

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale
e dell'Informazione

Corso di Laurea in
Ingegneria Energetica



Analisi acustica e aeraulica di un silenziatore dissipativo modulare

Relatore: Prof. Livio MAZZARELLA

Tesi di Laurea Magistrale di:
Davide PREVISDOMINI
Matr. 800635

Anno Accademico 2013/2014

Ringraziamenti

Ogni volta che si raggiunge la cima di una vetta, la prima cosa che si fa è ammirare il panorama e farsi prendere dall'estasi; la seconda, immediatamente conseguente, è girarsi a guardare la lunga strada percorsa.

Subito dietro di me trovo CLA, che ringrazio per avermi accompagnato in questi ultimi passi: Luigi che mi ha aperto le porte della sua azienda, Gianluca che mi ha accompagnato al suo interno e Marco che mi ha aiutato a far funzionare la "*mmachena*".

Guide insostituibili nei miei ultimi sforzi sono stati il Professor Mazzarella e l'Ingegnere Fumagalli, grazie ai quali sono riuscito a fare passi avanti che da solo non avrei saputo fare. Appena più in là ci sono tutti gli amici, quelli conosciuti ultimamente, quelli che si sono un po' persi ma restano nei pensieri, quelli che ci sono da sempre e quelli che sempre rimarranno. Ognuno di voi si ritroverà tra questi e ad ognuno di voi va il mio abbraccio più sincero. Un pensiero particolare mi ronza ultimamente in testa e riguarda tutti gli amici dell'università conosciuti in questi anni: spesso ci siamo ritrovati uniti contro il Politecnico "*infame*"; oggi invece mi sento di ringraziare il Poli per averci fatto incontrare e stare insieme.

Due immagini sono impresse nella mia mente mentre guardo alle mie spalle e di fronte a me: quella della mia Famiglia, senza il cui supporto costante non sarei mai arrivato fin qui, e quella di Martina, che mi ha aiutato a non perdere la poesia.

In realtà, questa per me non è affatto la cima della vetta, anzi assomiglia di più al campo base. Cionondimeno la vista è stupenda e non vedo l'ora di rimettermi in cammino.

Riassunto esteso

In questa tesi saranno analizzate le prestazioni di un silenziatore dissipativo modulare per canali aeraulici, la cui peculiarità è quella di essere composto da moduli in tessuto studiati per ottimizzare il volume che occupano in fase di trasporto e stoccaggio. Il materiale fonoassorbente contenuto all'interno dei moduli è lana di vetro e il prototipo di modulo originale ("Nero") è un parallelepipedo a base quadrata di lato 150 mm e altezza 600 mm. Lo scopo della tesi è quello di individuare i parametri costruttivi che influenzano le prestazioni acustiche e aerauliche del silenziatore, mentre non saranno discussi il tema del controllo della contaminazione e la scelta dei materiali di cui i moduli sono costituiti.

Nel Capitolo 1 sono descritti i criteri utilizzati per la progettazione del dispositivo di prova, ispirati dalla norma ISO 7235. In particolare è stata riqualificata la camera riverberante presente nei laboratori dell'azienda presso cui la tesi è stata redatta, attraverso la definizione delle posizioni microfoniche, alcuni interventi atti a migliorare il fonoisolamento della camera e la misura di tempi di riverberazione e rumore di fondo da utilizzare come riferimento per le prove future. Lo spettro di frequenze che può essere analizzato all'interno della camera è costituito dalle bande d'ottava con frequenza centrale tra 125 Hz e 8 kHz, in quanto le dimensioni della camera non consentono di effettuare misure nella banda di 63 Hz. È stato progettato il canale di prova che si interfaccia con la camera riverberante in modo che potesse essere utilizzato sia per le prove di perdita per inserzione che per quelle di perdita di carico, prestando particolare attenzione dal punto di vista acustico ai dettagli costruttivi in modo da ridurre il più possibile la trasmissione del rumore in camera e le risonanze all'interno del canale. Sono stati utilizzati la legge di massa per onda incidente obliqua e il modello di lastra piana semplicemente appoggiata per dimensionare lo spessore delle pareti del canale e prevedere le sue frequenze di risonanza. La trasmissione del rumore per via solida attraverso le pareti del canale si è rivelata critica e per ridurla sono stati realizzati gli accoppiamenti tra le parti del canale con giunti antivibranti e strisce adesive in neoprene. Il canale di prova è stato progettato in modo da avere delle parti intercambiabili per permettere di provare il silenziatore all'interno di canali con diverse dimensioni della sezione. Infine è

stata fatta una previsione del livello di pressione sonora ottenibile in camera riverberante per verificare che il dispositivo permettesse di effettuare le prove acustiche di interesse.

Nel Capitolo 2 è presentata un'analisi delle prestazioni del filtro modale e sono descritte le prove di perdita per inserzione del silenziatore. Il filtro modale è un elemento assorbente utilizzato per eliminare le risonanze nel canale di prova e i modi in alta frequenza, tuttavia introduce un abbattimento consistente del livello di potenza sonora. È stata proposta la soluzione di utilizzare un rivestimento polimerico per il filtro modale in modo da ridurre il suo effetto negativo: essa ha ottenuto risultati positivi, ma meno impattanti del previsto. Si è perciò deciso di effettuare le prove senza l'utilizzo del filtro modale per ampliare il campo di misurabilità della perdita per inserzione. Per verificare l'affidabilità delle misure è stato sottoposto a prova un silenziatore tradizionale a setti fonoassorbenti. Gli scostamenti rispetto ai valori dichiarati dall'ente certificatore sono risultati trascurabili, eccetto per la banda d'ottava centrata su 8 kHz, che è quindi stata esclusa dall'analisi insieme a quella centrata su 63 Hz. Le prove di perdita per inserzione hanno permesso di concludere che le prestazioni acustiche del silenziatore sono invariante rispetto alle dimensioni della sezione del canale a causa della variazione di intensità acustica che si ottiene variando l'area di passaggio dell'onda sonora. Sono invece emersi come parametri critici l'area della sezione interna del modulo e la sua lunghezza. In particolare nell'analisi in bande d'ottava si è riscontrata la linearità della perdita per inserzione in funzione della lunghezza dei moduli e sono quindi state ricavate delle rette di regressione lineare che descrivono il comportamento del silenziatore. Queste relazioni lineari sono state utilizzate per prevedere il comportamento del silenziatore a lunghezze elevate e di un nuovo prototipo di modulo "Grigio" più performante, applicazione quest'ultima che necessita di ulteriori prove per essere verificata. Prove aggiuntive sono necessarie anche per definire l'andamento delle prestazioni acustiche in funzione dell'area della sezione interna dei moduli, anche se è stata riscontrata una sensibilità elevata rispetto a questo parametro: le prove effettuate sul prototipo "Rosso" con area della sezione interna ridotta del 30% hanno riportato dei netti miglioramenti della perdita per inserzione dovuta all'aumento dello spessore delle pareti del modulo, anche se questo risultato in parte potrebbe essere dovuto all'utilizzo di un miglior materiale assorbente.

Nel Capitolo 3 si indagano le prestazioni aerauliche del silenziatore, dopo aver descritto le modifiche introdotte al canale di prova per adattarlo a questo utilizzo e la scelta dei

componenti per la generazione e la misura del flusso d'aria. Anche in questo ambito le dimensioni della sezione del silenziatore non sono determinanti e i parametri critici sono l'area della sezione interna del modulo e la sua lunghezza. Si è riscontrato che le perdite di carico sono definite principalmente dalla parte di perdite concentrate e che la discontinuità ottenuta utilizzando i moduli in serie è altamente dannosa per le prestazioni del silenziatore. Si delinea quindi la necessità di eliminare questa discontinuità tramite un elemento di giunzione tra i moduli o meglio ancora definendo una lunghezza del modulo ottimale. Le perdite di carico del silenziatore non sembrano essere particolarmente sensibili alla variazione della lunghezza nel caso di modulo singolo, mentre l'area della sezione interna del modulo è determinante: il modulo "Rosso" citato in precedenza presenta perdite di carico decisamente più elevate del modulo "Nero". Analogamente al caso delle prestazioni acustiche, si è riscontrato un andamento lineare delle perdite di carico rispetto alla lunghezza dei moduli, anche se i coefficienti angolari delle rette di regressione non sono particolarmente elevati. Le rette ricavate sono state utilizzate per prevedere le prestazioni del modulo "Grigio", ma sia questi valori che la pendenza delle rette estrapolate dai dati del modulo "Nero" vanno verificati con ulteriori prove.

In conclusione, è stato proposto un metodo di valutazione della lunghezza ottimale per il modulo standard che prende in considerazione i due aspetti contrastanti delle prestazioni del silenziatore. L'analisi multicriterio si basa sulla pesatura delle due diverse prestazioni, ma per ottenere dei risultati significativi è necessario un approfondimento dell'applicazione del silenziatore negli impianti per definire in maniera corretta questi pesi.

Extended summary

The performance of a modular dissipative air duct silencer will be dealt with in this work. The main characteristic of this silencer is that it is made of fabric instead of steel and thus it minimizes the necessary volume for transportation and storage. Modules are filled with glass wool and the original module prototype (“Black”) is shaped as a parallelepiped with a square base of side 150 mm and height 600 mm. The aim of this work is to identify the parameters influencing acoustic and aeraulic performances. The themes of air contamination control and material choice will not be discussed.

In Chapter 1 the criteria inspired by standard ISO 7235 and followed for the test device design are presented. Specifically, the requalification of the hosting company’s reverberation test room was carried out through the definition of microphone positions, improvement of acoustic insulation and measurement of reverberation time and background noise to be kept as reference values for future tests. The frequency spectrum that can be analysed inside the reverberation room spreads from 125 Hz to 8 kHz center frequency octave band because the small size of the room prevents measurements at lower frequencies. The test duct terminating into the reverberation room was designed in a way that it could be used for both insertion loss and total pressure loss tests, taking care of the construction details in order to reduce the acoustic transmission into the room and the resonances inside the test duct. Oblique-incidence mass law and border-constrained thin plate model were used to determine the thickness of the duct walls and predict its resonance frequencies. Structure-borne sound bypass through the duct walls was critical and in order to reduce it vibration dampeners and adhesive neoprene stripes were used between the connections of the duct’s parts. The test duct was designed so as to have interchangeable parts and allow the test of silencers with different section sizes. Eventually a prediction of the sound pressure level inside the reverberation room was made in a bid to verify if the test device was apt to measure the required acoustic performances.

In Chapter 2 an analysis of the modal filter’s performance is presented and the silencer’s insertion loss tests are described. The modal filter is an acoustic absorber used to eliminate

the duct resonances and the higher order modes, however it causes a significant reduction in sound power level. A polymeric wrapping of the modal filter is proposed as a solution to its negative effect: some improvements were measured, but not substantial as predicted. Therefore it was decided not to use the modal filter during the tests so as to extend the measurability of the silencer's insertion loss. A traditional parallel baffle silencer was tested in order to verify the reliability of the measurements. The variations with respect to the values declared by the accredited certification body were negligible, except for the 8 kHz center frequency octave band, which was therefore excluded from the analysis. Insertion loss measurements allowed to find out that the acoustic performance of the silencer is independent from the duct section size because its variation is followed by the inverse variation of acoustic intensity. On the other hand, the size of the internal section of the module and its length represent critical parameters. Specifically, linearity of insertion loss in function of module length was identified in an octave band based analysis and therefore linear trend lines describing the silencer's performance were extrapolated. These lines were used to predict the silencer's behaviour at great lengths and that of a new, high performance "Gray" module prototype. This last implementation requires further measurements to be verified. Further tests are also essential to define the trend of acoustic performance in function of the modules' internal section size, even though great sensitivity to this parameter was detected. In fact, tests carried out on the "Red" prototype, characterized by 30% narrower internal section area, evidenced neat improvement of insertion loss due to thicker module's walls, though this achievement could partly be attributed to a better absorbent material.

In Chapter 3 the aeraulic performance of the silencer are investigated, after describing the adaptations made to the test duct to take these measurements and the choice of the components for generating and measuring the air flow. In this field too the size of the duct section is not determining, whereas the module's internal section and its length are. It was found that pressure losses are mainly determined by concentrated losses and the discontinuity between modules in series causes serious performance degradation. Thus it is necessary to avoid this discontinuity designing a junction element between the modules or, better yet, defining the optimal length for the single module. The silencer's pressure losses don't seem particularly affected by the length of the single module, whereas the module's internal section size is decisive. The "Red" module mentioned before shows pressure losses

substantially higher than the “Black” one. Like the acoustic performance, pressure losses show a linear trend in function of the modules’ length, even though the angular coefficients of the lines are not really high. These lines were used to predict the performance of the “Gray” module, but both the predicted values and the slope of the lines extrapolated from “Black” module’s data need to be verified through further tests.

Finally a method for determining the optimal length of the standard module was proposed, which takes into account both the contrasting aspects of the silencer’s performance. The multi-criteria analysis is based on weighting the two different performances, but it requires an in-depth examination of the silencer’s applications so as to define correctly these weights and obtain significant results.

Indice generale

Introduzione	17
Capitolo 1 Progettazione del dispositivo di prova	21
1.1. Apparecchiatura sul lato ricevente	22
1.1.1. Scelta del tipo di apparecchiatura	22
1.1.2. La camera riverberante	23
1.1.3. Le misure in camera riverberante	24
1.1.4. Il rumore di fondo	33
1.1.5. Misure del tempo di riverberazione	36
1.1.6. L'elemento di trasmissione	37
1.2. L'oggetto sottoposto a prova	40
1.2.1. Le configurazioni dell'oggetto sottoposto a prova	40
1.2.2. Il canale di sostituzione	41
1.3. La sorgente sonora	46
1.3.1. Il filtro modale	46
1.3.2. L'elemento di raccordo tra l'altoparlante e l'oggetto sottoposto a prova	49
1.3.3. L'apparecchiatura elettronica e l'unità altoparlante	50
1.4. Previsione dei livelli di pressione sonora in camera riverberante	55
Capitolo 2 Prove acustiche	59
2.1. Installazione del setup e prove preliminari	59
2.1.1. Verifiche di funzionamento del dispositivo di prova	59
2.1.2. Procedura di prova	60
2.1.3. Prestazioni del filtro modale	61
2.1.4. Perdita per inserzione limite	67
2.1.5. Prova di un silenziatore tradizionale a setti fonoassorbenti	75
2.2. Prove acustiche del silenziatore	78
2.3. Risultati delle prove acustiche	81
Capitolo 3 Prove aerauliche	91
3.1. Adattamento del dispositivo di prova	91
3.1.1. I canali di raccordo	92

3.1.2. Le sonde di pressione.....	93
3.1.3. Il ventilatore	98
3.1.4. Procedura di prova	99
3.2. Prove aerauliche del silenziatore	99
3.3. Risultati delle prove aerauliche.	102
Conclusioni e sviluppi futuri	111
Bibliografia	115
Appendice A	116

Elenco delle figure

Figura I. Modalità d'installazione del silenziatore fonoassorbente modulare Alveo	17
Figura 1.1. Schema di collegamento del fonometro al microfono e al computer.....	25
Figura 1.2. Risposta ad incidenza casuale del microfono senza correzione.....	26
Figura 1.3. Risposta ad incidenza casuale del microfono, correzione incidenza casuale....	26
Figura 1.4. Pianta della camera riverberante	28
Figura 1.5. Livello di pressione sonora nelle sei posizioni microfoniche	33
Figura 1.6. Spettro del rumore di fondo in banda di terzi d'ottava.	35
Figura 1.7. Misura tempo di riverberazione	36
Figura 1.8. Specifiche costruttive dell'elemento di trasmissione.....	39
Figura 1.9. Assonometria delle quattro configurazioni del canale di prova.....	41
Figura 1.10. Lunghezza minima degli elementi di raccordo.	50
Figura 1.11. Livello di pressione sonora a 1 W, 1 m in ambiente anecoico 2π	51
Figura 1.12. Coefficiente d'assorbimento di un pannello in materiale fibroso	53
Figura 1.13. Coefficiente di assorbimento del risonatore di Helmholtz.....	54
Figura 2.1. Livello di pressione sonora in camera, canale vuoto e filtro modale.....	61
Figura 2.2. Spettri FFT in camera, canale vuoto e filtro modale.....	64
Figura 2.3. Attenuazione filtro modale con e senza rivestimento	66
Figura 2.4. Spettri FFT filtro modale con e senza rivestimento	67
Figura 2.5. Modalità determinazione della perdita per inserzione limite.....	68
Figura 2.6. Rumore di fondo prima e dopo il miglioramento della porta.....	69
Figura 2.7. Rumore di fondo a seguito dei miglioramenti, filtro modale e canale vuoto....	70
Figura 2.8. Rumore di fondo a sorgente accesa senza filtro modale e a canale vuoto.	71
Figura 2.9. Accoppiamento tra le flange	72
Figura 2.10. Rumore di fondo con diversi sistemi di flangiatura	73
Figura 2.11. Perdita per inserzione limite alle diverse configurazioni (1/1 ottava)	74
Figura 2.12. Perdita per inserzione limite alle diverse configurazioni (1/3 ottava)	75
Figura 2.13. Il canale di prova nella configurazione 300x300.	78
Figura 2.14. Perdita per inserzione dei moduli a confronto con quella limite	80
Figura 2.15. Perdita per inserzione in funzione della configurazione di prova.....	82
Figura 2.16. Perdita per inserzione in funzione di area della sezione interna dei moduli...	85
Figura 2.17. Perdita per inserzione in funzione della lunghezza del modulo.....	86
Figura 2.18. Perdita per inserzione modulo 1200 mm, misurata e prevista	88
Figura 2.19. Perdita per inserzione moduli "Nero", "Grigio", "Rosso" e di SZA 200/100	89
Figura 3.1. Dispositivo di prova delle perdite di carico.	91
Figura 3.2. Tipico dispositivo di misura perdite di carico da ISO 3742.	93
Figura 3.3. Collegamento ad anello piezometrico dei rilevatori di pressione statica.....	95
Figura 3.4. Dettagli costruttivi della sonda di pressione dinamica.....	96
Figura 3.5. Curve di funzionamento del ventilatore.....	98
Figura 3.6. Perdita di carico totale del silenziatore "Nero"	101

Figura 3.7. Perdita di carico totale in funzione della velocità frontale del flusso	103
Figura 3.8. Perdita di carico totale in funzione della lunghezza dei moduli	105
Figura 3.9. Perdita di carico totale, modulo singolo e doppio modulo in serie.....	106

Elenco delle tabelle

Tabella 1.1. Tempi di riverberazione della camera riverberante	23
Tabella 1.2. Distanze minime in camera riverberante	28
Tabella 1.3. Massimo scarto tipo corretto ammesso sul livello di pressione sonora.....	29
Tabella 1.4. Scarto tipo corretto misurato e massimo consentito (1/3 ottava)	31
Tabella 1.5. Scarto tipo corretto misurato e massimo consentito (1/1 ottava)	32
Tabella 1.6. Rumore di fondo con stabilimento in attività e in pausa (1/3 ottava).....	34
Tabella 1.7. Rumore di fondo con stabilimento in attività e in pausa (1/1 ottava).....	35
Tabella 1.8. Tempi di riverberazione, valori certificati e valori misurati.....	37
Tabella 1.9. Coefficiente di riflessione dell'elemento di trasmissione.....	38
Tabella 1.10. Potere fonoisolante e trasmittanza acustica lastra d'acciaio (incidenza 80°).43	
Tabella 1.11. Frequenze dei modi propri di vibrare della lastra piana sottile	44
Tabella 1.12. Frequenze di risonanza del modo fondamentale nel canale di prova	47
Tabella 1.13. Attenuazione del livello di potenza sonora introdotto dal filtro modale	49
Tabella 1.14. Dati di emissione dell'altoparlante in banda d'ottava	55
Tabella 1.15. Attenuazione del livello di potenza sonora canali aeraulici rettangolari.....	56
Tabella 1.16. Perdita per inserzione silenziatore CLA SZA 200/100, 500 mm.	56
Tabella 1.17. Componenti del calcolo del livello di potenza sonora immesso in camera... 57	
Tabella 1.18. Livello di pressione sonora stimato in camera riverberante	57
Tabella 1.19. Livello di pressione sonora a sorgente accesa e rumore di fondo	58
Tabella 2.1. Attenuazione livello di potenza sonora filtro modale, prevista e misurata.	62
Tabella 2.2. Attenuazione livello di potenza filtro modale con e senza rivestimento.....	66
Tabella 2.3. Potere fonoisolante e trasmittanza acustica lastra 3 mm (incidenza normale) 68	
Tabella 2.4. Perdita per inserzione silenziatore SZA 200/100 (1/3 ottava).....	76
Tabella 2.5. Perdita per inserzione silenziatore SZA 200/100 (1/1 ottava).....	77
Tabella 2.6. Scarto tipo corretto dopo miglioramenti e massimo consentito (1/1 ottava)... 81	
Tabella 2.7. Regressione lineare D_i in funzione della lunghezza (modulo "Nero").....	87
Tabella 2.8. Regressione lineare D_i in funzione della lunghezza (modulo "Grigio").....	90
Tabella 2.9. Previsione dei valori di D_i del modulo "Grigio" in funzione della lunghezza 90	
Tabella 3.1. Valori di taratura sonda di pressione dinamica (configurazione 300x300).....	96
Tabella 3.2. Corrispondenza tra lettura della sonda e velocità del flusso	97
Tabella 3.3. Grandezze statistiche calcolate sulle misure della perdita di carico.....	104
Tabella 3.4. Perdite di carico in funzione della lunghezza (modulo "Nero")	107
Tabella 3.5. Perdite di carico in funzione della lunghezza (modulo "Grigio").....	109
Tabella 3.6. Previsione perdita di carico modulo "Grigio" in funzione della lunghezza.. 109	
Tabella I. Analisi multicriterio per l'ottimizzazione della lunghezza dei moduli	113

Sommario

La necessità di ridurre i costi logistici dei silenziatori per canali aeraulici ha portato allo sviluppo di un silenziatore dissipativo modulare dalla struttura flessibile. La tesi presenta il lavoro di progettazione del dispositivo per le prove acustiche e aerauliche di questo silenziatore, con particolare attenzione alla tematica del filtro modale, per cui è stata proposta una soluzione che ne migliora le prestazioni. Sono inoltre descritti i metodi e i risultati delle prove, che hanno permesso di individuare le correlazioni tra le prestazioni dei moduli e i parametri caratteristici che li definiscono, ovvero le dimensioni della loro sezione interna e la loro lunghezza. Le dimensioni della sezione del canale che alloggia il silenziatore si sono invece rivelate ininfluenti. L'utilizzo in serie dei moduli si è rivelato inopportuno a causa delle elevate perdite di carico ed è stato proposto un metodo di ottimizzazione della lunghezza dei moduli.

Parole Chiave: Progettazione acustica, silenziatore dissipativo, controllo del rumore, perdita per inserzione, filtro modale, perdita di carico.

Abstract

The necessity of logistics costs reduction for air duct silencers has led to the development of a modular dissipative silencer with a flexible structure. This work describes the design of a device for the acoustic and aeraulic testing of this silencer, with particular focus on the modal filter, for which a solution is proposed to improve its performance. Moreover, methods and results of the tests are presented, which allowed to find out the connections between the silencer's performance and the critical parameters, that is the size of the module's internal section and its length. The size of the air duct that houses the silencer was found non influential. Using multiple modules in series is inappropriate due to the high pressure losses and a method for finding the optimal length of the modules is proposed.

Key Words: Acoustic design, dissipative silencer, acoustic noise control, Insertion Loss, modal filter, pressure loss.

Introduzione

L'idea alla base del silenziatore fonoassorbente modulare per canali aeraulici Alveo nasce dall'esigenza dell'azienda CLA di ottimizzare la logistica di distribuzione dei propri prodotti: il volume di un silenziatore tradizionale a setti fonoassorbenti è costituito per il 30% o più da spazio vuoto per consentire il flusso dell'aria, di conseguenza per lo stoccaggio e il trasporto di questi prodotti si ha un costo legato alla loro struttura piuttosto che al volume dei materiali di cui sono costituiti. Per ridurre questi costi in qualche modo paradossali, CLA ha pensato di destrutturare il silenziatore, rendendolo modulare e sostituendo alla lamiera d'acciaio un tessuto fibroso in grado di svolgere le funzioni strutturali e di contenimento del materiale fonoassorbente permettendo però flessibilità al modulo.

Alveo è un silenziatore fonoassorbente costituito da moduli parallelepipedi di sezione quadrata con lato pari a 150 mm e lunghezza 600 mm, in cui un pannello di lana di vetro di densità 15 kg/m^3 è avvolto da due strati di tessuto in fibra di vetro cuciti tra loro. In fig. I si vede come il modulo possa essere sviluppato e assumere la forma di un pannello quadrato di lato 600 mm e spessore 45 mm per poter essere trasportato molto facilmente e in grandi quantità, per poi essere riassembleato in cantiere prima dell'installazione.

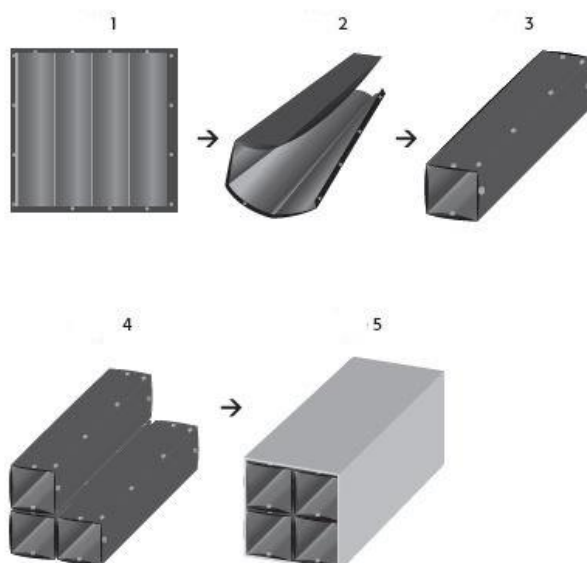


Figura I. Modalità d'installazione del silenziatore fonoassorbente modulare Alveo.

Alveo può essere applicato negli impianti di climatizzazione caratterizzati da basse velocità del flusso d'aria (< 10 m/s), installandolo direttamente all'interno di un tratto di canale aeraulico a sezione rettangolare. Le dimensioni del modulo sono state studiate in modo da poter coprire un ampio *range* di dimensioni standard dei canali rettangolari, mentre per i canali circolari è ancora in fase di studio una soluzione alternativa.

I vantaggi di Alveo rispetto ai silenziatori tradizionali sono:

- Facilità di installazione: è sufficiente assemblare i moduli e inserirli nel tratto di canale prima di installarlo, inoltre l'installatore ha la possibilità di avere sempre a magazzino dei moduli da utilizzare in caso di necessità, senza aver bisogno di molto spazio;
- Flessibilità: può essere installato in qualsiasi tratto di canale libero, quindi a monte di tutta la rete di distribuzione ma anche sul singolo ramo di derivazione per controllare il rumore in una singola stanza o porre rimedio ad eventuali errori di progettazione;
- Riduzione degli ingombri: per ogni dimensione dei canali aeraulici, si adatta alla sezione utilizzata senza necessitare ulteriore spazio e raccordi tra canali e silenziatore;

Lo scopo di questa tesi è quello di progettare un dispositivo di misura che permetta di effettuare delle prove sperimentali per definire le prestazioni acustiche e aerauliche del silenziatore, da una parte per poter avere dei dati di perdita per inserzione e perdita di carico da utilizzare nella scheda tecnica del prodotto, dall'altra per permettere di identificare i parametri critici di progettazione dei moduli e consentire un ulteriore sviluppo del prodotto. Nella prima parte del lavoro è presentato l'*iter* di progettazione seguito per realizzare il dispositivo di prova secondo le linee guida della normativa ISO 7235. Nella seconda parte sono descritti i procedimenti di prova e i risultati delle prove acustiche per la misura della perdita per inserzione del silenziatore. Nella terza ed ultima parte viene trattato il discorso delle perdite di carico e sono presentati i risultati delle misure effettuate sul silenziatore.

In questo lavoro non si tratterà invece il tema del controllo dei contaminanti perché in azienda non sono disponibili gli strumenti per effettuare delle prove che permettano di capire se i materiali che compongono il silenziatore possono sfibrarsi e rilasciare particelle nel

flusso d'aria in quantità significative. Questo aspetto assume particolare rilevanza in alcune applicazioni, quali l'installazione a ridosso dei diffusori e quindi a valle di tutto il sistema di filtrazione o negli impianti di climatizzazione per ambienti a contaminazione controllata. Si delinea quindi la necessità di tenere in considerazione questo aspetto ed eventualmente intervenire utilizzando materiali fonoassorbenti alternativi a quelli fibrosi e tessuti non soggetti a sfilacciamento con trame sufficientemente larghe per consentire il passaggio dell'aria all'interno del materiale fonoassorbente.

Capitolo 1

Progettazione del dispositivo di prova

Tutto il lavoro di progettazione del dispositivo di prova delle caratteristiche acustiche del silenziatore Alveo si è ispirato alla norma tecnica internazionale ISO 7235 [1], ma nel seguito vedremo nel dettaglio come non sia stato possibile seguire pedissequamente i dettami della norma, principalmente perché la progettazione ha riguardato solamente una parte del *setup* necessario alla misurazione e ha quindi dovuto adattarsi alle condizioni fisiche e agli ingombri imposti dalle strutture preesistenti, cercando inoltre di rendere versatile il dispositivo di prova. Tuttavia, quando non è stato possibile seguire la norma è stata scelta un'alternativa valida e coerente con la filosofia della norma stessa, perciò ci si aspetta che i criteri di buona progettazione siano stati rispettati. Lo scopo della presente tesi e in generale delle prove svolte presso l'azienda non è infatti quello di certificare i prodotti secondo normativa, piuttosto di contribuire all'innovazione nel settore sperimentando il prodotto su dispositivi di prova che siano il più possibile accurati e, entro i propri limiti, rispondenti alla norma.

Al punto 3.1 la norma definisce la perdita per inserzione dell'oggetto sottoposto a prova come:

Riduzione del livello di potenza sonora in un canale dietro all'oggetto sottoposto a prova, causata dall'inserimento dell'oggetto sottoposto a prova nel canale al posto di un canale di sostituzione, fornita dall'equazione:

$$D_i = L_{WII} - L_{WI}$$

Dove:

L_{WI} è il livello di potenza sonora nella banda di frequenza considerata, che si propaga nel canale di prova o si irradia nella camera riverberante collegata quando è installato l'oggetto sottoposto a prova;

L_{WII} è il livello di potenza sonora nella banda di frequenza considerata che si propaga nel canale di prova o si irradia nella camera riverberante collegata quando l'oggetto sottoposto a prova è rimpiazzato col canale di sostituzione.

Nota 1 Il livello della perdita per inserzione si esprime in decibel (dB).

Da questa definizione si intuisce che il dispositivo per ottenere dei valori in frequenza di perdita per inserzione del silenziatore è costituito fondamentalmente da una sorgente che genera un livello di potenza sonora a monte, un canale di prova che alloggia alternativamente il silenziatore e un canale di sostituzione e un'apparecchiatura sul lato ricevente che consente la misura del livello di pressione sonora (L_p) nei due casi.

Nei capitoli che seguono si passeranno in rassegna i vari elementi che compongono il dispositivo di prova, alcuni dei quali erano già disponibili in azienda e altri invece che sono stati progettati *ex novo*, facendo sempre riferimento alle specifiche dettate dalla norma per chiarire i criteri di progettazione seguiti e la coerenza delle scelte fatte nelle situazioni che più si discostavano dai casi normati.

1.1. Apparecchiatura sul lato ricevente

1.1.1. Scelta del tipo di apparecchiatura

La norma ISO 7235 consente l'utilizzo di tre configurazioni per la misurazione della pressione sonora, che in ordine di preferenza sono:

- camera riverberante collegata all'oggetto sottoposto a prova tramite un elemento di trasmissione;
- canale di prova con terminazione anecoica;
- campo essenzialmente libero in prossimità dell'estremità aperta dell'oggetto sottoposto a prova.

L'azienda presso cui questa tesi è stata redatta ha a disposizione una camera riverberante progettata secondo la norma ISO 23741, entrata in vigore nel settembre del 1992 e superata dalla nuova ISO 3741. Si è quindi deciso di sfruttare questa risorsa riadattandola alle specifiche della normativa attuale perché da una parte la camera riverberante rappresenta la configurazione preferibile per questo tipo di prova, dall'altra è di interesse per l'azienda riqualificare questo strumento di misura per poterlo utilizzare anche per lo sviluppo di altri prodotti.

1.1.2. La camera riverberante

Le caratteristiche principali della camera riverberante, ricavate dai documenti relativi alla certificazione della camera stessa secondo ISO 23741, sono elencate qui di seguito:

Volume: 32 m³

Sviluppo superfici interne: 62 m²

In tab. 1.1 sono presentati i tempi di riverberazione misurati, riportati in bande d'ottava.

Tabella 1.1. Tempi di riverberazione della camera riverberante.

f [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
T ₆₀ [s]	3,02	2,17	2,01	2,15	1,99	2,09	2,32	2,29

Una particolarità di questa camera riverberante è quella di avere soffitto e pavimento rivestiti in legno. Questa soluzione potrebbe sembrare paradossale, essendo il legno un materiale discretamente assorbente, tuttavia le dimensioni così ridotte della camera richiedono che parte delle superfici interne sia assorbente per evitare disomogeneità nel campo diffuso (la cosiddetta “colorazione”) dovute alle risonanze delle componenti di bassa frequenza dello spettro, in particolare in questo caso al di sotto di 630 Hz, come definito nell'Appendice A.4 della norma ISO 3741 [2].

La camera riverberante, quando fu costruita nel 1999, fu dotata di un sistema di ventilazione a circuito chiuso con silenziatori in ingresso e in uscita alla camera, che permetteva di effettuare prove con flusso d'aria e quindi di poter determinare anche il rumore autogenerato dal silenziatore (o dall'unità terminale del circuito aeraulico) causato dall'interazione con il flusso d'aria. Da qualche anno, per motivi di riorganizzazione degli spazi nel laboratorio aziendale, questo impianto non era più disponibile e la camera riverberante veniva utilizzata esclusivamente per valutare la potenza sonora emessa da apparecchiature di piccola taglia. Di qui la necessità di implementare questa risorsa con un setup relativamente semplice, poco ingombrante ed il più possibile versatile per permettere di effettuare delle misure di *insertion loss* del silenziatore Alveo e studiarne le caratteristiche anche in funzione della modularità. Gli spazi a disposizione non consentivano di ripristinare un sistema di ventilazione a circuito chiuso, escludendo quindi a priori la possibilità di fare misurazioni con flusso d'aria del rumore autogenerato dall'oggetto sottoposto a prova. Tuttavia il sistema Alveo è pensato per velocità dell'aria relativamente basse (inferiori a 10 m/s) e di conseguenza l'effetto del flusso

d'aria sulla prova può ritenersi trascurabile, come riportato in [1] al punto 5.1. Detto ciò, è stato quindi sufficiente progettare un dispositivo per fare delle prove acustiche senza flusso d'aria, riservandosi poi di poter effettuare sullo stesso *setup* le prove per la determinazione delle perdite di carico del silenziatore. Dal punto di vista normativo, quindi, ci si potrà riferire, oltre che alla ISO 7235, anche alla più specifica (ma meno dettagliata) ISO 11691 [3], che descrive un metodo di prova dei silenziatori senza deflusso.

1.1.3. Le misure in camera riverberante

Le misure di livello di pressione sonora in camera riverberante sono state effettuate con un fonometro di Classe 1 (secondo le norme IEC651/IEC804/IEC61672) *Larson-Davis LD824*, utilizzato in modo di funzionamento SSA (Sound Spectrum Analyzer) impostando il guadagno pari a +0 dB, che permette di ottenere in modalità di misura del livello di pressione sonora non pesato (FLAT) una dinamica di 80 dB (da 48 dB a 128 dB) con rumore di fondo al di sotto dei 32 dB (tra i 2 dB e i 15 dB in bande d'ottava). Ogni misura fornisce il livello di pressione sonora equivalente nel tempo T scelto pari a 30 secondi e con intervalli di campionamento di 0,25 secondi, in bande di terzi d'ottava da 12,5 Hz a 20 kHz.

Lo strumento è collegato a PC tramite porta USB e gli output sono registrati e gestiti dal software *Noise and Vibration Works (NWWin) 2.8.0*. Il trasduttore di pressione in camera è una capsula microfonica *Larson-Davis type 2541* da ½ pollice a condensatore polarizzata esternamente, con preamplificatore da ½ pollice *Larson-Davis PRM902* collegato al fonometro all'esterno della camera tramite un cavo *EXA030* di lunghezza 10 m con connettori a 7 pin *Lemo*. Si dispone inoltre di un calibratore acustico di Classe 1 (secondo la norma IEC942) *Larson-Davis CAL200* che genera un segnale a 1000 Hz di livello di pressione sonora scelta pari a 114 dB. In fig. 1.1 è rappresentato lo schema di collegamento del fonometro al PC e al microfono.

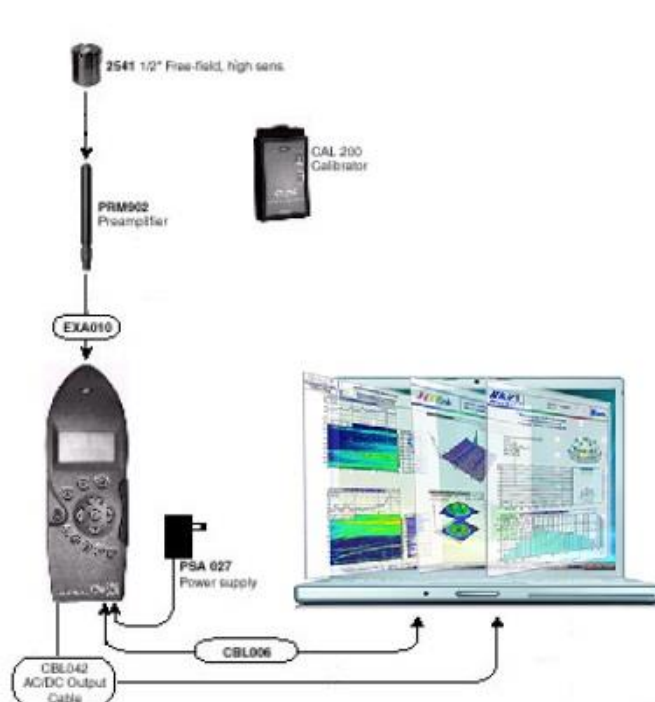


Figura 1.1. Schema di collegamento del fonometro al microfono e al computer.

Si osservi che la capsula microfonica *type 2541* è il modello ad alta sensibilità progettato per misure in campo libero, mentre in camera riverberante vengono effettuate misure in campo diffuso: questo metodo di misura è in genere sconsigliato, tuttavia il fonometro *LD824* dà la possibilità di intervenire inserendo un filtro che corregge la risposta del microfono per campo libero, permettendo di effettuare misure anche per incidenza casuale dell'onda sonora. In fig. 1.2 è raffigurata la risposta ad onde incidenti casuali del microfono a condensazione *LD 2540* senza la correzione per incidenza casuale, mentre in fig. 1.3 si ha la risposta che si ottiene applicando il filtro correttivo, così come riportato in [4]. *LD 2540* è la versione a bassa sensibilità del microfono *LD 2541*, ma la stessa correzione per incidenza casuale è utilizzabile per la versione più sensibile.

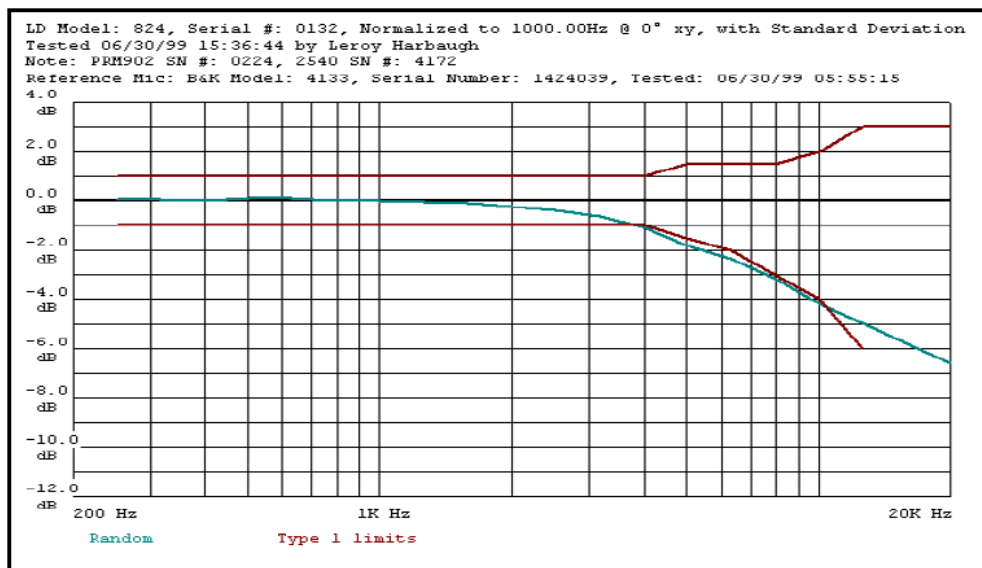


Figura 1.2. Risposta ad incidenza casuale del microfono *LD type 2540* senza correzione.

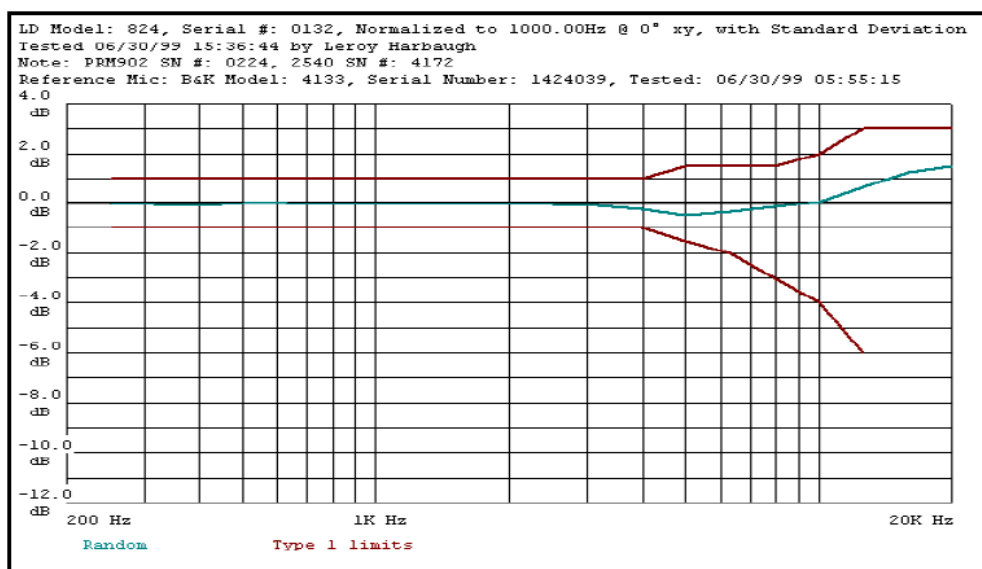


Figura 1.3. Risposta ad incidenza casuale del microfono *LD type 2540* con correzione per incidenza casuale.

Applicando la correzione per incidenza casuale è possibile ottenere risultati decisamente più attendibili, particolarmente oltre i 4 kHz.

Gli altri parametri che possono influenzare la sensibilità del microfono sono:

- temperatura;
- pressione statica;
- umidità relativa.

Nella scheda tecnica dell'*LD 2541* è specificato che per valori di umidità relativa compresi tra 0% e 95% l'influenza del parametro sulla misura è inferiore a 0,1 dB. Il coefficiente medio di temperatura è pari a +0,006 dB/°C tra -10°C e +50°C e poiché in camera riverberante la temperatura nell'arco dell'anno (se lo stabilimento è in attività) varia indicativamente tra +15°C e +25°C, mentre il calibratore è tarato su +25°C, la sensibilità del microfono può variare al massimo di -0,06 dB. Un discorso analogo vale per la pressione statica: il calibratore è tarato sulla pressione di 101 kPa, mentre a quota di 800 metri sul livello del mare la pressione atmosferica è pari circa a 91 kPa ed essendo l'influenza della pressione pari a -0,01 dB/kPa, la sensibilità del microfono subisce un incremento di 0,1 dB. La correzione da apportare sul livello di pressione sonora generato dal calibratore a 1000 m s.l.m. è dichiarata pari a +0,01 dB. È chiaro quindi che questi parametri introducono delle variazioni che sono sostanzialmente ininfluenti rispetto allo scopo che queste prove acustiche si pongono.

In [1], al punto 6.2.1 si sottolinea che «la perdita per inserzione, D_i , deve essere determinata a partire dalle medie spaziali dei livelli di pressione sonora $\overline{L_p}$ » calcolate rispetto a sei posizioni microfoniche che coprano il più possibile il campo acustico all'interno della camera riverberante, rispettando i seguenti vincoli imposti dalla ISO 3741:

- la posizione microfonica più vicina alla sorgente di rumore, nel nostro caso la sezione di sbocco del canale, deve distare da essa almeno $d_{min} = 0,16 \sqrt{\frac{V}{T_{60}}}$ per ciascuna banda di frequenza di interesse;
- tutte le posizioni microfoniche devono trovarsi a distanza maggiore di 1 m da tutte le superfici della camera riverberante;
- la distanza minima tra le posizioni microfoniche deve corrispondere alla metà della lunghezza d'onda della frequenza centrale della banda più bassa di interesse $d_{mic} = \frac{c}{2f_{min}}$.

In tab. 1.2 sono riportate le distanze minime dalla sorgente (d_{min}) e tra le posizioni microfoniche (d_{mic}), essendo f la frequenza centrale della banda d'ottava e c la velocità del suono in aria ($T_{aria}=20^\circ\text{C}$; $P_{aria}=1 \text{ atm}$) pari a 344 m/s.

Tabella 1.2. Distanze minime dalla sorgente e tra le posizioni microfoniche in camera riverberante.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
d_{\min} [m]	0,61	0,64	0,62	0,64	0,63	0,59	0,60
d_{mic} [m]	1,38	0,69	0,34	0,17	0,09	0,04	0,02

La disposizione delle posizioni microfoniche in camera riverberante è rappresentata in pianta in fig. 1.4 e di ognuna è indicata la quota rispetto al pavimento.

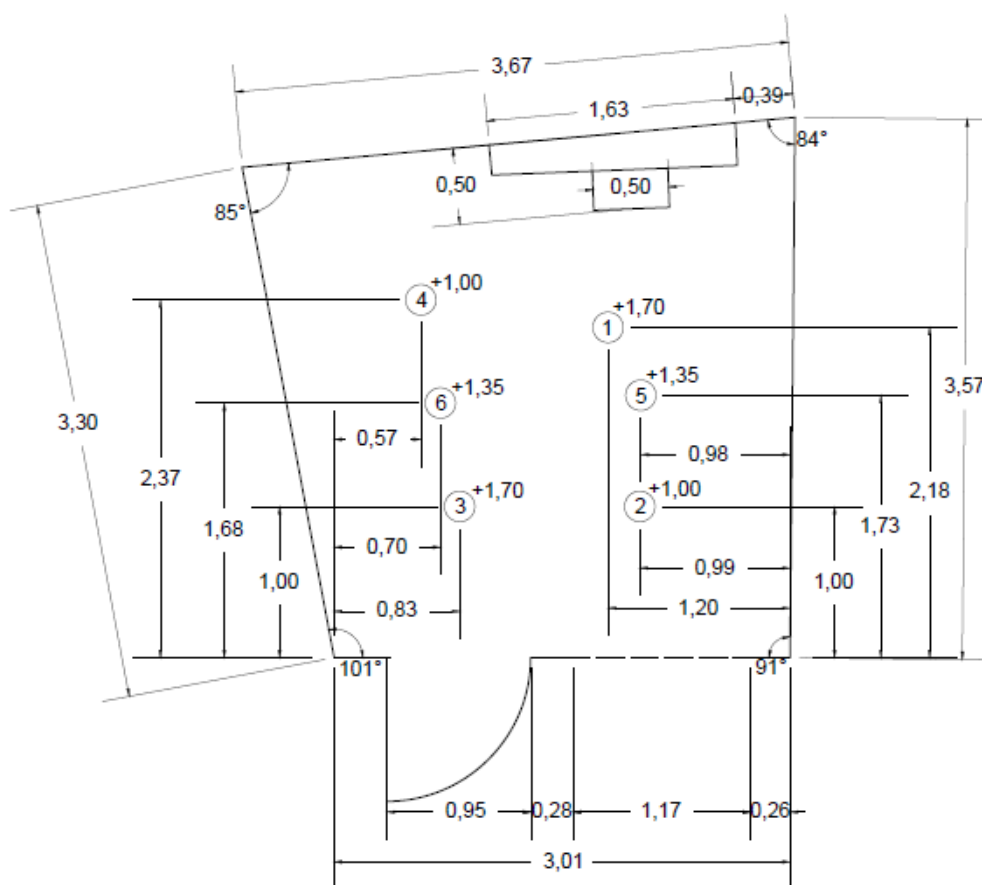


Figura 1.4. Pianta della camera riverberante con riferimenti in pianta e in altezza (+0,00 è la quota del pavimento, +2,70 quella del soffitto) per le sei posizioni microfoniche. Il perimetro tratteggiato rappresenta il punto di sbocco del canale di prova e dirimpetto ad esso è posizionato un silenziatore a sezione circolare utilizzato per altre prove in camera. Tutte le quote sono riportate in metri.

Date le ridotte dimensioni della camera, i requisiti di distanza minima delle posizioni microfoniche sono stati rispettati rigorosamente per le bande d'ottava di frequenza centrale da 250 Hz in su. Per la banda d'ottava con frequenza centrale 125 Hz è stata comunque rispettata la distanza minima dalle superfici della camera, ma è stato possibile rispettare il secondo requisito solo per quattro posizioni microfoniche su sei (posizioni 1,2,3 e 4). Per frequenze inferiori alla banda d'ottava di 125 Hz non è possibile fare delle misure che siano affidabili, in quanto sarebbe difficilmente individuabile la zona di campo diffuso per quelle frequenze in cui posizionare il microfono.

Per verificare che le posizioni microfoniche fossero correttamente posizionate all'interno del campo riverberante della camera si è fatto riferimento all'Appendice C della norma ISO 3741, che fornisce un metodo di qualificazione delle camere riverberanti di piccole dimensioni per la misurazione del suono ad ampio spettro in bande di terzi d'ottava con frequenza centrale compresa tra 100 Hz e 10 kHz. In particolare la norma prevede che una sorgente sonora sia posizionata in più punti all'interno della camera e, per ogni posizione della sorgente, venga calcolato un livello di pressione sonora in banda di terzi d'ottava mediando i valori ottenuti nelle sei posizioni microfoniche. Per poter qualificare la camera lo scarto tipo corretto calcolato rispetto a più posizioni della sorgente deve rientrare nei parametri in tab. 1.3.

Tabella 1.3. Massimo scarto tipo corretto ammesso sul livello di pressione sonora.

Frequenza centrale della banda di terzo d'ottava [Hz]	Massimo scarto tipo ammesso s_s [dB]
Da 100 a 160	1,5
Da 200 a 630	1,0
Da 800 a 2500	0,5
Da 3150 a 10000	1,0

In questo caso non è possibile posizionare la sorgente in più punti perché le distanze imposte dalla norma della sorgente dalle pareti (minimo 1,5 m) e tra le sorgenti ($\lambda/4$, dove λ è la lunghezza d'onda corrispondente alla frequenza centrale della minima banda d'interesse) non sarebbero rispettate. Perciò quello che si può fare per valutare l'omogeneità del campo sonoro diffuso in camera è invertire l'analisi e, data la singola posizione della sorgente,

valutare lo scarto tipo calcolato sulle sei posizioni microfoniche, confrontandosi comunque con i limiti dettati dalla norma per avere un'idea della bontà delle misurazioni.

Una sorgente, un altoparlante *Celestion Vintage 30* di cui si parlerà più in dettaglio al paragrafo 1.3.3, è stata quindi posizionata sul pavimento in un punto circa equidistante dalle proiezioni sul pavimento stesso delle posizioni microfoniche, rivolta verso l'alto e collegata ad un amplificatore posto all'esterno della camera. Durante la riproduzione di una traccia di rumore rosa (cui è stato applicato un filtro passa-alto con frequenza di taglio pari a 80 Hz e decadimento di 6 dB/ottava per evitare la risonanza del cono dell'altoparlante, dichiarata dal costruttore a 75 Hz) è stato misurato il livello di pressione sonora in corrispondenza delle sei posizioni microfoniche ed è stato calcolato tramite l'eq. (1.1) lo scarto tipo corretto, che è riportato in tab. 1.4.

$$s = \sqrt{\sum_{i=1}^{N_i} \frac{(L_{pi} - L_{pm})^2}{N_i - 1}} \quad (1.1)$$

Dove:

- N_i è il numero delle posizioni microfoniche, pari a 6;
- L_{pi} è il livello di pressione sonora misurato nella i -esima posizione microfonica [dB];
- L_{pm} è la media aritmetica dei livelli di pressione sonora misurati sulle N_i posizioni microfoniche [dB].

Tabella 1.4. Scarto tipo corretto sulle sei posizioni microfoniche in bande di terzi d'ottava a confronto con i valori massimi consentiti dalla norma.

f [Hz]	s [dB]	S _{lim} [dB]
100	4,5	1,5
125	1,5	1,5
160	1,9	1,5
200	1,1	1,0
250	2,0	1,0
315	0,6	1,0
400	0,8	1,0
500	1,5	1,0
630	0,8	1,0
800	0,9	0,5
1000	0,8	0,5
1250	0,9	0,5
1600	0,8	0,5
2000	0,7	0,5
2500	0,6	0,5
3150	0,5	1,0
4000	0,3	1,0
5000	0,3	1,0
6300	0,3	1,0
8000	0,6	1,0
10000	1,0	1,0

Si osservi come i valori dello scarto tipo eccedano a volte in maniera significativa i limiti imposti dalla norma: le posizioni microfoniche potrebbero non essere tutte collocate esattamente nell'area di campo diffuso rispetto a determinate frequenze. Tuttavia riportando i dati in banda d'ottava e quindi facendo un'analisi spettrale meno dettagliata ma comunque significativa (perché di fatto i dati acustici di qualsiasi apparecchiatura tecnica sono

generalmente forniti in bande d'ottava) si scopre che i valori di scarto tipo risultano essere sostanzialmente accettabili.

Per riportare i valori da bande di terzi d'ottava a bande d'ottava è stata effettuata per ogni posizione microfonica e per ogni banda d'ottava tra 125 Hz e 8000 Hz la somma logaritmica sulle tre bande di terzi d'ottava che la compongono, come in eq. (1.2).

$$L_{1/1} = 10 \log_{10} \left(\sum_{i=1}^3 10^{\frac{L_{1/3,i}}{10}} \right) \quad (1.2)$$

Dove:

- $L_{1/1}$ è il livello di pressione sonora in banda d'ottava [dB];
- $L_{1/3,i}$ è il livello di pressione sonora della i-esima banda di terzo d'ottava che costituisce la banda d'ottava [dB].

Noti i livelli di pressione sonora in banda d'ottava sono stati calcolati tramite l'eq. (1.1) gli scarti tipo corretti rispetto alle sei posizioni microfoniche, riportati in tab. 1.5.

Tabella 1.5. Scarto tipo corretto sulle sei posizioni microfoniche in bande d'ottava a confronto con i valori massimi consentiti dalla norma.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
s [dB]	1,7	0,7	0,8	0,4	0,4	0,3	0,3
s_{lim} [dB]	1,5	1,0	1,0	0,5	0,5	1,0	1,0

Come era prevedibile, l'unico dato che eccede il limite imposto dalla norma è lo scarto tipo per la banda centrata su 125 Hz, in quanto si è detto che per queste frequenze le posizioni microfoniche 5 e 6 non rispettano i vincoli sulle distanze minime. In fig. 1.5 si nota infatti come proprio queste due ultime posizioni microfoniche forniscano i valori più distanti dalla media. La tabella riportante i valori presentati nel grafico può essere consultata all'Allegato A, così come per tutti i grafici nel seguito del lavoro che per ragioni di scorrevolezza del testo non sono stati corredati direttamente con i dati di riferimento.

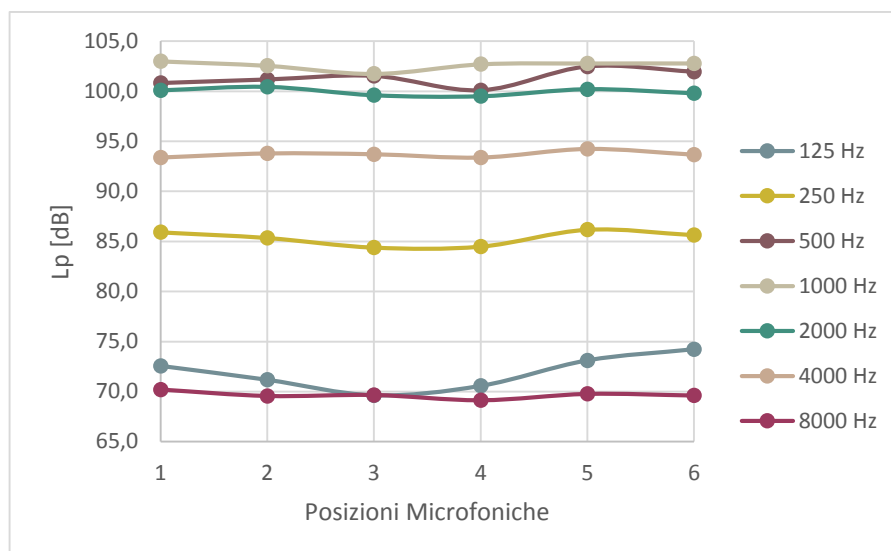


Figura 1.5. Livello di pressione sonora in bande d'ottava misurato nelle sei posizioni microfoniche all'interno della camera.

Nonostante le misurazioni nella banda d'ottava centrata su 125 Hz non rispettino rigorosamente il criterio dello scarto tipo, si è deciso di considerare valide le misure ottenute anche in questo campo di frequenza, perché lo scostamento dai valori limite non è eccessivo. Chiaramente, come sottolinea la norma, se una camera riverberante viene qualificata con il metodo descritto rispetto a determinate posizioni della sorgente, le prove dovranno essere effettuate ponendo la sorgente in quelle stesse posizioni. Quelle che noi abbiamo fatto ora sono considerazioni rispetto al posizionamento della sorgente in un punto interno all'ambiente di misura, ma il canale di prova degli elementi silenziatori si interfaccia con la camera riverberante in modo diverso, come se fosse una sorgente posizionata su una delle pareti. È quindi necessario ripetere queste valutazioni una volta che il canale di prova è in posizione, perciò in un secondo momento si riprenderà questa analisi e si valuterà se è possibile utilizzare le stesse posizioni microfoniche anche per le prove che a noi interessano.

1.1.4. Il rumore di fondo

La camera riverberante, essendo situata all'interno di uno stabilimento produttivo, è influenzata dalle attività che si svolgono intorno ad essa. Nel rapporto di certificazione della camera riverberante si impone infatti che durante le prove il rumore in fabbrica non superi i 70 dB affinché il rumore di fondo in cabina resti confinato al di sotto dei 25 dB. In tab. 1.6

e in fig. 1.6 si riportano in bande di terzi d'ottava gli spettri del rumore di fondo misurati rispettivamente con stabilimento in attività e in pausa.

Tabella 1.6. Rumore di fondo in bande di terzi d'ottava con stabilimento in attività e in pausa.

f [Hz]	Rumore di fondo [dB]	
	Stabilimento in attività	Stabilimento in pausa
100	23,1	12,2
125	15,1	11,3
160	15,1	12,9
200	14,9	12,5
250	15,3	13,0
315	15,0	13,0
400	16,1	11,6
500	17,2	12,0
630	16,3	12,1
800	16,2	11,1
1000	16,7	12,3
1250	17,4	13,5
1600	16,9	11,2
2000	17,0	13,1
2500	17,5	15,4
3150	14,7	12,3
4000	15,3	14,0
5000	16,7	15,8
6300	13,6	12,6
8000	15,2	14,7
10000	17,1	16,7

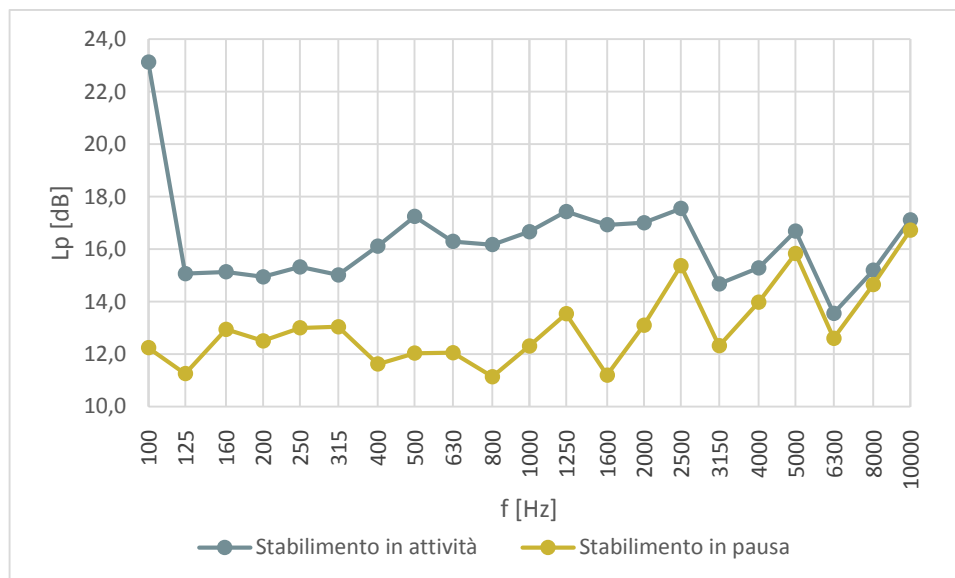


Figura 1.6. Spettro del rumore di fondo in bande di terzi d'ottava.

In tab. 1.7 sono presentati gli stessi dati di cui sopra riportati in bande d'ottava tramite l'eq. (1.2).

Tabella 1.7. Rumore di fondo in bande d'ottava con stabilimento in pausa e in attività.

f [Hz]		125	250	500	1000	2000	4000	8000
Rumore di fondo [dB]	Stabilimento in attività	24,3	19,9	21,4	21,6	21,9	20,4	20,3
	Stabilimento in pausa	17,0	17,6	16,7	17,2	18,3	19,1	19,7

In linea di principio quindi le misure saranno preferibilmente svolte durante le pause tra i turni produttivi, però va considerato che sebbene il rumore di fondo in camera durante i turni sia influenzato dalla casualità del rumore all'esterno della camera, esso risulta generalmente inferiore ai 25 dB in ogni banda d'ottava tra 125 Hz e 8000 Hz. Di conseguenza effettuare le prove in camera riverberante durante i turni produttivi non dovrebbe introdurre errori significativi sulla misura, purché lo spettro di emissione misurato superi il rumore di fondo con stabilimento in attività di almeno 6 dB (o meglio 10 dB).

1.1.5. Misure del tempo di riverberazione

Poiché la camera riverberante è stata negli anni sottoposta a modifiche, si è ritenuto interessante effettuare una prova per verificare i valori del tempo di riverberazione in frequenza. Sono quindi state fatte delle misure in tutto analoghe a quelle del paragrafo 1.1.3, con l'unica differenza che circa a un terzo dell'intervallo di tempo di misura T si è provveduto a spegnere la sorgente di rumore in camera come mostrato in fig. 1.7.

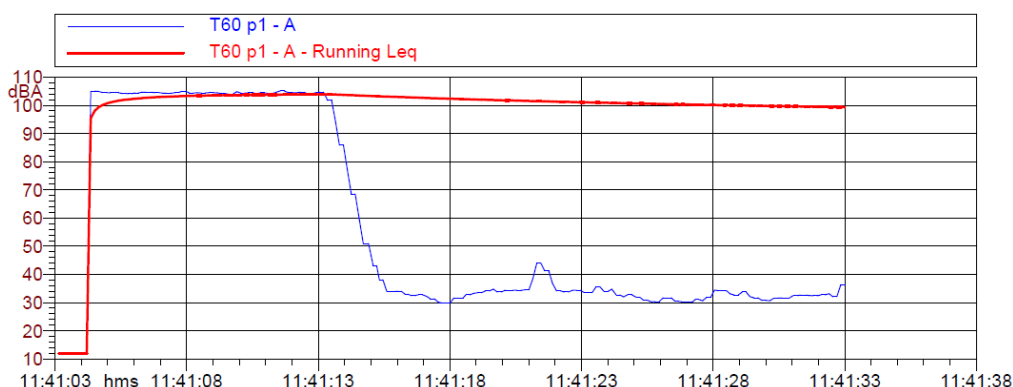


Figura 1.7. Andamento temporale del livello globale (in blu) e del livello equivalente (in rosso) con ponderazione A misurati in camera riverberante alla posizione microfonica 1 durante la prova del tempo di riverberazione. Si osservino le oscillazioni sul rumore di fondo dovute al fatto che le misure sono state svolte con stabilimento produttivo in attività.

Il software NWWin ha permesso di stimare il tempo di riverberazione attraverso il metodo di integrazione a ritroso Schroeder, che consente di eliminare le fluttuazioni di decadimento evitando di dover registrare più decadimenti in ogni posizione microfonica, come descritto in [5]. Si è considerato un offset di 5 dB per tagliare quella prima parte non lineare del decadimento e valutando una dinamica di 30 dB (T_{30}), poiché non per tutte le frequenze sarebbe stato possibile considerare la dinamica di 60 dB necessaria al calcolo di T_{60} . Una volta ottenuti i valori stimati di T_{60} per le sei posizioni microfoniche, il software ha effettuato una media aritmetica e ha fornito i valori in bande d'ottava riportati in tab. 1.8. Si ricordi che, come si dimostra in [6], effettuare la media aritmetica dei tempi di riverberazione misurati nelle sei posizioni microfoniche rappresenta un'operazione scorretta dal punto di vista energetico, tuttavia è una pratica consolidata in ambito normativo data la notevole semplicità rispetto all'approccio energetico e il modesto scostamento dei risultati dei due approcci.

Tabella 1.8. Tempi di riverberazione in bande d'ottava della camera riverberante. Confronto tra valori dichiarati nella certificazione e valori misurati.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$T_{60,old}$ [s]	2,17	2,01	2,15	1,99	2,09	2,32	2,29
$T_{60,new}$ [s]	2,30	2,27	1,81	1,86	1,91	1,83	1,87

I valori del tempo di riverberazione sono leggermente diversi rispetto a quelli dichiarati perché le modifiche effettuate hanno in parte modificato le caratteristiche acustiche della camera. I valori di T_{60} sono comunque accettabili per un utilizzo corretto della camera riverberante e nel seguito della progettazione sono stati considerati questi dati, che nonostante derivino da una campagna di misure meno accurata sono più significativi della situazione attuale rispetto a quelli certificati. Per quanto riguarda le posizioni microfoniche, l'unico parametro calcolato basandosi su T_{60} è stata la distanza minima dei microfoni dalle sorgenti d_{min} riportato in tab. 1.2, che tuttavia non varia significativamente se si introducono questi nuovi valori (si passa dalla distanza minima di 0,64 m a quella di 0,67 m). Non risulta quindi necessario variare le posizioni microfoniche per tenere conto delle caratteristiche effettive della camera.

1.1.6. L'elemento di trasmissione

L'onda acustica generata dalla sorgente e attenuata dal silenziatore è immessa, attraverso il canale di prova, all'interno della camera riverberante tramite un dispositivo di interfaccia che la norma chiama "elemento di trasmissione". Esso consiste, nel nostro caso, in un tronco di piramide a base quadrata che, a partire dalla sezione quadrata di lato 300 mm, si apre fino alla sezione di sbocco in camera riverberante.

Si parlerà in dettaglio dei materiali e dei dettagli costruttivi dell'elemento di trasmissione (e in generale del canale di prova) al paragrafo 1.2.2, quindi per ora si considerano solo i parametri geometrici che ne determinano le prestazioni.

Il dimensionamento di questo elemento, in particolare dell'area della sezione di sbocco, è determinante perché influenza il fenomeno della riflessione delle onde acustiche che si ha all'interfaccia tra il canale e la camera riverberante.

Infatti la brusca variazione di impedenza acustica dovuta all'improvviso aumento del volume entro cui l'onda si propaga, fa sì che parte dell'onda venga riflessa, allo stesso modo in cui si ha la riflessione all'interfaccia con una parete solida. Il fenomeno è particolarmente gravoso nella parte inferiore dello spettro, mentre diventa trascurabile all'aumentare della frequenza.

Per dimensionare la sezione di sbocco si è fatto riferimento all'Appendice B.3 della norma ISO 7235, che riporta il coefficiente di riflessione all'interfaccia r in frequenza come in eq. (1.3).

$$r = \left[\frac{1}{\Omega} \left(\frac{4\pi f \sqrt{S}}{c} \right) + 1 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (1.3)$$

Dove:

- S è l'area della sezione trasversale del canale di sbocco [m^2];
- Ω è dell'angolo solido di irradiazione sonora in camera riverberante, posto pari a 2π poiché il nostro caso rispecchia la configurazione A nel prospetto B.1, cioè la sezione terminale è complanare alla parete della camera riverberante;
- c è la velocità del suono in aria a $T_{aria}=20^\circ\text{C}$ e $P_{aria}=1 \text{ atm}$, pari a 344 m/s;
- f è la frequenza dell'onda sonora [Hz].

Si osservi che il coefficiente di riflessione r diminuisce all'aumentare della sezione di sbocco S , perciò è stata sfruttata la massima apertura disponibile in camera riverberante, pari a una sezione quadrata di lato 1170 mm, corrispondente ad un'area di 1,37 m^2 . Il risultato in bande d'ottava è riportato in tab. 1.9 e comparato con i valori limite forniti dal prospetto 5 della norma ISO 7235.

Tabella 1.9. Coefficiente di riflessione dell'onda sonora all'interfaccia tra elemento di trasmissione e camera riverberante confrontato con il valore limite imposto dalla norma.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
r	0,42	0,23	0,12	0,06	0,03	0,01	0,01
r_{limite}	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2

Si osservi che i limiti alle basse frequenze non sono rispettati, e che tuttavia l'unico modo per ridurre il coefficiente di riflessione sarebbe stato quello di ampliare la sezione di sbocco (fino ad almeno $3,24 \text{ m}^2$) e quindi l'apertura in camera riverberante, operazione che sarebbe risultata onerosa e avrebbe modificato le caratteristiche acustiche della camera.

Si è quindi deciso di accettare questo scostamento rispetto alla norma, consapevoli delle conseguenze che questa scelta avrebbe comportato, cioè:

- risonanze alle basse frequenze più accentuate nel canale di prova;
- necessità di avere una sorgente con un livello di potenza sonora più elevato in bassa frequenza.

Un ulteriore parametro critico nella progettazione dell'elemento di trasmissione è l'angolo tra due facce opposte del tronco di piramide: da una parte si ha la necessità che quest'angolo sia sufficientemente piccolo da garantire una transizione graduale del valore dell'impedenza acustica tra le due sezioni terminali, dall'altra il bisogno di contenere gli spazi occupati in laboratorio dal dispositivo di prova. Mancando nella norma riferimenti specifici a riguardo per la prova senza flusso d'aria (mentre per la prova del rumore autogenerato l'angolo limite da norma è 15°), si è considerato accettabile un angolo di 30° , che rappresenta un buon compromesso tra lunghezza e gradualità della variazione di sezione dell'elemento di trasmissione. In fig. 1.8 sono riportati i dettagli costruttivi dell'elemento di trasmissione.

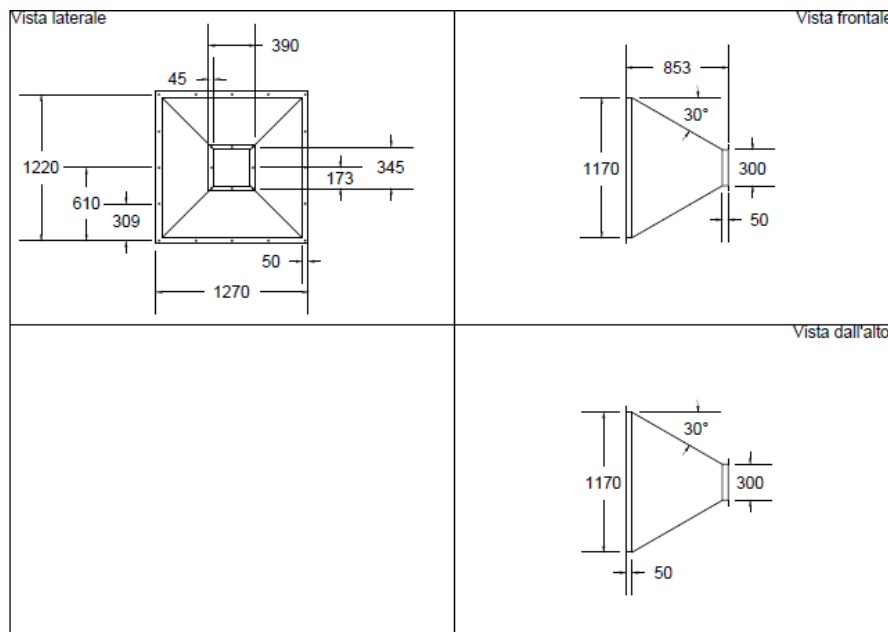


Figura 1.8. Specifiche costruttive dell'elemento di trasmissione. Tutte le quote sono riportate in millimetri.

1.2. L'oggetto sottoposto a prova

1.2.1. Le configurazioni dell'oggetto sottoposto a prova

Il setup di prova è composto da una parte fissa e da una sezione intercambiabile: la prima viene utilizzata per tutte le prove e comprende la camera riverberante con annesso elemento di trasmissione e la sorgente sonora, la seconda è costituita dai canali di sostituzione per le diverse configurazioni e i relativi raccordi. Infatti per poter studiare al meglio le caratteristiche del silenziatore come singolo modulo e dell'interazione tra più moduli in parallelo, si è deciso di realizzare quattro configurazioni di prova, definite secondo le dimensioni in millimetri dei lati della sezione rettangolare:

- modulo singolo, 150x150;
- modulo doppio, 300x150;
- quattro moduli, 300x300;
- sei moduli, 300x450.

Ogni configurazione richiede un proprio canale di sostituzione e i raccordi dalla propria sezione alla sezione della configurazione 300x300 per potersi interfacciare con le parti fisse del dispositivo di prova. In fig. 1.9 è raffigurato il canale di prova con gli elementi intercambiabili che permettono di realizzare le diverse configurazioni di prova.

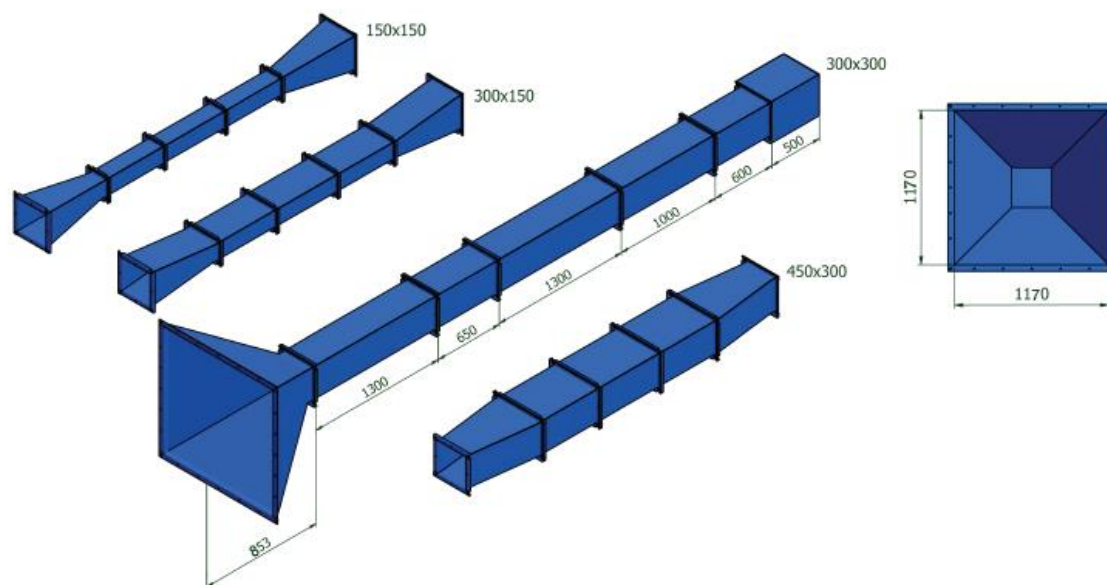


Figura 1.9. Assonometria delle quattro configurazioni del canale di prova.

1.2.2. Il canale di sostituzione

Il canale di sostituzione è la parte del canale di prova che deve rimpiazzare il silenziatore durante la seconda parte della prova. In questo caso, poiché il silenziatore non ha una propria struttura esterna, il canale di sostituzione è semplicemente il tratto di canale che alloggia il silenziatore durante la prima parte della prova. La norma ISO 7235, al punto 5.2.3 riporta: «le pareti del canale di sostituzione devono essere non assorbenti e progettate per evitare la penetrazione del rumore aereo e del rumore strutturale». Per limitare al minimo l'assorbimento interno del canale da un lato e la trasmissione secondaria per via aerea dall'altro, tutte le parti del canale di prova, compreso l'elemento di trasmissione in camera riverberante di cui abbiamo parlato al paragrafo 1.1.6, sono stati realizzati tramite piastre in lamiera d'acciaio nero saldate in continuo per evitare aperture indesiderate nel canale e quindi trafiletti d'aria.

Per determinare lo spessore ottimale della lamiera che permettesse di ottenere le prestazioni desiderate con la minima massa superficiale, si è ipotizzato come in [7] che nel canale l'onda acustica soprattutto in bassa frequenza si propaghi sostanzialmente come un'onda piana perpendicolare alla normale alle pareti, considerando però che oltre una determinata frequenza di taglio di cui si parlerà in seguito le onde in realtà non si propagano indisturbate attraverso il canale ma subiscono continue riflessioni tra le pareti interne del canale stesso,

venendo in parte anche trasmesse verso l'esterno. La perdita per trasmissione attraverso le pareti del canale è doppiamente dannosa perché:

- costringe ad utilizzare una sorgente sonora più potente per avere un'emissione residua in camera sufficiente;
- il suono trasmesso dal canale a monte del silenziatore potrebbe rientrare nel canale a valle o direttamente attraverso le pareti della camera riverberante.

Per quantificare e cercare di ridurre questi effetti è stato utilizzato il modello di lastra sottile semplicemente appoggiata di spessore costante su cui insiste un'onda incidente obliqua. Certamente questo modello non è il più indicato per un'analisi accurata del fenomeno, ma ci permette di effettuare una scelta dei parametri di progetto consapevole e presumibilmente corretta. Il potere fonoisolante della lastra è dato dalla legge di massa per incidenza obliqua in eq. (1.4).

$$R = 20 \log_{10}(m^* f \cos \vartheta_i) - 42 \quad (1.4)$$

Dove:

- R è il potere fonoisolante della lastra [dB];
- $m^* = \rho s$ è la massa superficiale della lastra d'acciaio di spessore s [m] e densità $\rho = 7800$ kg/m²;
- f è la frequenza a cui si vuole calcolare il potere fonoisolante [Hz];
- ϑ_i è l'angolo di incidenza dell'onda sulla lastra, rispetto alla normale alla lastra [°].

Nota la definizione di potere fonoisolante R di una parete possiamo inoltre ricavare tramite l'eq. (1.5) la trasmittanza acustica della parete τ , definita come il rapporto tra l'intensità acustica dell'onda trasmessa dalla parete e quella dell'onda incidente.

$$\tau = \frac{1}{10^{R/10}} \quad (1.5)$$

In tab. 1.10 sono riportati in bande d'ottava i valori di R e τ per un angolo di incidenza di 80°, che presumibilmente rispecchia le condizioni di propagazione e le riflessioni dell'onda acustica nel canale di prova, a diversi valori dello spessore della lastra.

Tabella 1.10. Potere fonoisolante e trasmittanza acustica di una lastra d'acciaio di spessore s per incidenza dell'onda pari a 80° .

s [mm]	f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
2	R [dB]	8,6	14,6	20,6	26,7	32,7	38,7	44,7
	τ [-]	0,14	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00
2,5	R [dB]	10,5	16,6	22,6	28,6	34,6	40,6	46,7
	τ [-]	0,09	0,02	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00
3	R [dB]	12,1	18,1	24,2	30,2	36,2	42,2	48,2
	τ [-]	0,06	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Si osservi la criticità del problema alle basse frequenze e che all'aumentare dello spessore della lastra, aumentando la massa superficiale, il potere fonoisolante migliora: per uno spessore di 3 mm si ottiene una trasmittanza ben al di sotto del 10% già a partire dalla banda centrata su 125 Hz. Oltre i 3 mm si otterrebbero valori di potere fonoisolante ancora più elevati, ma l'eccessiva massa dei canali e ancor più la difficoltà costruttiva che deriva dall'utilizzo di tali spessori impone un limite pratico a questa soluzione. Si è quindi deciso di scegliere uno spessore delle lamiere d'acciaio pari a 3 mm.

La legge di massa non rappresenta tuttavia il comportamento del sistema su tutto lo spettro di frequenze, bensì vanno tenuti in conto anche i fenomeni di risonanza nella regione delle basse frequenze e di coincidenza a frequenze più elevate.

Il fenomeno della risonanza consiste nella riduzione del potere fonoisolante della lastra a causa dell'eccitazione del sistema alle sue frequenze proprie. Per una lastra sottile semplicemente appoggiata, le frequenze proprie del sistema sono date dall'eq. (1.6).

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \left[\left(\frac{n\pi}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{m\pi}{L_y} \right)^2 \right] \sqrt{\frac{D}{m^*}} \quad (1.6)$$

Dove:

- n, m sono numeri interi che definiscono i modi di vibrare del sistema [-];
- L_x, L_y sono le dimensioni della lastra, indicativamente poste pari a quelle del canale di sostituzione nella configurazione 300x300, quindi $L_x=0,3$ m e $L_y=0,65$ m;

- $D = \frac{Es^3}{12(1-\nu^2)}$ è la rigidità flessionale della lastra piana di spessore s [m], con modulo elastico dell'acciaio $E=2,1 \cdot 10^{11}$ N/m² e coefficiente di Poisson dell'acciaio $\nu=0,3$ [Nm];
- $m^*=\rho s$ è la massa superficiale della lastra di spessore s [m] e densità $\rho=7800$ kg/m³ [kg/m²].

In tab. 1.11 sono riportate le frequenze proprie del sistema per i modi di interesse con una lastra di spessore $s=3$ mm.

Tabella 1.11. Frequenze dei primi 3x3 modi propri di vibrare della lastra piana sottile semplicemente appoggiata.

f_p [Hz]		n		
		1	2	3
m	1	100	152	757
	2	346	399	810
	3	240	486	898

In corrispondenza di queste frequenze, il potere fonoisolante dei canali risulta quindi molto ridotto, considerando che la lamiera di acciaio è molto rigida e poco assorbente e quindi l'effetto di attenuazione della risonanza è effimero. Essendo infatti il fattore di smorzamento interno η dell'acciaio a 1000 Hz mediamente pari a 0,001, per calcolare il potere fonoisolante alla frequenza di risonanza per il modo fondamentale ($n=1$; $m=1$) va sommata al valore ottenuto dalla legge di massa il termine in eq. (1.7).

$$20 \log_{10} \eta = -60 \text{ dB} \quad (1.7)$$

Questo comporta una maggiore trasmissione acustica secondaria per via aerea e quindi letture falsate della perdita per inserzione. Il modo fondamentale è quello più critico, in quanto i picchi di risonanza a frequenze più elevate risultano molto più attenuati, fino ad essere praticamente ininfluenti oltre valori di n ed m pari a 4-5. Osserviamo che, essendo la lastra molto rigida e di piccole dimensioni, gli effetti di risonanza si trovano sì alle basse frequenze, ma comunque nel campo di interesse.

Un ulteriore fenomeno cui occorre prestare attenzione è quello dovuto alla coincidenza della componente tangenziale della velocità delle onde sonore incidenti con quella dell'onda di flessione del pannello. Il risultato, analogamente al caso della risonanza, è quello di un'attenuazione del potere fonoisolante della lastra nei dintorni della frequenza di coincidenza ricavabile da eq. (1.8), che si posiziona alle medio-alte frequenze.

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{c}{\sin\vartheta_i} \right)^2 \sqrt{\frac{m^*}{D}} \quad (1.8)$$

Dove:

- $c(20^\circ\text{C}; 1 \text{ atm})=344 \text{ m/s}$ è la velocità dell'onda sonora all'interno del canale;
- ϑ_i è l'angolo di incidenza dell'onda sulla lastra [°];
- $D = \frac{Es^3}{12(1-\nu^2)}$ è la rigidezza flessionale della lastra piana di spessore $s=0,003 \text{ m}$, con modulo elastico dell'acciaio $E=2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ e coefficiente di Poisson dell'acciaio $\nu=0,3$ [Nm];
- $m^*=\rho s$ è la massa superficiale della lastra di spessore $s=0,003 \text{ m}$ e densità $\rho=7800 \text{ kg/m}^3$ [kg/m²].

Considerando ancora una volta l'angolo di incidenza dell'onda pari a 80° , la frequenza di coincidenza è quella mostrata in eq. (1.9).

$$f_c = 4123 \text{ Hz} \quad (1.9)$$

Esattamente come per la risonanza, il potere fonoisolante in corrispondenza della frequenza di coincidenza è drasticamente ridotto dal termine in eq. (1.7) e la frequenza di coincidenza si trova all'interno del campo di interesse.

Durante la prima fase della campagna di misura, come sarà descritto nel capitolo successivo, ci si è curati di valutare quanto gli effetti di risonanza e coincidenza influenzassero la misura ed eventualmente se fosse necessario un intervento per ridurre questi effetti di disturbo dovuti alle vibrazioni del canale. Come consigliato in [1] al punto C.1.2, è necessario ridurre la trasmissione del rumore per via solida attraverso il canale, perciò già in fase progettuale si è previsto di collegare le varie sezioni del canale di prova con flange rivestite sull'area di contatto con del neoprene, che svolge anche la funzione di tenuta all'aria delle connessioni.

1.3. La sorgente sonora

1.3.1. Il filtro modale

Il canale di prova è un canale rettangolare con un'estremità aperta in camera riverberante e una sorgente di rumore all'estremità opposta. È possibile considerare l'onda acustica nel canale come un'onda monodimensionale che viaggia in direzione assiale e ha un fronte d'onda uniforme sulla sezione trasversale solo quando la sua lunghezza d'onda è molto maggiore rispetto alla dimensione trasversale del canale. Quando si parla di modo fondamentale di trasmissione dell'onda ci si riferisce a questa modalità di propagazione dell'onda piana in bassa frequenza. A frequenze maggiori invece avviene anche la trasmissione di modi di ordine più elevato, per cui le onde si propagano assialmente ma attraverso continue riflessioni tra le pareti del canale, rendendo disuniforme il profilo di pressione sulla sezione.

La propagazione dell'onda piana, il modo fondamentale, si riscontra quindi solo a basse frequenze e il comportamento dell'onda è simile a quello della fune vincolata vibrante descritto dall'equazione delle onde monodimensionale. La differenza sta nel fatto che l'estremità aperta non può essere considerata un vincolo perfetto perché non riflette completamente l'onda ma irradia parte dell'energia verso l'esterno. Come riportato in [8], considerando nulla la pressione acustica media sulla sezione aperta del canale, l'eq. (1.10) fornisce le frequenze di risonanza del modo fondamentale per canali stretti in relazione alla lunghezza.

$$f_r \approx \frac{(n + 1/2)c}{2L} \quad (1.10)$$

Dove:

- n è un numero intero;
- $c(20^\circ\text{C}; 1 \text{ atm}) = 344 \text{ m/s}$ è la velocità del suono nel canale per il modo fondamentale;
- $L = 5,7 \text{ m}$ è la lunghezza del canale.

In tab. 1.12 sono riportati i valori delle frequenze di risonanza nel canale in oggetto.

Tabella 1.12. Frequenze di risonanza del modo fondamentale nel canale di prova.

n	0	1	2	3	4
f _r [Hz]	15	45	75	106	136

I primi tre picchi di risonanza sono quelli più marcati, mentre all'aumentare di n la loro ampiezza si riduce e si allarga la banda interessata, fino a che per $n > 4$ l'approssimazione dell'onda piana perde validità. Questi picchi di risonanza generati dalle riflessioni terminali del canale in bassa frequenza possono essere smorzati tramite elementi assorbenti inseriti nel canale, quindi anche dal silenziatore in prova. Ne risulta che, durante la prova con il canale di sostituzione, sono presenti dei picchi di pressione sonora che nella prova con il silenziatore non si manifestano, solo perchè il silenziatore è presente. Come descritto in [9], ne derivano una sovrastima della perdita per inserzione del silenziatore in corrispondenza delle frequenze di risonanza e una sottostima in corrispondenza delle anti-risonanze tra i picchi.

Il problema dovuto ai modi di ordine più elevato è invece quello della disuniformità della pressione sonora media a monte del silenziatore, che riduce la riproducibilità della prova introducendo un elemento di casualità nell'incidenza dell'onda sul silenziatore in prova. In [8] si sostiene che i modi di ordine superiore si propagano all'interno del canale solo al di sopra di una frequenza di taglio caratteristica del modo stesso, mentre per frequenze inferiori si riducono in maniera esponenziale lungo l'asse del canale. In eq. (1.11) è riportata la frequenza di taglio del primo modo ($m=1$) per un canale rettangolare con dimensione maggiore l : al di sotto di questa frequenza è possibile la propagazione del solo modo fondamentale.

$$f_{CH} = \frac{mc}{2l} = \frac{1 * 344 \text{ m/s}}{2 * 0,3 \text{ m}} = 573 \text{ Hz} \quad (1.11)$$

Per ovviare ai problemi precedentemente discussi è stato inserito un filtro modale, cioè, come descritto in [1] al punto 5.2.2.3, «un canale assorbente con elementi assorbenti o reattivi che forniscono una ridotta attenuazione del modo fondamentale e un'attenuazione sostanziale dei modi di ordine più elevato della propagazione del suono assiale» e che quindi smorza i picchi di risonanza allo stesso modo per le prove con e senza il silenziatore in

posizione e attenua i modi di ordine superiore. In particolare si richiede «una attenuazione longitudinale del modo fondamentale minima di 3 dB all'estremità di bassa frequenza e di 5 dB sopra la frequenza di taglio per i modi di ordine più elevato».

Il filtro modale è costituito semplicemente da una sezione di canale rettilinea rivestita internamente con dei pannelli di materiale fibroso, la cui attenuazione del livello di potenza sonora in bande d'ottava secondo [10] può essere stimata tramite le relazioni in eq. (1.12).

$$\Delta L_W = \begin{cases} \frac{s^{1,08} h^{0,356} \left(\frac{P}{S}\right) Y(f/1,25)^{(1,17+0,0119\rho)}}{2,52\rho^{2,3}}; & f \leq 1 \text{ kHz} \\ \frac{3,63 * 10^{18} \left(\frac{P}{S}\right) Y(1,25f)^{[-3,79-1,61 \log_{10}(\frac{P}{S})]}}{h^{2,7} w^{2,5}}; & f \geq 1 \text{ kHz}, Y \leq 3 \text{ m} \end{cases} \quad (1.12)$$

Dove:

- ΔL_W è l'attenuazione del livello di potenza sonora del filtro modale [dB];
- s è lo spessore del rivestimento [mm];
- h è la misura del lato minore interno della sezione (netta) trasversale retta del canale [mm];
- w è la misura del lato maggiore interno della sezione (netta) trasversale retta del canale (nel caso di sezione quadrata corrisponde ad h) [mm];
- $\frac{P}{S} = 2 \frac{h+w}{hw}$ è il rapporto tra perimetro ed area della sezione (netta) trasversale retta del canale [mm^{-1}];
- Y è la lunghezza del tratto di canale considerato [m];
- f è la frequenza centrale della banda d'ottava considerata [Hz]
- ρ è la densità nominale del rivestimento [kg/m^3].

Per la banda con frequenza centrale pari a 1000 Hz, si consideri il minimo fra i due valori calcolati. Assumendo la lunghezza del canale Y pari a 1 m, sono state considerate le possibili combinazioni di densità e di spessori dei pannelli disponibili in azienda, tenendo presente il *trade-off* che si presenta: da una parte la necessità di attenuare i picchi di risonanza e i modi di ordine più elevato, dall'altra quella di non ridurre troppo il livello di potenza sonora nel canale per evitare di dover sovradimensionare la potenza dell'altoparlante. Questo si traduce nell'ottimizzazione di spessori e densità dei pannelli fonoisolanti: pannelli molto spessi abbattano bene le basse frequenze ma riducono in maniera eccessiva la potenza sonora alle

medio-alte frequenze; la densità invece influisce solo al di sotto della banda centrata su 1000 Hz. Il materiale a disposizione che teoricamente soddisfa meglio le esigenze è un pannello in fibra di vetro di densità 15 kg/m^3 e di spessore 45 mm, che fornisce i valori di abbattimento del filtro modale ($Y=1 \text{ m}$) in bande d'ottava riportati in tab. 1.13.

Tabella 1.13. Attenuazione del livello di potenza sonora introdotto dal filtro modale.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L_{w, fm}$ [dB]	3,0	7,7	19,7	40,1	19,8	9,8	4,8

Come richiesto da norma, il modo fondamentale risulta quindi attenuato di 3 dB all'estremità di bassa frequenza e oltre la sua frequenza di taglio si ha un assorbimento minimo di più di 5 dB.

1.3.2. L'elemento di raccordo tra l'altoparlante e l'oggetto sottoposto a prova

La norma [1] non prevede particolari requisiti per l'elemento di raccordo, se non quello (al punto 5.2.2.4) di «essere rigido per evitare la trasmissione di rumori elettrici attraverso le pareti del canale [...]. [Deve inoltre] essere diritto e coassiale». Non essendo il dispositivo costruito per effettuare delle prove con flusso d'aria nei canali, non sono date particolari indicazioni sull'apertura limite dell'angolo interno degli elementi di raccordo. Tuttavia, lo stesso dispositivo è progettato per effettuare le prove di perdita di carico del silenziatore, senza misurazione della perdita per inserzione con flusso d'aria. Perciò è stato comunque necessario seguire le linee guida progettuali fornite per le prove con flusso d'aria dalla ISO 7235 al punto 5.4.2.3, che consentono una variazione dell'area della sezione trasversale pari a 4:1 (o 1:4) e prevedono che due delle quattro superfici laterali restino comunque parallele. La configurazione 150x150 risulta quindi fuori norma dal punto di vista aeraulico, ma dal punto di vista acustico è interessante effettuare la prova su questa configurazione per ottenere informazioni sul comportamento del singolo modulo.

Si consideri la configurazione critica per quanto riguarda la variazione di sezione che si deve ottenere con il raccordo, cioè la 300x450, e siano definiti i seguenti parametri:

- $Z=S_I=0,3*0,3=0,09 \text{ m}^2$ l'area della sezione minima del raccordo;
- $X=S_2/S_I=(0,3*0,45)/0,09=1,5$ il rapporto tra le aree delle sezioni massima e minima del raccordo.

Dalla fig. 1.10 si ricava che la lunghezza minima Y del raccordo deve essere almeno pari a circa 0,25 m.

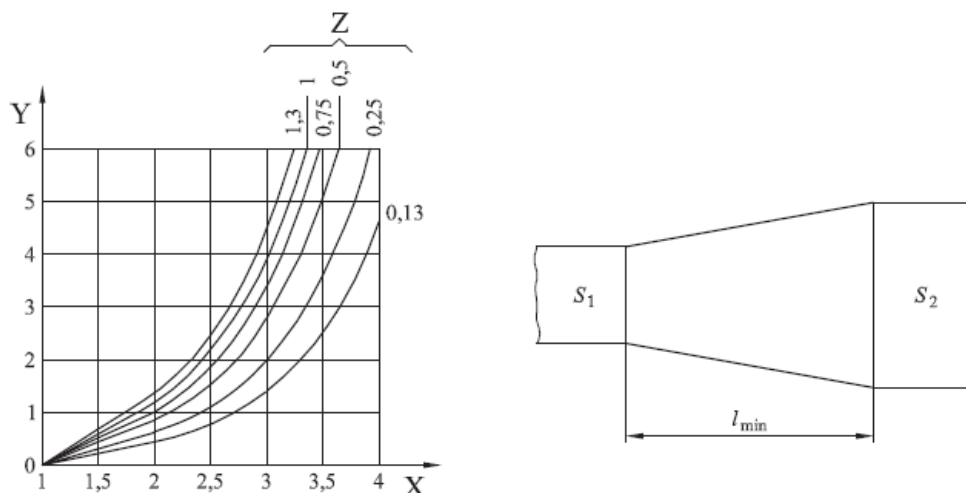


Figura 1.10. Lunghezza minima degli elementi di raccordo in funzione del rapporto dell'area S_2/S_1 (figura 7 della ISO 7235).

Si è deciso di realizzare raccordi con l_{min} pari a 0,6 m per tutte e tre le configurazioni in cui sono necessari. Questa scelta da una parte soddisfa ampiamente il requisito sopra enunciato, dall'altra rientra anche nei limiti imposti nell'Appendice B.1.5 della ISO 7235 sulla massima ampiezza dell'angolo interno dell'elemento di trasmissione in camera riverberante per prove sul rumore autogenerato. Essendo infatti l'elemento di trasmissione in tutto assimilabile ad un raccordo dal punto di vista aeroacustico, possiamo ritenere che utilizzare raccordi con angolo interno inferiore a 15° (nel caso specifico l'angolo interno è pari a 14°) sia un'ulteriore garanzia del fatto che la misura delle perdite di carico non sia significativamente influenzata dalle variazioni di sezione.

1.3.3. L'apparecchiatura elettronica e l'unità altoparlante

Il segnale che viene amplificato e inviato agli altoparlanti deve essere un rumore casuale e si è scelto di utilizzare il rumore rosa perché presenta potenza maggiore alle basse frequenze, riducendo le problematiche introdotte dalla riflessione terminale soprattutto in questo campo dello spettro. L'altoparlante utilizzato è un *Celestion Vintage 30*, le cui caratteristiche salienti sono riportate qui di seguito e in fig. 1.11.

Potenza (valore efficace):	60 W _{rms}
Impedenza nominale:	8 Ω
Sensitività:	100 dB
Range di frequenza:	70 – 5000 Hz
Frequenza di risonanza:	75 Hz

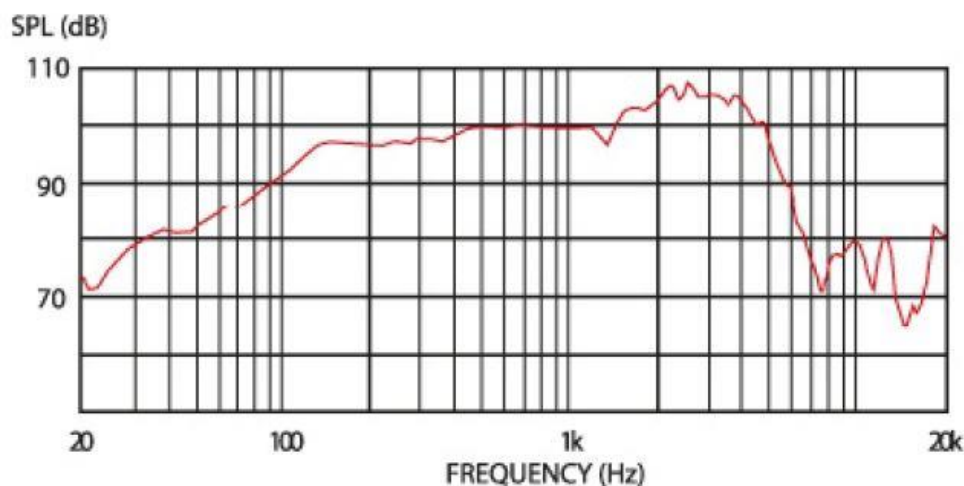


Figura 1.11. Livello di pressione sonora a 1 W, 1 m in ambiente anecoico 2π .

Come detto precedentemente, il rumore rosa è stato corretto con un filtro passa-alto con frequenza di taglio 80 Hz in modo da escludere la frequenza di risonanza (che in ogni caso si trova fuori dal campo di interesse) e quindi ridurre la sollecitazione meccanica del cono. Per generare la traccia mp3 del rumore rosa si è utilizzato il software *open source Audacity 2.0.6* e il segnale viene gestito e inviato all'altoparlante da un lettore/amplificatore con potenza massima di uscita al singolo canale pari a 80 W e range di frequenza compreso tra 40 Hz e 20 kHz.

Per evitare interferenze tra l'emissione frontale e quella posteriore, l'altoparlante è montato su una piastra d'acciaio di spessore 3 mm ed è da questa disaccoppiata mediante una guarnizione in neoprene e dei giunti antivibranti che riducono la trasmissione delle vibrazioni dal cono alla piastra e quindi al canale di prova. Il contenitore dell'altoparlante è di fatto un prolungamento del canale di prova, costituito da lamiera d'acciaio dello stesso spessore, chiuso all'estremità opposta rispetto all'alloggiamento del cono e rivestito internamente con del materiale fonoassorbente, per abbattere le risonanze al suo interno e la propagazione verso l'esterno delle onde emesse dalla parte posteriore dell'altoparlante. Per

ottenere questo effetto, sono di fondamentale importanza lo spessore e il materiale costituente il pannello fonoassorbente che riveste la parete sul lato del contenitore opposto all'altoparlante. È possibile avere un assorbimento efficace ad una determinata frequenza se il materiale fonoassorbente ha uno spessore pari almeno a un quarto della lunghezza d'onda corrispondente alla frequenza di interesse. Per ottenere delle buone prestazioni anche alle frequenze di interesse più basse è quindi richiesto lo spessore in eq. (1.13).

$$s = \frac{\lambda}{4} = \frac{c}{4f} = \frac{344 \text{ m/s}}{4 \cdot 125 \text{ Hz}} = 0,688 \text{ m} \quad (1.13)$$

Dove:

- λ è la lunghezza d'onda [m];
- c è la velocità di propagazione dell'onda a 20°C e 1 atm [m/s];
- f è la frequenza centrale della banda d'ottava minima di interesse [Hz].

Chiaramente è sconveniente realizzare un tale rivestimento, anche se in realtà potrebbe non essere totalmente costituito da materiale fonoassorbente ma presentare un'intercapedine d'aria che copra gran parte dello spessore. In ogni caso però gli spazi sono una risorsa scarsa, quindi è necessario che ci si accontenti di prestazioni meno elevate in bassa frequenza. Purché il materiale fonoassorbente abbia una porosità almeno pari al 75% circa e presenti una resistenza al flusso d'aria compresa tra 10^4 e 10^6 Rayls, la curva caratteristica assorbimento-frequenza di un assorbitore poroso è descritta da Sharland in [11] e riportata in fig. 1.12.

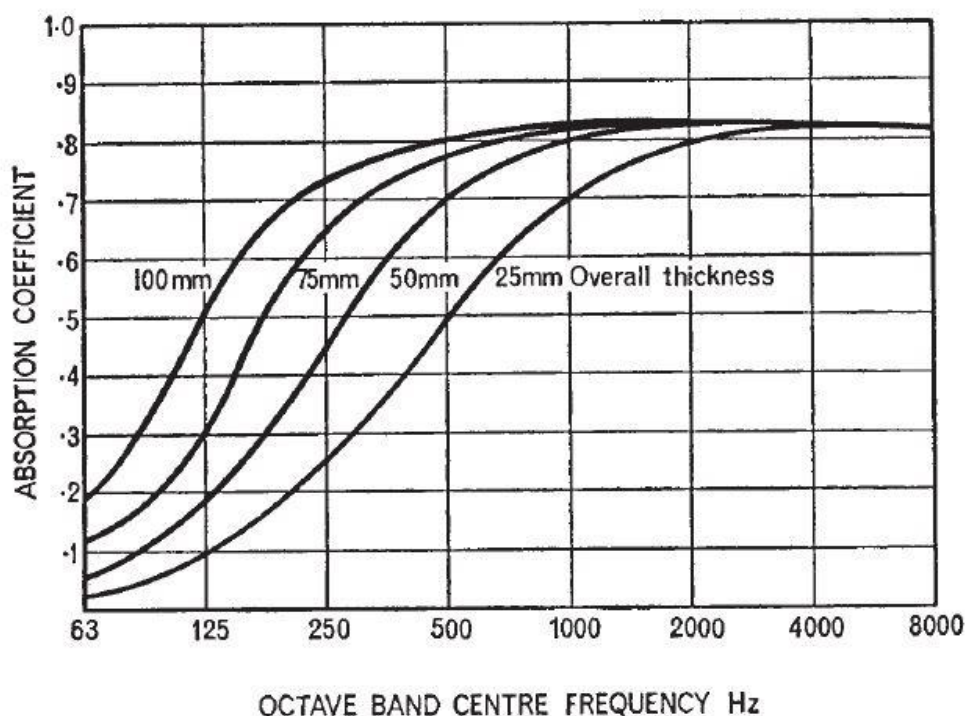


Figura 1.12. Coefficiente d'assorbimento in frequenza per incidenza normale di un pannello in materiale fibroso accoppiato ad una parete rigida al variare dello spessore totale di pannello ed eventuale intercapedine d'aria.

Si osservi come all'aumentare dello spessore del pannello (o del pannello più intercapedine d'aria) si ottengano prestazioni migliori alle basse frequenze. Si è quindi utilizzato un pannello di lana di roccia di densità 60 kg/m^3 e spessore 100 mm, che permette di ottenere buone prestazioni fino alla banda dei 125 Hz. Inoltre, le restanti quattro pareti del contenitore dell'altoparlante sono state rivestite con pannelli dello stesso materiale con uno spessore pari a 50 mm per assorbire ulteriormente l'emissione posteriore del cono.

Per migliorare ulteriormente le prestazioni di assorbimento sonoro a bassa frequenza è stato sfruttato il principio del risonatore di Helmholtz: di fronte al pannello in lana di roccia è stato fissata una piastra forata in acciaio che crea quindi un'intercapedine riempita di materiale fonoassorbente tra se e il fondo del contenitore dell'altoparlante. L'aria all'interno dell'intercapedine funge da molla alle basse frequenze e nell'attraversare i fori della piastra incontra una resistenza che dissipa parte dell'energia sonora. La combinazione di fori ampi e ben spaziati (diametro 50 mm, foratura circa 10%), spessore della piastra elevato (3 mm) e ampia intercapedine (100 mm) permette di attenuare efficacemente ($\alpha \approx 0,8$) le basse frequenze intorno al valore di risonanza. In fig. 1.13 sono rappresentati il sistema risonante

ed il suo effetto sul coefficiente di assorbimento, mentre in eq. (1.14) è calcolata la frequenza di risonanza del sistema progettato in funzione dei seguenti parametri:

- p è la percentuale di foratura del pannello [%];
- l è la profondità dell'intercapedine [mm];
- t è lo spessore del pannello [mm];
- d è il diametro dei fori [mm].

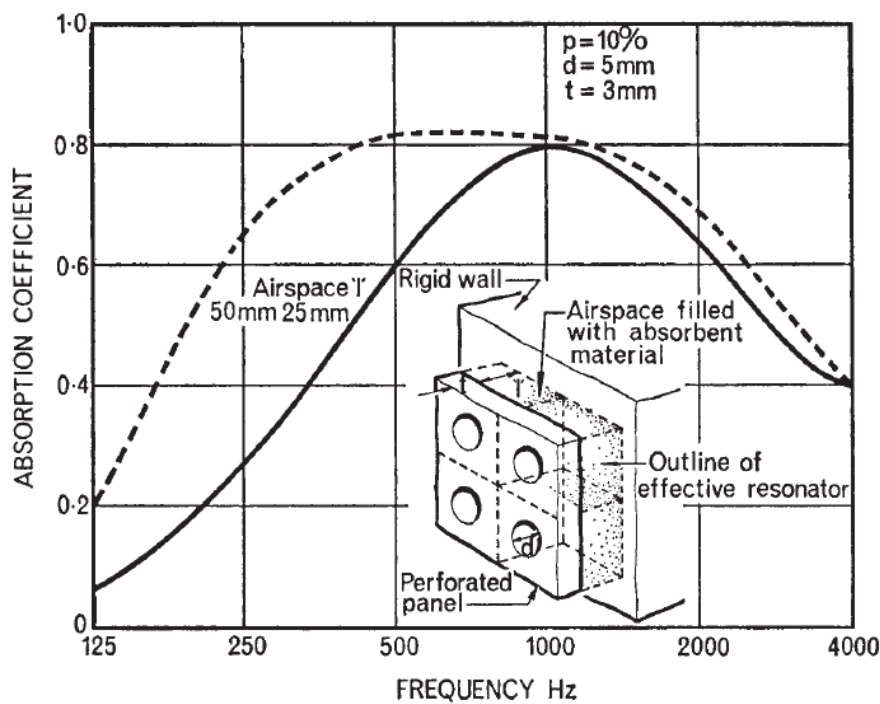


Figura 1.13. Coefficiente di assorbimento in frequenza del risuonatore di Helmholtz in funzione dello spessore dell'intercapedine, a parità degli altri parametri costruttivi.

$$f_{RES} = 5000 \sqrt{\frac{p}{l(t+0,8d)}} = 233 \text{ Hz} \quad (1.14)$$

Allo stesso tempo l'assorbimento alle frequenze medio-alte è comunque garantito dal materiale fonoassorbente presente nell'intercapedine.

1.4. Previsione dei livelli di pressione sonora in camera riverberante

Il livello di pressione sonora generato dalla sorgente in camera riverberante deve essere superiore al rumore di fondo di almeno 6 dB per ogni banda di frequenza di interesse. In particolare il calcolo è stato effettuato riportando tutti gli spettri di frequenza in bande d'ottava poiché alcuni dei dati non erano disponibili in bande di terzi d'ottava. Per verificare questo requisito in fase di progetto, partendo dai dati di emissione in bande d'ottava dell'altoparlante (ricavati come somma logaritmica dei valori in bande di terzi d'ottava) si risale alla sua potenza sonora tramite la relazione valida per una sorgente puntiforme in campo libero, descritta in eq. (1.15).

$$L_{W,s} = L_{p,s} + 20 \log_{10}(r) + 10 \log_{10} Q + 11 \quad (1.15)$$

Dove:

- $L_{W,s}$ è il livello di potenza sonora generato dalla sorgente [dB];
- $L_{p,s}$ è il livello di pressione sonora indotto dalla sorgente [dB];
- r è la distanza dalla sorgente a cui è misurato il livello di pressione sonora [m];
- Q è la direttività della sorgente, pari a 2 [-].

L'emissione di interesse della sorgente $L_{W,emessa,s}$ è solo quella diretta nel semipiano frontale del cono, perciò al livello di potenza ottenuto dovremo sottrarre l'indice di direttività pari a 3 dB. In tab. 1.14 sono riportati i valori in bande d'ottava delle grandezze sopra citate.

Tabella 1.14. Dati di emissione dell'altoparlante in bande d'ottava.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{p,s}$ [dB]	99	102	104	105	109	108	93
$L_{W,s}$ [dB]	113	116	118	119	123	122	107
$L_{W,emessa,s}$ [dB]	110	113	115	116	120	119	104

La potenza sonora che viene immessa in camera riverberante sarà ridotta dai vari fenomeni di assorbimento, trasmissione e riflessione degli elementi costituenti il dispositivo di prova, ovvero il filtro modale, i canali di prova, il silenziatore e l'elemento di trasmissione.

Per il filtro modale sono stati utilizzati i valori di abbattimento in tab. 1.13, mentre per i canali di prova consideriamo cautelativamente i coefficienti che normalmente si utilizzano per calcolare l'assorbimento acustico dei canali aeraulici rettangolari, tenendo presente che solitamente questi sono costruiti con lamiere di spessore inferiore a 1 mm e quindi trasmettono generalmente una parte maggiore dell'onda acustica incidente. Secondo quanto riportato in [10], considerando che nella configurazione 300x300 il rapporto tra il perimetro e l'area della sezione retta del condotto è superiore a 12 e che la lunghezza dei canali di prova è pari circa a 4,7 m, sono stati calcolati i valori di attenuazione della potenza sonora in bande d'ottava riportati in tab. 1.15.

Tabella 1.15. Attenuazione del livello di potenza sonora introdotta da canali aeraulici rettangolari ($P/S > 12$, $L = 4,7$ m).

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L_{W,cp}$ [dB/m]	0,9	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
$\Delta L_{W,cp}$ [dB]	4,2	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4

Non potendo conoscere a priori la perdita per inserzione del silenziatore che sarà installato sul dispositivo di prova, sono state considerate le prestazioni di un silenziatore tradizionale a setti fonoassorbenti prodotto dall'azienda, il CLA SZA 200/100 di lunghezza 500 mm, che ha una geometria assimilabile a quella di Alveo e presenta i valori di perdita per inserzione riportati in tab. 1.16.

Tabella 1.16. Perdita per inserzione in bande d'ottava del silenziatore CLA SZA 200/100, 500 mm.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
D_i [dB]	4,0	10,0	15,0	20,0	18,0	12,0	6,0

Conoscendo i coefficienti di riflessione r in bande d'ottava dell'elemento di trasmissione in camera riverberante (tab. 1.9), possiamo quindi calcolare il livello di potenza sonora immesso in camera riverberante come in eq. (1.16).

$$L_W = (L_{W,emessa,s} - \Delta L_{W,fm} - \Delta L_{W,cp} - D_i)(1 - r) \quad (1.16)$$

In tab. 1.17 sono riassunti tutti gli elementi necessari al calcolo della potenza sonora irradiata in camera riverberante.

Tabella 1.17. Riepilogo delle componenti del calcolo del livello di potenza sonora immesso in camera riverberante in bande d'ottava.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{W,emessa,s}$ [dB]	110	113	115	116	120	119	104
$\Delta L_{W,fm}$ [dB]	3,0	7,7	19,7	40,1	19,8	9,8	4,8
$\Delta L_{W,cp}$ [dB]	4,2	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
D_i [dB]	4,0	10,0	15,0	20,0	18,0	12,0	6,0
r	0,42	0,23	0,12	0,06	0,03	0,01	0,01
L_w [dB]	56,9	72,3	70,1	51,0	78,5	94,4	91,4

Infine, nota la potenza sonora immessa e le caratteristiche della camera riverberante si può stimare il livello di pressione sonora generato tramite la relazione in eq. (1.17), riportata in [11]. I risultati sono riportati in tab. 1.18.

$$L_p = L_w - 10 \log_{10} V + 10 \log_{10} T_{60} + 14 \quad (1.17)$$

Dove:

- L_p è il livello di pressione sonora in camera riverberante [dB];
- L_w è il livello di potenza sonora immesso in camera [dB];
- V è il volume della camera riverberante, pari a 32 m³;
- T_{60} è il tempo di riverberazione misurato in camera riverberante, riportato in bande d'ottava in tab. 1.8 ($T_{60,new}$) [s].

Tabella 1.18. Livello di pressione sonora stimato in camera riverberante con silenziatore in posizione nella configurazione 300x300.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_p [dB]	59,5	74,8	71,6	52,7	80,3	96,0	93,1

In tab. 1.19 è verificato che il livello di pressione sonora generato dalla sorgente in camera riverberante nel caso critico, cioè in presenza del silenziatore e con stabilimento in attività, risulta essere sempre ben oltre 6 dB superiore al rumore di fondo dichiarato in tab. 1.7.

Tabella 1.19. Livello di pressione sonora a sorgente accesa e silenziatore in posizione, livello di pressione sonora del rumore di fondo e differenza tra i due.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_p [dB]	59,5	74,8	71,6	52,7	80,3	96,0	93,1
$L_{p,\text{fondo}}$ [dB]	24,3	19,9	21,4	21,6	21,9	20,4	20,3
ΔL_p [dB]	35,2	54,9	50,2	31,1	58,4	75,6	72,8

Si osservi che in realtà quando la sorgente è accesa, il rumore di fondo è decisamente maggiore a causa della trasmissione del rumore attraverso le pareti dei canali e della camera riverberante, perciò ci si aspetta che, soprattutto intorno ai 1000 Hz, possano esserci delle criticità rispetto alla misurabilità della perdita per inserzione. Tuttavia, non essendo facilmente stimabile il rumore di fondo in camera riverberante a sorgente accesa, si è deciso di valutare successivamente la sua incidenza sulla prova e rimediare in seguito nel caso il suo valore risulti troppo elevato.

Capitolo 2

Prove acustiche

Nel seguito della trattazione si metteranno in evidenza i risultati ottenuti dalle misure in laboratorio, considerando le misure preliminari svolte per validare il dispositivo di prova che hanno portato a introdurre delle modifiche al dispositivo stesso e alla camera riverberante in modo da ampliare il campo di misurabilità della perdita per inserzione e la ripetibilità delle prove.

2.1. Installazione del setup e prove preliminari

2.1.1. Verifiche di funzionamento del dispositivo di prova

Una volta montato il dispositivo, per prima cosa si è verificato che il segnale inviato dall'amplificatore non superasse la potenza massima supportata dall'altoparlante. Per fare ciò è stato collegato ai morsetti di uscita dell'amplificatore un voltmetro in parallelo al carico dell'altoparlante ed è stata misurata la tensione durante la riproduzione della traccia del rumore rosa (amplificatore impostato al valore massimo di guadagno), trascurando la caduta di tensione introdotta dallo strumento. Poiché il rumore rosa è un segnale pressoché costante in frequenza nel tempo, si considera che l'impedenza dell'altoparlante sia anch'essa circa costante e pari a 8 Ω : infatti il valore efficace della tensione V , a parità di segnale e quindi di potenza, risulta oscillare moderatamente intorno a 7,5 V. In maniera approssimativa possiamo calcolare tramite l'eq. (2.1) la potenza P in ingresso all'altoparlante assimilando il valore di impedenza a quello della sola resistenza elettrica R , riportando quindi il calcolo nel dominio dei numeri reali.

$$P = \frac{V^2}{R} = \frac{(7,5)^2}{8} = 7 \text{ W} \quad (2.1)$$

Anche se questo metodo di valutazione è piuttosto grossolano, il valore di potenza risultante è sufficientemente distante dal massimo ammesso (cfr. paragrafo 1.3.3) da poter affermare

che l'altoparlante è in condizioni di sicurezza in funzionamento continuo, considerato anche il fatto che lo spettro riprodotto non è monofrequenza ma è distribuito su un'ampia banda e quindi c'è sempre una frequenza che fa vibrare il cono in maniera sufficiente al raffreddamento dell'avvolgimento magnetico.

Mettendo in funzione per la prima volta il dispositivo, ci si è subito accorti che le pareti del canale, sollecitate alle frequenze corrispondenti ai primi modi propri, vibravano con un'ampiezza di oscillazione tale da percepire a orecchio un'elevata trasmissione del suono verso l'esterno ed una fastidiosa coda di risonanza allo spegnimento della sorgente. Per porre rimedio a questi inconvenienti si è pensato di applicare sulle superfici esterne del canale dei profili a omega saldati per puntatura al centro della superficie esterna delle piastre, in senso longitudinale: il rinforzo offerto dal profilo saldato, aumentando la rigidità della lastra, ha spostato in alto la frequenza dei modi vibrazionali, dove la densità di energia contenuta nel segnale è minore e ha ridotto quindi l'ampiezza di oscillazione delle superfici del canale. Purtroppo non è stata effettuata nessuna misura in camera riverberante prima della modifica apportata ai canali, perciò non è possibile quantificare il miglioramento ottenuto. Tuttavia semplicemente all'ascolto e toccando le superfici del canale si è osservato un netto miglioramento.

2.1.2. Procedura di prova

Ogni qualvolta è stata effettuata una misura in camera riverberante, si è seguita una procedura che risponde alle esigenze della ISO 3741 ed è qui riportata perché tutte le misure che saranno fatte dopo la redazione del presente lavoro possano essere effettuate seguendo le stesse regole:

1. Collegare il fonometro al PC, accenderlo ed effettuare la connessione dello strumento attraverso l'applicazione *LD824* del software *Noise & Vibration Works*. Lo strumento necessita di un breve periodo di tempo prima di poter essere utilizzato: un paio di minuti dall'accensione sono sufficienti.
2. Assicurarsi che i parametri della funzione SLM del fonometro (dal Menu "Setup-SSA-SLM") siano impostati per ottenere misure di livello di pressione sonora con costante di tempo "Fast", senza pesatura ("Flat") e con correzione del microfono per campo di incidenza casuale ("Random Incidence Correction").

3. Posizionare il calibratore *CAL200* sul microfono e attivarlo per controllare la calibrazione dello strumento tramite la funzione “Check” del menu “Calibration” del fonometro. Se il fonometro si stabilizza ad un valore di livello di pressione sonora oltre $\pm 0,3$ dB dal valore impostato sul calibratore (114 dB), allora provvedere alla ricalibrazione attraverso la funzione “Change” del menu “Calibration”.
4. Effettuare le misure posizionando il microfono alternativamente nelle sei posizioni in camera riverberante.
5. Ricontrollare la calibrazione dello strumento. Se il fonometro si stabilizza ad un valore di livello di pressione sonora oltre $\pm 0,3$ dB dal valore impostato sul calibratore (114 dB), le misure andranno scartate e si dovrà effettuare nuovamente la procedura.

2.1.3. Prestazioni del filtro modale

Per verificare le prestazioni del filtro modale sono state fatte delle misurazioni in camera riverberante a canale vuoto e con il filtro modale inserito in posizione. In fig. 2.1 è riportato l'andamento del livello di pressione sonora in camera riverberante nei due casi.

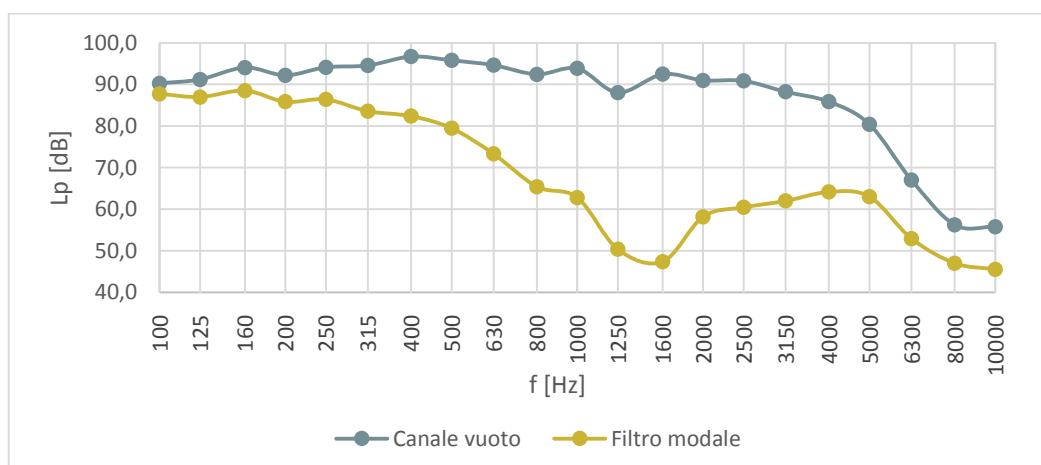


Figura 2.1. Livello di pressione sonora in camera riverberante in bande di terzi d'ottava, prove con canale vuoto e con filtro modale.

Come previsto dalle correlazioni teoriche in eq. (1.12), il filtro modale abbate molto le medie frequenze, con un picco di abbattimento tra le bande di 1250 Hz e 1600 Hz, mentre agli estremi dello spettro di interesse è molto meno efficace.

In tab. 2.1 sono messi a confronto i valori di attenuazione del livello di potenza sonora del filtro modale previsti con quelli misurati, questi ultimi riportati in bande d'ottava tramite l'eq. (1.2).

Tabella 2.1. Attenuazione del livello di potenza sonora del filtro modale in bande d'ottava, valori previsti e valori misurati.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L_{W, fm, previsto}$ [dB]	3,0	7,7	19,7	40,1	19,8	9,8	4,8
$\Delta L_{W, fm, misurato}$ [dB]	3,9	8,0	16,5	30,1	33,1	20,4	10,7

Il modello si è rivelato piuttosto accurato in bassa frequenza, mentre il picco di assorbimento in media frequenza si presenta meno accentuato e più distribuito, con una coda che si estende in alta frequenza e porta ad avere valori di attenuazione molto più elevati rispetto al modello. Essendo lo scopo del filtro modale quello di attenuare i picchi di risonanza in bassa frequenza, prestazioni così elevate alle frequenze medie sono deleterie perché riducono la perdita per inserzione limite in quel campo di frequenza dove i silenziatori hanno il proprio picco di attenuazione, riducendo così il campo di misurabilità delle prestazioni acustiche dei dispositivi.

Si è quindi indagato più a fondo sull'efficacia del filtro modale, facendo un'acquisizione dei dati non più in bande di terzi d'ottava ma sfruttando l'uscita AC del fonometro per effettuare un'analisi FFT (Fast Fourier Transform) tramite il software *open source Audacity 2.0.6* e trasformare quindi il segnale elettrico dell'onda acustica campionata in uno spettro in frequenza applicando la trasformata discreta di Fourier descritta in eq. (2.2).

$$X_k = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-i \frac{2\pi}{N} kn} \quad k = 0, \dots, N-1 \quad (2.2)$$

Dove:

- x_n è il generico elemento della successione di N numeri complessi (in questo caso reali) che rappresenta il campionamento del segnale analogico;

- X_k è il generico elemento della successione di N numeri complessi che rappresenta il segnale campionato nel dominio della frequenza.

La frequenza di campionamento è stata scelta in modo da soddisfare il teorema di Nyquist-Shannon riportato in eq. (2.3) per evitare il fenomeno dell'aliasing e la perdita di informazione sul segnale originale.

$$f_s = 2 * f_m \quad (2.3)$$

Dove:

- f_s è la frequenza di campionamento [Hz];
- f_m è la frequenza limite del segnale analogico [Hz].

Poiché in questo caso il segnale in uscita dal fonometro è limitato nella banda 12,5 Hz - 20 kHz, la frequenza di campionamento doveva essere almeno pari a $2*20.000= 40$ kHz. Si è quindi utilizzata la frequenza di campionamento $f_s= 44,1$ kHz, che è in grado di analizzare correttamente lo spettro nella banda limitata superiormente da $f_s/2=22.050$ Hz e la registrazione è stata effettuata su canale singolo (Mono) con un formato di campionamento digitale di 32 bit float. Riguardo quest'ultimo parametro, l'utilizzo di un formato così preciso non è particolarmente penalizzante dal punto di vista delle dimensioni del file audio perché si è scelto di acquisire delle tracce di durata pari a soli 10 secondi. Impostando la dimensione di FFT (ovvero il numero di blocchi audio consecutivi analizzati tramite FFT come riportato in [12]) pari a 16.384, la banda analizzata è divisa in $16.384/2=8.192$ blocchi di frequenza [*frequency bins*, pari a $N-1$ di eq. (2.2)], definendo quindi una risoluzione in frequenza di $22.050/8.192=2,7$ Hz. Utilizzare una dimensione di FFT più elevata comporterebbe la gestione di un numero di dati molto maggiore senza però ottenere benefici in termini di analisi spettrale: un miglioramento della risoluzione darebbe informazioni più accurate principalmente a frequenze talmente basse (<31,5 Hz) da non essere significative rispetto allo spettro di interesse. D'altra parte ridurre ulteriormente la dimensione di FFT significherebbe effettuare per frequenze basse ma pur sempre interessanti ($31,5 \text{ Hz} < f < 63 \text{ Hz}$) un'analisi poco più accurata di quella in bande di terzi d'ottava fornita dal fonometro, essendo l'ampiezza di banda pari a 14,6 Hz per la banda con frequenza centrale 63 Hz e 7,3 Hz per quella con frequenza centrale 31,5 Hz. Prima di applicare la trasformata di Fourier i blocchi audio sono elaborati tramite la funzione finestra di Hanning, che permette di

effettuare la trasformazione su blocchi di segnale finiti con una dispersione in frequenza del segnale ridotta.

Gli spettri dei segnali ottenuti in fig. 2.2 rappresentano la media logaritmica degli spettri ottenuti sulle sei posizioni microfoniche e i valori sono riportati in un grafico in cui l'asse delle frequenze è in scala semilogaritmica, mentre quello dei livelli di pressione sonora presenta una scala in dBFS (dB Full-Scale: 0 dBFS è assegnato al massimo livello di picco disponibile sul segnale digitale). Quest'ultima convenzione, tipicamente utilizzata nel campo della registrazione digitale, è diversa rispetto a quella del dB SPL che è stata utilizzata fino a questo punto e un'accurata conversione tra le due scale non è possibile. Tuttavia ciò che interessa in quest'analisi è verificare qualitativamente la presenza dei picchi di risonanza e l'effetto dei modi più elevati nel canale di prova, con e senza il filtro modale.

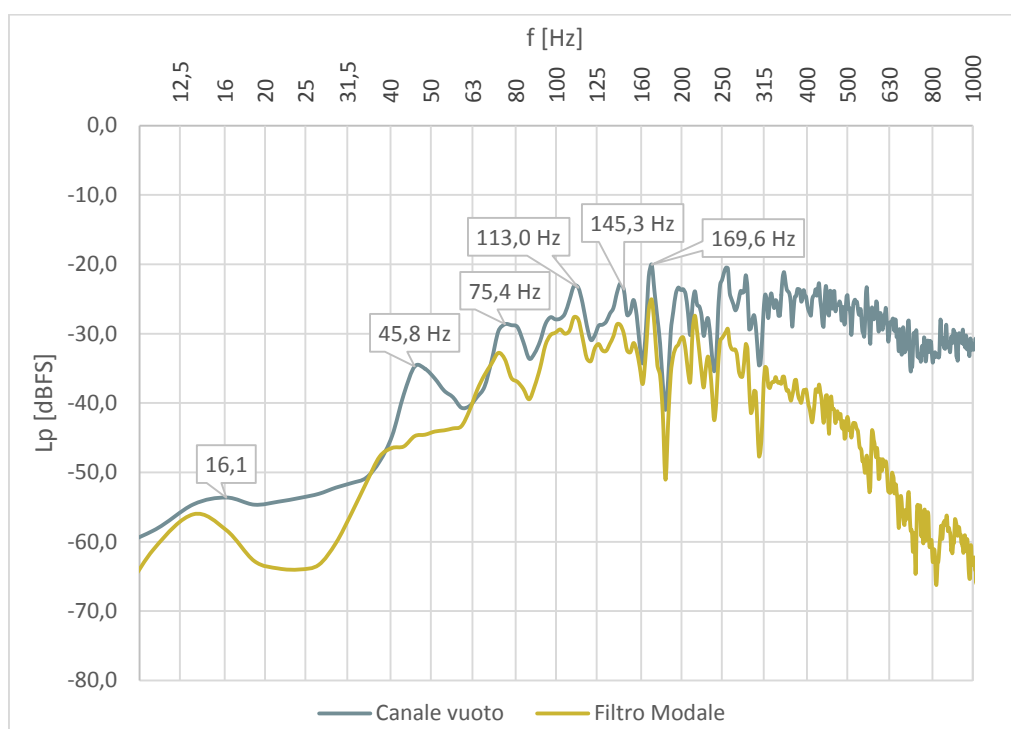


Figura 2.2. Valore medio logaritmico degli spettri FFT calcolato dalle misure nelle sei posizioni microfoniche, effettuate durante le prove con e senza il filtro modale (focus sulle frequenze inferiori a 1000 Hz). Le etichette sul grafico rappresentano le frequenze a cui si riscontrano i picchi di risonanza del modo fondamentale.

Si osservi che i picchi di risonanza del modo fondamentale si trovano con buona approssimazione alle frequenze calcolate in fase di progetto, riportate in tab. 1.12.

Introducendo il filtro modale nel canale di prova invece è possibile osservare come esso agisca principalmente attenuando i picchi di risonanza del modo fondamentale più in bassa frequenza (<100 Hz), mentre sia piuttosto inefficace nello smorzamento di quelli situati nel campo di frequenze di interesse. Lo spettro relativo al filtro modale oltre 100 Hz risulta infatti semplicemente traslato rispetto a quello del canale vuoto, ma le ampiezze delle oscillazioni non sono significativamente diverse. La soluzione a questo problema sarebbe quella di agire sui parametri del filtro modale, aumentando la lunghezza e lo spessore dei pannelli. In questo modo sarebbe possibile aumentare molto l'assorbimento in bassa frequenza, ma lo stesso effetto si avrebbe nella parte alta dello spettro, dove già con l'attuale configurazione si riscontrano problemi di misurabilità della perdita per inserzione.

Una soluzione alternativa per ridurre l'attenuazione introdotta dal filtro modale in alta frequenza è presentata in [13] ed è quella di avvolgere la lana di vetro che riveste internamente il canale con una pellicola polimerica, nello specifico con la pellicola in poliestere Melinex. Questa soluzione è utilizzata nei silenziatori a setti per proteggere il materiale fonoassorbente dall'umidità e dai contaminanti presenti nell'aria, evitando così accumuli di particelle potenzialmente dannosi. Il problema dell'utilizzo di questa soluzione nei silenziatori è che, aumentando la resistenza al flusso d'aria attraverso il materiale fonoassorbente, questa pellicola riduce la perdita per inserzione del dispositivo, soprattutto alle frequenze medio-alte. Questa stessa caratteristica, che per il silenziatore è un grosso difetto, potrebbe essere un grande vantaggio se applicato al filtro modale: senza cambiare significativamente le caratteristiche in bassa frequenza della lana di vetro, il Melinex dovrebbe abbattere la perdita per inserzione del filtro modale in medio-alta frequenza e aumentare quindi la misurabilità della perdita per inserzione del silenziatore.

Sono quindi state confrontate le prestazioni del filtro modale con e senza il rivestimento in Melinex in bande di terzi d'ottava (fig. 2.3), in bande d'ottava (tab. 2.2) e tramite lo spettro ottenuto da FFT (fig. 2.4).

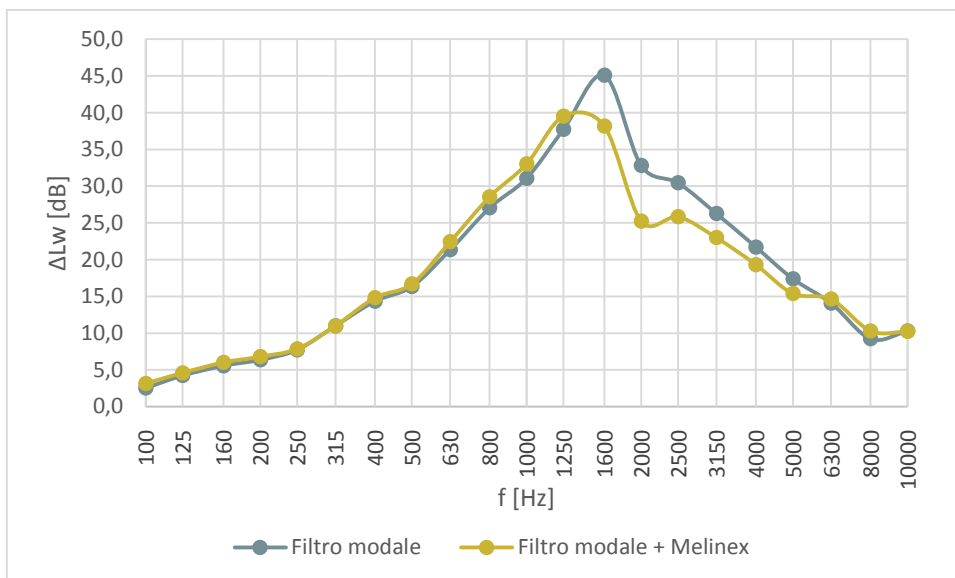


Figura 2.3. Attenuazione del livello di potenza sonora introdotta dal filtro modale in bande di terzi d’ottava con e senza il rivestimento in pellicola di poliestere (Melinex).

Tabella 2.2. Attenuazione del livello di potenza sonora introdotta dal filtro modale in bande d’ottava con e senza il rivestimento in pellicola di poliestere (Melinex).

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L_{W, fm}$	3,9	8,0	16,5	30,1	33,1	20,4	10,7
$\Delta L_{W, fm}$ (Melinex)	4,4	8,2	17,0	31,7	27,2	18,2	11,3

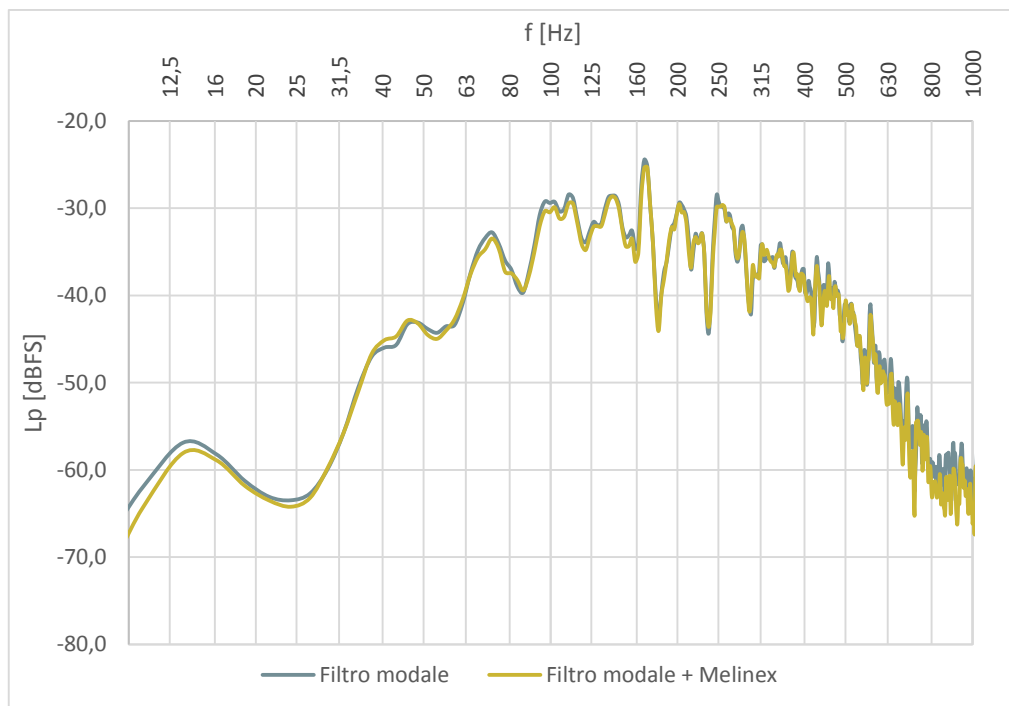


Figura 2.4. Valore medio logaritmico degli spettri FFT calcolato sulle sei posizioni microfoniche con filtro modale con e senza rivestimento in pellicola di poliestere (Melinex). Focus sulle frequenze inferiori a 1000 Hz.

Come ci si aspettava, il rivestimento in Melinex non varia sostanzialmente il comportamento del filtro modale in bassa frequenza e quindi le sue proprietà di attenuazione dei picchi di risonanza del modo fondamentale e dei modi di ordine superiore, tuttavia nella banda d'ottava di 2000 Hz si ha una riduzione della perdita per inserzione di circa 5 dB. A seconda del livello di rumore di fondo in camera riverberante a sorgente accesa questi 5 dB potrebbero fare la differenza nella misurazione della perdita per inserzione di un silenziatore, tuttavia non si è verificato il drastico aumento della misurabilità di D_i che ci si aspettava.

2.1.4. Perdita per inserzione limite

A causa delle trasmissioni secondarie per via solida e per via aerea attraverso le pareti del canale e della camera riverberante, la perdita per inserzione ha un limite di misurabilità. Per determinare la perdita per inserzione limite ($D_{i,lim}$) è stato seguito il procedimento descritto nell'Appendice C della norma ISO 7235 al punto C.2.2 e raffigurato in fig. 2.5.

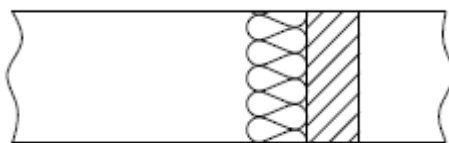


Figura 2.5. Modalità di blocco del canale di prova per la determinazione della perdita per inserzione limite. La parete fonoisolante (tratteggiata) e il materiale fonoassorbente (ondulato) sono posizionati in corrispondenza del punto di installazione del silenziatore. Rispetto a questa rappresentazione, la sorgente sonora è posizionata a sinistra e la camera riverberante a destra.

Una piastra d'acciaio di spessore 3 mm è stata quindi interposta tra le due flange a valle del canale di sostituzione in modo da ostruire completamente la sezione interna. Il potere fonoisolante a incidenza normale R della piastra è dato dall'eq. (2.4), dove m^* è la massa superficiale, data dal prodotto della densità ρ (pari in questo caso a 7800 kg/m^3) per lo spessore s (pari a $0,003 \text{ m}$). In tab. 2.3 sono riportati il potere fonoisolante calcolato e la trasmissività della piastra, ricavata come da eq. (1.5).

$$R = 20 \log_{10}(m^* f) - 42 \quad (2.4)$$

Tabella 2.3. Potere fonoisolante e trasmittanza per incidenza normale della piastra d'acciaio di spessore 3 mm.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
R [dB]	27,3	33,3	39,4	45,4	51,4	57,4	63,4
τ [-]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Da tab. 2.3 si può affermare che in teoria la piastra sarebbe un perfetto isolante acustico e quindi potrebbe servire egregiamente alla funzione che si richiede per questo procedimento. Per evitare risonanze nel canale a monte della piastra sono poi stati inseriti nel canale di sostituzione, a contatto della piastra dal lato della sorgente, sei pannelli da 100 mm di lana di roccia da 60 kg/m^3 .

Effettuando le prime prove di massima perdita per inserzione sono emerse due ulteriori criticità: entrando all'interno della camera ci si è subito resi conto che le maggiori rientrate di rumore si avevano dalla porta della camera riverberante e dalla vibrazione residua dell'elemento di trasmissione. Per quanto riguarda la porta, si è provveduto a rifare la guarnizione in neoprene per ottenere una miglior tenuta all'aria della battuta. Per ridurre le rientrate dall'elemento di trasmissione invece è stata riempita la cavità tra questo e le pareti della camera riverberante con dei pannelli di lana di roccia di densità pari a 60 kg/m^3 . In fig. 2.6 si può osservare come il primo accorgimento abbia portato dei notevoli miglioramenti, riducendo il rumore di fondo a sorgente accesa anche di quasi 10 dB, mentre l'isolamento dell'elemento di trasmissione ha sfasato il picco maggiore più in alta frequenza e lo ha disperso su uno spettro più ampio. Questo effetto è probabilmente dovuto al fatto che la lana di roccia, ricoprendo parte dell'elemento di trasmissione, ha ridotto la porzione libera dell'elemento e ha quindi cambiato le sue caratteristiche vibrazionali.

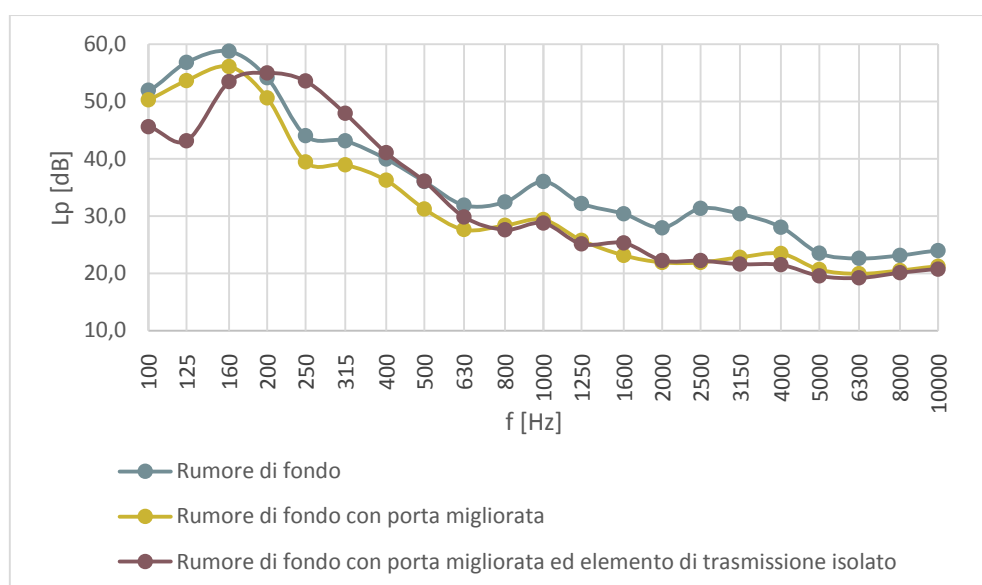


Figura 2.6. Rumore di fondo a sorgente accesa prima e dopo il miglioramento della tenuta all'aria della porta della camera riverberante. Le misure sono effettuate con il filtro modale in posizione.

In fig. 2.7 sono invece messi a confronto i valori di rumore di fondo a sorgente accesa ottenuti dopo i miglioramenti apportati con quelli relativi al canale vuoto e al solo filtro modale.

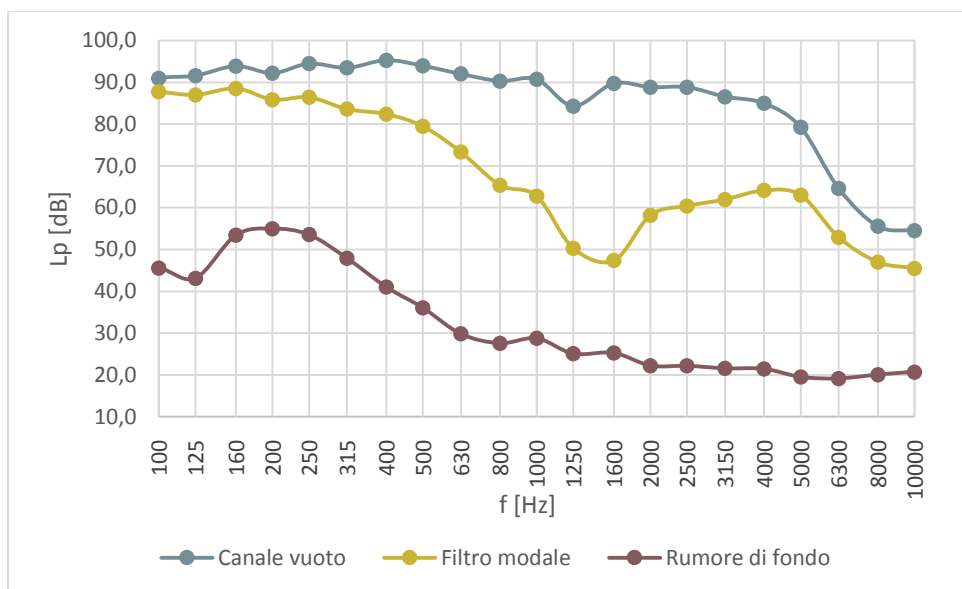


Figura 2.7. Valori di livello di pressione sonora in bande di terzi d'ottava del rumore di fondo a sorgente accesa a seguito dei miglioramenti, a confronto con quelli della prova con solo filtro modale e a canale vuoto.

Come previsto alla fine del paragrafo 1.4, il rumore di fondo a sorgente accesa è decisamente più elevato rispetto a quello a sorgente spenta descritto in tab. 1.6 ed è evidente come il picco di assorbimento del filtro modale limiti notevolmente la misurabilità della perdita per inserzione, che arriva ad essere pari circa a 25 dB nelle bande centrate su 1250 Hz e 1600 Hz. Considerando che a quelle stesse frequenze generalmente si trova anche il picco di perdita per inserzione dei silenziatori ad assorbimento, questo problema rischia di essere cruciale.

Se invece si pensasse di evitare l'utilizzo del filtro modale, ipotesi supportata dal fatto che questo sembrerebbe avere un effetto trascurabile sui picchi di risonanza del canale nel campo di interesse, la misurabilità della perdita per inserzione risulterebbe di gran lunga superiore. Dopotutto, se è vero che il filtro modale introdotto dalla norma ISO 7235 permette di eliminare alla radice il problema della ripetibilità della misura in laboratori diversi uniformando le caratteristiche del dispositivo di prova, d'altra parte la norma internazionale ISO 11691 [3], meno raffinata su questo punto ma altrettanto consultata in ambito tecnico, non ne prevede l'utilizzo.

Si è optato quindi per la rimozione del filtro modale e sono state effettuate nuove misure del rumore di fondo a sorgente accesa, poiché senza l'elemento assorbente l'aumento del livello medio di potenza sonora nel canale si traduce in un rumore di fondo più elevato. In fig. 2.8 è riportato lo spettro del rumore di fondo a sorgente accesa senza il filtro modale.

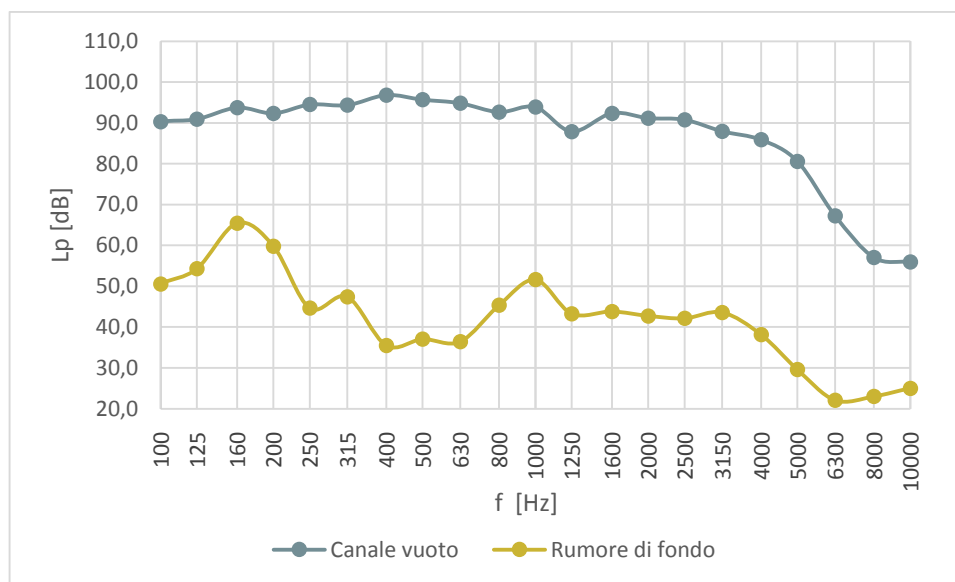


Figura 2.8. Valori di livello di pressione sonora in bande di terzi d'ottava del rumore di fondo a sorgente accesa senza filtro modale e a canale vuoto.

La perdita per inserzione limite nelle bande di frequenza medio-alta risulta comunque di gran lunga maggiore rispetto al caso in cui si utilizzi il filtro modale e in particolare il valore è più che raddoppiato alle frequenze critiche di 1250 Hz e 1600 Hz. Tuttavia, da prove preliminari sul silenziatore in esame, è emerso che nelle bande di terzi d'ottava costituenti le bande d'ottava di 4000 Hz e 8000 Hz il rumore di fondo risultava essere ancora piuttosto elevato, considerando che poi si sarebbero provate configurazioni diverse del canale di prova e il valore di perdita per inserzione del silenziatore sarebbe potuto essere ancora maggiore. Per quanto riguarda la banda d'ottava di 8000 Hz, ci sarebbe stato ben poco spazio per un miglioramento: a quelle frequenze la sorgente emette molto meno e, d'altra parte, il rumore di fondo a sorgente accesa non si discosta significativamente da quello a sorgente spenta. Il rumore di fondo in questa banda d'ottava potrebbe essere indagato più nel dettaglio impostando un guadagno più alto sullo strumento per ottenere un fondo scala più adeguato e un minor rumore dello strumento, ma questo comporterebbe di dover effettuare due serie di misure con diverso guadagno per ogni prova, solamente per avere un dato su una banda

di frequenze di importanza marginale e comunque senza la certezza di poter ottenere un dato corretto. Diversa è la questione per la banda d'ottava di 4000 Hz, molto più interessante rispetto al campo di applicazione e su cui è possibile ottenere dei miglioramenti significativi in quanto l'emissione della sorgente è ancora piuttosto elevata.

Per limitare il rumore di fondo a sorgente accesa si è quindi tentato di ridurre la trasmissione acustica per via aerea avvolgendo la sorgente e tutta la superficie esterna dell'elemento di trasmissione con del materiale fonoassorbente. Questa soluzione non ha dato riscontri significativi, portando alla conclusione che, come sottolineato nell'Appendice C della ISO 7235, la criticità è rappresentata dalla trasmissione per via solida attraverso le pareti del canale. Si è perciò pensato di sostituire i bulloni utilizzati per unire le flange con dei giunti antivibranti di spessore e diametro pari a 20 mm, appositamente studiati per ridurre la trasmissione di vibrazioni negli accoppiamenti meccanici. In fig. 2.9 è raffigurato questo tipo di accoppiamento.

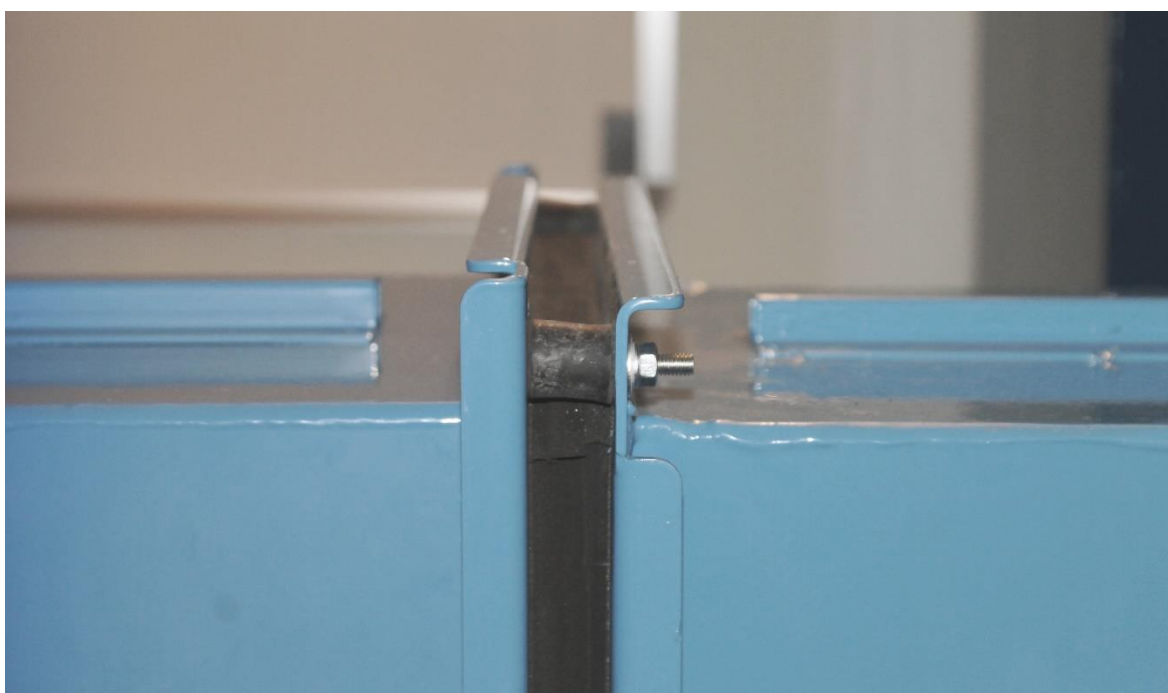


Figura 2.9. Accoppiamento tra le flange tramite giunti antivibranti e strisce adesive in neoprene.

I giunti antivibranti non sono stati installati su tutti gli accoppiamenti a flangia, ma solamente tra i tratti di canale comuni a tutte le configurazioni e nell'accoppiamento a valle del canale

di sostituzione, a contatto con la piastra usata per bloccare il canale. Il risultato è stato sorprendente, soprattutto in medio-alta frequenza dove era più critico il problema del rumore di fondo: per queste frequenze i bulloni si comportavano da ponti acustici, vanificando le buone prestazioni di fonoisolamento dei canali di prova a valle del silenziatore e delle pareti della camera riverberante. L'adozione dei giunti antivibranti accoppiati alle strisce di neoprene, come mostrato in fig. 2.10, ha permesso di ottenere un abbattimento del rumore di fondo pari fino a 17 dB in bassa frequenza e fino a 10 dB in alta.

Sempre in fig. 2.10 si può osservare come un ulteriore miglioramento in alta frequenza sia stato ottenuto modificando il sistema per bloccare il canale durante le prove di massima perdita per inserzione: alla piastra d'acciaio di spessore 3 mm sono stati accoppiati un pannello di lana di roccia di spessore 25 mm e densità 110 kg/m³ e un'altra piastra d'acciaio di spessore 1 mm. Questa piastra di tipo *sandwich* permette di smorzare più efficientemente le vibrazioni indotte dall'onda incidente normale oltre i 1000 Hz, mentre in bassa frequenza si è riscontrato un peggioramento nella trasmissione del suono attraverso la struttura. Tuttavia, la maggior necessità di ampliare il campo di misurabilità in alta frequenza piuttosto che in bassa ha portato a prediligere la soluzione con piastra *sandwich*.

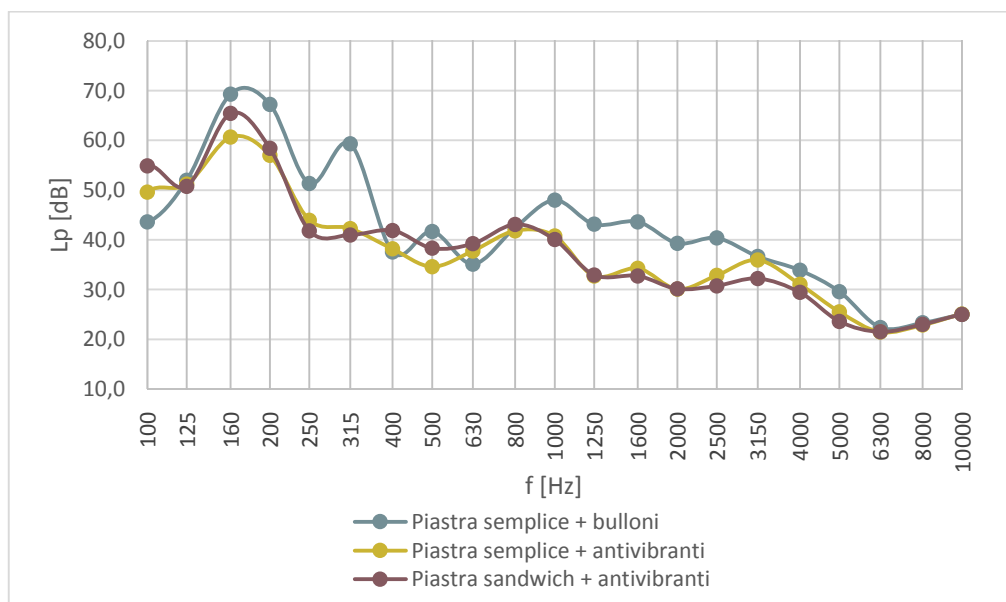


Figura 2.10. Rumore di fondo a sorgente accesa per la configurazione 300x300 con sistema di flangiatura a bulloni e con antivibranti, con piastra di bloccaggio del canale semplice o a sandwich.

Sono quindi state ricavate per ogni configurazione del dispositivo di prova le curve di perdita per inserzione limite, riportate in bande d'ottava in fig. 2.11.

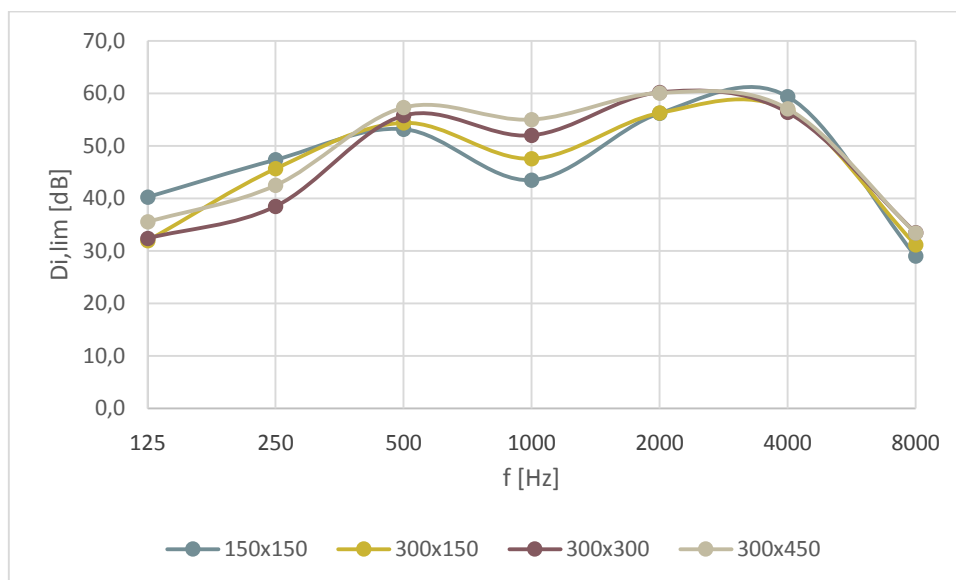


Figura 2.11. Perdita per inserzione limite ($D_{i,lim}$) in bande d'ottava del dispositivo di prova nelle diverse configurazioni.

Si può osservare che il campo di misurabilità si riduce agli estremi dello spettro, in alta frequenza perché crolla l'emissione sonora della sorgente, in bassa frequenza a causa dell'elevata trasmissione acustica per via solida che incrementa il rumore di fondo a sorgente accesa. Si manifesta inoltre una gola nella banda di 1000 Hz sempre più accentuata al diminuire dell'area della sezione, dovuta insieme ad un picco nel rumore di fondo e da un'inflexione nella curva di emissione della sorgente. Il valore di perdita per inserzione limite varia, a seconda della frequenza, tra i 30 e i 60 dB e i valori minori si riscontrano all'estremo di bassa frequenza, dove i valori di perdita per inserzione sono solitamente molto bassi, e in quello di alta frequenza, che generalmente è di interesse relativamente minore.

Le considerazioni fatte finora sono valide anche per lo spettro in bande di terzi d'ottava, anche se qui i valori, soprattutto in bassa frequenza, sono più variabili, come si può osservare in fig. 2.12.

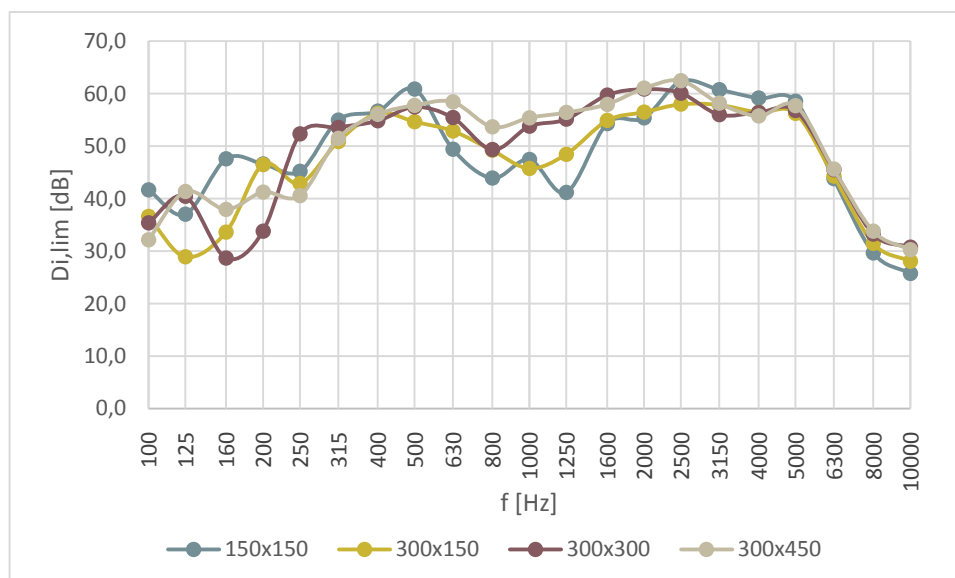


Figura 2.12. Perdita per inserzione limite ($D_{i,lim}$) in bande di terzi d'ottava del dispositivo di prova nelle diverse configurazioni di prova.

2.1.5. Prova di un silenziatore tradizionale a setti fonoassorbenti

Per verificare che i valori ottenuti dalla prova sono sufficientemente attendibili, si è pensato di effettuare una prova su un silenziatore tradizionale a setti fonoassorbenti. È stato scelto un prodotto dell'azienda, testato secondo la norma ISO 11691 presso i laboratori dell'Istituto Giordano di Bellaria (RN). In particolare, il prodotto è il silenziatore rettangolare in acciaio zincato SZA, di sezione quadrata di lato 300 mm, lunghezza 500 mm e con un unico setto centrale di spessore 200 mm. Seguendo l'abituale procedura di prova, sono stati misurati in bande di terzi d'ottava i valori di livello di pressione sonora in camera riverberante prima con il canale di sostituzione, poi con il silenziatore SZA in posizione, in ogni caso in assenza del filtro modale. In tab. 2.4 sono riportati i valori di perdita per inserzione di SZA ottenuti da queste misure, quelli da scheda tecnica del prodotto, la differenza tra i due e una stima della deviazione standard di riproducibilità della prova di perdita per inserzione come riportata nella tabella 7 della norma ISO 7235.

Tabella 2.4. Perdita per inserzione (Insertion Loss) in bande di terzi d'ottava del silenziatore SZA 200/100, lunghezza 500mm. Valori misurati, dati da scheda tecnica, differenza tra i due e deviazione standard di riproducibilità stimata dalla norma.

f [Hz]	$D_{i,misurato}$ [dB]	$D_{i,scheda}$ [dB]	ΔD_i [dB]	σ_{Ri} [dB]
100	4,1	2,4	1,7	1,5
125	3,0	3,6	-0,6	1,0
160	5,4	5,9	-0,5	1,0
200	10,1	8,1	2,0	1,0
250	12,8	10,5	2,3	1,0
315	12,5	11,9	0,6	1,0
400	14,9	14,1	0,8	1,0
500	14,9	15,8	-0,9	1,0
630	16,3	17,2	-0,9	2,0
800	17,6	19,2	-1,6	2,0
1000	21,7	20,5	1,2	2,0
1250	19,0	21,8	-2,8	2,0
1600	20,0	18,8	1,2	3,0
2000	20,8	18,2	2,6	3,0
2500	17,6	18,4	-0,8	3,0
3150	18,2	16,4	1,8	3,0
4000	11,2	12,7	-1,5	3,0
5000	10,3	9,8	0,5	3,0
6300	14,1	8,0	6,1	3,0
8000	9,4	5,6	3,8	3,0
10000	8,8	4,1	4,7	3,0

Si può notare che in generale i valori misurati non si discostano molto da quelli dichiarati su scheda tecnica, se consideriamo che le prove sono state effettuate in laboratori diversi e quindi allo scarto di riproducibilità interna del laboratorio si somma quello interlaboratoriale. Vale un'eccezione per i valori nelle bande di frequenza dai 6300 Hz in poi, che presentano

scostamenti sensibilmente maggiori e che quindi andranno considerati con cautela in fase di misura perché potrebbero non essere molto attendibili.

I valori sono poi stati ricondotti in bande d'ottava tramite l'eq. (2.5), descritta nell'appendice D della norma ISO 7235, e arrotondati all'intero inferiore.

$$D_{1/1} = -10 \log_{10} \left[\frac{1}{3} \sum_{k=1}^3 10_1^{-0,1D_{1/3,k}} \right] \quad (2.5)$$

Dove:

- $D_{1/1}$ è l'attenuazione del livello di potenza sonora per la banda d'ottava [dB];
- $D_{1/3,k}$ è l' attenuazioni del livello di potenza sonora per la k -esima banda di terzi d'ottava che costituisce la banda d'ottava [dB].

In tab. 2.5 si nota come in bande d'ottava le considerazioni fatte in precedenza siano ancor più evidenti.

Tabella 2.5. Perdita per inserzione in bande d'ottava del silenziatore SZA 200/100, lunghezza 500mm. Valori misurati e differenza tra questi e i dati da scheda tecnica.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$D_{i,misurato}$ [dB]	4	11	15	19	19	12	10
$D_{i,scheda}$ [dB]	4	10	15	20	18	12	6
ΔD_i [dB]	+0	+1	+0	-1	+1	+0	+4

2.2. Prove acustiche del silenziatore

In fig. 2.13 si può vedere come si presenta il canale di prova nella configurazione 300x300 a seguito di tutte le modifiche apportate, descritte nei paragrafi precedenti.

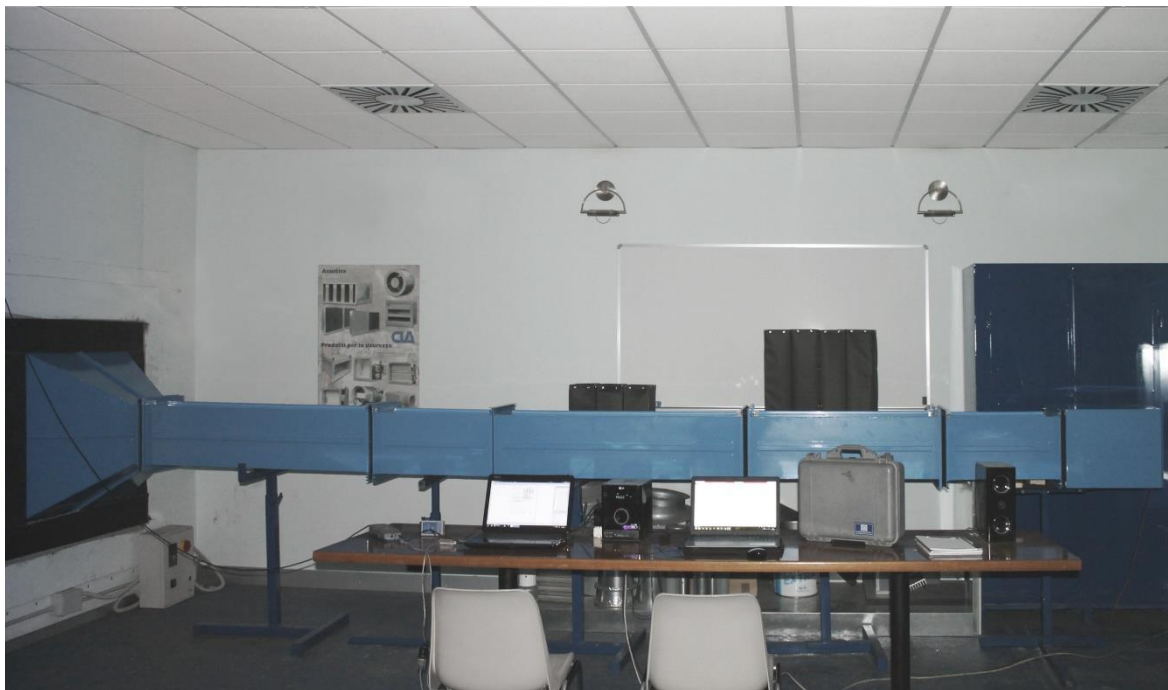
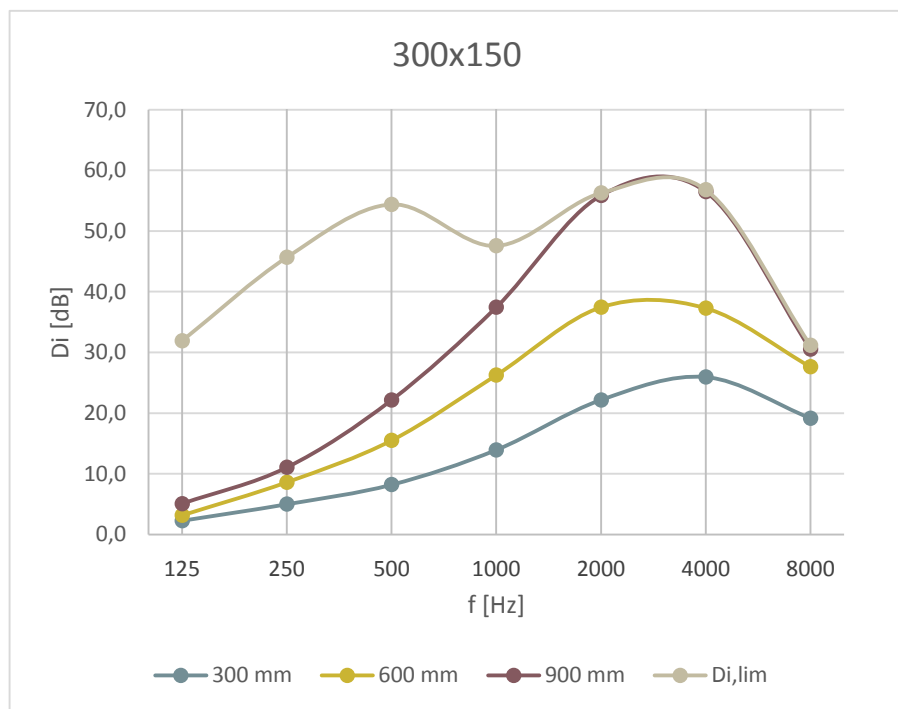
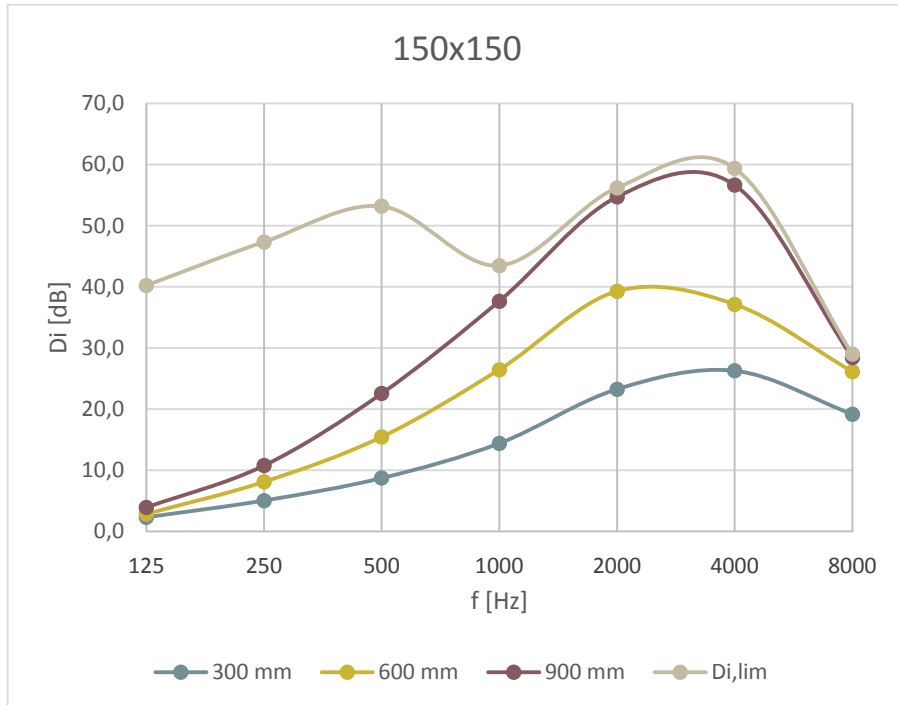


Figura 2.13. Il canale di prova nella configurazione 300x300.

Per ogni configurazione sono state effettuate le prove di perdita per inserzione per tre diverse lunghezze (300, 600 e 900 mm) del prototipo originario dei moduli Alveo, che sarà chiamato “Nero” per differenziarlo dagli altri prototipi che verranno analizzati in seguito. Siccome il modulo Alveo ha una lunghezza standard di 600 mm, per realizzare le prove sulle altre lunghezze sono stati tagliati a metà alcuni moduli per essere testati singolarmente o in serie ai moduli di lunghezza standard. Nonostante la prova a canale vuoto si sarebbe dovuta ripetere per ogni silenziatore testato, si è considerato accettabile effettuare una sola prova di questo tipo per ogni configurazione perché di fatto il dispositivo risultava sostanzialmente invariato tra le prove a diverse lunghezze dei moduli, perciò i valori si sarebbero differenziati solo per una lieve variabilità introdotta dalla non perfetta ripetibilità della prova. In fig. 2.14

sono riportati i valori di insertion loss ricavati dalle diverse configurazioni di prova e lunghezze dei silenziatori.



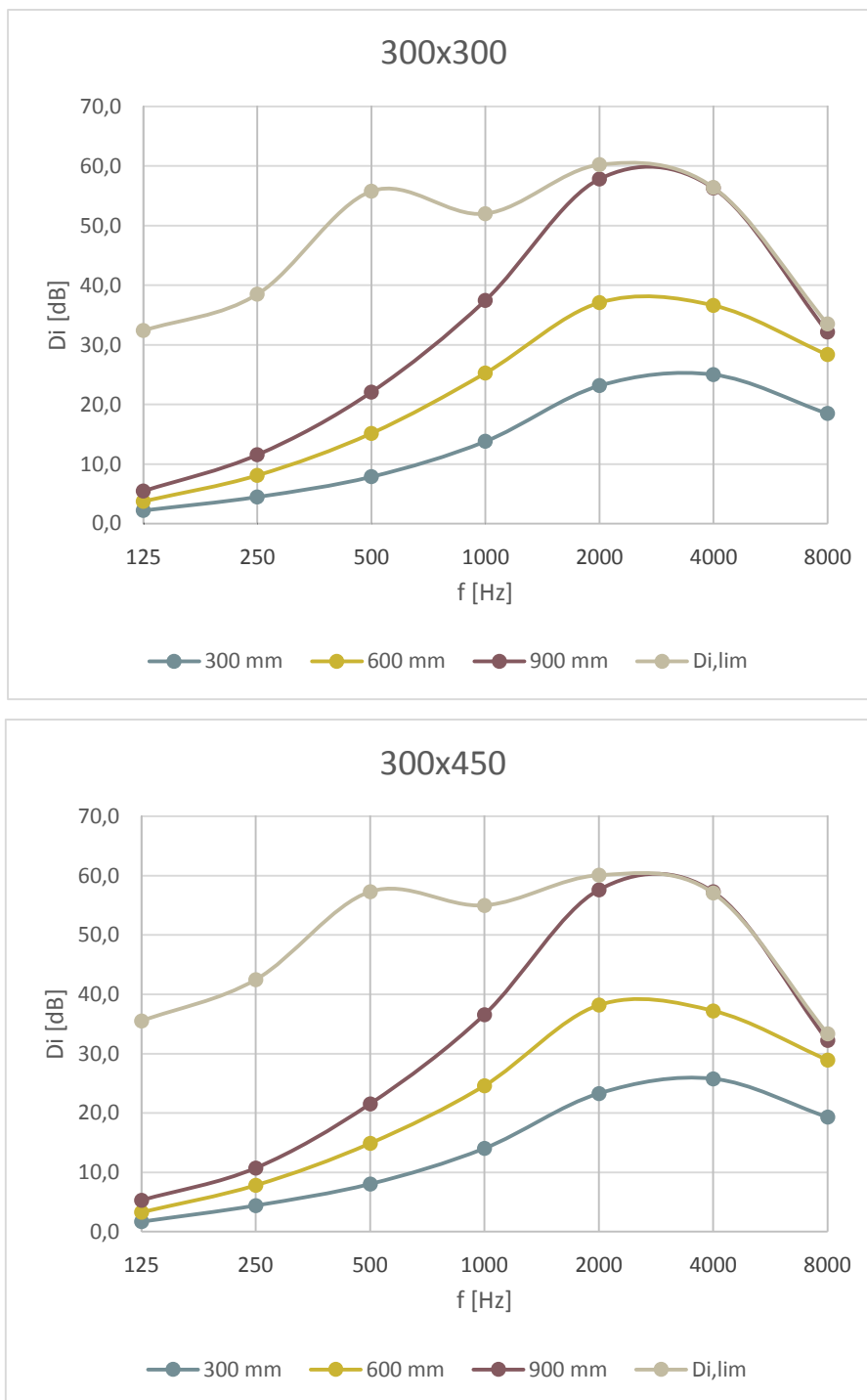


Figura 2.14. Perdita per inserzione in bande d’ottava del silenziatore Alveo in funzione della lunghezza del modulo, nelle diverse configurazioni di prova. È stato riportato anche il valore di perdita per inserzione limite ($D_{i,lim}$) come riferimento.

Dalle misure effettuate è stato inoltre possibile verificare se la nuova posizione della sorgente avesse influenzato il campo riverberante in modo da aumentare la variabilità delle misure

effettuate nelle posizioni scelte per la sorgente installata all'interno della camera. La tab. 2.6 riporta lo scarto tipo delle misure sulle sei posizioni microfoniche per la prova a canale vuoto nella configurazione 300x300: generalmente si è riscontrato un peggioramento delle condizioni di misura, nonostante le distanze minime delle posizioni microfoniche dalla sorgente consigliate dalla norma fossero state rispettate. Tuttavia, i valori di scarto tipo possono essere ritenuti accettabili per quanto riguarda gli scopi che questo lavoro si prefigge.

Tabella 2.6. Scarto tipo corretto sulle sei posizioni microfoniche in bande d'ottava a confronto con i valori massimi consentiti dalla norma.

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
s [dB]	1,2	0,9	0,9	0,5	1,0	1,1	0,8
s_{lim} [dB]	1,5	1,0	1,0	0,5	0,5	1,0	1,0

2.3. Risultati delle prove acustiche

Dalle prove sono emersi due risultati interessanti, cioè la sostanziale indipendenza delle prestazioni dall'area frontale del silenziatore e la linearità della perdita per inserzione con la lunghezza del modulo.

In fig. 2.15 sono messe a confronto le misure di perdita per inserzione effettuate sulle diverse configurazioni: a parità di lunghezza dei moduli l'*insertion loss* risulta praticamente invariata passando dalla configurazione con sezione minore a quella con sezione maggiore.

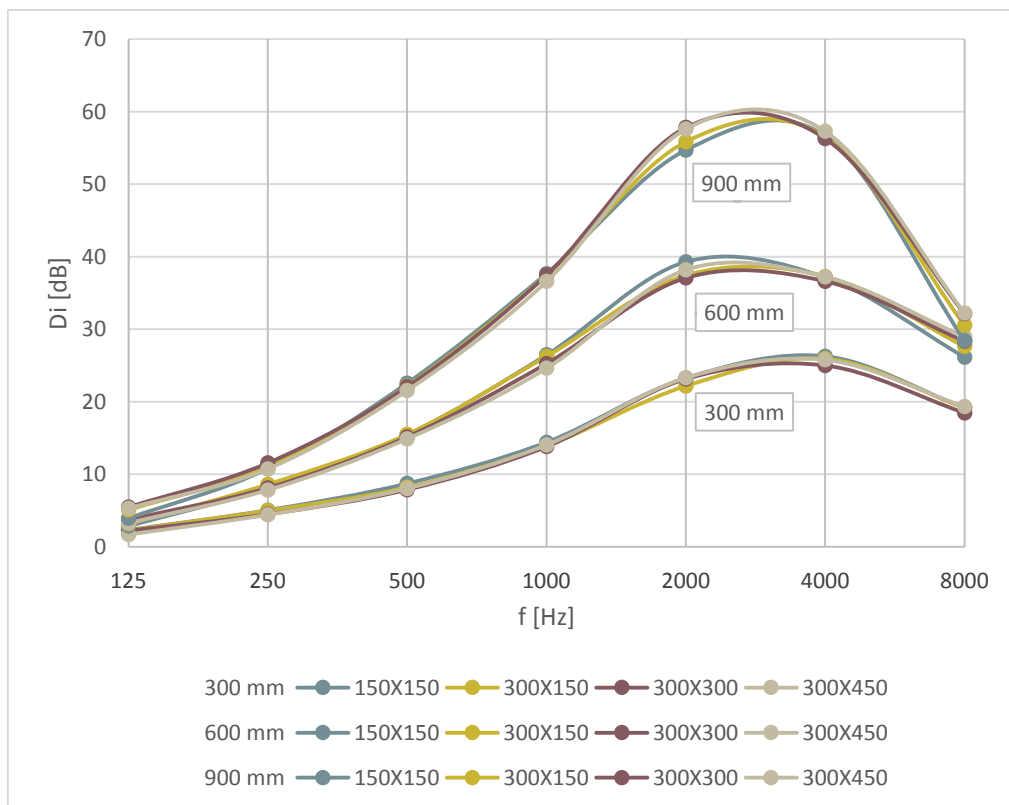


Figura 2.15. Perdita per inserzione in bande d'ottava del silenziatore in funzione della configurazione di prova, nelle diverse lunghezze del modulo.

La massima deviazione standard corretta delle misure sulle differenti sezioni in ciascuna banda d'ottava risulta infatti pari a 1 dB, confondibile quindi con la variabilità della prova. Sebbene possa sembrare paradossale che all'aumentare dei moduli, e quindi del materiale assorbente, l'assorbimento non subisca variazioni, possiamo trovare una spiegazione nella fisica acustica del problema.

La potenza sonora insistente a monte del silenziatore è sempre sostanzialmente la stessa, a meno di piccole variazioni introdotte dai diversi modi di risuonare dei canali a sezioni differenti. Se consideriamo omogenea l'intensità sonora sulla sezione del canale, questa sarà data dall'eq. (2.6).

$$\bar{I} = \frac{\dot{W}_S}{A} \quad (2.6)$$

Dove:

- \bar{I} è l'intensità acustica omogenea sulla sezione;

- \dot{W}_S è la potenza sonora a monte del silenziatore;
- A è l'area della sezione del canale.

Di conseguenza, essendo costante la potenza sonora, all'aumentare dell'area della sezione diminuisce l'intensità acustica incidente sul silenziatore. Se si considera la propagazione dell'onda piana, ipotizzando di trascurare la propagazione regressiva dell'onda dovuta alle riflessioni terminali del canale, l'intensità acustica può essere espressa tramite l'eq. (2.7).

$$\bar{I}_x^{(+)} = \frac{\Delta p_{eff}^{(+)^2}}{\rho_0 c} \quad (2.7)$$

Dove:

- $\bar{I}_x^{(+)}$ è il valore medio temporale dell'intensità acustica dell'onda progressiva nella direzione dell'asse del canale;
- $\Delta p_{eff}^{(+)}$ è il valore efficace della variazione rispetto al valore di equilibrio della pressione dell'onda acustica progressiva;
- ρ_0 è il valore all'equilibrio della densità dell'aria;
- c è la velocità di propagazione dell'onda acustica.

Di conseguenza, una riduzione dell'intensità acustica comporta una riduzione della variazione di pressione efficace, quindi più in generale della variazione di pressione dell'onda acustica progressiva. In ultima analisi quindi, essendo legate variazione di pressione e di velocità secondo la relazione in eq. 2.8, una diminuzione di intensità acustica si traduce nella diminuzione della velocità di vibrazione delle particelle d'aria.

$$\widetilde{\Delta v}_x^{(+)} = \frac{\widetilde{\Delta p}^{(+)}}{\rho_0 c} \quad (2.8)$$

Dove:

- $\widetilde{\Delta v}_x^{(+)}$ è la variazione periodica rispetto al valore di equilibrio della velocità dell'onda acustica progressiva nella direzione dell'asse del canale;
- $\widetilde{\Delta p}^{(+)}$ è la variazione periodica rispetto al valore di equilibrio della pressione dell'onda acustica progressiva;
- ρ_0 è il valore all'equilibrio della densità dell'aria;

- c è la velocità di propagazione dell'onda acustica.

Siccome l'attenuazione sonora è causata dall'attrito delle particelle d'aria in movimento entro il materiale assorbente, essa è tanto maggiore quanto più elevata è la velocità con cui le particelle vibrano: di conseguenza, nonostante un maggior volume di materiale fonoassorbente i silenziatori composti da più moduli hanno dei valori di perdita per inserzione comparabili con quelli di sezione minore perché l'aria al loro interno vibra più lentamente e dissipa quindi meno energia.

Si considerino due soluzioni a parità di area frontale, quindi a pari intensità acustica incidente, ma con moduli con un'area della sezione interna minore: a parità di materiale fonoassorbente l'intensità acustica e quindi la velocità di vibrazione delle particelle d'aria all'interno dei moduli è maggiore. Inoltre, se si considera il singolo modulo come un canale rivestito internamente di materiale fonoassorbente, l'eq. 1.12 indica che all'aumentare dello spessore dei pannelli aumenta l'abbattimento acustico: in questo caso, essendo invariata la quantità di materiale fonoassorbente all'interno del modulo, un aumento dello spessore comporta forse una lieve riduzione della densità della lana di vetro ma fa sì che questa agisca dove la velocità delle particelle è maggiore, anche a frequenze più basse. Si delinea quindi la possibilità di pensare ad un modulo con un'area della sezione interna inferiore, che possa attenuare maggiormente la potenza acustica incidente in virtù di una maggior efficacia del materiale fonoassorbente. In quest'ottica è stato realizzato un prototipo di modulo di lunghezza 600 mm con lo stesso volume di lana di vetro ma costruito in modo tale da avere un'area della sezione interna inferiore del 30% rispetto al modulo "Nero" e con una lana di qualità migliore. Ci si riferirà a questo prototipo con il nome di Alveo "Rosso". In fig. 2.16 sono mostrati i risultati ottenuti dalla prova sulla configurazione 300x300 del prototipo "Rosso" a confronto con quello "Nero".

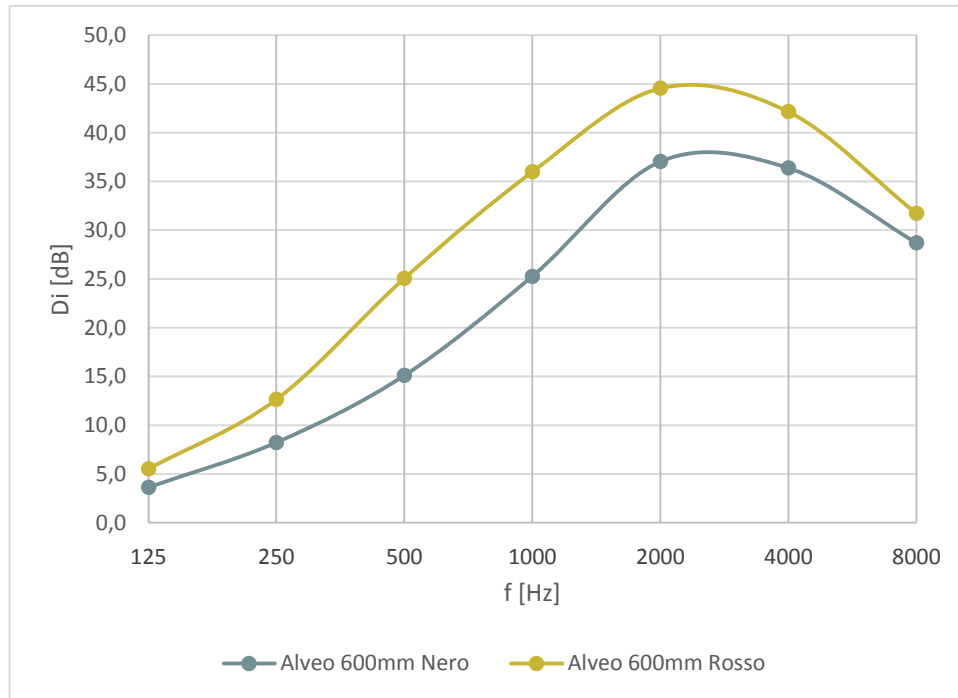


Figura 2.16. Perdita per inserzione in bande d'ottava del silenziatore di lunghezza 600 mm, a diversi valori dell'area della sezione interna dei moduli.

Si osservi come il restringimento dell'area di passaggio del flusso d'aria e l'utilizzo di una diversa qualità della lana di vetro comportino un notevole miglioramento delle prestazioni acustiche, di particolare interesse in bassa frequenza. Naturalmente andranno svolte ulteriori prove per valutare che questo effetto non sia dovuto esclusivamente al nuovo materiale utilizzato. Inoltre, questo intervento di strizione ulteriore del flusso comporta un aumento delle perdite di carico, la cui accettabilità andrà verificata in seguito alle prove aerauliche. Oltre alle dimensioni della sezione del silenziatore, la lunghezza dei moduli è il parametro fondamentale che deve essere considerato. In fig. 2.17 è riportato, per ogni frequenza centrale di banda d'ottava, il valore di perdita per inserzione del silenziatore in funzione della lunghezza dei moduli. Fino alla banda d'ottava con frequenza centrale pari a 1000 Hz il valore riportato è quello ottenuto dalla media aritmetica sulle quattro configurazioni del canale di prova. Per le bande d'ottava da 2000 Hz in su invece, poiché i valori di perdita per inserzione del modulo di lunghezza 900 mm risultavano misurabili solo nella configurazione 150x150, si sono utilizzati i dati ottenuti solamente da questa configurazione, che comunque per le lunghezze di 300 e 600 mm poco si discostano dalla media su tutte le configurazioni.

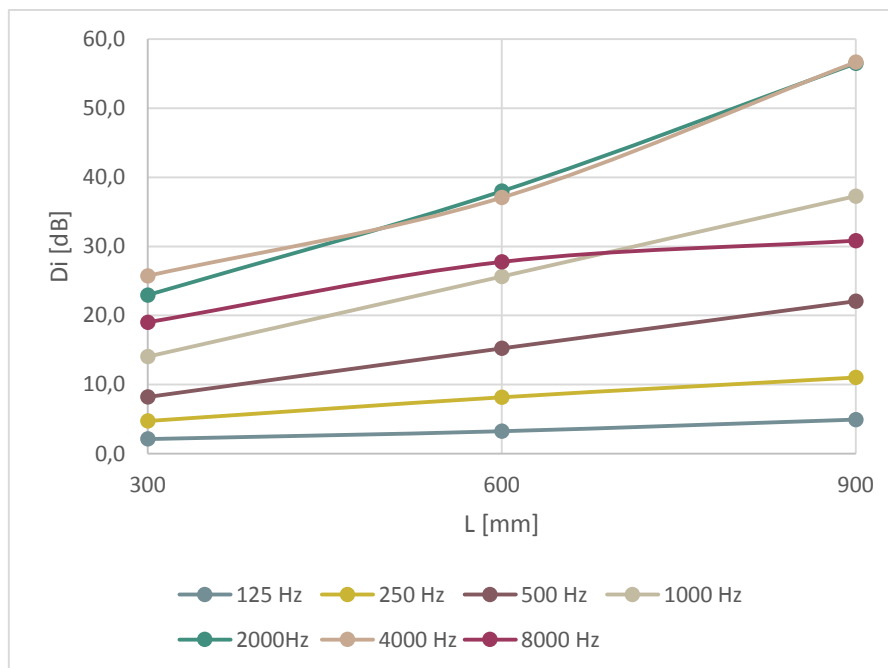


Figura 2.17. Perdita per inserzione del silenziatore in funzione della lunghezza del modulo, alle diverse frequenze in bande d'ottava. Per le bande di 1000 Hz e inferiori, i valori rappresentano la media aritmetica sulle configurazioni di prova; per le bande di 2000 Hz e superiori i valori sono quelli della configurazione 150x150.

Si osservi come, in ogni banda d'ottava, la perdita per inserzione segua un andamento lineare crescente con la lunghezza del modulo e come al crescere della frequenza aumenti il coefficiente angolare della retta interpolante. Al crescere della lunghezza dei moduli infatti aumenta il volume di materiale fonoassorbente che favorisce l'attenuazione delle onde sonore in maniera crescente al crescere della frequenza.

I valori nella banda di 8000 Hz per la lunghezza 900 mm non rientrano nei limiti della massima perdita per inserzione misurabile in nessuna configurazione, infatti la curva di perdita per inserzione per questa banda presenta un asintoto in quanto oltre una certa lunghezza dei moduli tutta l'energia che poteva essere assorbita è stata in effetti abbattuta dal silenziatore e quindi rimane solo il rumore di fondo, su cui però i moduli non hanno il controllo. Avere una perdita per inserzione più elevata non avrebbe senso fisicamente perché significherebbe abbattere un rumore che non c'è.

Si è quindi deciso di escludere dall'analisi la banda d'ottava con frequenza centrale 8000 Hz per diversi motivi, qui di seguito elencati:

- nel paragrafo 2.1.5 è stata descritta una criticità nella misura dei valori di perdita per inserzione che ha minato l'attendibilità dei risultati in questa banda d'ottava;
- le prestazioni in questa banda d'ottava non sono misurabili oltre una certa lunghezza dei moduli di cui è composto il silenziatore;
- le emissioni dei comuni ventilatori a queste frequenze sono molto limitate e facilmente neutralizzabili.

In tab. 2.7 sono riportate le equazioni delle rette di regressione della perdita per inserzione in funzione della lunghezza dei moduli per ciascuna banda d'ottava e i coefficienti di determinazione R^2 , che risultano sempre molto vicini all'unità e garantiscono quindi la bontà dell'approssimazione lineare.

Tabella 2.7. Regressione lineare semplice della perdita per inserzione in funzione della lunghezza dei moduli (L in mm) in bande d'ottava: rette di regressione e coefficienti di determinazione.

f [Hz]	$D_i = f(L)$ [dB]	R^2
125	$0,0047 * L + 0,6061$	0,9877
250	$0,0105 * L + 1,6686$	0,9973
500	$0,0231 * L + 1,2946$	0,9999
1000	$0,0387 * L + 2,4070$	1
2000	$0,0524 * L + 7,6274$	0,9999
4000	$0,0506 * L + 9,6433$	0,9739

Per verificare che i trend lineari riscontrati potessero avere significato anche per il doppio modulo Alveo, che complessivamente raggiunge la lunghezza di 1200 mm, si è provato ad estendere a questa lunghezza le rette ottenute alle diverse frequenze e si è fatta una prova di perdita per inserzione sul doppio modulo. Chiaramente la misura può verificare la previsione solo per le bande d'ottava fino a 1000 Hz, perché oltre queste frequenze la perdita per inserzione risulta non misurabile. In fig. 2.18 si osserva come la previsione fatta sia accurata, con una sottostima massima di 2 dB a 250 Hz, che comunque è a favore di sicurezza.

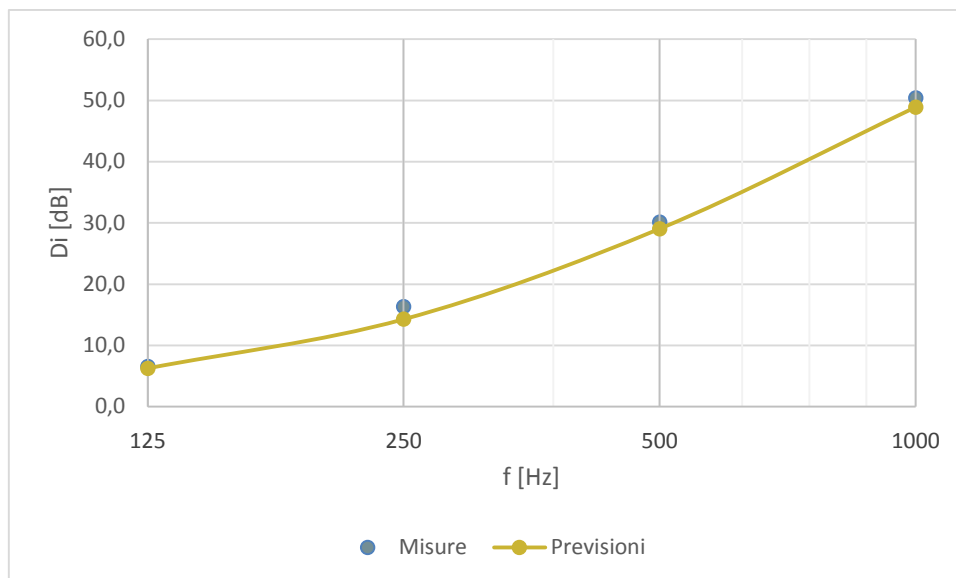


Figura 2.18. Perdita per inserzione in bande d'ottava del silenziatore Alveo di lunghezza 1200 mm, valori misurati e previsione fatta a partire dai dati sulle lunghezze inferiori.

Per le frequenze oltre i 1000 Hz, anche se non è verificabile il trend lineare, non vi è motivo di pensare che il silenziatore possa avere dei comportamenti anomali rispetto a quello che accade alle frequenze medio-basse. Oltre il doppio modulo non è necessario estendere l'analisi perché è altamente improbabile che l'aumento di perdita di carico sia sostenibile rispetto al miglioramento dell'abbattimento acustico che si otterrebbe in bassa frequenza.

Durante il periodo di svolgimento di questo lavoro, è stato sviluppato un nuovo modello di Alveo, utilizzando dei tessuti con una maggiore resistenza al fuoco rispetto a quelli utilizzati per il prototipo finora analizzato e con una lana di vetro di qualità superiore. Questo nuovo prototipo assumerà nel seguito il nome di "Grigio". L'area della sezione interna del nuovo prototipo risulta maggiorata del 10% rispetto al modulo "Nero", tuttavia in fig. 2.19 si osserva un aumento della perdita per inserzione soprattutto nelle bande d'ottava centrate su 500 Hz e 1 kHz, mentre alle altre frequenze le prestazioni restano sostanzialmente invariate. Questo miglioramento è dovuto al fatto che la miglior qualità della lana ha più che compensato l'effetto dovuto alla riduzione dello spessore delle pareti di moduli.

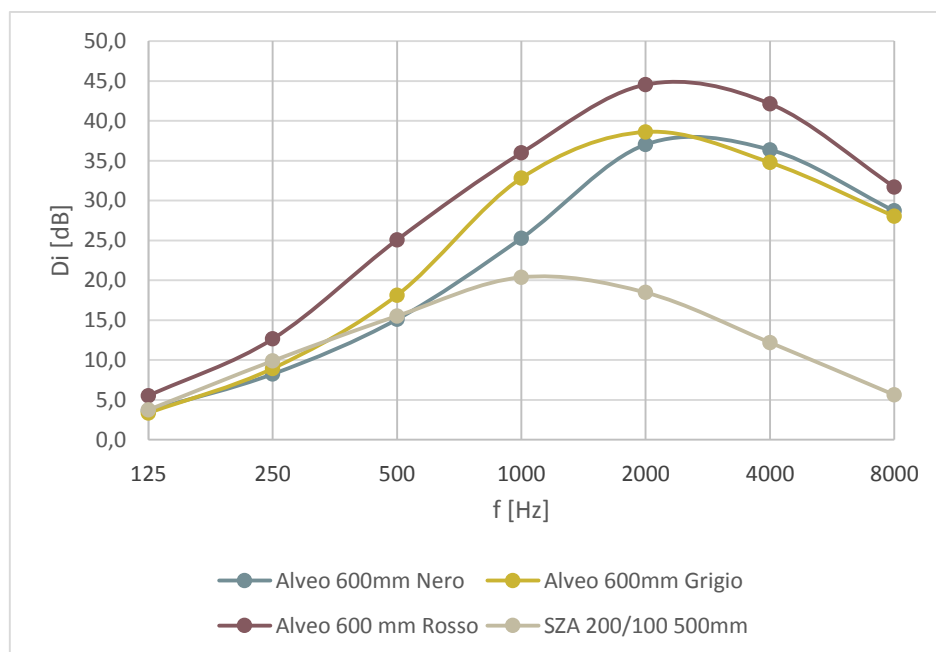


Figura 2.19. Perdita per inserzione in bande d'ottava nella configurazione 300x300 dei moduli di lunghezza 600 mm “Nero”, “Grigio” e “Rosso” e del silenziatore a setti fonoassorbenti SZA 200/100 di lunghezza 500 mm.

Il confronto tra i moduli “Grigio” e “Rosso” indica che effettivamente l'area della sezione interna del modulo ha un impatto forte sulle prestazioni acustiche e che i miglioramenti evidenziati in fig. 2.16 non erano legati esclusivamente alla miglior qualità della lana di vetro utilizzata. Le prestazioni acustiche dei tre prototipi sono messe a confronto con il silenziatore a setti fonoassorbenti SZA 200/100, analizzato in precedenza al paragrafo 2.1.5. La perdita per inserzione di Alveo, escludendo il prototipo “Rosso” che ha un'area della sezione interna molto ridotta, è sostanzialmente uguale a quella di SZA in bassa frequenza, ma decisamente più alta da 1000 Hz in avanti per entrambi i prototipi. Sebbene sia necessario ricordare che SZA ha una lunghezza inferiore di 100 mm rispetto ad Alveo, è presumibile che in bassa frequenza questo non faccia molta differenza e che in medio/alta frequenza l'aumento di perdita per inserzione che si avrebbe se SZA fosse 100 mm più lungo non sarebbe tale da avvicinare significativamente le prestazioni dei due silenziatori. Questo significa che Alveo, dal punto di vista acustico, potrebbe essere un'alternativa interessante ai silenziatori dissipativi tradizionali prodotti in azienda.

Poiché abbiamo visto che il modulo “Grigio” presenta dei valori di perdita per inserzione migliori rispetto a quello “Nero”, l'azienda CLA ha deciso di portare avanti questo prodotto

ed è quindi necessario conoscere le sue prestazioni al variare della lunghezza dei moduli. Essendo invariata la struttura del silenziatore e dei moduli che lo compongono, l'ipotesi che viene fatta è che si possano utilizzare gli stessi andamenti rettilinei della perdita per inserzione ricavati dalle prove sul prototipo "Nero": per ogni banda d'ottava è stata definita la retta parallela passante per il valore di perdita per inserzione misurato sul prototipo "Grigio" con moduli di lunghezza 600 mm. Le equazioni delle rette ottenute sono riportate in tab. 2.8 e i valori ricavati per Alveo "Grigio" sono presentati in tab. 2.9.

Tabella 2.8. Regressione lineare semplice della perdita per inserzione in funzione della lunghezza dei moduli Alveo (L in mm) in bande d'ottava: rette di regressione per Alveo "Grigio".

f [Hz]	$D_i = f(L)$ [dB]
125	$0,0047*L+0,5234$
250	$0,0105*L+2,6303$
500	$0,0231*L+4,2571$
1000	$0,0387*L+9,5970$
2000	$0,0524*L+7,1766$
4000	$0,0506*L+4,4192$

Tabella 2.9. Previsione dei valori di perdita per inserzione in bande d'ottava del prototipo "Grigio" a diversi valori di lunghezza dei moduli.

L [mm]	f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000
300	D _i [dB]	1,9	5,8	11,2	21,2	22,9	19,6
600		3,3	8,9	18,1	32,8	38,6	34,8
900		4,8	12,1	25,0	44,4	54,3	50,0
1200		6,2	15,2	32,0	56,0	70,1	65,1

Per verificare questi dati, sarà necessario effettuare almeno una prova nella configurazione 300x300 su una delle lunghezze maggiori di 600 mm, per esempio sulla lunghezza 900 mm, che potrebbe essere quella di maggior interesse in quanto buon compromesso tra prestazioni acustiche e fluidodinamiche.

Capitolo 3

Prove aerauliche

3.1. Adattamento del dispositivo di prova

Oltre ai valori in frequenza di perdita per inserzione, le prestazioni dei silenziatori per canali aeraulici sono definite dai valori di perdita di carico. Per misurare questi valori si è deciso di riconfigurare il dispositivo di prova, mantenendone alcune parti e aggiungendone altre a sostituzione di quelle esistenti. In particolare le parti fisse a monte del silenziatore, cioè l'alloggiamento del filtro modale, la sorgente sonora e il canale di raccordo tra i due, sono stati sostituiti da due tratti di canale di raccordo, una sonda di pressione dinamica tra i due e un ventilatore. Inoltre, tra le sezioni del dispositivo che rimangono invariate rispetto alla prova di perdita per inserzione sono state inserite due sonde di pressione statica, una a monte ed una a valle del silenziatore per misurarne la perdita di carico. In fig. 3.1 si possono vedere le modifiche subite dal dispositivo di prova nelle varie configurazioni.

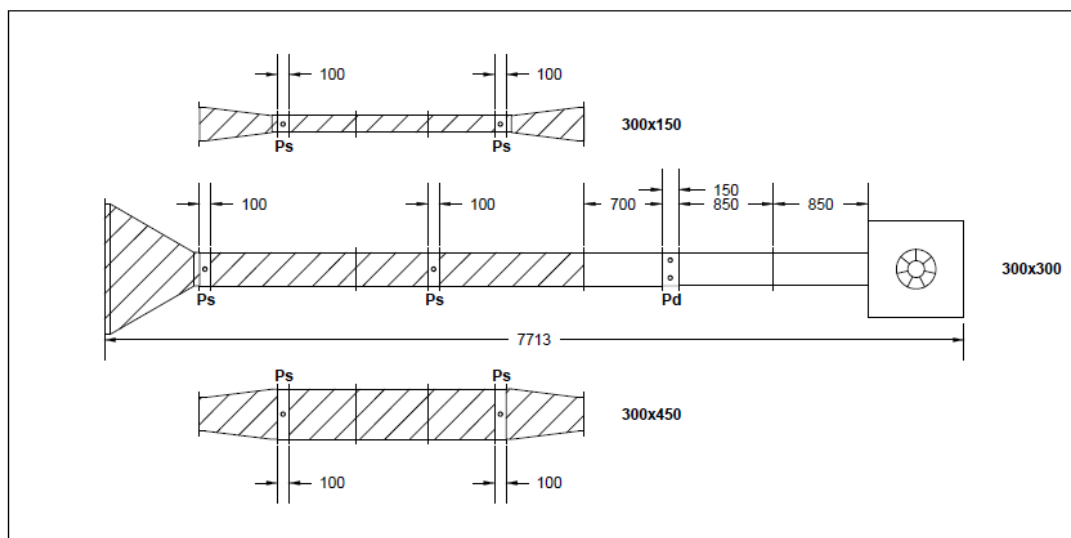


Figura 3.1. Dispositivo di prova delle perdite di carico nelle diverse configurazioni di prova. Gli elementi non tratteggiati sono quelli che sono stati aggiunti al dispositivo. Le sonde di pressione statica sono contrassegnate con “ P_s ”, quella di pressione dinamica con “ P_d ”. Le quote sono in millimetri.

Come riportato al paragrafo 1.3.2, i raccordi per effettuare le misure nelle configurazioni diverse da quella 300x300 sono stati dimensionati in modo da poter svolgere anche le prove di perdita di carico, eccezion fatta per la configurazione 150x150, i cui raccordi presentano una strizione sia sul piano orizzontale che su quello verticale. Le prove di perdita di carico sono quindi state svolte su tutte le configurazioni del dispositivo ad eccezione della configurazione 150x150.

3.1.1. I canali di raccordo

Per collegare il dispositivo di prova al ventilatore sono stati realizzati due tratti di canale in acciaio zincato a sezione quadrata di lato 300 mm. Lo spessore della lamiera d'acciaio, a differenza di quella utilizzata per i canali della prova acustica, è stato scelto pari a 1 mm per ottenere una struttura più leggera e maneggevole, non dovendo porre attenzione alla perdita per trasmissione acustica delle pareti del canale stesso. La lunghezza dei due tratti di canale è stata definita in modo da rispettare le distanze minime consigliate della presa di pressione dinamica dagli elementi che possono disturbare il flusso, che in questo caso sono il ventilatore a monte e la variazione di sezione a valle per configurazioni diverse dalla 300x300. Basandosi sull'esperienza dell'azienda presso cui le prove sono state effettuate, si è ritenuto che la distanza minima da tenere a monte della sonda fosse pari a cinque volte il diametro equivalente calcolato in eq. (3.1), e due volte il diametro equivalente a valle: sono stati quindi realizzati il tratto di canale a monte della sonda di lunghezza complessiva pari a 1,7 m, separato in due parti per agevolare il montaggio, e il tratto di canale a valle lungo 0,7 m.

$$D_{eq} = \sqrt{\frac{4HV}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0,3 * 0,3)}{\pi}} = 0,34 \text{ m} \quad (3.1)$$

Il montaggio dei canali sulla bocca del ventilatore e sulla sonda è realizzato tramite le flange di cui i canali sono dotati, utilizzando una guarnizione per garantire la tenuta all'aria delle connessioni.

3.1.2. Le sonde di pressione

Generalmente i dati di perdita di carico dei silenziatori sono forniti in funzione della velocità frontale del flusso d'aria: poiché il prodotto Alveo è pensato principalmente per applicazioni a bassa velocità, sono state effettuate per ciascuna configurazione le misure su cinque velocità, da 1 m/s a 5 m/s con passo di 1 m/s. È stato quindi necessario l'utilizzo di sonde di pressione statica per ottenere i valori di perdita di carico e di pressione dinamica per ricavare la velocità del flusso d'aria nel canale. La norma ISO 7235, in figura 6 (parzialmente riprodotta in fig. 3.2) illustra come devono essere posizionate le sonde di pressione statica e dinamica, a seconda che il silenziatore in prova sia provvisto o meno di elementi di raccordo. Poiché il silenziatore in questione di fatto assume la forma del canale in cui è inserito, si è considerato il caso in cui i raccordi sono parte del dispositivo di prova piuttosto che elementi integranti dell'oggetto sottoposto a prova.

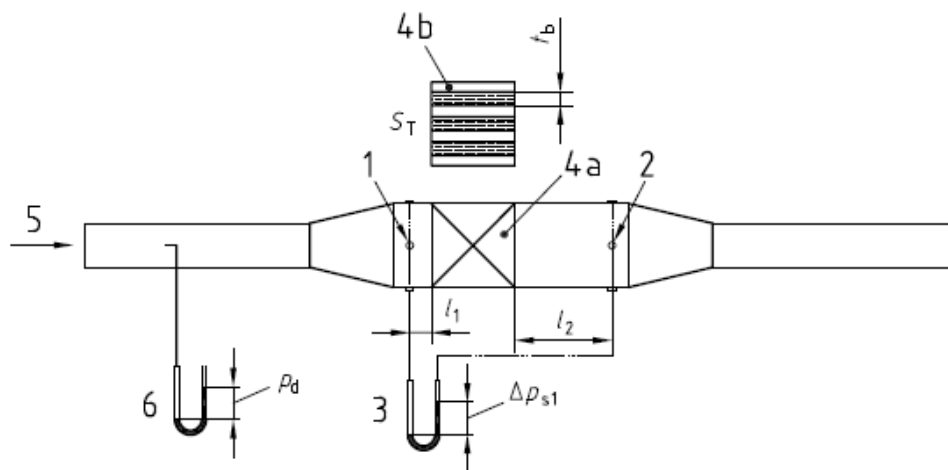


Figura 3.2. Tipico dispositivo di misura delle perdite di carico per silenziatori senza elementi di transizione integrati, tratto da ISO 3742.

Le prese di pressione statica sono state disposte sia a monte che a valle dell'oggetto sottoposto a prova, in modo da misurare direttamente la perdita di carico tramite un manometro differenziale. La norma indica la distanza minima che i punti di misura della pressione statica devono rispettare sia a monte che a valle del silenziatore, definendola in relazione alla dimensione dei setti fonoassorbenti t_b . Poiché diversamente dai silenziatori tradizionali Alveo non è costituito da setti fonoassorbenti ma da moduli parallelepipedi, si è dovuto trovare un parametro che fosse assimilabile a t_b . La scelta di utilizzare lo spessore

dei setti per dare indicazioni sulla posizione delle prese di pressione è dovuta al fatto che all'interfaccia con l'area frontale del setto il flusso d'aria subisce una decelerazione improvvisa e quindi un aumento di pressione, determinando la formazione di uno strato limite dinamico che genera turbolenza e dunque un profilo di pressione disomogeneo sulle sezioni immediatamente a monte del silenziatore. Analogamente, all'uscita del silenziatore si genera una depressione che dà luogo ad una scia turbolenta con gli stessi effetti che si riscontrano all'ingresso. I moduli Alveo presentano gli stessi fenomeni in corrispondenza delle giunzioni tra i vari moduli, sia in orizzontale che in verticale, perciò si può ritenere che il parametro t_b possa essere ben rappresentato tramite il doppio dello spessore dei pannelli di lana di vetro che compongono Alveo. Il parametro t_b sarà quindi considerato pari a 10 cm. La norma indica di mantenere una distanza pari almeno a $0,5t_b$ a monte del silenziatore e $6t_b$ a valle, perciò le prese di pressione statica dovranno essere posizionate almeno 5 cm a monte e 60 cm a valle dei moduli. In fig. 3.1 sono riportate le posizioni delle sonde di pressione statica, contrassegnate dalla dicitura " P_s ". Si noti che per le configurazioni che prevedono variazioni di sezione, per poter misurare le perdite di carico dei silenziatori di lunghezza pari a 1200 mm rispettando la distanza minima dalla sonda a valle, la sonda a monte è posizionata diversamente rispetto alla configurazione 300x300, in una posizione più simile a quella riportata in fig. 6 della norma ISO 7235.

Per ottenere una media sufficientemente accurata della pressione statica sulla sezione, sono stati predisposti sulla sezione di misura quattro rilevatori di pressione nel centro di ogni lato del canale. La norma ISO 7235 al punto 6.5.2.2 indica che il collegamento tra i rilevatori di pressione sia effettuato in modo da formare un anello piezometrico, la cui configurazione ottimale, secondo uno studio di Blake [13], è quella a tripla T, mostrata in fig. 3.3 a confronto con la configurazione convenzionale.

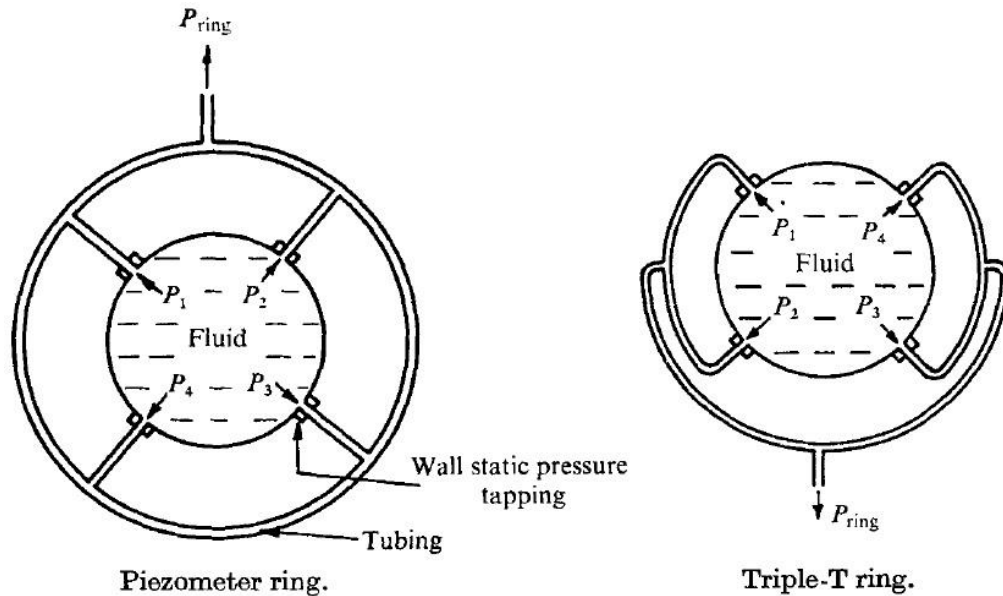


Figura 3.3. Collegamento ad anello piezometrico dei rilevatori di pressione statica a parete. Configurazione convenzionale e a tripla T.

La perdita di carico introdotta dal silenziatore in prova è stata misurata direttamente tramite il manometro piezoresistivo *KIMO MP100*, che permette di effettuare una misura differenziale tra i capi dei due anelli a tripla T con un range di misurabilità da 0 Pa a ± 1000 Pa e una risoluzione di 1 Pa.

La sonda che ci permette di ricavare la velocità del flusso d'aria nel canale a partire dalla misura differenziale di pressione totale e statica (contrassegnata dalla dicitura " P_d " in fig. 3.1), è costituita da due misuratori di pressione dinamica, ciascuno con un attacco per misurare la pressione totale e uno per misurare la pressione statica. Ogni misuratore è infatti costituito da due compartimenti separati che mediano il valore di pressione insistente su dei fori disposti in direzione del flusso per la misura di pressione totale e perpendicolarmente ad esso per la misura di pressione statica. La posizione dei misuratori nel canale e dei fori su di essi è stata definita in modo da ottenere una disposizione delle prese di pressione sufficientemente omogenea senza tuttavia introdurre ostruzioni eccessive al flusso d'aria, quindi turbolenza all'interno del canale. In fig. 3.4 sono riportati i dettagli costruttivi della sonda di pressione dinamica.

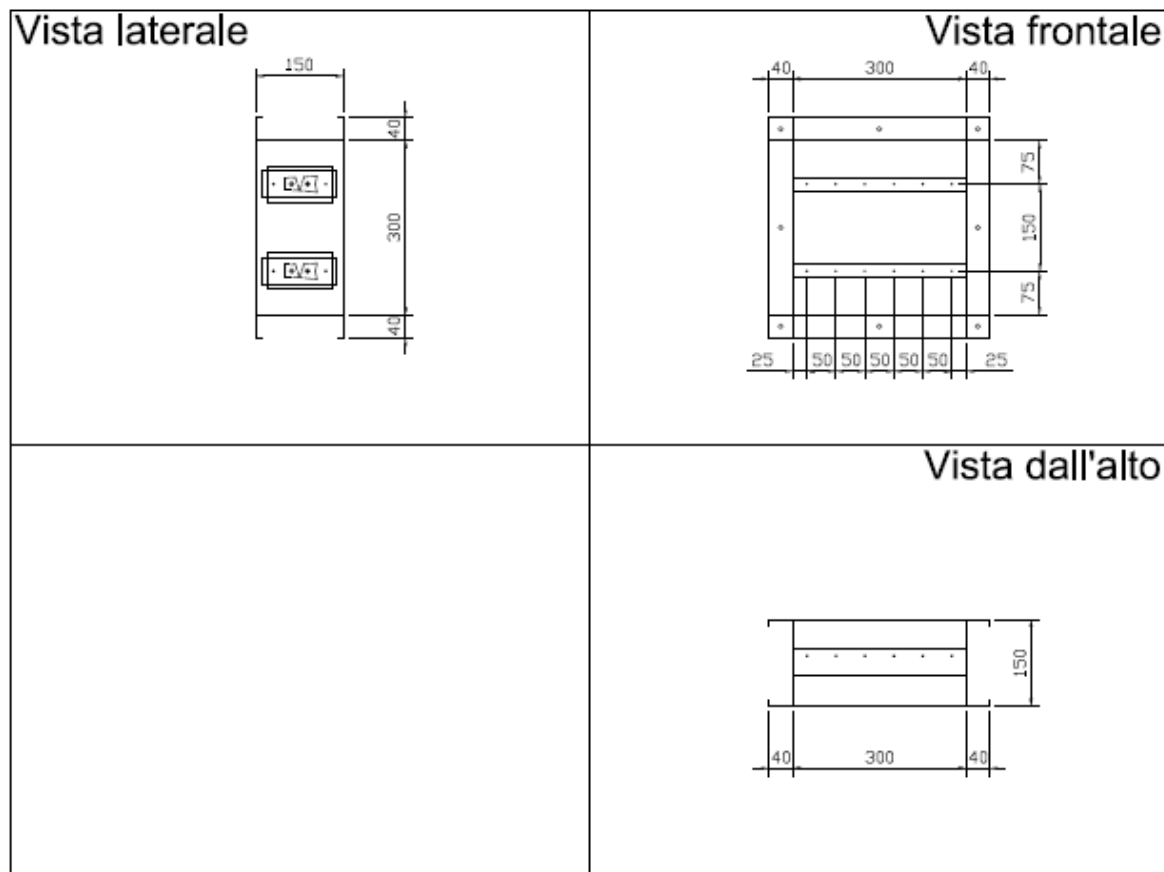


Figura 3.4. Dettagli costruttivi della sonda di pressione dinamica.

Generalmente il metodo utilizzato per ottenere una buona media del valore di pressione dinamica sulla sezione è quello logaritmico di Tchebycheff, ma in questo caso, per come sono fatti i misuratori, non sarebbe stato possibile fisicamente inserire all'interno del canale i cinque che sarebbero stati necessari. Il collegamento tra i due misuratori per ottenere un valore medio di pressione totale e statica è fatto collegando a T le rispettive prese di pressione. In tab. 3.1 sono riportati i dati di taratura della sonda, cioè la corrispondenza tra la pressione dinamica P_d misurata in Pa sulla sonda e la velocità v in m/s del flusso d'aria nel canale.

Tabella 3.1. Valori di taratura della sonda di pressione dinamica per la configurazione 300x300.

P_d [Pa]	1	2	4	6	9	12	16	20	25	30	37	43	51	56
v [m/s]	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5

Rovesciando l'eq. (3.2), noto il valore di densità dell'aria ρ pari a 1,225 kg/m³, si può ricavare il valore medio del coefficiente di taratura C_S della sonda, pari a 0,79.

$$v = C_S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3.2)$$

Per effettuare le prove nella configurazione 300x300 basterebbero i valori dichiarati in tab. 3.1, tuttavia poiché la sezione su cui si effettua la misura di pressione dinamica è sempre la stessa e la sezione del silenziatore invece varia a seconda della configurazione di prova, è necessario ricavare una relazione che tra la lettura della sonda e la velocità effettiva del flusso incidente sul silenziatore. Al variare della sezione la portata d'aria è costante, quindi, essendo la portata volumetrica pari al prodotto della velocità del flusso per l'area della sezione ed essendo unitario il rapporto tra le portate nelle due sezioni, possiamo ricavare la velocità sulla sezione di interesse tramite l'eq. (3.3).

$$v_2 = v_1 \frac{A_1}{A_2} \quad (3.3)$$

In tab. 3.2 sono quindi riportate le corrispondenze tra lettura della sonda e velocità del flusso incidente sul silenziatore al variare della configurazione di prova.

Tabella 3.2. Corrispondenza tra lettura della sonda di pressione dinamica e velocità del flusso nelle diverse configurazioni.

P_d [Pa]		1	2	4	6	9	16	20	25	37	56
v [m/s]	300x150	2	3	4	5						
	300x300	1		2		3	4		5		
	300x450		1			2		3		4	5

Si osservi che nella configurazione con la sezione minore non è stato possibile misurare le prestazioni del silenziatore alla velocità di 1 m/s a causa dei limiti della risoluzione dello strumento. Si sarebbe potuto evitare il problema se il punto di misura della pressione dinamica avesse avuto le stesse dimensioni della sezione di prova del silenziatore.

3.1.3. Il ventilatore

Per generare il flusso d'aria si è scelto un ventilatore centrifugo EC (a Commutazione Elettronica) a pale indietro *ebmpapst K3G 355-AY43-22*, di cui in fig. 3.5 è riportata la curva di funzionamento.

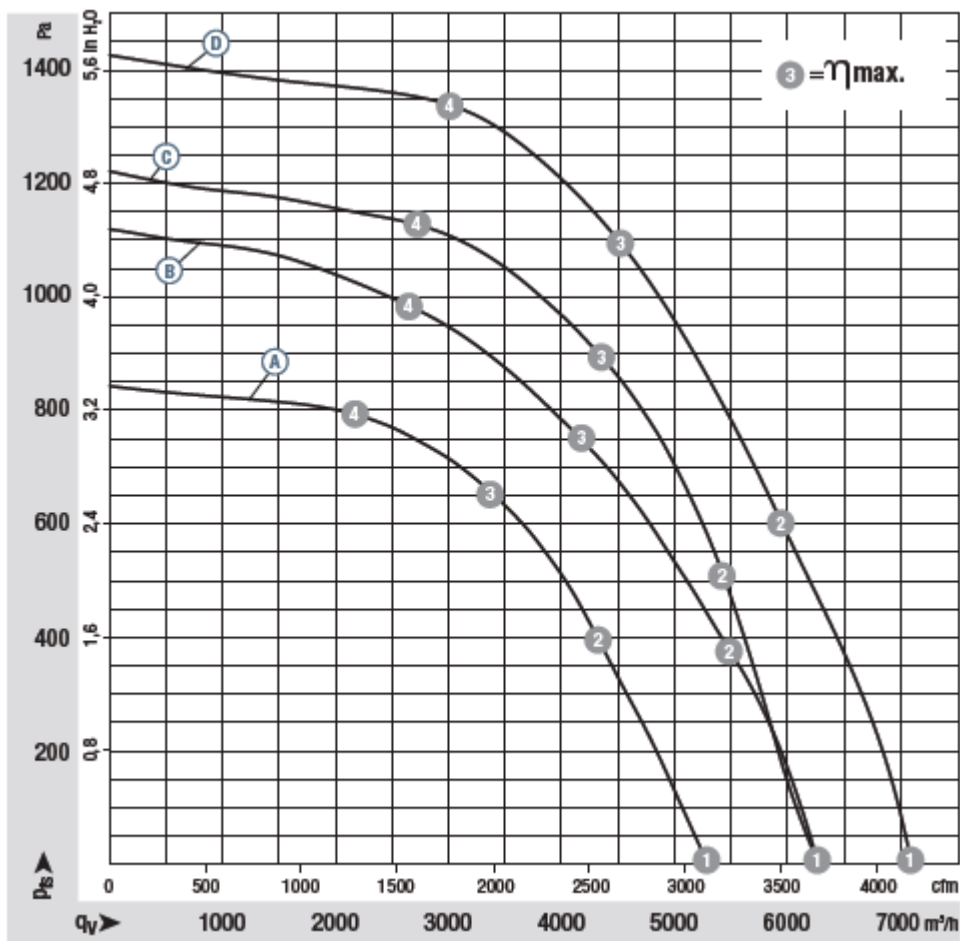


Figura 3.5. Curve di funzionamento dei ventilatori *ebmpapst* della gamma EC. La curva che si riferisce al ventilatore utilizzato è quella contrassegnata dalla lettera B.

La velocità del ventilatore è regolata da un inverter che permette di ridurre la potenza della macchina fino al 20% del valore massimo. Per raggiungere le velocità del flusso più basse, tuttavia, è stato necessario introdurre delle perdite di carico ulteriori nel circuito tramite una serranda di taratura circolare a farfalla in aspirazione al ventilatore.

3.1.4. Procedura di prova

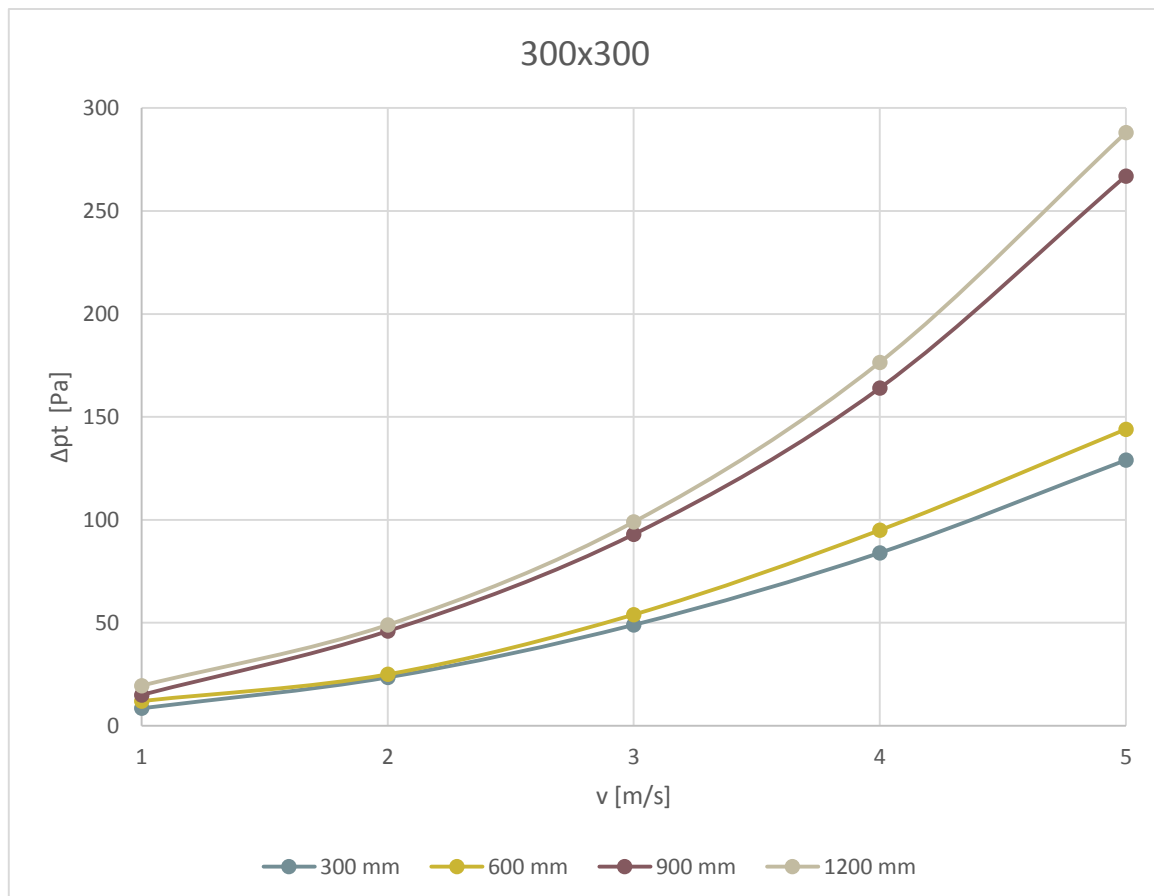
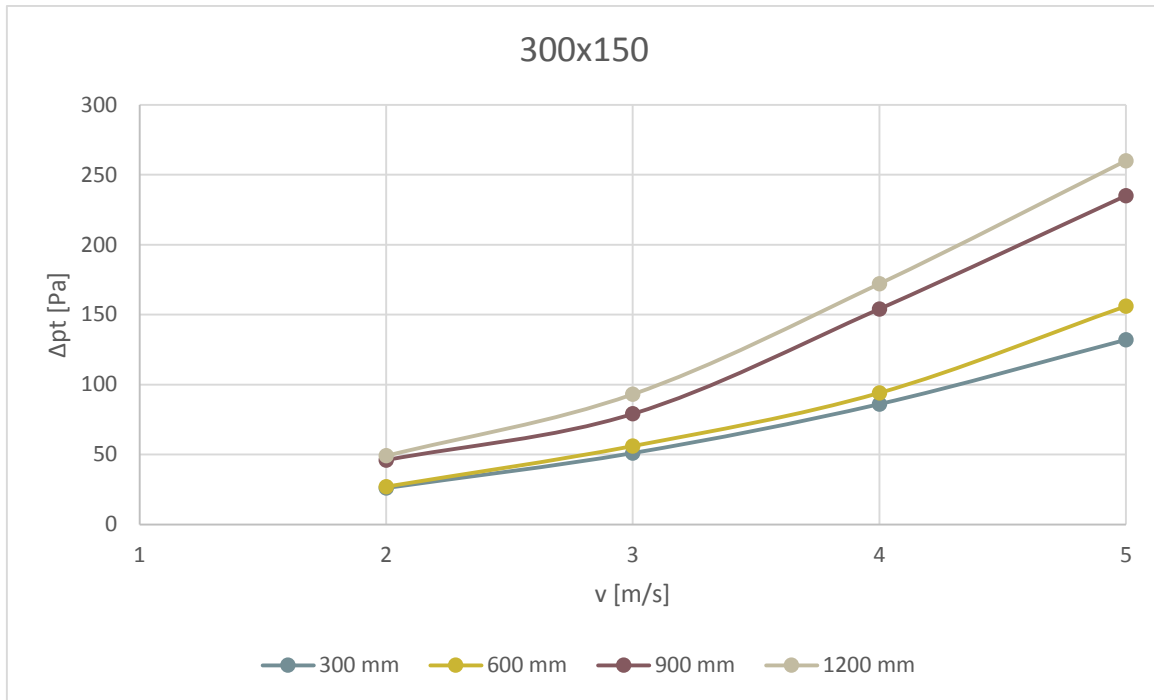
Una volta installato il silenziatore in posizione, il ventilatore viene acceso alla velocità minima (20% della velocità massima): se la lettura del manometro sulla sonda di pressione dinamica non corrisponde al valore relativo alla minima velocità del flusso da misurare (1 m/s, corrispondente a 1 o 2 Pa a seconda della configurazione), si provvede a chiudere la serranda fino a metà corsa ed eventualmente aggiustare la velocità del ventilatore fino ad ottenere il valore di pressione dinamica desiderato.

La lettura della differenza di pressione statica viene fatta con lo stesso strumento utilizzato per quella della pressione dinamica (il manometro piezoresistivo *KIMO MP100*) e si registra quindi il valore di perdita di carico totale in funzione della velocità. Poiché le due sonde si trovano su canali a pari sezione, la perdita di carico totale del silenziatore corrisponde alla differenza di pressione statica tra monte e valle.

Riportando la serranda in posizione di apertura completa si procede poi ad aumentare la velocità di rotazione del ventilatore fino ad ottenere i valori di pressione dinamica relativi alle diverse velocità di prova, effettuando per ognuna di esse le misure di perdita di carico. Il flusso d'aria è completamente riversato in camera riverberante, perciò per evitare sovrapressioni che potrebbero falsare le misure, durante la prova la porta della camera sarà aperta.

3.2. Prove aerauliche del silenziatore

Per prima cosa si è verificato che il canale vuoto non introducesse una perdita di carico significativa, e in effetti si è registrata una perdita massima di 2 Pa nel caso della configurazione a sezione minore, alla velocità di 5 m/s. In seguito è stata misurata la perdita di carico totale dei moduli di diverse lunghezze: 300 mm, 600 mm, 900 mm e 1200 mm. In particolare queste ultime due lunghezze sono realizzabili solamente posizionando in serie due moduli, e vedremo che la discontinuità tra i moduli sarà un fattore critico. Le curve in fig. 3.6 rappresentano il comportamento fluidodinamico del silenziatore “Nero” per ogni configurazione e lunghezza dei moduli: i grafici mostrano il tipico andamento parabolico delle perdite di carico in funzione della velocità frontale del flusso. Come già detto, per la configurazione 300x150 non sono presenti i valori di perdita di carico alla velocità frontale di 1 m/s a causa delle limitazioni introdotte dalla risoluzione dello strumento.



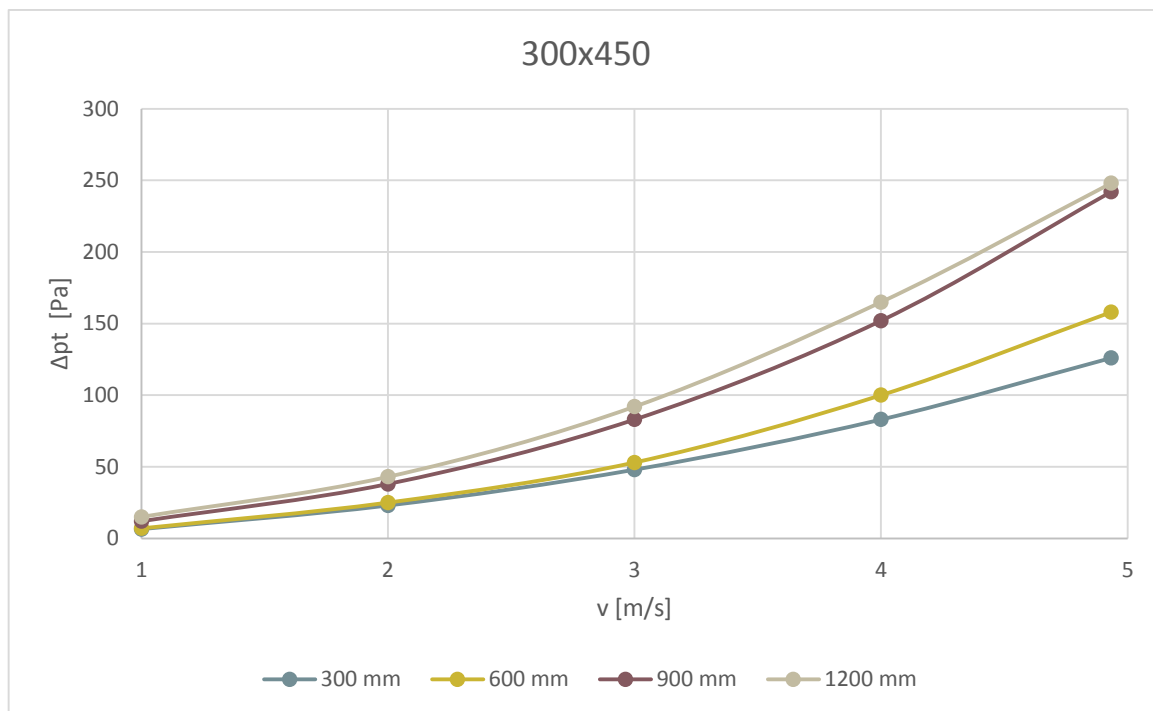
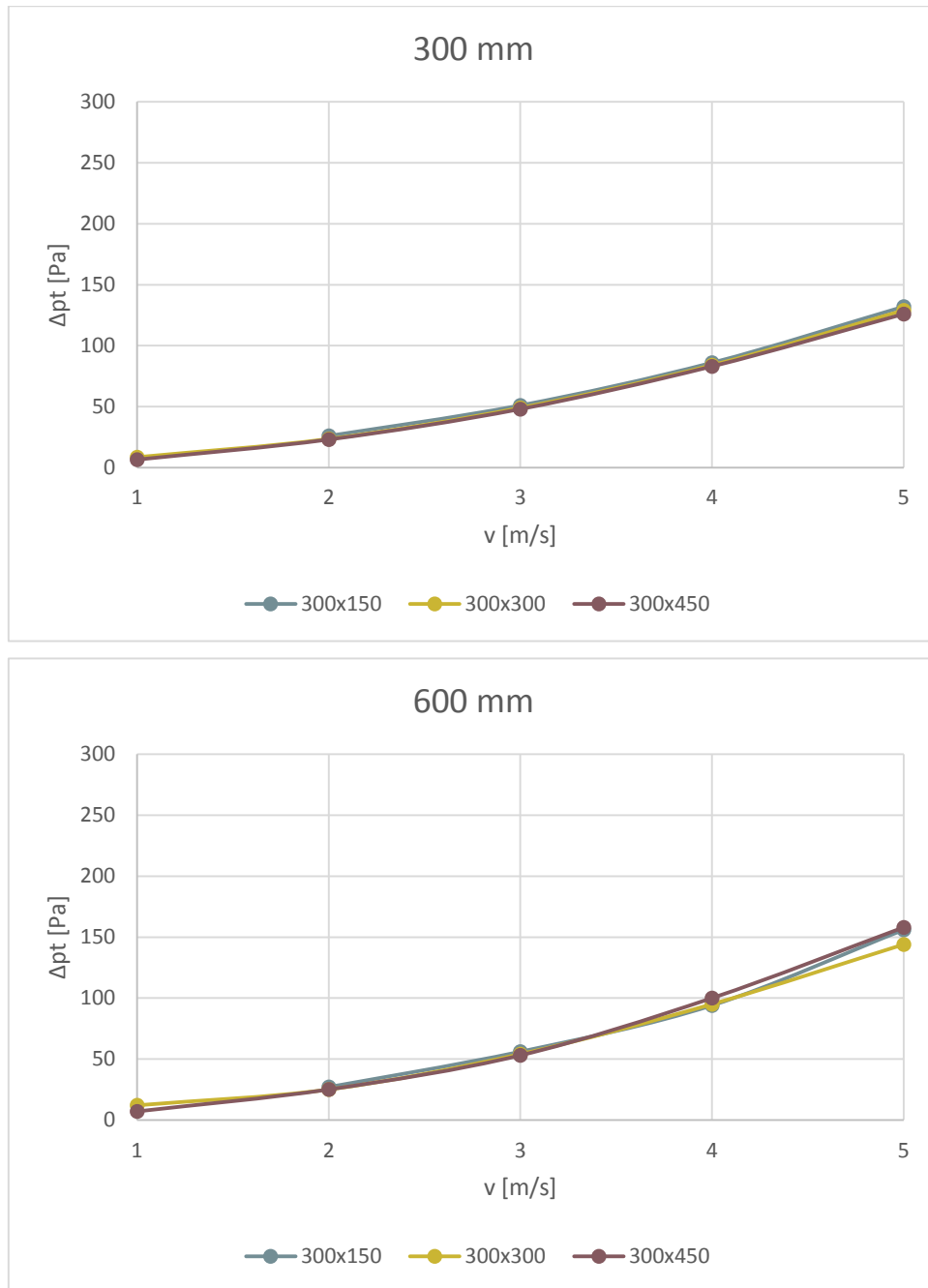


Figura 3.6. Perdita di carico totale del silenziatore Alveo “Nero” in funzione della velocità frontale del flusso d’aria. Ogni grafico si riferisce ad una determinata sezione della configurazione di prova e presenta delle curve parametrizzate secondo la lunghezza dei moduli che compongono il silenziatore.

3.3. Risultati delle prove aerauliche

In fig. 3.7 sono stati raccolti i dati mostrati in precedenza differenziandoli questa volta in funzione della lunghezza del modulo piuttosto che della configurazione di prova.



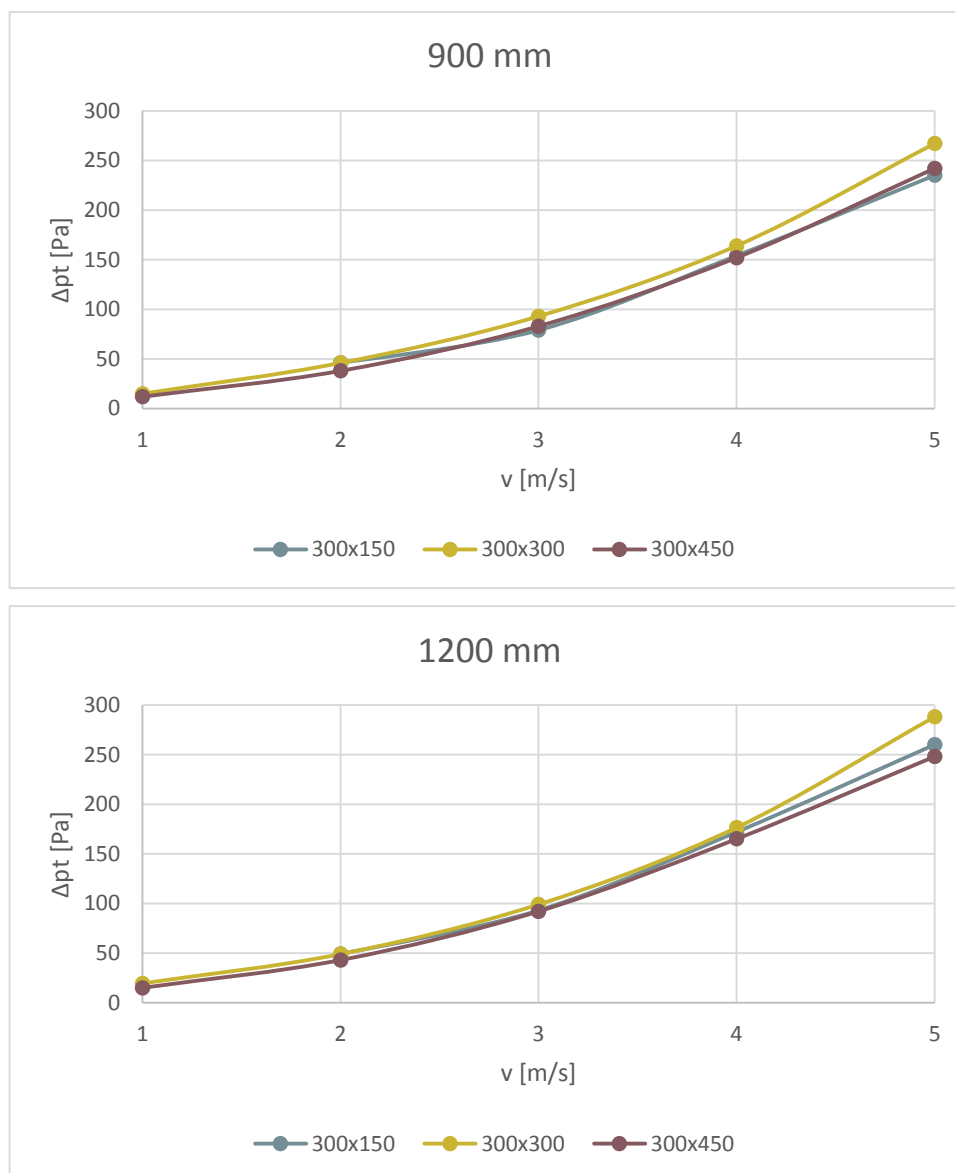


Figura 3.7. Perdita di carico totale del silenziatore Alveo in funzione della velocità frontale del flusso d'aria. Ogni grafico si riferisce ad una determinata lunghezza dei moduli che compongono il silenziatore e presenta delle curve parametrizzate secondo la sezione della configurazione di prova.

Considerando i valori di perdita di carico totale a parità di velocità frontale del flusso e al variare della configurazione di prova, si può definire un coefficiente di variazione come il rapporto tra la deviazione standard corretta e la media di questi valori. In tab. 3.3 si può osservare che il coefficiente di variazione è generalmente contenuto entro il 10% e spesso entro il 5%. Ciò che emerge da questa analisi è quindi che, come è stato osservato anche

nelle prove acustiche, le prestazioni del silenziatore non dipendono significativamente dall'area della sezione di prova.

Tabella 3.3. Media, deviazione standard corretta e coefficiente di variazione della perdita di carico totale in funzione della velocità del flusso, calcolate dalle misure effettuate sulle diverse configurazioni di prova.

L [mm]	v [m/s]	1	2	3	4	5
300	Media [Pa]	8	24	49	84	129
	Dev. St. [Pa]	1	2	2	2	3
	Coeff. Var. [Pa]	19%	7%	3%	2%	2%
600	Media [Pa]	10	26	54	96	153
	Dev. St. [Pa]	4	1	2	3	8
	Coeff. Var. [Pa]	37%	4%	3%	3%	5%
900	Media [Pa]	14	43	85	157	248
	Dev. St. [Pa]	2	5	7	6	17
	Coeff. Var. [Pa]	16%	11%	8%	4%	7%
1200	Media [Pa]	17	47	95	171	265
	Dev. St. [Pa]	3	3	4	6	21
	Coeff. Var. [Pa]	18%	7%	4%	3%	8%

Fanno eccezione i valori ottenuti alla velocità di 1 m/s, che risultano notevolmente più alti a causa di due fattori:

- le misure di pressione dinamica a basse portate sono più soggette ad errore perché la sensibilità dello strumento (cioè il rapporto tra la variazione del valore misurato e quella del valore reale) risulta essere vicina al suo valore minimo;
- la media e la varianza sono misurate su un campione che considera solo due configurazioni perché lo strumento non consente di misurare la perdita di carico alla velocità del flusso di 1 m/s nella configurazione 300x150, perciò le misure sono ulteriormente soggette alla casualità della prova.

In ogni caso, per velocità così contenute, le variazioni della perdita di carico non sono significative dal punto di vista dell'applicazione perché sono in valore assoluto molto basse.

In fig. 3.8 è riportato l'andamento delle perdite di carico in funzione della lunghezza dei moduli, alle diverse velocità del flusso d'aria incidente.

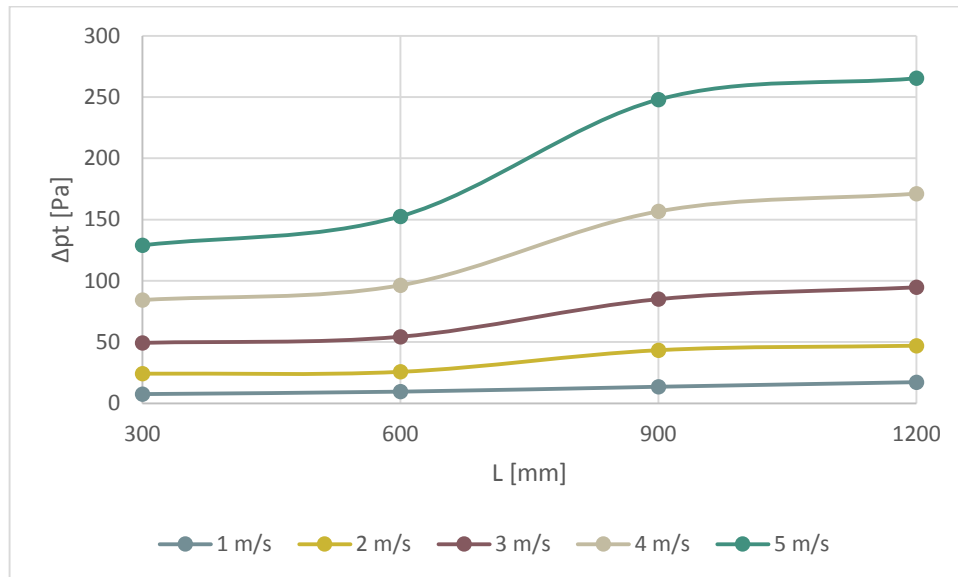


Figura 3.8. Perdita di carico totale del silenziatore in funzione della sua lunghezza (media su tutte le configurazioni), parametrizzate in funzione della velocità frontale del flusso d'aria.

Ciò che si nota a prima vista è che la curva subisce una variazione quasi a gradino tra i 600 mm e i 900 mm di lunghezza del modulo, tanto più marcato quanto più alta è la velocità, mentre tra i 300 e i 600 mm e tra i 900 e i 1200 mm la variazione di perdita di carico è decisamente più graduale. La differenza tra i silenziatori in prova consiste nel fatto che per coprire le prime due lunghezze è sufficiente utilizzare un solo modulo, mentre per raggiungere le lunghezze di 900 mm e 1200 mm sono necessari due moduli in serie. Questo porta a pensare che la parte preponderante delle perdite di carico di Alveo sia costituita dalle perdite di carico concentrate dovute alle turbolenze che si generano nell'interazione tra il flusso d'aria e il silenziatore nelle sezioni d'ingresso e d'uscita e che, nel caso dei due moduli in serie, si ha anche all'interfaccia tra i due moduli.

Per verificare questa ipotesi, è stata effettuata una prova nella configurazione 300x300 mettendo in serie due moduli di lunghezza pari a 300 mm ciascuno. In fig. 3.9 si osserva come in effetti la perdita di carico che si ottiene dalla prova sul modulo singolo di lunghezza 600 mm sia decisamente inferiore a quella sul doppio modulo in serie di uguale lunghezza complessiva.

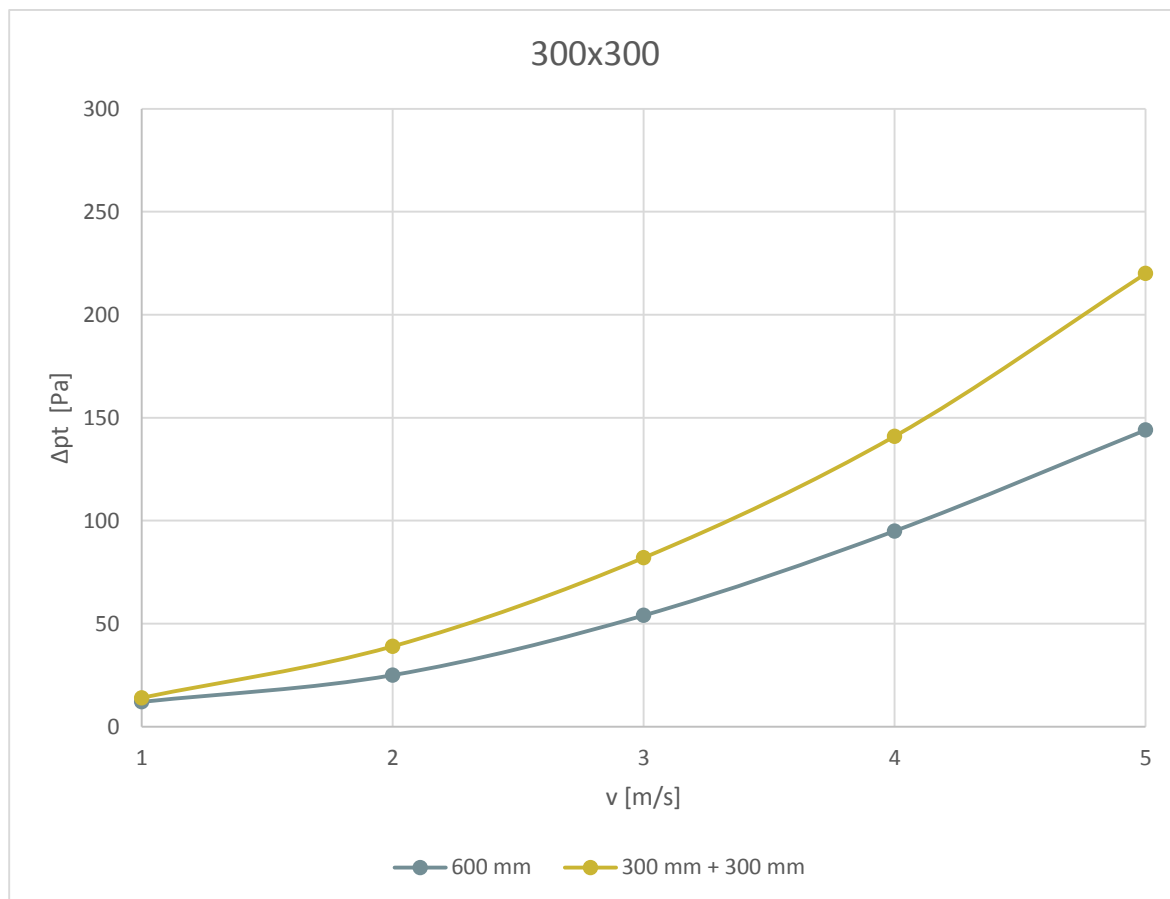


Figura 3.9. Perdita di carico totale in funzione della velocità frontale del flusso d'aria nella configurazione 300x300, modulo singolo e doppio modulo in serie di lunghezza complessiva pari a 600 mm.

La discontinuità tra i moduli rappresenta quindi una criticità dal punto di vista delle perdite di carico, perciò un ulteriore sviluppo del prodotto sarà quello di trovare una soluzione per eliminare questa discontinuità tramite un elemento di giunzione o meglio ancora cercare una lunghezza standard ottimale del singolo modulo invece di pensare ad un utilizzo in serie.

Per poter determinare quale sia l'andamento delle perdite di carico in funzione della lunghezza dei moduli, analogamente a quanto fatto per la perdita per inserzione, bisognerebbe effettuare almeno una prova ulteriore su un modulo di lunghezza 900 mm e avere quindi tre punti su cui valutare la bontà della regressione lineare. Tuttavia osservando i valori misurati è ragionevole supporre che effettivamente l'andamento delle perdite di carico sia lineare con la lunghezza dei moduli e in prima approssimazione si possono considerare validi i coefficienti delle rette passanti per i due punti determinati dalla media delle misure a 300 mm e 600 mm, ottenendo le rette in tab. 3.4.

Tabella 3.4. Andamento delle perdite di carico totali in funzione della lunghezza del modulo Alveo “Nero” al variare della velocità frontale del flusso d’aria.

v [m/s]	$\Delta p_t = f(L)$ [Pa]
1	$0,0117*L+5$
2	$0,005*L+22$
3	$0,0167*L+44$
4	$0,0367*L+73$
5	$0,05*L+114$

Analizziamo ora il prototipo di Alveo “Rosso”, che ha un’area della sezione interna ridotta del 30% e che nelle prove acustiche è risultato essere decisamente più performante. In fig. 3.10 vediamo come questa soluzione sia, dal punto di vista fluidodinamico, decisamente sfavorevole rispetto al caso analizzato finora.

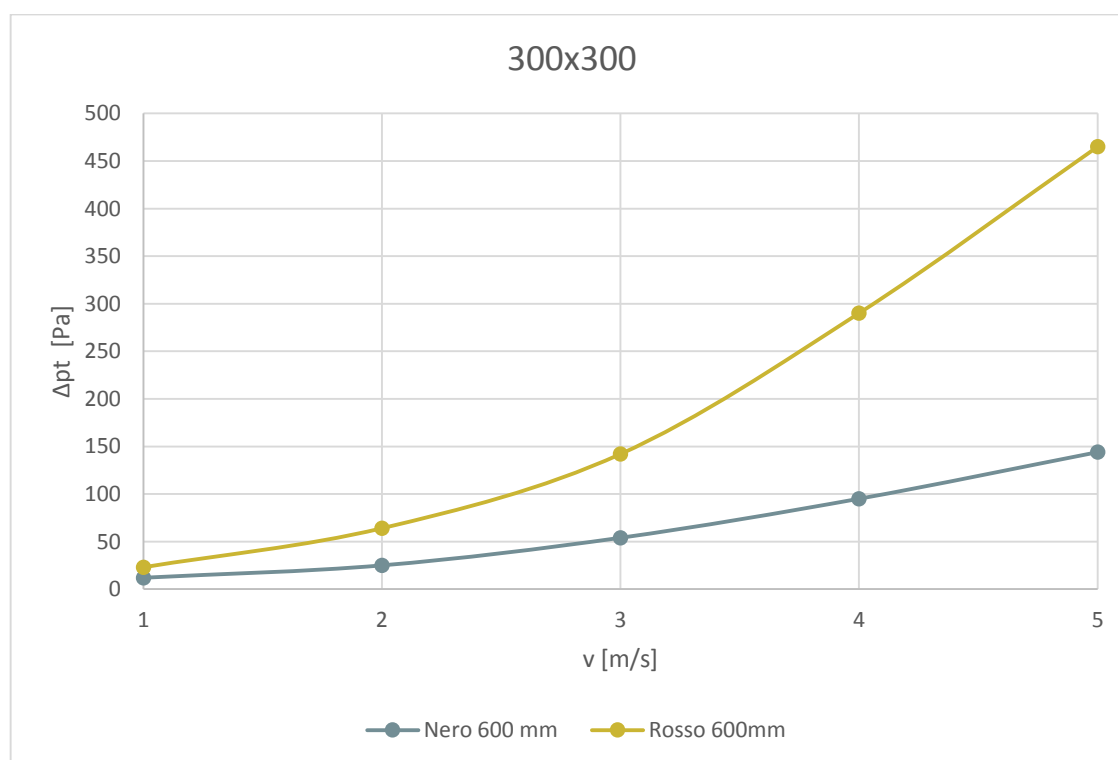


Figura 3.10. Perdite di carico in funzione della velocità del flusso d’aria all’ingresso del silenziatore di lunghezza 600 mm nella configurazione 300x300, modulo “Nero” di riferimento e modulo “Rosso” con area della sezione interna minore del 30%.

L'aumento di velocità del flusso d'aria all'interno dei moduli è così elevato da quasi quadruplicare le perdite di carico a parità di velocità frontale del flusso. Come previsto, è quindi sconsigliabile uno sviluppo del prodotto nel senso di restringere la sezione interna del modulo, poiché i miglioramenti dal punto di vista acustico non giustificano il calo delle prestazioni fluidodinamiche.

Analogamente a quanto fatto per le prove acustiche, sono state analizzate le performance fluidodinamiche del silenziatore a setti fonoassorbenti SZA 200/100 di lunghezza 500 mm e il prototipo Alveo "Grigio". In fig. 3.11 questi ultimi sono messi a confronto tra loro e con il prototipo Alveo "Nero" di lunghezza 600 mm.

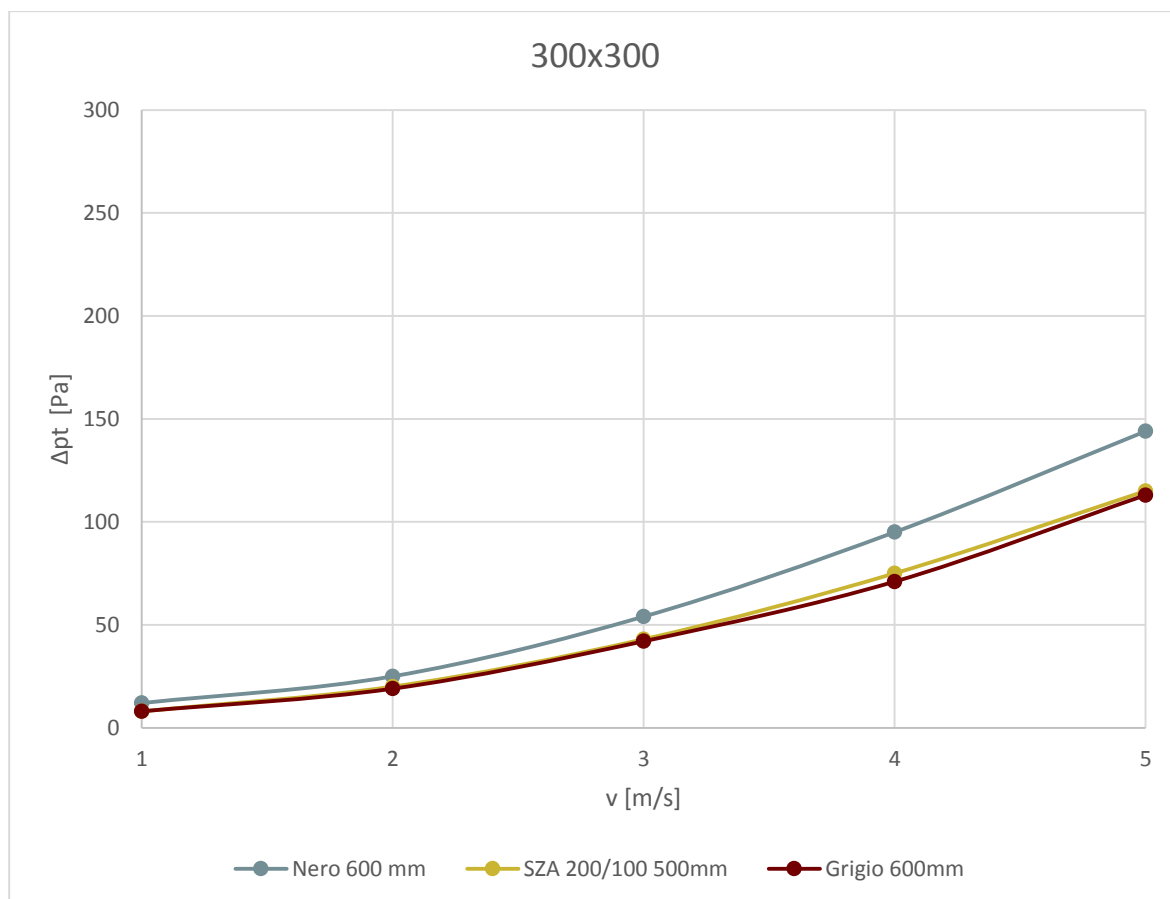


Figura 3.11. Perdite di carico in funzione della velocità del flusso d'aria all'ingresso del silenziatore nella configurazione 300x300, modulo Alveo di lunghezza 600 mm "Nero" di riferimento, "Grigio" con area della sezione interna maggiore del 10% e silenziatore a setti fonoassorbenti SZA 200/100 di lunghezza 500 mm.

Si osservi come il prototipo di Alveo “Grigio” sia più performante rispetto alla versione “Nero”, in virtù della maggiore area della sezione interna che riduce la velocità del flusso d’aria al suo interno e smussa ulteriormente i profili d’ingresso e uscita del modulo, riducendo le perdite di carico sia concentrate che distribuite. Alveo “Grigio” raggiunge le prestazioni di perdita di carico del silenziatore tradizionale SZA e se in effetti va sottolineato che quest’ultimo ha una lunghezza di 100 mm inferiore, data la rilevanza delle perdite di carico concentrate rispetto a quelle distribuite, si può affermare che non sono questi pochi centimetri a fare la differenza nel paragone tra i due prodotti.

Sempre seguendo ciò che è stato fatto in ambito acustico, sono state utilizzate le rette di perdita di carico in funzione della lunghezza dei moduli ricavate dalle prove sul modulo “Nero” per fare una previsione delle prestazioni del modulo “Grigio”, considerando le rette parallele passanti per i punti misurati sul prototipo “Grigio”. In tab. 3.5 sono riportate le equazioni delle nuove rette e in tab. 3.6 i valori di perdita di carico previsti a diverse lunghezze dei moduli.

Tabella 3.5. Andamento delle perdite di carico in funzione della lunghezza del modulo Alveo “Grigio” al variare della velocità frontale del flusso d’aria.

v [m/s]	$\Delta p_t = f(L)$ [Pa]
1	$0,0117 \cdot L + 1$
2	$0,005 \cdot L + 16$
3	$0,0167 \cdot L + 32$
4	$0,0367 \cdot L + 49$
5	$0,05 \cdot L + 83$

Tabella 3.6. Previsione dei valori di perdita di carico di Alveo “Grigio” a diversi valori di lunghezza dei moduli, al variare della velocità frontale del flusso d’aria.

L [m]	v [m/s]	1	2	3	4	5
300	Δp_t [Pa]	4	18	37	60	98
600		8	19	42	71	113
900		12	21	47	82	128
1200		15	22	52	93	143

Conclusioni e sviluppi futuri

Dal lavoro svolto sono emersi risultati interessanti su tutti i fronti e sebbene alcuni di essi potessero essere previsti, magari attraverso una ricerca bibliografica più approfondita, il lavoro che ha portato a queste conclusioni ha permesso di individuare delle criticità e ispirato degli spunti di riflessione che forse non sarebbero emersi altrimenti.

Partendo dalla progettazione del dispositivo di prova, sono stati individuati degli elementi di debolezza nella camera riverberante (in particolare la scarsa tenuta all'aria della porta d'ingresso) che, una volta corretti, hanno portato ad un abbattimento significativo del rumore di fondo al suo interno. Si è rivelato di fondamentale importanza il controllo del rumore trasmesso per via solida dal canale di prova, inizialmente sottostimato nonostante gli avvertimenti della norma, che ad avviso di chi scrive dovrebbe dare ancora più peso ed evidenza a questo aspetto. Sarebbe stato interessante realizzare i canali di prova con dei pannelli *sandwich* costituiti da lamiere di diverso spessore e lana di roccia tra le due: forse si sarebbe potuto ottenere una trasmissione sonora attraverso le pareti del canale ancor più ridotta e omogenea sullo spettro di frequenze, senza dover ricorrere all'espedito del profilo ad omega saldato sulla lamiera di spessore 3 mm e ottenendo dei canali più leggeri e facili da realizzare.

Le prove acustiche hanno evidenziato che le dimensioni della sezione interna del canale sostanzialmente non influenzano i valori di perdita per inserzione del silenziatore perché al variare dell'area della sezione interna a parità di potenza sonora varia anche l'intensità acustica incidente e quindi l'effetto del materiale fonoassorbente. Questa caratteristica del problema probabilmente era già stata riscontrata in altri lavori, tant'è che le schede tecniche dei silenziatori in commercio non riportano le dimensioni della sezione del silenziatore come parametro per le prestazioni acustiche; tuttavia, il ragionamento sulla variazione di intensità sonora ha portato ad individuare nelle dimensioni della sezione interna del singolo modulo un parametro critico non solo per le perdite di carico, ma anche per le prestazioni acustiche del silenziatore. Un altro parametro chiave è rappresentato dalla lunghezza dei moduli e in particolare si è verificato che per ogni banda d'ottava l'andamento della perdita per

inserzione è lineare con la lunghezza dei moduli, con una pendenza della retta che aumenta all'aumentare della frequenza. Le rette ottenute dalle prove sul modulo "Nero" sono state utilizzate per prevedere le prestazioni del nuovo modulo "Grigio" in funzione della lunghezza. Tutti i risultati ottenuti sono stati riportati nelle bande d'ottava tra 125 Hz e 4 kHz, in quanto il dispositivo di prova non permette di effettuare misure corrette per la banda di 63Hz e fornisce dei valori incerti per quella di 8 kHz, che comunque risulta essere poco interessante ai fini dell'applicazione del prodotto.

Dal punto di vista fluidodinamico, le conclusioni tratte sono analoghe a quelle in ambito acustico: le dimensioni della sezione frontale non influenzano particolarmente le prestazioni, mentre risultano rilevanti le dimensioni della sezione interna dei moduli e, in modo meno marcato, la loro lunghezza. Un aumento del 10% dell'area della sezione interna dei moduli comporta un discreto abbattimento delle perdite di carico, che risultano essere in gran parte rappresentate da perdite concentrate dovute alla generazione di turbolenza nel flusso, mentre la variazione della lunghezza dei moduli non causa una drastica variazione delle perdite complessive. L'importanza delle perdite di carico concentrate si manifesta particolarmente quando i moduli vengono utilizzati in serie: il degrado delle prestazioni dovuto alla discontinuità tra i moduli è così importante da dover escludere la possibilità di un utilizzo in serie (se non a seguito dello sviluppo di un elemento di giunzione), ma piuttosto di pensare ad un'ottimizzazione sulla lunghezza dei singoli moduli.

Proprio per individuare un valore ottimale della lunghezza dei moduli, poiché perdita di carico e perdita per inserzione sono prestazioni non direttamente comparabili e su cui la lunghezza ha effetti opposti, si propone di svolgere un'analisi multicriterio in cui si prendono in considerazione diverse opzioni di lunghezza dei moduli, si definiscono per ognuna i valori dei due parametri e si determina per ogni parametro un coefficiente, che assume il valore unitario nel caso di prestazione migliore e un valore tra zero e uno in rapporto a questa negli altri casi. Ad ognuna delle due prestazioni si dà un peso tra zero e uno in modo che i due coefficienti siano uno il complemento a uno dell'altro e si costruisce quindi per ogni opzione un coefficiente che rappresenta la media pesata dei coefficienti definiti sulla singola prestazione. L'opzione che presenta il valore maggiore di questo coefficiente sarà la migliore possibile in termini globali. A titolo esemplificativo sono state valutate cinque opzioni, rappresentate da moduli di lunghezza tra 500 mm e 1000 mm, pesando allo stesso modo perdite di carico e perdita per inserzione, parametri definiti rispettivamente alla velocità

frontale di 5 m/s e nella banda d'ottava di frequenza centrale 500 Hz. I dati dell'analisi effettuata sono riportati in tab. I.

Tabella I. Analisi multicriterio finalizzata all'ottimizzazione della lunghezza dei moduli Alveo. Sono presi in considerazione le prestazioni in termini di perdita di carico alla velocità frontale di 5 m/s (Δp_t) e di perdita per inserzione nella banda d'ottava centrata su 500 Hz (D_i).

L [mm]	D_i @500Hz [dB]	Δp_t @5m/s [Pa]	Indicatore D_i	Indicatore Δp_t	Indicatore globale ponderato
500	12,9	108	0,53	1	0,76
600	15,2	113	0,62	0,95	0,79
700	17,5	118	0,72	0,91	0,81
800	19,8	123	0,81	0,86	0,84
900	22,1	128	0,91	0,81	0,86
1000	24,4	133	1	0,77	0,88
		Pesi	0,5	0,5	

Siccome la variazione del valore massimo di perdita di carico è molto minore rispetto a quella di perdita per inserzione, attribuendo pesi uguali alle due prestazioni l'aspetto acustico prevale e determina l'esito dell'analisi. Tuttavia, si potrebbe pensare di incrementare il peso delle perdite di carico in quanto queste determinano i consumi energetici dell'impianto in cui il silenziatore sarà installato, mentre in molte applicazioni un miglioramento nelle prestazioni acustiche potrebbe non essere di grande interesse perché in ogni caso i requisiti acustici dell'impianto sarebbero comunque soddisfatti. Per valutare quindi quali siano i pesi adatti da attribuire alle due prestazioni d'interesse è necessaria un'analisi più approfondita, considerando ad esempio una rosa di casi applicativi significativi e valutando i risultati dell'analisi multicriterio.

Per effettuare un'analoga analisi considerando l'altro parametro critico, cioè l'area della sezione interna dei moduli, sono necessarie prove ulteriori mirate a mettere in evidenza questa caratteristica a parità delle altre condizioni. Tuttavia si può ritenere che già la soluzione del modulo "Grigio" sia un buon compromesso perché in ogni caso si avrebbe uno scadimento delle prestazioni rispetto al caso dei silenziatori a setti fonoassorbenti

tradizionali: riducendo la sezione interna sarebbero penalizzate le perdite di carico, aumentandola lo sarebbero le prestazioni acustiche a bassa frequenza.

Sono necessarie ulteriori prove per verificare gli andamenti previsti delle prestazioni dei moduli Alveo “Grigio” e in particolare gli andamenti delle perdite di carico in funzione della lunghezza sono da confermare effettuando una prova con dei moduli di lunghezza pari a 900 mm.

Come già sottolineato nell’introduzione, oltre ai temi trattati in questa tesi sarà necessario indagare quello del controllo della contaminazione per valutare se allo stato attuale il prodotto è caratterizzato da un rilascio di particolato accettabile oppure se si debba provvedere alla ricerca di materiali più performanti da questo punto di vista, senza dimenticare i vincoli imposti dalle normative sulla classe di reazione al fuoco.

Bibliografia

- [1] ISO 7235, Laboratory measurement procedures for ducted silencers and air terminal units - Insertion loss, flow noise and total pressure loss, 2003.
- [2] ISO 3741, Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure - Precision methods for reverberation test rooms, 2010.
- [3] ISO 11691, Acoustics - Measurement of insertion loss of ducted silencers without flow - Laboratory survey method, 1995.
- [4] Larson-Davis Laboratories, 824 User Manual, 2004, p. C.25.
- [5] F. Alton Everest, The Master Handbook of Acoustics, Third edition, TAB Books, 1994, trad.it. Manuale di acustica, Concetti fondamentali - Acustica degli interni, Ulrico Hoepli Editore, Milano 1996, ristampa 2000, p.113.
- [6] E. Desart, *Averaging RT 60 values for room-acoustics*, 2002, rivisto 2009. <http://forum.studiotips.com/viewtopic.php?f=6&t=3601>
- [7] Cfr. D. Borelli, C. Schenone, I. Pittaluga, "Theoretical and numerical modelling of a parallel-baffle rectangular duct", *Proceeding of Meetings on Acoustics* 14 (2013). <http://dx.doi.org/10.1121/1.4769411>
- [8] P.M. Morse, K.U. Ingard, Theoretical Acoustics, Princeton University Press, Princeton 1986, pp. 467-498.
- [9] J.G. Lilly, "Suggested modifications to ASTM Test Method E 477", *Sound & Vibration*, giugno 2011, pp. 12-15.
- [10] A. Cavallini, Il controllo del rumore negli impianti di climatizzazione, Aermec, Bevilacqua (Verona) 1991, pp. 43-48.
- [11] I. Sharland, Fläkt Woods Practical Guide to Noise Control, The Print Connection (UK) Ltd, Sudbury 1972, 2005, pp. 42-43, 125-127.
- [12] http://manual.audacityteam.org/o/man/plot_spectrum.html
- [13] K.A. Blake, "The design of piezometric rings", *Journal of Fluid Mechanics* 78 (1976), pp.415-428.

Appendice A

Sono di seguito riportati i dati relativi ai grafici che compaiono nel testo, con riferimento alla figura cui competono.

Figura 1.5

	Posizione microfonica #	f [Hz]						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
L _p [dB]	1	72,6	85,9	100,8	103,0	100,1	93,4	70,2
	2	71,2	85,4	101,2	102,5	100,4	93,8	69,6
	3	69,6	84,4	101,5	101,7	99,6	93,7	69,7
	4	70,6	84,5	100,1	102,7	99,5	93,4	69,1
	5	73,1	86,2	102,5	102,8	100,2	94,2	69,8
	6	74,2	85,6	101,9	102,8	99,8	93,7	69,6

Figura 2.1

f [Hz]	L _p Canale vuoto [dB]	L _p Filtro modale [dB]
100	90,3	87,8
125	91,2	87,0
160	94,1	88,5
200	92,2	85,8
250	94,1	86,4
315	94,6	83,6
400	96,7	82,4
500	95,8	79,5
630	94,6	73,3
800	92,4	65,4
1000	93,9	62,8
1250	88,1	50,3
1600	92,5	47,4
2000	91,0	58,2
2500	90,9	60,4
3150	88,2	62,0
4000	85,9	64,1
5000	80,4	63,0
6300	67,0	52,9
8000	56,2	47,0
10000	55,8	45,5

Figura 2.3

f [Hz]	D _i Filtro modale [dB]	D _i Filtro modale + Melinex [dB]
100	2,5	3,1
125	4,2	4,6
160	5,5	6,0
200	6,4	6,8
250	7,7	7,9
315	11,0	11,0
400	14,3	14,8
500	16,3	16,7
630	21,3	22,4
800	27,0	28,5
1000	31,1	33,0
1250	37,7	39,5
1600	45,1	38,2
2000	32,8	25,2
2500	30,4	25,8
3150	26,3	23,0
4000	21,7	19,3
5000	17,4	15,4
6300	14,1	14,6
8000	9,2	10,3
10000	10,3	10,2

Figura 2.6

f [Hz]	L _p Rumore di fondo [dB]	L _p Rumore di fondo con porta migliorata [dB]	L _p Rumore di fondo con porta migliorata ed elemento di trasmissione isolato [dB]
100	51,9	50,3	45,6
125	56,8	53,7	43,1
160	58,8	56,1	53,4
200	54,2	50,6	55,0
250	44,0	39,4	53,6
315	43,1	38,9	47,9
400	40,0	36,2	41,0
500	36,0	31,2	36,1
630	31,9	27,6	29,8
800	32,4	28,3	27,6
1000	36,0	29,4	28,8
1250	32,2	25,7	25,1
1600	30,4	23,1	25,3
2000	27,9	21,9	22,2
2500	31,3	21,9	22,2
3150	30,4	22,8	21,6
4000	28,1	23,4	21,5
5000	23,5	20,6	19,5
6300	22,6	19,9	19,2
8000	23,1	20,5	20,1
10000	23,9	21,2	20,7

Figura 2.7

f [Hz]	L _p Canale vuoto [dB]	L _p Filtro modale [dB]	L _p Rumore di fondo [dB]
100	91,0	87,8	45,6
125	91,6	87,0	43,1
160	93,9	88,5	53,4
200	92,2	85,8	55,0
250	94,5	86,4	53,6
315	93,5	83,6	47,9
400	95,3	82,4	41,0
500	93,9	79,5	36,1
630	92,0	73,3	29,8
800	90,3	65,4	27,6
1000	90,7	62,8	28,8
1250	84,3	50,3	25,1
1600	89,7	47,4	25,3
2000	88,8	58,2	22,2
2500	88,8	60,4	22,2
3150	86,6	62,0	21,6
4000	85,0	64,1	21,5
5000	79,2	63,0	19,5
6300	64,6	52,9	19,2
8000	55,6	47,0	20,1
10000	54,5	45,5	20,7

Figura 2.8

f [Hz]	L _p Canale vuoto [dB]	L _p Rumore di fondo [dB]
100	90,3	50,6
125	90,9	54,3
160	93,8	65,5
200	92,3	59,8
250	94,5	44,6
315	94,4	47,4
400	96,8	35,5
500	95,7	37,0
630	94,8	36,4
800	92,7	45,4
1000	93,9	51,6
1250	87,9	43,3
1600	92,4	43,8
2000	91,2	42,7
2500	90,8	42,1
3150	87,9	43,6
4000	85,9	38,2
5000	80,6	29,6
6300	67,3	22,1
8000	57,0	23,0
10000	55,9	25,0

Figura 2.10

f [Hz]	L _p Piastra semplice + Bulloni [dB]	L _p Piastra semplice + Antivibranti [dB]	L _p Piastra sandwich + Antivibranti [dB]
100	43,6	49,6	54,9
125	52,0	51,2	50,8
160	69,3	60,6	65,4
200	67,2	57,0	58,4
250	51,3	44,0	41,8
315	59,3	42,3	41,0
400	37,6	38,2	41,9
500	41,7	34,6	38,3
630	35,1	37,8	39,2
800	42,5	41,8	43,1
1000	48,0	40,8	40,1
1250	43,1	32,7	32,9
1600	43,6	34,3	32,7
2000	39,3	30,1	30,1
2500	40,4	32,8	30,8
3150	36,6	35,9	32,2
4000	33,9	31,0	29,4
5000	29,6	25,5	23,6
6300	22,4	21,5	21,5
8000	23,3	22,9	23,0
10000	25,0	25,1	25,0

Figura 2.11

		f [Hz]						
		Configurazione	125	250	500	1000	2000	4000
D _{i,lim} [dB]	150x150	40,2	47,3	53,2	43,5	56,2	59,4	29,0
	300x150	31,9	45,7	54,4	47,5	56,3	56,8	31,1
	300x300	32,4	38,5	55,8	52,0	60,2	56,4	33,5
	300x450	35,5	42,5	57,3	55,0	60,1	57,1	33,4

Figura 2.12

f [Hz]	$D_{i,lim}$	$D_{i,lim}$	$D_{i,lim}$	$D_{i,lim}$
	150x150 [dB]	300x150 [dB]	300x300 [dB]	300x450 [dB]
100	41,7	36,6	35,4	32,1
125	37,0	28,9	40,4	41,3
160	47,6	33,6	28,7	38,0
200	46,6	46,5	33,8	41,3
250	45,2	42,9	52,3	40,6
315	55,0	50,9	53,6	51,5
400	56,6	56,3	54,8	56,0
500	60,9	54,7	57,5	57,8
630	49,4	52,9	55,4	58,4
800	43,9	49,2	49,3	53,7
1000	47,4	45,8	53,8	55,4
1250	41,2	48,5	55,1	56,4
1600	54,3	54,9	59,7	58,0
2000	55,4	56,5	60,8	61,0
2500	62,4	58,0	60,1	62,5
3150	60,8	57,9	56,0	58,2
4000	59,1	56,4	56,4	55,7
5000	58,6	56,3	56,8	57,7
6300	43,8	44,3	45,5	45,6
8000	29,7	31,5	33,2	33,8
10000	25,7	28,1	30,8	30,3

Figura 2.14/2.15

		f [Hz]						
L [mm]		125	250	500	1000	2000	4000	8000
D _i 150x150 [dB]	300	2,3	5,0	8,7	14,4	23,3	26,3	19,2
	600	2,8	8,1	15,4	26,5	39,3	37,1	26,1
	900	3,9	10,8	22,5	37,7	54,7	56,6	28,4
D _{i,lim} 300x150 [dB]		40,2	47,3	53,2	43,5	56,2	59,4	29,0
D _i 300x150 [dB]	300	2,3	5,0	8,2	13,9	22,2	25,9	19,2
	600	3,1	8,6	15,5	26,2	37,4	37,3	27,6
	900	5,1	11,0	22,1	37,4	55,9	56,5	30,5
D _{i,lim} 300x150 [dB]		31,9	45,7	54,4	47,5	56,3	56,8	31,1
D _i 300x300 [dB]	300	2,2	4,5	7,9	13,8	23,1	25,0	18,5
	600	3,7	8,1	15,1	25,3	37,1	36,6	28,3
	900	5,5	11,5	22,1	37,5	57,8	56,3	32,1
D _{i,lim} 300x300 [dB]		32,4	38,5	55,8	52,0	60,2	56,4	33,5
D _i 300x450 [dB]	300	1,7	4,4	8,0	14,0	23,3	25,8	19,3
	600	3,3	7,8	14,9	24,6	38,2	37,2	28,9
	900	5,3	10,7	21,5	36,6	57,6	57,3	32,2
D _{i,lim} 300x450 [dB]		35,5	42,5	57,3	55,0	60,1	57,1	33,4

Figura 2.16

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
D _i Alveo 600 mm "Nero" [dB]	3,6	8,2	15,1	25,3	37,0	36,4	28,7
D _i Alveo 600 mm "Rosso" [dB]	5,5	12,6	25,1	36,0	44,6	42,1	31,7

Figura 2.17

		f [Hz]						
L [mm]		125	250	500	1000	2000	4000	8000
D _i [dB]	300	2,1	4,7	8,2	14,0	23,0	25,7	19,0
	600	3,2	8,2	15,2	25,6	38,0	37,1	27,8
	900	4,9	11,0	22,1	37,3	56,5	56,7	30,8

Figura 2.18

f [Hz]	125	250	500	1000
D _i Misure [dB]	6,5	16,3	30,1	50,4
D _i Previsioni [dB]	6,3	14,3	29,0	48,9

Figura 2.19

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000	8000
D _i Alveo 600 mm "Nero" [dB]	3,6	8,2	15,1	25,3	37,0	36,4	28,7
D _i Alveo 600 mm "Grigio" [dB]	3,3	8,9	18,1	32,8	38,6	34,8	28,0
D _i SZA 200/100 500mm [dB]	3,7	9,9	15,5	20,4	18,5	12,2	5,6

Figura 3.6/3.7

			v [m/s]				
	L [mm]	Configurazione	1	2	3	4	5
Δp_t [Pa]	300	300x150	/	26	51	86	132
		300x300	8,5	23,5	49	84	129
		300x450	6,5	23	48	83	126
	600	300x150	/	27	56	94	156
		300x300	12	25	54	95	144
		300x450	7	25	53	100	158
	900	300x150	/	46	79	154	235
		300x300	15	46	93	164	267
		300x450	12	38	83	152	242
	1200	300x150	/	49	93	172	260
		300x300	19,5	49	99	176,5	288
		300x450	15	43	92	165	248

Figura 3.9

v [m/s]	1	2	3	4	5
Δp_t 600 mm [Pa]	12	25	54	95	144
Δp_t 300 mm + 300 mm [Pa]	14	39	82	141	220

Figura 3.10

v [m/s]	1	2	3	4	5
Δp_t "Nero" 600 mm [Pa]	12	25	54	95	144
Δp_t "Rosso" 600 mm [Pa]	23	64	142	290	465

Figura 3.11

v [m/s]	1	2	3	4	5
Δp_t "Nero" 600 mm [Pa]	12	25	54	95	144
Δp_t SZA 200/100 500 mm [Pa]	8	20	43	75	115
Δp_t "Grigio" 600 mm [Pa]	8	19	42	71	113