



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI GENOVA

SCUOLA POLITECNICA

Tesi di Laurea Magistrale

**STUDIO DI UNA TURBINA EOLICA
INNOVATIVA AD ASSE
VERTICALE**

Alessandro Chiappalone

Dicembre 2016

Relatore: Prof. Ing. Alessandro Bottaro

Correlatori: Prof. Ing. Piotr Doerffer

Ph. D. Ing. Tomasz Ochrymiuk



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI GENOVA

SCUOLA POLITECNICA

Tesi di Laurea Magistrale

STUDY OF A WIND TURBINE INNOVATIVE LAYOUT

Abstract

This thesis is based on comparison between two different wind turbines layout. The comparison has been performed using a classical Savonius rotor and an innovative one, studying the dependence of the power coefficient from different rotation regimes. After the initial comparison the physics behind two layout has been investigated in deep, showing the principal differences in pressure and velocity contours. In the end, the geometry of the innovative layout has been changed in order to study the influence of this changes on turbine's performances. Each task has been solved making fluid dynamic simulations which have been performed using ANSYS fluent software .

This work shows positive results concerning efficiency increase passing from the classic Savonius layout to the innovative one.

Sommario

Il lavoro descritto in questa tesi è stato realizzato all' istituto di ricerca per le macchine a fluido IMP PAN nella città di Danzica in Polonia.

Il centro è dotato di una turbina eolica ad asse verticale di tipo innovativo sulla quale sono state eseguite simulazioni fluidodinamiche e studi geometrici. L'analisi CFD (computational fluid dynamics) è stata effettuata tramite utilizzo del software ANSYS Fluent.

Di seguito vengono riportate le fasi che si sono susseguite:

- note le dimensioni caratteristiche della turbina IMP PAN si è inizialmente studiata una classica turbina Savonius avente misure simili per poter confrontare i valori dei coefficienti di potenza tra le 2 configurazioni
- utilizzando i dati ottenuti al primo punto si è studiato la dipendenza dei valori ottenuti dalla geometria

I risultati hanno mostrato un incremento medio del rendimento rispetto alla Savonius classica del 17%. Infine le modifiche applicate alla geometria innovativa hanno permesso di ottenere un ulteriore aumento del coefficiente di potenza portando ad una crescita media di quest'ultimo pari a circa il 2% se paragonato al layout senza modifiche.

Indice

1. INTRODUZIONE

1.1. LE FONTI RINNOVABILI.....	10
1.2. STORIA DELL' ENERGIA EOLICA.....	11
1.2.1. TIPOLOGIE DI TURBINE EOLICHE	13
1.3. TURBINE EOLICHE AD ASSE VERTICALE.....	15
1.3.1. LEGGE DI BETZ.....	17
1.3.2. APPLICAZIONE DELLA TEORIA ALLE TURBINE BASATE SUL DRAG E CONFRONTI.....	21
1.4. GEOMETRIA SAVONIUS	23
1.5. NUMERI DI REYNOLDS.....	24

2. IMPOSTAZIONE DEL PROBLEMA

2.1 EQUAZIONI DI NAVIER- STOKES [NSE]	26
2.2 EQUAZIONI MEDIATE ALLA REYNOLDS	27
2.2.1 INSTAZIONARIETA' DEL POBLEMA.....	29
2.2.2 IPOTESI DI BOUSSINESQ: LA VISCOSITA' TURBOLENTA	30
2.3 MODELLO DI TURBOLENZA: SPALART ALLMARAS	32

3.CASI STUDIO

3.1 SIMULAZIONE FLUIDODINAMICA.....	36
3.2 GEOMETRIE	37
3.2.1 LAYOUT TURBINA INNOVATIVA	39
3.2.2 LAYOUT TURBINA SAVONIUS.....	40
3.2.3 LAYOUT TURBINA OTTIMIZZATA.....	41
3.2.4 VOLUMI DI CONTROLLO (VC)	41
3.3 GRIGLIA.....	43
3.3.1 GRIGLIA SAVONIUS.....	44
3.3.2 GRIGLIA TURBINA INNOVATIVA	46
3.4 PROPRIETA' DEL FLUSSO, CONDIZIONI AL CONTORNO E SOLVER	47
3.4.1 IMPOSTAZIONI GENERALI.....	48

4. RISULTATI PRECEDENTI STUDI

4.1 SAVONIUS CLASSICA.....	53
4.2 SAVONIUS INNOVATIVA.....	55

5. RISULTATI	
5.1 COEFFICIENTI DI POTENZA	57
5.1.1 METODOLOGIA PER IL CALCOLO DEL C_p	58
5.2 RISULTATI SAVONIUS CLASSICA	59
5.2.1 ANALISI COPPIE, VELOCITA' E PRESSIONI.....	59
5.2.2 ANALISI POTENZE.....	75
5.3 RISULTATI TURBINA INNOVATIVA.....	76
5.3.1 ANALISI POTENZE.....	87
5.4 CONFRONTI TRA I DUE LAYOUT	88
5.5 CARATTERISTICHE TURBINA +10%	97
6. CONCLUSIONI	103

Simboli di uso frequente

A	<i>Superficie disco rotorico e superficie di pala [m²]</i>
E	<i>Energia cinetica [J]</i>
m	<i>Massa [kg]</i>
v, v_w	<i>Velocità flusso indisturbato [$\frac{m}{s}$]</i>
v_1, v_2	<i>Velocità a monte e a valle disco rotorico [$\frac{m}{s}$]</i>
P	<i>Potenza [W]</i>
\dot{V}	<i>Portata Volumetrica [$\frac{m^3}{s}$]</i>
V	<i>Volume [m³]</i>
\dot{m}	<i>Portata Massica [$\frac{kg}{s}$]</i>
F	<i>Forza [N]</i>
c_p	<i>Coefficiente di potenza</i>
D	<i>Drag [N]</i>
c_D	<i>Coefficiente di Drag</i>
Ω	<i>Velocità angolare [rad/sec]</i>
Ma	<i>Numero di Mach</i>
P	<i>Pressione [Pa]</i>
K	<i>Energia cinetica turbolenta</i>
N	<i>Viscosità cinematica [$\frac{m^2}{s}$]</i>

ν_T	<i>Viscosità turbolenta [$\frac{m^2}{s}$]</i>
Re	<i>Numero di Reynolds</i>
μ	<i>Viscosità Dinamica</i>
c_m	<i>Coefficiente di coppia</i>
λ	<i>Tip Speed Ratio (TSR)</i>
T	<i>Coppia [Nm]</i>

1. INTRODUZIONE

Il seguente capitolo ha lo scopo di introdurre i concetti base relativi al funzionamento di una turbina eolica. Partendo dalla definizione di fonte rinnovabile si passerà alla storia dell'energia eolica per poi concentrarsi sui parametri fondamentali che caratterizzano permettono di definire tutti i parametri relativi a queste turbine.

1.1. LE FONTI RINNOVABILI

Tradizionalmente, nel settore energetico si distingue tra fonti energetiche rinnovabili e fonti energetiche non rinnovabili. Sono classificate come rinnovabili le fonti energetiche primarie considerate inesauribili, ovvero in grado di rigenerarsi con continuità o comunque caratterizzate da durate molto grandi rispetto alla scala dei tempi umani. Sono invece fonti non rinnovabili quelle consumate con velocità di gran lunga maggiori di quelle di formazione. Per citarne alcune, tra le fonti rinnovabili si annoverano: l'energia solare, l'energia eolica, l'energia idraulica, eccetera.

A seguito del progressivo esaurimento delle fonti fossili appare ragionevole ipotizzare un crescente contributo alla copertura del fabbisogno energetico mondiale da parte delle fonti rinnovabili e degli impianti nucleari di nuova concezione (reattori nucleari autofertilizzanti e reattori a fusione). Oltre ai problemi derivanti dalla limitatezza delle fonti non rinnovabili, un forte impulso verso lo sviluppo delle fonti rinnovabili e dell'energia nucleare deriva anche dai gravi problemi ambientali connessi al largo impiego di combustibili fossili. L'impiego di carbone, gas naturale e derivati petroliferi negli impianti di conversione dell'energia comporta un notevole impatto ambientale, dovuto essenzialmente alle emissioni solide, liquide e gassose prodotte dal processo di combustione, in particolare, il crescente impiego di combustibili fossili ha determinato il rilascio in atmosfera di enormi quantità di anidride carbonica, con un rapido aumento della concentrazione atmosferica di CO₂, passata dalle circa 280 ppm del periodo preindustriale alle attuali 380 ppm.

Appare quindi sempre più inevitabile l'adozione di efficaci strategie di limitazione delle emissioni di CO₂ e di altri gas serra inoltre, le attuali tendenze del mercato energetico mondiale appaiono favorevoli ad un rapido sviluppo delle fonti rinnovabili. Tra quelle sopra citate, questo lavoro di tesi si concentra su quella eolica, ponendosi l'obiettivo di

descrivere i principi fisici alla base del fenomeno e di determinare i coefficienti di potenza in due diverse configurazioni, promuovendo l' utilizzo di tale strumento per sopperire alle richieste energetiche di piccole utenze.

1.2. STORIA DELL' ENERGIA EOLICA

L'utilizzo dell'energia eolica nella sua forma attuale rappresenta il perfezionamento di una tecnologia di produzione energetica già impiegata dall'uomo nel corso di molti secoli. L'energia del vento è infatti stata sfruttata dall'uomo sin dall'antichità sia per la propulsione a vela, sia per la produzione di energia meccanica attraverso i primi rudimentali mulini a vento che azionavano macine e sistemi per il sollevamento dell'acqua. Le prime informazioni disponibili sull' esistenza di tali macchine risalgono al 664 d.C.; si parla dei mulini a vento presenti nella regione del Seistan al confine tra Afghanistan e Iran. Basati su una geometria ad asse di rotazione verticale i mulini afgani vennero utilizzati essenzialmente per la macinazione del grano e, pur trattandosi di macchine primitive questi mulini sono sopravvissuti fino ai giorni nostri.



Figura 1.1 Mulino a vento ad asse verticale per la macinatura del grano, Afghanistan.

In Europa, i mulini a vento sono giunti al tempo delle Crociate, intorno al 1100, soprattutto nei paesi del nord Europa. L'evoluzione e il perfezionamento dei mulini a vento ha avuto origine a partire dal XIV e XV secolo ad opera di numerosi artigiani. L'asse di rotazione divenne orizzontale e, al fine di intercettare i venti provenienti da qualunque direzione, l'intero mulino venne montato sopra un robusto asse verticale in grado di consentire la rotazione. La successiva evoluzione portò allo sviluppo di un nuovo tipo di mulino a vento nel quale l'intera struttura si manteneva fissa, mentre solo la parte superiore (il "cappello") ruotava per adattarsi alle variazioni della direzione del vento. Questa innovazione consentì di costruire mulini di maggiori dimensioni, incrementandone la capacità di lavoro. Ovviamente, a partire dall'Europa, i mulini a vento si diffusero anche nel Nuovo Mondo, dove per altro nel corso degli anni subirono una ulteriore evoluzione. La particolarità di tali macchine era essenzialmente rappresentata dal loro piccolo diametro (al massimo qualche metro) e dall'elevato numero di pale (da 20 a 40) realizzate dapprima in legno e poi in metallo.

Alla fine del XIX secolo, la scoperta dell'energia elettrica portò allo sviluppo dei primi mulini a vento per l'azionamento di generatori elettrici. L'avvento dell'economia dei combustibili fossili ed il rapido sviluppo degli impianti a vapore, dei motori a combustione interna e delle turbine a gas ha successivamente rallentato moltissimo lo sviluppo delle turbine eoliche che, di fatto, hanno conosciuto un rinnovato interesse solo negli ultimi decenni. A seguito della crisi energetica degli anni 70 si è tornati ad interessarsi a questo tipo di energia permettendo lo sviluppo e la creazione dei così detti parchi eolici. Un grande parco eolico può essere composto da diverse centinaia di singoli aerogeneratori distribuiti su un'estesa superficie ma la terra tra le turbine può essere utilizzata per scopi agricoli o altro. I parchi eolici possono essere: on-shore, near-shore e off-shore. La prima tipologia [Figura 1.5] è quella più diffusa; le caratteristiche dell'eolico on-shore sono tipiche di impianti posizionati su località in genere distanti almeno 3 km dalla più vicina costa, tipicamente su colline, alture o comunque in zone aperte e ventose. Questi impianti coprono un range di potenze prodotte molto esteso (da 20 kW a 20 MW) e possono essere connessi sia alla rete "pubblica", sia su una rete isolata per alimentare utilizzatori locali. La seconda tipologia è rappresentata dall'eolico near-shore; impianti distanti meno di tre chilometri dalla costa, tipicamente nell'entroterra, oppure vicino al mare.

Infine vi è l'eolico off-shore con impianti installati ad alcune miglia dalla costa, per meglio utilizzare la forte esposizione alle correnti di queste zone.

Non ultimi vi sono i piccoli impianti di produzione denominati mini e micro eolico; nel passato questa tipologia di aerogeneratori è stata relegata a funzioni di alimentazione e di soccorso per abitazioni isolate (rifugi alpini, fari, imbarcazioni ecc.) o di aeromotori, ma oggi presentano taglie fino a 200 kW e possono soddisfare molte utenze domestiche e industriali godendo di tutti gli incentivi vigenti.

Come per tutti gli investimenti basati sullo sfruttamento di fonti rinnovabili, la produzione di energia è dipendente dalla disponibilità della fonte energetica, in questo caso, il vento; pertanto le caratteristiche e l'ubicazione geografica dell'impianto determinano la continuità della produzione. Queste soluzioni sono anche vincenti nei confronti delle altre principali rinnovabili, ad esempio, se paragonate ad un impianto fotovoltaico, presentano un costo di realizzazione e un'occupazione della superficie inferiore permettendo di generare energia anche nelle ore notturne.

1.2.1. TIPOLOGIE DI TURBINE EOLICHE

Gli aerogeneratori possono essere classificati principalmente in base al loro funzionamento aerodinamico e, successivamente, secondo il loro design di costruzione.

Il funzionamento aerodinamico del rotore è caratterizzato dal metodo con cui le pale convertono il flusso d'aria in energia. A tal proposito si distinguono due tipologie di turbine eoliche: quelle basate sul drag e quelle basate sul lift.

Nelle prime la rotazione della turbina è generata dalla semplice pressione aerodinamica che il flusso esercita sulle superfici delle pale (drag), mentre, nelle seconde, si ha la formazione di una vera e propria portanza (lift) creata dal flusso che avvolge le pale aventi una geometria studiata appositamente per questo scopo.

La classificazione secondo il design di costruzione è sicuramente quella più comune, intuitiva e di facile comprensione ma è meno rigorosa. In base a quest'ultima si possono distinguere due grandi famiglie di turbine eoliche: quelle ad asse di rotazione orizzontale [Figura 1.3] e quelle ad asse di rotazione verticale [Figura 1.4]. Il seguente lavoro, si basa sullo studio dal punto di vista aerodinamico di una turbina eolica ad asse verticale di nuova concezione che verrà introdotta e descritta nel capitolo 3. Per tal motivo, si è preferito evitare il discorso relativo ai principi di funzionamento delle classiche turbine ad

asse orizzontale limitando la loro comparsa a un semplice confronto con la vera protagonista di questa tesi.



Figura 1.3: Turbina eolica ad asse orizzontale



Figura 1.4 Turbina eolica ad asse verticale tipo Darreius



Figura 1.5: campo eolico montagne Theachapi, California.

1.3. TURBINE EOLICHE AD ASSE VERTICALE

Le turbine eoliche ad asse di rotazione verticale sono state la prima tipologia di aerogeneratori mai creata dall' uomo.

Inizialmente queste macchine si basavano esclusivamente sul principio fisico del drag, ma, ad oggi, vi sono essenzialmente 3 diversi layout impiegati nella progettazione e costruzione di tali macchine [Fig. 1.5].

Il primo, nonché il più semplice è il rotore Savonius; ideata dall'omonimo ingegnere nel 1922, questa turbina si usa laddove non si necessita di grande potenza elettrica e nei casi in cui si predilige il basso costo all'efficienza.

Tali turbine sono poco rumorose, facilmente integrabili negli edifici, sono destinate per lo più alla generazione di energia per uso domestico con dimensioni caratteristiche dell'ordine del metro e capaci di generare pochi W di potenza; vengono anche utilizzate come generatori di energia idroelettrica e quindi installate in acque profonde laddove si necessita di scarsa manutenzione.

Il secondo tipo di turbina eolica è rappresentata dalla Darrieus; anch'essa porta il nome dell'ingegnere che l'ha ideata ed è considerata la più promettente tra le varie tipologie di aerogeneratori verticali. Nelle turbine Darrieus il principio di funzionamento non è affidato al drag ma al lift.

Infine, i Giromill (H-Rotor in fig. 1.6), pur basandosi sullo stesso principio di funzionamento della Darrieus garantiscono una maggiore facilità costruttiva ma sono meno efficienti e hanno alcune difficoltà a mantenere un regime di rotazione costante.

In generale i vantaggi delle turbine eoliche ad asse verticale sono riassumibili come:

- design semplice
- bassa richiesta di manutenzione in quanto le componenti elettriche, l'alternatore e la gearbox possono essere montate a livello del suolo
- bassa coppia di avviamento richiesta
- possibilità di montare anche in luoghi dove difficilmente si costruiscono strutture elevate

- non necessitano di un sistema di imbardata in quanto funzionano con vento da qualsiasi direzione

Rispetto alla turbine eoliche basate sul lift ad asse orizzontale, quelle ad asse verticale presentano invece i seguenti svantaggi:

- rendimento inferiore
- generazione di coppia pulsante
- impossibilità di regolare l'angolo di incidenza delle pale

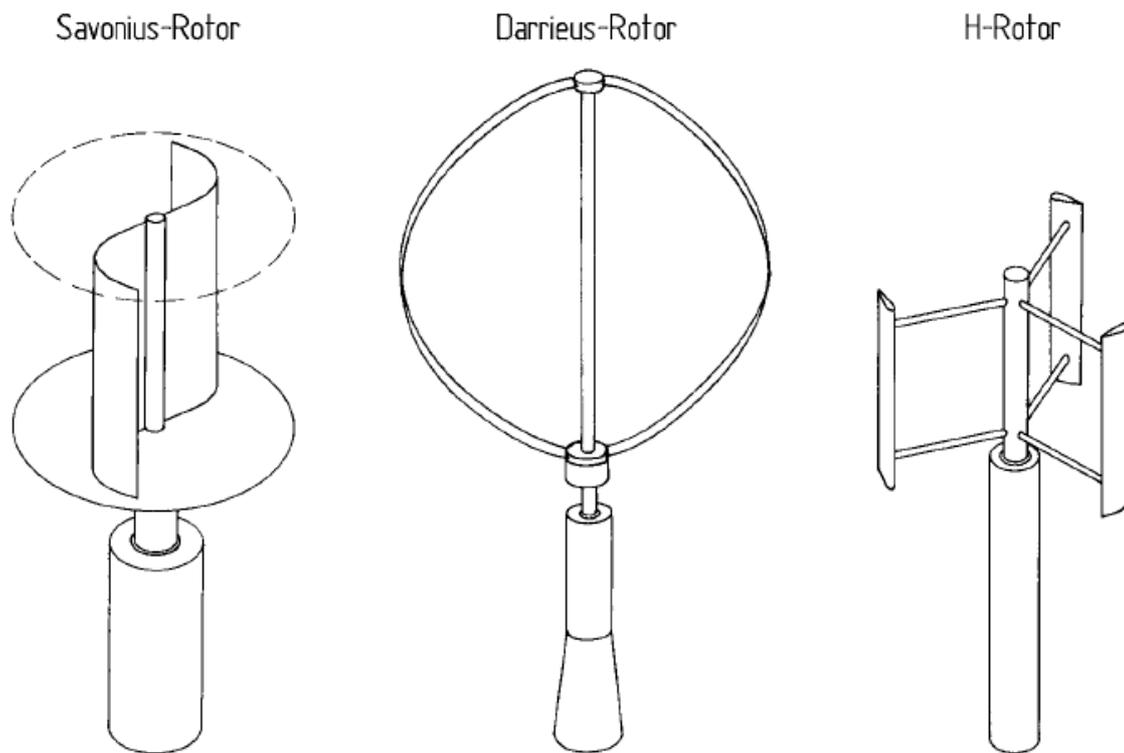


Fig. 1.6: i 3 principali layout esistenti per le turbine eoliche ad asse verticale

Per definire correttamente l'efficienza della configurazione basata sul drag e quella basata sul lift, viene descritta nel paragrafo successivo la legge di Betz che permetterà di ottenere i valori massimi teorici per le due differenti tipologie di macchine.

1.3.1. LEGGE DI BETZ

La legge di Betz permette di determinare il valore del rendimento massimo ideale ottenibile utilizzando una turbina eolica. Prima la si discuterà per una configurazione ad asse orizzontale e successivamente i risultati ottenuti verranno applicati ad una ad asse verticale.

La teoria si basa sulle seguenti ipotesi:

- il rotore della turbina viene schematizzato come un disco rotorico avente una superficie A
- il rotore non possiede un mozzo ed è composto da un numero infinito di pale le quali hanno attrito nullo
- flusso in ingresso e uscita dal disco rotorico è uniforme e assiale
- flusso incomprimibile e fenomeno adiabatico

L'energia cinetica di una massa in movimento ad una velocità è espressa come noto da:

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \quad (1.3.1)$$

Considerando una generica sezione di area A attraverso la quale il flusso passa con una certa velocità è possibile esprimere la portata volumetrica e massica rispettivamente come:

$$\dot{V} = vA \quad (1.3.2)$$

$$\dot{m} = \rho vA \quad (1.3.3)$$

La quantità di energia cinetica trasportata dal flusso per unità di tempo rappresenta la potenza del flusso stesso ed è data da:

$$P = \frac{1}{2}\rho v^3 A \quad (1.3.4)$$

La domanda da porsi a questo punto è quanta energia cinetica può essere estratta da una corrente di questo tipo.

Tale processo comporta (a parità di portata) una perdita di energia cinetica, e ciò si traduce in una riduzione della velocità della corrente fluida dietro il disco rotorico. Mantenendo per la continuità la stessa portata le aree di passaggio del flusso a monte e valle del disco saranno diverse. [Fig. 1.7]

Risulta evidente come la potenza di una corrente fluida estraibile da un convertitore sia pari alla differenza tra la potenza a monte e quella a valle del flusso:

$$P = \frac{1}{2}\rho A_1 v_1^3 - \frac{1}{2}\rho A_2 v_2^3 = \frac{1}{2}\rho(A_1 v_1^3 - A_2 v_2^3) \quad (1.3.5)$$

Considerando la continuità è possibile scrivere:

$$P = \frac{1}{2}\dot{m}(v_1^3 - v_2^3) \quad (1.3.6)$$

L'equazione 1.3.6 afferma in linea del tutto teorica che il massimo della potenza si otterrebbe per valori della velocità di uscita (v_2) pari a 0; in realtà questo non è fisicamente possibile in quanto una velocità a valle pari a 0 comporterebbe anche una velocità a monte nulla, e, in tal caso non vi sarebbe alcun flusso.

Il vero significato fisico non è quindi rappresentato dalle singole velocità ma dal loro rapporto ($\frac{v_2}{v_1}$)

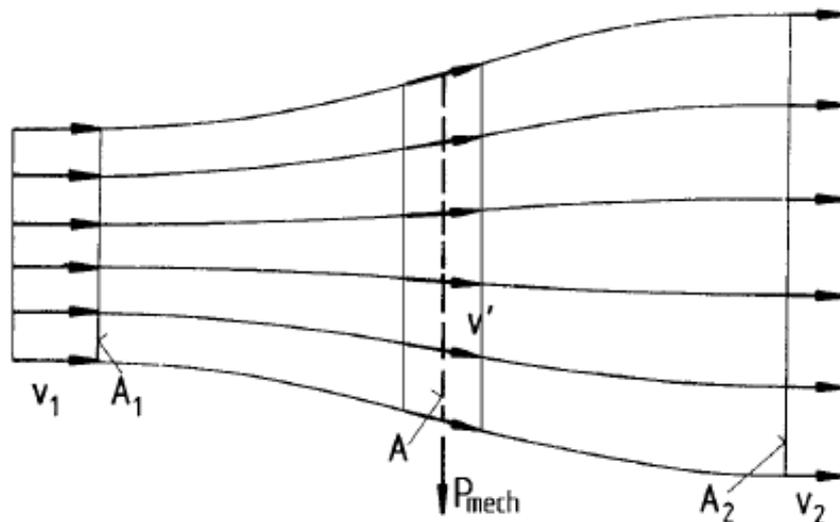


Fig. 1.7: linee di corrente di un flusso attraverso il disco rotorico

Per utilizzare il rapporto di velocità è necessario introdurre una nuova equazione.

La forza esercitata dal flusso sul rotore è esprimibile come:

$$F = \dot{m}(v_1 - v_2) \quad (1.3.7)$$

Per il principio di azione e reazione, questa forza, il thrust, deve essere compensato da una forza uguale e opposta dal disco rotorico sul flusso. Possiamo dire in un certo senso che il thrust spinge l'aria contro la superficie del convertitore ad una velocità v' . La potenza richiesta sarà quindi :

$$P = Fv' = \dot{m}(v_1 - v_2)v' \quad (1.3.8)$$

Comparando le equazioni 1.3.6 e 1.3.8 è possibile determinare l'espressione di v'

$$v' = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (1.3.9)$$

A seguito della 1.3.9 la potenza generata dal disco rotorico è data da:

$$P = \frac{1}{4} \dot{m}(v_1^3 - v_2^3)(v_1 + v_2) \quad (1.3.10)$$

Per potere definire un parametro universale che descriva la capacità di un convertitore di generare potenza da una corrente fluida è necessario confrontare la 1.3.10 con la potenza di un flusso (1.3.4). Eseguendo infatti il rapporto tra le due espressioni si giunge alla definizione del coefficiente di potenza c_p :

$$c_p = \frac{P}{P_0} = \frac{\frac{1}{4} \dot{m}(v_1^3 - v_2^3)(v_1 + v_2)}{\frac{1}{2} \rho v^3 A} \quad (1.3.11)$$

o

$$c_p = \frac{P}{P_0} = \frac{1}{2} \left| 1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right| \left| 1 + \frac{v_2}{v_1} \right| \quad (1.3.12)$$

Il coefficiente di potenza rappresenta la quantità di potenza meccanica estraibile dalla corrente fluida. In [Fig. 1.8] è riportato il grafico che descrive l'andamento dell'equazione 1.3.12 in funzione del rapporto tra le velocità.

E' quindi ora possibile giungere alla conclusione della legge di Betz definendo il valore massimo teorico del c_p che corrisponde a:

$$c_{pmax} = \frac{16}{27} = 0.593 \quad (1.3.13)$$

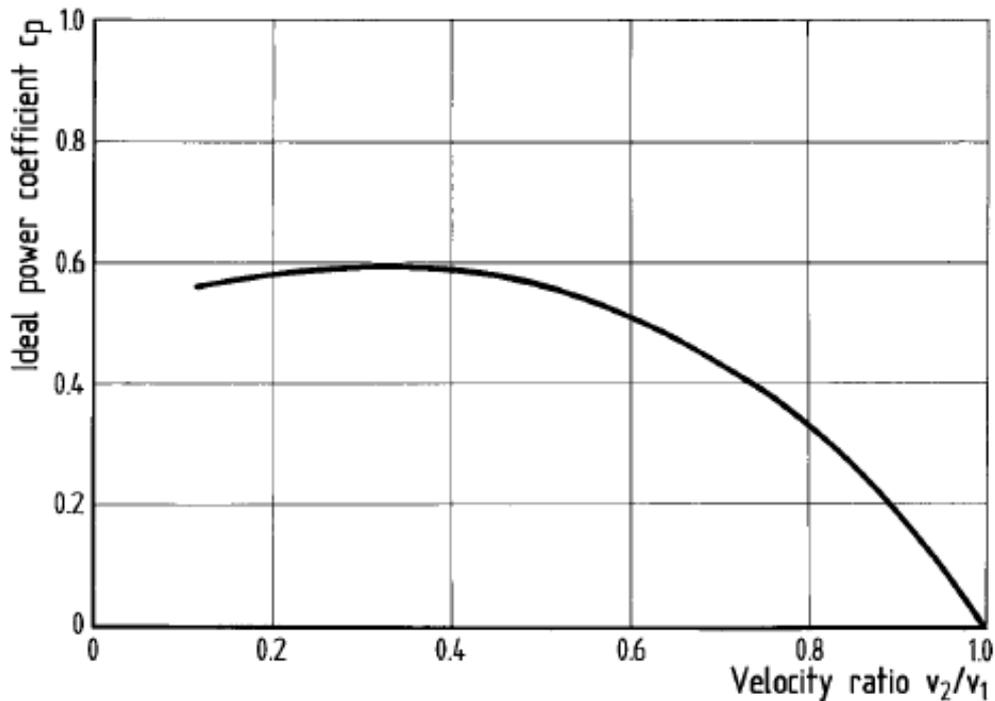


Fig. 1.8: andamento del coefficiente di potenza in funzione del rapporto di velocità.

L' espressione 1.3.13 ci fa capire chiaramente che in condizioni ideali la potenza massima estraibile da un rotore (anch'esso ideale) non può andare oltre il 60% della potenza della corrente libera.

La prima limitazione della teoria è data dal fatto che i valori sopra ottenuti sono stati determinati senza considerare il design del convertitore, in realtà infatti, la potenza ottenibile in condizioni reali non può essere indipendente dalle caratteristiche geometriche del rotore.

Una fondamentale differenza che influenza considerevolmente il coefficiente di potenza dipende da quali forze aerodinamiche vengono utilizzate per mettere in moto il rotore. Come descritto nel capitolo 1.2.1 esistono infatti due tipologie di turbine eoliche, quella basate sul drag e quelle basate sul lift.

In questo lavoro di tesi non concentrandosi sulle turbine basate sul lift ma su quelle basate sul drag ad asse verticale ci si limiterà a discutere lo studio del coefficiente di potenza relativo solo a quest' ultima tipologia.

1.3.2. APPLICAZIONE DELLA TEORIA ALLE TURBINE BASATE SUL DRAG E CONFRONTI

Il fenomeno fisico che viene ora studiato è riportato in [Figura 1.9]. L'aria impatta sulla superficie A della pala con una velocità v_w , e la mette in rotazione con una velocità v .

La potenza viene qui definita come:

$$P = Dv_r \quad (1.3.14)$$

Dove la velocità relativa è $v_r = v_w - v$

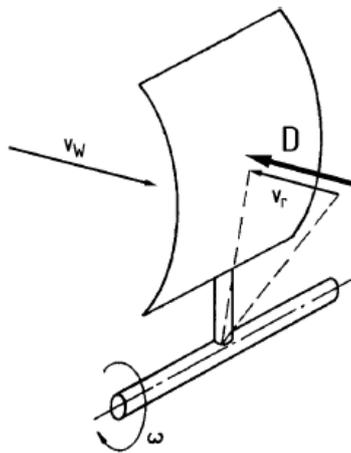


Figura 1.9: forze aerodinamiche in una turbina basata sul Drag.

Usando la definizione di drag riportata nell'equazione 1.3.15 e sostituendola nella 1.3.14 si ottiene l'espressione (1.3.16) che descrive il coefficiente di potenza per questa tipologia di aerogeneratori.

$$D = C_D \frac{\rho}{2} (v_w - v_r)^2 F \quad (1.3.15)$$

$$c_P = \frac{P}{P_0} = \frac{\frac{\rho}{2} C_D A (v_w - v_r)^2 v_r}{\frac{\rho}{2} v_w^3 A} \quad (1.3.16)$$

Il risultato finale ci porta alla conclusione che il coefficiente di potenza massimo vale:

$$c_{Pmax} \approx 0,2 \quad (1.3.17)$$

Il valore sopra riportato, è notevolmente più piccolo rispetto a quello determinato nel capitolo 1.3.1. Ciò dimostra come il principio di funzionamento della turbina possa influenzare il risultato della legge di Betz e, a tal proposito, per confrontare i vari coefficienti di potenza nelle diverse configurazioni di aerogeneratori si riporta in [Figura 1.10] il grafico con l'andamento dei c_P per i vari casi in funzione del tip speed ratio, definito come:

$$\lambda = \frac{\omega \cdot r}{v_w} \quad (1.3.18)$$

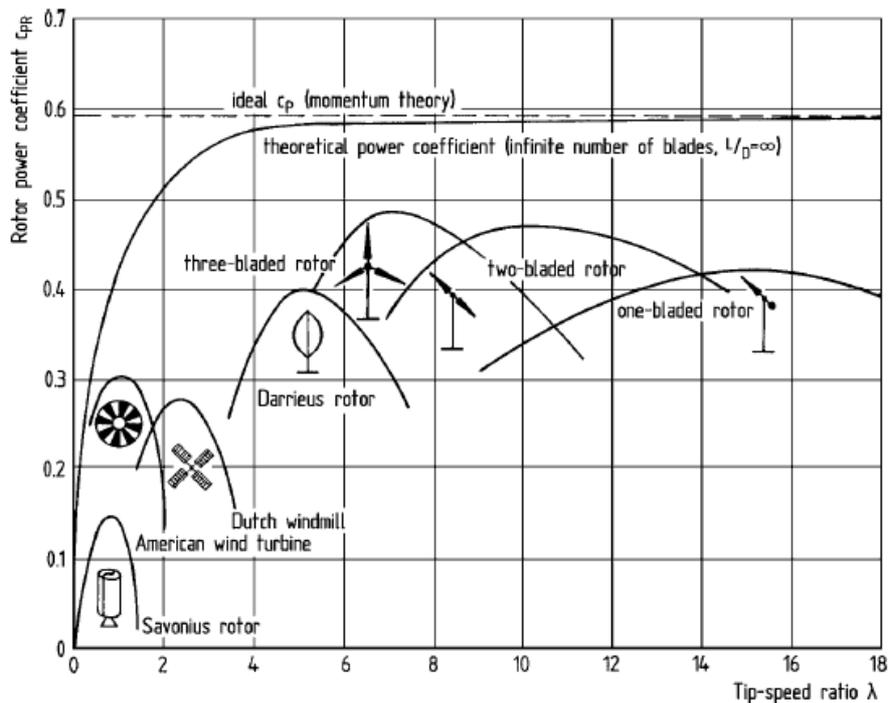


Fig.1.10:Coefficienti di potenza nella varie configurazione al variare di λ

Le turbine prese in considerazione in questo lavoro sono basate sul design Savonius.

Come osservabile dalla [Figura 1.10] , nella configurazione più semplice, il rendimento massimo di questi aerogeneratori si aggira intorno al 15% .

In realtà, le geometrie descritte in questa tesi sono caratterizzate da alcuni accorgimenti che permettono di raggiungere coefficienti di potenza vicini al 30%.

1.4. GEOMETRIA SAVONIUS

Come già accennato nei capitoli precedenti, quella ideata dall'ingegnere Savonius nel 1922 è la configurazione più semplice per gli aerogeneratori basati sul drag. Tale configurazione è schematizzata in [Figura 1.11].

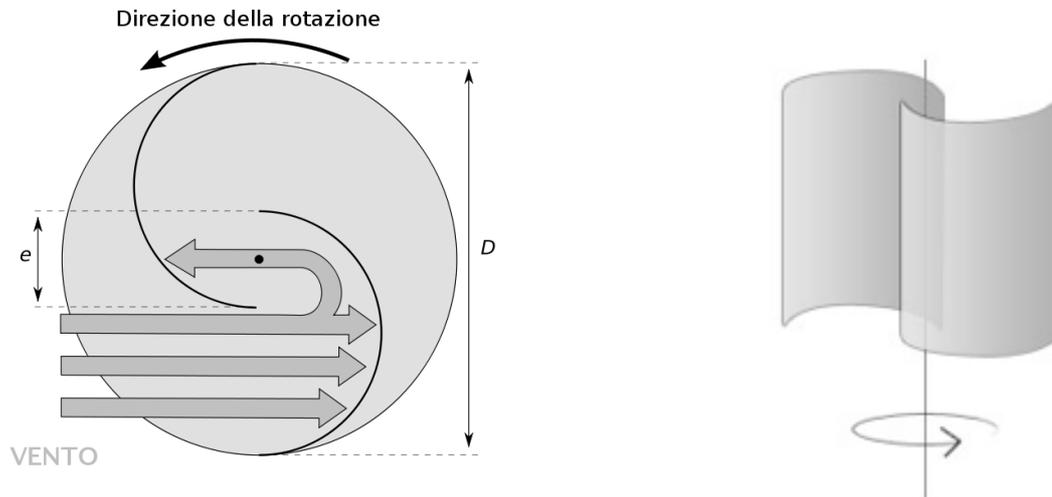


Fig. 1.11: schema turbina eolica Savonius con gap al centro.

La sua forma caratteristica ad 'S' fa sì che tale turbina lavori sia grazie alla resistenza dovuta al vento che la investe, sia grazie all'azione aerodinamica sulle pale quando queste sono poste ad angoli di incidenza ridotti. Sebbene tale turbina sia caratterizzata da basse efficienze, se paragonata alle grandi HAWT, presenta un'alta coppia all'avvio, ragion per cui viene utilizzata anche per azionare altre turbine aventi bassi valori di coppia statica.

La geometria riportata in Fig. 1.11 presenta un primo accorgimento che le permette di ottenere un rendimento più elevato rispetto a quello massimo teorizzato nel grafico di [Figura 1.10]; tale accorgimento è rappresentato dal gap centrale tra le due pale che permette la deviazione e il passaggio di fluido tra una pala e l'altra

1.5. NUMERI DI REYNOLDS

Con l'obiettivo di definire i regimi di flusso che hanno caratterizzato il lavoro, si riportano in questo sotto capitolo i numeri di Reynolds relativi ai vari casi studiati.

Il numero di Reynolds (1.4.1) rappresenta un rapporto tra due tipi di forze; quella inerziale e quella viscosa. Tale numero nell'ambito fluidodinamico è estremamente importante in quanto è il primo parametro da osservare per stabilire se all'interno del fenomeno studiato vi siano o meno strutture turbolente.

$$Re = \frac{vL}{\nu} \quad (1.4.1)$$

Come osservabile dalla 1.4.1 compaiono un termine di lunghezza L , un termine di velocità v e la viscosità cinematica ν .

Il primo passo per la determinazione di Re consiste nell'indicare la lunghezza caratteristica della geometria studiata che, qui, corrisponde ai diametri delle turbine eoliche.

Senza entrare nei dettagli delle dimensioni e delle velocità utilizzate (per la trattazione si rimanda al capitolo 3) si riportano in Tabella 1.1 i valori dei numeri di Reynolds nei vari casi:

<i>Geometria</i>	<i>Re</i>	<i>Regime di Flusso</i>
<i>Savonius</i>	$1.3 \cdot 10^6$	<i>Turbolento</i>
<i>Innovative Savonius</i>	$2.8 \cdot 10^5$	<i>Turbolento</i>

Tabella 1.1: Numeri di Reynolds per le diverse configurazioni.

Prendendo come valore limite per il regime turbolento $2 \cdot 10^5$, risulta evidente come in entrambe le configurazioni si instauri il fenomeno della turbolenza.

Definiti i concetti base dell'energia eolica, i valori teorici dei rendimenti e i numeri di Reynolds del problema, si passa alla descrizione matematica delle equazioni che permettono di ottenere tramite simulazione fluidodinamica i risultati finali.

2. IMPOSTAZIONE DEL PROBLEMA

Il capitolo seguente si pone l'obiettivo di definire i principi matematici che stanno alla base del lavoro; partendo dalle equazioni di Navier Stokes verranno successivamente spiegate le scelte dei modelli di turbolenza e della tipologia di solver.

2.1 EQUAZIONI DI NAVIER- STOKES [NSE]

Tutti i fenomeni fluidodinamici possono essere descritti utilizzando le equazioni della continuità e della quantità di moto nella loro forma più complessa.

I casi studiati in questo lavoro fanno parte delle categoria di problemi in cui da un punto di vista fisico il fluido viene considerato viscoso e incompressibile viste le ridotte velocità che interessano il campo di moto.

L'ipotesi di incompressibilità garantisce una grande semplificazione dal punto di vista matematico permettendo di scrivere le equazioni della continuità e della quantità di moto come:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (2.1.1)$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (2.1.2)$$

Il sistema composto dalle equazioni 2.1.1 e 2.1.2 riporta le equazioni di Navier-Stokes (NSE) per un flusso viscoso e incompressibile.

Nelle simulazioni fluidodinamiche il software utilizzato (in questo caso ANSYS Fluent) ha il compito di risolvere, o meglio approssimare, i valori di pressione e velocità del campo di moto in ogni punto della griglia spaziale a partire proprio dalle NSE.

2.2 EQUAZIONI MEDIATE ALLA REYNOLDS

Il sistema descritto nel capitolo 2.1 rappresenta, come detto, il caso in cui si stia lavorando con un fluido viscoso e incomprimibile; va però detto che l'eventuale presenza di un regime turbolento comporta un'ulteriore complicazione. In un flusso turbolento le forze viscosi non sono più in grado di contrastare le forze inerziali portando alla formazione di un regime di moto caotico in cui le particelle che compongono il fluido non seguono più traiettorie ordinate.

Lo studio delle equazioni di NS per un flusso turbolento risulta essenziale in quanto in questo lavoro tutti i flussi studiati presentano un regime caotico.

In un regime di flusso turbolento in cui vigono variazioni caotiche di pressione e velocità, la soluzione del sistema di equazioni (2.1.4) e (2.1.5) tramite soluzione diretta del problema (DNS) risulta inevitabilmente impossibile; questo richiederebbe infatti una risoluzione spaziale tale da catturare tutte le strutture turbolente e un box di calcolo grande almeno quanto il vortice più grande presente nel campo di moto.

Secondo la teoria di Kolmogorov infatti, il rapporto fra il vortice più grande, di dimensione L , e la scala più piccola della turbolenza η è proporzionale a $Re_L^{\frac{3}{4}}$, ragion per cui in un calcolo tridimensionale il numero di nodi della griglia dovrebbe essere dell'ordine di $Re^{\frac{3}{4}}$.

E' quindi evidente che per alti valori del numero di Reynolds le risorse di calcolo necessarie alla determinazione della soluzione siano troppo elevate per poter attuare un procedura di tipo DNS; d' altra parte per alcune applicazioni pratiche la sola conoscenza delle grandezze medie può essere sufficiente per la soluzione del problema ed è proprio questo l' approccio utilizzato nella definizione delle equazioni mediate di Reynolds (RANS).

Partendo dal fatto che un qualsiasi segnale dipendente dal tempo (nella fattispecie la velocità) possa essere decomposto in un valore medio e in uno fluttuante è possibile scrivere:

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \mathbf{U}(\mathbf{x}) + \mathbf{u}'(\mathbf{x}, t) \quad (2.2.1)$$

Risultando:

$$U(x) = \langle u(x, t) \rangle = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T u(x, t) \quad e \quad u'(x, t) = u(x, t) - U(x) \quad (2.2.2)$$

in cui tutta la non stazionarietà del segnale è nella fluttuazione.

La 2.2.2 è nota come decomposizione alla Reynolds; è applicabile non solo alla velocità ma anche alla pressione ed è valida (insieme alla 2.2.1) nel caso in cui il valore medio del segnale sia costante nel tempo.

E' possibile definire due tipologie di decomposizioni in base alla stazionarietà o non stazionarietà del segnale e, a tal proposito si riportano per chiarezza le figure 2.1 e 2.2.

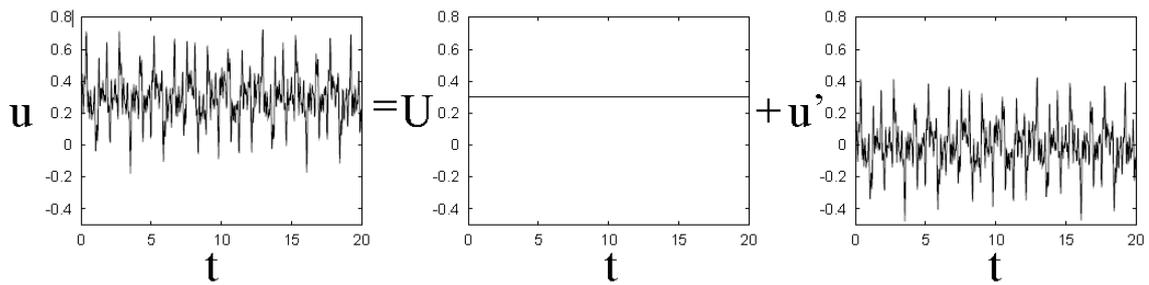


Fig. 2.1: Decomposizione di un segnale statisticamente stazionario in parte media e parte fluttuante.

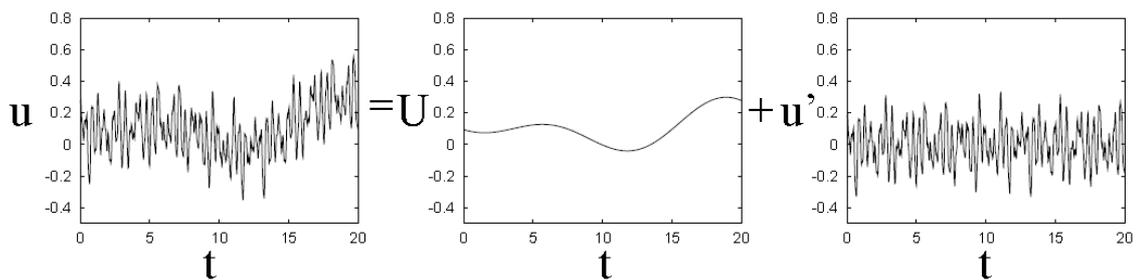


Fig. 2.2: Decomposizione di un segnale statisticamente *non* stazionario in parte media e parte fluttuante

Le equazioni mediate alla Reynolds prendono il nome di RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations) o di URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes equations) nel caso di fenomeni non stazionari.

2.2.1 INSTAZIONARIETA' DEL POBLEMA

Si è detto che esistono due tipologie di RANS; quella in cui il segnale è statisticamente stazionario e quella in cui il segnale è statisticamente non stazionario (URANS)

Nel seguente lavoro si è reso necessario utilizzare un approccio risolutivo di tipo URANS. A seguito di questa scelta, da un punto di vista matematico, compare all' interno delle equazioni mediate alla Reynolds un termine dipendente dal tempo che non sarebbe presente nel caso stazionario; il termine in questione è $\frac{\partial U}{\partial t}$ e indica che anche la parte media del segnale varia nel tempo [Figura 2.2].

Da un punto di vista fisico la scelta di adottare una strategia risolutiva di tipo URANS è stata dettata dal fatto che in tutti i casi studiati in questa tesi si ha avuto a che fare con parti in movimento della geometria (pale turbine) ed essendo interessati a determinare gli andamenti di coppia e quindi di potenza al variare del numero di giri, risulta evidente che un approccio di tipo stazionario non avrebbe portato alcun beneficio in quanto anche le parti medie del segnale variano nel tempo con il variare della geometria (rotazione pale).

Nel caso di URANS la 2.2.2 si modifica è non si dovrà più effettuare l'operazione di media per un tempo infinito ma su un intervallo finito che risulti molto grande rispetto alle scale temporali delle fluttuazioni ma abbastanza breve se confrontato con i tempi di variazione del campo medio.

Utilizzando la decomposizione per il caso non stazionario sulle equazioni di continuità e della quantità di moto per un flusso incomprimibile si ottiene il sistema 2.2.3 che rappresenta le NSE mediate alla Reynolds:

$$\nabla \cdot \langle \mathbf{u} \rangle = 0 \tag{2.2.3}$$

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{U}\mathbf{U}) + \nabla \cdot (\langle \mathbf{u}'\mathbf{u}' \rangle) = -\frac{\nabla P}{\rho} + \nu \nabla^2 \mathbf{u}'$$

Le espressioni riportate in 2.2.3 costituiscono le equazioni della dinamica del campo medio e se non fosse per il termine $\nabla \cdot (\langle \mathbf{u}'\mathbf{u}' \rangle)$ queste sarebbero formalmente identiche alle 2.1.4 e 2.1.5 dove la media della velocità sostituisce il vettore velocità istantanea. La differenza potrebbe sembrare marginale ma mentre il sistema originale di equazioni è chiuso (4 equazioni nelle 4 incognite \mathbf{u} e p) le equazioni del campo medio rimangono 4 a

fronte di un numero di incognite che sale a 10, \mathbf{u} , p e il tensore del secondo ordine $\langle \mathbf{u}'\mathbf{u}' \rangle$ detto tensore degli sforzi di Reynolds. Questo problema è noto come chiusura della turbolenza e si presenta sempre con un numero di incognite superiore al numero delle equazioni ogni volta che si tenta di derivare una equazione per la turbolenza.

2.2.2 IPOTESI DI BOUSSINESQ: LA VISCOSITA' TURBOLENTA

Il problema di chiusura delle NSE impedisce di fatto di avere un sistema in cui il numero delle equazioni uguaglia quello delle incognite. La strategia comunemente utilizzata per calcolare (seppur in modo approssimato) le informazioni di base di un flusso è quella di troncare il numero di equazioni ad un certo ordine e modellare le incognite di ordine superiore con delle relazioni approssimate. A questo punto si aprono due strade: una in cui gli sforzi di Reynolds vengono modellati attraverso una viscosità turbolenta, l'altra in cui si modella direttamente il tensore; nel seguito si fa riferimento al primo tipo di approccio. Per comprendere il significato fisico di tale approssimazione si riconsideri la seconda delle equazioni 2.2.1 riscritta come:

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{U}\mathbf{U}) = -\frac{\nabla P}{\rho} + \nabla \cdot (2\nu\mathbf{E} - \langle \mathbf{u}'\mathbf{u}' \rangle) \quad \text{con } \mathbf{E} = \frac{1}{2}(\nabla\mathbf{U} + \nabla\mathbf{U}^T) \quad (2.2.3)$$

Dalla 2.1.4 si osserva che i termini $\langle \mathbf{u}'\mathbf{u}' \rangle$ possono essere considerati come degli sforzi aggiuntivi (sforzi di Reynolds) che sottraggono energia al campo medio per trasferirla alle fluttuazioni. Identificando queste fluttuazioni come la componente turbolenta del moto, detta K l'energia cinetica turbolenta definita da 2.2.4 si può scrivere:

$$K = \frac{3}{2}Tr(\langle \mathbf{u}'\mathbf{u}' \rangle) \quad (2.2.4)$$

$$-\langle \mathbf{u}'\mathbf{u}' \rangle + \frac{2}{3}KI = 2\nu_T\mathbf{E} \quad (2.2.5)$$

In cui la ν_T è la viscosità turbolenta ed è la nuova incognita del problema.

Con questa assunzione l'equazione della quantità di moto per il campo medio diventa:

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{U}\mathbf{U}) = -\frac{\nabla P^*}{\rho} + \nabla \cdot (2\nu^* \mathbf{E}) \quad (2.2.6)$$

Dove

$$P^* = P + \frac{2}{3}K$$

e

$$\nu^* = \nu + \nu_T$$

Prima di proseguire è doveroso definire alcuni aspetti relativi alla viscosità turbolenta: sebbene infatti le espressioni 2.2.5 e 2.2.6 possano sembrare semplici è bene sottolineare che nascondono diverse insidie, sia matematiche che fluidodinamiche.

Bisogna infatti ricordare che, anche con l'assunzione dell'ipotesi 2.2.5, il sistema di equazioni non risulta ancora chiuso in quanto le equazioni sono sempre 4 mentre le incognite sono ancora 5 (\mathbf{U} , p , e ν^* oppure ν_T).

Va inoltre detto che, mentre ν è una proprietà del fluido, ν_T è una proprietà del flusso il cui valore cambia in ogni punto del campo e nel tempo ed il suo comportamento varia da problema a problema. A seconda della geometria del problema e delle caratteristiche del flusso medio esistono diversi modelli per la determinazione della viscosità turbolenta che permettono di chiudere il sistema.

2.3 MODELLO DI TURBOLENZA: SPALART ALLMARAS

Le URANS descritte nei paragrafi precedenti presentano, il problema della chiusura e, come detto, per poter risolvere tale problema è necessario definire un viscosità turbolenta che a sua volta viene determinata dal modello di turbolenza.

Risulta quindi evidente come la scelta del modello più appropriato risulti di cruciale importanza al fine di ottenere risultati il più possibile vicini a quelli reali-sperimentali.

A tal proposito per la scelta del modello da utilizzare in questo progetto sono stati consultati numerosi lavori riguardanti turbine eoliche ad asse verticale di tipo Savonius.

Il modello scelto è stato lo Spalart- Allmaras (SA).

La decisione è giustificata dalla combinazione tra la sua semplicità, il suo grande utilizzo in questo genere di applicazioni e la sua velocità di resa dei dati.

Lo Spalart-Allmaras è un modello a una equazione che risolve l'equazione di trasporto della viscosità turbolenta:

$$\frac{\partial(\rho\tilde{\nu})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\tilde{\nu}\mathbf{u}) = G_\nu + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} [\nabla\{(\mu + \rho\tilde{\nu})\nabla\tilde{\nu}\} + C_{b2}\rho(\nabla\tilde{\nu})^2] - Y_\nu + S_{\tilde{\nu}} \quad (2.2.7)$$

Tramite l'equazione sopra riportata il risolutore estrapola la grandezza $\tilde{\nu}$ per poi inserirla nella 2.2.8 da cui viene ricavato il valore della viscosità turbolenta.

$$\mu_t = \rho\tilde{\nu}f_{\nu 1} \text{ e quindi } \nu_T \quad (2.2.8)$$

Una volta noto il nuovo termine viscoso, quest'ultimo viene utilizzato all'interno di Boussinesq (2.2.5) al fine di ottenere i valori di pressione e velocità del campo di moto a partire dalle URANS.

In riferimento alla 2.2.7 G_ν rappresenta la produzione di viscosità turbolenta, mentre Y_ν indica la distruzione di quest'ultima che interviene in vicinanza della regione near-wall a causa della presenza del muro e dello smorzamento viscoso. C_{b2} e $\sigma_{\tilde{\nu}}$ sono costanti mentre $S_{\tilde{\nu}}$ è un termine definito dall'utente.

Va detto che il modello SA non permette il calcolo dell'energia cinetica turbolenta K privando di significato il termine $\frac{2}{3}KI$ in 2.2.5.

Proseguendo nella trattazione potrebbero essere definiti ulteriori termini, ma, non essendo lo scopo di questa tesi la definizione e lo studio dei modelli di turbolenza, si riportano in [Tabella 2.1] per chiarezza e per semplicità i valori dei coefficienti utilizzati in ANSYS Fluent, coi quali sono state svolte le simulazioni:

<i>Coefficiente</i>	<i>Valore</i>
C_{b1}	0.1355
C_{b2}	0.622
$\sigma_{\bar{v}}$	$\frac{2}{3}$
C_{v1}	7.1
C_{w1}	$C_{w1} = \frac{C_{b1}}{\kappa^2} + \frac{(1 + C_{b2})}{\sigma_{\bar{v}}}$
C_{w2}	0.3
C_{w3}	2.0
κ	0.4187

Tabella 2.1: Coefficienti utilizzati nel modello SA all' interno di ANSYS Fluent

In conclusione si elencano dei concetti base che si sono voluti trasmettere e che sono necessari alla comprensione dei risultati finali:

- a partire dalle equazioni di Navier-Stokes, che sono alla base dei fenomeni fluidodinamici, il software ha il compito di determinare i valori di pressione e velocità del campo di moto in ogni punto del dominio
- i regimi di moto studiati in questa tesi sono tutti turbolenti
- in turbolenza le equazioni della quantità di moto e della continuità non sono chiuse ed è quindi necessario applicare una strategia per risolverle
- in questo lavoro si è scelto un approccio URANS in quanto i fenomeni in questione sono di tipo instazionario
- le URANS sono state chiuse utilizzando l'Ipotesi di Boussinesq basata sulla viscosità turbolenta
- il modello utilizzato per la determinazione di μ_t e quindi di ν_t è lo Spalart-Allmaras

3. I CASI STUDIO

Il capitolo seguente si pone l'obiettivo di definire i punti in cui è stato diviso il lavoro, dedicando particolare attenzione alle geometrie studiate, alla creazione della griglia e alla definizione delle condizioni al contorno utilizzate nei vari casi.

3.1 SIMULAZIONE FLUIDODINAMICA

In questa sezione si analizzano tutti i punti che si sono seguiti al fine di ottenere una simulazione il più corretta e fedele possibile alla realtà; i software che si è scelto di utilizzare per raggiungere questo scopo sono: ANSYS Fluent, NUMECA Express e Autodesk Inventor Professional. Nel diagramma di flusso in Figura 3.1 si riportano i passaggi fondamentali che si sono seguiti nell'impostare ogni caso.

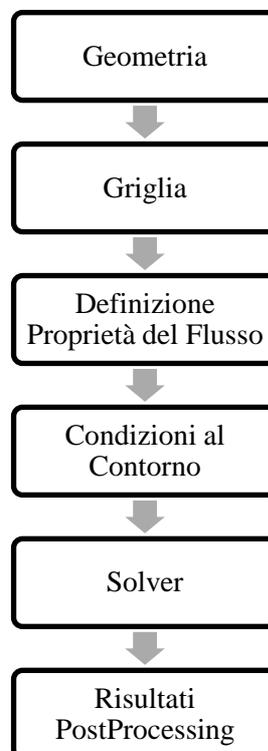


Fig. 3.1: elenco di passaggi seguiti nell'impostazione delle simulazioni

3.2 GEOMETRIE

Il primo passo consiste nel definire le geometrie su cui verranno svolte le simulazioni.

Le geometrie studiate sono state essenzialmente 2; la prima è basata sulla turbina innovativa, mentre la seconda riguarda una classica Savonius.

Su entrambe le configurazioni si è utilizzato modelli CAD 2D, tale scelta è stata dettata dalla elevata simmetria del problema e dalla maggiore velocità di resa dei dati del modello 2D rispetto a quello 3D.

Con l'obiettivo di chiarire l'aspetto reale delle geometrie sulle quali si è lavorato si riportano in questo capitolo [Figura 3.2] alcune immagini 3D per far capire al lettore quali siano le proporzioni e le vere configurazioni dei casi studiati.

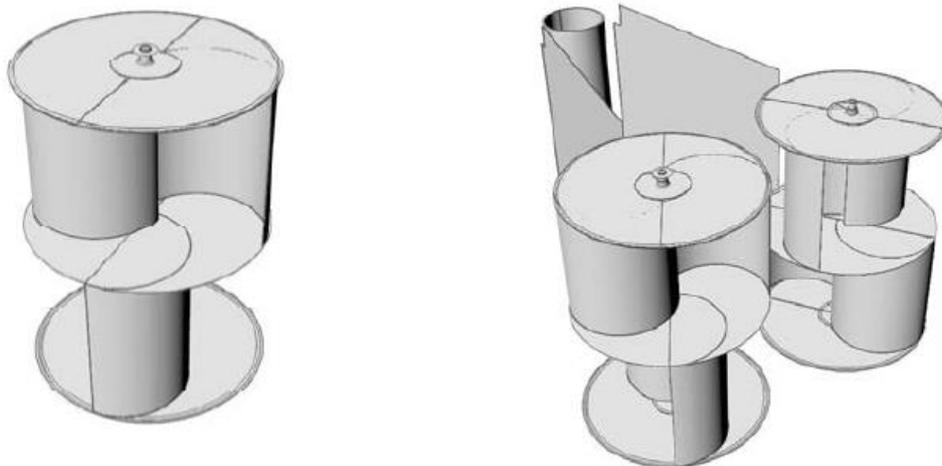


Fig. 3.2: Confronto tra geometria classica (sinistra) e geometria innovativa (destra)

La Figura 3.2 è un buon punto di partenza per intuire quali siano le sostanziali differenze tra una configurazione e l'altra. Rispetto alla geometria classica, quella innovativa presenta uno statore che ha la funzione di direzionare il flusso in entrata garantendo un rendimento superiore.

Nella realtà il rotore innovativo ha una lunghezza di 4 metri ed è posto sulla sommità di una struttura in acciaio alta 22 metri per una altezza totale di 26 metri.

L'idea alla base del prototipo è quella di poter effettuare tutte le prove necessarie all'ottenimento della certificazione necessaria a iniziare la vendita.

Teoricamente la turbina è in grado di produrre una potenza di circa 4 kW con venti a velocità di 10 m/s; per i dettagli relativi alle taglie si rimanda al capitolo 4.



Fig. 3.3:impianto reale per la turbina innovativa; altezza rotori 4m, altezza complessiva 26m

Al fine di ottenere una trattazione il più corretta e coerente possibile si riportano in Figura 3.4 i nomi delle dimensioni che caratterizzano una turbina Savonius; nel seguito si farà riferimento a questi parametri.

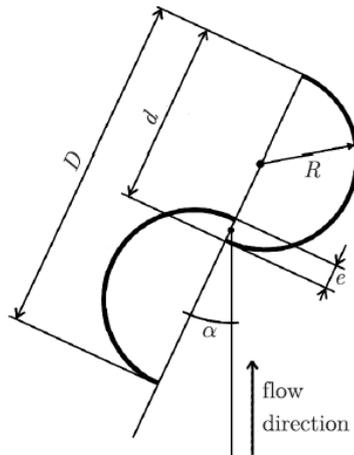


Fig. 3.4: nomi e dimensioni caratteristiche Savonius

3.2.1 LAYOUT TURBINA INNOVATIVA

Le dimensioni caratteristiche del layout alternativo sono riportate in tabella 3.1 e sono affiancate dal modello CAD che è stato creato all'occorrenza [Figura 3.5]

<i>Componenti</i>	<i>Dimensioni</i>	<i>Unità Di Misura</i>
<i>Diametro Turbina D</i>	0.5	<i>m</i>
<i>Semidiametro d</i>	0.26	<i>m</i>
<i>Braccio</i>	0.75	<i>m</i>
<i>Angolo Interno</i>	140	<i>deg</i>
<i>Angolo Esterno</i>	20	<i>deg</i>
<i>Apertura Massima</i>	2.38	<i>m</i>
<i>Rapporto e/d</i>	0.1	

Tabella 3.1: dimensioni turbina Innovativa

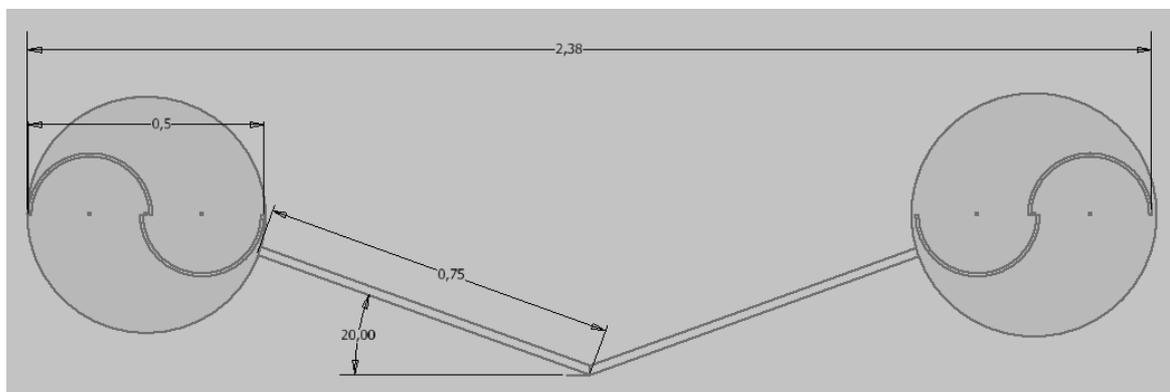


Figura 3.5: CAD e quote turbina innovativa

In linea teorica, l'idea alla base della turbina innovativa qui descritta è quella di poter incrementare l'efficienza (e quindi il C_p) di una classica turbina Savonius.

Fisicamente questo è reso possibile dall'accelerazione del flusso attorno le pale, dalla depressione che si viene a creare dietro lo statore e nella gola tra la pala di turbina e il braccio. Tale concetto sarà poi ripreso e approfondito nel capitolo (...risultati)

3.2.2 LAYOUT TURBINA SAVONIUS

Mantenendo le proporzioni di pale e gap rispetto alla turbina innovativa, è stata dimensionata una classica Savonius sulla base della lunghezza massima riportata in tabella 3.1.

<i>Componenti</i>	<i>Dimensioni</i>	<i>Unità Di Misura</i>
<i>Diametro Turbina D</i>	2.38	<i>m</i>
<i>Semidiametro d</i>	0.26	<i>m</i>
<i>Rapporto e/d</i>	0.1	

Tabella 3.2: dimensioni della turbina Savonius Classica

Entrambe le geometrie descritte in questo capitolo sono state disegnate utilizzando il software CAD Autodesk Inventor ; le figure 3.5 e 3.6 riportano esattamente i modelli 2D che sono stati poi implementati in ANSYS Fluent.

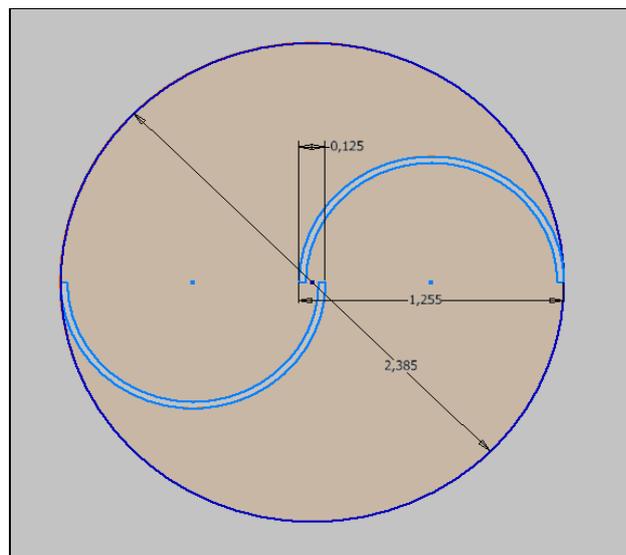


Figura 3.6: CAD e quote turbina Savonius classica

3.2.3 LAYOUT TURBINA OTTIMIZZATA

Una delle richieste dell' istituto di ricerca in cui è stato eseguito il lavoro consiste nel poter determinare una dipendenza delle prestazioni della turbina innovativa dalla lunghezza del braccio statorico. Con il layout "ottimizzato" si è quindi variata la lunghezza del braccio del 10% portandola da 0,75m a 0,825m.

L' idea alla base di tale cambiamento è quella di ottenere un' efficienza più elevata con questa nuova configurazione, rendendo modulabile l' intera struttura e permettendo al cliente finale di poter dimensionare facilmente la macchina in base alle proprie esigenze solamente variando la lunghezza del braccio e mantenendo lo stesso design delle pale.

In tabella 3.3 si riportano le dimensioni della geometria "ottimizzata".

<i>Componenti</i>	<i>Dimensioni</i>	<i>Unità Di Misura</i>
<i>Diametro Turbina D</i>	0.5	<i>m</i>
<i>Semidiametro d</i>	0.26	<i>m</i>
<i>Braccio</i>	0.825	<i>m</i>
<i>Angolo Interno</i>	140	<i>deg</i>
<i>Angolo Esterno</i>	20	<i>deg</i>
<i>Distanza Massima</i>	2.48	<i>m</i>
<i>Rapporto e/d</i>	0.1	

Tabella 3.3: dimensioni della turbina Savonius Classica

3.2.4 VOLUMI DI CONTROLLO (VC)

Il volume di controllo in cui verrà eseguito il calcolo va dimensionato in maniera corretta per permettere un completo sviluppo della scia turbolenta e per portare a convergenza i risultati nel minor tempo possibile; un VC avente dimensioni errate può infatti comportare problemi di instabilità del risultato o dilungare notevolmente i tempi di calcolo. Esistono in letteratura molti esempi e suggerimenti su come scegliere in base alla geometria di partenza le dimensioni della zona di calcolo; qui si è scelto di utilizzare come lunghezza di riferimento il diametro delle due turbine.

Nelle figure 3.7 e 3.8 vengono presentate le dimensioni dei VC (volumi di controllo) creati utilizzando (come per i modelli 2D) Autodesk Inventor. Per una maggiore

comprensione dei valori riportati nelle figure sopra citate si riportano in Tabella 3.4 il rapporto tra le dimensioni e i diametri.

	<i>Innovativa</i>	<i>Innovativa Ottimizzata</i>	<i>Savonius</i>
<i>Diametri [m]</i>	<i>0.5</i>	<i>0.5</i>	<i>2.38</i>
<i>Lunghezza a valle</i>	<i>25D</i>	<i>25D</i>	<i>15D</i>
<i>Lunghezza a monte</i>	<i>10D</i>	<i>11D</i>	<i>5D</i>
<i>Distanza da bordi</i>	<i>10D</i>	<i>11D</i>	<i>3D</i>

Tabella 3.4: dimensione VC rispetto ai diametro

Immaginando di investire le due turbine con una corrente di fluido proveniente dal basso è possibile notare che in entrambi i domini di calcolo si è lasciato una buona porzione di spazio a valle della geometria per permettere un corretto sviluppo della scia turbolenta.

Ulteriori osservazioni devono essere fatte riguardo alla lunghezza a valle e alla distanza dal bordo della turbina per il caso innovativo:

1. la scia dietro la configurazione non classica è notevolmente diversa da quella Savonius in quanto oltre ad avere un diametro più piccolo la turbina è affiancata da un braccio statorico, ciò ha richiesto dimensioni (relative al diametro) più importanti nella zona a valle del rotore.
2. un bordo distante solo 3D (come nel caso classico) avrebbe comportato una accelerazione eccessiva del flusso e una conseguente errore nella misurazione della coppia generata. Tale distanza è stata ulteriormente implementata nel caso ottimizzato a seguito dell' incremento di lunghezza del braccio statorico.

In conclusione del capitolo è da notare che nel VC in figura 3.7 viene riportato solo metà del modello 2D definito in 3.2.1, questo perché, essendo il modello perfettamente simmetrico, uno studio completo del fenomeno si sarebbe rivelato una perdita di tempo.

I contorni di velocità e pressione per la turbina innovativa sono stati successivamente “specchiati” rispetto alla linea di simmetria.

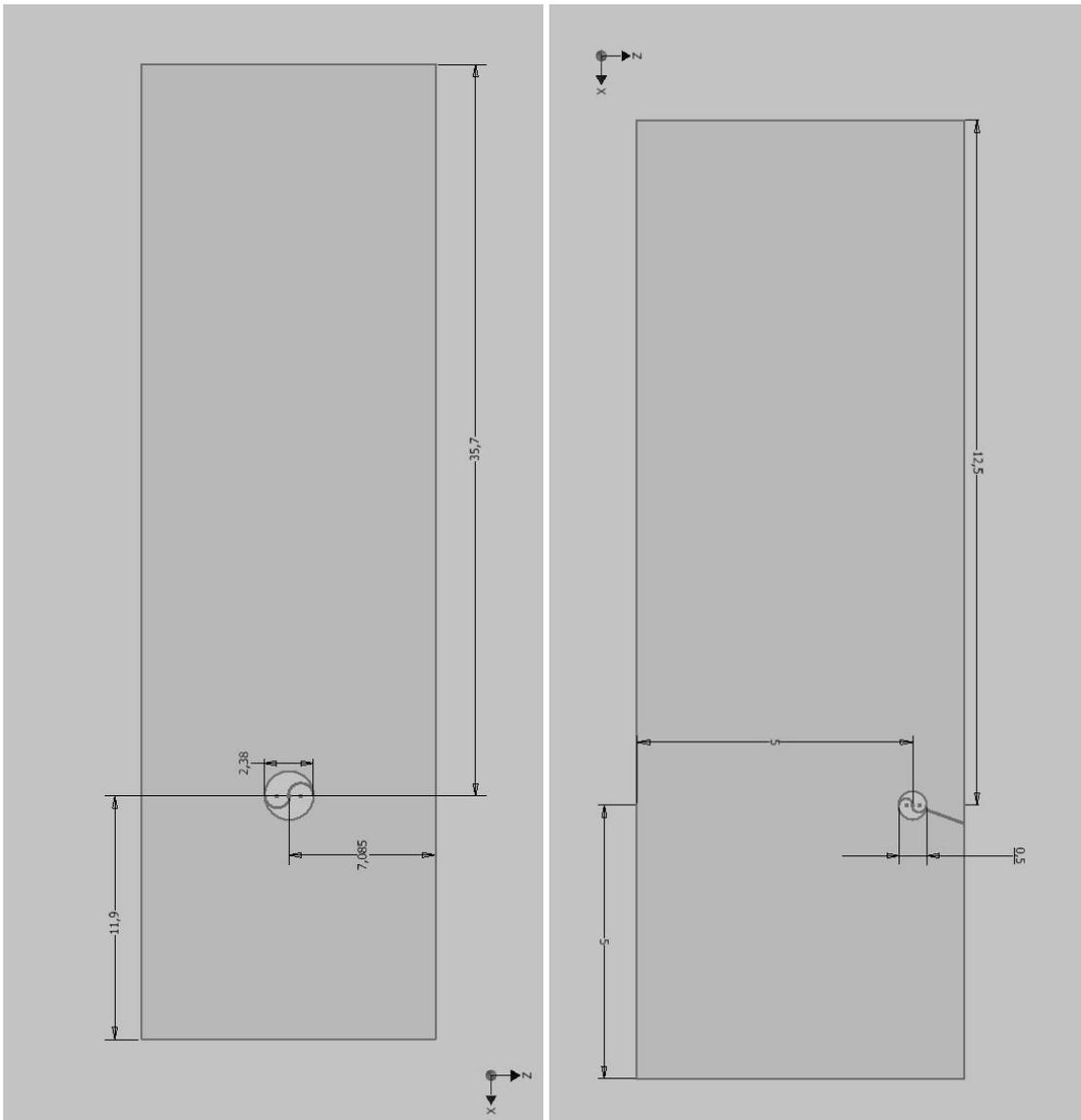


Figura 3.7: domini fluidodinamici a confronto a sinistra quello Savonius e a destra quello relativo alla geometria innovativa.

3.3 GRIGLIA

Il secondo step tra quelli riportati nel diagramma di flusso di Fig. 3.1 consiste nel discretizzare il dominio di calcolo con una griglia (mesh).

Il processo di meshing è forse il punto più delicato dell'intero lavoro oltre che quello più complicato; la migliore combinazione tra risorse di calcolo, risoluzione dei risultati e costanza della soluzione va ricercata proprio nella mesh.

Come già discusso nel capitolo 2 il software ha il compito di risolvere in ogni punto della griglia le NSE al fine di determinare il campo di moto e pressione; risulta perciò evidente

che una griglia troppo fitta richiederebbe elevate potenze di calcolo, mentre una al contrario troppo povera comporterebbe una bassa accuratezza dei risultati. Ogni griglia è stata creata mediante l' utilizzo del software NUMECA Express.

3.3.1 GRIGLIA SAVONIUS

In entrambe le configurazioni è stato necessario creare un' interfaccia all' interno del volume di controllo in prossimità delle pale per permettere alla griglia di ruotare insieme a quest'ultime. A tal proposito la mesh creata per la geometria classica non segue esattamente le linee del dominio di calcolo riportato in Fig. 3.8; questo a causa di alcuni problemi che si sono riscontrati in fase simulativa a livello delle intersezioni tra la mesh statica e quella rotante. Per ovviare a questo problema si è scelto di ampliare il raggio di interfaccia con lo scopo di allontanare le celle della griglia dalle pale. Da un punto di vista della creazione della mesh questo non ha comportato alcuna differenza ma ha permesso di evitare alcuni problemi nei contorni della velocità e della pressione. In Figura 3.9 viene riportata la griglia interna utilizzata per la turbina Savonius classica. Al fine di determinare nel modo più preciso possibile i valori di coppia generati dalle pale rotatorie, si è deciso di aumentare la definizione della mesh vicino al bordo delle pale; come già si evince dall' immagine sotto riportata la risoluzione della griglia è notevolmente più elevata vicino a quest'ultime. Lo strumento utilizzato in NUMECA Hexpress per incrementare il raffinamento in queste zone è stato l'addLayer che ha permesso di creare alcuni "strati" (Layer) in prossimità di una superficie [Figura 3.10].

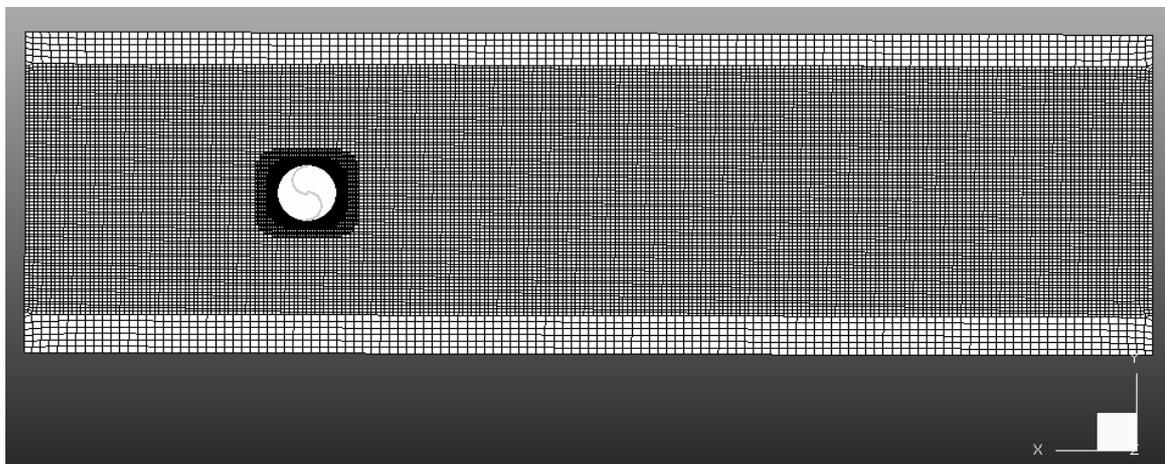


Figura 3.8: griglia relativa al dominio Savonius

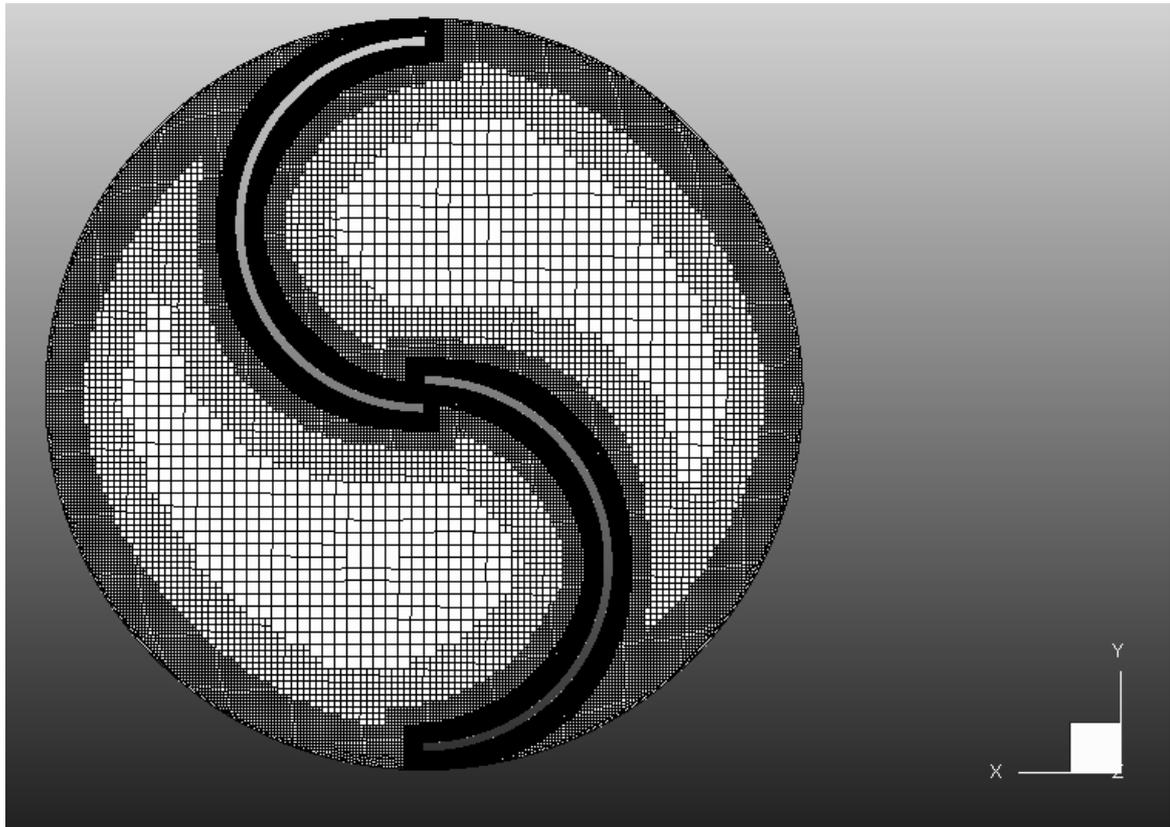


Figura 3.9: griglia interna per la Savonius classica

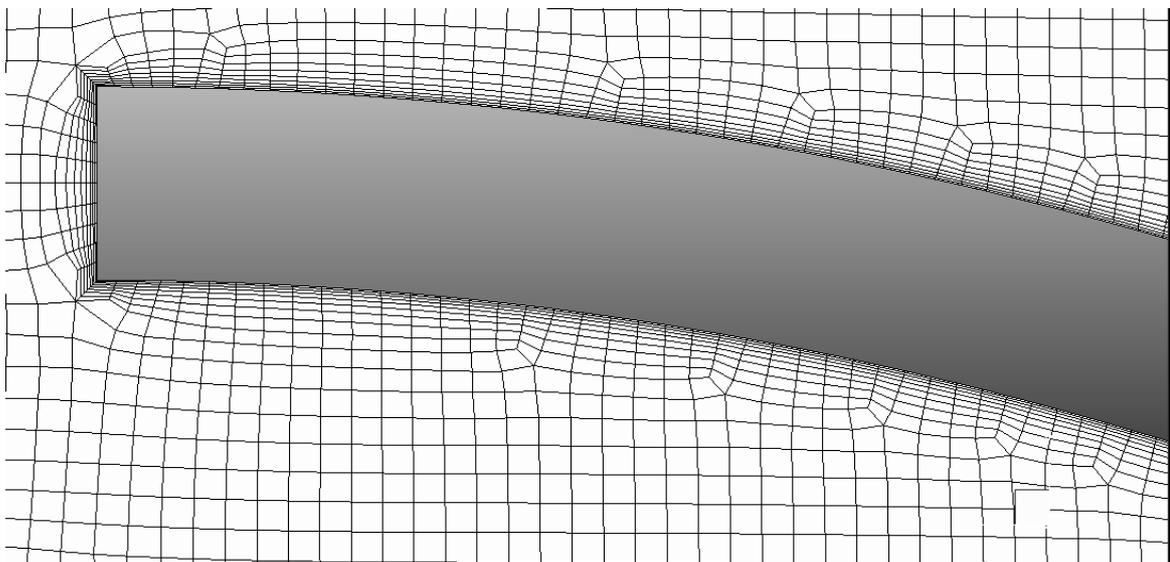


Figura 3.10: particola della griglia in prossimità di una pala

3.3.2 GRIGLIA TURBINA INNOVATIVA

Similmente al caso precedente la griglia per la geometria alternativa alla Savonius è stata creata seguendo gli stessi canoni descritti in 3.3.1, tuttavia, una ulteriore complicazione è stata introdotta dalla presenza del braccio statorico che ha richiesto un raffinamento ulteriore, simile a quello fatto per le pale rotoriche.

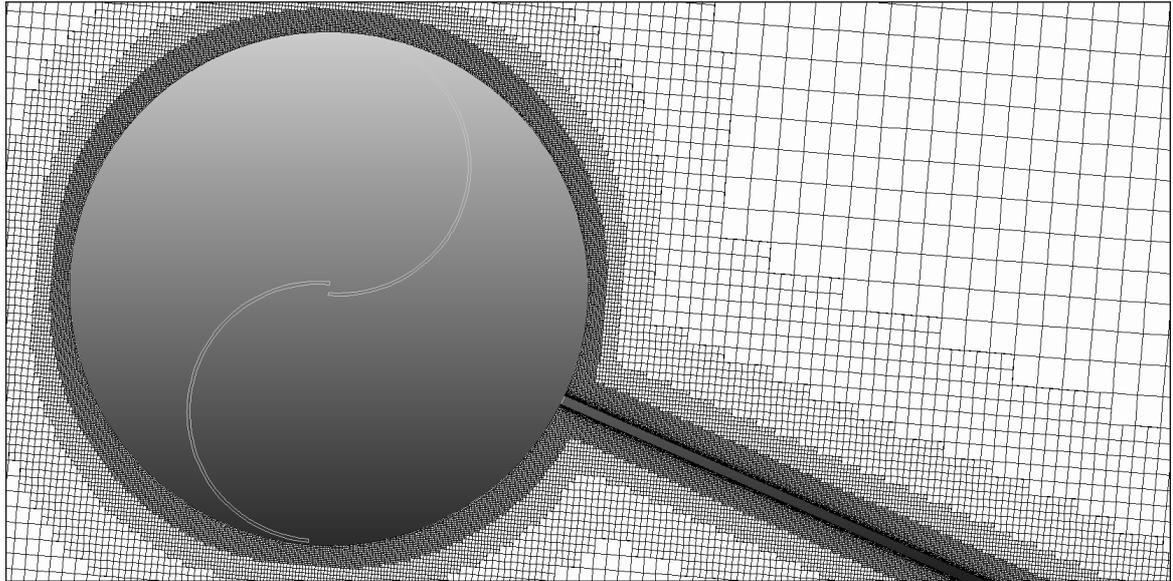


Figura 3.11: particolari della griglia in corrispondenza dell' interfaccia e del braccio statorico

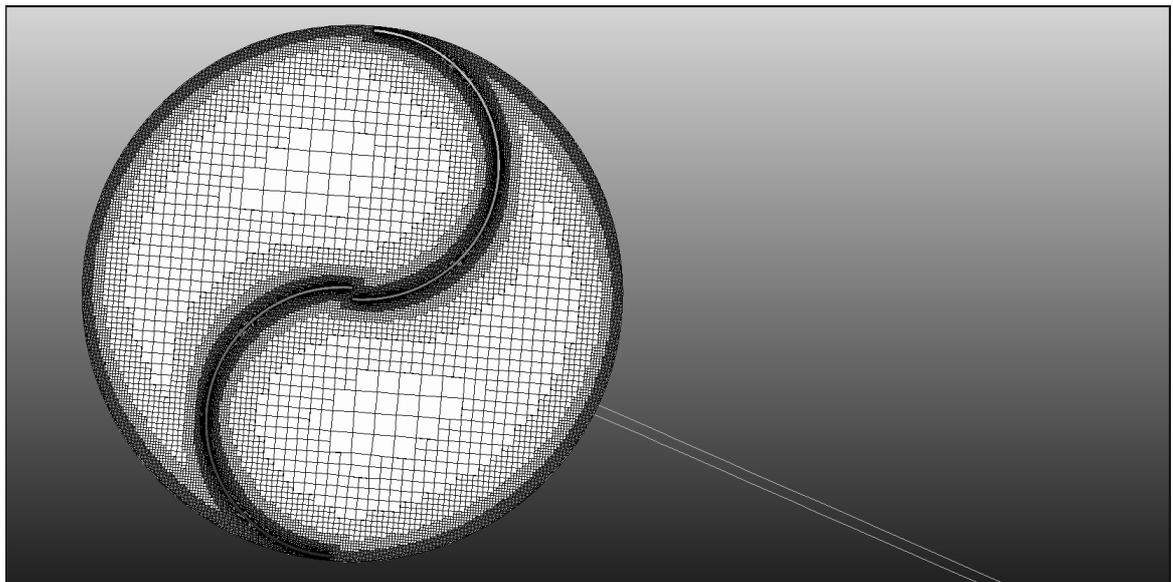


Figura 3.12: griglia interna per la configurazione innovativa

In tabella 3.4 vengono riportate le dimensioni delle griglie utilizzate nelle simulazioni.

	<i>Numero di celle</i>
<i>Savonius Classica</i>	98839
<i>Savonius Innovativa</i>	110025
<i>Savonius Innovativa "Ottimizzata"</i>	103240

Tabella 3.5: numero celle nelle diverse griglie

3.4 PROPRIETA' DEL FLUSSO, CONDIZIONI AL CONTORNO E SOLVER

Una volta completata la creazione della griglia si passa alla definizione del modello fluidodinamico. Prima di entrare nel dettaglio delle impostazioni utilizzate in ANSYS Fluent è bene ricordare che i problemi qui studiati sono basati su un fenomeno fortemente non stazionario che ha comportato l'uso di un approccio di tipo Sliding Mesh.

Lo Sliding Mesh è richiesto nel momento in cui si è interessati a soluzioni accurate nel tempo e ogni volta che si ha a che fare con parti di griglia rotanti o comunque in movimento; tale metodo risulta essere il più accurato ma comporta anche una richiesta maggiore di risorse di calcolo. Come già accennato utilizzando un approccio di questo tipo è necessario creare due o più zone all'interno della griglia ognuna delle quali possiede un'interfaccia per poter distinguere le parti in movimento da quelle statiche. Le celle in corrispondenza di questa interfaccia si muovono reciprocamente lungo tutta la sua lunghezza [Figura 3.13].

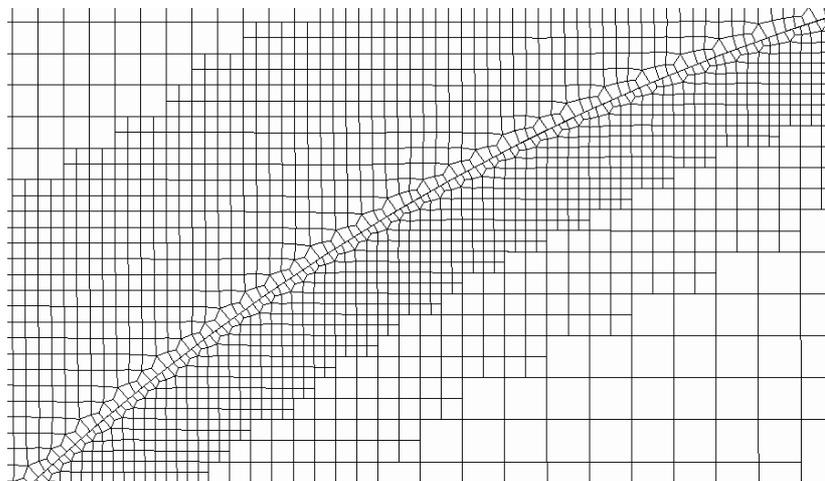


Figura 3.13: interfaccia tra parte interna (mobile) e esterna (fissa)

3.4.1 IMPOSTAZIONI GENERALI

Il metodo utilizzato per la risoluzione del problema su ANSYS Fluent è stato quello basato sulla risoluzione della pressione in quanto risulta essere il migliore nella modellazione di flussi a basse velocità incomprimibili.

Essendo le equazioni da risolvere equazioni differenziali è stato ovviamente necessario imporre delle condizioni al contorno (CC) al fine di ottenere la soluzione del sistema, tali condizioni sono state implementate su ANSYS Fluent e vengono riportate in tabella 3.7 e sono valide per tutte le configurazioni che si sono studiate. Per risultare più chiari viene richiamato il volume di controllo utilizzato per la geometria innovativa con i riferimenti necessari a definire le CC; sia per la geometria classica che per quella ottimizzata le condizioni sono le stesse con l' unica differenza data dalla presenza del braccio storico.

[Figura 3.14]

Una ulteriore personalizzazione che è stata fatta caso per caso nelle impostazioni di ANSYS Fluent è quella che riguarda i valori di riferimento; essendo infatti l' obiettivo finale quello di determinare i valori dei coefficienti di potenza si è necessariamente passati per lo studio del coefficiente di coppia.

Il valore del coefficiente di coppia viene determinato dal software adimensionalizzando la coppia con la pressione dinamica [Equazione 3.4.1]; per eseguire questa operazione è necessario fornire al risolutore i valori di area, lunghezza, velocità e densità con i quali effettuare l' adimensionalizzazione. Per l' area, essendosi trattato sempre di casi 2D si è scelto di considerare un' altezza della turbina unitaria e un larghezza pari al diametro, per la lunghezza (braccio) il raggio della turbina, mentre per la densità si è utilizzato il valore relativo all'aria definito da ANSYS Fluent. [Tabella 3.6]

$$C_m = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho V^2 AL} \quad (3.4.1)$$

<i>Parametri</i>	<i>Savonius Classica</i>	<i>Savonius Innovativa</i>	<i>Savonius Ottimizzata</i>
Area [m ²]	2.38	0.5	0.5
Lunghezza [m]	1.19	0.25	0.25
Densità [kg/m ³]	1.225	1.225	1.225

Tabella 3.6: valori di riferimento usati nelle simulazioni

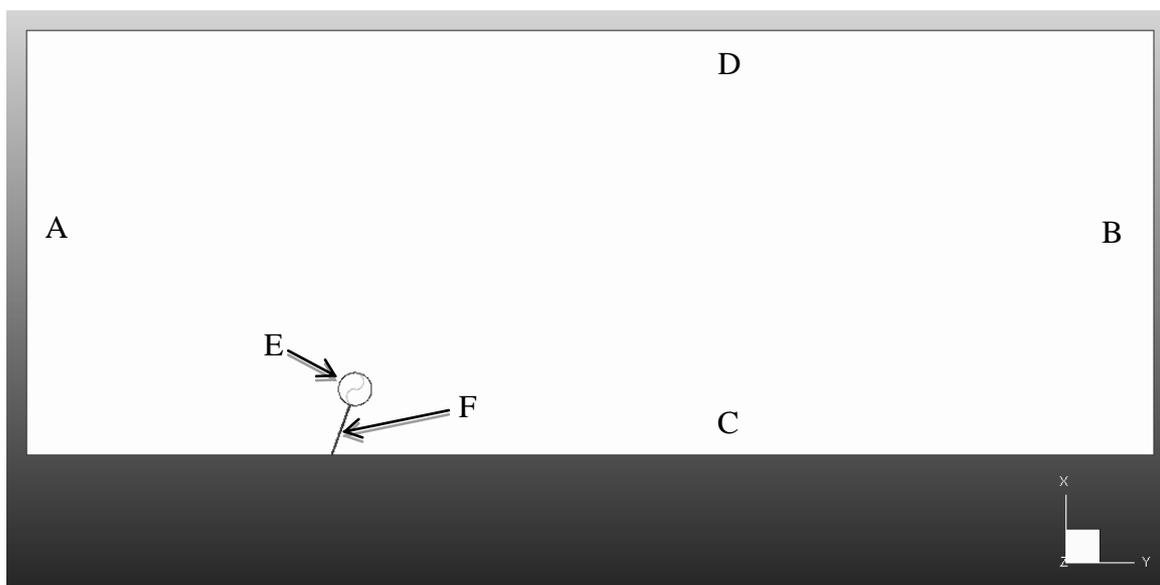


Figura 3.14: riferimenti per la tabella 3.7

	<i>Condizione al Contorno</i>	<i>Significato</i>
<i>A</i>	Inlet [Velocity Inlet]	Definisce la velocità in ingresso al VC
<i>B</i>	Outlet [Pressure Outlet]	Definisce la pressione relativa vigente all' uscita del VC
<i>C</i>	Symmetry	Condizione di simmetria il flusso scorre sul piano senza attrito come se fosse una superficie libera
<i>D</i>	Symmetry	“”
<i>E</i>	Interfaccia	Definisce il punto di contatto tra la griglia rotante e quella statica
<i>F</i>	Wall	Un muro non penetrabile dal flusso su cui si forma strato limite

Tabella 3.7: Condizioni al contorno usate in ANSYS Fluent

La velocità non viene riportata in Tabelle 3.7 in quanto si discuterà successivamente nel capitolo 4.

Vengono ora descritti gli intervalli di tempo che si sono utilizzati per effettuare il calcolo; tutti i casi infatti presentano parti in movimento oltre a un regime di flusso instazionario. In queste circostanze è necessario indicare al programma ogni quanto tempo si decide iterare il calcolo; qui si è scelto di effettuare un massimo di 20 iterazioni ogni 5° di rotazione della turbina per un totale di 20 giri.

Per la determinazione della curva relativa all'efficienza è stato necessario variare la velocità di rotazione delle pale (λ) al fine di determinarne il picco.

Con la variazione di λ anche l'intervallo di tempo da inserire in ANSYS Fluent cambia di conseguenza in quanto si è sempre mantenuto uno step temporale corrispondente ad una rotazione di 5°; a tal proposito si riportano in tabella 3.8 tutti i time-step (Δt) utilizzati alle varie ω . [Equazione 3.4.2]

$$\omega = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} \quad (3.4.2)$$

Partendo dalla 3.4.2 e desiderando un $\Delta\theta$ di 5° si sono ottenuti i seguenti valori di Δt :

<i>TSR (λ)</i>	<i>Rpm Sav.</i>	<i>Rpm Innov.</i>	<i>Time-Step Savonius</i> <i>[s]</i>	<i>Time-Step Innovativa</i> <i>[s]</i>
0,2	16,1	76,4	0.05192	0.01091
0,50	40,1	191,1	0,02077	0,00436
0,70	56,2	267,5	0,01484	0,00312
0,80	64,2	305,7	0,01298	0,00273
0,85	68,2	324,8	0,01222	0,00257
0,90	72,3	343,9	0,01154	0,00242
1,00	80,3	382,2	0,01038	0,00218
1,10	88,3	420,4	0,00944	0,00198

Tabella 3.8: elenco delle velocità di rotazione studiate con i rispettivi intervalli di tempo

Per concludere il capitolo è infine necessario descrivere brevemente la tipologia di solver utilizzato in ANSYS Fluent per ottenere le soluzioni; in particolare si è scelto di usare l' algoritmo SIMPLE con un approssimazione al secondo ordine per quando riguarda pressione, quantità di moto e del primo per la viscosità turbolenta.

4. PRECEDENTI STUDI

Vengono di seguito riportati i risultati relativi ad altri studi che sono stati compiuti sia sulla geometria classica che su quella innovativa. L'obiettivo è quello di mostrare il lavoro di altri ricercatori per poi confrontarlo con quello eseguito in questa tesi.

4.1 SAVONIUS CLASSICA

Per questo layout si sono presi in considerazione gli studi effettuati da K. Rogowski e R. Maroński dell'università di Varsavia; qui vengono esaminati gli andamenti dei coefficienti di potenza e di coppia per una turbina eolica di tipo Savonius. Si veda [3].

Sebbene le pale studiate dai due ricercatori abbiano la stessa forma di quelle utilizzate in questo lavoro di tesi, la geometria complessiva della turbina risulta essere diversa.

Lo studio in questione è relativo a un dominio bidimensionale; in Tabella 4.1 vengono riportate le dimensioni relative alla configurazione utilizzata.

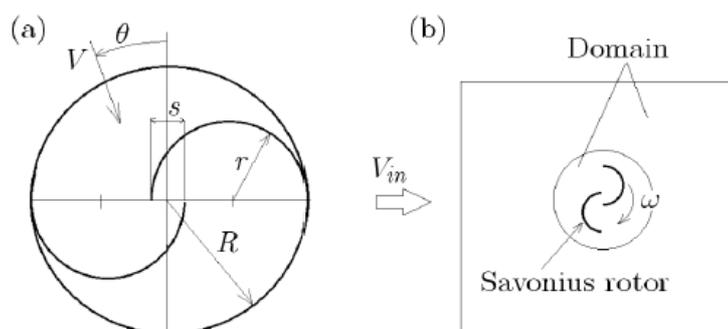


Figura 4.1: schema Savonius utilizzata nello studio Rogowski-Maronski

<i>Parametro</i>	<i>Valore [m]</i>
Diametro Pala	0.5
Rapporto tra gap e diametro (s/d)	0.1
Raggio rotore	0.47

Tabella 4.1: caratteristiche geometriche Savonius Rogowski-Maronski

La tabella 4.1 mostra chiaramente come il rapporto tra il gap e il diametro di pala sia del tutto identico a quello utilizzato nelle turbine studiate in questa tesi; questo è un aspetto importante in quanto le dimensioni dello spazio tra le pale possono notevolmente influenzare il valore finale di rendimento.

Sono stati utilizzati diversi modelli di turbolenza in questo caso analizzando le performance della macchina a diversi valori di TSR; i risultati ottenuti vengono riportanti in Figura 4.2 e 4.3.

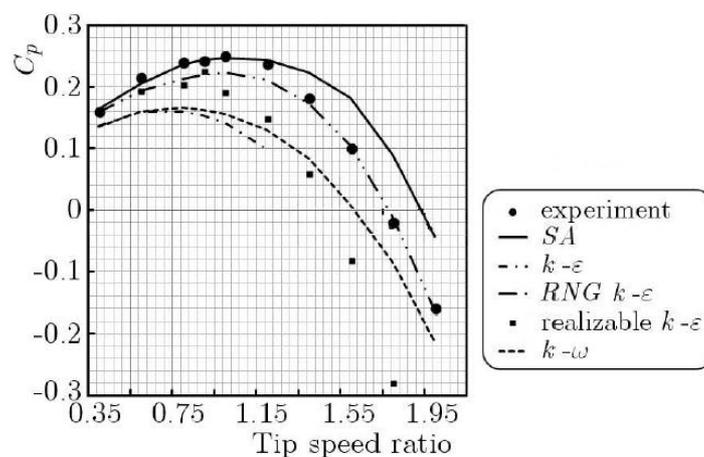


Figura 4.2: andamento coefficiente di potenza Savonius Rogowski-Maronski

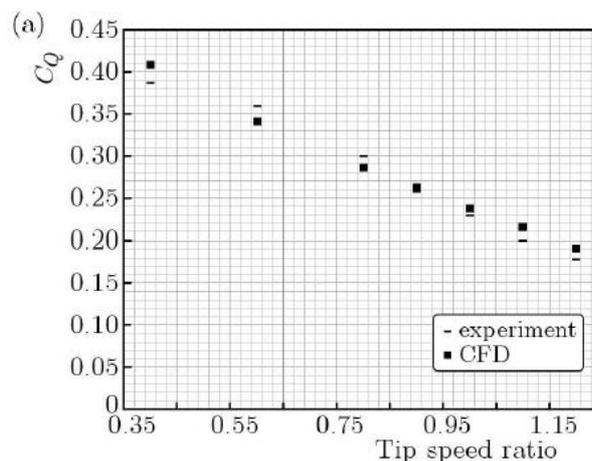


Figura 4.3: Andamenti coefficienti di coppia Savonius Rogowski-Maronski

Il confronto con i dati sperimentali è forse il metodo migliore per convalidare le simulazioni fluidodinamiche; a tal proposito quello riportato in Figura 4.2 è estremamente interessante in quanto mostra i risultati ottenuti tramite l'utilizzo di 5 diversi modelli di turbolenza confrontandoli con quelli ottenuti sperimentalmente. Ciò che si nota subito è il diverso adattamento dei modelli al variare delle velocità di rotazione della turbina, in particolare alcuni

come lo Spalart Allmaras risultano essere molto affidabili in corrispondenza di basse velocità rotazionali, mentre altri, si discostano dai risultati a basse ω per poi risultare più precisi a velocità di rotazione più elevate.

Relativamente alla Figura 4.3 va evidenziato il fatto che i risultati li descritti si riferiscono al modello di turbolenza Spalart Allmaras di cui gli autori ne giustificano l'utilizzo grazie alla sua semplicità, affidabilità e utilità per lo scopo del lavoro. Osservando i grafici sopra riportati si osserva che il punto efficienza massima si raggiunge in prossimità di un TSR tra 0,85 e 0,9 con un valore vicino al 24-25%; parallelamente possiamo affermare che per il coefficiente di coppia al crescere della velocità di rotazione si assiste a una diminuzione del suo modulo partendo da un massimo di circa 0,4 per arrivare a un minimo di circa 0,2.

4.2 SAVONIUS INNOVATIVA

Gli studi precedentemente effettuati sulla turbina innovativa dell' istituto IMP PAN sono relativi ad una configurazione 3D; ciò dovrebbe comportare una diminuzione dei valori finali rispetto al caso 2D in quando in una geometria tridimensionale vengono anche considerati alcuni fenomeni fluidodinamici che risultano del tutto influenti in uno studio bidimensionale.

I fenomeni in questione sono quelli relativi ai così detti vortici di fondo pala che si staccano da queste portando a ulteriori instabilità.

Il lavoro in questione è stato svolto dallo stesso istituto di ricerca in cui è stata redatta la tesi; i ricercatori qui coinvolti sono: K. Tesch, K. Kludzinska e P. Doerffer con data di pubblicazione il 15 Maggio 2015. Si veda [4].

In tabella 4.2 vengono riportati i risultati dello studio:

<i>TSR</i>	<i>c_p</i>
0.5	0,101
0.7	0,2325
0.8	0,2423
0.9	0,2512
1	0.2431

Tabella 4.2: risultati K. Tesch, K.Kludzinska

5. RISULTATI

In questo capitolo vengono descritti i risultati ottenuti confrontando i rendimenti e le potenze nelle varie configurazioni studiate insieme ad un'analisi dettagliata dei contorni che caratterizzano il campo di velocità e pressione intorno alle pale della turbina.

5.1 COEFFICIENTI DI POTENZA

Una qualsiasi macchina che sia destinata a produrre energia o sia più semplicemente studiata per trasmettere una forza ad un'altra, deve essere caratterizzata da un rendimento il più alto possibile.

Il concetto di efficienza è già stato introdotto nel capitolo 1.3 dove venivano descritti e messi a confronto i valori dei rendimenti per le diverse tipologie di generatori eolici, di seguito questo concetto viene ripreso per rendere più chiara la trattazione.

Precedentemente era stata presentata la definizione di “coefficiente di potenza” ma non se ne era approfondito il significato fisico; definito nel modo più generale possibile dalla 5.1.1 risulta evidente come questo coefficiente corrisponda esattamente all'efficienza in quanto viene espresso da un rapporto tra la potenza generata dalla turbina (senza considerare rendimenti di generatori ecc...) e la potenza contenuta all'interno del flusso libero che la investe.

$$c_p = \frac{P}{P_0} \quad (5.1.1)$$

I rendimenti dei generatori eolici ad asse verticale difficilmente superano il 15%-20%, ma, nelle configurazioni studiate si è riuscito ad ottenere valori ben più elevati. In questo lavoro si è partiti determinando i coefficienti di potenza relativi alla geometria classica per poi confrontarli con quella innovativa e, in fine, con la versione finale avente un braccio storico più lungo del 10%. Va inoltre ricordato che le simulazioni fluidodinamiche qui effettuate sono basate su un modello 2D e che quindi i risultati

ottenuti si differenziano leggermente da quelli 3D (reali) in cui si tiene conto anche dei fenomeni dissipativi presenti alle estremità superiori delle pale.

5.1.1 METODOLOGIA PER IL CALCOLO DEL C_p

Il coefficiente di potenza di una turbina eolica assume valori differenti al variare della velocità di rotazione della turbina stessa in quanto all'interno della 5.1.1 compaiono sia la potenza del flusso P_0 (che resta invariata), sia la P generata, dipendente dalla coppia generata dalle pale rotoriche.

L'espressione 5.1.1 è la più semplice e importante delle possibili equazioni utilizzate per definire il c_p ma non è stata quella utilizzata per determinarne il valore; tenendo conto infatti della dipendenza dalla coppia e dalla velocità di rotazione della turbina si è utilizzata una seconda definizione del coefficiente di potenza [5.1.2].

$$c_p = \lambda c_m \quad (5.1.2)$$

La 5.1.2 garantisce un calcolo più rapido ma è totalmente analoga a quella precedente e porta agli stessi risultati; all'interno dell'espressione soprariportata compare il coefficiente di momento per la cui definizione si rimanda alla 3.4.1.

Il primo passo è stato quello di determinare il valore del TSR (λ) al quale corrispondeva il più alto valore di rendimento; questo calcolo è stato effettuato impostando una velocità della corrente fluida costante e variando volta per volta il valore della velocità di rotazione della turbina.

Tale procedura si è resa necessaria in quanto non era nota la correlazione tra la velocità del vento e l'andamento della velocità angolare dell'aerogeneratore studiato che avrebbe potuto simulare più realisticamente il problema partendo da una velocità rotazionale più bassa per poi giungere a quella di regime. A seguito di ricerche bibliografiche si è intuito che le velocità di tip più sensate da studiare risultano essere comprese tra 0,1 e 1,2 in quanto oltre tale valore si manifesta un continuo calo del rendimento.

Noto l'intervallo dei TSR sui quali indagare sono state successivamente determinate a partire dall'equazione 1.4.3 i valori delle velocità angolari (ω) da imporre al fine di

ottenere un determinato λ . Per quanto riguarda la velocità del flusso utilizzata per le simulazioni v_w si è scelto di imporla a 10 m/s. Tale valore è stato scelto poiché risulta essere la velocità di design utilizzata per la creazione del prototipo oltre che la tipica velocità del vento presente nella regione di studio (Danzica-Polonia)

$$\lambda = \frac{\omega \cdot r}{v_w} \quad (5.1.3)$$

I dati relativi ai TSR e alle corrispettive velocità angolari sono già stati riportati in tabella 3.8. La metodologia utilizzata per determinare gli andamenti del coefficiente di potenze è analoga per ogni caso studiato.

5.2 RISULTATI SAVONIUS CLASSICA

Con lo scopo di ottenere il grafico relativo al trend del c_p si è necessariamente passati per la determinazione del coefficiente di coppia delle pale (c_m). Il momento generato dalla rotazione della turbina è di tipo pulsante e può presentare anche valori negativi; la coppia pulsante è una delle caratteristiche tipiche che contraddistingue tutti gli aerogeneratori di tipo Savonius ed è dovuta al fatto che si ha sempre una pala che si oppone alla direzione del vento e, in alcuni casi, quest'ultima risulta essere addirittura trascinata dall'altra portando picchi negativi nei valori di coppia.

5.2.1 ANALISI COPPIE, VELOCITA' E PRESSIONI

Il comportamento pulsante della coppia generata dalle pale è ben visibile in Figura 5.1 e in Figura 5.2 ; la prima è utile per intuire il valore medio del coefficiente di coppia durante una rotazione, mentre la seconda risulta efficace per capire in quale posizione delle pale si genera la maggiore spinta. L'andamento del c_m (e quindi della coppia) si presenta in maniera totalmente differente in base alle velocità di rotazione della turbina e, a tal proposito, si riportano due casi: uno con un TSR di 0,2 e un altro con una velocità di tip pari a 0,8.

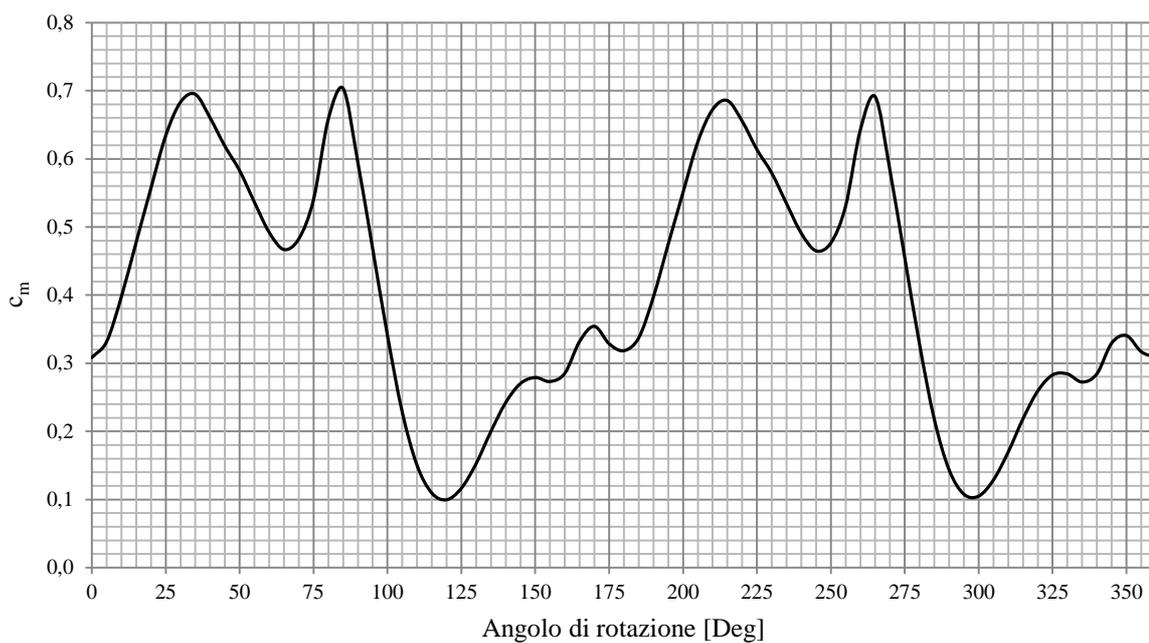


Figura 5.1: Coefficiente di coppia in funzione dell'angolo di rotazione della turbina per TSR 0,2

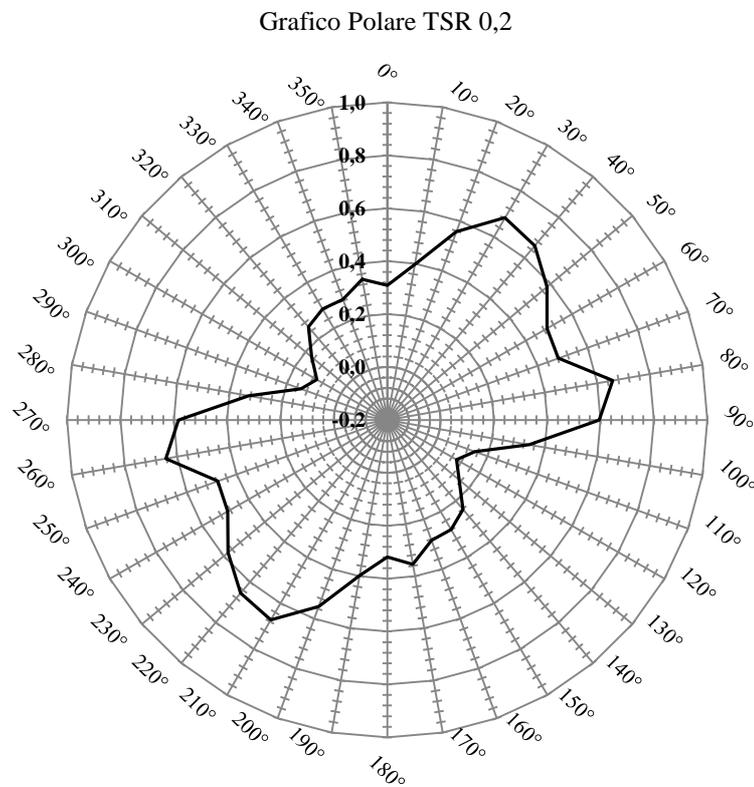


Figura 5.2: Grafico polare TSR 0,2: ad ogni linea concentrica corrisponde un valore di c_m , lungo la circonferenza esterna vengono riportati gli angoli di rotazione espressi in gradi.

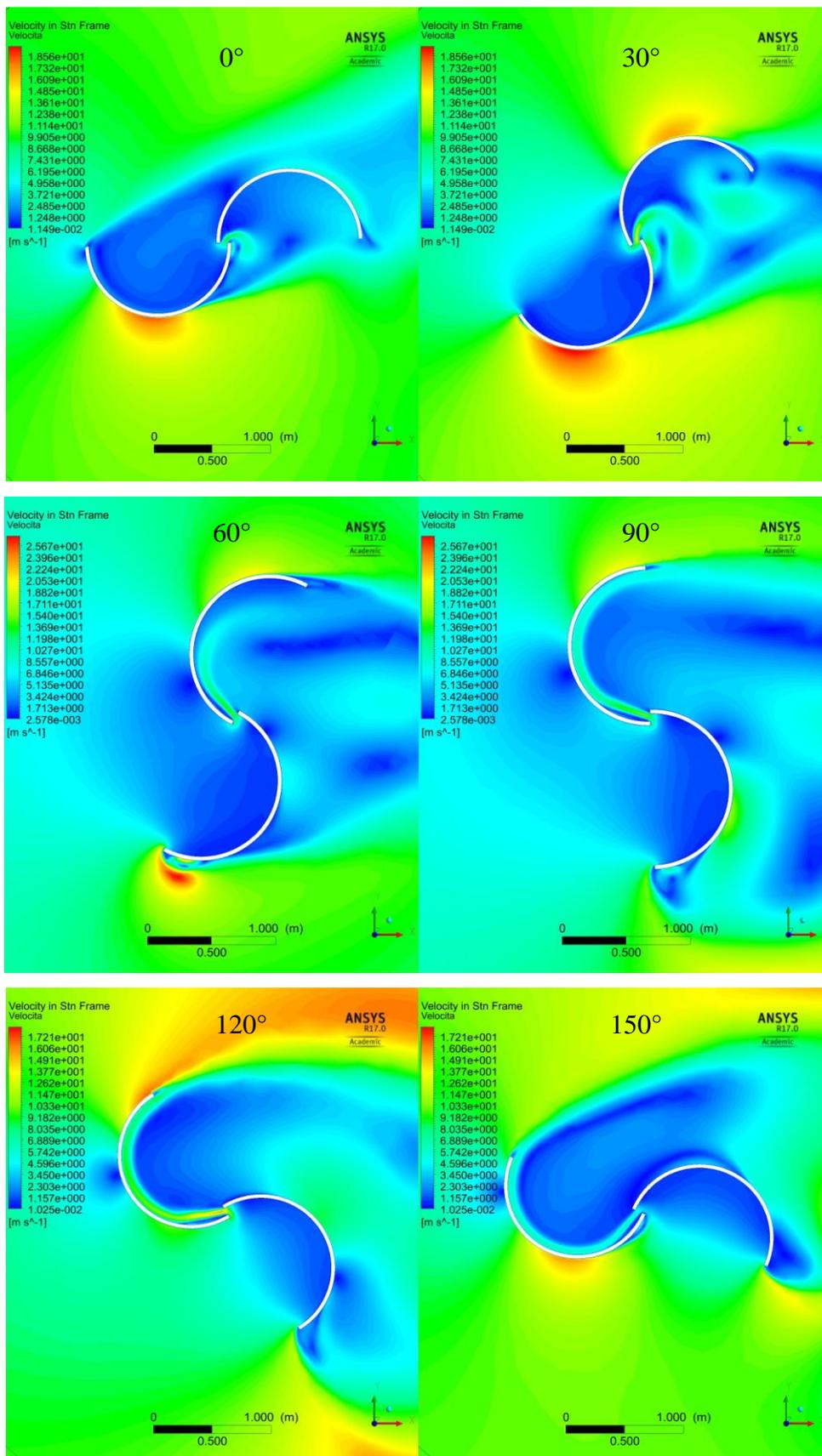


Figura 5.3: Confronto tra i contorni di velocità TSR 0,2

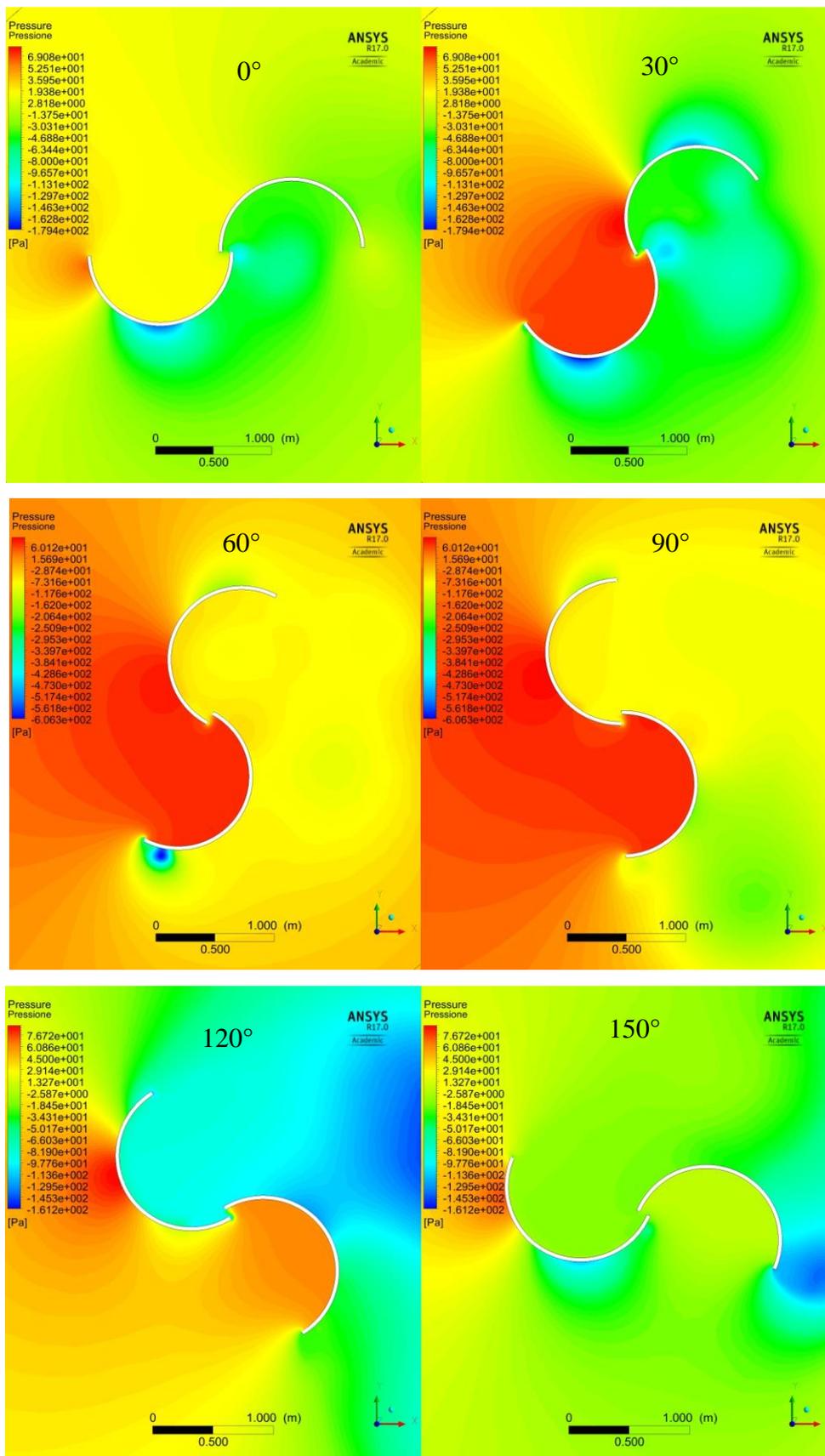


Figura 5.4: Confronto tra la distribuzione di pressione ai vari angoli di rotazione TSR 0,2

Le figure riportate precedentemente si rifanno a dati estrapolati quando tutto il campo di moto intorno alle pale è risultato essere completamente sviluppato; ciò si traduce nel fatto che quello osservabile nelle Figure 4.2 alle 4.3 (e anche per i casi successivi) è indipendente dall'istante di tempo in cui lo si studia. L'andamento dei coefficienti di coppia risulta quindi essere periodico essendo in presenza di un moto circolare uniforme oltre a causa del fatto che ne la geometria ne le condizioni al contorno vengono alterate nell'arco di una rotazione. Prima di descrivere il campo di moto che si genera attorno alle pale va detto che all'angolo di rotazione 0 corrisponde un allineamento delle pale con la direzione del vento; la corrente fluida nelle immagini riportate fluisce da sinistra verso destra.

Cominciando la rotazione dalla posizione di partenza è possibile osservare come sull'estradosso della pala cominci a crearsi una zona in cui il flusso accelera (bolla rossa in Figura 4.3 a 0°); questa "bolla" ingloba zone di flusso a velocità più elevata e man mano che la rotazione prosegue si sposta sempre più verso l'estremità della pala per poi staccarsi dalla superficie in un momento compreso tra i 60 e i 90 gradi.

E' utile anche osservare come il divario presente tra le due pale giochi un ruolo fondamentale nella fisica del fenomeno; il baffo d'aria che attraversa il gap nasce intorno ai 30° per poi crescere ed allungarsi fino a interessare tutta la lunghezza dell'intradosso raggiungendo in corrispondenza dei 120° una velocità confrontabile con quella del flusso indisturbato favorendo un incremento del rendimento. Va ricordato che la distribuzione dei contorni di velocità sopra riportata sia rappresentativa del modulo e non del vettore velocità come espresso dall'equazione 1.4.4.

$$v_{magnitudo} = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \quad (5.1.4)$$

I contorni di velocità sono utili per visualizzare le portate d'aria che attraversano il gap tra le pale, la scia e il distacco di eventuali vortici; tuttavia per comprendere appieno il fenomeno è necessario anche osservare la distribuzione della pressione statica attorno alla geometria.

Sebbene velocità e pressione siano indubbiamente legate risulta evidente che un'analisi esclusivamente dedicata alla velocità non possa risolvere tutte le questioni. Facendo riferimento alla Figura 4.4 si trova conferma dei risultati relativi al campo di moto in

quanto dove vi erano elevate velocità ora vi sono basse pressioni e viceversa. La distribuzione di p fa intuire come oltre a un'azione di spinta del vento sull'intradosso delle pale vi sia anche un fenomeno depressivo sull'estradosso che nelle immagini di Figura 4.4 viene rappresentato da quella zona blu simile anch'essa ad una bolla. Durante i primi 90° gradi di rotazione la distribuzione di pressione cresce lungo le superfici della pale per poi attenuarsi e formare dal lato opposto una forte zona di depressione. Il punto di coppia minima si raggiunge in corrispondenza di un angolo pari a 120° con un corrispondente c_m di 0,1. In figura 5.5 viene riportato lo stesso grafico relativo agli andamenti del coefficiente di momento per una TSR di 0,8; come qui osservabile il minimo di tale parametro viene anche qui raggiunto in corrispondenza di un angolo di rotazione pari a 120° andando però questa volta al di sotto dello 0.

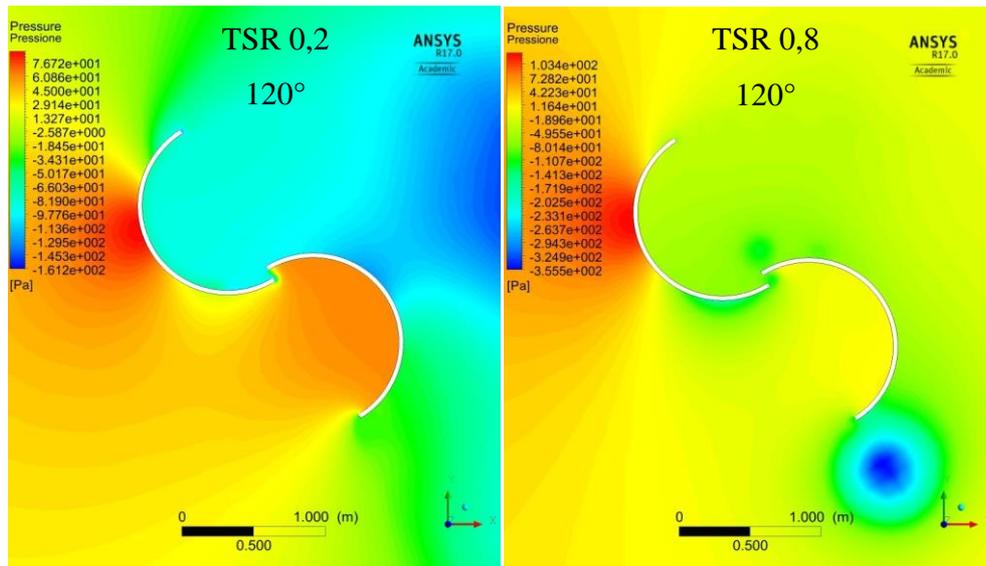


Figura 5.5: Confronto tra la distribuzione di pressione a 120° tra un TSR di 0,2 e uno di 0,8

La figura 5.5 mette in evidenza le differenze tra i contorni di pressione in cui si raggiungono i valori minimi di c_m .

A velocità di rotazione più basse infatti, la distribuzione di pressione sembra essere più “disordinata” presentandosi più alta nell'intradosso della pala inferiore. Il picco di pressione è posizionato in entrambi i casi sull'estradosso della pala superiore mostrando tuttavia una intensità più elevata nel caso a TSR 0,8.

Altro aspetto importante è l' assenza della bolla depressiva a TSR 0,2 dove anziché trovarla a 120° andrebbe ricercato in un angolo di rotazione compreso tra i 60° e i 90° .

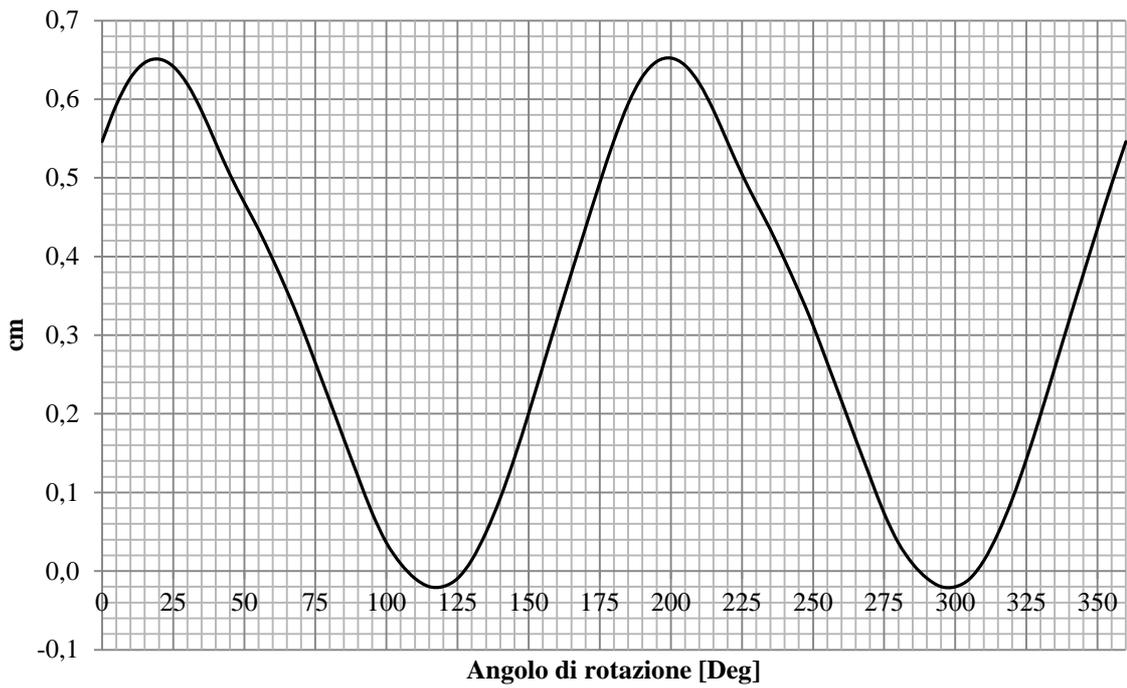


Figura 5.6: Confronto dei contorni di velocità TSR 0,2

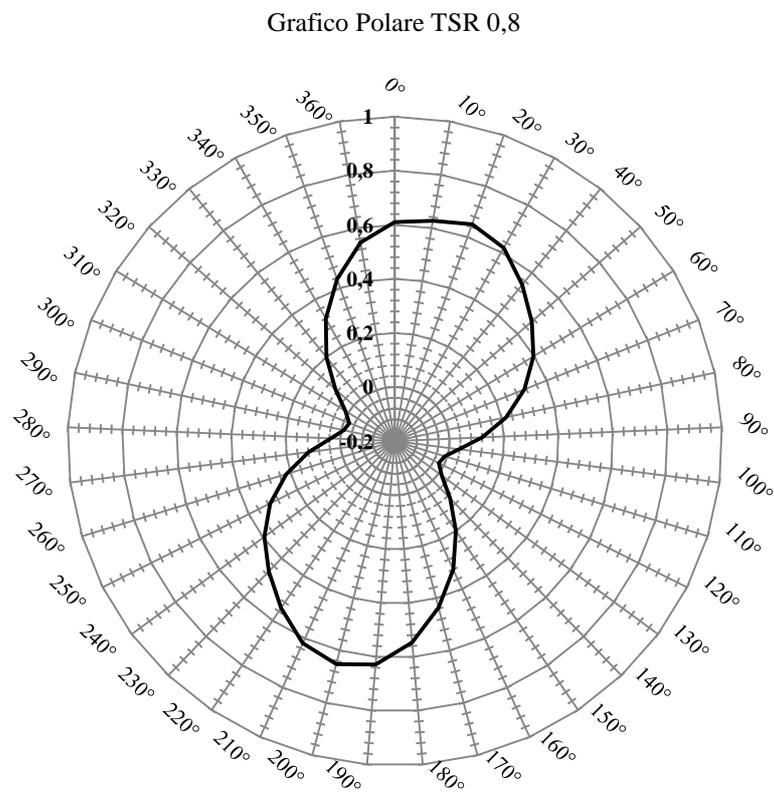


Figura 5.7: Grafico polare TSR 0,2, ad ogni linea concentrica corrisponde un valore di c_m ; lungo la circonferenza esterna vengono riportati gli angoli di rotazione in gradi.

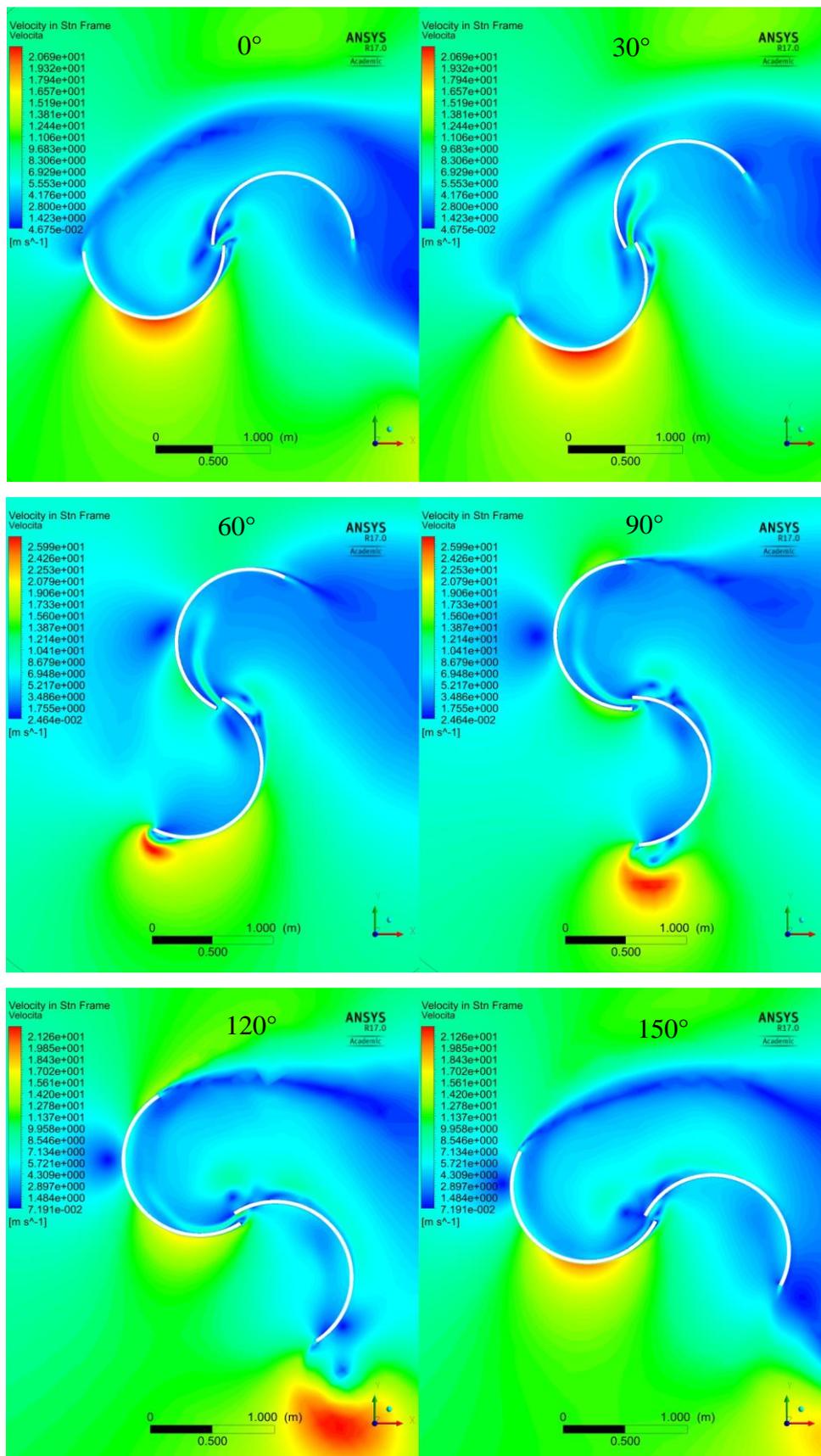


Figura 5.8: Confronto dei contorni di velocità TSR 0,8

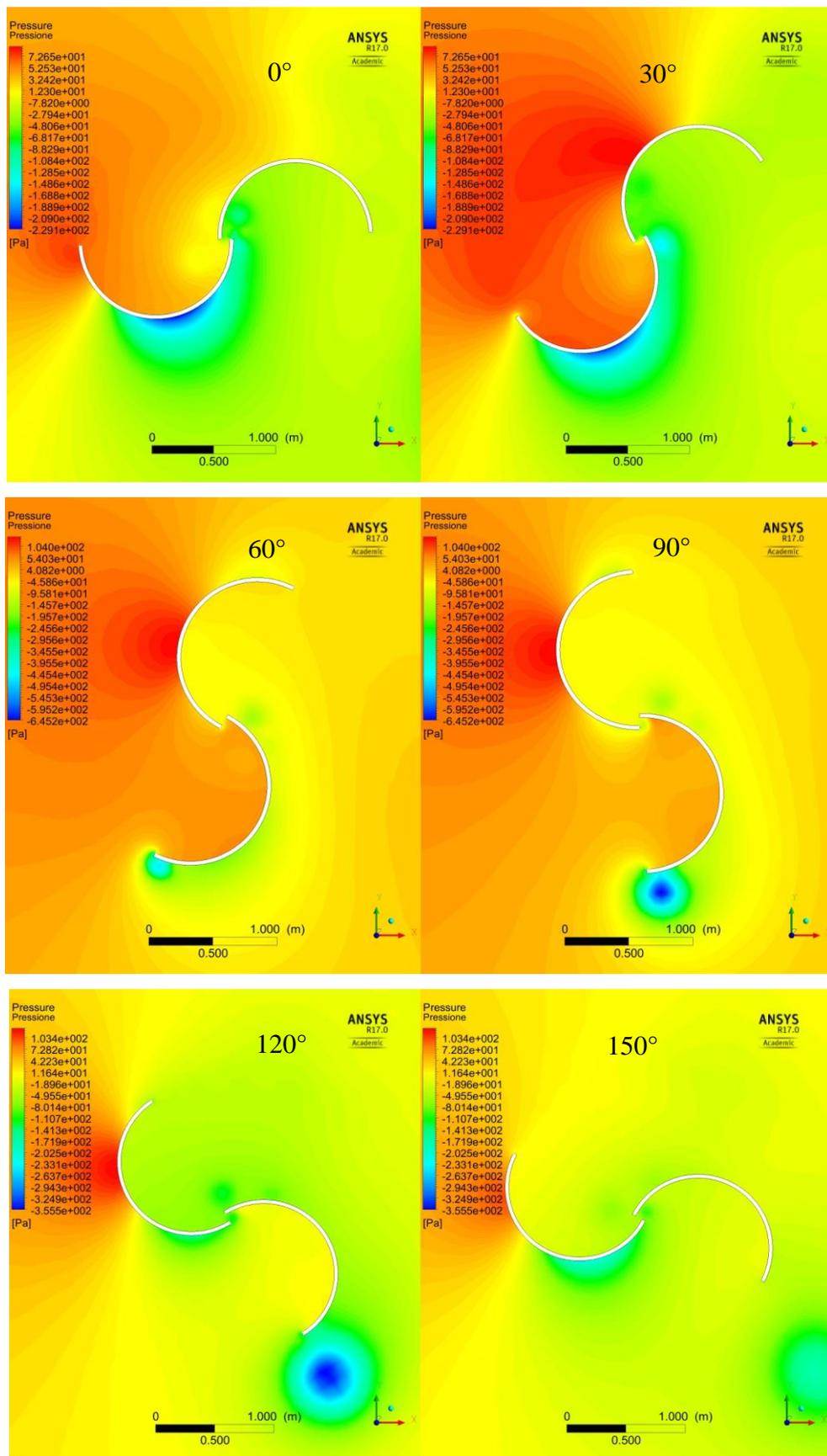


Figura 5.9: Confronto distribuzione di pressione ai vari angoli di rotazione TSR 0,8

Seppur il principio fisico alla base del fenomeno sia esattamente lo stesso, il grafico della coppia generata dalle pale per un TSR di 0,8 risulta essere notevolmente diverso da quello relativo al caso con TSR pari a 0,2.

La differenza è subito evidente osservando la Figura 5.6; l'andamento è molto più liscio, regolare con picchi meno appuntiti. Anche il modulo cambia, infatti, mentre in Figura 5.1 non vi sono zone in cui la coppia assume valori negativi, nel caso a ω più elevata per qualche angolo di rotazione si assiste a valori del coefficiente di momento al di sotto dello zero.

Per giustificare questa differenza tra gli andamenti delle coppie è necessario osservare il campo di moto che si viene a generare nei due casi: i contorni di velocità risultano essere notevolmente più irregolari nel caso a bassa velocità di rotazione rispetto a quello ad alta; confrontando le distribuzioni di Figura 5.3 con quelle di Figura 5.8 in corrispondenza dei 30, 90 e 120 gradi si può affermare che:

- Nel caso di TSR 0,2 a 30° si ha una forte instabilità individuata da zone di colore verde di fronte all'intradosso della pala superiore che risulta essere meno evidente in quello avente ω più alta
- A 90° e TSR 0,8, il vortice di fondo pala deve ancora staccarsi mentre nel caso a 0,2 si è già dissolto
- A 150° in Figura 5.3 la scia è completamente separata dalle pale mentre alla velocità di rotazione più alta la turbina incontra ancora la scia

Quello descritto nei punti sopraelencati è riscontrabile anche nei contorni della pressione e, insieme all'analisi delle velocità permette di dare una giustificazione delle differenze che si hanno tra i due grafici di coppia.

E' infatti visibile come anche nella distribuzione della pressione intorno alle pale ai vari angoli di rotazione vi siano notevoli differenze tra i due regimi di rotazione.

Per rendere graficamente apprezzabile la differenza tra le due curve di coppia, si riporta in Figura 5.9 il grafico polare con i confronti relativi alle due velocità di rotazione.

Su questo grafico è ben visibile il diverso contorno tra i due casi e i differenti punti di minimo e di massimo riportati in Tabella 5.1.

Confronto grafici polari TSR 0,2 e 0,8 Savonius Classica

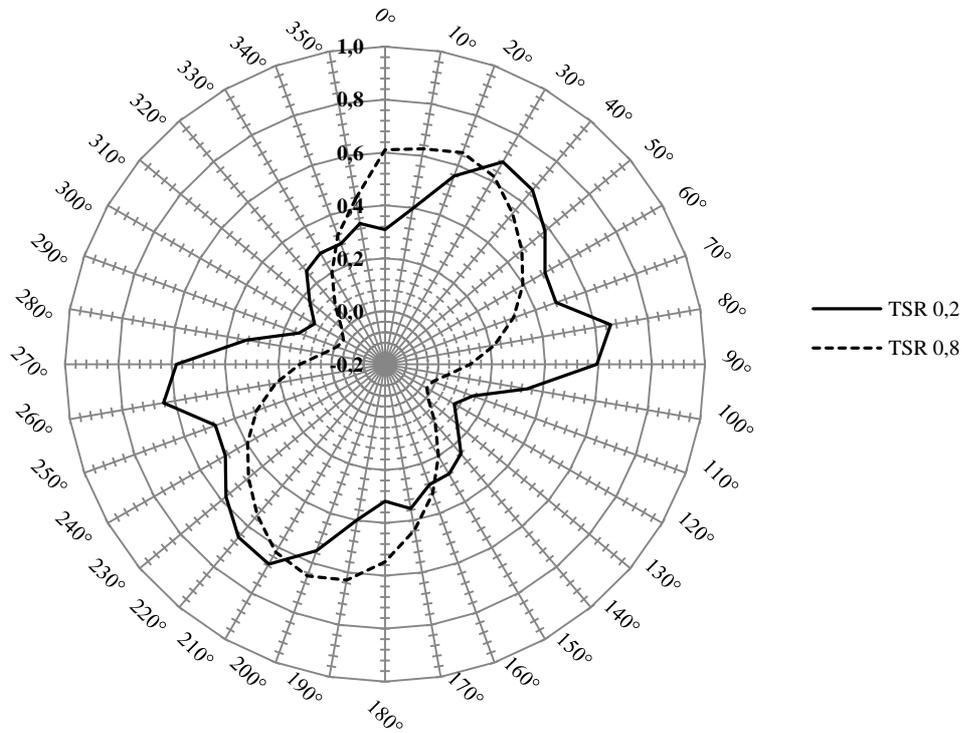


Figura 5.10: confronto grafici polari TSR 0,2 e 0,8; ad ogni linea concentrica corrisponde un valore di c_m ; lungo la circonferenza esterna vengono riportati gli angoli di rotazione in gradi.

	<i>Punto di massimo</i>	<i>Punto di minimo</i>	<i>Valore massimo</i>	<i>Valore minimo</i>
TSR 0,2	80°	120°	0,659	0,0997
TSR 0,8	20°	120°	0.650	-0.0092

Tabella 4.1: Punti salienti TSR 0,2 e TSR 0,8

Un ulteriore e ultimo confronto tra le due velocità di rotazione per il caso Savonius può essere fatto analizzando i contorni della vorticità; come osservabile infatti in Figura 5.11, a ω più elevate si ha un numero maggiore di vortici nella zona immediatamente a valle della turbina, mentre nel caso con TSR inferiore la distanza tra i vortici risulta dilatata. Queste differenze sono legate al discorso precedente in cui si osservava come il campo di

moto attorno alle pale avesse un comportamento diverso nei due casi portando a grandi differenze negli andamenti della coppia. A dimostrazione delle diversità fluidodinamiche che caratterizzano i due regimi di rotazione si riportano in Figura 5.11 le rispettive scie vorticoso.

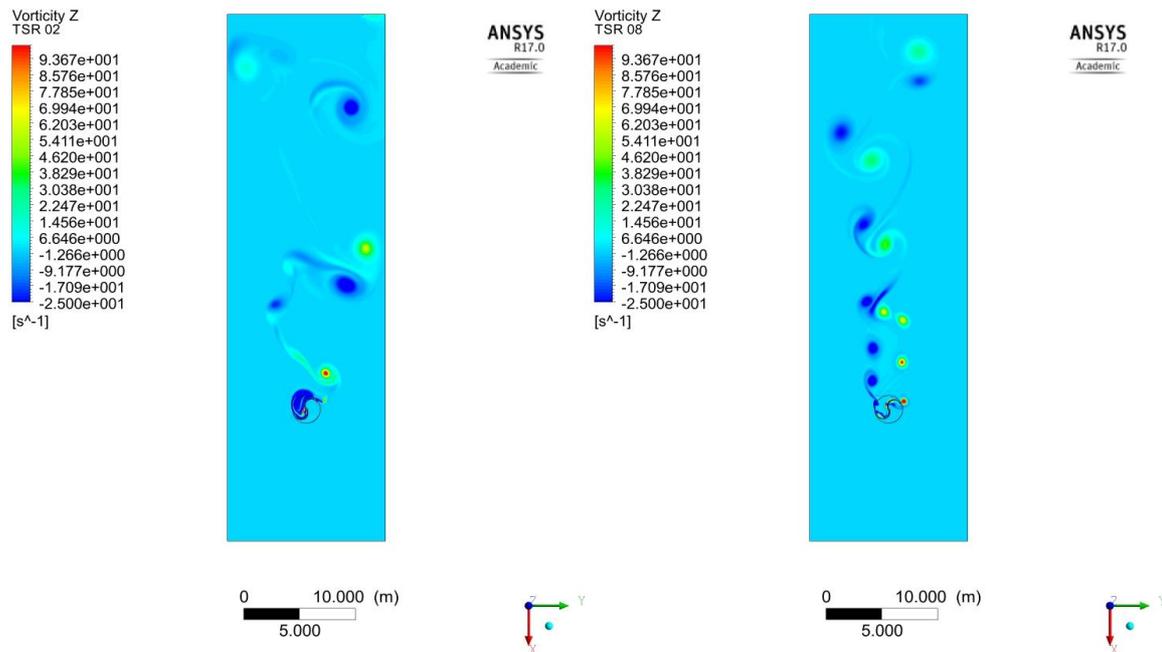


Figura 5.11: Confronto campo di vorticoso tra TSR 0,2 e TSR 0,8 per la geometria Savonius classica.

Queste differenze di scia possono essere osservate anche relativamente alla distribuzione di pressione e velocità come riportato nelle Figure 5.12 e 5.13. Se infatti per bassi valori di ω la distribuzione della velocità in scia alla turbina risulta essere “poco densa” con grandi bolle di bassa intensità che si staccano dalle pale, per quelli alti presenta un andamento del tutto simile al campo di vorticità con una scia inizialmente più frastagliata che tende poi ad aprirsi dando origine anche qua a zone più ampie con velocità limitate. L’analisi e lo studio delle scie non è stato preso in considerazione in questo lavoro di tesi in quanto l’obiettivo è stato quello di analizzare le performance del rotore, tuttavia una descrizione dettagliata della scia e della vorticità risulta essenziale nel momento in cui a valle della turbina vi sia posta (ad esempio) un'altra turbina. In tal caso le interazioni tra la scia e le pale a valle andrebbero approfondite a causa della notevole influenza sul comportamento del rotore.

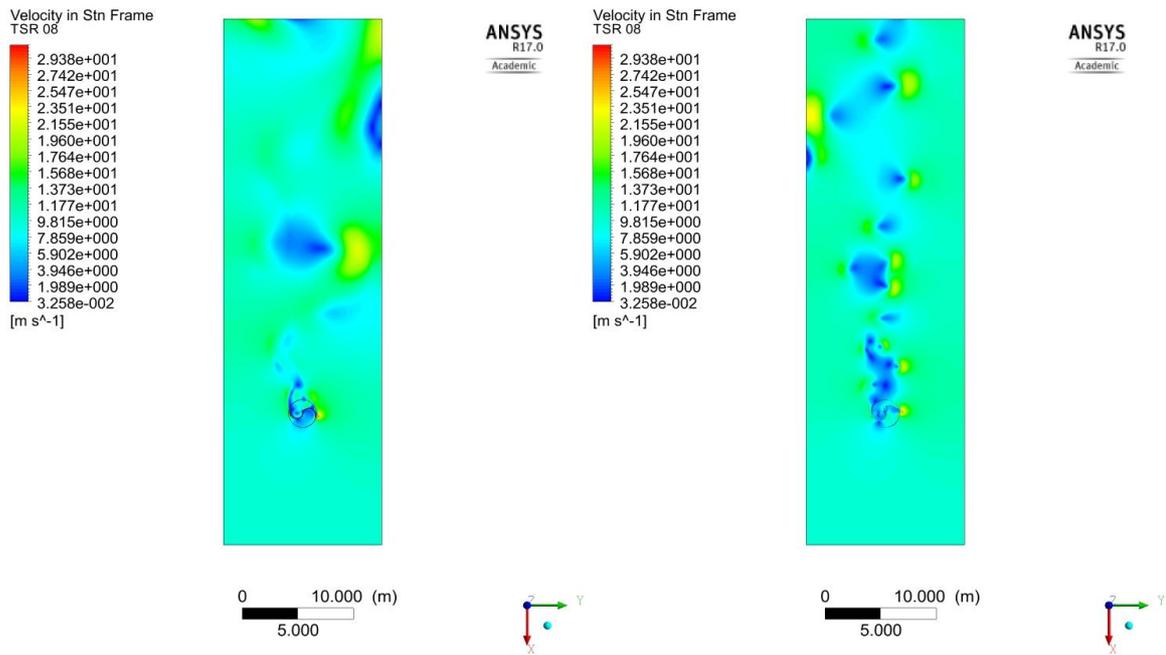


Figura 5.12: Confronto campo di velocità tra TSR 0,2 e TSR 0,8 per la geometria Savonius

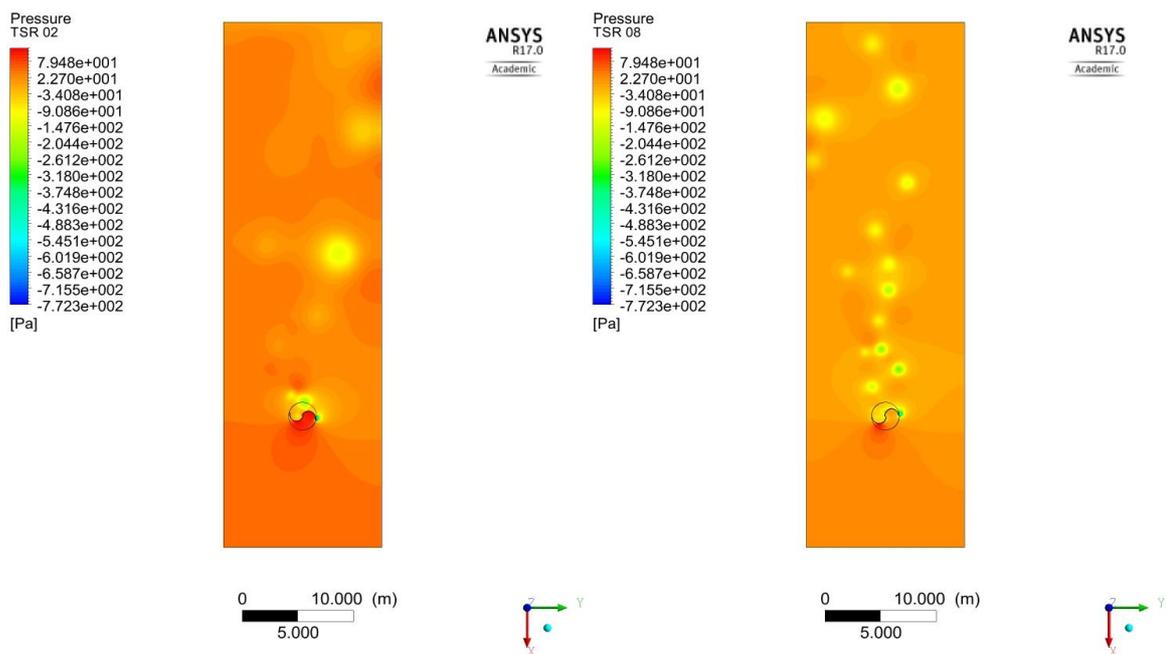


Figura 5.13: Confronto pressioni in scia tra TSR 0,2 e TSR 0,8 per la geometria Savonius classica.

Può essere infine utile elencare i principali fenomeni (fluidodinamici e non) osservati alle diverse velocità di rotazione che si sono resi visibili dallo studio dei contorni di celerità e pressione:

- aumentando ω risultano aumentare le dimensioni della scia. La perturbazione del dominio non si limita alla sola direzione longitudinale ma anche alla trasversale, importante in un'ottica di interazione della Savonius con altri corpi.
- si ha una diminuzione della coppia con l'incremento della velocità, fino a raggiungere valori minimi negativi per il TSR 0.8 in cui ad alcune angolazioni la turbina si comporta da generatore.
- con l'incremento del TSR si ha uno spostamento progressivo del punto di ristagno della pala che avanza verso l'esterno della turbina [Figura 5.14]

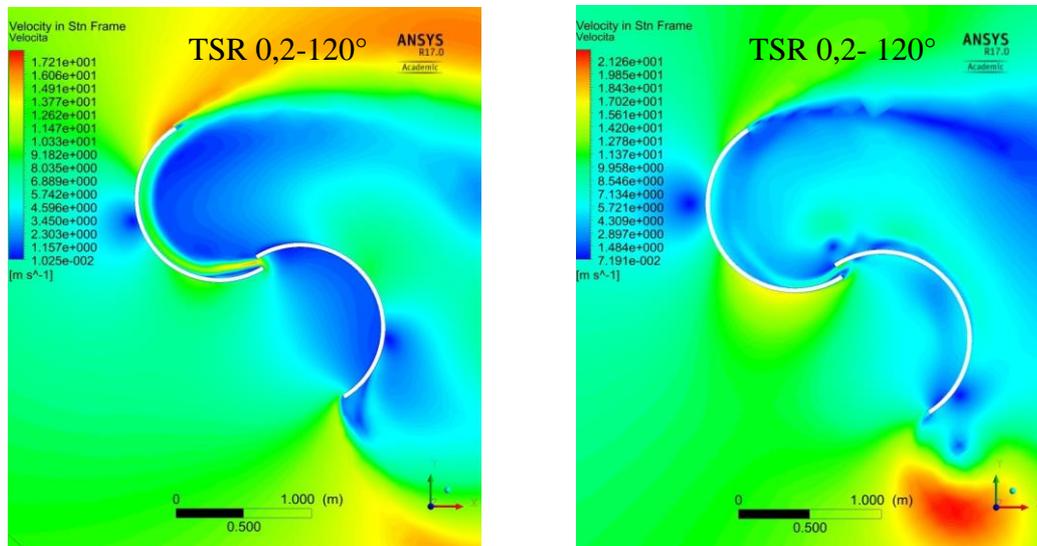


Figura 5.14: Confronto contorni velocità tra TSR 0,2 e 0,8; osservabile lo spostamento del punto di ristagno sulla pala superiore verso l'alto

A conclusione del paragrafo si riportano ora i valori di coppia ottenuti nei vari casi; questi non sono valori puntuali ma sono il risultato di una media effettuata nell'arco di una rotazione completa di turbina.

Anche se già detto, va ricordato come il trend generale dei momenti sia di tipo decrescente con il salire della velocità di rotazione e di come gli andamenti dei grafici rappresentativi delle forze in questione tendano a “lisciarsi” al crescere del TSR.

I risultati sono definiti in Tabella 5.2 e sono relativa alla sola geometria Savonius.

I coefficienti di coppia sono stati calcolati mediante l’uso della 3.4.1

<i>TSR</i> [λ]	<i>C_m</i>
0,20	0,4120
0,50	0,352
0,70	0,325
0,80	0,293
0,85	0,283
0,90	0,260
1,00	0,215
1,10	0,165

Tabella 5.2: Risultati coefficienti di coppia per la Savonius Classica

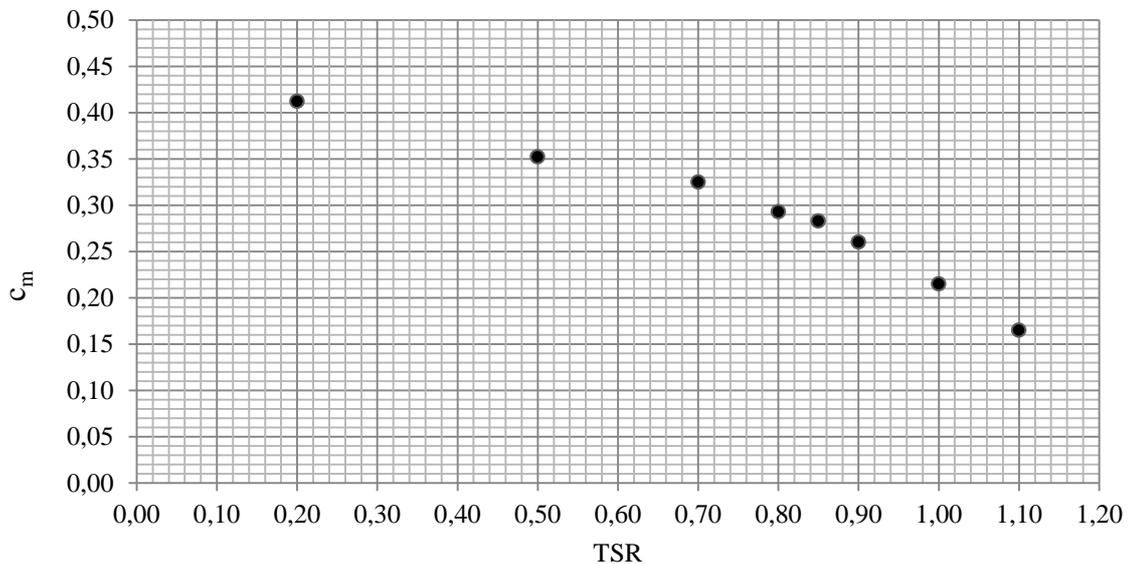


Figura 5.15: andamenti coefficienti di coppia

Il trend riportato in Figura 5.15 è quello atteso in quanto si assiste a un decremento dei valori medi del c_m .

Tuttavia il primo obiettivo non è quello di ottenere gli andamenti dei coefficienti di coppia ma piuttosto quello di individuare il rendimento della macchina ai vari regimi di

rotazione determinando per questa velocità del vento il valore di TSR in corrispondenza del quale si giunge al coefficiente di potenza più alto.

Quindi, una volta note le informazioni relative ai coefficienti di momento è possibile inserirle nell'equazione 5.1.2 ottenendo i risultati dei c_p descritti in Tabella 5.3.

<i>TSR</i> [λ]	<i>C_m</i>	<i>C_p</i>
0,20	0,4120	0,0824
0,50	0,352	0,1760
0,70	0,325	0,2275
0,80	0,293	0,2344
0,85	0,283	0,2406
0,90	0,260	0,2340
1,00	0,215	0,2150
1,10	0,165	0,1815

Tabella 5.3: Risultati coefficienti di coppia e di potenza per la Savonius Classica

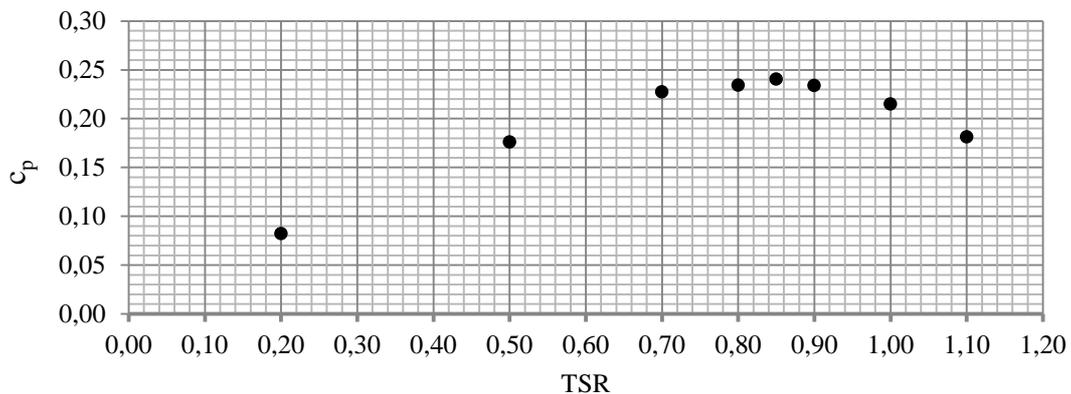


Figura 5.16: grafico riportante i risultati relativi ai coefficienti di potenza

I risultati qui ottenuti mostrano un posizionamento del massimo in corrispondenza di un TSR pari a 0,85 con un valore di efficienza del 24%. Questi valori sono del tutto in linea con le conclusioni dei lavori precedentemente effettuati di cui si è discusso nel Capitolo 4.1 mostrando il classico andamento ad uncino riscontrato anche negli altri studi. Il grafico di Figura 5.16 è il punto di partenza del lavoro svolto in questa tesi poiché è il metro di paragone principale con il quale verranno poi confrontati i risultati successivi.

Per concludere il capitolo si passa all'analisi delle potenze generate da questa configurazione.

5.2.2 ANALISI POTENZE

La Savonius essendo una turbina eolica ha lo scopo principale di generare potenza al fine di fornire dell'energia necessaria l'utilizzatore finale. Il calcolo della potenza è stato effettuato a partire dalla definizione del c_p ; come riportato infatti nell'equazione 5.1.1 per ottenere il valore di potenza finale noto l'efficienza è indispensabile conoscere anche la potenza della corrente libera che impatta sulla superficie considerata. Tale potenza (espressa con P_0) è definita dall'equazione 5.1.5 in cui compaiono chiaramente la velocità del flusso libero, la densità del fluido e l'area da esso investita.

$$P_0 = \frac{1}{2} \rho v^3 A \quad (5.1.4)$$

La densità è quella dell'aria in condizioni ambiente mentre per l'area è stato considerato il diametro del rotore moltiplicato per una altezza unitaria (geometria 2D).

<i>TSR [λ]</i>	<i>Savonius Power [W]</i>
0,20	120
0,50	257
0,70	332
0,80	342
0,85	351
0,90	341
1,00	313
1,10	265

Tabella 5.4: Risultati Potenze al variare del TSR.

In Tabella 5.4 vengono riportati i risultati finali relativi alle potenze generate dalla Savonius classica con una velocità del vento pari a 10 m/s. Come osservabile una macchina di questo tipo si tiene (per il flusso d'aria studiato) ben al di sotto del mezzo kW di potenza generata permettendo il soddisfacimento di piccole utenze.

Per quando riguarda il grafico con l'andamento della potenza essendo quest'ultima direttamente dipendente dal c_p risulterebbe ripetitivo inserire anche il trend delle potenze in quanto sarebbe del tutto simile al quello di Figura 5.16 con un analogo andamento a uncino.

5.3 RISULTATI TURBINA INNOVATIVA

In questo capitolo vengono riportati e descritti i risultanti ottenuti dallo studio della turbina innovativa dell'istituto; anche in questo caso l'obiettivo è stato quello di arrivare a definire i valori dei rendimenti di questa configurazione alle varie velocità di rotazione, utilizzando come nel caso precedente una corrente libera avente velocità pari a 10 m/s.

L'analisi per questo layout tocca esattamente i punti trattati nel precedente capitolo; partendo da un confronto tra le coppie generate a due differenti TSR si passerà poi alla determinazione dei relativi c_p per poi studiare le potenze generate. Per quanto riguarda appunto i coefficienti di momento si sono confrontati anche qui i dati ottenuti con un TSR di 0,2 e quelli relativa a un TSR di 0,8; le differenze in questione son ben visibile nei grafici di Figura 5.18 e 5.22. E' immediato osservare le differenze di trend tra i due regimi di rotazione, se infatti per una velocità angolare il grafico risulta essere più corrugato, per una ω superiore si assiste a un andamento più regolare e "liscio". Come per la Savonius classica queste differenze a livello dei c_m (e quindi di coppia) sono dovute alle differenti strutture di flusso che si generano attorno alle pale e che caratterizzano il comportamento della macchina. Per rendere più chiara tale differenza si presenta un confronto tra due posizioni angolari in cui queste strutture risultano essere più eterogenee tra loro in Figura 5.17; anche qui in corrispondenza della posizione angolare 0 le pale risultano essere allineate con la direzione del vento che nelle immagini si sposta dal basso verso l'alto.

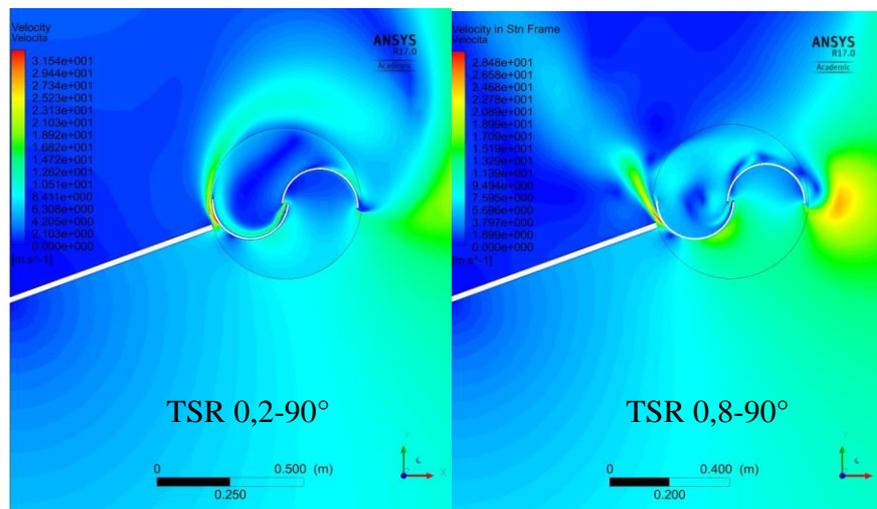


Figura 5.17: Confronto velocità turbine innovative TSR 0,2 e 0,8 d un angolo di 90°

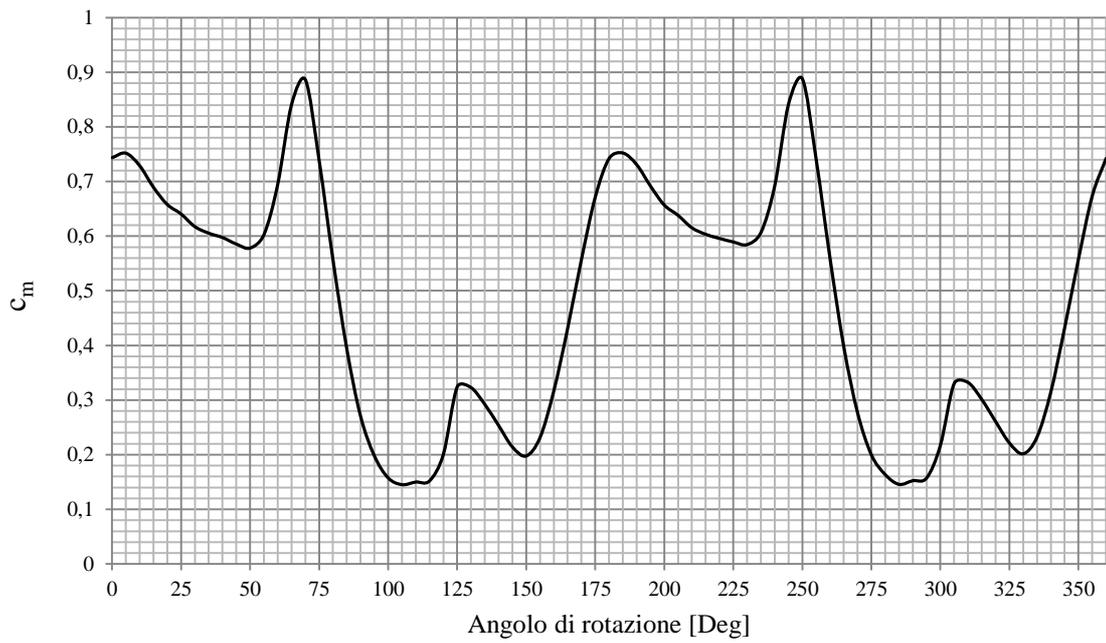


Figura 5.18: andamento coefficiente di coppia TSR 0,2 per la turbina innovativa

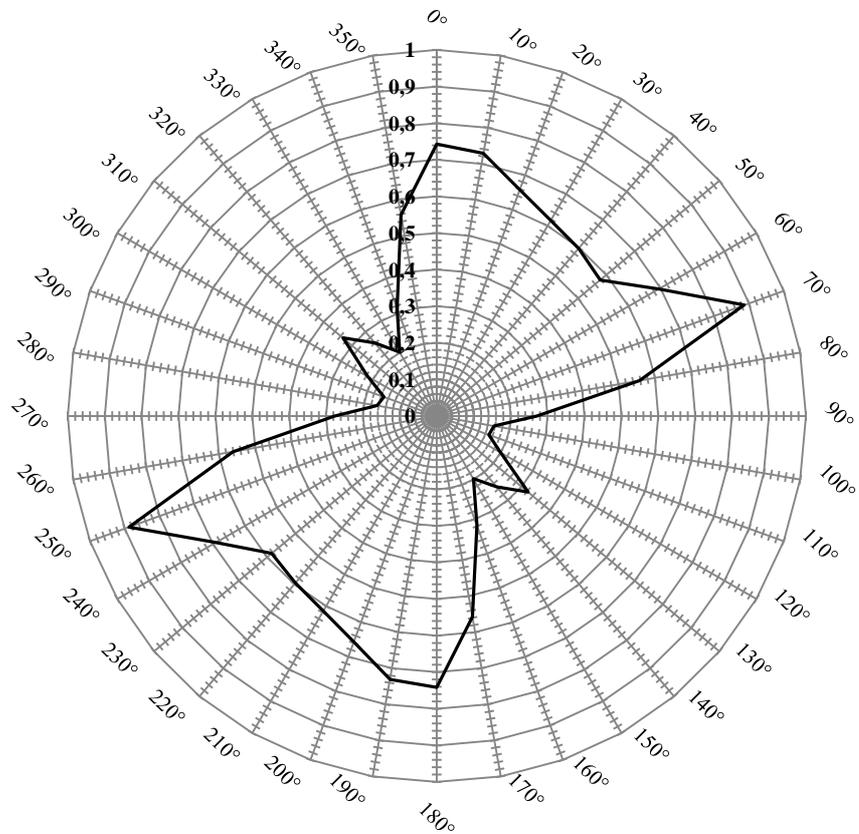


Figura 5.19: Grafico polare TSR 0,2 per la turbina innovativa; ad ogni linea concentrica corrisponde un valore di c_m , lungo la circonferenza esterna vengono riportati gli angoli di rotazione in gradi.

Come osservabile dal confronto sopra riportato, alla velocità di rotazione più bassa la scia risulta staccarsi dalle pale grazie a quella zona verde chiara che avvolge tutta la parte posteriore della turbina separando le due zone caratterizzate da basse velocità; va anche notato come la zona in questione sia direttamente collegata al gap presente tra le pale e lo statore, settore in cui si nota una chiara accelerazione del flusso a causa del restringimento della sezione di passaggio. Al regime di rotazione più elevato il baffo di fluido uscente dalla separazione tra il rotore e il braccio ha un'estensione notevolmente inferiore rispetto al caso con TSR 0,2. Questo comportamento sembra essere dovuto alla alta velocità angolare che non permette al fluido di avvolgere completamente il rotore nella parte posteriore come invece avviene a ω inferiori.

Altre differenze sono da notare nella presenza della “bolla” ad alta velocità che si stacca dall'estremità della pala esterna per un TSR di 0,8 e che non è minimamente presente al regime di rotazione più basso; e ancora, il passaggio di fluido nell'interstizio tra le pale porta alla formazione di un piccolo vortice nel caso a rapida rotazione e di una zona più rapida che ricopre tutto l'intradosso in quello con TSR 0,2.

Di seguito, dalla Figura 5.20 alla 5.25 si riportano analogamente al capitolo precedente i contorni delle velocità e delle pressioni per le due velocità di rotazione studiate durante i primi 150° di una rivoluzione. I confronti e le considerazioni a riguardo sono del tutto analoghe a quelle fatte per la geometria Savonius e non vengono ulteriormente ribadite.

Prima di passare alla presentazione dei risultati finali per questa configurazione è bene rimarcare alcune uniche caratteristiche:

- Il layout innovativo garantisce una silenziosità di funzionamento eccellente grazie all'utilizzo dei rotori Savonius in concomitanza col braccio statorico che permette di installare una simile macchina anche in prossimità di centri abitati
- Al contrario della configurazione classica questa turbina è in grado di generare potenza in qualsiasi regime di flusso grazie alla possibilità di potersi richiudere su se stessa diminuendo la superficie esposta al vento
- Combina i vantaggi precedentemente elencati con tutti quelli relativi al rotore Savonius, mantenendo dunque l'indipendenza dalla direzione del vento e la semplicità di costruzione.

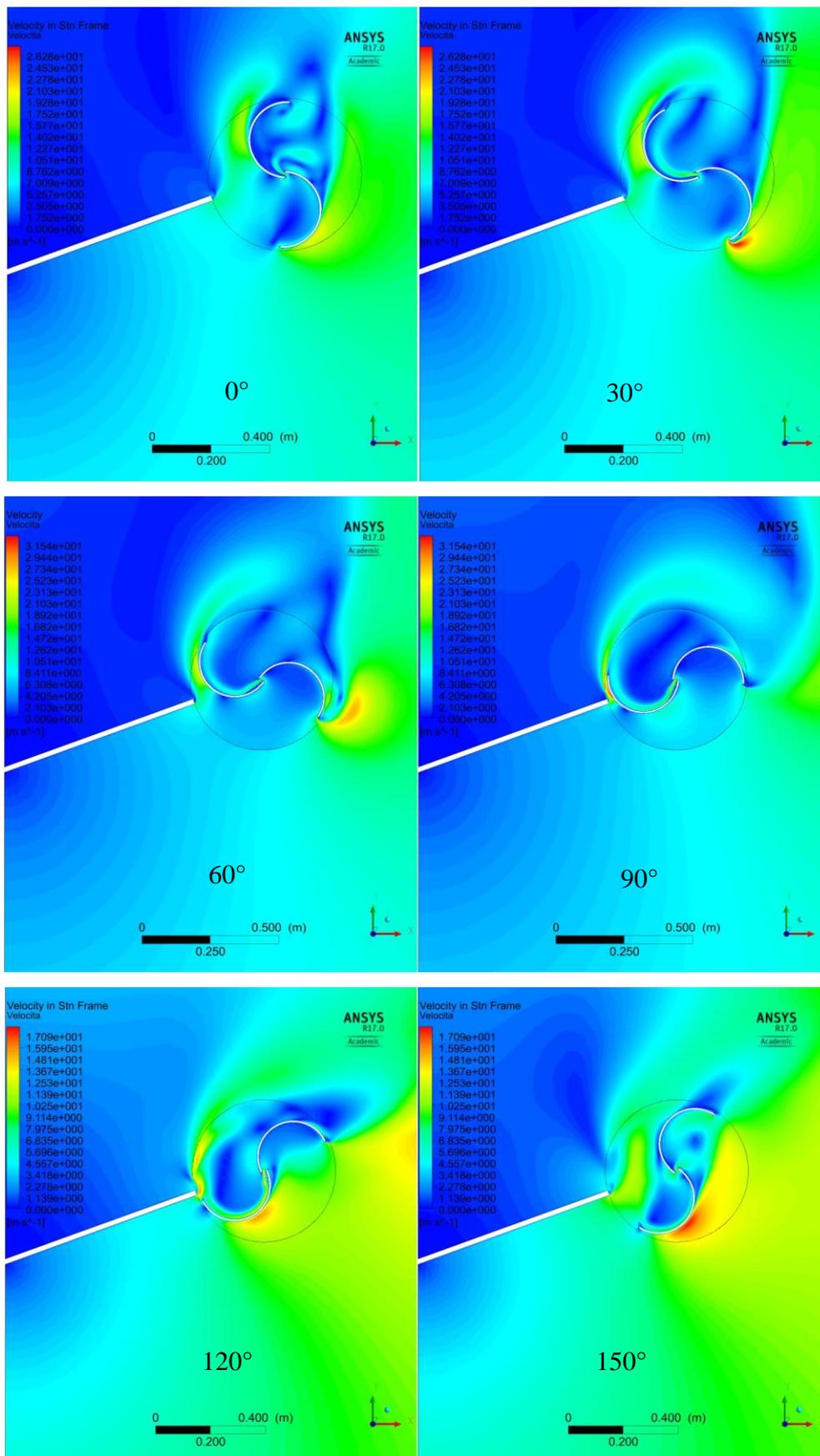


Figura 5.20: Confronto dei contorni di velocità turbina innovativa TSR 0,2

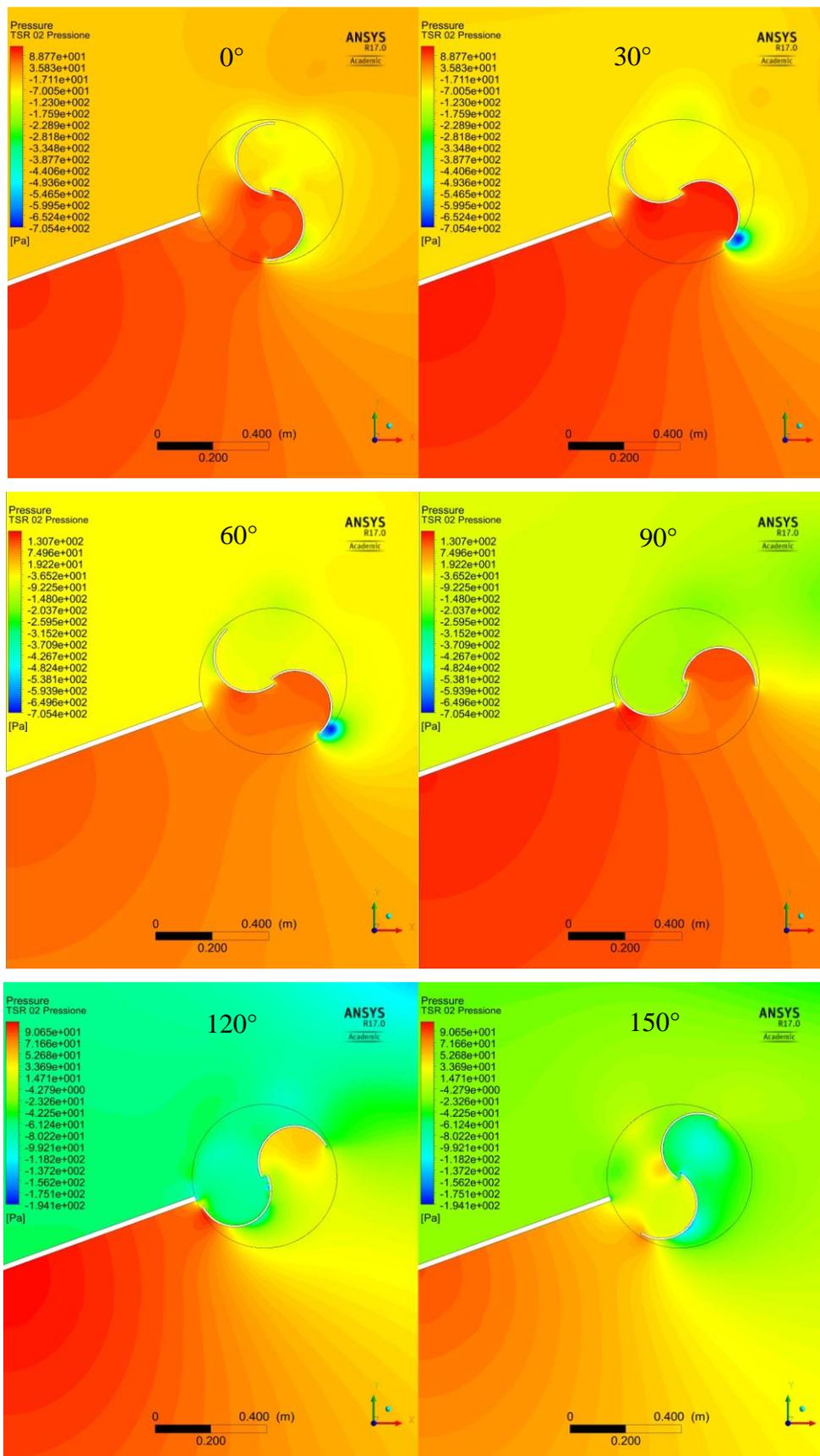


Figura 5.21: Confronto contorni di pressione turbina innovativa TSR 0,2

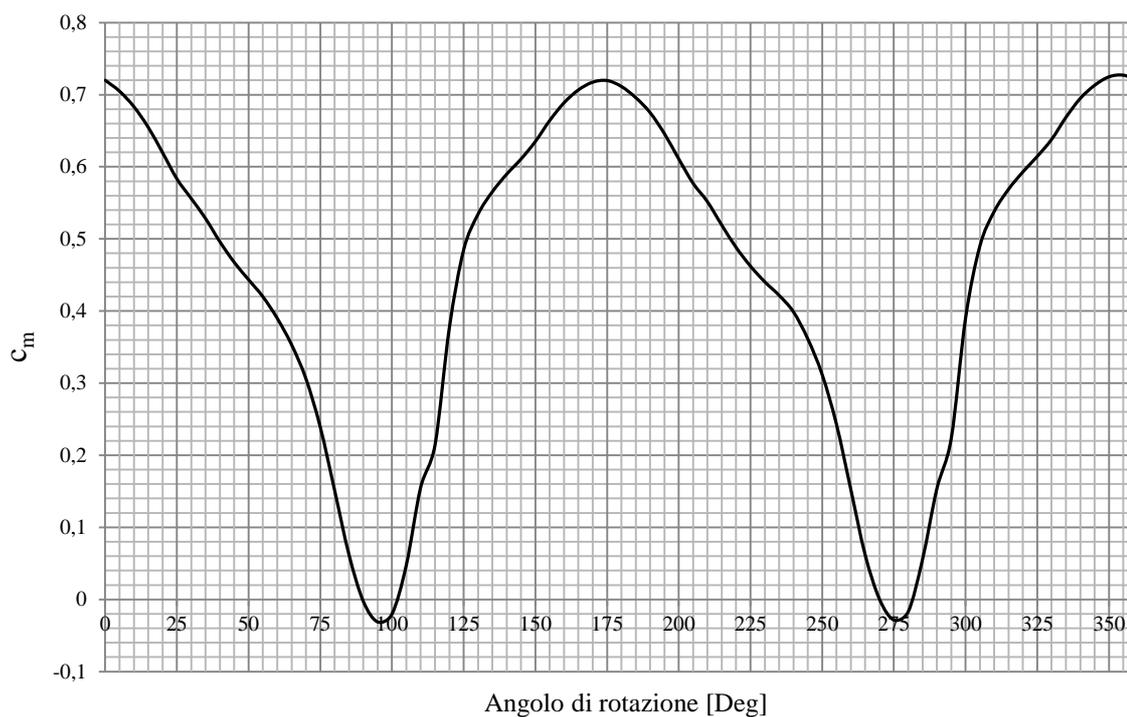


Figura 5.22:

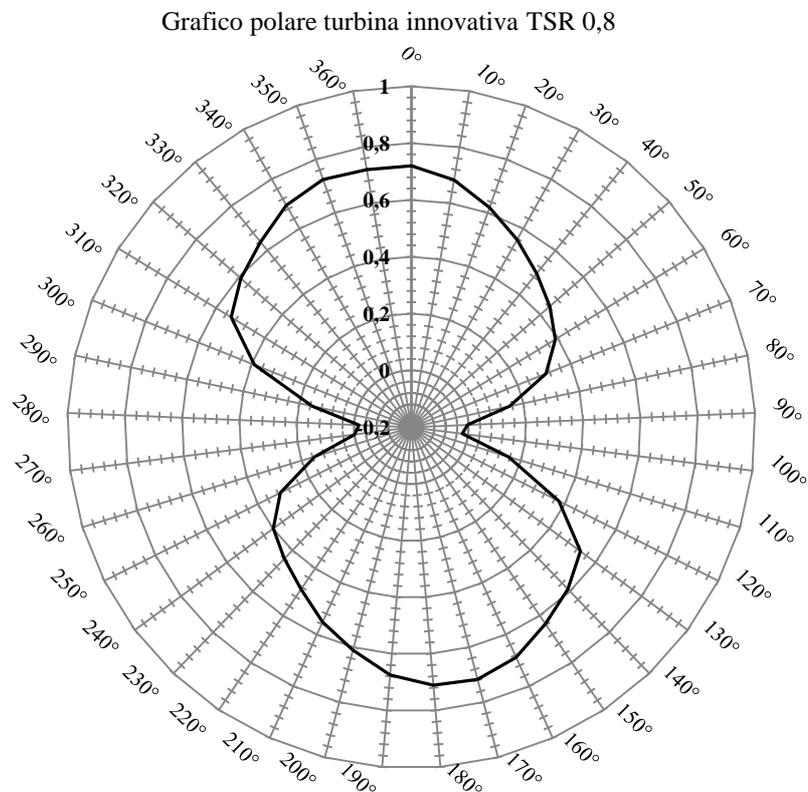


Figura 5.23: Grafico polare TSR 0,2, ad ogni linea concentrica corrisponde un valore di c_m ; lungo la circonferenza esterna vengono riportati gli angoli di rotazione in grad

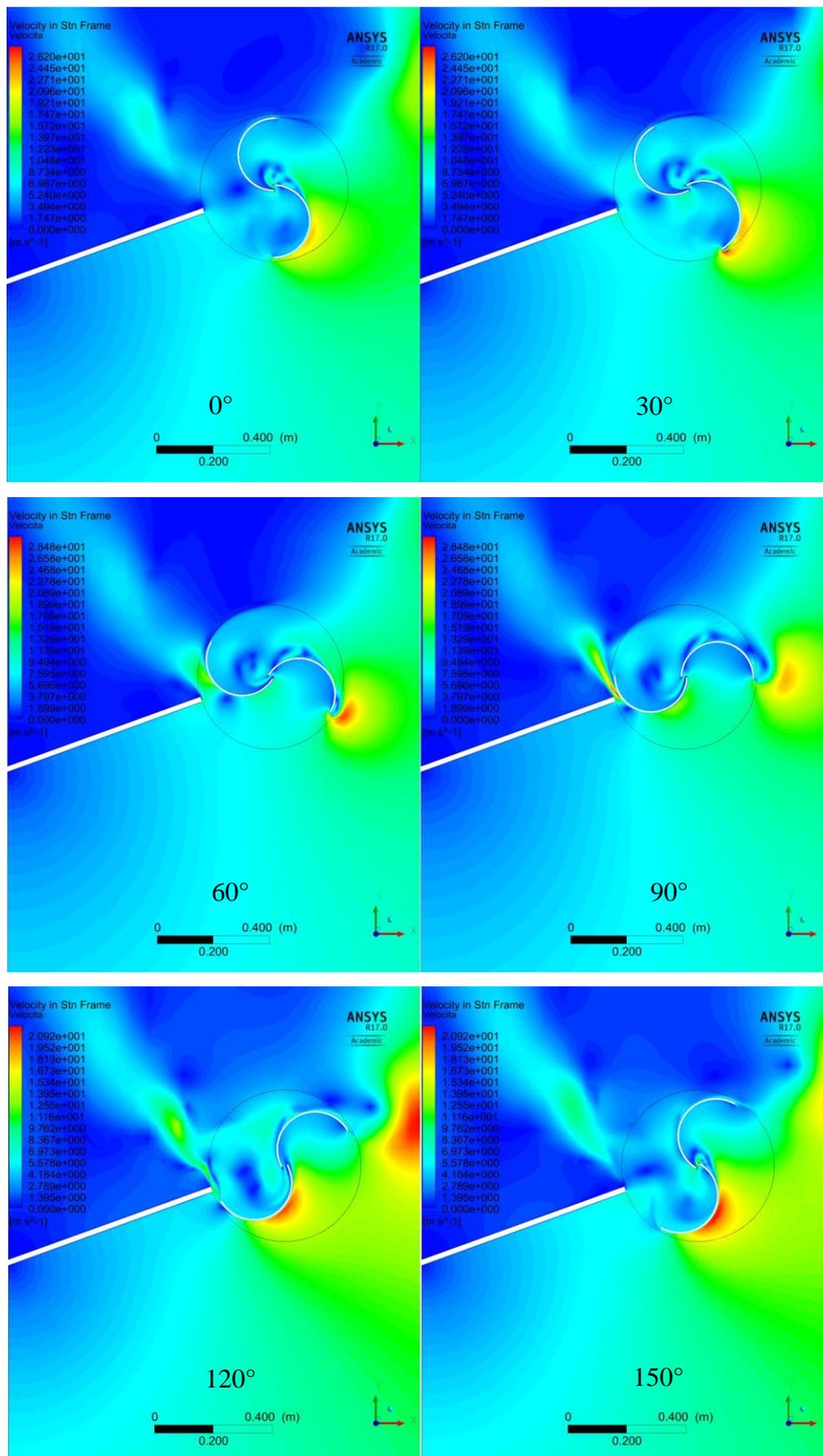


Figura 5.24: Confronto dei contorni di velocità turbina innovativa TSR 0,8

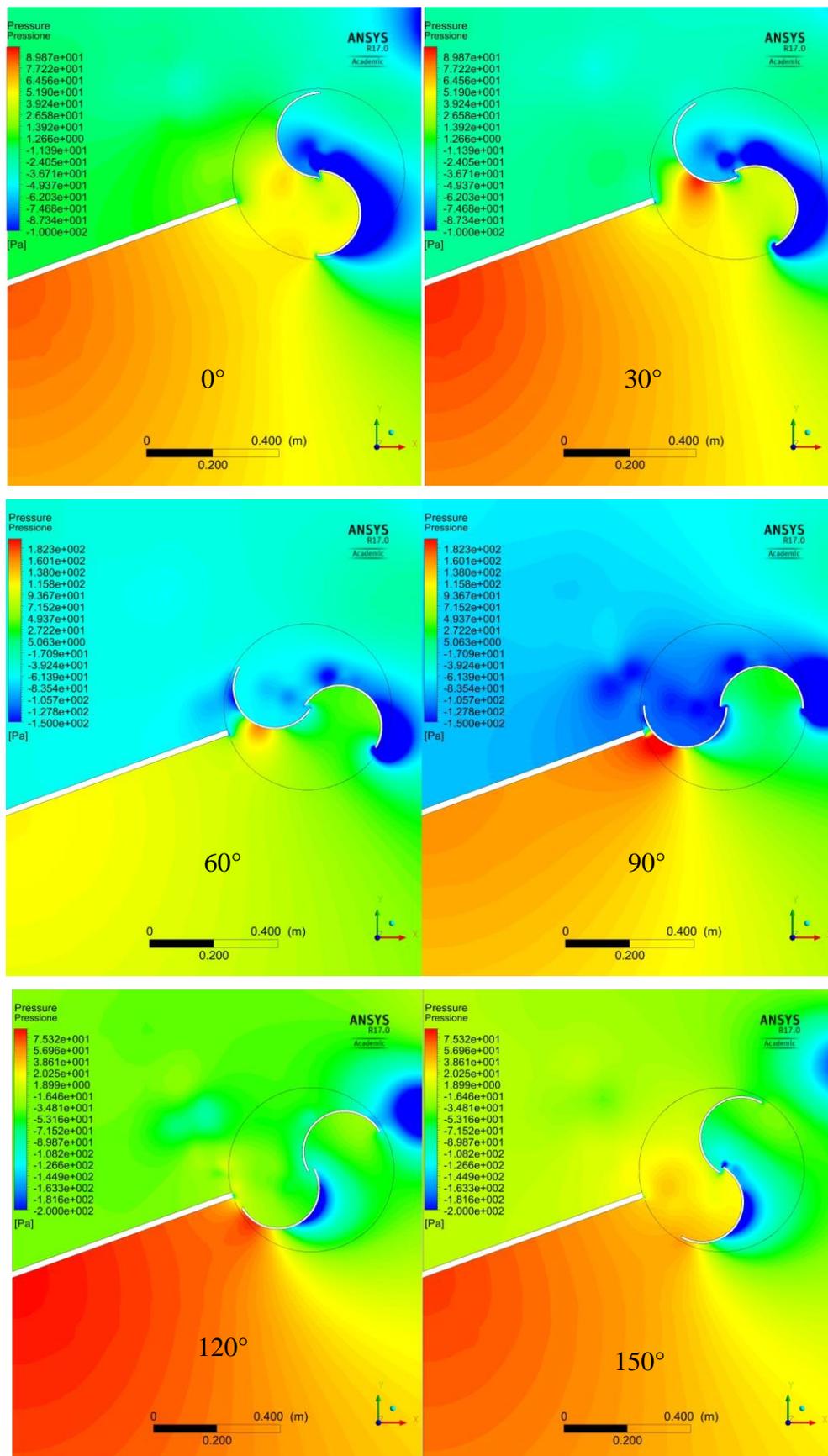


Figura 5.25: Confronto dei contorni di pressione turbina innovativa TSR 0,8

Come per il caso precedente anche qui viene riportato il grafico polare relativo ai coefficienti di coppia per i due valori di TSR approfonditi. [Figura 5.24]

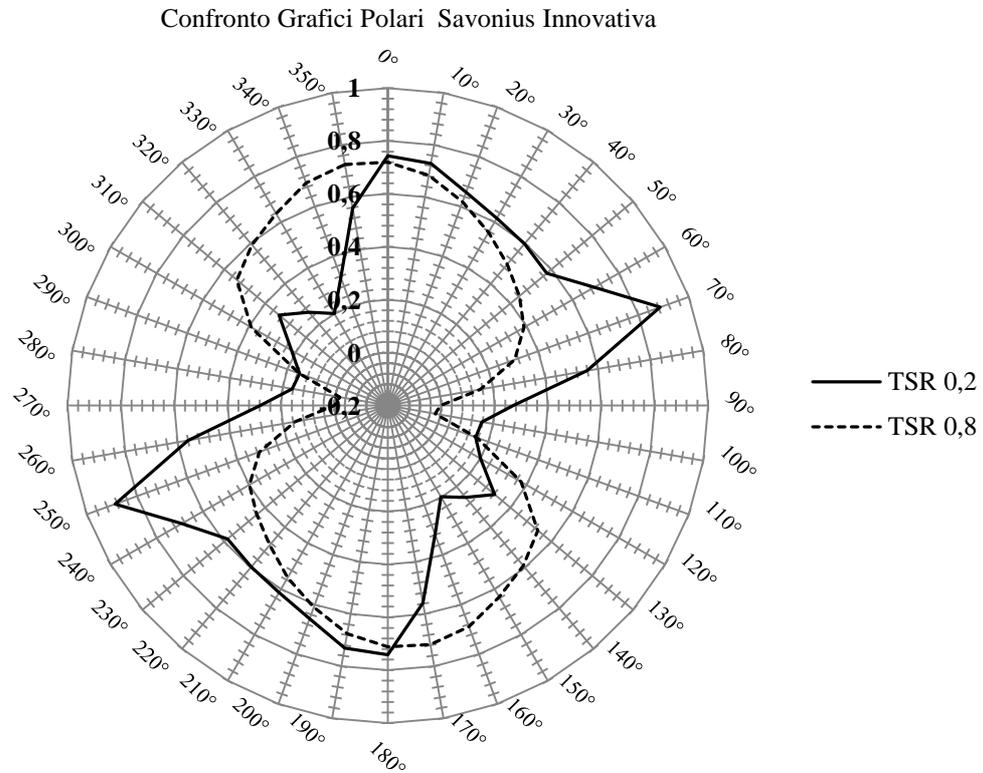


Figura 5.26: confronto grafici polari TSR 0,2 e 0,8; ad ogni linea concentrica corrisponde un valore di c_m ; lungo la circonferenza esterna vengono riportati gli angoli di rotazione in gradi.

Mantenendo ora la stessa impostazione utilizzata nel capitolo 5.2 vengono presentati i risultati finali relativi ai coefficienti di coppia e di potenza che si sono ottenuti alla fine delle simulazioni per questo layout.

TSR [λ]	c_m
0,20	0,511
0,50	0,465
0,70	0,385
0,80	0,342
0,85	0,323
0,90	0,298
1,00	0,252
1,10	0,205

Tabella 5.5: Risultati coefficienti di coppia al variare del TSR per la geometria innovativa

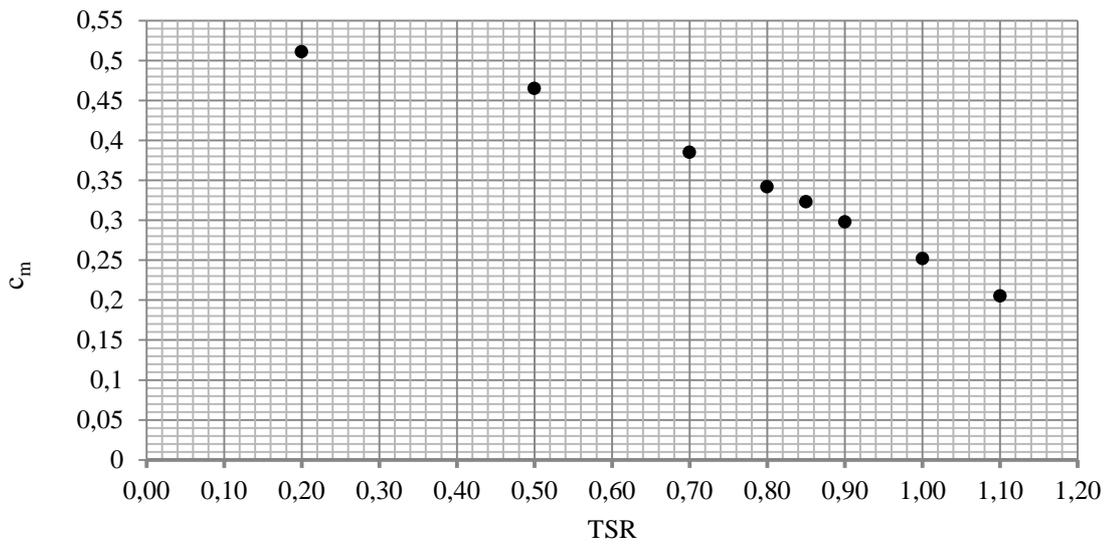


Figura 5.27: andamenti coefficienti di coppia layout innovativo

<i>TSR</i> [λ]	c_m	c_p
0,20	0,511	0,1022
0,50	0,465	0,2325
0,70	0,385	0,2695
0,80	0,342	0,2736
0,85	0,323	0,2746
0,90	0,298	0,2682
1,00	0,252	0,2520
1,10	0,205	0,2255

Tabella 5.6: coefficienti di potenza e di coppia al variare del TSR Innovativa

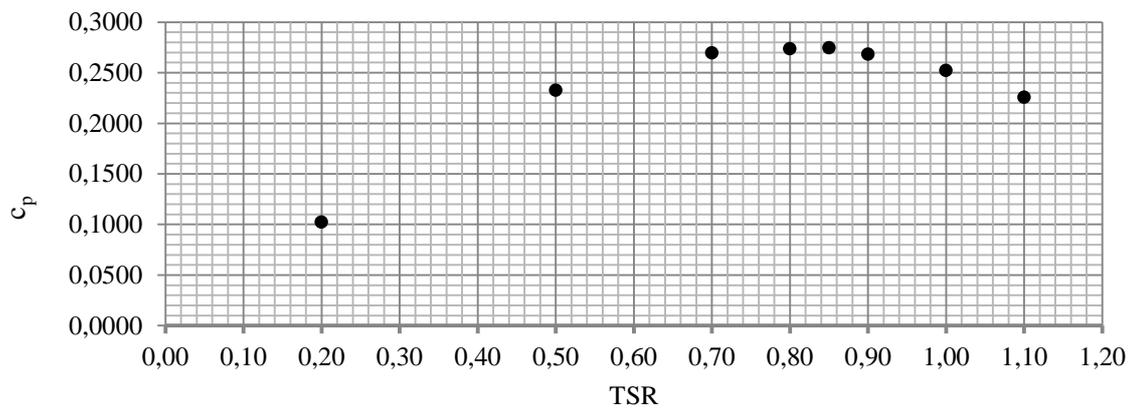


Figura 5.28: grafico riportante i risultati relativi ai coeff

I risultati sono in linea con quelli descritti in 4.2; anche qui viene mantenuto un andamento a uncino raggiungendo il picco ad un TSR di 0,85.

A conclusione del capitolo si riportano i contorni di velocità e pressione [Figura 5.27 e 5.28]. Se paragonati a quelli relativi alla geometria Savonius si notano alcune differenze: la distribuzione di velocità a un TSR di 0,8 presenta una scia meno frastagliata con una grande zona a celerità quasi nulla nella parte immediatamente a valle del braccio statorico. Il comportamento della pressione è in accordo con quello della velocità.

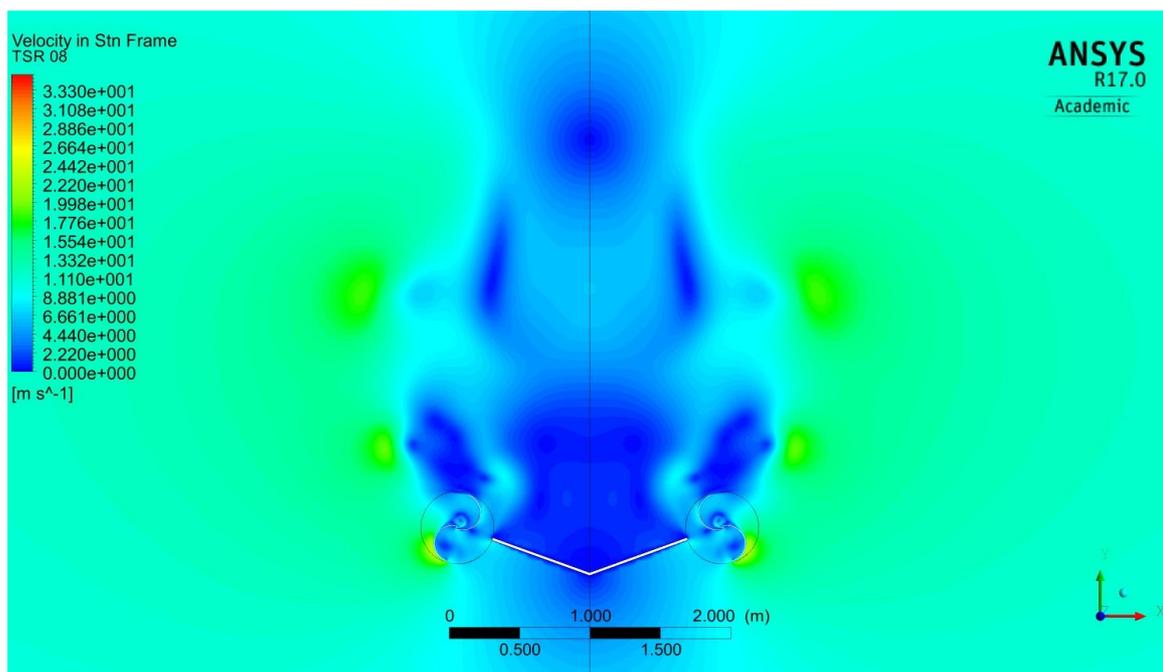


Figura 5.29: contorno di velocità a valle della turbina

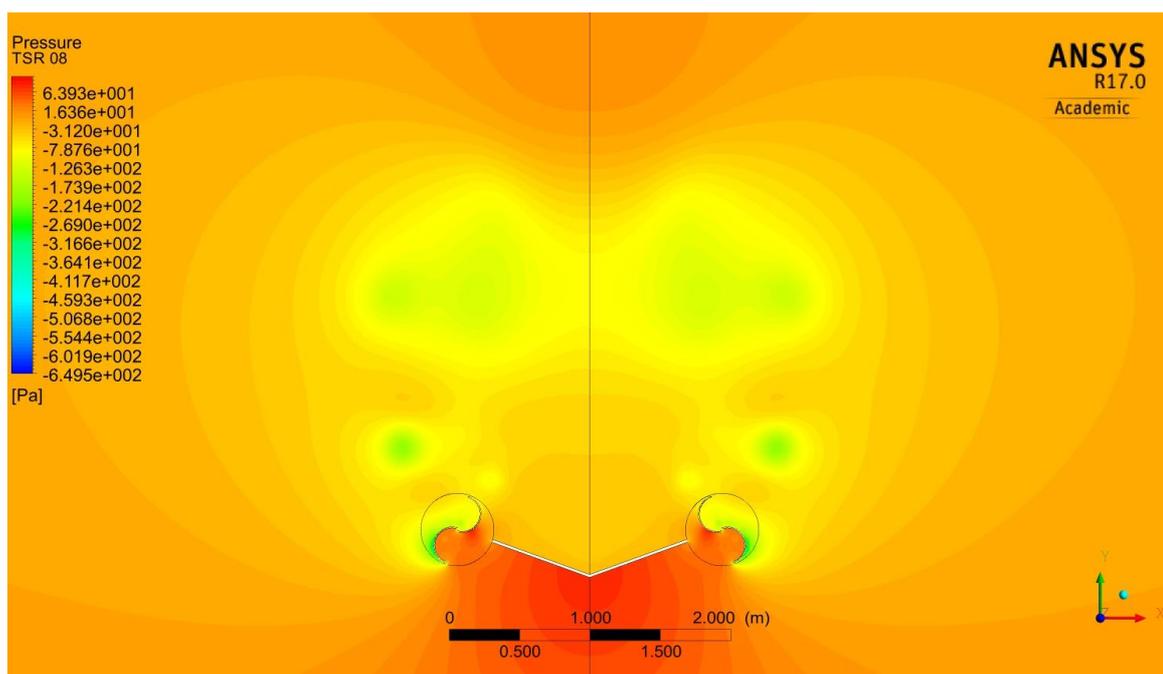


Figura 5.30: contorno di pressione a valle della turbina

5.3.1 ANALISI POTENZE

Anche per il calcolo delle potenze generate relative alla nuova turbina, come per il caso precedente, ci si è basati sull'equazione 5.1.4. Il valore finale della potenza P_0 risulta essere identico a quello precedente in quanto la densità, la velocità della corrente libera e l'area interessata sono le stesse. Va infatti ricordato che l'area utilizzata per il calcolo di questa quantità non coincide solo (per il layout innovativo) con quella dei singoli rotori ma deve inglobare anche la superficie definita dai bracci statorici. Così facendo l'area della geometria alternativa risulta essere identica a quella della Savonius e cioè pari a 2,38 m.

In tabella 5.7 sono riportate le potenze ottenute utilizzando questo layout.

<i>TSR [λ]</i>	<i>Potenza Innovativa [W]</i>
0,20	149
0,50	339
0,70	393
0,80	399
0,85	400
0,90	391
1,00	367
1,10	329

Tabella 5.7: potenze ottenute al variare del TSR turbina innovativa.

5.4 CONFRONTI TRA I DUE LAYOUT

Viene ora affrontato l'argomento principe di questa tesi ovvero il confronto fra la turbina innovativa e quella classica.

La comparazione vuole mostrare ovviamente i vantaggi del nuovo layout ma allo stesso tempo vuole descrivere il principio fisico che sta alla base della geometria alternativa confrontando i contorni di pressione e i dati ottenuti in un punto durante una rotazione completa. Partendo dall'analisi dei coefficienti di momento vengono ora confrontati i valori dei c_m ottenuti nei due casi. In tabella 5.8 sono visibili tutti i valori dei coefficienti di coppia ai vari TSR .

$TSR [\lambda]$	c_m <i>INNOVATIVE</i>	c_m <i>SAVONIUS</i>
0,20	0,511	0,4120
0,50	0,465	0,352
0,70	0,385	0,325
0,80	0,342	0,293
0,85	0,323	0,283
0,90	0,298	0,260
1,00	0,252	0,215
1,10	0,205	0,165

Tabella 5.8: Risultati Potenze al variare del TSR.

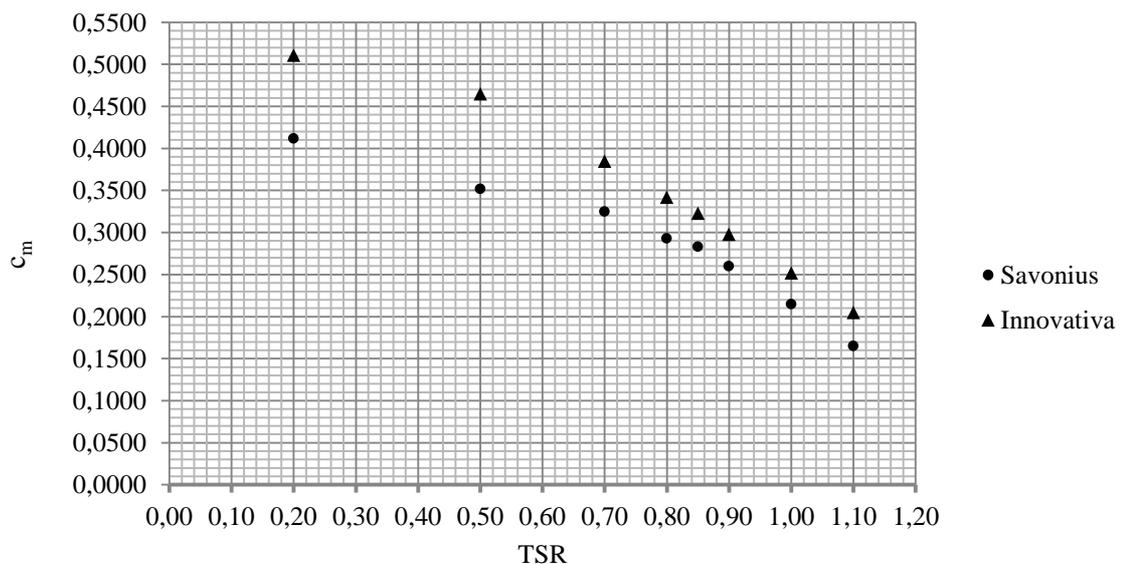


Figura 5.31: Confronto dei contorni di velocità turbina innovativa TSR 0,8

L'andamento dei coefficienti di coppia è di tipo decrescente per entrambe le configurazioni; è tuttavia interessante, una volta fissata la velocità di rotazione, comparare i trend relativi a questi coefficienti nell'arco di una rotazione completa.

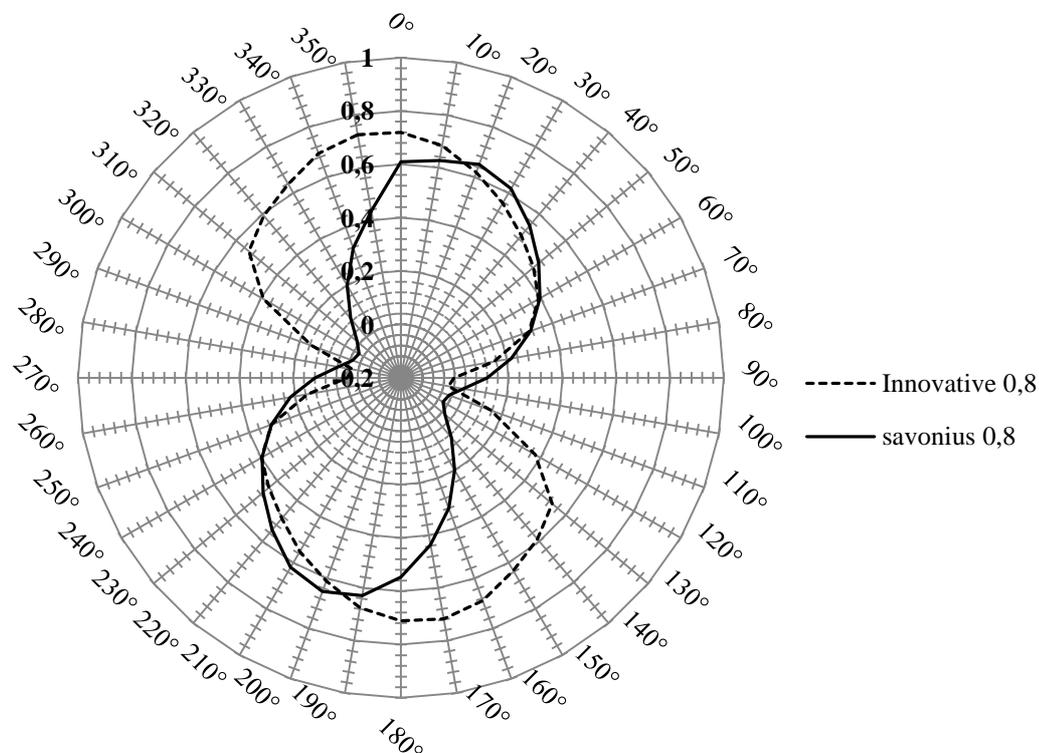


Figura 5.32: Grafico polare TSR 0,2, ad ogni linea concentrica corrisponde un valore di c_m ; lungo la circonferenza esterna vengono riportati gli angoli di rotazione in grad

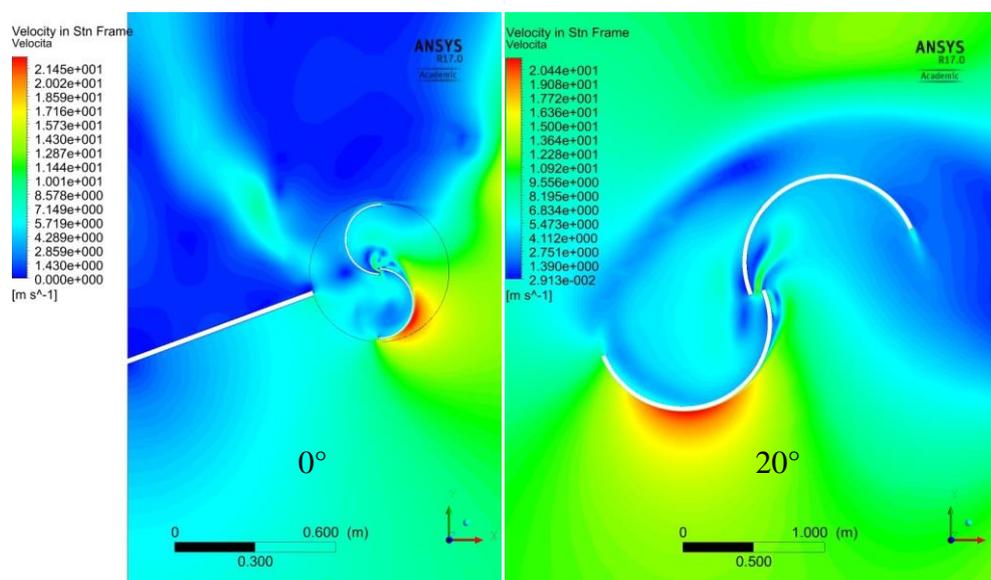


Figura 5.33: Confronto contorni di velocità turbina innovativa e savonius TSR 0,8

Dal confronto con le coppie del layout Savonius risulta chiaro come gli andamenti di quest'ultime siano ben diversi tra loro; oltre a uno sfasamento evidente infatti le due configurazioni sono caratterizzate (come osservabile dai grafici polari di Figura 5.32) da valori tra loro eterogenei. Se nella Savonius classica il c_m massimo raggiunge a malapena 0,7 in quella innovativa questo parametro si avvicina a 0,8. In Figura 5.31 viene riportato un confronto tra i contorni di velocità nelle posizioni in cui si raggiungono i rispettivi picchi del coefficiente di momento; come osservabile lo sfasamento è di circa 20° e i valori di accelerazione ottenuti sull'estradosso della pala sono leggermente più elevati per la geometria innovativa. Già la Figura 5.31 mostra un evidente incremento nei valori dei coefficienti di momento, incremento che sarà sicuramente anche visibile osservando gli andamenti dei coefficienti di potenza.

$TSR [\lambda]$	c_p Savonius	c_p Innovative	c_p % INN-SAV
0,20	0,0824	0,1022	24,0
0,50	0,1760	0,2325	32,1
0,70	0,2275	0,2695	18,5
0,80	0,2344	0,2736	16,7
0,85	0,2406	0,2746	14,1
0,90	0,2340	0,2682	14,6
1,00	0,2150	0,2520	17,2
1,10	0,1815	0,2255	24,2

Tabella 5.9: Risultati c_p al variare del TSR.

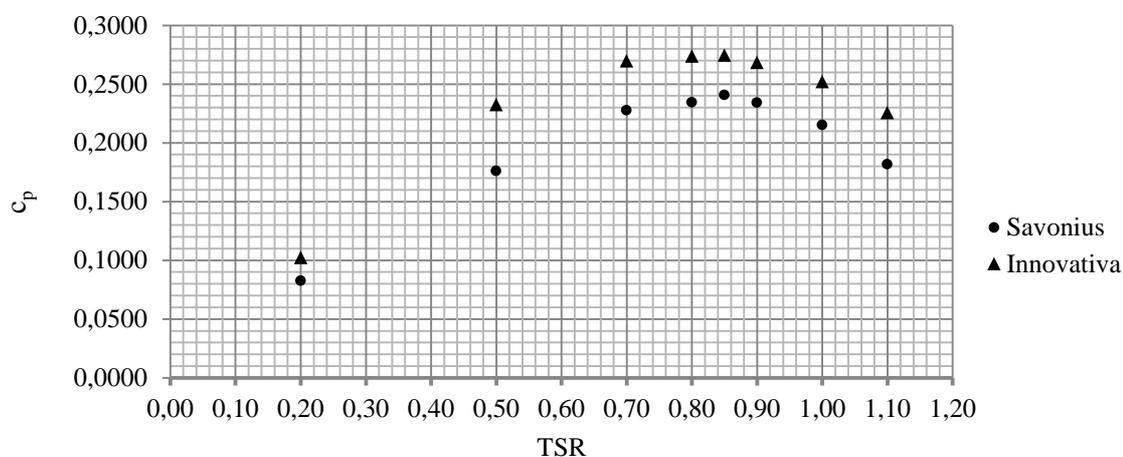


Figura 5.34: Confronto dei contorni di velocità turbina innovativa TSR 0,8

I risultati sono chiaramente positivi, la turbina innovativa garantisce ad ogni velocità di rotazione un rendimento più elevato con un incremento medio di quasi il 20%. Va inoltre notato che l'andamento dei risultati per il layout nuovo in figura 5.34 segue fedelmente quello della Savonius classica mantenendo il picco ad un TSR di 0,85; proprio qui dove si raggiunge per entrambe le configurazioni il rendimento più alto si è ottenuto un aumento del 14% rispetto alla geometria più semplice. Maggiore efficienza vuol dire anche maggiore potenza generata; è infatti noto dall'equazione 5.1.1 che a parità di P_0 con l'aumento del c_p aumenti anche la potenza, con un incremento percentuale del tutto simile a quello del rendimento. La P_0 del flusso indisturbato non cambia rispetto al caso precedente poiché la velocità del flusso, la densità e l'area investita restano le stesse. Pur avendo infatti un diametro inferiore ,se comparato con quella della Savonius (0,5x2 m anziché 2.38), l'area interessata dalla corrente resta esattamente la stessa a causa della presenza dei bracci statorici che, come già detto, portano la lunghezza complessiva esattamente a 2.38m.

In Tabella 5.10 sono riportati i valori delle potenze in uscita ai vari TSR.

<i>TSR [λ]</i>	<i>Potenza Savonius [W]</i>	<i>Potenza Innovativa [W]</i>
0,20	120	149
0,50	257	339
0,70	332	393
0,80	342	399
0,85	351	400
0,90	341	391
1,00	313	367
1,10	265	329

Tabella 5.10: Risultati Potenze al variare del TSR.

Con la turbina innovativa si è riusciti a passare da un potenza generata (sempre per unità di metro) di 350 W ad una di 400 W.

L'analisi svolta fino a questo punto ha permesso di definire i valori dei rendimenti nei due layout mostrando l'efficacia della nuova configurazione rispetto alla vecchia senza però spiegare i principi fisici che hanno reso queste migliorie possibili.

Il braccio statorico presente nella geometria innovativa è il principale responsabile dei risultati fin qui ottenuti. L'idea di base che l'ideatore di questa turbina aveva in mente era

relativa al fatto che un statore di questo tipo potesse in qualche modo accelerare il flusso, in realtà come vedremo questo non avviene.

Per capire il vero funzionamento del rotore innovativo si è scelto di studiare l'andamento della pressione in 2 punti per un'intera rotazione, confrontando tra loro i valori del layout Savonius con quelli del caso innovativo. Lo studio in questione è stato effettuato posizionando i due punti in prossimità del tip di pala, uno sull'estradosso e un altro nell'intradosso. Al fine di rendere chiaro il posizionamento dei punti vengono evidenziate in rosso le loro posizioni [Figura 5.35]. Le immagini seguenti vengono riportate in bianco e nero per rendere più chiara la posizione dei punti.

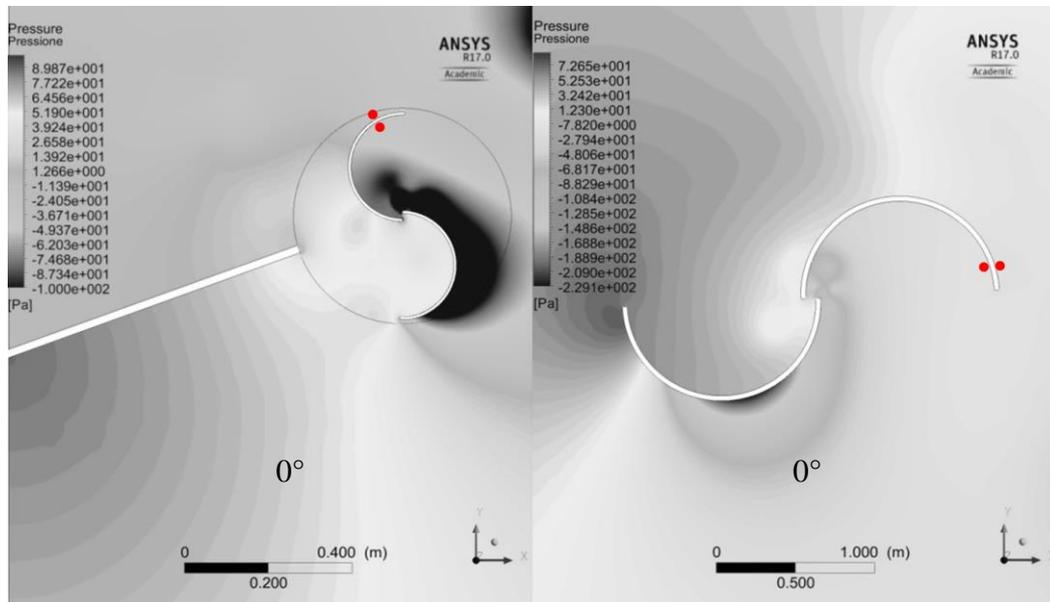


Figura 5.35: Contorni di pressione con posizioni dei punti sull'estradosso e l'intradosso delle pale nella configurazione innovativa e in quella classica.

La scala di pressioni che compare nei grafici è rappresentativa della pressione relativa, va infatti ricordato che nel calcolo della pressione ANSYS Fluent definisce il risultato in base alla pressione di riferimento che in questo caso è pari a quella atmosferica; dove sono quindi presenti valori di pressione negativi questi ultimi non sono da considerare in senso assoluto ma sono indicativi di zone in cui si raggiungono pressioni inferiori a quella atmosferica.

I risultati ottenuti dallo studio hanno portato alla stesura dei grafici di Figura 5.36 e 5.37; nel primo si evidenzia il trend delle pressioni relativo al caso classico, mentre nel secondo ci si riferisce a quelle del layout alternativo.

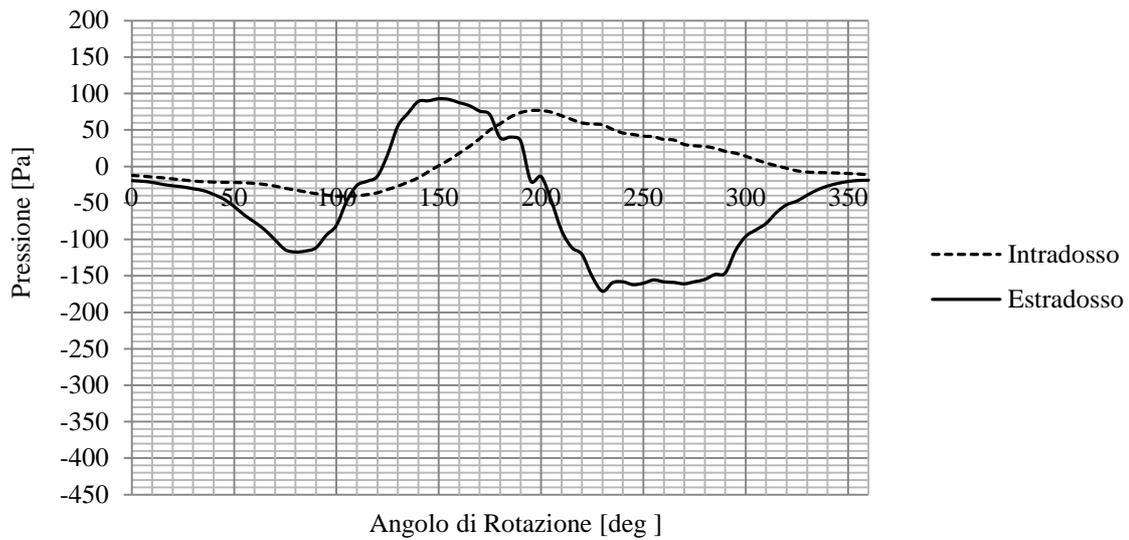


Figura 5.36: Andamenti pressioni estradosso e intradosso Savonius classica TSR 0,8

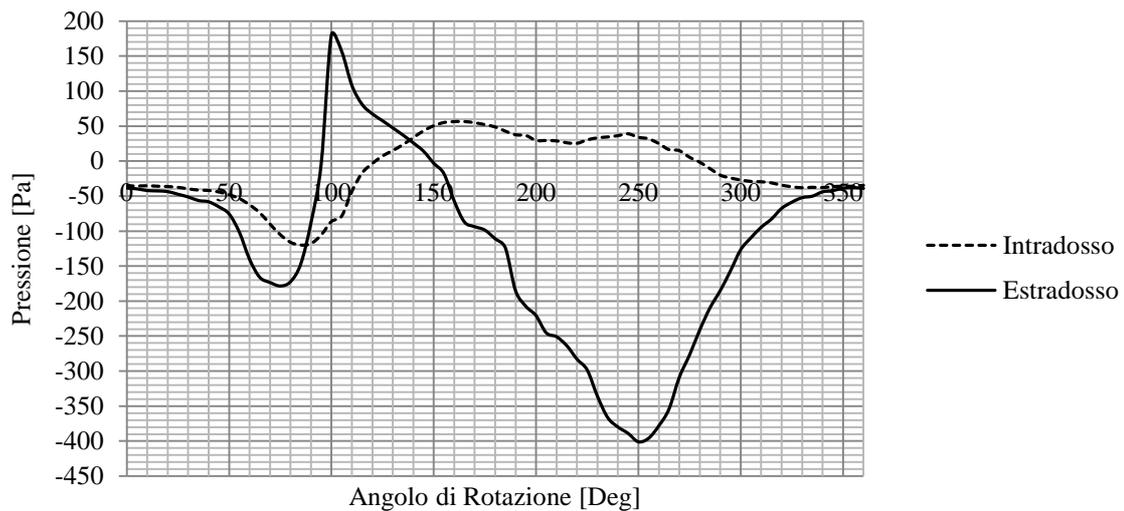


Figura 5.37: Andamenti pressioni estradosso e intradosso innovativa TSR 0,8

Prima di proseguire nella trattazione è necessario descrivere brevemente i grafici sopra riportati. Ogni volta che sull'estradosso viene a crearsi una distribuzione di pressione "positiva" la turbina lavora con fatica in quanto la pala sulla quale si manifesta questa situazione risulta opporsi alla rotazione; lo stesso discorso può essere fatto relativamente all'intradosso dove si ha una azione contraria della pala ogni volta che si ottengono valori di pressione negativi. Per rendere ancora più evidente questo comportamento, e per evidenziare le differenze tra le due configurazioni, risulta più utile graficare l'andamento delle differenze di pressione tra estradosso e intradosso [Figura 5.38].

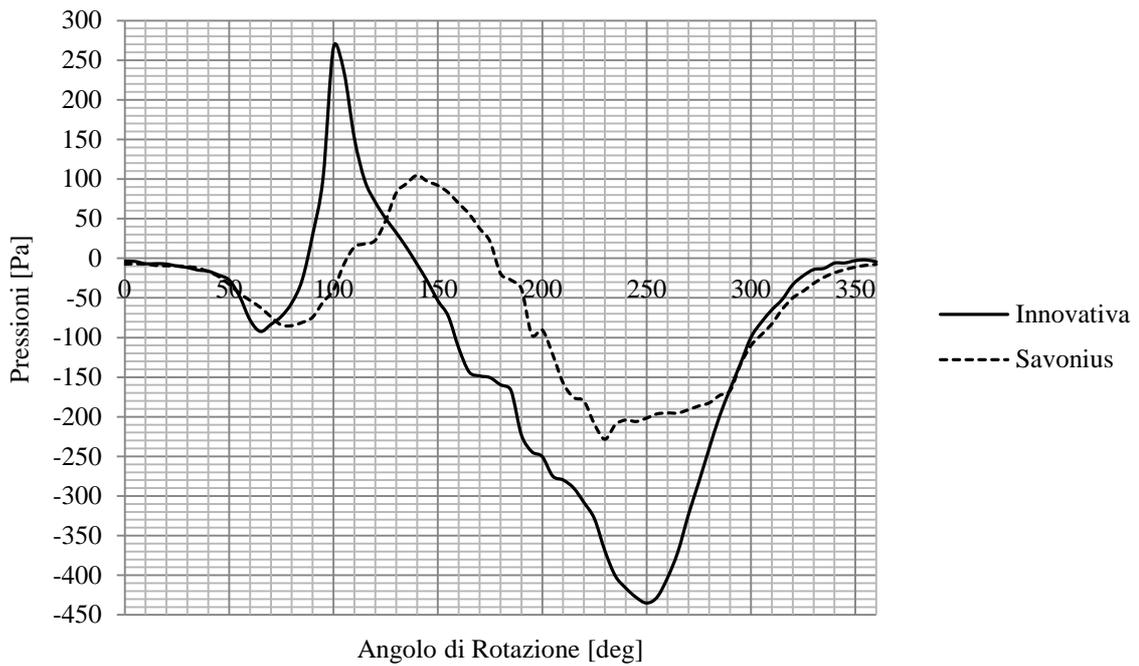


Figura 5.38: Andamenti pressioni estradosso e intradosso innovativa TSR 0,8

La chiave di lettura del grafico sopra riportato è la stessa di quelli precedenti: ogni qualvolta la differenza qui rappresentata raggiunge valori positivi la pala si oppone alla rotazione in quanto la pressione sull'estradosso è maggiore di quella presente all'intradosso. La Figura 5.38 permette anche di capire a cosa sia dovuta la maggiore efficienza del layout innovativo; come è infatti possibile osservare, il trend relativo alla turbina innovativa risulta essere quasi sempre superiore in modulo a quello della Savonius classica, ciò vuol dire che le differenze di pressione tra estradosso e intradosso nel caso alternativo risultano essere sempre più alte rispetto a quello standard di partenza comportando valori di coppia più elevati. Va ricordato che il grafico di Figura 5.38 è rappresentativo di una sola pala e di un singolo punto, ciò comporta uno sfasamento rispetto ai grafici del coefficiente di momento. Risulta interessante riportare i contorni di pressione [Figura 5.39] nei punti in cui il grafico di Figura 5.38 ha i propri picchi; tali punti sono riportati in Tabella:

	<i>Posizione Picco Positivo [deg]</i>	<i>Posizione Picco Negativo[deg]</i>
<i>Savonius Classica</i>	140	230
<i>Savonius Innovativa</i>	100	250

Tabella 5.11: posizione dei picchi nei due layout.

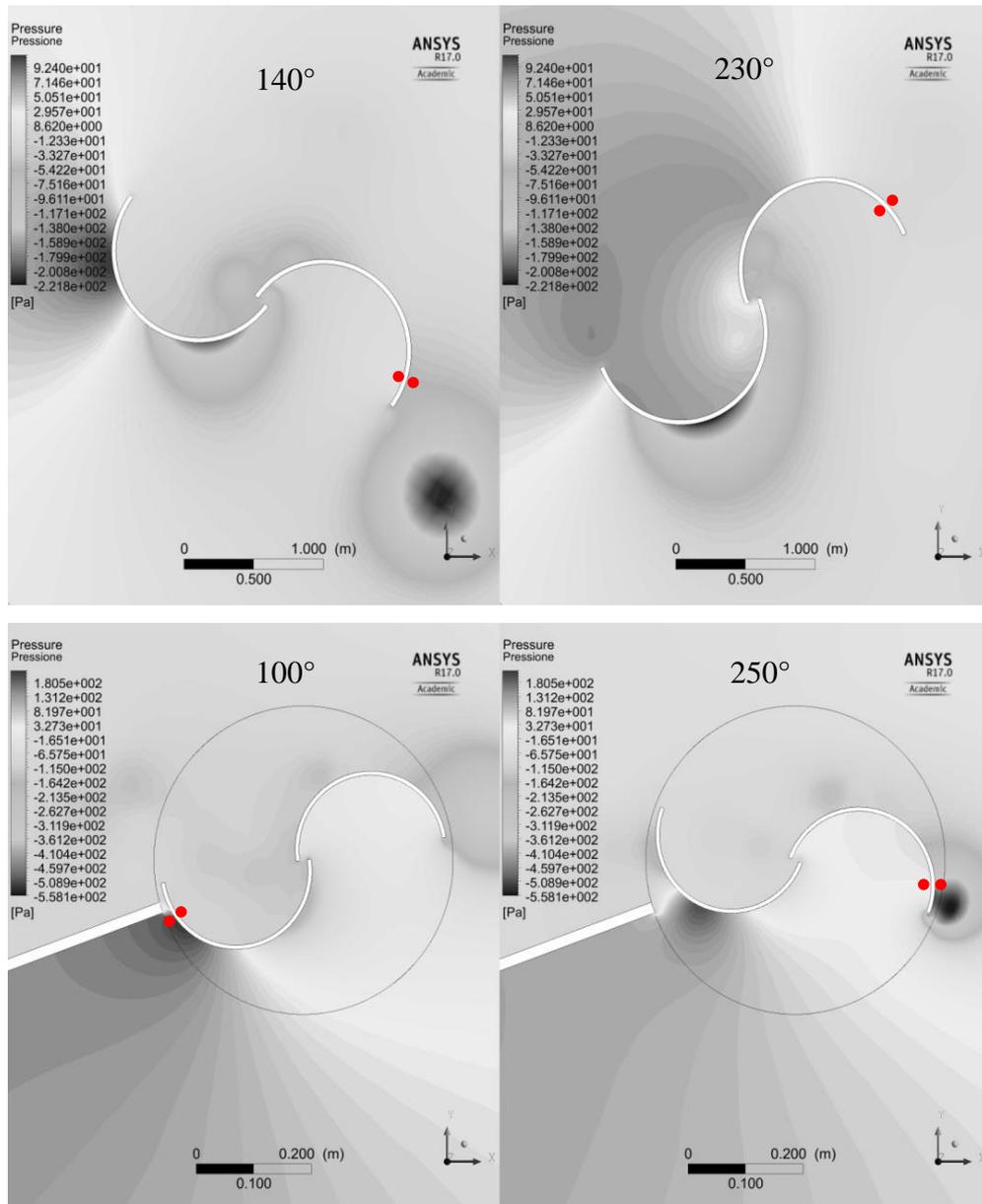


Figura 5.39: Andamenti pressioni estradosso e intradosso innovativa TSR 0,8

Come possibile notare nella configurazione alternativa il valore del picco positivo si raggiunge intorno ai 100° in prossimità del gap col braccio statorico. Uno dei futuri obiettivi per l'ottimizzazione di questa geometria sarà sicuramente quello di abbassare il picco positivo e di alzare quello negativo al fine di ottenere valori di rendimento ancora più elevati; dalla Figura 5.38 si deduce che un metodo utile potrebbe essere quello di variare la distanza tra lo statore e le pale. Questa ipotesi non è stata verificata ma sarebbe una delle prime variazioni da prendere in considerazione al fine di ottimizzare il funzionamento della Savonius alternativa.

5.4.1 CONFRONTI POTENZE AL VARIARE DELLA VELOCITA' DELLA CORRENTE D'ARIA

Il confronto tra le potenze nei due differenti layout è del tutto simile a quello visto per i coefficienti di potenza e non viene qui riportato in quanto i valori di entrambe le configurazioni sono stati già rispettivamente descritti nei capitoli 5.2.2 e 5.3.1.

Un'analisi differente è stata eseguita studiando le potenze in uscita al variare della velocità del flusso libero mantenendo un ipotetico TSR pari a 0,85; valore per il quale in entrambi i casi studiati si raggiunge il massimo rendimento.

I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 5.12 e graficati in Figura 5.40.

<i>Velocità Vento [m/s]</i>	<i>Potenza Flusso [kW]</i>	<i>Potenza Savonius [kW]</i>	<i>Potenza Innovativa [kW]</i>
5	0,18	0,04	0,05
8	0,75	0,18	0,21
10	1,46	0,35	0,41
12	2,52	0,70	0,80
15	4,92	1,22	1,40
20	11,66	2,92	3,22

Tabella 5.12: posizione dei picchi nei due layout.

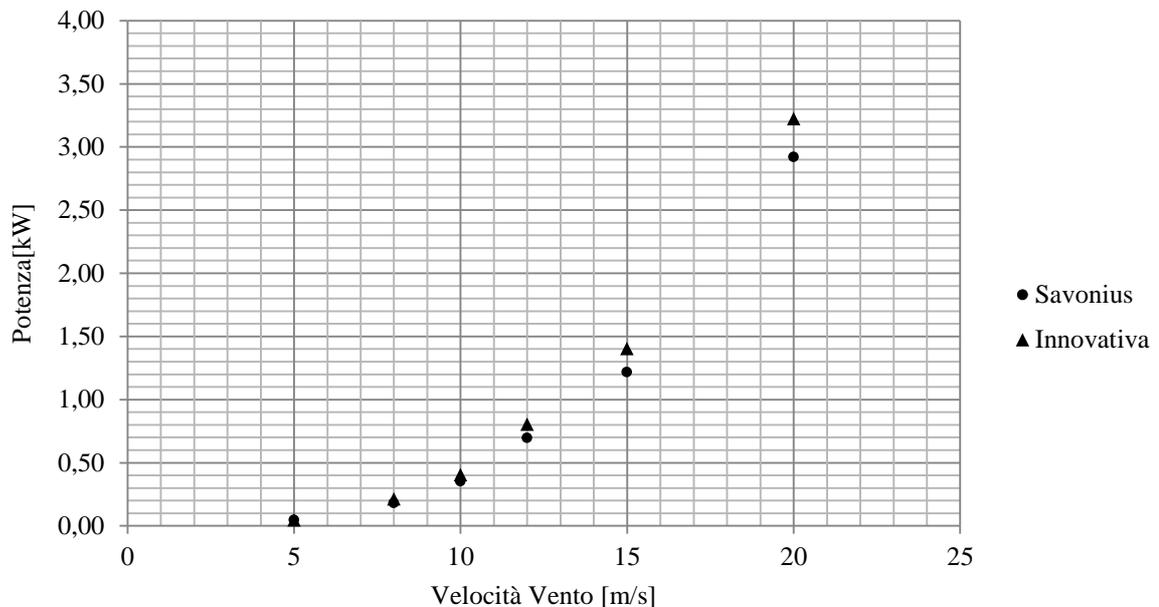


Figura 5.40: valori potenze al crescere della velocità del flusso

Il grafico di figura 5.40 è un grafico ideale in quanto riporta valori di potenza anche relativi a velocità del vento in cui in realtà si inizierebbe a compromettere il funzionamento della macchina. Una caratteristica particolare della geometria innovativa è proprio quella di essere in grado di produrre energia anche in condizioni nelle quali le Savonius classiche non potrebbero operare a causa dell'insorgere di problemi strutturali. Oltre i 12 m/s il layout innovativo tende a chiudersi su se stesso garantendo un funzionamento continuo anche in condizioni avverse; tuttavia una diminuzione della superficie esposta porta inevitabilmente alla diminuzione della potenza prodotta.

5.5 CARATTERISTICHE TURBINA +10%

Con turbina +10% si intende l'ultima configurazione studiata in questo lavoro di tesi. La turbina in questione è basata sul layout innovativo ma presenta un braccio statorico la cui lunghezza è stata incrementata del 10%. Con questo cambiamento si è voluto studiare la dipendenza delle performance di questa macchina dalle dimensioni dello statore. Analogamente agli altri casi si è definito il trend del coefficiente di potenza al variare del TSR con lo scopo di verificare l'effettiva efficacia del cambiamento geometrico sul valore del rendimento. I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 5.13, graficati e paragonati con gli altri in Figura 5.38. Da un confronto con gli altri andamenti del c_p risulta evidente come vi sia un leggero incremento del rendimento nel caso della geometria con lo statore allungato in quasi tutti i regimi di rotazione tranne che in quelli finali in cui l'efficienza scende al di sotto di quella innovativa pur mantenendosi comunque al di sopra di quella della Savonius classica. I motivi per cui questo avviene non sono stati indagati in quanto non rientrano negli obiettivi principali di questo lavoro.

$TSR [\lambda]$	$c_m + 10\%$	$c_p + 10\%$	$c_p INN-10\% [\%]$
0,20	0,523	0,1046	2,3
0,50	0,483	0,2415	3,9
0,70	0,393	0,2751	2,1
0,80	0,348	0,2784	1,8
0,85	0,329	0,2797	1,9
0,90	0,308	0,2772	3,4
1,00	0,234	0,2340	-7,1

Tabella 5.13 risultati turbina +10%.

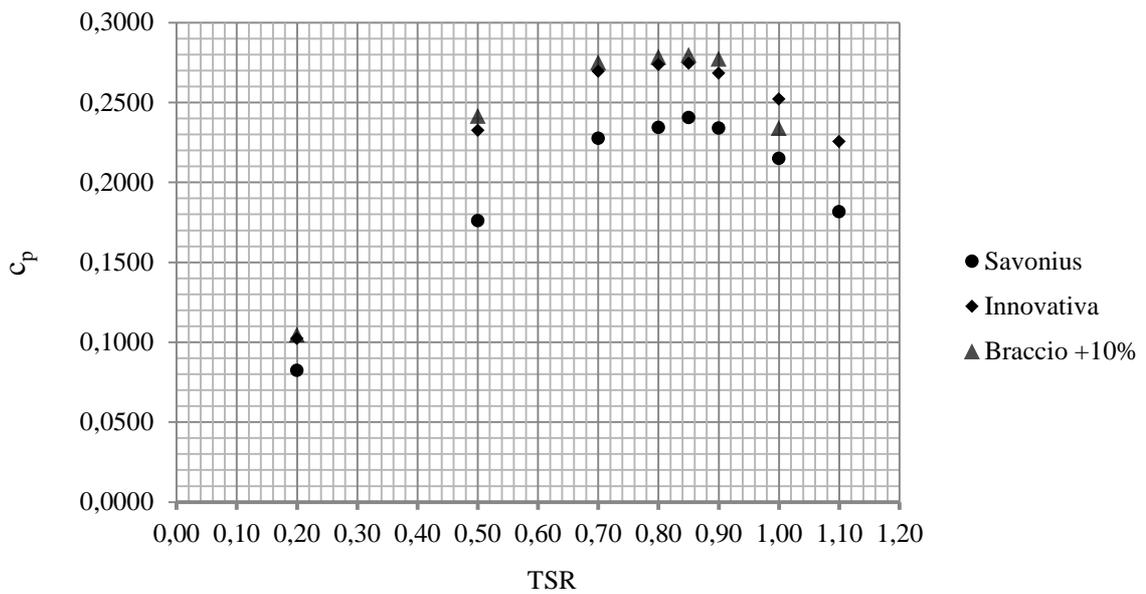


Figura 5.41: andamenti coefficienti di potenza in tutte le configurazioni studiate.

Con l'obiettivo di mostrare gli effetti della nuova geometria sul rendimento della macchina viene ora riportato un confronto tra i contorni di pressione con il caso innovativo senza braccio allungato.

	<i>Differenze di Pressione</i>		<i>%</i>
	Innovativa +10%	Innovativa	
100°	195,872 Pa	262,051 Pa	-22
250°	-472,5178 Pa	-432,8872 Pa	9

Tabella 5.14: differenze di pressione tra estradosso e intradosso nei due layout innovativi

I risultati riportati in Tabella 5.14 mostrano chiaramente una netta diversità delle differenze di pressione tra estradosso e intradosso. Il confronto è stato effettuato solamente in corrispondenza dei picchi in quanto si desiderava rimarcare il concetto già descritto precedentemente in cui si ipotizzava un ridimensionamento dei valori di massimo e di minimo al fine di incrementare il rendimento della macchina. I valori ottenuti sono positivi in quanto incrementando del 10% la lunghezza del braccio si è riusciti a ottenere un abbassamento del picco di massimo del 22% e un aumento (in modulo) del picco di minimo del 9%.

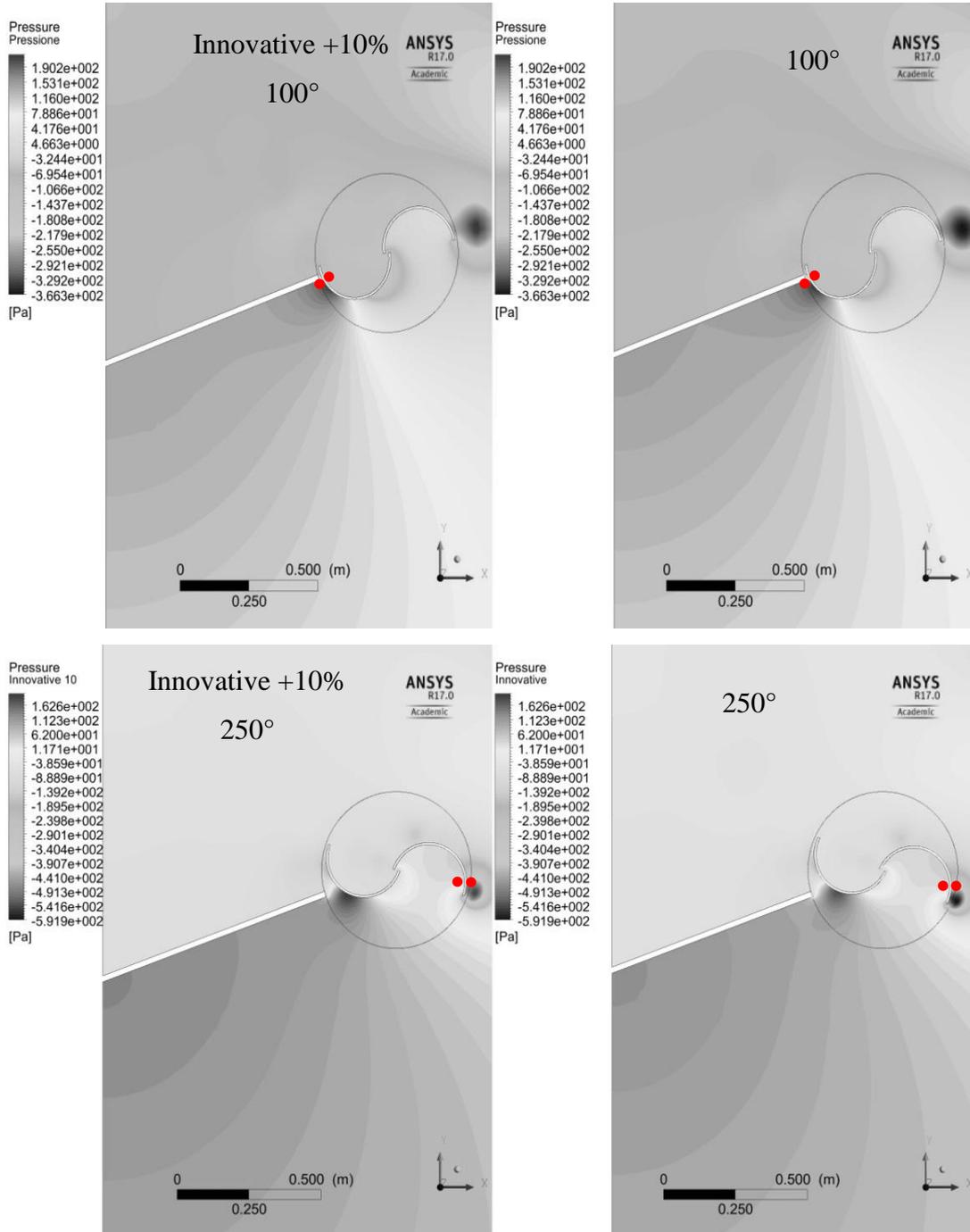


Figura 5.42: posizione dei picchi nelle diverse configurazioni

Le variazioni in percentuale dei valori di picco sono meglio visibili in Figura 5.39 dove vengono riportati con dei punti il nuovo massimo e il nuovo minimo.

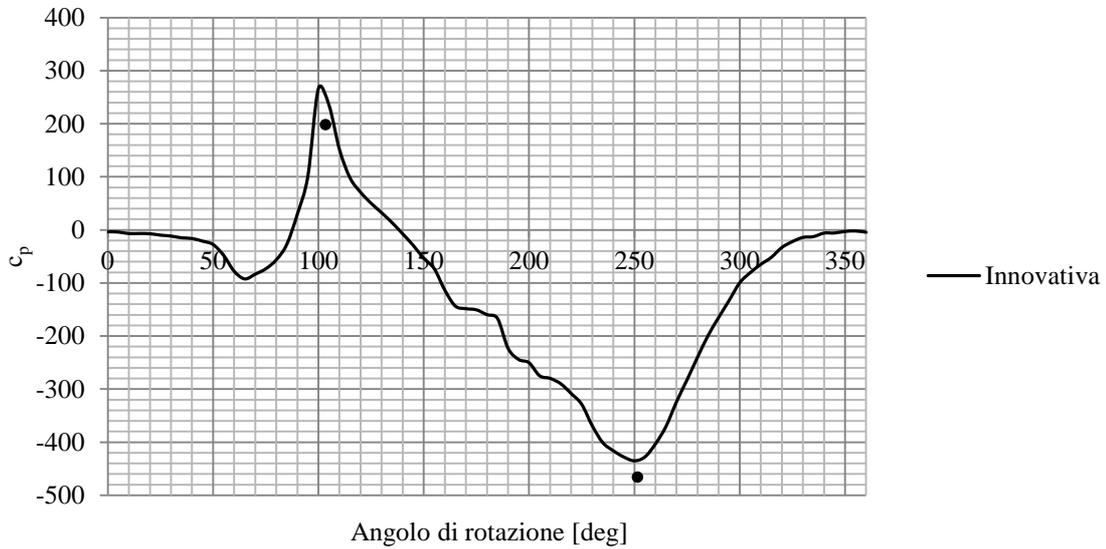


Figura 5.43: differenze pressione turbina innovativa con punti rappresentativi dei nuovi picchi per la geometria col braccio allungato

In conclusione un allungamento del braccio statorico comporta un cambiamento dei picchi con un conseguente incremento del rendimento. Questa configurazione in combinazione con varie dimensioni del gap tra pale e statore potrebbe portare a un ulteriore aumento del coefficiente di potenza incrementando ulteriormente le performance della macchina.

6. CONCLUSIONI

Il lavoro che è stato descritto in questa tesi ha mostrato che tramite simulazione fluidodinamica si è riusciti a ottenere la conferma della bontà del progetto in quanto la turbina dell'istituto IMP PAN risulta essere più efficiente rispetto a una semplice Savonius. I risultati ottenuti sono quindi da considerarsi positivi; le principali conclusioni raggiunte alla fine di questa tesi risultano essere le seguenti:

- Il coefficiente di potenza per la Savonius classica raggiunge il suo apice in prossimità di un TSR pari a 0,85 raggiungendo un valore pari a 0,2406
- Le differenze nelle curve dei coefficienti di coppia a diversi regimi di rotazione sono dovute a differenti strutture di flusso attorno alle pale di turbina
- Il layout innovativo mostra un'efficienza superiore rispetto al caso Savonius con un incremento medio vicino al 20%
- L'aumento di rendimento risulta essere dovuto alle diverse distribuzioni di pressione generate dalla presenza del braccio statorico
- Un incremento di lunghezza del braccio statorico pari al 10% comporta un aumento medio dell'efficienza del 2% rispetto alla configurazione Innovativa semplice

Sebbene si siano raggiunti gli scopi prefissati è comunque necessario investigare ulteriormente la fisica del fenomeno andando ad analizzare in futuro eventuali dipendenze dalla dimensione del gap tra le pale e il braccio statorico. E' sempre inoltre buon uso quello di associare ai risultati delle simulazioni anche i risultati sperimentali al fine di ottenere un riscontro reale e più affidabile.

A conclusione, la turbina innovativa studiata in questo lavoro di tesi rappresenta un grande passo avanti nel campo dell'energia eolica permettendo di aumentare l'interesse nei confronti di questa tecnologia incrementandone l'espansione e l'utilizzo.

BIBLIOGRAFIA

1. J. Wiley & Sons, 2002, Wind Energy Explained - Theory, Design And Application
2. E. Hau, 2000, Wind Turbines Fundamentals Technologies Application Economics
3. K. Rogowski, R. Maroński, 2015, CFD Computation of the Savonius rotor
4. J. Świryczuk, P. Doerffer and M. Szymaniak, 2015, unsteady flow through the gap of Savonius turbine rotor
5. www.cfd-online.com
6. E. Leucci, 2010, ottimizzazione aerodinamica tramite CFD di una turbina eolica ad asse verticale
7. R. Verzicco, Appunti di turbolenza

RINGRAZIAMENTI

Beh, alla fine ci siamo... anche per me è arrivato il momento di scrivere la pagina finale dei ringraziamenti. Devo dire che è strano, molto strano; qui si chiude uno dei periodi più importanti e se vogliamo “duri” della mia vita e credo che questa sia una occasione per riordinare le idee e fare il punto di ciò che hanno rappresentato per me questi cinque anni. Cercherò di essere il più conciso e meno prolisso possibile, quindi inizio subito. Ovviamente i primi a cui devo dire grazie sono i miei genitori, grazie quindi a Nadia e Fulvio per avermi sempre sostenuto in questi anni di difficoltà e gioie, senza farmi mai mancare l'appoggio e il loro consiglio nelle decisioni più importanti. Grazie a mia sorella Michela, perché anche se a volte litighiamo sappiamo sempre di poter contare l'uno sull'altra e di poterci fare sempre forza a vicenda. Grazie ai miei nonni, Piera e Tonino, sempre felici di potermi dare una mano, anche non conoscendo l'ambiente universitario; grazie ai miei zii Titti, Ivano e Guido per avermi fatto sempre sorridere ad ogni loro incontro.

Grazie Ema, per esserci sempre stato quando c'era da raccontarsela, quando c'era da allenarsi e ovviamente quando c'era da divertirsi: un amico vero! Grazie Massi, che da amico sincero mi hai accompagnato per più della metà del tempo in questo viaggio universitario, condividendo con me le gioie e ovviamente anche le bocciature...

E poi c'è lui... devo ringraziarlo perché sono obbligato... no, a parte gli scherzi, grazie Alberto, o meglio grazie Albi per aver vissuto e condiviso con me tutto o quasi tutto, in questi ultimi due anni, ogni scelta, ogni scaletta d'esame, ogni video 'GoPro', ogni montaggio alla 'Federico Buffa' e soprattutto grazie per avermi sopportato per sei mesi, tutti i giorni nel 'new building' in Polonia, per tutte le serate e per tutti gli insulti al klaster. Grazie Albi, per i consigli e per i suggerimenti, per l'incoraggiamento a puntare sempre più in alto e a non accontentarsi mai. Grazie anche a Dennis, vecchio e caro amico che c'è sempre stato dal liceo in avanti e che sempre ci sarà. E ancora grazie a Seba, Giacomo e Nicola per tutti i momenti divertenti passati insieme.

Grazie al mio professore di aerodinamica Alessandro Bottaro per avermi dato l'occasione di vivere un'esperienza unica, permettendomi di effettuare questo lavoro di tesi all'estero; grazie quindi anche al professor Piotr Doerffer per avermi accolto e seguito nel team dell'

IMP PAN. In ultimo grazie a tutti i collaboratori che hanno partecipato alla stesura di questo lavoro, grazie dunque Thomasz e Michal!

Ecco, ce l'ho fatta! Sicuramente ho dimenticato qualcuno, ma credo di avere elencato tutte le persone a me più vicine.

Ora ci siamo... devo chiudere; è davvero finita o forse no, forse è appena iniziata....

A Rodolfo, Lina, Rosa e Franca.

