

# POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in  
Ingegneria Meccanica



## CARATTERIZZAZIONE DEL CAMPO DI MOTO A VALLE DI SCHIERE DI TURBINA A DISEGNO 3D IN UNA GALLERIA DEL VENTO ANULARE DI NUOVA CONCEZIONE

Relatore: Prof Carlo OSNAGHI

Co-relatore: Ing. Gabriele D'IPPOLITO

Tesi di Laurea di:

Claudio LONATI Matr. 708145

Anno Accademico 2008 - 2009



# Indice

<b>Sommario</b>	<b>3</b>
<b>Abstract</b>	<b>5</b>
<b>Introduzione</b>	<b>7</b>
<b>1 Campo di moto 3D nelle turbomacchine assiali.</b>	
<b>I flussi secondari</b>	<b>9</b>
1.1 Campo di moto e sua schematizzazione . . . . .	9
1.2 Flussi secondari . . . . .	11
1.2.1 Vortice a ferro di cavallo . . . . .	13
1.2.2 Vortice di passaggio . . . . .	14
1.2.3 Vortice di scia: <i>shed vortex</i> . . . . .	17
1.2.4 Altri fenomeni secondari . . . . .	18
1.3 Perdite secondarie . . . . .	20
1.4 Effetti del disegno 3D di pala . . . . .	23
1.4.1 Leaning . . . . .	25
1.4.2 Bowing . . . . .	28
1.4.3 Sweeping ed endwall profiling . . . . .	31
<b>2 Impianto di prova</b>	<b>33</b>
2.1 Camera di prova . . . . .	34
2.2 Compressore centrifugo . . . . .	36
2.3 Condotto di mandata, camera di stanca, scambiatore e convergente	36
<b>3 Strumenti di misura</b>	<b>39</b>
3.1 Misure di pressione . . . . .	40
3.1.1 Misure di pressione totale . . . . .	40
3.1.2 Misure di pressione statica . . . . .	41

3.2	Sonde di pressione combinate . . . . .	42
3.2.1	Sonde di pressione a 5 fori . . . . .	43
3.2.2	Fondamenti di calibrazione . . . . .	45
3.3	Blocco trasduttori sonda a 5 fori . . . . .	48
3.4	Misure di temperatura . . . . .	51
<b>4</b>	<b>Geometrie analizzate</b>	<b>53</b>
4.1	Pale cilindriche . . . . .	53
4.2	Pale 3D . . . . .	54
<b>5</b>	<b>Sistema di movimentazione ed acquisizione dei dati</b>	<b>57</b>
5.1	Sistema movimentazione sonda . . . . .	57
5.1.1	Elettronica del sistema di movimentazione e acquisizione . . . . .	59
5.2	Elaborazione dati . . . . .	61
5.2.1	Dominio di misura . . . . .	61
5.2.2	Determinazione vettori velocità . . . . .	63
5.2.3	Coefficienti adimensionali . . . . .	68
5.2.4	Grandezze medie . . . . .	70
5.2.5	Vorticità . . . . .	71
<b>6</b>	<b>Analisi dei risultati sperimentali</b>	<b>73</b>
6.1	Analisi del flusso in ingresso alla schiera . . . . .	74
6.2	Analisi del flusso a valle della schiera . . . . .	77
6.2.1	Schiera statorica cilindrica . . . . .	77
6.2.2	Schiera statorica 3D . . . . .	79
6.3	Analisi della vorticità . . . . .	83
6.3.1	Schiera statorica cilindrica . . . . .	85
6.3.2	Schiera statorica 3D . . . . .	85
6.4	Confronti fra grandezze medie . . . . .	88
6.4.1	Pressione statica . . . . .	88
6.4.2	Numero di Mach . . . . .	88
6.4.3	Angoli alfa e beta . . . . .	90
6.4.4	Coefficiente di perdita di pressione totale . . . . .	92
<b>7</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>97</b>
<b>A</b>	<b>Compensazione incertezze nelle misure con una sonda 5 fori</b>	<b>99</b>
<b>B</b>	<b>Prestazioni dinamiche strumenti di misura</b>	<b>101</b>
B.1	Modello generale sistema di misura . . . . .	101
B.1.1	Strumenti di secondo ordine . . . . .	103

# Sommario

L'impiego di pale dalla geometria tridimensionale è ormai ampiamente diffuso, sia in stadi di alta pressione che di bassa pressione, con l'obiettivo di migliorare le prestazioni di turbomacchine assiali a vapore ad a gas. La giustificazione di questo impiego diffuso, risiede nella influenza che questi profili hanno mostrato sulla formazione dei flussi secondari e, di conseguenza, sul controllo della direzione del flusso in uscita da una schiera.

In questo lavoro si sono studiati gli effetti fluidodinamici prodotti da un profilo realizzato attraverso le moderne tecniche di disegno tridimensionale, *leaning* e *bowing* (chiamata anche *leaning-compound*), posto in schiera anulare. La tecnica *leaning* consiste in un'inclinazione laterale dell'asse longitudinale del profilo, mantenendo quest'ultimo rettilineo. La tecnica *bowing* prevede invece che l'asse longitudinale della pala possa seguire una traiettoria non rettilinea.

Lo scopo di questo lavoro, effettuato presso il laboratorio di fluidodinamica delle macchine del Politecnico di è quindi quello di indagare i fenomeni fluidodinamici che si caratterizzano a valle di una schiera anulare di pale *bowed*, ponendo particolare attenzione alla direzione del flusso allo scarico ed alla intensità dei fenomeni vorticosi che il profilo genera. E' stato inoltre provato, sempre nella medesima configurazione anulare, anche una schiera di pale cilindriche, in modo da poter realizzare un confronto diretto fra le differenti morfologie del flusso a valle. Da ultimo si sono considerati anche dei risultati provenienti da simulazioni numeriche, realizzate al Politecnico di Milano da [8], relativi ad entrambe le tipologie di pala, con lo scopo di ampliare l'orizzonte del confronto, paragonando questi ultimi con i risultati sperimentali.

Le prove sperimentali sono state condotte mediate l'impiego di una sonda di pressione pneumatica.

La prima parte di questo lavoro è stata dedicata alla determinazione delle caratteristiche del flusso in ingresso alla schiera di prova. Nella seconda parte si sono realizzate le misure a valle delle schiera cilindrica prima e tridimensionale

poi. I risultati ottenuti sono stati discussi e confrontati servendosi sia di grafici bidimensionali che di valori medi opportunamente calcolati. Come base dell'interpretazione dei fenomeni fluidodinamici prodotti dal profilo tridimensionale, ci si è serviti di altri risultati sperimentali, provenienti da misure precedentemente effettuate da [14], su profili progettati secondo il medesimo criterio, ma posti in schiera piana.

I risultati ottenuti hanno mostrato un'effettiva influenza del disegno tridimensionale di pala sulla distribuzione ed intensità delle perdite di energia, sulla vorticità prodotta e sulla direzione del flusso allo scarico, confermando alcuni aspetti già osservati in altre prove condotte in schiera piana.

# Abstract

Three-dimensional blade design is nowadays widely diffused, for both high and low pressure stages, to improve performance of steam and gas turbines. The reason who justify this diffusion is linked to their influence on secondary flow field, and consequently, they permit to control the discharge angle. This work point out the fluidodynamics effects generated by a three-dimensional blade profile, designed with leaning and bowing techniques, in an anular cascade.

The leaned blades are obtained by tangentially shifting the blade axis, but this feature implies that the blade axis remain straight. The axis of the bowed blade is defined as an arc of circle, centred at mid span section.

The aim of this work, performed at the *laboratorio di fluidodinamica delle macchine* of Politecnico di Milano, is to probe fluidodynamics effects downstream a three-dimensional anular cascade with a particular attention to flow discharge angle and vorticity intensity created by the bowed profile. A prismatic blade was tested too, and assumed as a reference for the downstream flow field discussion. Numerical data, performed at the Politecnico di Milano by [8] on both blade profile, was considered too, in order to get further informations on flow field and for check the numerical model.

Experimental tests were performed using a pneumatic five hole probe.

The first part of this work was focused on the determination of the incoming flow field to the testing cascade. In the second part of this work, were performed the downstream flow field analysis, firstly on prismatic cascade and then on the three-dimensional one. Results were compared employing bidimensional graphics and mean values. Other experimental results were provided by older tests performed on a straight cascade arrangement; this data have been used as a starting point for the interpretation of the fluidodynamics effects provided by the bowed blade.

The results confirmed that the bowed technique deeply influenced the pressure loss intensity and distribution, the vorticity and the discharge angle, to sustain

wath already observed with other test performed on straight cascade.



# Introduzione

Sin dagli anni '80 sono oggetto di studio di numerose attività di ricerca pale per turbomacchine con geometria tridimensionale, siano esse macchine a gas o vapore, con lo scopo di migliorarne l'efficienza. Tale strada deve essere perseguita sostanzialmente per cercare di soddisfare la sempre crescente domanda di energia elettrica attraverso uno sfruttamento più responsabile delle risorse disponibili, cui consegue direttamente una minore emissione relativa di sostanze inquinanti, limitate da normative antinquinamento sempre più stringenti. Tutto ciò si è riflesso sulla necessità di avviare un processo di ricerca e sviluppo al fine di innovare le tradizionali metodologie di progettazione di ciascun componente che abbia un'influenza diretta sulle prestazioni.

Un'attuale frontiera di ricerca volta al raggiungimento di tale obiettivo si occupa della genesi dei flussi secondari e della loro mitigazione agendo sulla geometria del profilo palare, il quale diviene sempre più complesso e caratterizzato da un forte sviluppo tridimensionale. Da qui nasce una particolare attenzione verso le schiere tridimensionali, le quali hanno mostrato risultati soddisfacenti circa il controllo delle dissipazioni nel piano secondario. Bisogna tuttavia ricordare che altri lavori scientifici hanno purtroppo messo in luce come le condizioni a valle di una schiera tridimensionale siano spesso poco favorevoli per le performance della schiera stessa, e tali condizioni di flusso siano molto sensibili al cambiamento del profilo o ad un eventuale svergolamento della pala [14]. A tutt'oggi, sebbene profili tridimensionali siano ordinariamente utilizzati sia su turbomacchine per generazione di potenza che per scopi propulsivi, il campo di moto all'interno dei canali interpalari non è stato ancora ben compreso, rendendo ostica una progettazione deterministica.

I primi studi circa il comportamento di pale tridimensionali ebbero luogo con Harrison nel 1990, il quale investigò gli effetti di questa tecnica facendo anche differenti confronti con schiere classiche. Dai suoi studi iniziali emerse come le schiere tridimensionali fossero in grado di caratterizzare un flusso a valle molto

uniforme lungo il passo angolare, ma non in grado di generare miglioramenti in termini di perdite della singola schiera.

La conoscenza dell'effettivo campo di moto all'interno di un canale palare e la sua evoluzione allo scarico, in funzione delle condizioni in ingresso, viene ad essere sempre più una necessità indeclinabile, in quanto chiave sia per un'ottimizzazione in fase di progetto sia per una corretta previsione delle prestazioni.

Il presente lavoro, svolto presso il laboratorio di fluidodinamica delle macchine del Politecnico di Milano, è volto alla comprensione del campo di moto a valle di una schiera anulare realizzata con profili fortemente tridimensionali, attraverso misure dirette, confronti ed utilizzo di risultati numerici.

La sperimentazione nel campo delle turbomacchine può essere condotta sia in configurazione di schiera piana o anulare. Quest'ultima è stata la modalità più utilizzata per via delle semplicità di realizzazione dei modelli e delle strutture sperimentali impiegate. L'assenza di gradienti di pressione lungo l'altezza di pala, naturalmente presenti in schiera anulare, detto "equilibrio radiale", è però uno dei limiti maggiori di tale approccio.

Questo lavoro si propone quindi di ampliare gli orizzonti della sperimentazione in galleria piana, ma anche di fornire nuovi dati per la validazione dei codici numerici, dato il sempre più crescente utilizzo della fluidodinamica computazionale, reso possibile grazie alla parallela crescita delle prestazioni dei moderni calcolatori.

# Capitolo 1

## Campo di moto 3D nelle turbomacchine assiali.

### I flussi secondari

#### 1.1 Campo di moto e sua schematizzazione

Il campo di moto all'interno dei vani palari di una turbomacchina è sempre tridimensionale, ovvero presenta componenti non nulle del vettore velocità lungo le tre direzioni  $x$ ,  $y$  e  $z$  di una terna di assi cartesiani di riferimento. Ciò accade per differenti ragioni: la deflessione tangenziale imposta al flusso, la disuniformità già presente nella corrente fluida in ingresso, l'eventuale disegno di pala tridimensionale e la configurazione anulare della palettatura. Ne consegue che le superfici di flusso non sono assialsimmetriche, tuttavia in particolari condizioni è accettabile una schematizzazione bidimensionale<sup>1</sup> del flusso ed in altri casi, se è di interesse una rapida analisi delle prestazioni di massima, si può ricorrere ad un'analisi 1D, di facile soluzione analitica.

Il sistema di riferimento abitualmente utilizzato è cilindrico con coordinate  $x$ ,  $r$  e  $\vartheta$  dal seguente significato:

- $x$ : è l'asse che descrive lo sviluppo assiale della macchina, ed ha segno coerente con quello di attraversamento del flusso;
- $r$ : coordinata radiale, diretta dall'asse della macchina verso l'esterno;
- $\vartheta$ : coordinata angolare, orientata come la velocità periferica  $\vec{U}$  della macchina.

---

<sup>1</sup>Un modello bidimensionale implica grandezze non nulle, e rispettive derivate, solo lungo due direzioni, ovvero:  $\vec{V} = V_x \vec{i} + V_y \vec{j}$  con  $V_z = 0$ ,  $\partial \frac{V_i}{\partial z} = 0 \forall i = x, y$ .

Le superfici cilindriche di coordinate  $(x, \vartheta)$  parametriche in  $r$ , sono chiamate superfici *blade to blade*, mentre le superfici  $(x, r)$  parametriche in  $\vartheta$  sono dette superfici *meridiane* infine, quelle definite in  $(r, \vartheta)$  e parametriche in  $x$  sono chiamate superfici *secondarie*. Osservando la figura 1.1 si nota come dette superfici non siano assialsimmetriche, bensì distorte per via dei motivi precedentemente introdotti<sup>2</sup>.

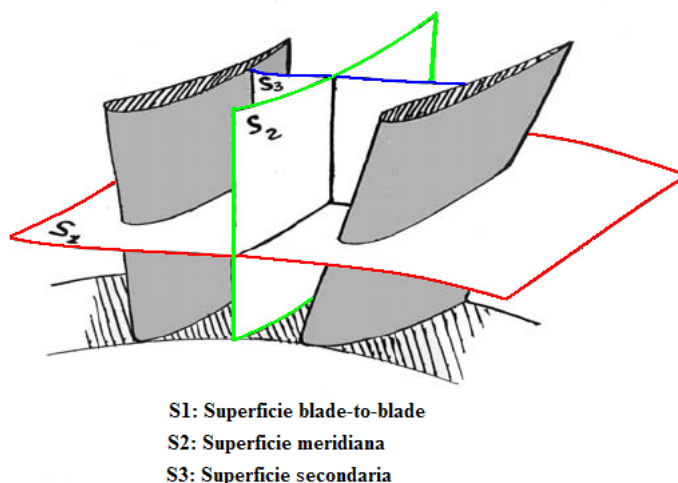


Figura 1.1: *Superfici di flusso, usualmente impiegate per scomporre il campo di moto tridimensionale di un canale palare.*

Come accennato l'equilibrio radiale è l'effetto fluidodinamico che caratterizza il passaggio da schiera piana a schiera anulare, pertanto è utile introdurne sin d'ora una sua descrizione.

L'equilibrio radiale è il risultato del bilanciamento tra il campo delle forze d'inerzia e quello delle forze generate dal campo di pressioni in direzione radiale. Le forze d'inerzia nient'altro sono che l'effetto del campo centrifugo cui è sottoposto il flusso in uscita dal canale palare. A valle della palettatura infatti, la deflessione in direzione tangenziale subita dal flusso attraverso la schiera, conferisce alle particelle un moto elicoidale attorno all'asse della macchina, come mostrato in figura Figura 1.2-(a). La forza di reazione che contrasta il carico centrifugo, garantendo quindi il moto elicoidale è generata da un gradiente di pressione in direzione radiale diretto verso l'esterno della curvatura.

L'intensità del gradiente di pressione sarà dunque proporzionale alla velocità tangenziale del fluido detta  $V_t$ ; appare quindi immediato il suo legame con l'angolo

<sup>2</sup>Spesso le superfici citate vengono impropriamente chiamate "piani", in quanto approssimate con la loro traccia sui tre piani di riferimento.

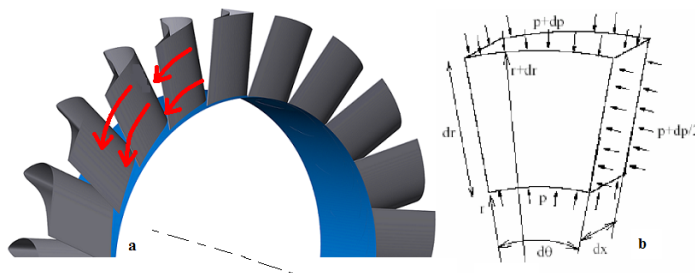


Figura 1.2: *Traiettoria seguita dal flusso allo scarico di una schiera anulare e pressioni specifiche di equilibrio su di essa agenti*

di scarico della palettatura. In figura 1.2-(b) è schematizzato un elemento fluido di volume infinitesimo con l'indicazione delle relative pressioni su di esso agenti; scrivendo l'equilibrio di forze in direzione radiale e trascurando gli infinitesimi del secondo ordine, si perviene alla seguente equazione differenziale:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{V_t^2}{r} \quad (1.1)$$

L'equazione 1.1, descrive un legame matematico tra le funzioni  $V_t(r), p(r)$  e  $\rho$ , affinché l'equilibrio radiale sussista. Si osserva inoltre come il gradiente di pressione radiale sia sempre positivo, essendo il termine di destra sempre maggiore di zero. Pertanto in una turbomacchina la pressione è una funzione crescente con il raggio. La 1.1 è valida per un flusso incomprimibile, isoentropico ( $\Delta s = 0$ ) ed isoenergetico ( $\Delta h_T = 0$ ), ma per gli scopi descrittivi di questo paragrafo, è sufficiente a spiegare la fisica del problema.

Una differente scrittura dell'equazione 1.1 può essere ottenuta attraverso le equazioni vettoriali del moto nella formulazione di Crocco, per la quale si rimanda a [11].

## 1.2 Flussi secondari

*Uno dei problemi principali che si presenta nel progetto di turbomacchine di alte prestazioni è l'analisi, la previsione ed il controllo dei flussi secondari.*[6]

Lo studio dei flussi secondari è uno dei più attuali campi di ricerca inerenti lo studio della fluidodinamica delle turbomacchine, in quanto essi sono responsabili del 30%-50% del totale delle perdite aerodinamiche di profilo, come riportato in [13]. Ciò conduce ad una riduzione della capacità portante del profilo, con conseguente riduzione del lavoro utile prodotto. La comprensione fisica della loro

origine e sviluppo è quindi di grande utilità, per perseguire migliori prestazioni dello stadio completo, oltre che della singola schiera.

Il moto del flusso attraverso i canali palari di una turbomacchina non è mai bidimensionale, a causa sia di disuniformità nel flusso in ingresso sia della distorsione introdotta dalla deflessione tangenziale. Nasce qui il concetto di *flusso secondario*, ossia quel flusso determinato dalla differenza tra l'effettivo flusso tridimensionale che si sviluppa nel canale palare e un flusso di riferimento (bidimensionale). Si nota quindi, dalla definizione appena data, come il flusso secondario non sia qualcosa di rigoroso, bensì subordinato al particolare flusso di riferimento scelto, sebbene la sua origine fenomenologica sia indipendente da esso. Con la dicitura 'flusso di riferimento' si vuole indicare una corrente fluida diretta secondo il moto medio; proiettando quindi la velocità del flusso reale lungo questa direzione, si ottiene la velocità del flusso di riferimento<sup>3</sup>. Questa arbitrarietà causata dalla loro definizione, non è determinante qualora l'indagine sia qualitativa, mentre rende difficile un confronto quantitativo tra risultati caratterizzati da diverse definizioni. La schematizzazione del flusso secondario è più agevole ed intuitiva in configurazione di schiera piana. In particolare è presente una simmetria geometrica rispetto alla mezzeria del canale e fluidodinamica qualora lo strato limite a monte sia simmetrico. Risulta naturale considerare il flusso di mezzeria come riferimento sulla base del quale definire i flussi secondari. Ciò è vero solo nel caso di pale cilindriche (aventi asse longitudinale normale alla superficie *blade to blade*) e non svergolate (angolo di calettamento costante l'ungo l'altezza di pala). I flussi secondari hanno luogo all'interno del vano palare e si sviluppano sulla superficie *superficie secondaria*, la quale ha la peculiarità di essere ortogonale alla direzione media, ovvero quella del flusso di riferimento.

I flussi secondari hanno effetti sia fluidodinamici che termodinamici, provocando in particolare:

- Variazioni della direzione del flusso allo scarico rispetto al flusso di riferimento, in modo non uniforme in direzione radiale. Questa disuniformità si traduce in un'incidenza sul rotore variabile lungo l'altezza di pala;
- Aumento delle perdite di schiera, in quanto l'energia cinetica che il flusso presenta sul piano secondario non contribuisce alla produzione di lavoro utile, ma viene dissipata attraverso fenomeni viscosi (perdite di miscelamento), sia internamente sia a valle del canale palare.

Si vuole ora dare una descrizione generale delle principali strutture secondarie note, facendo sostanzialmente riferimento a ciò che avviene in schiere di turbomacchine assiali in regime di moto subsonico, coerentemente con le condizioni operative delle prove svolte.

---

<sup>3</sup>Una spiegazione esaustiva dell'intero iter di calcolo verrà esposta nel capitolo 4.

### 1.2.1 Vortice a ferro di cavallo

Si tratta di una struttura vorticoso generata da un gradiente di velocità lungo l'altezza di pala, tipicamente introdotto dallo strato limite di parete. La situazione di riferimento è quella di figura 1.3(a) nella quale il flusso incidente, caratterizzato da un gradiente di pressione totale<sup>4</sup> equiverso con  $z$ , si arresta sulla superficie di un dato ostacolo. Essendo lo strato limite su parete piana isobaro, la linea di flusso che dispone di una maggiore pressione totale (linea B di figura 1.3(a)) recupera, arrestandosi, una quota cinetica maggiore dando luogo ad una forza localizzata sulla superficie frontale dell'ostacolo che spinge il flusso adiacente verso la parete di base.

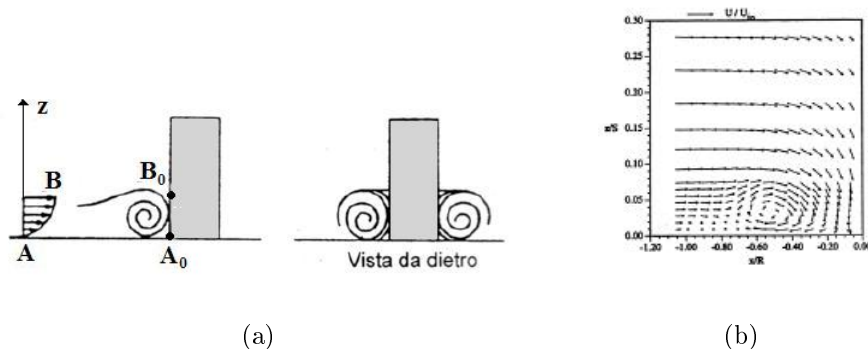


Figura 1.3: a) Condizione conseguente all'arresto della corrente fluida in corrispondenza di un ostacolo, quale la pala di una turbomacchina; b) Esempio di misura vorticità flusso in corrispondenza di un ostacolo.

In prossimità della parete il fluido coinvolto nello strato limite forma un vortice con relativo ricircolo giusto a monte della superficie dell'ostacolo. Questo flusso caratterizzato comunque da bassa energia, viene trasportato dal flusso medio generando due vortici controrotanti, uno per ciascun lato dell'ostacolo, che vengono nominati "vortici a ferro di cavallo" e accorpati in un'unica struttura. Quanto descritto avviene per entrambi i lati del profilo, costituendo così una struttura vorticoso chiamata *vortice a ferro di cavallo* o, con dicitura anglosassone, *horseshoe vortex*.<sup>5</sup>

A causa del gradiente trasversale di pressione che spinge il fluido dal ventre verso

<sup>4</sup>Con il termine pressione totale si fa riferimento a quel valore di pressione nel campo di moto, che si ottiene a seguito di un arresto isoentropico, ed è definita come:  $p_t = p_s + \frac{1}{2}\rho V^2$ , nella quale  $p_s$  = pressione statica  $V$  = velocità della corrente lungo la direzione di arresto.

<sup>5</sup>Questo fenomeno è di interesse in numerosi problemi ingegneristici quali: erosione intorno a strutture marine e fluviali, stabilità di aeroplani e interazioni con strutture civili.

il dorso della pala contigua si assiste ad una traslazione dell'intero sistema di vortici verso il lato in depressione del canale palare <sup>6</sup>. Nella maggior parte dei casi quindi, osservando il flusso allo scarico, si riconosce distintamente un unico vortice, risultato della complessa interazione accennata.

Queste ultime considerazioni sono riassunte in figura 1.4, nella quale si ha una visione pittoresca dei fenomeni circolatori introdotti.

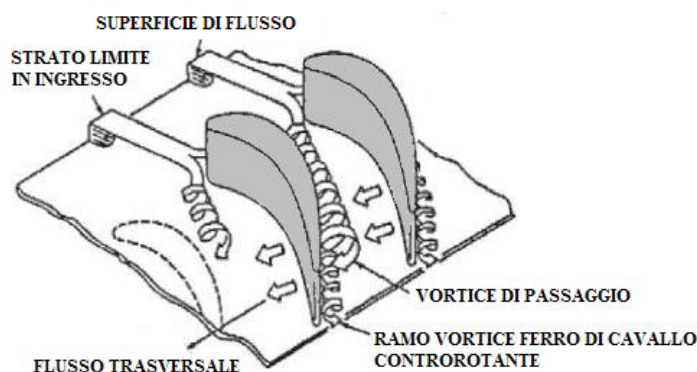


Figura 1.4: *Interazione vortice di passaggio con vortice a ferro di cavallo e loro evoluzione.*

### 1.2.2 Vortice di passaggio

Il vortice di passaggio è la struttura secondaria primaria. Esso trae origine dalla medesima disuniformità del flusso in ingresso che da vita al vortice a ferro di cavallo, ma si manifesta solo nel momento in cui tale flusso viene deflesso dal canale palare. La figura 1.5 mostra la situazione appena descritta, nella quale è ben visibile la distribuzione di velocità del flusso in ingresso, uniforme nel piano x-y e disuniforme nel piano z-x a causa degli strati limite di parete, questi ultimi schematizzabili come sovrapposizione di un flusso uniforme ed un flusso circolatorio, con verso di rotazione apposto in prossimità delle pareti di base ed apice [12]. Fattore chiave per la formazione dei flussi secondari è proprio questa componente di vorticità, indicata con  $\vec{\Omega}_x$  in figura 1.5, giacente sulla superficie blade-to-blade e perpendicolare alla direzione del flusso<sup>7</sup>.

<sup>6</sup>La traccia di un vortice su di una superficie è chiamata linea limite (linee a velocità nulla), ed è solitamente evidenziata con un tecnica di visualizzazione a *film d'olio*, la quale mette in luce le zone in cui gli sforzi viscosi sono più accentuati.

<sup>7</sup> $\vec{\Omega}_x$  è una componente del rotore del vettore velocità  $\vec{V}$ , che esprime, per definizione, la vorticità. Scomponendo quest'ultima nelle direzioni x, y, z individuate da un terna di riferimento locale si ottiene:  

$$\vec{\Omega} = \nabla \times \vec{V} = \Omega_x \vec{i} + \Omega_y \vec{j} + \Omega_z \vec{k}$$



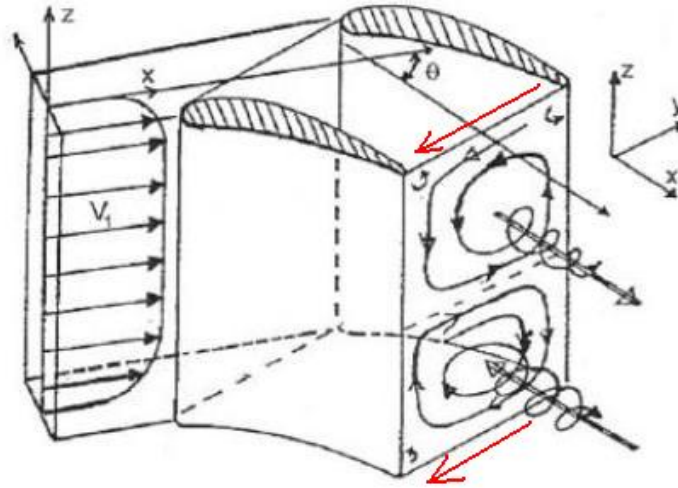


Figura 1.5: *Rappresentazione flusso in ingresso, sistema di riferimento adottato e vortice di passaggio conseguente, all'uscita del canale palare piano di incurvamento  $\vartheta$ .*

In accordo con la legge di conservazione del momento angolare [15], le componenti di vorticità  $\vec{\Omega}_x$  tendono a reagire alla deflessione imposta dalla schiera, cosicché la rotazione del loro asse sarà inferiore a quella subita dal flusso principale. Questa reazione fa sì che vi sia un trasferimento di vorticità nella direzione principale del flusso (x), perpendicolare alla superficie secondaria, e quindi la formazione del vortice di passaggio. La figura 1.6 espone il meccanismo descritto, ed evidenzia in rosso, la componente di vorticità responsabile del flusso circolatorio in oggetto.

La formazione del vortice di passaggio può essere chiarita anche attraverso un differente meccanismo, legato al gradiente di pressione tangenziale necessario per equilibrare le forze centrifughe che si generano in tale direzione a seguito della deflessione imposta. Infatti, il gradiente necessario ad equilibrare la rotazione in centro al canale palare è eccedente rispetto a quello richiesto per curvare il flusso agli estremi, dove la presenza dello strato limite fa sì che il fluido abbia una velocità ridotta. A causa però dell'isobaricità dello strato limite in direzione radiale, il gradiente di pressione in oggetto rimane uniforme lungo l'altezza del vano palare. Ciò provoca un aumento della curvatura delle linee di flusso di estremità, rispetto a quelle di mezzeria; nasce quindi una componente di velocità trasversale diretta dal lato in pressione a quello in depressione della pala contigua; giunto in corrispondenza di esso si richiude su sé stesso, originando appunto il

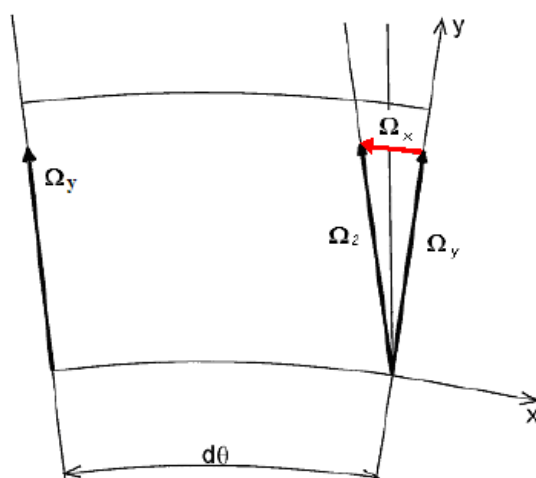


Figura 1.6: Descrizione processo trasferimento vorticità nella direzione principale del flusso. In rosso è stata indicata la componente responsabile della formazione dei flussi secondari.

vortice di passaggio. Si osserva infine che anche questo secondo meccanismo di formazione ha origine non viscosa.(figura 1.7).

Entità della disuniformità in ingresso e deflessione imposta sono quindi responsabili della formazione ed intensità del vortice di passaggio. Procedendo attraverso la schiera il moto vorticoso si fa più intenso, grazie al continuo trasferimento di vorticità.

Osservando la figura 1.5, si nota come le vorticità di base ed apice siano di segno opposto, rispettivamente nella metà superiore ed inferiore, portando alla formazione di due vortici analoghi ma controrotanti. Si ponga inoltre attenzione a come, in corrispondenza di apice e base pala, entrambi i vortici in oggetto avviano una corrente dal ventre al dorso della pala, come indicato dalle frecce rosse di figura 1.5, causando un aumento della deflessione della corrente fluida (*overturning*). In corrispondenza della sezione di mezzera invece, essi danno luogo ad una corrente diretta nel verso opposto, provocando una sottodeflessione (*undertrning*). Questi effetti sono mostrati in figura 1.8, per una schiera piana di turbina. Il vortice di passaggio inoltre, interagisce con il vortice a ferro di cavallo; in particolare il ramo sul lato in pressione di quest'ultimo (*pressure leg*) lo rafforza essendo essi equirrotanti, mentre sul lato in depressione (*suction leg*) il vortice di passaggio schiaccia il vortice a ferro di cavallo facendolo richiudere contro il dorso stesso della pala.

Il vortice di passaggio è quindi la struttura secondaria principale nelle turbomacchine, nel quale un fenomeno viscoso trasferisce parte della sua energia, attraverso un meccanismo non viscoso, in un piano perpendicolare al moto del

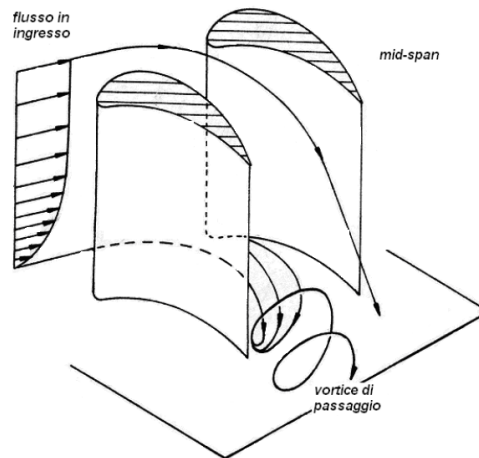


Figura 1.7: Schematizzazione della formazione del vortice di passaggio a causa della maggiore curvatura delle linee di flusso di parete.

flusso, dando luogo ad una perdita di energia ed interferendo con la direzione di scarico. Quest'ultima conseguenza è di grande importanza quando si considera lo stadio completo; una disuniformità spaziale diviene un'instazionarietà per il rotore, dannosa sia dal punto di vista fluidodinamico che meccanico.

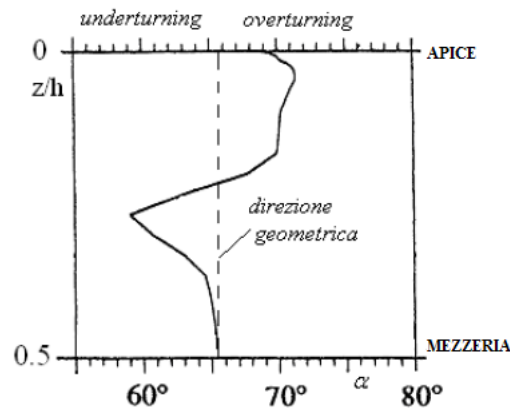


Figura 1.8: Andamento dell'angolo tangenziale allo scarico di una schiera piana di turbina.

### 1.2.3 Vortice di scia: *shed vortex*

Si tratta di un insieme di vortici generati dall'interazione tra vortici di passaggio di un singolo canale con i duali generati nei canali adiacenti, all'uscita

della schiera. Si consideri, per esempio, il vortice di passaggio che ha luogo nella semiporzione superiore del canale palare piano di figura 1.5; immaginando una visione globale che contempri tutta la schiera, si vede come all'uscita di due canali contigui i vortici vengano a contatto, lungo superfici luogo delle scie palari, con vettori velocità opposti e diretti parallelamente al bordo di uscita. Dal momento che il fluido è viscoso, non può esistere una discontinuità fra le velocità lungo tale superficie di contatto, pertanto si genera uno strato di piccoli vortici (noti anche come *vortex sheet*) aventi asse di rotazione parallelo alla velocità a valle del bordo di uscita (vedi figura 1.9) e controrotanti rispetto al vortice di passaggio. Proseguendo verso valle si assiste ad una maggiore coesione del *vortex sheet*, che porta alla formazione di un'unica struttura vorticoso coerente chiamata *shed vortex*.

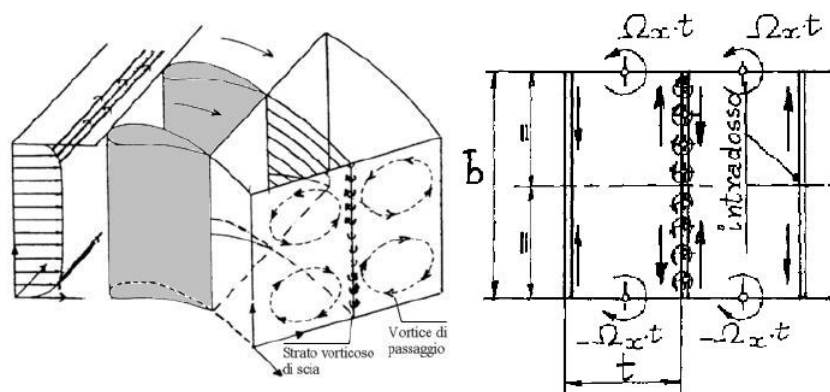


Figura 1.9: *Scia di vortici secondari generati dall'interazione tra i vortici di passaggio a valle del bordo di uscita.*

#### 1.2.4 Altri fenomeni secondari

In questo paragrafo si vuole dare una descrizione generale di altri fenomeni secondari che, per la loro complessità o per il ruolo marginale che hanno nella determinazione della totalità delle perdite, vengono meno studiati rispetto ai precedenti, quali il vortice *di spigolo*, di *raschiamento* e di *trafilamento*.

Il vortice di spigolo ha luogo in corrispondenza del punto di incontro tra pala e pareti esterne del vano palare. In queste zone il flusso è costituito da due strati limite dunque, essendo dotato di modesta energia, viene catturato dal vortice di passaggio che lo trascina in rotazione (fig. 1.10). In corrispondenza dello spigolo in pressione il moto vorticoso è di modesta entità e raramente rintracciabile allo scarico. Il corrispettivo sullo spigolo in depressione, complice il flusso di attraversamento trasversale imposto dal gradiente di pressione diretto dal lato in pressione verso quello in depressione, viene ad essere più marcato.

Il gioco, inevitabilmente presente qualora vi sia un moto relativo tra pala e superfici di estremità, si comporta come una via di fuga per mezzo della quale il flusso scavalca la pala dal lato in pressione verso quello in depressione, dando vita ad un fenomeno circolatorio (fig. 1.10). Questa corrente, nota in letteratura come *tip leakage flow* sarà più intensa per pale rotatorie, in quanto richiedono giochi maggiori e per turbine nelle quali, l'elevato carico palare, crea maggiori differenze di pressione tra ventre e dorso del profilo<sup>8</sup>. Attraverso il medesimo gioco di apice si verifica anche un flusso di trafileamento assiale, generato dalla differenza di pressione tra monte e valle, che si somma al precedente. Tuttavia il flusso di trafileamento dovuto alla differenza di pressione, è un flusso vorticoso con asse parallelo alla corda del profilo che, essendo controrotante rispetto al vortice di passaggio, tende ad affievolire.

Le perdite introdotte da questi trafileamenti sono legate alla perdita di lavoro utile (o richiesta di maggior lavoro nel caso di macchine operatrici), agli sforzi viscosi tra apice pala e superfici di estremità ed infine alle perdite di miscelamento con il flusso a valle.

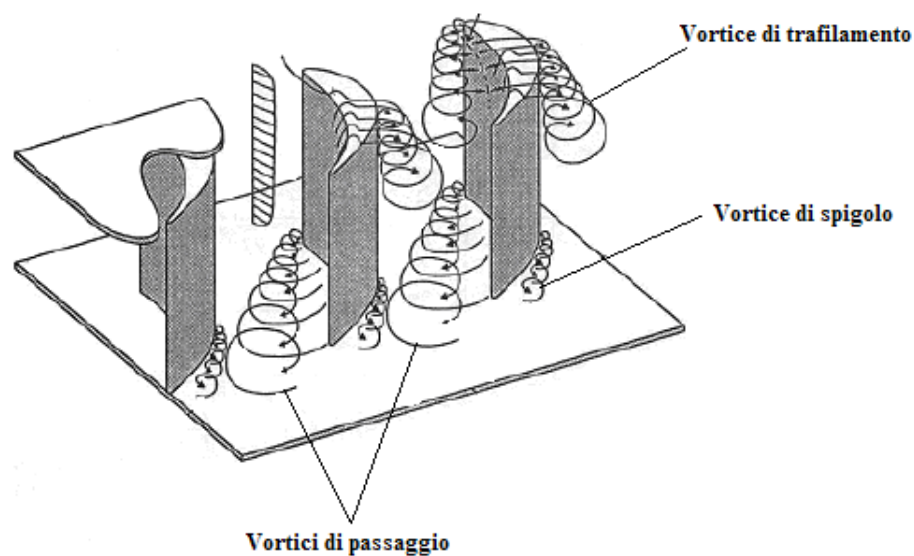


Figura 1.10: Schematizzazione dei vortici di trafileamento di spigolo.

Il vortice di raschiamento ha invece luogo in corrispondenza di un moto relativo tra pala e pareti dell'anulus (cassa della macchina per la parete superiore e periferia dell'albero per quella inferiore) e consiste sostanzialmente in un trasciamento in direzione tangenziale della porzione fluida di estremità che, essendo in prossimità di una parete, è poco energizzata. Questo trasciamento genera un

<sup>8</sup>L'esperienza mostra che neanche in presenza di pale cerchiate il fenomeno scompare.

vortice secondario, posizionato per le turbine sul lato in depressione e su quello in pressione per i compressori.

I vortici di raschiamento e di trafileamento interagiscono, con un risultato benefico, nelle turbine, nelle quali uno contrasta l'altro, cosa che non avviene nei compressori dove i due effetti si sommano (figura 1.11).

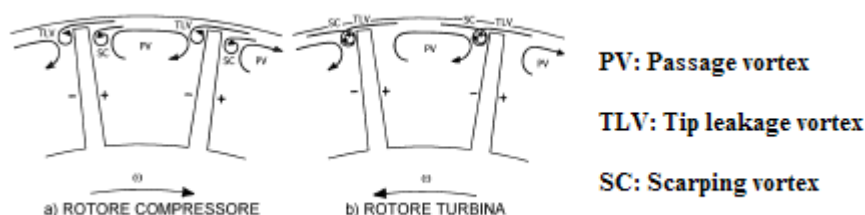


Figura 1.11: *Interazione tra vortice di trafileamento e di raschiamento rispettivamente per turbine e compressori.*

### 1.3 Perdite secondarie

Le perdite secondarie sono solo una parte della perdita globale subita dal fluido nel passaggio attraverso una schiera, statorica o rotorica. Ciò che viene “perso” dal flusso è la sua capacità di produrre lavoro meccanico, unico effetto utile e parametro determinante della prestazioni di una turbomacchina.

La principale grandezza termodinamica, utilizzata per la definizione di un coefficiente di perdita, è la pressione totale. Si consideri infatti il flusso di un gas supposto perfetto, che fluisce attraverso un condotto fisso e con pareti adiabatiche. La variazione di entropia tra una sezione di monte ed una di valle, può essere espressa attraverso in rapporto tra temperatura e pressione presenti in ciascun punto delle due sezioni, ovvero:

$$ds = f(p, T) \quad (1.2)$$

Esprimendo la 1.2 in funzione di pressione e temperatura totali, ovvero  $p_t$  e  $T_t$ <sup>9</sup>, si ha che solo la pressione totale può contribuire ad una variazione (incremento) di entropia tra le due sezioni, in quanto la  $T_t$  si conserva [12], essendo nulli gli

<sup>9</sup>Con il termine temperatura totale si fa riferimento, come per la pressione totale, a quel valore di temperatura nel campo di moto, che si ottiene a seguito di un arresto isoentropico, ed è definita come:

$T_t = T_s + \frac{1}{2}\rho\frac{V^2}{C_p}$ , nella quale  $T_s$  = pressione statica  $V$  = velocità della corrente lungo la direzione di arresto, ipotizzando il flusso a  $C_p = costante$

scambi di lavoro (condotto fisso) e calore (adiabatico). Si nota quindi dalla 1.2 come sia diretto il legame tra variazione di pressione e dissipazione prodotta.

Una dettagliata valutazione delle prestazioni della schiera, può essere condotta separando i principali contributi alla perdita complessiva, ovvero considerando le perdite secondarie, di profilo e di anello come presentato nella 1.3.

$$\bar{y} = \bar{y}_{\text{sec}} + \bar{y}_{\text{profilo}} + \bar{y}_{\text{anello}} \quad (1.3)$$

Le perdite secondarie sono legate a componenti del vettore velocità trasversali al flusso di riferimento, generati dalla presenza degli strati limite di anello e da altre disuniformità lungo l'altezza di pala. Le perdite di profilo fanno invece riferimento ad un campo di moto bidimensionale, quindi esente da flussi secondari, che in schiera piana si verifica in corrispondenza della sezione di mezzeria mentre, nel caso di schiera anulare, è di più difficile determinazione.

Infine, le perdite di anello (o di "anulus") sono relative allo strato limite presente sul mozzo interno e sulla cassa della macchina. La distinzione introdotta fra i differenti contributi che generano la perdita totale, può tuttavia essere realizzata solo ragionando in termini globali, ovvero determinando opportune medie, calcolate sull'intero canale palare, di coefficienti di perdita specifici, poiché non è possibile distinguere le traiettorie descritte dalle singole particelle tra sezione di ingresso ed uscita. In aggiunta verranno utilizzate sempre valori mediati rispetto al tempo<sup>10</sup> delle grandezze via via considerate, in modo da compensare gli effetti dovuti a piccole fluttuazioni temporali, sempre presenti in misure fluidodinamiche. Questo tipo di media, nelle prove oggetto di questo lavoro, viene eseguito direttamente in fase di misura, grazie all'impiego di un voltmetro integratore. Esso misura istantaneamente il segnale di tensione proveniente da un dato trasduttore per un dato intervallo di tempo (tempo di integrazione), sulla base del quale media i valori di tensione acquisiti. Misure così effettuate si dicono stazionarie e portano all'acquisizione di un unico valore medio temporale. Un'altra operazione di media utilizzata è la media pesata sulla portata, di cui si ha un esempio nella 1.5, nella quale si attribuisce ad ogni grandezza un "peso" pari alla portata che la interessa.

La notazione utilizzata impiega un soprassegno per le medie temporali, e due per le medie fatte anche rispetto alla portata.

Il calcolo dei coefficienti di perdita  $\overline{\overline{y_{\text{profilo}}}}$  e  $\overline{\overline{y_{\text{sec}}}}$ , si riferisce inizialmente ad un unico coefficiente di perdita di pressione totale così definito:

$$\bar{y} = \frac{\bar{p}_{t,m} - \bar{p}_{t,v}}{\bar{p}_{t,m} - \bar{p}_{s,v}} \quad (1.4)$$

<sup>10</sup>Un'operazione di media temporale, nel campo delle funzioni continue, è definita come:  
 $\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} x(t) dt$

nella quale si è indicato rispettivamente con  $p_{t,m}$  la pressione totale locale di monte, con  $p_{t,v}$  la pressione totale locale di valle ed infine con  $p_{s,v}$  la pressione statica locale di valle. Ora è necessario mediare il coefficiente di perdita 1.4 sulla portata:

$$\bar{y} = \frac{\int_s y \bar{\rho} \bar{V}_n ds}{G} \quad (1.5)$$

in cui con  $G$  si è indicata la portata fluente attraverso  $S$ , ovvero:

$$\bar{G} = \int_s \bar{\rho} \bar{V}_n ds$$

Il calcolo delle perdite di profilo può essere effettuato limitando l'integrazione del coefficiente di perdita alla sola sezione di mezzeria (indicata con  $MS$ , abbreviazione di *mid span*). Si ha dunque:

$$\bar{y}_{profilo} = \frac{\int_{s_{MS}} y \bar{\rho} \bar{V}_n ds}{\bar{G}_{MS}} \quad (1.6)$$

La perdita secondaria può ora essere ottenuta per differenza dalla 1.3:

$$\bar{y}_{sec} = \bar{y} - \bar{y}_{profilo} - \bar{y}_{anello}$$

Altre metodologie di separazione delle perdite sono presenti in letteratura, in particolare si fa riferimento a quella sviluppata da [9].

I coefficienti di perdita introdotti sono generalmente presentati in funzione dell'angolo di incidenza, come riportato in figura 1.12 tratta da [12], dalla quale si percepisce immediatamente la rilevanza delle perdite secondarie rispetto alle altre perdite di schiera. Sebbene sia differente il meccanismo con il quale avvenga la dissipazione di pressione totale nell'anulus e nei flussi secondari, risulta difficile separarne gli effetti, cosicché generalmente si tende ad accoppiare i due contributi in un unico fattore di perdita secondario. Questa approssimazione è meglio accettata nelle turbine, dove lo stato limite è contenuto grazie al gradiente di pressione assiale favorevole.

Da ultimo, si vuole dare una descrizione dei parametri costruttivi del profilo, che tendono ad incrementare le perdite secondarie; nello specifico esse aumentano rispetto alle condizioni di progetto a fronte di:

- un aumento della deflessione  $\Delta\alpha_{in,out}$  e dell'incidenza  $i$ ;
- un aumento del rapporto passo corda,  $\frac{s}{c}$ , in quanto ciò provoca un aumento del carico palare ([11]);



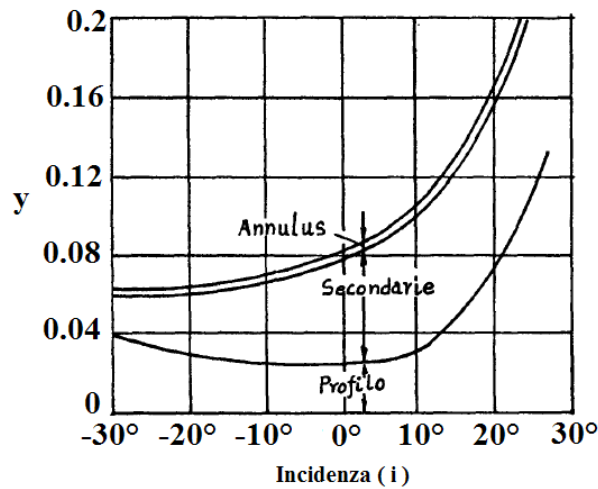


Figura 1.12: Coefficienti di perdita di pressione totale  $y$ , in funzione dell'incidenza, per una schiera di turbina.

- una riduzione dell'*aspect ratio*, definito come rapporto tra altezza di pala ( $h$ ) e corda ( $c$ ), in quanto l'estensione relativa dei fenomeni secondari cresce.

## 1.4 Effetti del disegno 3D di pala

Finora si è visto come, nel caso di schiera piana, le distorsioni che il flusso subisce rispetto al caso teorico bidimensionale, siano significative. Qualora la configurazione divenga anulare, l'interpretazione dei fenomeni secondari si complica ulteriormente, principalmente a causa della presenza di gradienti di pressione annessi con l'equilibrio radiale ed alla variazione del passo tangenziale lungo l'altezza di pala. Inoltre il carico palare non si mantiene costante lungo l'altezza di pala, a causa della aumento della velocità periferica, la quale cresce linearmente con la distanza dall'asse di rotazione, provocando la formazione di flussi radiali. Queste correnti interessano sia il lato in pressione che quello in depressione, come mostrato in [11], che, sovrapponendosi ai vortici di passaggio, generano un unico grande moto circolatorio (fig.1.13) che copre tutta la sezione del canale. Invece, nel caso in cui le pale siano progettate a vortice libero <sup>11</sup>, la configurazione dei vortici di passaggio rimane la medesima riportata in figura 1.5.

<sup>11</sup>Tecnica di progetto della distribuzione radiale del flusso identificata dalla condizione  $r \cdot V_t = \text{cost}$  lungo l'altezza di pala. Conseguenza di questa condizione è uno scambio di lavoro uniforme lungo la medesima direzione, che conduce a minori sollecitazioni meccaniche alla base della pala ed un contenimento dei fenomeni di miscelamento, tra le differenti linee di flusso, a valle.

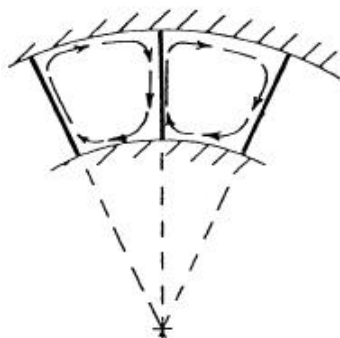


Figura 1.13: *Vortici secondari in schiera annulare con pale cilindriche.*

La presenza di flussi radiali è anche accentuata dal gradiente di pressione radiale, il quale schiaccia verso l'*hub* del canale tutte quelle regioni del campo di moto caratterizzate da bassa energia (come vortici e porzioni di fluido appartenenti alle regioni di strato limite), introducendo quindi componenti di velocità perpendicolari alla superficie *blade to blade*.

Al fine di un'analisi dei flussi secondari in schiera annulare si ha un'arbitrarietà sulla definizione del flusso di riferimento, non essendovi piani di simmetria, né geometrici né fluidodinamici (si ricorda che in condizioni di schiera piana la sezione di simmetria era in corrispondenza della metà altezza di pala). Talvolta si ricorre quindi alla definizione di flusso primario attraverso il calcolo di una direzione di riferimento per un flusso mediato su tutta la sezione, in altri casi ci si avvale di una soluzione numerica nella quale non si è considerata la presenza dei flussi secondari, come suggerito in [11]. A titolo di esempio si riportano due strategie di definizione dovute a [1] e [10]. Nel primo caso è possibile definire la direzione di riferimento attraverso un calcolo numerico 2D, considerando una corrente non viscosa e bidimensionale. La direzione di riferimento viene quindi determinata per differenti superfici *blade-to-blade* poste a diverse altezze di pala. Altra strada è quella invece proposta da [10], che si basa su di un calcolo numerico di tipo *throughflow*, il quale risolve le equazioni di moto medie in direzione circonferenziale accoppiate con le equazioni di equilibrio radiale nel piano meridiano<sup>12</sup>. Tuttavia è talvolta assunta come direzione di riferimento quella geometrica allo scarico.

Le strutture secondarie identificate in schiera piana, rimangono le medesime anche passando alla configurazione annulare così come i loro effetti sulle condizioni del flusso a valle, mentre la loro identificazione è resa più difficile dalla presenza

<sup>12</sup>Il trattamento delle strutture secondarie nei modelli sopra introdotti è rintracciabile nel articolo specificato

di altri flussi tridimensionali ad essi sovrapposti.

Ulteriori effetti tridimensionali si sviluppano all'interno del campo di moto, qualora il profilo di pala sia progettato con tecniche 3D quali: *leaning*, *bowing* e *sweeping* (figura 1.14). Fra di esse non rientrano le pale svergolate, comunemente chiamate *twisted blade*. Esse infatti mantengono il loro asse longitudinale rettilineo, e le variazioni di profilo lungo l'altezza giacciono su superfici *blade to blade*.

Le tecniche di progetto sopra introdotte verranno ora analizzate nel dettaglio, per meglio comprenderne i loro effetti fluidodinamici, facendo riferimento ad un lavoro di analisi svolto presso il laboratorio di fluidodinamica delle macchine del Politecnico di Milano [4].

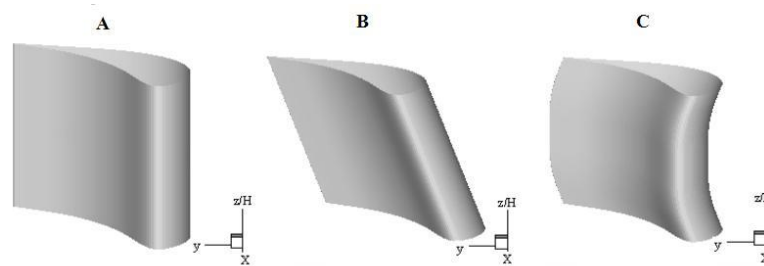


Figura 1.14: A) Pale con asse rettilineo, B) Leaned blade, C) Bowed blade

### 1.4.1 Leaning

Le pale *leaned*<sup>13</sup> sono ottenute traslando in direzione tangenziale il profilo di una pala cilindrica, di una quantità proporzionale all'altezza di pala. Lo spostamento laterale è quindi tale da generare un profilo inclinato di un angolo costante  $\alpha$  (noto usualmente in letteratura come *stack angle*) avente asse longitudinale rettilineo. Qualora l'angolo compreso tra lato in depressione e parete di base sia maggiore di  $90^\circ$ , il *leaning* viene definito positivo, come riportato in figura 1.15. Come prima osservazione vi è quella che un profilo così fatto non è simmetrico rispetto alla sezione di metà altezza di pala. Ciò provoca difficoltà nella determinazione di una direzione di riferimento allo scarico, secondo quanto già introdotto nel paragrafo 1.4.

Il comportamento fluidodinamico di questa tipologia di pala può essere compreso analizzando la distribuzione delle linee di isopressione su di un piano secondario posto internamente al canale palare. In particolare si farà riferimento ad un profilo con *leaning* positivo posto in schiera piana.

<sup>13</sup>Inclinato, appoggiato (lateralmente).

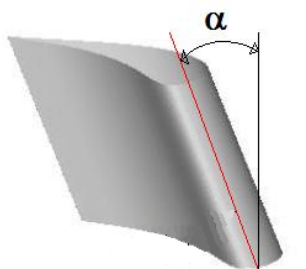


Figura 1.15: Misura dello stack angle ( $\alpha$ ) convenzionalmente assunta come positiva.

Un generico canale palare piano delimitato da pale *leaned* risulta essere trasversalmente inclinato rispetto ad uno individuato da pale cilindriche. Dato che in quest'ultimo caso le linee di isopressione secondarie rimangono parallele all'asse palare, è lecito aspettarsi, in prima approssimazione, una tale coerenza di direzione anche nel caso di pale *leaned*. Numerosi dati sperimentali e numerici relativi a tale configurazione, mostrano invece un gradiente di pressione secondario caratterizzato da linee di livello parallele e solo lievemente inclinate secondo l'inclinazione del profilo, come mostrato in figura 1.16. Ciò avviene in quanto la deflessione imposta dalle pale, ed il conseguente gradiente di pressione tangenziale, è maggiore rispetto all'inclinazione introdotta dalla geometria in oggetto. Pertanto il gradiente tangenziale, diretto dal *pressure side* verso il *suction side* esercita un'azione di "raddrizzamento" verso la direzione radiale delle linee di isopressione secondarie, creando quindi la distribuzione di figura 1.16. In corrispondenza delle pareti di apice e base del vano palare, le linee di isopressione sono rigorosamente verticali per via della condizione al contorno di impermeabilità delle pareti. Se infatti, in corrispondenza di tali zone, esse fossero inclinate, significherebbe che il flusso stesse accelerando, e quindi fluendo attraverso la parete stessa, cosa fisicamente impossibile.

Questa distribuzione di pressione genera un gradiente diretto dalla base verso l'apice in corrispondenza del *suction side*, forzando il flusso secondo tale direzione, indicata in figura 1.16 con una freccia rossa. All'interno del canale si genera invece una corrente in direzione opposta in quanto, muovendosi verticalmente da un punto A ad un punto B, indicati in figura, si incontrano linee di livello decrescenti che descrivono un gradiente di pressione verticale positivo dall'apice verso la base.

Gli effetti fluidodinamici discussi si avvertono anche in zone prossime all'ingresso ed uscita dal canale palare; più precisamente si ha un flusso inverso rispetto a quello che si verifica all'interno, ovvero diretto da *hub* verso *tip*, sia a monte che a valle. Tutto ciò è riassumibile dicendo che la componente di velocità ver-

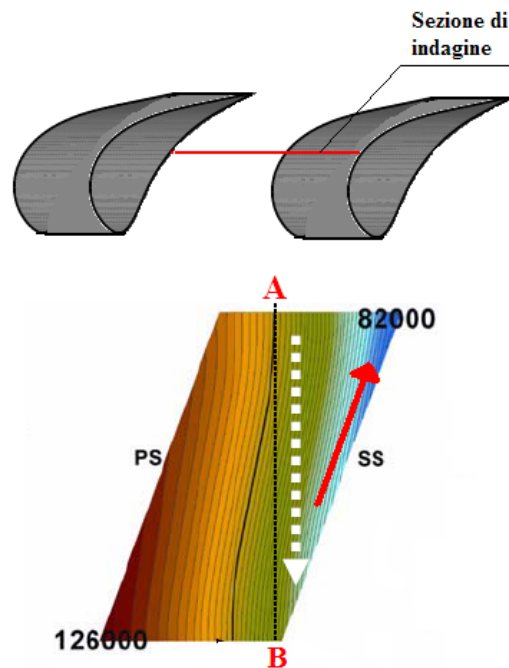


Figura 1.16: *Distribuzione di pressione in una sezione blade to blade del canale palare posta ad  $x/b=0.3$ , con indicazione dei valori di massimo e minimo assoluti espressi in Pascal.*

ticale  $\vec{V}_Z$ , assume un andamento periodico: crescente in ingresso, decrescente all'interno e di nuovo cresce in corrispondenza dello scarico per poi annullarsi sufficientemente a valle. Osservando ancora la figura 1.16 è possibile notare che le linee di isopressione secondarie sono più fitte in corrispondenza del lato in depressione. Questa caratteristica è dovuta alla maggiore curvatura cui le linee di flusso sono sottoposte in corrispondenza del lato in depressione, alla quale corrisponde un gradiente di pressione tangenziale più forte, in accordo con la 1.1. Si osserva inoltre come la differenza di pressione tra *pressure side* e *suction side* sia più marcata al *tip*, condizione indice di un carico palare maggiore rispetto alla corrispondente zona di *hub*.

Volendo aumentare la deflessione imposta si otterrà un'intensificazione del gradiente di pressione trasversale che, a parità di *leaning*, darà luogo ad un gradiente normale di pressione più contenuto. Aumentando invece il solo *leaning* il gradiente trasversale di pressione rimarrà immutato, mentre quello normale diventerà più forte, grazie all'avvicinamento tra le superfici di *hub* e *tip*.

Per quanto riguarda l'influenza di tale geometria sui flussi secondari, è possibile osservare che il gradiente di pressione interno al canale palare interagisce con il consueto processo di formazione del vortice di passaggio. Una discus-

sione su tale interazione può essere condotta attraverso una “somma degli effetti”, ovvero sovrapponendo le correnti corrispondenti al gradiente di pressione introdotto dal *leaning* con i classici vortici di passaggio. Questo metodo conduce ad una chiara interpretazione dell’effetto complessivo allo scarico; la figura 1.17, mostra il risultato della metodologia di analisi proposta, nella quale si evince un effetto contrastante nella metà superiore del canale ed uno coerente in quella inferiore.

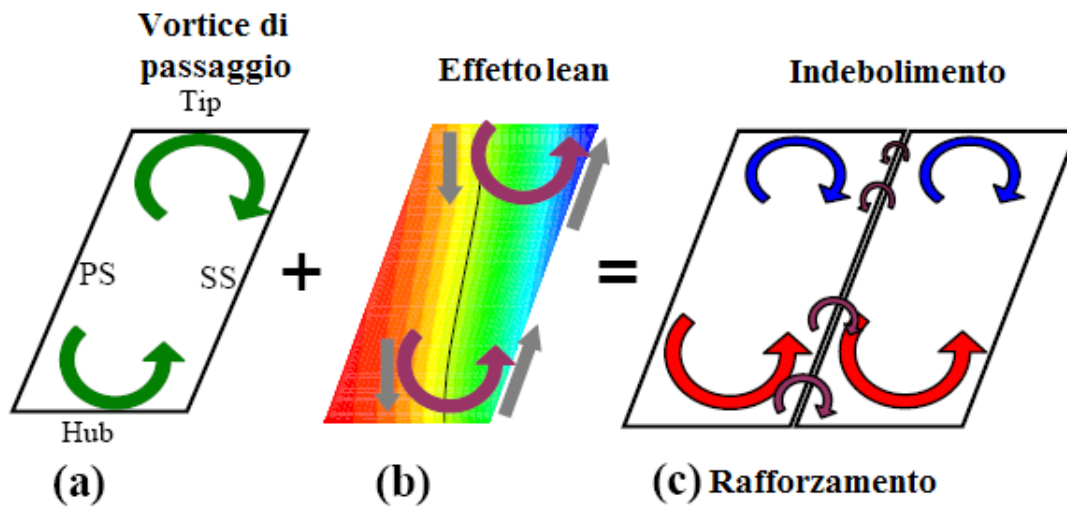


Figura 1.17: Analisi grafica d’interazione tra vortice di passaggio e correnti introdotte dalla geometria 3D lean.

### 1.4.2 Bowing

Con la tecnica di progetto tridimensionale *bowing*<sup>14</sup> l’asse longitudinale della pala non è rettilineo, ma tangenzialmente traslato secondo una linea curva il cui andamento è visibile attraverso una sezione perpendicolare all’asse di rotazione della macchina. Non essendo presenti traslazioni lungo altre direzioni la traiettoria descritta da tale asse è sufficiente per la definizione completa del *bowing*.

Un pala *bowed* può essere simmetrica rispetto alla mezzeria del canale palare, qualora il *bowing* non sia localizzato su di un particolare tratto ma esteso a tutta l’altezza di pala. Vengono infatti impiegate anche configurazioni con un tratto centrale rettilineo e curvature localizzate agli estremi di *hub* e *tip*.

<sup>14</sup>Inarcandosi, curvandosi.

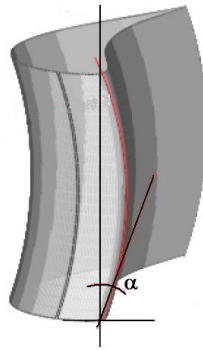


Figura 1.18: Misura dell'angolo di bowing ( $\alpha$ ) assunta come positiva.

Altra caratteristica di questa tecnica di progetto è quella di generare profili inclinati in corrispondenza della parete di estremità; l'entità dell'inclinazione viene definita attraverso gli *angoli di bowing*, compresi tra la direzione radiale e le tangenti al profilo alle pareti, in un piano ortogonale all'asse di rotazione. Essi sono convenzionalmente fissati come positivi se il lato in pressione della pala è convesso (figura 1.18).

Da ultimo, si considera come la tecnica *bowing* sia molto simile ad un'doppio *leanning*, applicato ad entrambe le estremità del profilo.

La principale differenza fluidodinamica tra una pala *leaned* ed una *bowed* risiede nella simmetria geometrica che quest'ultima presenta rispetto alla metà altezza di pala. Questa caratteristica fa sì che non si instauri un gradiente di pressione secondario, tra apice e base pala, all'interno del vano interpalare. Ciò può essere osservato in figura 1.19, dove è ben chiara la direzione verticale delle linee di isopressione. Infatti, come accade per la geometria *leaned*, la deflessione imposta dalle pale è maggiore rispetto a quella imposta dal *bowing*. Pertanto, l'azione del gradiente trasversale, diretto da lato in pressione verso quello in depressione, dà luogo ad un "raddrizzamento" delle linee di livello osservate. Inoltre, sempre riferendosi alla figura 1.19, si nota la presenza di una zona in prossimità del *suction side* caratterizzata da una pressione inferiore rispetto a quella presente in centro al canale. Le zone a pressione maggiore invece, si trovano in corrispondenza del *pressure side*, con un massimo assoluto nell'area di *hub*. La distribuzione di pressione descritta fa sì che le zone di *endwall* si trovino ad un livello di pressione maggiore rispetto a quelle di mezzeria, inducendo alla formazione di un flusso diretto dalla base verso tale sezione.

La zona di *mid span* del *suction side* presenta inoltre un infittimento delle linee di isopressione, da cui si può dedurre una condizione di maggiore carico palare, con conseguente aumento della deflessione allo scarico. Questo effetto è di grande utilità in quanto di contrasto all'*underturning* qui provocato dai flussi secondari.

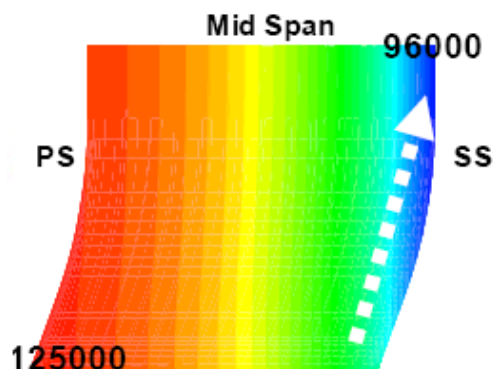


Figura 1.19: *Distribuzione di pressione in una sezione blade to blade del canale palare posta ad  $x/B=0.65$ , con indicazione dei valori di massimo e minimo assoluti espressi in Pascal.*

Seguendo la stessa linea di discussione tenuta nel paragrafo precedente, si analizza graficamente l'interazione tra vortice di passaggio e gradiente di pressione secondario proprio della tecnica *bowing*. In questo caso il risultato, mostrato in figura 1.20 è un rafforzamento di entrambe i moti vorticosi secondari e, di conseguenza, anche dei vortici di scia.

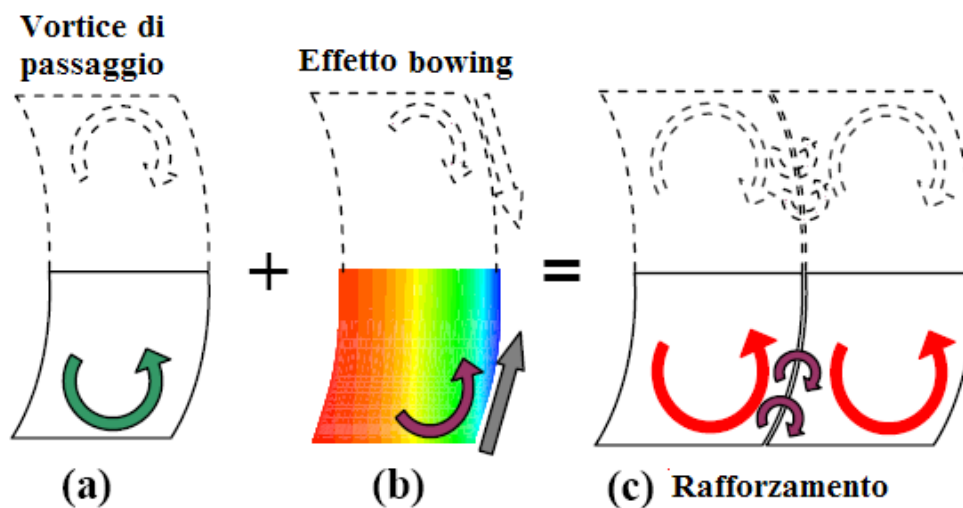


Figura 1.20: *Analisi grafica d'interazione tra vortice di passaggio e correnti introdotte dalla geometria 3D Bowed.*



### 1.4.3 Sweeping ed endwall profiling

La tecnica di progetto *sweep* è contraddistinta da un'inclinazione dell'asse longitudinale della pala in direzione assiale. L'inclinazione considerata può quindi essere concorde con la direzione del flusso in ingresso o discorde; nel primo caso si parla di *sweep* all'indietro, mentre di *sweep* in avanti nel secondo. I bordi di ingresso e di uscita possono seguire l'inclinazione dell'asse longitudinale, rimanendo quindi paralleli sul medesimo piano meridiano, oppure preservare la loro direzione originale dando vita ad un profilo rastremato.

Il principale effetto di questa tecnica è quello di variare il carico palare nelle regioni di estremità; ciò è conseguenza del gradiente radiale di pressione imposto in tali zone dall'inclinazione delle pale. Una spiegazione di questo fenomeno può essere data considerando che la pala *sweep* genera portanza sfruttando solo una componente della velocità in ingresso, ovvero la  $\vec{V}_\perp$  come mostrato in figura 1.21(a). Ciò comporta una riduzione del numero di Mach sulle superfici palari, ed un spostamento delle linee di flusso verso l'apice.

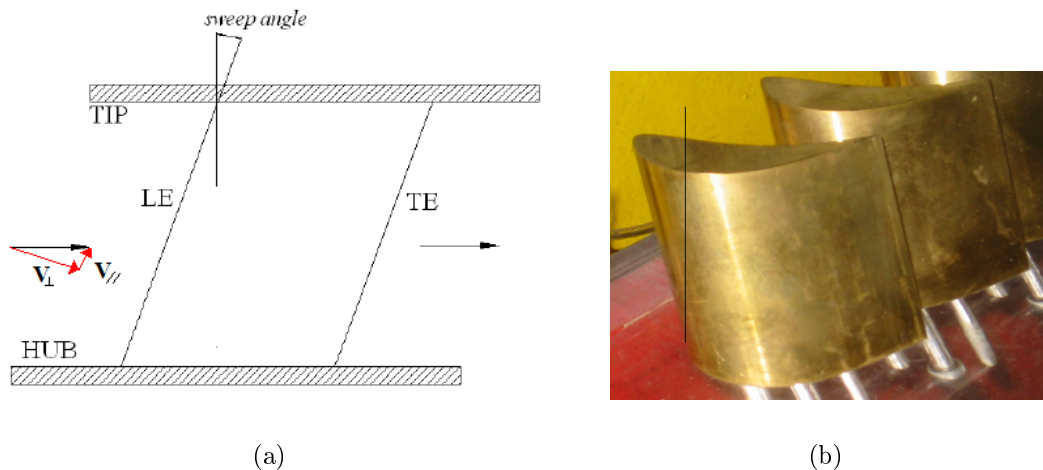


Figura 1.21: a) Sezione assiale di una pala *sweepted* con scomposizione del vettore velocità in ingresso. b) Schiera piana di pale *sweepted*, con indicazione dell'inclinazione del bordo di attacco verso monte rispetto alla verticale.

Questa possibilità di controllo del carico palare è sfruttata in stadi transonici di compressori per evitare la formazione di onde d'urto in ingresso.

Un'ulteriore tecnica di progetto tridimensionale è l'*endwall profiling*, la quale consiste nella profilatura della parte superiore del canale palare, in modo da ottenere un'altezza di pala variabile in direzione assiale (figura 1.22). Grazie a questa tecnica è possibile agire sulle dimensioni della sezione rettangolare di scarico, da

cui dipende il rapporto di espansione  $\beta$  di una schiera, oltre che sul grado di deflessione, anche sull'altezza del canale. E' quindi possibile realizzare il medesimo rapporto di espansione mediante una minore deflessione e compensare l'incremento di area di scarico attraverso un'adeguato *endwall profiling*. Si ricorda, sulla base di quanto discusso nel paragrafo 1.2.2, come una minore deflessione attenui l'intensità del vortice di passaggio.

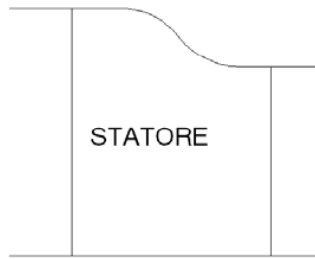


Figura 1.22: *Endwall profiling di una pala statorica di turbina (sezione meridiana).*

# Capitolo 2

## Impianto di prova

L'impianto di prova utilizzato è una galleria del vento a circuito chiuso, dove il fluido di lavoro (aria) ricircola all'interno di un percorso chiuso in cui è inserita la camera di prova, la quale è progettata in modo da riprodurre al meglio le condizioni fluidodinamiche che hanno luogo in una turbomacchina assiale. Tale impianto permette di indagare il campo di moto a valle di schiere statoriche o di stadi completi, data la configurazione anulare delle zone di prova, e comunque sempre in regime di moto subsonico. Ciò è molto utile in quanto permette di mettere in luce i seguenti aspetti:

- l'effetto dell'equilibrio radiale;
- assenza di problemi legati alla periodicità del flusso, tipici della sperimentazione, più semplice ed economica, in galleria piana nella quale la schiera, giacendo su un di piano, ha estensione finita.
- nel caso di prova di stadi completi, è possibile valutare l'interazione tra statore e rotore.

La galleria è dotata anche di un sistema di movimentazione angolare per la schiera statorica, progettato per effettuare misure del campo di moto a valle anche in direzione circonferenziale, altrimenti ottenibile mediante la più complicata rotazione della sonda di misura attorno alla schiera.

Per quanto riguarda la schiera rotorica, il lavoro da essa generato viene assorbito da uno stadio di compressore assiale posto a valle di essa oppure da un freno elettrico, per limitare la velocità di rotazione del rotore, altrimenti tendente a quella di fuga. Il freno di più semplice regolazione, ha il compito di rifinire il valore del numero di giri del rotore al valore desiderato di prova. L'utilizzo di uno stadio di compressore assiale permette di aumentare il rapporto di espansione,

disponibile per lo stadio motore, rispetto a quello fornito dal solo ventilatore. La configurazione più completa della camera di prova permette di ospitare due stadi di turbina assiale e tre di compressore.

I componenti fondamentali che costituiscono l'impianto di prova, schematizzato in figura 2.1, sono i seguenti:

1. compressore centrifugo;
2. condotto di mandata;
3. camera di stanca;
4. scambiatore di calore;
5. convergente;
6. camera di prova.

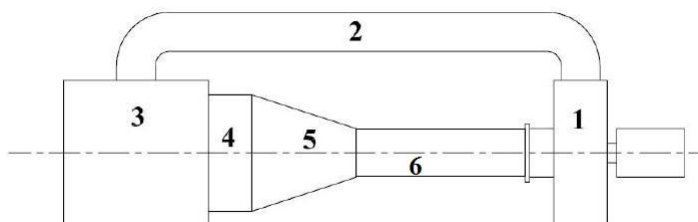


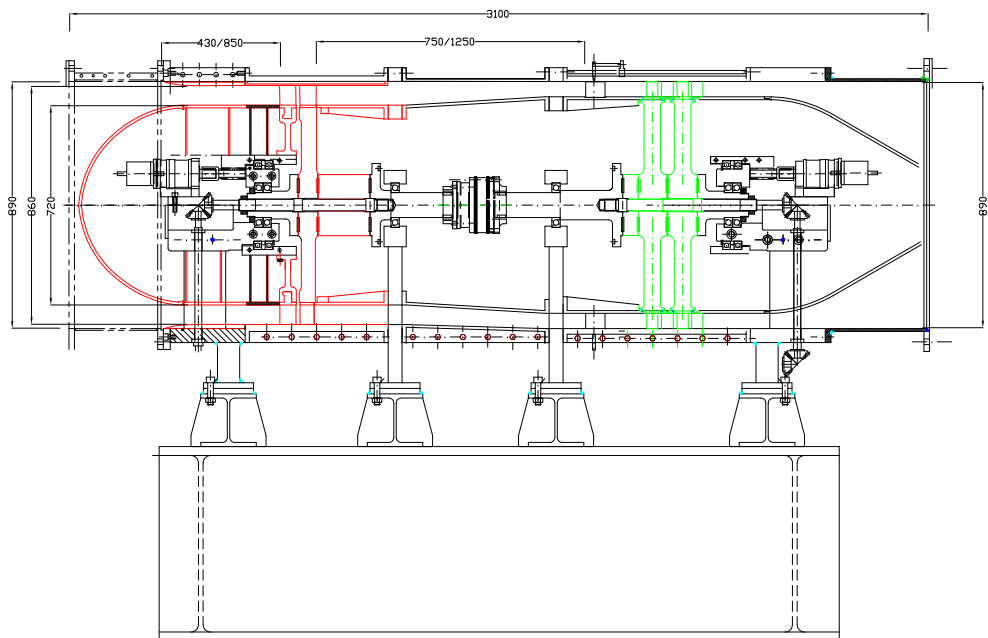
Figura 2.1: *Schema galleria del vento anulare*

Tali componenti verranno di seguito descritti più nel dettaglio, in quanto fondamentali per le prestazioni della stessa.

## 2.1 Camera di prova

Essa è costituita da più sezioni cilindriche tra loro connesse tramite viti, nella cui parte superiore sono state ricavate delle aperture a sezione rettangolare come da figura 2.2(b) per consentire l'introduzione di strumenti di misura.

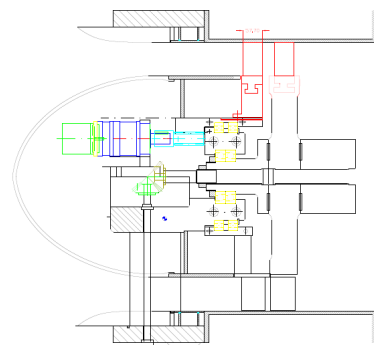
Da ultimo si riporta in figura 2.2(a) una vista in sezione della camera di prova in configurazione completa, ovvero con alloggiati sia gli stadi di turbina che di compressore, ed il dettaglio del sistema di movimentazione che attua la rotazione del primo statore di turbina.



(a)



(b)



(c)

Figura 2.2: A) Camera di prova con stadi di turbina ( in rosso ) e di compressore ( verde ). B) Apertura camera di prova per l'inserimento degli strumenti. C) Dettaglio sistema di movimentazione schiera statorica.

## 2.2 Compressore centrifugo

Il compressore centrifugo ha una flangia di ingresso di 900 [mm], la cui portata può essere regolata attraverso il cambio del numero di giri oppure, in modo manuale, riducendo la sezione di aspirazione, attraverso dei setti di immissione che, ruotando attorno al loro asse longitudinale, sono in grado di otturare completamente la sezione di aspirazione. Questa macchina, mossa da un motore asincrono trifase di 450 [Kw], è in grado di garantire una portata volumetrica massima di 13 [m<sup>3</sup>/s], con un rapporto di compressione  $\beta=1,29$  a  $n=2350$  [giri/min] e condizioni atmosferiche all'aspirazione. La raccolta del fluido in uscita dalla girante è affidata ad una voluta a sezione rettangolare di 462 x 812 [mm], avente diametro di 3000 [mm]. Concludendo, si riportano le curve caratteristiche, ovvero il rapporto di compressione realizzato al variare della portata volumetrica aspirata.

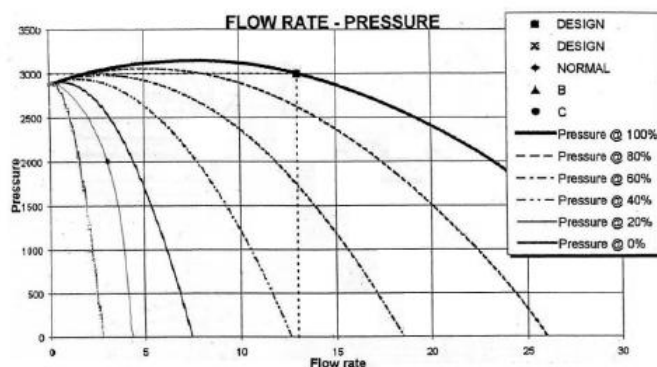


Figura 2.3: Curve di funzionamento compressore centrifugo. In ascissa la portata volumetrica, mentre sulle ordinate la pressione in millimetri di colonna d'acqua.

## 2.3 Condotta di mandata, camera di stanca, scambiatore e convergente

Il condotto di mandata ha lo scopo di convogliare il flusso in uscita dalla voluta alla camera di stanca ed è caratterizzato da una sezione quadrata avente lato di 812 [mm]; agli estremi sono presenti due tratti curvi mentre il tratto centrale è rettilineo. A tale condotto non sono richieste particolari prestazioni fluidodinamiche, fatta eccezione quella di guidare bene il flusso nei tratti curvi senza che vi siano dei distacchi di vena; in ciò è coadiuvato da deflettori opportunamente posti in tali tratti.

La camera di stanca ha il compito di uniformare il flusso prima che faccia il suo ingresso nel convergente che conduce alla camera di prova. In particolare il suo scopo è quello di eliminare eventuali pulsazioni di portata e fenomeni turbolenti di larga scala.

All'uscita della camera di stanca l'aria viene raffreddata da uno scambiatore di calore ad acqua in quanto, essendo una galleria a circuito chiuso, vi è un ricircolo del fluido di lavoro che, se non raffreddato, può aumentare in modo incontrollato la sua temperatura. Si tratta di un radiatore con sezione frontale di 1500 [mm], dimensionato per raffreddare una portata di aria di 15 [kg/s] dalla temperatura di 75 [°C] a 50 [°C]. Il calore sottratto dall'acqua di raffreddamento viene poi smaltito in ambiente attraverso una torre evaporativa a umido.

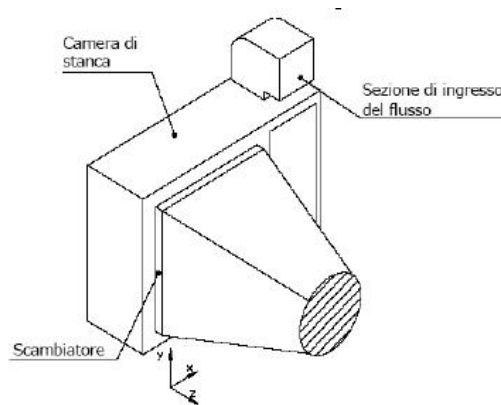


Figura 2.4: *Camera di stanca con condotti ad essa affacciati*

A valle dello scambiatore si ha un condotto convergente con sezione d'ingresso quadrata di lato 1500 [mm], e sezione di uscita circolare avente diametro di 890 [mm].





## Strumenti di misura

Nel campo delle misure fluidodinamiche, la gamma di strumenti ad oggi disponibile per l'indagine del campo di moto è molto vasta, ma comunque generalizzabile in due famiglie principali, secondo la tecnica di riferimento:

- tecniche non intrusive;
- tecniche intrusive.

Con il termine non intrusivo si vuole indicare uno strumento di misura che non interferisce con il campo di moto del fluido, pertanto la misura effettuata rappresenterà, a meno dell'incertezza legata alla misura stessa ed all'elaborazione dei dati, quanto di più prossimo alla realtà. In questa famiglia troviamo, tecniche ottiche quali l'anemometria *laser doppler* e quella *P.I.V.* (Particle Image Velocimetry). A rigore, anche queste tecniche possono essere considerate intrusive, in quanto prevedono un'inseminazione del fluido con opportune particelle traccianti. Tali tecniche, consolidate per misure di velocità ma con qualche applicazione anche per misure indirette di densità, non possono essere applicate per effettuare misure anche di pressione, la quale è però di grande utilità specialmente in campo turbomacchinistico. Per esempio, la perdita di pressione totale a cavallo di una schiera, è uno degli indici di prestazioni più utilizzati. Il vantaggio di queste tecniche è quello di avere una risoluzione in frequenza elevata, tale da renderle adeguate alla cattura di fenomeni instazionari con frequenze caratteristiche dell'ordine dei  $10 \div 20$  [KHz] come, per esempio, la turbolenza generata dall'interazione tra statore e rotore oppure dall'interazione fluido struttura. D'altra parte, i costi della strumentazione necessaria e della potenza di calcolo richiesta per l'elaborazione dei dati sono consistenti, quindi non sempre sono di facile applicabilità.

Le tecniche intrusive, invece, interferiscono con la naturale evoluzione del fenomeno

fluidodinamico oggetto della misura, ma consentono misure molto accurate e dirette di temperatura e pressione, la cui utilità, nell'abito in cui si colloca questo lavoro, è stata precedentemente richiamata.

Per lo svolgimento di questo lavoro si è quindi scelto di servirsi di uno strumento intrusivo, quale una sonda di pressione a cinque fori.

## 3.1 Misure di pressione

In questo paragrafo verranno discusse le tecniche di misura più utilizzate per identificare le caratteristiche fluidodinamiche di una corrente gassosa, che usualmente sono di maggiore interesse in campo turbomacchinistico, quali: pressione, velocità e direzione del flusso.

La pressione viene generalmente distinta in pressione statica e totale, le cui definizioni sono riportate nei due paragrafi successivi. Tale divisione è però solo fittizia, in quanto legata alle rispettive definizioni, che permettono di rendere più facile ed universale il confronto dei dati e la definizione di relazioni e coefficienti. Infatti, una corrente fluida, all'interno del suo campo di moto, può avere punti a pressione differente a seconda della sua natura, ma essa non sarà né totale né statica. Spetta poi allo sperimentatore ricondurre la misura effettuata, oppure misurare direttamente, uno dei due valori, a seconda dello scopo preposti. Nei paragrafi successivi verranno descritte le tecniche per poterle direttamente ottenere, e gli strumenti comunemente utilizzati.

### 3.1.1 Misure di pressione totale

La *pressione totale* è, per definizione, la pressione del fluido conseguente ad un suo arresto isoentropico. La sua misura si ottiene localizzando una presa di pressione in corrispondenza di un punto di ristagno del fluido. Pertanto, le sonde di misura sono realizzate con geometrie ottimizzate a tale scopo. La geometria più comoda e che meno interferisce con la corrente fluida è quella a testa conica e con sezione circolare. Pertanto la configurazione più utilizzata è contraddistinta da un cilindro, con asse longitudinale parallelo alle linee di corrente. Questo stesso viene piegato ad angolo retto in modo da formare un supporto, in corrispondenza del quale possono essere ricavate ulteriori prese di pressione a seconda delle esigenze di misura. La sonda utilizzata nelle prove sperimentali per rilevare la pressione totale di monte, è riportata in figura 3.1(a). Le geometrie più convenzionali traggono origine dal tubo di Pitot (figura 3.1(b)), da Henry Pitot (1695-1771), il quale ideò tale strumento per la misura della velocità dei fluidi.

Se la corrente fluida è subsonica, la pressione misurata con una sonda così fatta (figura 3.1(a)), è molto prossima alla pressione totale ma non coincidente con essa

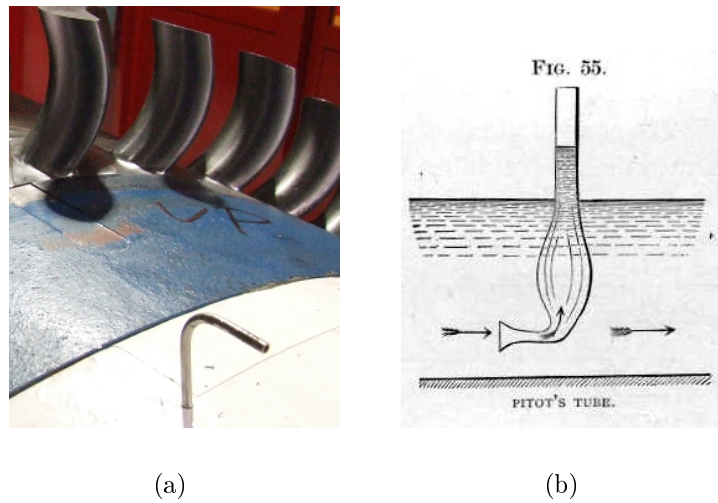


Figura 3.1: a) Sonda di pressione totale utilizzata a monte della schiera durante le prove sperimentali; b) precursore dei moderni tubi di pitot, progettato da Henry Pitot.

a causa degli effetti viscosi, i quali però sono significativi per numeri di Reynolds  $Re = Va/v$  ( $V$ : velocità corrente indisturbata,  $a$ : diametro interno sonda,  $v$ : viscosità cinematica) inferiori a 100 [3]. Nel caso di corrente supersonica invece, si incontra un secondo limite legato alla formazione di un'onda d'urto in corrispondenza della testina della sonda; ciò comporta che la pressione letta non è quella totale della corrente indisturbata ma quella a valle di un urto le cui caratteristiche al flusso a monte.

La sensibilità di una sonda di pressione totale ad eventuali disallineamenti con la direzione del flusso è contenuta (circa  $\pm$  dieci gradi di angolo relativo), pertanto per un loro utilizzo non è necessario conoscere con esattezza la direzione del flusso incidente.

### 3.1.2 Misure di pressione statica

In generale la lettura di una pressione statica richiede una perpendicolarità tra direzione del flusso ed asse della presa di pressione. Eventuali disallineamenti o raccordi sul bordo della presa di pressione compromettono la misura. Anche il livello di turbolenza influisce sulla lettura della pressione statica e tale influenza cambia a seconda delle dimensioni della sonda relativamente alla scala della turbolenza. Nel caso in cui la scala sia molto maggiore delle dimensioni della sonda si ottengono letture differenti legate a moduli dei vettori velocità trasversali. Se invece la scala di turbolenza diviene ridotta, l'errore di misura si attenua rispetto

al precedente [3]. Un altro fattore che influisce sulla lettura è il numero di Mach, solo nel caso in cui eventuali onde d'urto riflesse raggiungano la presa di pressione. Talvolta invece, anziché servirsi di una sonda, si esegue un foro in corrispondenza di pareti rettilinee lambite dal flusso. E' sempre necessario comunque prestare molta attenzione a come si realizza il foro; in particolare è bene che esso non sia raccordato sull'estremità interna affacciata con il flusso, che non rimangano residui di lavorazione a valle di esso (come bava di foratura) e che abbia effettivamente asse longitudinale perpendicolare alla parete. Per maggiori informazioni si può fare riferimento a [5].

## 3.2 Sonde di pressione combinate

Le sonde di pressione combinate vengono così chiamate in quanto costituite da differenti prese di pressione opportunamente disposte, attraverso le quali è possibile determinare pressione totale, statica e direzione relativa del flusso rispetto alla testina di misura. L'utilizzo di queste sonde è però possibile solo a seguito di un'accurata operazione di taratura, in quanto nessuna delle prese di pressione su di essa ricavate consente di rilevare direttamente una delle grandezze sopra introdotte, fatta eccezione per alcuni casi particolari. La taratura di questi strumenti, meglio descritta nel paragrafo successivo, ha come scopo quello di determinare la relazione che sussiste tra pressioni rilevate in corrispondenza delle prese della sonda e caratteristiche del flusso.

La struttura delle sonde combinate è composta essenzialmente da tre elementi fondamentali:

- **testina:** è la parte apicale, sulla quale generalmente sono ricavate le prese di pressione (talvolta sono ricavate anche sullo stelo). La sua geometria non è unica (può essere sferica, piramidale, conica...), ma varia a seconda della specifica applicazione, numero e posizione delle prese di pressione su di essa ricavate. E' buona norma realizzarla di forma aerodinamicamente semplice, per esempio cilindrica o sferica (le più comuni), per cercare di evitare distacchi di vena che, nonostante il processo di calibrazione, provocano matrici di taratura poco ripetibili[3].
- **sbraccio:** non sempre presente, come nel caso di sonde cilindriche rettilinee. La sua funzione principale è quella di allontanare le prese di pressione dallo stelo, in modo da evitare che la presenza di quest'ultimo possa modificare il campo di moto nella zona di misura. Inoltre l'ingombro della sonda comporta una variazione delle sezioni utili di passaggio, modificando la velocità o i numeri di Mach del flusso; questo fenomeno viene chiamato effetto di bloccaggio. Tale effetto è ancora più temibile per condizioni

transoniche, in corrispondenza della quali a fronte di piccole variazioni di sezione corrispondono grandi variazioni del numero di Mach.

- **stelo**: è l'elemento portante della sonda, cui sono demandate caratteristiche sia di rigidità, al fine di evitare vibrazioni o disallineamenti dovuti al carico fluidodinamico, sia una buona aerodinamicità in modo da minimizzare inutili interferenze sulla grandezza oggetto della misura.

### 3.2.1 Sonde di pressione a 5 fori

Le sonde di pressione a cinque fori appartengono alla categoria delle sonde combinate. In questo paragrafo se ne darà una descrizione dettagliata, in quanto impiegate in tutte le prove sperimentali che caratterizzano questo lavoro.

La sonda a 5 fori (figura 3.2) è stata scelta fra le differenti soluzioni disponibili in quanto appositamente progettata per misure fluidodinamiche 3D, senza necessitare di riposizionamenti. Essa consente infatti di ricostruire la direzione del flusso, relativamente alla direzione dell'asse della sua testina, in un sistema di riferimento tridimensionale.

Il disegno riportato in figura 3.3, mostra il grado di miniaturizzazione raggiunto, non solo della testina ma anche da sbraccio e stelo, al fine di limitare il più possibile l'ingombro complessivo e quindi anche le perturbazioni fluidodinamiche introdotte. La miniaturizzazione della testina è necessaria per ottenere una buona risoluzione spaziale, proprietà fondamentale per poter definire adeguatamente i gradienti delle grandezze di interesse. Dimensioni contenute non sono indice di una buona risposta dinamica, la quale migliora invece con condotti corti e di grande diametro, ma tale penalizzazione non è determinante in questo lavoro, in quanto tutte le misure compiute sono di tipo stazionario.

Sulla testina della sonda di forma conica alloggia un foro in corrispondenza del proprio vertice e quattro fori sulla sua superficie laterale equispaziati di  $90^\circ$  l'uno dall'altro ed alla medesima distanza dal vertice; ciascun foro ha diametro pari a  $0.25$  [mm] (figura 3.2). All'interno di sbraccio e stelo corrono cinque condotti capillari, chiamati *linee*, ai quali spetta il compito di far giungere l'informazione di pressione sino al trasduttore. Successivamente si ha un secondo stelo, chiamato *tubo di protezione* in figura 3.3, realizzato in acciaio, di dimensioni maggiori rispetto al precedente, all'interno del quale prosegue il percorso delle linee. Stelo e tubo di protezione sono entrambe di sezione circolare con asse perpendicolare a quello del foro centrale. Il montaggio con il sistema di movimentazione avviene attraverso il *blocchetto di fissaggio* (figura 3.3), talvolta invece la sonda viene direttamente afferrata sul tubo di protezione. All'estremità dello stelo è presente un giunto filettato che mette in comunicazione sonda e trasduttori attraverso dei tubi in gomma dal diametro interno di  $1$  [mm].

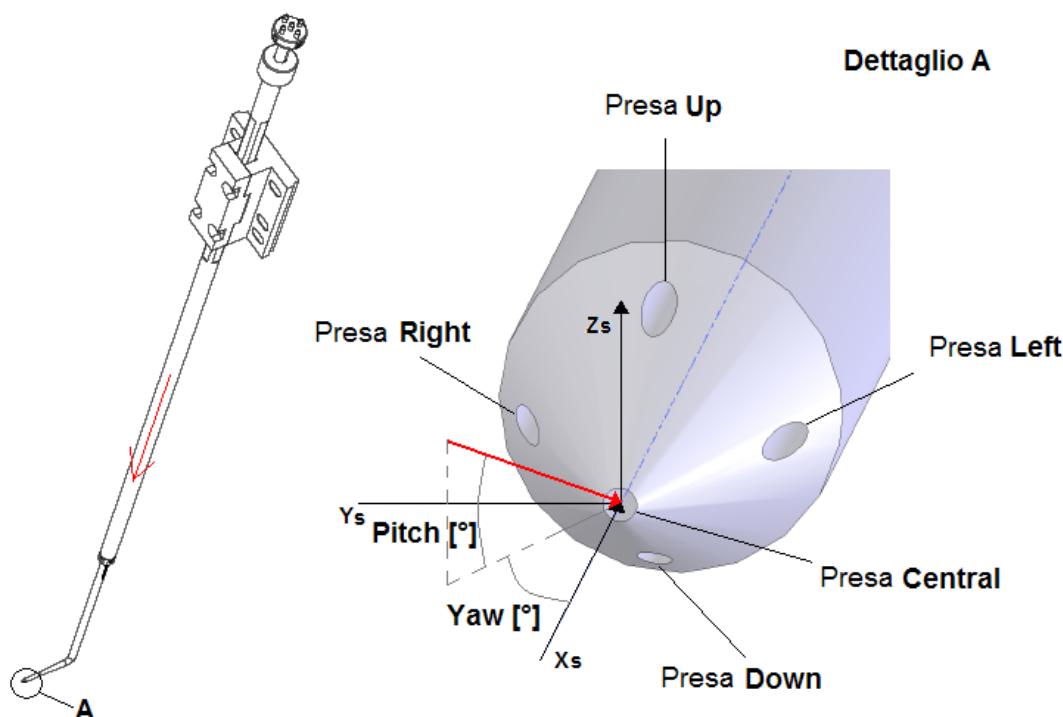


Figura 3.2: Vista tridimensionale della sonda a 5 fori impiegata nelle misure fluidodinamiche svolte, con nomenclatura delle prese di pressione, sistema di riferimento sonda ed angoli del flusso relativi al piano sonda.

Le cinque prese di pressione vengono distinte in base alla loro posizione ovvero, mantenendo la sonda verticale ed osservandola dall'alto verso il basso, come suggerito dalla freccia rossa posizionata sullo stelo della sonda in figura 3.2, si hanno rispettivamente le prese *left*, *right*, *up*, *down* ed infine la *central*. Questi cinque valori di pressione sono la base di partenza per poter determinare la direzione del flusso relativamente all'asse longitudinale della testina, definita attraverso una terna di riferimento di assi  $x_s$ ,  $y_s$ ,  $z_s$ , con origine in corrispondenza della presa *central*, i cui piani coordinati sono chiamati *piani sonda*. Così facendo l'asse  $x_s$  coincide con il naturale prolungamento dell'asse longitudinale della testina. Gli assi di detto sistema di riferimento vengono assunti positivi se diretti verso la presa *central*; tale scelta è motivata dalla volontà di assumere come positivo un flusso diretto verso la testina della sonda. La valutazione dell'incidenza flusso-testina, viene effettuata per mezzo degli angoli di *yaw* e di *pitch*. Il primo è definito come quell'angolo presente tra proiezione del vettore velocità sul piano  $x_s$ - $y_s$  (chiamato piano di *yaw*) ed asse  $x_s$ ; mentre l'angolo di *pitch* è definito come l'angolo presente tra la proiezione del vettore velocità sul piano  $x_s$ - $z_s$  (chiamato

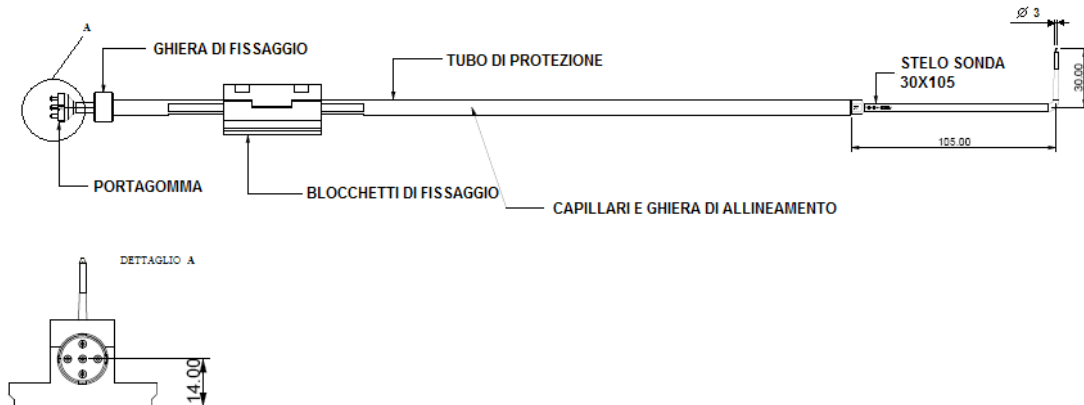


Figura 3.3: Disegno complessivo di una sonda a 5 fori completa, con quotatura funzionale.

piano di *pitch*) e l'asse  $x_s$ .

### 3.2.2 Fondamenti di calibrazione

La calibrazione (o taratura) di una sonda di pressione combinata è un'operazione necessaria ogni qualvolta essa venga impiegata all'interno di un flusso la cui direzione non è nota a priori. Per comprendere la ragione di tale processo, si faccia riferimento ad una semplice sonda, costituita da una sola presa di pressione e quindi da una sola linea. La pressione in corrispondenza della presa, indicata con  $p_p$ , dipende da come essa è orientata relativamente alla direzione del flusso, assumendo valori che possono essere pari al più alla pressione totale, nel caso di flusso incidente ortogonale alla sezione della presa, o raggiungere valori minori della pressione ambiente (depressioni relative), nel caso in cui la testina sia orientata nella medesima direzione del flusso. Si intuisce quindi come la  $p_p$  sia funzione dell'orientazione della sonda. Tale dipendenza non è però nota, e non è nemmeno univoca, ovvero differenti orientazioni possono dare luogo a medesime  $p_p$ . La taratura permette di superare il primo ostacolo, mentre l'univocità della  $p_p$ , cioè far sì che ad una data pressione letta corrisponda una ed una sola direzione del flusso, può essere conseguita aumentando il numero delle prese di pressione. Nel caso di sonda a 5 fori il legame cercato è fra le seguenti grandezze:

$$[p_u, p_d, p_l, p_r, p_c] \Rightarrow yaw, pitch, p_t, p_s, (M) \quad (3.1)$$

La calibrazione avviene quindi imponendo come ingresso le grandezze di destra della 3.1, e registrando i corrispondenti valori delle cinque pressioni. Ciò avviene affacciando la sonda ad un ugello dal quale fluisce una corrente ad un determinato

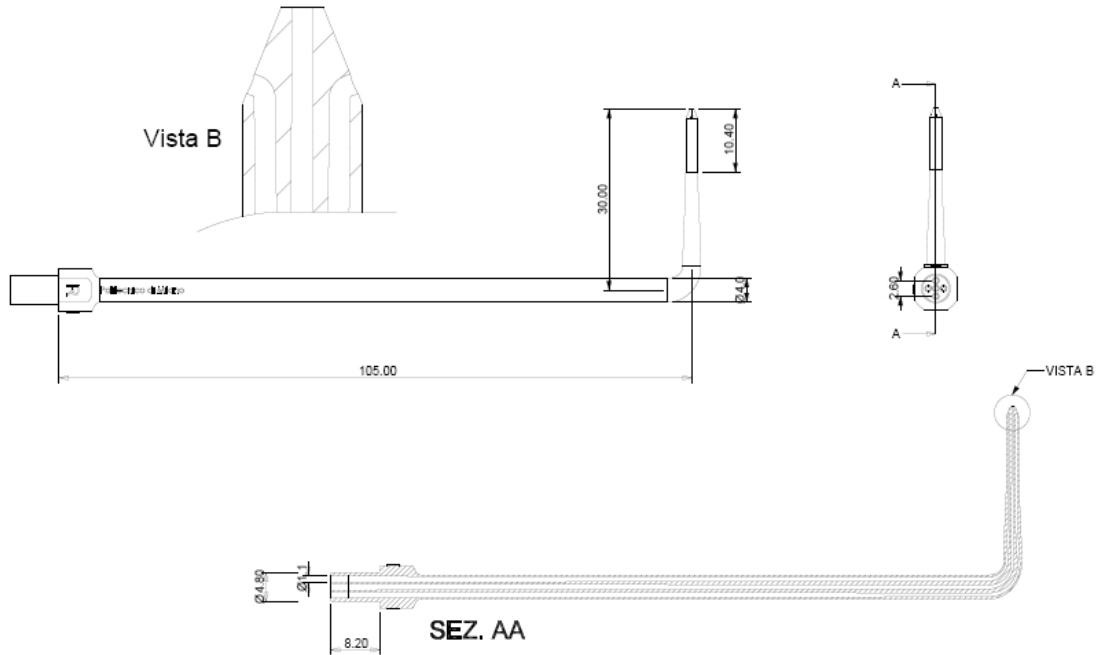


Figura 3.4: Dettaglio di stelo e testina della sonda a 5 fori.

numero di Mach (dato dalla  $p_t$  e  $p_s$  poste come ingressi nella 3.1), sostenuta per mezzo di un sistema di movimentazione che impone i valori desiderati degli angoli di *yaw* e *pitch* (figura 3.5).

Il fine di un'operazione di taratura è quello di ottenere una curva di taratura, che indica il legame input-output di un dato strumento. Nel nostro caso, invece, gli ingressi sono ben quattro, dei quali 2 (*yaw* e *pitch*) variano entro il loro range di taratura in condizioni di  $p_t$  e  $p_s$  (ovvero di numero di Mach), costanti; pertanto, al posto della classica curva di taratura, si perviene ad una matrice di taratura o meglio, ad un insieme di matrici di taratura, parametrizzate sul numero di Mach. Ogni singola matrice non correla direttamente le cinque pressioni lette con gli angoli imposti, ma quattro coefficienti adimensionali funzione di queste ultime, i cui valori sono corrispondenti all'entità di *yaw* e *pitch* dati in ingresso, quali:

$$K_{yaw} = \frac{p_l - p_r}{p_t - p_s} \quad (3.2)$$

$$K_{pitch} = \frac{p_u - p_d}{p_t - p_s} \quad (3.3)$$

$$K_{pt} = \frac{p_t - p_c}{p_t - p_s} \quad (3.4)$$



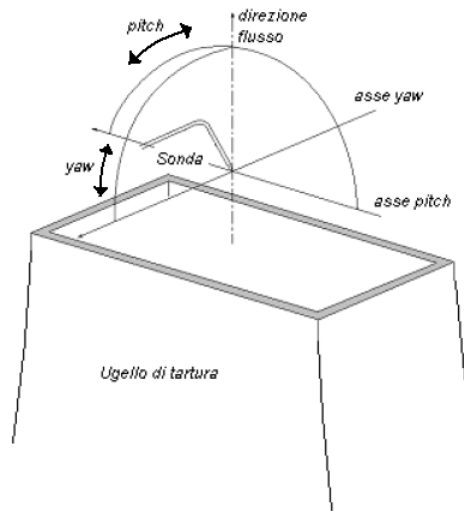


Figura 3.5: Rotazioni compiute dalla sonda a 5 fori sull'ugello di taratura.

$$K_{ps} = \frac{p_s - (p_u + p_d + p_l + p_r)/4}{p_t - p_s} \quad (3.5)$$

Ciascuno di questi quattro coefficienti così definiti, è specifico per una delle particolari caratteristiche del flusso; pertanto si ha:

- un coefficiente di *yaw* proporzionale alla differenza tra  $p_l - p_r$ ;
- un coefficiente di *pitch* proporzionale alla differenza tra  $p_u - p_d$ ;
- un coefficiente dipendente dalla  $p_c$  sensibile alla  $p_t$  del flusso;
- un coefficiente riferito alla  $p_s$ .

La scelta di rendere adimensionali i coefficienti di taratura rispetto alla quota cinetica è stata guidata dal fatto che la pressione dinamica in corrispondenza di ciascuna presa di pressione è proporzionale al numero di Mach, quindi include in essa gli effetti legati alla comprimibilità del flusso. Quindi, se sono valide le seguenti assunzioni:

- le pressioni in corrispondenza delle prese sono proporzionali alla quota cinetica;
- il legame tra pressioni e  $M$  è lineare o comunque linearizzabile<sup>1</sup>;
- tra le linee di flusso avvengano solo trasformazioni isoentropiche;

<sup>1</sup>Pertanto è bene infittire il passo di variazione di mach al crescere del mach stesso.

allora il rapporto tra quota cinetica in corrispondenza di ciascuna presa e quella del flusso incidente può essere considerato costante, pertanto eventuali variazioni saranno imputabili direttamente a *yaw*, *pitch* e numero di Mach. Per tale motivo è stata scelta la quota cinetica come parametro di adimensionalizzazione. La matrice di taratura riporta il valore di tali coefficienti relativi ad un flusso noto, al variare di *yaw* e *pitch* della sonda per un dato M; cambiando anche M si ottiene un “cubo” di taratura, ottenuto appunto impilando le n-matrici.

In fase di misura viene compiuta l’operazione inversa, ovvero partendo dal valore dei coefficienti si risale alla direzione del flusso attraverso interpolazioni bilineari.

### 3.3 Blocco trasduttori sonda a 5 fori

Le pressioni rilevate dalle rispettive prese vengono trasmesse dalle linee a cinque trasduttori differenziali piezoresistivi Kulite, aventi le caratteristiche riportate in tabella 3.1.

fondo scala ( <i>f.s</i> )	10 [psi]
sovrapressione	100% <i>f.s</i>
errore combinato di isteresi, linearità e ripetibilità	$\pm 0.1\% f.s$
campo di esercizio (T)	$(-55, +175)[^{\circ}\text{C}]$
campo di compensazione (T)	$1,8\% (-25, +80)[^{\circ}\text{C}]$
deriva dallo zero (T)	$f.s/40[^{\circ}\text{C}]$
frequenza propria	175 [kHz]

Tabella 3.1: *Caratteristiche dei trasduttori utilizzati per la sonda a 5 fori.* (Specifiche da: [http://www.kulite.com/pdfs/pdf\\_Data\\_Sheets](http://www.kulite.com/pdfs/pdf_Data_Sheets))



Figura 3.6: *Foto dimostrativa della tipologia di traduttori impiegati per la misura delle pressioni nelle sonda a 5fori*

In questa categoria di trasduttori la pressione del fluido è direttamente applicata sull’elemento sensibile (membrana) in silicio, all’interno della quale è annegato un circuito a ponte di Wheatstone completo, realizzato con elementi sensibili

alla deformazione. L'azione della forza dovuta alla differenza di pressione tra cavità (ambiente alla pressione di misura) e camera (ambiente alla pressione di riferimento) provoca una deformazione della membrana e conseguentemente della resistenza elettrica dei lati del circuito a ponte, sbilanciandolo. Ciò provoca una tensione in uscita proporzionale alla differenza di pressione, quindi nota la pressione di riferimento, si ottiene un legame pressione-tensione, dal quale si risale alla pressione in ingresso. Il legame tensione in uscita e  $\Delta p$  che lo ha prodotto viene determinato attraverso un'operazione di taratura statica.

I trasduttori piezoresistivi sono approssimabili a strumenti di misura del secondo ordine (appendice B) ed in particolare la pulsazione propria  $\omega_n$  dipende dalla massa della membrana e per strumenti di questo tipo può raggiungere anche i 300 [kHz].

A seguito di una campagna di prove sperimentali svolte presso il laboratorio di fluidodinamica delle macchine del Politecnico di Milano, su trasduttori di questo tipo, si è stimato come incertezza espansa 1 [mbar] con un livello di confidenza del 95%.

Essendo i trasduttori impiegati di tipo differenziale, è opportuno discutere brevemente le pressioni scelte come riferimenti. A tale scopo si osservi la figura 3.7, che presenta una vista in sezione schematizzata del blocchetto contenente i cinque trasduttori con la rispettiva configurazione di collegamento.

I trasduttori delle linee *central*, *up* e *left* sono posti in differenziale direttamente con la pressione di riferimento  $p_{ref}$  (figura 3.7), mentre quelli delle linee *down* e *right* sono differenziali rispettivamente con la  $p_{up}$  e la  $p_{left}$ . Come pressione di riferimento si è scelto di utilizzare una pressione totale rilevata a monte della schiera, attraverso un tubo di Pitot, in una zona prossima al campo di misura per evitare di perturbare il campo di moto misurato dalla sonda a 5 fori. Le ragioni per le quali si è scelta la configurazione differenziale di figura 3.7 risiedono nelle seguenti considerazioni:

- la pressione rilevata della presa *central* è quella che sostanzialmente contribuisce alla determinazione della  $p_t$  di valle (si veda il coefficiente 3.4) e nel caso di *yaw* e *pitch* nulli è sostanzialmente coincidente con essa. Pertanto la membrana del trasduttore *central* è soggetta a un  $\Delta p$  direttamente legato alla perdita (produzione di entropia) tra monte e valle, in condizioni di flusso a monte uniforme ed isoenergetico. Il legame che intercorre tra pressione totale e perdita per un flusso isoenergetico monodimensionale di gas ideale di costante R è dato da:

$$\Delta s = s_{valle} - s_{monte} = R \ln\left(\frac{p_{t,monte}}{p_{t,valle}}\right)$$

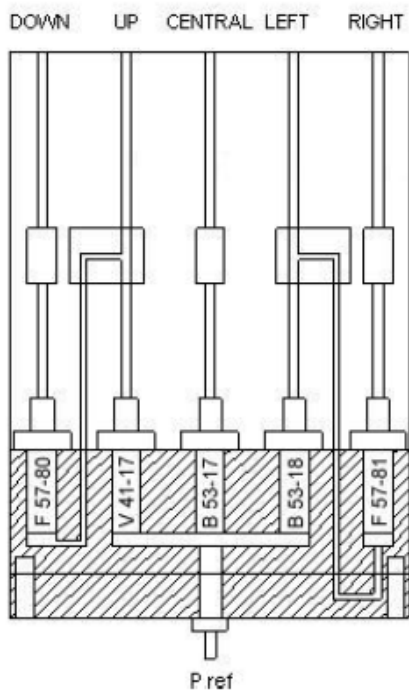


Figura 3.7: Vista in sezione del blocchetto trasduttori della sonda a 5 fori utilizzata.

Le assunzioni di uniformità e isoenergeticità del flusso a monte sono necessarie in quanto il campo di moto tra la sezione in cui viene misurata la  $p_t$  di riferimento e la sezione di valle in cui si trova la testina della sonda a cinque fori non è noto. Non disponendo quindi di alcuna informazione sulle traiettorie seguite dalle particelle tra le due sezioni, non è possibile sottrarre le due pressioni totali proprio perché non si ha corrispondenza tra la  $p_t$  della particella di ingresso e quella della particella in uscita, a meno che il flusso in ingresso non sia appunto uniforme;

- porre in differenziale la pressione di *left* con quella *right* fa sì che il trasduttore della linea di *left* sia sottoposto ad un  $\Delta p$  direttamente legato all'angolo di *yaw*. Lo stesso discorso è valido per il trasduttore della linea *down* posto in differenziale con la  $p_{up}$ , ma questa volta legato all'angolo di *pitch*.

Gli accorgimenti descritti permettono di ridurre l'incertezza di due misure che sono di grande rilevanza in campo turbomacchinistico: la direzione del flusso e la produzione di entropia A.

### 3.4 Misure di temperatura

Conoscere la temperatura del campo di moto indagato tramite la sonda a cinque fori è fondamentale, in quanto da quest'ultima non si ottiene alcuna indicazione sulla velocità del flusso, ma solo sul numero di mach. La velocità del flusso viene quindi ricavata, e non misurata, partendo appunto dal numero di Mach ( $M$ ) e dalla celerità del suono  $a$ . Per un gas perfetto di costante  $R$  ed ipotizzando che le perturbazioni di pressione si trasmettano al suo interno in modo isoentropico, si ha:

$$M = \frac{V}{a} = \frac{V}{\sqrt{\gamma RT}} \rightarrow V = M \cdot \sqrt{\gamma RT} \quad (3.6)$$

Il principio di funzionamento di una termocoppia si basa sull'effetto termoelettrico, o effetto Seebeck (dal nome del suo scopritore, Thomas Johann Seebeck, che nel 1821 lo osservò per primo), per il quale si rimanda il lettore interessato a [2].

E' invece utile osservare che il giunto di misura della termocoppia (giunto caldo), inserito all'interno di una corrente fluida, rileva la temperatura corrispondente alla temperatura statica più una frazione di quota cinetica specifica ( $\frac{V^2}{2C_p}$ ), dipendente dal *recovery factor* della termocoppia (3.7).

$$r_f = \frac{T_{mis} - T_s}{T_t - T_s} \quad 0.75 \leq r_f \leq 0.99 \quad (3.7)$$

- $T_{mis}$ : temperatura rilevata dalla termocoppia;
- $T_s$ : temperatura statica;
- $T_t$ : temperatura totale;

La temperatura totale viene quindi determinata attraverso una stima del *recovery factor*.

Dalla temperatura totale è possibile risalire a quella statica attraverso la seguente equazione (3.8) del flusso isoentropico [11].

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M^2 \quad (3.8)$$



## Geometrie analizzate

Le prove sperimentali sono state condotte su pale statoriche di turbina assiale per stadi di alta pressione con geometria cilindrica, ovvero con asse radiale rettilineo, e su pale con geometria fortemente tridimensionale.

### 4.1 Pale cilindriche

Il profilo cilindrico è di produzione Franco Tosi Meccanica s.p.a, progettato per l'impiego in stadi di media ed alta pressione. Poiché la geometria è di proprietà dell'azienda è possibile riportare, in tabella 4.1, solo le dimensioni principali di pala e schiera, adatte ad una caratterizzazione geometrica di massima.

La schiera statorica montata all'interno della camera di prova sull'apposito disco, viene presentata in figura 4.2.

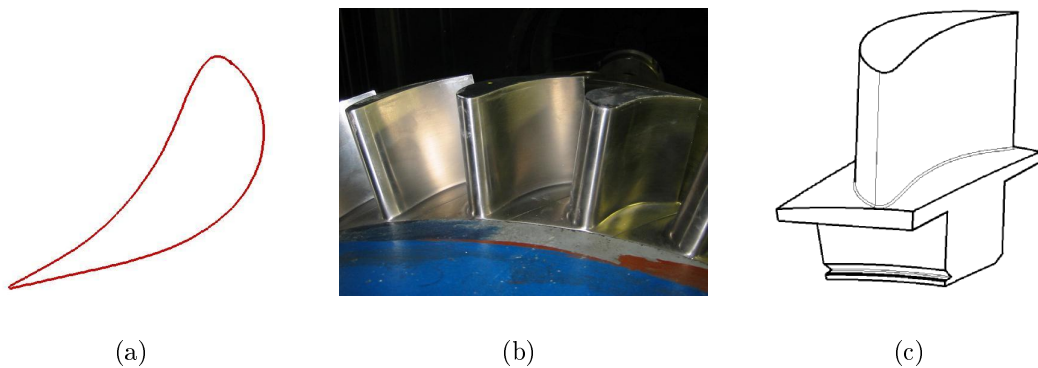


Figura 4.1: a) *Profilo pala cilindrica*; b) *Schiera statorica all'interno della camera di prova*; c) *Vista isometrica completa*.

Profilo	FTR7015
Corda (c)	80[mm]
Corda assiale (b)	60[mm]
Altezza pala (H)	70[mm]
Raggio Hub	360[mm]
Raggio Tip	430[mm]
s/c	0.08
H/c	0.607639
Distanza tra schiere	0.5*c
Grado di reazione	0.5
Passo angolare	9.47[°]
Numero pale (N)	38
a1-Geometrico (a1g)	7[°]
a2-Geometrico (a1g)	70[°]
Inarcamento (J)	63[°]

Tabella 4.1: *Caratteristiche geometriche principali del profilo cilindrico posto in schiera ed isolato.*

## 4.2 Pale 3D

Il profilo delle pale costituenti la schiera tridimensionale è sempre di produzione Franco Tosi Meccanica S.p.a, pertanto la geometria verrà qui presentata mantenendo lo stesso grado di riservatezza della schiera cilindrica. La geometria di queste pale nasce da un progetto numerico compiuto da [8] presso il Politecnico di Milano, volto alla realizzazione di uno stadio completo ottimizzato. I parametri che caratterizzano il profilo isolato e posto in schiera, sono da considerarsi i medesimi della schiera cilindrica, riportati in 4.1, in quanto assunti come vincoli progettuali nel passaggio da profilo cilindrico a tridimensionale. In particolare la geometria del profilo aerodinamico viene mantenuta invariata ed uguale a quella di figura 4.1(a).

In figura 4.2(a) viene riportato il profilo tridimensionale provato ed in figura 4.2(b) la schiera montata all'interno della galleria di prova.

In particolare questo profilo unisce due tecniche di progetto tridimensionale: il *leaning* e lo *sweeping*. Facendo riferimento alla figura 4.2(c), si riscontra un doppio *sweep*, in avanti dalla superficie di *hub* sino ad una certa porzione dell'altezza di pala, ed all'indietro dal *tip* per un tratto di eguale estensione a quello di base. Lo *sweeping* del profilo è quindi simmetrico rispetto alla sezione di mezzzeria. Anche il *leaning* del profilo mantiene la medesima simmetria, in particolare è positivo alla base, e di segno opposto all'apice.



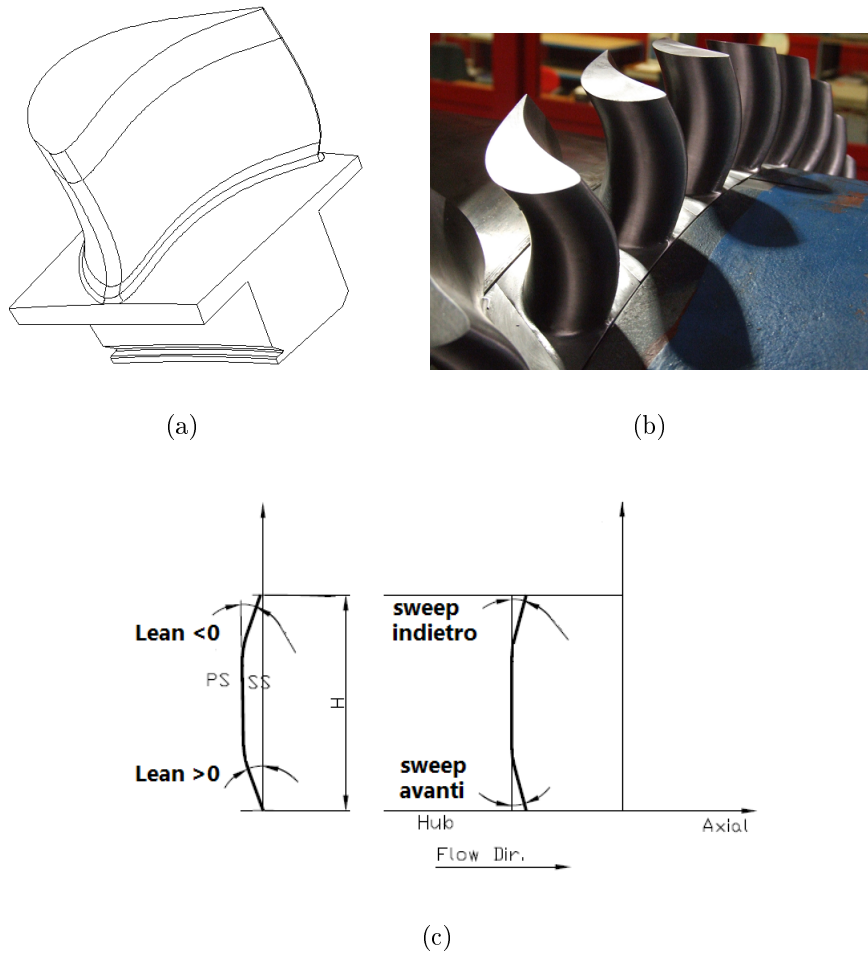


Figura 4.2: a) Vista isometrica completa della pala 3D; b) Schiera statica 3D all'interno della camera di prova; c) sviluppo asse radiale da due differenti viste, in modo da poter cogliere le due differenti direzioni di inclinazione.



## Sistema di movimentazione ed acquisizione dei dati

### 5.1 Sistema movimentazione sonda

La movimentazione della sonda di misura è affidata a due motori bipolari passo - passo a due fasi *Micos*<sup>®</sup> (figura 5.1(a) e 5.1(b)), implementati in un sistema di controllo appositamente progettato, in modo tale da consentire alla sonda sia un moto di traslazione in direzione radiale che di rotazione attorno all'asse longitudinale del proprio stelo. Un terzo motore fornito da *Orientalmotor*<sup>®</sup>, sempre di tipo passo - passo a due fasi, è stato impiegato per attuare la rotazione della schiera statorica. Date le dimensioni ed il peso del disco sul quale le pale statoriche sono calettate, il carico fluidodinamico agente sulla schiera che determina sia una spinta in direzione tangenziale sia in direzione assiale, è stato necessario impiegare un riduttore, in modo tale da amplificare la coppia disponibile. I motori scelti sono stati progettati per impieghi industriali di altissima precisione, pertanto sono in grado di garantire tolleranze di spostamento minime.

In particolare la slitta lineare di figura 5.1(a), usata sia per le misure a monte che a valle della schiera, attua il suo moto ponendo in rotazione una vite senza fine, la quale a sua volta avvia il moto rettilineo del carrello. La corsa massima realizzabile è pari 300[mm] con risoluzione di 0.2[ $\mu$ m]; la ripetibilità di posizionamento bidirezionale è pari a  $\pm 10$ [ $\mu$ m]. Queste ottime prestazioni fanno sì che durante le differenti prove la sonda venga riposizionata pressoché nello stesso punto.

L'attuatore rotante, che è stato fissato tramite viti al carrello della slitta, durante le misure viene mantenuto fermo; il suo unico compito è quello di effettuare la prerotazione iniziale della sonda di 75[°], rispetto all'asse longitudinale della macchina, assunto come riferimento. Per garantire l'allineamento iniziale, tra

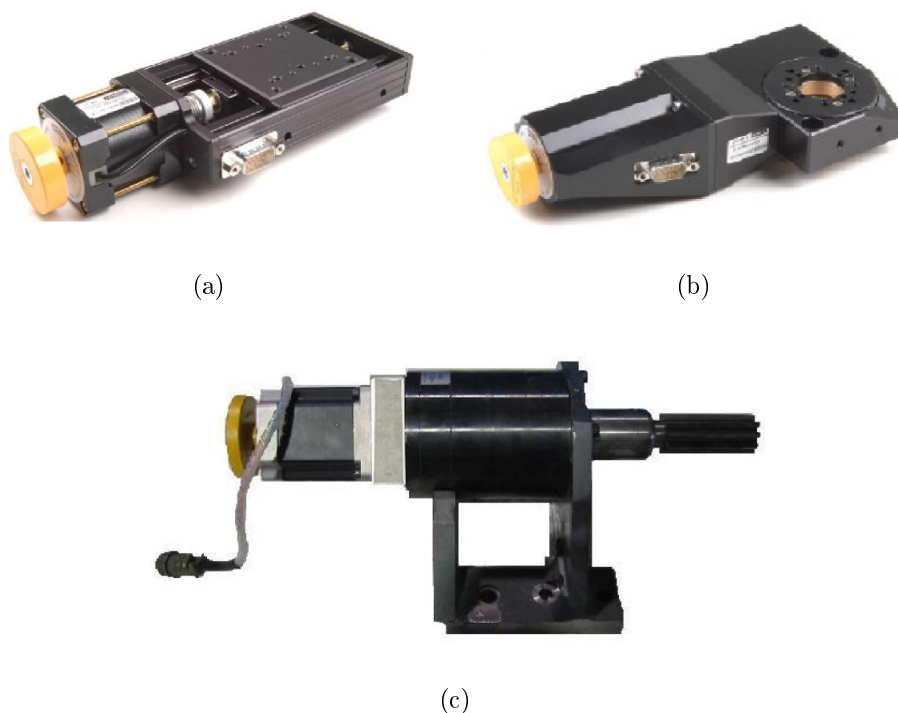


Figura 5.1: a) *Slitta Micos VT80*; b) *Attuatore rotante Micos DT65N*; c) *Motore passo passo PK296-E4,5B completo di riduttore*.

sbraccio della sonda e asse macchina, si è utilizzato un inclinometro digitale. L'attuatore rotativo è qualificato da una risoluzione angolare di  $0.002[^\circ]$ , e da una ripetibilità di posizionamento di  $\pm 0.01[^\circ]$ . L'importanza di realizzare il posizionamento attraverso un attuatore di così elevata precisione ed accuratezza è legata alla corretta identificazione degli angoli di *yaw* e *pitch* del flusso.

L'afferraggio della sonda avviene per mezzo di un mandrino per applicazioni di precisione *Shaublin*<sup>®</sup>, montato sull'attuatore rotante. Il montaggio finale dei due motori sulla finestra di misura è riportato in figura 5.2.

Il motore elettrico passo passo che pone in rotazione lo statore è caratterizzato da un errore di posizionamento di  $\pm 0.05[^\circ]$ . L'attuazione della rotazione avviene attraverso un sistema pignone cremagliera-circolare (figura 5.3). Data l'estensione circonferenziale limitata della cremagliera, è stato necessario installare due finecorsa alle sue estremità, in modo da fermare il funzionamento del motore in corrispondenza di essi.

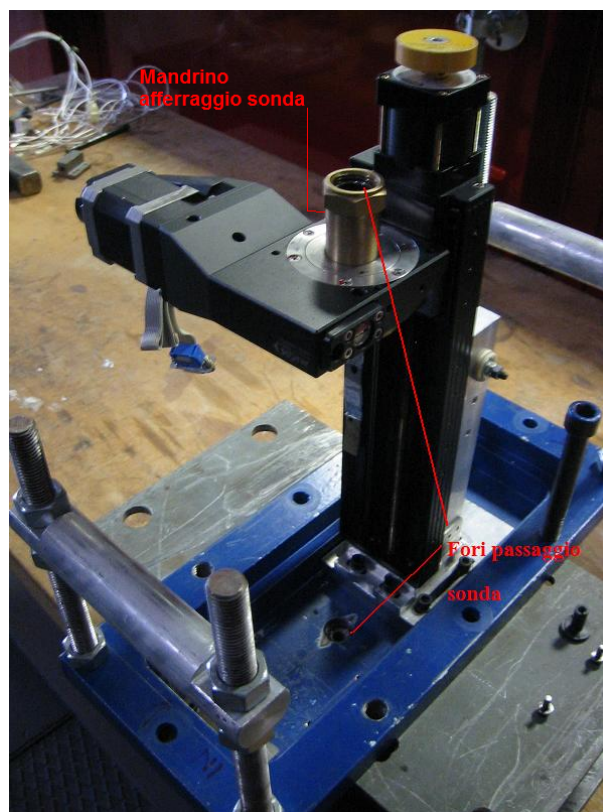


Figura 5.2: Architettura completa del sistema di movimentazione sonda, sia per misure a valle della schiera che a monte.

### 5.1.1 Elettronica del sistema di movimentazione e acquisizione

Il sistema di movimentazione è gestito simultaneamente con quello di acquisizione, attraverso una piattaforma denominata PXI (PCI *eXtensions for Instrumentation*) di produzione National Instruments<sup>®</sup>, appositamente progettata per sistemi di misura e movimentazione. Il modello utilizzato è l'NI PXI-1042. Le parti principali che costituiscono tale sistema sono: *chassis*, *controller di sistema* e *moduli di periferica*.

Lo *chassis* rappresenta l'interfaccia tra il pc e gli strumenti, contiene tutti i moduli dedicati al funzionamento ed alla gestione delle specifiche periferiche, ed alla intercomunicazione tra gli stessi ed il computer di controllo, ovvero il componente sopra definito *controller di sistema*. I moduli di periferica sono i componenti necessari al trattamento del segnale acquisito come, per esempio, il voltmetro integratore e multiplexer.

L'acquisizione dei segnali di tensione provenienti dai trasduttori è affidata ad

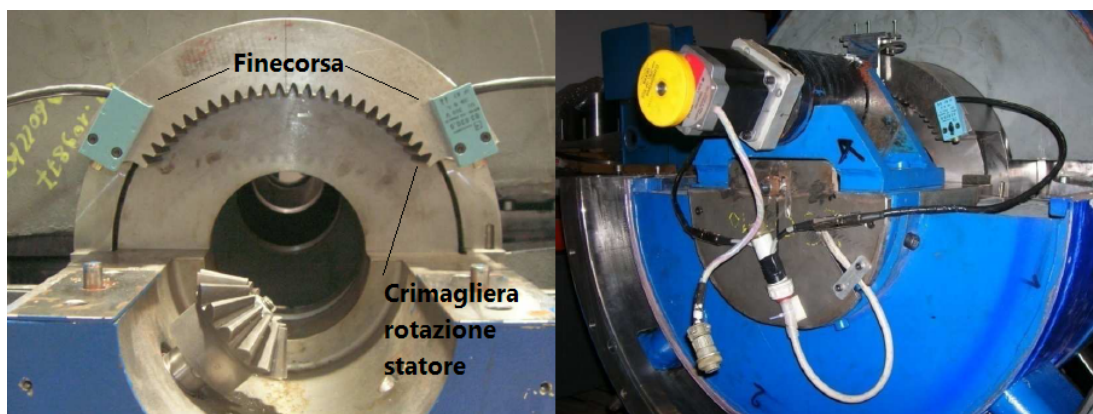


Figura 5.3: *Cremagliera per la rotazione della schiera di prova e complessivo del motore assemblato alla camera di prova.*

un voltmetro integratore, sempre di produzione *National Instruments*<sup>®</sup>, modello NI PXI-4070. Le caratteristiche di questo voltmetro sono molto spinte in quanto, oltre ad avere velocità di acquisizione elevatissime, ha un'accuratezza di misura inferiore all'1% del fondoscala, rispetto al 10% dei modelli più comuni. Altra peculiarità di questo modulo è quello di integrare una funzione di autocalibrazione basata su di una curva di calibrazione impostata dal costruttore, la quale permette di compensare eventuali derive termiche o anche il normale scostamento dalla taratura dovuto al tempo.

Un secondo modulo è costituito dal multiplexer, modello NI PXI-2501, il cui scopo è quello di effettuare uno *switch* tra i segnali provenienti dai diversi canali di misura. Questo componente è specifico per sistemi di misura automatizzati, nei quali sia richiesta una velocità di *switch* molto elevata (il tempo di passaggio da un canale all'altro è di circa 30[ $\mu$ s]), ed è in grado di lavorare con segnali a basso voltaggio ( $\pm 10$ [V]).

La scheda di acquisizione utilizzata è DAQ-6052E ed il suo compito è quello di passare i dati in ingresso al *software* di acquisizione dati digitale. La risoluzione di questo modello di scheda è pari a 16bit ( $2^{16}$  sottocampi in cui viene suddiviso il range di fondoscala del convertitore analogico/digitale.), con frequenza di acquisizione pari a 333[Ks/s] (*kilosamples per second*). E' anche presente al suo interno un circuito di compensazione degli effetti termici, in grado di minimizzarne gli effetti sino allo 0.0006% del valore letto. Il numero massimo di ingressi digitali è pari a 8.

La gestione del sistema di movimentazione è affidata a due moduli: il PXI-7334 per la movimentazione dello statore e MID-7604 per la movimentazione delle slitte. Il compito di questi moduli è quello di ricevere in ingresso i segnali di tensione provenienti dallo *chassis* e tradurli in *step* per i motori. Questi moduli

sono anche in grado di suddividere la richiesta di spostamento in sottomultipli di *step*, in modo da aumentare l'accuratezza di posizionamento.

Tutto il sistema di movimentazione e di acquisizione è gestito da un *software* proprietario della National Instruments® chiamato Measurement & Automation. Attraverso questo programma è possibile gestire la movimentazione e l'acquisizione dei dati senza effettuare una programmazione vera e propria. Questo programma si interfaccia poi con quello realizzato per la gestione delle prove, ovvero l'insieme di movimentazioni necessarie alla realizzazione del dominio di misura, implementato in Labview®.

## 5.2 Elaborazione dati

### 5.2.1 Dominio di misura

La caratterizzazione del flusso è stata effettuata sia a monte che a valle della schiera.

Per quanto riguarda le misure a monte, volte alla determinazione del profilo di velocità in ingresso, il dominio di misura scelto si estende solo in direzione radiale e non circonferenziale. Il campo di moto in ingresso viene quindi indagato attraverso una serie di rilevazioni disposte “in linea” l'ungo l'altezza di pala, ma non equidistanti, bensì più fitte nelle zone di estremità del canale palare, in modo da risolvere adeguatamente i gradienti di velocità che caratterizzano lo staro limite. In figura 5.4 si è riportato il dominio di misura ora descritto per la sonda a cinque fori. La corsa massima fissata per la slitta lineare è di 65,5[mm], con un tasso di incremento di 0,5[mm] fino ad una distanza di 10[mm] dalle pareti, per poi divenire più lasca nella zona centrale. Pertanto, su 70[mm] di altezza totale del canale palare, è stato necessario mantenerne 4,5[mm] scoperti, onde evitare dannosi urti tra sonda e pareti. La medesima misura è stata ripetuta con altre due tipologie di sonde, flattened e tre fori, a titolo di confronto con quanto rilevato dalla sonda di riferimento, ovvero la cinque fori. La particolare geometria di queste due nuove sonde, appositamente studiata per misure di strato limite, ha consentito di realizzare un affondamento maggiore (68[mm]), con punti di misura distribuiti con il medesimo criterio tenuto per la sonda a cinque fori.

La caratterizzazione del campo di moto a valle della schiera è stata effettuata attraverso una griglia di misura, riportata in figura 5.5, necessaria per poter realizzare delle mappe bidimensionali. Sempre nella stessa figura viene data indicazione del *gap* mantenuto in corrispondenza delle superfici di *tip* ( $d_{tip}$ , pari a 2.3[mm]) e di *hub* ( $d_{hub}$ , pari a 3[mm]), misurato tra asse longitudinale dello sbraccio e parete. L'estensione angolare delle griglia è di 19[°], in modo da poter ricoprire due passi angolari, essendo questi ultimi di 9.47[°], con risoluzione costante di

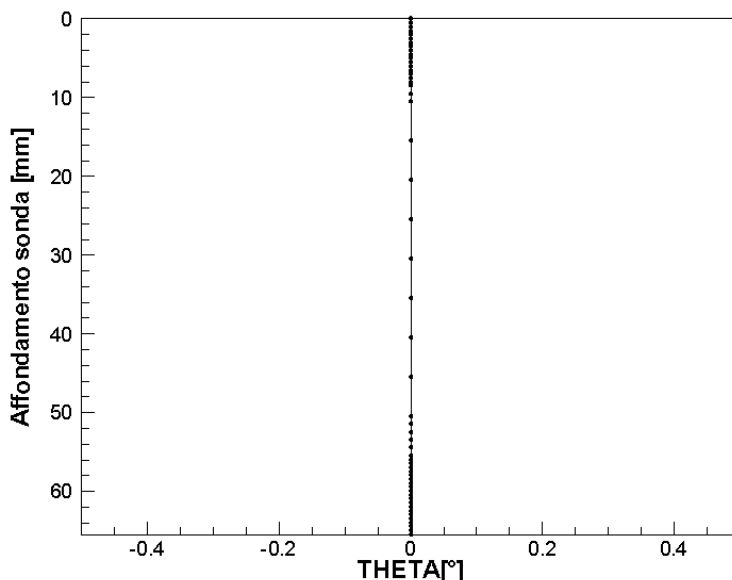


Figura 5.4: Affondamenti realizzati per la determinazione del profilo di velocità in ingresso alla schiera di prova, tramite sonda a cinque fori.

0.5[°]. Gli affondamenti radiali della sonda sono stati mantenuti invariati rispetto alle misure compiute a monte.

Al fine di osservare il progressivo sviluppo del campo di moto a valle, le misure sono state ripetute seguendo un progressivo allontanamento dal bordo di uscita, per mezzo delle seguenti traverse:  $x/b=10\%$ ,  $25\%$ ,  $35\%$ ,  $50\%$  ( $x$ =distanza assiale tra asse stelo e bordo di uscita;  $b$ =corda assiale;) ottenute ricivando sulla finestra laterale della camera si prova, un asola con due fori (figura 5.6). Le prime due traverse corrispondono ai primi due fori, mentre per realizzare le ultime due traverse, è necessario ruotare l'asola di  $180[^\circ]$  attorno al proprio asse verticale.

Per il calcolo dei coefficienti di perdita e per la determinazione dei vettori velocità (come spiegato nel paragrafo successivo), è stato necessario misurare costantemente temperatura e pressione totale di monte, attraverso tre sonde di pressione totale ed una termocoppia. Si è scelto di servirsi di di tre sonde di pressione totale, in modo da poter mediare i valori letti, al fine di ottenere un valore più stabile e rappresentativo delle condizioni del flusso in ingresso. La disposizione dei quattro strumenti è mostrata in figura 5.7.



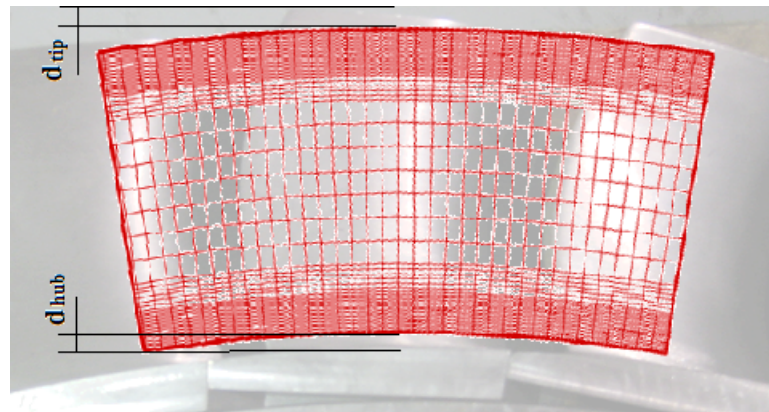


Figura 5.5: *Dominio di misura utilizzato per le prove a valle della schiera*

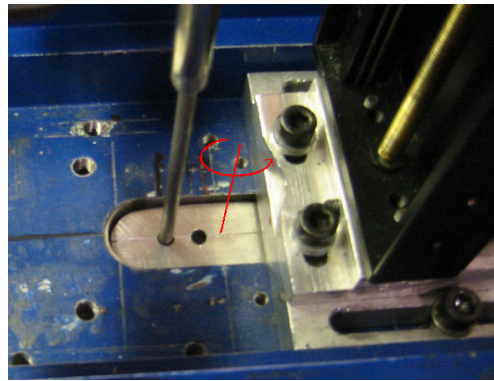


Figura 5.6: *Asola appositamente ricavata sulla finestra di misura, con traccia dell'asse attorno al quale viene effettuata la rotazione di  $180^\circ$  per realizzare le traverse di misura poste a  $x/b=0.35$  e  $0.5$*

### 5.2.2 Determinazione vettori velocità

Utilizzando come strumento di indagine del campo di moto una sonda a cinque fori, le grandezze direttamente fornite dall'algoritmo di interpolazione delle cinque pressioni, come già accennato nel capitolo 3, sono: gli angoli di *yaw* e *pitch*,  $p_s$ ,  $p_t$  e numero di mach. Queste grandezze però non coincidono con quelle necessarie alla caratterizzazione del campo di moto, ma necessitano di opportune correzioni, in quanto riferite al sistema di riferimento locale della sonda  $(x_s, y_s, z_s)$ , che non si riferisce ad alcuna delle tre superfici di flusso introdotte nel paragrafo 1.1.

In aggiunta sono indispensabili anche alcune ipotesi sul fluido di lavoro utilizzato (aria), all'interno dell'impianto di prova; esso viene schematizzato come gas perfetto biatomico di costante  $R=287[\text{J}/\text{kgK}]$ , in quanto le condizioni di temperatura e pressione ridotte, mediamente raggiunte durante le prove svolte, danno un

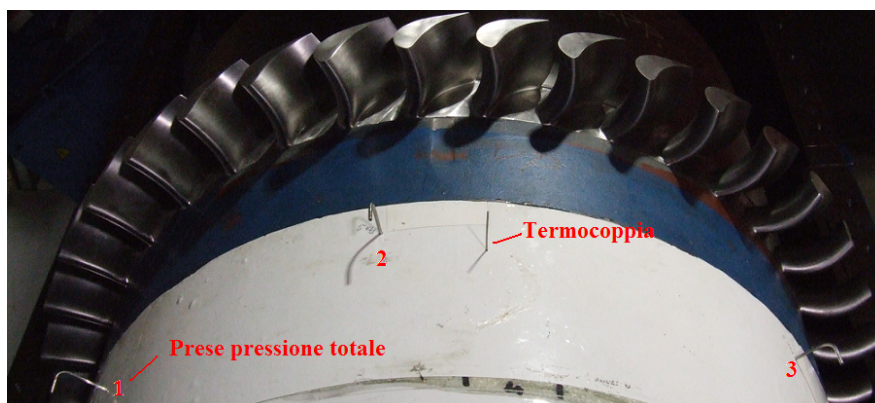


Figura 5.7: Termocoppia e sonde di pressione totale all'ingresso della schiera di prova.

fattore di comprimibilità  $Z$  pressoché unitario. Inoltre, essendo contenute anche le variazioni di pressione e temperatura, se ne assumono anche i calori specifici costanti, con rapporto  $\gamma = c_p/c_v$  pari ad 1.4 (modello di gas ideale).

Il modulo del vettore velocità viene determinato attraverso la 5.1, essendo noto il numero di mach e la temperatura statica di valle  $T_{s,v}$ , quest'ultima determinata a partire dalla temperatura totale letta dalla termocoppia di monte  $T_{t,m}$ , mediante la soluzione del flusso isoentropico monodimensionale. L'assumere un'unica temperatura totale in ingresso sottintende l'ipotesi di flusso uniforme ed isoenergetico, come già discusso nel paragrafo 3.3.

$$V = M \sqrt{\frac{\gamma R T_{t,m}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}} \quad (5.1)$$

Il vettore velocità così determinato è relativo alla testina della sonda a cinque fori, con direzione determinata dagli angoli di *yaw* e *pitch*. Le convenzioni scelte per il segno degli angoli sono opposte a quelle tenute in taratura, quindi è necessario effettuare il seguente cambio di segno:

$$yaw = -yaw \text{ e } pitch = -pitch$$

Questa scelta è motivata dal voler definire positivo uno *yaw* indice di un *overturnong* ed un *pitch* positivo quando il flusso è spinto verso la cassa della macchina.

Velocità ed angoli sin ora ricavati, sono relativi al sistema di riferimento sonda di assi cartesiani  $x_s, y_s, z_s$ , quindi eventuali scomposizioni del vettore velocità mediante proiezioni trigonometriche di tali angoli, danno luogo alle componenti  $Vx_s, Vy_s, Vz_s$ , riportate in figura 5.8 in colore blu (si è evitato di tracciare i

relativi assi di riferimento per chiarezza; essi possono comunque essere ottenuti considerando il naturale prolungamento dei relativi vettori velocità). In particolare la componente  $Vx_s$  è parallela con l'asse dello sbraccio, la componente  $Vy_s$  è invece ortogonale al medesimo asse (e quindi anche alla  $Vx_s$ ), mentre la  $Vz_s$  è parallela allo stelo della sonda. La ricostruzione trigonometrica dei vettori velocità in tale piano riportata nella 5.2 e seguenti.

$$Vx_s = V \cdot \cos(\text{pitch}) \cdot \cos(\text{yaw}) \quad (5.2)$$

$$Vy_s = V \cdot \cos(\text{pitch}) \cdot \sin(\text{yaw})$$

$$Vz_s = V \cdot \sin(\text{pitch}) \cdot \sin(\text{yaw})$$

In figura 5.8, vengono anche definiti due piani, chiamati *piano di yaw* e *piano di pitch*; il primo è formato dall'intersezione degli assi  $x_s, y_s$  ed è sempre ortogonale all'asse longitudinale dello stelo, mentre il secondo è definito dagli assi  $z_s$  e  $x_s$ . Pertanto, se la sonda viene preruotata di un determinato angolo ( $\sigma$ ), anche quest'ultimo presenterà la medesima rotazione.

Il passaggio successivo consta nell'ulteriore scomposizione da coordinate sonda a coordinate macchina  $x_m, y_m, z_m$ , nel quale entra in gioco anche l'angolo  $\sigma$  di prerotazione della sonda. Sempre mediante passaggi trigonometrici, riportati in 5.3, si giunge alle tre componenti:  $Vx_m, Vy_m, Vz_m$ . Nel caso di prerotazione nulla, le componenti ora ricavate coinciderebbero con le 5.2.

$$Vx_m = V_{sx} \cdot \sin(\sigma) - V_{sy} \cdot \cos(\sigma) \quad (5.3)$$

$$Vy_m = V_{sx} \cdot \cos(\sigma) + V_{sy} \cdot \sin(\sigma)$$

$$Vz_m \equiv Vz_s$$

Anche il sistema di riferimento macchina, per via della prerotazione della sonda, non approssima con la sua traccia nessuna superficie di flusso. Diversamente, se l'angolo  $\sigma$  fosse nullo, la testina della sonda sarebbe allineata con la direzione assiale, ed il piano macchina diverrebbe rappresentativo della superficie *blade to blade* in quanto tangente ad essa.

Tornando alla nostra situazione di misura, la prerotazione della sonda sposta il punto di misura P in direzione tangenziale, posizionandolo su di una superficie *blade to blade* il cui piano tangente passante per P risulta essere inclinato di un angolo  $\epsilon$ , rispetto al piano di *yaw* (figura 5.9), funzione dell'entità della prerotazione  $\sigma$ , della lunghezza dello sbraccio  $l$  e della posizione radiale della sonda  $r$ . Nella 5.4 si riporta il calcolo di tale angolo, ottenuto mediante l'impiego di relazioni trigonometriche. Ciò rende necessaria un'ulteriore scomposizione dei vettori velocità ed una ridefinizione degli angoli del flusso relativamente al nuovo

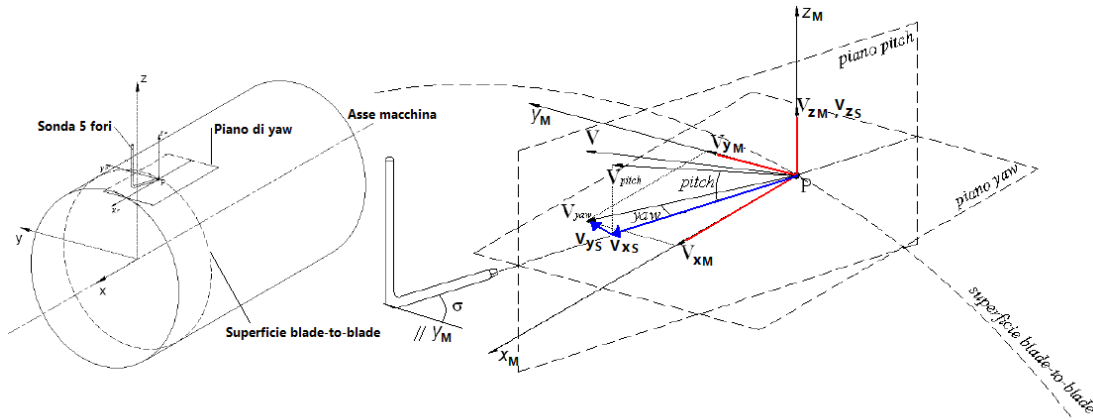


Figura 5.8: Scomposizione del vettore velocità  $V$  secondo il sistema di riferimento sonda ed il sistema di riferimento macchina. La sonda è stata traslata lungo l'asse  $x_s$  dal suo punto di misura  $P$ , per chiarezza di rappresentazione.

piano tangente.

$$\epsilon = \text{atan}(l \cdot \cos(\sigma)/r) \quad (5.4)$$

Per quest'ultima scomposizione si faccia riferimento alla figura 5.10, nella quale è rappresentata la nuova terna di riferimento locale, di assi coordinati  $x_p$ ,  $t_p$ ,  $r_p$ , secondo i quali verranno riferite le nuove componenti del vettore velocità  $\vec{V}$ . Quest'ultima scomposizione permette di determinare le componenti del vettore velocità in coordinate cilindriche, le quali rappresentano il miglior modo per rappresentare le grandezze vettoriali in schiera anulare. Il loro punto di forza risiede nella semplicità di confronto fra grandezze vettoriali provenienti da più canali, dato che devono essere necessariamente periodiche se il flusso a monte è uniforme ed i canali sono geometricamente uguali. Osservando la figura 5.10 si coglie come l'asse  $t_p$  sia indicativo della direzione tangenziale, l'asse  $r_p$  della direzione radiale e l'asse  $x_p$  della direzione assiale. Effettuando detta scomposizione, mostrata nelle 5.5, si ottengono le componenti del vettore velocità in coordinate cilindriche, cioè:  $V_t$ ,  $V_r$  e  $V_x$ .

$$\begin{aligned} V_r &= Vz_m \cdot \cos(\epsilon) - Vy_m \cdot \sin(\epsilon) \\ V_t &= Vz_m \cdot \sin(\epsilon) + Vy_m \cdot \cos(\epsilon) \\ V_x &\equiv Vx_m \end{aligned} \quad (5.5)$$

Dalla conoscenza dei vettori velocità in coordinate cilindriche, è possibile ot-

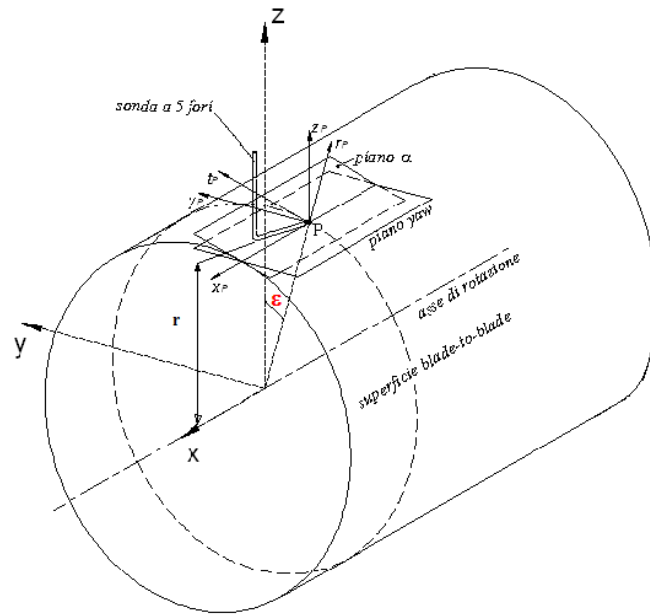


Figura 5.9: Rotazione piano tangente al punto di misura attorno all'asse  $x_m$ , quantificata dall'angolo  $\epsilon$ .

tenere gli angoli del flusso sul piano radiale (indicato in figura 5.10 come piano  $\beta$ ) e sul piano tangente alla superficie *blade to blade* (piano  $\alpha$ ). In particolare questi angoli definiscono la direzione del flusso rispetto alla direzione tangenziale ( $\alpha$ ) e rispetto alla direzione radiale ( $\beta$ ):

$$\alpha = \arctan\left(\frac{V_t}{V x_m}\right) \quad (5.6)$$

$$\beta = \arctan\left(\frac{V_r}{\sqrt{V x_m^2 + V_t^2}}\right)$$

In figura 5.10 viene anche definito l'angolo  $\varphi$ , il quale però, a differenza dell'angolo  $\beta$ , non è in grado di dare una corretta misura dello scostamento delle linee di flusso dalla superficie cilindrica. Si consideri, ad esempio, un flusso molto tangenziale con ridotta  $V_r$ , quindi molto prossimo alla direzione cilindrica; esso presenta  $\beta$  contenuto, ma  $\varphi$  elevato (figura 5.11).

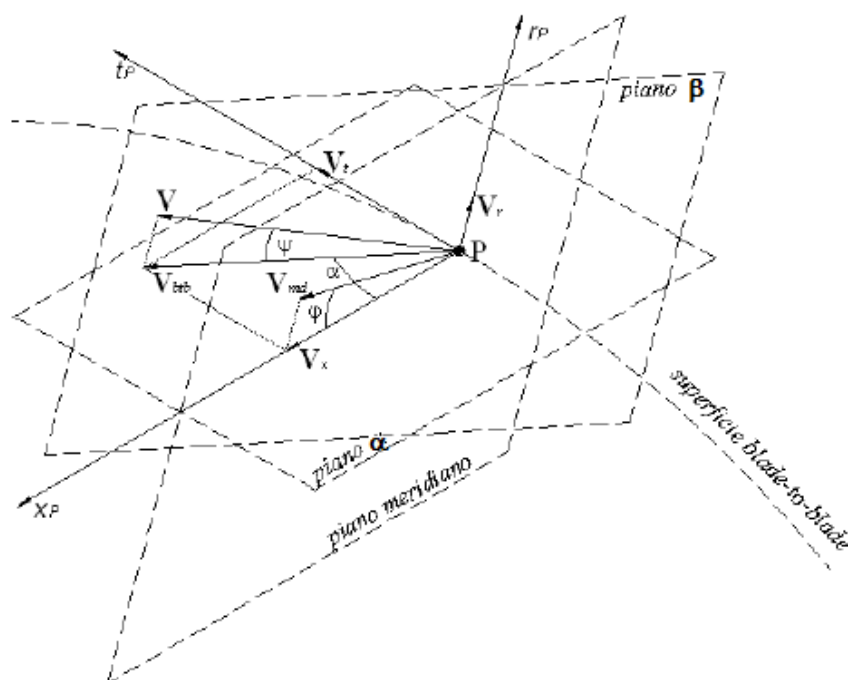


Figura 5.10: Determinazione delle componenti dei vettori velocità, espresse secondo in sistema di coordinate cilindrico  $x_p, t_p, r_p$ .

### 5.2.3 Coefficienti adimensionali

Per la caratterizzazione del campo di moto a valle sono stati utilizzati due coefficienti adimensionali; uno di perdita, indicato con  $y1$ , ed uno di pressione statica, indicato con  $Cps$ .

Per quanto riguarda il coefficiente  $y1$ , già definito nella 1.4, esso rapporta la variazione di pressione totale fra monte e valle delle schiera alla quota cinetica ideale allo scarico. Come già introdotto nei precedenti capitoli, un'esatta valutazione delle perdite implicherebbe la conoscenza dell'esatta traiettoria seguita dalle particelle fluide nell'attraversamento della schiera, in modo da poter valutare correttamente la produzione di entropia lungo una data linea di flusso. Questo vincolo potrebbe essere rilassato se la pressione totale fosse rigorosamente uniforme a monte; ciò è però possibile solo teoricamente per via della presenza degli starti limite di parete.

Assumere quindi una pressione totale di riferimento in ingresso costante, comporterà una sovrastima delle perdite per quelle particelle provenienti da regioni di monte caratterizzate da una pressione totale minore, ed una sottostima per quelle che a monte dispongono di una pressione totale maggiore. Nelle prove

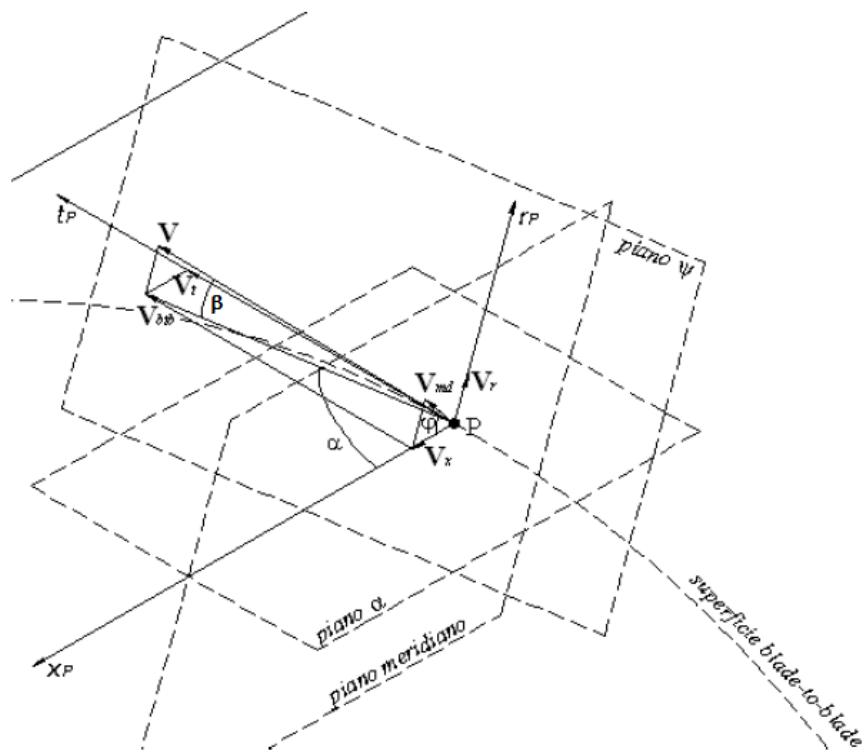


Figura 5.11: Angoli  $\varphi$  e  $\beta$  in condizioni di flusso molto tangenziale.

sperimentali svolte in questo lavoro si è scelto di assumere come pressione totale di riferimento per il flusso in ingresso, quella a metà altezza di pala, in quanto è stato possibile, con gli strumenti a disposizione, rilevarla costantemente durante ciascuna prova.

Come coefficiente di pressione statica,  $C_{ps}$ , si è assunto il seguente:

$$C_{ps} = \frac{\bar{p}_{s,v} - \bar{p}_{s,v}^{ov}}{\bar{p}_{t,m}^{ov} - \bar{p}_{s,v}^{ov}} \quad (5.7)$$

Il coefficiente  $C_{ps}$  normalizza quindi la distribuzione di pressione statica allo scarico rispetto alla quota cinetica media di valle, compensando così effetti legati a variazioni delle condizioni medie di prova.

### 5.2.4 Grandezze medie

Per un flusso disuniforme a valle di una schiera di pale, assume particolare interesse l'analisi del campo di moto medio in direzione circonferenziale. Da essa si traggono informazioni senz'altro semplificate rispetto a quelle deducibili dall'esame dei parametri locali, ma è comunque in grado di indicare il comportamento globale del flusso lungo l'altezza di pala e, soprattutto, di dare una descrizione più immediata della sua evoluzione in funzione della coordinata assiale.

Le operazioni di media effettuate riguardano sia medie analitiche che medie pesate rispetto alla portata fluente nella cella di misura relativa al punto di misura che la caratterizza. Prima di passare alla descrizione del rispettivo calcolo matematico, è bene introdurre quale media sia più opportuna al fine di ottenere valori rappresentativi di una data grandezza. La tecnica scelta dipende quindi in una certa misura dal significato che si intende attribuire al valore medio ottenuto; eseguire medie pesate sulla portata che attraversa la superficie a cui è esteso il calcolo (figura 5.12), attribuendo cioè maggior peso ai parametri relativi a punti (superfici locali) del campo di moto cui compete una maggiore portata, appare la scelta migliore non solo per grandezze estensive. Per esempio permette di attribuire alla perdita il significato di perdita specifica, mentre le componenti di velocità sono rappresentative delle relative componenti della quantità di moto. Si è dunque scelto di mediare rispetto alla portata, le componenti di velocità, le perdite, angoli del flusso ed il numero di mach. Le pressioni del campo di moto a valle sono state invece mediate aritmeticamente.

Inoltre l'operazione di media, per entrambe le definizioni, è stata eseguita sia per ciascun settore circolare ( $\Delta r = cost.$ ,  $\Delta \vartheta = variabile$ ), ottenendo quindi  $n$ -medie circonferenziali con  $n$  pari al numero di affondamenti, sia estendendo il calcolo a tutta la superficie di misura (cumulata). Per entrambe le media l'intervallo angolare ha ampiezza pari ad un passo angolare.



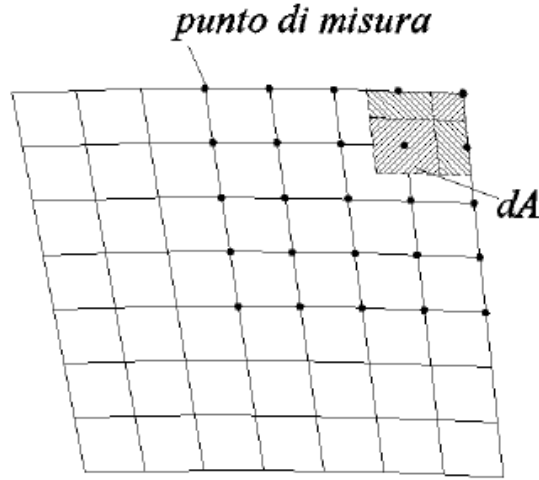


Figura 5.12: Elementi di area utilizzati per il calcolo delle grandezze medie pesate sulla portata. Ogni elementino tratteggiato è corrispondente alla superficie permeabile sulla quale la portata, relativa ad un dato punto di misura, viene calcolata.

Nelle 5.8 e 5.9, si riportano rispettivamente le definizioni di media pesata sulla portata sia per soli settori circolari, sia per l'estensione all'intero canale palare, per una generica grandezza  $\phi$ .

$$\bar{\phi}(x, r) = \frac{\int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} \bar{\rho}(x, r, \vartheta) \bar{V}_n(x, r, \vartheta) \bar{\phi}(x, r) r d\vartheta}{\int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} \bar{\rho}(x, r, \vartheta) \bar{V}_n(x, r, \vartheta) r d\vartheta} \quad (5.8)$$

$$\bar{\phi}(x, r) = \frac{\int_r^{r+\delta r} \int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} \bar{\rho}(x, r, \vartheta) \bar{V}_n(x, r, \vartheta) \bar{\phi}(x) r dr d\vartheta}{\int_r^{r+\delta r} \int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} \bar{\rho}(x, r, \vartheta) \bar{V}_n(x, r, \vartheta) r dr d\vartheta} \quad (5.9)$$

### 5.2.5 Vorticità

La vorticità viene definita come il rotore della velocità  $\vec{V}$ :

$$\nabla \times \vec{V} = \left( \frac{\partial V_z}{\partial y} - \frac{\partial V_y}{\partial z} \right) \vec{i} + \left( \frac{\partial V_x}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) \vec{j} + \left( \frac{\partial V_y}{\partial x} - \frac{\partial V_x}{\partial y} \right) \vec{k} \quad (5.10)$$

le cui componenti sono state calcolate a partire dall'equazione di Crocco 5.11, in quanto non è stato possibile calcolare le derivate lungo la direzione  $x$  del vettore velocità, per via dell'ampia discretizzazione lungo tale direzione determinata dalla distanza tra un piano di misura e l'altro. Per quanto riguarda la vortic-

ità *streamwise*, essa si riferisce alla proiezione delle tre componenti di vorticità espresse nell'equazione 5.10, lungo la direzione del vettore velocità locale.

$$\vec{V} \times \nabla \times \vec{V} = \nabla h_t - T \nabla s + \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \nabla \bullet \bar{\tau} \quad (5.11)$$

## Analisi dei risultati sperimentali

Le prove sperimentali di seguito presentate sono state condotte tutte ad un numero di Mach isoentropico allo scarico ( $M_{is}^2$ ) pari a 0.5, determinato a partire dal rapporto tra pressione totale di monte  $p_{t,m}$  e pressione statica di valle  $p_{s,v}$ , secondo l'equazione 6.1.

$$M_{is}^2 = \frac{2}{\gamma - 1} \left[ \left( \frac{p_{t,m}}{p_{s,v}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (6.1)$$

La pressione statica dei valle è stata rilevata non mediante la sonda a 5 fori, in quanto necessita di una post'elaborazione delle cinque pressioni, ma attraverso un'opportuna presa di pressione ricavata a parete.

L'ordine di presentazione prevede prima una discussione dei dati sperimentali relativi alla schiera cilindrica, i quali verranno successivamente confrontati con quelli relativi alla schiera 3D.

Sono state considerate anche due simulazioni numeriche (Ansys-CFX<sup>®</sup>), riferite alle stesse geometrie di pala, ma con un diverso profilo di pressione totale all'ingresso ed un differente numero di Mach isoentropico allo scarico (0.4 per il numerico contro lo 0.5 delle prove sperimentali). In particolare, lo strato limite utilizzato nei calcoli numerici, perfettamente simmetrico alla metà altezza di pala, è molto simile a quello sperimentale solo in corrispondenza del *tip* del canale palare, mentre all'*hub* è più sviluppato.

Tali differenze non pregiudicano un confronto qualitativo, condotto considerando variazioni relative delle variabili rispetto ad valor medio della distribuzione lungo l'altezza di pala.

La modalità di movimentazione della schiera statorica ha richiesto un gioco molto contenuto ( $\cong 0.1$ [mm]), tra apice pala e cassa della macchina, con effetti fluidodinamici sul campo di moto a valle molto circoscritti alla medesima zona.

Tali effetti riscontrati consistono in una perdita di pressione totale più marcata nella zona di *tip*, legata appunto al trafilamento introdotto.

## 6.1 Analisi del flusso in ingresso alla schiera

Prima di effettuare qualsiasi tipo di misura a valle della schiera è opportuno caratterizzare il flusso in ingresso, in termini di profilo di velocità. Così facendo è possibile percepire l'entità dello strato limite, dal quale dipendono fenomeni secondari come il vortice di passaggio ed il vortice a ferro di cavallo.

La misura è stata effettuata ad un numero mach isoentropico pari a 0.5, e ripetuta con tre differenti sonde, quali: una sonda a cinque fori, una sonda *flattened* ed una sonda a 3 fori, comunemente chiamata "cobra". Le misure, di tipo stazionario, sono state realizzate con un tempo di integrazione pari a 2 [s], comune per tutte e tre le sonde.

Il grafico riportato in figura 6.1 presenta il profilo di velocità, da base ad apice del canale palare, adimensionalizzato rispetto alla velocità isoentropica della rispettiva misura, indicata con  $v_{is}$ , per la quale si è assunto quella corrispondente alla sezione di mezzeria del canale.

Il calcolo della velocità è stato ottenuto per la sonda a cinque fori attraverso l'algoritmo di interpolazione dedicato, mentre per la sonda a tre fori e la flattened, mediante l'equazione 6.2, ovvero applicando in modo inverso la definizione di pressione totale. Nella 6.2 il valore della densità è stato assunto costante e pari alla densità dell'aria in condizioni ambiente. Tale assunzione è giustificata dal fatto che la pressione statica media, 105610 [Pa], è prossima a quella ambiente e, anche avendo considerato tale valore si sarebbe ottenuto una diminuzione di velocità che sarebbe stata compensata dall'operazione di adimensionalizzazione.

$$p_{t,cobra(flattened)} = p_{s,ref} + \frac{1}{2}\rho V^2 \rightarrow V = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_t - p_{s,ref})}{\rho}} \quad (6.2)$$

La  $p_s$  di riferimento è stata rilevata per mezzo di un foro effettuato lateralmente allo stelo della sonda, la zona più vicina possibile alla traversa radiale di misura.

Le tre sonde mostrano quindi un ottima congruenza di misura, pressoché per tutta la zona centrale del canale, mentre in prossimità degli strati limite di parete si avvertono le prime differenze fra le misure dei diversi strumenti; in particolare la sonda a cinque fori tende a rilevare in tali zone velocità maggiori. Questo comportamento può essere spiegato considerando che in prossimità delle pareti le sonde cobra e flattened sfiorano, con la superficie esterna della loro presa di pressione centrale, l'estremità del canale, mentre la sonda a cinque fori, avendo una testina

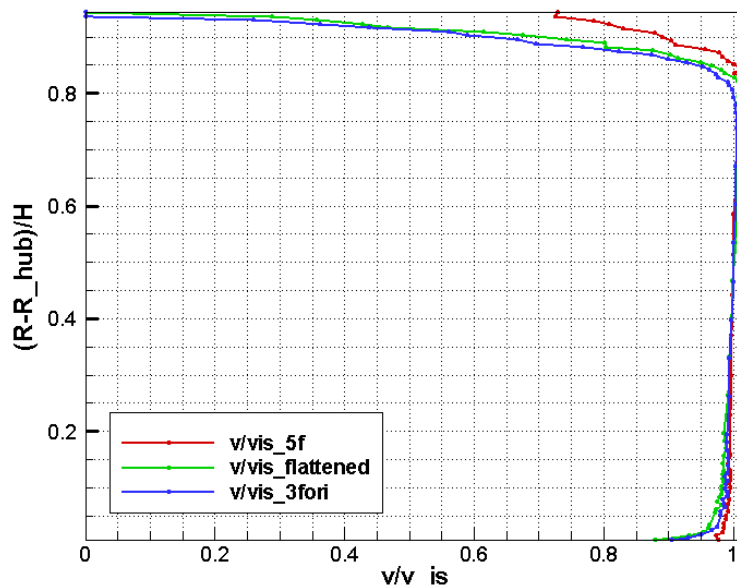


Figura 6.1: *Profilo di velocità adimensionale in ingresso alla schiera statorica, rilevato attraverso tre differenti tipologie di sonde. La misura è stata condotta ad  $M_{is}=0.5$ .*

conica, tende a mantenere la sua presa *central* leggermente più interna al canale, quindi più esterna dalla regione di strato limite. Infatti quest'ultima rileva nella zona limite di *tip* una velocità non nulla, mentre le sonde flattened e cobra sentono una pressione totale molto prossima alla statica di riferimento (ovvero quella di parete), la cui differenza da un  $\Delta p$  pressoché nullo, cui corrisponde una velocità nulla (6.2). Questo risultato indica un'isobaricità dello strato limite, in accordo con i risultati teorici su lastra piana.

L'assimmetria del profilo di velocità rispetto alla sezione di mezzeria dipende dalla non simmetria del condotto anulare. Il flusso che si trova in corrispondenza del raggio interno accelera maggiormente rispetto a quello che fluisce in prossimità della parete esterna, per via della brusca riduzione di sezione introdotta dall'ogiva (a proposito si veda la figura 6.2). E' infatti noto che gradienti di pressione favorevoli tendono a ridurre lo spessore dello strato limite quindi, laddove l'accelerazione è più intensa, è corretto osservare un'altezza più contenuta.

Il profilo di velocità rilevato in ingresso rimane lo stesso per entrambe i profili provati.

Da ultimo si riportano i valori degli angoli di *yaw* e *pitch* del flusso in ingresso che, oltre ad essere molto contenuti, presentano un'ottima uniformità l'ungo

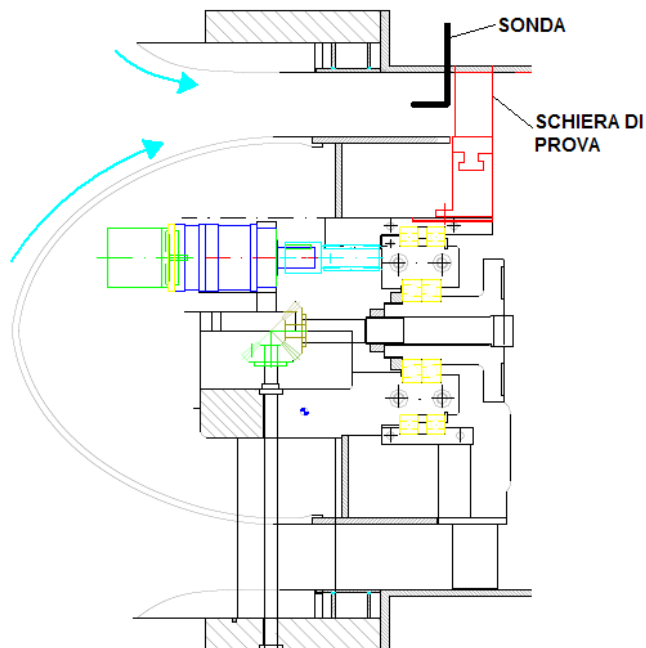


Figura 6.2: Punto di misura a monte della schiera e schematizzazione della differente curvatura delle linee di flusso in ingresso ai due estremi del canale.

l'altezza di pala.

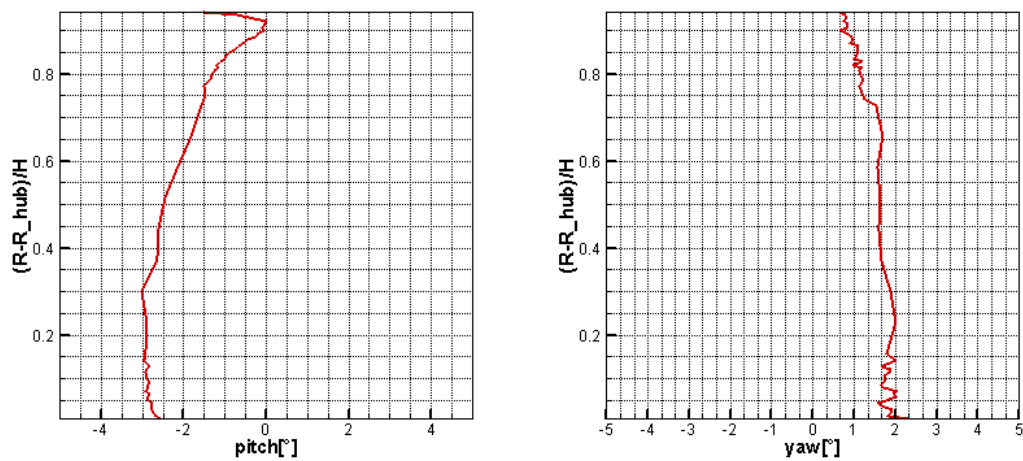


Figura 6.3: Distribuzione degli angoli di yaw e pitch del flusso in ingresso, lungo l'altezza di pala.

## 6.2 Analisi del flusso a valle della schiera

In questo paragrafo verrà trattata l'analisi delle misure effettuate a valle della schiera storica. L'analisi verrà condotta presentando i risultati relativi alla schiera cilindrica, poi quella 3D. Successivamente si procederà ad un confronto tra i risultati relativi alle due schiere, ed infine verrà effettuato un confronto qualitativo tra risultati sperimentali con i corrispondenti numerici, per entrambe le schiere.

Per quanto riguarda la presentazione grafica dei dati, essa avverrà tramite mappe dei valori puntuali corrispondenti al singolo punto di misura, e grafici delle medesime grandezze mediate in direzione tangenziale.

Le mappe sono state raccolte in due differenti *frame* per ciascuna traversa. Nel primo sono state raccolte la perdita di pressione totale percentuale ( $y1[\%]$ ), l'angolo assoluto tangenziale del flusso ( $\alpha[^\circ]$ ), l'angolo assoluto radiale ( $\beta[^\circ]$ ) ed il coefficiente di pressione statica  $C_{ps}$ . Nel secondo *frame* verrà invece presentata la sola componente di vorticità *streamwise*.

### 6.2.1 Schiera storica cilindrica

#### Coefficiente di perdita di pressione totale

Dalla figura 6.5, si nota come il grosso delle perdite di pressione totale sia localizzato nelle zone di scia (*wake*), in corrispondenza della quale le perdite e gli sforzi viscosi sono elevati, al punto da non poter considerare il flusso come isoentropico. La distanza che intercorre, in questa prima traversa di misura, tra bordo di uscita e testina della sonda, è di 6[mm], quindi molto prossima alla zona di acqua morta, all'interno della quale si ha il continuo distacco dal bordo di uscita dei vortici di scia [11]. Ciò è in accordo con l'analisi teorica della scia a valle di un profilo aerodinamico, la quale afferma che essa è fonte di ingenti perdite ma confinate pressoché nella zona di acqua morta. All'interno del canale palare la perdita di pressione totale è invece pressoché nulla; questa zona, comunemente chiamata *jet* (o anche zona di *free stream*), presenta un flusso praticamente assente da perdite, tale quindi da poter essere considerato, tra monte e valle della schiera, come isoentropico. In corrispondenza dell'apice di pala, quindi nella zona più esterna del dominio di misura, è presente un nucleo di perdita che tende ad estendersi circonferenzialmente, causato dal flusso di trafilemento di apice pala.

Osservando invece le mappe di perdita presentate nelle immagini da 6.5 a 6.8, è possibile cogliere l'evoluzione della scia procedendo verso valle, grazie appunto alle differenti traverse di misura. Si assiste quindi ad una progressiva riduzione dell'intensità delle perdite per via del continuo miscelamento, operazione in cui

concorrono fenomeni di trasporto e diffusivi, con il flusso più energizzato di centro canale. Questa interazione è di tipo viscoso e genera perdite aggiuntive.

La traslazione circonferenziale dei nuclei di perdita al crescere della distanza dal bordo di uscita, è legata al trascinamento esercitato dalla componente tangenziale di velocità allo scarico.

### Angoli allo scarico

Analizzando l'andamento dell'angolo  $\alpha$  allo scarico, si nota come il flusso sia ben guidato, ovvero abbia una direzione tangenziale pari a quella geometrica imposta dalla pala, pressoché in tutta la zona centrale del canale palare, dalla base sino all'apice. Esaminando più nel dettaglio la zona centrale, relativa alla traversa di misura più vicina ( $x/b=0.1$ , figura 6.5), si può notare come in realtà l'angolo alfa tenda a diminuire. Questo effetto può essere spiegato a partire da una caratteristica intrinseca delle schiere anulari: la riduzione della *solidity* ( $\sigma$ ) al crescere del raggio, a causa di un aumento del passo. Ciò si ripercuote sul flusso a valle in due modi: il primo è legato al fatto che le pale guidano il flusso in modo meno efficace, mentre il secondo dipende da una riduzione del rapporto di espansione, conseguenze del progressivo incremento della sezione di scarico al crescere del raggio, che genera un flusso più assiale.

In corrispondenza delle zone di scia si osserva invece una sottodeflessione del flusso, più accentuata in corrispondenza dell'apice pala, che tende ad attenuarsi man mano che il flusso procede verso valle. Una spiegazione di questo fenomeno può essere data ricordando quanto detto nel paragrafo 1.2.2, ovvero che in corrispondenza del bordo di uscita si ha una struttura vorticoso chiamata *shed vortex*, caratterizzata da vortici piccoli e molto dissipativi. Essi posseggono anche un elevato momento di inerzia (dato il loro ridotto raggio), tendendo quindi a mantenere l'orientazione del proprio asse invariata, esercitando una certa resistenza verso l'azione di trascinamento prodotta dal flusso medio. Più a valle invece, gli effetti viscosi riducono l'intensità dello *shed vortex*, il quale tende ad assumere progressivamente la direzione del flusso medio, come chiaramente visibile, osservando le figure da 6.5 a 6.8 .

L'angolo beta rimane pressoché nullo nella regione centrale del canale, ad indicare che il flusso effettivamente segue una traiettoria circolare attorno all'asse della macchina, come discusso nel paragrafo 1.1, quindi il carico centrifugo che esso assume, viene correttamente equilibrato. Invece, nelle zone di scia, dove il flusso ha dissipato gran parte della sua energia a causa degli elevati sforzi viscosi, viene spinto verso la base del canale palare, in quanto il gradiente di pressione dato dall'equilibrio radiale viene ad essere sovrabbondante.

### Pressione statica



In figura 6.5 e seguenti, si riporta la distribuzione del coefficiente di pressione statica  $C_{ps}$ , precedentemente introdotto. Analizzando dapprima la traversa di misura più vicina al bordo di uscita, è possibile notare come la pressione radiale sia crescente con il raggio in corrispondenza delle sezioni di scarico, con un tasso pressoché costante, a parità di coordinata tangenziale, per tutta l'altezza di pala. Ciò è indice della presenza di un gradiente di pressione centrifugo, necessario a mantenere l'equilibrio radiale del flusso allo scarico della schiera. Un'aspetto molto interessante è l'incremento di pressione che si ha in corrispondenza del bordo di uscita, il cui valore decresce rapidamente all'aumentare della distanza assiale dalla schiera. In realtà questo fenomeno non è legato ad un'aumento della pressione in corrispondenza del bordo di uscita, ma ad una riduzione della pressione del flusso scaricato. Per capire questo aspetto è necessario ricordare la distribuzione di pressione sul dorso di un profilo aerodinamico; a tal scopo si faccia riferimento alla figura 6.4, nella quale è presentata la distribuzione delle pressioni sulla superficie di un profilo aerodinamico non simmetrico in condizioni di incidenza nulla. Il picco di depressioni (frece uscenti) si ha prima della metà corda assiale; ma se si considera che il profilo posto in schiera possiede un angolo di calettamento non nullo, che tende ad avvicinare verso valle i punti a minore pressione, venendo quindi meglio percepiti dalla sonda. Ciò fa sì che i valori di  $C_{ps}$  in corrispondenza del centro canale tendano ad essere mediamente più bassi rispetto a quelli della zona di scia, dando origine all'andamento periodico osservabile in figura 6.5. L'intensificazione del  $C_{ps}$  nelle zone di scia man mano che si procede verso la superficie di *tip* è dovuta alla sovrapposizione dell'effetto del equilibrio radiale. Allontanandosi dal profilo, gli effetti descritti tendono a mitigarsi, dando luogo ad una distribuzione molto più uniforme in corrispondenza dell'ultima traversa di misura 6.8.

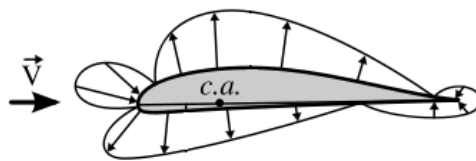


Figura 6.4: *Distribuzione delle pressioni su di un profilo aerodinamico asimmetrico in condizioni di incidenza nulla. Le frecce uscenti dal bordo del profilo indicano depressioni relative.*

### 6.2.2 Schiera statica 3D

La discussione dei risultati relativi alle pale 3D verrà effettuata impostando un confronto diretto con la schiera cilindrica, assunta come riferimento.

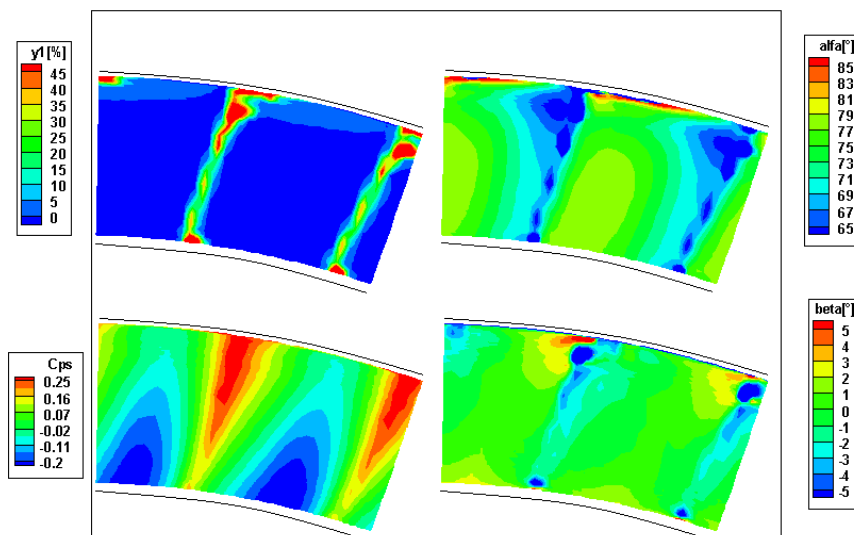
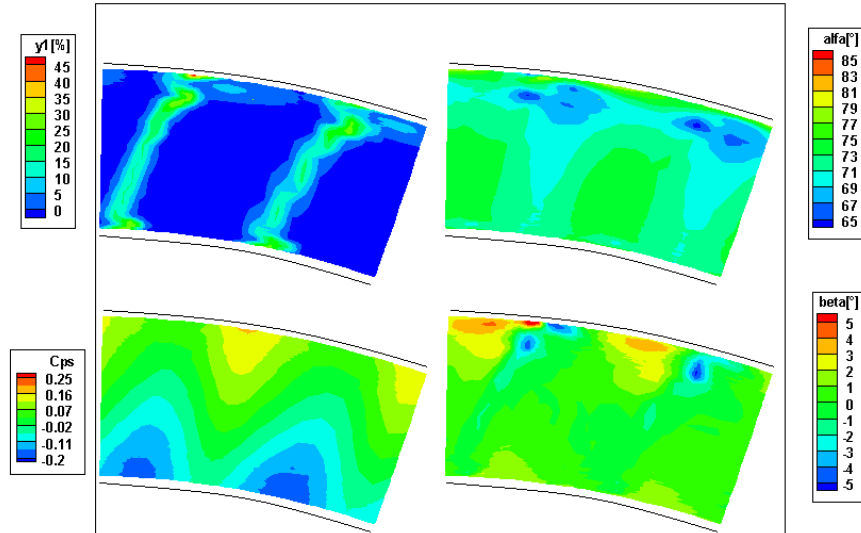
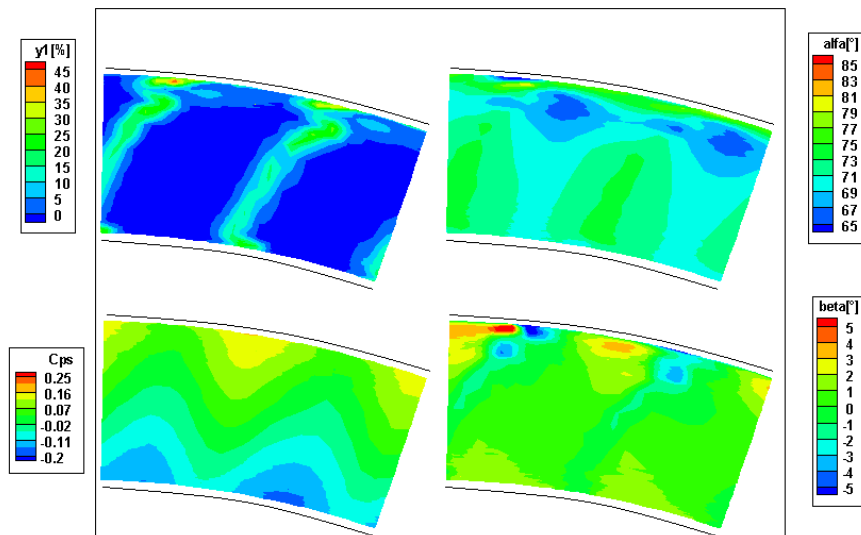


Figura 6.5: Schiera statorica cilindrica alla traversa  $x/b=0.1$ . In senso orario: perdita di pressione totale percentuale ( $y1[\%]$ ), angolo tangenziale ( $\text{alfa}[\text{°}]$ ), coefficiente adimensionale di pressione statica ( $Cps$ ), angolo radiale ( $\text{beta}[\text{°}]$ ). Traversa di misura:  $x/b=10\%$

I risultati verranno presentati mantenendo la stessa impostazione del paragrafo precedente, ovvero partendo dalla prima traversa e procedendo verso valle.

Per quanto riguarda la perdita di pressione totale, è interessante osservare come la pala 3D tende a “schiacciare” il picco di perdita a valle della scia contro la parete superiore ed inferiore del canale palare. Nella zona di *hub*, a causa del ridotto strato limite, vi è traccia del picco di perdita solo nel caso prismatico. Una possibile spiegazione dei trasferimenti di perdita descritti, può essere data considerando che il profilo 3D provato ha come tecnica di progetto dominate il *bowing*. Come detto nel paragrafo 1.4.2, una delle particolarità di questo profilo è quella di generare, all’interno del canale palare, un trasferimento di portata dalle zone di estremità verso la sezione di mezzzeria. Allo scarico invece, si assiste al fenomeno opposto, ovvero la portata ritorna verso le zone di estremità, provocando appunto un’appiattimento del nucleo di perdita in corrispondenza delle pareti di *hub* e *tip*.

Rispetto al caso cilindrico la schiera 3D caratterizza una distribuzione di pressione statica a valle più uniforme, ed una differenza di pressione fra dorso e ventre più attenuata, soprattutto alle estremità. Ciò indica una riduzione del carico palare

Figura 6.6: Schiera statorica cilindrica alla traversa  $x/b=0.25$ .Figura 6.7: Schiera statorica cilindrica alla traversa  $x/b=0.35$ .

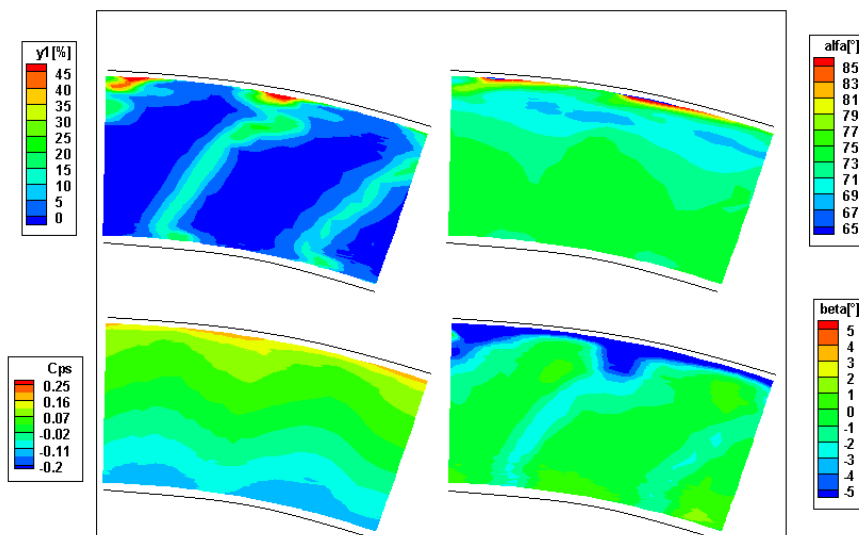


Figura 6.8: Schiera statica cilindrica alla traversa  $x/b=0.5$ .

in corrispondenze di *hub* e *tip*.

Analizzando la distribuzione dell'angolo alfa, si nota come la schiera 3D generi, nelle zone di apice e base, un flusso tendenzialmente più assiale rispetto al caso cilindrico. Questa situazione è tutto sommato attesa, e legata alla distribuzione del carico palare; un profilo *bowed* tende infatti ad essere più caricato in corrispondenza della sezione di mezzeria, quindi il flusso in uscita viene ad essere più tangenziale in tale zona. E'opportuno anche osservare come l'angolo alfa si mantenga molto più uniforme e prossimo alla direzione geometrica pressoché in tutta la zona centrale del canale palare, rispetto al caso cilindrico. Ciò è molto positivo, data la maggiore energia posseduta dal fluido in detta zona, ove è quindi necessario che il flusso sia ben guidato in modo da poter convertire al meglio la sua energia in lavoro utile. Va da sé che avere un flusso uniforme lungo tutta l'altezza di pala allo scarico sarebbe ancora meglio, ma meno incisivo come effetto, in quanto le zone di parete sono poco energizzate, quindi il loro contributo aggiuntivo alla produzione di lavoro utile sarà sicuramente minore.

L'angolo radiale beta di scarico si presenta molto differente nel caso 3D. In particolare, osservando la prima traversa di misura di figura 6.11, è possibile cogliere due aree, una in corrispondenza del *tip* e l'altra dell'*hub*, in cui il flusso assume una spiccata direzione radiale. In particolare al *tip* l'angolo beta è positivo, ad indicare una direzione radiale uscente, mentre all'*hub* è negativo, quindi

corrispondente ad una direzione radiale entrante. Queste costatazioni non aggiungono nulla di nuovo alla discussione, se non confermare quanto già esaminato circa la direzione assunta dalle linee di flusso allo scarico di una pala *Bowed*.

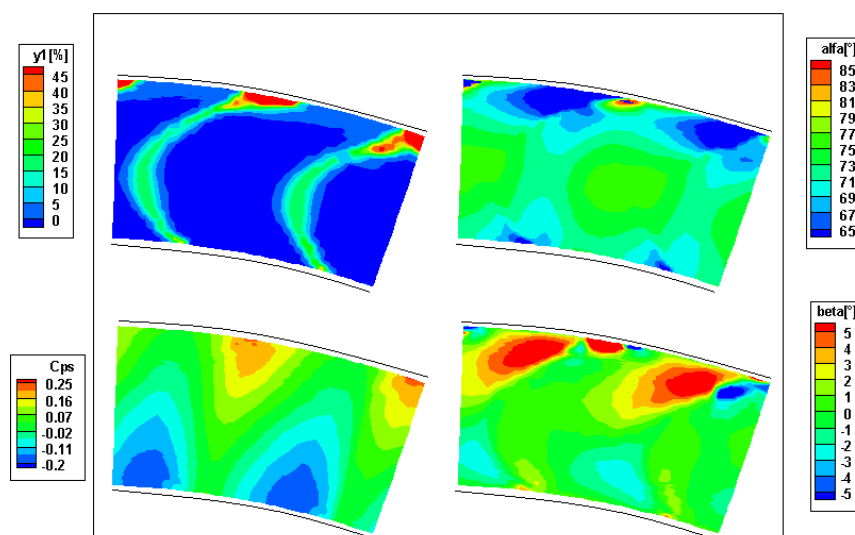


Figura 6.9: Schiera storica 3D alla traversa  $x/b=0.1$ . In senso orario: perdita di pressione totale percentuale ( $y1[\%]$ ), angolo tangenziale ( $\text{alfa}^\circ$ ), coefficiente adimensionale di pressione statica ( $Cps$ ), angolo radiale ( $\text{beta}^\circ$ ). Traversa di misura:  $x/b=10\%$

## 6.3 Analisi della vorticità

Le mappe di vorticità che verranno discusse in questo paragrafo, fanno riferimento alla vorticità *streamwise*, ovvero nella stessa direzione del vettore velocità locale. Unitamente ad esse si presenterà anche il coefficiente di perdita di pressione totale  $y1[\%]$ , già discusso nel paragrafo precedente, in modo da rendere più agile l'identificazione di alcune correlazioni tra vorticità e perdita. Il motivo per il quale si ricorre a questa strategia di confronto è legata all'impossibilità di calcolare correttamente le velocità secondarie, le quali sono di valido aiuto nell'identificazione delle differenti strutture vorticosi, in quanto non è possibile (fino ad oggi) determinare correttamente la direzione del flusso di riferimento, attraverso i soli dati sperimentali (come già ampiamente discusso nel capitolo 1.2).

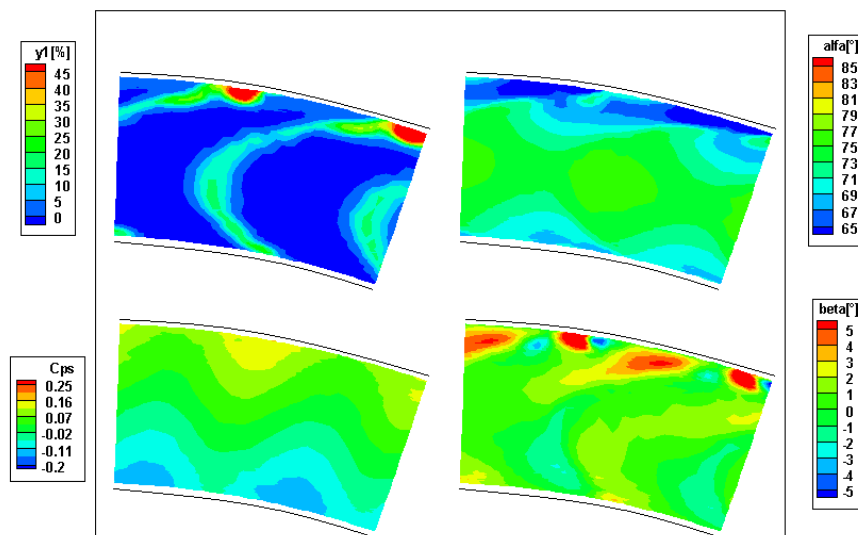


Figura 6.10: Schiera storica 3D alla traversa  $x/b=0.25$ .

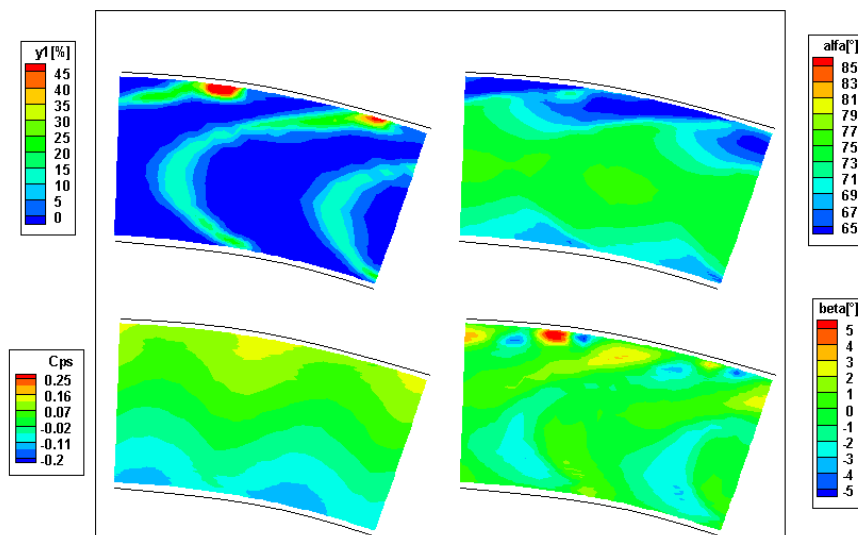


Figura 6.11: Schiera storica 3D alla traversa  $x/b=0.35$ .

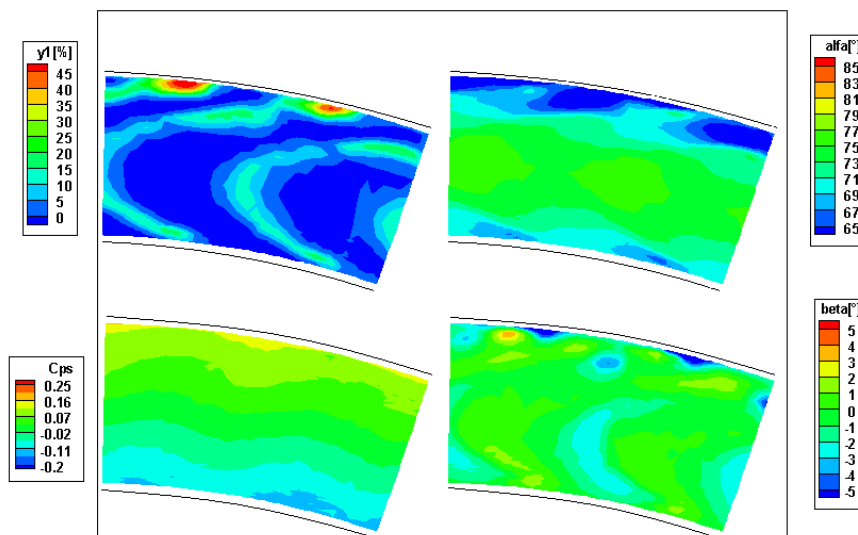


Figura 6.12: Schiera statica 3D alla traversa  $x/b=0.50$ .

### 6.3.1 Schiera statica cilindrica

La figura 6.13(a) evidenzia chiaramente i nuclei di vorticità presenti in corrispondenza del bordo di uscita, ed il loro verso di rotazione, opposto, a seconda che il vortice provenga dal dorso (di colore blu) o dal ventre (di colore rosso). Ciò è in pieno accordo con la teoria del vortice di passaggio (paragrafo 1.2.2). In aggiunta, a valle del bordo di uscita, i due nuclei vorticosi identificati vengono in contatto, originando lo *shed vortex* (paragrafo 1.2.3), strato vorticoso costituito da vortici molto piccoli e dissipativi. In corrispondenza di quest'ultima struttura vorticoso sarebbe coerente aspettarsi un picco di perdita. Il coefficiente di perdita  $y1[\%]$  conferma quanto atteso; infatti è possibile vedere come nella zona centrale della scia (meglio visibile al *tip*) vi sia un linea rossa indice di forte dissipazione. Procedendo verso valle si ha una progressiva riduzione di intensità dei vortici, ma la loro presenza permane ben chiara anche in corrispondenza del'ultima traversa di misura (figura 6.14(b))

### 6.3.2 Schiera statica 3D

L'analisi della vorticità allo scarico della schiera *bowed*, sempre partendo dalla traversa più vicina al bordo di uscita (figura 6.15) mette in luce alcuni aspetti

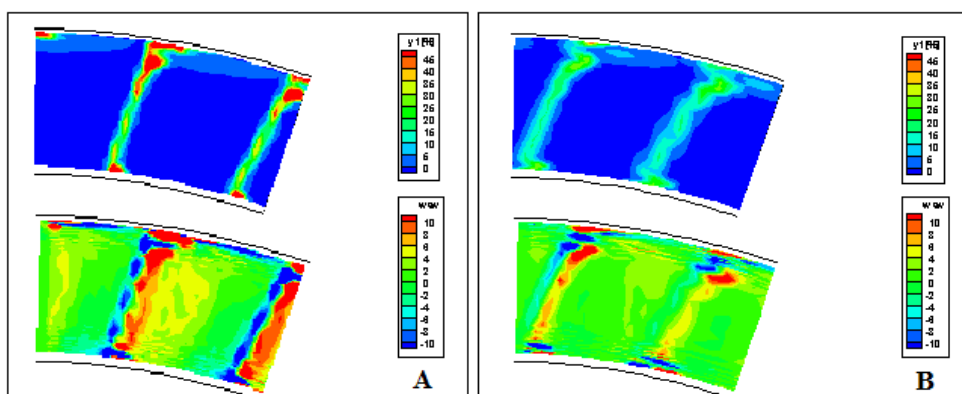


Figura 6.13: Schiera cilindrica-Perdita di pressione totale (mappa superiore) unita alla corrispondente distribuzione di vorticità streamwise, per la traversa posta ad  $x/b=0.1$  (A) e  $0.25$  (B).

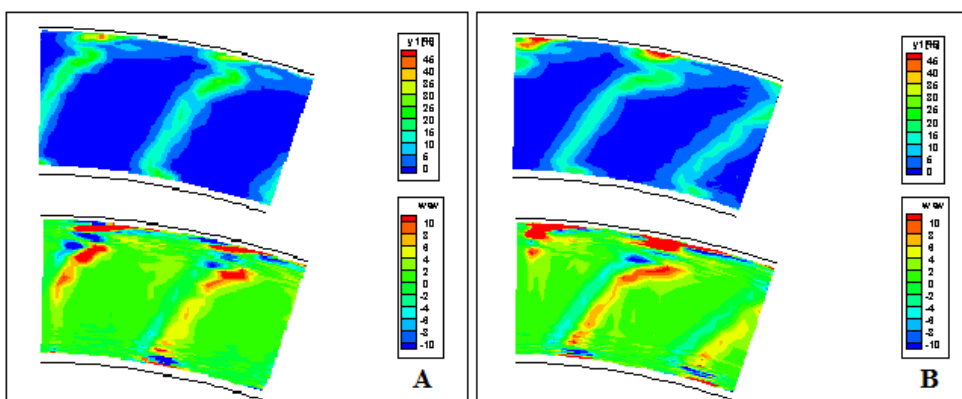


Figura 6.14: Schiera cilindrica- $x/b=0.35$  (A) e  $0.50$  (B).

molto interessanti, legati alla geometria tridimensionale che la caratterizza. Innanzitutto i nuclei di vorticità tendono ad essere più localizzati in corrispondenza delle zone di *tip* ed *hub*, come avviene per le predite, a causa delle correnti radiali cui questa geometria dà luogo allo scarico. Un'ulteriore aspetto di grande interesse può essere colto osservando congiuntamente la mappa di vorticità e di perdita per la traversa  $x/b=0.1$  della schiera 3D e cilindrica. Nella schiera 3D il nucleo di vorticità presenta ad apice pala è molto più esteso di quello nella medesima zona della schiera cilindrica. Ora, osservando invece l'intensità del coefficiente di perdita di pressione totale  $y1[\%]$ , si scopre come la zona di perdita massima sia invece più estesa nella schiera cilindrica, sebbene ad essa corrisponde un vorticità locale maggiore. Da ciò si può dedurre come la perdita di pressione totale sia



principalmente legata al carico palare, che alle estremità di una pala cilindrica è maggiore rispetto a quella di una schiera *bowed*. Inoltre, ciò è anche conferma dell'influenza che una geometria tridimensionale può avere sulla produzione di vortici. Secondo quanto esposto nel paragrafo 1.4.2, il gradiente di pressione interno al canale palare *bowed* è tale da accentuare i moti vorticosi secondari, come infatti riscontrato.

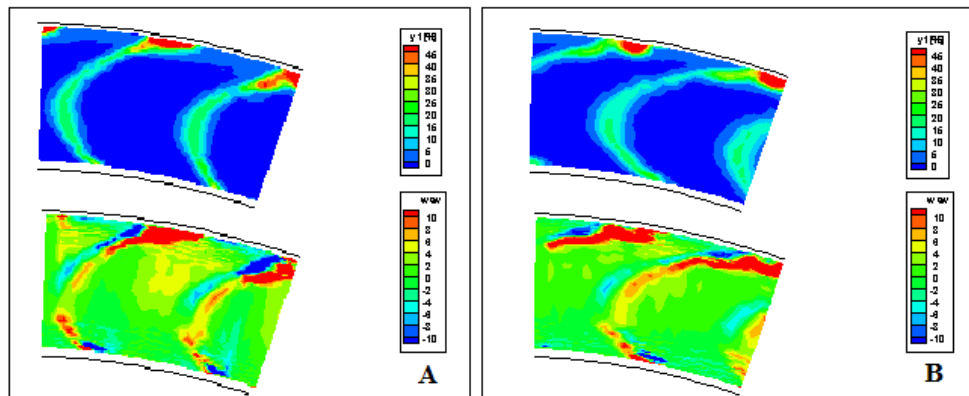


Figura 6.15: Schiera 3D-Perdita di pressione totale (mappa superiore) unita alla corrispondente distribuzione di vorticità streamwise, per la traversa posta ad  $x/b=0.1$  (A) e  $0.25$  (B).

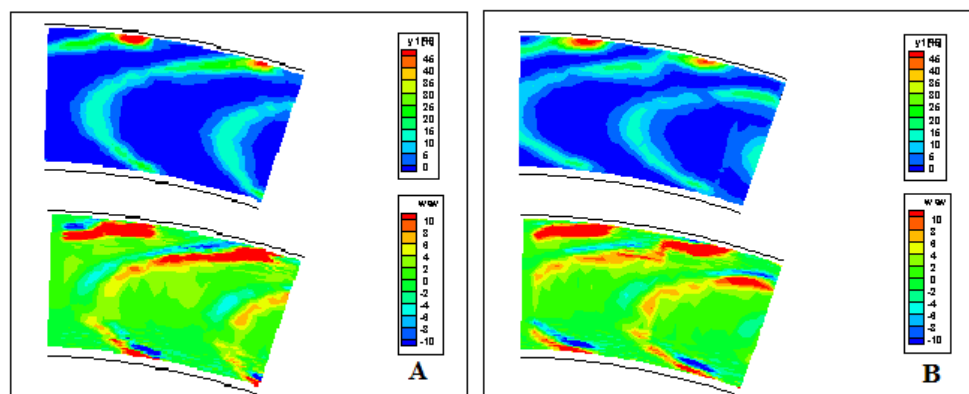


Figura 6.16: Schiera 3D- $x/b=0.35$  (A) e  $0.50$  (B).

## 6.4 Confronti fra grandezze medie

In questo paragrafo verranno confrontate le grandezze mediate lungo il passo angolare secondo i criteri esposti nel paragrafo 5.2.3.

### 6.4.1 Pressione statica

La struttura dei grafici con cui viene presentato il coefficiente di pressione statica adimensionale  $C_{ps}$ , è tale da contenerne i valori corrispondenti a tutte le traverse di misura: quattro per i dati sperimentali cilindrici e 3D, quattro per i numerici prismatici e due per i numerici 3D. Analizzando la figura 6.17, si può concludere che vi è pieno accordo fra i dati numerici e sperimentali per entrambi i profili di pala, sebbene siano state condotte a due numeri di Mach differenti ( $Mach_{is}=0.5$  per le prove sperimentali e 0.4 per i numerici). L'andamento del coefficiente di pressione statica  $C_{ps}$  è pressoché lineare con il raggio, come emerso dall'analisi precedentemente condotta delle mappe bidimensionali; è quindi ben chiaro l'effetto dell'equilibrio radiale.

### 6.4.2 Numero di Mach

Per quanto riguarda il numero di Mach allo scarico, si ritiene opportuno analizzare dapprima i soli dati sperimentali, e solo successivamente confrontarli con i rispettivi numerici.

In figura 6.19 viene realizzato un confronto diretto fra schiera cilindrica e 3D, separatamente per ciascuna traversa di misura. È interessante notare come, in corrispondenza della prima traversa di misura, il flusso scaricato dalla schiera 3D sia più lento in corrispondenza della zona di apice, rispetto a quello proveniente dalla schiera cilindrica, tendendo poi progressivamente ad accelerare man mano che il flusso procede verso valle. La minore velocità in corrispondenza dell'apice pala dipende sia da un minor carico palare in tale zona sia da un secondo effetto, per il quale è necessario considerare l'andamento delle linee di flusso a valle di un canale palare *bowed*; a tale scopo si faccia riferimento alla figura 6.18, nella quale 1 è indicativo della prima traversa di misura ( $x/b=0.1$ ) e 2 dell'ultima ( $x/b=0.5$ ). La maggiore distanza fra le diverse linee di flusso in corrispondenza della traversa più vicina, fa sì che le particelle abbiano una minore velocità rispetto a quella in corrispondenza dell'ultima traversa di misura, dove le linee di flusso sono più raccolte. Nella zona di *hub* questo effetto non è così evidente, principalmente a causa del gradiente di pressione che si instaura per mantenere l'equilibrio radiale del flusso allo scarico. Tale gradiente è diretto da base verso apice, ma è in corrispondenza della base che è più intenso, data la maggiore curvatura delle linee di flusso (si ricordi il legame che intercorre tra i due, descritto in 1.1); quindi, per

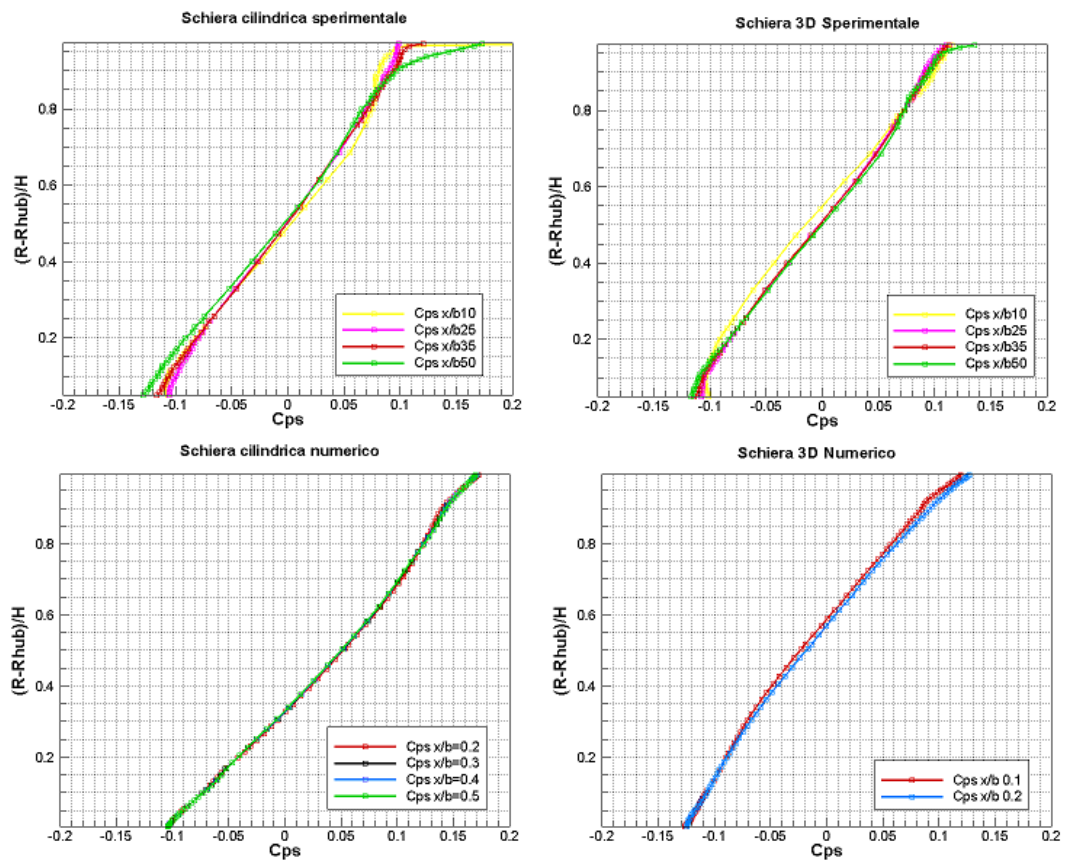


Figura 6.17: *Coefficiente di pressione statica  $C_{ps}$  allo scarico in funzione dell'altezza di pala, per tutte le traverse di misura, tipologie di pala, sperimentale e numerico.*

entrambe le pale, si ha un'accelerazione delle particelle fluide che rende difficile l'identificazione di particolari caratteristiche fluidodinamiche dovute al disegno di pala 3D.

Dati i differenti numeri di Mach fra misure sperimentali e simulazioni numeriche, è possibile instaurare un confronto solo attraverso la discussione delle distribuzioni lungo l'altezza di pala. I quattro grafici di figura 6.20 mostrano l'accordanza fra numerico e sperimentale, relativamente a ciascuna tipologia di pala. Considerando i soli dati numerici, si riscontra ancora un minore numero di Mach nella zona di apice pala, per la schiera 3D in corrispondenza della prima traversa di misura, rispetto al caso cilindrico, in accordo con quanto osservato sperimentalmente.

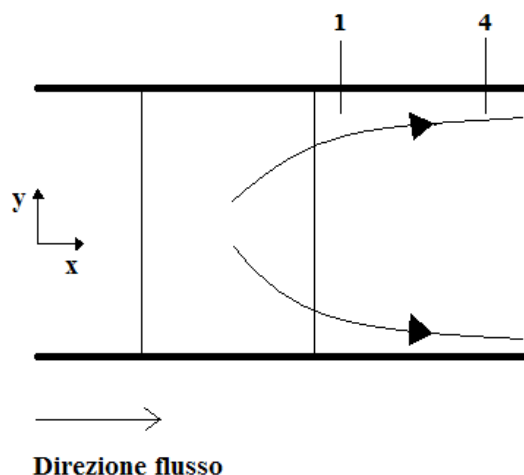


Figura 6.18: Schematizzazione dell'andamento assunto dalle linee di flusso a valle di una schiera bowed.

### 6.4.3 Angoli alfa e beta

In figura 6.21 viene rappresentato l'angolo di scarico alfa, per tutte le traverse di misura e tipologia di pala, rispettivamente per dati numerici e sperimentali. Si ricorda che questo angolo è indice della rotazione che il flusso compie su di un piano *blade to blade*, ed è calcolato rispetto alla direzione assiale (paragrafo 5.2.2).

In tutti e quattro i grafici presentati, ma specialmente per quelli relativi alla schiera cilindrica, è bene evidente l'*underturning* e l'*overturning* indotto dal vortice di passaggio. Per quanto riguarda i dati sperimentali, tali effetti sono più contenuti in corrispondenza della base di pala per via dello strato limite in ingresso più contenuto. E' molto chiara invece la differenza tra pale cilindriche e 3D. Innanzitutto la schiera 3D presenta un flusso molto più assiale in corrispondenza delle estremità di pala, ad indicare minore carico palare, mentre in corrispondenza della sezione di mezzeria, la direzione del flusso è pressoché coincidente con quella geometrica, come già notato nell'analisi delle mappe bidimensionali.

L'angolo beta caratterizza invece l'inclinazione delle linee di flusso in un piano meridiano, ed è positivo per direzioni radiali uscenti, ovvero dall'*hub* verso il *tip*. In tutte le differenti prove svolte, riassunte in figura 6.21, l'ampiezza di questo angolo è molto contenuta, difficilmente infatti essa è maggiore di  $\pm 1^\circ$ . Facendo riferimento ai dati sperimentali relativi alla schiera 3D, si ha che ancora una volta, le misure confermano la direzione delle linee di flusso allo scarico presentata in figura 6.18; infatti, in corrispondenza dell'*hub* l'angolo beta è negativo (corrente diretta verso la superficie inferiore), mentre in corrispondenza del *tip* diviene po-

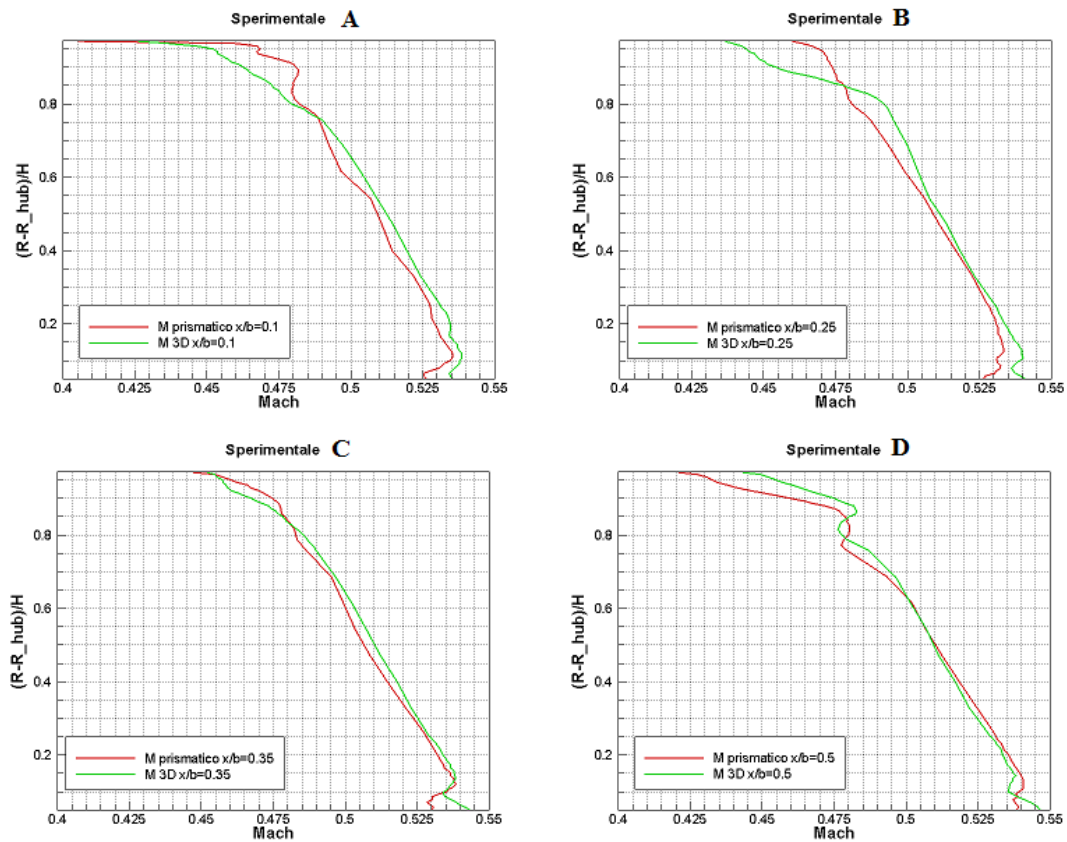


Figura 6.19: Confronto diretto numero di Mach assiale sperimentale tra schiera cilindrica e 3D, in corrispondenza di ogni traversa di misura ( $A=x/b=0.1$ ,  $B=x/b=0.25$ ,  $C=x/b=0.35$ ,  $D=x/b=0.5$ ).

sitivo (corrente diretta verso la cassa della macchina). Questo fenomeno è molto evidente per la prima e seconda traversa di misura. Procedendo verso valle l'angolo beta diventa sempre più uniforme lungo l'altezza di pala, denotando un completamento della divergenza delle linee di flusso. La soluzione numerica 3D conferma le distribuzioni rilevate sperimentalmente.

Per quanto riguarda la schiera cilindrica, relativamente ai dati sperimentali, l'angolo beta è molto uniforme in tutto il tratto centrale del canale palare, mentre in corrispondenza della zona di *tip* vi è un'oscillazione verso valori negativi, imputabili a strutture poco energizzate (come parte dello strato limite, vortice di passaggio) che vengono spinte verso il basso dal gradiente di pressione che mantiene l'equilibrio radiale del fluido.

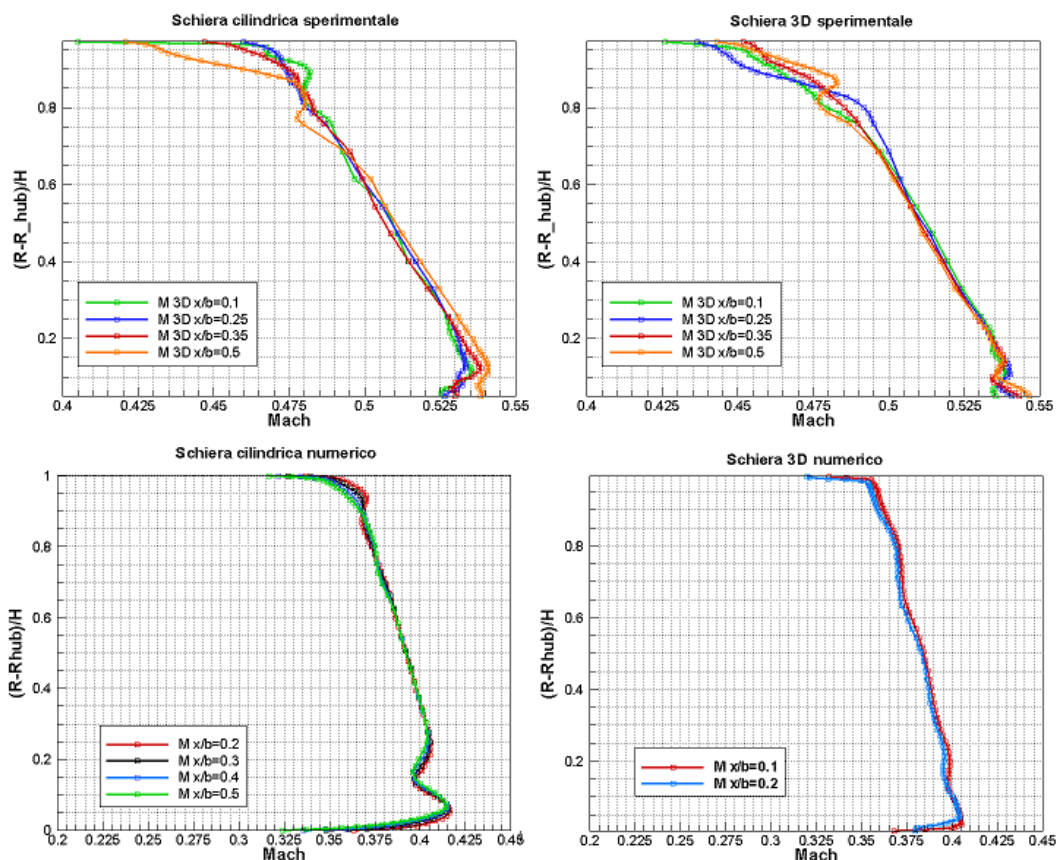


Figura 6.20: Numero di Mach allo scarico in funzione dell'altezza di pala, per tutte le traverse di misura, tipologie di pala, sperimentale e numerico.

#### 6.4.4 Coefficiente di perdita di pressione totale

Quest'ultima coefficiente riportato rappresenta il dato meno chiaro. Pertanto verranno fatte solo alcune asserzioni qualitative, ma non conclusive.

Considerando solamente i grafici relativi ai dati sperimentali di figura 6.23, è possibile constatare solo come le perdite, in corrispondenza della zona centrale del canale palare siano sensibilmente inferiori per la schiera 3D, se si esclude però dal confronto la traversa  $x/b=0.35$  della schiera prismatica. Quest'ultima infatti sembra avere un andamento anomalo (troppo elevata nel tratto centrale) e dovrà essere verificata.

Considerando anche i dati numerici, si può notare come le perdite sperimentali tendano ad essere sistematicamente più basse nella regione centrale, rispetto alle soluzioni numeriche; ciò suggerisce una certa cautela nell'impiego di codici numerici per la determinazione delle perdite. Questa sovrastima deriva general-

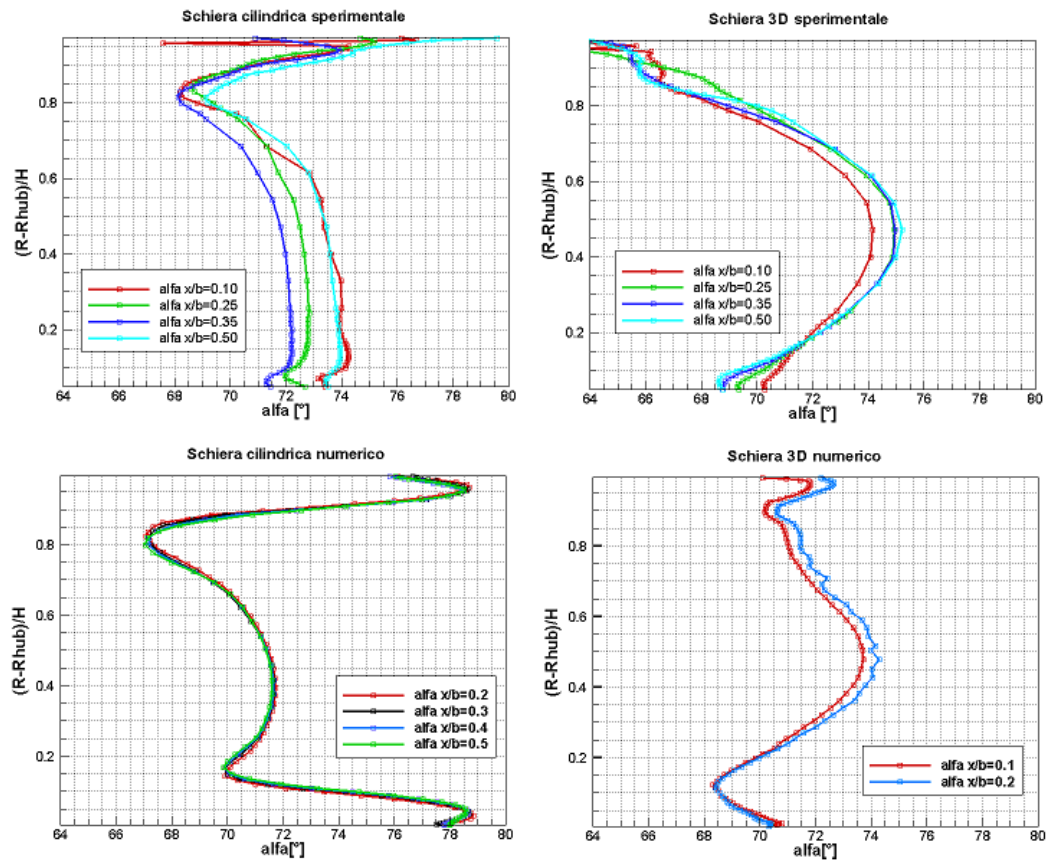


Figura 6.21: Angolo  $\alpha$  allo scarico in funzione dell'altezza di pala, per tutte le traverse di misura tipologie di pala, sperimentale e numerico.

mente dall'incertezza legata ai modelli di turbolenza, ed a tecniche numeriche eccessivamente dissipative, giustificando la necessità di una validazione sperimentale dei codici CFD, ad oggi ritenuta essenziale. Un'ultima osservazione riguarda l'evoluzione verso valle delle perdite sperimentali per entrambe le tipologie di pale, la quale appare apparentemente non monotona crescente, come invece è per le soluzioni numeriche. Anche questo aspetto sarà oggetto di indagini ulteriori.

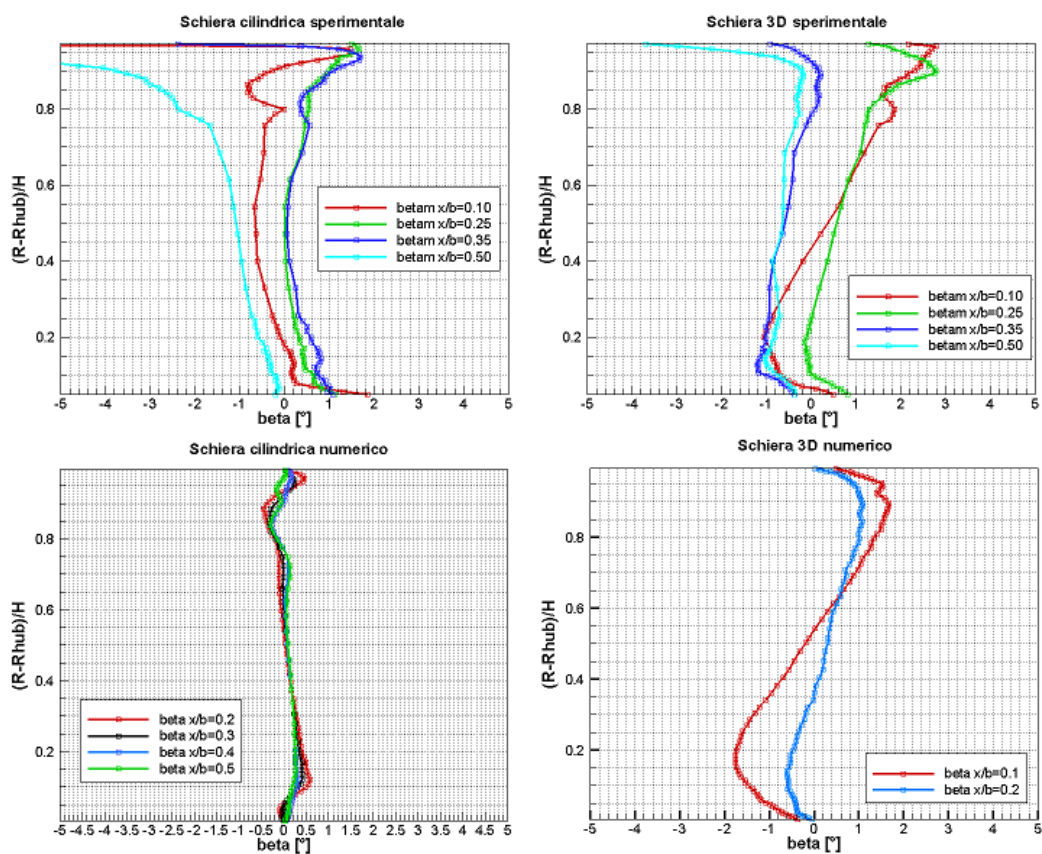


Figura 6.22: Angolo  $\beta$  allo scarico in funzione dell'altezza di pala, per tutte le traverse di misura tipologie di pala, sperimentale e numerico.



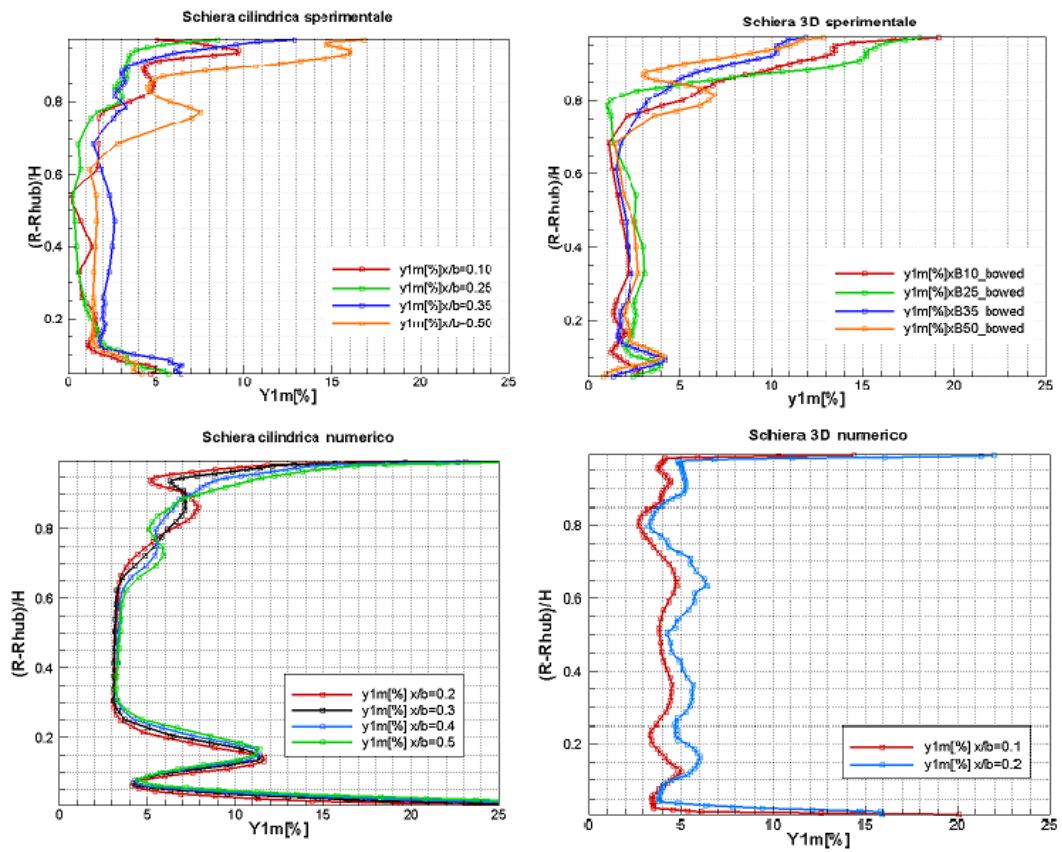


Figura 6.23: Coefficiente di perdita percentuale di pressione totale allo scarico in funzione dell'altezza di pala, per tutte le traverse di misura tipologie di pala, sperimentale e numerico.



## Conclusioni

In questo lavoro sono state esaminate e confrontate tra loro le prestazioni di schiere anulari di pale di turbina caratterizzate da disegno fortemente tridimensionale con quelle di una schiera costituita da profili cilindrici. L'indagine è stata condotta per via sperimentale, utilizzando una sonda pneumatica a cinque fori. Tale strumento si è rivelato particolarmente adatto alla valutazione delle perdite, in particolare nelle zone dove i gradienti non sono molto intensi. In prossimità del bordo di uscita i gradienti del campo di moto si sono rivelati sufficientemente intensi da rendere in taluni prove la misura meno affidabile. Questo aspetto è stato confermato anche nelle misure effettuate per la caratterizzazione del flusso in ingresso, realizzate anche con altre due sonde (*flattened* e tre fori).

L'analisi dei dati ha messo in luce significative differenze tra il campo di moto a valle di una schiera fortemente tridimensionale come quella provata, rispetto ad una tradizionale cilindrica. In particolare si è riscontrato come allo scarico della schiera 3D il flusso si presenti con un angolo nel piano *blade to blade* (*alfa*), molto più uniforme e tangenziale nella zona centrale del canale. Questo effetto conferma la corretta applicazione di un disegno 3D al fine di rendere più omogeneo il campo di moto nella zona in cui viene smaltita la maggior parte della portata. Come conseguenza è possibile estrarre un maggiore lavoro utile dalla schiera a disegno 3D.

Un altro aspetto molto importante è stato evidenziato dall'analisi congiunta di vorticità e perdite di pressione totale. In particolare, le zone di apice della pala 3D sono caratterizzate da una maggiore vorticità ma minore perdita. Infatti, nella zona di apice, la pala 3D è caratterizzata da un minore carico palare. E' noto come le perdite di pressione siano proporzionali al carico stesso. Da qui la differenza di prestazioni delle due schiere. Riguardo alla vorticità, questa è influenzata specialmente nella scia, dal disegno di pala. Questa correlazione tra carico e perdita è quindi un'ottimo spunto di riflessione. Ad un ridotto carico palare consegue

un minore gradiente di pressione trasversale, quindi il vortice di passaggio viene meno schiacciato da quest'ultimo verso il dorso della pala adiacente, conservando quindi un maggiore diametro, cui consegue una minore velocità di rotazione e dunque minori sforzi viscosi.

Un altro aspetto interessante riguarda una maggiore uniformità del campo di pressione statica a valle della schiera 3D; ciò fa sì che la dissipazione associata al miscelamento fra le differenti linee di flusso sia più contenuta.

L'analisi dell'angolo beta (inclinazione su di un piano meridiano delle linee di flusso) conferma la tendenza del profilo tridimensionale, già osservata da sperimentazioni precedenti in schiera piana, a concentrare la portata nella sezione di mezzeria.

Il confronto tra dati numerici e sperimentali mostra un buon accordo per entrambe le geometrie. Solo riguardo ai coefficienti di perdita si evince una certa discrepanza fra i dati sperimentali e numerici, in particolare questi ultimi risultano sistematicamente maggiori. Tale effetto, noto anche in letteratura, dipende dalla sovrastima del termine di diffusione da parte del codice di calcolo, mostrando ancora una volta l'opportunità del processo di validazione.

Riassumendo, è stato messo in luce come la tridimensionalità del profilo sia in grado di influenzare significativamente il flusso a valle. Il risultato più promettente risiede nella maggiore uniformità del campo di moto proprio dove il flusso possiede maggiore energia ed è quindi in grado di generare maggiore lavoro utile. In termini di perdite invece, fra pale cilindriche e tridimensionali, non sembrano esservi sostanziali differenze.

Alla luce di quanto fin qui osservato, si evidenzia l'opportunità di effettuare misure sperimentali su di un volume 3D e non soltanto a diversi piani, così da ottenere informazioni sul campo di moto nelle medesime condizioni di prova.

## Compensazione incertezze nelle misure con una sonda 5 fori

Lo schema delle connessioni differenziali tra le diverse linee pneumatiche, presente nel blocchetto trasduttori di una sonda a 5 fori, è il seguente:

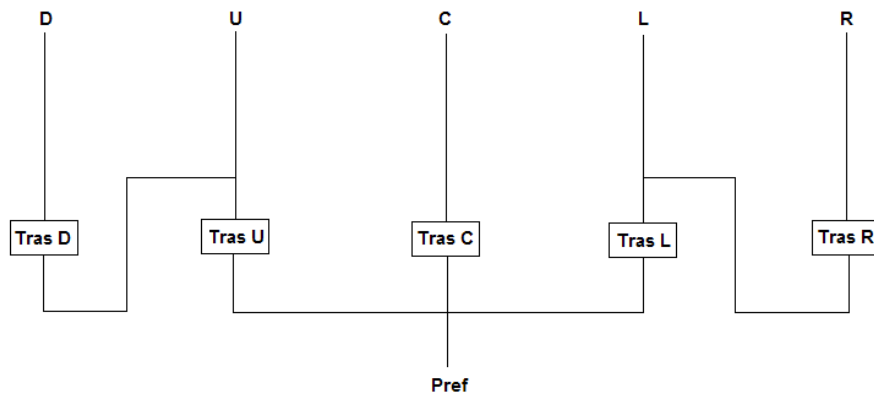


Figura A.1: Schematizzazione della configurazione di collegamento differenziale tra trasduttori e linee di pressione down (*D*), up (*U*), central (*C*) Left (*L*), right (*R*).

Si vuole ora dimostrare come la configurazione dei collegamenti differenziali influisca sull'incertezza di grandezze ottenute dalla post-elaborazione delle pressioni misurate, ma anche su quella delle pressioni stesse.

Per fare ciò si supponga di conoscere il valore vero della pressione totale di monte,  $p_{Tm,v}$  e della pressione di valle in corrispondenza della presa *central*,  $p_{c,v}$ . Si supponga inoltre di conoscere anche una misura di tali grandezze, e che i rispettivi trasduttori abbiano la medesima incertezza  $i$ . Se si assume come coefficiente in-

dice di perita la differenza tra pressione totale di monte e quella di valle, sulla base delle ipotesi fatte, è possibile osservare, sulla base di quanto di seguito esposto, come tale incertezza sia effettivamente funzione delle connessioni differenziali scelte. In particolare, per i collegamenti di figura ?? si ha:

$$p_{Tm} = p_{Tm,v} \pm i \quad \text{Lettura trasduttore } p_{Tm};$$

$$(p_{Tm} - p_c) = (p_{Tm,v} - p_{c,v}) \pm i \quad \text{Lettura trasduttore } p_c;$$

$p_c$  può essere ridotta dalla lettura del trasduttore *central*:  $p_c = p_{Tm} - (p_{Tm} - p_c)$ . Il valore di  $p_c$  è dunque compreso tra i seguenti valori di massimo e di minimo:

$$p_{Tm,v} - (p_{Tm,v} - p_{c,v}) - 2i \leq p_{Tm} - (p_{Tm} - p_c) \leq p_{Tm,v} - (p_{Tm,v} - p_{c,v}) + 2i$$

$$p_c = p_{c,v} \pm 2i$$

Questa modalità di collegamenti differenziali conduce ad un'incertezza pari a  $\pm i$  sulla misura della perdita, ed a  $\pm 2i$  sulla misura della  $p_c$ <sup>1</sup>.

Si consideri ora questo secondo tipo di connessioni, dove tutti e cinque i trasduttori sono direttamente posti in differenziale con la pressione di riferimento. Supponendo ancora valide le medesime ipotesi introduttive del caso precedente, e calcolando le medesime grandezze, si ottiene:

$$p_{tm} = p_{tm,v} \pm i \quad \text{Lettura trasduttore } p_{Tm};$$

$$p_c = p_{c,v} \pm i \quad \text{Lettura trasduttore } p_c;$$

volendo calcolare in questo caso la perdita  $p_{tm} - p_c$  ancora come differenza tra le letture dei due trasduttori:

$$p_{tm,v} - p_{c,v} - 2i \leq p_{tm} - p_c \leq p_{tm,v} - p_{c,v} + 2i$$

$$p_{tm} - p_c = p_{tm,v} - p_{c,v} \pm 2i$$

Dunque si è ottenuta per la perdita un'incertezza pari a  $\pm 2i$ , mentre una pari a  $\pm i$  per la misura di  $p_c$ , ovvero l'esatto contrario del caso precedente. Ora, dal momento che il calcolo delle perdite, come si è già più volte detto, è significativo per la caratterizzazione di una schiera, si preferisce attribuire una minore incertezza a quest'ultima, piuttosto che alla misura della  $p_c$ .

---

<sup>1</sup>Per le misure di *yaw* e *pitch* vale un ragionamento analogo essendo esse legate, proprio come la perdita, ad una differenza di pressioni.

# Appendice **B**

## Prestazioni dinamiche strumenti di misura

### B.1 Modello generale sistema di misura

Il modello matematico più comunemente utilizzato per l'analisi del comportamento dinamico di un sistema di misura è quello delle equazioni ordinarie lineari a coefficienti costanti, come descritto in [2]. Questo tipo di modellazione è molto utilizzato anche in altri campi, quali la teoria delle vibrazioni, controlli automatici... La base di questo modello presuppone la possibilità di poter scrivere la dipendenza tra un dato ingresso (desiderato o interferente che sia) e la corrispondente uscita, in termini differenziali nella seguente forma:

$$a_n \frac{d^n q_0}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1} q_0}{dt^{n-1}} + \dots a_0 q_0 = b_m \frac{d^m q_0}{dt^m} + b_{m-1} \frac{d^{m-1} q_0}{dt^{m-1}} + \dots m_0 q_i \quad (\text{B.1})$$

nella quale si è indicato con;

$q_0 \hat{=}$  l'uscita;

$q_i \hat{=}$  generico ingresso  $i$ -esimo;

$t \hat{=}$  tempo;

$a, b \hat{=}$  combinazioni dei parametri fisici del sistema assunti costanti;

L'equazione differenziale B.1 ammette soluzione della forma:

$$q_0 = q_{og} + q_{op}$$

in cui  $q_{og}$  è l'integrale generale dell'omogenea associata, il quale presenta  $n$  costanti arbitrarie determinabili imponendo  $n$  condizioni iniziali. Per giungere alla scrittura di  $q_{og}$  è necessario calcolare le  $n$ -radici dell'omogenea associata ed, in base alla tipologia di radici trovate (reali distinte, reali coincidenti, complesse coniugate o complesse e ripetute), si scrive l'integrale generale corrispondente, al quale poi, come detto, verranno imposte le condizioni iniziali. Per quanto riguarda invece l'integrale generale, non vi è una metodologia risolutiva standard, questo perché la sua forma trae origine dalla  $q_i$ . Vi sono quindi delle particolari forme di forzante  $q_i$  per le quali è impossibile trovare un integrale particolare. Per ulteriori precisazioni si veda [7].

Le forzanti di interesse ingegneristico, il più delle volte, permettono il calcolo dell'integrale particolare per mezzo del *metodo dei coefficienti indeterminati*, la cui applicabilità è soggetta a restrizioni riguardanti la differenziazione della  $q_i$ , ovvero  $d^n q_i / dt^n$ ; in particolare non è attuabile qualora le forme funzionali associate alle derivazioni successive siano continuamente crescenti. Noto l'integrale particolare esso assume la seguente forma:

$$q_{op} = a q_i(t) + b q_i'(t) + c q_i''(t) + \dots \quad (\text{B.2})$$

con  $a, b$  e  $c$ , e le successive costanti, determinabili sostituendo l'integrale nell'equazione differenziale di partenza ed imponendo la verifica dell'identità conseguente.

Riferendosi sempre al modello differenziale generale riportato in B.1, e riducendone il grado attraverso l'annullamento di opportuni coefficienti, si può giungere ad equazioni differenziali di grado zero, uno o due, particolarmente adatte alla descrizione della risposta dinamica della maggior parte degli strumenti di misura. In particolare, per uno strumento di ordine zero, il legame tra grandezza in ingresso ed in uscita è retto dalla seguente equazione differenziale, derivata dalla forma generale B.1 attraverso l'annullamento di tutti i coefficienti  $a_n$  e  $b_n$  con  $n > 0$ ; essa è quindi della forma:

$$a_0 q_0 = b_0 q_i \rightarrow q_0 = \frac{b_0}{a_0} q_i = \mathbf{K} q_i \quad (\text{B.3})$$

$$\mathbf{K} \hat{=} \frac{b_0}{a_0} \hat{=} \text{Sensibilità statica}$$

Come prima cosa si osserva che l'equazione che modella lo strumento non è tempo dipendente, pertanto  $\mathbf{K}$  è una costante; ciò conduce ad un legame ingresso uscita «perfetto», senza distorsioni o ritardi di fase, quindi uno standard di riferimento[2]. Attenzione però che l'equazione B.3 è una possibile forma di un modello matematico, basato su di una legge fisica, atto a rappresentare lo strumento, a cui non è però associato alcun sistema fisico reale. Da ciò si deduce



quindi come nella realtà piccoli ritardi di fase o distorsioni siano effettivamente presenti ma, in tal caso ingegneristicamente trascurabili.

Vi sono poi gli strumenti del primo ordine che, per definizione, seguono l'equazione differenziale B.4:

$$a_1 \frac{dq_0}{dt} + a_0 q_0 = b_0 q_i \quad (\text{B.4})$$

Gli strumenti di questa famiglia presentano effettivamente un comportamento dinamico, ovvero il segnale in ingresso viene distorto (variazione dell'ampiezza) e sfasato temporalmente di entità dipendenti dalla frequenza del segnale in ingresso. Parametro fondamentale, responsabile delle prestazioni dinamiche di questi strumenti, è la *costante di tempo*, la cui influenza è ben visibile applicando allo strumento alcuni ingressi standard quali, funzione a gradino, rampa, impulso ed ingresso armonico. La costante di tempo è quindi un indice della rapidità con cui l'uscita è in grado di adeguarsi all'ingresso.

In fine vi sono poi gli strumenti del secondo ordine, i quali verranno trattati in dettaglio nel successivo paragrafo, in quanto ad essi appartengono i trasduttori impiegati nelle prove sperimentali.

### B.1.1 Strumenti di secondo ordine

Sono strumenti il cui comportamento dinamico è descritto da un'equazione differenziale del secondo ordine, generalmente a coefficienti costanti, nella forma seguente:

$$a_2 \frac{d^2 q_0}{dt^2} + a_1 \frac{dq_0}{dt} + a_0 q_0 = b_0 q_i \quad (\text{B.5})$$

Si ricorda che i termini a secondo membro potrebbero essere più di uno ma, come detto, la B.5 così scritta è comunemente accettata come definizione.

Le equazioni differenziali del secondo ordine descrivono, generalmente, sistemi fisici o fenomeni vibratorii; è quindi attesa dallo strumento una risposta oscillante a priori. I parametri fondamentali dell'equazione B.5 sono essenzialmente tre e così definiti:

$$\begin{aligned} \mathbf{K} &\hat{=} \frac{b_0}{a_0} \hat{=} \text{Sensibilità statica} \\ \omega_0 &\hat{=} \sqrt{\frac{a_0}{b_0}} \hat{=} \text{Pulsazione propria sistema non forzato ne smorzato} \\ \zeta &\hat{=} \frac{a_1}{2 \cdot \sqrt{a_0 a_2}} \hat{=} \text{Smorzamento adimensionale} \end{aligned}$$

Anche in questo caso è possibile determinare il comportamento dinamico dello strumento, sottoponendolo ad alcuni ingressi standard, già descritti precedente-

mente, sia in modo sperimentale che analitico. Nel primo caso la realizzazione fisica dell'ingresso dipenderà esclusivamente dalla tipologia di strumento, mentre nel secondo caso basterà imporre come forzamento un'opportuna forma funzionale. Nello specifico delle prove svolte, si è interessati alla risposta dinamica propriamente detta, la quale è ben caratterizzata da un ingresso armonico, o periodico in generale, in quanto permette di mettere in luce l'entità dell'amplificazione dinamica e l'andamento del ritardo di fase al variare della frequenza e dello smorzamento. Tale analisi produce il seguente output:

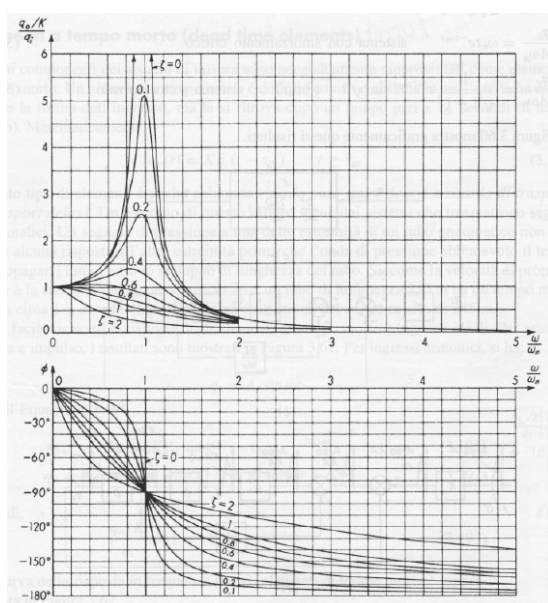


Figura B.1: Risposta in frequenza di uno strumento del secondo ordine: andamento del coefficiente di amplificazione dinamica e sfasamento.

Dall'analisi del grafico della risposta in frequenza, di figura B.1, si riscontra come tanto più alta è la frequenza propria  $\omega_0$ , tanto più la zona quasi statica, caratterizzata da un rapporto uscita-ingresso costante, è estesa, quindi tale da facilitare una misura accurata dell'ingresso  $q_i$ . L'amplificazione, puramente meccanica, della risposta e il suo ritardo di fase, sono affidati al coefficiente di smorzamento  $\zeta$ ; valori ottimali di  $\zeta$  devono dare un diagramma del modulo della risposta il più piatto possibile ed un ritardo di fase, che idealmente si vorrebbe nullo ma, per una buona riproducibilità della «forma» del segnale in ingresso, si accetta anche che sia variabile linearmente con la frequenza.

# Bibliografia

- [1] E.Boletis C.H.Sieverding, W.Van Hove. Experimental study of the three dimensional flow field in an anular nozzle guidevane. *ASME journal of Engeneering for gas turbines and power*, 1984.
- [2] Ernest O. Doebelin. *Strumenti e metodi di misura*. McGraw-Hill, Milano, 2001, ed. or. 1966.
- [3] R.C. Pankhurst D.W. Bryer. *Pressure probe methods for determining wind speed and flow direction*. National Phisical laboratory, London, 1971.
- [4] G.D'Ippolito, V.Dossena, and A.Mora. A parametrical analysis on the effect produced by leaning and bowing techniques on turbine cascades flow field.
- [5] Tony Hast. *Introduction to mesuraments techiniques*, chapter Pressure mesuraments. von Karman Istitute for Fluid Dynamics, 1994-01.
- [6] Langston L.S. Secondary flows in axial turbine. University of connetticut,U-3139 Storrs USA.
- [7] S.Salsa M.Bramanti, C.D.Pagani. *Matematica. Algebra lineare e calcolo infinitesimle*. Ed. Zanichelli, Bologna, 2004.
- [8] Alessandro Mora. *Analisi del flusso in palettature di turbina caratterizzate da geometria fortemente tridimensionale*. PhD thesis, Politecnico di Milano, 2008.
- [9] M.V.Benner, S.A. Sjolander, and S.H Moustapha. An empirical prediction method for secondary losses in turbines-part i. *Journal of turbomachinery*, 2006.
- [10] B.Lakshminarayana M.Zaccaria. Investigation of three-dimensional flow fiel at the exit of a turbine nozzle. *AIAA jurnal of propulsiona and power*, 1995.

- 
- [11] Carlo Osnaghi. *Teoria delle Turbomacchine*. Esculapio, Bologna, 2002.
- [12] Sandro Sandrolini and Giovanni Naldi. *Macchine*. Pitagora editrice, Bologna, 1996.
- [13] Butler T.L. Sharma O.P. Prediction of endwall losses and secondary flows in axial flow turbine cascades. ASME Jour. of turbomachinery 109:22-236.
- [14] V.Dossena, G.D'Ippolito, and P.Tesini G.Persico, A.Mora. On the effects of leaning and bowing techniques on turbine cascades flow field: Experimental and numerical analysis. Dipartimento di Energetica, Politecnico di Milano, via La Masa 34, I-20058-Milano.
- [15] Maria Dina Vivarelli. *appunti di meccanica razionale*. Bologna, 2003.