226,072	678,215

Tabella 5.2: Potenza Generata dalla Turbina

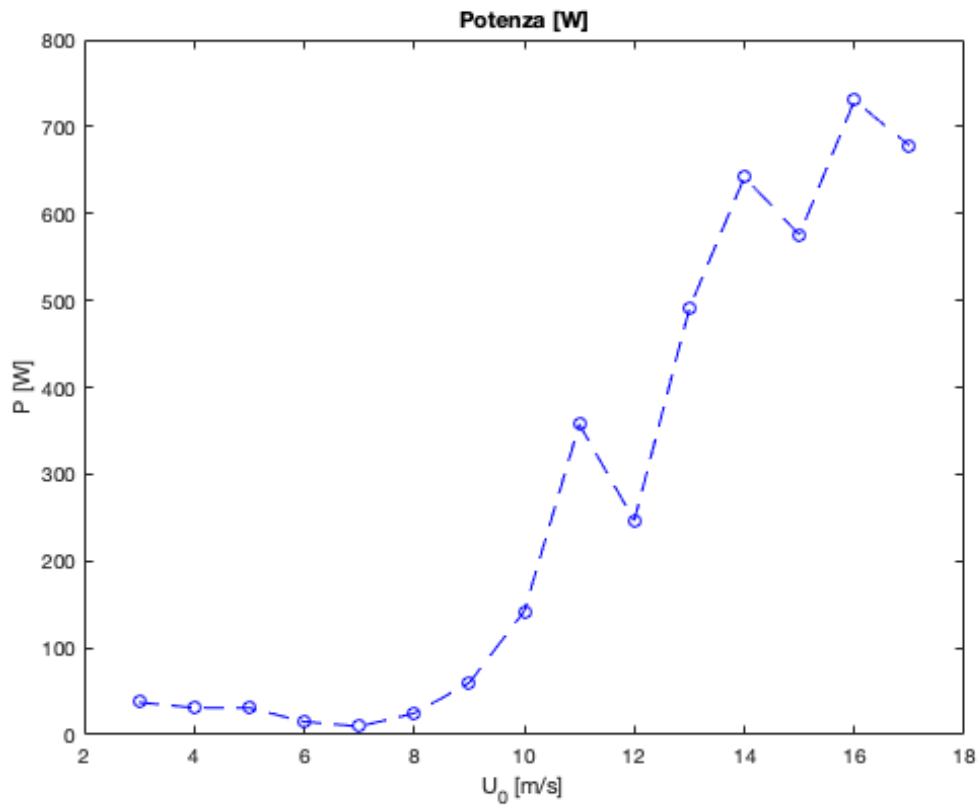


Figura 5.25: Potenza [W]

Si osserva come l'andamento della potenza prodotta dalla macchina, evidenziato dal grafico in figura, abbia una flessione nel range qui definito di massima efficienza per poi risalire velocemente con velocità del vento in ingresso al dominio superiori a 10 [m/s]. Si nota come ad alte velocità l'output di potenza della macchina sia accettabile con una buona efficienza nell'estrazione dell'energia del vento da parte della turbina.

I risultati ottenuti ricalcano quanto osservato dal comportamento fluido-dinamico: la geometria adottata non consente alla turbina di lavorare efficientemente alle medie velocità mentre si ha un miglioramento delle prestazioni nei range di alta velocità. Quanto detto sopra si ritrova nell'andamento del **coefficiente di Potenza**, cartina tornasole dell'efficienza della macchina, in particolare si nota il pessimo risultato ottenuto a quelle velocità per cui è ottimizzato il profilo palare.

U_∞ [m/s]	C_P	C_Q
3,000	1,996	0,109
4,000	0,701	0,051
5,000	0,358	0,033
6,000	0,101	0,011
7,000	0,041	0,005
8,000	0,070	0,010
9,000	0,118	0,019
10,000	0,205	0,037
11,000	0,388	0,078
12,000	0,206	0,045
13,000	0,322	0,076
14,000	0,338	0,086
15,000	0,246	0,067
16,000	0,257	0,075
17,000	0,199	0,062

Tabella 5.3: Coefficienti di Potenza e Coppia

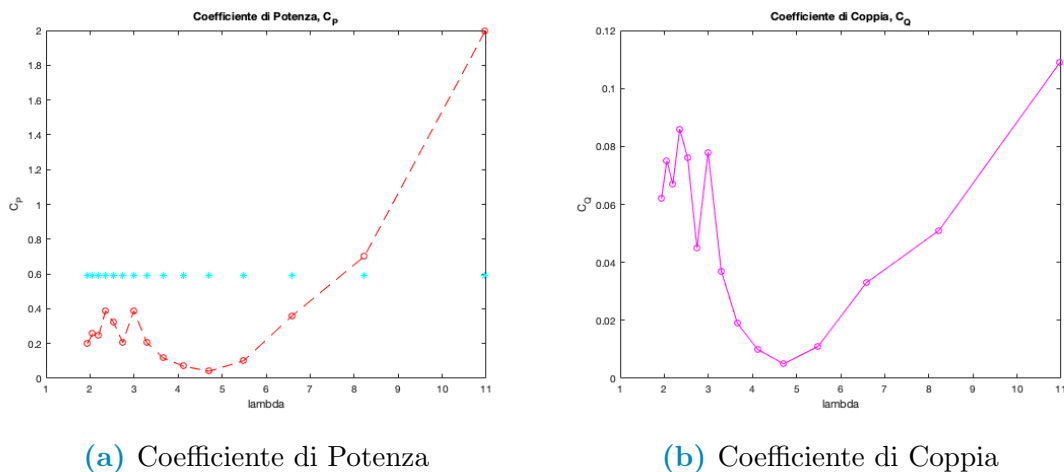


Figura 5.26: Andamenti dei due coefficienti

5.3.3 Confronto con la Geometria precedente

I dati in tabella riportano la Potenza prodotta e il coefficiente di Potenza per le due geometrie simulate.

U_∞ [m/s]	Potenza GEOM 1 [W]	Potenza GEOM 2 [W]	C_{P1}	C_{P2}
3,000	104,759	37,342	5,601	1,996
4,000	70,774	31,070	1,596	0,701
5,000	12,202	30,978	0,141	0,358
6,000	69,498	15,083	0,464	0,101
7,000	112,119	9,624	0,472	0,041
8,000	204,573	24,702	0,577	0,070
9,000	253,514	59,711	0,502	0,118
10,000	330,072	142,236	0,476	0,205
11,000	375,581	357,299	0,407	0,388
12,000	448,837	246,513	0,375	0,206
13,000	499,008	490,765	0,328	0,322
14,000	549,574	642,009	0,289	0,338
15,000	547,570	575,506	0,234	0,246
16,000	582,014	730,177	0,205	0,257
17,000	616,783	678,215	0,181	0,199

Tabella 5.4: Potenza e Coefficiente di Potenza per le due geometrie

A differenza di quanto previsto le performance della geometria che adotta una sola flangia non sono migliori rispetto al caso con due flangie, anzi, i risultati ottenuti mostrano come nel secondo caso alle medie e basse velocità l'output di potenza e l'efficienza della turbina siano peggiori.

Questo è particolarmente significativo in quanto le velocità inferiori ai 10 [m/s] sono le più frequenti nel sito preso in esame per questo studio ed in generale per tutte le località in cui la soluzione studiata è utilizzabile. Si ha quindi una grande perdita nell'energia prodotta dalla macchina durante il suo funzionamento, tale perdita non può essere compensata del lieve miglioramento delle prestazioni ottenuto alle alte velocità: queste sono estremamente rare nella località in esame.

Come mostrato nella curva di durata [Fig.2.1a] vento con velocità compresa tra i 7 e 10 [m/s] si presenta con una frequenza compresa tra le 300 e 2000 ore/anno, mentre velocità superiori a 15 [m/s] hanno una frequenza minore di 100 ore/anno. Risulta chiaro come non ci sia confronto in termini di energia prodotta nei due range.

Si conclude quindi che la soluzione ad una sola flangia non si risolve le criticità emerse dalla sua controparte a due flange e non è una soluzione adottabile dal punto di vista ingegneristico.

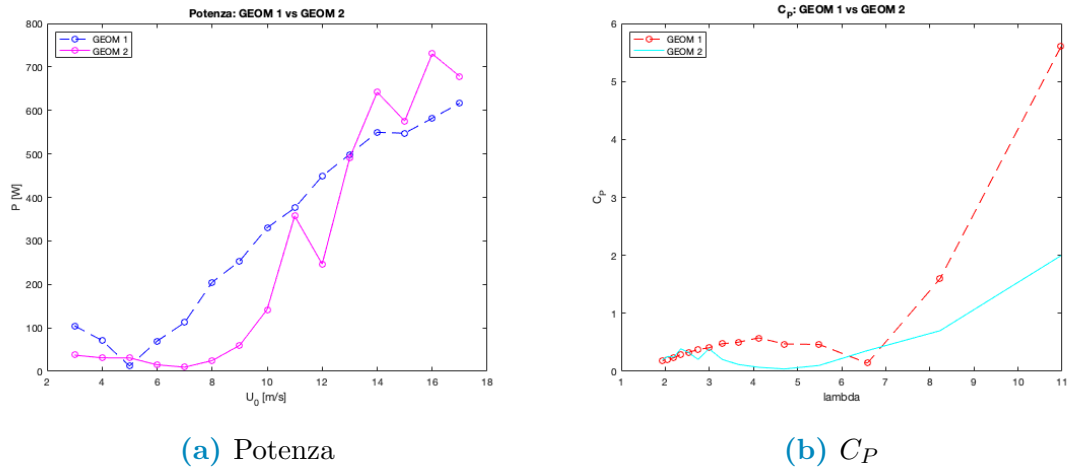


Figura 5.27: Confronto tra i due casi

I grafici in figura riassumono i dati mostrati in tabella rendendo chiaro come la prima geometria lavori meglio in un ampio range di velocità, in particolare quelle più presenti nel sito osservato.

Il confronto tra i valori del coefficiente di potenza mostra come anche dal punto di vista dell'efficienza della macchina la geometria a due flange sia migliore rispetto al caso in cui ne è presente una sola.

Capitolo 6

Conclusioni

Si stilano ora le conclusioni di questo elaborato di tesi, essendo giunti al termine della trattazione e dell'esposizione dei risultati.

La geometria del diffusore adottata, con l'implementazione di due flangie: una in posizione frontale ed una alla coda dell'elemento, non ha riportato i risultati sperati.

L'effetto di accelerazione del moto dato dal diffusore viene parzialmente mitigato dalla flangia frontale, l'ostacolo posto da questo elemento all'avanzamento del fluido genera un'area di alta pressione a monte del diffusore che ha un effetto rallentare per la corrente d'aria. Questo rallentamento riduce l'effetto di aumento della portata fluente alla turbina eolica, la quale ha riporta performance standard nella gran parte del range operativo, eccezion fatta per le velocità di massima interazione col fluido.

Si è quindi sviluppata una nuova geometria per il diffusore in cui si è prevista la sola flangia posteriore, pur mantenendo i parametri caratteristici dell'elemento precedente. Ai fini di un confronto significativo tra le due geometrie il profilo palare, la struttura della turbina e la sua posizione all'interno del diffusore si sono mantenuti costanti.

Al termine delle simulazioni sul nuovo elemento si è notato come questo non migliori le prestazioni rispetto al caso da cui deriva, mostrando una particolare inefficienza nei regimi di media velocità. Il diffusore ad una flangia si è dimostrato adatto ai regimi di alta velocità, mostrando un miglioramento sia dell'output di potenza che dell'efficienza rispetto alla geometria a due flange. Questo è dovuto alla grande massa d'aria che interagisce con l'elemento e di conseguenza questo riesce a separare in modo efficace la corrente che fluisce all'interno da quella che fluisce all'esterno il diffusore stesso, senza creare effetti di turbolenza nella sezione in ingresso alla pala che portano ad un rallentamento del fluido.

In questo elaborato si conferma la bontà della tecnologia shroud implementata alle turbine eoliche, anche in situazioni di scarsa ventosità come quella studiata. La potenza prodotta dalla macchina è in linea con l'output di una turbina senza diffusore, ma in condizioni operative critiche il coefficiente di potenza ottenuto dalla macchina qui studiata è ben più alto di una configurazione standard, avvicinando di molto al limite teorico pur non superandolo.

Applicazioni future allo studio presentato potrebbero prevedere la simulazione della geometria con una sezione d'ingresso convessa per un effetto di schiacciamento delle streamline di velocità e la loro conseguente accelerazione, posizionando infine la turbina nella sezione minima del diffusore si sfrutterebbe al massimo l'effetto del diffusore in quando la macchina interagirebbe con la corrente fluida alla sua massima velocità.

Il cruccio di questo elaborato è di non aver presentato una geometria efficiente per dimostrare come con un basso costo d'investimento sia possibile aumentare le prestazioni di una turbina eolica.

Ringraziamenti

Al termine di questo lavoro di tesi mi è permesso un pensiero per coloro che hanno lo hanno reso possibile.

Ringrazio il mio relatore, il Professor Giorgio Pavesi, che ha saputo accompagnarmi in questi mesi di lavoro dimostrandosi sempre disponibile e attento nei miei confronti.

Ringrazio mio Padre, che non mi ha mai fatto mancare nulla in questi anni, spero che questo lavoro lo ripaghi per i sacrifici fatti.

Ringrazio Gianna, mi ha accolto come uno di famiglia e mi ha fatto sempre sentire a casa, sia con i piccoli che con i grandi gesti mi ha accompagnato anche nei momenti più difficili di questi lunghi anni.

Ringrazio Giulia, che mi sopporta, ascolta e tutte le mille cose che rendono la mia vita più facile e più difficile allo stesso tempo. Riesce sempre a dare quel pizzico di sale che innalza il sapore e che quando manca te ne accorgi.

Ringrazio la mia famiglia, per tutto quello che è stato fatto per me da ogni suo componente.

In ringraziamento particolare ai miei nonni: Auerelio, Pierina e Silvana sono contento che siate qui per la fine di questo percorso.

Ringrazio gli amici di Roveredo, di Pn, dell'Uni, i Fuego Boys e in particolare i ragazzi ai quali devo una bella festa.

Bibliografia

- [1] Pavesi Giorgio. *Wind Energy Sistem.* 2013.
- [2] Mancin S. Rossetto L. Cavallini A., Sorano M. *Elementi di Gasdinamica.* Libreria Progetto snc, Via Marzolo 28, 35131, Padova, 2017.
- [3] Cavallini Alberto. *Energia Eolica: appunti per il corso di energie rinnovabili.* 2018.
- [4] A.Morini A.Tortella M.Andriollo, G.Martinelli. *Macchine elettriche rotanti.* Esculapio, Bologna, 2016.
- [5] Akira Sakuraib Ken-ichi Abeb Masahiro Inouec Yuji Ohyaa, Takashi Karasudania. Development of a shrouded wind turbine with a flanged diffuser. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96:524–539, March 2008.
- [6] Junfeng Hu-Satoru Odahara Tomoyuki Nagai Takashi Karasutani Yuji Ohya Wen-Xue Wang, Terutake Matsubara. Experimental investigation into the influence of the flanged diffuser on the dynamic behavior of cfrp blade of a shrouded wind turbine. *Renewable Energy*, 78:386–397, January 2015.
- [7] A. Sakuraia Y. Ohyac H. Kiharaa E. Wadad K. Sato K. Abea, M. Nishidab. Experimental and numerical investigations of flow fields behind a small wind turbine with a flanged diffuser. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 95:951–970, December 2005.
- [8] Andrea Tondelli Buyung Kosasih. Experimental study of shrouded micro-wind turbine. *Procedia Engineering*, 49:92–98, July 2012.
- [9] K. Duraisamy A. Aranake. Aerodynamic optimization of shrouded wind turbines. *Wind Energy*, 20:877–889, November 2017.
- [10] Rusdi Febriyanto Kukuh Mukti Wibowo Nova Dany Setyawana Nyenyep Sri Wardania Lip Huat Sawb Bayu Rudiantoc Riyanto, Nugroho Agung Pambudi. The performance of a shrouded wind turbine at low wind speed condition. *Energy Procedia*, 159:260–265, August 2019.
- [11] Yu-Kang Chen Wen-Yu Yeh Chun-Wann Chen Rong Fung Huang, Gene Shin Liu and Chih-Chieh Chen. Effects of flange size on dividing streamlines of exterior hoods in cross drafts. *Journal of Occupational and Environmental Hygiene*, 1:283–288, January 2004.

- [12] Yuji Ohya Ken-ichi Abea. An investigation of flow fields around flanged diffusers using cfd. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 92:315–330, January 2004.
- [13] Wataru Haruki Shinichi Oono Manabu Takao Kazuhiko Toshimitsu, Koutarou Nishikawa and Yuji Ohya. Piv measurements of flows around the wind turbines with a flanged-diffuser shroud. *Proceeding of the 2nd Asian Joint workshop on thermophysics and fluid science (Lyangong, China)*, pages 264–270, December 2008.
- [14] A.S. Holmes D.A. Howey, A. Bansal. Design and performance of a cm-scale shrouded wind turbine for energy harvesting. *Smart Mater. Struct.*, 20:1–27, 2011.
- [15] Kohei Sato Takuya Sato Kazuhiko Toshimitsu, Hironori Kikugawa. Experimental investigation of performance of the wind turbine with the flanged-diffuser shroud in sinusoidally oscillating and fluctuating velocity flows. *Open journal of fluid dynamics*, 2:215–221, December 2012.
- [16] Vinod K. Lakshminarayan Karthik Duraisamy Aniket C. Aranake. Computational analysis of shrouded wind turbine configurations using a 3-dimensional rans solver. *Renewable Energy*, 75:818–832, October 2015.
- [17] Teymour Tavakkoli Hashjin Barat Ghobadian-Esmail Mahmoodi Nemat Karamat Siavash, G. Najafi. Mathematical modeling of a horizontal axis shrouded wind turbine. *Renewable Energy*, 146:856–866, January 2020.
- [18] Omid Dehghan Farshad Torabi Razieh Hamedia, Alireza Javaherib. A semi-analytical model for velocity profile at wind turbine wake using blade element momentum. *Energy Equipment and Systems*, 3(1):13–24, January 2015.
- [19] B. Kosasih S.A.H. Jafari n. Flow analysis of shrouded small wind turbine with a simple frustum diffuser with computational fluid dynamics simulations. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, pages 102–110, December 2013.
- [20] Jean-Jacques Chattot. Effects of blade tip modifications on wind turbine performance using vortex model. *Computer and Fluids*, pages xxx–xxx, January 2008.