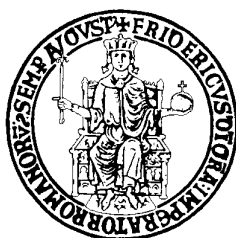


UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II



FACOLTÀ DI INGEGNERIA
Dipartimento di Ingegneria Industriale

**TESI DI LAUREA SPECIALISTICA IN INGEGNERIA AERONAUTICA E
AEROSPAZIALE**

**PROGETTAZIONE, REALIZZAZIONE E TEST DI UNA
MICROTURBINA EOLICA AD ASSE ORIZZONTALE A BASSO
COSTO**

Relatore
Prof. Ing. Fabrizio Nicolosi

Candidato
Alessio Palma
Matr.335/468

Anno Accademico 2016 – 2017



*..E ricordati, mio sentimentale amico, un cuore non si giudica solo da quanto tu ami,
ma da quanto riesci a farti amare dagli altri... (il Mago di Oz)*

Sommario

Introduzione	5
1 Capitolo I: Scelta dei parametri progettuali	7
1.1 Scelta della velocità di Progetto	7
1.2 Determinazione del Rapporto di Funzionamento	13
1.3 Valutazione del valore del Cp e della lunghezza delle pale	15
1.4 Scelta del materiale realizzativo	17
2 CAPITOLO II: Il Rotore	18
2.1 Studio Aerodinamico	19
2.1.1 Determinazione della forma approssimata e dei profili	19
2.1.2 Studio Aerodinamico dei profili	23
2.1.3 Risultati	28
2.1.3.2 Osservazioni sul flusso	30
2.1.4 Progetto del Rotore	36
2.2 Studio Strutturale	41
2.2.1 Creazione modello agli elementi finti	41
2.2.2 Risultati	44
2.2.3 Conclusioni	47
2.3 Realizzazione del rotore	48
2.3.1 Realizzazione Pale	48
2.3.2 Bilanciamento delle singole pale	50
2.3.3 Realizzazione mozzo di collegamento pale generatore	52
3 Capitolo III: Il Generatore	54
3.1 Generatore sincrono a Magneti Permanenti	54
3.2 Analisi dell'equilibrio e scelta del generatore	57
3.2.1 Equilibrio elettrico	57
3.3 Valore di Massima Corrente	63
4 Capitolo IV: Il Timone	65
4.1 Dimensionamento Timone	65
4.2 Dispositivo di regolazione	67
4.2.1 Funzionamento del sistema di regolazione	67
4.2.2 Equilibrio di Imbardata e dimensionamento Furling System	70
5 Capitolo V: Sistema di acquisizione e allestimento prove sperimentali	75
5.1 Sistema di Acquisizione dati	75
5.1.1 Core Acquisizione e invio dati	77
5.1.2 Alimentazione sistema di acquisizione	80

5.1.3	Misurazione dati Elettrici.....	80
5.1.4	Misurazione dei Parametri Ambientali e Numero di Giri	87
5.1.5	Allestimento prova sperimentale	89
6	Capitolo VI: Analisi dei risultati e Conclusioni	93
6.1	Analisi dei dati	93
6.1.1	Creazione del database in base alla normativa per la generazione delle curve	95
6.1.2	Imparare dai Propri errori e leggi di Murphy	97
6.1.3	Analisi delle curve.....	99
6.2	Costi e tempi di realizzazione del Prototipo.....	107
6.2.1	Tempi realizzativi.....	107
6.2.2	Costi di realizzazione del prototipo	108
6.3	Conclusioni	110
7	Bibliografia.....	113
8	Sitografia.....	115
9	Appendice: Fondamenti di Aerodinamica del rotore.....	116
9.1	Teoria dell'elemento di Pala.....	116
9.2	Progettazione della pala per l'ottimizzazione della produzione energetica (Teoria Alla Base del Codice Rotor Design)	117
9.2.1	Procedura	118
10	Ringraziamenti.....	122

INTRODUZIONE

Questo lavoro, sviluppato presso il dipartimento di Ingegneria Aerospaziale, parte dai risultati ottenuti nella mia tesi triennale ed è inserito all'Interno del progetto Microeolico dell'associazione Ingegneria Senza frontiere Napoli(ISF).

Il Dipartimento ha sostenuto il progetto mettendo a disposizione le attrezzature e l'officina meccanica di cui dispone, permettendomi di avere un luogo fisico altamente attrezzato che mi ha permesso di realizzare il prototipo sulla base dei risultati ottenuti in fase di progettazione, ha inoltre fornito gli anemometri che sono stati utilizzati per la realizzazione del sistema di acquisizione dati.

È stato inoltre fondamentale l'apporto umano e tecnico del prof. Nicolosi e della "Crew di Coiro" a cui mi sono spesso rivolto per dubbi e consigli, dandomi la possibilità di confrontarmi con Ingegneri altamente specializzati e formati nell'ambito della progettazione delle turbine eoliche.

Progetto Micoreolico

ISF – Napoli, intende diventare riferimento nazionale per le ONG (Organizzazioni non governative) e per le amministrazioni locali che operano nei Paesi in via di Sviluppo nella progettazione, costruzione, installazione e trasferimento di know-how di impianti eolici a basso costo.

I benefici connessi al Micoreolico, infatti, sono molteplici: limitato impatto sull'ambiente, convenienza economica, bassi costi di manutenzione, tecnologia matura ed affidabile, capace di decentrare la produzione elettrica e renderla alla portata di tutti. Gli impianti eolici di piccola taglia associati ad altre fonti rinnovabili, rappresentano una soluzione vincente per l'alimentazione elettrica in molti paesi in via di sviluppo ed inoltre per tutte le comunità isolate, in alternativa all'estensione della rete elettrica, o per le reti locali delle isole minori.

Una possibilità innovativa nel campo del micro-eolico è rappresentata dall'auto produzione di turbine eoliche.

Avendo le necessarie competenze e buona volontà, è possibile realizzare turbine che abbiano prestazioni accettabili a costi molto competitivi. I vantaggi di tale tecnologia sono particolarmente evidenti nei paesi in via di sviluppo che non hanno la possibilità di importare costose macchine dai paesi industrializzati, ma che per contro hanno disponibilità di manodopera da impegnare

nell'assemblaggio dei componenti necessari. Infatti, uno degli obiettivi di questo progetto è quello di trasferire sulle turbine auto-prodotte le conoscenze acquisite dall'analisi e lo studio di quelle realizzate in scala industriale. Per favorire la diffusione di questi impianti decentralizzati per la produzione di energia nei paesi in via di sviluppo, è fondamentale il trasferimento di quel know-how acquisito in tale studio alle popolazioni locali, organizzando corsi di formazione in loco, che le rendano capaci di costruire un impianto di questo tipo, nonché di acquisire le conoscenze necessarie alla gestione e manutenzione dell'impianto stesso.

Una tale tipologia di turbina potrebbe inoltre fornire approvvigionamento energetico per tutte quelle ONG che operano in contesti non serviti dalla linea elettrica o in situazioni di emergenza in cui risulta necessario una fonte energetica.

Contenuti del lavoro

Le domande a cui si è cercato di rispondere con questa tesi sono state:

-E' possibile auto costruire una turbina eolica di piccola taglia?

-E' possibile in tale ottica realizzare un prototipo che sia facilmente installabile e smontabile?

Scopo del lavoro sarà quindi quello di progettare e realizzare un prototipo di micro turbina eolica a basso costo partendo dai risultati del precedente lavoro migliorando e ottimizzando il precedente lavoro. Dopo un primo capitolo in cui si farà un riepilogo dei risultati da cui si è partiti, motivando le varie scelte progettuali, si affronteranno le varie fasi di progettazione e realizzazione della turbina; in ognuno dei successivi quattro ci si occuperà della progettazione di una specifica parte dell'aerogeneratore:

- Rotore
- Generatore
- Timone e sistema di messa in sicurezza
- Sistema di monitoraggio e acquisizione dati

Nell'ultimo capitolo infine si analizzeranno i risultati provenienti dalla campagna di acquisizione dati

1 CAPITOLO I: SCELTA DEI PARAMETRI PROGETTUALI

Come già accennato nell'introduzione questo lavoro nasce come continuazione di una precedente tesi che aveva lo scopo di progettare un prototipo di microturbina eolica a basso costo inizialmente pensato per fornire approvvigionamento energetico a un piccolo insediamento situato presso la città di Sevarè in Mali in questo capitolo quindi si motiveranno le scelte progettuali da cui si è partiti.

1.1 SCELTA DELLA VELOCITÀ DI PROGETTO

Nella fase di progettazione di una turbina eolica uno dei parametri fondamentali per il dimensionamento è la scelta della velocità di progetto risulta quindi fondamentale la conoscenza del vento in cui la turbina si troverà a operare.

Quindi il primo passo che si è compiuto è stato quello di reperire quanti più dati possibili sul vento nella regione di nostro interesse; gli unici dati reperibili e staticamente attendibili erano relativi alla città di Gao (dati di uno studio della Gxz reperiti nel sito della <http://www.afriwea.org/en/home.htm>) che dista circa 400km dalla città di Sevarè.

Distribuzione di Weibull

Trattandosi di valutazioni statistiche, affinché i dati abbiano reale significato, è necessario che le misure vengano condotte per un periodo continuativo di almeno 3-5 anni. I dati anemologici provenienti da una campagna di misure consentono di conoscere in numero di ore in cui si è verificata una determinata velocità del vento. Poiché i dati sono registrati per classi di velocità, si ottengono istogrammi di frequenza del tipo di quello riportato in Figura 1.3.

L'andamento dell'istogramma presenta una caratteristica forma a campana con asimmetria a sinistra ed è interpretato abitualmente con modelli probabilistici di Weibull o Rayleigh i cui parametri sono di volta in volta stimati in base ai dati sperimentali.

Procedendo in tal modo si ottengono le funzioni di densità e di distribuzione cumulata delle velocità del vento. La prima rappresenta la percentuale di tempo in cui si è verificata una velocità del vento pari a v ; la seconda rappresenta la frazione di tempo in cui la velocità v è stata raggiunta o superata.

Per un modello probabilistico di Weibull la funzione di densità di probabilità è del tipo:

$$f(v) = \left(\frac{k}{C}\right) \left(\frac{v}{C}\right)^{k-1} \exp\left[-\left(\frac{v}{C}\right)^k\right] \quad (1.1)$$

In cui v è la velocità del vento, C il parametro di scala e k il parametro di forma.

La distribuzione cumulata è invece espressa dalla relazione:

$$F(v) = \exp\left[-\left(\frac{v}{C}\right)^k\right] \quad (1.2)$$

Moltiplicando quest'ultima per il numero complessivo di ore in un anno si ottiene la curva di durata, che consente di valutare le ore/anno in cui una determinata velocità del vento viene ecceduta. La conoscenza delle distribuzioni statistiche permette inoltre di calcolare i parametri che caratterizzano sinteticamente il regime anemologico di un sito. Tra essi sono particolarmente utilizzati:

- la velocità media aritmetica \bar{v} , necessaria per una prima agevole comparazione tra i siti eolici;
- la velocità media cubica $\overline{v^3}$, utile per una corretta valutazione dell'energia disponibile, in quanto la potenza associata alla vena fluida è proporzionale al cubo della velocità del vento;
- la velocità massima V_{max} , importante per il dimensionamento strutturale delle aeromacchine;
- lo scarto quadratico medio σ , che esprime la dispersione dei valori della velocità, e quindi

Il grado di regolarità della fonte eolica.

Confrontando il valore della media aritmetica della velocità del aeroporto di Gao con i dati anemologici dell'aeroporto di Sevarè è stato possibile effettuare un confronto diretto fra le rilevazioni dei dati delle due città.

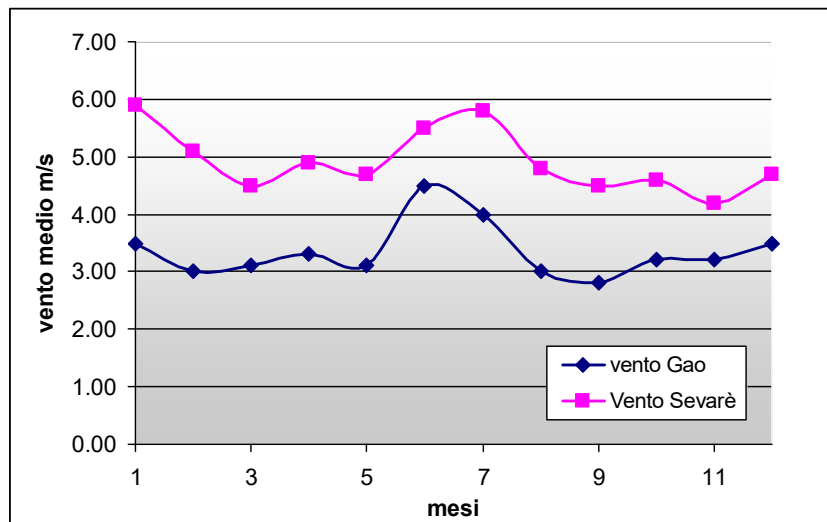
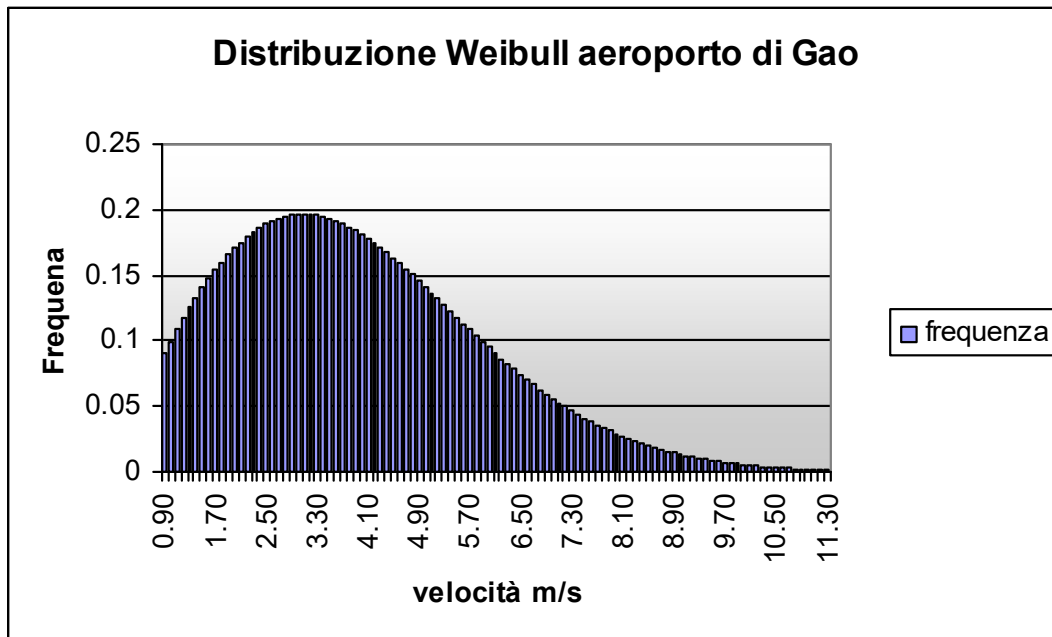


Fig.1.1: Correlazione fra i dati vento dell'aeroporto di Gao e del aeroporto di Sevarè (vento medio)



Fig.1.2: Collocazione geografica della città di Sevarè

Come si vede in fig.1.1 gli andamenti sono molto simili, sebbene i dati relativi a Gao abbiano dei valori medi maggiori; a questo punto si è deciso di basare la progettazione della turbina eolica sui dati di Gao.



U-year: 3.87 m/s
E-month: 12,636.96 kWh; E-year,est: 151.643 MWh; P-gen,mean: 17.55 kW
Standstill: 37.4 % * Part load: 62.4 % * Full Load: 0.2 % * CF-gen 5.0 %
FREQUENCY DISTRIBUTION f(v) in % (k = 2.00; c = 4.36 m/s)

Fig.1.3: Distribuzione di Frequenza dei venti Aeroporto di Gao a 10m dal terreno

Il vento che risulta soffiare con frequenza maggiore ha velocità di **3.20m/s**;

La potenza disponibile nel vento, però è legata essenzialmente all'energia cinetica posseduta dalla massa d'aria in movimento ($E_c = 1/2 mv^2$).

In generale, la potenza disponibile in una vena fluida è data dal prodotto dell'energia posseduta dall'unità di volume (J/m^3) per la portata di fluido (m^3/s), quest'ultima data a sua volta dal prodotto della velocità (m/s) per l'area della sezione perpendicolare alla direzione del moto (m^2):

$$P = \frac{1}{2} \rho v^2 \cdot Av = \frac{1}{2} \rho Av^3 \quad (1.3)$$

Dove con ρ (kg/m³) si è indicata la densità del fluido, definita come il rapporto fra la Massa di fluido ed il volume che la contiene.

Il valore della densità misurata in Mali è di $\rho=1.098\text{Kg/m}^3$

Nel caso in cui la superficie in questione sia quella del cerchio tracciato dalle pale della macchina eolica (disco battuto), è comodo esprimerla funzione del diametro D (m) di tale cerchio:

$$P_v = \frac{1}{2} \rho D^2 v^3 \quad (1.4)$$

La potenza del vento è dunque proporzionale al cubo della velocità ed al quadrato del diametro del disco che investe. In altre parole, raddoppiando il diametro del disco battuto la potenza disponibile aumenta di quattro volte e raddoppiando la velocità del vento la potenza cresce di otto volte. Quest'ultima circostanza fa sì che ad una differenza minima di velocità del vento corrisponda una notevole variazione nella potenza estraibile dalla massa fluida.

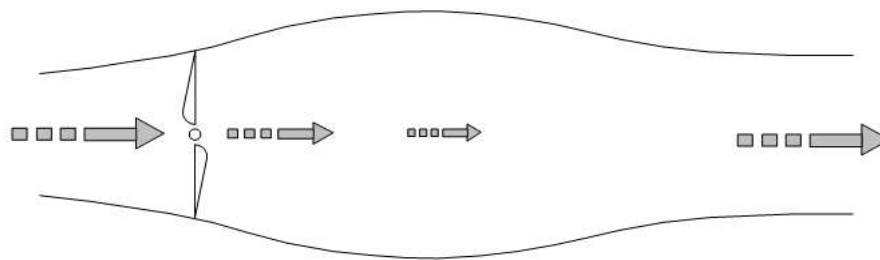
Come è facilmente intuibile, una macchina eolica non può estrarre tutta l'energia posseduta dal vento in quanto quest'ultimo dovrebbe annullare completamente la sua velocità a valle delle pale, con l'assurdo di avere una massa in movimento prima ed una perfettamente immobile dopo. La legge di Betz afferma che il massimo teorico di energia estraibile da una macchina eolica è pari al 59.3%. La potenza estraibile dal vento risulterà quindi:

$$P_{es} = 0.593 P_v \quad (1.5)$$

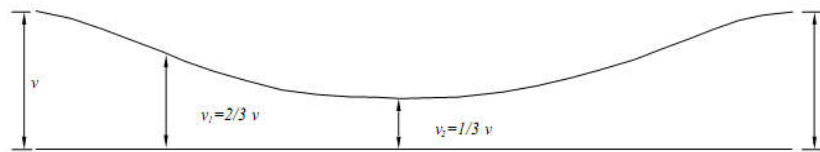
Nella figura 1.4 l'andamento della velocità e della pressione a monte e a valle del disco battuto è rappresentato per il caso ideale studiato da Betz. L'analisi del fenomeno può essere fatta ricorrendo al teorema di Bernoulli; secondo tale teorema, in una corrente di fluido ideale la somma dell'energia cinetica, di quella dovuta alla quota e di quella dovuta alla pressione si mantiene costante. Nel nostro caso, in cui non c'è variazione di quota, ad un aumento della velocità deve quindi corrispondere una diminuzione della pressione, e viceversa.

Quando la corrente d'aria giunge in prossimità del disco battuto dalle pale subisce un rallentamento e, di conseguenza, si crea un aumento di pressione che raggiunge il suo valore massimo in corrispondenza del disco stesso. A questo punto si ha la cessione di energia a spese della pressione, che subisce una brusca caduta:

Da un valore superiore a quello atmosferico passa ad un valore inferiore, mentre la velocità si porta ai 2/3 del valore iniziale. Allontanandosi dalle pale la pressione si riporta al valore atmosferico, stavolta a spese della velocità che raggiunge il suo valore minimo pari ad 1/3 di quello posseduto dalla corrente indisturbata.



Andamento delle linee di corrente



Andamento della velocità



Andamento della pressione

Fig.1.4: Andamento delle linee di corrente, della velocità e della pressione di una vena d'aria che attraversa il disco battuto dalle pale

Tenendo conto del limite di Betz e ipotizzando un rotore di raggio unitario si è calcolato in base ai risultati ottenuti dalla distribuzione di Weibull, quale vento produce la massima energia teorica durante l'anno. In base a tale grafico si è determinato la velocità di progetto della pala a 6.50m/s

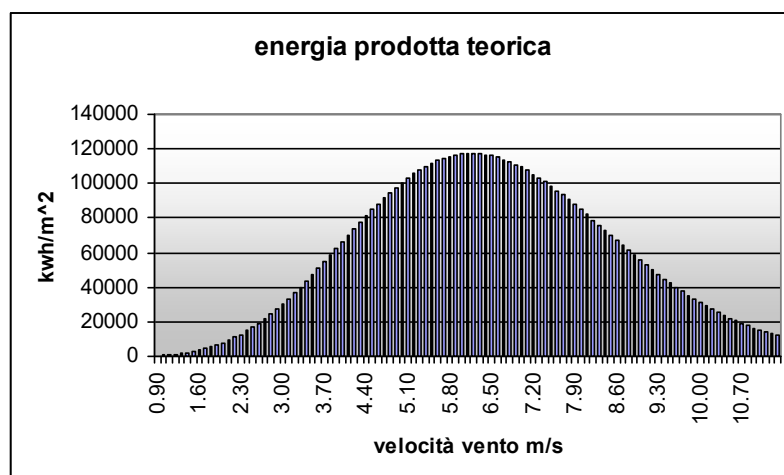


Fig.1.5: Energia teorica annua ai vari venti

1.2 DETERMINAZIONE DEL RAPPORTO DI FUNZIONAMENTO

La potenza massima teorica associata ad una massa d'aria in movimento, calcolabile con la relazione di Betz, non può essere interamente sfruttata dalle macchine eoliche a causa di vari tipi di perdite; le principali sono quelle di tipo dissipativo dovute al attrito ed alla turbolenze dell'aria, e quelle causate dalla presenza delle pale che provocano una diminuzione della sezione di passaggio. La potenza utile all'asse di una aeromacchina può allora essere calcolata con la relazione:

$$P_u = C_p \cdot P_v = C_p \cdot \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad (1.7)$$

In cui C_p è il fattore di potenza, definito come il rapporto tra la potenza resa dalla turbina e quella contenuta nella corrente d'aria indisturbata. Esso non si riferisce solo alle capacità della macchina, ma tiene anche conto dei limiti imposti dalla legge di Betz.

Il coefficiente di potenza è proprio di ciascun tipo di macchina, ma, per una stessa macchina, varia al variare di un altro parametro caratteristico che è il rapporto di velocità periferica λ anche detto TSR (tip speed ratio) definito come il rapporto fra la velocità dell'estremo del rotore v_p (velocità periferica) e la velocità v del vento:

$$\lambda = v_p / v \quad (1.8)$$

Nella figura 1.6 è riportato l'andamento del coefficiente di potenza in funzione di λ per differenti tipologie di turbine.

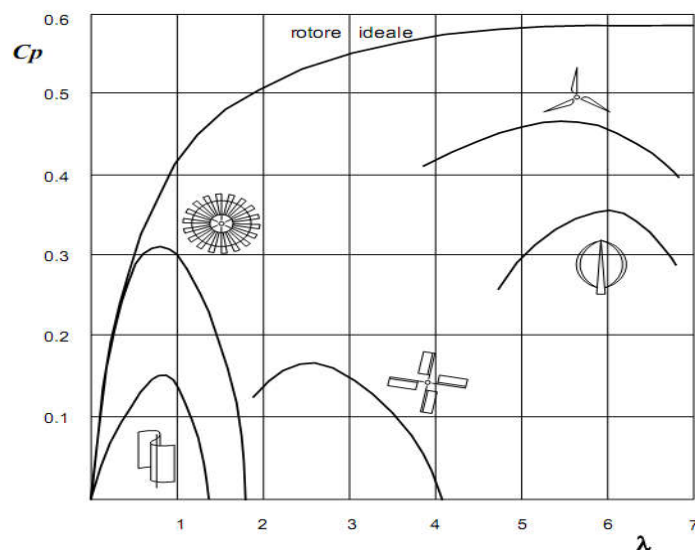


Fig.1.6: l'andamento del coefficiente di potenza in funzione di λ per differenti tipologie di turbine.

Si nota come per ogni tipo di aeromacchina esista un valore ottimale (λ_{ott}) in corrispondenza del quale il C_p è massimo. Per questo valore si verificano cioè le migliori condizioni aerodinamiche, corrispondenti comunque ad efficienze inferiori al 75% del valore massimo teorico estraibile dal vento, pari al 59.3%.

Dalla figura risulta anche evidente il maggiore rendimento delle macchine ad asse orizzontale rispetto a quelle ad asse verticale. In essa tuttavia si può notare che, mentre per bassi valori di rotazione delle pale ($\lambda_{ott} = 1$) il rotore ad asse orizzontale mostra valori di $C_{p_{max}}$ doppi rispetto a quello ad asse verticale, per valori elevati di λ_{ott} la differenza si riduce a circa il 20% ed anche meno.

Un altro parametro caratteristico che distingue le prestazioni delle differenti macchine eoliche è la solidità, definita come il rapporto tra l'aria complessiva occupata dalle pale e l'area del disco battuto.

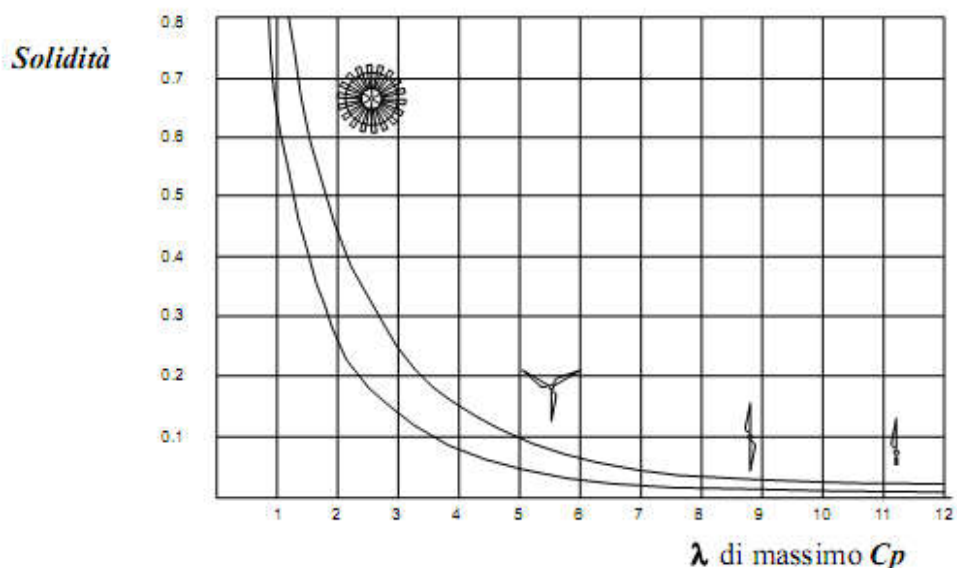


Fig.1.7: Coefficienti di potenza delle diverse macchine al variare del rapporto di velocità periferica

In genere all'aumentare della solidità si riduce il coefficiente di potenza in quanto aumenta la turbolenza provocata dall'elevato ingombro delle pale e si creano degli effetti dissipativi.

Le aeromacchine con bassi valori di λ_{ott} hanno però un elevato valore della coppia di spunto (il momento torcente esercitato dal mozzo in corrispondenza delle più basse velocità del vento alle quali la macchina funziona è consistente) e quindi riescono ad azionare le macchine utilizzatrici anche per valori modesti della velocità del vento. Ciò è evidenziato dalla figura 1.8 che mostra come all'aumentare di λ_{ott} la coppia di spunto, confrontata con quella massima, decresce.

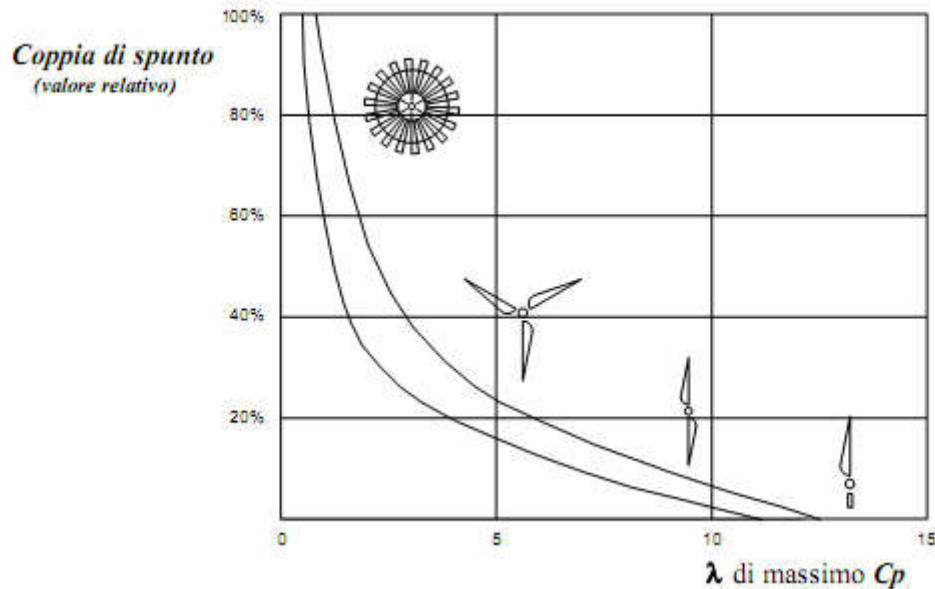


Fig.1.8: Andamento della coppia di spunto in funzione del λ_{ott} per rotori ad asse orizzontali con diverse solidità

In base a quanto esposto in merito alla relazione fra il TSR la coppia di spunto e il massimo C_p ottenibile, si è optato per un rotore tripala con rapporto di funzionamento $\lambda=6$; selezionare un lambda più basso significava ottimizzare la coppia di spunto ma comportava una perdita nel numero di giri al minuto (RPM) a cui la turbina avrebbe girato in condizione di progetto; bisogna considerare infatti che la turbina andrà accoppiata con un generatore a magneti permanenti che produce la sua potenza nominale intorno ai 300-400rpm, viceversa un lambda maggiore di 6 comporterebbe una maggiore velocità rotazionale ma di contro, una minore coppia di partenza e dato il regime di vento relativamente basso è parsa una scelta poco conveniente.

1.3 VALUTAZIONE DEL VALORE DEL C_p E DELLA LUNGHEZZA DELLE PALE

Per iniziare il processo di progettazione del rotore è determinante una stima approssimativa della lunghezza della pala. In uno studio condotto dai laboratori della RISØ (*Design of a 1.75-meter rotor for the Wind Save wind turbine*) è stata determinata un'efficienza aerodinamica del rotore del 45%, attraverso l'utilizzo di programmi avanzati di ottimizzazione, per un rotore progettato dalla RISØFOR industry.

In questo progetto, come si vedrà nel dettaglio nel capitolo II, è stato utilizzato un codice BEM (codice Matlab basato sulla teoria dell'elemento pala esposta in Appendice), con l'aggiunto di funzioni per far variare il TSR (Tip speed ratio), il coefficiente L/D e il CL ; si è così ottenuto il valore della corda, del twist (angolo di svergolamento) rispettando le richieste di progetto.

Considerando la semplicità del nostro processo di progettazione, se confrontato con quello fatto nei laboratori della RISØ, è stato stimato che un C_p del generatore del 30% sarebbe un risultato molto soddisfacente.

Per una turbina che produce 400watt la lunghezza della pala può essere determinata tramite la seguente equazione, assumendo un vento di funzionamento di 6.50m/s

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho A V^3} \quad (1.9)$$

Che nel caso in esame risulta

$$r = \sqrt{\frac{P}{\frac{1}{2} C_p \pi \rho_{air} V^3}} = \sqrt{\frac{400W}{\frac{1}{2} 0.3 \pi 1.098 \frac{kg}{m^3} (6.50 \frac{m}{s})^3}} \quad (1.10)$$

Da cui risulta un raggio di $r=1.6m$

Andando avanti nella progettazione della pala si è però verificato che una pala così lunga presentava notevoli deformazioni già alla velocità di progetto, rischiando di colpire la torre di supporto della turbina; si è quindi deciso attraverso un processo iterativo di accontentarsi di considerare come velocità di progetto 8m/s ottenendo quindi una pala da **1.20m**.

1.4 SCELTA DEL MATERIALE REALIZZATIVO

Sebbene da un lato l'efficienza aerodinamica di una turbina eolica risulti molto importante poiché, attraverso l'incremento dell'energia prodotta, si abbassa il costo dell'energia stessa, è pur vero che una progettazione più efficiente può diventare anche più costosa.

Spesso risulta molto importante determinare il metodo di realizzazione più economico, quindi in un'ottica di economicità e di riproducibilità, si sono avviate varie ricerche in merito al modo più economicamente vantaggioso per la realizzazione di una pala

In prima istanza ci si è basati sul progetto di autocostruzione di Hugh Piggott, si è quindi realizzato un rotore tripala in legno, utilizzando del legno di faggio.

Oltre alla difficoltà realizzative, una pala di questo tipo comporta grossi problemi di bilanciamento, le caratteristiche strutturali cambiano molto a secondo del legno scelto, che risulta tra l'altro molto sensibile agli agenti atmosferici; la tecnica realizzativa comporta una buona manualità in campo falegnameistico e una buona quantità di utensili e attrezzi.

Ulteriori ricerche hanno portato alla scoperta di appassionati che realizzavano pale tramite il taglio di tubi in PVC, tale tecnica comportava:

- Tempi molto minori per realizzare una pala si parla di circa 3 ore per la pala in PVC contro le oltre 12 delle pale in legno.
- Ottimo materiale per quanto riguarda le caratteristiche meccaniche e di resistenza agli agenti atmosferici
- Minori problematiche in fase di bilancio delle singole pale (il legno è un materiale a densità variabile)
- Semplice reperibilità

Si è quindi avviato il processo di progettazione partire quindi dai seguenti parametri:

- Rotore di tipo tripala realizzato dal taglio di un tubo in PVC
- TSR di progetto 6
- Potenza di Rate 400w
- Velocità a cui si raggiunge la potenza di rate 8m/s

2 CAPITOLO II: IL ROTORE

Il rotore risulta certamente essere il componente più importante in una turbina eolica, in quanto tale, risulta di fondamentale importanza una corretta valutazione del suo comportamento sia aerodinamico che strutturale.

L'idea alla base di tale lavoro è quella di realizzare una turbina che risulti conveniente da un punto di vista economico di semplice realizzazione e assemblaggio ma che al contempo mantenga un C_p accettabile; in tale ottica si è pensato di realizzare le pale ottenute dal taglio e sagomazione di tubi in PVC per applicazioni idrauliche; in rete sono persistenti vari prototipi che presentano pale realizzate con questa tecnica, l'approccio a questo tipo di realizzazione è solitamente di tipo empirico.

Si è quindi partiti da tale idea per effettuare la progettazione del rotore dividendo la fase di design in varie parti:

- Determinazione della forma approssimata della pala e determinazione delle forme di 8 profili distribuiti lungo l'apertura della pala note le corde
- Studio aerodinamico degli 8 profili tramite CFD
- Determinazione della forma del rotore tramite codice di calcolo Matlab
- Previsione delle prestazioni del rotore in modo da capirne il funzionamento e determinare i carichi ai vari regimi di funzionamento
- Simulazione strutturale del rotore tramite analisi f.e.m.
- Realizzazione delle singole pale e del supporto che collega il rotore al generatore.

La progettazione della pala è stata effettuata utilizzando un tubo di 315mm di diametro e spessore 6.2 mm, il materiale del tubo è PVC SN2 L7 prodotto dalla Plastmec.

2.1 Studio Aerodinamico

2.1.1 Determinazione della forma approssimata e dei profili

Si è preliminarmente utilizzato uno codice Matlab sviluppato dal Risø National Laboratory (AproximateSolForPipeRotor.m), basato sulla teoria BEM.

In questa soluzione approssimata, viene trascurato il fattore $a'(a'=0)$, si trascura la forza tangenziale ($C_t=0$) e si impone $a=1/3$ (per breve trattazione della teoria dell'elemento di pala e del significato di a e a' si fa riferimento all'Appendice); invece di usare una polare reale, è stato specificato il coefficiente $C_L(0,9)$ e il rapporto $L/D(C_L/C_D=15)$ per l'intera pala. Il programma è stato modificato utilizzando i nostri parametri di progetto per cui lunghezza di pala di 1.2m, una $V_d=8\text{m/s}$, un $\text{TSR}=6$ $n_{\text{pala}}=3$; con tale algoritmo è stato possibile determinare la distribuzione delle corde in accordo con le equazioni trovate con la teoria BEM.

Assumendo un involuppo della curva di portanza di 2π , è stato possibile determinare l'angolo di attacco, utilizzando la formula:

$$\alpha = \frac{C_L}{2\pi} - \beta \quad (2.1)$$

Dove l'angolo β è definito nella figura(2.1). A questo punto l'angolo di twist della pala è stato trovato sottraendo l'angolo di attacco a quello del flusso. ($\Theta=\phi-\alpha$).

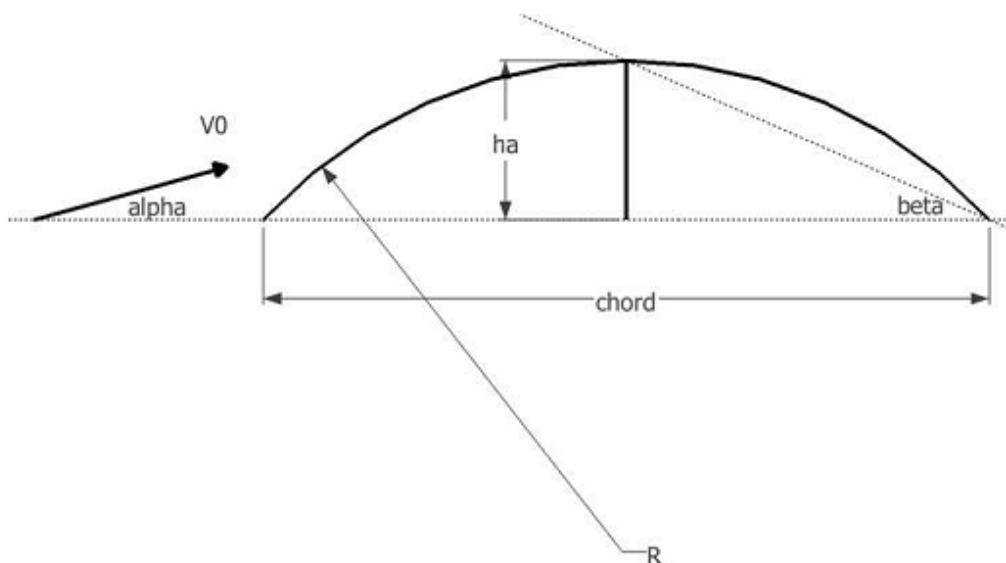


Fig.2.1: Angoli di un profilo (ArcFoil) ottenuto dalla sezione di un tubo definito

Tramite i parametri di progetto si è quindi ottenuta una distribuzione di corde e una prima Forma approssimata per la pala.

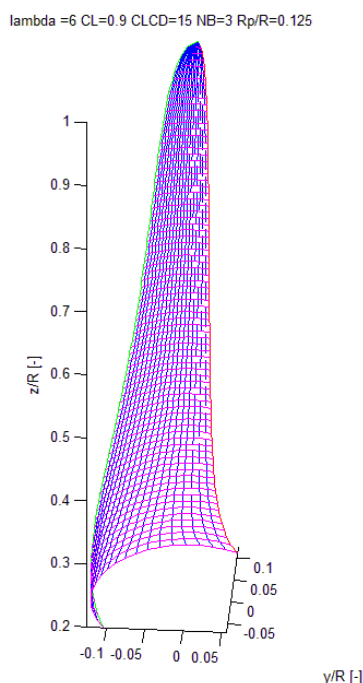


Fig.2.2: Pala ottenuta tramite la soluzione approssimata

Si è quindi realizzato un codice Matlab che permette di realizzare i profili a forma di Arco di circonferenza (ArcFoil) a partire dal valore delle corde trovate precedentemente per la soluzione approssimata.

Non risulta ovviamente pratico creare delle coordinate per ogni profilo della pala anche perché, tecnicamente i profili per una tipologia di pala di questo tipo risultano essere infiniti; in pratica a ogni stazione lungo il raggio, corrisponderà un differente profilo caratterizzato da corda curvatura e spessore differente.

Sono stati quindi creati otto differenti profili per differenti corde, disposti a varie percentuali del raggio del rotore (40% 60% 70% 80% 87% 92% 97% 99%) Nella figura 2.3 si può notare il profilo con la corda più piccola per la quale si sono determinate le polari; si noti come per un valore piccolo della corda si otterrà un profilo relativamente spesso con piccola curvatura.

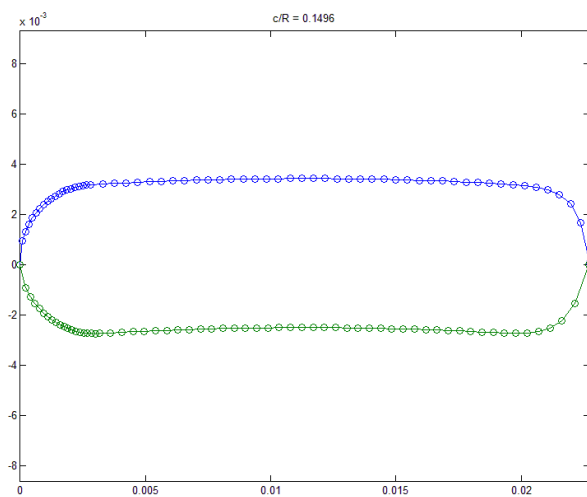


Fig. 2.3: Profilo posizionato al 99% della lunghezza della pala Arc99

Per il massimo valore della corda trovato invece il profilo risulta molto curvato e relativamente molto sottile.

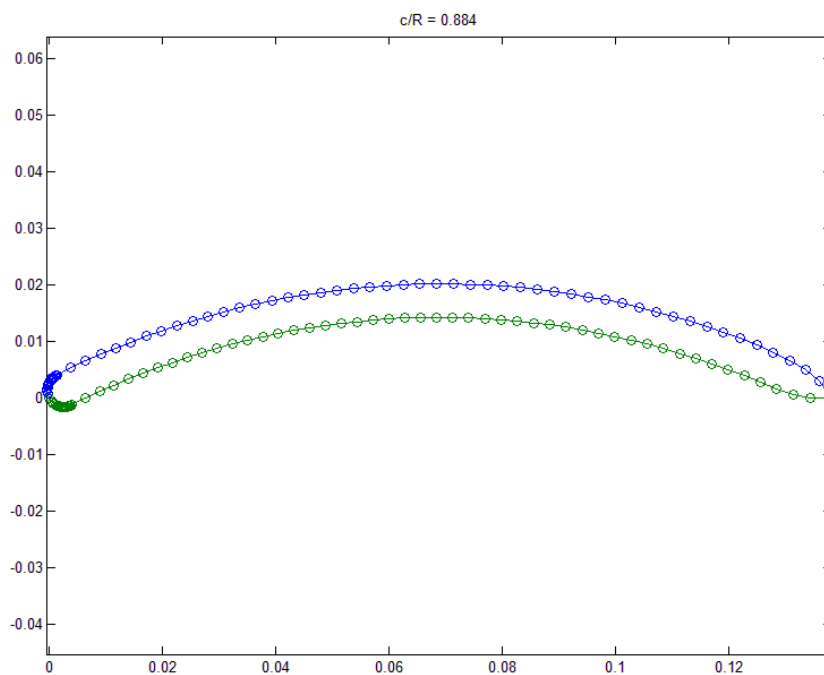


Fig. 2.4: Profilo posizionato al 40% della lunghezza pala Arc40

Il bordo di attacco di ogni sezione è stato disegnato come un semicerchio mentre, il bordo d'uscita è stato semplicemente raccordato.

Si vede come non sia possibile ottenere lo stesso profilo al variare del raggio del rotore, a meno di non mantenere costante la corda cosa che non risulta conveniente, tale risultato è ricavabile dalla teoria dell'elemento pala (vedi Appendice 9.3).

Utilizzando il valore delle corde degli otto profili abbiamo calcolato il valore del Re locale sulla pala al variare della velocità del vento.

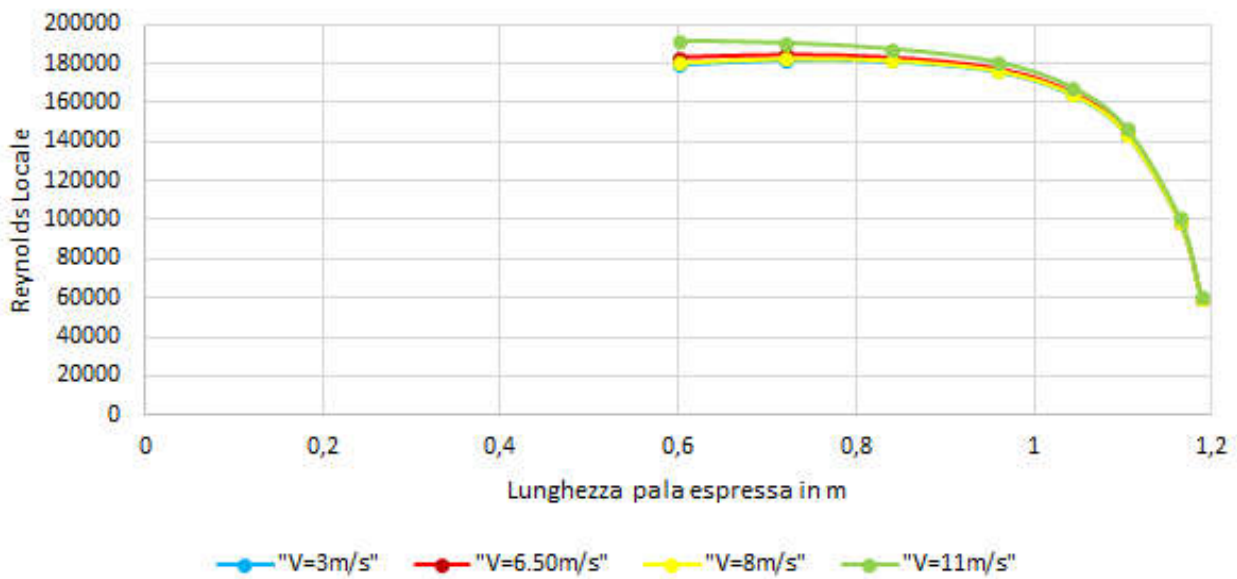


Fig. 2.2: Distribuzione del Reynolds locale lungo la pala ai vari regimi di vento

La formula utilizzata per il calcolo del Reynolds locale:

$$Re_{loc} = \frac{\rho V_{loc} c_{loc}}{\mu} \quad (2.2)$$

In cui V_{loc} è il valore della velocità locale alla stazione di pala considerata, c_{loc} e μ sono rispettivamente i valori della corda locale e della viscosità dinamica.

Noti i Reynolds a cui lavorano gli 8 profili alla velocità di progetto si sono quindi determinati i valori dei coefficienti aerodinamici. Si nota come al diminuire delle corde l'effetto sul Reynolds legato alla corda è preponderante rispetto alla variazione della velocità locale, per cui anche a velocità differenti Reynolds locali si mantengono pressoché inalterati.

Distanza radiale delle varie stazioni(m)	Re locale
1,188	60195,85998
1,164	99379,31335
1,104	144641,8959
1,044	164970,9143
0,96	177265,5862
0,84	183100,4345
0,72	184551,0186
0,6	183205,7405

Fig. 2.3: Distribuzione del Reynolds locale lungo la pala V 6.50 m/s

2.1.2 Studio Aerodinamico dei profili

Questo lavoro utilizzerà un modello numerico per determinare le caratteristiche di portanza e resistenza di otto segmenti di tubo in PVC rispettivamente posti a (60 70 80 90 92 99) della corda. L'utilizzo del calcolo fluido dinamico (CFD) ha due benefici fondamentali; è utile quantitativamente come strumento di convalida per eventuali curve di portanza ottenibili tramite l'utilizzo di una galleria del vento, oltre ad essere in grado di fornire una descrizione qualitativa delle dinamiche di flusso e le condizioni per lo strato limite di profili.

2.1.2.1 Set up della simulazione

2.1.2.1.1 Geometria

I profili considerati che coincidono con le sezioni del tubo sono stati modellati parametricamente impostando quindi per ogni profilo corda unitaria. Il vantaggio di questo approccio è di rendere il modello molto flessibile, permettendo all'utente di definire una dimensione di riferimento(corda) in modo da ridisegnare il modello nelle corrette proporzioni. I profili avranno bordo di attacco arrotondato e bordo di uscita appuntito come già visto precedentemente.

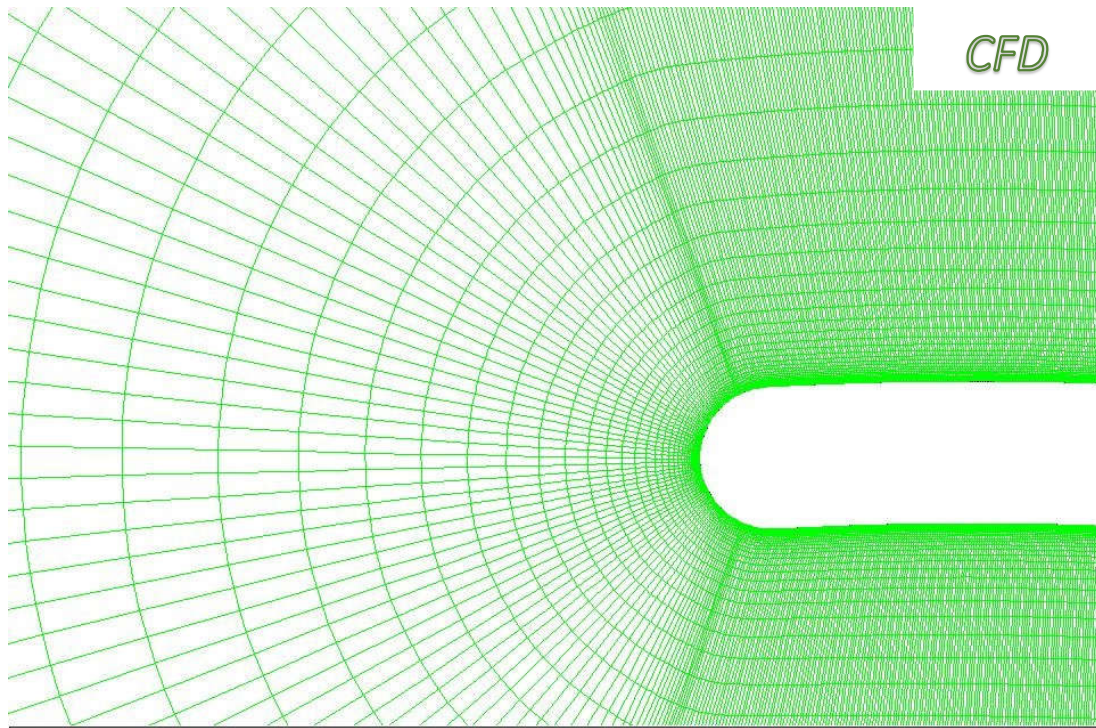


Fig.2.4: Particolare del bordo di attacco del profilo arc99

2.1.2.1.2 Mesh

Condizioni al contorno

Le sezioni di tubo sono state modellate in un ampio dominio di altezza e larghezza **trenta volte la corda del profilo**; è importante avere una vasta area computazionale in modo tale che il profilo non risenta degli effetti della frontiera del sistema, e si possa quindi ottenere una soluzione di flusso libero(free flow solution).Ciò risulta particolarmente importante quando il corpo è in fase di stallo, a quel punto una scia turbolenta, con un eventuale distacco di vortici, giocherà un ruolo importante sulle forze di resistenza agenti sul profilo

Mesh type

Esistono differenti tipologie di mesh nella cfd. Il modello preferito per l'analisi dei profili è noto come C-mesh o bullet mesh, in essa sono presenti delle celle che partono dal profilo, aumentando gradualmente di dimensioni (diminuzione risoluzione) via via che ci si allontana dal corpo. Tale approccio permette di modellare il fluido in molto preciso nei pressi della superficie, dove gli effetti

di piccola scala sono preponderanti; allontanandoci dal profilo risultano avere maggior interesse i vortici di grandi dimensioni e le scie per cui una griglia più grossolana è sufficiente per descrivere il comportamento del fluido.

Un ulteriore vantaggio della C-mesh è la sua forma strutturata, essendo infatti il modello di griglia di tipo radiale nella zona di immissione del fluido, la mesh risulterà sempre allineata alla direzione dell'angolo di incidenza del flusso.

La C-mesh è stata generata tramite l'utilizzo del software ICEM CFD per tutti gli otto profili come mostrato nelle figure 2.4 e 2.5. La griglia si estende da 30 corde a monte a 30 corde a valle del profilo, i confini superiore e inferiore distano 30 corde. Tutte le griglie utilizzate sono costituite da 151837 celle e 152672 nodi.

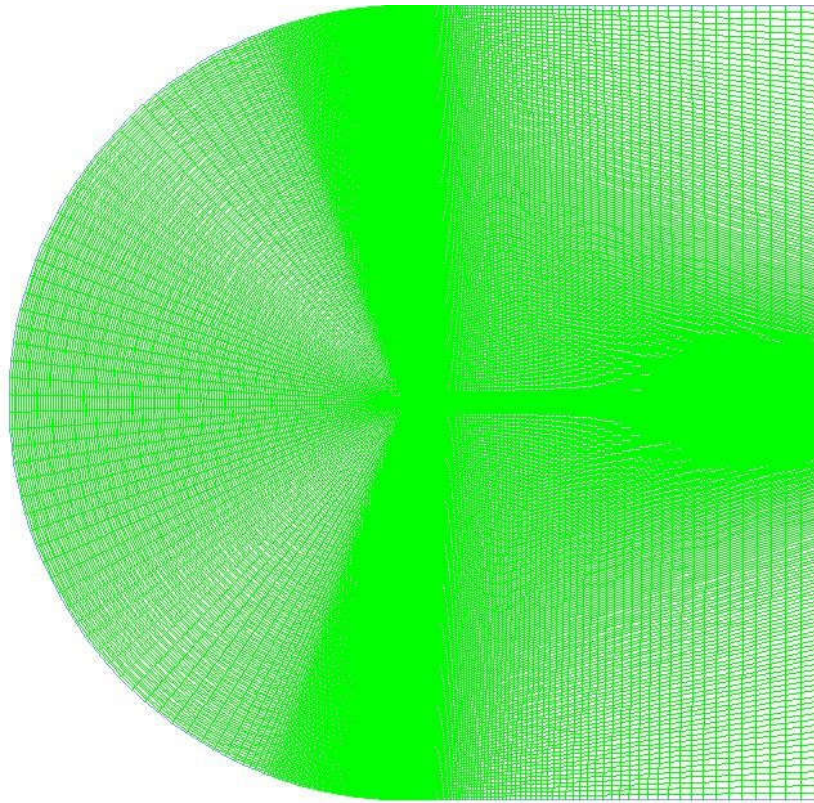


Fig.2.5: C-mesh

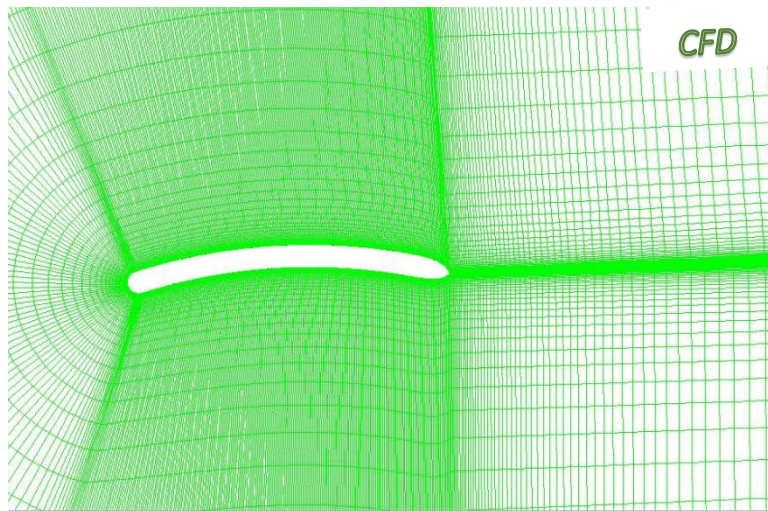


Fig.2.6: Particolare della mesh nei pressi del profilo arc80

Per la generazione della mesh si è partiti da una mesh generata per studiare la formazione di bolle laminare i bassi numeri di Reynolds per un NACA0018(*Improvements in performance estimation of wind turbine blade airfoils at low Reynolds Number*), tale mesh è stata poi modificata per adattarsi ai nostri profili; L'altezza del primo strato di celle è imposto imponendo $y^+ \approx 1$ vicino alla parete del profilo per un corretto trattamento dello strato limite con il modello di turbolenza utilizzato.

2.1.2.1.3 Fisica del Problema

Turbolenza

I numeri di Reynolds utilizzati per le simulazioni sono gli stessi calcolati precedentemente, ovvero quelli a cui si trovano a lavorare i singoli profili alla velocità di progetto, ciò equivale a dire che la soluzione sarà di tipo turbolento.

Poiché ogni profilo è stato considerato come avente corda unitaria si è andato di fatto a imporre un Reynolds locale modificando il valore della viscosità locale, che sarà quindi differente per ogni profilo utilizzando la formula

$$\mu_{loc} = \frac{\rho V_{progetto} C_{unitaria}}{Re_{locale}} \quad (2.3)$$

Il modello di turbolenza più appropriato per questa tipologia di problema utilizzerà un solver basato sulle equazioni di Navier-Stokes mediate alla Reynolds, alle quali spesso ci si riferisce come RANS o Reynolds Averaged Navier-Stokes; sono equazioni di Navier-Stokes dove le grandezze risultano non più istantanee, ma mediate in un certo periodo di tempo, sufficientemente piccolo rispetto ai fenomeni che si vogliono seguire, sufficientemente grandi rispetto ai disturbi della turbolenza.

Nella CFD, l'obiettivo generale è cercare di risolvere le equazioni di Navier Stokes per un dato problema. Sfortunatamente la lunghezza e la scala temporale (la scala di Kolmogorov) necessarie per risolvere completamente tali equazioni attraverso la simulazione numerica diretta (DNS) in un dominio di un 1 m^3 , necessitano di una griglia molto sottile costituita da circa 10^{15} elementi e di un passo temporale molto piccolo.

Esistono di fatto dei modelli di risoluzione diretta ma sono utilizzati per una tipologia di problemi molto specifici e semplici, o come strumento di validazione per altri modelli turbolenti.

Il metodo comunemente utilizzato per risolvere le equazioni di Navier-Stokes è pertanto quello di utilizzare modelli empirici, derivati da analisi sperimentale e principi base della fluidodinamica computazionale. La famiglia di modelli RANS sono i più comunemente utilizzati in applicazioni commerciali, e permettono di ottenere un buon equilibrio tra un data risoluzione di griglia e l'accuratezza dei risultati.

Modelli RANS:

Un modello comunemente usato per l'analisi dei profili è il modello Spalart-Allamaras. Con una sola equazione mediata alla Reynolds da risolvere; tale modello risulta economico e ha un ampio utilizzo in applicazioni aerospaziali. Tuttavia la geometria in questo studio particolare è in realtà molto diversa da un profilo aerodinamico classico; poiché i nostri profili risultano molto ricurvi sottile, si comportano essenzialmente come delle lastre curve. Il modello Spalart-Allamaras non risulta essere stabili al di fuori delle applicazioni aerospaziali convenzionali, si tende quindi a utilizzare un modello RANS alternativo.

Per il nostro studio si è optato per un modello SST k- ω , (Shear stress Transport), un ibrido di due dei più comuni e ben noti modelli RANS utilizzando i migliori aspetti dei due modelli k- ϵ e k- ω . All'interno dello strato limite, si applica il modello k- ω , che è in grado di modellare attraverso il sub-strato viscoso, si utilizza invece il modello k- ϵ nel flusso esterno allo strato limite.

Tempo del problema

Poiché ci si aspetta che i vortici si formino nella scia, il problema può essere considerato quasi stazionario. Un risolutore stazionario implicito verrà utilizzato per garantire che il problema converga alla soluzione corretta.

2.1.3 Risultati

2.1.3.1 Portanza e Resistenza

I profili sono stati analizzati un range di angoli compreso fra 0° e 18° ; Ogni calcolo ha richiesto dalle 20 alle 30 ore di tempo per ogni singolo angolo di attacco. I risultati ottenuti tramite CFD sono stati "estesi" in un range compreso fra i -4° e i 20° tramite l'utilizzo di un foglio di calcolo AirfoilPrep_v2.02.01 della Windward Engineering gentilmente concesso dalla NREL.

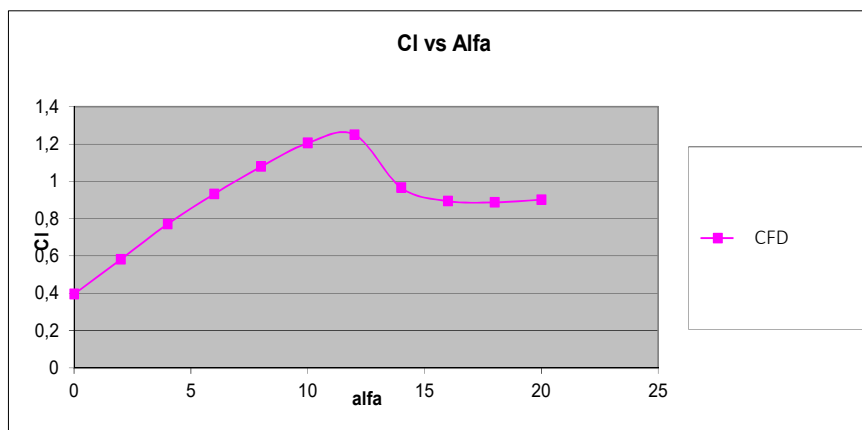


Fig.2.7: Distribuzione di portanza per il profilo arc87 a Re_{177265}

Si riportano di seguito i risultati ottenuti per gli 8 profili

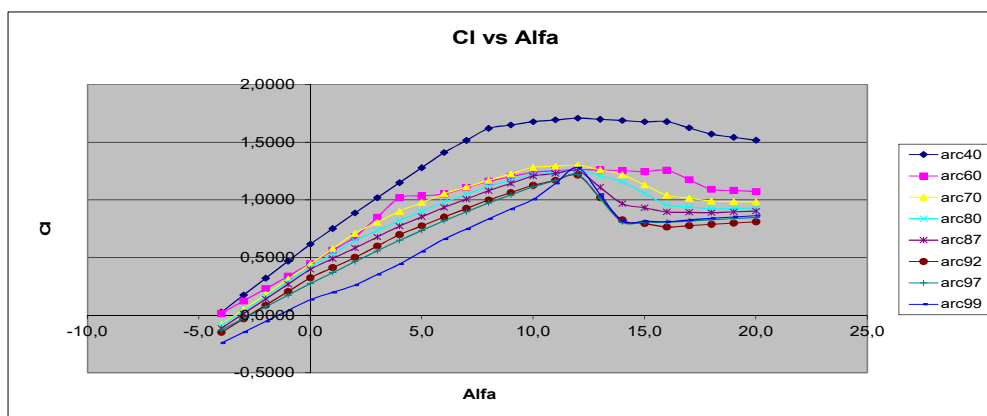


Fig.2.8: Distribuzione della portanza per gli 8 profili studiati

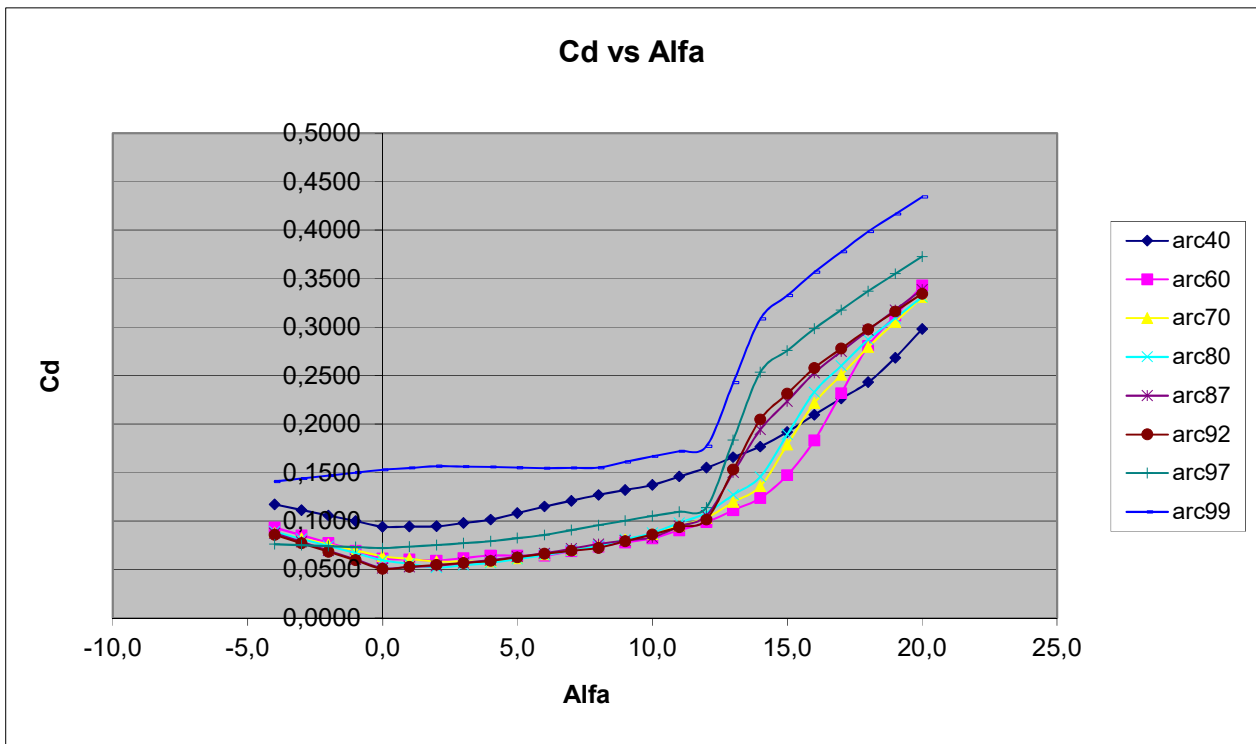


Fig.2.9: Distribuzione della resistenza per gli 8 profili studiati

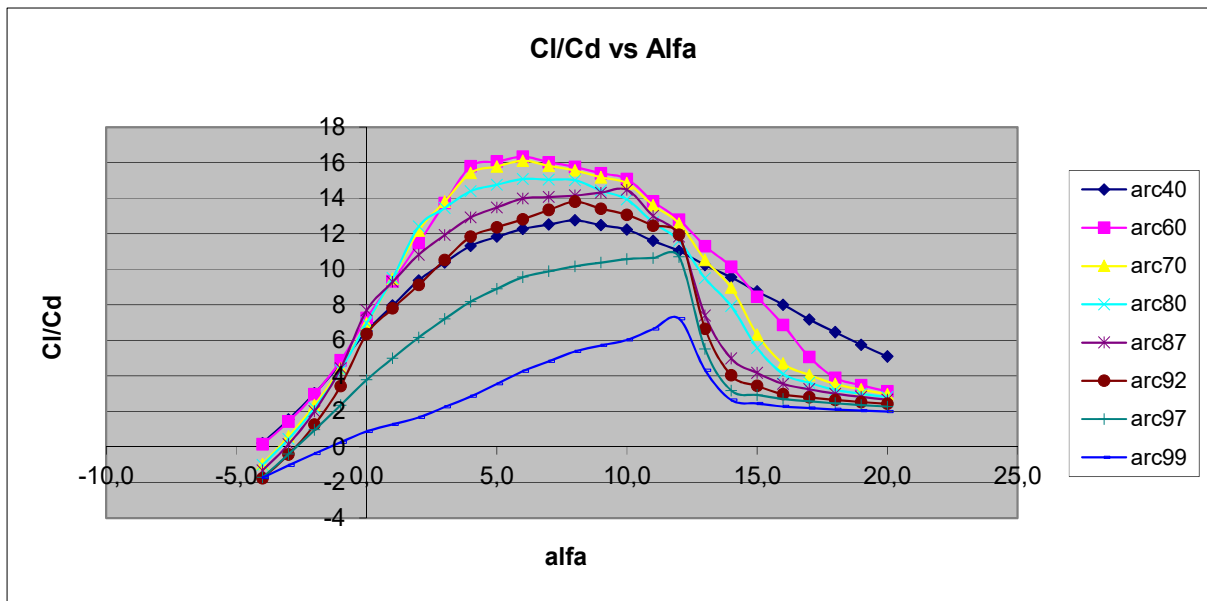


Fig.2.10: Distribuzione di Efficienza Aerodinamica per gli 8 profili studiati

2.1.3.2 Osservazioni sul flusso

Come si può notare dall'analisi dei risultati la maggior parte dei profili presentano degli stalli dolci e solo gli ultimi tre profili(arc 92 arc 97 e arc 99) presentano degli stalli bruschi,si noti ad esempio il campo di moto attorno al profilo arc 92 ad alfa 16 presenti una separazione del flusso sul dorso del profilo con presenza di scia(CI=0.76)

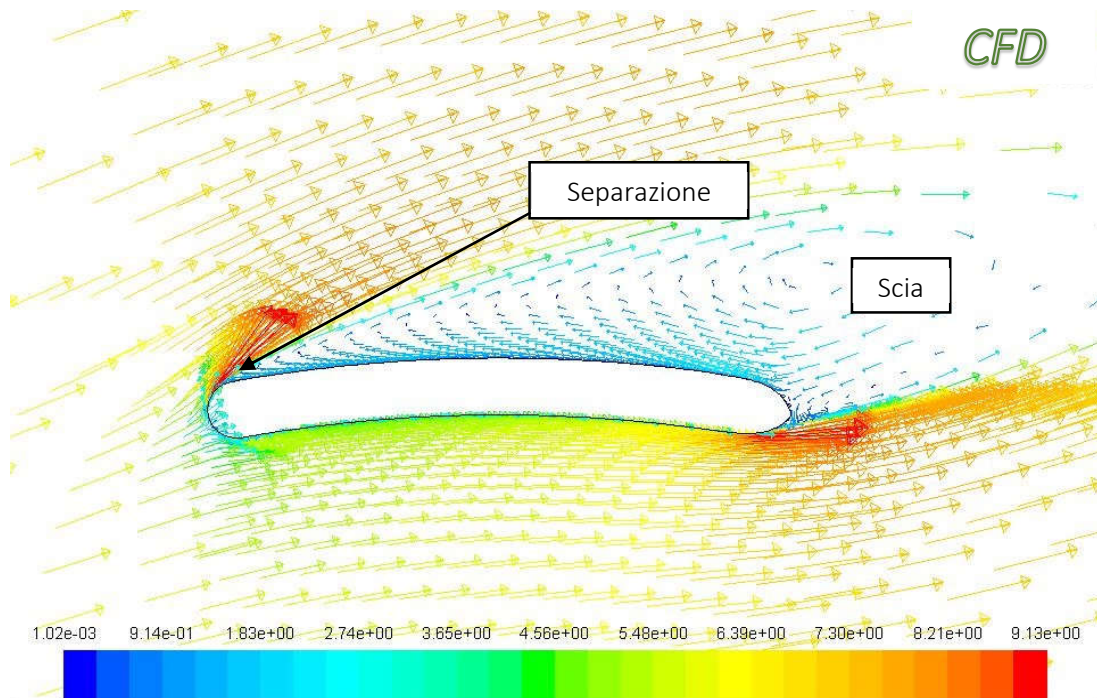


Fig.2.11: Distribuzione della velocità attorno al profilo Arc92 Alfa 16, rappresentazione vettoriale

Anche se tale condizione non risulta particolarmente preoccupante poiché in condizioni di funzionamento nominale il flusso investirà il profilo ad angoli minori rispetto a quello di stallo. Si osserva inoltre come i profili posti all'estremità della pala (arc92 arc97 arc99) presentino delle scie turbolente anche a bassi angoli di attacco, si porta come esempio la distribuzione di velocità del profilo arc99 ad alfa 2°(CI=0.589).

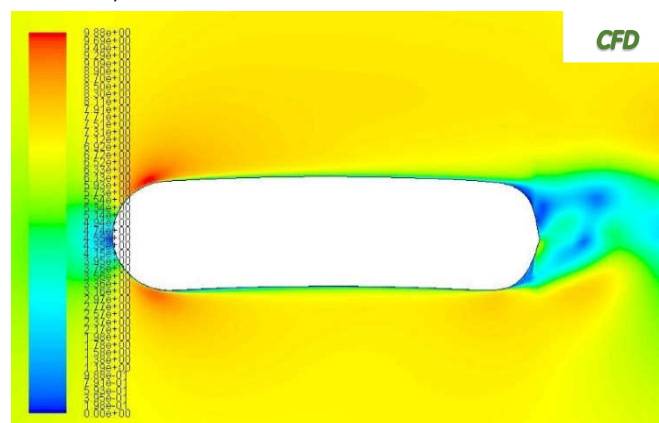


Fig.2.12: Distribuzione della velocità attorno al profilo Arc99 Alfa 2, rappresentazione tramite iso aree

Tali scie generano soprattutto per il profilo arc99 un andamento oscillante nei coefficienti Aerodinamici come si può notare dalla figura seguente, tale effetto è molto meno marcato in Arc92 e Arc97.

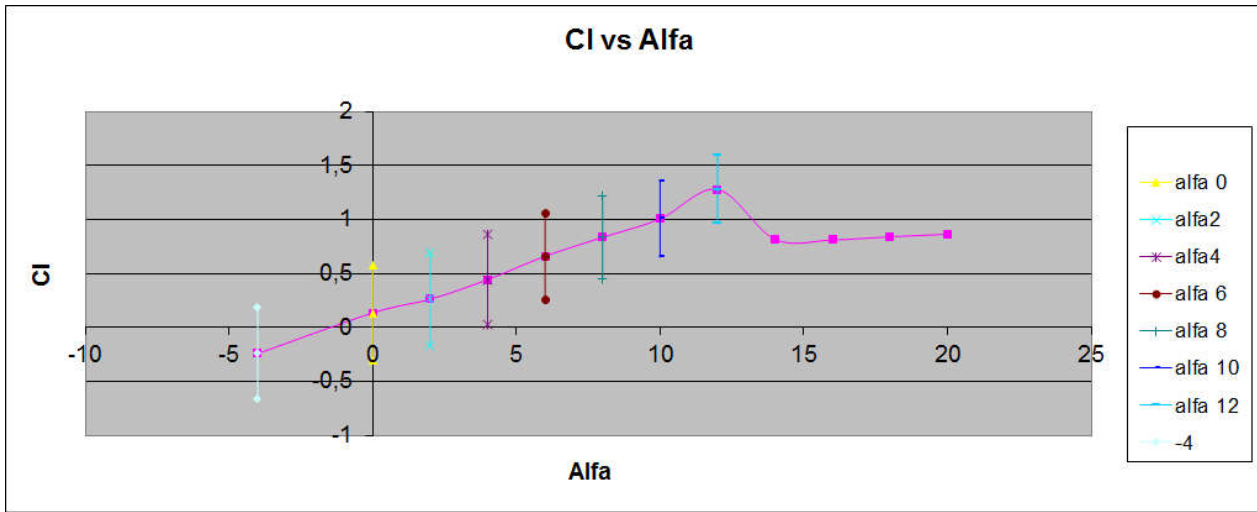


Fig.2.13: Coefficiente di portanza per il profilo arc99

Per i profili molto curvi, quindi quelli più prossimi al centro di rotazione del rotore, ad esempio per l'arc40 a bassi angoli di attacco(alfa=4 $Cl=1.247$) si osserva una zona di separazione sul dorso, in contrasto con quello che dovrebbe essere il comportamento aerodinamico di un profilo appositamente progettato per applicazioni eoliche, esso infatti dovrebbe manifestare un flusso attaccato per un ampio range di angoli di attacco; si nota inoltre come l'ombra del bordo di attacco crei un di ricircolo del flusso nella zona ventrale.

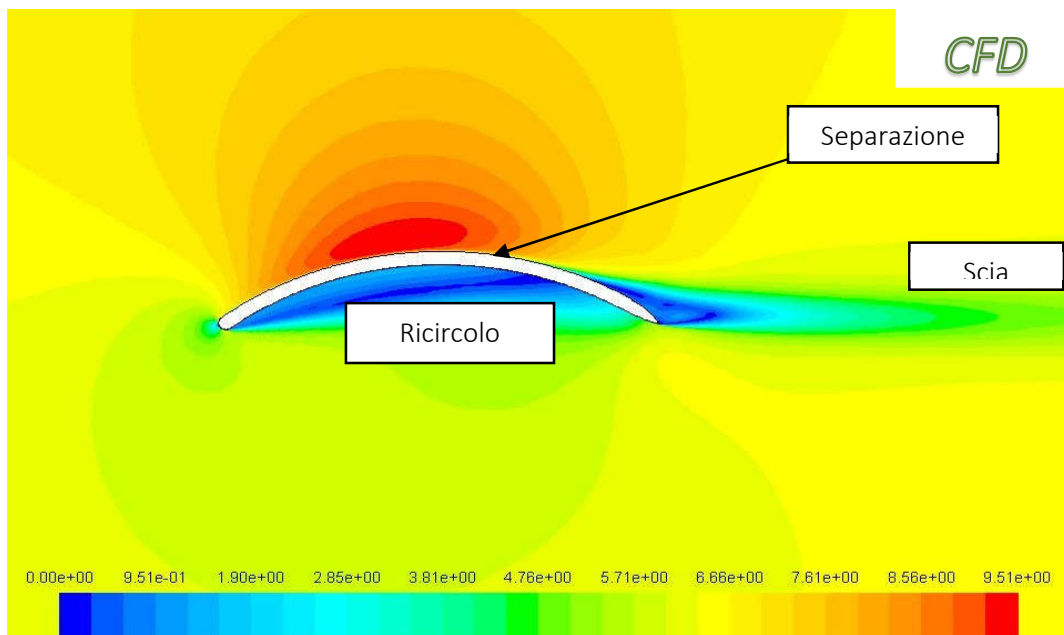
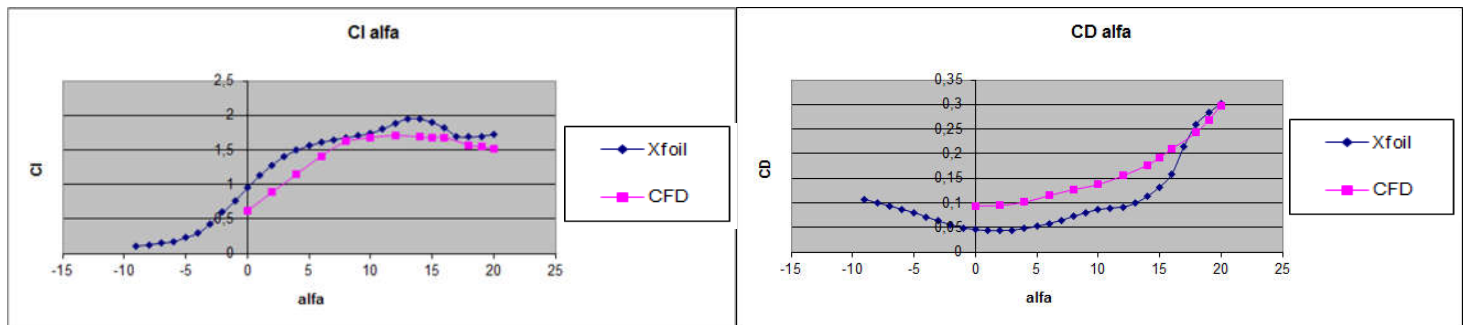


Fig.2.14: Distribuzione della velocità attorno al profilo Arc40 Alfa 4, rappresentazione tramite iso aree

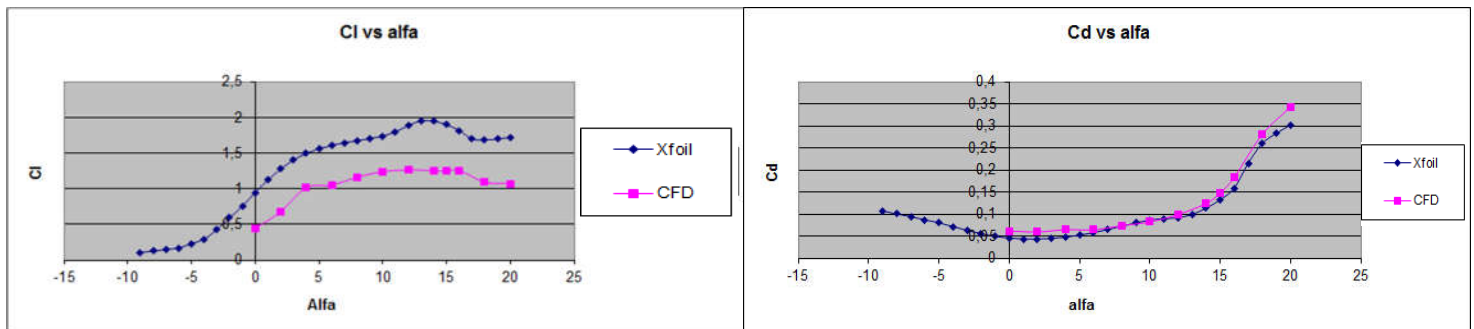
2.1.3.3 Confronto risultati Xfoil CFD

La natura turbolenta del flusso, per molti degli angoli analizzati, dovuta alla particolare forma dei profili e ai bassi numeri di Reynolds ci ha portato a pensare che il software Xfoil non potesse essere utilizzato come fonte affidabile per la predizione del comportamento aerodinamico; a tal proposito si è provveduto ad analizzare gli otto profili con il software xfoil e si sono confrontati i risultati ottenuti con quelli ricavati tramite CFD.

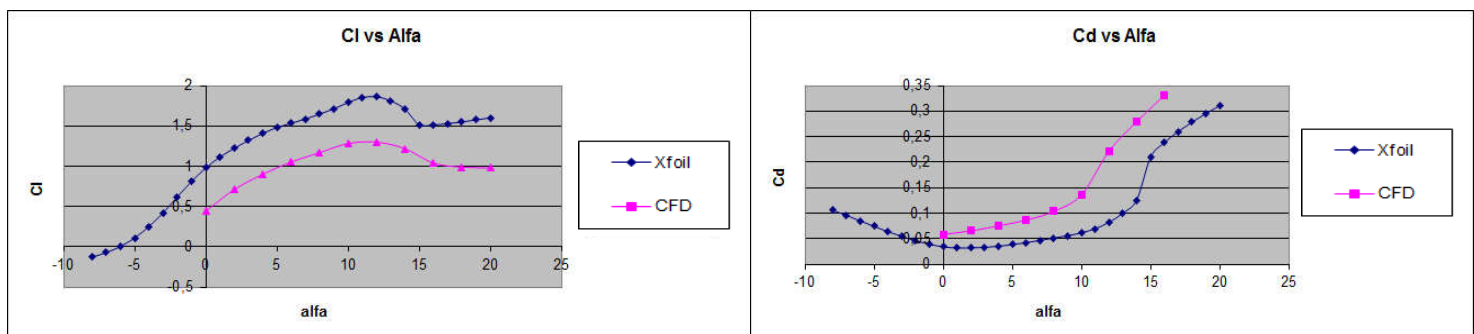
Arc40



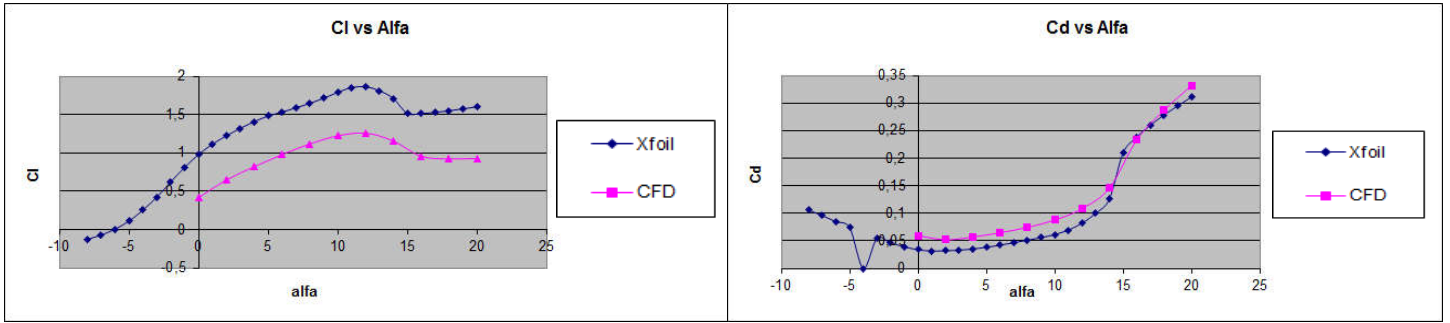
Arc60



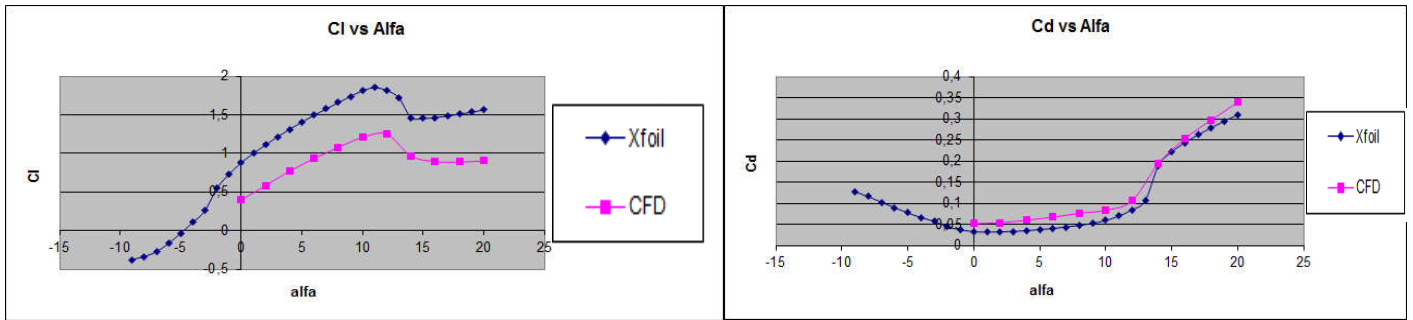
Arc70



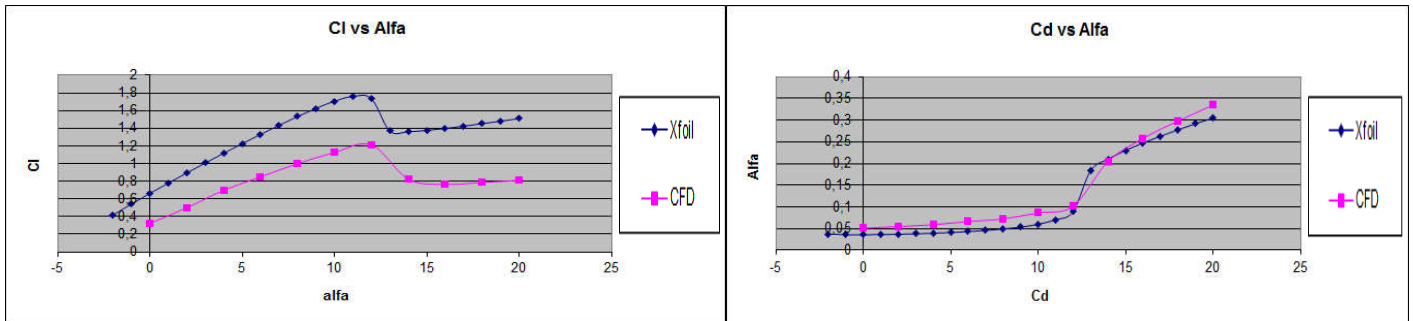
Arc80



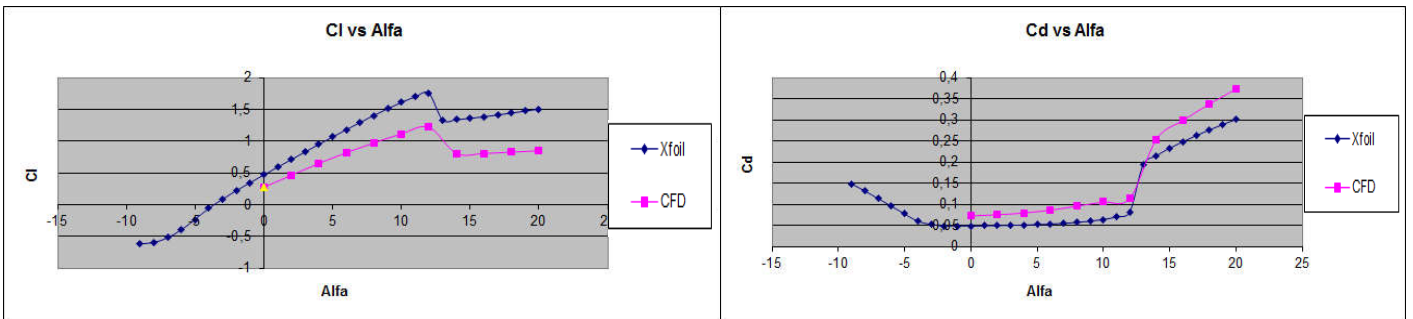
Arc87



Arc92



Arc97



Arc99

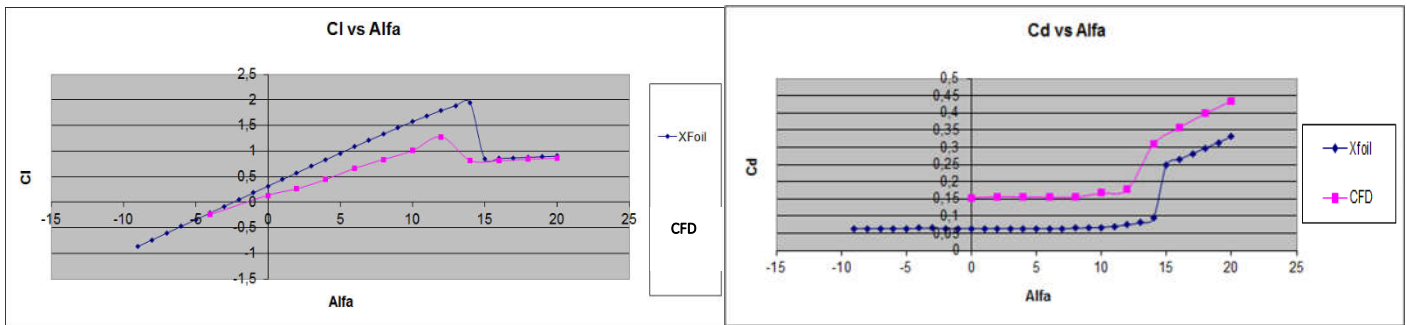


Fig.2.15: Confronto fra Cl e Cd calcolati con CFD e Xfoil

Il primo problema riscontrato in Xfoil è stata la difficoltà di portare a convergenza i calcoli per angoli di attacco superiori ai 6° , si è quindi agito sul numero di iterazioni e in alcuni casi, aumentando il numero di pannelli che costituivano il bordo di attacco. Si vede come la tendenza generale Xfoil rispetto al CFD tende a sovrastimare il coefficiente portanza e di resistenza; tale sovrastima è in generale più marcata per quanto riguarda il coefficiente di portanza.

Per le fasi successive di progettazione aerodinamica della pala e per la stima del comportamento aerodinamico del rotore si sono quindi utilizzati i risultati ottenuti tramite CFD.

Confronto risultati CFD dati sperimentali

Si sono ricercati in letteratura dei risultati che potessero validare le analisi effettuate tramite CFD, In particolare per l'Arc60, un profilo che presenta una curvatura del 10,30% spessore 5,51% rispetto alla corda analizzato a $Re\ 184551$, si è trovata una corrispondenza in una pubblicazione della Naca su prove sperimentali ottenute per un profilo a lastra curva con spessore del 10% studiato a $Re200000$, si riporta di seguito il confronto fra le caratteristiche dei due profili.

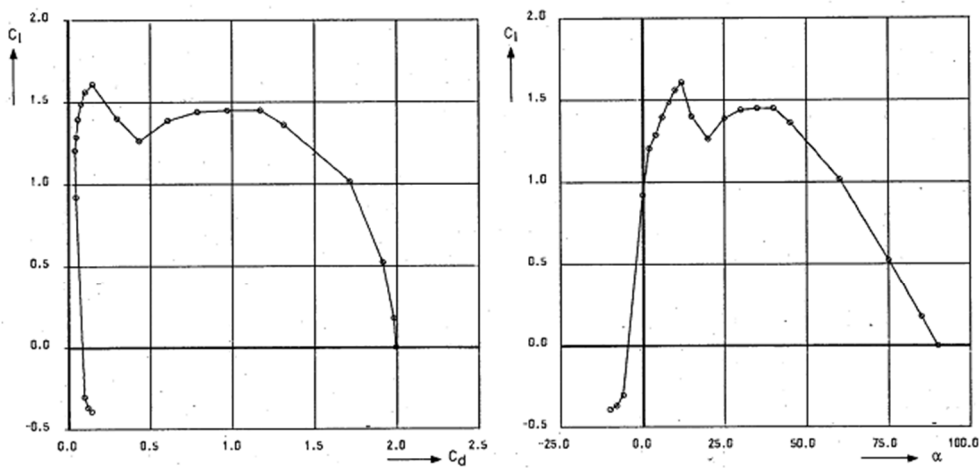


Fig.2.16: Dati sperimentali Naca per lastra curva spessore 10% $Re200000$

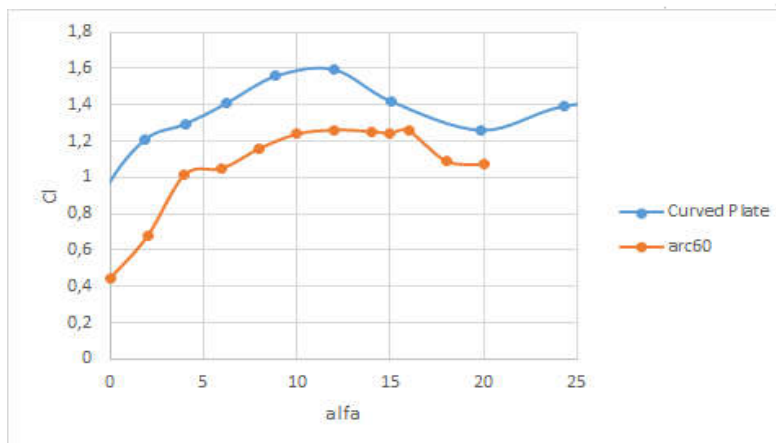
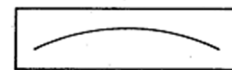


Fig.2.17: Arc60 $Re183000$

Come si può notare i risultati appaiono confrontabili, sebbene quelli ottenuti tramite CFD sembrano leggermente più piccoli, tale fenomeno può essere dovuto al minor numero di Reynolds a cui sono stati effettuate le prove con il software CFD. Di seguito il confronto fra i valori numerici dei due profili.

	Condizione per $(Cl/Cd)_{max}$			Condizione per lo stallo		Cd_{min}
	Alfa	Cl/Cd	Cl	Alfa di stallo	Cl	
Arc60	6	16,33609	1,0502	12	1,262134	0,059135
CurvedPlate	6	23	1,3	12	1,6	0,06

Sebbene siano stati trovati dati per un solo profilo analogo a quelli studiati questo lascia ben sperare sul fatto che il modello utilizzato possa rappresentare in maniera affidabile la fisica del problema e che quindi i risultati ottenuti tramite CFD possano essere considerati affidabili.

2.1.4 Progetto del Rotore

Per determinare i coefficienti dei profili al di fuori della zona del lineare è stato utilizzato un codice Matlab (poststall.m) che permette di estrapolare il comportamento del profilo sino a 90°.

Per la regione chiamata di “shallow stall” (stallo poco profondo) oltre i 40°, il profilo viene considerato come una lastra piana con forze normali e tangenziali costanti. Per gli angoli di attacco compresi fra 20 e 40°, si sono utilizzate le seguenti formule per la determinazione di resistenza e portanza.

$$C_l = C_{N \cos \alpha} - C_{T \sin \alpha} \quad (2.4)$$

$$C_d = C_{N \sin \alpha} + C_{T \cos \alpha} \quad (2.5)$$

Fra i 40° e 90° la zona detta di “deep stall” (stallo profondo), la portanza e la resistenza sono state trovate con l’equazione di Hoerner

$$C_l = K_l \sin \alpha \cos \alpha \quad (2.6)$$

$$C_d = K_d \sin^2 \alpha \quad (2.7)$$

Dove il valore di K_l ha un valore compreso fra 1.8 e 2.0 e il valore K_d è il coefficiente di resistenza per una lastra piana posta a 90°. Un valore approssimato per $C_{d=90^\circ}$ è 1.3 per applicazioni di tipo eolico. Con il metodo sviluppato da Hoerner, il profilo genera portanza nulla solo quando risulta

praticamente normale al flusso($\alpha=90^\circ$). Questa teoria valuta il profilo come una lastra piana, tale approssimazione risulta valida per la maggior parte di profili convenzionali in regime di post-stallo; ad ogni modo i profili dovrebbero lavorare nella zona lineare per la maggior parte del tempo. Questa approssimazione, permette di estendere i dati ottenuti con il CFD e utilizzarli nel codice BEM che ci permetterà di simulare le prestazioni del intero rotore e scegliere la forma migliore.

Esempio di polare valutata con il codice poststall.m sfruttando le formule (2.6) -(2.7)

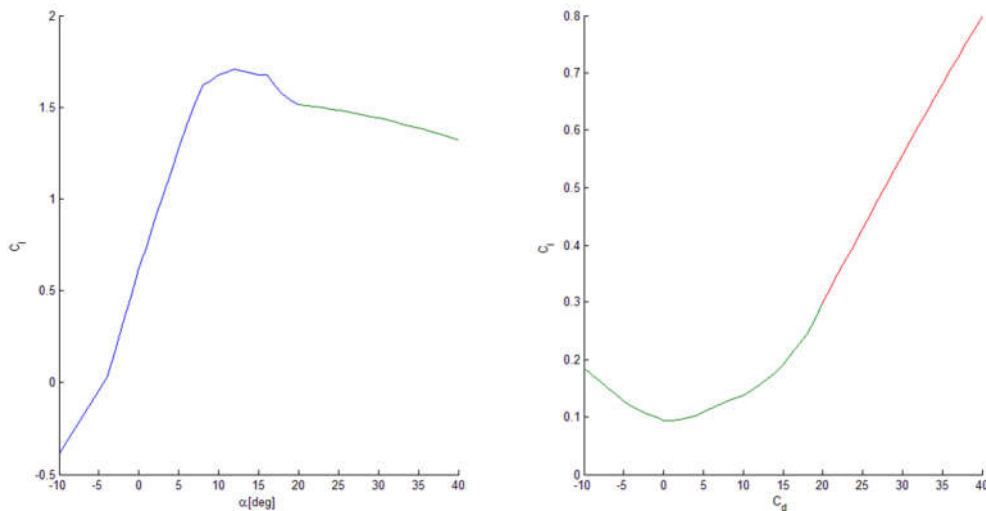


Fig.2.18: Polari Arc40 estese con poststall.m

A questo punto si è creato un catalogo virtuale delle polari per gli otto profili, di ogni profilo sono noti i coefficienti aerodinamici in un range di angoli compresi fra -30° e 90° .

Si è a questo punto utilizzato un codice per progettazione di rotori eolici chiamato RotorDesign.

La geometria ottenuta dalla soluzione approssimata (AproxSolForPipeRotor.m) viene fissata come valore di partenza, in maniera iterativa rispetto alla distribuzione delle corde. Recuperando i valori dei coefficienti di portanza, resistenza e angolo di attacco immessi nel catalogo virtuale delle polari, è possibile determinare le polari per ogni corda della pala. I valori di corda e di twist ottenuti sono poi reiterati nel codice sino ad ottenere dei valori convergenti.

Si immette come parametro di progetto un valore del Cl e del TSR; il codice fa in modo che a quel TSR i profili lavorino al Cl di progetto agendo quindi sul angolo di twist e ottenendo di fatto una determinata forma per il rotore.

Utilizzare un dato valore del Cl al posto del rapporto L/D da vantaggi da un punto di vista strutturale facendo in modo che la distribuzione di carico si uniforme lungo la singola pala.

Modificando quindi il valore del C_l di progetto si sono ricavate varie forme, tali forme sono state poi confrontate tramite un ulteriore codice che permette di prevederne le curve di potenza e le distribuzioni di carico a vari range di funzionamento; si sono quindi selezionate due forme rispettivamente $C_l .85$ e $C_l 0.9$, dal confronto diretto si è notato che la prima forma presenta valori del C_p mediamente più alti per la maggior parte dei tsr di funzionamento, si è quindi deciso di procedere con la progettazione utilizzando $C_l 0.85$ come valore di progetto.

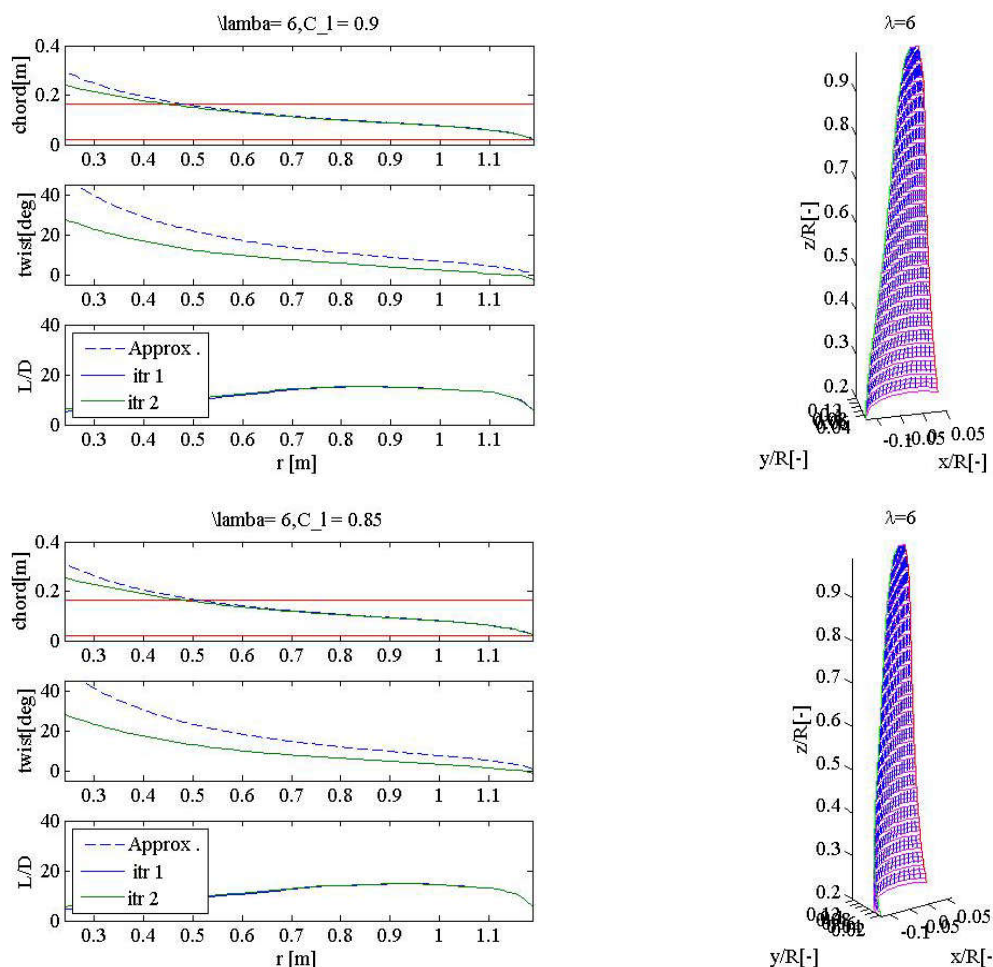


Fig.2.19: Figura a sinistra distribuzione di corde, angolo di twist ed efficienza per le due forma scelte; a destra una rappresentazione 3d delle due pale

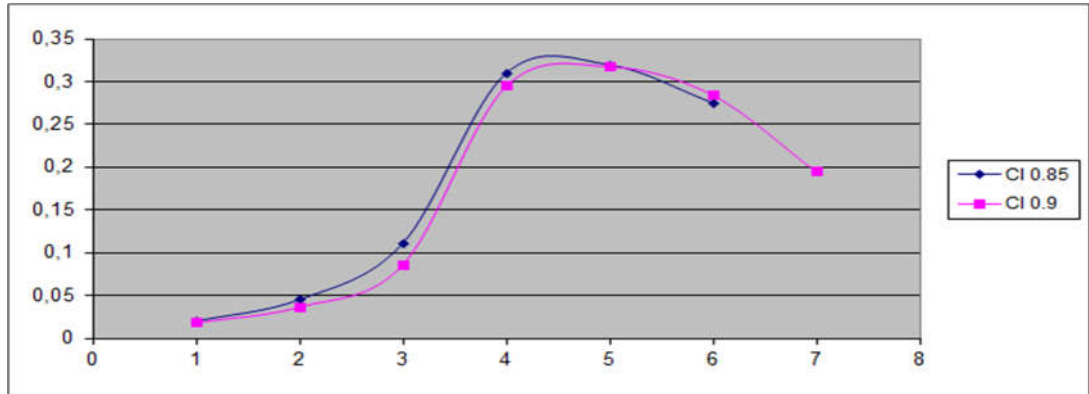


Fig.2.20: Confronto fra i C_p del $C_l 0.85$ e $C_l 0.9$

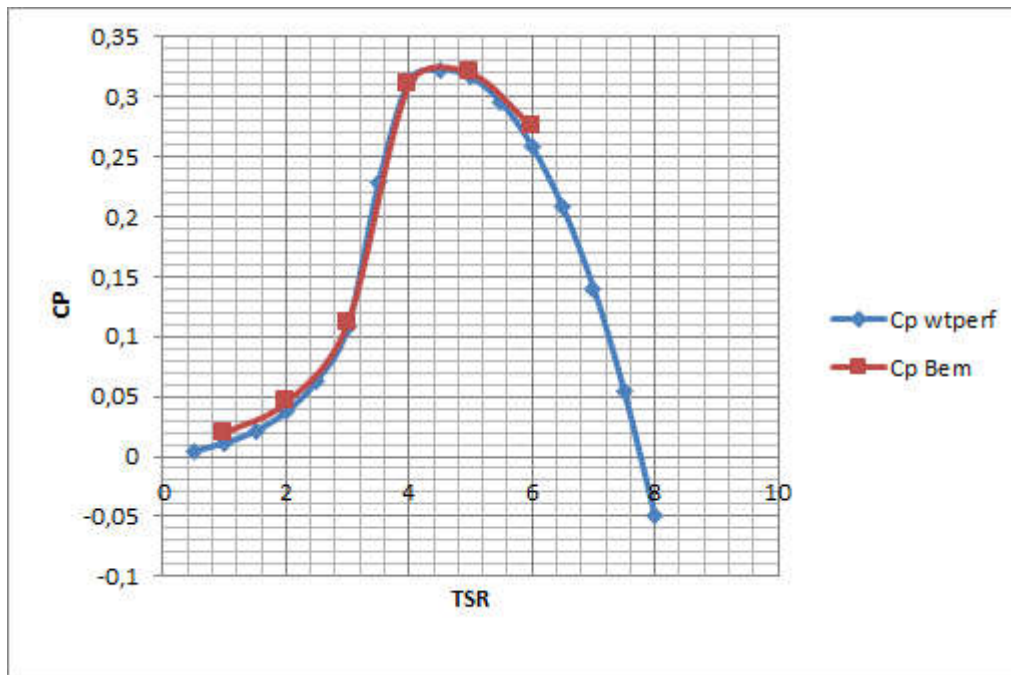


Fig.2.21: Confronto fra il Cp calcolato con Matlab e Wtperf

Utilizzando un codice BEM si è fatta una stima del comportamento del rotore e si sono determinati i carichi a vari regimi di funzionamento ,per una maggiore preciosine si è utilizzato un codice Wtperf utilizzato commercialmente per la stima delle prestazioni delle turbine eoliche ,tali risultati sono stati confrontati con quelli determinati tramite il codice Bem.

Come si può notare dal grafico i risultati dei due codici sono abbastanza simili, il vantaggio del Wtperf consiste nel riuscire a ottenere risultati per un range di tsr più esteso.

Si riportano di seguito i carichi per vari venti:

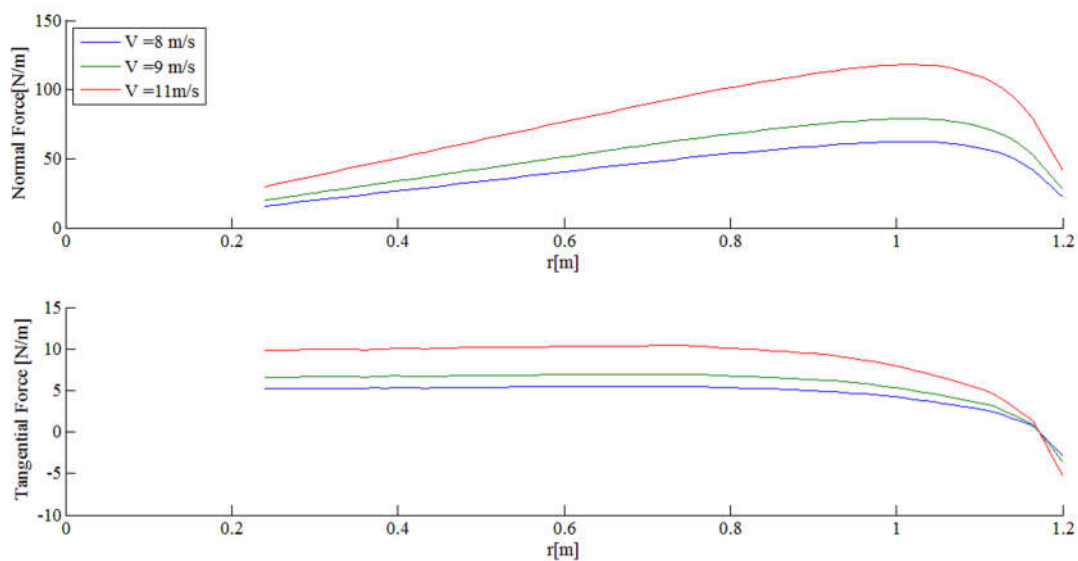


Fig.2.22: Carichi agenti sul rotore a differenti regimi di Funzionamento

Si specifica che inizialmente il generatore da accoppiare al rotore doveva essere da 300w in seguito a calcoli effettuati sui generatori in commercio si è optato per un generatore da 400w con conseguente aumento della velocità di rate da 6.5m/s a 8m/s, tale valore non influisce sui Reynolds a cui si sono determinati Cl Cd se non in maniera praticamente trascurabile.

Il carico in punta è stato volutamente settato a zero.

Le varie velocità analizzate corrispondono alle seguenti condizioni:

- 8m/s velocità di progetto a cui si ottiene la potenza nominale del generatore da 400w
- 9m/s velocità a cui si sviluppa un potenza di 540w potenza max. erogabile del generatore
- 11m/s massima velocità operativa stimata.

2.2 STUDIO STRUTTURALE

2.2.1 Creazione modello agli elementi finti

A partire dai valori dei carichi ricavati dalle simulazioni di funzionamento effettuate con il codice Bem si è effettuato una serie di simulazioni strutturali tramite un software basato sul metodo degli elementi finiti(F.e.m.).

Per arrivare al modello agli elementi finali si seguono delle fasi fondamentali,

Modellazione: I dati geometrici ottenuti dai codici Matlab sono stati utilizzati per realizzare un modello tridimensionale della pala tramite software di disegno Cad.

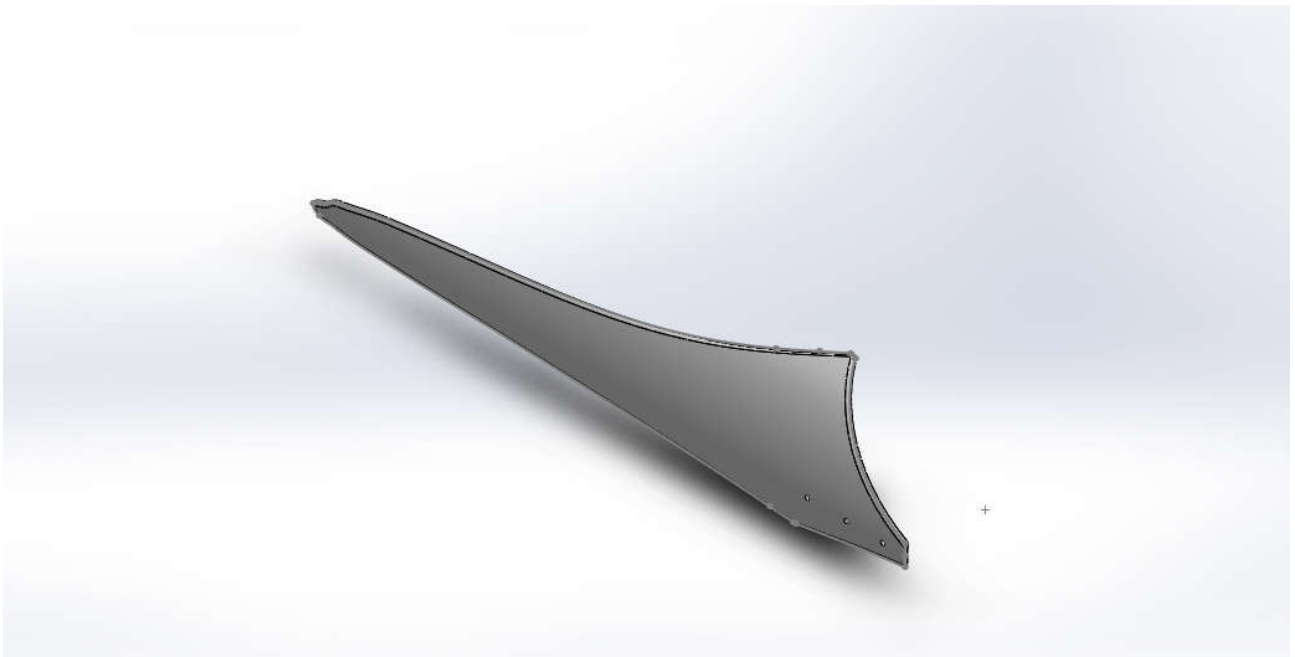


Fig.2.23: Modello Cad della singola pala

Discretizzazione: Il modello realizzato tramite Cad è stato poi caricato nel tool per l'analisi f.e.m., tramite il quale è stato possibile realizzare la mesh del oggetto, la definizione dei vincoli, la definizione dei carichi applicati alle varie condizioni di funzionamento. Per la discretizzazione del modello si è utilizzata una mesh ad elementi tridimensionali basata su curvatura, selezionando come dimensione minima dell'elemento di mesh un dimensione di 1.5 mm e 26mm la massima (il software esegue il calcolo sul elemento di curvatura minima come controllo).



Fig.2.24: Mesh basata su curvatura

Vincoli: In corrispondenza dei tre fori di accoppiamento del rotore con il supporto che collegherà la pala al mozzo collegato al generatore si sono applicati tre vincoli di tipo fisso o incastro (frecche verdi in fig.2.24)

Carichi: Sulla pala agiranno due forze

-Forza tangenziale rappresentata come un carico parabolico normale alla superficie interna della pala ricavabile dai valori della forza normale ottenuti con il Bem (Frecche rosse tangenti alla superficie fig. 2.24)

-Forza centrifuga dovuta alla rotazione propria del rotore rappresentata come un forza centrifuga agente sull'asse di rotazione del rotore

Il programma di simulazione prevede l'inserimento delle caratteristiche fisiche del materiale utilizzato per la simulazione, forniti dall'azienda che produce il tubo in PVC (Plastmec).

Nome:	PVC SN2
Tipo di modello:	Isotropico elastico lineare
Fallimento di default:	Sollecitazione massima von Mises
Snervamento:	50MPa
Resistenza alla trazione:	30MPa
Modulo elastico:	3200 MPa
Coefficiente di Poisson:	0.394
Densità di massa:	1500 kg/m³
Modulo di taglio:	318.9 MPa

Scheda materiale basata sui dati PVC ISO 527

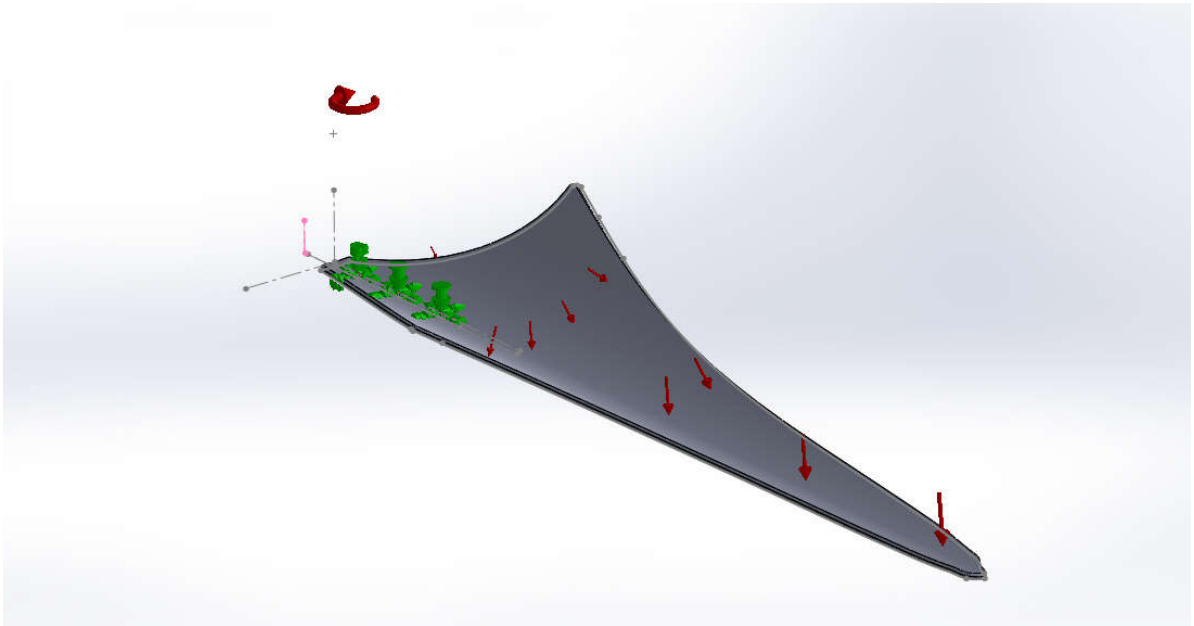


Fig.2.25: Vincoli e carichi

Si sono analizzati 3 casi studio; poiché le deflessioni sono di primaria importanza per questo tipo di analisi, sono state trascurate le forze tangenziali.

- 1) Velocità del vento di 8 m/s, 360 RPM (condizione a cui si generano 400w).
- 2) Velocità del vento 9 m/s, 400 RPM (condizioni nominali del generatore da 540w)
- 3) Velocità del vento 11m/s e 550 RPM (per vedere come reagisce al pala in condizioni di possibile guasto meccanico al di messa in sicurezza a un elevato vento)

E' opportuno sottolineare che le analisi effettuate nel caso in cui la pala era sottoposta anche a carichi dovuti alla forza centrifuga sono state effettuate nell'ipotesi di non linearità geometrica.

Le condizioni di funzionamento sono state determinate tramite un codice che noti i datasheet del generatore permette di simulare il funzionamento in accoppiamento con il rotore progettato al variare della velocità del vento; come si può notare le condizioni scelte corrispondono al caso in cui il valore della resistenza è 2,5 ohm è stato scelto questo carico perché è il medesimo che viene utilizzato nei datasheet forniti dal produttore del generatore.

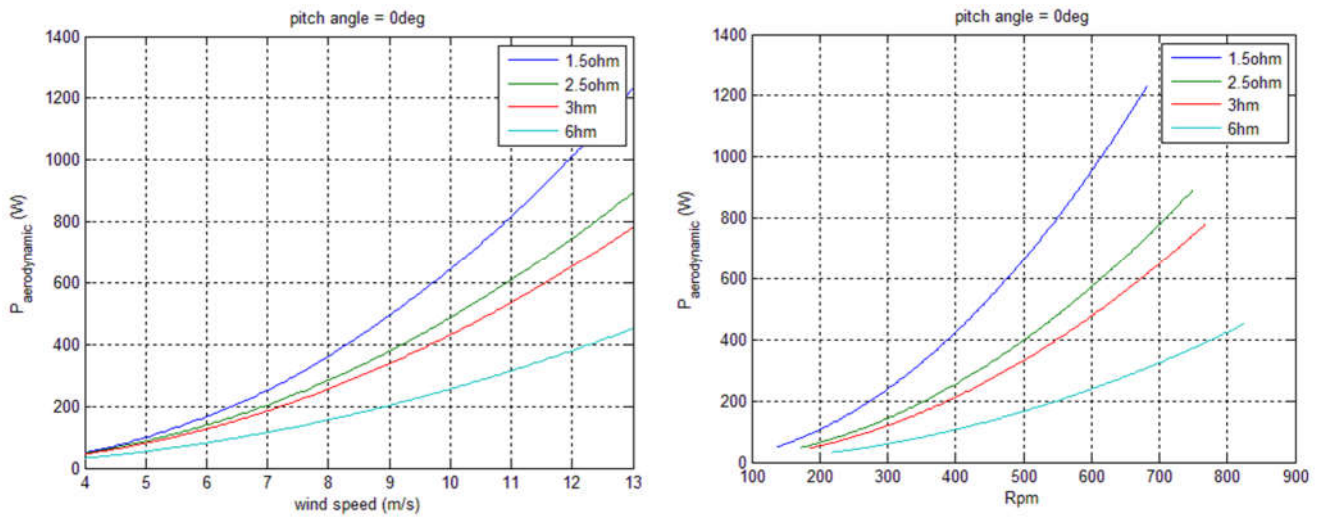
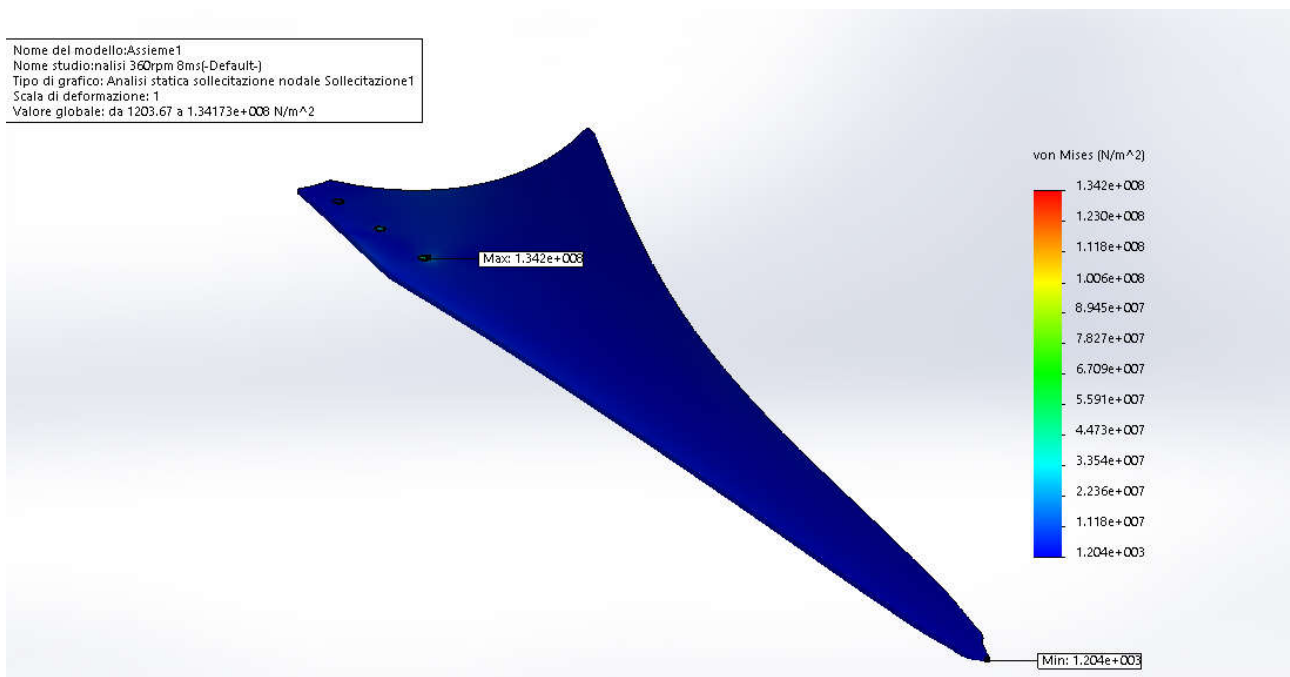


Fig.2.26: Simulazione dell'andamento della potenza a differenti carichi al variare del vento e degli rpm

2.2.2 Risultati

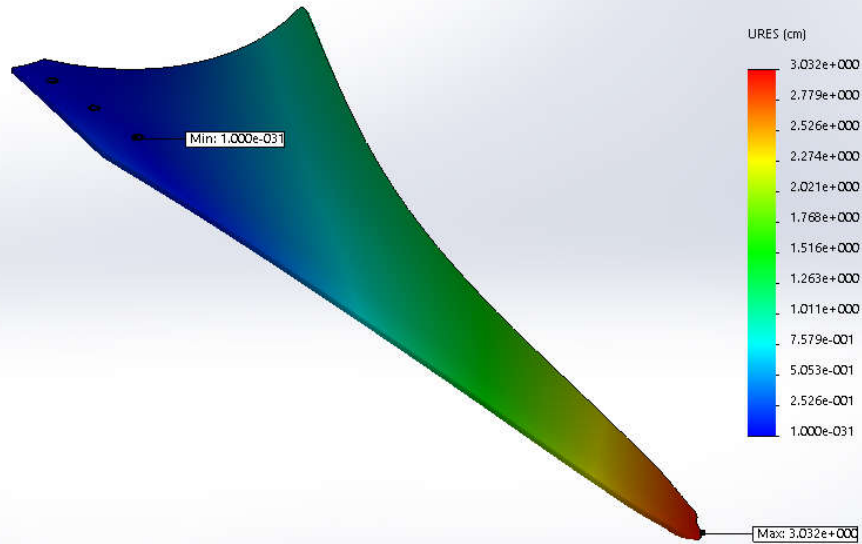
1) Velocità del vento di 8 m/s, 360 RPM

Sollecitazione: $Min 1.204e+03 \text{ N/m}^2$ $Max. 1.342e+008 \text{ N/m}^2$



Spostamento: *Min. 0 cm Max. 3.032 cm*

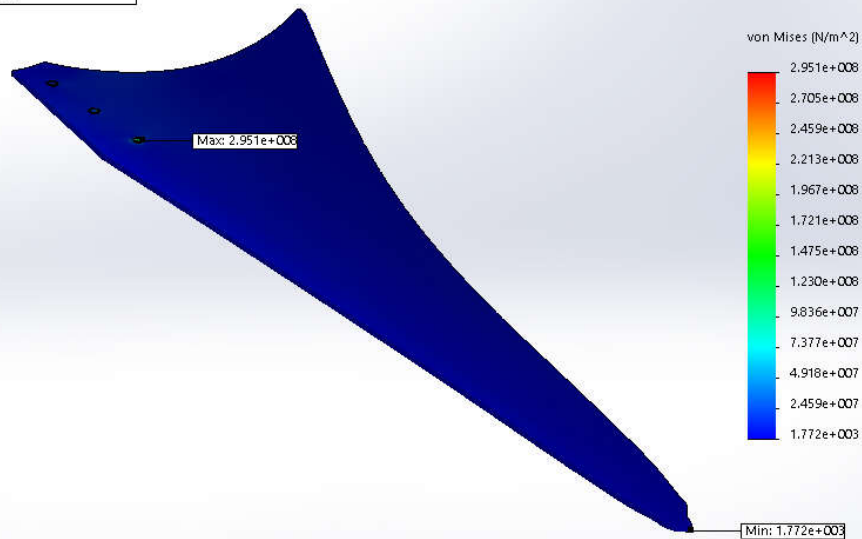
Nome del modello:Asieme1
Nome studio:analisi 360rpm 8ms(-Default-)
Tipo di grafico: Spostamento statico Spostamento1
Scala di deformazione: 1



2) Velocità del vento 9 m/s, 400 RPM

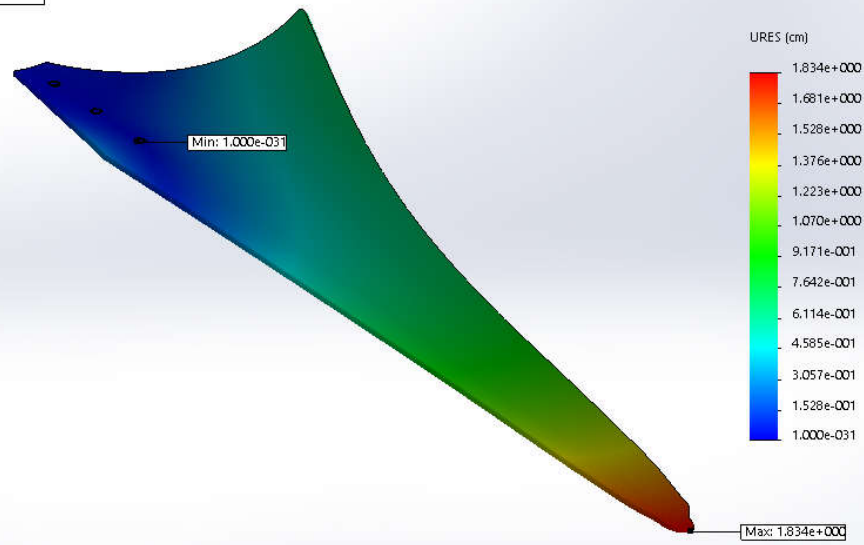
Sollecitazione: *Minq.772e+03 N/m^2 Max. 2.951e+008 N/m^2*

Nome del modello:Asieme1
Nome studio:analisi 400rpm 9ms(-Default-)
Tipo di grafico: Analisi statica sollecitazione nodale Sollecitazione1
Scala di deformazione: 1
Valore globale: da 1.772e+003 a 2.9508e+008 N/m^2



Spostamento: *Min. 0 cm Max. 1.834 cm*

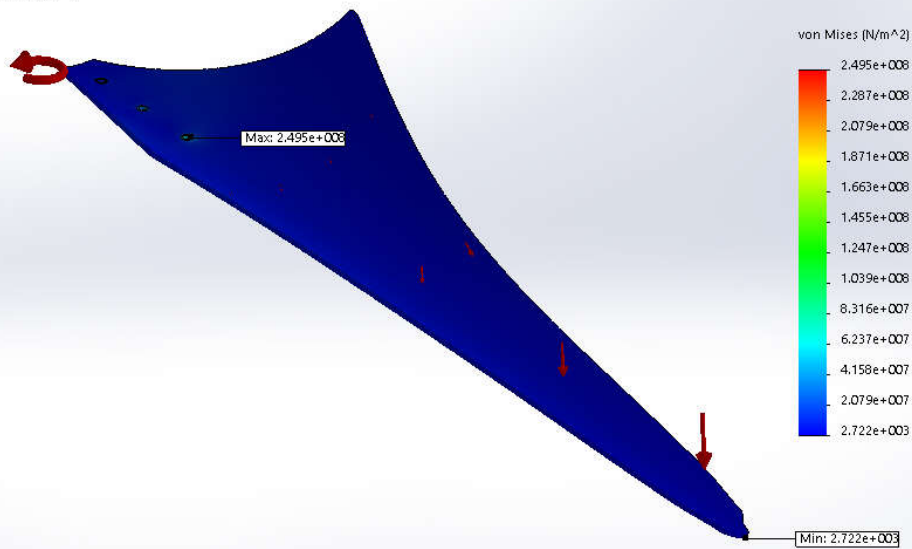
Nome del modello:Asieme1
Nome studio:analisi 400rpm 9ms{-Default-}
Tipo di grafico: Spostamento statico Spostamento1
Scala di deformazione: 1
Valore globale: da 0 a 1.83416 cm



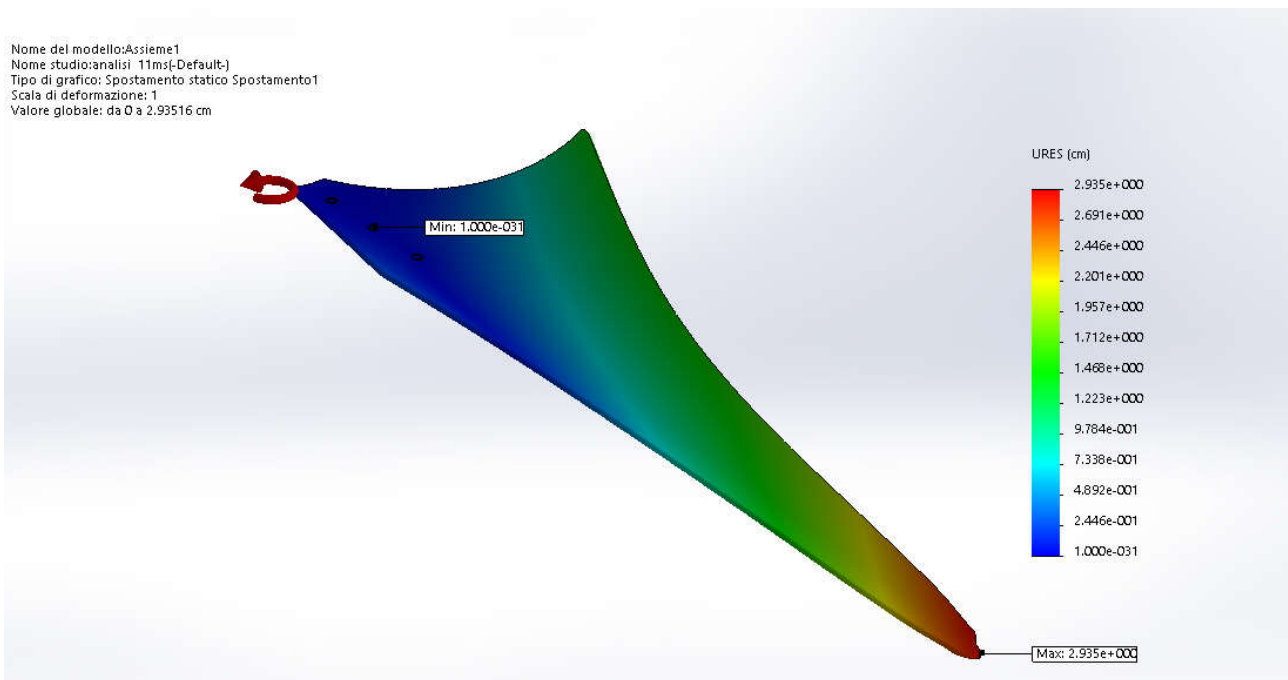
3) Velocità del vento 11m/s e 550 RPM

Sollecitazione: *Min 2.722e+003 N/m^2 Max. 2.495e+008 N/m^2*

Nome del modello:Asieme1
Nome studio:analisi 11ms{-Default-}
Tipo di grafico: Analisi statica sollecitazione nodale Sollecitazione1
Scala di deformazione: 1
Valore globale: da 2722.18 a 2.49471e+008 N/m^2



Spostamento: *Min. 0 cm Max. 2.935 cm*



2.2.3 Conclusioni

Si nota subito l'irrigidimento dovuto alla forza centrifuga che anche in presenza di carico aerodinamico maggiore genera delle deformazioni minori, si guardi a titolo di esempio il valore della deformazione nel primo e nel terzo caso. Le tre condizioni risultano sicure da un punto di vista strutturale essendo tutte lontane dal limite di snervamento anche se si utilizza un fattore moltiplicativo di sicurezza di 2,6 solitamente utilizzato in ambito eolico.

Anche le deformazioni risultano abbastanza contenute presentando una freccia massima di 3.032 cm del primo caso.

I risultati trovati dovrebbero essere validati sperimentalmente, e sarebbe inoltre necessario effettuare un test di fatica per determinare la vita media delle pale.

I risultati lasciano comunque ben sperare sul comportamento strutturale delle pale progettate.

Si è infine valutato che una distanza fra l'asse di rotazione del rotore e il palo di supporto di **13cm** è una distanza accettabile affinché durante la rotazione il rotore non vada a impattare la struttura di supporto.

2.3 REALIZZAZIONE DEL ROTORE

Partendo dai risultati ricavati si è passati alla fase realizzativa delle pale e del supporto di collegamento fra le pale e il generatore.

2.3.1 Realizzazione Pale

Il codice di calcolo Rotordesign utilizzato per progettare le pale dà in uscita la distribuzione di corde e l'angolo di twist e la distanza radiale (*Fig.2.19 sx rotore cl 0.85*), tali dati sono stati utilizzati per disegnare una maschera di taglio tramite software Cad

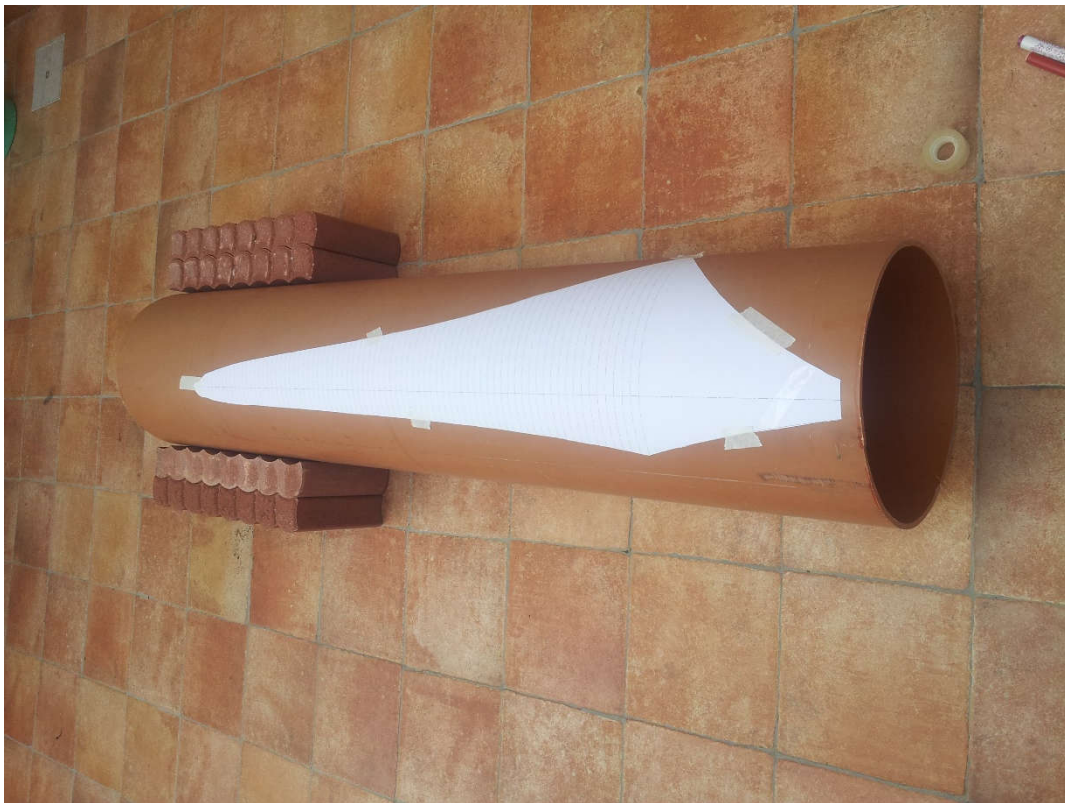


Fig.2.27: Tubo in PVC con maschera di taglio

Tale maschera è stata quindi applicata sul tubo e tramite l'utilizzo di seghetto alternativo con lama speciale per il taglio del PVC si è ricavata una forma grezza; la sagoma ottenuto è stata levigata tramite levigatrice rotorbitale in modo da ottenere un bordo di attacco arrotondato e un bordo di uscita appuntito.



Fig.2.28: Forma grezza



Fig.2.29: Forma ricavata dopo la levigazione

A differenza di quanto avviene nelle pale delle turbine comuni per questa tipologia di rotore non è possibile allineare i bordi di attacco dei profili che compongono la pala quindi questo è l'unico modo per avere un angolo di twist variabile lungo l'apertura.

2.3.2 Bilanciamento delle singole pale

Il rotore è per definizione un corpo che ruota per cui risulterà di fondamentale importanza per un corretto funzionamento verificare la perfetta equilibratura delle tre pale.

Per quanto le varie pale presentino pesi molto vicini fra di loro la tecnica di lavorazione è comunque di tipo manuale per cui risulta inevitabile che le tre pale avranno pesi differenti

Si procede per step in modo da ottenere un rotore bilanciato

1. Bilanciamento statico: Si procede all'equilibratura delle pale bilanciandole a due a due, a tal proposito si è realizzata una bilancia statica, la pala più pesante viene utilizzata come riferimento.

Il processo di bilanciamento avviene utilizzando una livella elettronica posta nel centro della bilancia statica, si aggiunge quindi peso in corrispondenza dei fori di accoppiamento con il supporto sin quando l'angolo misurato dalla livella risulta nullo; la distanza fra le pale e l'asse di rotazione della bilancia è la medesima distanza che esiste fra le pale e il centro di rotazione del rotore.

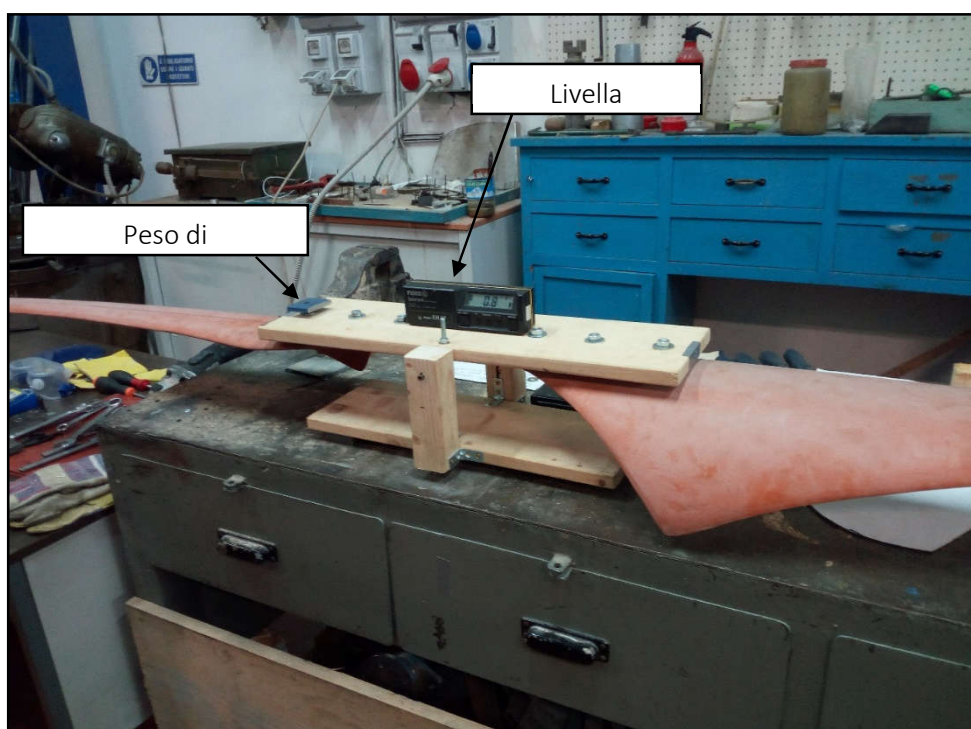
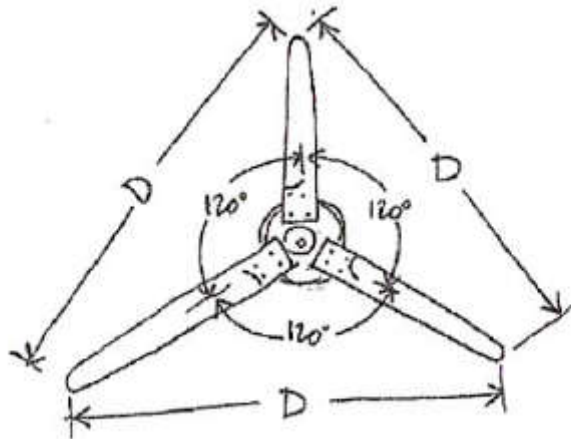
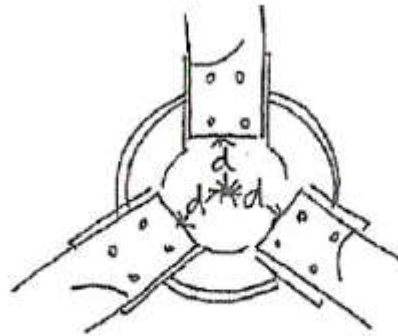


Fig.2.30: Bilanciamento pale tramite bilancia statica

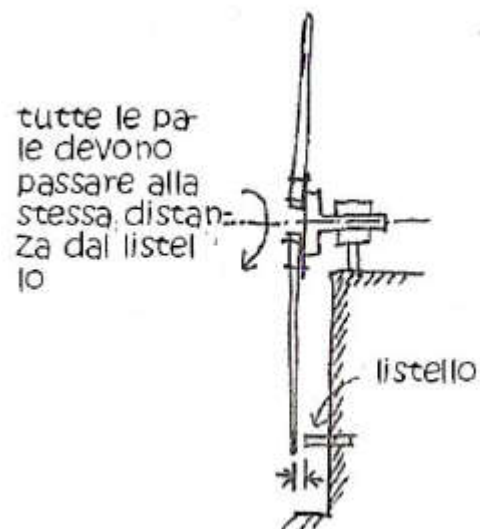
2. Si montano le pale sul supporto verificando che la distanza fra le punte sia la medesima.



3. La distanza dal centro deve essere uguale.



4. Le pale devono ruotare su un piano perfetto. Montando l'elica sul suo asse e facendola girare lentamente si verifica che le punte passino alla medesima distanza da un listello di riferimento.



5. La verifica finale si effettua ponendo il rotore, montato sul supporto, in rotazione rispetto al suo asse; il rotore deve essere in equilibrio indifferente in ogni posizione, se il rotore in fase di rallentamento tende a prediligere una determinata posizione il bilanciamento non è stato correttamente effettuato.

2.3.3 Realizzazione mozzo di collegamento pale generatore

Il mozzo di collegamento è una delle parti più importanti nella realizzazione di una turbina eolica; per un aerogeneratore tripala risulta fondamentale che tale parte sia sufficientemente resistente, perfettamente bilanciata e sia rispettato un angolo di 120° fra ognuno dei tre bracci.

In prima istanza si è cercato di realizzare un mozzo saldando insieme i tre bracci, purtroppo risulta molto complesso riuscire a rispettare l'angolo relativo fra i bracci utilizzando tale tecnica.

Si è quindi abbandonata l'idea delle saldature e si è optato per realizzare un mozzo costituito da una boccia centrale e tre bracci a 120° accoppiati alla boccia tramite bullonatura.

Bracci: Ogni braccio presenta complessivamente 5 fori, 3 fori di accoppiamento permettono il montaggio della singola pala su ogni braccio e gli altri due fori permettono di collegare il braccio di supporto alla boccia tramite due bulloni a testa svasata M8.

Boccia: presenta un foro centrale dotato dello stesso angolo di sforno dell'albero del generatore per premettere un perfetto accoppiamento fra mozzo e generatore.

La boccia e i bracci sono stati realizzati in un officina meccanica tramite l'utilizzo di macchine a controllo numerico partendo dai disegni forniti; di fatto il mozzo è l'unica parte della turbina non realizzata nell'officina del dipartimento.

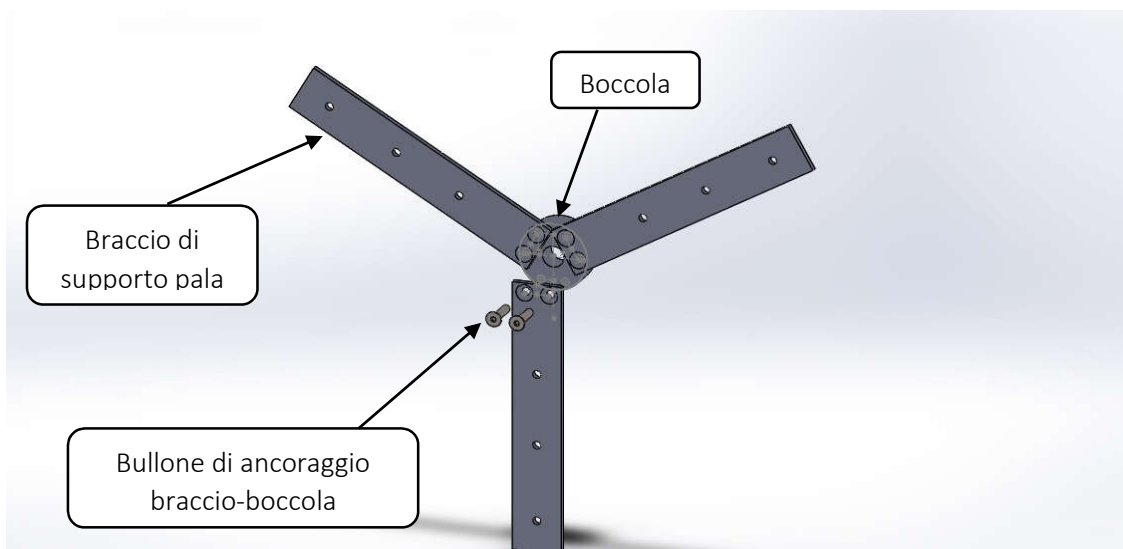


Fig.2.31: Modello Cad Mozzo

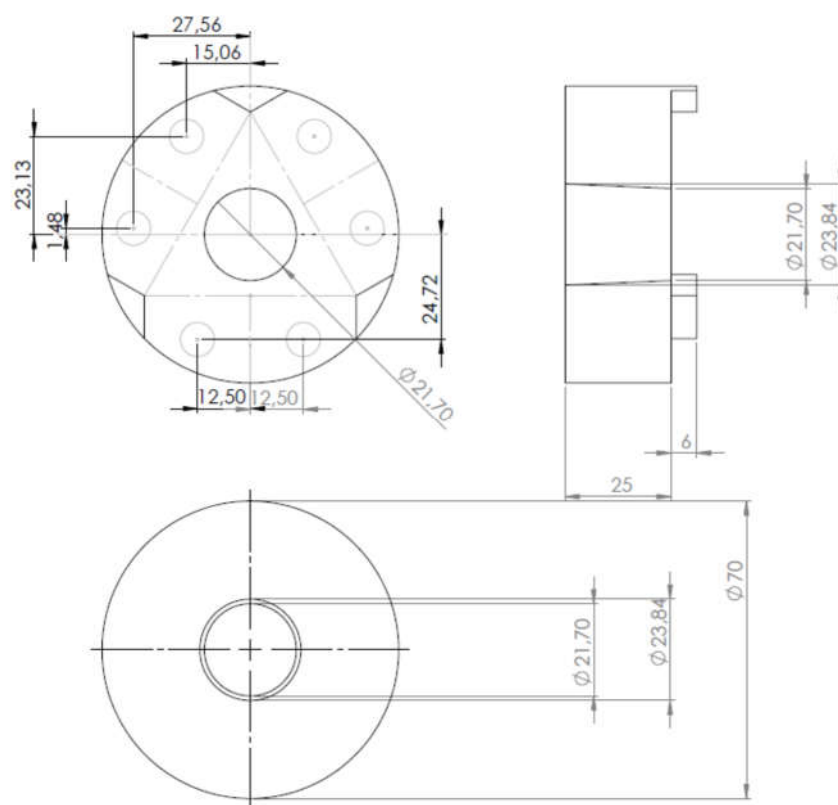


Fig.2.32: Disegno quotato della boccola utilizzato per la realizzazione del pezzo

3 CAPITOLO III: IL GENERATORE

Note le caratteristiche aerodinamiche del rotore è necessario studiare l'accoppiamento tra quest'ultimo e il generatore elettrico, in modo da poter scegliere il generatore più adatto alla turbina che si vuole realizzare.

Risulta quindi necessario conoscere le caratteristiche di uscita della macchina elettrica azionata e la struttura della rete in cui si immette corrente.

3.1 GENERATORE SINCRONO A MAGNETI PERMANENTI

Mentre il generatore non interagisce direttamente con il vento, le sue caratteristiche determinano come il rotore della turbina risponderà al vento.

In tale ottica, il generatore influenza profondamente le performance della turbina, e deve essere progettato in contemporanea con il rotore. In modo che generatore e rotore possano lavorare insieme nel modo più efficiente possibile e producano per delle date condizioni la più alta potenza estraibile dal generatore.

Principali fattori da conoscere.

- Coppia resistente al variare degli rpm
- Efficienza al variare degli rpm
- Tensione di uscita al variare degli rpm
- Potenza generata dal generatore per differenti RPM e differenti carichi
- Massima corrente operativa

Per questa tipologia di turbine si utilizzano solitamente generatori sincroni a magneti permanenti (detti Pmg Permanent Magnet Generator) che possono essere a flusso assiale o radiale, nel nostro caso si è optato per un flusso radiale in quanto a parità di potenza garantiscono ingombri minori efficienze più elevate e a parità di ingombro un maggior numero di coppie polari che permettono quindi di far funzionare il generatore a un velocità rotazionale di rate più bassa.

Si studierà quindi il comportamento della turbina in accoppiamento con due differenti generatori trovati sul mercato, da 300w e 400w in modo da determinare quale dei due sia più adeguato al prototipo che si sta realizzando.

Modelli:

Casa Produttrice *Lambda Electric Co.Limited*

- PMG300w speed rate 480RPM Rated voltage: DC14V or 28V (After rectification)
- PMG400w speed rate 480RPM Rated voltage: DC14V or 28V (After rectification)

Si riportano di seguito le curve fornite dal produttore per i due modelli.

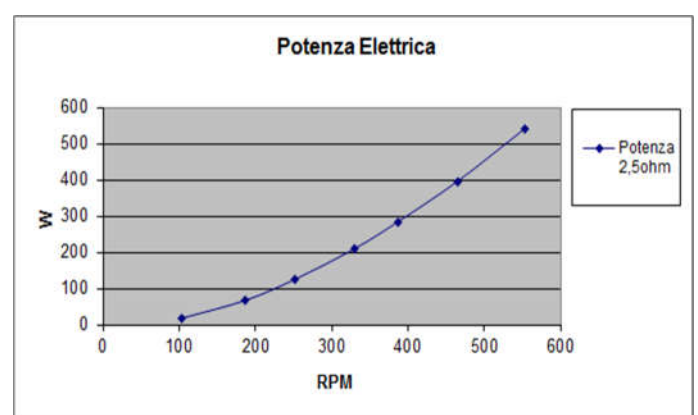
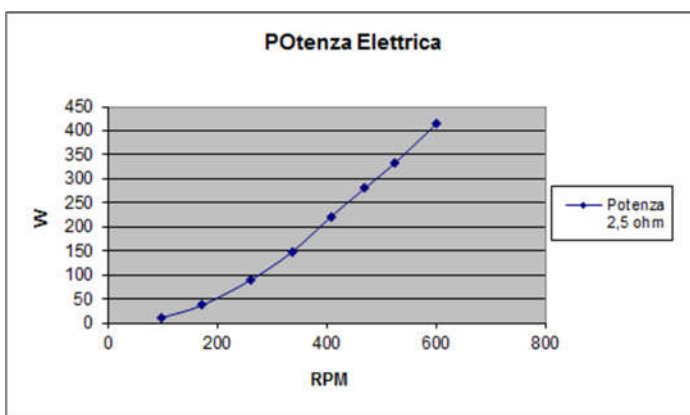


Fig.3.1:Potenza la variare degli rpm con un carico di 2,5 ohm

Sx:300w

Dx:400w

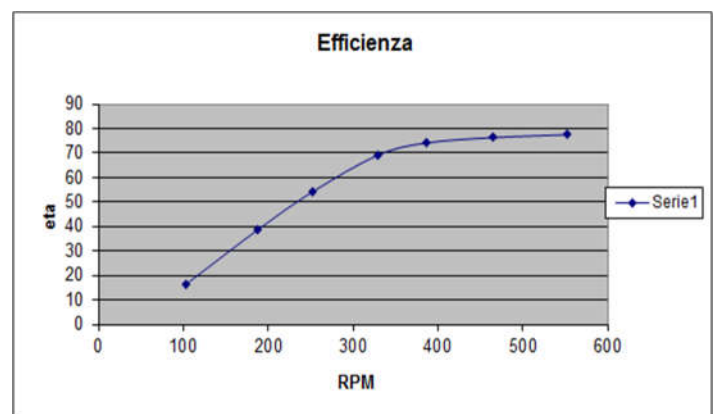
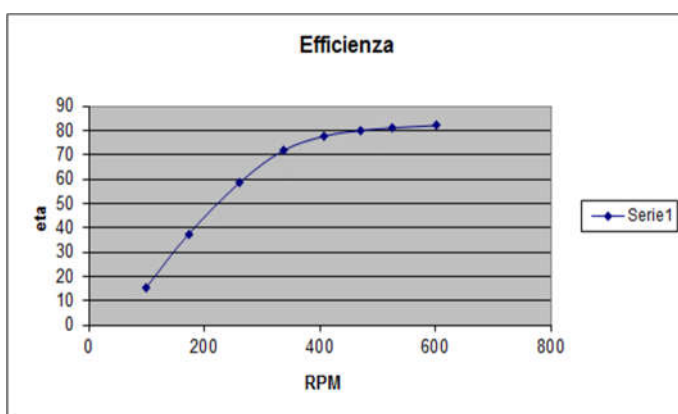


Fig.3.2:Rendimento la variare degli rpm

Sx:300w

Dx:400w

Come si vedrà più espressamente nel paragrafo successivo all'augmentare del carico diminuisce la potenza elettrica del generatore, di fatto quindi la potenza generata dipenderà dalla rotazione e dal carico resistivo applicato. Ciò significa effettivamente che all'augmentare del carico elettrico

sull'turbina aumenterà (riduzione resistenza) la coppia resistente generata dal generatore elettrico, tale torsione si oppone a quella generata dal rotore per mezzo del vento, agendo come un freno e può essere calcolata tramite la seguente formula:

$$Coppia(Nm) = \frac{P_{electr}}{\omega} = \frac{a_{dc}^2 \omega}{R} \quad (3.1)$$

La a_{dc} è la pendenza della retta delle tensioni al variare degli RPM ovvero al variare di ω .

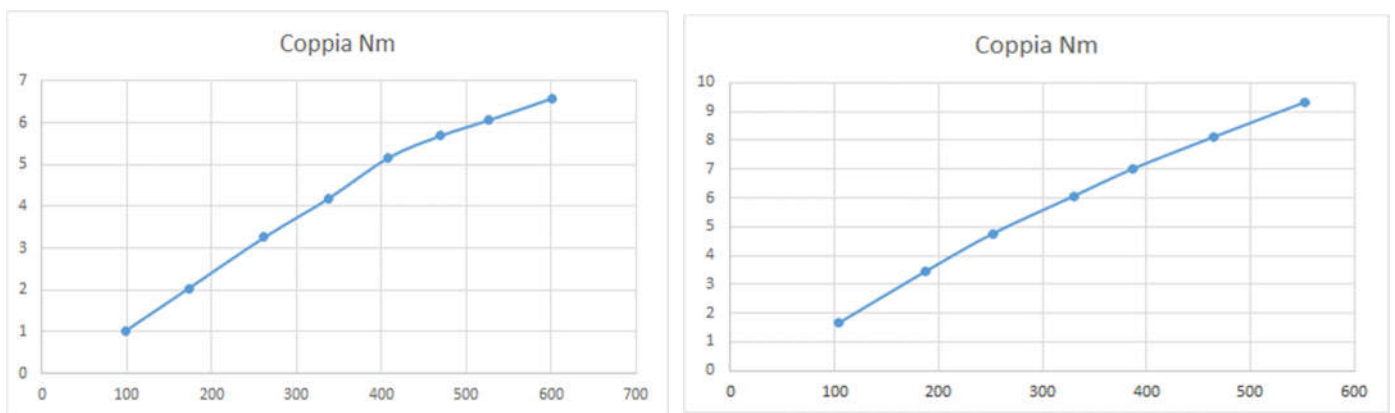


Fig.3.3:Coppia resistente al variare degli rpm per un carico di 2.5 ohm

Sx:300w

Dx:400w

La coppia generata dal generatore sul rotore aumenta quasi linearmente al variare degli RPM tale linearità sarà presente anche per differenti carichi, si nota come il generatore da 400w presenti generalmente una coppia resistente maggiore.

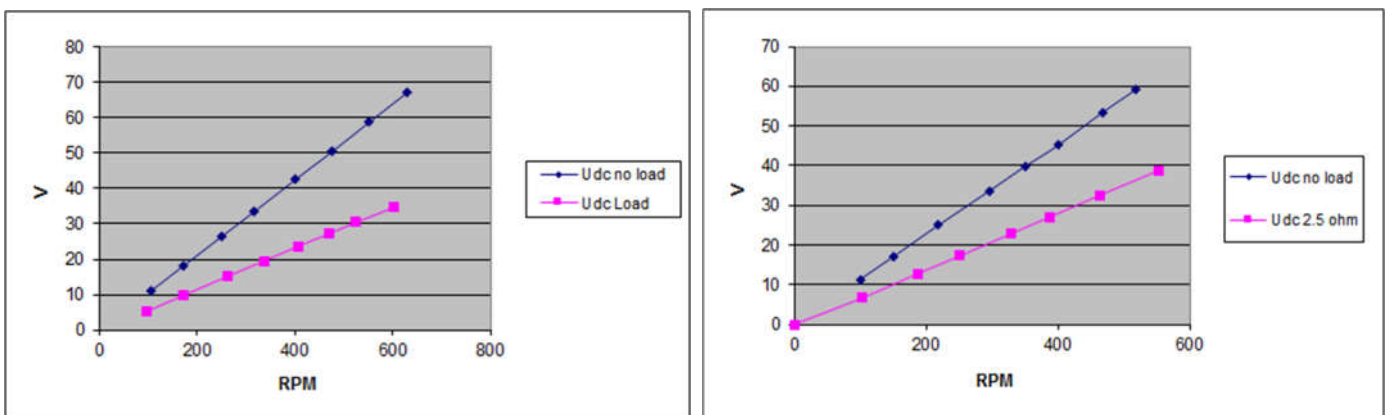


Fig.3.4:Tensione la variare degli rpm senza carico e con carico di 2,5ohm

Sx:300w

Dx:400w

Dal grafico sopra si può agevolmente notare come la variazione di tensione al variare degli RPM non sia lineare al variare degli RPM e si dimostra sperimentalmente che è costante al variare del carico resistivo. Questa è una caratteristica propria del generatore, la pendenza delle due rette è appunto il parametro a_{dc} prima introdotto.

Le curve seguono un andamento di tipo lineare con formula:

- $y= 0,060541x$ per il 300w
- $y=0,0707x$ per il 400w

3.2 ANALISI DELL'EQUILIBRIO E SCELTA DEL GENERATORE

Il comportamento di un turbina dotata di Furling System è determinato da due equilibri.

Il primo sarà quello che si instaurerà fra la potenza aerodinamica estratta dal vento dal rotore e la potenza elettrica generata dal generatore. Il secondo equilibrio sarà quello che esprime il momento di equilibrio attorno l'asse di rotazione della turbina nel punto di Furling, che sarà valutato nel dettaglio nel IV capitolo. Chiameremo i due equilibri Equilibrio Elettrico ed Equilibrio di Imbardata.

3.2.1 Equilibrio elettrico

Le caratteristiche del generatore e la relazione fra la potenza in uscita e la velocità rotazionale sono state fornite dai datasheet del produttore. E quindi ora possibile connettere direttamente la potenza generata dal rotore e la potenza generata dal generatore. Considerando che la potenza elettrica del generatore sarà funzione del rendimento η_{gen}

$$P_{aerodinamica} = P_{elettrica} (\eta)_{gen} \quad (3.2)$$

Si è precedentemente visto che la potenza generata dal generatore dipende direttamente dalla sua velocità rotazionale ω e dal carico resistivo R connesso con l'uscita del generatore in accordo con la seguente relazione.

$$P_{elettrica} = U \cdot I = \frac{U^2}{R} = \frac{a_{dc}^2 \omega^2}{R} (\eta)_{gen} \quad (3.3)$$

Dove a_{dc} è il fattore di proporzionalità tra il voltaggio in uscita U e la sua velocità rotazionale, I è l'intensità di corrente, il valore η_{gen} sarà dato dalla curva precedentemente trovata.

Si è poi notato che il generatore crea una coppia (anche in questo caso proporzionale con la velocità di rotazione) agente sull'albero del rotore, che agisce come freno e abbassa la velocità rotazionale del rotore e ha quindi effetto sulla potenza aerodinamica per mezzo del fattore di potenza C_p , si ottiene quindi che l'equazione (3.2) diventa:

$$\frac{1}{2} \rho A V^3 C_p(\lambda) = \frac{a_{dc}^2 \omega^2}{R} (\eta)_{gen} \quad (3.4)$$

C_p è il coefficiente di potenza espresso in funzione del TSR (rapporto di funzionamento indicato anche con la lettera λ). I coefficienti C_p e C_T , sono caratterizzati del rotore da un punto di vista aerodinamico. L'andamento è stato ottenuto a partire dai risultati ottenuti con il codice Powercurve.m già utilizzato per la determinazione della curva di potenza aerodinamica.

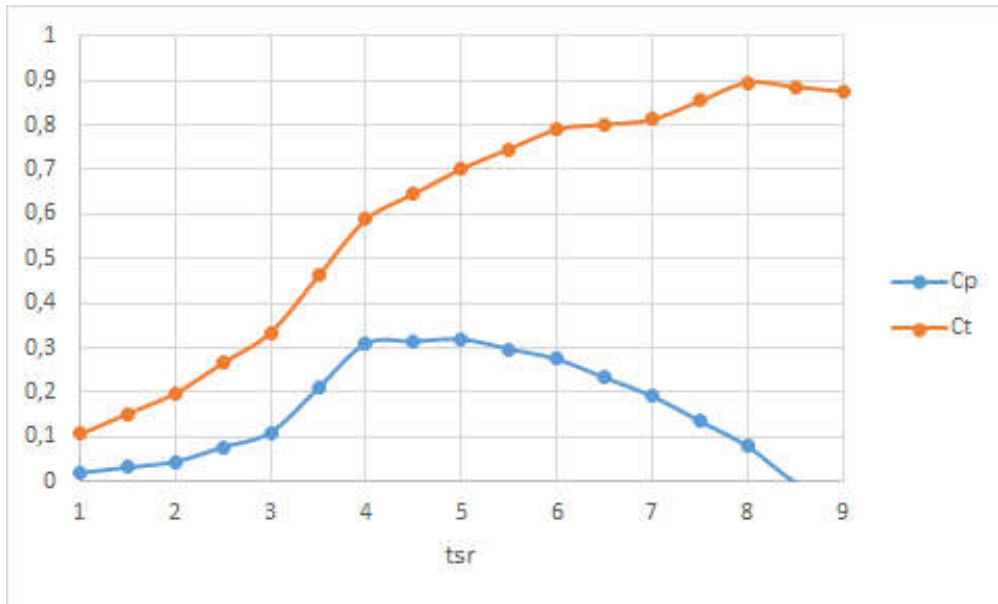


Fig. 3.5: Coefficienti di potenza e di spinta al variare, del rapporto di funzionamento della turbina

L'unica incognita nell'equazione(3.4) è la velocità rotazionale ovviamente tale velocità dipende dalla velocità del vento, l'idea è quella di esprimere l'equazione (3.4) in funzione del TSR ovvero del λ e risolvere l'equazione per differenti velocità del vento. Inserendo il TSR nell'equazione 3.4 si ottiene:

$$\frac{1}{2} \rho A V^3 C_p(\lambda) = \frac{a_{dc}^2 \lambda^2 V^2}{R \cdot r^2} (\eta)_{gen} \quad (3.5) \quad \text{sapendo che risulta } \lambda = \frac{\omega r}{V}$$

L'equazione (3.5) è stata risolta tramite un codice di calcolo Matlab.

Fondamentalmente ciò viene fatto definendo una funzione $f(\lambda)$ cercando il TSR λ_0 per il quale risulta $f(\lambda_0)=0$ per le differenti velocità del vento. Definiamo quindi $f(\lambda)$:

$$f(\lambda) = \frac{1}{2} \rho A V^3 C_p(\lambda) - \frac{a_{dc}^2 \lambda^2 V^2}{R \cdot r^2} (\eta)_{gen} \quad (3.6)$$

Si noti che a_{dc} è dato in V/rpm e deve essere convertito in $rad \cdot s^{-1}$ per soddisfare dimensionalmente l'equazione.

λ_0 viene determinato a una specifica velocità del vento; così che la velocità rotazionale deve essere dedotta, e la relazione tra la velocità rotazionale e la velocità del vento può essere plottata ripetendo la procedura alle diverse velocità del vento. Tuttavia può succedere che la funzione $f(\lambda)$ non sia risolta. In questo caso, significa che la potenza elettrica non bilancia la potenza aerodinamica. Il codice Matlab dà in uscita i risultati solo quando l'equilibrio elettrico viene raggiunto.

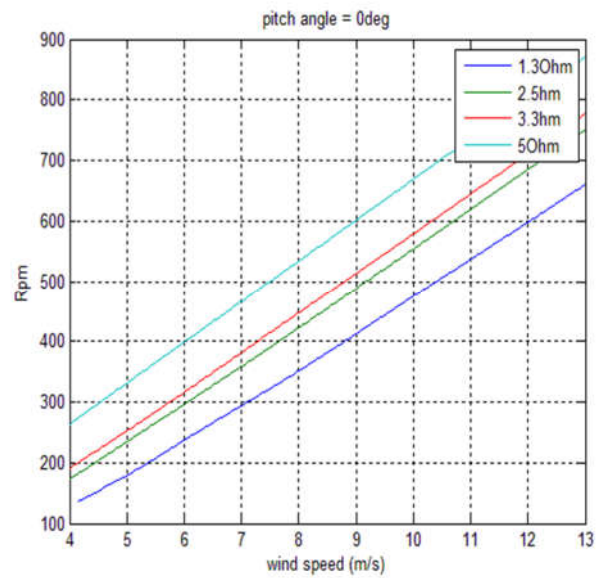
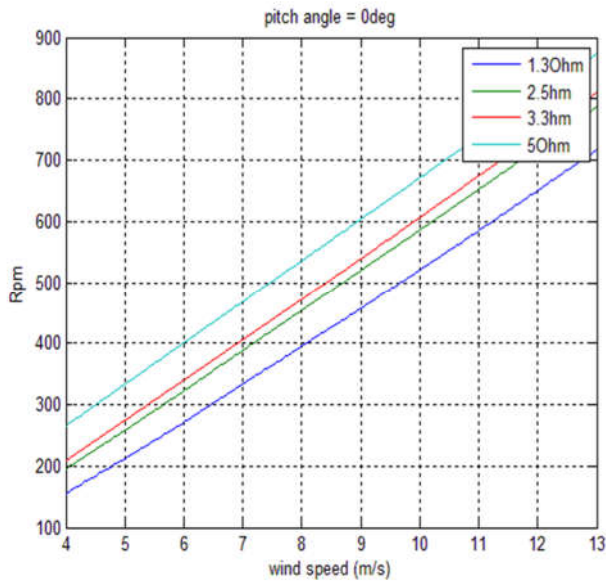


Fig. 3.6: Relazione tra velocità rotazionale e velocità del vento per differenti carichi resistivi

Sx:300w

Dx:400w

Il grafico nella figura 3.6 ci permette di prevedere la velocità rotazionale a qualunque vento. Si può osservare come la velocità rotazionale del rotore aumenta linearmente con la velocità del vento, e come fra i due modelli a prateria di vento il 400w ruoti a un rpm inferiore (es a 8m/s il 300w dovrebbe raggiungere i 400 rpm mentre il 400w circa 350 rpm)

Risulta anche interessante graficare il corrispondente TSR che soddisfa l'equazione (3.5).

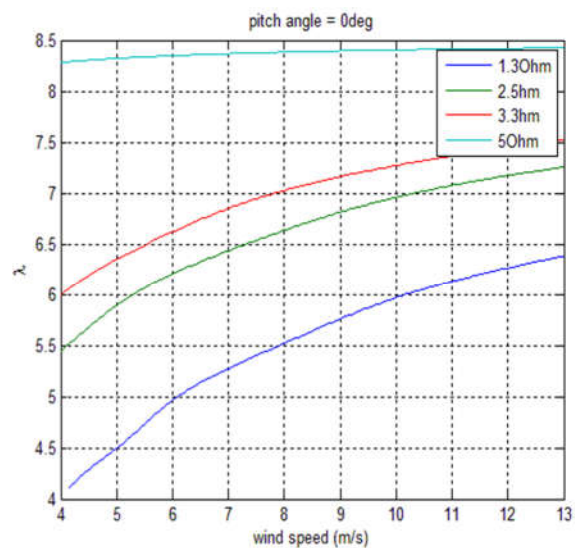
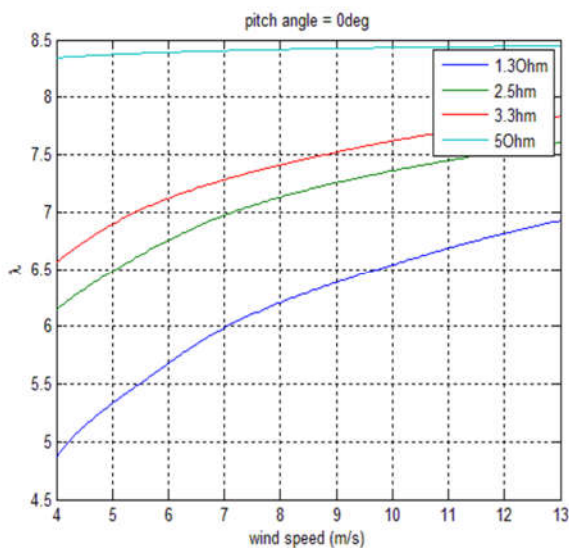


Fig.3.7: TSR che soddisfa l'equazione dell'equilibrio elettrico per un carico resistivo variabile

Sx:300w

Dx:400w

Anche il TSR aumenta all'aumentare della velocità del vento, in un range compreso fra 4.8 e 8.5 per il 300w e fra 4 e 8.5 per il 400w; significa quindi che l'equazione (3.5) è soddisfatta per quei valori posti a destra delle curve in figura (3.7).

La potenza rappresentata nella figura sottostante equivale alla potenza elettrica prodotta dai due generatori, tiene quindi conto delle cadute dovute alla variazione del rendimento del generatore elettrico. All'aumentare del carico resistivo collegato con il generatore diminuisce a parità di giri la potenza prodotta.

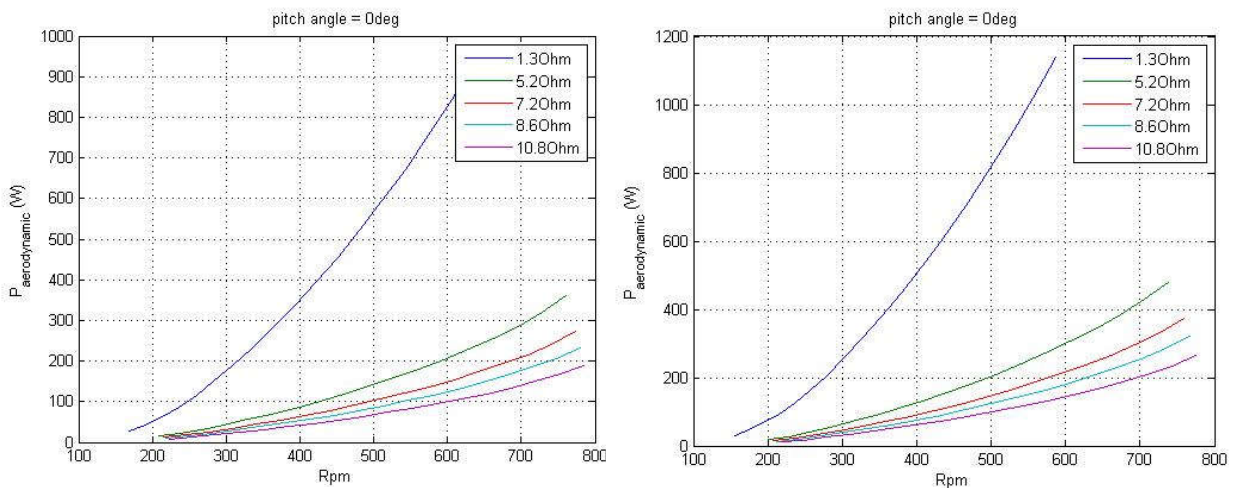


Fig.3.8: Potenza elettrica al variare della velocità di rotazione del rotore per un carico resistivo Variabile

Sx:300w

Dx:400w

Nota quindi la relazione tra la velocità rotazionale del rotore, la velocità del vento e il TSR, è possibile determinare la potenza per ogni differente velocità di rotazione del rotore. Come già precisato prima il codice di calcolo permette la valutazione della curva di potenza solo nel momento in cui è soddisfatta l'equazione (3.2).

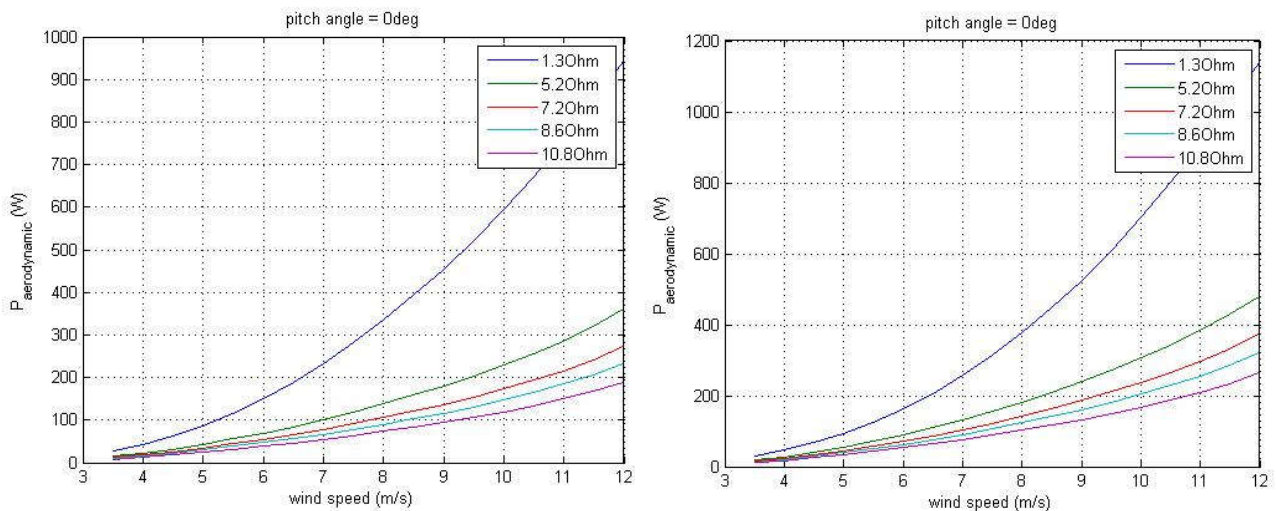


Fig.3.9: Potenza elettrica al variare della velocità di rotazione del rotore per un carico resistivo Variabile

Sx:300w

Dx:400w

Si come i risultati non sono mostrati per un vento inferiore ai 3.5m/s evidentemente al di sotto di tale valore l'equilibrio non è soddisfatto.

Se ora andiamo a confrontare i due generatori per un vento di riferimento di 7,5 ricaviamo i seguenti risultati:

300w					
rpm	windspeed	pa	lambda	cp	eff(gen)
363,1	7,5	282,2	6,084	0,2693	0,759
400w					
rpm	windspeed	pa	lambda	cp	eff(gen)
325,5	7,5	314	5,45	0,2999	0,7275

Si è quindi scelto il generatore da 400w, poiché scelta sembrerebbe produrre una potenza maggiore. Si nota come sebbene il generatore lavori a un'efficienza elettrica minore tale carenza viene bilanciata dal Cp del rotore che a $\lambda=5,45$ manifesta un valore più elevato rispetto a $\lambda=6$, per tale ragione l'accoppiamento fra il generatore da 400w con il rotore progettato sembra migliore rispetto a quello con il 300w alle velocità del vento di nostro interesse.



Fig.3.10: LD400W/28V/400RPM Permanent Magnet Synchronous Generators

3.3 VALORE DI MASSIMA CORRENTE

Una volta selezionato il generatore si procede al calcolo del valore della corrente massima parametro fondamentale da tenere in considerazione per evitare danni elettrici alla turbina eolica che si vuole progettare,

Quando si considerano i carichi resistivi sul generatore è molto importante valutare la corrente che vi passa attraverso. Le caratteristiche di fabbrica del generatore riportano i seguenti valori

$$U_{linea-linea}=59.10V \quad (\text{Dato di targa})$$

Questo valore sarà la tensione misurata fra due linee

$$E_{fase}=U_{linea-linea}/\sqrt{3}=34,12V \quad (3.8)$$

$$Potenza_{max}=540W \quad (\text{Dato di targa})$$

Essendo la potenza definita come

$$Power_{max}=U_{rms} I \quad (3.9) \quad \text{dove}$$

$$U_{rms}=E_{fase}/\sqrt{2}=24,12V \quad (3.10)$$

A questo punto il massimo carico resistivo che può essere applicato al generatore deve essere calcolato in modo da essere sicuri che il valore di corrente massima prima determinato non sia mai superato. Se si supera tale valore si rischia di bruciare il generatore.

Come abbiamo già visto $Power = I_{MAX} a_{DCslope} \omega$

Si può quindi trovare il valore della potenza massima a partire dal valore di corrente massima al variare del numero di giri.

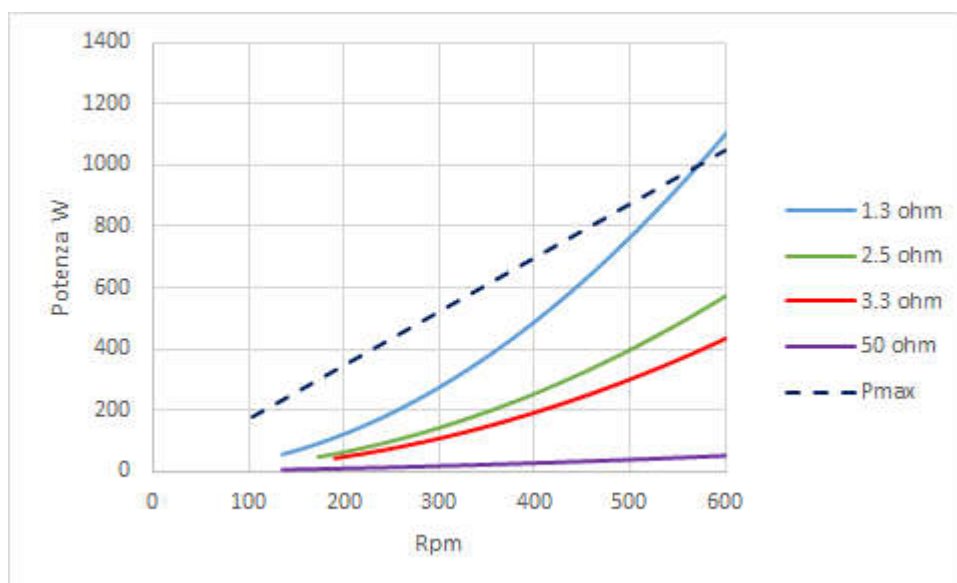


Fig.3.11: Massima corrente operativa. L'intersezione con le curve di potenza per ogni carico rappresenta il massimo valore di RPM raggiungibile per ogni carico

Si può agevolmente vedere che esiste una curva di limitazione (curva tratteggiata in blu) che risulta essere strettamente connessa con il carico applicato e limita la massima corrente a un valore di 24A. Risulta importante quindi che in qualsiasi turbina tale curva non sia mai superata; questo risultato può essere ottenuto attraverso un controllo meccanico che, entri in azione nel momento in cui la corrente sta per eccedere il valore massimo, o alternativamente attraverso un controllo elettrico che varia la resistenza sul generatore al crescere degli RPM.

4 CAPITOLO IV: IL TIMONE

Affinché la turbina possa seguire la fonte ventosa durante il suo funzionamento è necessario prevedere un sistema di allineamento che può essere di tipo elettronico o meccanico che prevede la presenza di una deriva, tale sistema deve permettere l'allineamento in condizioni nominale e il disallineamento nei casi fuori progetto quando ad esempio la fonte ventosa diventa eccessivamente intensa, nella fase progettuale del timone si tiene quindi solitamente conto anche di un sistema di messa in sicurezza, si analizzeranno di seguito le due parti esposte.

4.1 DIMENSIONAMENTO TIMONE

Questa tipologia di dispositivi di orientamento è utilizzato principalmente negli aerogeneratori con diametro inferiore ai 6 m.

Affinché il funzionamento sia soddisfacente devono essere rispettate determinate condizioni progettuali.

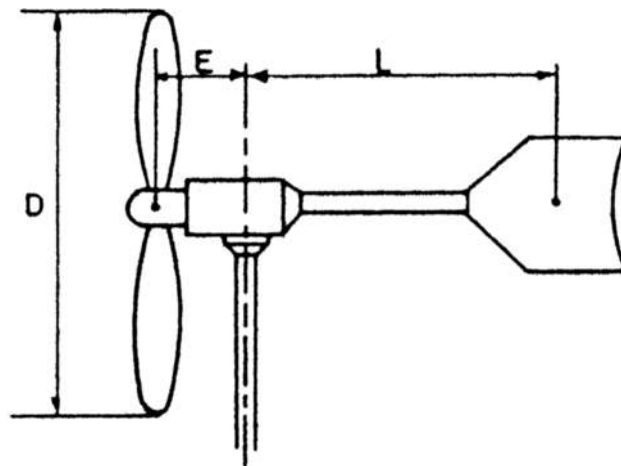


Fig.4.1: Dispositivo di orientamento tramite deriva

L: distanza fra il timone e il centro di rotazione della turbina

La superficie s della deriva, per un aeromotore bipala o tripala, si determina in funzione della superficie S spazzata dall'elica secondo tale relazione

$$s=0.04S \quad (4.1)$$

Nel nostro caso abbiamo ottenuto

$$R=120\text{cm}$$

$$S_{\text{ROTORE}}=\pi*r^2=4599.05\text{cm}^2 \quad (4.2)$$

$$S_{\text{TIMONE}}=1809.5572\text{cm}^2$$

Il valore di S_{TIMONE} sarà l'area che dovrà avere il timone per assicurare la stabilità della pala.

Il timone che si ottiene ha le seguenti dimensioni:

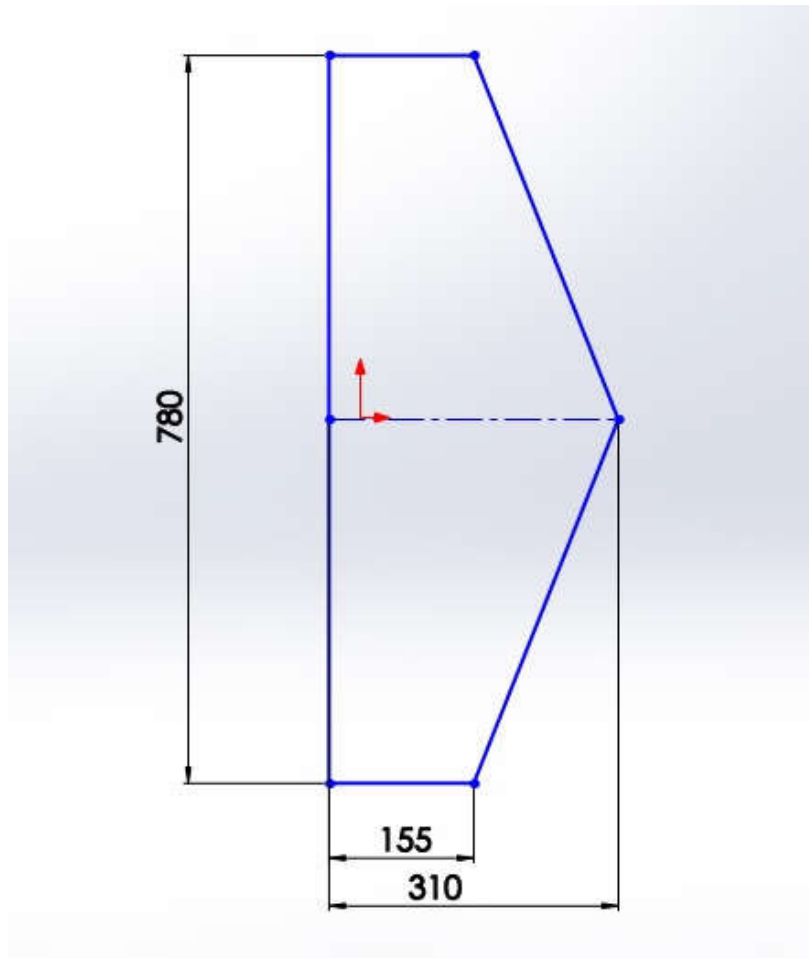


Fig.4.2: Dimensioni geometriche timone (misure espresse in millimetri)

Tale timone risulta avere un'area di 1717.9714 cm^2 un valore accettabile rispetto al valore teorico calcolato.

4.2 DISPOSITIVO DI REGOLAZIONE

Per far sì che il generatore non lavori a un numero di giri non superiore a quello che permette di ottenere la potenza di rate, è auspicabile l'utilizzo di un regolatore di velocità di rotazione; tale dispositivo permette inoltre di limitare gli sforzi agenti sulle pale in caso di forte vento, onde evitare danni strutturali.

Il tipo di soluzione scelta per praticità realizzativa è una regolazione a pale orientabili detto Furling System che si basa sul bilancio fra due momenti, uno agente sul rotore e l'altro agente sul timone; tale soluzione permette di adattare il rotore a diverse condizioni di vento, fino allo stadio di posizione a bandiera in caso di vento molto forte, in quest'ultima condizione il rotore risulta quasi parallelo alla direzione del vento e gli sforzi che si esercitano sulle pale sono quindi ridotti a dei valori minimi. L'effetto di regolazione si ottiene modificando l'angolo di inclinazione del timone rispetto al piano di rotazione del rotore.

4.2.1 Funzionamento del sistema di regolazione

Il perno che supporta timone è una semplice cerniera inclinata di un angolo di 20° rispetto alla asse di rotazione del timone, essendo il perno inclinato rispetto alla verticale, il peso del timone tenderà a spingere lo stesso verso il basso; il timone può oscillare fra due posizioni, una perpendicolare al rotore e una parallela allo stesso. L'Asse di rotazione del rotore è quindi disassato rispetto alla direzione del palo di supporto, la turbina ruoterà difatti rispetto a tale asse.

In condizioni operative, la forza del vento agente frontalmente al rotore tenderà a farlo ruotare attorno all'asse del palo; il timone, si posizionerà sempre parallelo al vento, e tenderà a mantenere il rotore frontalmente alla direzione del flusso d'aria.

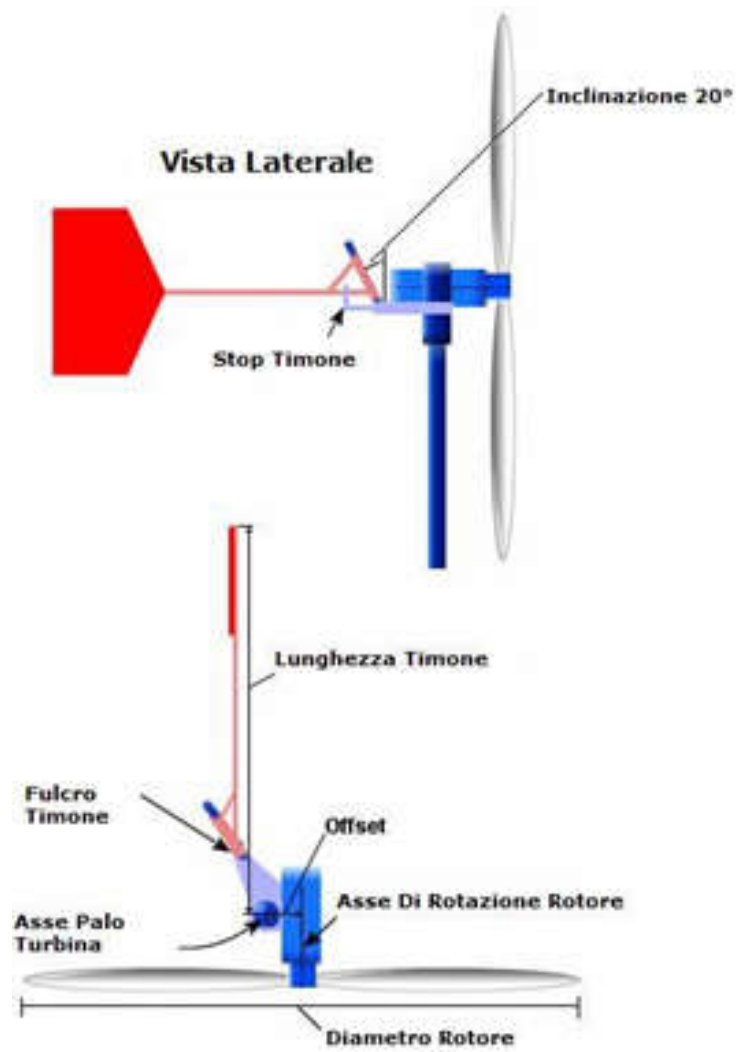
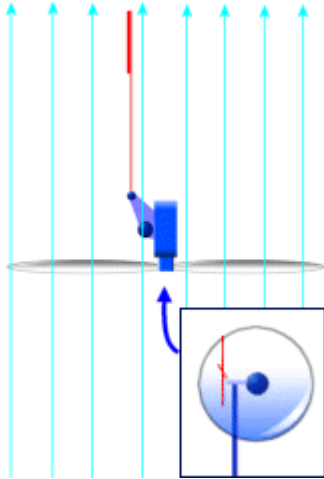


Fig.4.2: Parti principali Furling System

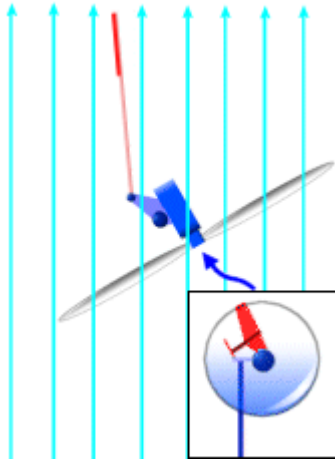
Di seguito una breve descrizione del comportamento del sistema di orientamento al variare della velocità del vento.



a) Vento leggero: Il Furling System non interviene:

Il peso del timone è maggiore dalla forza del vento contro il rotore.

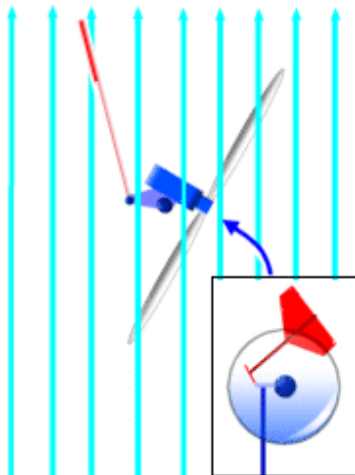
Il timone rimane bloccato dal vincolo e punterà nella direzione del vento



b) Vento medio: Il sistema inizia a intervenire:

Il momento generato dalla forza del vento agente sul rotore è maggiore del momento generato dalla forza peso del timone; il timone inclinandosi assumerà un angolo rispetto al flusso del vento diverso da zero si inizia così a generare portanza sul timone.

Questo effetto fa sì che la turbine inizi a ruotare rispetto alla direzione del vento, sin quando i due momenti agenti su timone e rotore non risulteranno uguali. Il timone tenderà sempre a puntare nella direzione del vento.



c) Vento forte la turbina è totalmente ammainata:

La forza del vento è così forte che il timone è praticamente allo stesso angolo della turbina. Si ha equilibrio tra peso del timone e spinta agente sul rotore. Il rotore in tale condizione risulta completamente ripiegata sul rotore.

Fig.4.3: Fasi di funzionamento del Furling System

4.2.2 Equilibrio di Imbardata e dimensionamento Furling System

Esprimiamo ora analiticamente il comportamento del Furling System:

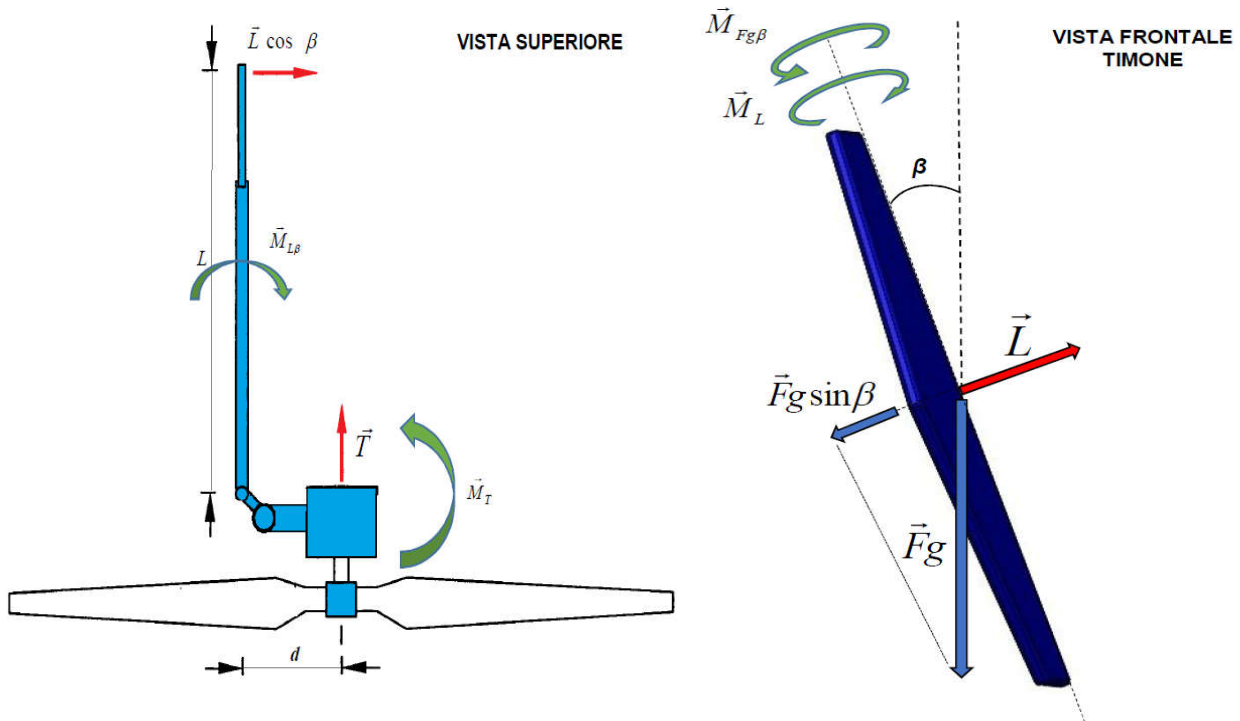


Fig.4.4: Forze e momenti agenti sul rotore e sul timone

Elenco delle forze, dei momenti e delle lunghezze presenti sulla turbina:

\vec{L} = Portanza agente sul timone

L = lunghezza del timone

d = distanza fra l'asse di rotazione del rotore e l'asse di rotazione dell'intera turbina, detta distanza di offset

\vec{T} = Spinta agente sul rotore dovuta alle forze aerodinamiche

\vec{M}_T = Momento dato dal prodotto della spinta generata dal vento sul rotore, attorno all'asse verticale x la distanza di offset d

\vec{F}_g = (Massa del timone) x (accelerazione gravitazionale)

$L \cos \beta$ = Componente orizzontale della portanza agente sul timone

$F_g \sin \beta$ = Componente della forza peso agente sul timone nella direzione perpendicolare al timone stesso

$\overrightarrow{M_{Fg\beta}}$ = rappresenta il corrispondente momento rispetto alla cerniera di rotazione del timone dato dal prodotto fra $Fg\sin\beta$ per la distanza L

$\overrightarrow{M_L}$ = Momento dovuto alla portanza sul timone attorno alla cerniera di rotazione del timone, dato dal prodotto fra la forza di portanza che agisce sul timone e la distanza L

$\overrightarrow{M_{L\beta}}$ = Momento dovuto alla portanza del timone attorno all'asse verticale.

Prima che il rotore inizi ad ammainarsi, il peso del timone è preponderante rispetto alla forza di sul rotore. E' possibile esprimere tale situazione attraverso le due seguenti equazioni, in accordo con la figura:

$$\overrightarrow{M_L} < \overrightarrow{M_{Fg\beta}} \quad e \quad \overrightarrow{M_T} = \overrightarrow{M_{L\beta}} \quad (4.3)$$

Al crescere della velocità del vento, la portanza sul timone cresce sin ad eguagliare il momento dovuto al peso rispetto all'asse di rotazione. Da questo punto in poi il timone inizia ad ripiegarsi, in tale condizione sono soddisfatti i due equilibri.

$$\overrightarrow{M_L} = \overrightarrow{M_{Fg\beta}} \quad e \quad \overrightarrow{M_T} = \overrightarrow{M_{L\beta}} \quad (4.4)$$

Sapendo che $\|\overrightarrow{M_{L\beta}}\| = \cos\beta \|\overrightarrow{M_L}\|$ (4.5)

Al punto di Furl della turbina, considerando solamente l'intensità dei vettori l'equazione (4.5) diventa:

$$\|\overrightarrow{M_T}\| = \cos\beta \|\overrightarrow{M_{Fg\beta}}\| \quad (4.6)$$

Da cui si ricava

$$T * d = \cos\beta \overrightarrow{F_g} * L * \sin\beta \quad (4.7)$$

Da tale equazione è possibile ricavare una relazione fra la distanza di offset e la lunghezza del timone

$$\frac{d}{L} = \frac{F_g \sin 2\beta}{2T} \quad (4.8)$$

Il rapporto d/L risulta essere inversamente proporzionale alla spinta che risulta determinabile dalla formula

$$T = \frac{1}{2} \rho A V^2 C_T(\lambda) \quad (4.13)$$

Dal grafico in figura Fig.(3.5) si conosce il C_T per differenti λ , esso è un parametro caratteristico del rotore e risulta indipendente dai carichi resistivi applicati.

L'obiettivo di questo paragrafo sarà quindi, quello di determinare il set di parametri che permettono il dimensionamento del Furling System, sarà infatti possibile agire sulla massa del timone F_g , l'angolo β , la lunghezza del timone L e la distanza di offset d .

In particolare considerando noti $\beta=20^\circ$ e il peso del timone $F_g = 4.98\text{kg}$, sarà possibile agire sui parametri Geometrici d ed L in modo da ottenere il "ripiegamento" della turbina a una velocità di vento determinata e a un dato carico resistivo.

Le condizioni di Furling dovrebbero avvenire:

- Quando la turbina raggiunge le condizioni di potenza nominale (400w nel caso in questione)
- Quando la turbina raggiunge la massima corrente
- Quando la turbina raggiunge la massima velocità rotazionale permessa per il generatore

La condizione scelta per il dimensionamento sarà quella più restrittiva.

Si è visto nel capitolo III, nella figura(3.11) come la condizione di massima corrente viene raggiunta solo per il carico di 1.3ohm ma al di sopra dei 550 rpm, in questo caso quindi la condizione di massima corrente non risulta determinante per la progettazione del sistema di controllo.

Nel paragrafo in cui veniva analizzato l'equilibrio elettrico(par.3.2), si è trovata una diretta relazione tra il TSR e la velocità del vento per ogni carico resistivo (figura 4.5). Così che il coefficiente di spinta C_T può essere determinato per ogni velocità del vento sfruttando la curva vista nella figura 3.5.

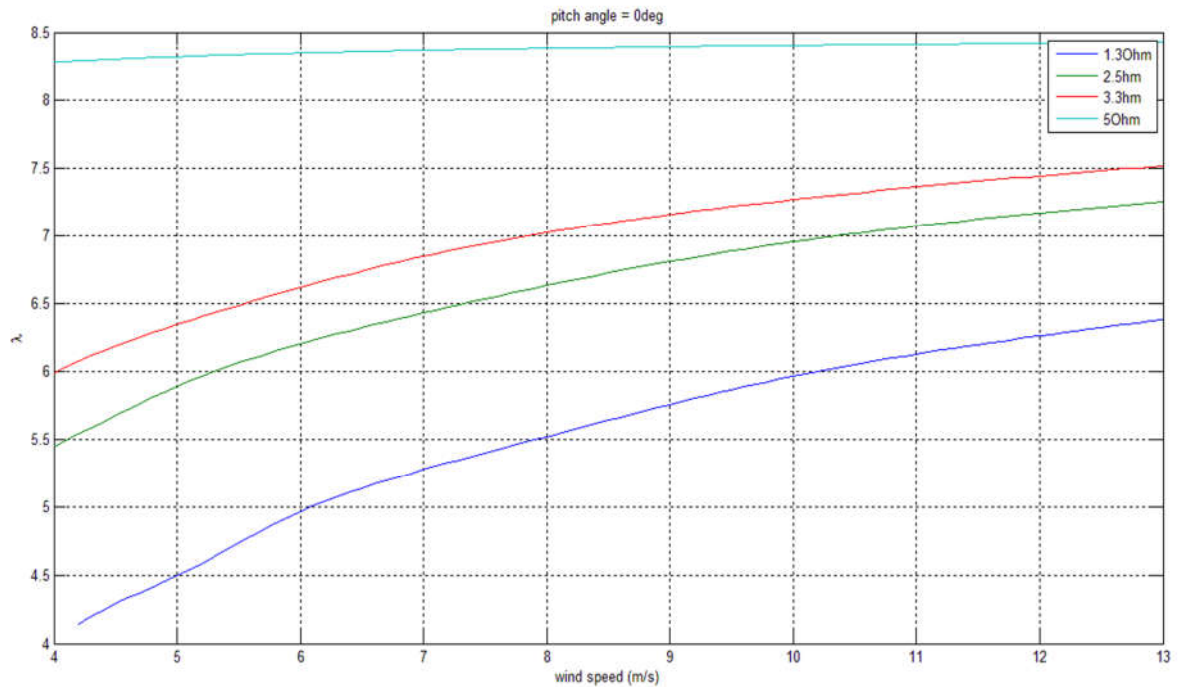


Fig.4.5: TSR che soddisfano l'equazione di equilibrio elettrico per differenti carichi resistivi

E' quindi possibile determinare la spinta per ogni velocità del vento in accordo con l'equazione (4.13). Sapendo che $0 \leq d \leq 0,2m$ e $0,4 \leq L \leq 1,20m$ a causa di problemi costruttivi, si deduce che il possibile range in cui può variare il rapporto d/L sarà: $0 \leq d / L \leq 0,5$

Se ora si va a plottare il rapporto d/L in funzione della potenza e dei carichi resistivi, è possibile determinare il rapporto d/L che permetterà alla turbina di ripiegarsi quando avrà raggiunto la potenza nominale del generatore.

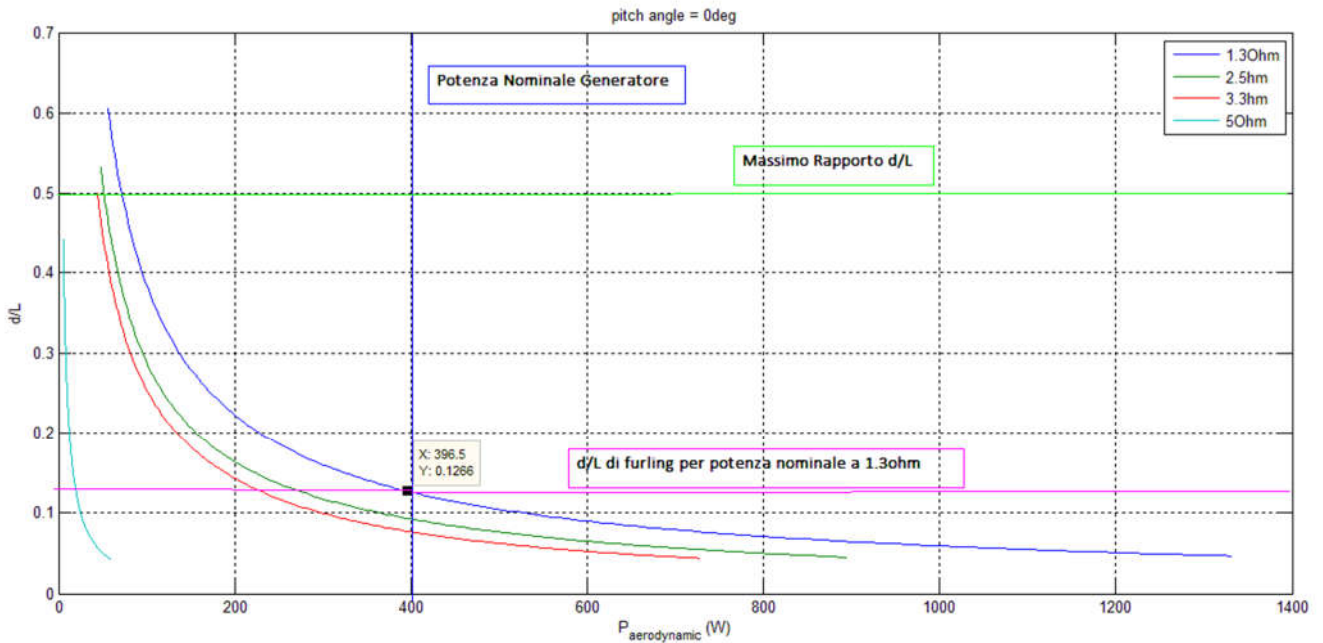


Fig.4.6: Rapporto d/L nel punto di Furling in funzione della potenza per differenti carichi resistivi; la linea fuxia rappresenta il rapporto d/l che permette alla turbina con carico resistivo di 1.3ohm di ripiegarsi alla potenza nominale di 400w

Imponendo quindi $d/L = 0.1266$ si otterrà un sistema che entrerà in funzione al raggiungimento dei 400w.

La turbina presenterà quindi i seguenti parametri costruttivi

$d=0.16m$ $L=1.2m$ $\beta=20^\circ$ Peso del timone=4.98kg $d/L=0.13m$

Effettuando le simulazioni con tali parametri si è ricavato che il sistema con un carico resistivo di 1.3 ohm dovrebbe entrare in funzione a una velocità del vento di circa 8m/s.

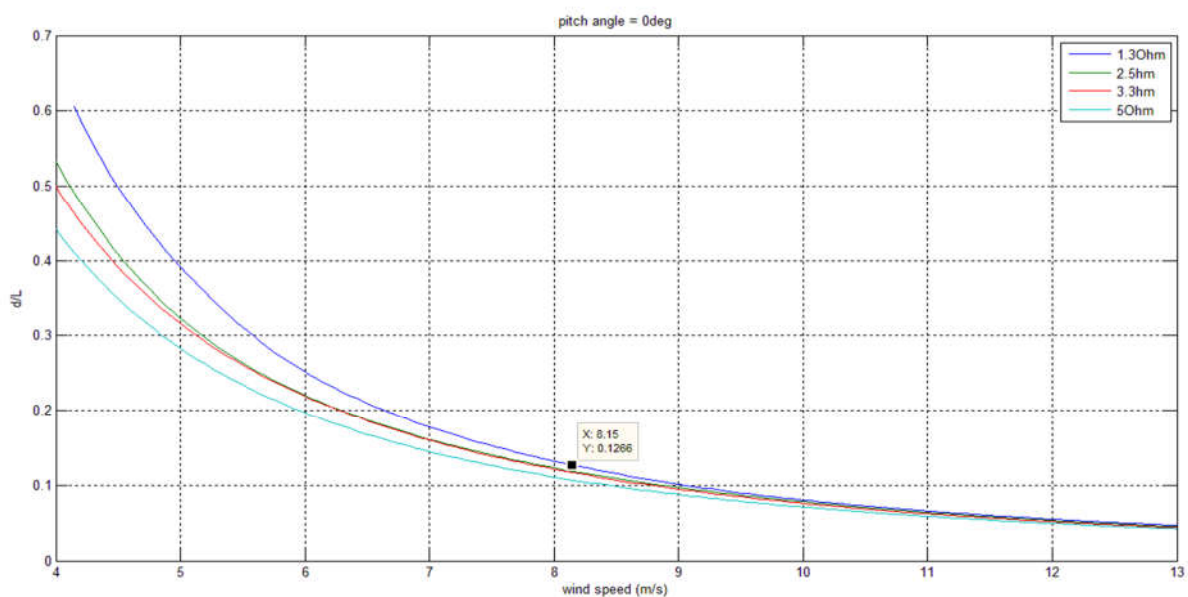


Fig.4.7: Rapporto fra d/l nel punto di Furling al variare del vento per i differenti carichi

5 CAPITOLO V: SISTEMA DI ACQUISIZIONE E ALLESTIMENTO PROVE SPERIMENTALI

Dopo aver progettato la turbina eolica in ogni suo componente si è passati alla parte realizzativa, premettendo che tale processo non è stato un processo diretto e consequenziale ma più due processi quasi paralleli e a volte iterativi, basti pensare che la parte relativa al mozzo è stata realizzata e ricostruita per tre volte cercando di migliorare di volta in volta il modello successivo in base a quelle che sembravano le criticità del modello precedente.

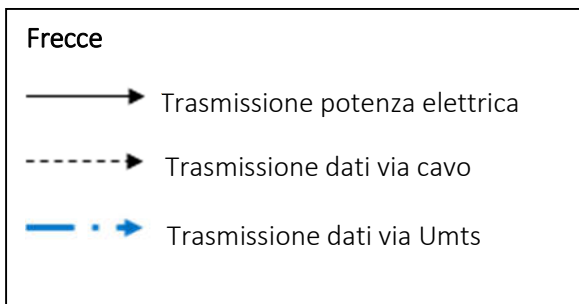
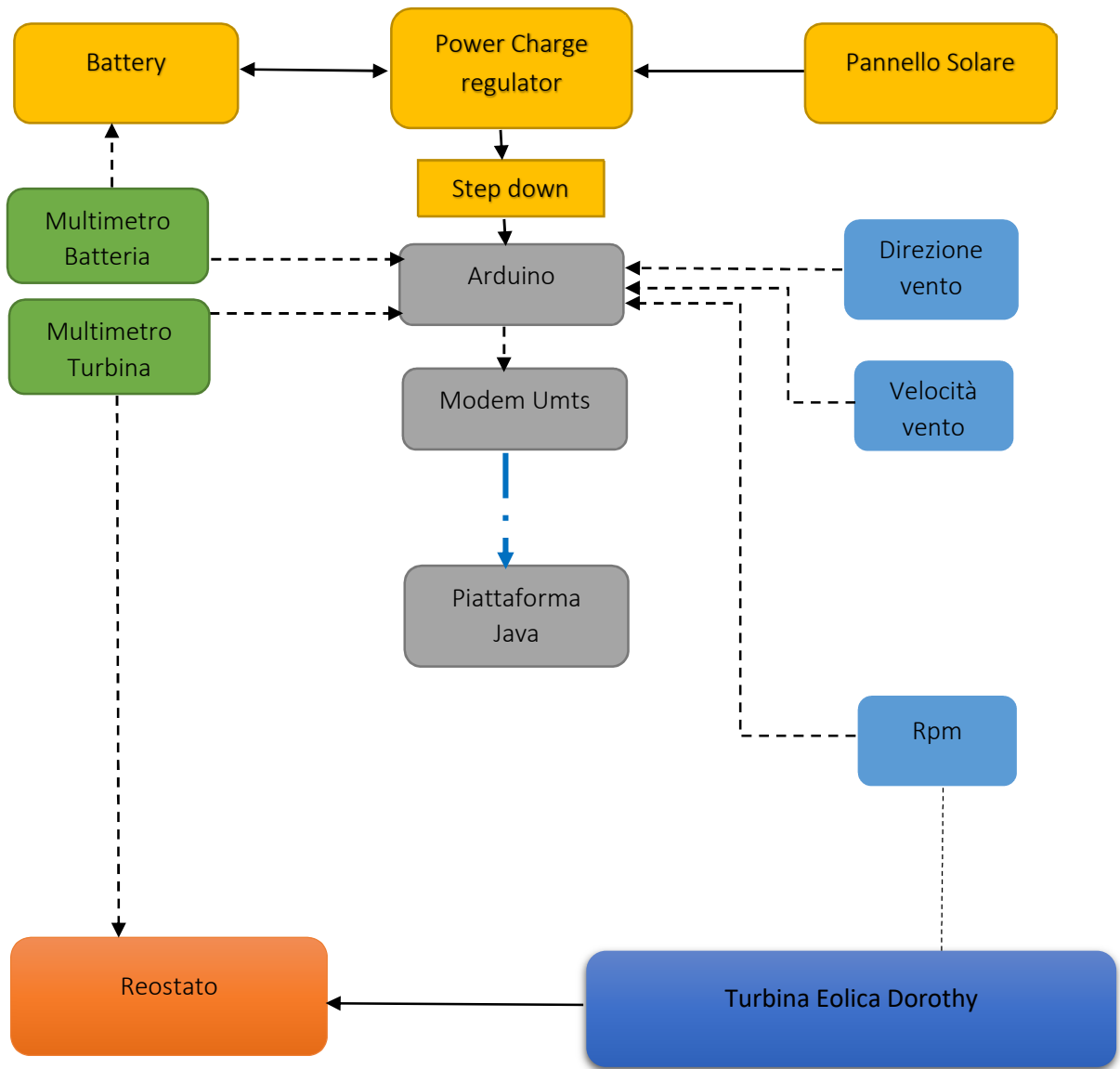
Si è dunque passati alla parte sperimentale di test del prototipo, anche questa fase è iniziata quasi parallelamente alle precedenti e ha richiesto quasi quattro mesi di preparazione e la fondamentale collaborazione dell'Ing. Fulvio Pulimanti, esperto di elettronica e informatica nonché insostituibile compagno di ventura, grazie al quale si è realizzato un sistema di acquisizione che permette il monitoraggio dei dati attraverso una piattaforma web con invio dati tramite protocollo UMTS.

Si analizzerà nel dettaglio come è stato realizzato il sistema di acquisizione e si descriverà come si è allestita la prova sperimentale sul campo.

5.1 SISTEMA DI ACQUISIZIONE DATI

Quando si è iniziato il lavoro di tesi l'idea era quella di compiere delle campagne di acquisizione sul campo con strumenti di misura manuali, ci si è presto resi conto che sarebbe stato meglio cercare di realizzare un data logger che fosse in grado di registrare i dati per tempi più lunghi in modo da permettere una maggior significativa statistica; l'idea si poi è evoluta fino ad ottenere un hardware che acquisisce i dati e li inviava in tempo reale a una piattaforma Java sul web in modo da ottenere un monitoraggio in tempo reale di tutto i parametri.

Di seguito si riporta flow chart di tutto il sistema



5.1.1 Core Acquisizione e invio dati

5.1.1.1 Arduino

Il cuore del sistema è stato sviluppato utilizzando una scheda di tipo Arduino.

Arduino è una piattaforma hardware che si basa su un circuito stampato che integra un microcontrollore con dei pin connessi alle porte I/O (porte di input e output), un regolatore di tensione e un'interfaccia USB che permette la comunicazione con il computer utilizzato per programmare.

A questo hardware si affianca un ambiente di sviluppo integrato (IDE) multipiattaforma (disponibile per Linux, Apple Macintosh e Windows).

Il linguaggio di programmazione utilizzato per creare gli sketch (Programmi in ambiente Arduino), chiamato Wiring, risulta semplice e intuitivo e deriva dal C e dal C++.

Funzionalità di input/output (I/O) di Arduino:

- **Input:** Tramite le funzionalità di input, la scheda riceve segnali raccolti da sensori esterni. Il comportamento della scheda è gestito dal microcontrollore in base ai valori provenienti dai sensori e alle operazioni determinate dal programma in esecuzione in quel momento sulla scheda. I segnali che la scheda è in grado di acquisire in input possono essere di tipo digitale o analogico.
- **Output:** L'interazione con l'esterno avviene attraverso attuatori pilotati dal programma, che fornisce le istruzioni per mezzo dei canali di output in dotazione.

È possibile sviluppare programmi per connettere, a questo hardware, più o meno qualsiasi oggetto elettronico, computer, sensori, display o attuatori, per tale motivo un simile "oggetto" si sposa perfettamente con la necessità di creare un sistema di acquisizione.

Arduino Yun

Nello specifico la scheda utilizzata è un Arduino Yun basata sul microcontrollore ATmega32u4 e un Atheros AR9331; l'Atheros è un server Linux che permette alla scheda di inviare dati tramite internet. La scheda è dotata di porta Ethernet 10/100 Mbit/s, interfaccia Wi-Fi 802.11 b/g/n (che permette la connessione a un router wireless), una porta USB-A, uno slot per micro SD card, 20 pin di ingresso /

uscita digitali (di cui 12 possono essere utilizzati come ingressi analogici), un quarzo da 16 MHz, una connettore micro USB per alimentazione a 5V.

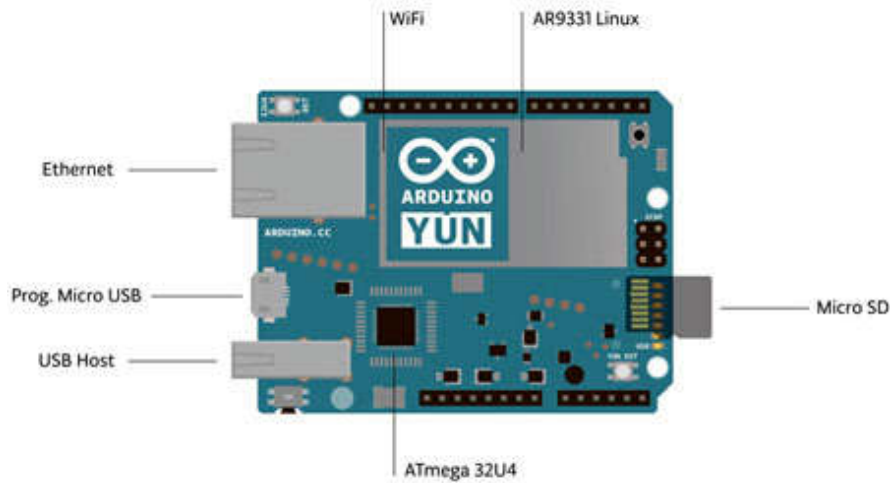


Fig.5.1: Arduino Yun

Nella scheda è presente una libreria Bridge che si occupa della comunicazione tra i due integrati dello Yun ed è composta da due parti diverse. Una parte, scritta in Python, gira sul processore GNU/Linux e ha tre funzioni:

- esegue programmi GNU/Linux, quando gli viene chiesto da Arduino.
- offre uno spazio di archiviazione condiviso, utile per la condivisione di dati, come le letture di un sensore tra l'Arduino e Internet
- riceve comandi provenienti da Internet e li passa direttamente alla scheda Arduino.

L'altra parte della libreria Bridge gira sull' microcontrollore Atmele32U4 e permette di accedere alla parte di Linino attraverso gli sketch.

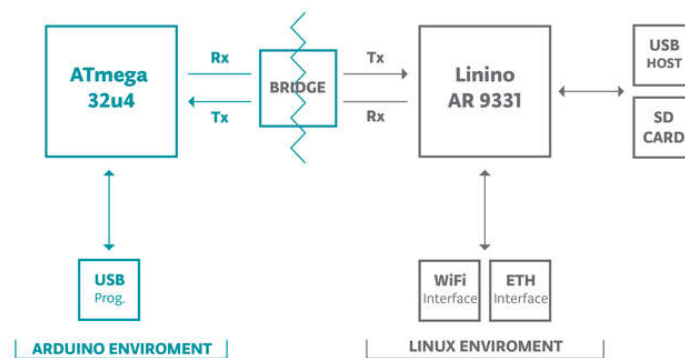


Fig.5.2: Funzionamento della libreria Bridge

5.1.1.2 Modem Umts e piattaforma Java

La scheda Arduino acquisisce i dati dei sensori, li elabora tramite il Microcontrollore e li invia al server Linux montato sulla scheda; grazie a una penna UMTS collegata alla Usb host della scheda Arduino il server Linux invia i pacchetti di dati acquisiti a una piattaforma Java.

La penna UMTS è equipaggiata con una scheda telefonica per l'invio e la ricezione dei dati a pacchetto. Tramite la piattaforma Java è possibile monitorare in tempo reale tutti i parametri del sistema e scaricarli sul PC in qualsiasi momento.

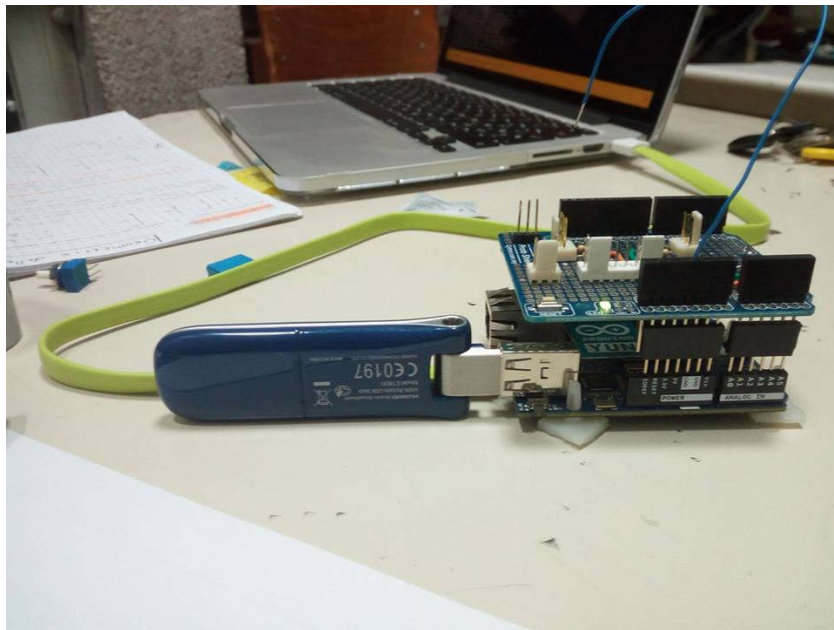


Fig.5.3: Scheda Arduino con Penna Umts



Fig.5.4: Interfaccia grafica piattaforma Java

I dati raccolti dal sistema di acquisizione sono:

- gli rpm della turbina
- la velocità e la direzione del vento
- la tensione ai capi di un carico resistivo
- la tensione della batteria che alimenta il sistema di acquisizione

Il sistema invia un vettore contenente tutti i parametri ogni 3sec.

5.1.2 Alimentazione sistema di acquisizione

Il sistema di acquisizione necessita di essere alimentato per poter funzionare e presenta un consumo medio di circa 0.5A a 5v (2.5watt/h)

Si è quindi accoppiato il sistema a una batteria da 80Ah da 12V, tale batteria è collegata a un pannello solare da 5watt/h tramite un regolatore di carica (Power Charge regulator), il regolatore ha il compito di staccare il pannello in caso di carica completa della batteria e fare in modo che la tensione di alimentazione del sistema rimanga stabile a 12v; e poi presente un regolatore di tensione chiamato step down che scala la tensione del regolatore da 12v a 5v, che è la tensione di alimentazione richiesta da Arduino.

In un sistema a 12v la scheda di acquisizione assorbirà circa 0.2A /h (deve essere rispettata la potenza di assorbimento che come detto prima è 2.5watt in un sistema a 5v) per cui anche in assenza di pannello la batteria accoppiata al sistema permette un'autonomia di circa 16 giorni (400H).

5.1.3 Misurazione dati Elettrici

5.1.3.1 Tensione

Come già detto spiegato nel capitolo III il tipo di generatore collegato alla turbina è un generatore sincrono trifase, per permettere quindi una misura adeguata della tensione in uscita dal generatore è necessario prevedere un sistema che permetta di trasformare la corrente alternata in corrente continua, si utilizza quindi un ponte a diodi trifase o "ponte raddrizzatore".

Diodo

I circuiti raddrizzatori utilizzano componenti come i Diodi che presentano la caratteristica di unidirezionalità, cioè permettono il passaggio della corrente solo in un verso. In figura è mostrata la caratteristica Tensione-Corrente di un diodo:

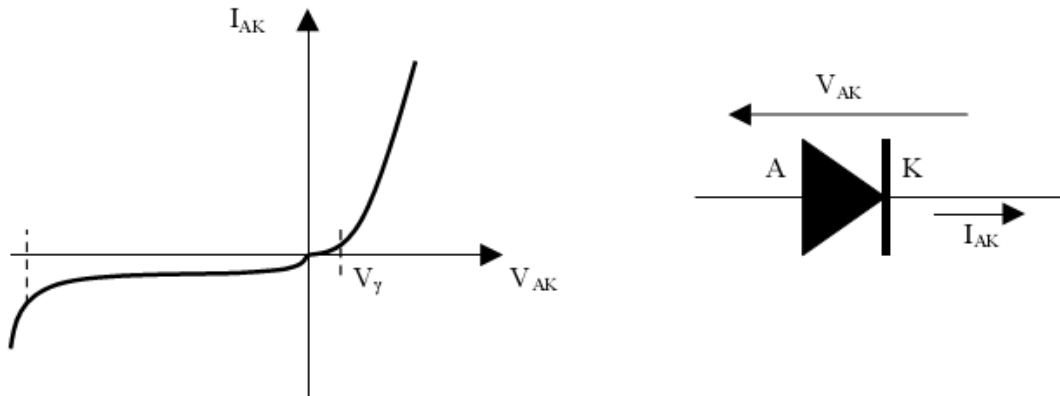


Fig.5.5: Caratteristica del diodo

Dalla caratteristica è evidente che per tensioni tra ANODO e CATODO positive il Diodo conduce, mentre per tensioni negative la corrente di conduzione è molto piccola. Sfruttando questa proprietà del diodo è possibile realizzare circuiti che permettono di ottenere tensioni continue da tensioni alternate.

Raddrizza

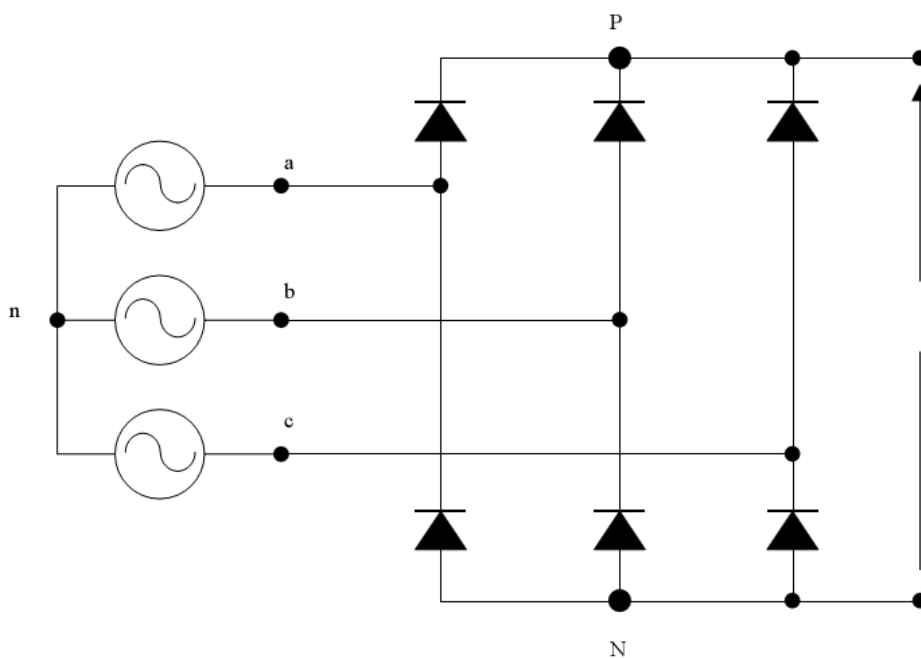


Fig.5.6: Schema elettrico di un raddrizzatore trifase

Ciascun diodo conduce quando la tensione tra l'anodo e il catodo è maggiore di zero (nei diodi reali la tensione V_{AK} deve essere maggiore di 0.7V) e risulta interdetto nel caso contrario.

In figura 5.2 viene mostrato in dettaglio lo stato di ciascun diodo in funzione delle tre tensioni di ingresso. La figura 5.3 mostra, inoltre, l'andamento della tensione in uscita tra i punti P-N) in assenza del condensatore che normalmente viene inserito in uscita per livellare la tensione.

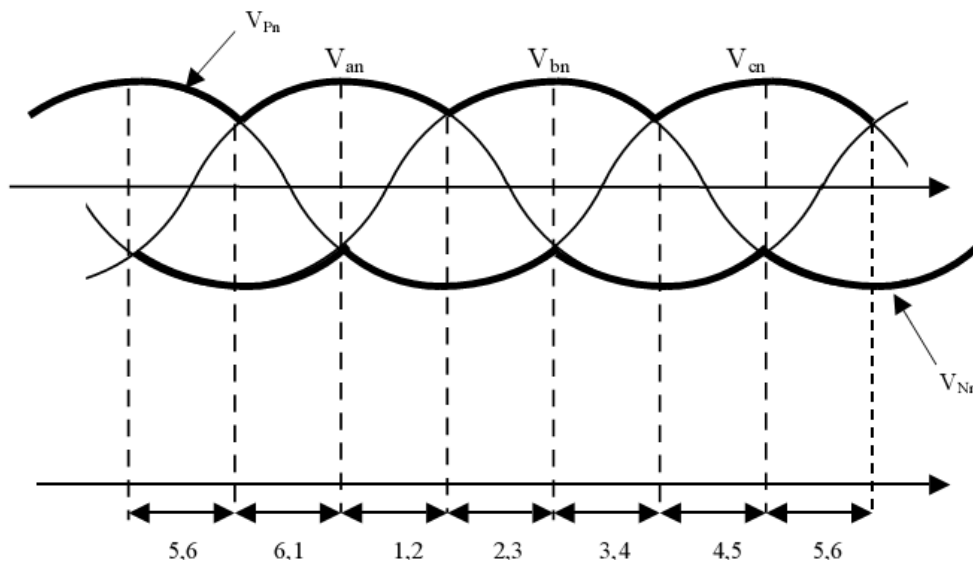


Fig.5.7: Sequenza dello stato dei diodi in un raddrizzatore trifase

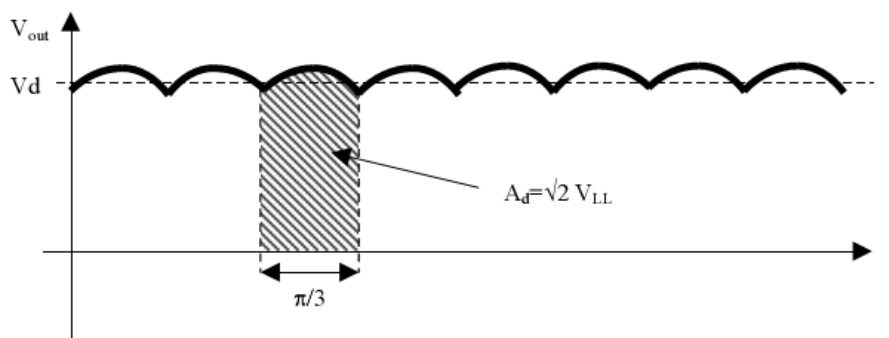


Fig.5.8: Andamento della tensione tra i punti P-N

Il valore medio della tensione in uscita al raddrizzatore trifase può essere calcolato mediante la relazione seguente:

$$V_d = \frac{A_d}{\pi/3} = 1.35V_{LL} \quad (5.1)$$

La presenza del diodo permettere quindi di avere i uscita dal generatore una corrente continua di cui sono facilmente misurabili le caratteristiche.

Il raddrizzatore scelto è Raddrizzatore Trifase che supporta una corrente massima di 30A e una tensione massima di 400Volt.

Modello: **SEMIKRON SKD30/04 A1**

Il raddrizzatore è alloggiato in una cassetta posta a valle del generatore



Fig.5.9: Alloggiamento ponte trifase

Misura della tensione

Le tensioni monitorate dal sistema di acquisizione sono due:

- Tensione in uscita dalla turbina: è quella che si genera ai capi del reostato posto a valle del generatore, come si vedrà nel dettaglio nel paragrafo successivo, tale parametro è fondamentale per il calcolo della potenza prodotta.
- Tensione ai capi della batteria del sistema di Alimentazione: questo valore serve a monitorare lo stato di carica della batteria e il funzionamento del pannello fotovoltaico.

Nella fig.5.10 si può vedere il tipico andamento della tensione ai capi della batteria durante il giorno e durante la notte, si evince che i tempi di ricarica della batteria in una giornata non nuvolosa sono

di circa 7 ore (8.30-15.30) e da quel momento in poi la tensione inizia a calare sempre più bruscamente.

Multimetri Per la determinazione delle due tensioni sono stati realizzati due multimetri; il funzionamento del multimetro si basa su quello che viene chiamato partitore di tensione.

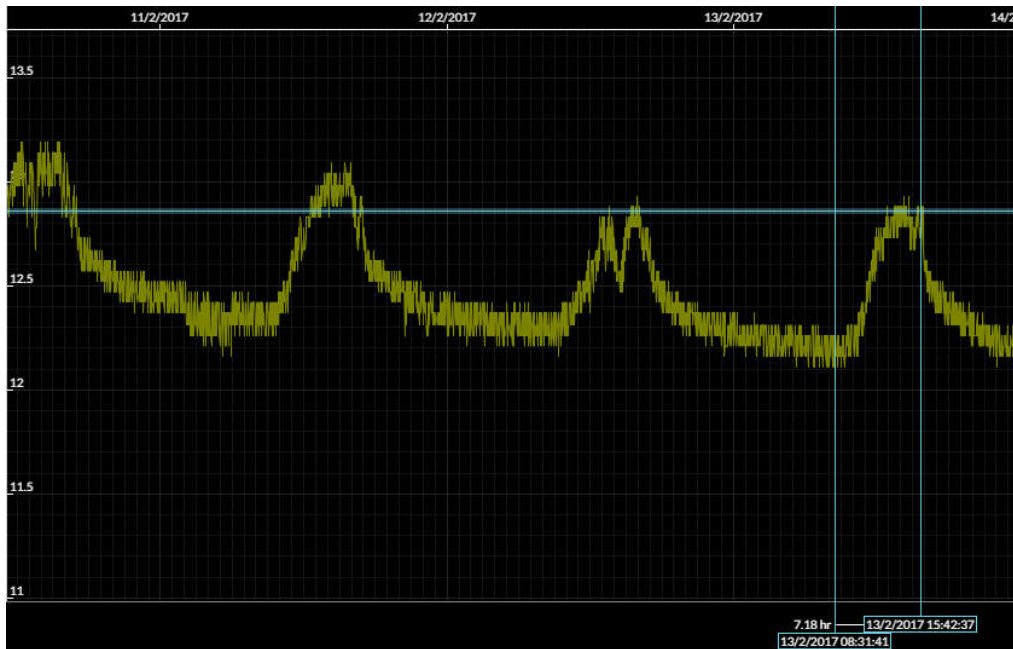


Fig.5.10: Tipico andamento della tensione ai capi della batteria

Il partitore usa una tensione di riferimento nota per determinarne una incognita tramite la Formula:

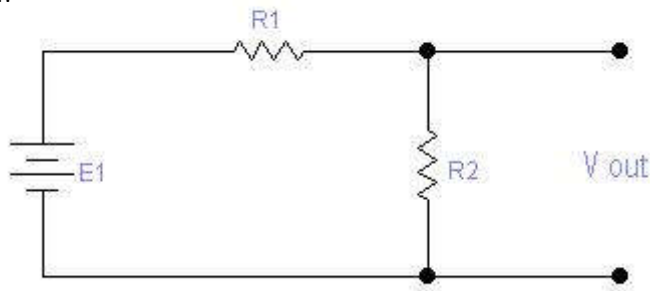


Fig.5.11: Schema elettrico del partitore di tensione

$$V_{out} = \frac{R_2}{R_2 + R_1} \cdot E_1 \quad (5.2)$$

$$\alpha = \frac{R_2}{R_1 + R_2} \quad (5.3)$$

$$V_{out} = \alpha \cdot E_1$$

Tensione di Riferimento

Nel nostro caso come tensione di riferimento è stata utilizzata la tensione di alimentazione del microcontrollore della scheda (2.56V) tale tensione ha il grande vantaggio di mantenersi sempre molto costante e sarà la nostra V_{out} ovvero la tensione che verrà letta da Arduino.

Per quanto riguarda la tensione in ingresso si è assunto il valore massimo che potrebbe assumere la tensione all'uscita dal generatore per un parametro di sicurezza per cui $40V \cdot 1.25 = 50V$

I pin analogici di Arduino non sono adatti a ricevere segnali con una tensione superiore a 5V, anche se come picco può capitare di raggiungere tensioni maggiori è sempre bene evitare che questo accada.

Resistenze

In teoria si ha che se $R_1 = R_2$ qualsiasi sia il loro valore quello che ottiene è un partitore di tensione simmetrico ossia applicando in ingresso 10V in uscita si avranno 5V, variando il rapporto tra R_1 ed R_2 a favore di R_1 ($R_1 > R_2$) in uscita al partitore di tensione si avrà una tensione di uscita inferiore a $V_i/2$; variando il rapporto a favore di R_2 ($R_1 < R_2$) si ottiene una $V_o > V_i/2$.

Dato che questo voltmetro deve essere adatto a misurare tensioni nell'ordine di 50V, occorre inserire un partitore di tensione R_1 e R_2 il cui rapporto (ratio) sia pari a 20 (teorico) essendo la nostra V_{out} 2.56V

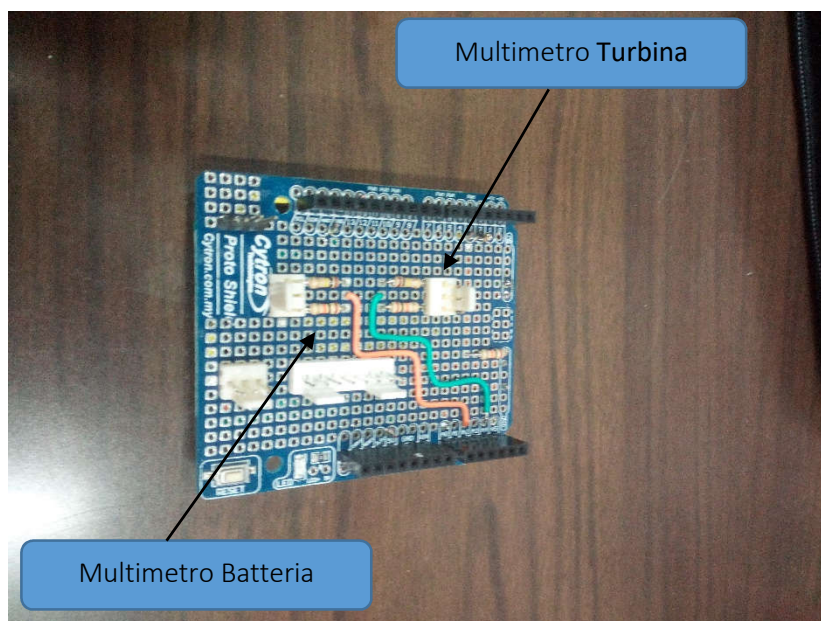


Fig.5.12: Multimetri per la misura della tensione

Per cui abbiamo scelto $R_1 = 200K\Omega$ e $R_2 = 10K\Omega$

5.1.3.2 Potenza

La tipologia di aerogeneratore che si sta progettato è pensato per essere collegato ad una batteria. Tuttavia, test con una batteria non è raccomandabile, perché le condizioni di misura non sono fisse: una batteria caricata per metà della sua capacità totale, impone un carico diverso sulla turbina rispetto a batteria completamente scarica e in questo modo è difficile ottenere una corretta misurazione delle performance elettriche.

Il ponte trifase è quindi collegato in parallelo con un carico resistivo costituito da un reostato a resistenza variabile; il reostato è un elemento che simula un utilizzatore collegato alla generatore e fondamentalmente trasforma la potenza elettrica in energia termica; Il Carico resistivo è dotato di un selettore che permette di modificare la resistenza da un minimo di 0 ohm a un massimo di 50 ohm. L'utilizzo di questa tipologia di elemento permette quindi di ricavare varie curve di potenza per differenti carichi resistivi.

Si sono effettuate prove con carichi resistivi di 1.5 ohm 2.5 ohm, in effetti per avere una buona base statistica si dovrebbero effettuare campagne di misura di 3 mesi per ogni resistenza, il rischio effettivo è di non essere in grado di trovare la giusta resistenza che permette di ottenere il massimo C_p aerodinamico della turbina.

La condizione ideale sarebbe quella di testare la turbina con un inverter di tipo PPT in grado di modificare il carico resistivo a seconda della condizione di funzionamento dell'aerogeneratore in modo da far lavorare la turbina sempre nella condizione ottima per diversi regimi di vento.

Il multimetro collegato ai capi del reostato permette di conoscere la differenza di potenziale da cui, nota il valore della resistenza, è possibile risalire al valore della potenza elettrica prodotta dalla turbina, risulta infatti che:

$$P_{elettrica} = \frac{U^2}{R} \quad (5.2)$$

5.1.4 Misurazione dei Parametri Ambientali e Numero di Giri

5.1.4.1 Rpm

Il numero di giri del rotore è stato misurato attraverso un sensore laser.

Il sensore invia un fascio laser e dà in uscita una variazione di tensione ogni volta che tale fascio viene interrotto, in particolare l'uscita del sensore è un onda quadra con un alto di 5V corrispondente al fascio di luce a vuoto e un basso di 0V che corrisponde al momento in cui il sensore intercetta una delle pale, utilizzando un tempo di campionamento di 1sec e contando i fronti di risalita del segnale è possibile risalire alla frequenza del fenomeno in Hertz.

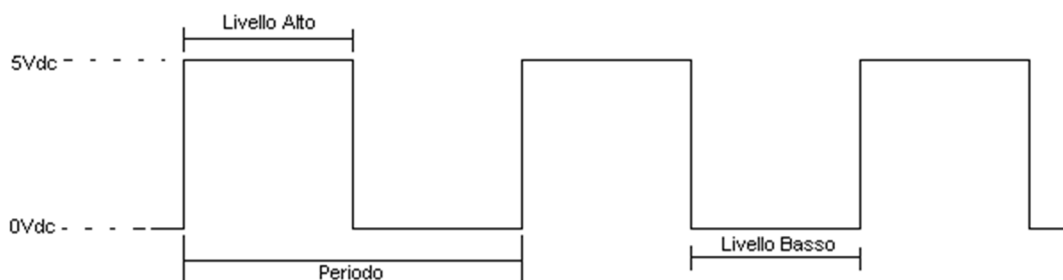


Fig.5.13: Segnale in uscita del sensore laser

Considerando che la pala è costituita da tre pale si avrà che:

$$RPM = Frequenza \cdot \frac{60}{3} \quad (5.3)$$

In corrispondenza del punto in cui il fascio laser colpisce il rotore sono state poste delle superfici riflettenti.



Fig.5.14: Sensore laser



Fig. 5.15: Rotore con superfici riflettenti

La variazione di tensione viene letta da un pin digitale posto sul sistema di acquisizione.
Il sensore laser è stato alloggiato in una contenitore appositamente realizzato tramite stampante 3d al di sotto della navicella.

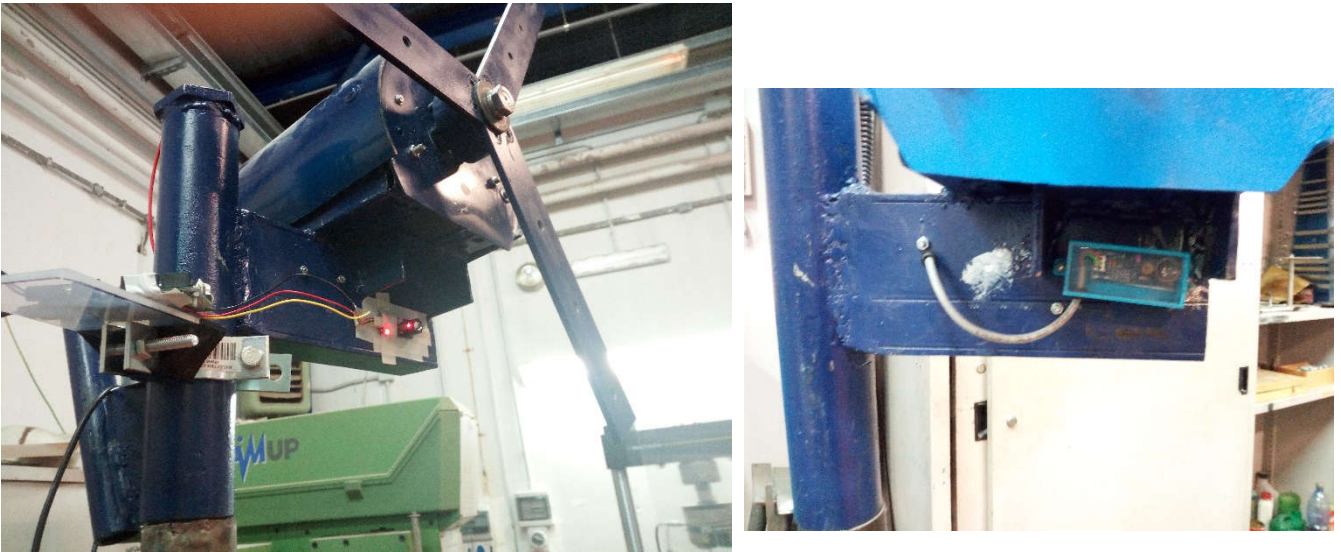


Fig.5.16: Alloggiamento sensore laser

5.1.4.2 Velocità e direzione del Vento

La direzione e l'intensità della fonte ventosa sono misurate tramite due anemometri:

Velocità

Un anemometro a coppe modello NRG #40C

Un magnete a quattro poli induce una tensione sinusoidale in una bobina producendo un segnale di uscita con frequenza proporzionale alla velocità del vento

Direzione

Un anemometro a banderuola modello NRG 200P

Un voltaggio analogico in uscita direttamente proporzionale alla direzione del vento è prodotto quando viene applicata una tensione di eccitazione DC da 5v costante al potenziometro, il segnale è inviato al pin analogico del sistema di acquisizione.



Fig.5.17: Anemometro a coppe e banderuola

5.1.5 Allestimento prova sperimentale

Le prove sperimentale sono state effettuate in un campo aperto grazie alla gentile concessione del campo volo Air Patria che ha gentilmente concesso la disponibilità di uno spazio aperto custodito con una buona fonte ventosa a prevalenza nord nordovest.

L'allestimento è stato effettuato seguendo le indicazioni della IEC 61400-12-1 ovvero l'International Standard che regola la misura delle performance elettriche di una turbina eolica.

In base alla normativa il sistema di acquisizione deve essere posto a 2.5D (6m) dal palo di supporto della turbina.

La banderuola dà in uscita un valore angolare in cui lo zero corrisponde al nord magnetico, per cui in fase di installazione è necessario rispettare tale posizionamento facendo in modo che la tacca di

riferimento dello strumento sia diretta verso il nord; l'anemometro a coppe deve essere posto a un angolo di 90° rispetto alla banderuola.

Installazione turbina

La turbina è stata montata su un palo di 3m; il palo è fermato con sei cavi di acciaio da 6mm di fissati al terreno con sei picchetti; i cavi di acciaio sono collegati al palo di supporto tramite due ralle poste a differenti altezze.

Ai due capi di ogni singolo cavo è montato un tendicavo che mantiene costantemente il cavo in tensione, e collega il cavo da un'estremità al picchetto e all'altra estremità alla ralla.

Le due sono poste a 92.5cm la prima, e 185cm la seconda.

Ogni cavo forma un angolo di 45° con il terreno e anche i picchetti devono essere piantati nel terreno secondo tale angolo.

Il ponte a diodi posto in una cassetta stagna a valle del generatore è collegato tramite dei cavi che passano all'interno della turbina sino al reostato.

Il reostato è collocato in una cassa in legno appositamente realizzata, tale cassetta è ricoperta da un telo impermeabile.



Fig.5.18: Turbina eolica a palo di supporto

Installazione Anemometri e sistema di Acquisizione

Il palo di supporto su cui sono posti i due anemometri e il pannello solare e alto 2,5m, tale palo considerando è collegato al terreno con tre cavi di acciaio che hanno le stesse caratteristiche dei cavi del palo di supporto della turbina. Ai piedi del palo è presente una cassetta stagna che contiene la scheda Arduino, il regolatore di carica e i cavi provenienti dalla varie parti del sistema. Ispirandoci al favola del “mago di Oz” abbiamo affettuosamente battezzato la turbina eolica Dorothy e il sistema di acquisizione Toto il suo fedele cane.

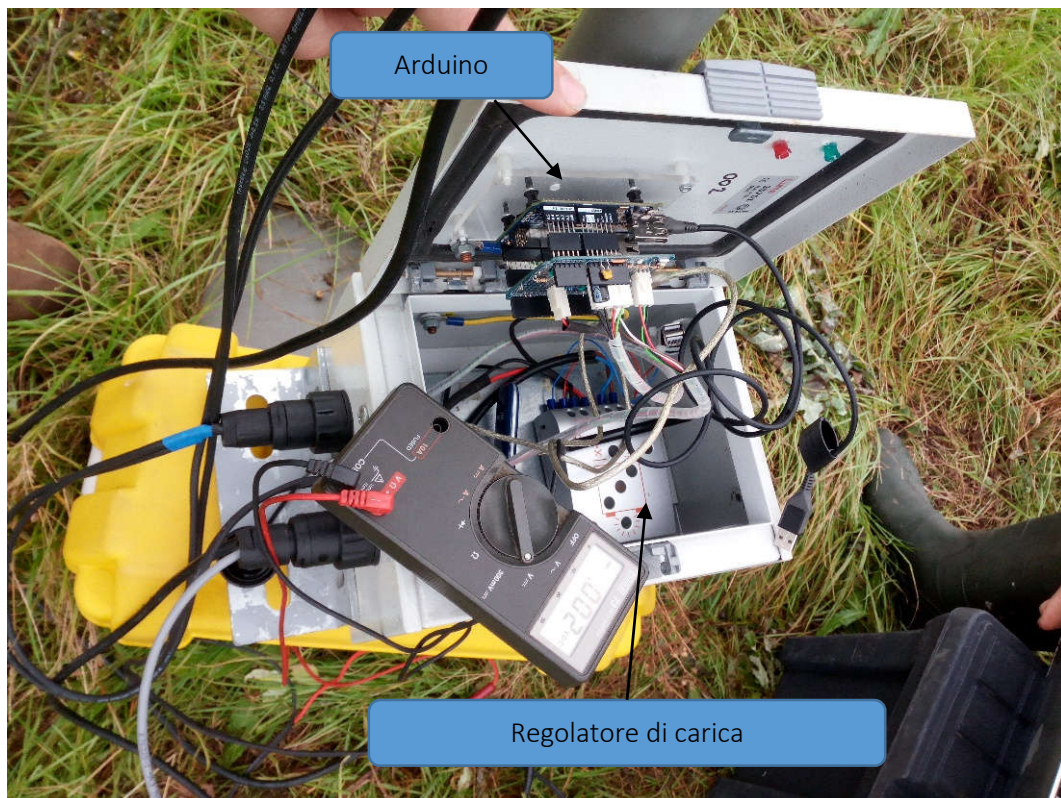


Fig.5.19: Cassetta stagna sistema Acquisizione



Fig.5.20: Dorothy e Toto

6 CAPITOLO VI: ANALISI DEI RISULTATI E CONCLUSIONI

Dopo aver installato la turbina e il sistema di monitoraggio si è iniziata una campagna di acquisizione dati a partire dal 28 dicembre e attualmente il sistema continua raccogliere e inviare dati in tempo reale.

I test sono stati effettuati a differenti carichi resistivi in modo da riprodurre il comportamento dell'aerogeneratore simulato nella fase del dimensionamento del generatore.

Si analizzeranno nel dettaglio le prestazioni della turbina basandosi sulla normativa IEC 61400-12-1.

A partire dalle curve ricavate si analizzerà il funzionamento del sistema di messa in sicurezza; si esporranno le criticità del prototipo venute alla luce durante questi due mesi di test e si esporranno i vari problemi sorti durante questa fase.

Si farà infine una breve valutazione dei costi e dei tempi di realizzazione del prototipo.

6.1 ANALISI DEI DATI

Come già detto nel capitolo V il sistema di acquisizione invia un pacchetto di dati ogni 3sec. Risulta necessario quindi un strumento che permetta di filtrare e rendere "leggibile" un grandissima mole di risultati.

La curva di potenza di un aerogeneratore descrive, in termini di potenza, il comportamento della turbina eolica al variare della velocità istantanea del vento all'altezza del mozzo. La curva di potenza è un documento fondamentale perché descrive il comportamento "reale" dell'aerogeneratore: i valori specificati, infatti, non sono stimati, ma provengono da una campagna di prove sul campo, ed i valori espressi sono al netto di tutte le perdite aerodinamiche e meccaniche caratteristiche della macchina eolica. La curva di potenza, per avere un significato "ingegneristico", deve, quindi, essere corredata dalle condizioni di prova che ne definiscono l'ambito di validità.

L'argomento deve essere analizzato sulla base di quanto previsto dalla norma CEI-EN 61400-12-1 ED.2007 "Sistemi di generazione a turbina eolica. Parte 12-1: Misure delle prestazioni di potenza degli aerogeneratori".

La norma nel suo sommario chiarisce le finalità per le quali è stata emanata: *"La presente Norma prescrive una metodologia per la misurazione e l'analisi delle prestazioni di potenza di un singolo aerogeneratore di qualsiasi tipo e taglia connesso alla rete elettrica. Tale metodologia ha l'obiettivo di garantire un livello qualitativo della misurazione con elevate caratteristiche di consistenza, accuratezza e riproducibilità. Inoltre la Norma descrive la procedura per determinare le caratteristiche*

prestazionali di piccoli aerogeneratori quando connessi alla rete elettrica o ad un sistema di batterie. La procedura può essere utilizzata per la valutazione prestazionale di specifici aerogeneratori in specifiche località, ma anche per confronti generici fra modelli differenti di aerogeneratori o fra aerogeneratori con regolazioni differenti.” Alla luce di quanto sopra esposto, non è necessario che la norma CEI-EN 61400-12-1

La figura 1 riporta una forma semplificata di curva di potenza. I valori notevoli della velocità, caratteristici di una curva di potenza, sono tre:

- velocità di inizio produzione (velocità di taglio inferiore): è la velocità minima di funzionamento della turbina eolica. Per velocità del vento inferiori a questo valore, l'aerogeneratore è "frenato" meccanicamente e non produce energia.
- Velocità nominale: è la velocità ottima di funzionamento della turbina. In corrispondenza di tale valore della velocità del vento, l'aerogeneratore sviluppa per la prima volta la potenza nominale di targa. Per velocità del vento superiori a questo valore, il sistema di controllo (passivo o attivo) della potenza entra in funzione per limitarla al valore nominale.
- Velocità massima di funzionamento (velocità di taglio superiore): è la velocità massima di funzionamento della turbina eolica. Per velocità del vento superiori a questo valore, il sistema di controllo (passivo o attivo) della velocità di rotazione della turbina entra in funzione per arrestare il funzionamento della macchina eolica.

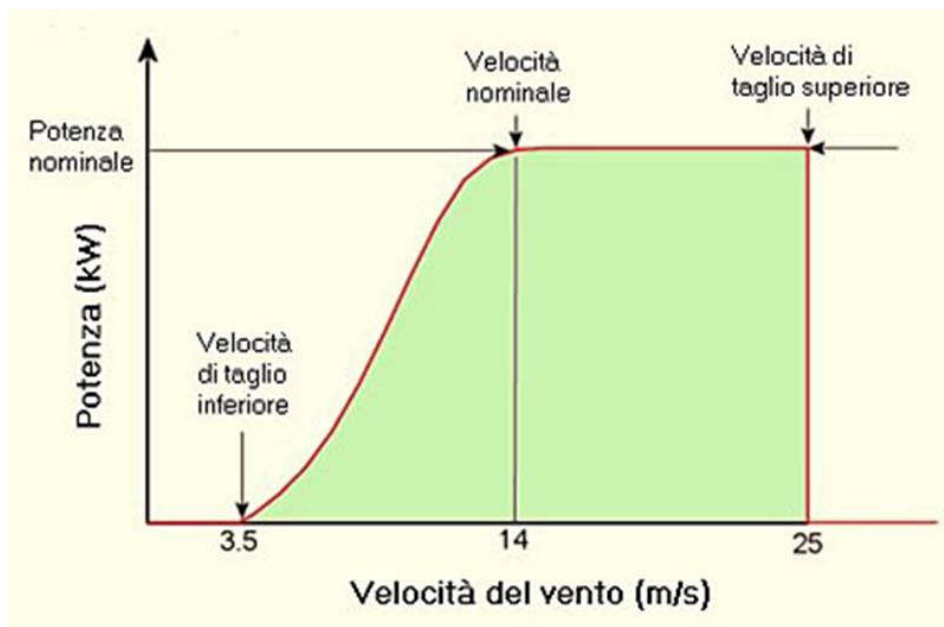


Fig.6.1: Curva di potenza schematica di un generatore eolico

Si riporta di seguito un esempio di come appaiano i dati prima del filtraggio.

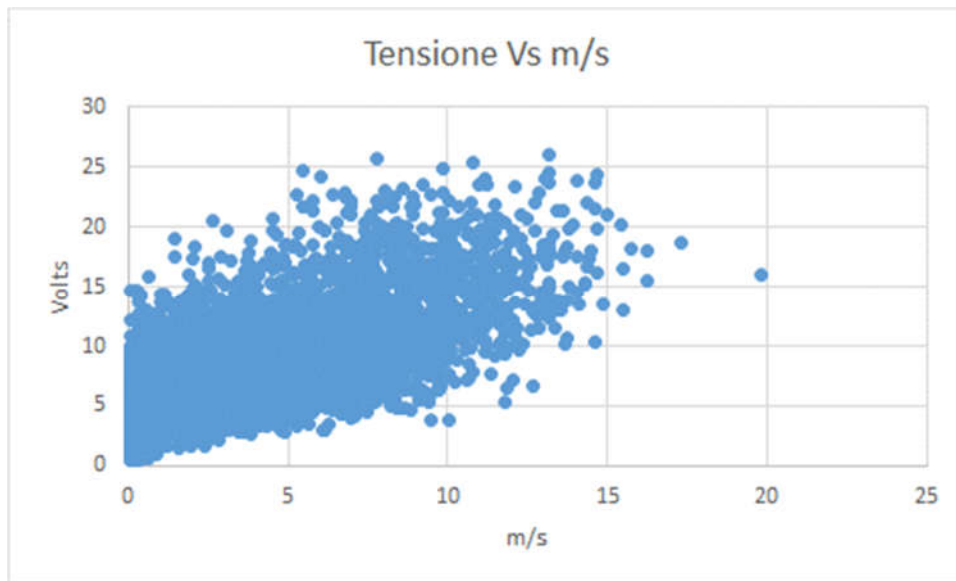


Fig.6.2: Dati acquisiti dal 28-12-2016 al 5-1-2017

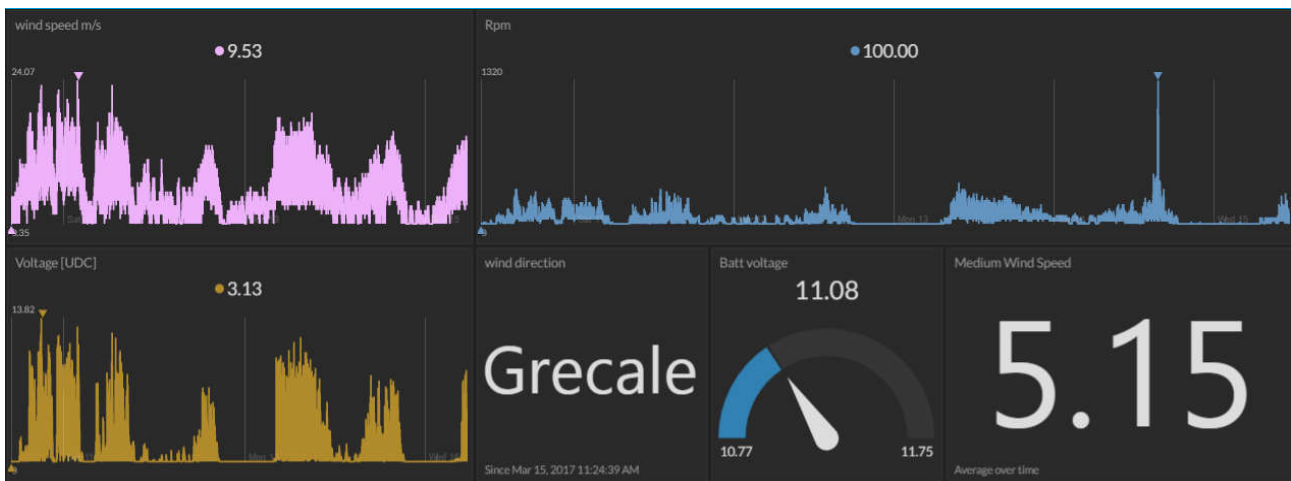


Fig.6.3: Esempio di time lapse fornito dal sistema di acquisizione

6.1.1 Creazione del database in base alla normativa per la generazione delle curve

- 1) I dati acquisiti devono essere mediati in intervalli da 1min, la normativa prevedrebbe una frequenza di invio di 1Hz nell'nostro caso il sistema invia il pacchetto di dati ogni 3sec, per cui la media è stata fatta su 20 dati
- 2) I dati devono essere presi durante le fase di funzionamento "normale"

- La direzione del vento deve essere all'interno dei settori di misura, ovvero quelle direzioni in cui gli anemometri non si trovino ad operare nella scia della turbina; nel nostro caso l'anemometro è posto a nord est allineato in questa direzione rispetto alla turbina, per cui i settori esclusi sono il settore sud e il settore sud ovest
- Bisogna eliminare la presenza di ostacoli dai settori di misura, nel nostro caso un capannone posto a ovest della turbina ha fatto sì che anche tale settore venisse considerato con attendibile

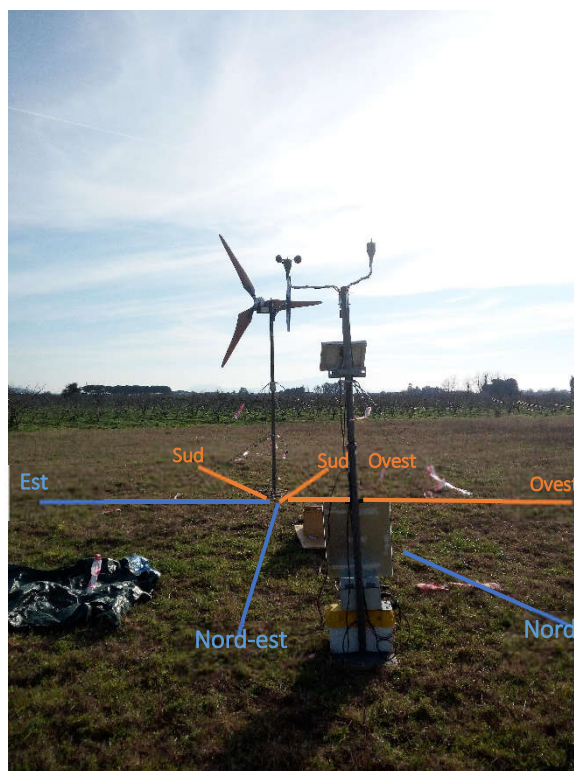


Fig.6.4: Posizionamento turbina rispetto agli anemometri, i settori arancioni nella foto sono quelli esclusi dal database

3) I dati vanno poi collezionati utilizzando la procedura del “metodo dei contenitori”, ogni contenitore deve estendersi di 0.5m/s e in tali contenitori si considera il valore medio di ogni misura presa in considerazione, il centro di ogni contenitore deve essere costituito da multipli di 0.5m/s Per cui ad esempio il contenitore centrato in 1.5m/s conterrà tutti quei valori compresi fra 1.25m/s e 1.75m/s

- Ogni contenitori dovrebbe contenere un minimo di 30 elementi
- La campagna di acquisizione dati dovrebbe durare un minimo di 180h

- Nel caso in cui un contenitore non soddisfa il requisito dei 30 elementi è possibile interpolare linearmente i due contenitori adiacenti

$$V_i = \frac{1}{N_i} \sum_{j=1}^{N_i} V_{n,i,j} \quad (6.1)$$

V_i è la velocità normalizzata e mediata nel bin i-esimo

$V_{n,i,j}$ è la velocità normalizzata del data set j nel bin i-esimo

N_i è il numero di elementi ricavati effettuando la media a 1 min. nel bin i-esimo.

Le prove sperimentali sono state effettuate a due differenti carichi resistivi.

6.1.2 Imparare dai Propri errori e leggi di Murphy

Corollari delle leggi di Murphy:

1. *Niente è facile come sembra.*
2. *Tutto richiede più tempo di quanto si pensi.*
3. *Se c'è una possibilità che varie cose vadano male, quella che causa il danno maggiore sarà la prima a farlo.*
4. *Se si prevedono quattro possibili modi in cui qualcosa può andare male, e si prevengono, immediatamente se ne rivelerà un quinto.*
5. *Ogni soluzione genera nuovi problemi.*
6. *Per quanto nascosta sia una pecca, la natura riuscirà sempre a scoprirla.*

L'idea iniziale prevedeva di effettuare le prove a tre differenti carichi resistivi (1,5ohm 2,5 ohm e 6,7 ohm) purtroppo affinché si riesca a ottenere una buona base statistica ogni prova avrebbe bisogno dalle 2 alle 3 settimane di acquisizione dati in modo da ricoprire una fascia quanto più ampia di casistiche relative alle velocità dei venti e ovviamente nelle fasi sperimentali le leggi di Murphy sono requisiti fondamentali da pretendere in considerazione!

Nella notte fra il 5 e il 6 gennaio una serie di forti raffiche di vento con picchi di 130Km/h hanno causato il crollo della torre di supporto della turbina, si è pensato inizialmente che i tiranti non avessero retto gli sforzi agenti sulla turbina si è poi scoperto dopo una sopralluogo sul campo che le vibrazioni avevano allentato i tendicavi sino a causarne il completo svitamento con conseguente caduta della struttura su cui era montata la turbina.



Fig.6.5: Foto scattata sul campo volo il giorno dopo il cedimento dei tendicavi

Per ovviare a questo problema si è utilizzata una tecnica che viene attualmente utilizzata nei tiranti dei pali che sorreggono i cavi nelle applicazioni ferroviarie.

I due capi dei tendi cavo vengono bloccati con delle fascette in modo da evitarne lo svitamento dovuto a causa delle vibrazioni.



Fig. 6.6: Blocco per evitare lo svitamento dei tendi cavo

La caduta ha danneggiato una delle tre pale, ma fortunatamente la semplicità realizzativa ha permesso in una giornata di realizzare un nuovo set di pale.

Purtroppo però l'impatto con il suolo ha modificato l'angolo della struttura che sorreggeva il supporto, tale variazione ha modificato il comportamento del sistema di messa in sicurezza che a causa di questa modifica entra in funzione ha un velocità maggiore rispetto a quanto era stato previsto.

I problemi appena esposti hanno comportato che le prove sulle resistenze sono state effettuate solamente a due carichi 1,5ohm e 6,7ohm.

6.1.3 Analisi delle curve

6.1.3.1 Tensione vs Rpm

Dopo aver analizzato i dati secondo la procedura prima esposta si sono in prima istanza analizzata la curva della tensione al variare degli rpm confrontando la curva dichiarata dal produttore con quella ricavata sul campo.

Come già visto nel capitolo III l'andamento della tensione al variare degli rpm è una caratteristica propria del generatore indipendente dal carico applicato

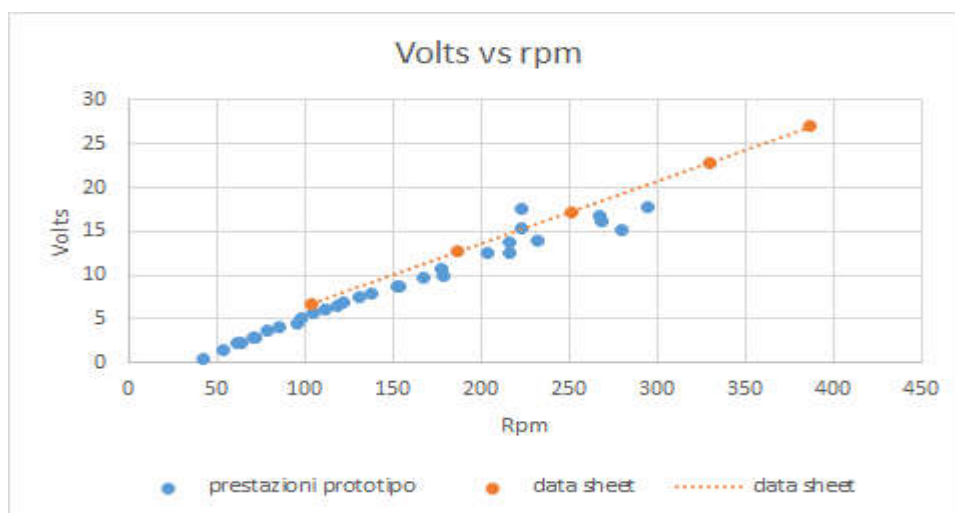


Fig. 6.7: Tensione al variare degli rpm

Come si può notare le curve risultano praticamente identiche, i valori leggermente più a bassi delle tensioni ricavate sul campo sono da addurre alla resistenza del cavo che collega la turbina al reostato

che evidentemente comporta una leggera caduta di tensione; le tensioni dunque rispettano la relazione lineare al variare ricavata nel capitolo 3.

6.1.3.2 Curva di potenza ed efficienza al variare del vento

Carico 1,5 ohm (dati acquisiti dal 28 dicembre 2016 a 5 gennaio 2017)

La prima curva che si riporta è relativa al carico di 1,5ohm prima del 5 gennaio prima cioè del crollo del palo di supporto.

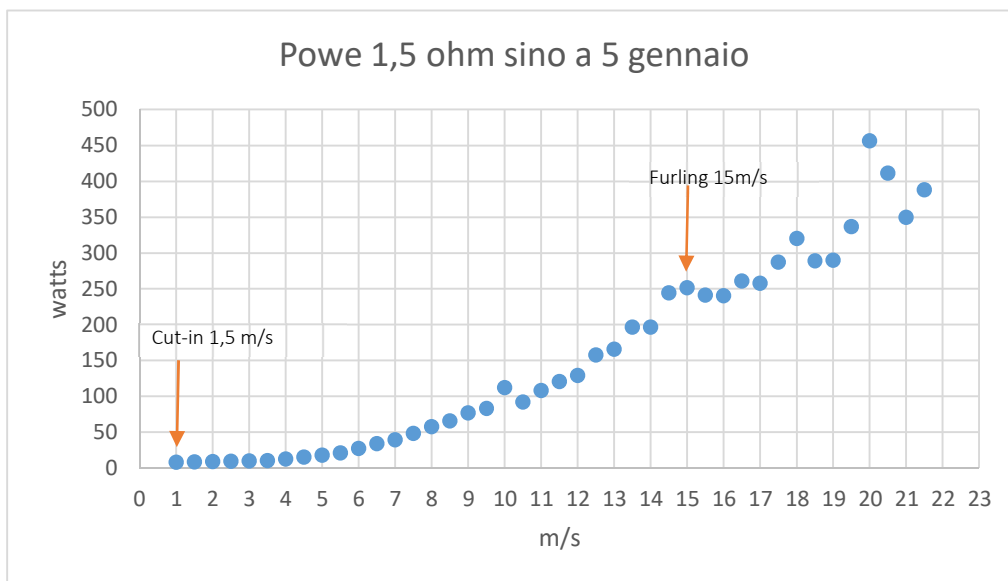


Fig. 6.8: Power vs wind

La turbina raggiunge 250watt intorno ai 15m/s velocità in cui inizia ad entrare in funzione il sistema di messa in sicurezza che come si può vedere dal grafico rispetta il requisito di potenza massima di 450 Watts. Le due frecce rosse indicano rispettivamente la **velocità di cut-in 1,5 m/s** e la **velocità di furling 15 m/s**.

Si può subito notare come le stime di produzione sino state molto ottimistiche anche perché nel programma realizzato nel capitolo 3 non si era tenuto in considerazione la variazione del rendimento del generatore al variare degli rpm.

Si è poi calcolato il rendimento del generatore utilizzando la formula:

$$Cp_{gen} = \frac{Power}{\left(\frac{1}{2} * \rho_{air} * A_{swept} * V^3\right)} \quad (6.2) \quad \text{dove } A_{swept} = \pi * R_{turbina}^2$$

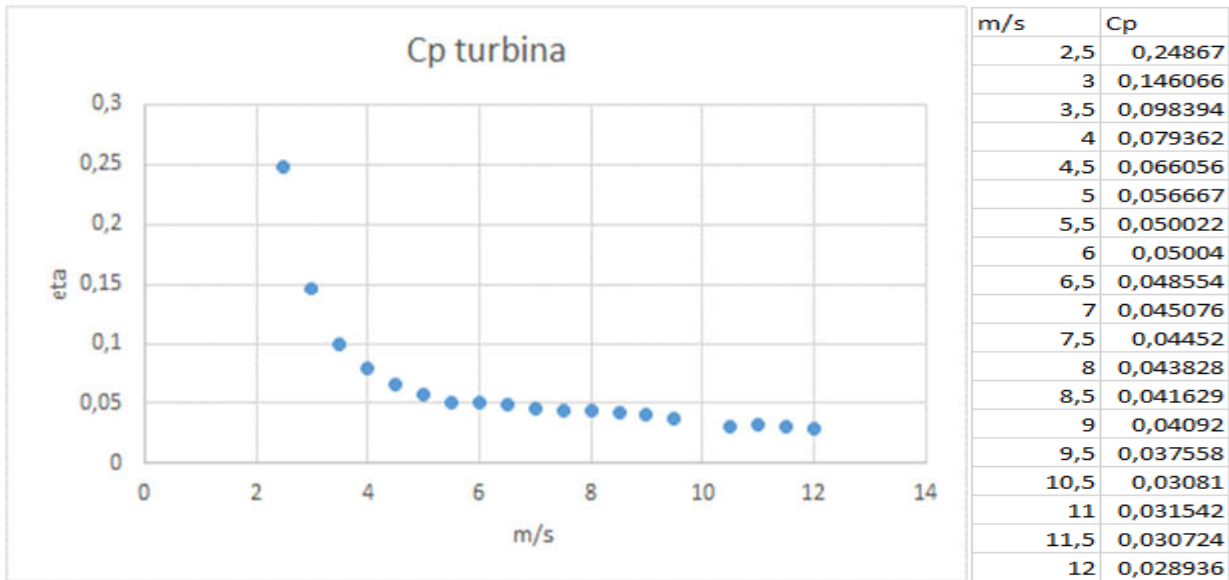


Fig.6.9: Cp turbina

Noto quindi il rendimento del generatore (fig. 3.3) si è calcolato il rendimento aerodinamico del rotore.

$$Cp_{aero} = \frac{Cp_{gen}}{eff_{gen}} \quad (6.3)$$

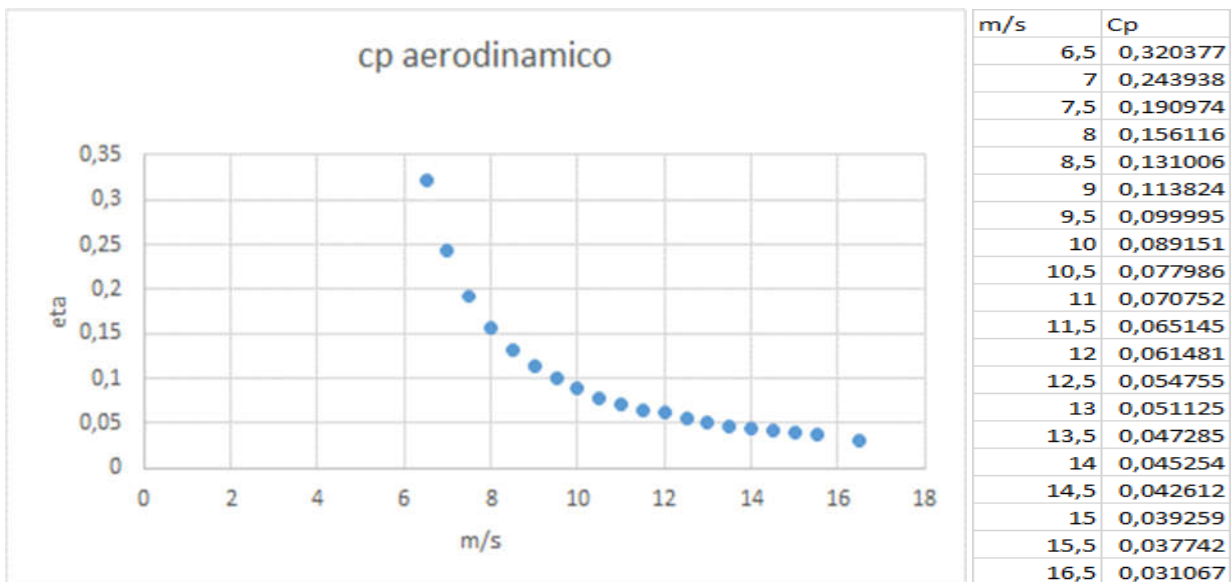


Fig.6.10: Cp aerodinamico del rotore

Carico 1,5 ohm (dati acquisiti dal 28 febbraio al 10 Marzo 2017)

Si riporta di seguito l'andamento della curva di potenza allo stesso carico resistivo in seguito al danneggiamento avvenuto a seguito del cedimento dei tiranti.

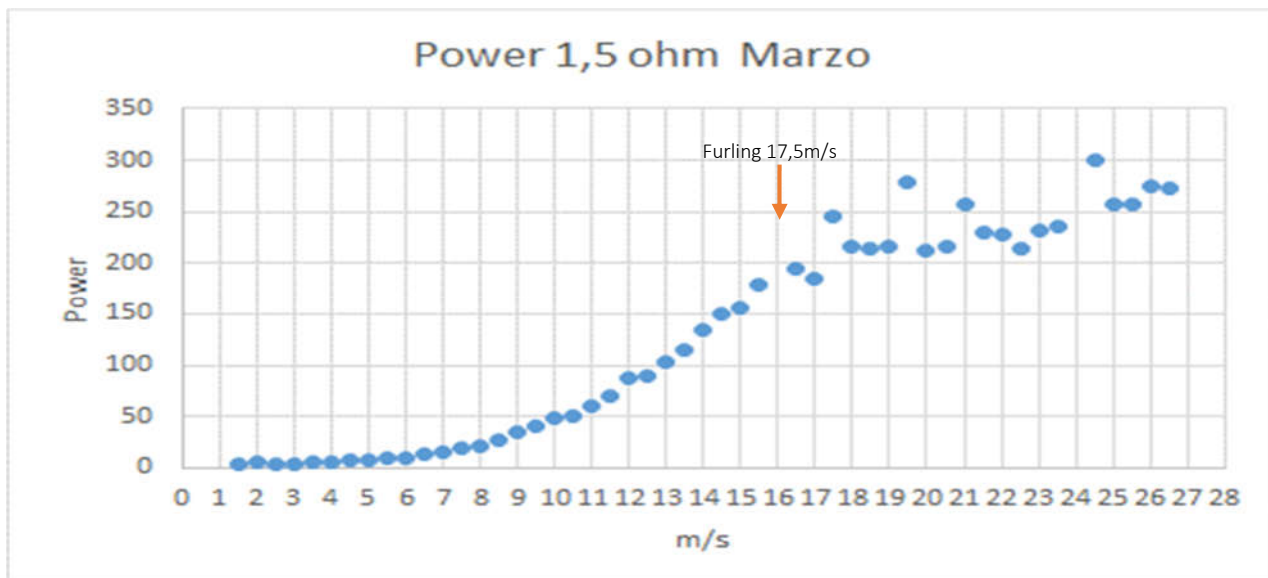


Fig.6.11: Power vs wind dopo danneggiamento turbina

Si nota come la velocità di furling si sia spostata a 17,5 m/s.

In seguito alla caduta si è inoltre riscontrata una maggiore inerzia della turbina nell'adattarsi ai repentini cambi di direzione del vento, ciò comporta che per una stessa velocità l'intervallo fra gli rpm medi calcolati con la normativa e gli rpm massimi che la turbina è in grado di raggiungere sia molto ampio.

Si riporta il grafico della distribuzione dei massimi alle differenti velocità del vento, su tale grafico si è tracciata una linea di tendenza che approssimasse l'andamento generale dei vari punti, nel grafico è indicato anche il valore del **coefficiente di regressione**.

Tale coefficiente è compreso tra 0 e 1, ed è tanto più elevato quanto la retta o a la curva passa vicino ai punti arrivando a 1 quando tutti i punti sperimentali sono collocati esattamente sulla curva e quindi ogni Y_i può essere predetto con precisione totale dal corrispondente valore X_i .

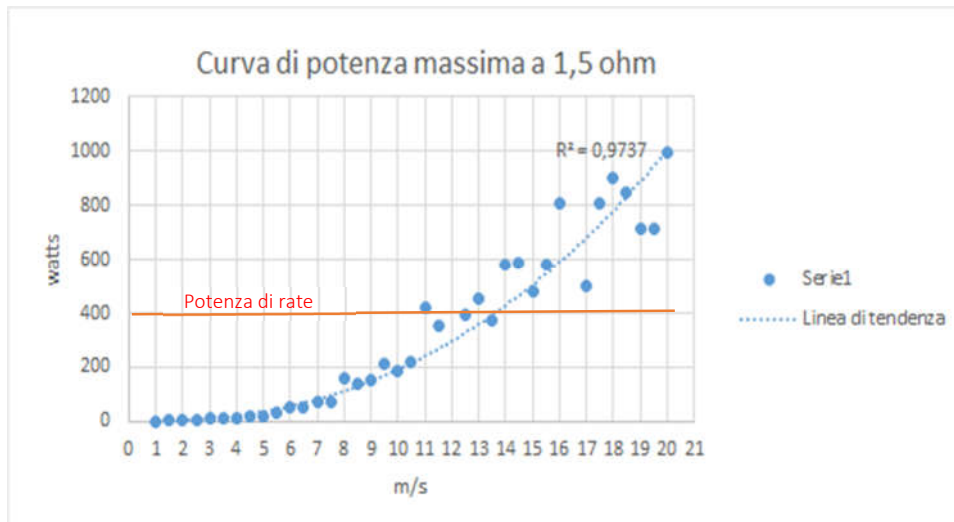


Fig.6.12: Powermax vs wind

Si nota come potenzialmente la turbina sarebbe in grado di raggiungere una potenza di 400watt (Potenza di rate del generatore) a una velocità del vento di 13m/s.

Nel caso in cui la turbina seguisse il comportamento della curva di tendenza il Cp generale della turbina risulterebbe mediamente più alto di quello determinato per la curva media.

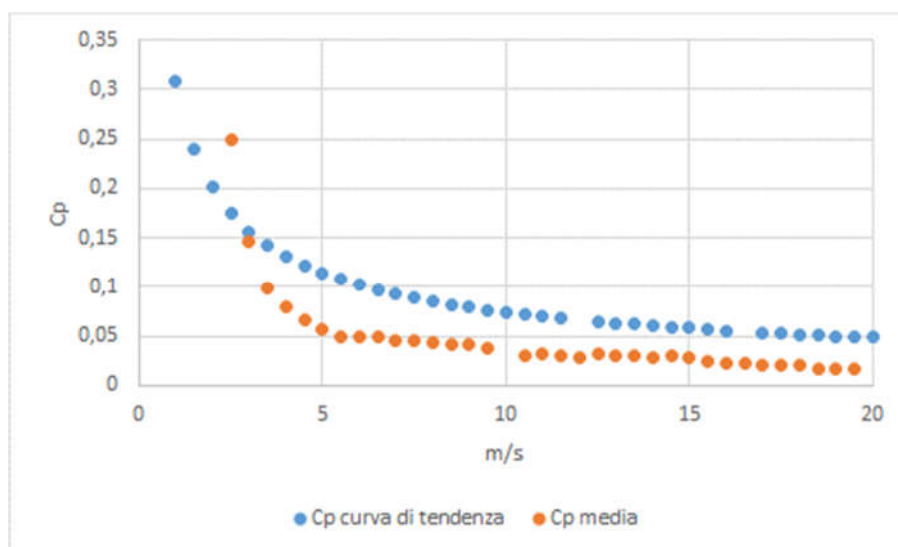


Fig.6.13: Confronto fra il Cp ricavato dai valori medi e il Cp ricavato dai valori massimi degli rpm

Carico 6,7 ohm (dati acquisiti dal 9 al 27 febbraio 2017)

Si riporta la curva di potenza al variare dei venti con un carico resistivo di 6,7 ohm

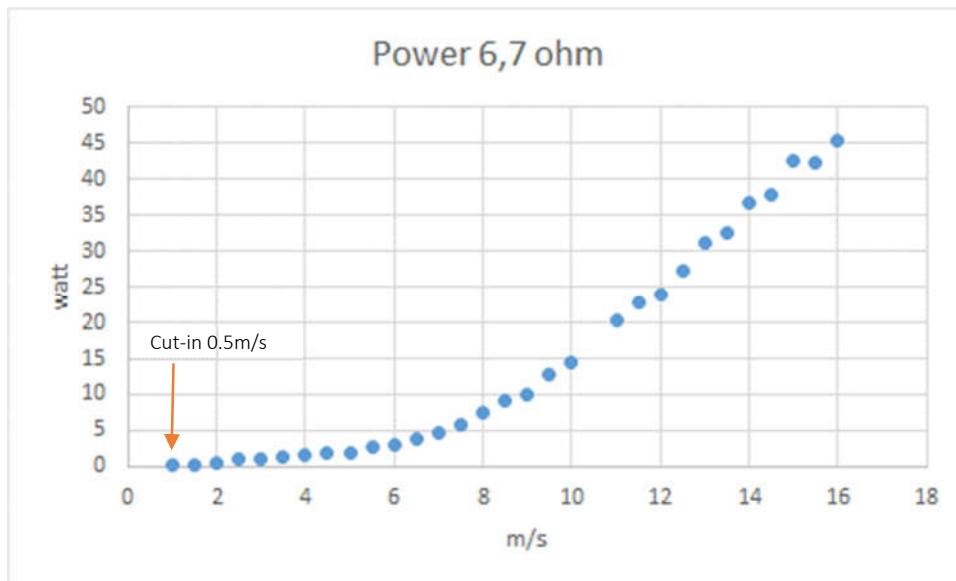


Fig.6.14: Power vs wind

La potenza prodotta dalla turbina come era prevedibile a causa del carico resistivo maggiore, risulta molto inferiore a quella vista nel caso precedente, la velocità di cut-in è in questo caso 0,5 m/s; non è riscontrabile una velocità di furling, purtroppo durante il mese di febbraio non sono mai stati registrati venti superiori a 17m/s.

Si riporta inoltre il grafico del Cp aerodinamico ricavato per il carico di 6,7 ohm.

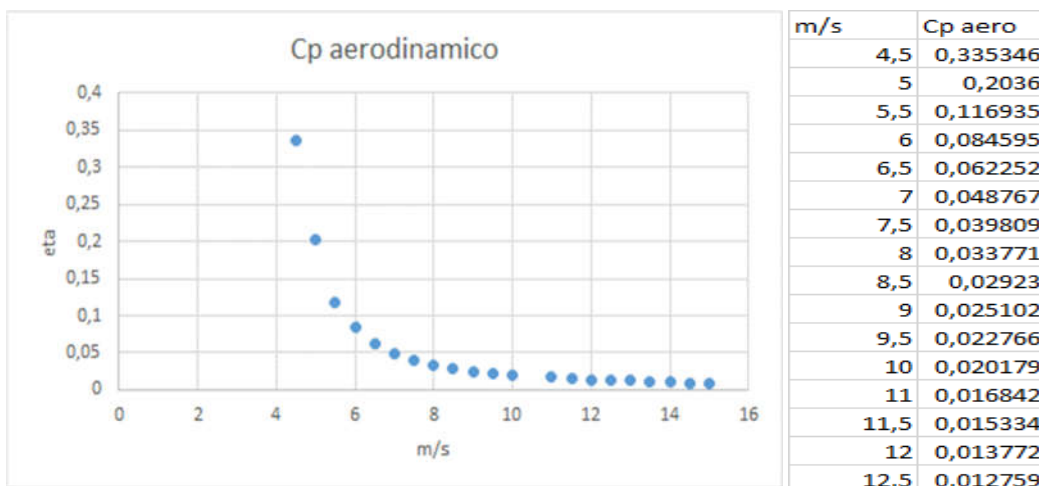


Fig.6.15: Cp aerodinamico del rotore

Si nota come per un carico resistivo maggiore il rotore raggiunga il valore di Cp aerodinamico massimo per una velocità inferiore.

Si riporta anche in questo caso la curva di potenza massima con la retta di tendenza.

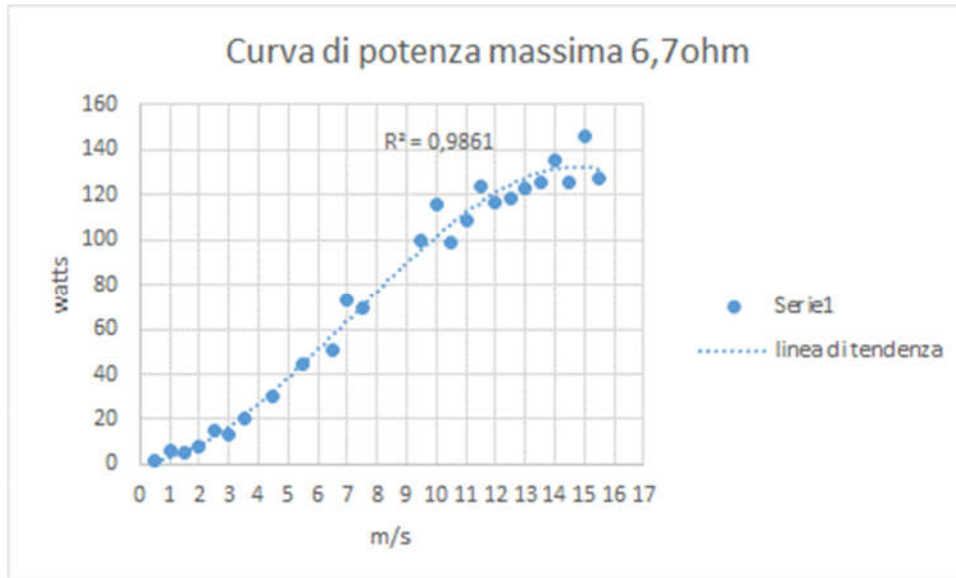


Fig.6.16: Powermax vs wind

Anche in questo caso c'è una grosso divario fra la potenze e quindi gli rpm massimi raggiungibili dalla turbina e le prestazioni medie.

Confronto fra le curve dei due carichi resistivi.

Come era già stato previsto nel capitolo III la potenza ottenibile con il carico di 1,5ohm risulta maggiore a partita di venti.

Si riporta di seguito un confronto fra le curve medie e le curve massime ai differenti carichi resistivi.

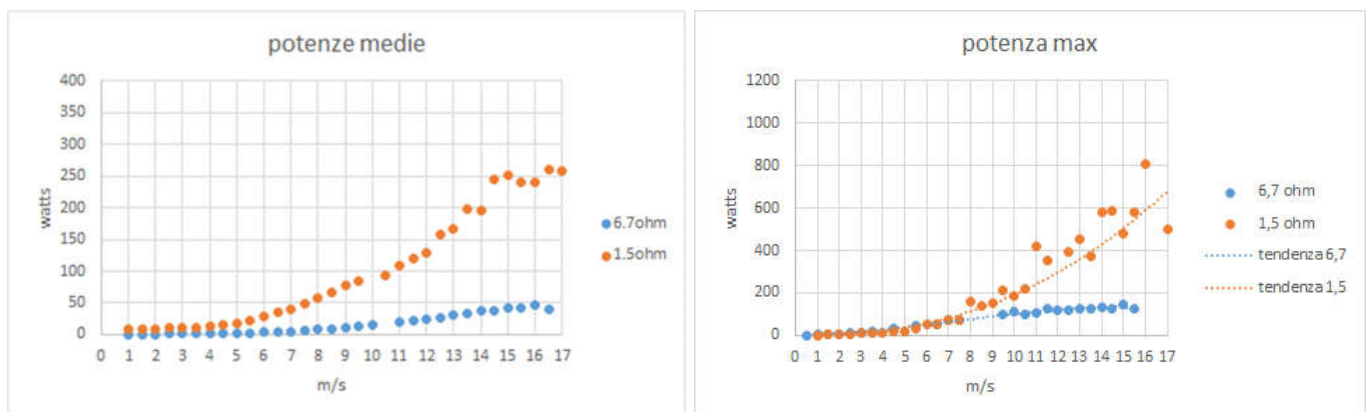


Fig.6.17: Confronto fra potenze medie e potenze massime a differenti carichi

Un carico minore comporta però una coppia resistenze maggiore tale risultato è palese anche analizzando il confronto fra gli rpm raggiungibili dalla turbina ai vari venti per i due differenti carichi.

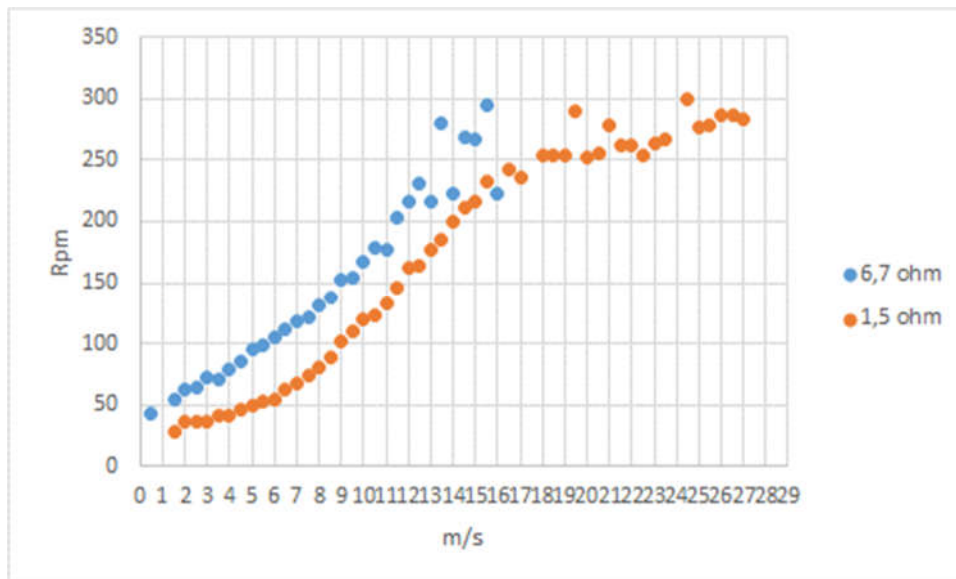


Fig.6.18: Rpm al variare del vento per i due carichi

Si nota infatti come la turbina a parità di vento raggiunga rpm maggiori in corrispondenza del carico di 6,7ohm.

Una soluzione ottimale, per ottimizzare il funzionamento della turbina, sarebbe quindi quella dotare la turbina di un sistema in grado di modificare il carico durante le varie fasi di funzionamento fornendo carichi maggiori le prima fasi di funzionamento in modo da diminuire la velocità di cut in e diminuendo via via il carico all'aumentare della coppia prodotta, questo risultato è intuibile anche osservando i grafici del Cp aerodinamico alle figure (6.7) e (6.11); per il carico di 1,5 ohm il rotore esprime il suo massimo Cp a una velocità di 6m/s mentre per il carico di 6,7 ohm il rotore esprime il suo massimo Cp per un vento di 4 m/s.

Un dispositivo di questo tipo prende il nome di MPPT (Maximum Power Point training), tale dispositivo potrebbe essere controllato tramite Arduino modificando il carico resistivo al variare della velocità del vento.

6.2 COSTI E TEMPI DI REALIZZAZIONE DEL PROTOTIPO

Si specifica come doverosa premessa che tutte le parti realizzative, a parte la boccola, sono state realizzate da me con la collaborazione dell'amico Carmine Tommaselli che per l'occasione ci siamo improvvisati fabbri, per cui un operatore esperto impiegherebbe sicuramente meno tempo

6.2.1 Tempi realizzativi

Rotore: 7 ore

Ogni pala comporta circa 2 ore di lavoro per il taglio e la levigazione e circa 30 minuti per il bilanciamento che viene eseguito in base alla pala più pesante per cui una delle tre pale è usata come riferimento.

Supporto rotore: 6 ore

La boccola è stata realizzata tramite macchina a controllo numerico, e anche i fori di accoppiamento fra i bracci di supporto e la boccola sono stati realizzati con la stessa tecnica

Timone: 6 ore

Il timone è costituito da una parte in ferro e la deriva ottenuta tramite taglio e levigazione di una lastra di multistrato di faggio.

Supporto Navicella: 8 ore

Il supporto della navicella è la struttura su cui è collegato il timone e il generatore, ottenuto tramite saldatura di vari pezzi in ferro

Copertura Navicella: 4 ore

La copertura del generatore è stata ricavata tramite un tubo in PVC di 20 cm di diametro e 4 mm di spessore, sono inoltre presenti due coperchi frontale e posteriore realizzati tramite fogli in plexiglass da 4 mm.

Tempo totale realizzazione prototipo: 31 ore

Tempo installazione turbina e sistema di acquisizione: 4 ore

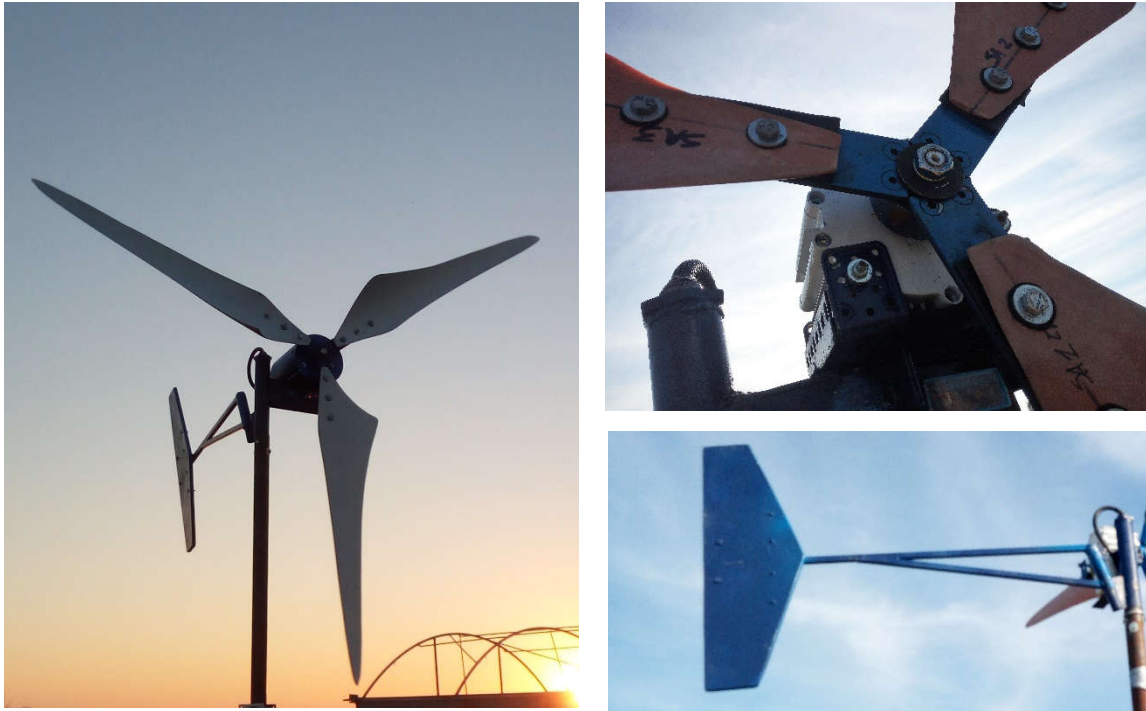


Fig.6.19: Particolari delle varie parti della turbina

6.2.2 Costi di realizzazione del prototipo

Generatore

Il costo più oneroso nella realizzazione del prototipo è stato l'acquisto del generatore a magneti permanenti 330USD (circa **310€** inclusi i costi di spedizione dalla Cina). Circa il 70% del costo finale del prototipo.

Rotore

Le pale che costituiscono il rotore sono state ricavate da un tubo in PVC di 5m di lunghezza il cui costo è di 120€ da tale tubo è possibile ricavare 6 rotori completi, per cui il costo di ogni singola pala è di circa 6.60€ per un costo di **20€** a rotore.

Boccola e Bracci supporto

La boccola come già specificato precedentemente è stata realizzata con una macchina a controllo numerico il costo per il processo e il materiali è stato di 70€euro.

I Bracci di supporto sono realizzati con delle piattine in ferro di larghezza 5 cm e spessore 6m, le piattine sono vendute sono vendute in spezzoni da 3m per un costo di 30€, da cui si ricavano 3 supporti costituiti ognuno da 3 bracci; per cui il costo totale del supporto è di **80€**

Supporto Navicella e palo di supporto struttura

Il palo di supporto della turbina è costituito da due sezioni di palalo da 1,5m per una lunghezza totale di 3 m, di diametro interno 6cm e spessore 4 m, con la stessa tipologia di palo è stata realizzata una parte della struttura che sorregge Navicella e Generatore costo totale **20€**

Struttura Timone e Deriva

La struttura del timone è ottenuta tramite un tubo di lunghezza 1,20m diametro 42mm e spessore 3mm

La deriva è ottenuta da un foglio di multistrato di faggio di spessore 3 cm.

Costo per struttura e timone **10€**.

Costo Totale: 440€.

6.3 CONCLUSIONI

A partire dai risultati dei test è stato possibile determinare quelli che erano i problemi e i punti di forza del prototipo.

Come prima osservazione ci si è subito resi conto che le simulazioni avevano dato una stima molto ottimistica delle prestazioni ottenibili.

Problema di orientamento

Il primo problema riscontrato, di cui si è fatto qualche accenno nel paragrafo 2 di questo capitolo, è una certa inerzia che la turbina manifesta nell'adeguarsi velocemente ai cambi di direzione del vento; per una stessa velocità del vento, ai differenti carichi, infatti l'intervallo fra gli rpm minimi e gli rpm massimi risulta molto ampio.

Di fatto il collegamento fra la navicella e il palo di supporto è un contatto strisciante molto grezzo, tale problematica si è ulteriormente aggravata in seguito al crollo della turbina avvenuto i primi di gennaio, una soluzione potrebbe essere quella di sostituire il contatto strisciante con un cuscinetto che agevoli la rotazione della navicella.



Fig.6.20: Particolare del punto di congiunzione fra navicella e il palo di supporto

Problema nelle prestazioni

Il C_p dell'intera turbina oltre a risultare mediamente basso, a causa del problema sopra esposto, è influenzato dal basso rendimento del generatore scelto, basti pensare che il generatore acquistato raggiunge un rendimento massimo del 75% a 400 rpm; una soluzione sarebbe quella di provare

l'accoppiamento con una tipologia che raggiunga la potenza di rate e rpm più bassi (circa 300rpm) e abbia un rendimento più elevato magari anche accontentandosi di una potenza di rate minore.

Sistema di messa in sicurezza

Il sistema di furling sembra aver funzionato correttamente impedendo alla turbina di andare oltre i 450w di potenza anche se risulta necessaria una campagna di sperimentazione per un periodo di tempo più lungo, risultano inoltre necessari ulteriori test per capire effettivamente come i parametri dimensionanti ovvero peso e lunghezza del timone e angolo Beta influenzano dinamicamente il comportamento del sistema di messa in sicurezza.

L'ideale sarebbe quello di dotare la turbina di un sistema di controllo della potenza elettrica tramite l'utilizzo di un dispositivo MPPT che adegui il carico resistivo ai vari regimi di funzionamento e avvalersi del sistema di messa in sicurezza meccanico solo per evitare danni strutturali in caso di venti eccessivi e non come sistema di regolazione, la presenza di tale sistema come abbiamo visto genera un comportamento instabile della turbina nei pressi della velocità di furling.

Rotore

Sebbene il calcolo delle prestazioni aerodinamiche sia stato ottenuto avvalendosi di calcoli indiretti, i risultati sembrano comunque abbastanza soddisfacenti soprattutto se si prende in considerazione la semplicità con cui sono state ottenute le pale.

Un esperimento interessante sarebbe quello di effettuare delle prove in galleria del vento in modo da confrontare i risultati sperimentali con quelli ottenuti tramite la Cfd.

Purtroppo non è stato possibile ricavare la curva del C_p e del C_t aerodinamico al variare del tsr infatti a ogni carico resistivo la turbina tende a lavorare quasi costantemente a un stesso tsr per cui i dati raccolti non sono sufficienti per la determinazione di questi due grafici.

La pale manifestano un ottimo comportamento strutturale basti pensare che in questo periodo la turbina ha resistito indenne a raffiche di vento sino a 140 Km/h (38 m/s). Per cui la scelta delle pale realizzate da un tubo in PVC sembra un scelta vincente nell'ottica di realizzare una turbina eolica a basso costo.

Sistema di acquisizione dati

Il sistema di acquisizione dati è stato un grande traguardo ottenuto in questo lavoro, ci ha permesso infatti di analizzare una grande mole di informazioni, e di avere un sistema di monitoraggio costante

e in tempo reale del comportamento della turbina, basti pensare che nella notte del 4 gennaio è stata proprio l'interruzione improvvisa nell'invio dei dati successiva a una forte raffica ad allertarci che qualcosa potesse essere successo alla turbina.

Unica pecca riscontrata è stata quella di affidare il calcolo degli rpm a un sensore di tipo ottico troppo dipendente dai parametri ambientali e inoltre presenta elevati consumi elettrici; sarebbe meglio sostituire il sensore laser con un sensore a effetto Hall in grado di calcolare gli rpm dalla variazione del campo elettromagnetico prodotto dal generatore.

Il sistema di gestione del picco di potenza potrebbe essere realizzato e gestito proprio a partire dal sistema di monitoraggio che si è realizzato.

Un ottimo risultato sarebbe inoltre quello di abbassare ulteriormente i tempi di invio dati sino ad arrivare a un invio al secondo così come richiesto dalla normativa.

L'obiettivo di questo lavoro era quello di realizzare da zero un prototipo funzionante di turbina eolica dai costi contenuti e di facile installazione, obiettivo certamente ottenuto con grandi sforzi ma anche grandi soddisfazioni, è vero il prototipo va certamente migliorato ma presenta anche degli ottimi punti di partenza per una futura sperimentazione.

A partire dal giorno 28 dicembre sino al 8 Marzo la piccola Dorothy ha prodotto 3935779,472watts di energia pulita.

7 BIBLIOGRAFIA

Baptiste Berghes , *Development of a small wind turbine* ,Technical University of Denmark , Department of Mechanical Engineering, Fluid Mechanics Section ,31 October 2007

Renato Tognaccini , *Appunti di Aerodinamica del rotore*

Michela Bonsignori, *Progetto Aerodinamica di un piccolo Aerogeneratore*,Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale,Università degli studi di Pisa,2005

D. P. Coiro, U. Maisto, F. Scherillo, *Prospettive per la diffusione del Mini-Eolico* ,Dipartimento di Progettazione Aeronautica (DPA) Università' degli Studi di Napoli "Federico II"

Xavier Maublère Nick Johansen Peter Flower, *Aeroelastic Design of Wind Turbines* , Risø National Labs for Sustainable Energy Denmark Technical University, December 5, 2008

Bak, CandP.Fuglsang, *Design of a 1.75-meter rotor for the Windsave wind turbine*, RisøNational Laboratory, Roskilde, April 2004

IEC 61400-2 Second Edition, Part 2: *Design requirements for small wind turbines*

Selig, M.S. and B.D. McGranahan, *Wind Tunnel Aerodynamic Tests of Six Airfoils for Use on*

Small Wind Turbines, National Renewable Energy Laboratory, NREL/SR-500-34515, Golden, Colorado, October 2004

Bak, C. "*Rotor Design*," lecture notes, RisøNational Laboratory, Roskilde, Denmark, 2008

Drela, M and H. Youngren, *XFOIL 6.94 User Guide*, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts, 2001

Gaunaa, M. "*ApproximateSolForPipeRotor.m*," MATLAB script, RisøNational Laboratory, Roskilde, Denmark, 2008

Wood D., University of Newcastle, *Small wind turbine design and analysis notes*, 2002

L'Energia Eolica, ENEA, 2008

Hugh Piggott, *How To build a wind Turbine, Axial flux windmill plans*, Maggio 2003

Hoerner, S.F. *Fluid-Dynamic Lift: Practical information on aerodynamic and hydrodynamic lift*

Bakersfield, CA: Hoerner Fluid Dynamics, 1975

Andrew Latham , *Aerodynamic Optimisation Of A Pico Wind Turbine Suitable For Income Generation Schemes In The Developing World* , 21/04/11

M.A.Mohamed, K. Fagbenro, and D.H.Wood ,*Computational Modeling of Circular Arc Airfoils at low Reynolds Number* ,Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, The University Of Calgary, Alberta, 2500 University Drive Northwest, Calgary, AB T2N 1N4

Bruining A (1979) ,*Aerodynamic Characteristics of a Curved Plate Airfoil Section at Reynolds Numbers 60,000 and 100,000 and angles of attack from -10 to +90 degrees*, Delft University of Technology, Rept LR-281

Daniele Elia, *Improvements in performance estimation of wind turbine blade airfoils at low Reynolds Number*

8 SITOGRAFIA

<http://www.afriwea.org/en/home.htm>

<http://www.scoraigwind.com>

<http://www.thebackshed.com/windmill/Docs/Furling.asp>

<http://www.dtu.dk/English.aspx>

<https://nwtc.nrel.gov/>

http://www.mne.psu.edu/cimbala/Learning/Fluent/fluent_airfoil.htm

http://www.mne.psu.edu/cimbala/Learning/ANSYS/Workbench_Tutorial_Airfoil.pdf

http://www.federicoguidi.it/curva_di_potenza_di_una_turbina.htm

9 APPENDICE: FONDAMENTI DI AERODINAMICA DEL ROTORE

9.1 TEORIA DELL'ELEMENTO DI PALA

La teoria dell'elemento pala (Blade Element Momentum BEM) determinata da Glauert è il modello centrale usato per la progettazione delle piccole turbine eoliche, e permette di ottimizzare la produzione energetica a la possibilità di auto avvio della pala.

La BEM è un modello semplice il quale permette di valutare accuratamente le performance di potenza di un turbina; le sole informazioni richieste sono il raggio del rotore (dalla radice all'estremità della pala), la distribuzione di corde, lo svergolamento e il valore dei coefficienti aerodinamici del profilo scelto al variare dell'angolo di attacco.

La pala viene suddivisa in un certo numero di sezioni (tipicamente fra 10-30) sulla quale sono ottenute le forze locali.

Il flusso che attraversa le pale, è suddiviso in un numero di tubi di corrente anulari concentrici. Le equazioni di continuità, quantità di moto e momento angolare del flusso valgono in ogni tubo di corrente. Si considerano poi le forze agenti sugli elementi pala, ovvero la porzione delle pale intersecate da ogni tubo di corrente.

La velocità e la pressione in ogni tubo di corrente sono costanti, ma possono variare da un tubo all'altro; si ammette quindi che le forze e il flusso che le genera abbiano una dipendenza radiale. Tale teoria ammette ancora come ipotesi che il rotore abbia infinite pale. Equivale ad ammettere che il flusso sia uniforme circolarmente.

Ovviamente con un numero molto piccolo di pale la teoria dell'elemento pala è usata per rappresentare gli effetti medi. L'esperienza mostra che le tipiche analisi delle prestazioni degli aerogeneratori possono essere fatte accuratamente con un numero di pale che va da 10 a 20; comunque, per ovviare a questa semplificazione vengono introdotti dei coefficienti (ad esempio il "Prandtl tip loss factor" per riportare il caso di infinite pale a quello di un numero finito di pale.

Risulta utile partire con la teoria del disco attuatore per un turbina eolica ideale prima di analizzare il metodo BEM.

9.2 PROGETTAZIONE DELLA PALA PER L'OTTIMIZZAZIONE DELLA PRODUZIONE ENERGETICA (TEORIA ALLA BASE DEL CODICE ROTOR DESIGN)

La metodologia per progettare una pala in modo da ottimizzare la produzione di energia consiste in prima istanza nel determinare le condizioni di progetto quindi V_d , il lambda e successivamente la geometria della pala.

I coefficienti C_L e C_D sono funzioni di Re , α , che sono a loro volta funzioni della velocità di progetto del TSR della corda e dell'angolo di calettamento.

Si nota quindi come la determinazione delle condizioni di progetto e la geometria della pala sono strettamente interconnesse:

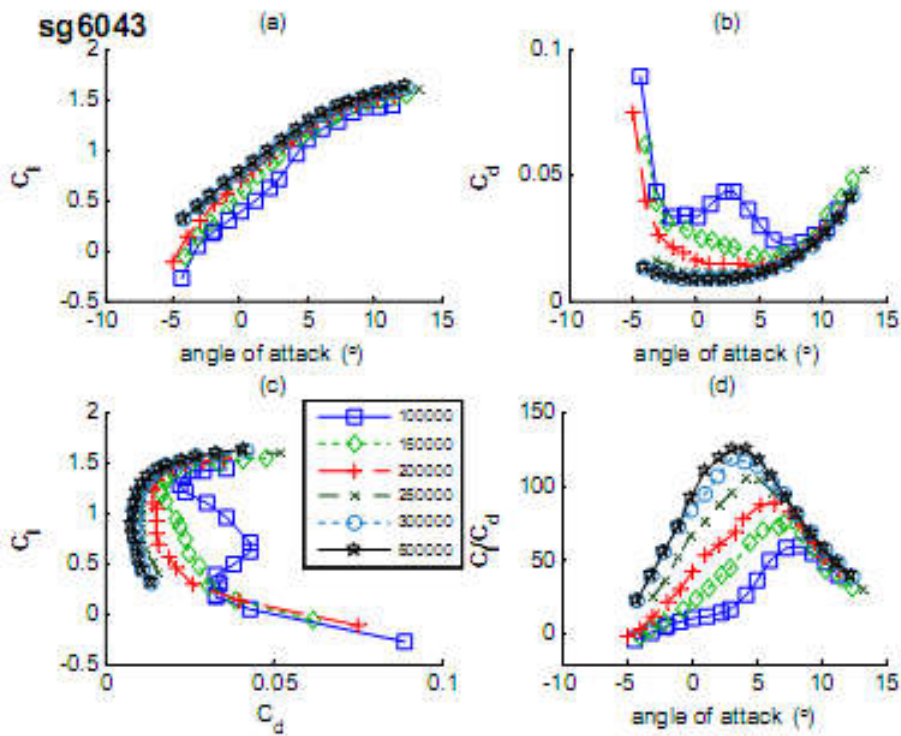


Fig.9.5: Coefficienti di portanza e resistenza per il profilo SG 6043

Come si può vedere dai grafici esiste una combinazione di α e Re in cui il rapporto C_L/C_D è massimo e includendo ϕ dove la forza tangenziale è massima (e quindi la potenza all'albero sviluppabile).

Inoltre la velocità di rotazione connette la spinta e il coppia; per una data forza tangenziale, alla massima velocità rotazionale corrisponde la massima potenza.

Inoltre il valore della velocità rotazionale ω e quello della velocità del vento servono per la determinazione dell'angolo ϕ .

Una volta che si conosce la corda del profilo, è possibile calcolare il Re a cui il profilo lavorerà, da ciò si può ricavare l'angolo ϑ e quindi da questo possiamo determinare il C_L e il C_D .

L'obiettivo sarà quello di ottenere una prestazione energetica quanto più possibile vicina al limite di Betz.

9.2.1 Procedura

Una volta determinati i parametri di progetto la procedura consiste nell'ottimizzare l'espressione:

$$f(a, a') = a'(1 - a) \quad (9.1)$$

Contenuta nell'equazione del C_p :

$$C_p = \frac{P}{P_{disp}} = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho_{air} U_0^3 A} = 4a(1 - a)^2 \quad (9.2)$$

Considerando quindi l'equazione

$$x^2 a'(1 + a') = a(1 - a) \quad (9.3)$$

Che lega il coefficiente di induzione assiale a con il coefficiente a' che tiene conto della perdita di energia cinetica contenuta nella scia rotante:

$$\frac{df}{da} = (1 - a) \frac{da'}{da} - a' = 0 \Leftrightarrow \frac{da'}{da} = \frac{a'}{1 - a} \quad (9.4)$$

A altra espressione di da'/da si può giungere differenziando l'equazione (9.3) rispetto ad a :

$$\frac{da'}{da} = \frac{1 - 2a}{(1 + 2a')x^2} \quad (9.5)$$

e sostituendo x^2 nella (9.5) grazie alla (9.3) si giunge alla relazione finale tra a e a' :

$$a' = \frac{1-3a}{4a-1} \quad (9.6)$$

E' importante ricordare che queste equazioni sono valide solo quando il flusso risulta attaccato alla pala, per angoli di attacco al di sotto dello stallo, che è il caso di nostro interesse, in questo tipo di analisi.

A questo punto è ora possibile connettere la scelta del TSR alla derivazione del coefficiente di C_p .

La tabella seguente espone la relazione tra a e a' in funzione del rateo di velocità locale

a	a'	x
0.25	Inf	0
0.26	5.5000	0.0734
0.27	2.3750	0.1568
0.28	1.3333	0.2546
0.29	0.8125	0.3739
0.30	0.5000	0.5292
0.31	0.2917	0.7535
0.32	0.1429	1.1545
0.33	0.0313	2.6193

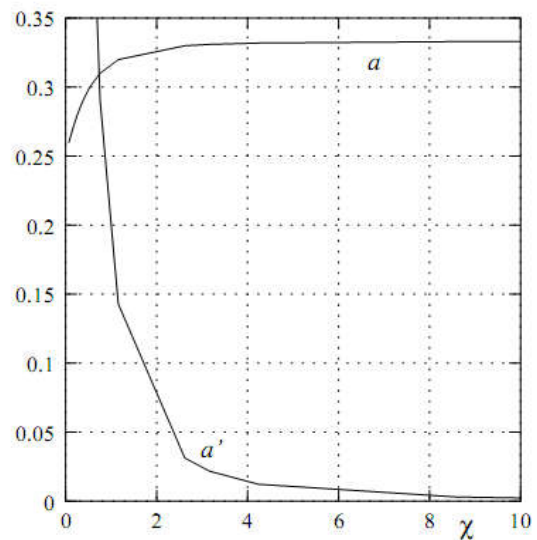


Fig.9.6: Relazione fra a e a' e x (rateo di velocità locale)

Dalla tabella si nota come il punto interessante sia la convergenza di a a $1/3$ con l'aumentare del rateo di velocità.

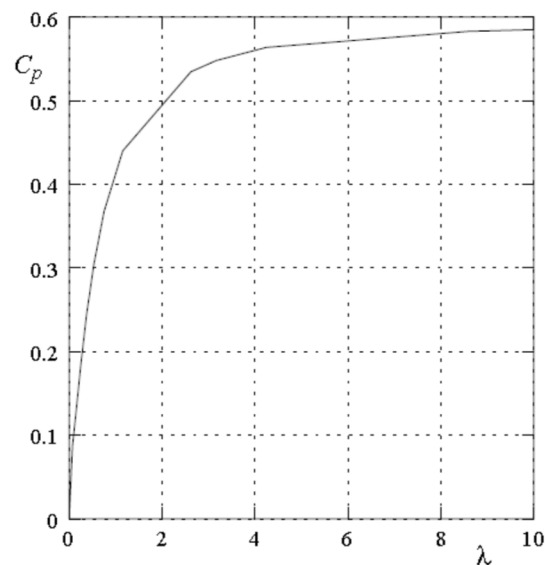


Fig.9.7: Andamento del C_p in funzione del λ

Da un punto di vista della produzione energetica, si vede dal grafico come sia meglio selezionare un TSR maggiore o uguale a 6.

Infatti mantenendosi con un TSR intorno a 6, l'ammontare di energia persa a causa della rotazione è poca ed è possibile raggiungere un C_p molto vicino al limite di Betz. La relazione tra a e a' permette di determinare le caratteristiche ottimali che deve avere il flusso attorno alla pala.

Combinando l'equazione (9.5) e (9.3) si può ottenere la relazione di ottimo fra a e x :

$$16a^3 - 24a^2 + a(9 - 3x^2) - 1 + x^2 = 0 \quad (9.7)$$

Una volta che questa relazione è soddisfatta si può ottenere l'angolo del flusso:

$$t a \phi = \frac{(1-a)}{(1+a')x} \quad (9.8)$$

Prima di determinare l'angolo ottimale di twist, è necessario scegliere un profilo e si deve determinare la angolo di attacco ottimale locale α_{opt} .

L'obiettivo sarà quello di massimizzare la forza tangenziale, o il suo valore non dimensionale C_t .

$$C_t = C_L \sin \phi - C_D \cos \phi$$

La procedura consiste nel valutare C_D / C_L e determinare l'angolo di attacco corrispondente al minimo valore del rapporto L/D. I valori corrispondenti dei coefficienti diventeranno $C_{D,opt}$ $C_{L,opt}$

A questo punto è possibile ottenere il valore della corda ottimale.

$$\frac{c(x)}{R_{tip}} = \frac{8\pi a x \sin^2 \phi}{(1-a) B C_n \lambda} \quad (9.9)$$

Dove C_n e C_t sono i coefficienti di forza tangenziale e normale

$$C_n = C_L \cos \phi - C_D \sin \phi = \frac{F_N}{\frac{1}{2} \rho_{air} U_{rel}^2 c} \quad (9.10)$$

$$C_t = C_L \sin \phi - C_D \cos \phi = \frac{F_T}{\frac{1}{2} \rho_{air} U_{rel}^2 c} \quad (9.11)$$

10 RINGRAZIAMENTI

Questo lavoro di tesi è la fine di un percorso iniziato circa sei anni fa, in questi anni ho visto crescere piano piano Dorothy prima nelle simulazioni e poi pezzo dopo pezzo sotto le mie mani con tutte le difficoltà che comporta realizzare un prototipo da zero, affezionandomi a un "oggetto" che ha piano piano assunto nel mio immaginario quasi la figura di una figlia ,e che come ogni figlio da preoccupazioni ma anche grandi soddisfazioni ,ricordo la notte passata in bianco del 4 gennaio in cui una raffica aveva danneggiato la turbina; sono tante le persone che mi hanno supportato e accompagnato in questo lungo cammino ,primi fra tutti gli amici e fratelli Carmine e Fulvio che hanno condiviso con me questa avventura aiutandomi sostenendomi e anche sopportandomi, restando al mio fianco nel dipartimento di Ingegneria Aerospaziale, trovandoci spesso ad essere gli ultimi esseri umani ad uscire dal biennio di Ingegneria.

Ringrazio Teresa che mi sopporta da quasi 10 anni, per essere sempre in grado di smussare i mie lati più burberi e Misanthropici e per avermi accompagnato sin dagli albori di questo lungho percorso Ingegneristico

Ringrazio Nadia perché dopo tutti questi anni resta sempre un punto di riferimento professionale e umano e per aver spesso risposto alle mie deliranti telefonate in merito a fantomatici e fantascientifici Cp.

Ringrazio Jole che mi sopporta ormai non so più da quando

Ringrazio il Dottor Francesco Melis

Ringrazio tutti quelli che ogni tanto mi chiedono "Che dice Dorothy?"

Come già dissi una volta ringrazio le mie due famiglie quella che mi sono "fortunatamente ritrovato" e quella che mi sono "ostinatamente scelto", per cui un grazie speciale va a Giovanni Cocacola Emilia Morgan Marina Claudio Emily e Claudia

Ringrazio i fratelli Piero e Andrea

Ringrazio l'ingegner Claudio Lazzaro sempre disponibile a fare lunghe dissertazioni filosofiche dopo lautissimi pasti

Ringrazio Ferdinando, Salvatore e Giancarlo ovvero la Crew DI Coiro per l'inestimabile aiuto professionale

Ringrazio Il porf.Nicolosi per aver creduto nel progetto

Ringrazio tutti i ragazzi di Ingegneria Senza Frontiere per avermi mostrato l'altra faccia dell'Ingegneria...quella buona

Ringrazio le mie coinquiline un po' mamme un po' figlie

Ringrazio l'aula "J" insostituibile luogo fisico e mentale punto nevralgico di tutta la mia vita universitaria da cui tutti è nato ma soprattutto "Architetto chi molla"

Ringrazio mia Madre a mio Padre per non aver masi smesso di credere in me e perché i "finanziatori" dovrebbero essere in effetti i primi ad essere ringraziati...

li ringrazio per la fiducia, per la pazienza, per l'amore ,per gli insegnamenti ,per la saggezza

...e ancora una volta li ringrazio per il loro unico ed esemplare TRAVOLGENTE AMORE

Ringrazio mio fratello Riccardo per le radio smontate, per le viti spaiate, per le saldature e per la musica

Ringrazio il Cinese di via Terracina anche se forse dovrebbero essere loro a ringraziare me visto che in questi mesi di sperimentazione in dipartimento credo di aver finanziato l'Università di entrambi i figli

Ringrazio Zia Maria per l'ineinguibile allegria che mi porto dentro

Ringrazio Fredde Mercury e Hugh Piggott

E ringrazio me

