

Indice

1	Analisi dimensionale di una turbomacchina	11
1.1	Teoria della Similitudine	11
1.1.1	Analisi dimensionale	11
1.1.2	Similitudine funzionale	13
1.1.3	Limiti di validità della Teoria della Similitudine	15
1.1.4	Criteri di scelta delle turbine idrauliche	16
1.2	Funzionamento di una turbina Francis	19
1.2.1	Spirale di alimentazione	20
1.2.2	Distributore	20
1.2.3	Girante	22
1.2.4	Tubo diffusore	24
1.2.5	Regolazione	27
2	Impianto di prova della turbina Francis	31
2.1	Introduzione	31
2.2	Circuito idraulico	31
2.2.1	Sistema di pompaggio	32
2.2.2	Serbatoio d'accumulo	33
2.2.3	Turbina Francis	33
2.3	Sistemi di controllo e di misura	34
2.3.1	Valvola conica	34
2.3.2	Motore elettrico	36
2.3.3	Sensori	37
2.4	Sistema hardware e software di acquisizione dati	39
2.4.1	Sistema hardware	39

2.4.2	Sistema software	40
3	Caratterizzazione turbina Francis	43
3.1	Introduzione	43
3.2	Modalità di esecuzione dei test	43
3.3	Presentazione dei dati sperimentali	46
3.3.1	Rendimento complessivo η della macchina	47
3.3.2	Salto idrico H disponibile alla macchina	50
3.3.3	Coppia all'albero e potenza meccanica sviluppata	52
3.3.4	Condizioni operative di sviluppo della torcia	53
3.4	Verifica della teoria della similitudine	58
3.4.1	Coefficiente di pressione ψ vs Coefficiente di portata ϕ	59
3.4.2	Rendimento idraulico η_{hyd} vs Coefficiente di portata ϕ	60
3.4.3	Potenza meccanica adimensionale \hat{P}_{hyd} e Potenza idraulica adimensionale \hat{P}_{mecc}	62
3.5	Diagramma collinare	63
4	Sistema di misura del campo di moto allo scarico	67
4.1	Introduzione	67
4.2	Sonda a 5 fori	67
4.2.1	Descrizione fisica della sonda	67
4.2.2	Modalità di calcolo del campo di moto	70
4.2.3	Tipologie di errore nella misurazione delle pressioni	73
4.3	Sistema di movimentazione della sonda	75
4.4	Modalità di esecuzione dei test	78
5	Analisi dei risultati sperimentali	85
5.1	Introduzione	85
5.2	Analisi del punto di design e del punto di ottimo verificato	86
5.2.1	Confronto tra i due dati sperimentali	86
5.2.2	Confronto dei dati sperimentali con l'analisi numerica	88
5.3	Campi di moto per $23^\circ, \psi=0.684$ e $28^\circ, \psi=0.854$	90

<i>INDICE</i>	3
A	97
A.1 Rendimento	97
A.2 Salto idrico H disponibile	99
A.3 Coppia all'albero	100
A.4 Potenza meccanica	101
A.5 Coefficienti adimensionali	102

Elenco delle figure

1.1	Curva caratteristica adimensionale di una pompa	15
1.2	Diagramma di Bayle-Cordier	17
1.3	Rendimento ai carichi parziali:1-Pelton 2-Francis 3,4-Kaplan	18
1.4	Spaccato di una turbina Francis	19
1.5	Spirale di alimentazione	20
1.6	Distributore Fink	21
1.7	Tipica girante di una turbina Francis	22
1.8	Condotto meridiano di una turbina Francis al variare della velocità caratteristica di macchina n_s	23
1.9	Triangoli di velocità in ingresso e in uscita di una girante Francis	24
1.10	Turbina Francis senza (a) e con (b) tubo diffusore	25
1.11	Variazione dei triangoli di velocità con l'inclinazione delle pale del distributore	28
1.12	Curve caratteristiche di una Francis per diverse posizioni del distri- butore e caduta H costante	29
1.13	Curve isorendimento per una turbina idraulica Francis	30
2.1	Sistema di pompaggio principale e ausiliario	32
2.2	Serbatoio d'accumulo	33
2.3	Sistema di regolazione storico e configurazione della girante della macchina Francis	34
2.4	Valvola conica	35
2.5	Motore elettrico	36
2.6	Finestre caratterizzanti un programma <i>LabVIEW</i> :a sinistra il <i>Front Panel</i> e a destra il <i>Block Diagram</i>	41

3.1	Esempio di output in formato Excel per $n=900$ rpm e $\alpha=10^\circ$	45
3.2	Famiglia di curve del rendimento parametrate per diversi angoli del distributore e per velocità di rotazione pari a 1000 rpm	47
3.3	Famiglia di curve del rendimento parametrate per diversi angoli del distributore e per velocità di rotazione pari a 800 rpm	48
3.4	Confronto delle curve di rendimento ad angolo variabile, per le tre velocità di rotazione analizzate	49
3.5	Famiglia di curve del salto idrico parametrate per diversi angoli del distributore e per velocità di rotazione pari a 1000 rpm	50
3.6	Effetto della velocità di rotazione sul salto idrico disponibile, per diversi valori di α	51
3.7	Famiglia di curve della coppia T parametrate per diversi angoli del distributore e per fissata velocità di rotazione	52
3.8	Famiglia di curve della potenza meccanica parametrate per diversi angoli del distributore e per fissata velocità di rotazione	53
3.9	Definizione dei triangoli di velocità all'uscita della turbina Francis .	54
3.10	Triangoli di velocità all'uscita della turbina in condizioni di off-design	54
3.11	Zona di ristagno e filamento vorticoso ad elica	55
3.12	Esempio di torcia verificata in laboratorio	56
3.13	Intervallo delle portate, in forma adimensionale, caratterizzate da un campo di moto vorticoso	57
3.14	Verifica della similitudine per il coefficiente di portata	60
3.15	Verifica della similitudine per il rendimento idraulico	61
3.16	Verifica della similitudine per potenza idraulica	62
3.17	Potenza meccanica adimensionalizzata	63
3.18	Diagramma collinare ottenuto per $n=800$ rpm	64
3.19	Diagramma collinare ottenuto per $n=900$ rpm	65
3.20	Diagramma collinare ottenuto per $n=1000$ rpm	65
4.1	Sonda a 5 fori DA-125-12-F-10-CD	68
4.2	Caratteristiche geometriche sonda a 5 fori	68
4.3	Caratteristiche geometriche sonda a 5 fori	69

4.4	Caratteristiche geometriche sonda a 5 fori	70
4.5	Caratteristiche geometriche sonda a 5 fori	71
4.6	Caratteristiche geometriche sonda a 5 fori	72
4.7	Caratteristiche geometriche sonda a 5 fori	74
4.8	Dispositivo di traslazione (a) e di rotazione (b)	75
4.9	Piattaforma driver di potenza per motori stepper integrato <i>MID-7604</i>	76
4.10	Progetto di modifica dell'accoppiamento tra sensore e dispositivo mobile tramite Solid Edge®	77
4.11	Accoppiamento originario(sopra) e modificato (sotto) tra sonda e dispositivo mobile	78
4.12	Block Diagram del controllo della traslazione della sonda	79
4.13	Block Diagram del calcolo della velocità e del controllo della rota- zione della sonda	80
4.14	Diagramma di flusso rappresentante l'algoritmo di controllo del movimento della sonda	81
4.15	Front Panel del programma di acquisizione dei dati	82
5.1	Campo di moto nella condizione di design verificata sperimentalmente	86
5.2	Campo di moto nella condizione di design dichiarata dall'azienda produttrice	87
5.3	Analisi numerica della componente assiale per 23° e $\psi = 0.854$. . .	89
5.4	Analisi numerica della componente tangenziale per 23° e $\psi = 0.854$	89
5.5	Analisi numerica della componente assiale per 28° e $\psi = 0.684$. . .	89
5.6	Analisi numerica della componente tangenziale per 28° e $\psi = 0.684$	90
5.7	Sviluppo torcia per 23° e $\psi = 0.684$	91
5.8	Campo di moto per 23° e $\psi = 0.684$	91
5.9	Sviluppo torcia per 28° e $\psi = 0.854$	92
5.10	Campo di moto per 28° e $\psi = 0.854$	93
5.11	Analisi numerica della componente assiale per 23° e $\psi = 0.684$. . .	93
5.12	Analisi numerica della componente tangenziale per 23° e $\psi = 0.684$	93
5.13	Analisi numerica della componente assiale per 28° e $\psi = 0.854$. . .	94
5.14	Analisi numerica della componente tangenziale per 28° e $\psi = 0.854$	94

A.1	Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 800 rpm	97
A.2	Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 900 rpm	98
A.3	Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 1000 rpm	98
A.4	Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 800 rpm	99
A.5	Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 900 rpm	99
A.6	Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 1000 rpm	100
A.7	Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 800 rpm	100
A.8	Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 900 rpm	101
A.9	Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 800 rpm	101
A.10	Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 900 rpm	102
A.11	Insieme delle curve del coefficiente di pressione ad α variabile . . .	102
A.12	Insieme delle curve del rendimento idraulico ad α variabile	103
A.13	Insieme delle curve della potenza meccanica a-dimensionale ad α variabile	103
A.14	Insieme delle curve della potenza idraulica a-dimensionale ad α variabile	104

Introduzione

Nella realizzazione delle turbine idrauliche in scala industriale, l'impossibilità di effettuare un'analisi sperimentale sulla macchina originale è fortemente legata al costo elevato che ciò comporterebbe. La necessità evidente di sperimentare sulla macchina i risultati teorici raggiunti viene soddisfatta analizzando un modello in scala ridotta, realizzato a partire dalle caratteristiche della macchina in studio rispettando precisi vincoli.

Il costo certamente più contenuto del modello e la possibilità di poterlo installare e controllare presso speciali laboratori, in funzione di valori ridotti del salto e della portata, permettono senza danno di affrontare anche eventuali insuccessi. È però necessario, affinché una simile metodologia sia utile e significativa, avere la possibilità di trasporre le informazioni ricavate dalla sperimentazione sul modello in informazioni attendibili su quello che sarà il comportamento della macchina definitiva: tale processo di trasposizione è garantito dalla Teoria della Similitudine delle turbomacchine. La seguente analisi sperimentale e le sue conclusioni, descritte nei capitoli successivi, sono state costruite proprio sulla base di tale teoria: l'obiettivo di questo lavoro è infatti la caratterizzazione di un prototipo in scala di una turbina *Francis*, finalizzata all'analisi della macchina originale da cui è stato ottenuto il modello studiato in laboratorio.

Prima di sviluppare l'argomento centrale della tesi (Capitolo 4) è quindi opportuno soffermarsi su una breve descrizione dei punti di forza e dei limiti della *Teoria della Similitudine*, e delle caratteristiche tecniche di una generica turbina *Francis* (Capitolo 2).

Successivamente viene dedicato spazio ad una descrizione dell'impianto presente all'interno del *Laboratorio di Macchine Idrauliche* del *Dipartimento di Ingegneria Industriale* di Padova che, nel complesso, ha permesso la caratterizzazione

del modello in scala di turbina idraulica in esame (Capitolo 3).

Definiti i singoli componenti dell'impianto idraulico, vengono quindi analizzati i passaggi fondamentali per l'acquisizione delle curve caratteristiche della turbina prototipo Francis: nello specifico, la descrizione della modalità di esecuzione dei test e la rielaborazione dei dati acquisiti in termini adimensionali. Quest'ultimo passaggio permetterà di verificare la Teoria della similitudine della macchina prototipo e una valutazione complessiva sulla qualità di esercizio della macchina originale (Capitolo 4).

Una volta noto il comportamento della turbina per un vasto range di condizioni operative, il passo successivo è quello di ricostruire sperimentalmente il campo di moto tridimensionale dell'acqua a valle della girante (Capitolo 6): prima di procedere con l'analisi del campo di moto, tuttavia, è necessaria una descrizione dettagliata del funzionamento del sensore impiegato, del sistema complessivo di movimentazione dello stesso e della modalità di esecuzione dei test sperimentali (Capitolo 5).

Capitolo 1

Analisi dimensionale di una turbomacchina

1.1 Teoria della Similitudine

1.1.1 Analisi dimensionale

Approssimando il comportamento di una macchina idraulica a quello di un generico volume di controllo, o di una *black box*, che stabilisce un legame funzionale tra una serie di input e di output, è possibile distinguere le diverse tipologie di variabili in *dipendenti* e *indipendenti*. Nel caso specifico di una turbina idraulica, quindi, le variabili dipendenti sono i parametri di prestazione rappresentati dal *rendimento* η , dal *salto idrico disponibile* gH e dalla *potenza sviluppata* P , e ciascuna di essa può essere espressa in funzione di n variabili indipendenti:

$$\begin{cases} \eta = f_1(\dot{Q}; n; \mu; \rho; D; l_1; l_2; \dots; l_m) \\ gH = f_2(\dot{Q}; n; \mu; \rho; D; l_1; l_2; \dots; l_m) \\ P = f_3(\dot{Q}; n; \mu; \rho; D; l_1; l_2; \dots; l_m) \end{cases}$$

in cui la portata volumetrica \dot{Q} e la velocità di rotazione n sono variabili indipendenti legate alle condizioni operative della macchina, la densità ρ e la viscosità dinamica μ sono variabili indipendenti riferite alle proprietà termodinamiche del fluido e le restanti variabili indipendenti D e l_i rappresentano le dimensioni che definiscono la geometria della macchina.

Indipendentemente dalla forma matematica assunta dalle funzioni f_1, f_2 e f_3 è possibile, attraverso il *teorema di Buckingham* (o *teorema pi greco* Π), ridurre il numero di variabili indipendenti da controllare: tale teorema afferma infatti che, quando una relazione fra grandezze fisiche è espressa in forma adimensionale, il numero di grandezze indipendenti che compaiono in essa si riduce dal valore originale n a $n - k$, dove k individua un insieme completo di variabili dimensionalmente indipendenti che possono essere scelte fra le originali n . In altre parole, dalla generica relazione dimensionale G_0 il teorema permette di ottenere una relazione adimensionale π_0 con $n - k < n$:

$$G_0 = f(G_1, G_2, \dots, G_n) \rightarrow \pi_0 = g(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-k}) \quad (1.1)$$

Se ad esempio l'insieme (G_1, G_2, \dots, G_k) individua l'insieme cercato di k variabili indipendenti, ne segue che:

- le dimensioni di tutte le rimanenti grandezze (G_{k+1}, \dots, G_n) devono essere espresse tramite le dimensioni dell'insieme considerato, ossia:

$$[G_i] = [G_1]^{\alpha_{i1}} [G_2]^{\alpha_{i2}} \dots [G_k]^{\alpha_{ik}} \quad (1.2)$$

per opportuni valori di $\alpha_{i1}, \alpha_{i2}, \dots, \alpha_{ik}$ e per $i = k + 1, \dots, n$;

- nessuna delle variabili comprese nell'insieme (G_1, G_2, \dots, G_k) deve avere dimensioni che possono essere espresse tramite le dimensioni delle altre variabili dello stesso insieme;
- gli $n - k$ gruppi a-dimensionali *indipendenti* π_i e il generico gruppo adimensionale *dipendente* π_0 sono così ricavati:

$$\begin{cases} \pi_i = \frac{G_i}{G_1^{\alpha_{i1}} G_2^{\alpha_{i2}} \dots G_k^{\alpha_{ik}}}; i = k + 1, \dots, n \\ \pi_0 = \frac{G_0}{G_1^{\alpha_{01}} G_2^{\alpha_{02}} \dots G_k^{\alpha_{0k}}} = f(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-k}) \end{cases}$$

In definitiva, a partire dalle relazioni $\eta = f_1$, $gH = f_2$ e $P = f_3$, il teorema di Buckingham dice che è possibile ottenere tre nuove relazioni funzionali:

$$\begin{cases} \eta = F_1(\pi_1, \pi_2, \pi_3) \\ \frac{gH}{nD^2} = F_2(\pi_1, \pi_2, \pi_3) \\ \frac{P}{\rho n^3 D^5} = F_3(\pi_1, \pi_2, \pi_3) \end{cases}$$

dipendenti da un insieme di $n - 3 = 3$ parametri a-dimensionali ($n = 6, k = 3$). Scegliendo in particolare come variabili indipendenti la *densità* del fluido ρ , la *velocità di rotazione* n e il *diametro* della girante D , si ottiene il seguente sistema a-dimensionale di funzionamento di una macchina idraulica:

$$\begin{cases} \eta = f_1(\dot{Q}; n; \mu; \rho; D; l_i) \rightarrow \eta = F_1\left(\frac{\rho n D^2}{\mu}, \frac{\dot{Q}}{n D^3}, \frac{l_i}{D}\right) \\ gH = f_2(\dot{Q}; n; \mu; \rho; D; l_i) \rightarrow \frac{gH}{n D^2} = F_2\left(\frac{\rho n D^2}{\mu}, \frac{\dot{Q}}{n D^3}, \frac{l_i}{D}\right) \\ P = f_3(\dot{Q}; n; \mu; \rho; D; l_i) \rightarrow \frac{P}{\rho n^3 D^5} = F_3\left(\frac{\rho n D^2}{\mu}, \frac{\dot{Q}}{n D^3}, \frac{l_i}{D}\right) \end{cases}$$

che mette in luce i seguenti gruppi a-dimensionali:

- η : *rendimento globale della macchina idraulica*;
- $\psi = \frac{gH}{(nD)^2}$: *coefficiente di pressione di macchina*;
- $\hat{P} = \frac{P}{\rho n^3 D^5}$: *potenza meccanica assorbita/generata dalla macchina*;
- $Re = \frac{\rho n D^2}{\mu}$: *numero di Reynolds di macchina*;
- $\phi = \frac{\dot{Q}}{n D^3}$: *coefficiente di portata di macchina*;
- l_i/D : *generico parametro geometrico a-dimensionale*.

1.1.2 Similitudine funzionale

Come già anticipato nell'introduzione al presente capitolo, uno degli obiettivi dell'analisi dimensionale applicata alle turbomacchine è quello di predire le prestazioni di una macchina prototipo sulla base di prove condotte su un modello in scala. Tale processo è rigorosamente lecito qualora tra le due macchine vi sia una *similitudine funzionale*: la *Teoria della Similitudine* asserisce infatti che macchine che soddisfano la similitudine fluidodinamica hanno uguale valore delle variabili a-dimensionali di output, e ciò è garantito qualora risultino contemporaneamente

soddisfatte le condizioni di similitudine *geometrica*, *cinematica* e *dinamica*. Nel dettaglio:

- *Similitudine geometrica*: le due macchine, prototipo e modello, devono operare in rapporto costante tra le dimensioni geometriche analoghe. In base a questo criterio, per due macchine in similitudine geometrica deve verificarsi:

$$\alpha = \frac{l}{l'} = \frac{r}{r'} = \frac{A}{A'} \quad (1.3)$$

dove con α si è indicato il rapporto di scala costante caratteristico della similitudine geometrica, l ed r sono due generiche dimensioni lineari ed A una qualunque area locale;

- *Similitudine cinematica*: in sezioni omologhe i rapporti tra le velocità sono gli stessi, ovvero i triangoli delle velocità sono simili. In accordo con questo principio dovrà verificarsi che:

$$\beta = \frac{c}{c'} = \frac{w}{w'} = \frac{u}{u'} \quad (1.4)$$

dove con β si è indicato il rapporto caratteristico della similitudine cinematica, e con c, w e u rispettivamente la velocità assoluta, relativa e periferica del flusso;

- *Similitudine dinamica*: in sezioni omologhe deve essere uguale il rapporto tra le generiche forze corrispondenti F_i e F_i' . Dalla definizione del numero di Reynolds suggerita nella precedente sezione si deduce che in similitudine dinamica due macchine presentano, in punti omologhi, anche lo stesso valore di Re .

In conclusione si può sostenere che per macchine geometricamente simili due punti di funzionamento in similitudine funzionale sono caratterizzati dagli stessi valori numerici di tutte le possibili variabili adimensionali, indipendenti e dipendenti, ed in particolare della variabile adimensionale rendimento [1]. Il sistema conclusivo di equazioni della sezione 1.1.1:

$$\begin{cases} \eta = F_1(Re, \phi, \frac{l_i}{D}) \\ \psi = F_2(Re, \phi, \frac{l_i}{D}) \\ \hat{P} = F_3(Re, \phi, \frac{l_i}{D}) \end{cases} \rightarrow \begin{cases} \eta = F_1(\phi) \\ \psi = F_2(\phi) \\ \hat{P} = F_3(\phi) \end{cases}$$

suggerisce che i parametri a-dimensionali caratterizzanti il funzionamento della macchina, per macchine operanti in condizione di similitudine funzionale, sono univocamente definiti dal coefficiente di portata ϕ . Ciò è graficamente rappresentato dalla figura 1.1, in cui si fa riferimento ad una pompa:

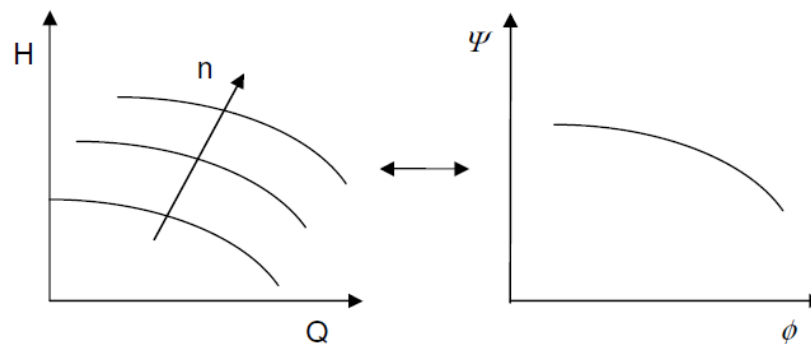


Figura 1.1: Curva caratteristica adimensionale di una pompa

Tuttavia, eliminare la dipendenza dei parametri di output dal numero di Reynolds non è un'operazione che può essere estesa a tutte le condizioni operative della macchina: come sarà spiegato nella sezione 1.1.3, infatti, la Teoria della Similitudine presenta dei limiti di validità che devono essere attentamente considerati nell'analisi di una macchina prototipo a partire dai dati ricavati da un modello in scala.

1.1.3 Limiti di validità della Teoria della Similitudine

All'atto pratico, nel passaggio da una macchina prototipo ad un modello in scala, il rispetto delle condizioni di similitudine funzionale è estremamente difficile da garantire. Tale difficoltà è legata principalmente a tre fattori:

- *Effetto della viscosità:* nella pratica risulta impossibile riuscire a garantire un uguale numero di Reynolds tra due macchine. Lo sviluppo delle perdite è associato agli sforzi viscosi esercitati dal fluido sulle pareti della macchina: in una macchina più piccola, in dimensioni assolute, tali forze incideranno maggiormente rispetto a quelle di inerzia, essendo questa caratterizzata da superfici di contatto più estese rispetto al volume di fluido trattato. Variando

il peso delle forze viscosse rispetto a quello delle forze d'inerzia, pertanto, si avranno conseguenti variazioni dei parametri a-dimensionali di output pur nel rispetto della similitudine geometrica e cinematica.

In generale, si può dire che l'influenza delle forze viscosse sia trascurabile per regimi di moto turbolenti, e quindi la similitudine funzionale è soddisfatta, per macchine geometricamente simili, solo dall'uguaglianza del coefficiente di pressione ψ . Passando invece da regimi turbolenti a regimi di transizione o laminari, com'è per fluidi molto viscosi o per macchine di piccole dimensioni, l'influenza della variazione di Re sul rendimento sarà sempre più accentuata. Di conseguenza, le caratteristiche operative di macchine simili, espresse mediante coefficienti adimensionali, non saranno più curve a una sola variabile ma curve a due variabili, in ψ e Re ;

- *Effetto scala*: s'intendono in questo senso i limiti di validità delle leggi della similitudine dovuti alla non perfetta riproduzione in scala della geometria di macchine simili. Molti parametri dimensionali, infatti, quali ad esempio la rugosità superficiale, i giochi radiali e gli spessori delle pale al bordo di uscita non possono essere mantenuti costanti in termini relativi, per motivi tecnologici e di costo: da quanto sopra esposto si può concludere che, all'interno di una data famiglia di macchine, quelle di dimensioni maggiori avranno un miglior rendimento di quelle di dimensioni minori;
- *Effetto della comprimibilità*: quest'ultimo effetto è trascurabile nel campo delle macchine idrauliche in quanto il fluido operativo utilizzato, ovvero l'acqua, è incomprimibile.

1.1.4 Criteri di scelta delle turbine idrauliche

Oltre ad essere uno strumento utile per l'analisi del comportamento di una macchina idraulica attraverso un modello in scala, la Teoria della similitudine rappresenta un criterio fondamentale di scelta delle turbomacchine permettendo la definizione della geometria ottimale per particolari condizioni operative. A tal fine risulta vantaggioso introdurre due nuovi gruppi *non* a-dimensionale, ricavati a partire dai precedenti e funzione dei parametri operativi della macchina. Si definiscono per-

tanto il numero di giri specifico n_s e il diametro specifico D_s di macchina:

$$n_s = n \cdot \frac{\dot{Q}^{0.5}}{(H)^{0.75}} \quad (1.5)$$

$$D_s = D \cdot \frac{(gH)^{0.25}}{\dot{Q}^{0.5}} \quad (1.6)$$

E' già stato osservato come macchine in similitudine fluidodinamica presentino gli stessi valori dei coefficienti ψ , ϕ e η : dalle definizioni 1.5 e 1.6 risulta pertanto che macchine simili, o punti operativi in similitudine funzionale, hanno anche lo stesso valore di n_s e D_s .

Per le turbine idrauliche sono perciò reperibili in letteratura tecnica diagrammi di origine empirica, che riportano l'andamento dei parametri n_s e D_s per differenti possibili geometrie di turbina, dalle Pelton alle Francis, fino alle Kaplan. Uno di questi è il cosiddetto diagramma di *Bayle-Cordier*, rappresentato in figura 1.2, in cui in grassetto si è tracciato il luogo dei punti aventi il massimo rendimento:

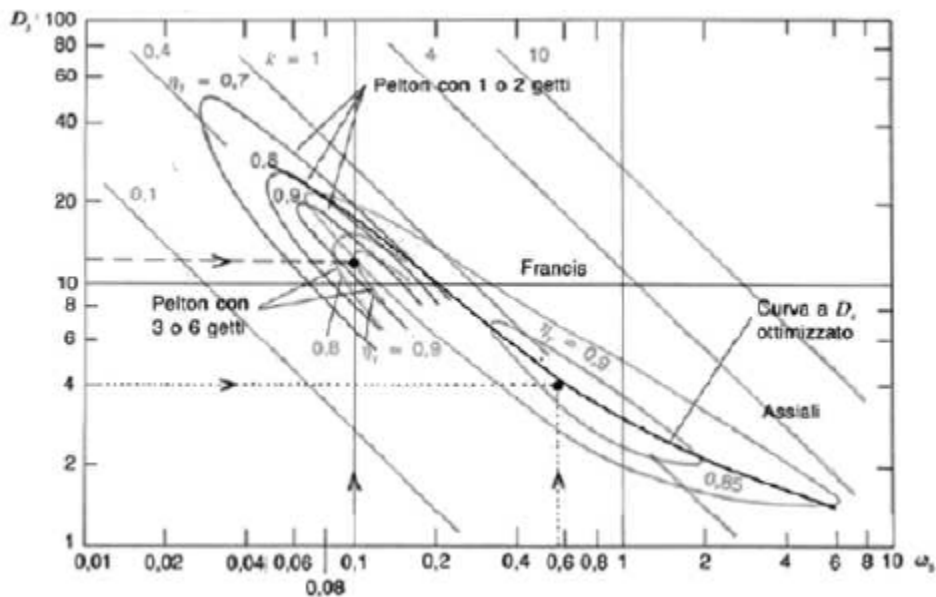


Figura 1.2: Diagramma di Bayle-Cordier

Tale linea individua pertanto il valore ottimo del diametro specifico D_s , e quindi la geometria ottima, per un ben preciso valore del numero di giri specifico: scelto n_s , si ha solo una famiglia di macchine a geometria ottimizzata, con un ben preciso

valore di D_s , che per quelle condizioni operative di portata e salto fornisce il massimo rendimento. In definitiva, grazie alla Teoria della similitudine, tutte le macchine (di diversa geometria e potenza) che avranno lo stesso n_s avranno anche lo stesso rendimento, che sarà, come detto, il massimo possibile per quell'applicazione.

Pelton	
Pelton (1 getto)	$n_s=2 \div 34$
Pelton (2÷4 getti)	$n_s=31 \div 48$
Pelton (5÷6 getti)	$n_s=45 \div 70$
Francis	
Francis lente	$n_s=70 \div 150$
Francis normali	$n_s=150 \div 250$
Francis veloci	$n_s=250 \div 450$
Kaplan	
Kaplan	$n_s=400 \div 1100$

Tabella 1.1: Classificazione delle turbine idrauliche in funzione di n_s [2]

A partire dal diagramma di Bayle-Cordier è possibile dunque ottenere una prima classificazione delle turbine idrauliche (tabella 1.1) e introdurre il diagramma di figura 1.3.

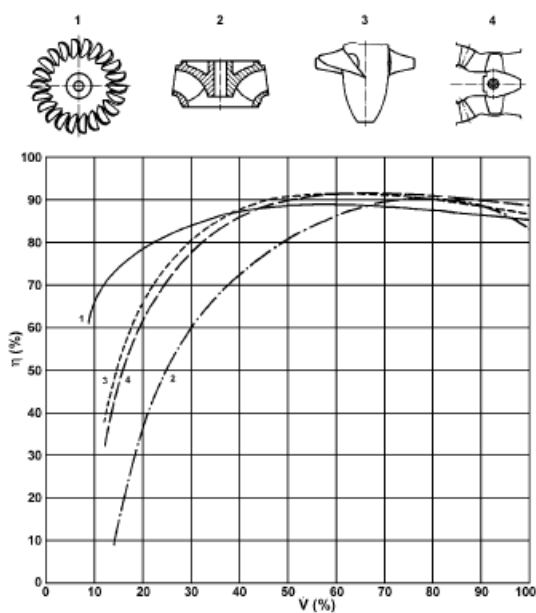


Figura 1.3: Rendimento ai carichi parziali: 1-Pelton 2-Francis 3,4-Kaplan

Tale diagramma fornisce l'andamento del rendimento massimo in funzione della percentuale di portata che fluisce alla turbina, per diverse tipologie di macchine idrauliche. Si osserva allora che la Pelton, definita da un numero di giri specifico n_s basso, presenta un rendimento inferiore come valore massimo rispetto alle altre turbine, ma costante al variare delle condizioni di funzionamento. Viceversa all'aumentare di n_s , passando dalle Francis alle turbine ad elica, le caratteristiche del rendimento tendono a stringersi sempre più riducendo l'intervallo di funzionamento utile ma garantendo un valore massimo del rendimento superiore.

1.2 Funzionamento di una turbina Francis

L'oggetto in esame del seguente lavoro sperimentale è un modello in scala di una turbina Francis; prima di procedere con la descrizione delle prove e dei risultati ottenuti è quindi opportuno presentare brevemente le peculiarità tecniche di questa particolare macchina idraulica.

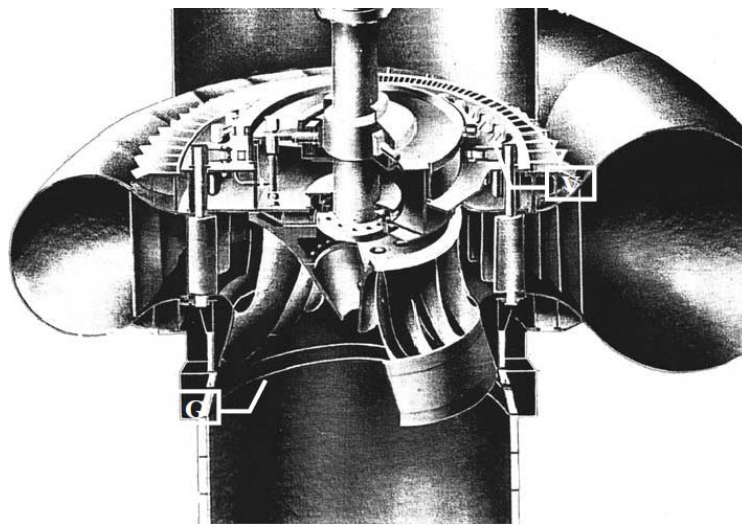


Figura 1.4: Spaccato di una turbina Francis

Le turbine Francis sono macchine motrici a *reazione a vena chiusa*, vale a dire senza punti di contatto con l'atmosfera e con pressione variabile da punto a punto tra l'ingresso del distributore e l'uscita della girante. Queste macchine operano con un numero caratteristico k tipicamente compreso nell'intervallo $0.35 \div 2.5$, il che si traduce in uno sfruttamento di salti idrici non molto grandi ($H = 40 \div 400$

m) e portate d'acqua anche notevoli ($\dot{Q} = 4 \div 150 \text{ m}^3/s$). In figura 1.4 si propone uno spaccato di una turbina Francis, che permette di evidenziarne le singole parti e in particolare le pale della girante, che per questa macchina assumono una forma molto particolare.

1.2.1 Spirale di alimentazione

In un impianto idro-elettrico la spirale di alimentazione, rappresentata in figura 1.5, è alimentata dall'acqua che giunge dalla condotta forzata ed alimenta a sua volta il pre-distributore o, in caso di mancanza di questo, direttamente il distributore.

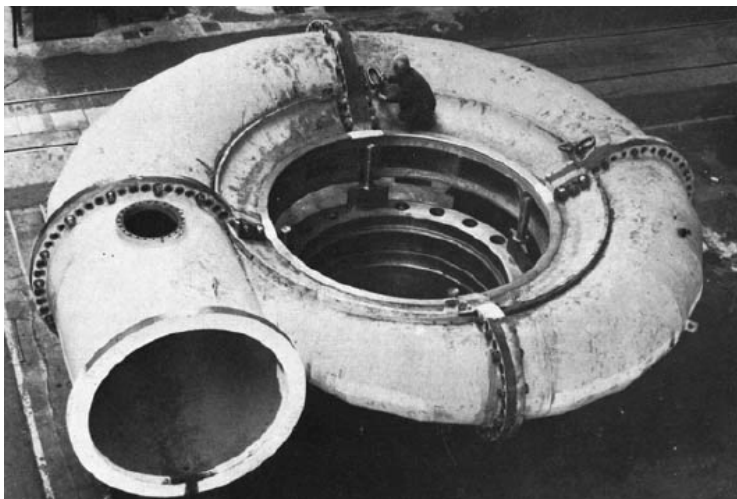


Figura 1.5: Spirale di alimentazione

Ha una caratteristica forma a chiocciola a sezione convergente, dovuta al fatto che in essa si vuole una velocità tangenziale del fluido lungo l'asse della spirale pressoché costante, a fronte di una portata che va a man mano decrescendo per il fluire dell'acqua verso la girante della turbina. In tal modo tutto il distributore è avvolto dall'acqua, realizzando pertanto un'ammissione totale.

1.2.2 Distributore

In una moderna turbina Francis il distributore ad inclinazione variabile, a volte preceduto da una serie di pale ad angolazione fissa (pre-distributore), assume la configurazione illustrata nella figura 1.6 [3].

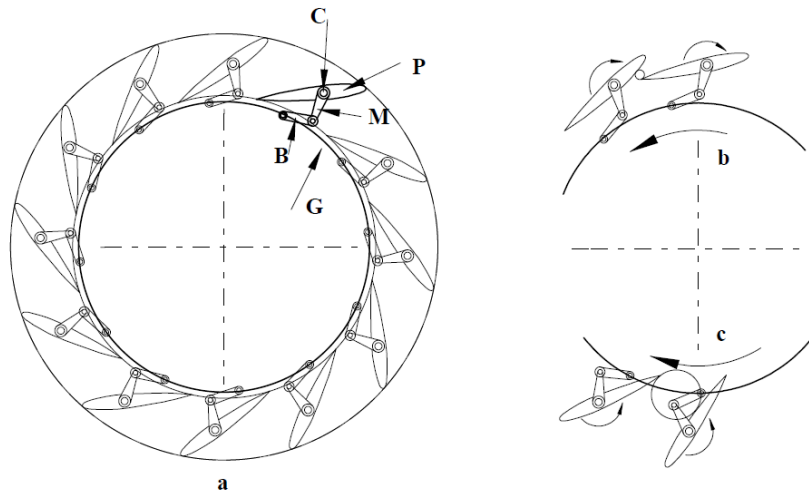


Figura 1.6: Distributore Fink

Le pale (P) sono montate, attraverso appositi perni (C), ad una struttura fissa; una serie di coppie Biella-Manovella (B-M, una per pala), tutte collegate ad un unico organo di regolazione (G), permettono di variare l'inclinazione contemporaneamente e nella stessa misura di tutte le pale con la semplice rotazione in senso orario (b) o antiorario (c) dell'organo di regolazione G. Il distributore che presenta queste caratteristiche prende il nome di distributore *Fink*. La funzione della variazione dell'angolo del distributore verrà chiarita in un secondo momento quando si approfondirà la regolazione della portata per questa tipologia di macchina idraulica.

Essendo una macchina a reazione, il distributore converte in energia cinetica solo una quota parte dell'energia H disponibile nella macchina: in particolare, definito il *grado di reazione* χ come il rapporto tra l'energia idraulica convertita in cinetica nella girante e il salto utile complessivo H , la velocità assoluta \vec{c}_1 in uscita dal distributore ha il modulo pari a:

$$|\vec{c}_1| = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot (1 - \chi) \cdot H} \quad (1.7)$$

dove φ quantifica il contributo delle perdite di carico all'interno dell'organo statico.

1.2.3 Girante

In figura 1.7 viene proposta una tipica girante di una macchina Francis. Come già anticipato in precedenza ed evidenziato in figura 1.7, i condotti interpallari rotorici di una turbina Francis presentano una forma piuttosto complessa e regolata dal valore del numero caratteristico di macchina K [2]. La figura 1.8 evidenzia infatti come al crescere della velocità caratteristica di macchina n_s (il cui significato, in questo senso, è analogo a quello del numero caratteristico K) si passi da pale pressochè radiali, a cui corrisponde un flusso radiale-centripeto, a pale quasi assiali tipiche di una turbina ad elica: ciò comporta che la pala sarà sempre più vicina all'asse e il campo di moto risulterà fortemente tridimensionale. Tornando alla descrizione dell'interazione tra il flusso e la macchina, l'acqua che esce dal distributore possiede ancora un'energia residua H_{rot} , sotto forma di pressione, pari a:

$$\chi \cdot H = H_{rot} = H - \frac{c_1^2}{2g} \quad (1.8)$$



Figura 1.7: Tipica girante di una turbina Francis

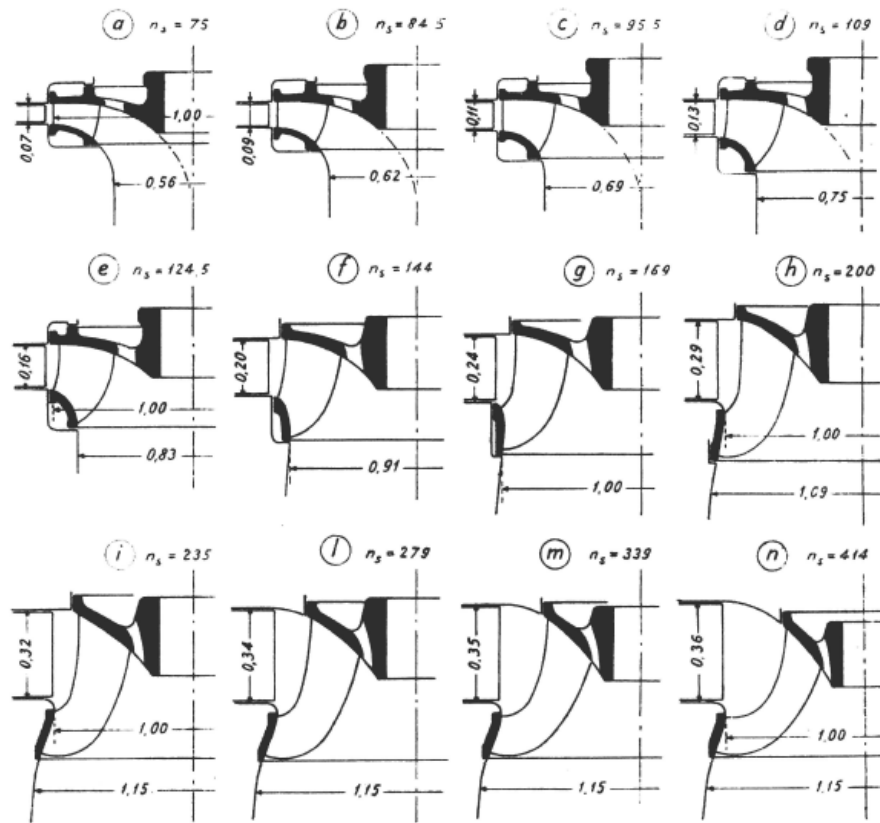


Figura 1.8: Condotto meridiano di una turbina Francis al variare della velocità caratteristica di macchina n_s

La girante di una turbina Francis trasforma perciò la frazione χ di energia potenziale idraulica disponibile nella macchina in un incremento dell'energia cinetica $\Delta E_{kin,w}$ associata alla velocità relativa:

$$\Delta E_{kin,w} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad (1.9)$$

ovvero:

$$w_2^2 = w_1^2 - (u_1^2 - u_2^2) + 2g\chi H \quad (1.10)$$

Facendo riferimento ai triangoli di velocità di figura 1.9, in cui si è assunto un approccio monodimensionale, la girante scambia complessivamente con l'acqua una quantità di lavoro L_{12} , per unità di massa di fluido evolvente in macchina, pari alla nota *Equazione di Eulero*:

$$L_{12} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (1.11)$$

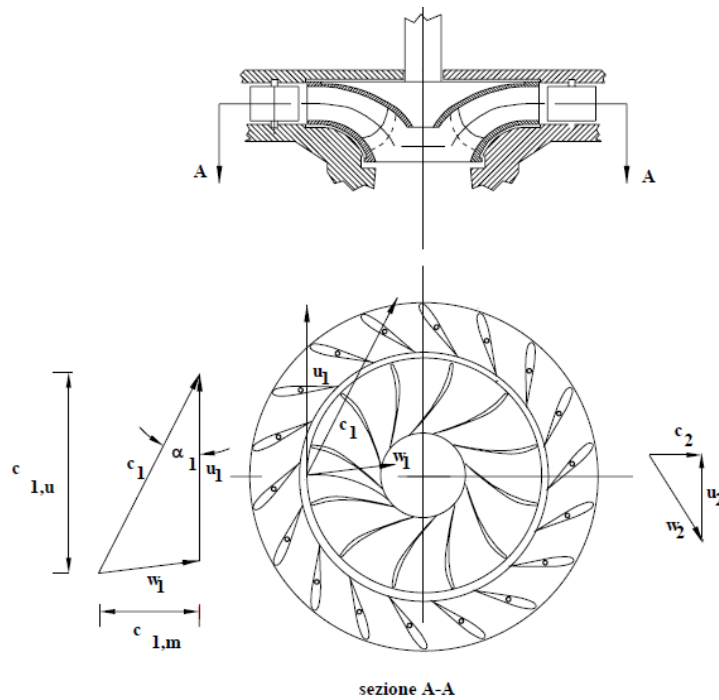


Figura 1.9: Triangoli di velocità in ingresso e in uscita di una girante Francis

o analogamente:

$$L_{12} = u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_2 c_2 \cos \alpha_2 \quad (1.12)$$

realizzando un rendimento idraulico η_{idr} pari a :

$$\eta_{idr} = \frac{L_{12}}{g \cdot H} \quad (1.13)$$

dove al solito c_1, w_1 e u_1 sono rispettivamente il modulo della velocità assoluta, relativa e periferica dell'acqua all'ingresso della girante, c_2, w_2 e u_2 rappresentano le analoghe velocità in uscita da essa, e α_1 (controllata dal distributore) e α_2 sono gli angoli formati dalla componente assoluta della velocità, rispettivamente d'ingresso e di scarico, con le rispettive velocità di trascinamento.

1.2.4 Tubo diffusore

Osservando l'equazione 1.11 appare evidente come convenga, da un punto di vista di massimizzazione del lavoro estratto dal fluido, avere allo scarico della girante un valore di pressione statica p_2 il più contenuto possibile (il che equivale ad avere un valore elevato di w_2). In aggiunta a questa considerazione si deve inoltre tener presente che talvolta una macchina, in particolare se di piccola potenza, deve

essere posta per esigenze progettuali ad un livello superiore a quello del bacino di scarico; ne consegue che l'energia corrispondente a tale differenza di quota, senza opportuni accorgimenti, risulta irrimediabilmente persa. Alla luce delle ragioni appena esposte, per ottimizzare il funzionamento della turbina si ricorre all'utilizzo del *tubo diffusore*, costituito da un tubo a sezione crescente, che collega la sezione di uscita della girante con il bacino di scarico [3]. Tale accorgimento, rappresentato in figura 1.10, può avere molteplici geometrie e presenta il duplice scopo, come sarà chiaro in seguito, di recuperare l'energia cinetica allo scarico trasformandola in energia di pressione e di sfruttare il salto a valle, altrimenti perso.

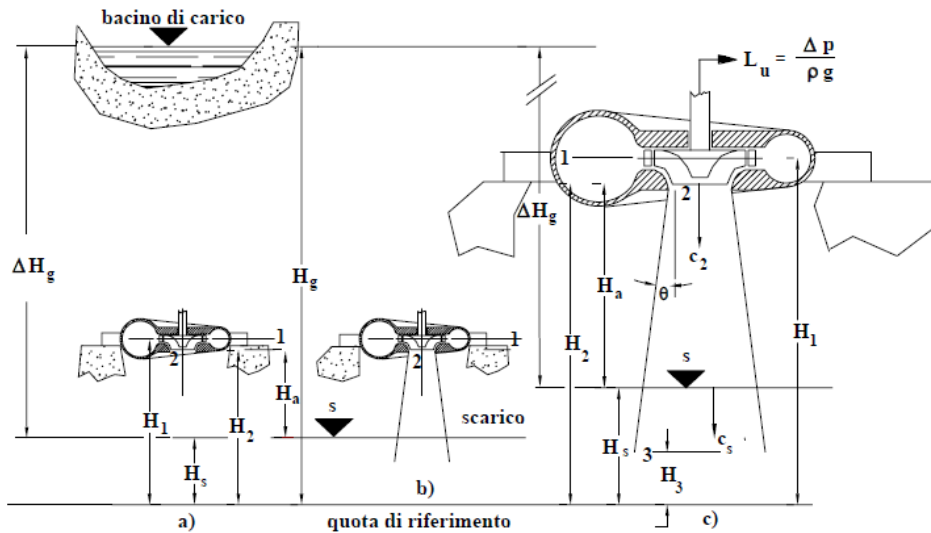


Figura 1.10: Turbina Francis senza (a) e con (b) tubo diffusore

Facendo infatti riferimento alla simbologia usata in figura 1.10, una volta indicata con p_0 la pressione atmosferica e supposto per semplicità $H_1 = H_2$, il lavoro utile scambiato in turbina, per unità di massa di fluido evolvente, in assenza del tubo diffusore (caso *a*) è il seguente:

$$L_{12} = \frac{p_{tot,1} - p_{tot,2}}{\rho} = \frac{(\rho g H_1 + \frac{\rho c_1^2}{2} + p_1) - (\rho g H_2 + \frac{\rho c_2^2}{2} + p_2)}{\rho} \quad (1.14)$$

$$L_{12} = \frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} - \frac{p_0}{\rho} - \frac{c_2^2}{2} \quad (1.15)$$

Il termine $(\frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} - \frac{p_0}{\rho})$ dell'equazione 1.15 può essere espresso in funzione dell'altezza di scarico H_a facendo un bilancio delle pressioni totali tra la sezione relativa

al bacino di carico g e la sezione 1 all'ingresso della girante:

$$p_0 + (H_g - \xi_{0,1}) \cdot g\rho = p_1 + \frac{\rho c_1^2}{2} + H_1 g\rho \quad (1.16)$$

da cui:

$$\frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} - \frac{p_0}{\rho} = (H_g - H_1 - \xi_{0,1}) \cdot g = (\Delta H_g - H_a - \xi_{0,1}) \cdot g \quad (1.17)$$

avendo espresso con $\xi_{0,1}$ le perdite di carico, espresse in metri, complessivamente sviluppate dal bacino di carico all'ingresso in girante. In definitiva, il lavoro scambiato in assenza del tubo diffusore risulta [3]:

$$L_{12} = (\Delta H_g - H_a - \xi_{0,1}) \cdot g - \frac{c_2^2}{2} \quad (1.18)$$

In presenza del tubo diffusore, invece, l'espressione 1.18 deve tener conto della nuova pressione totale nella sezione 2 rispetto a quella introdotta all'interno dell'equazione 1.14 per il calcolo di L_{12} ; a tal proposito conviene applicare l'equazione di Bernoulli sulla conservazione dell'energia totale tra la sezione 2 e l'ultima sezione del tubo diffusore 3, evidenziata in figura 1.10, oltre la quale il fluido deve essere considerato restituito al canale di scarico:

$$\frac{c_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gH_2 = \frac{c_3^2}{2} + \frac{p_3}{\rho} + gH_3 + \xi_{2,3} \quad (1.19)$$

dove con $\xi_{2,3}$ si sono indicate le perdite di carico, espresse in metri, nel tubo diffusore. La pressione statica in metri nella sezione 3 può essere valutata facendo un bilancio sul bacino di scarico alle due diverse altezze geodetiche H_s e H_3 :

$$\frac{p_3}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} + (H_s - H_3) \quad (1.20)$$

per cui l'equazione 1.19, ricordando che $H_a = H_2 - H_s$, diventa:

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - \left(\frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} \right) - H_a + \xi_{2,3} \quad (1.21)$$

L'espressione del lavoro utile scambiato in turbina diventa, ri-arrangiando i vari contributi delle pressioni totali [3]:

$$L_{12} = \frac{P_{tot,1} - P_{tot,2}}{\rho} = (\Delta H_g - \xi_{0,1} - \xi_{2,3}) \cdot g - \frac{c_3^2}{2} \quad (1.22)$$

Confrontando quest'ultima espressione con quella analoga ricavata in assenza del tubo diffusore (Eq. 1.18), si osserva un incremento ΔL_{12} del lavoro scambiato in turbina pari a:

$$\Delta L_{12} = (H_a - \xi_{2,3}) \cdot g + \left(\frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} \right) \quad (1.23)$$

In presenza del tubo diffusore l'espansione dell'acqua viene prolungata al di sotto della pressione atmosferica, come si evince dall'equazione 1.21; tale accorgimento permette di creare una sorta di effetto vuoto, che incrementa la differenza di pressione totale tra l'ingresso e l'uscita della girante, e quindi il lavoro elaborato da quest'ultima. Nello specifico, con riferimento ancora una volta alla figura 1.10, la pressione nella sezione di scarico si abbassa delle quantità [3]:

- H_a : energia, espressa in metri, rappresentante la differenza di quota tra la sezione d'uscita e quella del pelo libero del bacino di scarico;
- $\frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}$: energia cinetica associata al rallentamento dell'acqua nel suo passaggio all'interno del tubo diffusore, a causa della sua sezione divergente. A valle della girante, quindi, si ricomprime il fluido convertendo la restante energia cinetica in pressione. Questo passaggio non solo consente di riportare la pressione del flusso a quella atmosferica, ma permette di utilizzare quella quota finale di energia cinetica, non sfruttabile in turbina, che andrebbe altrimenti persa allo scarico.

1.2.5 Regolazione

Il processo di regolazione, ovvero l'adattamento della potenza erogata dalla turbina con quella richiesta dall'utilizzatore, viene garantita per mezzo del sistema di leve *Fink* già descritto nella sezione 1.2.2: la rotazione delle pale permette infatti di regolare la sezione frontale di passaggio dell'acqua, e quindi la portata complessiva smaltita dalla turbina. Come si può evincere dalla figura 1.11, una variazione dell'inclinazione delle pale del distributore determina anche una modifica dei triangoli di velocità all'ingresso e all'uscita della girante.

Nello specifico, riferendosi all'equazione 1.7, il vettore \vec{c}_1 non varia in modulo in quanto il grado di reazione χ dipende unicamente dal rotore, ma solo in direzione:

ciò significa che al diminuire della portata diminuirà la componente assiale del vettore \vec{c}_1 , mentre la sua componente tangenziale aumenterà. Analogo aumento della componente tangenziale si avrà anche per un aumento della portata elaborata dalla turbina. Con \vec{c}_1 varierà la direzione del vettore \vec{w}_1 , mentre all'uscita della girante la nuova \vec{w}_2 sarà parallela alla precedente, essendo invariato l'angolo β_2 imposto dalla pala rotorica. Per quanto riguarda i vettori \vec{u}_1 e \vec{u}_2 , essi rimangono immutati al variare dell'angolo del distributore.

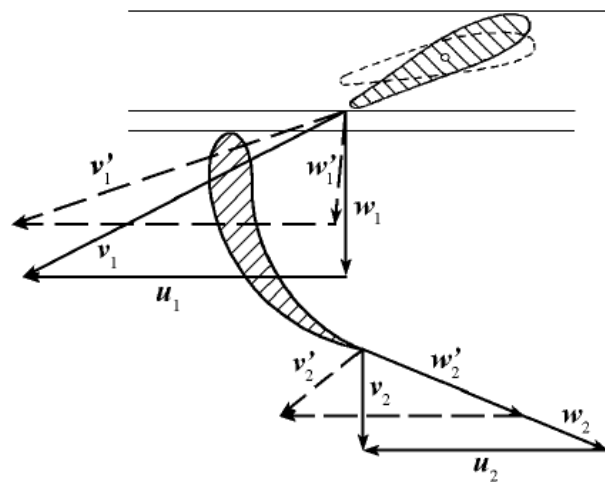


Figura 1.11: Variazione dei triangoli di velocità con l'inclinazione delle pale del distributore

Tutto ciò ha due essenziali conseguenze [4]:

- lo scostamento della direzione di \vec{w}_1 da quella nominale di progetto, definita dall'asse del condotto interpalare, determina l'insorgere di perdite dovute alla brusca deviazione del flusso relativo;
- \vec{c}_2 acquista una componente tangenziale e non è pertanto più perpendicolare a \vec{u}_2 .

In definitiva, modificando la posizione del distributore e conservando la geometria del rotore si altera l'intero comportamento idraulico della turbina, con conseguente penalizzazione del rendimento ai carichi parziali più sensibile di quella che si avrebbe con altre tipologie di turbine idrauliche (Figura 1.3)

A completamento della descrizione di una turbina Francis, si riportano in figura 1.12 e 1.13 le curve caratteristiche di funzionamento per diverse posizioni di aper-

tura del distributore e per caduta costante. Le curve di portata fornite sono tipiche di turbine Francis lente o normali (numero di giri specifico $n_s = 60 \div 150$), in cui la portata diminuisce all'aumentare del numero di giri n a causa dell'effetto centrifugo che si oppone al moto centripeto del fluido [5]: come si vedrà, il modello di turbina analizzato in laboratorio presenterà il medesimo comportamento al variare di n . Dalle curve di potenza e rendimento in funzione del numero di giri si osserva inoltre che nelle turbine Francis la velocità di fuga è circa 1.8 volte la velocità di massimo rendimento ($\eta_{fuga} \approx 1.8\eta_{max}$ [5]). Tracciando le linee di isorendimento (Figura 1.13) si osserva che queste sono delle ellissi, con l'asse maggiore inclinato sulla verticale: questo significa che tale tipo di turbine poco si addice alle variazioni di carico, a ulteriore dimostrazione di quanto già evidenziato in figura 1.3.

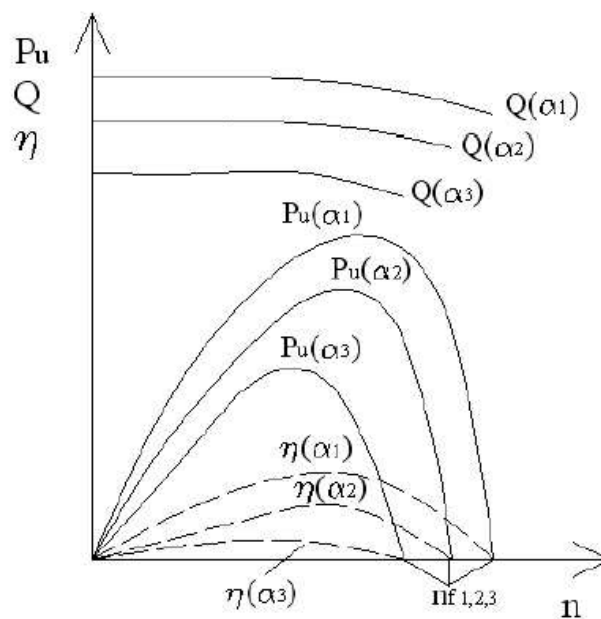


Figura 1.12: Curve caratteristiche di una Francis per diverse posizioni del distributore e caduta H costante

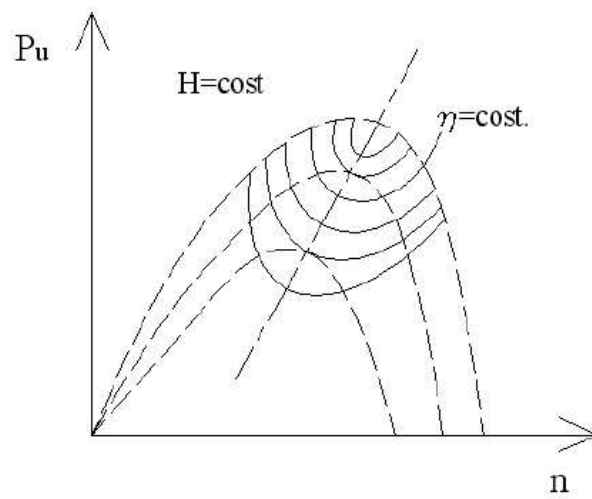


Figura 1.13: Curve isorendimento per una turbina idraulica Francis

Capitolo 2

Impianto di prova della turbina Francis

2.1 Introduzione

L'intera fase della raccolta dei dati sperimentali sul modello in scala di turbina Francis si è sviluppata all'interno del *Laboratorio di Macchine Idrauliche* del Dipartimento di *Ingegneria Industriale* di Padova. L'impianto di prova in questione può considerarsi suddiviso in tre sezioni:

- circuito idraulico;
- sensori e sistemi di regolazione;
- sistema hardware e software di acquisizione dei dati.

Il seguente capitolo è quindi dedicato ad una breve descrizione dei singoli elementi costituenti l'impianto e che, nel complesso, hanno permesso la caratterizzazione del modello in scala di turbina idraulica in esame.

2.2 Circuito idraulico

Il canale di mandata della turbina Francis è alimentato da una portata d'acqua proveniente da un serbatoio d'accumulo; quest'ultimo, a sua volta, riceve il fluido in pressione elaborato a monte da una pompa, il cui condotto di aspirazione è collegato

ad una vasca d'acqua a pressione atmosferica, sotto il livello della pavimentazione. La macchina idraulica è installata soprabattente (al di sopra del pelo libero del bacino di scarico) ed è collegata, a valle, ad un tubo aspiratore-diffusore a sezione circolare divergente. Tale tubo, come spiegato nella sezione 1.2.4, permette di adattare la pressione di scarico della turbina (che può assumere valori inferiori a quella atmosferica) a quella del bacino di valle (vasca d'acqua a pressione atmosferica sotto la pavimentazione) e di poter quindi sfruttare un salto disponibile maggiore. Nel suo complesso il circuito idraulico risulta pertanto costituito dalle seguenti parti:

2.2.1 Sistema di pompaggio

Il sistema di pompaggio è rappresentato da una pompa centrifuga accoppiata direttamente ad un motore elettrico, definito nominalmente da una potenza di 110 kW , corrente di $106/184\text{ A}$ e da una velocità di rotazione pari a 985 rpm . E' presente inoltre un sistema ausiliario di pompaggio che ha la funzione di consentire il riempimento della pompa principale in fase d'avvio (Figura 2.1).



Figura 2.1: Sistema di pompaggio principale e ausiliario

Il sistema d'innescò è necessario in quanto una pompa centrifuga non è auto-adescente, ovvero non è in grado in fase d'avvio di produrre da sola una depressione sufficiente ad aspirare l'acqua dal serbatoio di aspirazione, ed è quindi necessario riempire di liquido la pompa centrifuga e tutto il suo tratto di aspirazione.

2.2.2 Serbatoio d'accumulo

L'impianto d'accumulo in laboratorio è rappresentato in figura 2.2 e determina un'altezza geodetica di carico costante e pari a 13 m.



Figura 2.2: Serbatoio d'accumulo

La costanza di tale altezza è garantita dalla configurazione del serbatoio stesso, il quale è costituito da due involucri cilindrici coassiali: l'involucro interno riceve acqua dalla pompa di alimentazione e presenta la sezione superiore aperta, in modo tale da riempire per caduta l'involucro esterno e mantenerne costante il livello di riempimento.

2.2.3 Turbina Francis

La macchina prototipo è una turbina *Francis* ad asse orizzontale, fornita dall'azienda *Tamanini Hydro Srl* e costruita in similitudine rispetto agli schemi di progettazione della turbina originale: in particolare, la macchina in esame è stata realizzata rispettando un fattore di scala pari a 0.451 (Fig. 2.3).



Figura 2.3: Sistema di regolazione statorico e configurazione della girante della macchina Francis

Il funzionamento di una turbina Francis è già stato abbondantemente analizzato nel precedente capitolo (sezione 1.2). Nella figura 2.3 si può osservare la spirale di alimentazione (cassa blu) e il distributore: la sua configurazione è del tipo *Fink* (sezione 1.2.2). Infine il cono diffusore è stato realizzato in Plexiglas, permettendo il controllo visivo della struttura vorticoso (torcia) in uscita dalla girante in particolari condizioni operative.

2.3 Sistemi di controllo e di misura

2.3.1 Valvola conica

Al fine di caratterizzare la macchina idraulica al variare delle condizioni operative, si è utilizzata una valvola conica nel condotto di scarico a valle della girante (Figura 2.4). Una progressiva chiusura della valvola determina una strozzatura della sezione di scarico e quindi una diminuzione della portata che fluisce all'interno di tutto il circuito idraulico.



Figura 2.4: Valvola conica

Al variare del carico variano inoltre (con legge quadratica in funzione della velocità del flusso) le pressioni totali in ingresso al distributore e in uscita dalla girante (quella d'ingresso tuttavia in modo meno sensibile in quanto mantenuta pressochè costante dal sistema d'accumulo a monte), e con esse la quota-parte di energia disponibile rispetto a quella totale, che è invece fissata dal serbatoio d'accumulo. Infatti, considerando uno schema generico d'impianto idroelettrico, viene definito *salto geodetico* H_d la differenza di energia meccanica, espressa in *metri*, tra le sezioni del serbatoio di monte M e di valle V , entrambe valutate sul pelo libero:

$$H_d = \left(z_M + \frac{p_M}{\rho g} + \frac{c_M^2}{2g} \right) - \left(z_V + \frac{p_V}{\rho g} + \frac{c_V^2}{2g} \right) \quad (2.1)$$

dove dentro le parentesi si sono evidenziati rispettivamente i contributi geodetici, di pressione e dinamici dell'energia meccanica. Nella pratica, tuttavia, a causa dell'energia cinetica della corrente allo scarico, delle perdite di carico all'interno delle condotte dell'impianto e della macchina stessa (per quest'ultime s'intendono le perdite per attrito nella cassa spirale, nel passaggio tra le pale statoriche e rotoriche e infine nel diffusore), il salto H_d non può essere completamente sfruttato dalla turbina. E' quindi necessario fare riferimento al *salto idrico totale disponibile* H , o quota piezometrica in ingresso alla turbina, effettivamente elaborato dalla macchina idraulica e definito come differenza tra la grandezza H_d e le perdite di carico ΔH_{sist} del sistema:

$$H = H_d - \Delta H_{sist} \quad (2.2)$$

In modo analogo la stessa grandezza può essere espressa come differenza di pressione totale tra la sezione di ingresso e di uscita della macchina idraulica, espressa ancora in metri di colonna d'acqua [m]:

$$H = \frac{p_{tot,in} - p_{tot,out}}{\rho g} \quad (2.3)$$

di cui $\rho [Kg/m^3]$ ne indica la densità e $g [m/s^2]$ è il valore di accelerazione di gravità. La configurazione del serbatoio di monte utilizzato nel laboratorio, come già anticipato nella sezione precedente, è tale da garantire un valore costante del salto idrico totale disponibile H_d ; la curva caratteristica $H = f(\dot{Q})$ della macchina idraulica viene ottenuta quindi agendo manualmente sulle perdite di carico dell'impianto ΔH_{sist} , per mezzo della valvola conica di regolazione di portata.

2.3.2 Motore elettrico

Un motore elettrico alimentato in corrente continua viene calettato all'albero della turbina (Figura 2.5).



Figura 2.5: Motore elettrico

Non essendo quest'ultima collegata alla rete, è necessaria infatti una coppia frenante per mantenerne costante la velocità di rotazione. Attraverso opportune manopole resistive di un sezionatore è stato quindi possibile regolare il numero di giri e la coppia frenante da applicare alla girante Francis.

2.3.3 Sensori

Per eseguire le misure dei parametri funzionali alla caratterizzazione della turbina prototipo, si è fatto ricorso ai seguenti sensori:

- Misuratore di coppia: torsionmetro *Kistler 4503A*, posizionato tra il motore elettrico e l'albero della turbina;

Measurement ranges (FS)	$\pm 0 \div 200 \text{ Nm}$
Operating temperature range	$10 \div 60 \text{ }^\circ\text{C}$
Supply	$11 \div 30 \text{ VDC}$
Output signal	$\pm 0 \div 10 \text{ V}$
Linearity error	$< \pm 0.1 \%FS$
Accuracy class	0.1%

Tabella 2.1: Scheda tecnica torsionmetro Kistler 4503A [8]

- Misuratori di pressione: trasmettitori di pressione assoluta *Keller PA(A)-33X*, montati nella sezione d'ingresso del distributore e nella sezione di scarico della girante per la rilevazione delle pressioni statiche.

Measurement ranges (FS)	$0 \div 3 \text{ bar abs}$
Compensated Temperature Range	$-10 \div 80 \text{ }^\circ\text{C}$
Supply	$13 \div 32 \text{ VDC}$
Output signal	$0 \div 10 \text{ V}$
Linearity error	$-0.003 \%FS @ 25^\circ\text{C}$
Accuracy	$-0.030 \div 0.000 \%FS @ -10 \div 80 \text{ }^\circ\text{C}$

Tabella 2.2: Scheda tecnica trasduttore pressione statica Keller PA(A)-33X [7]

Per ciascun trasduttore di pressione l'attacco alla tubatura principale ha luogo in quattro punti posti a 90° di distanza lungo la circonferenza della sezione relativa, in modo da misurare la pressione media su tutta la sezione della tubatura ed evitare pertanto eventuali anomalie locali di pressione. Per eliminare l'inevitabile presenza di aria all'interno dei singoli tubi, si sono previste inoltre delle valvole di collegamento con l'ambiente esterno, permettendo in questo modo la fuoriuscita di aria.

- Misuratore di portata: sensore elettromagnetico flangiato della compagnia *BM-Tecnologie Industriali*, modello *MUT 2200-EL* montato lungo il condotto di alimentazione della turbina. Questa famiglia di sensori flangiati basa il suo funzionamento sul principio di Faraday, per il quale un conduttore che attraversa un campo magnetico genera un potenziale orientato perpendicolarmente al campo stesso. Il tubo di passaggio, realizzato in acciaio inox AISI 304 e dotato di flange in acciaio al carbonio o inox, ha installate due bobine nella parte superiore ed inferiore; il campo magnetico, generato dalla corrente elettrica che attraversa le bobine, induce negli elettrodi una differenza di potenziale proporzionale alla portata [9]. Allo scopo di poter misurare tale potenziale dai valori molto bassi, l'interno del tubo di misura è isolato elettricamente, pertanto il liquido di processo non viene mai in contatto né con il materiale del tubo di passaggio né con quello delle flange.

Measurement ranges (FS)	$8.84 \div 1767.15 \text{ m}^3/h$
Diametro nominale	250 mm
Pressione d'esercizio	10 bar
Rivestimento interno	<i>Ebanite</i>
Massima temperatura del liquido	80°C
Elettrodi	<i>Hastelloy - C</i>

Tabella 2.3: Scheda tecnica sensore elettromagnetico MUT 2200-EL [9]

Il convertitore utilizzato, modello *MC 608-A* della *BM-Tecnologie Industriali*, genera la corrente che alimenta le bobine, acquisisce la differenza di poten-

ziale agli elettrodi, elabora il segnale per calcolare la portata e gestisce le comunicazioni con l'esterno. In tabella 2.3 e 2.4 vengono quindi presentate le specifiche tecniche rispettivamente del sensore elettromagnetico e del convertitore.

Alimentazione	100 ÷ 240 VAC
Segnale analogico in uscita	4 ÷ 20 mA
Campo di temperatura ambiente	-20 ÷ 60 °C
Frequenza di campionamento	1/480 ÷ 5 Hz
Accuratezza	0.2% del valore letto

Tabella 2.4: Scheda tecnica convertitore MC 608-A [10]

2.4 Sistema hardware e software di acquisizione dati

Il sistema d'acquisizione dati utilizzato è formato dall'insieme dei componenti hardware, in grado di ricevere segnali digitali dall'impianto analizzato, e da uno specifico software finalizzato all'analisi, visualizzazione ed elaborazione dei dati sperimentali.

2.4.1 Sistema hardware

Per la realizzazione del sistema d'acquisizione dati si è utilizzata la piattaforma *PXI* della *National Instruments*[®]. L'architettura hardware del suddetto sistema è costituita da tre componenti fondamentali [12]:

- **Chassis:** Alloggiamento modulare. Le configurazioni utilizzate sono la *NI – PXI – 1052* e la *NI – PXI – 1042 – Q*: la prima è stata impiegata per la parte di lavoro relativa all'acquisizione delle curve caratteristiche del prototipo di macchina, mentre la seconda ha permesso, per mezzo di un opportuno modulo di periferica, il controllo automatico del movimento della sonda a 5 fori.
- **Controller Embedded PXI:** elimina la necessità di un PC esterno, in quanto fornisce un sistema completo all'interno del *chassis PXI*;

- Moduli: i moduli di periferica sono i componenti necessari al trattamento del segnale acquisito; per l'analisi sperimentale sono stati messi a disposizione una scheda *NIPXI – 7344* per il controllo automatico del moto della sonda a cinque fori, e una scheda *NIPXI – 6254* per l'acquisizione dei nove input analogici provenienti dai vari sensori.

Il collegamento fisico dei vari segnali di input/output non viene realizzato direttamente con la periferica, ma ad essi viene interposto un blocco connettore, di proprietà della *National Instruments*, della serie *NISCB – 68*. Le informazioni che giungono alla piattaforma hardware *PXI* vengono infine elaborate dal software *LabVIEW®*.

2.4.2 Sistema software

LabVIEW® (*Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*) è un ambiente di programmazione che permette di integrare hardware e software per sviluppare misurazioni, test e applicazioni di controllo. Se da un lato *LabVIEW®* conserva molte analogie con gli ambienti di programmazione tradizionali, dall'altro si distingue da questi per alcuni aspetti, primo tra tutti l'ambiente di sviluppo grafico, sia dell'interfaccia utente sia dell'algoritmo di elaborazione.

I programmi *LabVIEW®* sono definiti *strumenti virtuali*, o *VI*s (*Virtual Instruments*), in quanto il loro comportamento è analogo a strumenti reali, come oscilloscopi e multimetri. Ogni *VI*s è costituito da un *Front Panel*, dove si visualizza l'interfaccia grafica a disposizione dell'utente finale, e da un *Block Diagram*, al cui interno viene definito il codice del programma vero e proprio (in figura 2.6 vengono mostrate le due finestre appena menzionate). Il diagramma a blocchi è realizzato attraverso una rappresentazione grafica, nella quale singoli oggetti come *terminali* (ovvero porte d'ingresso e d'uscita che scambiano informazioni tra il diagramma a blocchi e il *Front Panel*), *funzioni* e *nodi* vengono connessi tra di loro attraverso delle frecce. *LabVIEW®* mette infatti a disposizione del programmatore una serie di librerie di funzioni, che possono essere richiamate ed utilizzate all'interno dei programmi. Le librerie comprendono funzioni di uso comune ed inoltre fun-

zioni specializzate per l'acquisizione e l'elaborazione dei segnali, e il controllo di strumentazione numerica.

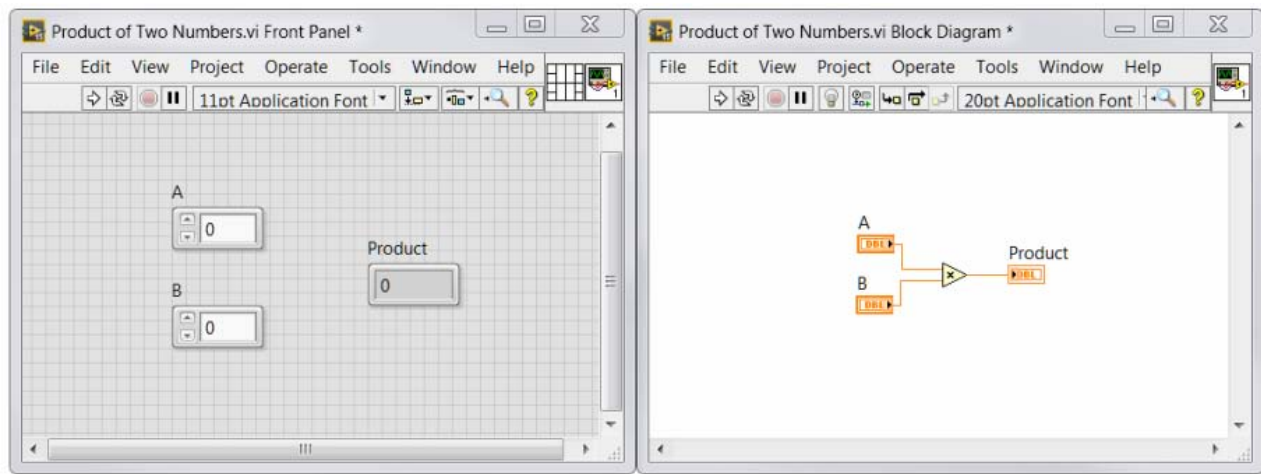


Figura 2.6: Finestre caratterizzanti un programma *LabVIEW*: a sinistra il *Front Panel* e a destra il *Block Diagram*

Per mettere in esecuzione i *VI*s, *LabVIEW*[®] segue un modello a flusso di dati, determinato dal movimento di quest'ultimi attraverso i terminali di input/output dei nodi. Un nodo del diagramma a blocchi entra in esecuzione solo quando riceve tutti gli input necessari, e fornisce output ai terminali d'uscita solo una volta terminata l'esecuzione. I dati generati vengono quindi passati al nodo successivo lungo il percorso del flusso di dati: in definitiva, il movimento dei dati attraverso i nodi determina l'ordine di esecuzione dei *VI*s e delle funzioni nel diagramma a blocchi. Come sarà chiaro nei capitoli successivi, tale software ha rivestito un ruolo fondamentale nello sviluppo del lavoro sperimentale in questione, permettendo infatti di acquisire una quantità notevole di dati, di rielaborarli per mezzo di comodi file Excel e di definire la logica di funzionamento del sistema di controllo del movimento della sonda a 5 fori, per la rilevazione del campo di moto allo scarico della turbina Francis.

Capitolo 3

Caratterizzazione turbina Francis

3.1 Introduzione

In questo capitolo vengono analizzati i passaggi fondamentali per l'acquisizione delle curve caratteristiche della turbina prototipo Francis nel *Laboratorio di Macchine Idrauliche*; in particolare si svilupperanno i seguenti aspetti:

- descrizione della modalità di esecuzione dei test;
- presentazione dei dati acquisiti;
- rielaborazione dei dati in termini adimensionali, per la verifica della Teoria della similitudine della macchina prototipo e una valutazione complessiva sulla qualità di esercizio della macchina originale.

3.2 Modalità di esecuzione dei test

Le prove eseguite in laboratorio hanno lo scopo di caratterizzare il prototipo di turbina per diverse condizioni di funzionamento, attraverso l'acquisizione di dati mediante i sensori applicati nelle zone di interesse. In particolare, la caratterizzazione della turbina Francis al variare delle condizioni operative di portata, numero di giri ed angolo del sistema di distribuzione è stata realizzata in modo sistematico, attraverso una procedura schematizzata dai seguenti passaggi:

- *Definizione del numero di giri del motore e angolo del distributore:* Il quadro di regolazione del motore elettrico calettato alla turbina permette il controllo della velocità di rotazione, attraverso la regolazione dell'assorbimento di corrente continua, e quindi della coppia frenante, inviata al motore elettrico. La posizione angolare α delle pale del distributore viene invece controllata indirettamente mediante la rotazione di un volante, il cui scorrimento assiale x rispetto alla posizione di completa chiusura è vincolato proporzionalmente al valore in gradi dell'angolo α desiderato, secondo la seguente relazione lineare fornita dalla *Tamanini Hydro Srl*:

$$\alpha = 6.3 + 0.9 \cdot x \quad (3.1)$$

dove x è espresso in *mm* e viene imposto per mezzo di un calibro. Nel corso del lavoro sperimentale si è ritenuto opportuno sostituire il posizionamento indiretto del distributore per mezzo della relazione 3.1, con un controllo diretto di α , il quale ha permesso di concludere, con un buon margine di sicurezza, che la reale relazione tra x ed α seguisse una legge lineare.

- *Regolazione di portata:* A partire dalla posizione di completa apertura della valvola conica allo scarico, a cui corrisponde la portata massima sviluppabile in turbina per dati numero di giri ed α , si procede alla diminuzione della portata volumetrica. Agendo manualmente sulla valvola allo scarico, viene aumentato progressivamente il grado di chiusura di quest'ultima, individuando valori di portata via via decrescenti a intervalli quanto più costanti possibili ($\Delta\dot{Q} = 3 \div 5 \text{ m}^3/\text{h}$). La diminuzione della sezione di passaggio genera all'interno del campo di moto una perturbazione, in termini sia di pressione che di portata, e l'acquisizione dei segnali forniti dai trasduttori deve quindi avvenire soltanto dopo che tali segnali si siano stabilizzati nel tempo.
- *Acquisizione dati:* Il software *LabVIEW*[®] di acquisizione ed analisi dati, come già ricordato nella sezione 2.4.2, consente il campionamento automatico dei segnali forniti da opportuni trasduttori installati sull'impianto. In particolare, i segnali di input acquisiti dal software si riferiscono alle seguenti grandezze fisiche (sezione 2.3.3):

- pressione statica $p_{s,in}$ [bar] nella sezione d'ingresso del distributore;
- pressione statica $p_{s,out}$ [bar] nella sezione di scarico della girante;
- portata volumetrica \dot{Q} [m^3/h];
- coppia sull'albero T [Nm].

I dati vengono campionati all'interno di un intervallo temporale di 50s, durante il quale il software acquisisce 100 valori istantanei (0.5s/acquisizione) e li media, fornendo un valore rappresentativo dell'intervallo. Questo procedimento serve per ottenere un valore medio non influenzato dalle oscillazioni istantanee causate dalle inevitabili fluttuazioni del sistema idraulico. E' intuitibile come all'aumentare delle acquisizioni la media risulti più accurata, ma allo stesso tempo aumenti il tempo di elaborazione dei dati: l'intervallo temporale scelto rappresenta pertanto un ottimo compromesso tra i due aspetti menzionati. Per ogni coppia di parametri (α, n) i segnali acquisiti dai vari trasduttori vengono raccolti all'interno di un singolo file *Excel* (figura 3.1), permettendone una elaborazione agevole:

Pressure Inlet [bar]	Total Pressure Inlet [Pa]	Pressure Outlet[bar]	Total Pressure Outlet [Pa]	Wicket Gate Position [mm]	Flow Rate [mc/h]	Hydraulic Power [W]	Torque [Nm]	Rotation Velocity [rpm]	Power [W]	Efficiency [%]	Specific Number k
2,02E+00	2,13E+05	9,05E-01	9,51E+04	4,11E+00	7,30E+01	2,38E+03	1,27E+01	9,00E+02	1,20E+03	5,04E+01	3,76E-01
2,02E+00	2,13E+05	9,66E-01	1,01E+05	4,11E+00	7,08E+01	2,19E+03	1,13E+01	9,00E+02	1,07E+03	4,88E+01	3,85E-01
2,02E+00	2,13E+05	1,02E+00	1,06E+05	4,11E+00	6,84E+01	2,02E+03	1,03E+01	9,00E+02	9,71E+02	4,81E+01	3,92E-01
2,02E+00	2,13E+05	1,07E+00	1,11E+05	4,11E+00	6,67E+01	1,88E+03	9,29E+00	9,00E+02	8,75E+02	4,67E+01	4,02E-01
2,02E+00	2,13E+05	1,12E+00	1,16E+05	4,11E+00	6,51E+01	1,74E+03	8,39E+00	9,00E+02	7,91E+02	4,54E+01	4,12E-01
2,02E+00	2,13E+05	1,15E+00	1,20E+05	4,11E+00	6,39E+01	1,65E+03	7,79E+00	9,00E+02	7,35E+02	4,45E+01	4,19E-01
2,02E+00	2,13E+05	1,19E+00	1,24E+05	4,11E+00	6,21E+01	1,53E+03	6,98E+00	9,00E+02	6,58E+02	4,30E+01	4,29E-01
2,02E+00	2,13E+05	1,23E+00	1,27E+05	4,11E+00	6,07E+01	1,44E+03	6,41E+00	9,00E+02	6,04E+02	4,20E+01	4,36E-01
2,02E+00	2,13E+05	1,27E+00	1,31E+05	4,11E+00	5,91E+01	1,34E+03	5,71E+00	9,00E+02	5,38E+02	4,02E+01	4,45E-01
2,02E+00	2,13E+05	1,30E+00	1,35E+05	4,11E+00	5,77E+01	1,25E+03	5,10E+00	9,00E+02	4,81E+02	3,85E+01	4,55E-01
2,02E+00	2,13E+05	1,35E+00	1,39E+05	4,11E+00	5,61E+01	1,15E+03	4,30E+00	9,00E+02	4,05E+02	3,54E+01	4,69E-01
2,02E+00	2,13E+05	1,38E+00	1,43E+05	4,11E+00	5,44E+01	1,06E+03	3,72E+00	9,00E+02	3,50E+02	3,31E+01	4,78E-01
2,02E+00	2,13E+05	1,42E+00	1,47E+05	4,11E+00	5,25E+01	9,62E+02	2,94E+00	9,00E+02	2,77E+02	2,88E+01	4,92E-01
2,02E+00	2,13E+05	1,46E+00	1,51E+05	4,11E+00	5,09E+01	8,78E+02	1,93E+00	9,00E+02	1,82E+02	2,07E+01	5,07E-01
2,02E+00	2,13E+05	1,47E+00	1,51E+05	4,11E+00	4,93E+01	8,43E+02	2,83E-01	9,00E+02	2,67E+01	3,17E+00	5,02E-01

Figura 3.1: Esempio di output in formato Excel per $n=900$ rpm e $\alpha=10^\circ$

La specifica *VI's* di *LabVIEW*[®] sviluppata appositamente per questa fase sperimentale, permette inoltre di avere in output le seguenti grandezze fondamentali per la costruzione delle curve caratteristiche della turbina Francis:

- pressione totale all'ingresso $p_{tot,in}$ [Pa]
- pressione totale all'uscita $p_{tot,out}$ [Pa]

- potenza idraulica P_{hyd} [W]:

$$P_{hyd} = \dot{Q} \cdot (p_{totale,in} - p_{totale,out}) \quad (3.2)$$

- potenza meccanica all'albero P_{mec} [W]:

$$P_{mec} = T \cdot \omega \quad (3.3)$$

dove:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (3.4)$$

- rendimento complessivo η :

$$\eta = \frac{P_{mec}}{P_{hyd}} \quad (3.5)$$

- numero specifico k :

$$k = \frac{\omega \cdot \dot{Q}^{0.5}}{(gH)^{0.75}} \quad (3.6)$$

3.3 Presentazione dei dati sperimentali

Le prove eseguite in laboratorio hanno lo scopo, come già accennato, di caratterizzare il prototipo di turbina Francis per diverse condizioni di funzionamento: in particolare i parametri di controllo sono il numero di giri n della macchina idraulica e il grado di apertura del distributore α . La turbina è stata testata sotto le seguenti condizioni:

- tre valori del numero di giri: $n_1=800$, $n_2=900$ e $n_3=1000$ giri al minuto (rpm);
- grado di apertura α , variato da un valore minimo di 10° ad un valore massimo di 38° ;

In funzione della portata volumetrica \dot{Q} , per ogni coppia di parametri (α, n) vengono acquisite tramite *LabVIEW*[®] le curve del rendimento η , del salto idrico totale disponibile H , della coppia meccanica all'albero T e della potenza meccanica P_{mec} , attraverso la procedura d'esecuzione già descritta nella sezione 3.2. La parte successiva di questa sezione viene quindi dedicata all'analisi di come i citati parametri di controllo influiscano sulle curve prestazionali della turbina, e alla presentazione dei dati sperimentali.

3.3.1 Rendimento complessivo η della macchina

I dati campionati con il software *LabVIEW*[®] sono stati rielaborati attraverso *Matlab*[®], e ciò ha permesso di visualizzare in modo efficace le varie curve prestazionali in funzione della portata, e paramtrate per tutti i valori di α analizzati durante l'esperimento. In figura 3.2 si fa riferimento alle curve di efficienza in funzione della portata volumetrica, per cinque diversi valori dell'angolo del distributore e per una velocità di rotazione pari a 1000 rpm:

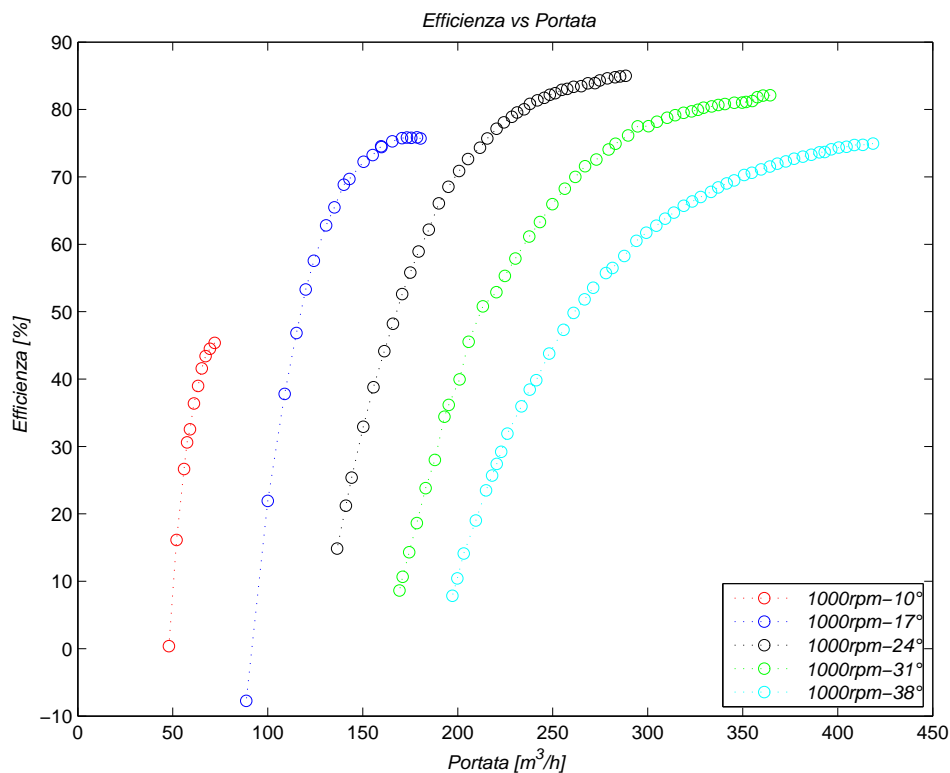


Figura 3.2: Famiglia di curve del rendimento parametrizzate per diversi angoli del distributore e per velocità di rotazione pari a 1000 rpm

In questa condizione operativa, le curve di rendimento evidenziano un massimo in corrispondenza della portata massima smaltibile dalla turbina che, a parità di n , dipende unicamente dal grado di apertura del distributore: per valori di carico inferiori, ciascuna curva presenta un andamento monotono decrescente, quest'ultimo imputabile al limite di caduta massimo disponibile.

Diversa è l'analisi qualitativa delle stesse curve per una velocità di rotazione inferiore e pari a 800 rpm (Figura 3.3). La massima portata smaltibile per un determinato valore dell'angolo α aumenta al diminuire della velocità di rotazione dell'asse,

ma il massimo del rendimento non si trova più in corrispondenza del limite superiore di portata, bensì per una portata inferiore. In altre parole non si verifica sperimentalmente un andamento monotono decrescente del rendimento, al diminuire della portata, bensì un andamento a campana. Quanto appena sottolineato tuttavia non è verificato per angoli del distributore piccoli, per i quali si conserva l'andamento monotono decrescente evidenziato per una velocità di rotazione superiore.

Per quanto riguarda le curve a velocità di rotazione pari a 900 rpm, la figura 3.4 (per $\alpha = 24^\circ, 31^\circ, 38^\circ$) sottolinea come queste presentino un comportamento intermedio tra quelle caratteristiche delle due velocità estreme.

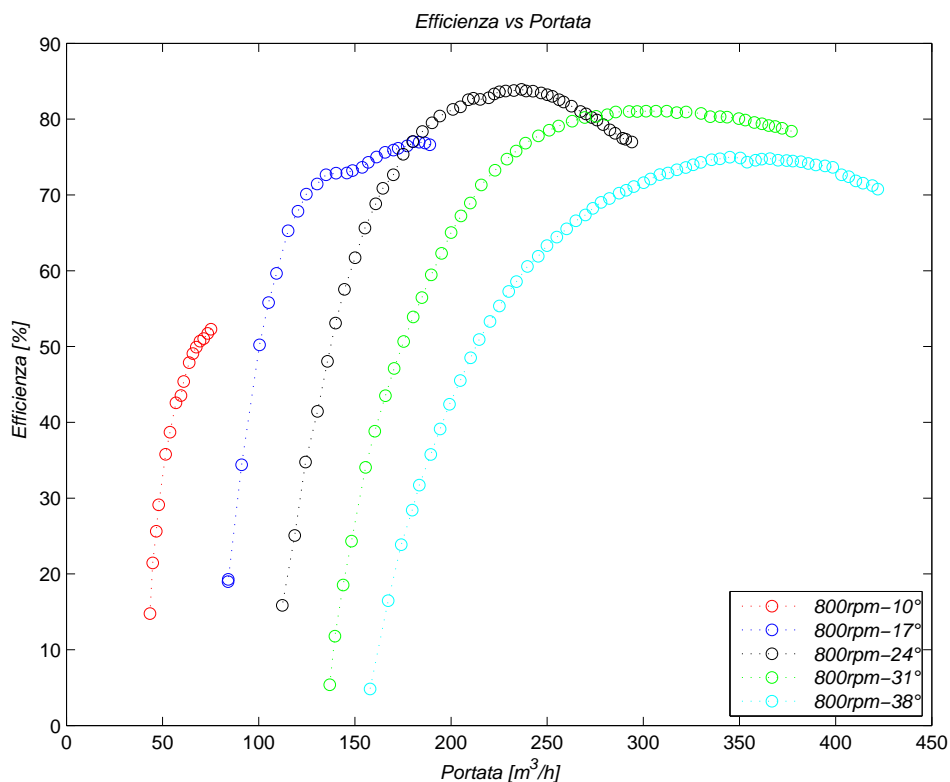


Figura 3.3: Famiglia di curve del rendimento parametrizzate per diversi angoli del distributore e per velocità di rotazione pari a 800 rpm

A questo punto risulta interessante confrontare, per ogni angolo α analizzato, l'influenza del numero di giri dell'albero sul rendimento complessivo della macchina idraulica η (Figura 3.4). Appare evidente come l'influenza, in termini di efficienza, del numero di giri sulla macchina idraulica non sia da ricercare nel valore massimo del rendimento raggiungibile (il quale si mantiene pressoché costante).

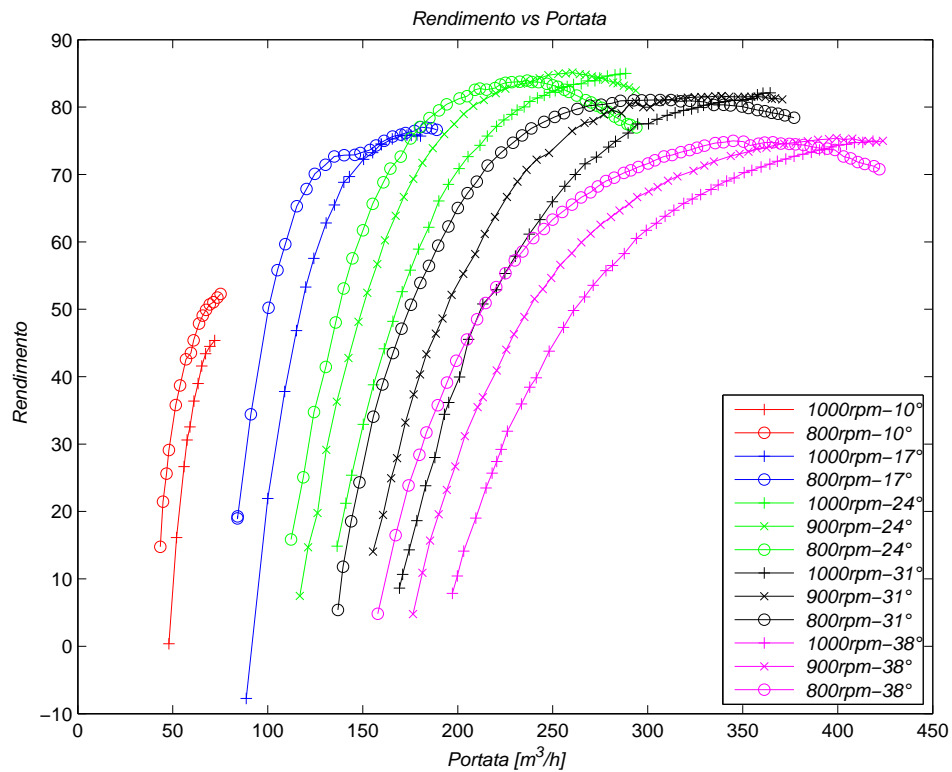


Figura 3.4: Confronto delle curve di rendimento ad angolo variabile, per le tre velocità di rotazione analizzate

In Appendice (A.1) vengono raccolte (figure A.1, A.2 e A.3), le curve corrispondenti a tutti gli angoli analizzati per ciascuna velocità di rotazione ($n = 1000 \text{ rpm}$, $n = 900 \text{ rpm}$ e $n = 800 \text{ rpm}$), che evidenziano come il rendimento si mantenga prossimo al valore massimo (0.856) all'interno di un intervallo centrale di α e compreso indicativamente tra 23° e 26° .

3.3.2 Salto idrico H disponibile alla macchina

Per quanto riguarda l'energia disponibile all'ingresso della macchina, espressa in metri attraverso il salto idrico H , si evidenzia un andamento qualitativamente analogo per ogni angolo α e velocità n analizzate (Figura 3.5 e Figura 3.6).

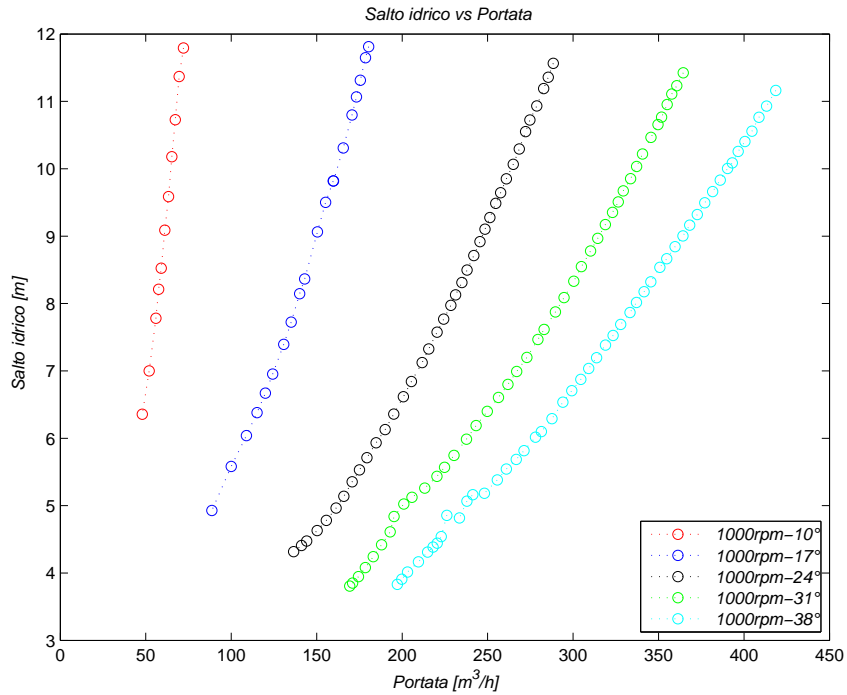


Figura 3.5: Famiglia di curve del salto idrico paramtrate per diversi angoli del distributore e per velocità di rotazione pari a 1000 rpm

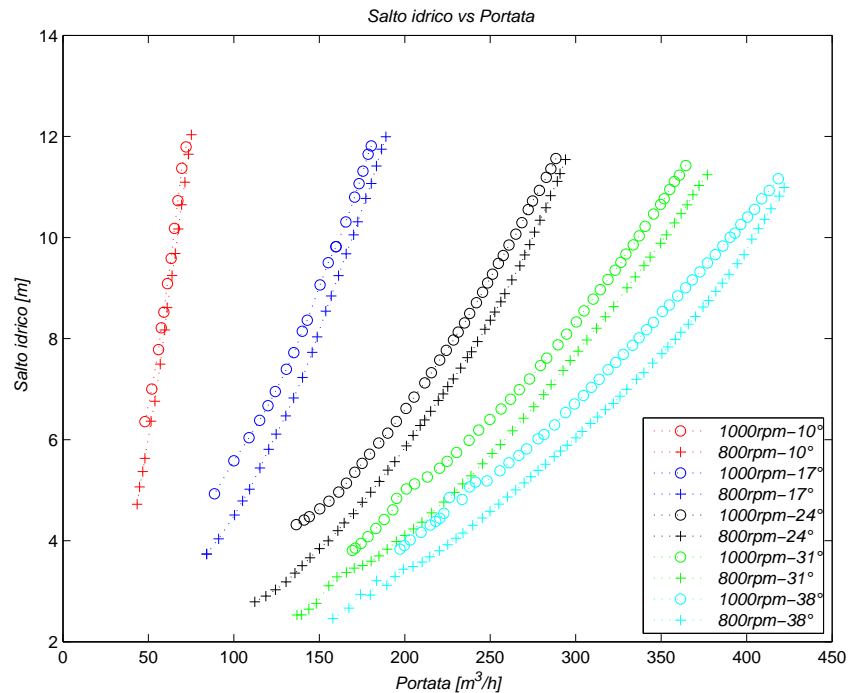


Figura 3.6: Effetto della velocità di rotazione sul salto idrico disponibile, per diversi valori di α .

Si ponga ora l'attenzione sui tratti terminali delle curve del salto idrico H per elevati valori di α : la figura 3.6 sottolinea, per le suddette curve, l'insorgere di una evidente instabilità operativa allo scarico della turbina. Ai carichi parziali, infatti, si è verificata sperimentalmente la perdita dell'uniformità circonferenziale del flusso a scapito di una distorsione nel campo di moto allo scarico della turbina. La componente centrifuga della velocità in questa regione è tale da innescare, tra il distributore e l'ingresso della girante, il fenomeno della cavitazione. Tale fenomeno produce forti instabilità operative e fluttuazioni della pressione totale allo scarico, che acquisisce infatti un andamento impulsivo. Questo comportamento risulta enfatizzato da valori elevati sia dell'angolo di apertura del distributore α che della velocità di rotazione n : tuttavia, è bene ricordare come questa regione operativa, caratterizzata come detto da valori particolarmente contenuti del rendimento della macchina, non risulta interessante in un'ottica di ottimizzazione della macchina in quanto difficilmente ci si troverà a lavorare in condizioni così sfavorevoli.

In Appendice (A.2) vengono raccolte (figure A.4, A.5 e A.6), le curve corrispondenti a tutti gli angoli analizzati per ciascuna velocità di rotazione ($n = 1000$

rpm , $n = 900 rpm$ e $n = 800 rpm$), che evidenziano infine come all'aumentare dell'angolo del distributore il salto massimo disponibile diminuisca. Il contributo delle perdite di carico, alle alte portate, è tale da penalizzare H_{max} , che per bassi α assume valori prossimi a $12 m$.

3.3.3 Coppia all'albero e potenza meccanica sviluppata

Ciò che viene mostrato in questa sezione è la visione complessiva delle curve della coppia (Figura 3.7) e della potenza meccanica (Figura 3.8) per tutti i gradi di apertura analizzati e per una fissata velocità di rotazione ($n = 1000rpm$).

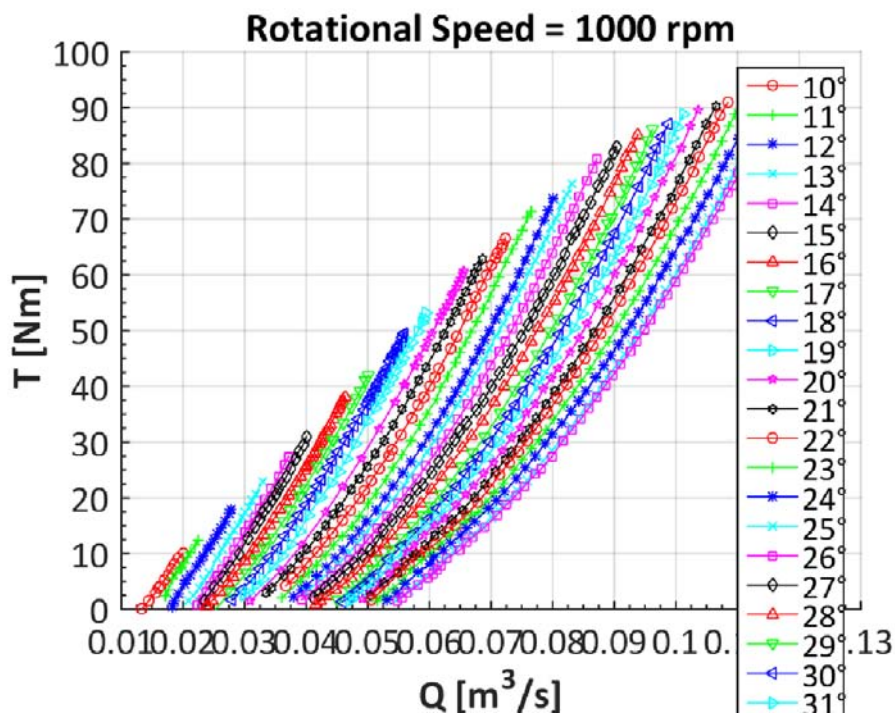


Figura 3.7: Famiglia di curve della coppia T parametriche per diversi angoli del distributore e per fissata velocità di rotazione

Entrambe le grandezze presentano una proporzionalità più che lineare con la portata sviluppata e ai bassi carichi, per angoli α elevati, una instabilità operativa già sottolineata nella sezione precedente (3.3.2). Infine, si può osservare come la massima potenza meccanica verificata all'asse del prototipo sia pari a $9.5 kW$.

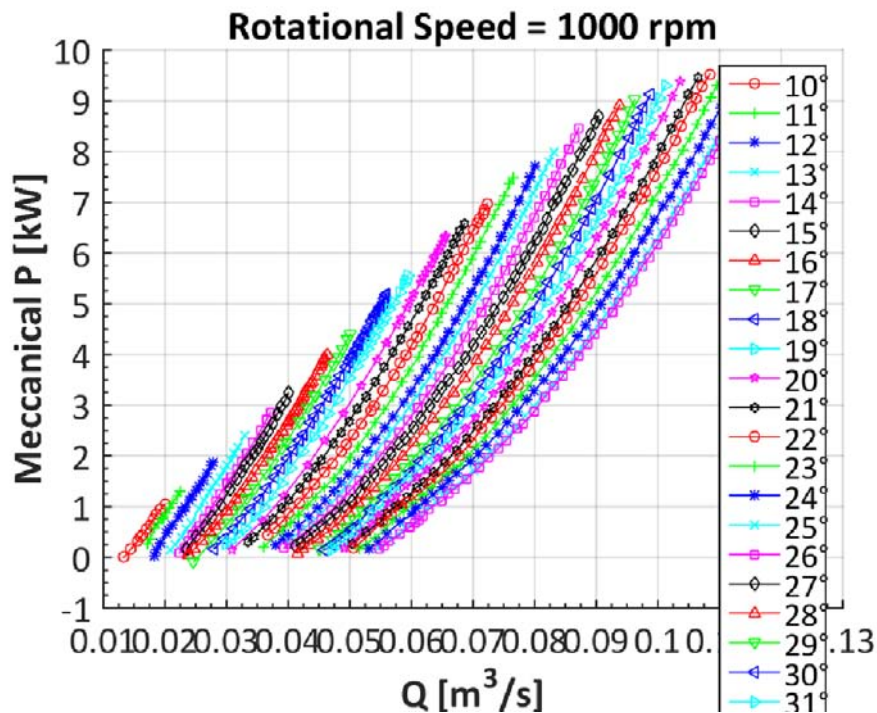


Figura 3.8: Famiglia di curve della potenza meccanica parametrata per diversi angoli del distributore e per fissata velocità di rotazione

In Appendice (A.3 e A.4) vengono raccolte le curve della coppia all'albero (figure A.7 e A.8) e della potenza meccanica (figure A.9 e A.10,) corrispondenti a tutti gli angoli analizzati per le rimanenti velocità di rotazione ($n = 800 \text{ rpm}$ e $n = 900 \text{ rpm}$).

3.3.4 Condizioni operative di sviluppo della torcia

Uno degli obiettivi della prova sperimentale è stato quello di verificare in quali condizioni operative la macchina dia origine, a valle della girante, ad una struttura vorticoso generalmente chiamata *torcia*. La forma del canale rotorico e la distribuzione del campo di moto sono parametri fondamentali per la struttura della torcia: se l'accoppiamento tra il fluido e il canale rotorico non è ottimale, il contributo centrifugo conferito al fluido dalla pala può essere importante e dare origine a vortici di notevole intensità. Questa condizione è rappresentata in Figura 3.9 e Figura 3.10. Come noto, la direzione della velocità relativa del flusso \vec{w} è imposta dall'orientamento delle pale rotoriche fisse ed è definita dall'angolo β : tale angolo è progettato per realizzare il massimo rendimento per una determinata portata nominale. Tut-

tavia uno scostamento della portata dal valore nominale produce una componente tangenziale \vec{c}_u della velocità assoluta (*swirl*), in aggiunta a quella assiale \vec{c}_m nella direzione principale del flusso. La componente centrifuga risultante conserva il verso di rotazione della girante per carichi parziali ($Q < Q_{BEP}$), mentre ruota in senso opposto ad essa per carichi superiori a quello nominale ($Q > Q_{BEP}$).

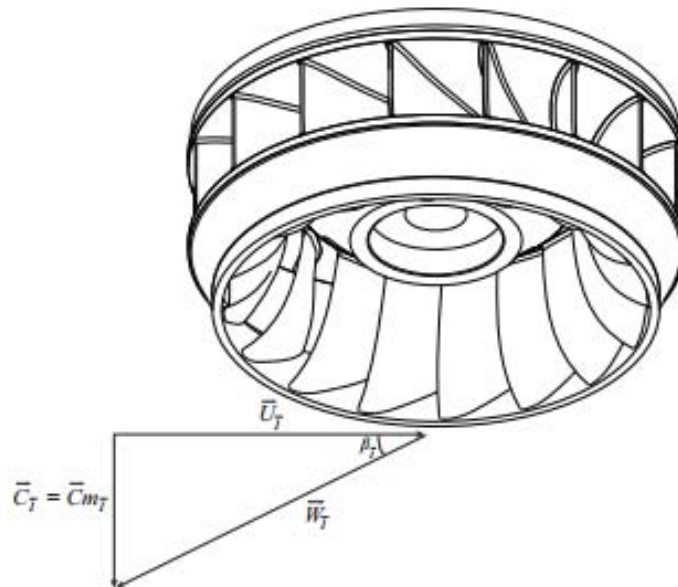


Figura 3.9: Definizione dei triangoli di velocità all'uscita della turbina Francis

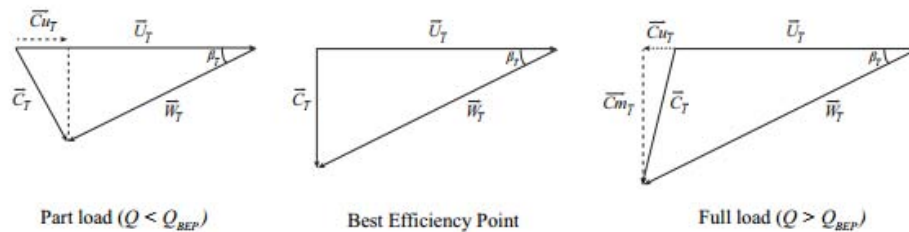


Figura 3.10: Triangoli di velocità all'uscita della turbina in condizioni di off-design

Nelle turbine a reazione la presenza di un moto di *swirl* è spesso causa di fenomeni di separazione di massa all'interno del flusso e fluttuazioni di pressione nel tubo diffusore: in particolare queste pulsazioni dipendono principalmente dalla portata volumetrica, ma anche dal livello locale di pressione, dalla forma del tubo diffusore e dalla risposta dinamica del circuito idraulico complessivo [15]. E' stato dimostrato sperimentalmente che un flusso rotante all'interno di un condotto tende a separarsi in due regioni concentriche [16]: nella regione esterna si verifica il

trasporto di massa vero e proprio, mentre nella regione interna s'instaura una zona di *stagnazione* a bassa velocità. Osservazioni sperimentali più dettagliate, che considerano la caratteristica non stazionaria del flusso, rivelano che il confine tra le due regioni non è stabile ma può essere sede, sotto determinate condizioni, di una vorticità che tende a concentrarsi in un filamento ad elica [17] e a ruotare attorno all'asse del tubo diffusore.

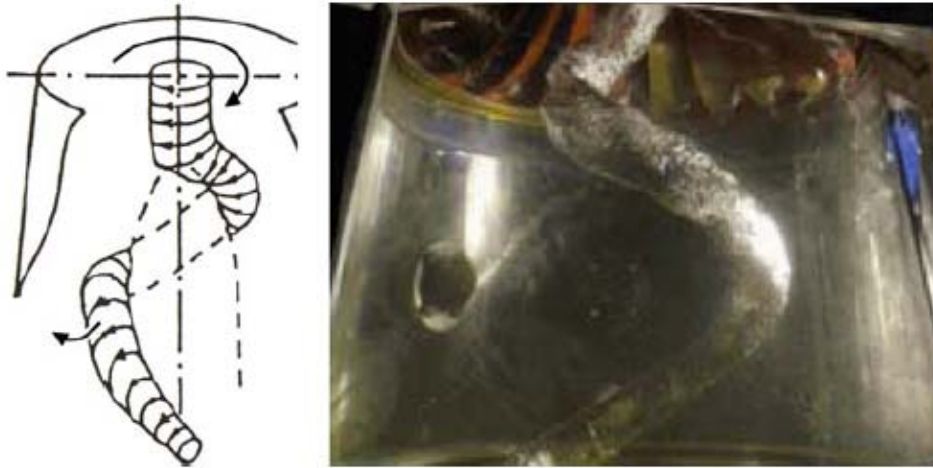


Figura 3.11: Zona di ristagno e filamento vorticoso ad elica

Come detto, la presenza della torcia genera all'interno del tubo diffusore un campo di pressione fluttuante, il cui periodo è strettamente legato a quello di rotazione del vortice. Le alte velocità tangenziali che si verificano all'interno della torcia determinano in essa un decremento della pressione statica del fluido, in accordo con la legge di Bernoulli sulla conservazione dell'energia totale. Nel caso di liquido puro e deareato, se tale pressione risulta inferiore alla tensione di vapore del fluido, alla temperatura di esercizio, il vortice è accompagnato dalla formazione di bolle e quindi dall'insorgere del fenomeno della cavitazione *vaporosa*. La cavitazione, nel senso generale di formazione di bolle nel liquido, può aver luogo tuttavia anche per effetto della presenza di aria disciolta nell'acqua: l'aria viene liberata per pressioni maggiori della tensione di vapore del liquido e la cavitazione che ne segue viene definita *gassosa*. Il collasso delle bolle, siano esse di vapore o di aria, genera delle pulsazioni che determinano, a lungo andare, l'usura delle superfici metalliche sulle quali ha luogo la ri-condensazione del gas e quindi un deterioramento nel tem-

po delle prestazioni della macchina; da questo punto di vista, le superfici metalliche maggiormente a rischio sono le pale del rotore e il tubo diffusore.

La presenza di una struttura vorticoso nel tubo diffusore è stata verificata per diverse condizioni operative, e la figura 3.12 ne fornisce una chiara rappresentazione.

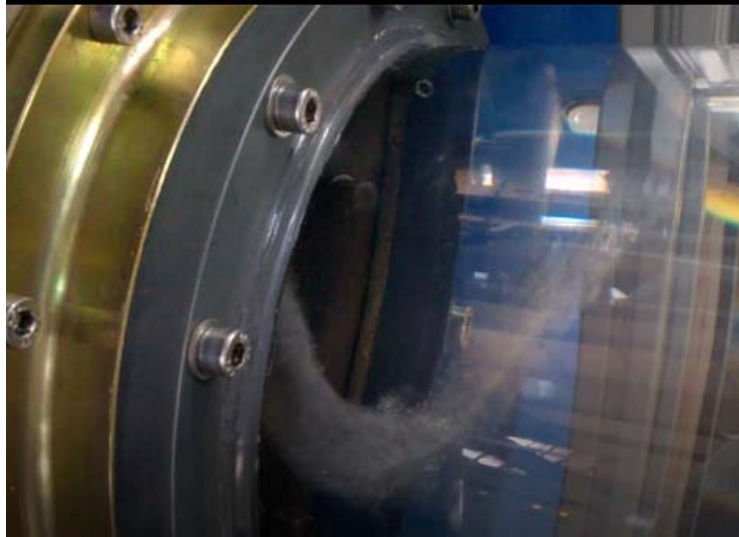


Figura 3.12: Esempio di torcia verificata in laboratorio

Rispetto al fenomeno cavitativo riscontrato per bassi rendimenti e discusso nella sezione 3.3.2, si sono evidenziate le seguenti differenze:

- fluttuazione più contenuta dei parametri operativi della macchina;
- la condizione di vortice si è verificata in prossimità delle condizioni di massimo rendimento, per un ampio intervallo di angoli del distributore e per tutte le velocità della macchina esaminate.
- la struttura vorticoso è accompagnata da rumore e da vibrazioni nel canale diffusore.

Nella figura 3.13 si è evidenziato il range delle portate (esprese in forma adimensionale mediante il *coefficiente di portata* ϕ) che hanno determinato l'insorgere, il mantenimento e l'assorbimento di un vortice a valle della girante, al variare dell'angolo del distributore e della velocità di rotazione.

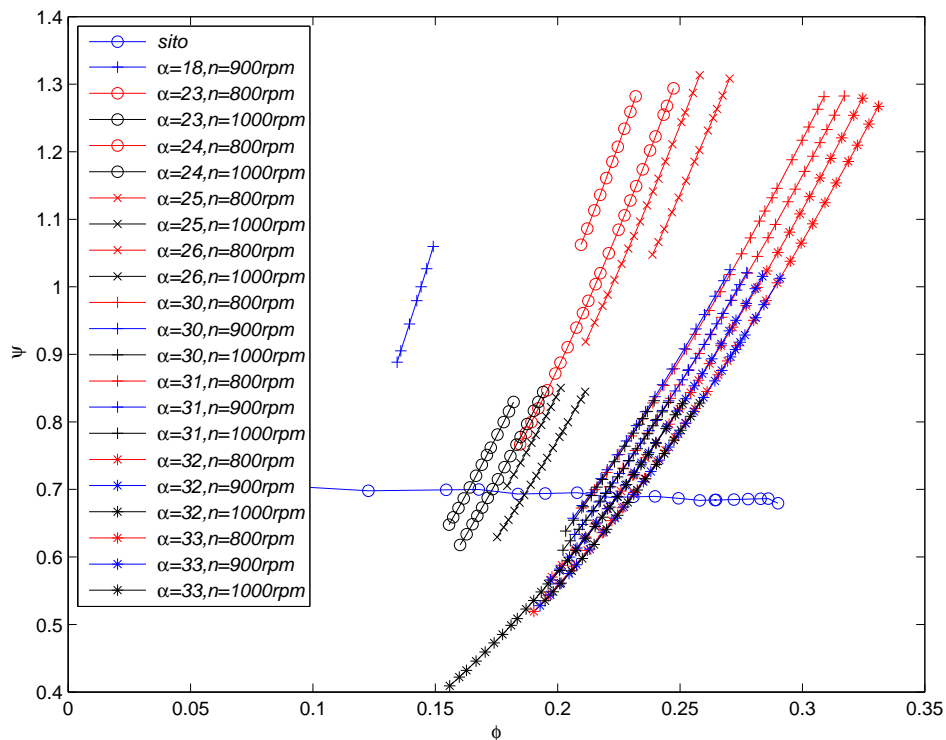


Figura 3.13: Intervallo delle portate, in forma adimensionale, caratterizzate da un campo di moto vorticoso

Analizzando tale dominio è stato possibile realizzare le seguenti considerazioni:

- all'aumentare della velocità di rotazione della macchina, a parità di altre condizioni operative, l'insorgere della torcia è legato a portate progressivamente inferiori;
- si considerino i dati relativi alle condizioni di esercizio della turbina originale (*sito*), misurate direttamente sul luogo d'installazione della macchina e fornite dall'azienda produttrice: il progetto della macchina è tale da realizzare un campo di moto vorticoso per un elevato intervallo di carichi.

La figura 3.13 mette quindi in luce un primo problema riguardante la gestione dell'esercizio della macchina: anche nella condizione di funzionamento in design (come sarà chiaro più avanti quando verranno ricavati i diagrammi collinari), l'interazione tra il canale rotorico e il flusso è tale da avere, all'uscita della girante, una componente non trascurabile della velocità nella direzione circonferenziale.

3.4 Verifica della teoria della similitudine

La teoria della similitudine permette di estendere i risultati ottenuti testando una singola macchina ad altre condizioni operative che soddisfino criteri ben precisi; tali condizioni, come noto, possono estendersi ad altre macchine (prototipo del laboratorio/modello originale) o alla stessa macchina. Riprendendo i concetti esposti nella sezione 1.1, l'analisi dimensionale completa di una macchina idraulica richiede la conoscenza dei seguenti tre parametri adimensionali:

$$\begin{cases} \psi = F_1(Re, \phi, \frac{l_i}{D}) \\ \eta = F_2(Re, \phi, \frac{l_i}{D}) \\ \hat{P} = F_3(Re, \phi, \frac{l_i}{D}) \end{cases}$$

Ipotizzando che sia verificata la similitudine geometrica ($\frac{l_i}{D} = const$) e dinamica ($Re = const$) due punti di funzionamento ϕ_1 e ϕ_2 si definiscono in similitudine se vengono rispettati i seguenti vincoli:

$$\begin{cases} \psi_1 = f_1(\phi_1) \\ \eta_1 = f_2(\phi_1) \\ \hat{P}_1 = f_3(\phi_1) \end{cases} \begin{cases} \psi_2 = f_1(\phi_2) \\ \eta_2 = f_2(\phi_2) \\ \hat{P}_2 = f_3(\phi_2) \end{cases} \begin{cases} \psi_1 = \psi_2 \\ \eta_1 = \eta_2 \\ \hat{P}_1 = \hat{P}_2 \end{cases}$$

Nel caso specifico riguardante la modellazione dei dati sperimentali della turbina Francis, il *coefficiente di portata* ϕ e il *coefficiente di pressione* ψ (sezione 1.1.1) sono stati così definiti:

$$\phi = \frac{\dot{Q}}{\frac{(\pi D_1 B_1)}{\frac{\pi n D_1 / 2}{30}}}; \quad (3.7)$$

$$\psi = \frac{gH}{(\frac{\pi n D_1 / 2}{30})^2} \quad (3.8)$$

dove D_1 e B_1 rappresentano i due parametri geometrici del prototipo di turbina analizzata in laboratorio, rispettivamente il *diametro esterno della girante* e la sua *larghezza*. Tali dati sono stati ricavati a partire dagli analoghi parametri riferiti al modello originale di macchina ($D_0 = 0.4924 \text{ m}$, $B_0 = 0.113 \text{ m}$) e scalati per mezzo di un opportuno fattore di scala $S.F. = 0.451$.

Applicando quanto ricavato alla singola macchina, ci si aspetta che la famiglia di curve *portata vs salto idrico totale disponibile* al variare del numero di giri, se trasformate in forma a-dimensionale, convergano in un'unica curva in termini dei parametri ϕ e ψ . Analogamente si può estendere la stessa conclusione anche ai parametri adimensionali di rendimento η e potenza idraulica \hat{P}_{hyd} , con quest'ultima così definita:

$$\hat{P}_{hyd} = \frac{P_{hyd}/\rho}{\frac{(\pi n D_1/60)^3}{\pi D_1 B_1}} \quad (3.9)$$

L'obiettivo dell'analisi adimensionale dei dati sperimentali è quello di ricavare il *diagramma collinare* della macchina, ossia l'insieme delle curve caratteristiche adimensionali e delle linee iso-rendimento. Per far ciò è indispensabile eliminare il comportamento irregolare evidenziato ai bassi carichi e per angoli elevati del distributore: per tanto si rende necessaria un'interpolazione polinomiale di secondo grado per le pressioni totali e una interpolazione cubica polinomiale a tratti (*spline*) per la coppia all'albero T , eseguite per mezzo di *Matlab*[®].

3.4.1 Coefficiente di pressione ψ vs Coefficiente di portata ϕ

La similitudine dei punti operativi sperimentali, in termini di coefficiente di portata ϕ e coefficiente di pressione ψ , è stata verificata correttamente. Ciò trova conferma nella figura 3.14, in cui vengono rappresentate, per cinque valori differenti del grado di apertura del distributore, le curve adimensionali relative ai tre diversi valori della velocità di rotazione: si può notare quindi come le curve per diverso valore di n e uguale α risultano praticamente coincidenti, e questo da forza alla qualità dei dati sperimentali acquisiti. In Appendice (sezione A.5) si rappresentano le curve a-dimensionali in questione per tutti i valori di α analizzati in laboratorio (figura A.11).

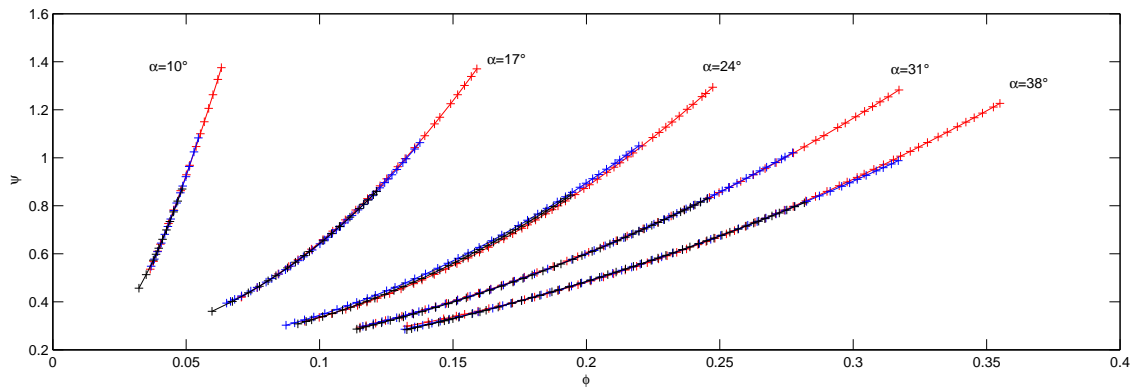


Figura 3.14: Verifica della similitudine per il coefficiente di portata

3.4.2 Rendimento idraulico η_{hyd} vs Coefficiente di portata ϕ

Prima di verificare la similitudine del rendimento idraulico η_{hyd} , è opportuno soffermarsi sulla sua definizione (equazione 3.10):

$$\eta_{hyd} = \frac{P_{mec} + \Delta P_{att} + \Delta P_{vent}}{P_{hyd} \cdot \eta_{vol}} \quad (3.10)$$

dove ΔP_{att} , ΔP_{vent} e η_{vol} rappresentano rispettivamente le perdite per attrito sugli organi in movimento della macchina, le perdite per ventilazione e il rendimento volumetrico. In ordine:

- ΔP_{att} : la valutazione di tali perdite richiede uno studio del funzionamento a vuoto della macchina idraulica. Durante l'analisi in laboratorio non è stato possibile ricavarle sperimentalmente ed è necessario pertanto ricorrere ad approssimazioni: in particolare si è assunto che tali perdite siano tali, se paragonate alle perdite per ventilazione, da poter essere trascurate. Questa approssimazione, come si vedrà in figura 3.15, risulta particolarmente efficace per potenze meccaniche elevate, mentre per le basse potenze il suo peso percentuale diventa tale da evidenziare uno scostamento dai risultati attesi;
- ΔP_{vent} : tale perdita è dovuta al fatto che la girante deve mettere in moto e mantenere un flusso che non partecipa allo scambio energetico attivo con quest'ultima, ma che dissipa soltanto, per mezzo dell'attrito, l'energia meccanica

fornita dalla girante stessa. E' stato dimostrato sperimentalmente [13] che la potenza dissipata per ventilazione dipende in modo sensibile dalle condizioni di esercizio e dalla geometria del meato di trafilemento presente tra la girante e le pareti della cassa. In linea generale, le difficoltà legate alle condizioni necessarie per una sua corretta valutazione sperimentale impongono l'adozione di opportune approssimazioni. Si è assunto quindi che tali perdite dipendano esclusivamente dalla velocità di rotazione dell'albero, e si mantengono costanti al variare del carico: in particolare si è imposto per il regime di rotazione a 800 rpm una potenza dissipata per ventilazione pari a 220 W, per 900 rpm una potenza di 300 W e infine 360 W per 1000 rpm;

- η_{vol} : tiene conto della portata di trafilemento che evade dagli elementi di tenuta disposti tra la carcassa e il disco della girante. Si è supposto che esso sia unitario, ovvero che tutta la portata volumetrica in aspirazione partecipi attivamente alla produzione di lavoro.

La valutazione del rendimento idraulico sotto le suddette ipotesi ha condotto al risultato rappresentato in figura 3.15:

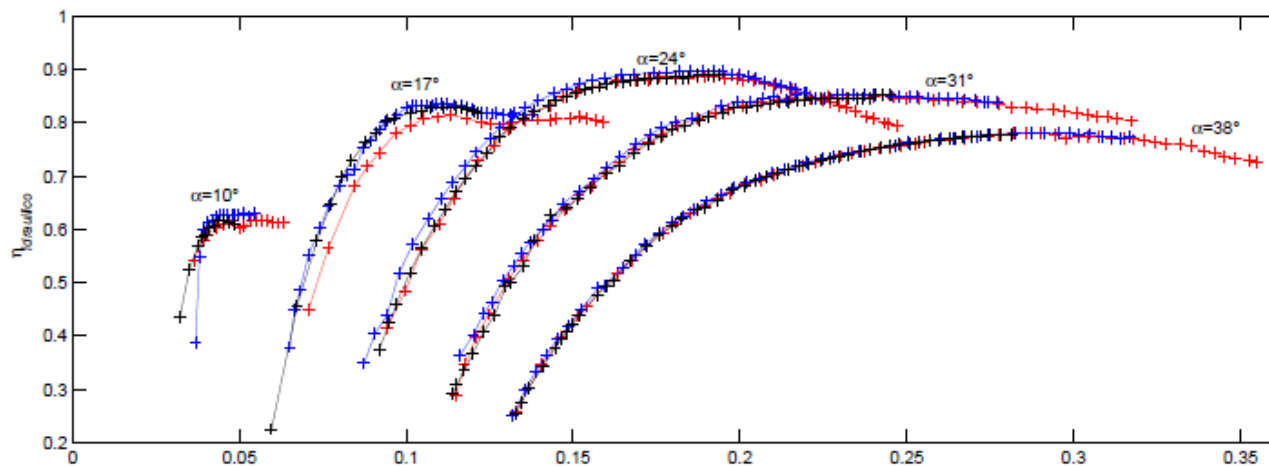


Figura 3.15: Verifica della similitudine per il rendimento idraulico

Risulta evidente come le assunzioni fatte portino alla verifica della similitudine del rendimento idraulico su tutto il campo delle portate per elevati valori di α , mentre per valori contenuti dell'angolo del distributore le suddette ipotesi sono tali da verificarne la similitudine solo per portate prossime a quella massima. In Appen-

dice (sezione A.5) si rappresentano le curve a-dimensionali in questione per tutti i valori di α analizzati in laboratorio (figura A.12).

3.4.3 Potenza meccanica adimensionale \hat{P}_{hyd} e Potenza idraulica adimensionale \hat{P}_{mecc}

Nelle figure 3.16 e 3.17 vengono rappresentate rispettivamente la potenza idraulica e quella meccanica, entrambe adimensionalizzate, per cinque diversi valori dell'angolo α . Ciò che si deduce dalla figura 3.16 è che la potenza idraulica verifica la legge della similitudine delle macchine idrauliche, mentre la figura 3.17 evidenzia un leggero scostamento della potenza meccanica dalle leggi della similitudine.

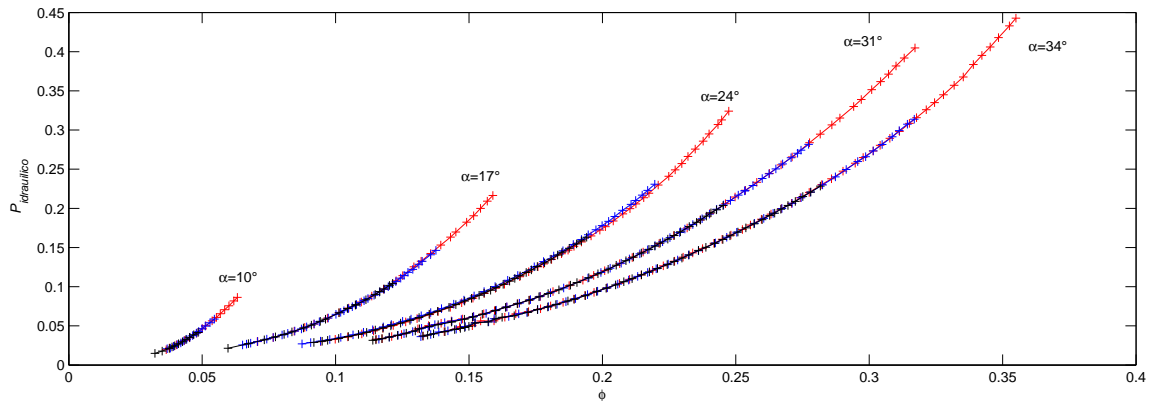


Figura 3.16: Verifica della similitudine per potenza idraulica

Tale scostamento, seppur di lieve entità, è giustificato dall'equazione 3.10 del rendimento idraulico, che rielaborata permette di isolare la potenza meccanica P_{mecc} :

$$P_{mec} = [P_{hyd} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{hyd}] - \Delta P_{att} - \Delta P_{vent} \quad (3.11)$$

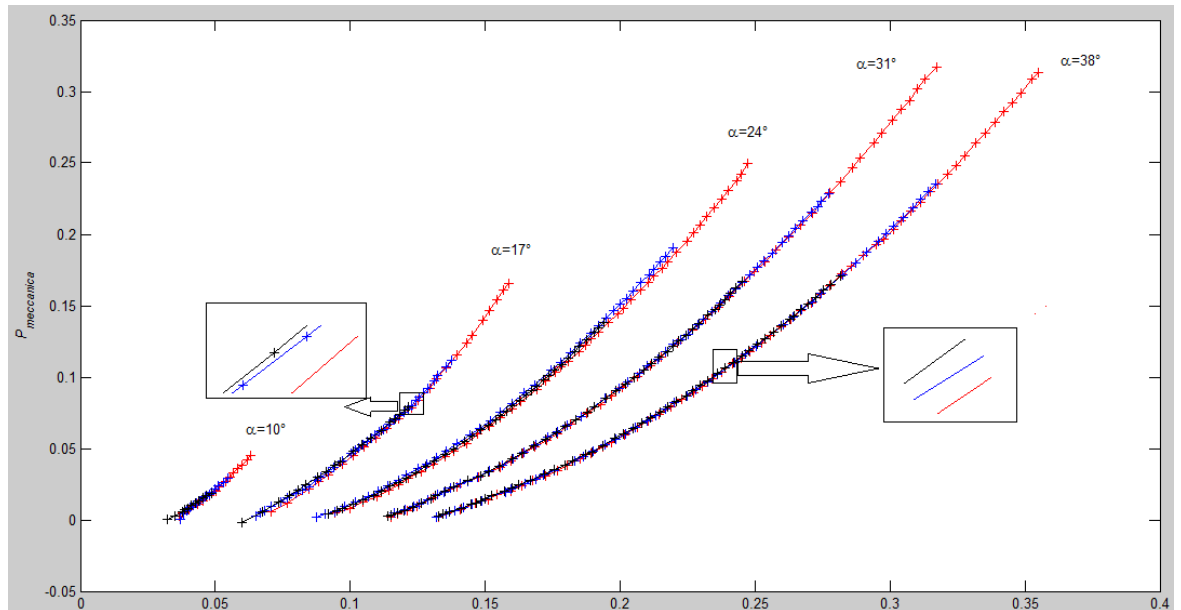


Figura 3.17: Potenza meccanica adimensionalizzata

L'analisi sperimentale svolta fino a questo momento ha permesso di ritenere valide, per le grandezze raccolte tra parentesi quadre del membro a destra dell'equazione 3.11, le leggi della similitudine: in altre parole, il prodotto $P_{hyd} \eta_{vol} \eta_{hyd}$ risulta univocamente definito una volta noti i parametri adimensionali ϕ e ψ . La stessa conclusione non si può invece ritenere valida per le perdite di attrito e ventilazione, per le quali non valgono le leggi della similitudine e quindi determinano, seppur in modo lieve date le assunzioni fatte per la loro quantificazione, uno scostamento delle curve a n variabile e α fissato: i due zoom evidenziati in figura 3.17 dimostrano quanto appena osservato. In Appendice (sezione A.5) si rappresentano le curve a-dimensionali delle potenze meccaniche (figura A.13) e idrauliche (figura A.14) per tutti i valori di α analizzati in laboratorio.

3.5 Diagramma collinare

La raccolta dei dati sperimentali, espressi opportunamente in forma adimensionale, permette la costruzione del diagramma collinare della macchina idraulica, ovvero l'insieme delle curve caratteristiche adimensionali e delle linee iso-rendimento.

A sua volta il diagramma collinare, ricavato da una macchina prototipo, permette di ottenere delle prime valutazioni sulla qualità di esercizio della macchina originale: confrontare i dati di funzionamento reali della macchina originale con la mappa a-dimensionale realizzata dalla macchina prototipo, è infatti uno strumento molto importante per valutare eventuali azioni correttive future circa il dimensionamento e le migliori condizioni operative della turbina.

Per ciascuna velocità di rotazione, per mezzo di *Matlab*[®], si è realizzata la mappa caratteristica di funzionamento: ovviamente i tre diagrammi collinari devono essere tali da verificare, per data coppia (ϕ, ψ), lo stesso rendimento complessivo η . Dall'analisi delle mappa per $n = 800 \text{ rpm}$ (Figura 3.18), $n = 900 \text{ rpm}$ (Figura 3.19) e $n = 1000 \text{ rpm}$ (Figura 3.20) questa condizione risulta essere soddisfatta.

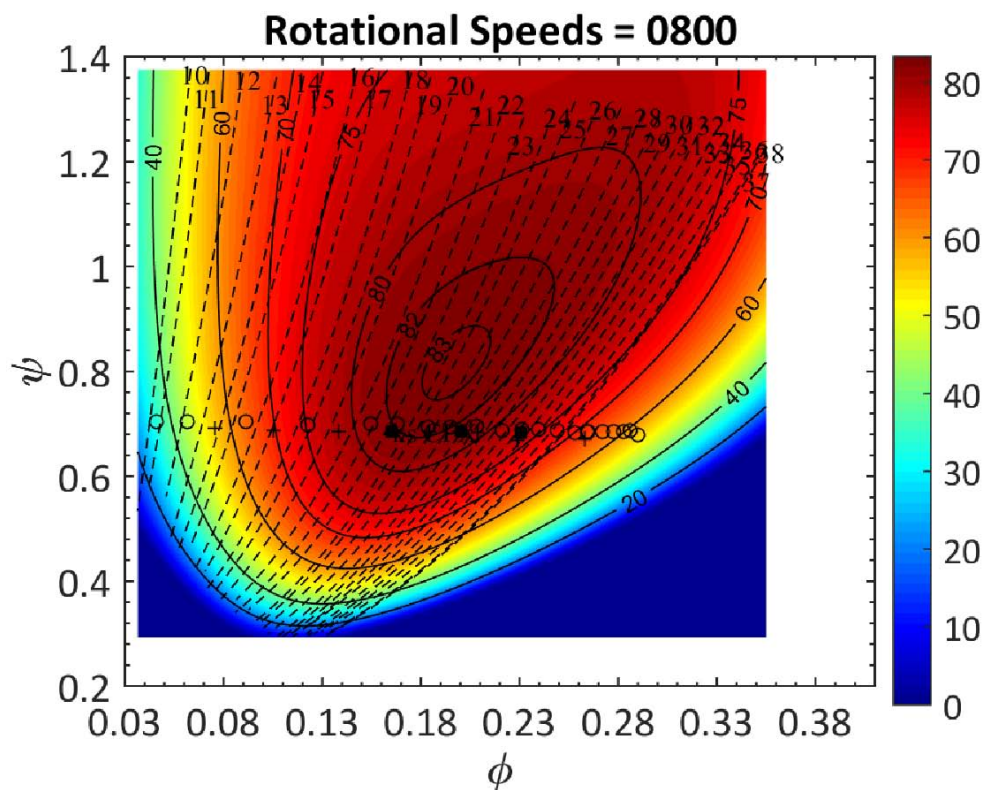


Figura 3.18: Diagramma collinare ottenuto per $n=800\text{rpm}$

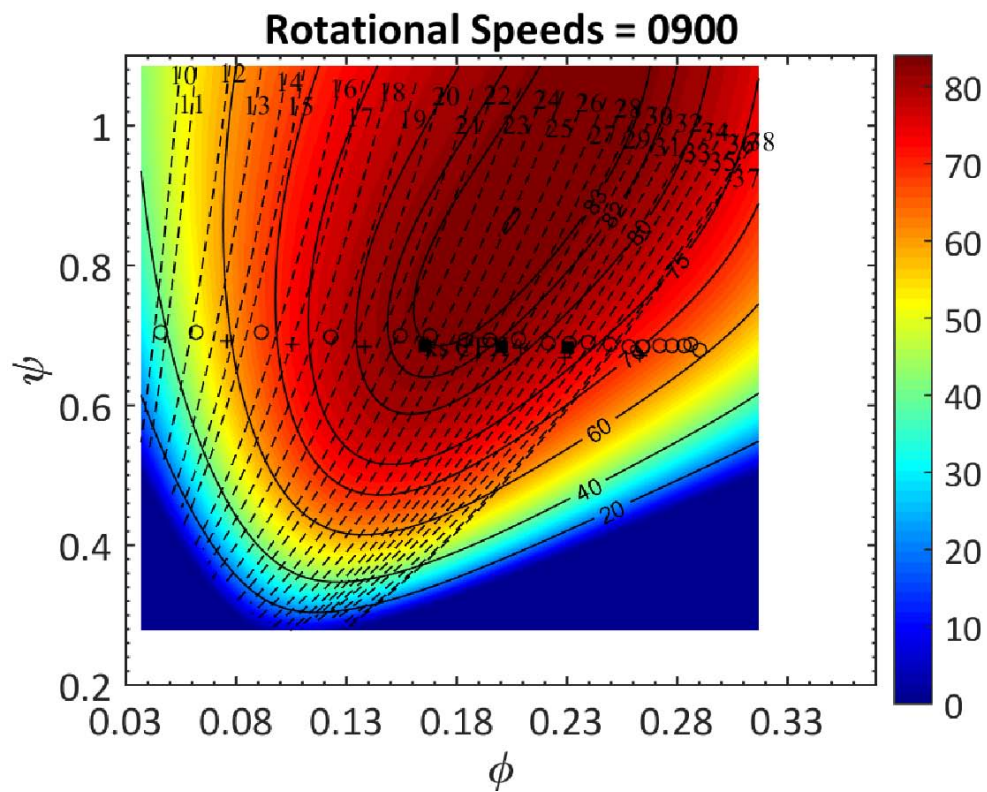


Figura 3.19: Diagramma collinare ottenuto per $n=900\text{rpm}$

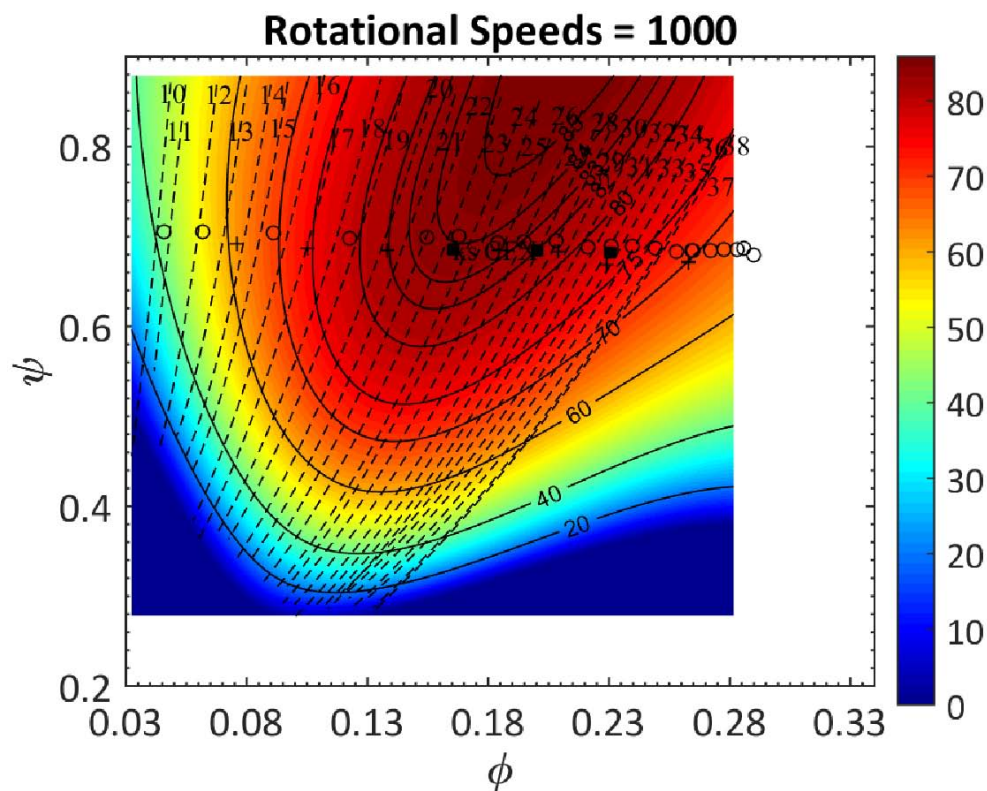


Figura 3.20: Diagramma collinare ottenuto per $n=1000\text{rpm}$

Come si può osservare dai dati raccolti sul sito (rappresentati nei diagrammi collinari con dei cerchietti), la gestione dell'impianto originale è tale da mantenere un salto idrico H costante ($\psi = 0.684$) anche ai carichi parziali. L'integrazione del diagramma collinare con tali dati mette in luce i seguenti aspetti:

- la condizione di carico nominale viene raggiunta per $\phi \approx 0.7$ e per un angolo di apertura del distributore $\alpha = 23 \div 24$, configurazione che permette di realizzare un buon rendimento complessivo di $\eta \approx 0.85$;
- l'attuale gestione dell'impianto a salto idrico costante, tuttavia, penalizza fortemente in termini di rendimento i carichi parziali inferiori e superiori al punto di design: ciò si traduce in una limitata produzione di potenza elettrica e nell'insorgere sulla macchina di vibrazioni caratteristiche di una gestione scarsamente efficiente;
- alla luce di quanto osservato, una gestione complessiva più efficiente dell'impianto suggerisce lo sfruttamento di un salto idrico H maggiore. Ciò permetterebbe di sfruttare rendimenti complessivamente maggiori lungo un esteso intervallo di carichi parziali, con conseguenti miglioramenti in termini di potenza e vibrazioni sviluppate;
- per quanto riguarda l'insorgere della torcia allo scarico della macchina, si rimanda alle conclusioni delle sezione 3.3.4.

Capitolo 4

Sistema di misura del campo di moto allo scarico

4.1 Introduzione

Una volta definito il comportamento della macchina prototipo lungo un intervallo esteso di condizioni operative, il passo successivo è quello di ricostruire sperimentalmente il campo di moto tridimensionale dell'acqua a valle della girante. A tal fine, fra le differenti soluzioni disponibili è stata scelta la sonda a 5 fori: essa consente infatti di ricostruire la direzione del flusso, relativamente alla direzione dell'asse della sua testina, in un sistema di riferimento tridimensionale. Nelle sezioni successive verrà quindi fornita una descrizione dettagliata del funzionamento di tale sonda, del sistema complessivo di movimentazione della stessa e della modalità di esecuzione dei test sperimentali.

4.2 Sonda a 5 fori

4.2.1 Descrizione fisica della sonda

In molti regimi di flusso complessi, come quelli che caratterizzano le turbomacchine, si richiede la determinazione sperimentale delle caratteristiche stazionare e tridimensionale del campo di moto. Tuttavia, molte tipologie di sonde per la rilevazione della velocità sono caratterizzate da una progressiva inaccuratezza dei

risultati all'aumentare dell'intensità delle componenti tangenziali e radiali del moto. In questo senso le sonde *multi-fo* rappresentano un'eccezione, prestandosi particolarmente bene per le rilevazioni sperimentali di velocità in ambienti critici. Il successo di questa tipologia di sonda è giustificato da diverse considerazioni:

- si presta particolarmente bene per i trasduttori di pressione di ultima generazione, i sistemi automatizzati di movimento e di acquisizione e analisi dei dati;
- la forma della sonda, caratterizzata da un raggio molto inferiore rispetto alla sua lunghezza, garantisce che in condizioni di monitoraggio normale non vi sia un'eccessiva interferenza tra il corpo della sonda e il campo di moto;

In particolare, nel seguente studio sperimentale si è utilizzata una sonda a 5 fori serie DA-125-12-F-10-CD prodotta dalla compagnia *United Sensor & Control Corp.* (Figura 4.1)



Figura 4.1: Sonda a 5 fori DA-125-12-F-10-CD

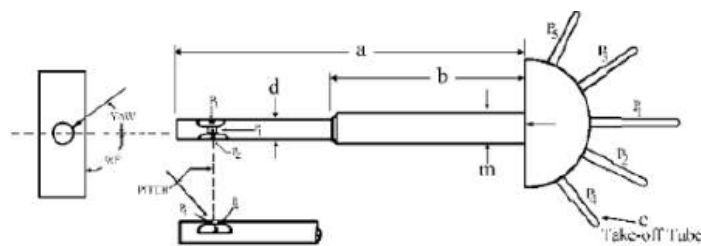


Figura 4.2: Caratteristiche geometriche sonda a 5 fori

Le singole componenti della serie si riferiscono a specifiche caratteristiche geometriche della sonda (Figura 4.2), nello specifico:

- DA) tipologia della sonda, senza termocoppia;
- 125) $d=0.125''$: diametro (in pollici) dello sbraccio, ovvero della parte di sonda in cui sono posizionati i cinque fori. La sua presenza è necessaria al fine di separare i rilevatori di pressione dallo stelo, in modo da evitare che quest'ultimo possa modificare il campo di moto della zona di misura;
- 12) $a=12''$: lunghezza (in pollici) complessiva della sonda;
- F) $m=1/4''$: diametro (in pollici) dello stelo, elemento portante della sonda a cui sono demandate caratteristiche di rigidezza;
- 10) $b=10''$: lunghezza (in pollici) dello stelo;
- CD) $e=5/32'' \rightarrow 1/8''$: diametro decrescente (in pollici), dalla base alla punta, delle cinque prese di pressione della sonda.

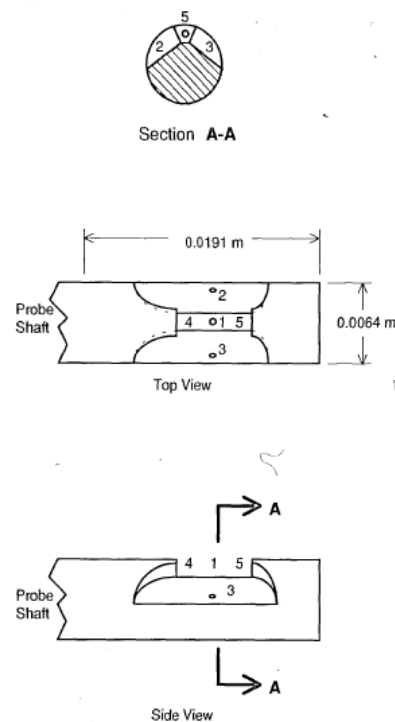


Figura 4.3: Caratteristiche geometriche sonda a 5 fori

Tali sonde sono commercialmente disponibili in diverse configurazioni (sferica, conica, prismatica, etc) e nello specifico si è scelta una geometria prismatica. Come suggerisce il nome, la sonda è caratterizzata da 5 fori per la determinazione di altrettanti valori differenti di pressione statica. Tali fori sono posizionati nella parte apicale della sonda e giacciono in due piani perpendicolari: il foro centrale, come si può osservare dalla figura 4.3 (foro 1), appartiene alla loro linea d'intersezione.

4.2.2 Modalità di calcolo del campo di moto

Entrando nel merito del suo funzionamento, il sensore è in grado di rilevare la pressione dinamica e la sua direzione, una volta noti due angoli: l'angolo *pitch* γ e l'angolo *yaw* β . Il design della sonda utilizzata è rappresentata in figura 4.4.

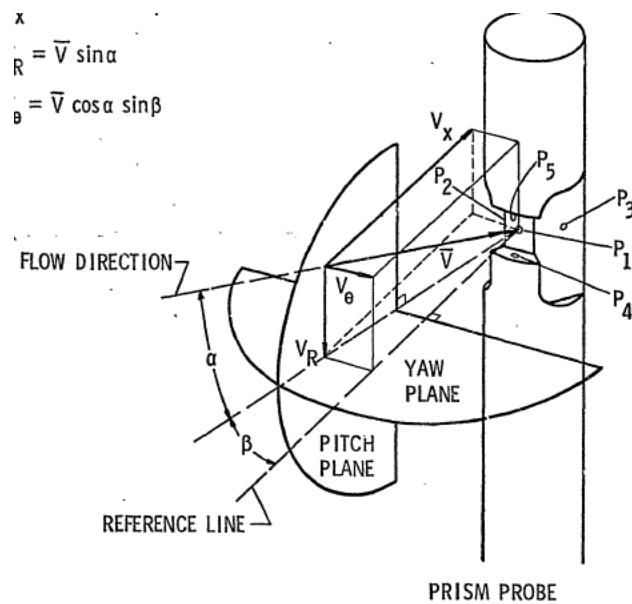


Figura 4.4: Caratteristiche geometriche sonda a 5 fori

Qui sono raffigurati 5 fori che fungono da prese per la pressione, posizionati sull'estremità della sonda e rappresentati numericamente da 1 a 5: il foro posizionato centralmente (1) è normale alla direzione del flusso, mentre i fori 2 e 3 appartengono al piano di *yaw* e i fori 4 e 5 al piano di *pitch*.

Una volta inserito il tubo all'interno del flusso, esso viene ruotato nel piano di *yaw* in funzione della direzione della corrente (figura 4.5): la sonda è correttamente orientata quando le pressioni statiche rilevate nei fori 2 e 3 sono uguali, nel qual

caso il flusso è normale al foro 1 e l'angolo della componente di velocità nel piano di *yaw* è proprio pari a β .

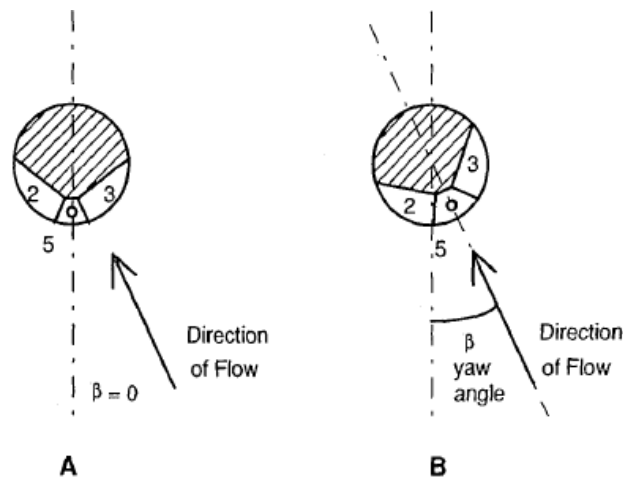


Figura 4.5: Caratteristiche geometriche sonda a 5 fori

La pressione dinamica può essere rilevata dalla sonda solamente una volta raggiunta la suddetta configurazione: come noto, la pressione totale, altrimenti nota come *pressione di stagnazione*, è definita come quel valore di pressione statica che si raggiungerebbe se il flusso locale fosse rallentato fino a velocità nulla. In un punto generico del campo di flusso, invece, la pressione totale è rappresentata dalla somma della pressione statica p_{stat} e della pressione dinamica p_{dyn} :

$$p_{tot} = p_{stat} + p_{dyn} = p_{stat} + \frac{\rho V^2}{2} \quad (4.1)$$

Se il sensore, come detto, viene posizionato in modo tale da garantire la perpendicolarità tra la direzione del flusso e il foro 1 ($p_2 = p_3$), la pressione misurata da quest'ultimo è quella totale e la pressione dinamica è calcolata semplicemente come differenza tra la pressione nel foro 1 e la pressione statica misurata dal foro 2 (o indifferentemente dal foro 3).

$$p_{dyn} = p_1 - p_2 \quad (4.2)$$

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{dyn}}{\rho}} \quad (4.3)$$

Per quanto riguarda la valutazione dell'angolo γ , ovvero l'angolo sul piano *pitch* che la velocità del flusso forma con la sua proiezione nel piano *yaw*, esso è determinato dalla differenza di pressione tra i fori 4 e 5: poichè non è possibile ruotare

la sonda nella direzione del flusso sul piano *pitch*, è necessario utilizzare una curva di calibrazione fornita direttamente dalla *United Sensor & Control Corp.* [11]. La curva in questione restituisce i valori dell'angolo di *pitch* in funzione del rapporto tra $(p_4 - p_5)$ e $(p_1 - p_2)$, per un insieme discreto di valori di γ e si rende necessaria pertanto un'interpolazione dei dati in questione (tabellati in Tab.4.1), che permette di lavorare sperimentalmente su un dominio continuo dei valori dell'angolo di *pitch* (Figura 4.6).

$\frac{p_4-p_5}{p_1-p_2}$	-0.84	-0.66	-0.42	-0.18	-0.02	+0.12	+0.26	+0.46	+0.70
γ	-40°	-30°	-20°	-10°	0°	+10°	+20°	+30°	+40°

Tabella 4.1: Valori discreti forniti dalla curva di correlazione

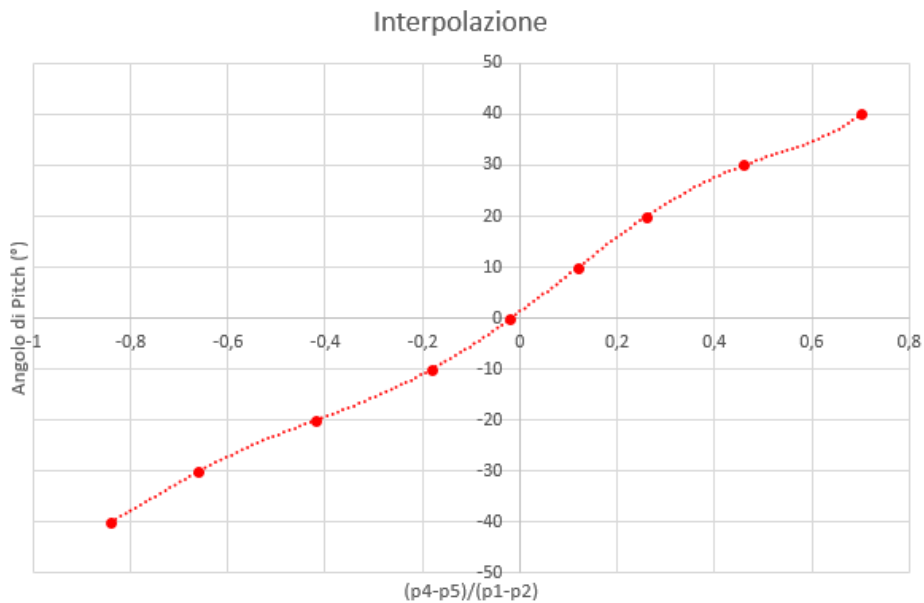


Figura 4.6: Caratteristiche geometriche sonda a 5 fori

A tal fine è stata scelta un'interpolazione polinomiale di sesto grado, espressa dall'equazione 4.4 una volta posto $x = \frac{p_4-p_5}{p_1-p_2}$:

$$\gamma = 131.22x^6 + 110.15x^5 - 123.17x^4 - 93.21x^3 + 34.263x^2 + 70.736x + 1.2904 \quad (4.4)$$

Noti il modulo della velocità V e gli angoli γ e β , le tre componenti della velocità (assiale V_{ax} , radiale V_{rad} e tangenziale V_{tg} di figura 4.4) possono essere così valutate:

$$\begin{cases} V_{ax} = V \cos \gamma \cos \beta \\ V_{rad} = V \sin \gamma \\ V_{tg} = V \sin \beta \cos \gamma \end{cases}$$

4.2.3 Tipologie di errore nella misurazione delle pressioni

La *United Sensor & Control Corp.* ha definito cinque possibili sorgenti di errore [14] nella misurazione delle pressioni per mezzo della sonda a 5 fori:

- l'introduzione di una sonda all'interno di un condotto determina una variazione istantanea della pressione statica che governa il passaggio stesso, a causa del cambiamento della sezione frontale del flusso. Per sonde cilindriche perpendicolari al flusso, la caduta di pressione statica del flusso sulla sezione frontale della sonda e a valle di essa è stata valutata sperimentalmente come:

$$\frac{p_{s1} - p_{s2}}{p_{tot} - p_{s1}} = 1.2 \cdot \frac{a}{A} \quad (4.5)$$

dove p_{s1} e p_{s2} rappresentano rispettivamente la pressione statica originale (letta dal sensore) e quella modificata, p_{tot} è la pressione totale e $\frac{a}{A}$ è la frazione dell'area di passaggio (A) bloccata dalla proiezione dell'area della sonda (a);

- errore legato all'angolo di *yaw*: errore nullo quando la sonda è ruotata in modo da avere $p_2 = p_3$;
- errore legato all'angolo di *pitch*: tale effetto viene mostrato nella curva di calibrazione della sonda e se ne tiene conto attraverso il parametro *VPC* (*Velocity Pressure Coefficient*). Questo parametro verrà poi moltiplicato per la pressione dinamica ricavata attraverso l'equazione 4.2, per ricavare il valore corretto di V :

$$\begin{cases} p_{dyn} = VPC \cdot (p_1 - p_2) \\ p_{dyn} = \frac{1}{2} \rho V^2 \end{cases}$$

Analogamente a quanto fatto in precedenza riguardo l'interpolazione dei dati

per il calcolo di γ , si procede ora ricavando un'espressione polinomiale per il calcolo di VPC a partire dai dati ricavabili dalla curva di calibrazione (Tab. 4.2 e Figura 4.7), che danno luogo alla seguente equazione polinomiale:

$$VPC = 9e^{-11}\gamma^6 + 2e^{-10}\gamma^5 - 2e^{-7}\gamma^4 + 2e^{-6}\gamma^3 + 0.0002\gamma^2 - 0,0046\gamma + 1.0266 \quad (4.6)$$

VPC	1.16	1.16	1.15	1.09	1.02	1.01	1.00	1.03	1.15
γ	-40°	-30°	-20°	-10°	0°	+10°	+20°	+30°	+40°

Tabella 4.2: Valori discreti forniti dalla curva di correlazione

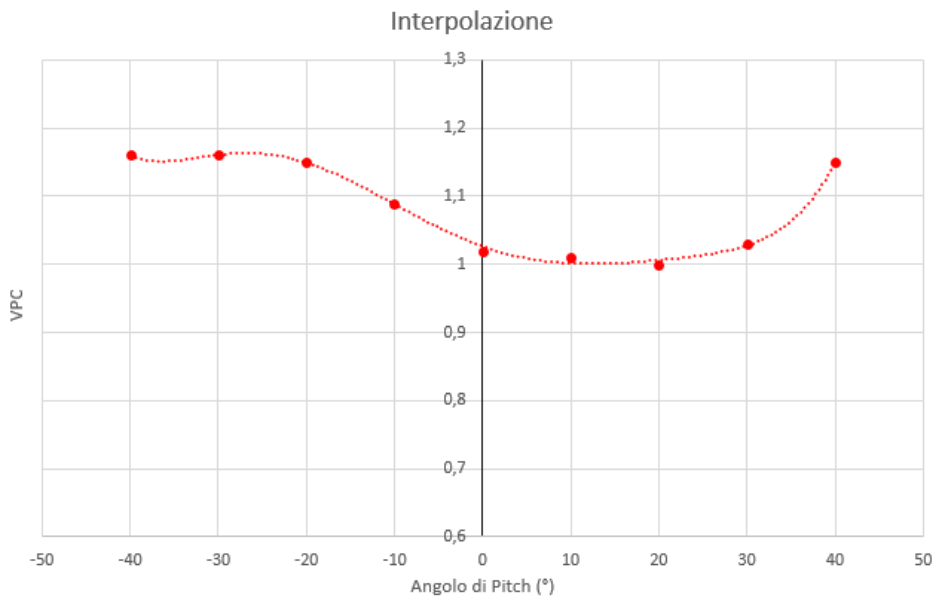


Figura 4.7: Caratteristiche geometriche sonda a 5 fori

- errore legato al *Numero di Mach*: trascurabile date le basse velocità e la natura incompressibile del fluido;
- errore legato al grado d'immersione della sonda: tale errore nasce dall'interazione tra le pareti che confinano il il flusso e le componenti secondarie (tangenziale e radiale) della velocità a monte della sonda. La *United Sensor & Control Corp.* suggerisce, in tal senso, di considerare corretto (al netto degli errori elencati sopra) il valore della pressione statica misurata dalla sonda qualora i fori siano posizionati, rispetto ad entrambe le pareti, ad una

distanza pari ad almeno 5 volte il diametro della sonda (nel caso specifico $L_{min} = 5 \cdot 0.25'' \approx 32 \text{ mm}$).

4.3 Sistema di movimentazione della sonda

La movimentazione del sensore a cinque fori è affidata a due motori bipolari stepper *Micos*[®], implementati in un sistema progettato in modo da permettere alla sonda di penetrare radialmente all'interno del canale di scarico (figura 4.8a) e contemporaneamente di ruotare attorno al proprio asse longitudinale (figura 4.8b).



Figura 4.8: Dispositivo di traslazione (a) e di rotazione (b)

Il motore collegato al dispositivo di traslazione pone in rotazione una vite senza fine, la quale a sua volta attiva il moto rettilineo del carrello. Complessivamente il dispositivo di traslazione di figura 4.8a presenta le seguenti caratteristiche tecniche:

Corsa massima	250 mm
Intervallo di velocità	0.001 ÷ 20 mm/s
Risoluzione	0.2 μm
Steps/rev.	200
Ripetibilità bi-direzionale	±10 μm

Tabella 4.3: Scheda tecnica dispositivo di traslazione VT-80

Il dispositivo rotante di figura 4.8b, ancorato per mezzo di viti al carrello traslante, permette invece il calcolo degli angoli di *yaw* e di *pitch* della corrente allo scarico e presenta la seguente scheda tecnica:

Corsa	360°
Intervallo di velocità	0.002 ÷ 40 °/s
Risoluzione	0.004 °
Steps/rev.	200
Ripetibilità bi-direzionale	0.01 °
Rapporto di riduzione	$180^\circ : 1^\circ = \overset{\circ}{\text{motor}} : \overset{\circ}{\text{sonda}}$

Tabella 4.4: Scheda tecnica dispositivo di traslazione DT-80

La gestione del sistema di movimentazione è affidata alla piattaforma driver di potenza integrato per motori stepper della *National Instruments*® *MID – 7604* (figura 4.9), il cui compito è quello di ricevere in ingresso i segnali di tensione provenienti dalla piattaforma *NI – PXI – 1042 – Q*, per mezzo del controller *NI – PXI – 7344* per il controllo degli assi (già presentato nella sezione 2.4.1), e tradurli in uscita in *steps* per i due motori.



Figura 4.9: Piattaforma driver di potenza per motori stepper integrato *MID – 7604*

Tale piattaforma è anche in grado di suddividere la richiesta di spostamento in sottomultipli di *steps*, in modo da aumentare l'accuratezza del posizionamento della sonda: in particolare l'impostazione di default prevede 10 *microsteps* per *steps*, il che si traduce in 2000 *microsteps/rivoluzione* per entrambi i motori passo-passo. I sistemi di movimentazione e di acquisizione dei dati in ingresso sono garantiti ancora una volta dal software *LabVIEW*®: si è reso dunque necessario modificare la *VI's* utilizzata per la prima parte del lavoro sperimentale, al fine di prevedere al

suo interno un controllo automatico del posizionamento della sonda e cinque nuovi segnali in ingresso di pressione statica, come verrà successivamente approfondito nella sezione dedicata alla descrizione della modalità di esecuzione dei test.

Per quanto riguarda l'installazione della sonda nel dispositivo mobile, l'accoppiamento originariamente previsto non garantiva una lunghezza libera del sensore adeguata per l'acquisizione di un numero sufficiente di dati; si è reso pertanto necessario modificare la configurazione dell'accoppiamento originale attraverso un progetto preliminare realizzato tramite il software *Solid Edge*[®] e rappresentato in figura 4.10:

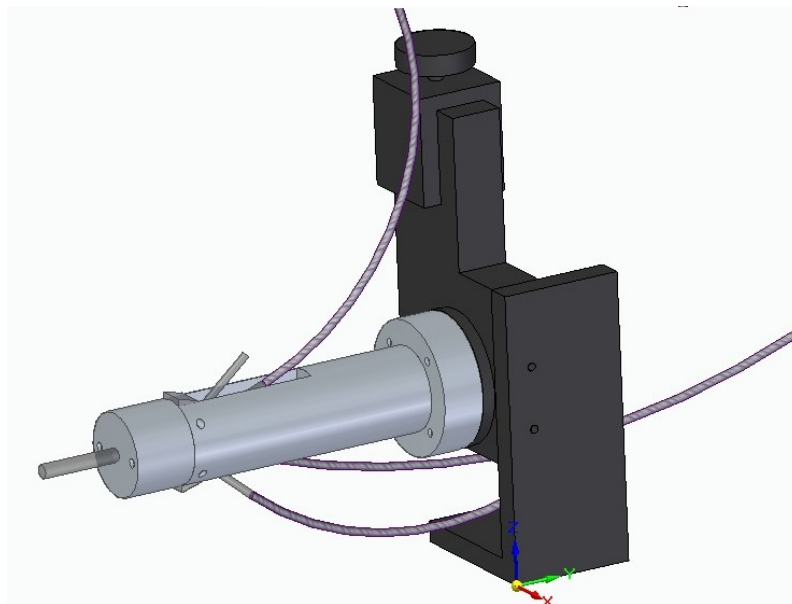


Figura 4.10: Progetto di modifica dell'accoppiamento tra sensore e dispositivo mobile tramite *Solid Edge*[®]

Il progetto ha permesso quindi la realizzazione di un cilindro pieno in alluminio, fissato al dispositivo mobile per mezzo di viti e accoppiato meccanicamente al sensore attraverso un'estrusione a sezione rettangolare realizzata sul cilindro stesso. La lunghezza della fresatura lungo l'asse della sonda deve essere tale da permettere l'installazione dei tubi di collegamento delle prese di pressione con i trasduttori, mentre lo sviluppo longitudinale del cilindro non deve determinare raggi di curvatura dei suddetti tubi eccessivamente piccoli per non dar luogo a perdite di carico importanti all'interno degli stessi. La modifica della geometria dell'accoppiamento

tra sonda e dispositivo mobile ha permesso quindi di realizzare una lunghezza attiva del sensore pari a 234.4 mm .

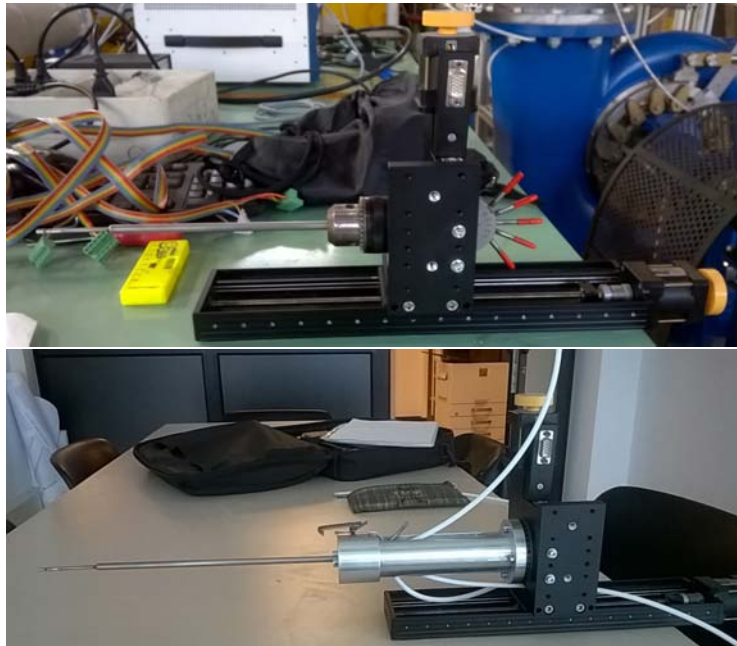


Figura 4.11: Accoppiamento originario(sopra) e modificato (sotto) tra sonda e dispositivo mobile

4.4 Modalità di esecuzione dei test

La seconda parte del lavoro sperimentale è stata dedicata, come già ricordato, alla rilevazione del campo di moto allo scarico della macchina; in particolare si è scelto come punto di prelievo la sezione circolare del diffusore distante (controllare la distanza) mm dalla sezione d'uscita della girante, e avente un diametro pari a 270 mm . (inserire foto). La figura spiega inoltre come sia stato realizzato il montaggio del sistema di misurazione: il dispositivo mobile, solidale ad un telaio sul quale è montata la vite senza fine, è vincolato ad una lastra in ferro, a sua volta fissata a due supporti paralleli attraverso quattro viti. Altrettante asole permettono infine l'eventuale correzione del posizionamento della lastra, e quindi del sistema di misura.

A causa dei vincoli rappresentati dalla corsa massima del carrello traslante (250 mm , tabella 4.3), e dall'ingombro del bullone (verificare nome del coso) utilizzato per l'introduzione della sonda all'interno del tubo diffusore, non è stato possibile

coprire completamente il diametro in esame ma solo una sua quota-parte pari a 222.8 mm . Inoltre, per evitare la fuoriuscita di acqua dal foro d'ingresso della sonda durante l'acquisizione dei dati, è stato necessario imporre una distanza minima della testa del sensore dalla parete d'ingresso all'interno del tubo: alla luce dei suddetti limiti, in definitiva, l'analisi sperimentale si è concentrata all'interno di un intervallo distante 3.4 mm ($x = 3.4$) dalla parete a contatto con la sonda, e 47.2 mm ($x = 222.8$) dalla parete più esterna.

L'acquisizione dei dati e il posizionamento automatico della sonda sono stati realizzati ancora una volta attraverso il software *LabVIEW*[®]: la nuova VI è stata sviluppata a partire da quella utilizzata per l'acquisizione delle curve caratteristiche della macchina, alla quale sono stati aggiunti cinque nuovi ingressi relativi alle pressioni rilevate dalla sonda, e la logica di controllo per il moto di traslazione e rotazione della stessa.

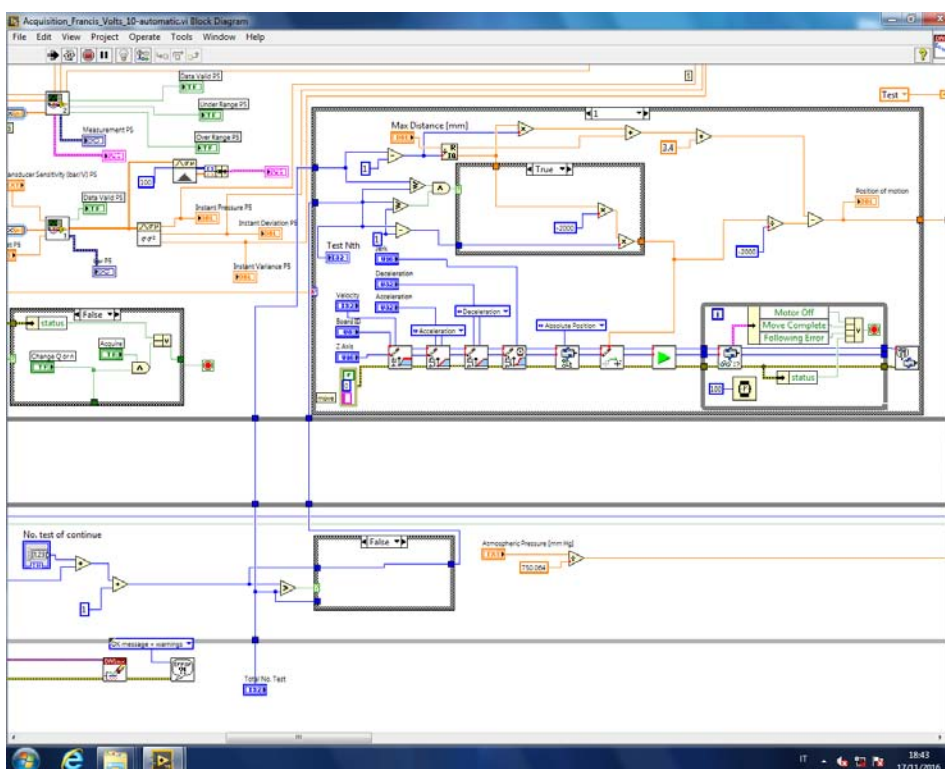


Figura 4.12: Block Diagram del controllo della traslazione della sonda

La figura 4.12 mette in luce la logica di controllo del movimento di traslazione della sonda che, a partire dal fine corsa del carrello ($x = 222.8$) e in funzione del numero di punti operativi che si vogliono acquisire, comanda uno spostamento

verso il punto limite inferiore ($x = 3.4$) di ampiezza costante e arrotondata ad un numero intero. Un opportuno comando realizzato attraverso un ciclo *loop* permette di controllare la posizione della sonda e prevenire che essa prosegua il suo moto traslatorio oltre il limite di cui sopra.

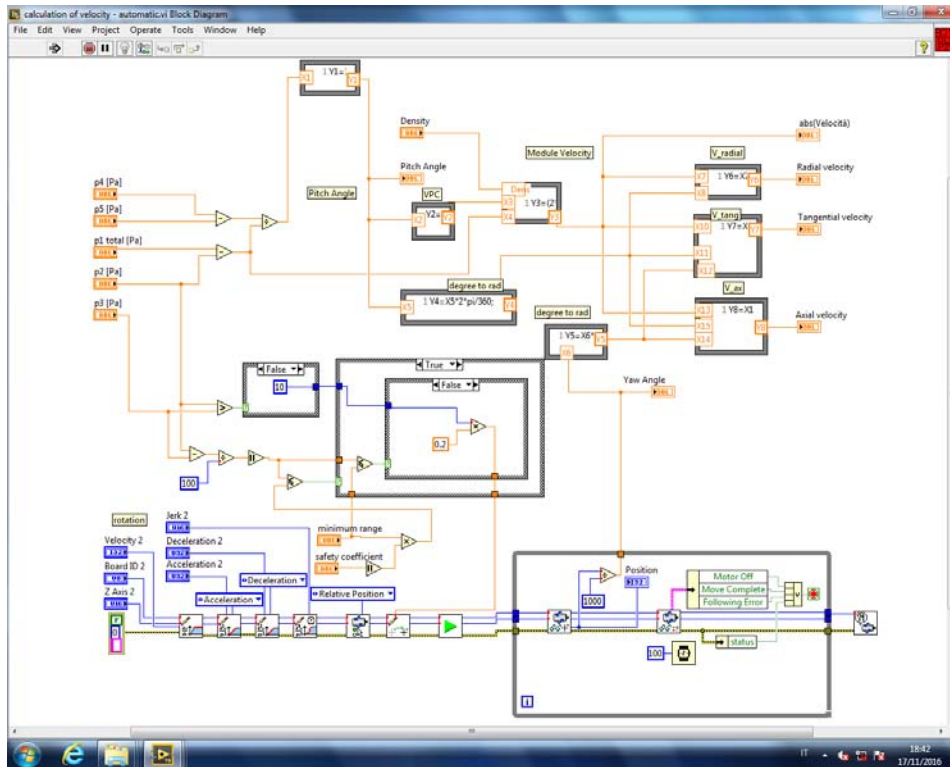


Figura 4.13: Block Diagram del calcolo della velocità e del controllo della rotazione della sonda

La figura 4.13 descrive invece la logica di controllo legata alla rotazione della sonda: tale moto è funzione della differenza tra i segnali relativi alle pressioni dei fori 2 e 3. In particolare, la direzione e la velocità della rotazione sono determinati rispettivamente dal segno e dall'intensità di tale differenza. L'algoritmo complessivo controllante il movimento della sonda è rappresentato graficamente dal diagramma di flusso di figura 4.14:

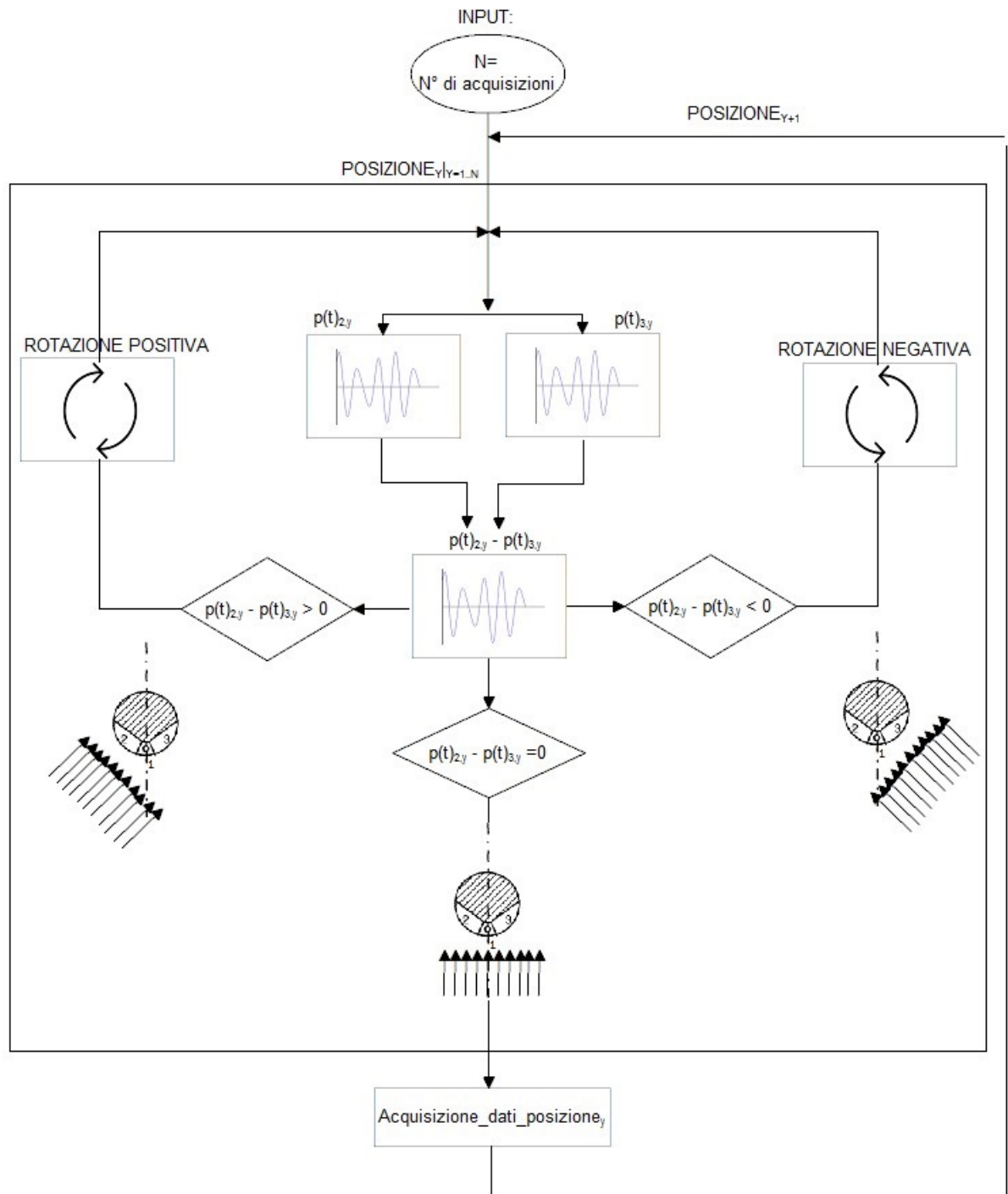


Figura 4.14: Diagramma di flusso rappresentante l'algoritmo di controllo del movimento della sonda

L'acquisizione, per ciascuna posizione, del modulo della velocità e degli angoli di *yaw* e di *pitch* è stata quindi ottenuta attraverso una procedura sistematica schematizzata dai seguenti passaggi:

- fissati i parametri di portata volumetrica \dot{Q} , angolo del distributore α e velocità di rotazione n dell'albero, all'avvio della VI di LabVIEW® la sonda viene automaticamente condotta al fine corsa del carrello ($x = 222.8$) e ruotata in modo da allineare il foro 1 della sonda all'asse della macchina (angolo di yaw $\beta=0$);
- in funzione del segno della differenza di pressione tra i fori 2 e 3, con riferimento alle convenzioni di figura 4.4 il dispositivo mobile esegue automaticamente una rotazione positiva ($\frac{d\beta}{dt} > 0$) o negativa ($\frac{d\beta}{dt} < 0$), a seconda che tale differenza sia rispettivamente negativa ($p_2 < p_3$) o positiva ($p_2 > p_3$);
- raggiunta la posizione angolare tale da contenere l'ingresso $p_2 - p_3$ all'interno di un intervallo quanto più possibile centrato in zero (riquadro rosso di figura 4.15), cliccando in successione i pulsanti *Waiting Click on Acquire Data* e *Acquiring* (riquadro azzurro di figura 4.15) il software inizia il processo di acquisizione dei dati, e la posizione angolare della sonda rispetto allo zero rappresenta l'angolo di yaw γ cercato.

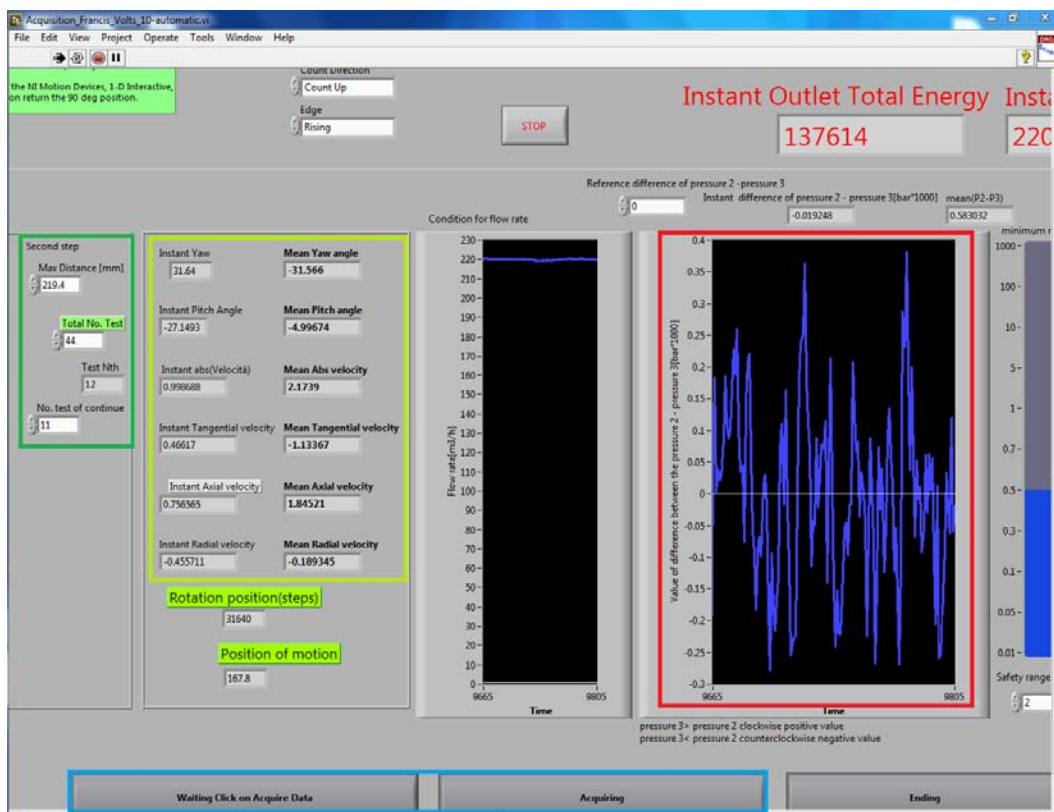


Figura 4.15: Front Panel del programma di acquisizione dei dati

La VI è impostata in modo da campionare i parametri cercati all'interno di un intervallo temporale di 50s, durante il quale il software acquisisce 100 valori istantanei ($0.5s/acquisizione$) e li media, fornendo un valore rappresentativo dell'intervallo (riquadro giallo di figura 4.15). Le equazioni di riferimento per la valutazione dei parametri sono la 4.4 per il calcolo dell'angolo istantaneo di *pitch* β , la 4.6 per il calcolo del coefficiente istantaneo *VPC* e il sistema di equazioni per le tre componenti della velocità presentato nella sezione 4.2.2;

- una volta terminata l'acquisizione dei dati, la VI comanda automaticamente alla sonda lo spostamento del carrello alla posizione successiva. L'intervallo tra due posizioni consecutive è determinato dal rapporto tra la distanza massima percorribile dalla sonda ($222.8 - 3.4 = 219.4 \text{ mm}$) e il numero di test che si vogliono eseguire (riquadro verde di figura 4.15), arrotondato al numero intero più vicino.

Capitolo 5

Analisi dei risultati sperimentali

5.1 Introduzione

La procedura sistematica descritta nel capitolo precedente è stata condotta per diverse condizioni operative della turbina, con l'obiettivo di verificare le conclusioni ottenute nella prima parte del lavoro sperimentale. Si è scelto dunque di analizzare la cinematica del punto di ottimo ricavato attraverso l'acquisizione delle curve caratteristiche, e di confrontarlo con il punto di *design* dichiarato dall'azienda fornitrice della macchina originale, da cui è stato realizzato il modello in scala studiato in laboratorio.

Come già osservato nella sezione 3.5, la gestione della macchina ai carichi parziali è tale da mantenere costante il saldo idrico H e quindi il coefficiente di pressione ψ , pari a 0.684: dai dati forniti dall'azienda produttrice risulta inoltre che la macchina originale, in condizioni di *design*, lavori con un grado d'apertura del distributore pari a 28° . Il primo passo è quindi quello di confrontare il campo di moto verificato per questa configurazione, con il punto di ottimo ricavato sperimentalmente in laboratorio: 23° e $\psi = 0.854$.

Una seconda analisi è stata condotta confrontando i campi di moto relativi ad una configurazione di 23° e $\psi = 0.684$, e 28° e $\psi = 0.854$. Per tutte le configurazioni si è scelta una velocità di rotazione di riferimento pari a 900 rpm , e un numero di prelievi lungo la traversa pari a 44. Il seguente capitolo include inoltre un giudizio qualitativo sulla validità dei dati ottenuti, attraverso un confronto di questi con i risultati dell'analisi numerica eseguita con il programma *Ansys CFX*[®].

5.2 Analisi del punto di design e del punto di ottimo verificato

5.2.1 Confronto tra i due dati sperimentali

La condizione di ottimo verificata in laboratorio è realizzata per una portata volumetrica pari a circa $255 \text{ m}^3/h$ (figura 5.1): si noti tuttavia che, a causa delle inevitabili fluttuazioni dei parametri operativi, il coefficiente di pressione medio realizzato durante l'indagine non sia esattamente pari a 0.854, ma si discosti leggermente da esso. Il salto idrico elaborato dalla macchina, nella condizione nominale, è pari a circa 9 metri.

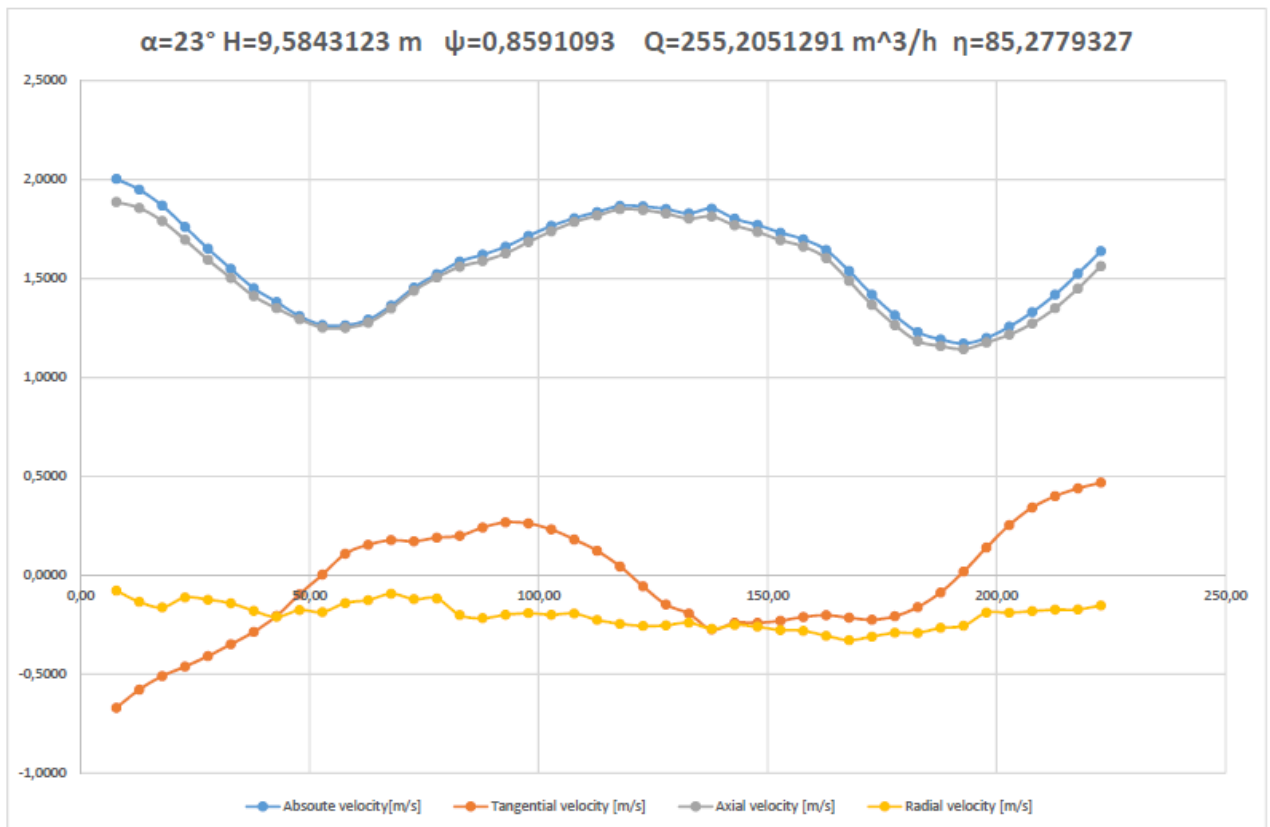


Figura 5.1: Campo di moto nella condizione di design verificata sperimentalmente

Analogamente, la condizione di *design* dichiarata dall'azienda è realizzata nel modello in scala con un angolo del distributore di 28° , una portata volumetrica di circa $269 \text{ m}^3/h$ e un salto di 7.7 metri.

5.2. ANALISI DEL PUNTO DI DESIGN E DEL PUNTO DI OTTIMO VERIFICATO87

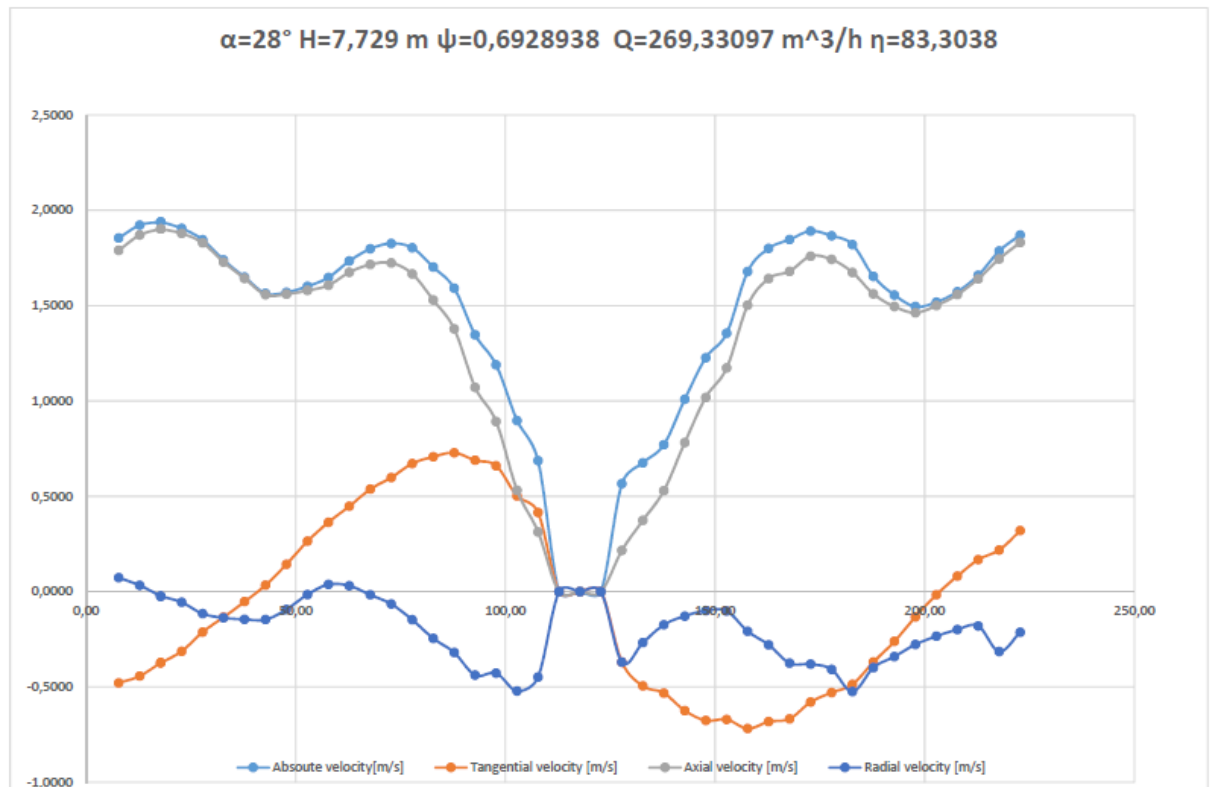


Figura 5.2: Campo di moto nella condizione di design dichiarata dall'azienda produttrice

Nelle figure 5.1 e 5.2 vengono rappresentati i campi di moto ricavati per le due differenti condizioni di lavoro. Un confronto tra le diverse componenti conduce alle seguenti considerazioni:

- nel punto di lavoro ottimale non è stata verificata la presenza di una zona d'ombra nella parte centrale dello scarico, in quanto il modulo della velocità, e quindi il campo di moto complessivo, risulta essere piuttosto uniforme lungo lo sviluppo radiale della macchina. Diversa invece è la considerazione relativa al secondo campo di moto, dove appare evidente la presenza di una zona d'ombra centrale: si può osservare infatti come il modulo della velocità diminuisca bruscamente all'interno di un intervallo centrato nell'asse della macchina, e di lunghezza indicativamente pari a 100 mm;
- per quanto riguarda la velocità assiale, nel primo caso (linea grigia) il suo profilo risulta essere pressoché coincidente con quello della velocità assoluta (linea blu): questo risultato è indice di un buon esercizio della macchina, e il rendimento verificato per questa condizione di lavoro ne è un'ulteriore con-

ferma. Nel secondo campo di moto, invece, le componenti secondarie della velocità (tangenziale e radiale) non sono più trascurabili e determinano uno scostamento del profilo della velocità assiale da quello della velocità assoluta. A fronte di un valore medio della velocità assiale circa costante nelle zone periferiche dei due campi di moto, la macchina rilascia un carico cinetico maggiore nel secondo punto operativo per mantenere il moto secondario dell'acqua. Ciò spiega inoltre la differenza dei due punti operativi in termini di rendimento: 0.853 per il primo e 0.833 per il secondo;

- per quanto riguarda la velocità tangenziale, per entrambe le condizioni operative il verso di rotazione dell'acqua allo scarico è il medesimo di quello della girante. Il contributo tangenziale del primo campo di moto, tuttavia, è piuttosto limitato e diventa non trascurabile nel secondo: il suo profilo presenta un comportamento simmetrico rispetto all'asse della macchina e due massimi, di segno opposto, di modulo pari a circa 0.7 m/s . Per entrambe le condizioni, tuttavia, non è stata verificata la presenza visibile di un vortice cavitativo ad elica: la caduta di pressione in prossimità dei due punti di massimo, probabilmente, non è tale da generare il fenomeno cavitativo descritto in precedenza.

5.2.2 Confronto dei dati sperimentali con l'analisi numerica

Di seguito vengono riportati i risultati dell'analisi numerica eseguita con il programma *Ansys CFX*[®], per essere così confrontati con i risultati ottenuti dall'analisi sperimentale. In particolare vengono fornite le distribuzioni delle velocità assiali e tangenziali relative a tre istanti temporali successivi; per poter essere confrontati con i dati ricavati sperimentalmente, bisogna prima sottolineare come quest'ultimi non rappresentino un valore istantaneo, bensì un valore mediato nel tempo. Si deve inoltre tener presente che l'analisi numerica si riferisce alla macchina originale, e quindi a portate differenti da quelle scelte per il modello in scala. Il confronto pertanto servirà unicamente per un'indagine orientativa sulla qualità dei risultati, e non strettamente quantitativa.

5.2. ANALISI DEL PUNTO DI DESIGN E DEL PUNTO DI OTTIMO VERIFICATO89

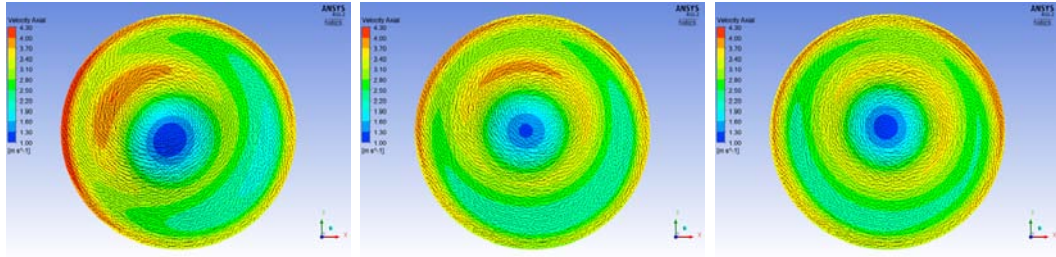


Figura 5.3: Analisi numerica della componente assiale per 23° e $\psi = 0.854$

- l'analisi numerica evidenzia la presenza di due minimi locali della velocità assiale lungo lo sviluppo radiale della sezione e un valore massimo in prossimità della parete del tubo diffusore;

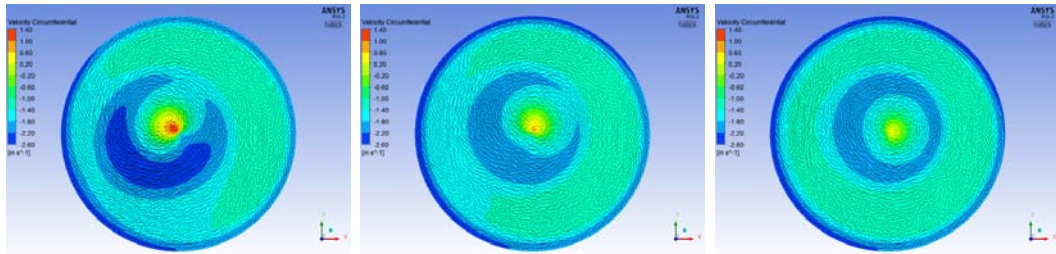


Figura 5.4: Analisi numerica della componente tangenziale per 23° e $\psi = 0.854$

- lo sviluppo temporale del flusso evidenzia la presenza di un vortice che si sviluppa attorno alla regione a bassa velocità assiale, che tuttavia non è stato riscontrato nell'analisi sperimentale;
- l'andamento della componente tangenziale risulta essere qualitativamente simile a quello ottenuto attraverso la simulazione numerica, e conferma che in questa condizione operativa la componente di *swirl* è piuttosto contenuta;

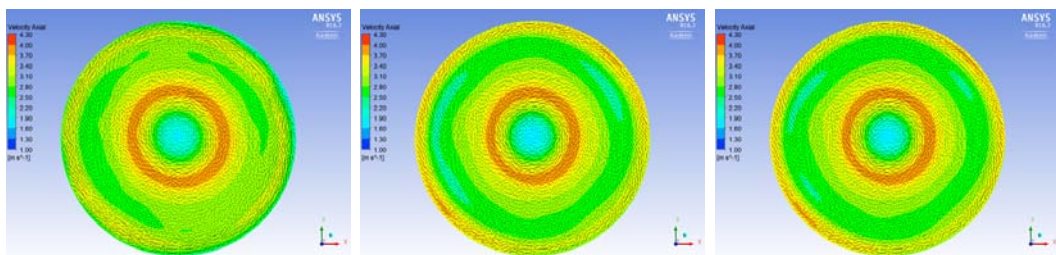


Figura 5.5: Analisi numerica della componente assiale per 28° e $\psi = 0.684$

- il campo di moto presenta, nella stessa misura dei risultati sperimentali, una zona d'ombra centrale e due punti di massimo adiacenti;

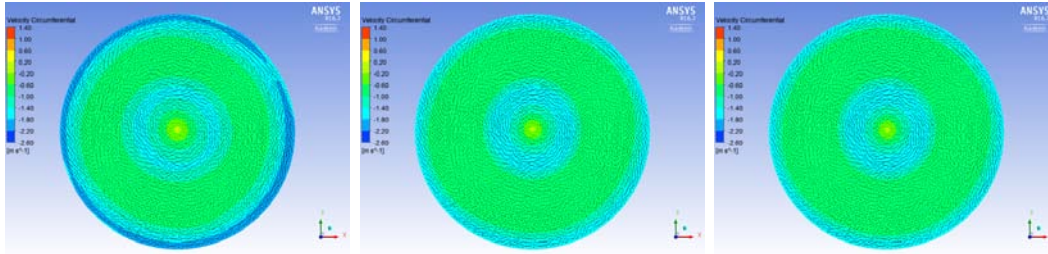
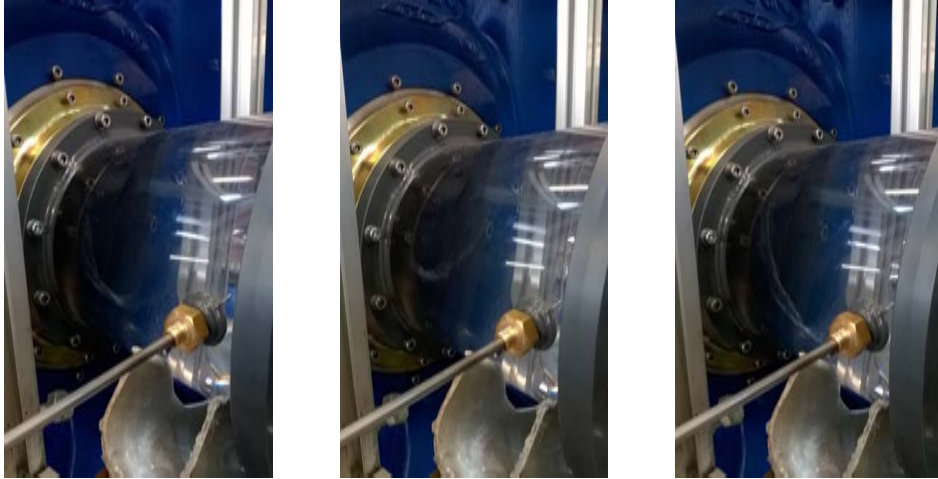
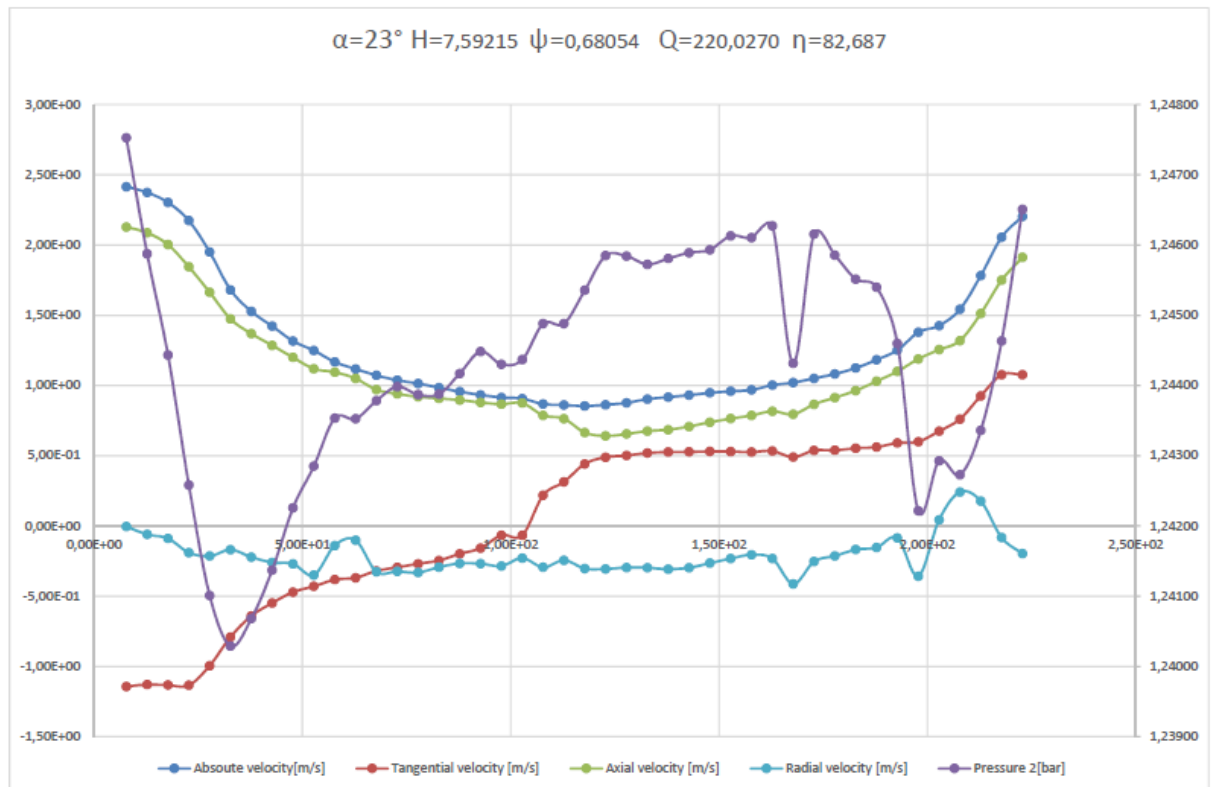


Figura 5.6: Analisi numerica della componente tangenziale per 28° e $\psi = 0.684$

- l'andamento della componente tangenziale si discosta in modo importante dai risultati ottenuti sperimentalmente. In primo luogo, si noti come l'analisi numerica preveda una componente d'intensità minore rispetto a quella ottenuta per la condizione di massimo rendimento. Infine, il suo sviluppo temporale suggerisce l'assenza di un vortice attorno alla zona centrale di minima velocità assiale, mentre i risultati sperimentali hanno verificato un cambiamento di segno della componente tangenziale nelle zone periferiche;

5.3 Campi di moto per $23^\circ, \psi=0.684$ e $28^\circ, \psi=0.854$

Il seguente lavoro sperimentale termina con l'analisi dei campi di moto di due ulteriori condizioni operative: il primo punto è realizzato con il salto idrico che determina il massimo rendimento, $9.6 m$, e un grado di apertura del distributore di 28° , mentre il secondo realizza il coefficiente di pressione caratteristico dell'esercizio della macchina, con un'apertura delle pale statoriche pari a 23° . La prima condizione è realizzata per una portata volumetrica pari a circa $306 m^3/h$, mentre nel secondo punto la macchina lavora con una portata volumetrica di circa $220 m^3/h$. Per entrambe le condizioni di moto è stata verificato lo sviluppo di una torcia cavitativa elicoidale, rappresentate nelle figure 5.7 e 5.9

Figura 5.7: Sviluppo torcia per 23° e $\psi = 0.684$ Figura 5.8: Campo di moto per 23° e $\psi = 0.684$

I risultati relativi al primo campo di moto sono stati raccolti in figura 5.8, e permettono di mettere in luce i seguenti aspetti:

- il carico cinetico complessivo all'uscita della girante è superiore rispetto a quello evidenziato nel funzionamento a massimo rendimento: la potenza meccanica prodotta pertanto risulta essere inferiore;

- i profili della velocità assoluta e di quella assiale non coincidono, a causa di un carico cinetico secondario (tangenziale e radiale) superiore rispetto alla condizione di massimo rendimento: ciò spiega in parte il rendimento inferiore che la macchina realizza in questa condizione operativa;
- il campo di moto evidenzia una zona d'ombra più estesa rispetto al caso precedente relativo allo stesso angolo;
- in prossimità della torcia si registrano le pressioni statiche minori: la presenza di bolle d'aria all'interno del vortice, che ne permette un riscontro visivo attraverso la parete trasparente del tubo diffusore, è indice dell'innescio di un fenomeno cavitativo al suo interno e quindi di pressioni locali inferiori.

Conclusioni analoghe possono essere condotte analizzando il campo di moto per $\alpha = 28^\circ$ e $\psi = 0.854$ (figura 5.10). Per concludere, vengono presentati i risultati ricavati attraverso l'analisi numerica (figure 5.11, 5.12, 5.13 e 5.14), che confermano totalmente i risultati sperimentali del primo campo di moto, e solo in parte quelli attesi dal secondo campo di moto.

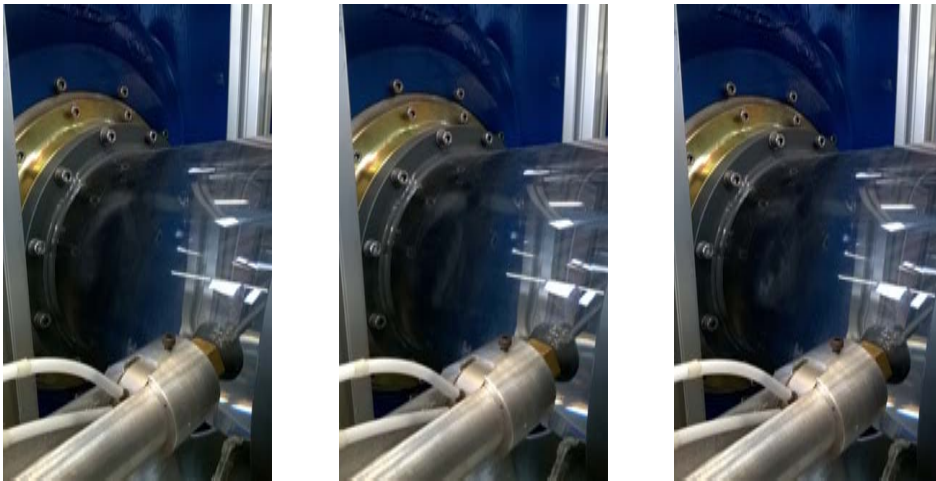


Figura 5.9: Sviluppo torcia per 28° e $\psi = 0.854$

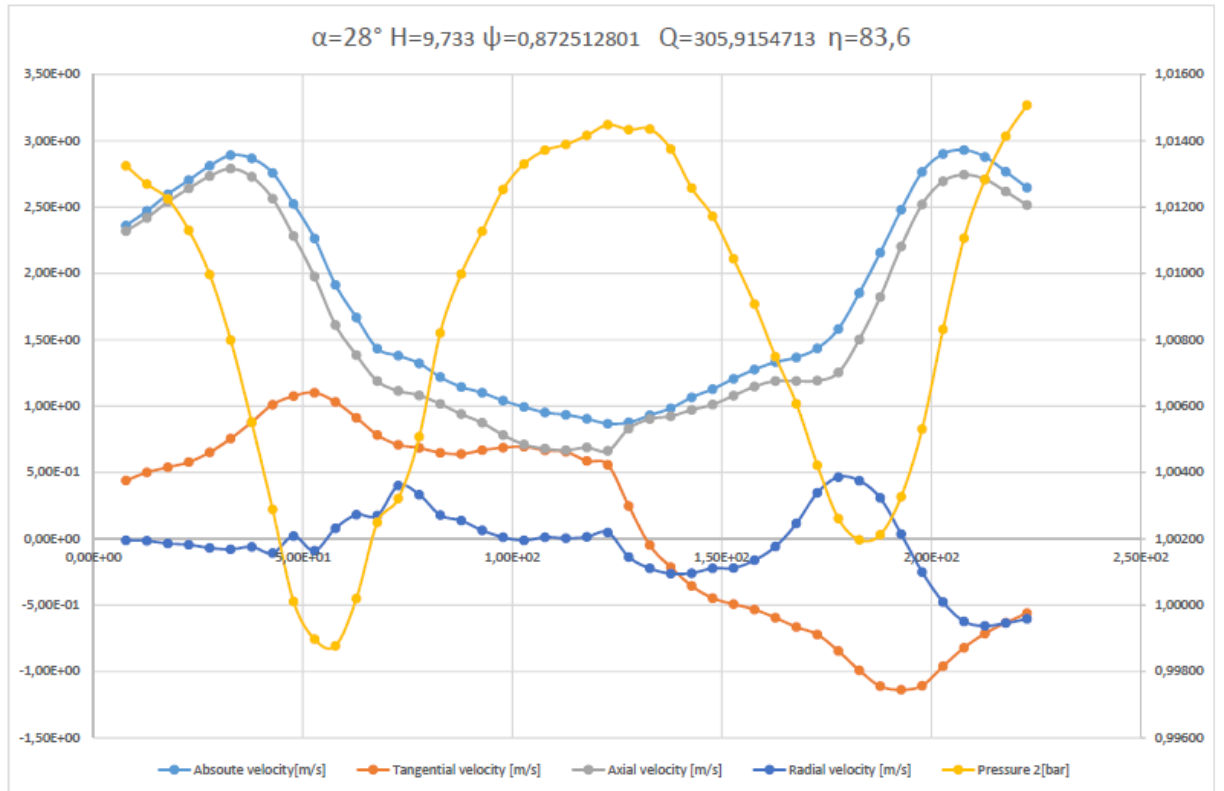


Figura 5.10: Campo di moto per 28° e $\psi = 0.854$

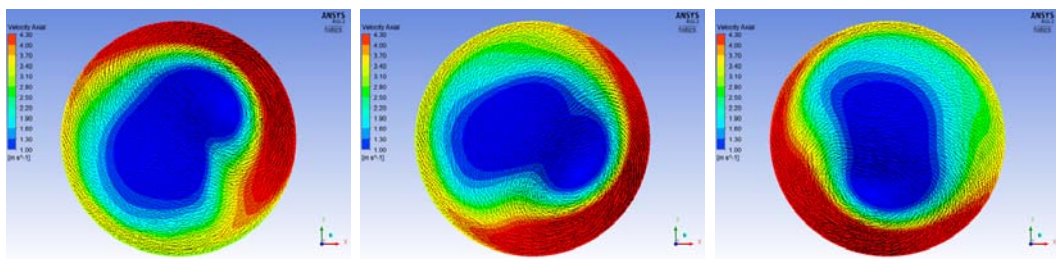


Figura 5.11: Analisi numerica della componente assiale per 23° e $\psi = 0.684$

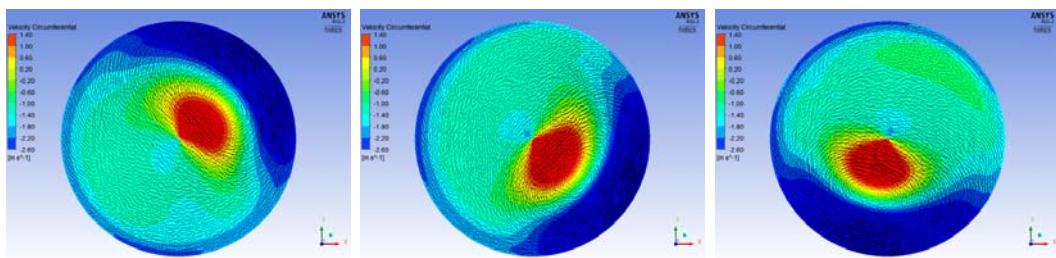


Figura 5.12: Analisi numerica della componente tangenziale per 23° e $\psi = 0.684$

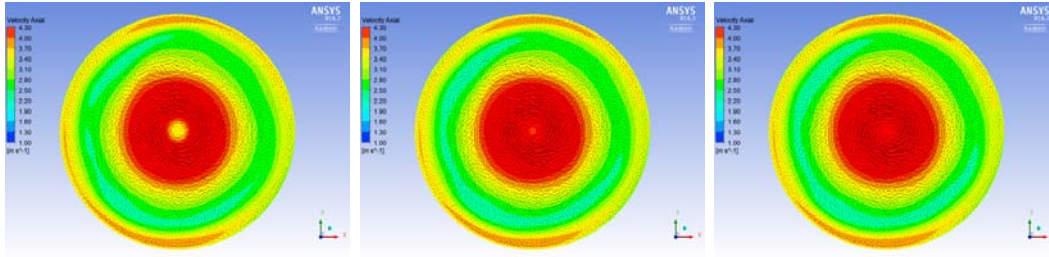


Figura 5.13: Analisi numerica della componente assiale per 28° e $\psi = 0.854$

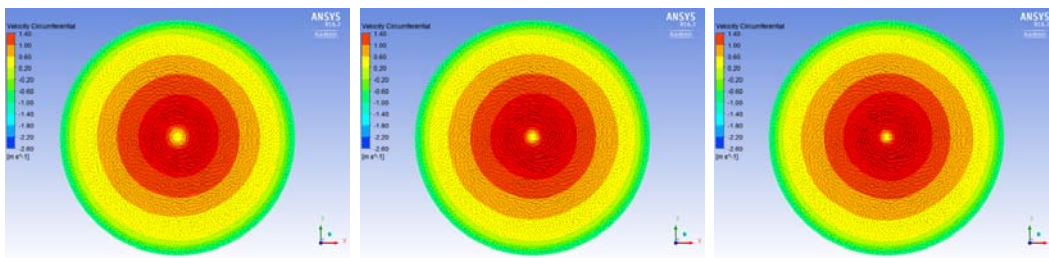


Figura 5.14: Analisi numerica della componente tangenziale per 28° e $\psi = 0.854$

Conclusioni

L'argomento di discussione del lavoro svolto è stato sviluppato completamente all'interno del Laboratorio di Macchine del Dipartimento di Ingegneria Industriale di Padova, ed è stato articolato in due parti differenti: la prima ha riguardato la caratterizzazione delle prestazioni di un modello in scala di una turbina Francis ad asse orizzontale, mentre la seconda parte è stata dedicata all'analisi del campo di moto dell'acqua all'interno del tubo diffusore. Nella caratterizzazione della macchina idraulica la Teoria della similitudine ha giocato un ruolo centrale: da un lato ha permesso infatti di validare i parametri acquisiti al variare delle condizioni di funzionamento, dall'altro ha consentito di esprimere un giudizio sulla qualità d'esercizio della macchina originale da cui è stato realizzato il modello prototipo studiato in laboratorio. Per ragioni di riservatezza, l'azienda fornitrice del modello (*Tamanini Hydro Srl*) ha concesso solamente i dati sulla macchina originale rilevati *in loco* in diverse condizioni di carico, evidenziando una gestione dell'impianto originale tale da mantenere un salto idrico H costante ($\psi = 0.684$) anche ai carichi parziali.

Alla luce dei risultati acquisiti, espressi in forma a-dimensionale, si è concluso che il funzionamento della macchina per un salto idrico superiore ($\psi = 0.854$) garantisca un rendimento di lavoro complessivamente maggiore: nello specifico, si è osservato che in queste condizioni la turbina realizzi un rendimento massimo di 0.853, per un angolo del distributore pari a 23° , di poco superiore a quello di *design* della macchina originale (0.833), realizzato invece per un angolo delle pale statoriche di 28° . Il vero vantaggio legato ad una gestione della macchina per un salto idrico superiore non è però da ricercare nel nuovo punto di lavoro ottimale, bensì nei carichi parziali, dove si registrano gli incrementi maggiori in termini di efficienza.

La seconda parte del lavoro sperimentale è stata invece dedicata alla descrizione del campo di moto dell'acqua allo scarico della girante, con l'obiettivo di verificare cinematicamente le conclusioni parziali a cui si è giunti attraverso la Teoria della similitudine: a tal fine si è scelta una sonda a 5 fori della *National Instrument* che, attraverso la rilevazione di cinque pressioni statiche relative ad altrettanti fori posizionati opportunamente nella testa del sensore, ha permesso di calcolare la velocità del flusso nelle sue tre componenti spaziali. I risultati della seguente analisi sono stati preceduti da una descrizione dettagliata della configurazione del sistema complessivo di misurazione, rappresentato dalla sopracitata sonda e dal dispositivo di movimentazione che ha consentito il posizionamento del sensore all'interno del tubo diffusore; un algoritmo di controllo implementato all'interno del software *LabVIEW*[®] si è reso infine necessario per automatizzare la modalità di acquisizione dei dati, sia per quanto riguarda la ricerca dell'angolo di *yaw*, sia per il posizionamento della sonda nei vari punti di prelievo lungo la traversa.

Il campionamento della velocità puntuale lungo una specifica sezione del tubo diffusore è stato condotto per quattro condizioni operative della macchina, tra cui in particolare il punto di *design* dichiarato dall'azienda produttrice e il punto di ottimo verificato sperimentalmente. Un confronto tra i risultati ottenuti ha permesso quindi di mettere in luce le differenze tra i due campi di moto in questione: a differenza dei risultati attesi e suggeriti dall'analisi numerica, la distribuzione della velocità allo scarico nel punto di massimo rendimento risulta essere piuttosto uniforme radialmente. Ben diverso è invece il campo di moto nel punto di *design*, dove la presenza di una zona d'ombra centrale e una componente tangenziale maggiore rispetto al caso precedente, contribuiscono a rendere il flusso meno uniforme di quanto previsto dall'analisi numerica.

Appendice A

A.1 Rendimento

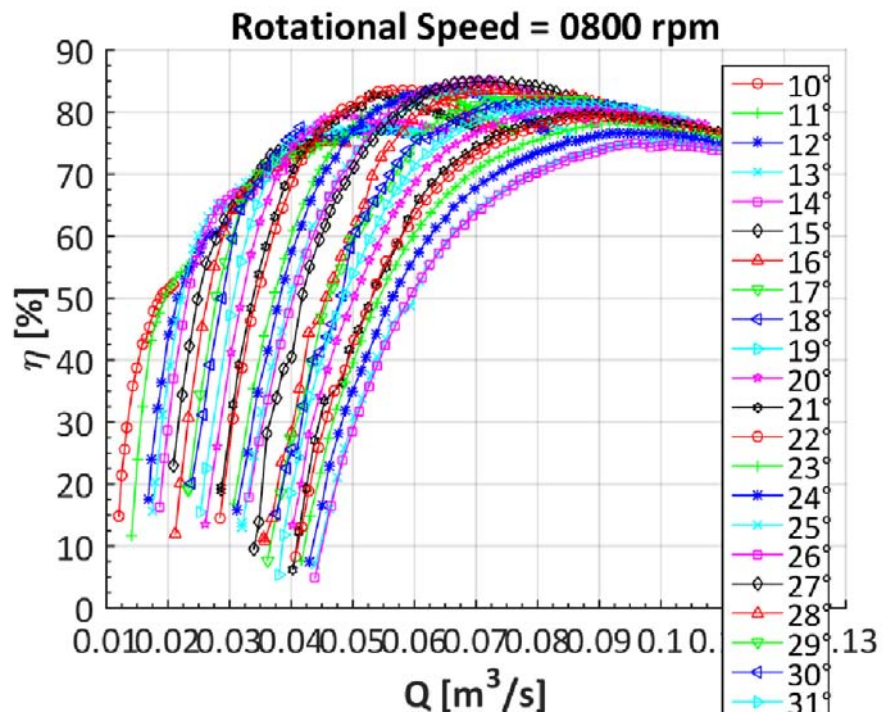


Figura A.1: Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 800 rpm

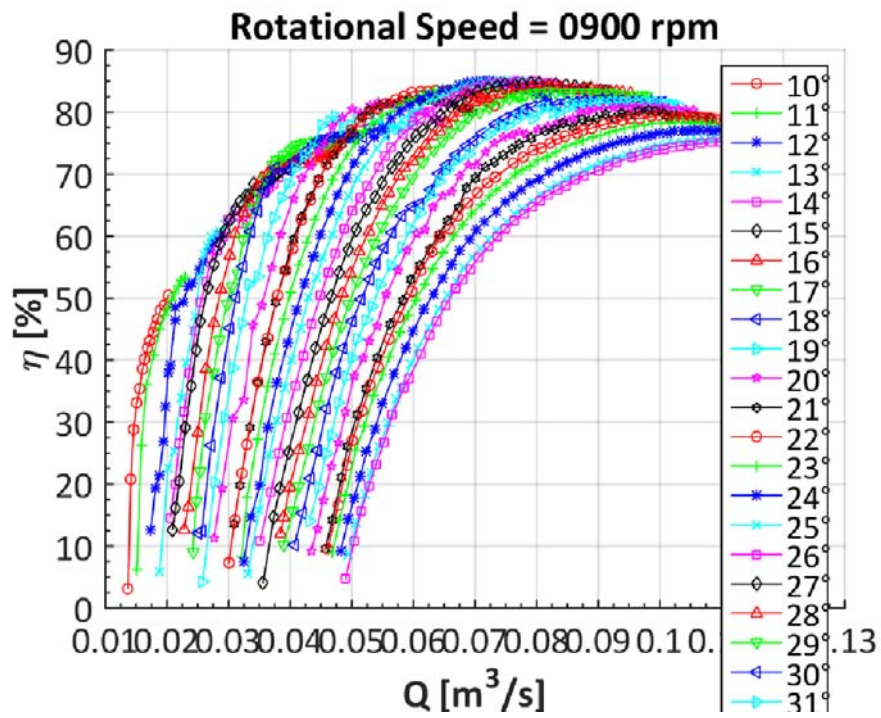


Figura A.2: Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 900 rpm

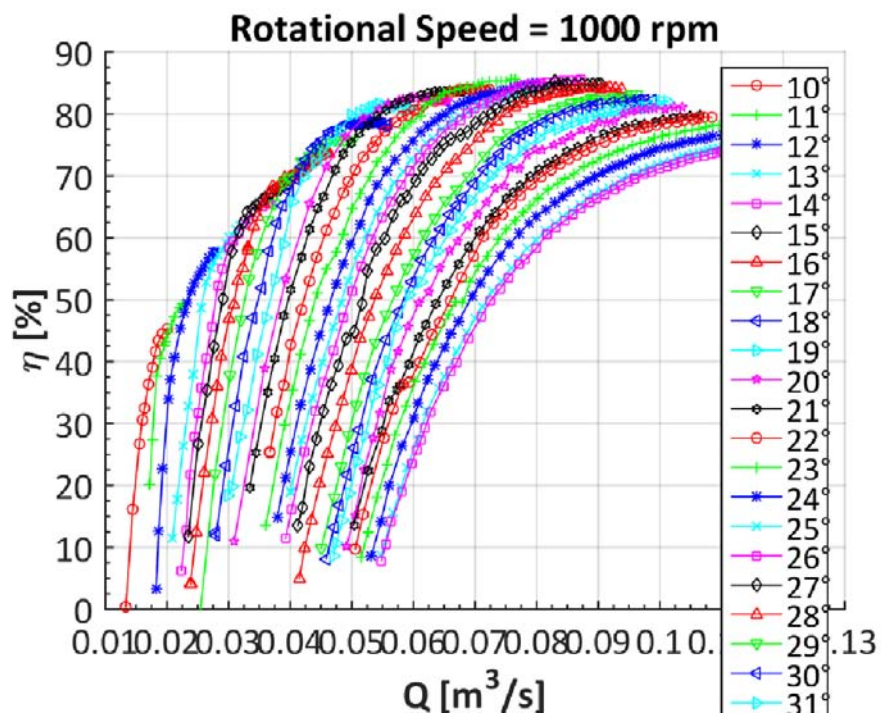


Figura A.3: Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 1000 rpm

A.2 Salto idrico H disponibile

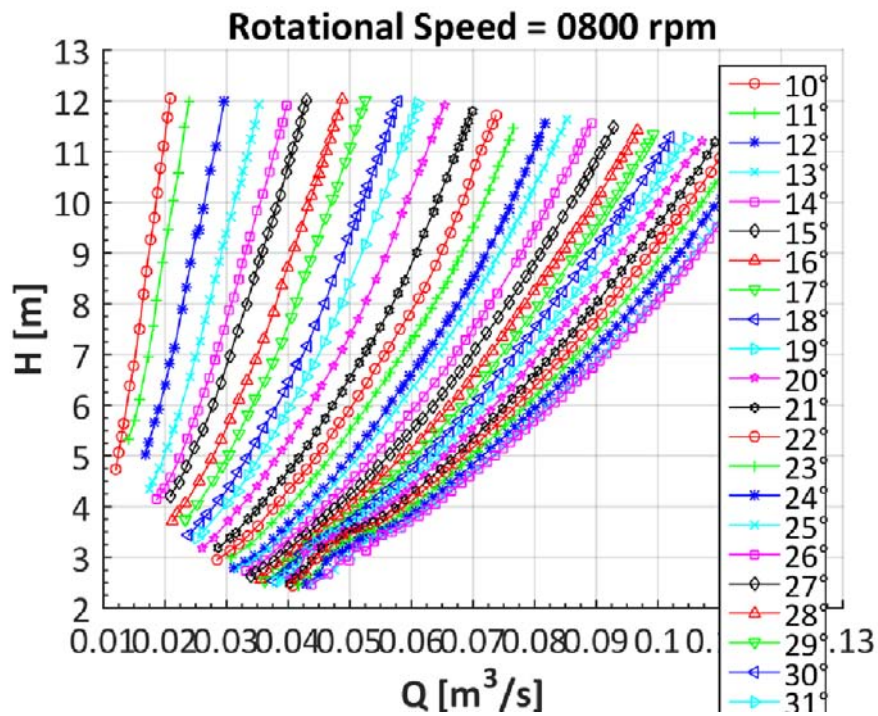


Figura A.4: Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 800 rpm

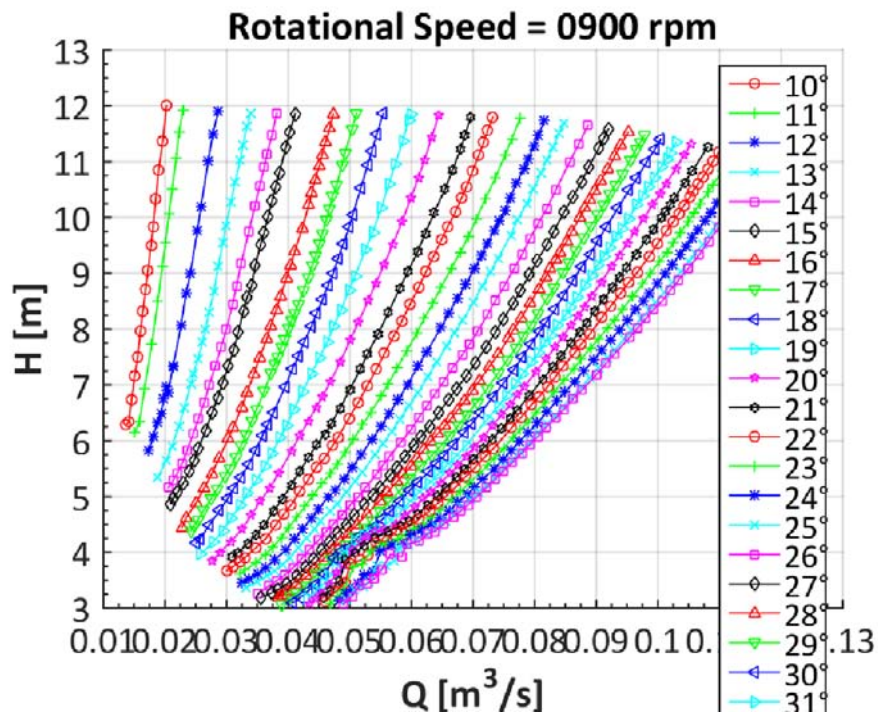


Figura A.5: Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 900 rpm

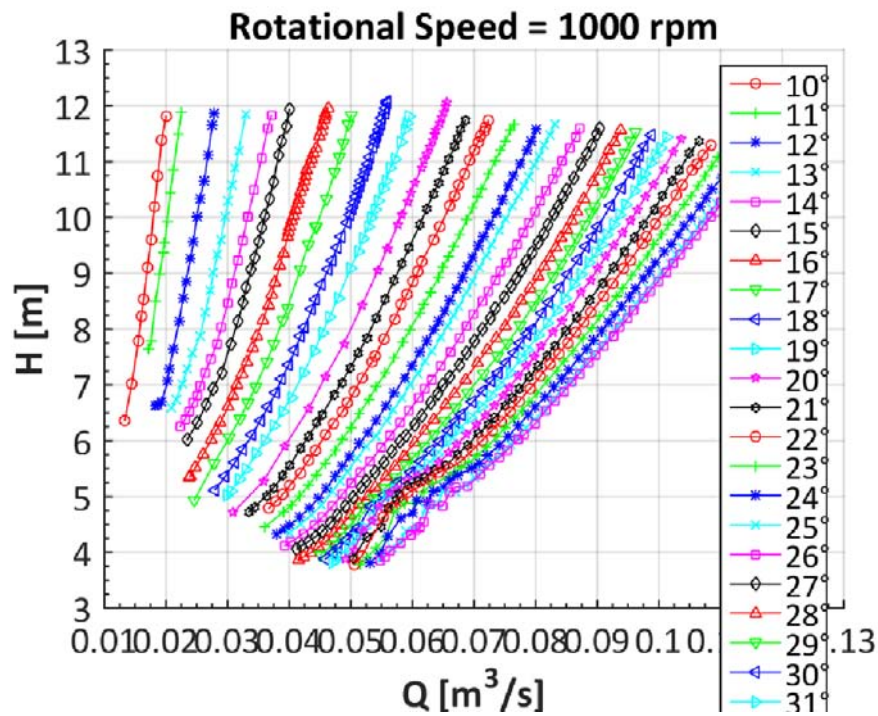


Figura A.6: Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 1000 rpm

A.3 Coppia all'albero

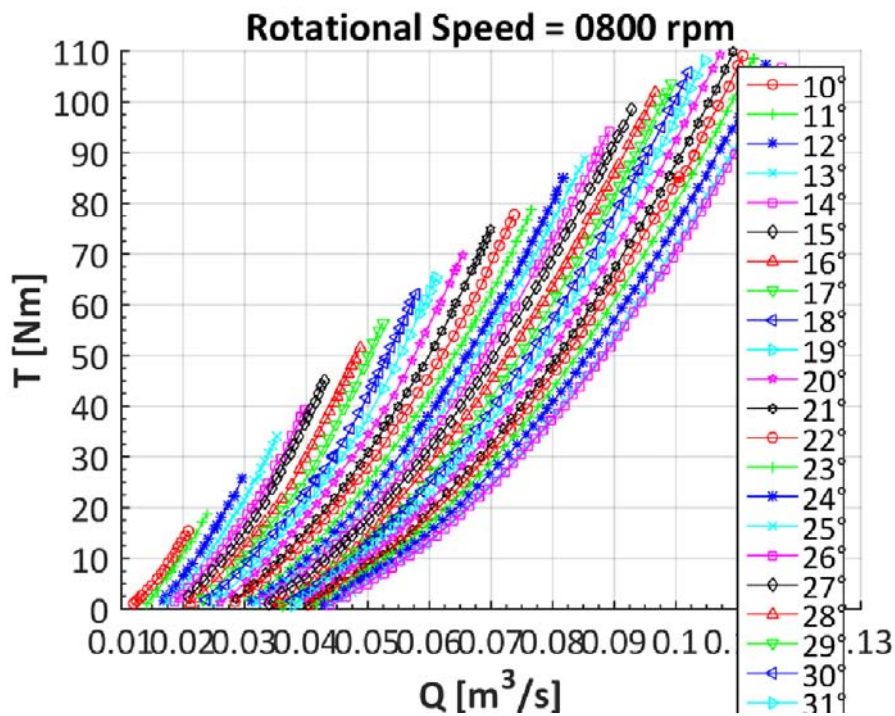
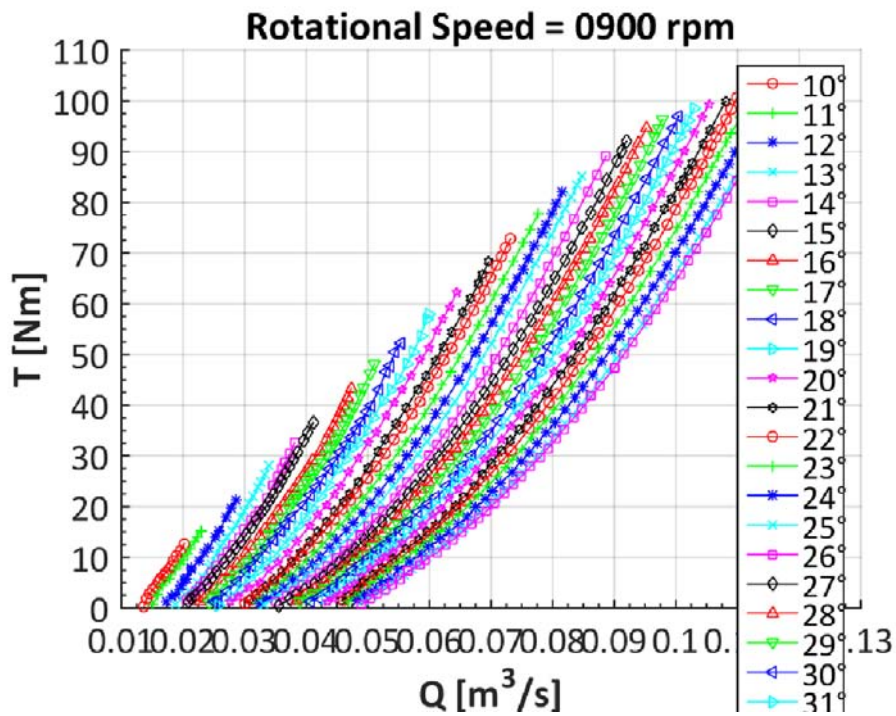
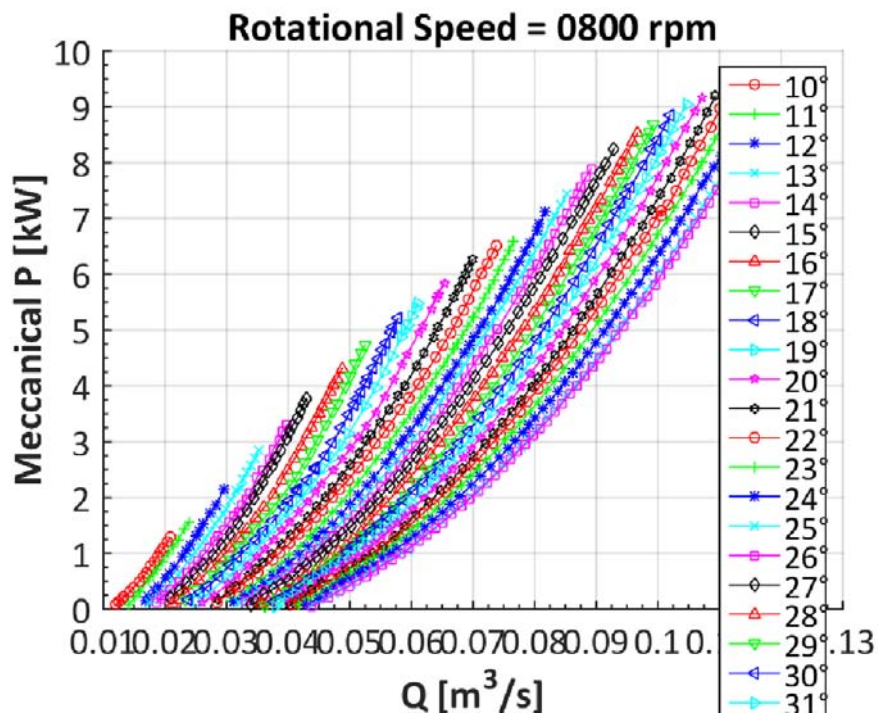


Figura A.7: Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 800 rpm

Figura A.8: Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 900 rpm

A.4 Potenza meccanica

Figura A.9: Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 800 rpm

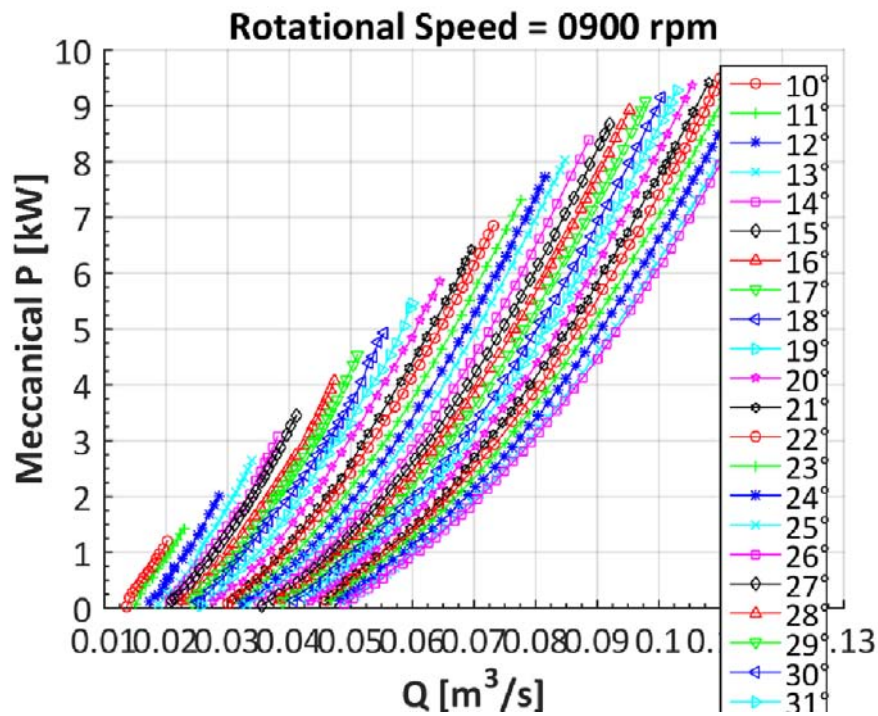


Figura A.10: Insieme delle curve ad α variabile ed n fissato a 900 rpm

A.5 Coefficienti adimensionali

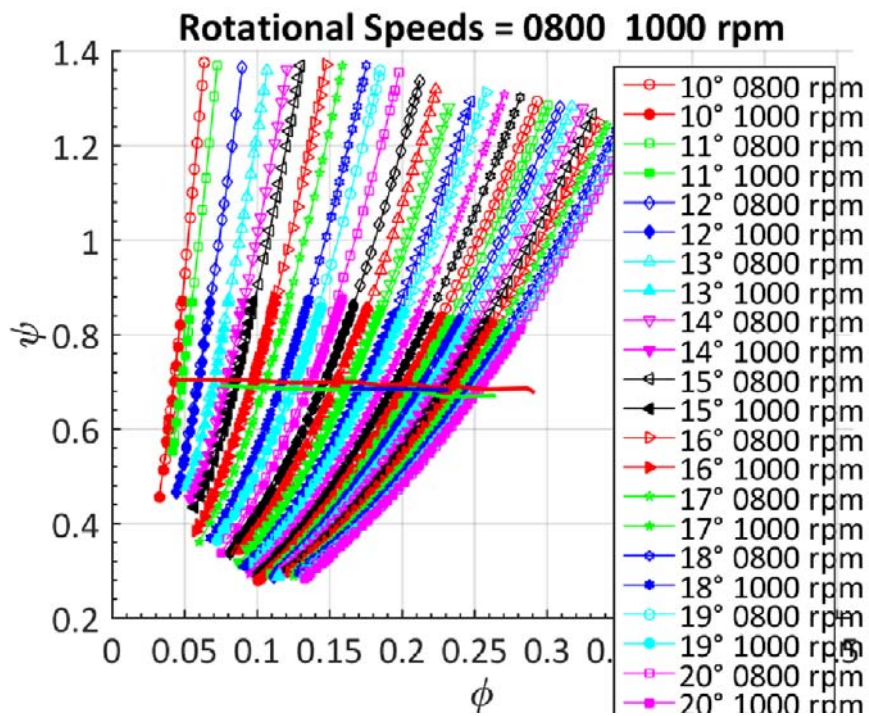


Figura A.11: Insieme delle curve del coefficiente di pressione ad α variabile

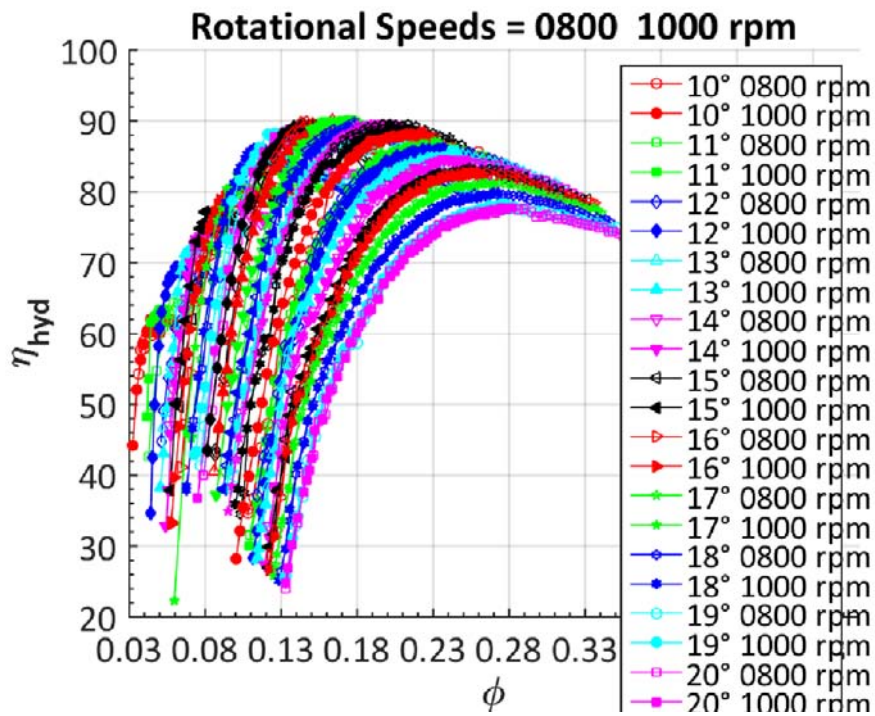


Figura A.12: Insieme delle curve del rendimento idraulico ad α variabile

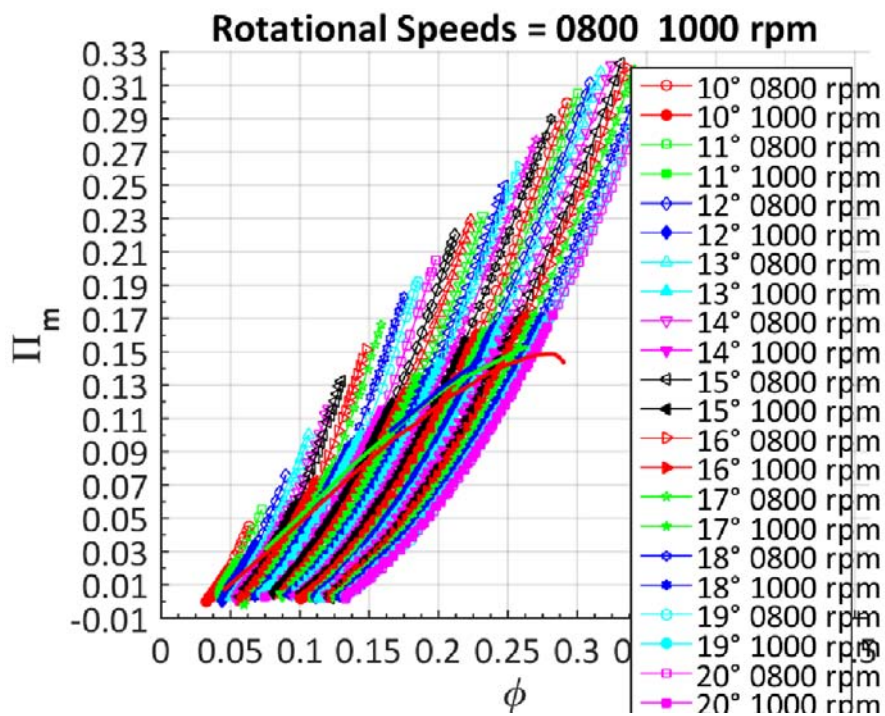


Figura A.13: Insieme delle curve della potenza meccanica a-dimensionale ad α variabile

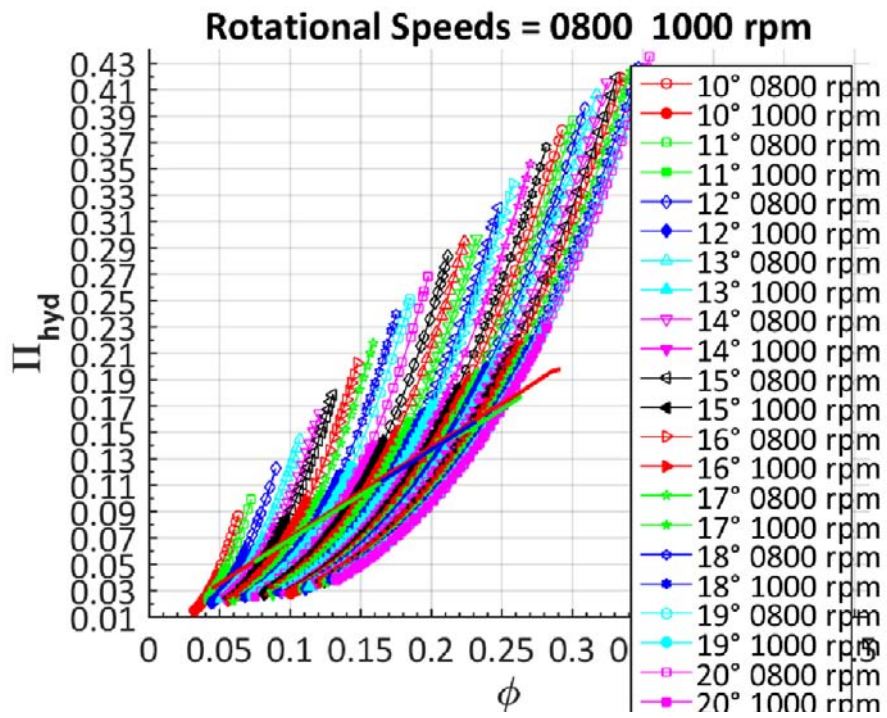


Figura A.14: Insieme delle curve della potenza idraulica a-dimensionale ad α variabile

Bibliografia

- [1] Osnaghi, C. (2012). *Teoria delle Turbomacchine*. Esculapio, Milano
- [2] Alberto Santolin. (2009). *Procedure per la progettazione standardizzata delle turbine delle piccole centrali idroelettriche*, Dipartimento Ingegneria Elettrica, Università di Padova
- [3] <https://www.docenti.unina.it/downloadPub.do?tipoFile=md&id=283653>.
Università degli Studi di Napoli Federico II
- [4] *Impianti idroelettrici e turbine idrauliche*.
<https://www.docenti.unina.it/downloadPub.do?tipoFile=md&id=341352>.
Università degli Studi di Napoli Federico II
- [5] P.Pinamonti, L.Casarsa. (2004). *Corso di Macchine a Fluido*.
- [6] BM-Tecnologie industriali. *Data Sheet convertitore MC 608-A*.
http://www.keller-druck.com/home_e/paprod_e/33x_35x_e.asp
- [7] Keller, *Data Sheet trasduttore pressione statica Keller PA(A)-33X*.
http://www.keller-druck.com/home_e/paprod_e/33x_35x_e.asp
- [8] Kistler, *Data Sheet torsionmetro Kistler 4503A*.
<https://www.kistler.com/?type=669&fid=56471>
- [9] BM-Tecnologie industriali, *Data Sheet misuratore magnetico di portata MUT2200*.
www.bmtecnologie.it/wp-content/uploads/downloads/2014/03/BM_MUT2200-2500_ITA1.pdf

- [10] BM-Tecnologie industriali, *Convertitore MC 608-A*.
www.bmtecnologie.it/wp-content/uploads/downloads/2014/03/BM_MC608_ITA.pdf
- [11] National Instruments, *National Instruments software LabVIEW reference manual*
- [12] National Instruments, <http://www.ni.com/it-it.html> NI PXI-1042 Series
- [13] Ardizzon Guido, Pavesi Giorgio. *Portata di fuga e perdite per ventilazione nelle turbomacchine: confronto tra risultati sperimentali e predizioni numeriche*, Dipartimento di Ingegneria Meccanica-Università degli studi di Padova.
- [14] United Sensor & Control Corp. *Calibration Data DA-125-12-F-10-CD Serial No:B-2014-2*
- [15] Dorfer Peter, Mirjam Sick, Andrè Coutu (2013). *Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery* Springer.
- [16] Meldau, E. (1935). *Swirling flow in rotationally symmetric cavity*. PhD thesis, Technical University Hannover.
- [17] Cassidy, J. J., & Falvey, H. T. (1970). *Frequency and amplitude of pressure surges generated by swirling flows*. IAHR Section Hydraulic Machinery, Equipment, and Cavitation, 5thSymposium (Stockholm, 1970),