



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**PROGETTAZIONE NUMERICA DI SISTEMI DI INCAPSULAGGIO PER
MACCHINE AUTOMATICHE INDUSTRIALI**

*Relatore: **Prof. Antonino Di Bella***

*Relatore Esterno: **Prof. Francesco Pompoli***

Laureando:

Griguolo Jacopo

n° matr.: 1063568

Anno Accademico 2015/2016

Sommario

Capitolo 1 – Insonorizzazione di macchine industriali

1.1 Legislazione in fatto di contenimento del rumore.....	6
1.2 Fonoisolamento delle macchine.....	7
1.3 Metodi di indagine previsionale isolamento acustico	10

Capitolo 2 – Insonorizzazione di macchine industriali

2.1 Modello SEA	13
2.1.1 Modal loss Factor e Modal Overlap.....	14
2.1.2. Relazione di consistenza.....	16
2.1.3. Matrice generale del SEA.....	17
2.1.4. Energia e livelli di pressione.....	19
2.1.5. Analisi del percorso.....	20
2.1.6. Sottosistemi: pareti e cavità.....	22
2.1.7. Smorzamento.....	23
2.1.8. Fattori di perdita per accoppiamento.....	25
2.1.8.1. Accoppiamento tra pareti.....	25
2.1.8.2. Accoppiamento risonante tra parete e cavità	27
2.1.8.3. Accoppiamento non risonante tra due pareti	28
2.1.9. Coefficienti di trasmissione.....	29
2.1.9.1. Coefficiente di trasmissione non risonante.....	29
2.1.9.2. Coefficiente di trasmissione strutturale	31
2.1.10. Efficienza di radiazione.....	37
2.2 Metodo delle matrici di trasferimento.....	37
2.2.1. Modellazione matriciale dei materiali.....	39
2.2.1.1. Strati fluidi.....	39
2.2.1.2. Strati solidi.....	40

2.2.1.3. Strati poroelastici.....	43
2.2.2. Rappresentazione matriciale	45
2.2.3. Matrici di accoppiamento.....	47
2.2.3.1. Interfaccia tra materiali di differente natura.....	48
2.2.3.1.1. Accoppiamento tra solido e fluido.	48
2.2.3.1.2. Accoppiamento tra poroso e fluido.....	49
2.2.3.1.3. Accoppiamento tra solido e poroso.....	50
2.2.3.2. Interfaccia tra materiali della stessa natura.....	51
2.2.4. Matrice di trasferimento globale.....	53
2.2.4.1. Terminazione rigida.....	55
2.2.4.2. Terminazione in campo libero	55
2.2.5. Calcolo dei coefficienti di assorbimento e di trasmissione.....	57
2.2.5.1. Coefficiente di assorbimento	57
2.2.5.2. Coefficiente di trasmissione.....	58
2.2.5.3. Efficienza di radiazione.....	60
2.3. Trasmissione sonora tramite fori.	61

Capitolo 3 – Descrizione codici

3.1 Software TMM.....	65
3.1.1 Input dei dati.....	67
3.1.2 Output delle elaborazioni	74
3.2 Software SEA.....	78
3.2.1 Input dei dati.....	79
3.2.1.1. Sottosistemi	80
3.2.1.1.1 Cavity and Semi infinite Fluid.....	81
3.2.1.1.2 Plate	85
3.2.1.2 Connessioni	87
3.2.1.2.1 Connessione cavità-cavità – cavità-seminfinite fluid.....	88

3.2.1.2.2 Connessioni Plate- Cavity.....	90
3.2.1.2.3 Connessioni Plate-Plate.....	92
3.2.1.3 Power input.....	94
3.2.1.3.1 Air Borne Power Input.....	95
3.2.1.3.2 Structure Borne Power Input.....	96
3.2.2. Output dei Risultati finali.....	96

Capitolo 4 – Validazione codice SEA

4.1 Caso studio 1	102
4.1.1 Descrizione pannello multistrato.....	104
4.1.2 Descrizione delle misure sperimentali.....	106
4.1.3 Risultati delle misure sperimentali ed elaborazioni.....	108
4.1.4 Modellizzazione della macchina e della sorgente sonora.....	112
4.1.5 Risultati del modello SEA e limiti di validità.....	115
4.1.6 Confronto risultati modello SEA e misure sperimentali.....	117
4.2 Caso studio 2.....	119
4.2.1 Descrizione configurazione pannelli multistrato.....	121
4.2.2 Descrizione delle misure sperimentali.....	126
4.2.3 Risultati delle misure sperimentali ed elaborazioni.....	127
4.2.4 Coefficiente di trasmissione guarnizioni	129
4.2.5 Modellizzazione SEA del box e della sorgente sonora.....	131
4.2.6 Risultati e campo di validità modello SEA.....	134
4.2.6.1 Risultati configurazione 1.....	135
4.2.6.2 Risultati configurazione 2.....	136
4.2.7 Confronto risultati modello SEA e misure sperimentali.....	138
4.3 Caso studio 3.....	141
4.2.1 Descrizione configurazione pannelli multistrato.....	142
4.2.2 Descrizione delle misure sperimentali.....	152

4.2.3 Risultati delle misure sperimentali ed elaborazioni.....	153
4.2.4 Coefficiente di trasmissione guarnizioni.....	155
4.2.5 Modellizzazione SEA del box e della sorgente sonora.....	162
4.3.6 Risultati e campo di validità modello SEA.....	165
4.3.6.1 Risultati Configurazione 1.....	165
4.2.6.2 Risultati Configurazione 2.....	166
4.2.6.3 Risultati Configurazione 3.....	168
4.2.6.4 Risultati Configurazione 4.....	169
4.2.6.5 Risultati Configurazione 5.....	171
4.3.7 Confronto risultati modello SEA e misure sperimentali	173
4.4 Commento alla validazione.	177
 Capitolo 5 – Applicazione codice SEA	
5.1 Descrizione delle condizioni attuali della macchina.	182
5.2 Ipotesi di miglioramento.....	186
5.2.1 Ipotesi 1.....	186
5.2.2 Ipotesi 2	189
5.2.3 Ipotesi 3	192
5.2.4 Ipotesi 4	196
5.2.5 Ipotesi 5	199
5.2.6 Ipotesi 6	202
5.2.6 Ipotesi 7	205
5.3 Confronto e analisi dei risultati.....	209

Conclusione

Al mio Papà Luigi
Con tutta la mia ammirazione.

Alla mia compagna di viaggio Alessandra
Al mio fianco in questa avventura.

Introduzione

Lo scopo primario del controllo e della modellazione del rumore emesso dalle macchine industriali è quello di proteggere dal disturbo i soggetti che sono ad esso esposti e di limitare il conseguente inquinamento acustico ambientale.

La materia trova regolamentazioni nazionali diverse che sono un'importante riferimento per la progettazione e commercializzazione delle soluzioni di insonorizzazione delle macchine.

Lo studio delle opportune soluzioni deve rispondere all'esigenza avanzata dal mercato di risolvere i problemi di abbattimento acustico con interventi finalizzati ad ottenere un livello sempre più alto di qualità, contenendo allo stesso tempo, i costi complessivi di progettazione e dell'intervento stesso.

Una delle vie più efficaci per il raggiungimento di tale obiettivo è quella dell'incapsulaggio delle macchine industriali. Questo metodo consente di evitare di intervenire direttamente sulla macchina nel caso in cui ciò risulti economicamente o tecnicamente non praticabile.

La progettazione degli involucri insonorizzanti presenta una complessità dovuta alle particolarità di ogni macchina industriale. Le variabili che il progettista deve considerare sono molteplici e dipendono dalle caratteristiche di funzionamento della macchina, dalla posizione della sorgente di rumore, dalle caratteristiche di quest'ultimo, oltre che alle diverse soluzioni geometriche possibili e dai materiali isolanti impiegabili.

Pertanto risulta uno strumento utile, un modello generale di analisi che comprende le diverse variabili, le relazioni tra loro intercorrenti e tale da poter fornire al progettista le indicazioni necessarie per la migliore progettazione di isolamento acustico. Tale utilità è tanto maggiore quanto più questo strumento si caratterizza per rapidità di calcolo e facilità di utilizzo. A tale scopo l'intera ricerca si è basata sullo sviluppo di un nuovo strumento rapido e ed intuitivo, per la valutazione previsionale dell'efficienza dell'isolamento acustico di incapsulaggi di macchine automatiche industriali.

In ambito industriale spesso si incontrano sistemi molto complessi relativamente alla composizione delle sorgenti sonore e alla geometria degli involucri. Queste condizioni mal si adeguano all'utilizzo di modelli matematici deterministici quali FEM/BEM, caratterizzati da simulazioni di analisi numerica dai tempi elevati e da limitata operatività alle alte frequenze. La zona delle alte frequenze nello spettro acustico risulta molto importante nelle analisi acustiche legate al settore industriale perché sono le componenti in frequenza che più vanno a pesare nel livello complessivo pesato A, livello utilizzato per la valutazione al rischio dei lavoratori e nelle analisi di inquinamento ambientale. Si è quindi cercato di realizzare un modello in grado di fornire i valori previsionali relativamente al rumore irradiato dagli incapsulaggi con una buona attendibilità su un ampio spettro di frequenze, in tempi brevi e tramite dati di input facilmente recuperabili.

Il lavoro si è concentrato sullo studio del modello matematico SEA "*Statistical Energy Analysis*" e sulle sue applicazioni nel settore dell'acustica industriale. Il modello si basa con approccio statistico sulle analisi delle interazioni dinamiche tra sistemi tra loro posti in connessione. L'applicazione del modello prevede la discretizzazione di sistemi in sottosistemi semplici e omogeni caratterizzati dalle modalità di propagazione di energia, quali cavità, pareti e campo libero. L'interazione fra i sottosistemi è analizzata in termini di flussi di energia in funzione di trasmissione e dissipazione.

Basandosi su questo modello matematico è stato quindi progettato un software in grado di fornire i valori di potenza irradiata da incapsulaggi acustici indipendentemente dalla forma geometrica e dal tipo di utilizzo degli stessi, con elaborazioni numeriche istantanee. Il modello sviluppato prevede come input l'inserimento di dati relativi alle caratteristiche acustiche di assorbimento e di isolamento, elasto-strutturali e geometriche per ogni sottosistema di cui è composto il sistema in analisi. Le caratteristiche acustiche dei sottosistemi possono essere rilevate sperimentalmente o analiticamente. Nel caso non siano disponibili valori di tipo sperimentale è stato elaborato un secondo software (TMM), basato sulla teoria delle matrici di trasferimento, con lo scopo di fornire i valori di assorbimento e del coefficiente di trasmissione al programma principale, di pacchetti multistrato e di fori. Infine, il software principale in output fornirà i valori di emissione sonora complessiva della copertura della macchina e degli elementi che la compongono, quali fori di aerazione, guarnizioni e pacchetti fonoisolanti delle strutture laterali. La capacità di analizzare le singole variabili che concorrono nella caratterizzazione del rumore totale irradiato dalla copertura, dall'assorbimento acustico interno alla copertura agli elementi di discontinuità presenti sulla superficie in comunicazione con l'esterno, lo rendono particolarmente adatto nelle analisi delle criticità e nella riprogettazione mirata degli interventi di miglioramento dell'isolamento acustico.

Il modello matematico presenta dei limiti di validità a bassa frequenza in funzione delle caratteristiche modali dei sottosistemi, in quanto si basa sul flusso modale di energia tra i sottosistemi. Nelle applicazioni industriali a causa delle basse densità modali dei sistemi, determinate dalle ridotte dimensioni delle cavità i risultati sono spesso attendibili dalle medie frequenze. Per le frequenze più basse i valori calcolati vedono un margine di errore in funzione della densità modale del sistema in quella banda di frequenza. Il modello SEA, infine, data la sua natura statistica e l'ipotesi primaria di campo riverberante, non fornisce indicazioni riguardo agli effetti del posizionamento spaziale delle sorgenti di rumore interne alla cavità, delle griglie di aerazione o degli altri elementi che compongono la copertura isolante.

Il seguente lavoro presenta nel secondo capitolo una descrizione dettagliata della teoria matematica del modello SEA, descrivendo l'approccio utilizzato nella scrittura del relativo software. Nel medesimo capitolo viene inoltre presentata la teoria delle matrici di trasferimento, impiegata nella scrittura dell'algoritmo alla base del software TMM. Entrambi i software verranno poi descritti nel terzo capitolo, il quale rappresenta una guida di utilizzo dei programmi. La guida è stata strutturata tramite le descrizioni delle differenti schermate del software, con un'attenta descrizione delle fasi di input dei dati, gli accorgimenti relativi alla modellizzazione dei sistemi da analizzare, le opzioni di calcolo presenti ed infine l'output e l'estrazione dei risultati.

Il Software è stato validato tramite il confronto tra rilievi sperimentali e i dati elaborati dal software relativi a tre differenti casi studio, rappresentati da tre incapsulaggi per differenti macchine industriali. Il processo di validazione, eseguito su tre casi reali, è descritto nel capitolo quarto. In questa parte del lavoro vengono descritte le condizioni reali di applicazione del software tramite l'analisi degli incapsulaggi e la modellizzazione degli stessi. Infine vengono riportati i valori ottenuti dalle simulazioni e il confronto dei risultati.

Il lavoro di tesi si è infine concluso con un'applicazione reale del Software in un caso di riprogettazione di un involucro fonoisolante per un macchinario automatico industriale, simulazione descritta nel capitolo quinto. Nel caso studio di riferimento, il software ha trovato la sua utilità nelle analisi di diverse ipotesi di miglioramento, individuando i motivi dello scarso isolamento e indirizzando la progettazione ai punti critici del sistema. Nel caso specifico si è messo in luce l'importanza di un'attenta analisi complessiva del sistema di incapsulaggio per progettare interventi di miglioramento mirati ed efficaci. Il software è in grado di fare valutazioni relative alla potenza irradiata totale e dalle componenti del sistema di fono isolamento. In questo modo vengono evidenziate le criticità, indirizzando la progettazione nella scelta delle ipotesi migliorative e verificandone l'efficacia in fatto di abbattimento acustico.

Capitolo 1 – Insonorizzazioni delle macchine industriali.

Il rumore emesso dalle macchine industriali viene modellato e controllato al fine di proteggere dal disturbo i soggetti ad esso esposti e di limitare l'inquinamento acustico ambientale che ne può derivare. Il massimo rumore a cui può essere sottoposto un operatore e il rumore emesso ed immesso in ambiente sono regolamentati da leggi in materia, le quali variano a seconda delle legislazioni di ogni Paese. Risulta quindi essenziale progettare macchine che rispettino i limiti di legge riguardo alla potenza massima emessa singolarmente ed inoltre, ottimizzare la progettazione di soluzioni che possano ridurre il rumore in caso di elevato inquinamento acustico ambientale. A questo fine è necessario avere strumenti che permettano di studiare il problema dell'insonorizzazione nelle sue molteplici criticità sia in fase di progettazione della macchina che di un successivo intervento migliorativo.

Gli effetti del rumore in ambiente di lavoro sui soggetti esposti variano a seconda dell'intensità, della composizione in frequenza e del tempo di esposizione. Questi possono variare dal semplice fastidio, allo stress psicomotorio fino danno irreversibile dell'apparato uditivo (considerato tale se compromette al soggetto la capacità di percepire la banda in frequenza relativa alla voce parlata 500,1000,2000 Hz).

Valutando gli effetti per rumori non impulsivi, i danni uditivi relativi all'esposizione al rumore sono correlati alla quantità di energia sonora a cui un soggetto viene sottoposto durante la sua vita lavorativa. Il parametro che meglio descrive l'intensità sonora in riferimento al tempo di esposizione è il "Livello sonoro continuo equivalente". Questo parametro infatti rappresenta il livello sonoro continuo durante il tempo di misurazione, avente lo stesso contenuto energetico, generato da rumori variabili misurati nel periodo di analisi. Le leggi forniscono dei limiti o

soglie sia relative al livello massimo di energia sonora emessa dalla macchina sia in rispetto alla totale esposizione giornaliera dei soggetti sottoposti a rumore in ambiente di lavoro.

Il controllo del rumore emesso da sorgenti sonore in ambito industriale risulta inoltre necessario al fine di limitare l'inquinamento acustico ambientale. Sono infatti definiti a seconda delle varie legislazioni valori limite assoluti relativi all'emissione e all'immissione di rumore nell'ambiente. Ossia nel caso di emissione i livelli massimi di rumore in ambienti fruibili da persone in prossimità della sorgente disturbante, e nel caso di limiti di immissione i livelli massimi in corrispondenza dell'ambiente esterno valutato come somma degli effetti di varie sorgenti sonore in prossimità dei ricettori più vicini alla sorgente sonora in analisi. I campi di intervento per i controlli del rumore industriale sono tre: intervento diretto sulla sorgente sonora, intervento sull'ambiente di installazione o, infine, intervento sull'operatore. I soggetti esposti al rumore possono essere tutelati in riferimento alle norme sulla sicurezza sul lavoro tramite dispositivi di protezione individuali. L'ambiente in cui la sorgente sonora è collocata può essere migliorato agendo sull'isolamento o assorbimento acustico, così da diminuire l'intensità del campo acustico nell'ambiente e parallelamente limitare il rumore emesso all'esterno. L'azione diretta sulla sorgente sonora può avvenire in fase di progettazione della macchina stessa o successivamente con interventi mirati sulle parti della macchina più rumorose, con l'installazione di supporti antivibranti o sul layout generale dell'impianto. La trasmissione del rumore dalla sorgente all'ambiente circostante avviene per via aerea, solida o per propagazione nei condotti. L'azione mirata alla riduzione del rumore dovrà intervenire su tutte le tre forme di trasmissione, isolando la sorgente dall'ambiente per limitare la trasmissione aerea, desolidarizzare la sorgente strutturale con supporti antivibranti e silenziare i condotti per limitarne la propagazione interna del rumore. Il presente studio andrà ad analizzare le modalità di intervento diretto sulle macchine ed in particolare sulla gestione della valutazione preventiva della potenza irradiata dalla singola macchina indipendentemente dall'ambiente di installazione, con attenzione particolare agli interventi di isolamento del rumore aereo.

1.1 Legislazione in fatto di contenimento del rumore.

Gli obiettivi condivisi dalle legislazioni nazionali in fatto di controllo del rumore sono quelli di aumentare comfort e sicurezza negli ambienti di lavoro. A tale scopo vengono imposti limiti relativi di esposizione dei lavoratori in ambiente di lavoro e limiti relativi al rumore emesso

dalle singole macchine. I datori di lavoro sono obbligati, al momento dell'acquisto di una macchina, a considerare come elemento fondamentale il rumore emesso dalla macchina di interesse.

Per permettere un'adeguata scelta del macchinario in funzione del rumore emesso, i produttori sono tenuti a certificare alcune grandezze relative all'emissione acustica. La legislazione europea ha previsto con la "Direttiva macchine" ossia la Direttiva 2006/42/CE, recepita in Italia con il Decreto legislativo n. 17/2010, dei parametri minimi di sicurezza delle macchine per essere commercializzate nel mercato dell'Unione Europea. Dal punto di vista acustico viene imposto, a livello di progettazione, di trovare la soluzione con minori immissioni di rumore. Inoltre queste devono essere certificate e inserite tra le specifiche tecniche della macchina.

Le informazioni richieste riguardano il livello di pressione acustica continuo equivalente ponderato A ($L_{eq,A}$), il livello di potenza acustica emessa dalla macchina nel caso superi gli 80 dB(A) e i valori di pressione acustica istantanea ponderata C, ossia i valori di picco, nel caso siano superiori ai 130 dB(C). Per ogni tipologia di macchina è prevista inoltre una direttiva comunitaria specifica, la quale va a fissare limiti massimi di rumorosità e obblighi informativi delle prestazioni acustiche secondo codici di misura. I livelli di rumore devono essere dichiarati tra le specifiche tecniche della macchina ed inseriti nel libretto, inoltre sulla macchina stessa "in una targhetta" va indicato il livello di potenza sonora ponderata A. Per i produttori risulta di notevole importanza produrre macchine poco rumorose, sia per rispettare i limiti di legge sia per offrire al mercato un prodotto concorrenziale, dal momento che l'acquirente è di fatto obbligato all'acquisto della macchina meno rumorosa.

1.2 Fonoisolamento delle macchine

Una delle vie più efficaci per contenere il rumore generato dalle macchine industriali è quella di agire sull'involucro della macchina stessa, o sulle coperture delle sorgenti rumorose che la compongono. Questo presenta il vantaggio di non intervenire sulla progettazione della macchina e nelle sue caratteristiche, nel caso sia difficile ridurre il rumore all'origine. Le modalità di intervento sono specifiche a seconda della macchina da trattare, ma si possono suddividere per semplicità in tre categorie: copertura completa (camere silenti), integrale o parziale.

L'involucro che prevede una copertura completa è anche spesso definito come “camera silente”, ossia un box costruito attorno alla sorgente sonora con pannelli prefabbricati, con la presenza di finestre o aperture per l'intervento sulla macchina stessa che può racchiudere anche più di una macchina al suo interno.

È un intervento diretto alla riduzione diretta della propagazione per via diretta del rumore, e consente di ottenere buoni risultati in termini di riduzione del rischio di danno sui posti di lavoro a fronte di un aumento di costo e di spazi occupati. Questo tipo di intervento è normalmente realizzato in funzione dell'ambiente in cui si va a collocare la macchina e al layout di impianto. La possibilità di eseguire questo tipo di intervento dipende dal funzionamento della macchina stessa, relativamente ai tempi di intervento dell'operatore. I requisiti essenziali di un buon intervento per incapsulaggio sono: elevato potere fonoisolante delle pareti e del soffitto della cabina, elevato coefficiente di assorbimento acustico interno e, assenza di collegamenti rigidi tra la macchina e la cabina per evitare trasmissioni di tipo strutturale, ed infine coibentazione acustica di eventuali collegamenti tra interno ed esterno dell'involucro.

Gli involucri integrali o parziali sono progettati contestualmente all'intera macchina e consentono di ottenere un prodotto direttamente utilizzabile senza ulteriori interventi specifici. Risultano adatti per le macchine con alta frequenza di controllo da parte dell'operatore.

L'involucro a copertura parziale è un intervento mirato e localizzato a solo una porzione della macchina. L'involucro a copertura integrale invece racchiude completamente la macchina o parte di essa e risulta specifico per la macchina indipendentemente dall'ambiente in cui viene collocata.



Figure 1.1 – *Esempio di copertura completa fonoisolante di una macchina industriale.*



Figure 1.2 - *Esempio di copertura integrale di una macchina industriale*

La valutazione delle prestazioni acustiche dell'involucro avviene tramite la differenza di potenza irradiata in assenza o in presenza dell'involucro stesso. Il parametro che descrive la perdita di energia derivata dall'utilizzo di un involucro è definita "Insertion Loss" (IL), e viene espressa in [dB] in funzione della frequenza. Le criticità maggiori degli involucri sono rappresentate a bassa e ad alta frequenza. A bassa frequenza a causa delle caratteristiche delle pareti dell'involucro mentre ad alta frequenza a causa delle caratteristiche dell'involucro stesso, quali aperture improprie o fori necessari al funzionamento della macchina causano punti di fuga del suono ad alta frequenza. Lo studio dell'involucro deve quindi considerare tutte le variabili che lo compongono, dalla stratigrafia delle pareti, all'isolamento tramite delle guarnizioni per la presenza di elementi apribili fino all'influenza di tutti quegli elementi che vanno a modificare la continuità e l'omogeneità della copertura. Ne deriva che gli involucri senza aperture e discontinuità a parità di trattamento fonoisolante risultano più efficaci nel controllo del rumore, nei casi di macchine automatiche che prevedono limitati interventi da parte degli operatori e di poca manutenzione. Le variabili da analizzare nella progettazione dell'involucro fonoisolante sono molteplici (assorbimento ed isolamento delle pareti, tipologie di rivestimento interno, presenza di fori, caratteristiche di connessione tra gli elementi dell'involucro, posizione della sorgente) e sono legate alla natura della sorgente sonora e alle caratteristiche di funzionamento della macchina.

Lo studio dell'isolamento è specifico ad ogni condizione considerandone le particolarità, ma risulta agevole possedere un modello generale di analisi che, considerando le interazioni fra le variabili che concorrono alla performance di acustiche del rivestimento, offra indicazioni in fase di progettazione.

1.3 Metodi di indagine previsionale isolamento acustico

Per lo studio delle capacità di isolamento acustico dei rivestimenti sono disponibili per il progettista vari modelli matematici di calcolo. Questi vanno a considerare la composizione totale della copertura considerando quindi gli effetti combinati di ogni elemento che la compone. Gli approcci più diffusi nella valutazione previsionale delle caratteristiche acustiche analizzano il problema modellando il sistema analiticamente o numericamente.

I modelli analitici si basano sulla risoluzione analitica del problema differenziale dell'equazione d'onda tramite soluzioni esatte alle derivate parziali. Possono essere applicati a problemi semplici in fatto di geometria e condizioni al contorno. Per questo motivo risultano poco flessibili nella modellazione di sistemi complessi e al contempo hanno una validità limitata alle basse frequenze.

I metodi di tipo numerico possono essere suddivisi in due categorie in base alla validità in frequenza: metodi agli elementi finiti (FEM) e metodi agli elementi di contorno (BEM) per le basse frequenze e metodo statistico energetico per il medio alte frequenze (SEA).

Il metodo agli elementi finiti risulta uno degli strumenti più diffusi in ambito fisico ed ingegneristico, e si basa sulla determinazione della distribuzione di variabili in un dominio continuo, dipendenti da equazioni differenziali e condizioni al contorno. Il punto di forza di un'analisi agli elementi finiti è quello di poter considerare contemporaneamente nello stesso modello più domini, governati da equazioni differenziali differenti, che vanno ad interagire tra loro. Il limite fondamentale di questo approccio, oltre alla validità in frequenza, è determinato dall'oneroso costo computazionale e dal tempo di risoluzione del modello. Risultano inoltre complesse le modellizzazioni di domini aperti. Queste caratteristiche non lo rendono adatto a valutazioni ad analisi rapide di problemi complessi quali, incapsulaggi composti da fori o pareti multistrato. Infine, l'insonorizzazione delle macchine vede le maggiori criticità alle medie ed alte frequenze, risultando quindi adatto per una verifica finale e un'analisi localizzata a bassa frequenza.

Il metodo agli elementi di contorno BEM si basa sulla formulazione integrale del problema acustico e mette in relazione le distribuzioni delle variabili nel dominio del continuo con la distribuzione delle grandezze sul contorno del dominio stesso. Questo metodo permette di

risolvere, per via numerica, equazioni d'onda anche per geometrie complesse. Tuttavia non fornisce informazioni relative all'interno del dominio ma solamente ai confini, risultando per questo molto utile nella risoluzione di problemi in cui il dominio non è chiuso. Spesso per problemi vibroacustici è utilizzato accoppiandolo a modelli FEM.

Per analisi a medie ed alte frequenze risultano poco adatti analisi tramite metodi di tipo deterministico. In questo range i sistemi mostrano un forte comportamento statistico e un'elevata densità modale. Metodi numerici basati sull'analisi energetica forniscono un modo rapido e funzionale alla risoluzione del problema.

Il metodo più diffuso per la previsione delle prestazioni acustiche degli isolamenti della macchina è il SEA. Questo, a differenza degli altri metodi numerici, utilizza un approccio statistico, e nell'analisi del problema vengono utilizzate variabili energetiche per la determinazione del comportamento del sistema. Data la natura del modello, i risultati ottenuti non sono soluzioni esatte ma valori attesi. Il modello SEA prevede la discretizzazione del sistema in sottosistemi omogenei di cui vengono analizzate le energie che tra essi si scambiano o accumulano per ottenere un equilibrio del sistema a partire da uno o più elementi eccitati da una forzante strutturale o acustica. I sottosistemi di cui si compone un modello SEA sono di due tipi: pareti e cavità. Ogni sottosistema è caratterizzato in base alle proprie caratteristiche che determinano le modalità di accoppiamento tra l'uno e l'altro. Questo permette di analizzare problemi di natura complessa e permette di ottenere risultati in tempi rapidi. Risulta limitato a basse frequenze data la scarsa densità modale, che non permette un'analisi realistica dei flussi di energia. La natura statistica del modello non permette analisi rispetto alla configurazione del sistema. Inoltre, non permette di avere informazioni relative all'influenza sull'isolamento della posizione della sorgente o alla posizione di fori così come alle aperture sulla copertura o sulla posizione di trattamenti fonoassorbenti ed isolanti. Nonostante queste limitazioni, questo modello risulta il più adatto per lo studio del comportamento degli interventi di controllo del rumore, con la caratteristica di rapidità e validità dei risultati. La caratterizzazione dei vari sottosistemi del modello SEA risulta essenziale per l'analisi dei flussi energetici, in quanto ne determinano le capacità di dissipare, accumulare e trasmettere energia. La caratterizzazione dei sottosistemi parete avviene sia dal punto di vista acustico che strutturale.

Solitamente gli involucri atti al contenimento del rumore delle macchine sono realizzati con pannelli multistrato, utilizzando materiali in grado di dissipare l'energia sonora. Le pareti

multistrato sono solitamente composte da uno strato interno di protezione rivolto verso la sorgente sonora, materiali assorbenti e un supporto esterno rigido. È possibile valutare l'effetto della composizione del multistrato sulla diffusione delle onde acustiche mediante il metodo delle matrici di trasferimento. Ogni materiale è modellato in base alle sue caratteristiche strutturali, sia esso solido, fluido o poroso. Le caratteristiche del multistrato sono ricavate valutando le dissipazioni interne allo strato omogeneo e alla perdita di energia che avviene nelle interfacce di accoppiamento. Il modello delle matrici di trasferimento presenta alcune criticità a basse frequenze in riferimento alla scarsa densità modale. Queste possono comunque essere recuperate con correzioni relative alle dimensioni del pannello finite e non rappresentano comunque un limite nell'analisi tramite modello SEA.

Tramite il modello TMM risulta quindi possibile ottenere i valori di trasmissioni utili nella caratterizzazione acustica delle pareti nel modello SEA. Nel caso le pareti non siano omogeneamente trattate o presentino fori ed aperture, il solo approccio con le matrici di trasferimento non risulta sufficiente.

L'obiettivo sarà quello di conoscere le caratteristiche acustiche di ogni elemento della parete per poi comporle mediandole sulle superfici di interesse indipendentemente dalle posizioni in cui sono collocate, data la natura statistica del modello SEA.

Le caratteristiche di trasmissione acustica dei fori sono analizzabili mediante formule analitiche in base alle dimensioni, allo spessore e a possibili materiali fonoassorbenti inclusi negli stessi.

Capitolo 2 - Statistical Energy Analysis

Nel seguente capitolo verrà riportata la teoria del modello di analisi SEA applicato allo studio delle prestazioni acustiche di involucri per isolamento di macchine industriali. Nei vari paragrafi verranno spiegati il modello matematico e le caratteristiche del modello. Si andrà inoltre ad analizzare in dettaglio la teoria delle matrici di trasferimento utile alla caratterizzazione di pacchetti insonorizzanti multistrato. Infine sarà spiegato il modello analitico per il calcolo della trasmissione acustica dei fori.

2.1 Modello SEA

Il SEA, acronimo di Statistical Energy Analysis, è un modello di previsione della trasmissione di onde sonore o strutturali. L'idea di base del modello è quella di analizzare statisticamente la risposta dinamica di sistemi eccitati in modo da valutare i flussi di energia tra gli stessi in fatto di trasmissione e dissipazione [1]. Conoscendo il quantitativo di energia si possono ricavare le grandezze di interesse quali livello di potenza sonora, pressione o di vibrazione.

Il modello SEA venne inizialmente applicato dall'industria aerospaziale e navale negli anni '60, con lo scopo della valutazione previsionale della resistenza a fatica delle strutture sottoposte a cariche vibrazionali ad alta frequenza e del rumore trasmesso dalle stesse. Successivamente venne applicato per la valutazione acustica e vibrazionale nella progettazione di automobili, treni e nel settore edilizio. Attualmente risulta un modello utilizzato in vari settori per la velocità di computazione e per l'efficacia negli studi ad alta frequenza, a differenza di altre tipologie di analisi come gli elementi finiti.

Nel SEA, un sistema eccitato viene suddiviso in sottosistemi quali cavità e pareti. Le pareti sono a loro volta considerate come tre sottosistemi indipendenti, ognuno dei quali è caratterizzato dalla trasmissione di una particolare onda strutturale (flessionale, longitudinale, e di taglio). Ogni sottosistema si relaziona con gli altri tramite le connessioni in base alle proprie caratteristiche geometriche, strutturali ed acustiche. Le connessioni rappresentano i punti di trasmissione di energia tra i vari sottosistemi [1].

L'esempio più semplice per individuare i vari sottosistemi è quello di un edificio con due stanze divise da una parete oppure di una macchina industriale incapsulata in un box. I sistemi sono l'intero edificio o la macchina circondata dal box. Il modello considera ogni parete della stanza o del box come tre sottosistemi parete sovrapposti e i volumi d'aria racchiusi tra le pareti come sottosistemi cavità.

Il principio di base del SEA è la conservazione dell'energia. Per ogni sottosistema deve valere la condizione di bilancio di energia: tutta l'energia che entra deve essere uguale alla somma dell'energia trasmessa e dissipata.

Al fine di analizzare come si trasmette l'energia tra i vari sottosistemi, risulta necessaria la valutazione dei coefficienti di trasmissione. Questi sono relativi all'accoppiamento di due sottosistemi e ne descrivono le caratteristiche di propagazione di energia acustica e vibrazionale. Per ogni coppia di sottosistemi presenti, viene valutato un coefficiente di trasmissione in base alla caratteristica dei due sottosistemi accoppiati. Le modalità di trasmissione di energia sono tre, risonante tra sottosistemi cavità e parete, non risonante tra due sottosistemi cavità e strutturale tra sottosistemi parete [1].

I coefficienti di trasmissione sonora tra due cavità sono agevolmente ricavabili tramite le matrici di trasferimento. I coefficienti di trasmissione tra cavità e pareti sono ricavati analiticamente valutando gli effetti di accoppiamento modale. Infine i coefficienti di trasmissione strutturale sono ricavati dal rapporto delle potenze trasmesse e riflesse nelle interfacce tra pareti considerando la sovrapposizione di tre tipi di onda flessionale, longitudinale e di taglio.

2.1.1 Modal loss Factor e Modal Overlap

La principale assunzione nel modello di analisi statistico SEA riguarda la trasmissione tramite accoppiamento modale dell'energia. I vari sottosistemi tramite i modi ricevono, trasmettono e dissipano energia. L'analisi tramite questo modello risulta tanto più attendibile tanti più modi sono presenti all'interno di un sottosistema. L'osservazione dei risultati deve essere sempre accompagnata da un'attenzione alla quantità di modi dei sottosistemi. Questa condizione risulta essere un forte limite per le analisi a basse frequenze. Spesso in questo range il SEA risulta un modello poco appropriato. Il numero minimo di modi per frequenza di banda, necessario per un attendibile analisi, va dai 2 ai 30, considerando che minor è il numero di modi e maggiore è

l'errore in cui si può incorrere [1]. Il numero di modi per banda è valutabile dalla densità modale. Data una banda $\Delta\omega$ di centro banda ω la densità modale rappresenta il numero di modi del sottosistema presenti nella banda in analisi. Il numero di modi N sarà dato da:

$$N = n(\omega)\Delta\omega \quad (2.1)$$

La densità modale di un sottosistema si può ricavare conoscendo la geometria dello stesso e dalle relazioni di smorzamento delle onde libere del sottosistema.

Per un sistema bidimensionale la densità modale può essere calcolata con la seguente relazione:

$$n(\omega) = \frac{Sk}{2\pi c_g} \quad (2.2)$$

Per un sistema tridimensionale la densità modale può essere calcolata con l'equazione:

$$n(\omega) = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{2\omega fV}{c_0^3} + \frac{\omega S'}{4c_0^2} + \frac{L'}{8c_0} \right) \quad (2.3)$$

Dove S' è la superficie totale, L' la lunghezza totale degli spigoli interni e V il volume.

Un sottosistema cavità presenta un comportamento tridimensionale o bidimensionale a seconda della frequenza e della profondità. Viene quindi calcolata una frequenza limite, al di sotto della quale il sottosistema cavità si comporta come un sistema bidimensionale e al di sopra come un sistema tridimensionale.

I limiti a bassa frequenza nell'utilizzo del SEA non sono solo determinati dal numero di modi. Dato che il modello si basa sulla trasmissione risonante, anche lo smorzamento risulta fondamentale per gestire la qualità dei risultati. Per alti smorzamenti si otterrà una risposta modale del sottosistema molto meno accentuata rispetto alla presenza di uno smorzamento basso. Una risposta altamente smorzata impone la non applicabilità del SEA.

Il coefficiente che considera la densità modale in rapporto alle caratteristiche smorzanti del sottosistema è la sovrapposizione modale [1]. Questa è definita come rapporto tra i modi di una banda e la spaziatura in frequenza degli stessi.

$$Modal\ overlap = \omega \eta_d n(\omega) \quad (2.4)$$

La sovrapposizione modale come descritta nell'equazione è ricavata mediante metà della potenza contenuta per ogni banda in frequenza. Se viene calcolata con l'intera potenza prende il nome di fattore di sovrapposizione modale, che però non viene utilizzato per valutare i limiti di attendibilità del modello SEA. La sovrapposizione modale tenderà ad aumentare con l'incremento delle frequenze, quindi analogamente al comportamento della densità modale il limite di attendibilità sarà posto a bassa frequenza. Il limite a bassa frequenza non è fissato univocamente, ne è definito in maniera assoluta il numero minimo di modi per banda, si può comunque affermare che al diminuire delle frequenze si avrà un aumento degli errori [1].

Al fine di poter aver una risposta il più possibile corretta è consigliabile inquadrare l'analisi su un range di frequenze di interesse. All'interno di questo intervallo l'obiettivo sarà di ottenere una densità modale adeguata e una distribuzione omogenea dell'energia modale di ogni sottosistema.

2.1.2. Relazione di consistenza

Il principio di analisi dei flussi di energia del modello SEA trova origine nella scrittura di un sistema lineare che interpreta l'interazione tra l'accoppiamento di due oscillatori eccitati in maniera indipendente da un rumore casuale a banda larga. Considerando la media delle energie dei due oscillatori, E_i e E_j , il flusso energetico tra i due oscillatori può essere descritto in modo proporzionale alla differenza di energia dei due oscillatori non accoppiati, in analogia con il trasferimento di energia termica [1].

Il trasferimento di energia avviene dall'oscillatore con maggior energia all'oscillatore con minore energia, e può essere espresso usando due coefficienti di accoppiamento K_i e K_j :

$$P_{ij} = K_i(E_i - K_j E_j) \quad (2.5)$$

Considerando l'accoppiamento di due gruppi di oscillatori accoppiati è possibile definirli come due sottosistemi dove i singoli oscillatori ne rappresentano i modi di vibrare. Ogni sottosistema include un gruppo di modi simili in base alla forma di eccitazione, dove la risposta del sottosistema è determinata in bande di frequenza. Si assume che il flusso di energia che avviene tra i due sottosistemi è determinato dalla correlazione tra i modi di vibrare degli stessi.

Da questa ipotesi si può ricavare la relazione di consistenza [1]:

$$\eta_{12}n_1 = \eta_{21}n_2 \quad (2.6)$$

Considerando il fattore $K_i = \omega\eta_{12}$ e $K_j = \frac{n_1}{n_2}$ dove η è il fattore di accoppiamento mentre n è la densità modale ossia il numero di modi per banda di frequenza.

2.1.3. Matrice generale del SEA

L'analisi della propagazione di energia tra vari sottosistemi da parte del modello SEA prevede la conoscenza della perdita di energia all'interno di ogni sottosistema, relativa all'accoppiamento tra sottosistemi e della quantità di potenza incidente. Le perdite di energia sono descritte dai coefficienti di assorbimento o fattori di perdita ('loss factor'). Si definiscono tre tipologie di loss factor: il primo relativo alle caratteristiche interne del sottosistema che valuta la quantità di energia che viene persa perché convertita in calore (η_{id}), il secondo relativo all'accoppiamento tra due sottosistemi che ne valuta la quantità di energia che si trasferisce tra essi (η_{ij}) e il terzo che comprende tutte le perdite connesse ad un sottosistema, ossia la somma tra i coefficienti di perdita interni e di accoppiamento (η_i) [1].

$$\eta_i = \eta_{id} + \sum_{j=1, j \neq i}^n \eta_{ij} \quad (2.7)$$

Di seguito viene schematizzato il principio di analisi SEA tra due sottosistemi connessi.

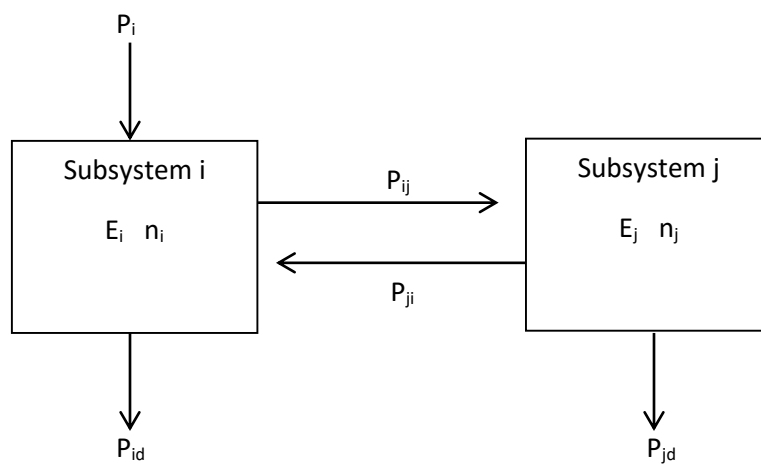


Figura 2.1 - Schema di connessioni tra sottosistemi.

Lo schema rappresenta i flussi di energia valutati tra due sottosistemi. I flussi di energia verso l'esterno P_{id} e P_{jd} rappresentano le dissipazioni, mentre la radiazione e la trasmissione tra due sottosistemi sono rappresentati da P_{ij} e P_{ji} . Infine P_i rappresenta i flussi di energia in entrata derivato dalle eccitazioni esterne.

Per la legge di conservazione dell'energia possiamo scrivere:

$$P_i + P_{ji} = P_{ij} + P_{id} \quad (2.8)$$

$$P_j + P_{ij} = P_{ji} + P_{jd} \quad (2.9)$$

Dove la potenza dissipata in un sottosistema i è data dalla seguente equazione:

$$P_{id} = \omega \eta_{id} E_i \quad (2.10)$$

dove E_i rappresenta l'energia totale di tutti i modi alla frequenza f .

La potenza trasmessa tra due sottosistemi i e j (P_{ij}) è data dall'equazione:

$$P_{ij} = \omega \eta_{ij} E_i \quad (2.11)$$

Possiamo quindi riscrivere in forma matriciale l'equazione di conservazione dell'energia [2]:

$$\begin{bmatrix} P_i \\ P_j \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} (\eta_{id} + \eta_{ij}) & -\eta_{ji} \\ -\eta_{ij} & (\eta_{jd} + \eta_{ji}) \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} E_i \\ E_j \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

Che generalizzando per un numero n di sottosistemi può essere riscritta come:

$$\begin{bmatrix} P_i \\ P_j \\ \vdots \\ P_n \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_i & -\eta_{ji} & \dots & -\eta_{ni} \\ -\eta_{ij} & \eta_j & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{in} & \dots & \dots & \eta_n \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} E_i \\ E_j \\ \vdots \\ E_n \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

L'energia contenuta nei sottosistemi risulta quindi ricavabile tramite

$$\{E\} = [\eta^{-1}] \left\{ \frac{P_{in}}{\omega} \right\} \quad (2.14)$$

dove η^{-1} risulta essere l'inversa della matrice dei fattori di accoppiamento.

Utilizzando la relazione di consistenza è possibile rendere simmetrica la matrice dei fattori di accoppiamento.

$$\begin{bmatrix} P_i \\ P_j \\ \vdots \\ P_n \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_i n_i & -\eta_{ji} n_j & \cdots & -\eta_{ni} n_n \\ -\eta_{ij} n_i & \eta_j n_j & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{in} n_i & \cdots & \cdots & \eta_n n_n \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} E_i/n_i \\ E_j/n_j \\ \vdots \\ E_n/n_n \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

Nel caso siano conosciuti per ogni coppia di sottosistemi i fattori di accoppiamento in entrambe le direzioni, il ricorso alle densità modali non risulta necessario per il calcolo della matrice generale del SEA.

2.1.4. Energia e livelli di pressione.

La soluzione dell'equazione fondamentale del SEA fornisce le energie contenute in ogni sottosistema, le quali possono essere convertite in grandezze utili alla comprensione del fenomeno di studio, quali livelli di pressione sonora o velocità. Per sottosistemi tridimensionali, considerando un ambiente di tipo riverberante, l'energia viene convertita in una pressione media quadratica. L'energia può essere infatti espressa tramite due approcci fondamentali, uno considerando la pressione sonora e uno utilizzando la velocità di particella. L'approccio che considera la velocità di particella è indicato per lo studio dell'energia strutturale relativo alle componenti bidimensionali, mettendo in connessione il suono negli spazi e le vibrazioni nelle strutture.

Se ipotizziamo un campo diffuso, possiamo considerare un campo sonoro formato da piani d'onde di cui ne ricaviamo l'intensità. L'intensità acustica rappresenta l'energia che attraversa una superficie di sezione unitaria perpendicolare alla direzione di propagazione dell'onda nell'unità di tempo. Possiamo considerare gruppi di velocità di propagazione dell'energia, relativi ai tipi di onde che propagano nei sottosistemi (C_{gl} velocità di propagazione onde longitudinale, C_{gb} velocità di propagazione onde flessionali e C_{gs} velocità di propagazione onde di taglio) [1]. Nel caso di analisi dei sottosistemi tridimensionali, quali cavità piene d'aria, la velocità di propagazione dell'energia delle onde longitudinali risulta C_0 . La densità di energia in un campo riverberante, espressa come energia per unità di volume, è data da:

$$Wr = \frac{I}{C_0} \quad (2.17)$$

L'energia contenuta nella cavità è quindi data da:

$$E = Wr * V = \frac{\langle p^2 \rangle_{t,s} V}{\rho_0 c_0^2} \quad (2.18)$$

Dove $\langle p^2 \rangle_{t,s}$ rappresenta la pressione media quadratica all'interno del sottosistema.

Altresì è possibile relazionare l'energia alla media quadratica della velocità di particella

$$E = m * \langle u^2 \rangle_{t,s} = \rho_0 V \frac{\langle p^2 \rangle_{t,s}}{\rho_0^2 c_0^2} = \frac{\langle p^2 \rangle_{t,s} V}{\rho_0 c_0^2} \quad (2.19)$$

Solitamente l'obbiettivo è quello di ricavare la differenza di livello di pressione sonora tra due cavità che permette riflessioni ed analisi sull'isolamento acustico, e questo si può ricavare come segue [1]:

$$D = 10 \log_{10} \left(\frac{p_i^2}{p_j^2} \right) = 10 \log_{10} \left(\frac{E_i^2}{E_j^2} \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{V_j^2}{V_i^2} \right) \quad (2.20)$$

Per sottosistemi di tipo strutturale in cui l'energia in essi contenuta è ricavata dalla velocità di particella, il rapporto tra le energie di due sottosistemi riconduce ad una differenza di livello di velocità tra i due sottosistemi.

$$D_{v,ij} = 10 \log_{10} \left(\frac{v_i^2}{v_j^2} \right) = 10 \log_{10} \left(\frac{E_i^2}{E_j^2} \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{m_j^2}{m_i^2} \right) \quad (2.21)$$

2.1.5. Analisi del percorso

Considerando un sistema articolato composto da diversi sottosistemi, l'energia posseduta da ognuno di questi deriva dall'influenza delle trasmissioni che avvengono tra tutti i componenti in analisi.

Tramite l'analisi SEA è possibile arrivare a conoscere il quantitativo di energia contenuto nei vari sottosistemi, considerando i percorsi dell'energia dalla sorgente al sottosistema analizzato derivanti da tutte gli accoppiamenti presenti [1]. La comprensione del percorso effettuato dai flussi di energia risulta agevole tramite la soluzione della matrice del modello, rendendo il SEA un ottimo strumento di supporto alla progettazione.

Consideriamo l'immagine riportata in seguito [1].

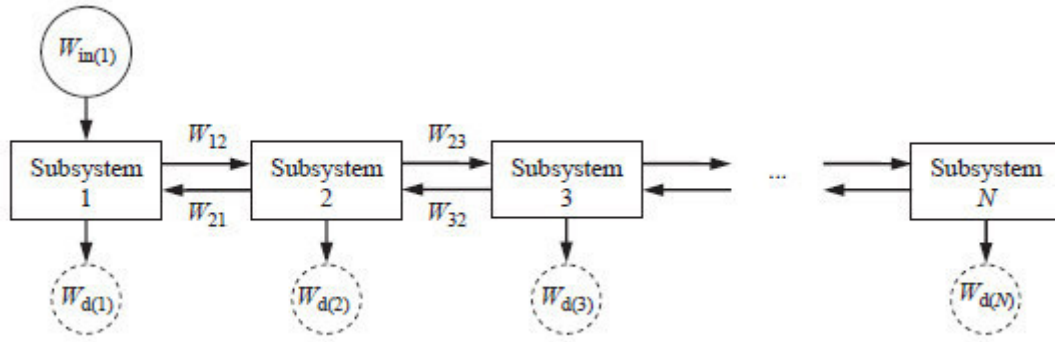


Figure 2.2 - Schema dei flussi di energia tra diversi sottosistemi

Per semplicità analizziamo i flussi di energia tra i primi tre sottosistemi:

$$\omega\eta_{12}E_1 = \omega\eta_2E_2 \quad (2.22)$$

$$\omega\eta_{23}E_2 = \omega\eta_3E_3 \quad (2.23)$$

Combinando le relazioni possiamo ottenere il rapporto di energia tra i sottosistemi 1 e 3 considerando il percorso 1-2-3.

$$\frac{E_1}{E_2} = \frac{\eta_2\eta_3}{\eta_{12}\eta_{23}} \quad (2.24)$$

Se generalizziamo volendo ottenere il rapporto tra le energie presenti tra il sottosistema 1 e il sottosistema N potremo scrivere:

$$\frac{E_1}{E_N} = \frac{\eta_2\eta_3\cdots\eta_N}{\eta_{12}\eta_2\cdots\eta_{(N-1)N}} \quad (2.25)$$

Tramite queste analisi è possibile comprendere quali sono i percorsi privilegiati che portano ad una maggior trasmissione di energia.

La soluzione generale del modello SEA va a rappresentare le energie contenute nei sottosistemi considerando l'influenza di tutti i percorsi che si vanno ad instaurare in base alle connessioni e alle caratteristiche dei sottosistemi stessi.

2.1.6. Sottosistemi: pareti e cavità.

Nel modello SEA, un sistema complesso viene discretizzato in sottosistemi. I sottosistemi sono di due tipologie: tridimensionali definiti cavità e bidimensionali definite pareti. I sottosistemi sono definiti in base alla loro capacità di immagazzinare energia modale. Ogni sottosistema è definito in modo tale che ai propri confini si instaurino delle riflessioni atte a creare un campo sonoro o di vibrazione riverberante all'interno del sottosistema. Le riflessioni si instaurano quando intercorre una variazione di impedenza. Solitamente i sottosistemi cavità, in cui si propaga un solo tipo di onda, i confini sono coincidenti con le pareti che ne racchiudono il volume. Negli elementi strutturali bidimensionali si propagano onde di tipo differente, e nonostante le onde di tipo flessionale siano le più importanti per quanto riguarda la radiazione sonora, le altre due forme d'onda comunque richiedono un'analisi dettagliata in quanto sono in grado di trasportare energia di tipo vibrazionale. Per questo motivo risulta necessario trattare ogni elemento parete come tre sottosistemi virtuali sovrapposti. Tramite l'analisi di sottosistemi sovrapposti, relativi alla propagazione di un solo tipo di onda, si riescono ad individuare le interazioni tra onde differenti. La trasmissione di energia tra vari sottosistemi è calcolata mediante fattori di accoppiamento. I confini, anche nel caso dei sottosistemi strutturali, coincidono con dei cambi di impedenza, quali curvature nette o giunzioni con altri elementi. Il modello SEA si basa su ipotesi di campo riverberante, di conseguenza non può considerare sottosistemi con alti smorzamenti a causa del veloce decremento di propagazione dell'onda. Esiste una regola che permette di valutare la possibilità di analizzare sottosistemi smorzati, definendo una lunghezza massima che può consentire la propagazione dell'onda [1]:

$$L_{max} < \frac{c_{g,B}}{\omega \eta_{int}} \quad (2.26)$$

Se le dimensioni dell'elemento studiato superano la lunghezza massima, risulta comunque applicabile il modello SEA nel caso in cui l'eccitazione non è puntuale o lineare ma diffusa, come ad esempio l'eccitazione dovuta all'interazione con un fluido o con situazioni di eccitazione strutturale diffusa (rain on the roof). E' possibile comunque anche discretizzare il

singolo sottosistema in sottosistemi più piccoli per tener conto delle perdite di energia in funzione della distanza.

2.1.7. Smorzamento

Lo smorzamento di un sottosistema può essere descritto come somma dello smorzamento interno, dei fattori di perdita legati alla radiazione e dei fattori di smorzamento delle connessioni con altri sottosistemi.

$$\eta_{id} = \eta_{i,s} + \eta_{i,rad} + \eta_{i,b} \quad (2.27)$$

Dove $\eta_{i,s}$ rappresenta il fattore di perdita relativo allo smorzamento strutturale o all'assorbimento superficiale del materiale. Questo va a descrivere la parte di energia che viene convertita in calore [1].

$\eta_{i,rad}$ è il fattore di perdita che considera l'energia che viene irradiata dal sistema verso l'ambiente circostante. Questa energia spesso viene convertita da vibrazionale ad acustica. Se l'ambiente circostante è modellato come uno o vari sottosistemi, conosciuto il fattore di accoppiamento tra i due sottosistemi, questo fattore non viene considerato nello smorzamento del sottosistema i .

$\eta_{i,b}$ è il fattore associato allo smorzamento delle connessioni tra i vari sottosistemi, che solitamente viene trascurato dal modello SEA.

Il coefficiente totale di smorzamento di un sottosistema, come riportato nella trattazione della matrice generale del SEA, risulta essere la somma dello smorzamento del sistema stesso e dei fattori di accoppiamento con gli altri sottosistemi.

Lo smorzamento di elementi strutturali è ricavabile tramite misure di laboratorio, oppure tramite studio delle matrici di trasferimento come descritto nei capitoli precedenti.

Lo smorzamento relativo alle cavità, che ne descrive le caratteristiche di assorbimento interno, può essere valutato in vari modi. Il metodo usato nel modello è quello del tempo di

riverberazione, valutato in opera o calcolato a priori mediante la conoscenza delle unità assorbenti.

$$\eta_i = \frac{2.2}{fT_{60}} \quad (2.28)$$

La misura del tempo può non sempre essere agevole a seconda del tipo di ambiente in analisi a causa della rapidità del decremento di energia sonora.

È possibile ricavare il tempo di riverbero conoscendo le caratteristiche interne del sottosistema.

$$T_{60} = \frac{0.16 V}{A} \quad (2.29)$$

Dove A rappresenta la sommatoria dei prodotti delle superfici interne al sottosistema per il relativo coefficiente di assorbimento. Con questa modalità è possibile in fase di progettazione analizzare gli effetti di trattamenti fonoassorbenti, sia in fatto di caratteristiche di assorbimento che in fatto di superficie trattata.

L'integrazione tra la misurazione in opera e delle valutazioni a priori risulta essere un elemento molto interessante nello sviluppo di un modello SEA, mirato all'ottimizzazione di trattamenti fonoassorbenti in situazioni esistenti di cui non si conoscono le unità assorbenti del sottosistema in analisi. Se si ipotizza di conoscere il tempo di riverbero di una cavità da trattare T_{60}' e le caratteristiche geometriche ed acustiche di una possibile zona di intervento A_1 ed α_1 . Possiamo dunque calcolare l'assorbimento totale della cavità

$$A = \frac{0.161V}{T_{60}} \quad (2.30)$$

Conseguentemente sapendo che

$$A = \sum S\alpha' \quad (2.31)$$

Possiamo suddividere l'assorbimento totale come somma tra l'assorbimento residuo e l'assorbimento relativo alla zona di intervento:

$$A = \sum S\alpha' = A_{res} + A_1 \alpha_1 \quad (2.32)$$

Così facendo sarà possibile modificare il coefficiente α_1 e valutare l'influenza del trattamento sulla trasmissione di energia nel modello.

2.1.8. Fattori di perdita per accoppiamento

I fattori di perdita per accoppiamento sono un elemento che caratterizza l'analisi del flusso di energia adottata dal modello SEA. Questi fattori, che descrivono le modalità di trasmissione di energia tra due sottosistemi, ricavati in maniera differente a seconda del tipo di trasmissione che si instaura (risonante, non risonante e strutturale), sono definiti come frazione di energia trasmessa tra un sottosistema e un altro. I fattori di perdita per accoppiamento sono correlati ai parametri acustico strutturali dei vari sottosistemi come l'efficienza di radiazione e i coefficienti di trasmissione. Di seguito vengono riportate le formulazioni utilizzate dal modello per ricavare i valori dei fattori di perdita per accoppiamento.

2.1.8.1. Accoppiamento tra pareti

Considerando la potenza trasmessa tra due sottosistemi strutturali i e j :

$$P_{ij} = E_i \omega \eta_{ij} \quad (2.33)$$

L'energia E_i del primo sottosistema può essere descritta come

$$E_i = m_i \langle u^2 \rangle_{t,s_i} \quad (2.34)$$

Dove m_i rappresenta la massa e $\langle u^2 \rangle_{t,s_i}$ la media quadratica della velocità di vibrazione del sottosistema i .

Per un sottosistema bidimensionale l'energia può essere espressa:

$$E_i = \rho_i S_i \langle u^2 \rangle_{t,s_i} \quad (2.35)$$

ρ_i e S_i rappresentano la densità e la superficie del sottosistema i .

Per un sottosistema tridimensionale l'energia può essere espressa come:

$$E_i = \rho_i V_i \langle u^2 \rangle_{t,s_i} \quad (2.36)$$

ρ_i rappresenta la densità del fluido contenuto nel sottosistema e V il suo volume.

Combinando le equazioni di trasmissione della potenza e dell'energia per sottosistema bidimensionale, possiamo scrivere:

$$P_{ij} = \rho_i S_i \langle u^2 \rangle_{t,s_i} \omega \eta_{ij} \quad (2.37)$$

Considerando la potenza incidente su un elemento bidimensionale:

$$P_{inc} = \frac{E_i c_{gi} L}{\pi S_i} = \frac{\rho_i \langle u^2 \rangle_{t,s_i} c_{gi} L}{\pi} \quad (2.38)$$

Dove L è la lunghezza della connessione tra i due sottosistemi.

Definito il coefficiente di trasmissione τ_{ij} come rapporto tra potenza trasmessa ed incidente (che verrà analizzato nel prossimo paragrafo) :

$$\tau_{ij} = \frac{P_{ij}}{P_{inc}} \quad (2.39)$$

Il coefficiente di perdita per accoppiamento rappresenta la frazione di energia trasmessa rispetto a quella incidente, questo risulta descritto dalla seguente equazione [2]:

$$\eta_{ij} = \frac{L c_{gi} \tau_{ij}}{\omega \pi S_i} \quad (2.40)$$

Il coefficiente di accoppiamento risulta correlato al coefficiente di trasmissione τ_{ij} tra i due sottosistemi e alla velocità di propagazione delle onde vibrazionali c_{gi} . La velocità di propagazione è calcolata in maniera differente a seconda del tipo di onda in analisi ossia: c_{gl} per le onde longitudinali, c_{gb} per le onde flessionali e c_{gs} per le onde di taglio. Nel modello SEA ogni sottosistema strutturale è visto come una sovrapposizione di tre sottosistemi, ognuno in grado di trasmettere un solo tipo di onda. Questi sottosistemi sovrapposti vengono considerati dal modello indipendenti, e quindi trasmettono energia tra di loro ed ognuno di essi con ogni

altro sottosistema a loro connesso. La velocità che andrà inserita per il calcolo del fattore di accoppiamento sarà quella riferita alla propagazione del tipo d'onda che viene diffusa dal primo sottosistema, ossia da quello che trasmette.

Per le onde flessionali la velocità di propagazione si ricava mediante l'equazione:

$$c_{gb} = 2c_b = 2 \left(\frac{B\omega^2}{\rho} \right)^{1/4} \quad (2.41)$$

Dove B rappresenta il modulo di rigidità flessionale del sottosistema.

$$B = \frac{E_y h^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2.42)$$

Con E_y è il modulo di Young, h lo spessore e ν il modulo di Poisson del sottosistema.

Per le onde longitudinali e per le onde di taglio le velocità di propagazione si ricavano mediante le equazioni:

$$c_{gl} = c_l = \sqrt{\frac{E_y h}{\rho(1-\nu^2)}} \quad (2.43)$$

$$c_{gs} = c_s = \sqrt{\frac{E_y h}{2\rho(1-\nu)}} \quad (2.44)$$

2.1.8.2. Accoppiamento risonante tra parete e cavità.

Il coefficiente di perdita relativo all'accoppiamento tra parete e cavità viene calcolato analogamente al precedente come frazione di energia trasmessa tra i due sottosistemi.

La parete in vibrazione andrà a cedere parte della propria energia al fluido presente nella cavità. La potenza che viene irradiata nella cavità dipende dalle caratteristiche geometriche del sottosistema che vanno a definirne l'efficienza di radiazione. L'efficienza di radiazione che

rappresenta per questo accoppiamento l'analogo del coefficiente di trasmissione, descrive il rapporto tra potenza irradiata e potenza incidente dovuta alla vibrazione della parete:

$$\sigma = \frac{P_{ij}}{P_{inc}} \quad (2.45)$$

$$P_{inc} = v_i^2 \rho_i c_0 S_i \quad (2.46)$$

$$P_{ij} = \rho_i S_i \langle u^2 \rangle_{t, S_i} \omega \eta_{ij} \quad (2.47)$$

Il coefficiente di perdita per accoppiamento risulta quindi definito come [2]:

$$\eta_{ij} = \frac{\rho_0 c_0 \sigma}{\omega \rho_i} \quad (2.48)$$

Per il calcolo del coefficiente di accoppiamento tra cavità e parete risulta necessario il ricorso alla relazione di consistenza.

$$\eta_{12} n_1 = \eta_{21} n_2 \quad (2.49)$$

2.1.8.3. Accoppiamento non risonante tra due pareti.

Il fattore di perdita per accoppiamento tra due cavità è calcolato analogamente ai precedenti, considerando però la potenza incidente così definita:

$$P_{inc} = \frac{E_i c_0 S_i}{4V_i} \quad (2.50)$$

Dove V_i è il volume, S_i la superficie e E_i l'energia del sottosistema cavità i .

Il coefficiente di accoppiamento è quindi definito dalla seguente equazione [2].

$$\eta_{ij} = \frac{S_i c_0 \tau_{ij}}{4\omega V_i} \quad (2.51)$$

2.1.9. Coefficienti di trasmissione

I coefficienti di trasmissione descrivono le modalità di trasmissione di potenza acustica o vibrazionale tra due sottosistemi.

2.1.9.1. Coefficiente di trasmissione non risonante

Nel caso di trasmissione non risonante tra due cavità separate da una parete, il coefficiente di trasmissione è relativo alle caratteristiche di trasmissione sonora della parete divisoria. Il valore del coefficiente di trasmissione può essere noto da prove di laboratorio oppure calcolato analiticamente. In riferimento all'ambito di applicazione del modello SEA possono essere usati diversi metodi per la valutazione del suddetto coefficiente. Ad esempio in ambito edilizio in presenza di pareti massiche ed omogenee potrebbe essere valutato mediante legge di massa. L'uso della legge di massa non risulta idoneo in presenza di pareti composte o di trattamenti isolanti multistrato spesso utilizzati in ambito industriale. Un metodo efficace e rapido per calcolare il coefficiente di trasmissione è quello delle matrici di trasferimento. L'uso del metodo delle matrici di trasferimento integrato nel modello SEA risulta vincente per la rapidità di valutazione e per l'applicabilità in diverse situazioni di studio. Tramite il metodo delle matrici di trasferimento è possibile calcolare il coefficiente di trasmissione di una parete composta da diversi strati di materiale. Il calcolo permette di analizzare una parete di dimensione finita ed omogenea, ossia caratterizzata nella sua interezza dalla stessa stratigrafia. Spesso nelle situazioni reali le pareti che dividono due cavità non sono continue o possono presentare composizioni diverse. Ad esempio, se si considera una portiera di ispezione di un box che racchiude una macchina industriale, questa potrà essere caratterizzata da fori di aerazione, guarnizioni laterali e da trattamenti fonoassorbenti od isolanti che vanno a ricoprire solo una parte della superficie che comunica con l'esterno o con altre cavità.

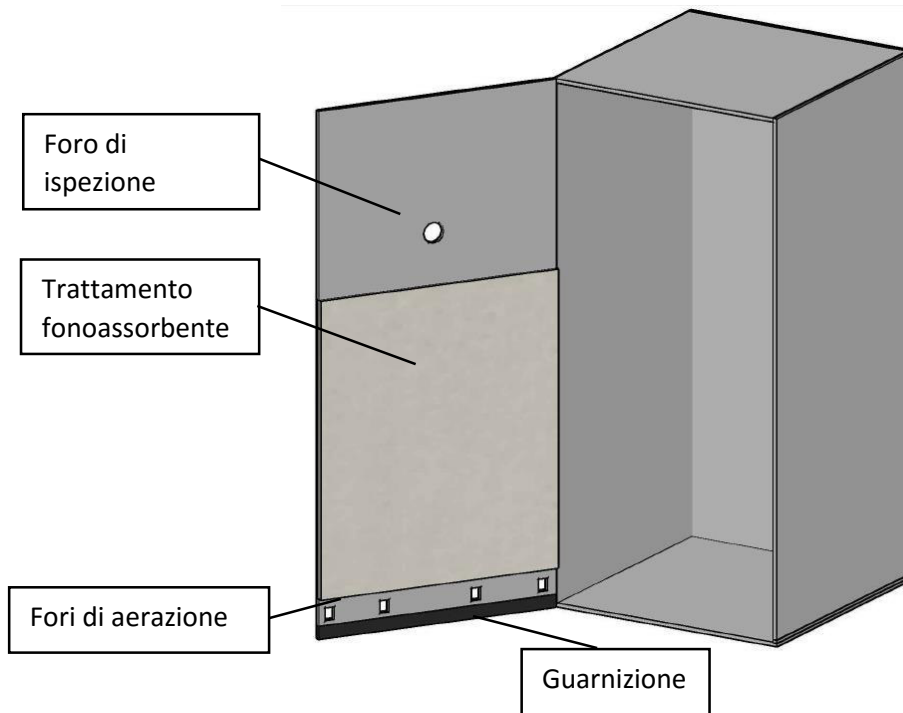


Figure 2.3 - Esempio di box a copertura integrale di una macchina industriale con possibili elementi di discontinuità nella copertura.

Il coefficiente di trasmissione di pareti, che contemplano discontinuità, verrà calcolato componendo i coefficienti di trasmissione di ogni elemento che le compone secondo la seguente equazione:

$$\tau_{comp} = \frac{1}{\sum_{n=1}^N S_n} \sum_{n=1}^N S_n \tau_n \quad (2.52)$$

Per n elementi che caratterizzano la parete, il coefficiente totale risulta una composizione dei coefficienti di trasmissione tramite media pesata sulle superfici dei singoli elementi.

I coefficienti di trasmissione degli elementi di cui si compone la parete, sono ricavati in maniera differente a seconda della natura dell'elemento. Relativamente alle parti rigide mono e multistrato il coefficiente è ricavato mediante matrici di trasferimento. Il coefficiente di trasmissione dei fori dipende dal materiale della parete in cui è realizzato il foro e dalle caratteristiche geometriche dello stesso (forma, dimensioni e spessore). Esistono diversi approcci per lo studio dell'attenuazione acustica delle aperture. Nel seguente modello si è adottato il metodo proposto da Wilson e Soroka [3] e Sauter e Soroka [4]. Tramite questo

approccio è possibile analizzare l'attenuazione di fori di forma rettangolare, circolare o fessure di tipo lineare. L'analisi di elementi guarnizione risulta molto complessa e può essere realizzata tramite modellizzazione agli elementi finiti. Dal momento che questo approccio risulta molto oneroso, è infatti preferibile derivare i coefficienti di trasmissione da misure in opera.

2.1.9.2. Coefficiente di trasmissione strutturale

Nel modello presente, il calcolo dei coefficienti che descrivono le modalità di trasmissione di energia strutturale tra due pareti, segue lo studio eseguito da Carl Hopkins [1]. L'analisi proposta considera la propagazione di onde tra un numero arbitrario di pareti tra di loro connesse da una stessa giunzione. Per ogni connessione tra elementi strutturali risulta possibile calcolare i coefficienti di trasmissione tra ogni coppia di pareti che si interfacciano. Il modello considera la propagazione e l'interazione tra tre tipi di onda: flessionale, longitudinale e di taglio. I coefficienti di trasmissione ricavati andranno a descrivere l'interazione tra onde di natura differente tra pareti differenti ma anche all'interno dello stesso elemento. Per semplificare risulta agevole considerare ogni elemento parete come sovrapposizione di tre elementi ognuno dei quali in grado di propagare un solo tipo di onda. Se consideriamo la parete i , chiameremo sottosistema iB quello che considera la propagazione delle onde flessionali, iL quello che considera la propagazione di onde longitudinali e iT quello relativo alle onde di taglio.

Di seguito viene proposta un'immagine che descrive l'interazione tra tre pareti connesse fra loro in un'unica giunzione [1].

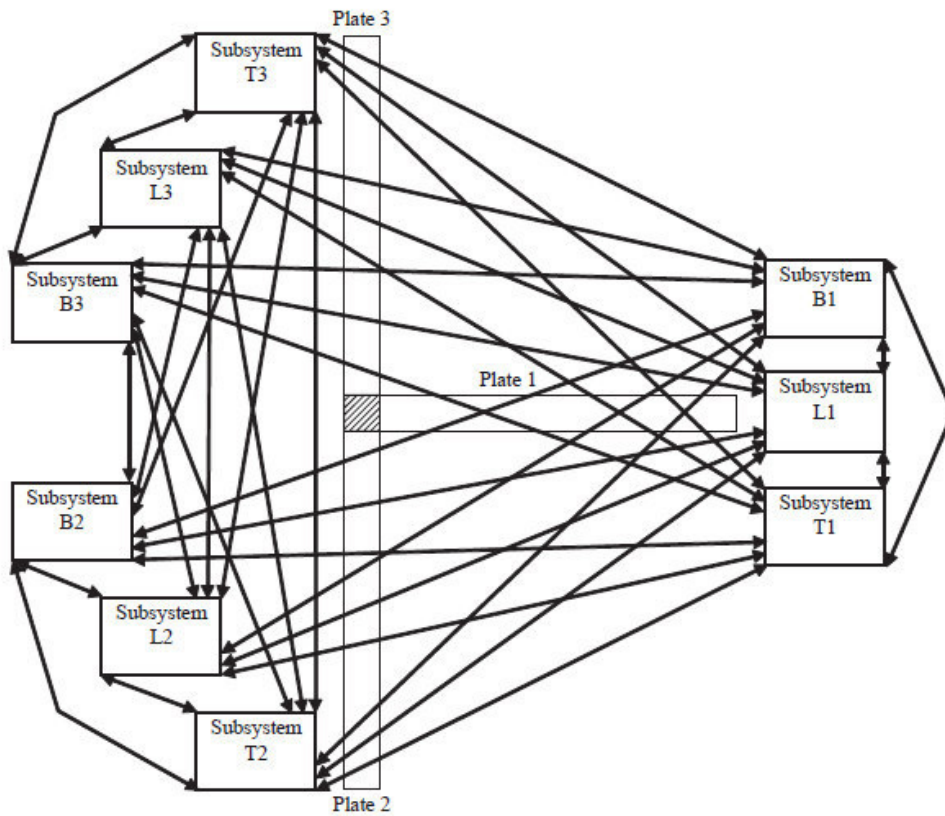


Figure 2.4 - Schema delle interazioni tra tre elementi "Plate" connessi.

Consideriamo una parete j eccitata che trasmette energia di vibrazione alle altre pareti connessi. La generica parete in cui viene trasmessa l'onda è descritta dal pedice i . Verranno quindi determinati i coefficienti di trasmissione tra il sottosistema j e gli altri sottosistemi connessi. Definita una parete di riferimento, consideriamo relativamente ad ogni altra parete un angolo di inclinazione rispetto alla prima, ogni parete sarà quindi descritta da un angolo di inclinazione θ_i .

Un'onda piana che si propaga all'interno di un elemento ha una dipendenza spazio temporale del tipo $e^{-ikx+i\mu y+i\omega t}$. Dove x e y sono le coordinate cartesiane dell'elemento mentre k e μ sono i rispettivi numeri d'onda, ω rappresenta la velocità angolare e t il tempo. La legge di continuità impone che nella connessione tra le varie pareti si abbia una dipendenza spazio temporale pari $e^{-ikx+i\omega t}$. La propagazione dell'onda in direzione y , ossia diretta verso la connessione, è descritta dalla legge di moto di propagazione nella parete.

Ognuno dei sottosistemi relativi ad una parete connessa è caratterizzato da un numero d'onda [1] [2].

Sottosistema di onde flessionali:

$$k_{iB} = \left(\frac{\rho_i \omega^2}{B_i} \right)^{1/4} \quad (2.53)$$

Sottosistema di onde longitudinali:

$$k_{iL} = \left(\frac{\rho_i \omega^2 (1 - \vartheta_i^2)}{E_i h_i} \right)^{1/2} \quad (2.54)$$

Sottosistema di onde di taglio:

$$k_{iT} = \left(\frac{2\rho_j \omega^2 (1 - \vartheta_i)}{E_i h_i} \right)^{1/2} \quad (2.55)$$

Dove ρ_i è la densità superficiale, B_i rappresenta la rigidità flessionale, E_i il modulo di Young, ϑ_i il modulo di Poisson e h lo spessore della parete.

L'onda che deriva dalla parete eccitata si trasmette attraverso la connessione alle altre pareti. Data la legge di propagazione delle onde in direzione y pari a $e^{\mu y}$, il numero d'onda μ in direzione y delle pareti in cui viene trasmessa l'onda, deve soddisfare le seguenti condizioni in base al tipo di onda in propagazione.

Sottosistema di onde flessionali :

$$\mu_{Bi}^2 = k_j^2 \pm k_{Bi}^2 \quad (2.56)$$

Sottosistema di onde longitudinali:

$$\mu_{Li}^2 = k_j^2 - k_{Li}^2 \quad (2.57)$$

Sottosistema di onde di taglio:

$$\mu_{Ti}^2 = k_j^2 - k_{Ti}^2 \quad (2.58)$$

Dove k_j rappresenta il numero d'onda relativo al sottosistema eccitato che propaga l'onda incidente nella connessione.

L'equazione relativa al numero d'onda delle onde flessionali ha come soluzione quattro radici. Se $k_j > k_{Bi}$ due radici sono reali e positive e due sono reali negative. In questa condizione le radici che hanno un significato sono quelle negative perché per $y \rightarrow \infty$ si deve ottenere l'intero decadimento dell'onda. Se $k_j < k_{Bi}$ le radici dell'equazione saranno due reali e due immaginarie di cui una negativa e una positiva. Le radici con significato saranno quella immaginaria negativa e quella reale negativa. Per gli altri numeri d'onda le radici dell'equazione saranno due, di cui quella con significato sarà negativa, sia essa reale o immaginaria.

Si definisce di seguito la relazione che intercorre tra lo spostamento b_i dello spigolo della parete connesso alla giunzione e la forza F_i a cui è sottoposto.

$$F_i = K_i b_i \quad (2.59)$$

Dove K rappresenta la matrice di rigidezza dinamica dell'elemento, K il vettore dei componenti della forza e b il vettore delle componenti dello spostamento.

$$\begin{bmatrix} T_i^F \\ N_i^F \\ S_i^F \\ M_i^F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & 0 & 0 \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_{33} & \alpha_{34} \\ 0 & 0 & \alpha_{43} & \alpha_{44} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} u_{ei}^d \\ v_{ei}^d \\ w_{ei}^d \\ \theta_{ei}^d \end{bmatrix} \quad (2.60)$$

I coefficienti della matrice di rigidezza dinamica così determinati:

Definiamo a lo spostamento relativo alla parete j che propaga l'onda incidente, la continuità con lo spostamento delle altre pareti connesse risulta:

$$b_i = R_i^T a \quad (2.61)$$

$$\begin{bmatrix} u_{ei}^d \\ v_{ei}^d \\ w_{ei}^d \\ \theta_{ei}^d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_j & -\sin \theta_j & 0 \\ 0 & \sin \theta_j & \cos \theta_j & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} u_j^d \\ v_j^d \\ w_j^d \\ \theta_j^d \end{bmatrix} \quad (2.62)$$

Lo spostamento a deve essere preventivamente calcolato considerando le interazioni tra tutti le pareti connesse alla stessa giunzione.

$$\{\sum_{i=1}^N R_i K_i R_i^T\} a_j = R_j f_j \quad (2.63)$$

Il pedice j fa riferimento alla parete soggetta all'eccitazione, di cui si vuole conoscere lo spostamento a .

$$f_j = K_j b_j' - F_j' \quad (2.64)$$

f_j rappresenta il vettore dinamico delle forze che agiscono sulla parete connessa alla giunzione. L'equazione $F_i = K_i b_i$ non risulta applicabile nel caso di parete eccitata. I valori di F_j' e b_j' vengono quindi calcolati in modo diverso a seconda del tipo di onda incidente in analisi.

Nel caso di un'onda flessionale incidente con angolo ϕ i vettori forza e spostamento si ricavano mediante le seguenti relazioni [2]:

$$F_j' = \begin{bmatrix} T_j^F \\ N_j^F \\ S_j^F \\ M_j^F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\alpha \beta_j (\mu^3 - (2 - \vartheta_j) k^2 \mu) \\ \alpha B_j (\mu^2 - \vartheta_j k^2) \end{bmatrix} \quad b_j' = \begin{bmatrix} u_{ej}^{'d} \\ v_{ej}^{'d} \\ w_{ej}^{'d} \\ \theta_{ej}^{'d} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \alpha \\ \alpha \mu \end{bmatrix} \quad (2.65)$$

Dove α rappresenta l'ampiezza dell'onda, calcolata di seguito, mentre $k = k_B * \cos \phi$ e $\mu = i k_B * \sin \phi$.

Nel caso di onda longitudinale le componenti sono [2]:

$$F_j' = \begin{bmatrix} T_j^F \\ N_j^F \\ S_j^F \\ M_j^F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha E_j h_j k \mu / (1 + \vartheta_j) \\ i \alpha E_j h_j (\mu^2 - \vartheta_j k^2) / (1 - \vartheta_j^2) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad b_j' = \begin{bmatrix} u_{ej}^{'d} \\ v_{ej}^{'d} \\ w_{ej}^{'d} \\ \theta_{ej}^{'d} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha k \\ i \alpha \mu \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.66)$$

Dove $k = k_L * \cos \phi$ e $\mu = i k_L * \sin \phi$.

Nel caso di onda di taglio le componenti sono [2]:

$$F'_j = \begin{bmatrix} T_j^F \\ N_j^F \\ S_j^F \\ M_j^F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} i\alpha E_j h_j (\mu^2 + k^2)/2(1 + \vartheta_j) \\ -\alpha E_j h_j k \mu / (1 + \vartheta_j) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad b'_j = \begin{bmatrix} u'_{ej}{}^d \\ v'_{ej}{}^d \\ w'_{ej}{}^d \\ \theta'_{ej}{}^d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} i\alpha \mu \\ -\alpha k \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.67)$$

Dove $k = k_S * \cos \phi$ e $\mu = ik_S * \sin \phi$.

L'ampiezza α dell'onda che si propaga nella parete j si può ricavare mediante il sistema lineare qui riportato:

$$\begin{bmatrix} u_j^d \\ v_j^d \\ w_j^d \\ \theta_j^d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k & i\mu_S & 0 & 0 \\ i\mu_L & -k & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & \mu_{B1} & \mu_{B2} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \alpha_L \\ \alpha_S \\ \alpha_{B1} \\ \alpha_{B2} \end{bmatrix} \quad (2.68)$$

La potenza trasmessa relativa alle ampiezze delle varie tipologia d'onda è descritta dalle seguenti relazioni:

$$P_{B,tr} = (\rho_j \omega^3 \alpha^2 / k_B) \sin \phi \quad (2.69)$$

$$P_{L,tr} = \frac{\rho_j \omega^3 \alpha^2 k_L \sin \phi}{2} \quad (2.70)$$

$$P_{S,tr} = \frac{\rho_j \omega^3 \alpha^2 k_S \sin \phi}{2} \quad (2.71)$$

Conoscendo le potenze trasmesse attraverso la connessione dall'elemento j al generico elemento i è infine possibile calcolare il coefficiente di trasmissione, come rapporto tra la potenza trasmessa e la potenza incidente:

$$\tau_{ji} = \frac{P_{tr}}{P_{inc}} \quad (2.72)$$

Dovendo calcolare dei coefficienti di trasmissione è possibile definire a priori una potenza incidente, nel modello si è deciso di definire un'onda incidente di ampiezza $\alpha_{inc} = 10^{-10}$ e di conseguenza calcolare la potenza incidente in riferimento alle caratteristiche strutturali della parete.

2.1.10. Efficienza di radiazione

L'efficienza di radiazione è un coefficiente che descrive il comportamento di diffusione di onde acustiche da parte di una parete in riferimento alle sue caratteristiche geometriche. Il coefficiente è definito come rapporto tra la potenza trasmessa e quella incidente della parete in vibrazione. L'efficienza di radiazione trova applicazione nel calcolo dei coefficienti di perdita per accoppiamento risonante anche nel calcolo dei coefficienti di trasmissione tramite metodo delle matrici di trasferimento. Il calcolo del coefficiente di trasmissione tramite matrici di trasferimento è riferito ad elementi di dimensione infinita. Le caratteristiche geometriche di un elemento bidimensionale ne caratterizzano i modi di vibrare e quindi la capacità di trasferire energia. L'effetto delle dimensioni è molto più riscontrabile a basse frequenze, e sarà sempre più importante quanto più piccole saranno le dimensioni della parete. Per il calcolo dell'efficienza di radiazione si è adottato l'approccio di Vigran [5].

Definite le dimensioni geometriche dell'elemento parete L_x e L_y nelle direzioni x e y , ricavo il loro rapporto $L = L_x/L_y$.

$$\sigma = \frac{Lk_0}{2\pi} \int_0^{k_0} \frac{\sin\left((k_r - k_p)\frac{L}{2}\right)^2}{\left((k_r - k_p)\frac{L}{2}\right)^2 \sqrt{k_0^2 - k_r^2}} dk_0 \quad (2.73)$$

Dove $k_p = k_0 \sin \theta$, con θ l'angolo relativo all'onda incidente.

2.2 Metodo delle matrici di trasferimento

Nell'ambito dello studio della diffusione sonora uno dei punti più complessi è la comprensione dell'interazione tra diversi materiali di caratteristiche differenti in fatto di propagazione di onde acustiche.

Un metodo di analisi efficace è quello definito delle matrici di trasferimento. Questo si basa sull'idea di continuità delle condizioni di moto nelle interfacce tra elementi accoppiati. Lo studio è infatti rivolto alla propagazione di onde piane in fatto di pressione e velocità negli accoppiamenti tra vari strati di materiale. Gli strati di materiale sono considerati idealmente

omogenei ed infiniti. Ogni strato è considerato omogeneo in quanto formato da un unico tipo di materiale, che a sua volta sarà caratterizzato in base alle proprie caratteristiche acustico-strutturali. L'idea di avere strati con spessore assegnato e con le altre dimensioni infinite impone l'assenza di effetti di bordo che possono influire nella propagazione sonora. Il calcolo delle interazioni tra materiali differenti alle loro interfacce avviene mediante l'uso di matrici di trasferimento. Queste matrici descrivono il trasferimento di energia all'interno di uno strato di materiale mediante la modellazione acustico strutturale dello stesso. Con la modellazione dei materiali in grado di valutare in via previsionale il decremento di propagazione delle onde acustiche si ricavano i valori di interesse, quali pressione e velocità dell'onda nelle interfacce tra strati. Le modalità di trasmissione di moto alle interfacce sono poi valutate mediante matrici di accoppiamento, che vedono la loro forma in funzione della tipologia di materiale che si presenta all'interfaccia.

Si consideri uno strato di materiale di spessore h e di dimensioni infinite soggetto ad un'onda incidente di angolo θ , nel piano $x y$. Le tipologie di onde che si possono propagare all'interno del materiale dipendono dalle caratteristiche dello stesso. La componente lungo l'asse x del numero d'onda per ogni tipo di onda che si propaga nel materiale risulta comunque uguale a k_t , componente x del numero d'onda di propagazione nell'aria k .

$$k_t = k \sin\theta \quad (2.74)$$

La propagazione del suono nello strato di materiale è descritta dalla matrice di trasferimento $[T]$, dipendente dallo spessore h e dalle proprietà del materiale [6].

$$V(M) = [T]V(M') \quad (2.75)$$

dove M ed M' rappresentano rispettivamente i punti delle due facce dello strato. $V(M)$ rappresenta invece il vettore delle variabili che descrivono il campo acustico nel punto M del materiale.

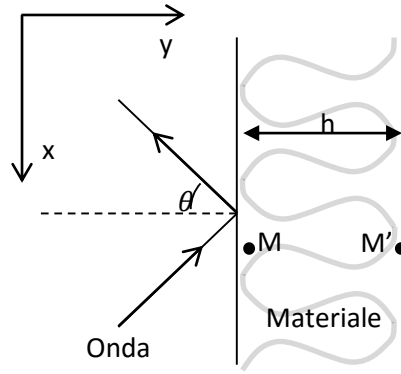


Figure 2.5 - Modellizzazione dell'interazione tra onda acustica e materiale isolante.

2.2.1. Modellazione matriciale dei materiali.

2.2.1.1. Strati fluidi

Il campo acustico all'interno del materiale fluido è completamente definito in ogni punto M dal vettore [6]:

$$V^f(M) = [p(M), v_y^f(M)]^T \quad (2.76)$$

Dove p and v_y^f sono rispettivamente le pressioni e la velocità in direzione y della velocità del fluido. L'apice T sta ad indicare la trasposizione del vettore riga in modo tale da portare $V^f(M)$ come vettore colonna.

Definiamo ρ la densità del fluido e k il numero d'onda di propagazione del fluido nell'onda. Definiamo k_y la componente vettoriale del numero d'onda in direzione y , pari a:

$$(k^2 - k^2 \sin^2 \theta)^{1/2}. \quad (2.77)$$

Rimuovendo la dipendenza dal tempo e dalla direzione x , possiamo esprimere gli andamenti della pressione e della velocità di particella come segue:

$$p(x_y) = A_1 e^{-jk_y y} + A_2 e^{jk_y y} \quad (2.78)$$

$$v_y^f(x_y) = \frac{k_y}{\omega \rho} [A_1 e^{-jk_y y} - A_2 e^{jk_y y}] \quad (2.79)$$

Se consideriamo arbitrariamente nulle le coordinate del punto M' , le equazioni diventano:

$$p(x_y) = A_1 + A_2 \quad (2.80)$$

$$v_y^f(x_y) = \frac{k_y}{\omega \rho} (A_1 - A_2) \quad (2.81)$$

Considerando lo spessore h dello strato di materiale la coordinata del punto M risulterà $y = -h$ è quindi possibile riscrivere l'equazione

$$V^f(M) = [T]V(M') \quad (2.82)$$

Dove la matrice di trasferimento $[T]$ è data:

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos(k_y h) & j \frac{\omega \rho}{k_y} \sin(k_y h) \\ j \frac{k_y}{\omega \rho} \sin(k_y h) & \cos(k_y h) \end{bmatrix} \quad (2.83)$$

2.2.1.2. Strati solidi

Negli strati di materiale solido elastico le onde incidenti che si propagano e che vengono a loro volta riflesse sono di tipo longitudinale e di taglio. Le componenti che determinano il campo acustico nel materiale sono quindi le ampiezze relative alle onde di propagazione e di riflessione [6]. Gli spostamenti associati all'eccitazione sono descritti dalle seguenti relazioni:

$$\varphi = e^{(j\omega t - jk_x x)} [A_1 e^{-jk_{xy} y} + A_2 e^{jk_{xy} y}] \quad (2.84)$$

$$\psi = e^{(j\omega t - jk_x x)} [A_3 e^{-jk_{yy} y} + A_4 e^{jk_{yy} y}] \quad (2.85)$$

Dove le componenti del numero d'onda vettoriale k_{xy} e k_{yy} sono ricavati:

$$k_{xy} = \sqrt{(\delta_x^2 - k_t^2)} \quad (2.86)$$

$$k_{yy} = \sqrt{(\delta_y^2 - k_t^2)} \quad (2.87)$$

I coefficienti δ_x^2 e δ_y^2 rappresentano le forme al quadrato dei numeri d'onda di propagazione rispettivamente delle onde longitudinali e di taglio, e sono dati da:

$$\delta_x^2 = \frac{\omega^2 \rho}{\lambda + 2\mu} \quad (2.88)$$

$$\delta_y^2 = \frac{\omega^2 \rho}{\mu} \quad (2.89)$$

Dove ρ indica la densità dello strato solido, λ e μ il primo e il secondo coefficiente di Lamé, e solitamente sono rappresentati da numeri complessi. Le costanti A_1, A_2, A_3 e A_4 rappresentano le ampiezze delle quattro onde in propagazione nello strato (incidente e riflessa della tipologia longitudinale e di taglio) e solamente se sono note possiamo descrivere completamente il campo acustico.

Per modellare la propagazione del campo acustico nel mezzo solido è necessario analizzare quattro parametri che descrivono le risposte strutturali dello strato. È possibile esprimere il campo acustico mediante il vettore:

$$V^s(M) = [v_x^s(M) \quad v_y^s(M) \quad \sigma_{yy}^s(M) \quad \sigma_{xy}^s(M)]^T \quad (2.90)$$

In questa equazione gli elementi del vettore $v_x^s(M)$ e $v_y^s(M)$ sono le componenti in direzione x e y della velocità al punto M, e $\sigma_{yy}^s(M)$ e $\sigma_{xy}^s(M)$ sono le componenti normale e tangenziale della tensione al punto M. Le velocità e le tensioni sono espresse dalle seguenti funzioni:

$$\begin{cases} v_x^s = j\omega \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial y} \right) \\ v_y^s = j\omega \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y} + \frac{\partial \psi}{\partial x} \right) \end{cases} \quad (2.91)$$

$$\begin{cases} \sigma_{yy}^s = \lambda \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \right) + 2\mu \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 \psi}{\partial y \partial x} \right) \\ \sigma_{xy}^s = \mu \left(2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y \partial x} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \right) \end{cases} \quad (2.92)$$

Per ottenere la matrice di trasferimento [T] di un elemento solido si deve correlare il vettore $V^s(M)$ al vettore $A = [(A_1 + A_2), (A_1 - A_2), (A_3 + A_4), (A_3 - A_4)]$ tramite la matrice $[\Gamma(y)]$ in questo modo $V^s(M) = [\Gamma(y)]A$ [6].

La matrice $[\Gamma(y)]$ risulta:

$$[\Gamma(y)] = \begin{bmatrix} \omega k_x \cos(k_{xy}y) & -j\omega k_x \sin(k_{xy}y) & j\omega k_{yy} \sin(k_{yy}y) & -\omega k_{yy} \cos(k_{yy}y) \\ -j\omega k_{xy} \sin(k_{xy}y) & \omega k_{xy} \cos(k_{xy}y) & \omega k_x \cos(k_{yy}y) & -j\omega k_x \sin(k_{yy}y) \\ -D_1 \cos(k_{xy}y) & jD_1 \sin(k_{xy}y) & jD_2 k_{yy} \sin(k_{yy}y) & -D_2 k_{yy} \cos(k_{yy}y) \\ jD_2 k_{xy} \sin(k_{xy}y) & -D_2 k_{xy} \cos(k_{xy}y) & D_1 \cos(k_{yy}y) & -jD_1 \sin(k_{yy}y) \end{bmatrix} \quad (2.93)$$

Dove $D_1 = \lambda(k_0^2 + k_{xy}^2) + 2\mu k_{xy}^2 = \mu(k_{xy}^2 - k_0^2)$ e $D_2 = 2\mu k_0$. Se l'origine dell'asse y è posta nel punto M, i vettori $V^s(M)$ e $V^s(M')$ possono essere espressi come:

$$V^s(M) = [\Gamma(0)]A \quad (2.94)$$

$$V^s(M') = [\Gamma(h)]A \quad (2.95)$$

La matrice di trasferimento per strati materiale solido elastico si ricava come prodotto matriciale tra la matrice di accoppiamento $[\Gamma(M)]$ calcolata in zero e l'inversa della stessa calcolata alla coordinata $-h$, per semplificare il calcolo dell'inversa della matrice risulta più agevole porre l'origine degli assi nel punto M', in modo da ottenere :

$$[T] = [\Gamma(-h)][\Gamma(0)]^{-1} \quad (2.96)$$

$$(2.97)$$

$$[T]^s = \begin{bmatrix} G \cos P + (1-G) \cos Q & j \frac{(1-G) \sin P}{E} - jFG \sin Q & -\frac{1}{H} (\cos P - \cos Q) & -\frac{j}{H} \left(\frac{\sin P}{E} + F \sin Q \right) \\ jEG \sin P - j \frac{(1-G) \sin Q}{F} & (1-G) \cos P + G \cos Q & -\frac{j}{H} \left(E \sin P + \frac{\sin Q}{F} \right) & -\frac{1}{H} (\cos P - \cos Q) \\ -HG(1-G)(\cos P - \cos Q) & -jH \left(\frac{(1-G)^2 \sin P}{E} + FG^2 \sin Q \right) & (1-G) \cos P + G \cos Q & j \frac{(1-G) \sin P}{E} - jFG \sin Q \\ -jH \left(EG^2 \sin P + \frac{(1+G)^2 \sin Q}{F} \right) & -HG(1-G)(\cos P - \cos Q) & jEG \sin P - j \frac{(1-G) \sin Q}{F} & G \cos P + (1-G) \cos Q \end{bmatrix}$$

Dove i coefficienti E, F, G, H, P e Q sono così definiti:

$$E = \frac{k_{xy}}{k_x} \quad F = \frac{k_{yy}}{k_x} \quad G = \frac{2k_x^2}{\delta_y^2} \quad H = \frac{\omega \rho}{k_x} \quad P = k_{xy}h \quad Q = k_{yy}h$$

2.2.1.3. Strati poroelastici

La propagazione del campo acustico è descritta dalla teoria di Biot, che afferma la propagazione di tre tipi di onda all'interno di materiali poroelastici [6]. Il materiale poroelastico è modellizzato come integrazione di due forme di propagazione sonora derivanti dalla contemporanea presenza nel materiale poroso di una componente solida e una componente fluida. Il modello di Biot descrive il campo di propagazione acustico nel materiale come coesistenza di propagazione di onde nel materiale solido assunto come rigido e onde elastiche che si propagano nella struttura. Le onde in grado di essere propagate all'interno di un materiale poroelastico sono trasversali o di taglio e longitudinali di compressione, quest'ultime sono definite a Biot in due tipologie I slow e II fast.

Si definiscono k_1, k_2, k_3 e k'_1, k'_2, k'_3 i numeri d'onda vettoriali rispettivamente in propagazione in riflessione, delle componenti di compressione con pedice 1,2 e di taglio con pedice 3. Mentre i numeri d'onda al quadrato delle componenti di compressione sono espressi da δ_1^2 e δ_2^2 , e relativamente alle onde di taglio da δ_3^2 .

$$\delta_1^2 = \frac{\omega^2}{2(PR-Q^2)} [P\tilde{\rho}_{22} + R\tilde{\rho}_{11} - 2Q\tilde{\rho}_{12} - \sqrt{\Delta}] \quad (2.98)$$

$$\delta_2^2 = \frac{\omega^2}{2(PR-Q^2)} [P\tilde{\rho}_{22} + R\tilde{\rho}_{11} - 2Q\tilde{\rho}_{12} + \sqrt{\Delta}] \quad (2.99)$$

$$\Delta = [P\tilde{\rho}_{22} + R\tilde{\rho}_{11} - 2Q\tilde{\rho}_{12}]^2 - 4(PR - Q^2)(\tilde{\rho}_{11}\tilde{\rho}_{22} - \tilde{\rho}_{12}^2) \quad (2.100)$$

Dove $\tilde{\rho}_{22}, \tilde{\rho}_{11}, \tilde{\rho}_{12}$ rappresentano le densità effettive ricavate in funzione della porosità ϕ , della velocità angolare ω e dalle caratteristiche di comprimibilità della fase solida e della fase fluida.

$$\tilde{\rho}_{11} = \rho_{11} + \rho_a - j\sigma\phi^2 \frac{G(\omega)}{\omega} \quad (2.101)$$

$$\tilde{\rho}_{12} = -\rho_a + j\sigma\phi^2 \frac{G(\omega)}{\omega} \quad (2.102)$$

$$\tilde{\rho}_{22} = \phi\rho_0 + \rho_a - j\sigma\phi^2 \frac{G(\omega)}{\omega} \quad (2.103)$$

Definito il coefficiente di Bulk o di comprimibilità, come la capacità di un materiale di resistere alla compressione, con i termini k_b, k_s, k_f si indicano i coefficienti di Bulk rispettivamente della componente strutturale (ossia lo scheletro del materiale valutato a pressione costante), del

materiale di cui è composta la struttura (solitamente considerata infinitamente rigida) e del fluido incluso nel materiale poroso (solitamente aria). Definito N il modulo di taglio $N = E/2(\nu + 1)$.

$$k_b = \frac{2N(\nu+1)}{3(1-2\nu)} \quad (2.104)$$

$$k_f = \frac{g P_{atm}}{(g-(g-1))} \quad (2.105)$$

Tramite le relazioni proposte dal modello di Johnson-Champoux-Allard, conosciuti i valori che descrivono le proprietà fisiche del materiale poroso, quali resistività al flusso d'aria, porosità, tortuosità e lunghezze caratteristiche viscosa e termica e i coefficienti Bulk, è possibile ricavare i coefficienti di elasticità P , Q , R [6].

$$P = \frac{(1-\phi)\left[1-\phi-\frac{k_b}{k_s}\right]k_s + \phi\frac{k_s}{k_f}k_b}{1-\phi-\frac{k_b}{k_s} + \phi\frac{k_s}{k_f}} + \frac{4}{3}N \quad (2.106)$$

$$Q = \frac{\left[1-\phi-\frac{k_b}{k_s}\right]\phi k_s}{1-\phi-\frac{k_b}{k_s} + \phi\frac{k_s}{k_f}} \quad (2.107)$$

$$R = \frac{\phi^2 k_s}{1-\phi-\frac{k_b}{k_s} + \phi\frac{k_s}{k_f}} \quad (2.108)$$

Le componenti della rappresentazione vettoriale dei numeri d'onda in direzione y sono date dalle seguenti relazioni:

$$\begin{cases} k_{iy} = \sqrt{(\delta_i^2 - k_t^2)} & i = 1,2,3 \\ k'_{iy} = -k_{iy} & i = 1,2,3 \end{cases} \quad (2.109)$$

La radice sta ad indicare che le soluzioni con validità fisica sono quelle reali positive.

In una descrizione complessa lo spostamento della struttura derivato dalla propagazione delle onde di compressione [6] può essere descritto come:

$$\varphi_i^s = A_i e^{j(\omega t - k_{iy}y - k_tx)} + A'_i e^{j(\omega t + k_{iy}y - k_tx)} \quad i=1,2 \quad (2.110)$$

Gli spostamenti indotti da onde di tipo rotazionale sono parallele al piano xy, e solamente le componenti in z del vettore sono diverse da zero, ed è descritto dalla seguente espressione:

$$\psi_z^s = A_3 e^{j(\omega t - k_{yy}y - k_t x)} + A'_3 e^{j(\omega t + k_{yy}y - k_t x)} \quad (2.111)$$

Il potenziale spostamento d'aria è legato a quello della struttura dalla seguente relazione:

$$\varphi_i^f = \mu_i \varphi_i^s \quad i = 1, 2 \quad \text{e} \quad \psi_z^f = \mu_3 \psi_z^s \quad (2.112)$$

Il rapporto μ_i rappresenta il rapporto tra la velocità dell'aria e la velocità della struttura nel caso delle due tipologie di onde di compressione, mentre μ_3 rappresenta il rapporto di velocità in riferimento ad onde di taglio.

$$\mu_i = \frac{P \delta_i^2 - \omega^2 \tilde{\rho}_{11}}{\omega^2 \tilde{\rho}_{12} - Q \delta_i^2} \quad i = 1, 2 \quad (2.113)$$

$$\mu_3 = \frac{\tilde{\rho}_{12}}{\tilde{\rho}_{22}} \quad (2.114)$$

Il campo acustico nel materiale è completamente noto solamente se si conoscono le sei ampiezze delle onde in propagazione: $A_1, A_2, A_3, A'_1, A'_2, A'_3$.

2.2.2. Rappresentazione matriciale

Risulta possibile descrivere il campo di moto tramite sei parametri indipendenti, i quali rappresenteranno rispettivamente le tre componenti della velocità e le tre componenti del tensore degli sforzi [6].

Le velocità relative alle onde di compressione saranno indicate da v_x^s e v_y^s , la velocità relativa alle onde di taglio è indicata da v_y^f , le componenti che descrivono le tensioni relative alla struttura solida del materiale poroso sono date da σ_{yy}^s e da σ_{xy}^s mentre quelle relative alla componente fluida sono date da σ_{yy}^f .

$$\begin{cases} v_x^s = j\omega \left(\frac{\varphi_1^s}{\partial x} + \frac{\varphi_2^s}{\partial x} - \frac{\psi_z^s}{\partial y} \right) \\ v_y^s = j\omega \left(\frac{\varphi_1^s}{\partial y} + \frac{\varphi_2^s}{\partial y} + \frac{\psi_z^s}{\partial x} \right) \\ v_y^f = j\omega \left(\frac{\varphi_1^f}{\partial y} + \frac{\varphi_2^f}{\partial y} + \frac{\psi_z^f}{\partial x} \right) \end{cases} \quad (2.115)$$

$$\begin{cases} \sigma_{yy}^s = (P - 2N) \left(\frac{\partial^2(\varphi_1^s + \varphi_2^s)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2(\varphi_1^s + \varphi_2^s)}{\partial y^2} \right) + \\ \quad Q \left(\frac{\partial^2(\varphi_1^f + \varphi_2^f)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2(\varphi_1^f + \varphi_2^f)}{\partial y^2} \right) + 2N \left(\frac{\partial^2(\varphi_1^f + \varphi_2^f)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2(\psi_z^s)}{\partial x \partial y} \right) \\ \sigma_{xy}^s = N \left(2 \frac{\partial^2(\varphi_1^s + \varphi_2^s)}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2(\psi_z^s)}{\partial x^2} - \frac{\partial^2(\psi_z^s)}{\partial y^2} \right) \\ \sigma_{yy}^f = R \left(\frac{\partial^2(\varphi_1^f + \varphi_2^f)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2(\varphi_1^f + \varphi_2^f)}{\partial y^2} \right) + Q \left(\frac{\partial^2(\varphi_1^s + \varphi_2^s)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2(\varphi_1^s + \varphi_2^s)}{\partial y^2} \right) \end{cases} \quad (2.116)$$

Il vettore che va a descrivere il campo acustico è quindi così composto:

$$V^p(M) = [v_x^s \quad v_y^s \quad v_y^f \quad \sigma_{yy}^s \quad \sigma_{xy}^s \quad \sigma_{yy}^f]^T \quad (2.117)$$

Se M e M' rappresentano i punti delle due facce dello strato di materiale poroso, la matrice di trasferimento $[T^P]$ dipende dallo spessore h dello strato e dalle proprietà fisiche dei materiali $V^p(M)$ e $V^p(M')$.

$$V^p(M) = [T^P] V^p(M') \quad (2.118)$$

Gli elementi della matrice $[T^P]$ è stata calcolata nella seguente maniera.

Ricavato il vettore colonna A:

$$A = [(A_1 + A'_1), (A_1 - A'_1), (A_2 + A'_2), (A_2 - A'_2), (A_3 + A'_3), (A_3 - A'_3)] \quad (2.119)$$

Consideriamo la matrice di accoppiamento $[\Gamma(y)]$ tra la matrice $V^p(M)$ in y e la matrice delle ampiezze A:

$$V^p(M) = [\Gamma(0)] A \quad (2.120)$$

$$V^p(M') = [\Gamma(h)] A \quad (2.121)$$

Possiamo riscrivere le relazioni nel seguente modo:

$$V^p(M) = [\Gamma(0)][\Gamma(h)]^{-1} V^p(M') \quad (2.122)$$

La matrice di trasferimento è quindi data dal prodotto matriciale tra la matrice di accoppiamento e la sua inversa:

$$[T^P] = [\Gamma(0)][\Gamma(h)]^{-1} \quad (2.123)$$

Per agevolare l'inversione della matrice risulta conveniente porre l'origine dell'asse x in M', e quindi ottenere:

$$[T^P] = [\Gamma(-h)][\Gamma(0)]^{-1} \quad (2.124)$$

2.2.3. Matrici di accoppiamento

Come le matrici di trasferimento descrivono la trasmissione delle onde acustiche all'interno degli strati di materiale, così le matrici di accoppiamento vanno a descrivere le modalità di trasferimento di energia nelle interfacce tra i vari strati di materiale. Tramite l'integrazione delle matrici di accoppiamento delle varie interfacce e le matrici di trasferimento relative ad ogni strato è possibile definire la propagazione delle onde all'interno del complessivo multistrato [6]. A partire dai valori relativi al campo di moto incidente su una faccia del sistema in analisi si ricavano le condizioni di moto alla faccia opposta, arrivando a caratterizzare le proprietà di isolamento e assorbimento dell'intero pacchetto. Considerata una composizione multistrato di materiali, come nell'esempio in figura, i punti M_{2k} e M_{2k+1} rappresentano i margini di ogni singolo strato.

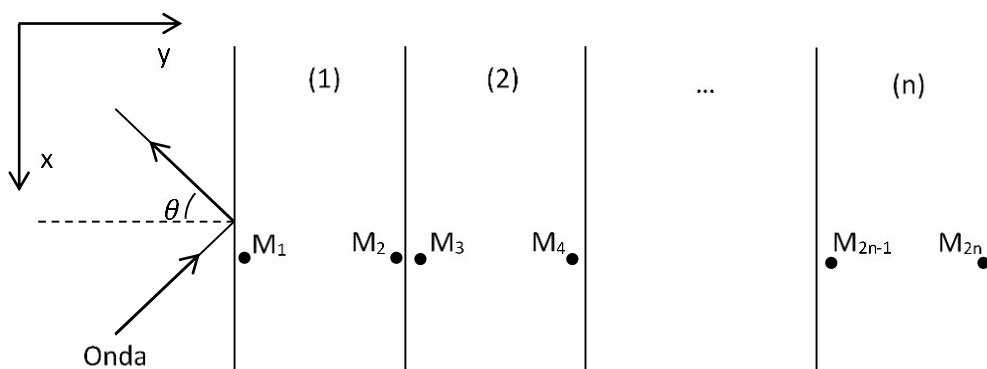


Figure 2.6 - Schema di interazione tra materiali in una composizione multistrato.

Le matrici di accoppiamento relative ad ogni interfaccia dipendono dalla natura dei due strati accoppiati e saranno utilizzate per correlare le matrici che descrivono il campo di moto nei punti

M_{2k} e M_{2k+1} , ossia $V^{(k)}(M_{2k})$ e $V^{(k+1)}(M_{2k+1})$. Ricavate le matrici che vanno a descrivere le condizioni di accoppiamento di ogni interfaccia, si ricava una matrice di trasferimento globale dell'intero multistrato. La matrice di trasferimento globale mette in relazione le condizioni di moto tra le superfici esterne dell'intero pacchetto.

Di seguito saranno riportate le matrici di accoppiamento relative alle possibili interfacce tra materiali considerati dal modello, e per semplicità saranno riferite sempre agli strati (1) e (2) schematizzati in Figura 2.6.

2.2.3.1. Interfaccia tra materiali di differente natura

Quando due strati di materiali diversi sono accoppiati per soddisfare la condizione di continuità, si ricavano due matrici di accoppiamento $[I_{12}]$ e $[J_{12}]$ che mettono in relazione le condizioni di moto all'interfaccia tra M_2 e M_3 .

$$[I_{12}]V^{(1)}(M_2) + [J_{12}]V^{(2)}(M_3) = 0 \quad (2.125)$$

Le matrici $[I_{12}]$ e $[J_{12}]$ dipendono dalla natura dei materiali che si trovano accoppiati. Il numero di righe delle due matrici corrisponde al numero di equazioni di continuità scritte per l'accoppiamento in analisi [6].

Definita $V^{(2)}(M_3) = [T^{(2)}]V^{(2)}(M_4)$, con $[T^{(2)}]$ la matrice di trasferimento relativa al materiale del secondo strato. La matrice che va a descrivere la propagazione tra la parete M_2 ed M_4 sarà:

$$[I_{12}]V^{(1)}(M_2) + [J_{12}][T^{(2)}]V^{(2)}(M_4) = 0 \quad (2.126)$$

2.2.3.1.1. Accoppiamento tra solido e fluido.

Le condizioni di continuità sono date dalle seguenti relazioni:

$$v_3^s(M_2) = v_3^f(M_3) \quad (2.127)$$

$$\sigma_{33}^s(M_2) = -p(M_3) \quad (2.128)$$

$$\sigma_{13}^s(M_2) = 0 \quad (2.129)$$

Le equazioni possono dunque essere riscritte nella seguente forma:

$$[I_{sf}]V^{(s)}(M_2) + [J_{sf}]V^{(f)}(M_3) = 0 \quad (2.130)$$

con:

$$[I_{sf}] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad [J_{sf}] = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.131)$$

Se l'accoppiamento è tra fluido e solido le matrici di accoppiamento sono intercambiate:

$$[I_{fs}] = [J_{sf}] \quad e \quad [J_{fs}] = [I_{sf}] \quad (2.132)$$

2.2.3.1.2. Accoppiamento tra poroso e fluido.

Le condizioni di continuità sono data dalle seguenti relazioni:

$$(1 - \phi)v_3^s(M_2) + \phi v_3^f(M_2) = v_3^f(M_3) \quad (2.133)$$

$$\sigma_{33}^s(M_2) = -(1 - \phi)p(M_3) \quad (2.134)$$

$$\sigma_{13}^s(M_2) = 0 \quad (2.135)$$

$$\sigma_{33}^f(M_2) = \phi p(M_3) \quad (2.136)$$

Dove ϕ è la porosità dello strato poroso. Le equazioni possono essere descritte nella seguente forma $[I_{pf}]V^{(p)}(M_2) + [J_{pf}]V^{(f)}(M_3) = 0$ con:

$$[I_{pf}] = \begin{bmatrix} 0 & (1-\phi) & \phi & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.137)$$

$$[J_{pf}] = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ (1-\phi) & 0 \\ 0 & 0 \\ \phi & 0 \end{bmatrix} \quad (2.138)$$

Se l'accoppiamento è tra fluido e solido le matrici di accoppiamento sono intercambiate:

$$[I_{fp}] = [J_{pf}] \quad e \quad [J_{fp}] = [I_{pf}] \quad (2.139)$$

2.2.3.1.3. Accoppiamento tra solido e poroso

Le condizioni di continuità sono descritte dalle seguenti relazioni:

$$v_1^s(M_2) = v_1^s(M_3) \quad (2.140)$$

$$v_3^s(M_2) = v_3^s(M_3) \quad (2.141)$$

$$v_3^s(M_2) = v_3^f(M_3) \quad (2.142)$$

$$\sigma_{33}^s(M_2) = \sigma_{33}^s(M_3) + \sigma_{33}^f(M_3) \quad (2.143)$$

$$\sigma_{13}^s(M_2) = \sigma_{13}^s(M_3) \quad (2.144)$$

Le quali possono essere riscritte come $[I_{sp}]V^{(s)}(M_2) + [J_{sp}]V^{(p)}(M_3) = 0$, con

$$[I_{sp}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, [J_{sp}] = - \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.145)$$

e l'accoppiamento è tra fluido e solido le matrici di accoppiamento sono intercambiate:

$$[I_{ps}] = [J_{sp}] \quad e \quad [J_{ps}] = [I_{sp}] \quad (2.146)$$

2.2.3.2. Interfaccia tra materiali della stessa natura

Se due strati affiancati sono composti da materiali della stessa natura, la condizione continuità si esprime attraverso la creazione di un'unica matrice globale che descrive la propagazione del suono dalla faccia M_1 alla faccia M_4 . Se i due strati non sono porosi, la matrice globale è definita semplicemente come prodotto della matrice di trasferimento relativa ai due strati accoppiati [6]. Nel caso entrambi i materiali siano porosi, la condizione di continuità deve considerare gli effetti nella propagazione derivanti dalle porosità dei due strati.

$$v_1^s(M_2) = v_1^s(M_3) \quad (2.147)$$

$$v_3^s(M_2) = v_3^s(M_3) \quad (2.148)$$

$$\phi_1 \left(v_3^f(M_2) - v_3^s(M_2) \right) = \phi_2 \left(v_3^f(M_3) - v_3^s(M_3) \right) \quad (2.149)$$

$$\sigma_{33}^s(M_2) + \sigma_{33}^f(M_2) = \sigma_{33}^s(M_3) + \sigma_{33}^f(M_3) \quad (2.150)$$

$$\sigma_{13}^s(M_2) = \sigma_{13}^s(M_3) \quad (2.151)$$

$$\frac{\sigma_{33}^f(M_2)}{\phi_1} = \frac{\sigma_{33}^f(M_3)}{\phi_2} \quad (2.152)$$

In questa situazione la matrice di trasferimento totale $[T^p]$ per entrambi gli strati è ricavata come segue:

$$[T_{tot}^p] = [T_1^p][I_{pp}][T_2^p] \quad (2.153)$$

Dove le matrici T_1^p e T_2^p sono le matrici di trasferimento relativi ai due strati di materiale poroso, e $[I_{pp}]$ rappresenta la matrice di accoppiamento di dimensione [6x6]:

$$[I_{pp}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \left(1 - \frac{\phi_2}{\phi_1}\right) & \frac{\phi_2}{\phi_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & \left(1 - \frac{\phi_1}{\phi_2}\right) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\phi_1}{\phi_2} \end{bmatrix} \quad (2.154)$$

Si noti come la matrice si riduca ad una matrice identità nel caso i due strati siano caratterizzati dalla stessa porosità.

In alternativa è possibile accoppiare due materiali trovando la matrice globale mediante la soluzione di equazioni analoghe a quelle utilizzate per accoppiamenti di materiale differente:

$$[I_{12}]V^{(1)}(M_2) + [J_{12}]V^{(2)}(M_3) = 0 \quad (2.155)$$

In questo caso le matrici $[I_{12}]$ e $[J_{12}]$ sono date da:

-nel caso di accoppiamento tra due strati solidi

$$I_{ss} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad J_{ss} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (2.156)$$

-nel caso di accoppiamento tra due strati fluidi

$$I_{ss} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad J_{ff} = \begin{bmatrix} -1 & 0 \\ 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (2.157)$$

-nel caso di accoppiamenti di due strati porosi

$$[I_{pp}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.158)$$

$$[J_{pp}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \left(1 - \frac{\phi_2}{\phi_1}\right) & \frac{\phi_2}{\phi_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & \left(1 - \frac{\phi_1}{\phi_2}\right) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\phi_1}{\phi_2} \end{bmatrix} \quad (2.159)$$

2.2.4. Matrice di trasferimento globale

La matrice di trasferimento globale è composta dagli elementi delle equazioni di continuità che descrivono la propagazione delle onde acustiche di ogni materiale del pacchetto multistrato. Considerando il pacchetto schematizzato in figura 8, le relazioni relative ad ogni multistrato, considerando come prima interfaccia quella tra fluido aria e la superficie esterna del multistrato sottoposta ad eccitazione acustica, sono:

$$[I_{f1}]V^{(f)}(A) + [J_{f1}][T^{(1)}]V^{(1)}(M_2) = 0 \quad (2.160)$$

$$[I_{(k)(k+1)}]V^{(k)}(M_{2k}) + [J_{(k)(k+1)}][T^{(k+1)}]V^{(k)}(M_{2(k+1)}) = 0, \quad k = 1, \dots, n-1 \quad (2.161)$$

Le equazioni possono essere riscritte nella forma matriciale $[D_0]V_0 = 0$, andando quindi a ricavare la forma della matrice globale di trasferimento $[D_0]$

(2.162)

 $[D_0]$

=

$$\begin{bmatrix} [I_{f1}] & [J_{f1}][T^{(1)}] & [0] & \dots & [0] & [0] \\ [0] & [I_{12}] & [J_{12}][T^{(2)}] & \dots & [0] & [0] \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ [0] & [0] & [0] & \dots & [J_{(n-2)(n-1)}][T^{(n-1)}] & [0] \\ [0] & [0] & [0] & \dots & [I_{(n-1)(n)}] & [J_{(n-1)(n)}][T^{(n)}] \end{bmatrix}$$

(2.163)

 $v_0 =$

$$\begin{bmatrix} v^{(f)}(A) & v^{(1)}(M_2) & v^{(2)}(M_2) & \dots & v^{(n-1)}(M_{2n-2}) & v^{(n)}(M_{2n}) \end{bmatrix}$$

La matrice globale $[D_0]$ è rettangolare. Per poter essere utilizzata nell'analisi del campo di moto nella sua funzione di descrivere la trasmissione delle onde acustiche tra le facce del multistrato è necessario sia quadrata [6].

Alla matrice $[D_0]$ così composta vanno aggiunte le condizioni terminali che vanno a considerare le condizioni di vincolo dell'ultimo strato del pacchetto. Le condizioni valutate dal modello sono due, una relativa alle condizioni di terminazione rigida, che non partecipa al campo di moto, e una di terminazione fluida che simula la condizione di campo libero permettendo la propagazione delle onde all'esterno del multistrato. Le condizioni di continuità che si devono imporre all'ultimo stato di materiale dipendono dalla natura dello stesso, e sono tre per gli strati porosi, due per gli strati solidi e una condizione per gli stati di tipo fluido. Date N elementi del vettore V_0 ; $[D_0]$ sarà formata da $(N-4)$ righe se l'ultimo strato è di materiale poroso, $(N-3)$ se l'ultimo strato è solido e $(N-2)$ se è uno strato fluido.

2.2.4.1. Terminazione rigida

La condizione di terminazione rigida rappresenta l'accoppiamento di un pacchetto multistrato con una superficie infinitamente rigida caratterizzata da impedenza infinita [6]. Le componenti del vettore $V^{(n)}(M_{2n})$ che rappresentano le velocità avranno un valore pari a zero.

La condizione di terminazione rigida può essere scritta nella forma

$$[Y^{(n)}]V^{(n)}(M_{2n}) = 0 \quad (2.164)$$

Dove $[Y^{(n)}]$ e $[V^{(n)}(M_{2n})]$ dipendono dalla natura della strato (n).

$$[Y^p] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad [Y^s] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad [Y^f] = \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.165)$$

L'apice posta indica il tipo di materiale a cui si riferisce la matrice, p per poroso, s per solido e f per fluido.

$[V^{(n)}(M_{2n})]$ rappresenta il vettore dei parametrici che descrivono il campo acustico sulla superficie dello strato del materiale a contatto con la terminazione rigida.

Aggiungendo la nuova equazione di vincolo al sistema precedente $[D_0]V_0 = 0$ si ricava la matrice finale, formata da (N-1) righe e da N colonne:

$$[D]V = 0: [D] = \begin{bmatrix} [D_0] \\ [0] & \dots & [0] & [Y^{(n)}] \end{bmatrix}, \quad V = V_0 \quad (2.166)$$

2.2.4.2. Terminazione in campo libero

Nel caso il pacchetto multistrato sia posto come divisione tra due ambienti, la condizioni che permette di valutarne i coefficienti di trasmissione è quella di terminazione fluida. L'ultimo strato di materiale sarà quindi accoppiato con un semispazio fluido [6]. Le condizioni di continuità impongono di correlare il vettore del campo di moto dell'ultimo strato di materiale $[V^{(n)}(M_{2n})]$ al vettore che descrive il fluido semi infinito $[V^{(f)}(B)]$, considerando B il generico punto del fluido a contatto con il multistrato.

La condizione di continuità è espressa dalla seguente equazione:

$$[I_{(n)f}]V^{(n)}(M_{2n}) + [J_{(n)f}]V^f(B) = 0 \quad (2.167)$$

Dove $V^f(B) = [p(B)v_3^f(B)]^T$ e $[I_{(n)f}]$ e $[J_{(n)f}]$ rappresentano le matrici di accoppiamento tra l'interfaccia dell'ultimo strato di materiale e il fluido, esse dipendono dalla natura del materiale di interfaccia. Conseguentemente, definita Z_B l'impedenza caratteristica del fluido contenuto nel semispazio, l'impedenza relativa al punto B è data da $\frac{Z_B}{\cos\theta} = \frac{p(B)}{v_3^f(B)}$, o da :

$$\left[1 - \frac{Z_B}{\cos\theta}\right]V^f(B) = 0 \quad (2.168)$$

Le equazioni di continuità combinate con la relazione descrivente l'impedenza portano a ricavare una matrice globale così composta:

$$[D]V = 0: [D] = \left[\begin{array}{ccc|cc} & & & & [0] \\ & & & & \vdots \\ & & & & [0] \\ \hline [0] & \cdots & [0] & [I_{(n)f}] & [J_{(n)f}] \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & -1 \quad Z_B/\cos\theta \end{array} \right] \quad (2.169)$$

Dove

$$V = \begin{bmatrix} V_0 \\ V^f(B) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V^f(A) \\ V^{(1)}(M_2) \\ V^{(2)}(M_4) \\ \vdots \\ V^{(n-1)}(M_{2n-2}) \\ V^{(n)}(M_{2n}) \\ V^f(B) \end{bmatrix} \quad (2.170)$$

Considerando le equazioni e le variabili aggiunte per il collegamento con lo spazio seminifinito di fluido, la matrice $[D]$ sarà composta da $(N+1)$ righe e $(N+2)$ colonne. La matrice così composta permette la risoluzione del problema offrendo la possibilità di calcolare gli indicatori acustici di interesse, in particolare i coefficienti di trasmissione.

2.2.5. Calcolo dei coefficienti di assorbimento e di trasmissione

Nel caso ci si trovi di fronte ad un pacchetto multistrato in condizione di applicazione a ridosso di una parete, considerata infinitamente rigida, il problema da risolvere riguarda lo studio dei coefficienti di assorbimento. Nel caso si trovi interfacciato ad un semispazio fluido il problema riguarda lo studio dei coefficienti di trasmissione.

2.2.5.1. Coefficiente di assorbimento

Consideriamo un angolo di incidenza dell'onda acustica sulla prima interfaccia del multistrato pari a θ , e l'impedenza superficiale Z_s del pacchetto pari $Z_s = p^{(A)} / v_3^f(A)$, la quale può essere riformulata come segue:

$$\left[1 - \frac{Z_B}{\cos\theta}\right] V^f(B) = 0 \quad (2.171)$$

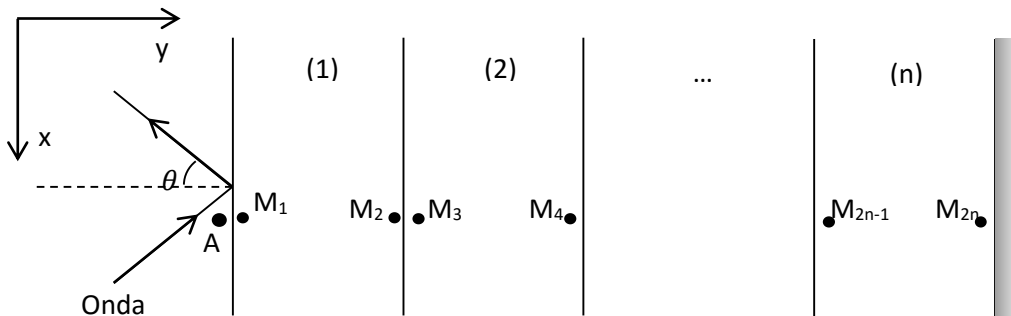


Figura 2.7 – Schematizzazione della propagazione onda sonora tra le interfacce di un multistrato con terminazione rigida.

Aggiungendo quest'ultima equazione al sistema, la matrice nuova sarà composta da:

$$\begin{bmatrix} -1 & Z_s & 0 & \cdots & 0 \\ & [D] & & & \end{bmatrix} V = 0 \quad (2.172)$$

Il determinante della matrice sarà nullo, e l'impedenza superficiale sarà ricavata dal seguente rapporto:

$$Z_s = -\frac{\det[D_1]}{\det[D_2]} \quad (2.173)$$

Dove le matrici $[D_1]$ e $[D_2]$ sono ottenute eliminando rispettivamente la prima e la seconda colonna dalla matrice globale $[D]$.

Il coefficiente di riflessione R e il coefficiente α di assorbimento sono ricavati dalle seguenti equazioni [6]:

$$R = \frac{Z_s \cos \theta - Z_0}{Z_s \cos \theta + Z_0} \quad (2.174)$$

$$\alpha = 1 - |R|^2 \quad (2.175)$$

Nel caso in cui il campo di eccitazione acustica sia diffuso, il coefficiente di assorbimento è calcolato come segue [6] [7]:

$$\alpha_d = \frac{\int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} \alpha(\theta) \cos(\theta) \sin(\theta) d\theta}{\int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} \cos(\theta) \sin(\theta) d\theta} \quad (2.176)$$

Dove $\alpha(\theta)$ rappresenta il coefficiente di assorbimento relativo all'angolo di incidenza θ , θ_{min} e θ_{max} rappresentano rispettivamente l'angolo minore e maggiore di incidenza all'interno del campo diffuso. L'ampiezza massima è di 90° , risulta comunque possibile, al fine di ottenere una risoluzione più snella, trascurare gli angoli di inclinazione compresi tra 78° e 90° per il loro esiguo contributo energetico di eccitazione.

2.2.5.2. Coefficiente di trasmissione

Nel caso il pacchetto multistrato accoppiato con un semispazio fluido, il coefficiente di trasmissione T e di riflessione R sono correlati dalla seguente relazione:

$$\frac{p(A)}{1+R} - \frac{p(B)}{T} = 0 \quad (2.177)$$

Aggiungendo le nuove equazioni al sistema, questo sarà descritto da una matrice quadrata di dimensioni $(N+2)$:

$$\begin{bmatrix} T & 0 & \cdots & -(1+R) & 0 \\ & & & [D] & \end{bmatrix} V = 0 \quad (2.178)$$

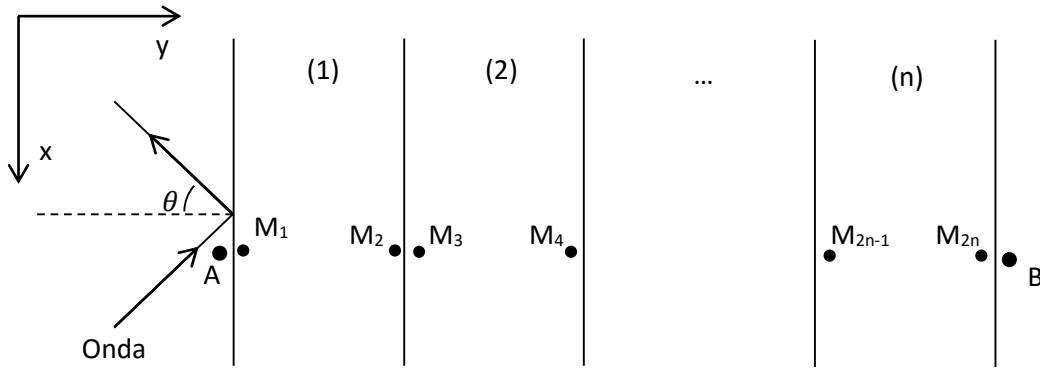


Figure 2.8 - Schematizzazione della propagazione onda sonora tra le interfacce di un multistrato con terminazione rigida.

Il determinante della matrice risulta nullo, è quindi possibile calcolare il coefficiente di trasmissione T come:

$$T = -(1 + R) \frac{\det[D_{N+1}]}{\det[D_1]} \quad (2.179)$$

Dove il $\det[D_{N+1}]$ è il determinante della matrice ottenuta togliendo l' $N+1$ -esima dalla matrice $[D]$ [6].

Per una condizione di eccitazione diretta inclinata di angolo θ , la Transmission Loss, ossia la differenza tra di livello di potenza sonora incidente e quello trasmesso è calcolato come segue:

$$TL = -10 \log \tau(\theta) \quad (2.180)$$

Dove $\tau(\theta) = |T^2(\theta)|$ rappresenta il coefficiente di trasmissione riferito all'angolo di incidenza θ .

Nel caso di campo incidente diffuso [6] [7], la Transmission Loss è definita come:

$$TL = -10 \log \frac{\int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} |\tau(\theta)|^2 \cos \theta \sin \theta d\theta}{\int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} \cos \theta \sin \theta d\theta} \quad (2.181)$$

Dove $\tau(\theta)$ rappresenta il coefficiente di assorbimento relativo all'angolo di incidenza θ , θ_{min} e θ_{max} rappresentano rispettivamente l'angolo minore e maggiore di incidenza all'interno del campo diffuso, analogamente al calcolo del coefficiente di assorbimento.

2.2.5.3. Efficienza di radiazione

La potenza sonora irradiata da un elemento di dimensione finite, posto in vibrazione verso un campo libero, risulta inferiore rispetto alla potenza irradiata da un elemento di dimensione infinite a parità di sorgente eccitante. Questo a causa della modifica dei modi di vibrare dell'elemento in funzione delle sue dimensioni geometriche. L'entità della riduzione della potenza sonora trasmessa, tra il caso limite ideale ed il caso reale, è definita dall'efficienza di radiazione. Tramite il calcolo dell'efficienza di radiazione è possibile correggere il coefficiente di trasmissione sonora considerando l'effetto della riduzione di propagazione relativa alle dimensioni finite dell'elemento. Questa correzione vedrà una sostanziale modifica dei coefficienti di trasmissione soprattutto a basse frequenze. L'efficienza di radiazione è un parametro fondamentale nell'analisi bidimensionale della teoria delle matrici di trasferimento.

In letteratura si ritrovano diversi approcci per il calcolo dell'efficienza di radiazione. Nell'analisi si è utilizzato il modello di T.E. Vigran (2009) [5]. Il modello studiato da Vigran risulta un modello che rende analiticamente possibile il calcolo dell'efficienza di radiazione conoscendo le proporzioni geometriche dell'elemento. Nel caso di un materiale non ortotropo, ossia avente una delle tre dimensioni di molto inferiore alle altre due L_x ed L_y , è possibile definire L , dimensione tipica che caratterizza l'elemento di dimensione finita come:

$$L = \sqrt{L_x \cdot L_y} \quad (2.182)$$

L'utilizzo di questa caratteristica porta ad una notevole semplificazione nello studio della propagazione delle onde in quanto il problema può essere affrontato dal punto di vista monodimensionale.

Nel caso monodimensionale applicando la trasformata di Fourier, il campo di velocità di propagazione dipendente dal numero d'onda può essere scritto come

$$\tilde{v}(k) = \hat{v}L \frac{\sin\left((k-k_f)\frac{L}{2}\right)}{(k-k_f)\frac{L}{2}} \quad (2.183)$$

La potenza irradiata può dunque essere espressa come:

$$W(k_f) = \frac{\rho_0 c_0 k_0}{4\pi} \int_0^{k_0} \frac{|\tilde{v}(k)|^2}{\sqrt{k_0^2 - k_r^2}} dk_r \quad (2.184)$$

Infine possiamo scrivere l'equazione dell'efficienza di radiazione come:

$$\sigma(k_f) = \frac{Lk_0}{2\pi} \int_0^{k_0} \frac{\text{sen}\left((k_r - k_p)\frac{L}{2}\right)^2}{\left((k_r - k_p)\frac{L}{2}\right)^2 \sqrt{k_0^2 - k_r^2}} dk_r \quad (2.185)$$

Dove $k_p = k_0 \sin \theta$, con θ l'angolo relativo all'onda incidente.

Conosciuto il coefficiente di trasmissione nel caso di piastra di dimensione infinita $\tau(\theta)_{inf}$, possiamo scrivere la TL relativa ad una piastra di dimensione finita considerando l'efficienza di radiazione [5].

$$TL_{finite} = -10 \log \frac{\int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} |\tau(\theta)_{inf}|^2 \cos^2 \theta \sin \theta \sigma d\theta}{\int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} \cos^2 \theta \sin \theta d\theta} \quad (2.186)$$

2.3. Trasmissione sonora tramite fori.

L'isolamento acustico di rumore aereo può essere fortemente compromesso dalla presenza di aperture o fori. Questi rappresentano delle vie di fuga tramite cui il campo acustico che si instaura in una cavità tende a propagarsi nell'ambiente circostante. La presenza di fori o aperture può essere intenzionale, aerazione o controllo, o derivante da difetti dell'involucro che racchiude la cavità interessata dalla presenza di una sorgente sonora, come ad esempio la formazione di fessure tra guarnizioni di chiusura. La presenza di discontinuità nell'involucro non sempre rappresenta un inconveniente, ma in rapporto alle sue caratteristiche può essere un elemento di controllo e modellazione della potenza emessa dalla cavità verso l'esterno.

Di seguito verranno studiati gli effetti della presenza di fori in termini di attenuazione di propagazione del suono, ossia in base alle caratteristiche geometriche delle aperture si analizzeranno metodi in grado di prevedere la Transmission Loss.

Lo studio dei fori con questo approccio permette di analizzare in base alle caratteristiche l'attenuazione del singolo foro, ma al contempo di conoscere l'effetto della presenza di fori sull'attenuazione di un intero involucro. Questo modello di analisi si adatta alla progettazione acustica dell'isolamento acustico o della modellazione del suono emesso da una cavità studiata tramite metodo SEA. Conoscendo la TL di un pannello, anche multistrato tramite l'uso delle

matrici di trasferimento, in presenza di un foro risulta immediato tramite la composizione sulle superfici dei coefficienti di trasmissione conoscere l'isolamento di del pannello forato. A causa delle ipotesi di partenza del modello SEA, ossia di un campo nella cavità riverberante e diffuso, questo approccio non dà indicazioni riguardo agli effetti della posizione in cui viene applicato il foro. I modelli studiati per l'analisi dell'attenuazione sonora sono stati presentati in riferimento alla geometria dell'apertura, da Sauter e Soroka (1970) [4] per i fori rettangolari e da Wilson e Soroka (1965) [3] per fori circolari. Non vengono analizzate le aperture derivate da difetti di costruzione, data la natura aleatoria del difetto stesso. Inoltre, obbiettivo del modello è quello di studiare la progettazione oltre che agli interventi migliorativi in condizione previsionale. Se si deve intervenire sul miglioramento o sull'ottimizzazione di situazioni esistenti, la presenza di difetti può essere semplicemente eliminata o, nel caso in cui non sia possibile, possono essere implementati nel modello con coefficienti di trasmissione imposti derivanti da misure sperimentali.

I modelli adottati per fori circolari e rettangolari basa la propria ipotesi sulla presenza di un campo di onde piane all'interno del foro. Il campo acustico che si forma nel traferro, ossia all'interno del foro, risulta come somma di due onde piane che si propagano in direzioni opposte. Le condizioni al contorno riguardanti le due "superfici" del foro sono mediate, consentendo di studiare l'accoppiamento tra fluido nel foro e l'ambiente esterno, tramite l'impedenza di radiazione di pistone rigido senza massa. I limiti di validità del modello analizzato sono riferiti alle dimensioni del foro, ossia quando la dimensione non è piccola rispetto alla lunghezza d'onda, permettendo quindi una variazione di pressione all'interno della sezione. Questo nell'ipotesi di onde perpendicolari, nel caso di onde incidenti oblique, il campo di pressione acustica varia sulla superficie del foro e queste possono incidere sulla pressione trasmessa attraverso il foro. Le differenze dettate da incidenze differenti possono in prima approssimazione essere trascurate, considerando il coefficiente di trasmissione del foro per incidenza diffusa coincidente con il coefficiente calcolato per incidenza normale.

Di seguito verranno riportate le definizioni di impedenza relative a sezioni di tipo rettangolare e circolare seguendo la trattazione effettuata da F.P.Mechel (1986) [8].

Definiamo l'impedenza di radiazione normalizzata per un pistone di massa nulla di forma rettangolare dai lati di dimensioni a e b come:

$$Z_{rect} = R_0 + jX_0 \quad (2.187)$$

In cui i coefficienti reali ed immaginari sono dati da:

$$R_0 = \frac{R}{Z_0} = 1 - \frac{2}{\pi k_0^2 ab} \left[1 + \cos(k_0 \sqrt{a^2 + b^2}) + k_0 \sqrt{a^2 + b^2} \sin(k_0 \sqrt{a^2 + b^2}) - \cos(k_0 a) - \cos(k_0 b) \right] + \frac{2}{\pi} \hat{I}_a \quad (2.188)$$

$$X_0 = \frac{X}{Z_0} = \frac{2}{\pi k_0^2 ab} \left[k_0(a + b) + \sin(k_0 \sqrt{a^2 + b^2}) - k_0 \sqrt{a^2 + b^2} \cos(k_0 \sqrt{a^2 + b^2}) - \sin(k_0 a) - \sin(k_0 b) \right] - \frac{2}{\pi} \hat{I}_b \quad (2.189)$$

Dove $\hat{I}_a$ e $\hat{I}_b$ rappresentano i seguenti integrali.

$$\hat{I}_a = \int_1^{\sqrt{1-(b/a)^2}} \sqrt{1-1/x^2} \cos(xk_0 a) dx + \int_1^{\sqrt{1-(a/b)^2}} \sqrt{1-1/x^2} \cos(xk_0 b) dx \quad (2.190)$$

$$\hat{I}_b = \int_1^{\sqrt{1-(b/a)^2}} \sqrt{1-1/x^2} \sin(xk_0 a) dx + \int_1^{\sqrt{1-(a/b)^2}} \sqrt{1-1/x^2} \sin(xk_0 b) dx \quad (2.191)$$

Definiamo l'impedenza di radiazione normalizzata per un pistone di massa nulla di forma circolare di raggio r come:

$$Z_{circ} = 1 - \frac{J_1(2k_0 a)}{k_0 a} + j \frac{S_1(2k_0 a)}{k_0 a} \quad (2.192)$$

Con $J_1(z)$ la funzione di Bessel, mentre $S_1(z)$ la funzione di Struve.

Data la geometria, le dimensioni, lo spessore d del foro, e il numero d'onda k_f relativo al materiale presente nel foro, il coefficiente di trasmissione per incidenza normale è dato da :

$$\tau(0) = \frac{4R_0}{[A^2(k, d, R_0, X_0) + B^2(k, d, R_0, X_0)]} \quad (2.193)$$

Considerando i coefficienti A e B come:

$$A(k_f, d, R_0, X_0) = 2R_0(\cos k_f d - X_0 \sin k_f d) \quad (2.194)$$

$$B(k_f, d, R_0, X_0) = (R_0^2 - X_0^2 + 1) \sin(k_f d) + 2X_0 \cos(k_f d) \quad (2.195)$$

Infine possiamo osservare che il coefficiente di trasmissione per incidenza diffusa risulta simile al coefficiente per incidenza normale.

Capitolo 3 – Descrizione Codici

3.1 Software TMM

In accordo con il modello delle matrici di trasferimento per il calcolo delle caratteristiche acustiche di pannelli multistrato, è stato realizzato un software su Matlab. Il programma TMM permette di calcolare le caratteristiche acustiche, quali coefficienti di assorbimento e la transmission loss di pareti mono o multistrato. I valori elaborati possono essere salvati in un file Excel contenente tutte le informazioni relative al pacchetto analizzato.

Di seguito verranno riportati gli screenshot del programma contenenti un esempio di utilizzo.

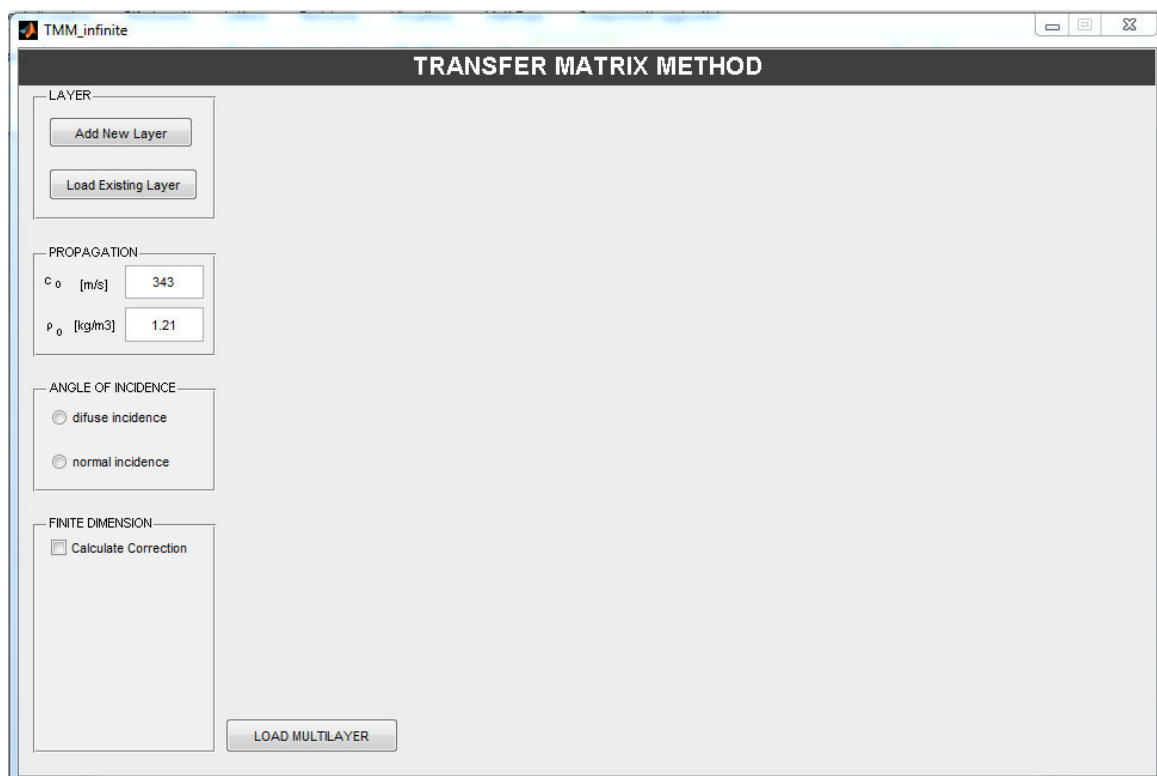


Figure 3.1 - *Pagina principale Software TMM*

La finestra in alto a destra titolata LAYER permette di aggiungere tramite il pulsante “Add New Layer” un nuovo strato pacchetto da analizzare, con il pulsante “Load Existing Layer” permette

di caricare le caratteristiche di un materiale in precedenza creato e salvato nel database del programma.

La finestra sottostante denominata *PROPAGATION* include le caratteristiche ambientali che influiscono sulla propagazione dell'onda acustica, quali velocità di propagazione del suono e densità dell'aria. La velocità di propagazione del suono 343 m/s e la densità dell'aria 1.21 Kg/mc sono dati come valori di default all'apertura del programma; questi valori possono essere modificati in ogni momento prima del calcolo delle caratteristiche del multistrato.

La finestra denominata *ANGLE OF INCIDENCE* permette di scegliere il tipo di incidenza a cui è sottoposto il pacchetto in analisi, ossia incidenza diretta (normal incidence) o incidenza diffusa (diffuse incidence), la quale considera il multistrato sottoposto ad onde incidenti da -78° a $+78^\circ$ rispetto alla normale. Da letteratura è verificato che le onde incidenti con angolature superiori a 78° sono ininfluenti sul comportamento del multistrato.

La finestra *FINITE DIMENSION* permette di integrare nel calcolo delle caratteristiche acustiche del multistrato la dimensione finita dell'elemento in analisi).

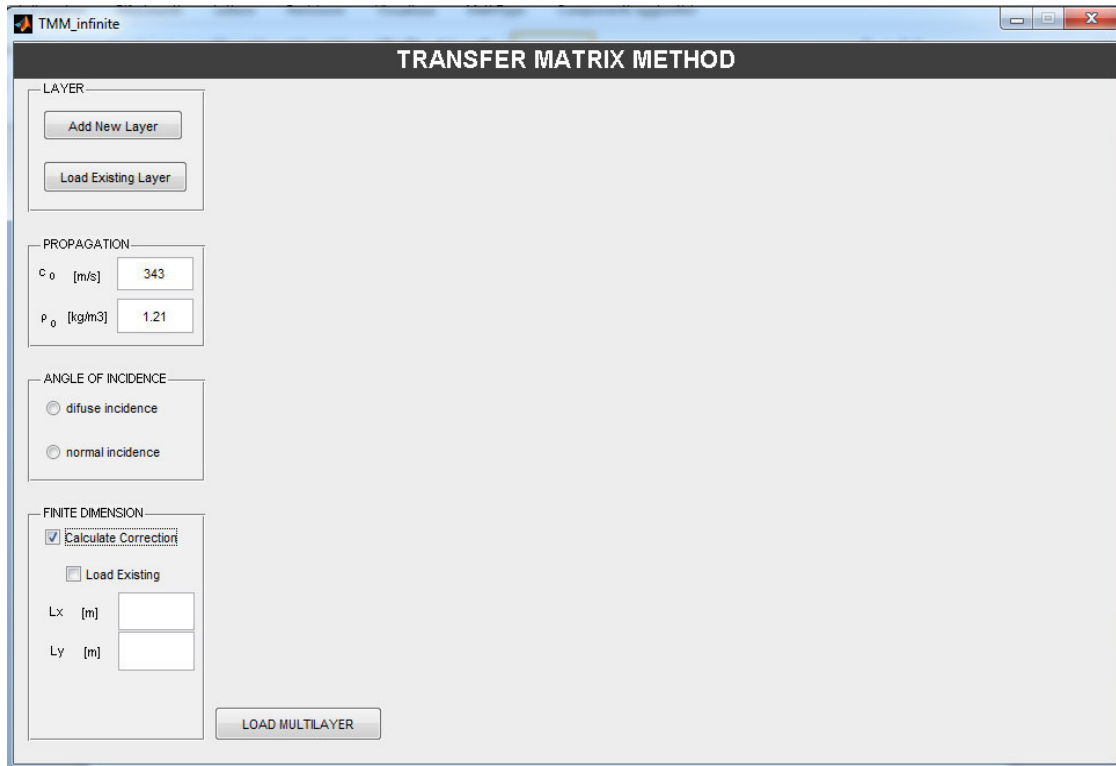


Figure 3.2 - Screenshot pagina principale Software TMM con selezione dell'opzione "Finite Dimension"

Se viene selezionato il calcolo dell'efficienza di radiazione determinato solamente dalle caratteristiche geometriche dell'elemento, è possibile inserire la larghezza e l'altezza in metri, e, nel caso di analisi eseguita sullo stesso pannello di dimensioni identiche per velocizzare il calcolo, è possibile caricare spuntando l'opzione "Load Existing" l'efficienza di radiazione precedentemente calcolata e salvata nel database del programma.

Risulta infine possibile cliccando sul tasto "*Load Multilayer*" caricare un pacchetto multistrato in precedenza creato, e quindi modificarlo nella sua struttura o modificare le condizioni esterne di esercizio, come le dimensioni, angolo di incidenza o i coefficienti di propagazione.

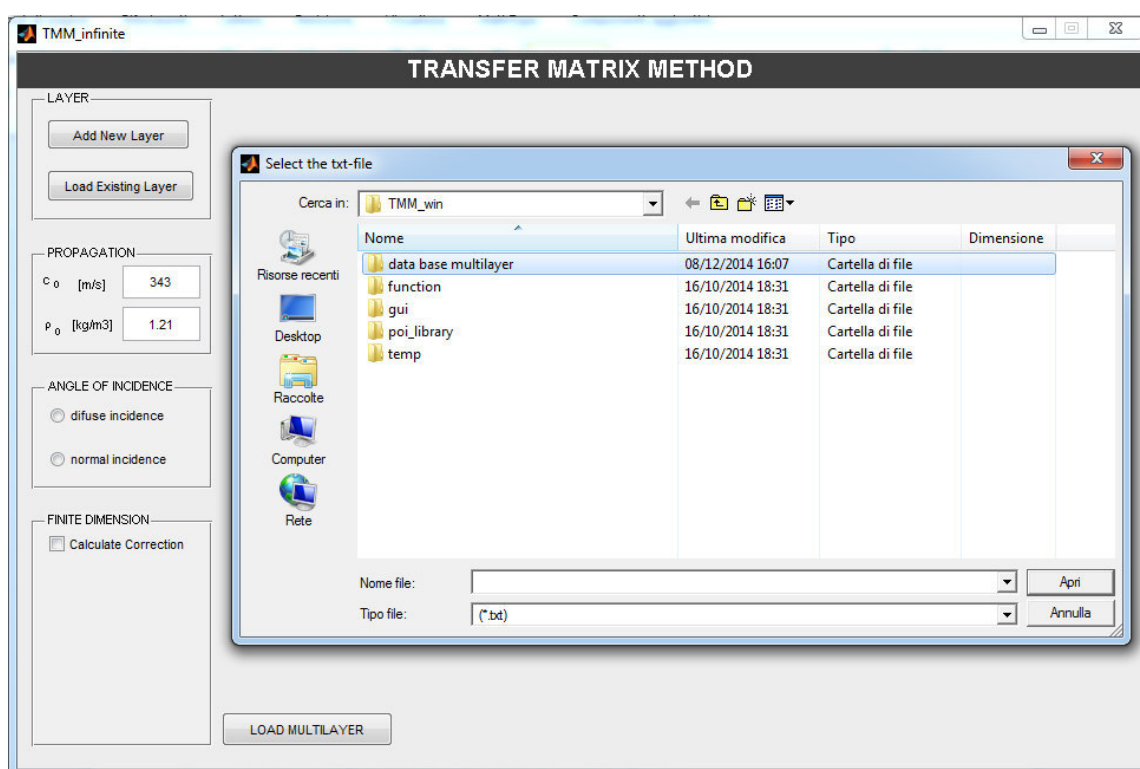


Figure 3.3 - Screenshot Software TMM - Load Multilayer

3.1.1 Input dei dati

Nel caso si proceda con una nuova analisi si clicca sul tasto "*Add New Layer*", così facendo compare una finestra denominata MATERIAL dalla quale risulta possibile selezionare il tipo di modellazione da adottare per il primo strato.

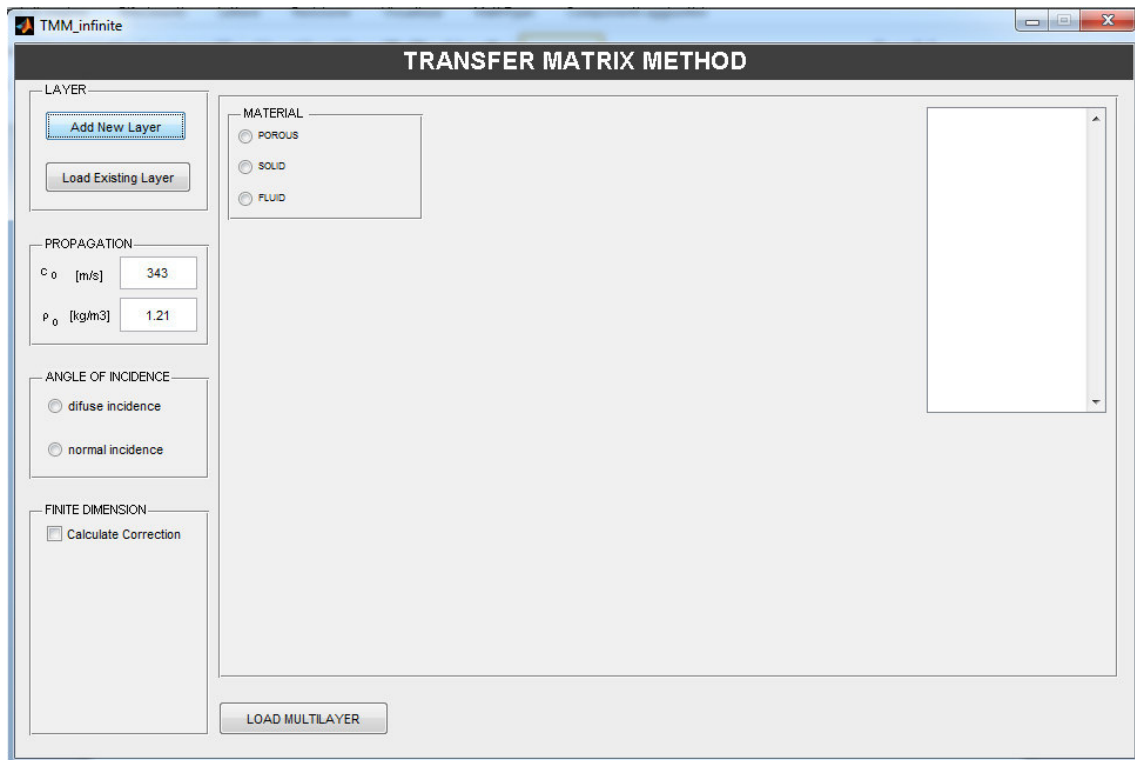


Figure 3.4 -- Screenshot Software TMM raffigurante l'opzione scelta dei materiali.

Se il primo stato è solido si dovrà spuntare l'opzione "Solid".

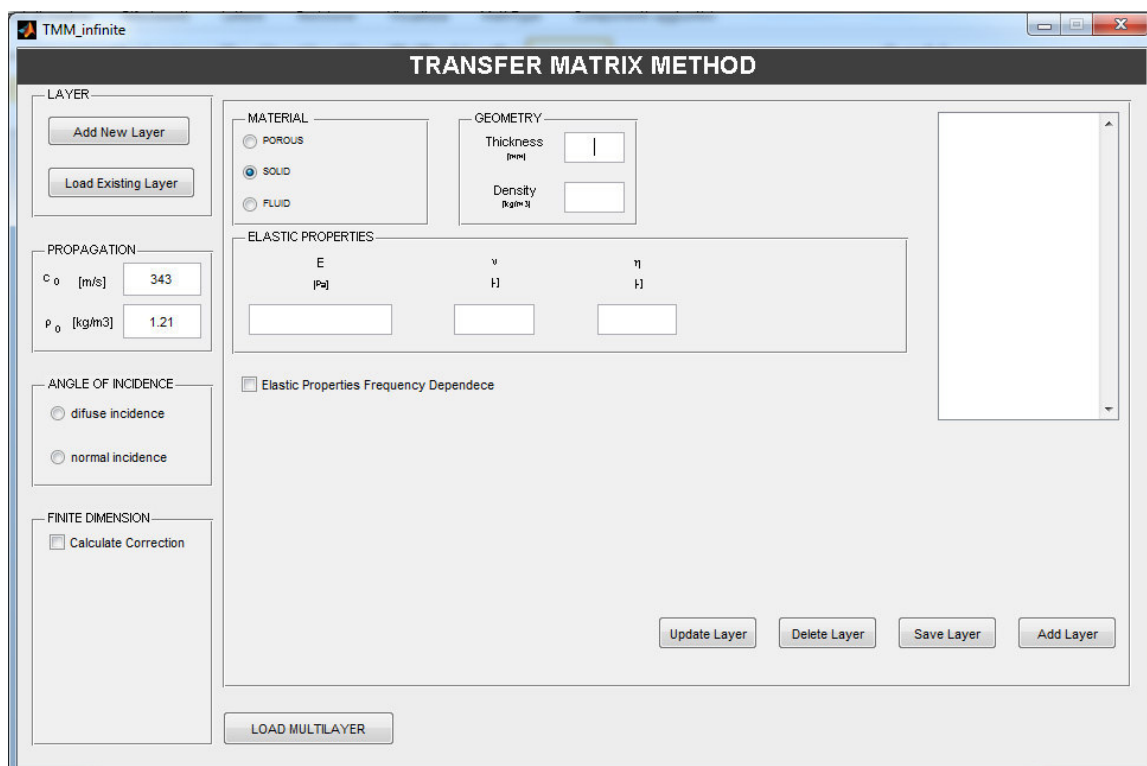


Figure 3.5 - Screenshot Software TMM nella pagina di input dati per strato solido.

Successivamente si dovranno compilare con i dati relativi alle caratteristiche del materiale, spessore, densità, modulo di Young, modulo di Poisson e coefficiente di smorzamento. Infine, è possibile scegliere, tramite l'opzione "*Elastic Properties Frequency Dependence*" [9], di caricare, per materiali che non hanno coefficiente di smorzamento e modulo di Young costante, i valori di questi coefficienti in funzione della frequenza tramite un file contenente i valori in bande d'ottava.

The screenshot displays the 'TRANSFER MATRIX METHOD' software interface. The window title is 'TMM_infinite'. The main area is divided into several sections:

- LAYER:** Contains buttons for 'Add New Layer' and 'Load Existing Layer'.
- MATERIAL:** Has radio buttons for 'POROUS', 'SOLID' (selected), and 'FLUID'.
- GEOMETRY:** Includes input fields for 'Thickness [mm]' and 'Density [kg/m³]'.
- PROPAGATION:** Contains input fields for 'c₀ [m/s]' (value: 343) and 'ρ₀ [kg/m³]' (value: 1.21).
- ANGLE OF INCIDENCE:** Has radio buttons for 'diffuse incidence' and 'normal incidence'.
- FINITE DIMENSION:** Includes a checkbox for 'Calculate Correction'.
- ELASTIC PROPERTIES:** Contains input fields for 'E [Pa]', 'ν', and 'η'.
- FREQUENCY DEPENDENCE:** Includes a 'LOAD' button and an 'info' button.

At the bottom, there are buttons for 'Update Layer', 'Delete Layer', 'Save Layer', 'Add Layer', and 'LOAD MULTILAYER'. A checkbox labeled 'Elastic Properties Frequency Dependence' is checked.

Figure 3.6 - Screenshot Software TMM nella pagina di input dati per strato solido con opzione "*Elastic Properties Frequency Dependence*".

Completata la compilazione di tutti i dati per inserire il materiale nella stratigrafia del multistrato da analizzare, si clicca sul pulsante "*Add Layer*", in basso a sinistra, e l'aggiunta dello strato sarà confermata dalla presenza dello strato numerato nella finestra bianca di destra. Come esempio, è stato inserito come solido una lastra di acciaio di spessore 1,5 mm.

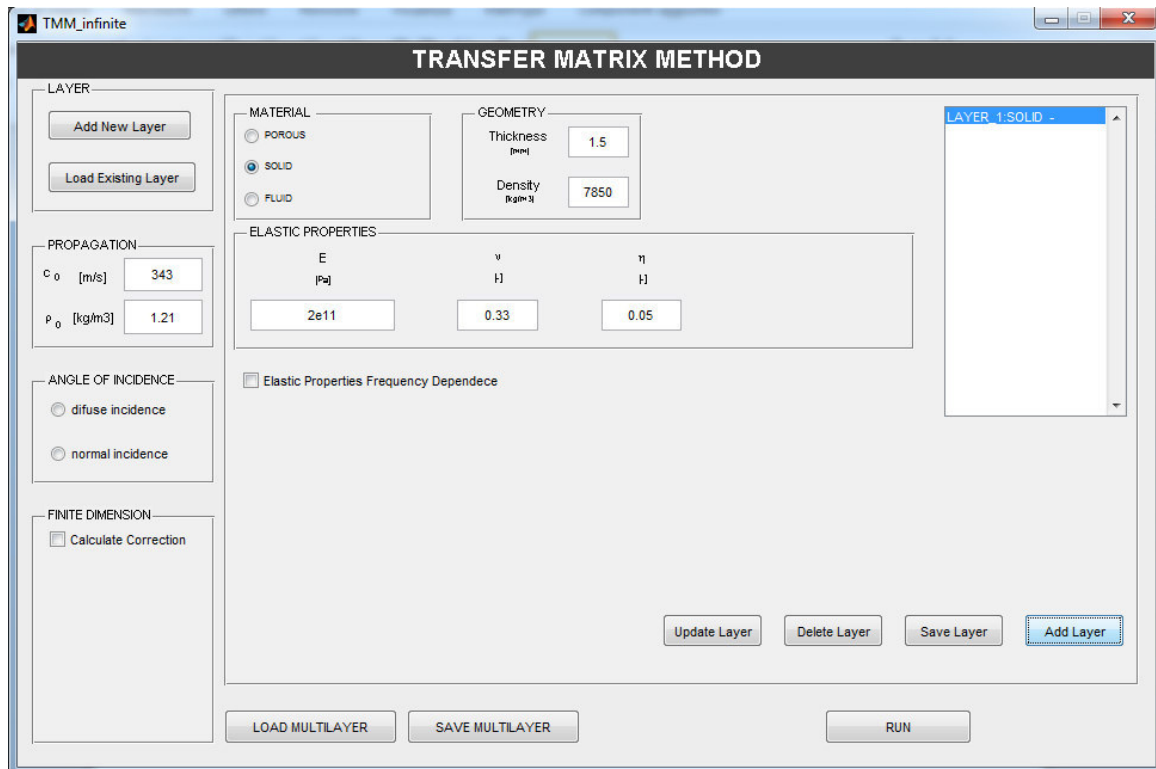


Figure 3.7 - Screenshot Software TMM con evidenziate le opzioni disponibili al termine dell'input dei dati.

Ogni volta che viene aggiunto un nuovo strato di materiale è possibile salvare la singola composizione mediante il tasto "Save Multilayer", oppure salvare il singolo strato mediante il pulsante "Save Layer". Per eliminare un singolo strato lo si deve selezionare dalla finestra di destra e successivamente cliccare sul tasto "Delete Layer". Per aggiungere un nuovo strato si dovrà cliccare sul tasto iniziale "Add New Layer" in alto a destra nella finestra LAYER. Si presenteranno le stesse opzioni presenti durante la scelta del primo strato di materiale, a titolo dimostrativo si sceglie lo strato di tipo fluido.

Figure 3.8 - Screenshot Software TMM nella pagina di input dati per strato fluido

Per strati di tipo fluido sarà possibile scegliere il modello con cui analizzarlo tramite le opzioni presenti nella finestra *FLUID*. Conseguentemente alla scelta effettuata saranno richiesti dati differenti. I dati da inserire corrispondono alle caselle modificabili che appaiono di colore bianco. A titolo di esempio selezioniamo la modellizzazione di Delany-Bazley, dove sarà possibile indicare lo spessore e la resistività al flusso d'aria, mentre le caselle relative agli altri parametri rimarranno di colore grigio.

TRANSFER MATRIX METHOD

LAYER

Add New Layer

Load Existing Layer

PROPAGATION

c_0 [m/s] 343

ρ_0 [kg/m³] 1.21

ANGLE OF INCIDENCE

☐ diffuse incidence

☒ normal incidence

FINITE DIMENSION

☒ Calculate Correction

MATERIAL

☐ POROUS

☐ SOLID

☒ FLUID

GEOMETRY

Thickness [mm]

Density [kg/m³]

FLUID

☐ Air

☐ Porous Layer

☒ Delany-Bazley

☐ Johnson-Champoux-Allard

ELASTIC PROPERTIES

E [Pa]

ν [H]

η [H]

☐ Elastic Properties Frequency Dependence

PHYSIC PROPERTIES

AIR FLOW RESISTIVITY

σ [Pa s/m²]

POROSITY

ϕ [H]

TORTUOSITY

α [H]

VISCOUS CHARACTERISTIC LENGTH

Δ [μm]

THERMAL CHARACTERISTIC LENGTH

Δ' [μm]

SPECIFIC AIR FLOW RESISTANCE

R_s [Pa s/m]

Update Layer Delete Layer Save Layer Add Layer

LOAD MULTILAYER SAVE MULTILAYER RUN

Figure 3.9 - Screenshot Software TMM con opzioni di modellizzazione strato fluido.

Infine se viene scelto uno strato di tipo poroso, la schermata che viene proposta sarà la seguente.

TRANSFER MATRIX METHOD

LAYER

Add New Layer

Load Existing Layer

PROPAGATION

c_0 [m/s] 343

ρ_0 [kg/m³] 1.21

ANGLE OF INCIDENCE

☐ diffuse incidence

☒ normal incidence

FINITE DIMENSION

☒ Calculate Correction

MATERIAL

☒ POROUS

☐ SOLID

☐ FLUID

GEOMETRY

Thickness [mm]

Density [kg/m³]

ELASTIC PROPERTIES

E [Pa]

ν [H]

η [H]

☐ Elastic Properties Frequency Dependence

PHYSIC PROPERTIES

AIR FLOW RESISTIVITY

σ [Pa s/m²]

POROSITY

ϕ [H]

TORTUOSITY

α [H]

VISCOUS CHARACTERISTIC LENGTH

Δ [μm]

THERMAL CHARACTERISTIC LENGTH

Δ' [μm]

SPECIFIC AIR FLOW RESISTANCE

R_s [Pa s/m]

Update Layer Delete Layer Save Layer Add Layer

LOAD MULTILAYER SAVE MULTILAYER RUN

Figure 3.10 - Screenshot Software TMM nella pagina di input dati per strato poroso.

Come esempio è stato creato un multistrato di dimensione la cui composizione è espressa in tabella 3.1 .

Tabella 3.1 – *Composizione del pacchetto multistrato utilizzato come esempio nella spiegazione del Software TMM, con i valori dei relativi materiali impiegati.*

	s [mm]	E	ν	η	σ	ϕ	α	Λ	Λ'	ρ
Lamiera	1.5	2e11	0.33	0.05						7850
Poliestere	30	9000	0.1	0.11	5442	0.92	1	150	180	45
EPDM	2.2	500000	0.45	0.4						1800

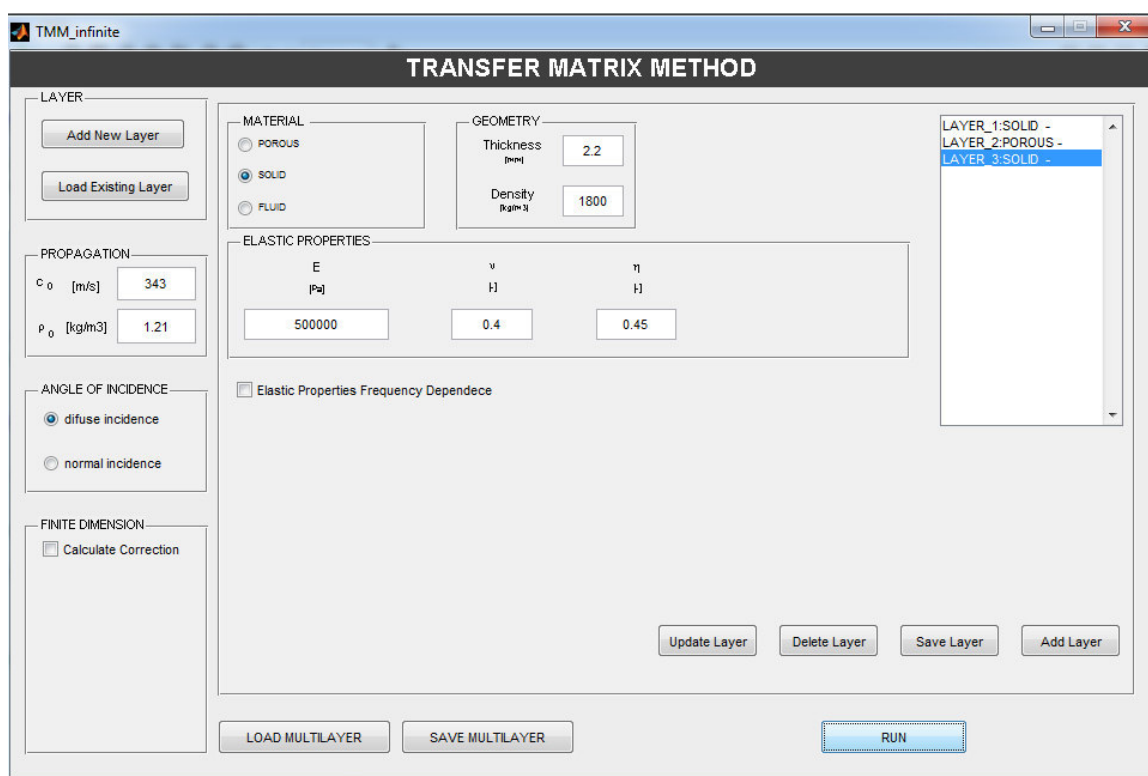


Figure 3.12 - *Schermata Software TMM con un esempio composizione multistrato.*

Successivamente all'aggiunta dell'ultimo strato per calcolare i coefficienti acustici del multistrato, si dovrà cliccare sul pulsante "RUN", ed attendere la comparsa in basso a destra del pulsante "RESULTS".

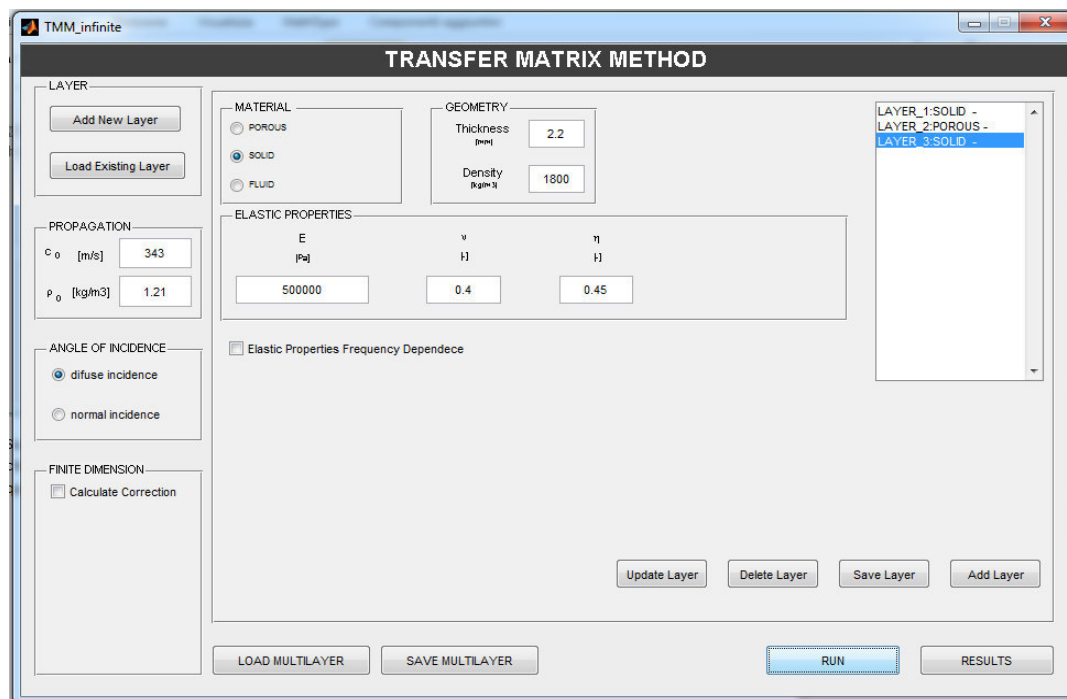


Figure 3.13 - Schermata Software TMM esempio funzione tasto "Results"

3.1.2 Output delle elaborazioni

Cliccando sul pulsante "RESULTS" si aprirà una nuova finestra rappresentante i risultati dell'elaborazione.

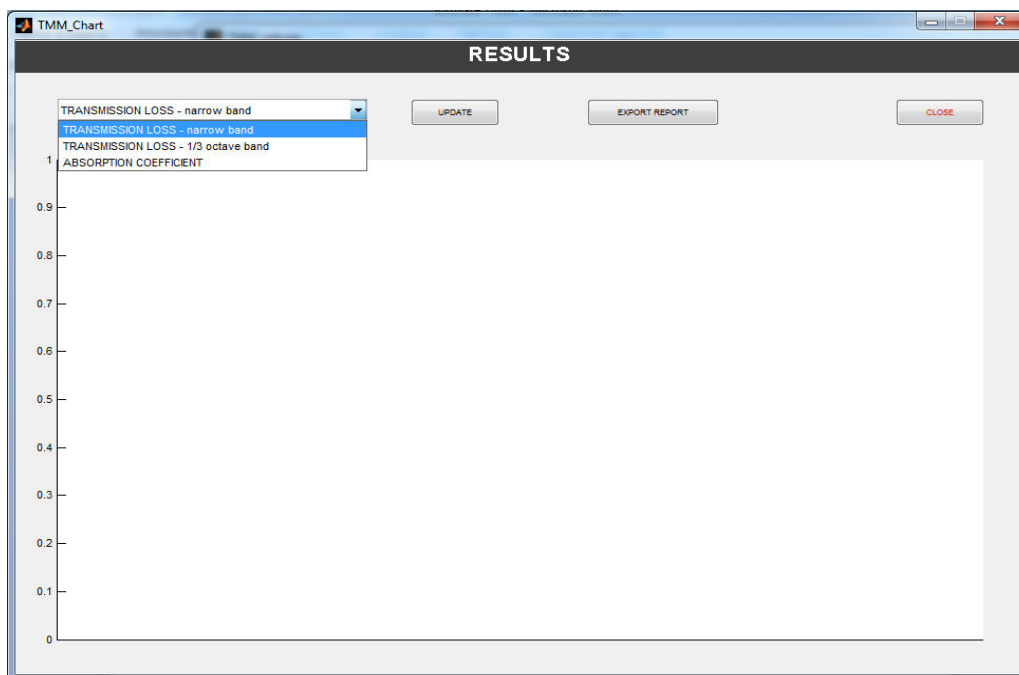


Figure 3.14 - Schermata delle opzioni di output grafici del Software TMM .

Il menù a tendina in alto a destra nella finestra “risultati” permette di scegliere quale dei coefficienti visualizzare in forma grafica, Transimssion Loss in banda fine, Transmission Loss in bande 1/3 d’ottava e infine il coefficiente di assorbimento in banda fine. Si sceglie di visualizzare la Transmission loss in bande 1/3 d’ottava. Eseguita la scelta nel menù a tendina per visualizzare il grafico risulta necessario cliccare sul pulsante “UPDATE”.

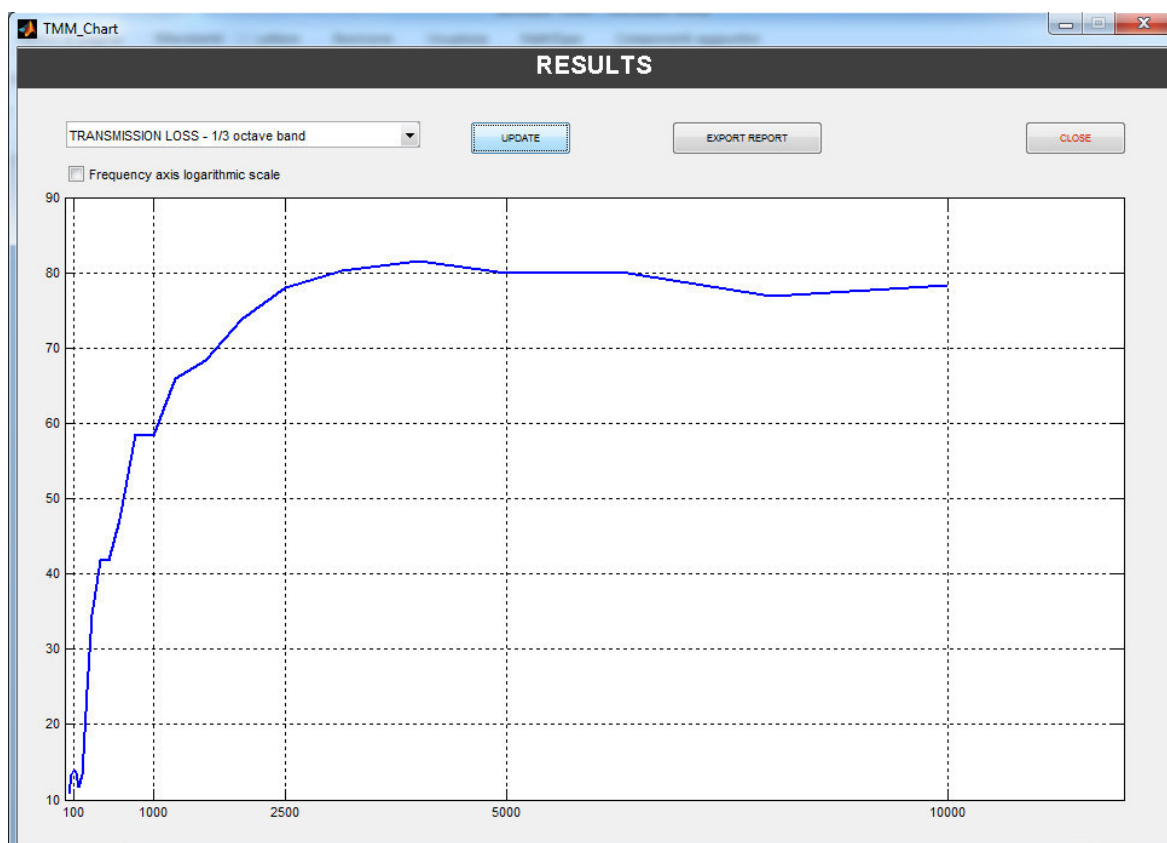


Figure 3.15 - Schermata del Software TMM con visualizzazione grafica dei risultati in 1/3 d’ottava.

È possibile visualizzare il grafico con le frequenze in scala logaritmica scegliendo l’opzione “Frequency axis logarithmic scale”_e successivamente aggiornare il grafico cliccando sul pulsante “UPDATE”.

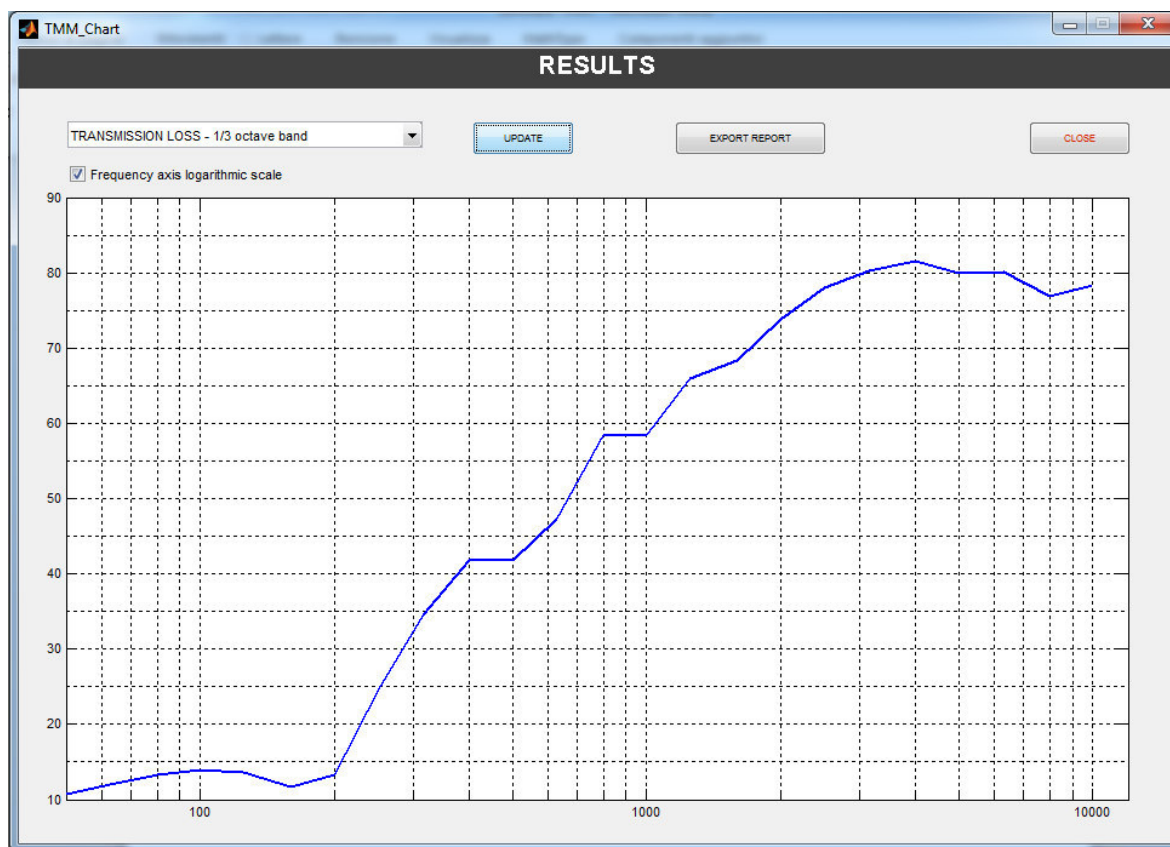


Figure 3.16 - Schermata del Software TMM con visualizzazione grafica dei risultati in 1/3 d'ottava con opzione scala logaritmica.

Per salvare i risultati ottenuti c'è la possibilità di creare un report contenente le caratteristiche del multistrato e i valori dei coefficienti calcolati. Questo lo si ottiene cliccando sul pulsante "EXPORT REPORT". Comparirà una finestra che permette di salvare con il nome desiderato il report, figura 3.17.

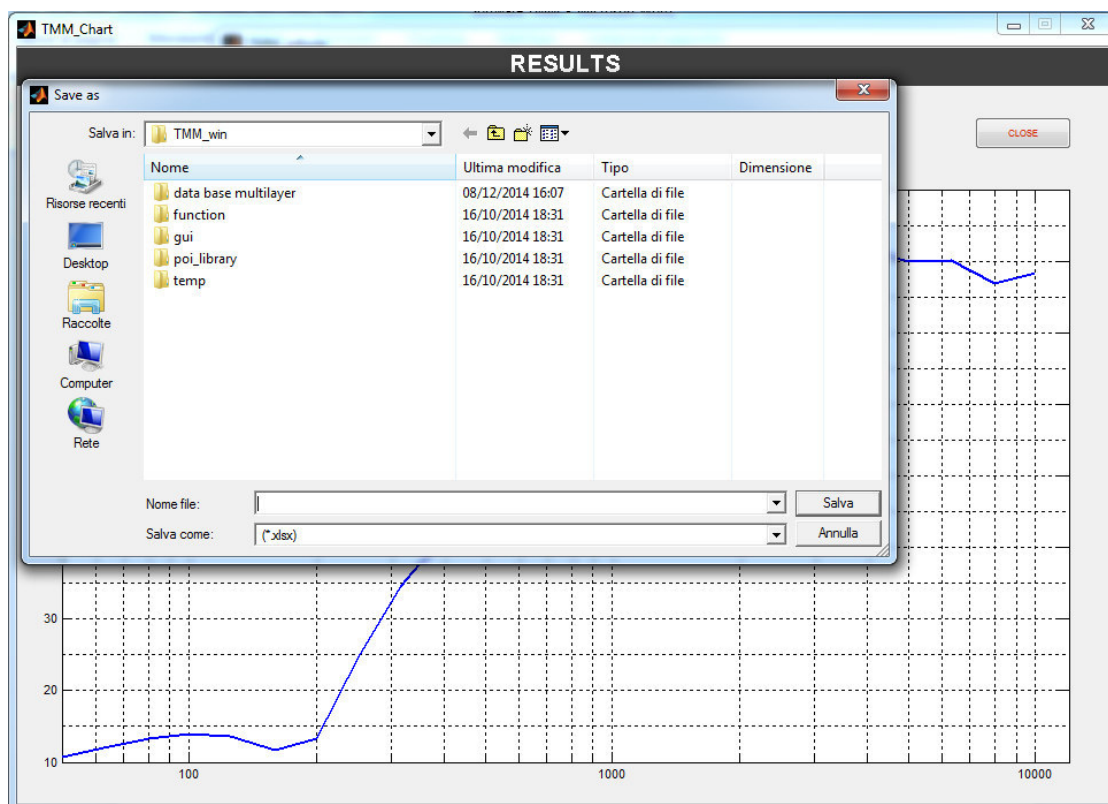


Figure 3.17 - Finestra di salvataggio "Report" dei risultati del Software TMM.

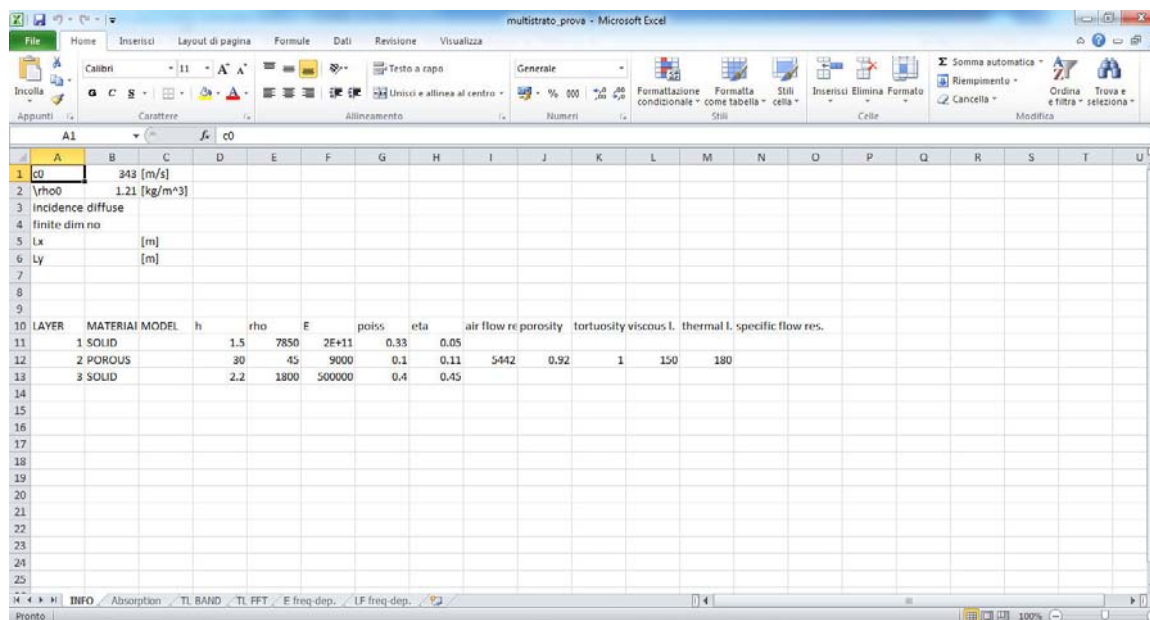


Figure 3.18 - Schermata del File contenente il report dei risultati salvato in formato ".xls".

Il file del Report, Figura 3.18, viene salvato in formato “.xls” ed è formato da sei fogli di lavoro, il primo denominato INFO, contenente le informazioni di ogni strato presente nel pacchetto, ABSORPTION contenente la tabella dei valori del coefficiente di assorbimento, TL_BAND

che contiene i valori della Transmission loss in 1/3 d'ottava, TL_FFT che contiene i valori della Transmission loss in banda fine e gli ultimi due fogli che contengono reciprocamente, nel caso siano stati inseriti, i valori in frequenza del modulo di Young e dello smorzamento relativi ad ogni materiale del multistrato.

Successivamente al salvataggio del report è possibile chiudere la finestra dei risultati cliccando sul tasto "*CLOSE*".

3.2 Software SEA

In accordo con il modello matematico SEA è stato realizzato un Software su base Matlab che permette di ottenere in via previsionale e in tempi molto brevi, i livelli di potenza per frequenza emessi da una sorgente di rumore isolata da un incapsulaggio. Il software è stato sviluppato con l'obiettivo di creare uno strumento intuitivo di facile utilizzo che permetta analisi in tempi brevi relativamente all'efficienza di incapsulaggi di sorgenti rumorose, quali macchine industriali.

Il programma gode di un'ampia versatilità di utilizzo. in generale permette di analizzare preventivamente le capacità di isolamento / assorbimento acustico di sistemi di incapsulaggio ma la sua principale applicazione è legata allo studio di isolamenti "ad hoc". Questo permette di modellare la sorgente sonora, quale una macchina industriale o parte di essa, nelle sue particolari condizioni di lavoro, e di considerare altresì il tipo di isolamento in funzione del contesto di applicazione e alle sue peculiarità.

Tale programma permette di considerare la maggioranza delle variabili relative ai problemi di isolamento tramite incapsulaggi acustici, quali presenza di fori, guarnizioni, chiusure, variazioni nella stratigrafia di isolamento, tipologia della sorgente sonora, ottenendo risultati che permettano di analizzare i punti critici dell'intervento di fonisolamento e quindi ottimizzarne la progettazione. Risulta un ottimo strumento nel caso si abbiano varie alternative di isolamento permettendo quindi di eliminare rapidamente le ipotesi meno performanti e affinare la progettazione delle soluzioni migliori. Il punto di forza di questo modello sta nei tempi di lavoro, che sono notevolmente bassi in riferimento al tipo di analisi in essere.

In breve, nella fase di input il software prevede la modellizzazione della sorgente sonora e degli elementi che ne compongono la copertura (tipologia di elemento, connessioni, geometria,

dimensioni e composizione) e, successivamente all'elaborazione numerica in output, elabora i valori relativi alla potenza irradiata dalla copertura da studiare. La modellizzazione della sorgente e dell'incapsulaggio avviene in accordo con i principi del modello SEA. Di seguito, nel presente paragrafo verrà analizzato il programma nelle sue caratteristiche di funzionamento e i metodi di modellizzazione per i sistemi sorgente sonora-copertura fonoisolante.

3.2.1 Input dei dati

La prima schermata del programma è strutturata come rappresentato in Figura 3.19 e riguarda gli input relativi alla struttura dell'involucro fonoisolante e la sorgente in esso contenuta. Sono presenti tre riquadri per l'inserimento delle caratteristiche del sistema: il primo relativo ai sottosistemi di cui è composto, il secondo per determinare le connessioni tra i vari sottosistemi e il terzo riguardante le caratteristiche della sollecitazione acustica proveniente dalla sorgente sonora. Per ogni riquadro nella parte bassa sono presenti due tasti "update" e "Add". Questi permettono di aggiungere al riquadro di interesse un elemento già salvato in memoria ("Update") o uno di prima creazione ("Add"). Nella parte bassa della finestra è infine possibile scegliere il range di frequenza su cui fare l'analisi. Le opzioni sono due da 100 Hz a 5000 Hz e da 50 Hz a 10000 Hz. Il programma richiede l'inserimento di alcune variabili in funzione della frequenza (coefficienti di assorbimento, tempi di riverbero, Transmission Loss), per altre invece ne prevede la possibilità nei casi in cui queste siano dipendenti dalla frequenza e non costanti (proprietà elastiche, Insertion loss ed eccitanti del sistema). L'inserimento delle variabili in funzione della frequenza avviene caricando file di testo formato ".txt" strutturato su diverse colonne, la prima relativa alle frequenze e le altre contenenti le variabili da caricare.

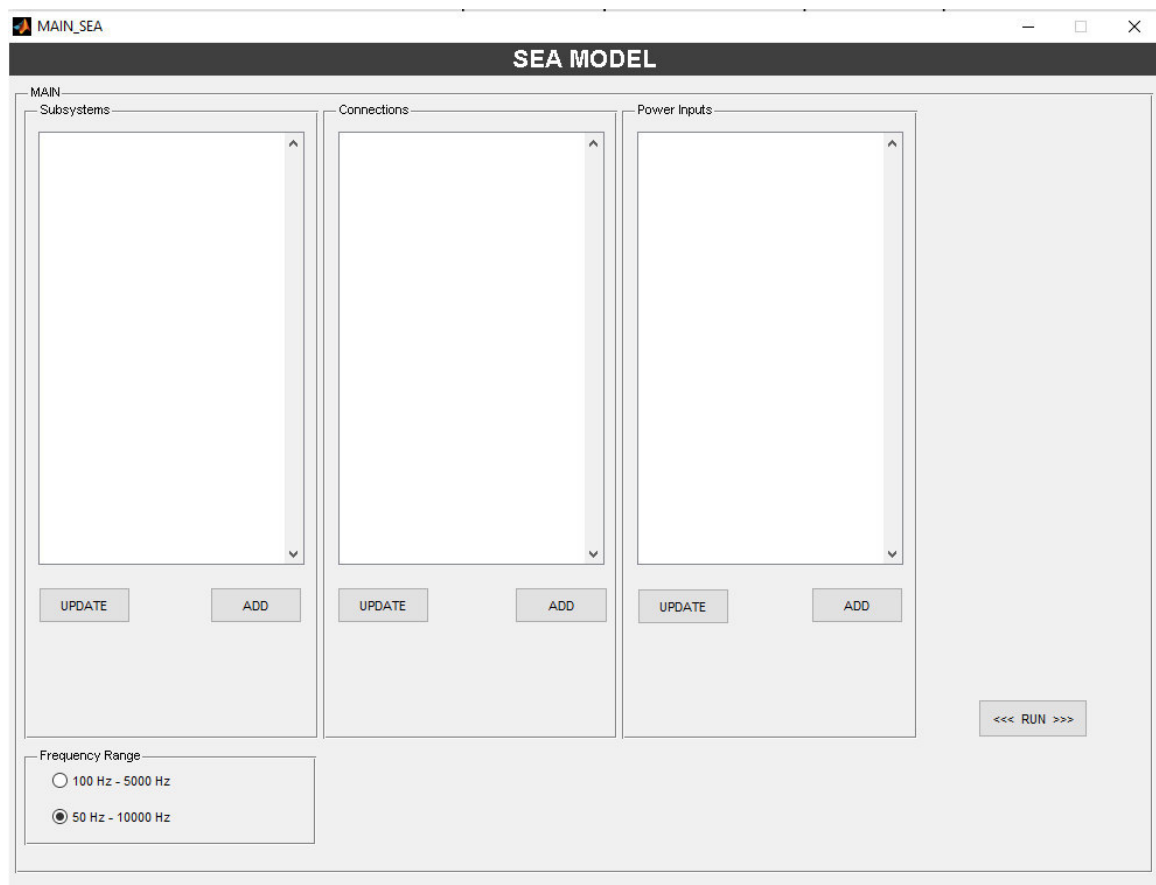


Figure 3.19 - *Pagina principale del Software SEA*

3.2.1.1. Sottosistemi

Il primo riquadro da completare è relativo ai sottosistemi che possono essere presenti quali: cavity (cavità), plate (pareti), semi-infinite fluide (cavità di grandi dimensioni completamente anecoica, rappresenta la modellizzazione matematica per il SEA di un campo libero di diffusione sonora ossia dell'ambiente esterno con cui comunica il sistema sorgente-involucro).

Cliccando sul tasto "Add" si apre una nuova finestra dove è possibile scegliere tramite un menù a tendina il tipo di sottosistema da inserire.

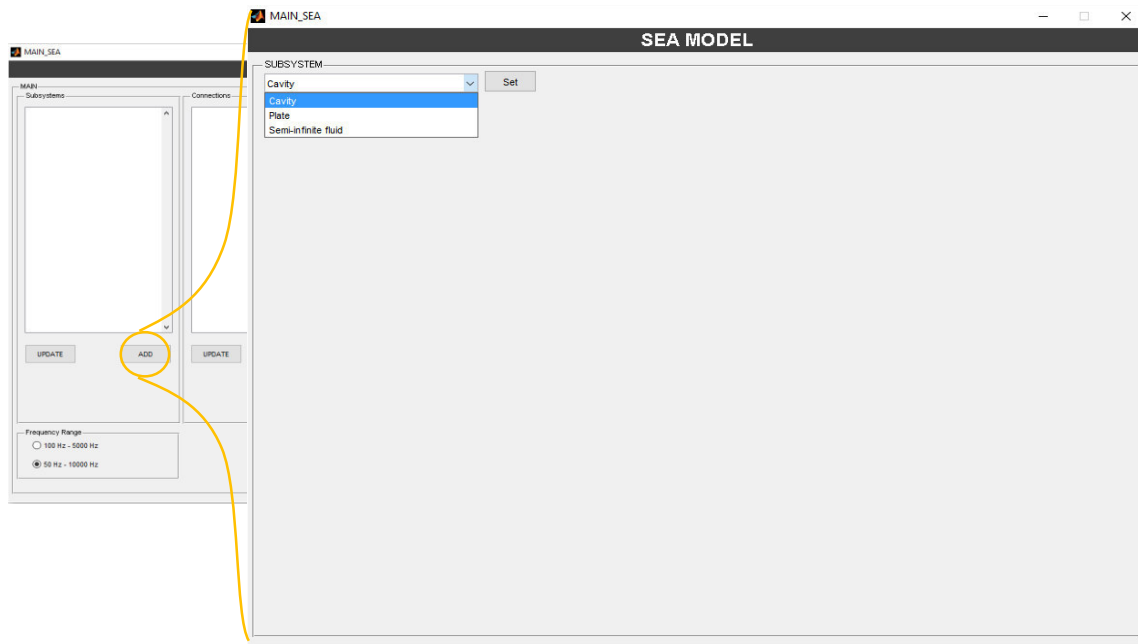


Figure 3.20 - Schermata del Software SEA di input dei sottosistemi.

3.2.1.1.1 Cavity and Semi infinite Fluid

Se viene scelto il sottosistema cavità, si apre una finestra in cui viene richiesto di inserire i dati relativi alla geometria della stessa e alle caratteristiche di assorbimento acustico.

Nella parte alta della schermata “Geometry” viene data la possibilità di scegliere tra due opzioni: la prima “Box-Shaped Cavity”, nel caso di cavità con forma di parallelepipedo. In questo caso andranno inseriti i valori rispettivamente della lunghezza, larghezza ed altezza della cavità espressi in metri [m]; di default, nel caso di cavità con forma irregolare, si rendono disponibili alla compilazione tre riquadri in cui vanno inseriti rispettivamente i valori della lunghezza totale di tutti gli spigoli della cavità, l’area totale della superficie esterna ed infine un valore del volume.

The screenshot shows the 'SEA MODEL' window with the 'SUBSYSTEM' dropdown set to 'Cavity'. The 'CAVITY' section contains a 'Geometry' box with a 'Box-Shaped Cavity' checkbox. Below this are input fields for Length [m], Width [m], Height [m], Total Length [m], Total Surface [m2], and Volume [m3]. The 'Loss Factor' section includes a 'Number of Surfaces' input field (currently '1'), a 'Set Surfaces' button, and an 'info' button. A checkbox 'Use measured RT instead of the absorption c...' is also present. An 'Add Subsystem' button is located at the bottom right.

Figure 3.21 - Schermata del Software SEA di input dati per il sottosistema cavity.

Nella parte bassa della schermata “Loss Factor” vanno inserite le caratteristiche della cavità relative all’assorbimento acustico. Anche in questo caso il programma prevede due metodi di inserimento, uno analitico e uno sperimentale. Il metodo analitico è l’opzione di base e consiste nell’indicare il numero di superfici che racchiudono la cavità e, per ognuna di esse, di inserire il relativo coefficiente di assorbimento tramite il tasto “Set Surface”, Figura 3.22. Questo permette di caricare un file con estensione “.txt” contenente i coefficienti di assorbimento della superficie per bande di frequenza di un terzo d’ottava con valori da 50 Hz a 10 kHz. Il file deve essere strutturato su due colonne, una con i valori di frequenza e la seconda con i valori del coefficiente di assorbimento. Il file contenente il coefficiente di assorbimento è facilmente realizzabile mediante il Software TMM analizzato nel precedente paragrafo. Nel riquadro “Number of Surface” per velocizzare l’input dei dati e l’elaborazione dei dati può essere inserito il solo numero di superfici con differente coefficiente di assorbimento. Nel caso di cavità dodecaedrica, se tutte le dodici superfici che compongono l’area esterna sono realizzata dalla stessa stratigrafia, cioè possiedono lo stesso coefficiente di assorbimento, nel riquadro “Number

of Surface” può essere inserito il valore 1. Analogamente se la medesima cavità vede due tipologie di finitura differente il numero da indicare sarà 2.

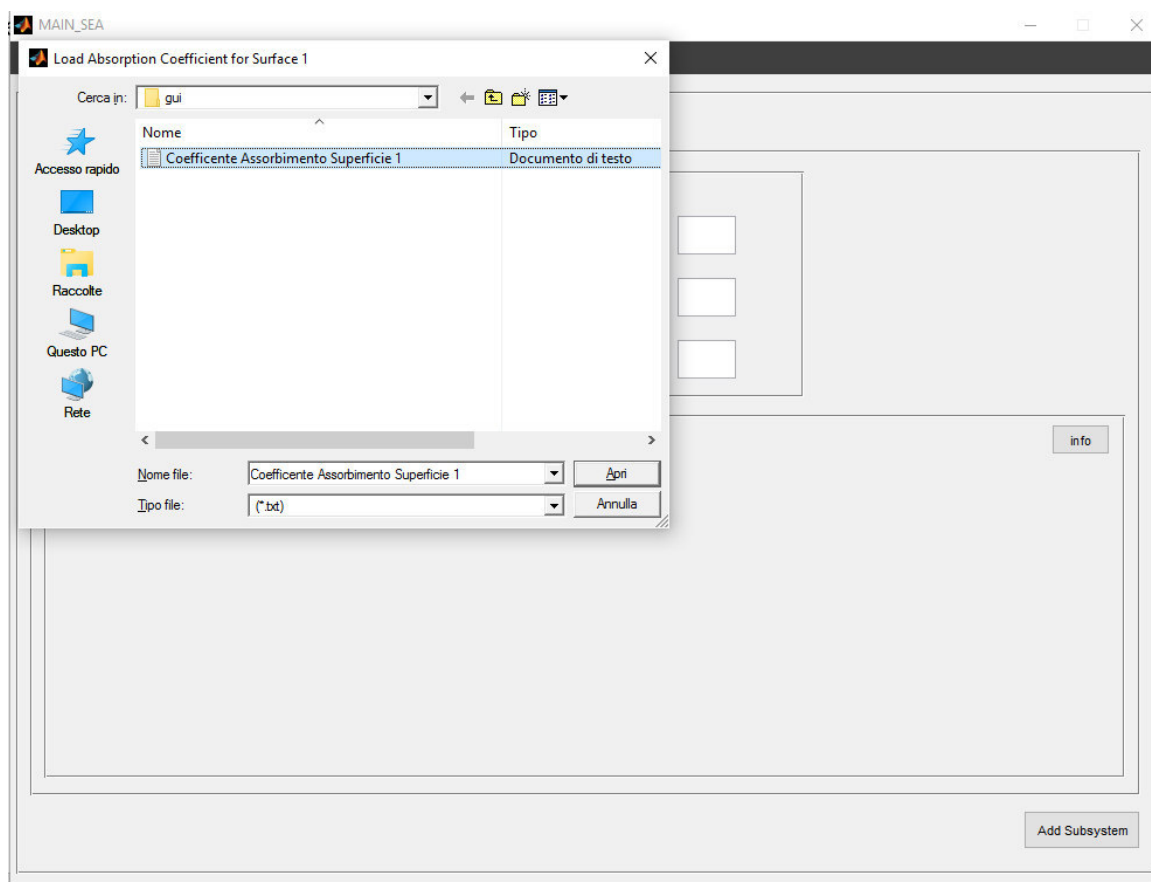


Figura 3.22 – Schermata del Software SEA raffigurante la finestra che permette di caricare il file contenente i valori di assorbimento acustico in bande di frequenza.

Il metodo sperimentale per la determinazione del “Loss Factor” della cavità prevede l’inserimento dei valori in frequenza del tempo di riverbero ricavati mediante prove sperimentali nella cavità. Questa opzione è da preferire nel caso di analisi rivolte all’ottimizzazione di isolamento o assorbimento su involucri già realizzati. Per inserire i valori di tempo di riverbero si deve spuntare il relativo check-box, il quale metterà in evidenza il tasto “Load RT” per poter caricare il file con i relativi valori. Il file da inserire, analogamente ai valori di assorbimento della precedente opzione analitica, deve essere di testo con estensione “.txt” e contenere le due colonne di valori, la prima relative ai valori di frequenza di centro banda in terzi di ottava da 50 Hz a 10 kHz e la seconda dei relativi tempi di riverbero misurati.

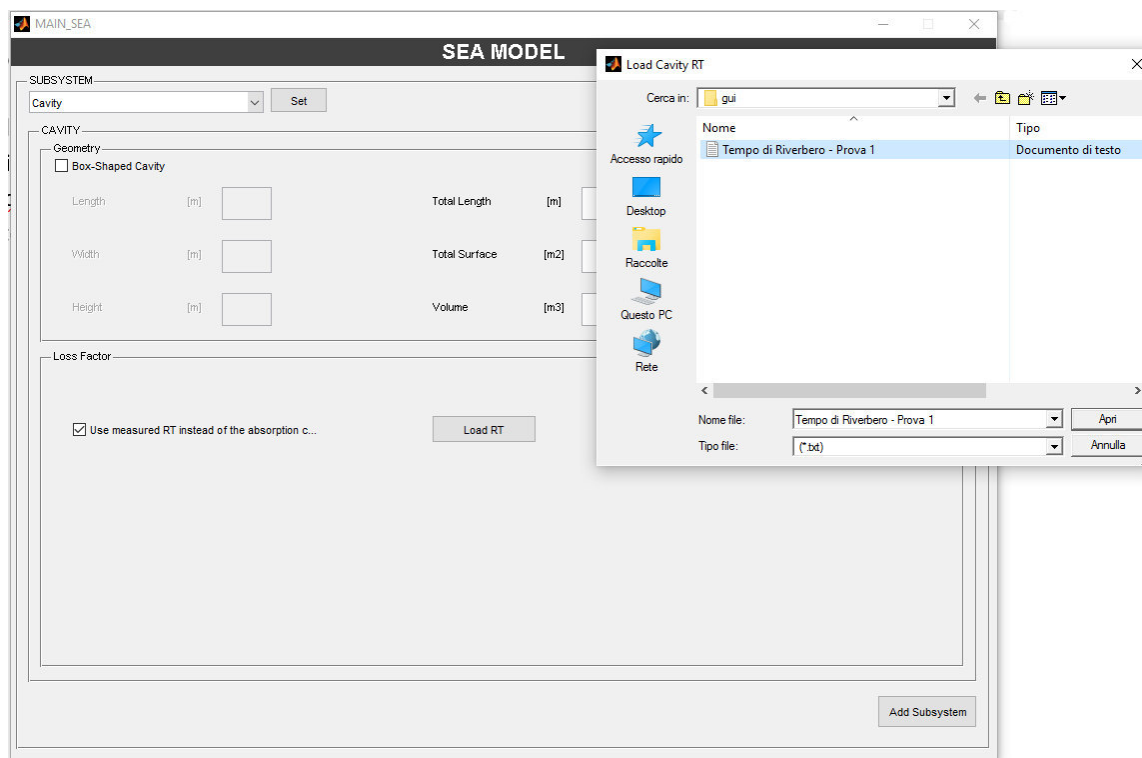


Figura 3.23 - Schermata del Software SEA raffigurante la finestra che permette di caricare il file contenente i valori di Tempo di Riverbero in bande di frequenza.

Caricato il file dei tempi di riverbero, il software permette di graficare i valori del tempo di riverbero, tramite in tasto “Plot” si accede alla finestra contenente il grafico del tempo di riverbero come dimostrato in Figura 3.24.

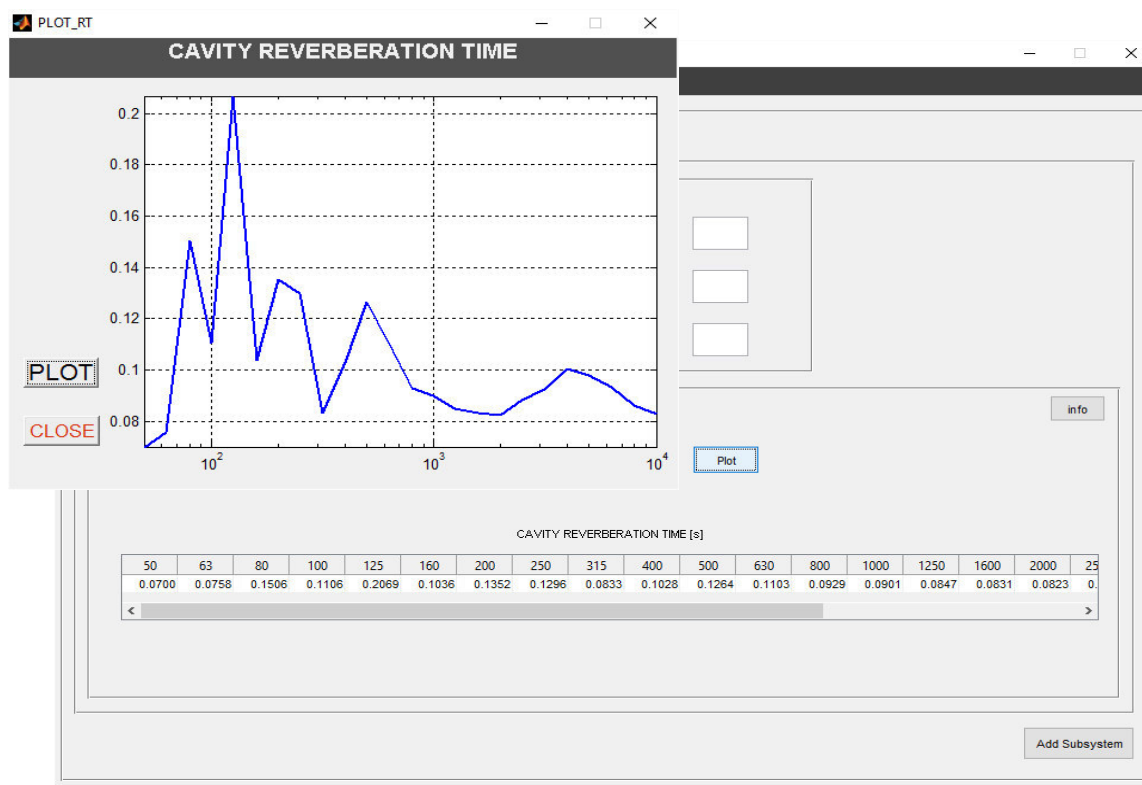


Figura 3.24 – Schermata del Software SEA della finestra contenente il grafico del tempo di riverbero.

Determinati tutti i valori richiesti per aggiungere il sottosistema si deve utilizzare il tasto “Add Subsystem” posto in basso a destra della pagina.

3.2.1.1.2 Plate

Se viene selezionato il sottosistema “Plate”, si apre una finestra che prevede di inserire i dati caratteristici della stessa. La finestra è strutturata in due riquadri, il primo in alto in cui vanno inseriti i dati geometrici e la seconda in basso in cui sono da definire i valori relativi alle caratteristiche meccaniche. Ogni sottosistema parete da inserire deve avere spessore omogeneo, nel caso non sia così, vanno inseriti più sottosistemi parete (in numero pari alle aree con medesimo spessore) e successivamente collegate con le connessioni adeguate come sarà descritto nel paragrafo successivo.

Nel caso la geometria sia regolare di forma rettangolare, è possibile selezionare il relativo check-box e inserire i valori altezza, larghezza e spessore; per gli altri casi, di default, si possono

inserire i valori della totale lunghezza degli spigoli esterni, della superficie e infine dello spessore.

Nel riquadro “Mechanical Proprieis” vanno indicati i seguenti parametri: modulo di Young in Pascal [Pa], loss factor, modulo di Poisson e la densità.

The screenshot shows the 'SEA MODEL' software interface. At the top, the window title is 'MAIN_SEA'. Below it, the subtitle is 'SEA MODEL'. The main area is divided into sections. The first section is 'SUBSYSTEM' with a dropdown menu set to 'Plate' and a 'Set' button. Below this is the 'PLATE' section. It contains a 'Geometry' box with a 'Rectangular Plate' checkbox. Inside the 'Geometry' box, there are input fields for 'Length' [m], 'Width' [m], 'Thickness' [m], 'Total Length' [m], and 'Total Surface' [m2]. Below the 'Geometry' box is the 'Mechanical Parameters' section. It contains input fields for 'E' [Pa], 'Loss factor' [-], 'ν' [-], and 'ρ' [m3]. There is also a checkbox labeled 'Elastic Properties Frequency Depe...'. At the bottom right of the interface is an 'Add Subsystem' button.

Figura 3.25 - Schermata del Software SEA di input dati per il sottosistema plate.

Nel caso le proprietà elastiche dei materiali non siano costanti, ma variabili in funzione della frequenza di sollecitazione, è possibile barrare il check-box relativo, Figura 3.26, e quindi caricare un file, contenente i valori del Modulo di Young e di loss factor espressi in frequenza in bande di un terzo d’ottava. Il file deve essere di estensione “.txt” e contenere i valori ordinati per bande di frequenza e strutturato su tre colonne, la prima con i valori di frequenza, la seconda con i valori del modulo di Young e la terza con i valori di Loss factor.

Inseriti tutti i valori relativi al sottosistema, per tornare alla pagina di riepilogo iniziale e salvare le modifiche, si deve utilizzare il tasto “Add Subsystem”.

Figura 3.26 - Schermata del Software SEA di input dati per il sottosistema plate con opzione “Elastic Properties Frequency Depends” nel caso le proprietà elastiche non siano costanti in frequenza.

3.2.1.2 Connessioni

Il secondo riquadro presente nella schermata principale è riferito alle connessioni, ossia alle caratteristiche di interazione tra i vari sottosistemi individuati. Risulta possibile accedere a questo riquadro solamente dopo aver definito tutti i sottosistemi dei quali interessa l’analisi. Analogamente al caso precedente, per definire le connessioni tra i sottosistemi, si deve utilizzare il tasto “Update” nel caso di connessioni preesistenti salvate in memoria altrimenti con il tasto “Add” per aggiungerne di nuove. Con questo si accede ad una nuova finestra nella quale è possibile descrivere le connessioni per ogni coppia “i” e “j” di sottosistemi. È possibile selezionare le coppie da connettere mediante due menù a tendina, Figura 3.27.

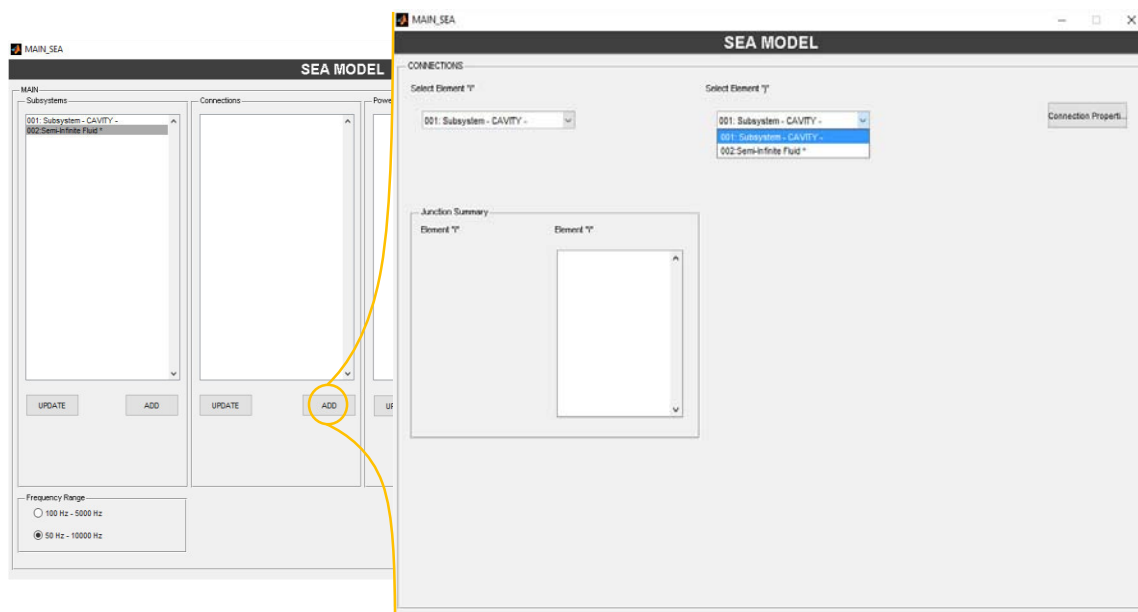


Figura 3.27 - Schermata del Software SEA raffigurante la scelta dei sottosistemi tra cui stabilire una connessione.

Selezionati i due sottosistemi nei menù a tendina tramite il testo in evidenza “Connection properties”, è possibile definire le caratteristiche della connessione.

3.2.1.2.1 Connessione cavità-cavità – cavità-seminfinite fluid

Per proseguire nell’analisi del Software, a titolo di esempio, sono stati introdotti due sottosistemi: un elemento cavità ed un elemento semi-infinit fluid. Questo esempio di facile esecuzione rappresenta un caso standard di utilizzo del software, in quanto permette di arrivare a conoscere il livello di potenza sonora irradiata dalla cavità (contenente la sorgente sonora) in un campo libero da una superficie di interazione. La superficie che irradia potenza sonora (oggetto dell’analisi) è descritta nelle caratteristiche geometriche e acustiche dalla connessione che si va a creare.

Le connessioni, tra due cavità o tra cavità e campo libero, rappresentano il modello per la propagazione di rumore aereo tra due ambienti. Le variabili che caratterizzano questo tipo di trasmissione di onde acustiche sono il fonoisolamento della superficie di divisione e le dimensioni della stessa. Selezionato il tasto “Connection properties” si dovranno inserire le dimensioni dell’area di connessione (in m^2) e i valori i “Transmission Loss” della stessa. I valori di Transmission Loss, relativi alle caratteristiche della superficie che divide i due sottosistemi,

possono essere facilmente calcolati con il software TMM in funzione della stratigrafia utilizzata per la separazione. Nel caso la divisione tra i due ambienti sia formata da elementi disomogenei, e lo studio sia focalizzato sulla propagazione di rumore aereo, il coefficiente di trasmissione da inserire deve essere globale comprendente tutti gli elementi presenti. Il coefficiente di trasmissione globale è calcolato come media pesata sulle superfici dei coefficienti di trasmissione di ogni elemento. Al termine dell'elaborazione, inserendo i file dei coefficienti di assorbimento relativi ai vari elementi, sarà comunque possibile analizzare i vari contributi sulla potenza irradiata da vari elementi componenti la struttura di separazione.

Come rappresentato in Figura 3.28, i valori del coefficiente di trasmissione sono da inserire caricando un file di testo precedentemente elaborato con estensione “.txt”, formato da due colonne la prima delle frequenze di centro banda e la seconda con i relativi valori di TL. Definite le variabili richieste per procedere si deve cliccare sul tasto “Done”.

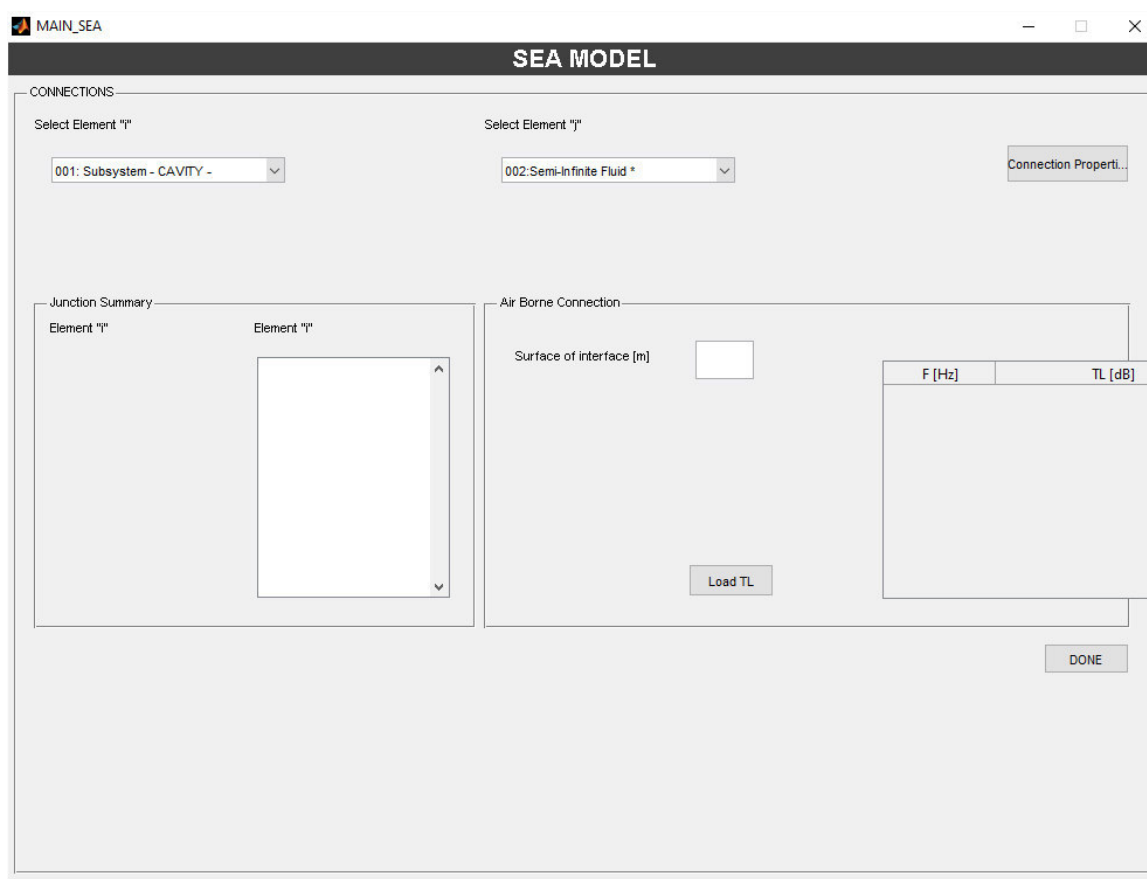


Figura 3.28 - Schermata del Software SEA raffigurante l'input dei dati relativi alla connessione tra due sottosistemi Cavity.

In seguito, la connessione descritta sarà riportata nel riquadro “Junction Summary”. Da questo riquadro risulta possibile per ogni sottosistema “i” intervenire aggiungendo un'altra connessione tramite il pulsante “Add Subsystem” con processo uguale a quello sopra descritto. Per le connessioni con elementi plate si veda il prossimo paragrafo.

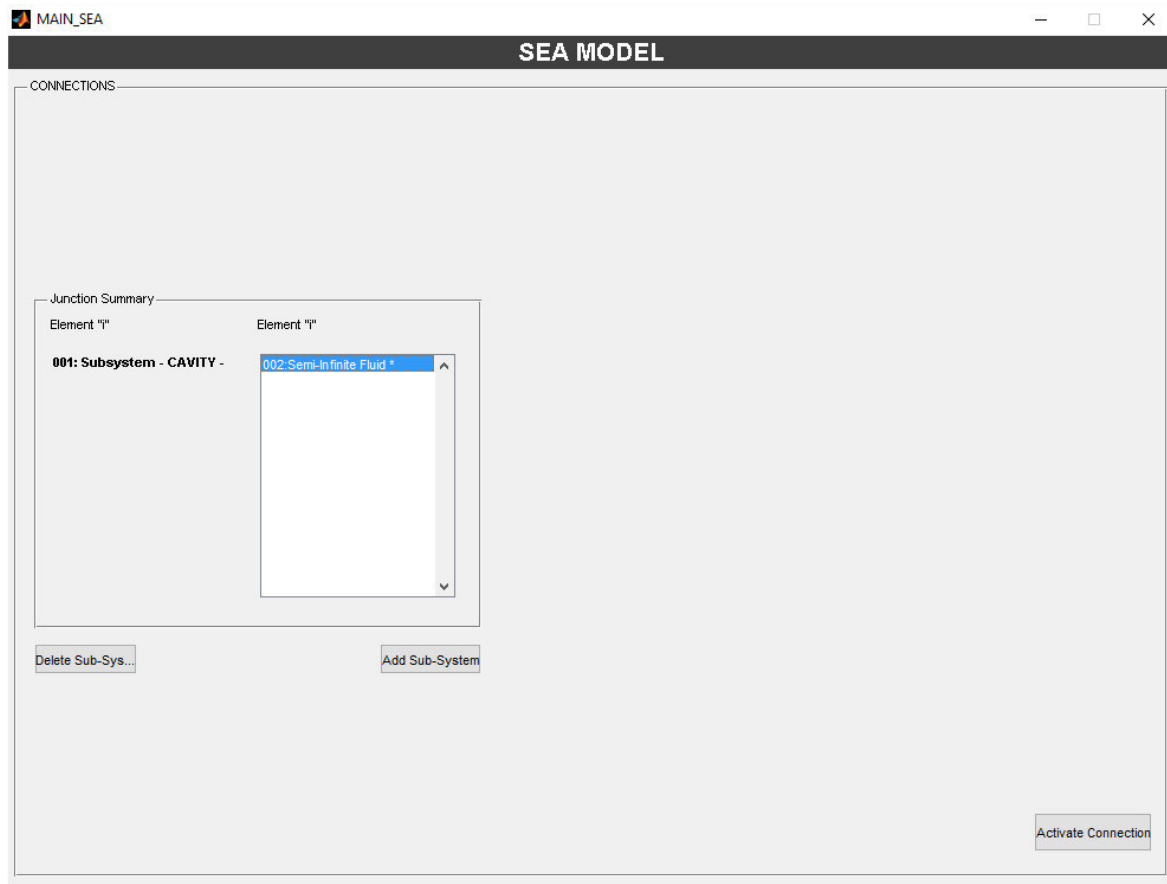


Figura 3.29 - Schermata del Software SEA raffigurante il salvataggio dei dati relativi alla connessione tra due sottosistemi Cavity.

Terminato il set di connessioni si prosegue mediante il tasto “Activate Connection” per tornare alla schermata principale e confermare le modifiche. Nella pagina principale saranno quindi visibili nel riquadro connessioni, tutte quelle descritte.

3.2.1.2.2 Connessioni Plate- Cavity.

Le connessioni tra sottosistemi, parete e sottosistemi cavità o sottosistemi parete e campo libero, rappresentano i modelli di interazione tra propagazione di rumore aereo e strutturale, e viceversa.

Nella finestra relativa al set di connessioni, dai menù a tendina, si definiscono i sottosistemi da connettere, e nel caso in analisi, ad esempio, viene selezionato per il sottosistema “i” la cavità e nel sottosistema “j” il plate. Successivamente alla selezione dei sottosistemi si apre una nuova finestra in cui inserire i valori alla connessione, in particolare la superficie di connessione e alla densità superficiale dell’elemento di separazione.

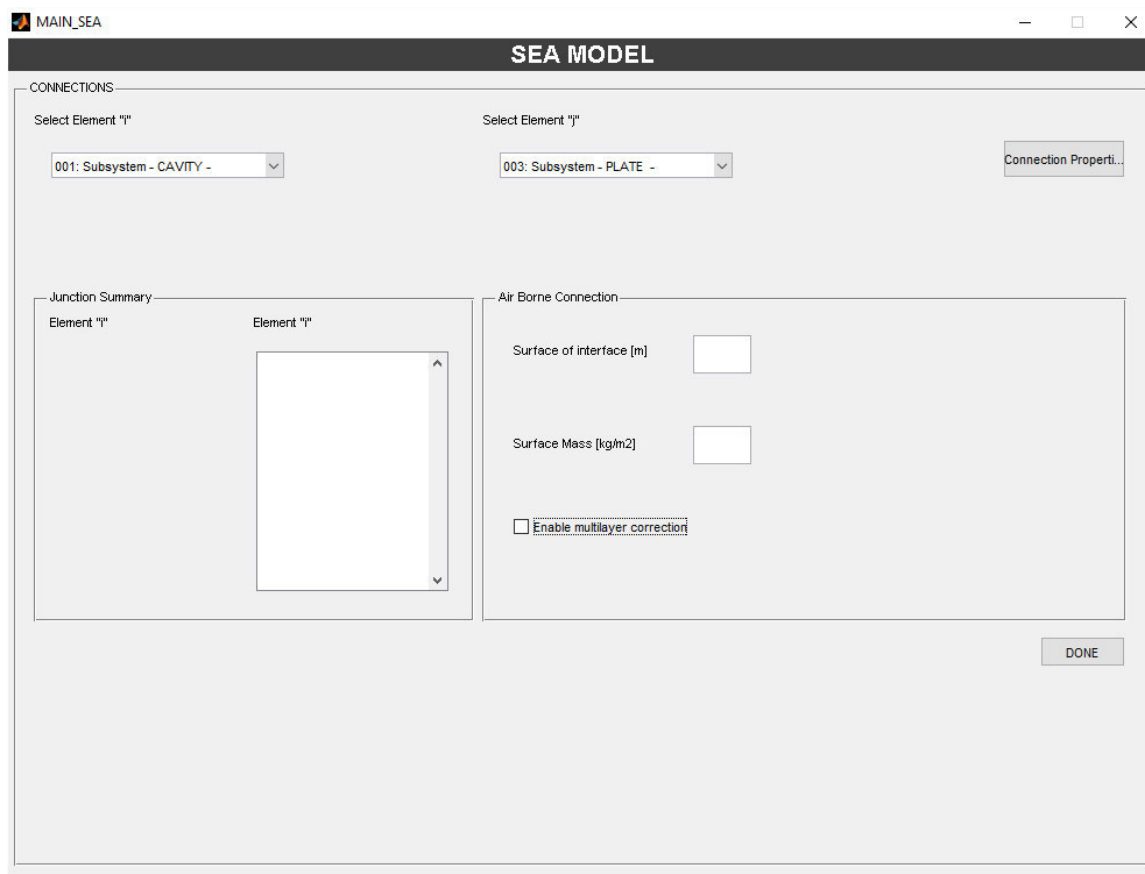


Figura 3.30 - Schermata del Software SEA raffigurante l’input dei dati relativi alla connessione tra sottosistemi Cavity.e sottosistemi Plate.

Nel caso in cui il plate sia realizzato con un multistrato, è presente l’opzione “Enable multilayer correction”, che permette di valutare l’influenza della stratigrafia nella propagazione delle onde. Selezionando il relativo check-box si evidenzia un riquadro da cui è possibile caricare un file “.txt” contenente i valori di “Insertion Loss” dell’intero pacchetto multistrato. Il file da caricare deve contenere i valori in colonna per bande di frequenza di un terzo d’ottava. Definite le caratteristiche della connessione si prosegue con il tasto “Done”, le modifiche saranno così salvate. In seguito la connessione descritta sarà riportata nel riquadro “Junction Summary”. Da questo riquadro risulta possibile per ogni sottosistema “i” intervenire aggiungendo un'altra

connessione tramite il pulsante “Add Subsystem” con processo uguale a quello sopra descritto. Per le connessioni con altri elementi parete si veda il prossimo paragrafo.

3.2.1.2.3 Connessioni Plate-Plate.

Le connessioni tra due elementi Plate rappresentano la modellizzazione dei processi di propagazione di onde strutturali. Nella finestra relativa al set di connessioni, dai menù a tendina, si definiscono i sottosistemi da connettere, e nel caso in analisi vengono selezionati per i sottosistemi “i” e “j” due sottosistemi plate.

Successivamente si deve procedere tramite il tasto “Connection Properties”, tramite il quale si renderanno disponibili due celle in cui indicare i valori caratteristici della connessione. I dati caratteristici da inserire sono la lunghezza di giunzione tra i due elementi e l’angolo che si viene a formare tra la parete “i” e la parete “j”.

The screenshot shows the 'SEA MODEL' software interface. The main window is titled 'SEA MODEL'. Inside, there's a 'CONNECTIONS' section. At the top, there are two dropdown menus labeled 'Select Element "i"' and 'Select Element "j"', both currently showing '001: Subsystem - PLATE -'. To the right of these is a button labeled 'Connection Properties'. Below the dropdowns, there's a 'Junction Summary' table with two columns: 'Element "i"' and 'Element "j"'. The table is currently empty. To the right of the table is a 'Structure-Borne Connection' section with two input fields: 'Length of the junction' and 'Angle between elements "i" and "j"'. At the bottom right of the window is a 'DONE' button.

Figura 3.31 - Schermata del Software SEA raffigurante l’input dei dati relativi alla connessione tra sottosistemi Plate.

Terminato l'input dei dati della connessione, si procede tramite il tasto "Done" il quale metterà in evidenza nel sommario la connessione descritta.

Se allo stesso elemento "i" sono connessi altri elementi plate, si dovrà proseguire con la compilazione tramite il tasto "Add Sub - System". Questo, come evidenziato in Figura 3.32, renderà disponibile il menu a tendina dal quale si dovrà scegliere il j-esimo sottosistema. Ogni elemento deve essere connesso con ogni altro sottosistema sia esso in connessione. Se la connessione tra i-esimo elemento e il j-esimo è stata stabilita nel programma, nella successiva analisi dell'elemento j questa non dovrà essere inserita la seconda volta. I passaggi successivi sono analoghi a quanto finora descritto. Si conclude l'input dei dati relativo alle connessioni dell'elemento "i" tramite il tasto "Activate Connection".

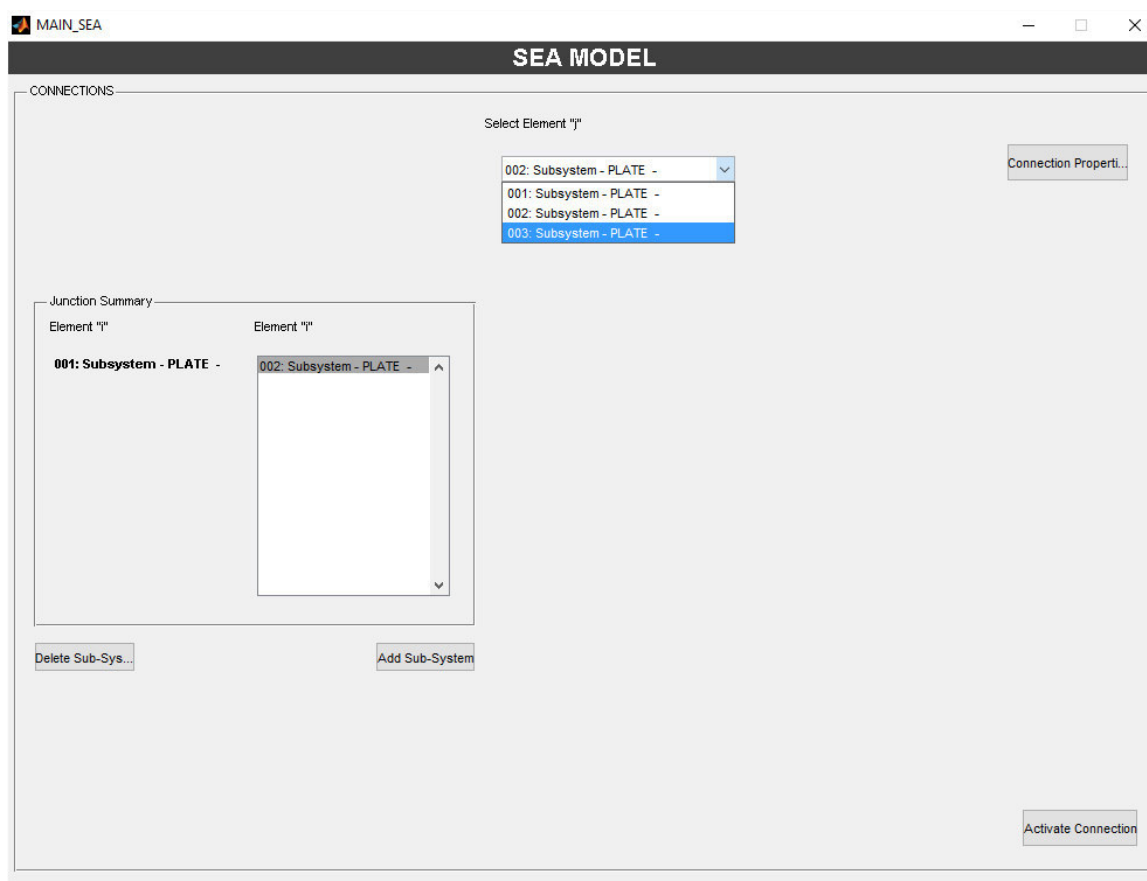


Figura 3.32 - Schermata del Software SEA raffigurante la possibilità di realizzare connessioni tra più di due sottosistemi Plate.

3.2.1.3 Power input.

Il terzo riquadro presente nel menu principale riguarda le proprietà delle sorgenti di rumore o di vibrazione presenti nel sistema. Per concludere l’inserimento dei dati del modello da analizzare, completati i riquadri relativi ai sottosistemi e alle connessioni presenti, risulta necessario descrivere le caratteristiche della o delle sorgenti eccitanti presenti, siano esse sorgenti di rumore areo o sorgenti di vibrazione strutturale. Tramite il tasto “Add” nel riquadro “Power Inputs” si accede alla finestra che permette di descrivere la sorgente eccitante, come descritto in figura 3.33.

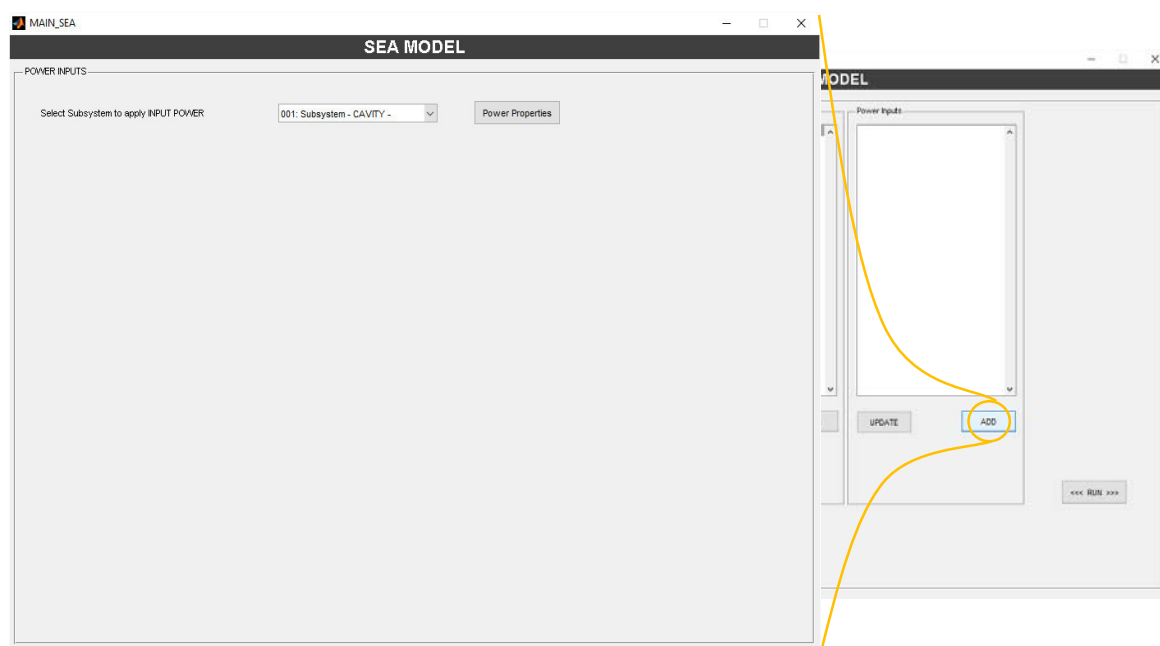


Figura 3.33 - Schermata del Software SEA raffigurante la modalità di scelta del sottosistema sottoposto all'eccitazione sonora o strutturale del sistema.

Dalla finestra è possibile scegliere il sottosistema su cui agisce l'eccitante da inserire. Solitamente l'eccitante di rumore aereo agisce all'interno di sottosistemi cavità, mentre eccitanti strutturali su sottosistemi parete. Definito il sottosistema interessato tramite il menù a tendina, si procede con il pulsante “Power Properties”, il quale mette in evidenza nella stessa pagina due riquadri, uno relativo alle proprietà di sorgenti di rumore aereo e uno relativo alle sorgenti di rumore strutturale.

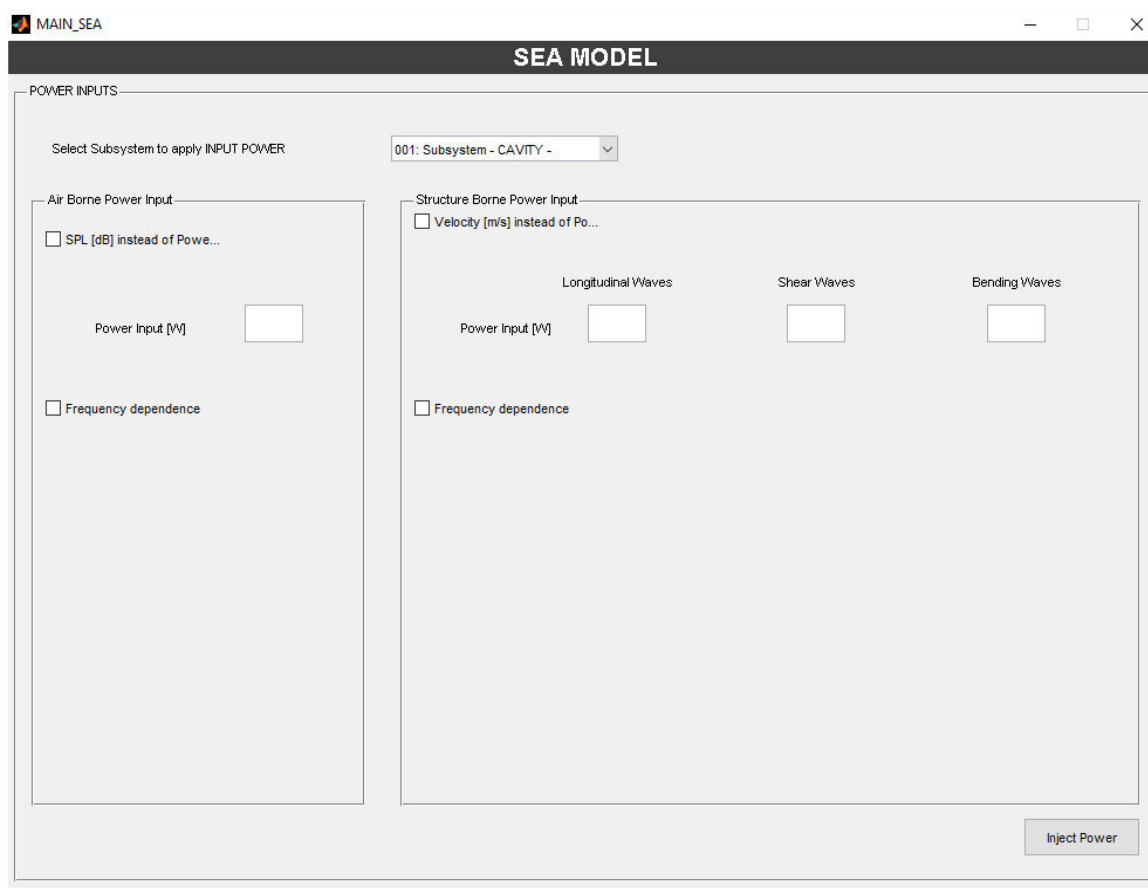


Figura 3.34 - Schermata del Software SEA raffigurante l'input dei dati relativi alla sorgente sonora o all'eccitante strutturale presente nel sistema.

3.2.1.3.1 Air Borne Power Input

Per le sorgenti di rumore aereo il modello prevede di inserire valori relativi alla potenza sonora. Questa opzione è presente di default nel programma. Si può decidere, in alternativa, di inserire i valori relativi al livello di pressione sonora selezionabile con il relativo check-box. Se l'emissione sonora è dipendente dalla frequenza si deve selezionare l'apposito check-box ed il programma permetterà di caricare un file “.txt” contenente i valori in bande di frequenza o della potenza o della pressione sonora. Il file dovrà contenere due colonne, la prima relativa alle frequenze e la seconda per i valori da caricare . Al termine dell'immissione dei valori si prosegue con il pulsante “Inject Power”.

3.2.1.3.2 Structure Borne Power Input

Per le sorgenti di rumore strutturale il modello prevede di inserire valori relativi alla potenza dell'eccitante relativamente alle tre forme d'onda che si propagano nella struttura quali, onde longitudinali, onde di taglio ed onde flessionali. Se l'emissione è dipendente dalla frequenza si deve selezionare l'apposito check-box ed il programma permetterà di caricare un file ".txt" contenente i valori in bande di frequenza della potenza. Il file dovrà contenere due colonne la prima relativa alle frequenze e la seconda per i valori da caricare. Al termine dell'immissione dei valori si prosegue con il pulsante "Inject Power".

3.2.2. Output dei Risultati finali.

Al termine dell'elaborazione dei dati inseriti il software permette di personalizzare la visione dei risultati in funzione delle necessità di analisi e del tipo di sistema modellato.

Nel caso di connessioni tra due cavità o tra cavità e campo libero per l'analisi della propagazione di rumore aereo il coefficiente di trasmissione inserito negli input al programma è globale. Il coefficiente ingloba tutti gli elementi componenti la superficie di connessione, comprendendo così presenza di fori, guarnizioni o variazioni di stratigrafia. Il programma permette dunque di analizzare le componenti di energia acustica che si propaga relativamente ad ogni elemento della divisione.

Dopo avere avviato l'elaborazione dei dati da parte del programma con il tasto "Run", il software chiede se si vuole accedere all'analisi delle componenti, in caso contrario, in output fornirà i valori della potenza irradiata complessiva e i valori di potenza sonora incidenti sulla divisione tra cavità, relativi al campo acustico presente. I valori sono forniti in forma grafica e tabellare, per agevolarne l'esportazione.

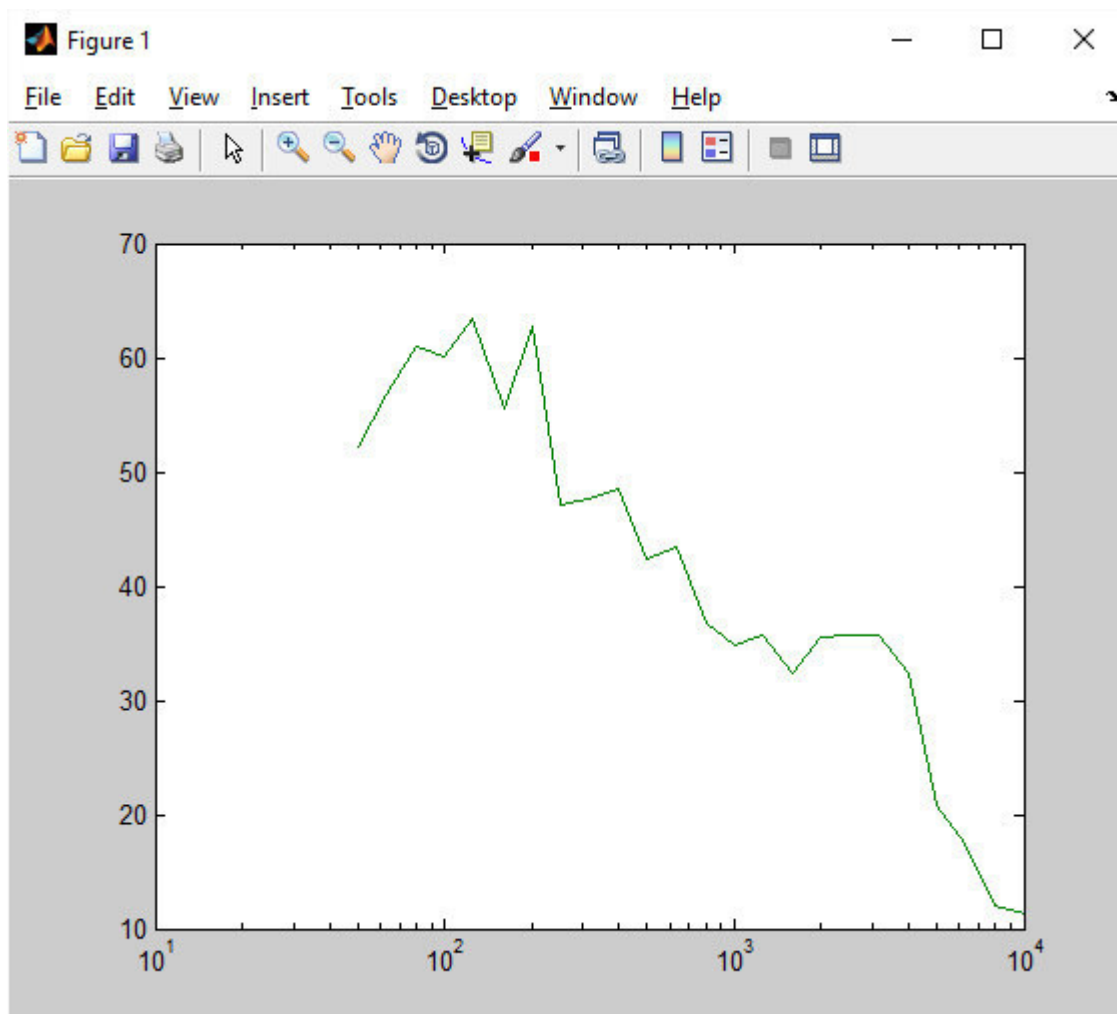


Figura 3.35 - Schermata del Software SEA di output grafico della potenza irradiata dal sistema.

Nel caso ci sia la necessità di conoscere i contributi alla potenza totale irradiata, seguendo le istruzioni a video, si dovranno inserire il numero di elementi di cui è composta la parete di divisione/connessione, e per ognuno di questi indicarne la superficie e caricare tramite file di testo in formato “.txt” dei coefficienti di trasmissione relativi ad ogni elemento di analisi. I risultati dall’elaborazione verranno espressi in forma grafica e tabellare. Nella Figura 3.36 , sono rappresentati i valori di potenza totale irradiata in verde, e i valori della potenza relativa alle varie componenti . Nel caso specifico ad esempio, si è ipotizzata una parete divisoria composta da multistrato, guarnizioni e fori, e i contributi in potenza sono graficati relativamente in colore rosso, verde scuro e blu.

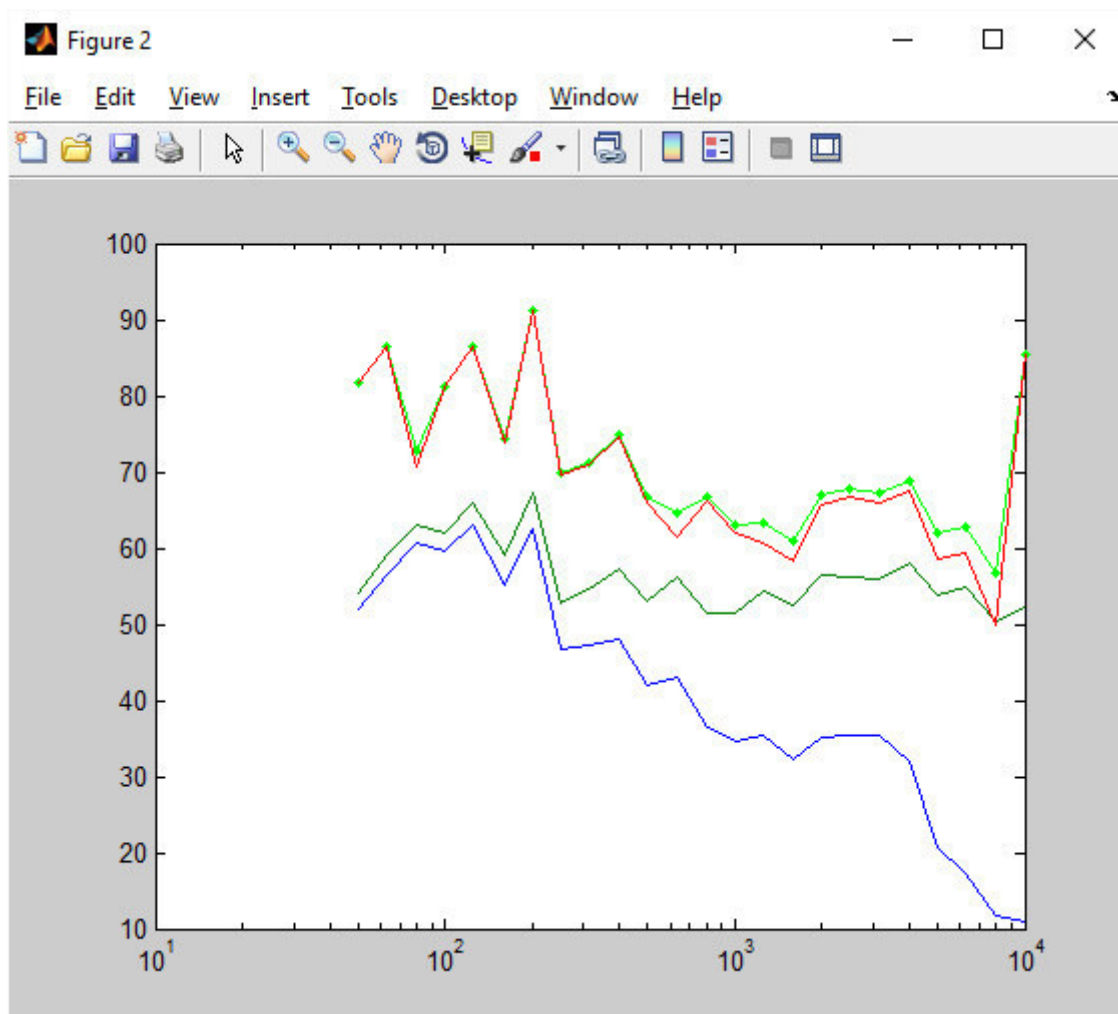
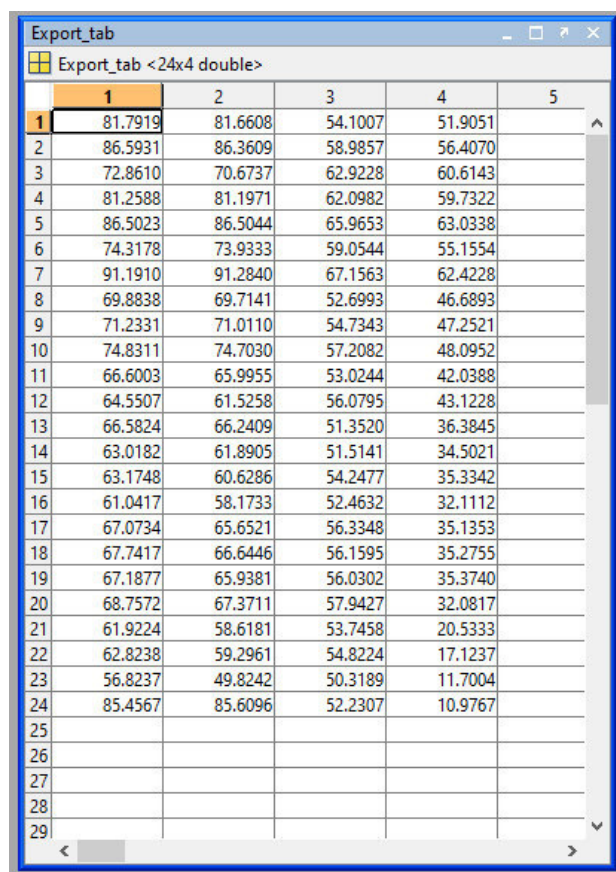


Figura 3.36 - Schermata del Software SEA di output grafico della potenza totale irradiata dal sistema e le componenti relative agli elementi che compongono l'elemento di separazione, nel caso specifico si è ipotizzata una parete divisoria composta da multistrato, guarnizioni e fori, e i contributi in potenza sono graficati relativamente in colore rosso, verde scuro e blu.

La Figura 3.37 rappresenta la tabella relativa ai valori di potenza sonora irradiata, ed analogamente ai valori espressi nel grafico. La prima colonna relativa ai valori della potenza totale e le altre relative alla potenza irradiata dal multistrato, dalle guarnizioni e dai fori.

I valori presenti nella tabella "Export_tab" sono facilmente esportabili per ulteriori analisi in file Excell.

Tabella 3.1 - Schermata del Software SEA di output tabellare dei risultati. Nella prima colonna sono presenti i valori della potenza totale irradiata dal sistema e nelle successive le componenti relative agli elementi che compongono l'elemento di separazione, nel caso specifico si è ipotizzata una parete divisoria composta da multistrato, guarnizioni e fori, e i contributi in potenza sono elencati dalla prima alla terza.



The screenshot shows a window titled 'Export_tab' with a subtitle 'Export_tab <24x4 double>'. It displays a table with 24 rows and 5 columns. The first column contains row numbers from 1 to 24. The subsequent columns contain numerical values representing power components. The values in the first column (total power) range from approximately 56 to 92. The values in the other columns represent individual components, with the first component being the most significant.

	1	2	3	4	5
1	81.7919	81.6608	54.1007	51.9051	
2	86.5931	86.3609	58.9857	56.4070	
3	72.8610	70.6737	62.9228	60.6143	
4	81.2588	81.1971	62.0982	59.7322	
5	86.5023	86.5044	65.9653	63.0338	
6	74.3178	73.9333	59.0544	55.1554	
7	91.1910	91.2840	67.1563	62.4228	
8	69.8838	69.7141	52.6993	46.6893	
9	71.2331	71.0110	54.7343	47.2521	
10	74.8311	74.7030	57.2082	48.0952	
11	66.6003	65.9955	53.0244	42.0388	
12	64.5507	61.5258	56.0795	43.1228	
13	66.5824	66.2409	51.3520	36.3845	
14	63.0182	61.8905	51.5141	34.5021	
15	63.1748	60.6286	54.2477	35.3342	
16	61.0417	58.1733	52.4632	32.1112	
17	67.0734	65.6521	56.3348	35.1353	
18	67.7417	66.6446	56.1595	35.2755	
19	67.1877	65.9381	56.0302	35.3740	
20	68.7572	67.3711	57.9427	32.0817	
21	61.9224	58.6181	53.7458	20.5333	
22	62.8238	59.2961	54.8224	17.1237	
23	56.8237	49.8242	50.3189	11.7004	
24	85.4567	85.6096	52.2307	10.9767	
25					
26					
27					
28					
29					

Infine il programma darà il range di frequenze per cui l'elaborazione risulta valida in funzione del numero di modi per sottosistema in accordo con il modello SEA utilizzato.

Capitolo 4 – Validazione software SEA

La capacità del software SEA di risolvere correttamente i problemi per i quali è stato concepito passa attraverso il processo di validazione, applicando il programma a casi studio per i quali è possibile ottenere i risultati che vengono forniti dal modello SEA anche per via sperimentale. Dal confronto è possibile valutare l'attendibilità dei risultati ottenibili con il software. Il modello è stato applicato a tre differenti macchine industriali.

La validazione è stata eseguita attraverso il confronto tra i valori calcolati dal software e i valori misurati di potenza irradiata da una superficie del box. Questa rappresenta infatti, il punto centrale del modello creato, che nasce dall'esigenza di integrare la progettazione di trattamenti di contenimento o modellazione del suono. Il modello va quindi a studiare l'interazione del campo acustico presente nella cavità, con la parete di divisione e la successiva potenza irradiata dalla parete.

I box studiati sono stati modellati come accoppiamento di due sottosistemi: una cavità eccitata dalla una sorgente puntiforme, generante un campo diffuso riverberante, e da una parete multistrato che irradia in campo libero.

Le caratteristiche acustiche della parete multistrato sono state ricavate tramite il software TMM con il modello delle matrici di trasferimento.

Dato lo scopo dello studio, ossia la potenza irradiata da una sola parete, il modello è stato creato includendo quegli elementi soggetti a flusso di energia determinante la potenza irradiata da parete all'ambiente circostante. Nelle tre situazioni non erano presenti eccitazioni di tipo strutturale. Le misure sperimentali del primo caso studio, data la natura della macchina, sono state realizzate nella ditta di costruzione. Mentre le misure riguardanti il secondo e il terzo caso studio sono state eseguite nella camera anecoica del Dipartimento di Ingegneria dell'Università di Ferrara.

Le misure sperimentali effettuate sui casi studio sono state mirate alla validazione dei risultati del modello. Il campo acustico delle cavità è stato eccitato da una sorgente semi tetraedrica. All'interno della cavità sono state eseguite mediante due microfoni misurazioni del livello di

pressione sonora, mentre all'esterno sono state eseguite delle scansioni con sonda intensimetrica della superficie di interesse. Sono state infine misurati i valori di tempo di riverbero delle cavità, al fine di ricavare le unità assorbenti delle stesse. Di seguito sono riportate le specifiche relative ai tre casi studio.

4.1 Caso studio 1

La prima situazione analizzata riguarda un box di una macchina industriale misurata in fase di collaudo. La macchina si presentava quindi finita e funzionante. Questa, di grandi dimensioni, risulta composta da vari elementi. L'analisi è stata eseguita sull'elemento che presentava delle criticità dal punto di vista di emissione acustica e che al contempo permetteva, data la sua conformazione, di intervenire sull'involucro al fine di migliorarne le prestazioni di isolamento. Il box studiato conteneva al suo interno organi meccanici ed idraulici, questo ha comunque permesso di considerare il campo acustico interno di tipo riverberante, mentre le unità assorbenti totali della cavità sono state valutate tramite il tempo di riverbero.

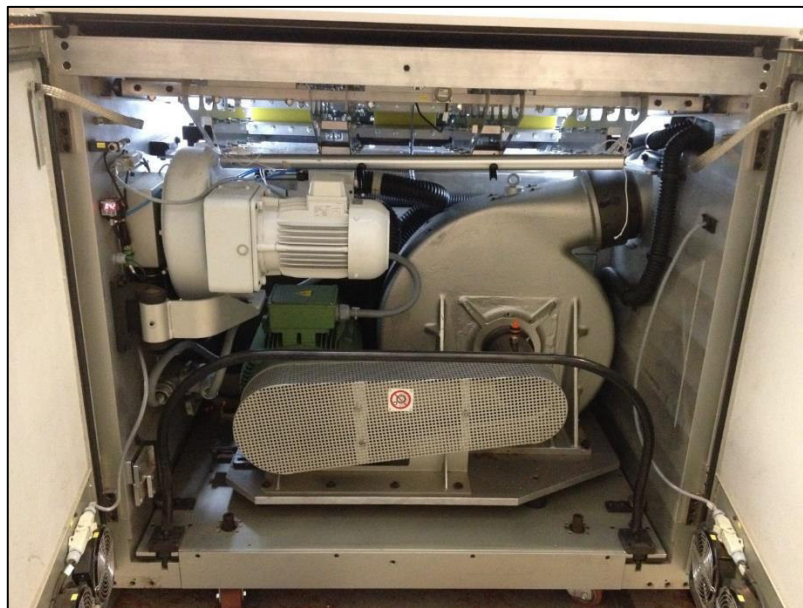


Figura 4.1 – *Fotografia del box e della macchina industriale studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA.*

L'involucro della cavità, di forma rettangolare, è composto da pannelli in alluminio di 2 cm di spessore su tutte le facce, tranne per quella frontale composta da due ante apribili realizzate da pannelli multistrato.

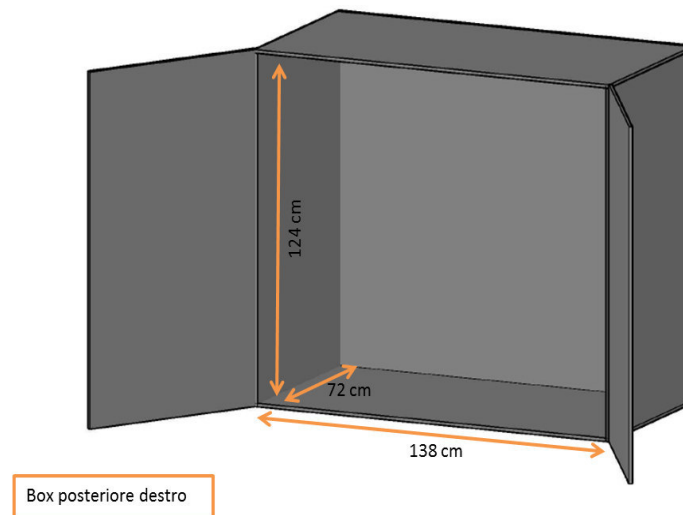


Figura 4.2 – Schema grafico del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA.

La faccia frontale composta dalle due ante, è quella soggetta ad analisi. Le due ante di lamiera sono foderate nella parte interna da un pacchetto multistrato per la maggior parte della superficie, parte risulta invece occupata dalle guarnizioni di chiusura, e infine la parte inferiore è occupata da ventole per l’aerazione interna comunicanti con l’esterno tramite fori di aerazione. Di seguito viene rappresentata schematicamente l’anta nella sua composizione interna.

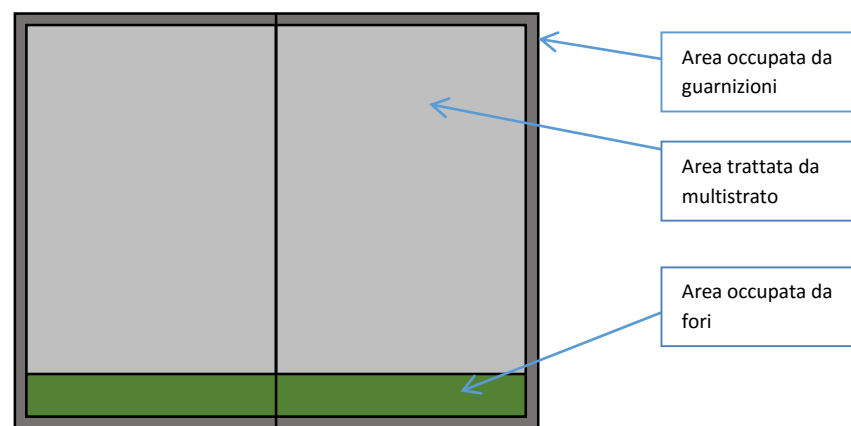


Figura 4.3 – Schema grafico della composizione della chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA.

Tabella 4.1 – *Descrizione delle aree degli elementi che compongono la chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA.*

	Area [m ²]
Area guarnizioni	0,3
Area trattata multistrato	1,36
Area fori	0,41

4.1.1 Descrizione pannello multistrato.

Il pacchetto multistrato, applicato sulle pareti di lamiera delle ante (di spessore 1,5 mm), è composto dall'interno verso l'esterno, da:

- Strato di materiale smorzante di spessore 3 mm e massa superficiale di 5 kg/m² applicato sulla lamiera;
- Due strati di feltro ognuno di spessore 18 mm e densità 90 kg/m³;
- Rivestimento superficiale in feltro compresso e rivestito, di spessore 6 mm e densità 350 kg/m³.

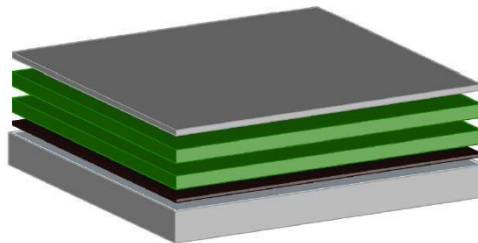


Figura 4.4 – *Schema grafico della composizione del pannello multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA.*

I due strati porosi che compongono il pacchetto sono stati caratterizzati presso il laboratorio di Acustica del Dipartimento dell'Università di Ferrara. La caratterizzazione del materiale ha permesso di arrivare a determinare i valori relativi alla resistenza al flusso d'aria dei feltri. In secondo la norma UNI EN 29053: la resistività al flusso d'aria del feltro compresso è di **830.000** Pa*s/m² mentre di quello spesso di circa **52.000** Pa*s/m². Tramite i valori ricavati in laboratorio

è stato successivamente modellato il pacchetto multistrato con il metodo delle matrici di trasferimento con il software TMM.

Il pacchetto è stato modellato considerando la parete di dimensioni 1,38 m di larghezza e 1,24 m di altezza. Seguono in tabella i dati caratteristici di ogni elemento del multistrato:

Tabella 4.2 – *Elenco dei materiali componenti il pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA e relativi dati caratteristici utilizzati nella modellizzazione nel software TMM.*

Strato	MATERIALE	Modello	s [mm]	ρ [kg/m ³]	E [Pa]	ν	η	σ [Pa*s/m ²]
1	FLUID	Delaney-Bazley	6	350				830000
2	FLUID	Delaney-Bazley	36	90				52000
3	SOLID		3	1800	500000	0.45	0.4	
4	SOLID		2.5	7850	2E+11	0.33	0.05	

I risultati delle elaborazioni dal software relative ad assorbimento e Transmission Loss sono riportate nei grafici sottostanti.

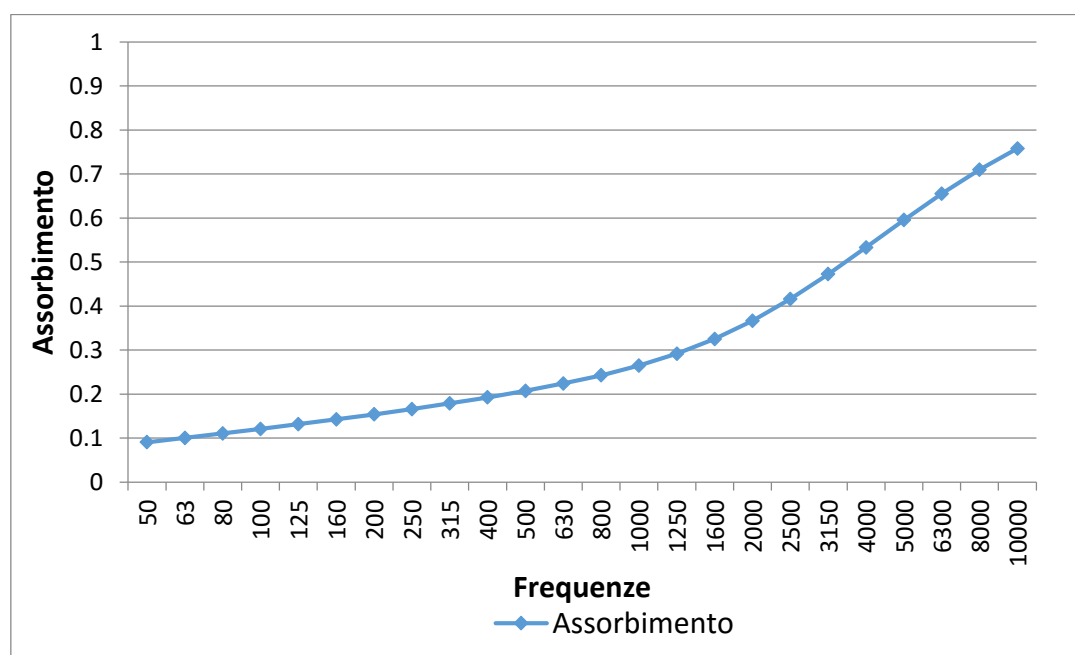


Figure 4.5 – *Grafico del coefficiente di assorbimento in bande di frequenza del pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA*

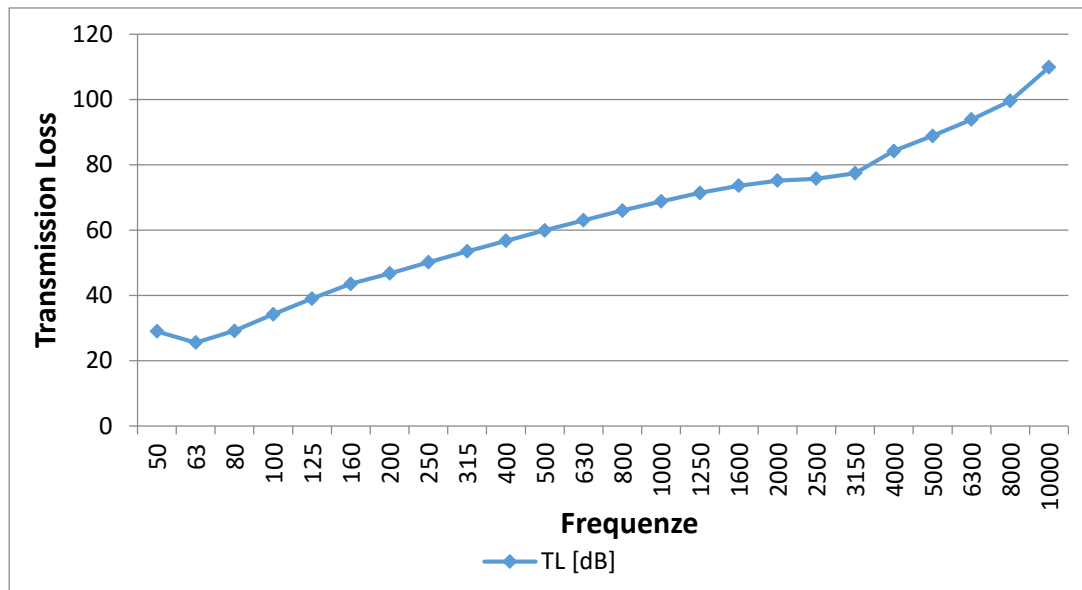


Figure 4.6 - Grafico della Transmission Loss in bande di frequenza del pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA

Le caratteristiche acustiche di trasmissione sonora delle guarnizioni e dei fori sono state ricavate dalle misure sperimentali.

4.1.2 Descrizione delle misure sperimentali.

Le misure sono state realizzate presso lo stabilimento di produzione della macchina. La macchina è stata fatta funzionare a vuoto a regime.

Per le misure è stata utilizzata la seguente strumentazione di misura:

- 2 Microfoni PCB 377B02 (free field ½”);
- Calibratore microfonico B&K 4231;
- Hardware di misura multicanale Soundbook®;
- Software di misura Samurai 2.3;
- Sonda intensimetrica B&K 2683 con microfoni B&K 4181 accoppiati in fase;
- Calibratore intensimetrico B&K 4297;

Sono state condotte tre diverse tipologie di misure:

- misure di intensità sonora con la tecnica di scansione, rilevando sulle principali superfici l'intensità sonora media normale alle superfici di scansione e ricavando la potenza sonora emessa attraverso la relazione:

$$L_w = L_{i \text{ medio}} + 10 \log(S) \text{ [dB]} \quad (4.1)$$

Tali misure sono state condotte sia con i pannelli della macchina chiusi che aperti, per quantificare la potenza sonora prodotta dai componenti meccanici all'interno dei carter e determinare le prestazioni di *Insertion Loss* dei pannelli stessi; l'*Insertion Loss (IL)* è stata calcolata per differenza aritmetica tra la potenza sonora misurata su una superficie a pannello aperto ed a pannello chiuso:

$$IL = L_{w_open} - L_{w_closed} \text{ [dB]} \quad (4.2)$$

Sono state inoltre effettuate misure di intensità acustica localizzate nelle zone in cui sono presenti le guarnizioni e i fori.

- misure del tempo di riverbero interno per la valutazione delle unità assorbenti della cavità. La misura è stata ottenuta con la tecnica a scansione sinusoidale 'Sweep Sine' impiegando una sorgente ---. Il campo acustico è da ritenersi ragionevolmente diffuso e la valutazione delle unità assorbenti è stata ottenuta mediante la formula di Sabine.

$$TR_{60} = 0,16 \left(\frac{V}{A} \right) \text{ [s]} \quad (4.3)$$

$$\bar{\alpha} = \frac{A}{S_{int}} \quad (4.4)$$

- misure di pressione sonora nelle cavità, per valutare il livello di pressione sonora interno e la *Transmission Loss (TL)* dell'attuale sistema di chiusura attraverso la relazione:

$$TL = L_{p_interno} - L_{p_esterno} - 6 \text{ [dB]} \quad (4.5)$$

Inoltre conoscendo il livello di pressione interno alla cavità risulta possibile ricavare in frequenza il livello di potenza sonora a cui è sottoposta la cavità.

4.1.3 Risultati delle misure sperimentali ed elaborazioni

Misure di intensità sonora e livello di potenza sonora irradiata, il livello di potenza sonora è stato calcolato considerando un'area di $1,71 \text{ m}^2$.

Tabella 4.3 – Valori in frequenza delle misure sperimentali di Intensità sonora e relativi valori di potenza sonora irradiata dalla chiusura del box fonoisolante, di area pari a $1,71 \text{ m}^2$, studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA.

F [Hz]	L_I	L_W
50	60.7	63.0
63	75.7	78.0
80	65	67.3
100	69.3	71.6
125	68.6	70.9
160	72.4	74.7
200	72.4	74.7
250	66.9	69.2
315	73.6	75.9
400	69.1	71.4
500	61.5	63.8
630	58	60.3
800	63.1	65.4
1000	53.1	55.4
1250	54.7	57.0
1600	49.3	51.6
2000	51.7	54.0
2500	50.5	52.8
3150	49.7	52.0
4000	48.6	50.9
5000	45.7	48.0
6300	48.2	50.5
8000	-27.2	
10000	-47.5	

Misure di intensità sonora eseguite a porte chiuse con scansione lineare dell'area occupata dai fori di ventilazione, e delle guarnizioni laterali.

Tabella 4.4 – Valori in frequenza delle misure sperimentali di Intensità sonora eseguite con tecnica di scansione lineare dei fori di ventilazione e delle guarnizioni laterali presenti sulla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA.

F [Hz]	L _I [dB] Fori ventilazione	L _I [dB] Guarnizione Laterale
50	-62.5	66.3
63	88.2	75
80	77	66.2
100	80.8	45.3
125	79.6	61.2
160	84.7	-69.9
200	82.8	68
250	78.1	-54.3
315	84.3	63.1
400	79.6	60.4
500	72.2	-54.6
630	69.4	56.4
800	76.1	62.3
1000	66.8	-53
1250	65.6	-55.2
1600	63	-52.4
2000	65.5	-53.2
2500	64.3	-45
3150	62.9	47.2
4000	61.5	46.4
5000	56.9	-46.3
6300	56.7	33.2
8000	50.7	-41.9
10000	-44.3	-47.4

Misure del tempo di riverbero eseguite nell'involucro della macchina.

Tabella 4.5 - Valori in frequenza delle misure sperimentali del tempo di riverbero, unità assorbenti e coefficiente di assorbimento medio all'interno della cavità del box fonoisolante studiato come "Caso studio 1" per la validazione del Software SEA,

F [Hz]	TR ₆₀ [s]	A [m]	$\bar{\alpha}$
50	0.07	1.97	0.27
63	0.07	1.97	0.27
80	0.13	1.06	0.15
100	0.1	1.38	0.19
125	0.18	0.77	0.11
160	0.1	1.38	0.19
200	0.14	0.99	0.14
250	0.15	0.92	0.13
315	0.1	1.38	0.19
400	0.15	0.92	0.13
500	0.26	0.53	0.07
630	0.24	0.57	0.08
800	0.19	0.73	0.10
1000	0.19	0.73	0.10
1250	0.17	0.81	0.11
1600	0.16	0.86	0.12
2000	0.15	0.92	0.13
2500	0.16	0.86	0.12
3150	0.16	0.86	0.12
4000	0.17	0.81	0.11
5000	0.15	0.92	0.13
6300	0.13	1.06	0.15
8000	0.11	1.25	0.17
10000	0.1	1.38	0.19

Misure del livello di pressione interno eseguita con due microfoni interni alla cavità.

Tabella 4.6 – Valori di pressione sonora rilevati all'interno della cavità del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA.

F [Hz]	Canale 1 $L_{eq,1}$ [dB]	Canale 2 $L_{eq,2}$ [dB]	$L_{eq, medio}$ [dB]
50	83.5	83.2	83.3
63	94.7	94.5	94.6
80	87.7	87.4	87.6
100	89.0	88.8	88.9
125	84.0	84.1	84.0
160	96.7	96.7	96.7
200	91.2	91.2	91.2
250	81.0	82.0	81.5
315	81.5	82.6	82.1
400	80.8	78.8	79.9
500	85.0	85.9	85.5
630	81.0	80.4	80.7
800	86.0	84.2	85.2
1000	83.6	81.8	82.8
1250	81.2	79.3	80.3
1600	80.5	80.0	80.3
2000	80.0	79.8	79.9
2500	78.9	79.1	79.0
3150	78.5	79.5	79.0
4000	76.0	75.7	75.9
5000	77.0	76.2	76.6
6300	76.0	75.2	75.7
8000	79.9	77.6	78.9
10000	80.6	78.7	79.8

Sono stati quindi ricavati dalle misure sperimentali i valori del coefficiente di trasmissione relativi alle guarnizioni e ai fori.

Tabella 4.7 – Valori dei coefficienti di trasmissione dei fori e delle guarnizioni del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA ricavati dai rilievi sperimentali di Intensità sonora.

F [Hz]	$\tau_{\text{guarnizioni}}$	τ_{fori}
50	0.20932558	235.598232
63	0.209287724	235.6620328
80	0.164067696	1.954946748

100	0.130698853	21.24181292
125	0.104116719	23.57567222
160	0.080960562	4.979566993
200	0.06449443	33.36718853
250	0.051377256	5.167528001
315	0.040596942	3.445018668
400	0.03182531	3.575055914
500	0.025352532	1.004997375
630	0.020032897	0.140411546
800	0.015704463	0.968155642
1000	0.012510417	0.272863334
1250	0.009965991	0.086624452
1600	0.007749497	0.057718038
2000	0.006173369	0.10550738
2500	0.004917801	0.109979455
3150	0.003885915	0.076087193
4000	0.0030463	0.053412204
5000	0.002426729	0.014903314
6300	0.001917537	0.010743231
8000	0.001503222	0.002682775
10000	0.00119749	5.214246755

I coefficienti di trasmissione relativi ai fori di ventilazione, presentano valori superiori all'unità a basse frequenze, questo a causa della presenza delle ventole di aspirazione, in quanto esse stesse rappresentano una sorgente sonora. La presenza del rumore generato dalle ventole viene riscontrato solamente nella scansione intensimetrica a porte chiuse perché sono applicate direttamente sull'anta in analisi. Il modello SEA utilizzato, a causa della bassa densità modale a basse frequenze, non offre risultati attendibili. Conseguentemente i valori di trasmissione ricavati per i fori risultano corretti nell'intervallo di frequenze analizzato.

4.1.4 Modellizzazione della macchina e della sorgente sonora

La macchina è stata modellata nel software SEA come composizione di tre sottosistemi: una cavità, una parete e un campo libero (che rappresenta l'ambiente in cui viene irradiata la potenza sonora). La cavità nel modello SEA è descritta dalla lunghezza totale degli spigoli interni, dall'area che ne delimita il volume e dal volume stesso. Il suo smorzamento è stato ricavato dai valori misurati del tempo di riverbero. I fattori di accoppiamento tra la cavità e la parete sono

stati calcolati mediante l'efficienza di radiazione della parete. Mentre i fattori di accoppiamento tra la cavità e l'ambiente esterno sono stati ricavati dai coefficienti di trasmissione della parete. La parete risulta composta da vari elementi, il coefficiente di trasmissione completo è il risultato della composizione dei coefficienti di tutti gli elementi in base alle superfici.

Tabella 4.8 – *Composizione della parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA.*

Area multistrato [m ²]	Area guarnizioni [m ²]	Area fori [m ²]	Area totale parete [m ²]
1.36	0.3088	0.0412	1.71

Tabella 4.9 – *Coefficienti di trasmissioni degli elementi che compongono la parte di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA e coefficienti trasmissione composto relativo all'intera parete.*

F [Hz]	τ multistrato	τ guarnizioni	τ fori	τ composta
50	2.00E-02	0.200	235.000	6.000
63	2.11E-03	0.209	235.662	5.717
80	3.43E-03	0.164	1.955	0.079
100	1.30E-03	0.131	21.242	0.536
125	3.52E-04	0.104	23.576	0.587
160	1.09E-04	0.081	4.980	0.135
200	4.92E-05	0.064	33.367	0.816
250	2.15E-05	0.051	5.168	0.134
315	9.78E-06	0.041	3.445	0.090
400	4.56E-06	0.032	3.575	0.092
500	2.17E-06	0.025	1.005	0.029
630	1.06E-06	0.020	0.140	0.007
800	5.25E-07	0.016	0.968	0.026
1000	2.71E-07	0.013	0.273	0.009
1250	1.46E-07	0.010	0.087	0.004
1600	8.41E-08	0.008	0.058	0.003
2000	5.51E-08	0.006	0.106	0.004
2500	4.43E-08	0.005	0.110	0.004
3150	3.28E-08	0.004	0.076	0.003
4000	6.75E-09	0.003	0.053	0.002
5000	8.03E-10	0.002	0.015	0.001
6300	1.75E-10	0.002	0.011	0.001
8000	8.38E-11	0.002	0.003	0.000
10000	2.65E-11	0.001	5.214	0.126

La potenza erogata dalla sorgente sonora nel modello SEA è stata calcolata a partire dai valori di livello di pressione medio misurati all'interno della cavità e dai valori di assorbimento interno nell'ipotesi di Sabine, considerando il campo acustico presente riverberante e diffuso.

$$L_W = L_{eq} - 10 \log \left(\frac{4}{A} \right)$$

Il livello di potenza sonora è stato rielaborato da un ciclo di controllo mediante le equazioni di equilibrio del modello SEA, confermando l'ipotesi di Sabine.

Tabella 4.10 – Confronto tra i livelli di potenza sonora della sorgente acustica, presente nella cavità del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA, calcolati mediante l'ipotesi di Sabine a partire dai valori di pressione sonora misurati nella cavità e i valori delle unità assorbenti ricavati dai tempi di riverbero, e i valori di potenza sonora elaborati mediante le ipotesi del modello SEA..

F [Hz]	$L_{eq,sper}$ [dB]	A [m ²]	$L_{W,Sabine}$ [dB]	$L_{W,SEA}$ [dB]
50	94.0	2.0	90.9	90.9
63	94.6	2.0	91.6	91.5
80	87.6	1.1	81.8	81.8
100	88.9	1.4	84.2	84.2
125	84.0	0.8	76.9	76.8
160	96.7	1.4	92.1	92.0
200	91.2	1.0	85.1	85.1
250	81.5	0.9	75.1	75.1
315	82.1	1.4	77.5	77.4
400	79.9	0.9	73.5	73.5
500	85.5	0.5	76.7	76.6
630	80.7	0.6	72.3	72.2
800	85.2	0.7	77.8	77.7
1000	82.8	0.7	75.4	75.3
1250	80.3	0.8	73.4	73.3
1600	80.3	0.9	73.6	73.5
2000	79.9	0.9	73.5	73.5
2500	79.0	0.9	72.3	72.3
3150	79.0	0.9	72.4	72.3
4000	75.9	0.8	68.9	68.9
5000	76.6	0.9	70.3	70.2
6300	75.7	1.1	69.9	69.8
8000	78.9	1.3	73.9	73.8
10000	79.8	1.4	75.1	75.1

4.1.5 Risultati del modello SEA e limiti di validità

Il codice matlab del modello SEA permette di ottenere in bande di terzi d'ottava i valori relativi alla potenza irradiata totale, e contestualmente, le potenze irradiate dai vari elementi che partecipano alla trasmissione del suono. Viene in prima analisi valutata la trasmissione sonora risonante, che dipende dalla trasmissione di onde per via strutturale, e quella di tipo non risonante. Successivamente risulta possibile valutare l'influenza dei vari elementi di composizione della parete relativamente alla potenza trasmessa non risonante. Di seguito vengono riportati i valori di potenza irradiata totale dalla parete in esame.

Tabella 4.11 – Valori di potenza sonora irradiata dalla parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA ricavati dal Software SEA.

F [Hz]	$L_{w,tot}$ [dB]	$L_{w,tot}$ [dB(A)]
50	98.1	67.9
63	98.5	72.3
80	77.5	55.0
100	82.9	63.8
125	78.0	61.9
160	84.3	70.9
200	86.6	75.7
250	69.0	60.4
315	67.8	61.2
400	65.8	61.0
500	66.2	63.0
630	55.3	53.4
800	65.5	64.7
1000	58.4	58.4
1250	52.4	53.0
1600	50.9	51.9
2000	51.8	53.0
2500	50.7	52.0
3150	49.3	50.5
4000	44.7	45.7
5000	41.9	42.4
6300	39.6	39.5
8000	40.4	39.3
10000	67.0	64.5

Di seguito vengono messe in evidenza le componenti non risonanti della potenza irradiata dalla parete in riferimento agli elementi di cui è composta.

Tabella 4.12 - Valori di potenza sonora irradiata dagli elementi che compongono la parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA ricavati dal Software SEA.

F [Hz]	L _{w,irr area trattata} [dB(A)]	L _{w,irr area trattata} [dB(A)]	L _{w,irr} guarnizioni [dB]	L _{w,irr guarnizioni} [dB(A)]	L _{w,irr fori} [dB]	L _{w,irr fori} [dB(A)]
50	72.2	42.0	75.8	45.6	97.8	67.6
63	63.1	36.9	76.6	50.4	98.4	72.2
80	58.2	35.7	68.5	46.0	70.5	48.0
100	55.2	36.1	68.8	49.7	82.2	63.1
125	44.7	28.6	63.0	46.9	77.8	61.7
160	52.3	38.9	74.5	61.1	83.7	70.3
200	43.4	32.5	68.1	57.2	86.5	75.6
250	30.1	21.5	57.4	48.8	68.7	60.1
315	27.2	20.6	56.9	50.3	67.5	60.9
400	21.7	16.9	53.7	48.9	65.5	60.7
500	24.0	20.8	58.2	55.0	65.5	62.3
630	16.1	14.2	52.5	50.6	52.2	50.3
800	17.6	16.8	55.9	55.1	65.0	64.2
1000	12.3	12.3	52.5	52.5	57.1	57.1
1250	7.1	7.7	49.0	49.6	49.7	50.3
1600	4.7	5.7	47.9	48.9	47.8	48.8
2000	2.6	3.8	46.6	47.8	50.2	51.4
2500	0.7	2.0	44.7	46.0	49.4	50.7
3150	-0.6	0.6	43.7	44.9	47.8	49.0
4000	-10.6	-9.6	39.5	40.5	43.2	44.2
5000	-19.1	-18.6	39.3	39.8	38.4	38.9
6300	-26.7	-26.8	37.2	37.1	35.9	35.8
8000	-26.7	-27.8	39.4	38.3	33.2	32.1
10000	-30.8	-33.3	39.3	36.8	67.0	64.5

In funzione della densità modale e della omogeneità di distribuzione dei modi dei sottosistemi che compongono il modello i risultati sono da ritenersi validi per le bande in frequenza superiori a 400 Hz.

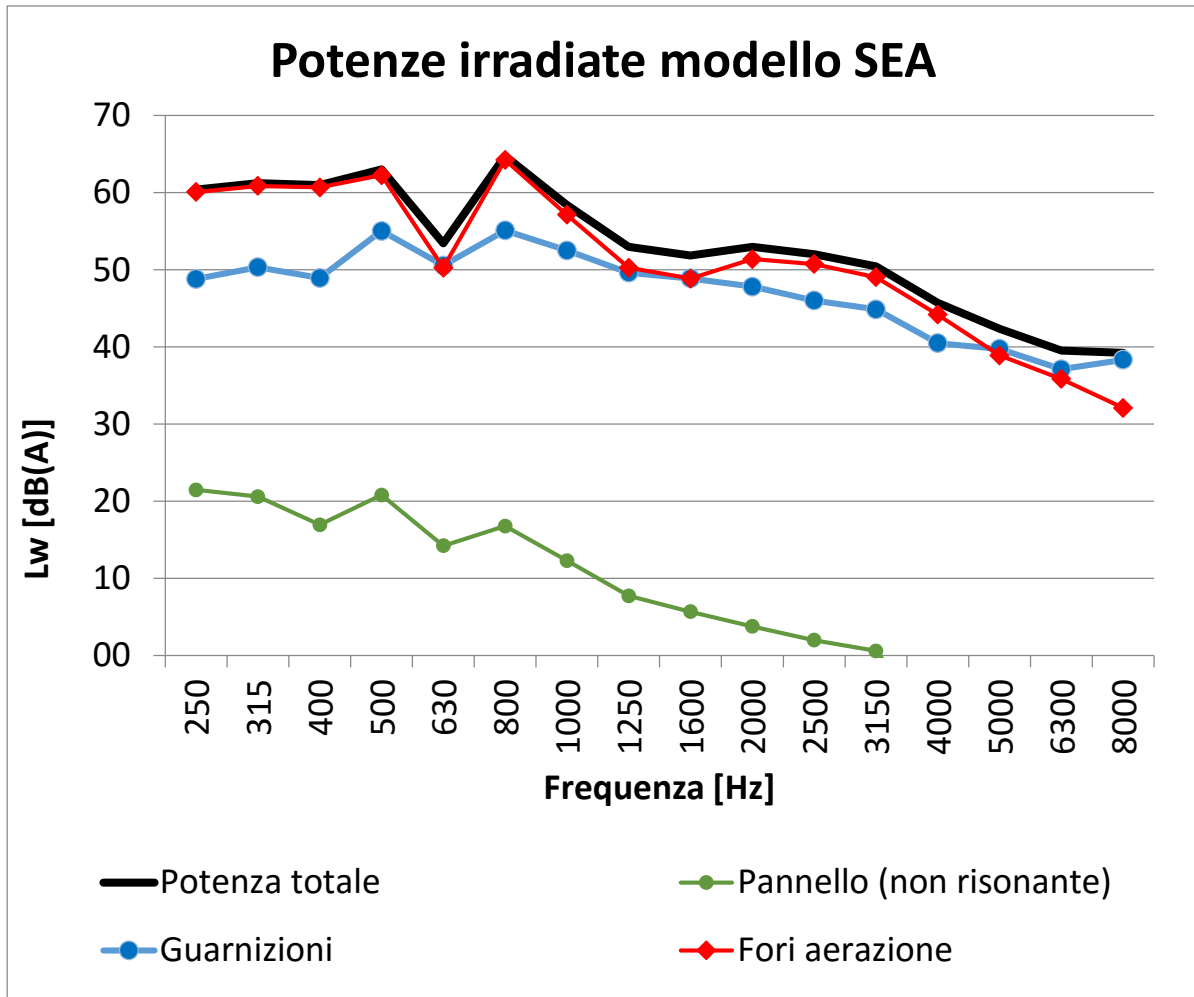


Figura 4.7 – Rappresentazione grafica dei valori di potenza sonora irradiata dagli elementi che compongono la parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA ricavati dal Software SEA.

Da una prima analisi è possibile constatare che le componenti che più gravano sulla potenza totale irradiata sono quelle relative ai fori di aerazione e alle guarnizioni. Questo tipo di analisi rende quindi mirato il tipo di intervento da effettuarsi per limitare il rumore emesso dalla parete, ossia intervenire sulle performance acustiche delle guarnizioni e soprattutto agire sul fonoisolamento dei fori di aerazione.

4.1.6 Confronto risultati modello SEA e misure sperimentali

Di seguito vengono riportati a confronto i valori di potenza irradiata misurati sperimentalmente e i valori ricavati dal modello SEA.

Tabella 4.13 – *Confronto tra valori sperimentali e valori ricavati dal Software SEA relativi alla potenza irradiata dalla parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA .*

F [Hz]	L _w SEA	L _w sperimentale
50	98.4	63.0
63	98.7	78.0
80	78.7	67.3
100	83.2	71.6
125	78.2	70.9
160	84.3	74.7
200	86.6	74.7
250	69	69.2
315	67.8	75.9
400	65.8	71.4
500	66.2	63.8
630	55.3	60.3
800	65.5	65.4
1000	58.4	55.4
1250	52.4	57.0
1600	50.9	51.6
2000	51.8	54.0
2500	50.7	52.8
3150	49.3	52.0
4000	47.8	50.9
5000	43.9	48.0
6300	44.7	50.5
8000	40.4	--
10000	67	--

Dato il campo di validità del modello SEA e i dati disponibili dalle misure sperimentali di seguito è riportato un grafico di confronto fra i valori teorici del modello e quelli misurati.

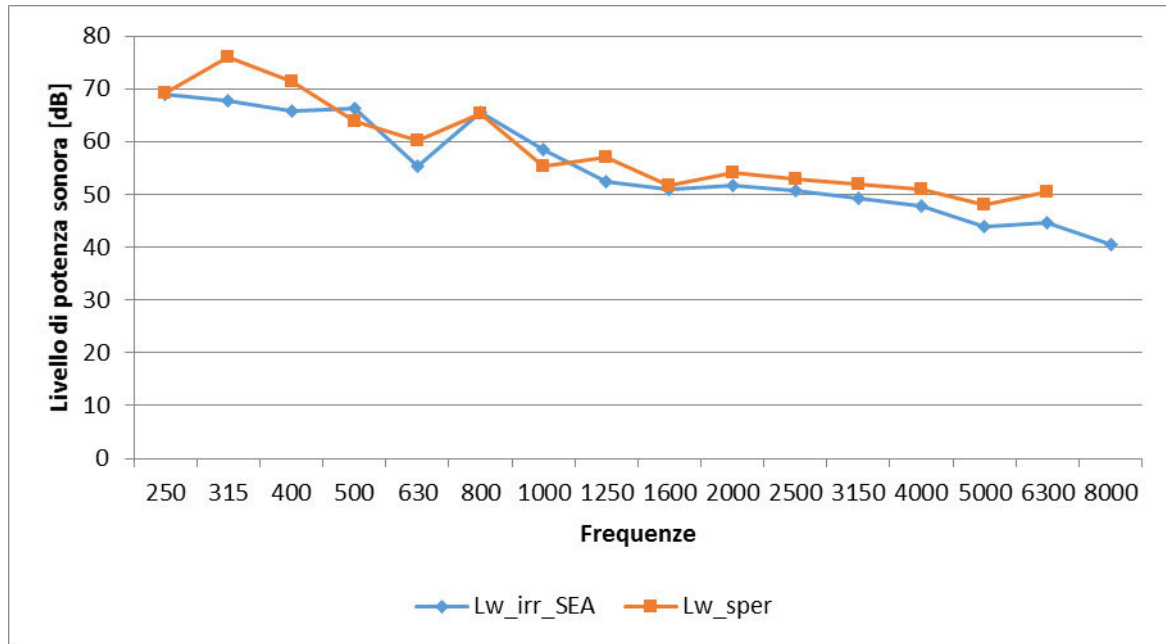


Figura 4.8 – Rappresentazione grafica del confronto tra valori sperimentali e valori ricavati dal Software SEA relativi alla potenza irradiata dalla parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA .

4.2 Caso studio 2

Il secondo caso riguarda un box di protezione per una macchina industriale studiato in fase di progettazione. Sono state realizzate misure sul prototipo del sistema di isolamento. I rilievi sono stati eseguiti nella camera anecoica del Laboratorio di Acustica del Dipartimento di Ingegneria dell'Università di Ferrara, in assetto semianecoico. Il box di forma di semitronco di piramide a base pentagonale è costituito da pannelli trasparenti in plexiglass apribili senza telaio verticale, la tenuta tra i pannelli è garantita da guarnizione, mentre la chiusura degli stessi avviene tramite maniglie che ne garantiscono la battuta con la base. La base inferiore, la parte superiore ed inferiore sono realizzate in alluminio di spessore 15 mm. Nel pannello posteriore è presente una finestra di dimensioni 60 cm x 60 cm. La finestra permette l'installazione di pannelli in lamiera a cui sono stati applicati due tipologie di multistrato con differenti caratteristiche, oggetto dello studio della potenza irradiata nell'ambiente. I pannelli di lamiera trattati con multistrato, hanno dimensioni pari a 63 cm x 63 cm. Nella cavità è stata posizionata una sorgente sonora (semidodecaedro) posta su materassini antivibranti per evitare una trasmissione di tipo strutturale all'involucro. Sono presenti nella parte alta della macchina due fori tra il plexiglass

e le pareti in alluminio, questi utili per poter portare nella cavità i cavi di alimentazione della sorgente e di segnale dei microfoni di acquisizione, sono stati sigillati con plastilina per evitare fughe di rumore.



Figura 4.9 - Fotografia del box studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA, nella fotografia sono presenti i microfoni di acquisizione sonora e la sorgente sonora semidodecaedrica .

Le dimensioni della scatola sono riportate nella seguente tabella.

Tabella 4.15 – Valori di Volume, superficie totale e lunghezza totale degli spigoli del box industriale fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA.

Volume	Area totale interna	Lunghezza totale spigoli
0.41 m ³	3.78 m ²	9.5 m

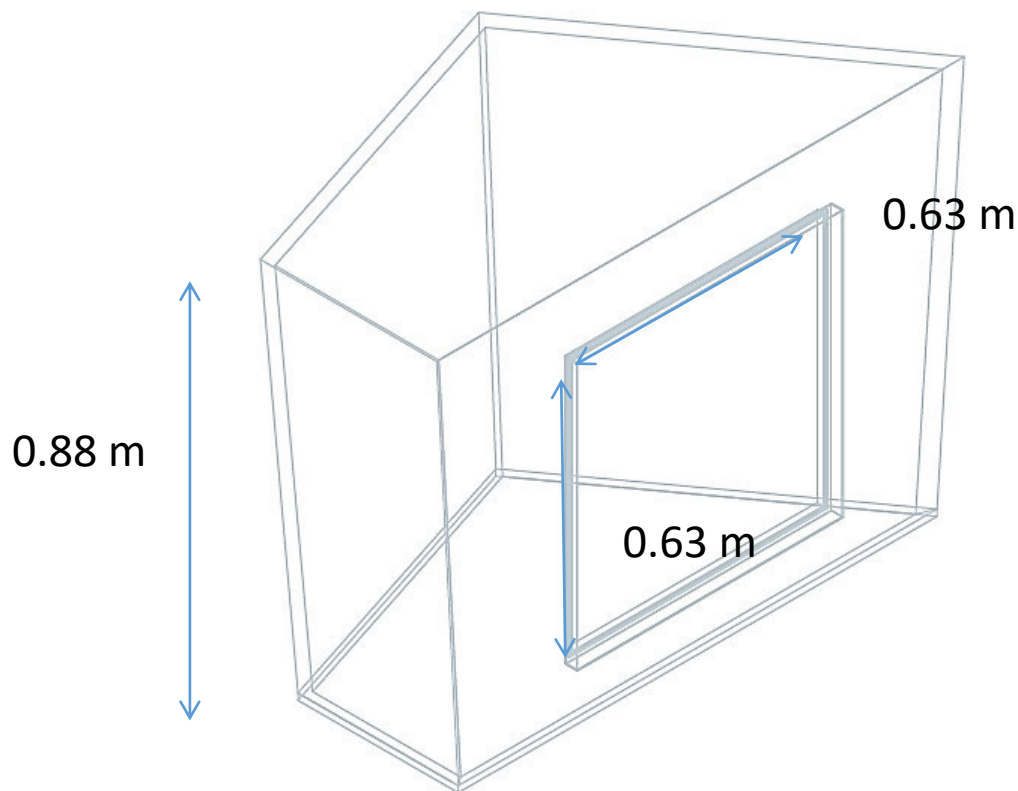


Figura 4.10 – Schema grafico del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA con le l’indicazione della misure di altezza del box, e della finestra di apertura di cui si valuterà la potenza emessa.

4.2.1 Descrizione configurazione pannelli multistrato.

Le due configurazioni studiate differiscono tra loro solamente nello strato di rivestimento più interno.

Partendo dalla lamiera esterna di acciaio di spessore 1.5 mm, il multistrato risulta così composto:

- strato di poliestere da 15 mm di spessore e densità 50 kg/m^3 ;
- una massa di EPDM da 4 kg/m^3 ;
- strato di poliestere da 15 mm di spessore e densità 50 kg/m^3 ;
- rivestimento interno con strato di TE poroso con massa superficiale di 0.105 kg/m^2 per la prima configurazione mentre per la seconda da uno strato di TNT poroso con massa superficiale di 0.110 kg/m^2 .

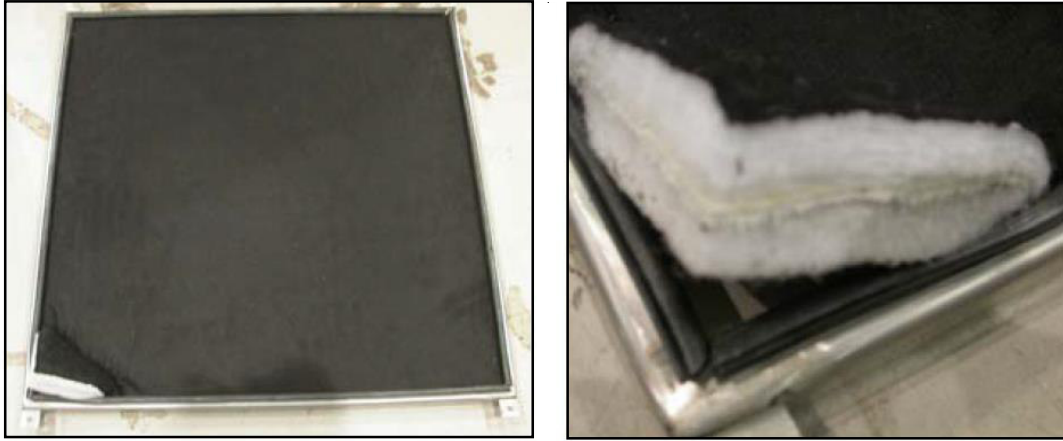


Figura 4.11 – Immagine con particolare del pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA.

I due strati porosi ed il rivestimento interno che compongono il pacchetto sono stati caratterizzati presso il laboratorio di Acustica del Dipartimento dell’Università di Ferrara. La caratterizzazione del materiale ha permesso di arrivare a determinare, tramite rilievi di laboratorio e analisi con software di inversione, le caratteristiche del poliestere modellato come materiale poroso, di seguito riportate in tabella:

Tabella 4.16 – Caratteristiche del poliestere, modellato come strato poroso, utilizzato nel pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA.

Densità	45
Modulo di Young	9000
Coefficiente di Poisson	0.1
Smorzamento	0.11
Resistività al flusso d'aria	5442
Porosità	0.92
Tortuosità	1
Grandezza caratteristica termica	150
Grandezza caratteristica viscosa	180

Mentre per i rivestimenti è stata valutata solamente la resistenza al flusso d’aria, che risulta per il rivestimento della prima configurazione di $500 \text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ e di $2.000 \text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ per il rivestimento utilizzato nella seconda configurazione. Tramite i valori ricavati in laboratorio è stato successivamente modellato il pacchetto multistrato con il metodo delle matrici di trasferimento con il software TMM. L’analisi è stata eseguita considerando incidenza di tipo diffuso

applicando la correzione a basse frequenze derivante dell'efficienza di radiazione di un pannello di dimensione finita pari a 0,63 m di altezza e 0,63 m di larghezza.

CONFIGURAZIONE 1

Tabella 4.17 - Elenco dei materiali componenti il pacchetto multistrato nella prima configurazione applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA e relativi dati caratteristici utilizzati nella modellizzazione nel software TMM.

LAYER	Modello	H [mm]	ρ [kg/m ³]	E [Pa]	Poiss	η	σ	ϕ	α_{inf}	Δ [μm]	Δ' [μm]	σ specifica
1	Strato poroso											500
2	Poroso	15	45	9000	0.1	0.11	5442	0.92	1	150	180	
3	Solido	2.2	1800	500000	0.45	0.4						
4	Poroso	15	45	9000	0.1	0.11	5442	0.92	1	150	180	
5	Solido	1.5	7850	2E+11	0.33	0.05						

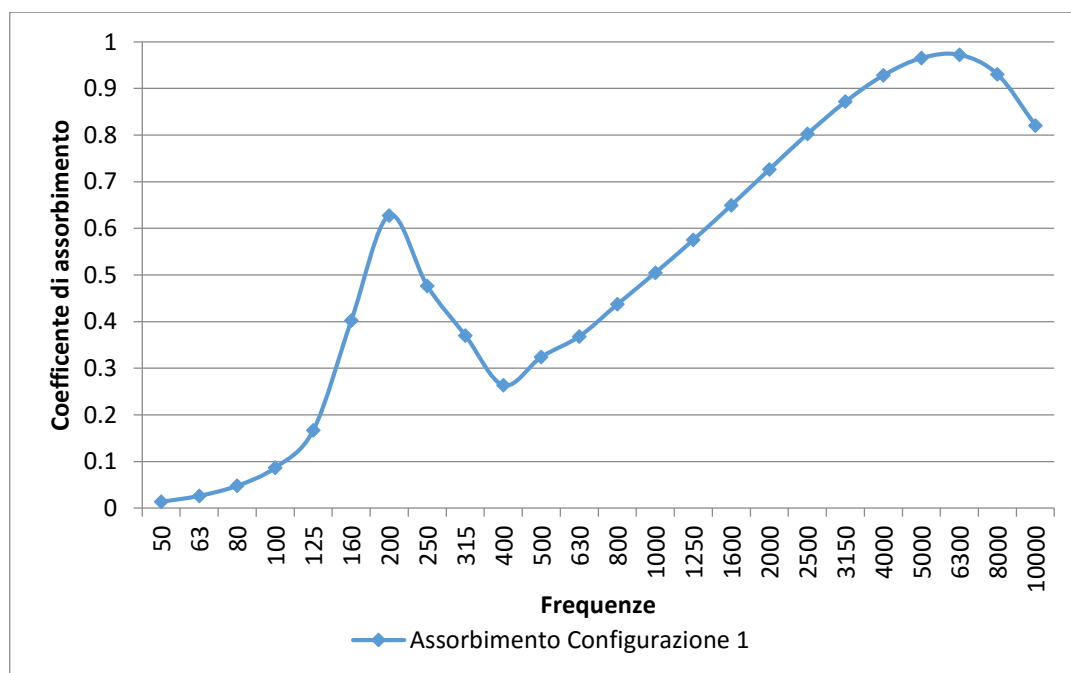


Figura 4.12 - Grafico del coefficiente di assorbimento in bande di frequenza del pacchetto multistrato nella prima configurazione applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA

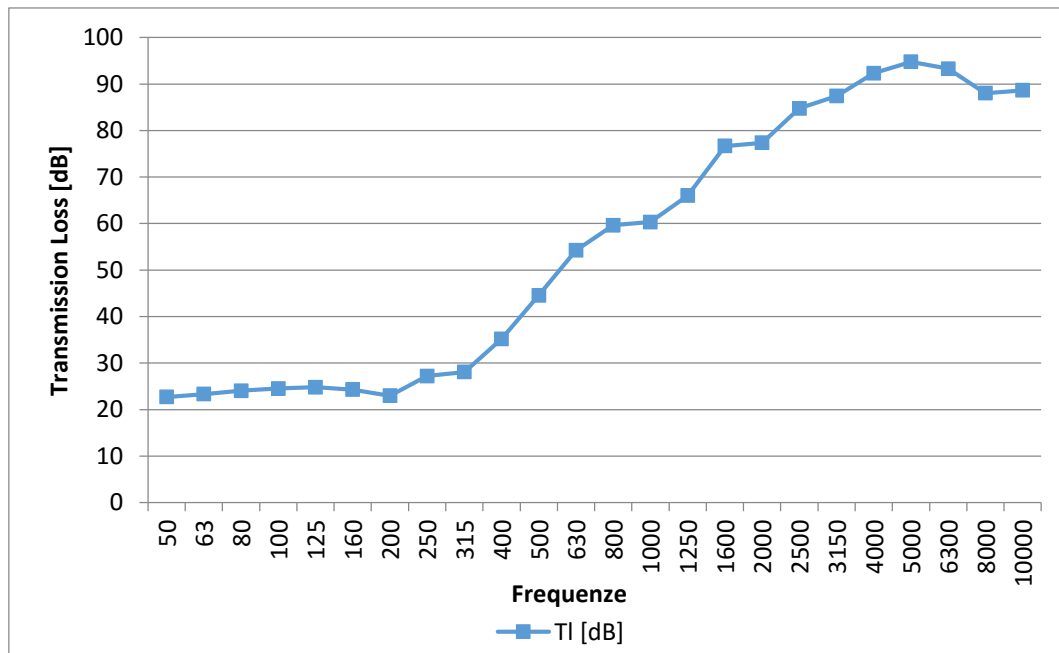


Figura 4.13 - Grafico della Transmission Loss in bande di frequenza del pacchetto multistrato nella prima configurazione applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA

CONFIGURAZIONE 2

Tabella 4.18 - Elenco dei materiali componenti il pacchetto multistrato nella seconda configurazione applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA e relativi dati caratteristici utilizzati nella modellizzazione nel software TMM.

LAYER	Modello	H [mm]	ρ [kg/m ³]	E [Pa]	Poiss	η	σ	ϕ	α_{inf}	Δ [μ m]	Δ' [μ m]	σ specifica
1	Strato poroso											2000
2	Poroso	15	45	9000	0.1	0.11	5442	0.92	1	150	180	
3	Solido	2.2	1800	500000	0.45	0.4						
4	Poroso	15	45	9000	0.1	0.11	5442	0.92	1	150	180	
5	Solido	1.5	7850	2E+11	0.33	0.05						

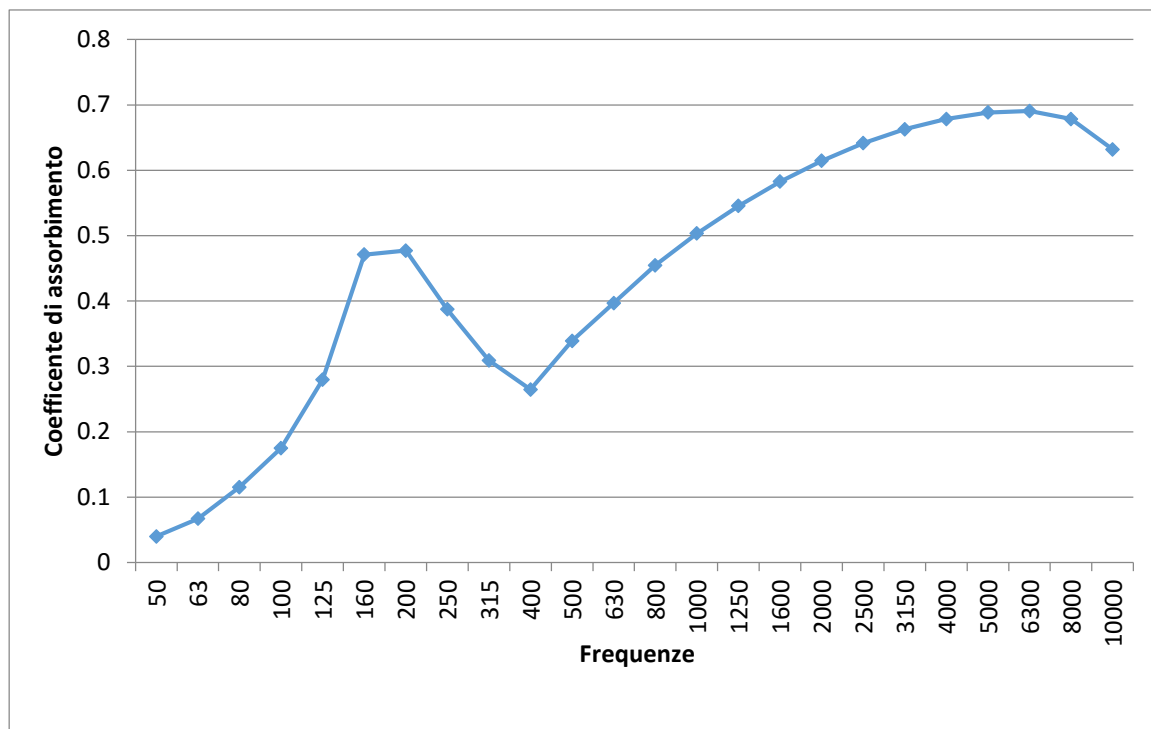


Figura 4.14 - Grafico del coefficiente di assorbimento in bande di frequenza del pacchetto multistrato nella seconda configurazione applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA

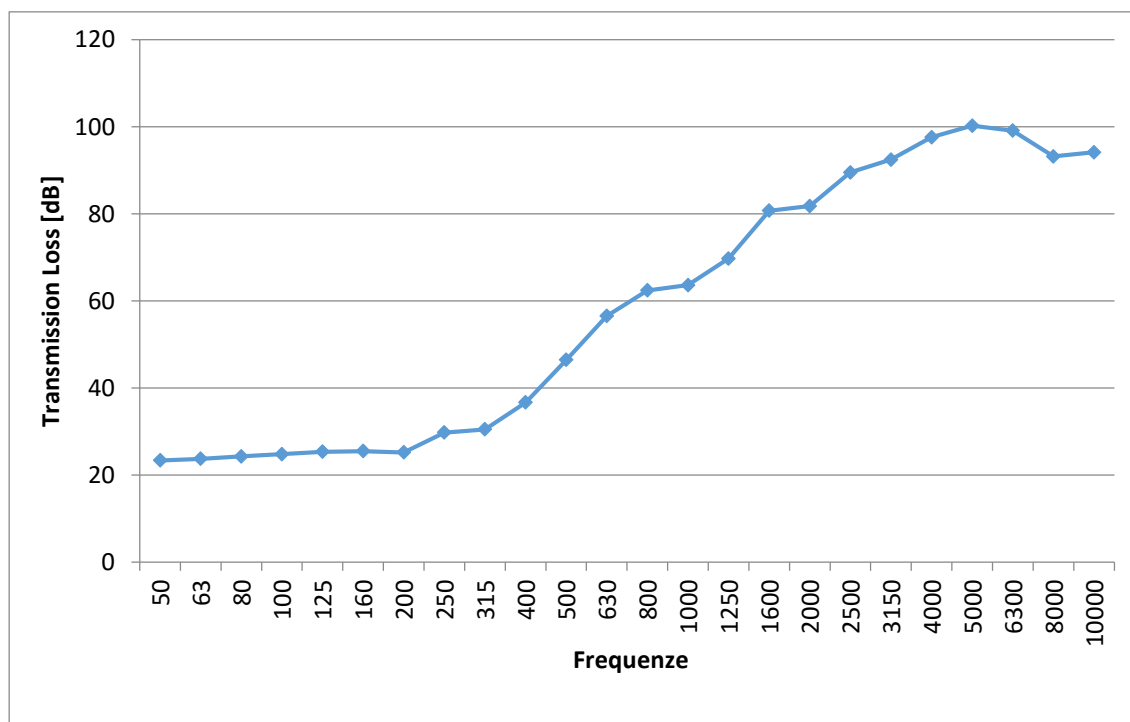


Figure 4.15 - Grafico della Transmission Loss in bande di frequenza del pacchetto multistrato nella seconda configurazione applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA

4.2.2 Descrizione delle misure sperimentali.

Le misure sono state eseguite nella camera anecoica del Dipartimento di Ingegneria dell'Università di Ferrara, ed è stato installato il seguente set-up di misura:

- Microfoni PCB 377B02 (free field ½");
- Calibratore microfonico B&K 4231;
- Hardware di misura multicanale Soundbook®;
- Semi-dodecaedro Lookline DL 301 con amplificatore D 301
- Software di misura Samurai 2.3;
- Sonda intensimetrica B&K 2683 con microfoni B&K 4181 accoppiati in fase.

Sono state condotte tre diverse tipologie di misure:

- misure di intensità sonora con la tecnica di scansione, sulla superficie occupata dalla lamiera trattata con multistrato e dalla sola lamiera senza trattamento rilevando l'intensità sonora media normale e ricavando la potenza sonora emessa attraverso la relazione:

$$L_w = L_{i \text{ medio}} + 10 \log(S) \text{ [dB]} \quad (4.6)$$

- misure del tempo di riverbero interno per la valutazione delle unità assorbenti della cavità. La misura è stata ottenuta con la tecnica a scansione sinusoidale 'Sweep Sine' impiegando una sorgente semidodecaedrica. Il campo acustico è da ritenersi ragionevolmente diffuso e la valutazione delle unità assorbenti è stata ottenuta mediante la formula di Sabine.

$$TR_{60} = 0,16 \left(\frac{V}{A} \right) \text{ [s]} \quad (4.7)$$

$$\bar{\alpha} = \frac{A}{S_{int}} \quad (4.8)$$

- misure di pressione sonora nella cavità, per valutare il livello di pressione sonora interno e la *Transmission Loss (TL)* dell'attuale sistema di chiusura attraverso la relazione:

$$TL = L_{p_interno} - L_{I_esterno} - 6 \text{ [dB]} \quad (4.9)$$

Inoltre conoscendo il livello di pressione interno alla cavità risulta possibile ricavare in frequenza il livello di potenza sonora a cui è sottoposta la cavità.

4.2.3 Risultati delle misure sperimentali ed elaborazioni

Di seguito sono riportati i valori delle misure di intensità sonora relative alle due configurazioni e i valori di potenza ricavati considerando la superficie di analisi di area 0.4 m.

Tabella 4.19 – Valori in frequenza delle misure sperimentali di Intensità sonora e relativi valori di potenza sonora irradiata dalla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA.

	Configurazione 1		Configurazione 2	
F [Hz]	LI	Lw	LI	Lw
50	84.2	80.2	83.4	79.4
63	76.3	72.3	75.7	71.7
80	71.9	67.9	71.3	67.3
100	66.5	62.5	66.2	62.2
125	68.0	64.0	68.1	64.1
160	73.1	69.1	72.5	68.5
200	80.4	76.4	82.8	78.8
250	79.6	75.6	79.9	75.9
315	78.9	74.9	78.5	74.5
400	67.6	63.6	68.1	64.1
500	61.5	57.5	61.1	57.1
630	65.2	61.2	64.1	60.1
800	59.6	55.6	59.2	55.2
1000	58.0	54.0	58.1	54.1
1250	58.0	54.0	57.7	53.7
1600	56.7	52.7	56.7	52.7
2000	54.5	50.5	53.5	49.5
2500	54.9	50.9	54.9	50.9
3150	50.7	46.7	51.2	47.2
4000	50.1	46.1	51.1	47.1
5000	45.6	41.6	46.5	42.5
6300	42.9	38.9	43.6	39.6
8000	44.2	40.2	46.3	42.3
10000	-43.5	-47.5	-45.0	-49.0

Misure del tempo di riverbero eseguite all'interno del box.

Tabella 4.20 - Valori in frequenza delle misure sperimentali di tempo di riverbero della cavità del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA nelle due configurazioni di chiusura, a seguire valori delle unità assorbenti e del coefficiente di assorbimento medio della cavità.

	Configurazione 1				Configurazione 2		
F [Hz]	TR	A [m2]	$\bar{\alpha}$		TR	A [m2]	$\bar{\alpha}$
50	0.63	0.105	0.029		0.62	0.106	0.029
63	0.13	0.508	0.141		0.12	0.547	0.152
80	0.08	0.825	0.229		0.08	0.820	0.228
100	0.07	0.943	0.262		0.07	0.937	0.260
125	0.06	1.100	0.306		0.06	1.093	0.304
160	0.58	0.114	0.032		0.61	0.108	0.030
200	0.31	0.213	0.059		0.32	0.205	0.057
250	0.49	0.135	0.037		0.55	0.119	0.033
315	0.26	0.254	0.071		0.25	0.262	0.073
400	0.18	0.367	0.102		0.21	0.312	0.087
500	0.37	0.178	0.050		0.37	0.177	0.049
630	0.39	0.169	0.047		0.4	0.164	0.046
800	0.27	0.244	0.068		0.27	0.243	0.067
1000	0.27	0.244	0.068		0.27	0.243	0.067
1250	0.21	0.314	0.087		0.19	0.345	0.096
1600	0.19	0.347	0.097		0.2	0.328	0.091
2000	0.14	0.472	0.131		0.16	0.410	0.114
2500	0.15	0.440	0.122		0.15	0.437	0.121
3150	0.13	0.508	0.141		0.16	0.410	0.114
4000	0.13	0.508	0.141		0.16	0.410	0.114
5000	0.13	0.508	0.141		0.17	0.386	0.107
6300	0.14	0.472	0.131		0.16	0.410	0.114
8000	0.13	0.508	0.141		0.15	0.437	0.121
10000	0.14	0.472	0.131		0.15	0.437	0.121

Misure del livello di pressione interno eseguita con due microfoni interni alla cavità.

Tabella 4.21 - Valori di pressione sonora rilevati all'interno della cavità del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA nelle due configurazioni di multistrato applicate alla chiusura.

F [Hz]	Configurazione 1	Configurazione 2
50	112.9	112.9
63	109.3	109.4
80	108.0	108.2
100	108.2	108.3

125	108.7	108.8
160	113.3	113.5
200	118.9	119.2
250	107.8	108.2
315	108.4	109.5
400	108.3	108.6
500	103.9	104.1
630	108.2	108.3
800	103.6	103.3
1000	103.9	103.8
1250	105.2	104.5
1600	105.1	104.2
2000	107.9	106.6
2500	105.4	105.5
3150	103.9	104.8
4000	106.1	107.5
5000	103.0	103.6
6300	102.3	104.6
8000	98.4	100.3
10000	101.8	102.8

4.2.4 Coefficiente di trasmissione guarnizioni .



Figura 4.16 – Fotografia della chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA con particolare della guarnizione in compressione.

Il coefficiente di trasmissione relativo alle guarnizioni laterali, presenti tra la scatola e la parete trattata con il multistrato, è stato ricavato tramite un’elaborazione delle misure sperimentali. In aggiunta alle scansioni intensimetriche relative alle due configurazioni di multistrato, è stato eseguito un rilievo anche nella condizione base di sola lamiera non trattata, ricavando così la potenza irradiata. Successivamente tramite software SEA è stata ricavata la potenza irradiata

considerando la sola presenza della lamiera e trascurando gli effetti delle guarnizioni. Dalla differenza tra la potenza sonora rilevata sperimentale e quella del modello SEA si è stimata la potenza sonora emessa dalle guarnizioni. Quindi è stato calcolato il fattore di Transmission Loss relativo alle guarnizioni tramite la seguente relazione (4.9). Ed infine ricavato il relativo coefficiente di trasmissione:

$$\tau = 10^{(-TL/10)} \quad (4.10)$$

Tabella 4.22 – La potenza irradiata delle guarnizioni è stata ricavata come differenza tra la potenza sonora rilevata sperimentale e quella del modello SEA per una chiusura in semplice lamiera. Successivamente si sono ricavati i valori di intensità sonora e quindi quelli di TL e del coefficiente di trasmissione. In tabella sono rappresentati i valori in frequenza del livello di pressione sonora contenuto nella cavità, i livelli di potenza sonora sperimentali e ricavati al modello SEA per la semplice lamiera, i livelli di potenza irradiata dalle guarnizioni, La Transmission Loss e il coefficiente di trasmissione delle guarnizioni del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA con particolare della guarnizione in compressione.

F [Hz]	L _{p_inc_sper}	L _{w_irr_sper}	L _{w_sea_no_guar}	L _{w_guarnizioni}	TL _{guarnizioni}	τ _{guarnizioni}
50	96.6	69.4	66.4	66.4	11.2	0.075384298
63	91.2	57.4	60.2	57.4	14.7	0.033855993
80	90.9	39.5	58.8	39.5	32.4	0.000581109
100	91.7	43.9	58.7	43.9	28.8	0.001324556
125	93.0	54.6	58.9	54.6	19.3	0.011649561
160	99.8	56.5	64.3	56.5	24.3	0.003703658
200	106.8	63.5	69.9	63.5	24.3	0.003733594
250	97.5	60.2	59.1	53.7	24.7	0.003358994
315	102.3	67.1	62.3	65.3	18.0	0.01597515
400	103.6	61.5	61.9	--	29.0	0.001258925
500	97.7	57.8	54.4	55.2	23.4	0.004540208
630	102.6	61.4	57.6	59.1	24.5	0.003568353
800	102.7	61.0	55.9	59.4	24.3	0.003754509
1000	106.0	59.5	57.5	55.3	31.6	0.000686601
1250	105.5	60.8	55.1	59.5	27.0	0.002003168
1600	106.2	60.3	54.2	59.1	28.1	0.001550971
2000	110.8	62.4	57.0	60.9	30.9	0.000821009
2500	109.3	60.0	53.8	58.8	31.5	0.000702451
3150	109.0	55.7	52.0	53.4	36.7	0.000215316
4000	111.5	57.2	53.0	55.1	37.4	0.000182124
5000	109.2	52.9	49.7	50.1	40.1	9.71652E-05
6300	109.5	54.9	50.0	53.2	37.3	0.000187282
8000	106.4	54.2	53.6	44.6	42.8	5.24469E-05
10000	108.7	43.3	57.5	--	37.0	0.000199526

4.2.5 Modellizzazione SEA del box e della sorgente sonora.

Il box in analisi è stato modellato al SEA considerandolo un insieme di tre sottosistemi, due cavità divise da una parete. La parete rappresenta la lamiera trattata con il multistrato fonoisolante, una cavità rappresenta il volume racchiuso dalla scatola contenente la sorgente sonora mentre la seconda va a modellizzare l'ambiente esterno.

La cavità è descritta dalla lunghezza totale degli spigoli interni, dall'area che ne delimita il volume e dal volume stesso. Il suo smorzamento è stato ricavato dai valori misurati del tempo di riverbero. I fattori di accoppiamento tra la cavità e la parete sono stati calcolati mediante l'efficienza di radiazione della parete trattata. Mentre i fattori di accoppiamento tra la cavità e l'ambiente esterno sono stati ricavati dai coefficienti di trasmissione della parete. Il coefficiente di trasmissione che determina i parametri di accoppiamento è composto dal coefficiente ricavato tramite software TMM del pacchetto multistrato e dal coefficiente di trasmissione delle guarnizioni in rapporto alle rispettive aree di occupazione.

Tabella 4.23 – Valori relativi alle aree di composizione della chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA con particolare della guarnizione in compressione.

Area multistrato [m ²]	Area guarnizioni [m ²]	Area totale parete [m ²]
0.39	0.01	0.40

Tabella 4.24 – Valori relativi ai coefficienti di trasmissione del multistrato nella prima configurazione e delle guarnizioni del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA con particolare della guarnizione in compressione.

F [Hz]	$\tau_{\text{multistrato}_1}$	$\tau_{\text{guarnizioni}}$	τ_{composta_1}
50	5.36E-03	7.54E-02	7.07E-03
63	4.63E-03	3.39E-02	5.33E-03
80	3.94E-03	5.81E-04	3.82E-03
100	3.52E-03	1.32E-03	3.44E-03
125	3.29E-03	1.16E-02	3.48E-03
160	3.72E-03	3.70E-03	3.69E-03
200	5.01E-03	3.73E-03	4.94E-03
250	1.89E-03	3.36E-03	1.92E-03
315	1.56E-03	1.60E-02	1.91E-03
400	3.03E-04	1.26E-03	3.24E-04
500	3.50E-05	4.54E-03	1.47E-04

630	3.79E-06	3.57E-03	9.29E-05
800	1.09E-06	3.75E-03	9.49E-05
1000	9.28E-07	6.87E-04	1.81E-05
1250	2.51E-07	2.00E-03	5.03E-05
1600	2.15E-08	1.55E-03	3.88E-05
2000	1.84E-08	8.21E-04	2.05E-05
2500	3.36E-09	7.02E-04	1.76E-05
3150	1.82E-09	2.15E-04	5.38E-06
4000	5.84E-10	1.82E-04	4.55E-06
5000	3.32E-10	9.72E-05	2.43E-06
6300	4.70E-10	1.87E-04	4.68E-06
8000	1.58E-09	5.24E-05	1.31E-06
10000	1.37E-09	2.00E-04	4.99E-06

Tabella 4.25 - Valori relativi ai coefficienti di trasmissione del multistrato nella seconda configurazione e delle guarnizioni del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA con particolare della guarnizione in compressione.

F [Hz]	$\tau_{\text{multistrato}_1}$	$\tau_{\text{guarnizioni}}$	τ_{composta_1}
50	4.59E-03	7.54E-02	6.33E-03
63	4.23E-03	3.39E-02	4.94E-03
80	3.71E-03	5.81E-04	3.60E-03
100	3.29E-03	1.32E-03	3.21E-03
125	2.90E-03	1.16E-02	3.10E-03
160	2.81E-03	3.70E-03	2.81E-03
200	3.01E-03	3.73E-03	3.00E-03
250	1.05E-03	3.36E-03	1.10E-03
315	8.89E-04	1.60E-02	1.26E-03
400	2.15E-04	1.26E-03	2.39E-04
500	2.26E-05	4.54E-03	1.35E-04
630	2.21E-06	3.57E-03	9.13E-05
800	5.73E-07	3.75E-03	9.44E-05
1000	4.34E-07	6.87E-04	1.76E-05
1250	1.06E-07	2.00E-03	5.02E-05
1600	8.45E-09	1.55E-03	3.88E-05
2000	6.60E-09	8.21E-04	2.05E-05
2500	1.12E-09	7.02E-04	1.76E-05
3150	5.68E-10	2.15E-04	5.38E-06
4000	1.74E-10	1.82E-04	4.55E-06
5000	9.42E-11	9.72E-05	2.43E-06

6300	1.23E-10	1.87E-04	4.68E-06
8000	4.78E-10	5.24E-05	1.31E-06
10000	3.86E-10	2.00E-04	4.99E-06

La potenza erogata dalla sorgente sonora nel modello SEA è stata calcolata a partire dai valori di livello di pressione medio misurati all'interno della cavità e dai valori di assorbimento interno nell'ipotesi di Sabine, considerando il campo acustico presente riverberante e diffuso.

$$L_W = L_{eq} - 10 \log \left(\frac{4}{A} \right)$$

Il livello di potenza sonora rielaborati da un ciclo di controllo mediante le equazioni di equilibrio del modello SEA confermano l'ipotesi di Sabine.

Tabella 4.26- Confronto tra i livelli di potenza sonora della sorgente acustica, presente nella cavità del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” configurazione 1 per la validazione del Software SEA, calcolati mediante l'ipotesi di Sabine a partire dai valori di pressione sonora misurati nella cavità e i valori delle unità assorbenti ricavati dai tempi di riverbero, e i valori di potenza sonora elaborati mediante le ipotesi del modello SEA.

F [Hz]	L _{p,sper 1} [dB]	A ₁ [m ²]	L _{w_sabine_1} [dB]	L _{w_sea_1} [dB]
50	112.9	0.105	97.1	97.0
63	109.3	0.508	100.4	100.3
80	108.0	0.825	101.2	101.1
100	108.2	0.943	101.9	101.8
125	108.7	1.100	103.1	103.0
160	113.3	0.114	97.9	97.8
200	119.0	0.213	106.2	106.2
250	107.8	0.135	93.1	93.0
315	108.4	0.254	96.4	96.3
400	108.3	0.367	97.9	97.9
500	104.0	0.178	90.5	90.4
630	108.2	0.169	94.5	94.4
800	103.6	0.244	91.5	91.4
1000	104.0	0.244	91.8	91.7
1250	105.2	0.314	94.2	94.1
1600	105.1	0.347	94.5	94.5
2000	107.9	0.472	98.6	98.5
2500	105.4	0.440	95.8	95.7
3150	103.9	0.508	94.9	94.9
4000	106.1	0.508	97.1	97.0

5000	103.0	0.508	94.1	94.0
6300	102.4	0.472	93.1	93.0
8000	98.4	0.508	89.4	89.3
10000	101.8	0.472	92.5	92.4

Tabella 4.27 - Confronto tra i livelli di potenza sonora della sorgente acustica, presente nella cavità del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” configurazione 2 per la validazione del Software SEA, calcolati mediante l'ipotesi di Sabine a partire dai valori di pressione sonora misurati nella cavità e i valori delle unità assorbenti ricavati dai tempi di riverbero, e i valori di potenza sonora elaborati mediante le ipotesi del modello SEA.

F [Hz]	$L_{p,sper\ 2}$ [dB]	A_2 [m ²]	$L_{w_sabine_2}$ [dB]	$L_{w_sea_2}$ [dB]
50	112.9	0.106	97.1	97.1
63	109.3	0.550	100.7	100.7
80	108.0	0.825	101.2	101.3
100	108.2	0.943	101.9	102
125	108.7	1.100	103.1	103.1
160	113.3	0.108	97.6	97.8
200	119.0	0.206	106.1	106.2
250	107.8	0.120	92.6	92.9
315	108.4	0.264	96.6	97.6
400	108.3	0.314	97.3	97.4
500	104.0	0.178	90.5	90.6
630	108.2	0.165	94.4	94.3
800	103.6	0.244	91.5	91.1
1000	104.0	0.244	91.8	91.6
1250	105.2	0.347	94.6	93.8
1600	105.1	0.330	94.3	93.3
2000	107.9	0.413	98.0	96.6
2500	105.4	0.440	95.8	95.8
3150	103.9	0.413	94.0	94.8
4000	106.1	0.413	96.2	97.6
5000	103.0	0.388	92.9	93.4
6300	102.4	0.413	92.5	94.6
8000	98.4	0.440	88.8	90.7
10000	101.8	0.440	92.2	93.1

4.2.6 Risultati e campo di validità modello SEA

Vengono riportati i risultati ottenuti dalla simulazione mediante modello SEA. La seguente modellizzazione non ha considerato la componente risonante del sottosistema parete in

quando sono presenti eccitanti strutturali nel sistema. Il campo di validità dei risultati del modello è per frequenze superiori a 315 Hz.

4.2.6.1 Risultati configurazione 1

Di seguito vengono quindi riportati i valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dall'area trattata con multistrato nella prima configurazione.

Tabella 4.28 - *Valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dall'area trattata con multistrato nella prima configurazione del box fonoisolante studiato come "Caso studio 2" per la validazione del Software SEA*

F [Hz]	L _w _guarnizione [dB]	L _w _guarnizione [dB(A)]	L _w _area_trattata [dB]	L _w _area_trattata [dB(A)]	L _w [dB]	L _w [dB(A)]
50	75.5	45.3	80.0	49.8	81.3	51.1
63	68.5	42.3	75.8	49.6	76.5	50.3
80	49.5	27.0	73.8	51.3	73.7	51.2
100	53.2	34.1	73.4	54.3	73.4	54.3
125	63.2	47.1	73.6	57.5	74.0	57.9
160	62.9	49.5	78.8	65.4	78.9	65.5
200	68.6	57.7	85.8	74.9	85.8	74.9
250	56.9	48.3	70.3	61.7	70.5	61.9
315	64.2	57.6	70.1	63.5	71.0	64.4
400	53.2	48.4	62.9	58.1	63.3	58.5
500	54.4	51.2	49.2	46.0	55.5	52.3
630	57.6	55.7	43.8	41.9	57.8	55.9
800	53.2	52.4	33.8	33.0	53.3	52.5
1000	46.1	46.1	33.4	33.4	46.4	46.4
1250	52.1	52.7	29.0	29.6	52.1	52.7
1600	51.0	52.0	18.3	19.3	51.0	52.0
2000	50.9	52.1	20.3	21.5	50.9	52.1
2500	47.7	49.0	10.4	11.7	47.7	49.0
3150	41.1	42.3	6.3	7.5	41.1	42.3
4000	42.5	43.5	3.5	4.5	42.5	43.5
5000	36.8	37.3	-2.0	-1.5	36.8	37.3
6300	38.9	38.8	-1.1	-1.2	38.9	38.8
8000	29.4	28.3	0.1	-1.0	29.4	28.3
10000	38.6	36.1	2.9	0.4	38.6	36.1

Il grafico seguente descrive gli andamenti in frequenza della potenza irradiata totale e di quella trasmessa dalle guarnizioni e dal pacchetto multistrato.

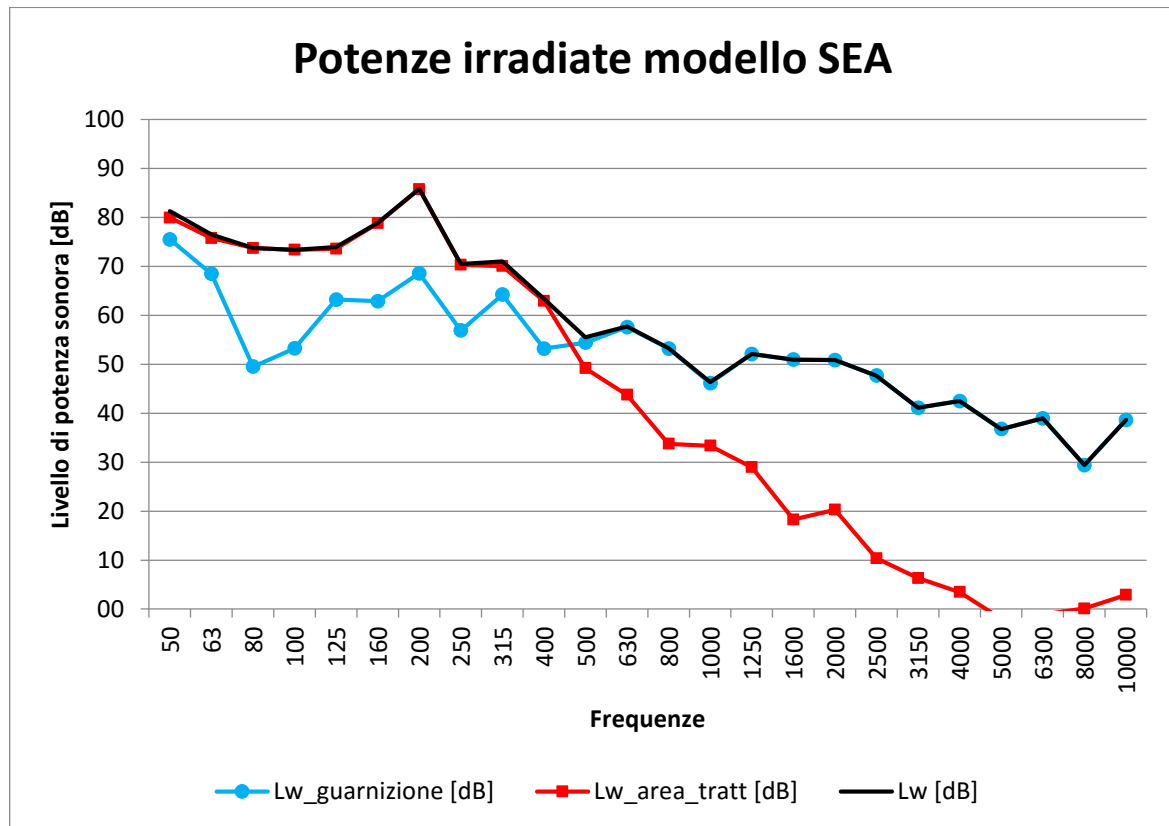


Figura 4.17 – Rappresentazione grafica delle potenze irradiate dagli elementi che compongono la chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” nella prima configurazione per la validazione del Software SEA, e valori totali della potenza irradiata.

4.2.6.2 Risultati configurazione 2

Di seguito vengono quindi riportati i valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dall’area trattata con multistrato nella seconda configurazione.

Tabella 4.29 - Valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dall’area trattata con multistrato nella prima configurazione del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA.

F [Hz]	L _{w_guarnizione} [dB]	L _{w_guarnizione} [dB(A)]	L _{w_area_trattata} [dB]	L _{w_area_trattata} [dB(A)]	L _w [dB]	L _w [dB(A)]
50	75.6	45.4	79.3	49.1	80.8	50.6

63	68.5	42.3	75.4	49.2	76.2	50.0
80	49.7	27.2	73.7	51.2	73.7	51.2
100	53.4	34.3	73.3	54.2	73.3	54.2
125	63.3	47.2	73.2	57.1	73.6	57.5
160	63.1	49.7	77.8	64.4	77.9	64.5
200	68.7	57.8	83.7	72.8	83.8	72.9
250	57.3	48.7	68.2	59.6	68.5	59.9
315	65.4	58.8	68.7	62.1	70.4	63.8
400	53.4	48.6	61.6	56.8	62.2	57.4
500	54.6	51.4	47.5	44.3	55.4	52.2
630	57.6	55.7	41.4	39.5	57.7	55.8
800	52.9	52.1	30.7	29.9	52.9	52.1
1000	46.0	46.0	30.0	30.0	46.1	46.1
1250	51.4	52.0	24.5	25.1	51.4	52.0
1600	50.0	51.0	13.3	14.3	50.0	51.0
2000	49.5	50.7	14.5	15.7	49.5	50.7
2500	47.8	49.1	5.7	7.0	47.8	49.1
3150	41.9	43.1	2.1	3.3	41.9	43.1
4000	44.0	45.0	-0.3	0.7	44.0	45.0
5000	37.3	37.8	-6.9	-6.4	37.3	37.8
6300	41.1	41.0	-4.8	-4.9	41.1	41.0
8000	31.4	30.3	-3.1	-4.2	31.4	30.3
10000	39.6	37.1	-1.6	-4.1	39.6	37.1

Il grafico seguente descrive gli andamenti in frequenze della potenza irradiata totale e di quella trasmessa dalle guarnizioni e dal pacchetto multistrato.

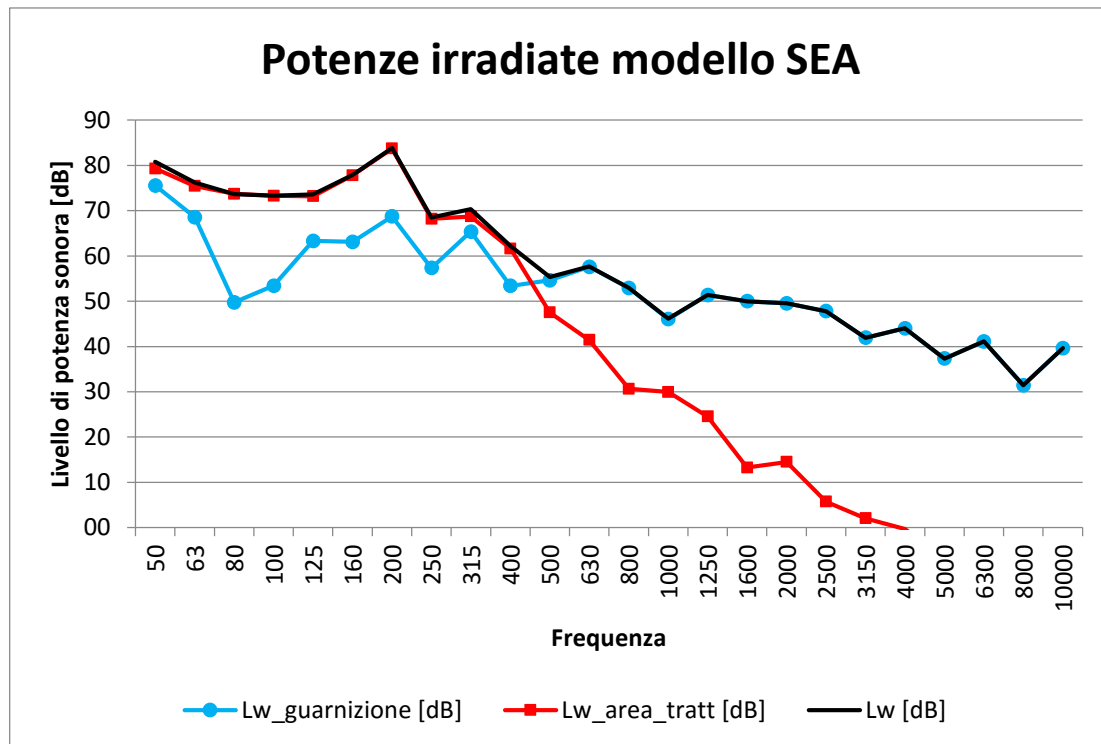


Figura 4.18 - Rappresentazione grafica delle potenze irradiate dagli elementi che compongono la chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” nella seconda configurazione per la validazione del Software SEA, e valori totali della potenza irradiata.

Dai risultati del modello SEA è possibile osservare come il livello di potenza sonora irradiata dipenda, ad alte frequenze, dalla trasmissione delle guarnizioni mentre, a basse frequenze, dalla trasmissione del pacchetto multistrato. Le due configurazioni offrono risultati molto simili, in virtù del fatto che l'area di trasmissione relativa alle guarnizioni è stata considerata con lo stesso coefficiente di trasmissione. In funzione della densità modale e della omogeneità di distribuzione dei modi dei sottosistemi, che compongono il modello, i risultati sono da ritenersi validi per le bande in frequenza superiori a 250 Hz.

4.2.7 Confronto risultati modello SEA e misure sperimentali

Di seguito vengono riportati, in forma tabellare e grafica, i valori sperimentali ed elaborati mediante software SEA di potenza sonora irradiati dalla parete per le diverse configurazioni di multistrato analizzate.

Tabella 4.30 - Confronto tra valori sperimentali e valori ricavati dal Software SEA relativi alla potenza irradiata dalla parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” per la validazione del Software SEA nelle due configurazioni.

Configurazione 1			Configurazione 2		
F [Hz]	L _w SEA [dB]	L _{w_sper} [dB]	Frequenza	L _w SEA [dB]	L _{w_sper} [dB]
50	81.3	80.2	50	80.8	79.4
63	76.5	72.3	63	76.2	71.7
80	73.7	67.9	80	73.7	67.3
100	73.4	62.5	100	73.3	62.2
125	74.0	64.0	125	73.6	64.1
160	78.9	69.1	160	77.9	68.5
200	85.8	76.4	200	83.8	78.8
250	70.5	75.6	250	68.5	75.9
315	71.0	74.9	315	70.4	74.5
400	63.3	63.6	400	62.2	64.1
500	55.5	57.5	500	55.4	57.1
630	57.8	61.2	630	57.7	60.1
800	53.3	55.6	800	52.9	55.1
1000	48.0	54.0	1000	50.2	54.1
1250	52.1	54.0	1250	51.4	53.7
1600	51.0	52.7	1600	50.0	52.7
2000	50.9	50.5	2000	49.5	49.5
2500	47.7	50.9	2500	47.8	50.9
3150	41.1	46.7	3150	41.9	47.2
4000	42.5	46.1	4000	44.0	47.1
5000	36.8	41.6	5000	37.3	42.5
6300	38.9	38.9	6300	41.1	39.6
8000	29.4	40.2	8000	31.4	42.3
10000	38.6	--	10000	39.6	--

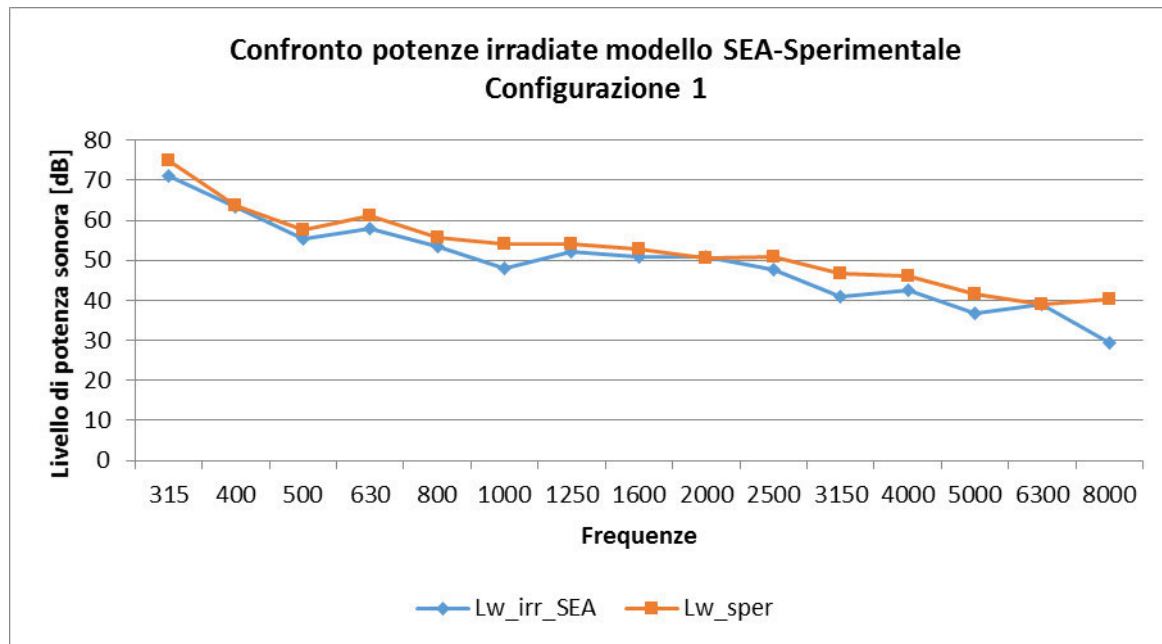


Figura 4.19 - Rappresentazione grafica del confronto tra valori sperimentali e valori ricavati dal Software SEA relativi alla potenza irradiata dalla parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” nella prima configurazione per la validazione del Software SEA.

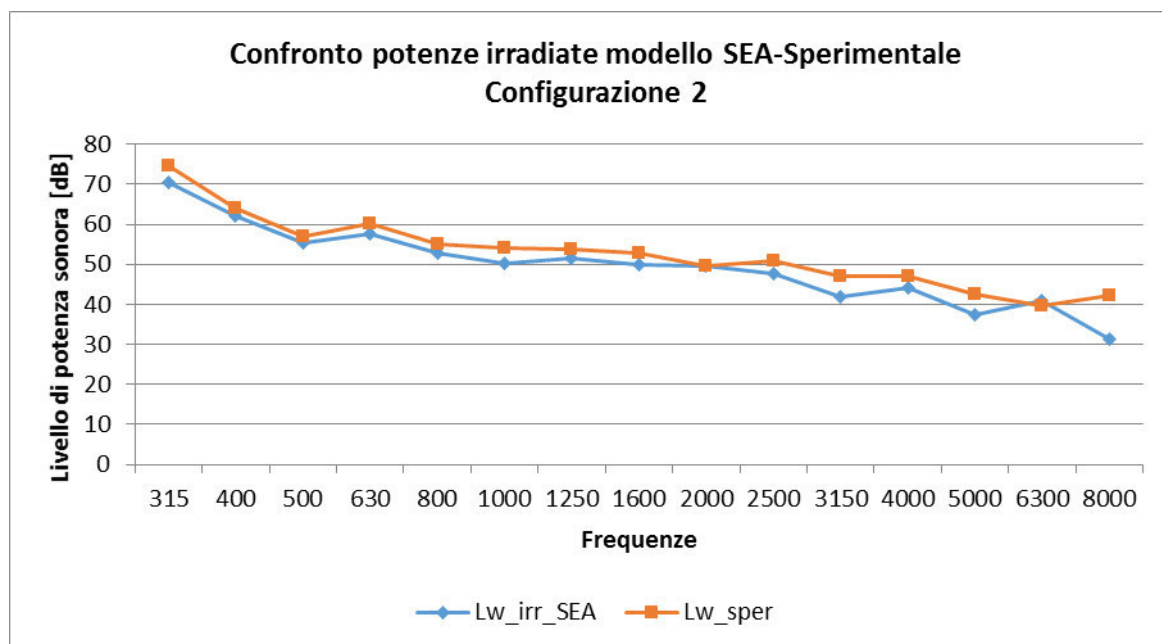
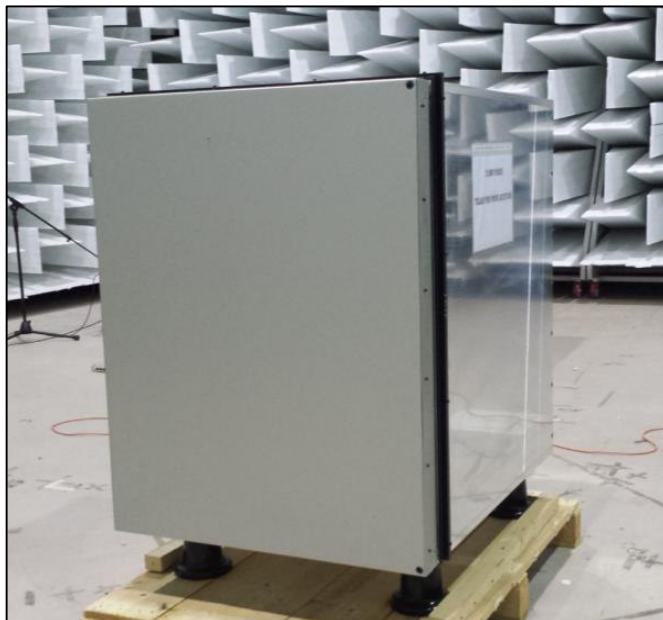


Figura 4.20 - Rappresentazione grafica del confronto tra valori sperimentali e valori ricavati dal Software SEA relativi alla potenza irradiata dalla parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” nella seconda configurazione per la validazione del Software SEA.

4.3 Caso studio 3

Il terzo caso studio analizzato per la validazione del modello SEA riguarda un prototipo di incapsulaggio dedicato ad un settore di una macchina industriale. I rilievi sperimentali sono stati eseguiti presso la camera anecoica del Laboratorio di Acustica del Dipartimento di Ingegneria dell'Università di Ferrara in assetto semianecoico. Il box in figura 4.20 è un parallelepipedo in alluminio di spessore 20 mm con dimensioni esterne di 0.8 m x 0.96 m x 1.00 m (h). Su un lato del box viene è montato un carter apribile in acciaio, di spessore 1.5 mm, fissato con tre cerniere e chiuso attraverso due viti. Il carter apribile è l'elemento in fase di analisi, in quanto la parte acusticamente più critica dell'intero incapsulaggio. Le prove effettuate per validare il modello riguarderanno il confronto tra i risultati sperimentali e quelli numerici relativi a 5 diverse condizioni di isolamento della lamiera di acciaio mediante differenti pacchetti multistrato. La tenuta del carter lungo il profilo del box, è garantita da una guarnizione perimetrale. Il box di prova presenta un foro posteriore di 40 mm, realizzato per il passaggio dei cavi e tamponato con materiale poro elastico isolante. Nella seguente figura [x] sono riportate le immagini del box analizzato. Nella prima immagine è riportato il carter in analisi. La seconda immagine presenta la cavità interna con la sorgente sonora semitredrica e i microfoni utilizzati nei rilievi.



(a)



(b)

Figura 4.20- Fotografia del box studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA, nella figura (b) sono presenti i microfoni di acquisizione sonora e la sorgente sonora semidodecaedrica .

Le dimensioni della scatola sono riportate nella tabella 4.31.

Tabella 4.31 - Valori di Volume, superficie totale e lunghezza totale degli spigoli del box industriale fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA.

Volume	Area totale interna	Lunghezza totale spigoli
0.67 m ³	4.62 m ²	10.56 m

4.2.1 Descrizione configurazione pannelli multistrato.

Di seguito sono elencate le sei diverse configurazioni di stratigrafie adottate nelle misure sperimentali di validazione:

1. rete in Al fonoassorbente (RALF) da 1.5 mm, strato di feltro da 18 mm (densità 90 kg/m³) e lamiera da 1.5 mm.
2. rete in Al fonoassorbente (RALF) da 1.5 mm, doppio strato di feltro da 18+18 mm (densità 90 kg/m³) e lamiera da 1.5 mm;
3. rete in Al fonoassorbente (RALF) da 1.5 mm, strato di feltro da 18 mm (densità 90 kg/m³), strato di materiale viscoelastico da 3 mm (densità 1750 kg/m³), strato di feltro da 18 mm (densità 90 kg/m³) e lamiera da 1.5 mm.
4. allestimento attualmente in uso, composto da strato di feltro compresso da 6 mm (densità 350 kg/m³), strato di feltro da 18 mm, strato di materiale viscoelastico da 3 mm e lamiera da 1.5 mm (lo strato viscoelastico non è stato incollato);
5. carter di base in sola lamiera di spessore 1.5 mm.

Di seguito in figura 4.21 sono rappresentati i materiali utilizzati nelle diverse configurazioni, quali feltri, alluminio poroso “Ralf” e il materiale viscoelastico posto in aderenza con la lamiera esterna.

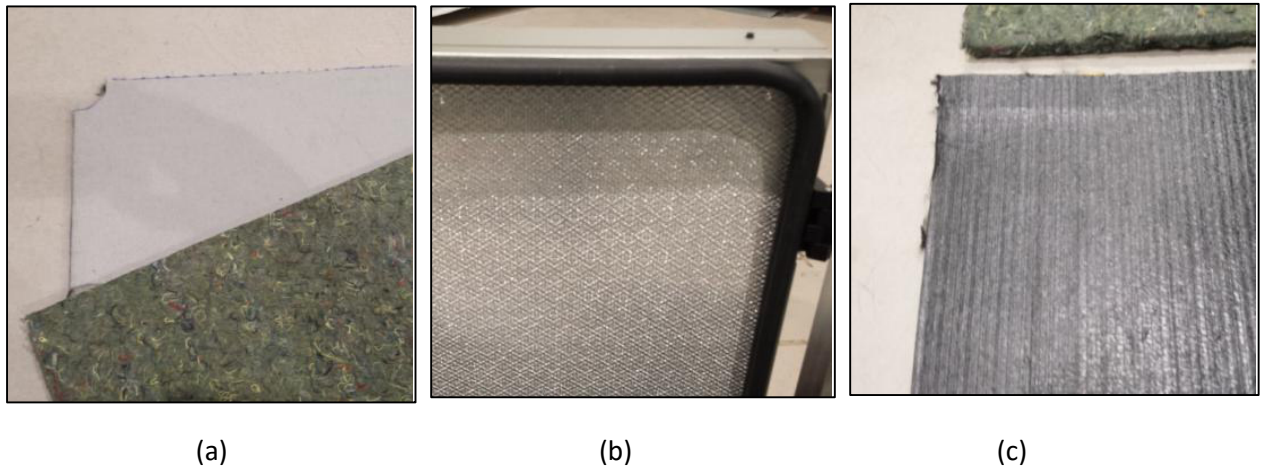


Figura 4.21 – *Fotografie dei materiali utilizzati nelle varie configurazioni multistrato, nell'immagine (a) feltri fonoassorbenti, (b) alluminio poroso "Ralf" e (c) il materiale viscoelastico posto in aderenza con la lamiera esterna*

I due strati porosi ed il rivestimento interno che compongono il pacchetto sono stati caratterizzati presso il laboratorio di Acustica del Dipartimento dell'Università di Ferrara. La caratterizzazione del materiale ha permesso di arrivare a determinare tramite rilievi di laboratorio e analisi con software di inversione, le caratteristiche dei feltri modellati come materiali porosi, di seguito riportate in tabella:

Tabella 4.32 - *Caratteristiche del feltro di spessore 18 mm, modellato come strato poroso, utilizzato nel pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box studiato come "Caso studio 3" per la validazione del Software SEA.*

Feltro sp. 18 mm	
Densità	90
Modulo di Young	87055
Coefficiente di Poisson	0.1
Smorzamento	0.13
Resistività al flusso d'aria	52000
Porosità	0.98
Tortuosità	1.02
Grandezza caratteristica termica	80
Grandezza caratteristica viscosa	35

Tabella 4.33 - Caratteristiche del feltro di spessore 6 mm, modellato come strato poroso, utilizzato nel pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA.

Feltro compresso sp. 6 mm	
Densità	350
Modulo di Young	1e10
Coefficiente di Poisson	0.1
Smorzamento	0.5
Resistività al flusso d'aria	830000
Porosità	0.99
Tortuosità	1.2
Grandezza caratteristica termica	80
Grandezza caratteristica viscosa	20

Mentre per i rivestimenti in alluminio forato di tipo “Ralf” è stata valutata solamente la resistenza al flusso d’aria che risulta di $178 \text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$. Tramite i valori ricavati in laboratorio sono stati successivamente modellati i pacchetti multistrato con il metodo delle matrici di trasferimento con il software TMM. L’analisi è stata eseguita considerando incidenza di tipo diffuso, applicando la correzione a basse frequenze derivante dell’efficienza di radiazione di un pannello di dimensione finita pari a 0,96 m di altezza e 0,92 m di larghezza.

CONFIGURAZIONE 1

Tabella 4.34 - Elenco dei materiali componenti il pacchetto multistrato nella prima configurazione applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA e relativi dati caratteristici utilizzati nella modellizzazione nel software TMM.

LAYER	Modello	H [mm]	ρ [kg/m^3]	E [Pa]	Poiss	η	σ	ϕ	α_{inf}	Δ [μm]	Δ' [μm]	$\sigma_{\text{specifica}}$
1	Strato Poroso	2										178
2	Poroso	18	90	87055	0.1	0.13	52000	0.98	1.02	35	80	
3	Solido	1.5	7850	2E+11	0.33	0.33						

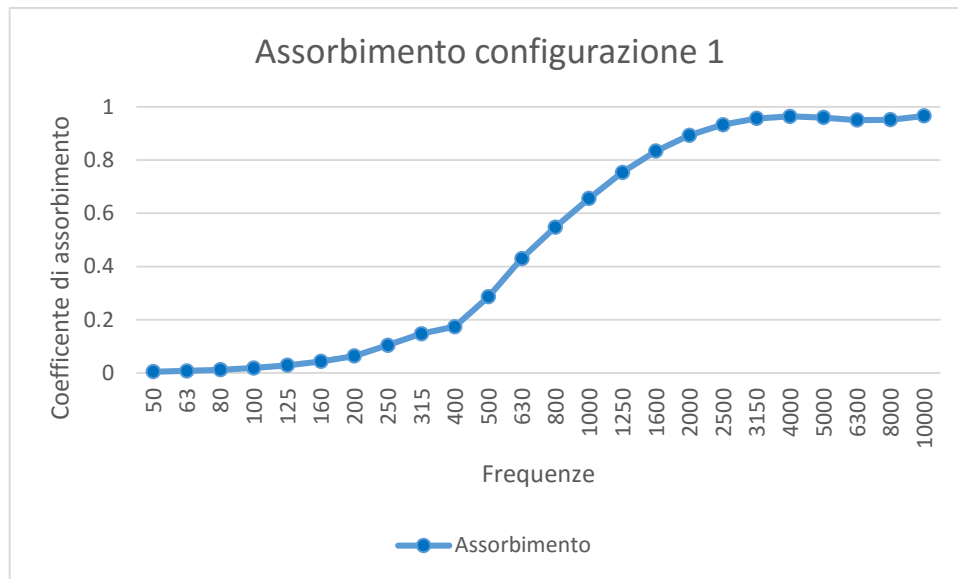


Figura 4.22 - Grafico del coefficiente di assorbimento in bande di frequenza del pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA prima configurazione.

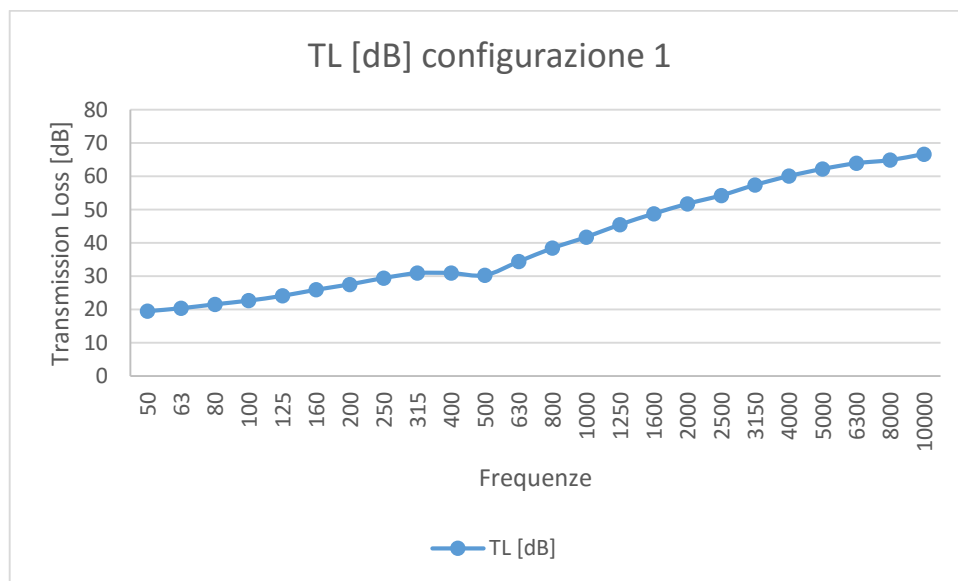


Figura 4.23 - Grafico della Transmission Loss in bande di frequenza del pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA prima configurazione.

CONFIGURAZIONE 2

Tabella 4.35 - *Elenco dei materiali componenti il pacchetto multistrato nella seconda configurazione applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA e relativi dati caratteristici utilizzati nella modellizzazione nel software TMM.*

LAYER	Modello	H [mm]	ρ [kg/m ³]	E [Pa]	Poiss	η	σ	ϕ	α_{inf}	Δ [μm]	Δ' [μm]	σ specifica
1	Strato Poroso	2										178
2	Poroso	36	90	87055	0.1	0.13	52000	0.98	1.02	35	80	
3	Solido	1.5	7850	2E+11	0.33	0.05						

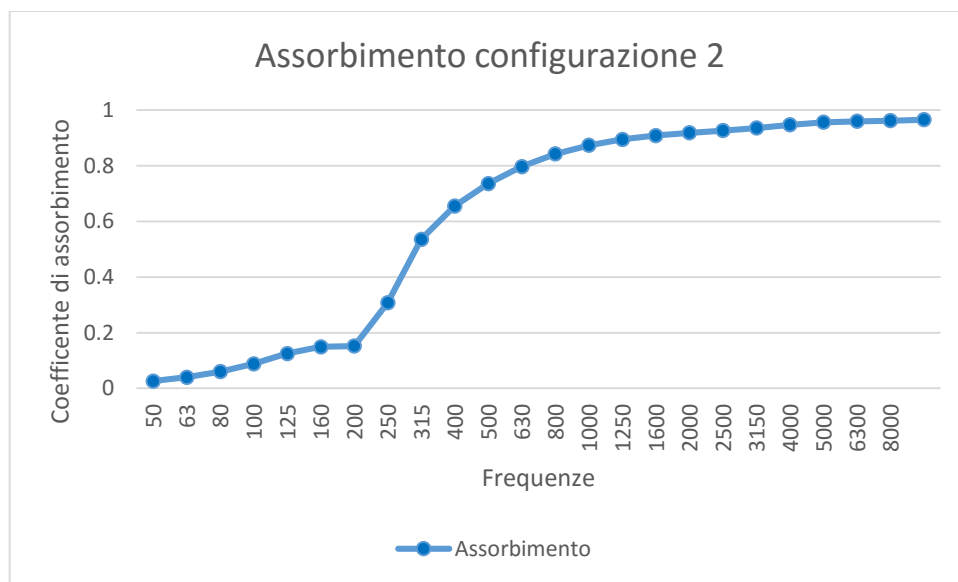


Figura 4.24 - *Grafico del coefficiente di assorbimento in bande di frequenza del pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA seconda configurazione.*

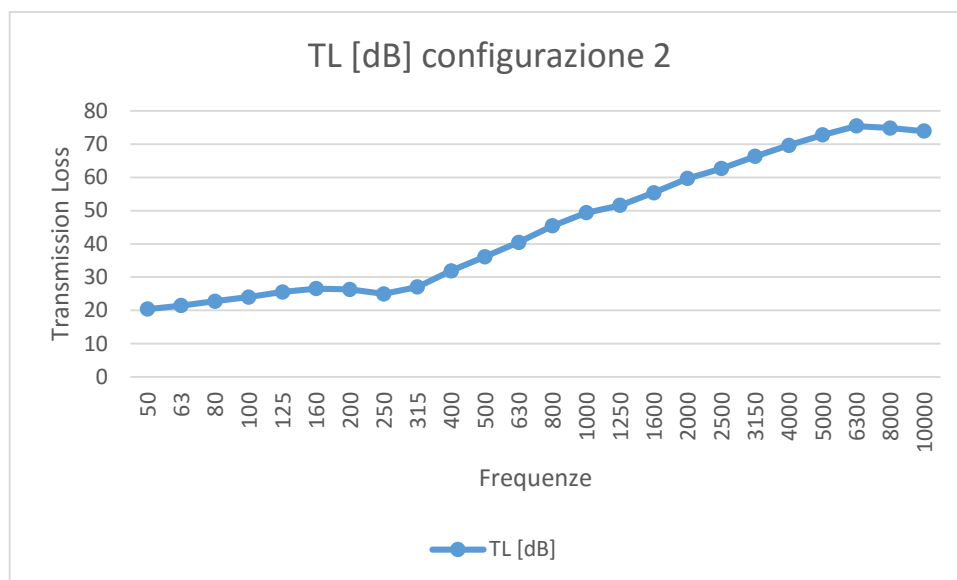


Figura 4.25 - Grafico della Transmission Loss in bande di frequenza del pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA seconda configurazione

CONFIGURAZIONE 3

Tabella 4.36 - Elenco dei materiali componenti il pacchetto multistrato nella terza configurazione applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA e relativi dati caratteristici utilizzati nella modellizzazione nel software TMM.

LAYER	Modello	H [mm]	ρ [kg/m ³]	E [Pa]	Poiss	η	σ	ϕ	α_{inf}	Δ [μm]	Δ' [μm]	σ specifica
1	Strato Poroso	2										178
2	Poroso	18	90	87055	0.1	0.13	52000	0.98	1.02	35	80	
3	Solido	3	1800	500000	0.45	0.4						
5	Poroso	18	350	87055	0.1	0.13	52000	0.98	1.02	35	80	
5	Solido	1.5	7850	2E+11	0.33	0.05						

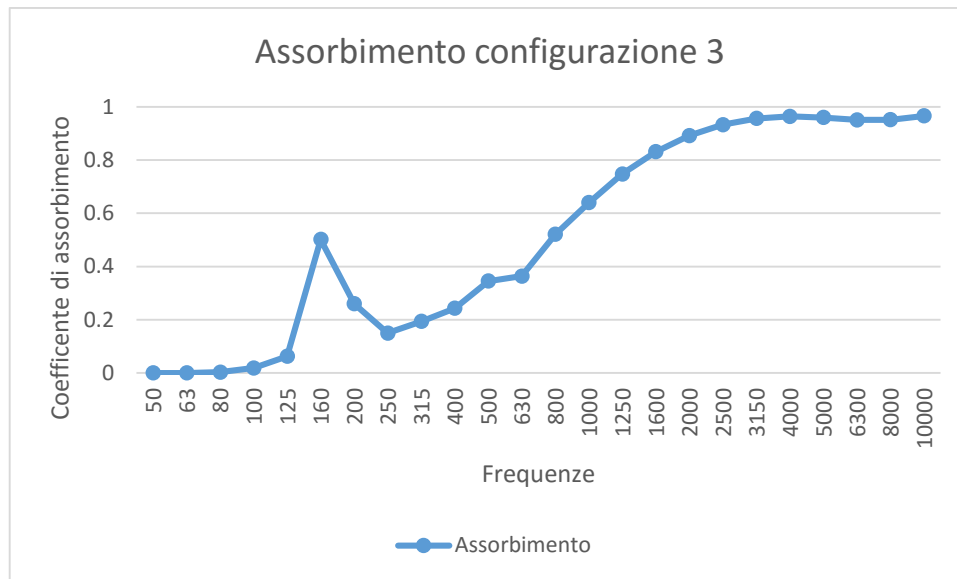


Figura 4.26 - Grafico del coefficiente di assorbimento in bande di frequenza del pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA terza configurazione

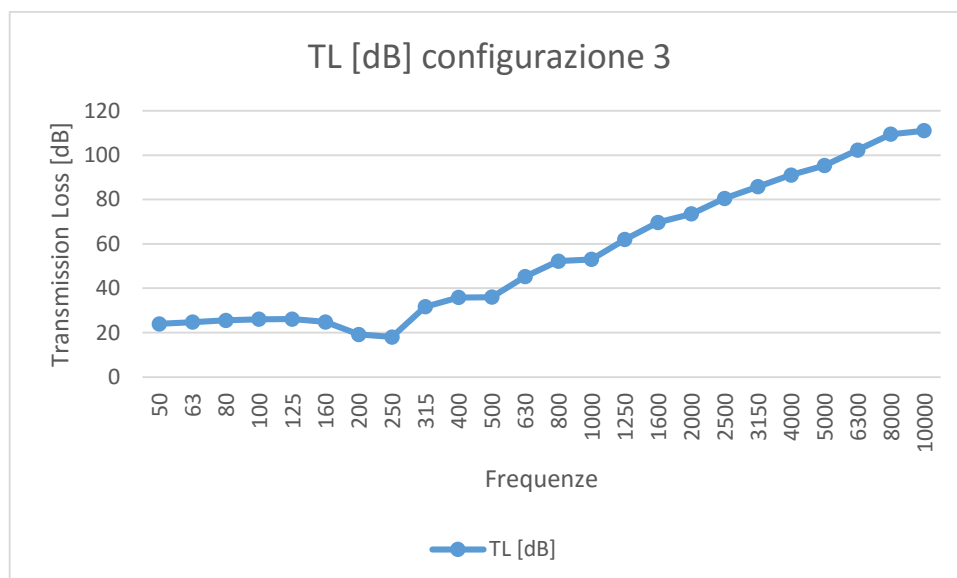


Figura 4.27 - Grafico della Transmission Loss in bande di frequenza del pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA terza configurazione

CONFIGURAZIONE 4

Tabella 4.37 - Elenco dei materiali componenti il pacchetto multistrato nella quarta configurazione applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA e relativi dati caratteristici utilizzati nella modellizzazione nel software TMM.

LAYER	Modello	H [mm]	ρ [kg/m ³]	E [Pa]	Poiss	η	σ	ϕ	α_{inf}	Δ [μm]	Δ' [μm]
1	Strato Poroso	6	350	1E+09	0.1	0.15	830000	0.99	1.2	20	80
2	Poroso	18	90	87055	0.1	0.13	52000	0.98	1.02	35	80
3	Solido	3	1800	500000	0.45	0.4					
		1.5	7850	2E+11	0.33	0.05					

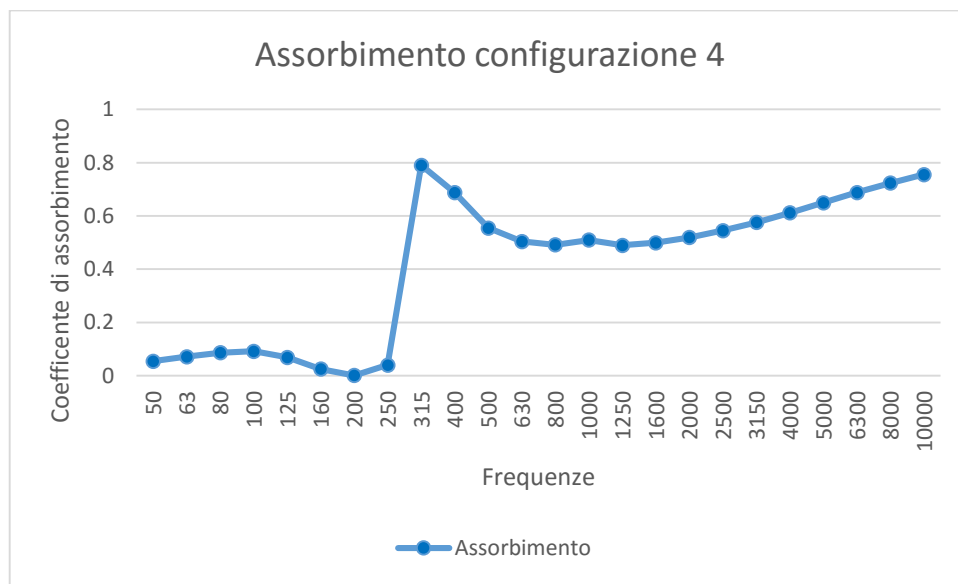


Figura 4.28 - Grafico del coefficiente di assorbimento in bande di frequenza del pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA quarta configurazione

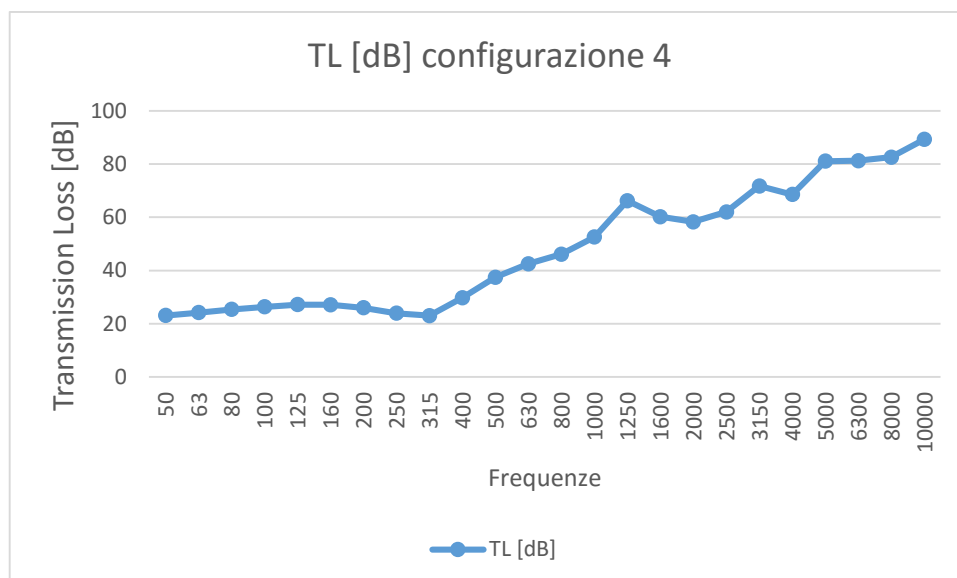


Figura 4.29 - Grafico della Transmission Loss in bande di frequenza del pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA quarta configurazione

CONFIGURAZIONE 5

Tabella 4.38 - Elenco dei materiali componenti il pacchetto multistrato nella quinta configurazione applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA e relativi dati caratteristici utilizzati nella modellizzazione nel software TMM.

LAYER	Modello	H [mm]	ρ [kg/m ³]	E [Pa]	Poiss	η
1	Solido	1.5	7850	2E+11	0.33	0.05

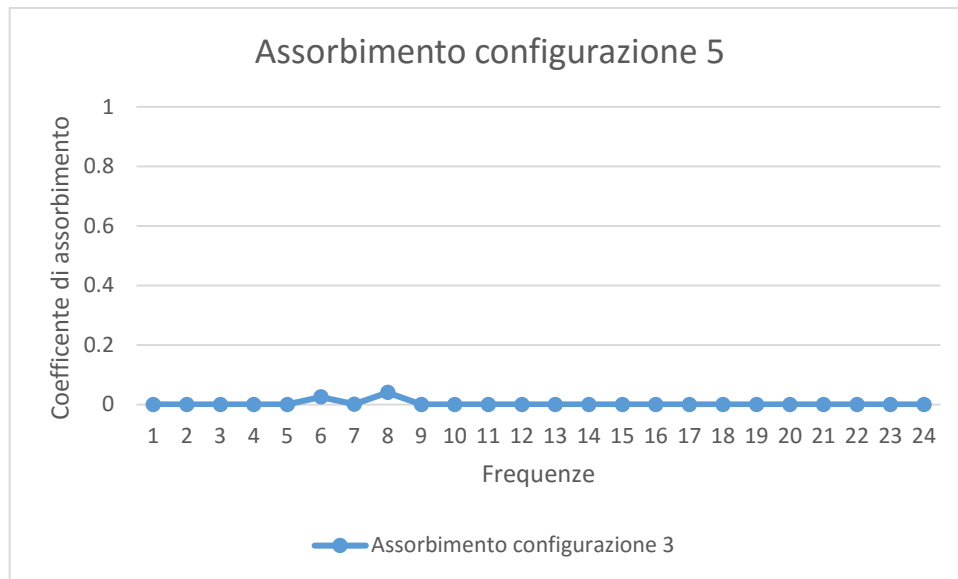


Figura 4.30 - Grafico del coefficiente di assorbimento in bande di frequenza del pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA quinta configurazione

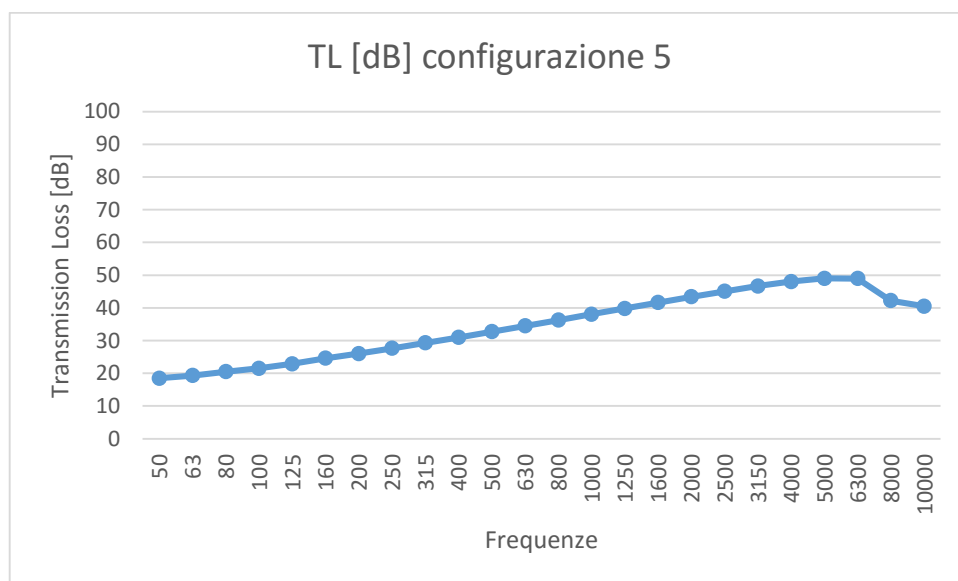


Figura 4.31 - Grafico della Transmission Loss in bande di frequenza del pacchetto multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA quinta configurazione.

4.2.2 Descrizione delle misure sperimentali.

Le misure sono state eseguite nella camera anecoica del Dipartimento di Ingegneria dell'Università di Ferrara, ed è stato installato il seguente set-up di misura:

- Microfoni PCB 377B02 (free field ½");
- Calibratore microfonico B&K 4231;
- Hardware di misura multicanale Soundbook®;
- Semi-dodecaedro Lookline DL 301 con amplificatore D 301
- Software di misura Samurai 2.3;
- Sonda intensimetrica B&K 2683 con microfoni B&K 4181 accoppiati in fase.

Sono state condotte tre diverse tipologie di misure:

- misure di intensità sonora con la tecnica di scansione, generato all'interno della cavità un rumore bianco si sono rilevate le intensità sonore medie normali, sulla superficie occupata dalla lamiera trattata nelle quattro configurazioni multistrato e dalla sola lamiera senza trattamento. Ricavando così la potenza sonora emessa attraverso la relazione:

$$L_w = L_{i \text{ medio}} + 10 \log(S) \text{ [dB]} \quad (4.11)$$

- misure del tempo di riverbero interno per la valutazione delle unità assorbenti della cavità. La misura è stata ottenuta con la tecnica a scansione sinusoidale 'Sweep Sine' impiegando una sorgente semidodecaedrica. Il campo acustico è da ritenersi ragionevolmente diffuso e la valutazione delle unità assorbenti è stata ottenuta mediante la formula di Sabine.

$$TR_{60} = 0,16 \left(\frac{V}{\bar{\alpha}} \right) \text{ [s]} \quad (4.12)$$

$$\bar{\alpha} = \frac{A}{S_{int}} \quad (4.13)$$

- misure di pressione sonora nella cavità con quattro posizione microfoniche, per valutare il livello di pressione sonora interno e la *Transmission Loss (TL)* dell'attuale sistema di chiusura attraverso la relazione:

$$TL = L_{p_interno} - L_{p_esterno} - 6 \text{ [dB]} \quad (4.14)$$

Inoltre conoscendo il livello di pressione interno alla cavità risulta possibile ricavare in frequenza il livello di potenza sonora a cui è sottoposta la cavità.

4.2.3 Risultati delle misure sperimentali ed elaborazioni

Di seguito sono riportate i valori delle misure di intensità sonora relativi alle cinque configurazioni e i valori di potenza ricavati considerando la superficie di analisi di area 0.90 m².

Tabella 4.39 - Valori in frequenza delle misure sperimentali di Intensità sonora e relativi valori di potenza sonora irradiata dalla chiusura del box fonoisolante, di area pari a 0.9 m², studiato come "Caso studio 3" per la validazione del Software SEA nelle cinque configurazioni.

	Configurazione e 1		Configurazione 2		Configurazione ne 3		Configurazione 4		Configurazione e 5	
F [Hz]	LI	Lw	LI	Lw	LI	Lw	LI	Lw	LI	Lw
100	58.3	57.7	59.6	59.0	58.1	57.5	57.3	56.7	61.5	60.9
125	62.3	61.7	62	61.4	62.6	62.0	60.9	60.3	63.8	63.2
160	74.8	74.2	74.8	74.2	76.1	75.5	74	73.4	74.5	73.9
200	75.7	75.1	75.1	74.5	75.8	75.2	74.1	73.5	78.3	77.7
250	69.3	68.7	69.7	69.1	69.3	68.7	69.4	68.8	69.9	69.3
315	66.5	65.9	63	62.4	61.4	60.8	63.4	62.8	70.8	70.2
400	67	66.4	63.4	62.8	65.4	64.8	64.3	63.7	72.5	71.9
500	63.7	63.1	59.7	59.1	60	59.4	62.6	62.0	72.5	71.9
630	62.2	61.6	58.5	57.9	58.2	57.6	60.3	59.7	71	70.4
800	59.6	59.0	56.4	55.8	56.1	55.5	57.9	57.3	68.4	67.8
1000	56.3	55.7	54.2	53.6	52.8	52.2	53.7	53.1	65.9	65.3
1250	56.6	56.0	55.9	55.3	55.1	54.5	58.2	57.6	68	67.4
1600	53.8	53.2	52.9	52.3	51.2	50.6	54.1	53.5	66.7	66.1
2000	54.1	53.5	52.9	52.3	49.4	48.8	53.4	52.8	68.2	67.6
2500	53	52.4	52.9	52.3	51.4	50.8	53.6	53.0	67.6	67.0
3150	53.4	52.8	54.1	53.5	52.7	52.1	53	52.4	65.9	65.3
4000	54.7	54.1	56	55.4	54.9	54.3	53.8	53.2	65.8	65.2
5000	47.8	47.2	49.7	49.1	47.9	47.3	45.1	44.5	61	60.4
6300	47.7	47.1	48.2	47.6	46.2	45.6	44.6	44.0	61.1	60.5

Misure del tempo di riverbero eseguite all'interno del box.

Tabella 4.40 - Valori in frequenza delle misure sperimentali di tempo di riverbero della cavità del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA nelle 5 configurazioni.

F [Hz]	Configurazione 1	Configurazione 2	Configurazione 3	Configurazione 4	Configurazione 5
50	0.06	0.07	0.06	0.06	0.07
63	0.06	0.07	0.06	0.06	0.07
80	0.06	0.07	0.06	0.06	0.07
100	0.06	0.07	0.06	0.06	0.07
125	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06
160	0.36	0.2	0.24	0.49	0.49
200	0.36	0.26	0.26	0.43	0.55
250	0.28	0.12	0.12	0.29	0.58
315	0.1	0.21	0.22	0.13	1.22
400	0.1	0.22	0.22	0.16	1.62
500	0.14	0.16	0.15	0.2	1.44
630	0.49	0.31	0.32	0.3	1.74
800	0.47	0.3	0.3	0.3	1.64
1000	0.28	0.26	0.27	0.26	1.02
1250	0.32	0.3	0.29	0.29	1.02
1600	0.22	0.22	0.22	0.25	1.13
2000	0.21	0.22	0.21	0.27	0.97
2500	0.27	0.27	0.27	0.27	0.78
3150	0.26	0.27	0.27	0.26	0.7
4000	0.25	0.24	0.24	0.26	0.63
5000	0.21	0.21	0.21	0.22	0.58
6300	0.19	0.2	0.2	0.2	0.48
8000	0.18	0.19	0.17	0.18	0.42
10000	0.17	0.17	0.17	0.16	0.36

Misure del livello di pressione medio interno eseguita con quattro microfoni interni alla cavità.

Tabella 4.41 - Valori in frequenza delle misure sperimentali di pressione sonora rilevati all'interno del box fonoisolante studiato come "Caso studio 3" per la validazione del Software SEA nelle cinque configurazioni.

F [Hz]	Configurazione 1	Configurazione 2	Configurazione 3	Configurazione 4	Configurazione 5
50	89.6	89.6	89.6	89.6	89.8
63	89.6	89.6	89.6	89.6	89.8
80	89.6	89.6	89.6	89.6	89.8
100	89.6	89.6	89.6	89.6	89.8
125	90.6	90.5	90.7	90.8	90.8
160	105.2	103.1	102.5	104.7	105.6
200	107.5	103.7	103.2	105.9	109.3
250	101.2	98.9	96.2	98.8	101.4
315	99.2	92.5	88.7	93.3	104.0
400	96.2	92.7	94.0	93.7	102.6
500	99.8	98.1	99.2	99.1	107.2
630	98.5	98.1	97.8	98.6	107.0
800	102.2	102.3	101.7	101.8	108.7
1000	101.8	101.6	101.6	102.0	107.9
1250	102.4	102.1	102.6	104.7	110.8
1600	105.2	105.0	105.1	106.8	112.7
2000	108.9	108.6	108.7	110.6	116.4
2500	109.0	108.4	108.5	110.5	115.0
3150	108.5	108.0	108.1	110.3	115.0
4000	110.4	109.7	109.8	111.2	116.3
5000	109.7	109.6	109.6	110.1	114.7
6300	109.5	109.4	109.6	109.7	114.3
8000	106.8	106.4	106.5	106.7	110.9
10000	107.3	106.4	106.5	106.7	110.9

4.2.4 Coefficiente di trasmissione guarnizioni .

Il coefficiente di trasmissione relativo alle guarnizioni laterali, presenti tra la scatola e la parete trattata con il multistrato, è stato ricavato tramite un'elaborazione delle misure sperimentali. Sono state eseguite scansioni intensimetriche relative alla parete trattata nelle varie tipologie di multistrato e alle zone laterali interessate dalla presenza delle guarnizioni. In questo modo, nello studio della transmission loss delle guarnizioni, si sono considerati gli effetti della chiusura della parete sul box in termini di compressione delle guarnizioni stesse.

Sono stati eseguiti cinque rilievi per la valutazione del coefficiente di trasmissione delle guarnizioni, nello specifico sul lato sinistro, nell'angolo sinistro superiore, sul lato superiore, sull'angolo superiore destro e sul lato destro.

In Figura 4.32 vengono indicati i punti di rilievo delle guarnizioni.



Figura 4.32 - Fotografia del box studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA, sono presenti i 6 microfoni di acquisizione sonora e la sorgente sonora semidodecaedrica. Sono indicate con colori diversi le zone relative alle scansioni lineari effettuate sulle guarnizioni di chiusura. Si sono svolti 5 rilievi indipendenti per valutare l'effetto della potenza irradiata dalle guarnizioni nelle diverse condizioni di compressione delle stesse. In rosso la guarnizione sinistra, in verde chiaro guarnizione d'angolo superiore sinistra, in giallo guarnizione superiore, in viola guarnizione d'angolo superiore destro ed in azzurro guarnizione destra.

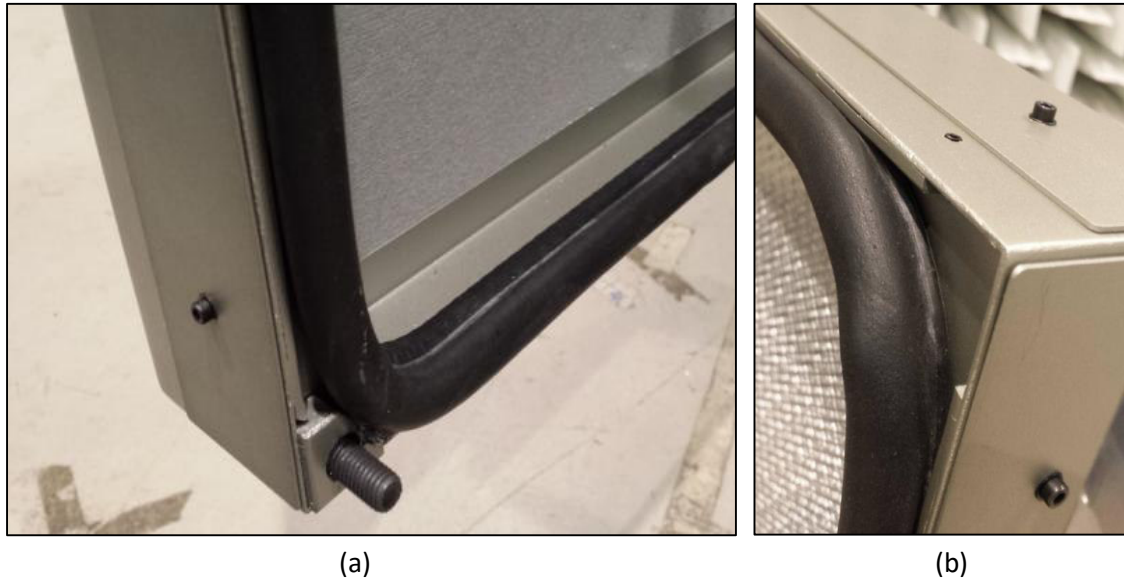


Figure 4.33 - Fotografia della disposizione delle guarnizioni di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA.

Quindi è stato calcolato il fattore di Transmission Loss per ogni componente di guarnizione scansionato tramite la seguente relazione (4.14). Ed infine ricavato il relativo coefficiente di trasmissione :

$$\tau = 10^{(-TL/10)} \quad (4.15)$$

Tabella 4.42 – Valori in frequenza del coefficiente di trasmissione della guarnizione superiore / inferiore, ricavato dalla Transmission Loss, Questa a sua volta ricavata dai valori di livello di pressione medio interno alla cavità e valori di intensità sonora rilevati dalle scansioni lineari.

Guarnizione Superiore				
Frequenza	$L_{p_interno}$	$L_{I_esterno}$	TL	τ
50	87.1	63.2	17.9	0.01605
63	87.9	57.5	24.4	0.003612
80	88.5	53.8	28.7	0.001335
100	89.6	49.8	33.8	0.000416
125	90.8	59.5	25.3	0.002941
160	104.7	74.5	24.2	0.003789
200	105.9	76.1	23.8	0.00415
250	98.8	65.1	27.7	0.001705
315	93.3	56.2	31.1	0.000772

400	93.7	53.2	34.5	0.000354
500	99.1	56	37.1	0.000197
630	98.6	59.3	33.3	0.000464
800	101.8	60.7	35.1	0.00031
1000	102.0	63.2	32.8	0.000525
1250	104.7	62.2	36.5	0.000223
1600	106.8	61	39.8	0.000104
2000	110.6	61.6	43.0	5E-05
2500	110.5	61	43.5	4.43E-05
3150	110.3	61.3	43.0	5.01E-05
4000	111.2	62.4	42.8	5.2E-05
5000	110.1	57.2	46.9	2.02E-05
6300	109.7	56.9	46.8	2.1E-05
8000	106.7	54.9	45.8	2.63E-05
10000	107.3	50.9	50.4	9.09E-06

Tabella 4.43 – Valori in frequenza del coefficiente di trasmissione della guarnizione destra, ricavato dalla Transmission Loss, Questa a sua volta ricavata dai valori di livello di pressione medio interno alla cavità e valori di intensità sonora rilevati dalle scansioni lineari.

Guarnizione Destra				
	$L_{p_interno}$	$L_{I_esterno}$	TL	τ
50	87.1	61.4	19.74519	0.010604
63	87.9	55.9	26.0229	0.002499
80	88.5	54.5	28.0455	0.001568
100	89.6	50.2	33.40645	0.000456
125	90.8	55	29.81525	0.001043
160	104.7	67.5	31.21509	0.000756
200	105.9	65.5	34.41942	0.000361
250	98.8	--	--	0.00036
315	93.3	53.7	33.62402	0.000434
400	93.7	57.5	30.20874	0.000953
500	99.1	59.7	33.36022	0.000461
630	98.6	64.5	28.13765	0.001535
800	101.8	66.6	29.18079	0.001208
1000	102.0	60.6	35.39453	0.000289
1250	104.7	63.1	35.61203	0.000275
1600	106.8	59.7	41.11464	7.74E-05
2000	110.6	60.1	44.51128	3.54E-05
2500	110.5	58.9	45.63468	2.73E-05
3150	110.3	58	46.29765	2.35E-05
4000	111.2	60.7	44.53946	3.52E-05

5000	110.1	53.5	50.64294	8.62E-06
6300	109.7	52.4	51.27185	7.46E-06
8000	106.7	46.3	54.39419	3.64E-06
10000	107.3	40.3	61.01402	7.92E-07

Tabella 4.44 – Valori in frequenza del coefficiente di trasmissione della guarnizione sinistra, ricavato dalla Transmission Loss, Questa a sua volta ricavata dai valori di livello di pressione medio interno alla cavità e valori di intensità sonora rilevati dalle scansioni lineari.

Guarnizione Sinistra				
	$L_{p_interno}$	$L_{I_esterno}$	TL	τ
50	87.1	-52	--	--
63	87.9	-52.6	--	--
80	88.5	50.4	32.1455	0.00061
100	89.6	53.4	30.20645	0.000954
125	90.8	55.7	29.11525	0.001226
160	104.7	67.3	31.41509	0.000722
200	105.9	64.2	35.71942	0.000268
250	98.8	-43.1	--	0.000268
315	93.3	-32.6	--	0.00018
400	93.7	50.4	37.30874	0.000186
500	99.1	59.3	33.76022	0.000421
630	98.6	61.9	30.73765	0.000844
800	101.8	61.4	34.38079	0.000365
1000	102.0	58.5	37.49453	0.000178
1250	104.7	61.1	37.61203	0.000173
1600	106.8	60.2	40.61464	8.68E-05
2000	110.6	61.2	43.41128	4.56E-05
2500	110.5	61.4	43.13468	4.86E-05
3150	110.3	67.2	37.09765	0.000195
4000	111.2	68.3	36.93946	0.000202
5000	110.1	55.5	48.64294	1.37E-05
6300	109.7	54	49.67185	1.08E-05
8000	106.7	50.4	50.29419	9.35E-06
10000	107.3	49.6	51.71402	6.74E-06

Tabella 4.45 - Valori in frequenza del coefficiente di trasmissione della guarnizione dell'angolo superiore sinistro, ricavato dalla Transmission Loss, Questa a sua volta ricavata dai valori di livello di pressione medio interno alla cavità e valori di intensità sonora rilevati dalle scansioni lineari.

Guarnizione Superiore Sinistra				
	$L_{p_interno}$	$L_{I_esterno}$	TL	τ
50	87.1	58.3	22.84519	0.005194
63	87.9	53.3	28.6229	0.001373
80	88.5	60.5	22.0455	0.006244
100	89.6	53.3	30.30645	0.000932
125	90.8	58.8	26.01525	0.002503
160	104.7	73.7	25.01509	0.003151
200	105.9	74.9	25.01942	0.003148
250	98.8	63.1	29.68305	0.001076
315	93.3	53.7	33.62402	0.000434
400	93.7	58.9	28.80874	0.001316
500	99.1	63.2	29.86022	0.001033
630	98.6	64.3	28.33765	0.001466
800	101.8	64.6	31.18079	0.000762
1000	102.0	63.4	32.59453	0.00055
1250	104.7	67.7	31.01203	0.000792
1600	106.8	68.5	32.31464	0.000587
2000	110.6	71.4	33.21128	0.000477
2500	110.5	71	33.53468	0.000443
3150	110.3	72.2	32.09765	0.000617
4000	111.2	72.3	32.93946	0.000508
5000	110.1	63.7	40.44294	9.03E-05
6300	109.7	63.5	40.17185	9.61E-05
8000	106.7	60.5	40.19419	9.56E-05
10000	107.3	57.1	44.21402	3.79E-05

Tabella 4.46 – Valori in frequenza del coefficiente di trasmissione della guarnizione dell'angolo superiore destro, ricavato dalla Transmission Loss, Questa a sua volta ricavata dai valori di livello di pressione medio interno alla cavità e valori di intensità sonora rilevati dalle scansioni lineari.

Guarnizione Superiore Destra				
	$L_{p_interno}$	$L_{I_esterno}$	TL	τ
50	87.1	62.3	18.84519	0.013046
63	87.9	56	25.9229	0.002557
80	88.5	56.4	26.1455	0.002429

100	89.6	53.8	29.80645	0.001046
125	90.8	55.8	29.01525	0.001255
160	104.7	74.9	23.81509	0.004154
200	105.9	76.8	23.11942	0.004876
250	98.8	66	26.78305	0.002097
315	93.3	52.5	34.82402	0.000329
400	93.7	56.6	31.10874	0.000775
500	99.1	59.5	33.56022	0.000441
630	98.6	62.8	29.83765	0.001038
800	101.8	64.3	31.48079	0.000711
1000	102.0	62.3	33.69453	0.000427
1250	104.7	65.9	32.81203	0.000523
1600	106.8	65.6	35.21464	0.000301
2000	110.6	68.1	36.51128	0.000223
2500	110.5	68.9	35.63468	0.000273
3150	110.3	71	33.29765	0.000468
4000	111.2	74.8	30.43946	0.000904
5000	110.1	69.5	34.64294	0.000343
6300	109.7	67.9	35.77185	0.000265
8000	106.7	61.4	39.29419	0.000118
10000	107.3	56.9	44.41402	3.62E-05

Per il calcolo del coefficiente di trasmissione globale è stata eseguita una media pesata sulle aree occupate dalle guarnizioni. Si riportano in tabella le aree occupate da ciascuna condizione di compressione della guarnizione.

Tabella 4.47 – Aree relative alle guarnizioni di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA.

Area Guarnizioni [m ²]			
Superiore - Inferiore	Destra - Sinistra	Angoli	Totale
0.00544	0.00288	0.0016	0.023

Tabella 4.48 - *Tabella riassuntiva dei valori in frequenza dei coefficienti di trasmissione delle guarnizioni nelle diverse condizioni di compressione, e valore complessivo dello stesso ricavato come media dei singoli coefficienti pesata sulle aree.*

Coefficienti di trasmissione τ delle guarnizioni						
F [Hz]	Superiore	Destra	Sinistra	Angolo superiore destro	Angolo superiore sinistro	Complessivo
50	0.00041625	0.00045640	0.0009535	0.00093186	0.00104557	0.000991847
63	0.00041625	0.00045640	0.0009535	0.00093186	0.00104557	0.000991847
80	0.00041625	0.00045640	0.0009535	0.00093186	0.00104557	0.000991847
100	0.00041625	0.00045640	0.0009535	0.00093186	0.00104557	0.000991847
125	0.00294086	0.00104345	0.0012259	0.00250384	0.00125451	0.003361494
160	0.00378871	0.0007559	0.0007219	0.00315131	0.00415423	0.004578138
200	0.00415009	0.00036145	0.0002679	0.00314817	0.00487593	0.00482998
250	0.00170488	0.00036	0.000268	0.00107570	0.00209746	0.002028718
315	0.00077196	0.00043410	0.00018	0.00043410	0.00032930	0.000838466
400	0.0003541	0.00095307	0.0001858	0.00131560	0.00077468	0.000918989
500	0.00019677	0.00046129	0.0004207	0.00103271	0.00044053	0.0006247
630	0.00046369	0.00153544	0.0008437	0.00146634	0.00103809	0.001323898
800	0.00031039	0.00120753	0.0003646	0.00076194	0.00071108	0.000839028
1000	0.00052546	0.0002887	0.0001785	0.00055023	0.00042711	0.000677465
1250	0.00022325	0.00027466	0.0001733	0.00079213	0.00052335	0.000527173
1600	0.00010436	7.7335E-05	8.680E-05	0.00058662	0.00030097	0.000295833
2000	4.9987E-05	3.5383E-05	4.559E-05	0.00047738	0.00022329	0.000200749
2500	4.4313E-05	2.7322E-05	4.858E-05	0.00044313	0.00027323	0.00019901
3150	5.0145E-05	2.3455E-05	0.0001950	0.00061692	0.00046798	0.000308958
4000	5.2006E-05	3.51604E-05	0.0002023	0.000508223	0.000903762	0.00038352
5000	2.0216E-05	8.62394E-06	1.366E-05	9.03038E-05	0.000343325	0.000111155
6300	2.1028E-05	7.46132E-06	1.078E-05	9.61204E-05	0.000264737	9.54846E-05
8000	2.6337E-05	3.63564E-06	9.345E-06	9.56272E-05	0.000117647	6.69161E-05
10000	9.0902E-06	7.91768E-07	6.739E-06	3.78964E-05	3.61908E-05	2.37816E-05

4.2.5 Modellizzazione SEA del box e della sorgente sonora.

Il box in analisi è stato modellato al SEA considerandolo come un insieme di tre sottosistemi, due cavità divise da una parete. La parete rappresenta la lamiera trattata con il multistrato fonoisolante, una cavità rappresenta il volume racchiuso dalla scatola contenente la sorgente sonora mentre, la seconda va a modellizzare l'ambiente esterno. La cavità è descritta dalla lunghezza totale degli spigoli interni, dall'area che ne delimita il volume e dal volume stesso. Il suo smorzamento è stato ricavato dai valori misurati del tempo di riverbero. I fattori di accoppiamento tra la cavità e la parete sono stati calcolati mediante l'efficienza di radiazione

della parete trattata. Mentre i fattori di accoppiamento tra la cavità e l'ambiente esterno sono stati ricavati dai coefficienti di trasmissione della parete. Il coefficiente di trasmissione che determina i parametri di accoppiamento, è composto dal coefficiente ricavato tramite software TMM del pacchetto multistrato e dal coefficiente di trasmissione delle guarnizioni in rapporto alle rispettive aree di occupazione.

Tabella 4.49 – Aree relative agli elementi di composizione della chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA.

Area multistrato [m ²]	Area guarnizioni [m ²]	Area totale parete [m ²]
0.875	0.023	0.898

Tabella 4.50 – Valori in frequenza dei coefficienti di trasmissione relativi alle 5 configurazioni multistrato applicate sulla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA.

Coefficiente di trasmissione τ configurazione multistrato					
F [Hz]	Configurazione 1	Configurazione 2	Configurazione 3	Configurazione 4	Configurazione 5
50	0.011233	0.009076	0.004024	0.004905689	0.014229839
63	0.00916	0.007191	0.003362	0.00383354	0.011649305
80	0.006982	0.005275	0.002801	0.002884696	0.00895571
100	0.005411	0.003959	0.002521	0.002321667	0.0070194
125	0.003888	0.002796	0.002455	0.001919553	0.005142804
160	0.002547	0.0022	0.003344	0.001948498	0.003483373
200	0.001758	0.002329	0.012095	0.002542143	0.00249977
250	0.001132	0.003181	0.015733	0.004018833	0.001717908
315	0.000808	0.00198	0.000685	0.004988845	0.001179234
400	0.000801	0.000646	0.000261	0.001050993	0.000797811
500	0.000929	0.000244	0.000251	0.000179184	0.000536414
630	0.000364	9E-05	2.99E-05	5.57314E-05	0.000357108
800	0.000143	2.87E-05	5.99E-06	2.44006E-05	0.000237356
1000	6.67E-05	1.16E-05	4.98E-06	5.52713E-06	0.000157253
1250	2.81E-05	6.95E-06	6.4E-07	2.39939E-07	0.00010428
1600	1.32E-05	2.91E-06	1.08E-07	9.59622E-07	6.91035E-05
2000	6.66E-06	1.09E-06	4.46E-08	1.48799E-06	4.60787E-05
2500	3.73E-06	5.44E-07	8.89E-09	6.28492E-07	3.11458E-05
3150	1.81E-06	2.35E-07	2.64E-09	6.68344E-08	2.1677E-05
4000	9.81E-07	1.09E-07	7.83E-10	1.3983E-07	1.57906E-05
5000	5.97E-07	5.33E-08	2.93E-10	7.84693E-09	1.25748E-05

6300	4.03E-07	2.86E-08	5.93E-11	7.48514E-09	1.27673E-05
8000	3.24E-07	3.29E-08	1.14E-11	5.53605E-09	6.03115E-05
10000	2.13E-07	4.09E-08	7.87E-12	1.18713E-09	8.87565E-05

Tabella 4.51 - Valori in frequenza dei coefficienti di trasmissione complessivi (multistrato e guarnizioni) relativi alle 5 configurazioni multistrato applicate sulla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA.

Coefficiente di trasmissione τ globale multistrato e guarnizioni					
Frequenza	Configurazione 1	Configurazione 2	Configurazione 3	Configurazione 4	Configurazione 5
50	0.01106163	0.00894075	0.00397361	0.00484016	0.01400818
63	0.00902333	0.00708738	0.00332233	0.00378596	0.01147086
80	0.00688202	0.00520302	0.00277062	0.002853	0.00882236
100	0.00533728	0.00390945	0.00249498	0.0022994	0.00691848
125	0.00387895	0.00280587	0.00246989	0.0019437	0.00511298
160	0.00258142	0.0022402	0.00336492	0.00199253	0.0035017
200	0.00180976	0.00237104	0.01197319	0.00258045	0.00253879
250	0.00114715	0.00316125	0.01550313	0.00398551	0.00172311
315	0.00080867	0.00196059	0.00068727	0.00491935	0.00117353
400	0.00080346	0.00065067	0.0002717	0.00104878	0.00079984
500	0.00092366	0.00024988	0.00025699	0.00018664	0.00053789
630	0.00037982	0.00011067	5.1528E-05	7.6965E-05	0.0003733
800	0.0001551	4.2289E-05	1.9939E-05	3.8041E-05	0.00024743
1000	7.6938E-05	2.2782E-05	1.6235E-05	1.6778E-05	0.00016596
1250	3.6481E-05	1.5664E-05	9.4559E-06	9.0628E-06	0.00011136
1600	1.7945E-05	7.8114E-06	5.0593E-06	5.8969E-06	7.29E-05
2000	9.9057E-06	4.4288E-06	3.4052E-06	4.8244E-06	4.8668E-05
2500	6.9988E-06	3.8666E-06	3.3409E-06	3.9502E-06	3.3957E-05
3150	6.9533E-06	5.4041E-06	5.1757E-06	5.2389E-06	2.6487E-05
4000	7.386E-06	6.529E-06	6.4224E-06	6.5591E-06	2.1948E-05
5000	2.4485E-06	1.9136E-06	1.8614E-06	1.8689E-06	1.4225E-05
6300	1.995E-06	1.6269E-06	1.5988E-06	1.6061E-06	1.4152E-05
8000	1.4389E-06	1.1528E-06	1.1204E-06	1.1259E-06	6.0422E-05
10000	6.0754E-07	4.3837E-07	3.982E-07	3.9936E-07	8.7669E-05

La potenza erogata dalla sorgente sonora nel modello SEA è stata calcolata a partire dai valori di livello di pressione medio misurati all'interno della cavità e dai valori di assorbimento interno nell'ipotesi di Sabine, considerando il campo acustico presente riverberante e diffuso.

$$L_W = L_{eq} - 10 \log \left(\frac{4}{A} \right) \quad (4.16)$$

4.3.6 Risultati e campo di validità modello SEA

Vengono riportati i risultati ottenuti dalla simulazione mediante modello SEA. La seguente modellizzazione non ha considerato la componente risonante del sottosistema parete in quando sono presenti eccitanti strutturali nel sistema.

4.3.6.1 Risultati Configurazione 1

Di seguito vengono quindi riportati i valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dall'area trattata con multistrato nella prima configurazione.

Tabella 4.52 - Valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dall'area trattata con multistrato nella prima configurazione di multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come "Caso studio 3" per la validazione del Software SEA.

F [Hz]	L _w _guarnizioni [dB]	L _w _guarnizione [dB(A)]	L _w _area_trattata [dB]	L _w _area_trattata [dB(A)]	L _w [dB]	L _w [dB(A)]
50	35.1	4.9	63.4	33.2	63.4	33.2
63	35.1	8.9	62.5	36.3	62.5	36.3
80	35.1	12.6	61.3	38.8	61.3	38.8
100	35.1	16.0	60.2	41.1	60.2	41.1
125	41.4	25.3	59.8	43.7	59.8	43.7
160	57.5	44.1	72.6	59.2	72.7	59.3
200	60.0	49.1	73.3	62.4	73.5	62.6
250	49.9	41.3	65.1	56.5	65.2	56.6
315	44.0	37.4	61.6	55.0	61.6	55.0
400	41.4	36.6	58.5	53.7	58.6	53.8
500	43.4	40.2	62.8	59.6	62.9	59.7
630	45.3	43.4	57.4	55.5	57.7	55.8
800	47.1	46.3	57.1	56.3	57.5	56.7
1000	45.8	45.8	53.4	53.4	54.1	54.1
1250	45.3	45.9	50.2	50.8	51.4	52.0
1600	45.5	46.5	49.7	50.7	51.1	52.1
2000	47.5	48.7	50.4	51.6	52.2	53.4
2500	47.6	48.9	48.0	49.3	50.8	52.1
3150	49.0	50.2	44.4	45.6	50.3	51.5

4000	51.9	52.9	43.7	44.7	52.5	53.5
5000	45.8	46.3	40.8	41.3	47.0	47.5
6300	44.9	44.8	38.8	38.7	45.8	45.7
8000	40.7	39.6	35.2	34.1	41.8	40.7
10000	36.2	33.7	33.4	30.9	38.0	35.5

Il grafico seguente descrive gli andamenti in frequenza della potenza irradiata totale e di quella trasmessa dalle guarnizioni e dal pacchetto multistrato.

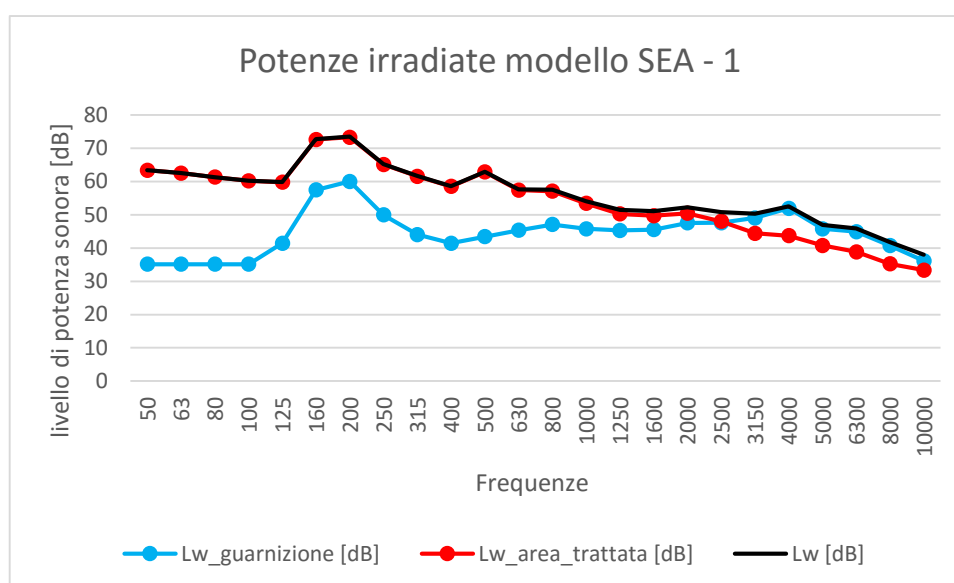


Figura 4.34 - Rappresentazione grafica delle potenze irradiate dagli elementi che compongono la chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” nella prima configurazione per la validazione del Software SEA, e valori totali della potenza irradiata.

4.2.6.2 Risultati Configurazione 2

Di seguito vengono quindi riportati i valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dall’area trattata con multistrato nella seconda configurazione.

Tabella 4.53 - Valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dall’area trattata con multistrato nella seconda configurazione di multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA

F [Hz]	L _w _guarnizion e [dB]	L _w _guarnizione [dB(A)]	L _w _area_trattata [dB]	L _w _area_trattata [dB(A)]	L _w [dB]	L _w [dB(A)]
50	35.2	5.0	67.4	37.2	67.4	37.2
63	35.2	9.0	66.4	40.2	66.4	40.2
80	35.2	12.7	65.1	42.6	65.1	42.6

100	35.2	16.1	63.8	44.7	63.8	44.7
125	41.3	25.2	59.4	43.3	59.5	43.4
160	55.3	41.9	65.0	51.6	65.2	51.8
200	56.2	45.3	77.3	66.4	77.5	66.6
250	47.6	39.0	62.1	53.5	62.2	53.6
315	37.4	30.8	61.9	55.3	61.9	55.3
400	38.0	33.2	60.5	55.7	60.6	55.8
500	41.7	38.5	61.6	58.4	61.8	58.6
630	44.9	43.0	58.4	56.5	59.4	57.5
800	47.2	46.4	52.6	51.8	54.4	53.6
1000	45.6	45.6	48.8	48.8	51.8	51.8
1250	45.0	45.6	48.2	48.8	51.8	52.4
1600	45.3	46.3	44.6	45.6	49.0	50.0
2000	47.3	48.5	44.3	45.5	50.4	51.6
2500	47.0	48.3	41.5	42.8	50.0	51.3
3150	48.5	49.7	38.3	39.5	52.0	53.2
4000	51.1	52.1	35.5	36.5	53.3	54.3
5000	45.7	46.2	29.4	29.9	45.0	45.5
6300	44.8	44.7	26.9	26.8	44.5	44.4
8000	40.2	39.1	22.7	21.6	38.3	37.2
10000	35.8	33.3	23.2	20.7	33.6	31.1

Il grafico seguente descrive gli andamenti in frequenze della potenza irradiata totale e di quella trasmessa dalle guarnizioni e dal pacchetto multistrato.

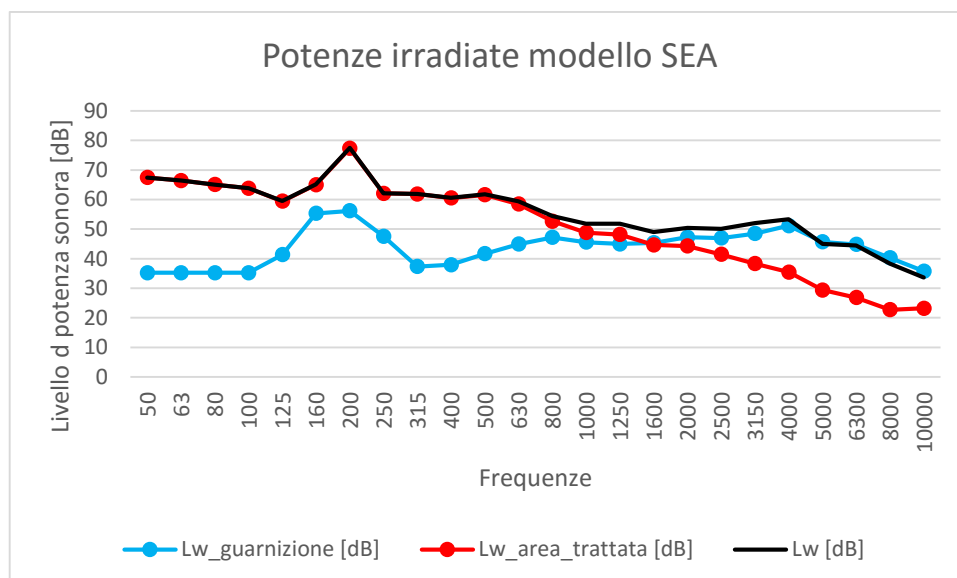


Figura 4.35 - Rappresentazione grafica delle potenze irradiate dagli elementi che compongono la chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” nella seconda configurazione per la validazione del Software SEA, e valori totali della potenza irradiata.

4.2.6.3 Risultati Configurazione 3

Di seguito vengono quindi riportati i valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dall’area trattata con multistrato nella terza configurazione.

Tabella 4.54 - Valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dall’area trattata con multistrato nella terza configurazione di multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA

F [Hz]	L _w _guarnizione [dB]	L _w _guarnizione [dB(A)]	L _w _area_trattata [dB]	L _w _area_trattata [dB(A)]	L _w [dB]	L _w [dB(A)]
50	39.4	9.2	63.2	33.0	63.2	33.0
63	39.4	13.2	62.4	36.2	62.5	36.3
80	39.4	16.9	61.6	39.1	61.7	39.2
100	39.4	20.3	61.2	42.1	61.2	42.1
125	42.5	26.4	58.9	42.8	59.0	42.9
160	51.3	37.9	67.6	54.2	67.7	54.3
200	62.8	51.9	84.5	73.6	84.5	73.6
250	42.5	33.9	69.0	60.4	69.1	60.5
315	40.7	34.1	57.5	50.9	57.6	51.0
400	44.4	39.6	56.6	51.8	56.8	52.0
500	47.7	44.5	61.4	58.2	61.6	58.4

630	52.6	50.7	53.8	51.9	56.2	54.3
800	49.6	48.8	45.8	45.0	51.1	50.3
1000	48.9	48.9	45.3	45.3	50.5	50.5
1250	49.1	49.7	37.7	38.3	49.4	50.0
1600	47.0	48.0	30.3	31.3	47.1	48.1
2000	49.0	50.2	30.2	31.4	49.1	50.3
2500	49.4	50.7	23.6	24.9	49.4	50.7
3150	51.8	53.0	18.8	20.0	51.8	53.0
4000	53.2	54.2	14.0	15.0	53.2	54.2
5000	44.9	45.4	6.8	7.3	44.9	45.4
6300	44.4	44.3	0.0	-0.1	44.4	44.3
8000	37.7	36.6		-1.1	37.7	36.6
10000	33.2	30.7		-2.5	33.2	30.7

Il grafico seguente descrive gli andamenti in frequenze della potenza irradiata totale e di quella trasmessa dalle guarnizioni e dal pacchetto multistrato.

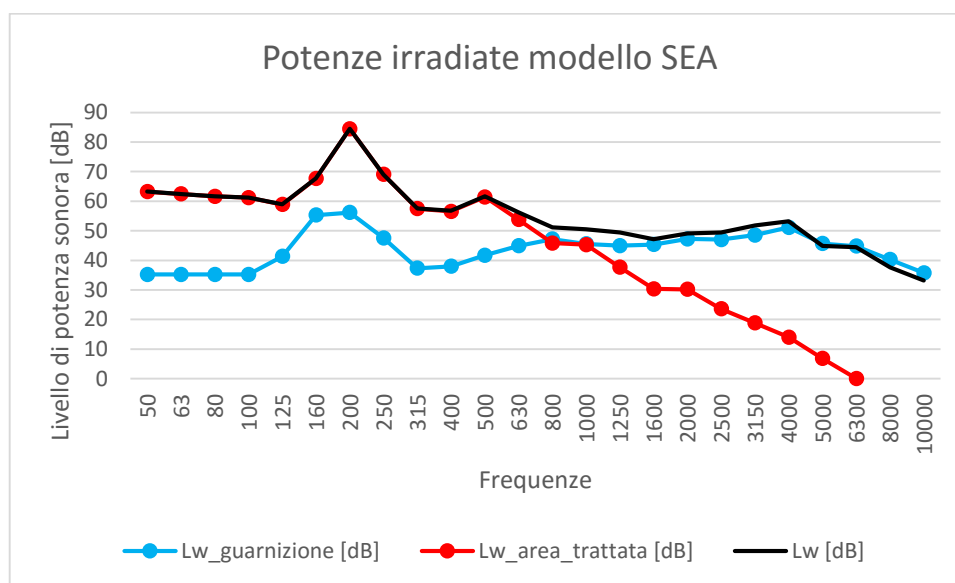


Figura 4.36 - Rappresentazione grafica delle potenze irradiate dagli elementi che compongono la chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” nella terza configurazione per la validazione del Software SEA, e valori totali della potenza irradiata.

4.2.6.4 Risultati Configurazione 4

Di seguito vengono quindi riportati i valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dall’area trattata con multistrato nella quarta configurazione.

Tabella 4.55 - Valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dall'area trattata con multistrato nella quarta configurazione di multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come "Caso studio 3" per la validazione del Software SEA

F [Hz]	L _w _guarnizione [dB]	L _w _guarnizione [dB(A)]	L _w _area_trattata [dB]	L _w _area_trattata [dB(A)]	L _w [dB]	L _w [dB(A)]
50	39.4	9.2	64.0	33.8	64.1	33.9
63	39.4	13.2	63.0	36.8	63.0	36.8
80	39.4	16.9	61.7	39.2	61.8	39.3
100	39.4	20.3	60.8	41.7	60.8	41.7
125	42.5	26.4	57.8	41.7	57.9	41.8
160	54.4	41.0	68.3	54.9	68.5	55.1
200	64.9	54.0	79.8	68.9	80.0	69.1
250	46.3	37.7	66.9	58.3	67.0	58.4
315	38.3	31.7	63.8	57.2	63.8	57.2
400	42.9	38.1	61.2	56.4	61.3	56.5
500	48.9	45.7	61.2	58.0	61.4	58.2
630	52.3	50.4	56.2	54.3	57.7	55.8
800	49.6	48.8	51.9	51.1	53.9	53.1
1000	48.7	48.7	45.5	45.5	50.4	50.4
1250	49.1	49.7	33.4	34.0	49.2	49.8
1600	47.6	48.6	40.3	41.3	48.3	49.3
2000	50.1	51.3	46.5	47.7	51.7	52.9
2500	49.4	50.7	42.0	43.3	50.1	51.4
3150	51.6	52.8	32.6	33.8	51.7	52.9
4000	53.5	54.5	36.9	37.9	53.6	54.6
5000	45.0	45.5	21.2	21.7	45.1	45.6
6300	44.4	44.3	21.0	20.9	44.4	44.3
8000	37.9	36.8	14.7	13.6	37.9	36.8
10000	32.9	30.4	7.5	5.0	32.9	30.4

Il grafico seguente descrive gli andamenti in frequenze della potenza irradiata totale e di quella trasmessa dalle guarnizioni e dal pacchetto multistrato.

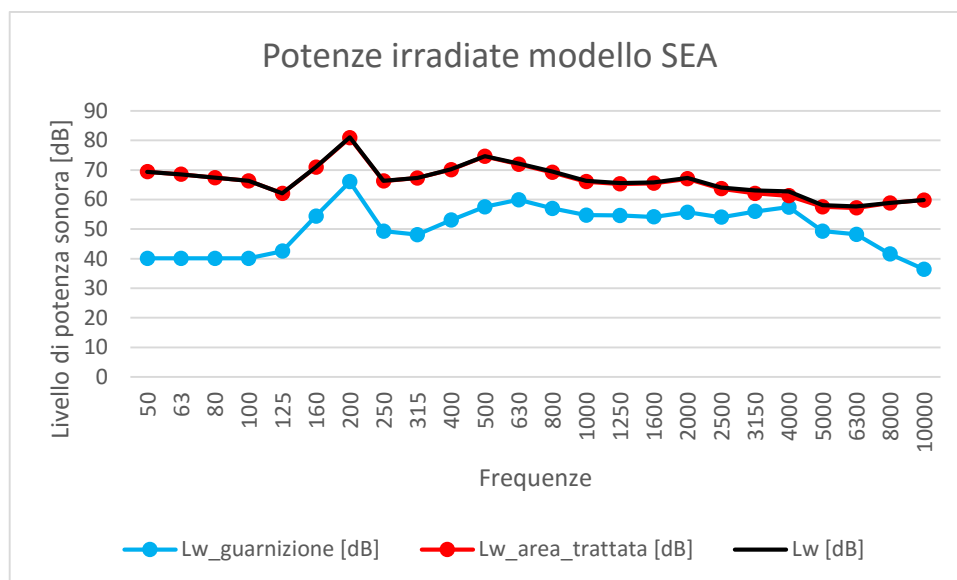


Figura 4.37 - Rappresentazione grafica delle potenze irradiate dagli elementi che compongono la chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” nella quarta configurazione per la validazione del Software SEA, e valori totali della potenza irradiata.

4.2.6.5 Risultati Configurazione 5

Di seguito vengono quindi riportati i valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dalla lamiera senza multistrato, quinta configurazione.

Tabella 4.56 - Valori relativi alla potenza sonora totale irradiata e le potenze sonore irradiate dalle guarnizioni e dall’area trattata con multistrato nella quinta configurazione di multistrato applicato alla chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA

F [Hz]	L _w _guarnizione [dB]	L _w _guarnizione [dB(A)]	L _w _area_trattata [dB]	L _w _area_trattata [dB(A)]	L _w [dB]	L _w [dB(A)]
50	40.1	9.9	69.4	39.2	69.4	39.2
63	40.1	13.9	68.5	42.3	68.5	42.3
80	40.1	17.6	67.4	44.9	67.4	44.9
100	40.1	21.0	66.3	47.2	66.3	47.2
125	42.5	26.4	62.1	46.0	62.1	46.0
160	54.4	41.0	70.9	57.5	71.0	57.6
200	66.0	55.1	80.9	70.0	81.0	70.1
250	49.3	40.7	66.3	57.7	66.4	57.8
315	48.1	41.5	67.3	60.7	67.3	60.7
400	53.0	48.2	70.1	65.3	70.2	65.4
500	57.5	54.3	74.6	71.4	74.7	71.5

630	59.9	58.0	71.9	70.0	72.2	70.3
800	57.0	56.2	69.2	68.4	69.4	68.6
1000	54.7	54.7	66.0	66.0	66.3	66.3
1250	54.6	55.2	65.3	65.9	65.6	66.2
1600	54.1	55.1	65.5	66.5	65.8	66.8
2000	55.7	56.9	67.0	68.2	67.3	68.5
2500	54.0	55.3	63.6	64.9	64.1	65.4
3150	55.9	57.1	62.1	63.3	63.0	64.2
4000	57.4	58.4	61.3	62.3	62.8	63.8
5000	49.3	49.8	57.5	58.0	58.1	58.6
6300	48.2	48.1	57.2	57.1	57.7	57.6
8000	41.6	40.5	58.8	57.7	58.9	57.8
10000	36.4	33.9	59.8	57.3	59.9	57.4

Il grafico seguente descrive gli andamenti in frequenze della potenza irradiata totale e di quella trasmessa dalle guarnizioni e dalla lamiera.

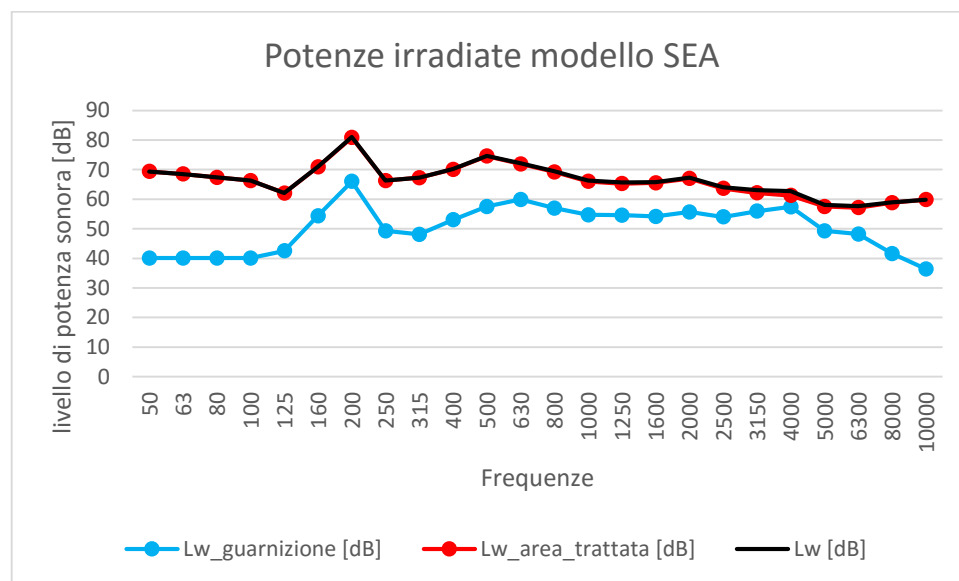


Figura 4.38 - Rappresentazione grafica delle potenze irradiate dagli elementi che compongono la chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 2” nella quinta configurazione per la validazione del Software SEA, e valori totali della potenza irradiata.

Dai risultati del modello SEA è possibile osservare come il livello di potenza sonora irradiata dipenda ad alte frequenze dalla trasmissione delle guarnizioni, mentre a basse frequenze dalla trasmissione del pacchetto multistrato. In funzione della densità modale e della omogeneità di distribuzione dei modi dei sottosistemi che compongono il modello, i risultati sono da ritenersi validi per le bande in frequenza superiori a 160 Hz. Come descritto nei capitoli precedenti, i

valori di potenza espressi dal modello SEA per bande di frequenza inferiori a 160 Hz, non sono errati, ma affetti da errore proporzionale a quanto la banda è lontana dal limite di validità.

4.3.7 Confronto risultati modello SEA e misure sperimentali

Di seguito vengono riportati, in forma tabellare e grafica, i valori sperimentali e quelli elaborati mediante software SEA di potenza sonora irradiati dalla parete per le diverse configurazioni di multistrato analizzate.

I confronti sono realizzati in un campo di frequenza compreso tra 100 e 6300 [Hz] per la disponibilità delle misure sperimentali, ottenute con tecnica intensimetrica a causa della difficoltà nel misurare l'intensità attiva in presenza di campi acustici molto reattivi. Anche se il limite di validità in frequenza, in base alla densità modale, è di 160 vengono comunque inseriti i valori per le bande di frequenza 100, 125 per uno spettro di confronto più ampio, essendo bande di frequenza non troppo distanti dalla soglia e quindi non affette da errori decisivi.

Tabella 4.57 - Confronto tra valori sperimentali e valori ricavati dal Software SEA relativi alla potenza irradiata dalla parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” per la validazione del Software SEA nelle prime tre configurazioni di multistrato.

	Configurazione 1		Configurazione 2		Configurazione 3	
F [Hz]	L _w SEA [dB]	L _{w_sper} [dB]	L _w SEA [dB]	L _{w_sper} [dB]	L _w SEA [dB]	L _{w_sper} [dB]
100	60.2	57.7	63.8	59.0	61.2	57.5
125	59.8	61.7	59.5	61.4	59.0	62.0
160	72.7	74.2	65.2	74.2	67.7	75.5
200	73.5	75.1	77.5	74.5	84.5	75.2
250	65.2	68.7	62.2	69.1	69.1	68.7
315	61.6	65.9	61.9	62.4	57.6	60.8
400	58.6	66.4	60.6	62.8	56.8	64.8
500	62.9	63.1	61.8	59.1	61.6	59.4
630	57.7	61.6	59.4	57.9	56.2	57.6
800	57.5	59.0	54.4	55.8	51.1	55.5
1000	54.1	55.7	51.8	53.6	50.5	52.2
1250	51.4	56.0	51.8	55.3	49.4	54.5
1600	51.1	53.2	49.0	52.3	47.1	50.6
2000	52.2	53.5	50.4	52.3	49.1	48.8
2500	50.8	52.4	50.0	52.3	49.4	50.8
3150	50.3	52.8	52.0	53.5	51.8	52.1
4000	52.5	54.1	53.3	55.4	53.2	54.3

5000	47.0	47.2	45.0	49.1	44.9	47.3
6300	45.8	47.1	44.5	47.6	44.4	45.6

Tabella 4.58 - Confronto tra valori sperimentali e valori ricavati dal Software SEA relativi alla potenza irradiata dalla parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 1” per la validazione del Software SEA nella quarta e quinta configurazione di multistrato.

F [Hz]	Configurazione 4		Configurazione 5	
	L _w SEA [dB]	L _{w_sper} [dB]	L _w SEA [dB]	L _{w_sper} [dB]
100	60.8	56.7	66.3	60.9
125	57.9	60.3	62.1	63.2
160	68.5	73.4	71.0	73.9
200	80.0	73.5	81.0	77.7
250	67.0	68.8	66.4	69.3
315	63.8	62.8	67.3	70.2
400	61.3	63.7	70.2	71.9
500	61.4	62.0	74.7	71.9
630	57.7	59.7	72.2	70.4
800	53.9	57.3	69.4	67.8
1000	50.4	53.1	66.3	65.3
1250	49.2	57.6	65.6	67.4
1600	48.3	53.5	65.8	66.1
2000	51.7	52.8	67.3	67.6
2500	50.1	53.0	64.1	67.0
3150	51.7	52.4	63.0	65.3
4000	53.6	53.2	62.8	65.2
5000	45.1	44.5	58.1	60.4
6300	44.4	44.0	57.7	60.5

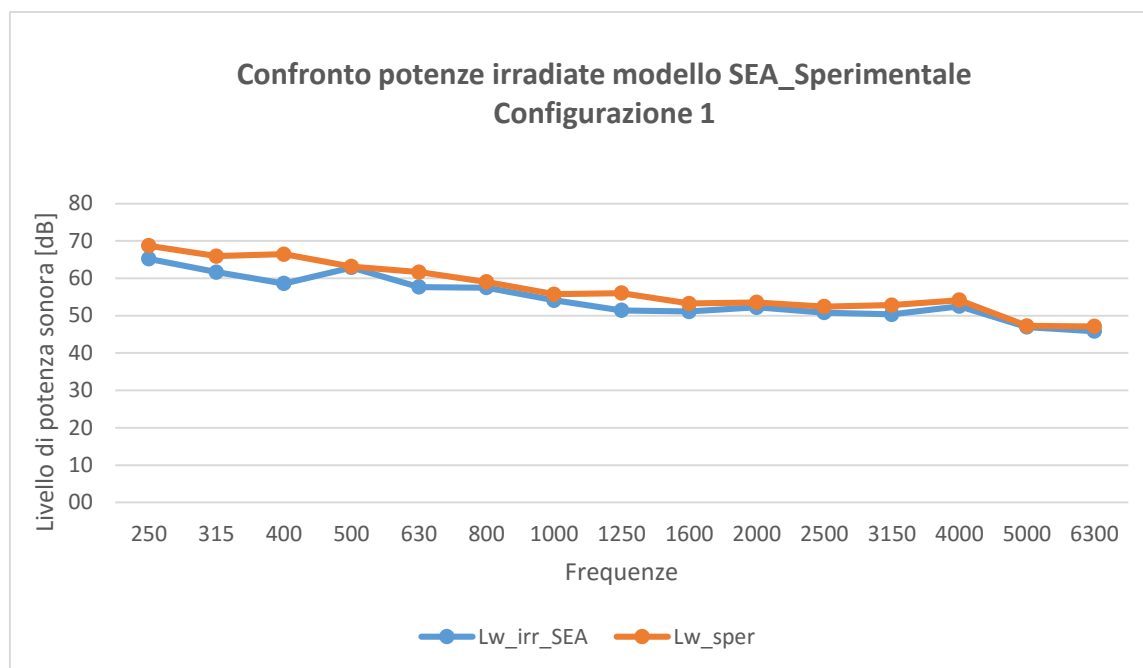


Figura 4.39 - Rappresentazione grafica del confronto tra valori sperimentali e valori ricavati dal Software SEA relativi alla potenza irradiata dalla parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” nella prima configurazione per la validazione del Software SEA.

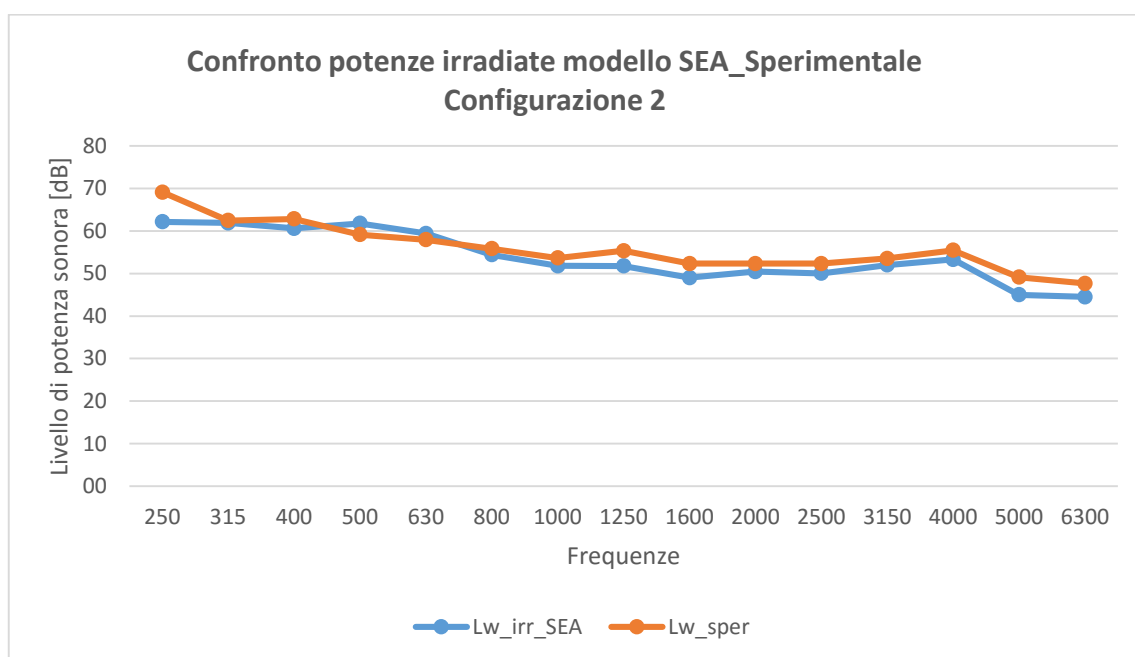


Figura 4.40 - Rappresentazione grafica del confronto tra valori sperimentali e valori ricavati dal Software SEA relativi alla potenza irradiata dalla parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” nella seconda configurazione per la validazione del Software SEA.

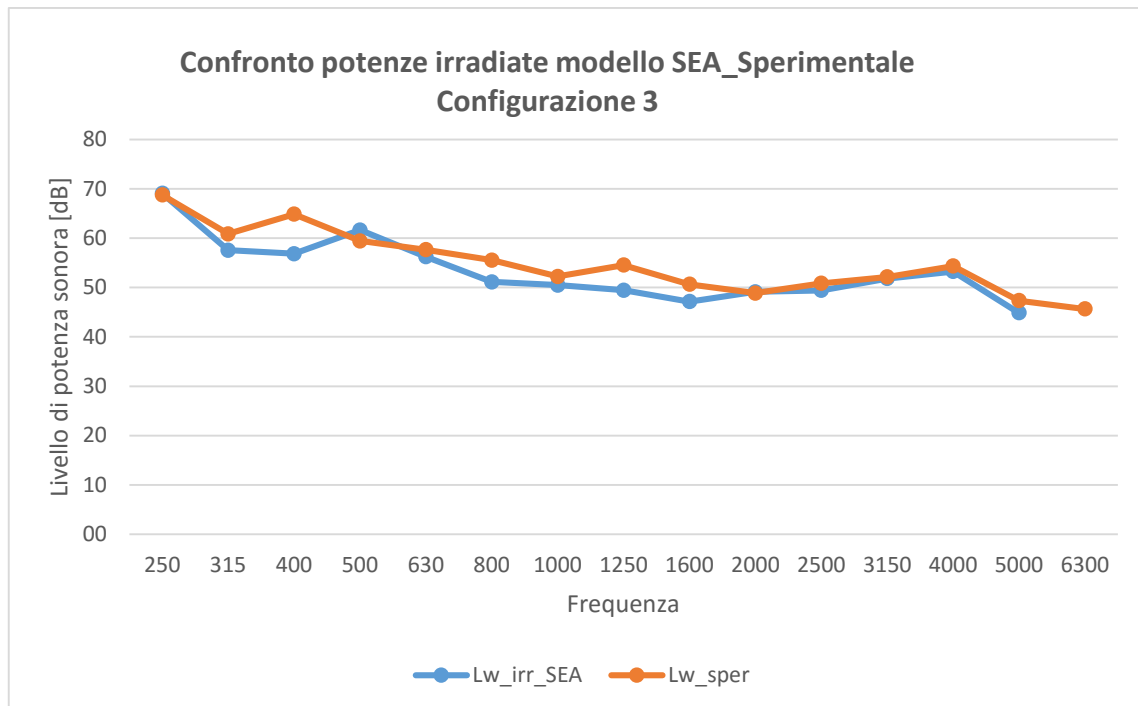


Figura 4.40 - Rappresentazione grafica del confronto tra valori sperimentali e valori ricavati dal Software SEA relativi alla potenza irradiata dalla parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” nella terza configurazione per la validazione del Software SEA.

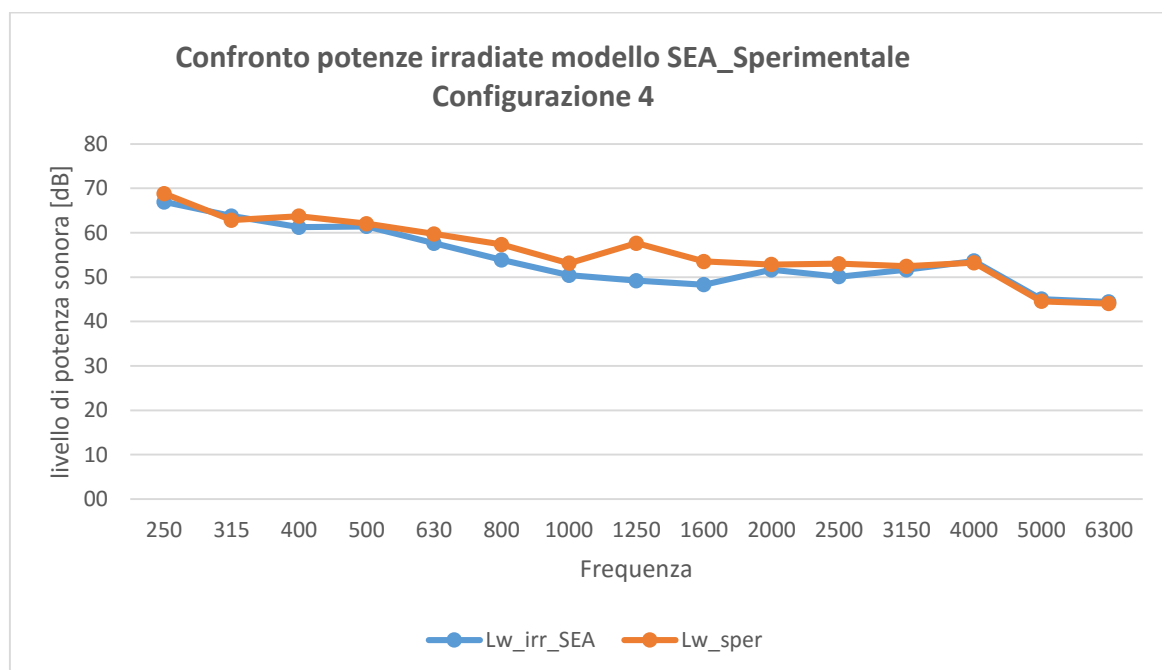


Figura 4.41 - Rappresentazione grafica del confronto tra valori sperimentali e valori ricavati dal Software SEA relativi alla potenza irradiata dalla parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” nella quarta configurazione per la validazione del Software SEA.

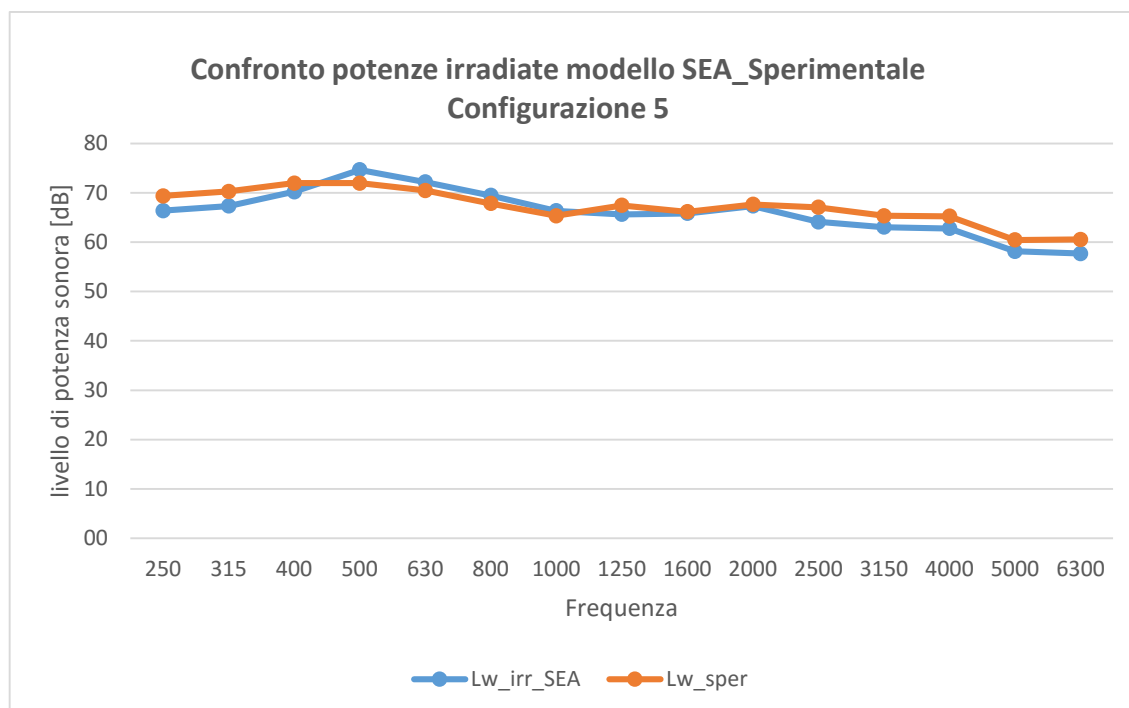


Figura 4.42 - Rappresentazione grafica del confronto tra valori sperimentali e valori ricavati dal Software SEA relativi alla potenza irradiata dalla parete di chiusura del box fonoisolante studiato come “Caso studio 3” nella quinta configurazione per la validazione del Software SEA.

4.4 Commento alla validazione.

Sono stati eseguiti tre studi per la validazione del Software SEA di analisi acustica di incapsulaggi di macchinari basato sull’omonimo modello matematico. La validazione sui tre casi reali ha portato ad una buona correlazione tra dati sperimentali e simulazioni, con uno scarto medio totale di 2.5 dB tra tutte le configurazioni analizzate. Nello specifico: nel primo caso studio uno scarto medio totale di 2.9 dB, nel secondo di 2.8 dB e nel terzo caso studio di 2.35 dB.

Di seguito in Tabella 4.59, 4.60, 4.61 sono riportati gli scarti in bande di frequenza e le relative medie per le configurazioni studiate nei tre casi studio di validazione, riferiti a campo di validità del modello SEA per il caso in esame.

Tabella 4.59 - Scarto medio relativo alle simulazioni di potenza irradiata elaborate dal Software SEA per il primo caso studio. Lo scarto medio è stato ricavato come media delle differenze tra i valori di potenza sonora elaborati dal software e valori misurati sperimentalmente, riportati nella tabella 4.13

Caso studio 1	
	[dB]
Campo di validità	Configurazione 1
250	0.2
315	8.1
400	5.6
500	2.4
630	5
800	0.1
1000	3
1250	4.6
1600	0.7
2000	2.2
2500	2.1
3150	2.7
4000	3.1
5000	4.1
6300	5.8
Media	2.9

Tabella 4.60 - Scarto medio relativo alle simulazioni di potenza irradiata elaborate dal Software SEA nelle due configurazioni analizzate per il secondo caso studio. Lo scarto medio è stato ricavato come media delle differenze tra i valori di potenza sonora elaborati dal software e valori misurati sperimentalmente, riportati nella tabella 4.30.

Caso studio 2		
Campo di validità	Configurazione 1	Configurazione 2
	[dB]	[dB]
315	3.9	4.1
400	0.3	1.9
500	2	1.7
630	3.4	2.4
800	2.3	2.2
1000	6	3.9
1250	1.9	2.3
1600	1.7	2.7
2000	0.4	0
2500	3.2	3.1
3150	5.6	5.3

4000	3.6	3.1
5000	4.8	5.2
6300	0	1.5
Media	2.8	2.8

Tabella 4.61- *Scarto medio relativo alle simulazioni di potenza irradiata elaborate dal Software SEA nelle cinque configurazioni analizzate per il terzo caso studio.. Lo scarto medio è stato ricavato come media delle differenze tra i valori potenza elaborati dal software e valori misurati sperimentalmente, riportati nelle tabelle 4.57 e 4.58.*

Caso studio 3					
Campo di validità.	Configurazione e 1	Configurazione e 2	Configurazione e 3	Configurazione e 4	Configurazione e 5
	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]
250	3.5	6.9	0.4	1.8	2.9
315	4.3	0.5	3.2	1	2.9
400	7.8	2.2	8	2.4	1.7
500	0.2	2.7	2.2	0.6	2.8
630	3.9	1.5	1.4	2	1.8
800	1.5	1.4	4.4	3.4	1.6
1000	1.6	1.8	1.7	2.7	1
1250	4.6	3.5	5.1	8.4	1.8
1600	2.1	3.3	3.5	5.2	0.3
2000	1.3	1.9	0.3	1.1	0.3
2500	1.6	2.3	1.4	2.9	2.9
3150	2.5	1.5	0.3	0.7	2.3
4000	1.6	2.1	1.1	0.4	2.4
5000	0.2	4.1	2.4	0.6	2.3
6300	1.3	3.1	1.2	0.4	2.8
Media	2.5	2.6	2.4	2.2	2.0

Il modello proposto risulta quindi rapido e di facile impiego, offrendo risultati con un margine di errore molto limitato considerando il numero di variabili considerate. In tutti i tre casi studio analizzati si è mantenuta una soglia di errore pressoché costante. I maggiori scostamenti tra le serie di valori si sono riscontrate in presenza di elementi di difficile modellizzazione, quali fori o guarnizioni con variazione di compressione. Come dimostrato nel caso studio 3, il risultato delle elaborazioni software sarà tanto più corretto quanto migliore sarà la modellizzazione in fatto di coefficienti di trasmissione degli elementi che compongono l'applicazione fonoisolante da studiare.

Capitolo 5-Applicazioni codice SEA

Il presente capitolo descrive l'applicazione del codice SEA in un caso reale per l'ottimizzazione dell'isolamento acustico in fase di progettazione di una macchina. L'obiettivo principale del software è quello di analizzare previsionalmente le prestazioni di fonoisolamento di un incapsulaggio dedicato ad una particolare sorgente di rumore. Il codice permette di analizzare i contributi di ogni elemento che compone l'involucro, in fatto di potenza irradiata, e conseguentemente di migliorare l'intero isolamento acustico con interventi mirati sulle componenti più deboli. L'isolamento acustico di una macchina avviene su due piani paralleli: intervenendo sull'isolamento tramite materiali multistrato e agendo sul potenziamento dell'assorbimento acustico. Considerando queste componenti di studio per la diminuzione della potenza irradiata da una macchina, i campi di intervento sono molteplici ma spesso sono vincolati alle caratteristiche geometriche o di funzionamento della macchina soggetta ad intervento. Una copertura continua, priva di discontinuità, è difficilmente realizzabile. Di conseguenza si deve dedicare un attento studio ad ogni elemento debole dal punto di vista acustico che vada a limitare la performance dell'isolamento. Gli involucri sono nella maggior parte delle situazioni apribili per permettere il controllo e la manutenzione del sistema da parte degli operatori, analogamente presentano spesso fori per l'aerazione o finestre di ispezione. Le guarnizioni di chiusura o i fori rappresentano uno dei punti più deboli dell'intero isolamento, con criticità elevate ad alte frequenze. La possibilità di individuare gli elementi più critici permette interventi di miglioramento mirati ed efficaci. Nel caso ci siano ad esempio guarnizioni con prestazioni molto basse, per limitare il rumore emesso ad alta frequenza, l'aumento delle caratteristiche di isolamento di un pacchetto multistrato risulterebbe inutile a fronte di un studio e miglioramento della guarnizione stessa.

Al fine di ottimizzare la prestazione acustica risulta quindi necessario una conoscenza specifica del tipo di macchina da insonorizzare relativamente a: rumore emesso nelle sue componenti in frequenza, spazi disponibili per gli interventi, caratteristiche di funzionamento legate

all'intervento da parte degli operatori e relativamente alle necessità della macchina di comunicare con l'ambiente per aerazione e/o ricevere comandi.

In prima analisi si vanno quindi a determinare le componenti che partecipano alla potenza irradiata dalla macchina, quindi si vanno formulare le ipotesi realizzabili che ne limitino la potenza totale. Come si vedrà nei paragrafi successivi, l'utilizzo del codice SEA, accoppiato con lo studio delle caratteristiche di isolamento e di assorbimento dei pacchetti multistrato tramite il codice TMM, permette una rapida formulazione di ipotesi migliorative.

L'analisi eseguita è volta al miglioramento dell'isolamento acustico della macchina analizzata nel caso studio 1 del Capitolo 4 di validazione del codice SEA. Analizzata la macchina nella sua condizione base, sono state quindi formulate varie ipotesi migliorative, valutate con il codice ed infine discusse in funzione del miglioramento ottenuto e della loro applicabilità. Nei paragrafi seguenti verranno riportate le analisi al SEA relative ad ogni ipotesi migliorativa ed infine discusse nella loro efficacia in base al miglioramento rispetto alla situazione di partenza. Nel presente capitolo i valori delle potenze emesse sono espressi in dB(A), al fine di rendere le simulazioni e gli interventi più efficaci. Analizzando i risultati ponderati A, risulta possibile agire sulle zone dello spettro in frequenza che più andrebbero a penalizzare la macchina in fase di certificazione della potenza emessa.

5.1 Descrizione delle condizioni attuali della macchina.

La macchina industriale in analisi è di grandi dimensioni ed è composta da vari box contenenti gli organi di funzionamento. Dalle misure intensimetriche effettuate durante il funzionamento della macchina è stato individuato il box più rumoroso, che penalizzava il livello complessivo totale. Su questo elemento di composizione sono stati eseguiti rilievi specifici per la caratterizzazione e, successivamente all'analisi SEA, formulate ipotesi di miglioramento. L'involucro della macchina è descritto nelle sue caratteristiche nel caso studio 1 del Capitolo 4. L'analisi è stata rivolta nello specifico alla faccia frontale del box, composta da due ante apribili, le quali presentano, nella parte inferiore, dei fori per l'aerazione dell'interno. Il perimetro delle ante è coperto da delle guarnizioni che, in chiusura, entrano in battuta con il profilo dell'involucro.

Il pacchetto multistrato applicato sulle pareti di lamiera delle ante (di spessore 1,5 mm) è composto dall'interno verso l'esterno, da:

- Strato di materiale smorzante di spessore 3 mm e massa superficiale di 5 kg/m^2 applicato sulla lamiera;
- Due strati di feltro ognuno di spessore 18 mm e densità 90 kg/m^3 ;
- Rivestimento superficiale in feltro compresso e rivestito, di spessore 6 mm e densità 350 kg/m^3 .

Di seguito uno schema della parte analizzata con il codice SEA.

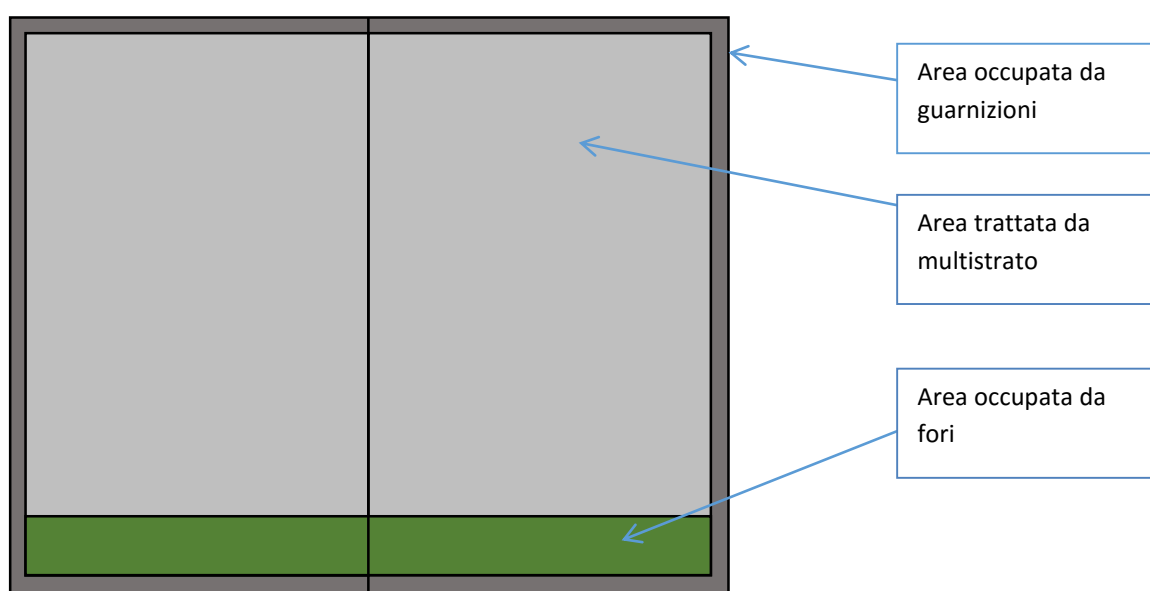


Figura 5.1 – Schema grafico dell'oggetto di intervento migliorativo in fatto di isolamento acustico studiato tramite Software SEA.

Tabella 5.1 – Riassunto delle superfici occupate dai vari elementi componenti la chiusura del box soggetta ad intervento migliorativo di isolamento acustico.

	Area [m ²]
Area guarnizioni	0,3
Area trattata multistrato	1,36
Area fori	0,41

Di seguito vengono riportate la analisi eseguite con il codice SEA in cui si evidenziano i termini con cui ogni elemento della parete irradiante concorre al livello totale di potenza sonora emessa.

Tabella 5.2 – Valori in frequenza dei livelli di potenza sonora, e potenza sonora ponderata con il filtro “A” irradiata dagli elementi che compongono la chiusura del box soggetta ad intervento migliorativo di isolamento acustico elaborati tramite software SEA.

f [Hz]	$Lw_{multi}dB$	$Lw_{multi}dB(A)$	$Lw_{guarn}dB$	$Lw_{guarn}dB(A)$	$Lw_{fori}dB$	$Lw_{Hp1_{fori}}dB(A)$
50	72.2	42.0	75.8	45.6	97.8	67.6
63	63.1	36.9	76.6	50.4	98.4	72.2
80	58.2	35.7	68.5	46.0	70.5	48.0
100	55.2	36.1	68.8	49.7	82.2	63.1
125	44.7	28.6	63.0	46.9	77.8	61.7
160	52.3	38.9	74.5	61.1	83.7	70.3
200	43.4	32.5	68.1	57.2	86.5	75.6
250	30.1	21.5	57.4	48.8	68.7	60.1
315	27.2	20.6	56.9	50.3	67.5	60.9
400	21.7	16.9	53.7	48.9	65.5	60.7
500	24.0	20.8	58.2	55.0	65.5	62.3
630	16.1	14.2	52.5	50.6	52.2	50.3
800	17.6	16.8	55.9	55.1	65.0	64.2
1000	12.3	12.3	52.5	52.5	57.1	57.1
1250	7.1	7.7	49.0	49.6	49.7	50.3
1600	4.7	5.7	47.9	48.9	47.8	48.8
2000	2.6	3.8	46.6	47.8	50.2	51.4
2500	0.7	2.0	44.7	46.0	49.4	50.7
3150	-0.6	0.6	43.7	44.9	47.8	49.0
4000	-10.6	-9.6	39.5	40.5	43.2	44.2
5000	-19.1	-18.6	39.3	39.8	38.4	38.9
6300	-26.7	-26.8	37.2	37.1	35.9	35.8
8000	-26.7	-27.8	39.4	38.3	33.2	32.1
10000	-30.8	-33.3	39.3	36.8	67.0	64.5

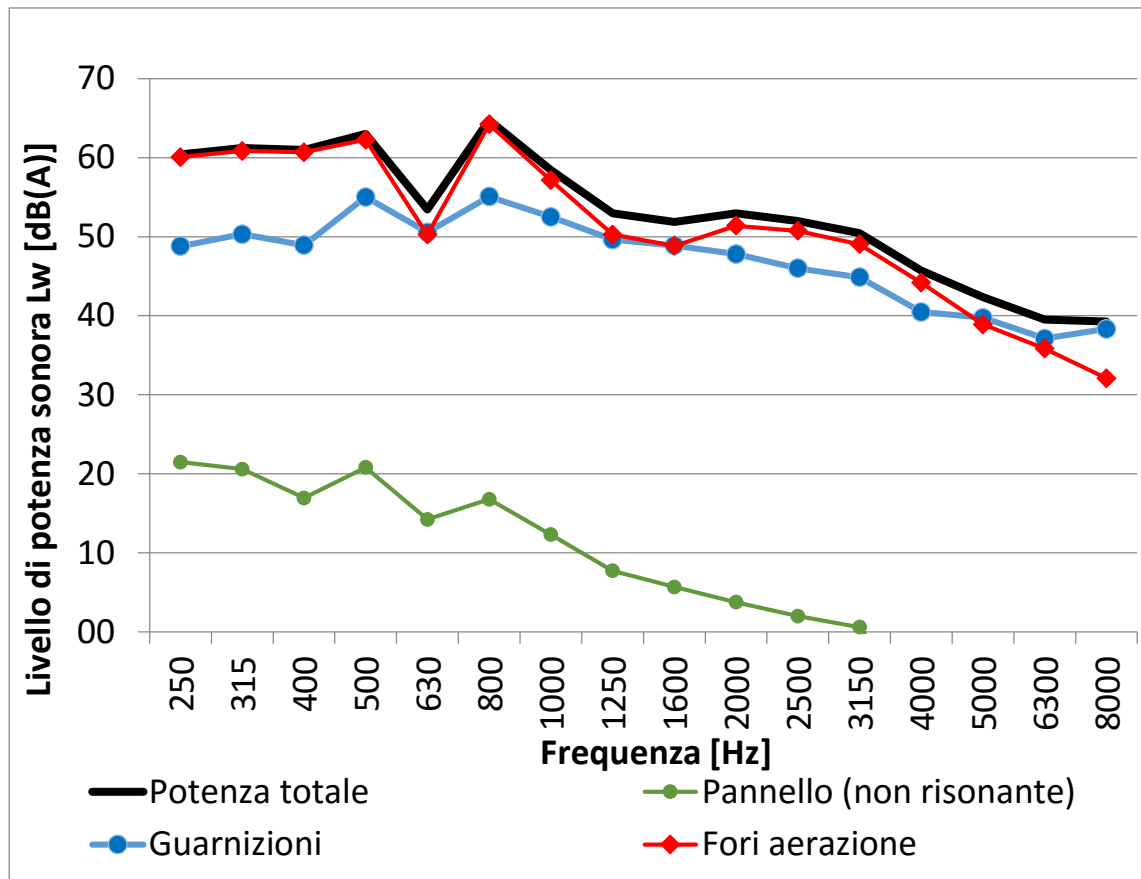


Figura 5.2 – Rappresentazione grafica dei livelli di potenza sonora ponderata con il filtro “A” irradiata dagli elementi che compongono la chiusura del box soggetta ad intervento migliorativo di isolamento acustico elaborati tramite software SEA.

Dai dati ricavati dall’analisi SEA risulta evidente che i fori di aerazione e le guarnizioni siano i principali responsabili del livello di potenza sonora irradiata dalla faccia frontale. Questo tipo di analisi permette di formulare ipotesi di miglioramento finalizzate a limitare gli effetti di questi due elementi di composizione. Si può quindi intervenire su un aumento del potere fonoisolante di questi elementi e parallelamente agire su una riduzione del campo acustico interno aumentando sull’assorbimento interno, ad esempio modificando la stratigrafia della parete trattata con multistrato.

5.2 Ipotesi di miglioramento

Analizzata la composizione della potenza irradiata dalla parete sono state formulate sette ipotesi di miglioramento, rispettando i vincoli imposti dalle caratteristiche funzionali e di sicurezza della macchina. L'ottimizzazione dell'isolamento acustico si è concentrata sull'individuazione di interventi mirati a ridurre la potenza irradiata delle singole componenti della struttura maggiormente concorrenti alla potenza totale irradiata dall'incapsulaggio.

Ipotesi 1

L'ipotesi numero 1 per il miglioramento delle prestazioni acustiche della parete frontale riguarda una modifica del pacchetto multistrato al fine di aumentare l'assorbimento interno della cavità ed attenuare così campo sonoro interno. La nuova stratigrafia del multistrato è analoga a quella presente sulla macchina ma privata del feltro compresso esterno:

- Strato di materiale smorzante di spessore 3 mm e massa superficiale di 5 kg/m², applicato sulla lamiera;
- Due strati di feltro ognuno di spessore 18 mm e densità 90 kg/m³.

La modifica ipotizzata ha quindi portato ad una variazione di assorbimento e del coefficiente di trasmissione del pacchetto. In relazione al coefficiente di assorbimento relativo al nuovo pacchetto, sono state calcolate in relazione ai dati sperimentali le nuove unità assorbenti della cavità, utili nell'analisi SEA dei coefficienti di smorzamento. Le unità assorbenti relative al pacchetto in ipotesi sono state così ricavate:

$$A_{Hp1} = A_{base} + S_{multi} * (\alpha_{Hp1} - \alpha_{base}) \quad (5.1)$$

Dove S_{multi} corrisponde all'area trattata; e α_{Hp1} α_{base} rappresentano reciprocamente i coefficienti di assorbimento del pacchetto in ipotesi 1 e quello già presente sulla parete.

Di seguito, in Tabella 5.3, sono riportati i valori delle unità assorbenti e del coefficiente di assorbimento e di Transmission Loss.

Tabella 5.3 – Valori in frequenza del coefficiente di trasmissione, della Transmission Loss e del coefficiente di assorbimento relativi al multistrato da applicare alla la chiusura del box soggetta ad intervento come prima ipotesi di miglioramento del potere fonoisolante.

Nell'ultima colonna sono riportati i valori delle unità assorbenti in frequenza relativi all'utilizzo del nuovo multistrato.

Frequenza	τ_{Hp1}	TL_{Hp1}	α_{Hp1}	$A_{Hp1}[m^2]$
50	0.006520787	21.9	-0.012109444	1.82
63	0.00624741	22.0	-0.006878333	1.825086231
80	0.005211947	22.8	0.003724967	0.915904389
100	0.004097321	23.9	0.022681444	1.246131956
125	0.002865497	25.4	0.053861	0.660854782
160	0.0017832	27.5	0.101617222	1.324175102
200	0.001172195	29.3	0.169718889	1.006936711
250	0.000695985	31.6	0.25958	1.04701952
315	0.000391832	34.1	0.368326667	1.637476036
400	0.000211009	36.8	0.487898889	1.321478098
500	0.000109219	39.6	0.606443333	1.07323775
630	5.48151E-05	42.6	0.711958889	1.238519289
800	2.70458E-05	45.7	0.796233333	1.478888772
1000	1.34555E-05	48.7	0.856646667	1.530999439
1250	6.91831E-06	51.6	0.89532	1.632539242
1600	3.86278E-06	54.1	0.917063333	1.667478667
2000	2.53163E-06	56.0	0.927782222	1.683269831
2500	2.1687E-06	56.6	0.933838889	1.566498667
3150	1.80593E-06	57.4	0.940056667	1.498241778
4000	4.27071E-07	63.7	0.94814	1.375970708
5000	6.26037E-08	72.0	0.956446667	1.411080942
6300	1.76076E-08	77.5	0.961331111	1.477780123
8000	1.11686E-08	79.5	0.964147778	1.600464275
10000	4.84953E-09	83.1	0.966805556	

Elaborando con il codice SEA i nuovi dati relativi all'ipotesi di miglioramento è stato ricavato il livello di potenza sonora irradiato dal pannello, e le relative componenti riferite agli elementi di composizione, i valori sono espressi in Tabella 5.4.

Tabella 5.4 – *Livelli previsionali di potenza sonora ponderati "A" irradiati dalle varie componenti della la chiusura del box elaborati tramite software SEA relativi alla prima ipotesi di miglioramento. Livello di potenza irradiata dalla parete trattata con multistrato, dalle guarnizioni, dai fori e la potenza totale.*

Frequenza	$Lw_{Hp1_{multi}} dB(A)$	$Lw_{Hp1_{guarn}} dB(A)$	$Lw_{Hp1_{fori}} dB(A)$	$Lw_{Hp1_{tot}} dB(A)$
50	37.5	46.0	67.9	67.9
63	41.9	50.7	72.5	72.5

80	38.1	46.7	48.7	51.0
100	41.6	50.2	63.5	63.7
125	38.4	47.5	62.3	62.5
160	51.2	61.3	70.5	71.0
200	46.2	57.1	75.5	75.6
250	36.0	48.3	59.5	59.9
315	35.9	49.6	60.1	60.5
400	32.0	47.4	59.1	59.4
500	34.8	52.0	59.2	60.0
630	28.1	47.2	47.0	50.1
800	30.8	52.0	61.2	61.7
1000	26.0	49.3	53.9	55.2
1250	21.5	46.6	47.3	50.0
1600	19.4	46.0	46.0	49.0
2000	17.8	45.2	48.8	50.4
2500	16.3	43.4	48.2	49.4
3150	15.6	42.5	46.7	48.1
4000	6.1	38.2	41.9	43.4
5000	-1.5	37.9	37.0	40.5
6300	-8.2	35.7	34.4	38.1
8000	-7.6	37.3	31.0	38.2
10000	-11.3	36.2	63.8	63.8

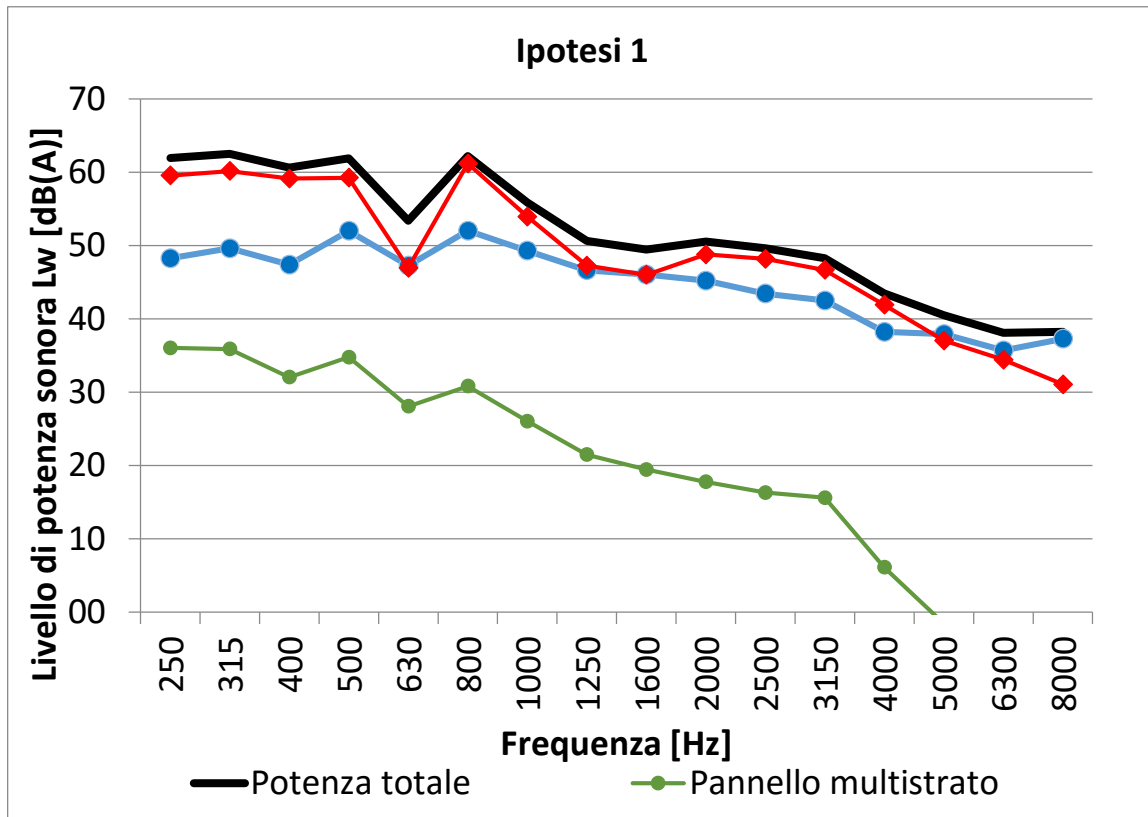


Figura 5.3 - Rappresentazione grafica dei livelli previsionali di potenza sonora ponderata "A" irradiata dagli elementi che compongono la chiusura del box soggetto ad intervento incremento di isolamento acustico elaborati tramite software SEA nella prima ipotesi di miglioramento.

5.2.2 Ipotesi 2

La seconda ipotesi di miglioramento è basata sulla riduzione della potenza irradiata andando ad eliminare uno dei punti più deboli dell'involucro, ossia eliminando i fori di aerazione posti nella parte inferiore delle ante. Rimangono quindi invariate le caratteristiche del multistrato e delle guarnizioni. Nell'ipotesi di assenza di fori si ottiene una parete con una area maggiore trattata con multistrato, e conseguentemente una variazione delle unità assorbenti dell'intera cavità.

Le unità assorbenti relative alla seconda ipotesi sono state così ricavate:

$$A_{Hp2} = A_{base} + S_{fori} * (\alpha_{multi} - \tau_{fori}) \quad (5.2)$$

Dove S_{fori} corrisponde all'area dei fori che viene trattata con il multistrato, α_{multi} il coefficiente di assorbimento del pacchetto multistrato, τ_{fori} il coefficiente di trasmissione dei

fori, che in quanto tali veniva a rappresentare per il sistema anche il coefficiente di assorbimento dell'area in oggetto.

Di seguito, in Tabella 5.5, sono riportati i valori delle unità assorbenti relativi alla seconda ipotesi.

Tabella 5.5 – *Unità assorbenti della cavità in analisi relativi alla seconda condizione di miglioramento dell'isolamento acustico della chiusura del box soggetto ad intervento.*

Frequenze	A [m ²]
50	1.967
63	1.966825848
80	1.0592742
100	1.379514101
125	0.767751056
160	1.382451225
200	0.989341622
250	0.924669345
315	1.38561146
400	0.926567143
500	0.538241568
630	0.583368705
800	0.735627152
1000	0.736669129
1250	0.823323124
1600	0.875520739
2000	0.934787035
2500	0.879387658
3150	0.881754127
4000	0.833556916
5000	0.944368094
6300	1.08838663
8000	1.283644382
10000	1.411081918

Elaborando con il codice SEA i nuovi dati relativi all'ipotesi di miglioramento è stato ricavato il livello di potenza sonora irradiato dal pannello, e le relative componenti riferite agli elementi di composizione.

Tabella 5.6 – *Livelli previsionali di potenza sonora ponderati “A” irradiati dalle varie componenti della la chiusura del box elaborati tramite software SEA relativi alla seconda ipotesi di miglioramento. Livello di potenza irradiata dalla parete trattata con multistrato, dalle guarnizioni e la potenza totale.*

Frequenze	$L_{W_{Hp2_{multi}}}$ dB(A)	$L_{W_{Hp2_{guarn}}}$ dB(A)	$L_{W_{Hp1_{tot}}}$ dB(A)
50	42.2	45.6	47.3
63	37.0	50.4	50.6
80	35.8	46.1	46.4
100	36.3	49.7	49.9
125	28.7	46.9	46.9
160	39.0	61.1	61.2
200	32.6	57.2	57.2
250	21.6	48.8	48.8
315	20.7	50.3	50.3
400	17.0	48.9	48.9
500	20.9	55.0	55.0
630	14.3	50.5	50.5
800	16.9	55.0	55.0
1000	12.4	52.5	52.5
1250	7.8	49.6	49.6
1600	5.7	48.8	48.8
2000	3.8	47.8	47.8
2500	2.0	45.9	45.9
3150	0.6	44.8	44.8
4000	-9.6	40.4	40.4
5000	-18.6	39.7	39.7
6300	-26.8	37.0	37.0
8000	-27.7	38.2	38.2
10000	-32.7	37.2	37.2

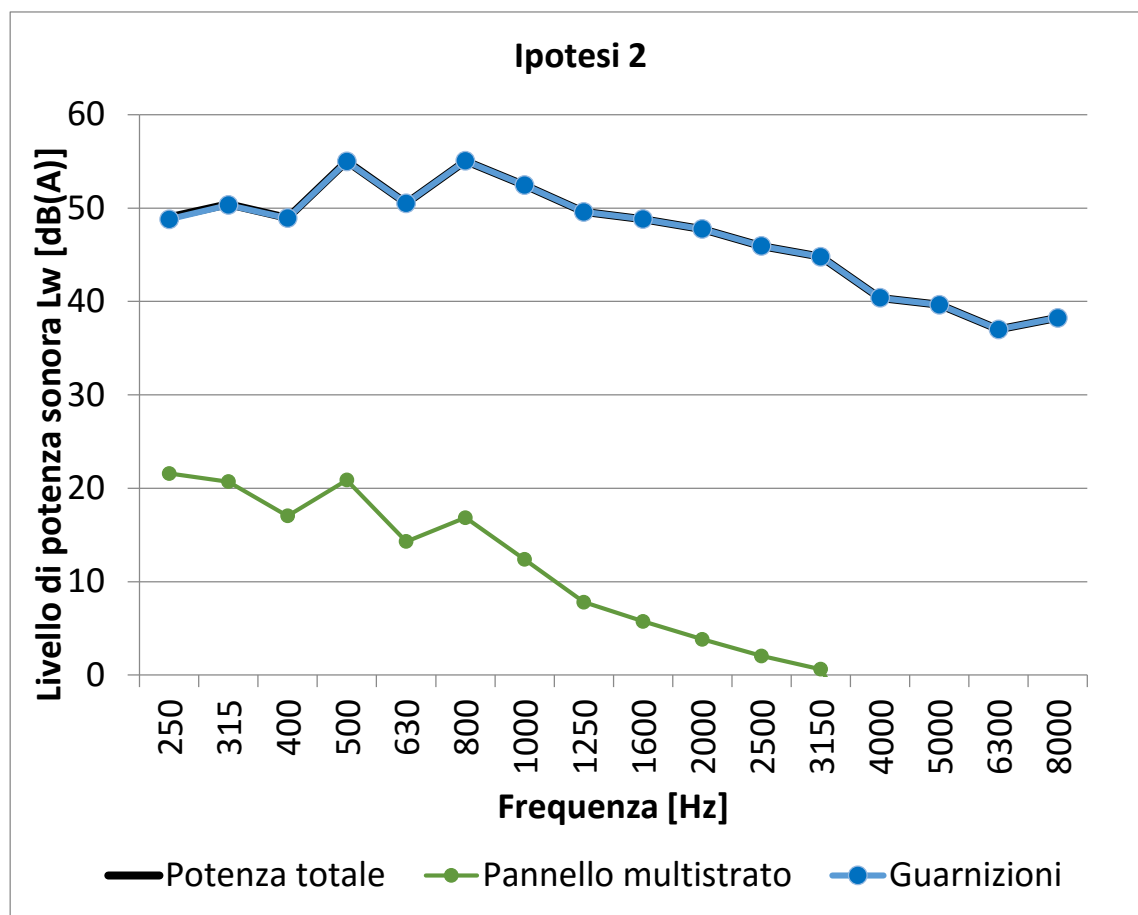


Figura 5.4- Rappresentazione grafica dei livelli previsionali di potenza sonora ponderata “A” irradiata dagli elementi che compongono la chiusura del box soggetto ad intervento incremento di isolamento acustico elaborati tramite software SEA nella seconda ipotesi di miglioramento.

5.2.3 Ipotesi 3

L’ipotesi di miglioramento numero 3 va a modificare la dimensione e la disposizione dei fori di aerazione. Nella situazione attuale nella parte inferiore delle ante sono presenti dei fori di aerazione su tutta la larghezza dell’anta stessa. È possibile quindi intervenire sulle caratteristiche geometriche dei fori per diminuire il livello totale di potenza sonora irradiata e nello stesso tempo garantire l’aerazione interna del box. L’ipotesi considera in alternativa ai fori di aerazione presenti un unico foro circolare di 20 cm di diametro posto su una delle ante apribili. La faccia frontale sarà quindi modellata come insieme di tre elementi, le guarnizioni, il multistrato a completa copertura interna della parete e infine del foro di aerazioni. Le caratteristiche acustiche del foro sono state ricavate secondo il modello per fori circolari di Wilson e Soroka, implementato nel codice SEA.

Le unità assorbenti relative alla terza ipotesi sono state così ricavate:

$$A_{Hp3} = A_{base} + S_{fori} * (\alpha_{multi} - \tau_{fori}) + S_{foro} * (\tau_{foro} - \alpha_{multi}) \quad (5.3)$$

Dove S_{fori} corrisponde all'area dei fori iniziale, α_{multi} il coefficiente di assorbimento del pacchetto multistrato, τ_{fori} il coefficiente di trasmissione dei fori, che in quanto tali rappresenta per il sistema anche il coefficiente di assorbimento dell'area in oggetto; S_{foro} rappresenta la superficie del foro nuovo in ipotesi e τ_{foro} il suo coefficiente di trasmissione.

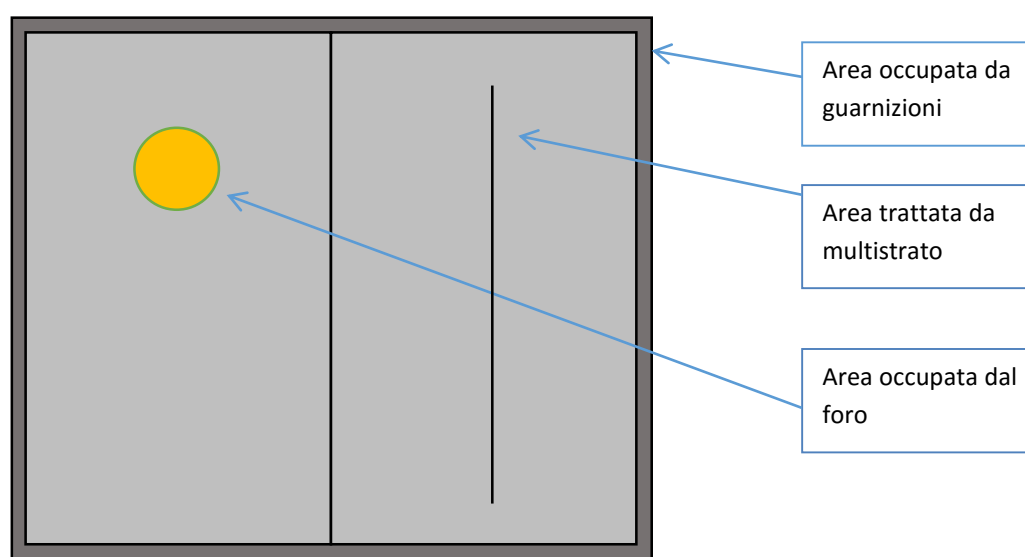


Figura 5.5 - Schema grafico della ridisposizione dei fori secondo la terza ipotesi di intervento migliorativo in fatto di isolamento acustico studiato tramite Software SEA.

Tabella 5.7 - Riassunto delle superfici occupate dai vari elementi componenti la chiusura del box nella terza ipotesi di intervento migliorativo di isolamento acustico.

	Area [m ²]
Area guarnizioni	0,3
Area trattata multistrato	1,37
Area fori	0,31

Di seguito sono riportati i valori del coefficiente di trasmissione del foro e la unità assorbenti nella nuova configurazione in ipotesi.

Tabella 5.8 – Valori in frequenza relativi al coefficiente di trasmissione dei fori di aerazione secondo la terza ipotesi di miglioramento dell'isolamento acustico, e le unità assorbenti della cavità in analisi elaborate rispetto al nuovo assetto della chiusura.

Frequenza	τ_{fori}	A [m2]
50	0.429535999	0.103474
63	0.4306673	2.075194
80	0.432725146	1.167001
100	0.435338598	1.487271
125	0.439921517	0.876452
160	0.448309352	1.493456
200	0.459052443	1.103692
250	0.478112608	1.04515
315	0.509108064	1.516108
400	0.559669484	1.073357
500	0.640958238	0.711136
630	0.761578271	0.794856
800	0.895513407	0.99137
1000	0.948017106	1.038668
1250	0.898952176	1.119008
1600	0.908584056	1.177225
2000	1.025687055	1.273578
2500	1.029600865	1.221991
3150	0.959765977	1.206987
4000	1.009790542	1.178844
5000	0.992448848	1.289297
6300	0.997946893	1.438595
8000	1.00E+00	1.637913
10000	1.000635531	1.553544

Elaborando con il codice SEA i nuovi dati relativi all'ipotesi di miglioramento è stato ricavato il livello di potenza sonora irradiato dal pannello, e le relative componenti riferite agli elementi di composizione.

Tabella 5.9 - *Livelli previsionali di potenza sonora ponderati “A” irradiati dalle varie componenti della la chiusura del box elaborati tramite software SEA relativi alla terza ipotesi di miglioramento. Livello di potenza irradiata dalla parete trattata con multistrato, dalle guarnizioni, dai fori e la potenza totale.*

Frequenza	$Lw_{Hp3_{multi}} dB(A)$	$Lw_{Hp3_{guarn}} dB(A)$	$Lw_{Hp3_{fori}} dB(A)$	$Lw_{Hp3_{tot}} dB(A)$
50	54.9	58.4	51.8	60.6
63	36.7	50.2	43.4	51.2
80	35.3	45.6	39.9	47.1
100	35.8	49.4	44.7	50.8
125	28.1	46.3	42.6	47.9
160	38.6	60.8	58.3	62.8
200	32.0	56.7	55.3	59.1
250	21.0	48.3	48.0	51.2
315	20.2	49.9	51.0	53.6
400	16.3	48.3	50.8	52.8
500	19.6	53.8	57.9	59.3
630	12.9	49.2	55.0	56.0
800	15.5	53.8	61.4	62.1
1000	10.8	51.0	59.8	60.4
1250	6.4	48.3	57.9	58.3
1600	4.4	47.5	58.3	58.7
2000	2.4	46.4	58.7	58.9
2500	0.5	44.5	57.8	58.0
3150	-0.8	43.4	57.4	57.6
4000	-11.2	38.9	54.2	54.3
5000	-20.0	38.3	54.5	54.6
6300	-28.1	35.8	53.0	53.1
8000	-28.9	37.2	55.5	55.5
10000	-34.0	36.1	55.4	55.4

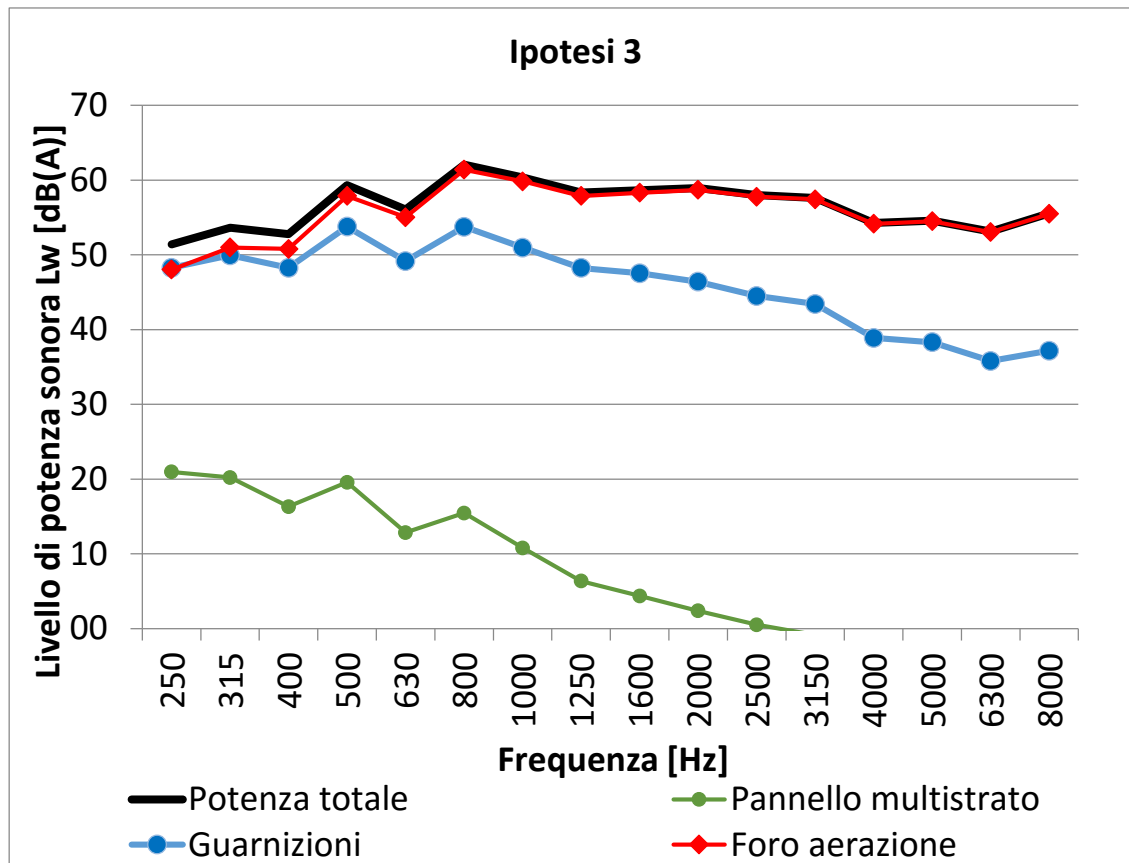


Figura 5.6 - Rappresentazione grafica dei livelli previsionali di potenza sonora ponderata “A” irradiata dagli elementi che compongono la chiusura del box soggetto ad intervento incremento di isolamento acustico elaborati tramite software SEA nella terza ipotesi di miglioramento

5.2.4 Ipotesi 4

La quarta ipotesi consiste nell’aumentare lo spessore della lamiera delle ante da 1,5 mm a 2,5 mm mantenendo inalterate le altre caratteristiche della parete frontale. La presenza di una lamiera più spessa andrà a portare un incremento del potere fonoisolante dell’intera parete.

Di seguito sono riportati i valori relativi al nuovo coefficiente di trasmissione e di assorbimento della composizione tra multistrato e lamiera più spessa. Questi dati saranno elaborati dal codice SEA per il calcolo della potenza irradiata dal sistema. Vengono inoltre espressi valori relativi alle unità assorbenti della nuova configurazioni così calcolati:

$$A_{Hp4} = A_{base} + S_{multi} * (\alpha_{Hp4} - \alpha_{base}) \quad (5.4)$$

Dove S_{multi} corrisponde all'area trattata; e α_{Hp4} , α_{base} rappresentano reciprocamente i coefficienti di assorbimento del pacchetto in ipotesi 4 e quello già presente sulla parete.

Tabella 5.10 - Valori in frequenza del coefficiente di trasmissione e del coefficiente di assorbimento relativi alla condizione del multistrato secondo la quarta ipotesi di miglioramento del potere fonoisolante la chiusura del box soggetto ad intervento. Nell'ultima colonna sono riportati i valori delle unità assorbenti in frequenza relativi all'utilizzo del nuovo multistrato.

Frequenza	τ_{multi}	α_{Hp4}	A [m2]
50	0.001259505	0.090539444	1.957134
63	0.002803496	0.100633556	1.971302
80	0.00121927	0.110758889	1.061471
100	0.000376184	0.121048889	1.379912
125	0.000125112	0.131627778	0.766618
160	4.44631E-05	0.1426	1.379912
200	2.11934E-05	0.154067778	0.985651
250	9.62498E-06	0.16614	0.919941
315	4.47198E-06	0.178941111	1.379912
400	2.11836E-06	0.192651111	0.919941
500	1.01953E-06	0.207544444	0.530735
630	5.00495E-07	0.22405	0.574963
800	2.51884E-07	0.242836667	0.726269
1000	1.32008E-07	0.264933333	0.726269
1250	7.27277E-08	0.291771111	0.811713
1600	4.36516E-08	0.325126667	0.862445
2000	3.05422E-08	0.366511111	0.919941
2500	2.6687E-08	0.416152222	0.862445
3150	1.80884E-08	0.472558889	0.862445
4000	3.78355E-09	0.533244444	0.811713
5000	1.30347E-09	0.595314444	0.919941
6300	4.07662E-10	0.655221111	1.061471
8000	1.10561E-10	0.709736667	1.254465
10000	1.03514E-11	0.757756667	1.379912

Elaborando con il codice SEA i nuovi dati relativi all'ipotesi di miglioramento è stato ricavato il livello di potenza sonora irradiato dal pannello, e le relative componenti riferite agli elementi di composizione, espresse in Tabella 5.11.

Tabella 5.11 - *Livelli previsionali di potenza sonora ponderati “A” irradiati dalle varie componenti della la chiusura del box elaborati tramite software SEA relativi alla quarta ipotesi di miglioramento. Livello di potenza irradiata dalla parete trattata con multistrato, dalle guarnizioni, dai fori e la potenza totale.*

Frequenza [Hz]	$L_{W_{Hp4_{multi}}} dB(A)$	$L_{W_{Hp4_{guarn}}} dB(A)$	$L_{W_{Hp4_{fori}}} dB(A)$	$L_{W_{Hp4}} dB(A)$
50	30.1	45.6	67.6	67.6
63	38.1	50.4	72.2	72.2
80	31.2	46.0	48.1	50.2
100	30.7	49.7	63.1	63.3
125	24.1	46.9	61.7	61.8
160	35.0	61.1	70.3	70.8
200	28.8	57.2	75.6	75.7
250	18.0	48.8	60.1	60.4
315	17.2	50.3	60.9	61.2
400	13.6	48.9	60.7	61.0
500	17.5	55.0	62.3	63.0
630	11.0	50.6	50.3	53.4
800	13.6	55.1	64.3	64.8
1000	9.2	52.5	57.2	58.4
1250	4.7	49.6	50.3	53.0
1600	2.8	48.9	48.9	51.9
2000	1.2	47.8	51.4	53.0
2500	-0.2	46.0	50.8	52.0
3150	-2.0	44.9	49.1	50.5
4000	-12.1	40.5	44.2	45.7
5000	-16.5	39.8	38.9	42.4
6300	-23.2	37.1	35.9	39.5
8000	-26.6	38.3	32.1	39.3
10000	-37.0	37.2	64.9	64.9

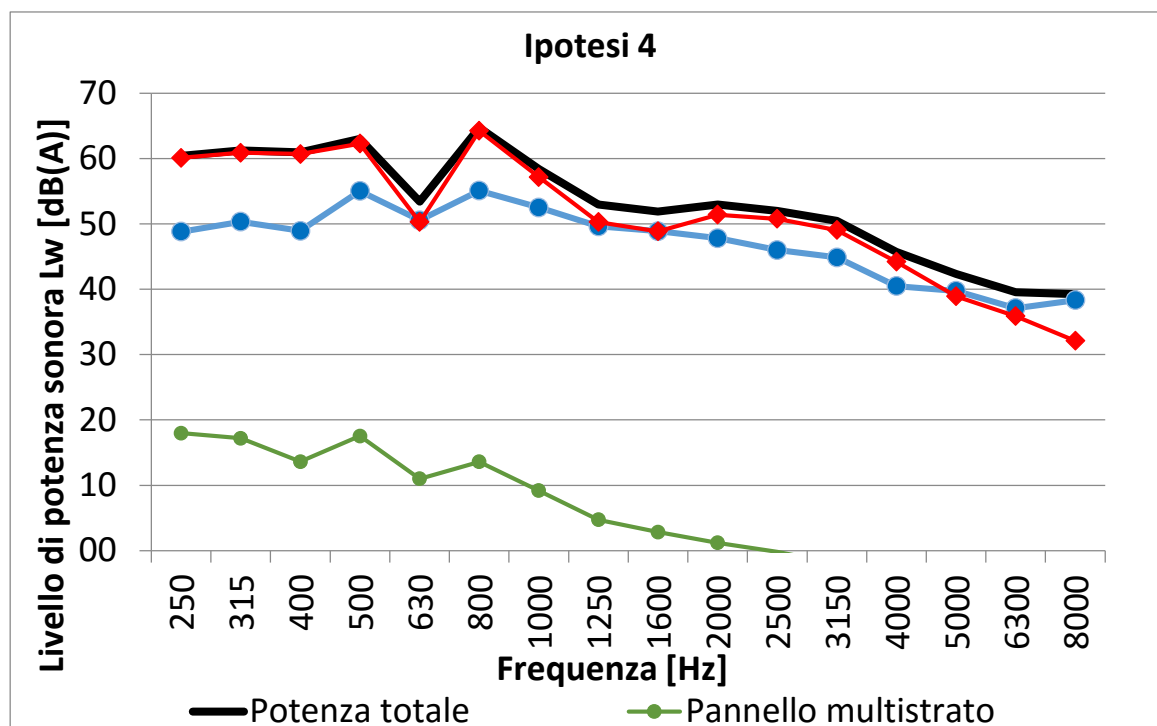


Figura 5.7 - Rappresentazione grafica dei livelli previsionali di potenza sonora ponderata “A” irradiata dagli elementi che compongono la chiusura del box soggetto ad intervento incremento di isolamento acustico elaborati tramite software SEA nella quarta ipotesi di miglioramento

5.2.5 Ipotesi 5

Notando la composizione della potenza irradiata si è formulata la quinta ipotesi con lo scopo di diminuire l’effetto delle guarnizioni sul livello sonoro totale emesso. L’ipotesi considera l’utilizzo di guarnizioni più performanti, aventi una Transmission Loss maggiore di 5dB su tutte le bande in frequenza rispetto a quelle presenti, le altre caratteristiche delle ante rimangono invariate. Vengono di seguito riportati, in Tabella 5.12, i valori aggiornati del coefficiente di trasmissione delle guarnizioni, del coefficiente di trasmissione composto. Le unità assorbenti rimangono invariate in quanto si considera simile il coefficiente di assorbimento e inoltre l’area delle guarnizioni è trascurabile rispetto alle altre.

Tabella 5.12 – Valori in frequenza del coefficiente di trasmissione delle guarnizioni previste nella quinta ipotesi di diminuzione della potenza totale irradiata dal box in analisi, e i valori del coefficiente di trasmissione globale relativa alla condizione dell’ipotesi cinque.

Frequenza [Hz]	τ_{guarn_Hp5}	τ_{tot}
50	0.063245553	5.69
63	0.06618259	5.691567

80	0.051882761	0.059202
100	0.041330606	0.520287
125	0.032924597	0.574247
160	0.025601978	0.124686
200	0.02039493	0.807657
250	0.016246915	0.127455
315	0.01283788	0.085329
400	0.010064047	0.087957
500	0.008017175	0.025663
630	0.006334958	0.004528
800	0.004966187	0.024224
1000	0.003956141	0.007289
1250	0.003151523	0.002656
1600	0.002450606	0.001833
2000	0.001952191	0.002895
2500	0.001555145	0.002931
3150	0.001228834	0.002055
4000	0.000963325	0.001461
5000	0.000767399	0.000498
6300	0.000606378	0.000368
8000	0.00047536	0.00015
10000	0.000378679	0.125698

Elaborando con il codice SEA i nuovi dati relativi all'ipotesi di miglioramento è stato ricavato il livello di potenza sonora irradiato dal pannello, e le relative componenti riferite agli elementi di composizione.

Tabella 5.13 - *Livelli previsionali di potenza sonora ponderati "A" irradiati dalle varie componenti della la chiusura del box elaborati tramite software SEA relativi alla quinta ipotesi di miglioramento. Livello di potenza irradiata dalla parete trattata con multistrato, dalle guarnizioni, dai fori e la potenza totale.*

Frequenza [Hz]	$L_{W_{Hp5_{multi}}}$ dB(A)	$L_{W_{Hp5_{guarn}}}$ dB(A)	$L_{W_{Hp5_{fori}}}$ dB(A)	$L_{W_{Hp5_{tot}}}$ dB(A)
50	42.0	40.6	67.6	67.6
63	37.0	45.5	72.3	72.3
80	35.8	41.2	48.2	49.2
100	36.2	44.8	63.2	63.2
125	28.7	42.0	61.8	61.9
160	38.9	56.2	70.4	70.5
200	32.5	52.3	75.7	75.7
250	21.5	43.9	60.2	60.3
315	20.6	45.4	60.9	61.0

400	17.0	44.0	60.8	60.8
500	20.9	50.1	62.3	62.6
630	14.3	45.6	50.3	51.6
800	16.8	50.1	64.3	64.4
1000	12.3	47.5	57.2	57.6
1250	7.7	44.7	50.3	51.3
1600	5.7	43.9	48.9	50.1
2000	3.8	42.8	51.4	52.0
2500	2.0	41.0	50.8	51.2
3150	0.6	39.9	49.1	49.6
4000	-9.6	35.5	44.2	44.7
5000	-18.6	34.8	38.9	40.3
6300	-26.8	32.1	35.9	37.4
8000	-27.8	33.3	32.1	35.8
10000	-33.3	31.8	64.5	64.5

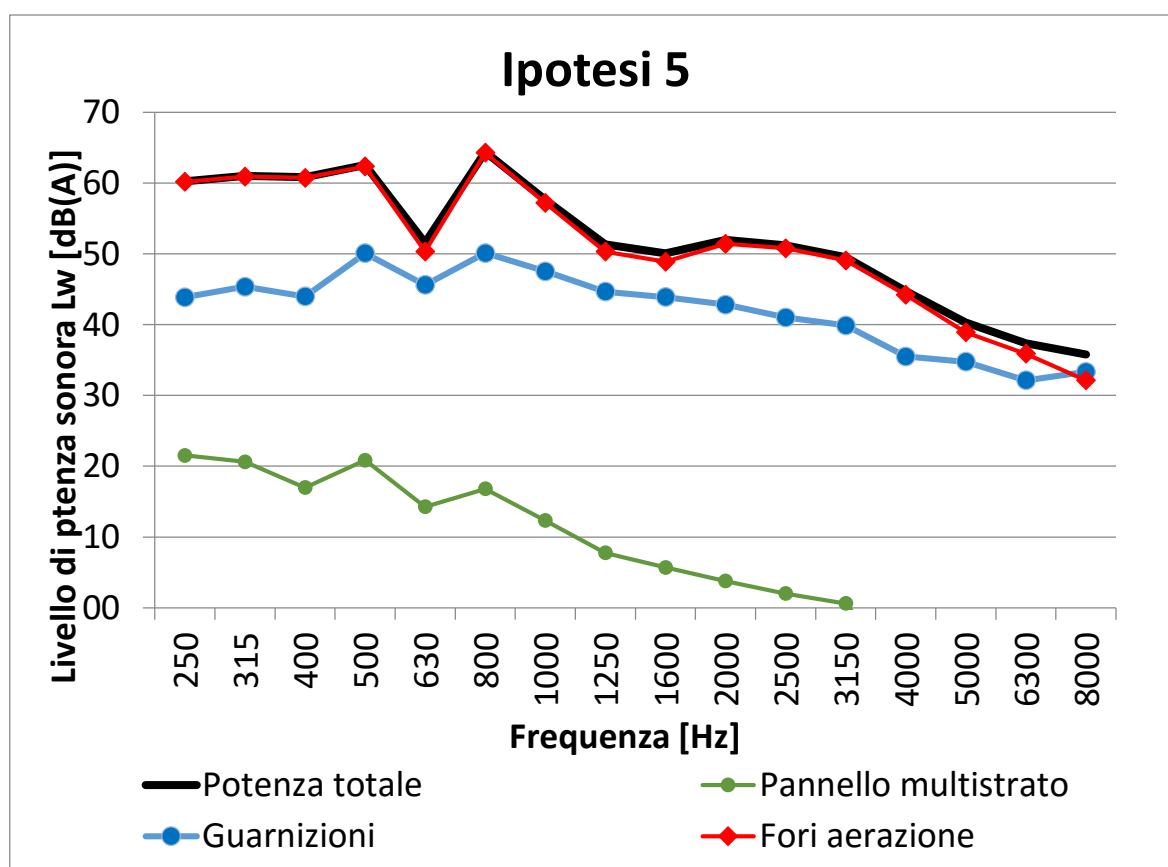


Figura 5.8 - Rappresentazione grafica dei livelli previsionali di potenza sonora ponderata "A" irradiata dagli elementi che compongono la chiusura del box soggetto ad intervento incremento di isolamento acustico elaborati tramite software SEA nella quinta ipotesi di miglioramento

5.2.6 Ipotesi 6

La sesta ipotesi è rivolta ad aumentare l'assorbimento interno della cavità e prevede una modifica della stratigrafia del multistrato, ossia la sostituzione del feltro compresso esterno con uno strato poroso di alluminio forato.

La nuova stratigrafia del multistrato risulta così composta:

- Strato di materiale smorzante di spessore 3 mm e massa superficiale di 5 kg/m^2 , applicato sulla lamiera;
- Due strati di feltro ognuno di spessore 18 mm e densità 90 kg/m^3 .
- Strato poroso di rete in Alluminio fonoassorbente (RALF) da 1.5 mm.

Mantenendo inalterate le caratteristiche acustiche e geometriche degli altri elementi di composizione, si vanno a ricalcolare i coefficienti di trasmissione e di assorbimento tramite codice TMM per il multistrato. Di conseguenza verranno aggiornati valori relativi alle unità assorbenti e al coefficiente di trasmissione totale composto. I valori relativi alle unità assorbenti della nuova configurazioni così calcolati:

$$A_{Hp6} = A_{base} + S_{multi} * (\alpha_{Hp6} - \alpha_{base}) \quad (5.5)$$

Dove S_{multi} corrisponde all'area trattata; e α_{Hp6} α_{base} rappresentano reciprocamente i coefficienti di assorbimento del pacchetto in ipotesi 6 e quello già presente sulla parete.

Di seguito vengono riportati i valori delle variabili modificate.

Tabella 5.14 - Valori in frequenza del coefficiente di trasmissione e del coefficiente di assorbimento relativi al multistrato da applicare alla chiusura del box soggetta ad intervento come sesta ipotesi di miglioramento del potere fonoisolante. Valori del coefficiente di trasmissione globale comprendente le modifiche al multistrato secondo ipotesi di miglioramento 6 e relative unità assorbenti della cavità.

F [Hz]	τ_{multi}	α_{Hp6}	τ_{tot}	$A [m^2]$
50	0.006478881	-0.011136811	6	1.818854
63	0.006227303	-0.005283367	5.720686	1.827255
80	0.005209547	0.006301004	0.080873	0.919408
100	0.004097321	0.026747444	0.538652	1.251662
125	0.002860882	0.060066222	0.589099	0.669294
160	0.001772556	0.110653111	0.136006	1.336464

200	0.001159044	0.182073333	0.816503	1.023739
250	0.000682967	0.275176667	0.134325	1.068231
315	0.00038089	0.386174444	0.090637	1.661749
400	0.000203049	0.506101111	0.092045	1.346233
500	0.000104016	0.622736667	0.028875	1.095397
630	5.17249E-05	0.724572222	0.007042	1.255673
800	2.53338E-05	0.804472222	0.026182	1.490094
1000	1.25343E-05	0.860875556	0.008843	1.536751
1250	6.42392E-06	0.896525556	0.003892	1.634179
1600	3.57932E-06	0.916444444	0.002793	1.666637
2000	2.34261E-06	0.926576667	0.003659	1.68163
2500	2.00217E-06	0.933258889	0.003539	1.56571
3150	1.66265E-06	0.940908889	0.002536	1.499401
4000	3.92193E-07	0.95069	0.001837	1.379439
5000	5.73456E-08	0.959916667	0.000797	1.4158
6300	1.61176E-08	0.964935556	0.000605	1.482682
8000	1.03015E-08	0.968106667	0.000336	1.605848
10000	4.18601E-09	0.971187778	0.125846	1.670178

Elaborando con il codice SEA i nuovi dati relativi all'ipotesi di miglioramento è stato ricavato il livello di potenza sonora irradiato dal pannello, e le relative componenti riferite agli elementi di composizione.

Tabella 5.15 - *Livelli previsionali di potenza sonora ponderati "A" irradiati dalle varie componenti della la chiusura del box elaborati tramite software SEA relativi alla sesta ipotesi di miglioramento. Livello di potenza irradiata dalla parete trattata con multistrato, dalle guarnizioni, dai fori e la potenza totale.*

F [Hz]	$L_{W_{Hp6_{multi}}} dB(A)$	$L_{W_{Hp6_{guarn}}} dB(A)$	$L_{W_{Hp6_{fori}}} dB(A)$	$L_{W_{Hp6_{tot}}} dB(A)$
50	37.1	45.6	67.6	67.8
63	41.9	50.7	72.5	72.5
80	38.1	46.7	48.7	51.0
100	41.5	50.1	63.5	63.7
125	38.3	47.5	62.3	62.4
160	51.1	61.3	70.4	71.0
200	46.0	57.0	75.5	75.5
250	35.8	48.2	59.5	59.8
315	35.7	49.5	60.1	60.5
400	31.8	47.3	59.1	59.3
500	34.5	51.9	59.2	59.9
630	27.7	47.2	46.9	50.1

800	30.5	52.0	61.2	61.6
1000	25.7	49.3	53.9	55.2
1250	21.1	46.6	47.3	50.0
1600	19.1	46.0	46.0	49.0
2000	17.4	45.2	48.8	50.4
2500	16.0	43.4	48.2	49.4
3150	15.2	42.5	46.7	48.1
4000	5.7	38.2	41.9	43.4
5000	-1.9	37.9	37.0	40.5
6300	-8.6	35.7	34.4	38.1
8000	-7.9	37.3	31.1	38.2
10000	-12.1	36.0	63.7	63.7

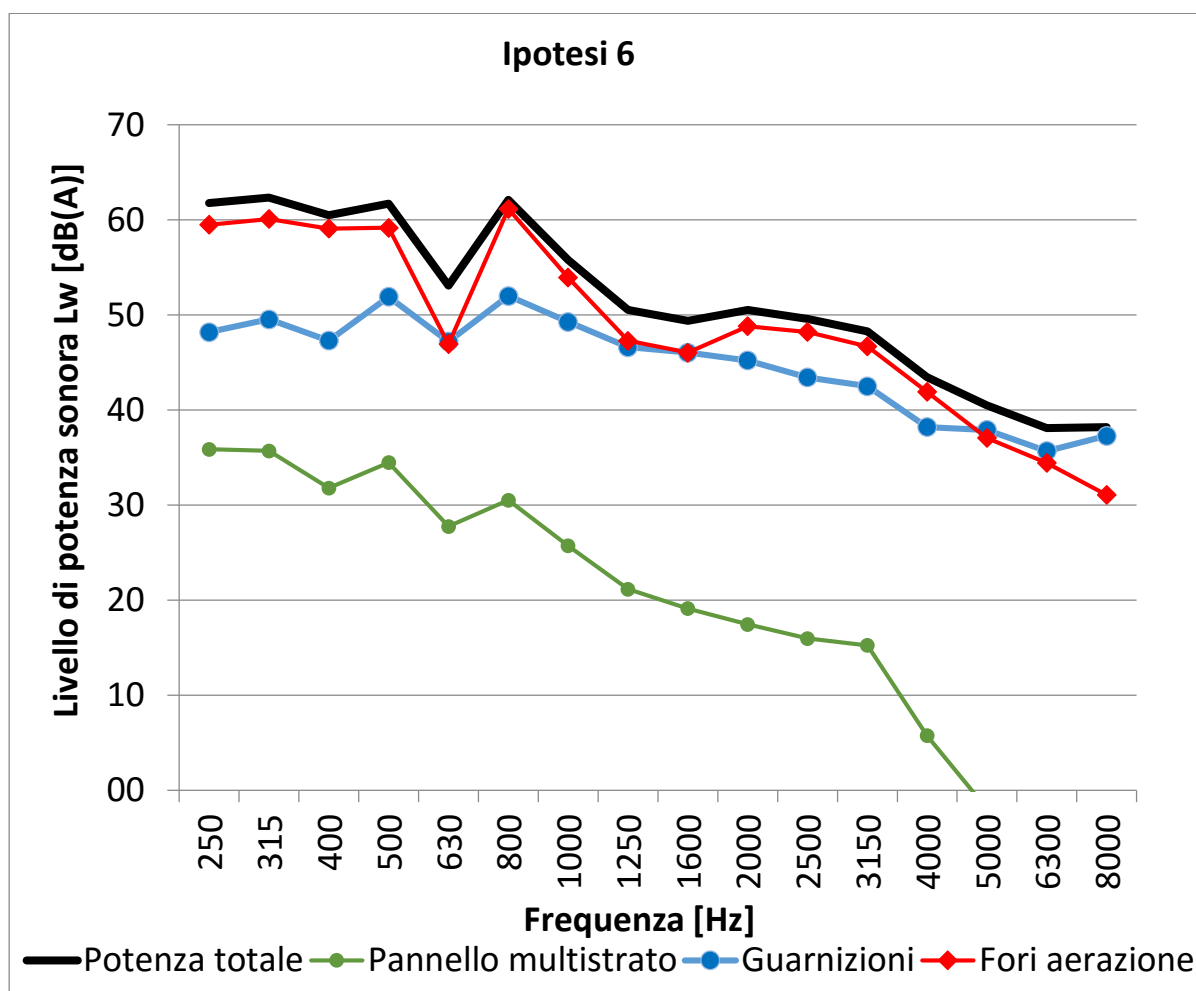


Figura 5.9 - Rappresentazione grafica dei livelli previsionali di potenza sonora ponderata "A" irradiata dagli elementi che compongono la chiusura del box soggetto ad intervento incremento di isolamento acustico elaborati tramite software SEA nella sesta ipotesi di miglioramento

5.2.7 Ipotesi 7

Le precedenti ipotesi migliorative prevedono singoli interventi atti a modificare le componenti della struttura isolante che più influenzano la totale potenza irradiata. Gli elementi che più condizionano l'efficienza dell'incapsulaggio sono: per l'isolamento acustico, guarnizioni e fori di aerazione, mentre per il livello di pressione generato dalla sorgente sonora, è la riverberazione, interna alla cavità [10]. La settima ipotesi prevede un intervento di tipo globale, caratterizzato dall'applicazione contemporanea delle modifiche, precedentemente analizzate, più efficaci in fatto di abbattimento globale di potenza emessa dall'incapsulaggio. Nello specifico l'intervento in analisi prevede:

- Adozione di guarnizioni più performanti;
- Modifica della stratigrafia con conseguente aumento del coefficiente di assorbimento interno alla cavità.
- Applicazione di una ventilazione frontale silenziata in sostituzione delle griglie di aerazione poste sulla parte anteriore dell'anta;

Analogamente alla modifica considerata nell'ipotesi migliorativa numero cinque, l'intervento prevede la sostituzione delle guarnizioni con tenute con coefficiente di trasmissione maggiore di 5 dB per ogni frequenza rispetto a quelle esistenti. I coefficienti di trasmissione per le guarnizioni sono riportati nella seconda colonna della Tabella 5.12; al fine del calcolo delle unità assorbenti, il coefficiente di assorbimento delle guarnizioni si considera invariato.

Per diminuire la riverberazione interna si prevede una modifica della stratigrafia al fine di aumentare l'assorbimento interno alla cavità. Nello specifico, analogamente all'ipotesi numero 6, si prevede la sostituzione del feltro compresso esterno con uno strato poroso di alluminio per aumentare il coefficiente di assorbimento interno alla cavità.

La nuova stratigrafia del multistrato risulta così composta:

- Strato di materiale smorzante di spessore 3 mm e massa superficiale di 5 kg/m^2 , applicato sulla lamiera
- Due strati di feltro ognuno di spessore 18 mm e densità 90 kg/m^3
- Strato poroso di rete in alluminio fonoassorbente (RALF) da 1.5 mm

I valori del coefficiente di trasmissione e di assorbimento per la nuova stratigrafia sono espressi in Tabella 5.14.

Per limitare la potenza acustica in uscita dalle superfici di aerazione e mantenere il raffreddamento interno della cavità, la presente ipotesi ha considerato l'applicazione di una sezione ventilante silenziata posta su un unico foro frontale di area pari a 0.012 m² in sostituzione delle griglie anteriori all'anta di chiusura. Il raffreddamento interno risulta garantito dalla presenza del ventilatore a cui viene applicato un silenziatore circolare, le caratteristiche sono espresse in Tabella 5.16. I livelli di potenza sonora del ventilatore e le caratteristiche di abbattimento del silenziatore sono espresse in Tabella 5.17. La potenza sonora irradiata verso l'esterno dal foro di aerazione silenziato è stata valutata come somma del rumore emesso dalla ventilante e della pressione sonora interna alla cavità incidente sul foro stesso in ipotesi di campo riverberante, il tutto attenuato dalla capacità di abbattimento del silenziatore. Per il calcolo delle unità assorbenti della cavità si è considerato un coefficiente di assorbimento unitario per la sezione ventilante. Le unità assorbenti relative alla nuova configurazione sono state calcolate partendo dalla condizione base, sostituendo il coefficiente di assorbimento per il multistrato con i valori per la nuova stratigrafia in Tabella 5.14, ed analogamente per i valori relativi ai fori di aerazione secondo la seguente relazione:

$$A_{Hp7} = A_{base} + S_{multi_base}(\alpha_{Hp7} - \alpha_{base}) + S_{fori}(\alpha_{Hp7} - \tau_{fori}) + S_f(1 - \alpha_{Hp7}) \quad (5.6)$$

Nella relazione 5.6 si considera con S_{multi_base} la superficie interna trattata con i multistrato nella condizione di partenza, che differisce dalla condizione 7. L'area di multistrato presente nella settima ipotesi è data dall'area di partenza a cui si deve sommare l'area dei fori di ventilazione S_{fori} , che vengono eliminati, ed infine sottrarre l'area del nuovo foro di ventilazione silenziato S_f .

Considerati i valori di potenza sonora della sorgente posta nella cavità (L_w) e le unità assorbenti interne (A) si sono ricavati i valori di pressione sonora interna secondo la seguente relazione:

$$L_p = L_w + 10 \log\left(\frac{4}{A}\right) \quad [dB] \quad (5.7)$$

Successivamente, in funzione dell'area del foro di ventilazione (S_f), si è ricavato il valore della potenza sonora incidente sul foro, secondo la seguente relazione:

$$L_{w\ foro} = L_p - 6 + 10 \log(S_f) \quad [dB] \quad (5.8)$$

I valori di potenza irradiata dal foro di ventilazione silenziato sono stati quindi ricavati togliendo, alla somma dei valori della potenza sonora del ventilatore e i valori di potenza sonora interna incidente sul foro, l'abbattimento acustico del silenziatore. I valori sono espressi in Tabella 5.17.

Tabella 5.16 – Sono nella tabella seguente riportati i valori di portata, le dimensioni della ventola e la potenza acustica dichiarata dal produttore per il ventilatore di aerazione considerato nell'ipotesi di miglioramento numero 7 e le caratteristiche dimensionali del silenziatore ad esso applicato.

Ventilatore			Silenziatore		
Portata	Diametro ventola	Potenza dichiarata	Diametro	Sezione (S_f)	Profondità
$[m^3/h]$	$[mm]$	$[dB]$	$[mm]$	$[m^2]$	$[mm]$
138	0.11	47	125	0.012	640

Tabella 5.17 – Valori previsionali del livello di potenza sonora in frequenza del ventilatore dichiarati dal produttore, livello di potenza sonora della sorgente, livello di pressione interna ricavato dalla potenza della sorgente in funzione dell'assorbimento interno, livello di potenza totale incidente sul foro $L_{w \text{ foro}}$, abbattimento acustico del silenziatore e livello di potenza totale in uscita dal foro di ventilazione ricavata come differenza tra $L_{w \text{ foro}}$ e l'abbattimento del silenziatore.

F	L_w ventilatore	L_w sorgente	L_p interna	L_w foro	Abbattimento silenziatore	L_w uscita
$[Hz]$	$[dB]$	$[dB]$	$[dB]$	$[dB]$	$[dB]$	$[dB]$
50	35	90.9	94.3	69.2	1	68.2
63	35	91.6	95.0	69.9	3	66.9
80	35	81.8	88.2	63.1	5	58.1
100	33	84.2	89.3	64.2	7	57.2
125	33	76.9	84.7	59.6	8	51.6
160	33	92.1	96.8	71.7	8	63.7
200	35	85.1	91.1	65.9	9	57.0
250	35	75.1	80.9	55.8	10	45.8
315	35	77.5	81.3	56.2	14	42.2
400	35	73.5	78.2	53.1	18	35.2
500	35	76.7	82.2	57.1	20	37.1
630	35	72.3	77.3	52.2	24	28.2
800	34	77.8	82.0	56.9	26	30.9
1000	34	75.4	79.4	54.3	28	26.4
1250	34	73.4	77.2	52.1	32	20.2
1600	31	73.6	77.3	52.2	34	18.2
2000	31	73.5	77.2	52.1	36	16.1
2500	31	72.3	76.3	51.2	34	17.2
3150	26	72.4	76.5	51.4	28	23.4

4000	26	68.9	73.4	48.3	22	26.4
5000	26	70.3	74.7	49.5	18	31.6
6300	24	69.9	74.1	49.0	14	35.0
8000	24	73.9	77.7	52.6	10	42.6
10000	24	75.1	78.8	53.7	8	45.7

La potenza sonora totale irradiata è stata ricavata dalla somma della componente emessa dal foro alle componenti relative alle guarnizioni e alla parete trattata con multistrato calcolate con la modellizzazione SEA. La modellizzazione della connessione tra cavità ed esterno non ha considerato l'area del foro di ventilazione. I valori di potenza sonora globali e delle varie componenti sono riportati nella seguente Tabella 5.18.

Tabella 5.18 - *Livelli previsionali di potenza sonora ponderati "A" irradiati dalle varie componenti della la chiusura del box elaborati tramite software SEA relativi alla settima ipotesi di miglioramento. Livello di potenza irradiata dalla parete trattata con multistrato, dalle guarnizioni, dal foro e la potenza totale.*

F [Hz]	$L_{W_{Hp7_{multi}}} dB(A)$	$L_{W_{Hp7_{guarn}}} dB(A)$	$L_{W_{Hp7_{foro}}} dB(A)$	$L_{W_{Hp7}} dB(A)$
50	37.6	41.0	38.0	43.9
63	42.1	45.8	40.7	48.2
80	38.3	41.7	35.6	44.0
100	41.7	45.2	38.1	47.3
125	38.5	42.5	35.5	44.5
160	51.2	56.3	50.3	58.2
200	46.2	52.1	46.1	53.8
250	36.0	43.2	37.2	44.8
315	35.8	44.5	35.6	45.5
400	31.9	42.3	30.4	42.9
500	34.5	46.8	33.9	47.3
630	27.8	42.1	26.3	42.4
800	30.6	47.0	30.1	47.1
1000	25.7	44.2	26.4	44.3
1250	21.2	41.5	20.8	41.6
1600	19.1	41.0	19.2	41.0
2000	17.5	40.1	17.3	40.2
2500	16.0	38.3	18.5	38.4
3150	15.3	37.4	24.6	37.6
4000	5.8	33.1	27.4	34.1
5000	-1.9	32.8	32.1	35.4
6300	-8.6	30.6	34.9	36.3
8000	-7.9	32.2	41.5	42.0
10000	-12.1	30.9	43.2	43.5

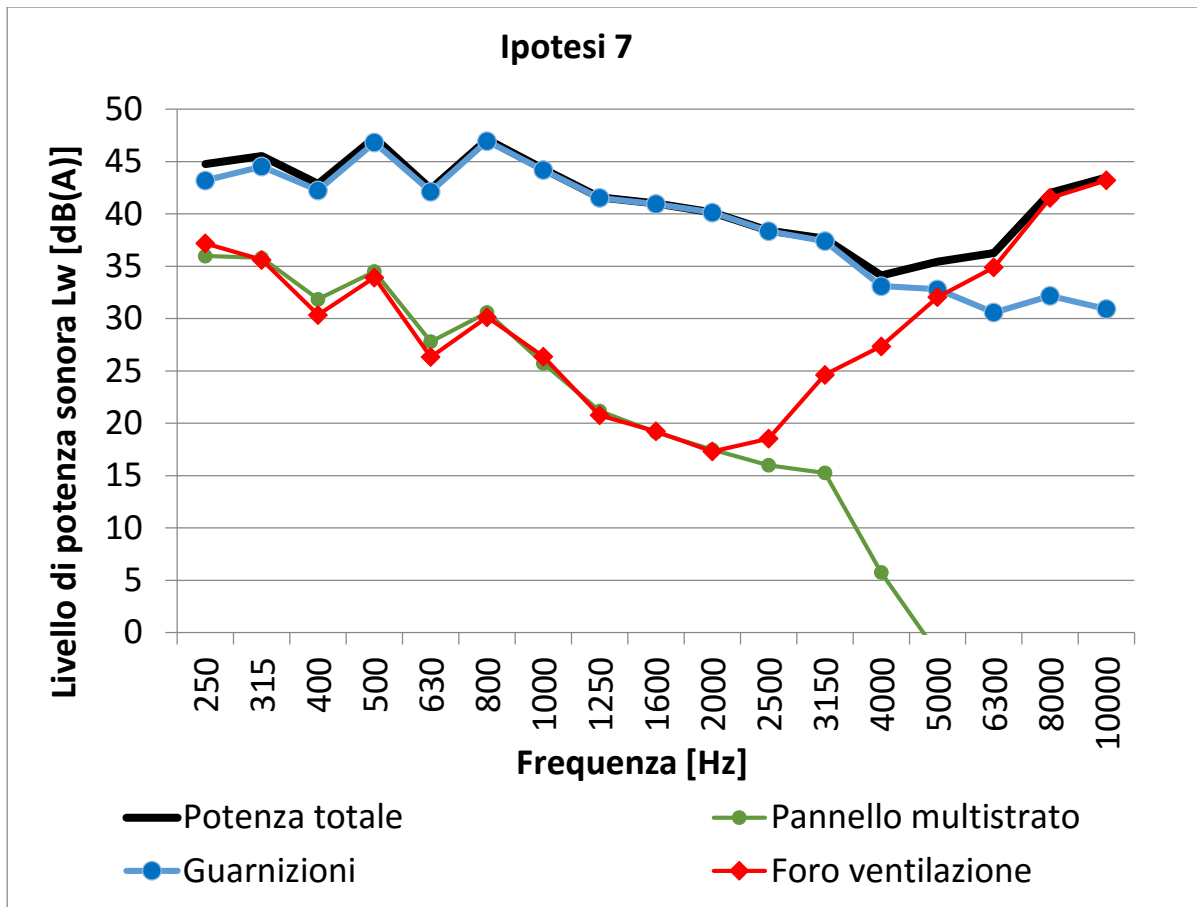


Figura 5.10 - Rappresentazione grafica dei livelli previsionali di potenza sonora ponderata "A" irradiata dagli elementi che compongono la chiusura del box soggetto ad intervento incremento di isolamento acustico elaborati tramite software SEA nella settima ipotesi di miglioramento

5.3 Confronto e analisi dei risultati.

I risultati ottenuti mediante l'analisi tramite codice SEA, relativi alle varie ipotesi di miglioramento, danno utili indicazioni sull'ottimizzazione dell'incapsulaggio acustico.

Di seguito sono riportati in bande di frequenza e, il valore complessivo dei valori di potenza sonora emessa, calcolati mediante codice SEA, e le relative differenze rispetto a valori relativi alla condizione esistente. I valori di potenza sonora analizzati in dB(A) vengono forniti dalla banda dei 250 Hz, per frequenze inferiori non si ha una buona attendibilità dei risultati a causa di una scarsa densità modale. Il confronto viene eseguito in dB(A) perché gli interventi ipotizzati sono differenti tra di loro anche in base bande in frequenza sulle quali intervengono per il miglioramento. La potenza pesata A permette di vedere quali interventi sono più utili alla

diminuzione della potenza sonora relativamente alle zone dello spettro più critico per la sensibilità degli operatori.

Tabella 5.19 – *Valori previsionali del livello di potenza sonora in frequenza e globali elaborati mediante Software SEA relativi alla condizione esistente e alle 7 ipotesi di miglioramento relative alla chiusura del box in analisi.*

	Esistente	Ipotesi 1	Ipotesi 2	Ipotesi 3	Ipotesi 4	Ipotesi 5	Ipotesi 6	Ipotesi 7
F [Hz]	L_w [dB(A)]	L_w [dB(A)]	L_w [dB(A)]	L_w [dB(A)]	L_w [dB(A)]	L_w [dB(A)]	L_w [dB(A)]	L_w [dB(A)]
250	60.4	61.9	49.0	51.4	60.4	60.3	61.8	44.8
315	61.2	62.5	50.4	53.6	61.3	61.0	62.3	45.5
400	61.0	60.6	49.0	52.8	61.0	60.8	60.5	42.9
500	63.0	61.9	55.0	59.3	63.0	62.6	61.7	47.3
630	53.4	53.4	50.5	56.1	53.4	51.6	53.1	42.4
800	64.7	62.2	55.1	62.1	64.8	64.4	62.1	47.1
1000	58.4	55.9	52.5	60.4	58.4	57.6	55.8	44.3
1250	53.0	50.6	49.6	58.3	53.0	51.3	50.5	41.6
1600	51.9	49.4	48.8	58.7	51.9	50.1	49.4	41.0
2000	53.0	50.6	47.8	58.9	53.0	52.0	50.5	40.2
2500	52.0	49.6	45.9	58.0	52.0	51.2	49.6	38.4
3150	50.5	48.3	44.8	57.6	50.5	49.6	48.2	37.6
4000	45.7	43.5	40.4	54.3	45.7	44.7	43.4	34.1
5000	42.4	40.5	39.7	54.6	42.4	40.3	40.5	35.4
6300	39.5	38.1	37.0	53.1	39.5	37.4	38.1	36.3
8000	39.3	38.2	38.2	55.5	39.3	35.8	38.2	42.0
Lw tot	70.2	69.5	61.8	69.6	70.2	69.8	69.3	54.9

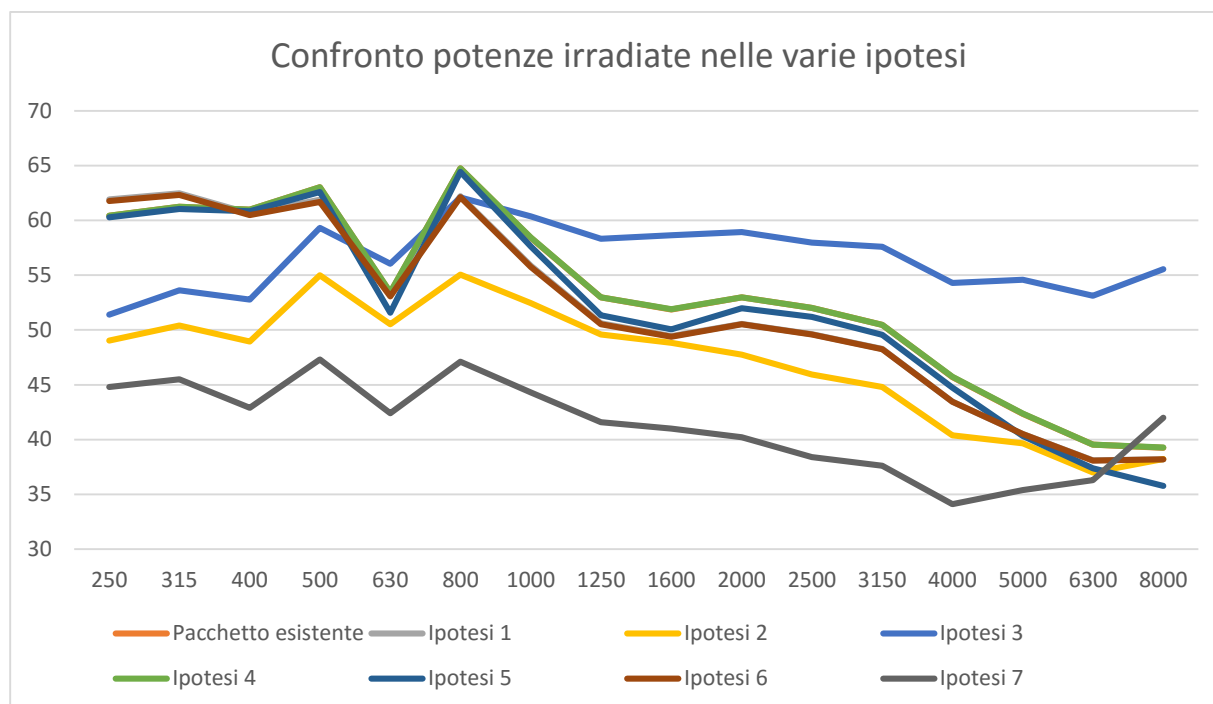


Figura 5.11 - Rappresentazione grafica dei livelli previsionali di potenza sonora ponderata “A” irradiata dalla chiusura del box nella condizione di base e nelle sette ipotesi migliorative.

Per un’analisi immediata, nella tabella seguente si riportano le differenze tra i livelli della condizione esistente ed i livelli relativi alle ipotesi di miglioramento.

Tabella 5.20 – Confronto e valutazione del decremento dei livelli previsionali di potenza sonora globale irradiata, elaborati con Software SEA, relativi alle 7 ipotesi di miglioramento rispetto alla condizione esistente.

		Lw_tot	
Esistente		70.2	
Ipotesi 1	Senza feltro compresso	69.5	-0.7
Ipotesi 2	Assenza dei fori	61.8	-8.4
Ipotesi 3	Foro aerazione frontale	69.6	-0.6
Ipotesi 4	Aumento spessore lamiera	70.2	0
Ipotesi 5	Aumento TL guarnizione	69.8	-0.4
Ipotesi 6	Sostituzione feltro compresso con alluminio	69.3	-0.9
Ipotesi 7	Modifica stratigrafia, guarnizioni e sezioni ventilanti	54.9	-15.3

L’analisi delle prime sei ipotesi di intervento risulta strategica al fine di progettare un intervento globale in grado di diminuire la potenza irradiata dal sistema senza influire sul funzionamento e le caratteristiche geometriche dello stesso. Le ipotesi descritte hanno per oggetto interventi

singoli, ognuno relativo ad una componente del sistema di incapsulaggio influente sul livello globale di potenza sonora irradiata. L'intervento più efficace è quello relativo all'eliminazione dei fori di aerazione, come si evince dalla diminuzione sostanziale di potenza irradiata nell'ipotesi due. Questa ipotesi è di difficile realizzazione considerando le specifiche di funzionamento della macchina che impongono un raffreddamento continuo. La possibilità di ottenere una parete continua e non forata risulta realizzabile con lo sviluppo di sistemi di raffreddamento alternativi, ad esempio a liquido, che non necessitano di comunicazioni dirette con l'ambiente esterno. L'ipotesi numero tre, caratterizzata da una variazione geometrica dell'aerazione a parità di area totale, prevede una sensibile diminuzione della potenza irradiata. Questo risultato è interessante ai fini della progettazione di incapsulaggi acustici in quanto mette in luce l'importanza della geometria delle aperture in funzione della potenza sonora che sono in grado di trasmettere.

Dalle ulteriori soluzioni analizzate si evidenzia come risulti di primaria importanza l'attenuazione del campo acustico interno per assorbimento al fine di limitare la potenza sonora in uscita. L'ipotesi numero uno e l'ipotesi numero sei, con soluzioni distinte, offrono una diminuzione del livello totale di potenza sonora operando una modifica della finitura superficiale del multistrato, eliminando il feltro compresso impervio. La soluzione sei inoltre, grazie alla presenza dello strato di alluminio forato, rispetto all'ipotesi uno, offre anche un aumento della Transmission Loss del multistrato. L'intervento sulle prestazioni delle guarnizioni risulta positivo, anche se il raggio d'azione è limitato in frequenza dalle bande in cui la potenza in uscita è relativa alla presenza dei fori di aerazione. L'ipotesi numero 4 che prevede l'aumento dello spessore della lamiera non comporta modifiche della potenza irradiata. Infatti, da analisi delle componenti della potenza totale, gli elementi responsabili del rumore emesso sono i fori e le guarnizioni.

In virtù delle analisi relativi ai primi sei risultati è stata formulata la settima ipotesi, composta da tre interventi paralleli: modifica dell'impianto di raffreddamento, incremento dell'efficienza delle guarnizioni ed aumento dell'assorbimento interno. Gli interventi risultano fra loro complementari. Analizzando lo spettro della potenza sonora irradiata globale e delle sue componenti della condizione esistente, si vede come le guarnizioni e fori abbiano livelli di potenza irradiata simile, ed in particolare, le guarnizioni siano influenti ad alte frequenze. Un intervento centrato solo su uno delle due componenti porterebbe ad effetti globali limitati dal rumore emesso dal componente non migliorato. L'intervento più invasivo è quello relativo ai

fori di aerazione, che consiste nell'applicazione di una ventilante silenziata ad un foro sulla parte frontale della chiusura. Questa combinazione è stata scelta per garantire il ricircolo d'aria necessario limitando gli effetti sul rumore emesso dalla macchina. La macchina in oggetto necessita di raffreddamento interno continuo durante l'utilizzo e le caratteristiche dimensionali del sistema rendono impossibile l'inserimento di raffreddamenti a liquido interni all'incapsulaggio. La modifica della geometria del foro limita la potenza in uscita, il ventilatore garantisce il ricircolo d'aria e il silenziatore, oltre che ad attenuare il rumore emesso dalla ventola limita anche il rumore in uscita dalla cavità. L'aumento di efficienza delle guarnizioni e l'aumento dell'assorbimento interno sono tra loro legati in quanto l'intervento congiunto porta ad una diminuzione complessiva superiore alla somma degli effetti relativi ai singoli interventi.

La settima ipotesi, nata dall'analisi delle singole precedenti, risulta la migliore tra le varie proposte ed è un esempio di una buona applicazione del software SEA nella riprogettazione di incapsulaggi acustici. Il software ha permesso di analizzare per ogni tipo di intervento la variazione globale e in frequenza della potenza emessa, sia per l'intero involucro che per le sue componenti. Questo approccio guida quindi il progettista nell'individuazione della soluzione ottimale considerate le caratteristiche di funzionamento e gli obiettivi da raggiungere in fatto di abbattimento acustico.

Conclusione

La ricerca si è sviluppata sull'elaborazione di uno nuovo strumento capace di fornire informazioni relative alle caratteristiche di isolamento per incapsulaggi acustici di macchine industriali. L'isolamento acustico delle macchine è un punto fondamentale nella progettazione delle stesse e le esigenze del mercato stanno imponendo livelli di qualità sempre maggiori da raggiungere in tempi brevi e costi limitati. I tempi e i costi degli interventi di abbattimento acustico sono strettamente correlati con la efficienza della progettazione acustica. I modelli matematici più diffusi nello studio nella propagazione sonora sono di tipo deterministico quali FEM e BEM. Questi offrono risultati accurati ma a costo di lunghi tempi di elaborazione e spesso con limiti di validità ad alte frequenze a causa delle complesse geometrie e connessioni presenti nelle macchine industriali. Per ovviare a questi limiti si studiato un nuovo software basato sul modello matematico del SEA, che per le sue caratteristiche ben si adegua a queste applicazioni. Il modello creato si caratterizza principalmente per la velocità di computazione e la facilità di utilizzo. Esso offre la possibilità di analizzare la potenza sonora emessa dall'isolamento di una macchina in funzione dell'assorbimento interno e al contempo di valutarne i contributi dei vari elementi componenti l'incapsulaggio quali pacchetti multistrato fonoisolanti delle pareti, guarnizioni, fori di ventilazione o di servizio. Il range d frequenze in cui risulta applicabile il modello è determinato dalla densità modale dei sottosistemi in analisi. Il modello SEA si basa sull'analisi dei flussi di energia tra i sottosistemi generati dall'accoppiamento di modi di vibrare degli stessi. Spesso il campo di applicabilità è limitato alle medio-alte a causa delle ridotte dimensioni della cavità ed alla conseguente bassa densità modale del sistema. L'attendibilità del software è stata valutata mediante un processo di validazione, basato sul confronto tra i valori di potenza sonora ottenuti dall'applicazione del programma a casi reali e quelli rilevati sperimentalmente dai casi studio.

La validazione si è articolata applicando a tre di tre differenti macchine industriali in diverse condizioni di allestimento fonoassorbente interno e nello specifico una condizione per la prima macchina, due condizioni per la seconda e sei condizioni per la terza. I confronti eseguiti hanno

evidenziato una buona correlazione tra dati sperimentali e simulazioni, ottenendo uno scarto medio totale, tra le nove configurazioni analizzate pari a 2.5 dB. Il campo di validità nelle tre analisi si è rilevato molto ampio. L'intervallo minore nelle condizioni di prova è stato dai 315 agli 8000 Hz, coinvolgendo comunque tutte le zone dello spettro sonoro che maggiormente interessano gli interventi di abbattimento acustico. In tutti i tre casi studio analizzati si è mantenuta una soglia di errore pressoché costante. I maggiori scostamenti tra le serie di valori si sono riscontrate in presenza di elementi di difficile modellizzazione, quali guarnizioni con compressione variabili lungo i bordi della chiusura. La modellizzazione degli elementi che compongono il sistema è punto fondamentale dell'analisi, maggiore è la sua accuratezza e maggiore sarà l'attendibilità dei risultati. Infine il codice SEA è stato applicato ad un caso reale in fase di riprogettazione dell'isolamento acustico di una macchina allo scopo di ottimizzarne i risultati. L'applicazione del modello si è basata sul confronto di sei diversi allestimenti dell'incapsulaggio, offrendo la possibilità di valutare le criticità della chiusura e valutando le migliori combinazioni di isolamento per incrementare al massimo delle possibilità l'abbattimento acustico complessivo. In tempi di elaborazione molto brevi il software ha fornito le informazioni necessarie per realizzare il miglior allestimento dell'incapsulaggio in fatto di abbattimento acustico, offrendo indicazioni di progettazione per altre macchine simili. Nel caso specifico ha fornito di indicazioni riguardo alla convenienza di un incremento dell'assorbimento interno e alla riprogettazione della geometria dei fori di ventilazione e delle guarnizioni. Inoltre ha messo in luce la ridondanza dell'isolamento acustico delle pareti, che risultava sovradimensionato dalla presenza di elementi quali guarnizioni e fori che ne vanificavano l'effetto. Il risultato finale è stato quello di ottenere un buon abbattimento della potenza irradiata con un risparmio in materiale isolante per la produzione del box e senza agire sulla struttura della macchina. Il modello trova la sua naturale applicazione in questo genere di interventi, offrendo risultati con un margine di errore molto limitato considerando il numero di variabili considerate. Il Software si basa sul modello SEA, il quale è di natura statistica. Questo non permette analisi sulla composizione geometrica della macchina e degli interventi di isolamento acustico. In questo modello semplificato sono trascurati gli effetti legati a fattori di vista legati al posizionamento della sorgente sonora in rapporto alla chiusura e agli elementi che la compongono. Lo sviluppo naturale del modello risulta la validazione e l'applicazione a situazioni reali delle analisi delle trasmissioni strutturali che il modello è in grado di considerare. In questo lavoro di ricerca non sono state trattate tali componenti in quanto nelle analisi a medio-alta frequenza, che meno sono ridotte dal filtro A, le componenti dominanti sono quelle da rumore aereo.

Bibliografia

- [1] Carl Hopkins (2007) Sound Insulation, Elsevier and Butterworth-Heinemann.
- [2] Daniel Johansson e Peter Connell (2010). Statistical Energy Analysis Software Development and Implementation of an Open Source Code in Matlab/Octave. *Master's Thesis*. Chalmers University of Technology Göteborg, (Svezia).
- [3] Wilson G.P. e Soroka W.W., (1965). Approximation to The Diffraction of Sound by A Circular Aperture in a Rigid Wall of Finite Thickness. *Journal of The Acoustical Society of America*. **37**(2), 286-297.
- [4] Sauter A. e Soroka W.W., (1970). Sound Transmission Through Rectangular Slots of Finite Depth Between Reverberant Rooms. *Journal of The Acoustical Society of America*. **47**(1), 5-11.
- [5] T.E. Vigran (2009). Predicting the sound reduction index of finite size specimen by a simplified spatial windowing technique. *Journal of Sound and Vibration*. **325**(3), 507-5012.
- [6] Allard J., Atalla N. (2009). Propagation of Sound in Porous Media: Modelling Sound Absorbing Materials 2e, Wiley.
- [7] Nathalie Geebelen (2008), Structure-Borne Sound Sensitivity of Building Structures Assessment of the Acoustic Performances of Multilayered: Structures by Simulation and Measurement Techniques. *Tesi Di Dottorato*. Katholieke Universiteit Leuven (Belgio).
- [8] Mechel F.P., (1986). The Acoustic Sealing of Holes and Slits in Walls, *Journal of Sound and Vibration*, **111**(2), Pp. 297-336.
- [9] Bonfiglio P., Pompoli F. (2013) Frequency Dependent Mechanical Characterisation of Poro-Elastic and Visco-Elastic Materials for Sound Transmission Loss Simulations. *Jasa*
- [10] Francesco Pompoli, Jacopo Griguolo, Paolo Bonfiglio (2015). Progettazione Numerica di Sistemi di Incapsulaggio per Macchine Automatiche Industriali, *42° Convegno Nazionale Dell'associazione Italiana Di Acustica*, 1-8.