

ALMA MATER STUDIORUM · UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA · Sede di Forlì
Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale · Classe L-9

**ANEMOMETRI A FILO CALDO:
STUDIO E PROGETTAZIONE
DI UN SISTEMA DI CALIBRAZIONE**

Tesi di Laurea in Aerodinamica degli Aeromobili

Relatore:
Chiar.mo Prof.
Alessandro Talamelli

Candidato:
Luca Franceschelli

Terza Sessione
Anno Accademico 2017-2018

Abstract

L'anemometro a filo caldo rappresenta il principale strumento di ricerca nell'ambito dei flussi turbolenti, grazie principalmente alla sua elevata risoluzione spaziale, semplicità e costo relativamente contenuto.

Questo trova ampia applicazione nel laboratorio C.I.C.Lo.P.E. dell'Università di Bologna il quale, posizionato all'interno delle ex gallerie Caproni (Predappio), ospita una galleria del vento (nota come *Long Pipe*) unica nel suo genere, che consente lo studio di particolari flussi turbolenti.

Nonostante di facile utilizzo, gli anemometri a filo caldo necessitano di un delicato procedimento di calibrazione che non può essere però effettuato all'interno del Long Pipe, per via della sua particolare struttura. Risulta quindi necessario disporre di un dispositivo *ad hoc* per la calibrazione.

Questo elaborato nasce proprio dalla necessità di costruire tale strumento per il laboratorio C.I.C.Lo.P.E.

La tesi è composta da una prima parte propedeutica all'anemometria a filo caldo, in cui ne vengono introdotti gli aspetti più significativi e le problematiche relative alla calibrazione. Successivamente, nella seconda parte, viene illustrata la progettazione del dispositivo trattato come una vera e propria galleria del vento. Infine, nel terzo ed ultimo capitolo, viene considerato l'aspetto energetico del calibratore, calcolando le perdite di carico del flusso attraverso il dispositivo. A questo punto, è possibile completare la progettazione scegliendo il ventilatore atto a muovere il fluido attraverso il dispositivo. In una fase successiva, il calibratore potrà essere costruito e testato, prima di venire impiegato per il suo scopo.

Indice

Abstract	i
1 Anemometria a filo caldo	1
1.1 Introduzione	1
1.1.1 Vantaggi dell'anemometria a filo caldo	4
1.1.2 Svantaggi e limitazioni	5
1.1.3 La catena di misurazione	6
1.1.4 Anemometri a pellicola calda (<i>Hot-film Anemometer</i>)	7
1.2 Caratteristiche della sonda e possibili tipologie	9
1.3 Principi operativi	14
1.3.1 Trasferimento convettivo di calore	16
1.4 Modalità Operative	19
1.4.1 Anemometri a corrente Costante (CCA)	19
1.4.2 Anemometri a temperatura Costante (CTA)	20
1.4.3 Confronto	22
1.5 Calibrazione	24
1.5.1 Calibrazione <i>in situ</i> ed <i>ex situ</i>	26
1.5.2 Applicazione al C.I.C.Lo.P.E. e lavoro svolto	27
2 Progettazione di un sistema di calibrazione	29
2.1 Generalità	29
2.2 Specifiche	32
2.3 Progettazione	33
2.3.1 Convergente	33

2.3.2	Corpo modulare	36
2.3.3	Flange e fissaggio	36
2.3.4	Reti	38
2.3.5	Honeycomb	41
2.3.6	Lamine perforate e scomparto porta-biglie	42
2.3.7	Imbocco	45
2.3.8	Pre-camera di calma	46
2.4	Assieme completo	47
3	Calcolo delle perdite di carico	51
3.1	Perdite di carico	52
3.2	Perdite Distribuite	54
3.3	Tubi	57
3.4	Pre-Camera di calma	58
3.5	Imbocco	60
3.6	Lamine Perforate	60
3.7	Honeycomb	61
3.8	Reti	62
3.9	Convergente	64
3.10	Perdite complessive	66
3.11	Scelta del ventilatore centrifugo	67
4	Conclusioni	73
A	Script Matlab per il calcolo delle perdite	75
	Bibliografia	83

Elenco delle figure

1.1	Catena di misurazione di un sistema HWA	7
1.2	Tipologie di sonde a pellicola calda: (a) cilindrico, (b) a cuneo, (c) a cono, e (d) montata allineata alla parete.	8
1.3	Sonde a sensore singolo normale, SN: (a) filo sensibile per tutta la sua lunghezza, (b) parte sensibile ridotta con cromatura - stubbed.	12
1.4	Sonda a sensore singolo inclinato (SY).	13
1.5	Sonda X, nota come X-Probe.	13
1.6	Sonda a 3 fili (3-Wire Probe).	14
1.7	Esempio di circuito di un anemometro a corrente costante (CCA).	20
1.8	Esempio di circuito di un anemometro a temperatura costante (CTA).	21
1.9	(a) traiettoria a corrente costante; (b) traiettoria a temperatura costante.	23
1.10	Esempio di curva di calibrazione per anemometro a filo singolo, ottenuta durante il Laboratori di Aerodinamica.	25
1.11	Esempio di dispositivo per la calibrazione disponibile in commercio.	26
1.12	Long Pipe presso CICLoPE, Predappio: (a) immagine del <i>closed loop</i> ; (b) dettaglio di alcune componenti.	27

2.1	Schema del calibratore per anemometri a filo caldo. In grigio sono rappresentate le tubazioni di collegamento tra le componenti.	30
2.2	Immagine a 4 viste del convergente ottenuto con SolidWorks.	35
2.3	(a) Flangia maschio in vista frontale; (b) dettaglio dello spinotto.	37
2.4	(a) Flangia saldata sul convergente; (b) esempio di fissaggio tra due sezioni adiacenti.	37
2.5	Fissaggio del blocco reti tramite 10 bulloni.	41
2.6	(a) Rappresentazione dell'honeycomb; (b) Fissaggio del blocco honeycomb.	42
2.7	(a) Esempio di lamina perforata: in questo caso la porosità è del 64% e la disposizione lineare; (b) Scomparto porta-biglie in materiale trasparente.	44
2.8	(a) Fissaggio della lamina perforata; (b) Fissaggio dello scomparto porta-biglie.	44
2.9	Imbocco alla camera di calma.	45
2.10	Immagine a 4 viste della pre-camera di calma.	46
2.11	Rappresentazione grafica del calibratore, versione A.	48
2.12	Rappresentazione grafica del calibratore, versione B.	49
2.13	Render grafico del collegamento tra precamera e camera di calma, tramite un tubo flessibile.	50
3.1	Esempio di estrapolazione grafica del coefficiente di attrito sfruttando il Diagramma di Moody: noto il valore di Re si entra nel grafico, si sale verticalmente fino ad incontrare la curva corrispondente al valore di $\frac{\epsilon}{D_h}$ della sezione in esame, ed infine si ricava il valore di f spostandosi in orizzontale.	56
3.2	Esempi di imbocchi: indifferentemente dal tipo di spigolo, il coefficiente di perdita è pari a 1.	59
3.3	Dimensioni caratteristiche di honeycomb e reti.	62

-
- 3.4 Esempio di accoppiamento impianto-ventilatore. Il punto di incontro tra caratteristica di impianto (in blu) e la pressione statica fornita dal ventilatore (in rosso) determina il punto di lavoro. 69
- 3.5 Caratteristiche del ventilatore selezionato, VM500 della MZ Ventilatori. La curva di funzionamento è rappresentata per diverse velocità di rotazione della macchina. In verde è indicata la condizione di funzionamento richiesta nel nostro caso. . . . 71

Elenco delle tabelle

1.1	Caratteristiche termo-meccaniche dei principali materiali utilizzati per la realizzazione del sensore	11
2.1	Caratteristiche delle reti installate.	40
3.1	Calcolo delle perdite distribuite.	57
3.2	Calcolo delle perdite distribuite nei tubi tra precamera e camera di calma.	58
3.3	Calcolo delle perdite di carico attraverso l'honeycomb.	62
3.4	Calcolo delle perdite attraverso il blocco reti.	63
3.5	Calcolo delle perdite di carico nel convergente.	65
3.6	Riepilogo dei coefficienti di perdita locale e conversione in K_0	67

Capitolo 1

Anemometria a filo caldo

1.1 Introduzione

Le teorie alla base della fluidodinamica risultano tutt'ora incomplete. Si sono raggiunti ottimi risultati nell'ambito del flusso potenziale, cioè ipotizzando il fluido come incomprimibile, non viscoso, irrotazionale; ipotesi, in altre parole, di un fluido ideale, molto restrittive e che spesso non sono verificate nei casi in studio. Basti pensare agli effetti dello strato limite o della turbolenza, fenomeni molto comuni nelle varie applicazioni ingegneristiche ma contemporaneamente molto complessi, senza una teoria completa che li descriva in modo esaustivo.

Anche se molto lavoro è stato svolto, c'è ancora ampio margine di sviluppo per cercare di completare il quadro teorico. Per fare questo, è fondamentale che le teorie disponibili vengano incorporate ed implementate con la sperimentazione. Gli obiettivi di quest'ultima sono riassumibili in due punti:

1. Rendere possibile determinare l'influenza dei vari parametri di progetto e di una loro modifica, in un modo sicuro, veloce, diretto e meno dispendioso;
2. Fornire informazioni fondamentali sul lavoro teorico, in particolare confermare o limitare la teoria sviluppata, posando le fondamenta per gli sviluppi futuri.

Gli studi sperimentali ricoprono dunque un ruolo fondamentale da un punto di vista della ricerca.

La velocità, insieme a pressione e temperatura, è una delle principali quantità associate ad ogni esperimento sui fluidi. Infatti, una volta misurate in maniera indipendente queste quantità, molte altre proprietà/grandezze di importanza pratica (portata, accelerazione, densità, energia associata al flusso, forza risultante su un corpo nel campo di moto del fluido) possono essere facilmente determinate.

La velocità può essere misurata con tecniche differenti. Ad oggi le più diffuse sfruttano misure di pressione (tubo di Pitot), proprietà ottiche (anemometri Laser Doppler e velocimetria a immagini di particelle) oppure il principio di trasmissione del calore (anemometri a filo caldo).

Quando il flusso in esame è stazionario, laminare, con caratteristiche simili a quello potenziale, lo strumento più utilizzato per la misurazione della velocità è il tubo di Pitot, per via della sua semplicità, affidabilità e costo. Quando però il flusso presenta caratteristiche non stazionarie, o fenomeni di turbolenza, devono essere utilizzati altri strumenti di misura, in quanto il tubo di Pitot non consente più una lettura accurata della velocità.

Nell'ambito dei flussi turbolenti, l'anemometria a filo caldo (Hot-wire Anemometry, *HWA*) risulta ad oggi la migliore tecnica di misurazione della velocità. Rispetto a tecniche concorrenti, quali anemometria Laser-Doppler (*LDA*) e velocimetria a immagini di particelle (*PIV*), l'anemometro a filo caldo consente di raggiungere un'elevata risoluzione spaziale e temporale, mantenendo un costo contenuto. Inoltre, questo tipo di strumento può essere utilizzato per identificare specifici fenomeni all'interno di un flusso, quali la transizione da laminare a turbolento, la separazione del flusso o la rilaminarizzazione. Questo rende l'anemometro a filo caldo il miglior strumento di ricerca nell'ambito della turbolenza.

Il principio alla base dell'anemometro a filo caldo è la trasmissione di calore per convezione forzata da un corpo riscaldato al fluido in moto che lo circonda: un filo molto sottile surriscaldato facendolo attraversare da una corrente

elettrica, se investito da un fluido ad una certa velocità, tenderà a cedervi una parte di calore in maniera proporzionata alla velocità del flusso. Un effetto analogo a quando si soffia su una minestra calda per farla raffreddare. Calcolando a questo punto la quantità di calore ceduta, ed avendo precedentemente svolto una calibrazione del sistema, è possibile risalire alla velocità del flusso.

Nel calcolo della quantità di calore ceduto si possono adottare due diverse strategie:

- Misurare la variazione di temperatura del filo, mantenendo una corrente costante attraverso il sensore (Anemometri a corrente costante, CCA); oppure
- Misurare l'azione necessaria per mantenere il filo ad una temperatura costante (Anemometri a temperatura costante, CTA).

Negli anni si è affermato maggiormente il secondo tipo di anemometro, mentre il primo rimane vantaggioso solo in qualche caso particolare (vedi sezione 1.4).

Confrontato però con gli altri sistemi di misurazione, in particolare al tubo di Pitot, l'anemometro a filo caldo risulta molto sensibile a variazioni delle condizioni del fluido in cui opera: rispetto al momento della calibrazione infatti una piccola variazione della temperatura del flusso, 1°C ad esempio, può portare ad errori di misura già dell'ordine di uno-due punti percentuali. La calibrazione risulta dunque un processo fondamentale per un corretto utilizzo di questo strumento (vedi sezione 1.5).

Questo primo capitolo intende essere un'introduzione all'anemometria a filo caldo, spiegandone i principi operativi e le caratteristiche principali. Per una spiegazione più dettagliata si rimanda alla letteratura sull'argomento, già vasta e completa; in particolare Perry (1982), Smolyakov(1983), Lomas (1985), Hinze (1987) e Bruun (1995).

1.1.1 Vantaggi dell'anemometria a filo caldo

L'anemometro a filo caldo (*Hot-Wire Anemometer*, *HWA*) è il principale strumento di ricerca negli studi su flussi turbolenti. Dalla sua parte ha infatti una serie di vantaggi che lo rendono fortemente preferibile rispetto ad altri sistemi concorrenti, primo tra tutti l'anemometro Laser-Doppler (LDA):

- **Costo**
- **Semplicità:** sistemi HWA sono relativamente più semplici da utilizzare ed installare;
- **Risposta in frequenza:** un sistema HWA può raggiungere frequenze di risposta fino a centinaia di kilohertz, molto maggiori rispetto ai 30 kHz di un sistema LDA;
- **Dimensioni:** il filo agente da sensore del sistema di misurazione, ha dimensioni che possono variare a seconda del tipo di esperimento: solitamente ha un diametro di $5\mu m$ per una lunghezza di $1.25mm$, ma in casi particolari può essere utilizzato un filo di $1\mu m$ di diametro e lunghezza pari a $0.25mm$; dimensioni decisamente ridotte rispetto ad un sistema LDA che di norma ha volume di $50\mu m$ per $0.25mm$. Grazie alle dimensioni decisamente ridotte, un sistema HWA raggiunge ottimi livelli di risoluzione spaziale;
- **Misurazioni di velocità:** in commercio sono disponibili sonde con più sensori che permettono di misurare contemporaneamente, in un punto specifico del campo di moto, una, due o tre componenti del vettore velocità. Inoltre sistemi HWA, così come LDA, hanno un ampio range di velocità misurabili, da quelle molte basse fino alle più elevate;
- **Misurazioni di temperatura:** utilizzando sonde a più sensori è possibile misurare contemporaneamente, oltre alla velocità media in un punto, anche le fluttuazioni di velocità e temperatura;

- **Precisione:** come i sistemi LDA, i sistemi HWA garantiscono risultati molto precisi (fino allo 0.1%) se utilizzati con cura;
- **Misurazioni in flussi bi-fase:** una particolare variante dei sistemi a filo caldo, nota come anemometri a pellicola calda (vedi capitolo 1.1.4), caratterizzata fondamentalmente da una struttura più resistente ed isolante elettricamente, può essere utilizzata in maniera efficace per compiere misurazioni anche in fluidi con bolle.

1.1.2 Svantaggi e limitazioni

Tuttavia l'anemometria a filo caldo presenta alcuni svantaggi e limitazioni di cui bisogna tener conto per ottenere risultati affidabili dalle misurazioni:

- Un sistema HWA convenzionale funziona in maniera corretta solo in flussi con un'intensità di turbolenza medio-bassa; per *flussi ad alta intensità di turbolenza* si utilizzano varianti particolari, come l'anemometro a filo caldo volante (Flying hot-Wire Anemometer, *FWA*) o l'anemometro a filo pulsante (Pulsed-Wire Anemometer, *PWA*);
- L'anemometria a filo caldo è comunque un *metodo intrusivo*, nel senso che la sonda deve essere posizionata all'interno del flusso, modificando inevitabilmente il campo di moto. Per sonde progettate in maniera accurata i corrispondenti errori introdotti risultano piccoli ed assorbiti già nella procedura di calibrazione; rimane comunque un forte impatto su fenomeni sensibili ai disturbi, come la separazione del flusso. In questo caso sono preferibili sistemi LDA o FWA che non risentono di questo tipo di problemi;
- L'anemometro a filo caldo è uno strumento assolutamente *fragile* e delicato, che può comunque durare per mesi o anni se maneggiato con cura; questo limita le possibilità di utilizzo di sonde HWA in ambienti ostili, come in una camera di combustione, in favore di sistemi LDA;

- Nel caso di misurazioni in liquidi o gas con impurità, è bene posizionare prima della sonda un filtro per evitare l'accumulo di *incrostazioni* sul sensore, che porterebbe ad un'alterazione dei dati raccolti e una riduzione della frequenza di risposta. Negli ambienti più inquinati è per questo consigliato l'utilizzo di sistemi LDA;
- La risposta di un sistema HWA è fortemente dipendente dalle condizioni ambientali, prima fra tutte la temperatura. Per questa forte *sensibilità* a variazioni delle condizioni esterne, è necessario effettuare frequentemente una calibrazione del sistema (anche più volte al giorno).

1.1.3 La catena di misurazione

Gli elementi principali che compongono un generico sistema di misurazione possono essere suddivisi nelle seguenti 3 categorie:

- Elemento sensibile o Trasduttore*: componente che si interfaccia con la grandezza in studio e che produce un qualche segnale proporzionale alla quantità che deve essere misurata. Per esempio il bulbo di un termometro a mercurio.
- Convertitore di segnale*: Dispositivo capace di convertire l'output del trasduttore in una forma desiderata. Per esempio un convertitore analogico/digitale (A/D);
- Display*: dove l'informazione del trasduttore, convertita nella forma desiderata dal convertitore, viene letta dallo sperimentatore.

Tipicamente tra il trasduttore e il convertitore vengono effettuate una o più operazioni di condizionamento del segnale, al fine di ottimizzare la conversione e ridurre il rumore di fondo; solitamente si effettua un filtraggio dei disturbi e un'amplificazione del segnale generato dal trasduttore.

L'insieme dei componenti per la misurazione costituisce la catena di misurazione. Generalmente, nel caso di un sistema anemometrico a filo caldo, l'equipaggiamento consiste di:

- i. *Elemento sensibile-trasduttore* : una sonda (Probe) con un proprio supporto (Probe support) e cablaggio (Probe cable), un anemometro e un'unità di condizionamento segnale (Signal conditioner);
- ii. *Convertitore di segnale*: un convertitore analogico/digitale (A/D);
- iii. *Display* : un computer.

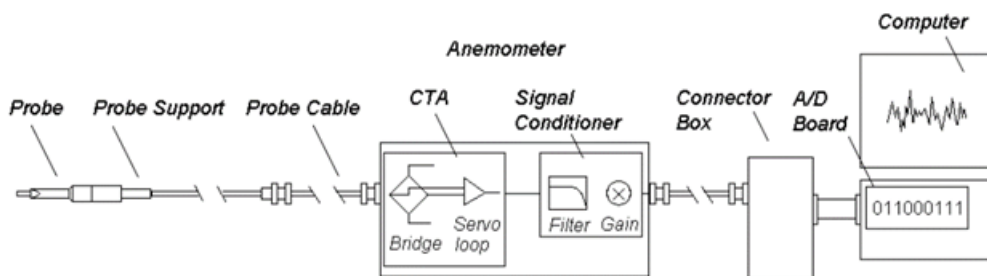


Figura 1.1: Catena di misurazione di un sistema HWA

1.1.4 Anemometri a pellicola calda (*Hot-film Anemometer*)

Prima di analizzare più in dettaglio le caratteristiche di un anemometro a filo caldo, viene proposta un'introduzione agli anemometri a pellicola calda, evidenziandone pregi e difetti, e indicando in quali applicazioni trova principalmente utilizzo. Per una spiegazione più dettagliata riguardo funzionamento e caratteristiche si rimanda di nuovo alla letteratura sull'argomento. Questo tipo di anemometro si basa sullo stesso principio dei sistemi a filo; la vera differenza sta nell'elemento sensibile utilizzato. In questo caso infatti si utilizza una pellicola di spessore molto piccolo (circa $0.1\mu\text{m}$), in platino o nickel, depositata su un substrato di materiale termicamente isolante (quarzo tipicamente). La forma del substrato varia a seconda delle applicazioni richieste; i più comuni sono cilindrici, a cuneo e a cono come mostrato in Figura 1.2 (a-c); nel caso in cui siano richieste misure di superficie, sono disponibili anche sensori montati su sottili fogli di plastica che possono essere

semplicemente incollati alla parete, Figura 1.2 (d).

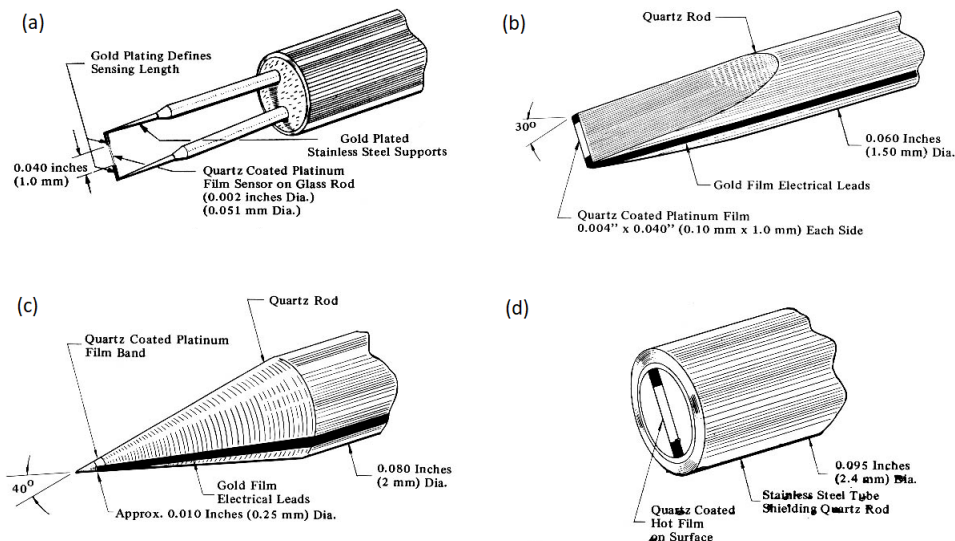


Figura 1.2: Tipologie di sonde a pellicola calda: (a) cilindrico, (b) a cono, (c) a cono, e (d) montata allineata alla parete.

La pellicola è poi ricoperta da un ulteriore strato ($1-2\mu m$) di materiale isolante (ancora quarzo solitamente) per proteggere il sensore da eventuali particelle abrasive ed isolarlo elettricamente dal fluido.

Per sonde cilindriche, si raggiungono dimensioni dell'elemento sensibili di $25-70\mu m$ in diametro e lunghezza di $1-2mm$.

I principali vantaggi dovuti all'utilizzo di questo sensore sono:

- *Maggior robustezza*: questo tipo di sonda è meno incline a rompersi; tuttavia un eventuale ricambio risulta essere più costoso, sia a livello di materie prime che di tempo necessario;
- *Geometria più stabile*: la struttura più robusta rende il sensore meno soggetto a "contaminazioni", per cui la calibrazione sarà richiesta con minor frequenza;

- *Maggior resistenza ad erosione*: può essere utilizzato per misurazioni in flussi con particelle in sospensione o maggiormente aggressivi.

Tuttavia non mancano gli svantaggi:

- L'utilizzo di una sonda con un diametro maggiore influisce sul campo di moto del flusso; in questo caso il sensore stesso genera una propria turbolenza (fenomeno del vortex-shedding) anche a basse velocità, sporcando il flusso e riducendo l'accuratezza della misura;
- La risposta in frequenza del sensore è più complicata, principalmente a causa dell'effetto isolante del substrato su cui è posata la pellicola.

Di conseguenza, questo tipo di sonda viene principalmente utilizzato per misurare la velocità in *flussi di liquidi*. In qualche caso anche in *flussi d'aria*, ma solo se il requisito primario della misura non è l'accuratezza, bensì la robustezza del sensore o la possibilità di svolgere calibrazioni meno frequentemente.

1.2 Caratteristiche della sonda e possibili tipologie

L'elemento sensibile di un sistema anemometrico a filo caldo è un sottile filo metallico, avente lunghezza compresa tra 0.5 e 2mm ed un diametro da 0.6 a 5 μ m. Il perché di queste dimensioni è riconducibile a due effetti principali. Da una parte è necessario avere una lunghezza del sensore la più piccola possibile per ottenere la miglior risoluzione spaziale, ovvero poter misurare fluttuazioni di velocità su piccola scala - caratteristica fondamentale nello studio della turbolenza; per questo nel caso di sperimentazioni approfondite sulla turbolenza si utilizzano fili con lunghezze inferiori al mm. Dall'altra parte però bisogna mantenere un rapporto tra lunghezza e diametro l/d , noto come *aspect ratio*, molto elevato per garantire che il calore trasmesso dal filo al supporto sia trascurabile rispetto all'effetto di raffreddamento del

flusso sul filo (convezione forzata). Inoltre tanto minore è il diametro, tanto maggiore sarà la risposta in frequenza del sensore. Valori tipici di aspect ratio sono attorno a 200.

Quando non sono richiesti studi dettagliati sulla turbolenza si utilizzano fili con lunghezza di 1.25mm e diametro di $4\text{-}5\mu\text{m}$, ottenendo risultati soddisfacenti, ovvero con un errore di risoluzione spaziale trascurabile, un rapporto l/d sufficiente ed un'elevata risposta in frequenza. I sensori così ottenuti sono però molto fragili; per questo un'importante caratteristica del materiale con il quale vengono realizzati i fili è la resistenza a tensione.

I materiali principalmente utilizzati per la realizzazione del filo sono il *platino* e alcune sue leghe - platino-rodio 90/10 per esempio, o il *tungsteno*.

Nel caso di filo in platino o sue leghe, il metallo è saldato al supporto sotto forma di *filo di Wollaston*, ovvero viene prima ricoperto da uno strato di argento in modo da rendere più facile la saldatura del filo, poi, ultimato il procedimento, l'argento viene sciolto grazie ad un acido. Questo processo consente di raggiungere diametri fino a $0.6\mu\text{m}$.

Discorso diverso invece per il tungsteno, cui non può essere applicato il procedimento di Wollaston. In questo caso il filo che viene saldato ha un diametro maggiore di quanto richiesto ($10\text{-}12\mu\text{m}$) e solo successivamente, tramite un bagno acido, il diametro viene ridotto fino ad un minimo di $2\mu\text{m}$.

Questi tipi di processi acidi utilizzati su entrambi i materiali non consentono la certezza di aver fabbricato un filo omogeneo in tutta la sua lunghezza; inoltre le saldature effettuate all'estremità potrebbero lasciare qualche residuo o imperfezione che inevitabilmente ridurrà l'accuratezza dello strumento. Per queste ragioni, in certi casi, all'estremità del filo viene effettuata una cromatura (solitamente in oro o argento, nel caso di fili in platino) che restringe la parte attiva del filo solo alla zona centrale, in maniera più controllata. L'ispessimento in prossimità dei punti di saldatura garantisce inoltre una maggior robustezza dello strumento, mentre il restringimento della zona sensibile riduce i disturbi aerodinamici della sonda sul filo. Sonde realizzate in questo modo prendono il nome di *stubbbed wire probe* (vedi Figura 1.3 (b)).

Ogni materiale avrà caratteristiche termo-meccaniche proprie. Come mostrato in Tabella 1.2, il tungsteno ha una maggior resistenza a tensione rispetto al platino o le sue leghe. Di conseguenza viene utilizzato per misurare la velocità nelle condizioni più “pesanti”, ovvero in quei casi in cui il filo è sottoposto ad un maggior sforzo. Per esempio in flussi a temperature inferiori a 150°C è consigliato l’utilizzo del tungsteno, mentre per flussi più caldi si utilizza il platino o le sue leghe.

Materiale	Resistenza a tensione [Ncm^{-2}]	Coefficiente termico di resistività α [$^{\circ}C^{-1}$]	Conducibilità termica k_w [$Wcm^{-1}^{\circ}C^{-1}$]
Tungsteno	250000	0.0036	1.9
Platino	35000	0.0038	0.7
Platino-Rodio (90-10%)	70000	0.0016	0.4

Tabella 1.1: Caratteristiche termo-meccaniche dei principali materiali utilizzati per la realizzazione del sensore

Il filo è saldato a due supporti simili ad aghi collegati alla sonda, detti *prongs*. Per limitare effetti di disturbo aerodinamico attorno al filo hanno dimensioni molto ridotte, tipicamente lunghezza di 5 - 10mm ed un diametro di 0.3 - 0.5mm alla base, ed una geometria rastremata. Questo tipo di forma garantisce disturbi trascurabili, ma rende la struttura poco rigida e quindi soggetta ad inflettersi, specialmente nel caso di flussi ad alta velocità.

Fondamentalmente, un sensore anemometrico a filo caldo consente di conoscere la componente di velocità del flusso in direzione perpendicolare al filo. Questo significa che con una sonda a filo singolo è possibile ricavare una sola componente della velocità, mentre per ricavare le altre due è necessario utilizzare altri due fili disposti con un orientamento diverso l’uno dall’altro. In commercio sono disponibili diverse tipologie di sonde HWA, che consentono di misurare contemporaneamente una, due o tre componenti della velocità:

- **Sonda a sensore singolo normale (single normal probe, SN):** consente di determinare una sola componente di velocità. Nota la direzione media del flusso, si posiziona la sonda in modo che il filo vi sia perpendicolare e questa restituisce il valore della velocità nella direzione media. Anche se può sembrare un'informazione riduttiva, in molte occasioni è più che sufficiente. Dal canto suo, questo tipo di sonda è più semplice, ha un minor costo e richiede tempi minori di calibrazione. In Figura 1.3(b) è rappresentato un esempio di sensore *stubbied*.

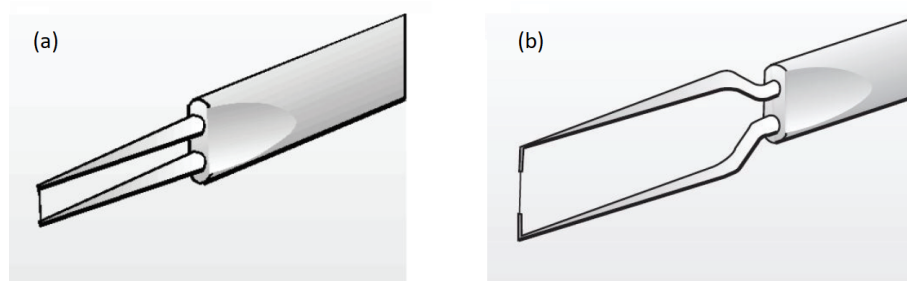


Figura 1.3: Sonde a sensore singolo normale, SN: (a) filo sensibile per tutta la sua lunghezza, (b) parte sensibile ridotta con cromatura - *stubbied*.

- **Sonda a sensore singolo inclinato (single yawed probe, SY):** questa particolare variante della sonda precedente ha il filo inclinato, ovvero un prongs più lungo dell'altro. Se utilizzata congiuntamente con una sonda a sensore singolo normale e disposta mantenendo il supporto (e non il filo) allineato alla velocità media del flusso, consente di ricavare informazioni *statistiche* sulle velocità in due direzioni: quella media e una delle due trasversali, a seconda di come si inclina la sonda.
- **Sonda X (X-Probe):** è capace di misurare contemporaneamente due componenti di velocità. La sonda è dotata di due elementi sensibili, disposti solitamente sullo stesso piano ed inclinati di 90° l'uno rispetto all'altro. Viene posizionata in modo che la direzione della velocità media appartenga al piano su cui giacciono i due fili. Il punto medio

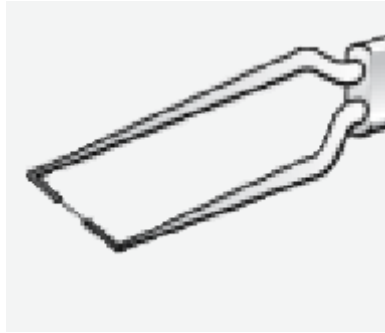


Figura 1.4: Sonda a sensore singolo inclinato (SY).

di entrambi i fili è distanziato in direzione del flusso di qualche mm, di modo da ridurre interferenze aerodinamiche e termiche.

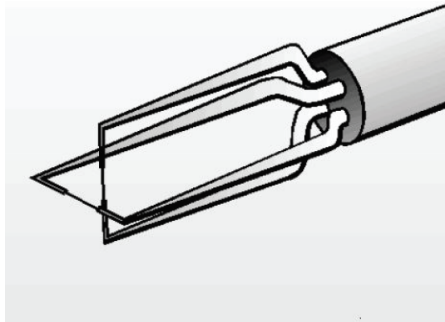


Figura 1.5: Sonda X, nota come X-Probe.

- **Sonda a 3 fili (triple-wire probe, 3W):** è capace di misurare contemporaneamente tutte e tre le componenti del vettore velocità. La sonda presenta la geometria più complessa, con 3 fili disposti in maniera ortogonale l'uno all'altro. Rispetto al caso più semplice (SN probe), questo tipo di sonda ha un maggior costo, sia di acquisto che manutenzione, e richiede un maggior tempo per la calibrazione e acquisizione dati. Rimane comunque l'unico metodo per conoscere tutte le componenti del vettore velocità.

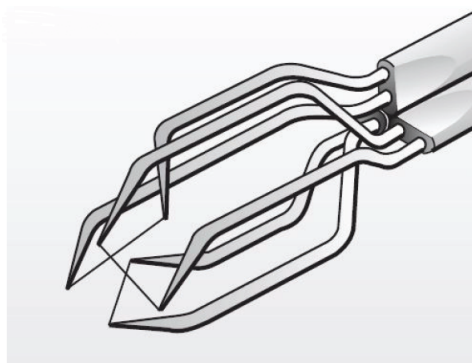


Figura 1.6: Sonda a 3 fili (3-Wire Probe).

1.3 Principi operativi

Il primo passo per comprendere la teoria alla base del funzionamento di un sistema HWA è effettuare un bilancio termico del filo.

Quest'ultimo oppone una certa resistenza R_w al passaggio di corrente I al suo interno, surriscaldandosi per il cosiddetto *effetto Joule*. Il calore generato per unità di tempo, ovvero la potenza H_g , deve rispettare la legge di equilibrio termico, per cui la stessa quantità di potenza dovrà essere in parte trasmessa al fluido che sta attorno al filo, H_t , ed in parte accumulata nel filo stesso, H_a . Da cui:

$$H_g = H_t + H_a \quad (1.1)$$

In condizioni operative e stazionarie è lecito assumere che il calore accumulato sul filo per unità di tempo sia nullo, principalmente grazie all'effetto dell'inerzia termica del filo.

Posto allora $H_a = 0$, il bilancio termico coinvolge solo la potenza generata per effetto Joule e quella scambiata con il fluido. In teoria andrebbe considerata anche una parte di calore scambiata con il supporto del filo (i *prongs* appunto), che però può essere trascurata in seguito a quanto detto nella sezione 1.2. Analizziamo ora la potenza scambiata con il fluido.

Il calore può essere trasmesso principalmente in 3 modi: conduzione, nel caso di contatto con un corpo solido, convezione, nel caso di contatto con un

fluido, ed irraggiamento, se lo scambio avviene attraverso onde elettromagnetiche. Nel nostro caso si possono presentare fenomeni di convezione ed irraggiamento.

Ma poichè in generiche condizioni operative il filo non supera i $300^{\circ}C$, quest'ultima tipologia risulta trascurabile, in quanto comporta effetti significativi solo se il corpo surriscaldato raggiunge temperature molto più elevate. Rimane dunque solo la convezione.

Questo tipo di scambio termico può essere suddiviso in due effetti: uno scambio per convezione naturale e uno per convezione forzata. La differenza è che il primo si verifica per una semplice differenza di temperatura tra corpo e fluido a contatto; il secondo invece è dovuto alla presenza di un fluido in moto ad una certa velocità.

La convezione forzata nel caso di sistemi HWA è l'effetto principale di raffreddamento del filo e verrà analizzata in seguito. Per quanto riguarda la convezione naturale, la sua intensità dipende fortemente dal valore di $Gr \times Pr$, dove Gr è *numero di Grashof* e Pr il *Numero di Prandtl*, due coefficienti funzione delle caratteristiche del fluido e del filo. Possiamo allora assumere che l'effetto della convezione naturale sia trascurabile, ma solo nel caso di flussi a velocità superiori a pochi metri al secondo ($1-2m/s$). Questa assunzione spiega come l'anemometria a filo caldo risulti poco accurata nelle misurazioni a bassissime velocità.

La potenza dissipata per effetto Joule attraverso il filo vale:

$$H_g = I^2 R_w \quad (1.2)$$

Mentre la potenza termica persa per convezione forzata vale:

$$H_t = A_s (T_w - T_a) h(U) \quad (1.3)$$

dove A_s la superficie di scambio, T_w la temperatura del filo, T_a la temperatura del fluido e $h(U)$ indica il coefficiente di scambio termico, funzione della velocità del flusso U .

L'equazione di bilancio termico diventa allora:

$$I^2 R_w = A_s (T_w - T_a) h(U) \quad (1.4)$$

Ricordo poi che la resistenza del filo R_w varia con la sua temperatura T_w . Utilizzando un'approssimazione lineare si può dire che:

$$R_w = R_0[1 + \alpha_0(T_w - T_0)] \quad (1.5)$$

dove R_0 indica la resistenza del filo a temperatura ambiente, T_0 la temperatura ambiente e α_0 il coefficiente di resistività termica alla stessa temperatura. Per un metallo α_0 è positivo, ovvero se la temperatura del filo T_w aumenta, aumenta anche la sua resistenza R_w .

Dall'equazione 1.5 è facile ricavare che:

$$T_w - T_0 = \frac{R_w - R_0}{R_0\alpha_0} \quad (1.6)$$

Assumendo ora come temperatura ambiente quella del flusso, si ottiene combinando l'equazione 1.6 con 1.4:

$$I^2 R_w = \frac{R_w - R_0}{R_0\alpha_0} A_s h(U) \quad (1.7)$$

Un'importante parametro dei sistemi HWA è l'*overheat ratio*, a , definito come

$$a = \frac{R_w - R_0}{R_0} \quad (1.8)$$

che determina le condizioni operative dell'anemometro. Dall'equazione 1.6 si comprende infatti come definisca, per un certo materiale (α_0) e temperatura ambiente (T_0), la temperatura alla quale lavorerà il filo T_w .

Tanto maggiore è a , tanto maggiore è la sensibilità a misurare variazioni di velocità; non bisogna però esagerare perchè determinerebbe temperature T_w troppo elevate, con il rischio di ossidare, se non bruciare, il filo.

Valori tipici di a sono di 0.8 per il tungsteno e 1 per il platino.

1.3.1 Trasferimento convettivo di calore

Per ricavare la relazione finale tra caduta di tensione ai lati del filo e velocità del flusso è necessario sostituire ad $h(U)$ la sua dipendenza dalla

velocità. Sono state trovate diverse relazioni empiriche a riguardo; in seguito è riportata quella sviluppata da Kramer (Hinze, *Turbolence*, 1987) che dà ottimi risultati per molti per gas e liquidi:

$$Nu = 0.42Pr^{0.20} + 0.57Pr^{0.33}Re^{0.5} \quad (1.9)$$

dove

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{hd}{k} \text{ è il numero di Nusselt} \\ Pr &= \frac{\mu C_p}{k} \text{ è il numero di Prandtl} \\ Re &= \frac{\rho U d}{\mu} \text{ è il numero di Reynolds} \end{aligned}$$

dove d è il diametro del filo, k è la conducibilità termica del fluido, μ è la sua viscosità dinamica, ρ la sua densità e C_p il calore specifico del fluido a pressione costante. Le varie grandezze sopracitate variano in generale con la temperatura del fluido; in questa equazione si fa riferimento alla temperatura T_f definita come la media tra la temperatura del filo, T_w , e quella del fluido, T_a .

L'equazione 1.9 è valida, in particolare, per fluidi biatomici nell'intervallo di numeri di Reynold

$$Re \in [0.01; 10000]$$

che significa, per flussi d'aria a temperatura ambiente e un filo avente $d = 5\mu m$, una validità in un range di velocità compreso tra

$$4 < U < 4 * 10^6 cm/s$$

Un'intervallo più che sufficiente per la maggior parte delle applicazioni pratiche.

Se a questo punto ad $h(U)$ nell'equazione 1.7 si sostituisce $\frac{Nuk}{d}$, ottenuto invertendo la definizione di Nu , e si sfrutta l'equazione 1.9, si ottiene

$$I^2 R_w = \pi k l \frac{R_w - R_0}{R_0 \alpha_0} [0.42Pr^{0.20} + 0.57Pr^{0.33}Re^{0.50}] \quad (1.10)$$

Considerando a questo punto date condizioni operative di flusso e filo, con un flusso incomprimibile (ovvero Pr costante), l'unico parametro che varia

con la velocità è il *numero di Reynolds*. Ricordando la definizione di Re , si può allora scrivere che

$$I^2 R_w = (R_w - R_0)(A_1 + B_1 \sqrt{U}) \quad (1.11)$$

dove

$$A_1 = \frac{0.42kA_s}{R_0\alpha_0 d} \left(\frac{\mu C_p}{k}\right)^{0.2}$$

$$B_1 = \frac{0.57kA_s}{R_0\alpha_0 d} \left(\frac{\mu C_p}{k}\right)^{0.33} \left(\frac{\rho d}{\mu}\right)^{0.5}$$

possono essere considerate costanti.

L'equazione 1.11 appena ricavata è nota come *Equazione di King*, che fu il primo a derivarla ad inizio '900. Oggi si usa una variante più accurata in cui la velocità U anzichè avere esponente pari a 0.5, è elevata ad un coefficiente n , tipicamente uguale a 0.45.

Introducendo ora la caduta di tensione ai lati del filo, $E = IR_w$, l'equazione di King diventa

$$\frac{E^2}{R_w} = (R_w - R_0)(A_1 + B_1 U^n) \quad (1.12)$$

che può essere ulteriormente semplificata nella forma

$$E^2 = A + BU^n \quad (1.13)$$

Le due costanti A e B prendono il nome di *costanti di calibrazione*, in quanto devono essere ricavate attraverso un accurato procedimento di calibrazione. Si faccia attenzione al fatto che l'equazione 1.11 è riferita alla caduta di tensione attraverso *il filo*. Il ΔE misurato dall'anemometro è quello attraverso tutto il circuito, che ovviamente tiene conto anche di resistenze aggiuntive della sonda (prongs e supporto) e del circuito (i cavi). Per ovviare a questo problema, ad R_w (presente nelle costanti A e B) viene aggiunto un termine R_L che contiene le resistenze accessorie della sonda e dei cavi. La resistenza totale R_{tot} sarà allora data dalla somma dei due contributi $R_w + R_L$.

Si ponga infine attenzione al fatto che la relazione tra caduta di tensione E e velocità del flusso U , espressa dall'equazione 1.13, è caratterizzata da una forte *non linearità*.

1.4 Modalità Operative

Come già accennato, l'effetto del flusso sul filo può essere misurato in due modi, che definiscono due modalità di operare diverse: da una parte viene calcolata la caduta di tensione ai lati del circuito anemometrico (modalità a corrente costante, CC), dall'altra invece la variazione di corrente che passa attraverso il filo (modalità a temperatura costante, CT).

Di seguito verranno introdotte le basi di entrambe le modalità, confrontandone le caratteristiche principali, senza però coprire tutti i dettagli della materia in quanto non è obiettivo di questa tesi.

1.4.1 Anemometri a corrente Costante (CCA)

Storicamente la prima modalità di operare con sistemi HWA fu quella a corrente costante, in inglese *Constant-Current Anemometer*, CCA. In maniera piuttosto semplice, viene fatta scorrere all'interno del circuito una corrente costante I nota e successivamente misurata la caduta di tensione E . Se è stato svolto un procedimento di calibrazione e si sono ricavate le costanti A e B , tramite l'equazione 1.13 si ricava la velocità U del flusso che investe il filo.

Il circuito di un classico sistema CCA comprende un ponte di Wheatstone, come mostrato in Figura 1.7.

La sonda è posizionata in uno dei rami del ponte, mentre le altre resistenze R_L , R_1 , R_2 e R_3 sono note.

Durante la calibrazione al variare della velocità del flusso, e quindi di R_w , il ponte viene tenuto in equilibrio, ovvero viene modificato il valore di R_3 di modo che la caduta di tensione ai due lati del ponte sia uguale, $e_1 - e_2 = 0$. Questo si verifica solo se la resistenza incontrata su ogni ramo del ponte dalla corrente è la stessa, per cui si ricava:

$$\frac{R_w + R_L}{R_1} = \frac{R_3}{R_2} \quad (1.14)$$

Quest'ultima equazione consente allora di ricavare per ogni valore di velocità U del flusso, noto durante la calibrazione, la resistenza R_w del filo. Utiliz-

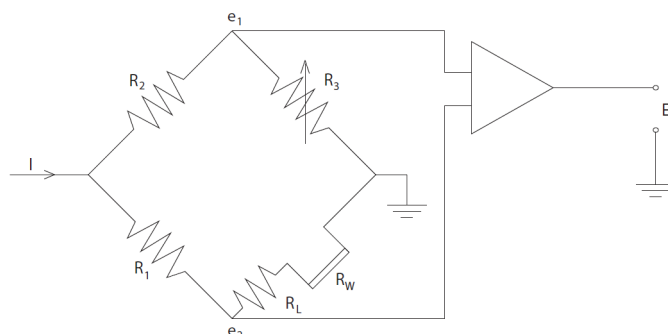


Figura 1.7: Esempio di circuito di un anemometro a corrente costante (CCA).

zando allora l'equazione 1.12, è possibile determinare i valori delle costanti di calibrazione A e B tramite interpolazione.

Come detto, al variare della velocità U varia la resistenza del filo; ciò comporta che anche la sua temperatura T_w varierà con la velocità. La sua variazione non sarà però istantanea, bensì richiedere un certo intervallo di tempo prima che il filo si assesti alla nuova temperatura. Questo ritardo viene detta *inerzia termica* ed è uno dei principali difetti dei circuiti a corrente costante, che ne limita la velocità di risposta. Inoltre comporta che la calibrazione venga svolta in condizione di temperatura costante, e la corrente sia calcolata ogni volta.

Dunque la calibrazione di questo tipo di anemometro, oltre ad essere delicata e laboriosa, viene svolta in una modalità diversa da quella di utilizzo.

1.4.2 Anemometri a temperatura Costante (CTA)

I sistemi anemometrici a temperatura costante si sono affermati solo nella seconda metà del '900, diventando presto lo strumento più utilizzato per misurazioni di velocità nel campo di moti turbolenti.

In questo tipo di anemometri, la resistenza del filo R_w , e quindi la sua temperatura T_w , è mantenuta costante: la corrente I viene aumentata o ridotta

non appena la resistenza del filo varia in seguito a fluttuazioni della velocità del flusso e la riporta al valore prefissato. Questo effetto di aggiustamento della corrente è ottenuto in maniera automatica grazie all'utilizzo di un *servo-amplificatore* in retroazione. Proprio l'utilizzo di un sistema di feedback è stata la causa dello sviluppo più tardivo degli anemometri CT. Ora che tali sistemi hanno raggiunto costo e dimensioni contenuti ed ottima affidabilità, gli anemometri a temperatura costante hanno preso il posto di quelli a corrente costante nella maggior parte delle applicazioni.

In figura 1.8 è riportato un esempio di circuito di un anemometro CT.

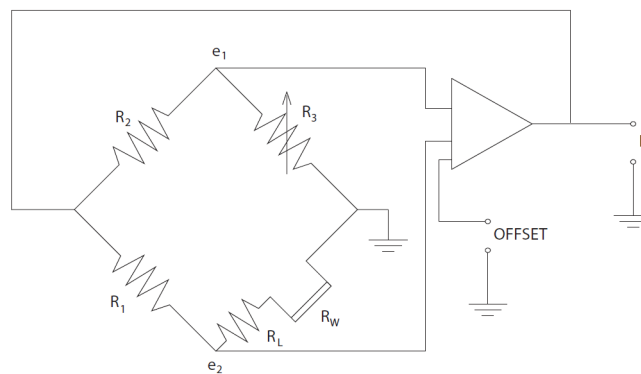


Figura 1.8: Esempio di circuito di un anemometro a temperatura costante (CTA).

Come nel CCA, la sonda è posizionata in uno dei rami del ponte di Wheatstone; diversamente però le cadute di tensione e_1 ed e_2 sono gli input di un amplificatore differenziale. La differenza $e_1 - e_2$ è proporzionale a quanto è cambiata la resistenza del filo R_w e il servocomando genera un output inversamente proporzionale a tale valore. L'output viene riportato a monte del ponte, modificando la corrente I in modo da ristabilire la resistenza R_w , e la temperatura T_w , nominale ed annullare la differenza $e_1 - e_2$.

1.4.3 Confronto

Il principale vantaggio introdotto dall'utilizzo di anemometri CT è che mantenendo appunto costante la temperatura del filo T_w non si presenta il problema dell'inerzia termica.

Oltre a questo, altri vantaggi dei sistemi a temperatura costante sono:

- Risposta ad alta frequenza, ovvero un feedback quasi istaneo;
- Non serve alcuna compensazione per l'inerzia termica;
- La calibrazione avviene a temperatura costante, dunque opera nello stesso modo in cui viene calibrato (diversamente dai sistemi CCA);
- Diversamente da circuiti CC, non c'è rischio di *burn-out* del filo.

Ad oggi, i sistemi CTA sono i più utilizzati nella maggior parte delle misurazioni di velocità in flussi turbolenti.

Nonostante però i numerosi vantaggi, i sistemi CCA rimangono preferibili principalmente in due casi:

1. Misurazioni di fluttuazioni di temperatura, per la maggior stabilità;
2. Misurazioni di velocità in flussi in cui sono richieste frequenze di risposta oltre i 20 kHz, poichè i sistemi di feedback dei CTA sono maggiormente limitati; tali frequenze sono coinvolte solo in flussi supersonici.

Per concludere il confronto tra le due modalità di utilizzo di consideri l'equazione di King (1.11), separando al primo termine la corrente I ed introducendo il parametro $R = R_w/R_0$. Si ottiene l'equazione

$$I^2 = \frac{R-1}{R}(A_1 + B_1\sqrt{U}) \quad (1.15)$$

che fissato un valore di R diventa

$$I^2 = A + B\sqrt{U} \quad (1.16)$$

in cui A e B sono sempre costanti.

La variazione di I^2 con \sqrt{U} , descritta dall'equazione 1.16, è rappresentata nel grafico 1.9.

Le costanti A e B rappresentano rispettivamente intercetta e pendenza della

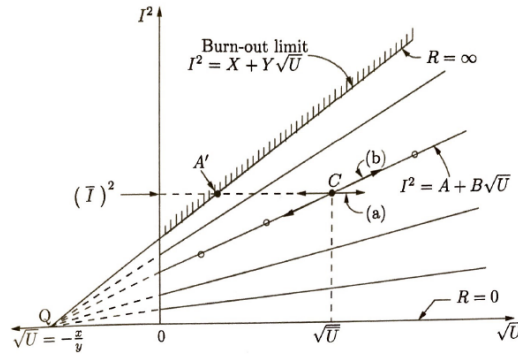


Figura 1.9: (a) traiettoria a corrente costante; (b) traiettoria a temperatura costante.

retta ottenuta. Si consideri poi che l'equazione di King, e di conseguenza il grafico 1.9, perde di validità a bassissime velocità a causa dell'effetto della convezione naturale.

La pendenza della retta è proporzionale a $(R - 1)/R$. In particolare per $R = 0$ la pendenza è nulla, mentre per $R \rightarrow \infty$ si raggiunge la curva asintotica avente $A = A_1$ e $B = B_1$. Questa corrisponde alla condizione di *burn-out* del filo, in quanto, teoricamente, raggiunge temperatura infinita.

Le traiettorie della modalità (a) a corrente costante, e (b) a temperatura costante sono indicate in funzione di una perturbazione in U rispetto alla condizione operativa C , definita dalle condizioni medie di velocità e corrente. Si noti come, nella modalità a corrente costante, una riduzione della velocità U sotto un certo valore risulterà nel *burn-out* del filo (condizione A'). Questo è un ulteriore svantaggio della modalità CC, in quanto se il flusso in cui viene svolta la misurazione dovesse cessare o calare drasticamente di velocità, il filo potrebbe rompersi.

1.5 Calibrazione

L'equazione 1.13 descrive la relazione tra caduta di tensione misurata E e la velocità del flusso U , che vogliamo ricavare. In particolare, nella forma così enunciata, si ottiene la caduta di tensione in funzione della velocità

$$E = F(U) \quad (1.17)$$

Dal punto di vista operativo, risulta quindi necessario invertire tale equazione, in modo da poter ricavare la velocità U , noto il valore di E . Matematicamente però non esiste alcun principio che assicuri l'esistenza di una funzione inversa, ovvero non è detto sia possibile ricavare un'equazione del tipo

$$U = F^{-1}(E) \quad (1.18)$$

Inoltre, come detto, l'equazione 1.13 è composta da delle costanti (A e B) che devono essere ricavate sperimentalmente.

Prima di passare alla misurazione è quindi necessario ricavare il valore delle costanti di calibrazione ed invertire la relazione tra caduta di tensione e velocità del flusso. Per fare questo si ricorre ad un processo di calibrazione del sistema, che appunto ha lo scopo di risolvere questi due problemi.

In seguito a caratteristiche proprie di ogni sonda, variazioni delle condizioni di sperimentazione o temperatura del fluido, una calibrazione deve essere effettuata ogni volta che un'anemometro a filo caldo viene utilizzato per compiere misurazioni.

In questa parte cruciale di preparazione alla sperimentazione, la sonda viene utilizzata per misurare velocità di cui già si conoscono intensità e direzione (tipicamente con l'ausilio di un tubo di Pitot), in un flusso uniforme, omogeneo ed a basso livello di turbolenza (idealmente nullo).

In particolare, la calibrazione ha lo scopo di raccogliere un'insieme di punti di calibrazione (E_R, U_R), solitamente 10-30 punti, spazati uniformemente nel range di velocità in cui si vuole usare la sonda. La velocità viene fatta variare "a gradino", ovvero in modo discreto; inoltre a causa delle fluttuazioni che si verificano anche nella miglior strumentazione, ogni punto raccolto è bene

che sia la media dei valori (E, U) istantanei in un periodo di 10-30s.

Una volta completata la raccolta dati, si ottiene un grafico come in figura 1.10 in cui si è messo in ordinate il valore di E misurato ed in ascissa la velocità U nota.

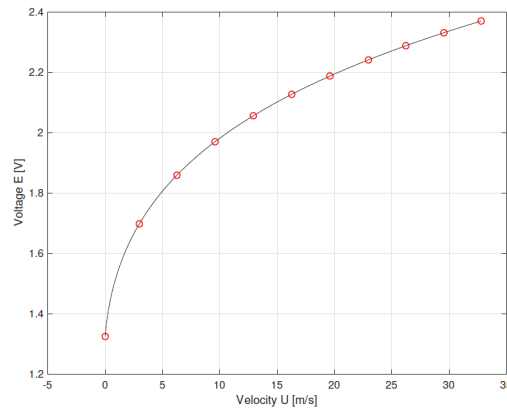


Figura 1.10: Esempio di curva di calibrazione per anemometro a filo singolo, ottenuta durante il Laboratori di Aerodinamica.

Ottenuto l'insieme di punti, si procede con un'interpolazione dei valori in modo da ricavare le costanti A e B . Ovvero si cercano quei valori delle costanti di calibrazione di modo che il grafico $E - U$ ottenuto dall'equazione di King (1.13) ripercorra il più possibile i punti raccolti.

In questo modo si è ricavato il valore delle costanti di calibrazione ed una relazione univoca tra caduta di tensione misurata E e la velocità del flusso U . In altre parole non è più necessario invertire l'equazione di King, ma basta seguire la curva di interpolazione ricavata (come in figura 1.10): a livello operativo, una volta misurato E , entro in ordinata con quel valore nel grafico spostandomi in orizzontale ed una volta incontrata la curva mi sposto in verticale fino alla linea delle ascisse, ricavando la relativa velocità del flusso U .

Il metodo appena presentato è una semplificazione di quanto fatto nei laboratori di aerodinamica. Infatti oltre ad una calibrazione in velocità è spesso

richiesta una seconda calibrazione ma di angolazione della sonda, in particolare per sonde con sensori multipli (X o 3w). Inoltre possono essere utilizzati altri metodi di interpolazione dei punti ottenuti, sfruttando equazioni generalizzate e corrette per basse velocità rispetto a quella di King, oppure funzioni polinomiali, tipicamente del quart'ordine. Per una spiegazione più dettagliata di queste metodologie si rimanda, di nuovo, alla letteratura sull'argomento.

1.5.1 Calibrazione *in situ* ed *ex situ*

La condizione migliore per svolgere la calibrazione è di poterla effettuare nella struttura in cui sarà poi utilizzata la strumentazione. In questo modo infatti i disturbi causati dalla sonda e dal suo supporto, e l'influenza della geometria della sezione saranno gli stessi durante la misurazione e la calibrazione. Questa modalità prende il nome di calibrazione *in-situ*.

Non sempre però è possibile da realizzare: la sezione di test potrebbe non contenere alcuna porzione di flusso potenziale, non poter variare la velocità in maniera controllata, o non avere la strumentazione adeguata per la movimentazione delle sonde. In tutti questi casi è necessario utilizzare dei dispositivi esterni che consentano la calibrazione. Solitamente si ricorre a piccole gallerie del vento, progettate *ad hoc*, oppure a dispositivi già in commercio (vedi Figura 1.11). Questo tipo di approccio prende il nome di calibrazione *ex-situ*.

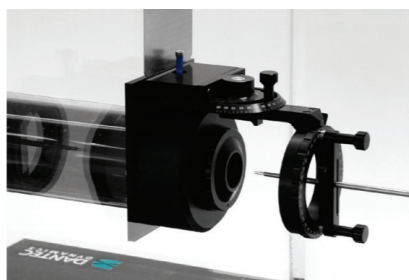


Figura 1.11: Esempio di dispositivo per la calibrazione disponibile in commercio.

1.5.2 Applicazione al C.I.C.Lo.P.E. e lavoro svolto

A Predappio, all'interno delle ex gallerie Caproni, scavato all'interno di una montagna, si trova il centro di ricerca CICLoPE (Centre for International Cooperation in Long Pipe Experiments). Al suo interno è stata costruita una galleria del vento (nota come *Long Pipe*) unica nel suo genere, nata dal desiderio internazionale di approfondire la ricerca scientifica nell'ambito dei flussi turbolenti ad alto numero di Reynolds. La particolare struttura del Long Pipe consente appunto di raggiungere contemporaneamente elevati valori di Re ed effettuare misurazioni ad altissima risoluzione, condizione irraggiungibile in qualsiasi altra struttura.

Frutto della cooperazione di Università e gruppi di ricerca da tutto il mondo, con lo scopo di radunare i più importanti ricercatori nell'ambito della turbolenza e guidare la scoperta scientifica, sorge in un ambiente assolutamente isolato e privo di ogni fonte di inquinamento, garantendo condizioni di lavoro ottimali.

Fondamentalmente, il Long Pipe consiste di una galleria del vento a ciclo chiuso. Quest'ultima caratteristica consente di controllare in maniera accurata le caratteristiche del fluido, in termini di velocità, temperatura ed umidità.

L'unicità di questa struttura è dovuta alla particolare sezione di prova, che consiste di un tubo di lunghezza pari a $111.5m$ e diametro di $0.9m$.

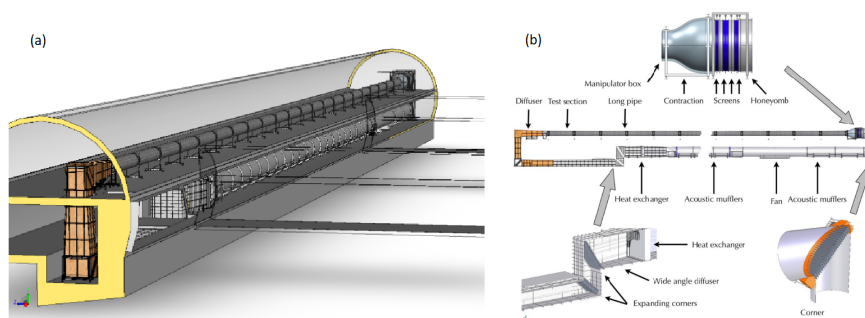


Figura 1.12: Long Pipe presso CICLoPE, Predappio: (a) immagine del *closed loop* ; (b) dettaglio di alcune componenti.

L'elevato rapporto lunghezza-diametro della camera consente uno studio del flusso lungo tutta la sua evoluzione da laminare a turbolento; inoltre la sezione finale (avente lunghezza di $1.5m$) può essere rimossa e sostituita con altra strumentazione per analizzare il comportamento del flusso in particolari condizioni, come nel caso di superfici ad alta scabrezza o condizioni non-isoterme. All'interno del Pipe è possibile effettuare misurazioni di velocità anche con tecniche ottiche (LDA e PIV), ma lo strumento più utilizzato rimane l'anemometro a filo caldo.

Come spiegato nelle sezioni precedenti, questo tipo di strumento richiede un accurato procedimento di calibrazione, sia in velocità che in angolazione.

Nel caso del Long Pipe risulta però impossibile effettuare calibrazioni *in situ*, in quanto, ad alte velocità, non è possibile identificare una porzione di flusso uniforme e a bassa intensità di turbolenza, rendendo necessario ricorrere ad un dispositivo esterno di calibrazione.

Questo elaborato tratterà nei prossimi capitoli della progettazione di un dispositivo per la calibrazione di sensori anemometrici a filo caldo, da utilizzare poi all'interno del Long Pipe. Le specifiche saranno quindi dettate dalle caratteristiche di quest'ultimo, e dalla necessità di poter calibrare contemporaneamente più sonde in parallelo.

Inoltre la struttura sarà realizzata in maniera modulare, cioè con la possibilità di poter aggiungere/rimuovere/sostituire particolari componenti di abbattimento della turbolenza (reti, lamine perforate, camera con biglie). In questo modo il dispositivo ottenuto potrà fungere, oltre che da calibratore per anemometri, anche da vera e propria galleria del vento a ciclo aperto, con la particolarità di poter studiare gli effetti e l'efficacia di questi componenti sulla turbolenza.

Capitolo 2

Progettazione di un sistema di calibrazione

2.1 Generalità

In questo capitolo verrà analizzata la fase di progettazione del calibratore per anemometri a filo caldo, sviluppato dal sottoscritto in collaborazione con il collega Alex Alvisi, con l'obiettivo di essere poi utilizzato nel centro di ricerca CICLoPE, a Predappio (vedi sezione 1.5.2).

Il dispositivo consiste di una piccola galleria del vento, capace di generare un flusso uniforme e piano, a bassa intensità di turbolenza. La caratteristica di planarità del flusso in uscita è stata voluta per poter consentire la calibrazione in parallelo di più anemometri: posizionando più sonde una accanto all'altra su un sistema di supporto specifico, detto sistema di *traversing*, capace di posizionare le sonde nella posizione desiderata rispetto al flusso, sarà infatti possibile calibrare il set di anemometri contemporaneamente. Durante le sperimentazioni all'interno del laboratorio CICLoPE vengono usati molti anemometri a filo caldo, e un dispositivo capace di calibrarne simultaneamente è sicuramente un vantaggio dal punto di vista del tempo risparmiato in preparazione alla sperimentazione.

Ottenere un flusso piano comporta avere una sezione di uscita a base ret-

tangolare, che a sua volta impone di avere una struttura in generale della medesima forma, anzichè magari a forma tubolare.

Il dispositivo ottenuto è una galleria del vento a basse velocità e ciclo aperto, in cui la sezione di prova (*test section*) è la porzione di flusso potenziale in uscita dal convergente. In generale, le componenti possono essere suddivise in:

- un generatore di portata, in questo caso un ventilatore centrifugo, che dovrà compensare le perdite di carico lungo il calibratore;
- una pre-camera di calma, che raccoglie il flusso in uscita dal ventilatore e dissipa tutta l'energia cinetica;
- un'imbocco nel vero e proprio dispositivo capace di generare il flusso piano in uscita;
- una serie di elementi con lo scopo di ridurre la turbolenza del flusso (lamine perforate, camera con biglie, honeycomb, reti); ed infine
- un convergente, che contemporaneamente accelera il fluido e genera il flusso piano delle dimensioni volute.

Di seguito viene riportato uno schema del prodotto finale.

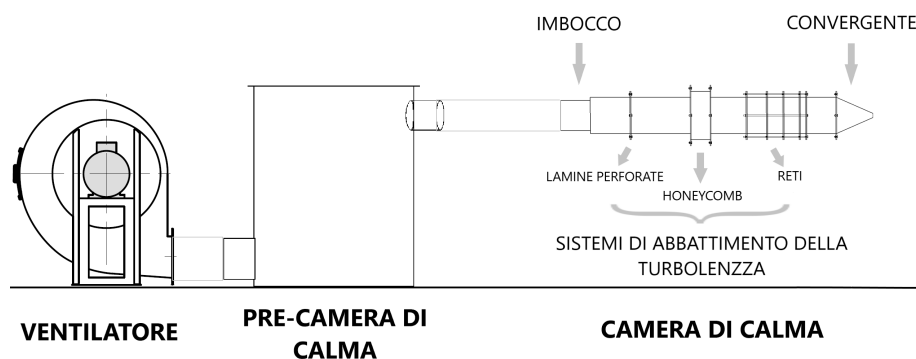


Figura 2.1: Schema del calibratore per anemometri a filo caldo. In grigio sono rappresentate le tubazioni di collegamento tra le componenti.

Si noti come il dispositivo completo sia composto da tre parti separate, unite da condutture: un ventilatore centrifugo, la pre-camera di calma ed una terza componente. Quest'ultima componente in realtà è una camera di calma (o ristagno), in cui il fluido, raggiunta la sua massima espansione e quindi minima velocità, prima di arrivare in camera di prova, attraversa un tratto di assestamento a sezione costante in cui le turbolenze e non-uniformità presenti possano essere riassorbite fino al raggiungimento delle condizioni ottimali. Proprio per facilitare l'assestamento del flusso, e quindi ridurre la turbolenza, in questa parte si trovano quelle attrezzature per il condizionamento del flusso (reti, honeycomb, lamine perforate o camera con biglie), indicate al quarto punto. Quest'ultima parte verrà chiamata da qui in avanti col nome "calibratore", anche se tale termine indicherebbe il dispositivo in toto.

Il calibratore sarà caratterizzato da una struttura *modulare*, ovvero composta da singoli pezzi flangiati che verranno montati l'uno con l'altro tramite semplice bloccaggio con dadi e bulloni. Questo consente di poter modificare, entro un certo limite ovviamente, la disposizione delle singole parti: è possibile quindi aggiungere o rimuovere delle reti, oppure sostituire e invertire particolari componenti. L'obiettivo è quello di poter sfruttare il dispositivo finale, oltre che da calibratore per anemometri, anche come strumento di ricerca riguardo l'effetto di particolari componenti sulla turbolenza. Proprio per questo è stata sviluppata una versione alternativa del calibratore, indicata come *Versione B*, in cui al posto delle lamine perforate (subito a valle dell'imbocco) viene utilizzata una camera con delle biglie libere di muoversi. La fase di progettazione è partita dal componente finale, il convergente, per poi risalire pezzo per pezzo fino alla pre-camera di calma. Il ventilatore è stato invece selezionato a catalogo, ovvero scegliendo un prodotto disponibile in mercato, dopo aver calcolato una stima delle perdite di carico lungo il calibratore (vedi capitolo 3).

Lo sviluppo delle singole parti è stato svolto con l'utilizzo del software CAD *SolidWorks*, mentre per il calcolo delle perdite è stato utilizzato il software *Matlab*.

Il progetto, una volta completato, è stato consegnato all'azienda Comec S.r.l., di Forlì, che si occuperà della realizzazione del dispositivo.

2.2 Specifiche

Lo sviluppo del dispositivo è partito dall'identificare le specifiche di progetto.

Innanzitutto è stata determinata la larghezza massima consentita, sulla base dello spazio disponibile in laboratorio. Si è dunque ottenuto che la larghezza del calibratore dovesse essere di 450mm .

Dopo di che, si è analizzata la velocità massima che dovrà essere ottenuta in uscita dal dispositivo. La calibrazione è bene che sia svolta in un intervallo di velocità almeno pari a quello di utilizzo delle sonde, e poichè il Long Pipe del CICLoPE raggiunge velocità massime attorno ai 60m/s , si vuole progettare un calibratore capace di generare un flusso in sezione di prova (ovvero dove verranno calibrati gli anemometri a filo caldo) con velocità massima di 70m/s .

Infine, come precedentemente detto, si vuole ottenere un flusso piano, che comporta una sezione di uscita rettangolare. La larghezza di quest'ultima sarà il massimo consentito per massimizzare il numero di anemometri che possono essere calibrati contemporaneamente. L'altezza invece è bene che sia il minimo possibile, ma sufficiente per garantire lo spazio necessario alle sonde. Si è dunque scelta un'altezza del flusso in uscita di 20mm .

Riassumendo, le specifiche di progetto sono:

- Calibratore avente larghezza di 450mm ;
- Velocità massima in uscita di 70m/s ;
- Getto piano avente altezza pari a 20mm ;

2.3 Progettazione

La struttura verrà realizzata in lamiera di acciaio. Poichè a questa dovranno essere saldate delle flange, e per consentire una facile lavorazione, si suppone di utilizzare lamiere aventi spessore di $1.5mm$.

In questo modo è stata già definita la sezione di uscita del flusso dal calibratore. L'altezza è specifica a $20mm$, la larghezza invece può essere facilmente calcolata sottraendo alla larghezza del calibratore, $450mm$, lo spessore delle due lamiere laterali, $2 \times 1.5mm$. Quindi la sezione di uscita del flusso sarà un rettangolo avente base di $447mm$ ed altezza di $20mm$.

Sia A_u l'area della sezione del flusso in uscita, allora $A_u = 0.447 * 0.02m = 8.94 * 10^{-3}m^2$.

Data la velocità massima di $70m/s$, e ricordando la definizione di portata volumetrica $Q = A * v$, dove A è la superficie di passaggio e v la velocità del flusso perpendicolare ad A , si ottiene che la portata d'aria che dovrà elaborare il calibratore nella condizione a velocità massima è pari a

$$Q_{max} = A_u * v_{max} = 0.6258m^3/s \quad (2.1)$$

Note le caratteristiche della sezione di uscita e la portata che dovrà essere elaborata, si può passare alla progettazione delle singole componenti.

2.3.1 Convergente

Prima della sezione di prova, come nella maggior parte delle gallerie del vento, è presente un convergente. Questo elemento consente infatti di accelerare il flusso garantendo una serie di vantaggi molto importanti:

- velocità elevata in sezione di prova e basse in camera di calma, riducendo le perdite di carico, che sono proporzionali al quadrato della velocità, attraverso le varie componenti;

- tende a ridurre le non-uniformità del flusso, producendo un profilo di velocità piatto in uscita;
- riduce il livello di turbolenza.

Il parametro fondamentale nella progettazione di un convergente è il *rapporto di contrazione*, CR , ovvero il rapporto tra l'area di ingresso A_i e quella d'uscita A_u . Questo parametro, oltre a definire l'incremento di velocità tra le due sezioni, ha anche importanti effetti sulla riduzione di turbolenza e lo sviluppo dello strato limite. In particolare, un aumento di CR garantisce una maggior riduzione di turbolenza, aumentando però il rischio di distacco dello strato limite, fenomeno aerodinamico altamente indesiderato.

Oltre al rapporto di contrazione, intervengono secondariamente anche la lunghezza del convergente, L_c , e la sua forma. La lunghezza non deve essere troppo grande per limitare i costi e la facilità di produzione, ma neanche troppo piccola perchè, di nuovo, favorirebbe il fenomeno di distacco dello strato limite. Per quanto riguarda la forma, aerodinamicamente è sicuramente preferibile un andamento curvilineo, prima concavo poi convesso, rispetto ad uno rettilineo, conveniente dal punto di vista realizzativo e di costi.

Sperimentalmente, si sono ottenuti risultati ottimali con valori di CR compresi tra 6 e 9, ed una lunghezza L_c all'incirca dello stesso ordine di grandezza del diametro di ingresso.

In questi argomenti si è soliti parlare in termini di diametri, in quanto ampio lavoro sperimentale è stato svolto su condotti a sezione circolare. I concetti ricavati valgono comunque anche per condotti a sezione diversa, come appunto nel nostro caso, purchè il valore di diametro utilizzato sia riferito al *diametro idraulico*, D_h , definito come

$$D_h = \frac{4A}{\Pi} \quad (2.2)$$

dove A è l'area della sezione e Π il suo perimetro.

Sulla base delle condizioni sopraelencate, abbiamo optato per un convergente avente le seguenti caratteristiche:

- Rapporto di contrazione $CR = 9$;
- Lunghezza pari all'altezza della sezione di ingresso;
- Forma rettilinea, per la semplicità costruttiva.

Occorre precisare che la forma rettilinea è stata scelta come primo prototipo; uno sviluppo futuro molto interessante potrebbe essere la progettazione di un convergente curvilineo con stesso rapporto di contrazione.

Noto ora il valore di CR è facile risalire alle dimensioni della sezione di ingresso, considerato anche il fatto che la larghezza rimane inalterata mentre la dimensione che varia col convergente è l'altezza. Dunque la sezione di ingresso avrà sempre larghezza di 447mm , mentre l'altezza sarà semplicemente 9 volte quella di uscita: $9 * 20 = 180\text{mm}$.

Dunque $A_i = 0.180 * 0.447 = 8.046 * 10^{-2}\text{m}^2$ che appunto vale $9 * A_u$.

Esternamente, le dimensioni del convergente terranno conto anche dello spessore della lamiera, ottenendo dimensioni di $(450 \times 183)\text{mm}$ in ingresso e $(450 \times 23)\text{mm}$ in uscita.

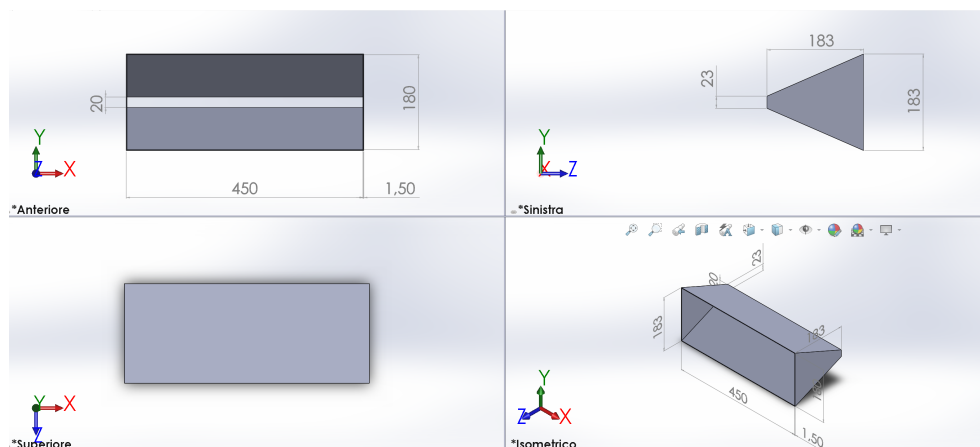


Figura 2.2: Immagine a 4 viste del convergente ottenuto con SolidWorks.

2.3.2 Corpo modulare

Come detto, il calibratore sarà composto da componenti modulari. In particolare, la struttura è data da una successione di segmenti flangiati e fissati con bulloni e dadi. Ogni segmento mantiene la stessa forma rettangolare e medesime dimensioni in pianta (eccezione fatta per la parte contenente l'honeycomb, vedi sezione 2.3.5), che a loro volta sono le stesse della sezione di ingresso al convergente ($450 \times 183mm$).

Così facendo, reti e lamine perforate potranno essere inserite tra due sezioni adiacenti, l'honeycomb sarà contenuta all'interno di una propria sezione, mentre lo scomparto porta biglie sarà fissato con bulloni e dadi esattamente come una normale sezione del corpo.

L'unica differenza tra una sezione e l'altra potrà essere la sua lunghezza. Il flusso prima di attraversare un certo componente, sia esso l'honeycomb, una rete, il convergente o la lamina perforata, dovrà essersi in qualche modo uniformato o l'effetto sulla turbolenza di questo sarà nullo se non negativo. Dunque tra una componente e l'altra è bene lasciare una certa distanza minima, tipica di ogni componente, per consentire al flusso di riorganizzarsi in maniera uniforme ed omogenea. Nelle sezioni successive saranno analizzate le distanze necessarie per ogni parte.

2.3.3 Flange e fissaggio

Ad ogni estremità di sezione che dovrà essere collegata a quella adiacente viene saldata una flangia per consentire il fissaggio. Ogni flangia avrà larghezza di $30mm$ e spessore di $2.5mm$. Su di essa sono presenti 10 fori M6 per il fissaggio tramite bulloni e dadi, disposti a metà della larghezza: 4 su ogni lato lungo e 3 su quello corto, equispaziati tra di loro. In Figura 2.3(a) è rappresentato un esempio di flangia.

Poichè il progetto finale prevede la disposizione in serie di un numero non indifferente di moduli, per facilitare il montaggio ed in particolare l'allinea-

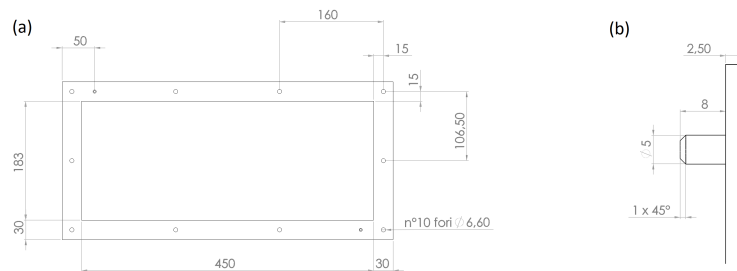


Figura 2.3: (a) Flangia maschio in vista frontale; (b) dettaglio dello spinotto.

mento corretto di tutte le parti, si fa ricorso all'utilizzo di spinotti montati sulle flange. Quelle che saranno montate all'estremità sinistra di ogni segmento avranno due protuberanze, dette appunto *spinotti*, disposte una sul lato superiore ed una sul lato inferiore a 5cm dal lato esterno più vicino; in maniera speculare, quelle che saranno montate all'estremità destra avranno dei fori smussati con diametro pari a quello della protuberanza. In Figura 2.3(b) è presente un dettaglio dello spinotto progettato.

In questo modo si creano due tipi diversi di flange: uno con lo spinotto, che chiameremo flangia maschio (M), ed uno con il foro, chiamato flangia femmina (F).

Le flange saranno poi saldate ad ogni componente del calibratore, che ora potrà essere collegato a quello adiacente tramite l'utilizzo di 10 bulloni e 10 dadi, inseriti negli appositi fori sulle flange.

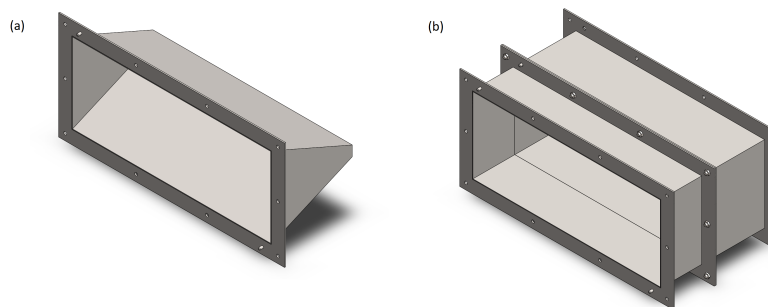


Figura 2.4: (a) Flangia saldata sul convergente; (b) esempio di fissaggio tra due sezioni adiacenti.

2.3.4 Reti

Uno dei metodi più efficaci per ridurre la turbolenza è sicuramente quello di far passare il flusso attraverso una serie di reti.

Una rete infatti, dato certo valore di maglia (che corrisponde alla distanza tra due fili adiacenti), distrugge tutti i vortici di scala maggiore a tale valore. Dunque se il flusso incontra un gruppo di reti, distanziate l'una dall'altra in maniera opportuna, e disposte in ordine di maglia decrescente, è possibile ridurre drasticamente l'intensità di turbolenza.

Inoltre le reti hanno anche l'effetto di ridurre l'angolo di deviazione del flusso che le attraversa. Il raddrizzamento del flusso è però principalmente svolto dall'honeycomb, e l'effetto delle reti è sicuramente trascurabile.

Analizzando il flusso turbolento in arrivo alle reti, possiamo pensarlo come composto da un'insieme di filetti fluidi caratterizzati da velocità diverse. Nell'attraversare una rete ogni filetto fluido incontra una resistenza proporzionale al quadrato della sua velocità, che dunque è maggiore nei punti in cui il fluido è più veloce. Ma poichè la caduta di pressione nell'attraversamento della rete è più o meno la stessa per ogni parte di fluido, i filetti più veloci si espandono diminuendo la loro velocità, mentre quelli più lenti si comprimono, accelerando. Il risultato è che le velocità dei filetti fluidi tenderanno a convergere verso un valore comune.

La resistenza globale incontrata per uniformare il flusso sarà però molto elevata, e per questo è bene posizionare sempre il gruppo di reti nella zona in cui il flusso presenta la velocità più bassa.

Il parametro principale di una rete, da cui dipende l'effetto sulla turbolenza e le perdite di carico, è la sua *porosità* β , ovvero il rapporto tra la superficie libera e quella della sezione occupata dalla rete. In particolare, ad alti valori di porosità corrispondono basse perdite di carico e scarsi livelli di attenuazione della turbolenza, mentre calando il suo valore aumentano le perdite ma anche l'effetto di riduzione della turbolenza. Non bisogna tuttavia diminuire eccessivamente la percentuale di area di passaggio, in quanto per valori di β sotto una certa soglia il flusso denota un comportamento indesiderato, noto

come *overshoot*. In questo caso il profilo di velocità, solitamente a forma di campana, si inverte, accelerando nelle zone vicino alla parete e rallentando eccessivamente al centro, conferendo allo strato limite maggior energia cinetica, con il rischio di innescare fenomeni di instabilità.

Si assumono allora accettabili valori di porosità $\beta \geq 0.58$. Questo valore è stato ricavato sperimentalmente, in quanto si è misurato che la turbolenza generata intrinsecamente da reti con porosità inferiore è maggiore di quella abbattuta.

Come precedentemente detto una rete abbatte turbolenze di scale maggiori della sua maglia. Dunque per ridurre turbolenze anche su piccola scala (che è il nostro obiettivo) è necessario utilizzare reti con maglia molto piccole. Per minimizzare le perdite il tutto deve essere svolto in maniera graduale, cioè partendo da reti a maglia maggior e diminuendo gradualmente il suo valore. L'utilizzo di reti in serie introduce però un ulteriore vincolo riguardo la distanza minima da mantenere tra due reti consecutive: affinché quella a valle lavori in condizioni ottimali, è bene che non risenta dei disturbi derivanti dalla presenza di quella a monte (turbolenza intrinseca delle reti). In altre parole, bisogna garantire al fluido una porzione di spazio sufficiente a riordinarsi ed annullare ogni differenza trasversale di pressione statica.

Sperimentalmente si è ricavato che una porzione di spazio sufficiente corrisponde a circa 30 volte il valore di maglia della rete precedente.

Lo stesso criterio può essere utilizzato per determinare lo spazio minimo tra l'honeycomb e la prima rete. Inoltre, per lo stesso principio, è fondamentale che dopo l'ultima rete la camera di calma si protragga per circa 0.2-0.3 volte il diametro del condotto (o nel caso di sezioni non circolari, il diametro idraulico) prima di arrivare al convergente.

Quanto detto fin'ora, non fornisce però informazioni sufficienti per progettare in maniera dettagliata ed ottimale il gruppo di reti da utilizzare: in questo aspetto è molto importante l'esperienza e l'intuito del progettista. Nel nostro caso, ci siamo basati su soluzioni già dimostrate di successo in altre realizzazioni. In particolare, abbiamo deciso di utilizzare reti con le medesi-

me caratteristiche di quelle utilizzate nella galleria del vento MTL del KTH Royal Institute of Technology di Stoccolma.

Di seguito l'elenco delle 5 reti utilizzate, in cui d corrisponde al diametro del filo di rete, M alla maglia (ovvero la distanza tra due fili vicini) e L_{min} alla distanza minima da lasciare con la rete successiva.

Rete	d [mm]	M [mm]	L_{min} [mm]	β
1	0.71	3.2	96	0.605
2	0.56	2.4	72	0,588
3	0.56	2.4	72	0,588
4	0.16	0.7	21	0,595
5	0.16	0.7	21	0,595

Tabella 2.1: Caratteristiche delle reti installate.

A livello pratico, le reti saranno saldate all'interno di una flangia di tipo femmina, e quindi frapposte tra due segmenti adiacenti. Incorniciando in questo modo le reti sarà possibile effettuare con semplicità una loro sostituzione; inoltre, per evitare il pericolo di fughe d'aria attraverso i lembi delle flange, queste dovranno essere corredate di apposite guarnizioni in modo da garantire ermeticità alla struttura.

Per quanto riguarda il bloccaggio, anziché fissare le reti una alla volta tra i due segmenti, conviene in questo caso fissare l'intero blocco tramite 10 bulloni di lunghezza sufficiente per collegare tutte e 5 le reti insieme. In figura 2.5 si può vedere il risultato finale.

Si noti come la lunghezza di ogni segmento vari, in accordo con quanto indicato dalla tabella 2.3.4: tra le reti 1-2 ci sono 10cm, poi 8cm tra 2-3 e 3-4, infine 3cm tra 4-5. Il segmento finale, che precede il convergente, avrà invece lunghezza pari a 15cm, concorde con quanto detto a riguardo.

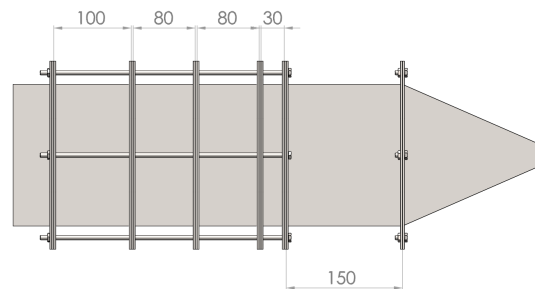


Figura 2.5: Fissaggio del blocco reti tramite 10 bulloni.

2.3.5 Honeycomb

L'honeycomb, letteralmente “nido d'ape”, è una struttura reticolare composta tipicamente da esagoni o quadrati delle dimensioni di pochi mm e spessore dei bordi molto ridotto. Ciò gli conferisce una porosità molto elevata, il che lo rende un componente con scarse attitudini nell'abbattere le non-uniformità, ma contemporaneamente un ottimo raddrizzatore di flusso con un piccolo impatto sulle perdite di carico.

Sperimentalmente, lunghezze ottimali dell'honeycomb si sono trovate tra le 6 e 8 volte la dimensione caratteristica di maglia, che corrisponde nel caso di quadrato al lato, mentre nel caso di esagono alla distanza tra due lati paralleli (ovvero $\sqrt{3} \cdot l$, dove l è la lunghezza del lato).

L'honeycomb stesso introduce tuttavia una componente vorticoso nel flusso dello stesso ordine di grandezza delle celle e la cui decadenza, a causa dell'effetto stabilizzante della lunghezza dei canali delle celle, è meno rapida rispetto al caso delle reti, visto lo spessore estremamente ridotto di quest'ultime. Proprio per questo motivo, è bene posizionare l'honeycomb prima delle reti in modo da ottenere in camera di prova il miglior flusso possibile.

Anche in questo caso, l'honeycomb scelto ripercorre in parte le scelte fatte dai progettisti del MTL di Stoccolma. Abbiamo optato quindi per celle esagonali, aventi maglia di 6mm e spessore dei bordi di 0.1mm ; la lunghezza L_{hc} invece è voluta di 50mm . In figura 2.6 (a) ne è riportata una rappresen-

tazione.

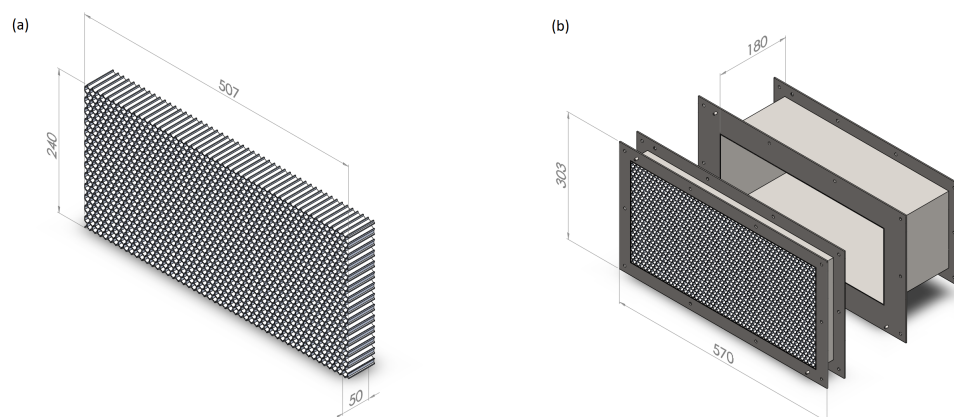


Figura 2.6: (a) Rappresentazione dell'honeycomb; (b) Fissaggio del blocco honeycomb.

Come detto, la distanza tra honeycomb e prima rete dovrà essere almeno 30 volte il valore di maglia. Ciò implica che il segmento successivo avrà lunghezza pari a 18cm .

Il fissaggio dell'honeycomb richiede particolare attenzione. A causa infatti della sua fragilità (ricordo lo spessore dei bordi di soli 0.1mm) non è possibile saldarlo o incollarlo nel suo scomparto. Per fissarlo allora nella sua posizione l'idea è quella di utilizzare un honeycomb con dimensioni maggiori delle sezioni a monte e valle, e mantenerlo in battuta sulle flange adiacenti. In altre parole, viene posizionato in uno slot di dimensioni maggiori rispetto a quelli vicini, in modo che l'honeycomb, senza alcuna saldatura o forma di incollaggio, rimanga bloccato tra le due sezioni adiacenti. In figura 2.6(b) è rappresentato quanto scritto. Si noti come sia necessario utilizzare per le sezioni vicine delle flange aventi larghezza maggiore.

2.3.6 Lamine perforate e scomparto porta-biglie

Configurazioni standard di gallerie del vento prevedono in camera di calma la successione prima dell'honeycomb, poi del blocco di reti. Tuttavia,

recenti studi sperimentali hanno mostrato un miglioramento delle performance dell'honeycomb se preceduto da una griglia a maglie larghe. Fondamentalmente, la presenza di un ulteriore strumento di abbattimento della turbolenza, di scala relativamente grande, sarebbe in grado di incrementare l'efficacia dell'honeycomb.

Poichè questo calibratore vuole essere anche uno strumento di ricerca sulla turbolenza, l'idea è quella di predisporlo di queste attrezzature ulteriori per verificarne l'effetto e compiersi studi più approfonditi.

Per questo tra l'imbocco e l'honeycomb è stato predisposta un'ulteriore flangiatura in modo da consentire l'inserimento di un qualche strumento.

Dato che le ricerche svolte fin'ora trattano di una griglia a maglie larghe, un primo strumento potrebbe essere una *lamina perforata*, ovvero una sottile lamiera forata attraverso cui far passare il flusso. Le basi teoriche del suo funzionamento sono le stesse delle reti, e proprio per questo è importante che la porosità β sia sempre maggiore di circa il 58%. A tal proposito, le lamine da utilizzare durante le sperimentazioni saranno molteplici per indagare l'effetto del diametro, del numero dei fori e della loro disposizione (in linea, in obliquo, sparsi).

In alternativa, potrebbe essere interessante studiare l'effetto di biglie: il flusso viene fatto passare attraverso uno scomparto simile a quello dell'honeycomb, ma di dimensioni in pianta come quelle del resto del calibratore, al cui interno sono presenti delle biglie in vetro libere di muoversi. Le conoscenze teoriche a riguardo sono molto poche e proprio per questo risulta particolarmente utile svolgervi sperimentazioni.

Le lamine possono essere ottenute a partire da lamiere delle stesse dimensioni esterne delle flange, lasciando però la parte centrale di metallo e forandola in base alla porosità e disposizione dei fori voluta; dopo di chè vengono effettuati gli stessi fori presenti su una normale flangia, di tipo femmina. L'oggetto ottenuto può essere così fissato tra due segmenti adiacenti, esattamente come fatto con le reti.

Per quanto riguarda lo scomparto porta biglie, questo potrebbe essere otte-

nuto in un materiale trasparente (tipo plexiglass) per consentire di vedervi all'interno. Unendolo poi a delle normali flange come quelle usate nel resto del calibratore, può essere facilmente fissato tra due segmenti vicini.

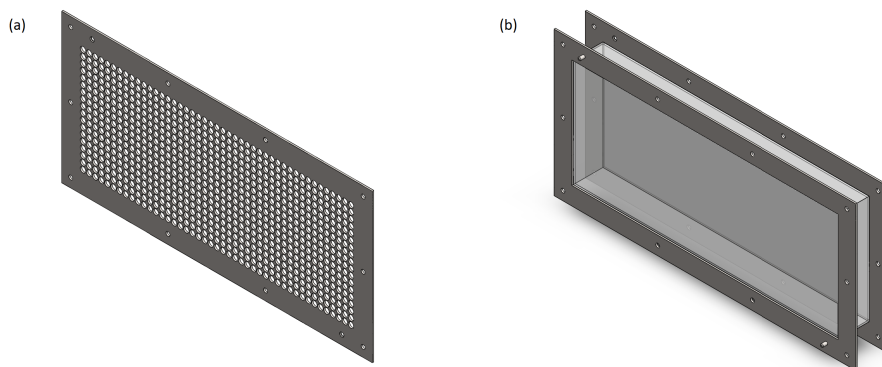


Figura 2.7: (a) Esempio di lamina perforata: in questo caso la porosità è del 64% e la disposizione lineare; (b) Scomparto porta-biglie in materiale trasparente.

Per quanto riguarda lo spazio da lasciare prima dell'honeycomb, è bene rispettare una distanza, come nel caso delle reti, di circa 30 volte il valore caratteristico di maglia dei fori. Supponendo al limite fori aventi diametro di 8-9mm, e biglie di diametro massimo di 1cm, il segmento fino all'honeycomb è progettato di lunghezza pari a 30cm.

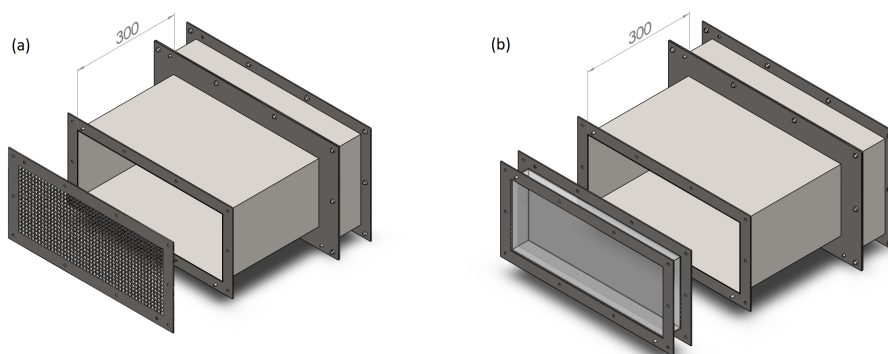


Figura 2.8: (a) Fissaggio della lamina perforata; (b) Fissaggio dello scomparto porta-biglie.

2.3.7 Imbocco

Il flusso viene trasportato tramite condutture circolari dalla pre-camera di calma al calibratore.

Però anzichè utilizzare un unico tubo, se ne è preferito l'utilizzo di due in parallelo. In questo modo la portata, e con essa la velocità, è dimezzata per ogni conduttura, riducendo così le perdite.

I due tubi arrivano al calibratore e si collegano a due imbrocchi sempre circolari. Le dimensioni di questi sono legati all'altezza del dispositivo, che ricordo essere di soli 183mm . Gli imbrocchi, e di conseguenza i tubi, dovranno avere diametro inferiore a tale valore, ma contemporaneamente il massimo possibile per minimizzare la velocità interna alle tubazioni.

Si è optato per imbrocchi, e quindi tubi, di diametro pari a 150mm (valore determinato anche dalla facilità di reperire in commercio tubi di queste dimensioni), equispaziati in larghezza.

Per garantire un attacco stabile, gli imbrocchi sono progettati con lunghezza di 15cm . Inoltre, prima di arrivare ai primi dispositivi di abbattimento della turbolenza (lamine perforate o scomparto con biglie), è bene lasciare uno spazio di calma al flusso in cui potersi uniformare: solitamente, è sufficiente una distanza dello stesso ordine di grandezza del diametro degli imbrocchi. In questo caso sono lasciati 20cm di spazio.

Per quanto riguarda il fissaggio, si fa ricorso alla solita flangiatura.

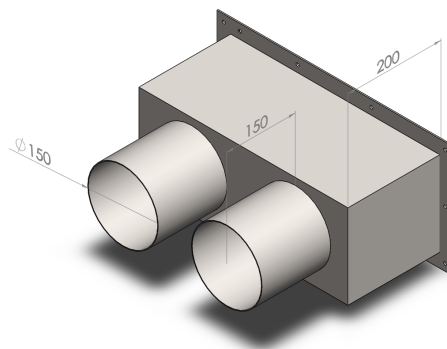


Figura 2.9: Imbocco alla camera di calma.

2.3.8 Pre-camera di calma

Il flusso generato dal ventilatore centrifugo, prima di giungere in camera di calma, passa attraverso una pre-camera, fisicamente separata dal resto. In particolare, si trova di fronte al ventilatore per raccoglierne il flusso in uscita, e collegato tramite tubi all'imbocco in camera di calma.

Il suo compito è quello di dissipare tutta l'energia cinetica del flusso, uniformandolo il più possibile. Non va dimenticato infatti che l'aria in uscita dal ventilatore presenterà un moto fortemente caotico e pulsante, dovuto alla ciclicità di lavoro della macchina.

In poche parole, tramite l'utilizzo di una pre-camera di calma il ventilatore soffia dentro un ambiente molto grande, disperdendo la quasi totalità di energia cinetica e consentendo alle particelle di riordinarsi prima di entrare nel calibratore.

A livello costruttivo, è stata progettata una camera cilindrica avente diametro di 80cm ed altezza di 1m , con una bocca di ingresso a sezione rettangolare uguale a quella d'uscita del ventilatore, e due di uscita dalla parte opposta, aventi diametro di 15cm ciascuna.

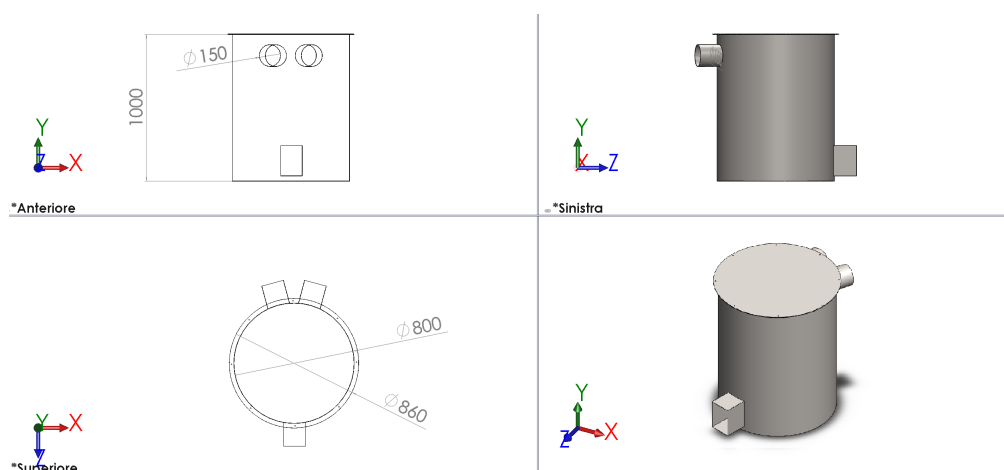


Figura 2.10: Immagine a 4 viste della pre-camera di calma.

All'estremità superiore del cilindro viene saldata una flangia circolare di 3cm

di larghezza e spessore di $2mm$, con 8 fori M6 equispaziati tra loro. A questa viene poi fissato il coperchio della pre-camera, con l'utilizzo di 8 bulloni e dadi. Tra coperchio e flangia è bene posizionare delle guarnizioni in gomma, per garantire ermeticità alla struttura. In figura 2.10 è rappresentato quanto scritto.

Particolare attenzione deve essere posta alla progettazione della bocca di ingresso. Poichè dovrà avere le stesse dimensioni dell'uscita del ventilatore, sarà possibile determinarne la forma esatta solo dopo aver scelto la macchina. Oltre alle dimensioni anche l'altezza dell'imbocco è importante, affinché il collegamento ventilatore-precamera sia il più rettilineo possibile.

Le due bocche di uscita sono invece state progettate nella direzione opposta a quella di ingresso, posizionate all'altezza di $85cm$ ed angolate una rispetto all'altra di 30° . È bene infine che siano posizionate nella parte più alta della camera, lontano dall'imbocco.

2.4 Assieme completo

A questo punto sono state progettate tutte le componenti del calibratore. In questa sezione viene riportata una serie di immagini di quanto ottenuto, diviso per le due versioni: A - lamine perforate, B - scomparto per biglie. Dopo di che si riporta anche un render del collegamento tra precamera e camera di calma, con l'utilizzo di un tubo flessibile.

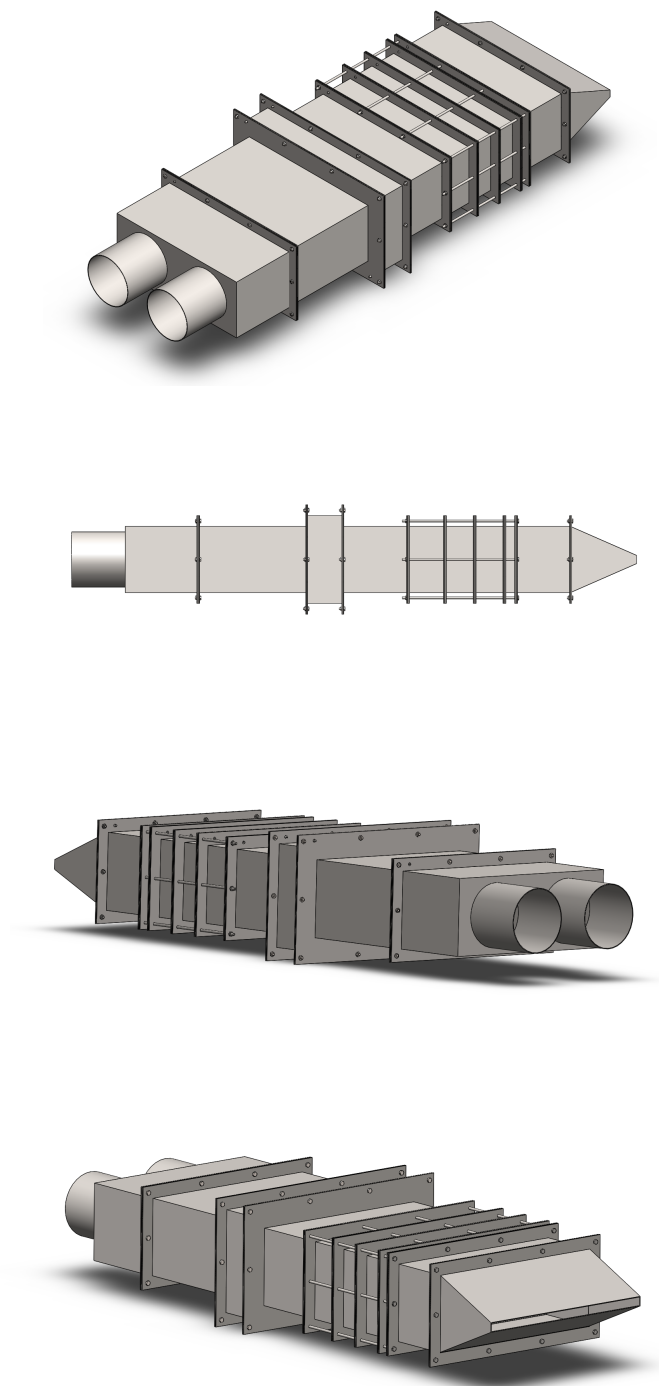


Figura 2.11: Rappresentazione grafica del calibratore, versione A.

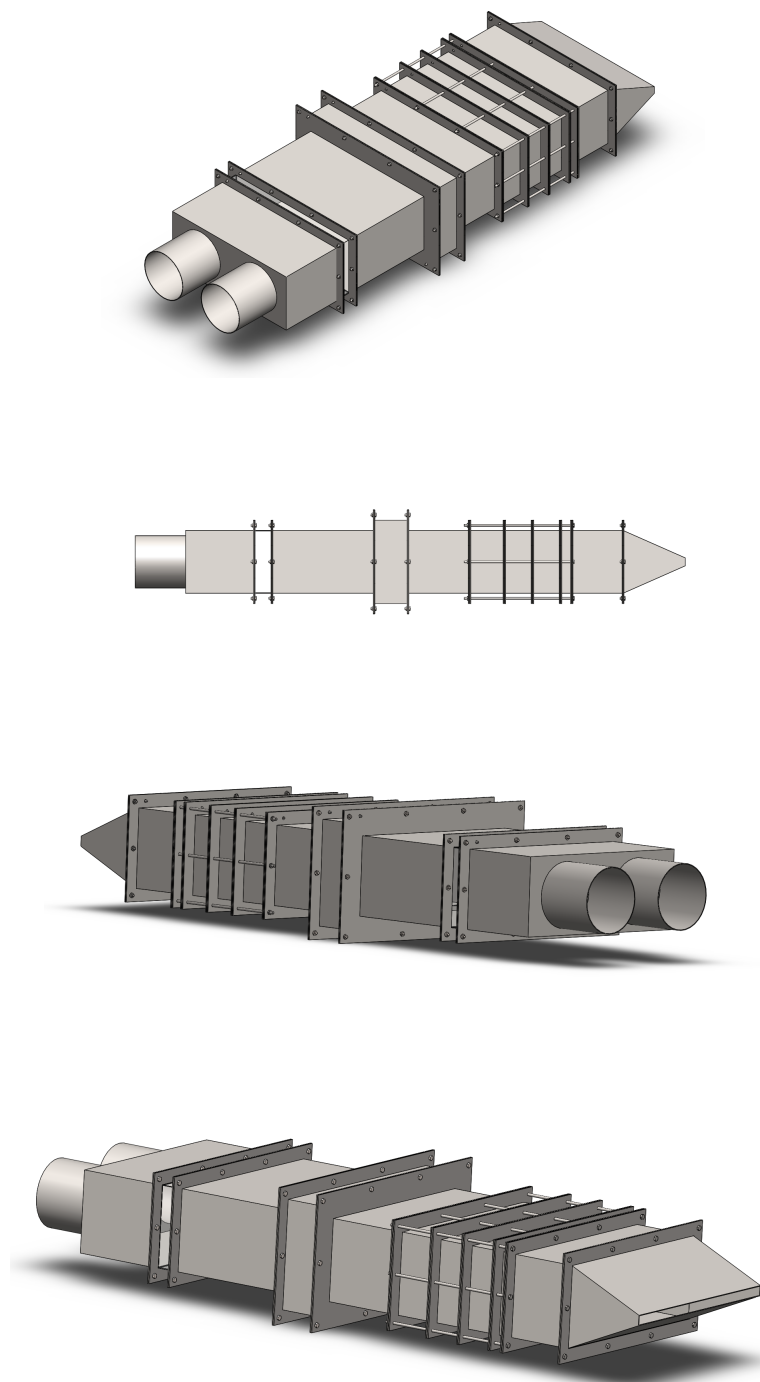


Figura 2.12: Rappresentazione grafica del calibratore, versione B.

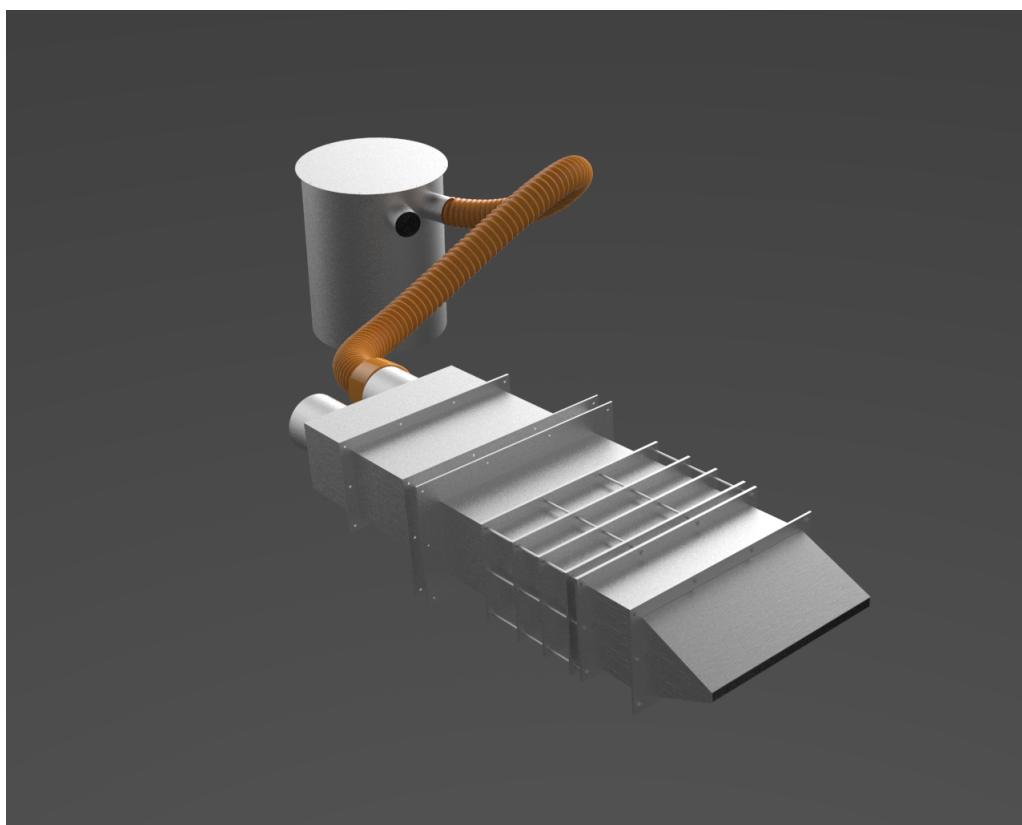


Figura 2.13: Render grafico del collegamento tra precamera e camera di calma, tramite un tubo flessibile.

Capitolo 3

Calcolo delle perdite di carico

In questo capitolo verranno analizzate le caratteristiche energetiche del dispositivo di calibrazione. Per completare infatti la progettazione è necessario selezionare a catalogo un ventilatore centrifugo, il cui compito è proprio quello di muovere il flusso d'aria consentendogli di raggiungere la velocità desiderata in camera di prova .

In particolare, per scegliere la macchina con le giuste caratteristiche è necessario sapere quanta potenza essa dovrà fornire al fluido, o in altre parole l'energia che il flusso dissipa lungo il suo percorso.

Il calcolo delle perdite energetiche si basa principalmente su formule sperimentali trovate in letteratura.

Inizialmente verrà introdotto il concetto di perdita di carico, più volte menzionato nelle pagine precedenti, poi sarà analizzata ogni componente con lo scopo appunto di ricavare la perdita di energia attraverso ognuno di essi. Fatto ciò sarà infine possibile determinare la perdita complessiva di energia e identificare un ventilatore adatto a questo impianto e alle sue caratteristiche.

3.1 Perdite di carico

Un fluido in moto è caratterizzato da una propria energia, dovuta al suo volume, alla sua pressione p e alla sua velocità U .

Nelle condizioni ideali di flusso stazionario, irrotazionale e debolmente viscoso, trascurando ovvero ogni forma di attrito del flusso, l'energia di quest'ultimo è costante in tutto il suo volume. Questo principio molto importante della fisica prende il nome di *Teorema di Bernoulli* e si esprime nella seguente formula:

$$p + \rho gz + \rho \frac{U^2}{2} = \text{cost.} \quad (3.1)$$

dove ρ indica la densità del fluido, g la costante di accelerazione gravitazionale e z la quota alla quale si trova il fluido.

Si possono identificare allora tre termini, ognuno legato ad una certa forma di energia del flusso: p indica un'energia di pressione, ρgz un'energia potenziale, mentre $\rho U^2/2$ un'energia cinetica. Semplicemente, tanto maggiore è il valore della costante alla destra dell'uguale, tanto maggiore sarà l'energia totale posseduta dal fluido.

Viene allora definito *carico idraulico* H la somma delle tre componenti alla sinistra dell'uguale

$$H = p + \rho gz + \rho \frac{U^2}{2} \quad (3.2)$$

Fondamentalmente però le ipotesi alla base del Teorema di Bernoulli non sono mai verificate nella progettazione di una galleria del vento, ed oltre alle tre forme di energia sopraelencate, intervengono fenomeni non conservativi, come l'attrito. Questi trasformano parte del carico idraulico in energia termica, ovvero riscaldando il fluido e riducendo il valore di H lungo il moto.

Considerando la variazione di carico idraulico attraverso un qualsiasi componente del calibratore $H_2 - H_1$, dove la sezione 1 è quella più a monte e 2 quella più a valle, vale che

$$H_2 - H_1 < 0 \quad (3.3)$$

Si dice allora che attraverso tale componente è avvenuta una *perdita di carico*.

Queste possono essere generate in due modi: a causa dell'attrito con le superfici del condotto, oppure a causa di variazioni improvvise della sua geometria. Nel primo caso, si parla di *perdite distribuite*, nel secondo di *perdite concentrate*.

Analizzando più in dettaglio il nostro caso, nel calibratore la velocità è un valore costante, almeno finché la sezione non varia, e la quota rimane sempre la stessa. Attraverso quindi uno qualsiasi dei componenti U e z non variano. Ricordando allora la definizione di H , possiamo dire che

$$H_2 - H_1 = p_2 - p_1 \quad (3.4)$$

ovvero che la perdita di carico si presenta come una perdita di pressione statica p attraverso il componente.

Per concludere la progettazione è quindi necessario calcolare la caduta di pressione attraverso tutto il sistema di calibrazione, per poter scegliere un ventilatore centrifugo capace di fornire al fluido energia sufficiente per arrivare in camera di prova con pressione $p > 0$.

La caduta di pressione può essere espressa in forma adimensionale, con l'introduzione del *Coefficiente di perdita locale* K_l , definito per ogni componente come

$$K_l = \frac{\Delta H_l}{q_l} \quad (3.5)$$

dove con q_l è indicata la *pressione dinamica* $q = \rho U^2 / 2$.

Il coefficiente K_l è definito localmente in quanto, come espresso nell'equazione 3.5, è funzione della pressione dinamica, che a sua volta è funzione della velocità del flusso in quella particolare porzione di fluido.

Per poter sommare tutti i coefficienti di perdita e ricavare un unico coefficiente di perdita totale K_{tot} , è opportuno che tutti i K_l siano riferiti alla medesima velocità, U_0 . La velocità scelta come riferimento è solitamente quella in camera di prova, e rispetto a questa si calcola il *coefficienti di perdita* K_0 per ogni componente.

Dal punto di vista operativo, si calcola il K_l per ogni componente, poi questo viene riferito alla velocità in camera di prova, sfruttando la seguente relazione:

$$K_0 = \frac{\Delta H_l}{q_0} = \frac{\Delta H_l}{q_l} \cdot \frac{q_l}{q_0} = K_l \frac{q_l}{q_0} = K_l \left(\frac{U}{U_0} \right)^2 = K_l \left(\frac{A}{A_0} \right)^2 \quad (3.6)$$

dove A_0 l'area della sezione di prova, mentre A quella locale. Una volta ricavati i coefficienti di perdita per ogni componente, si ricava il coefficiente di perdita totale, $K_{tot} = \sum_1^n K_{0i}$, noto anche come *Power Factor*.

Da questo si calcola la perdita di carico complessiva ΔH , che coincide con la caduta di pressione tra ingresso e uscita, usando la formula

$$\Delta H = K_{tot} \cdot q_0 = \frac{1}{2} \rho U^2 K_{tot} \quad (3.7)$$

Infine è possibile determinare la potenza netta P_d che il ventilatore dovrà fornire al fluido per compensare le perdite lungo il circuito:

$$P_d = Q \cdot \Delta H = \frac{1}{2} \rho A_0 U^3 K_{tot} \quad (3.8)$$

dove Q è la portata volumetrica in sezione di prova.

Di seguito sono calcolate le perdite di carico attraverso le componenti del dispositivo finale considerando il caso peggiore, cioè a portata (e quindi velocità) massima.

3.2 Perdite Distribuite

Le perdite distribuite sono causate dall'attrito del flusso lungo le pareti del dispositivo e, per questo, si verificano lungo tutto il calibratore.

I parametri che principalmente determinano le performance di un generico condotto, in termini di energia dissipata sotto forma di perdite distribuite, sono:

- la lunghezza l ;

- il diametro idraulico della sezione $D_h = \frac{4A}{\Pi}$, dove A è l'area della sezione e Π il suo perimetro;
- il numero di Reynolds $Re = \frac{\rho U D_h}{\mu}$
- la scabrezza relativa $\frac{\epsilon}{D_h}$;
- il coefficiente di attrito λ ;
- ed eventualmente un coefficiente correttivo per sezioni non circolari K_{non-c} .

Noti questi dati, è semplice ricavare il coefficiente di perdita di carico locale usando la seguente formula

$$K_l = K_{non-c} \cdot \lambda \frac{l}{D_h} \quad (3.9)$$

Non è però così semplice ricavare tutti i valori richiesti. Se infatti i valori di l , D_h e Re sono facilmente determinati dalla progettazione, gli altri parametri sono più difficili da ricavare.

La scabrezza ϵ , nota anche come *rugosità superficiale*, dipende inizialmente dal tipo di materiale utilizzato e dalla lavorazione cui è stato sottoposto; successivamente però interviene anche l'usura, che ne degrada la finitura superficiale. Nei calcoli delle perdite di seguito si fa riferimento a superfici nuove ed in buono stato, supponendo un valore di scabrezza $\epsilon = 0.1mm$, che corrisponde alla generica rugosità di superfici in metallo senza particolari lavorazioni.

Per quanto riguarda il coefficiente di attrito, λ , questo può essere descritto in funzione di soli due parametri: il numero di Reynolds e la scabrezza relativa

$$\lambda = \lambda\left(Re, \frac{\epsilon}{D_h}\right) \quad (3.10)$$

Il suo valore può essere ricavato principalmente in due modi. Il primo, più semplice ma meno preciso, consiste nell'extrapolare graficamente il valore di λ sfruttando un particolare grafico, molto importante in fluidodinamica, noto

come *diagramma di Moody*. In figura 3.1 si riporta un esempio di estrapolazione grafica, utilizzando i dati che effettivamente derivano dal calibratore ($\frac{\epsilon}{D_h} \simeq 0.4$ e $Re \simeq 10^5$).

Il secondo metodo invece risulta molto più preciso, poichè basato sulla

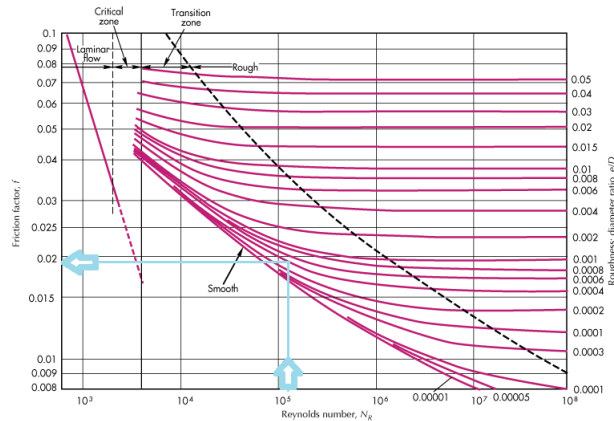


Figura 3.1: Esempio di estrapolazione grafica del coefficiente di attrito sfruttando il Diagramma di Moody: noto il valore di Re si entra nel grafico, si sale verticalmente fino ad incontrare la curva corrispondente al valore di $\frac{\epsilon}{D_h}$ della sezione in esame, ed infine si ricava il valore di f spostandosi in orizzontale.

risoluzione di un'equazione sperimentale, l'equazione di Chen:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -4 \log_{10} \left[\frac{1}{3.7065} \left(\frac{\epsilon}{D_h} \right) - \frac{5.0452}{Re} \log_{10} \left(\frac{1}{2.8257} \left(\frac{\epsilon}{D_h} \right)^{1.1098} + \frac{5.8506}{Re^{0.8981}} \right) \right] \quad (3.11)$$

Nel calcolo delle perdite faremo riferimento al secondo metodo, sicuramente più adatto alla formulazione di un sistema di calcolo più rigoroso.

Dalla formula di Chen, così come dal diagramma di Moody, non si ricava direttamente il valore di λ , bensì il *Fanning friction factor* f , legato al coefficiente di attrito dalla seguente semplice relazione

$$\lambda = 4f. \quad (3.12)$$

L'ultimo parametro che rimane da valutare è il coefficiente correttivo per sezioni non circolari K_{non-c} . Anche questo viene ricavato sfruttando una

formula sperimentale, valida però solo per flussi turbolenti ($Re > 2000$) in condotti rettangolari:

$$K_{non-c} = 1.1 - 0.1 \frac{a}{b} \quad (3.13)$$

dove a indica il lato minore della sezione e b quello maggiore.

Sfruttando le formule precedenti, è ora possibile determinare il valore del coefficiente di perdita locale dovuto alle perdite distribuite lungo la camera di calma, $K_{d,l}$. Nel calcolo si considera come lunghezza l la lunghezza della camera di calma, senza considerare l'honeycomb, le reti ed il convergente, ottenendo $l = 1120mm$.

Nella tabella seguente sono riassunti i dati e il valore di $K_{d,l}$ ottenuto.

Lunghezza l [m]	1.120	Velocità [ms^{-1}]	7.78
Larghezza b [m]	0.447	Num. Reynolds Re	133000
Altezza a [m]	0.180	Scabrezza ass. ϵ [mm]	0.1
Diametro idraulico D_h [m]	0.25665	Coeff. attrito λ	0.0192
Coeff. correttivo K_{non-c}	1.06	Coeff. perdita locale $K_{d,l}$	0.0888

Tabella 3.1: Calcolo delle perdite distribuite.

3.3 Tubi

Oltre alla camera di calma, le perdite distribuite si verificano anche nei tubi di collegamento. Il metodo per calcolarne il coefficiente locale $K_{tubi,l}$ è analogo a quello visto nella sezione precedente, con la differenza che ovviamente variano la maggior parte dei parametri.

Oltre al collegamento precamera - camera di calma, è presente un segmento che collega ventilatore a precamera. Tuttavia le perdite che si verificano in quest'ultimo sono trascurabili rispetto a quelle generate nei due tubi che portano alla camera di calma, in quanto la lunghezza è molto ridotta (solo qualche centimetro).

Considerando allora solo i due tubi uscenti dalla precamera, si ricavano facilmente i parametri necessari a calcolare il valore di $K_{tubi,l}$. In particolare, la sezione circolare dei tubi non rende necessario l'utilizzo di un coefficiente correttivo K_{non-c} . Bisogna però prestare attenzione al fatto che la portata Q si divide equamente nei due tubi e, considerando un diametro di $D = 150mm$, si ottiene la velocità in ciascun tubo sfruttando la definizione di portata:

$$U = \frac{4Q/2}{\pi D^2} = 17.71m/s. \quad (3.14)$$

Supponendo allora una lunghezza dei tubi di $0.5m$ e una scabrezza assoluta dei tubi $\epsilon = 0.01mm$ (valore tipico per tubi in plastica), si ricava il coefficiente di perdita locale dei tubi $K_{tubi,l}$. In tabella 3.2 sono riportati i dati relativi ai tubi.

Lunghezza l [m]	0.5	Scabrezza rel. $\frac{\epsilon}{D}$	$6.67 \cdot 10^{-5}$
Diametro D [m]	0.15	Num. Reynolds Re	177000
Velocità [ms^{-1}]	17.71	Coeff. attrito λ	0.0165
Scabrezza ass. ϵ [mm]	0.01	Coeff. perdita locale $K_{tubi,l}$	0.0192

Tabella 3.2: Calcolo delle perdite distribuite nei tubi tra precamera e camera di calma.

3.4 Pre-Camera di calma

Il calcolo delle perdite in precamera di calma è relativamente semplice. Il ventilatore soffia aria all'interno di un volume molto grande, analogamente a quando si gonfia un palloncino con la bocca, disperdendo praticamente tutta l'energia cinetica e generando un flusso che mediamente, all'interno della precamera, avrà velocità nulla.

In altre parole, all'imbocco in precamera viene dispersa tutta l'energia, per cui si può assumere che:

$$K_{prec,i,l} = 1. \quad (3.15)$$

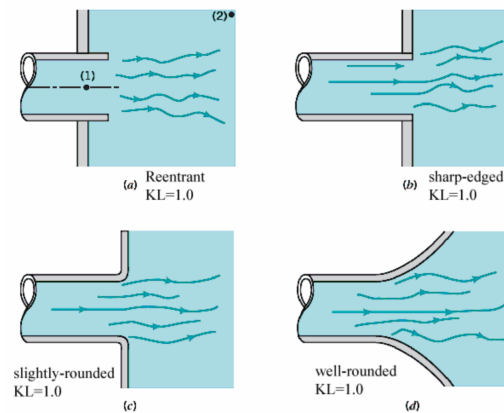


Figura 3.2: Esempi di imbrocchi: indifferentemente dal tipo di spigolo, il coefficiente di perdita è pari a 1.

Per quanto riguarda le eventuali perdite distribuite o all'imbrocco d'uscita dalla precamera, bisogna ricordarsi che la velocità è mediamente nulla all'interno per cui non possiamo avere alcuna perdita. Da cui:

$$K_{prec,u,l} = K_{dist,prec,l} = 0. \quad (3.16)$$

Per calcolare la perdita di carico in un punto sappiamo essere essenziale conoscere la velocità del flusso in tale porzione di fluido. Questo può diventare un problema in questa parte del calibratore. Ricordo infatti che la velocità è, a parità di portata, inversamente proporzionale all'area della sezione di passaggio del flusso.

La bocca di ingresso in precamera, come detto nella sezione 3.2, è stata dimensionata solo dopo aver scelto il ventilatore, per fare sì che sia delle stesse dimensioni dell'uscita della macchina.

A priori non conosco quindi la sezione, e quindi la velocità, di ingresso in precamera del fluido. Risulta quindi impossibile calcolare la perdita di carico in questo punto!

Per proseguire nella progettazione è risultata di fondamentale importanza l'esperienza del Professor Talamelli in merito alla progettazione di gallerie del vento. È stato infatti capace di stimare il valore del Power Factor K_{tot} , consentendoci di poter scegliere un ventilatore centrifugo senza aver prima

completato il calcolo delle perdite di carico. La scelta del ventilatore è descritta alla sezione 3.11, ma posso anticipare che la sezione di uscita dal ventilatore selezionato è un rettangolo avente base 148mm e altezza 207mm . Da questi si ricava l'area di passaggio $A = 0.030636\text{m}^2$, da cui

$$U_{i,prec} = \frac{Q}{A} = 20.43\text{m/s}. \quad (3.17)$$

Questo valore risulterà poi fondamentale per convertire il coefficiente di perdita da locale a riferito alla sezione di prova.

3.5 Imbocco

Per quanto riguarda l'imbocco in camera di calma, vale lo stesso discorso fatto per la precamera e rappresentato in figura 3.4: il flusso incontra una grande apertura che tende a disperdere tutta l'energia cinetica. È lecito quindi assumere di nuovo che

$$K_{imb,l} = 1. \quad (3.18)$$

La velocità in questa porzione di fluido sarà la stessa presente all'interno dei tubi, ovvero $U = 17.71\text{m/s}$.

3.6 Lamine Perforate

Il coefficiente di perdita locale $K_{lp,l}$ attraverso una lamina perforata dipende semplicemente dalla percentuale di superficie libera al passaggio del flusso. In particolare, sia β la porosità, definita come

$$\beta = \frac{\text{Area libera}}{\text{Area totale}} \quad (3.19)$$

allora vale la formula sperimentale, riportata da Idelchik in "*Handbook for hydraulic Resistances*", 1994, di seguito

$$K_{lp,l} = [0.707(1 - \beta)^{0.375} + 1 - \beta]^2 \frac{1}{\beta^2}; \quad (3.20)$$

Introducendo le lamine perforate, sezione 2.3.6, è stato indicato come limite minimo di porosità $\beta = 0.58$. Nel calcolo delle perdite, consideriamo la condizione peggiore, ovvero quella con porosità del 58%.

Applicando allora l'equazione 3.20, con tale valore di β , si ottiene

$$K_{lp,l} = 2.575. \quad (3.21)$$

3.7 Honeycomb

Per determinare il coefficiente di perdita locale attraverso l'honeycomb sono state ricavate numerose formule empiriche, che in molti casi conducono a risultati simili.

In questa trattazione verrà adottata l'espressione proposta da Eckert, Mort e Jope, anche se leggermente conservativa, ovvero che tende a sovrastimare il valore delle perdite.

Con questo modello, i parametri principali sono:

- la lunghezza dell'honeycomb l_{hc} ;
- il diametro idraulico delle celle D_{hc} ;
- lo spessore delle celle d ;
- il numero di Reynolds relativo allo spessore d , $Re_d = \frac{Ud}{\nu}$;
- la porosità β dell'honeycomb, definita $\beta = \left(1 - \frac{d}{M}\right)^2$ dove M è la dimensione caratteristica di maglia.

Si definisce allora il coefficiente di perdita locale $K_{hc,l}$ come

$$K_{hc,l} = \lambda_{hc} \left(\frac{l_{hc}}{D_{hc}} + 3 \right) \left(\frac{1}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{1}{\beta} - 1 \right)^2 \quad (3.22)$$

dove

$$\lambda_{hc} = \begin{cases} 0.375 \left(\frac{d}{D_{hc}} \right)^{0.4} Re_d^{-0.1} & \text{se } Re_d \leq 275 \\ 0.214 \left(\frac{d}{D_{hc}} \right)^{0.4} & \text{se } Re_d \geq 275 \end{cases}$$

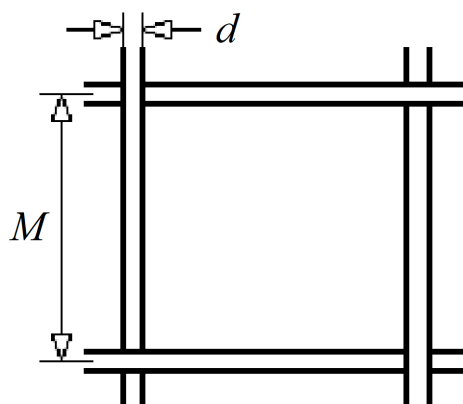


Figura 3.3: Dimensioni caratteristiche di honeycomb e reti.

Nella tabella di seguito sono riportate le caratteristiche e il coefficiente di perdita locale dell'honeycomb in esame.

Spessore lamiera d [mm]	0.1	Velocità [ms^{-1}]	7.78
Valore di maglia M [mm]	6	Num. Reynolds Re_d	52
Diam. idraulico celle D_{hc} [mm]	6	Coeff. λ_{hc}	0.04911
Lungh. honeycomb l_{hc} [mm]	50		
Porosità β	0.9669	Coeff. perdita locale $K_{hc,l}$	0.5966

Tabella 3.3: Calcolo delle perdite di carico attraverso l'honeycomb.

3.8 Reti

Nel calcolo della caduta di pressione attraverso una generica rete, oltre alla porosità, un altro importante parametro è la geometria dei fili che la compongono.

Sostanzialmente si genera differenza tra l'utilizzo di un filo circolare ed uno con geometria avente spigoli vivi (tipicamente fili quadrangolari). Il flusso infatti tende a separare istantaneamente in presenza di queste discontinuità geometriche, mentre con geometrie cilindriche il punto di separazione varia

a seconda del numero di Reynolds del flusso.

Il coefficiente di perdita locale viene calcolato in entrambi i casi con la formula 3.23, nota come *equazione di Laws e Livesey*, in cui però le costanti A e B sono determinate in maniera differente a seconda della geometria del filo.

$$K_{r,l} = A \left(\frac{1}{\beta^2} - 1 \right)^B \quad (3.23)$$

in cui A e B valgono:

- Per fili quadrangolari $\begin{cases} A = 0.98 \\ B = 1.09 \end{cases}$
- Per fili circolari $\begin{cases} A = \begin{cases} \frac{14}{Re_d} & \text{se } Re_d \leq 10 \\ 0.52 + \frac{66}{Re_d^{4/3}} & \text{se } 40 \leq Re_d \leq 10^5 \end{cases} \\ B = 1.00 \end{cases}$

La definizione di A e B conferma quanto precedentemente detto: nel caso di fili con spigoli vivi la separazione dello strato limite è fissata ai bordi, ed infatti A e B sono valori costanti; utilizzando invece fili circolari, il punto di separazione si sposta a seconda, principalmente, della velocità del flusso, ed infatti il valore di A varia con il numero di Reynolds.

Note allora le caratteristiche delle reti installate (vedi tabella 2.3.4), si procede al calcolo del coefficiente di perdita locale di ogni rete $K_{r,l}$.

Rete	Velocità [ms^{-1}]	Re_d	A	Coeff. perdita locale $K_{r,l}$
1	7.78	368	0.5450	0.9416
2	7.78	290	0.5543	1.0502
3	7.78	290	0.5543	1.0502
4	7.78	83	0.7024	1.2810
5	7.78	83	0.7024	1.2810

Tabella 3.4: Calcolo delle perdite attraverso il blocco reti.

Da cui si ottiene un **Coefficiente di perdita locale totale** relativo alle reti $K_{r,tot,l}$ di

$$K_{r,tot,l} = \sum_1^5 K_{r,l,i} = 5.6039 \quad (3.24)$$

3.9 Convergente

La sezione del convergente e lo sbocco in camera di prova generano le perdite principali di tutto il convergente.

Nel convergente si presentano sia perdite distribuite lungo tutta la sua lunghezza, sia perdite concentrate dovute a fenomeni di instabilità e contrazione dello strato limite. Questo ci porta a considerare il coefficiente di perdita di questa sezione come somma di due componenti:

$$K_{conv,0} = K_{fr,0} + K_{loc} \quad (3.25)$$

dove $K_{fr,0}$ è legato agli attriti distribuiti e K_{loc} relativo a fenomeni di instabilità locali, entrambi però riferiti alla camera di prova.

Per calcolare il valore delle perdite distribuite $K_{fr,0}$ si utilizza la solita equazione 3.9, facendo però riferimento alle condizioni *medie* del convergente. Questo significa che il coefficiente di attrito λ coincide con la media tra il suo valore in ingresso e quello di uscita, mentre il diametro idraulico D_h corrisponde a quello della sezione media. Inoltre il valore ricavato è riferito alla velocità in tale sezione, e non in camera di prova:

$$K_{fr,l} = K_{non-c} \bar{\lambda} \frac{l_{conv}}{D_h} \quad (3.26)$$

Si parla dunque di un $K_{fr,l}$, che deve essere convertito in $K_{fr,0}$ prima di poter usare l'equazione 3.25.

Nel caso di convergente rettilineo la determinazione della sezione media è molto semplificata, rispetto al caso di un convergente curvilineo. Nel nostro caso infatti, la sezione media coinciderà con quella a metà lunghezza, ovvero a $90mm$ dall'ingresso, in cui le dimensioni del rettangolo di sezione sono 447×100 .

Noti questi parametri, analogamente a quanto fatto in sezione 3.2, si ricava il valore di $K_{fr,0}$ (vedi tabella riassuntiva 3.5).

Più semplice è invece ricavare il valore di K_{loc} , che in generale è legato solo al valore del rapporto di contrazione CR e all'angolo conico equivalente del convergente θ , che, di nuovo, è di più facile interpretazione nel caso di convergente rettilineo.

Si può allora ricavare il valore del coefficiente di perdita locale, legato a fenomeni di instabilità, con la seguente formula approssimata:

$$K_{loc} = \left(-\frac{0.0125}{CR^4} + \frac{0.0224}{CR^3} - \frac{0.00723}{CR^2} + \frac{0.00444}{CR} - 0.00745 \right) \cdot (\theta_e^3 - 2\pi\theta_e^2 - 10\theta_e) \quad (3.27)$$

dove θ è espresso in radianti.

Nella tabella seguente sono riassunte tutte le informazioni.

Vel. ingresso [ms^{-1}]	7.78	num. Reynolds ing. Re_{ing}	133000
Vel. uscita [ms^{-1}]	70	num. Reynolds usc. Re_{usc}	179000
Rapp. contrazione CR	9	Coeff. attrito ing. λ_{ing}	0.0192
Lunghezza l_{conv} [m]	0.180	Coeff. attrito usc. λ_{usc}	0.0260
Sez. ingresso A_{ing} [mm]	447x180	Coeff. attrito medio $\bar{\lambda}$	0.0226
Sez. uscita A_{usc} [mm]	447x20	Coeff. sez. media K_{non-c}	1.0776
Sez. media \bar{A} [mm]	447x100	Coeff. $K_{fr,l}$	0.0268
Diam. idr. medio \bar{D}_h [m]	0.1634	Coeff. $K_{fr,0}$	0.0011
Angolo θ [rad]	0.8227	Coeff. K_{loc}	0.0240
Scabrezza ass. ϵ [mm]	0.1	Coeff. $K_{conv,0}$	0.0251

Tabella 3.5: Calcolo delle perdite di carico nel convergente.

Un'ultima perdita di carico si verifica nello sbocco dall'ugello verso la camera di prova. Analogamente a quanto visto nell'imbocco in precamera e in camera di calma, vale:

$$K_{sb} = 1. \quad (3.28)$$

Un'importante differenza è che questa perdita si verifica in camera di prova. Ciò implica che il coefficiente di perdita locale corrisponde già a quello riferito alla test section, e quindi che quest'ultima perdita è di gran lunga la più grande di tutte.

Purtroppo, finchè si progetta una galleria del vento a ciclo aperto, questa è inevitabile e spiega il principale vantaggio delle gallerie a ciclo chiuso, che appunto evitano tale dissipazione di energia.

3.10 Perdite compressive

A questo punto sono stati calcolati i coefficienti di perdita locale per ogni componente ed è possibile procedere al calcolo del *Power Factor*.

Come prima cosa bisogna riferire ogni coefficiente locale alla velocità in sezione di prova, sfruttando la relazione

$$K_0 = K_l \cdot \left(\frac{U}{U_0}\right)^2 = K_l \cdot \left(\frac{A}{A_0}\right)^2 \quad (3.29)$$

dove ricordo che U corrisponde alla velocità locale e U_0 alla velocità in sezione di prova ($70m/s$ in questo caso), mentre A indica l'area della sezione locale e A_0 quella della sezione di prova (ovvero $447 \times 20mm$).

Il termine correttivo $\left(\frac{U}{U_0}\right)^2 = \left(\frac{A}{A_0}\right)^2$ può essere indicato con la lettera ξ e calcolato per ogni componente. Per esempio all'interno della camera di calma, dove la velocità vale $7.78m/s$, si ottiene che:

$$\xi = \left(\frac{7.78}{70}\right)^2 = 0.012. \quad (3.30)$$

Calcolato allora ξ per ogni parte del calibratore, si può passare alla conversione in K_0 di tutti i coefficienti di perdita locale ed infine ottenere il Power Factor del dispositivo. In tabella 3.6 sono riassunti tutti i coefficienti di perdita locale calcolati in precedenza, indicati i valori del rispettivo termine correttivo ξ ed infine calcolati i coefficienti di perdita riferiti alla sezione di prova.

Sommando i singoli valori dei coefficienti K_0 si ricava il Power Factor K_{tot} .

Componente	K_l	ξ	K_0
Imbocco pre-camera di calma	1.000	0.085	0.085
Tubi di collegamento	0.055	0.064	0.003
Imbocco camera di calma	1.000	0.064	0.064
Lamina perforata	2.575	0.012	0.031
Honeycomb	0.597	0.012	0.007
Reti	5.604	0.012	0.068
Convergente	0.025	1.000	0.025
Sbocco del convergente	1.000	1.000	1.000
Perdite distribuite	0.089	0.012	0.001
Totale			1.284

Tabella 3.6: Riepilogo dei coefficienti di perdita locale e conversione in K_0 .

Il calibratore presenta dunque, nella condizione di massima velocità, e quindi massime perdite, un $K_{tot} = 1.284$.

Da questo è possibile ricavare la caduta di pressione complessiva tra ingresso in precamera e la sezione di prova come:

$$\Delta p = K_{tot} \cdot q_0 = K_{tot} \cdot \frac{1}{2} \rho U_0^2 = (1.284) \cdot \frac{1}{2} (1.225)(70)^2 = \mathbf{3853.605 \text{ Pa}} \quad (3.31)$$

Da cui si ricava la potenza netta P_d da fornire al fluido per consentirgli di raggiungere la sezione di prova con velocità di $70m/s$:

$$P_d = Q \cdot \Delta p = (0.6258) \cdot (3853.605) = 2.4116 \text{ kW} \quad (3.32)$$

Determinate queste grandezze, è possibile scegliere il ventilatore centrifugo più adatto.

3.11 Scelta del ventilatore centrifugo

Per completare la progettazione del calibratore è necessario selezionare un ventilatore adatto alle caratteristiche dell'impianto. Di seguito viene esposta

un piccola introduzione sul funzionamento dei ventilatori; per approfondimenti si rimanda alla letteratura in merito.

L'energia che un ventilatore riceve dal motore elettrico viene trasferita al fluido che l'attraversa sotto forma di pressione totale (p_t). La pressione totale che un ventilatore può fornire, così come la potenza assorbita, non è però costante, ma varia in funzione della portata.

Per l'utilizzo pratico del ventilatore è allora necessario conoscere, per ogni valore di portata, quale sia la pressione totale disponibile e la potenza meccanica assorbita. Queste informazioni possono essere date, per ogni ventilatore e per un determinato numero di giri, sottoforma di grafico in cui in ascisse vengono indicati i valori di portata ed in ordinate le pressioni e le potenze. Sui cataloghi in commercio sono pubblicate le curve caratteristiche che riportano la pressione fornita e la potenza assorbita in funzione della portata Q , per un determinato numero di giri; solitamente sono anche riportati i valori di rendimento e di rumorosità.

Nella sezione precedente abbiamo determinato la pressione (e potenza) da fornire al fluido per consentirgli di raggiungere in camera di prova la velocità di $70m/s$. Tale valore corrisponde alle perdite che il flusso incontra nel suo moto, e, come già detto, queste aumentano all'aumentare della velocità, e quindi portata, del flusso. Appunto l'andamento delle perdite con la portata rappresenta la *curva caratteristica di impianto*, tipicamente parabolica.

Un ventilatore, installato in un impianto, fornirà una portata corrispondente al valore della pressione statica necessaria per vincere la resistenza al moto del fluido nel circuito. Disponendo allora su uno stesso diagramma sia la curva della pressione statica fornita dal ventilatore che quella caratteristica di impianto, il punto di incontro delle due curve sarà il *punto di lavoro* (indicato dalla lettera A nella figura 3.11).

Il punto di lavoro è un punto di equilibrio dato che, in queste condizioni, la pressione statica fornita dal ventilatore uguaglia quella necessaria per vincere le resistenze dell'impianto.

Se le resistenze del circuito variano, per esempio con la parziale chiusura od

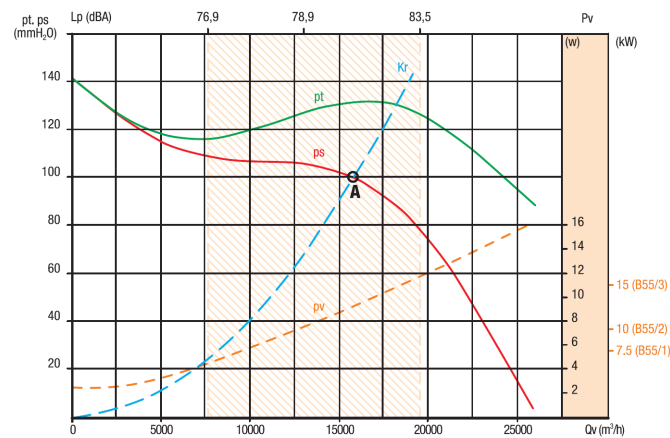


Figura 3.4: Esempio di accoppiamento impianto-ventilatore. Il punto di incontro tra caratteristica di impianto (in blu) e la pressione statica fornita dal ventilatore (in rosso) determina il punto di lavoro.

apertura dell'uscita del convergente, si può tracciare una nuova curva caratteristica dell'impianto e trovare un nuovo punto di equilibrio con la curva della pressione statica del ventilatore. Può essere valutata allora la conseguente variazione della portata e velocità del flusso.

È bene che il punto di funzionamento del ventilatore si trovi sempre entro la fascia di miglior utilizzo (zona centrale delle curve caratteristiche) perché in questa zona il rendimento del ventilatore è più elevato. Ciò consente un risparmio di potenza assorbita ed una più bassa rumorosità a parità di prestazioni.

È sconsigliabile far funzionare il ventilatore in un punto della curva troppo a destra poiché si avrebbero pressioni dinamiche troppo elevate, basso rendimento ed elevata rumorosità.

È ugualmente sconsigliabile scegliere un punto della curva troppo a sinistra perché si avrebbero rendimenti troppo bassi e funzionamento instabile.

La curva caratteristica del ventilatore è data per una certa velocità di rotazione. In queste condizioni, dato un impianto con una propria curva caratteristica, il punto di lavoro sarà solo uno: la velocità del flusso in uscita è bloccata ad un certo valore.

Sappiamo però, dal primo capitolo, che per effettuare la calibrazione di un anemometro a filo caldo è necessario che il flusso vari la sua velocità entro un certo intervallo di valori.

Ciò implica che per consentire al calibratore di generare flussi a velocità variabile, è necessario modificare il punto di lavoro. Questo può essere fatto in due modi. Il primo, altamente poco efficiente, è quello di modificare la curva caratteristica di impianto, ovvero introdurre delle perdite controllate nel circuito (quello che si fa con una classica valvola). Il secondo invece, adottato in questo caso, è quello di modificare la curva del ventilatore, aumentando o diminuendo il suo numero di giri. Questo può essere fatto agendo sul motore elettrico che movimenta la ventola tramite un inverter: con questo dispositivo è possibile modificare la velocità di rotazione del motore e quindi della ventola, consentendo di trovare nuovi punti di lavoro a seconda delle esigenze.

Dunque, oltre al ventilatore è necessario selezionare anche un inverter da accoppiarvi.

Riguardo la scelta del ventilatore, le richieste sono quelle di generare un flusso che alla portata di $Q = 0.6258m^3/s = 2252.88m^3/h$ abbia una prevalenza in termini di pressione statica di almeno $p_s = \Delta p = 3853.605Pa$.

Si sono dunque analizzati diversi cataloghi di ventilatori, cercandone uno che rispettasse le richieste e che, come precedentemente detto, lavori in tali condizioni nella porzione di massimo rendimento.

Si sono così identificati una serie di macchine con caratteristiche simili a quanto richiesto. Alla fine abbiamo optato per il modello *VM500* della *MZ Ventilatori*, di cui in figura 3.5 è rappresentata la curva di funzionamento e le caratteristiche geometriche, necessarie nel dimensionamento dell'imbocco in precamera.

Se la potenza netta minima da trasferire al fluido è stata calcolata in poco più di $2.4kW$, la potenza assorbita da un ventilatore, capace di soddisfare tale requisito, è decisamente maggiore (a causa del rendimento della macchina).

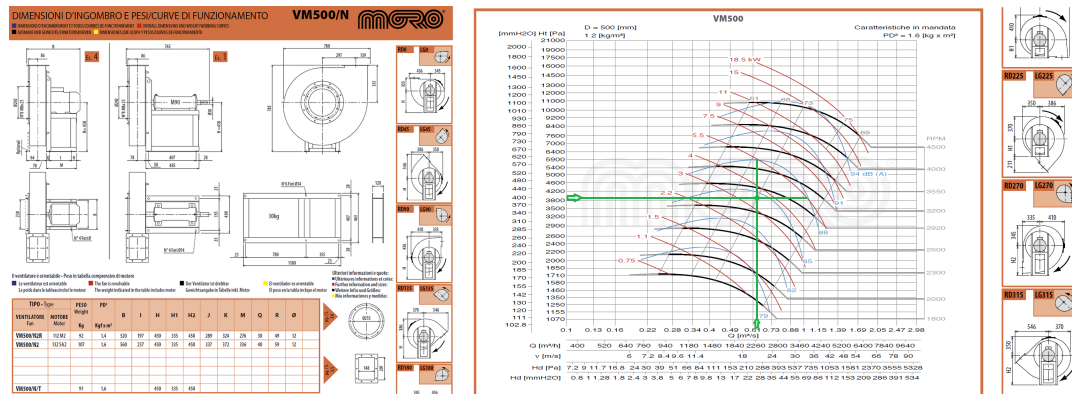


Figura 3.5: Caratteristiche del ventilatore selezionato, VM500 della MZ Ventilatori. La curva di funzionamento è rappresentata per diverse velocità di rotazione della macchina. In verde è indicata la condizione di funzionamento richiesta nel nostro caso.

In commercio non sono state trovate macchine che richiedessero meno di $4kW$ di potenza, e quest'ultime lavorerebbero in condizioni al limite, con un basso rendimento. Il ventilatore scelto infatti ha una potenza di ben $5.5kW$, più che sufficiente a garantire la portata massima richiesta, lavorando ad ottimi livelli di rendimento. Volendo, ci si potrebbe spingere a velocità superiori rispetto ai $70m/s$ richiesti.

Per quanto riguarda l'inverter da accoppiarvi, è stato selezionato il modello *Sinus H IP20* della *Santerno Enertronica Group*.

Con l'identificazione di ventilatore ed inverter adatti, la progettazione del dispositivo per la calibrazione di anemometri a filo caldo è conclusa.

Capitolo 4

Conclusioni

Questo elaborato di laurea ha voluto fornire inizialmente un'introduzione all'anemometria a filo caldo, discutendone pregi e difetti, ed introducendo i principi e le modalità operative. Particolare attenzione è stata posta sulla necessità di una calibrazione dello strumento, ogni qualvolta questo debba essere utilizzato per compiere misurazioni.

Si è dimostrato come l'anemometria a filo caldo rappresenti il principale strumento di ricerca nell'ambito della turbolenza, un campo dell'aerodinamica che ancora oggi manca di un quadro teorico completo. Nel tentativo di trovare risposta ai quesiti ancora irrisolti, la ricerca scientifica rappresenta uno strumento chiave, che ha portato alla realizzazione, presso le ex gallerie Caproni (Predappio), del progetto C.I.C.Lo.P.E., una galleria del vento unica nel suo genere.

In questo luogo, l'anemometria a filo caldo trova grande applicazione, ma a causa della particolare struttura del Long Pipe risulta impossibile calibrare i sensori anemometrici *in situ*. Per questo si necessita di uno strumento accessorio che ne consenta la corretta calibrazione.

L'obiettivo principale di questo elaborato è proprio quello di progettare un dispositivo ad hoc, che consenta la calibrazione degli anemometri a filo caldo – per un loro utilizzo presso il laboratorio sopra citato – e lo svolgimento di esperimenti riguardo l'effetto di particolari dispositivi sulla turbolenza.

La progettazione è partita dalle specifiche, determinate dalle condizioni di utilizzo degli anemometri e dalla possibilità di realizzare la calibrazione di più strumenti contemporaneamente.

Pezzo per pezzo si è progettata una vera e propria galleria del vento, della quale sono state in seguito determinate anche le perdite energetiche. Questo ha permesso di selezionare il ventilatore centrifugo, il quale dovrà fornire al flusso la corretta quantità di energia per attraversare l'intero dispositivo e raggiungere, in camera di prova, le velocità necessarie alla calibrazione.

Completata la fase di progettazione, il passo successivo sarà la realizzazione fisica dell'oggetto, affidata all'azienda *Comec S.r.l.*, di Forlì.

Seguirà poi una fase di verifica delle prestazioni del dispositivo, principalmente per misurare la qualità del flusso ottenuto in camera di prova.

Infine, qualora non insorgessero problematiche, il calibratore potrà essere impiegato all'interno del laboratorio C.I.C.Lo.P.E.

Appendice A

Script Matlab per il calcolo delle perdite

```
% RISOLUZIONE EQUAZIONE DI CHEN PER IL CALCOLO DEL COEFFICIENTE  
% DI ATTRITO LAMBDA
```

```
clear  
close  
clc
```

```
Q = 0.6258;      % Portata volumetrica  
ni = 1.5*10^-5; % Viscosita cinematica
```

```
%%% PERDITE DISTRIBUITE %%%
```

```
area = 0.180*0.447;  
perimetro = 2*(0.180 + 0.447);  
eps_ferro = 1*10^-4;
```

```
D_h = 4*area/perimetro; % Diametro idraulico sezione  
v = Q/area;
```

```

Re = (v * D_h)/ni;
C = eps_ferro/D_h;    % Scabrezza relativa

A = -4*log10(((1/3.7065)*C) - (5.0452/Re)*log10(((1/2.8257)*
(C)^1.1098) + (5.8506/Re^0.8981)));
f = 1/A^2;

lambda_distr = 4*f    % Ricavo lambda per perdite distribuite

%%% TUBI PRECAMERA-IMBOCCO %%%

D = 0.150 ; % Diametro tubi
eps_tubi = 1*10^-5;    % Scabrezza tubi
v_tubi = (Q/2)/((pi*0.150^2)/4);    % Velocità nei tubi

Re_tubi = (v_tubi * D)/ni ;
C_tubi = eps_tubi/D ;    % Scabrezza relativa

A_tubi = -4*log10(((1/3.7065)*C_tubi) - (5.0452/Re_tubi)
*log10(((1/2.8257)*(C_tubi)^1.1098) + (5.8506/Re_tubi^0.8981)));
f_tubi = 1/A_tubi^2;

lambda_tubi = 4*f_tubi

%%% SEZIONE MEDIA DEL CONVERGENTE %%% --> lambda medio
%%% tra sezione diuscita ed entrata

area_uscita = 0.02*0.447;
perimetro_uscita = 2*(0.02 + 0.447);

```

```
D_h_u = 4*area_uscita/perimetro_uscita;
% Diametro idraulico sezione uscita
v_u = 70;

Re_u = (v_u * D_h_u)/ni;
C_u = eps_ferro/D_h_u;    % Scabrezza relativa , sezione di uscita

A_u = -4*log10(((1/3.7065)*C_u) - (5.0452/Re_u)*log10(((1/2.8257)
*(C_u)^1.1098) + (5.8506/Re_u^0.8981))));
f_u = 1/A_u^2;

lambda_u = 4*f_u;    % Ricavo lambda per sezione di uscita
% Ricavo lambda della sezione media .
lambda_mean = (lambda_distr + lambda_u)/2

% CALCOLO PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE

clear
close
clc

a = 0.180;    % Dati sezione
b = 0.447;
% Lunghezza totale del corpo in cui si verificano perdite distribuite
L = 1.120;
D_h = 4*(a*b)/(2*(a+b));    % Diametro idraulico
lambda_distr = 0.0192;    % Da equazione di Chen
```



```
K_nc = 1.1 - 0.1*(a/b);    % Coeff. sez. non circolare
K = K_nc*lambda_distr*(L/D_h)    % Coeff. effettivo

% CALCOLO PERDITE DI CARICO CONCENTRATE

clear
close
clc

v = 70/9; % Velocità flusso d'aria
ni = 1.5*10^-5; % Viscosità cinematica aria

%%%% Imbocco precamera di calma %%%%
K_precam_l=1

%%%% Tubi precamera-imbocco %%%%

L_tubi = 0.5;
D_tubi = 0.150;
lambda_tubi = 0.0165;

K_tubi_l = lambda_tubi*(L_tubi/D_tubi)

%%%% Imbocco %%%%
K_imb_l=0.5    %Riferito a due tubi, aventi portata uguale
```

```
%%% Lamine perforate %%%
f_lam=0.58;      %caso peggiore
K_lam_1 = ((0.707*(1-f_lam)^(0.375)+1-f_lam)^2)/(f_lam^2)

%%%%%%%% Honeycomb %%%%%%%%%

d = 0.0001; % Spessore lamiera
M = 0.006; %Mesh caratteristica
--> esagono == distanza tra due lati paralleli
l = M/sqrt(3); % Mesh HC esagonale: sqrt(3)*l (2 volte l'apotema)
beta = (1-d/M)^2;

A_cella = (3*sqrt(3))/2 * l^2;
P = 6*l;
D_hc = (4*A_cella)/P;
l_hc = 0.05;

Re_d = (v*d)/ni;
a_spessore = d/D_hc; % Spessore adimensionale

% Calcolo del coefficiente lambda per poi trovare K

if Re_d <= 275
lambda_hc = 0.375*(a_spessore)^0.4*Re_d^(-0.1);
else
lambda_hc = 0.214*(a_spessore)^0.4;
end

% Calcolo del coefficiente K per l'honeycomb:
```

```

K_hc_l = lambda_hc*(l_hc/D_hc + 3)*(1/beta)^2 + (1/beta - 1)^2

%%%%% Reti %%%%%

% Inserisco dimensioni caratteristiche delle reti

beta_reti = 0.60;
M_reti = [3.2 2.4 2.4 0.7 0.7];
%calcolo diametro del filo delle reti per mantenere porosità a 0.6
d_reti = (1 - beta_reti^0.5)*M_reti;

d_eff = [0.71 0.56 0.56 0.16 0.16]; %inserisco valori arrotondati
beta_eff = (1 - d_eff./M_reti).^2; %beta effettivo ottenuto

Re_d_reti = (v*d_eff*10^-3)/ni;

% Calcolo coefficienti A e B
A = 0.52 + 66./Re_d_reti.^(4/3);
B = ones(1,length(A));

% Calcolo del coefficiente K per le reti
K_reti_l = A.*(1./(beta_eff.^2) - 1).^B
K_reti_sum_l= sum(K_reti_l)

%%%%% Convergente %%%%%
% Tutti i calcoli si riferiscono alla sezione media del pezzo

```

```
CR = 9;      %rapporto di compressione
theta = 2*atan(((183-23.33)/2)/183);
%Coefficiente di perdita per compressione
K_loc = (-0.0125/CR^4 + 0.0224/CR^3 - 0.00723/CR^2 + 0.00444/CR -
  0.00745)*(theta^3 + 2*pi*theta^2 - 10*theta);

A_mean = 44700*10^-6; % Area media (m)

a_conv = 100;
b_conv = 447;
%fattore correttivo dovuto alla non circolarità della sezione
k_non_c = 1.1 - 0.1*(a_conv/b_conv);
% coefficiente di attrito lambda per la sezione media,
%da equazione di Chen
lambda_mean = 0.0226;
L = 0.180;
Dh_mean = 0.1634;  %diametro idraulico della sezione media

% Coefficiente di perdita per attrito nel convergente
K_fr_l = k_non_c*lambda_mean*(L/Dh_mean);
K_fr = K_fr_l * (14/70)^2
% Calcolo del coefficiente K per Convergente
K_tot_conv_l = K_fr + K_loc

%%% Sbocco convergente %%%
K_sbocco = 1  % già riferito alla velocità in test section
```


Bibliografia

- [1] Barlow B.J., Rae H.W., Pope A., *Low-Speed Wind Tunnel Testing*, John Wiley and Sons Inc., New York, 3rd edn., 1999;
- [2] G.Bellani, A.Talamelli, *The final design of the Long Pipe in CICLOPE*, 2016;
- [3] H. H. Bruun, *Hot-wire anemometry, principles and signal analysis*, Oxford University Press, 1995;
- [4] G. Buresti, *Elements of Fluid Dynamics*, Imperial College Press, 2012;
- [5] L. Franceschelli, *appunti del corso di aerodinamica degli aeromobili* , Università di Bologna, A.A. 2017-2018;
- [6] L. Franceschelli, *appunti del corso di disegno tecnico aerospaziale* , Università di Bologna, A.A. 2016-2017;
- [7] L. Franceschelli, *appunti del corso di turbomacchine* , Università di Bologna, A.A. 2016-2017;
- [8] I.E Idelchik., E. Fried, *Flow Resistance, a design guide for engineers*, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1989;
- [9] F. E. Jorgensen, *How to measure turbulence with hot-wire anemometers, a practical guide*, Dantec Dynamics, 2002;
- [10] C. G. Lomas, *Fundamentals of Hot Wire Anemometry*, Cambridge University Press, 1985;

- [11] S. B. Pope, *Turbulent Flows*, Cambridge University Press, 2000;
- [12] E. Rathakrishnan, *Instrumentation, Measurements, and Experiments in Fluids*, CRC Press, 2016;
- [13] F. Spalla, *Progetto Aerodinamico di una Galleria del Vento Subsonica*, Elaborato di laurea, Università di Bologna;
- [14] A. Talamelli et al., *Ciclope, a response to the need for high reynolds number experiments*, Fluid Dyn. Res., 2009;
- [15] A. Talamelli, A. Segalini, H. Alfredsson, *Dispense laboratorio aerodinamica sperimentale*, Università di Bologna, A.A. 2017-2018;
- [16] C. Tropea, A. L. Yarin, and J. F. Foss, *Springer handbook of experimental fluid mechanics*, Springer, 2007.