# **POLITECNICO DI TORINO** Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

# Studio numerico del rumore aeroacustico all'interno di un condotto e applicazione di un materiale fonoassorbente per la sua riduzione



Relatori: Prof. Renzo Arina Ing. Benedetta Peiretti Paradisi Relatore aziendale: Ing. Renzo Duella Tutor aziendale: Ing. Fabrizio De Filippo

Candidata: Roberta Masciullo

Aprile 2022

# Elenco delle figure

$2.1 \\ 2.2$	Strato limite su lamina piana. [13]	15
	bu-CFD-Support/node342.html	16
2.3	Direttività delle sorgenti acustiche: a)monopolo, b)dipolo e c)quadrupolo.	19
0.1		24
3.1	Schema a blocchi del metodo ibrido $[17]$	24
4.1	Sistema HVAC $[11, pg.3]$ .	25
4.2	A)Geometria condotto cilindrico B)Geometria orifizio centrale del condotto.	26
4.3	Geometria condotto cilindrico + regione di espansione del getto	27
4.4	Dettaglio mesh di volume fluidodinamica piano xz	28
4.5	Mappa modulo di velocità piano xz	29
4.6	Mappa modulo di velocità piano xy	30
4.7	Mappa modulo di velocità piano yz	30
4.8	Mappa energia cinetica turbolenta piano xz A)Sistema completo B)Zoom	
	in prossimità dell'orifizio.	31
4.9	Condotto analizzato+cilindro regione sorgente	31
4.10	) Mesh 3D acustica su Actran: in verde la regione sorgente e in blu la regione	
	propagazione	33
4.11	Posizione microfoni indicati con i pallini rossi nel grafico della velocità piano	94
4.12	2 Posizione microfoni indicati con i pallini rossi nel grafico della velocità piano	94
	ху	34
4.13	<sup>3</sup> Valori del numero di Mach assunti dal flusso all'interno del condotto, piano	
	XZ	35
4.14	4 Screen utility iCFD metodo SNGR su Actran	36
4.15	5 Distribuzione di sorgenti a 300 Hz piano xz	37
4.16	5 Distribuzione di sorgenti a 600 Hz piano xz	38
4.17	7 Distribuzione di sorgenti a 800 Hz piano xz	38
4.18	B Distribuzione di sorgenti a 1000 Hz piano xz	38
4.19	) Distribuzione di sorgenti a 1200 Hz piano xz	39
4.20	) Distribuzione di sorgenti a 1800 Hz piano xz	39
4.21	Distribuzione di sorgenti a 2000 Hz piano xz	39
4.22	2 Distribuzione di pressione a 100 Hz piano xz	40
4.23	B Distribuzione di pressione a 300 Hz piano xz	40
4.24	1 Distribuzione di pressione a 500 Hz piano xz	40
4.25	5 Distribuzione di pressione a 600 Hz piano xz	41

4.26	Distribuzione di pressione a 800 Hz piano xz	41
4.27	Distribuzione di pressione a 1000 Hz piano xz	41
4.28	Distribuzione di pressione a 1200 Hz piano xz	42
4.29	Distribuzione di pressione a 1800 Hz piano xz	42 42
4.50	Distribuzione di pressione a 2000 Hz piano xz	42 //3
4.32	Numerazione posizione microfoni in Actran piano vz	40
4.33	SPL microfoni in figura (4.32)	44
4.34	SPL media microfoni in figura (4.32).	45
5.1	Tubo di Kundt con metodo della funzione di trasferimento [14]	49
5.2	A) Tubo di Kundt diametro 45 mm B) Materiale poroso caratterizzato . $\ .$ .	51
5.3	Coefficiente di assorbimento dati sperimentali	51
5.4	Coefficiente di ammettenza normale dati sperimentali	51
6.1	Geometria tubo di Kundt su Actran VI	53
6.2	Dettaglio mesh 3D tubo di Kundt su Actran VI	53
6.3	Screen "Domain tree".	54
6.4	Tabella proprietà Direct Frequency Response.	54
6.5	Posizione microtono nel tubo di Kundt $(0,0,-0.57)$ m	56
0.0	Coefficiente di assorbimento normale dei possibili modelli matematici im-	
	plementati su Actran per approssimare il comportamento acustico del ma-	EQ
67	Confronto del coefficiente di assorbimento normale tra i dati sperimentali e	99
0.7	i valori ottenuti numericamente con Lumped Porous, Delany Bazley Porous	
	e Miki Porous.	59
6.8	Coefficiente di ammettenza normale dei possibili modelli matematici im- plementati su Actran per approssimare il comportamento acustico del ma-	
	teriale poroso.	60
6.9	Confronto del coefficiente di ammettenza normale tra i dati sperimentali e i	
	valori ottenuti numericamente con Lumped Porous, Delany Bazley Porous	
	e Miki Porous	61
7.1	Geometria condotto con la membrana di materiale poroso in evidenza	63
7.2	Dettaglio mesh acustica 3D: dominio materiale poroso in rosso, dominio	
	sorgente in verde e dominio propagazione in blu	64
7.3	Aggiunta componente materiale nell'analisi della risposta in frequenza uti-	C A
74	A)Dominio poreso 2D B)Aggiunte componente BC Admittence poll'ano	04
1.4	lisi della risposta in frequenza utilizzando i valori ottenuti dall'inversione	
	numerica del coefficiente di assorbimento normale numerico.	65
0.1		c0
8.1 8.9	Distribuzione di sorgenti a 500 Hz.	69 70
0.2 8 3	Distribuzione di sorgenti a 1000 Hz	70 71
0. <b>0</b> 8 4	Distribuzione di pressione a 300 Hz	71 79
8.5	Distribuzione di pressione a 600 Hz.	73

Distribuzione di pressioni a 1000 Hz.	74
Confronto SPL in dB per il caso di condotto con materiale inserito come	
componente 3D e condotto con BC di ammettenza applicata sulla superficie	
2D di metà condotto	75
Distribuzione di sorgenti a 300 Hz	76
Distribuzione di sorgenti a 600 Hz	77
Distribuzione di sorgenti a 800 Hz	78
Distribuzione di sorgenti a 1100 Hz	79
Distribuzione di sorgenti a 1500 Hz	80
Distribuzione di sorgenti a 1800 Hz	81
Distribuzione di sorgenti a 2000 Hz	82
Mappe di pressione a 300 Hz	83
Mappe di pressione a 600 Hz	84
Mappe di pressione a 800 Hz	85
Mappe di pressione a 1100 Hz	86
Mappe di pressione a 1500 Hz	87
Mappe di pressione a 1800 Hz	88
Mappe di pressione a 2000 Hz	89
Confronto SPL in dB per il caso di condotto con pareti lisce e condotto con	
materiale poroso inserito come componente poroso 3D modello matematico	
Miki Porous	90
	Distribuzione di pressioni a 1000 Hz

# Elenco delle tabelle

$2.1 \\ 2.2$	Modelli di turbolenza	13 14
3.1	Confronto metodi CAA [17] [18]	22
4.1 4.2 4.3 4.4	Parametri mesh fluidodinamica	27 29 32 36
5.1	Parametri di Biot	48
$\begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \end{array}$	Proprietà dei materiali porosi suddivise per categoria	54
6.3	sperimentale	56 57
7.1	Dimensione mesh acustica 3D	62
8.1	Riduzione percentuale del SPL da condotto con pareti lisce a condotto con applicazione di materiale poroso.	68

# Indice

1 Introduzione			8
<b>2</b>	Teo	ria	10
_	2.1	Equazioni di governo	10
	2.2	Flusso turbolento	11
		2.2.1 Modelli di turbolenza	12
		2.2.2 Strato limite	$15^{$
	2.3	Nozioni di acustica	16
		2.3.1 Equazione d'onda	18
	2.4	Aeroacustica	$19^{-5}$
		2.4.1 Analogie aeroacustiche	19
3	CA	A: Aeroacustica computazionale	21
	3.1	Metodo SNGR: Stochastic Noise Generated and Radiation	22
4	Ana	alisi aeroacustica con metodo ibrido	25
	4.1	HVAC: Heating Ventilation Air Conditioning	25
	4.2	Test case: condotto cilindrico con orifizio	26
	4.3	Analisi aeroacustica con metodo ibrido	27
		4.3.1 Simulatione CFD	27
		4.3.2 Risultati simulazione CFD	29
		4.3.3 Simulazione aeroacustica	29
		4.3.4 Risultati simulazione aeroacustica	37
<b>5</b>	Mat	teriali fonoassorbenti	46
	5.1	Materiali porosi	46
	5.2	Tecniche di misura delle proprietà dei materiali	48
	5.3	Caratterizzazione materiale sperimentale	50
6	Sim	ulazione Tubo di Kundt	52
	6.1	Pre-processing	52
	6.2	Post-processing	56
7	App	olicazione del materiale sul condotto	62
	7.1	Componente poroso 3D modello Miki Porous	62
	7.2	Condizione al contorno 2D di ammettenza	63

8	Con	fronto	risultati	66
	8.1	Compo	onente 3D vs BC 2D Ammettenza	66
		8.1.1	Mappe di distribuzione delle sorgenti	66
		8.1.2	Mappe di pressione	66
		8.1.3	SPL	67
	8.2	Condo	tto con pareti lisce vs Condotto con materiale poroso	67
		8.2.1	Mappe di distribuzione delle sorgenti	67
		8.2.2	Mappe di pressione	67
		8.2.3	SPL	68
9	Con	clusio	ni	91

## 1. Introduzione

Negli ultimi anni il mondo dell'industria automotive si sta dirigendo verso veicoli con motori elettrici, i quali oltre alle proprie caratteristiche green, sono noti per la loro silenziosità.In merito a questo si stanno ricercando soluzioni innovative per ridurre il rumore di flusso dei componenti dell'automobile.Particolare interesse è rivolto alla riduzione del rumore generato dai sistemi di ventilazione e condizionamento dell'aria: **sistema HVAC** (Heating, Ventilation Air Conditioning). Il rumore in questione si propaga in cabina provocando disturbi sonori che riducono il comfort dei passeggeri.

Il contributo acustico all'interno dell'HVAC dipende dalla ventola, dai condotti e dalle prese d'aria, al cui interno si instaura un flusso turbolento, fonte principale di rumore.Tra le sfide che gli ingegneri affrontano, si colloca la progettazione di un sistema di ventilazione il più silenzioso possibile, che non deteriori le prestazioni aerodinamiche del flusso d'aria (raffreddamento/riscaldamento) [16].

Per ottenere dei risultati acustici esatti, occorrerebbe analizzare ogni componente dei sottositemi di cui è composto il sistema di ventilazione. Queste analisi risultano essere molto difficili e costose computazionalmente, motivo per cui si analizzano i componenti separatamente, cercando di ridurre le sorgenti principali di rumore [10].

In questa tesi si studia numericamente la propagazione del rumore aeroacustico generato all'interno di un condotto circolare, in cui è stato aggiunto un orifizio a metà condotto affinchè si generi maggiore turbolenza.Quest'ultima a sua volta genera rumore che si propaga nell'ambiente circostante.Il test case è stato semplificato rispetto ai condotti HVAC automotive, i quali data la loro complessità richiedevano uno sforzo computazionale elevato.L'obiettivo della tesi è individuare una metodologia di base per le simulazioni aeroacustiche che permetta di fornire in poco tempo e con poca potenza di calcolo dei risultati affidabili.

I principali metodi per svolgere l'analisi aeroacustica sono: simulazione diretta (DNS) e metodo ibrido. Il primo ha un costo computazionale elevato, il che comporta potenze di calcolo non sempre disponibili.Nei casi pratici si opta per l'approccio ibrido, il quale prevede il disaccoppiamento tra la soluzione fluidodinamica e la soluzione acustica. La prima deriva da un'analisi RANS (Reynolds-Averaged Analysis) stazionaria: questa è utilizzata come input per il calcolo delle sorgenti aeroacustiche.Individuate le sorgenti di rumore, si procede con l'analis acustica, calcolando la propagazione di rumore.

In questo lavoro per la simulazione CFD si è utilizzato il software Star CCM+ impostando un'analisi RANS con modello  $k - \epsilon$ , dalla quale si sono estratti i valori di velocità, energia cinetica turbolenta e tasso di dissipazione turbolenta.Per la simulazione aeroacustica è stato utilizzato il solutore acustico Actran con metodo SNGR (Stochastic Noise Generated and Radiation), il quale mediante l'analogia di Lighthill permette di calcolare la propagazione del rumore prodotto da un flusso a basso numero di Mach, come lo è il flusso all'interno del condotto in esame.Sfruttando l'utility iCFD di Actran si possono ricavare le sorgenti di rumore aeroacustico partendo dai risultati della soluzione RANS CFD.

Una soluzione per la riduzione del rumore di flusso è l'applicazione di materiali fonoassorbenti, di cui fanno parte i materiali porosi, all'interno dei condotti.Parte del lavoro di tesi è stato riprodurre in ambiente Actran il set-up sperimentale con cui è stato caratterizzato il materiale poroso utilizzato, andando a confrontare la bontà dei risultati numerici rispetto a quelli sperimentali, e permettendo di selezionare con maggior accuratezza il modello matematico numerico che meglio approssimasse il comportamento acustico del materiale. Lo stesso materiale è stato applicato sulla superficie del condotto a valle dell'orifizio utilizzando Actran, e sono stati confrontati i risultati nel caso di condotto con pareti lisce e condotto con materiale poroso, valutando l'efficacia del materiale nell'abbattimento del rumore di flusso generato.

## 2. Teoria

In questo capitolo sono affrontati gli argomenti teorici necessari per lo studio numerico e sperimentale del rumore aeroacustico, che si genera all'interno di condotti.Sono trattati i principi fisici del flusso turbolento dal quale si genera il rumore aerodinamico.

## 2.1 Equazioni di governo

Le simulazioni numeriche si basano sulla risoluzione delle equazioni di governo. Considerando un volume di controllo di un fluido incompressibile abbimo tre equazioni che governano il flusso:

- l'equazione della conservazione della massa (equazione di continuità)
- l'equazione della conservazione della quantità di moto
- l'equazione della conservazione dell'energia

Per flussi a basso numero di Mach l'equazione di conservazione dell'energia può essere trascurata. Le equazioni di flusso non descrivono solo il comportamento aerodinamico del flusso, ma possono descrivere l'acustica sotto forma di fluttuazioni di pressione e di densità.

Dall'analisi dimensionale è possibile determinare il periodo caratteristico in relazione alla dimensione caratteristica del caso in esame e alla velocità caratteristica del flusso:

$$T \propto \frac{L}{\bar{u}}$$
 (2.1)

Dal periodo T è possibile ricavare la lunghezza d'onda e il numero di Mach:

$$\lambda = c_0 T \propto c_0 \frac{L}{\bar{u}} = \frac{L}{Ma}$$

$$Ma = \frac{\bar{u}}{c_0}$$
(2.2)

con  $c_0$  velocità del suono.

Per bassi numeri di Mach, la lunghezza d'onda acustica è molto più grande della lunghezza caratteristica del flusso [4]:

$$\lambda >> L \tag{2.3}$$

L'equazione di conservazione della massa descrive il trasporto di massa di un elemento di fluido finito:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = Q_m \tag{2.4}$$

dove  $Q_m$  è un termine che rappresenta una sorgente di massa.

Per la conservazione della quantità di moto si parte dalla seconda legge di Newton, la quale relaziona la somma di tutte le forza agenti sull'elemento fluido con la velocità del flusso:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j u_i}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + f_i$$
(2.5)

dove  $f_i$  descrive le forze esterne al corpo e  $\tau_{ij}$  è il tensore degli stress viscosi, che nel caso di fluidi Newtoniani è definito come:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \left( \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right)$$
(2.6)

dove  $\delta_{ij}$  è il delta di Kronecker, che vale 1 se i=j, e 0 se i $\neq$ j.

L'equazione di conservazione dell'energia segue la prima legge della termodinamica, e afferma che il tasso di variazione dell'energia all'interno di un elemento fluido è uguale alla quantità di energia ricevuta per calore e lavoro effettuato sull'elemento fluido. L'equazione è:

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i e}{\partial x_i} = -p \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \kappa \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S_E \tag{2.7}$$

dove e è l'energia interna,  $\kappa = \kappa(T)$  è la conduttività termica e  $S_E$  è il termine sorgente di energia.

Nel caso di flusso in condizioni ambiente, il gas si comporta come i gas ideali, seguendo quindi la legge di stato, che mette in relazione la pressione, la densità e la temperatura:

$$p = \rho RT \tag{2.8}$$

R è la costante universale dei gas. Vi è, inoltre, una relazione tra l'energia interna e la temperatura, attraverso il coefficiente di calore specifico a volume costante  $C_v$ :

$$de = C_v dT \tag{2.9}$$

In questo modo abbiamo un sistema con un numero di incognite pari al numero di equazioni, ed è quindi possibile risolvere il problema per uno specifico dominio computazionale, con condizioni iniziali e al contorno determinate [15].

## 2.2 Flusso turbolento

In molte applicazioni industriali i flussi risultano essere turbolenti.

Il flusso turbolento è altamente tridimensionale ed è costituito da un ampio range di scale spaziali e temporali. Esso non è predicibile nel tempo e nello spazio. L'esperienza suggerisce l'utilizzo delle equazioni di governo di flusso laminare, anche nel caso turbolento. Consideriamo un fluido Newtoniano (densità e viscosità che non variano nel tempo) [12]. Esistono diversi modelli di turbolenza, a seconda del livello di informazioni di interesse. Uno di questi è il modello basato sulla decomposizione di Reynolds, secondo il quale le variabili di flusso sono decomposte nel valor medio e nella parte fluttuante:

$$u_{i} = \langle U_{i} \rangle + u'_{i}$$

$$p = \langle P \rangle + p'$$
(2.10)

dove il valore medio è definito come:

$$\langle \phi \rangle = \frac{1}{\tau} \int_{t}^{t+\tau} \phi(x,t) dt \tag{2.11}$$

Applicando la decomposizione di Reynolds alle equazioni di conservazione della massa e della quantità di moto, caso incomprimibile, si ottengono le cosiddette **Reynoldsaveraged Navier-Stokes equations (RANS)**, a cui si può aggiungere l'equazione dell'energia mediata nel tempo (trascurando i termini sorgente):

$$\frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial t} + \langle U_j \rangle \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle P \rangle}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \langle U_i \rangle}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \langle u'_i u'_j \rangle}{\partial x_j}$$

$$\frac{\partial \langle e \rangle}{\partial t} + \langle U_i \rangle \frac{\partial \langle e \rangle}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle P \rangle \langle U_i \rangle}{\partial x_i} + \frac{\langle \tau_{ij} \rangle}{\rho} \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \kappa \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \langle u'_i e' \rangle}{\partial x_i}$$
(2.12)

In queste equazioni compare il termine  $\langle u'_i u'_j \rangle$ , che è il tensore degli stress di Reynolds. Esso appare come uno stress aggiuntivo che interagisce e influenza il flusso medio. Inoltre troviamo anche il termine  $\langle u'_i e' \rangle$ , il quale descrive il vettore di flusso di calore turbolento. Come predentemente detto, considerando flussi incompressibili (M<0.3) possiamo trascurare l'equazione dell'energia, essendo disaccoppiata dalle altre due, e passare alla scelta del modello di risoluzione turbolento.

Se volessimo risolvere le equazioni del flusso incompressibile senza l'utilizzo di modelli fisici, con discretizazzione spaziale e temporale, occorrerebbe effettuare una simulazione diretta (**DNS**= **Direct Numerical Simulation**). Fare una DNS richiede uno sforzo computazionale molto alto, restringendo la sua applicazione a casi di flussi laminari o a basso Reynolds. Questa limitazione è superata con l'utilizzo di modelli fisici, cioè i modelli di turbolenza [4].

### 2.2.1 Modelli di turbolenza

Per la maggior parte dei casi di interesse ingegneristico non è necessario risolvere nel dettaglio la turbolenza; è sufficiente risolvere le equazioni dal punto di vista statistico, quindi basta risolvere le RANS, modellando il contributo delle fluttuazioni turbolente sul flusso medio. Ci sono diversi modelli che introducono delle equazioni aggiuntive alle equazioni RANS, per poter risolvere il problema della chiusura [15]. Il compito dei modelli di turbolenza è trovare un modo per calcolare il tensore degli stress di Reynolds. Una prima assunzione comune è descrivere il trasporto turbolento come trasporto molecolare, in cui il tensore di Reynolds è approssimato utilizzando l'approssimazione di Boussinesq [4]:

$$\rho \langle u_i' u_j' \rangle = -\rho \nu_t \left( \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} + \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$
(2.13)

dove k è l'energia cinetica turbolenta e  $\nu_t$  la viscosità turbolenta

$$k = \frac{1}{2} \langle u'_i u'_j \rangle \tag{2.14}$$

L'approssimazione di Boussinesq consiste nell'introdurre la viscosità turbolenta, alla quale sono associate tutte le conoscenze sul flusso. Essa deve essere nota per poter risolvere il problema in forma chiusa:  $\nu_t$  si può ottenere dalla conoscenza di una scala di velocità  $u_c$ e di lunghezza  $l_c$  (il pedice "c" sta per caratteristica del flusso).

$$\nu_t \propto \frac{u_c}{l_c} \tag{2.15}$$

Ci sono diversi modelli per definire la viscosità turbolenta, indicati in tabella (2.1).

N° equazioni differenziali	Modello
0	Mixing-length
1	Spalart-Allmaras
2	k-e
3	k-ω
4	Reynolds-stress

Tabella 2.1: Modelli di turbolenza.

#### Modello mixing-lenght

Il modello *mixing-length* restituisce risultati affidabili solo per flussi semplici, come il flusso su una lamina piana. É un modello algebrico in cui la viscosità turbolenta è definita come (nel caso del modello di Smagorinsky (2.16))

$$\nu_t = l_m^2 \bar{S} \tag{2.16}$$

in cui  $\bar{S}$  è la variazione di quantità di moto nello spazio. La lunghezza di mixing lenght  $l_m$  va specificata a seconda della geometria del flusso, il che comporta poca accuratezza dei risultati nello studio di flussi analizzati per la prima volta [3]. Il vantaggio di questo modello è il basso costo computazionale e le buone prestazioni per flussi semplici.

#### Modello di Spalart-Allmaras

É un modello che risolve una sola equazione di trasporto. Si comporta bene in aerodinamica esterna e in presenza di flussi con elevati gradienti di pressione. L'equazione di trasporto per la viscosità turbolenta  $\nu_t$  richiede la conoscenza di 8 coefficienti e di 3 funzioni empiriche. Il vantaggio rimane il suo basso costo computazionale.

#### Modello $k - \epsilon$

Il modello  $k - \epsilon$  si basa sulla soluzione di due equazioni di trasporto: una per l'energia cinetica turbolenta k e una per il tasso di dissipazione  $\epsilon$ . In questo modello le due grandezze k ed  $\epsilon$  sono utilizzate per definire la viscosità turbolenta

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{2.17}$$

Le equazioni di trasporto da risolvere sono

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \langle U_i \rangle \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \nu_t \left[ \left( \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle U_j \rangle}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} \right] - \epsilon$$

$$(2.18)$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial \langle U_i \rangle \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{\epsilon}{k} C_{\epsilon 1} \nu_t \left[ \left( \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle U_j \rangle}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \langle U_j \rangle}{\partial x_j} \right] - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k}$$

 $C_{\mu}, \sigma_k, \sigma_{\epsilon}, C_{\epsilon 1} \in C_{\epsilon 2}$  sono le costanti da ricavare sperimentalmente. Solitamente assumono i valori indicati in tabella (2.2).

$C_{\mu}$	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	$\sigma_{\epsilon}$	$\sigma_k$
0.09	1.44	1.92	1	1.3

Tabella 2.2: Valori standard delle costanti del modello di turbolenza k- $\epsilon$ .

Questo è il modello RANS più utilizzato nei software commerciali CFD: è un modello robusto di facile implementazione, con costo computazionale non troppo elevato.Si presta bene in casi di aerodinamica esterna, però il modello deve essere applicato solo a flussi che non presentano forti gradienti di pressione, linee di flusso ad alta curvatura e separazione.

#### Modello $k - \omega$

Il modello  $k - \omega$  utilizza due quantità scalari per il calcolo della viscosità turbolenta, ma al posto del tasso di dissipazione  $\epsilon$  si utilizza il tasso di dissipazione specifico  $\omega = \epsilon/k$ :

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \tag{2.19}$$

Questo modello rispetto al  $k - \epsilon$  riesce a risolvere il problema in zone a bassa tubolenza, dove k ed  $\epsilon$  tendono a zero (come nel caso di regioni vicine alla parete). Le due equazioni sono:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \langle U_i \rangle \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \nu + \frac{nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \nu_t \left[ \left( \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle U_j \rangle}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} \right] - \beta k \omega$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \langle U_i \rangle \frac{\partial \omega}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + \frac{\omega}{k} C_{\omega 1} \nu_t \left( \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle U_j \rangle}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} - C_{\omega 2} \omega^2$$

$$(2.20)$$

con  $\beta$ ,  $C_{\omega 1}$ ,  $C_{\omega 2}$ ,  $\omega_k \in \omega_{\omega}$  costanti da determinare sperimentalmente. Il modello  $k - \epsilon$  è utilizzato per risolvere flussi di strato limite con gradiente di pressione avverso.

Il modello "SST (Shear Stress Tensor)  $k - \epsilon$ " combina i due modelli:  $k - \epsilon e k - \omega$ , utilizzando la prima formulazione nella regione di flusso libero, e la seconda nella regione vicina alla parete. Il modello SST  $k - \omega$  è applicato nel caso di flussi turbolenti complessi o di flussi con linee di flusso ad elevata curvatura.

#### Modello Reynolds-stress

Il modello *Reynolds stress* affronta il problema della chiusura risolvendo il tensore degli stress di Reynolds senza utilizzare l'approssimazione di Boussinesq. Si hanno così più equazioni da risolvere (eliminando l'ipotesi dell'isotropia della turbolenza); ciò comporta un aumento del costo computazionale.Con questo modello si ottengono buoni risultati nel caso di flussi con turbolenza anisotropa, flussi con linee di flusso curve e flussi in fluidi rotanti.

## 2.2.2 Strato limite

Con "strato limite" si identifica la regione vicina alla parete, nella quale dominano gli effetti viscosi.In questa zona la velocità passa dal valore nullo a parete a quello della velocità esterna, che coincide con quella della corrente a monte, nel caso di lamina piana investita da una corrente [15].



Figura 2.1: Strato limite su lamina piana. [13]

Considerando il sistema di riferimento in figura (2.1), l'altezza dello strato limite corrisponde al valore di y, per cui la velocità raggiunge il 99% della velocità esterna allo strato limite.

Se una lamina piana è investita da un flusso subsonico, sulla parete si formerà inizialmente uno strato limite laminare. Successivamente, inizia la transizione, con la quale si ha il passaggio da flusso laminare a turbolento. Quest'ultimo è caratterizzato dalla presenza di vortici di diversa scala.

Lo strato limite turbolento, a sua volta, si può dividere in due grandi regioni[3]:

- Inner layer: regione interna, più interessante dal punto di vista fluidodinamico. Questa zona si estende per circa il 20% dello strato limite. In questa regione si studiano gli effetti della presenza della parete e della viscosità.
- Outer layer: regione esterna che si estende per il restante 80% dell'altezza di strato limite. In questa regione domina l'inerzia delle forze turbolente, e la viscosità risulta trascurabile.

É possibile suddividere ancora l'*inner layer* in altre tre regioni. Per farlo è necessario introdurre una normalizzazione, delle variabili in gioco, rispetto alle variabili di parete. Quest'ultime sono  $l_{\tau}$  unità viscosa e la velocità a parete  $u_{\tau}$ ; sono definite come:

$$l_{\tau} = \frac{\nu}{u_{\tau}}$$
$$u_{\tau} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$$
(2.21)

dove  $\tau_w$  è il coefficiente di viscosità a parete. Definite queste variabili possiamo adimensionalizzare la distanza dalla parete y e la velocità del flusso U rispetto alle variabili di parete:

$$u + = \frac{U}{u_{\tau}}$$

$$y + = \frac{y}{l_{\tau}}$$
(2.22)



Figura 2.2: Strato limite turbolento. https://www.cfdsupport.com/OpenFOAM-Training-by-CFD-Support/node342.html

Si individuano tre regioni caratteristiche dello strato limite turbolento:

- Viscous sublayer per valori di y+<5: in questa zona sono presenti gli effetti viscosi e la velocità segue la legge lineare u+=y+.
- Buffer layer per 5<y+<30: è una regione di raccordo tra la zona di sottostrato viscoso e quella logaritmica. In essa si ha la maggior attività turbolenta.
- Logaritmic layer per y+>30: in questa zona la velocità varia secondo la legge  $u+=1/k \ln(y+)+C$ , dove k e C sono due costanti.

Per poter catturare al meglio le proprietà vicino alla parete, è necessaria una mesh del modello di alta risoluzione per poter risolvere le equazioni di governo accuratamente.

## 2.3 Nozioni di acustica

Il suono è una piccola perturbazione di pressione, di velocità o di densità, che propaga con moto ondoso seguendo determinate proprietà [2]. Tale disturbo corrisponde ad un'onda longitudinale. Parametro importante per la propagazione del suono è la frequenza, cioè il numero di oscillazioni al secondo dell'onda [6]. L'orecchio umano è sensibile ad un range di frequenze che va da 20 Hz fino a 20kHz (frequenze superiori o inferiori non sono percepite dall'uomo). Oltre alla frequenza si possono definire altri due parametri ad essa relazionati: il periodo T e la lunghezza d'onda  $\lambda$ .

$$f = \frac{1}{T}; \quad T = \frac{2\pi}{\omega}$$

$$\lambda = \frac{c}{4}; \quad \lambda = cT$$
(2.23)

La sorgente sonora che propaga rumore ad una sola frequenza, genera delle onde armoniche.L'onda piana è il caso di onda acustica più semplice, e può essere definita come:

$$p'(x,t) = A\cos[\omega(t - x/c)]$$
(2.24)

dove p'(x,t) è la fluttuazione di pressione, A l'ampiezza dell'onda,  $\omega$  la frequenza angolare e c la velocità del suono (dipende dal mezzo elastico in cui si sta propagando l'onda acustica).La pressione sonora effettiva è rappresentata dal suo RMS (root mean square):

$$p_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p'(t)^2 dt}$$
(2.25)

Nella realtà il rumore si suddivide in rumore a banda larga e rumore tonale. La differenza tra i due è che nel primo l'energia acustica è diffusa a diverse frequenze (ad esempio il rumore bianco), mentre il rumore tonale è concentrato su una singola frequenza.

Per descrivere il campo acustico si possono utilizzare altri parametri, come il "Livello di pressione sonora (SPL)", il "Livello di intensità sonora (IL)" e il "Livello di potenza sonora (PWL)". Il SPL è definito come:

$$SPL = 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{p_{eff}}{p_{eff_0}}\right) \quad [dB]$$
(2.26)

con  $p_{eff_0}$  pressione efficace di riferimento, corrispondente ad una frequenza di 1000Hz e pari, nel caso aria, a 2 · 10<sup>-5</sup> Pa.

L'IL si misura in dB ed è definito come:

$$IL = 10\log_{10}\left(\frac{\langle I\rangle}{I_{ref}}\right) \tag{2.27}$$

con  $I_{ref}$  intensità sonora pari a  $10^{-12}$  Wm<sup>-2</sup>.

Si indica con  $\langle P \rangle$  la potenza media generata da una sorgente di rumore, la quale rappresenta un flusso integrale di intensità  $\langle I \rangle$  attorno ad una superficie che racchiude la sorgente. Il PWL misurato in dB è definito come:

$$PWL = 10\log_{10}\left(\frac{\langle P \rangle}{P_{ref}}\right) \tag{2.28}$$

con  $P_{ref}=10^{-12}$  W, corrisponde alla potenza che attraversa una superficie di 1  $m^2$  con un'intensità  $\langle I\rangle = I_{ref}$ .

Fenomeno fisico	Potenza sonora [Watt]
Bisbiglio	$10^{-10}$
Urlo	$10^{-5}$
Motore a getto (decollo)	$10^{5}$
Propulsore a razzo	$10^{7}$

Per un'onda piana che propaga, la fluttuazione di pressione acustica è associata alla velocità delle particelle del fluido nella direzione di propagazione, secondo la formula:

$$u' = \frac{p'}{\rho_0 c_0}$$
(2.29)

con  $\rho_0$  e  $c_0$ rispettivamente la denisità e la velocità del suono del mezzo di riferimento considerato.

## 2.3.1 Equazione d'onda

Le fluttuazioni di pressione, così come quelle di densità e di velocità, possono essere considerate come perturbazioni dei rispettivi campi:

$$p' = p - p_0 \quad \rho' = \rho - \rho_0 \quad u'_i = u_i - u_{i,0} \tag{2.30}$$

dove con il pedice "0" si indicano le variabili di riferimento. La propagazione del rumore è un processo inviscido, lineare e adiabatico, il cui moto è governato dalle equazioni linearizzate della meccanica dei fluidi ((2.4) e (2.5) applicate alle fluttuazioni), a cui va aggiunta l'equazione d'onda.

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = Q_m$$

$$\rho_0 \frac{\partial u_i'}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = f_i$$

$$p' = c_0^2 \rho'$$
(2.31)

Le prime due della (2.31) insieme all'equazione dell'energia formano le equazioni del campo acustico in un mezzo omogeneo e in quiete.

L'equazione d'onda non omogenea, invece, sarà:

$$\frac{1}{c_0}^2 \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x_i^2} = -\frac{\partial f_i}{\partial x_i} + \frac{\partial Q_m}{\partial t}$$
(2.32)

i termini a destra dell'uguale rappresentano la generazione di rumore da parte del campo di forze esterne instazionarie e delle fluttuzioni di massa [15].

Considerando l'equazione d'onda omogenea (2.33) è possibile ritrovare due soluzioni:

- onda piana
- onda simmetricamente sferica.

$$\frac{1}{c_0^2}\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = 0 \tag{2.33}$$

Si assume che siano state impostate per entrambe le soluzioni, determinate condizioni al contorno e iniziali, e che queste onde propaghino in tutte le direzioni in un fluido in quiete, cioè in "campo aperto" [1].

Il flusso stazionario non produce alcun rumore, mentre nel caso instazionario, analizzando i casi di onda piana e sferica, si trovano le sorgenti di rumore, che possono essere monopolari, dipolari o quadrupolari.

- Monopolo: sorgente acustica che irradia il suono con simmetria sferica (a).
- Dipolo: sorgente acustica che irradia con una direttività; in due regioni la radiazione è alta, nelle altre due, ortogonali alle prime, il segnale acustico è nullo (b).
- Quadrupolo: sorgente acustica con direttività a quadrifoglio (c).



Figura 2.3: Direttività delle sorgenti acustiche: a)monopolo, b)dipolo e c)quadrupolo.

## 2.4 Aeroacustica

L'aeroacustica è parte dell'acustica: si occupa dello studio della propagazione di rumore in un mezzo in movimento, prodotto dalla stessa corrente turbolenta considerato o dall'interazione della corrente con una superficie, che può essere ferma o in movimento [2]. I meccanismi di generazione di rumore aeroacustico sono:

- mutua interazioni di vortici (regioni di mescolamento turbolento)
- interazione dei vortici con una parete solida

## 2.4.1 Analogie aeroacustiche

Per calcolare il rumore prodotto da una corrente fluida, non si utilizza l'approccio diretto molto complesso, ma si parte dalle equazioni linearizzate e si introducono delle approssimazioni, che permettono di ricavare delle leggi generali.

L'analogia acustica consiste nel combinare in modo opportuno le equazioni della meccanica dei fluidi, al fine di formare l'equazione d'onda per un mezzo omogeneo in quiete (o immerso in una corrente uniforme) [2].

### Analogia di Lighthill

Il fulcro principale su cui si basa l'analogia di Lighthill è il disaccoppiamento tra la generazione di rumore e la sua propagazione.Lighthill ha proposto la generalizzazione dell'approccio di un caso arbitrario di una regione sorgente circondata da un fluido in quiete.

Nell'analogia si ottiene l'equazione d'onda non omogenea sottraendo la divergenza dell'equazione di momento della quantità di moto (2.5) con f=0 dalla derivata del tempo dell'equazione di continuità (2.4) con  $Q_m=0$ . Utilizzando le fluttuazioni, intese come perturbazioni rispetto ad un mezzo di riferimento a proprietà costanti, l'equazione d'onda diventa:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i x_j}$$
(2.34)

con  $T_{ij}$  tensore degli stress di Lighthill, definito come:

$$T_{ij} = \rho u_i u_j - \tau_{ij} + (p' - c_0^2 \rho') \delta_{ij}$$
(2.35)

I termini a secondo membro dell'equazione (2.35) sono, in ordine: il tensore degli stress di Reynolds che tiene conto della convezione non lineare della quantità di moto, lo stress viscoso indotto dal trasporto molecolare di quantità di moto, e l'ultimo termine che descrive gli effetti complessi dovuti alla convezione dell'entropia non uniforme [15].

Per ottenere l'equazione di Lighthill (2.34) sono state introdotte delle approssimazioni [1]:

- si trascurano le forze esterne e il termine di entropia, il che comporta la produzione di rumore, da parte del flusso, solo alle alte velocità, quindi solo ad elevati numeri di Reynolds
- non vi è alcun fenomeno di *feedback* dal campo acustico, il che comporta il disaccoppiamento della corrente turbolenta e delle oscillazioni acustiche
- si considerano flussi con basso numero di Mach (nelle simulazioni numeriche è possibile sfruttare l'ipotesi di incomprimibilità per il calcolo del campo sonoro)

da queste ne consegue il tensore di Lighthill approssimato pari a:

$$T_{ij} \approx \rho_0 u_i u_j \tag{2.36}$$

In questo modo l'analogia permette di ottenere le fluttuazioni acustiche in campo lontano indotte dalla corrente turbolenta, e l'equazione d'onda non omogena risulta risolvibile con il formalismo di Green [2]. La sorgente nell'analogia di Lighthill è rappresentata da un quadrupolo.

#### Analogia di Ffowcus Williams-Hawking (FFWH)

L'analogia di FFWH è l'estensione dell'analogia di Lighthill: si considera un corpo in moto nel fluido racchiuso in una superficie rigida, i cui punti hanno velocità u(x,t) [2].Quindi sono presenti dei termini aggiuntivi di sorgente, derivanti dall'interazione del flusso con la superficie solida, che può essere ferma o in movimento. La formulazione di FFWH è riportata nell'equazione (2.37).

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 [T_{ij} H(f)]}{\partial x_i x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} (p' - \delta_{ij} \tau_{ij}) \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial t} (\rho_0 \nu_i \delta(f)) \frac{\partial f}{\partial x_i}$$
(2.37)

La funzione f(x,t) rappresenta la superficie permeabile all'interno della quale si trova il corpo in esame. L'analogia di FFWH prevede di studiare quello che succede fuori da tale superficie, attraverso gli effetti del corpo sulla superficie (non occorre studiare nel dettaglio ciò che avviene all'interno della superficie). Ritornando all'(2.37), H(f) è la funzione di Heaviside che è nulla all'interno della superficie, e vale 1 nel restante dominio. A secondo membro della stessa equazione troviamo, come primo termine, il tensore di Lighthill (visto in (2.36)); il secondo termine descrive il rumore generato dalle forze fluide sulla superficie; il terzo termine il rumore generato dalle fluttuazioni di flusso di massa, sempre sulla superficie.

Per ottenere una soluzione si procede con l'integrazione e si applica il formalismo di Green.Oltre al termine quadrupolare, ottenuto anche con Lighthill, la presenza della superficie mobile farà comparire una sorgente monopolare e una dipolare.

## 3. CAA: Aeroacustica computazionale

L'aeroacustica computazionale (CAA) si dedica allo sviluppo di metodi numerici realizzabili per analizzare il rumore propagato da una sorgente aeroacustica. Esistono diversi metodi per calcolare la generazione di rumore, si va dai semplici metodi semi-empirici fino alle simulazioni più sofisticate, le quali comprendono l'analisi diretta di flussi instazionari (DNS) o sviluppi innovativi come le simulazioni LES (Large Eddy Simulation è una simulazione che si pone tra la DNS e la RANS) [7].

Negli ultimi anni con il termine *Aeroacustica computazionale* si indica lo studio di metodi numerici affidabili per la simulazione della propagazione del rumore generato all'interno di un dominio in cui il livello di turbolenza è basso, e di conseguenza non ci sono sorgenti acustiche, se non quelle prodotte dalla corrente stessa.Si tratta quindi di unire ciò che succede nel campo della fluidodinamica, con le conseguenze che si hanno nel campo di propagazione acustica.In questo senso possiamo dividere l'aeroacustica computazionale in due grandi gruppi[5]:

- Metodi diretti: risolvono direttamente il campo acustico, cioè calcolano nello stesso tempo i campi fluidodinamici e il campo acustico.Le equazioni di Navier Stokes devono essere risolte dalla zona di generazione di rumore fino alla regione in cui si trova l'osservatore.É il metodo più accurato, al pari della simulazione DNS (Direct numerical simulation) nella CFD, però è poco usato nelle applicazioni industriali a causa del suo alto costo computazionale dovuto alla grande differenza tra le scale di lunghezza delle variabili fluidodinamiche e quelle delle variabili acustiche.
- Metodi ibridi:si risolvono separatamente con differenti tecniche numeriche per la generazione di rumore e per la sua propagazione.Solitamente, le sorgenti di rumore si calcolano con simulazioni CFD; note queste sorgenti si calcola il rumore propagato da esse nel campo lontano con metodi analitici, o con analogie acustiche, o ancora con metodi computazionali basati su semplici equazioni.

In tabella (3.1) sono evidenziate le principali differenze tra la simulazione numerica diretta e la simulazione con metodo ibrido per l'aeroacustica computazionale.

In questo lavoro si è utilizzato un metodo ibrido: sono stati utilizzati il software di CFD STAR CCM+ per ottenere una soluzione stazionaria del flusso turbolento (analisi RANS stazionaria) e il solutore aeroacustico Actran per la simulazione acustica, sfruttando il metodo SNGR per risolvere la propagazione del rumore con un primo approccio statistico e utilizzando l'applicazione iCFD per la ricostruzione delle sorgenti di rumore.

Simulazione Aeroacustica Diretta	Approcio ibrido
Un'unica simulazione per il calcolo sia	Calcoli delle sorgenti di rumore e della pro-
delle sorgenti di rumore che della loro	pagazione dello stesso risolti separatamente
propagazione	
CFD compressibile instazionaria	CFD stazionaria e instazionaria per cattura-
	re le sorgenti di rumore
Accurata discretizzazione spaziale e discre-	Identificazione delle regioni di generazione di
tizzazione del tempo ottimizzata	rumore dai risultati della CFD e analogie
	aeroacustiche per la risoluzione delle campo
	acustico
Trattamento delle condizioni al contorno non	Compatibile con qualsiasi tipo di condizione
riflettenti	al contorno
Energia turbolenta»Energia acustia, è dif-	Recupero contenuti ad alta frequenza
ficile estrarre la componente acustica dal	
flusso	
Tempo di calcolo elevato	Tempo di calcolo ridotto

Tabella 3.1: Confronto metodi CAA [17] [18].

## 3.1 Metodo SNGR: Stochastic Noise Generated and Radiation

Il metodo SNGR è utilizzato per calcolare il rumore generato da correnti turbolente, partendo dai risultati dell'analisi fluidodinamica, ottenuti con un codice CFD RANS stazionario( Fluent, Star-CD, StarCCM+, Powerflow, SC/Tetra o OpenFOAM). Actran SNGR è integrato in Actran VI e risulta essere più veloce nel calcolo rispetto ai classici approcci aeroacustici. Le possibili applicazioni sono [17]:

- condizionatori (HVAC)
- rumore dello specchietto laterale del veicolo
- rumore della struttura del velivolo (carrello di atterraggio, sistema di bordo di fuga)
- sistemi di distribuzione dell'aria

Il metodo SNGR è utilizzato nelle simulazioni aeroacustiche con ibrido e si basa sulla linearizzazione delle equazioni di Eulero, il cui termine sorgente  $T_{ij}$  è calcolato con la sintetizzazione della velocità del flusso turbolento attraverso le serie di Fourier. La formulazione SNGR è un metodo aeroacustico che permette di sintetizzare un flusso instazionario con l'obiettivo di trovare le sorgenti di rumore partendo dall'analisi RANS stazionaria.

Le ipotesi su cui si basa il modello SNGR sono:

- flusso incompressibile e basso Mach (Ma<0.3)
- turbolenza sintetizzata omogenea e isotropa

- sorgenti acustiche spazialmente decorrelate
- spettro di velocità dipendente localmente dall'energia cinetica turbolenta (TKE)

Nell'analisi RANS stazionaria si utilizza il modello turbolento k- $\epsilon$ , dal quale si ottengono gli input, che serviranno per ricavare le sorgenti di rumore nell'analisi acustica: campo di velocità medio, energia cinetica turbolenta e tasso di dissipazione.

Il processo di generazione delle sorgenti nel modello SNGR si basa su due step:

- sintesi della velocità turbolenta (decomposizione in serie di Fourier)
- calcolo delle sorgenti basate sulla velocità sintetizzata, seguendo l'analogia di Lighthill o di Möhring.

Nell'approccio SNGR si assume il campo di velocità turbolento incompressibile rappresentato dalla serie di Fourier:

$$v = \sum_{\lambda} \sqrt{E(k_{\lambda})\Delta k_{\lambda}} \cos\left(k_{\lambda}l_{\lambda}(x-ut) - \omega_{\lambda}t - \phi\right)\sigma_{\lambda}$$
(3.1)

dove  $E(k_{\lambda})$  è la densità di energia turbolenta derivante dallo spettro di Von Karman-Pao, u la velocità ottenuta dalla simulazione RANS,  $k_{\lambda}$  il numero d'onda,  $\omega_{\lambda}$  la velocità angolare,  $\phi_{\lambda}$  è la fase casuale associata al modo della velocità  $\lambda$ -esimo e  $\sigma_{\lambda}$  il vettore di orientazione dello stesso modo.

Lo spettro turbolento dipende dalle applicazioni specifiche, ma in generale i risultati sperimentali sono in accordo con lo spettro di Von Karman-Pao:

$$E(k) = 1.453 \frac{\frac{2}{3}K}{k_e} \frac{(k/k_e)^4}{[1+(k/k_e)^2]^{\frac{17}{6}}} exp[-2(k/k_{max})^2]$$
(3.2)

dove K è l'energia cinetica turbolenta ottenuta con l'analisi RANS fluidodinamica,  $k_e \approx 0.747/L$  il numero d'onda della massima energia (L la scala di lunghezza integrale calcolata con la CFD), e  $k_{max}$  il numero d'onda di Kolmogorov, corrispondente alle più piccole strutture turbolente che garantiscono la dissipazione viscosa.

Il campo di velocità turbolento stocastico serve per poter calcolare un determinato numero di campioni di sorgenti fluidodinamiche, utilizzando l'analisi CFD.

Un approccio alternativo alla risoluzione di problemi aeroacustici è quello di usare delle analogie. Nel modello SNGR per il calcolo delle sorgenti aeroacustiche, partendo dal campo di velocità turbolento stocastico, si utilizzano le analogie di Lighthill o di Möhring.L'analogia di Lighthill riguarda flussi con bassi numeri di Mach, per i quali sono trascurabili gli effetti convettivi.Questi ultimi sono stati aggiunti nell'analogia di Möhring. L'analogia di Lighthill [8] nel risolutore acustico è utilizzata per integrare i vari campioni delle sorgenti sul dominio acustico: sono molteplici le realizzazioni di Lighthill, le quali saranno l'input dello step conclusivo della simulazione aeroacustica.In quest'ultimo le sorgenti sono propagate risolvendo l'equazione d'onda del solutore acustico.Il metodo SN-GR riduce il costo computazionale e riesce a calcolare contenuti ad alta frequenza con tempi di calcolo molto ridotti, a differenza di un approccio che utilizza un'analisi CFD instazionaria (DNS o LES).

In figura (3.1) lo schema a blocchi mostra i passaggi salienti dell'analisi aeroacustica con metodo ibrido [17].Il CAD della geometria è lo stesso per entrambe le simulazioni (fluidodinamica e acustica), ma essendo queste disaccoppiate si possono fare due mesh



Figura 3.1: Schema a blocchi del metodo ibrido [17].

differenti andando ad ottenere un'elevata precisione per ogni simulazione.Nel caso della mesh CFD è necessario andare a risolvere bene lo strato limite a parete, mentre il resto della griglia è generalmente grossolana per permettere la dissipazione dei vortici.La mesh acustica deve essere il più uniforme possibile ed ha come unico parametro da rispettare la massima dimensione di un elemento per poter risolvere una determinata frequenza, come vedremo nel dettaglio nel capitolo 4.

### iCFD Utility

Per l'accoppiamento tra analisi CFD e analisi acustica, FFT ha sviluppato l'utility iCFD. L'iCFD svolge diverse funzioni, tra cui il calcolo delle sorgenti aeroacustiche utilizzando le analogie di Lighthill o Möhring, le quali permettono di analizzare il rumore aerodinamico [17].

L'iCFD è in grado di leggere le informazioni della CFD nel loro formato nativo (nel caso di STAR CCM+ il formato è .ccm), e di trasformarle in quantità che possono essere importate in Actran.

## 4. Analisi aeroacustica con metodo ibrido

## 4.1 HVAC: Heating Ventilation Air Conditioning

Il sistema HVAC dell'autoveicolo deve essere in grado di svolgere due funzioni importanti: provvedere all'ingresso in cabina di una certa portata di aria, con determinate condizioni di temperatura, qualità e umidità dell'aria, ed evitare l'appannamento dei vetri con operazioni di sbrinamento, se necessario.



Figura 4.1: Sistema HVAC [11, pg.3].

La figura (4.1) mostra un classico ciclo di ricircolo, in cui l'aria è prelevata dall'esterno mediante una presa d'aria.L'aria si potrebbe prelevare anche dall'interno, nel caso in cui la qualità dell'aria esterna non sia adeguata. Dopo la presa, l'aria passa attraverso la ventola (fan), la quale ruota con una determinata velocità, che compensa la perdita di pressione del sistema di ventilazione e fornisce una sufficiente portata d'aria all'interno della cabina. L'aria mediante un diffusore giunge all'unità HVAC, la quale si occupa della regolazione dello stato termodinamico dell'aria.

L'aria passa nel primo scambiatore, che è il nucleo di raffreddamento.Durante il processo di raffreddamento il punto di rugiada dell'acqua diminuisce, e l'energia interna dell'aria è trasferita ad un refrigerante, il quale a sua volta si scalda ed evapora. Infatti il nucleo di raffreddamento è anche chiamato evaporatore. Solitamente sono usati come refrigeranti R134a o il diossido di carbonio.

Nel circuito è presente un compressore, azionato dal motore del veicolo, il quale aumenta la pressione del refrigerante, prima che questo passi attraverso l'evaporatore. Successivamente il refrigerante passa nel condensatore, nel quale avviene il raffreddamento e la condensazione. Infine si ha il passaggio attraverso una valvola di espansione, fino ad arrivare all'evaporatore. Il nucleo di raffreddamento si attiva solo se la temperatura all'interno della cabina è più bassa della temperatura al suo esterno.

All'interno dell'unità HVAC è presente un secondo scambiatore, che si occupa del riscaldamento dell'aria alla temperatura desiderata. Per questo processo si richiede una quantità di energia, fornita dal calore di scarto del motore e/o da un elemento di riscaldamento elettrico. Mediante una valvola a farfalla è possibile by-passare il nucleo di riscaldamento, seguendo solo il processo di raffreddamento.

Infine l'aria arriva alla camera di distribuzione connessa con diversi condotti, i quali convogliano l'aria verso le bocchette presenti nell'abitacolo dell'automobile [11].

## 4.2 Test case: condotto cilindrico con orifizio

Il sistema HVAC è molto complesso, a causa delle sue ramificazioni e dei vari collegamenti con l'impianto elettronico dell'automobile.Non è stato possibile analizzare una geometria prossima a quella reale dei condotti HVAC, poichè durante le simulazioni sono sorti problemi di memoria del processore.Essendo l'obiettivo di questo lavoro è individuare una metodologia numerica per lo studio del rumore aerodinamico che si genera all'interno dei condotti di ventilazione, si è deciso di analizzare una geometria più semplice: un condotto a sezione cilindrica con all'interno un orifizio.

L'orifizio è stato inserito con lo scopo di generare turbolenza, la quale nel caso reale del sistema di ventilazione nasce dal flusso turbolento della ventola e dalle curvature dei condotti.Come spiegato nel capitolo 2 la presenza di flussi tubolenti genera rumore di flusso, che si propaga nel mezzo a disposizione.

In figura (4.2) è mostrata la geometria del condotto analizzato (progettato su CATIA): un condotto cilindrico di diametro 74 mm e lunghezza 2 m, con all'interno un orifizio con diametro interno di 37.5 mm e con un'inclinazione di 45°rispetto all'asse longitudinale del condotto, posto a 1 m dall'ingresso del tubo.



Figura 4.2: A)Geometria condotto cilindrico B)Geometria orifizio centrale del condotto.

## 4.3 Analisi aeroacustica con metodo ibrido

Utilizzando il metodo ibrido si possono trattare separatamente la simulazione CFD da quella acustica, come descritto nel capitolo 3.Per l'analisi CFD si utilizza **STAR CCM**+, un software commerciale CFD prodotto da CD-Adapco, utilizzato spesso in ambito automotive per lo studio dell'aerodinamica del veicolo.I risultati ottenuti dall'analisi fluidodinamica saranno gli input del solutore acustico **Actran**, un software prodotto da Free Field Technologies ideato per risolvere problemi acustici, vibro-acustici e aeroacustici.In questa tesi si effettua un'analisi aeroacustica con il metodo SNGR, il cui obiettivo è ottenere un campo di velocità instazionario dai risultati di un'analisi CFD RANS stazionaria.Per calcolare le sorgenti di rumore prodotte dalla corrente turbolenta, che si instaura nel condotto, si sfrutta l'utility iCFD di Actran.

## 4.3.1 Simulazione CFD

La geometria del condotto (4.2) è stata importata su STAR CCM+ come CAD.É stato aggiunto un cilindro di dimensioni:diametro  $\Phi$ =1.65 m e lunghezza L=2.5 m, coassiale al condotto ma che lo ingloba solo per 0.5 m.Questa è la regione all'interno della quale il flusso può propagarsi.Nel caso analizzato questa regione deve rappresentare la cabina del veicolo.

Il test case completo della simulazione CFD è mostrato in figura (4.3).



Figura 4.3: Geometria condotto cilindrico + regione di espansione del getto.

Una volta importata la geometria si procede con l'operazione di mesh: si è utilizzato il comando Automated mesh con i parametri fondamentali riportati in tabella (4.1).

Base size	10 mm
Maximum cell size	50  mm
Mesh type	Polyhedral mesher
	Prism layer mesher

Tabella 4.1: Parametri mesh fluidodinamica.

A questi si sono aggiunti dei controlli di refinement sulla mesh volumetrica nelle zone in cui interessa cogliere correttamente la fluidodinamica del sistema:

- $\bullet\,$ all'interno del condotto la dimensione della mes<br/>h varia da 5 mm a 2 mm
- si utilizza una mesh più fine nella zona attorno all'orifizio, zona altamente turbolenta (1.5 mm)
- nella zona di fuoriuscita del getto si aggiungono delle sfere di controllo per ottenere una mesh più fine, per seguire correttamente l'evoluzione del getto (da 7 mm fino ai 1.5 mm della sfera più vicina all'uscita del getto)
- sulle pareti della regione di propagazione la mesh è più grossolana, tecnica che si utilizza per simulare l'effetto non riflettente delle pareti (50 mm sul contorno del cilindro esterno) qualora si vogliano utilizzare i modelli aeroacustici su STAR CCM+.



Figura 4.4: Dettaglio mesh di volume fluidodinamica piano xz.

Terminata l'operazione di meshatura, il cui risultato è visibile in figura (4.4), si possono utilizzare alcuni strumenti di STAR CCM+ per verificare la qualità della mesh.

All'interno del condotto il numero di Reynolds raggiunge il valore di  $2.5 \cdot 10^5$ , calcolato in funzione della velocità del tubo in ingresso pari a 5 m/s e del diametro del condotto, come lunghezza caratteristica (Re=V·D/ $\nu$ ). Considerato l'elevato valore del Re si imposta una simulazione CFD RANS stazionaria, con modello di turbolenza  $k - \epsilon$ .Nella RANS le variabili di flusso si scompongono in un termine mediato nel tempo più un termine che rappresenta la fluttuazione.É un metodo approssimato, ma vantaggioso dal punto di vista del costo computazionale.Il modello di turbolenza a due equazioni  $(k - \epsilon)$  mette in relazione le quantità mediate con quelle fluttuanti.I risultati che si vogliono ottenere da questa analisi CFD sono il campo di velocità, l'energia cinetica turbolenta e il tasso di dissipazione viscosa.

I modelli della simulazione CFD sono riassunti in tabella (4.2).Come modello fisico si utilizza il gas ideale.L'aggiunta della wall function *Two Layer All* y+ *Wall Treatment* è necessaria, poichè i modelli di turbolenza, nei solutori CFD commerciali, sono sempre

accoppiati con modelli di parete, che hanno il compito di modellare la produzione e la dissipazione della turbolenza a parete.

Steady
RANS
Realizable $k$ - $\epsilon$ Two Layer
Two Layer All y+ Wall Treatment

Tabella 4.2: Modelli simulazione CFD.

Le condizioni al contorno imposte per i confini della regione di propagazione sono settate come *Pressure Outlet*, mentre abbiamo condizioni di *Wall* per tutte le altre pareti.All'ingresso del condotto è imposta una condizione di *Inlet* con velocità 5 m/s. Poichè si voleva ottenere un flusso per lo più uniforme prima del condotto, si è lasciata un'estensione in lunghezza del tubo di 1 m prima dell'orifizio.

## 4.3.2 Risultati simulazione CFD

In questa sezione si mostrano i risultati dell'analisi RANS stazionaria fluidodinamica in termini di mappe di velocità e di energia cinetica turbolenta.



Figura 4.5: Mappa modulo di velocità piano xz.

I dati da esportare da STAR CCM+ sono:

- CAD formato .stl compatibile con Actran
- il file .ccm soluzione della simulazione fluidodinamica: i dati di Pressione assoluta, Temperatura, Tasso di dissipazione turbolento, Energia cinetica turbolenta, Modulo della velocità nelle tre direzioni del sistema di riferimeto selezionando Mesh and Solution data.

## 4.3.3 Simulazione aeroacustica

Per il pre-processing della simulazione acustica si è utilizzato Actran VI. La geometria del condotto (4.3) è importata direttamente da Star CCM+.A questa, però, sono state fatte



Figura 4.6: Mappa modulo di velocità piano xy.



Figura 4.7: Mappa modulo di velocità piano yz.

delle modifiche:si aggiunge un ulteriore cilindro coassiale ai due già presenti, di dimensioni più piccole rispetto al cilindro di propagazione, rappresentante l'ambiente di espansione del getto e di propagazione del campo sonoro.Quest'ulteriore dominio è necessario per la simulazione acustica, poichè rappresenta la regione sorgente.L'aggiunta di un volume alla geometria su cui si è effettuata la simulazione CFD, può essere fatta anche su Actran VI con l'operazione di *Creation*.

La regione sorgente è quella zona in cui il solutore acustico andrà a ricostruire le sorgenti di rumore. Tale regione è scelta in base alle mappe dell'energia cinetica turbolenta, andando a inglobare tutti i contributi di turbolenza che potrebbero generare rumore. Osservando la figura (4.8) si nota che i contributi significativi dell'enegia cinetica turbolenta si hanno nella zona a valle dell'orifizio.

La geometria della zona sorgente è stato costruito su STAR CCM+, e poi importata su Actran come CAD: è un cilindro circolare di diametro 0.6 m e altezza 1 m (4.9).

La zona sorgente si trova all'interno della zona di propagazione.La distinzione tra queste



Figura 4.8: Mappa energia cinetica turbolenta piano xz A)Sistema completo B)Zoom in prossimità dell'orifizio.





```
x
```

Figura 4.9: Condotto analizzato+cilindro regione sorgente.

due regioni è utile per l'analisi aeroacustica:

• la **regione sorgente** è l'area all'interno della quale sono contenute tutte le strutture

turbolente del flusso in esame, le quali sono generatrici di rumore. Come spiegato poco prima, dai risultati dell'analisi fluidodinamica è possibile individuare l'estensione di tale zona;

• la **regione di propagazione** è la zona in cui si propagano i soli contributi acustici.In questa area la turbolenza è talmente bassa da non essere considerata come fonte di rumore.

Nel caso analizzato la regione di propagazione è delimitata dalle pareti del cilindro esterno più grande, che rappresenta la zona in cui si propagheranno le onde acustiche generate all'interno del condotto.

La mesh acustica è diversa da quella fluidodinamica fatta con STAR CCM+.Quindi dopo aver importato il CAD completo, è necessario effettuare un'operazione di re-mesh su tutti i componenti.Per questo caso si è effettuata l'operazione di *Mesh on Mesh* per la mesh di superficie, con elementi TRIA da 5 mm per il condotto e da 10 mm per le due regioni sorgente e propagazione.Per la scelta della dimensione della mesh di volume si utilizza la formula che ci indica la minima lunghezza d'onda, nonchè massima lunghezza dell'elemento, per risolvere la massima frequenza (4.1). Considerando al massimo 8 elementi per lunghezza d'onda (accuratezza elevata) abbiamo:

$$f_{max} = \frac{c}{\lambda_{min}}$$

$$\lambda_{min} = 8 \cdot L_{max}$$
(4.1)

Nel caso in esame si vuole calcolare la propagazione del rumore fino a frequenze pari a 2000 Hz ( $f_{max}$ ). Gli 8 elementi lineari per lunghezza d'onda derivano dai criteri standard dell'analisi acustica su Actran.Da (4.1) si ottiene un  $\lambda_{min}$  pari a 0.021 m, il che vuol dire che si possono utilizzare elementi fino a 21 mm per la mesh di volume.I parametri scelti per questa analisi sono indicati in tabella (4.3).

Dominio	Dimensione max mesh 3D
Sorgente	0.015 m
Propagazione	0.020 m

Tabella 4.3: Dimensione domini mesh 3D su Actran.

Si creano i domini per le due zone (sorgente e propagazione).I domini possono contenere uno o più PID (per ogni parte distinta delle mesh, Actran crea automaticamente un PID).

#### Analisi: Direct Frequency Response

La "Direct Frequency Response" è la più comune analisi di Actran, ed è utilizzata per calcolare la risposta in frequenza di un sistema acustico sottoposto ad una specifica eccitazione.Il sistema di equazioni da risolvere è il (4.2) per diverse pulsazioni  $\omega = 2\pi f$ , con f le varie frequenze che si vogliono risolvere [17].

$$(\boldsymbol{K} + i\omega\boldsymbol{C} - \omega^2\boldsymbol{M})\boldsymbol{x}(\omega) = \boldsymbol{F}(\omega)$$
(4.2)

In (4.2) K è la matrice di rigidezza, C matrice di smorzamento, M la matrice di massa, F sono i carichi a cui è sottoposto il sistema e  $x(\omega)$  le incognite da trovare.



Figura 4.10: Mesh 3D acustica su Actran: in verde la regione sorgente e in blu la regione propagazione.

Il solver utilizzato per risolvere il sistema di equazioni (4.2) è MUMPS.L'intervallo di frequenze per cui si vuole effettuare l'analisi di risposta in frequenza si ricava dalla cartella delle sorgenti (in formato NFF), ottenuta con l'analisi iCFD, che vedremo nel paragrafo successivo.Si imposta la massima frequenza per cui si vuole risolvere il campo di propagazione acustica, che nel nostro caso corrisponde a 2000 Hz.

Nella DFR si aggiunge il componente "*Finite Fluid*": è il componente standard utilizzato per modellare i mezzi acustici finiti. Per questo componente occorre selezionare il mezzo fluido considerato e il dominio a cui è applicato. Nel caso corrente il mezzo fluido in cui si propagano le onde acustiche è l'aria, con proprietà:  $\rho=1.225 \text{ kg/m}^3$  e c=340 m/s; mentre i domini di interesse sono tutti, cioè il dominio sorgente e il dominio propagazione. Le superfici di contorno del componente *Finite Fluid* sono considerate come pareti rigide, le quali riflettono completamente le onde acustiche.Nel caso analizzato si vuole ricreare la condizione di propagazione del rumore nella cabina di un veicolo e per questo motivo non è stata inserita alcuna condizione al contorno di *Infinite Fluid*, la quale simulerebbe l'effetto di propagazione in campo aperto (*Far Field*).

Per il calcolo della propagazione delle onde acustiche si sfrutta l'analogia di Lighthill: numericamente su Actran VI si aggiunge nell'analisi di risposta in frequenza la condizione al contorno di *Lighthill Volume*.Questa BC deriva dall'analogia aeroacustica di Lighthill, sfruttata dal solutore acustico Actran.Ricordiamo che il termine a destra dell'equazione della propagazione delle onde acustiche, secondo la formulazione di Lighthill (2.34), contiene le sorgenti di volume e le sorgenti di superficie.Le prime derivano dal rumore generato dai flussi turbolenti: Actran è in grado di calcolare queste sorgenti di rumore a partire dalla soluzione fluidodinamica.Nella BC *Lighthill Volume* si inserisce il nome del file .nff contente le sorgenti ottenute dall'analisi iCFD, descritta nel dettaglio nel paragrafo che segue.Poichè è possibile avere sorgenti di rumore aeroacustico lungo i confini del dominio fluidodinamico, è necessario introdurre un'ampiezza di filtro (*Filter amplitude*), settata nel caso attuale a 0.05, per evitare effetti spuri di rumore, dovuti al fenomeno di troncamento delle condizioni al contorno della CFD.

Ultimo step è inserire i microfoni virtuali in grado di misurare la pressione in determinati punti della zona di propagazione.Il microfono in Actran è un elemento 0D, quindi si creano dei punti.A questi punti si assegna un dominio e si aggiunge un "*Field point*", cioè un campo dove la pressione fluida è un output, e serve per potere ottenere i risultati in termini di SPL.I microfoni devono essere posti nella zona di propagazione, nel nostro caso all'esterno del cuore del getto del condotto, quindi lontani dalle variazioni fluidodinamiche importanti.Per scegliere la posizione ci basiamo sul grafico della velocità turbolenta (4.6) e (4.7) ottenuta con STAR CCM+.Come si può osservare dalle figure (4.12) e (4.11), i microfoni virtuali sono stati distribuiti lungo una circonferenza di raggio 0.5 m e distanti 3.5 m lungo x dall'ingresso condotto.



Figura 4.11: Posizione microfoni indicati con i pallini rossi nel grafico della velocità piano yz.



Figura 4.12: Posizione microfoni indicati con i pallini rossi nel grafico della velocità piano xy.

Altri output che si possono ottenere con l'analisi di risposta in frequenza sono gli *Output maps*, cioè le mappe di pressione per ogni frequenza analizzata.Si possono selezionare i domini in cui ci interessa vedere tali output, nel nostro caso tutti (sorgente e propagazione).

#### Analisi iCFD

Come descritto nella sezione 3.1, il metodo SNGR permette attraverso l'utility iCFD di processare i risultati dell'analisi CFD calcolando le sorgenti di rumore aeroacustico all'in-

terno del condotto.É possibile sfruttare l'analogia di Lighthill per il calcolo del termine a destra dell'equazione delle onde acustiche, poichè sono rispettate le ipotesi di incomprimibilità del flusso, come si può osservare dal valore del Mach assunto dal flusso all'interno condotto (4.13) (inferiore a 0.3).



Figura 4.13: Valori del numero di Mach assunti dal flusso all'interno del condotto, piano xz.

In figura (4.14) uno screen degli input e dei parametri richiesti dal software Actran per utilizzare l'analisi ICFD con metodo SNGR.

- INPUT DRIVER [17]: nome del software utilizzato per ottenere i risulti CFD (STAR CCM+ nel nostro caso)
- INPUT FILE: nome del file CFD
- OUTPUT DRIVER: formato risultati analisi ICFD (.nff)
- OUTPUT FILE: nome del file .nff
- ACTRAN FILE: file analisi acustica .edat che contiene il modello aeroacustico

Occore poi inserire i parametri dell'analisi SNGR:

- TURBULENCE THRESHOLD METHOD: permette di specificare una soglia di energia turbolenta al di sopra della quale verrano calcolati i contributi di sorgente.RELATIVE si seleziona di default. Il TURBULENCE THRESHOLD LEVEL di default è 0.001. Aumentare questo valore significa trascurare più contributi di energia cinetica turbolenta.
- TURBULENCE MODEL: specifica il modello matematico usato per il campo turbolento.
- NUMBER OF SAMPLES: indica il numero di campioni che devono essere generati stocasticamente.
| RFD 1                                 | 🔼 Sngr         | ×     |                   | •••         |
|---------------------------------------|----------------|-------|-------------------|-------------|
| Properties                            |                |       |                   |             |
| *Input driver                         |                |       |                   |             |
|                                       |                |       |                   | •           |
| *Input file Supp                      | orts '* ' to s | selec | t multiple files. |             |
|                                       |                |       |                   | <b>F</b>    |
| *Output driver                        |                |       |                   |             |
|                                       |                |       |                   | •           |
| *Output file                          |                |       |                   | <b></b>     |
| *Actrap filo                          |                |       |                   |             |
| Action lie                            |                |       |                   | <b>&gt;</b> |
| Turbulence thre                       | shold metho    | bd    |                   |             |
|                                       |                |       | •                 | Ð           |
| Turbulence thre                       | shold level    |       |                   |             |
| Default : 0.001                       |                |       | Ð                 |             |
| Turbulence model                      |                |       |                   |             |
|                                       |                |       | *                 | Ð           |
| Number of sam                         | ples           |       |                   |             |
| Default : 30                          |                |       |                   | U           |
| Number of turk                        | ulent modes    | 5     |                   |             |
|                                       |                |       |                   | U           |
| Compute Li                            | ghthill volum  | ie    |                   | Ð           |
| Compute Mohring volume                |                |       | Ð                 |             |
| Compute DGM Bogey-Bailly- Juve source |                |       | Ð                 |             |

Figura 4.14: Screen utility iCFD metodo SNGR su Actran.

TURBULENCE THRESHOLD LEVEL	10%
TURBULENCE MODEL	k-e
NUMBER OF SAMPLES	20
NUMBER OF TURBULENT MODES	15

Tabella 4.4: Valori parametri analisi SNGR scelti.

• NUMBER OF TURBULENT MODES: indica il numero di modi di Fourier che devono essere usati per la ricostruzione delle sorgenti di rumore.

In tabella (4.4) sono indicati i valori dei parametri scelti per il caso in esame.

In questo caso si seleziona l'opzione "COMPUTE LIGHTHILL VOLUME", volendo calcolare le sorgenti di volume con l'analogia di Lighthill.

Il range di frequenze da analizzare si indica nei settaggi dell'analisi iCFD (Add Frequency). In questo caso si sceglie 100 Hz < f < 2000 Hz con uno step di 100 Hz. In questo modo si otterranno i risultati per 20 differenti frequenze. Un'analisi più specifica, con uno step di frequenze ridotto comporta un maggior costo computazionale. La scelta effettuata risulta essere un ottimo compromesso tra i risultati e il tempo di calcolo per un primo approccio con l'analisi aeroacustica.

L'ultimo passaggio è l'aggiunta dello spettro turbolento (TURBULENCE SPECTRUM): si seleziona VON KARMAN-PAO di default.

Concluso il pre-processing si possono esportare le analisi (iCFD e DFR) e procedere con il loro lancio con Actran.

#### 4.3.4 Risultati simulazione aeroacustica

Visualizziamo ora i risultati della simulazione aeroacustica, ottenuti dall'accoppiamento di STAR CCM+ e Actran, in termini di distribuzione di sorgenti, mappe di pressione e andamento del livello di intensità sonora (SPL).

Le mappe di distribuzione delle sorgenti e delle pressioni si ottengo da una media dei 20 campioni calcolati con l'analisi iCFD, e di queste sono mostrati i risultati ad alcune frequenze analizzate.Come primo approccio a questa problematica si è utilizzato un solo caso di carico, per ridurre i tempi di calcolo ottenendo un trend dei risultati comunque attendibile.

#### Mappe di distribuzione delle sorgenti



Figura 4.15: Distribuzione di sorgenti a 300 Hz piano xz.

Dalle mappe della distribuzione delle sorgenti (figure (4.15)(4.16)(4.17)(4.18)(4.19)(4.20)(4.21)) si nota un aumento dell'intensità delle sorgenti all'aumentare della frequenza fino a 1000 Hz; a seguire abbiamo una riduzione di tale intensità, probabilmente dovuta all'instaurarsi di un flusso completamente turbolento nel condotto.La zona di maggior interesse per la generazione di rumore è la regione a valle dell'orifizio, come ci si aspettava osservando il grafico dell'energia cinetica turbolenta (4.8) ottenuto dalla simulazione CFD.É quella la zona con il più alto livello di turbolenza, e di conseguenza è la regione generatrice del rumore aerodinamico.La scala dei colori delle mappe delle sorgenti va dal blu al rosso, e quindi i punti rossi indicano le sorgenti acustiche più intense.

#### Mappe di pressione

La grandezza raffigurata nelle mappe di pressione (figure (4.22) (4.23) (4.25) (4.26) (4.27) (4.28) (4.29) (4.30) (4.31)) è l'ampiezza delle onde di pressione in dB.Nelle mappe di pressione si mostra la propagazione del segnale acustico nel dominio di propagazione.Tale







Figura 4.17: Distribuzione di sorgenti a 800 Hz piano xz.



Figura 4.18: Distribuzione di sorgenti a 1000 Hz piano xz.







Figura 4.20: Distribuzione di sorgenti a 1800 Hz piano xz.



Figura 4.21: Distribuzione di sorgenti a 2000 Hz piano xz.







Figura 4.23: Distribuzione di pressione a 300 Hz piano xz.



Figura 4.24: Distribuzione di pressione a 500 Hz piano xz.



Figura 4.25: Distribuzione di pressione a 600 Hz piano xz.



Figura 4.26: Distribuzione di pressione a 800 Hz piano xz.



Figura 4.27: Distribuzione di pressione a 1000 Hz piano xz.



Figura 4.28: Distribuzione di pressione a 1200 Hz piano xz.



Figura 4.29: Distribuzione di pressione a 1500 Hz piano xz.



Figura 4.30: Distribuzione di pressione a 1800 Hz piano xz.



Figura 4.31: Distribuzione di pressione a 2000 Hz piano xz.

segnale è generato dalle sorgenti di rumore presenti nel condotto e analizzate poco prima. Le mappe di pressione sono in stretta relazione con le mappe delle sorgenti, infatti si può notare lo stesso andamento in termini di intensità delle sorgenti e dell'ampiezza del segnale di pressione. A 100 Hz non sono ancora visibili i modi di propagazione, che iniziano ad osservarsi intorno ai 200 Hz. A 300 Hz si nota la presenza di onde piane che si propagano nella regione cilindrica. A 600 Hz l'intensità del segnale acustico è molto elevata, il che è evidenziato dalla totale presenza del colore rosso nel condotto e nella zona di propagazione. Come già visto per le sorgenti da 1000 Hz fino ai 2000 Hz le sorgenti sono meno intense, e questo si rispecchia anche nell'intensità delle onde di pressione (le zone assumono una colorazione gialla tendente al blu).

Sulle pareti della regione di propagazione è visibile la riflessione delle onde verso l'interno dello stesso volume, come ci si aspettava avendo settato una condizione al contorno di *Finite Fluid*, quindi con pareti completamente riflettenti.

#### $\mathbf{SPL}$

Per visualizzare i risultati in termini di SPL in dB occorre utilizzare PLTViewer, l'utility di Actran per il post-processing dell'analisi acustica.La numerazione dei microfoni è indicata in figura (4.32).

I valori del livello di pressione sonora ottenuti per i 6 microfoni disposti lungo la circonferenza, sono tra loro molto vicini, come si può notare in figura (4.33).

Per semplicità di lettura si fa una media tra i valori di tutti i 6 microfoni; tale media è mostrata nel grafico in figura (4.34).

Con il metodo SNGR si ottengono valori di SPL relativi, quindi le quantità in dB non vanno considerate quantitativamente, ma si ci si affida al solo andamento della curva.Dal grafico (4.34) possiamo notare un picco elevato a 600 Hz,una delle frequenze di risonanza del condotto.Per frequenze più elevate il SPL mantiene un andamento circa costante su tutte le frequenze.



Figura 4.32: Numerazione posizione microfoni in Actran piano yz.



Figura 4.33: SPL microfoni in figura (4.32).



Figura 4.34: SPL media microfoni in figura (4.32).

# 5. Materiali fonoassorbenti

I materiali fonoassorbenti sono una soluzione per l'attenuazione del rumore negli ambienti, poichè quando un campo sonoro incide sulla superficie di un materiale fonoassorbente, esso ha la capacità di assorbire un'elevata quantità di potenza sonora riducendone così quella riflessa [9].

Per caratterizzare un materiale fonoassorbente si ricava il coefficiente di assorbimento, definito come il rapporto tra l'energia sonora assorbita dalla superficie e l'energia sonora incidente sulla stessa superficie [14]. Il coefficiente di assorbimento è un indicatore della quantità di intensità sonora che il materiale fonoassorbente è in grado di assorbire. Esso si può calcolare come:

$$\alpha = 1 - |R(\omega)|^2$$

$$R(\omega) = \frac{p_{riflessa(\omega)}}{p_{incidente(\omega)}} \frac{Z(\omega) - \rho c}{Z(\omega) + \rho c}$$
(5.1)

dove  $R(\omega)$  è il coefficiente di riflessione, Z è l'impendenza acustica del materiale (numero complesso definito come il rapporto tra la pressione e la velocità),  $\rho$  la densità dell'aria (1.225 kg/m<sup>3</sup>) e c la velocità del suono nell'aria (340 m/s).

Il valore di  $\alpha$  è compreso tra 0 e 1: 0 se si tratta di superfici non assorbenti e 1 invece se si hanno superfici totalmente assorbenti. A causa degli effetti di diffrazione del bordo, nella realtà non si hanno mai coefficienti di assorbimento unitari.

# 5.1 Materiali porosi

I materiali porosi appartengono alla categoria dei materiali fonoassorbenti [9]: consentono la dissipazione quasi totale della potenza sonora incidente alle medio e medio-alte frequenze.

I materiali porosi presentano una struttura con un'alta percentuale di aria al loro interno, il che permette la dissipazione delle onde sonore per attrito viscoso sulle pareti della struttura dello stesso materiale. Un materiale poroso efficiente acusticamente deve avere alta porosità e bassa resistenza al flusso d'aria.Questi ultimi due, insieme alla tortuosità, costituiscono le proprietà microstrutturali del materiale poroso [14].

• **Porosità**: è definita come nell'equazione (5.2)

$$\Omega = \frac{V_f}{V_s} = 1 - \frac{V_s}{V_t} \tag{5.2}$$

dove  $V_t$  è il volume totale somma del volume di fluido  $(V_f)$  e del volume di solido  $(V_s)$  [17]. Valori tipici sono tra 90% e 95%.

• Resistenza al flusso: è il parametro che quantifica la dissipazione energetica all'interno del materiale (definito nell'equazione (5.3))

$$\sigma_s = \frac{\Delta p}{U} \tag{5.3}$$

con  $\Delta p$  perdita di carico tra gli estremi del campione di materiale, e U la velocità volumetrica del flusso d'aria che attraversa il materiale  $[m^3/s]$ . Il valore della resistenza al flusso deve essere compreso in un determinato intervallo, poichè un valore troppo basso non permetterebbe la dissipazione delle onde acustiche, e un valore troppo alto implicherebbe unicamente la loro riflessione.

Nei materiali omogenei con spessore d si utilizza la resistenza normalizzata, detta resistività (5.4)

$$\sigma = \frac{\Delta p}{Ud} \tag{5.4}$$

• **Tortuosità**: descrive la difficoltà dell'onda acustica (cioè della particella di aria) ad attraversare il materiale da un punto ad un altro.Quindi è influenzata dalla geometria della struttura del materiale ed è definita nell'equazione (5.5)

$$T = \frac{\langle \lambda \rangle}{L} \tag{5.5}$$

con < $\lambda$ > lunghezza media del percorso che il fluido deve fare e L la lunghezza del campione di materiale.

I materiali porosi possono essere sottoposti a diversi processi produttivi, che modificano la geometria della struttura variando le prestazioni acustiche.

Per descrivere il comportamento acustico dei materiali porosi occorre definire dei parametri geometrici riguardanti la struttura dei pori e l'elasticità dello scheletro del materiale.I materiali porosi utilizzati in acustica hanno un comportamento viscoelastico, infatti rientrano nella categoria dei poroelastici [9].Per spiegare il comportamento meccanico ed elastico della struttura di un poroso si utilizza la teoria di Biot.

Le assunzioni della teoria di Biot sono [17]:

- il mezzo eterogeneo è inteso come un mezzo omogeneo equivalente, in cui una frazione di volume Ω rappresenta la fase fluida (quindi l'aria all'interno del poroso) e la restante frazione di volume (1-Ω) è occupata dalla struttura del poroso (fase solida);
- la lunghezza d'onda  $\lambda$  è molto maggiore di ogni parametro del poroso (es. dimensione dei pori)
- in ogni punto sono definiti gli stress elastici e la pressione
- l'aria è un continuo
- ipotesi di piccoli spostamenti  $\rightarrow$  teoria dell'elasticità lineare
- i pori chiusi sono considerati come appartenenti allo scheletro della struttura porosa

Parametro	Definizione	U.D.M.
Porosità	Percentuale di pori all'interno del materiale $(5.2)$	adimensionale
Resistività	Resistenza relativa all'interazione di forze viscose tra	$\mathrm{N}\cdot/m^2$
	lo scheletro solido e il fluido $(5.4)$	
Fattore di Biot	Coefficiente di accoppiamento tra lo scheletro e il	adimensionale
	fluido, vale 1 per la maggior parte dei materiali	
Bulk modulus	Misura la compressibilità del fluido senza i pori	$\mathrm{N}/m^2$
Tortuosità	Rapporto tra il percorso tortuoso medio e il percorso	adimensionale
	liscio che una particella deve attraversare lungo un	
	materiale poroso $(5.5)$	

Tabella 5.1: Parametri di Biot.

I parametri di Biot sono descritti nella tabella (5.1).

In realtà, i parametri che descrivo il materiale poroso si suddividono in tre categorie principali: parametri elastici, parametri acustici e proprietà poro-meccaniche. Per semplicità si utilizzano le ipotesi della teoria di Biot, i cui parametri appartengono alle tre categorie sopra elencate, riuscendo a descrivere correttamente il materiale poroso che si vuole trattare.Tra le proprietà poro-meccaniche abbiamo la lunghezza viscosa caratteristica e lunghezza viscosa termica, solitamente fornite con i parametri di Biot per una maggiore accurattezza dell'analisi.

La lunghezza viscosa caratteristica  $\lambda_v$  descrive la dipendenza della resistenza al flusso dalla frequenza, mentre la lunghezza termica caratteristica  $\lambda_t$  descrive la dipendenza dalla frequenza del bulk modulus.Quindi la prima mostra gli effetti viscosi e la seconda gli effetti termici, entrambi alle medio-alte frequenze.

# 5.2 Tecniche di misura delle proprietà dei materiali

Per caratterizzare un materiale fonoassorbente esistono due tecniche standardizzate: misura con tubo di Kundt e misura in camera riverberante (quest'ultima non sarà trattata in questo lavoro di tesi) [14].

Il **tubo di Kundt** è costituito da un tubo a sezione circolare: in un'estremità è inserito il campione del materiale da testare, nell'altra estremità è presente una sorgente sonora, ad esempio un altoparlante; nella parte finale del condotto sono inseriti i microfoni.

Il campione di materiale inserito nel tubo di Kundt deve essere di piccole dimensioni, e le onde sonore devono arrivare perpendicolari alla superficie del campione (onde piane all'interno del tubo). Infatti, dal tubo di Kundt si estrae il coefficiente di assorbimento ad incidenza normale. La frequenza massima misurabile [14] all'interno del tubo, dipende dalla velocità del suono e dal diametro dello stesso tubo come si vede nell'equazione (5.6): è la massima frequenza da rispettare per avere solo onde piane all'interno del tubo.

$$f_{max} = \frac{c}{2d} \tag{5.6}$$

La normativa, che regola l'utilizzo del tubo di Kundt (UNI EN ISO 10534-1), presenta due metodi di misura:

- UNI EN ISO 10534-1 [1] *Metodo delle onde stazionarie*: vengono sfruttati i toni puri, e l'intervallo di frequenza è limitato. Analizzando un tono puro per volta, questa tecnica richiede tempi lunghi.Inoltre il microfono per l'acquisizione viene spostato ogni volta, generando diversi errori di misura [9].
- UNI EN ISO 10534-1 [2]: Metodo della funzione di trasferimento:in figura 5.1 si può vedere l'altoparlante da un lato del tubo, il campione dal lato opposto e la disposizione dei due microfoni posti alle distanze  $z_1$  e  $z_2$  dal campione di prova. Il metodo prende il nome dalla funzione di trasferimento  $H_{12}$  attraverso la quale è possibile calcolare il coefficiente di riflessione complesso R, che ci permette a sua volta di calcolare il coefficiente di assorbimento ad incidenza normale del materiale da caratterizzare.

L'altoparlante genera un campo acustico, solitamente rumore bianco, all'interno del tubo: i microfoni misurano le pressioni sonore nelle due postazioni (5.7):

$$p_{1} = \hat{p}_{i}e^{ik_{0}z_{1}} + \hat{p}_{r}e^{-ik_{0}z_{1}}$$

$$p_{2} = \hat{p}_{i}e^{ik_{0}z_{2}} + \hat{p}_{r}e^{-ik_{0}z_{2}}$$
(5.7)

con  $p_i$  e  $p_r$  le pressioni sonore incidente e riflessa rispettivamente.La funzione di trasferimento del campo sonoro totale  $H_{12}$  è data dal rapporto tra la pressione sonora misurata dal microfono 2 (più distante dall'ingresso del tubo) e quella misurata dal microfono 1.Da  $H_{12}$  si può ricavare il coefficiente di riflessione R con l'equazione (5.8) e da questo il coefficiente di assorbimento  $\alpha$  da (5.1):

$$R = \frac{H_{12} - H_i}{H_r - H_{12}} e^{2ik_0 z_1}$$
(5.8)

ricordando che  $\hat{p}_r = R\hat{p}_i$ .



Figura 5.1: Tubo di Kundt con metodo della funzione di trasferimento [14].

Essendoci due microfoni è necessario effettuare un'operazione di calibrazione. Utilizzando questo metodo vi è una limitazione sulla minima frequenza misurabile dal tubo  $f_{min} = \frac{c}{20|z_2-z_1|}$ , la quale dipende dalla posizione dei microfoni.Tra  $f_{min}$  e  $f_{max}$ (5.6) si sceglie la più bassa.

Attraverso dei modelli matematici è possibile calcolare il coefficiente di assorbimento ad incidenza diffusa a partire da quello ad incidenza normale.I risultati ottenuti con il tubo di Kundt risultano essere più precisi e meno variabili rispetto a quelli ottenuti in camera riverberante [14].

Con il tubo di Kundt è possibile calcolare un'altra proprietà che caratterizza i materiali porosi.Si tratta del coefficiente di ammettenza normale  $A_n$ , definito come il rapporto tra la velocità normale alla superficie colpita dall'onda acustica, e la pressione acustica [17].Il suo inverso è chiamato impedenza normale (5.9).

$$Z_n = \frac{p}{\vec{v_n}} = \frac{1}{A_n \rho c} \tag{5.9}$$

## 5.3 Caratterizzazione materiale sperimentale

É stato caratterizzato un materiale poroso all'interno del "Laboratorio di Acustica" dell'azienda Adler Pelzer Group.

Il set-up sperimentale è costituito da:

- Tubo di Kundt con diametro 45 mm (5.2)A, metodo con normativa UNI EN ISO 10534-1 [2], con range di frequenza in bande di 1/3 di ottava tra 100 e 4000 Hz
- Generatore di segnale casuale (bianco o rosa)
- Amplificatore collegato all'altoparlante
- Strumentazione elettronica per l'eleaborazione dei segnali provenienti dai microfoni e per il calcolo della funzione di trasferimento
- Campione di materiale poroso con spessore 3.5 mm con caratteristiche (visibile in figura (5.2)B):
  - resistività 166448 N·s/ $m^4$
  - solid density 246 kg/ $m^3$
  - porosità 0.99
  - tortuosità 1.30
  - lunghezza viscosa 10.53 μm
  - lunghezza termica 11.62  $\mu\mathrm{m}$

Per materiale in figura (5.2)B è stato misurato sperimentalmente, utilizzando il metodo della funzione di trasferimento del tubo di Kundt, il coefficiente di assorbimento normale, per un intervallo di frequenze da 400 Hz a 4000 Hz circa.

Dalla figura (5.3) si osserva un valore di  $\alpha < 0.1$  fino a 2000 Hz, e comunque il valore del coefficiente di assorbimento non supera 0.25 per frequenze superiori.Dal grafico del coefficiente di assorbimento ci aspettiamo una riduzione del rumore nel range di frequenze da 500 Hz a 4000 Hz.

I valori del coefficiente di assorbimento sono stati invertiti tramite un software dedicato, ottenendo i valori del coefficiente di impedenza normale del materiale poroso, e di conseguenza anche quelli dell'ammettenza normale, come mostrato in figura (5.4).



Figura 5.2: A) Tubo di Kundt diametro 45 mm B)Materiale poroso caratterizzato.



Figura 5.3: Coefficiente di assorbimento dati sperimentali.



Figura 5.4: Coefficiente di ammettenza normale dati sperimentali.

# 6. Simulazione Tubo di Kundt

# 6.1 Pre-processing

Utilizzando il software di calcolo Actran è stato simulato il modello del tubo di Kundt e sono stati calcolati i coefficienti di assorbimento e di ammettenza normali, per essere confrontati con i valori sperimentali, e determinare il grado di affidabilità del calcolo numerico.

La geometria è stata creata in ambiente Actran VI ed è composta da un tubo cilindrico con diametro 45 mm e lunghezza 57 cm.Da un'estremità è stata estrusa la superficie di base circolare per uno spessore pari a 3.5 mm, questo piccolo cilindro rappresenta il campione di materiale poroso (6.1).

Si procede con la mesh: si vuole avere una soluzione fino a frequenze pari a 4000 Hz, per la mesh 3D si considerano 6 elementi quadratici per lunghezza d'onda (accuratezza elevata per geometrie semplici), secondo la formula (6.1) si ottiene la dimensione massima di ogni elemento, e cioè circa 14 mm.

$$f_{max} = \frac{c}{\lambda_{min}}$$

$$\lambda_{min} = 4 \cdot L_{max}$$
(6.1)

Nelle equazioni (6.1) compaiono le grandezze:  $f_{max}$  frequenza massima che si vuole risolvere,  $\lambda_{min}$  lunghezza d'onda minima relativa ad  $f_{max}$  e  $L_{max}$  lunghezza massima di un elemento di mesh.

Per la mesh 2D del tubo sono stati utilizzati elementi QUAD di 5 mm, mentre per meshare superficialmente le due superfici circolari sono stati usati elementi TRIA di dimensione 4 mm. La dimensione della mesh 3D è di circa 10 mm per il tubo e di circa 5 mm per le superfici circolari.

Si creano i domini per gli elementi di mesh volumetrica:

- Tubo

- Materile poroso 3D

- Ingresso tubo (superficie cilindrica 2D di ingresso).

Come per l'analisi acustica nel condotto si imposta la DFR (Direct Frequency Response). Il range di frequenze che si indaga in questa analisi è 50 Hz < f < 4000 Hz con uno step di 50 Hz. In questo modo si estende l'analisi di caratterizzazione del poroso alle basse frequenze (si ricordi che la frequenza minima delle prove sperimentali è 400 Hz) e ci si riconduce alla massima frequenza analizzata sperimentalmente (4000 Hz). Questo intervallo di frequenze va inserito nelle proprietà della *Direct frequency response* (6.4).

Nell'analisi si aggiungono i componenti (i componenti caratterizzano le proprità e l'interpretazione fisica del dominio degli elementi finiti) i quali sono connessi ai materiali.Si



Figura 6.1: Geometria tubo di Kundt su Actran VI.



Figura 6.2: Dettaglio mesh 3D tubo di Kundt su Actran VI.

aggiunge il componente Finite Fluid con "Fluid material" aria (proprietà  $\rho{=}1.225~{\rm kg}/m^3$  e c=340 m/s). Il componente Finite Fluid descrive il mezzo in cui il campo acustico si propaga, nel nostro caso appunto l'aria.

TOPOLOGIES 💿 🕲 🔾	P
🔻 📢 TOPOLOGY 1	
🔻 🚽 Mesh	
▶ 👾 3D	
▶ 🚽 2D	
► -= 0D	
🔻 🥞 Domains	
💕 All_1	
🕨 👻 Inlet	
🕨 🥞 Poroso	
🕨 🥞 Tubo	
🛐 Partitions	

Figura 6.3: Screen "Domain tree".

💼 Direct Free	quency Resp	oonse 1	×		•••	×
Direct Frequency Response				$\bigcirc$		
Unit System	Unit System m - kg - s (SI) 🔻 🦛 👌					
Frequency	Y					
Frequencies	•					
Progressio	Freqs list	Freq Sta	rt S	tep/Num	Freq En	d
1 LINEAF -	Hz	50	Hz 5	0 H:	z 4000	Hz

Figura 6.4: Tabella proprietà Direct Frequency Response.

Va inserito un altro componente connesso con le proprietà del materiale poroso in esame.In questo caso vanno discussi i modelli matematici che descrivono i materiali porosi.

#### Modelli matematici dei materiali porosi

In Actran i materiali porosi si basano sul modello di Biot e possono essere definiti in base alle loro proprietà [17], le quali sono suddivise in 4 categorie, come indicato nella tabella (6.1).

Proprietà del fluido	Densità del fluido, modulo di Bulk, viscosità,
	conducibilità termica, $C_p$ e $C_v$
Parametri dello scheletro elastico	Densità del solido, modulo di Young, rapporto di
	Poisson
Proprietà dell'interazione tra solido	Porosità, resistività del flusso, fattore di Biot,
e fluido	tortuosità
Parametri del micromodello	Lunghezza viscosa, lunghezza termica, tortuosità
	viscosa, tortusosità termica, permeabilità termica

Tabella 6.1: Proprietà dei materiali porosi suddivise per categoria.

Ci sono diversi modelli matematici, tra cui scegliere quello che meglio approssima il comportamento acustico del materiale poroso:

- Porous UP: è la formulazione più completa, ma anche computazionalmente più costosa.Richiede le proprietà meccaniche, e quindi la definizione del modulo vibroacustico (che nel nostro caso non tratteremo).Si utilizza per i materiali che hanno uno scheletro elastico.
- Rigid porous: è utilizzato per i materiali con uno scheletro rigido, per il quale il suo spostamento risulta nullo.
- Lumped porous: è un ottimo compromesso tra accuratezza e performance.É utilizzato per i porosi con uno scheletro estremamente morbido ("*extremely soft*" [17]).
- Delany Bazley porous & Miki porous: si basano modelli numerici semiempirici (formulati basandosi su prove sperimentali).Sono formulazioni meno accurate rispetto al Porous UP ma richiedono un numero inferiore di parametri fisici in input per il calcolo delle proprietà acustiche.Il modello di Delany Bazley è monoparametrico: è richiesta la sola resistività per calcolare la parte reale e immaginaria dell'impedenza acustica.Il modello considera solo l'effetto assorbente del materiale, ed è valido per un range di frequenze  $0.01 < \frac{f}{R} < 1$ , con R resistività del poroso.Nel modello di Miki sono richiesti 3 parametri: porosità e tortuosità del materiale, oltre alla sua resistività.

In base al modello scelto sono richieste determinate proprietà, la resistività e la porosità sono sempre obbligatorie. Se si definiscono le lunghezze caratteristiche, le quali appartengono ai parametri del micromodello, si attiva il modello Johnson-Champoux-Allard. Quest'ultimo è quello ad oggi più utilizzato per i diversi materiali porosi [9].

Il materiale caratterizzato in laboratorio non presenta una struttura rigida, ma soffice, motivo per cui si avvicina ai modelli Lumped Porous, Delany Bazley Porous e Miki Porous.Tutti e tre singolarmente sono stati inseriti come componente nell'analisi acustica del tubo si Kundt, al fine di valutarne il coefficiente di assorbimento e il coefficiente di ammettenza normali e poter confrontare tali risultati con quelli sperimentali, in modo da individuare il modello che più rispecchia il poroso analizzato.

Si aggiunge il componente poroso all'analisi selezionando il modello matematico e inserendo le proprietà del materiale che si hanno a disposizione.

Si procede con l'inserimento delle condizioni al contorno.Per simulare il funzionamento del tubo di Kundt si deve ricreare la sorgente sonora (eccitazione) all'ingresso del tubo, che nel caso reale è fornita dall'altoparlante.Si tratta di rumore bianco che genera solo onde piane.Quindi possiamo inserire sul dominio superficiale di ingresso (superficie circolare 2D) una BC velocità con modulo unitario, direzione parallela al tubo e diretta verso il campione di materiale.In questo modo il campo sonoro all'interno del tubo è costituito da onde piane che incidono perpendicolarmente il materiale poroso posto all'estremità opposta del tubo.

Ultimo step del pre-processing consiste nell'aggiungere i microfoni virtuali.Si creano dei punti, nel nostro caso uno solo posto al centro del campione di materiale (6.5).

Finito il pre-processing in Actran VI, si può esportare l'analisi e lanciarla con Actran.



Figura 6.5: Posizione microfono nel tubo di Kundt (0,0,-0.57) m.

# 6.2 Post-processing

Con l'utility PLTViewer di Actran è possibile plottare il coefficiente di assorbimento normale e l'ammettenza normale.

Per visualizzare l'andamento di  $\alpha$  le ascisse saranno le frequenze in scala logaritmica, mentre nelle ordinate abbiamo i diversi valori del coefficiente di assorbimento normale ottenuti con la formula:  $1-AMPLITUDE(((set_1["POINT_1", "1", "fp"]/set_1["POINT_1", "1", "fvz"]-340*1.225)/(set_1["POINT_1", "1", "fp"]/set_1["POINT_1", "1", "fvz"]+340*1.225))**2)$ (6.2).

$$\alpha = 1 - \left| \frac{\frac{\hbar}{\Lambda} - c\rho}{\frac{\hbar}{\Lambda} + c\rho} \right| \tag{6.2}$$

In figura (6.6) sono mostrati i grafici del coefficiente di assorbimento per i modelli matematici: Lumped Porous, Delany Bazley Porous e Miki Porous.

Confrontando gli andamenti dei tre modelli matematici con l'andamento sperimentale, figura (6.7), si può notare come il modello che più si avvicina ai valori sperimentali è il Miki Porous.Inoltre in tabella (6.2) sono riportati i valori degli errori percentuali di ogni modello matematico: a conferma di quanto detto prima, il Miki Porous ha un errore inferiore rispetto agli altri due.

Modello	Errore %
Lumped Porous	0.51
Delany Bazley Porous	0.28
Miki Porous	0.12

Tabella 6.2: Errori percentuali del coefficiente di assorbimento normale dei modelli matematici Lumped Porous, Delany Bazley e Miki Porous rispetto al caso sperimentale.

Sempre in ambiente PLTViewer è possibile plottare l'ammettenza normale per i tre modelli matematici (6.8), e anche in questo caso confrontare i risultati con il caso sperimentale (6.9).L'ammettenza è un numero complesso, quindi avrà una parte reale e una immaginaria. Il grafico dell'ammettenza ha sulle ascisse le frequenze in Hz e due scale per le ordinate, una per i valori reali e una per quelli immaginari.Le formule utilizzate per le ordinate sono:

$$\begin{split} REAL(set_1["POINT_1","1","fvz"]/set_1["POINT_1","1","fp"]) & \\ IMAG(set_1["POINT_1","1","fvz"]/set_1["POINT_1","1","fp"]), \text{ corrispondenti alle (6.3).} \end{split}$$

$$Re(A_n) = Re\left(\frac{v_n}{p}\right)$$
  

$$Im(A_n) = Im\left(\frac{v_n}{p}\right)$$
(6.3)

In tabella (6.3) sono riportati gli errori percentuali dell'ammettenza normale di tutti i modelli matematici rispetto al caso sperimentale.

Modello	Errore % parte Re	Errore % parte Im
Lumped Porous	$1.85 \cdot 10^{-4}$	$6.01 \cdot 10^{-4}$
Delany Bazley Porous	$1.12 \cdot 10^{-4}$	$3.19 \cdot 10^{-4}$
Miki Porous	$2.18 \cdot 10^{-5}$	$4.67 \cdot 10^{-4}$

Tabella 6.3: Errori percentuali del coefficiente di ammettenza normale dei modelli matematici Lumped Porous, Delany Bazley Porous e Miki Porous rispetto al caso sperimentale.

Gli errori relativi all'ammettenza sono molto piccoli, per questo motivo ci basiamo sul coefficiente di assorbimento normale per la scelta del modello matematico che rappresenti il materiale poroso in Actran.Quindi la scelta ricade sul modello Miki Porous, scelta comprensibile considerando che questo modello simula molto bene il comportamento acustico di materiali a ridotta porosità e tortuosità superiore all'unita (per maggiori approfondimenti si rimanda alla lettura del libro "Assorbimento acustico" [9]. Come già scritto, inserendo i valori di lunghezza viscosa e di lunghezza termica, si attiverà automaticamente su Actran il modello Johnson-Champoux-Allard.



Figura 6.6: Coefficiente di assorbimento normale dei possibili modelli matematici implementati su Actran per approssimare il comportamento acustico del materiale poroso.



Figura 6.7: Confronto del coefficiente di assorbimento normale tra i dati sperimentali e i valori ottenuti numericamente con Lumped Porous, Delany Bazley Porous e Miki Porous.



Figura 6.8: Coefficiente di ammettenza normale dei possibili modelli matematici implementati su Actran per approssimare il comportamento acustico del materiale poroso.



Figura 6.9: Confronto del coefficiente di ammettenza normale tra i dati sperimentali e i valori ottenuti numericamente con Lumped Porous, Delany Bazley Porous e Miki Porous.

# 7. Applicazione del materiale sul condotto

Utilizzando Actran ci sono due metodi per inserire un materiale fonoassorbente su una geometria: come componente 3D o applicando i valori di ammettenza come condizione al contorno su una superficie 2D.

# 7.1 Componente poroso 3D modello Miki Porous

Come descritto nel capitolo 4, la geometria in esame è un condotto cilindrico con un orifizio posto a metà condotto (a 1 m dall'inizio del condotto lungo 2 m).La superficie laterale di metà condotto, a partire dall'orifizio fino all'uscita, è la parte che verrà rivestita dal materiale, evidenziata in rosso in figura (7.2).

In figura (7.2) si nota che la membrana del materiale termina 5 mm prima della fine del condotto.Questo accorgimento geometrico è stato fatto per evitare intersezioni tra lo spessore del materiale e quello del condotto.

Il materiale è l'unica differenza con il test case del caso di condotto con pareti lisce.Quindi anche questa geometria è stata importata da STAR CCM+ e presenta anch'essa lo stesso cilindro piccolo attorno al condotto, il quale rappresenta la zona sorgente, e un ulteriore cilindro più grande, zona di propagazione.

Tutti i componenti compresa la membrana hanno una mesh 2D, per la quale si sono mantenute le dimensioni del caso analizzato nel capitolo 4; mentre in questo caso la mesh volumetrica ha tre domini: sorgente, propagazione e materiale poroso.La membrana è stata estrusa verso l'esterno del tubo, andando così a creare lo spessore del materiale di 3.5 mm.Le dimensioni della mesh volumetrica sono riportate nella tabella (7.1), le quali sono state scelte considerando come lunghezza massima degli elementi quella in grado di risolvere frequenze pari a 2000 Hz utilizzando la formula (6.1).In questo caso sono stati utilizzati 8 elementi lineari per lunghezza d'onda.

$$\lambda_{min} = \frac{c}{f_{max}} = 8 \cdot L_{max}$$

$$L_{max} = \frac{\lambda_{min}}{8} = \frac{340}{8 \cdot 2000} = 0.021m$$
(7.1)

Dominio	Dimensione max mesh 3D
Poroso	$0.015 { m m}$
Sorgente	0.015 m
Propagazione	0.020 m

Tabella 7.1: Dimensione mesh acustica 3D.



Figura 7.1: Geometria condotto con la membrana di materiale poroso in evidenza.

I settaggi dell'analisi sono gli stessi del caso discusso nel capitolo 4: Direct Frequency Response e *iCFD Analysis*, e non sono riportati in questo capitolo per non appesantire la trattazione.Nel caso corrente si aggiunge nell'analisi acustica (DFR) il componente rappresentanta il materiale (7.3): materiale poroso identificato con il modello "Miki Porous", poichè come spiegato nella sezione 6.2 è il modello che meglio approssima il comportamento acustico del poroso caratterizzato in laboratorio.

Al componente "Miki Porous" si assegna il dominio chiamato "Poroso" (volume derivante dalla parte di superficie laterale, rappresentante la membrana di materiale, estrusa).

Le posizioni dei microfoni sono le stesse del capitolo 4: 6 disposti lungo una circonferenza di raggio 0.5 m, distanti 2 m dall'inizio del cilindro di propagazione.

# 7.2 Condizione al contorno 2D di ammettenza

Con Actran un secondo modo per applicare il materiale ad un condotto e valutarne il suo effetto fonoassorbente è utilizzare l'ammettenza come condizione al contorno sulla superficie 2D del condotto.In questo caso non è necessario estrudere la superficie laterale



Figura 7.2: Dettaglio mesh acustica 3D: dominio materiale poroso in rosso, dominio sorgente in verde e dominio propagazione in blu.



Figura 7.3: Aggiunta componente materiale nell'analisi della risposta in frequenza utilizzando il modello matematico Miki Porous.

di interesse del materiale, ma il dominio del poroso sarà un dominio 2D (7.4) A.Occorrerà aggiungere nei settaggi della DFR il componente "BC Admittance", assegnandoli come dominio la superficie della membrana e come valori la tabella estratta dai grafici dell'ammettenza ottenuta nel capitolo 6.2.



Figura 7.4: A)Dominio poroso 2D B)Aggiunta componente BC Admittance nell'analisi della risposta in frequenza utilizzando i valori ottenuti dall'inversione numerica del coefficiente di assorbimento normale numerico.

# 8. Confronto risultati

Per una migliore comprensione dei risultati ottenuti in termini di distribuzione di sorgenti, mappe di pressione e grafici frequenza-SPL nelle posizioni occupate dai microfoni, sono stati messi a confronto i casi analizzati.Prima il condotto condotto con aggiunta di materiale come componente poroso 3D vs condotto con aggiunta di materiale come BC 2D di ammettenza e poi condotto con pareti lisce vs condotto con aggiunta di materiale come componente poroso 3D.

# 8.1 Componente 3D vs BC 2D Ammettenza

Le analisi aeroacustiche sono state condotte per un range di frequenze dai 100 Hz ai 2000 Hz: si riportano di seguito i risultati considerando medio-basse frequenze.Si ricordi che le frequenze per l'acustica sono divise in tre gruppi [17]:

- f<500 Hz basse frequenze
- 500 Hz<f<2000 Hz medie frequenze
- f>2000 Hz alte frequenze

### 8.1.1 Mappe di distribuzione delle sorgenti

Le figure (8.1),(8.2) e (8.3) mettono a confronto le mappe delle sorgenti per il caso di condotto con materiale inserito come componente 3D modello Miki Porous e il caso di condotto con materiale applicato come condizione al contorno 2D di ammettenza.Per tutte e tre le sorgenti (3 frequenze differenti) si nota una leggera differenza tra i due casi, la cui spiegazione può essere ricercata nell'aver usato i parametri di Biot sperimentali come caratteristiche del componente materiale poroso 3D (modello matematico Miki Porous), e il valore di ammettenza ricavato numericamente con l'inversione del coefficiente di assorbimento normale, ottenuto dalla simulazione del tubo di Kundt (6) come condizione al contorno di ammettenza per la superficie 2D nella parte post orifizio del condotto. Come nel caso di condotto liscio la zona in cui vi è maggior generazione di rumore è a valle dell'orifizio.

### 8.1.2 Mappe di pressione

Per le mappe di pressione valgono le stesse considerazioni fatte per le sorgenti.Anzi in questo caso la differenza tra i due casi è molto meno evidente, se non per qualche zona più intensa ad esempio a 600 Hz (8.5).

### 8.1.3 SPL

La numerazione dei microfoni per le due simulazioni con l'applicazione del materiale poroso è la stessa della figura (4.32), poichè la simualazione CFD non cambia, non avendo la possibilità di implementare il materiale su STAR CCM+. Anche in questo caso i valori del SPL dei 6 microfoni è stato mediato per facilità di lettura, essendo i valori molto prossimi tra loro.

Dal grafico in figura (8.7) si osserva l'andamento delle curve del SPL nelle due diverse modalità di applicazione del materiale. Nel complesso le curve sono molto simili tra di loro, se non per alcuni punti quali ad esempio alle frequenze 200 Hz, 800 Hz e 1400 Hz.Questa lieve disuguaglianza può essere spiegata con le stesse motivazioni viste per le mappe di sorgenti e di pressione, cioè l'aver utilizzato i parametri di Biot sperimentali per caratterizzare il materiale inserito nel condotto come componente 3D, mentre aver usato un valore di ammettenza numerico per il secondo caso con condizione al contorno 2D. Si suppone che per avere un matching esatto si sarebbero dovuti usare i valori sperimentali

di ammettenza normale.

# 8.2 Condotto con pareti lisce vs Condotto con materiale poroso

Confrontiamo ora i risultati della simulazione aeroacustica per i casi di condotto con pareti lisce e condotto con l'aggiunta del materiale poroso.Per il confronto si è scelta la simulazione in cui il materiale è stato inserito come componente 3D con modello matematico Miki Porous, poichè abbiamo visto nella sezione precedente che non vi è molta differenza con il caso di condizione al contorno 2D di ammettenza, ed il primo (componente 3D) utilizza i valori ottenuti sperimentalmente dalla caratterizzazione del poroso con il tubo di Kundt.

### 8.2.1 Mappe di distribuzione delle sorgenti

Nelle figure (8.8), (8.9), (8.10), (8.11), (8.12) si attesta una riduzione dell'intensità delle sorgenti nella zona a valle dell'orifizio, confermando le proprietà di fonoassorbenza del materiale poroso indicato.Questa riduzione è meno visibile alle frequenze 1800 Hz e 2000 Hz (figure (8.13) (8.14)) poichè le sorgenti sono meno intense alle alte frequenze per entrambi i casi di pareti lisce e pareti con applicazione del materiale poroso.

# 8.2.2 Mappe di pressione

Come già osservato nel caso delle mappe delle sorgenti, anche per le distribuzioni di pressione si osserva una rilevante riduzione alle frequenze 300 Hz, 600 Hz, 800 Hz, 1100 Hz e 1500 Hz (figure (8.15), (8.16), (8.17), (8.18)e (8.19)): per il caso di condotto con materiale poroso notiamo la sfumatura dei colori tendenti al blu, a differenza del caso di condotto a pareti lisce in cui i colori tendono al rosso.Questo sta ad indicare che l'ampiezza delle onde di pressione è maggiore nel caso senza materiale rispetto a quello con.

Per le frequenze 1800 Hz e 2000 Hz (figure (8.20) e (8.21)) la riduzione è presente ma meno riconoscibile. Prestando attenzione si nota una leggera attenuazione del colore verso il celeste nel caso con il materiale poroso rispetto a quello senza.

Possiamo affermare che il materiale poroso analizzato è efficace nella riduzione del rumore aerodinamico che si genera all'interno del condotto cilindrico con orifizio.

### 8.2.3 SPL

In figura (8.22) sono mostrati i valori del SPL in dB per il caso di condotto con pareti lisce e condotto con applicazione del materiale poroso caratterizzato sperimentalmente.Il metodo SNGR non fornisce valori assoluti, ma solo un trend del livello di pressione sonora, quindi dal grafico possiamo concludere che il materiale poroso in esame lavora bene in diversi intervalli di frequenze: 300 Hz < f < 400 Hz, 500 Hz < f < 900 Hz, 1000 Hz < f < 1200 Hz, 1500 Hz < 2000 Hz.Le percentuali di riduzione del rumore sono maggiori alle basse frequenze, come indicato in tabella (8.1).

Frequenza	Riduzione del SPL in $\%$
300 Hz	9~%
600 Hz	53~%
800 Hz	6~%
1100 Hz	9~%
1500 Hz	7 %
1600 Hz	5 %
1800 Hz	3 %
1900 Hz	4 %
2000 Hz	10~%

Tabella 8.1: Riduzione percentuale del SPL da condotto con pareti lisce a condotto con applicazione di materiale poroso.



(a) Componente 3D modello Miki Porous





Figura 8.1: Distribuzione di sorgenti a 300 Hz.



#### (a) Componente 3D modello Miki Porous





Figura 8.2: Distribuzione di sorgenti a 600 Hz.



#### (a) Componente 3D modello Miki Porous





Figura 8.3: Distribuzione di sorgenti a 1000 Hz.


(a) Componente 3D modello Miki Porous



(b) BC 2D Ammettenza

Figura 8.4: Distribuzione di pressione a 300 Hz.



(a) Componente 3D modello Miki Porous





Figura 8.5: Distribuzione di pressioni a 600 Hz.



(a) Componente 3D modello Miki Porous



(b) BC 2D Ammettenza

Figura 8.6: Distribuzione di pressioni a 1000 Hz.



Figura 8.7: Confronto SPL in dB per il caso di condotto con materiale inserito come componente 3D e condotto con BC di ammettenza applicata sulla superficie 2D di metà condotto.





(b) Condotto con componente 3D materiale poroso modello Miki Porous

Figura 8.8: Distribuzione di sorgenti a 300 Hz.





(b) Condotto con componente 3D materiale poroso modello Miki Porous

Figura 8.9: Distribuzione di sorgenti a 600 Hz.





(b) Condotto con componente 3D materiale poroso modello Miki Porous

Figura 8.10: Distribuzione di sorgenti a 800 Hz.







Figura 8.11: Distribuzione di sorgenti a 1100 Hz.







Figura 8.12: Distribuzione di sorgenti a 1500 Hz.





(b) Condotto con componente 3D materiale poroso modello Miki Porous

Figura 8.13: Distribuzione di sorgenti a 1800 Hz.





(b) Condotto con componente 3D materiale poroso modello Miki Porous

Figura 8.14: Distribuzione di sorgenti a 2000 Hz.





(b) Condotto con componente 3D materiale poroso modello Miki Porous

Figura 8.15: Mappe di pressione a 300 Hz.





(b) Condotto con componente 3D materiale poroso modello Miki Porous

Figura 8.16: Mappe di pressione a 600 Hz.





(b) Condotto con componente 3D materiale poroso modello Miki Porous

Figura 8.17: Mappe di pressione a 800 Hz.





(b) Condotto con componente 3D materiale poroso modello Miki Porous

Figura 8.18: Mappe di pressione a 1100 Hz.



(a) Condotto con pareti lisce



(b) Condotto con componente 3D materiale poroso modello Miki Porous

Figura 8.19: Mappe di pressione a 1500 Hz.





(b) Condotto con componente 3D materiale poroso modello Miki Porous

Figura 8.20: Mappe di pressione a 1800 Hz.



(a) Condotto con pareti lisce



(b) Condotto con componente 3D materiale poroso modello Miki Porous

Figura 8.21: Mappe di pressione a 2000 Hz.



Figura 8.22: Confronto SPL in dB per il caso di condotto con pareti lisce e condotto con materiale poroso inserito come componente poroso 3D modello matematico Miki Porous.

## 9. Conclusioni

I risultati della simulazione aeroacustica confermano l'efficacia del materiale poroso nella riduzione del rumore di flusso generato all'interno di un condotto con orifizio.

I risultati in termini di sorgenti sonore sono in accordo con i risultati della simulazione CFD, la quale evidenzia la presenza di elevata energia cinetica turbolenta a valle dell'orifizio.La turbolenza visualizzata nelle mappe di velocità ottenute con l'analisi CFD sembra non rispecchiare la distribuzione delle sorgenti in Actran, ma questo può essere spiegato ricordando che il metodo SNGR si serve, non solo dei risultati della velocità, ma anche dell'energia cinetica turbolenta e del tasso di dissipazione turbolenta.

Il lavoro di tesi ha raggiunto il suo obiettivo di verificare l'abbattimento del rumore aeroacustico nei condotti con l'utilizzo di materiali porosi.Il metodo SNGR è un primo approccio verso questo tipo di analisi, il quale permette di ottenere risultati affidabili sull'anadamento del livello di pressione sonora, riducendo notevolmente i tempi e la potenza di calcolo.

La seconda finalità del lavoro è stata raggiunta, individuando un metodo per effettuare una simulazione aeroacustica preliminare sfruttando il metodo ibrido con l'accoppiamento dei software STAR CCM+ per la parte fluidodinamica e Actran per la parte acustica.

Da un punto di vista numerico potrebbe essere svolto uno studio più approfondito per i parametri della simulazione aeroacustica con Actran e andare a valutare quanto i valori ottenuti differiscono da quelli sperimentali, riproponendo lo stesso test-case in laboratorio.Da un punto di vista dell'applicazione commerciale del materiale poroso sarebbe interessante condurre la stessa analisi aeroacustica con le geometrie dei condotti di ventilazione dell'automobile (idea non conseguita per mancanza di potenza di calcolo).

## 9. Ringraziamenti

Ringrazio il prof. Renzo Arina per aver accettato di essere il mio relatore e per avermi seguita fino alla conclusione di questo percorso, nonostante le sue mille problematiche. Bingrazio l'ing Bonodetta Poiretti Paradici per avermi supportata mostrendosi sompre

Ringrazio l'ing. Benedetta Peiretti Paradisi per avermi supportata mostrandosi sempre disponibile e tanto gentile.

Ringrazio il mio tutor aziendale Fabrizio de Filippo per avermi seguita durante questo lavoro di tesi in azienda, supportandomi moralmente nei momenti di difficoltà e trovando sempre una soluzione.

Ringrazio il mio relatore aziendale Renzo Duella per avermi accettata nell'azienda *Micla Engineering Design*.Purtroppo per problemi personali non ha potuto seguirmi costantemente, spero di aver portato a termine una parte del suo progetto.

Ringrazio Maurizio Tarello, Massimiliano Tiengo e Francesco Tinti dell'azienda Adler Pezler Group per avermi fornito i dati relativi al materiale, e per avermi invitato nella loro azienda mettendo a disposizione la loro conoscenza.

Ringrazio il Business Development Manager di *Free Field Technologies* Giorgio Bartolozzi per avermi permesso di utilizzare il software Actran e per aver sciolto ogni dubbio sorto durante il suo utilizzo.

Infine ringrazio i ragazzi e le ragazze del team di calcoli dell'azienda *Micla Engineering Design* per essermi stati accanto in questo percorso in azienda e per avermi donato consigli e risate, rendendo ogni giorno migliore.

## 9. Bibliografia

- [1] A.Hirschberg and S.W.Rienstra *An introduction of aeroacoustic*, Eindhoven University of Technology, 18 Jul 2004
- [2] Arina Renzo Dispense del prof. Renzo Arina del corso di "Aeroacustica"
- [3] Dispense del Corso di Ingegneria Aerospaziale del Politecnico di Torino
- [4] Clemens Junger's MA thesis Computational aeroacoustics for the caracterization of noise sources in rotating system, Vienna University of Trchnology Faculty of Mechanical and Industrial Engineering, 2019
- [5] Cong Wang's MA thesis Numerical Investigation of Flow Induced Noise in a Simplified HVAC Duct with OpenFOAM, KTH Royal Institute of Technology, 2013
- [6] D.C. Wilcox Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries, 2006
- [7] Eric Manoha, Stephane Redonnet and Stephane Caro Computational Aeroacoustic, Encyclopedia of Aerospace Engineering (Online), 2010
- [8] Federico Millo, Francesco Sapio, Benedetta Peiretti Paradisi, Renzo Arina et al. Computational Aeroacoustic Analysis of noise mitigation potential of complex exhaust systems, 2021 Assessment of Flow Noise Mitigation Potential of a Complex Aftertreatment System through a Hybrid Computational Aeroacoustics Methodology, SAE International 2021
- [9] Francesco Pompoli e Paolo Bonfiglio ASSORBIMENTO ACUSTICO: Teoria, tecniche di misura e di simulazione, materiali, Materiacustica
- [10] J.-L.Adam, D.Ricot, F.Dubief and C.Guy Aeroacoustic simulation of automotive ventilation outlets, Acoustic '08 Paris, Euronoise, 29 June-4July 2008
- [11] Matthias Tautz's thesis Aeroacoustic Noise Prediction of Automotive HVAC Systems, Erlangen FAU University Press 2019
- [12] Jean Mathieu and Julian Scott An introduction to Turbulent Flow, Cambridge University 2000
- [13] https://physics.stackexchange.com/questions/281281/about-thedefinition-ofboundary-layer
- [14] Tesi di Latorella Francesca Validazione delle misure dell'assorbimento acustico in base alla ISO-354 in una camera riverberante in scala, Politecnico di Torino 2018

- [15] Omar Fares' thesis Numerical Investigation of Noise Generation by Automotive Cooling Fans, Chalmers University of technology, 2019
- [16] Somnath Sen, Kamlesh Kumar Singh, Abhishek Raj and Arun Kumar Goel A practical approach towards reducing the HVAC flow noise, SAE International, 6 April 2021
- [17] ACTRAN 2022 User's Guide
- [18] Simcenter STAR CCM+ Aeroacoustics, 2020