

**DOTTORATO DI RICERCA INGEGNERIA DELLE MACCHINE E DEI SISTEMI PER L'ENERGIA,  
L'AMBIENTE E I TRASPORTI**



**UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI GENOVA**

**DIME**

**TESI DI DOTTORATO DI RICERCA**

**XXX CICLO**

Francesco Jafelice

Relatori: Prof. Ing. Edward Canepa  
Prof. Ing. Andrea Cattanei  
Dott. Ing. Davide Lengani  
Prof. Ing. Daniele Simoni

# Studio sperimentale del flusso di ricircolo e del rumore in un ventilatore assiale

## Sommario

Il presente lavoro di tesi è incentrato sullo studio del flusso di ricircolo attraverso il gioco d'apice di ventilatori assiali per sistemi di raffreddamento automobilistici. Questo disturbo aerodinamico si comporta come un meccanismo di generazione di rumore con effetti molto significativi e, spesso, rappresenta la più importante sorgente di rumore alle basse frequenze, in grado di fornire contributi di natura sia tonale che a banda larga nello spettro di *SPL*. Nell'elaborato vengono presentati i risultati di misure acustiche (con microfono singolo) ed aerodinamiche con tecniche *Laser Doppler Velocimetry* (misure lungo traverse radiali) e *Particle Image Velocimetry* (misure sul piano meridiano).

La campagna sperimentale è stata condotta a differenti condizioni di funzionamento e differenti velocità di rotazione; i dati acquisiti sono stati elaborati con la tecnica di media di insieme in fase con la posizione del rotore, che ha consentito di estrarre le componenti del segnale con frequenza fondamentale pari alla frequenza di rotazione. A differenza di quanto poteva essere atteso, in certi casi è stata rilevata una particolare dipendenza del flusso e del rumore generato dalla velocità di rotazione che evidenzia uno scostamento dalla similitudine.

Ciò è causato dal fatto che le piccole deformazioni del rotore, dell'ordine di pochi millimetri e dovute al carico palare ed alla forza centrifuga, sono sufficienti a modificare il flusso in uscita dal gioco, che tende a divenire centrifugo invece che rivolto assialmente verso monte. Si tratta quindi di un fenomeno molto complesso e fortemente sensibile anche a piccoli dettagli geometrici.

Dato che il flusso di ricircolo è instazionario ma non è periodico alla frequenza di rotazione, non è stato possibile estrarne la struttura temporale tramite la media in fase. Però, è stato possibile ricavare informazioni sulla sua struttura istantanea dalle misure *PIV* mediante l'impiego della tecnica della decomposizione ortogonale propria. In particolare, si nota una coerenza fra la transizione degli spettri del *SPL* e la natura e la disposizione spaziale delle strutture vorticosi individuate.

# **An experimental study of the tip gap flow and related noise in an axial flow fan**

## **Abstract**

The present work aims to analyze the nature and the property of the flow recirculating through the tip-gap of subsonic axial fans normally used in cooling systems of automotive engines.

Due to the pressure difference between the downstream environment and upstream one, the fluid flows around the tip of a blade (reversed flow), causing vortex structures. In shrouded fans, these vortices interact with the fan blades and create an additional important source of noise in the low frequency range.

The noise produced by this phenomenon may be of both discrete at frequencies slightly lower than the blade passing frequency (*BPF*) and harmonics and broadband nature, because of the irregular and time-variant nature of turbulent structures. This thesis provides results of both acoustic (single microphone) and aerodynamic measurements (*Laser Doppler Velocimetry e Particle Image Velocimetry*). Different operating conditions and rotational speeds were adopted during the experimental measurements.

The acquired data was processed using the phase-locked ensemble average technique, which allows to extract the components of the signal with a fundamental frequency equal to the rotational frequency. Unlike it could be expected, in some cases the results show a dependence of the flow, and consequently of the generated noise, on the rotational speed, highlighting a deviation from the similarity conditions. This is caused by slight deformations of the rotor, in the order of few millimeters, due to the blade loading and the centrifugal force; such deformations are sufficient to modify the tip flow, which tends to become centrifugal.

The phenomenon is very complex and extremely sensitive to slight geometrical details. Since the tip flow is unsteady phenomenon with typical frequencies different from the rotational one, it is not possible to extract its time structure with the ensemble average technique phase-locked with the rotor position. However, it has been possible to obtain more information about its instantaneous structure processing the *PIV* results by means of the application of the proper orthogonal decomposition technique. In particular, the results show a correlation between the transition of the *SPL* spectra and the pattern of the identified vortical structures.

“Considerate la vostra semenza:  
fatti non foste a viver come bruti,  
ma per seguir virtute e canoscenza”.

## **Ringraziamenti**

Voglio ringraziare i miei tutor per il supporto che mi hanno fornito durante i tre anni anche nei momenti di difficoltà.

Anche un ringraziamento al coordinatore Prof. Roberto Cianci per l'ottimo percorso triennale che mi ha fornito e le ottime lezioni.

La mia famiglia per essermi stata sempre vicino e per avermi permesso di continuare gli studi e ottenere il titolo più alto a livello accademico.

# Indice

<b>Sommario</b> .....	I
<b>Abstract</b> .....	II
<b>Ringraziamenti</b> .....	IV
<b>1 – Introduzione</b> .....	1
1.1 – Struttura della tesi .....	2
<b>2 – Oggetto di studio</b> .....	3
2.1 – Caratteristiche funzionali del ventilatore .....	3
2.2 – Meccanismi di generazione del rumore nel modulo di raffreddamento .....	5
2.3 – Flusso di ricircolo al gioco d’apice .....	10
<b>3 – Tecniche di misura e strumentazione</b> .....	21
3.1 – Misure acustiche.....	21
3.1.1 – Richiami teorici .....	21
3.1.2 – Spettro di SPL.....	22
3.1.3 – Caratteristiche della misura .....	23
3.1.4 – Set-up di misura e strumentazione.....	24
3.1.5 – Procedimento operativo .....	27
3.2 – Misure aerodinamiche con tecnica Laser Doppler Velocimetry.....	27
3.2.1 – Caratteristiche generali .....	27
3.2.2 – Principio di funzionamento e modello a frange di interferenza .....	28
3.2.3 – Inseminante.....	32
3.2.4 – Volume di misura .....	32
3.2.5 – Trasduzione del segnale.....	34
3.2.6 – Catena di misura .....	35
3.2.7 – Procedimento operativo .....	36
3.2.8 – Valutazione degli effetti deformativi.....	38
3.3 – Misure aerodinamiche con tecnica Particle Image Velocimetry.....	40
3.3.1 – Caratteristiche generali .....	40
3.3.2 – Principio di funzionamento e catena di misura .....	41
3.3.3 – Teoria della cross-correlazione nel PIV .....	43
3.3.4 – Risoluzione delle strutture di velocità .....	48

3.3.5 – Procedimento operativo .....	49
<b>4 – Tecniche di rielaborazione dei dati .....</b>	<b>51</b>
4.1 – Rielaborazione dei dati acustici .....	51
4.2 – Rielaborazione dei dati aerodinamici ottenuti con tecnica LDV .....	52
4.2.1 – Media e standard deviation .....	52
4.2.2 – Media in fase .....	53
4.2.3 – Vorticità .....	54
4.3 – Rielaborazione dei dati aerodinamici ottenuti con tecnica PIV .....	55
<b>5 – Caratterizzazione aeroacustica del set-up di prova .....</b>	<b>61</b>
5.1 – Risultati delle misure in rampa di velocità .....	61
5.2 – Risultati delle misure a velocità costante .....	64
<b>6 – Studio aerodinamico con tecnica LDV .....</b>	<b>80</b>
6.1 – Andamenti ottenuti dalle medie .....	80
6.2 – Andamenti ottenuti dalle medie in fase .....	95
<b>7 – Studio aerodinamico con tecnica PIV .....</b>	<b>115</b>
7.1 – Campi vettoriali istantanei .....	116
7.2 – Campi vettoriali medi .....	121
7.3 – Campi vettoriali mediati in fase .....	126
<b>8 – La tecnica della decomposizione ortogonale propria (POD) .....</b>	<b>131</b>
<b>9 – Analisi del flusso mediante la POD .....</b>	<b>135</b>
<b>10 – Conclusioni .....</b>	<b>152</b>
<b>Bibliografia .....</b>	<b>154</b>
<b>Simbologia .....</b>	<b>156</b>
<b>Appendice A Codice Matlab per il calcolo della vorticità .....</b>	<b>158</b>

# 1. Introduzione

Il rumore aerodinamico emesso dai sistemi di raffreddamento degli autoveicoli rappresenta un importante contributo all'inquinamento acustico in ambito urbano e anche un limite al comfort interno della vettura. Le basse velocità di avanzamento dei veicoli ed i carichi relativamente contenuti richiesti ai motori in tali circostanze rendono, infatti, meno importanti altri tipi di sorgenti acustiche, come il rumore dovuto alla combustione, quello di natura meccanica dovuto agli organi delle varie catene cinematiche in esercizio e quello di rotolamento degli pneumatici. Le normative vigenti in materia di inquinamento acustico e le specifiche richieste dei costruttori automobilistici, volte all'ottenimento di moduli meno rumorosi e dettate da una concorrenza in forte espansione, fissano limiti stringenti non solo alla potenza acustica emessa, ma anche sull'emersione delle componenti tonali rispetto al contributo a banda larga e sulla loro rispettiva distanza in frequenza. Inoltre, sono richiesti ventilatori con prestazioni sempre più elevate, a causa dei maggiori flussi termici da smaltire dai radiatori, e più compatti, a causa della tendenza a minimizzare gli ingombri e ad attrezzare il sottocofano con organi ausiliari [1]. La conseguenza di ciò è che il contenimento delle emissioni acustiche, senza deterioramento delle prestazioni aerodinamiche, rappresenta attualmente uno dei principali problemi nella progettazione dei ventilatori per sistemi di raffreddamento automobilistici. Un contributo fondamentale al rumore emesso è generato dal flusso di ricircolo attraverso il gioco d'apice, sia dal punto di vista quantitativo, sia da quello qualitativo, poiché associato a componenti tonali particolarmente importanti nello spettro del *SPL*. Il flusso di ricircolo, dovuto alla differenza di pressione tra gli ambienti di monte e di valle del rotore, è particolarmente complesso in quanto costituito da strutture di scala variabile, dotate di prerotazione positiva [8], che vengono emesse irregolarmente. Queste vengono successivamente reingerite dal rotore, dando luogo a rumore tonale a frequenze inferiori a quella di passaggio di pala ed innalzando il livello generale nella parte a bassa frequenza dello spettro di *SPL*. Sebbene le caratteristiche principali del meccanismo di generazione siano note, la sua complessità è decisamente elevata e l'effetto dei parametri che lo condizionano è in parte sconosciuto; le informazioni reperibili in letteratura sono piuttosto limitate e di carattere principalmente teorico o numerico [10,11,12,13,17,18,19], mentre un recente studio sperimentale [2] ha mostrato una forte dipendenza dai dettagli della geometria della zona d'apice e di monte e anche dal punto di funzionamento a cui si opera. Il fenomeno è difficilmente prevedibile con sufficiente accuratezza mediante approcci tradizionali. Per esempio, le simulazioni attraverso software CFD sono computazionalmente onerosissime e spesso inaffidabili, anche perché non sono disponibili informazioni sperimentali utili alla validazione dei risultati. Vista la forte variabilità della morfologia degli spettri di *SPL* nella parte a bassa frequenza e l'impossibilità di definire a priori le caratteristiche delle strutture presenti nel flusso di ricircolo e responsabili della variazione del carico palare che dà luogo al rumore aerodinamico, si deduce che, al fine ultimo di minimizzare il rumore emesso, è necessario uno studio in dettaglio del meccanismo di generazione. In particolare, lo studio è di utilità per l'accrescimento della conoscenza sul fenomeno, necessaria per la progettazione delle giranti, e per fornire dati utili alla validazione dei risultati ottenibili per via numerica. Lo scopo della presente tesi, svolta interamente presso i laboratori del DIME, è quello di approfondire la conoscenza del fenomeno fluidodinamico mediante misure acustiche in camera anecoica e misure aerodinamiche (con tecniche *Laser Doppler Velocimetry* e *Particle Image Velocimetry*) che permettano di ottenere informazioni sul campo di moto del ventilatore. L'intera campagna sperimentale è stata condotta a differenti

condizioni di funzionamento per valutarne l'influenza diretta sulla natura del flusso e, di conseguenza, sulle caratteristiche del rumore generato. Di forte rilievo per lo studio sono anche gli aspetti deformativi che interessano il ventilatore in esercizio e la diretta correlazione con la variazione delle caratteristiche aeroacustiche del flusso di ricircolo.

Inoltre, è degna di menzione l'applicazione della tecnica della decomposizione ortogonale propria ai risultati delle misure PIV, al fine di individuare la presenza di strutture di flusso organizzate nel flusso di ricircolo.

## 1.1 Struttura della tesi

Il presente elaborato è organizzato nel seguente modo:

Il **capitolo 2** è dedicato alla descrizione del ventilatore studiato, ovvero della sua geometria e degli aspetti aeroacustici di interesse. Inoltre, viene presentato il problema legato al flusso di ricircolo al gioco d'apice ed i vari parametri da cui, nel presente caso, dipendono le sue caratteristiche.

Il **capitolo 3** è dedicato alla descrizione delle tecniche di misura utilizzate nella campagna sperimentale, partendo dalle misure acustiche e passando successivamente alle misure aerodinamiche (*LDV* e *PIV*). In particolare, vengono descritti i principi fisici su cui sono fondate e la metodologia applicativa in ambiente di laboratorio, specificando l'impostazione seguita e giustificandola in base agli obiettivi posti.

Il **capitolo 4** è dedicato alla descrizione delle tecniche di rielaborazione dati utilizzate, specialmente per le analisi aerodinamiche. Oltre alla tipologia di dati estrapolati, vengono descritte le quantità di interesse per lo studio.

Il **capitolo 5** è dedicato alla discussione dei risultati delle prove acustiche eseguite sulla configurazione di prova e si pone come punto di partenza per le prove aerodinamiche successive.

Il **capitolo 6** è dedicato alla discussione dei risultati delle prove aerodinamiche effettuate con la tecnica *LDV*. In particolare, si parte dall'analisi degli andamenti medi temporali della velocità per poi passare a quella delle quantità mediate in fase.

Il **capitolo 7** è dedicato alla discussione dei risultati delle prove aerodinamiche effettuate con la tecnica *PIV*. In particolare, vengono presentati alcuni campi vettoriali istantanei, i campi vettoriali medi ed i campi vettoriali mediati in fase.

Il **capitolo 8** è dedicato alla descrizione, essenziale, della tecnica della decomposizione ortogonale propria (POD).

Il **capitolo 9** è dedicato alla descrizione dei risultati della POD.

Il **capitolo 10** è dedicato alle conclusioni tratte a seguito della campagna sperimentale.

A seguire, vi sono la **Bibliografia**, la **Simbologia** utilizzata e l'**Appendice A**, comprendente uno spezzone di programma Matlab utilizzato durante il post-processing.

## 2. Oggetto di studio

### 2.1. Caratteristiche funzionali del ventilatore

L'oggetto di studio del presente lavoro di tesi è un ventilatore assiale ad alte prestazioni, ovvero una macchina in cui il flusso d'aria passa attraverso il rotore in direzione sostanzialmente parallela all'asse di rotazione, mantenendo invariata la direzione media del flusso sebbene si instaurino fenomeni vorticosi di differente natura. La componente assiale della forza esercitata dalle pale è rivolta dall'ingresso verso l'uscita e provoca un aumento della pressione statica o un'accelerazione del fluido a seconda dei casi e del punto di funzionamento. La componente tangenziale della velocità è legata allo scambio di lavoro mentre la componente radiale è generalmente trascurabile. Questa tipologia di ventilatore è maggiormente indicata per situazioni con un alto numero di giri specifico (ovvero alte portate e basse prevalenze) e durante l'esercizio non vengono riscontrate variazioni significative della densità del fluido operato.

Si ipotizza che la velocità di trascinamento rimanga costante tra la sezione di ingresso e quella di uscita e che il flusso in ingresso possieda componente tangenziale della velocità assoluta trascurabile, dove:

$u$  = velocità di trascinamento [ $m/s$ ]

$v_{\theta}$  = componente tangenziale della velocità assoluta [ $m/s$ ]

Il ventilatore studiato presenta una girante con 9 pale equispaziate circonferenzialmente e ricoperta esternamente, in corrispondenza del raggio d'apice, con un anello di collegamento tra le varie pale. Questo elemento, riscontrabile solitamente nei ventilatori utilizzati per applicazioni a velocità limitate, assicura maggiore resistenza strutturale ai rotori provvisti di pale sciabolate e limita, quanto più possibile, il flusso di ricircolo tra gli ambienti di valle e di monte [9]. Tale anello aumenta il rendimento volumetrico, contrastando il flusso di ricircolo, ma ha anche un effetto negativo poiché aumenta il rumore a bassa frequenza, con contributi sia di tipo broadband che tonali. Il rotore, realizzato in materiale composito ( $\rho = 1320 \text{ kg/m}^3$ ,  $E = 5400 \text{ MPa}$ ) ottenuto a partire da una matrice in Poliammide a cui vengono aggiunte fibre di vetro in quantità pari al 25%, presenta un diametro esterno pari a  $460 \text{ mm}$ , un diametro di mozzo pari a  $181 \text{ mm}$  e una corda variabile da  $65 \text{ mm}$  al raggio di mozzo a  $72 \text{ mm}$  per quello d'apice.

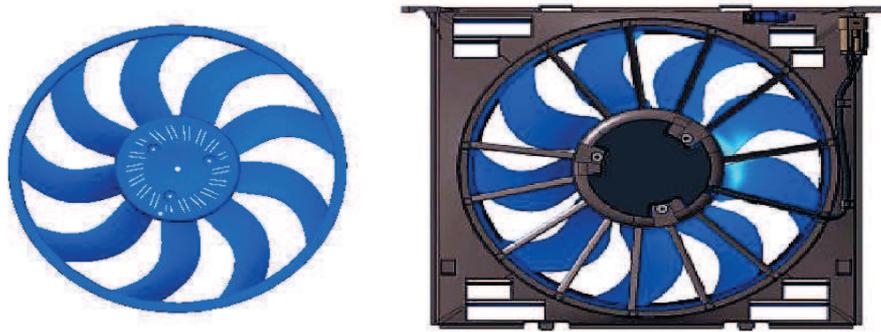


Fig. 2.1 – Ventilatore e modulo di raffreddamento senza radiatore

Tale ventilatore è progettato e prodotto dall'azienda Johnson Electric Asti srl e viene installato nei sistemi di raffreddamento di motori ad accensione comandata turbosovralimentati per autoveicoli (Fig. 2.1). Nei gruppi di raffreddamento il rotore è montato 30 mm a valle del radiatore, ma il presente studio è effettuato in una configurazione semplificata, in cui l'aspirazione avviene direttamente dall'ambiente (mostrata in Fig. 3.3). In condizioni ambiente (20°C, 101300 Pa) il ventilatore, operando a velocità nominale pari a  $\Omega = 2725 \text{ rpm}$ , elabora una portata d'aria pari a  $Q = 1.081 \text{ m}^3/\text{s}$  generando un incremento di pressione statica rispetto alla pressione ambiente pari a  $\Delta p = p_2 - p_0 = 320 \text{ Pa}$  con un rendimento globale  $\eta_g = Q\Delta p/P_{el} \geq 40\%$ . Indicando con  $D_{tip}$  e  $u_{tip}$  rispettivamente il diametro e la velocità di trascinarsi all'apice della pala è possibile adimensionalizzare portata e prevalenza. Al punto di funzionamento nominale (indicato nel seguito con l'acronimo DP):

$$\Phi_{DP} = \frac{Q}{u_{tip} \frac{D_{tip}^2}{\pi \frac{4}{4}}} = 0.095 \quad \Psi_{DP} = \frac{\Delta p}{0.5\rho u_{tip}^2} = 0.134 \quad (2.8)$$

Il punto di funzionamento a mandata libera (di grande rilevanza per lo studio sperimentale descritto nel seguito, indicato con l'acronimo ML), ovvero in condizioni di massima portata ed effetto utile ( $\Delta p$ ) nullo è caratterizzato da:

$$\Phi_{ML} = \frac{Q}{u_{tip} \frac{D_{tip}^2}{\pi \frac{4}{4}}} = 0.164 \quad \Psi_{ML} = \frac{\Delta p}{0.5\rho u_{tip}^2} = 0 \quad (2.9)$$

Il range di funzionamento del ventilatore varia tra 1000 e 3000 rpm (Fig. 2.14), sia durante le campagne di prova, sia in condizioni di funzionamento reali.

La curva caratteristica a regime nominale (2725 rpm) è stata ottenuta dall'azienda produttrice con un circuito test descritto da normativa. In particolare, essa si riferisce a condizioni di prova in assenza di palettature raddrizzatrici del flusso in ingresso. La misura della portata è stata effettuata in un condotto a monte del rotore, ovvero senza la possibilità di valutare la portata di ricircolo. Tramite la teoria della similitudine è stato possibile estendere i risultati ottenuti sperimentalmente al regime di 2725 rpm ad altri regimi di funzionamento di interesse (nel paragrafo 3.1.4 vengono mostrate le varie curve a diversi regimi). Infine, sempre grazie alla teoria della similitudine, è stato possibile ricavare la curva caratteristica adimensionale (Fig. 2.2).

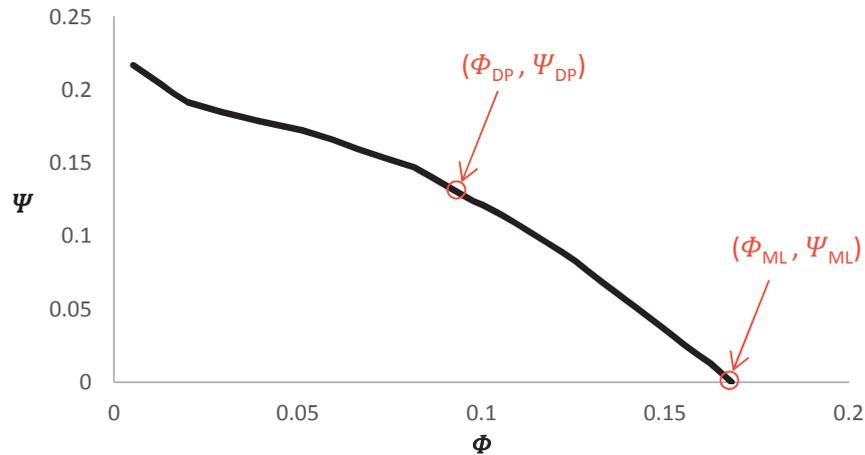


Fig. 2.2 – Curva caratteristica adimensionale

Nel punto di funzionamento a DP a 2725 rpm il numero di Reynolds, basato sulla corda del profilo e sulla velocità relativa all'ingresso, definito dalla (2.10), è pari a  $1.77 \cdot 10^5$  al mozzo e pari a  $4.40 \cdot 10^5$  all'apice della pala.

$$Re_c = \frac{w_1 c}{\nu} \quad (2.10)$$

dove:

$w_1$  = velocità relativa all'ingresso [m/s]

$c$  = corda del profilo [m]

$\nu$  = viscosità cinematica dell'aria [ $1.5 \cdot 10^{-5} m^2/s$ ]

L'intensità di turbolenza, (2.11), in ingresso al rotore, valutata per raggi di pala intermedi (ovvero dove il flusso è indisturbato). Nel punto di funzionamento a ML è circa pari al 6% per tutti i regimi, mentre per i casi a DP è pari al 10% a 1800 rpm e 2400 rpm e pari al 12% per il regime a 3000 rpm (la frequenza di rotazione è 50 Hz e quindi considerando 9 pale la BPF è pari a 450 Hz). Essa è strettamente legata all'energia cinetica turbolenta, a cui si rimanda la trattazione nel capitolo 6. La definizione di standard deviation, invece, viene fornita nel paragrafo 4.2.1.

$$Tu = \left( \frac{\sqrt{\frac{1}{2}[(Std(v_a))^2 + (Std(v_\theta))^2 + (Std(v_r))^2]}}{\sqrt{(v_a)^2 + (v_\theta)^2 + (v_r)^2}} \right) 100 \quad (2.11)$$

## 2.2. Meccanismi di generazione del rumore nel modulo di raffreddamento

La prima causa di rumore in un sistema di circolazione dell'aria è il ventilatore principale. Il problema può poi essere aggravato dalla sovrapposizione di rumori secondari generati dal sistema stesso, come ad esempio il passaggio forzato dell'aria attraverso condotti, aperture e griglie. In questo elaborato viene analizzato solamente il rumore

prodotto dal ventilatore e, in particolare, il contributo dovuto all'interazione tra le superfici solide ed il flusso, ovvero il cosiddetto rumore aerodinamico. Esistono, infatti, anche contributi dovuti al motore di azionamento del ventilatore, attribuibili alla commutazione oppure alla presenza di giochi o difetti da usura negli anelli o nei corpi volventi dei cuscinetti di sostentamento. Quest'ultimi, combinati ad eventuali lievi sbilanciamenti di tipo statico o dinamico che durante l'esercizio a regime costante inducono, rispettivamente, eccentricità e momenti alterni ribaltanti gravanti sull'albero motore (che sostiene il ventilatore a sbalzo), possono dar luogo a stati vibratori che interessano più parti dell'assieme e provocano contributi aggiuntivi di rumore. L'energia vibratoria, trasmessa rigidamente alle altre parti dell'assieme, viene ceduta facilmente all'aria da parte di superfici solide estese in grado di imprimere fluttuazioni locali sugli strati di aria vicino ad esse dando luogo a contributi di rumore di origine vibroacustica. Per quanto riguarda il contributo di origine aerodinamica, il rumore generato dal ventilatore in esercizio dipende principalmente dalle fluttuazioni della pressione sulla superficie delle pale (carico palare) ed è definito *unsteady loading noise*. Esso si differenzia dallo *steady loading noise*, legato alla variazione del fattore Doppler dovuta al moto del rotore e trascurabile in questo caso poiché rilevante solamente per macchine lavoranti ad alto numero di Mach. Nel caso in esame, infatti, il numero di Mach è contenuto e può essere calcolato nel regime di rotazione massimo (3000 rpm) attraverso la formula (2.12):

$$Ma = \frac{\Omega_{max}(\frac{D}{2})}{a_0} = \frac{3000 \frac{2\pi \cdot 0.46}{60 \cdot 2}}{343} \cong 0.21 \quad (2.12)$$

dove:

$\Omega_{max}$  = velocità di rotazione massima [rpm]

$D_{tip}$  = diametro esterno ventilatore [m]

$a_0$  = velocità di propagazione delle onde sonore a  $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  [m/s]

L'*unsteady loading noise*, essendo legato a tutte le possibili cause di variazione del carico palare riscontrabili durante l'esercizio, risulta essere fortemente dipendente dall'ambiente di lavoro, dalle caratteristiche del flusso in ingresso e dalle condizioni di installazione [3]. Proprio per questo non è di facile previsione e studi di tipo numerico recentemente impostati e riscontrabili in letteratura [10,11,12,13] possono fornire informazioni importanti ma risultano insufficienti senza una validazione sperimentale. E' possibile distinguere tra rumore generato dal ventilatore a prescindere dall'installazione e rumore dipendente dall'installazione. Il primo può essere diminuito esclusivamente in fase di progetto, mentre il secondo può essere diminuito attraverso un'attenta installazione e controllo del flusso in ingresso.

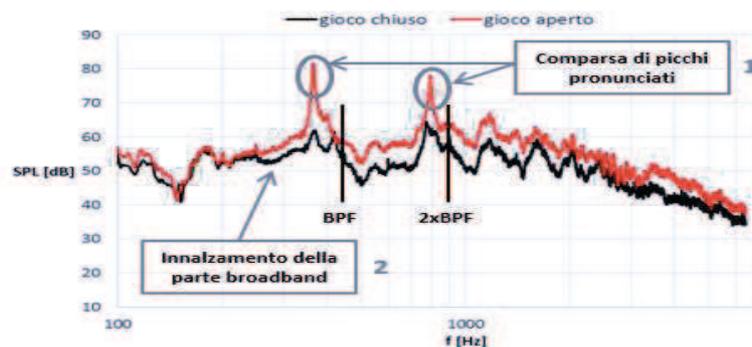
Il rumore del primo tipo può essere dovuto a:

1. interazione tra la turbolenza generata nello strato limite presente sull'estradosso ed il bordo di uscita della pala. La variazione di pressione avviene sul bordo di uscita della pala e, proprio per questo, viene definito *Trailing Edge Noise* (Fig. 2.3). Esso dà luogo ad uno spettro di tipo broadband prevalente alle frequenze medio-alte; in generale si tratta di uno dei principali contributi al *OASPL*;



Fig. 2.3 – Trailing edge noise

2. interazione aerodinamica tra palettature in moto relativo (tipicamente rotore e statore o razze di supporto del motore). Data la forte correlazione presente nelle sorgenti, si tratta di rumore periodico correlato con la posizione angolare del rotore, che appare nello spettro del *SPL* con contributi tonali alle armoniche della frequenza di rotazione. In generale, si tratta di un contributo rilevante al *OASPL* e rappresenta la principale causa di fastidio per i soggetti esposti;
3. interazione con il flusso di ricircolo attraverso il gioco d'apice, detto *Tip Clearance Noise* (Fig. 2.4). In questo caso le sorgenti sono debolmente correlate o scorrelate a seconda delle caratteristiche delle strutture turbolente presenti, fortemente dipendenti dalle condizioni di funzionamento e dai dettagli della geometria del gioco e dell'ambiente di monte. Tale contributo, quindi, genera componenti di rumore tonale o broadband nello spettro specialmente per frequenze di poco inferiori alla frequenza di passaggio della pala (indicata nel seguito con l'acronimo *BPF*) e relative armoniche a causa della prerotazione [2]. In realtà, come anticipato, tale contributo dipende da molteplici fattori, tra cui anche alcune condizioni di funzionamento (descritte nel seguito).



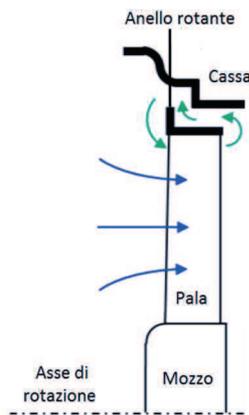


Fig. 2.4 – Sezione meridiana dell'assieme

Il rumore del secondo tipo è dovuto alle condizioni del flusso in ingresso, strettamente legate all'ambiente di funzionamento ed alla presenza di corpi in grado di generare scia quando vengono investiti dalla corrente fluida richiamata dal ventilatore. Di conseguenza, può essere dovuto a:

1. ingestione di turbolenza fine (scala spaziale piccola rispetto alla corda del profilo) nella schiera palare. In questo caso, dunque, si considera l'azione di strutture turbolente di dimensioni tali da far sì che non possano essere "incontrate" da più pale consecutivamente, per cui il fenomeno non può risultare periodico come nel caso di turbolenza di grossa scala. Le interazioni, in questo caso, generano rumore a seguito di variazioni di carico casuali e locali sulla superficie delle pale e forniscono contributo broadband prevalentemente alle frequenze medio-basse. Tale rumore è detto *Leading Edge Noise* (Fig. 2.5) poiché viene generato in prossimità del bordo di ingresso della pala;

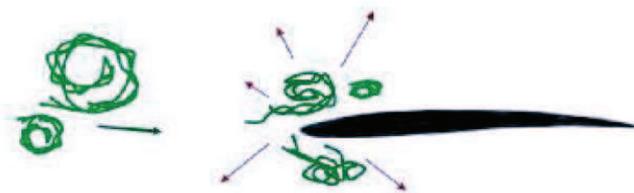


Fig. 2.5 – *Leading edge noise*

2. ingestione di strutture turbolente di grande scala (ad esempio turbolenza atmosferica) che possono incontrare diverse pale, con sorgenti correlate che forniscono contributi tonali alla *BPF* e relative armoniche. Il rumore generato, tuttavia, risulta scorrelato rispetto alla posizione angolare del rotore.

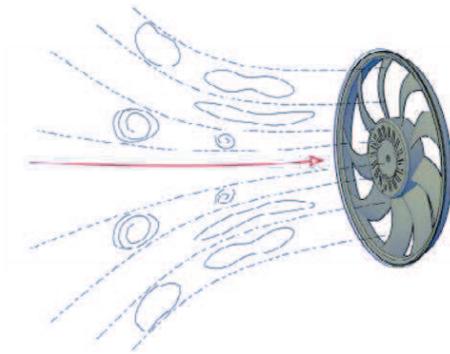


Fig. 2.6 – Ingestione di turbolenza di grande scala

Per facilitare la comprensione dei fenomeni descritti ed il loro effetto sulle caratteristiche del rumore generato viene riportato uno spettro di *SPL* del ventilatore studiato ottenuto da una misura in camera anecoica (Fig. 2.7). In esso si notano distintamente:

- contributi tonali alla *BPF* e relative armoniche dovuti all'ingestione di una scia, causata da una barra installata appositamente a monte del rotore;
- andamento asintotico broadband per frequenze medio-alte, tipico del *Trailing Edge Noise*;
- andamento broadband per basse frequenze, tipico del *Leading Edge Noise*;
- contributi del *Tip Clearance Noise* per frequenze di poco inferiori alla *BPF* e relative armoniche.

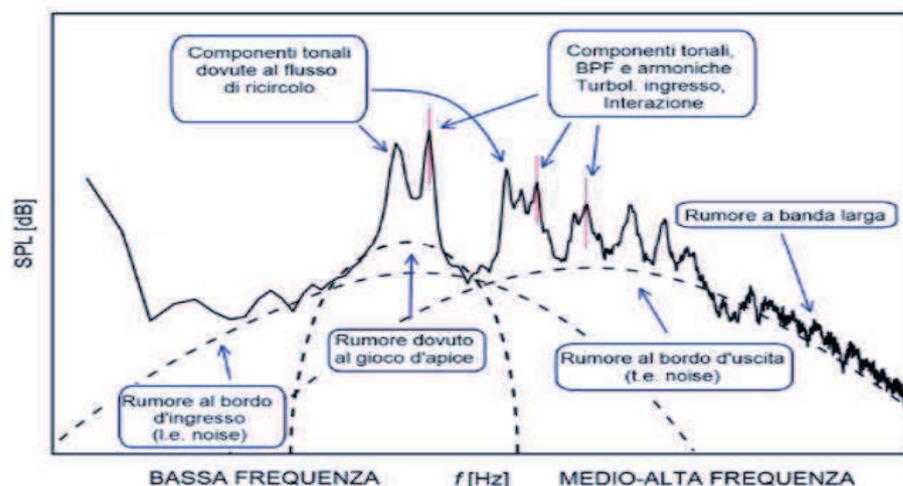


Fig. 2.7 – Effetti dei principali meccanismi di generazione del rumore aerodinamico sullo spettro di *SPL*

In particolare, il *SPL* (*Sound Pressure Level*) nella banda di frequenza  $n$ -esima centrata in  $f_n$  e di ampiezza  $\Delta f$  è definito dalla formula (2.13):

$$SPL_n = 10 \log_{10} \frac{p_{eff,n}^2}{p_{rif}^2} = 10 \log_{10} \frac{\int_{f_n-\Delta f/2}^{f_n+\Delta f/2} S_{pp}(f) df}{p_{rif}^2} \quad [dB] \quad (2.13)$$

dove:

$p_{eff,n}$  = pressione efficace riferita alla n-esima banda di frequenza [Pa]

$p_{rif}$  = pressione di riferimento rappresentante la soglia di udibilità [20  $\mu$ Pa]

$S_{pp}(f)$  = densità spettrale di potenza [ $Pa^2/Hz$ ]

### 2.3. Flusso di ricircolo al gioco d'apice

Come precedentemente anticipato, il flusso di ricircolo al gioco d'apice ha effetti importanti sul rumore complessivo (descritto dal *OASPL*) e rappresenta il contributo di livello più alto nella regione di bassa frequenza dello spettro di *SPL*. Di fatto, l'entità della prerotazione di tale flusso determina anche la sua differenza rispetto alla velocità di trascinamento  $u$  e, di conseguenza, la frequenza a cui compare il fenomeno nello spettro di *SPL*. Per chiarire il concetto si può pensare all'effetto della turbolenza indotta per interazione tra il flusso in ingresso e la barra precedentemente citata; la scia generata, infatti, non possiede componente rotazionale di velocità (avanza solo assialmente) ed impatta su ogni pala ogni singolo giro con una velocità tangenziale relativa pari a  $u$ , generando una variazione del carico palare con frequenza pari alla *BPF*. La presenza di una struttura rotante concorde, invece, comporta un'interazione con le pale (anche solamente due pale consecutive) a frequenze inferiori alla *BPF*. In generale, il flusso di ricircolo è un fenomeno estremamente complesso in quanto le sue caratteristiche dipendono da molteplici aspetti finemente correlati tra di loro, come il punto di funzionamento sulla curva caratteristica, le condizioni di installazione e gli effetti deformativi che interessano inevitabilmente il ventilatore durante il funzionamento. Proprio per questo sia l'andamento che ricopre nello spettro sia il range di frequenza caratteristico a cui si manifesta sono variabili e la sua identificazione, talvolta, può non essere banale. Esso, a seconda della scala delle strutture di flusso che trasporta, può contribuire sia alla formazione di rumore tonale sia di quello broadband. Per evidenziare gli aspetti di maggiore interesse che condizionano la natura di questo meccanismo di generazione si riportano alcuni grafici disponibili da studi precedenti [2]. Per quanto riguarda gli effetti legati all'installazione ed al punto di funzionamento, sono interessanti dei confronti tra spettri di *SPL* acquisiti in presenza di un condotto di raddrizzamento del flusso nella zona di monte (Fig. 2.8) e spettri di *SPL* acquisiti in assenza di tale condotto, ovvero con solo il pannello che contiene il ventilatore. È necessario specificare che tali misure sono state effettuate a 3000 rpm (nei casi a DP ed a ML) con un dispositivo di abbattimento della turbolenza (indicato nel seguito con l'acronimo DISP), schematizzato in Fig. 2.8.

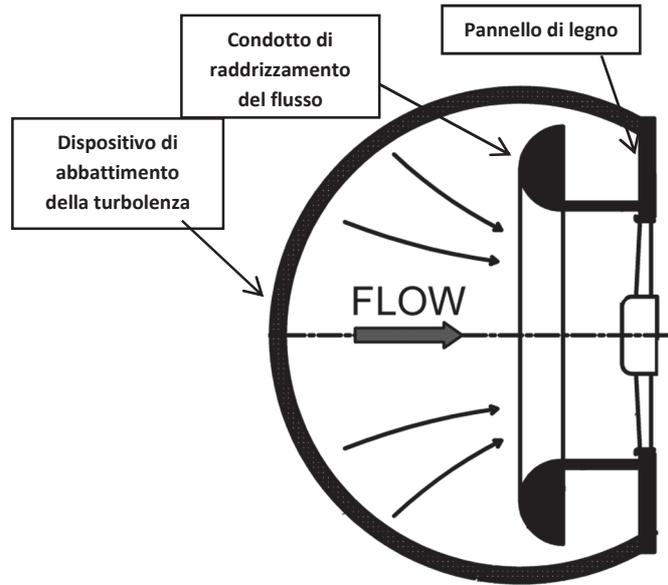


Fig. 2.8 – Dispositivo di abbattimento della turbolenza e condotto di raddrizzamento del flusso

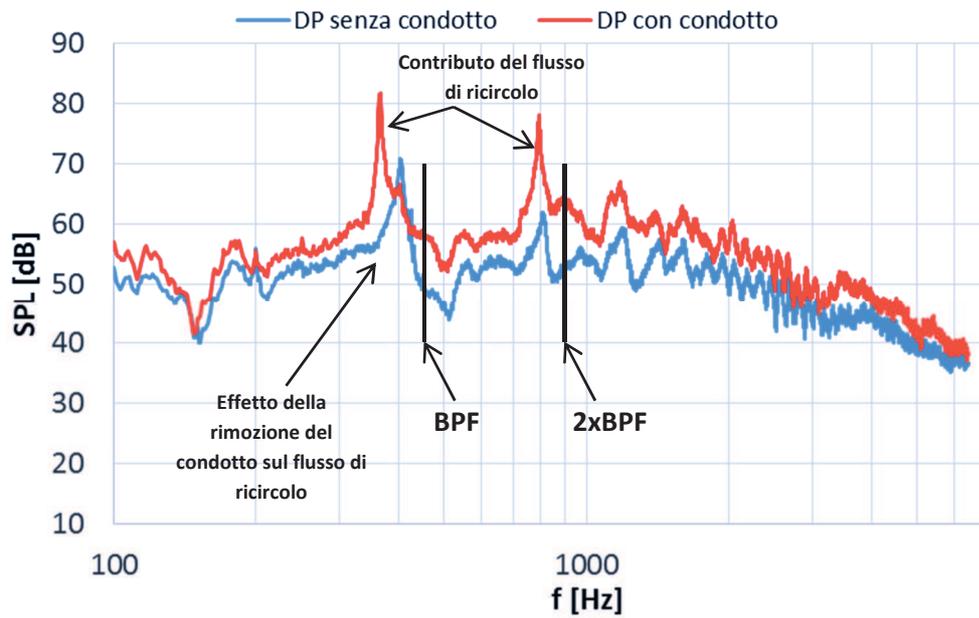


Fig. 2.9 – Effetto del condotto a DP

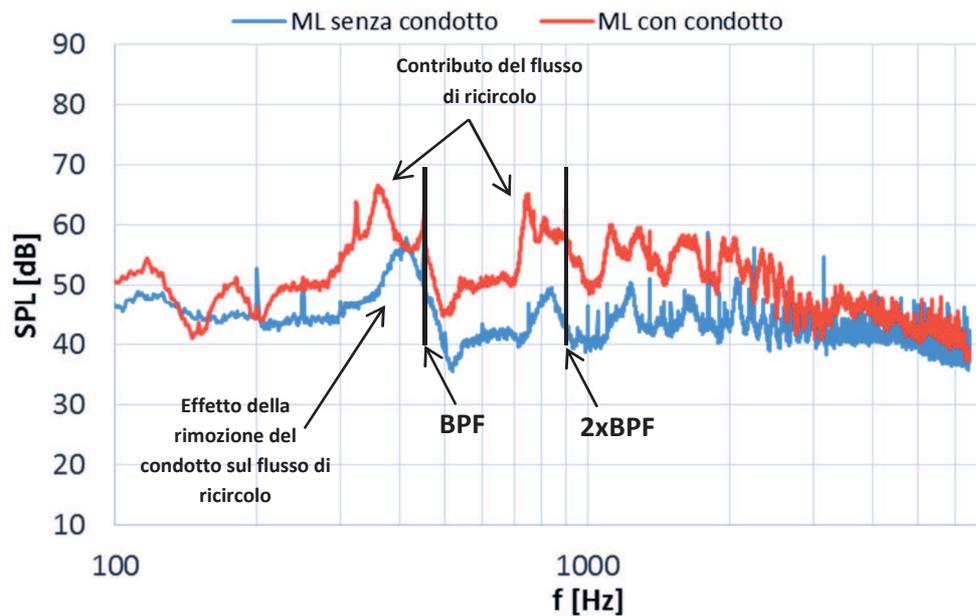


Fig. 2.10 – Effetto del condotto a ML

Innanzitutto è necessario specificare che il DISP (sempre presente per questi casi) permette di ridurre le strutture di grande scala responsabili del rumore tonale alla *BPF* e relative armoniche e consente, quindi, una migliore identificazione del contributo relativo al flusso di ricircolo. Dagli spettri di *SPL* mostrati, inoltre, risulta evidente l'effetto del condotto di raddrizzamento in termini di innalzamento del *OASPL* e delle caratteristiche del flusso di ricircolo. Nel caso a DP, oltre a provocare un innalzamento di oltre 10 dB del picco caratteristico (indicato in Fig. 2.9), porta ad una traslazione in frequenza della sua posizione. Questo è giustificabile con il fatto che il flusso di ricircolo, una volta fuoriuscito dal meato, viene costretto dalle pareti del condotto di raddrizzamento a seguire una traiettoria molto più contenuta (evitando miscelamenti con il flusso esterno di monte), che gli consente di mantenere maggiore coerenza e velocità tangenziale delle strutture. Nel caso a ML è possibile notare il contributo alla *BPF*. Per quanto concerne il contributo del flusso di ricircolo si nota, per entrambi i casi a ML, una notevole differenza rispetto agli stessi casi a DP, con livelli di rumore ampiamente inferiori ed una modificazione del precedente picco, ora simile ad un dosso (indicato in Fig. 2.10). Anche in questo caso l'effetto del condotto di raddrizzamento è un innalzamento del livello di rumore ed una traslazione in frequenza del fenomeno, in accordo con quanto specificato per DP. Di fatto è possibile ridurre il contributo di rumore del flusso di ricircolo chiudendo il gioco di installazione presente, anche se tale procedimento è adatto solamente in ambiente di laboratorio con un impianto test e non in ambiente applicativo per i moduli di produzione industriale, che necessitano di inevitabili giochi di installazione tra ventilatore e cassa. Tali giochi, infatti, permettono di evitare strisciamenti tra le parti dovuti all'inevitabile deformazione della ventola in esercizio ed alla tolleranza dimensionale di costruzione dovuta al processo di formatura. In ogni caso, è interessante confrontare gli spettri di *SPL* precedenti, acquisiti con condotto di raddrizzamento, con degli spettri di *SPL* relativi ad acquisizioni effettuate nella stessa configurazione ma con l'aggiunta dell'anello di riduzione del gioco (Fig. 2.11) per entrambi i punti di funzionamento.

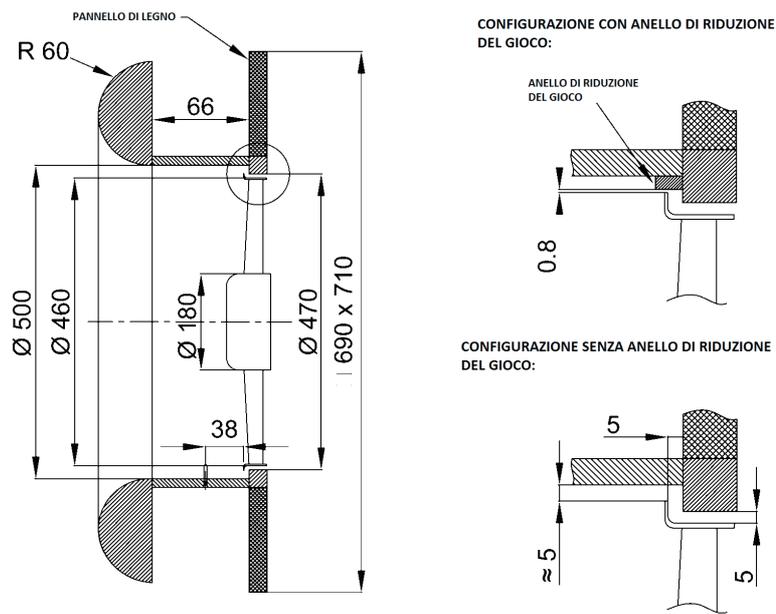


Fig. 2.11 – Anello di riduzione del gioco e zona di installazione

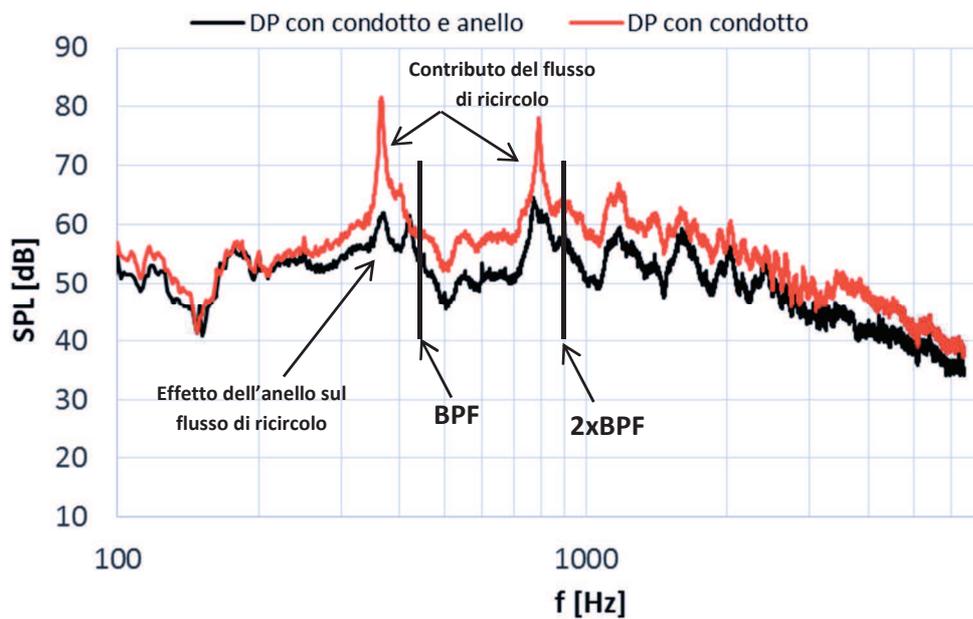


Fig. 2.12 – Effetto dell'anello di riduzione a DP

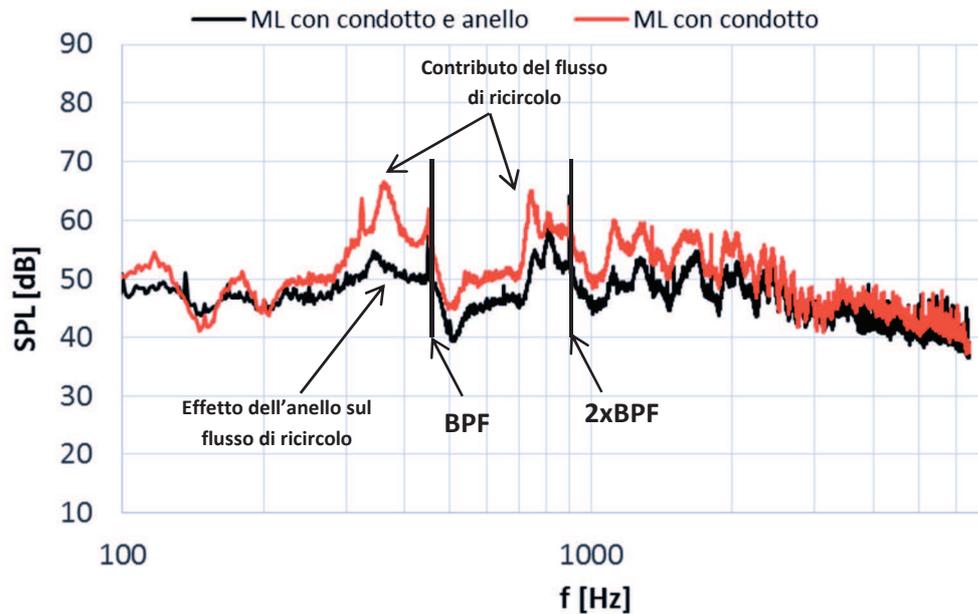


Fig. 2.13 – Effetto dell'anello di riduzione a ML

Per entrambi i casi (ML e DP) l'effetto dell'anello di riduzione è ben visibile dai confronti in Figg. 2.12-2.13 e comporta una riduzione di circa  $20 \div 30 \text{ dB}$  nei picchi e di  $10 \text{ dB}$  della zona a bassa frequenza. Come anticipato, un altro parametro importante da cui dipende il fenomeno legato al flusso di ricircolo è la deformazione del rotore. Infatti, è necessario tenere presente che il materiale di cui è composta la girante, avente modulo di Young  $E = 5400 \text{ MPa}$ , subisce deformazioni in campo elastico in esercizio a seguito di sollecitazioni di carattere inerziale centrifugo e sollecitazioni dovute alle pressioni differenti agenti all'intradosso ed all'estradosso delle pale. La sovrapposizione di tali contributi porta ad un avanzamento assiale di qualche millimetro dell'anello esterno del ventilatore rispetto al pannello, dovuto ad una deformazione flessionale delle pale ed al vincolo in direzione assiale a cui è soggetto il mozzo. La conseguenza diretta di tale avanzamento assiale è una notevole variazione delle caratteristiche aerodinamiche del flusso di ricircolo, che si trova ad avere condizioni di vincolo meno restrittive dovute ad un maggiore spazio presente nella zona del meato. È necessario specificare che i carichi agenti sul ventilatore in esercizio, sebbene di natura diversa, sono proporzionali al quadrato della velocità di rotazione ( $\Omega$ ), pertanto la variazione delle caratteristiche aerodinamiche (e dei conseguenti effetti acustici) del flusso sono visibili chiaramente durante una rampa di velocità che spazza i range tipici di funzionamento. Vengono ora mostrati i diagrammi agli ordini (Figg. 2.14-2.15) ottenuti da misure in rampa di velocità eseguite a DP ed a ML nella configurazione con solo il pannello ed il DISP (ovvero in assenza del condotto di raddrizzamento mostrato in Fig. 2.8).

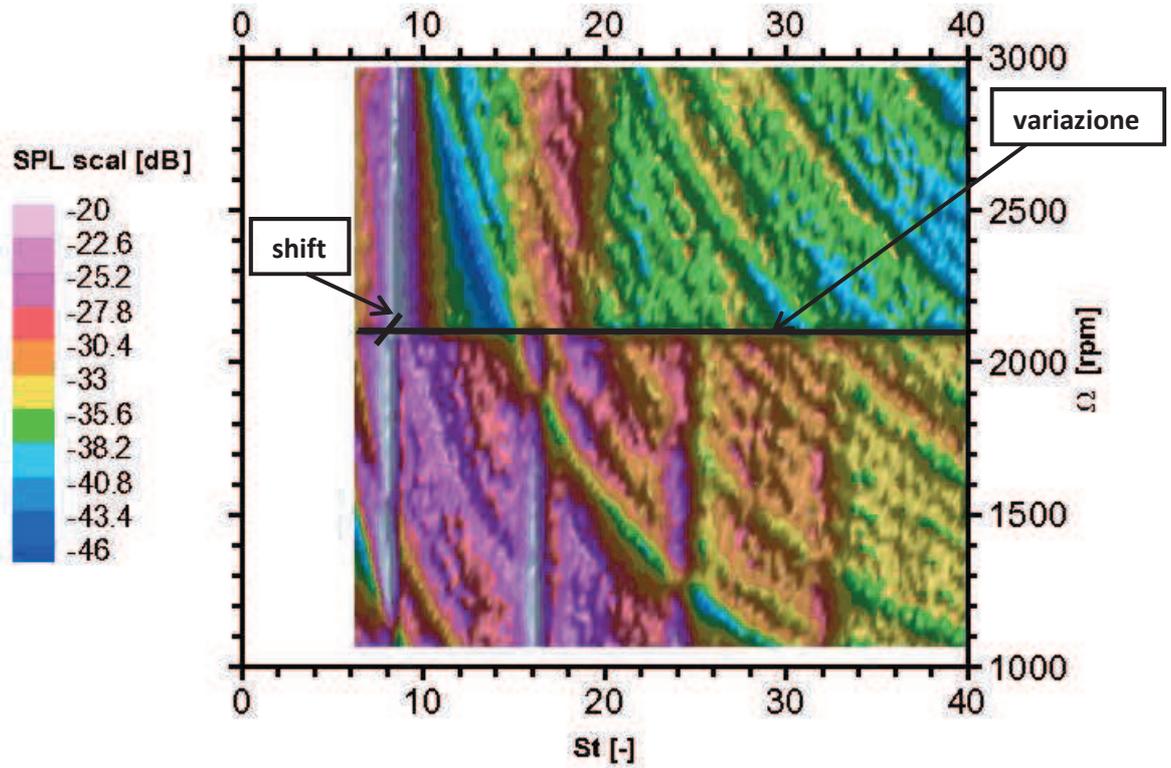


Fig. 2.14 – Diagramma agli ordini della rampa a DP

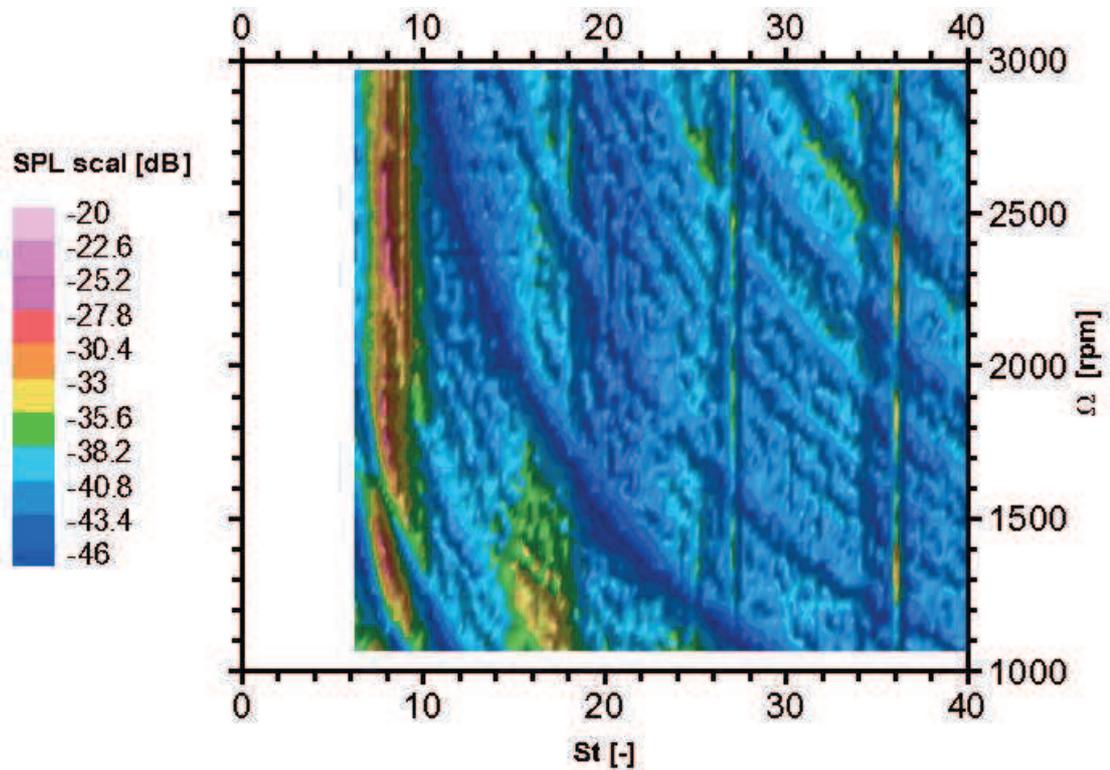


Fig. 2.15 – Diagramma agli ordini della rampa a ML

I grafici mostrati in Figg. 2.14-2.15 si riferiscono alla vista dall'alto dei diagrammi agli ordini. In queste rappresentazioni si sfrutta l'adimensionalizzazione delle frequenze attraverso il numero di Strouhal, definito dalla formula (2.14):

$$St = \frac{60f}{\Omega} \quad (2.14)$$

dove:

$f$  = frequenza [Hz]

$\Omega$  = velocità di rotazione [rpm]

In questo modo è possibile distinguere gli effetti acustici direttamente legati alla velocità di rotazione (e quindi di natura aerodinamica) dalle frequenze di risonanza dell'ambiente di misura (ovvero effetti di propagazione riscontrabili a pari frequenze per ogni velocità di rotazione), rappresentate da iperboli. Inoltre, è necessario specificare che i diagrammi mostrati sono stati scalati con fattore  $10 \log_{10} \Omega^5$ , in quanto il rumore generato è direttamente correlato ad una potenza compresa tra 4.5 e 5.5 della velocità di rotazione [2,4]. La quantità rappresentata, infatti, è il cosiddetto *SPL* scalato, definito dalla formula (2.15):

$$SPL_{scal} = SPL_n - (10 \log_{10} \Omega^{(4+\alpha)} + K) \quad (2.15)$$

In questo caso, come evidenziato dal fattore, è stato adottato  $\alpha = 1$  e  $K = 0$ .

È necessario specificare che per queste misure in rampa di velocità, a riposo, il lato esterno dell'anello è complanare con il pannello (Fig. 2.16) e che, al crescere del regime, si ha un graduale avanzamento; tale quantità è stata calcolata con un modello FEM ed anche misurata con un metodo ottico approssimato, ottenendo un buon accordo tra i valori (riportati in Tab. 3.1).

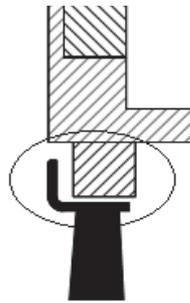


Fig. 2.16– Dettaglio sul posizionamento del rotore

Osservando il diagramma riferito al caso a DP (Fig. 2.14) si nota chiaramente il contributo del flusso di ricircolo a  $St \cong 8.2$  e relativi multipli, in accordo con quanto già riscontrato negli spettri precedenti (Fig. 2.9), in cui il picco legato al flusso di ricircolo è situato a frequenze di poco inferiori alla *BPF* (ora rappresentata da  $St = 9$ ) e relative armoniche. Trascurando gli effetti di propagazione (rappresentati da valli e cresce con andamento iperbolico), l'andamento descritto è indipendente dal regime fino a 2100 rpm (in cui l'avanzamento dell'anello è di circa 2 mm), dove gli effetti di rilievo sono due: una diminuzione generalizzata del *SPL* scalato ed un leggero aumento in Strouhal del picco

legato al flusso di ricircolo, ora passato a  $St \cong 8.4$ . Tali effetti sono una indicazione chiara della modificazione delle caratteristiche del flusso di ricircolo nell'istante in cui l'anello esterno si trova ad avere un certo avanzamento assiale a seguito di una specifica condizione di carico. Nel diagramma riferito al caso a ML (Fig. 2.15), invece, si nota chiaramente il contributo del flusso di ricircolo in un range di Strouhal poco prima di  $St = 9$  (corrispondente alla *BPF*), in accordo con quanto già riscontrato negli spettri precedenti, in cui vi è un dosso (e non un picco) a frequenze di poco inferiori alla *BPF* e relative armoniche. Tuttavia, al contrario del caso a DP, non si verificano variazioni significative del comportamento del flusso di ricircolo nell'intero range di velocità spazzato durante la rampa. Questo porta a pensare che nel caso a DP, in cui la modificazione geometrica è più rilevante, venga persa la condizione di similitudine fluidodinamica del flusso di ricircolo (che varia il suo comportamento in corrispondenza di un particolare valore di velocità e, quindi, di avanzamento assiale), mentre nel caso a ML la condizione di similitudine venga mantenuta per tutto il range di velocità considerato. Per verificare che la variazione di comportamento sia realmente imputabile all'avanzamento dell'anello esterno è utile confrontare i diagrammi agli ordini provenienti da misure in rampa eseguite a DP ed a ML nella stessa configurazione precedente ma con una diversa posizione assiale dell'intero blocco, comprendente il motore ed il ventilatore, rispetto al pannello (Figg. 2.17-2.18-2.19-2.20). In particolare, vengono considerate le prove eseguite con un avanzamento assiale di 6 mm (a riposo), che porta ad avere un meato aperto dall'inizio, e con un arretramento assiale di 9 mm (a riposo), che porta ad avere il ventilatore arretrato rispetto al pannello anche in esercizio e, quindi, un vincolo sul flusso di ricircolo (simile al caso del condotto di monte considerato negli spettri di *SPL* in Figg. 2.9-2.10) per tutto il range di velocità.

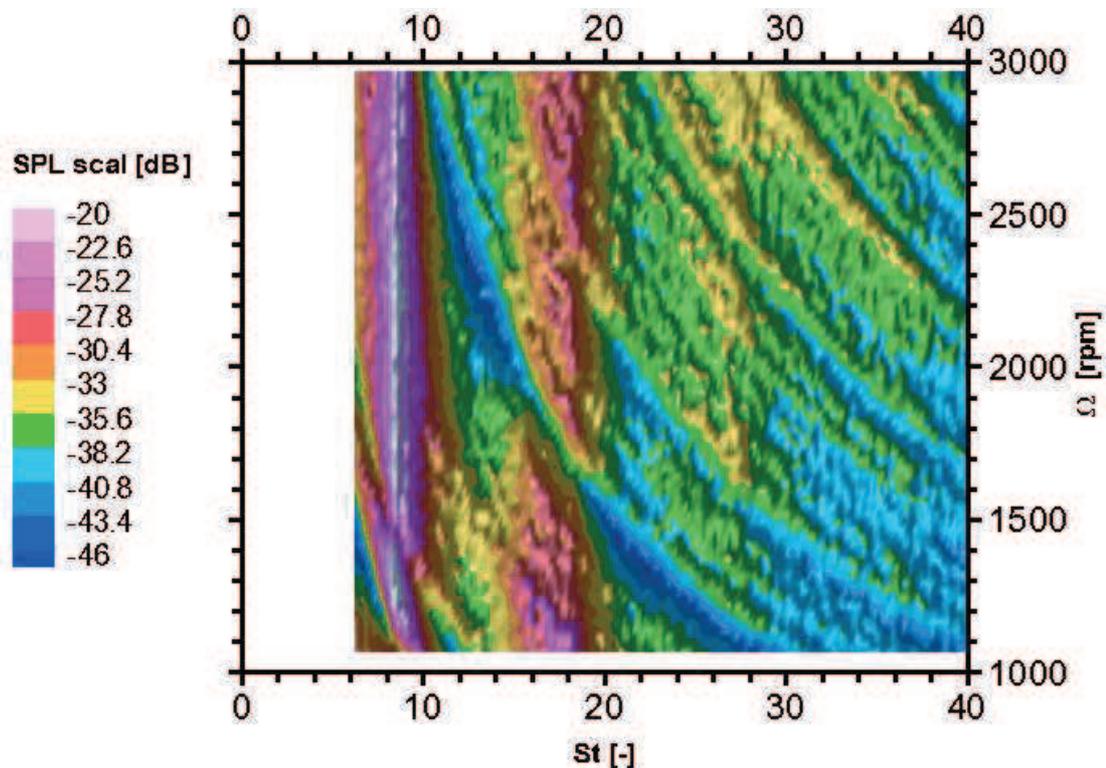


Fig. 2.17 – Diagramma agli ordini della rampa a DP con avanzamento di 6 mm

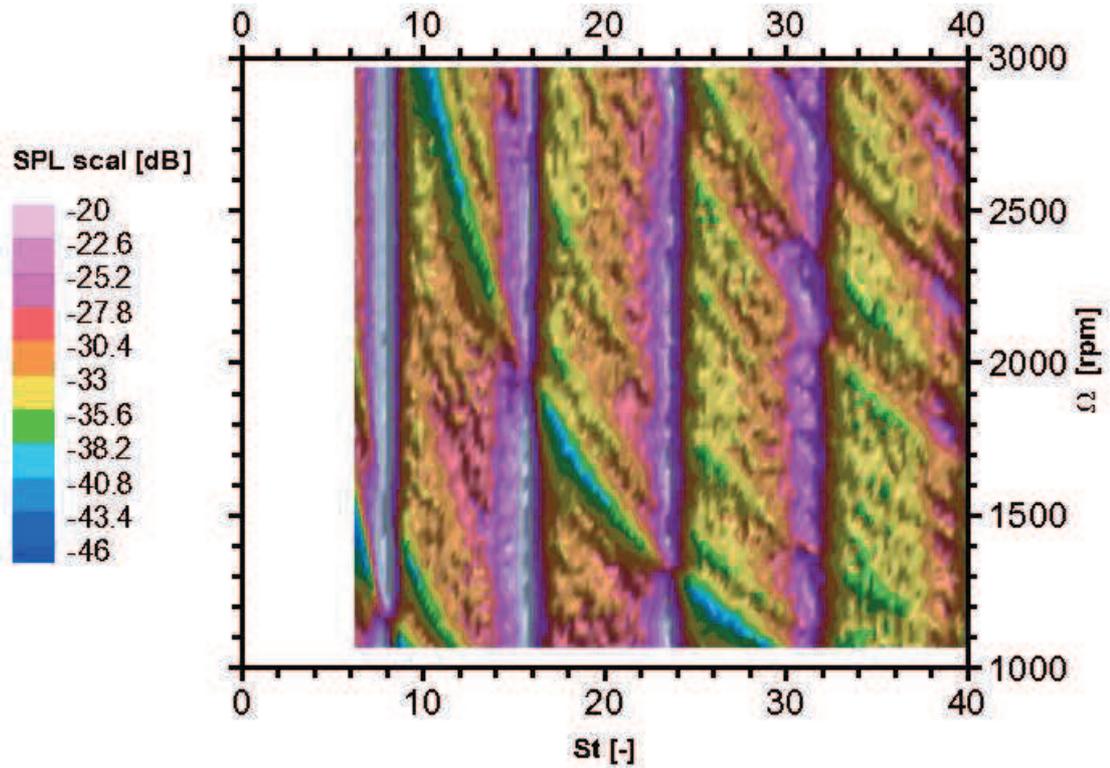


Fig. 2.18 – Diagramma agli ordini della rampa a DP con arretramento di 9 mm

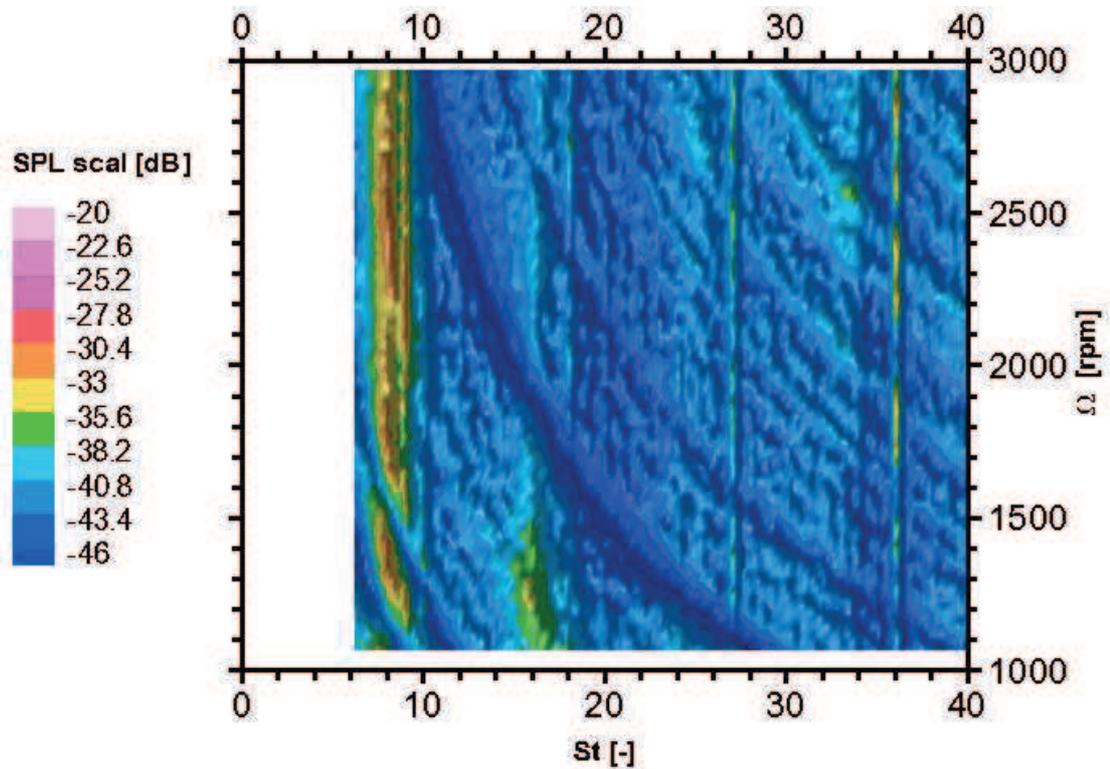


Fig. 2.19 – Diagramma agli ordini della rampa a ML con avanzamento di 6 mm

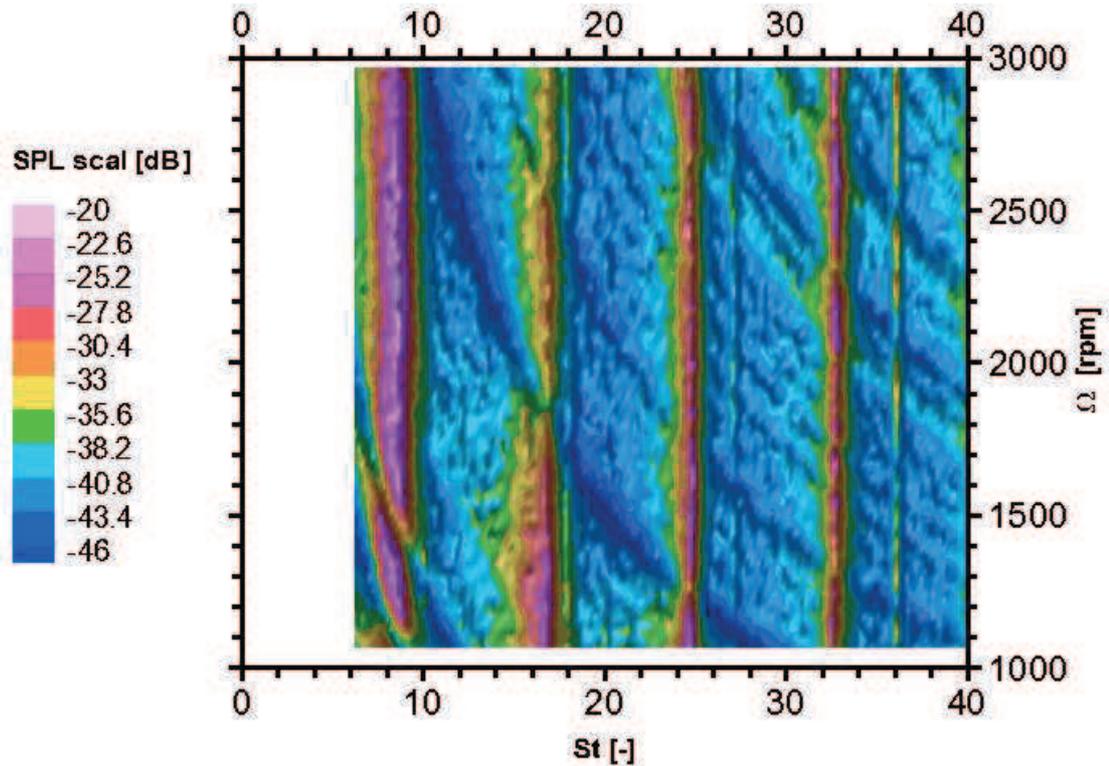
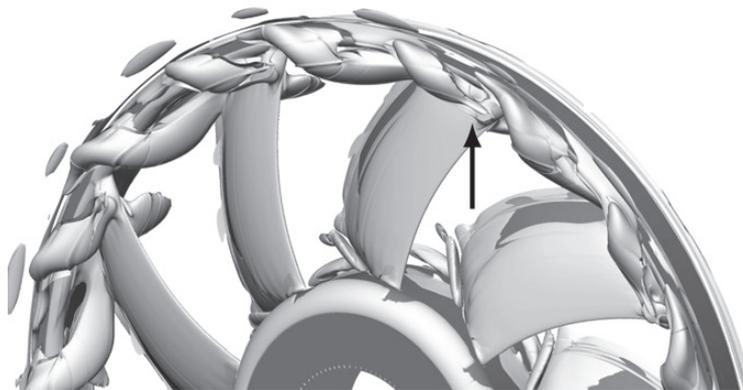


Fig. 2.20 – Diagramma agli ordini della rampa a ML con arretramento di 9 mm

Dalla Fig. 2.17, riferita al caso a DP con avanzamento di 6 mm, si riscontra solamente un aumento in Strouhal del picco per valori molto bassi di velocità ma non si riscontra più la variazione netta di comportamento ad un determinato valore di velocità di rotazione, dato che il ventilatore è sempre avanti rispetto al pannello e, quindi, il meato è sempre aperto. Considerando lo stesso caso ma con arretramento di 9 mm, ovvero la Fig. 2.18, si nota un effetto simile a quello dovuto al condotto di monte utilizzato in precedenza. Il flusso di ricircolo, infatti, è vincolato dalle pareti del condotto di installazione collegato al pannello e possiede una traiettoria corta e confinata prima di essere ingerito dalla schiera palare. L'effetto è chiaramente visibile sul diagramma, in cui si notano picchi ben marcati per  $St \cong 8$  e relativi multipli (inferiori rispetto al caso precedente con  $St \cong 8.2$  perché la velocità delle strutture di flusso viene mantenuta maggiormente in questa configurazione). Per quanto riguarda i casi a ML, è interessante notare dalla Fig. 2.19 come l'avanzamento iniziale del ventilatore comporti un'attenuazione rispetto al caso precedente complanare con il pannello (Fig. 2.15) e non provochi alcuna variazione di andamento simile a quella del caso a DP complanare al pannello (Fig. 2.14), segno del fatto che a ML tale variazione non avviene nel range di velocità di rotazione considerato, indipendentemente dal fatto che la deformazione in esercizio sia inferiore al caso a DP. Questo è prova dell'elevata complessità del fenomeno legato al flusso di ricircolo, dato che il punto di funzionamento (DP o ML) ha effetti diretti sulla natura del flusso ma anche sull'entità della deformazione della ventola, la quale ha a sua volta effetti importanti sulla natura del flusso. Infine, dalla Fig. 2.20 si nota un effetto del tutto simile a quello visto nel caso a DP (Fig. 2.18), sebbene il contributo di rumore sia più limitato per il solo effetto del punto di funzionamento.

Questo semplice esperimento mostra la complicatezza del fenomeno e la sua forte non linearità. Ne consegue che per poter descrivere accuratamente il fenomeno acustico legato al flusso di ricircolo rilevabile dagli spettri di *SPL* e dai diagrammi agli ordini si rendono necessari, come anticipato, degli studi aerodinamici per individuare le caratteristiche tempovarianti e spaziali delle strutture fluidodinamiche che si originano nel meato e la loro dipendenza dai parametri illustrati. Attraverso semplici stime teoriche, infatti, non è possibile prevedere l'evoluzione tridimensionale del flusso una volta fuoriuscito dal meato e la cinematica che lo caratterizza fino all'impatto con le pale. Dato che i metodi numerici richiedono l'impiego massivo di risorse di calcolo e tempi lunghi per l'esecuzione, l'approccio sperimentale è, attualmente, irrinunciabile. L'obiettivo principale del lavoro di tesi è quello di ottenere informazioni sul campo di moto del ventilatore per studiare le caratteristiche del flusso di ricircolo e per cercare di individuare sperimentalmente le strutture di flusso (Fig. 2.21) ottenute per via numerica dai calcoli CFD presenti negli articoli di riferimento [11,12,13]. Inoltre, i risultati ottenuti sperimentalmente hanno forte utilità per la validazione dei modelli di calcolo CFD e sono d'ausilio per una eventuale loro correzione.



*Fig. 2.21 – Conformazione del flusso di ricircolo proveniente da calcoli con metodo CFD (tratto da [13])*

La configurazione presa in considerazione per lo studio descritto nel seguito, mostrata in Fig. 3.3, è quella standard con il solo pannello (complanare a riposo al lato esterno dell'anello), ovvero in assenza del condotto di monte e dell'anello di riduzione del gioco. La campagna sperimentale ha previsto misure della pressione acustica in camera anecoica in tale configurazione e, successivamente, misure aerodinamiche con tecniche *Laser Doppler Velocimetry* e *Particle Image Velocimetry*. La prima tecnica, effettuando misure puntuali, consente una descrizione molto accurata del campo di moto del ventilatore per tutte le zone di interesse (monte, meato, valle), ma al contrario della seconda richiede tempi molto lunghi e non fornisce misure contemporanee nello spazio. Nel complesso, si rendono necessarie entrambe poiché complementari.

### 3. Tecniche di misura e strumentazione

#### 3.1 Misure acustiche

##### 3.1.1 Richiami teorici

Il suono è un'onda longitudinale di pressione che si propaga in un mezzo elastico. Nel caso di aria, le molecole appartenenti a strati contigui vengono perturbate durante la propagazione dell'onda sonora ed oscillano attorno ad una posizione di equilibrio, dando luogo a zone di compressione e di rarefazione. La pressione acustica è definita come la parte fluttuante di pressione istantanea agente sulla membrana di un microfono o sul timpano, ovvero:

$$p(t) = p_0 + p'(t) \quad [Pa] \quad (3.1)$$

dove:

$p(t)$  = pressione totale istantanea [Pa]

$p_0$  = pressione ambiente [101300 Pa]

$p'(t)$  = pressione fluttuante [Pa]

Solitamente, vista la necessità di ottenere parametri specifici descrittivi dei fenomeni di interesse che non siano troppo ingombranti in termini di memoria per il calcolatore e, al tempo stesso, che evidenzino gli aspetti essenziali in maniera chiara e non ridondante, la prassi di studio in acustica considera quantità come la pressione efficace e il *SPL*, definiti rispettivamente come:

$$p_{eff} = \sqrt{\frac{\int_{-T/2}^{T/2} p'(t)^2 dt}{T}} \quad [Pa] \quad (3.2)$$

$$SPL = 20 \log_{10} \frac{p_{eff}}{p_{rif}} \quad [dB] \quad (3.3)$$

dove:

$p_{eff}$  = pressione efficace [Pa]

$p_{rif}$  = pressione di riferimento rappresentante la soglia di udibilità [20  $\mu$ Pa]

Nel dettaglio, la pressione efficace rappresenta il valore di pressione che avrebbe un segnale costante di pari potenza media, mentre il *SPL* permette di descrivere il volume di un suono come livello di pressione sonora rispetto ad una pressione di riferimento, pari alla soglia di udibilità. Per caratterizzare una sorgente acustica si fa riferimento ad indici specifici come la potenza acustica efficace ed il fattore di direttività, che descrive le eventuali direzioni preferenziali di emissione. La pressione acustica efficace, invece, rimane assieme all'intensità acustica efficace un indice rilevante per un particolare punto dello spazio. Ai fini di questo lavoro di tesi, prettamente incentrato sugli effetti del campo di moto del ventilatore nelle varie configurazioni e sul confronto con gli andamenti

visualizzati negli spettri di *SPL*, viene omessa la trattazione approfondita di tutti gli indici caratteristici citati.

### 3.1.2 Spettro dell'SPL

Nella pratica, la quantità definita dalla (3.3) è detta *OASPL* (*Overall Sound Pressure Level*) per distinguerla dal *SPL* utilizzato nella distribuzione in frequenza del rumore misurato ( $SPL_n$ ), di particolare interesse per valutazioni più accurate sulle singole componenti e per l'identificazione dei meccanismi di generazione che intervengono. Per focalizzare il concetto si può pensare di inviare il segnale di pressione misurato  $p(t)$  ad un banco di filtri passabanda ideali, caratterizzati da funzione di trasferimento unitaria all'interno della propria banda e nulla al di fuori di essa, che coprono tutto il range di frequenza  $[f_{min}, f_{max}]$  del fenomeno fisico di interesse. Di conseguenza, si ottengono  $n$  bande contigue di ampiezza  $\Delta f$  e risulta possibile ottenere la pressione efficace  $p_{eff,n}$  proveniente da ogni filtro per poi passare facilmente al calcolo del  $SPL_n$ . Per facilitare la lettura dello spettro conseguente si assegna ad ogni banda una frequenza centrale di riferimento  $f_n$ , che assume una definizione differente a seconda che la banda sia costante (spettri a banda fine) o proporzionale, ovvero:

- banda costante

$$\Delta f_n = \Delta f = cost \quad (3.4)$$

$$f_n = \frac{1}{2}(f_{inf,n} + f_{sup,n}) \quad (3.5)$$

- banda proporzionale

$$\Delta f_n = f_{sup,n} - f_{inf,n} = k f_{inf,n} - f_{inf,n} = f_{inf,n}(k - 1) \quad (3.6)$$

$$f_n = \sqrt{f_{inf,n} f_{sup,n}} = \sqrt{k} f_{inf,n} \quad (3.7)$$

Le bande proporzionali utilizzate in acustica sono di terzi di ottava ( $k = 2^{1/3}$ ). In particolare, esse risultano utili per limitare il numero di valori memorizzati se si considera un range ampio di frequenza.

Tuttavia, risultano inappropriate in presenza di molti picchi associati al rumore tonale perché portano alla perdita di informazioni dato che, ad alte frequenze, più picchi possono ricadere nella stessa banda, risultando indistinguibili.

Le misure acustiche effettuate per questo lavoro di tesi prendono in considerazione bande costanti di ampiezza  $\Delta f = 1 \text{ Hz}$ . L'impiego di spettri in banda fine porta ad ottenere un'elevata risoluzione in frequenza e, di conseguenza, una buona descrizione dello spettro di *SPL* in ogni sua componente.

Tuttavia, per ricoprire l'intero range di frequenza di interesse per la percezione umana (fino a  $20 \text{ kHz}$ ) è necessario memorizzare un numero molto elevato di valori numerici. Gli spettri di *SPL* descritti in questo elaborato riportano range di frequenza più ristretti (entro i  $10 \text{ kHz}$ ) in quanto i fenomeni legati al flusso di ricircolo al gioco d'apice si manifestano a basse frequenze e devono essere descritti con una risoluzione adeguata alla loro finezza.

### 3.1.3 Caratteristiche della misura

In aeroacustica l'analisi delle caratteristiche della *PSD* (*Power Spectral Density*) della pressione acustica misurata è di fondamentale importanza. I segnali di interesse sono stazionari, ovvero sono segnali di durata infinita e valore efficace finito (a "potenza finita"). Essi mantengono inalterate le loro proprietà statistiche, sia per diversi spezzoni (abbastanza lunghi) estratti durante la stessa realizzazione del fenomeno, sia durante diverse realizzazioni. Di conseguenza, il fatto che per problemi pratici l'acquisizione debba essere terminata ad un certo istante non comporta una perdita di informazioni, a condizione che gli spezzoni di segnale acquisiti siano di lunghezza sufficiente. Le considerazioni a riguardo dell'effettiva entità di  $T_{acq}$  da impostare durante le misure non sono semplici infatti, a seconda del preciso istante di inizio e fine acquisizione, si ottiene un segnale campionato che porta a risultati differenti per quanto riguarda il calcolo delle caratteristiche intrinseche (come ad esempio la media). L'esperienza porta ad utilizzare  $T_{acq}$  abbastanza elevati da minimizzare tali errori senza, però, eccedere e provocare una eccessiva quantità di dati immagazzinati in memoria. Solitamente, per misure di segnali stazionari, viene utilizzata una finestra di Von Hann di durata  $T_{acq}$ . Essa è caratterizzata da un andamento cosinusoidale nel dominio del tempo e da uno spettro in cui vi è un lobo centrale largo e lobi laterali bassi rispetto alla più semplice finestra rettangolare, applicabile solo quando è noto a priori il periodo del fenomeno di interesse (in quanto non applica alcuna pesatura sul segnale). Il fatto di avere un lobo centrale più largo comporta una peggiore risoluzione in frequenza, ma un decadimento maggiore dei lobi laterali permette una migliore identificazione delle componenti alle frequenze vicine. Utilizzando la finestra di Von Hann è necessario procedere alla correzione del valore efficace calcolato a partire dalla *PSD*, sovrastimato di 1.5 volte:

$$p_{eff}^2(f_{inf}, f_{sup}) \cong \frac{\sum_{n=1}^{\infty} \int_{f_{inf}}^{f_{sup}} [s_{pp}(f)]_{VH} df}{1.5} = \frac{\sum_{n=1}^{\infty} [p_{eff,n}^2]_{VH}}{1.5} \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned} OASP &= 10 \log_{10} \frac{p_{eff}^2}{p_{rif}^2} = \\ &= 10 \log_{10} \left[ \frac{1}{p_{rif}^2} \frac{\sum_{n=1}^{\infty} [p_{eff,n}^2]_{VH}}{1.5} \right] = \\ &= 10 \log_{10} \frac{\sum_{n=1}^{\infty} [p_{eff,n}^2]_{VH}}{p_{rif}^2} - 1.76 \end{aligned} \quad (3.9)$$

Gli spettri di *SPL* mostrati in questo elaborato sono il risultato di una media effettuata su 100 spezzoni di segnale acquisiti in maniera continuativa in un'unica realizzazione del fenomeno fisico e parzialmente sovrapposti di una quantità pari al 50%. La risoluzione in frequenza è pari a  $\Delta f = 1 \text{ Hz}$  mentre la durata dell'acquisizione è di 60 s.

### 3.1.4 Set-up di misura e strumentazione

Le caratteristiche citate in precedenza ed inerenti alla sorgente (potenza acustica e fattore di direttività) sono valide in condizioni di campo libero, ovvero con uniformità delle proprietà acustiche del mezzo di propagazione ed in assenza di corpi estranei interposti. Questo perché, in caso opposto, ciò che si misura viene a dipendere dal singolo ambiente in cui si svolgono le prove, con conseguenti difficoltà nel seguito ad estendere i risultati ottenuti ad altri casi. La condizione di campo libero è realizzabile solo dal punto di vista teorico, tuttavia si rendono necessari degli accorgimenti e particolari predisposizioni dell'ambiente di misura per potersi avvicinare a tale condizione ideale. Solitamente questa viene in parte raggiunta all'interno di una camera anecoica, ovvero in un ambiente in cui le pareti sono progettate per assorbire la massima intensità acustica possibile, in modo da misurare con il microfono solamente la componente di onda acustica diretta emessa dalla sorgente. Le pareti vengono, quindi, rivestite da elementi cuneiformi (Fig. 3.1) di materiale poroso fonoassorbente, disposti in modo tale da dissipare con riflessioni multiple reciproche l'energia delle onde acustiche in calore (dovuto all'attrito dell'aria in vibrazione nei pori del materiale).

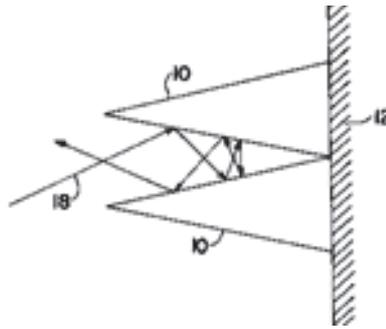


Fig. 3.1 – Principio di assorbimento acustico nei cunei

Si può dimostrare che per avere un effetto anecoico i cunei devono avere estensione dalla parete su cui sono posizionati almeno pari a  $\lambda/4$  (con  $\lambda = \frac{a_0}{f}$ ). Risulta facile, di conseguenza, affermare che l'effetto desiderato sulle componenti di rumore alle basse frequenze aumenta con le dimensioni della camera, in quanto aumentano le dimensioni dei cunei installabili. È necessario specificare che pareti e porte devono garantire isolamento acustico da ciò che avviene all'esterno della camera, quindi vengono realizzate con materiali densi e spessori elevati, e rivestite con materiale fonoassorbente. Le misure acustiche illustrate ed analizzate in questo elaborato sono state realizzate presso il laboratorio di aeroacustica della sezione MASET del DIME (Fig. 3.2). Il laboratorio è una camera semianecoica delle dimensioni fisiche di  $4\text{ m} \times 4.60\text{ m} \times 3.50\text{ m}(h)$ , ovvero un ambiente anecoico per  $f > 100\text{ Hz}$  avente pavimento privo di elementi cuneiformi e, quindi, riflettente. Questo porta ad avere qualche limitazione sulla precisione delle misure in quanto è necessario considerare la presenza di riflessioni da parte del pavimento, che non risulta essere acusticamente assorbente. Di conseguenza, il rumore ricevuto dal microfono dipende sia dalla somma delle onde acustiche generate dalle pale del rotore che dalla somma delle onde riflesse dal pavimento. Il modo con cui avviene l'interferenza

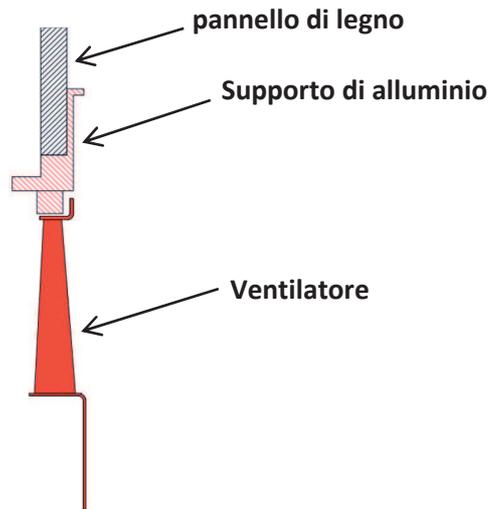
dipende dalla natura periodica o casuale delle sorgenti. I contributi periodici alla stessa frequenza si sommano seguendo le leggi dell'interferenza per il modulo e fase, mentre per i contributi casuali si devono sommare le *PSD* (ossia i quadrati dei valori efficaci). Nel caso generale sia il modulo che la fase dell'onda ricevuta dipendono sia dalla posizione della sorgente che del ricevitore (microfono). Nelle misure effettuate in questo lavoro di tesi si considera una configurazione assialsimmetrica, in cui il microfono è sull'asse del rotore (1 m di altezza da terra e 1 m di distanza dal rotore) e quindi tutte le pale sono posizionate alla stessa distanza rispetto al microfono. Per stimare l'entità delle riflessioni da pavimento sul rumore totale misurato si utilizza il metodo della sorgente immagine [14].



*Fig. 3.2 – Camera semianecoica*

La configurazione di prova (ovvero quella standard, presente in Fig. 3.3) prevede il ventilatore montato su un pannello di legno di dimensioni esterne 670 mm x 720 mm e spesso 20 mm. Questo possiede un foro circolare nella zona centrale avente diametro di poco maggiore rispetto a quello della girante, in modo da permetterne il corretto funzionamento ma tale da limitare i ricircoli di flusso. L'azionamento è ottenuto con un servomotore brushless Danaher AKM42E- ANCNR - 00 (potenza di targa 1.14 kW a 640 V DC), controllato da PC. Esso ha il vantaggio di essere molto più stabile e più silenzioso di quello utilizzato nei moduli in produzione e non interferisce con il rumore aerodinamico. L'unico effetto è dato dalla presenza di un picco nello spettro a  $f \cong 16 \text{ kHz}$  che, però, non pregiudica lo studio sul rumore del flusso di ricircolo. Tramite l'encoder angolare presente nel motore è stato possibile ottenere il segnale tachimetrico necessario per le misure in rampa. Il motore è supportato da una struttura in metallo collegata al pannello che consente un preciso posizionamento del ventilatore mediante un sistema a tre assi. Il rotore è stato equilibrato staticamente con dei fermagli metallici applicati in prossimità del bordo d'ingresso delle pale. In tal modo si evitano le forzanti di natura centrifuga che si

svilupparebbero in esercizio e, di conseguenza, le vibrazioni del pannello. Queste, infatti, associate ad un possibile leggero disallineamento della girante rispetto al foro sul pannello (dovuto a problemi di montaggio) potrebbero essere causa di rumore tonale [7]. Per le misure acustiche è stato utilizzato un sistema di acquisizione Brüel & Kjær 3560-B-020 con un microfono pre - polarizzato modello Brüel & Kjær ( $\frac{1}{2}$ " 4189). Il software di gestione delle acquisizioni è Reflex Pulse, prodotto dalla Bruel & Kjaer ed adatto anche per operazioni di post-processing dei segnali, tra cui rilevazioni di sound quality.



*Fig. 3.3 – Configurazione di prova*

Per effettuare prove sperimentali ai diversi punti di funzionamento sulla curva caratteristica è stato necessario installare il ventilatore su un banco di prova acustico (“test plenum”), la cui geometria è regolata dalla norma ISO 10302 (1996) [20]. Il test plenum introduce alterazioni limitate del campo acustico e permette, per mezzo di una serranda scorrevole comandata, di variare la differenza di pressione presente tra gli ambienti di monte e valle.

Dal punto di vista teorico questo significa variare la perdita di carico dell’ambiente di scarico a valle del ventilatore, impedendo o meno la fuoriuscita di aria dal test plenum.

La corretta regolazione dell’apertura è stata ottenuta con l’ausilio di un manometro digitale. Nel seguito, come già anticipato, i due punti di funzionamento di interesse sono indicati con ML e DP.

Viene riportato un grafico con i punti di funzionamento considerati su ogni curva caratteristica di interesse (Fig. 3.4). Di fatto, tale grafico è l’estensione (dimensionale) di quello mostrato in Fig. 2.2 per i vari regimi di interesse per lo studio.

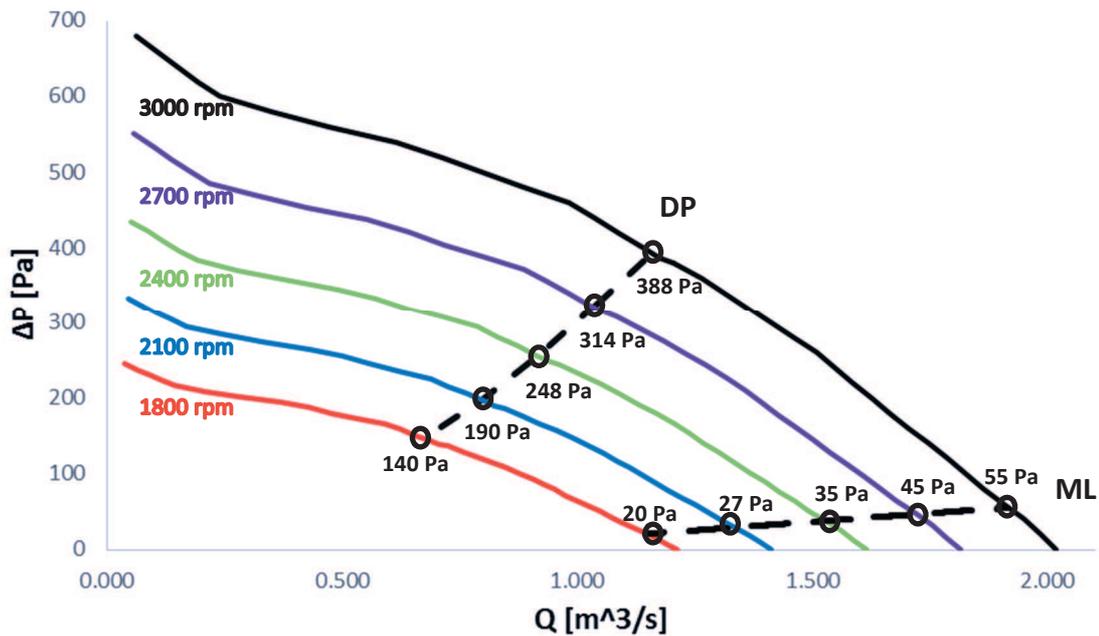


Fig. 3.4 – Punti di funzionamento sulle curve caratteristiche alle 5 velocità di interesse

### 3.1.5 Procedimento operativo

Le misure acustiche, effettuate nella configurazione standard (con il solo pannello montato sul test plenum), sono di due tipologie:

- a velocità di rotazione costante (1800, 2100, 2400, 2700, 3000 rpm) nei punti di funzionamento a ML ed a DP. Come anticipato, la risoluzione in frequenza è pari a  $\Delta f = 1 \text{ Hz}$  ed il range di frequenza è  $f = (0 \div 6.4) \text{ kHz}$ ;
- in rampe lineari di velocità da 1100 rpm a 3000 rpm nel tempo di 480 s nei punti di funzionamento a ML ed a DP. In questo caso, rispetto al precedente, il calcolo del SPL nel dominio  $\Omega - St$  avviene con  $St$  che varia tra 0 e 80 e con risoluzione pari a  $\Delta St = 0.2$ .

## 3.2 Misure aerodinamiche con tecnica Laser Doppler Velocimetry

### 3.2.1 Caratteristiche generali

L'anemometro Laser Doppler (LDV) è uno dei più moderni ed avanzati strumenti di misura della velocità di un flusso. Esso possiede caratteristiche peculiari tali da renderlo, talvolta, preferibile rispetto alle tradizionali tecniche di misura ed in alcuni casi unico. Le sue caratteristiche principali possono essere così riassunte:

- linearità tra la grandezza di cui effettuare la misura ( $v$ ) e l'uscita del sistema ( $f_d$ );

- grandezze misurate non perturbate dalla presenza fisica dello strumento di misura, per cui si ha la possibilità di effettuare misure all'interno di parti mobili di turbomacchine o, come in questo caso, all'interno del meato;
- nessuna necessità di calibrazione poiché la componente di velocità misurata è direttamente proporzionale alla frequenza Doppler ( $f_d$ ) rilevata dallo strumento, la quale dipende unicamente dalla lunghezza d'onda dei raggi laser e dall'angolo da essi formato;
- possibilità di effettuare misure puntuali di velocità con elevata precisione;
- misura di 2 componenti di velocità contemporaneamente;
- casualità e discontinuità delle misure effettuate.

In conclusione si può ritenere questo strumento particolarmente indicato per le misure delle componenti di velocità del ventilatore in differenti posizioni assiali, potendo contare sull'elevata precisione, sulla grande quantità di campioni acquisibili per ogni punto e sulla possibilità di effettuare traverse radiali per spaziare l'intera area di misura senza alterare le caratteristiche del flusso. Importanti indicazioni per la valutazione degli errori tipici dei sistemi *LDV* possono essere trovate in letteratura [15,16].

### 3.2.2 Principio di funzionamento e modello a frange di interferenza

Il principio di misura si basa sulla determinazione della velocità di particelle traccianti inserite nel fluido, a partire dallo spostamento Doppler che subisce la luce diffusa da tali particelle rispetto a quella incidente. L'intensità della luce diffusa da parte di particelle traccianti di dimensione  $d$ , maggiore della lunghezza d'onda  $\lambda$  della radiazione incidente, è una funzione complicata del rapporto  $d/\lambda$ , del rapporto tra gli indici di rifrazione del mezzo e delle particelle, delle posizioni relative di trasmettitore e ricevitore e della distanza di quest'ultimo dalla particella diffondente. In realtà, non si è interessati all'intensità della luce diffusa, ma piuttosto alla differenza tra le frequenze della radiazione emessa e quella della radiazione diffusa. Si considera un osservatore in moto a velocità  $V$  rispetto ad una sorgente di onde (aventi lunghezza d'onda  $\lambda$  e velocità  $c$ ), ad una distanza tale da poter considerare l'onda come piana (Fig. 3.5). La distanza percorsa dall'osservatore nell'unità di tempo, nella direzione della sorgente, è pari a  $V \cos \theta$  (essendo  $\theta$  l'angolo tra la direzione della velocità e quella tra l'osservatore e la sorgente); invece, il numero di onde intercettate (nell'unità di tempo) in più rispetto al caso stazionario ( $f_s = c/\lambda$ ) è pari a  $\frac{V \cos \theta}{\lambda}$ . Di conseguenza, si ottiene:

$$f_p = \frac{c}{\lambda} + \frac{V \cos \theta}{\lambda} \quad (3.10)$$

Si nota un aumento della frequenza della radiazione rispetto al caso stazionario ( $f_s$ ), pari a:

$$\Delta f = f_p - f_s = \frac{V \cos \theta}{\lambda} \quad (3.11)$$

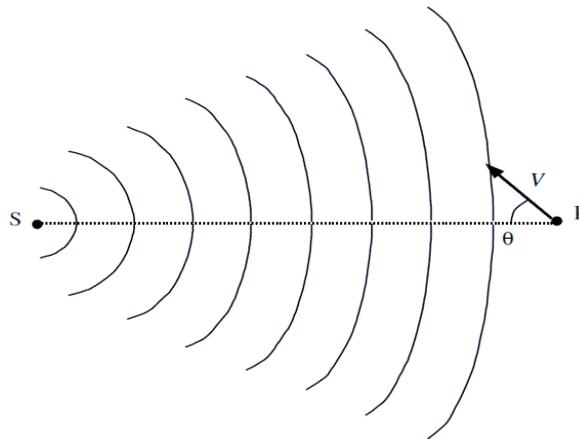


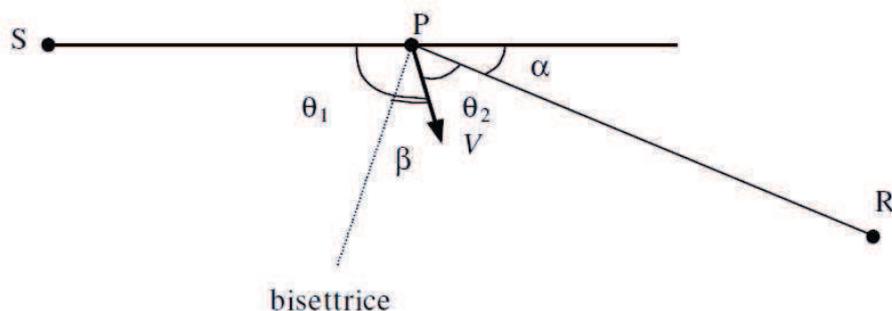
Fig. 3.5 – Effetto Doppler

In realtà, nel caso della tecnica *LDV* le particelle traccianti sono in moto mentre l'osservatore rimane fermo, ma per  $V \ll c$  (come in effetti è) la trasformazione è del tutto equivalente. Però il processo di diffusione della luce è doppio: vi è un primo spostamento in frequenza causato dall'interazione tra radiazione incidente da un sistema di riferimento in quiete (S) rispetto alla particella tracciante in moto (P) e un secondo spostamento causato dall'interazione tra particella in moto che diffonde (rimette) la luce verso un ricevitore in quiete (R). Di conseguenza, con riferimento alla Fig. 3.6, si ha:

$$f_p - f_s = \frac{V \cos \theta_1}{\lambda} \quad f_r - f_p = \frac{V \cos \theta_2}{\lambda} \quad (3.12)$$

Di conseguenza, si ottiene:

$$\frac{f_r - f_s}{f_s} = \frac{V \cos \theta_1 + V \cos \theta_2}{c} = \frac{2V}{c} \cos \left( \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \right) \cos \left( \frac{\theta_1 - \theta_2}{2} \right) = \frac{2V}{c} \cos \beta \sin \frac{\alpha}{2} \quad (3.13)$$

Fig. 3.6 – Effetto Doppler nella tecnica *LDV*

Lo spostamento Doppler, quindi, misura la componente  $v \cos \beta$  (componente della velocità lungo la bisettrice tra direzione di emissione e di ricezione) e dipende dal seno di

metà dell'angolo tra le direzioni di emissione e di ricezione. La variazione relativa  $\frac{f_r - f_s}{f_s}$  con valori tipici delle grandezze è molto piccola ( $\cong 10^{-5}$ ) e la sua rilevazione risulta particolarmente difficile anche per sistemi avanzati. Per migliorare la determinazione della frequenza Doppler, si utilizza una configurazione con due raggi incidenti da due direzioni (provenienti dalla stessa sorgente) al fine di valutare la differenza tra gli spostamenti Doppler (la cosiddetta tecnica *LDV differenziale*).

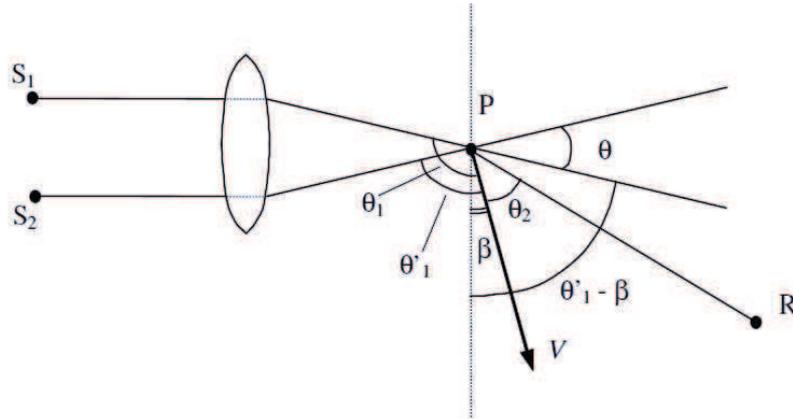


Fig. 3.7 – Effetto Doppler nella tecnica LDV differenziale

Facendo riferimento alla Fig. 3.7, si ottiene:

$$\begin{cases} \frac{f_{r1} - f_{s1}}{f_{s1}} = \frac{\Delta f_1}{f_{s1}} = \frac{V \cos \theta_1 + V \cos \theta_2}{c} \\ \frac{f_{r2} - f_{s2}}{f_{s2}} = \frac{\Delta f_2}{f_{s2}} = \frac{V \cos \theta'_1 + V \cos \theta_2}{c} \end{cases} \quad (3.14)$$

Dato che la luce da  $S_1$  e  $S_2$  proviene dalla stessa sorgente ( $f_{s1} = f_{s2}$ ), si ottiene:

$$\begin{aligned} \Delta f &= \Delta f_1 - \Delta f_2 = f_{r1} - f_{r2} = \frac{V}{\lambda} (\cos \theta_1 - \cos \theta'_1) = \\ &= \frac{2V}{\lambda} \sin \left( \frac{\theta_1 - \theta'_1}{2} \right) \sin \left( \frac{\theta_1 + \theta'_1}{2} \right) = \frac{2V}{\lambda} \sin \left( \frac{\theta}{2} \right) \cos \beta \end{aligned} \quad (3.15)$$

La formula ottenuta è formalmente analoga alla precedente, ma questa volta la differenza di frequenza misurata è quella al ricevitore indipendentemente dal valore della frequenza di emissione (cioè non si osserva una variazione della frequenza rispetto a quella di emissione, ma direttamente un segnale alla frequenza  $f_{r1} - f_{r2}$ ). La differenza di spostamento Doppler non dipende dalla direzione di osservazione (e questo significa che si può posizionare il ricevitore in qualsiasi posizione con un'apertura di ricezione, cioè una lente, grande a piacere) ed è linearmente proporzionale alla componente di velocità perpendicolare all'asse ottico.

Di fatto, vale:

$$V \cos \beta = s \Delta f \quad (3.16)$$

dove:

$$s = \frac{\lambda}{2 \sin(\frac{\theta}{2})} = \text{costante di calibrazione (espressa come distanza)}$$

Da questo punto di vista, un sistema *LDV* realizza la misura della velocità attraverso quella del tempo necessario (in realtà della frequenza) ad attraversare uno spazio noto, definito dal volume di misura. Per descrivere questo aspetto è necessario introdurre il modello di frange di interferenza. Si considerano due raggi laser (onde luminose) della stessa intensità, ricavati dallo stesso raggio originario, che si intersecano in un certo punto centrato nel volume di misura. In tale punto si verifica la sovrapposizione delle due onde con la stessa frequenza con conseguente formazione di frange di interferenza (Fig. 3.8), costituite da zone di massima e di minima intensità luminosa dovute rispettivamente alla sovrapposizione dei massimi (banda luminosa) e dei minimi (banda scura).

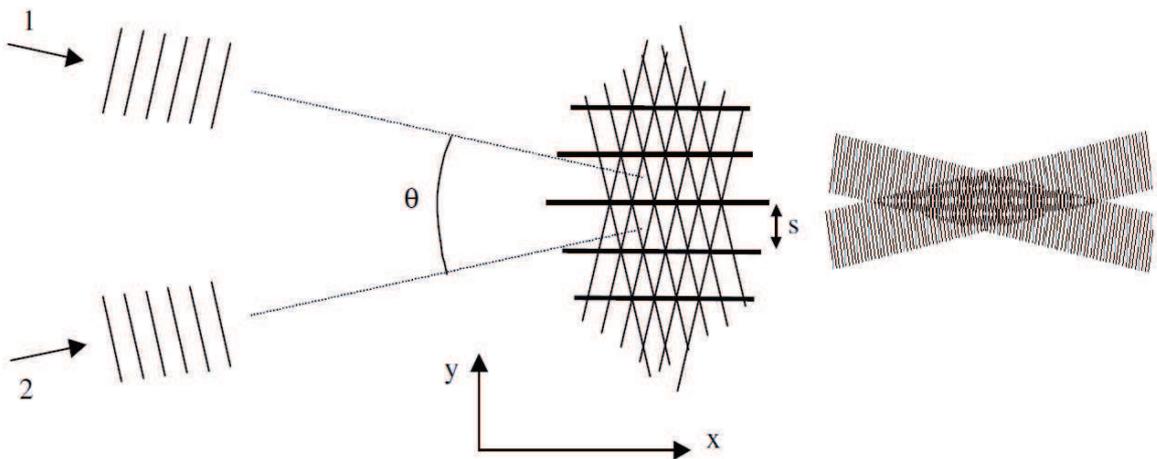


Fig. 3.8 – Interferenza tra i due raggi luminosi

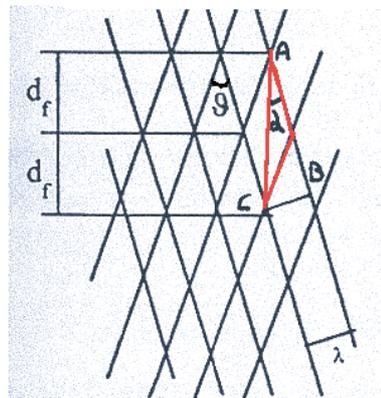


Fig. 3.9 – Frange di interferenza

Dalla Fig. 3.9, considerando il triangolo ABC, è possibile ricavare una relazione trigonometrica, in cui compare la distanza ( $d_f$ ) tra due frange contigue:

$$2d_f \sin \alpha = 2d_f \sin \frac{\theta}{2} = \lambda \quad (3.17)$$

Da cui, di conseguenza, si ottiene:

$$v_y = V \cos \beta = \frac{df}{dt} = \frac{\lambda}{2 \sin \frac{\theta}{2}} \frac{1}{\Delta t} = \frac{\lambda}{2 \sin \frac{\theta}{2}} \Delta f = \frac{\lambda}{2 \sin \frac{\theta}{2}} (f_{r1} - f_{r2}) \quad (3.18)$$

$$s = \frac{\lambda}{2 \sin \frac{\theta}{2}} \quad (3.19)$$

In questo caso è immediato notare che questo sistema permette di rilevare tramite  $f_d$  la sola componente di velocità  $v_y$  che appartiene al piano individuato dai raggi incidenti ed è perpendicolare all'asse ottico. L'approccio teorico porta a ricavare, quindi, una relazione lineare semplice tra spostamento in frequenza e velocità, attraverso una costante moltiplicativa ( $s$ ) completamente determinata a partire dalla lunghezza d'onda della radiazione incidente ( $\lambda$ ) e dalla geometria dei raggi ( $\theta$ ). Tale costante può essere calcolata a priori una volta per tutte ed è indipendente dal mezzo attraversato (sia  $\lambda$  che  $\sin \frac{\theta}{2}$  scalano linearmente con l'indice di rifrazione).

### 3.2.3 Inseminante

Per poter effettuare una misura con la tecnica *LDV* è necessario inseminare il flusso da studiare, perché le particelle contenute normalmente nell'aria non sono sufficienti a fornire un'adeguata frequenza di acquisizione dati; inoltre non si avrebbe nessun controllo sulle dimensioni delle stesse e, quindi, sulla loro capacità di seguire il flusso. La concentrazione e le dimensioni dell'inseminante sono fondamentali poiché l'anemometro laser Doppler non misura la velocità del flusso, ma quella delle particelle che attraversano il volume di misura. Particolari problemi si hanno quando il flusso presenta elevata turbolenza, infatti si rischia di perdere le informazioni legate alle frequenze più alte poiché la particella non è in grado di seguire i gradienti di velocità maggiori. L'inseminante deve avere le seguenti caratteristiche:

- buona capacità di diffusione della luce laser, che dipende dalle dimensioni delle particelle, dall'indice di rifrazione e dalla potenza del laser;
- non essere tossico;
- stabilità chimico-fisica nelle condizioni di impiego;
- non presentare tendenza ad agglomerarsi;
- costi contenuti.

### 3.2.4 Volume di misura

Il raggio laser emesso dalla sonda forma un iperboloide nel quale l'intensità luminosa, sul piano trasversale, varia con legge gaussiana. Affinché le frange di interferenza risultino piane i raggi devono intersecarsi nel punto di minor diametro di ciascun raggio (nel beam waist). Se ciò non avvenisse la distanza tra le frange

dipenderebbe dalla posizione, per cui due particelle che attraversano il volume di misura con la stessa velocità ma in punti differenti darebbero luogo a segnali con frequenze diverse. A causa della distribuzione gaussiana dell'intensità di luce, il volume di prova assume la forma di un ellissoide (Fig. 3.10).

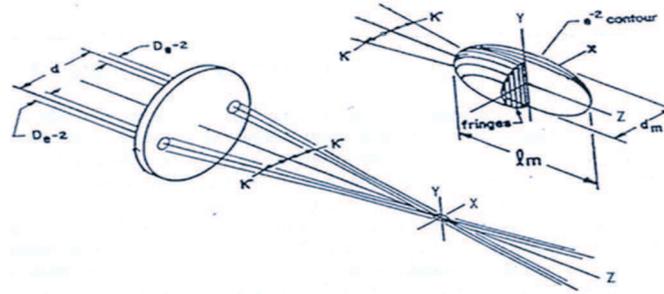


Fig. 3.10 – Volume di misura

Tale volume può essere definito dalla regione di spazio in cui l'intensità luminosa è maggiore di  $1/e^2$  (13%) del valore di picco della distribuzione gaussiana di ogni raggio. Il volume di misura, rappresentato in dettaglio in Fig. 3.11, ha dimensioni:

$$\delta_z = \frac{4F\lambda}{\pi E D_L \sin \frac{\theta}{2}} \quad \delta_y = \frac{4F\lambda}{\pi E D_L} \quad \delta_x = \frac{4F\lambda}{\pi E D_L \cos \frac{\theta}{2}} \quad (3.20)$$

$$N_f = \frac{8F \tan \frac{\theta}{2}}{\pi E D_L} \quad \delta_f = \frac{\lambda}{2 \sin \frac{\theta}{2}}$$

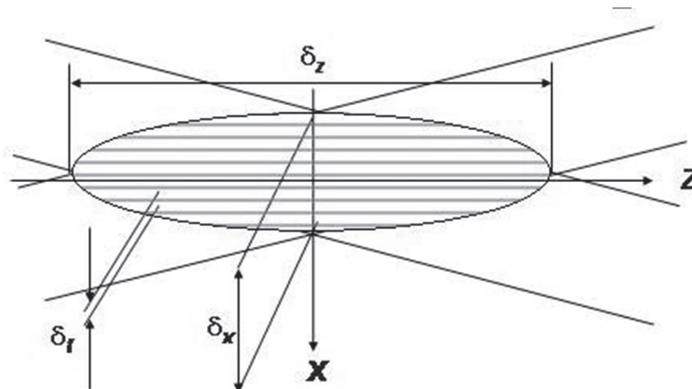


Fig. 3.11 – Dettaglio volume di misura

dove:

$\delta_z$  = Lunghezza

$\delta_y$  = Profondità

$\delta_x$  = Larghezza

$N_f$  = Numero di frange

$\delta_f$  = Distanza frange

$F$  = Lunghezza focale della lente

$\theta$  = Angolo di incidenza raggi

$\lambda$  = Lunghezza d'onda raggi

$E$  = Fattore di espansione

$D_L$  = Diametro raggio in uscita dalla testa

È importante specificare che aumentando la lunghezza focale della lente si ottengono volumi di misura lunghi e stretti, mentre aumentando il prodotto del fattore di espansione ( $E$ ) per il diametro del fascio laser ( $D_L$ ) il volume di misura si riduce.

### 3.2.5 Trasduzione del segnale

La trasformazione del segnale ottico in un segnale elettrico è effettuata dal fotomoltiplicatore (indicato nel seguito con l'acronimo PM) attraverso il fenomeno di eterodina ottica. Nel PM si produce un campo elettrico proporzionale alla somma dei due campi elettrici associati ai due raggi di luce diffusa incidenti sul PM stesso. In pratica, la rilevazione della luce da parte dei fotomoltiplicatori è molto difficile per diverse ragioni:

- il tempo ristretto di permanenza della particella nel volume di misura;
- disturbi (riflessioni) dello stesso ordine del misurando si sovrappongono al segnale;
- l'energia del raggio diffuso è assai minore dell'energia del raggio incidente;
- il volume di misura è un ellissoide di dimensioni indicativamente di  $1\text{ mm}$  e  $0.1\text{ mm}$ .

Proprio per questo è necessario avere un'adeguata potenza del laser ed un'adeguata dimensione dei PM, in modo da ottenere la massima ricezione di luce. Il segnale Doppler, rilevato dal PM al passaggio di una particella, non contiene nessuna informazione sul verso della componente di velocità in quanto le particelle che attraversano il volume di misura provocano un'identica pulsazione di frequenza. Quindi, le misure di flussi caratterizzati da velocità variabile attorno allo zero risultano ambigue. Per ovviare a questo inconveniente si varia la frequenza di uno dei due raggi incidenti introducendo una frequenza fittizia (solitamente di  $40\text{ MHz}$ , indicata con  $f_b$ ), in modo da ottenere il moto delle frange all'interno del volume di misura. La velocità di traslazione delle frange è proporzionale alla frequenza di eccitazione esterna. Il risultato di tale operazione quello di avere due distinti valori di frequenza Doppler al variare del verso del moto delle particelle. Lo shift in frequenza del raggio viene ottenuto grazie alla Cella di Bragg, ovvero un dispositivo acustico-ottico in cui un cristallo, trasparente alla luce, viene eccitato dall'esterno con un'onda di pressione ad alta frequenza tale da variarne le sue caratteristiche di rifrazione, ottenendo così in uscita una frequenza modificata. Nel percorso dell'altro raggio viene

inserito un cristallo compensatore per non provocare una differenza di cammino ottico. Il segnale elettrico prodotto dai PM (Fig. 3.12) presenta un andamento oscillatorio con frequenza Doppler (burst) attorno a un valore medio variabile nel tempo con legge gaussiana (pedistallo). Questo andamento del segnale medio è dovuto alla distribuzione gaussiana dell'energia nel volume di misura. Il pedistallo è un segnale a bassa frequenza mentre quello dovuto all'effetto Doppler è ad alta frequenza. Di conseguenza, risulta necessario un filtro passa alto per eliminare l'effetto del pedistallo e un filtro passa basso per eliminare tutte le frequenze al di sopra dello spettro Doppler. La cella di Bragg consente una migliore distinzione dei due segnali.

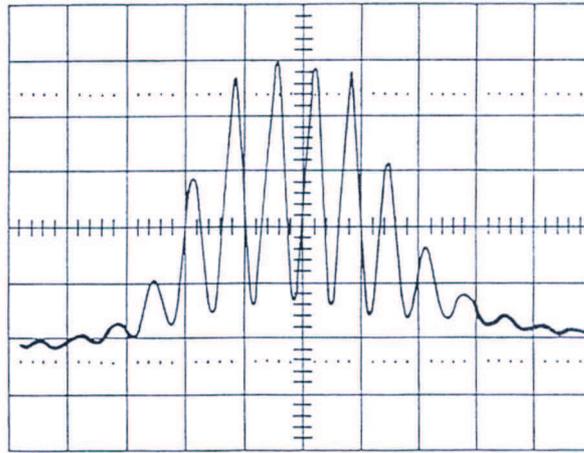


Fig. 3.12 – Segnale di burst

### 3.2.6 Catena di misura

Per questo lavoro di tesi è stato impostato un sistema di misura basato su un *LDV* bidimensionale. Il primo componente è una lampada laser a ioni di Argon che produce un fascio luminoso di diametro pari a  $0.82\text{ mm}$ , il quale viene catturato da un trasmettitore (Dantec 60X41). Questo, poi, ha il compito di separare i due colori costituenti il raggio così da generare due coppie di raggi con lunghezze d'onda differenti (blu:  $480\text{ nm}$  e verde:  $514\text{ nm}$ ) e di variare la frequenza di due dei quattro raggi tramite una cella di Bragg.

I quattro raggi escono dal trasmettitore e vengono veicolati al trasduttore ottico per mezzo di una fibra ottica. Per tutto ciò, però, risulta di fondamentale importanza il perfetto allineamento fra l'asse della fibra ottica ed il raggio in uscita. Questo allineamento viene effettuato grazie a dei manipolatori ottici (Dantec 60X24) che permettono di variare l'angolo e la posizione del raggio. Infine, i raggi arrivano a coppie al trasduttore ottico (Dantec 60X62), il quale ha sia il compito di proiettarli, sia il compito di raccogliere e trasdurre i burst generati dal passaggio delle particelle. Il trasduttore ottico ha una lunghezza focale di  $310\text{ mm}$  ottenuta tramite una serie di lenti. Per la campagna di misura in oggetto i valori utilizzati sono  $E = 1.98$  e  $D_L = 2.20\text{ mm}$ . Il segnale, opportunamente filtrato, giunge all'analizzatore di spettro (Dantec BSA enhanced) che, tramite le trasformate di Fourier, è in grado di risalire alle frequenze Doppler dei singoli burst.

L'analizzatore di spettro può analizzare segnali con frequenze da  $122\text{ Hz}$  a  $120\text{ MHz}$ , con un'accuratezza minima dello  $0.5\%$  della larghezza di banda utilizzata, con una risoluzione dello  $0.0092\%$  della larghezza di banda e con un data rate massimo di  $624.000\text{ records/s}$ . L'analizzatore di spettro è poi interfacciato con un PC e, tramite un software dedicato, è possibile eseguire il postprocessing e la visualizzazione dei risultati ottenuti.

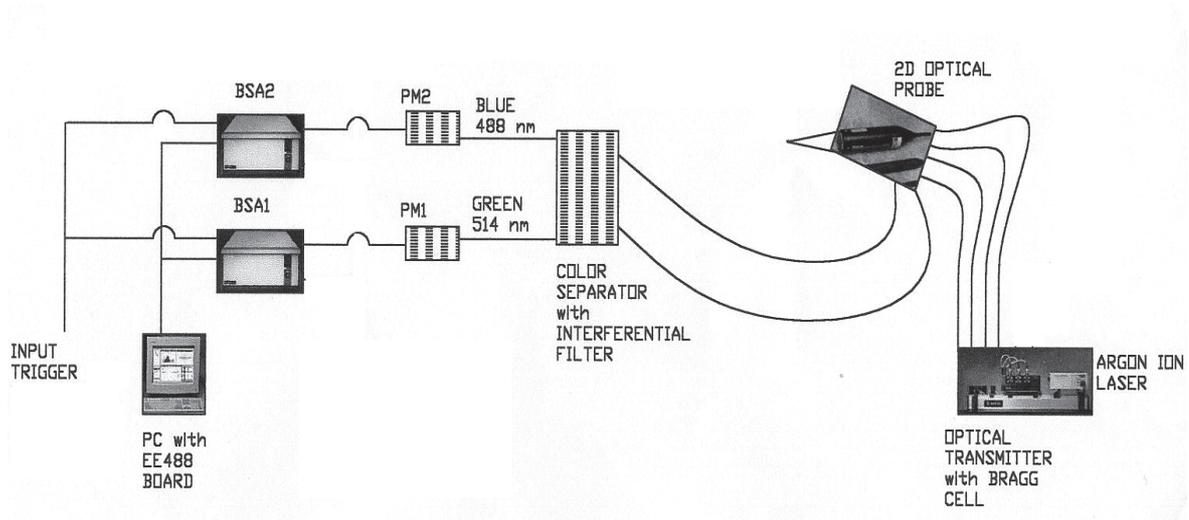


Fig. 3.13 – Catena di misura

Per essere in grado, dopo le varie acquisizioni, di impostare il post-processing dei risultati con la tecnica della media in fase (a cui si rimanda la trattazione nel capitolo 4) è stato necessario acquisire contemporaneamente anche il segnale di riferimento sul periodo di rotazione, proveniente dall'encoder del motore. Tale segnale analogico è stato veicolato direttamente all'interno del modulo BSA, in modo da avere per ogni particella (quindi velocità) rilevata l'indicazione sulla rispettiva fase attraverso un semplice confronto tra il segnale temporale a cui corrisponde l'acquisizione ed il segnale di trigger.

### 3.2.7 Procedimento operativo

Le misure effettuate con questa tecnica hanno spaziato tra ambienti di monte, meato e valle (Fig. 3.14). In particolare, le misure a monte sono state effettuate a  $10\text{ mm}$  dal lato anteriore del pannello, quelle nel meato sono state effettuate in posizione complanare al bordo esterno dell'anello e quelle di valle sono state effettuate a  $50\text{ mm}$  dal lato anteriore del pannello (ovvero a  $60\text{ mm}$  da quelle di monte). Attraverso un preciso sistema di movimentazione triassiale, che sfrutta motori stepper e viti a ricircolazione di sfere in grado di limitare il fenomeno dello stick and slip (legato allo scalino di attrito nei filetti), è stato possibile posizionare la testa di misura (fissata su un braccio di sostegno e dalla quale fuoriescono i raggi laser) nelle varie posizioni previste con una risoluzione spaziale di  $8\text{ }\mu\text{m}$ . Inoltre, sempre grazie a tale sistema, è stato possibile procedere con avanzamenti estremamente precisi, effettuati con piccoli incrementi per ottenere traverse radiali

caratterizzate da molti punti di misura. Infatti, le misure che si effettuano con l'anemometro laser Doppler sono misure puntuali ed è indispensabile conoscere con precisione la posizione del punto in cui si sta effettuando la misura. Per ogni punto della traversa è stato scelto di campionare 200000 valori di velocità per entrambe le componenti.

Il tempo di misura è, di fatto, determinato dal data rate ottenuto nei vari istanti di misura, fortemente dipendente dalla qualità e dall'efficacia dell'inseminazione. Sfruttando un sistema *LDV* bidimensionale è stato necessario predisporre la campagna sperimentale in maniera tale da poter comunque ottenere per ogni condizione di misura di interesse per lo studio tutte le componenti di velocità. Proprio per questo, per ogni condizione di misura (1800 rpm, 2400 rpm e 3000 rpm nei casi a DP ed a ML) e per ogni categoria di misura (ambiente di monte, meato e valle) è stato necessario effettuare due traverse radiali successive, caratterizzate dalle stesse quote (avanzamenti incrementali) radiali in modo da poterle unire durante la fase di post-processing dei risultati. In particolare, nella traversa radiale verticale è stato possibile misurare le componenti di velocità assiale e radiale ( $v_a$  e  $v_r$ ), mentre nella traversa radiale orizzontale (Fig. 3.15) è stato possibile misurare le componenti di velocità assiale e tangenziale ( $v_a$  e  $v_\theta$ ).

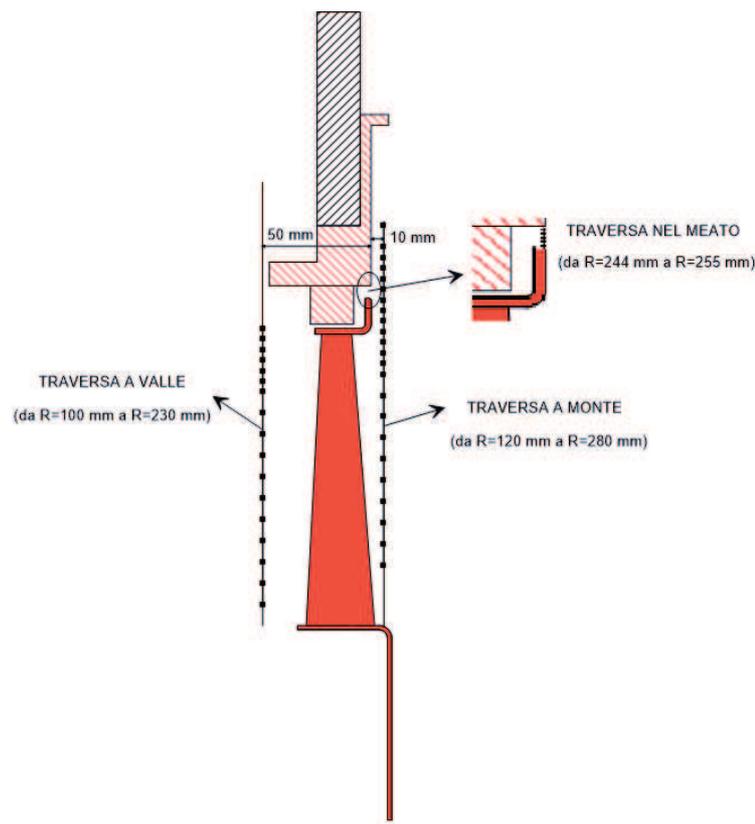


Fig. 3.14 – Posizionamenti assiali delle traverse effettuate con la tecnica LDV

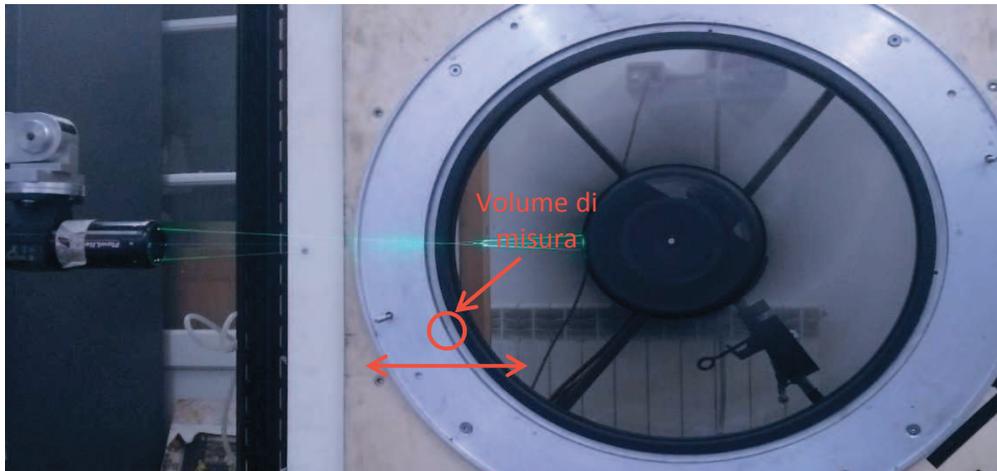


Fig. 3.15 – Traversa radiale orizzontale

### 3.2.8 Valutazione degli effetti deformativi

Dovendo effettuare misure a differenti regimi di rotazione e, di conseguenza, a differenti  $\Delta P$  tra gli ambienti di monte e di valle del rotore, è stato necessario studiare accuratamente l'avanzamento assiale del sistema durante l'esercizio per agire di conseguenza sul posizionamento del volume di misura tramite il movimentatore. È noto, infatti, che la trazione esercitata dal ventilatore sul pannello attraverso la struttura di collegamento tra i due sia importante, specialmente per regimi elevati e nel caso a DP. Inoltre, il  $\Delta P$  presente tra gli ambienti di monte e di valle combinato con un elevato carico centrifugo agente sulle pale e tale da provocarne un stiramento, porta ad avanzamento assiale relativo tra la parte estrema della ventola (anello di congiunzione delle pale) ed il pannello di legno. La modificazione geometrica del ventilatore, oltre a provocare un differente ma lieve angolo di inclinazione delle pale (che si trovano in leggera flessione rispetto alla condizione di progetto) rispetto alla verticale, porta ad una modificazione del flusso di ricircolo al gioco d'apice (più aperto). Per valutare l'avanzamento complessivo del sistema (utile ai fini dell'esecuzione della misura per posizionare il volume di misura sempre nelle stesse posizioni, descritte nel paragrafo precedente) e l'avanzamento relativo tra ventilatore e pannello (utile in fase di post-processing e per valutazioni progettuali), sono stati impostati procedimenti sperimentali e numerici. Dal punto di vista sperimentale è bastato allineare attraverso il movimentatore triassiale comandato il volume di misura con la superficie del pannello o del ventilatore in fase di riposo e, dopo aver raggiunto il regime di esercizio impostato, procedere nuovamente con l'allineamento. In particolare, allineandosi con la superficie della ventola si ottiene l'avanzamento complessivo del sistema, mentre allineandosi con la superficie del pannello si ottiene la quota parziale di avanzamento attribuibile al solo pannello. Ovviamente, l'altra quota, corrispondente alla deformazione del ventilatore, è stata ottenuta a seguito di una semplice sottrazione. Proprio per questo la quota complessiva è da considerarsi precisa ai fini dell'attività di misura, ma

la quota relativa alla deformazione del ventilatore risente di inevitabili errori di stima. Partendo da tale affermazione e considerando l'importanza di tale quota per i fini progettuali e per le valutazioni sul flusso di ricircolo è stato necessario impostare anche un'analisi numerica con il metodo degli elementi finiti.

Il software utilizzato è ANSYS WORKBENCH, che ha permesso un'importazione della geometria CAD ed un'impostazione veloce del modello di calcolo. Le condizioni al contorno poste nel modello sono semplici e limitate ai vincoli di anti-labilità necessari alla convergenza del calcolo. Dopodiché, una volta generata la magliatura fine (*medium element size* pari a 1 mm), è stato applicato il carico centrifugo ed il carico dovuto alla differenza di pressione agente tra l'intradosso e l'estradosso delle pale (Fig. 3.16). In particolare, per quanto concerne il carico di pressione è stato scelto di applicare sulle superfici un valore medio (approssimando i gradienti locali per i vari raggi di pala ed ottenendo uno schema di carico uniformemente distribuito). Per estendere l'entità di tale carico a tutti i casi di studio è stata utilizzata la teoria della similitudine. Di seguito vengono riportati i valori ottenuti con i due metodi utilizzati (Tab. 3.1).

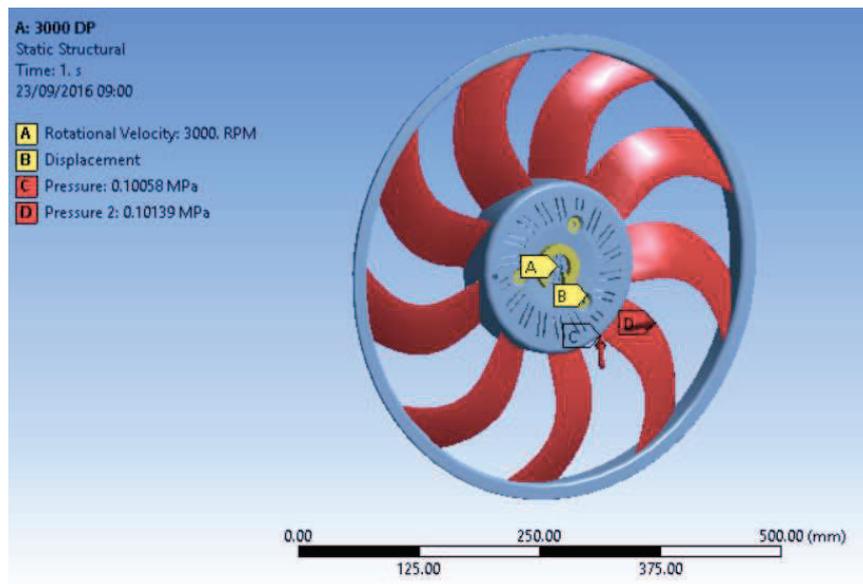


Fig. 3.16 – Modello FEM

Tab. 3.1 – Valori di avanzamento assiale del ventilatore

	<b>DP sperimentale</b>	<b>DP FEM</b>	<b>ML sperimentale</b>	<b>ML FEM</b>
<b>1800 rpm</b>	1.9 mm	1.4 mm	1.2 mm	1.2 mm
<b>2400 rpm</b>	2.4 mm	2.4 mm	1.3 mm	1.9 mm
<b>3000 rpm</b>	4 mm	3.6 mm	2.5 mm	2.9 mm

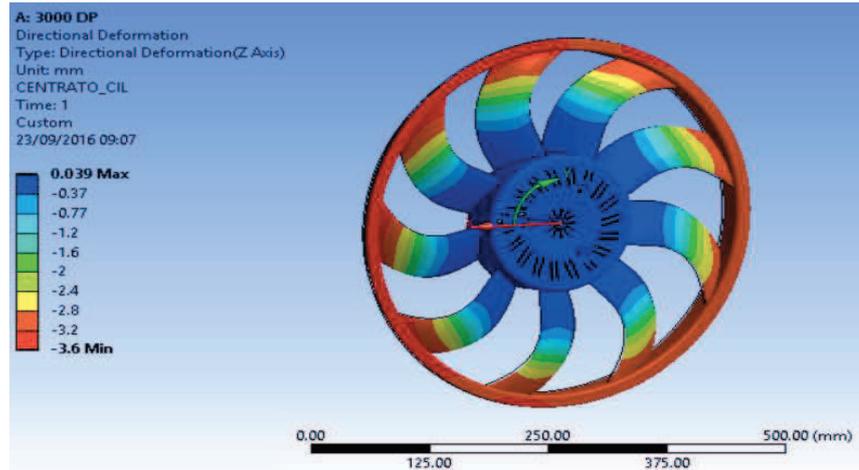


Fig. 3.17 – Spostamento assiale del ventilatore

È necessario specificare che il modello FEM, essendo caratterizzato da condizioni di carico semplici, viene risolto in ambito lineare e presenta risultati coerenti e proporzionali al quadrato di  $\Omega$  (andamento parabolico degli spostamenti in funzione di  $\Omega$ ). I risultati ottenuti sperimentalmente, sebbene simili in modulo a quelli ottenuti dal modello FEM, seguono un andamento non prettamente parabolico. Le differenze presenti sono da attribuire in parte alle ipotesi semplificative su cui si è stato impostato lo studio FEM ed in parte a piccoli errori nelle valutazioni sperimentali che portano, con un così limitato numero di valori a disposizione, ad avere parziali incoerenze negli andamenti. Nonostante ciò, entrambi i metodi evidenziano aspetti utili all'attività sperimentale e sono di supporto per la fase di progettazione del rotore.

### 3.3 Misure aerodinamiche con tecnica Particle Image Velocimetry

#### 3.3.1 Caratteristiche generali

La Particle Image Velocimetry (*PIV*) è una delle più recenti ed avanzate tecniche per la misura del campo di moto di un fluido in quanto il suo sviluppo è fortemente connesso ai progressi nei campi dell'ottica, dell'elettronica, dell'informatica e delle apparecchiature video. Le sue caratteristiche principali possono essere così riassunte:

- Semplicità del principio fisico fondamentale per estrapolare le quantità di interesse ( $v$ );
- grandezze misurate non perturbate dalla presenza fisica dello strumento di misura, per cui si ha la possibilità di effettuare misure all'interno di parti mobili di turbomacchine o, come in questo caso, in prossimità del meato;

- calibrazione accurata ma relativamente rapida, volta alla messa a fuoco delle telecamere elettroniche utilizzate ed alla definizione del fattore di scala tra spostamento reale e distanza tra pixel;
- misura di 2 componenti di velocità, ottenendo come output un campo vettoriale sul piano di misura.

In conclusione, si può ritenere questo strumento particolarmente indicato per le misure del campo di moto del ventilatore, potendo concentrare l'area di analisi nella zona d'apice in modo da studiare lo sviluppo assiale del flusso uscente dal meato e le strutture turbolente presenti. A differenza del *LDV*, infatti, si ottengono misure meno precise in termini di componenti di velocità e meno affidabili per quanto riguarda le medie in fase (a causa del minor numero di dati disponibili per ogni fase angolare a fine acquisizione per limiti legati alla memoria del sistema, che permette di acquisire al massimo 750 immagini nella singola prova), però nettamente più indicative riguardo l'andamento complessivo del flusso nella zona di interesse.

### 3.3.2 Principio di funzionamento e catena di misura

La particle image velocimetry (*PIV*) è una tecnica di misura in grado di fornire la mappa vettoriale delle velocità di un intero campo di moto (spesso tempovariante) con un'unica acquisizione e si basa sulla relazione:

$$v = \frac{s}{\Delta t} \quad (3.21)$$

dove, nello specifico, si ha:

$v$  = velocità

$s$  = spostamento (oggetto di misura)

$\Delta t$  = intervallo di tempo tra due immagini consecutive della telecamera

Per eseguire una misura, quindi, si rendono necessari:

- sistema di illuminazione;
- sistema di acquisizione dell'immagine;
- iniezione del fluido;
- sistema di elaborazione e controllo.

La tecnica prevede l'utilizzo di telecamere elettroniche altamente prestanti, le quali vengono impressionate durante la misura dalle particelle aggiunte artificialmente al fluido (tali da essere trasportate dal flusso e da diffondere la massima quantità di luce verso le telecamere). Le particelle vengono opportunamente illuminate mediante un laser Nd:YAG pulsato, in grado di produrre una lama di luce tale da fissarne il moto all'istante di acquisizione e metterle in evidenza per il tempo necessario affinché la telecamera rimanga impressionata. La sorgente di luce offre l'opportunità di avere un'alta concentrazione di energia su una porzione di spazio limitata e, inoltre, tale energia si manifesta con una ben precisa lunghezza d'onda (532 nm), che rende facile, attraverso un filtro verde installato sulle telecamere, il filtraggio del contributo di luce di disturbo. Le telecamere atte ad

acquisire le immagini che rappresentano le posizioni iniziali e finali delle particelle devono essere posizionate ad angolo retto rispetto al piano individuato dalla lama di luce. Esse sono dotate di un sensore detto CCD (Charge Coupled Device), che è composto da una griglia di elementi sensibili alla quantità di luce incidente. A seconda del livello di energia radiante che viene captata da uno di questi elementi, si crea all'interno di quest'ultimo una carica elettrica che viene poi convertita istantaneamente in un segnale digitale elaborabile dal computer. La registrazione è costituita da due immagini della sezione del flusso illuminata separate da un intervallo di tempo molto ristretto. L'elaboratore provvede al trattamento dei due segnali con il metodo della cross-correlazione, la cui applicabilità è possibile solo se l'immagine iniziale e quella finale del flusso sono disponibili su due fotogrammi distinti. Il fine di tale operazione è quello di identificare lo spostamento di gruppi di particelle tra le due immagini, dal quale si ottengono le informazioni sulle velocità conoscendo il tempo che intercorre tra di esse. Dato che le registrazioni sono costituite da un segnale bidimensionale (ovvero l'intensità luminosa in funzione delle coordinate  $x$  e  $y$ , che individuano il piano su cui avviene il moto), esso viene trattato mediante il metodo della trasformata di Fourier, che permette di ottenere un calcolo rapido della cross-correlazione. L'acquisizione viene controllata da un software apposito installato su un computer in grado di comunicare con l'elaboratore centrale.

Il risultato dell'elaborazione viene poi reso disponibile sul PC che gestisce tutti i file registrandoli in un database. In questo modo è possibile lavorare direttamente sulle mappe vettoriali grezze, che, nella maggior parte dei casi, necessitano di una validazione. Infatti, vi è la possibilità che alcuni vettori risultanti non siano frutto di effettivi spostamenti di particelle, ma l'elaboratore non è in grado di discernere tra input significativi e non, per cui viene sempre fornito un risultato.

Per questo motivo, il software di gestione del sistema fornisce gli strumenti per eseguire la validazione della mappa vettoriale grezza oltre a vari metodi per l'analisi dei dati.

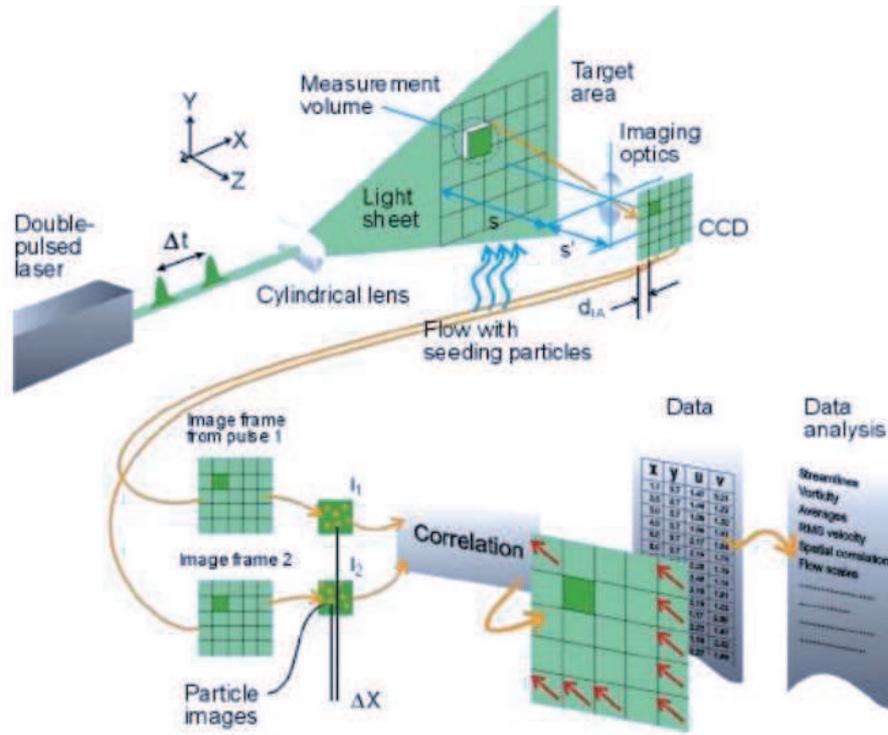


Fig. 3.18 – Schema concettuale di un sistema PIV

### 3.3.3 Teoria della cross-correlazione nel PIV

Assumendo di aver acquisito immagini che soddisfino i requisiti qualitativi richiesti dal sistema (Fig. 3.19), si analizza il processo di ottenimento della mappa vettoriale. Le due immagini di una singola acquisizione (in scala di grigio) inviate dalla telecamera al computer centrale, si presentano come una dispersione di macchioline di luce su sfondo scuro; la prima immagine rappresenta le posizioni iniziali delle particelle, mentre la seconda rappresenta le posizioni finali; l'intervallo di tempo che intercorre tra le due immagini è noto poiché corrisponde anche alla separazione tra due impulsi laser. Infatti il computer centrale contiene una scheda di sincronizzazione che gestisce la temporizzazione della successione degli eventi previsti dall'esperienza. Tale scheda fa sì che la luce proveniente dai due impulsi laser consecutivi impressioni i rispettivi fotogrammi. Nelle prove effettuate per questo lavoro di tesi tale intervallo di tempo è stato impostato su  $15 \mu s$ . La tecnica *PIV* si basa sulla determinazione dello spostamento di un gruppo di particelle e non del tracciamento di ogni singola particella. Si rende, quindi, necessario suddividere l'immagine in un certo numero di zone, ciascuna delle quali contenente un determinato numero di particelle; gli algoritmi di elaborazione vengono applicati a ciascuna regione (area di interrogazione). Prima di descrivere il meccanismo della cross-correlazione occorre stabilire il sistema di riferimento. Generalmente si ha una lama di luce laser che evidenzia una sezione piana del campo di moto tridimensionale; la telecamera deve essere posta ad angolo retto rispetto a tale sezione, facendo coincidere il piano  $(x, y)$  di questa con il piano definito dalla lama di luce (con asse  $x$  positivo verso destra e asse  $y$  positivo verso l'alto per un osservatore posto dietro la telecamera). L'origine  $(0,0)$  si trova nell'angolo in basso a sinistra dell'area ripresa e corrisponde al pixel (picture element) in

basso a sinistra dell'immagine. Le coordinate dell'immagine, misurate in pixel, vengono indicate con  $(i, j)$ ,  $(k, l)$  oppure  $(m, n)$ , mentre le coordinate dell'oggetto della ripresa vengono indicate con  $(x, y)$  e misurate con unità SI. Nei calcoli effettuati dall'elaboratore centrale l'unica unità di misura è il pixel, ma questo è indifferente per l'operatore dato che il risultato finale viene trasformato in metri mediante una funzione del software che permette di impostare, partendo da un'immagine campione, il fattore di scala.

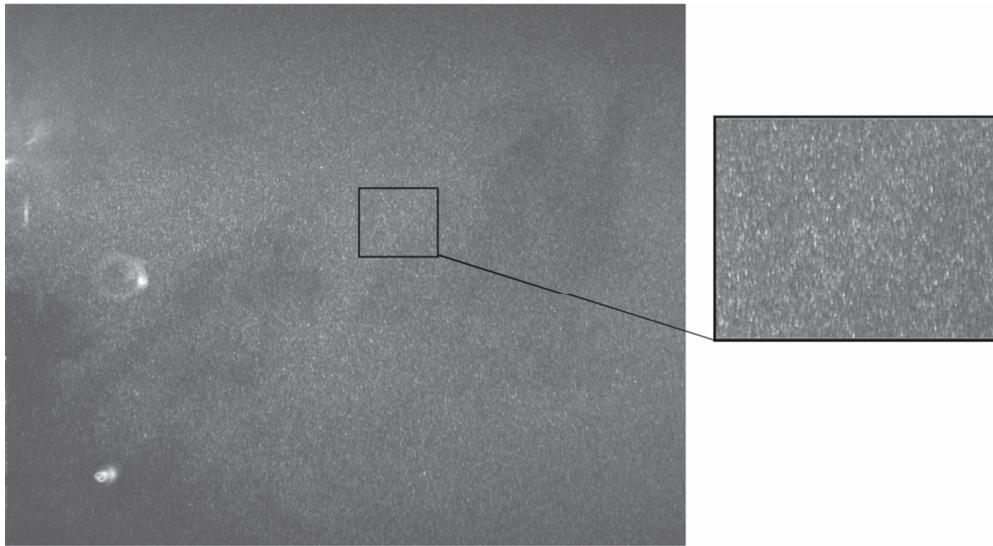


Fig. 3.19 – Tipica immagine acquisita

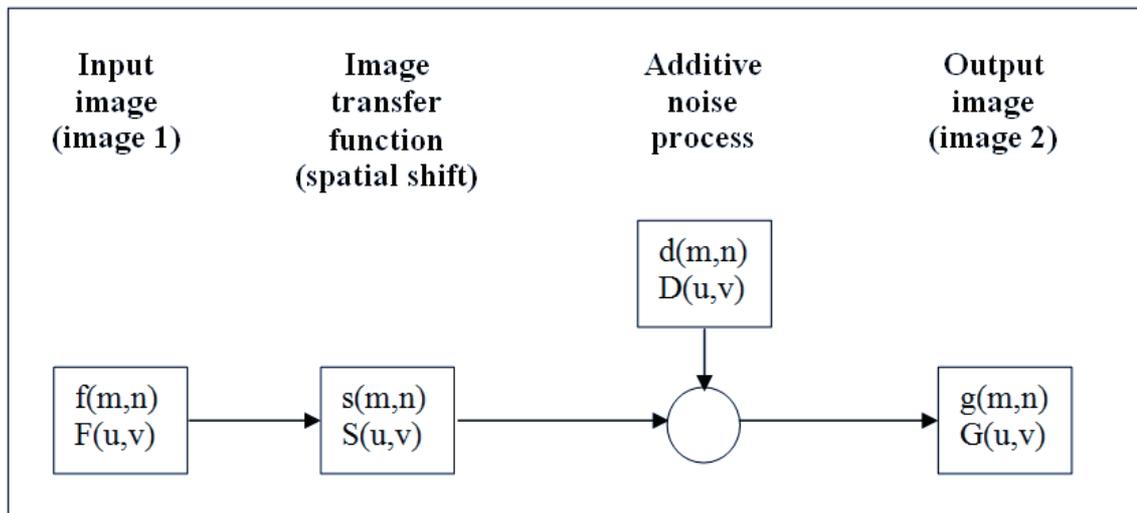


Fig. 3.20 – Funzione spostamento

Lo spostamento può essere rappresentato dallo schema sovrastante (Fig. 3.20): la funzione  $f(m, n)$  descrive l'intensità luminosa all'interno di un'area di interrogazione registrata all'istante  $t$ , mentre la funzione  $g(m, n)$  descrive l'intensità luminosa all'interno di un'area di interrogazione registrata all'istante  $t + \Delta t$ . Quest'ultima può essere considerata il risultato della funzione "spostamento"  $s(m, n)$  applicata alla funzione  $f(m, n)$  con l'aggiunta della funzione  $d(m, n)$ , che rappresenta il disturbo. Per rendere più

veloce il calcolo della cross-correlazione i segnali in ingresso vengono elaborati mediante la trasformata di Fourier; infatti essi non sono altro che segnali bidimensionali trattabili con le stesse tecniche dei segnali monodimensionali. Nello schema precedente le funzioni indicate con la lettera maiuscola costituiscono proprio le trasformate di Fourier delle corrispondenti funzioni indicate con la lettera minuscola, mentre  $(u, v)$  sono le coordinate nel dominio delle frequenze spaziali. La funzione “spostamento”  $s(m, n)$  è direttamente collegata al flusso ed al tempo che intercorre fra due registrazioni, mentre la funzione “rumore”  $d(m, n)$  è il risultato del moto delle particelle che entrano ed escono dall’area di interrogazione nello stesso periodo.

Il compito più gravoso nel *PIV* è la stima della funzione  $s(m, n)$  a partire dai dati noti, cioè i valori di  $f(m, n)$  e  $g(m, n)$ . La funzione cross-correlazione discreta  $\phi_{fg}(m, n)$  è data dal valore:

$$\phi_{fg}(m, n) = E[f(m, n), g(m, n)] \quad (3.22)$$

$$\phi_{fg}(m, n) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \sum_{l=-\infty}^{+\infty} f(k, l) g(k + m, l + n) \quad (3.23)$$

Un elevato valore della funzione cross-correlazione può essere rilevato dove molte particelle trovano corrispondenza con la loro controparte spostata nella seconda immagine, mentre quando una singola particella trova confronto con altre particelle dà luogo a un picco basso. Il valore alto del picco è noto come cross-correlazione corretta mentre i valori bassi sono noti come correlazione casuale. Le particelle di insemnante che entrano o escono dall’area di interrogazione nel periodo di tempo che intercorre tra le due acquisizioni non contribuiscono alla correlazione corretta poiché le loro posizioni iniziali o finali non vengono registrate.

Tuttavia, esse contribuiscono alla correlazione casuale e così provocano una diminuzione del rapporto segnale/rumore. Nel *PIV* spesso ci si riferisce a questo fenomeno come “loss-of-pairs” oppure come “signal drop-out”.

Nonostante ciò, il picco maggiore può essere considerato con sicurezza come rappresentativo della migliore corrispondenza tra la funzione  $f(m, n)$  e  $g(m, n)$  se il numero di coppie di particelle è sufficientemente ampio. La posizione del picco più alto nel piano della correlazione corrisponde direttamente allo spostamento medio delle particelle all’interno dell’area di interrogazione investigata.

La trasformata di Fourier permette di velocizzare notevolmente il processo di cross-correlazione poiché, invece di eseguire una somma su tutti gli elementi della regione campionata, l’operazione può essere ridotta ad una complessa moltiplicazione coniugata di ciascuna coppia corrispondente di coefficienti di Fourier. I nuovi coefficienti risultanti vengono poi trasformati inversamente per ottenere la funzione di cross-correlazione  $\phi_{fg}$ . L’intero processo è illustrato nella Fig. 3.21.

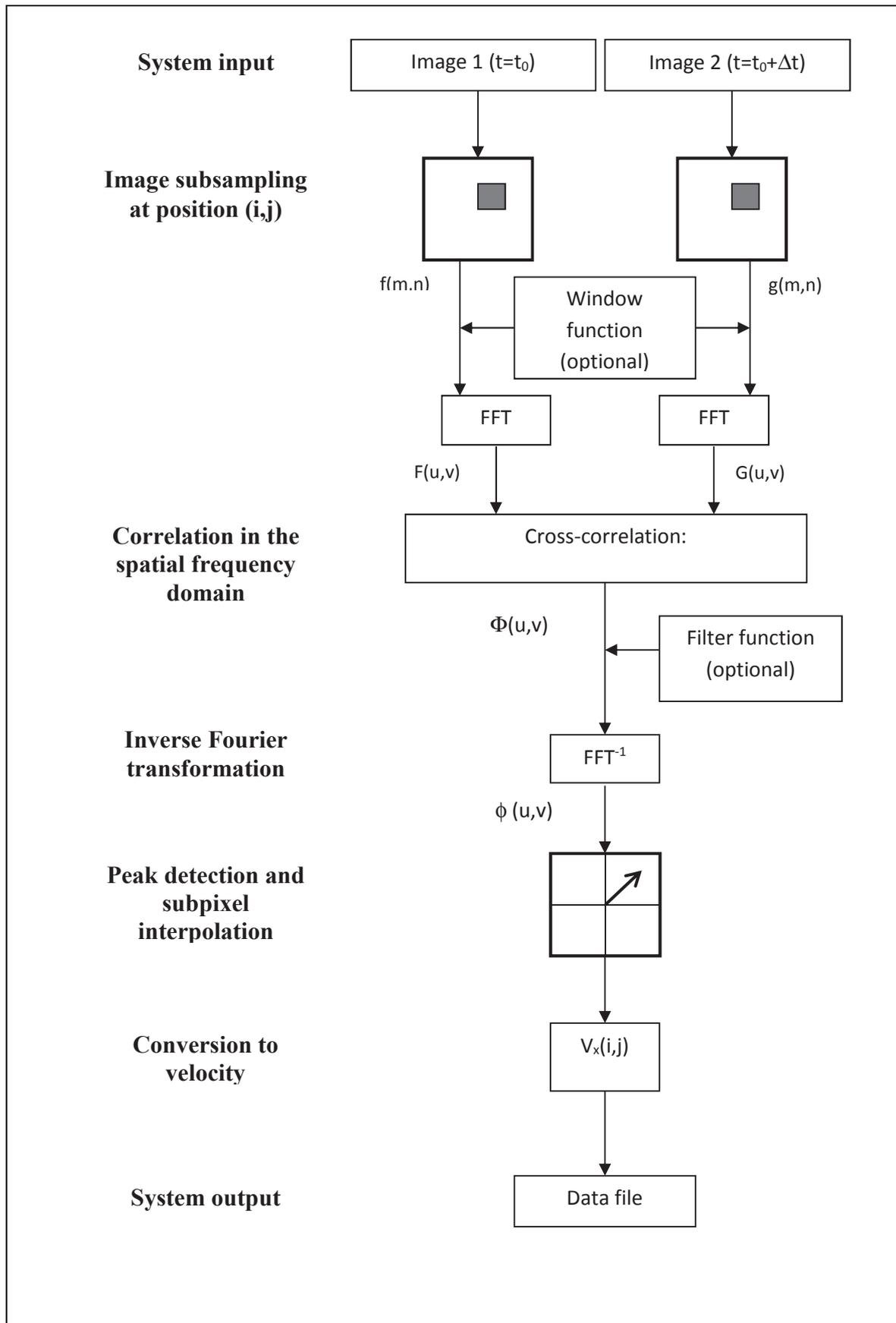


Fig. 3.21 – Schema di elaborazione del segnale

L'applicazione della trasformata di Fourier non è esente da inconvenienti, infatti essa assume che le regioni campionate siano periodiche nello spazio e genera una forma circolare della cross-correlazione che non decade a zero al confine dell'area di interrogazione (come nella tecnica lineare). L'immediata conseguenza di questo fenomeno è un aumento artificiale del rumore di fondo (specialmente lungo i bordi dell'area di interrogazione) e si rende, pertanto, necessaria l'applicazione di algoritmi come la window function e le filter functions per limitare tale problema. Il criterio di campionamento di Nyquist associato alla trasformata di Fourier discreta limita il massimo spostamento spaziale apprezzabile in qualsiasi direzione a metà della dimensione della finestra di campionamento nella stessa direzione. In effetti, anche l'entità di tale spostamento è spesso troppo elevata per la corretta prassi della tecnica poiché il rapporto segnale/rumore nella cross-correlazione diminuisce con l'aumento dello spostamento spaziale. Dato un lato della finestra lungo  $N$ , si ottengono risultati ragionevolmente corretti per spostamenti pari a  $N/4$ . Un altro importante parametro che influenza il rapporto segnale/rumore è il numero di particelle di insemnante contenute in ciascuna area di interrogazione. Con un grande numero di particelle vi sono molte correlazioni corrette che assicurano un elevato rapporto segnale/rumore e, in tale caso, uno spostamento medio eccedente pari a  $N/4$  può essere accettato. Invece, con un numero relativamente basso di particelle, il rapporto segnale/rumore decresce. Generalmente, la tecnica della cross-correlazione richiede la presenza di almeno 5 particelle per area di interrogazione per ottenere risultati apprezzabili. Inoltre, come già detto, per ogni acquisizione vi sono delle correlazioni casuali che associano la posizione iniziale di una particella con le posizioni finali di altre particelle (Fig. 3.22). Queste correlazioni casuali possono essere considerate come rumore di fondo e, per impedire che esse siano dominanti, devono esserci molte coppie di particelle all'interno di ogni area di interrogazione, in modo da avere un segnale nettamente superiore al rumore. Si noti che per coppia di particelle si intende l'immagine di una posizione iniziale associata alla sua controparte nel secondo fotogramma, ovvero la posizione finale della stessa particella.

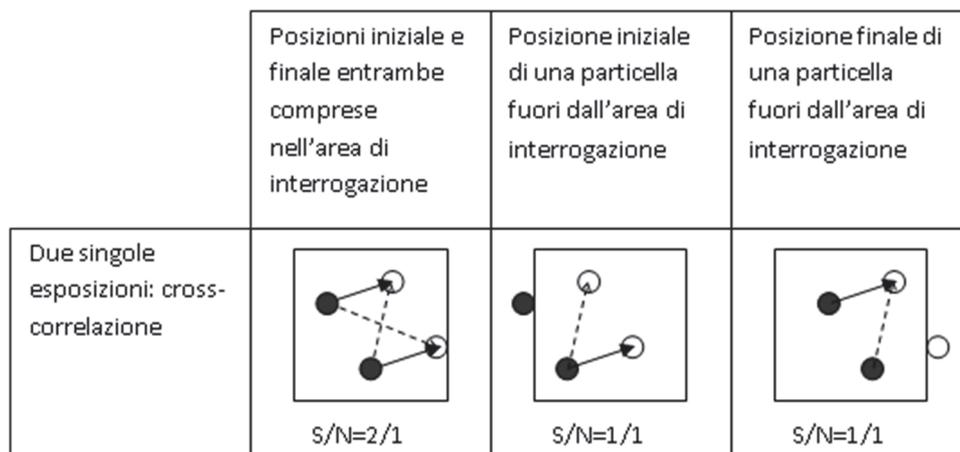


Fig. 3.22 – Correlazioni esatte e casuali

Facendo riferimento alla Fig. 3.22, nell'esempio a sinistra vi sono due vettori corretti e due falsi vettori che puntano in direzioni diverse: questo produce un rapporto segnale/rumore pari a 2:1 e in questo caso ideale è possibile determinare il vettore velocità relativo all'area di interrogazione in esame con solo due particelle al suo interno. Gli altri esempi dimostrano come non siano sufficienti due sole particelle per ciascuna area di interrogazione. I due esempi a destra rappresentano il fenomeno della perdita di coppie (loss-of-pairs), per cui una delle posizioni (iniziale o finale), rimanendo al di fuori dell'area di interrogazione, viene perduta. Si noti come l'errore aumenti all'aumentare del valore dello spostamento effettivo. Per minimizzare tale errore si dovrebbe mantenere il massimo spostamento sotto il 25% del lato dell'area di interrogazione, anche se con sufficiente insemillante possono essere accettati spostamenti un po' più grandi. Una volta eseguita la cross-correlazione se ne ottiene l'andamento nel piano delle frequenze spaziali  $(u, v)$ . Le coordinate del picco più alto, frutto della correlazione corretta, corrispondono alle componenti dello spostamento medio subito dalle particelle e, quindi, il compito successivo dell'elaboratore è quello di determinare le caratteristiche di tale picco (in particolare posizione, altezza e larghezza). L'altezza e la larghezza del picco servono, di fatto, alla validazione della misura.

### 3.3.4 Risoluzione delle strutture di velocità

La possibilità di risolvere le più piccole strutture di velocità presenti nel campo di moto dipende dalla dimensione dell'area di interrogazione rapportata alle dimensioni nello spazio dell'oggetto. Tale dimensione è funzione di:

- fattore scala oggetto/immagine ( $S$ ), definito per ottenere i moduli reali dei vettori misurati (velocità);
- dimensione in pixel dell'area di interrogazione;
- distanza tra i pixel sul CCD della telecamera (pixel pitch).

Il fattore scala è determinato nel set-up dell'esperimento e il pixel pitch è una proprietà tipica della telecamera. L'unico parametro su cui si può agire è la dimensione dell'area di interrogazione e, allo stato attuale, essa può assumere i seguenti valori: 16X16, 32X32, 64X64 o 128X128 pixel. Quando si seleziona la dimensione dell'area di interrogazione si devono tenere in considerazione alcuni aspetti:

- per ottenere un ottimale rapporto segnale/rumore nella funzione di correlazione, la velocità del flusso all'interno dell'area di interrogazione dovrebbe essere il più possibile omogenea; questo implica che la più piccola struttura di velocità che si desidera risolvere dovrebbe essere più grande dell'area di interrogazione. Pertanto per migliorare la risoluzione si dovrebbe diminuire la dimensione dell'area di interrogazione compatibilmente con l'esigenza di mantenere al suo interno un numero sufficiente di particelle affinché il rapporto segnale/rumore assuma valori accettabili;
- il range di valori di velocità misurabili aumenta con la dimensione delle aree di interrogazione. È noto che l'accuratezza della misura dipende dallo spostamento

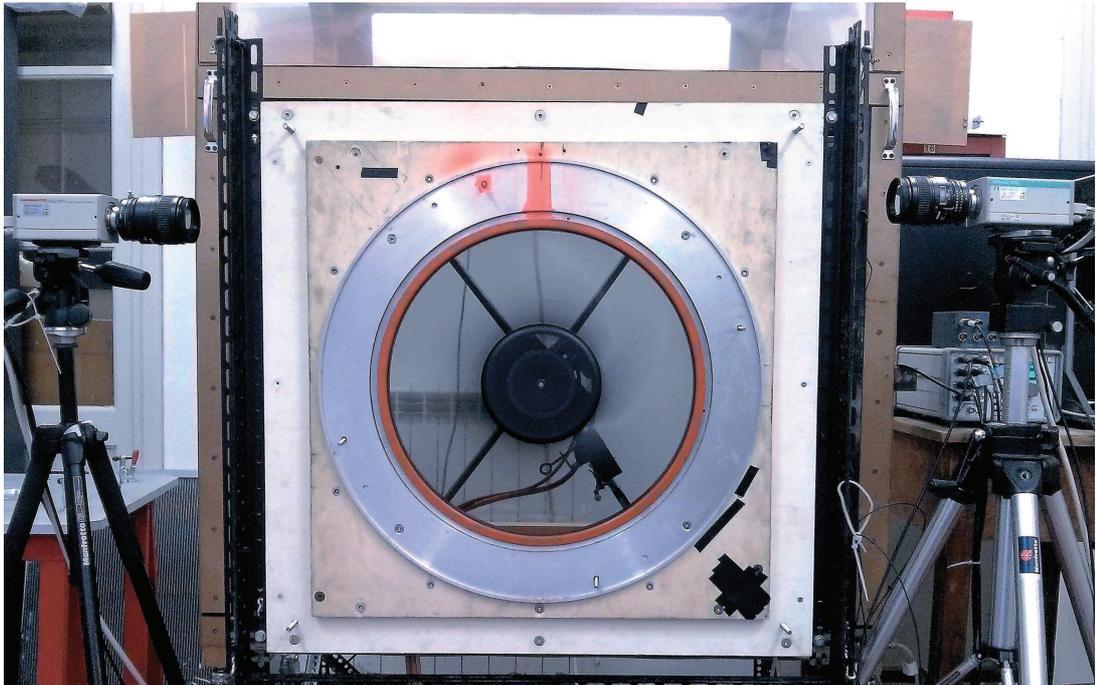
subito dalle particelle all'interno dell'area di interrogazione. Se la densità di insemillante è bassa, tale spostamento non deve eccedere, come anticipato, il 25% della dimensione della regione in esame, per cui aree più grandi offrono la possibilità di apprezzare valori dello spostamento compresi in un range più esteso (che ha un valore minimo inferiore alla dimensione di un pixel e si estende fino a circa 16 pixel per aree di  $64 \times 64$ ). Infatti, se il massimo valore di velocità in un campo di moto è  $V_{max}$  allora il corrispondente vettore spostamento nella mappa immagine è  $d_{max} = \frac{V_{max} \Delta t}{s}$ . Ovviamente questo vettore spostamento può essere misurato solo se il suo modulo è inferiore al lato dell'area di interrogazione.

Il conflitto tra le due esigenze espone indica che si deve trovare un compromesso tra risoluzione spaziale della misura e range di valori di velocità misurabili. Inoltre, quando si seleziona la dimensione dell'area di interrogazione si deve tenere conto del fatto che il tempo necessario ad elaborarla cresce all'aumentare di essa ma il numero totale di aree di interrogazione cala (questo è vero solo se non si utilizza la funzione di overlapping tra le immagini).

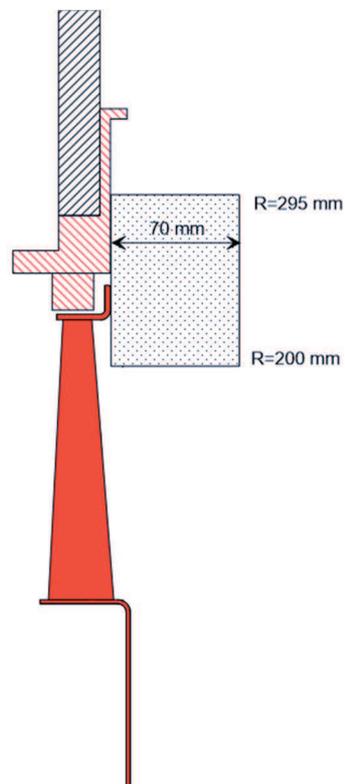
### 3.3.5 Procedimento operativo

Le misure effettuate con questa tecnica sono state concentrate nell'ambiente di monte, focalizzando la zona di studio in prossimità del meato. Per effettuare gli studi prefissati sull'evoluzione del flusso fuoriuscente dal meato e sulle sue caratteristiche sono state, infatti, installate due telecamere frontalmente opposte (Fig. 3.23). In particolare, per entrambe le telecamere, l'area di misura è su un piano meridiano centrato sull'asse del rotore e posizionato nella zona superiore, ovvero quella di interesse. In realtà, le due aree sono sfalsate di pochi centimetri, in modo da ottenere una caratterizzazione del flusso di ricircolo più estesa rispetto alla sola zona di uscita. Complessivamente l'area di misura, schematizzata in Fig. 3.24, si estende radialmente da  $R = 200 \text{ mm}$  a  $R = 295 \text{ mm}$  ed assialmente da  $X = 0$  (lato anteriore del pannello) a  $X = 70 \text{ mm}$ . Chiaramente, essendo le singole aree abbastanza ristrette per non perdere risoluzione nella misura, non è stato possibile comprendere al loro interno l'intera evoluzione del flusso di ricircolo.

A differenza del *LDV*, non è stato necessario provvedere ad alcun spostamento delle sonde poichè la misura non è puntuale ma interessa sempre la stessa area. In accordo con quanto impostato in precedenza, però, è stato acquisito durante le misure un segnale di trigger per ottenere le informazioni necessarie sul periodo di rotazione del rotore, in modo da eseguire la media in fase dei risultati in fase di post-processing. In questo caso il segnale di trigger è stato ottenuto con un rilevatore ottico posizionato a valle del rotore ed una striscia foto-riflettente posizionata su una delle nove pale del rotore. Per ogni singolo caso sono state eseguite 4 misure, in modo da avere complessivamente 3000 immagini disponibili. Il sistema di acquisizione, infatti, pone un limite massimo di 750 immagini per ogni singola misura. Le analisi sperimentali sono state eseguite a  $2400 \text{ rpm}$  ed a  $3000 \text{ rpm}$  nel caso a DP ed a  $3000 \text{ rpm}$  nel caso a ML. È stato scelto, infatti, di limitare le misure alle condizioni operative di maggiore interesse per lo studio e soggette a fenomeni più difficilmente prevedibili per quanto riguarda il flusso di ricircolo al gioco d'apice.



*Fig. 3.23 – Posizionamento delle telecamere*



*Fig. 3.24 – Area di misura complessiva con la tecnica PIV*

## 4. Tecniche di rielaborazione dei dati

### 4.1 Rielaborazione dei dati acustici

I dati provenienti dalle prove acustiche, su cui l'analizzatore di spettro ha applicato gli algoritmi di analisi spettrale o di analisi agli ordini durante il campionamento (real time), sono stati trattati in piccola parte nel post processing. Infatti, ai fini della descrizione dei fenomeni di interesse sono stati considerati innanzitutto gli spettri di *SPL* misurati, ottenuti applicando la definizione di *SPL* (formula (3.1)) per ogni valore di pressione efficace riferito alle frequenze centrali di ogni banda, e graficandone l'andamento rispetto a tali frequenze. Per avere indicazioni più precise sul rumore attribuibile alla sorgente studiata è stato necessario applicare il metodo della decomposizione spettrale [4], che ha permesso di ricavare la funzione di propagazione  $G(f)$  riferita all'ambiente in cui sono state effettuate le misure. Tale tecnica pone il suo fondamento sulla teoria della similitudine, solitamente utilizzata per scopi fluidodinamici ma estendibile anche ai fenomeni acustici. La funzione di propagazione, una volta ottenuta, è stata sottratta agli spettri di *SPL* misurati in modo da ottenere degli spettri di *SPL* filtrati, significativi del solo contributo di rumore attribuibile alla sorgente di emissione. Tutto ciò è espresso dalla formula (4.1):

$$SPL_{filt} = SPL_n - 20 \log_{10} G \left( \frac{f_n D_{tip}}{a_0} \right) \quad (4.1)$$

Successivamente gli spettri di *SPL* filtrati sono stati scalati e rappresentati in funzione di Strouhal (ovvero adimensionalizzati). Infatti, facendo riferimento alla formula (4.1), si può specificare che in caso di banda di frequenza costante (nel presente caso  $\Delta f = 1 \text{ Hz}$ ), si ha:

$$SPL_{filt} = 10 \log_{10} \Omega^{3+\alpha} + 20 \log_{10} F(St_n) + K \quad (4.2)$$

dove  $\alpha$  e  $K$  sono rispettivamente un esponente ed una costante da assegnare durante la procedura di calcolo, mentre  $F(St_n)$  rappresenta la funzione di generazione (dipendente solo dall'aerodinamica e non dal regime di esercizio). Di conseguenza, si ottiene:

$$SPL_{scal} = SPL_{filt} - (10 \log_{10} \Omega^{3+\alpha} + K) \quad (4.3)$$

In queste condizioni, a meno delle incertezze sperimentali che tipicamente influenzano il calcolo della PSD, gli spettri di *SPL* filtrati, scalati ed adimensionalizzati derivanti da misure effettuate in condizioni di similitudine devono collapsare su un'unica curva. Per quanto riguarda i diagrammi agli ordini derivanti dalle misure in rampa di velocità, per i quali la banda in Strouhal è costante ( $\Delta St = 0.2$ ) e, quindi, la banda di frequenza è proporzionale, la scalatura prevede un esponente differente e la formula diventa:

$$SPL_{scal} = SPL_n - (10 \log_{10} \Omega^{4+\alpha} + K) \quad (4.4)$$

È doveroso specificare che i dati relativi alle misure in rampa non sono stati filtrati, infatti nella formula (4.4) compare il termine  $SPL_n$  anziché il termine  $SPL_{filt}$ . Nei diagrammi agli ordini gli effetti di propagazione legati all'ambiente di misura vengono

riconosciuti più facilmente perché, verificandosi a frequenze costanti al variare del regime, si presentano con un andamento iperbolico.

## 4.2 Rielaborazione dei dati aerodinamici ottenuti con tecnica LDV

La rielaborazione, con questa tecnica di misura, inizia all'interno del software del modulo BSA che gestisce l'acquisizione. Da questo, infatti, sono stati esportati i dati organizzati secondo due quantità di forte interesse per l'analisi del flusso:

- medie delle componenti di velocità (e relative standard deviation) misurate nel singolo punto di ogni traversa radiale, effettuate considerando tutti i 200000 campioni acquisiti;
- medie in fase delle componenti di velocità misurate nel singolo punto di ogni traversa radiale, effettuate distribuendo tutti i 200000 campioni acquisiti nel tempo sul dominio angolare attraverso il segnale tachimetrico di riferimento.

Le quantità medie nel singolo punto di misura sono state rappresentate direttamente con gli strumenti grafici mentre, per quanto riguarda le medie in fase, la rielaborazione è passata attraverso un codice Matlab che ha permesso di giungere i dati provenienti dalle traverse radiali verticali ed orizzontali in un unico dominio, di calcolare le standard deviation dei valori già distribuiti nelle rispettive fasi angolari e di organizzare la matrice di dati da importare negli strumenti grafici di rappresentazione. Il codice Matlab, inoltre, ha permesso di calcolare la componente assiale della vorticità a partire dai valori in fase (Appendice A). Per confrontare adeguatamente gli andamenti delle quantità di interesse per i vari casi di studio è stato necessario adimensionalizzare tutte le quantità calcolate secondo la velocità di trascinamento al raggio d'apice ( $u_{tip}$ ).

### 4.2.1 Media e Standard Deviation

Dato un insieme di  $N$  campioni di velocità (200000), si può calcolare per ogni componente un valore medio tramite l'espressione (4.5):

$$\bar{v} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N v(i) \quad (4.5)$$

Nel calcolo della media occorre considerare molti dati in modo da minimizzare l'errore casuale. Se, ad esempio, si ha un campione che si discosta sensibilmente dagli altri, il fatto di avere un elevato numero di dati a disposizione fa sì che, nel calcolo della media, l'errore si distribuisca su un numero di rilevazioni maggiore, consentendo di avvicinarsi maggiormente al valore corretto; infatti con infiniti campioni si può presumere di calcolare la media corretta. In termini di analisi del flusso la valutazione della media su tutti i campioni acquisiti nel tempo per il singolo punto non consente valutazioni approfondite sulle caratteristiche delle strutture presenti, però permette un'analisi qualitativa iniziale da cui si possono estrarre le informazioni principali per i vari casi di studio. Rappresentando su un diagramma le varie componenti di velocità in funzione del raggio si ricavano degli

andamenti di fondamentale importanza per la valutazione della zona di pala interessata dal flusso di ricircolo (per questo aspetto si rimanda ai grafici del paragrafo 6.1).

Si definisce scarto la quantità (positiva, negativa o nulla) descritta dall'espressione (4.6):

$$v'(i) = v(i) - \bar{v} \quad (4.6)$$

Le fluttuazioni del segnale intorno al valore medio, in generale dovute alla turbolenza, sono riconducibili agli scostamenti attorno a tale valore. Per definizione le fluttuazioni turbolente hanno media nulla; tuttavia, è possibile calcolare una fluttuazione efficace delle componenti di velocità rispetto al valore medio attraverso la determinazione della standard deviation, che si ottiene dall'espressione (4.7):

$$Std = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (v(i) - \bar{v})^2} \quad (4.7)$$

È utile anticipare che la standard deviation eseguita a partire dai valori medi ottenuti sui 200000 campioni non è un indice efficace riguardo all'identificazione della turbolenza perché contiene al suo interno delle informazioni relative a fluttuazioni che non intervengono nella generazione di rumore (tale concetto viene ripreso in dettaglio nel capitolo 6).

#### 4.2.2 Media in fase

Nello studio dei segnali periodici o quasi periodici, oltre alle conoscenze dei valori medi ed efficaci nei vari punti del campo di moto, è fondamentale l'utilizzo della media d'insieme (o in fase) effettuata su campioni acquisiti in una certa posizione del rotore. Questa, infatti, permette di evidenziare la componente temporale correlata con la posizione del rotore, estraendo la componente periodica alla frequenza di rotazione ed eliminando ogni scostamento dovuto a strutture con periodo differente (la cosiddetta "instazionarietà irrisolta"). Tale tecnica richiede la conoscenza, per ogni valore istantaneo di velocità misurato, dell'esatta posizione angolare a cui quel valore è stato acquisito e, quindi, la presenza di un segnale temporale di riferimento che permetta di rifasare istanti omologhi all'interno di ogni periodo. La media in fase, di fatto, necessita dell'individuazione di un segnale di trigger che permetta la scansione della periodicità portante che caratterizza il segnale misurato. Nel caso in esame è così possibile la costruzione delle distribuzioni di velocità nei vari domini di misura (monte, meato, valle). In questo modo la media in fase non determina un valore medio ma un andamento medio del segnale periodico in studio, ovvero individua la componente stazionaria del segnale nel sistema di riferimento relativo. Allo stesso modo, è possibile anche stimare l'entità delle fluttuazioni perse con questa operazione di media, calcolando una standard deviation in fase. La media in fase  $\tilde{v}_i$  è definita dall'espressione (4.8):

$$\tilde{v}_i = \frac{1}{N_i} \sum_{j=1}^{N_i} v_{ij} \quad (4.8)$$

dove  $v_{ij}$  sono gli  $N_i$  campioni di velocità misurati e riferibili alla  $i$ -esima posizione angolare essendo  $i$  il numero totale di posizioni (o fasi, pari a 180 in questo specifico caso) in cui è stato suddiviso il periodo di rotazione. Analogamente a quanto visto per le

fluttuazioni della media temporale, le fluttuazioni istantanee sono calcolate tramite l'espressione (4.9):

$$\tilde{v}'_i = v_{ij} - \tilde{v}_i \quad (4.9)$$

mediando il quadrato di tale scarto su  $j$  si ottengono le fluttuazioni medie in fase dall'espressione (4.10):

$$\widetilde{Std} = \sqrt{\frac{1}{N_i-1} \sum_{j=1}^{N_i} (v_{ij} - \tilde{v}_i)^2} \quad (4.10)$$

Da quanto esposto è evidente che per effettuare valutazioni sufficientemente precise ed attendibili occorre avere un numero adeguato di valori per ogni singola fase angolare (nel presente caso la fase è di 2 gradi per un totale di 180 fasi nel giro). Disponendo di 200000 campioni per ogni punto di misura tale condizione è ampiamente soddisfatta e si possono considerare i risultati ottenuti adeguati.

### 4.2.3 Vorticità

Il calcolo della componente assiale della vorticità ( $\omega_a$ ), effettuato attraverso un codice Matlab (mostrato nell'Appendice A), è stato ottenuto sfruttando il teorema di Stokes, ovvero calcolando la circolazione sulle varie celle bidimensionali (Fig. 4.1) del dominio espresso in coordinate polari. Di fatto, il rotore di una funzione vettoriale  $\mathbf{V}$  ha una definizione legata alla funzione circolazione lungo un percorso chiuso  $C$ . Il teorema di Stokes impone che:

$$\oint_C \mathbf{V} \cdot d\mathbf{l} = \int_S (\nabla \times \mathbf{V}) \cdot \mathbf{n} dS = \int_S \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{n} dS \quad (4.11)$$

dove  $(\nabla \times \mathbf{V})$  è il vettore vorticità (ovvero il rotore della velocità  $\mathbf{V}$ , indicato anche con  $\boldsymbol{\omega}$ ) e  $S$  è l'area di riferimento (in questo caso della cella bidimensionale). La vorticità in un punto, quindi, è diversa da zero solo se la circolazione del campo di velocità attorno a quel punto è diversa da zero. La vorticità è pertanto legata ad una rotazione locale, ossia definita per ogni punto.

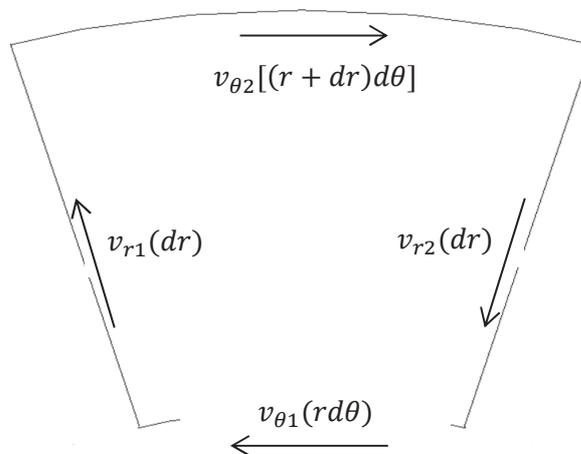


Fig. 4.1 – Cella bidimensionale

### 4.3 Rielaborazione dei dati aerodinamici ottenuti con tecnica PIV

La rielaborazione, con questa tecnica di misura, inizia all'interno del software Dantec che gestisce l'acquisizione delle immagini delle due telecamere utilizzate. Attraverso una successione di operazioni (Fig. 4.2) opportunamente impostate, il software permette di ottenere in output dei campi vettoriali trattati a partire dalle immagini iniziali provenienti dalle due telecamere. Queste, come specificato nel paragrafo 3.3.5, riprendono due regioni di spazio sfalsate per avere complessivamente un'area di misura sufficientemente estesa (schematizzata in Fig. 3.24).

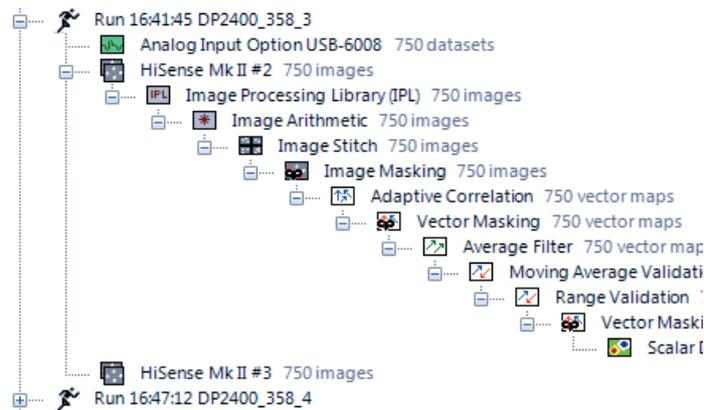


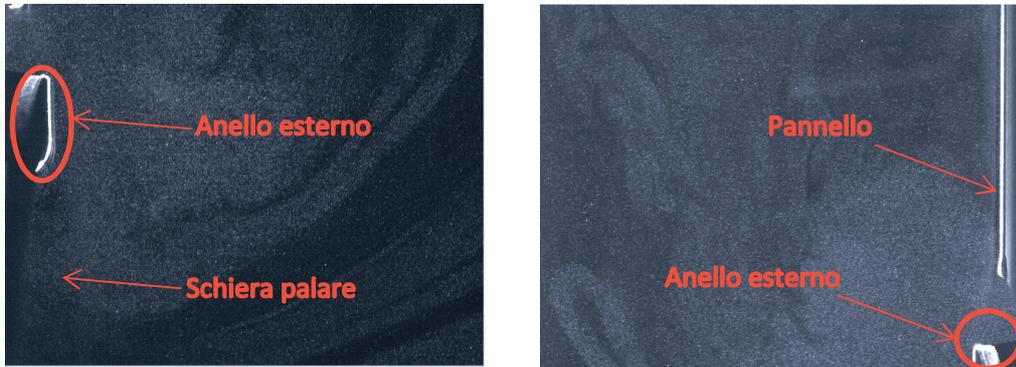
Fig. 4.2 – Albero con fasi di rielaborazione dati interno al software

La prima operazione è la *Image Processing Library*, che provvede a ribaltare l'immagine proveniente da una delle due telecamere (*HiSense Mk II*) in modo da renderla conforme all'immagine proveniente dall'altra telecamera (Fig. 4.4). La seconda operazione è la *Image Arithmetic*, che permette di correggere la differenza di luminosità presente tra le due immagini (Fig. 4.5). La terza operazione è la *Image Stitch* e permette di giuntare le due immagini, in modo da avere un'area di studio più estesa su un'unica immagine (Fig. 4.6).

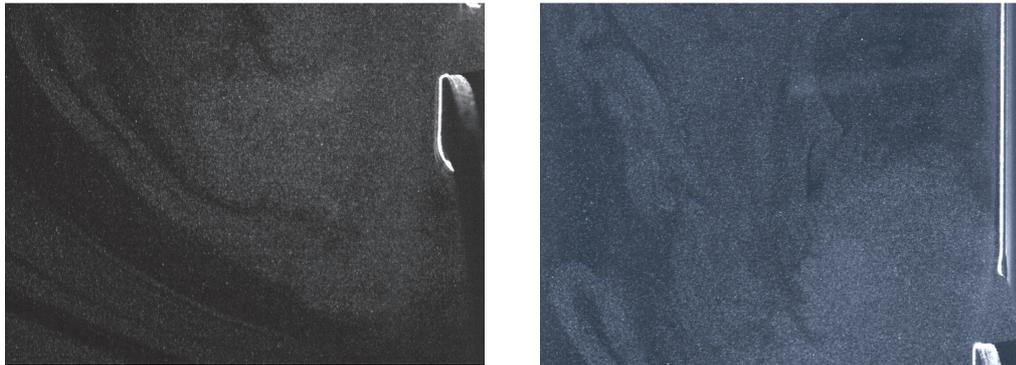
La quarta operazione è la *Image Masking*, che permette all'utente di definire un contorno di ritaglio che esclude le parti dell'immagine caratterizzate da un'evidente riflessione di luce, controllabile solo in parte durante l'impostazione della misura e l'acquisizione stessa (Fig. 4.7). La quinta operazione è la *Adaptive Correlation*, ovvero la parte fondamentale dell'elaborazione che permette di ottenere il campo vettoriale attraverso una cross-correlazione spaziale (illustrata nel paragrafo 3.3) tra l'immagine e la successiva, acquisita a distanza temporale ridottissima (Fig. 4.8). I campi vettoriali ottenuti con tale operazione sono definiti "grezzi", in quanto non ancora trattati con gli algoritmi di correzione successivi. La sesta operazione è il *Vector Masking*, che permette di ritagliare il campo vettoriale da zone in cui la cross-correlazione è stata eseguita per la prassi dettata dal suo algoritmo di calcolo (che sposta e sovrappone l'area di interrogazione a quelle prossime), ma ha portato ad ottenere vettori senza alcun significato fisico di interesse (Fig. 4.9). La settima, l'ottava e la nona operazione, rispettivamente l'*Average Filter*, la *Moving Average Validation* e la *Range Validation*, operano con algoritmi differenti e portano progressivamente ad una pulizia del campo vettoriale da eventuali out layers (Fig. 4.10)

dovuti a cross-correlazioni effettuate su aree in cui mancavano particelle di insemillante, ed al filtraggio dei moduli dei vettori secondo gli andamenti delle zone adiacenti (Fig. 4.11).

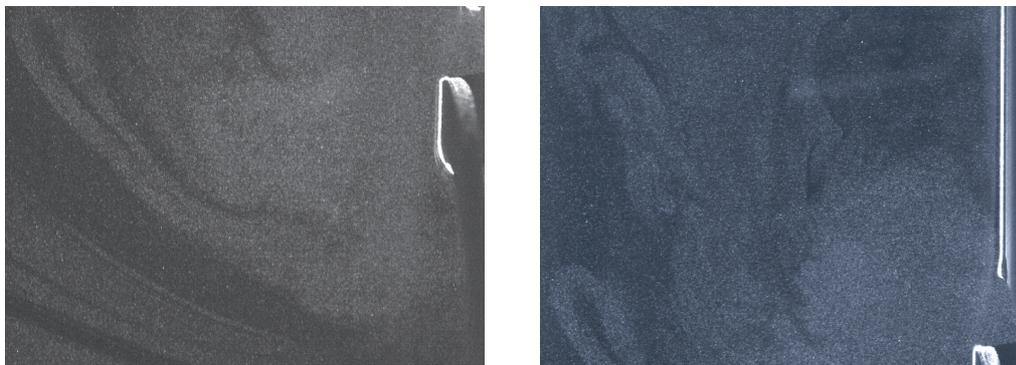
La decima operazione è un ulteriore *Vector Masking*, eseguito in via cautelativa per eliminare eventuali vettori privi di senso fisico. Infine, una volta ottenuti i campi vettoriali puliti, viene effettuato internamente al software Dantec un calcolo della vorticità.



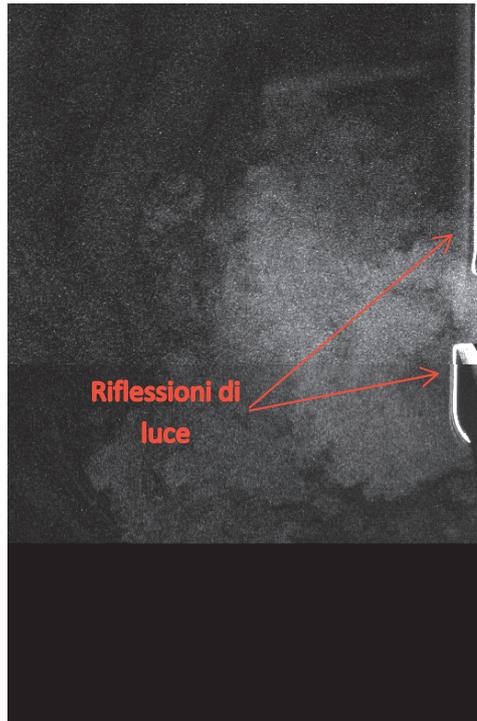
*Fig. 4.3 – Immagini iniziali provenienti dalle due telecamere*



*Fig. 4.4 – Immagini iniziali dopo l'operazione di ribaltamento*



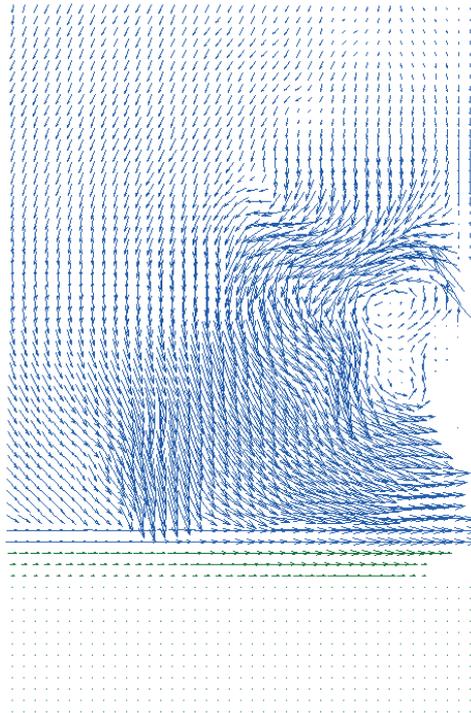
*Fig. 4.5 – Immagini iniziali dopo l'omogeneizzazione della luminosità*



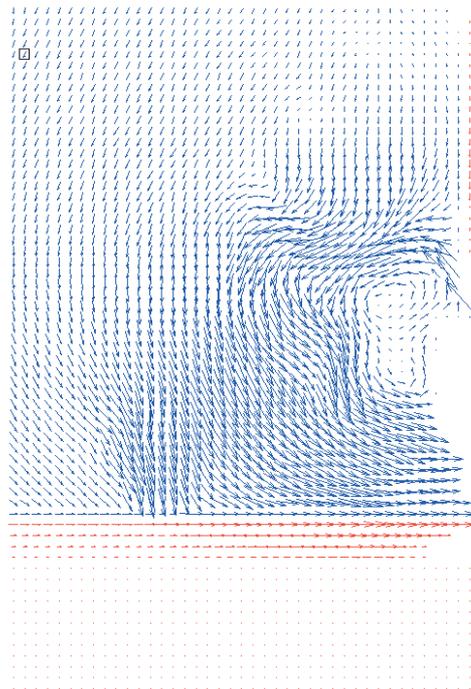
*Fig. 4.6 – Immagine giuntata*



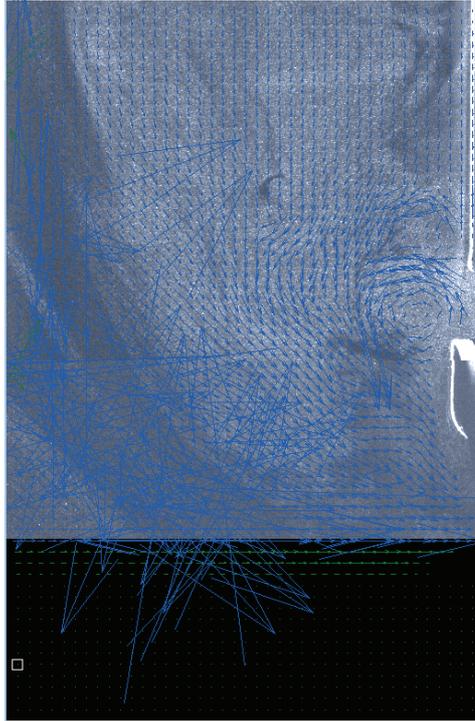
*Fig. 4.7 – Immagine ritagliata per escludere le riflessioni di luce*



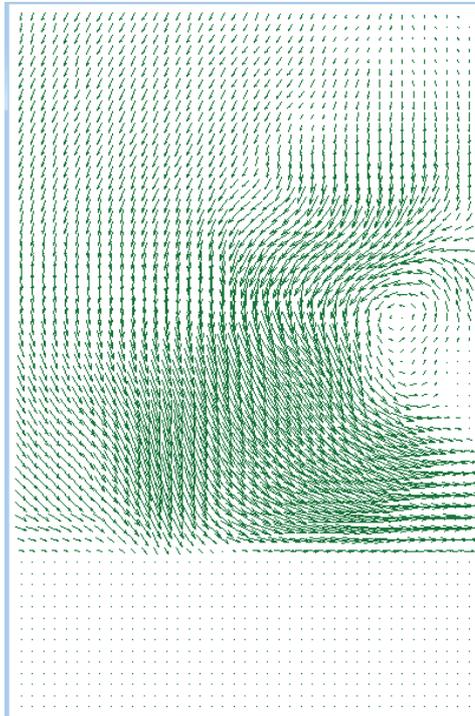
*Fig. 4.8 – Campo vettoriale grezzo*



*Fig. 4.9 – Campo vettoriale dopo l'ulteriore ritaglio*



*Fig. 4.10 – Out layers dovuti a cross-correlazioni su aree senza insemnante*



*Fig. 4.11 – Campo vettoriale a fine elaborazione*

I campi vettoriali elaborati e le vorticità calcolate sono stati successivamente esportati. Mediante un codice Matlab, che utilizza anche i dati ottenuti dall'acquisizione del segnale analogico tachimetrico, è stato possibile effettuare il calcolo della media in fase. È necessario specificare che, a differenza della tecnica *LDV*, in questo caso le immagini disponibili per ogni fase angolare sono in numero limitato (circa 30 mediamente). Ne consegue che, data la forte varianza dei fenomeni in esame, l'incertezza presente nel calcolo della standard deviation deve essere considerata durante l'analisi dei risultati. Per quanto riguarda l'affidabilità del modulo delle velocità misurate è necessario specificare che il sistema di acquisizione è stato impostato con un intervallo temporale molto ridotto tra un'immagine e la successiva (circa  $15 \mu s$ ) per poter effettuare una cross-correlazione accettabile. Infatti, visto che il flusso di ricircolo presenta marcate caratteristiche tridimensionali, è necessario mantenere un intervallo di tempo limitato tra le immagini per evitare che le particelle catturate nella prima immagine si spostino eccessivamente in direzione tangenziale e, quindi, che non vengano viste nella seconda immagine. Di conseguenza, il sistema *PIV* in questo caso funge da filtro passa banda riguardo ai moduli delle velocità rilevabili. Ai fini dello studio dell'evoluzione del flusso di ricircolo rimangono di grande interesse anche le singole immagini (acquisizioni istantanee), utili anche come visualizzazioni di flusso.

## 5. Caratterizzazione aeroacustica del set-up di prova

### 5.1 Risultati delle misure in rampa di velocità

Partendo dalle considerazioni fatte nel capitolo 2 sulla base di dati preliminari disponibili [2], vengono ora mostrati i risultati ottenuti dalle misure acustiche effettuate durante la campagna sperimentale nella configurazione standard con il solo pannello (presente in Fig. 3.3). Inizialmente si analizzano gli andamenti del  $SPL$  riferiti alle misure in rampa di velocità, effettuate nel range compreso tra 1100  $rpm$  e 3000  $rpm$  con una risoluzione pari a  $\Delta St = 0.2$ . Per rendere confrontabili i risultati ottenuti dalle diverse prove si considerano le quantità scalate. Facendo riferimento alla formula (4.4) ed adottando  $\alpha = 1$  e  $K = 0$ , la quantità mostrata nei grafici è pari a:

$$SPL_{scal} = SPL_n - 10 \log_{10} \Omega^5 \quad (5.1)$$

I confronti, per entrambi i punti di funzionamento (a DP ed a ML), devono essere effettuati tra gli andamenti relativi alle misure in presenza del DISP e gli andamenti relativi alle misure in assenza del DISP. È doveroso specificare che, sebbene il DISP introduca un'ulteriore perdita di carico nel sistema, le misure sono state effettuate correggendo tale contributo con l'organo di regolazione di cui è provvisto il test-plenum. In questo modo i punti di funzionamento sono rimasti invariati tra le due configurazioni ed i risultati possono essere confrontati. Facendo riferimento alla Fig. 2.14, ciò che si vuole mettere in evidenza è la dipendenza del meccanismo di generazione legato al flusso di ricircolo dal punto di funzionamento, dal regime di esercizio e dalla configurazione adottata.

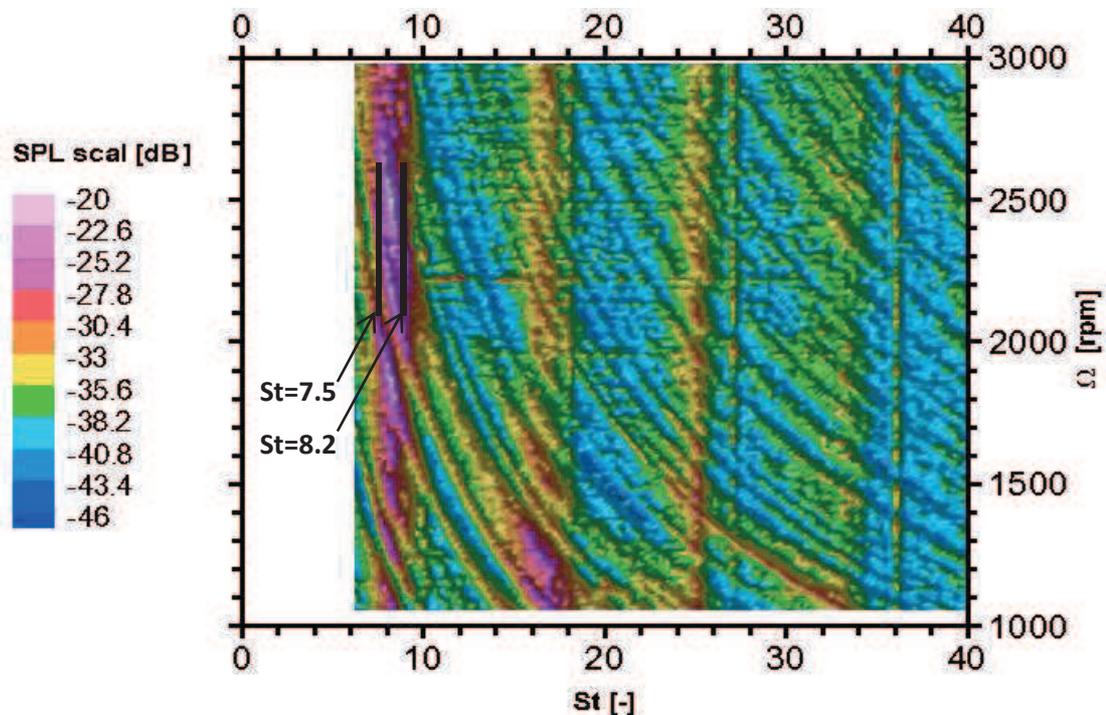


Fig. 5.1 – Diagramma agli ordini della rampa nel caso a ML in presenza del DISP

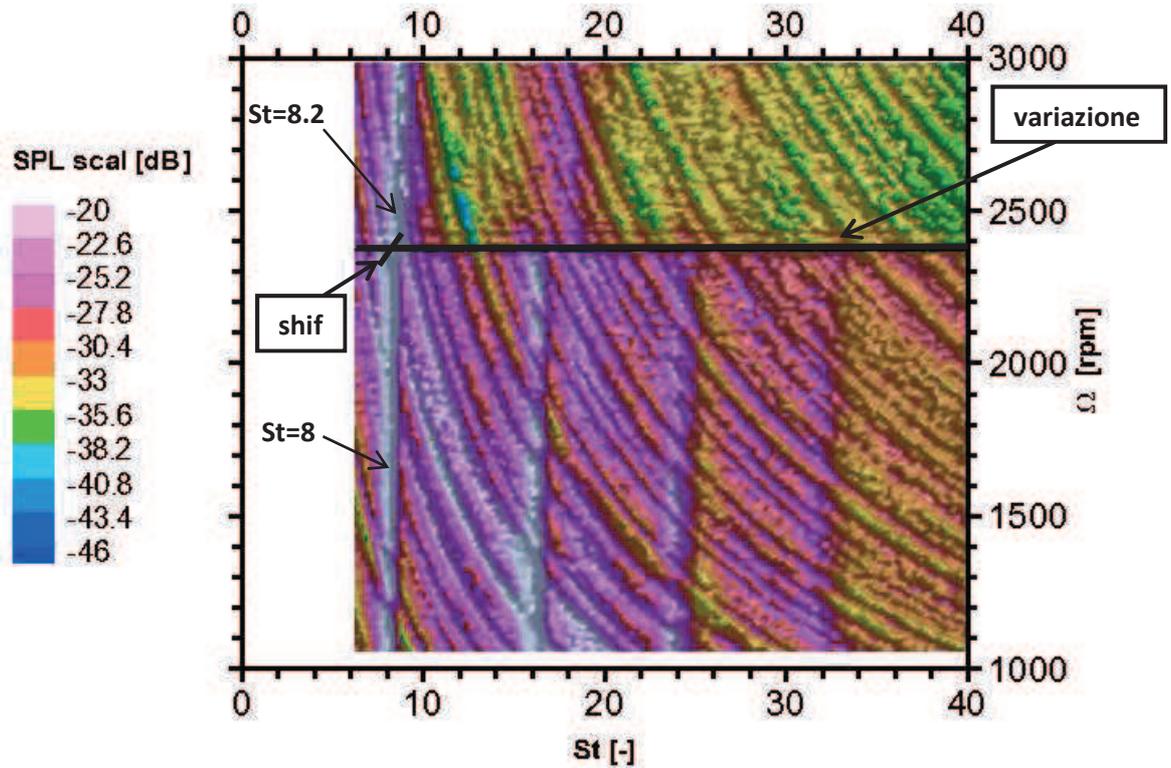


Fig. 5.2 – Diagramma agli ordini della rampa nel caso a DP in presenza del DISP

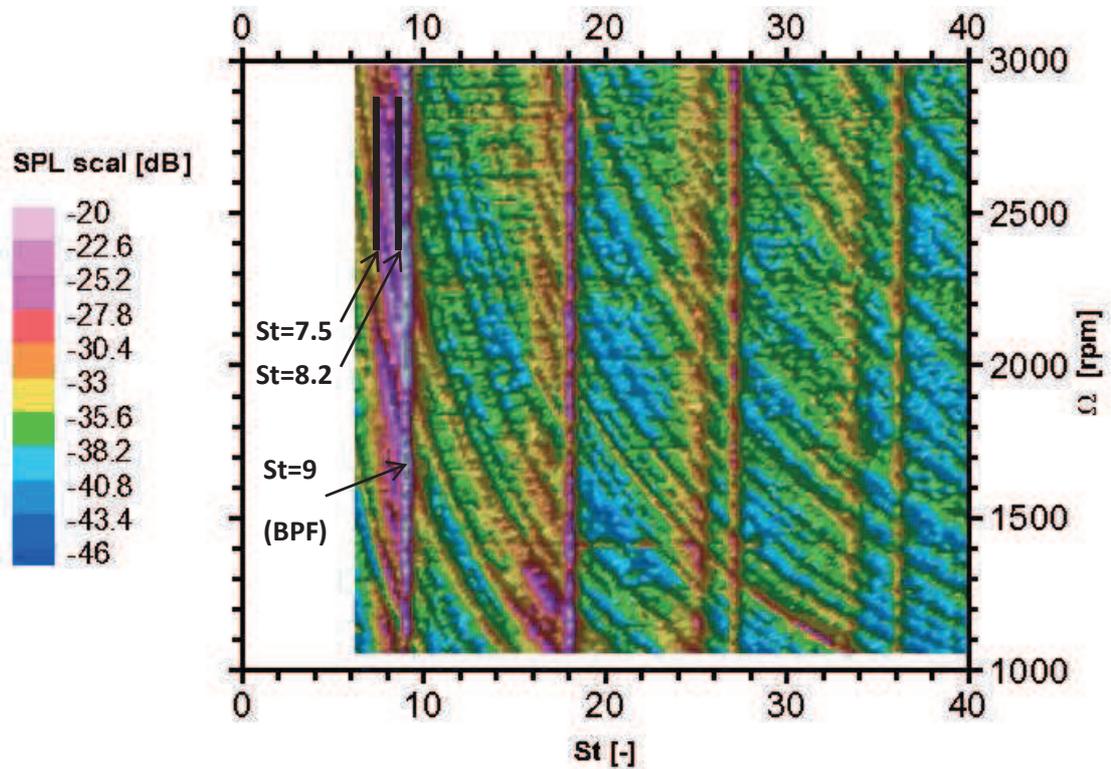


Fig. 5.3 – Diagramma agli ordini della rampa nel caso a ML in assenza del DISP

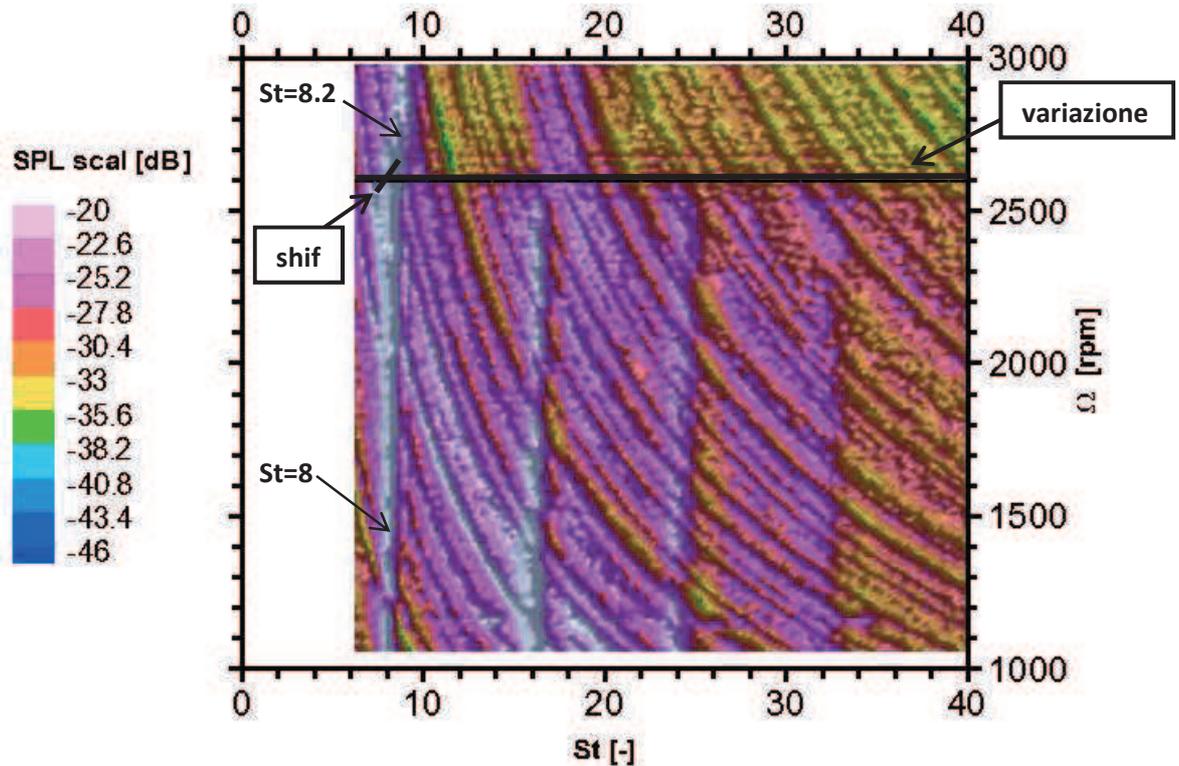


Fig. 5.4 – Diagramma agli ordini della rampa nel caso a DP in assenza del DISP

In condizioni di similitudine aerodinamica ed acustica gli spettri adimensionalizzati risulterebbero indipendenti dal regime, ovvero, si dovrebbero riscontrare solamente creste e valli a  $St = cost$ . Tuttavia, l'assenza di similitudine acustica (dovuta per esempio a fenomeni di risonanza) risulta nella presenza di creste e valli con andamento iperbolico. Trascurando tali effetti, legati all'ambiente di misura, si nota che nei casi a ML (Figg. 5.1-5.3) l'eventuale dipendenza dal regime non è qualitativamente apprezzabile. Quindi, in accordo con quanto illustrato nel capitolo 2, si riscontra una condizione di similitudine per tutto il range di velocità spazzato, segno di come la sorgente di tipo aerodinamico non vari le proprie caratteristiche in dipendenza del regime. Inoltre, nel caso in assenza del DISP (Fig. 5.3), è evidente il contributo tonale a  $St = 9$  (*BPF*) e relativi multipli. Tale contributo, inibito dalla presenza del DISP, non appare nel diagramma in Fig. 5.1. Il contributo del flusso di ricircolo in entrambi i diagrammi relativi ai casi a ML si estende nell'intervallo  $7.5 < St < 8.2$  e non presenta un andamento con un picco ben distinto. Invece, nei casi a DP, in accordo con quanto osservato in Fig. 2.14, si nota un forte cambiamento negli andamenti, consistente in una diminuzione generalizzata del *SPL* e in un leggero spostamento della cresta associata al rumore dovuto al flusso di ricircolo da  $St \cong 8$  a  $St \cong 8.2$ . Tale cambiamento avviene ad  $\Omega \cong 2350$  rpm nel diagramma riferito alla misura in presenza del DISP ed a  $\Omega \cong 2600$  rpm nel diagramma riferito alla misura in assenza del DISP. L'avanzamento dell'anello esterno del rotore, in questi casi, è di circa 2.4 mm (da Tab. 3.1). Da entrambi i diagrammi relativi al caso a DP (Figg. 5.2-5.4) si nota chiaramente che a regimi inferiori a 2300 rpm, a meno degli effetti di propagazione (rappresentati dagli andamenti iperbolici), il *SPL* scalato è poco dipendente dal regime ed il picco rappresentativo del flusso di ricircolo si trova a  $St = 8$  e relativi multipli, segno del

fatto che il DISP non porta a modificazioni significative delle caratteristiche del flusso e, quindi, sulla conseguente generazione di rumore. Il contributo tonale a  $St = 9$  e relativi multipli non è rilevante in entrambi i diagrammi poichè coperto dall'alto livello del contributo broadband (dovuto alla presenza di strutture di flusso di piccola scala spaziale) nel caso in assenza del DISP, e fortemente limitato in caso di presenza del DISP.

## 5.2 Risultati delle misure a velocità costante

Per un'analisi più approfondita riguardo agli effetti emersi dai diagrammi relativi alle misure in rampa di velocità (Figg. 5.1-5.2-5.3-5.4), che mostrano una modificazione delle caratteristiche del meccanismo di generazione in un range di velocità centrale ( $2100 \text{ rpm} < \Omega < 2700 \text{ rpm}$ ) per i soli casi a DP, sono state effettuate misure a regime costante. Le acquisizioni, effettuate ad intervalli regolari di velocità, hanno compreso tutto il range di interesse ( $1800 \text{ rpm} \leq \Omega \leq 3000 \text{ rpm}$ ). Gli spettri di  $SPL$  che ne derivano permettono di contare su una precisione maggiore rispetto a quelli estrapolati sezionando i diagrammi agli ordini e, quindi, di verificare con maggior sicurezza gli aspetti di interesse.

Di seguito vengono, innanzitutto, mostrati gli spettri di  $SPL$  misurato ( $SPL_n$ ), contenenti sia gli effetti di generazione di rumore attribuibili alla sorgente di emissione, sia gli effetti di propagazione attribuibili all'ambiente di misura. L'ordine logico con cui vengono presentati è lo stesso utilizzato per i precedenti diagrammi riferiti alle misure in rampa di velocità.

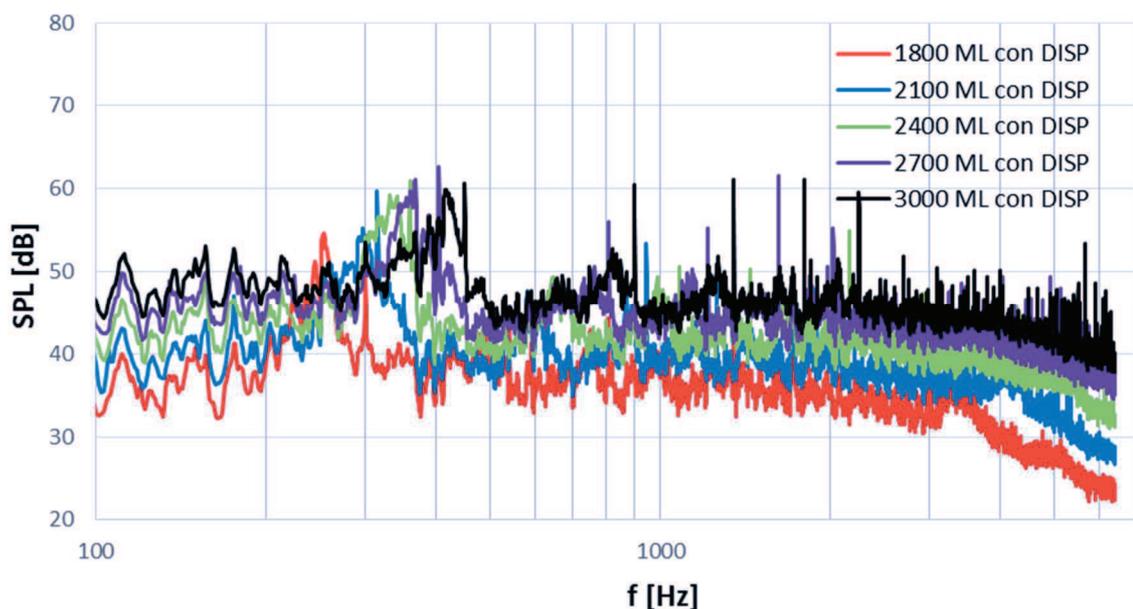


Fig. 5.5 – Spettri di  $SPL$  nel caso a ML in presenza del DISP

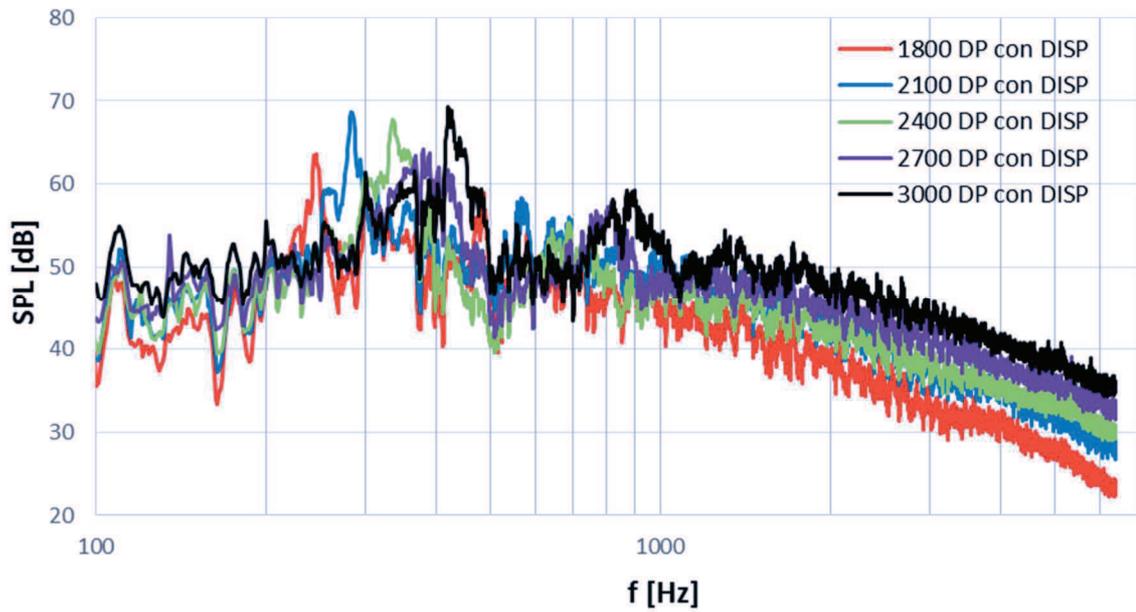


Fig. 5.6 – Spettri di SPL nel caso a DP in presenza del DISP

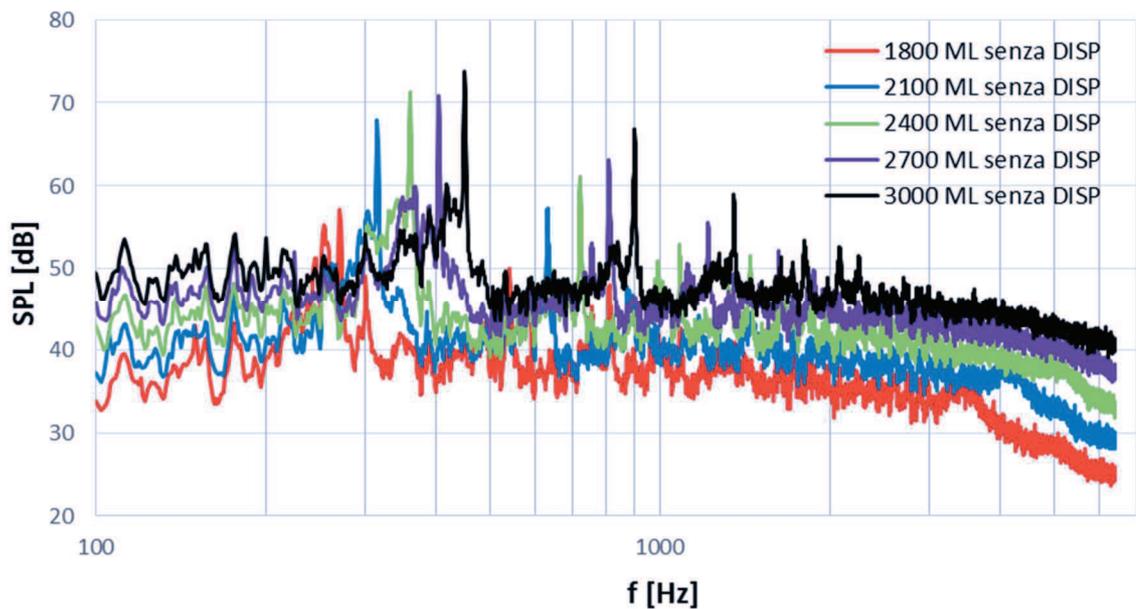


Fig. 5.7 – Spettri di SPL nel caso a ML in assenza del DISP

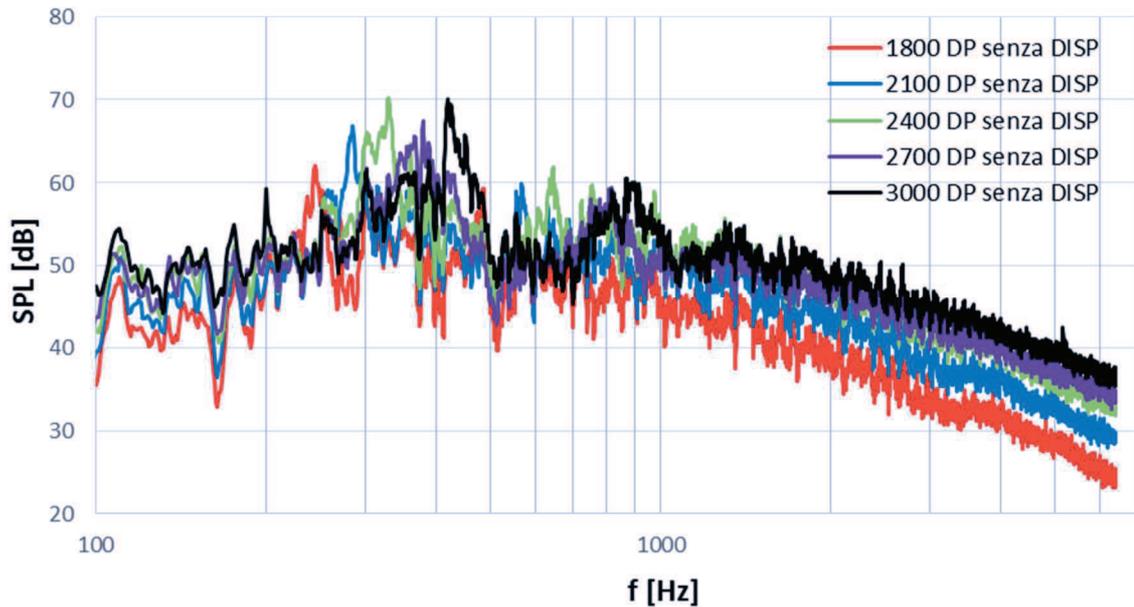


Fig. 5.8 – Spettri di SPL nel caso a DP in assenza del DISP

Gli spettri di  $SPL$  mostrati, sebbene contengano effetti indesiderati ai fini dell'analisi, evidenziano una netta differenza tra i casi a ML ed a DP. Per quanto riguarda i casi a ML (Figg. 5.5-5.7), caratterizzati dalla presenza del picco tonale alla  $BPF$  e relative armoniche (maggiormente inibito in presenza del DISP in Fig. 5.5) e dalla presenza del contributo legato al flusso di ricircolo (con un tipico andamento a dosso che caratterizza un ristretto range di frequenze situato poco prima della  $BPF$ ), mostrano una netta somiglianza al variare del regime di esercizio. Gli spettri, infatti, si presentano traslati in ascisse ed in ordinate con un criterio mantenuto per tutti i regimi. Nel caso a DP la situazione è decisamente più difficile da leggere, specialmente nel range di frequenze di interesse, in cui il contributo legato al flusso di ricircolo si presenta con andamenti sovrapposti difficilmente interpretabili. Di conseguenza, per concentrare l'analisi sui fenomeni di origine aerodinamica, è stato necessario filtrare gli spettri di  $SPL$  misurati dagli effetti di propagazione legati all'ambiente. La funzione di propagazione è stata ottenuta con il metodo della decomposizione spettrale [4], basato sulla teoria della similitudine. Dato che, dalle considerazioni fatte finora (basate sulle Figg. 5.1-5.3-5.5-5.7), è emersa una condizione di maggior coerenza e somiglianza tra i casi a ML (da cui non si evince una particolare dipendenza delle caratteristiche del rumore aerodinamico dal regime), il metodo della decomposizione spettrale è stato applicato inizialmente a tali casi. Di seguito, quindi, vengono mostrate in Fig. 5.9 le funzioni di propagazione  $G(f)$  ricavate per entrambe le condizioni di prova, ovvero in presenza ed in assenza del DISP. Successivamente, vengono mostrati in Figg. 5.10-5.11 gli spettri di  $SPL$  filtrati ottenuti attraverso la sottrazione delle rispettive  $G(f)$  dagli spettri di  $SPL$  misurati (presenti in Figg. 5.5-5.7). Facendo riferimento all'equazione (4.1), la quantità presente alle ordinate è pari a:

$$SPL_{filt} = SPL_n - 20 \log_{10} G(f) \quad (5.2)$$

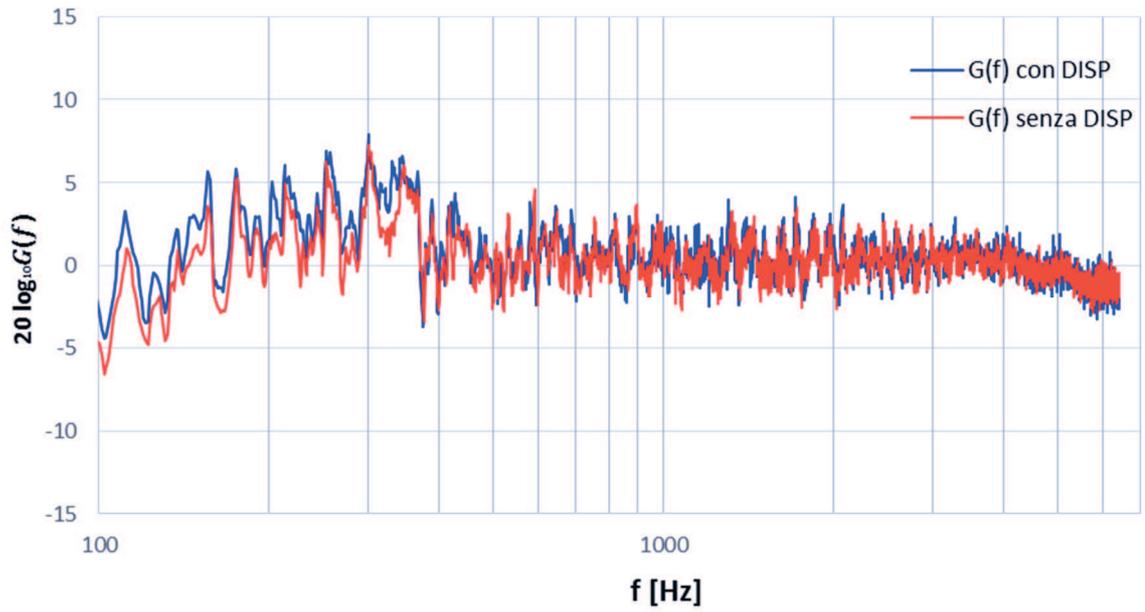


Fig. 5.9 – Funzioni di propagazione ricavate dalla decomposizione spettrale

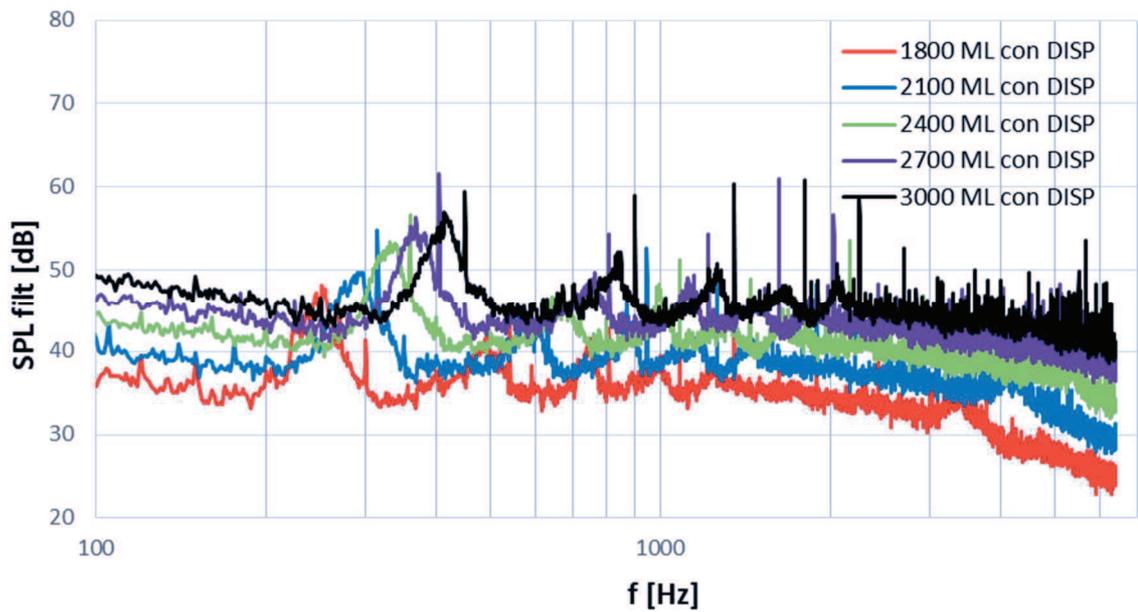


Fig. 5.10 – Spettri di SPL filtrati nel caso a ML in presenza del DISP

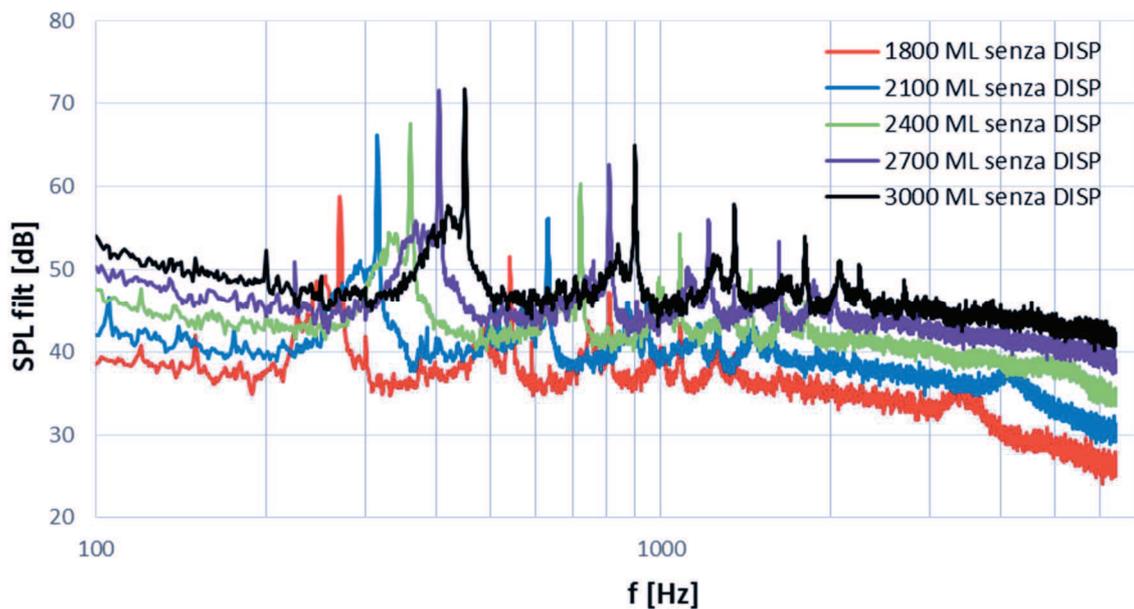


Fig. 5.11 – Spettri di SPL filtrati nel caso a ML in assenza del DISP

Osservando gli andamenti relativi alle  $G(f)$ , presenti in Fig. 5.9, si nota come la presenza del DISP non alteri significativamente gli effetti di propagazione legati all'ambiente. Gli spettri di SPL filtrati, relativi alle Figg. 5.10-5.11, mostrano più chiaramente quanto già supposto a partire dagli spettri di SPL misurati (Figg. 5.5-5.7), ovvero una condizione di forte somiglianza tra gli andamenti ai vari regimi e, quindi, un'indipendenza dei fenomeni aeroacustici dal regime di rotazione. Per valutare accuratamente l'effetto del DISP vengono eseguiti confronti ai vari regimi di rotazione, mostrati nel seguito (Figg. 5.12-5.13-5.14-5.15-5.16).

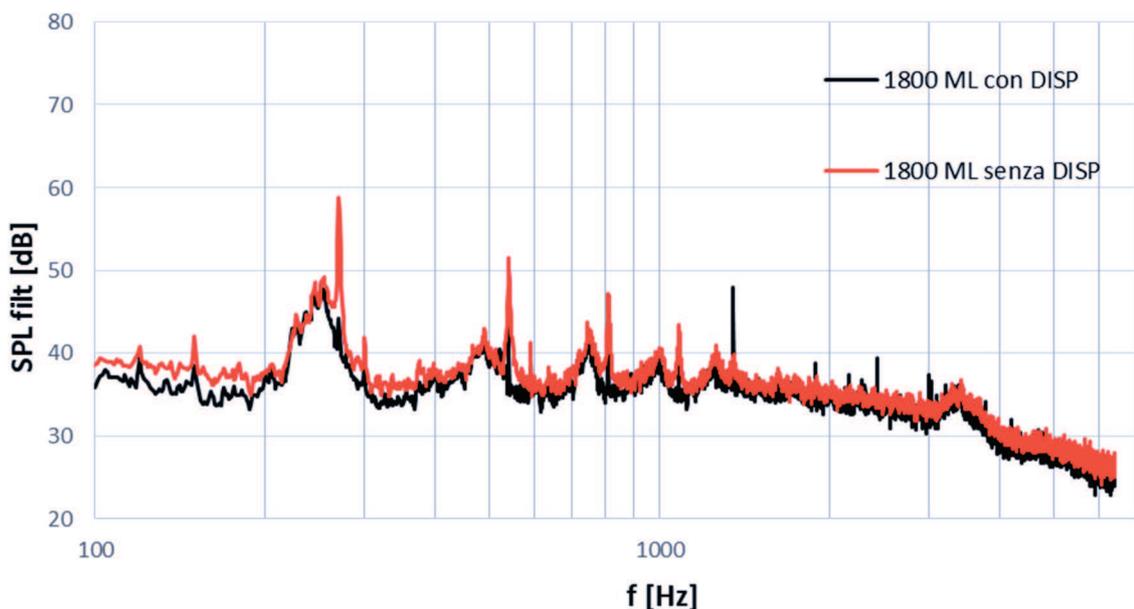


Fig. 5.12 – Confronto spettri di SPL filtrati nel caso a ML a 1800 rpm

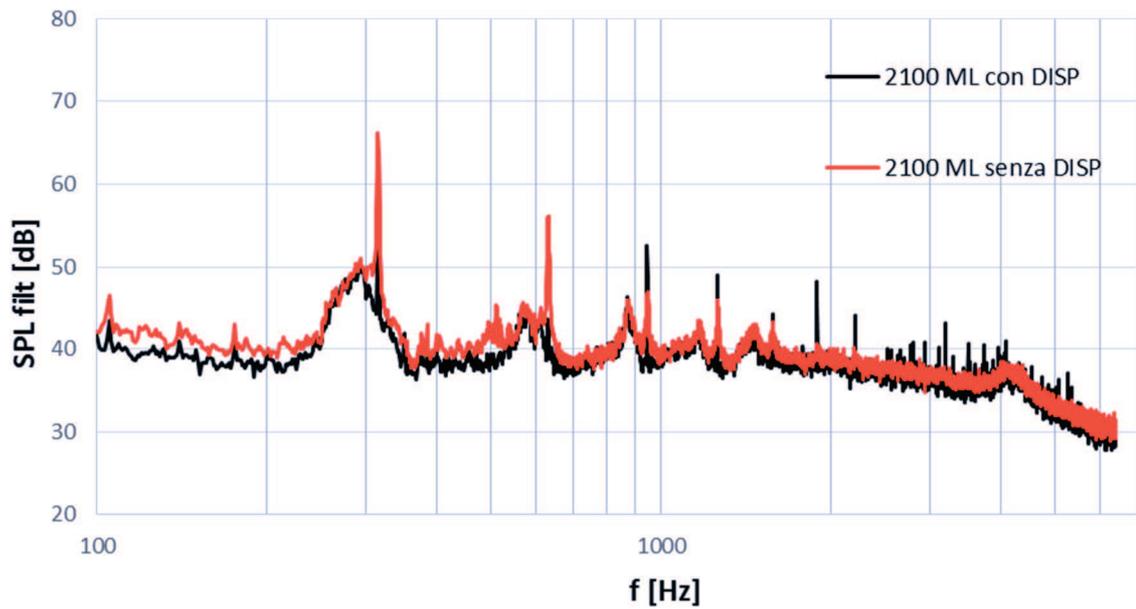


Fig. 5.13 – Confronto spettri di SPL filtrati nel caso a ML a 2100 rpm

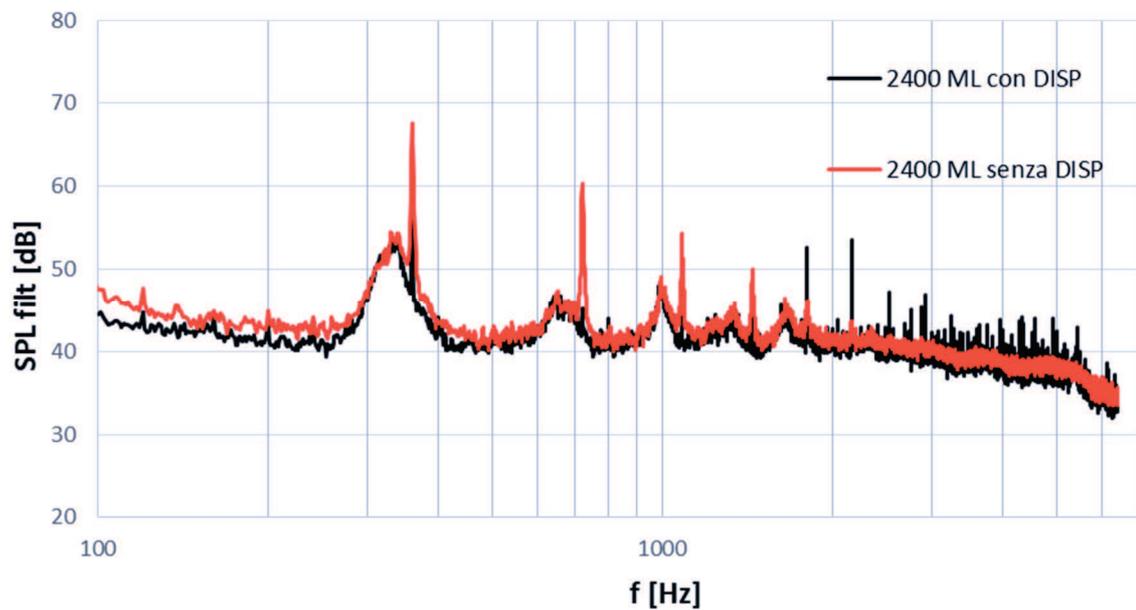


Fig. 5.14 – Confronto spettri di SPL filtrati nel caso a ML a 2400 rpm

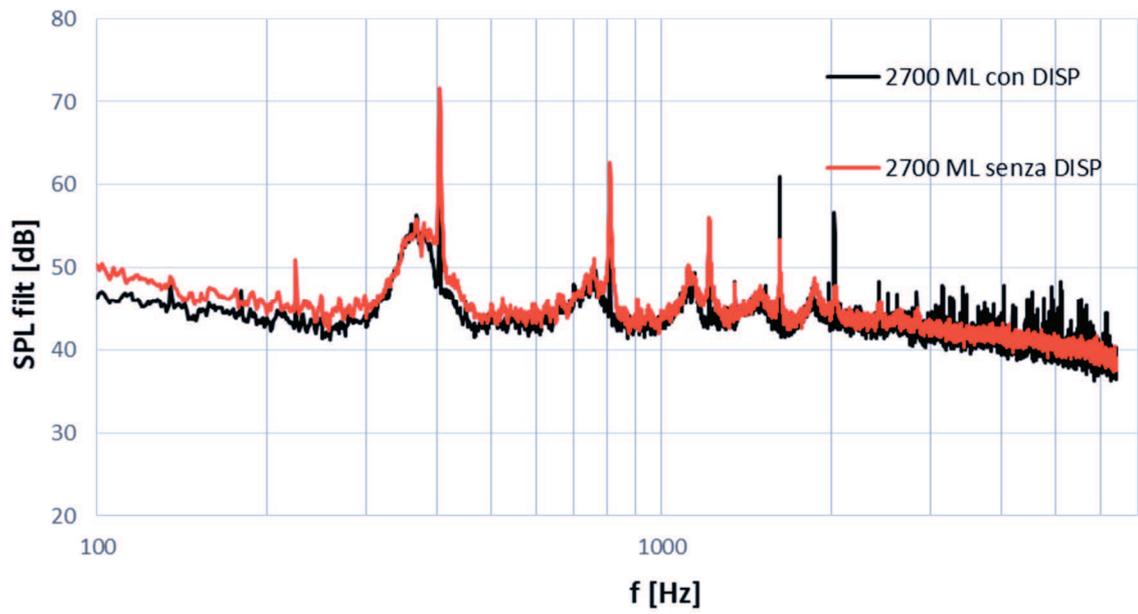


Fig. 5.15– Confronto spettri di SPL filtrati nel caso a ML a 2700 rpm

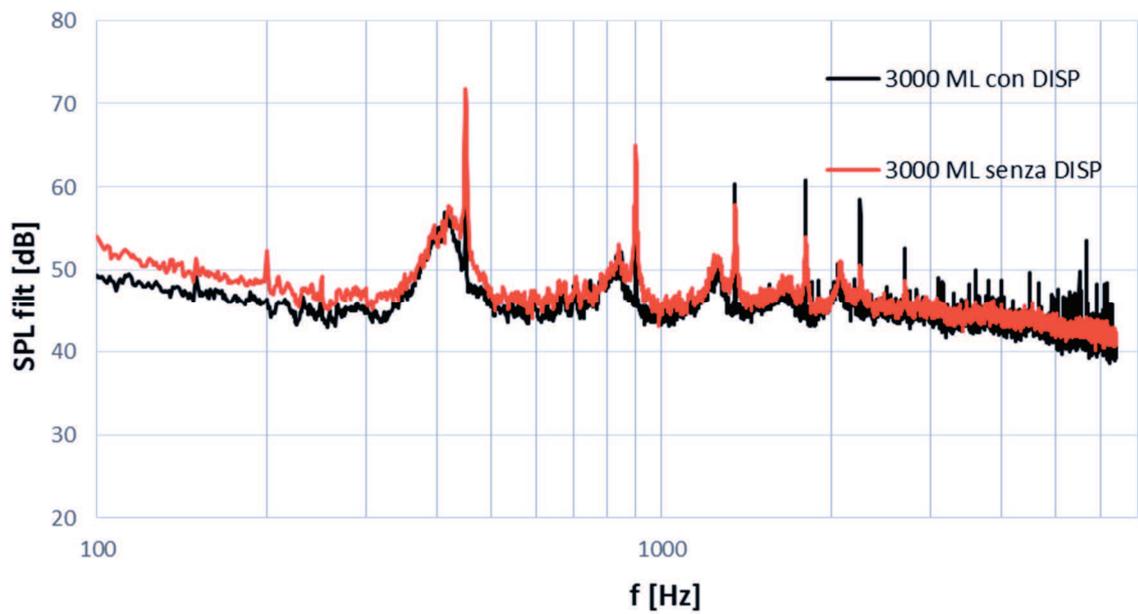


Fig. 5.16– Confronto spettri di SPL filtrati nel caso a ML a 3000 rpm

Dai confronti ai vari regimi si nota che l'effetto del DISP si limita ad un sostanziale calo dei picchi tonali associati alla *BPF* e relative armoniche, mentre non si registrano differenze rilevanti sugli andamenti degli spettri di *SPL* filtrati in tutto il range di frequenze, ovvero  $(100 \div 6400)Hz$ . In particolare, anche il contributo legato al flusso di ricircolo, che si presenta con una forma di dosso (mostrata in Figg. 5.17-5.18) indipendentemente dalla presenza del DISP, non subisce alterazioni di rilievo, e anche i livelli raggiunti non sembrano essere differenti nei due casi. In particolare, a 3000 *rpm*, si registra un valore di 55 *dB* in corrispondenza del dosso. Infine, per poter effettuare confronti più rigorosi tra gli spettri di *SPL* ai vari regimi, è stata eseguita una scalatura ed una adimensionalizzazione (attraverso il numero di Strouhal). Di seguito, vengono mostrati i grafici relativi agli spettri di *SPL* scalati per i casi a ML. Facendo riferimento alla formula (4.3) ed adottando  $\alpha = 1.3$  e  $K = 0$ , la quantità presente alle ordinate è pari a:

$$SPL_{scal} = SPL_{filt} - 10 \log_{10} \Omega^{4.3} \quad (5.3)$$

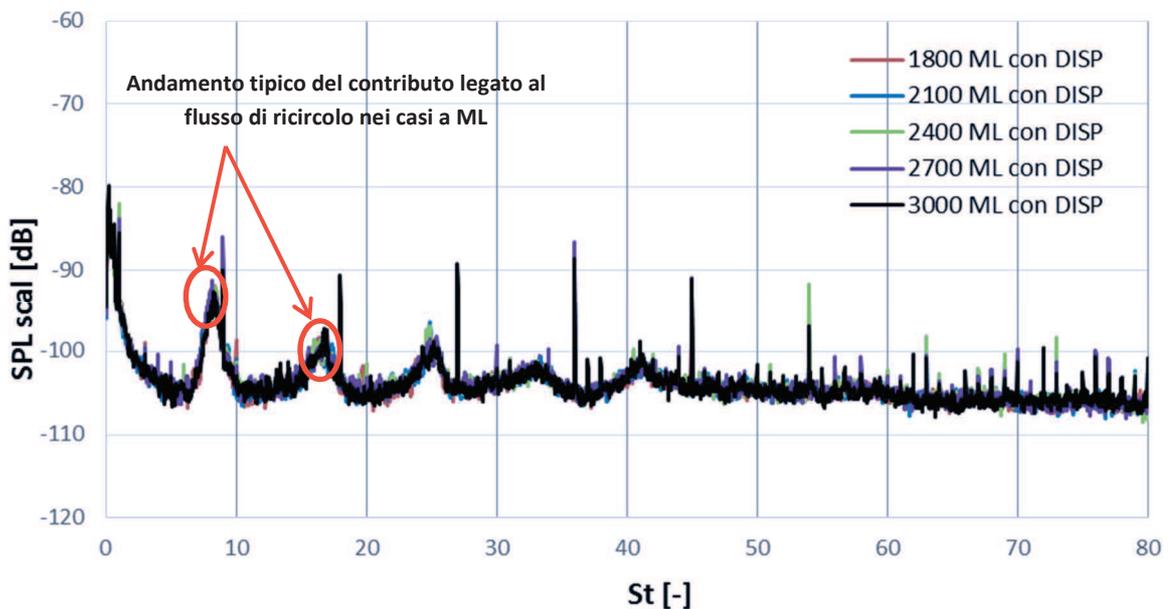


Fig. 5.17 – Spettri di *SPL* scalati nel caso a ML in presenza del DISP

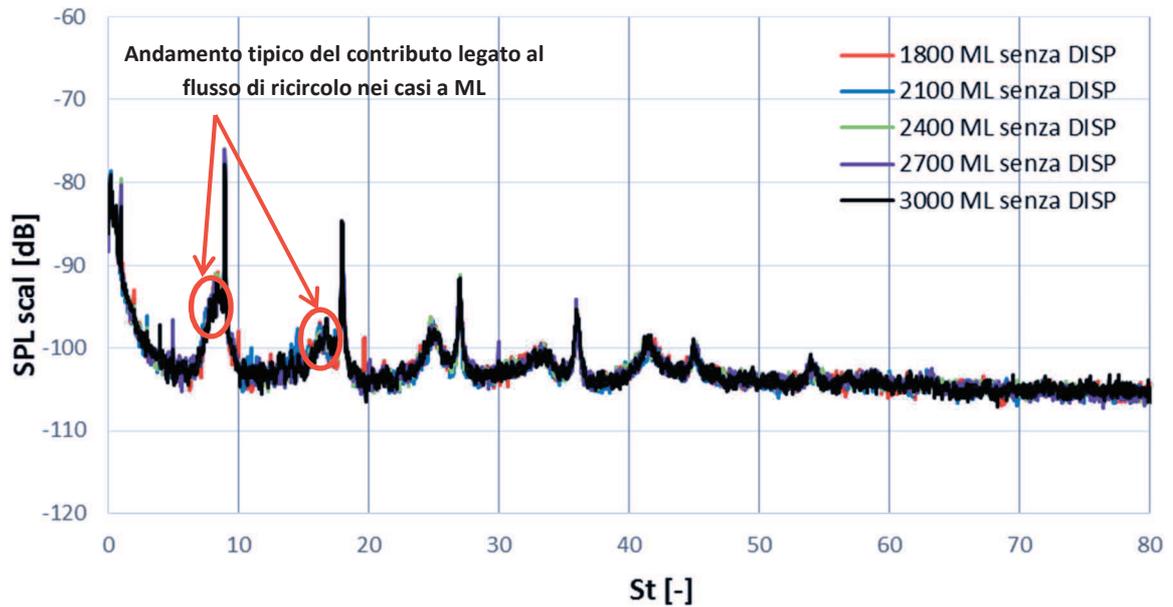


Fig. 5.18 – Spettri di SPL scalati nel caso a DP in assenza del DISP

Considerando i grafici in Figg. 5.17-5.18, gli spettri di *SPL* scalati mostrano un'evidente condizione di similitudine indipendentemente dalla presenza del DISP. Questo è del tutto in linea con quanto osservato da entrambi i diagrammi relativi alle misure in rampa (Figg. 5.1-5.3), che non presentano alcuna variazione di andamento per entrambe le configurazioni.

Prendendo in considerazione i casi a DP, l'analisi procede nella stessa maniera. Dato che gli spettri di *SPL* misurati si presentano con andamenti differenti ai vari regimi (indice di mancanza di similitudine), il metodo della decomposizione spettrale non ha permesso di ricavare la funzione di propagazione per questi casi. Tuttavia, visto che le differenze presenti tra gli spettri di *SPL* dei casi a DP e quelli dei casi a ML sono dovute a fenomeni aeroacustici e che gli effetti di propagazione dell'ambiente non dipendono dal punto di funzionamento, per filtrare gli spettri dei casi a DP sono state utilizzate le funzioni di trasferimento ottenute per i casi a ML, per i quali la decomposizione spettrale ha fornito un buon risultato vista la condizione di similitudine ben rispettata. Di seguito, quindi, sono riportati in Figg. 5.19-5.20 gli spettri di *SPL* filtrati per i casi a DP in entrambe le configurazioni studiate (ovvero in presenza ed in assenza del DISP).

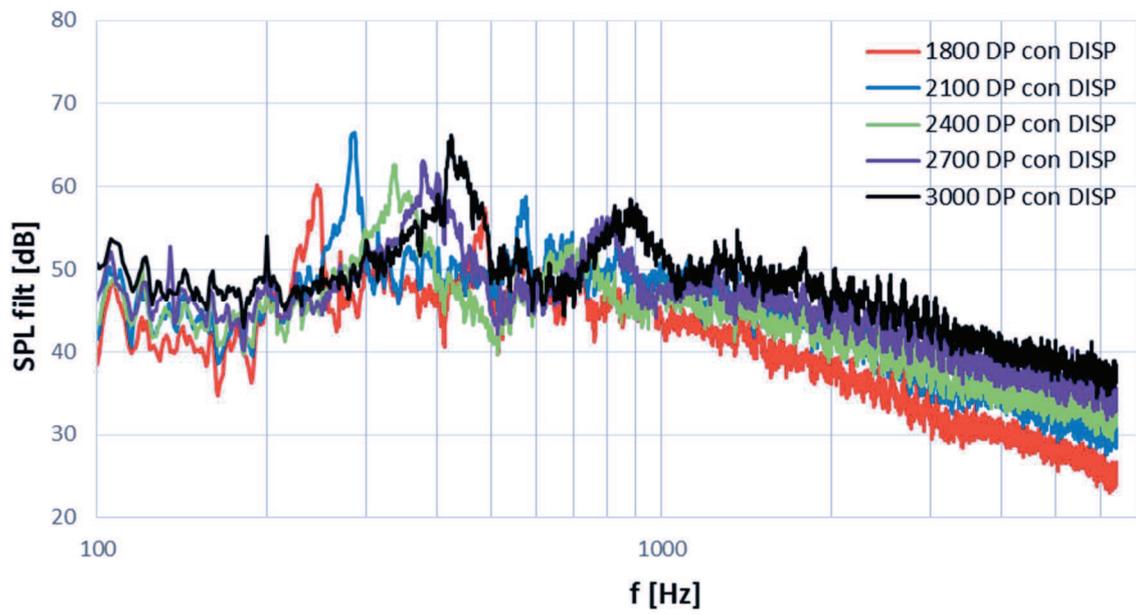


Fig. 5.19 – Spettri di SPL filtrati nel caso a DP in presenza del DISP

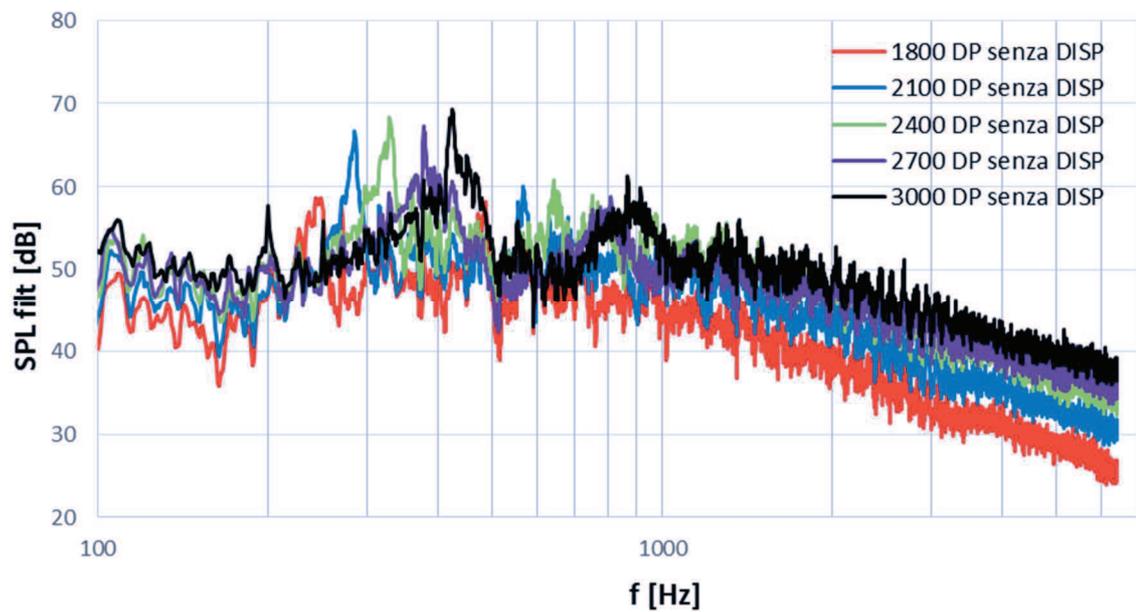


Fig. 5.20 – Spettri di SPL filtrati nel caso a DP in assenza del DISP

Osservando gli spettri di *SPL* filtrati in Figg. 5.19-5.20, in particolare le zone in cui si presenta il disturbo legato al flusso di ricircolo, si notano andamenti differenti a seconda del regime. In particolare, indipendentemente dalla presenza del DISP, appaiono due stati differenti; il primo caratterizza gli andamenti relativi ai bassi regimi ed il secondo caratterizza gli andamenti relativi agli alti regimi. Questo è in accordo con quanto osservato nei diagrammi agli ordini in Figg. 5.2-5.4, in cui la variazione di andamento è presente indipendentemente dalla presenza del DISP. Tuttavia, partendo dai risultati in Figg. 5.2-5.4 e procedendo con lo stesso ordine logico seguito per i casi a ML, è utile analizzare l'effetto della presenza del DISP sugli spettri di *SPL*. Per fare ciò vengono eseguiti confronti tra gli spettri di *SPL* filtrati relativi alla configurazione in presenza di DISP con gli spettri del *SPL* filtrati relativi alla configurazione in assenza del DISP. Di seguito, in Figg. 5.21-5.22-5.23-5.24-5.25 vengono mostrati i confronti eseguiti ai vari regimi di rotazione.

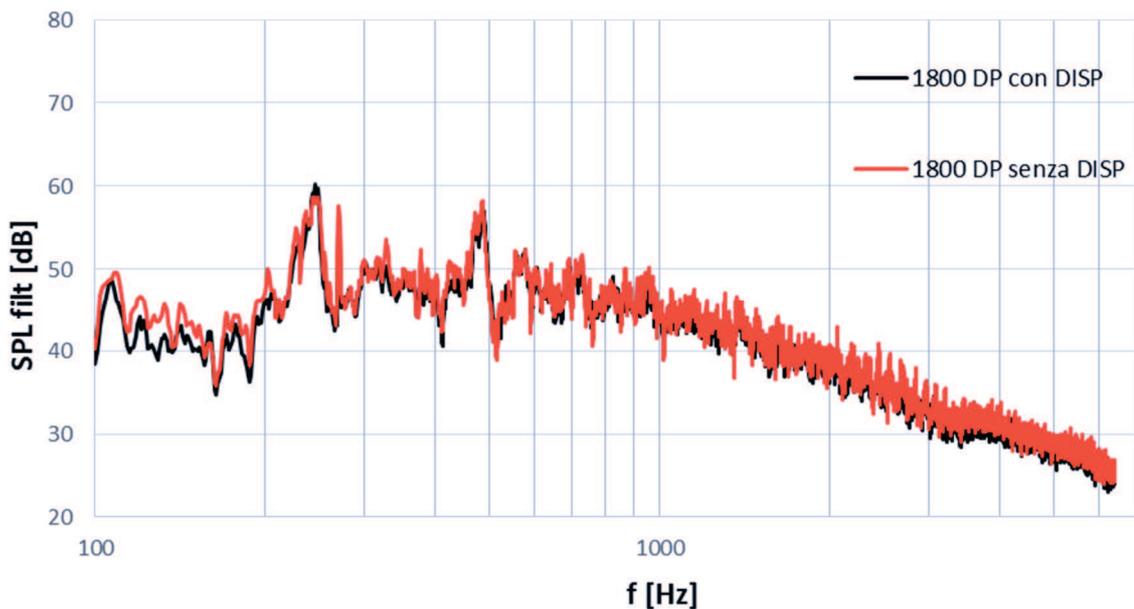


Fig. 5.21 – Confronto spettri di *SPL* filtrati nel caso a DP a 1800 rpm

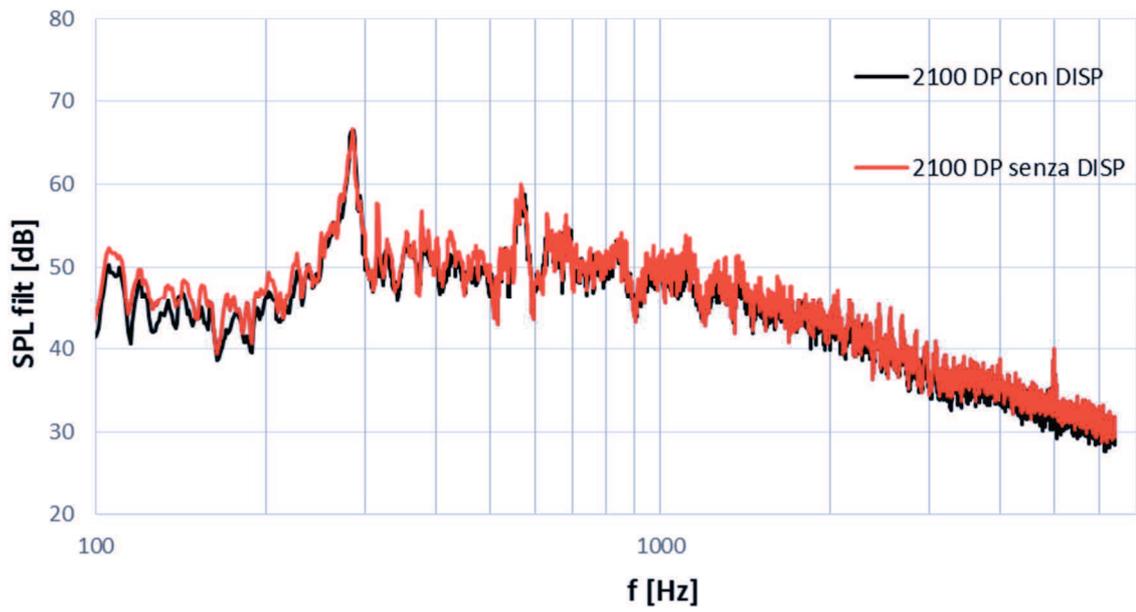


Fig. 5.22 – Confronto spettri di SPL filtrati nel caso a DP a 2100 rpm

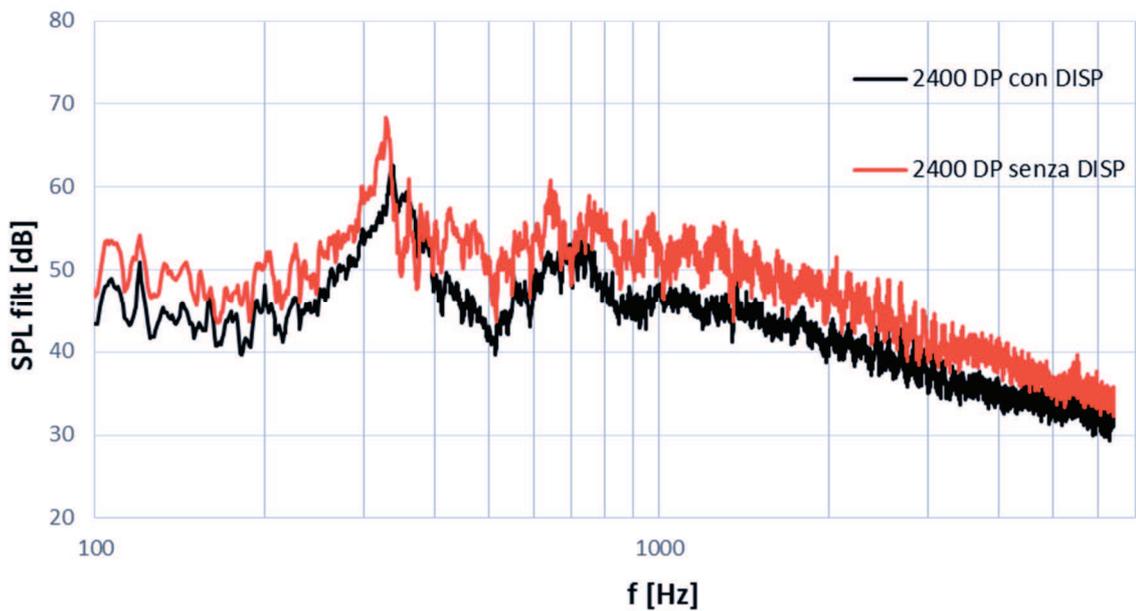


Fig. 5.23 – Confronto spettri di SPL filtrati nel caso a DP a 2400 rpm

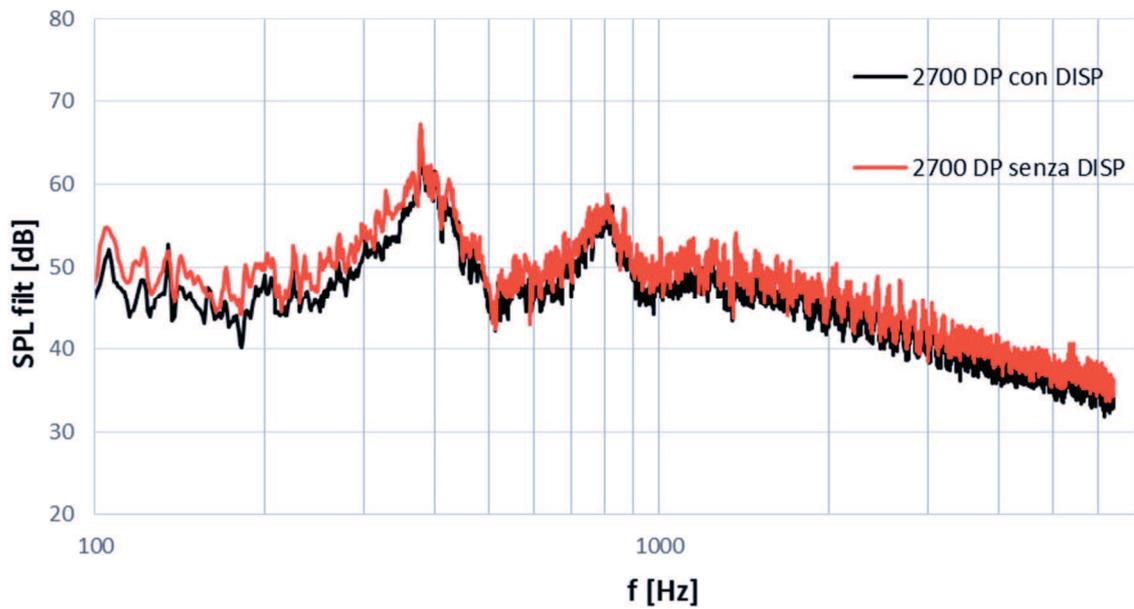


Fig. 5.24 – Confronto spettri di SPL filtrati nel caso a DP a 2700 rpm

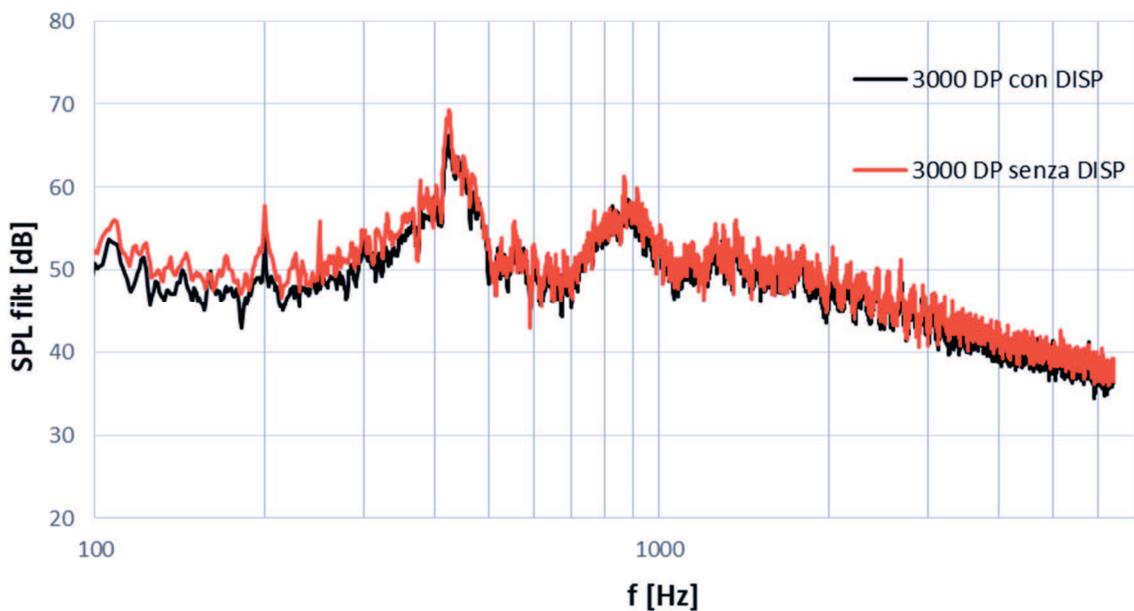


Fig. 5.25 – Confronto spettri di SPL filtrati nel caso a DP a 3000 rpm

Innanzitutto, occorre specificare come il contributo legato al flusso di ricircolo, che nei casi a DP si presenta con una forma molto prossima ad un picco (mostrata in Figg. 5.26-5.27) indipendentemente dalla presenza del DISP, raggiunga livelli decisamente elevati rispetto ai casi a ML, toccando i  $70 \text{ dB}$  a  $3000 \text{ rpm}$ .

Dai confronti si nota facilmente che gli spettri di  $SPL$  filtrati sono pressochè identici per bassi regimi di funzionamento ( $1800 \text{ rpm}$  e  $2100 \text{ rpm}$ ) e per alti regimi di funzionamento ( $3000 \text{ rpm}$ ), mentre differiscono visibilmente per regimi di funzionamento intermedi ( $2400 \text{ rpm}$ , mentre a  $2700 \text{ rpm}$  la differenza tende ad affievolirsi). Tutto ciò è un evidente segno della modificazione delle caratteristiche del flusso indotte dal DISP per regimi di funzionamento intermedi, che porta ad una alterazione dei meccanismi di generazione di rumore in tale range di velocità. Per quanto riguarda, invece, i bassi regimi e gli alti regimi di funzionamento, il DISP non porta a modificazioni significative. Tali affermazioni, basate unicamente sugli andamenti ottenuti dalle misure acustiche, non possono essere confermate attraverso misure aerodinamiche perché la presenza del DISP impedirebbe l'accessibilità ottica alla strumentazione.

Per approfondire lo studio è stata eseguita la scalatura e l'adimensionalizzazione degli spettri di  $SPL$  filtrati, utilizzando gli stessi parametri dei casi a ML ( $\alpha = 1.3$  e  $K = 0$ ). Di seguito vengono mostrati (Figg. 5.26-5.27) gli spettri di  $SPL$  scalati per entrambe le configurazioni (in presenza ed in assenza del DISP).

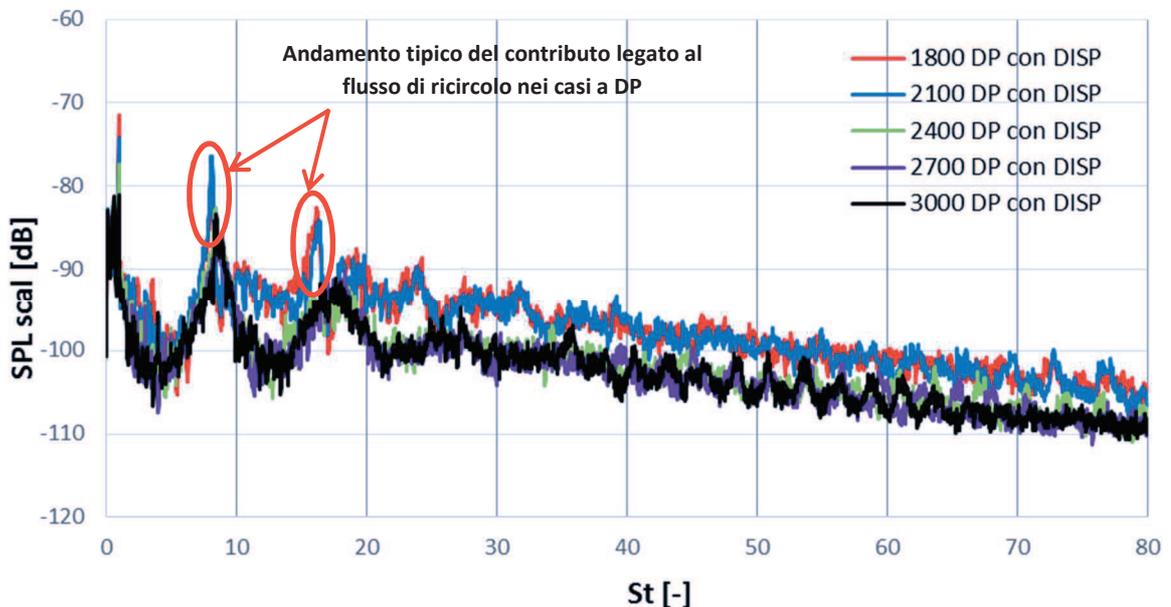


Fig. 5.26 – Spettri di  $SPL$  scalati nel caso a DP in presenza del DISP

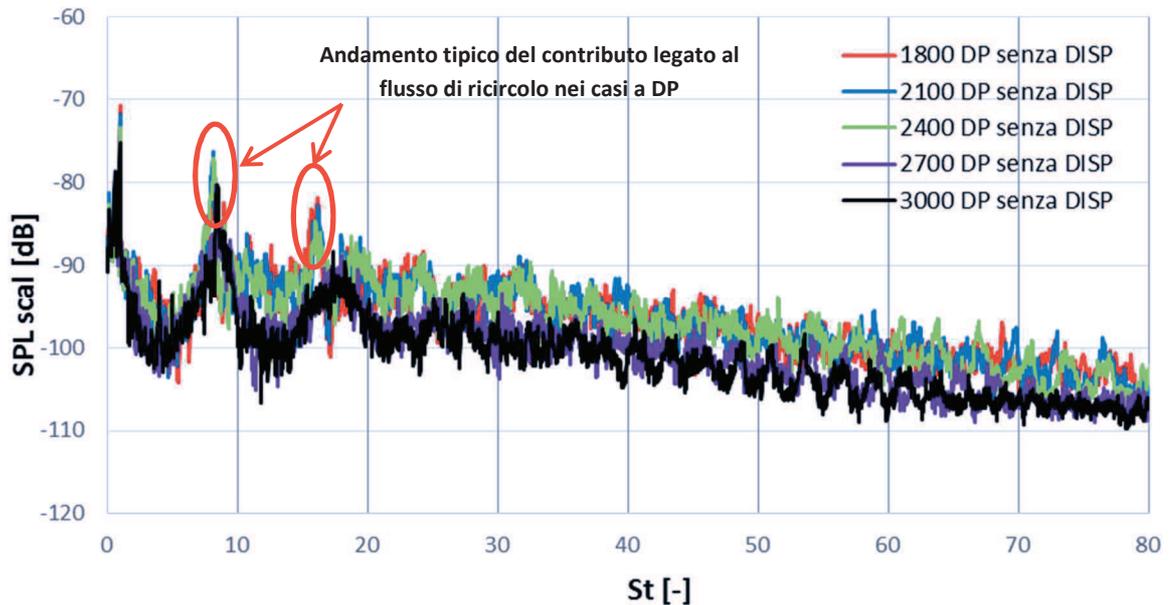


Fig. 5.27 – Spettri di SPL scalati nel caso a DP in assenza del DISP

Osservando i grafici presenti in Figg. 5.26-5.27 si ha conferma di quanto precedentemente supposto a partire dagli SPL filtrati in Figg. 5.19-5.20. In entrambi i casi (presenza ed assenza del DISP) gli spettri di SPL scalati collassano su due andamenti ben distinti, uno riferito ai bassi regimi ed un altro riferito agli alti regimi. In particolare, si nota che:

- nella configurazione in presenza del DISP il primo stato comprende gli spettri di SPL scalati riferiti ai regimi a 1800 rpm e 2100 rpm, mentre in secondo stato comprende gli spettri di SPL scalati riferiti ai regimi a 2400 rpm, 2700 rpm e 3000 rpm;
- nella configurazione in assenza del DISP il primo stato comprende gli spettri di SPL scalati riferiti ai regimi a 1800 rpm, 2100 rpm e 2400 rpm, mentre il secondo stato comprende gli spettri di SPL scalati riferiti ai regimi a 2700 rpm e 3000 rpm.

Questo è in linea con la variazione di andamento riscontrata nei diagrammi agli ordini relativi alle misure in rampa (Figg. 5.2-5.4), che si manifesta a due regimi distinti appartenenti al range intermedio di velocità ( $2200 \text{ rpm} < \Omega < 2700 \text{ rpm}$ ) a seconda che il DISP sia presente o meno. Infatti, come precedentemente osservato dai confronti in Figg. 5.21-5.22-5.23-5.24-5.25, il DISP apporta evidenti modificazioni del flusso solamente in tale range di velocità.

In conclusione, l'analisi effettuata sui diagrammi agli ordini relativi alle misure in rampa di velocità e sugli spettri di SPL derivanti da misure effettuate a diversi regimi di funzionamento, ha mostrato che:

- nei casi a ML, indipendentemente dalla presenza del DISP, viene mantenuta una condizione di similitudine per tutto il range di velocità considerato. In particolare, il DISP introduce per sua natura modificazioni sul *SPL* già note prima dell'analisi, limitate ad un abbassamento del contributo tonale alla *BPF* e relative armoniche e, in parte, del contributo broadband. E' anche interessante notare che, sebbene l'effetto del flusso di ricircolo sia chiaramente presente anche a ML, l'avanzamento dell'anello esterno non modifica significativamente lo spettro; ciò è legato al basso carico palare, che limita l'avanzamento del rotore, ma anche la portata e la velocità del flusso di ricircolo;
- nei casi a DP, indipendentemente dalla presenza del DISP, si verifica un'importante modificazione del comportamento aeroacustico del ventilatore in corrispondenza di un preciso regime di esercizio, con un brusco passaggio da uno stato che caratterizza i bassi regimi ad un altro che caratterizza gli alti regimi;
- il DISP influenza solo il valore del regime al quale si verifica la transizione, apportando modificazioni alle caratteristiche del flusso in un range intermedio di velocità, ma senza alterare lo stato relativo ai bassi regimi e quello relativo agli alti regimi. Inoltre, per entrambi i regimi di esercizio in cui avviene la transizione l'avanzamento stimato è di circa  $2.4 \text{ mm}$  (da Tab. 3.1).

Da ciò si può dedurre che esista una qualche forma di instabilità nel flusso (o in alcune sue caratteristiche) e che il fenomeno sia estremamente complesso e fortemente sensibile a molti dettagli geometrici e fluidodinamici. Anche se lo studio aerodinamico è stato effettuato in assenza del DISP al fine di garantire l'accessibilità ottica, tali risultati forniscono indicazioni utili sulla fisica del fenomeno e sulla generalizzabilità dei risultati delle indagini svolte, e guidano l'effettuazione delle prove aerodinamiche.

## 6. Studio aerodinamico con la tecnica LDV

Sulla base delle considerazioni fatte nel capitolo 5 riguardo agli aspetti di tipo aeroacustico del flusso di ricircolo, vengono ora prese in considerazione in ordine logico le quantità ottenute attraverso le tecniche di rielaborazione trattate nel capitolo 4 per la sola tecnica *LDV*, in modo da descrivere gli aspetti aerodinamici che lo caratterizzano a seconda del punto di funzionamento e del regime di rotazione. Dal momento che i risultati esposti nel capitolo 5 hanno evidenziato una forte variabilità di comportamento per il caso a DP, la trattazione dei risultati aerodinamici parte da tale caso. Si lascia al capitolo successivo la trattazione dei risultati ottenuti con la tecnica *PIV*, in modo da effettuare prima un'analisi sulle caratteristiche del flusso negli ambienti di monte, meato e valle del ventilatore, per poi concentrarsi successivamente sullo sviluppo meridiano del flusso di ricircolo nella zona del meato.

### 6.1 Andamenti ottenuti dalle medie

Si considerano innanzitutto gli andamenti medi, ovvero gli andamenti ottenuti mediando ogni quantità cinematica a partire dai 200000 campioni acquisiti nel tempo per ogni punto di misura sulle traverse radiali effettuate negli ambienti di monte, meato e valle. Gli andamenti di interesse, mostrati nel seguito, riguardano le tre componenti della velocità assoluta del fluido ( $v_a$ ,  $v_\theta$ ,  $v_r$ ), le rispettive standard deviation ( $Std(v_a)$ ,  $Std(v_\theta)$ ,  $Std(v_r)$ ) e l'energia cinetica turbolenta ( $K$ ). È doveroso specificare che le standard deviation prese in considerazione, in realtà, non sono calcolate sulla base degli scarti dai valori medi delle componenti di velocità ma rappresentano la media circonferenziale delle standard deviation in fase ( $\overline{Std}(v_a)$ ,  $\overline{Std}(v_\theta)$ ,  $\overline{Std}(v_r)$ ). Nel dettaglio, considerando che ad ogni pala del rotore, durante il suo moto, è associato un campo di pressione ad essa solidale dovuto al principio di funzionamento del ventilatore (basato sulla fenomenologia dei profili alari), se si considerassero le standard deviation ottenute a partire dai valori medi si introdurrebbe nella valutazione una fluttuazione di velocità di natura periodica non attribuibile alla turbolenza. Questo è dovuto al tipo di misura effettuata, basata su acquisizioni puntuali nel sistema di riferimento assoluto. La regione di spazio in cui si trova il volume di misura, specialmente nell'ambiente di monte (10 mm dal pannello), è caratterizzata da una fluttuazione con periodicità palare (*BPF*) delle componenti di velocità misurate. Tale fluttuazione, di carattere non turbolento, non comporta alcun tipo di generazione di rumore aerodinamico e verrebbe considerata nella standard deviation calcolata rispetto ai valori medi. Effettuando, invece, una media circonferenziale delle standard deviation in fase, si ottengono informazioni lungo la coordinata radiale sulla presenza di oscillazioni di velocità legate alle strutture di flusso ed alla turbolenza da esse trasportata. Tale trattazione, quindi, è legata al concetto di media in fase (definito nel paragrafo 4.2) e sposta lo studio sugli scostamenti dalla media ottenuti nel sistema di riferimento relativo (rotante).

Per quanto riguarda gli andamenti medi temporali, esposti in questo paragrafo, è interessante confrontare i casi a DP ed ai casi a ML, considerando tutte le velocità a cui sono state effettuate le misure (1800 rpm, 2400 rpm, 3000 rpm). Inoltre, per

completezza, viene mostrato un confronto tra i risultati più rappresentativi, ovvero quelli ottenuti per i regimi a 2400 *rpm* ed a 3000 *rpm* nel caso a DP ed il regime a 3000 *rpm* nel caso a ML.

È necessario specificare che la quantità effettivamente graficata negli andamenti medi di Fig. 6.7, è la radice dell'energia cinetica turbolenta, ovvero la quantità espressa dalla formula (6.1):

$$\sqrt{\bar{K}} = \bar{K}^{0.5} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \left( \overline{Std}(v_a) \right)^2 + \left( \overline{Std}(v_\theta) \right)^2 + \left( \overline{Std}(v_r) \right)^2 \right]} \quad (6.1)$$

Tutte le figure mostrate nel seguito, raggruppate per favorire la chiarezza dell'esposizione, sono disposte nell'ordine sopracitato. È necessario tenere presente che tutte le quantità graficate sono state adimensionalizzate rispetto alla velocità di trascinamento all'apice ( $u_{tip}$ ) del rispettivo caso, in modo da poterle confrontare per i diversi casi e da poter riconoscere eventuali correlazioni.

Per facilitare l'interpretazione dei grafici mostrati in Figg. 6.1-6.2-6.3-6.4-6.5-6.6-6.7 è necessario premettere che un ventilatore assiale intubato, in assenza del flusso di ricircolo, presenta nell'ambiente di monte un flusso con velocità assiale solamente positiva, ovvero diretta verso l'ambiente di valle. Inoltre, vista la configurazione adottata per le misure (che non prevede alcun condotto a monte), ciò che ci si aspetterebbe normalmente è un flusso centripeto, ovvero un flusso caratterizzato da linee di corrente che convergono verso il rotore. Infine, dato che il flusso di monte non ha ancora interagito con la schiera palare (non ha scambiato lavoro), è normale aspettarsi una componente tangenziale nulla, ovvero assenza di prerotazione. Eventuali scostamenti da questa situazione sono da attribuire al flusso di ricircolo in uscita dal gioco e consentono, quindi, di stimarne importanza ed estensione. In generale, il flusso di ricircolo sarà rivolto verso monte ( $v_r > 0$  e  $v_a < 0$ ), a seconda dei casi più assialmente o più radialmente, e avrà un certo grado di prerotazione ( $v_\theta > 0$ ), acquisita durante il passaggio nel meato. Inoltre, va considerato che in questo paragrafo si esaminano andamenti medi monodimensionali di un campo vettoriale tridimensionale disuniforme e tempodipendente; quindi gli andamenti considerati forniscono informazioni preliminari sulle caratteristiche principali del flusso, ma per la loro incompletezza possono generare dubbi che vengono chiariti con rappresentazioni più complete, come quelle presenti nel paragrafo 6.2 e relative alle medie in fase. Comunque, le indicazioni che si possono ottenere sono di sicura utilità.

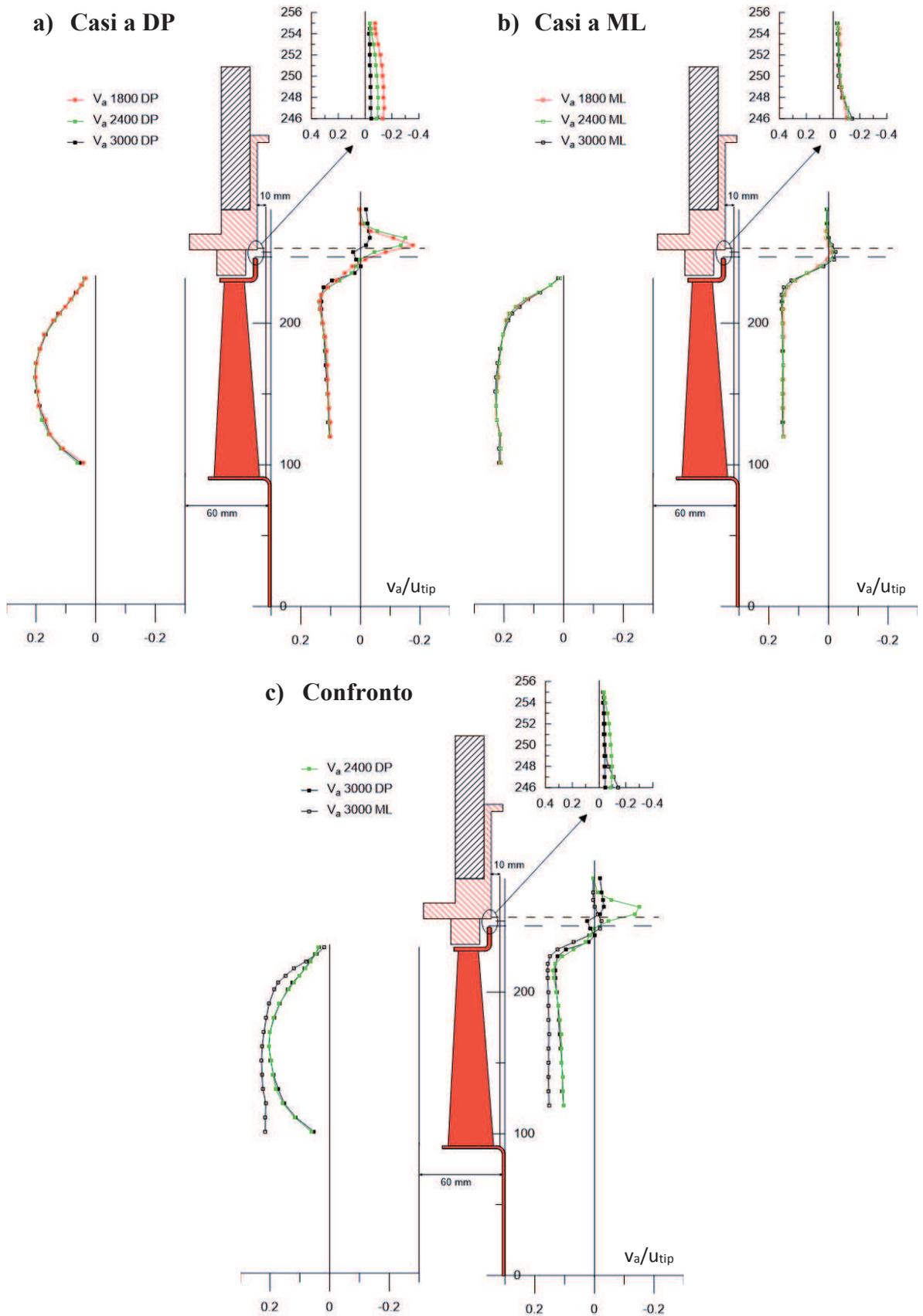


Fig. 6.1 – Andamenti medi della velocità assiale (adim.)

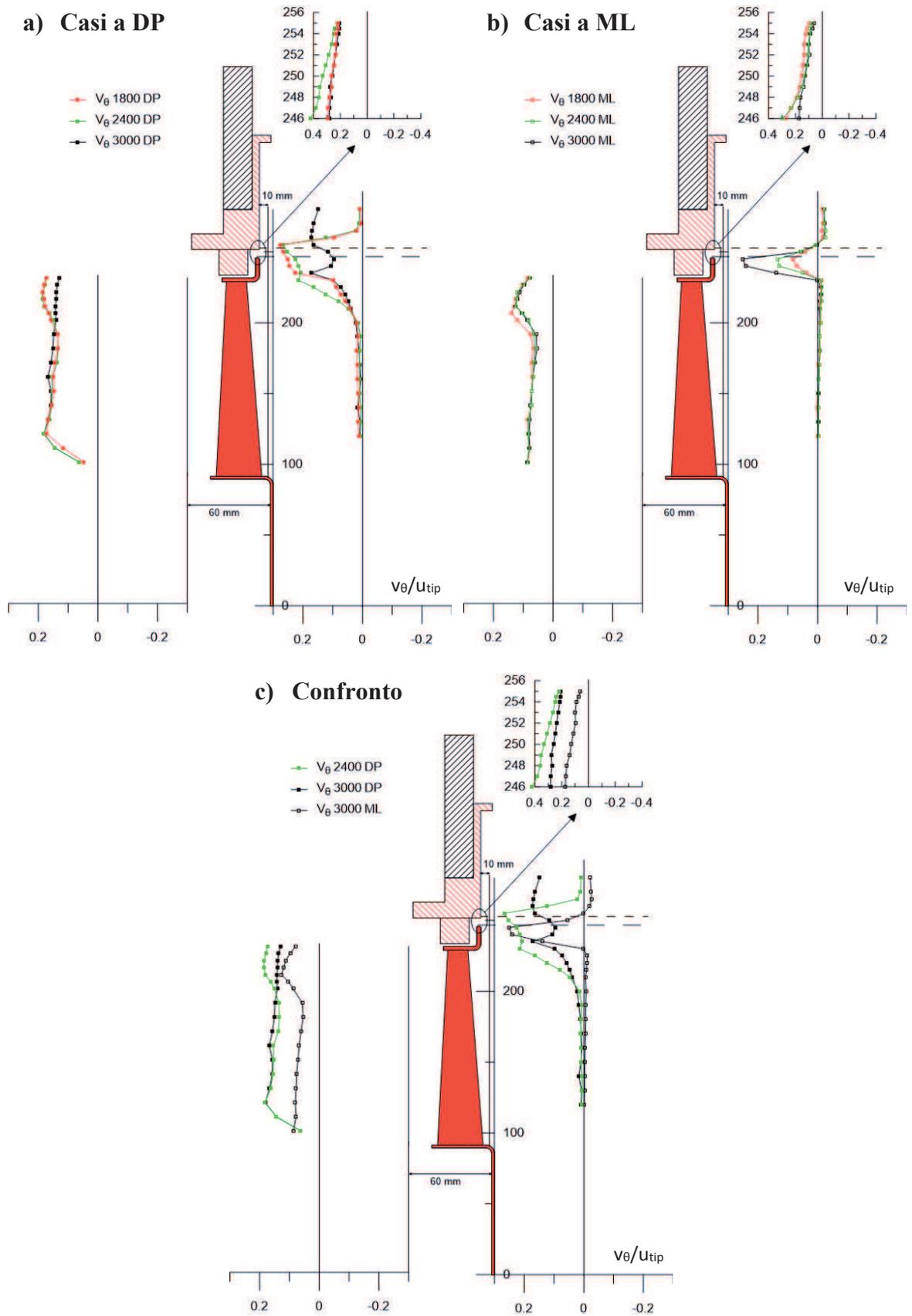


Fig. 6.2 – Andamenti medi della velocità tangenziale (adim.)

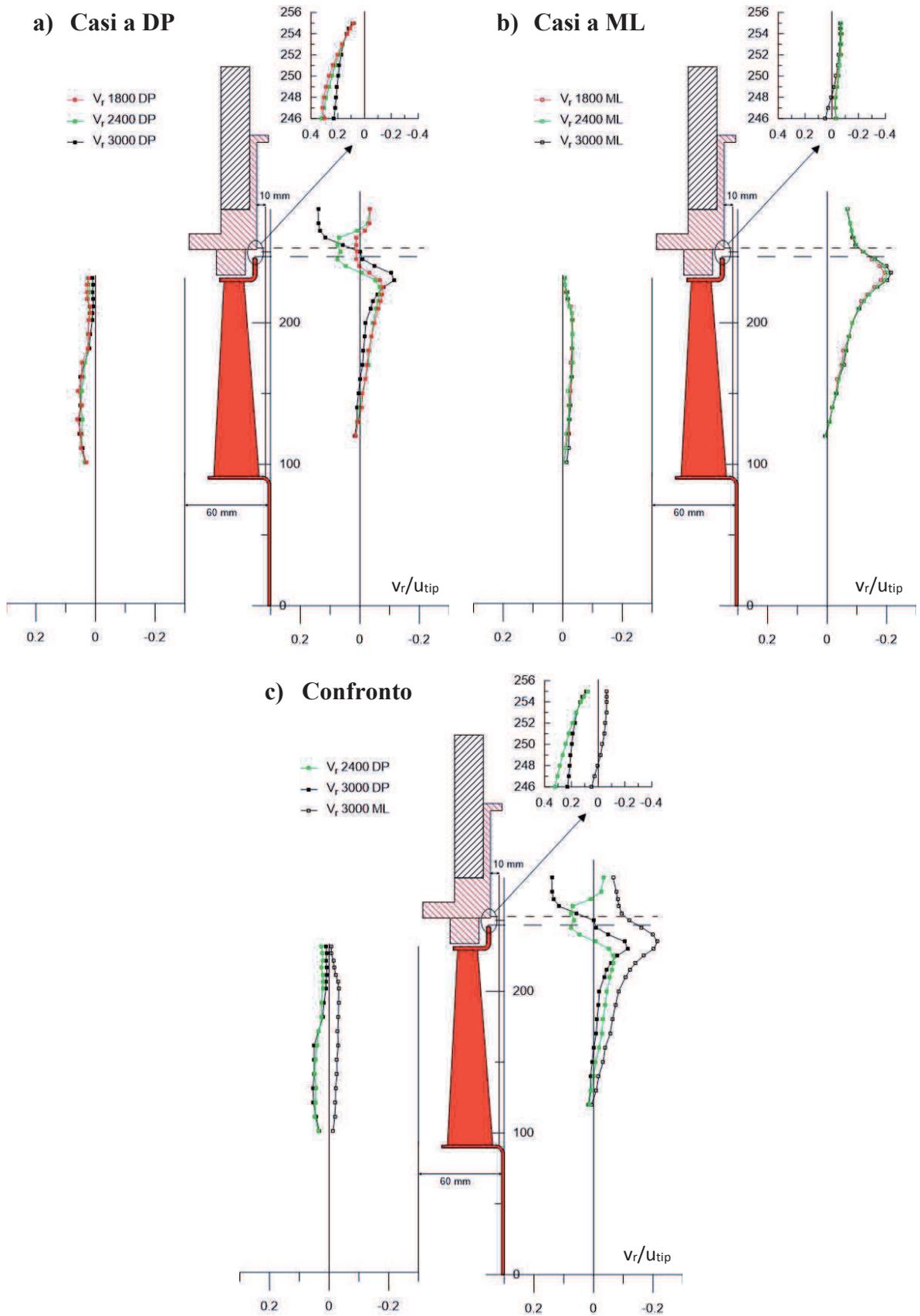


Fig. 6.3 – Andamenti medi della velocità radiale (adim.)

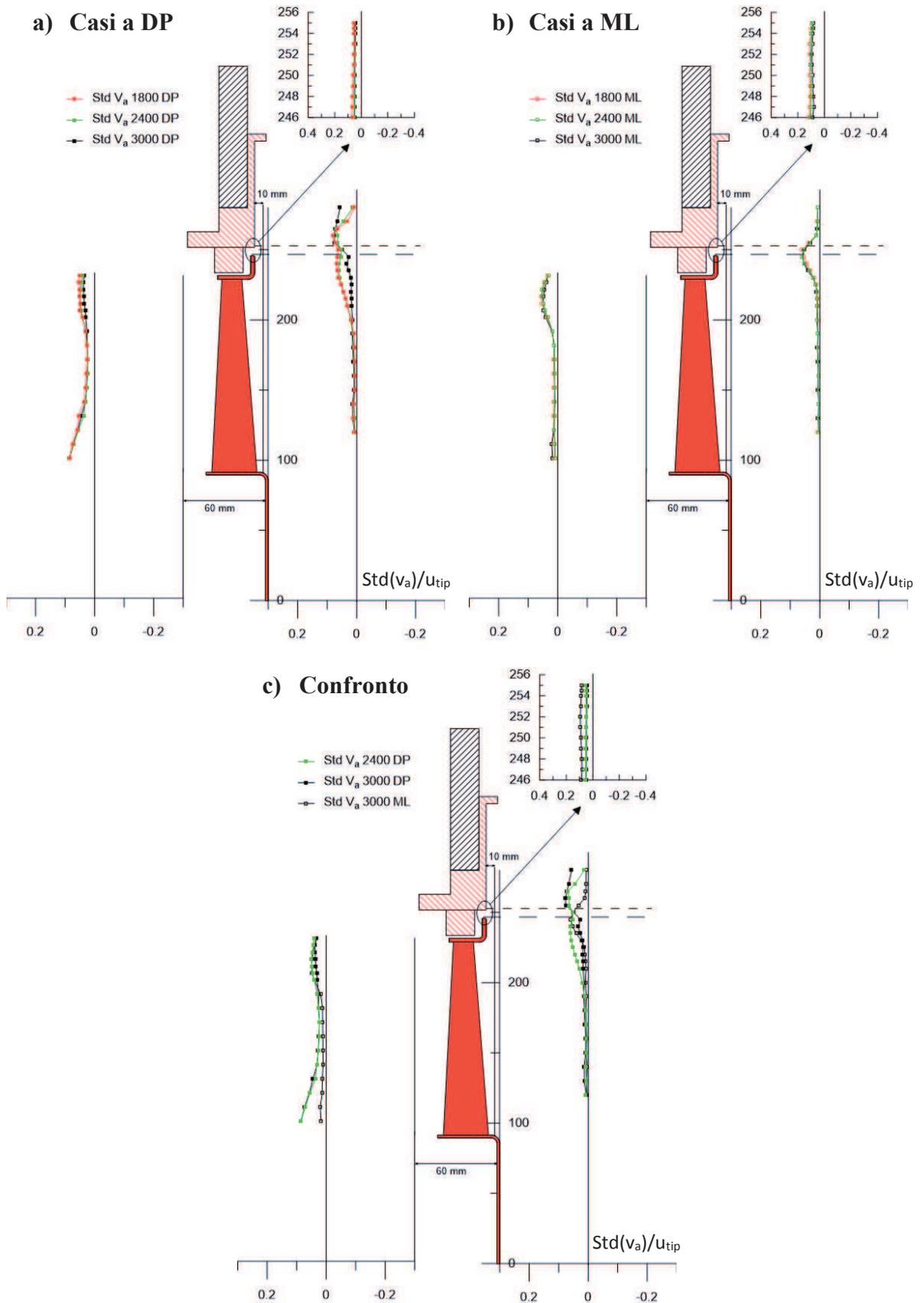


Fig. 6.4 – Andamenti medi della standard deviation della velocità assiale (adim.)

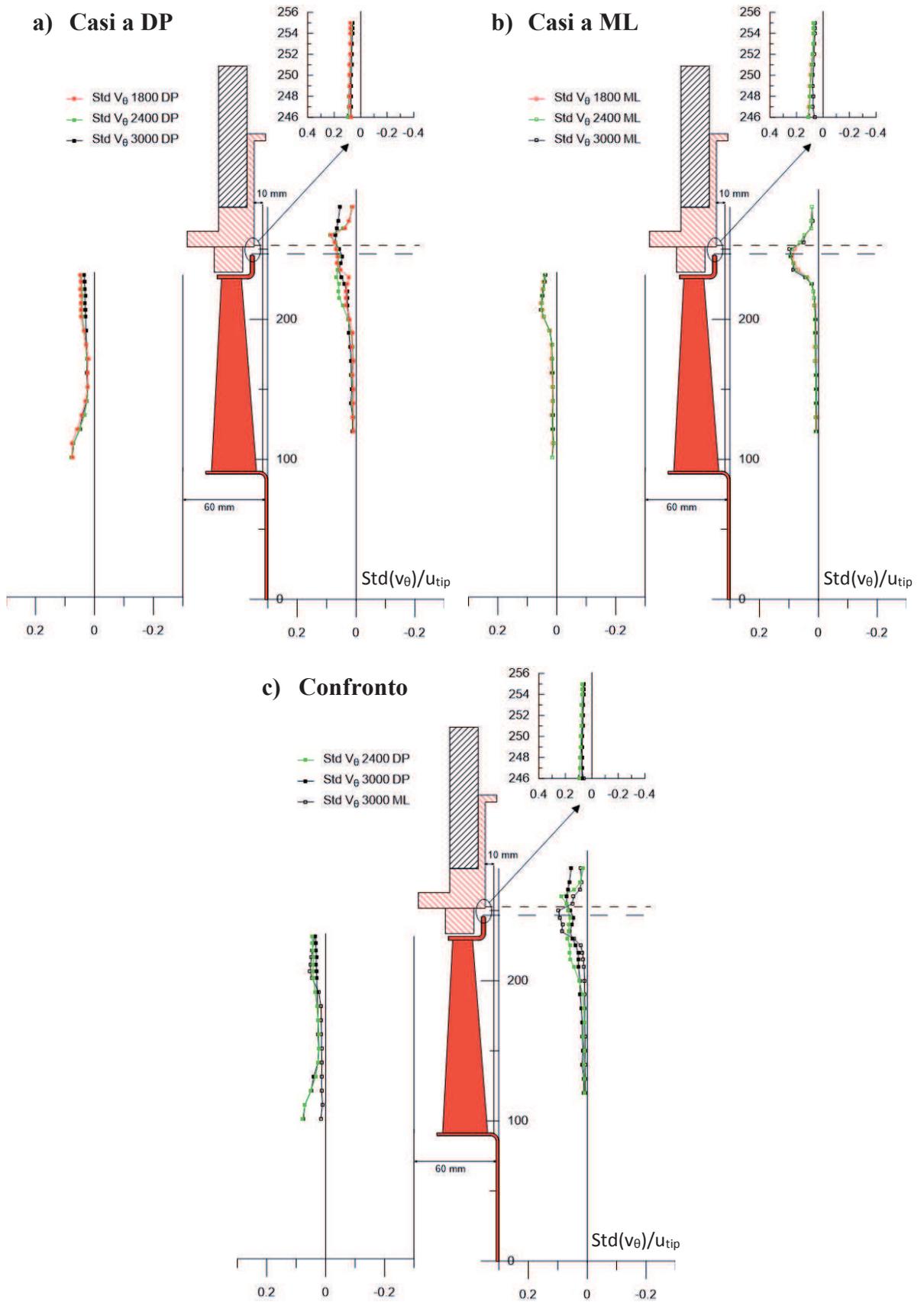


Fig. 6.5 – Andamenti medi della standard deviation della velocità tangenziale (adim.)

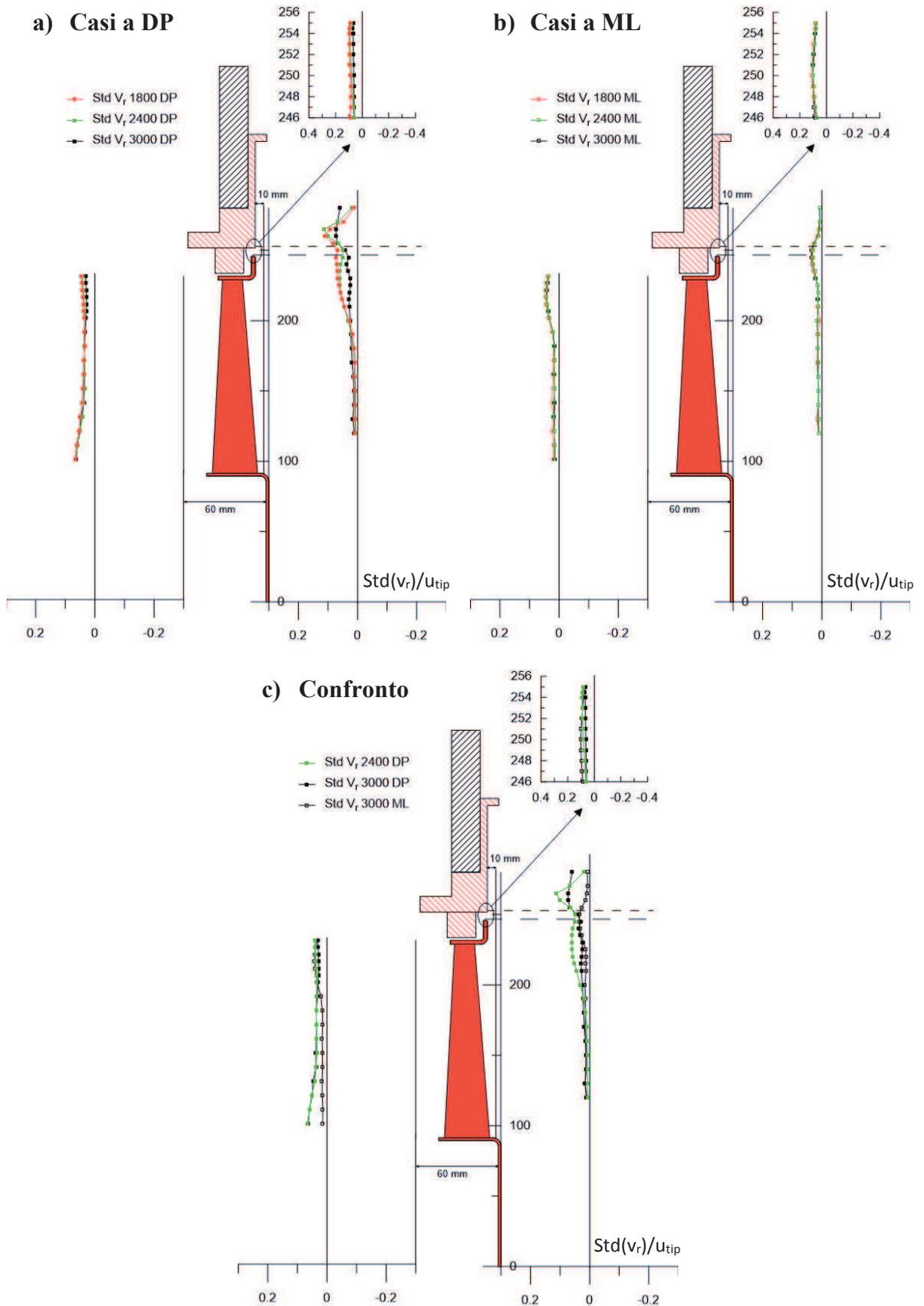


Fig. 6.6 – Andamenti medi della standard deviation della velocità radiale (adim.)

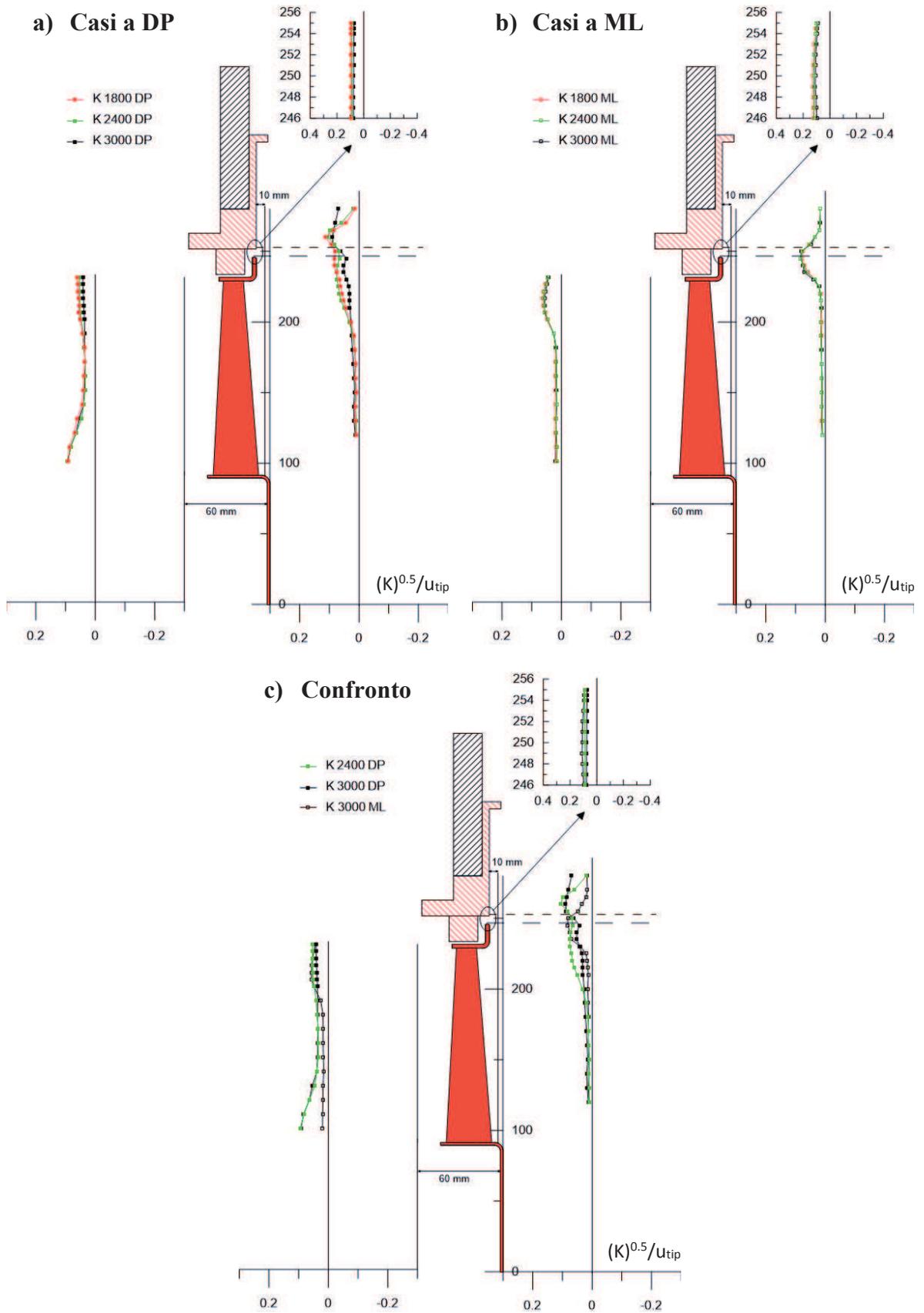
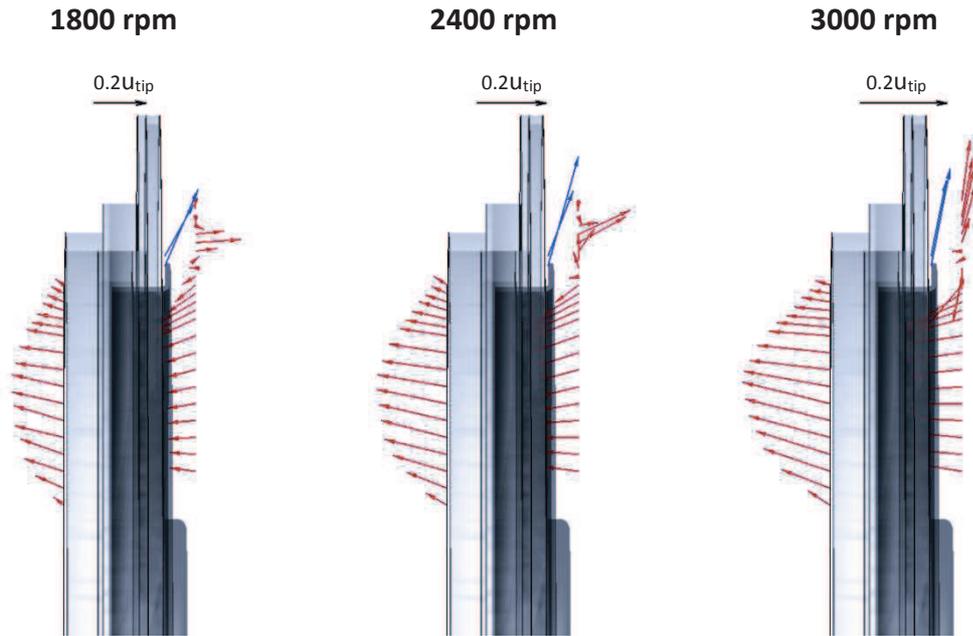
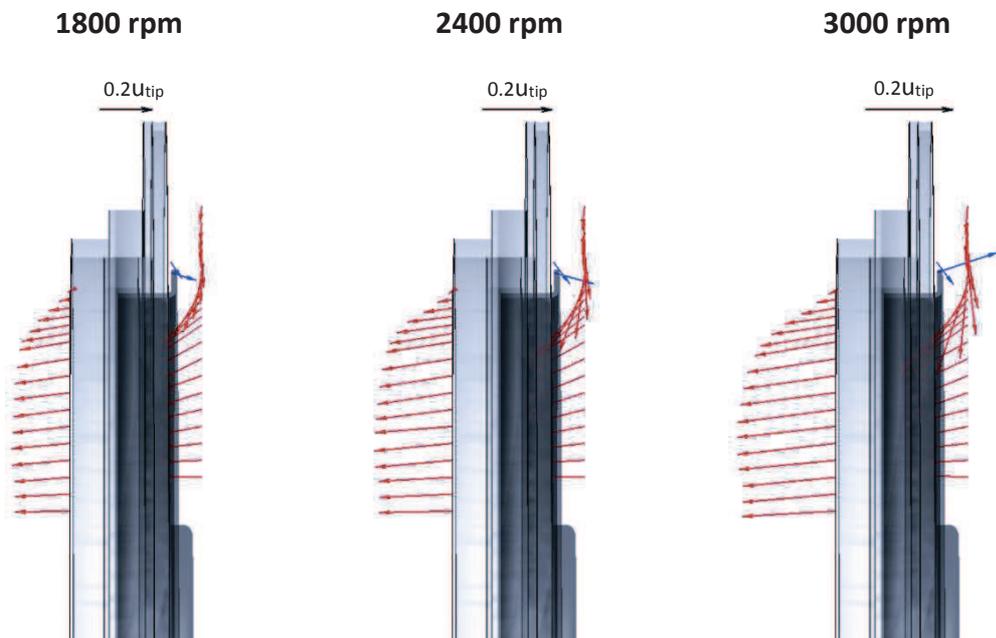


Fig. 6.7 – Andamenti medi dell'energia cinetica turbolenta (adim.)



*Fig. 6.8 – Andamenti vettoriali medi dei casi a DP*



*Fig. 6.9 – Andamenti vettoriali medi dei casi a ML*

La prima quantità considerata è la componente assiale (Fig. 6.1), che appare uniforme nell'ambiente di monte, sia nei casi a DP che nei casi a ML, per la quasi totalità dell'estensione radiale della pala (eccetto la zona estremale, ovvero per  $R > 220 \text{ mm}$ ). Tale andamento non poteva essere supposto a priori vista la geometria della configurazione studiata, in cui è presente il solo pannello e manca il condotto di monte (che permetterebbe, invece, stime iniziali più semplici sull'andamento delle linee di corrente in ingresso). I valori di velocità registrati, ovviamente, si differenziano in modulo tra i casi a DP ( $0.11 u_{tip}$ ) ed i casi a ML ( $0.16 u_{tip}$ ), con quest'ultimi caratterizzati da una portata molto più elevata. Considerando i casi a DP, risulta semplice osservare come la componente assiale della velocità scali adeguatamente per tutta l'estensione radiale solo nell'ambiente di valle, in cui ovviamente è sempre positiva (con valore massimo pari a  $0.13 u_{tip}$ ) ma con evidenti cali nella zona di mozzo e di apice, segno di come le linee di corrente non siano rettilinee e di come a DP il maggiore carico presente induca le varie zone di pala a lavorare differentemente. In particolare, riferendosi al calo presente nella zona di mozzo e di apice, si può ipotizzare una tendenza del flusso a separarsi. Osservando, invece, la traversa di valle dei casi a ML si nota, oltre l'evidente condizione di similitudine, che la tendenza della velocità assiale a divenire nulla in prossimità del raggio d'apice è un fenomeno indipendente dal punto di funzionamento. Infatti, può essere dovuto ad una combinazione di più cause, dal disturbo proveniente da monte ed attribuibile al flusso di ricircolo ad un raggio di raccordo troppo piccolo con l'anello esterno. Confrontando i casi a ML ed a DP nel terzo grafico della Fig. 6.1 si nota che gli andamenti di valle sono differenti, segno che a DP si possono considerare anche effetti aggiuntivi legati alla separazione o ad una interazione differente con il flusso di ricircolo. Per quanto riguarda l'ambiente di monte, invece, si nota una mancata similitudine tra i casi a DP a  $1800 \text{ rpm}$  e  $2400 \text{ rpm}$ , in cui l'inversione del segno avviene per  $R = 245 \text{ mm}$  e si mantiene per l'intera zona del meato ed in quella sopra, comprendente una buona parte del pannello (fino a  $R = 265 \text{ mm}$ ). Il caso a  $3000 \text{ rpm}$ , invece, possiede un andamento simile ai precedenti lungo l'estensione radiale della pala (fino a  $R = 210 \text{ mm}$ ) ma si discosta nella zona relativa ai raggi esterni, invertendo il segno in corrispondenza della fine del meato ( $R = 255 \text{ mm}$ ) e mantenendo il modulo diverso da zero per tutta la zona esterna, corrispondente al pannello. Un aspetto interessante è che, sebbene il modulo si mantenga diverso da zero, è nettamente inferiore rispetto a quello registrato per i casi a  $1800 \text{ rpm}$  e  $2400 \text{ rpm}$  nella zona in cui il flusso è diretto verso monte, raggiungendo rispettivamente  $0.03 u_{tip}$  rispetto a  $1.7 u_{tip}$ . Questa è una prima importante indicazione riguardo l'evoluzione del flusso di ricircolo nel range compreso tra  $2400 \text{ rpm}$  e  $3000 \text{ rpm}$ , che passa dall'aver un andamento assiale ben marcato ad avere un andamento assiale limitato ma presente anche a raggi esterni, in corrispondenza del pannello. Ciò significa che l'area di monte disturbata è più estesa per il caso a DP a  $3000 \text{ rpm}$ . Un'ulteriore indicazione sull'evoluzione del flusso nel caso a DP la si trova nelle misure effettuate nel meato, che mostrano andamenti ben distinti per i tre regimi. Osservando, invece, i casi a ML è possibile osservare come in tutti gli ambienti di misura si verifichi la condizione di similitudine fluidodinamica, anche in prossimità del meato. In questo caso, relativamente all'ambiente di monte, l'inversione del segno della componente assiale avviene a  $R = 245 \text{ mm}$  per tutti i regimi ed è limitata ad un'area più ristretta rispetto ai casi a DP, ovvero fino a  $R = 260 \text{ mm}$ . Inoltre, è evidente come il modulo di tale componente sia nettamente inferiore in tale area rispetto ai casi a DP a  $1800 \text{ rpm}$  e  $2400 \text{ rpm}$ , arrivando al massimo a  $0.02 u_{tip}$ . Questi aspetti risultano evidenti nel terzo grafico della Fig. 6.1, dove vi è un

confronto diretto tra il caso a ML a 3000 *rpm* (in cui il modulo della velocità nell'area in cui ha segno negativo è il massimo registrato per i casi a ML) ed il caso a DP a 2400 *rpm*. Per favorire l'interpretazione di quanto descritto a partire dai profili di velocità, è utile fare confronti con gli andamenti vettoriali medi presenti in Figg. 6.8-6.9. In questi, i vettori blu rappresentano il flusso misurato nel meato mentre i vettori rossi si riferiscono alle misure negli ambienti di monte e di valle.

Dai grafici relativi ai casi a DP ed a ML rappresentati in Fig. 6.2, in particolare dagli andamenti della traversa di valle, è possibile dedurre un aspetto rilevante sulle caratteristiche funzionali del ventilatore. Più precisamente, osservando i raggi di pala intermedi (ovvero escludendo raggi prossimi al mozzo ed all'apice) si nota, da un confronto con la stessa zona di monte (dove il modulo è nullo), una differenza di velocità tangenziale costante ( $\Delta v_\theta = 0.14$  per i casi a DP e  $\Delta v_\theta = 0.06$  per i casi a ML, dove il lavoro scambiato è notoriamente inferiore). Questo porta a dedurre che il ventilatore non sia stato progettato con legge a vortice libero poiché questa richiederebbe uno scambio di lavoro costante lungo l'intera estensione radiale della pala e, quindi, una differenza di velocità tangenziale proporzionale al reciproco del raggio (ovvero richiederebbe  $u\Delta v_\theta = \text{cost}$  e non  $\Delta v_\theta = \text{cost}$  con  $R$  crescente e, quindi,  $u$  crescente). È utile precisare che il valore di  $\Delta v_\theta$  diverso da zero registrato nei casi a ML mostra che, sebbene l'incremento di pressione statica ( $\Delta p = p_2 - p_1$ ) sia trascurabile, vi è comunque uno scambio di lavoro, che porta ad un incremento di pressione dinamica del fluido ( $v^2/2$ ). Osservando gli andamenti presenti in Fig. 6.2 si ricavano, sia per i casi a DP che per i casi a ML, delle informazioni importanti riguardo la porzione di pala disturbata dal flusso di ricircolo. È noto dalla teoria, infatti, che a monte del rotore la velocità tangenziale attribuibile al flusso in entrata dovrebbe essere nulla. In realtà, considerando di effettuare misure in punti fissi che risentono del passaggio delle nove pale (e dei campi di pressione ad esse solidali), ciò che deve essere nulla è la media della componente tangenziale della velocità misurata con tale sistema. Inoltre, avendo posto il punto di misura a 10 *mm* dal pannello, si escludono dalla trattazione le eventuali componenti tangenziali (comunque molto limitate in modulo) originate a seguito di un trascinarsi viscoso da parte della girante sul fluido adiacente. Tutto ciò porta a stabilire che a monte i valori di velocità tangenziale ottenuti a seguito di un'operazione di media (ovvero quelli raffigurati in Fig. 6.2) e caratterizzati da un modulo non nullo, siano da attribuire alla presenza del flusso di ricircolo al gioco d'apice. Da questo risulta evidente la grande utilità, almeno in fase preliminare, dei grafici relativi alle quantità medie. Un aspetto di interesse è la differente quota radiale a cui si verifica l'interazione del flusso di ricircolo con la schiera palare tra i casi a DP ed a ML, registrando per i primi uno scostamento dal valore nullo per raggi superiori alla quota 200 *mm* e per gli ultimi uno scostamento dal valore nullo che avviene sull'anello esterno. Questa è un'altra indicazione utile per lo studio del meccanismo di generazione di rumore aerodinamico associato al flusso di ricircolo ed alla sua ormai nota dipendenza dal punto di funzionamento. È interessante notare, oltre alla quota minima disturbata, anche l'estensione della zona di monte in cui è evidente la presenza del flusso di ricircolo. Relativamente ai casi a DP, vi è un comportamento molto differente tra i regimi a 1800 *rpm* e 2400 *rpm* ed il regime a 3000 *rpm*. In particolare, ciò che deve essere sottolineato è, esattamente come nel caso della componente assiale, l'evidente presenza del flusso di ricircolo a raggi esterni (corrispondenti al pannello) solo per il caso a 3000 *rpm*. Il modulo, così come nel caso della componente assiale, è inferiore rispetto a quello dei casi a regimi inferiori (raggiunge 0.17  $u_{tip}$ , contro gli oltre 0.2  $u_{tip}$  dei casi a 1800*rpm* e 2400 *rpm*) ma viene mantenuto diverso da zero per tutta la traversa radiale. Questo porta,

in prima analisi, ad affermare che il flusso proveniente dal meato tenda ad estendersi maggiormente nell'ambiente di monte nel caso a 3000 *rpm*, che comporta una maggiore interazione con il flusso indisturbato e, quindi, una cessione maggiore energia cinetica rispetto ai casi a regimi inferiori, in cui il flusso di ricircolo sembrerebbe essere maggiormente confinato alla zona dell'anello esterno.

Facendo riferimento a quanto è stato osservato nei diagrammi agli ordini in Figg. 5.3-5.4, che mostrano un contributo di rumore relativo al flusso di ricircolo al gioco d'apice per  $St \cong 8$  e relativi multipli nel caso a DP (con aumento fino a  $St \cong 8.2$  e relativi multipli dopo la transizione) e nel range  $7.5 < St < 8.2$  e relativi multipli per il caso a ML, è possibile riscontrare dagli andamenti medi relativi alla componente tangenziale una buona congruenza fisica. Infatti, considerando entrambi i casi (a DP ed a ML), si registrano valori di velocità tangenziale adimensionale positivi (rispetto al verso di rotazione del ventilatore) con modulo compreso tra  $0.1 u_{tip}$  e  $0.25 u_{tip}$ , ovvero in accordo con la distanza in frequenza dalla *BPF* e relative armoniche tipica del meccanismo in esame. La stima precisa della differenza tra la velocità delle strutture presenti nel flusso di ricircolo e la velocità di rotazione del ventilatore, responsabile di tale distanza in frequenza (come illustrato nel paragrafo 2.3), non è facilmente calcolabile senza conoscere la scala spaziale delle strutture di flusso e le traiettorie seguite da quest'ultime dall'istante di fuoriuscita dal meato a quello di impatto sulla schiera palare. Infatti, è importante specificare che l'adimensionalizzazione fatta si riferisce per tutti i punti di misura allo stesso valore ( $u_{tip}$ ), mentre per valutare l'effettiva distanza in frequenza occorrerebbero informazioni precise sulla condizione di impatto, in modo da ricavare il raggio (di pala) su cui riferirsi per l'adimensionalizzazione.

Riferendosi sempre agli andamenti presenti in Fig. 6.2 si nota ancora una condizione di similitudine presente per i casi a ML ma non per i casi a DP. In quest'ultimi, infatti, gli andamenti collassano solo per raggi inferiori a 200 *mm*, ovvero la quota relativa al minimo raggio di pala che sembrerebbe essere disturbato dal flusso di ricircolo operando nel punto di funzionamento nominale. Più precisamente, per i casi a DP a 1800 *rpm* e 2400 *rpm* continua, esattamente come osservato nella precedente Fig. 6.1 per la componente assiale, a mantenersi una certa somiglianza di andamento anche se non li si può ritenere uguali. Considerando, invece, i casi a ML si nota come nella zona del meato (da  $R$  244*mm* a  $R$  255 *mm*) gli andamenti mantengano forma simile ma non scalino. Questo, in realtà, è giustificabile con l'avanzamento del rotore durante l'esercizio, che diventa importante specialmente a 3000 *rpm*. Le traverse di monte sono state effettuate mantenendosi sempre a 10 *mm* dal pannello per questioni di uniformità, ma è chiaro come al crescere del regime l'anello esterno si trovi sempre più prossimo al volume di misura (si faccia riferimento alla Tab 3.1).

Questo porta a misurare in condizioni differenti in corrispondenza dei punti delle traverse prossimi all'anello esterno (da  $R = 230$  *mm* a  $R = 244$  *mm*) tra i vari regimi e giustifica, anche a ML, la presenza di valori non collassati dopo la scalatura. La minor distanza tra l'anello esterno ed il volume di misura porta ad avere componenti tangenziali aggiuntive dovute alla maggior vicinanza al meato o a lievi trascinamenti viscosi da parte della superficie dell'anello sul fluido adiacente. Inoltre, la presenza di componente tangenziale positiva nell'ambiente di monte (in prossimità dell'anello esterno) con modulo maggiore rispetto a quella registrata a valle per lo stesso raggio è indice di come la pala, nella zona estremale, lavori inadeguatamente rispetto alla condizione di progetto su cui si basano le macchine operatrici (che risponde alla legge di Eulero, espressa dalla formula (2.6)).

Passando alla Fig. 6.3, relativa alla componente radiale della velocità, si nota per i casi a DP una notevole differenza nella zona sopra al meato ( $R > 255 \text{ mm}$ ), sia in termini di segno che in termini di modulo, tra i regimi a  $1800 \text{ rpm}$  e  $2400 \text{ rpm}$  ed il regime a  $3000 \text{ rpm}$ . In particolare, tutti i regimi presentano una tendenza centripeta fino all'anello esterno, con il regime a  $3000 \text{ rpm}$  che raggiunge un modulo maggiore rispetto agli altri regimi ( $0.12 u_{tip}$  rispetto a  $0.07 u_{tip}$ ) ed inverte il segno della componente a raggi più esterni ( $R \cong 245 \text{ mm}$ ), in prossimità del meato. L'informazione di maggiore rilevanza è il mantenimento, nel caso a  $3000 \text{ rpm}$ , del segno positivo e del modulo elevato nella zona sopra al meato (corrispondente al pannello). Questo è in linea con quanto dedotto in precedenza a partire dal comportamento assiale e tangenziale, e conferma una tendenza centrifuga del flusso di ricircolo a  $3000 \text{ rpm}$ .

Come noto dalle misure effettuate con il sistema *LDV* e dalle simulazioni effettuate con il metodo FEM, l'avanzamento dell'anello esterno in tale caso è di circa  $4 \text{ mm}$  ed è fortemente correlato con la variazione di comportamento. Complessivamente, vista la complessità del fenomeno e gli svariati parametri da cui ne dipende la natura, si tratta di un'informazione di fondamentale importanza, non di certo nota prima della campagna sperimentale.

Osservando i casi a ML si nota una ormai evidente condizione di similitudine ben verificata per tutti gli ambienti ed un segno negativo per tutta la traversa nell'ambiente di monte e meato, segno di come il flusso rispetti le condizioni teoriche esposte all'inizio della trattazione, con le linee di corrente che convergono verso il rotore. Infine, è interessante notare come nell'ambiente di valle vi siano sostanziali differenze di comportamento tra i casi a DP ed i casi a ML, con i primi caratterizzati da una tendenza centrifuga e gli ultimi caratterizzati da una tendenza centripeta del flusso. Oltre a quanto detto, è importante notare come nei casi a DP la similitudine nell'ambiente di valle venga persa per i raggi esterni. Questo, similmente a quanto dedotto in precedenza sulle altre componenti, porta a sostenere una netta condizione di instabilità del vortice.

Osservando i grafici relativi alle standard deviation, presenti nelle Figg. 6.4-6.5-6.6, è possibile ricavare informazioni utili riguardo alla presenza di turbolenza per le varie posizioni radiali. Tali grafici, tuttavia, contengono i limiti esposti in precedenza riguardo agli andamenti monodimensionali e, quindi, alla mancanza di informazioni sull'effettiva posizione circonferenziale dei disturbi, di fondamentale importanza per la ricostruzione delle traiettorie. Dagli andamenti in esame si riscontrano facilmente degli elementi comuni, ovvero:

- una condizione di similitudine in tutti gli ambienti per i casi a ML, ormai consolidata per quanto riguarda le tre componenti medie di velocità, che si estende anche alle relative standard deviation (ricordando di osservare quelle in fase, indici delle fluttuazioni legate alla turbolenza). Questa è un'indicazione molto importante sulle condizioni del flusso perché porta a sostenere, in accordo con quanto dedotto nel paragrafo 5.2, che anche le quantità turbolente presenti nel flusso siano della stessa natura al variare della velocità, ovvero che il meccanismo di generazione del rumore non vari le sue caratteristiche col crescere del regime. Si tratta, infatti, di una condizione ben verificata anche nelle prove acustiche illustrate nel capitolo 5, in cui gli spettri dei casi a ML rispettano la condizione di similitudine scalando perfettamente e le prove in rampa di velocità non evidenziano alcuna variazione di comportamento con il crescere del regime. Inoltre, come atteso, il livello di

turbolenza nell'ambiente di monte interessa una zona molto più limitata (in corrispondenza dell'apice della pala e dell'anello esterno) e presenta un modulo nettamente inferiore rispetto ai casi a DP;

- una condizione di similitudine che nei casi a DP è limitata, per l'ambiente di monte, ai raggi di pala inferiori alla quota radiale di 200 mm. Questo è un altro indice di come il flusso si presenti disturbato in prossimità del bordo d'attacco delle pale solamente per raggi superiori a 200 mm, mentre al di sotto di tale valore risulti essere prettamente assiale ed indisturbato. Per quanto riguarda l'ambiente di meato gli andamenti non coincidono ma sono molto prossimi. Questa è un'informazione importante dal punto di vista qualitativo, perché permette di stabilire che il livello di turbolenza presente nel flusso di ricircolo prima del miscelamento con il flusso presente nell'ambiente di monte (ovvero quella trasportata attraverso il gioco) non cambi in maniera sostanziale con il crescere del regime. Il livello di turbolenza registrato a monte, differente per i tre regimi per quote superiori a 200 mm, è quindi da attribuire alla differente interazione tra il flusso di ricircolo ed il flusso di monte (ovvero al diverso miscelamento). Questo aspetto, difficilmente valutabile in dettaglio dai presenti risultati visto che le informazioni disponibili per l'ambiente di monte si limitano ad una sola posizione assiale (10 mm dal pannello), è da rimandare alla trattazione dei risultati ottenuti con la tecnica *PIV* nel capitolo 7;
- relativamente all'ambiente di valle, si nota come il livello di turbolenza si mantenga positivo per tutta la traversa radiale nei casi a DP, mentre per i casi a ML divenga importante solo nella parte estemale della pala. In particolare, per entrambi i punti di funzionamento, la parte estemale di pala è significativa dato che a DP viene persa la condizione di similitudine ed a ML i valori diventano importanti. Questo è in accordo con quanto osservato in precedenza nelle Figg. 6.1-6.2-6.3 riguardo agli andamenti delle componenti di velocità nell'ambiente di valle, che mostrano evidenti segni di disturbo nella zona prossima all'apice. Ciò che se ne deduce è che la zona di pala prossima all'anello si trovi a lavorare in condizioni alterate a seguito dell'interazione con il flusso di ricircolo. Non si esclude, come anticipato, la sovrapposizione di più fenomeni in tale zona. Infine, trovano conferma anche le ipotesi iniziali riguardo alla presenza di separazione del flusso in corrispondenza del mozzo. Ciò che si osserva, infatti, è un elevato valore delle fluttuazioni relative alle tre componenti di velocità per raggi bassi. È doveroso rimarcare che tale separazione sembra esserci solamente nei casi a DP, in cui le pale sono soggette a condizioni di lavoro più estreme lungo tutta la loro estensione radiale.

Osservando i grafici relativi all'energia cinetica turbolenta, presenti in Fig. 6.7, si trova conferma di quanto appena descritto a partire dalle singole standard deviation che, per definizione (espressa dalla formula 5.1), ne costituiscono il senso fisico. È interessante confrontare gli andamenti in Fig. 6.7 con le rappresentazioni vettoriali in Figg. 6.8-6.9, in cui si notano forti gradienti locali della velocità nell'ambiente di valle in prossimità della zona d'apice, ovvero dove viene registrata una presenza di turbolenza rilevante sia per i casi a DP che per i casi a ML. Inoltre, relativamente ai soli casi a DP, lo stesso discorso può essere esteso al caso del mozzo.

Complessivamente, gli aspetti di rilievo evidenziati da questa analisi preliminare sono:

- forte dipendenza delle caratteristiche fluidodinamiche del flusso di ricircolo dal punto di funzionamento. Ciò è in accordo con quanto visto in precedenza nei diagrammi agli ordini e negli spettri di *SPL* mostrati nel capitolo 5, in cui si notano differenze sull'andamento (picco o dosso), sull'effettiva entità della distanza in frequenza del fenomeno rispetto alla *BPF* e sulla presenza di similitudine tra gli spettri acquisiti a regimi differenti (presente solo per i casi a ML in presenza o assenza del DISP, installabile solo per le prove acustiche);
- evoluzione delle caratteristiche fluidodinamiche del flusso di ricircolo per il solo caso a DP nel range di velocità compreso tra 2400 *rpm* e 3000 *rpm*, in accordo con quanto osservato precedentemente in ambito acustico dal diagramma agli ordini relativo alla configurazione in assenza del DISP (Fig. 5.4), in cui la transizione è situata al regime 2600 *rpm*. Il flusso di ricircolo, in particolare, varia fortemente le proprie caratteristiche nella zona superiore al meato e corrispondente al pannello ( $R > 255 \text{ mm}$ ), in cui diventa rilevante la sua presenza solo per il regime a 3000 *rpm*. Si nota, infatti, che a tale regime il flusso fuoriuscente dal meato perde quasi totalmente l'andamento assiale registrato per i regimi inferiori ed acquisisce un andamento radiale. Questo, di conseguenza, indica come le traiettorie seguite dal flusso di ricircolo siano notevolmente più estese rispetto a quelle relative ai regimi inferiori, in cui il flusso di ricircolo sembra essere circoscritto alla zona d'apice. Inoltre, è stata dedotta una correlazione tra il livello di turbolenza presente, variabile a seconda del punto di funzionamento e del regime (per il solo caso a DP) e responsabile della generazione di rumore legata al flusso di ricircolo, ed il tipo di miscelamento tra il flusso che fuoriesce dal meato ed il flusso proveniente da monte.

## 6.2 Andamenti ottenuti dalle medie in fase

Vengono ora prese in considerazione le quantità mediate in fase attraverso il segnale tachimetrico campionato analogicamente, che fornisce un impulso a giro. Dato che il riferimento è legato alla frequenza di rotazione del ventilatore e che quest'ultimo presenta nove pale equispaziate, i grafici si presentano con un evidente andamento periodico lungo la coordinata circonferenziale. Questo, come anticipato nel paragrafo 6.1, è dovuto ai campi di pressione associati a tutte le pale, che inducono il flusso a ridistribuirsi localmente attorno ad esse. Tale fenomeno ha un effetto importante se si considerano le medie (trattate nel paragrafo 6.1) perché temporalmente si registrano delle oscillazioni delle componenti della velocità, che non vanno confuse con quelle dovute alla turbolenza. Se, però, ci si sposta nel sistema di riferimento relativo si è in grado di ridistribuire circonferenzialmente tali contributi solidali e sincroni con il rotore e, quindi, di riconoscerli. Ciò che si nota dai grafici delle medie in fase, quindi, è indicativo dei fenomeni che si verificano in fase con la posizione angolare del ventilatore. I fenomeni, invece, che si manifestano con continuità si presentano nei grafici con un andamento continuo, facilmente distinguibile dalle zone caratterizzate dalla nota periodicità circonferenziale, che si verifica quindi a frequenza pari alla *BPF*.

Eventuali fenomeni periodici che si manifestano durante l'acquisizione con un'altra frequenza caratteristica ricadono nella standard deviation, che fornisce un'indicazione riguardo alle fluttuazioni delle componenti di velocità, ma non permette di identificare altre informazioni riguardo la natura dei fenomeni e la loro frequenza caratteristica.

In sintesi, i grafici relativi alle medie in fase sono da considerarsi come delle istantanee medie del moto effettuate mediando un numero molto elevato di "immagini" successive acquisite nel tempo e rifasate angolarmente.

In questo aspetto si ritrovano le principali differenze rispetto al *PIV*, il quale, invece, procede campionando istantaneamente i valori della velocità in domini bidimensionali; tali andamenti sono visionabili anche senza procedere con l'operazione di media o di media in fase. Nelle pagine successive vengono mostrati i grafici ottenuti dalle medie in fase delle quantità di maggiore interesse (adimensionalizzate rispetto alla  $u_{tip}$  o, nel caso della vorticità, rispetto a  $\Omega$ ) nell'ambiente di monte, partendo dalle tre componenti della velocità per poi arrivare all'energia cinetica turbolenta ed alla componente assiale della vorticità. È giusto specificare che, a differenza degli andamenti medi, in questo caso l'energia cinetica turbolenta è espressa dalla formula (6.2):

$$\sqrt{\bar{K}} = \bar{K}^{0.5} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\bar{Std}(v_a))^2 + (\bar{Std}(v_\theta))^2 + (\bar{Std}(v_r))^2]} \quad (6.2)$$

Ogni figura mostrata nel seguito contiene i sei grafici relativi ad una quantità di interesse e la disposizione, in accordo con i grafici mostrati nel paragrafo 6.1, prevede i casi a DP sulla sinistra ed i casi a ML sulla destra, procedendo con regime di rotazione crescente dall'alto verso il basso. Le scale cromatiche sono state selezionate in maniera tale da favorire i confronti tra i vari casi di studio ma non permettono l'identificazione di alcuni particolari locali, per i quali vengono comunque fornite descrizioni.

Successivamente, in Figg. 6.16-6.17, vengono mostrati gli andamenti vettoriali ottenuti a seguito delle medie in fase. Per una corretta interpretazione delle rappresentazioni sulla sinistra, riferite alla vista di lato dell'assieme comprendente rotore e supporto, è necessario specificare che i vettori mostrati sono rappresentativi di una porzione angolare del dominio, ovvero di 40°. Di conseguenza, vettori appartenenti a differenti quote circonferenziali ma medesime quote radiali risultano leggermente sfalsati.

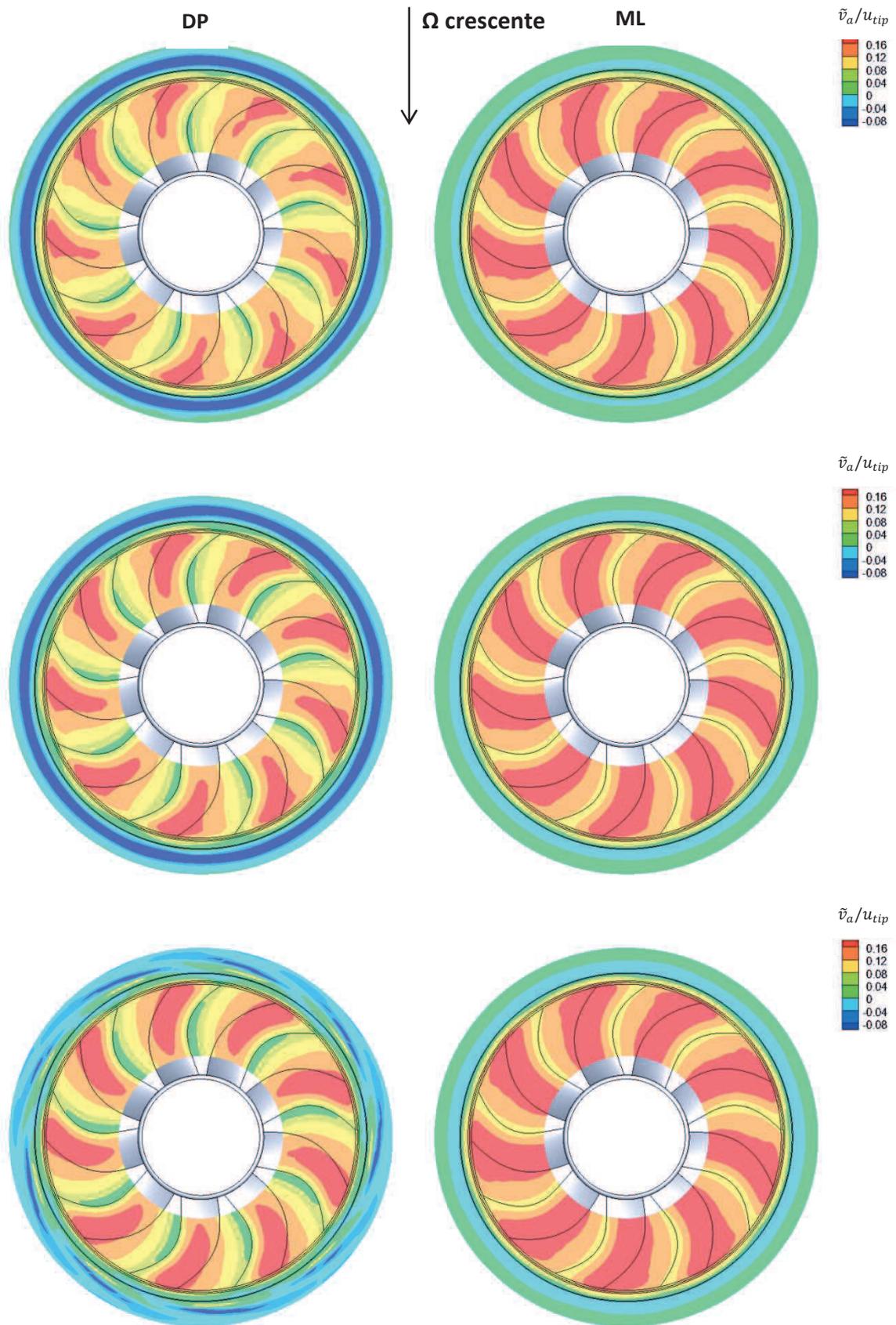


Fig. 6.10 – Andamenti della velocità assiale in fase (adim.)

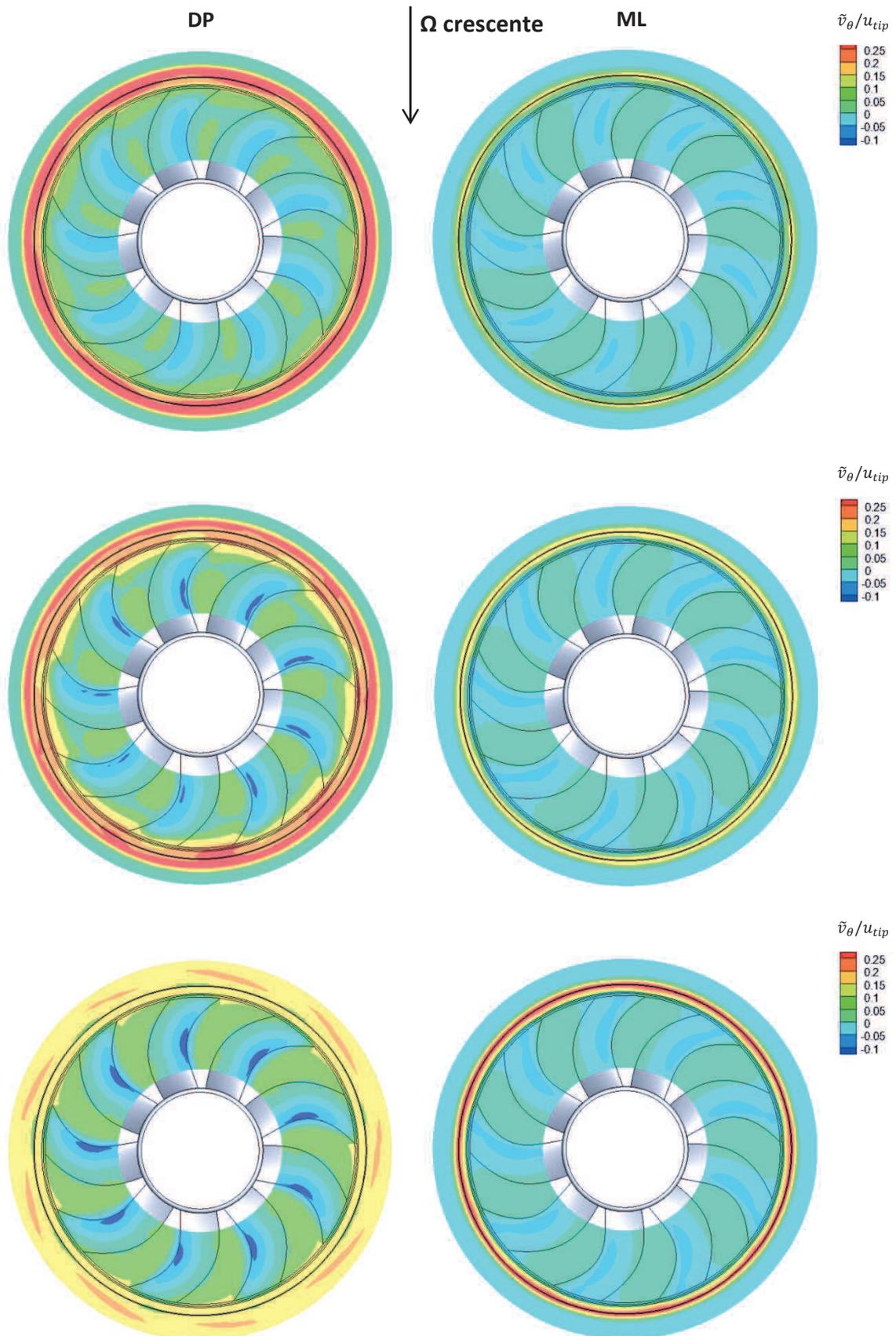


Fig. 6.11 – Andamenti della velocità tangenziale in fase (adim.)

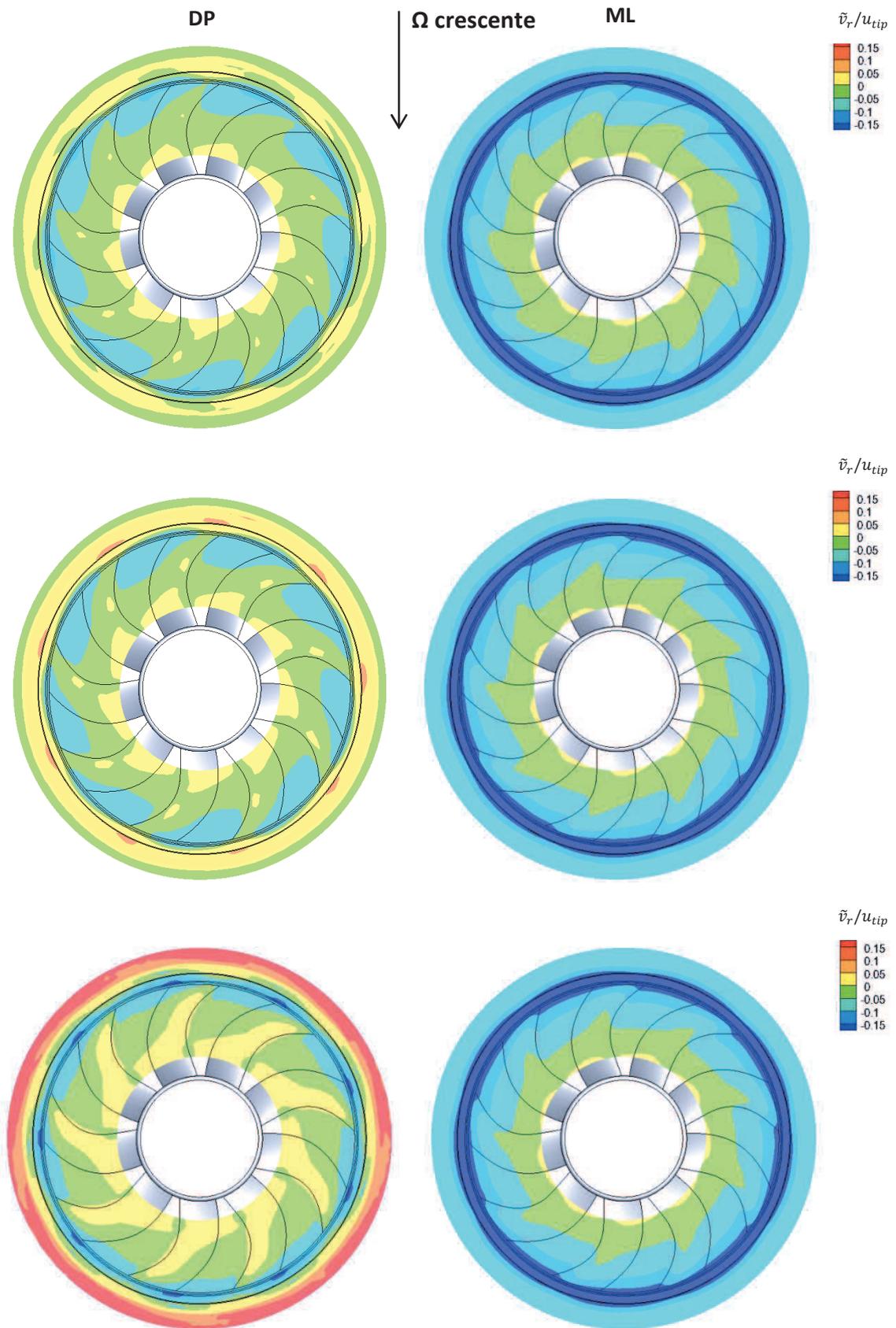


Fig. 6.12 – Andamenti della velocità radiale in fase (adim.)

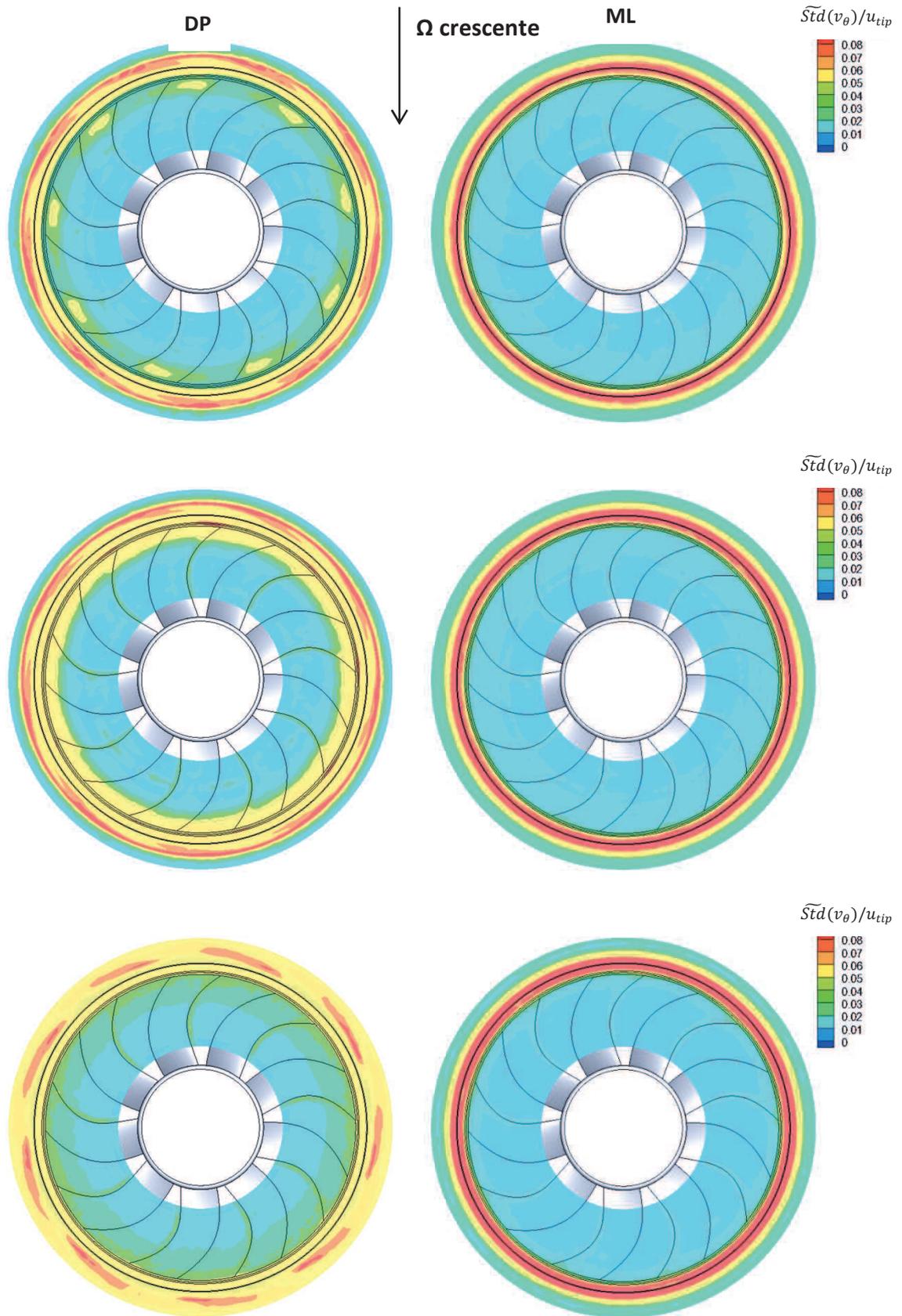


Fig. 6.13 – Andamenti della standard deviation in fase della velocità tangenziale (adim.)

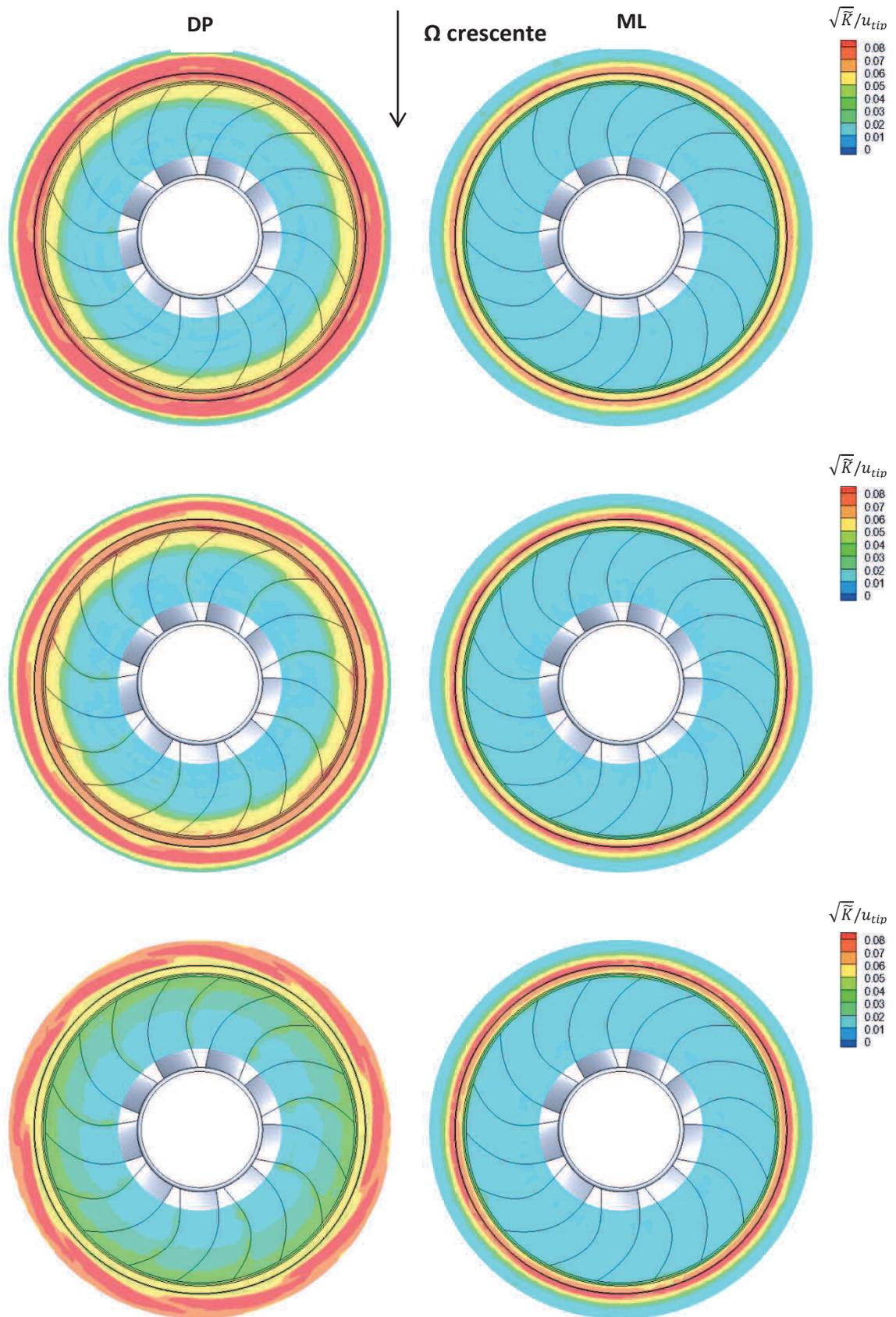


Fig. 6.14 – Andamenti dell'energia cinetica turbolenta in fase (adim.)

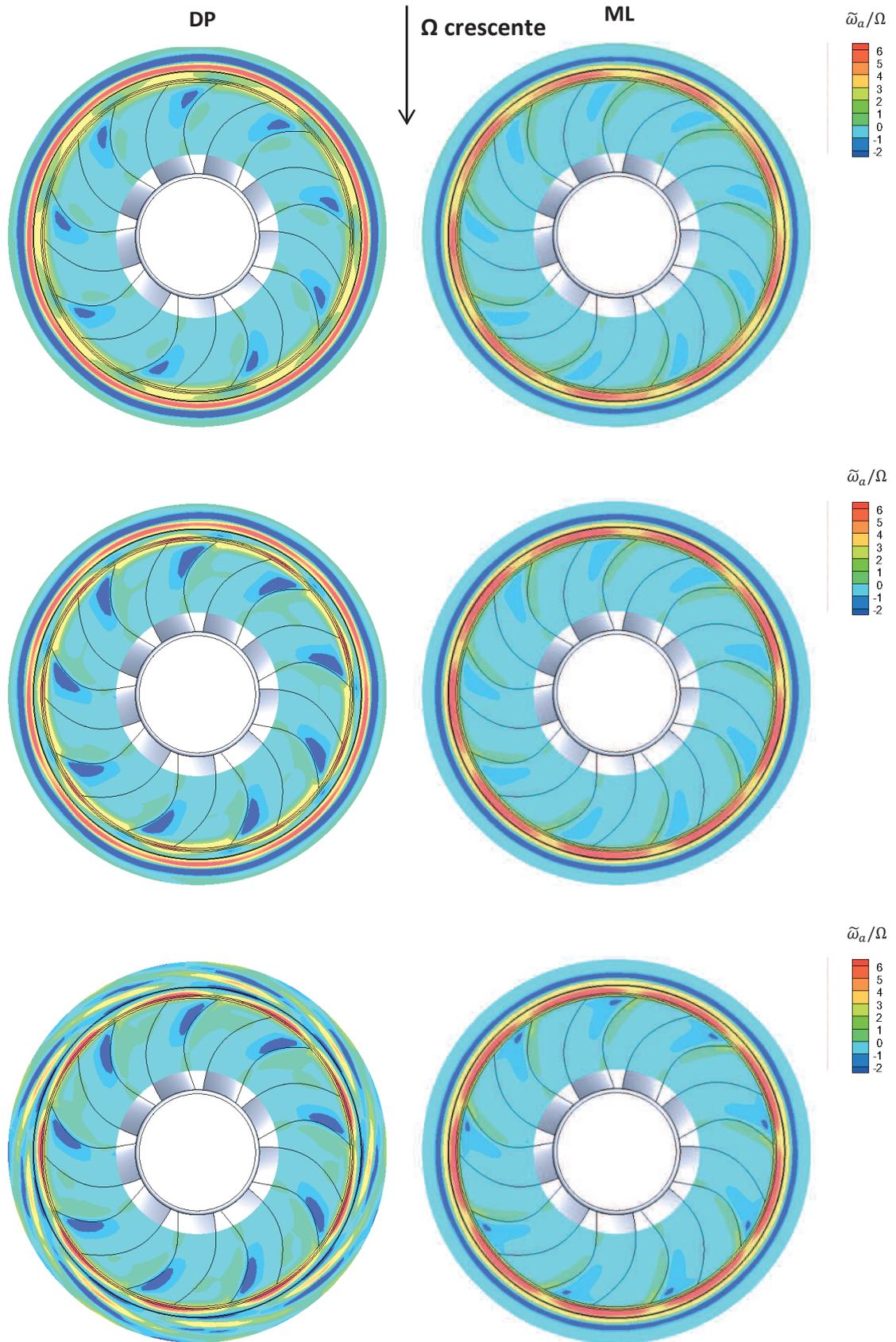


Fig. 6.15 – Andamenti della componente assiale della vorticità in fase (adim.)

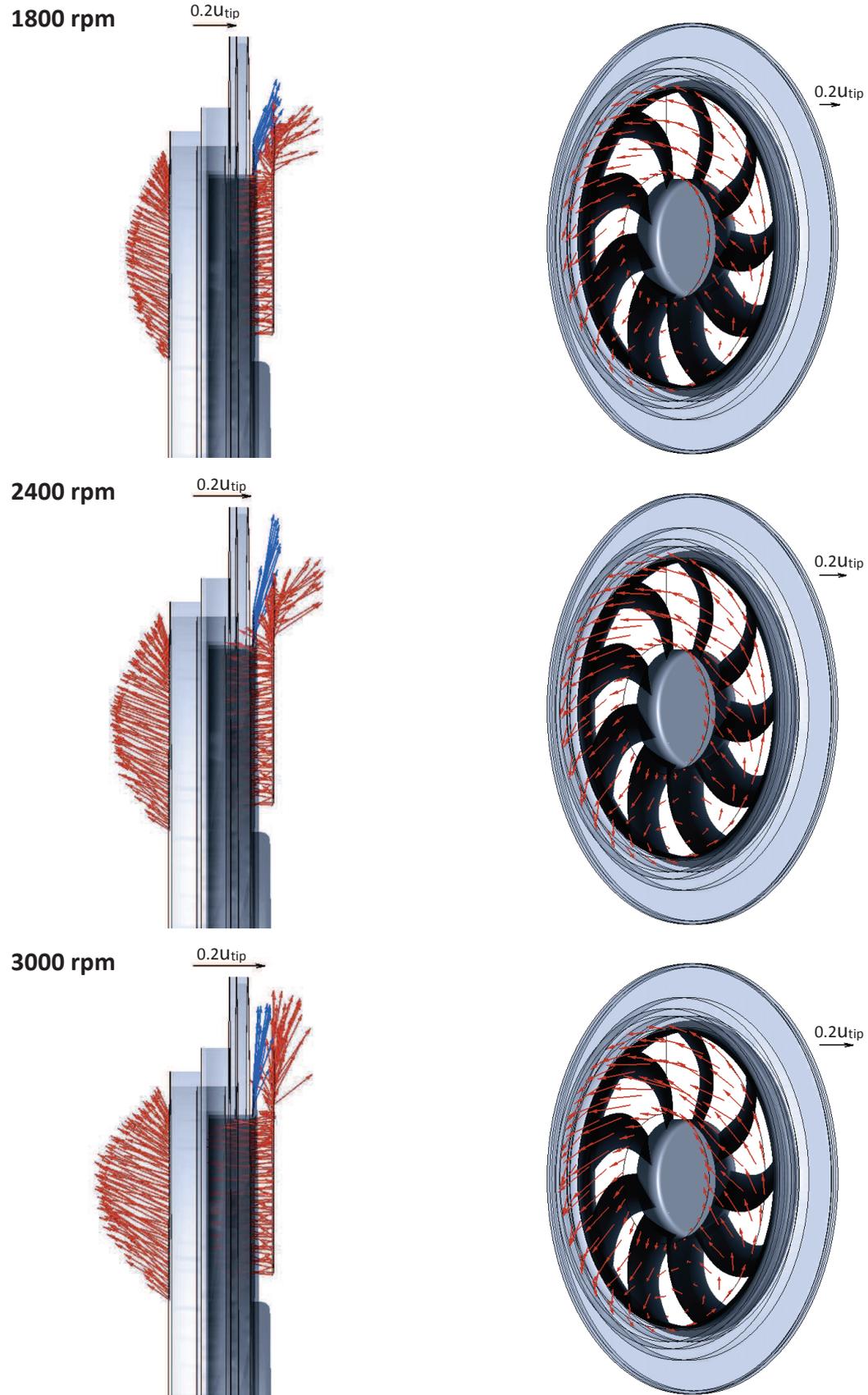


Fig. 6.16– Andamenti vettoriali della velocità in fase dei casi a DP

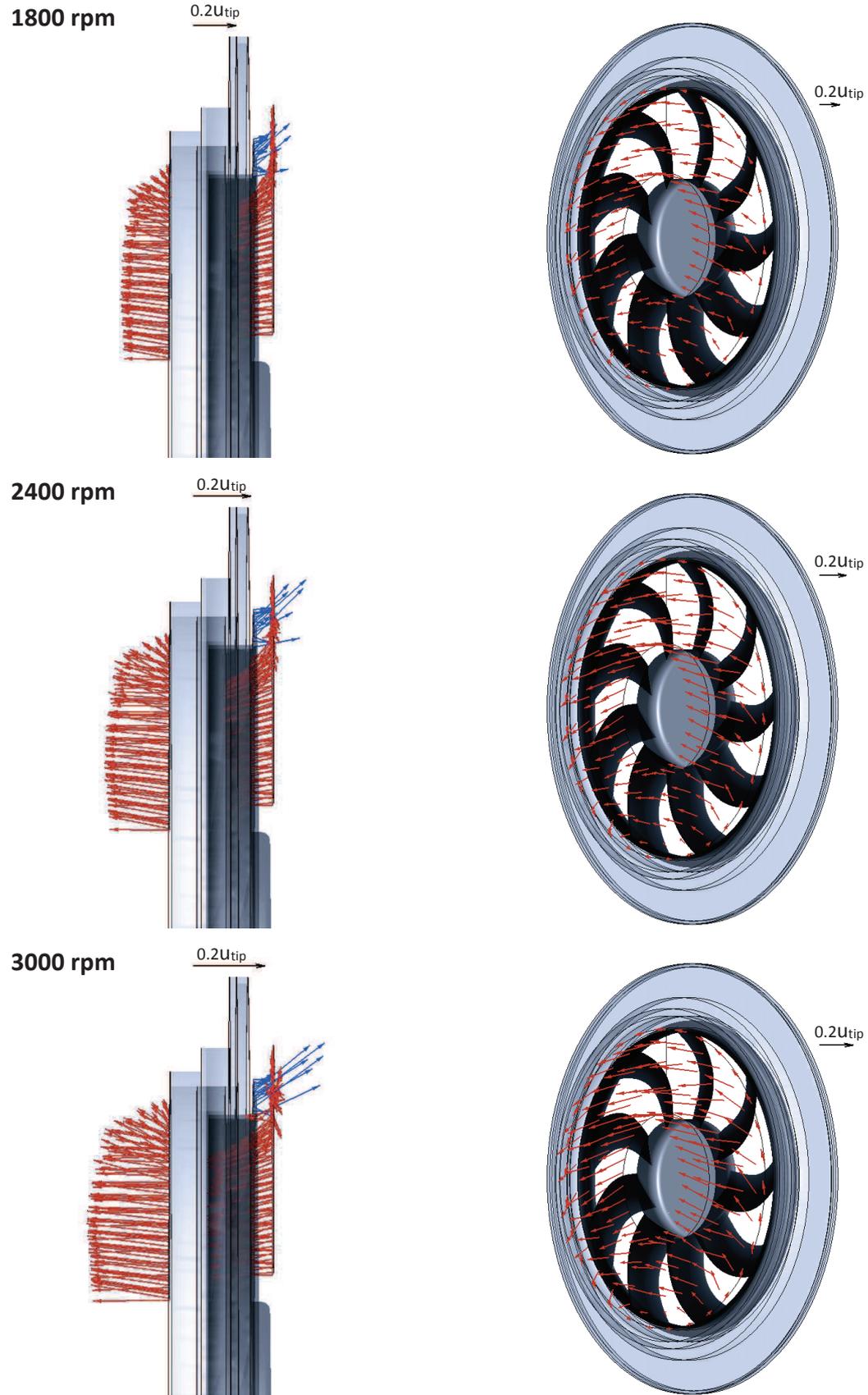


Fig. 6.17– Andamenti vettoriali della velocità in fase dei casi a ML

Si procede, analogamente a quanto fatto nel paragrafo 6.1, con la descrizione delle caratteristiche del flusso, focalizzandosi sulle traverse di monte ed evidenziando gli aspetti in comune con quanto già dedotto dai grafici relativi alle medie. Osservando i grafici presenti in Fig. 6.10, si nota che:

- per tutti i casi a DP vi sono, come ampiamente anticipato, evidenti periodicità circonferenziali dovute al campo di pressione generato dalle pale, con i relativi massimi che si mantengono nelle stesse posizioni ma con gli andamenti lungo la pala che presentano forme differenti. Questo evidenzia come le pale risultino caricate diversamente con il crescere del regime e sottolinea come la condizione di similitudine a DP si manifesti solo in parte tra 1800 *rpm* e 2400 *rpm*. Ovviamente, tutto ciò che è in fase con il rotore non porta in alcun modo alla generazione di rumore perché, essendo nel sistema relativo, non può dare luogo a fluttuazioni del carico palare;
- per quanto riguarda i casi a DP, la modificazione delle caratteristiche del flusso dal regime a 2400 *rpm* al regime a 3000 *rpm* è in linea con quanto visto nella Fig. 6.1. In aggiunta a quanto già noto, nel grafico relativo al regime a 3000 *rpm* vi sono evidenti nuclei periodici nella zona più esterna che si manifestano con frequenza pari alla *BPF*. Per quanto riguarda gli altri due regimi, non si notano oscillazioni rilevanti con tale scala cromatica, anche se opportune modificazioni locali delle scale hanno permesso di individuarle;
- rispetto ai casi a DP, a ML le disuniformità circonferenziali sono inferiori mentre il modulo della velocità lungo l'estensione radiale di pala è nettamente più elevato. Inoltre, le zone caratterizzate da modulo negativo sono più ristrette e confinate ai raggi di meato, segno di come il flusso di ricircolo abbia effetti nell'ambiente di monte più circoscritti all'anello esterno. Questo aspetto è in accordo con quanto osservato in Fig. 6.1;
- per quanto riguarda i casi a ML la condizione di similitudine è ben verificata anche negli andamenti locali (non apprezzabili dai grafici mostrati nel paragrafo 6.1), riscontrabile confrontando le stesse porzioni circonferenziali dei grafici relativi ai tre regimi. In questo caso, le precedenti stime basate sulle medie sono da considerarsi soddisfacenti riguardo alla descrizione dell'andamento radiale medio.

Osservando i grafici relativi alla componente tangenziale, rappresentati in Fig. 6.11, si nota che:

- per quanto riguarda i casi a DP, in particolare a 1800 *rpm* ed a 2400 *rpm*, l'andamento lungo la coordinata radiale è in accordo con quanto già visto nella Fig. 6.2. Sebbene ci siano delle differenze locali evidenti per i raggi esterni di pala, entrambi i regimi sono caratterizzati da un modulo molto elevato ( $0.25 u_{tip}$ ) nella zona comprendente l'anello esterno ed il meato, che tende a decadere per le zone superiori (in corrispondenza del pannello). Dato che tale componente, come già ampiamente illustrato nel paragrafo 6.1, è attribuibile al flusso di ricircolo, è evidente come tale zona sia affetta da disturbo e come la situazione non vari in maniera rilevante da 1800 *rpm* e 2400 *rpm*;

- nel caso a DP a 3000 *rpm*, in accordo con quanto osservato nella Fig. 6.2, il modulo ai raggi di pala esterni, in cui l'oscillazione assume una evidente media non nulla, vista la preponderanza di zone con valore positivo (colore verde acceso), è inferiore rispetto a quello relativo al caso a DP a regimi inferiori, in cui si notano zone a valore maggiore (colore giallo). Inoltre, sempre in confronto a tali regimi, il disturbo legato al flusso di ricircolo non è confinato ma interessa tutta la zona esterna, ben oltre il meato. Infine, a differenza dei grafici in Fig. 6.10 relativi alla componente assiale, in cui le oscillazioni presenti nella zona esterna sono visibili solo per il regime a 3000 *rpm*, in questo caso le oscillazioni si presentano per tutti i regimi. Tuttavia, l'evidente evoluzione delle caratteristiche del flusso a 3000 *rpm* porta a riscontrarle per zone più esterne, in prossimità del pannello;
- per quanto riguarda i casi a ML, la condizione di similitudine è ben verificata tranne che per raggi prossimi all'anello esterno. Questo, come spiegato nel paragrafo 6.1, è dovuto al fatto che l'anello si sposta verso monte, avvicinandosi alla traversa di misura. Ciò che interessa in particolare modo è la ristretta zona dell'ambiente di monte, circoscritta all'anello esterno, in cui si registra un modulo elevato (fino a  $0.25 u_{tip}$ ).

Per verificare quanto dedotto in via del tutto preliminare e qualitativa dagli andamenti medi presenti in Fig. 6.2 riguardo all'effettiva quota radiale a cui si presenta il disturbo relativo al flusso di ricircolo nell'ambiente di monte (ovvero la porzione di pala disturbata), è utile rappresentare in maniera differente le quantità mostrate in Fig. 6.11. In particolare, si sfruttano rappresentazioni cartesiane in cui la componente tangenziale viene graficata rispetto alla coordinata angolare, mentre la coordinata radiale viene posta a parametro. Di seguito, in Figg. 6.18-6.19-6.20-6.21-6.22-6.23, vengono mostrati i grafici relativi ai casi a DP ed a ML per i tre regimi di funzionamento.

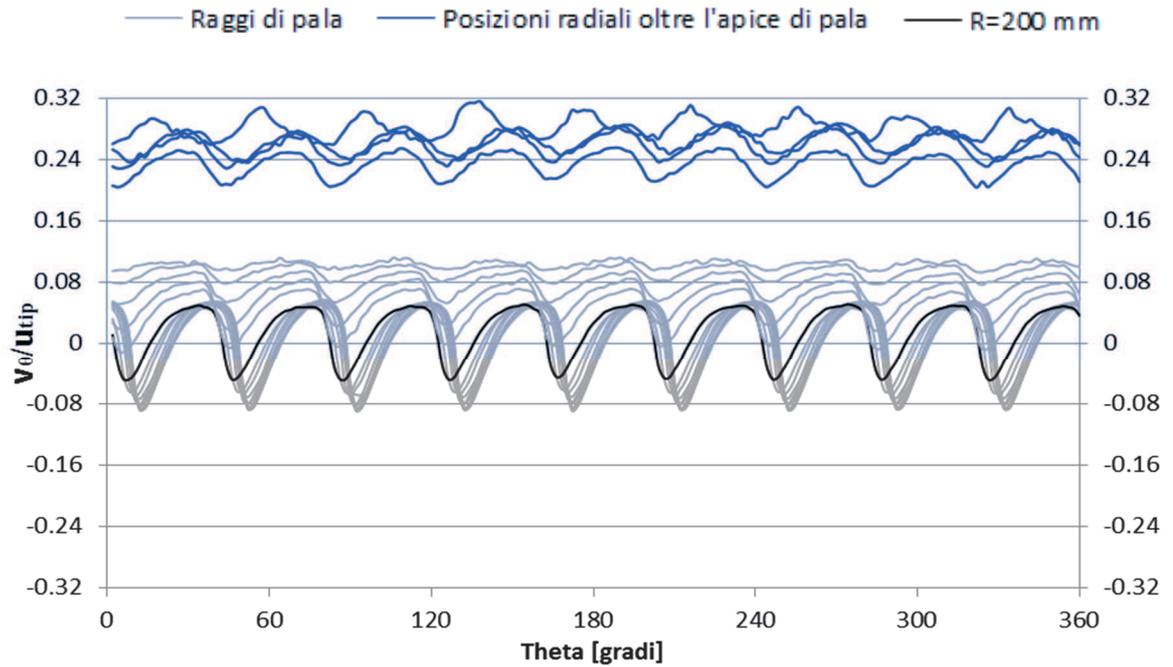


Fig. 6.18– Andamenti al variare del raggio della componente tangenziale nel caso a DP a 1800 rpm

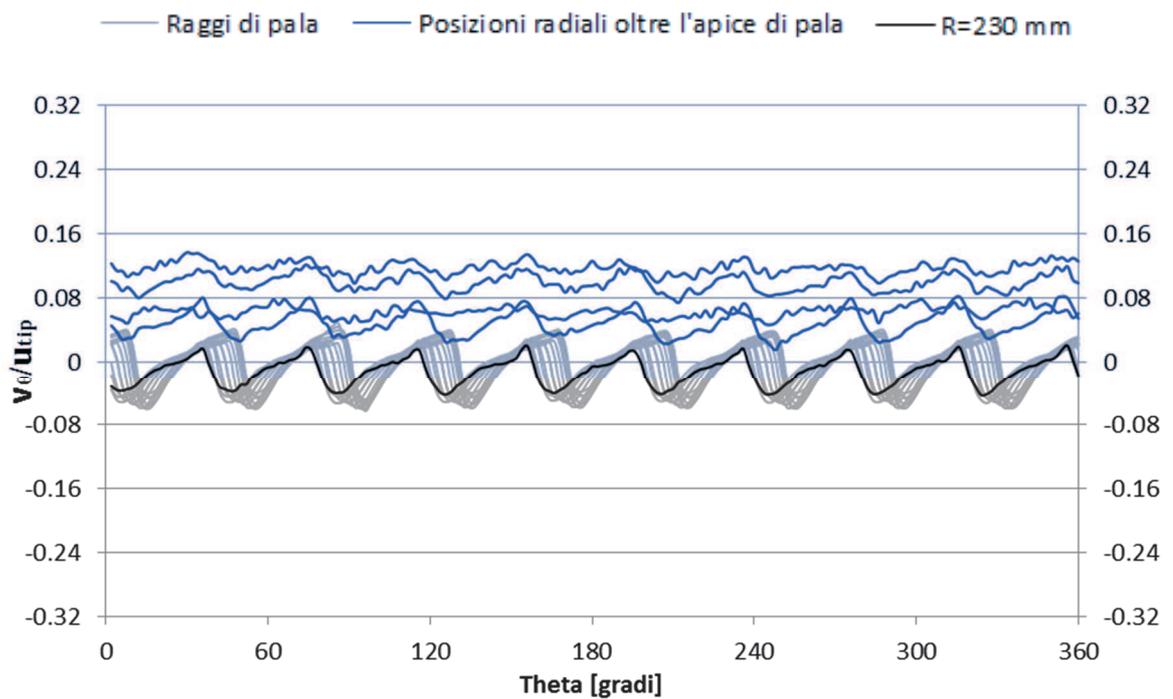


Fig. 6.19– Andamenti al variare del raggio della componente tangenziale nel caso a ML a 1800 rpm

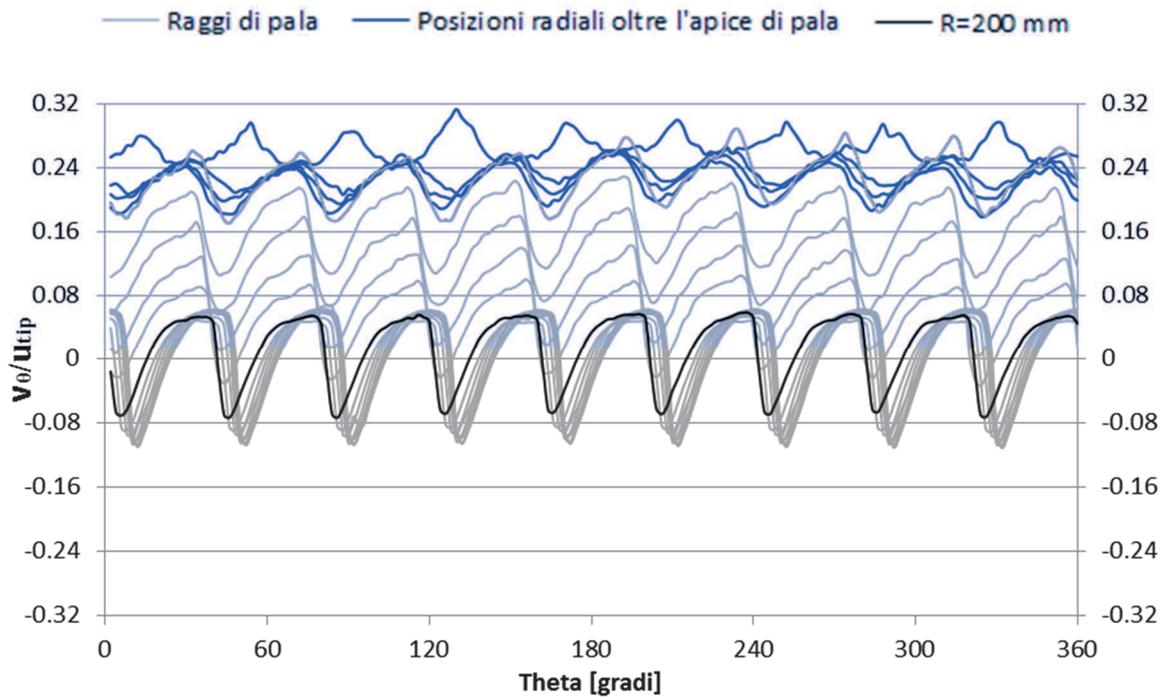


Fig. 6.20– Andamenti al variare del raggio della componente tangenziale nel caso a DP a 2400 rpm

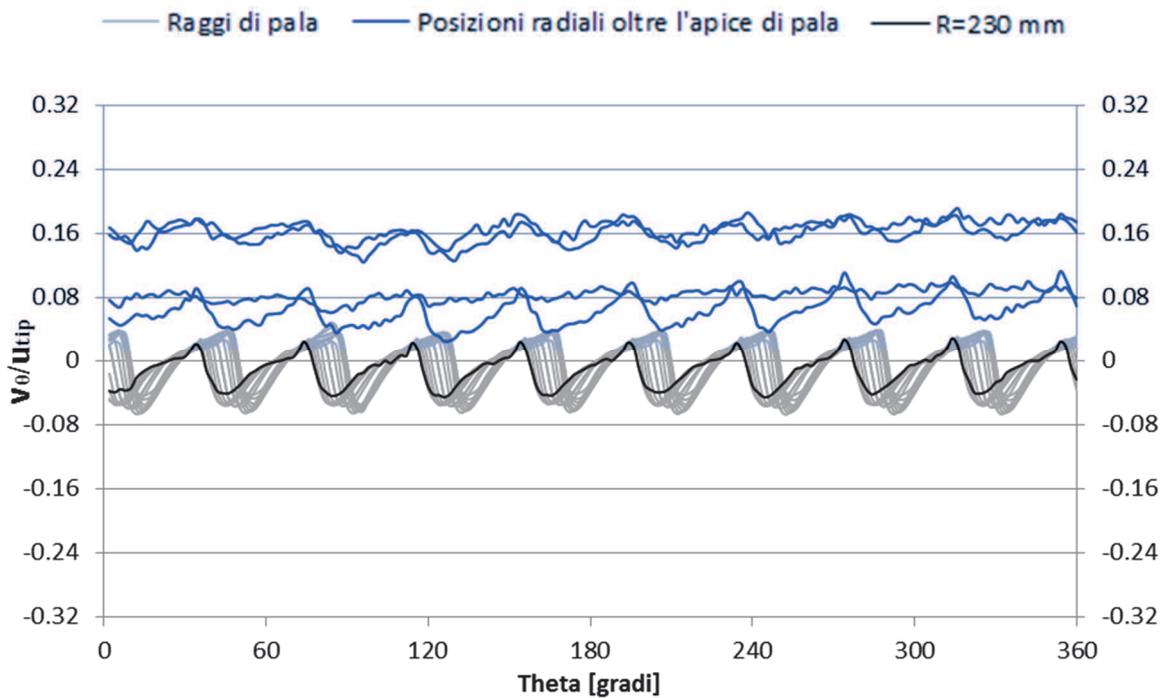


Fig. 6.21– Andamenti al variare del raggio della componente tangenziale nel caso a ML a 2400 rpm

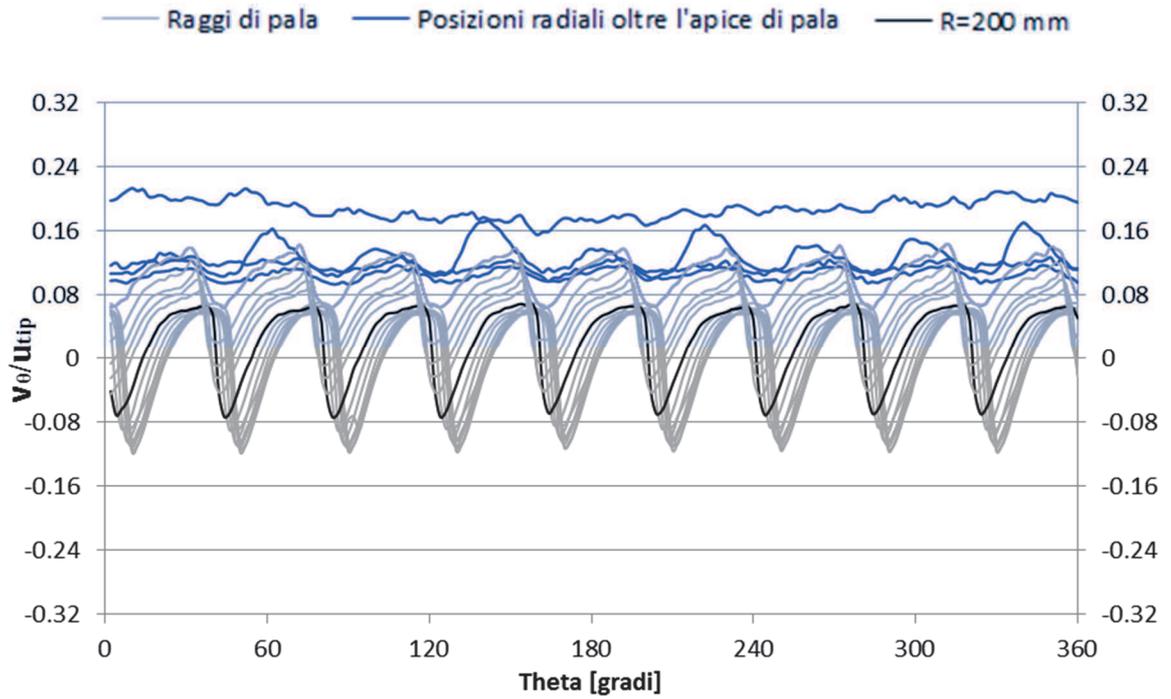


Fig. 6.22– Andamenti al variare del raggio della componente tangenziale nel caso a DP a 3000 rpm

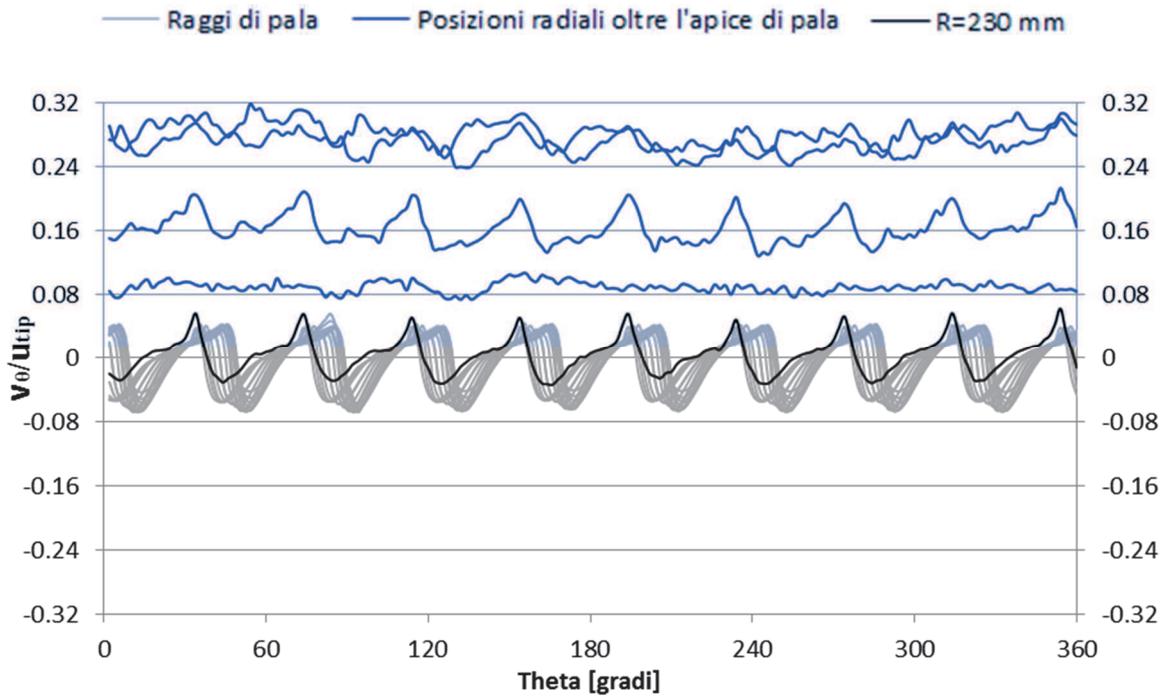


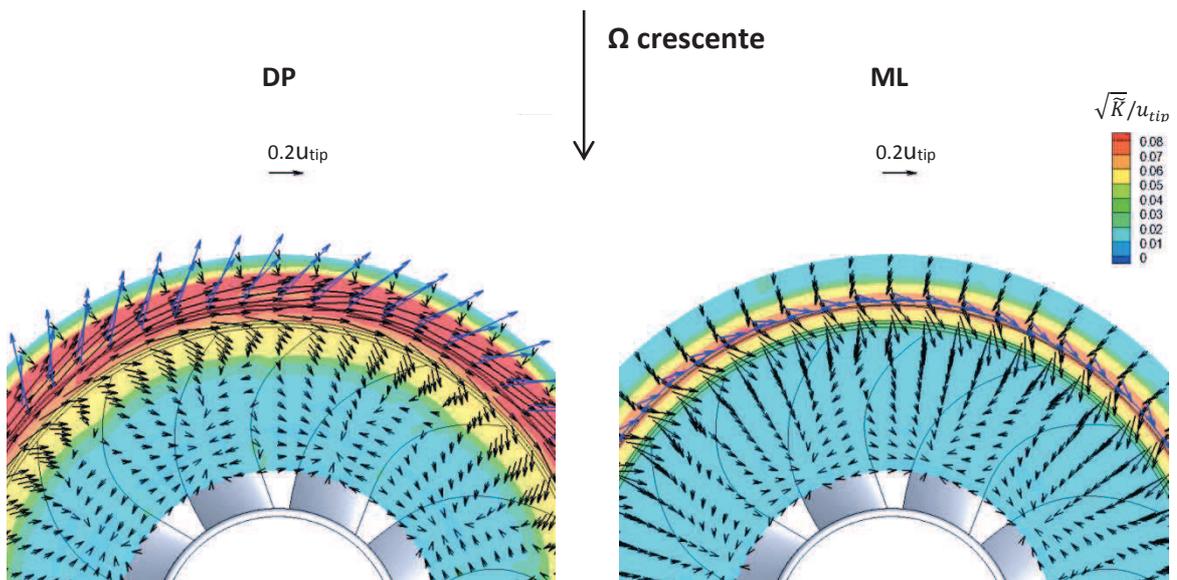
Fig. 6.23– Andamenti al variare del raggio della componente tangenziale nel caso a ML a 3000 rpm

È necessario specificare che in tutti i grafici mostrati gli andamenti in colore grigio sono rappresentativi dei raggi di pala (fino a  $R = 230 \text{ mm}$ ), l'andamento di colore nero è rappresentativo del raggio in cui avviene il cambiamento di tendenza rispetto agli andamenti a media prossima allo zero, mentre gli andamenti in colore blu rappresentano le posizioni radiali oltre l'apice di pala ( $R > 230 \text{ mm}$ ) della traversa di monte. La prima informazione di interesse pratico, visibile chiaramente da un veloce confronto tra i sei grafici, è che nei casi a ML la media della componente tangenziale si mantiene apparentemente nulla per tutta l'estensione radiale della pala mentre per quanto riguarda i casi a DP la media si discosta abbondantemente dal valore nullo per le porzioni estremali di pala. In particolare, la variazione di tendenza (andamento di colore nero) è rappresentata in tutti i casi a DP dalla quota  $R = 200 \text{ mm}$ . Tutto ciò è in linea con quanto già osservato a partire dai profili medi radiali (Figg. 6.2-6.5-6.7). Un altro aspetto che si riscontra è la progressiva perdita di periodicità che interessa i casi a ML rispetto ai casi a DP negli andamenti a media non nulla, dovuto al fatto che il campo di pressione esercitato dalle pale è notevolmente più elevato nei casi a DP e ha effetti più estesi. Questo, di fatto, giustifica quanto rilevato dai grafici in Figg. 6.10-6.11, in cui si riscontrano nuclei periodici a raggi molto esterni (in corrispondenza del pannello) per il caso a DP a  $3000 \text{ rpm}$ , segno di come il campo di pressione delle pale abbia effetti anche in tali zone. Da un confronto tra i grafici relativi ai casi a DP in Figg. 6.18-6.20-6.22 si trova conferma di quanto visto in precedenza in Fig. 6.2, ovvero si registra una velocità tangenziale media nettamente superiore in corrispondenza dei raggi di pala disturbati (andamenti grigi con media non nulla) per i casi a DP a  $1800 \text{ rpm}$  ed a  $2400 \text{ rpm}$  rispetto al caso a  $3000 \text{ rpm}$ .

Basandosi sulle analisi del paragrafo 6.1 ed osservando anche gli andamenti mediati in fase relativi alla componente radiale, presenti in Fig. 6.12, si può ritenere di avere informazioni sufficienti per affermare che il flusso di ricircolo, nella transizione che avviene nel range di velocità compreso tra  $2400 \text{ rpm}$  e  $3000 \text{ rpm}$ , acquisisca caratteristiche radiali predominanti. Questo porta a ritenere che il miscelamento con il flusso di monte divenga più intenso e che le conseguenti dissipazioni energetiche portino ad un minore modulo della componente tangenziale registrato in prossimità delle zone di impatto con la schiera palare e ad una maggiore uniformità. È utile, per aver maggiore chiarezza, confrontare quanto appena detto con gli andamenti vettoriali medi presenti in Figg. 6.8-6.9. In Fig. 6.15 sono rappresentati gli andamenti della componente assiale della vorticità, che non evidenziano aspetti di particolare interesse per lo studio del rumore poichè mancano informazioni sulle altre due componenti della vorticità. Questo è dovuto al fatto che le misure effettuate con la tecnica *LDV* hanno previsto, per motivi legati all'estensione temporale delle prove e della successiva rielaborazione dati, una sola traversa nell'ambiente di monte (posta  $10 \text{ mm}$  dal pannello). Di conseguenza, il dominio di misura è bidimensionale e non possiede estensione lungo la coordinata assiale. Proprio per questo, l'unica componente di vorticità calcolabile è quella assiale, ovvero basata sul calcolo della circolazione (sfruttando il teorema di Stokes, descritto dall'espressione (4.11)) su celle ottenute nello stesso dominio. Quindi, sebbene i grafici in Fig. 6.15 mostrino la tendenza dei vettori a ruotare attorno ad un punto e siano di interesse per l'individuazione delle zone in cui i fenomeni vorticosi sono presenti ed interagiscono con il flusso di monte, non si è in grado (senza conoscere le altre due componenti della vorticità) di discernere tra la presenza di effettive strutture vorticose localizzate e la presenza di elevati gradienti di velocità. È noto, infatti, che molte zone investigate in questo studio sono affette da gradienti di velocità. Nonostante ciò è stato deciso di mostrare i grafici

relativi a tale grandezza perché comunque rappresentativi dell'evoluzione presente nei casi a DP e della condizione di similitudine fluidodinamica (ed acustica) ormai ampiamente dimostrata per i casi a ML.

Come anticipato precedentemente, le quantità di interesse per la generazione di rumore aerodinamico da un'analisi in fase ricade nelle standard deviation delle componenti di velocità. Infatti, i disturbi che provocano variazioni di velocità del flusso di monte in corrispondenza del volume di misura con frequenze diverse da quella di rotazione non sono descrivibili con tale tecnica di rielaborazione che, agendo da filtro, porta a confluire tali quantità nella instazionarietà non risolta. Purtroppo, tale sorte tocca anche alle strutture di grande scala associate al flusso di ricircolo all'apice. Partendo da tale presupposto, una quantità di interesse per il presente studio è l'energia cinetica turbolenta, che risulta essere un buon tracciante riguardo alla presenza di turbolenza in grado di generare il *Leading Edge Noise* (descritto nel paragrafo 2.2 e responsabile dello spettro di *SPL* a bassa frequenza). Nel seguito vengono mostrati con maggior dettaglio i grafici relativi all'energia cinetica turbolenta presenti in Fig. 6.14. Ad essi, inoltre, viene sovrapposto il campo vettoriale proiettato sul piano frontale del rotore ed ottenuto a partire dalle quantità mediate in fase.



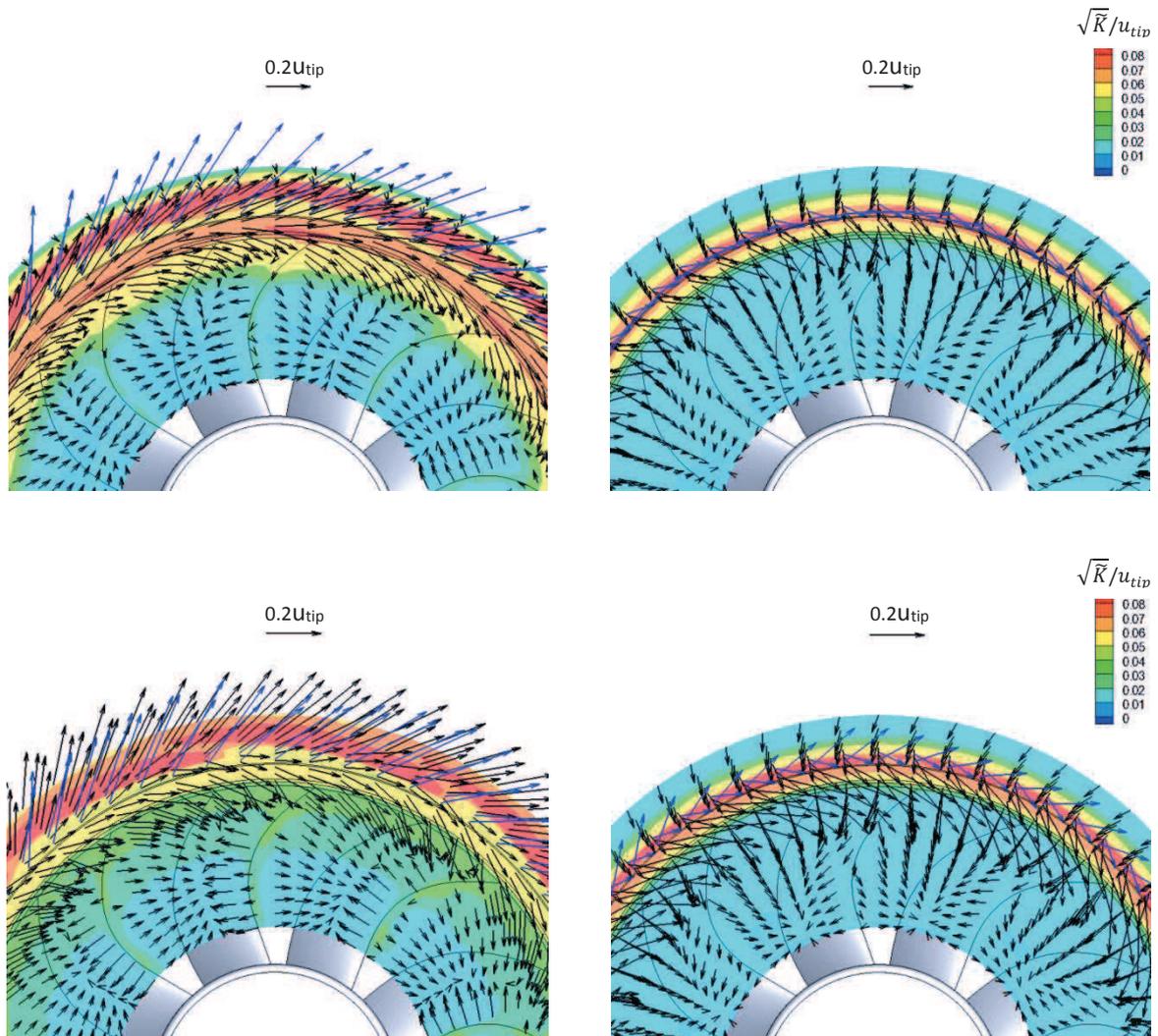


Fig. 6.24– Andamenti dell'energia cinetica turbolenta in fase (adim.) con sovrapposizione dei campi vettoriali della velocità in fase

A differenza delle Figg. 6.16-6.17, in cui i vettori dell'ambiente di monte e di valle sono rappresentati con il colore rosso, nei grafici in Fig. 6.24 è stato adottato il colore nero per evitare sovrapposizioni fuorvianti con gli andamenti dell'energia cinetica turbolenta. Tuttavia, in accordo con quanto fatto in precedenza, i vettori velocità in corrispondenza del meato sono rappresentati con colore blu.

Dai grafici relativi alla Fig. 6.24 si nota che:

- l'energia cinetica turbolenta, che rappresenta in sé le oscillazioni del flusso di natura stocastica o deterministica a frequenze diverse dalla frequenza di rotazione e relative armoniche e che l'operazione di media in fase trasforma in instazionarietà non risolta, non necessariamente presenta a priori un andamento circonferenziale di tipo periodico nelle traverse di monte (come invece accade per le velocità). Il campo di pressione determinato dal carico aerodinamico infatti origina una

distribuzione di velocità necessariamente periodica nel tipo di rappresentazioni usate, mentre questo non si può asserire per l'energia cinetica turbolenta. Pertanto, la presenza di un andamento circonferenziale di tipo periodico può essere dovuta al fatto che la turbolenza generata dal miscelamento tra il flusso di ricircolo ed il flusso di monte viene comunque trasportata sulla girante dal flusso medio che tende a ridistribuirsi sulle pale a causa del campo di pressione da esse generato (quindi a trasportare eventuali strutture turbolente in zone specifiche del rotore). Oppure, in alcuni casi, è anche possibile che la generazione di turbolenza avvenga con una certa periodicità spaziale (ad esempio le scie di valle), ma per le traverse di monte questo aspetto sembra essere marginale. Tra quelli presenti in Fig. 6.24, il caso più significativo riguardo ad un andamento di tipo periodico è quello a DP a 3000 rpm, in cui il miscelamento con il flusso di monte è molto maggiore rispetto agli altri casi. Osservando i casi a DP a 1800 rpm ed a 2400 rpm (e anche tutti i casi a ML) si nota come la turbolenza, oltre ad interessare zone più basse (circoscritte al solo anello esterno per i casi a ML), si presenta con un andamento continuo in cui è difficile riconoscere evidenti nuclei periodici. In questi casi, infatti, il flusso di ricircolo rimane confinato attorno all'anello e compie traiettorie più brevi prima di essere reingerito. Di fatto, il miscelamento minore con il flusso di monte porta a risentire in maniera più limitata del campo di pressione a cui è soggetto quest'ultimo;

- nei casi a DP, in accordo con quanto presente negli andamenti medi rappresentati in Fig. 6.7, l'evoluzione del flusso porta ad avere a 3000 rpm un'elevata presenza di turbolenza per le zone prossime all'apice di pala, ben oltre la posizione relativa al meato. Questo è ampiamente confermato dalla tendenza vettoriale del flusso di ricircolo, che in tutti i casi a DP risulta essere radiale già in corrispondenza della sezione di uscita dal meato, ma che a 3000 rpm diviene radiale anche a 10 mm dal pannello. Per verificare quanto appena detto, è utile osservare gli andamenti vettoriali in Fig. 6.8;
- nel caso a DP a 3000 rpm si registra un valore di energia cinetica turbolenta nettamente inferiore in corrispondenza dei raggi in cui la pala è disturbata ( $R > 200$  mm) rispetto ai casi a 1800 rpm ed a 2400 rpm. In realtà il disturbo si estende maggiormente rispetto a quest'ultimi, arrivando fino a raggi inferiori a 200 mm. Questo è un altro segno evidente di come il flusso di ricircolo, caratterizzato da traiettorie più ampie, si misceli maggiormente con il flusso di monte e disperda nell'interazione con questo parte dell'instazionarietà trasportata. È utile in questo caso confrontare quanto detto con i grafici relativi alla sola standard deviation in fase della componente tangenziale, presenti in Fig. 6.13. Come noto, la standard deviation risulta essere un buon tracciante della presenza di turbolenza e ciò che appare da tali grafici è una chiara estensione del disturbo a raggi di pala inferiori per quanto riguarda il caso a DP a 3000 rpm rispetto ai regimi inferiori;
- per i casi a ML, in accordo con quanto presente negli andamenti medi rappresentati in Fig. 6.7, si nota una condizione di similitudine ben rispettata a tutti i regimi. In questo caso la presenza di turbolenza sembra essere confinata alla zona dell'anello esterno, segno di come il disturbo apportato dal flusso di ricircolo interessi solo una

piccola porzione di pala. Quest'ultimo aspetto è in linea con quanto osservato in Figg. 6.19-6.21-6.23, in cui è stata riscontrata una velocità tangenziale media limitata per tutti i raggi di pala. Osservando il campo vettoriale è evidente, in accordo con la Fig. 6.17, quanto il flusso di ricircolo presenti caratteristiche centrifughe ridotte nella sezione di uscita ed assenti nell'ambiente di monte (spostato di soli 10 *mm*);

- sia per i casi a DP che per i casi a ML, osservando i campi vettoriali, si distinguono in maniera netta gli andamenti dovuti alla ridistribuzione del flusso attorno alle pale dagli andamenti caratterizzati da una prerotazione positiva rispetto al senso di rotazione del rotore, confinati ai raggi elevati di pala.

Complessivamente, le informazioni estrapolate dai grafici presentati nel paragrafo 6.1 sono state ampliate e confermate dagli andamenti circolari relativi alle medie in fase. Sebbene quest'ultimi, per ragioni legate alla loro definizione, non evidenzino le strutture di flusso cercate, permettono comunque una descrizione precisa delle caratteristiche del flusso. Inoltre, dagli andamenti mostrati è ben visibile l'evoluzione delle caratteristiche del flusso nel range di velocità compreso tra 2400 *rpm* e 3000 *rpm*. Pertanto, è stata ottenuta una prima descrizione riguardo alla natura dei fenomeni che intercorrono nel meccanismo di generazione del rumore studiato.

Le misure basate sulla tecnica *PIV*, effettuate in un periodo temporale successivo, sono partite da questa prerogativa. Tenendo presente i limiti emersi dall'elaborazione in fase per la descrizione del flusso di ricircolo, gli obiettivi dello studio si spostano sulla descrizione del flusso lungo la coordinata assiale e sull'analisi dei campi vettoriali istantanei, che permettono di evidenziare la presenza di eventuali strutture di flusso scorrelate rispetto alla posizione del rotore.

## 7. Studio aerodinamico con tecnica PIV

Come anticipato nel capitolo 6, le misure effettuate con la tecnica *PIV* sono state impostate con il fine di ottenere informazioni sul flusso di ricircolo che un sistema *LDV* bidimensionale non può fornire, specialmente se questo prevede, come nella presente campagna sperimentale, una sola traversa radiale per ogni ambiente di misura (monte, meato e valle). Il campo vettoriale ottenuto con la tecnica *LDV*, mostrato nel capitolo 6, è significativo di un solo piano perpendicolare all'asse del rotore, relativo alla posizione assiale a cui corrisponde la traversa effettuata. Avendo a che fare con un fenomeno fortemente tridimensionale come il flusso di ricircolo, le informazioni così ottenute non sono in grado di evidenziare alcuni aspetti di interesse. Infatti, dato che mancano informazioni riguardo allo sviluppo meridiano del flusso non è possibile in alcun modo evidenziare le eventuali strutture di flusso che si instaurano. Tuttavia, solo il sistema *LDV* ha consentito di misurare la componente tangenziale della velocità, fornendo importanti informazioni sulla prerotazione nell'ambiente di monte indotta dalla presenza del flusso di ricircolo e sulle porzioni di pala disturbate da questo. Su questa base, infatti, è stata impostata l'area di misura per il sistema *PIV* che, come anticipato nel paragrafo 3.3.5, è posizionata su un piano meridiano e si estende radialmente da  $R = 200 \text{ mm}$  a  $R = 295 \text{ mm}$  ed assialmente da  $X = 0$  (in corrispondenza del pannello) a  $X = 70 \text{ mm}$ . Il raggio minimo è stato scelto in modo da osservare la porzione di pala disturbata dal flusso di ricircolo (come emerso dal capitolo 6), mentre il raggio massimo è stato scelto in modo da osservare una zona sufficientemente estesa del pannello (di particolare interesse per il caso a DP a  $3000 \text{ rpm}$ ) compatibilmente con la necessità di mantenere una buona risoluzione. Visto il limitato numero di immagini acquisite per ogni caso di studio con la tecnica *PIV* rispetto ai campioni acquisiti con la tecnica *LDV* (3000 immagini contro 200000 campioni), i limiti maggiori della tecnica *PIV* sono legati alla stima delle standard deviation (indici delle fluttuazioni di velocità del flusso associate alla turbolenza). Inoltre, eventuali differenze nei moduli delle velocità misurate rispetto ai dati ottenuti con la tecnica *LDV* possono essere attribuiti ai parametri di acquisizione impostati nel *PIV*. Infatti, un sistema *PIV* bidimensionale che effettua le misure su un piano (come in questo caso) necessiterebbe che il flusso in esame avesse caratteristiche bidimensionali, ovvero che il suo moto avvenisse solamente su tale piano. È noto, però, che il flusso di ricircolo del ventilatore è un fenomeno fortemente tridimensionale, quindi è stato necessario limitare quanto più possibile il tempo che intercorre tra due immagini successive delle telecamere. In questo modo, si limita l'errore dovuto al moto circolare del flusso tra le due immagini e si riesce, di fatto, ad ottenere una corretta cross-correlazione spaziale tra di esse. Tutto ciò, però, funge da filtro passa banda per quanto riguarda i moduli delle velocità registrate perché le particelle che si muovono con velocità ridotte non effettuano spostamenti rilevanti tra le due immagini con un intervallo di tempo troppo piccolo. La tecnica *LDV*, quindi, è da considerarsi la più accurata ed affidabile dal punto di vista quantitativo. Una caratteristica importante del sistema *PIV* è la possibilità di analizzare anche i campi vettoriali istantanei, che possono essere utili per la descrizione dei fenomeni di interesse poiché, come noto, la media in fase permette di osservare solo ciò che si manifesta in maniera sincrona con la rotazione del rotore e, quindi, non permette di descrivere accuratamente il fenomeno legato al flusso di ricircolo. Nonostante ciò, anche per questa tecnica di misura è stato acquisito un segnale tachimetrico di riferimento, in

modo da poter comunque effettuare le medie in fase e valutare le distribuzioni di energia cinetica turbolenta nel dominio in cui è stata fatta la misura. Lo studio con la tecnica *PIV*, basandosi sulle considerazioni fatte a seguito dell'analisi dei risultati ottenuti con la tecnica *LDV*, si è focalizzato ai soli casi più significativi per la descrizione del flusso di ricircolo, ovvero a DP a 2400 rpm ed a 3000 rpm ed a ML a 3000 rpm. Infatti, le analisi precedenti hanno mostrato forte similitudine nei casi a ML ed una evoluzione delle caratteristiche del flusso nel passaggio da 2400 rpm a 3000 rpm nei casi a DP (mentre le differenze presenti tra 1800 rpm e 2400 rpm non sono così rilevanti).

## 7.1 Campi vettoriali istantanei

Le prime quantità prese in considerazione per l'analisi dei risultati ottenuti con la tecnica *PIV* sono i campi vettoriali istantanei, ovvero derivanti dalle cross-correlazioni tra le coppie di immagini acquisite negli stessi istanti da entrambe le telecamere e, successivamente, giuntate (come mostrato nel paragrafo 4.3). Come anticipato, un grande vantaggio della tecnica *PIV* è quello di poter analizzare tutti i singoli campi vettoriali ottenuti a partire dalle immagini acquisite, in modo da poter fare considerazioni riguardo ad eventuali strutture evidenti o su particolari andamenti del flusso. In particolare, per ogni caso di studio sono stati selezionati dal database dei campi vettoriali istantanei significativi, ovvero in grado di evidenziare aspetti che non potrebbero emergere effettuando operazioni di media o di media in fase. Il criterio di selezione, sviluppato sul software Matlab, ha previsto il calcolo della vorticità (sfruttando il teorema di Stokes, descritto dall'espressione (4.11)) su celle di dimensioni maggiorate rispetto al dominio bidimensionale discretizzato all'interno del software Dantec. La maggiorazione della cella è stata necessaria per poter estrarre solamente i campi vettoriali istantanei che presentano alti valori di vorticità per una porzione estesa del dominio, ovvero in cui appaiono evidenti nuclei vorticosi (evitando quindi gli alti valori di vorticità locali dovuti a gradienti di velocità). Di seguito, per ogni caso di studio, vengono mostrati alcuni campi vettoriali istantanei selezionati. È necessario specificare che il lato sinistro delle immagini è complanare al pannello (considerando il suo avanzamento durante l'esercizio del ventilatore), mentre l'intervallo di spazio bianco tra il pannello e l'effettivo campo vettoriale di interesse è dovuto alle operazioni di rielaborazione *Image Masking* e *Vector Masking* descritte nel capitolo 4 (diverse per ogni caso a seconda della presenza più o meno estesa di riflessioni di luce) e necessarie per eliminare le zone del dominio in cui la cross-correlazione non avrebbe avuto esito positivo. Questo, di fatto, è del tutto normale in prossimità del pannello poiché risulta problematico per il software riconoscere nella seconda immagine la controparte delle particelle riscontrate nella prima.

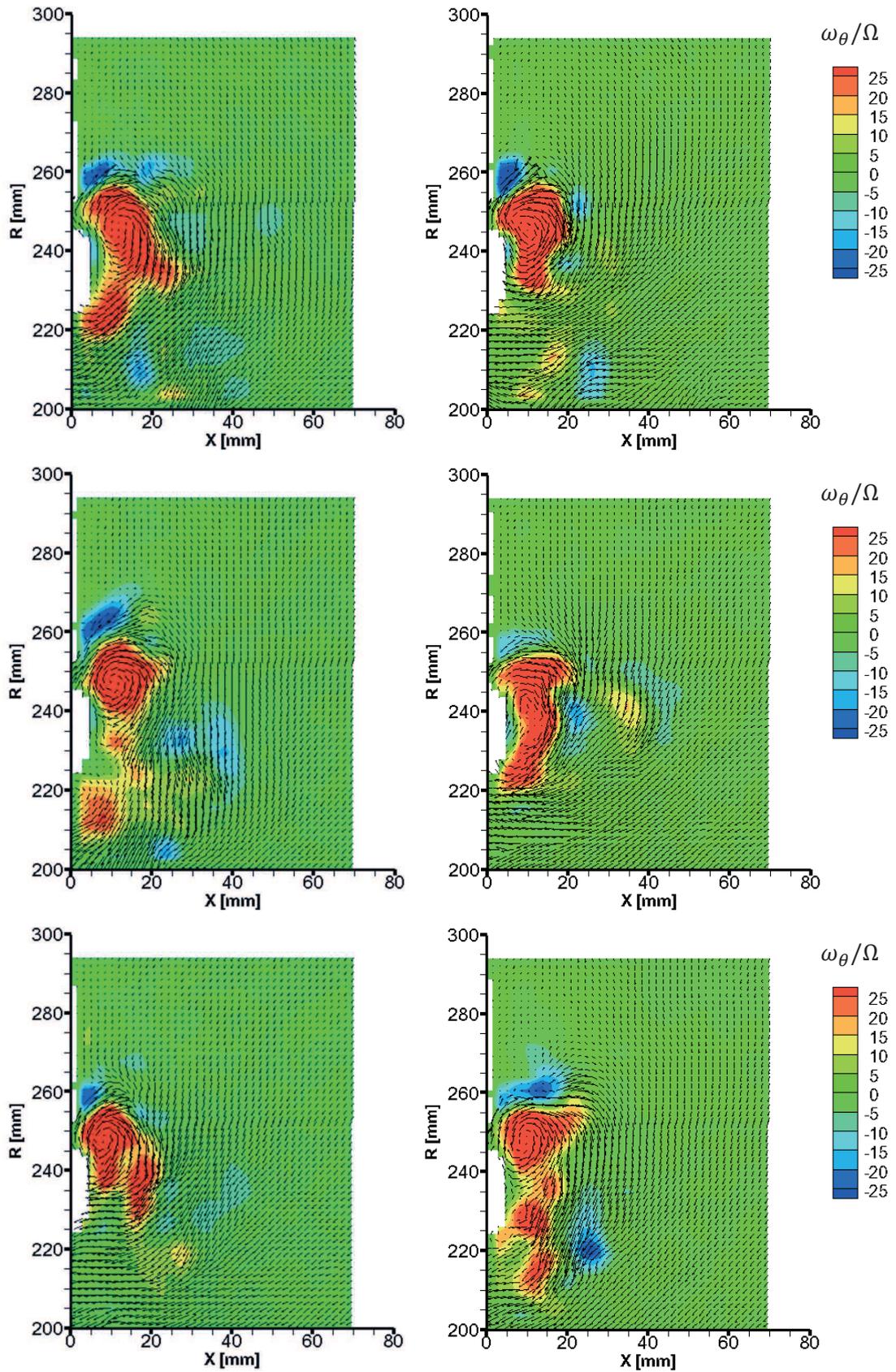


Fig. 7.1 – Campi vettoriali istantanei selezionati per il caso a DP a 2400 rpm

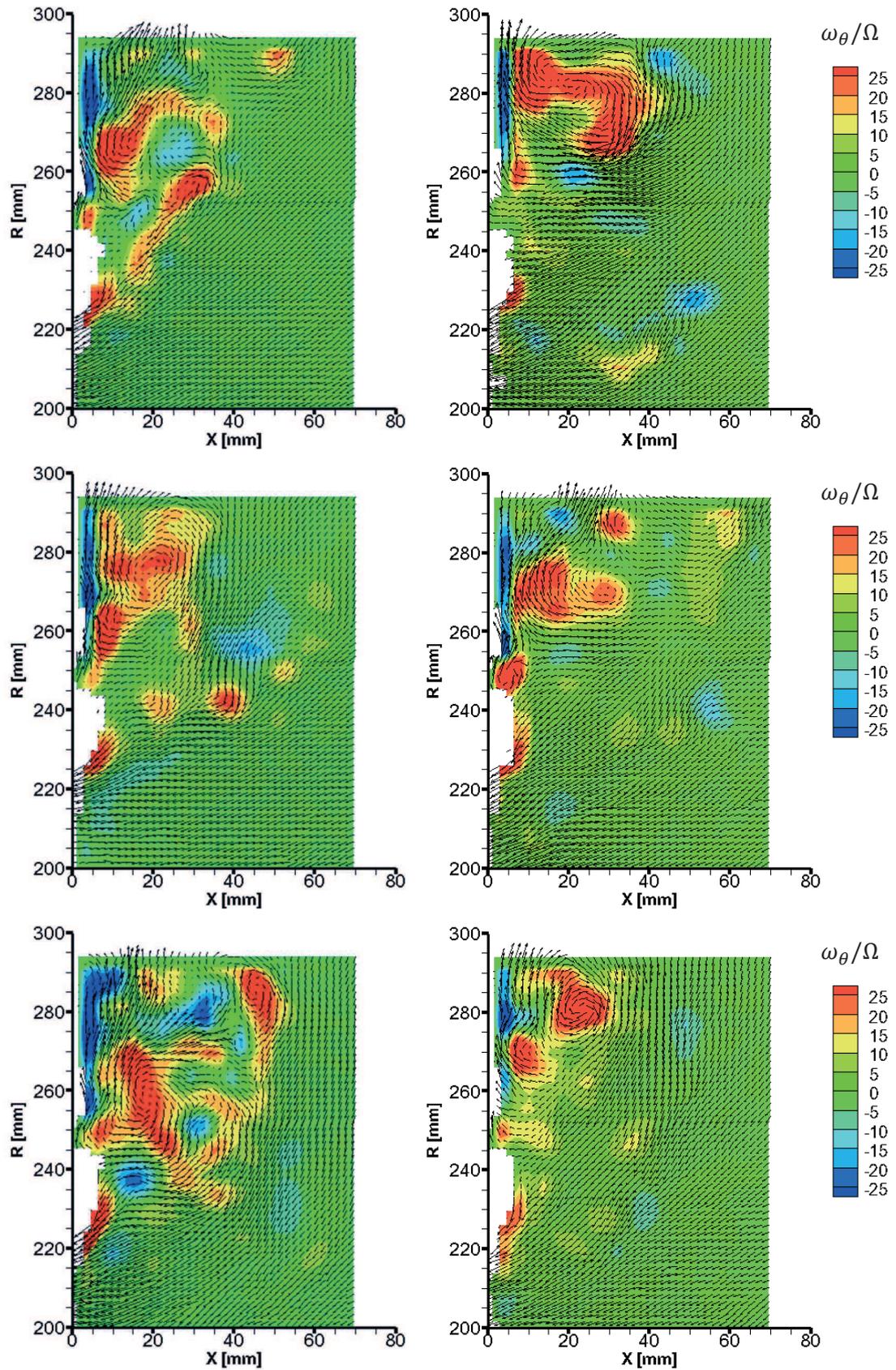


Fig. 7.2 – Campi vettoriali istantanei selezionati per il caso a DP a 3000 rpm

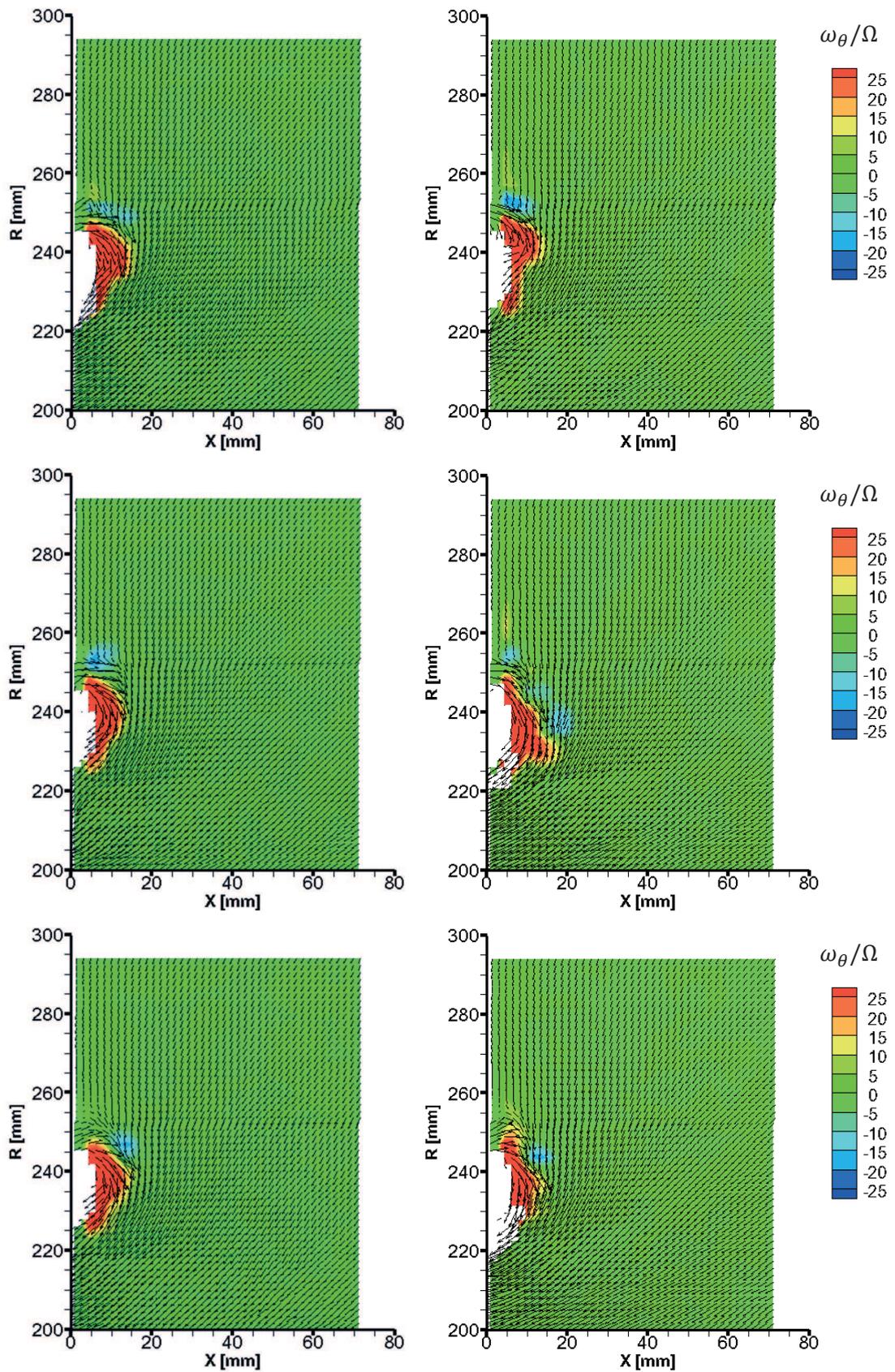


Fig. 7.3 – Campi vettoriali istantanei selezionati per il caso a ML a 3000 rpm

Osservando i campi vettoriali, una prima informazione di grande importanza è che nei casi a DP (a 2400 *rpm* ed a 3000 *rpm*, mostrati in Figg. 7.1-7-2), a differenza del caso a ML a 3000 *rpm* (mostrato in Fig. 7.3), si riscontrano delle effettive strutture vorticose dovute al flusso di ricircolo. Il caso a ML, invece, presenta un'evidente regolarità del flusso ed un disturbo legato al flusso di ricircolo fortemente limitato sia assialmente che radialmente. Tenendo presente che i casi a ML rispettano completamente la condizione di similitudine fluidodinamica, il comportamento osservato in Fig. 7.3 è estendibile anche agli altri due regimi (ricordando che dai risultati ottenuti con la tecnica *LDV* sono emerse forti somiglianze anche negli andamenti dell'energia cinetica turbolenta). Inoltre, osservando progressivamente i campi vettoriali in Figg. 7.1-7.2-7.3, si nota che:

- in accordo con quanto dedotto nel capitolo 6, nei casi a DP il flusso di ricircolo varia fortemente le proprie caratteristiche nel passaggio tra il regime a 2400 *rpm* ed il regime a 3000 *rpm*. In particolare, si nota come il flusso acquisisca importanti caratteristiche centrifughe in tutta la zona superiore al meato ( $R > 250 \text{ mm}$ ). Inoltre, è evidente come questo abbia effetti anche a 60 *mm* dal pannello. Questa informazione è importante dato che con la tecnica *LDV* la caratterizzazione è stata limitata a soli 10 *mm* dal pannello, dove ha avuto luogo la traversa radiale. Per quanto riguarda le strutture vorticose evidenziate, è utile confrontare la differente posizione in cui vengono a trovarsi rispetto all'anello esterno ed alla zona del meato tra il caso a 2400 *rpm* ed il caso a 3000 *rpm*. Ciò che appare è che a 2400 *rpm* tali strutture rimangono prossime all'anello esterno (non si estendono oltre  $R = 260 \text{ mm}$  e  $X = 30 \text{ mm}$ ), mentre nel caso a 3000 *rpm* vengono a trovarsi a raggi più elevati ed interessano una porzione assiale nettamente più estesa. Inoltre, nel caso a 3000 *rpm* la loro forma è molto più irregolare e variabile da istante a istante rispetto a quelle riscontrate a 2400 *rpm*, segno di una forte instazionarietà del fenomeno. Dato che le standard deviation osservate nel capitolo 6 nell'ambiente del meato (Figg. 6.5-6.6-6.7) non sembrano evidenziare forti differenze dei livelli di turbolenza presenti nel flusso che passa attraverso il gioco tra il caso a 2400 *rpm* ed il caso a 3000 *rpm*, è evidente la forte dipendenza della morfologia delle strutture presenti in Fig. 7.2 dal miscelamento con il flusso di monte, instabile nel tempo. Questo, come già detto, è in accordo con il minor confinamento esercitato dall'anello esterno sul flusso proveniente dal gioco a 3000 *rpm*, in cui l'avanzamento assiale dell'anello esterno rispetto al pannello (Tab. 3.1) passa da 2.4 *mm* (a 2400 *rpm*) a 4 *mm* (a 3000 *rpm*);
- nei casi a DP, la presenza di turbolenza in determinate posizioni è in accordo con quanto osservato dai grafici relativi all'energia cinetica turbolenta delle misure effettuate con la tecnica *LDV* (visibili in Fig. 6.24). Un rapido confronto mostra che per il caso a DP a 2400 *rpm* la zona maggiormente caratterizzata da turbolenza è quella prossima all'anello esterno, estesa alla porzione estrema della pala ed alla zona del meato (complessivamente per  $R \leq 270 \text{ mm}$ ). Effettuando lo stesso confronto per il regime a 3000 *rpm* si nota, invece, come la zona maggiormente caratterizzata da turbolenza sia quella più esterna, ovvero sopra al meato in corrispondenza del pannello ( $R \geq 260 \text{ mm}$ );

- nel caso a ML a 3000 rpm si nota, in accordo con Fig. 6.24, come il flusso di ricircolo sia strettamente circoscritto all'anello esterno. In aggiunta a quanto già noto si riscontra uno sviluppo assiale limitato rispetto ai casi a DP, che non si estende oltre i 20 mm dal pannello. Per questo caso, a differenza dei precedenti, il comportamento sembra essere stabile nel tempo e non sono state registrate strutture di flusso di entità considerevole. Questo è dovuto al fatto che, essendoci una differenza di pressione nettamente inferiore tra gli ambienti di monte e di valle ed una portata nettamente superiore rispetto ai casi a DP, il flusso di ricircolo si presenta con un livello energetico limitato in corrispondenza della sezione di uscita dal meato, che non gli permette di avere un'influenza estesa sul flusso di monte, il quale di conseguenza lo trasporta con traiettorie brevi nella zona d'apice di pala ( $R \cong 230 \text{ mm}$ , dove è concentrato il disturbo).

## 7.2 Campi vettoriali medi

Seguendo l'ordine logico con cui sono stati analizzati i risultati ottenuti con la tecnica *LDV*, vengono mostrati i campi vettoriali medi, ottenuti prendendo in considerazione tutti i campi vettoriali istantanei per ogni singolo caso di studio. Su di essi, inoltre, sono visibili gli andamenti rappresentativi delle linee di corrente medie (che mostrano le direzioni preferenziali del flusso nelle varie zone dell'area di misura) e l'energia cinetica turbolenta media (calcolata a partire dalle standard deviation in fase con la formula (6.1) e adimensionalizzata rispetto alla  $u_{tip}$ ). Gli andamenti mostrati devono essere confrontati con i rispettivi andamenti ottenuti con la tecnica *LDV*, ovvero quelli presenti in Figg. 6.1-6.2-6.3-6.7 (riferendosi a  $X = 10 \text{ mm}$ ).

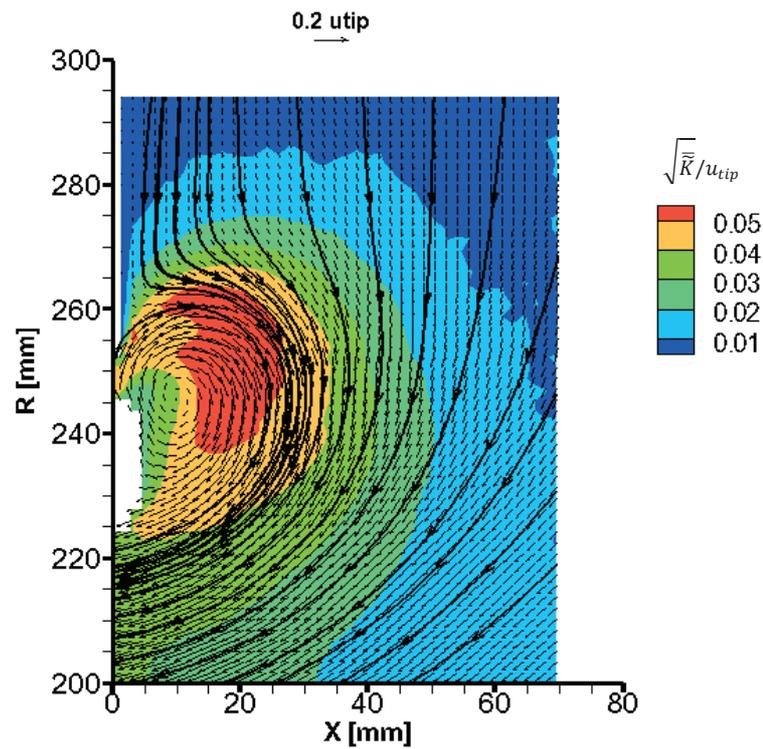


Fig. 7.4 – Campo vettoriale medio del caso a DP a 2400 rpm

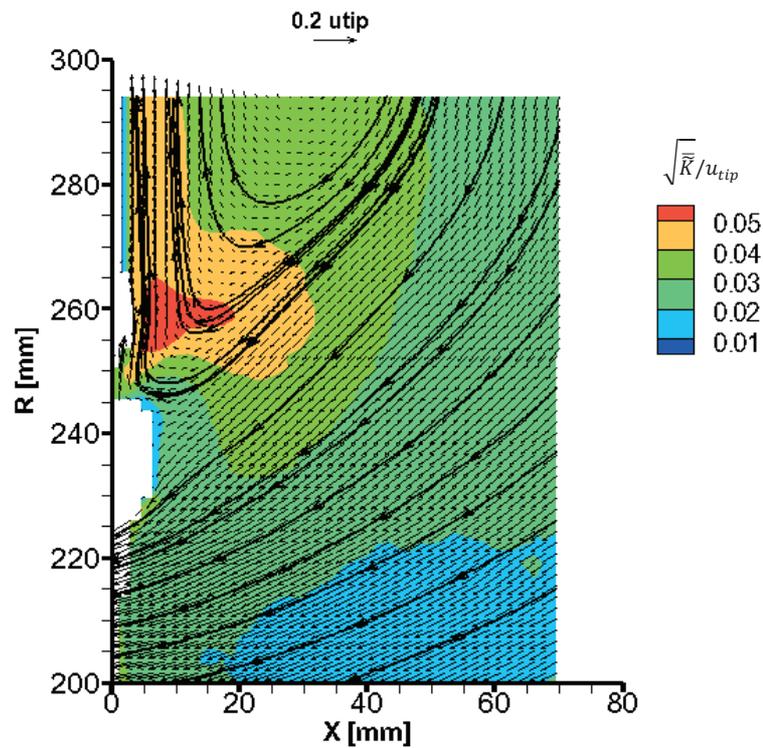


Fig. 7.5 – Campo vettoriale medio del caso a DP a 3000 rpm

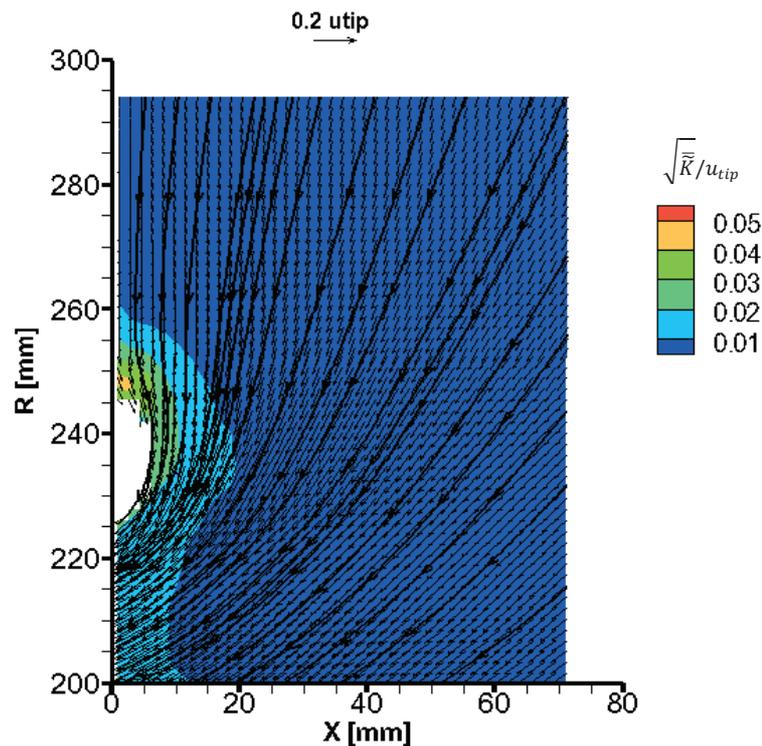


Fig. 7.6 – Campo vettoriale medio del caso a ML a 3000 rpm

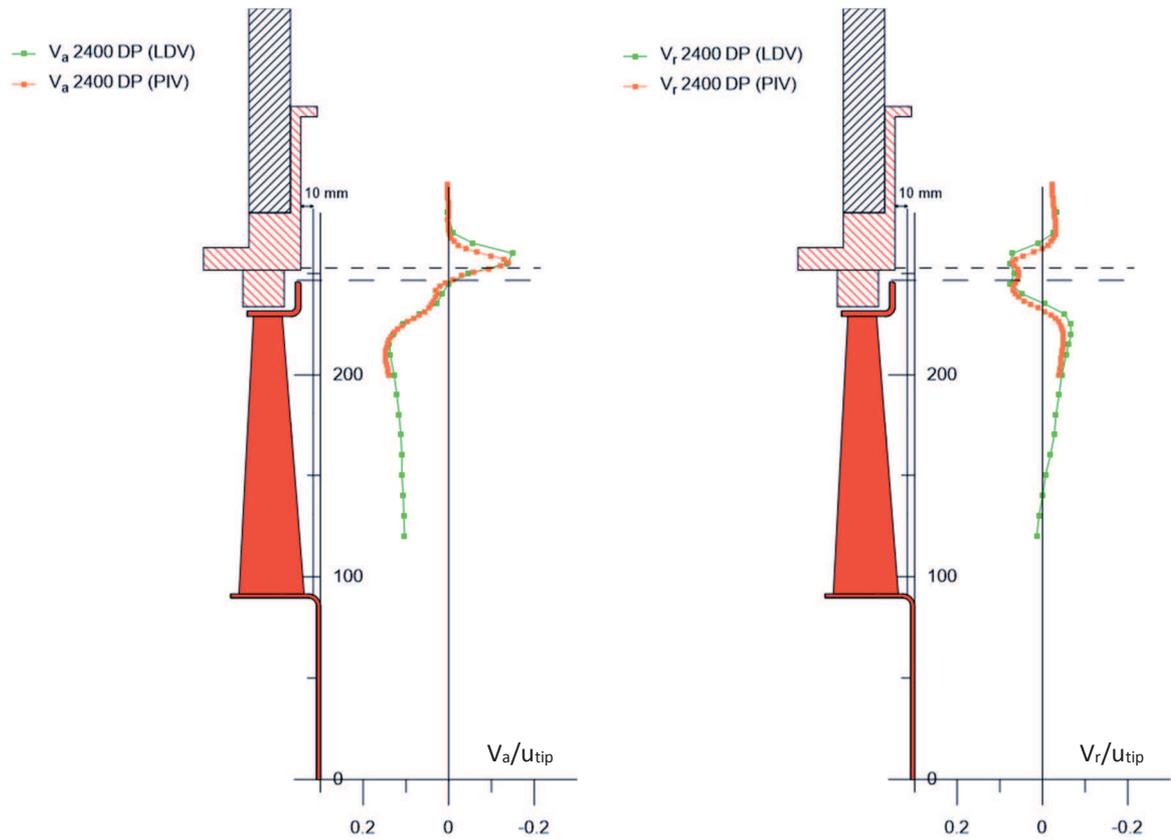
Osservando gli andamenti presenti in Figg. 7.4-7.5-7.6, si nota che:

- per quanto riguarda i casi a DP (Figg. 7.4-7.5), le evidenti strutture vorticosi (nuclei) osservate nei campi vettoriali istantanei in Figg. 7.1-7.2 vengono mantenute solamente per il caso a 2400 rpm. Dato che l'operazione di media su un numero di campi vettoriali elevato (3000) non ha modificato o distorto quanto precedentemente osservato, se ne deduce che per il solo caso a 2400 rpm le strutture vorticosi sono presenti nella maggior parte dei campi vettoriali istantanei e mantengono caratteristiche e posizioni analoghe. Nel caso a 3000 rpm, invece, l'evidente scomparsa delle strutture vorticosi precedentemente identificate porta a stabilire che queste non caratterizzano tutti i campi vettoriali istantanei, ma solo una parte di essi. È doveroso ricordare che la frequenza di acquisizione delle immagini è pari a 6 Hz, mentre la frequenza di rotazione è, per i due casi in esame, rispettivamente 40 Hz e 50 Hz. Di conseguenza, tra una immagine (una coppia di immagini, in realtà) e la successiva il rotore ha compiuto 6.7 rivoluzioni nel caso a 2400 rpm e 8.3 rivoluzioni nel caso a 3000 rpm. Da questo si notano gli effettivi limiti legati alle acquisizioni con un sistema PIV, che non permettono nel caso in esame l'identificazione delle eventuali frequenze con cui tali strutture vorticosi (evidenti dai campi vettoriali istantanei) si generano. Per ovviare al problema, una soluzione pratica di interesse sarebbe il sistema detto PIV veloce, in grado di campionare con frequenze oltre 1 kHz;
- nei casi a DP le linee di corrente mostrano, in accordo con quanto dedotto dai risultati ottenuti con la tecnica LDV, una netta variazione di comportamento tra il

regime a 2400 *rpm* ed il regime a 3000 *rpm*. Per quanto riguarda il regime a 2400 *rpm*, il disturbo legato al flusso di ricircolo non si estende oltre la quota  $R = 270 \text{ mm}$  ed il flusso di monte converge verso la girante, trasportando l'evidente nucleo vorticoso presente nella zona dell'anello esterno e del meato ( $240 \text{ mm} < R < 260 \text{ mm}$ ). La zona più esterna ( $R > 270 \text{ mm}$ ), ovvero riferita al pannello, non presenta disturbi di rilievo. Assialmente, la struttura vorticoso si estende fino a  $X = 25 \text{ mm}$  ma l'energia cinetica turbolenta mostra che il disturbo legato al flusso di ricircolo ha effetti rilevanti fino a circa  $X = 50 \text{ mm}$ . Il regime a 3000 *rpm*, invece, presenta un'interazione nella zona superiore al meato ( $R > 260 \text{ mm}$ ) tra il flusso che fuoriesce da questo ed il flusso indisturbato di monte. Infatti, si nota un evidente gradiente di velocità nella zona compresa tra  $X = 10 \text{ mm}$  e  $X = 40 \text{ mm}$  (con  $R > 270 \text{ mm}$ ), in cui il flusso di monte perde le caratteristiche centripete presenti nella zona indisturbata ed acquisisce, a seguito dell'interazione con il flusso di ricircolo, caratteristiche centrifughe. Tale effetto è stato descritto ampiamente anche dai risultati ottenuti con la tecnica *LDV* (è utile confrontare la porzione a  $X = 10 \text{ mm}$  di Fig. 7.5 con gli andamenti in Fig. 6.3), anche se l'estensione assiale della zona disturbata è un'informazione ottenuta solamente con la tecnica *PIV* e, per il regime a 3000 *rpm*, prosegue oltre  $X = 70 \text{ mm}$ . Anche in questo caso, così come per il regime a 2400 *rpm*, l'energia cinetica turbolenta è molto indicativa della zona in cui il disturbo ha effetti maggiori. Infatti, in accordo con i risultati ottenuti con la tecnica *LDV*, tale zona è quella più esterna (in corrispondenza del pannello);

- il caso a ML a 3000 *rpm* presenta un andamento regolare, con le linee di corrente centripete ed un modulo della velocità più elevato rispetto agli altri casi, dovuto al fatto che la portata è maggiore. Il contributo legato al flusso di ricircolo è strettamente limitato alla zona dell'anello esterno (da  $R = 220 \text{ mm}$  a  $R = 250 \text{ mm}$ ) e non possiede uno sviluppo assiale rilevante (non supera  $X = 20 \text{ mm}$ ). La zona sopra al meato non risente della presenza del disturbo ed è caratterizzata anch'essa da una forte tendenza centripeta. È utile confrontare quanto detto con gli andamenti medi presenti in Figg. 6.1-6.2-6.3.

Per verificare l'effettiva validità (in termini quantitativi) dei dati ottenuti con la tecnica *PIV* è stato effettuato per ogni caso un confronto con quelli ottenuti con la tecnica *LDV*, riscontrando un buon accordo. Tuttavia, dato che i parametri di acquisizione impostati non sono stati modificati, viene mostrato un solo confronto (significativo dei criteri mantenuti per entrambe le tecniche di misura). I grafici sottostanti, basati sulle componenti di velocità assiale e radiale e sulle relative standard deviation (in fase), si riferiscono agli andamenti medi (adimensionali) ottenuti con la tecnica *LDV* a 10 *mm* dal pannello (visibili in Figg. 6.1-6.3) ed agli andamenti medi (adimensionali) ottenuti con la tecnica *PIV* ed estrapolati dal dominio bidimensionale di Fig. 7.4 considerando  $X = 10 \text{ mm}$  e  $200 \text{ mm} < R < 295 \text{ mm}$ .



*Fig. 7.7 – Confronto tra andamenti medi delle velocità ottenuti con LDV e PIV per la componente assiale e radiale nel caso a DP a 2400 rpm*

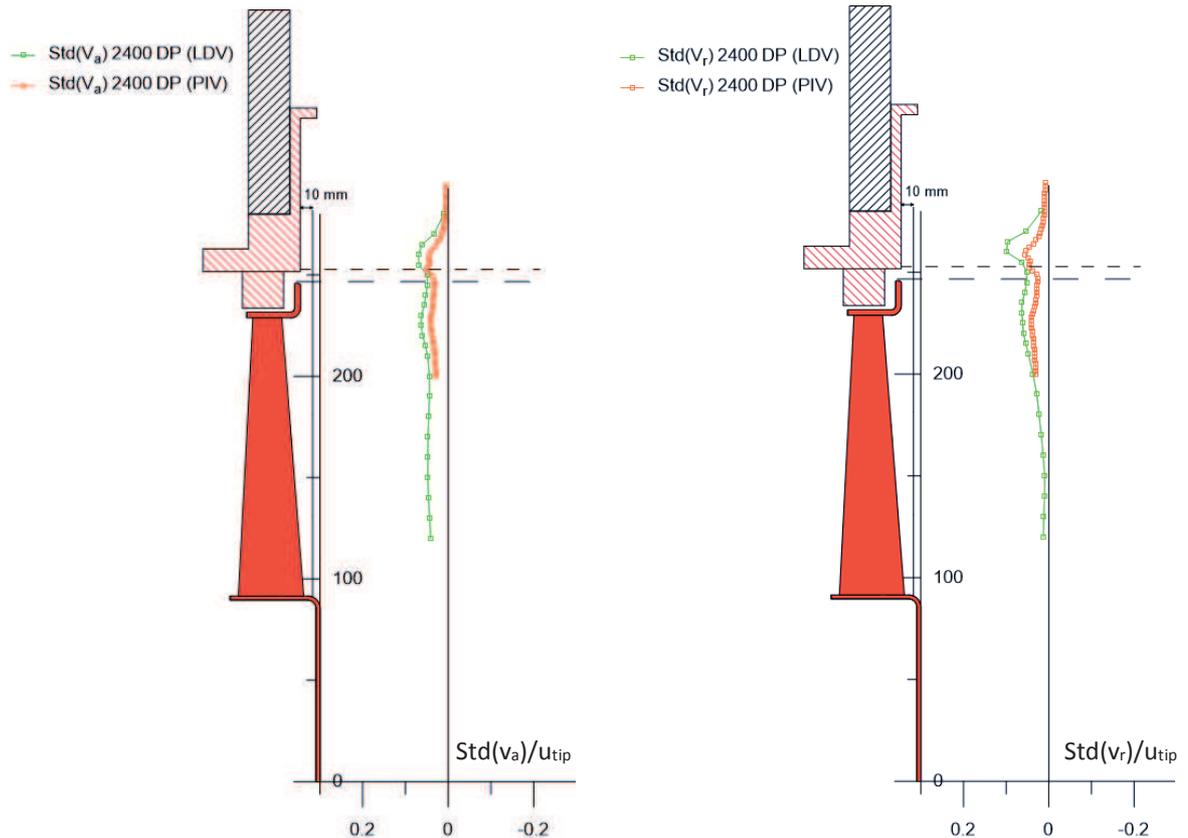


Fig. 7.8 – Confronto tra andamenti medi delle standard deviation in fase ottenuti con LDV e PIV per la componente assiale e radiale nel caso a DP a 2400 rpm

Gli andamenti in Figg. 7.7-7.8 mostrano buona coerenza per quanto riguarda i moduli delle velocità misurate con le due tecniche ma evidenziano i limiti descritti all'inizio del capitolo per quanto riguarda le standard deviation calcolate sui dati ottenuti con la tecnica *PIV*. Tuttavia, sebbene i valori non coincidano, è giusto osservare come il sistema *PIV* abbia comunque permesso di rilevare in maniera sufficientemente precisa la locazione spaziale delle fluttuazioni turbolente, anche se per l'effettivo valore delle standard deviation (e dell'energia cinetica turbolenta che ne deriva) si fa riferimento ai dati ottenuti con la tecnica *LDV*.

### 7.3 Campi vettoriali mediati in fase

Le medie in fase, ottenute ridistribuendo circonferenzialmente i campi vettoriali istantanei sulla base del tempo di campionamento a loro associato e del segnale di riferimento sul periodo di rotazione, sono state effettuate tenendo in considerazione i limiti che queste hanno evidenziato nell'analisi svolta con la tecnica *LDV* per quanto concerne la descrizione del flusso di ricircolo. Infatti, visto che la media in fase funge da filtro e permette di osservare solo i comportamenti del flusso in fase con la posizione angolare del rotore, e che i fenomeni di maggior interesse possiedono (se periodici) una frequenza differente da quella di rotazione del rotore, l'approccio risulta utile unicamente per

l'individuazione delle zone affette dal disturbo attraverso il calcolo dell'energia cinetica turbolenta. Potendo contare, a differenza dei risultati ottenuti con la tecnica *LDV*, di informazioni lungo la direzione assiale, è possibile valutare l'estensione del disturbo per i vari casi di studio.

Come anticipato, i campi vettoriali disponibili per ogni posizione angolare sono molto limitati rispetto ai campioni di velocità registrati nelle misure puntuali effettuate con la tecnica *LDV*. Di conseguenza, il dominio circonferenziale è stato discretizzato più grossolanamente rispetto al caso del *LDV*, scegliendo di ridistribuire i campi vettoriali istantanei su 90 fasi e non su 180 fasi. In questo modo, a fronte di una minor risoluzione circonferenziale ( $4^\circ$ ), è stata ottenuta una maggior precisione in termini quantitativi, disponendo di circa 30 immagini (mediamente) per ogni fase angolare. Dopodiché, ipotizzando la periodicità circonferenziale del campo di moto, sono state effettuate delle medie in fase riferite al singolo canale palare (ovvero ridistribuendo tutti i campi vettoriali istantanei su una porzione di  $40^\circ$ ), in modo poter mediare circa 300 immagini per ogni fase angolare (sempre di  $4^\circ$ ). Di seguito vengono mostrati gli andamenti mediati in fase sull'intero dominio circolare e, successivamente, sul singolo passo palare per tutti i casi di studio. In particolare, quelli riferiti all'intero dominio circolare, in cui non si mostrano tutte le 90 fasi per favorire la chiarezza, vengono presentati con delle isosuperfici di energia cinetica turbolenta (calcolata con la formula (6.2)) che racchiudono la zona maggiormente interessata dal disturbo. L'analisi dei campi vettoriali appartenenti ad ogni fase angolare (ottenuti dalla media in fase) ha mostrato forte coerenza con quanto già descritto a partire dai campi vettoriali medi e non ha fornito informazioni aggiuntive di rilievo. Di conseguenza, la loro trattazione nel dettaglio non viene presentata. Per quanto riguarda, invece, gli andamenti riferiti al singolo passo palare, sono state aggiunte le linee di corrente (analogamente al caso dei campi vettoriali medi esposti nel paragrafo precedente).

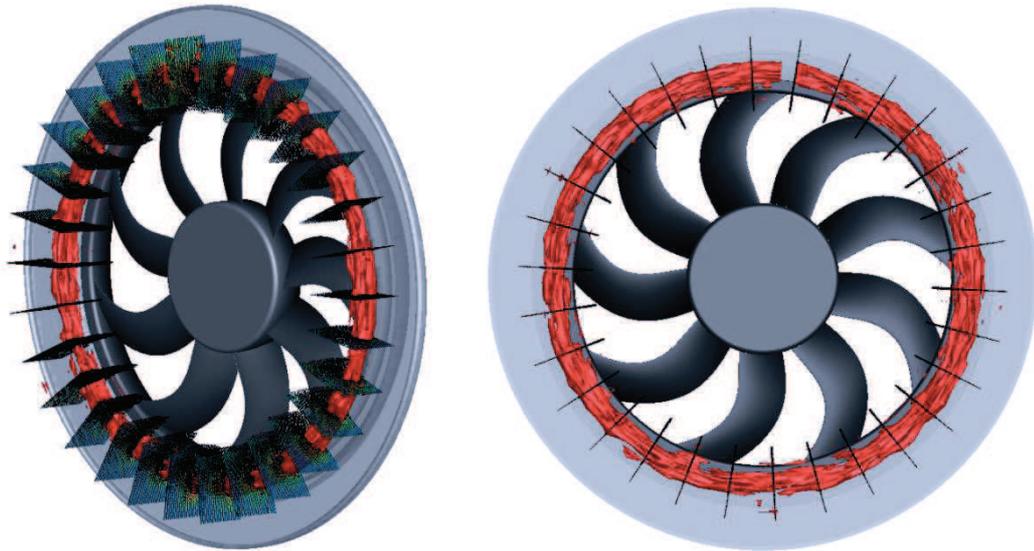
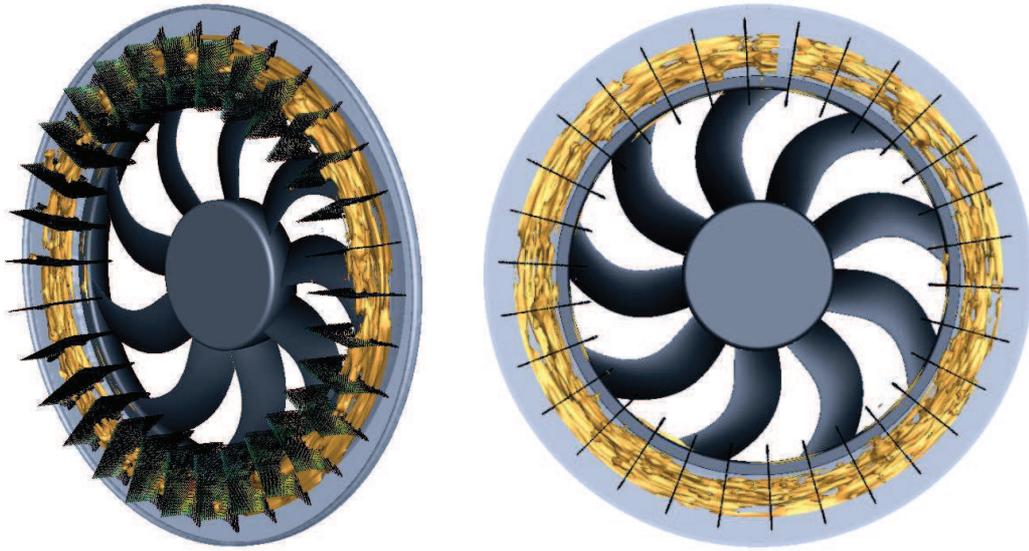
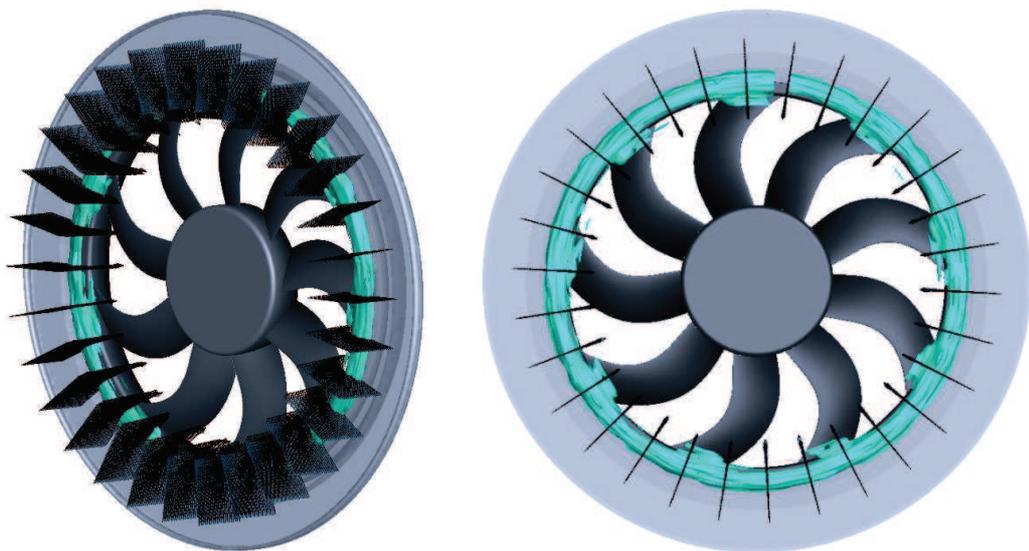


Fig. 7.9 – Campi vettoriali mediati in fase nel caso a DP a 2400 rpm ed isosuperficie di energia cinetica turbolenta ( $\frac{\sqrt{\bar{k}}}{u_{tip}} = 0.05$ )

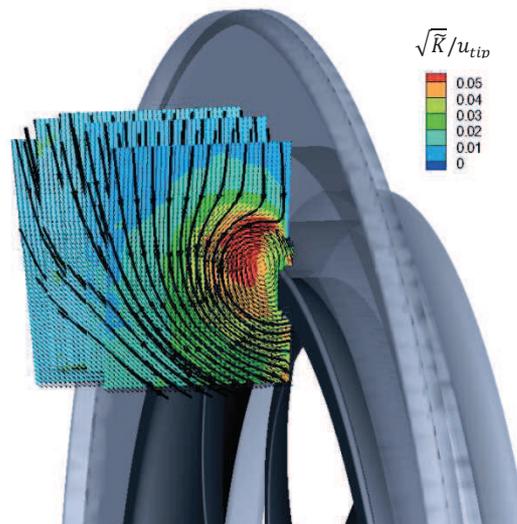


*Fig. 7.10 – Campi vettoriali mediati in fase nel caso a DP a 3000 rpm ed isosuperficie di energia cinetica turbolenta ( $\frac{\sqrt{\bar{k}}}{u_{tip}} = 0.045$ )*

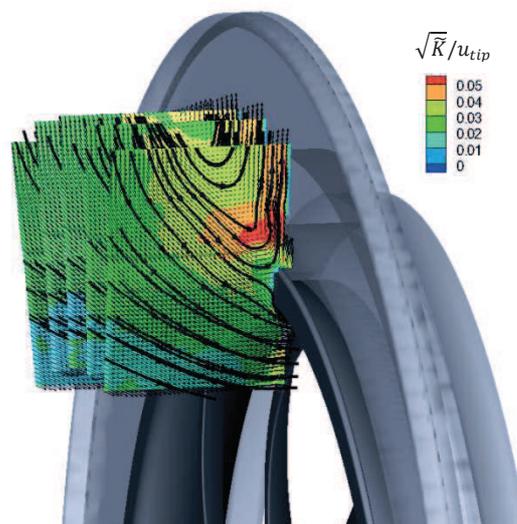


*Fig. 7.11 – Campi vettoriali mediati in fase nel caso a ML a 3000 rpm ed isosuperficie di energia cinetica turbolenta ( $\frac{\sqrt{\bar{k}}}{u_{tip}} = 0.02$ )*

DP 2400 rpm



DP 3000 rpm



ML 3000 rpm

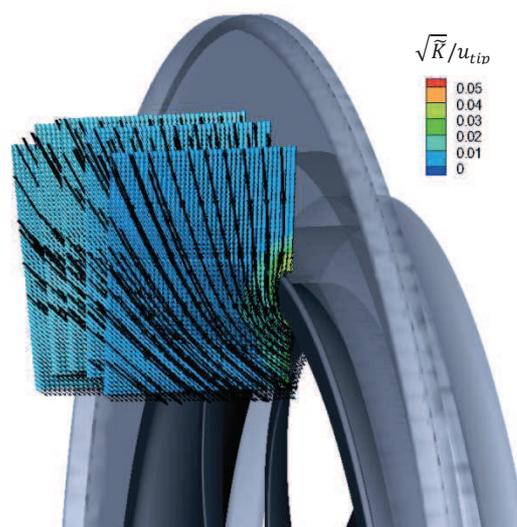


Fig. 7.12 – Campi vettoriali mediati in fase sul passo palare e linee di corrente

Per facilitare l'interpretazione è utile osservare contemporaneamente i grafici in Figg. 7.9-7.10-7.11 ed i grafici presenti in Fig. 7.12, in modo da identificare in quest'ultimi l'effettiva estensione radiale ed assiale delle isosuperfici di energia cinetica turbolenta presenti sui primi. Inoltre, è utile effettuare confronti con quanto emerso dai grafici in Fig. 6.24. Procedendo con l'analisi dei dati ottenuti con il *PIV*, dai grafici appaiono evidenti differenze riguardo alle zone affette da turbolenza ed all'entità di quest'ultima per i vari casi di studio. In particolare, come emerso dall'analisi dei campi vettoriali medi (effettuata nel paragrafo precedente), il caso a DP a 2400 rpm presenta elevati valori di turbolenza ( $\sqrt{\bar{K}}/u_{tip} = 0.05$ ) in prossimità dell'anello e della sezione di uscita del meato ( $240\text{ mm} < R < 260\text{ mm}$ ). Dalla Fig. 7.12 emergono informazioni ulteriori sull'estensione assiale e radiale dell'intera zona affetta dal disturbo legato al flusso di ricircolo, che interessa l'ambiente di monte fino a  $R = 270\text{ mm}$  e fino a  $X = 50\text{ mm}$ , con modulo pari a  $\sqrt{\bar{K}}/u_{tip} = 0.02$ . Il caso a DP a 3000 rpm, invece, raggiunge valori elevati in prossimità della sezione di uscita del meato ma concentra la maggior parte del disturbo (con  $\sqrt{\bar{K}}/u_{tip} = 0.045$ ) nella zona superiore al meato, in corrispondenza del pannello. Dagli andamenti presenti in Fig. 7.12 si nota, in accordo con quanto già osservato nel campo vettoriale medio (Fig. 7.5), che l'estensione assiale del disturbo è nettamente superiore rispetto al caso a DP a 2400 rpm. Infatti, a  $X = 70\text{ mm}$  vengono registrati valori di energia cinetica turbolenta pari a  $\sqrt{\bar{K}}/u_{tip} = 0.02$ , ma l'effettiva estensione dell'area soggetta al disturbo non è valutabile con i dati presenti (gli andamenti si estendono oltre l'area di misura considerata, sia assialmente che radialmente). Infine, per quanto riguarda il caso a ML a 3000 rpm si nota come il disturbo sia molto limitato alla zona dell'anello esterno, segno di come il flusso di ricircolo passi adiacente a quest'ultimo e venga trasportato dal flusso di monte con elevata velocità. I valori registrati, in questo caso, raggiungono  $\sqrt{\bar{K}}/u_{tip} = 0.03$  ma la maggior parte della zona presenta un modulo inferiore, pari a  $\sqrt{\bar{K}}/u_{tip} = 0.02$ . Dall'analisi emergono forti analogie rispetto ai risultati ottenuti con la tecnica *LDV* per quanto riguarda l'identificazione delle zone maggiormente affette da turbolenza. Tuttavia, come osservato dai grafici in Fig. 7.8, i risultati ottenuti dalle misure con la tecnica *PIV* presentano valori nettamente inferiori riguardo alle standard deviation (in fase) e, di conseguenza, mostrano un sottostima dei valori di energia cinetica turbolenta ( $\sqrt{\bar{K}}/u_{tip} \leq 0.05$  a differenza dei risultati ottenuti con la tecnica *LDV*, in cui  $\sqrt{\bar{K}}/u_{tip} \leq 0.08$ ).

## 8. La tecnica della decomposizione ortogonale propria (POD)

I risultati ottenuti dalle misure PIV, che forniscono un set di diverse istantanee del campo di moto nel suo insieme, sono stati successivamente analizzati in modo da poter ottenere informazioni utili all'individuazione della rappresentazione statistica delle diverse strutture che si originano internamente al flusso per effetto del gioco d'apice, e come queste cambiano (statisticamente) al variare dei parametri operativi analizzati. Ci si è concentrati in particolar modo sulla formazione di vortici nel piano meridiano e nel piano frontale, responsabili della generazione di rumore, cercando di legare le tracce di queste strutture nei due piani mutuamente ortogonali. A tale scopo è stata impiegata la *Proper Orthogonal Decomposition* (POD). La POD costituisce uno strumento utile per l'analisi a posteriori dei risultati ottenuti sperimentalmente, ma non costituisce di per sé uno strumento predittivo sul comportamento del flusso.

L'applicazione della POD è simile a quella dello sviluppo in serie di Fourier, con il vantaggio che normalmente richiede molti meno modi per rappresentare il sistema con un sufficiente grado di approssimazione, e che i suoi modi sono direttamente ordinati in funzione del proprio contenuto energetico.

La POD si propone l'individuazione di un'appropriata base ortonormale ( $\chi$ ) sulla quale scomporre un qualsiasi segnale suscettibile di variazioni sia spaziali che temporali ( $u=u(X,t)$ ). A differenza della scomposizione introdotta da Fourier che ha assunto come funzioni costituenti la base ortonormale le due funzioni seno e coseno, la POD consente di ricavare caso per caso la base più appropriata alla descrizione del fenomeno che si sta osservando. La POD consente infatti di ricavare ogni volta la base per la quale sia massima su questa la proiezione dell'energia istantanea del campo studiato, secondo la seguente espressione:

$$\frac{\|U \cdot \chi\|^2}{\|\chi\|^2} = \max \quad \|\chi\| = 1 \quad (8.1)$$

La POD consente inoltre di minimizzare l'errore di troncamento introdotto dalla rappresentazione seriale sulla suddetta base del campo di moto reale, in confronto a qualsiasi altra tecnica di decomposizione su base ortonormale.

Il primo ad introdurre l'uso della POD in ambito fluidodinamico fu Lumely [21] per lo studio delle strutture coerenti di larga scala che si generano nei flussi turbolenti. Egli ipotizzò che le tre componenti della velocità potessero essere decomposte ortogonalmente in una componente spazio variante ( $k$  modi POD  $\varphi^{(k)}(x,y)$ ) e una tempo variante ( $k$  autovettori POD  $\chi^{(k)}(t)$ ); con riferimento alla componente  $x$  della velocità si ha dunque:

$$u' (x, y, t) = \sum_{k=1}^N \chi^{(k)}(t) \varphi^{(k)}(x, y) \quad (8.2)$$

In seguito Sirovich [24] dimostrò che il metodo si poteva applicare con successo anche con componenti della velocità non fossero note con continuità in un intervallo di tempo definito, ma ad istanti di tempo discreti i qualunque purché i campi di moto questi non fossero tra loro correlati. La generica componente di velocità  $u'_i(x, y)$  all'istante temporale  $i$ -esimo (filtrata della componente media secondo la scomposizione introdotta da Reynolds) può quindi essere espressa in forma seriale secondo l'espressione:

$$u'_i(x, y) = \sum_{k=1}^N \chi_i^{(k)} \phi^{(k)}(x, y) \quad (8.3)$$

Gli autovettori  $\chi_i^{(k)}$  associati agli autovalori  $\lambda^{(k)}$  sono individuati come soluzione del problema agli autovalori introdotto dalla matrice di cross-correlazione i cui elementi sono definiti dall'espressione:

$$C_{i,j} = \frac{1}{N} \iint_{\Omega} u'_i(x, y) u'_j(x, y) dx dy \quad (8.4)$$

dove  $\Omega$  rappresenta il dominio sul quale si vuole applicare la POD. Si viene così a trovare la successione di autovalori  $\lambda^{(k)}$  ( $\lambda^{(1)} > \lambda^{(2)}, \dots, \lambda^{(N)}$ ) reali e non negativi e la successione degli autovettori corrispondenti  $\chi_i^{(k)}$  ortogonali tali da rendere possibile la diagonalizzazione di  $C_{i,j}$ :

$$\sum_{j=1}^N C_{i,j} \chi_j^{(k)} = \lambda^{(k)} \chi_i^{(k)} \quad (8.5)$$

I diversi modi POD sono quindi calcolati come proiezione del campo instazionario sulla base (ortogonale) appena ottenuta:

$$\phi^{(k)}(x, y) = \sum_{i=1}^N \chi_i^{(k)} u'_i(x, y) \quad (8.6)$$

Si può notare infine come il coefficiente  $\chi_i^{(k)}$  rappresenti il contributo dell' $i$ -esima istantanea del campo di moto al  $k$ -esimo modo POD e come siano presenti tanti modi POD quante sono le istantanee acquisite. Il tutto è inoltre esprimibile anche in forma matriciale secondo la seguente espressione, basata sul classico prodotto righe per colonne di matrici e vettori:

$$\Phi_{u(x,y)} = X \times U_{(x,y)} \quad (8.7)$$

Dove:

$\Phi_{u(x,y)}$  è il vettore  $[N \times 1]$  di componenti  $(\varphi_u^{(1)}, \varphi_u^{(2)} \dots \varphi_u^{(N)})$  alla posizione fissata  $(x, y)$

$U_{(x,y)}$  è il vettore  $[N \times 1]$  di componenti  $(u'_1, u'_2, \dots, u'_N)$  alla posizione fissata  $(x,y)$

$X$  è la matrice  $[N \times N]$  definita nella forma:

$$\begin{pmatrix} \chi_1^{(1)} & \chi_2^{(1)} & \dots & \chi_N^{(1)} \\ \chi_1^{(2)} & \chi_2^{(2)} & & \chi_N^{(2)} \\ & \vdots & \ddots & \vdots \\ \chi_1^{(N)} & \chi_N^{(2)} & \dots & \chi_N^{(N)} \end{pmatrix} \quad (8.8)$$

Procedendo in senso inverso è anche possibile ricostruire il campo di moto a partire dai suoi modi POD e da suoi autovettori. Questa formulazione consente di rappresentare il campo di moto utilizzando il contributo di alcuni modi POD di interesse, filtrando il contributo degli altri. Tipicamente i modi a più elevato contenuto energetico, corrispondenti ai primi autovalori soluzione del problema, sono rappresentativi delle strutture coerenti su larga scala, e saranno oggetto di analisi approfondita nel seguente capitolo di analisi dei risultati. Per ottenere un campo di velocità filtrato occorre porre uguale a zero gli elementi del vettore  $\Phi_{u(x,y)}$  che non si intendono considerare, tipicamente per il loro basso contenuto energetico (modi di ordine superiore). Si definisce allora una nuova componente di velocità filtrata sui modi POD di interesse indicata con  $Fu(x,y)$  e definita dall'espressione:

$$Fu(x,y) = X^{-1} \times \Phi_{u(x,y)}^* = X^T \times \Phi_{u(x,y)}^* \quad (8.9)$$

Nella precedente relazione si è posto  $\Phi_{u(x,y)}^*$  come nuovo vettore contenente solo i modi POD di interesse, e valendo la relazione  $X^{-1} = X^T$  in ragione della ortogonalità della matrice  $X$ . Qualora vengano impiegati solo i primi due modi, nel caso di flussi convettivi con strutture periodiche, la ricostruzione temporale diviene in pratica la media in fase del campo di moto analizzato.

Nell'utilizzo della POD per lo studio dei campi di moto turbolenti, si nota come la maggior parte dell'energia cinetica totale sia contenuta nei primi modi. Generalmente si procede imponendo una soglia minima di energia valutata in percentuale della TKE (Total Kinetic Energy, pari a  $\frac{1}{2}u'_{\text{rms}}{}^2$ ), e si fissano i primi  $n$  modi della POD necessari al raggiungimento di questo contenuto energetico. I modi superiori all' $n$ -esimo sono invece considerati parte delle fluttuazioni stocastiche turbolente. L'aspetto più interessante dell'analisi POD è che consente l'individuazione delle singole strutture che si generano internamente al flusso, quando queste, a causa dei moti caotici presenti, non siano più distinguibili. A questo proposito si ricorda l'analisi compiuta da Perrin et al. [22] del flusso che si sviluppa attorno ad un cilindro ad alto numero di Reynolds, che ha permesso la ricostruzione dei vortici di Von-Karman con solo i primi 2 modi della POD (Fig.8.1).

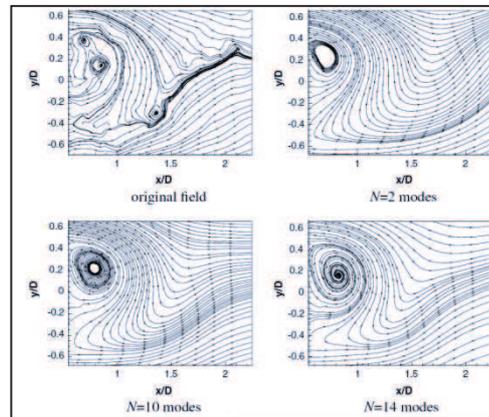


Fig.8.1: Ricostruzione del flusso attorno a corpo cilindrico con metodo POD, tratto da [22]

Inoltre, la possibilità di individuare, nei due differenti piani sotto indagine, zone caratterizzate da una struttura modale simile consentirà di ottenere indicazioni sulla struttura tridimensionale dei vortici che si creano causa del vortice d'apice. Nell'analisi POD compiuta nell'ambito di questa tesi si è utilizzato un programma sviluppato in ambiente Mathworks [25] che ha permesso la soluzione del problema agli autovalori introdotto nella (8.5). Nel calcolo degli elementi della matrice di covarianza  $C$ , si è però sostituito l'integrale che compare nella (8.4) con una sommatoria sulla regione di interesse.

## 9. Analisi del flusso mediante la POD

La POD fornisce una rappresentazione del campo di moto istantaneo su base statistica. In particolare mette in evidenza le zone del campo di moto caratterizzate da strutture ad alta energia cinetica. Tali strutture sono quelle che perturbano maggiormente il campo di moto poiché sono caratterizzate da elevati valori nel tensore di Reynolds. La POD è stata applicata sia al piano meridiano sia al piano frontale in modo da evidenziare, se presenti, le differenze tra il campo medio in fase, caratterizzato da una componente fluttuante di velocità alla frequenza di passaggio pala, e fluttuazioni di velocità di altra natura (dovute al flusso di ricircolo).

### 9.1 Tecnica POD applicata al piano meridiano

L'analisi dei campi di moto PIV tramite tecnica POD è stata effettuata per i casi DP, infatti, come evidenziato nel capitolo 7, nei casi ML il flusso di ricircolo è estremamente limitato e di lieve entità, in particolare esso si presenta con un livello energetico limitato in corrispondenza della sezione di uscita dal meato, che non gli permette di avere un'influenza estesa sul flusso di monte.

Nelle figure 9.1 e 9.2 sono rappresentati i primi 4 modi POD rispettivamente per le due condizioni DP 2400 e 3000. I modi POD sono rappresentati nel campo di misura come vettori, rappresentativi delle due componenti di velocità e come collinare di una delle due componenti, della componente assiale in questo caso particolare. Nel primo caso, DP 2400, i modi POD identificano strutture vorticosi a larga scala che si estendono fino a  $x=50\text{mm}$  e si trovano approssimativamente all'altezza dell'apice della pala o al di sotto. Differentemente nel caso DP 3000, le strutture hanno dimensione maggiore e vengono osservate anche al di sopra del raggio dell'apice della pala ad eccezione del modo 3. Ciò conferma quanto osservato discutendo i campi di moto istantanei, che identificano nella zona più esterna, quale è la zona maggiormente caratterizzata da turbolenza. Questa osservazione indica inoltre in maniera preliminare che il gioco d'apice induce, in questo secondo caso, fluttuazioni di velocità non legate alla presenza della pala, che invece come osservato nel capitolo 7 avvengono principalmente al di sotto dell'apice della pala. Ovvero le strutture a maggiore energia cinetica, non dipendono dal moto periodico della pala per il caso DP 3000.

Nelle figure successive (Fig. 9.3 e 9.4), sono rappresentati, in maniera analoga alle due figure precedenti, i modi POD di ordine superiore, dal 5 all'8 per le due condizioni di funzionamento. All'aumentare dell'ordine del modo POD si riduce la quantità di energia cinetica catturata dal modo stesso e di conseguenza anche la dimensione delle strutture risulta minore. Nel caso DP 2400, queste strutture meno energetiche risultano più ancorate alla pala ( $x < 20\text{mm}$ ) e sono localizzate sempre al di sotto dell'apice della pala. Per il caso DP 3000 la parte più energetica (con le strutture più evidenti) si osserva sempre al di sopra dell'apice della pala ma le strutture stesse sono identificate in prossimità del meato.

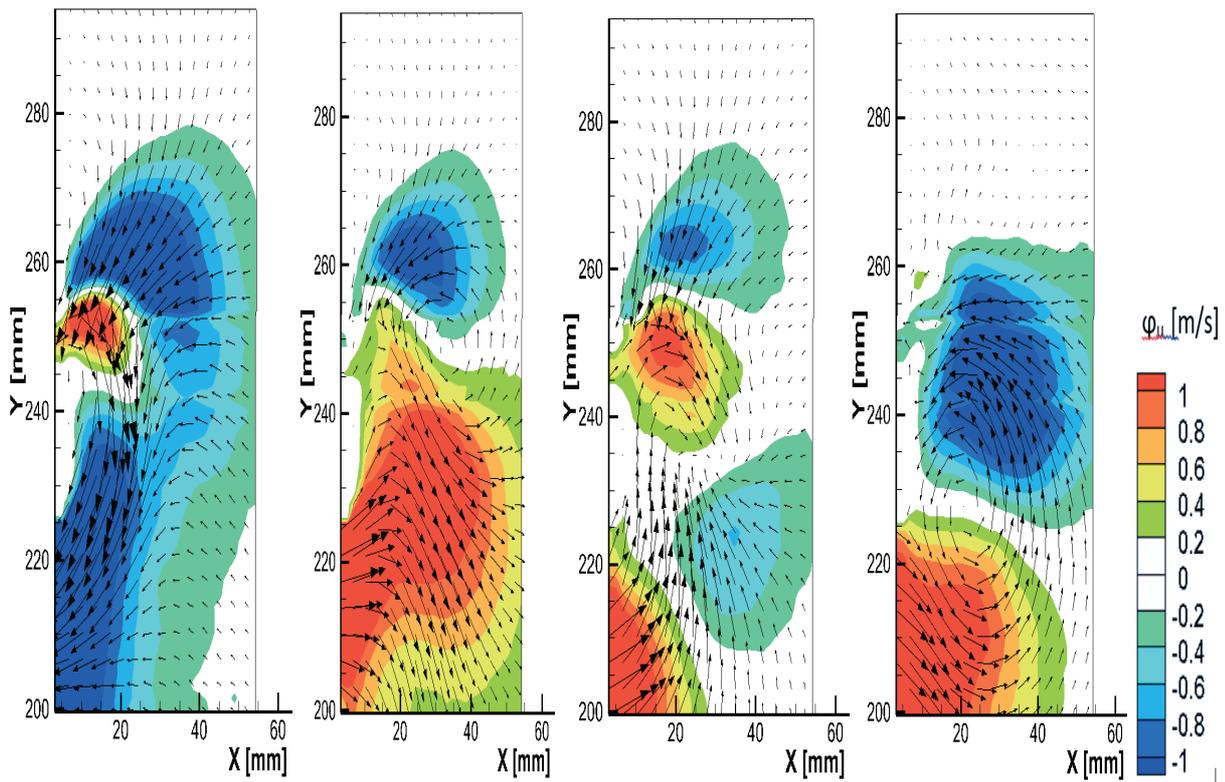


Figura 9.1: Piano meridiano DP 2400 rpm modi 1-4, collinare della componente assiale del modo POD

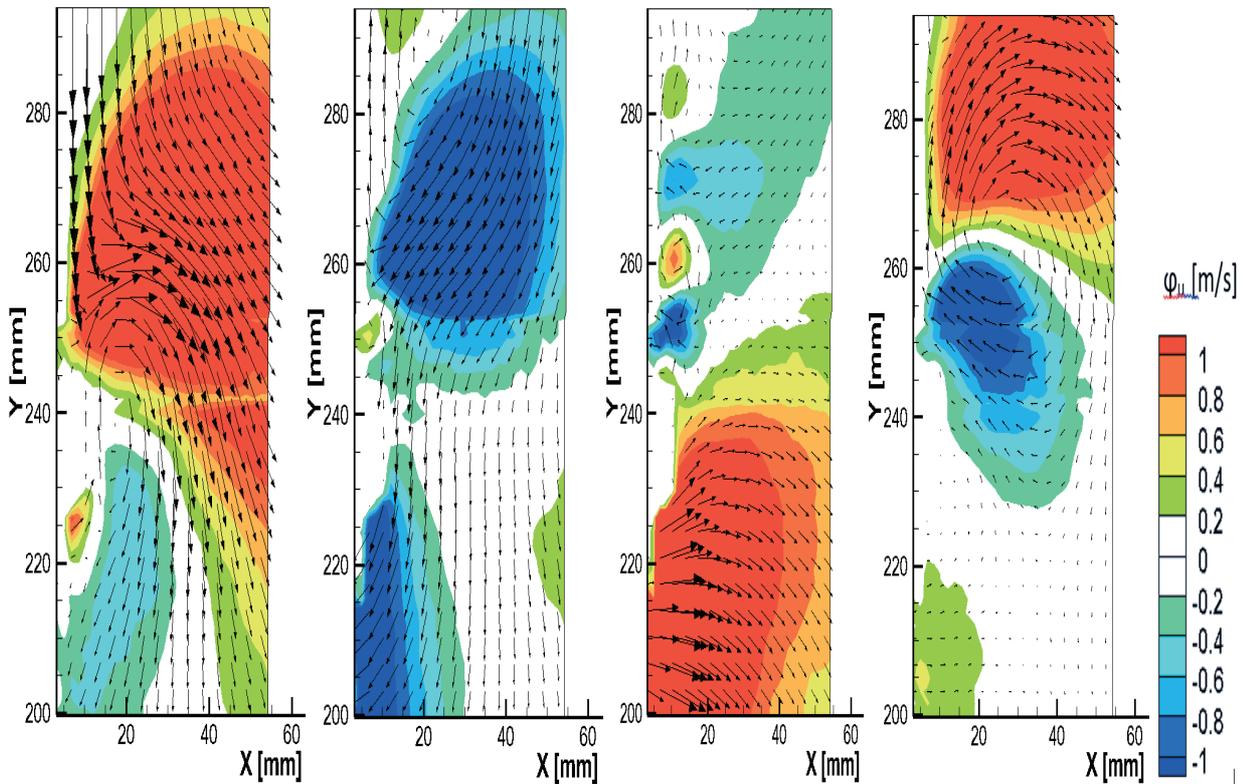


Figura 9.2: Piano meridiano DP 3000 rpm modi 1-4, collinare della componente assiale del modo POD

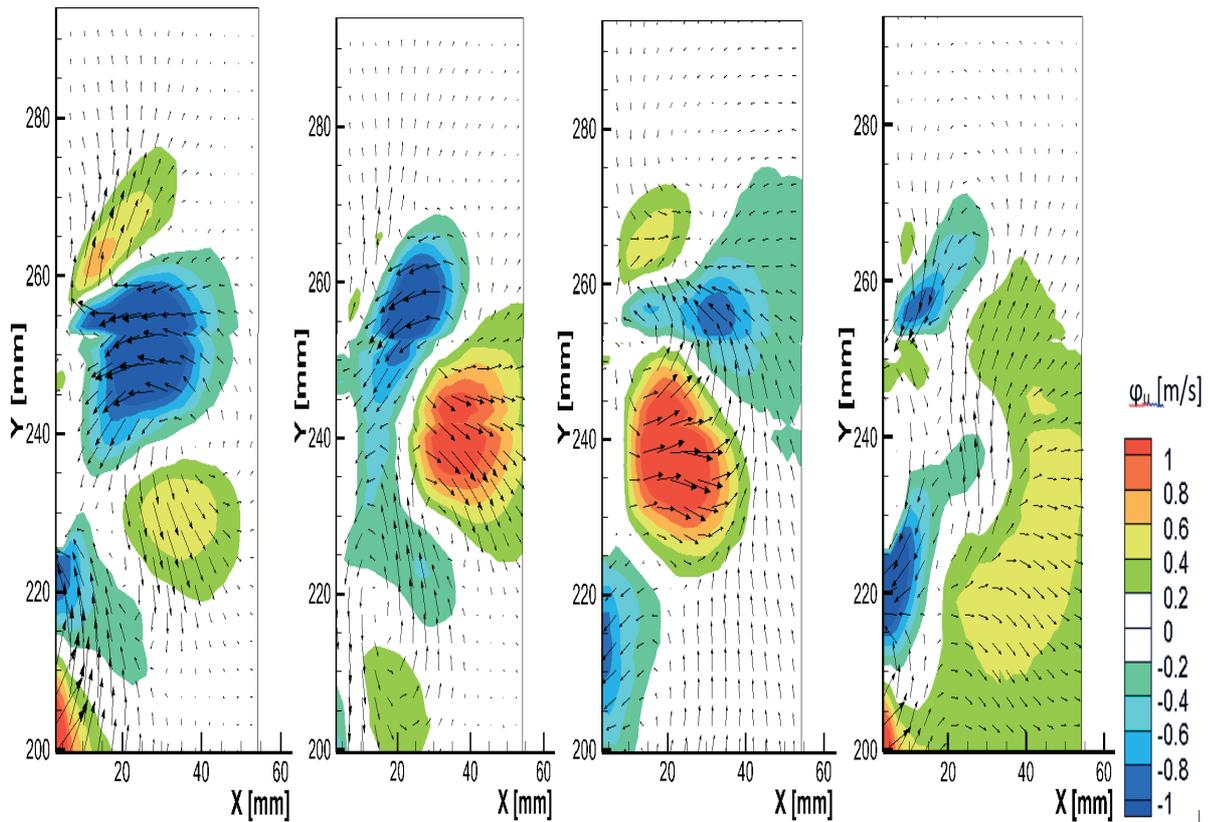


Figura 9.3: Piano meridiano DP 2400 rpm modi 5-8, collinare della componente assiale del modo POD

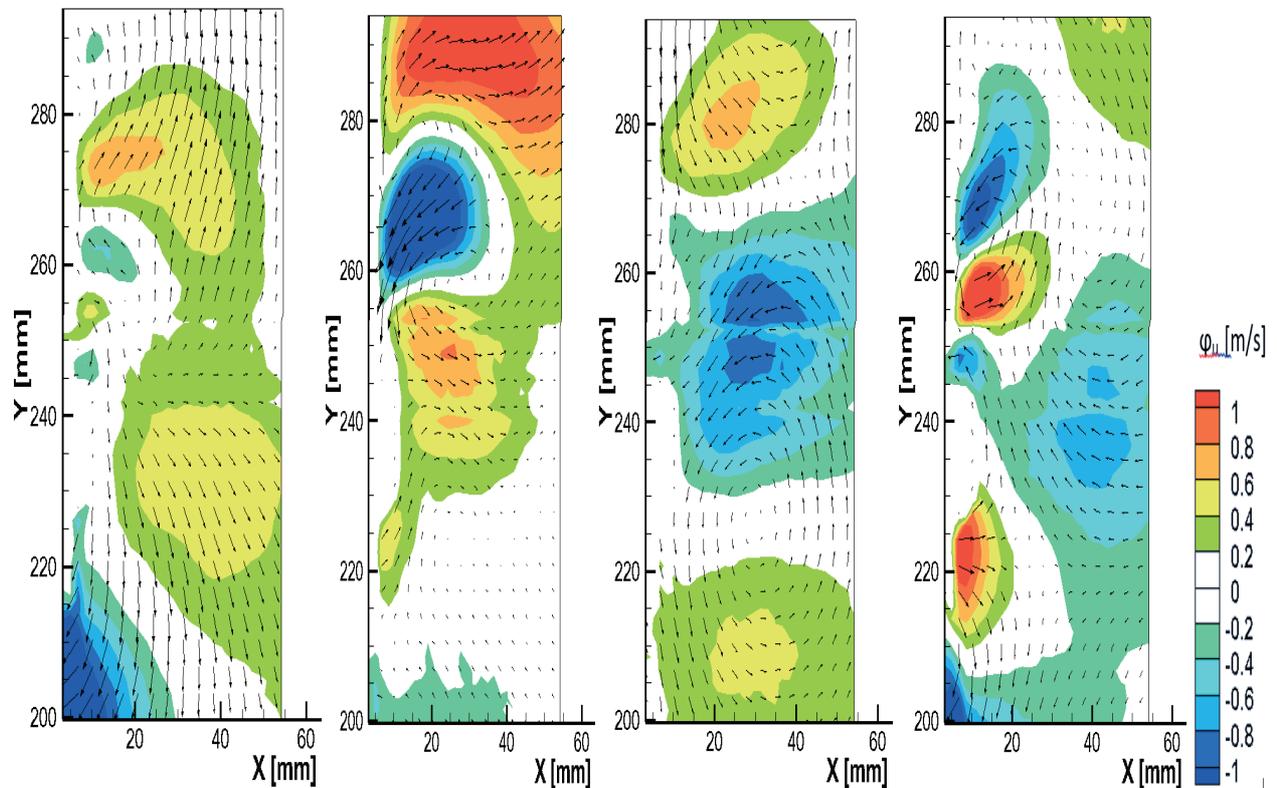
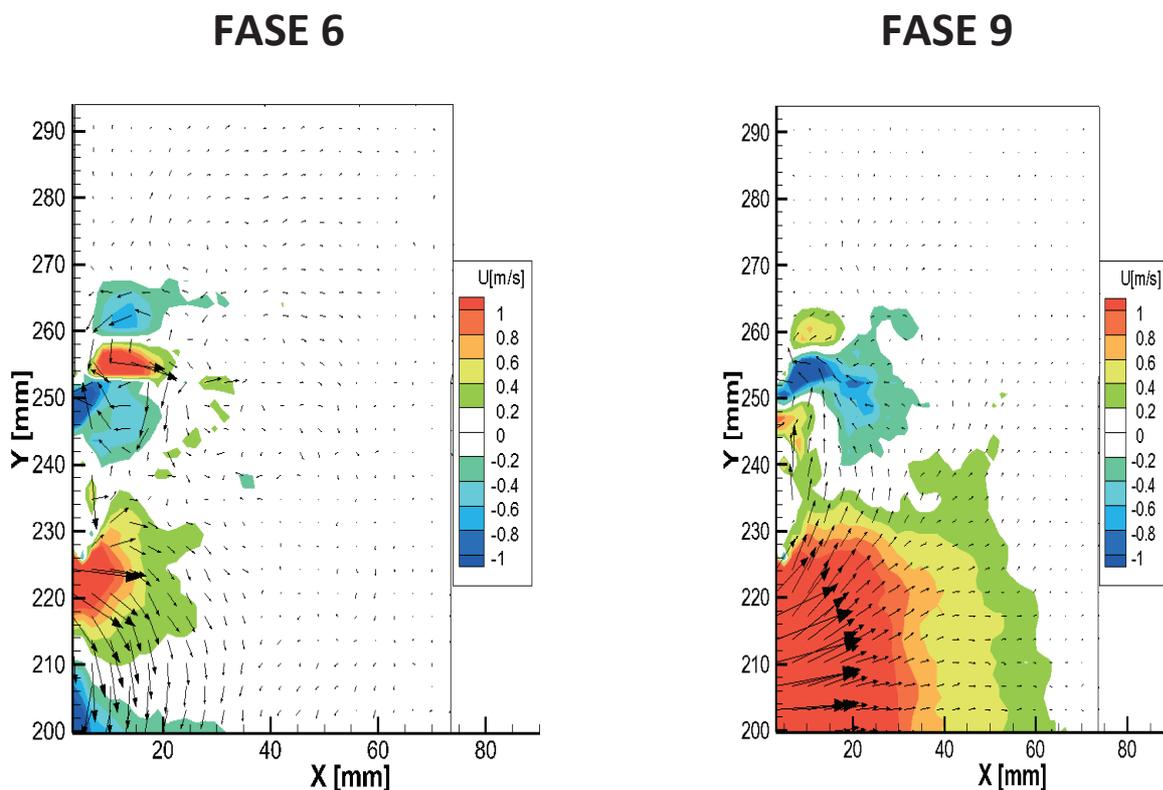


Figura 9.4: Piano meridiano DP 3000 rpm modi 5-8, collinare della componente assiale del modo POD

Per chiarire meglio quali delle strutture identificate dalla POD siano attribuibili ai disturbi indotti alla frequenza di passaggio pala e quali non lo siano, si propone un confronto diretto tra le distribuzioni di velocità mediate in fase ed alcuni modi POD che presentano una similitudine con essi. L'obiettivo di questa analisi è di cercare di analizzare modi che non siano legati alla frequenza di rotazione del ventilatore. E' importante cercare dove la tecnica POD fornisca informazioni più complete, in termini di rappresentazione statistica del campo di moto, rispetto alla media in fase.

Figura 9.5 rappresenta un confronto diretto tra 2 istanti del campo di moto medio in fase (discusso nel capitolo 7) e due dei primi 8 modi POD precedentemente discussi, in particolare modo 8 e modo 3 per il caso DP 2400. Il modo 8 cattura alcune strutture causate dalla periodicità della pala all'intorno del meato all'apice della pala. Il modo 3 invece cattura le fluttuazioni di velocità che avvengono al di sotto dell'apice della pala, ma rispetto alla media in fase osserva anche una simultanea vorticità che avviene al di sopra dell'apice della pala. In maniera il modo 5 e il modo 6, precedentemente rappresentati in Fig. 9.3, catturano fluttuazioni di velocità che avvengono al periodo di passaggio pala.



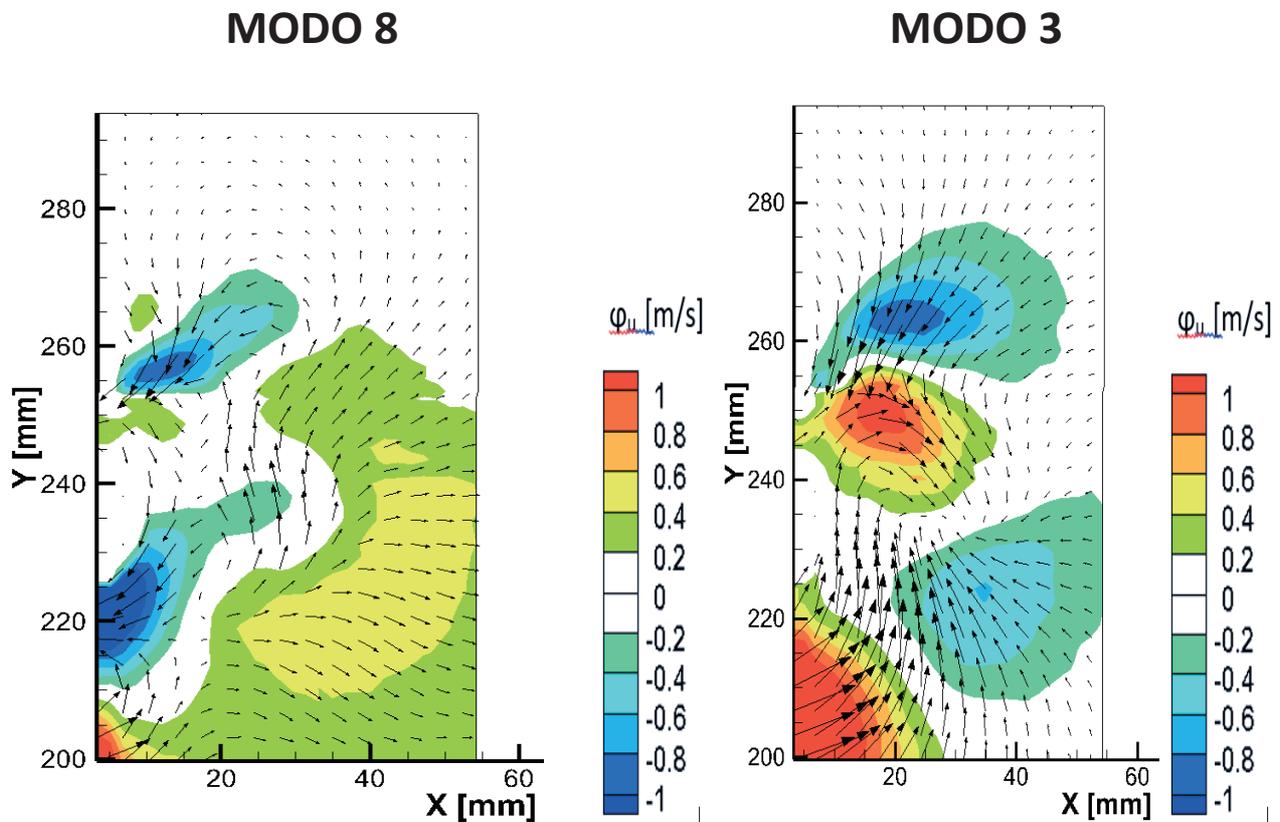


Figura 9.5: Confronto tra la media in fase  $U$  [m/s] e collinare della componente assiale del modo POD a 2400 rpm piano meridiano

Figura 9.6 rappresenta un confronto diretto tra 2 istanti del campo di moto medio in fase (discusso nel capitolo 7) e due dei primi 8 modi POD per il caso DP 3000. Modo 3 e modo 2 richiamano alcune delle caratteristiche fluttuazioni della velocità rappresentate dalla distribuzione media in fase. In particolare, la rappresentazione del modo 3 è del tutto simile a uno degli istanti della media in fase, e risulta essere dunque una rappresentazione fedele dei disturbi periodici al campo di moto indotti dal passaggio delle pale. Viceversa, il modo 2 assomiglia alla media in fase solo al di sotto dell'apice della pala, dove è identificato un valore di velocità negativo ovvero flusso richiamato verso la pala. Ma questo modo cattura una struttura in larga scala anche al di sopra dell'apice della pala. Questo secondo fenomeno occupa una porzione di spazio maggiore di ciò che avviene al di sotto dell'apice della pala ed è dunque più energetico e più significativo di ciò che avviene a causa del movimento periodico delle pale.

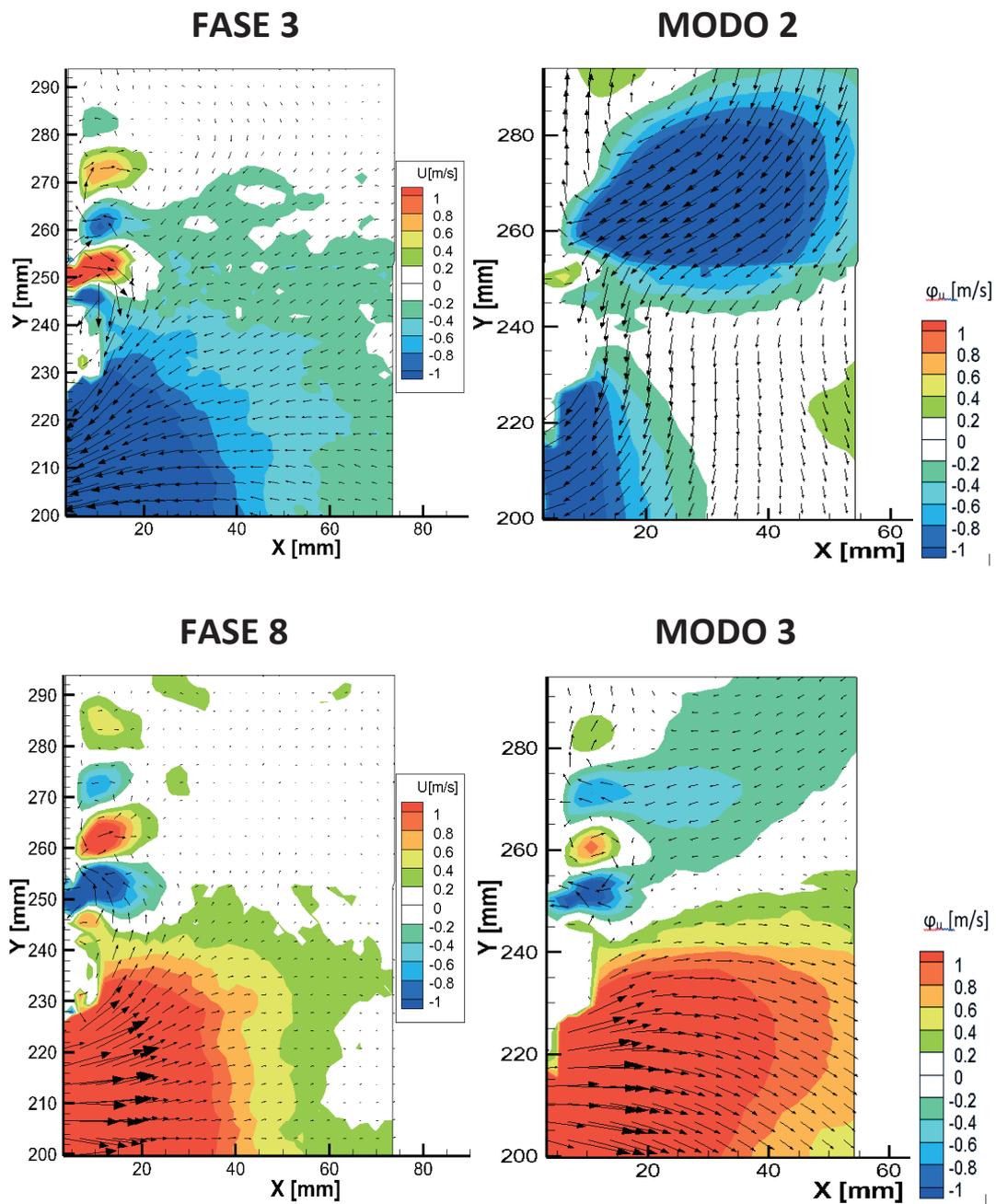


Figura 9.6: Confronto tra la media in fase  $U$  [m/s] e collinare della componente assiale del modo POD a 3000 rpm piano meridiano

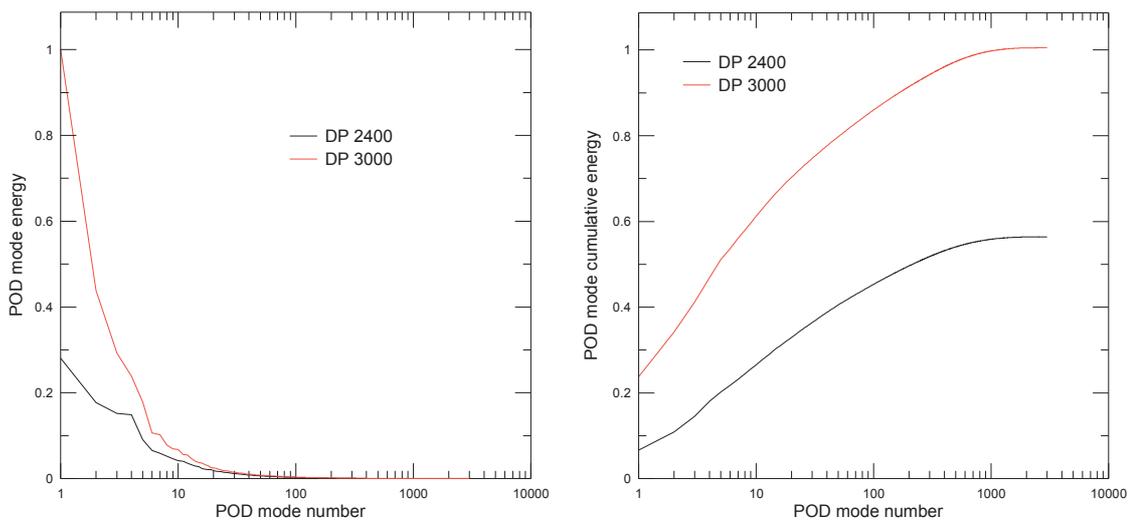


Figura 9.7: Piano meridiano energia dei modi POD (sinistra) e il suo cumulativo (destra)

Si riportano le energie dei modi POD in figura 9.7. Nel grafico di sinistra sono riportati i valori di energia di ogni singolo modo reso adimensionale dividendo per l'energia del primo modo POD del caso DP 3000. Nel grafico di destra è rappresentato il cumulativo delle energie dei 2 casi reso adimensionale dividendo per l'energia totale del caso DP 3000. Si osserva come i primi 10 modi catturino più del 50% dell'energia cinetica di ogni singolo caso rispettivamente. Ovvero in questo tipo di flusso le strutture in larga scala dovute al ricircolo del flusso nel meato della pala e alle fluttuazioni periodiche di velocità dovute al passaggio della pala trasportino la maggiore quantità di energia cinetica.

Il modo che trasporta la maggiore energia cinetica è il modo 1 del caso DP 3000, questo modo (Fig. 9.2) cattura fluttuazioni di velocità in larga scala che avvengono al di sopra dell'apice della pala e assialmente lontano dalla pala stessa. Ovvero fluttuazioni di velocità scorrelate rispetto al periodo di passaggio pala ma invece guidate dalla turbolenza (nelle scale più grosse) sviluppata nel richiamo di flusso al meato della pala. L'energia cinetica delle fluttuazioni del caso DP 3000 sono inoltre molto maggiori rispetto al caso DP 2400 a causa delle strutture che si sviluppano al di sopra dell'apice della pala nel primo caso menzionato. Risulta poco banale il fatto che modi scorrelati rispetto alla forzante periodica (il passaggio della pala in questo caso) come i modi 1 di entrambe le condizioni di funzionamento del ventilatore siano quelli con maggiore energia cinetica. Ciò giustifica il fatto che il rumore sia generato principalmente a frequenze diverse da quelle di passaggio pala e esso è generato, nel caso DP 3000, da strutture vorticosi situate al di sopra dell'apice della pala.

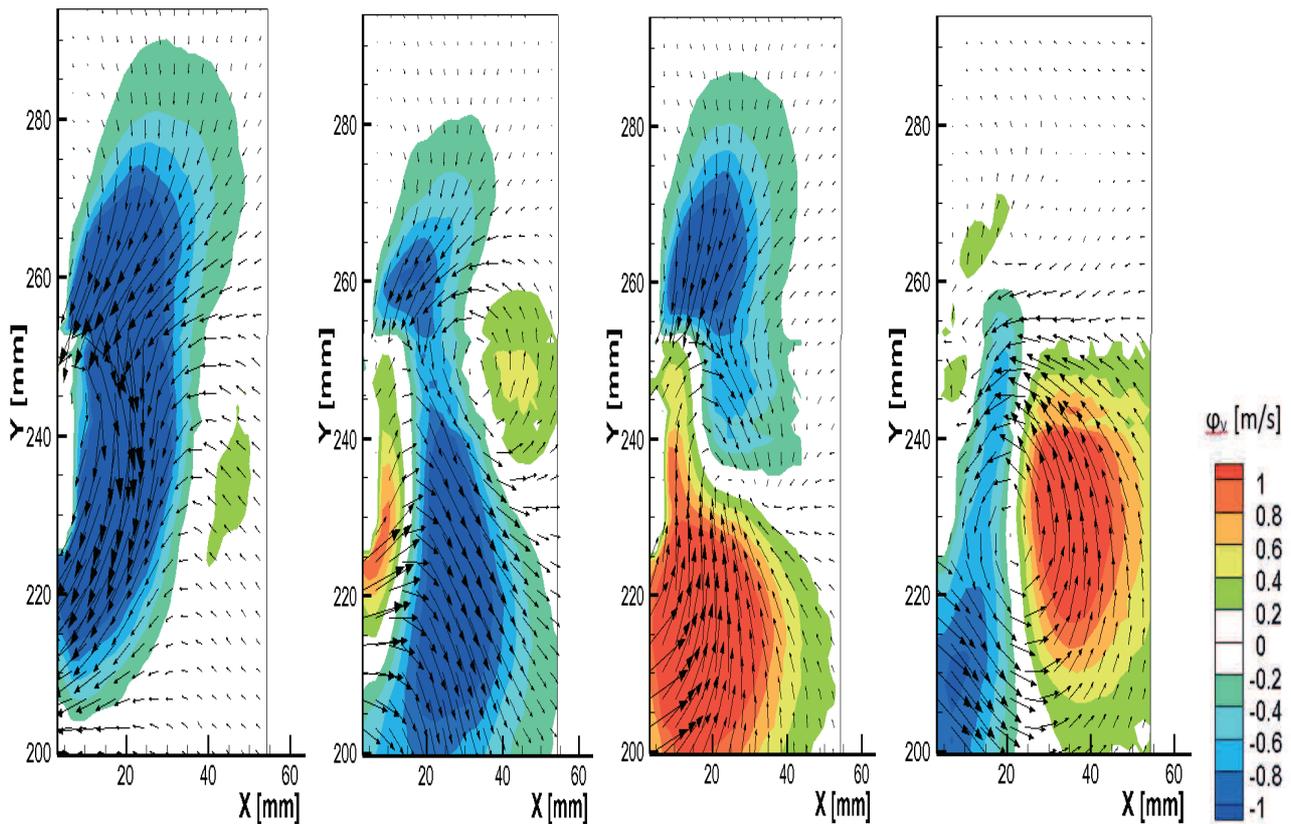


Figura 9.8: Piano meridiano DP 2400 rpm modi 1-4, collinare della componente radiale del modo POD

Per completezza si riportano anche le distribuzioni dei collinari della componente radiale dei primi quattro modi POD per i due casi in esame. In Fig. 9.8 è rappresentato il caso DP 2400, mentre il caso DP 3000 in Fig. 9.9. Questa componente di velocità evidenzia meglio le strutture vorticosi, come ad esempio per il modo 4 che non è correlato alla media in fase e dunque è caratterizzato da fluttuazioni di velocità ad una frequenza diversa da quella del passaggio della pala.

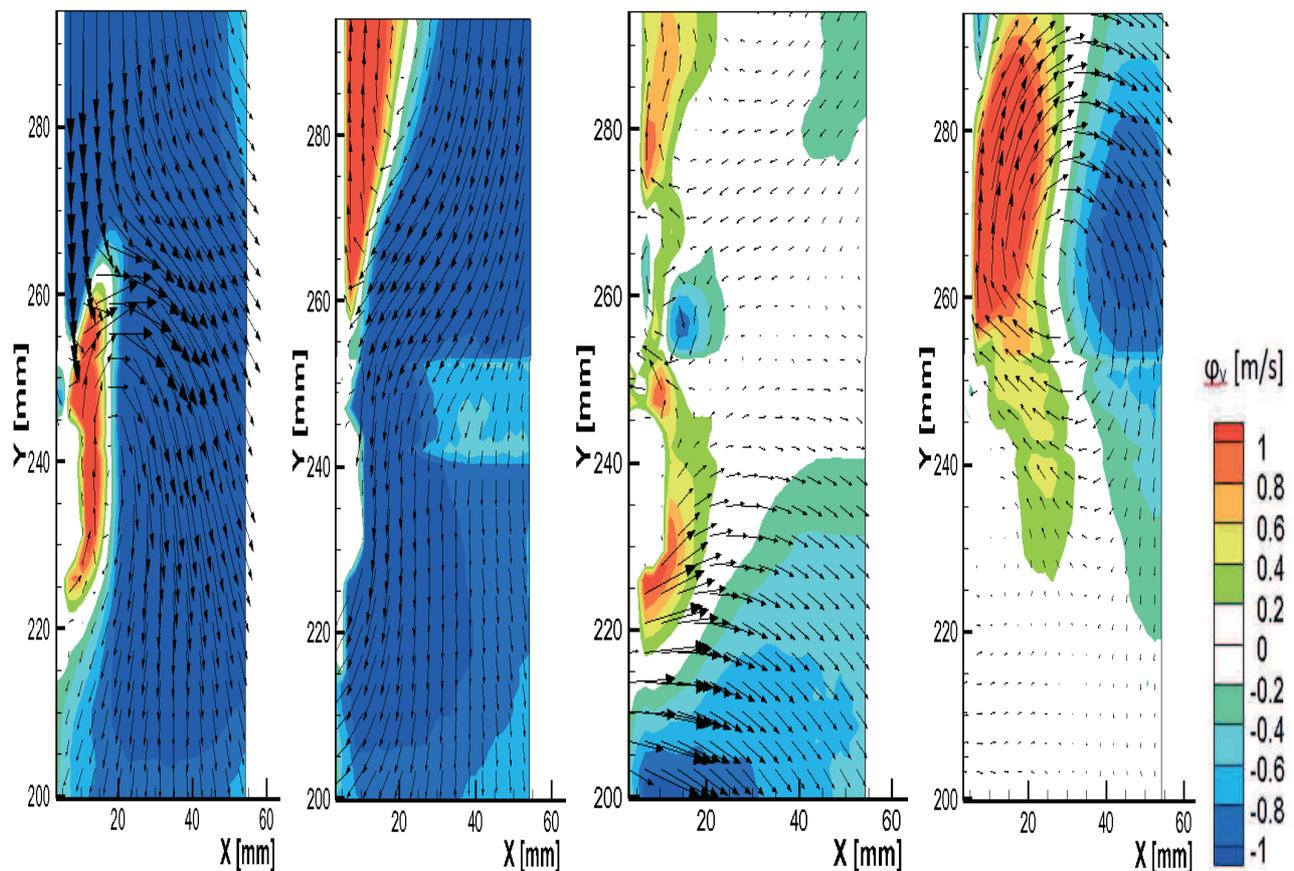


Figura 9.9: Piano meridiano DP 3000 rpm modi 1-4, collinare della componente radiale del modo POD

## 9.2 Tecnica POD applicata al piano frontale

Nel piano frontale, sono state effettuate misure tramite tecnica PIV 3D in modo da misurare tutte e tre le componenti del vettore velocità, tangenziale e radiale nel piano di misura e la componente assiale perpendicolare al piano di misura. La matrice di cross-correlazione per il calcolo degli autovettori POD è stata dunque definita sfruttando tutte e tre le componenti e a questo modo sono stati estratti i modi POD di tutte le componenti del vettore velocità.

Nelle successive figure, da 9.10 a 9.16 sono mostrati i collinari delle tre componenti dei modi POD assieme al campo vettoriale sul piano dei due casi. Nel dettaglio:

- Fig. 9.10 mostra il caso DP 2400 e il collinare della componente POD assiale;
- Fig. 9.11 mostra il caso DP 3000 e il collinare della componente POD assiale;
- Fig. 9.12 mostra il caso DP 2400 e il collinare della componente POD radiale;
- Fig. 9.13 mostra il caso DP 3000 e il collinare della componente POD radiale;
- Fig. 9.14 mostra il caso DP 2400 e il collinare della componente POD tangenziale;
- Fig. 9.15 mostra il caso DP 3000 e il collinare della componente POD tangenziale.

Queste rappresentazioni permettono un confronto diretto tra i risultati sul piano meridiano, per il quale son state mostrate le componenti assiale e radiale, e i risultati sul piano frontale, in cui, in più è mostrata la componente tangenziale di velocità.

Le componenti assiali dei modi POD del caso DP 2400 (Fig. 9.10), ovvero legati alla fluttuazioni di velocità assiale ottenute tramite decomposizione di Reynolds, mostrano strutture in larga scala che occupano la maggior parte del piano di investigazione. Modo 1 e 2 della velocità assiale ricordano i modi 1 e 2 del piano frontale con una zona del campo di moto al di sotto dell'apice della pala fluttuante nella stessa direzione. Queste strutture in larga scala sono dunque poco correlate con le medie in fase, come verrà anche di seguito confrontato direttamente.

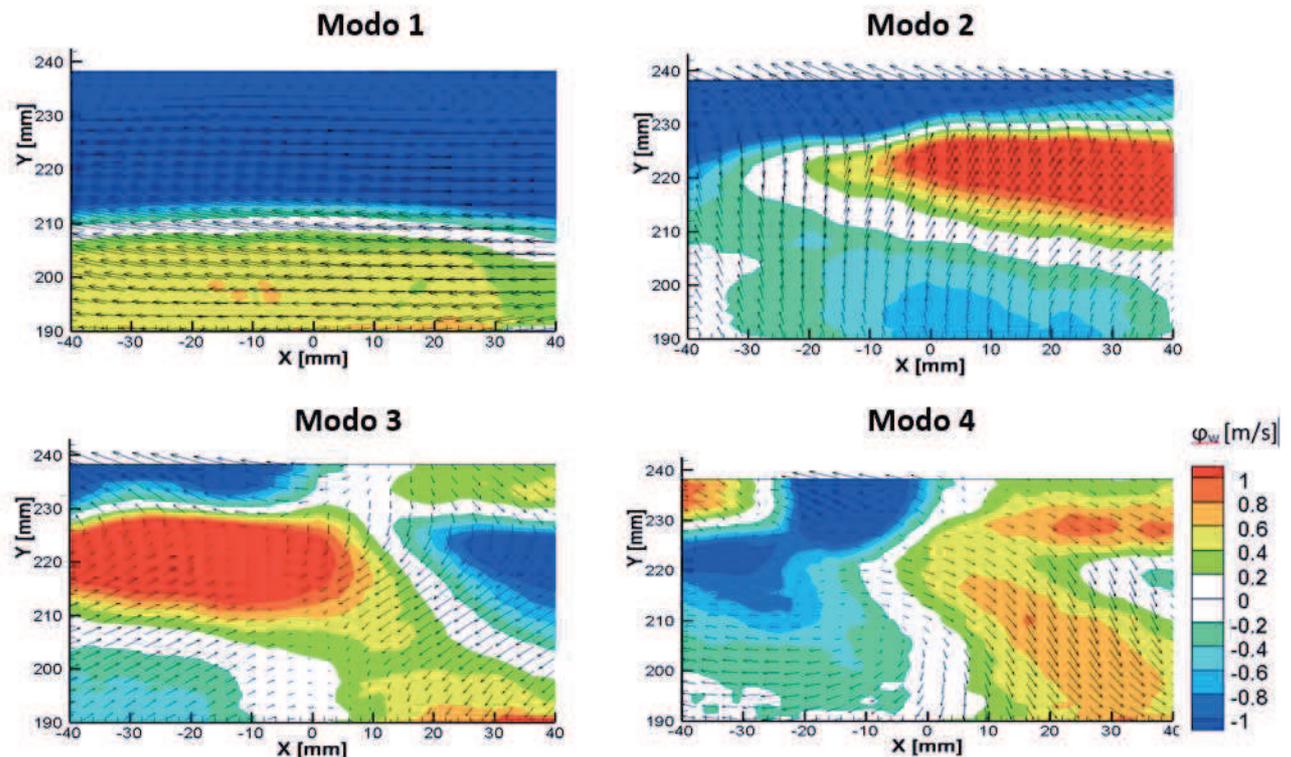


Figura 9.10: Piano frontale DP 2400, modi 1-4, collinare della componente assiale del modo POD

Nel caso DP 3000 (Fig. 9.11) le componenti assiali dei modi POD rappresentano strutture elongate in direzione tangenziale. Questo si può osservare in particolare nei primi 3 modi. Questo non corrisponde a quanto osservato nel piano meridiano, per il quale le più grandi fluttuazioni di velocità avvenivano al di sopra dell'apice della pala. Solo il modo 3 del piano meridiano coincide in parte con quanto si osserva nel piano frontale. Ovvero, si può ipotizzare che le fluttuazioni di velocità evidenziate nel piano frontale per questa condizione di funzionamento siano legate al passaggio della pala. I modi 1, 2 e 3 evidenziano strutture elongate tangenzialmente con segno della fluttuazione opposto. Questo tipo di struttura indica la presenza di fenomeni periodici, in quanto i modi rappresentano lo stesso campo di moto traslato. In accordo con diverse recenti pubblicazioni ciò indica un moto pseudo-periodico, rappresentativo di un fenomeno deterministico come il passaggio periodico della pala.

Le componenti radiali della velocità confermano queste precedenti considerazioni, nel caso DP 2400 si osservano strutture in larga scala che caratterizzano una larga porzione del campo di investigazione, ma che non evidenziano i fenomeni tipici osservati nei risultati medi in fase. Dunque strutture in larga scala che possiedono la maggior parte dell'energia cinetica non sono legate, almeno non completamente come si mostrerà in seguito al passaggio della pala e dunque

sono da attribuirsi al flusso ingerito dalla pala nel meato all'apice che crea turbolenza e dunque rumore.

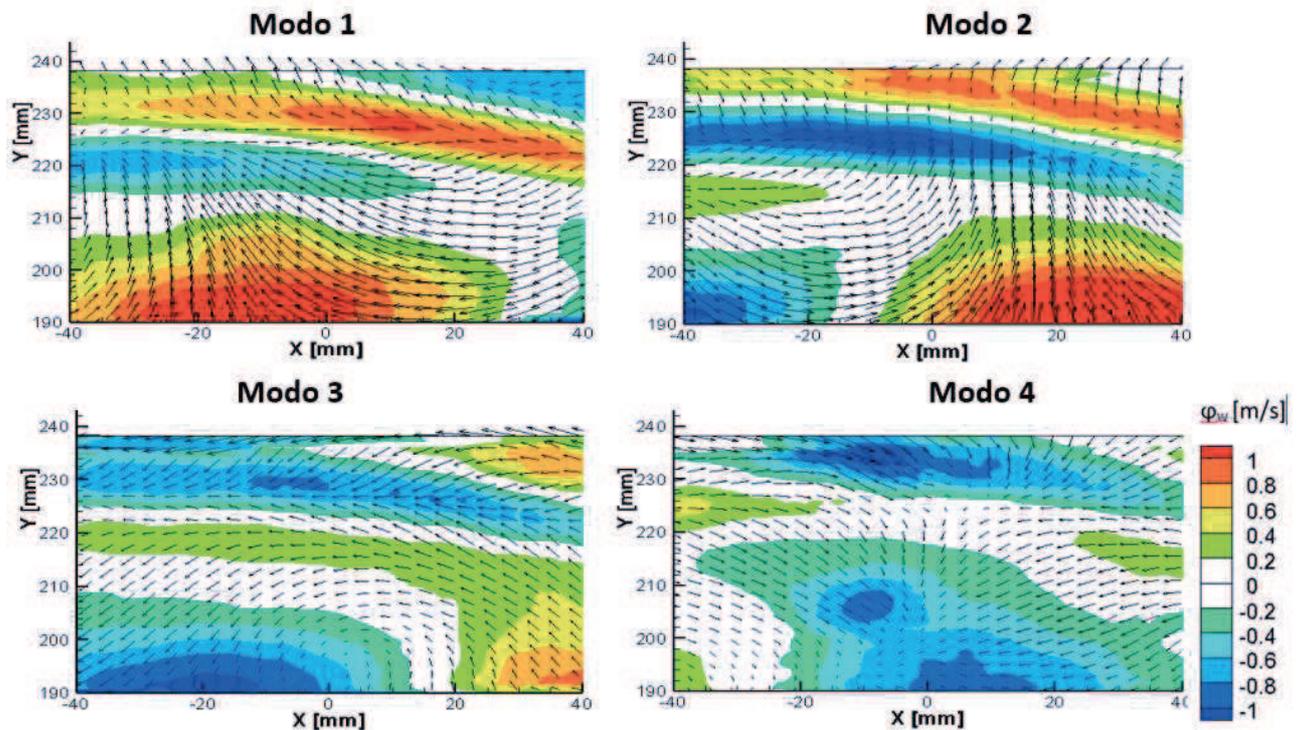


Figura 9.11: Piano frontale DP 3000, modi 1-4, collinare della componente assiale del modo POD

Nel caso DP 3000, le componenti radiali dei modi POD evidenziano il rilascio periodico di strutture elongate tangenzialmente in prossimità dell'apice della pala, che alternativamente hanno componente radiale positiva o negativa. Invece al di sotto della zona dell'apice della pala, per  $y < 220$  mm, la componente radiale evidenzia un moto a vortice all'interno del vano palare, ciò è reso evidente dall'alternanza nella direzione azimutale del valore della velocità radiale: per esempio nel modo 1, a posizione radiale fissata  $y = 200$  mm, la componente radiale è dapprima negativa, poi zero e dopo positiva come si può osservare nel centro di un vortice. La periodicità osservata è quella del passo palare, che è circa 1,6 volte più esteso in direzione azimutale rispetto al piano di investigazione. Il modo 4 evidenzia invece già strutture in piccola scala e non presenta evidenti vorticità correlabili col vano palare.

Le componenti tangenziali dei modi POD sono riportate per completezza in Fig. 9.14 e 9.15. Questi grafici confermano quanto già dapprima commentato. Si può notare inoltre come il modo 1 nel caso DP 2400 presenti un valore uniforme di fluttuazione di velocità tangenziale, di modulo anche maggiore rispetto alle 2 precedenti componenti. Questa struttura in larga scala dunque perturba il flusso principalmente in direzione azimutale. Viceversa, questa componente ha modulo minore per il modo 2. Per il modo 3 evidenzia un moto ad elevata tensione tangenziale in prossimità dell'apice della pala per  $y$  compreso tra 220 e 240 mm.

Nel caso DP 3000 la componente tangenziale evidenzia ancora meglio la traccia delle perturbazioni dovute al passaggio della pala, con variazione anche di questa grandezza in direzione azimutale.

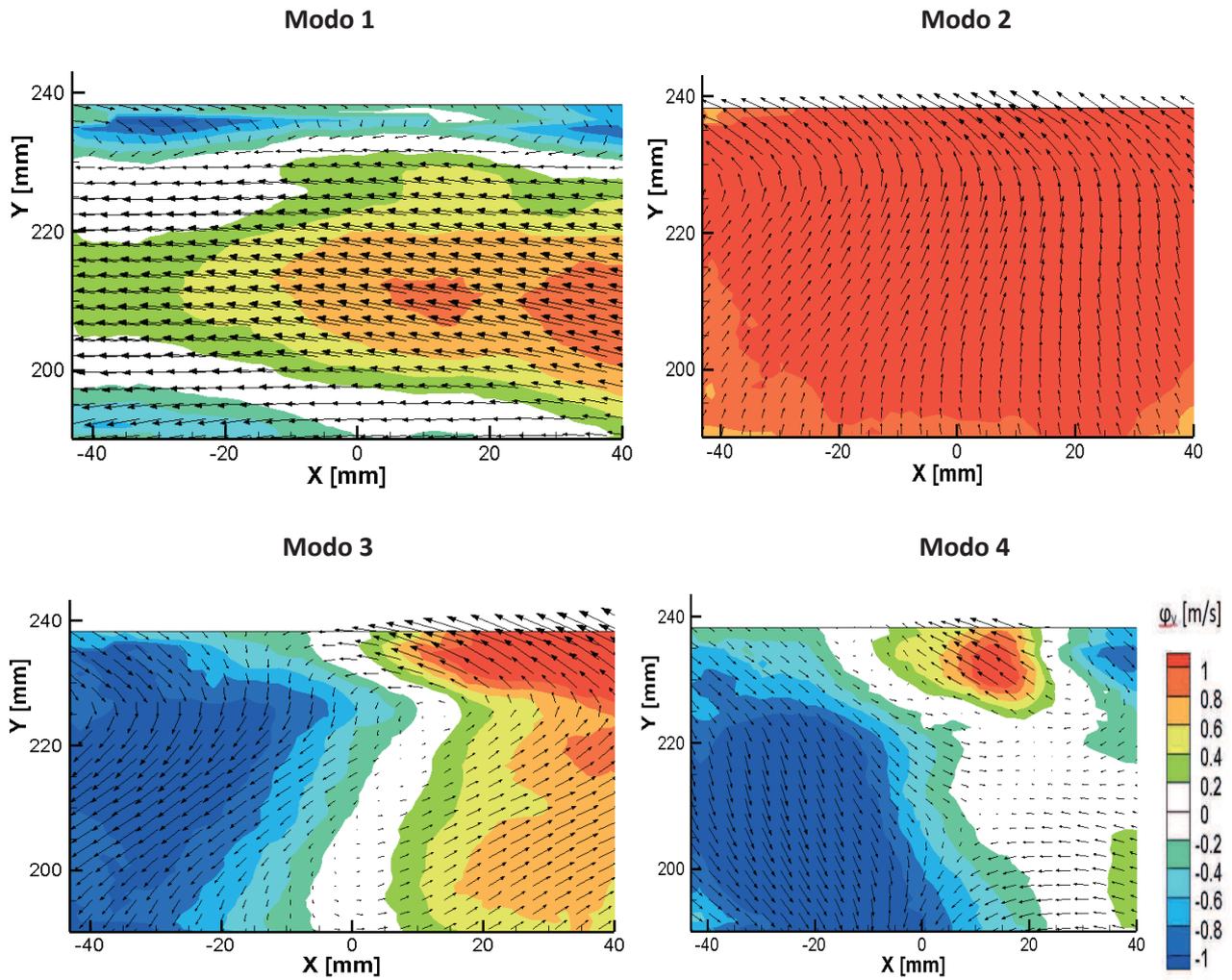
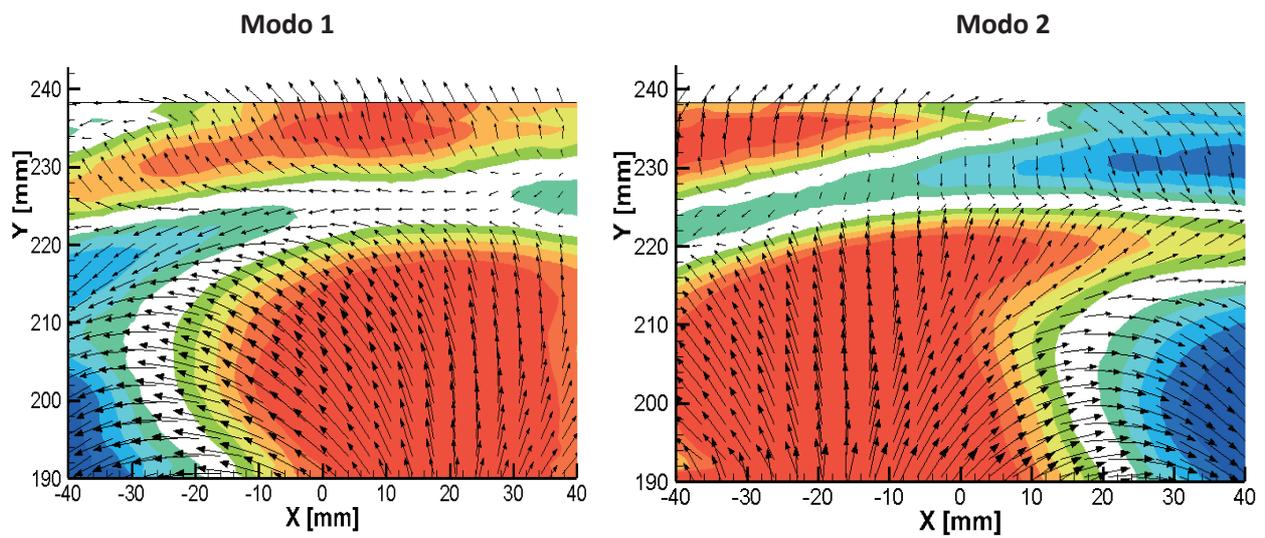


Figura 9.12: Piano frontale DP 2400, modi 1-4, collinare della componente radiale del modo POD



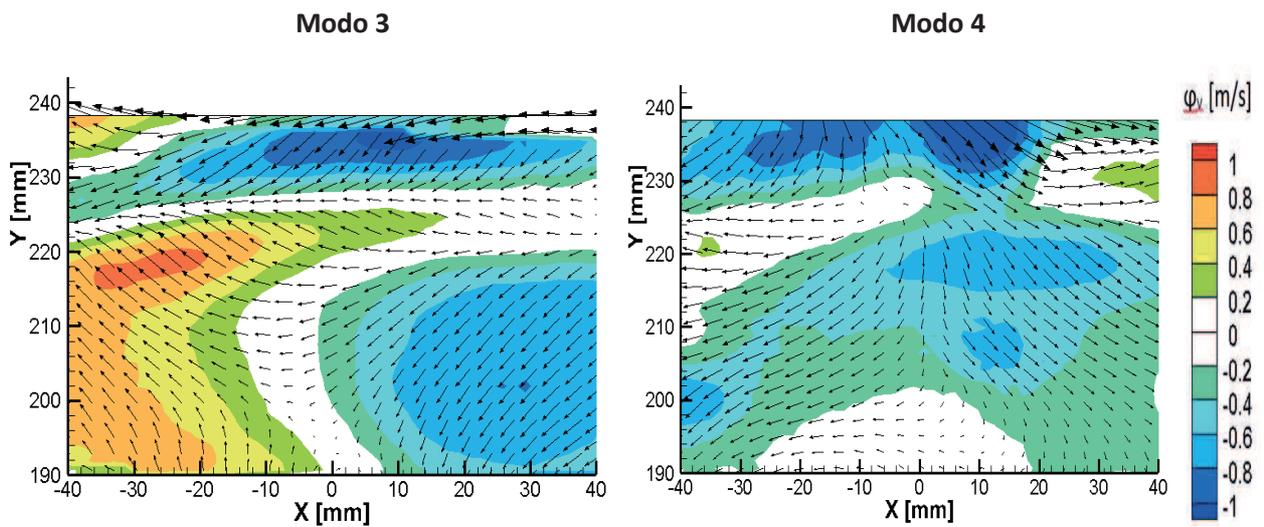


Figura 9.13: Piano frontale DP 3000, modi 1-4, collinare della componente radiale del modo POD

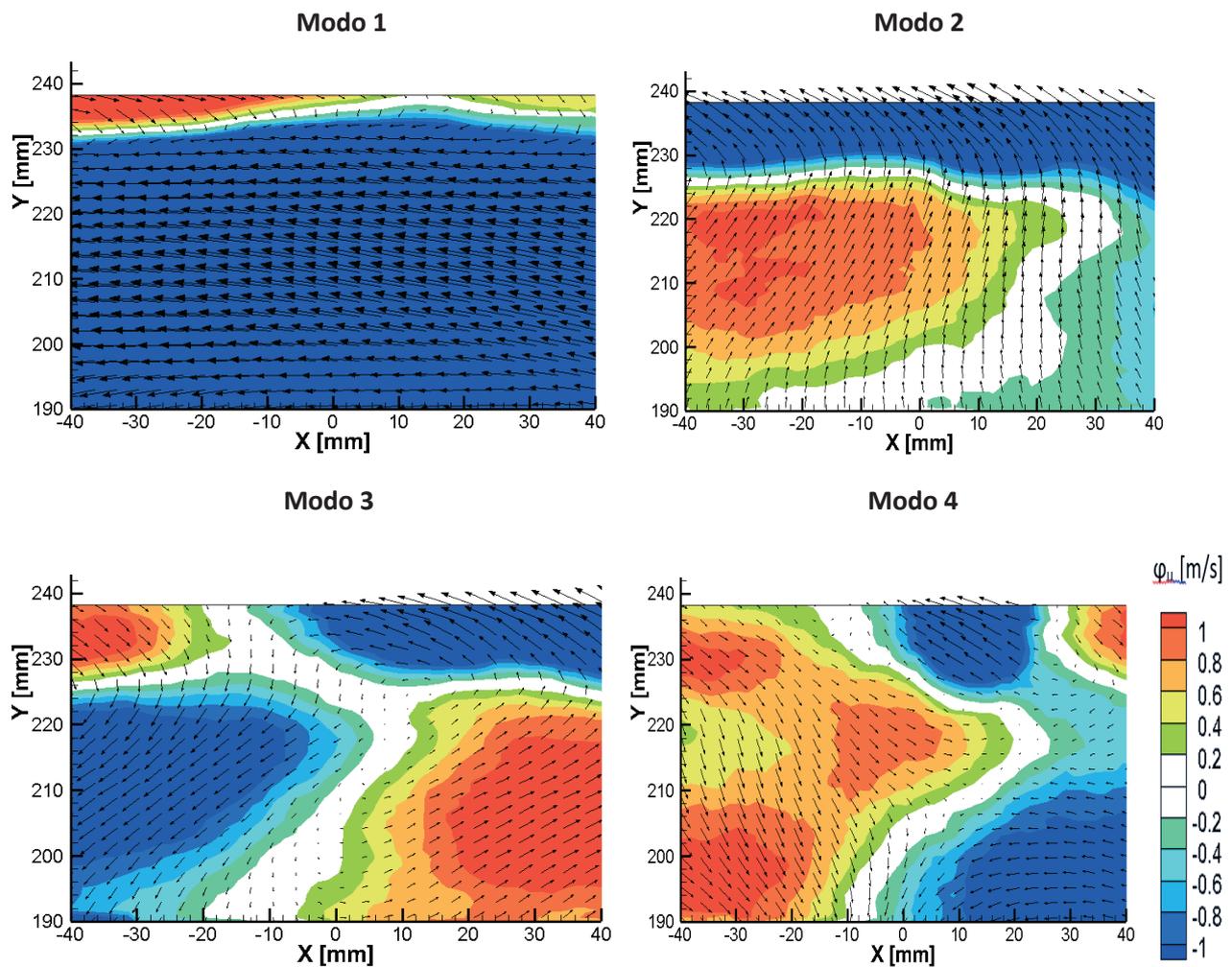


Figura 9.14: Piano frontale dp2400, modi 1-4, collinare della componente tangenziale del modo POD

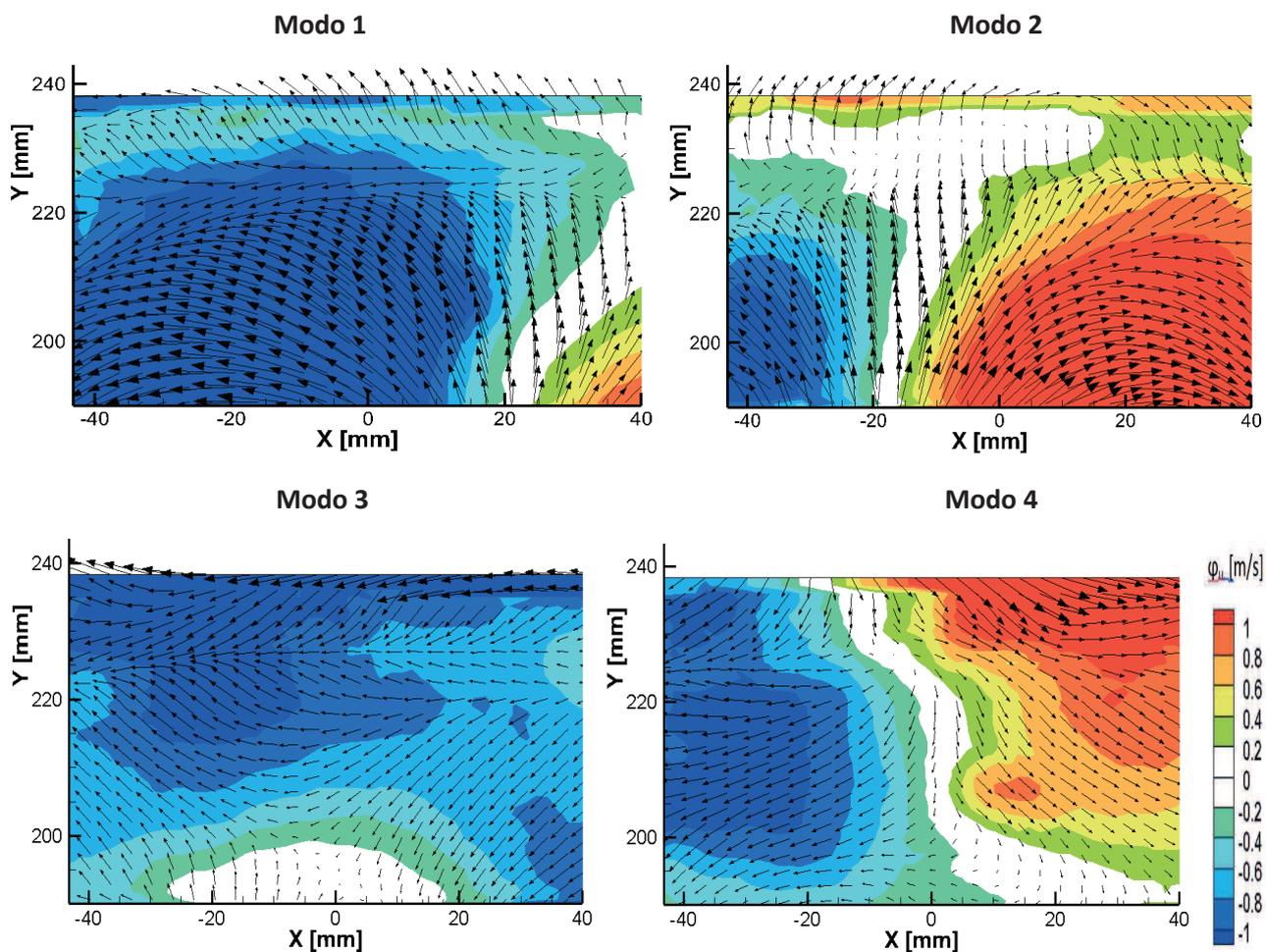


Figura 9.15: Piano frontale dp3000, modi 1-4, collinare della componente tangenziale del modo POD

In conclusione, per il piano frontale, per il caso DP 2400, i modi POD rappresentano strutture in larga scala che difficilmente sono correlabili al passaggio periodico delle pale, e dunque catturano strutture in larga scala causate dalla turbolenza attraverso il meato che si trova localizzata nella zona di investigazione, al di sotto dell'apice della pala. Viceversa, nel caso DP 3000 i modi POD rappresentano principalmente le strutture legate al passaggio della pala.

Come ulteriore prova di questi commenti si mostra nelle figure 9.16 e 9.17 un paragone diretto tra alcuni istanti della media in fase e alcuni modi POD per i due casi, rispettivamente DP 2400 e DP 3000. In figura 9.16 si osserva come il paragone tra due istanti della media in fase e due modi POD ha fornito solo risultati parziali, ovvero il modo 2 e 6 POD catturano in alcune zone del campo di moto strutture simili a quelle della media in fase ma la sovrapposizione è solo parziale, questo sembra indicare il fatto che le fluttuazioni di velocità a frequenze non correlate con quella di passaggio pala abbiano un'intensità elevata.

In Figura 9.17 si osserva invece una perfetta similitudine tra istanti della media in fase e modi POD. In questa regione del campo di moto (al di sotto dell'apice della pala), per questa condizione di moto le strutture turbolente generate dal flusso d'apice sono infatti localizzate principalmente al di sopra dell'apice della pala stessa, come evidenziato nel paragrafo precedente (9.1).

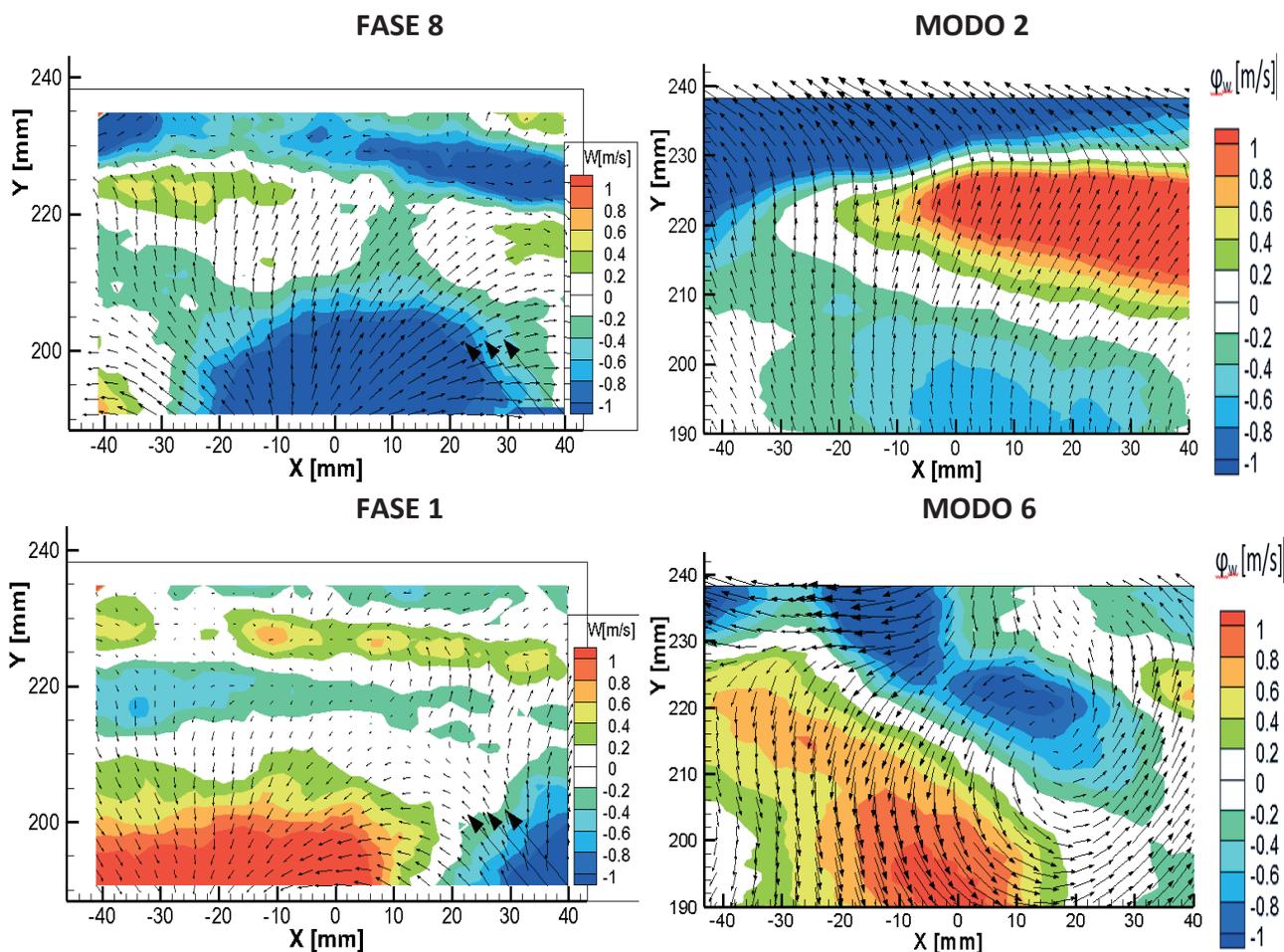
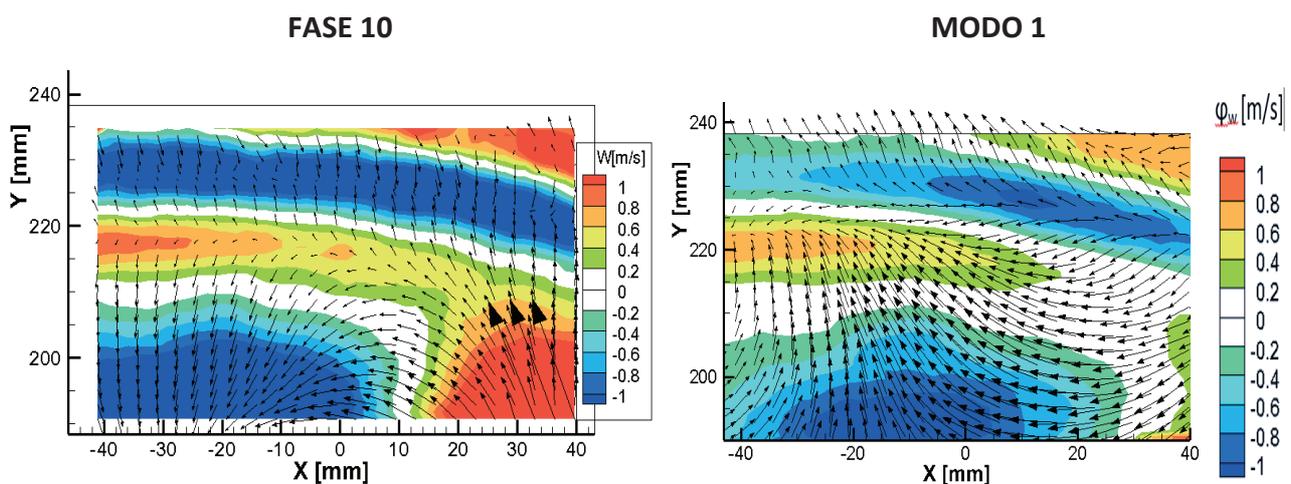


Figura 9.16: Confronto tra media in fase  $W$  [m/s] e collinare della componente assiale del modo POD per il caso DP 2400 piano frontale



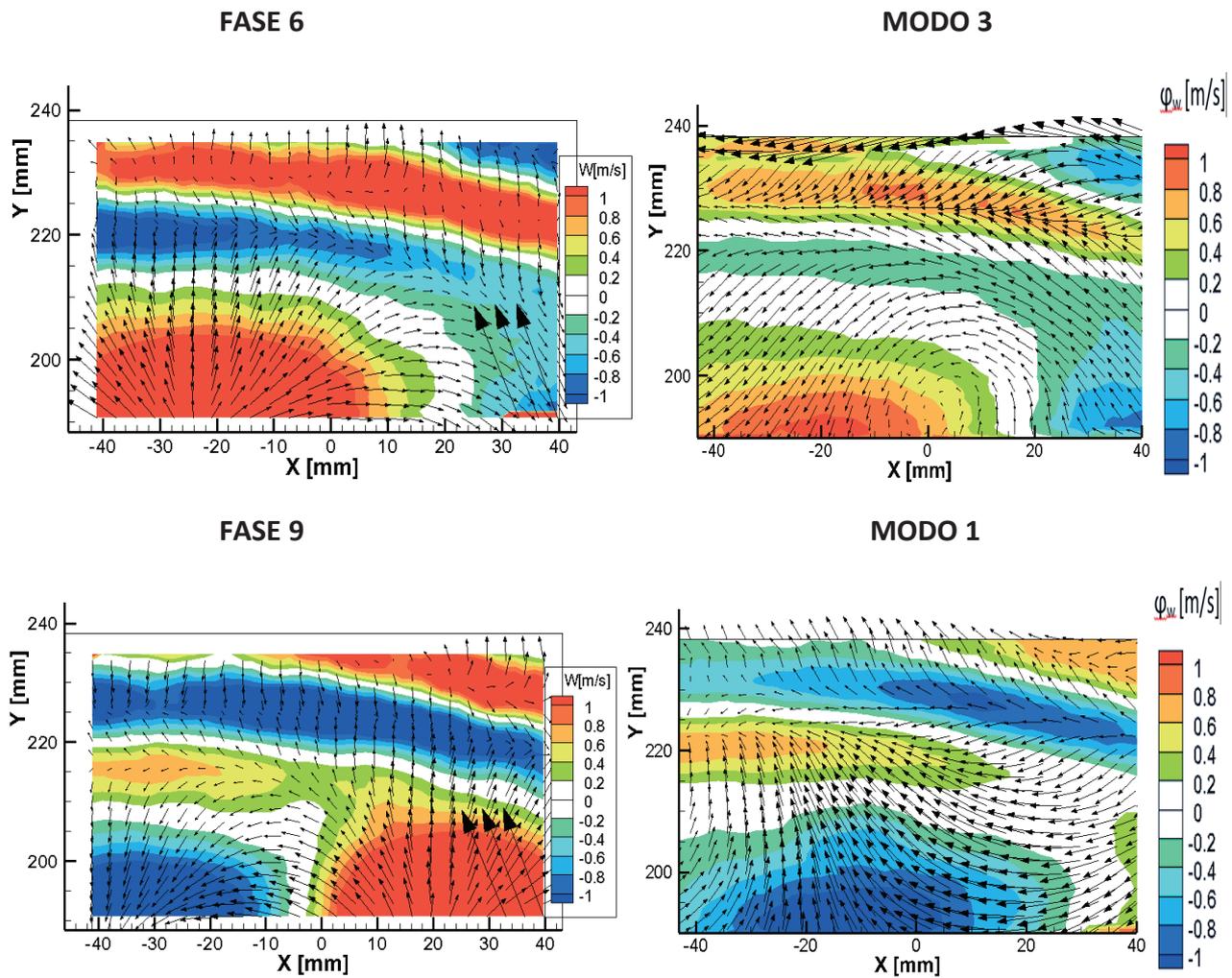
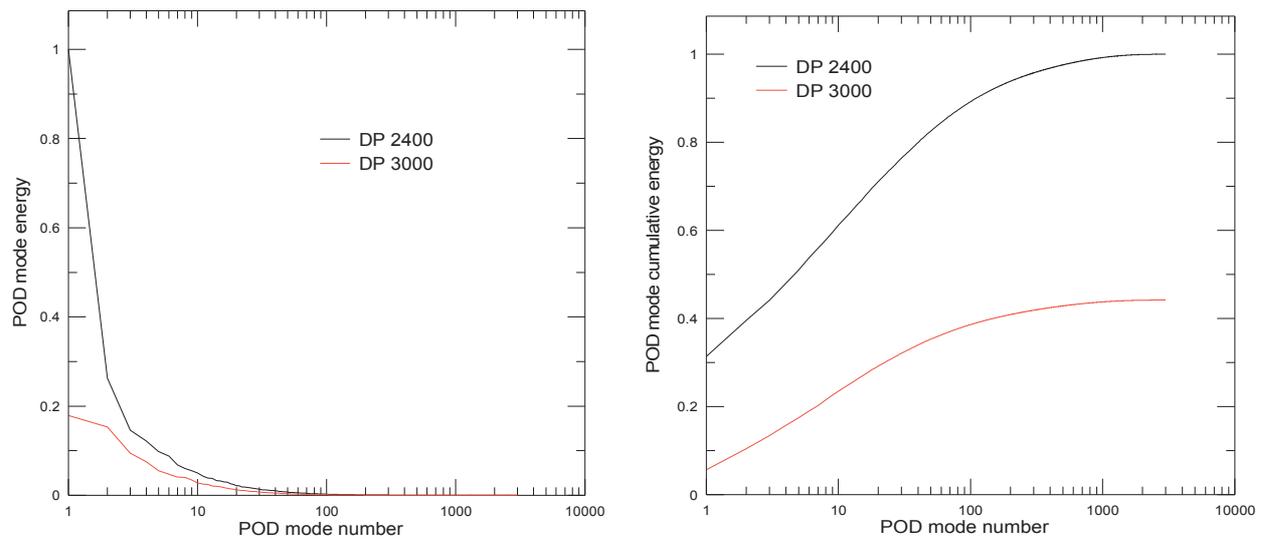


Figura 9.17: Analogia tra la media in fase (10-6-9) e i modi (1-3-1), caso DP 3000 piano frontale

Si riportano, anche per questo piano di misura, le energie dei modi POD in figura 9.18. Nel grafico di sinistra sono riportati i valori di energia di ogni singolo modo reso adimensionale dividendo per l'energia del primo modo POD del caso DP 2400. Nel grafico di destra è rappresentato il cumulativo delle energie dei 2 casi reso adimensionale dividendo per l'energia totale del caso DP 2400. Si osserva come, anche in questo piano di misura, i primi 10 modi catturino più del 50% dell'energia cinetica di ogni singolo caso rispettivamente. Il risultato più significativo di questo grafico è l'inversione di tendenza tra le energie catturate nelle due condizioni di flusso. Limitatamente al piano frontale, che è meno esteso radialmente di quelli meridiano discusso precedentemente, l'energia cinetica turbolenta totale e per modo è maggiore nel caso DP 2400. Infatti, la maggior parte delle fluttuazioni, deterministiche e stocastiche osservabili per questo caso avvengono al di sotto dell'apice della pala. Al contrario per il caso DP 3000 la maggior parte delle fluttuazioni avvengono al di sopra dell'apice della pala, si limitano alle sole fluttuazioni periodiche al di sotto di questa zona come evidenziato in questo paragrafo.



*Figura 9.18: Piano frontale energia dei modi POD (sinistra) e il suo cumulativo (destra)*

## 10. Conclusioni

Lo studio sperimentale descritto nel presente elaborato riguarda un ventilatore assiale utilizzato nei moduli di raffreddamento automobilistici. In particolare, viene analizzato il flusso di ricircolo attraverso il gioco d'apice, tipico dei rotori ricoperti, e i suoi effetti sullo spettro di *SPL*. Le misure acustiche iniziali, effettuate sulla configurazione di prova, hanno evidenziato alcune caratteristiche importanti del fenomeno aerodinamico all'origine del rumore, come la sua dipendenza dal punto di funzionamento e, limitatamente al funzionamento in condizione nominale, la sua dipendenza dal regime di rotazione e dai conseguenti effetti deformativi che interessano il rotore durante l'esercizio. Inoltre, esse hanno guidato l'effettuazione delle successive prove aerodinamiche, ben più onerose dal punto di vista dell'impegno temporale necessario per la loro impostazione e per le conseguenti operazioni di rielaborazione dei dati. Le prove aerodinamiche, effettuate con tecniche *Laser Doppler Velocimetry* e *Particle Image Velocimetry* e seguite da un'elaborazione con la tecnica della media di insieme eseguita in fase con la posizione istantanea del rotore, hanno consentito di individuare alcune caratteristiche importanti del flusso di ricircolo, sia dal punto di vista qualitativo che dal punto di vista quantitativo. In particolare, si è mostrato che nonostante l'importanza del flusso di ricircolo cresca con il carico (confronto fra punto di funzionamento nominale e di mandata libera), il rumore generato può diminuire poiché può modificarsi l'evoluzione del flusso in uscita dal meato con il crescere della velocità di rotazione. Infatti, per alti regimi di rotazione le deformazioni del rotore, combinate al carico palare, possono modificare in maniera sostanziale le caratteristiche del flusso di ricircolo nell'ambiente di monte, inducendolo ad acquisire un andamento radiale marcato ed allontanandolo dalla sezione di ingresso nel rotore. La conseguenza di ciò è un'attenuazione del disturbo a seguito della dissipazione energetica dovuta ad un maggior miscelamento con il flusso di monte, che comporta un conseguente calo di intensità al momento della reingestione nel rotore rispetto a quanto accade per i regimi inferiori. Dal punto di vista applicativo, ciò indica che una combinazione più o meno fortunata dei parametri del problema può portare ad emissioni acustiche molto differenti, evidenziando la complessità del fenomeno in studio. Il fatto che le misure siano state effettuate in punti fissi nel sistema di riferimento assoluto e l'assenza di informazioni sulla eventuale periodicità del fenomeno in esame hanno impedito di determinare le altre componenti tempo varianti non correlate con la posizione del rotore, ridotte ad instazionarietà non risolte dalla rielaborazione in fase. In conseguenza di ciò, le strutture di flusso associate al ricircolo attraverso il gioco d'apice non possono essere risolte totalmente. Comunque, l'analisi degli andamenti istantanei nel piano meridiano evidenzia, in condizioni di mandata libera, la possibile presenza di una bolla di separazione attaccata al labbro dell'anello, mentre, a carico e velocità di rotazione elevata, il flusso di ricircolo pare caratterizzato da maggiore instabilità con caratteristiche tipiche di un free shear layer. Ciò è confermato dall'analisi dei risultati delle elaborazioni mediante tecnica POD. Le analisi svolte rappresentano un primo passo nello studio sperimentale, dato che, attualmente, le strutture di flusso ricercate difficilmente possono essere descritte con metodi di tipo teorico o numerico. La continuazione del lavoro sarà l'effettuazione di misure aerodinamiche con la tecnica *Particle Image Velocimetry* tridimensionale e, successivamente, con la tecnica *Particle Image Velocimetry* veloce, in grado di acquisire a frequenza decisamente maggiore di quella di passaggio di pala e, sperabilmente, in grado

di individuare le strutture di flusso di interesse e di fornire maggiori informazioni sulla loro natura.

## Bibliografia

- [1] Canepa, E., Cattanei, A., & Mazzocut Zecchin, F. (2013, December). Aerodynamic noise from cooling and HVAC systems features important to land vehicles in urban traffic conditions. In 2013 International Conference on Connected Vehicles and Expo (ICCVE) (pp. 164-170). IEEE.
- [2] Canepa, E., Cattanei, A., Mazzocut Zecchin, F., Milanese, G., & Parodi, D. (2016). An experimental investigation on the tip leakage noise in axial-flow fans with rotating shroud. *Journal of Sound and Vibration*, 375, 115-131.
- [3] Canepa, E., Cattanei, A., Mazzocut Zecchin, F. (2015). Installation effects on the tonal noise generated by axial flow fans. *Journal of Sound and Vibration*, 340, 167-189.
- [4] Bongiovi, A., & Cattanei, A. (2011). Spectral decomposition of the aerodynamic noise generated by rotating sources. *Journal of Sound and Vibration*, 330(1), 136-152.
- [5] Cattanei, A., Ghio, R., & Bongiovi, A. (2007). Reduction of the tonal noise annoyance of axial flow fans by means of optimal blade spacing. *Applied Acoustics*, 68(11), 1323-1345.
- [6] Canepa, E., Cattanei, A., Mazzocut Zecchin, F., Milanese, G., & Parodi, D. (2013). Experimental study of the effect of the rotor-stator gap variation on the tonal noise generated by low-speed axial fans. AIAA paper, 2046.
- [7] Cattanei, A., Canepa, E., Milanese, G., & Parodi, D. (2010). Further study of the test configuration for axial flow fans noise measurements. In Proceedings of the 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference.
- [8] Piellard, M., Coutty, B., Le Goff, V., Vidal, V., & Pérot, F. (2014). Direct aeroacoustics simulation of automotive engine cooling fan system: effect of upstream geometry on broadband noise. In 20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, AIAA (Vol. 2455).
- [9] Hu, X., Wen, S., Gao, Y., Xi, G., Khalighi, B., & Johnson, J. P. (2011). Experimental study on the effect of the shroud on the performance and flow field of an automotive cooling fan. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: *Journal of Automobile Engineering*, 225(5), 627-642.
- [10] Magne, S., Sanjosé, M., Moreau, S., & Berry, A. (2012, June). Aeroacoustic prediction of the tonal noise radiated by a ring fan in uniform inlet flow. In 18th AIAA Aeracoustics Conference, AIAA.
- [11] Magne, S., Sanjosé, M., Moreau, S., & Berry, A. (2014). Numerical optimization of fan tonal noise control using acoustic modulation of slowly-rotating obstructions. In 20th AIAA Aeracoustics Conference, AIAA.
- [12] Moreau, S., & Sanjose, M. (2016). Sub-harmonic broadband humps and tip noise in low-speed ring fans. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 139(1), 118-127.

- [13] Magne, S., Moreau, S., & Berry, A. (2015). Subharmonic tonal noise from backflow vortices radiated by a low-speed ring fan in uniform inlet flow. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 137(1), 228-237.
- [14] Roger, M. (2007). Near-field fan noise modeling and installation effects due to scattering surfaces. *Fan Noise 2007*, 3, 13-21.
- [15] BOUTIER, A. (1993). LDV 1: Basic principles, multicomponent systems. Lecture series-van Karemán Institute for fluid dynamics, 9, L1-L55.
- [16] BOUTIER, A. (1993). LDV 2: Seeding, signal processing. Lecture series-van Karemán Institute for fluid dynamics, 9, M1-M17.
- [17] Longhouse, R. E. (1978). Control of tip-vortex noise of axial flow fans by rotating shrouds. *Journal of Sound and Vibration*, 58(2), 201-214.
- [18] Fukano, T., Takamatsu, Y., & Kodama, Y. (1986). The effects of tip clearance on the noise of low pressure axial and mixed flow fans. *Journal of Sound and Vibration*, 105(2), 291-308.
- [19] Jang, C. M., Fukano, T., & Furukawa, M. (2003). Effects of the tip clearance on vortical flow and its relation to noise in an axial flow fan. *JSME International Journal Series B*, 46(3), 356-365.
- [20] ISO 10302, Acoustics-Method for the measurement of airborne noise emitted by small air-moving devices, 1996.
- [21] Holmes P., Lumley J., Berkooz G., Turbulence, Coherent Structures, Dynamical Systems and Symmetry, 1996, Cambridge University Press, Cambridge, UK
- [22] Perrin R, Braza M, Cid E, Cazin S, Barthet A, Sevrain A, Mockett C, Obtaining phase averaged turbulence properties in the near wake of a circular cylinder at high Reynolds number using POD, 2007, Springer-Verlag.
- [23] Tealdi G., Analisi POD di una bolla di separazione laminare per la caratterizzazione del rilascio di strutture vorticide, Master degree thesis.
- [24] Sirovich L., Turbulence and the dynamics of coherent structures, 1987, I, Quart. Appl. Math., 45
- [25] Berrino M., Lengani D., Simoni D., Ubaldi M., Zunino P. "POD Analysis of the Wake-Boundary Layer Unsteady Interaction in a LPT Blade Cascade", 11th European Turbomachinery Conference, Madrid, Spain, March 23-26, 2015, pp. 1-12

## Simbologia

Vengono riportati i simboli, le abbreviazioni e gli acronimi utilizzati ricorrentemente nell'elaborato, mentre vengono omesse da questa lista le quantità specifiche utilizzate solo in determinate parti dell'elaborato e descritte nelle legende locali.

### Simboli

$\Phi$	portata adimensionale
$\Psi$	prevalenza adimensionale
$Q$	portata
$p$	pressione
$p_{eff}$	pressione efficace
$f$	frequenza
$f_n$	frequenza centrale della n-esima banda
$f_d$	frequenza Doppler
$\Delta f$	larghezza di banda di frequenza
$St$	numero di Strouhal basato sulla velocità di rotazione
$\Delta St$	larghezza di banda di Strouhal
$\lambda$	lunghezza d'onda
$a_0$	velocità del suono
$D_{tip}$	diametro esterno del rotore
$\Omega$	velocità di rotazione
$v_\theta$	componente tangenziale della velocità
$v_a$	componente assiale della velocità
$v_r$	componente radiale della velocità
$u$	velocità di trascinamento
$u_{tip}$	velocità di trascinamento al raggio d'apice della pala
$\bar{v}$	velocità media
$\tilde{v}$	velocità mediata in fase
$K$	energia cinetica turbolenta
$\omega_\theta$	componente tangenziale della vorticità
$\omega_a$	componente assiale della vorticità
$Std$	standard deviation
$\tilde{Std}$	standard deviation in fase
$\overline{Std}$	media delle standard deviation in fase
$SPL$	sound pressure level
$SPL_{filt}$	sound pressure level filtrato
$SPL_{scal}$	sound pressure level scalato
$OASPL$	overall sound pressure level
$G(f)$	funzione di propagazione acustica

### Abbreviazioni e acronimi

<i>BPF</i>	frequenza di passaggio della pala
<i>PSD</i>	densità spettrale di potenza
DP	punto di funzionamento nominale (a $\Delta P$ )
ML	punto di funzionamento a mandata libera
<i>LDV</i>	tecnica Laser Doppler Velocimetry
<i>PIV</i>	tecnica Particle Image Velocimetry
PM	fotomoltiplicatore
DISP	dispositivo di abbattimento della turbolenza
FEM	finite element method

## Appendice A

### Codice Matlab per il calcolo della componente assiale della vorticità sui dati LDV e per l'organizzazione della matrice di rappresentazione sugli strumenti grafici

```

clc
clear
close all;

ProcPath=uigetdir('','SELECT FOLDER TO READ & STORE PROCESSED DATA');

% Switch to process folder
cd(ProcPath);
filename = uigetfile('','SELECT FILE TO PROCESS');

dati=dlmread(filename, ',',3,0);

velrot=str2num(filename(length(filename)-7:length(filename)-4));

Rapice=0.23;

nbin=180;

dimfile = size(dati);

nrad=dimfile(1)/(nbin+1);

for j=1:nrad;
    for i=1:(nbin+1);

        array(i,j,1)=dati(i+[j-1]*(nbin+1),4)/1000;%"R [mm] "
        array(i,j,2)=dati(i+[j-1]*(nbin+1),5);%"Theta [rad] "
        array(i,j,3)=dati(i+[j-1]*(nbin+1),6);%"bin" "Va [m/s] "
        array(i,j,4)=dati(i+[j-1]*(nbin+1),7);%"VaAT [m/s] "
        array(i,j,5)=dati(i+[j-1]*(nbin+1),8);%"Vtheta [m/s] "
        array(i,j,6)=dati(i+[j-1]*(nbin+1),9);%"Vr [m/s] "
        array(i,j,7)=dati(i+[j-1]*(nbin+1),14);%"Vz [m/s] "
        array(i,j,8)=dati(i+[j-1]*(nbin+1),15); %"Vy [m/s] "

        datiexp(i,1:dimfile(2),j)=dati(i+[j-1]*(nbin+1),1:dimfile(2));
    end
end

```

```

    end;
end;

for j=1:(nrad-1);
    for i=1:(nbin);

        Vr(1,1)=array(i,j,6);
        Vt(1,1)=array(i,j,5);

        Vr(2,1)=array(i+1,j,6);
        Vt(2,1)=array(i+1,j,5);

        Vr(2,2)=array(i+1,j+1,6);
        Vt(2,2)=array(i+1,j+1,5);

        Vr(1,2)=array(i,j+1,6);
        Vt(1,2)=array(i,j+1,5);

        VtH = (Vt(1,1)+Vt(2,1))*0.5;

        VrF = (Vr(1,2)+Vr(2,2))*0.5;

        VtG = (Vt(2,2)+Vt(1,2))*0.5;

        VrE = (Vr(1,1)+Vr(1,2))*0.5;

        dr = array(i,j+1,1)-array(i,j,1);
        if i~=nbin
            dtheta =array(i+1,j,3)-array(i,j,3);
        elseif i==nbin
            dtheta =array(i+1,j,3);
        end

        r = array(i,j,1);

        circ=(-VtH*r*dtheta+VrE*dr+VtG*(r+dr)*dtheta*
            *VrE*dr)/(dr*(r+(dr/2))*dtheta);

        array(i,j,10)=circ;
        vort(i,j,1)=circ;
        vort(i,j,2)=r+(dr/2);

        if i~=nbin
            vort(i,j,3)=array(i,j,3)+dtheta/2;
        elseif i==nbin
            vort(i,j,3)=dtheta/2;
        end
    end
end

```

```

    end;
end;

for i=1:(nbin);

vortraggio_in(i)= (vort(i,2,1)-vort(i,1,1))/(vort(i,2,2)-
vort(i,1,2))* (array(i,1,1)-vort(i,1,2))+ vort(i,1,1);

vortraggio_out(i)= (vort(i,nrad-1,1)-vort(i,nrad-
2,1))/(vort(i,nrad-1,2)-vort(i,nrad-2,2))* (array(i,nrad,1)-
vort(i,nrad-1,2))+ vort(i,nrad-1,1);

    end;

for i=1:(nbin);

    for j=1:(nrad-2);

        if i==1

            array(i,j+1,9)= ((vort(i,j+1,1)+vort(i,j,1))/2)+ ((vort(nbin,
j+1,1)+vort(nbin,j,1))/2);
            elseif i~=1
            array(i,j+1,9)= ((vort(i-1,j+1,1)+vort(i-
1,j,1))/2)+ ((vort(i,j+1,1)+vort(i,j,1))/2);
            end

        end

        if i==1
            array(i,1,9)=(vortraggio_in(i)+vortraggio_in(nbin))/2;

            array(i,nrad,9)=(vortraggio_out(i)+vortraggio_out(nbin))/
2;

            elseif i~=1
            array(i,1,9)=(vortraggio_in(i-1)+vortraggio_in(i))/2;

            array(i,nrad,9)=(vortraggio_out(i-
1)+vortraggio_out(i))/2;

            end

        end

    end
end

```

```

array(nbin+1, :, 9)=array(1, :, 9);

datiexp(:, 26, :)=array(:, :, 9);

datiexp(:, 27:39, :)=datiexp(:, 7:19, :)/(((velrot*2*3.14159)/60)
*Rapice);

datiexp(:, 40:43, :)=datiexp(:, 21:24, :)/(((velrot*2*3.14159)/60)
)*Rapice);

datiexp(:, 44, :)=datiexp(:, 26, :)/(((velrot*2*3.14159)/60));

datiexp(:, 45, :)=0.5*sqrt(datiexp(:, 7, :).^2+datiexp(:, 9, :).^2+
da
tiexp(:, 10, :).^2);

datiexp(:, 46, :)=datiexp(:, 45, :)/(((velrot*2*3.14159)/60));

datiexp(:, 47, :)= -datiexp(:, 7, :);

datiexp(:, 48, :)= -datiexp(:, 27, :);

filename2=filename(1:length(filename)-4);

fid = fopen([filename2 '_vort_AD.dat'], 'wt');

fprintf(fid, 'TITLE="LDA Exported Data"\n');

fprintf(fid, 'VARIABLES= "X" "Y" "Z" "R[mm]" "Theta[rad]"
"bin" "Va[m/s]" "VaAT[m/s]" "Vtheta[m/s]" "Vr[m/s]" "Std
Va[m/s]" "Std VaAT[m/s]" "Std Vtheta[m/s]" "Std Vr[m/s]"
"Vz[m/s]" "Vy[m/s]" "Wa[m/s]" "Wtheta[m/s]" "Wr[m/s]"
"Beta[deg]" "ModW[m/s]" "ModWatheta[m/s]" "Wz[m/s]" "Wy[m/s]"
"Alfa[deg]" "Vort" "Va_ad" "VaAT_ad" "Vtheta_ad" "Vr_ad" "Std
Va_ad" "Std VaAT_ad" "Std Vtheta_ad" "Std Vr_ad" "Vz_ad"
"Vy_ad" "Wa_ad" "Wtheta_ad" "Wr_ad" "ModW_ad"
"ModWatheta_ad" "Wz_ad" "Wy_ad" "Vort_ad" "K [m/s]" "K_ad" "-
Va[m/s]" "-Va_ad"\n');

fprintf(fid, 'ZONE T="FASE MONTE ');           %inserire MEATO o
VALLE a seconda dei casi
fprintf(fid, '%2d', 1);
fprintf(fid, ' I=');
fprintf(fid, '%3d', nbin+1);
fprintf(fid, ' J=');
fprintf(fid, '%2d', nrad);
fprintf(fid, ' K=');
fprintf(fid, '%2d', 1);

```

```
fprintf(fid, ' F=POINT\n');  
  
for i=1:nrad  
    fprintf(fid, '%15.11f %15.11f %15.11f %15.11f %15.11f  
%15.11f %15.11f %15.11f %15.11f %15.11f %15.11f %15.11f  
%15.11f\n', datiexp(:, :, i)');  
  
end  
  
status = fclose(fid);
```