



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

**STRATEGIE PROGETTUALI PER LA RIDUZIONE
DEL RUMORE AERODINAMICO PRODOTTO DA UN
VENTILATORE CENTRIFUGO**

Relatore:

Prof. Benini Ernesto

Correlatore:

Ing. Totaro Matteo

Laureando:
Scattolini Mattia

Anno Accademico 2013-2014

Alla mia famiglia.

Sommario

Il presente lavoro di tesi è nato con lo scopo di creare e validare un modello fluidodinamico attraverso un codice CFD di un ventilatore centrifugo, al fine di poterlo utilizzare nello studio e nella valutazione di strategie progettuali innovative per la riduzione del rumore.

Sono stati analizzati diversi modelli di turbolenza e diverse tipologie di mesh con lo scopo di ottenere un modello CFD accurato, che permetta di ottenere dati numerici quanto più vicino possibile ai dati sperimentali ottenuti in laboratorio. L'utilizzo di un modello $SST-k-\omega$ e di una mesh di 34.1 milioni di celle ha permesso di ottenere una curva caratteristica del ventilatore corrispondente alla curva ottenuta sperimentalmente con un errore inferiore al 2%, e di considerare perciò il modello come validato, ponendo inoltre le basi per ulteriori lavori futuri sullo stesso modello.

Una volta validato il modello sono state presentate ed analizzate alcune modifiche geometriche con l'obiettivo finale di ridurre il rumore aerodinamico generato e migliorare le caratteristiche fluidodinamiche del ventilatore; in particolare si è agito sulla modifica della lingua della voluta, per migliorare l'andamento del flusso e ridurre la turbolenza presente, permettendo di ottenere una significativa riduzione dell'energia cinetica turbolenta e della generazione del rumore aerodinamico conseguente come ipotizzato.

2	Rumore nei ventilatori centrifughi	39
2.1	Introduzione al rumore	39
2.1.1	Suono e rumore	40
2.1.2	Frequenza	40
2.1.3	Livello di potenza sonora (SWL)	40
2.1.4	Livello di pressione sonora (SPL)	40
2.1.5	Bande di ottava	41
2.1.6	Relazione tra SWL e SPL	41
2.2	Meccanismi di generazione del rumore	41
2.2.1	Rumore aerodinamico	42
2.2.1.1	Rumore prodotto dalla rotazione della ventola	45
2.2.1.2	Rumore non prodotto dalla rotazione della ventola	46
2.2.1.3	Stima del rumore prodotto da un ventilatore	46
2.3	Analisi e strategie di riduzione del rumore	47
2.3.1	Aeroacustica	47
2.3.2	Computational Aeroacustics (CAA)	48
2.3.3	Strategie di riduzione del rumore	49
2.3.3.1	Modifica della geometria della lingua della voluta	50
2.3.3.2	Inclinazione delle pale	55
2.3.3.3	Utilizzo di una griglia sul bordo di ingresso e di uscita delle pale	56
2.3.3.4	Modulazione delle pale	58
3	Computational Fluid Dynamics - CFD	63
3.1	Equazioni che governano la fluidodinamica	63
3.1.1	Conservazione della massa	64
3.1.2	Approccio Lagrangiano e approccio Euleriano	66
3.1.3	Conservazione della quantità di moto	67
3.1.4	Equazione di bilancio dell'energia	69
3.1.4.1	Lavoro delle forze di superficie	69
3.1.4.2	Flusso di calore	70
3.1.4.3	Equazione dell'energia	71
3.1.5	Equazioni di Navier-Stokes	72
3.1.6	Forme integrali e differenziali delle equazioni generali di trasporto	73
3.2	Fenomeni turbolenti e loro modellazione	74
3.2.1	Regime laminare e regime turbolento	74
3.2.2	Proprietà e caratteristiche dei flussi turbolenti	75
3.2.2.1	Cascata dei vortici	76
3.2.3	Equazioni per i flussi turbolenti	76

3.2.3.1	Decomposizione di Reynolds	77
3.2.3.2	Equazioni di Navier-Stokes mediate alla Reynolds (RANS)	77
3.2.4	Modelli di turbolenza	79
3.2.5	Modelli RANS	79
3.2.5.1	Modelli a due equazioni	80
3.2.5.2	Modello $\mathbf{k} - \varepsilon$	81
3.2.5.3	Modelli vicino a parete	82
3.2.5.4	Funzioni di parete	83
3.2.5.5	Estensione dei modelli a parete	84
3.2.5.6	Modello $k - \omega$	85
3.3	Introduzione alla CFD	86
3.3.1	Funzionamento di un codice CFD	87
3.3.1.1	Pre-Processore	87
3.3.1.2	Solutore	88
3.3.1.3	Post-Processore	89
3.3.2	STAR-CCM+ [®]	90
4	Validazione del modello	91
4.1	Descrizione del ventilatore	91
4.2	Modello CFD	92
4.2.1	Importazione della geometria CAD	92
4.2.2	Specifiche delle regioni e delle interfacce	95
4.2.3	Impostazione dei modelli fisici	97
4.2.4	Impostazione e creazione della mesh	99
4.2.4.1	Mesh di superficie	100
4.2.4.2	Mesh di volume	102
4.2.5	Impostazione dei report e dei plot	106
4.3	Prove sperimentali	107
4.3.1	Prove di ventilazione	107
4.3.1.1	Tunnel di ventilazione	108
4.3.1.2	Prove di laboratorio	110
4.4	Validazione del modello fluidodinamico	112
4.4.1	Analisi dei modelli di turbolenza	112
4.4.2	Analisi della dipendenza della soluzione dalla mesh	116
4.5	Modello acustico	122
4.5.1	Proudman Noise Source Model	124
4.5.2	Analisi acustica	124

<i>INDICE</i>	4
5 Strategie di riduzione del rumore	127
5.1 Modifica della voluta	127
5.1.1 Generazione del rumore	127
5.1.2 Modifica della lingua della voluta	129
5.1.3 Voluta ideale a vortice libero	134
5.1.4 Voluta modificata	135
Conclusione	137
Bibliografia	138

Elenco delle figure

1.1	Tipologie di ventilatori	14
1.2	Triangoli di velocità per i vari tipi di rotanti	16
1.3	Esempio di curva caratteristica di un fan a pale curve in avanti	17
1.4	Esempio di curva caratteristica per una ventola a pale radiali fissate	18
1.5	Esempio di curva caratteristica di un fan a pale curvate all'indietro	19
1.6	Sezione di un fan centrifugo con relativi triangoli delle velocità.	20
1.7	Velocità e forze sulla ventola.	21
1.8	τ in funzione di α_2	24
1.9	Pressione statica e dinamica per diversi angoli delle pale.	25
1.10	Andamento delle pressioni in funzione della portata.	26
1.11	Andamento della potenza in funzione della portata.	27
1.12	Diagrammi delle velocità nella condizione di numero finito di pale.	28
1.13	Circolazione relativa.	29
1.14	Influenza del numero finito di pale sulla curva caratteristica.	35
1.15	Variazione della curva caratteristica dovuta alle perdite per attrito.	36
1.16	Influenza delle perdite sulle caratteristiche del ventilatore.	36
1.17	Andamento caratteristico di un fan centrifugo a pale curve in avanti o radiali.	37
1.18	Variazioni nelle caratteristiche dovute al passaggio solo parzialmente riempito dal fluido.	37
2.1	Sorgente monopolo	42
2.2	Sorgente bipolo	43
2.3	Sorgente quadripolo	44
2.4	Meccanismi di generazione del rumore aerodinamico	47
2.5	Geometria del ventilatore originale	51
2.6	Modifiche della lingua della voluta	51
2.7	Pressione totale e efficienza	52
2.8	Sound Power Level	52
2.9	Modello di partenza dello studio di Velarde-Suàrez	53

2.10	Modifiche della lingua della voluta	54
2.11	Pressione totale e efficienza	54
2.12	Modifica delle pale nel fan proposto da Embleton	55
2.13	Confronto dei diversi modelli	56
2.14	Risultati dei diversi modelli testati	57
2.15	Modulazione delle pale nel lavoro di D. Ewald.	59
2.16	Coefficienti di Bessel in funzione di $\Delta\phi$ (a); spettro di frequenza per un ventilatore modulato in fase con $\Delta\phi = 3.85$	60
3.1	Elemento fluido infinitesimo.	64
3.2	Flussi di massa attraverso l'elemento fluido.	65
3.3	Componenti della tensione sulle facce di un elemento fluido.	68
3.4	Componenti delle tensioni lungo x.	68
3.5	Flussi di calore scambiati dall'elemento fluido.	71
3.6	Esempio di post-processo per una simulazione fluidodinamica.	89
4.1	Ventilatore centrifugo studiato.	92
4.2	Geometria importata in STAR-CCM+.	94
4.3	Suddivisione delle parti in superfici.	95
4.4	Definizione delle regioni a partire dalle parti.	96
4.5	Modelli fisici utilizzati.	99
4.6	Modelli utilizzati per la creazione della mesh.	100
4.7	Mesh di superficie.	101
4.8	Mesh poliedrica e prism layers sul condotto di mandata.	102
4.9	Prism Layers sulle pale della ventola.	104
4.10	Extruder Mesher.	105
4.11	Mesh di volume e Prism Layers.	105
4.12	Mesh di volume per le pale.	106
4.13	Esempio di plot dei residui.	107
4.14	Schema del tunnel di ventilazione utilizzato.	108
4.15	Curve caratteristiche ottenute in laboratorio.	111
4.16	Collegamento del ventilatore al tunnel di prova.	111
4.17	Plot dei residui e della portata per il modello $k-\varepsilon$	113
4.18	Plot dei residui e della portata per il modello $k-\omega$	115
4.19	Confronto delle curve caratteristiche ottenute con i diversi modelli.	116
4.20	Plot dei residui e della portata per 7.2M di celle.	118
4.21	Plot dei residui e della portata per 16.7M di celle.	119
4.22	Plot dei residui e della portata per 34.1M di celle.	121
4.23	Curve caratteristiche numeriche e sperimentali.	122
5.1	Zone di turbolenza nel modello.	128

5.2	Modifica della lingua della voluta.	129
5.3	Confronto dell'energia cinetica turbolenta tra la configurazione originale e la configurazione con la lingua modificata.	131
5.4	Andamento della velocità nel modello modificato rispetto all'originale.	132
5.5	Potenza sonora misurata nel modello originale e nel modello modificato.	133
5.6	Voluta a vortice libero.	134
5.7	Voluta modificata.	135

Elenco delle tabelle

4.1	Condizioni ambientali considerate.	110
4.2	Dati riassuntivi dei risultati ottenuti con il modello $k-\varepsilon$	114
4.3	Dati riassuntivi ottenuti con il modello $k-\omega$	115
4.4	Risultati ottenuti per 7.2M di celle.	118
4.5	Risultati ottenuti per 16.7M di celle.	120
4.6	Risultati ottenuti per 34.1M di celle.	121

Introduzione

La necessità per l'uomo di avere una buona qualità dell'aria nei luoghi dove vive, siano essi le abitazioni o i luoghi pubblici e lavorativi, ha fatto sì che si sviluppassero diverse tipologie di ventilazione per permettere il controllo delle proprietà dell'aria e l'adeguato ricambio della stessa. Queste tipologie possono essere di tipo naturale o sfruttanti macchinari e impianti di condizionamento.

Nell'Unione Europea, la ventilazione naturale (ottenuta per infiltrazione e per mezzo delle finestre) è ancora di comune impiego nell'edilizia. Solo il 24% delle residenze mono o bifamiliari è dotato di ventilazione meccanica per l'intera abitazione, mentre nei settori non-residenziale e residenziale collettivo il 40% del volume edificato è ventilato meccanicamente. L'indice di penetrazione sul mercato dei sistemi meccanici è più elevato (68% del volume ventilato) nel settore dell'edilizia commerciale, ossia negozi, alberghi e uffici, e nettamente inferiore (52%) nel settore dell'edilizia pubblica, ossia scuole, strutture ospedaliere e edifici per l'amministrazione pubblica. Secondo alcuni studi promossi dall'Unione Europea, il consumo elettrico totale dei ventilatori a motore la cui potenza elettrica di ingresso è compresa tra 125 W e 500 kW è di 344 TWh l'anno e potrebbe aumentare a 560 TWh nel 2020 se persistono le attuali tendenze del mercato dell'UE. Il potenziale di miglioramento all'insegna dell'efficienza realizzabile grazie alla progettazione e all'ottimizzazione è calcolabile in circa 34 TWh all'anno nel 2020, il che corrisponde a 16 Mt di emissioni di CO₂.

Nel 2009 è stata emanata dall'Unione Europea la direttiva "ErP 2009/125/CE", il cui scopo è quello di ridurre il consumo energetico dei prodotti interessati mediante una progettazione ecocompatibile, al fine di ridurre ulteriormente le emissioni di CO₂ come previsto dal protocollo di Kyoto. A tale scopo, per ogni gruppo di prodotti sono stati stabiliti standard validi a livello di UE. Ai ventilatori con potenze elettriche in ingresso comprese tra 125 W e 500 kW viene applicato il Regolamento UE N. 327/2011 della Commissione Europea. I rendimenti prescritti dal regolamento necessari alla commercializzazione dei prodotti verranno resi obbligatori in due fasi, di cui la prima nel 2013 e la seconda nel 2015. I modelli attualmente commercializzati che non soddisferanno i requisiti

dovranno quindi essere riprogettati o ritirati dal mercato. Alla luce di ciò, si è resa necessaria ai produttori un'ottimizzazione o una riprogettazione dei propri prodotti, al fine di rientrare nei canoni prescritti permettendo la vendita degli stessi.

Lo scopo principale di questa tesi è l'analisi e l'ottimizzazione di un ventilatore centrifugo commercializzato da AERMEC S.p.A. attraverso l'utilizzo di un modello CFD opportunamente validato, al fine di migliorare le prestazioni aerauliche e acustiche dello stesso attraverso lo studio di soluzioni alternative compatibili con i requisiti e i vincoli imposti dal prodotto.

La prima parte del lavoro è una descrizione della teoria dei ventilatori, dell'analisi dei meccanismi di generazione del rumore aerodinamico nei ventilatori centrifughi e dell'analisi CFD con la relativa teoria che sta alla base. In particolare, nel primo capitolo sarà brevemente riassunta la nota teoria delle turbomacchine, con particolare attenzione ai ventilatori centrifughi di cui il modello studiato fa parte. Nel secondo capitolo verrà trattata la parte riguardante il rumore, descrivendo dapprima la teoria di base del suono e del rumore, focalizzandosi poi sul rumore aerodinamico prodotto all'interno dei ventilatori centrifughi e infine presentando le modalità di analisi dello stesso ed una serie di strategie progettuali ampiamente utilizzate nell'ambito scientifico per ridurre la produzione di rumore all'interno di questo tipo di ventilatori. Il terzo capitolo è incentrato sull'analisi fluidodinamica computazionale (CFD), dove saranno descritte le equazioni che governano la fluidodinamica e come la CFD le analizza, con particolare riferimento ai modelli di turbolenza utilizzati per risolvere il problema fluidodinamico. Sarà inoltre presentato brevemente il funzionamento di un codice CFD e il software utilizzato nel presente lavoro.

La successiva parte della tesi riguarda la creazione del modello CFD del ventilatore, l'analisi dello stesso e la validazione del modello confrontando i dati ottenuti con quelli sperimentali precedentemente raccolti. Saranno successivamente prese in esame alcune geometrie alternative del ventilatore ed analizzate per valutare il miglioramento delle prestazioni aerauliche e acustiche. In particolare, il quarto capitolo sarà incentrato sulla creazione del modello CFD del ventilatore, dall'importazione della geometria nel software a partire dal CAD fornito dall'azienda, alla discretizzazione del dominio fluido attraverso la creazione della mesh, all'impostazione dei parametri della soluzione e infine all'analisi vera e propria. Sarà analizzato il comportamento del modello al variare dei modelli di turbolenza e al variare del numero di celle della mesh e quindi della sua rifinitura, al fine di trovare la combinazione che permetta di avere la migliore corrispondenza tra i valori della curva caratteristica ottenuta in laboratorio con quella ottenuta numericamente attraverso la CFD. Una volta ottenuta la corrispondenza adeguata, il modello verrà considerato validato e quindi utilizzabile

per prevedere il comportamento del ventilatore e delle eventuali modifiche progettuali apportate successivamente. Il quinto capitolo presenterà le modifiche scelte ed apportate al ventilatore con le relative soluzioni ottenute attraverso la CFD, e il successivo confronto con le prestazioni originali, con particolare attenzione al rumore aerodinamico prodotto. Nella conclusione, infine, si presenterà un resoconto del lavoro e delle possibili applicazioni future.

Capitolo 1

I ventilatori

1.1 Definizioni e classificazione

Un ventilatore è una macchina rotante che riceve energia meccanica e la utilizza per mezzo di una o più ventole, composte da pale, per mantenere un flusso continuo di aria ad una certa pressione, senza variarne la densità. Lo scopo principale di un ventilatore è quindi quello di muovere un determinato volume di aria ad una pressione sufficiente a superare la resistenza del sistema a cui è collegato. La maggior parte dei ventilatori utilizza motori elettrici per fornire questa energia alla ventola, anche se si possono trovare casi in cui vengono utilizzati altri dispositivi, come ad esempio motori a combustione interna.

Per un determinato requisito in termini di portata e pressione possono essere utilizzati ventilatori di diverso tipo e dimensione. La selezione del ventilatore più appropriato per ogni caso va quindi effettuata tenendo conto di fattori quali lo spazio occupato, il tipo di motore con cui alimentarlo, la rumorosità, l'efficienza meccanica e aerodinamica, la resistenza meccanica e, non meno importante, il costo.

I ventilatori sono classificati in due tipologie principali, a seconda del loro design costruttivo:

- *Ventilatori centrifughi*: il flusso d'aria entra al centro della ventola, costituita da un anello di pale, e fluisce in maniera radiale attraverso le pale stesse grazie all'azione centrifuga imposta dalla rotazione della ventola. La forza centrifuga provoca l'innalzamento della pressione del flusso di aria. Questi ventilatori possono avere le pale dritte, curvate in avanti o all'indietro rispetto alla direzione di rotazione; ognuna di queste soluzioni produce curve caratteristiche e quindi prestazioni differenti. L'eventuale presenza

di pale incurvate aumenta ancor di più la pressione. Sono maggiormente indicati per rapporti portata/pressione piuttosto bassi.

- *Ventilatori assiali*: il flusso d'aria passa attraverso le pale del ventilatore essenzialmente in direzione parallela all'asse di rotazione della ventola, mantenendo invariata la direzione media del flusso, nonostante l'instaurarsi di fenomeni vorticosi dovuti alla rotazione delle pale. La componente maggiore della forza esercitata dalle pale è in direzione assiale rivolta dall'ingresso verso l'uscita, che provoca un aumento della pressione. Le caratteristiche principali di un ventilatore assiale dipendono fortemente dal numero di pale e dall'angolo di queste rispetto al flusso. Questi ventilatori sono maggiormente indicati per situazioni con un alto rapporto tra portata e pressione.

Esistono tuttavia tipologie intermedie tra le due viste, chiamate ventilatori misti.

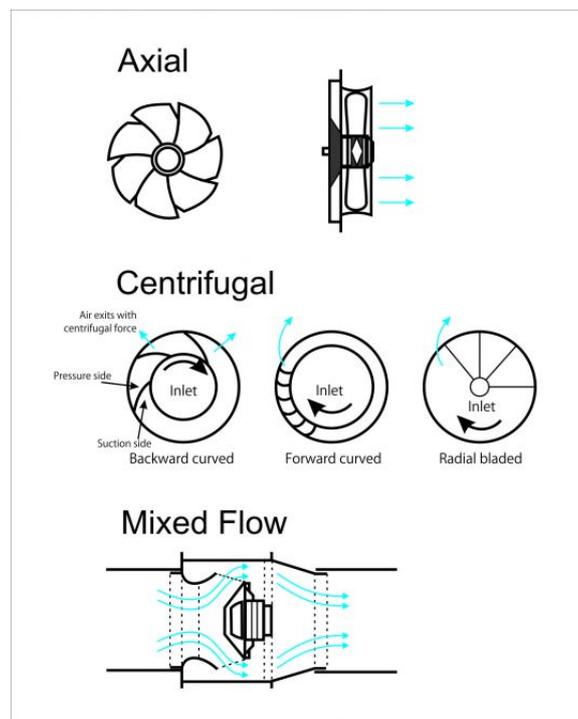


Figura 1.1: Tipologie di ventilatori

I ventilatori assiali tendono a ruotare con una velocità all'estremità delle pale più elevata rispetto alla controparte centrifuga a parità di prestazioni, tendendo ad essere maggiormente rumorosi. Soffrono inoltre maggiormente di fenomeni di stallo delle pale. D'altro canto sono più compatti rispetto ai centrifughi, possono essere combinati in configurazioni in serie o in parallelo di più ventilatori e

possono facilmente invertire la direzione del flusso invertendo il senso della rotazione. Sono inoltre maggiormente adatti per gestire grandi portate. I ventilatori centrifughi hanno invece maggiori prestazioni per alte pressioni di esercizio.

In questo lavoro di tesi è stato studiato ed utilizzato un modello di ventilatore centrifugo.

1.1.1 Curve caratteristiche dei ventilatori

Le performance di un ventilatore non possono essere descritte facilmente in maniera univoca, tuttavia ci sono due grandezze che sono utili all'utilizzatore finale: la portata volumetrica e l'incremento della pressione (prevalenza). Entrambe queste quantità variano in un range piuttosto ampio, ma hanno una relazione fissa tra loro. Il modo migliore per evidenziare questa relazione è tracciare le curve caratteristiche del ventilatore, che sono costruite relazionando la portata volumetrica in ascissa e la prevalenza sulle ordinate. Inoltre possono essere aggiunte in ordinata altre grandezze come la potenza assorbita, l'efficienza e il livello di rumore.

Analizzando la curva caratteristica del ventilatore, è facilmente individuabile il punto di esercizio corrispondente alla massima efficienza. Operando in questo punto, si ottiene il minor consumo possibile di energia per quel particolare design, garantendo nella maggior parte dei casi anche una riduzione del rumore generato dal fan stesso. Tuttavia ogni ventilatore può comunque lavorare in punti diversi rispetto a quello di massima efficienza a seconda della necessità, a scapito però di una perdita in efficienza e silenziosità.

1.2 Tipologie di ventilatori centrifughi

Come è stato già accennato, anche la forma delle pale in un ventilatore centrifugo va a influire in maniera significativa le performance e le curve caratteristiche dello stesso. Va così definita un'ulteriore suddivisione per i ventilatori centrifughi che tenga conto della forma delle pale.

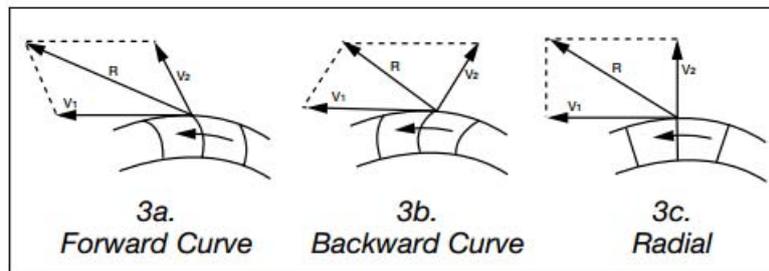


Figura 1.2: Triangoli di velocità per i vari tipi di rotanti

1.2.1 Ventola a pale curvate in avanti (*forward curved blades*)

Questo tipo di ventola è costituito da una serie di pale curvate in avanti nella direzione di rotazione della stessa, come mostrato in Fig.1.2a. Questa tipologia di ventola è considerevolmente più piccola rispetto alle altre configurazioni a parità di prestazioni richieste. A parità di dimensioni, infatti, la portata può essere fino a 2.5 volte quella di una ventola a pale curve all'indietro. Ciò non è sempre un vantaggio, infatti aumentano anche le perdite dovute alla conversione dell'energia cinetica nella voluta. Nonostante un'efficienza teorica massima per la ventola che raggiunge il 92%, l'efficienza totale del fan raggiunge un massimo del 75% per questo motivo. Questo tipo di fan lavora essenzialmente a basse velocità e basse pressioni, ma garantisce un'elevata portata d'aria.

Questo tipo di ventilatore è usato in applicazioni dove la riduzione delle dimensioni è un fattore primario. E' inoltre piuttosto silenzioso e quindi usato tipicamente in piccole installazioni domestiche o industriali. A causa delle ridotte dimensioni è anche solitamente più economico. I principali svantaggi sono dati dall'elevata potenza richiesta nella vicinanza della condizione di prevalenza nulla e dalla forte dipendenza delle prestazioni dalla geometria della voluta.

La curva caratteristica di questo tipo di ventola presenta delle discontinuità caratteristiche nella zona a basse portate dovute allo stallo delle pale o alla presenza di ricircolazione (Fig.1.3).

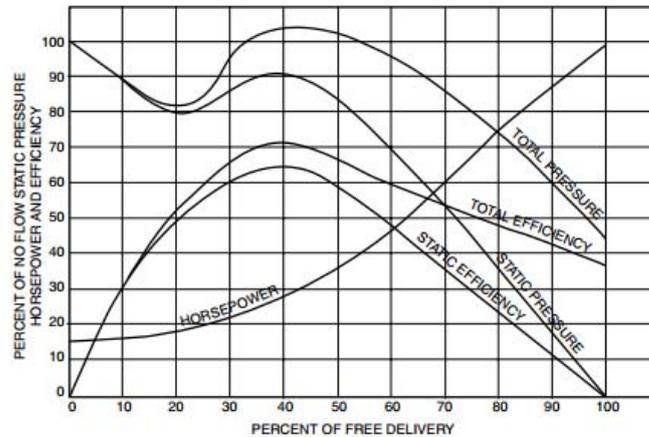


Figura 1.3: Esempio di curva caratteristica di un fan a pale curve in avanti

1.2.2 Ventola a pale radiali (*shrouded radial blades*)

Questo tipo di ventola è caratterizzato da pale dritte che spingono il flusso in direzione radiale (Fig.1.2c). Questa ventola ha la capacità di fornire carichi maggiori rispetto alla tipologia a pale curve all'indietro. Solitamente le pale sono fissate anche alle estremità da un anello (*shrouded radial blades*) piuttosto che lasciate libere (*open paddle blades*). Un fan a pale radiali fissate garantisce infatti una maggiore efficienza rispetto alla versione libera, evitando la flessione delle pale sotto l'azione delle forze aerodinamiche e permettendo quindi alla ventola di ruotare a velocità maggiori, garantendo pressioni maggiori.

Questo tipo di pale inoltre sono auto-pulenti e rimangono solitamente pulite, permettendo così l'uso anche in condizioni in cui il gas è contaminato da polveri o altre sostanze. Grazie a questa caratteristica, infatti, l'uso di questo tipo di fan è diffuso in tutte quelle situazioni in cui si hanno dei contaminanti che possono alterare il flusso usando altre configurazioni.

Un esempio di curva caratteristica è mostrato in Fig.1.4. Si può notare l'andamento quasi lineare della potenza assorbita dal fan.



Figura 1.4: Esempio di curva caratteristica per una ventola a pale radiali fissate

1.2.3 Ventola a pale curvate all'indietro (*backward curved blades*)

Questo tipo di ventola mostrato in Fig.1.2b, ed è composto da pale curvate all'indietro rispetto alla direzione di rotazione della stessa. Le pale sono generalmente più larghe e spesse rispetto a quelle curvate in avanti.

Questo tipo di fan è utilizzato per portate medio-alte, e presenta la particolarità di una curva caratteristica molto ripida, il che implica che eventuali grandi variazioni o errori nella pressione del sistema non inducono a grandi effetti sulla portata stessa. Un altro vantaggio è la caratteristica del motore di non poter andare in sovraccarico: come mostra la Fig.1.5, la potenza richiesta cresce fino ad avere un massimo man mano che cresce la portata, ma poi torna a decrescere andando verso la condizione a prevalenza nulla. Ciò significa che un motore selezionato per lavorare nell'intorno della massima efficienza, e quindi della massima potenza richiesta, non andrà in sovraccarico se cambiano le condizioni di carico o la resistenza del sistema.

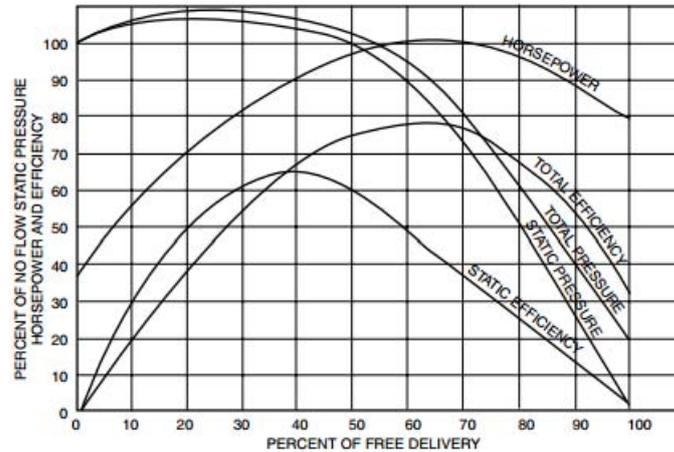


Figura 1.5: Esempio di curva caratteristica di un fan a pale curvate all'indietro

L'efficienza massima di questo tipo di fan è molto elevata, raggiungendo anche il 90% in situazioni particolari.

I fan a pale curvate all'indietro sono i ventilatori centrifughi con velocità operativa maggiore, ma ciò comporta una costruzione maggiormente solida e precisa della macchina, con conseguente aumento di peso e ingombro rispetto alla controparte a pale curvate in avanti. Questi fans vengono utilizzati principalmente per applicazioni industriali anche grandi.

1.3 Teoria dei ventilatori centrifughi

Un aspetto importante della ventilazione è la definizione delle specifiche richieste al ventilatore in termini di portata e pressione. La scelta di un particolare fan che soddisfi questi requisiti è di solito presa in esame dal cliente insieme al costruttore in un processo di valutazione delle prestazioni e quindi delle curve caratteristiche, del costo della macchina e del suo utilizzo. La conoscenza della teoria di base permette quindi di stimare le prestazioni di un ventilatore, permettendo di operare le scelte maggiormente convenienti.

La Fig.1.6 mostra la ventola di un ventilatore centrifugo a pale curvate all'indietro. Il fluido entra al centro della stessa, curva la sua traiettoria di un angolo retto e si muove verso l'esterno radialmente sotto l'azione di un aumento di pressione statica dovuto all'azione delle forze centrifughe date dalla rotazione. Le linee tratteggiate indicano i percorsi del fluido rispetto alle pale rotanti. La corrispondente pressione dinamica in uscita può essere parzialmente convertita in pressione statica dalla voluta attorno alla ventola.

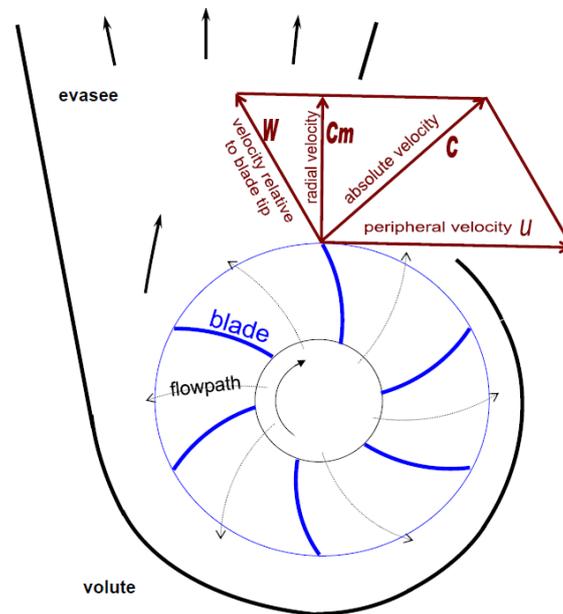


Figura 1.6: Sezione di un fan centrifugo con relativi triangoli delle velocità.

In ogni punto del flusso fluido, la velocità può essere rappresentata dai vettori delle sue componenti sia rispetto alla ventola in movimento che alla volute. Nella figura precedente è evidenziato il triangolo delle velocità per una particella di fluido che sta lasciando l'estremità della pala. La velocità del fluido relativa alla pala è indicata con w ed ha direzione tangenziale rispetto all'estremità della pala. Il fluido possiede inoltre una componente nella direzione di rotazione della ventola, chiamata velocità di trascinamento (o periferica) ed indicata con u . La somma di questi due vettori dà la velocità assoluta, indicata con c . Di questa velocità assoluta si possono poi evidenziare la componente radiale c_m e la componente periferica c_u .

1.3.1 Equazioni fondamentali

Al fine di analizzare l'espressione per la pressione teorica sviluppata dalla ventola, si fa riferimento alla Fig.1.7 in cui sono evidenziate le grandezze necessarie al suo sviluppo.

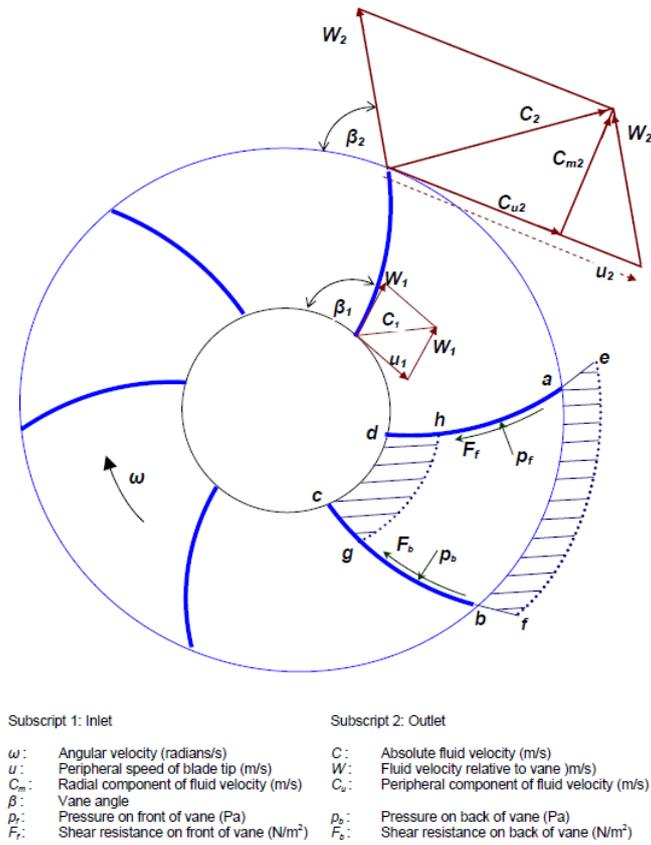


Figura 1.7: Velocità e forze sulla ventola.

Consideriamo inizialmente una massa m rotante attorno ad un asse ad una distanza r dallo stesso e con una velocità tangenziale v ; questa massa avrà un momento angolare pari a $mr v$. Se la massa è un fluido in continuo movimento, ha senso parlare di flusso di massa dm/dt . Si può quindi definire un momento M :

$$M = \frac{dm}{dt} r v = q r v \tag{1.1}$$

Nel caso di una ventola centrifuga come quella definita in Fig.1.7, la velocità periferica del fluido è indicata con c_u e quindi la formula diventa:

$$M = q r c_u \tag{1.2}$$

Consideriamo ora la massa di fluido che occupa lo spazio tra due pale, identificato nella figura dalla zona $abcd$. Dopo un intervallo di tempo infinitesimo dt il fluido occuperà la zona $efgh$. L'elemento fluido $abfe$ che sta lasciando

la ventola ha massa dm equivalente alla massa dell'elemento $cdhg$ che entra nella ventola durante lo stesso tempo. Il volume rappresentato dalla porzione $abgh$ è rimasto effettivamente nella stessa posizione e quindi non ha variato il suo momento angolare. L'incremento del momento angolare avviene a causa degli elementi $abfe$ e $cdgh$. Quindi, dall'equazione (1.2) applicata nei punti di ingresso e uscita si può dire che:

$$M = q[r_2c_{u2} - r_1c_{u1}] \quad (1.3)$$

Estendendo il flusso all'intera ventola e non solo ad un singolo passaggio si ottiene il flusso di massa totale:

$$q = Q\rho \quad (1.4)$$

dove Q rappresenta il flusso volumetrico (m^3/s) e ρ la densità. La combinazione di (1.3) e (1.4) permette di scrivere:

$$M = Q\rho[r_2c_{u2} - r_1c_{u1}] \quad (1.5)$$

La potenza consumata dalla ventola è uguale alla quantità di lavoro meccanico fatto nell'unità di tempo, e si può scrivere come:

$$P = M\omega \quad (1.6)$$

con ω velocità angolare.

Utilizzando la (1.5) si ottiene:

$$P = Q\rho\omega[r_2c_{u2} - r_1c_{u1}] \quad (1.7)$$

Ricordando inoltre che $\omega r = u$:

$$P = Q\rho[u_2c_{u2} - u_1c_{u1}] = qgH_t \quad (1.8)$$

avendo definito l'altezza teorica $H_t = [u_2c_{u2} - u_1c_{u1}]/g$.

La potenza impartita dalla ventola all'aria è data anche dalla relazione $P = p_t Q$, con p_t incremento di pressione totale teorica attraverso l'intero fan. In assenza di dissipazione dovuto a perdite di frizione o di shock, si può scrivere:

$$\Delta p_t = \rho[u_2c_{u2} - u_1c_{u1}] = \rho g H_t \quad (1.9)$$

che rappresenta la pressione totale teorica del fan, ed è conosciuta come Equazione di Eulero.

Attraverso lo sviluppo delle varie componenti della velocità si arriva ad una scrittura della (1.9) del tipo:

$$\Delta p_t = \rho \left[\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \quad (1.10)$$

che permette di evidenziare i termini dovuti, rispettivamente, all'effetto centrifugo, alla variazione di velocità relativa e alla variazione di energia cinetica del fluido. La somma dei primi due termini indica il guadagno in termini di pressione statica, il terzo termine il guadagno di pressione dinamica.

1.3.1.1 Ingresso radiale

In generale quando l'aria entra all'ingresso della ventola non ha componente di velocità periferica, perciò l'equazione (1.9) può essere scritta come:

$$\Delta p_t = \rho u_2 c_{u2} \quad (1.11)$$

E' possibile inoltre fare un'ulteriore semplificazione, introducendo un termine adimensionale $\tau = c_{2u}/u_2$; riarrangiando l'equazione, si può ottenere la pressione in funzione della velocità periferica u_2 :

$$\Delta p_t = \rho u_2^2 \tau \quad (1.12)$$

Il termine adimensionale τ dipende solo dall'angolo delle pale e dell'angolo di uscita del flusso:

$$\tau = \frac{c_{2u}}{u_2} = \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} \quad (1.13)$$

con α_2 angolo tra c_2 e u_2 .

In Fig.1.8 è mostrato il grafico di τ in funzione dell'angolo di uscita α_2 per diversi valori dell'angolo β_2 delle pale. Utilizzando questo grafico e la formula (1.12) si può calcolare, data la velocità periferica u_2 , l'incremento di pressione ottenuto.

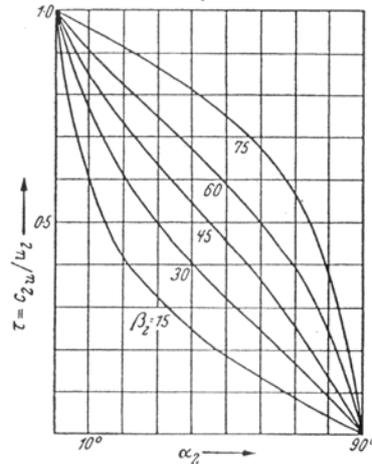


Figura 1.8: τ in funzione di α_2 .

1.3.1.2 Grado di reazione

Per un'adeguata conoscenza delle prestazioni del ventilatore è opportuno conoscere l'intensità della pressione statica oltre la ventola (identificata dai primi due termini dell'equazione 1.10) e la quota della pressione dinamica (identificata dal terzo termine della 1.10) che viene recuperata e trasformata in pressione statica. Una parte considerevole delle perdite è legata proprio al processo correlato con quest'ultimo termine, motivo per cui va tenuto il più possibile basso, al fine di mantenere contenuto il rapporto $r = \Delta p_{stat} / \Delta p_{tot}$, chiamato anche grado di reazione.

Dall'equazione (1.10) si ricava che:

$$\Delta p_{stat} = \rho \left[\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right] \quad (1.14)$$

Rimaneggiandola e ricordando che, per $c_{u1} = 0$, $c_1^2 = w_1^2 - u_1^2$, si ottiene:

$$\Delta p_{stat} = \frac{\rho}{2} [u_2^2 - w_2^2 + c_1^2] \quad (1.15)$$

Il grado di reazione può essere scritto quindi come:

$$r = \frac{\Delta p_{stat}}{\Delta p_{tot}} = \frac{u_2^2 - w_2^2 + c_1^2}{2u_2 c_{2u}} \quad (1.16)$$

Per semplificare ulteriormente il problema si può considerare $c_1 = c_{1m} = c_{2m}$ che è ragionevole per fan di medie dimensioni; svolgendo alcuni calcoli algebrici si ottiene:

$$r = 1 - \frac{1}{2} \frac{c_{2u}}{u_2} \quad (1.17)$$

Si può ottenere una chiara visione del variare di r e della pressione totale al variare dell'angolo delle pale dalle considerazioni seguenti. Se consideriamo una serie di ventilatori aventi velocità periferiche simili, stessi diametri e stessi spessori delle pale, allora abbiamo l'uguaglianza anche di c_m . Tenendo fissato questo valore, e variando l'angolo delle pale, si possono ottenere triangoli di velocità simili a quello in Fig.1.9, mettendo inoltre in relazione questi angoli con la quota di pressione statica rispetto a quella totale presente.

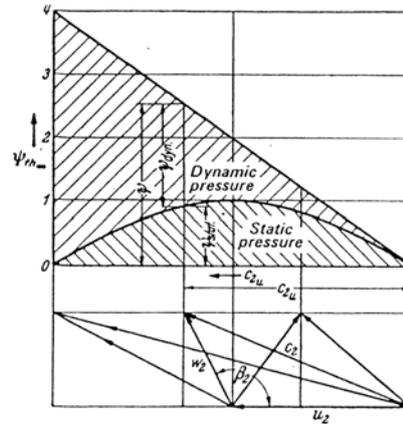


Figura 1.9: Pressione statica e dinamica per diversi angoli delle pale.

Nella figura è stato introdotto un significativo coefficiente usato come termine di paragone, chiamato coefficiente di pressione e definito come:

$$\psi_t = \frac{\Delta p_t}{2\rho u_2^2} = 2 \frac{c_{2u}}{u_2} = 2\tau \quad (1.18)$$

$$\psi_{stat} = \frac{\Delta p_{stat}}{2\rho u_2^2} \quad (1.19)$$

Nel grafico della Fig.1.9 è plottato questo coefficiente rispetto ai triangoli di velocità e quindi alla c_{2u} , permettendo di avere il valore dei due coefficienti in maniera immediata. La figura in oggetto ci indica che all'aumentare di β_2 aumenta la pressione totale, ma cala il grado di reazione. A valori elevati dell'angolo, si ha un incremento della pressione totale ma una riduzione di quella statica, rendendo necessaria la conversione di quella dinamica con relative perdite. Da notare inoltre come per $\beta_2 = 90$ deg, quindi per pale radiali, la quota di pressione sia divisa equamente tra statica e dinamica.

1.3.1.3 Caratteristiche per un numero infinito di pale

Per le applicazioni dei ventilatori centrifughi, è utile conoscere come la pressione sviluppata dipenda dalla portata volumetrica. In caso di velocità periferiche identiche, la portata volumetrica è proporzionale alla componente meridiana c_{2m} , ed è nella forma:

$$Q = c_{2m} \pi d_2 b_2 \tag{1.20}$$

dove d_2 rappresenta il raggio dal centro alle estremità delle pale della girante, mentre b_2 l'altezza della ventola.

Dai triangoli di velocità si ricava che:

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} \tag{1.21}$$

da cui si può vedere che all'aumentare di c_{2m} , c_{2u} cresce nel caso di pale curvate in avanti ($\beta_2 > 90^\circ$) e diminuisce nel caso di pale curvate all'indietro.

Sostituendo la (1.21) nella (1.11) e riarrangiando, si ricava:

$$\Delta p_t = \rho u_2^2 - Q \rho \frac{u^2}{\pi d_2 b_2 \tan \beta_2} \tag{1.22}$$

La relazione appena vista rappresenta una retta la cui inclinazione è definita dall'angolo β_2 , a parità di condizioni. In particolare, si nota che per pale curvate in avanti si ha un incremento di pressione all'aumentare della portata volumetrica. Pale curvate all'indietro invece hanno un comportamento opposto, mentre pale radiali mantengono costante la pressione all'aumentare della portata. Il tutto è schematizzato in Fig.1.10.

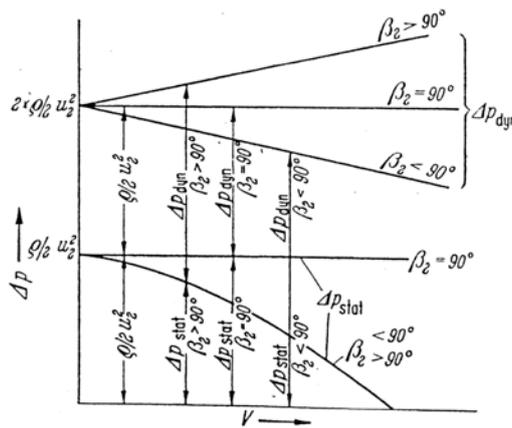


Figura 1.10: Andamento delle pressioni in funzione della portata.

Un discorso analogo può essere fatto per la potenza nel caso di assenza di perdite, essendo $P = Q\Delta p_t$. In questo caso le rette si trasformano in parabole nel caso delle pale curve, mentre rimane una retta nel caso delle pale radiali, come mostrato in Fig.1.11.

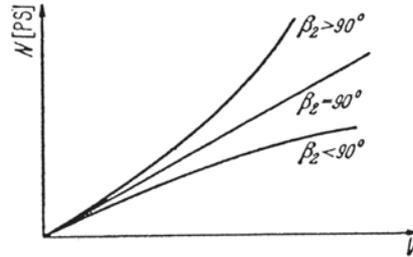


Figura 1.11: Andamento della potenza in funzione della portata.

1.3.1.4 Caratteristiche per un numero finito di pale

Consideriamo adesso una ventola con un numero finito di pale. In questa situazione si ha una notevole differenza rispetto all'ipotesi di numero infinito di pale, con un relativo calo di prestazioni. E' semplice visualizzare la presenza di questa differenza analizzando il flusso di aria attraverso due pale successive: nel caso di numero di pale infinito, il flusso esce dalla pala esattamente con l'angolo β_2 . La presenza di un numero finito di pale, e quindi della separazione delle stesse, fa sì che la "guida" dell'aria diventi meno efficace, facendo variare l'angolo di uscita dell'aria dalle pale da β_2 in modo tanto maggiore quanto maggiore è lo spazio tra le pale e quindi quanto minore è il numero delle stesse. Ciò è dovuto al fatto che meno pale agiscono sul flusso, meno questo è incline a viaggiare lungo la direzione periferica, e quindi si ha un calo di c_u . Questo causa una sostanziale diminuzione della pressione teorica ottenibile dal ventilatore. Si può quindi definire un coefficiente che mette in relazione la pressione ottenuta nel caso ideale di un numero infinito di pale rispetto a quella ottenuta con un numero finito di pale:

$$\varepsilon = \frac{\Delta p_{t,fin}}{\Delta p_{t,inf}} \quad (1.23)$$

Gli effetti della presenza di un numero finito di pale possono essere sintetizzati quindi nei seguenti punti:

- L'angolo relativo di uscita dell'aria β_3 è minore dell'angolo delle pale β_2 ;
- La velocità relativa media di uscita cambia: aumenta nel caso di pale curvate all'indietro o radiali, diminuisce nel caso di pale curvate in avanti;

- In ogni caso la velocità assoluta media di uscita c_3 è minore che nel caso ideale (c_2);
- In ogni caso l'angolo α_3 è minore rispetto a α_2 ;

La Fig.1.12 schematizza i precedenti punti.

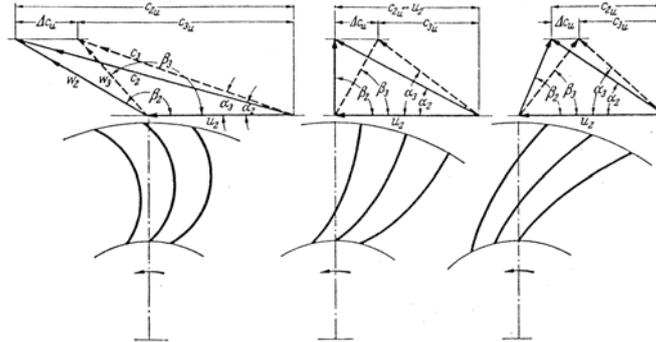


Figura 1.12: Diagrammi delle velocità nella condizione di numero finito di pale.

1.3.1.5 Circolazione relativa

La presenza di un numero finito di pale in condizione di assenza di attriti dà luogo ad un fenomeno detto circolazione relativa. Il modo più semplice per visualizzare questo è considerare un passaggio tra due pale come completamente sigillato. Durante la rotazione della ventola, lo spostamento dell'aria avviene secondo una traiettoria circolare così che, da un osservatore solidale alle pale stesse, viene vista una rotazione apparente del flusso. Sul bordo d'uscita della pala precedente l'aria fluisce verso l'esterno, mentre sul bordo d'ingresso della pala successiva ha direzione verso l'interno, provocando appunto la circolazione. Se il passaggio ora viene aperto, il flusso medio viene sovrapposto alla circolazione, creando un rallentamento del flusso sul bordo d'ingresso e un aumento della velocità sul bordo d'uscita.

Un caso particolare si può notare quando il flusso diminuisce: la sovrapposizione del flusso sul bordo di ingresso porta ad avere una maggiore componente verso l'interno rispetto a quella verso l'esterno, facendo sì che vi sia la presenza di un flusso inverso rispetto al flusso medio, creando una condizione vorticoso posizionata sul bordo d'attacco della pala successiva.

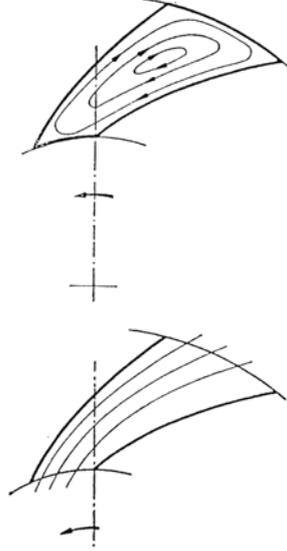


Figura 1.13: Circolazione relativa.

1.3.1.6 Teoria di Stodola

Stodola ha sviluppato un utile metodo di approssimazione per calcolare l'influenza di un numero finito di pale sul flusso di una ventola.

Secondo questo metodo, la circolazione relativa è responsabile della riduzione dell'output del fan, poiché crea differenze di velocità nella zona tra le pale. Stodola ha assunto che il flusso inverso lungo la componente periferica dovuto alla presenza di un numero finito di pale fosse uguale alla differenza di velocità nella componente c_u . Questa variazione, e quindi anche il flusso inverso, è calcolabile secondo la relazione:

$$\Delta c_u = \frac{\pi d_2 \sin \beta_2}{2z} \omega = u_2 \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \quad (1.24)$$

con z numero di pale.

Possiamo quindi calcolare il coefficiente di velocità come:

$$\varepsilon = \frac{\Delta p_{t,fin}}{\Delta p_{t,inf}} = \frac{c_{2u} - \Delta c_u}{c_{2u}} = 1 - \frac{\Delta c_u}{c_{2u}} = 1 - \frac{u_2 \pi \sin \beta_2}{c_{2u} z} \quad (1.25)$$

Ma essendo:

$$c_{2u} = u_2 - \frac{V}{\pi d_2 b_2 \tan \beta_2} \quad (1.26)$$

Si ottiene:

$$\varepsilon = 1 - \frac{u_2 \pi \sin \beta_2}{z(u_2 - \frac{V}{\pi d_2 b_2 \tan \beta_2})} \quad (1.27)$$

Il metodo però non tiene in considerazione l'influenza della curvatura delle pale. Nel caso di pale curvate all'indietro una stessa riduzione della differenza di velocità è ottenuta utilizzando una maggiore curvatura, mentre è il contrario per il caso di pale curvate in avanti. Ciò implica che nel primo caso il metodo sottostima, mentre nel secondo sovrastima. Il metodo è inoltre maggiormente efficace per un numero elevato di pale.

Esistono comunque trattazioni maggiormente precise ma più complesse per il calcolo della riduzione di prestazioni nel caso di un numero finito di pale.

1.3.2 Caratteristiche adimensionali

Per il design, la comparazione e la scelta ponderata di tutti i fan sono stati sviluppati una serie di coefficienti adimensionali per facilitare l'operatore nella scelta del giusto ventilatore. Questi coefficienti sono adimensionali in modo da non dipendere dai valori di pressione, portata o da altre grandezze fisiche. Questi parametri sono stati sviluppati grazie a un'estensiva campagna di studi e sono ormai diventati standardizzati per quanto riguarda le macchine a fluido. L'importanza di questi coefficienti risiede nella possibilità di paragonare velocemente diversi tipi di fan anche senza avere una conoscenza teorica del funzionamento, e quindi si prestano bene anche per i non addetti ai lavori.

I principali coefficienti (o cifre caratteristiche) sono i seguenti:

- *Cifra di flusso:*

$$\varphi = \frac{V}{\omega d^3} \quad (1.28)$$

- *Cifra di pressione:*

$$\psi = \frac{p_{tot}}{\rho \omega^2 d^2} \quad (1.29)$$

- *Cifra di potenza:*

$$\lambda = \frac{P}{\rho \omega^3 d^5} = \frac{\varphi \psi}{\eta_t} \quad (1.30)$$

- *Diametro caratteristico:*

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} \quad (1.31)$$

- *Coefficiente di velocità:*

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad (1.32)$$

L'utilizzo di questi coefficienti permette di evidenziare e scegliere i ventilatori appropriati a seconda dei requisiti richiesti. In linea di massima possono essere considerate le seguenti raccomandazioni:

- *Minimo rumore prodotto*: richiede un valore massimo di ψ e una bassa velocità periferica;
- *Grande capacità*: richiede un valore elevato di φ ;
- *Capacità massima con una dimensione minima (design più economico)*: il prodotto $\varphi\psi$ deve essere maggiore possibile.

1.3.3 Perdite nei ventilatori centrifughi

Una conoscenza precisa delle perdite che entrano in gioco in un ventilatore è di estremo interesse per diverse ragioni. Innanzitutto il consumo in termini di potenza è direttamente correlato alla presenza di perdite nel fan, in particolare per ventilatori economici non troppo ottimizzati. Il progettista del ventilatore è interessato a tutte le diverse forme di perdite presenti, senza la stima delle quali risulta impossibile determinare le dimensioni necessarie al fan per soddisfare i requisiti. E' inoltre importante conoscere le performance della macchina con un buon grado di accuratezza, e quindi si richiede anche in questa situazione la conoscenza almeno dell'ordine di grandezza delle perdite.

Le fonti di perdite in un ventilatore sono diverse e sono analizzate nei paragrafi seguenti.

1.3.3.1 Perdite nella ventola

Le perdite che entrano in gioco nella ventola sono diverse e di diverso tipo:

- *Perdite dovute all'entrata dell'aria nella ventola*: questo tipo di perdita è dovuto alla variazione di direzione che subisce l'aria dal momento che entra dall'aspirazione al momento in cui entra nelle pale. Generalmente subisce una curvatura di circa 90 deg, consumando energia. Le perdite di questo tipo sono dipendenti dalla velocità in ingresso e da quella dopo la curvatura, ma sono generalmente piccole in confronto alla pressione totale. Il coefficiente ζ che caratterizza le perdite, dato dal rapporto tra il lavoro sprecato e quello utile, per questa tipologia è nell'ordine di $\zeta = 0.15 - 0.25$. La perdita in termini di pressione è indicata con il termine Δp_1 .
- *Perdite dovute all'attrito nella ventola*: la maggior parte delle perdite nei ventilatori è dovuta al passaggio del flusso d'aria all'interno della ventola. L'esatto calcolo di queste risulta però complesso e difficile da eseguire,

principalmente per la difficoltà nella stima delle perdite dovute alla separazione del flusso sulle pale. Ogni tentativo di calcolo è affetto da notevole incertezza. Anche l'utilizzo di coefficienti derivati da esperimenti non è pratico, in quanto la presenza di zone vorticose rende instabile il flusso. Ciò fa perdere la condizione di flusso simile, rendendo inapplicabile la comparazione con altri ventilatori simili. Un approccio puramente teorico non è quindi possibile per i motivi sopracitati, e non ha senso pratico intraprendere un'analisi matematica in presenza di un flusso soggetto a separazione. Esistono dei casi però in cui non c'è separazione del flusso, identificati dalle situazioni in cui l'efficienza è maggiore dell'85%, potendo quindi imputare le perdite solamente all'attrito superficiale. Le perdite di questo tipo sono identificate con Δp_{imp} .

1.3.3.2 Perdite per shock

Se andiamo a variare la portata volumetrica in ingresso al ventilatore, varierà anche la direzione del flusso relativo che non coinciderà più con l'angolo delle pale. Ogni variazione della portata volumetrica rispetto a quella normale provoca una perdita cosiddetta per shock. Un incremento del volume da Q a Q_x causa un incremento della componente meridiana della velocità da c_{1m} a c_{1mx} . Dovendo entrare l'aria radialmente in entrambi i casi, l'angolo β_1 deve aumentare fino a raggiungere β'_1 . La deflessione di quest'angolo crea una nuova componente della velocità definita componente di shock c_s :

$$c_s = u_2 \frac{d_1}{d_2} \left[\frac{Q_x}{Q} - 1 \right] \quad (1.33)$$

Questa componente crea una perdita di pressione quantificabile in:

$$\Delta p_2 = \mu \frac{\rho}{2} c_s^2 = \mu \frac{\rho}{2} u_2^2 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \left[\frac{Q_x}{Q} - 1 \right]^2 \quad (1.34)$$

E' maggiormente utile rapportare questa pressione alla pressione totale, ottenendo il rapporto:

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p} = \mu \frac{1}{\psi} \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \left[\frac{Q_x}{Q} - 1 \right]^2 \quad (1.35)$$

Al fine di ridurre questo tipo di perdite, il rapporto tra d_1/d_2 deve essere minore possibile. Alti valori di ψ , inoltre, riducono ulteriormente queste perdite.

1.3.3.3 Perdite dovute alla voluta

L'energia cinetica posseduta dal fluido che esce dalla ventola deve essere convertito in pressione statica attraverso la voluta. Questo processo di recupero

generalmente provoca perdite relativamente elevate. A causa di ciò, si cerca di mantenere il rapporto tra energia cinetica e energia totale più basso possibile nei ventilatori. Le perdite dovute a questa conversione possono essere stimate nel modo seguente:

$$\frac{\Delta p_4}{\Delta p} = (0.15 \div 0.25) \left(\frac{\psi}{4\eta_{idr}^2} \right) \quad (1.36)$$

con η_{idr} rendimento idraulico. Si può notare la proporzionalità diretta delle perdite con ψ .

1.3.3.4 Perdite volumetriche

Le perdite volumetriche sono dovute alla presenza di giochi tra la ventola e il bordo del casing. A causa di questo gioco, una piccola parte del volume totale passa attraverso lo stesso e non va a contribuire al volume in uscita dalla ventola, creando quindi una perdita nella portata volumetrica. Il valore di perdita è dipendente dalla larghezza di questo gap, indicata con δ . Attraverso uno studio teorico e una validazione sperimentale, si è arrivati a stimare il rapporto tra la quota di portata volumetrica persa e quella totale nel modo seguente:

$$\frac{Q'}{Q} = 4\sqrt{\frac{2}{3}} \frac{d_1}{d_2^2} \frac{\mu}{\varphi} \delta \quad (1.37)$$

con μ coefficiente di contrazione stimabile in 0.7 per la maggior parte dei casi.

Si può notare come questo tipo di perdite siano correlate al rapporto tra i diametri interno e esterno della ventola.

1.3.3.5 Efficienza e rendimenti

Per l'analisi delle performance di un ventilatore è necessaria la conoscenza del valore dell'efficienza totale dello stesso, ma anche la distinzione di quest'ultima in diverse componenti a seconda della natura delle perdite. In particolare sono di interesse le seguenti quantità:

- *Rendimento idraulico*: tracciando una particella di fluido dall'ingresso nel fan alla sua uscita, si vede che questa subisce le diverse tipologie di perdite descritte prima. In particolare subisce perdite di pressione nella ventola ($\Delta p_1 + \Delta p_{imp}$) e perdite di pressione nella conversione dell'energia cinetica in pressione statica nella voluta (Δp_4). Inoltre, vanno considerate eventuali perdite per shock dovute all'ingresso del fluido nella ventola (Δp_2). Tenendo conto di queste, il rapporto tra il salto di pressione effettivo e

quello comprensivo di tutte le perdite di questo tipo ci indica il rendimento idraulico del ventilatore:

$$\eta_{idr} = \frac{\Delta p}{\Delta p + \Delta p_1 + \Delta p_{imp} + \Delta p_2 + \Delta p_4} \quad (1.38)$$

- *Rendimento volumetrico*: tiene conto delle perdite dovute ai giochi tra ventola e case, dando una stima del rapporto tra aria in ingresso e aria in uscita:

$$\eta_{vol} = \frac{Q}{Q + Q'} = \frac{1}{1 + (Q'/Q)} \quad (1.39)$$

- *Rendimento meccanico*: tiene conto delle perdite per attrito dei componenti meccanici del ventilatore, come cuscinetti e organi di trasmissione. Indicando con N_m il lavoro fatto dalle perdite meccaniche e N_w il lavoro calcolato sull'asse della ventola, il rendimento è calcolato come:

$$\eta_{mec} = \frac{N_w}{N_w + N_m} \quad (1.40)$$

Il rendimento totale per un ventilatore può quindi essere calcolato a partire da questi termini. E' generalmente espresso come il rapporto tra il lavoro netto eseguito sul fluido e la somma del lavoro netto più tutti i contributi dati dalle perdite in gioco. Può quindi essere descritto secondo le relazioni:

$$\eta_{tot} = \frac{Q\Delta p}{Q + Q'[\Delta p + \Delta p_1 + \Delta p_{imp} + \Delta p_2 + \Delta p_4] + N_m} \quad (1.41)$$

$$\eta_{tot} = \frac{1}{(\frac{Q'}{Q} + 1)[1 + (\Delta p_1 + \Delta p_{imp} + \Delta p_2 + \Delta p_4)/\Delta p] + N_m/Q\Delta p} \quad (1.42)$$

A partire da questa si può calcolare rapidamente il rendimento idraulico partendo dalla conoscenza del rendimento totale del fan e da quello meccanico:

$$\eta_{idr} = \frac{\eta_{tot}}{\eta_{vol}(\eta_{mec} - \eta_{tot})} \quad (1.43)$$

1.3.4 Caratteristiche operative di un ventilatore centrifugo

Un fattore fondamentale che affligge le caratteristiche operative di un ventilatore è la relazione tra pressione e portata. I ventilatori sono solitamente alimentati da motori elettrici ad un numero di giri fissato o leggermente variante dalla condizione operativa. Se consideriamo un ventilatore ad un numero fisso di giri, è importante conoscere come la pressione varia al variare della portata.

E' innanzitutto utile considerare come riferimento le caratteristiche teoriche di un ventilatore con un numero infinito di pale e nessuna perdita.

Considerando l'equazione (1.22) riscritta utilizzando le relazioni delle cifre di pressione e di flusso:

$$\psi_t = 2 - \frac{\varphi}{2 \tan \beta_2 (b_2/d_2)} \quad (1.44)$$

si può notare che $\psi = f(\varphi)$ sono rette la cui inclinazione è funzione di β_2 e (b_2/d_2) .

1.3.4.1 Influenza del numero di pale

La curva caratteristica di un ventilatore è la curva che mette in relazione la portata con la pressione. Per un numero infinito di pale questa relazione è appunto una retta che cresce al crescere della portata nel caso di pale curvate all'indietro, rimane costante nel caso di pale radiali e decresce nel caso di pale curvate in avanti come mostrato nella Fig.1.10.

Assumendo ancora assenza di attriti, l'effetto dovuto ad un numero finito di pale si manifesta nella riduzione dell'angolo di inclinazione della retta che quindi identifica una perdita nella pressione in uscita. La curva rimane comunque lineare.

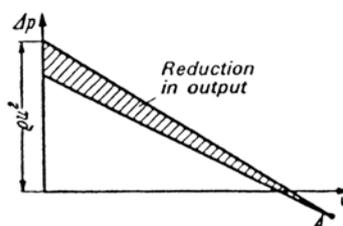


Figura 1.14: Influenza del numero finito di pale sulla curva caratteristica.

1.3.4.2 Effetto della presenza di attriti nel passaggio tra le pale

Le perdite dovute agli attriti nella ventola e le perdite dovute agli shock hanno un significativo effetto sulle caratteristiche di un ventilatore. In prima approssimazione queste perdite sono proporzionali a w_1^2 , che a sua volta è proporzionale alla portata, rappresentando la velocità media relativa di ingresso nella ventola. Le perdite che si verificano esclusivamente per attrito possono essere calcolate con la relazione:

$$\Delta p' = CQ^2 \quad (1.45)$$

In realtà la presenza di perdite dovute agli shock rendono inapplicabile questa formula, rendendola utile solo per stimare in maniera approssimativa l'andamento parabolico di questo tipo di perdite.

La Fig.1.15 permette di visualizzare la riduzione in output dovuto alla perdita $\Delta p'$.

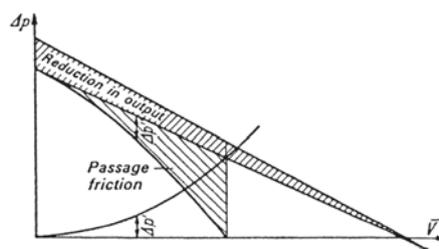


Figura 1.15: Variazione della curva caratteristica dovuta alle perdite per attrito.

1.3.4.3 Effetto dovuto alle perdite per shock

Le perdite per shock possono essere calcolate in maniera più precisa poiché vengono calcolate direttamente partendo dalla conoscenza della portata volumetrica deviata Q_x in (1.34). Utilizzando questa formula si arriva alla scrittura:

$$\Delta p'' = \mu \frac{\rho}{2} u_2^2 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \left[\frac{Q_x}{Q} - 1\right]^2 \quad (1.46)$$

Si ottiene anche in questo caso una parabola: il minimo valore assunto da questa rappresenta la condizione di assenza di shock.

La Fig.1.16 riassume le perdite di diverso tipo appena viste che modificano l'output del ventilatore.

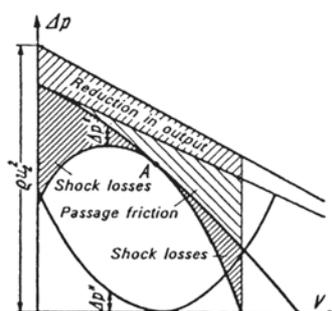


Figura 1.16: Influenza delle perdite sulle caratteristiche del ventilatore.

A causa dell'impossibilità di determinare accuratamente le perdite per attrito dentro la ventola in presenza di shock, una stima precisa del valore finale dell'output è impossibile.

1.3.4.4 Effetti della riduzione della portata

Ventilatori centrifughi con pale curvate in avanti o radiali hanno un comportamento particolare a valori bassi della portata. L'andamento della curva caratteristica ha la forma tipica mostrata in Fig.1.17: diminuendo la portata volumetrica, la pressione statica utile aumenta fino ad un determinato valore per poi decrescere; a questo punto, raggiunto un valore critico della portata, riprende a crescere normalmente.

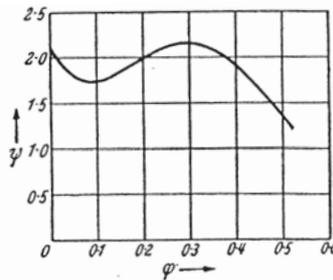


Figura 1.17: Andamento caratteristico di un fan centrifugo a pale curve in avanti o radiali.

Il minimo relativo nella curva può essere giustificato dal fatto che una grande riduzione della portata fa sì che il passaggio tra le pale sia occupato solo parzialmente dal flusso di fluido "attivo", il che va a ridurre il passaggio utile dell'aria aumentandone la velocità relativa. Ciò varia i triangoli di velocità all'uscita delle pale e il flusso stesso si autoregola in modo da aderire al valore di pressione presente sulla faccia in pressione delle pale.

L'effetto di questa situazione si aggiunge ai precedenti e si può valutare in Fig.1.18; si nota bene come la risultante dell'output abbia la stessa forma caratteristica vista in precedenza nella Fig.1.19.

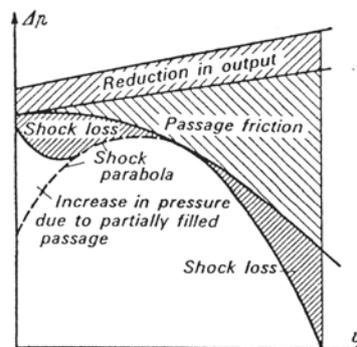


Figura 1.18: Variazioni nelle caratteristiche dovute al passaggio solo parzialmente riempito dal fluido.

Capitolo 2

Rumore nei ventilatori centrifughi

2.1 Introduzione al rumore

I ventilatori centrifughi sono largamente utilizzati per l'abilità di generare alte pressioni con dimensioni ridotte. Si possono trovare ampiamente in settori quali il riscaldamento, la ventilazione, sistemi di condizionamento e numerose altre applicazioni. Tuttavia presentano due limiti principali rispetto alla controparte assiale: una minore efficienza e un maggior livello di rumore prodotto.

La prima causa di rumore in un sistema per il movimento 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 condutture, aperture e griglie. In questo capitolo verrà analizzato solamente il rumore prodotto dal ventilatore, ed in particolare solo il rumore prodotto dall'interazione tra le parti dello stesso e il flusso fluido, ovvero il cosiddetto rumore aerodinamico. Lo studio di questo tipo di rumore generato da ventilatori centrifughi ha ricevuto recentemente un incremento di attenzione, dovuto alle maggiori restrizioni per quanto riguarda l'emissione di rumore nell'ambiente. Ciò ha portato ad avere richieste dagli acquirenti di macchine con maggior silenziosità senza rinunciare alle prestazioni, incrementando così la ricerca verso soluzioni innovative in questo ambito. La ricerca numerica sul rumore aerodinamico è basata principalmente sulla soluzione con metodi CFD del campo di flusso non stazionario o sulla ricerca sperimentale.

Prima di procedere con l'analisi delle cause di generazione del rumore e delle possibili soluzioni sono definite una serie di definizioni utili.

2.1.1 Suono e rumore

Il suono è definito come una serie di variazioni di pressione nell'aria. Quando queste vengono in contatto con l'orecchio umano, si generano vibrazioni del timpano, che a sua volta provoca l'invio di segnali elettrici al cervello. Come tutte le sensazioni, il suono può essere gradevole o sgradevole. Il rumore è definito semplicemente come un suono sgradevole e fastidioso.

2.1.2 Frequenza

Per far sì che il timpano vibri, occorre la presenza di rapide variazioni di pressione nell'aria. Il numero di queste variazioni per secondo viene chiamato frequenza del suono, e viene misurata in Hertz (Hz). L'orecchio umano può percepire un range di frequenze compreso tra i $20 Hz$ e i $20000 Hz$.

2.1.3 Livello di potenza sonora (SWL)

Il rumore prodotto da un ventilatore può essere espresso in termini di potenza sonora, che costituisce l'energia emessa per unità di tempo ed è una grandezza caratteristica della sorgente indipendente dall'ambiente in cui il rumore viene irradiato. Mediante tale grandezza è possibile quindi confrontare la rumorosità di macchine diverse tra loro. Nella pratica non è comune utilizzare questo parametro in quanto il range di valori che può assumere è generalmente molto ampio. Il rumore viene quindi descritto utilizzando il livello di potenza sonora (SWL), un rapporto che compara logaritmicamente la potenza sonora con una potenza di riferimento ($W_0 = 10^{-12}[W]$). L'unità di misura del SWL è il decibel.

$$SWL = 10 \log\left(-\frac{W}{W_0}\right) \quad (2.1)$$

2.1.4 Livello di pressione sonora (SPL)

Il livello di potenza sonora è comparabile alla potenza in output di un riscaldatore: entrambi misurano un'energia rilasciata nell'ambiente circostante, ma non si prestano bene a descrivere gli effetti su un essere umano all'interno di questo ambiente. Per far ciò ci si riferisce al livello di pressione sonora (SPL), che può essere calcolato in ogni punto dello spazio attorno alla sorgente. Ciò è maggiormente utile in quanto è la pressione sonora che fa vibrare i timpani e che determina l'intensità del suono percepito. Anche questa grandezza è misurata in una scala logaritmica e in decibel:

$$SPL = 20 \log\left(\frac{p}{p_0}\right) \quad (2.2)$$

con p pressione sonora del rumore e p_0 pressione di riferimento ($= 2 \times 10^{-5} Pa$).

E' impossibile misurare direttamente il livello di potenza sonora prodotto da un ventilatore, ma il produttore può calcolare questo parametro misurando dapprima i livelli di pressione sonora in ogni ottava.

2.1.5 Bande di ottava

Il rumore consiste generalmente in un insieme di note di frequenza diversa; poiché queste frequenze differenti hanno diverse caratteristiche, il calcolo di un singolo SWL non è sufficiente per avere una buona descrizione dell'intensità e della qualità del rumore.

Lo spettro del rumore può essere suddiviso in bande d'ottava (bande di frequenza dove la frequenza maggiore è doppia rispetto a quella inferiore) e si può calcolare il livello di pressione sonora su ognuna di queste bande. Le bande di ottava universalmente utilizzate hanno frequenze medie di 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 e 8000 Hz.

La rumorosità di un ventilatore può quindi essere misurata da un certo numero di livelli di potenza sonora, ognuno corrispondente ad una banda d'ottava. Così come per i livelli di potenza sonora, anche i livelli di pressione sonora possono essere valutati su ogni banda, in modo da avere una descrizione completa del fenomeno.

2.1.6 Relazione tra SWL e SPL

La relazione che lega i livelli della potenza sonora e della pressione sonora è la seguente:

$$SPL = SWL + 10 \log \left[\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_c} \right] \quad (2.3)$$

con Q_θ fattore direzionale della sorgente nella direzione di r , r distanza dalla sorgente, R_c costante ambientale.

Il primo termine a destra dell'uguale rappresenta il suono diretto, mentre il secondo termine rappresenta il suono riflesso dall'ambiente.

2.2 Meccanismi di generazione del rumore

Ci sono tre principali agenti che contribuiscono alla generazione del rumore nei ventilatori, ognuno dei quali legato ad una diversa tipologia di causa:

- *Rumore aerodinamico*
- *Rumore elettromagnetico*

- *Rumore meccanico*

Nella maggior parte dei ventilatori industriali, l'ordine con cui sono stati elencati è indicativo della loro importanza. Il rumore aerodinamico è quello che maggiormente influisce sul rumore totale. In macchine molto grandi, però, il rumore meccanico diventa maggiormente significativo. Il rumore elettromagnetico, ovvero generato dai motori elettrici, è spesso mascherato da quello aerodinamico, specialmente se il motore stesso è all'interno del flusso d'aria.

Per i ventilatori centrifughi, dove il motore è di solito posizionato al di fuori del flusso d'aria, il rumore elettromagnetico non contribuisce al livello di potenza sonora totale in maniera significativa.

Nel presente lavoro di tesi verrà trattato solamente il rumore di tipo aerodinamico prodotto dal ventilatore.

2.2.1 Rumore aerodinamico

Ci sono tre modalità diverse con le quali l'energia cinetica prodotta da un ventilatore in rotazione all'interno del flusso d'aria può essere trasformata in energia acustica. Queste sono, in ordine decrescente rispetto alla loro efficienza di radiazione sonora:

- *Sorgente monopolo (fluttuazioni della massa)*: E' il meccanismo di generazione del suono con maggior efficienza, nel quale la conversione di energia cinetica in energia acustica è ottenuto forzando il gas a fluttuare dentro una regione fissa di spazio. Ciò può essere visualizzato come una sfera pulsante uniformemente circondata da un mezzo perfettamente omogeneo. In definitiva un monopolo è una sorgente che irradia energia sonora in tutte le direzioni uniformemente.

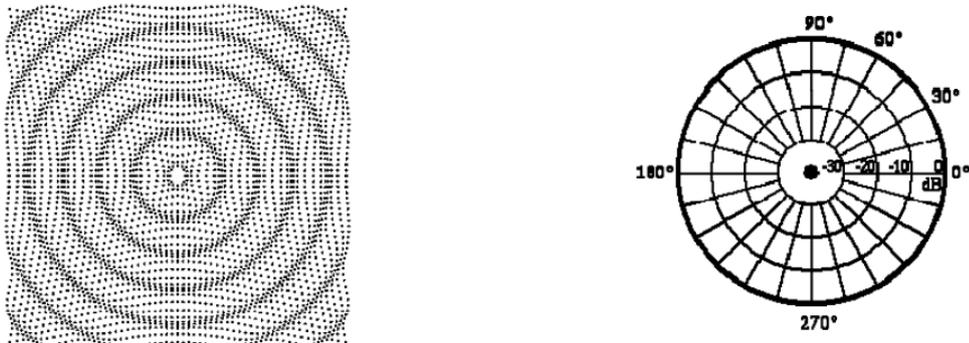


Figura 2.1: Sorgente monopolo

- *Sorgente bipolo (fluttuazioni della forza)*: Questo rappresenta il meccanismo di generazione del suono predominante per quanto riguarda le turbomacchine a bassa velocità. La conversione di energia richiede la fluttuazione entro una regione spaziale fissa della quantità di moto. Il processo può essere visto come una sfera pulsante uniformemente che oscilla come un corpo rigido lungo una direzione. In alternativa può essere visto come due monopoli adiacenti di cui, quando uno ha la dimensione massima, l'altro ha la dimensione minima. Il bipolo è quindi una sorgente composta da due monopoli che irradiano la stessa energia sonora ma in opposizione di fase.

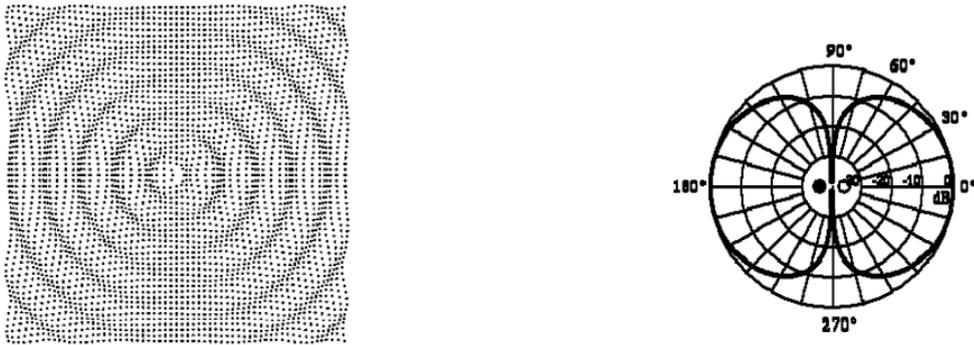


Figura 2.2: Sorgente bipolo

- *Sorgente quadripolo (rimiscolamento turbolento)*: Questo è il meccanismo di generazione con la minor efficienza, nel quale il suono è generato aerodinamicamente, senza movimento di superfici solide, come avviene ad esempio nel rimiscolamento di correnti fluide a getto. Un quadripolo può essere visto come un doppio dipolo oscillante lungo la stessa direzione.

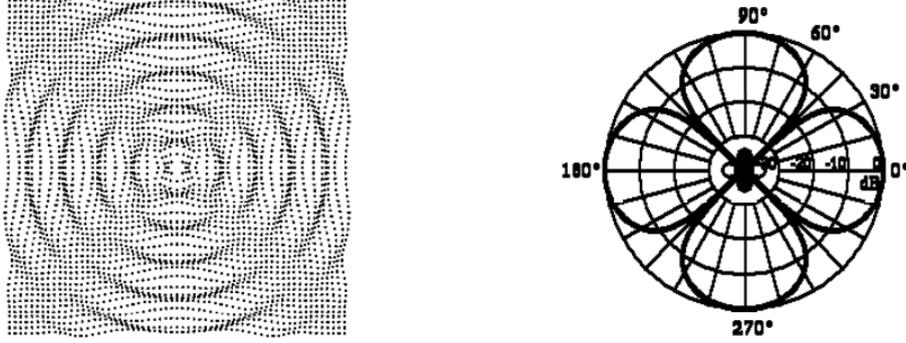


Figura 2.3: Sorgente quadripolo

La pressione acustica generata da queste tre tipologie di sorgenti può essere dedotta dalle seguenti relazioni di proporzionalità:

$$\Delta_{mono} \propto \frac{1}{r} \frac{\delta M(t)}{\delta t} \quad (2.4)$$

$$\Delta_{bipolo} \propto \frac{\delta}{\delta x} \left[\frac{r_{sph}}{r}, \frac{\delta M(t)}{\delta t} \right] \quad (2.5)$$

$$\Delta_{quadri} \propto \frac{\delta}{\delta x_i} \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\frac{1}{r}, v_i, v_j, \rho, D^3 \right] \quad (2.6)$$

dove $M(t)$ è l'aggiunta di massa dallo spazio adiacente alla sorgente al suo intorno, r è la distanza polare del punto di interesse, r_{sph} è il raggio della sfera, x la direzione di oscillazione, v la velocità della sorgente, D la lunghezza caratteristica, ρ e ν rispettivamente la densità e la viscosità del gas. Le equazioni appena scritte possono essere applicate nel caso di una singola sorgente, ma nella pratica, nell'intero campo acustico del ventilatore, il grado di emissione sonora dipende anche dall'interazione in fase delle diverse sorgenti presenti.

Il primo ad applicare l'analisi dimensionale alla potenza sonora radiata da diverse sorgenti di pressione sonora è stato *M.J. Lighthill* nel proprio lavoro [1]. L'autore ha derivato le relazioni di proporzionalità tra la potenza sonora generata e la velocità. Inoltre ha esteso le sue relazioni tenendo conto del fatto che per una serie di ventilatori omologhi, tutte le velocità sono proporzionali alla velocità dell'estremità delle pale:

$$v \propto \pi DN \quad (2.7)$$

dove D è la dimensione caratteristica del ventilatore, tipicamente il diametro della ventola, e N la velocità di rotazione della ventola (giri/s).

Considerato ciò, le relazioni di proporzionalità possono essere descritte come:

$$W_{n,mono} \propto \frac{\rho D^6 N^4}{C} \quad (2.8)$$

$$W_{n,dipolo} \propto \frac{\rho D^8 N^6}{C^3} \quad (2.9)$$

$$W_{n,quadri} \propto \frac{\rho D^{10} N^6}{C^5} \quad (2.10)$$

Quindi sono state scritte delle relazioni di proporzionalità tra la potenza sonora irradiata e la velocità di rotazione del ventilatore, che dipendono dai contributi delle tre tipologie di sorgenti. Ciò vale però per una serie di ventilatori omologhi. Nonostante sia stata fatta una considerevole mole di lavoro per eliminare quest'ultima ipotesi, le equazioni empiriche ottenute possono dare errori anche notevoli. Conseguentemente a ciò, i risultati di diversi autori sono perlopiù differenti.

Nella pratica, il rumore aerodinamico può essere suddiviso in due tipologie.

2.2.1.1 Rumore prodotto dalla rotazione della ventola

Il rumore di origine aerodinamica prodotto dalla rotazione degli organi che compongono il ventilatore è il risultato delle fluttuazioni di pressione causate dalle variazioni periodiche delle forze nel fluido. Questo tipo di rumore in un ventilatore è causato dalle forze di spinta e di resistenza presenti sulle pale che si muovono all'interno dell'aria, dall'interazione impulsiva delle pale con il flusso non perfettamente dritto in ingresso e con l'interazione con eventuali ostacoli vicini (ad esempio la lingua della voluta). Data la regolarità del passaggio delle pale vicino agli ostacoli, il rumore emesso è un rumore tonale, ovvero con un'unica frequenza pari a $f_{BPF} = zn$, con z numero di pale e n frequenza di rotazione della ventola. La frequenza di questo tipo di rumore prende il nome di *blade passing frequency* (BPF). Il meccanismo di generazione descritto si può vedere in Fig.2.4a.

Questo tipo di rumore, per una rotazione costante della ventola, è teoricamente uguale per un ventilatore che lavora nel suo punto di progetto o al di fuori di esso. Nella realtà il rumore aerodinamico dovuto alla rotazione delle pale può variare a causa del cambiamento degli effetti dei carichi stazionari o non stazionari. Questo tipo di rumore inoltre risulta maggiormente fastidioso all'orecchio umano, come ha dimostrato il lavoro di *S.J. Suh et al [2]*.

2.2.1.2 Rumore non prodotto dalla rotazione della ventola

Il rumore aerodinamico non prodotto dalla rotazione della ventola, nel punto di utilizzo del ventilatore, è provocato da una serie di forze random causate da campi fluidi non stazionari, dalla turbolenza e dall'interazione di questa con le strutture rigide incontrate dal flusso. Queste forze possono essere dovute all'allargamento e al restringimento dei passaggi dove scorre il fluido, ad asimmetrie del sistema, all'impatto del flusso su ostacoli come le pale, la voluta ecc., e la rispettiva formazione di vortici. Questo tipo di rumore è causato dalla fluttuazione delle forze del fluido nei domini del tempo e della frequenza, e dipende principalmente dalla velocità del flusso, dal design del ventilatore, e dalle dimensioni e la rugosità dei passaggi [3]. I principali tre meccanismi di generazione di questo tipo di rumore sono illustrati nella Fig.2.4. Il primo (Fig.2.4b) è dato dalla circolazione dell'aria nel passaggio tra due pale successive, che può provocare la formazione di vortici. Il secondo è dovuto alla separazione dello strato limite dalle pale a causa dell'aumento dell'incidenza della pala per flussi elevati (Fig.2.4c) oppure per diminuzioni dell'incidenza della pala per flussi a bassa velocità (Fig.2.4d). Il terzo meccanismo è dato dalla recircolazione indotta dal passaggio del flusso attraverso passaggi di un certo tipo (Fig.2.4e). Un'altra causa di generazione del rumore è dovuta all'interazione delle pale con i vortici di scia creati dalle pale precedenti. Questi vortici si formano come risultato della differenza di pressione tra le due facce della pala che causa un ricircolo del fluido e quindi la formazione del vortice stesso.

Tutti questi meccanismi, a differenza del precedente, provocano un rumore random (*broadband noise*).

2.2.1.3 Stima del rumore prodotto da un ventilatore

Riassumendo, le due principali sorgenti del rumore sono:

- Rumore random prodotto dal flusso turbolento;
- Rumore dato da toni discreti corrispondenti alla frequenza di passaggio delle pale;

Il livello di potenza sonora generato dai ventilatori (senza considerare il motore elettrico) può essere facilmente stimato in prima approssimazione utilizzando l'equazione di *Graham* per ogni banda d'ottava dai 63 agli 8000 Hz:

$$L_w = K + 10\log Q + 20\log P_a + C \quad (2.11)$$

con Q portata di massa, P_a pressione statica in kPa , K livello di potenza sonora specifico per ogni banda d'ottava basata su una portata di $1 \text{ m}^3/s$ e una

pressione totale di $1kPa$ e C costante da aggiungere ad ogni ottava che contiene la frequenza di passaggio delle pale.

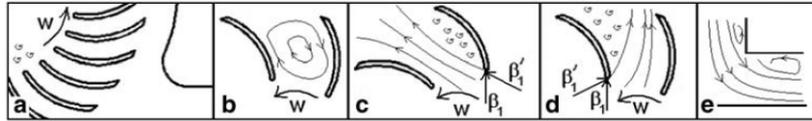


Figura 2.4: Meccanismi di generazione del rumore aerodinamico

2.3 Analisi e strategie di riduzione del rumore

2.3.1 Aeroacustica

L'aeroacustica studia la generazione per via aerodinamica del suono. La moderna scienza aeroacustica ha avuto origine con *Sir. J. Lighthill* negli anni '50, che ha derivato una teoria per stimare l'intensità del suono irradiato da un flusso turbolento. *Lighthill* ha introdotto per primo il concetto dell'analogia aeroacustica, che consiste nella sostituzione del flusso fluido responsabile della generazione del rumore con un sistema equivalente di sorgenti di rumore. Queste sorgenti agiscono su un fluido uniforme in condizioni di ristagno governato dalle equazioni della propagazione acustica standard. La caratterizzazione di queste sorgenti diventa quindi il principale obiettivo nella stima del rumore generato. A partire da questi concetti si sono poi sviluppate una serie di teorie e modellizzazioni ulteriori.

I principali meccanismi di generazione del rumore in presenza di strutture solide possono essere riassunti in questo modo:

- *Vortex shedding noise*: dovuto alla diffusione dei vortici; la circolazione temporale sul corpo solido dovuta alla diffusione dei vortici induce una forza fluttuante sul corpo stesso che si trasferisce al fluido e si propaga come suono.
- *Interazione tra la turbolenza e la struttura solida*: la presenza di vortici a contatto con un corpo solido induce delle forze oscillanti agenti sulla superficie dello stesso, dovute alla natura temporale dei vortici. Queste sono trasferite al fluido e propagate sotto forma di onde di pressione e quindi di rumore.
- *Rumore del bordo di uscita*: tipico delle macchine rotanti, è dovuto all'interazione tra le instabilità dei *boundary layers* con i bordi delle pale.

Nella comune pratica ingegneristica, l'analisi CFD dei flussi turbolenti viene eseguita risolvendo le equazioni di Navier Stokes non stazionarie in regime comprimibile con metodi iterativi. La risoluzione del campo acustico attraverso queste simulazioni rimane tuttavia molto complessa, poichè l'energia acustica è di molti ordini di grandezza minore rispetto all'energia del campo fluidodinamico. Sono quattro le principali difficoltà incontrate con questo approccio:

- Il campo acustico è più largo rispetto a quello del flusso fluido;
- Il campo acustico ha minore energia di quello del flusso fluido;
- La discretizzazione numerica del dominio è molto più delicata e può introdurre ulteriori sorgenti di rumore;
- Imporre delle condizioni al contorno appropriate per l'acustica è molto più complesso rispetto alla controparte fluidodinamica.

Tenendo conto di questi fattori, sono state sviluppate delle tecniche per predire la generazione e la propagazione del rumore attraverso il calcolo computazionale.

2.3.2 Computational Aeroacoustics (CAA)

Tutti i componenti che generano il rumore aerodinamico possono essere stimati utilizzando la CAA (*Computational AeroAcoustics*). I moderni metodi CAA sono basati sull'analogia di *Lighthill* [1], successivamente migliorata da altri studi. Il primo grande problema nel calcolo attraverso la CAA, come appena visto, è dovuto alla grande differenza tra le scale aerodinamiche e acustiche. Le onde acustiche, infatti, hanno ampiezze minori e frequenze maggiori rispetto alle onde di pressione aerodinamiche, che sono risolte con i tradizionali metodi CFD. I metodi di discretizzazione standard per i modelli CFD sono troppo dissipativi per la computazione delle onde acustiche, così si ricorre ai metodi CAA, che calcolano separatamente il campo fluido e il campo acustico. In particolare nel primo step viene calcolato il campo fluido turbolento non stazionario, al fine di individuare le sorgenti acustiche, attraverso un modello CFD classico. Nel secondo step viene calcolata la propagazione del rumore nei campi acustici vicini e lontani. La maggior parte di questi modelli prevede la linearizzazione delle equazioni di governo della fluidodinamica, utilizzando diversi approcci numerici.

L'accuratezza della stima del rumore dipende principalmente dagli errori di modellazione commessi nella simulazione del flusso dove le sorgenti acustiche sono calcolate. Simulazioni del flusso sofisticate, che quindi contengono meno errori di modellazione, permettono di avere risultati molto precisi. Tuttavia il costo computazionale di questi aumenta considerevolmente, anche in virtù dell'analisi non stazionaria richiesta. A titolo di esempio, una simulazione LES

(*Large Eddy Simulation*) incentrata sulla stima del rumore aerodinamico prodotto da un ventilatore centrifugo può richiedere diverse settimane di calcolo anche con i moderni computer a calcolo parallelo.

Durante le prime fasi di design di un nuovo modello solitamente vengono proposte diverse varianti in modo da determinare quale delle diverse geometrie soddisfa i criteri richiesti. Nelle prime fasi è sufficiente determinare quali tra le diverse configurazioni disponibili ha la minore emissione sonora, più che analizzare con precisione l'esatto livello di rumore prodotto. Essendo l'analisi accurata del rumore prodotto assai costosa in termini computazionali e temporali, la comparazione iniziale può quindi essere fatta con modelli meno sofisticati, eventualmente anche in regime stazionario, ricavando le sorgenti di emissione sonora e stimando la loro potenza a partire dall'analisi CFD come post-processo. A seguito di ciò si può prevedere una serie di accorgimenti per ottimizzare a livello acustico il ventilatore.

Lo scopo di questo lavoro di tesi è lo studio di strategie per la riduzione del rumore aerodinamico in un modello di ventilatore centrifugo.

2.3.3 Strategie di riduzione del rumore

Ricordando la suddivisione del rumore nella componente discreta e nella componente random, si può pensare di agire con delle opportune modifiche al design del ventilatore al fine di ridurre il rumore generato dallo stesso.

Come abbiamo visto, la componente armonica del rumore è dovuta all'interazione tra il flusso medio e la ventola e la voluta del ventilatore. La regione che presenta la maggior generazione di rumore è sicuramente il cut-off della voluta, che è la zona maggiormente vicina alle pale della ventola. Questa vicinanza fa sì che si instauri un profilo di velocità non uniforme che genera forti fluttuazioni di pressione con il risultato di generare il rumore alla frequenza di passaggio delle pale.

La componente casuale del rumore, o *broadband noise*, è generato dal flusso turbolento che agisce sulle pareti solide della ventola e della voluta. Un secondo contributo deriva dai vortici che si generano sul trailing edge delle pale. Il suono radiato da questi fenomeni, per numeri di Mach bassi, si presume essere minore rispetto al rumore a frequenze discrete.

I meccanismi di generazione del rumore a frequenze discrete (o rumore tonale) sono stati ormai studiati e compresi in maniera soddisfacente, e in aggiunta al fatto che la posizione della sorgente maggiore di questo tipo di suono è ben definita, si può facilmente agire a livello di design al fine di ridurre il rumore. Queste sono le ragioni per le quali la maggior parte degli studi di riduzione del rumore sono rivolti verso questa tipologia. E' maggiormente complesso, invece,

riuscire ad agire sul livello di turbolenza sulla ventola e sulla voluta al fine di ridurre il rumore random.

Di seguito sono presentate le strategie maggiormente significative per la riduzione del rumore in un ventilatore centrifugo.

2.3.3.1 Modifica della geometria della lingua della voluta

Questa strategia è la più diffusa, essendo la zona della lingua della voluta una delle maggiori sorgenti di rumore della macchina. Diversi autori hanno infatti studiato il rumore generato da un ventilatore centrifugo dimostrando che la maggior sorgente di rumore aerodinamico è l'interazione tra il flusso non stazionario uscente dalla ventola e la lingua della voluta. In accordo con questi studi, in particolare gli studi di *Otha et al.* [4] e *Velarde-Suarez et al.* [5], si è dimostrato che la zona di effettiva generazione del rumore è localizzata nelle vicinanze della lingua, e l'estensione di questa zona di sorgente può essere determinata da un'analisi di correlazione tra la pressione acustica radiata dal fan e le fluttuazioni di pressione sulla faccia della voluta. Alcuni dei metodi di riduzione del rumore riassunti da *Neise* [6] sono basati sulla modifica della lingua della voluta al fine di minimizzare la generazione delle fluttuazioni della pressione in quella zona.

Uno studio volto alla riduzione del rumore utilizzando variazioni della geometria della lingua della voluta è stato compiuto da *Qi Datong et al.* [7]. In questo lavoro sono stati presentate tre diverse geometrie alternative per quanto riguarda la lingua, andando a modificare lo spazio tra la lingua e l'estremità delle pale e inclinando la lingua stessa. Il modello di base è un ventilatore centrifugo a 12 pale curvate in avanti (*forward-curved blade*) che ruota a 1450 rpm (Fig.2.5). Le modifiche effettuate sono riassunte in Fig.2.6.

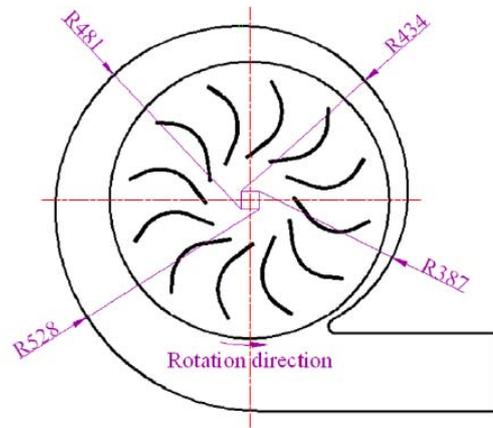


Figura 2.5: Geometria del ventilatore originale

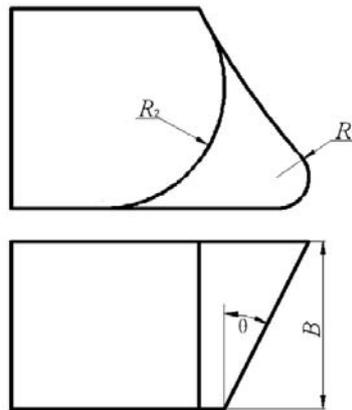


Fig. 4. Sketch of inclined volute tongue.

Table 2
Detailed dimensions of inclined volute tongues.

	Inclined angle θ ($^\circ$)	Radius R_1 (mm)	Radius R_2 (mm)
Original	0	19	19
No. V1	26	19	74
No. V2	31	19	63
No. V3	20	19	56

Figura 2.6: Modifiche della lingua della voluta

Le modifiche effettuate alla geometria hanno modificato la pressione totale e l'efficienza, come mostrato nella Fig.2.7.

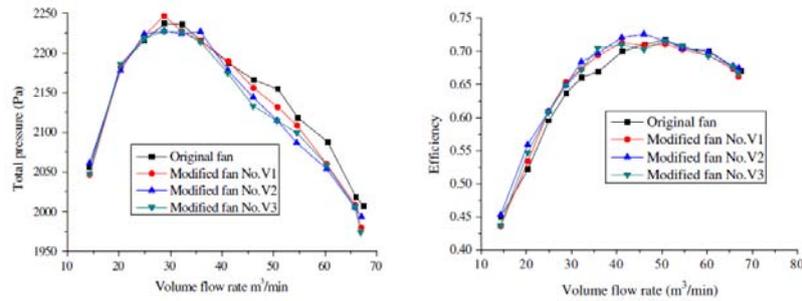


Figura 2.7: Pressione totale e efficienza

La pressione totale di tutte le configurazioni modificate risulta leggermente minore rispetto a quella del fan originale, mentre l'efficienza è leggermente migliore. Le modifiche alla geometria della lingua della voluta hanno modificato inoltre il SPL (sound power level), come mostrato in Fig.2.8. Si riesce bene ad apprezzare la riduzione del picco tonale da circa 95 dB a circa 80 dB nel caso migliore.

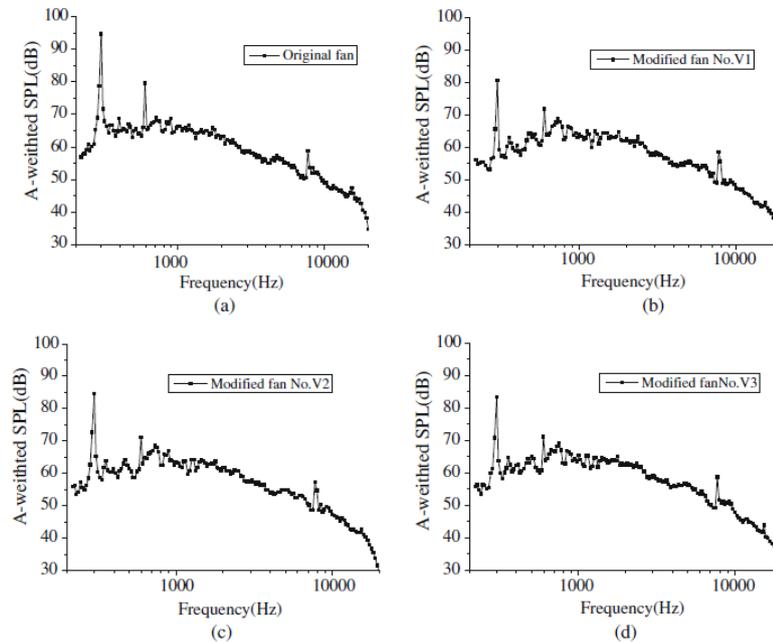


Figura 2.8: Sound Power Level

Tutte le modifiche hanno fornito una buona riduzione del rumore nell'intero range di portata del fan, dimostrando che la modifica della geometria della lingua della voluta rappresenta un metodo efficace per la riduzione del rumore tonale

prodotto, non modificando però sensibilmente il rumore random. Di contro si ha però una leggera riduzione della pressione totale, che implica la necessità di aumentare il numero di giri necessario per ristabilire le performance richieste. Ciò provoca in genere un aumento del rumore random, ma nel complesso il guadagno in termini di fastidiosità del rumore è notevole. Nel lavoro preso in esame, la configurazione V1 ha fornito la maggior riduzione del rumore e la minor perdita di pressione totale.

Un altro significativo studio è stato svolto da *Velarde-Suàrez S et al.* [8], dove è stata modificata la lingua di un ventilatore centrifugo come quello mostrato in Fig.2.9. Le modifiche hanno riguardato la riduzione della lingua di 5, 10 e 15 mm, e l'inclinazione della stessa di 30 deg. Le modifiche sono illustrate nella Fig.2.10.

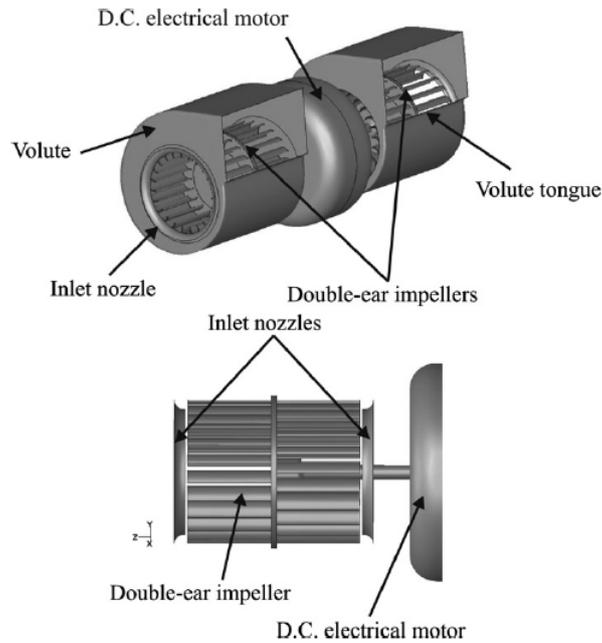


Figura 2.9: Modello di partenza dello studio di Velarde-Suàrez

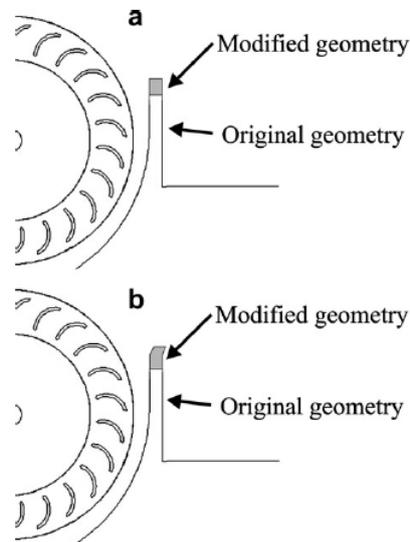


Figura 2.10: Modifiche della lingua della voluta

Utilizzando le modifiche viste, gli autori hanno constatato che, per i modelli che prevedevano l'accorciamento della lingua della voluta (R2-05, R2-10, R2-15), non ci sia stata una grande differenza per quanto riguarda la pressione totale per basse e medie portate, mentre per alte portate hanno riscontrato un abbassamento della stessa, anche se non significativo. Nella configurazione con la lingua inclinata (R2-07F), invece, la pressione totale è addirittura aumentata. Per quanto riguarda l'efficienza, in tutti i casi è aumentata, a causa della diminuzione della potenza consumata dal ventilatore. I dati raccolti sono rappresentati in Fig.2.11.

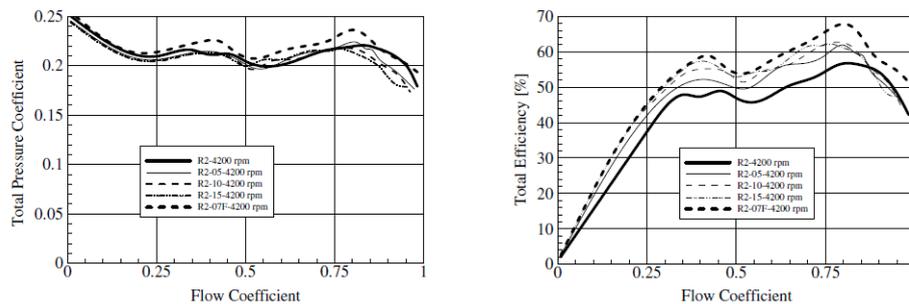


Figura 2.11: Pressione totale e efficienza

Per quanto riguarda l'analisi acustica, in maniera coerente con lo studio precedente è stata ottenuta una riduzione del rumore aerodinamico prodotto. E'

stato infatti osservato chiaramente che la riduzione della lunghezza della voluta rappresenta una soluzione molto vantaggiosa in quanto garantisce una significativa riduzione del rumore in tutto il range operativo, e in particolare alle basse e medie portate. Lo stesso risultato è stato ottenuto con la configurazione con la lingua inclinata. L'accoppiata di queste due soluzioni ha portato la massima riduzione in termini di rumore in tutto il range operativo del ventilatore. Questa riduzione è imputabile a due principali effetti: alla sparizione del picco tonale corrispondente alla BPF dovuto alla maggiore distanza tra ventola e lingua della voluta, e alla migliore distribuzione delle forze aerodinamiche sulla ventola dovuta alla variazione di geometria, che ha portato a ridurre le frequenze di risonanza eccitate dal flusso.

Entrambi questi studi hanno mostrato come la strategia che prevede la modifica della lingua della voluta rappresenti una delle migliori soluzioni per la riduzione del rumore. In particolare, l'allontanamento della voluta dalla ventola permette di rendere più dolce il profilo delle velocità in questa zona, abbassando il rumore generato.

2.3.3.2 Inclinazione delle pale

Una seconda strategia possibile per la riduzione del rumore prevede l'inclinazione delle pale, come analizzato da *T.F.W. Embleton* nel suo lavoro "*Experimental study of noise reduction in centrifugal blowers*" [9]. La classica configurazione per un ventilatore centrifugo prevede le pale parallele all'asse di rotazione. Al fine di ridurre il rumore, le pale sono state inclinate di 20 deg in maniera opposta come mostrato in Fig.2.12.

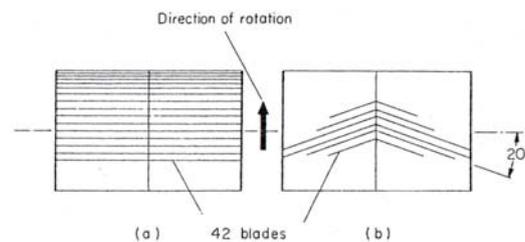


Figura 2.12: Modifica delle pale nel fan proposto da Embleton

Il case del fan è del tipo a voluta, ma nel lavoro manca gran parte dei dati riguardanti le dimensioni dei vari componenti. Lo studio effettuato ha comunque permesso di valutare un abbassamento della potenza elettrica richiesta dal fan nelle condizioni operative, e un abbassamento della portata a qualsiasi velocità di rotazione del ventilatore, come si può apprezzare dalla Fig.2.13. Ad un numero di giri costante compreso tra i 400 e gli 800 rpm, si è riscontrato una

diminuzione della pressione sonora dai 9 ai 12 dB alla frequenza di passaggio delle pale (BPF).

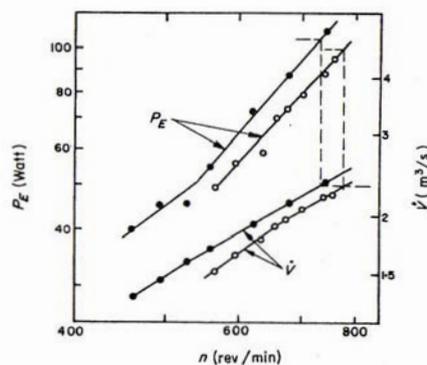


Figura 2.13: Confronto dei diversi modelli

Non sono però stati confrontati i livelli sonori per una portata costante, per mantenere la quale la velocità del ventilatore modificato deve essere maggiore rispetto a quella del fan originale, per via della diminuzione della portata ad un numero fissato di giri mostrata precedentemente. Ciò comporta un aumento del rumore random prodotto quando viene fissato un certo carico aerodinamico richiesto. Insieme a questo, il principale svantaggio della soluzione proposta da *Embleton* è la difficoltà di produzione di una ventola così composta in maniera economica.

2.3.3.3 Utilizzo di una griglia sul bordo di ingresso e di uscita delle pale

Si è visto come la riduzione del rumore tonale prodotto dall'interazione periodica delle pale con gli altri organi fissi sia relativamente semplice e applicabile economicamente. Per quanto riguarda la seconda tipologia di rumore, ovvero il cosiddetto broadband noise prodotto dalla turbolenza del flusso, le cose sono maggiormente complesse. Una possibile strategia per ridurre il rumore random è stata studiata da *Petrov et al.* [10]. L'idea di base che sta dietro a questa tecnica prevede di migliorare il flusso medio e la turbolenza nella ventola così come al di fuori di essa. L'utilizzo di una griglia posizionata nelle vicinanze del bordo d'attacco delle pale comporta la formazione di un flusso turbolento su piccola scala oltre la griglia. In questo modo lo strato limite sulle pale diventa turbolento, facendo traslare il punto di distacco del flusso più verso il bordo d'uscita. La seconda griglia posizionata in corrispondenza del bordo d'uscita ha lo scopo di smorzare e rendere più dolci le variazioni del campo delle velocità in uscita al fine di ridurre ulteriormente la scala della turbolenza.

La potenza sonora totale emessa da un ventilatore con queste griglie di transizione rimane costante, o addirittura cresce leggermente, ma lo spettro di frequenza trasla verso frequenze più elevate. L'uso delle griglie inoltre aumenta la resistenza dell'intera macchina, facendo sì che si abbia un calo della pressione statica. Al fine di compensare questo effetto, il numero di giri di funzionamento del fan deve essere aumentato, incrementando ancora leggermente il livello di rumore. Nonostante ciò, si ha in ogni caso ancora un guadagno per quanto riguarda la riduzione del rumore, ma l'efficienza del fan cala considerevolmente.

In questo studio sono state confrontate due configurazioni alternative al modello senza griglia: la prima utilizzando una mesh maggiormente fine ($1.3 \times 1.3 \times 0.25$ mm) e una con una griglia maggiormente rada ($5.4 \times 5.4 \times 1.4$ mm). Nella prima configurazione si è ottenuto una riduzione tra i 4 e i 9 dB nel range 100 Hz - 10 kHz. Di contro però, l'efficienza è calata del 13%. Nel secondo caso, si è notata una riduzione significativa del rumore tra i 100 e i 2000 Hz, mentre l'efficienza è calata di un ulteriore 1.4%. La Fig.2.14 riassume i risultati trovati.

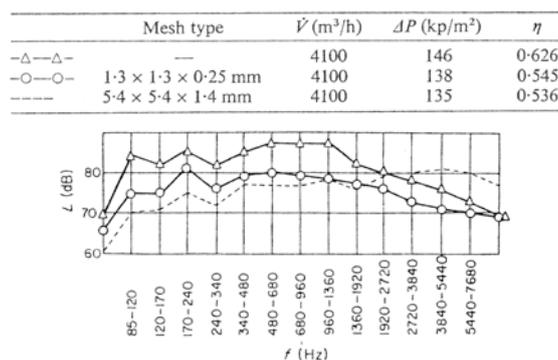


Figura 2.14: Risultati dei diversi modelli testati

Da queste curve si può intuire l'importanza della dimensione della griglia, dello spessore della stessa e della dimensione dei “vuoti”. Alcune raccomandazioni generali prevedono di avere una zona libera per il passaggio del flusso di circa il 50-60% dell'area totale. Il diametro del filo d che compone la griglia, inoltre, deve essere scelto in modo tale che la frequenza del *vortex shedding* $f = 0.2v/d$, con v velocità del flusso prima della griglia, deve essere al di fuori del range di frequenze di interesse. La mesh ottimale per ogni caso va comunque trovata per via sperimentale. Lo studio effettuato ha messo in risalto che la massima efficacia di questa tecnica si apprezza quando le condizioni del flusso che arriva alla ventola sono scarse.

In definitiva, Petrov et al. hanno trovato un semplice metodo per ridurre il rumore random prodotto da un ventilatore centrifugo su un ampio range di

frequenze. Lo svantaggio di questa tecnica risiede però nel calo di efficienza del fan stesso, rendendo poco conveniente l'utilizzo di una tecnica simile.

2.3.3.4 Modulazione delle pale

Partendo dalle considerazioni fatte in diversi studi, e in particolare nel lavoro di *K.D. Kryter et al.*[11], si è potuto constatare come un rumore random limitato in una certa banda di frequenze risulti meno fastidioso rispetto ad un rumore composto dalla sovrapposizione di un rumore random e uno tonale ad una certa frequenza, a parità di SPL. Ciò implica che il rumore tonale alla frequenza BPF sia la componente maggiormente critica per la riduzione acustica dei ventilatori.

Sulla base di questo concetto, si è concluso che un suono composto dalla sovrapposizione di un rumore tonale e uno random può essere reso meno rumoroso dalla dispersione dell'energia della parte tonale in un numero discreto di frequenze ad intensità minori.

L'ottimizzazione acustica di un ventilatore centrifugo utilizzando questa tecnica può essere in un certo senso schematizzata in tre fasi di design:

1. Scelta del numero di pale che fornisce la massima portata per un diametro della ventola dato;
2. Riduzione del diametro del ventilatore al fine di ridurre il più possibile la velocità alle estremità delle pale;
3. Spaziatura non omogenea delle pale al fine di spalmare la frequenza tonale principale su un range più ampio di frequenze;

La strategia presa in esame in questo sottoparagrafo fa riferimento all'ultimo punto. Come è già stato trattato, un ventilatore centrifugo produce un certo numero di disturbi per ogni ciclo operativo. Questo numero è dato dal passaggio di ogni pala in corrispondenza di un punto fisso della voluta, tipicamente la lingua, che produce una fluttuazione della pressione nel fluido. La frequenza fondamentale (BPF) corrisponde al numero di queste fluttuazioni ogni secondo.

L'obiettivo finale della strategia di modulazione delle pale prevede la definizione di una spaziatura non uniforme delle pale stesse al fine di variare la frequenza in oggetto, in particolare andando a spalmarla su un range più ampio riducendone il fastidio prodotto per l'orecchio umano.

Il primo passaggio prevede quindi la definizione di una modulazione ottimale per via analitica. Applicando questa alle pale, si vanno a creare delle bande laterali nello spettro del rumore andando a ridurre l'ampiezza del tono fondamentale. I toni risultanti, se opportunamente ridotti in ampiezza e collocati in opportune bande di frequenza, possono addirittura essere confusi con il rumore random di background.

Un esempio di modulazione su base sinusoidale è stato applicato nel lavoro di *D. Ewald et al.*[12], dove sono state spaziate le pale di un ventilatore centrifugo a 22 pale secondo una legge sinusoidale del tipo:

$$\theta'_i = \theta_i + \Delta\theta \sin(m\theta_i) \quad (2.12)$$

dove θ_i è la posizione della pala i -esima nella configurazione base, θ'_i è la posizione della pala dopo la modifica, $\Delta\theta$ è l'angolo massimo di spostamento che la pala può subire e m è il numero di volte che il ciclo di modulazione è ripetuto in un giro del ventilatore. In particolare, nello studio si sono utilizzati $m = 1$ e $\Delta\theta = 0.175$ rad. In questo modo si ottiene la modifica mostrata in Fig.2.15.

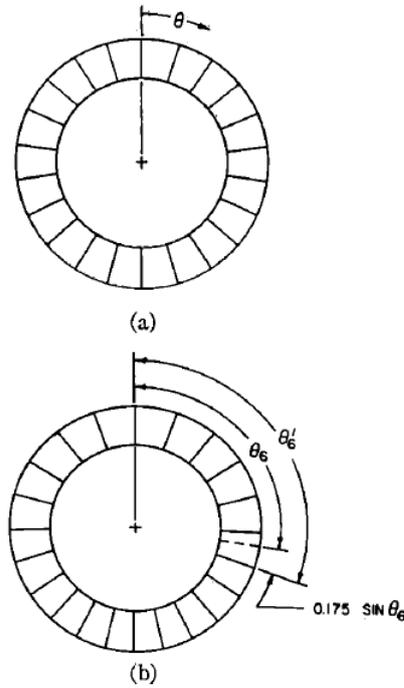


Figura 2.15: Modulazione delle pale nel lavoro di D. Ewald.

Il rumore risultante dalla modulazione sinusoidale descritta è ottenuto sfruttando l'equazione di modulazione di fase sinusoidale:

$$f(t) = A_0 \sin(2\pi F_0 t + \Delta\phi \sin 2\pi \nu t) \quad (2.13)$$

dove A_0 è l'ampiezza corrispondente al tono di passaggio delle pale, F_0 è la frequenza di passaggio delle pale BPF, ν la frequenza di modulazione e $\Delta\phi$

l'ampiezza di modulazione. $\Delta\phi$ si riferisce ad un angolo che va da 0 a 2π per ogni rivoluzione della ventola.

Applicando le relazioni della trigonometria e le relazioni tra le funzioni di Bessel e le funzioni trigonometriche si ottiene:

$$f(t) = A_0 \left\{ J_0 \Delta\phi \sin(2\pi F_0 t) + \sum J_n \Delta\phi \sin[2\pi(F_0 + n\nu)t] \right\} + A_0 \left\{ \sum (-1)^n J_n \Delta\phi \sin[2\pi(F_0 - n\nu)t] \right\} \quad (2.14)$$

L'equazione (2.14) illustra che lo spettro di frequenza consiste in un centro di frequenza F_0 con un'ampiezza pari a $A_0 J_0 \Delta\phi$ e un numero di bande laterali a multipli interi di ν dalla frequenza centrale, con ampiezza simmetrica rispetto alla frequenza centrale. Un esempio di spettro di frequenza ottenuto in questo modo è presente in Fig.2.16.

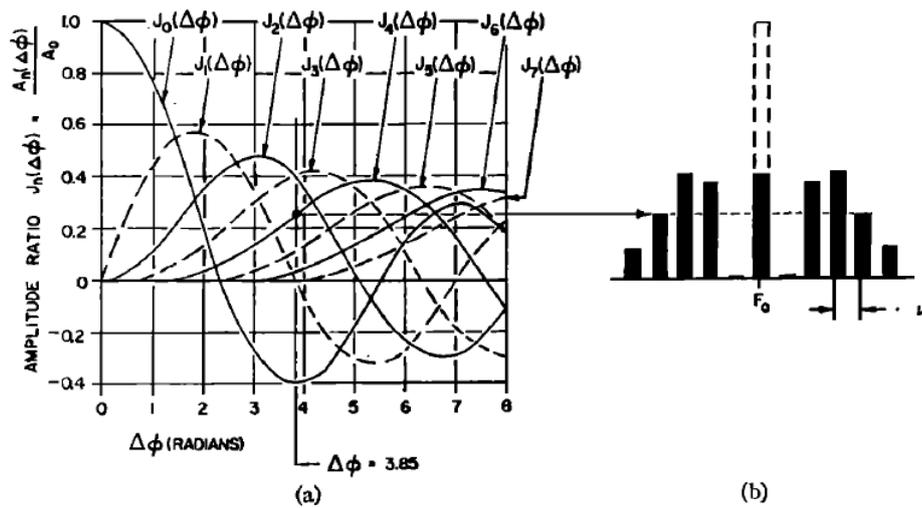


Figura 2.16: Coefficienti di Bessel in funzione di $\Delta\phi$ (a); spettro di frequenza per un ventilatore modulato in fase con $\Delta\phi = 3.85$.

Va precisato che l'uso delle serie di Bessel sarebbe limitato per una funzione modulata in fase continua, mentre nel nostro caso lo spettro di frequenza è composto da eventi discreti. Le ampiezze nello spettro di frequenza ottenute con le serie di Bessel differiscono quindi in qualche modo dalla soluzione reale. Tuttavia, ventilatori con un grande numero di pale sono ben approssimati da queste serie; per ventilatori con poche pale (meno di 20), invece, dei risultati maggiormente realistici sono ottenuti utilizzando l'analisi di Fourier delle onde di pressione prodotte dalle pale.

In conclusione, da questo studio è emerso che modulando la posizione delle pale in modo da creare delle fluttuazioni non uniformi della pressione si ottiene una riduzione nell'ampiezza delle componenti tonali del rumore. Nell'esempio di modulazione sinusoidale preso in considerazione, la modifica ha portato ad avere una serie di toni a diverse frequenze con ampiezza di almeno 8 dB minore rispetto al tono non modulato. In ogni caso la modulazione più appropriata va studiata a seconda della geometria del ventilatore.

Capitolo 3

Computational Fluid Dynamics - CFD

3.1 Equazioni che governano la fluidodinamica

Le equazioni che governano il comportamento di un flusso fluido rappresentano la scrittura matematica delle seguenti leggi di conservazione della fisica:

- La massa di un fluido si conserva (equazione di continuità);
- La variazione nel tempo della quantità di moto è uguale alla somma delle forze esterne che agiscono sulla particella fluida (seconda legge di Newton);
- La variazione di energia è uguale alla somma tra il calore fornito (o ceduto) e il lavoro fatto sulla particella fluida (primo principio della termodinamica);

Il fluido viene considerato come un continuo. Per l'analisi di flussi fluidi su scale macroscopiche (al di sopra di $1 \mu m$) la struttura molecolare e i relativi movimenti possono essere trascurati; in questo modo il comportamento del fluido viene descritto utilizzando le proprietà macroscopiche dello stesso, come velocità, pressione, densità e temperatura e le loro derivate spaziali e temporali. Queste grandezze possono essere considerate come mediate su un gran numero di molecole. Un punto o una particella è l'elemento più piccolo del fluido in cui le proprietà macroscopiche non sono influenzate dalla struttura molecolare.

Consideriamo un elemento infinitesimo del fluido (Fig.3.1) di lati $\delta x, \delta y, \delta z$: il centro dell'elemento è nella posizione (x, y, z) . Tutte le proprietà del fluido sono funzioni dello spazio e del tempo: $\rho(x, y, z, t)$, $p(x, y, z, t)$, $T(x, y, z, t)$ e $\mathbf{u}(x, y, z, t)$ rispettivamente per la densità, la pressione, la temperatura e il vettore delle velocità.

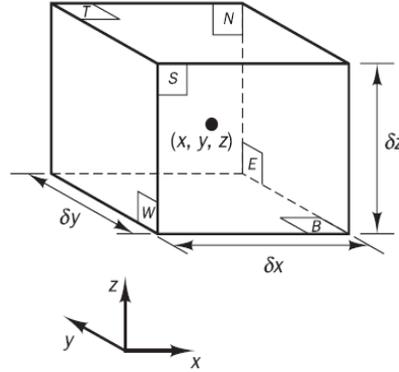


Figura 3.1: Elemento fluido infinitesimo.

Gli elementi fluidi sono inoltre piccoli, quindi le proprietà del fluido sulle facce possono essere scritte sfruttando i primi due termini dell'espansione in serie di Taylor. Così, a titolo d'esempio, la pressione sulle facce W ed E dell'elemento in figura possono essere semplificate rispettivamente come:

$$p - \frac{1}{2} \frac{\delta p}{\delta x} \delta x$$

e

$$p + \frac{1}{2} \frac{\delta p}{\delta x} \delta x$$

essendo le due facce ad una distanza $\frac{1}{2} \delta x$ dal centro.

Il bilancio delle diverse grandezze per ogni elemento ci porta alla stesura delle equazioni del flusso fluido.

3.1.1 Conservazione della massa

La conservazione della massa all'interno dell'elemento fluido può essere vista come l'uguaglianza tra la variazione interna di massa e il flusso di massa che attraversa le pareti. La variazione della massa all'interno dell'elemento può essere scritta come:

$$\frac{\delta}{\delta t} (\rho \delta x \delta y \delta z) = \frac{\delta \rho}{\delta t} (\delta x \delta y \delta z) \quad (3.1)$$

Il flusso attraverso le pareti può essere scritto come prodotto tra la densità, l'area e la componente normale alla faccia della velocità. Facendo riferimento alla Fig.3.2:

$$\begin{aligned}
 & (\rho u - \frac{1}{2} \frac{\delta \rho u}{\delta x} \delta x) \delta y \delta z - (\rho u + \frac{1}{2} \frac{\delta \rho u}{\delta x} \delta x) \delta y \delta z + (\rho v - \frac{1}{2} \frac{\delta \rho v}{\delta y} \delta y) \delta x \delta z + \\
 & - (\rho v + \frac{1}{2} \frac{\delta \rho v}{\delta y} \delta y) \delta x \delta z + (\rho w - \frac{1}{2} \frac{\delta \rho w}{\delta z} \delta z) \delta x \delta y - (\rho w + \frac{1}{2} \frac{\delta \rho w}{\delta z} \delta z) \delta x \delta y \quad (3.2)
 \end{aligned}$$

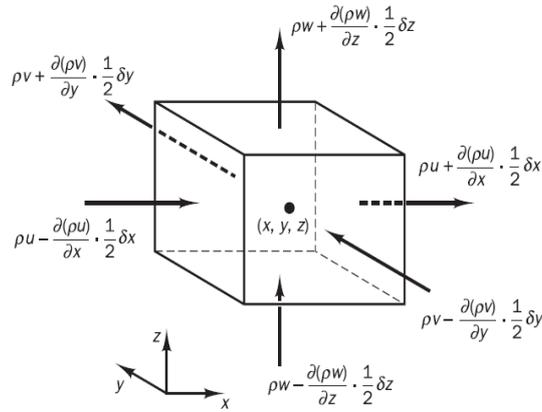


Figura 3.2: Flussi di massa attraverso l'elemento fluido.

I flussi che sono diretti all'interno dell'elemento sono considerati positivi; i flussi uscenti sono considerati negativi.

Uguagliando e riarrangiando i due termini, dopo aver diviso per il volume infinitesimo $\delta x \delta y \delta z$ si ottiene:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \frac{\delta \rho u}{\delta x} + \frac{\delta \rho v}{\delta y} + \frac{\delta \rho w}{\delta z} = 0 \quad (3.3)$$

Scritta in maniera più compatta:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3.4)$$

La formula (3.4) rappresenta l'equazione di continuità per un fluido comprimibile, non stazionario, tridimensionale.

Per un fluido incomprimibile la densità è costante, riducendo l'equazione a:

$$\text{div} \mathbf{u} = 0 \quad (3.5)$$

Equivalente a:

$$\frac{\delta u}{\delta x} + \frac{\delta v}{\delta y} + \frac{\delta w}{\delta z} = 0 \quad (3.6)$$

3.1.2 Approccio Lagrangiano e approccio Euleriano

Le leggi di conservazione dell'energia e della quantità di moto fanno riferimento alla variazione delle proprietà di una particella fluida. Ogni proprietà di questa particella è funzione della posizione e del tempo. Questo tipo di approccio, ovvero il seguire l'andamento delle proprietà seguendo l'andamento della singola particella è detto approccio Lagrangiano. Presa una generica proprietà ϕ , la derivata totale di questa rispetto al tempo può essere scritta come:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\delta\phi}{\delta t} + \frac{\delta\phi}{\delta x} \frac{dx}{dt} + \frac{\delta\phi}{\delta y} \frac{dy}{dt} + \frac{\delta\phi}{\delta z} \frac{dz}{dt} \quad (3.7)$$

La particella fluida segue il flusso, perciò $\frac{dx}{dt} = u$, $\frac{dy}{dt} = v$, $\frac{dz}{dt} = w$. La derivata totale diventa quindi:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\delta\phi}{\delta t} + u \frac{\delta\phi}{\delta x} + v \frac{\delta\phi}{\delta y} + w \frac{\delta\phi}{\delta z} = \frac{\delta\phi}{\delta t} + \mathbf{u} \text{grad}\phi \quad (3.8)$$

$\frac{D\phi}{Dt}$ rappresenta la variazione della proprietà ϕ per unità di massa. Come per l'equazione di continuità, siamo interessati a sviluppare delle equazioni per la variazione delle proprietà per unità di volume, moltiplicando la derivata totale per la densità:

$$\rho \frac{D\phi}{Dt} = \rho \left(\frac{\delta\phi}{\delta t} + \mathbf{u} \text{grad}\phi \right) \quad (3.9)$$

E' possibile sviluppare metodi numerici per il calcolo del flusso fluido basati sull'approccio Lagrangiano, ma è prassi comune sviluppare equazioni per il calcolo del flusso attraverso elementi fluidi fissi nello spazio invece che per le singole particelle in movimento, in quello che viene definito approccio Euleriano.

La forma maggiormente utile per il calcolo computazionale delle proprietà del flusso fluido prevede la scrittura della variazione delle proprietà rispetto ad un elemento fisso nello spazio, seguendo quindi l'approccio Euleriano. Vogliamo quindi mettere in relazione la derivata totale di ϕ , che segue le singole particelle, con la variazione di ϕ all'interno di un elementino fluido fisso.

L'equazione di continuità scritta per una qualsiasi proprietà ϕ del fluido è:

$$\frac{\delta(\rho\phi)}{\delta t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) \quad (3.10)$$

Sviluppando la derivata si ottiene:

$$\frac{\delta(\rho\phi)}{\delta t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \rho \left[\frac{\delta\phi}{\delta t} + \mathbf{u}\text{grad}\phi \right] + \phi \left[\frac{\delta\rho}{\delta t} + \text{div}(\rho\mathbf{u}) \right] \quad (3.11)$$

Il secondo termine a destra dell'uguale è nullo poiché corrisponde all'equazione di continuità per la massa (3.4).

$$\frac{\delta(\rho\phi)}{\delta t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \rho \left[\frac{\delta\phi}{\delta t} + \mathbf{u}\text{grad}\phi \right] = \rho \frac{D\phi}{Dt} \quad (3.12)$$

L'espressione (3.12) ci dice quindi che la variazione di ϕ nell'elemento fluido più il flusso netto di ϕ che entra o esce dall'elemento è uguale alla variazione di ϕ della particella fluida.

3.1.3 Conservazione della quantità di moto

La seconda legge di Newton ci dice che la variazione della quantità di moto di una particella fluida è uguale alla somma delle forze esterne agenti sulla particella stessa.

Distinguiamo due tipi di forze agenti sulla particella:

- Forze di superficie: pressione, forze viscosi e forza di gravità;
- Forze di volume: forze centrifughe, forza di Coriolis, forze elettromagnetiche;

E' pratica comune evidenziare in maniera esplicita i vari termini dovuti alle forze di superficie, mentre i termini dovuti alle forze di volume sono inglobati in un unico fattore sorgente.

Lo stato di tensione di un elemento fluido è dato dai termini dovuti alla pressione (p) e dai termini dati dalla tensione viscosa (τ) come mostrato in Fig.3.3.

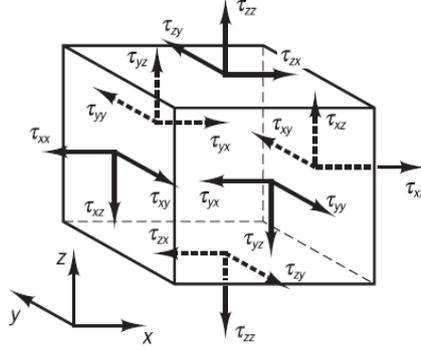


Figura 3.3: Componenti della tensione sulle facce di un elemento fluido.

Consideriamo per semplicità solo le componenti lungo x delle forze dovute alla pressione p e agli sforzi di tensione τ come in Fig.3.4. La forza relativa è ottenuta moltiplicando le tensioni per l'area su cui agiscono.

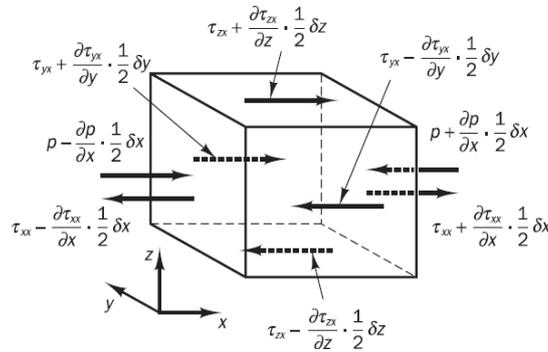


Figura 3.4: Componenti delle tensioni lungo x.

Scrivendo i bilanci delle forze otteniamo, per le facce E,W:

$$\begin{aligned}
 & [(p - \frac{1}{2} \frac{\delta p}{\delta x} \delta x) - (\tau_{xx} - \frac{1}{2} \frac{\delta \tau_{xx}}{\delta x} \delta x)] \delta y \delta z + [-(p + \frac{1}{2} \frac{\delta p}{\delta x} \delta x) + (\tau_{xx} + \frac{1}{2} \frac{\delta \tau_{xx}}{\delta x} \delta x)] \delta y \delta z = \\
 & = (-\frac{\delta p}{\delta x} + \frac{\delta \tau_{xx}}{\delta x}) \delta x \delta y \delta z
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

Per le facce N,S:

$$-(\tau_{yx} - \frac{1}{2} \frac{\delta \tau_{yx}}{\delta y} \delta y) \delta x \delta z + (\tau_{yx} + \frac{1}{2} \frac{\delta \tau_{yx}}{\delta y} \delta y) \delta x \delta z = \frac{\delta \tau_{yx}}{\delta y} \delta x \delta y \delta z \quad (3.14)$$

Infine per le facce T,B:

$$-(\tau_{zx} - \frac{1}{2} \frac{\delta \tau_{zx}}{\delta z} \delta z) \delta x \delta y + (\tau_{zx} + \frac{1}{2} \frac{\delta \tau_{zx}}{\delta z} \delta z) \delta x \delta y = \frac{\delta \tau_{zx}}{\delta z} \delta x \delta y \delta z \quad (3.15)$$

La forza totale risultante è data dalla somma di (3.13), (3.14), (3.15) diviso il volume $\delta x, \delta y, \delta z$:

$$F_x = \frac{\delta(-p + \tau_{xx})}{\delta x} + \frac{\delta(\tau_{yx})}{\delta y} + \frac{\delta(\tau_{zx})}{\delta z} \quad (3.16)$$

Il contributo delle forze di volume viene inglobato in un termine sorgente S_{Mx} .

L'equazione della variazione della quantità di moto per la direzione x è quindi definita come uguaglianza tra la variazione del momento della particella fluida e la sommatoria delle forze agenti sull'elemento fluido:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\delta(-p + \tau_{xx})}{\delta x} + \frac{\delta(\tau_{yx})}{\delta y} + \frac{\delta(\tau_{zx})}{\delta z} + S_{Mx} \quad (3.17)$$

Analogamente per le altre due direzioni si trova:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\delta(-p + \tau_{xy})}{\delta x} + \frac{\delta(\tau_{yy})}{\delta y} + \frac{\delta(\tau_{zy})}{\delta z} + S_{My} \quad (3.18)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\delta(-p + \tau_{xz})}{\delta x} + \frac{\delta(\tau_{yz})}{\delta y} + \frac{\delta(\tau_{zz})}{\delta z} + S_{Mz} \quad (3.19)$$

3.1.4 Equazione di bilancio dell'energia

Dalla prima legge della termodinamica sappiamo che la variazione dell'energia di una particella fluida è uguale al calore assorbito o ceduto più il lavoro fatto sulla particella stessa.

3.1.4.1 Lavoro delle forze di superficie

Il lavoro fatto dalle forze di superficie sulla particella è uguale al prodotto tra la forza e la velocità lungo la componente di applicazione della forza.

Il lavoro fatto dalle forze (3.13), (3.14) e (3.15) sarà dato da:

$$W = [(pu - \frac{1}{2} \frac{\delta pu}{\delta x} \delta x) - (u\tau_{xx} - \frac{1}{2} \frac{\delta u\tau_{xx}}{\delta x} \delta x) - (pu + \frac{1}{2} \frac{\delta pu}{\delta x} \delta x) + (u\tau_{xx} + \frac{1}{2} \frac{\delta u\tau_{xx}}{\delta x} \delta x)] \delta y \delta z +$$

$$\begin{aligned}
& + [-(u\tau_{yx} - \frac{1}{2} \frac{\delta u\tau_{yx}}{\delta y} \delta y) + (u\tau_{yx} + \frac{1}{2} \frac{\delta u\tau_{yx}}{\delta y} \delta y)] \delta x \delta z + \\
& + [-(u\tau_{zx} - \frac{1}{2} \frac{\delta u\tau_{zx}}{\delta z} \delta z) + (u\tau_{zx} + \frac{1}{2} \frac{\delta u\tau_{zx}}{\delta z} \delta z)] \delta x \delta y
\end{aligned} \tag{3.20}$$

Semplificando i vari termini si ottiene:

$$W_x = [\frac{\delta(u(-p + \tau_{xx}))}{\delta x} + \frac{\delta(u\tau_{yx})}{\delta y} + \frac{\delta(u\tau_{zx})}{\delta z}] \delta x \delta y \delta z \tag{3.21}$$

e per le altre due direzioni:

$$W_y = [\frac{\delta(v(-p + \tau_{yy}))}{\delta y} + \frac{\delta(v\tau_{xy})}{\delta x} + \frac{\delta(v\tau_{zy})}{\delta z}] \delta x \delta y \delta z \tag{3.22}$$

$$W_z = [\frac{\delta(w(-p + \tau_{zz}))}{\delta z} + \frac{\delta(w\tau_{yz})}{\delta y} + \frac{\delta(w\tau_{xz})}{\delta x}] \delta x \delta y \delta z \tag{3.23}$$

Il lavoro totale svolto dalle forze di superficie per unità di volume è dato dalla somma di (3.21), (3.22), (3.23) diviso per il volume $\delta x, \delta y, \delta z$ stesso. I termini dati dalla pressione possono essere compattati nella scrittura:

$$-\frac{\delta(up)}{\delta x} - \frac{\delta(vp)}{\delta y} - \frac{\delta(wp)}{\delta z} = -div(p\mathbf{u}) \tag{3.24}$$

Uniti ai termini degli sforzi viscosi si ottiene l'equazione del lavoro totale fatto sulla particella fluida dalle tensioni di superficie:

$$\begin{aligned}
W = [-div(p\mathbf{u})] + & [\frac{\delta(u\tau_{xx})}{\delta x} + \frac{\delta(u\tau_{yx})}{\delta y} + \frac{\delta(u\tau_{zx})}{\delta z} + \frac{\delta(v\tau_{xy})}{\delta x} + \frac{\delta(v\tau_{yy})}{\delta y} + \\
& + \frac{\delta(v\tau_{zy})}{\delta z} + \frac{\delta(w\tau_{xz})}{\delta x} + \frac{\delta(w\tau_{yz})}{\delta y} + \frac{\delta(w\tau_{zz})}{\delta z}]
\end{aligned} \tag{3.25}$$

3.1.4.2 Flusso di calore

Il flusso di calore \mathbf{q} che viene scambiato dall'elemento fluido generico è mostrato in Fig. 3.5.

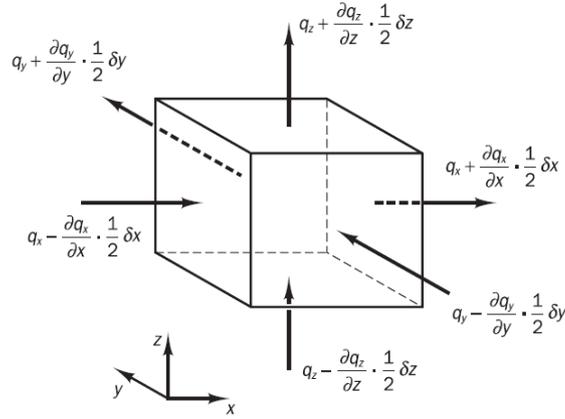


Figura 3.5: Flussi di calore scambiati dall'elemento fluido.

Il flusso di calore scambiato dall'elemento fluido nella direzione x è dato dalla differenza dei flussi sulla faccia W ed E:

$$Q_{x,net} = [(q_x - \frac{1}{2} \frac{\delta q_x}{\delta x} \delta x) - (q_x + \frac{1}{2} \frac{\delta q_x}{\delta x} \delta x)] \delta y \delta z = -\frac{\delta q_x}{\delta x} \delta x \delta y \delta z \quad (3.26)$$

In maniera analoga lungo le direzioni y e z si ottiene:

$$Q_{y,net} = -\frac{\delta q_y}{\delta y} \delta x \delta y \delta z \quad (3.27)$$

$$Q_{z,net} = -\frac{\delta q_z}{\delta z} \delta x \delta y \delta z \quad (3.28)$$

Il calore totale ceduto (o assorbito) dalla particella fluida per unità di volume è dato dalla somma dei tre termini diviso il volume $\delta x, \delta y, \delta z$:

$$Q_{net} = -\frac{\delta q_x}{\delta x} - \frac{\delta q_y}{\delta y} - \frac{\delta q_z}{\delta z} = -div \mathbf{q} \quad (3.29)$$

3.1.4.3 Equazione dell'energia

L'equazione di conservazione dell'energia per la particella fluida risulta quindi data dall'uguaglianza tra la variazione di energia e la somma tra i termini dovuti al lavoro, al calore e alla variazione di energia dovuta a sorgenti interne:

$$\rho \frac{DE}{Dt} = [-div(pu)] + [\frac{\delta(u\tau_{xx})}{\delta x} + \frac{\delta(u\tau_{yx})}{\delta y} + \frac{\delta(u\tau_{zx})}{\delta z} + \frac{\delta(v\tau_{xy})}{\delta x} +$$

$$+\frac{\delta(v\tau_{yy})}{\delta y} + \frac{\delta(v\tau_{zy})}{\delta z} + \frac{\delta(w\tau_{xz})}{\delta x} + \frac{\delta(w\tau_{yz})}{\delta y} + \frac{\delta(w\tau_{zz})}{\delta z}] - \operatorname{div}\mathbf{q} + \mathbf{S}_E \quad (3.30)$$

3.1.5 Equazioni di Navier-Stokes

Le equazioni ricavate fino a questo punto contengono come ulteriori incognite i termini dati dalle tensioni viscosi τ_{ij} . Le equazioni di conservazione possono essere scritte in una forma conveniente introducendo un modello per il tensore degli sforzi viscosi $\bar{\tau}$.

Per i fluidi Newtoniani gli sforzi viscosi sono proporzionali alla variazione delle deformazioni. La legge di Newton della viscosità per i fluidi comprimibili nel caso tridimensionale contiene due costanti: la viscosità dinamica μ , che lega le tensioni con le deformazioni lineari, e la viscosità secondaria λ , che lega le tensioni con le deformazioni volumetriche. Le componenti del tensore degli sforzi viscosi diventano quindi:

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\delta u}{\delta x} + \lambda \operatorname{div}\mathbf{u} \quad (3.31)$$

$$\tau_{yy} = 2\mu \frac{\delta v}{\delta y} + \lambda \operatorname{div}\mathbf{u} \quad (3.32)$$

$$\tau_{zz} = 2\mu \frac{\delta w}{\delta z} + \lambda \operatorname{div}\mathbf{u} \quad (3.33)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\delta u}{\delta y} + \frac{\delta v}{\delta x} \right) \quad (3.34)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\delta u}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta x} \right) \quad (3.35)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\delta v}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta y} \right) \quad (3.36)$$

Sostituendo queste relazioni nelle formule (3.17), (3.18), (3.19) si ottengono le equazioni di Navier-Stokes:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\delta p}{\delta x} + \frac{\delta(2\mu \frac{\delta u}{\delta x} + \lambda \operatorname{div}\mathbf{u})}{\delta x} + \frac{\delta(\mu(\frac{\delta u}{\delta y} + \frac{\delta v}{\delta x}))}{\delta y} + \frac{\delta(\mu(\frac{\delta u}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta x}))}{\delta z} + S_{Mx} \quad (3.37)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\delta p}{\delta y} + \frac{\delta(\mu(\frac{\delta u}{\delta y} + \frac{\delta v}{\delta x}))}{\delta x} + \frac{\delta(2\mu \frac{\delta v}{\delta y} + \lambda \operatorname{div}\mathbf{u})}{\delta y} + \frac{\delta(\mu(\frac{\delta v}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta y}))}{\delta z} + S_{My} \quad (3.38)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\delta p}{\delta z} + \frac{\delta(\mu(\frac{\delta u}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta x}))}{\delta x} + \frac{\delta(\mu(\frac{\delta v}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta y}))}{\delta y} + \frac{\delta(2\mu \frac{\delta w}{\delta z} + \lambda \text{div} \mathbf{u})}{\delta z} + S_{Mz} \quad (3.39)$$

Riarrangiando i termini ed esplicitando la derivata totale si possono scrivere in forma più compatta come:

$$\frac{\delta(\rho u)}{\delta t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\delta p}{\delta x} + \text{div}(\mu \nabla u) + S_{Mx} \quad (3.40)$$

$$\frac{\delta(\rho v)}{\delta t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\delta p}{\delta y} + \text{div}(\mu \nabla v) + S_{My} \quad (3.41)$$

$$\frac{\delta(\rho w)}{\delta t} + \text{div}(\rho w \mathbf{u}) = -\frac{\delta p}{\delta z} + \text{div}(\mu \nabla w) + S_{Mz} \quad (3.42)$$

a cui si aggiunge l'equazione di continuità:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0$$

3.1.6 Forme integrali e differenziali delle equazioni generali di trasporto

Osservando le equazioni di continuità, di Navier-Stokes e del bilancio dell'energia si può notare che hanno delle similarità. Ricordando l'equazione:

$$\rho \frac{D\phi}{Dt} = \frac{\delta(\rho\phi)}{\delta t} + \text{div}(\rho\phi \mathbf{u})$$

se introduciamo una generica proprietà ϕ , tutte le equazioni del flusso fluido possono essere scritte nella forma:

$$\frac{\delta(\rho\phi)}{\delta t} + \text{div}(\rho\phi \mathbf{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S_\phi \quad (3.43)$$

La precedente formula ci dice che la somma tra la variazione di ϕ nell'elemento fluido e il flusso di ϕ attraverso le pareti dell'elemento equivale alla somma tra la variazione ottenuta per diffusione e la variazione ottenuta attraverso sorgenti interne all'elemento.

L'equazione (3.43) è chiamata equazione di trasporto della proprietà ϕ . E' molto utilizzata in quanto ben evidenzia i fenomeni che hanno luogo all'interno di un elemento: la variazione della proprietà e la convezione da una parte, la diffusione e la generazione della proprietà stessa dall'altra.

L'equazione (3.43) è usata come punto di partenza per le procedure computazionali nel metodo ai volumi finiti. Il passaggio chiave di questo metodo è l'integrazione di quest'equazione sul volume fluido:

$$\int_V \frac{\delta(\rho\phi)}{\delta t} dV + \int_V \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) dV = \int_V \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) dV + \int_V S_\phi dV \quad (3.44)$$

Utilizzando il teorema della divergenza, i termini convettivi e diffusivi possono essere riscritti integrandoli sulla superficie A del volume:

$$\frac{\delta}{\delta t} \int_V \rho\phi dV + \int_A \mathbf{n}(\rho\phi\mathbf{u}) dA = \int_A \mathbf{n}(\Gamma \text{grad}\phi) dA + \int_V S_\phi dV \quad (3.45)$$

Questa scrittura significa che la somma tra la variazione di ϕ all'interno del volume fluido e della variazione dovuta alla convezione attraverso le pareti è uguale alla somma tra la variazione dovuta alla diffusione attraverso le pareti dell'elemento e ai termini sorgenti.

3.2 Fenomeni turbolenti e loro modellazione

3.2.1 Regime laminare e regime turbolento

Un generico flusso si dice laminare quando le forze di tipo viscoso presenti all'interno sono preponderanti rispetto alle forze di inerzia. In questa situazione le particelle fluide hanno un moto relativamente ordinato, come se si muovessero su sottili lamine parallele, senza interagire con tra loro se non a livello molecolare. Non si hanno quindi rimescolamenti o fluttuazioni del fluido.

Nel caso in cui i fenomeni inerziali superino di gran lunga i fenomeni viscosi, si è in presenza di un flusso in regime turbolento. In questa situazione le forze viscosi non sono più in grado di contrastare le forze di inerzia, e il flusso presenta un comportamento caotico, senza seguire traiettorie lineari come nel caso del regime laminare. Nel flusso turbolento c'è inoltre la formazione di vortici, che operano un rimescolamento del fluido stesso trasportando energia.

I fenomeni appena descritti dipendono dalle caratteristiche del fluido e dalla velocità. L'indice maggiormente significativo per identificare la tipologia di regime di un dato flusso è il numero di Reynolds, che è una grandezza adimensionale proporzionale al rapporto tra le forze di inerzia e quelle viscosi:

$$Re = \frac{\rho \langle v \rangle d}{\mu} \quad (3.46)$$

con ρ densità, $\langle v \rangle$ velocità media, d lunghezza caratteristica e μ viscosità dinamica.

Al di sotto di un certo valore di questo numero, il flusso si presenta laminare, poiché le forze viscosse riescono a smorzare le forze di inerzia, stabilizzando il flusso. All'aumentare del numero di Reynolds, l'entità delle forze di inerzia comincia a superare quella delle forze viscosse e il moto laminare diventa instabile. Cominciano così ad aver luogo delle fluttuazioni irregolari della velocità e della pressione, che portano il flusso ad avere caratteristiche non stazionarie e tridimensionali. Raggiunto e superato un certo valore di Re , il moto diventa completamente turbolento. Tipicamente si parla di flusso laminare per valori di $Re < 2000$, e flusso turbolento per valori di $Re > 10000$. Valori intermedi determinano una zona di transizione tra i due regimi.

Nella maggior parte delle applicazioni pratiche i flussi sono turbolenti; occorre quindi sviluppare dei modelli matematici che simulino adeguatamente la complessa fisica alla base della turbolenza.

3.2.2 Proprietà e caratteristiche dei flussi turbolenti

Un flusso turbolento è un moto irregolare tempovariante, tridimensionale e rotazionale. Un moto irregolare è un moto aperiodico che non può essere descritto completamente con uno sviluppo in serie di funzioni analitiche ed è inoltre molto sensibile alle condizioni iniziali imposte: una variazione anche piccola di queste, infatti, provoca una grande variazione delle traiettorie delle particelle fluide. Un flusso turbolento è inoltre caratterizzato da un campo di moto che fluttua rapidamente nelle tre dimensioni.

Le caratteristiche principali di un flusso turbolento possono essere riassunte nel modo seguente:

- *Irregolarità.* La caratteristica più evidente nei flussi turbolenti è la forte irregolarità temporale e spaziale di tutte le grandezze significative in gioco.
- *Diffusività.* Nei flussi turbolenti si riscontrano sempre scambi di massa, quantità di moto e calore molto vigorosi. La tendenza alla diffusione è infatti molto maggiore rispetto ai flussi laminari.
- *Alti numeri di Reynolds.* Un flusso turbolento è generalmente il risultato dell'evoluzione di un flusso laminare in cui, al crescere del numero di Reynolds, piccole perturbazioni anziché attenuarsi, evolvono fino a determinare il comportamento turbolento.
- *Tridimensionalità e vorticità.* I flussi turbolenti sono tridimensionali e caratterizzati da alti livelli di vorticità. Entrambe queste caratteristiche

sono fondamentali in quanto rappresentano il meccanismo di alimentazione della turbolenza, consistente nella proliferazione concatenata dei vortici, basata sul meccanismo di stiramento dei vortici, che non può avvenire in condizioni di bidimensionalità.

- *Dissipazione.* I flussi turbolenti sono sempre dissipativi. L'azione dissipativa è operata dagli sforzi viscosi che sottraggono energia meccanica al flusso medio e la trasformano in energia termica.

3.2.2.1 Cascata dei vortici

I vortici più grandi, che sono associati alle frequenze di fluttuazione più basse, sono determinati dalle condizioni al contorno del moto e la loro grandezza è dello stesso ordine di quella del campo di moto, mentre i vortici più piccoli, che sono associati invece alle frequenze di fluttuazione più alte, sono determinati dalle forze di natura viscosa. I vortici più grandi interagiscono con il moto medio, perché le loro scale di grandezza sono simili, provocando un passaggio di energia cinetica dal moto medio a quello turbolento su grande scala; a loro volta i vortici turbolenti, considerati come filetti vorticosi elementari che si deformano, passano l'energia cinetica a vortici su scala sempre più piccola fino a che le forze viscosi non provocano la loro dissipazione. Questo processo viene chiamato *cascata dei vortici* o *cascata di energia*. In sintesi quindi, i moti a più larga scala sono quelli che contengono la gran parte dell'energia cinetica. Tramite interazioni non lineari l'energia si trasferisce alle scale via via più piccole, fino a che non viene dissipata per effetto della viscosità a livello molecolare sotto forma di energia termica.

Lo scambio di energia tra i vortici delle diverse scale avviene attraverso il fenomeno dello *stiramento dei vortici*: la presenza di gradienti di velocità nel flusso medio allunga i vortici, stirandoli e aumentandone l'energia cinetica. La turbolenza guadagna energia se i vortici sono orientati lungo la direzione in cui i gradienti possono stirarli. Questa cessione di energia cinetica dal flusso medio ai vortici può essere vista come un aumento di viscosità nelle scale più piccole. Il fenomeno dello stiramento dei vortici incrementa inoltre la tridimensionalità del flusso e concentra la maggior parte della vorticità nei vortici più piccoli.

3.2.3 Equazioni per i flussi turbolenti

Come precedentemente esposto, la turbolenza è caratterizzata da fluttuazioni irregolari delle grandezze del flusso, come la quantità di moto e l'energia, motivo per cui le equazioni della dinamica vengono ricavate utilizzando un approccio di tipo statistico. La procedura consiste nell'esprimere tutte le variabili del flusso

come somma di un contributo medio e di un contributo fluttuante, o turbolento. Applicando questa decomposizione alle equazioni di Navier-Stokes, ed eseguendo l'operazione di media su ognuno dei suoi termini, si ottengono le equazioni di Reynolds, che governano il moto medio di qualunque flusso turbolento. Tuttavia in questo modo si ottiene un numero di equazioni inferiore a quello delle incognite, pertanto si rende necessaria la chiusura delle equazioni di Reynolds mediante l'introduzione di modelli di turbolenza.

3.2.3.1 Decomposizione di Reynolds

La soluzione diretta per via numerica delle equazioni di Navier-Stokes per un flusso fluido richiede in buona approssimazione un numero di celle $N^3 = Re^{\frac{3}{4}}$, cosa attualmente non fattibile per alti numeri di Reynolds. Una soluzione al problema è stata proposta da *Sir O. Reynolds* (1895) applicando un'operazione di media alle equazioni di Navier-Stokes.

Secondo questo approccio una generica quantità f può essere decomposta in un termine medio e un termine fluttuante:

$$f = \langle f \rangle + f' \quad (3.47)$$

Il termine medio è valutato in un intervallo di tempo T di opportuno valore (sufficientemente più ampio della scala dei tempi delle fluttuazioni), ed è così definito:

$$\langle f \rangle = F = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} f(x, y, z, t) dt \quad (3.48)$$

Il termine fluttuante è calcolato semplicemente come differenza del termine totale e del termine medio:

$$f' = f - \langle f \rangle \quad (3.49)$$

3.2.3.2 Equazioni di Navier-Stokes mediate alla Reynolds (RANS)

Applicando la decomposizione di Reynolds, tutte le grandezze in gioco nelle equazioni di Navier-Stokes possono essere scritte come somma di un termine medio e di un termine fluttuante:

$$\mathbf{u} = \mathbf{U} + \mathbf{u}'$$

$$u = U + u'$$

$$v = V + v'$$

$$w = W + w'$$

$$p = P + p'$$

Inserendo queste nuove scritte nelle equazioni di Navier-Stokes e utilizzando le proprietà matematiche delle medie si ottengono le equazioni di Navier-Stokes mediate alla Reynolds (RANS):

$$\frac{\delta(\bar{\rho}\tilde{U})}{\delta t} + \text{div}(\bar{\rho}\tilde{U}\tilde{\mathbf{U}}) = -\frac{\delta\bar{P}}{\delta x} + \text{div}(\mu\text{grad}\tilde{U}) + \left[-\frac{\delta(\overline{\rho u'^2})}{\delta x} - \frac{\delta(\overline{\rho u'v'})}{\delta y} - \frac{\delta(\overline{\rho u'w'})}{\delta z}\right] + S_{Mx}$$

$$\frac{\delta(\bar{\rho}\tilde{V})}{\delta t} + \text{div}(\bar{\rho}\tilde{V}\tilde{\mathbf{U}}) = -\frac{\delta\bar{P}}{\delta y} + \text{div}(\mu\text{grad}\tilde{V}) + \left[-\frac{\delta(\overline{\rho u'v'})}{\delta x} - \frac{\delta(\overline{\rho v'^2})}{\delta y} - \frac{\delta(\overline{\rho v'w'})}{\delta z}\right] + S_{My}$$

$$\frac{\delta(\bar{\rho}\tilde{W})}{\delta t} + \text{div}(\bar{\rho}\tilde{W}\tilde{\mathbf{U}}) = -\frac{\delta\bar{P}}{\delta z} + \text{div}(\mu\text{grad}\tilde{W}) + \left[-\frac{\delta(\overline{\rho u'w'})}{\delta x} - \frac{\delta(\overline{\rho v'w'})}{\delta y} - \frac{\delta(\overline{\rho w'^2})}{\delta z}\right] + S_{Mz}$$

$$\frac{\delta\bar{\rho}}{\delta t} + \text{div}(\bar{\rho}\tilde{\mathbf{U}}) = 0 \quad (3.50)$$

Dove i termini mediati si riferiscono alla media di Favre, che tiene conto degli effetti comprimibili del fluido.

I termini addizionali sono chiamati sforzi di Reynolds, e rappresentano un'aggiunta di tensioni viscosive dovute ai fenomeni turbolenti presenti. Sono composti da tre sforzi normali:

$$\tau_{xx} = -\overline{\rho u'^2}, \tau_{yy} = -\overline{\rho v'^2}, \tau_{zz} = -\overline{\rho w'^2}$$

e tre sforzi di taglio:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = -\overline{\rho u'v'}, \tau_{xz} = \tau_{zx} = -\overline{\rho u'w'}, \tau_{yz} = \tau_{zy} = -\overline{\rho v'w'}$$

La scrittura in questa forma delle equazioni RANS è quella maggiormente utilizzata nei codici CFD.

3.2.4 Modelli di turbolenza

La turbolenza, come abbiamo visto, causa la comparsa nel flusso di vortici di diverse lunghezze e scale temporali che interagiscono tra loro in maniera complessa. Visto l'interesse del settore industriale nella predizione e nella riduzione della turbolenza, sono stati sviluppati diversi metodi numerici per la soluzione di questi campi fluidi. In particolare si possono distinguere tre filoni principali:

- *Modelli di turbolenza basati sulle equazioni RANS*: questi modelli si focalizzano sul flusso medio e sugli effetti della turbolenza su questo sfruttando le equazioni RANS. I termini aggiuntivi dovuti alle fluttuazioni sono modellati con modelli di turbolenza classici, come il $k - \epsilon$ o il modello degli stress di Reynolds. Le risorse richieste per questo approccio sono modeste, rendendolo il più diffuso in ambito industriale.
- *Modelli LES (Large Eddy Simulation)*: in questo tipo di approccio si filtrano le equazioni di N-S andando a calcolare solo il comportamento dei vortici più grandi. Il flusso studiato quindi comprende il flusso medio e i vortici più grandi. Dovendo essere risolte delle equazioni non-stazionarie, il costo in termini di risorse è elevato.
- *Modelli DNS (Direct Numerical Simulation)*: questi modelli prevedono il calcolo del flusso medio e di tutte le fluttuazioni turbolente della velocità. Questi metodi ovviamente richiedono un'enorme quantità di risorse, perciò non sono utilizzati nella pratica industriale.

3.2.5 Modelli RANS

Per la maggior parte delle applicazioni ingegneristiche, non è necessario risolvere il flusso a livello delle fluttuazioni turbolente, ma è sufficiente garantire la descrizione del flusso medio e delle sue proprietà mediate nel tempo. I metodi basati sulle RANS quindi risultano i più diffusi nel calcolo CFD.

Abbiamo già visto che per chiudere le equazioni RANS occorre definire le componenti aggiuntive degli stress di Reynolds. Per far ciò si utilizzano modelli di turbolenza che hanno il compito appunto di descrivere queste grandezze e chiudere le equazioni, permettendone il calcolo. I più comuni modelli RANS di turbolenza sono suddivisi in base al numero di equazioni di trasporto aggiuntive utilizzate per risolvere il problema. I più diffusi, e quelli utilizzati nel presente lavoro di tesi, sono modelli a due equazioni. Esistono però modelli a zero, ad una e a quattro equazioni.

3.2.5.1 Modelli a due equazioni

Negli ultimi due decenni i modelli a due equazioni hanno riscontrato grande successo nella pratica. Questi tipi di modelli sono caratterizzati dal fatto che forniscono la soluzione di due equazioni differenziali indipendenti, quindi non solo l'energia cinetica turbolenta, come avviene nei modelli ad una equazione, ma anche la scala della lunghezza turbolenta. Quindi si può dire che i modelli a due equazioni siano completi, cioè che possano essere utilizzati per prevedere le proprietà di un dato flusso turbolento senza conoscere anticipatamente la struttura turbolenta. Per questo motivo essi sono considerati i più semplici modelli di turbolenza.

Il punto di partenza per tutti i modelli a due equazioni è l'approssimazione di Boussinesq e l'equazione dell'energia cinetica turbolenta.

L'equazione di trasporto dell'energia cinetica turbolenta descrive l'andamento della stessa energia all'interno del flusso medio. L'energia cinetica istantanea $k(t)$ di un flusso turbolento è data dalla somma dell'energia cinetica media K e dell'energia cinetica turbolenta k :

$$k(t) = \frac{1}{2}(U^2 + V^2 + W^2) + \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) = K + k \quad (3.51)$$

La scrittura per l'energia cinetica media K si ottiene moltiplicando le equazioni di Reynolds per le componenti della velocità media U, V, W . Dopo una serie di passaggi matematici si ricava la scrittura per l'energia cinetica media:

$$\frac{\delta(\rho K)}{\delta t} + \text{div}(\rho K \mathbf{U}) = \text{div}(-P \mathbf{U} + 2\mu \mathbf{U} S_{ij} - \rho \mathbf{U} \overline{u'_i u'_j}) - 2\mu S_{ij} S_{ij} + \rho \overline{u'_i u'_j} S_{ij} \quad (3.52)$$

dove:

$$\mathbf{s} = \mathbf{S} + \mathbf{s}' = \frac{1}{2}(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T) + \frac{1}{2}(\nabla \mathbf{u}' + (\nabla \mathbf{u}')^T) \quad (3.53)$$

rappresenta il tensore delle velocità di deformazione del fluido.

I sette termini dell'equazione dell'energia cinetica media rappresentano rispettivamente:

1. Variazione dell'energia cinetica media K ;
2. Trasporto di K per convezione;
3. Trasporto di K dovuto alla pressione;
4. trasporto di K per stress viscosi;
5. Trasporto di K per stress di Reynolds;

6. Variazione di dissipazione viscosa di K ;
7. Variazione di K dovuto alla produzione di turbolenza;

La scrittura per l'energia cinetica turbolenta k è data invece dalla moltiplicazione delle equazioni istantanee di Navier-Stokes per le rispettive componenti fluttuanti della velocità u', v', w' . Dopo una serie di passaggi matematici si ottiene:

$$\frac{\delta(\rho k)}{\delta t} + \text{div}(\rho k \mathbf{U}) = \text{div}(-\overline{p' \mathbf{u}'} + 2\mu \overline{\mathbf{u}' s'_{ij}} - \frac{1}{2} \overline{\rho u'_i u'_i u'_j}) - 2\mu \overline{s'_{ij} s'_{ij}} - \overline{\rho u'_i u'_j} S_{ij} \quad (3.54)$$

I termini rappresentano:

1. Variazione dell'energia cinetica media k ;
2. Trasporto di k per convezione;
3. Trasporto di k dovuto alla pressione;
4. trasporto di k per stress viscosi;
5. Trasporto di k per stress di Reynolds;
6. Variazione di dissipazione viscosa di k ;
7. Variazione di k dovuta alla produzione di k ;

Il sesto termine, la variazione di dissipazione per unità di volume, è normalmente scritto come moltiplicazione tra la densità e la variazione di energia cinetica turbolenta per unità di massa ε , dove:

$$\varepsilon = 2\nu \overline{s'_{ij} s'_{ij}} \quad (3.55)$$

3.2.5.2 Modello $k - \varepsilon$

Il modello $k - \varepsilon$ è il più noto e il più utilizzato, soprattutto in campo industriale, per le simulazioni di flussi turbolenti per la sua robustezza, la sua efficienza e perché in molti casi fornisce previsioni sufficientemente realistiche ad un basso costo computazionale. Esso è caratterizzato da due equazioni differenziali da modellare: una per l'energia cinetica turbolenta k e l'altra per la velocità di dissipazione turbolenta. Secondo la sua formulazione la viscosità turbolenta, la scala della lunghezza turbolenta l e la dissipazione sono legate dalle relazioni:

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (3.56)$$

$$l = \frac{\mathbf{k}^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon} \quad (3.57)$$

Con C_μ costante adimensionale.

Quindi l'equazione dell'energia cinetica turbolenta può essere riscritta come:

$$\frac{\delta(\rho k)}{\delta t} + \operatorname{div}(\rho k \mathbf{U}) = \operatorname{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k\right] + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (3.58)$$

L'equazione di trasporto per ε :

$$\frac{\delta(\rho \varepsilon)}{\delta t} + \operatorname{div}(\rho \varepsilon \mathbf{U}) = \operatorname{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon\right] + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.59)$$

Le due equazioni contengono cinque costanti. I valori di queste costanti possono essere scelti arbitrariamente, tuttavia dati sperimentali hanno portato a utilizzare i seguenti valori che ben approssimano un ampio range di flussi turbolenti:

$$C_\mu = 0.09, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, \sigma_k = 1.00, \sigma_\varepsilon = 1.30$$

3.2.5.3 Modelli vicino a parete

I flussi turbolenti sono influenzati significativamente dalla presenza delle pareti, in prossimità delle quali rallentano bruscamente dando origine a forti gradienti del campo di velocità. In questo modo il flusso passa dal regime turbolento a quello laminare rendendo inutilizzabili i modelli di turbolenza. Per risolvere il problema della simulazione del campo di moto in prossimità delle pareti si possono adottare due diverse strategie: la prima consiste nell'utilizzare le funzioni di parete (modello $k - \varepsilon$ a due strati), l'altro nell'estendere fino a parete la validità delle equazioni del modello $k - \varepsilon$ standard. Per entrambi i casi definiamo innanzitutto alcune grandezze adimensionali:

$$y^+ = \frac{v_\tau}{\nu} y \quad (3.60)$$

$$k^+ = \frac{k}{v_\tau^2} \quad (3.61)$$

$$\varepsilon^+ = \frac{\varepsilon \nu}{v_\tau^4} \quad (3.62)$$

$$\tau_{xy}^+ = \frac{\tau_{xy}}{\rho v_\tau^2} \quad (3.63)$$

Definite a partire dalla velocità di attrito:

$$v_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.64)$$

3.2.5.4 Funzioni di parete

Avvicinandosi alla parete si possono individuare due zone: la prima più vicina alla parete dove il flusso è laminare, l'altra nello strato più lontano dove il flusso è turbolento.

Nelle funzioni di parete il flusso nello strato più vicino, o substrato viscoso, è simulato completamente laminare, mentre quello più esterno è simulato come completamente turbolento. La zona di transizione è invece trascurata. Partendo da queste considerazioni si simula il campo vicino a parete con le equazioni per lo strato limite, o *funzioni di parete*, e il campo più esterno con le equazioni dei modelli di turbolenza.

Definendo la velocità adimensionale come:

$$v_x^+ = \frac{V_x}{v_\tau} \quad (3.65)$$

con x direzione parallela alla parete, le funzioni di parete per il sottostrato laminare risultano:

$$v_x^+ = y^+, k^+ = A_k y^{+2}, \varepsilon^+ = 2A_k$$

La distribuzione della velocità adimensionale parallela alla parete, nella regione logaritmica, è:

$$v_x^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (3.66)$$

con $\kappa = 0.41$ e $E = 9$.

Se si suppone che nello strato limite turbolento i gradienti di pressione lungo le pareti siano piccoli, si ha un equilibrio locale dell'energia cinetica turbolenta. In questa ipotesi si possono trascurare i contributi diffusivi turbolenti e viscosi, rispetto alla produzione e alla dissipazione che quindi si bilanciano. Dall'equazione del trasporto di k risulta:

$$\mathbf{P} - \varepsilon = 0 \Rightarrow 4C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} = \varepsilon \Rightarrow s^* = \frac{1}{2\sqrt{C_\mu}} \quad (3.67)$$

Ricordando che nello strato turbolento lo sforzo alla parete coincide con quello turbolento, si ottiene:

$$\tau_w = 2\rho C_\mu k s^* \Rightarrow k^+ = \frac{1}{\sqrt{C_\mu}} \quad (3.68)$$

La sostituzione di (3.66) e di (3.68) nell'ultima delle (3.67) permette di arrivare a:

$$\varepsilon^+ = \frac{1}{k y^+} \quad (3.69)$$

Il passaggio dal regime laminare a quello turbolento è determinato dalla grandezza y_m^+ , in corrispondenza della quale il profilo laminare della velocità incontra quello turbolento. Il suo valore dipende dal valore scelto per le costanti della (3.66).

Indicando con y_p^+ la distanza adimensionale di una generica cella che poggia sulla parete, se questa è minore rispetto a y_m^+ allora il codice utilizzerà le funzioni di parete per lo strato laminare, viceversa se è maggiore rispetto a y_m^+ allora utilizzerà quelle turbolenti.

Le funzioni di parete vengono applicate solo in corrispondenza delle celle che si appoggiano alle pareti solide, mentre nelle celle adiacenti a quelle di parete il flusso è descritto dalle equazioni dei modelli di turbolenza. Di conseguenza bisogna fare attenzione al fatto che, se y_p^+ è troppo basso, si può cadere in previsioni sbagliate perché si utilizzerebbero modelli di turbolenza in una zona del campo di moto dove il flusso non è pienamente turbolento. Il limite inferiore sotto al quale non è consigliato scendere è $y_p^+ < 20$.

3.2.5.5 Estensione dei modelli a parete

La seconda strategia prevede l'estensione dei modelli utilizzati fino a parete. Il principale vantaggio è la capacità di migliorare le previsioni nel sottostrato e nella zona di raccordo in presenza di forti gradienti di pressione e nelle zone di transizione.

Nell'estensione del modello $k - \varepsilon$ a parete il principale problema è costituito dall'equazione del trasporto di ε , che non è valida in prossimità delle pareti dove il termine $C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k}$ tenderebbe all'infinito.

L'equazione di trasporto di ε può quindi essere riscritta come:

$$\frac{\delta(\rho\varepsilon)}{\delta t} + \text{div}(\rho\varepsilon\mathbf{U}) = \text{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\nabla\varepsilon\right] + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho f_2 \frac{\varepsilon}{t^*}$$

introducendo un opportuna funzione f_2 e sfruttando la scala caratteristica dei tempi t^* per eliminare la singolarità data dal termine visto prima.

L'equazione di k invece riesce a soddisfare la condizione di parete $k = 0$, ma il comportamento non è del tutto corretto. L'espressione della viscosità

turbolenta deve essere quindi modificata introducendo una funzione opportuna f_μ che si avvicini a parete come $\frac{1}{y^+}$.

3.2.5.6 Modello $k - \omega$

Il modello $k - \omega$ è un modello a due equazioni alternativo al modello $k - \varepsilon$. Le equazioni di trasporto risolte sono quelle dell'energia cinetica turbolenta k e una quantità indicata con ω , corrispondente al rateo di dissipazione specifico, ovvero al rateo di dissipazione per unità di energia cinetica turbolenta ($\omega \sim \varepsilon/k$).

Uno dei vantaggi principali di questo modello rispetto al $k - \varepsilon$ è il migliore comportamento presentato nei *boundary layers* in presenza di gradienti avversi di pressione. Inoltre può essere applicato attraverso questi strati, incluso la regione dominata dalla viscosità, senza ulteriori modifiche. Può essere quindi utilizzato senza calcolare la distanza a parete. Il maggiore svantaggio di questo modello, nella sua forma originale, è la forte dipendenza della soluzione alle condizioni al contorno, problema che non esiste per il modello $k - \varepsilon$. Per ovviare a questo problema sono state sviluppate alcune sottovarianti, tra cui la più importante è la formulazione *SST* - $k - \omega$ che unisce la bassa sensibilità alle condizioni al contorno tipiche del $k - \varepsilon$ con i vantaggi del $k - \omega$. Infatti la modellizzazione attraverso il modello SST prevede l'uso del modello standard nelle parti interne dello strato limite fino sulla parete attraverso il substrato viscoso. Nel flusso libero, invece, il modello SST passa a simulare il comportamento di un modello $k - \varepsilon$ evitando così i sopracitati problemi di sensibilità nei confronti delle condizioni a contorno.

La viscosità cinematica è descritta in questo modello dalla relazione:

$$\nu_T = \frac{k}{\omega} \quad (3.70)$$

L'equazione di trasporto dell'energia cinetica turbolenta è nella forma:

$$\frac{\delta k}{\delta t} + U_j \frac{\delta k}{\delta x_j} = \tau_{ij} \frac{\delta U_i}{\delta x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\delta}{\delta x_j} [(\nu + \sigma^* \nu_T) \frac{\delta k}{\delta x_j}] \quad (3.71)$$

mentre il rateo di dissipazione specifica:

$$\frac{\delta \omega}{\delta t} + U_j \frac{\delta \omega}{\delta x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\delta U_i}{\delta x_j} - \beta^* \omega^2 + \frac{\delta}{\delta x_j} [(\nu + \sigma \nu_T) \frac{\delta \omega}{\delta x_j}] \quad (3.72)$$

Le costanti utilizzate hanno i valori seguenti: $\alpha = 5/9$, $\beta = 3/40$, $\beta^* = 9/100$, $\sigma = 1/2$, $\sigma^* = 1/2$.

Anche per il modello $k - \omega$ si ha una trattazione vicino a parete del tutto analoga a quella relativa al modello $k - \varepsilon$.

3.3 Introduzione alla CFD

La fluidodinamica computazionale è l'analisi di sistemi in cui sono presenti flussi fluidi, scambi di calore e altri fenomeni ad essi associati come le reazioni chimiche attraverso l'utilizzo di simulazioni al computer. Questa tecnica è molto potente e utilizzabile in diversi campi industriali e non, come ad esempio:

- Aerodinamica dei velivoli e dei veicoli;
- Idrodinamica delle imbarcazioni;
- Combustione in motori a combustione interna;
- Analisi dei flussi all'interno di turbomacchine;
- Processi di ingegneria chimica (miscelazione e separazione di elementi, stampaggio di polimeri..);
- Riscaldamento e ventilazione di edifici;
- Carichi dovuti a venti e onde/maree su edifici e strutture;
- Studio dei flussi del sangue in vene e arterie;

Già a partire dagli anni '60 l'industria aerospaziale ha cominciato ad introdurre nella ricerca, nella progettazione e nella produzione dei velivoli le tecniche CFD. Successivamente queste sono state applicate anche a rami diversi, contribuendo all'evoluzione e allo sviluppo dei software in commercio. La lentezza dello sviluppo e della diffusione di queste tecniche è da imputare principalmente alla grande complessità fisica che sta alla base della fluidodinamica, che preclude una descrizione del campo fluido che sia nello stesso tempo economica (in termini di risorse computazionali) e precisa. Tuttavia lo sviluppo e la disponibilità di computer sempre più potenti, in unione allo sviluppo di software user-friendly, ha permesso alle tecniche CFD di espandersi in maniera capillare nel settore industriale a partire dagli anni '90.

L'investimento iniziale in termini di hardware e software per poter operare nel campo della CFD non è irrisorio: il costo di computer e di licenze è elevato. Tuttavia l'approccio CFD prevede una serie di vantaggi non irrilevanti nei confronti del classico approccio sperimentale:

- Una sostanziale riduzione dei costi e del tempo richiesto per lo sviluppo di nuovi progetti;
- La capacità di analizzare sistemi dove l'approccio sperimentale è difficoltoso o impossibile (es. grandi sistemi);

- La capacità di analizzare sistemi in condizioni proibitive o pericolose, o al di là dei limiti di progettazione;
- La possibilità di avere risultati con livelli di dettaglio praticamente illimitato;

Va inoltre tenuto in considerazione il fatto che nell'approccio sperimentale il costo aumenta all'aumentare dei punti o delle configurazioni testate, mentre con la CFD si possono produrre volumi di dati maggiori senza aumento dei costi.

3.3.1 Funzionamento di un codice CFD

I codici CFD sono strutturati attorno agli algoritmi numerici utilizzati per risolvere il problema del campo fluido, in particolare la risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes e le equazioni ad esse collegate. Queste equazioni sono risolvibili analiticamente solo per casi molto semplici, mentre nelle situazioni di maggior interesse si possono risolvere solo utilizzando approcci numerici. Per fornire un rapido e semplice accesso alla potenza di calcolo dei codici CFD, i software in commercio utilizzano un'interfaccia grafica per permettere all'utilizzatore di inserire i parametri del problema e per esaminare i risultati. Questi software sono quindi divisi in tre elementi principali: un pre-processore, un solutore e un post-processore.

3.3.1.1 Pre-Processore

Il pre-processore consiste in un'interfaccia grafica user-friendly in cui l'operatore può impostare il problema e inserire gli opportuni parametri del modello. I passaggi effettuati nel pre-processore sono:

- Definizione della geometria della regione di interesse (il *dominio* computazionale);
- Generazione della griglia con cui viene suddivisa la regione creata (*mesh di superficie* e *mesh di volume*);
- Selezione dei fenomeni chimici e fisici che devono essere modellati;
- Definizione delle proprietà fluide;
- Definizione delle condizioni al contorno;

La soluzione del problema è definita nei nodi all'interno di ogni cella; l'accuratezza della soluzione dipende quindi dal numero di celle utilizzato nella discretizzazione della regione fluida. Un aumento del numero di celle però è costoso in

termini di risorse computazionali. La finezza della mesh è quindi strettamente collegata sia alla precisione della soluzione sia alle risorse richieste, perciò va accuratamente studiata e valutata. Si stima che un 50% del tempo impiegato nello sviluppo di un modello CFD sia utilizzato per la definizione del dominio e la creazione della griglia.

Il pre-processore ha inoltre il compito di tradurre l'input fornito dall'utilizzatore in una forma compatibile con il solutore.

3.3.1.2 Solutore

Ci sono tre diverse tecniche numeriche per la soluzione del problema fluidodinamico: differenze finite, elementi finiti e metodi spettrali. In questo lavoro viene analizzata solo la tecnica dei volumi finiti, una derivazione particolare della formulazione alle differenze finite, che viene utilizzata dai principali codici CFD in commercio.

L'algoritmo numerico utilizzato consiste nei seguenti passi:

- Integrazione delle equazioni del campo fluido in ogni volume di controllo con cui è stato discretizzato il dominio;
- Discretizzazione delle equazioni integrali risultanti in un sistema di equazioni algebriche;
- Soluzione del sistema di equazioni con un metodo iterativo;

Il primo punto, l'integrazione del volume di controllo, distingue il metodo ai volumi finiti dalle altre tecniche numeriche. I risultati ottenuti esprimono la conservazione delle grandezze significative per ogni cella. Questa chiara relazione tra l'algoritmo numerico e il comportamento fisico rappresenta uno dei motivi di interesse principale nell'utilizzo di questo metodo, permettendo all'utilizzatore di comprendere i concetti che stanno alla base del metodo con maggiore facilità rispetto agli altri. Infatti la conservazione di una grandezza all'interno di un volume finito può essere facilmente rappresentata come un bilancio tra i vari fenomeni che tendono a incrementarla o a ridurla, in altre parole la variazione nel tempo della grandezza è uguale alla variazione dovuta alla diffusione più la variazione dovuta alla convezione più la variazione dovuta alla generazione interna.

Data la complessità del fenomeno fisico, la soluzione delle equazioni viene trovata per via iterativa. Le procedure iterative maggiormente usate sono la TDMA (tri-diagonal matrix algorithm) e l'algoritmo SIMPLE.

3.3.1.3 Post-Processore

Il compito principale del post-processore è l'analisi dei dati ricevuti dal solutore e la loro presentazione in una forma accessibile all'utente. Come nel caso del pre-processore, sono stati fatti molti balzi in avanti anche nello sviluppo dei post-processori, grazie alle sempre maggiori capacità grafiche e computazionali delle workstations disponibili che permettono l'uso di strumenti di visualizzazione sempre più efficaci. Questi includono:

- Visualizzazione della geometria e della griglia;
- Visualizzazione di vettori;
- Visualizzazione dei risultati su linee e superfici;
- Creazione di grafici 2D e 3D;
- Tracciamento di particelle;

Più recentemente sono stati sviluppati strumenti che permettono la visualizzazione di animazioni per risultati dinamici.

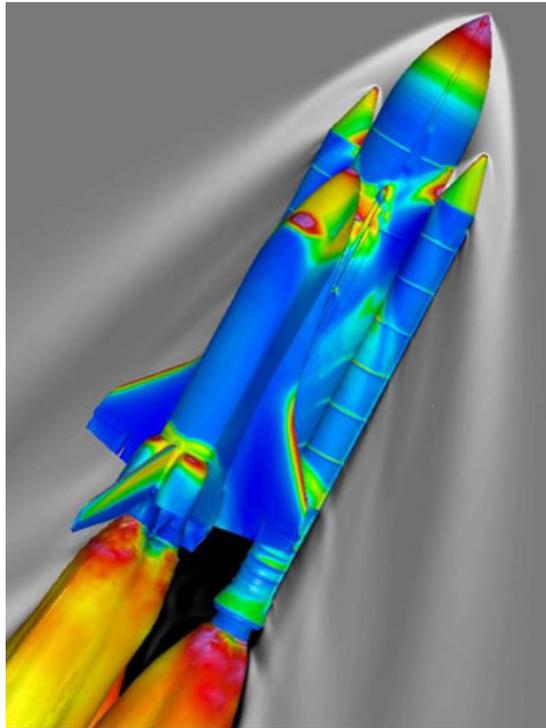


Figura 3.6: Esempio di post-processo per una simulazione fluidodinamica.

3.3.2 STAR-CCM+[®]

STAR-CCM+[®] è un software commerciale per la fluidodinamica computazionale di ampio utilizzo in diversi settori dell'industria e del mondo accademico. Il codice utilizzato è basato sul metodo ai volumi finiti, ed è completamente integrato, comprendendo un pre-processore, un meshatore e un post-processore. Permette l'analisi di un'ampia gamma di problemi legati alla fluidodinamica in diversi campi ingegneristici. Oltre all'analisi fluidodinamica di fenomeni turbolenti si presta bene anche all'analisi di fenomeni di combustione, miscelamento e cambiamento di stato.

L'intero lavoro di tesi è stato svolto utilizzando questo software.

Capitolo 4

Validazione del modello

4.1 Descrizione del ventilatore

Il ventilatore preso in esame è un ventilatore centrifugo sviluppato e prodotto da AERMEC s.p.a, da inserirsi in un vetilconvettore. E' composto da due rotanti collegate ad un motore elettrico brushless a inverter capace di modulare la portata d'aria in maniera continua, e inserito in una voluta a spirale. Il diametro di ogni ventola è di 133 mm ed è costituita da 36 pale. Ulteriori dati tecnici non sono divulgabili per motivi di riservatezza.

In Fig.4.1 sono mostrati il motore e le rotanti e le immagini della geometria del ventilatore.

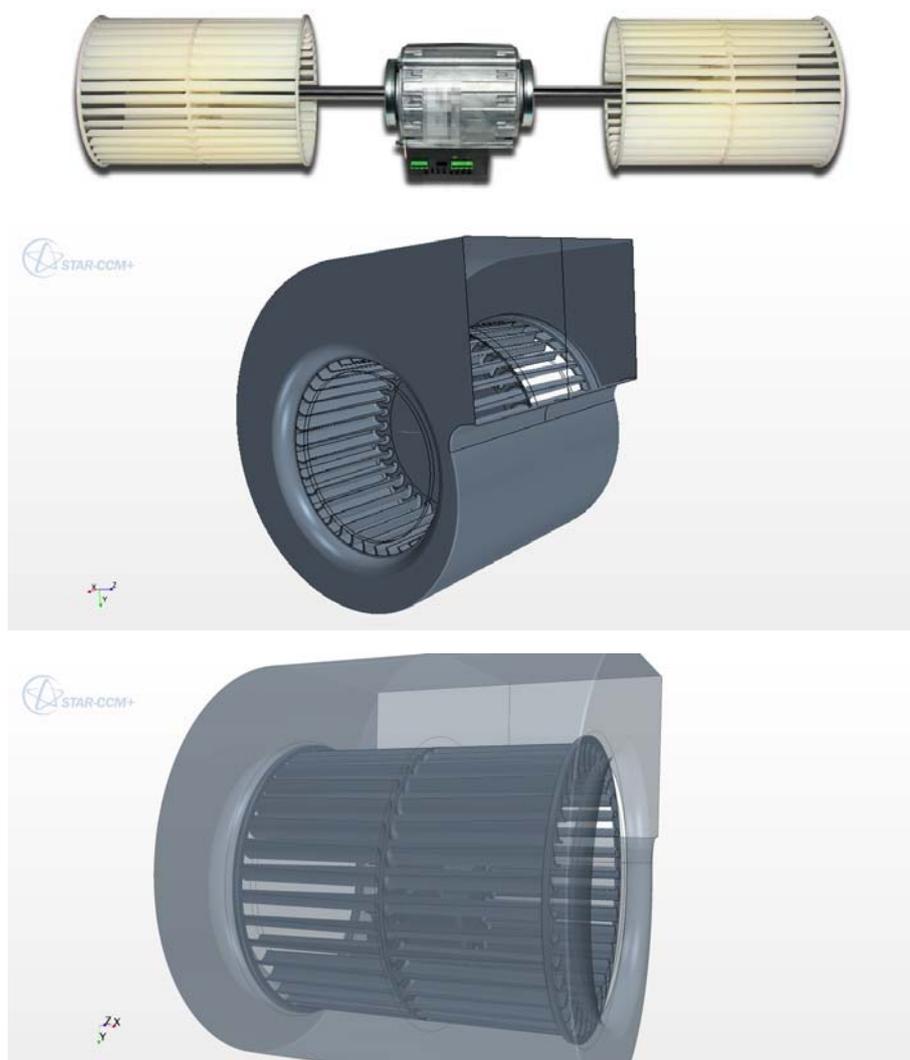


Figura 4.1: Ventilatore centrifugo studiato.

4.2 Modello CFD

4.2.1 Importazione della geometria CAD

Per la maggior parte delle simulazioni eseguite con STAR-CCM+, il primo passo consiste nella preparazione della geometria per l'analisi del caso in esame. La geometria può essere preparata precedentemente attraverso un software CAD e poi importata in STAR-CCM+ oppure creata attraverso un modulo apposito interno al programma.

Nel presente lavoro si è scelto il primo approccio, avendo a disposizione i modelli CAD del ventilatore in oggetto. Per semplicità e per alleggerire la simulazione, è stato modellato solo metà ventilatore, sfruttando la simmetria dello stesso in direzione trasversale rispetto alla ventola.

Importando il file CAD all'interno di STAR-CCM+, quest'ultimo riconosce e suddivide il modello in parti. In particolare, le parti create nel modello in esame sono:

- *Cupola*: comprende la cupola che simula la zona di aspirazione del ventilatore;
- *Voluta*: parte composta dalla voluta del ventilatore;
- *Rotante*: parte che comprende la parte mobile del ventilatore, comprese le pale e la base;
- *Interno*: parte che rappresenta il volume fluido all'interno della ventola;
- *Mandata*: parte che rappresenta il condotto di uscita del fluido.

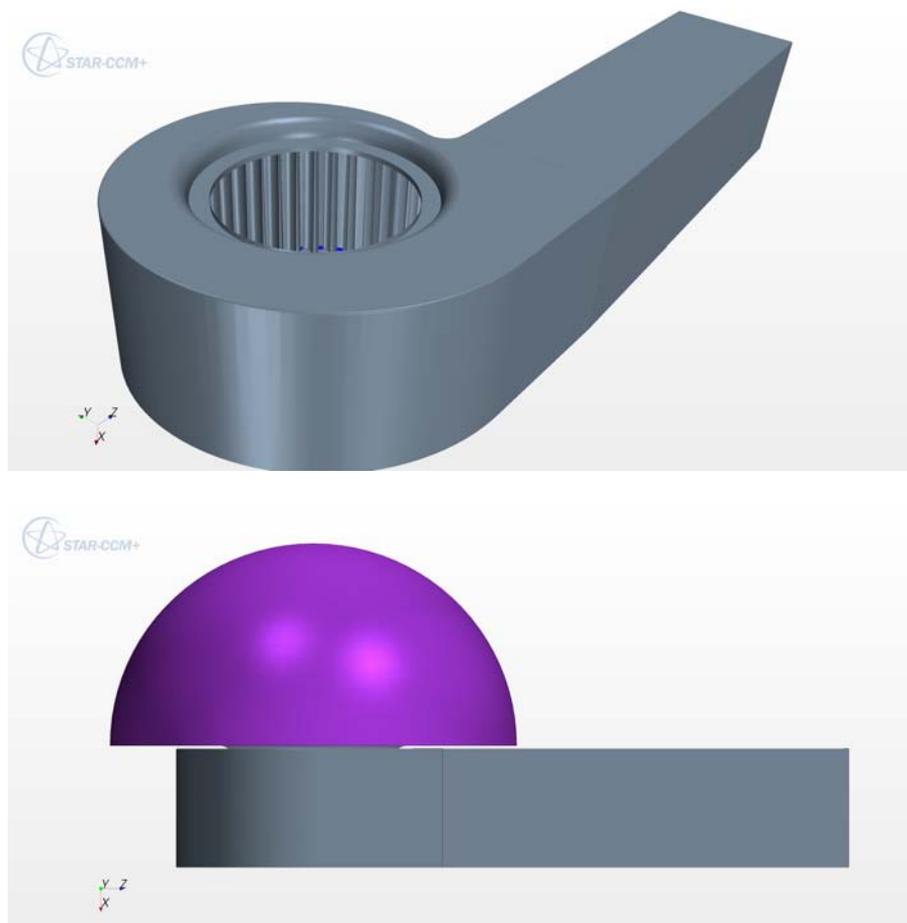


Figura 4.2: Geometria importata in STAR-CCM+.

La suddivisione in parti è molto utile in quanto facilita il controllo delle varie parti del ventilatore, sia nella gestione sia nelle impostazioni delle diverse condizioni al contorno e della mesh.

Una volta importata la geometria, sono stati sfruttati alcuni tools del software per controllare ed eventualmente correggere i possibili errori relativi all'importazione del modello CAD.

Una volta definite le parti che compongono il modello, all'interno di ciascuna sono state definite tutte le superfici che la compongono, specificando in particolare tutte le interfacce tra le diverse parti, le superfici di simmetria e tutte le zone in comune tra le diverse pale (bordi di ingresso e di uscita, superfici palari). Le diverse superfici possono essere rinominate, raggruppate o divise. Queste operazioni sono fondamentali per i successivi passaggi, e permettono di organizzare meglio le varie entità al fine di rendere tutto il più chiaro possibile. In Fig.4.3 è mostrata la suddivisione delle varie superfici operata in questo caso.

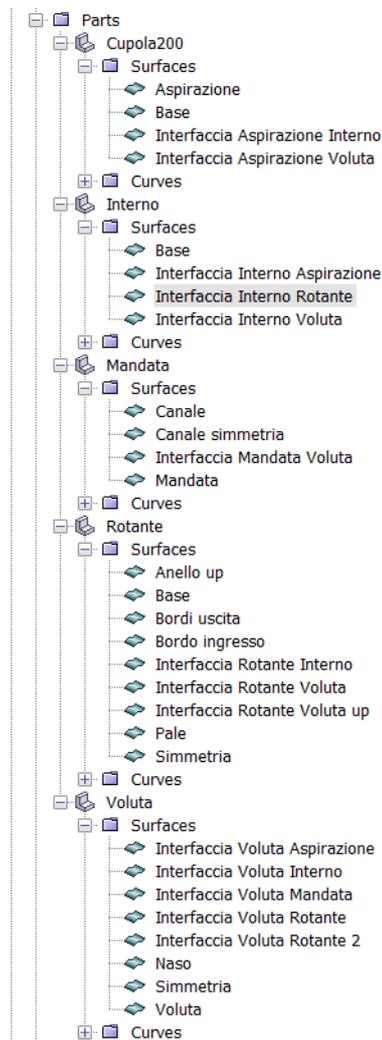


Figura 4.3: Suddivisione delle parti in superfici.

4.2.2 Specifica delle regioni e delle interfacce

Le parti definite precedentemente sono utili solo per definire le facce, gli spigoli e i vertici che compongono la geometria del modello. Il dominio su cui viene generata la mesh e risolta la fisica è definito invece attraverso le regioni, le interfacce e le zone di confine (*boundary*), perciò il successivo step prevede l'assegnazione delle parti e delle superfici definite prima alle rispettive regioni fluide. Questo processo è eseguito automaticamente da STAR-CCM+, il quale crea le regioni fluide in base alle parti definite, e le varie boundaries a partire dalle superfici, come mostrato in Fig.4.4.

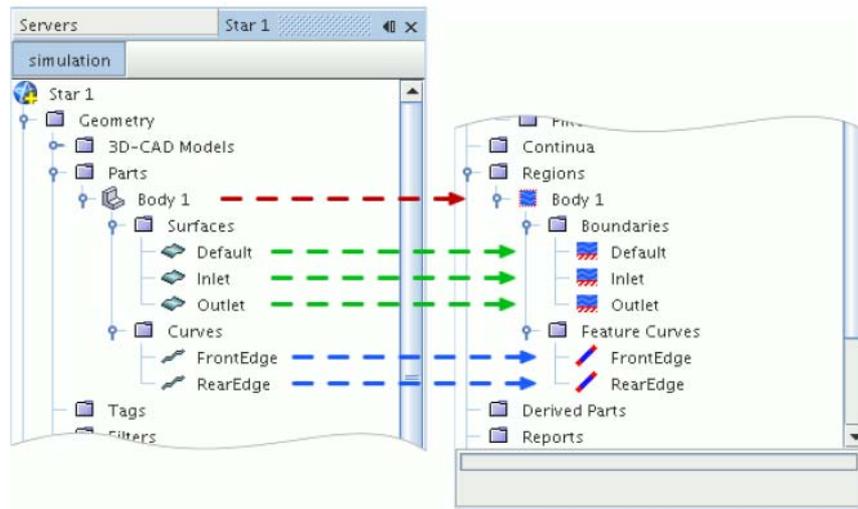


Figura 4.4: Definizione delle regioni a partire dalle parti.

Nel caso in esame le varie regioni e le varie boundaries mantengono il nome e l'organizzazione delle parti.

A questo punto è stato necessario definire per ogni superficie la tipologia corrispondente. Sono state infatti specificate le caratteristiche di ogni boundary: tutte le superfici sono state identificate come interfaccia, piano di simmetria o come parete. Le interfacce rappresentano per il software la zona di contatto tra una regione fluida e l'altra, definendo la possibilità di passaggio delle grandezze come massa, energia e quantità di moto da una all'altra. I piani di simmetria indicano al programma la presenza appunto di una simmetria. Se una superficie viene identificata come parete, il fluido non la può attraversare, interagendo con la stessa. E' inoltre possibile definire la parete come *slip* o *no-slip*, a seconda della presenza di attrito oppure no. In questo modello l'unica condizione slip è stata imposta al canale di mandata, in quanto rappresenta una parte fittizia del ventilatore, utilizzata solo ai fini pratici della simulazione.

Una discussione particolare va fatta per le due superfici corrispondenti all'aspirazione e alla mandata. Per il caso dell'aspirazione, si è optato per definire la superficie come *stagnation inlet*. Questa condizione al contorno fa riferimento alla presenza fittizia di un plenum a monte dell'aspirazione caratterizzato dalla presenza di un flusso completamente stazionario, alle condizioni di pressione, temperatura e densità fissate come condizioni iniziali. Utilizzando questa condizione, si simula bene la situazione reale in cui il ventilatore aspira l'aria da una stanza in cui il flusso è fermo. Per la superficie corrispondente alla mandata, ovvero all'uscita del flusso dal ventilatore, si è utilizzata la condizione *pressu-*

re outlet, che impone una pressione definita dall'utente alla superficie indicata, corrispondente alla prevalenza del ventilatore. In questo modo, variando questo valore, si è potuto ricostruire la curva caratteristica portata-prevalenza del fan, andando ad agire sulla prevalenza stessa e valutando il relativo valore della portata.

4.2.3 Impostazione dei modelli fisici

Il software STAR-CCM+ necessita a questo punto della definizione dei modelli utilizzati per simulare la fisica del problema. Per l'analisi del modello fluidodinamico in esame, si è dapprima selezionato le opzioni *gas a densità costante*, considerando quindi il fluido incomprimibile compatibilmente con il numero di Mach molto basso che si ha in ogni zona del campo di moto, *tridimensionale e stazionario*. Essendo la turbolenza un fenomeno per sua natura non stazionario, una trattazione maggiormente precisa del flusso all'interno del ventilatore andrebbe eseguita con una simulazione non stazionaria; in realtà i modelli di turbolenza utilizzati nel software e descritti successivamente prevedono la possibilità di analizzare il moto medio del flusso, permettendo di impostare la simulazione in regime stazionario snellendo così i tempi e le risorse computazionali richieste. Successivamente si è scelto di utilizzare un modello *segregated flow* piuttosto che un *coupled flow*, poiché il primo garantisce una richiesta minore in termini di risorse computazionali, ed essendo il fluido a densità costante, non sono richieste le particolarità del modello *coupled* necessarie nel caso di fluidi comprimibili o a velocità supersoniche. Infine, essendo il flusso turbolento, è stato necessario selezionare il modello di turbolenza da utilizzare. In questo caso sono stati scelti due modelli, il $k - \epsilon$ e il $SST - k - \omega$; alcune simulazioni sono state eseguite con ognuno dei due modelli, optando infine, alla luce dei risultati mostrati nei successivi paragrafi, di utilizzare il secondo in quanto garantisce una soluzione più precisa e una convergenza ad un numero di iterazioni minori rispetto al primo.

Una volta scelto il modello di turbolenza da utilizzare, il software richiede la specifica del trattamento da riservare in prossimità delle pareti, ovvero come sarà risolta l'interazione del fluido con le pareti solide all'interno del modello. Per risolvere le zone di strato limite in prossimità di pareti solide è solitamente necessario utilizzare un numero elevato di celle in direzione normale alla parete. In questa regione la velocità è nulla in corrispondenza della parete per la condizione di perfetta adesione mentre il flusso esterno presenta una sua velocità asintotica. Per fare in modo che queste due condizioni si raccordino si genera un forte gradiente e quindi è necessaria una mesh molto fitta per cogliere il comportamento del flusso nella zona di strato limite. STAR-CCM+ prevede tre diverse strategie di modellazione: *High- y^+ Wall Treatment*, *Low- y^+ Wall Treat-*

ment, All- y^+ Wall Treatment. Il primo implica l'approccio basato sulle funzioni di parete, assumendo che il centroide della cella attaccata alla parete rientri all'interno della regione logaritmica del boundary layer, ovvero che $y^+ > 30$. In questo modo il solutore utilizza le funzioni di parete del modello per risolvere il flusso. Questo approccio permette di risparmiare risorse computazionali in quanto non risolve direttamente il substrato viscoso. Il secondo trattamento, il *Low- y^+ Wall Treatment*, prevede invece la soluzione dell'intero substrato viscoso, senza assunzioni particolari come per il precedente. Ciò implica la necessità di avere una mesh sufficientemente fine per catturare tutti i fenomeni, ed è quindi richiesto un $y^+ < 1$. Una scelta di questo tipo porta ad un risultato molto preciso, quasi paragonabile a quello ottenibile da un approccio DNS, ma all'aumentare della velocità del flusso si può osservare una progressiva riduzione della dimensione della prima cella portando ad un impiego sempre maggiore di risorse di calcolo. Questo trattamento garantisce quindi una maggior precisione a scapito di un maggior tempo computazionale. Il terzo modello invece prevede un trattamento ibrido tra i due appena descritti, utilizzando il primo quando la mesh non è sufficientemente fine, e il secondo quando la mesh ne permette l'utilizzo. E' quindi molto efficace per mesh con una risoluzione intermedia tra i due, lasciando al software la decisione su quale trattamento utilizzare.

Nel modello analizzato, l'impostazione scelta è il *All- y^+ Wall Treatment*, a causa della maggiore versatilità della stessa. In ogni caso, nella creazione della mesh si è cercato di mantenere l' y^+ minore o uguale ad uno, in modo da garantire una maggior precisione nella soluzione in prossimità delle pareti.

Una panoramica dei modelli scelti è mostrata in Fig.4.5.

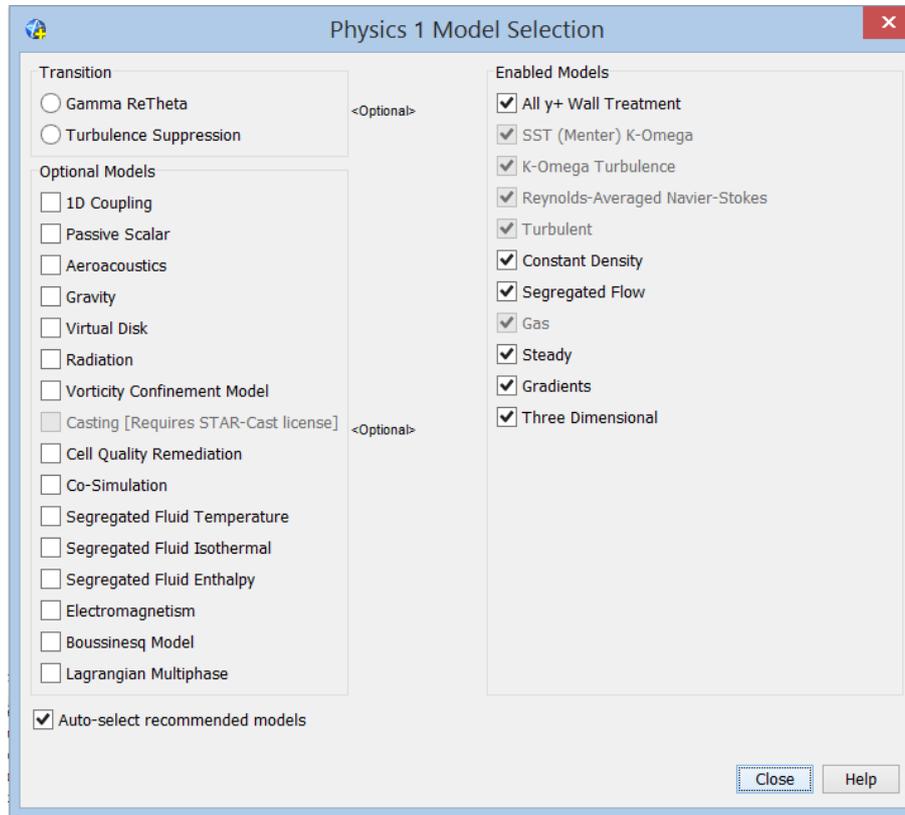


Figura 4.5: Modelli fisici utilizzati.

4.2.4 Impostazione e creazione della mesh

La mesh è la rappresentazione discretizzata del dominio computazionale utilizzato dal solutore per fornire la soluzione numerica del problema. E' composta da un numero elevato di celle in cui il solutore calcola le equazioni del flusso. Il software permette di utilizzare meshatori e tools diversi per la creazione e l'ottimizzazione di questo elemento fondamentale del calcolo CFD, che dev'essere di alta qualità e sufficientemente fine da permettere la convergenza e la precisione della soluzione.

Le strategie di creazione della mesh possibili sono diverse e adatte a diverse situazioni geometriche o fisiche del problema. Nel presente lavoro sono stati utilizzati i seguenti modelli per la creazione della mesh: *Surface Remesher* per la mesh di superficie, *Polyhedral Mesher*, *Prism Layer Mesher* e *Extruder Mesher* per la mesh di volume.

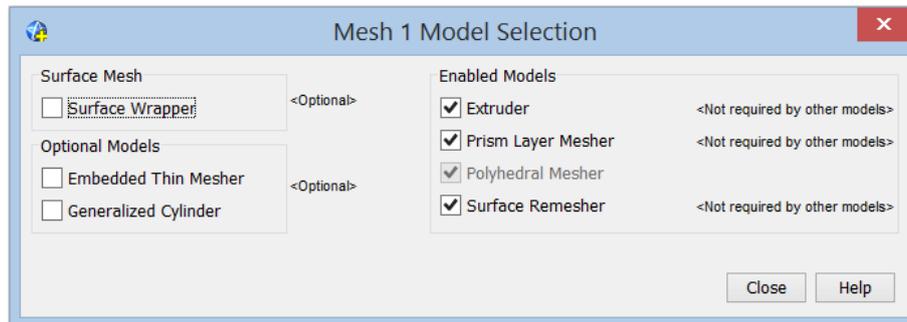


Figura 4.6: Modelli utilizzati per la creazione della mesh.

4.2.4.1 Mesh di superficie

STAR-CCM+ contiene diversi tools che possono essere utilizzati per preparare una mesh di superficie di alta qualità prima che sia generata la mesh di volume definitiva. Il *Surface Remesher* utilizzato ha il compito di migliorare la qualità globale della superficie importata con il CAD e ottimizzarla per la successiva creazione della mesh di volume attraverso una triangolazione della superficie stessa. Il remeshing è basato principalmente sulla creazione di facce triangolari sulla superficie rispettando una lunghezza target per ogni lato della cella. Questa lunghezza è definita dall'utente e dipende dalla geometria dell'oggetto e dalla richiesta di maggiore o minore rifinitura. Il software prevede di definire una *Base Size* per le celle di superficie, e successivamente la definizione di un'eventuale scalatura della stessa per ogni superficie del modello: in questo modo, partendo da un valore standard identificato dal *Base Size*, si può andare a rifinire le superfici di interesse andando a impostare una percentuale di questo valore da prendere come lunghezza target. Inoltre questa funzione permette di parametrizzare la creazione della mesh rendendola dipendente solamente dal valore impostato di *Base Size*: variando questo, varierà il valore di riferimento, ma non la scalatura di ogni superficie, che risulterà quindi ridotta della percentuale impostata. Nel modello analizzato, le superfici maggiormente rifinite sono state tutte quelle della ventola e delle pale, dove si è resa necessaria una mesh maggiormente fine per catturare i fenomeni locali che si verificano. In particolare, nelle zone del bordo di ingresso e di uscita delle pale si è impostato un valore target pari all'8% del *Base Size*, e un valore minimo pari al 2% dello stesso. In questo modo il meshatore aveva come obiettivo la creazione di facce con lunghezza target del lato pari all'8% del valore di riferimento, arrivando ad un lato minimo pari al 2% nelle zone critiche (curvature, spigoli ecc.). La zona centrale delle pale, invece, è stata meshata utilizzando un target pari al 15% del *Base Size* e un valore minimo corrispondente al 5%. Nelle restanti superfici è

stato impostato un target del 40% e un minimo pari al 10%.

Una volta generata la mesh di superficie, è stato utilizzato un tool interno al software al fine di migliorare la qualità delle celle al di sopra di un valore soglia pari a 0.55. La qualità delle celle è valutata secondo la relazione $2(r/R)$, dove R è il raggio del cerchio circoscritto al triangolo che costituisce la cella, mentre r è il raggio del cerchio inscritto. La cella è tanto migliore quanto più il triangolo si avvicina ad un triangolo equilatero. Il valore della qualità varia quindi da 0 (qualità peggiore) a 1 (qualità migliore). Il tool agisce individuando la qualità di ogni cella e modificando manualmente o automaticamente la cella stessa e quelle adiacenti al fine di migliorarne la qualità il più possibile. Avere una mesh superficiale di alta qualità è importante al fine di avere una mesh volumetrica anch'essa di ottima qualità, visto che quest'ultima viene generata a partire da quella di superficie.



Figura 4.7: Mesh di superficie.

4.2.4.2 Mesh di volume

STAR-CCM+ contiene diverse tipologie di modelli di meshatura che possono essere utilizzati per generare una mesh di volume a partire da una mesh di superficie preparata precedentemente. In questo lavoro sono stati utilizzati i modelli *Polyhedral Mesher*, *Prism Layer Mesher* e *Extruder Mesher*. Il *Polyhedral Mesher* crea una serie di celle volumetriche poliedriche a partire dai triangoli della mesh di superficie. Questo modello è un'alternativa alla creazione di celle tetraedriche con il *Tetrahedral Mesher*, che sono più veloci da creare, ma garantiscono una precisione e una convergenza minore della soluzione. Il modello usato garantisce una soluzione bilanciata tra precisione e velocità di creazione per geometrie complesse come quella in esame, senza aver bisogno di particolari accorgimenti aggiuntivi sulla mesh di superficie. STAR-CCM+ utilizza un particolare algoritmo che prevede la creazione delle celle poliedriche a partire da celle tetraedriche generate nel processo. Le celle poliedriche generate hanno una media di 14 facce.



Figura 4.8: Mesh poliedrica e prism layers sul condotto di mandata.

Il secondo modello utilizzato, il *Prism Layer Mesher*, genera una serie di celle ortogonali prismatiche appoggiate alle pareti o ai *boundary layers*. Questi strati prismatici sono necessari al fine di migliorare la soluzione del flusso fluido in prossimità delle pareti. Gli strati prismatici vengono definiti dall'utente secondo lo spessore di ognuno, lo spessore totale, il numero e il rateo di crescita. Queste proprietà sono definite globalmente sulla mesh, ma possono essere variate localmente in caso di necessità. La presenza dei *prism layers* permette al solutore di risolvere il flusso in prossimità delle pareti, dove la determinazione delle forze e delle proprietà del flusso, come un'eventuale separazione, può risultare critica in alcune situazioni. La stima accurata di queste proprietà del flusso dipende

dalla risoluzione dei gradienti di velocità e di temperatura normali alla parete. L'uso dei *prism layers* permette quindi la risoluzione del substrato viscoso in maniera diretta o attraverso le funzioni di parete, a seconda del modello di turbolenza usato. L'uso di questi inoltre permette la riduzione della diffusione degli errori numerici compiuti dal solutore in questa zona, dato che la diffusione degli errori è minore quando il flusso è allineato con la mesh. Nel modello del ventilatore analizzato, al fine di catturare bene l'andamento della velocità nel substrato viscoso, è stato impostato un valore base di 3 *prism layers* per uno spessore totale di 1.2 mm, mentre nella zona delle pale sono stati utilizzati 10 *prism layers* con uno spessore totale di 0.55 mm. La buona calibrazione dei *prism layers* può essere osservata nella Fig.4.9b: il profilo logaritmico della velocità in prossimità della parete è completamente all'interno dei *prism layers*, permettendone la corretta risoluzione.

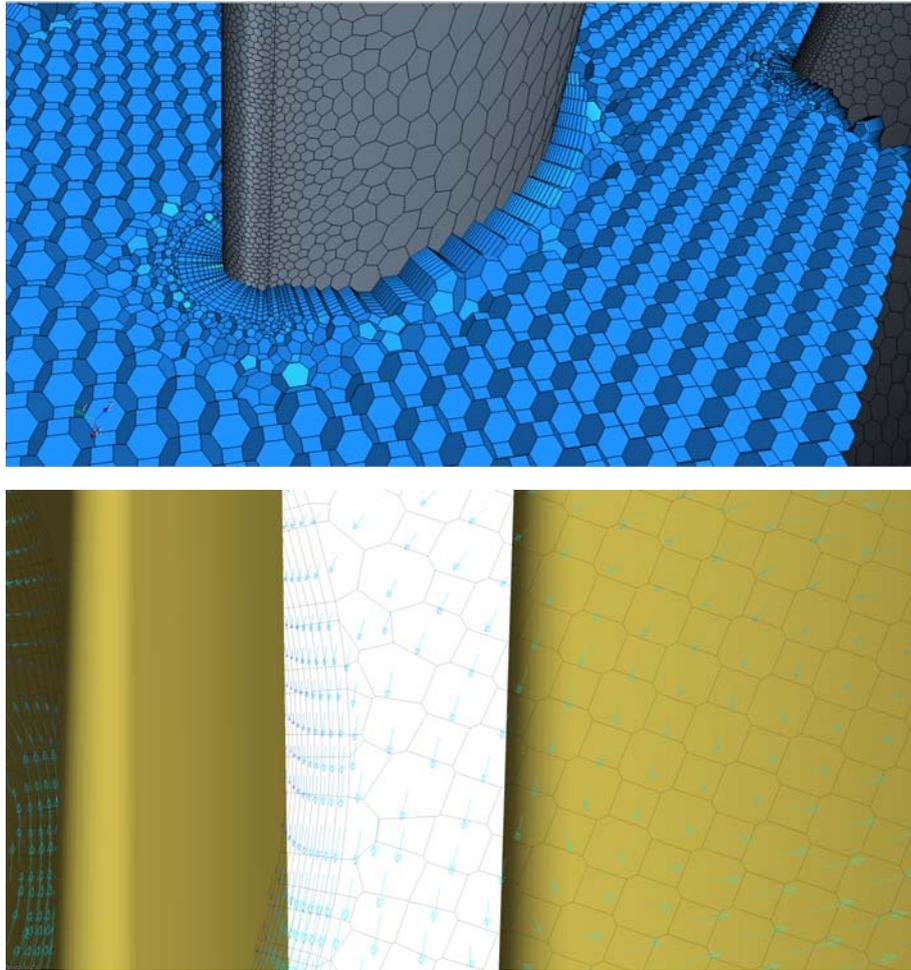


Figura 4.9: Prism Layers sulle pale della ventola.

L'*Extruder Mesher* può essere incluso quando la mesh di volume viene generata per produrre una serie di celle ortogonali estruse partendo da un boundary layer. Questo modello è solitamente usato per le superfici di inlet e outlet per estendere la mesh di volume oltre le dimensioni originali della superficie di partenza, per avere un'estensione del dominio computazionale. Il vantaggio dell'utilizzo di questa tecnica risiede nella stabilizzazione del flusso in entrata e in uscita, aiutando il solutore nel suo lavoro. Nel modello in esame è stata impostata un'estrusione di 0.3 m sia sul condotto di uscita, sia sulla cupola di aspirazione.

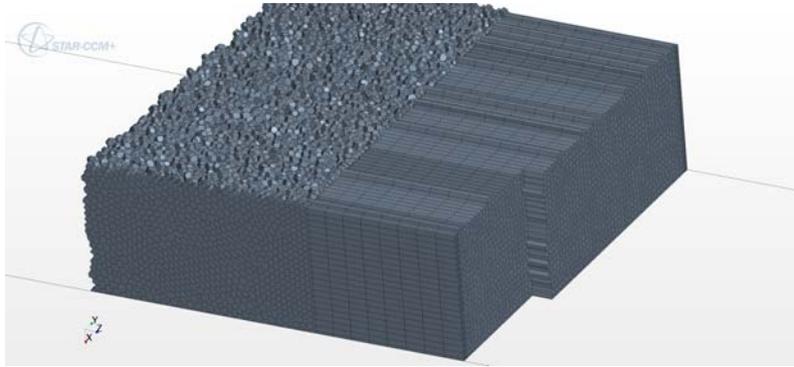


Figura 4.10: Extruder Mesher.



Figura 4.11: Mesh di volume e Prism Layers.

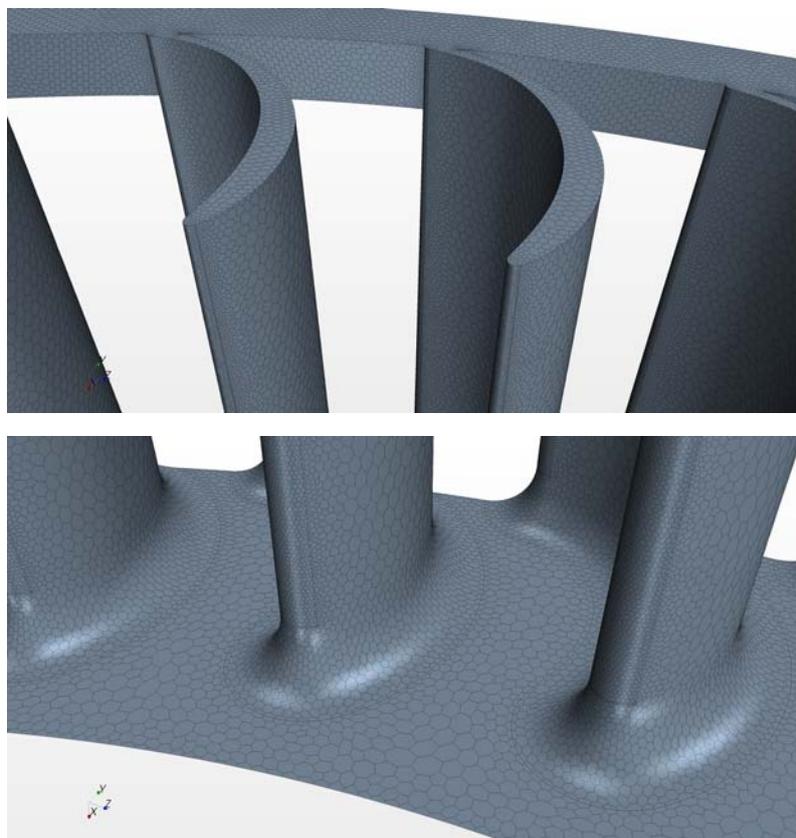


Figura 4.12: Mesh di volume per le pale.

4.2.5 Impostazione dei report e dei plot

Al fine di valutare la qualità e la convergenza della soluzione, STAR-CCM+ permette di definire dei report per grandezze caratteristiche del problema da aggiungere ai classici plot dei residui creati automaticamente.

I residui di ogni cella sono il grado con cui la soluzione dell'equazione discretizzata è soddisfatta. Il software calcola la RMS (*Root Mean Square*) normalizzata del residuo in tutte le celle, fornendo in output il risultato. Il monitor dei residui è utile per giudicare la convergenza della soluzione, e viene creato automaticamente dal software con ogni simulazione. Il plot relativo visualizzabile dall'utente ha come ascissa il numero di iterazioni, in ordinata il valore dei residui di una serie di valori caratteristici come la quantità di moto lungo le tre direzioni, la continuità della massa e il bilancio dell'energia. In linea di massima, il valore dei residui deve abbassarsi di 3-4 ordini di grandezza per giudicare la soluzione convergente. In realtà è necessario valutare anche altre grandezze caratteristiche attraverso altri monitor al fine di giudicare come realmente

convergente una soluzione.

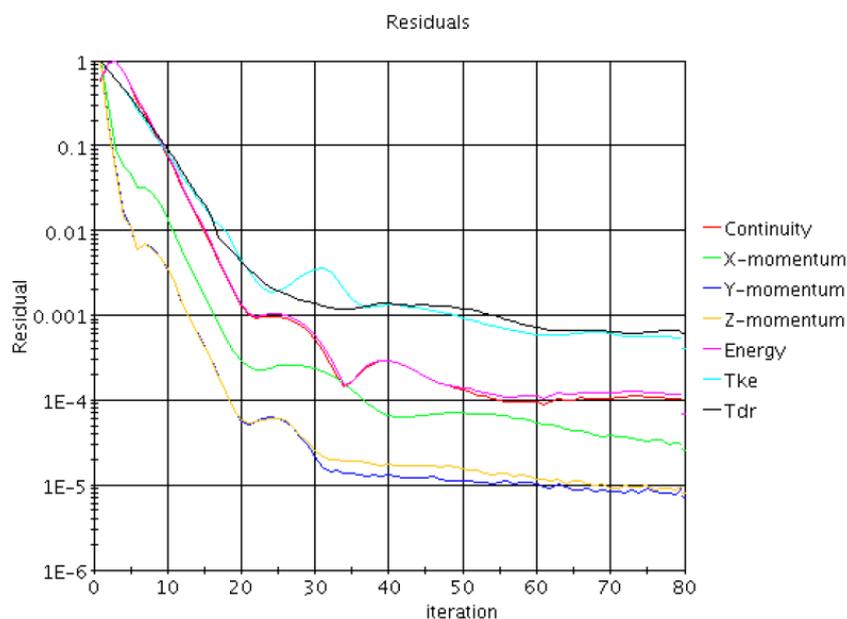


Figura 4.13: Esempio di plot dei residui.

Nel caso in esame, la convergenza è stata valutata osservando oltre ai residui, anche l'andamento della portata in mandata e in aspirazione del ventilatore, avendo imposto come condizione al contorno la pressione in mandata. La simulazione è stata giudicata convergente quando il valore della portata è rimasto costante per un determinato numero di iterazioni. Per valutare ciò, sono stati creati dei report e dei monitor con i relativi plot per questa grandezza. Una volta lanciata la simulazione, il software ha fornito in output in tempo reale questi plot, permettendo di valutare l'andamento della soluzione iterazione per iterazione.

4.3 Prove sperimentali

4.3.1 Prove di ventilazione

Le prove di ventilazione necessarie per la raccolta dei dati sperimentali e la determinazione della curva caratteristica del ventilatore in esame sono state eseguite presso il laboratorio Aermec LEM2000 presente in azienda. In questo laboratorio è installato un tunnel di ventilazione operante secondo le normative ANSI/ASHRAE 51 e ANSI/AMCA 210 utilizzato per testare attraverso proce-

ture normative le prestazioni di macchine aerauliche con portate d'aria comprese tra i 100 e i 4500 m^3/h e anche di singoli componenti quali motori e ventole.

4.3.1.1 Tunnel di ventilazione

Lo schema del tunnel di ventilazione è mostrato in Fig.4.14. Il ventilatore utilizzato è stato installato all'ingresso del tunnel di ventilazione, nella posizione indicata dallo schema. Un condotto rettangolare metallico di circa 30 cm è stato applicato nella zone tratteggiata in figura, connettendo il ventilatore al tunnel e permettendo l'installazione dei misuratori di pressione. Il tunnel è caratterizzato da una lunghezza di 4.0 m e un diametro equivalente $M = 1.8$ m, ed è costruito seguendo le normative sopracitate.

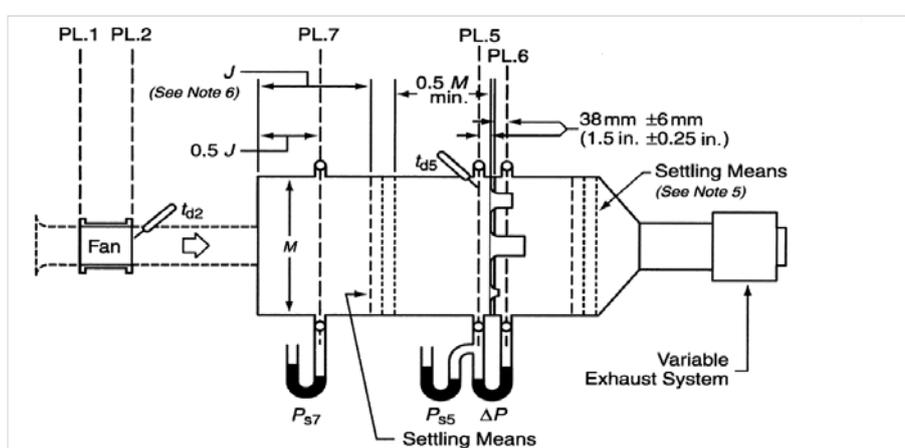


Figura 4.14: Schema del tunnel di ventilazione utilizzato.

Il tunnel di ventilazione prevede l'utilizzo di una serie di ugelli di diverso diametro installati tra i piani 5 e 6 mostrati in figura. L'utilizzo di questi ugelli permette la valutazione delle prestazioni della macchina in tutto il range operativo in termini di portata, essendo quest'ultima determinata dal diametro dell'ugello aperto in quel momento. Gli ugelli possono essere attivi singolarmente o in combinazione tra loro a seconda della portata presente nel punto di misurazione. In questo modo è stato possibile analizzare l'intera curva caratteristica del ventilatore.

Sono inoltre presenti una serie di griglie a monte e a valle degli ugelli utilizzate come raddrizzatori di flusso. Le griglie hanno lo scopo di raddrizzare il flusso e far sì che sia il più uniforme possibile nel momento della misurazione della pressione, e inoltre contribuire alla conversione dell'energia cinetica del flusso in pressione.

All'estremità del tunnel è presente un ventilatore regolabile che permette di variare il punto di lavoro del ventilatore utilizzato andando a variare la pressione imposta all'uscita del tunnel. In questo modo, agendo su questo, è stato possibile ricavare l'intera curva caratteristica.

I valori delle grandezze di interesse sono stati ricavati, in accordo con la normativa, utilizzando le seguenti relazioni:

$$Q_5 = \sqrt{2}Y \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho_5}} \sum(CA_6) \quad (4.1)$$

$$Q = Q_5 \frac{\rho_5}{\rho} \quad (4.2)$$

$$V_2 = \frac{Q}{A_2} \frac{\rho}{\rho_2} \quad (4.3)$$

$$P_{V2} = \left(\frac{V_2}{\sqrt{2}} \right)^2 \rho_2 \quad (4.4)$$

$$P_V = P_{V2} \quad (4.5)$$

$$P_{t1} = 0 \quad (4.6)$$

$$P_{t2} = P_{s7} + P_V \quad (4.7)$$

$$P_t = P_{t2} - P_{t1} \quad (4.8)$$

$$P_s = P_t - P_V \quad (4.9)$$

$$Y = 1 - (0.548 + 0.71\beta^4)(1 - \alpha) \quad (4.10)$$

$$\alpha = 1 - \left\{ \frac{5.2014\Delta P}{\rho_5 R [t_{d5} + 459.67]} \right\} \quad (4.11)$$

$$\beta = \frac{D_6}{D_5} \quad (4.12)$$

con R costante dell'aria.

4.3.1.2 Prove di laboratorio

Le prove di ventilazione sono state effettuate andando ad analizzare diversi punti di lavoro del ventilatore a diversi regimi di rotazione, in particolare a 510 rpm, 708 rpm, 1000 rpm e 1200 rpm. Le variabili campionate sono state il numero di giri, le variabili elettriche del motore (A, W, V) e le condizioni ambientali (temperatura a bulbo secco, umidità relativa, pressione atmosferica e densità). Le grandezze in output registrate sono state appunto la prevalenza e la portata d'aria.

Le condizioni di prova sono state caratterizzate da continue variazioni delle condizioni ambientali, seppur di piccole entità e quindi non considerate. Al fine di rendere i dati omogenei e confrontabili, tutti i valori ottenuti sono stati normalizzati alle condizioni seguenti:

Condizioni ambientali		
Temperatura bulbo secco	20	°C
Temperatura bulbo bagnato	13.7	°C
Densità aria	1.198828	kg/m ³
Pressione atmosferica	101325	Pa

Tabella 4.1: Condizioni ambientali considerate.

Tenendo fissato il numero di giri del ventilatore e andando ad agire sulla pressione in uscita indotta dal ventilatore secondario, è stato possibile raccogliere i dati e definire le curve caratteristiche del ventilatore nelle quattro velocità di rotazione viste prima. Per motivi di riservatezza non vengono riportati i dati effettivi ottenuti, ma solamente le curve normalizzate al valore della portata volumetrica a 0 Pa per la curva a 1200 rpm. L'incertezza di misura del tunnel di ventilazione è stata calcolata secondo la normativa ANSI-AMCA 210-07 e risulta dell'1.44% per la portata d'aria e dell'1.42% per la prevalenza del ventilatore. Le curve ottenute sono presentate in Fig.4.15.

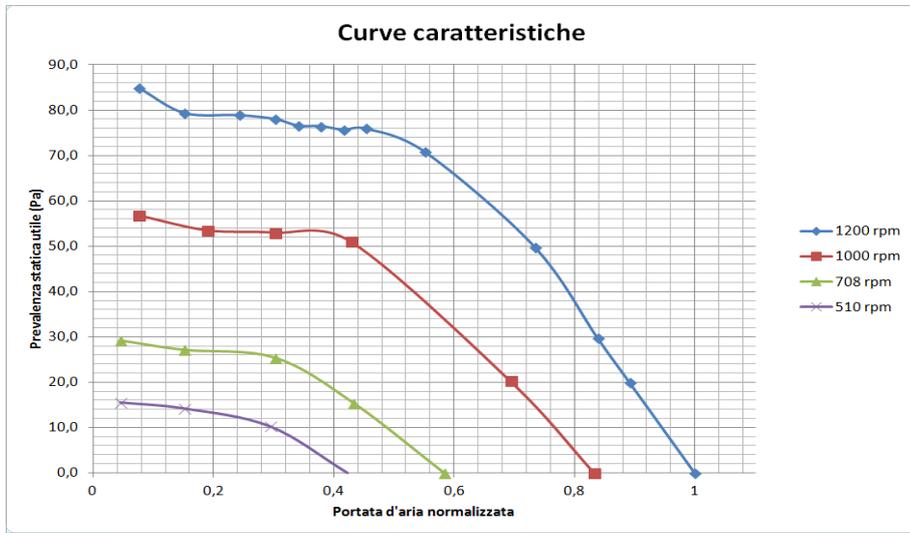


Figura 4.15: Curve caratteristiche ottenute in laboratorio.



Figura 4.16: Collegamento del ventilatore al tunnel di prova.

4.4 Validazione del modello fluidodinamico

Al fine di validare il modello CFD creato precedentemente sono stati analizzati diversi casi per valutare quale modello di turbolenza e quale rifinitura della mesh permettono di avere un risultato quanto più vicino possibile alla curva portata-prevalenza costruita partendo dai dati raccolti sperimentalmente. Sono stati dapprima valutati i modelli di turbolenza $k - \epsilon$ e $k - \omega$ su di un modello con una mesh poco rifinita. Successivamente il modello di turbolenza scelto è stato utilizzato su tre diversi tipi di mesh sempre più fitte al fine di valutare la dipendenza della soluzione dalla rifinitura della mesh stessa, ottenendo alla fine una curva molto vicina a quella sperimentale, potendo così considerare il modello fluidodinamico come validato e quindi valido per la successiva analisi acustica.

Al fine di mantenere la riservatezza sui dati raccolti, si è deciso di normalizzare la portata volumetrica dividendola per la rispettiva portata a 0 Pa. In questo modo la portata risulta come percentuale di quella calcolata nelle condizioni di prevalenza nulla, permettendo però di valutare in egual misura lo scostamento dalla curva sperimentale.

4.4.1 Analisi dei modelli di turbolenza

L'analisi del comportamento del modello al variare del modello di turbolenza utilizzato è stato eseguito su di una mesh con *Base Size* di 8 mm, corrispondente a 10.1 milioni di celle. Questo numero non eccessivamente elevato di celle ha permesso di svolgere un buon numero di simulazioni diverse senza avere tempi computazionali troppo lunghi, e nello stesso tempo fornire dei dati confrontabili al fine di ricavare l'andamento dello scostamento dalla curva sperimentale per ogni modello di turbolenza utilizzato. Il modello è stato testato per una velocità di rotazione di 708 rpm, corrispondente ad una delle velocità effettivamente testate in laboratorio. I punti analizzati con la simulazione CFD sono quelli corrispondenti ad una prevalenza statica utile di 0 Pa, 5 Pa, 10 Pa, 15 Pa e 25 Pa, valutando come dato di output la relativa portata volumetrica.

Il primo modello di turbolenza analizzato è stato il $k - \epsilon$. Sono state lanciate le simulazioni utilizzando questo modello per tutti i punti sopracitati al fine di costruire la curva portata-prevalenza. Per i punti a prevalenza superiore ai 0 Pa, si è sfruttata una strategia a step per aiutare il solutore: si è portato a convergenza la simulazione a 0 Pa, simulando il successivo punto a 5 Pa partendo dalla soluzione già a convergenza. In questo modo il solutore parte già da una soluzione stabile, e deve solo aggiustare il flusso alla nuova condizione al contorno imposta. Operando in questa modalità, si risparmia qualche migliaio di

iterazioni ogni simulazione. L'andamento dei residui e della portata volumetrica per il punto a 0 Pa è mostrato in Fig.4.17.

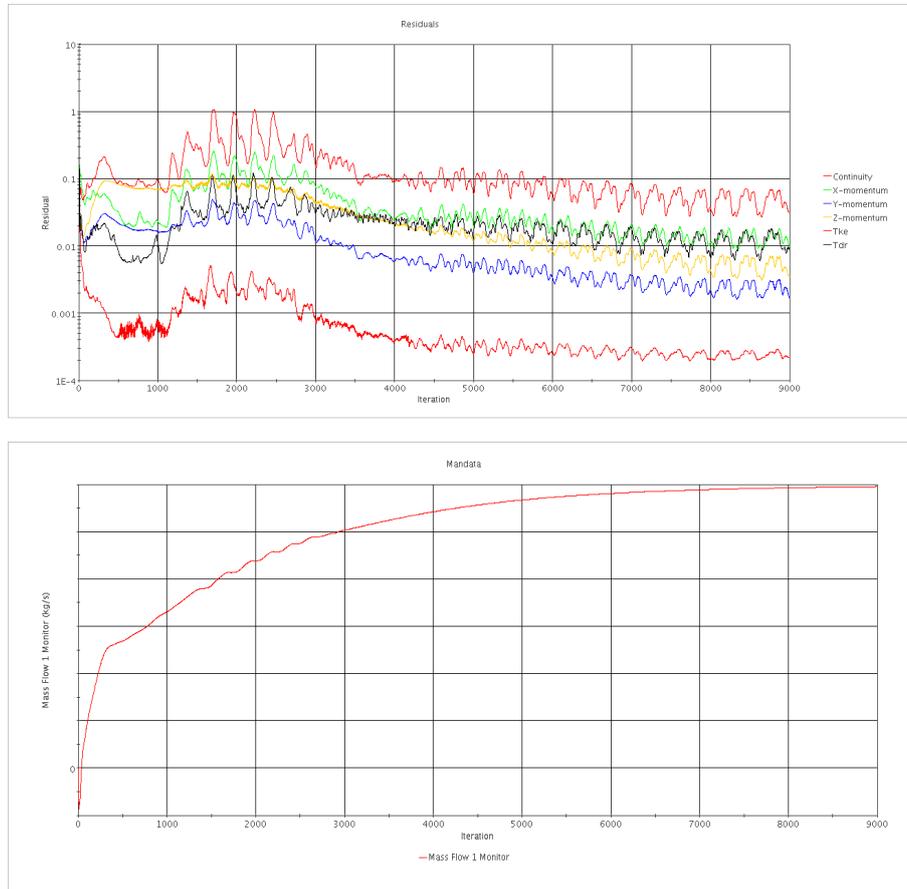


Figura 4.17: Plot dei residui e della portata per il modello $k-\epsilon$.

Si può notare come i residui continuano ad oscillare, ma la portata volumetrica diventa costante dopo un certo numero di iterazioni, indicando la convergenza della soluzione. I grafici mostrati in Fig.4.17 sono relativi al punto a 0 Pa, ma sono del tutto simili a quelli ottenuti per tutti gli altri punti della curva.

Il riassunto dei risultati ottenuti con il relativo errore percentuale rispetto ai dati sperimentali è riportato in Tabella 4.2.

708 rpm - 10.1M - $k-\varepsilon$			
Pressione Statica Relativa	Portata Aria Normalizzata (Laboratorio)	Portata Aria Normalizzata (Modello)	Errore
Pa	/	/	%
0	1.000	0.926	-7.42
5	0.918	0.845	-8.02
10	0.836	0.750	-10.24
15	0.741	0.591	-20.22
25	0.518	0.165	-68.14

Tabella 4.2: Dati riassuntivi dei risultati ottenuti con il modello $k-\varepsilon$.

Le stesse analisi sono state eseguite con il modello $k-\omega$, ottenendo dei plot per i residui e per la portata come quelli mostrati in Fig.4.18. Come si può notare dalla figura stessa, anche in questo caso i residui sono oscillanti ma stabilizzati. La convergenza è ottenuta inoltre con circa 3000 iterazioni in meno, pari ad un risparmio di circa il 30% del tempo computazionale. Questo risultato sarà una delle motivazioni della scelta di questo modello rispetto al $k-\varepsilon$, tenendo conto del fatto che per le mesh maggiormente rifinite utilizzate nel seguito un risparmio così significativo nel tempo computazionale è un aspetto piuttosto importante.

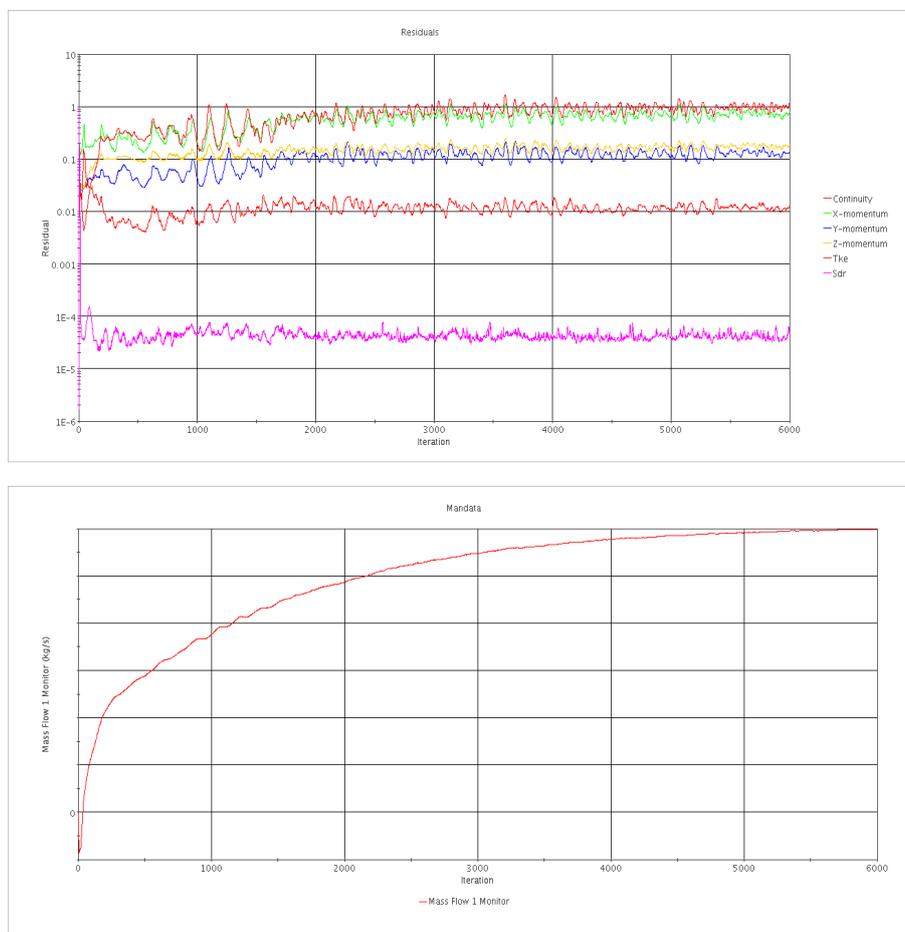


Figura 4.18: Plot dei residui e della portata per il modello $k - \omega$.

Nella tabella 4.3 sono riassunti i risultati ottenuti con questo modello per i restanti punti della curva caratteristica analizzati.

708 rpm - 10.1M - $k-\omega$			
Pressione Statica Relativa	Portata Aria Normalizzata (Laboratorio)	Portata Aria Normalizzata (Modello)	Errore
Pa	/	/	%
0	1.000	0.931	-6.88
5	0.918	0.860	-6.31
10	0.836	0.773	-7.44
15	0.741	0.671	-9.49
25	0.518	0.311	-39.94

Tabella 4.3: Dati riassuntivi ottenuti con il modello $k - \omega$.

Come si può notare dai dati raccolti, il modello $k-\omega$ garantisce una maggiore precisione della soluzione nei confronti di quella sperimentale, mostrando un errore rispetto a quest'ultima minore rispetto all'altro modello. Questo fatto, unito alla convergenza più veloce mostrata dalle figure, ha fatto propendere per l'utilizzo del modello $SST - k - \omega$ per il resto delle simulazioni.

E' da notare come sia elevato l'errore nei punti della curva a prevalenza maggiore, in particolare quello a 25 Pa. Ciò è principalmente dovuto agli effetti locali di instabilità che si creano all'interno della ventola per pressioni così elevate. L'utilizzo di una mesh così poco rifinita non permette la cattura da parte del software dei fenomeni locali a scale turbolente ridotte che hanno luogo all'interno del ventilatore, creando una situazione instabile nella soluzione e allontanando questa dal valore ottenuto sperimentalmente. Ai fini della scelta del solo modello di turbolenza, però, il comportamento in questa zona critica della curva è stato trascurato e ci si è concentrati solamente sulla prima parte della curva. Con i modelli con un numero maggiore di celle, la soluzione è migliorata in maniera significativa e lo scostamento dalla curva di laboratorio si è ridotto, confermando l'ipotesi sopra citata.

Un confronto grafico delle curve ottenute con i due modelli in confronto a quella sperimentale è mostrato in Fig.4.19.

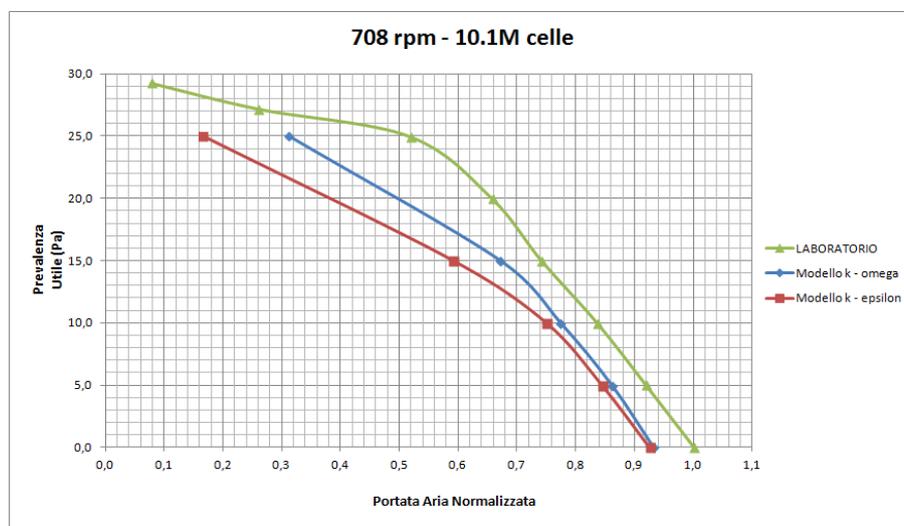


Figura 4.19: Confronto delle curve caratteristiche ottenute con i diversi modelli.

4.4.2 Analisi della dipendenza della soluzione dalla mesh

Come è stato precedentemente affermato, la qualità e la rifinitura della mesh giocano un ruolo fondamentale nel catturare tutti i fenomeni localizzati che si

verificano all'interno del ventilatore, ed in particolare nella ventola, e influisce perciò in maniera significativa sulla soluzione in termini di precisione e di stabilità. A tal fine, una volta scelto di procedere con il modello $k - \omega$, sono state analizzate le curve caratteristiche con tre diverse tipologie di mesh: la prima utilizzando un *Base Size* di 10 mm pari a 7.2 milioni di celle, la seconda utilizzando un *Base Size* pari a 6 mm per un totale di 16.7 milioni di celle, e l'ultima con un *Base Size* di 4 mm pari a 34.1 milioni di celle. Il confronto è stato fatto rispetto alla curva sperimentale a 1200 rpm, corrispondente alla massima velocità di lavoro del ventilatore. La scelta di utilizzare questa velocità trova fondamento nella successiva analisi acustica svolta: il modello verrà poi analizzato acusticamente nella sua condizione di maggior velocità e quindi di rumorosità. Il modello creato per la validazione della mesh verrà quindi riutilizzato per l'analisi acustica.

I punti analizzati al fine di ricostruire la curva variano dalla condizione di prevalenza nulla (0 Pa) fino ad un massimo di 65 Pa.

L'analisi è cominciata con la mesh meno rifinita, per un totale di 7.2M di celle. Con questa configurazione l'errore tra la curva ottenuta con la simulazione e quella sperimentale è piuttosto elevato, come ci si poteva aspettare. L'andamento dei residui e della portata volumetrica è mostrato in Fig.4.20 e i risultati ottenuti in tabella 4.4.

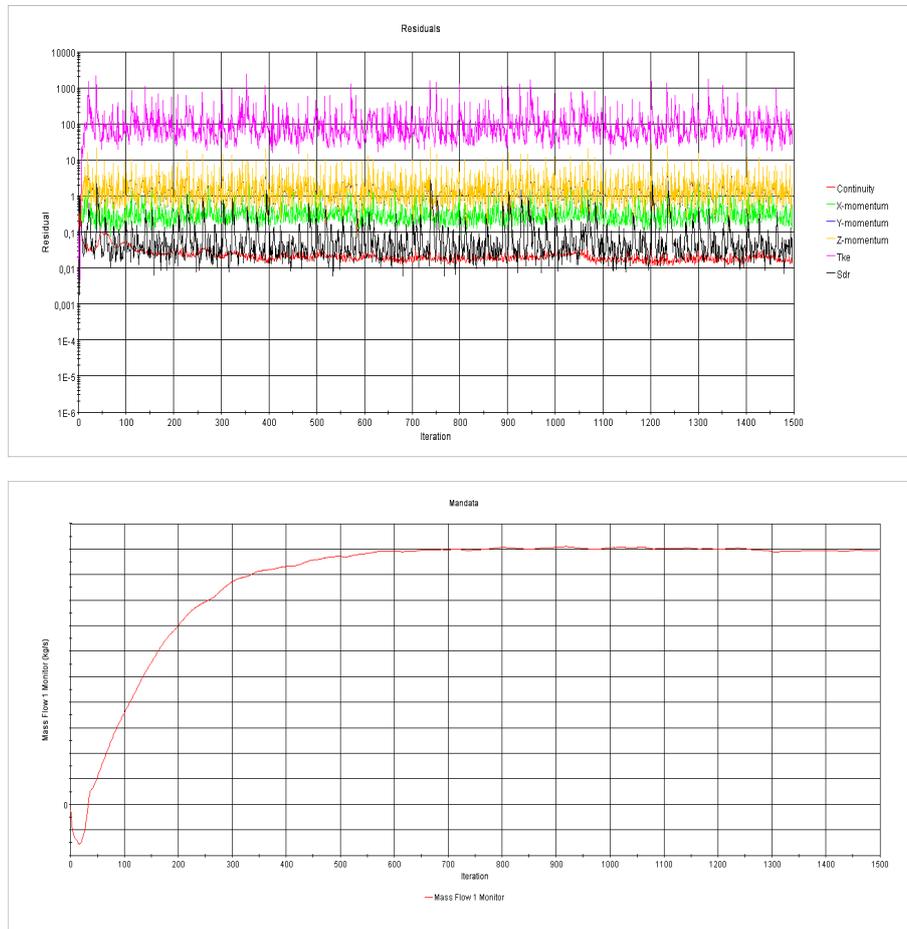


Figura 4.20: Plot dei residui e della portata per 7.2M di celle.

1200 rpm - 7.2M - k- ω			
Pressione Statica Relativa	Portata Aria Normalizzata (Laboratorio)	Portata Aria Normalizzata (Modello)	Errore
Pa	/	/	%
0	1.000	0.908	-9.23
10	0.939	0.853	-9.10
25	0.864	0.758	-12.29
40	0.789	0.636	-19.42
60	0.662	0.363	-45.22

Tabella 4.4: Risultati ottenuti per 7.2M di celle.

La seconda mesh analizzata è relativa ad un *Base Size* di 6 mm, pari a

16.7M di celle. In questo caso l'errore è ridotto rispetto alla precedente mesh, evidenziando la dipendenza dello stesso dalla rifinitura della mesh e quindi dal numero di celle presenti nella stessa. I plot dei residui e della portata volumetrica sono mostrati in Fig.4.21 i dati ottenuti con questa mesh in tabella 4.5.

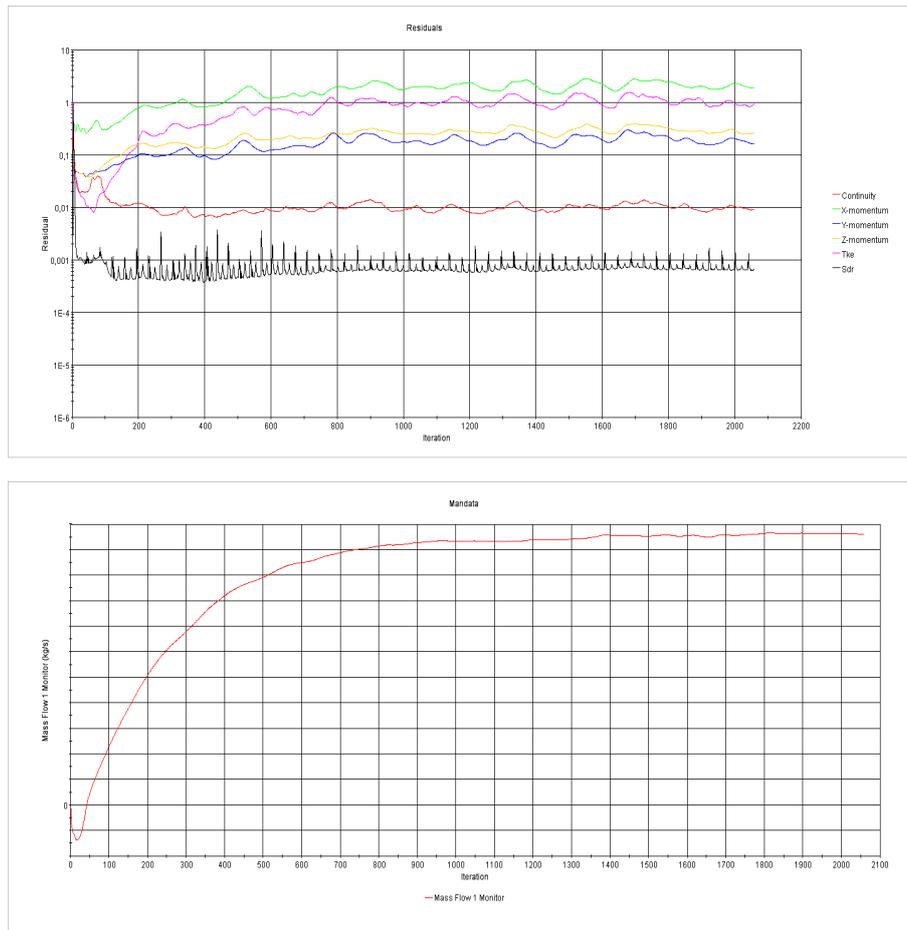


Figura 4.21: Plot dei residui e della portata per 16.7M di celle.

1200 rpm - 16.7M - k- ω			
Pressione Statica Relativa	Portata Aria Normalizzata (Laboratorio)	Portata Aria Normalizzata (Modello)	Errore
Pa	/	/	%
0	1.000	0.962	-3.79
20	0.888	0.830	-6.59
40	0.789	0.701	-11.19
50	0.732	0.571	-21.94
60	0.662	0.453	-31.53

Tabella 4.5: Risultati ottenuti per 16.7M di celle.

Tenendo in considerazione anche il valore degli scostamenti per la mesh con 10.1M di celle utilizzata per confrontare i modelli di turbolenza, anche se i risultati non sono direttamente confrontabili per via della differenza di velocità di rotazione del ventilatore, si può comunque già vedere una certa linearità nella riduzione degli stessi con la crescita del numero di celle. Per il punto a 0 Pa, ad esempio, si passa da un -9.33% ad un -6.88% per finire con un -3.79% rispettivamente per 7.2M, 10.1M e 16.7M di celle, come si può vedere in tabella 4.5.

L'errore ottenuto con questo modello è tuttavia ancora troppo elevato per considerare il modello come validato, in particolare nella zona al di sopra dei 40 Pa dove la curva mostra uno scostamento crescente da quella sperimentale, evidenziando come questa mesh non riesca ancora a catturare tutti i fenomeni che si verificano all'interno del ventilatore, rendendo quindi necessaria un'ulteriore rifinitura della mesh.

L'ultimo modello analizzato utilizza un *Base Size* di 4 mm, arrivando ad avere 34.1 milioni di celle. Questo numero è piuttosto elevato, rendendo la convergenza della soluzione sensibilmente lenta, ma permette di ridurre di molto lo scostamento andando a migliorare la precisione della soluzione in particolare nella zona critica a prevalenze elevate. Ancora una volta sono riportati i plot relativi in Fig.4.22 e i risultati finali in tabella 4.6.

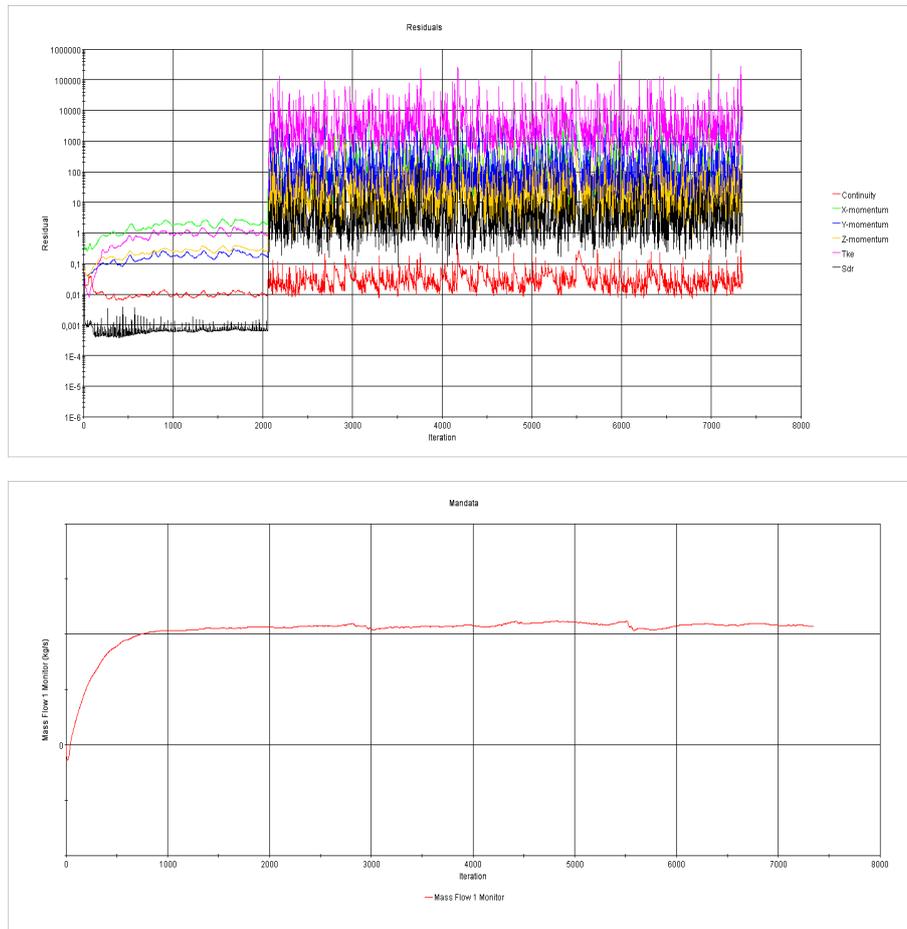


Figura 4.22: Plot dei residui e della portata per 34.1M di celle.

1200 rpm - 34.1M - k- ω			
Pressione Statica Relativa	Portata Aria Normalizzata (Laboratorio)	Portata Aria Normalizzata (Modello)	Errore
Pa	/	/	%
0	1.000	0.998	-0.16
20	0.888	0.908	2.17
35	0.815	0.808	-0.83
50	0.732	0.727	-0.67
60	0.662	0.651	-1.63

Tabella 4.6: Risultati ottenuti per 34.1M di celle.

Come si può vedere dalla tabella riassuntiva, con questa configurazione i punti della curva numerica sono molto vicini ai punti della curva sperimentale, presentando un errore minimo tra le due curve. Ciò permette di poter affermare che quest'ultimo modello presenta una soluzione piuttosto precisa dei fenomeni fluidodinamici che entrano in gioco nel ventilatore.

Nella Fig.4.23 è rappresentato graficamente l'andamento delle curve costruite al variare della mesh in rapporto a quella ottenuta sperimentalmente nel tunnel di ventilazione.

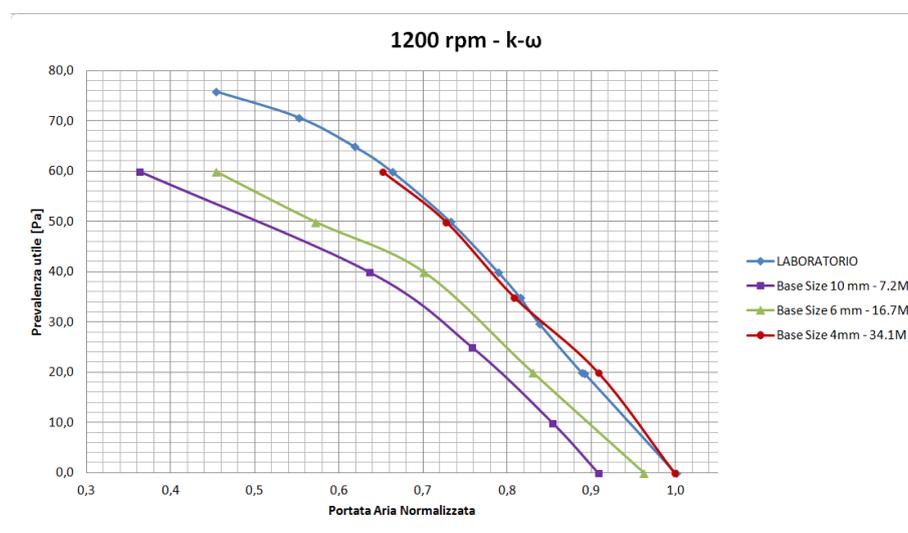


Figura 4.23: Curve caratteristiche numeriche e sperimentali.

Si può notare dalla precedente figura la sovrapposizione della curva corrispondente al modello con 34.1M di celle alla relativa curva sperimentale ottenuta in laboratorio. Ciò permette di affermare la validità del modello fluidodinamico utilizzato al fine di prevedere il comportamento del flusso all'interno del ventilatore analizzato. Sulla base di questo modello sono state poi sviluppate le analisi acustiche descritte nei successivi paragrafi.

4.5 Modello acustico

L'analisi acustica del modello è stata eseguita partendo dalla soluzione fluidodinamica ottenuta con il precedente modello, impostando i modelli aeroacustici nel software. Basandosi sulla teoria presentata nei precedenti capitoli, STAR-CCM+ prevede l'analisi e la stima del rumore prodotto aerodinamicamente dal ventilatore con gli appositi modelli aeroacustici presenti.

La fisica nell'aeroacustica è un fenomeno tipicamente transitorio e va risolta usando appunto una risoluzione di tipo transitorio. I tempi e le risorse computazionali associati a questo tipo di simulazioni è molto alto, poiché è richiesto molto tempo per la creazione e l'ottimizzazione della mesh e per l'analisi vera e propria. La mesh deve infatti essere molto più fine di quella per il calcolo fluidodinamico e va calibrata accuratamente al fine di catturare tutte le frequenze di interesse. La simulazione vera e propria deve quindi essere preceduta da un'analisi stazionaria che permetta di ottimizzare la mesh e i vari parametri.

Nell'analisi stazionaria, ci sono due forme di modelli aeroacustici disponibili. La prima categoria fornisce le informazioni sulle sorgenti del rumore aeroacustico attraverso delle correlazioni con la turbolenza. Questi modelli si basano sulle assunzioni implicite fatte sui modelli RANS di turbolenza, sono chiamati *Broadband Noise Source Models* e sono correlati con le sorgenti dipolari e quadripolari viste precedentemente. Questi modelli sono applicati al rumore generato dalla turbolenza e non prevedono quindi la stima dei fenomeni su larga scala come la diffusione dei vortici nel campo lontano. Per il rumore generato dalla turbolenza prevedono la posizione delle sorgenti di rumore e ne approssimano il livello di potenza sonora relativo. Questa tipologia di modelli fornisce delle buone basi per comparare diverse geometrie progettuali e per decidere dove andare a migliorare la mesh in ottica di successive analisi transitorie. Non riescono però a fornire una panoramica completa e precisa dell'effettiva emissione sonora del modello. Quest'ultima proprietà è per forza di cose ottenuta con un'analisi non stazionaria.

La seconda categoria prevede la sintetizzazione delle perturbazioni turbolente a partire dallo stato stazionario attraverso il modello *Synthesized Fluctuation SNRG*. L'energia cinetica turbolenta modellata precedentemente viene sfruttata per ricostruire le fluttuazioni di pressione e di velocità attraverso l'assunzione dello spettro dell'energia cinetica turbolenta. Le fluttuazioni in output possono poi essere utilizzate direttamente nei codici di propagazione acustica.

Nel presente lavoro di tesi si è scelto di utilizzare la prima tipologia di modelli, eseguendo un'analisi acustica basata sulla soluzione in regime stazionario precedentemente ottenuta, basandosi sui modelli *Broadband Noise Sources*. La scelta è stata motivata dalla mancanza di un hardware sufficiente per eseguire un'adeguata campagna di analisi in regime transitorio (si è stimato un periodo di calcolo di circa 3-4 settimane per ogni simulazione in regime transitorio) e tenendo in considerazione l'obiettivo del lavoro, ovvero il confronto tra strategie progettuali diverse, che può essere raggiunto con un'analisi di questo tipo. In particolare è stato utilizzato il *Proudman Noise Source Model*.

4.5.1 Proudman Noise Source Model

Il modello di Proudman valuta la potenza sonora per unità di volume emessa dalle sorgenti quadripolari presenti all'interno del flusso fluido, e quindi è strettamente correlato alla turbolenza presente nel flusso stesso.

I risultati analitici forniti da questo modello sono stimati partendo dalla turbolenza locale, considerata isotropica, e mettendola in relazione con la generazione del rumore locale attraverso un'analisi di tipo statistico basata sull'analogia di Lighthill. La formulazione originale di Proudman è stata più volte rivista e migliorata. STAR-CCM+ correla la potenza sonora (*Acoustic Power*, AP) con la scala delle lunghezze e la scala delle velocità della turbolenza in questo modo:

$$AP = \alpha_c \rho_0 \frac{U^3 U^5}{L a_0^5} \quad (4.13)$$

con $U = L/T$ velocità turbolenta data dal rapporto tra la scala della lunghezza e la scala dei tempi della turbolenza, $\alpha_c = 0.629$ costante e a_0 e ρ_0 rispettivamente velocità del suono e densità in condizioni indisturbate. Il valore può ovviamente essere riportato in dB con la relazione:

$$AP(dB) = 10 \log \frac{AP}{P_{ref}} \quad (4.14)$$

con P_{ref} potenza acustica di riferimento.

Il modello di Proudman è utilizzato per le sorgenti quadripolari di rumore come possono essere le zone attorno alle pale di un ventilatore. E' infatti ampiamente utilizzato per l'analisi di sistemi di trattamento dell'aria incluso macchine rotanti (ventilatori e soffiatori), scambiatori di calore e condotti di distribuzione. Il modello è compatibile con le equazioni RANS, da cui trae le informazioni relative alla turbolenza.

4.5.2 Analisi acustica

I modelli acustici utilizzati sono modelli che permettono di ottenere le informazioni sul rumore aerodinamico generato attraverso un post-processing della soluzione.

In particolare, una volta richiamati i modelli aeroacustici desiderati in STAR-CCM+, partendo dalla soluzione fluidodinamica a convergenza ottenuta da precedenti analisi, il software è in grado di calcolare tutte le grandezze necessarie attraverso un'unica ulteriore iterazione della soluzione.

L'analisi è stata perciò eseguita partendo dalla soluzione a convergenza del modello fluidodinamico nel punto di lavoro prescelto, ovvero 35 Pa. In questo

modo, attraverso un'ulteriore iterazione, è stato possibile plottare l'andamento della potenza sonora per unità di volume nell'intero ventilatore, constatando come quest'ultima sia strettamente correlata con l'andamento dell'energia cinetica turbolenta nel flusso fluido. In questo modo si è deciso di agire sulla riduzione della turbolenza all'interno della macchina ottenendo, per corrispondenza, una riduzione del rumore aerodinamico generato dal ventilatore.

Capitolo 5

Strategie di riduzione del rumore

5.1 Modifica della voluta

5.1.1 Generazione del rumore

L'analisi della soluzione ottenuta con il modello CFD per il punto a 1200 rpm a 35 Pa di prevalenza, considerato come punto di lavoro del ventilatore, ha evidenziato una serie di problemi che la geometria della voluta crea al flusso in uscita dalla ventola. In particolare, la voluta si è rivelata troppo piccola, costringendo il flusso ad accelerare sul bordo esterno creando un gradiente di pressione nel flusso con conseguente instaurarsi di fenomeni vorticosi. Questi fenomeni, insieme all'accelerazione repentina subita dal fluido e in generale all'elevata velocità dello stesso all'interno della voluta sono stati individuati come responsabili dell'elevato rumore a banda larga generato dal ventilatore.

Come mostrato nella zona 1 della Fig.5.1, corrispondente alla visualizzazione della velocità nel prescelto punto di lavoro del ventilatore (35 Pa) per una sezione trasversale dello stesso, la velocità relativa del flusso in uscita dalla ventola è molto elevata in corrispondenza del bordo esterno della voluta, mentre è più lento man mano che ci si sposta verso l'interno. Ciò, oltre a provocare un gradiente di pressione nella voluta, genera un rumore aerodinamico dovuto alla forte velocità del flusso. Una seconda zona di forte velocità si presenta nel punto più largo della voluta, corrispondente alla zona 3 in Fig.5.1. Questa zona, inoltre, interagendo con la lingua della voluta, genera dei vortici di una certa dimensione come si può vedere nella zona 2 della figura. Questi vortici, oltre alla generazione di ulteriore rumore a banda larga, sono responsabili della parziale

occlusione della sezione di mandata, riducendo così la sezione utile di uscita per il flusso e di conseguenza le prestazioni fluidodinamiche del ventilatore.

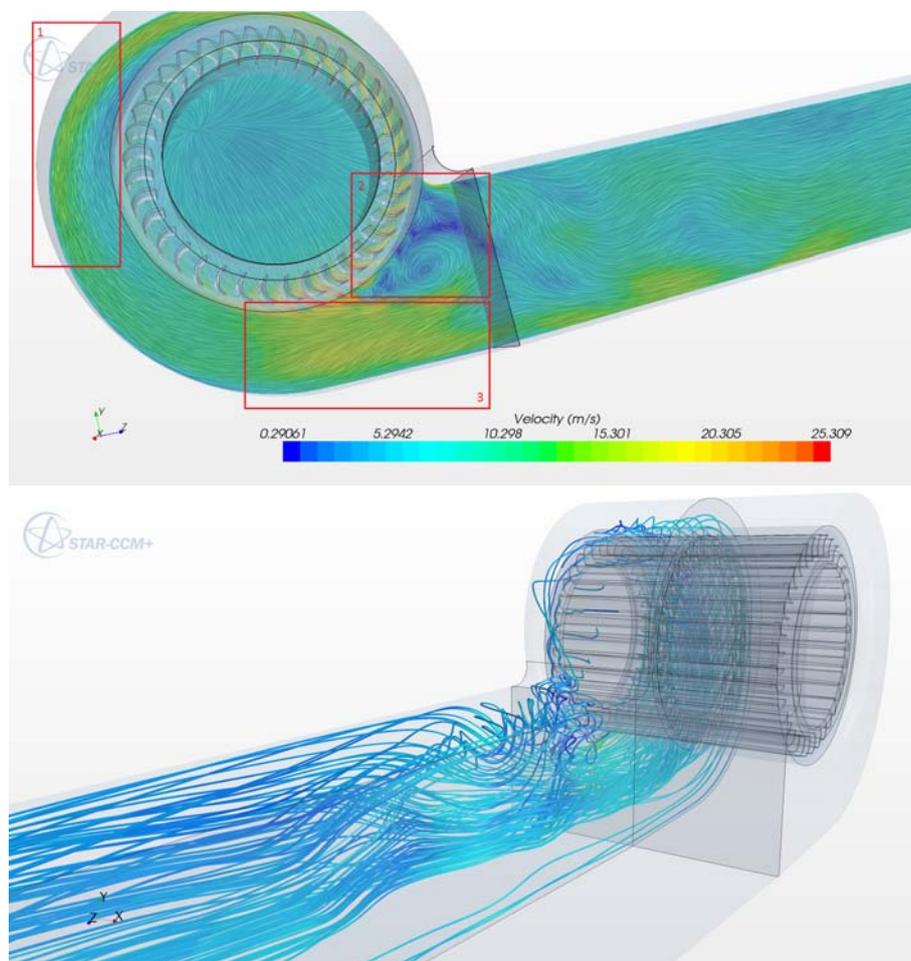


Figura 5.1: Zone di turbolenza nel modello.

La ventola invece è stata giudicata molto buona in termini qualitativi, permettendo di concentrare le modifiche finalizzate alla riduzione del rumore solo sulla voluta.

L'analisi dello spettro di frequenza del rumore emesso ha potuto constatare la mancanza di un picco tonale alla frequenza di passaggio delle pale, dovuta alla posizione e alla geometria piuttosto morbida della lingua della voluta, mentre si evidenzia un alto livello di rumore di *broadband*. E' stato così deciso di agire verso una riduzione di quest'ultimo, andando a modificare la geometria della voluta e in particolare la posizione della lingua della voluta.

Una volta importata la nuova voluta e sostituita alla originale, è stato analizzato il punto di lavoro a 35 Pa, utilizzando la stessa mesh e le stesse impostazioni della simulazione utilizzate precedentemente. In particolare è stata analizzata l'energia cinetica turbolenta, la potenza sonora misurata attraverso il modello di Proudman e l'andamento dei vettori velocità su diversi piani longitudinali del ventilatore, corrispondenti a sezioni ad 1, 2, 3, 4 e 5 cm dal piano di simmetria. In questo modo è stato possibile confrontare ed analizzare queste grandezze su tutta la sezione trasversale del ventilatore e quindi in tutta la voluta.

5.1.2 Modifica della lingua della voluta

La prima modifica studiata ha riguardato la lingua della voluta. La posizione originale della stessa crea una serie di vortici di notevole intensità interagendo con il flusso in uscita dalle pale della ventola, come mostrato in Fig.5.1. In particolare, la posizione angolare della lingua della voluta è stata abbassata di 10° , cercando quindi di ridurre la zona vorticoso presente. Questa soluzione permette inoltre di modificare il punto di partenza della voluta stessa: anticipandolo si permette di sfruttare una porzione angolare maggiore della voluta per l'espansione del flusso. Un possibile svantaggio può essere rappresentato dalla restrizione della sezione di mandata. Nel caso in esame, tuttavia, la presenza della grande zona vorticoso in prossimità della lingua rappresenta già di per sé una restrizione al passaggio del flusso, e quindi non va ad influire significativamente sulle caratteristiche del flusso: la zona utile per il passaggio del fluido è poco meno della metà della sezione, come mostrato in Fig5.1. La geometria della voluta è rimasta invece inalterata, per poter studiare dapprima solamente gli effetti dovuti al naso. La modifica della lingua è visibile in Fig.5.2, dove la nuova geometria è in colore blu, e la geometria originale in bianco.



Figura 5.2: Modifica della lingua della voluta.

Analizzando questa prima soluzione, è risultato evidente come sia ancora presente una zona vorticoso in prossimità della lingua della voluta, ma come questa sia di intensità minore rispetto alla soluzione originale per ogni piano analizzato, e quindi in tutta la sezione trasversale del ventilatore. Questo miglioramento è evidente nel confronto dei valori dell'energia cinetica turbolenta posseduta dal fluido: il flusso ha perso energia turbolenta, il che implica la creazione di vortici di minor intensità, come mostrato dalla Fig.5.3. L'analisi dei vettori della velocità mostra ancora una riduzione del fenomeno vorticoso principale e una maggiore uniformità del flusso lungo l'intera voluta, che crea una riduzione della turbolenza anche nella zona iniziale della voluta come mostrato in Fig.5.4. L'andamento mostrato nelle figure per questi particolari piani hanno trovato riscontro e corrispondenza anche negli altri piani analizzati.

Questa modifica ha quindi migliorato in maniera sensibile il flusso in termini di instabilità e di turbolenza, riflettendo questo miglioramento anche nella riduzione del rumore. L'analisi eseguita sul modello utilizzando la trattazione di Proudman ha evidenziato, come era prevedibile, anche una riduzione del rumore aerodinamico emesso dal flusso fluido all'interno del ventilatore, come mostrato in Fig.5.5.

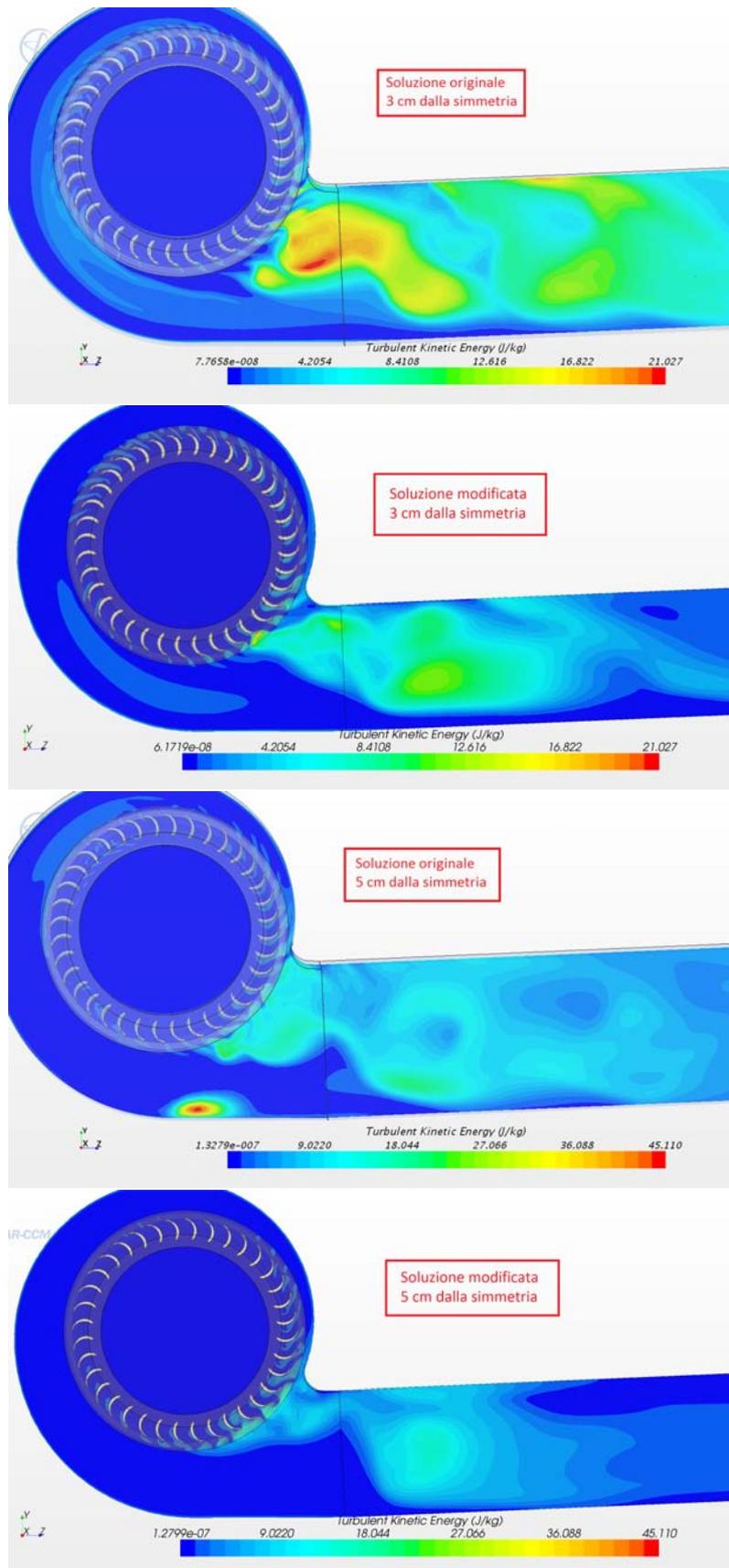


Figura 5.3: Confronto dell'energia cinetica turbolenta tra la configurazione originale e la configurazione con la lingua modificata.

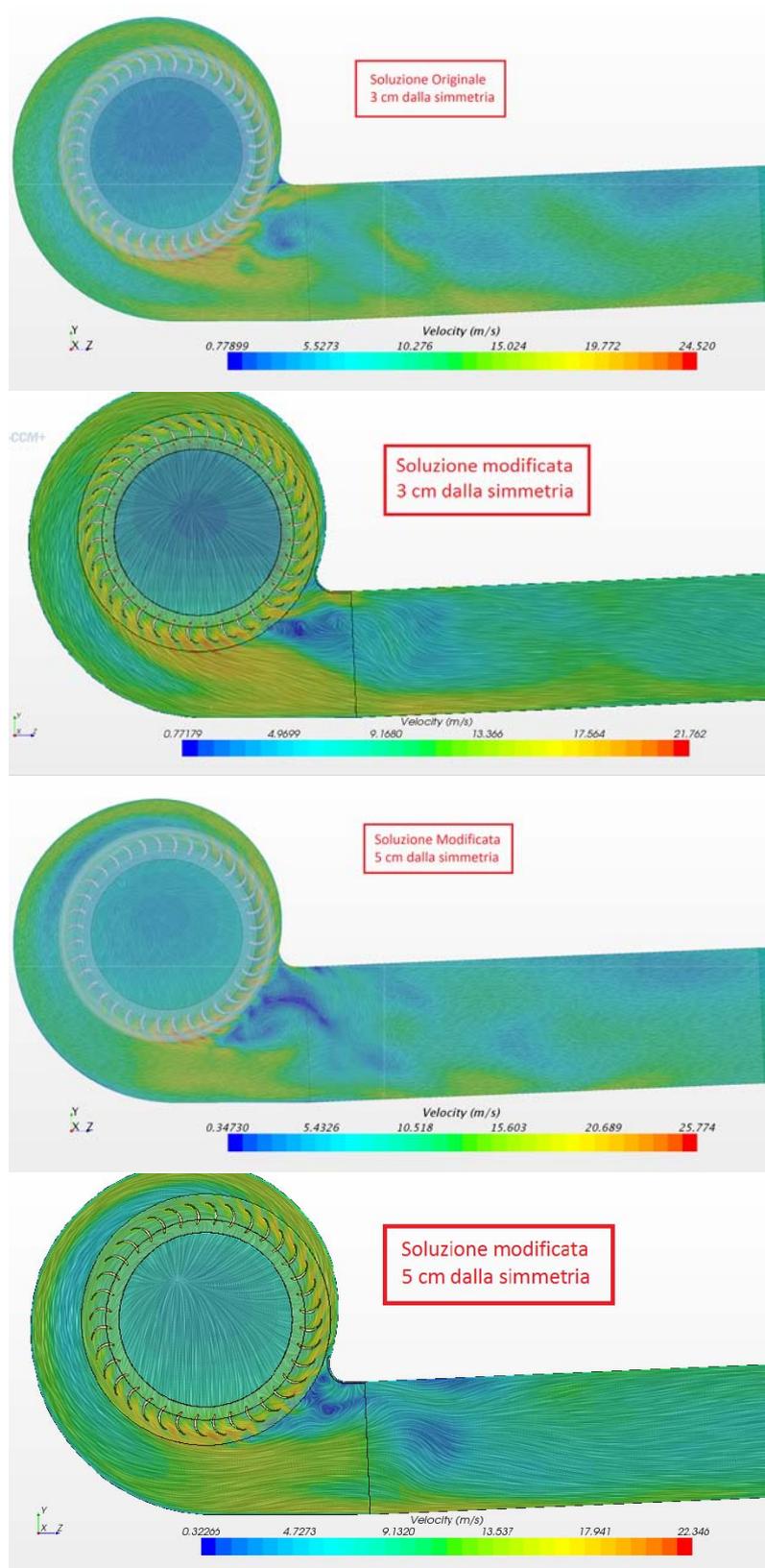


Figura 5.4: Andamento della velocità nel modello modificato rispetto all'originale.

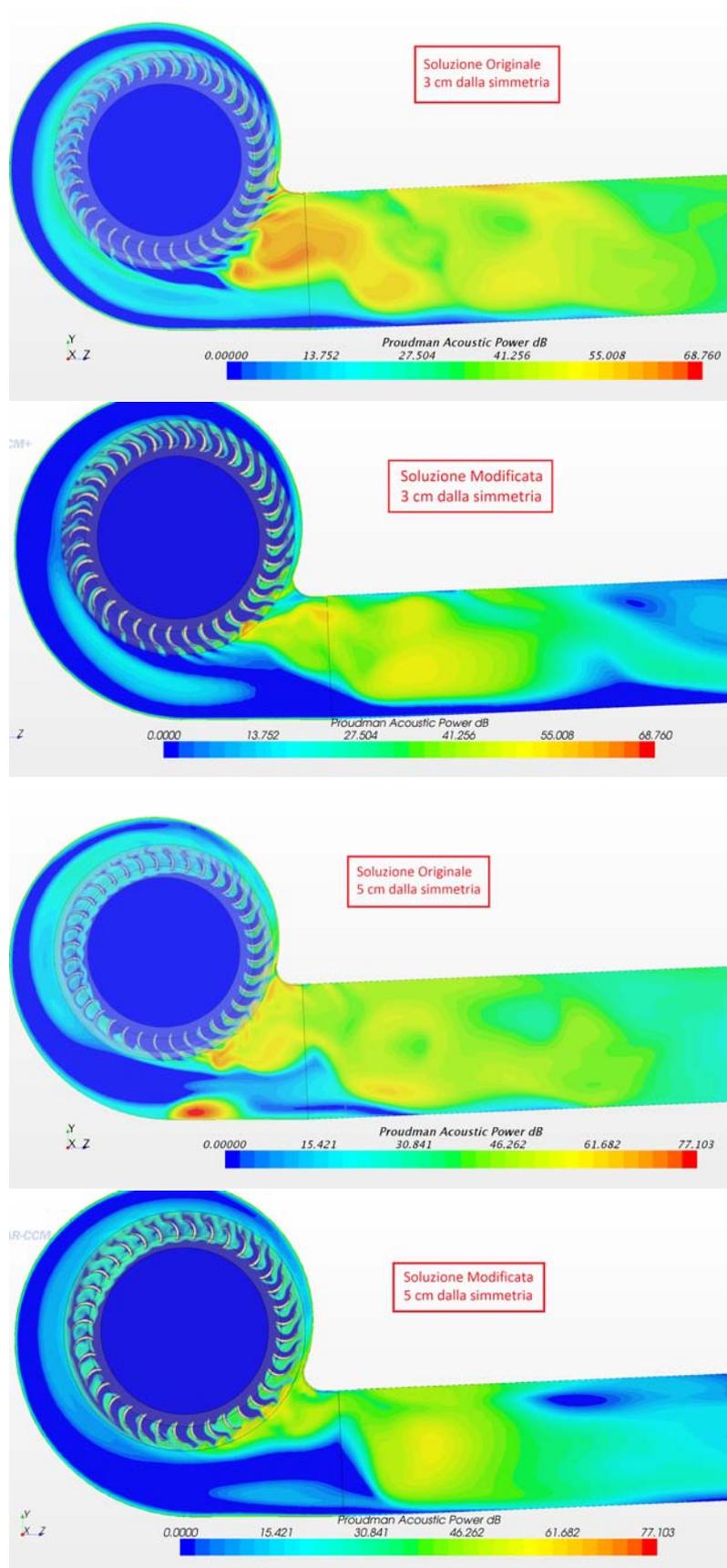


Figura 5.5: Potenza sonora misurata nel modello originale e nel modello modificato.

5.1.3 Voluta ideale a vortice libero

Come termine di confronto per la voluta, si è deciso di considerare una voluta a vortice libero, ovvero una voluta che permette al flusso di evolvere liberamente, senza costrizioni date dalla stessa, in una struttura definita appunto vortice libero. Questa è una condizione difficilmente applicabile al caso in esame in quanto la voluta risulterà sensibilmente più grande, superando i limiti di ingombro che l'installazione del ventilatore all'interno del vetilconvettore prevede, ma fornisce un'indicazione della condizione ideale per il disegno della voluta.

Una struttura a vortice libero è caratterizzata dalla costanza del prodotto $c_u r$. La relazione che lega la geometria della voluta con una struttura a vortice libero è la seguente:

$$r = r_0 e^{(\theta - \theta_0) \tan \alpha_0} \quad (5.1)$$

con r_0 raggio minimo della voluta (calcolato come distanza tra il centro della ventola e la lingua della voluta), θ_0 angolo della lingua della voluta, r raggio della voluta corrispondente all'angolo θ e α_0 angolo formato dalla velocità assoluta in uscita e la direzione periferica, calcolato come $\alpha_0 = \tan^{-1} \frac{c_{2m}}{c_{2u}}$. Utilizzando questa relazione è stato possibile disegnare la voluta a vortice libero. La voluta a vortice libero è risultata di circa 4 cm più grande nel punto di massima larghezza; questo valore non è così elevato come ci si poteva aspettare, grazie all'elevato angolo β_2 delle pale che permette al flusso di uscire con una componente meridiana piuttosto bassa, diminuendo l'angolo α_0 , ma non permette in ogni caso di essere installata all'interno del vetilconvettore di cui il ventilatore fa parte. Partendo dalla voluta con la lingua modificata la voluta ideale è mostrata in rosso in Fig.5.6.



Figura 5.6: Voluta a vortice libero.

5.1.4 Voluta modificata

La voluta a vortice libero non è quindi applicabile al ventilatore studiato in quanto le sue dimensioni massime risultano maggiori rispetto allo spazio disponibile all'interno del vetilconvettore. E' stata perciò studiata una voluta impostata sul massimo ingombro utilizzabile, calcolando con la trattazione vista precedentemente la sua geometria, arrivando ad una soluzione di compromesso che permetta l'effettiva installazione della voluta modificata all'interno del vetilconvettore. La voluta risultante presenta una dimensione massima maggiore di circa 2 cm rispetto a quella di base, continuando a sfruttare la modifica operata sulla lingua della voluta al fine di ottimizzare al massimo la coclea in rispetto alle massime dimensioni previste. Una voluta di questo tipo permette al flusso di evolvere in maniera migliore, evitando la creazione di forti gradienti di velocità lungo le pareti esterne della coclea e nello stesso tempo riducendo le zone vorticose in prossimità della lingua della voluta.

La nuova geometria ottenuta è mostrata in rosso in Fig.5.7.



Figura 5.7: Voluta modificata.

Questo tipo di soluzione non è stata analizzata ma solamente proposta per via teorica, e può essere considerata per futuri lavori.

Conclusione

Nel presente lavoro di tesi è stato creato e validato un modello CFD di un ventilatore centrifugo inserito in un velivolo. Questo modello è stato successivamente analizzato attraverso un software CFD ricavando l'andamento del flusso al suo interno, prestando particolare attenzione alla turbolenza creata e alla conseguente generazione di rumore aerodinamico. Al fine di ridurre il rumore generato, sono state studiate delle configurazioni geometriche alternative applicate alla voluta del ventilatore e, analizzando la principale, si è ottenuto un miglioramento della silenziosità della macchina e delle proprietà fluidodinamiche in generale.

Il modello CFD del ventilatore è stato validato ottenendo un'ottima corrispondenza nei confronti dei risultati ottenuti sperimentalmente, grazie ad una precisa impostazione della fisica e della discretizzazione del campo fluido all'interno del modello stesso. In particolare, l'utilizzo di una mesh molto fitta e regolare ha permesso al solutore di catturare tutti i fenomeni locali alle scale più ridotte che hanno luogo all'interno della macchina, riuscendo a prevedere con un'ottima approssimazione ciò che effettivamente avviene in realtà. Ai fini della validazione ha svolto un ruolo importante anche la giusta calibrazione dei prism layers utilizzati e quindi dell'analisi del comportamento del flusso in prossimità delle pareti. L'utilizzo di una discretizzazione così fine ha provocato un sensibile aumento del tempo computazionale per ogni simulazione - circa un centinaio di ore ognuna - ma ha permesso di ottenere una soluzione molto precisa.

L'analisi del campo fluido all'interno del ventilatore ha evidenziato una serie di zone critiche, imputabili principalmente ad una geometria della voluta non ottimale per il tipo di ventola utilizzato. Quest'ultima, invece, è stata giudicata ben progettata e senza necessità di modifica. Si è quindi deciso di concentrare l'attenzione sulla voluta ed in particolare sulla lingua della stessa, che rappresenta per ogni macchina di questo tipo una zona delicata e responsabile di zone di instabilità e di generazione di rumore. In particolare, nel caso in esame, la lingua della voluta creava, in concomitanza con la voluta stessa, una zona con elevata intensità turbolenta e con la presenza di fenomeni vorticosi accentuati.

Fenomeni di questo tipo concorrono alla generazione di rumore aerodinamico e vanno quindi ridotti il più possibile. A favore di ciò, è stata presentata e studiata una prima modifica che prevede l'abbassamento di 10° della lingua della voluta, con lo scopo teorico di rompere la zona vorticoso e permettere al flusso di fluire in maniera migliore. L'analisi dei risultati di questa nuova soluzione ha evidenziato un miglioramento sensibile in questa zona e in generale in tutto il ventilatore, andando a ridurre l'energia cinetica turbolenta del flusso e di conseguenza i vortici creati, anche se quest'ultimi sono ancora presenti. Analizzando anche la potenza sonora utilizzando il modello di Proudman, si è evidenziato come anche quest'ultima sia diminuita, in accordo con le previsioni.

Le soluzioni geometriche alternative studiate nel presente lavoro di tesi sono state valutate come le più importanti ed efficaci come prime modifiche in relazione all'andamento del flusso analizzato precedentemente, ma non sono le uniche applicabili. Il modello in esame può essere studiato ulteriormente e altre strategie progettuali messe a punto ed applicate, in quanto rimane un buon margine di miglioramento in termini prestazionali e acustici. In particolare, a mio avviso, si possono ottenere buoni risultati andando a studiare una voluta con una geometria non regolare, ma studiata appositamente per migliorare il flusso nelle zone più delicate di questo particolare ventilatore. Un'ottimizzazione di questo tipo richiede un numero notevole di tentativi e di prove, e dimostra ancor di più l'utilità di avere un modello CFD del ventilatore accurato e valido.

Inoltre, avendo a disposizione un hardware adatto, lavori futuri possono essere rivolti all'analisi in regime transitorio del ventilatore, per avere una visione globale e precisa dell'effettiva emissione sonora dello stesso e delle varianti studiate non ottenibile con un'analisi stazionaria come quella eseguita nel presente lavoro, per poterla confrontare con i dati già raccolti in camera semi-anecoica relativi alla potenza sonora generata dalla macchina.

Bibliografia

- [1] *"On sound generated aerodynamically"*, M.J. Lighthill, I. Proceeding of the Royal Society of London, 1952.
- [2] *"Experimental design and assessment of product sound quality: application to a vacuum cleaner"*, Jeong-Guon I et al., Noise Control Eng. J., 2003.
- [3] *"Case history: noise source identification of an automobile alternator by RPM dependent noise and vibration spectrum analysis"*, Suh SJ et al., Noise Control Eng. J., 1991.
- [4] *"Evaluation and prediction of blade-passing frequency noise generated by a centrifugal blower"*, Otha Y, Outa E et al., ASME J, 1996.
- [5] *"Experimental detrrmination of the tonal noise sources in a centrifugal fan."*, Velarde-Suàrez S et al., J Sound Vib, 2006.
- [6] *"Noise reduction in centrifugal fans: a literature survey"*, W. Neise, J Suond Vib, 1976.
- [7] *"Experimental study on the noise reduction of an industrial forward-curved blades centrifugal fan"*, Qi Datong et al., Applied Acoustics, 2009.
- [8] *"Reduction of the aerodynamic tonal noise of a forward-curved centrifugal fan by modification of the volute tongue geometry"*, Velarde-Suàrez S et al., Applied Acoustics, 2008.
- [9] *"Experimental study of noise reduction in centrifugal blowers"*, TFW Embleton, J of the Acoustical Society of America, 1963.
- [10] *"Reduction of the noise level in centrifugal fans by means of transition meshes."*, Petrov et al., Sudostroenie, 1970.
- [11] *"Judged noisiness of a band of random noise containing an audible pure tone."*, K.D. Kryter et al., J. Acoustic. Soc. Amer., 1965.

- [12] *"Noise reduction by applying modulation principles."*, D. Ewald et al., J. Acoustic. Soc. Amer., 1970.
- [13] *"Parametric study of centrifugal fan performance: experiments and numerical simulation."*, O. P. Singh et al., International Journal of Advances in Engineering & Technology, 2011.
- [14] *"An application of the acoustic similarity law to the numerical analysis of centrifugal fan noise."*, Wan-Ho Jeon et al., JSME International Journal, 2004.
- [15] *"An integrated experimental and numerical study of forward-curved centrifugal fan."*, Sheam-Chyun Lin et al., Experimental Thermal and Fluid Science, 2002.
- [16] *"Analysis of the aeroacoustic characteristics of the centrifugal fan in a vacuum cleaner."*, Wan-Ho Jeon et al., Journal of Sound and Vibration, 2003.
- [17] *"CFD analysis for a centrifugal benchmark blower with flat hub: flow structures and noise source generation."*, R. Sandboge, 2004.
- [18] *"Computation of aerodynamic noise of centrifugal fan using large eddy simulation approach, acoustic analogy, and vortex sound theory."*, Q. Liu et al., J. Mechanical Engineering Science, 2007.
- [19] *"Computational flow modeling for optimizing industrial fan performance characteristics."*, W.K. Ng et al., European Conference on Computational Fluid Dynamics, 2006.
- [20] *"Different analysis methods for centrifugal fan noise."*, A. Touhafi et al., Euronoise, 2003.
- [21] *"Influence of Impeller Geometry on the Unsteady Flow in a Centrifugal Fan: Numerical and Experimental Analyses."*, M. Younsi et al., International Journal of Rotating Machinery, 2007.
- [22] *"Noise Prediction of a Centrifugal Fan: Numerical Results and Experimental Validation."*, R. Ballesteros-Tajadura et al., Journal of Fluids Engineering, 2008.
- [23] *"The influence of uneven blade spacing on the spl and noise spectra radiated from radial fans."*, M. Boltezar et al., Journal of Sound and Vibration, 1998.
- [24] *"Numerical Analysis of Internal Flow Field of Multi- Blade Centrifugal Fan for Floor Standing Air-Conditioner."*, J.B Wang et al., International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2004.

- [25] *"Numerical calculation of centrifugal fan noise."*, Q. Liu et al., J. Mechanical Engineering Science, 2006.
- [26] *"Development of low-noise centrifugal fans in a refrigerator."*, Seung Heo et al., ICA, 2010.
- [27] *"Aeroacoustic Characteristics and Noise Reduction of a Centrifugal Fan for a Vacuum Cleaner."*, Wan-Ho Jeon et al., KSME International Journal, 2004.
- [28] *"Parametric study of centrifugal fan performance: experiments and numerical simulation."*, O. P. Singh et al., International Journal of Advances in Engineering & Technology, 2011.
- [29] *"Parametric study and optimization of centrifugal pump impeller by varying the design parameter using computational fluid dynamics."*, R. Ragoth Singh et al., Journal of Mechanical and Production Engineering, 2012.
- [30] *"Macchine per allievi ingegneri."*, G. Ventrone, Libreria Cortina, 2002.
- [31] *"Turbomacchine."*, G. Ventrone, Libreria Cortina, 1978.
- [32] *"Fans: design and operation of centrifugal, axial-flow and cross-flow fans."*, B. Eck, Fanta Sea Press, 1999.

Ringraziamenti

Al termine di questo lavoro di tesi, desidero ringraziare vivamente il Prof. Ernesto Benini per la disponibilità, la professionalità e gli utili consigli dispensati che mi hanno permesso di svolgere il lavoro con successo. Ringrazio inoltre l'Ing. Matteo Totaro e tutta Aermec S.p.A. per la costante presenza, per l'aiuto fornitomi in questi mesi e per tutto ciò che mi è stato insegnato riguardo la CFD e non solo.

Voglio ringraziare, naturalmente, l'intera mia famiglia: i miei genitori Dino e Rosalia per i grandi sacrifici compiuti per permettermi di raggiungere questo successo personale, mio fratello Andrea per essere ed essere sempre stato uno stimolo e un modello da seguire, le mie sorelle Ines e Cecilia per l'affetto dimostratomi nei momenti difficili e non solo e nonna Micolina per avermi sempre supportato e incoraggiato.

Ringrazio inoltre tutti gli zii, i cugini e i parenti, il cui amore mi ha sempre spinto a dare il meglio in ogni situazione.

Ringrazio Ylenia, perchè questo mio traguardo è gran parte merito suo: con la sua presenza e con la sua forza mi ha sempre spinto a dare il massimo e con il suo amore e la sua comprensione consolato e supportato nei momenti più difficili.

L'ultimo pensiero, ma non meno importante, va a tutti gli amici e le persone con cui ho condiviso questi anni di università, che nei momenti bui e nei momenti felici sono sempre stati presenti e che porterò sempre dentro di me.