
DOTTORATO DI RICERCA IN
"HIGH MECHANICS AND AUTOMOTIVE DESIGN & TECHNOLOGY /
MECCANICA AVANZATA E TECNICA DEL VEICOLO"
NELL'AMBITO DELLA SCUOLA DI DOTTORATO IN
"HIGH MECHANICS AND AUTOMOTIVE DESIGN & TECHNOLOGY /
MECCANICA AVANZATA E TECNICA DEL VEICOLO"

XXV CICLO

METODOLOGIE ANALITICHE,
SPERIMENTALI E COMPUTAZIONALI
PER LO STUDIO DEL CAMPO ACUSTICO ESTERNO
DI UN AUTOVEICOLO

Tutore Scientifico

Prof. Ing. Mauro Alessandro Corticelli

Candidato

Dott. Ing. Giorgio Parise

Cotutori

Dott. Giuseppe Miccoli

Prof. Hans-Herwig Priebisch

Dott. Claudio Bertolini

Direttore della Scuola di Dottorato

Prof. Paolo Tartarini

Coordinatore della Scuola di Dottorato

Prof. Paolo Tartarini

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI MODENA E REGGIO EMILIA
ANNO ACCADEMICO 2011-2012

Abstract

Recent years have seen an increase in the importance of analyzing the exterior noise generated by vehicles. To reduce exterior noise, analytical and computational methodologies need to tackle a variety of challenging tasks:

- handling broad frequencies ranges and large model sizes,
- representing very complex domain shapes,
- optimizing the source or transfer path.

In this research work we applied different methodologies in order to gather parametric information able to speed up the design process of motor vehicles and to reduce the number of pass-by measurements on test track.

A mock-up was built at Autoneum and several measurements were done in order to validate four different methodologies:

- Boundary Element Method (BEM),
- Patch Transfer Function method (PTF),
- Automatically Matched Layer method (AML),
- Wave Based Technique (WBT).

The comparisons between these methodologies led to the following results:

- Boundary Element Method gives more accurate results;
- Perfectly Matched Layer and Patch Transfer Functions methods give a strong reduction of the calculation time;
- Wave Based Technique gives promising results but needs further implementations to be applied to this kind of problems.

In conclusion: measurements and simulations are both necessary for the design phase of the exterior vehicle acoustics. Moreover different analytical and computational methodologies can be used during the design.

Future work can be done for studying the coupling of different methodologies in order to develop procedures that are faster and more accurate at the same time.

Sommario

Gli ultimi anni hanno visto una crescita dell'importanza degli studi del rumore esterno di autoveicoli e della sua possibile limitazione. Già una decina di anni fa nel progetto europeo VISPeR venivano cercate soluzioni a questo problema facendo riferimento in particolare alle prove "pass-by" (norma ISO 362). Quindi per poter meglio comprendere e capire come sia possibile ridurre il rumore esterno, si è sviluppato l'utilizzo di metodologie analitiche e computazionali.

Queste metodologie si prefiggono diversi obiettivi:

- gestire grandi intervalli di frequenza e modelli di grandi dimensioni,
- rappresentare domini di forma complessa,
- ottimizzare il percorso tra la sorgente acustica e l'ascoltatore.

In questo lavoro di ricerca abbiamo applicato diverse metodologie per raccogliere informazioni parametriche capaci di accelerare la fase di progettazione degli autoveicoli e ridurre il numero di prove "pass-by" su pista.

È stata convalidata l'applicazione delle quattro seguenti metodologie:

- il metodo degli elementi al contorno (Boundary Element Method, BEM),
- il metodo delle funzioni di trasferimento acustiche (Patch Transfer Function, PTF),
- il metodo degli elementi finiti con lo strato automaticamente adattato (Finite Element Method / Automatically Matched Layer, FEM/AML),
- la tecnica basata sulle funzioni d'onda (Wave Based Technique, WBT).

Per la convalida di queste metodologie è stato costruito presso l'azienda Auto-neum un modello che rappresenta la parte anteriore di una macchina, con particolare attenzione alle aperture e ai trattamenti fonoassorbenti posti intorno al motore. Inoltre su tale modello sono state eseguite le misure delle funzioni di trasferimento.

I confronti tra questi metodi e le misure ci hanno portato alle seguenti considerazioni:

- il metodo con gli elementi al contorno dà i risultati più corretti;
- il metodo dello strato automaticamente adattato e quello delle funzioni di trasferimento acustiche permettono una forte riduzione del tempo di calcolo;
- la tecnica con le funzioni d'onda dà risultati promettenti, ma necessita di ulteriori implementazioni per essere applicata a questo tipo di problemi.

In conclusione le misure e le simulazioni sono entrambe necessarie per la fase di progettazione dell'acustica esterna di un autoveicolo. In aggiunta, nella fase progettuale, possono essere usate le diverse metodologie analitiche e computazionali:

gli elementi al contorno per ottenere risultati accurati e gli elementi finiti o il metodo delle funzioni di trasferimento per aver informazioni in tempi più brevi anche se meno precise.

Altro lavoro in futuro potrà essere fatto per approfondire l'uso di diverse metodologie accoppiate per svilupparne altre che siano contemporaneamente più veloci e più precise.

Indice

Abstract	i
Sommario	ii
1 Introduzione	1
2 Stato dell'arte	3
2.1 Breve descrizione della norma ISO 362	3
2.2 Articoli dell'ultima decina di anni	4
2.3 Articoli più recenti	5
2.4 Obiettivo di questo lavoro di ricerca	6
3 Metodi	7
3.1 Attività sperimentale	7
3.2 Metodo degli elementi finiti (FEM/AML)	11
3.2.1 Richiami di acustica	11
3.2.2 Richiami di teoria del metodo degli elementi finiti con lo strato assorbente automaticamente adattato	13
3.2.3 Applicazione del metodo FEM/AML al nostro caso	15
3.3 Metodo degli elementi al contorno (BEM)	18
3.3.1 Richiami di teoria	18
3.3.2 Applicazione del metodo BEM al nostro caso	21
3.4 Tecnica basata sulle funzioni d'onda (WBT)	25
3.4.1 Richiami di teoria	25
3.4.2 Applicazione della tecnica WBT al nostro caso	30
3.5 Metodo delle funzioni di trasferimento (PTF)	34
3.5.1 Richiami di teoria	34
3.5.2 Applicazione del metodo PTF al nostro caso	35
4 Risultati e discussione	37
4.1 Risultati dell'attività sperimentale	37
4.2 Risultati del metodo BEM	39
4.3 Risultati del metodo PTF	44
4.4 Risultati del metodo FEM/AML	46
4.5 Risultati del metodo WBT	52

4.5.1	Problema riguardante il volume soltanto interno al simulacro (WBT01)	53
4.5.2	Problema riguardante il volume sia interno che esterno al simulacro (WBT02)	55
4.6	Considerazione sui tempi di calcolo	58
5	Conclusioni	61
	Ringraziamenti	62
	Bibliografia	64

Capitolo 1

Introduzione

Per la caratterizzazione acustica di un veicolo, esiste la norma ISO 362 [1] che regola il limite del livello di pressione sonora (Sound Pressure Level, SPL) misurato durante la cosiddetta prova "pass-by". Questa norma stabilisce anche il *setup* e la procedura per compiere la prova sopracitata.

Le prove pass-by possono avere costi elevati e dipendere sensibilmente dalle condizioni meteorologiche, per di più da diversi anni le case automobilistiche prevedono che la norma ISO 362 si muoverà nella direzione di diminuire l'SPL ammissibile. Quindi è molto importante confrontare tra loro diverse metodologie analitiche, computazionali e sperimentali per raccogliere informazioni parametriche capaci di velocizzare la fase di progetto e di ridurre il numero delle prove pass-by.

Nello studio dei fenomeni acustici, possiamo di solito riconoscere una sorgente che produce delle onde di pressione e uno o più ricevitori che sono soggetti agli effetti di tali onde. Con riferimento alla posizione di questi ricevitori rispetto ad un veicolo, è possibile definire due diversi tipi di campo acustico: quello interno che influenza le persone dentro alla cabina e quello esterno che viene invece udito dalle persone attorno al veicolo durante il suo funzionamento. Quest'ultimo tipo di campo essendo riferito ad un ambiente non limitato necessita di strumenti speciali per la sua simulazione al fine di evitare modelli matematici di grandi dimensioni e quindi lunghi tempi di calcolo. Per questo motivo in letteratura i lavori sullo studio del campo interno sono più numerosi di quelli sul campo esterno.

Una decina di anni fa nel progetto VISPeR è stata studiata l'applicabilità di diverse metodologie alla simulazione del campo acustico esterno di un autoveicolo [2]. A quei tempi le metodologie deterministiche (BEM, FEM e PTF) erano troppo lente per coprire l'intervallo di frequenze d'interesse. Negli ultimi anni queste metodologie sono state ulteriormente sviluppate e anche la potenza di calcolo disponibile è aumentata in modo importante. In letteratura possiamo trovare diversi studi che riguardano l'applicazione di strumenti per accelerare le simulazioni del campo acustico esterno con gli elementi finiti e gli elementi al contorno (vedi i riferimenti da [3] a [16]). Ciononostante il range delle frequenze si estende oltre 1 kHz solo in alcuni di questi lavori (vedi Danti [3], Huijssen [5], Hallez [6], Mòcsai [7] e López [16]).

La maggior parte degli articoli che qui citiamo tratta l'impiego della tecnica

dei "Fast Multipoles" applicata agli elementi al contorno (Fast Multipole Boundary Element Method, FMBEM), per esempio [5], [6], [12], [14] e [16]. Altri articoli, [4, 7, 8], riguardano l'applicazione della tecnica che si basa sulle funzioni d'onda (Wave Based Technique, WBT).

Tra quelli che abbiamo consultato, particolarmente interessante è l'articolo scritto da Danti e altri [3] perché tratta simultaneamente di FMBEM, WBT e del metodo dello strato automaticamente adattato (Automatically Matched Layer, AML). Obiettivo della nostra ricerca, simile a quello dell'articolo citato, è stato il confronto tra le stesse tre metodologie fino a 3.5 kHz, al fine di riconoscerne i rispettivi pregi e difetti.

Il lavoro che presentiamo si differenzia da quello di Danti per due importanti aspetti: la prima differenza con l'articolo di Danti è che nel corso della nostra ricerca ci siamo occupati di trattare anche un quarto metodo: il metodo delle funzioni di trasferimento acustiche (Patch Transfer Function, PTF). La seconda differenza riguarda la parte di veicolo considerata: Danti ha esaminato un quarto posteriore, mentre la nostra ricerca ha riguardato la parte anteriore di un veicolo, con particolare riferimento alle aperture e ai trattamenti attorno al vano motore.

Il confronto di questi quattro metodi ci porta a concludere che:

- gli elementi al contorno danno i risultati più accurati;
- il metodo dello strato automaticamente adattato e quello delle funzioni di trasferimento acustiche permettono una notevole riduzione dei tempi di calcolo;
- i risultati del metodo basato sulle funzioni d'onda sono incoraggianti, ma hanno bisogno di ulteriore lavoro specialmente per diminuire i tempi di calcolo alle alte frequenze.

Per il lavoro futuro vorremmo indicare le seguenti istanze a chi si occuperà dell'acustica esterna di un autoveicolo:

- sia le misure che le simulazioni sono necessarie per la fase di progetto;
- le diverse metodologie analitiche e computazionali possono essere utilizzate nelle diverse fasi di progetto per avere o veloci informazioni generiche o risultati più esatti;
- altro lavoro può essere fatto per sviluppare metodi accoppiati che possono dare risultati più accurati in tempi di calcolo inferiori.

Capitolo 2

Stato dell'arte

2.1 Breve descrizione della norma ISO 362

Come già detto nell'introduzione, la norma ISO 362 [1] descrive:

- il *setup* e la procedura per ottenere il livello di pressione sonora (Sound Pressure Level, SPL) durante le prove pass-by;
- l'SPL ammissibile per ogni autoveicolo.

Durante queste prove, come mostrato in figura 2.1, il veicolo testato procede su una pista per almeno 20 metri lungo la linea centrale che passa attraverso due microfoni posti a sinistra e a destra ad una distanza di 7.5 m dalla linea stessa e ad un'altezza di 1.2 metri. La superficie della pista deve avere determinate caratteristiche e i microfoni devono poter campionare le misure almeno ogni 125 ms.

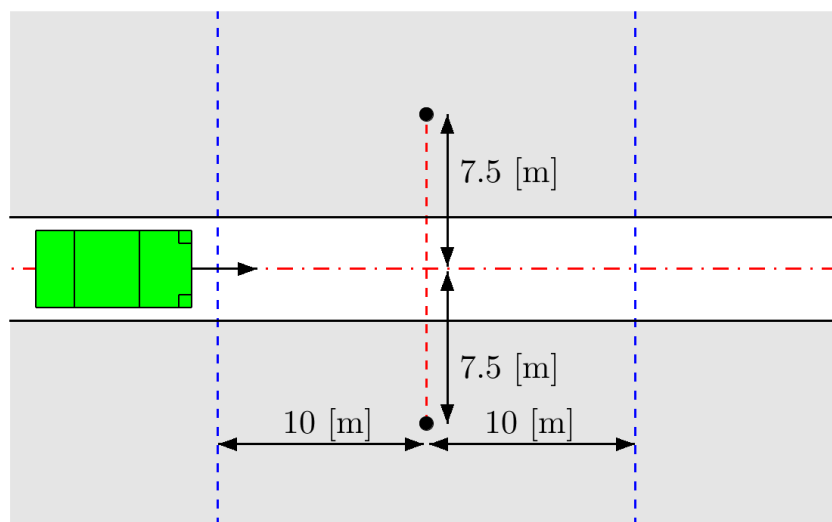


Figura 2.1: Visione d'insieme del setup per prova pass-by come stabilito nella norma ISO 362

I test sono compiuti mentre il veicolo procede in diversi modi: a velocità costante di 50 km/h, in accelerazione e con marce diverse. In aggiunta il campo intorno

alla pista di prova deve essere libero da oggetti riflettenti consistenti, le condizioni meteorologiche devono essere favorevoli e il rumore di fondo deve essere almeno 10 dB inferiore a quello massimo misurato.

Sebbene le prove pass-by forniscano un importante parametro di progettazione che esprime il rumore esterno di un veicolo, esse possono avere una durata di diversi giorni su pista. Per questo è desiderabile avere a disposizione una metodologia in parte analitica, in parte computazionale e in parte anche sperimentale per raccogliere informazioni parametriche sugli spessori e sul materiale dei pezzi che costituiscono l'apparato insonorizzante montato attorno al motore.

2.2 Articoli dell'ultima decina di anni

Riferendosi al problema del rumore esterno degli autoveicoli e alle prove pass-by, già nel 2003 nel progetto VISPeR veniva verificata l'applicabilità di diverse metodologie analitiche e computazionali [2]. Una tra le conclusioni tuttavia era che i metodi deterministici, come gli elementi finiti e quelli al contorno, non erano ancora in grado di affrontare le alte frequenze, perché i relativi tempi di calcolo erano troppo lunghi (dell'ordine di giorni o settimane).

Da allora sono diverse le implementazioni che hanno portato a migliorare l'efficienza delle metodologie di calcolo. Nell'articolo di Thompson [17] per esempio sono spiegati tre diversi strumenti per simulare il campo acustico in caso di dominio non limitato quando si usa il metodo degli elementi finiti (Finite Element Method, FEM): le condizioni al contorno non riflettenti, le condizioni locali di assorbimento e gli elementi infiniti. Queste ultime due implementazioni furono anche applicate ai modelli studiati nel progetto VISPeR, ma con scarso successo.

Parlando invece del metodo degli elementi al contorno (Boundary Element Method, BEM), il principale vantaggio è la necessità di modellare soltanto le superfici del problema reale. Di conseguenza le matrici del problema sono più piccole di quelle della controparte agli elementi finiti. Tuttavia tali matrici sono dense ed i tempi di calcolo necessari per risolverle crescono rapidamente con la frequenza.

Per questo anche per il BEM è stata inventata un'implementazione per velocizzare i calcoli, in particolar modo per le alte frequenze: il Fast Multipole Boundary Element Method (FMBEM). In questa implementazione per gli elementi di campo vicino si utilizza il normale operatore del BEM mentre per quelli di campo lontano vengono formati diversi raggruppamenti di elementi; applicazioni di questo metodo sono illustrate negli articoli di Huijssen [5], Hallez [6], Müller [12], Masumoto [14], López [16] e Cordioli [13].

Müller [12] e Cordioli [13] trattano dell'applicazione del FMBEM per simulare il carico acustico che dall'esterno viene applicato sulla superficie di un veicolo. Masumoto [14] ne tratta l'applicazione ad una sfera rigida e all'interno di un veicolo ma solo per basse frequenze. Invece López [16] scrive dell'applicazione di questo metodo per studiare il campo di pressione all'esterno di un aereo a 500 Hz. Molto più interessanti per il nostro caso sono Huijssen e Hallez: il primo [5] tratta del-

l'applicazione del FMBEM al problema delle misure pass-by di un autoveicolo fino a 2 kHz, ma con passo in frequenza tra i 30 e i 50 Hz; mentre il secondo riporta quattro interessanti applicazioni del FMBEM: sfera rigida, motore industriale (fino a 5 kHz), acustica esterna di autoveicolo (fino a 5 kHz, computer a 16 processori, un giorno di calcolo) e un display LCD grande (frequenza di 12 kHz, computer a 4 processori, 5 ore di calcolo).

Un'altra metodologia che ha visto importanti sviluppi negli ultimi tempi è quella della tecnica basata sulle funzioni d'onda (Wave Based Technique, WBT). La differenza sostanziale di questa con gli altri metodi è che per approssimare le variabili del campo acustico vengono usate funzioni d'onda che soddisfano le equazioni acustiche in modo esatto all'interno dei volumi. È stato dimostrato che per domini convessi la loro somma, all'aumentare del loro numero, converge alla soluzione esatta del problema fisico. Esempi dell'applicazione di tale metodologia sono riportati negli articoli di Bergen [8], di Mócsai [7] e di Rejlek [30]. Il primo riporta il confronto di tale metodologia con il BEM nel caso della dispersione del campo acustico fino a 640 Hz nei casi di una sfera e di una sfera senza un ottavo (cat's eye). Il secondo articolo invece tratta della radiazione sonora di un cubo e poi di un motore fino a 3.0 kHz con confronti con il BEM. Nel terzo invece si studia la radiazione emessa da un pistone in spazio semi-infinito e i confronti con il BEM fino a 4 kHz.

L'ultimo metodo che qui tratteremo è quello delle funzioni di trasferimento (Patch Transfer Function, PTF). In questo metodo per mezzo di una superficie di accoppiamento è possibile suddividere il problema in due parti: il volume interno e quello esterno. Successivamente a queste due parti si applicano due metodi diversi e il sistema viene risolto valutando le funzioni di trasferimento sulla superficie di accoppiamento, il sistema così ottenuto dall'unione dei due viene a risolversi in modo più veloce e più semplice. Nell'articolo di Maxit [31], vengono trattate due applicazioni di questo metodo: la prima riguarda una sorgente in una cavità chiusa, mentre la seconda il rumore irradiato attraverso un foro da una cavità rigida. Anche se queste applicazioni sono semplici, la bontà dei risultati viene confermata fino a 1 kHz.

2.3 Articoli più recenti

Due sono gli articoli che ci sembra importante riportare come più interessanti per il nostro problema: il primo di Danti e altri [3] e il secondo di Atak e altri [4].

Il primo [3] tratta dello studio di un quarto di macchina, ovvero la parte che comprende la portiera posteriore. Diverse metodologie vengono messe a confronto: il BEM tradizionale, il FMBEM, il FEM accoppiato alle condizioni locali di assorbimento e il WBT. Inoltre vengono riportati i confronti delle applicazioni delle metodologie fino a 3 kHz e anche dei tempi di calcolo. Da questo lavoro risulta che, grazie alle condizioni di assorbimento date dallo strato automaticamente adattato (Automatically Matched Mayer, AML), il metodo FEM è il più veloce tra quelli

citati. Altre conclusioni sono che il WBT dà risultati promettenti fino a 0.8 kHz e che il FMBEM ha tempi di calcolo minori della metà di quelli del BEM tradizionale.

Il secondo articolo è quello di Atak [4] che tratta dell'applicazione accoppiata tra gli elementi al contorno (BEM) e il metodo basato sulle funzioni d'onda (WBT). In questo lavoro è studiata la dispersione del campo acustico provocato da due sfere fino a 650 Hz. Sebbene questo sia un problema più accademico del precedente, è possibile confrontare il metodo BEM direttamente con il WBT: il primo è più lento del secondo, ma l'utilizzo accoppiato dei due metodi porta comunque alla diminuzione dei tempi di calcolo di un 67% rispetto al BEM ordinario.

2.4 Obiettivo di questo lavoro di ricerca

Come si può ben capire negli ultimi anni è aumentato considerevolmente il numero di esempi dell'applicazione a casi reali di questi metodi. I tempi di calcolo per frequenza sono diminuiti sensibilmente ed è migliorata l'accuratezza dei risultati. È bene però proseguire il lavoro in questo campo di ricerca perché il problema acustico esterno comporta sempre:

- grandi intervalli di frequenza,
- modelli di forma complessa e di grandi dimensioni,
- ottimizzazione del percorso tra la sorgente e l'ascoltatore.

Nel nostro lavoro di ricerca abbiamo cercato di risolvere questi aspetti attraverso lo studio di un modello semplificato ma non banale della parte anteriore di un autoveicolo. Questo lavoro quindi rappresenta un ulteriore sforzo per aumentare l'utilizzo dei metodi computazionali, analitici e sperimentali per lo studio e la risoluzione dei problemi ingegneristici in generale e del rumore esterno in particolare.

Un altro aspetto di originalità di questo lavoro consiste nel tentativo di simulare l'effetto di trattamenti fonoassorbenti. Tale aspetto è poco trattato in letteratura ed è molto importante dal punto di vista ingegneristico.

Capitolo 3

Metodi

3.1 Attività sperimentale

Per validare i metodi analitici e computazionali successivamente applicati, si è costruito un modello semplificato di vano motore [22] e su questo si sono misurate le funzioni di trasferimento acustiche (Acoustic Transfer Functions, ATF). Come riportato nell'equazione 3.1, esse misurano il rapporto tra l'ampiezza della pressione p registrata dai microfoni in Pascal e l'accelerazione volumica $\dot{Q} = \frac{\partial Q}{\partial t}$ della sorgente acustica in m^3/s^2 .

$$ATF = \frac{p}{\dot{Q}} \quad (3.1)$$

Attraverso la misura delle ATF è possibile stimare l'effetto sui microfoni del rumore che passa per ogni apertura e l'efficienza dei trattamenti fonoassorbenti per la riduzione dello stesso [18].

Quando si possono fare, le misure offrono sempre un ottimo termine di paragone per verificare le metodologie analitiche e computazionali. Aiutano quindi a capire quanto l'applicazione dei metodi di simulazione si avvicini alla realtà e restituisca risultati attendibili.



(a) Mock-up con cofano aperto.



(b) Mock-up e sorgente.

Figura 3.1: Foto del mock-up in compensato

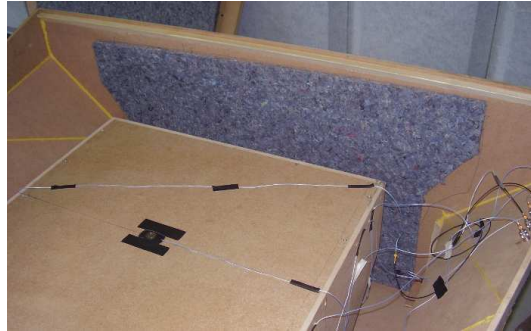


Figura 3.2: Microfono dentro al mock-up.

Nella pratica il metodo sperimentale comporta notevoli costi di strumentazione, di personale competente e di luoghi adatti per le misure, e per queste ragioni durante lo sviluppo di una vettura se ne può fare un uso limitato.

Nel nostro caso la campagna di misure è durata una settimana ed è avvenuta presso i laboratori di Autoneum (ex Rietter Automotive) a Desio nel luglio del 2010. Ci si è serviti di una camera semi-anecoica, ovvero di un luogo in cui le pareti sono completamente fonoassorbenti mentre il pavimento è completamente riflettente. Questo luogo cerca di riprodurre le stesse condizioni di campo aperto, che si hanno intorno ad una macchina che si muove su una strada in assenza di barriere acustiche consistenti, similmente alle prove pass-by.

Per gli esperimenti è stato costruito da Autoneum un mock-up fatto di compensato rigido dello spessore di 1 cm. Questo mock-up è costituito di due parti: all'esterno la parte che rappresenta il vano motore con diverse aperture; all'interno un box che riproduce l'ingombro del motore. (vedi figura 3.1a)

Si è usata una sorgente monopolare calibrata in accelerazione volumica \dot{Q} unitaria (vedi figura 3.1b). Per registrare la pressione sono stati usati sei microfoni piatti posizionati nei punti centrali delle pareti della struttura rappresentante il motore (vedi figura 3.2). Per raccogliere i dati e analizzarli si è utilizzato il software LMS Test.Lab.

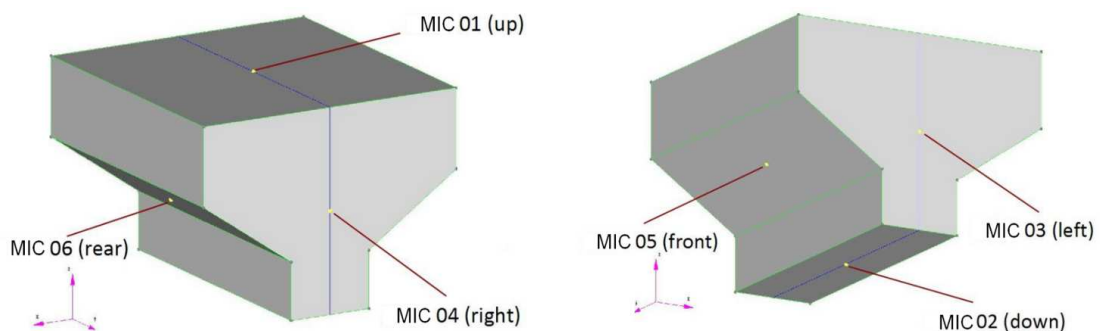


Figura 3.3: Disposizione dei microfoni

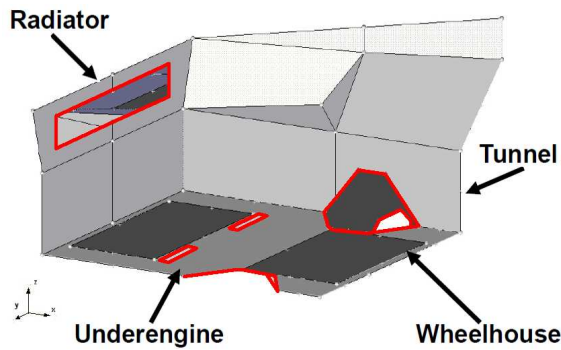


Figura 3.4: Aperture realizzate sul mock-up

La sorgente è stata messa in due posizioni diverse:

- frontale, ad una distanza di 1.5 m dalla parete anteriore della struttura ed un'altezza di 1.7 m dal pavimento,
- laterale (vedi figura 3.1b), ad una distanza di 1.7 m dalla parete laterale della struttura ed un'altezza di 1.7 m dal pavimento.

I microfoni sono stati ricalibrati ogni mattina prima di cominciare le misure e sono stati applicati al centro delle sei facce del motore: sopra (up) e sotto (down), sinistra (left) e destra (right), davanti (front) e dietro (rear) (vedi figura 3.3).

Sulla superficie della parte esterna del modello sono state realizzate 4 tipi di aperture: due laterali per i fori passa-ruote (wheelhouse), una anteriore per il radiatore (radiator), una posteriore per l'albero motore (tunnel), e due bocche di ventilazione sotto il motore (under-engine) (vedi figura 3.4).

All'interno del simulacro sono stati applicati trattamenti fonoassorbenti in tre posizioni differenti: sotto il cofano (hood), sulla parete posteriore che idealmente rappresenta il parafrangente (dash), e sotto il motore (under-engine) (vedi figura 3.5).

Le ATF sono state misurate in oltre 50 configurazioni diverse. Nelle configurazioni potevano variare i seguenti parametri:

- la posizione della sorgente: frontale o laterale;
- le aperture: tutte aperte, oppure aperta una alla volta;
- i trattamenti: nessuno, tutti o applicati uno alla volta.

Per capire le configurazioni si è riportato in tabella 3.1 il codice che si è utilizzato per distinguerle. Per ciascuna configurazione la sorgente poteva essere nelle due diverse posizioni.

Ogni misura ha avuto una durata di 30 secondi ed è stata ripetuta due volte per verificarne la ripetibilità. Nell'intervallo di tempo della misure il software LMS Test.Lab ha eseguito per 30 volte la media lineare dei dati acquisiti. I dati sono stati registrati nel dominio della frequenza da 0 a 8192 Hz con una risoluzione di 1 Hz.

Poiché l'accelerazione volumica della sorgente è unitaria, si sono poi ricavate le $ATF_{[dB]}$, funzioni di trasferimento acustiche in decibel usando la seguente equazione



(a) Trattamento sotto il cofano (hood).



(b) Parafiamma (dash).



(c) Trattamento sotto il motore (under-engine), parte posteriore.



(d) Trattamento sotto il motore (under-engine), parte anteriore.

Figura 3.5: Mock-up e diverse posizioni dei trattamenti fonoassorbenti.

$$ATF_{[dB]} = 10 \log_{10} \left(\frac{p^2}{p_{ref}^2} \right) = 20 \log_{10} \left(\frac{p}{p_{ref}} \right) \quad (3.2)$$

dove p è la pressione in Pa e p_{ref} la pressione di riferimento che vale $2 \cdot 10^{-5}$ Pa.

Successivamente per passare dalle funzioni di trasferimento in banda fine a quelle in terzi d'ottava, si è utilizzata la seguente formula

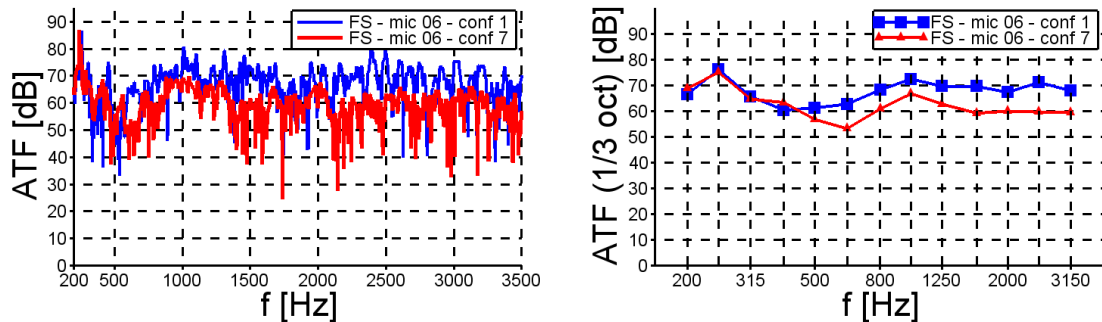
$$ATF_{[1/3oct]} = 20 \log_{10} \left(\frac{1}{\Delta f} \cdot \sum_i \Delta f_i \cdot 10^{ATF_{i,[dB]}/20} \right) \quad (3.3)$$

dove $ATF_{i,[dB]}$ è la funzione di trasferimento in dB alla frequenza f_i ; Δf_i è il relativo passo in frequenza e $\Delta f = \sum_i \Delta f_i$ è la somma di tutti gli incrementi della banda di frequenza presa in considerazione. Questa formula si ottiene facendo la media lineare in frequenza dei moduli della ATF e quindi applicando la formula per passare ai dB (vedi equazione 3.2).

Riportiamo come esempio alcune delle ATF in banda fine (Fig. 3.6a) e in terzi d'ottava (Fig. 3.6b); le ATF riportate in figura 3.6a e in figura 3.6b sono quelle per la configurazione 01 (con tutte le aperture aperte e nessun trattamento applicato) e per la configurazione 07 (con tutte le aperture aperte e tutti i trattamenti applicati) per il microfono posteriore e con la sorgente in posizione frontale. In queste figure possiamo già apprezzare l'effetto di riduzione del rumore dovuto ai trattamenti fonoassorbenti.

TRATTAMENTI → APERTURE ↓	nessuno	tutti	sotto- cofano	parafiam- ma	sotto- motore
tutte	1	7	8	9	10
passa-ruote	3	11	15	19	23
radiatore	4	12	16	20	24
tunnel	5	13	17	21	25
sotto al mo- tore	6	14	18	22	26

Tabella 3.1: Tabella che riassume il codice delle configurazioni misurate.



(a) ATFs in banda fine.

(b) ATFs in tezi d'ottava.

Figura 3.6: Confronto tra ATFs nella configurazione 01 (tutte le aperture aperte e nessun trattamento) e 07 (tutte le aperture aperte e tutti i trattamenti applicati) per microfono posteriore e sorgente in posizione frontale.

3.2 Metodo degli elementi finiti (FEM/AML)

3.2.1 Richiami di acustica

In questa sezione spiegheremo come abbiamo applicato il metodo degli elementi finiti (Finite Element Method, FEM) al problema del calcolo delle ATFs per il mock-up di vano motore descritto nel paragrafo precedente. Tratteremo il problema solo dal punto di vista acustico, trascurando la parte che riguarda le vibrazioni delle superfici in compensato dovute alle onde di pressione incidenti su di esse. Questo è possibile perché abbiamo considerato il compensato rigido e quindi incapace di trasmettere il campo acustico da una parte all'altra delle sue superfici.

La figura 3.7 rappresenta una generica cavità circondata da un fluido le cui caratteristiche sono la velocità del suono c e la densità ρ . Il volume V non confinato è sollecitato da una sorgente puntiforme, che è posta nel punto Q e con velocità volumica q alla frequenza circolare ω . La risposta di pressione nel punto P è armonica rispetto al tempo ed è data da $p(\mathbf{x}, t) = p(\mathbf{x}, \omega) \cdot \exp(j\omega t)$ con $\mathbf{x} = P - O = [x \ y \ z]^T$ il vettore posizione, T l'operatore trasposizione, $j = \sqrt{-1}$ l'unità immaginaria e t il

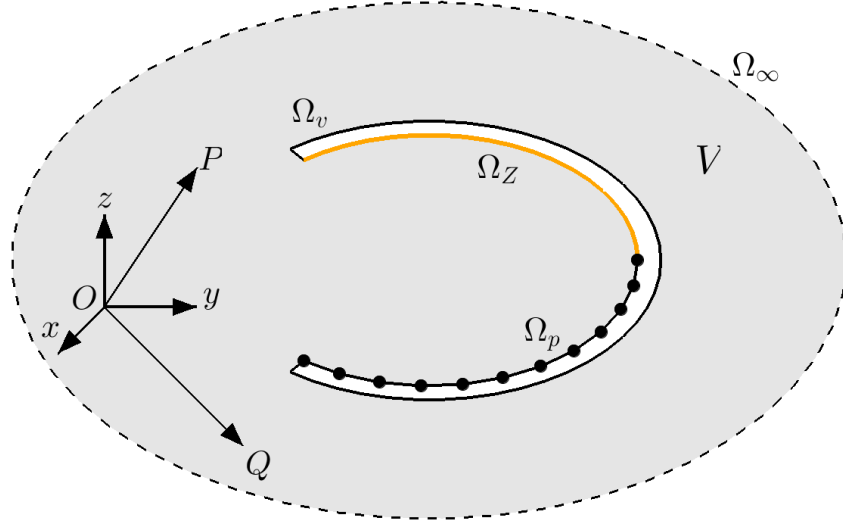


Figura 3.7: Problema acustico esterno con contorno non definito.

tempo. Da qui in poi abbrevieremo $p(\mathbf{x}, \omega)$ con $p(\mathbf{x})$ per semplicità.

Assumendo che il sistema sia lineare, che il fluido non sia viscoso e che il processo sia adiabatico, la pressione acustica $p(\mathbf{x})$ in regime stazionario è governata dall'equazione di Helmholtz:

$$\nabla^2 p(\mathbf{x}) + k^2 p(\mathbf{x}) = -j\rho\omega\delta(\mathbf{x} - \mathbf{x}_Q)q \quad (3.4)$$

con $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ l'operatore Laplaciano, $k = \omega/c$ in numero d'onda acustico, δ la funzione delta di Dirac e $\mathbf{x}_Q = Q - O = [x_Q \ y_Q \ z_Q]^T$ il vettore delle coordinate della sorgente acustica in Q .

Il contorno del dominio acustico V è così definito $\partial V = \Omega$ e consiste di quattro parti tali che $\Omega = \Omega_p \cup \Omega_v \cup \Omega_Z \cup \Omega_\infty$. Su ogni parte del contorno può essere definita una delle seguenti condizioni:

- condizione al contorno di pressione su Ω_p

$$\mathbf{x} \in \Omega_p : p(\mathbf{x}) = \bar{p}(\mathbf{x}) \quad (3.5)$$

dove $\bar{p}(\mathbf{x})$ è una pressione nota.

- condizione al contorno di velocità su Ω_v

$$\mathbf{x} \in \Omega_v : \mathcal{L}_v(p(\mathbf{x})) = \frac{j}{\rho\omega} \frac{\partial p(\mathbf{x})}{\partial n} = \bar{v}_n(\mathbf{x}) \quad (3.6)$$

dove $\frac{\partial p(\mathbf{x})}{\partial n} = \nabla p(\mathbf{x})^T \cdot \mathbf{n}$ è la derivata normale di $p(\mathbf{x})$, $n = [n_x \ n_y \ n_z]^T$ il versore normale al contorno e $\nabla = [\frac{\partial}{\partial x} \ \frac{\partial}{\partial y} \ \frac{\partial}{\partial z}]^T$ l'operatore gradiente. $\bar{v}_n(\mathbf{x})$ è la velocità normale nota e \mathcal{L}_v è l'operatore velocità.

- condizione al contorno si impedenza su Ω_Z

$$\mathbf{x} \in \Omega_Z : \mathcal{L}_Z(p(\mathbf{x})) = \mathcal{L}_v(p(\mathbf{x})) - \frac{p(\mathbf{x})}{\bar{Z}_n(\mathbf{x})} = 0 \quad (3.7)$$

dove $\bar{Z}_n(\mathbf{x})$ è l'impedenza normale nota e \mathcal{L}_Z è l'operatore impedenza.

- condizione applicata alla superficie all'infinito Ω_∞ , detta anche condizione di radiazione di Sommerfeld

$$\lim_{|\mathbf{x}| \rightarrow \infty} \left[|\mathbf{x}| \left(\frac{\partial p(\mathbf{x})}{\partial |\mathbf{x}|} + jk p(\mathbf{x}) \right) \right] = 0. \quad (3.8)$$

Tale condizione assicura che non ci siano riflessioni all'infinito

L'equazione di Helmholtz (3.4) insieme con le rispettive condizioni al contorno (3.5), (3.6), (3.7) e (3.8), definisce una soluzione unica del campo di pressione $p(\mathbf{x})$. Una volta che la pressione $p(\mathbf{x})$ è determinata, è possibile ricavare la velocità acustica:

$$\mathbf{v}(\mathbf{x}) = \frac{j}{\rho\omega} \nabla p(\mathbf{x}) \quad (3.9)$$

e tutte le altre grandezze fisiche concernenti il campo acustico.

3.2.2 Richiami di teoria del metodo degli elementi finiti con lo strato assorbente automaticamente adattato

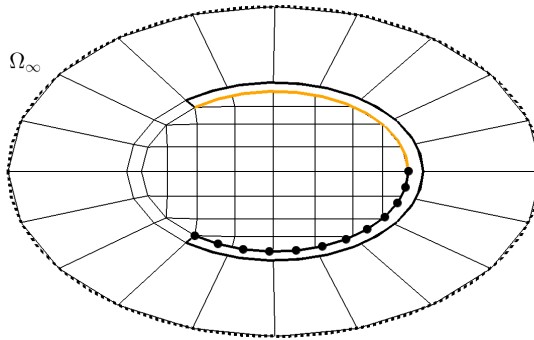


Figura 3.8: Esempio di *mesh* del volume attorno ad una generica cavità.

Quasi certamente il metodo degli elementi finiti (Finite Element Method, FEM) è la tecnica deterministica più conosciuta per la risoluzione di problemi ingegneristici. Questo metodo è basato sulla suddivisione del dominio del problema in una serie di elementi più piccoli, detti appunto elementi finiti; essi non si sovrappongono tra di loro. Un esempio della suddivisione del volume intorno ad una generica cavità è riportato in Figura 3.8; l'insieme di elementi viene chiamato griglia o più comunemente *mesh*, dalla sua traduzione in lingua inglese.

Gli elementi sono connessi l'un l'altro tramite dei punti nodali sui quali le variabili di campo vengono approssimate con una combinazione lineare di una serie di funzioni di forma. Queste funzioni di solito sono polinomi di primo grado o superiore. Come risultato l'imposizione delle condizioni di equilibrio o di principi variazionali equivalenti porta ad una soluzione approssimata delle equazioni che governano il problema. In generale vale il principio che al diminuire della dimensione degli elementi, aumenta il loro numero e la soluzione approssimata converge a quella esatta del problema.

Uno dei problemi più conosciuti di questo metodo è l'errore numerico della soluzione: per avere dei risultati accurati è spesso raccomandato l'utilizzo di almeno 7 elementi finiti ogni lunghezza d'onda. Posto che al crescere della frequenza la lunghezza d'onda diminuisce, il numero di elementi aumenta portando a modelli di grandi dimensioni e a tempi di calcolo eccessivamente lunghi. Per la formulazione base delle equazioni e delle matrici del FEM si faccia riferimento per esempio al lavoro di Pluymers [24].

Un altro inconveniente dell'applicazione del metodo FEM al problema acustico esterno è il trattamento di domini non confinati. Poiché è necessaria la suddivisione in elementi del dominio, non è possibile maneggiare direttamente questo tipo di domini. È necessario quindi un contorno artificiale Ω_∞ per trasformare il dominio del problema in un volume definito (vedi figura 3.8).

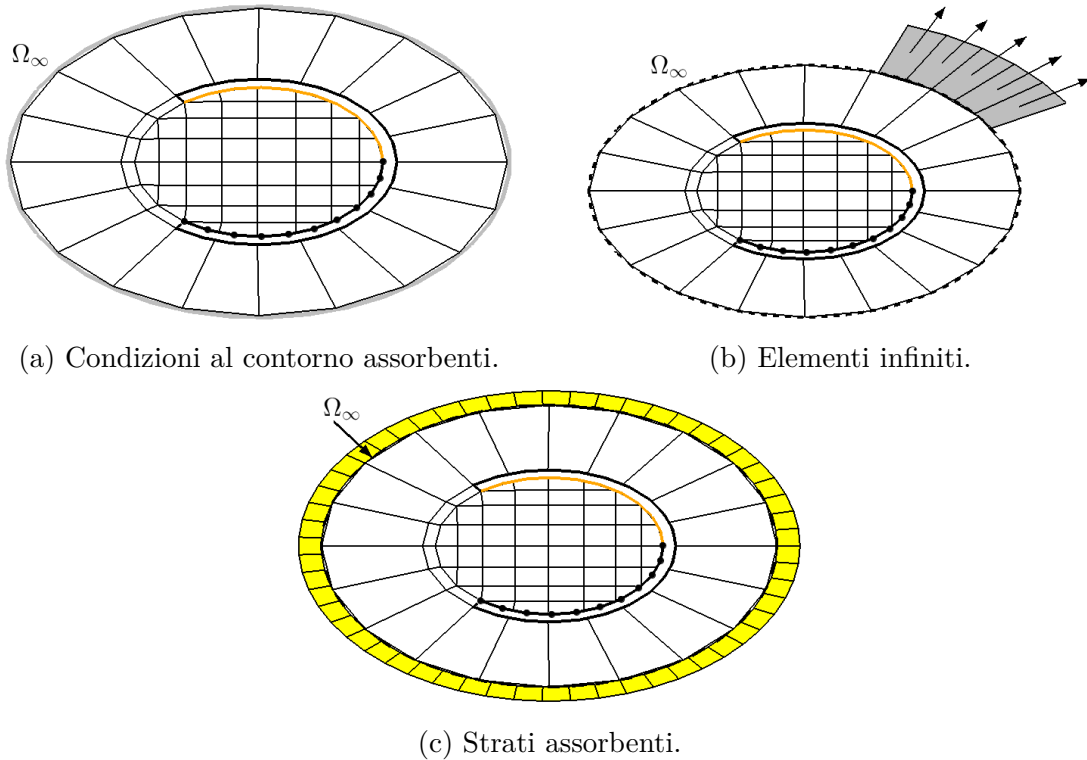


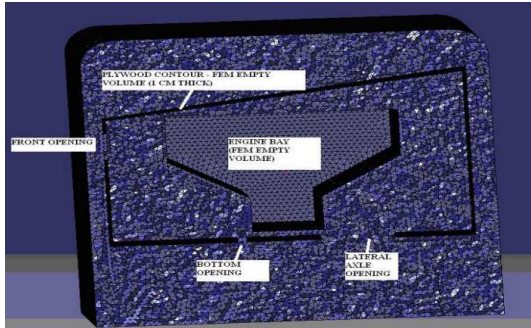
Figura 3.9: Strategie per il trattamento di domini non confinati.

È possibile applicare tre strategie per ridurre le riflessioni contaminanti provocate dal contorno artificiale Ω_∞ :

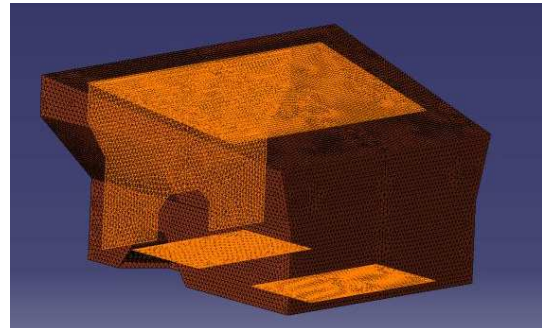
- condizioni al contorno assorbenti (vedi figura 3.9a): anche chiamate condizioni di contorno non riflettenti, prevengono le riflessioni contaminanti tramite l'applicazione di specifiche condizioni imposte sulle facce degli elementi che approssimano la superficie di taglio Ω_∞ ;
- elementi infiniti (vedi figura 3.9b): la regione esterna al contorno di taglio Ω_∞ viene modellata per mezzo di "elementi infiniti" cui sono associate particolari funzioni di forma che decrescono con la lontananza dalla superficie di taglio.
- strati assorbenti (vedi Figura 3.9c): l'idea è quella di introdurre uno strato fonoassorbente esterno di spessore finito sulla superficie di taglio Ω_∞ ; nel tentativo di eliminare le riflessioni.

Per approfondimenti su queste tre strategie rimandiamo al lavoro di Thompson [17].

3.2.3 Applicazione del metodo FEM/AML al nostro caso



(a) Mesh FEM sezionata.



(b) Buccia interna della mesh con trattamenti evidenziati.

Figura 3.10: Modello FEM/AML

Le simulazioni sono state condotte presso l'istituto IMAMOTER durante la primavera del 2012. Come calcolatore è stato utilizzato un server Linux ad otto nodi e come software il programma LMS Virtual.Lab.

Per la mesh, riportata in figura 3.10a, si sono utilizzati circa $720 \cdot 10^3$ elementi di forma tetraedrica e circa $4 \cdot 10^6$ di nodi. Si è approssimato con elementi solidi solo il volume della parte interna e quello esterno fino ad una distanza di 5-10 cm dal simulacro. La parte esterna della mesh confina con una superficie di taglio prismatica a spigoli arrotondati (vedi figura 3.10a) per permettere una migliore convergenza del solutore.

Per quanto riguarda il trattamento del dominio infinito, è stato usato uno strato assorbente con alta dissipazione perché dà risultati migliori dal punto di vista dei tempi di calcolo, come analizzato anche nell'articolo di Silvestri e altri [25]. Lo strato assorbente è automaticamente costruito per ogni frequenza dal software LMS Virtual.Lab (Automatically Matched Layer, AML) sulla superficie prismatica che delimita la mesh.

Il pavimento è stato rappresentato con una superficie rigida.

Durante la simulazione abbiamo usato una sorgente monopolare di ampiezza $S = 1 \text{ kg/s}^2$ che è legata all'accelerazione volumica \dot{Q} dalla seguente relazione

$$\dot{Q} = \frac{4\pi}{\rho} \cdot S \quad (3.10)$$

Così per confrontare le funzioni di trasferimento delle simulazioni con quelle delle misure è stato necessario sottrarre la seguente costante:

$$C = 10 \log_{10} \left(\frac{4\pi}{\rho} \right)^2 \quad (3.11)$$

Numero	Posizione	x [mm]	y [mm]	z [mm]
01	top	-510	0	-130
02	down	-510	0	-610
03	left	-510	-350	-370
04	right	-510	-350	-370
05	front	-728.04	0	-403.32
06	rear	-291.96	0	-403.32

Tabella 3.2: Posizione dei microfoni rispetto all'origine.

Si è calcolata la pressione acustica nei punti di campo corrispondenti ai microfoni, per poter poi ricavare le funzioni di trasferimento. Per la loro posizione si faccia riferimento alla figura 3.3 e alla tabella 3.2 nella quale sono riportate le loro coordinate rispetto al sistema di riferimento (vedi figura 3.11).

Per simulare i trattamenti si sono misurati i valori di impedenza di un campione di feltro con il tubo di Kundt. L'andamento della parte reale, di quella immaginaria e del rispettivo assorbimento sono riportati nelle figure 3.12. In seguito questi valori sono stati posti sulle superfici dei rispettivi elementi della mesh (vedi figura 3.10b).

Il coefficiente di assorbimento α vale

$$\alpha = \frac{4\rho c X}{(X + \rho c) + Y^2} \quad (3.12)$$

dove X e Y sono rispettivamente la parte reale e quella immaginaria dell'impedenza Z , e ρ e c la densità e la velocità del suono dell'aria.

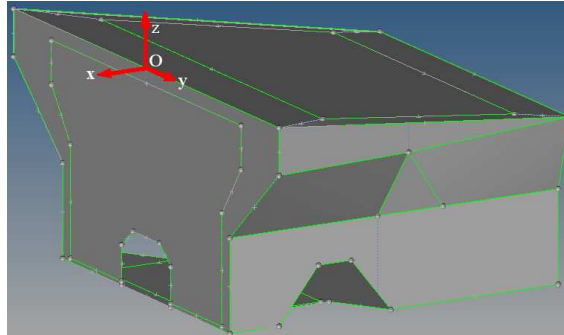
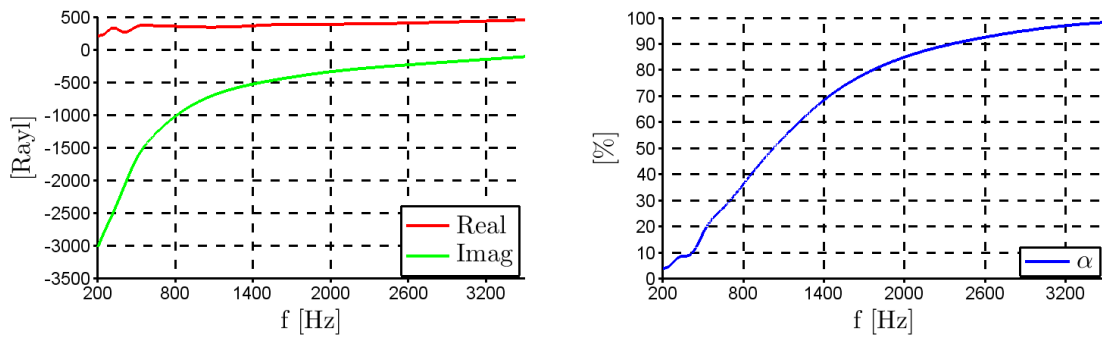


Figura 3.11: Origine del sistema di riferimento O e direzione degli assi x, y, e z.



(a) Parte reale (Real) e immaginaria (Imag) dell'impedenza.

(b) Coefficiente di assorbimento α .

Figura 3.12: Caratteristiche dei trattamenti fonoassorbenti

Durante le simulazioni si è cercato di tenere conto anche dell'assorbimento superficiale del compensato. Dato che per i materiali rigidi non è possibile misurare l'impedenza col tubo di Kundt, si sono presi dei valori dell'assorbimento dalla letteratura, e si sono poi interpolati in modo da avere i dati riportati nella tabella 3.3.

Per questioni di tempo non si è riusciti a simulare tutte le configurazioni misurate. Ci si è concentrati invece soltanto sulle quattro configurazioni riassunte nella tabella 3.4.

Codice id.	Aperture	Trattamenti	Sorgente
01	tutte aperte	nessuno	sia frontale che laterale
03	solo passa-ruote aperte	nessuno	sia frontale che laterale
07	tutte aperte	tutti	sia frontale che laterale
11	solo passa-ruote aperte	tutti	sia frontale che laterale

Tabella 3.4: Configurazioni simulate.

La tabella 3.5 invece riassume le caratteristiche del modello FEM e dei parametri

Frequenze da \leftrightarrow a [Hz]	Valori dell'impedenza per il compensato
200 \leftrightarrow 1250	<ul style="list-style-type: none"> • parte reale = $\rho c = 416.5$ Rayl • parte immaginaria linearmente dipendente dalla frequenza e tale che: <ul style="list-style-type: none"> – l'assorbimento $\alpha = 0.5\%$ per $f = 200$ Hz – l'assorbimento $\alpha = 2.0\%$ per $f = 1250$ Hz
1250 \leftrightarrow 3500	<ul style="list-style-type: none"> • parte reale = $\rho c = 416.5$ Rayl • parte immaginaria costante = 5831 Rayl e tale che l'assorbimento $\alpha = 2.0\%$

Tabella 3.3: Valori d'impedenza per il compensato.

dell'analisi. Facciamo notare che per 1651 frequenze e per ogni configurazione si sono impiegate dalle 25 alle 35 ore, ovvero circa un minuto per ogni frequenza.

Frequenze [Hz] (da \leftrightarrow a)	Dim. ele- mento [mm]	n° nodi	n° elem.	Δ f [Hz]	Tempo/freq.
200 \leftrightarrow 3500	13.88	$4 \cdot 10^6$	$7.2 \cdot 10^5$	2	65''

Tabella 3.5: Parametri caratteristici della mesh FEM.

3.3 Metodo degli elementi al contorno (BEM)

3.3.1 Richiami di teoria

Il metodo degli elementi al contorno (Boundary Element Method, BEM) è molto utilizzato per la risoluzioni dei problemi acustici. La sua formulazione matematica si basa sul teorema integrale di Kirchhoff-Helmholtz [26], qui riportato in forma generale

$$p(\mathbf{x}) = -\frac{1}{4\pi} \int \int_{\Omega} (G(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{\Omega}) \nabla p(\mathbf{x}) - p(\mathbf{x}) \nabla G(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{\Omega}))^T \cdot \mathbf{n} d\Omega \quad (3.13)$$

dove $\mathbf{x} = P - O = \begin{bmatrix} x & y & z \end{bmatrix}^T$ è la posizione di un generico punto nel volume V , $p(\mathbf{x})$ è la pressione, \mathbf{n} è la normale alla superficie $\Omega = \partial V$ della cavità nel punto $\mathbf{x}_{\Omega} = P_{\Omega} - O = \begin{bmatrix} x_{\Omega} & y_{\Omega} & z_{\Omega} \end{bmatrix}^T$, e $G(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{\Omega})$ è la funzione di Green che soddisfa l'equazione di Helmholtz (3.4) per campo libero, vale a dire

$$(\nabla^2 + k^2) G(\mathbf{x}, \mathbf{x}_\Omega) = -4\delta(\mathbf{x} - \mathbf{x}_\Omega) \quad (3.14)$$

con δ la funzione delta di Dirac.

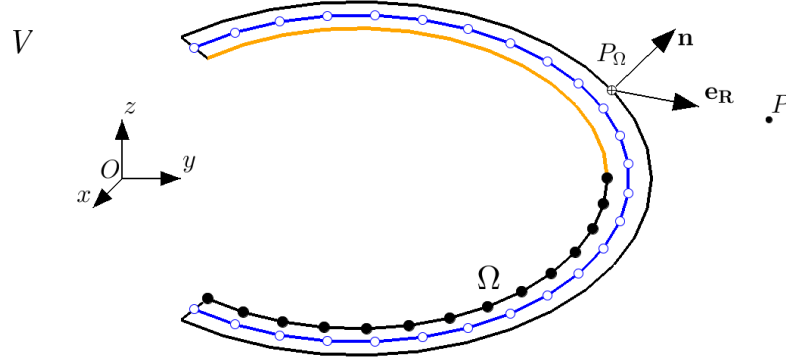


Figura 3.13: Esempio di mesh BEM della superficie della cavità.

L'equazione (3.13) permette di ricavare le variabili del campo acustico per un volume all'interno o all'esterno di una superficie chiusa. Infatti, partendo da valori sulla superficie di pressione, di velocità o di una combinazione di entrambe, è possibile ricavare dapprima le variabili restanti sulla superficie e poi in un punto P qualunque appartenente al volume V .

Con questa equazione si definisce il metodo BEM diretto, chiamato così perché le variabili acustiche sono ricavate direttamente dalla pressione e dalla velocità.

Per le superfici aperte invece si usa il metodo BEM indiretto: le variabili usate per risolvere il problema sono i due potenziali di strato [27], dai quali si possono ricavare la pressione e la velocità in ogni altro punto della superficie e del volume.

Il potenziale di singolo strato vale:

$$\phi_s(\mathbf{x}) = \int \int_{\Omega} G(\mathbf{x}, \mathbf{x}_\Omega) \varphi(\mathbf{x}_\Omega) d\Omega \quad (3.15)$$

e quello di doppio strato:

$$\phi_d(\mathbf{x}) = \int \int_{\Omega} \nabla G(\mathbf{x}, \mathbf{x}_\Omega)^T \cdot \mathbf{n} \varphi(\mathbf{x}_\Omega) d\Omega \quad (3.16)$$

dove $\varphi(\mathbf{x}_\Omega)$ è una funzione densità della sorgente. Tramite i potenziali è possibile riscrivere il teorema di Kirchhoff-Helmholtz (equazione 3.13) e risolvere il problema acustico.

Il primo vantaggio del BEM rispetto al FEM, è che non è necessario costruire la mesh di tutto il volume ma soltanto quella delle superfici. Il secondo vantaggio è che la condizione di Sommerfeld (equazione 3.8) è inclusa nella sua formulazione

matematica e quindi non sono necessari altri strumenti per contorni indefiniti come nel FEM.

L'inconveniente non trascurabile del BEM è il fatto che la sua formulazione conduce ad un sistema di equazioni con matrici piene, per le quali la risoluzione può richiedere molto tempo. Il sistema delle equazioni è così denso perché ogni nodo della mesh vede tutte le variabili del problema. Inoltre, in modo simile al FEM, almeno 7 elementi sono necessari per ogni lunghezza d'onda per avere dei risultati accurati; quindi la dimensione del sistema cresce in modo esponenziale con la frequenza.

Gli algoritmi che si utilizzano abitualmente per risolvere la matrice del sistema richiedono di solito $O(n^2)$ operazioni, dove n è il numero di variabili.

Per risolvere il sistema si possono utilizzare in alternativa i solutori iterativi: essi partono da una stima iniziale, e compiendo diverse moltiplicazioni matrice per vettore, arrivano a convergere verso la soluzione del problema. Accade così che il numero di operazioni venga ridotto da $O(n^2)$ a $O(m \cdot n)$, dove m è il numero di iterazioni. Tuttavia per problemi con matrici dense, i solutori iterativi richiedono grandi spazi di memoria e possono convergere lentamente.

Una soluzione efficace a questi problemi è il BEM accelerato con i multipoli (Fast Multipole Boundary Element Method, FMBEM): con questa implementazione è possibile risolvere anche modelli di milioni e più di gradi di libertà [6].

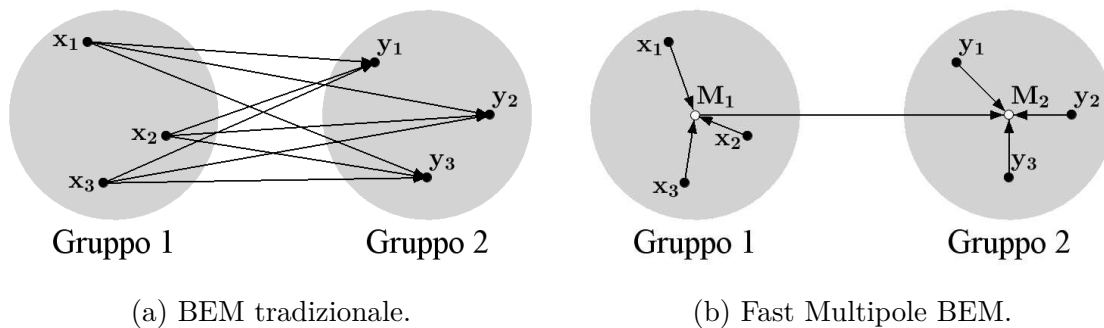


Figura 3.14: Interazioni tra i nodi.

Il FMBEM utilizza la formulazione classica del BEM per il campo vicino, mentre per quello lontano vengono formati diversi raggruppamenti di elementi. È possibile fare questo perché l'intensità delle interazioni tra i nodi decresce all'aumentare della loro distanza R , come si può notare dalla definizione della funzione di Green nell'equazione (3.14). La soluzione a distanza viene successivamente valutata attraverso un'espansione ai multipoli, che permette di raggruppare insieme le sorgenti che stanno vicine e di trattarle come una singola sorgente (vedi figura 3.14). Così il costo computazionale viene ridotto da $O(n^2)$ a qualcosa dell'ordine di $O(n)$.

Nella pratica il dominio oggetto di studio viene suddiviso in celle i cui lati sono uguali ad $1/4$ della lunghezza d'onda. Questa operazione viene compiuta in maniera automatica dal software LMS Virtual.Lab. Per di più il contributo delle celle distanti viene calcolato con un singolo operatore. Nella fase finale la risposta rispetto al punto

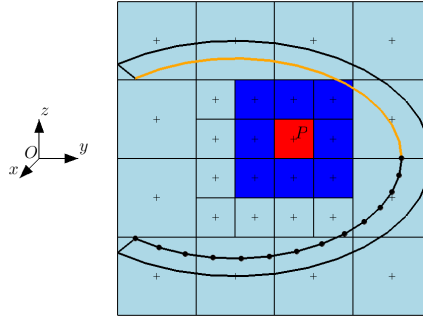


Figura 3.15: Suddivisione in celle per calcolare le interazioni rispetto al punto O di osservazione: i nodi dentro alle celle color rosso e blu scuro sono trattati con il metodo BEM classico, invece quelli nelle celle azzurre sono raggruppati al centro delle stesse.

d'osservazione P (vedi figura 3.15) viene calcolata unendo i contributi di tutte le celle e usando una rappresentazione via via sempre più approssimata con l'allontanarsi dal punto d'osservazione.

Come già osservato in precedenza, per le celle più piccole (quelle in rosso e blu scuro) il calcolo è eseguito come per il BEM standard; inoltre la dimensione delle celle più piccole dipende dalla lunghezza d'onda (uguale a $\lambda/4$). Di conseguenza al diminuire della lunghezza d'onda, ci saranno più celle acusticamente distanti dal punto d'osservazione e perciò verranno utilizzate molte più accelerazioni ai multipoli. Questo spiega perché il FMBEM è particolarmente efficace per le alte frequenze ovvero quando si hanno lunghezze d'onda più piccole. Inoltre quanto più la dimensione delle celle diminuisce tanto meno nodi saranno contenuti in ogni cella, e di conseguenza meno nodi saranno trattati con il metodo BEM standard.

Di conseguenza si preferisce usare il FMBEM per le alte frequenze e invece il BEM standard per quelle basse in modo complementare.

3.3.2 Applicazione del metodo BEM al nostro caso

Anche le simulazioni BEM sono state condotte presso l'istituto IMAMOTER con lo stesso calcolatore e server Linux ad otto nodi. Esse sono state eseguite nei mesi tra la fine del 2011 e l'inizio del 2012, quindi sono le prime in ordine temporale.

Per ridurre lo sforzo computazionale si è deciso di suddividere l'intervallo delle frequenze d'interesse in tre sotto-intervalli e di realizzare per ciascuno di essi una diversa mesh BEM (vedi tabella 3.6).

In aggiunta per realizzare le mesh si è imposta la condizione di avere almeno 7 elementi per ogni lunghezza d'onda λ , così la lunghezza l_{EL} dell'elemento vale

$$l_{EL} = \frac{\lambda}{7} = \frac{c}{7 \cdot f_{max}} \quad (3.17)$$

dove c è la velocità del suono e f_{max} è la frequenza massima del rispettivo sotto-intervallo.

Mesh	Frequenze [Hz] (da \leftrightarrow a)	l_{EL} [mm]	N° nodi	N° elementi
a)	200 \leftrightarrow 1250	38.86	4432	8724
b)	1250 \leftrightarrow 2500	19.43	17162	34065
c)	2500 \leftrightarrow 3500	13.88	33529	66688

Tabella 3.6: Caratteristiche delle tre diverse mesh. l_{EL} è la lunghezza dell'elemento.

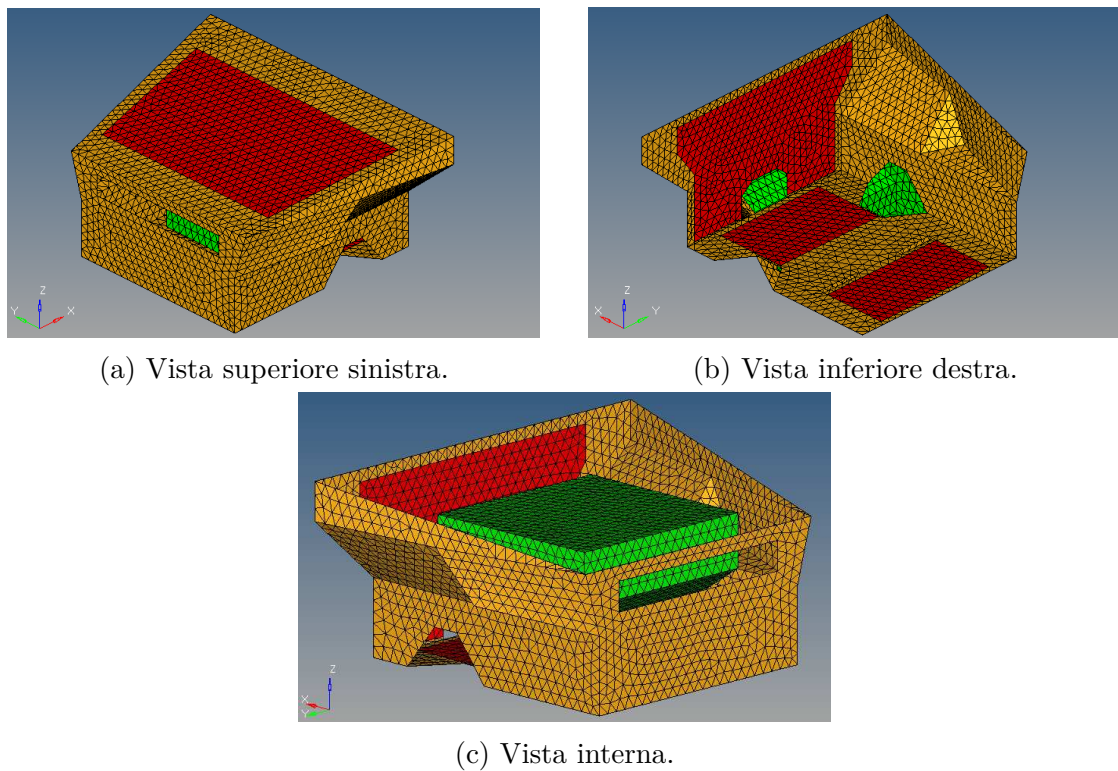


Figura 3.16: Mesh del simulacro per l'intervallo a) (fino a 1250 Hz); in rosso i trattamenti e in verde il motore.

Nelle figure 3.16a e 3.16b si può vedere la mesh dell'intervallo a) (valida fino a 1250 Hz); in rosso sono state evidenziate le zone dove è stata applicata sulla superficie interna la condizione al contorno d'impedenza relativa ai trattamenti (vedi figure 3.12 del paragrafo sul FEM/AML).

In figura 3.16c invece è possibile vedere rappresentata in verde la mesh della struttura rappresentante il motore.

Come si è già detto, per la rappresentazione del dominio infinito non è necessario nessun accorgimento in quanto la formulazione matematica comprende a priori la condizione di Sommerfeld (equazione 3.8).

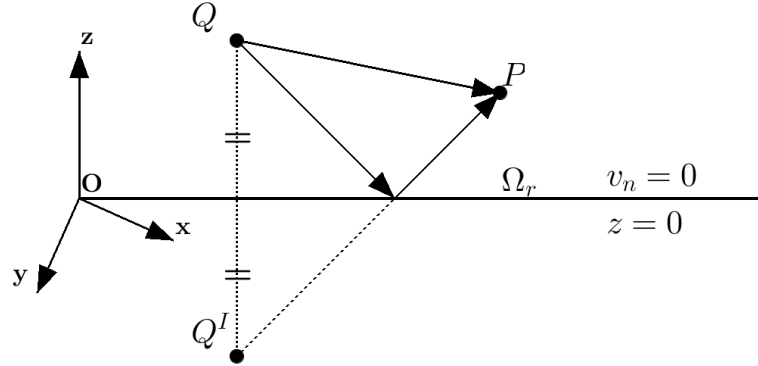


Figura 3.17: Rappresentazione geometrica di superficie completamente riflettente tramite il metodo della sorgente immagine Q^I .

Invece il pavimento rigido è stato simulato in modo automatico dal software LMS Virtual.Lab aggiungendo alla funzione di Green la parte relativa alla sorgente immagine (vedi figura 3.17). Nel caso generale di sorgente monopolare e superficie rigida Ω_r piana e di equazione $z = 0$, la funzione di Green è data da questa formula

$$G^*(\mathbf{x}, \mathbf{x}_\Omega) = R^{-1} \exp(jkR) + R^I{}^{-1} \exp(jkR^I) \quad (3.18)$$

dove $R = |P - Q| = \sqrt{(x - x_Q)^2 + (y - y_Q)^2 + (z - z_Q)^2}$ è la distanza tra il punto P dove misuriamo la pressione e la sorgente Q di coordinate $\begin{bmatrix} x_Q & y_Q & z_Q \end{bmatrix}^T$, $R^I = |P - Q^I| = \sqrt{(x - x_Q)^2 + (y - y_Q)^2 + (z + z_Q)^2}$ è la distanza tra P e la sorgente immagine Q^I di coordinate $\begin{bmatrix} x_Q & y_Q & -z_Q \end{bmatrix}^T$.

La sorgente immagine Q^I è simmetrica a Q rispetto al piano Ω_r . In questo modo si evita di dovere aggiungere al modello una parte di mesh rappresentante il pavimento (che dovrebbe avere grandezza infinita). Stratagemmi simili si possono usare per aggiungere piani infiniti con condizioni assegnate di velocità, pressione o impedenza posizionati in un modo qualunque nello spazio.

Per il compensato del simulacro si sono presi gli stessi valori d'impedenza utilizzati anche durante le simulazione FEM/AML e anche in questo caso si è utilizzata una sorgente monopolare di ampiezza $S = 1$ [kg/s²] posta in posizione frontale o laterale (vedi figura 3.18).

Dato che la funzione di Green presenta singolarità in prossimità delle superfici, si è deciso di spostare i punti di campo a 10 mm dalla superficie che rappresenta il motore. Le stesse coordinate sono state utilizzate per tutte le simulazioni e sono quelle riportate in tabella 3.2.

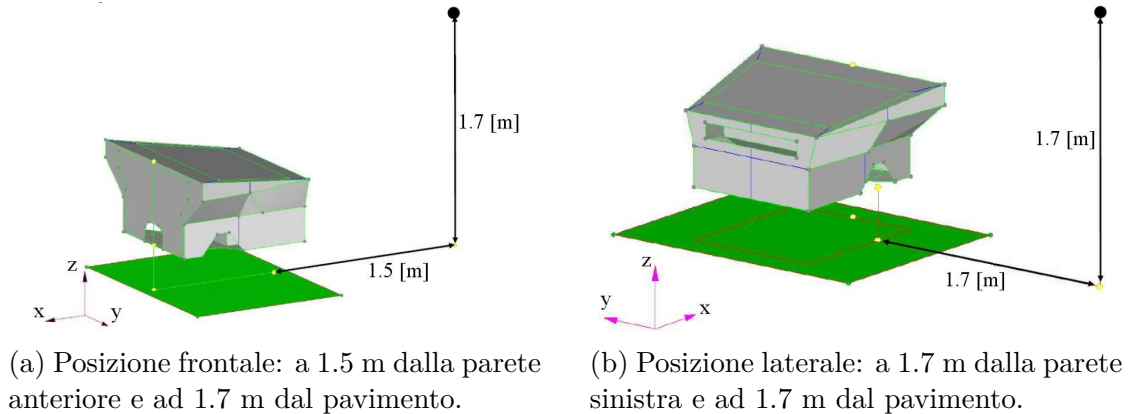


Figura 3.18: Posizioni della sorgente monopolare.

Un problema del BEM è la presenza di frequenze singolari che sorgono quando si hanno cavità chiuse. Nel nostro caso l'unica cavità completamente chiusa è quella del motore. Al fine di mitigare l'effetto sui risultati delle frequenze singolari sulle superfici dentro la cavità del motore è stata posta una condizione di impedenza reale di 0.013 Rayl corrispondente a un coefficiente d'assorbimento pari al 52%.

Gli stessi valori del FEM per i trattamenti fonoassorbenti sono stati applicati alle superfici interne degli elementi nelle stesse aree; nelle figure 3.16a e 3.16b è possibile vedere colorate in rosso queste zone. Si sono poi calcolate le stesse configurazioni del FEM riportate in tabella 3.4.

Per quanto riguarda l'utilizzo del FMBEM si ricordi che questo metodo è complementare rispetto al BEM standard per quando riguarda le frequenze. Dopo alcune prove abbiamo deciso quindi di utilizzare il BEM normale nell'intervallo a), mentre il FMBEM per gli intervalli b) e c).

Mesh	Δf	N° frequenze	Tempo medio/ f Conf. 01&03	Tempo medio/ f Conf. 07&11
a)	2	526	45''	45''
b)	5	251	11' 30''	9' 15''
c)	10	101	21' 30''	17' 15''

Tabella 3.7: Parametri d'analisi per le tre diverse mesh. Δf è la frequenza di campionamento, e f la frequenza.

La tabella 3.7 riassume i parametri dell'analisi per le diverse mesh usate con il BEM. Facciamo notare che per 878 frequenze si sono impiegate da 74 a 91 ore per ciascuna configurazione.

3.4 Tecnica basata sulle funzioni d'onda (WBT)

3.4.1 Richiami di teoria

La tecnica basata sulle funzioni d'onda (Wave Based Technique, WBT), è una metodologia di calcolo fondata sull'approccio di Trefftz [29]. Le variabili del campo acustico sono espresse non in forma di polinomi, come nel caso del FEM e del BEM, ma come una combinazione di funzioni d'onda. Queste funzioni sono soluzioni dell'equazione di Helmholtz 3.4 di conseguenza non è necessario suddividere il dominio del problema in una mesh di elementi. Si useranno invece domini in cui la soluzione del campo acustico sarà approssimata dalla combinazione lineare di funzioni d'onda. Questa combinazione soddisfa l'equazione di Helmholtz in maniera esatta all'interno dei domini, mentre non soddisfa a priori le condizioni al contorno. Quindi si applica un metodo ai residui in forma integrale sulle superfici e si impone che l'errore tenda a zero. In generale le matrici della tecnica WBT sono più piccole di quelle corrispondenti ai metodi FEM e BEM e portano così a tempi di calcolo inferiori.

Dominio confinato

Prendiamo come riferimento il volume V di fluido attorno alla superficie Ω_C di una cavità aperta (figura 3.19b).

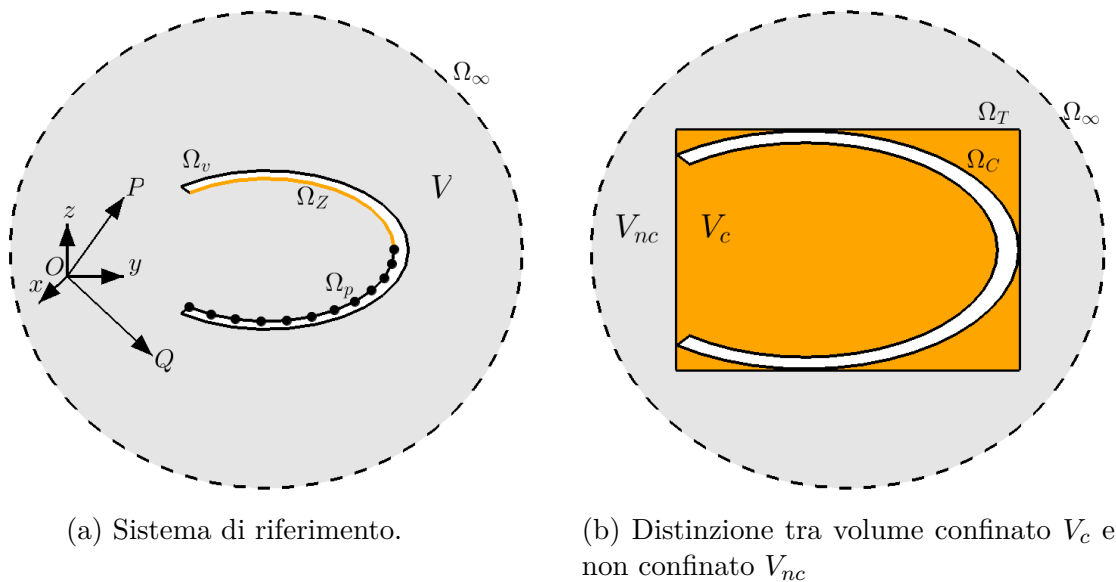


Figura 3.19: Problema generale WBT

Come nel caso del FEM, anche nel WBT la regione esterna del volume non è direttamente discretizzabile e perciò è necessario un procedimento specifico per giungere alla risoluzione del problema. Dividiamo quindi il volume in due parti:

- il volume confinato V_c , che è compreso tra la superficie Ω_C fino alla superficie di taglio Ω_T

- il volume non confinato V_{nc} che va dalla superficie di taglio Ω_T (il parallelepipedo più piccolo contenente il problema considerato) fino alla superficie all'infinito Ω_∞

In questo modo è possibile trattare la parte di volume V_c con funzioni di forma più semplici e senza dover soddisfare la condizione di Sommerfeld 3.8.

All'interno del volume V_c confinato del modello, la pressione $p^c(\mathbf{x})$ che soddisfa l'equazione di Helmholtz (3.4) è approssimata dalla combinazione lineare di funzioni d'onda [30], vale a dire

$$p^c(\mathbf{x}) \approx \hat{p}^c(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^M p_i^c \Phi_i^c(\mathbf{x}) + p_Q(\mathbf{x}) = \mathbf{\Phi}^c(\mathbf{x})^T \cdot \mathbf{p}^c + p_Q(\mathbf{x}) \quad (3.19)$$

dove $p_Q(\mathbf{x}) = \frac{A}{R_Q} \exp(jkR_Q)$ è la soluzione particolare della sorgente monopolare posta in Q , $R_Q = |P - Q|$ è la distanza tra un generico punto $P \in V_c$ e la sorgente, Φ_i^c sono le funzioni di forma così definite

$$\mathbf{\Phi}^c(\mathbf{x}) = \begin{cases} \Phi_r(x, y, z) = \cos(k_{rx}x) \cos(k_{ry}y) \exp(-jk_{rz}z) \\ \Phi_s(x, y, z) = \cos(k_{sx}x) \exp(-jk_{sy}y) \cos(k_{sz}z) \\ \Phi_t(x, y, z) = \exp(-jk_{tx}x) \cos(k_{ty}y) \cos(k_{tz}z) \end{cases} \quad (3.20)$$

e p_i^c sono dei fattori di partecipazione raccolti nel vettore \mathbf{p}^c . È stato dimostrato da Desmet [28] che per domini convessi la sommatoria dell'equazione 3.19 converge alla soluzione esatta al crescere di M . I fattori di partecipazione p_i^c sono le M variabili del problema o gradi di libertà, con

$$M = \dim \mathbf{\Phi}^c = 2(n_r + 1)^2 + 2(n_s + 1)^2 + 2(n_t + 1)^2. \quad (3.21)$$

e n_r , n_s e n_t sono il numero di funzioni di forma rispettivamente del tipo Φ_r , Φ_s e Φ_t che si prendono per approssimare il campo di pressione.

Ogni funzione del gruppo 3.20 soddisfa l'equazione di Helmholtz a patto che

$$\begin{aligned} k_{rx}^2 + k_{ry}^2 + k_{rz}^2 &= k^2 \\ k_{sx}^2 + k_{sy}^2 + k_{sz}^2 &= k^2 \\ k_{tx}^2 + k_{ty}^2 + k_{tz}^2 &= k^2 \end{aligned} \quad (3.22)$$

con $k = \omega/c = 2\pi f/c$ è il numero d'onda, ω la frequenza circolare e f la frequenza. Quindi un'infinità di funzioni d'onda può essere definita per la sommatoria (3.19), basta prendere i numeri d'onda in questo modo

$$\begin{aligned}
k_{r\bullet} &= (k_{rx}, k_{ry}, k_{rz}) = \left(\frac{r\pi}{L_x}, \frac{r\pi}{L_y}, \pm \sqrt{k^2 - k_{rx}^2 - k_{ry}^2} \right), r = 0, 1, 2, \dots, n_r \\
k_{s\bullet} &= (k_{sx}, k_{sy}, k_{sz}) = \left(\frac{s\pi}{L_x}, \pm \sqrt{k^2 - k_{sx}^2 - k_{sz}^2}, \frac{s\pi}{L_z} \right), s = 0, 1, 2, \dots, n_s \\
k_{t\bullet} &= (k_{tx}, k_{ty}, k_{tz}) = \left(\pm \sqrt{k^2 - k_{ty}^2 - k_{tz}^2}, \frac{t\pi}{L_y}, \frac{t\pi}{L_z} \right), t = 0, 1, 2, \dots, n_t
\end{aligned} \tag{3.23}$$

In queste equazioni i numeri interi n_r , n_s e n_t determinano quante funzioni per ciascun tipo fanno parte della sommatoria e il numero totale M di gradi di libertà; in aggiunta L_x , L_y e L_z sono le dimensioni del più piccolo parallelepipedo che racchiude il dominio del problema.

Ricordiamo che, per la convergenza della sommatoria, il dominio deve essere convesso [28]. Se non lo è, lo si deve suddividere in sotto-domini convessi non sovrapposti tra di loro. In questo caso sulle superfici di accoppiamento Ω_i tra due sotto-domini è necessario imporre una delle due seguenti condizioni di continuità:

- continuità della pressione e della velocità

$$\begin{aligned}
p_1(\mathbf{x}_1) &= p_2(\mathbf{x}_2), \quad \mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2 \in \Omega_i \\
v_{n1}(\mathbf{x}_1) &= v_{n2}(\mathbf{x}_2) \Rightarrow \frac{j}{\rho\omega} \frac{\partial p_1(\mathbf{x}_1)}{\partial n_1} = -\frac{j}{\rho\omega} \frac{\partial p_2(\mathbf{x}_2)}{\partial n_2}, \quad \mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2 \in \Omega_i
\end{aligned} \tag{3.24}$$

- continuità dell'operatore impedenza

$$\begin{aligned}
\frac{j}{\rho\omega} \frac{\partial p_1(\mathbf{x}_1)}{\partial n_1} - \frac{p_1(\mathbf{x}_1)}{\bar{Z}_{int}} &= -\frac{j}{\rho\omega} \frac{\partial p_2(\mathbf{x}_2)}{\partial n_2} - \frac{p_2(\mathbf{x}_2)}{\bar{Z}_{int}}, \quad \mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2 \in \Omega_i \\
\frac{j}{\rho\omega} \frac{\partial p_2(\mathbf{x}_2)}{\partial n_2} - \frac{p_2(\mathbf{x}_2)}{\bar{Z}_{int}} &= -\frac{j}{\rho\omega} \frac{\partial p_1(\mathbf{x}_1)}{\partial n_1} - \frac{p_1(\mathbf{x}_1)}{\bar{Z}_{int}}, \quad \mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2 \in \Omega_i
\end{aligned} \tag{3.25}$$

dove n_1 e n_2 sono le normali sulla superficie Ω_i orientate verso l'esterno dei domini V_1 e V_2 rispettivamente; e \bar{Z}_{int} è l'impedenza interna tra i domini posta di solito uguale a quella caratteristica del fluido ($= \rho c$).

Domínio non confinato

Oltre all'equazione di Helmholtz (3.4), l'approssimazione della pressione per il dominio non confinato deve soddisfare anche la condizione di Sommerfeld (3.8) [30]. La seguente soluzione

$$p(r, \vartheta, \varphi) = \sum_{l=0}^L \sum_{m=-l}^l p_{lm}^u h_l^{(2)}(kr) Y_l^m(\varphi, \vartheta) \tag{3.26}$$

soddisfa queste richieste per $L \rightarrow \infty$. In questa equazione facciamo uso delle coordinate sferiche r , φ e ϑ che sono rispettivamente la coordinata radiale, azimutale

e zenitale come mostrate in figura 3.20a. Le coordinate cartesiane x , y e z sono così definite rispetto alle coordinate sferiche:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r \sin \vartheta \cos \varphi \\ r \sin \vartheta \sin \varphi \\ r \cos \vartheta \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

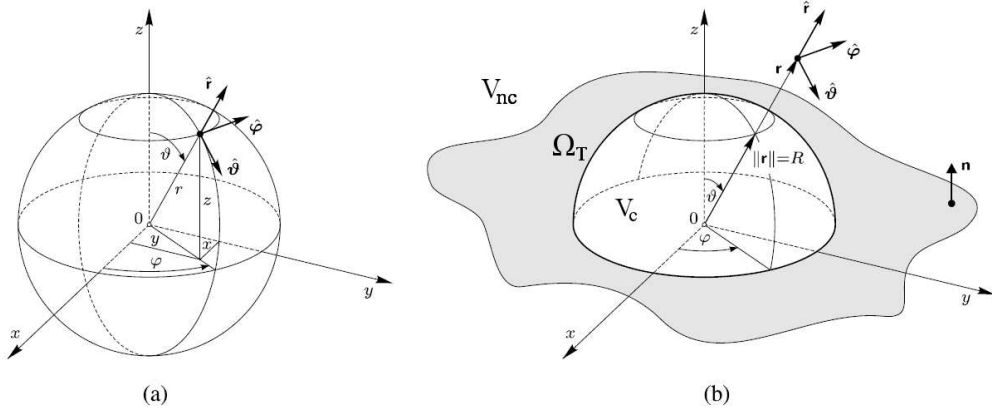


Figura 3.20: Coordinate sferiche (a) e problema non confinato semi-infinito (b)

In figura 3.20 (a), $\hat{\mathbf{r}}$, $\hat{\boldsymbol{\varphi}}$ e $\hat{\boldsymbol{\vartheta}}$ rappresentano i versori delle coordinate sferiche. Nell'approssimazione della soluzione in equazione 3.26, $h_l^{(2)}(kr)$ è una funzione di Hankel del secondo tipo

$$h_l^{(2)}(kr) = \sqrt{\frac{\pi}{2kr}} H_{l+\frac{1}{2}}^{(2)}(kr), \quad (3.28)$$

che rappresenta il decadimento in direzione radiale della funzione, mentre $Y_l^m(\varphi, \vartheta)$ sono le armoniche sferiche

$$Y_l^m(\vartheta, \varphi) = \sqrt{\frac{2l+1(l-m)!}{4\pi(l+m)!}} P_l^m(\cos \vartheta) \exp(jm\varphi), \quad (3.29)$$

a cui corrisponde la parte angolare della soluzione dell'equazione differenziale. Nelle sferiche armoniche 3.29, $P_l^m(\cos \vartheta)$ è il polinomio di Legendre associato. Nella sezione successiva faremo uso della seguente identità

$$Y_l^{-m}(\vartheta, \varphi) = (-1)^m \bar{Y}_l^m(\vartheta, \varphi), \quad \text{con } m < 0 \quad (3.30)$$

La sommatoria (3.26) può essere riscritta in un modo simile a quello della soluzione della pressione per dominio confinato (3.19)

$$p^{nc}(\mathbf{x}) \approx \hat{p}^{nc}(\mathbf{x}) = \sum_{l=0}^L \sum_{m=-l}^l p_{lm}^{nc} \Phi_i^{nc}(\mathbf{x}) = \boldsymbol{\Phi}^{nc}(\mathbf{x})^T \cdot \mathbf{p}^{nc} \quad (3.31)$$

con $\Phi^{nc}(\mathbf{x})$ l'insieme di funzioni d'onda per dominio non confinato

$$\Phi^{nc}(\mathbf{x}) = \Phi^{nc}(r, \vartheta, \varphi) = h_l^{(2)}(kr)Y_l^m(\vartheta, \varphi) \quad (3.32)$$

e p_{lm}^{nc} sono i fattori di partecipazione di ciascuna funzione. Il numero di gradi di libertà di questo dominio si può dimostrare che vale

$$\dim \Phi^{nc} = (L + 1)^2. \quad (3.33)$$

Dominio non confinato semi-infinito

Quando siamo in presenza di un pavimento rigido come nel nostro caso (vedi Figura 3.20b), allora lo spazio viene suddiviso in due sotto-spazi semi-infiniti e la condizione di contorno rigido deve essere imposta per $z = 0$ [30]

$$\left. \frac{\partial p(\mathbf{x})}{\partial n} \right|_{\vartheta=\frac{\pi}{2}, r \geq 0} = 0 \quad (3.34)$$

Dovendo tenere in considerazione il piano rigido, la combinazione lineare usata per il dominio non confinato deve soddisfare intrinsecamente anche l'equazione (3.34). Applichiamo quindi la condizione di piano rigido alle funzioni d'onda per dominio non confinato (3.26), e otteniamo

$$\left. \frac{\partial p(\mathbf{x})}{\partial n} \right|_{\vartheta=\frac{\pi}{2}, r \geq 0} = \sum_{l=0}^L \sum_{m=-l}^{m=l} \underbrace{p_{lm}^{nc} h_l^{(2)}(kr)}_{\neq f(\vartheta)} \sqrt{\frac{2l+1}{2\pi} \frac{(l-|m|)!}{(l+|m|)!}} \exp(jm\varphi) \underbrace{P_l^{|m|}(\cos \vartheta)}_{\stackrel{!}{=} 0} = 0 \quad (3.35)$$

dove abbiamo già separato i termini che dipendono da ϑ da quelli che non vi dipendono. Poiché la condizione deve valere per ogni r e φ , solo la parte dipendente da ϑ dovrà essere nulla, vale a dire soltanto la derivata dei polinomi associati di Legendre $P_l^{|m|}(\cos \vartheta)$ per $\vartheta = \pi/2$. Dalle proprietà dei polinomi di Legendre

$$P_l^m(0) = \begin{cases} 0, & l + m = \text{pari} \\ (-1)^{\frac{l+m-1}{2}} \frac{1 \cdot 3 \cdot 5 \dots (l+m)}{2 \cdot 4 \cdot 6 \dots (l-m-1)}, & l + m = \text{dispari} \end{cases} \quad (3.36)$$

solo le armoniche sferiche con ($l + m = \text{pari}$) soddisfano la condizione (3.34). Quindi sarà sufficiente rimuovere le funzioni d'onda con ($l + m = \text{dispari}$) per avere soltanto quelle che soddisfano la condizione di dominio non confinato semi-infinito e il numero di grado di libertà diventerà

$$\dim \Phi^{si} = \frac{(L + 1)(L + 2)}{2}. \quad (3.37)$$

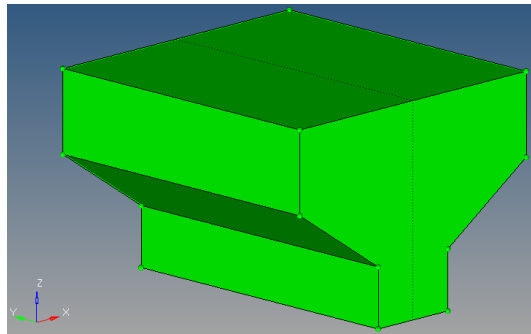
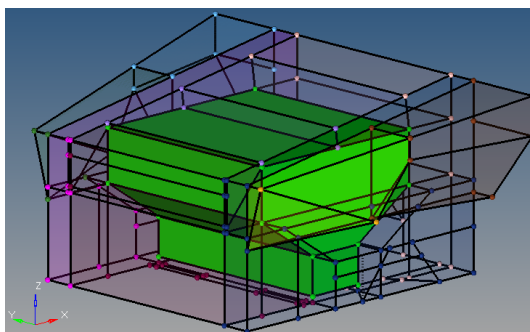


Figura 3.21: Superfici del motore.

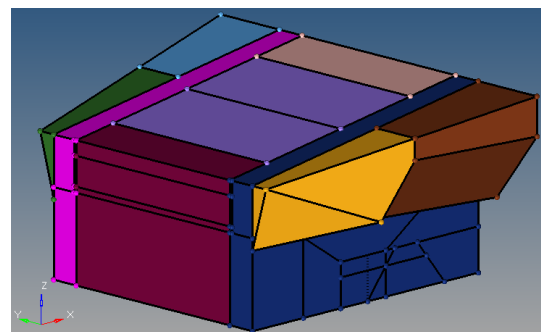
3.4.2 Applicazione della tecnica WBT al nostro caso

Le analisi con la tecnica WBT sono state condotte presso il centro Virtual Vehicle di Graz, con un server Windows XP a due processori; sono state eseguite nei mesi che vanno da gennaio a settembre 2013 e sono le ultime in ordine temporale.

Come accennato in precedenza non è necessario suddividere il volume con una mesh di elementi, bisogna invece ridurre il volume del problema ad una serie di domini convessi tra loro connessi ma non sovrapposti. Questi domini risultano molto più grandi rispetto ai normali elementi, non hanno le dimensioni legate all'intervallo di frequenza del problema e sono in numero molto inferiore rispetto al numero degli elementi della mesh FEM o BEM.



(a) Domini intorno alla superficie del motore.



(b) Domini interni al simulacro.

Figura 3.22: Suddivisione in domini dentro al simulacro.

All'interno della superficie del motore (vedi figura 3.21) non è stato posto nessun dominio perché non ci sono sorgenti acustiche e tutte le superfici sono considerate rigide.

Il resto del volume del problema è stato così suddiviso:

- parte interna al simulacro (vedi figure 3.22a e 3.22b): in questa parte si sono usate solo funzioni d'onda per domini confinati.

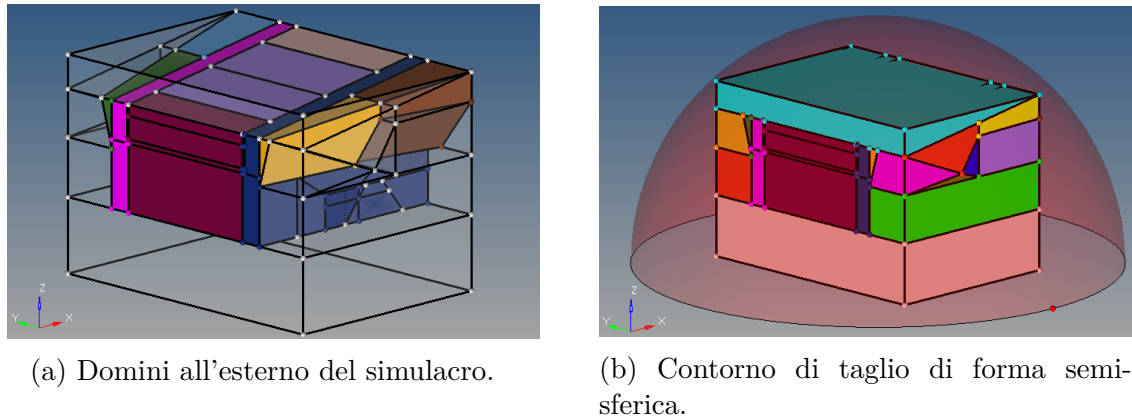


Figura 3.23: Suddivisione in domini fuori dal simulacro.

- parte esterna al simulacro e contenuta in un parallelepipedo di dimensioni tali da contenere il simulacro stesso e il volume fino al pavimento (vedi figura 3.23a): anche in questa parte si sono usate soltanto funzioni d'onda per domini confinati.
- parte esterna al parallelepipedo ma contenuta da una semi-sfera di raggio $r = 1.3m$ (vedi figura 3.23b): in questa parte sono state usate anche le funzioni d'onda per dominio non confinato semi-infinito.

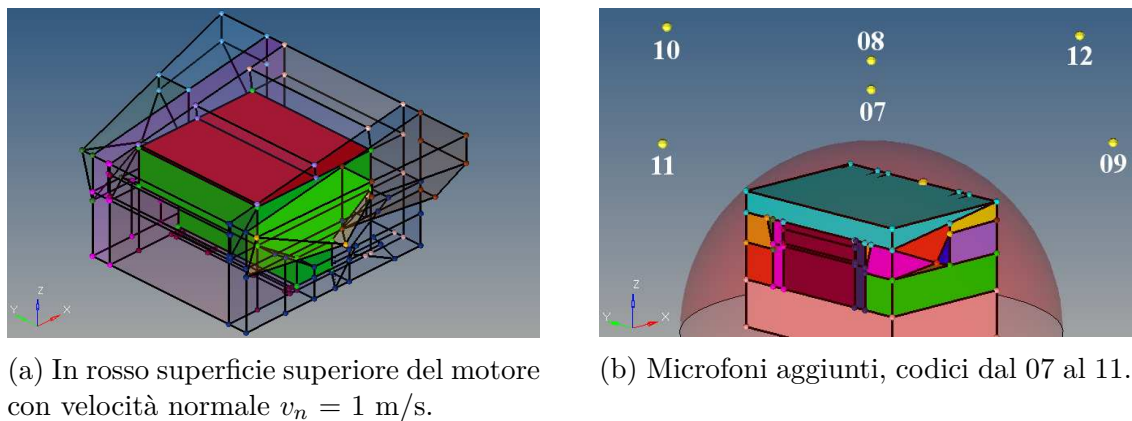


Figura 3.24: Particolarità delle configurazioni WBT.

Tutte le superfici del modello sono rigide tranne quella superiore del motore (vedi figura 3.24a) superficie sulla quale è stata imposta una condizione di velocità normale $v_n = 1$ m/s per generare il campo di pressione.

Come nei metodi precedenti si è misurata la pressione nei sei punti di campo corrispondenti ai microfoni posizionati attorno al motore (vedi figure 3.3). Per apprezzare i risultati anche all'esterno del simulacro, sono state aggiunte le misure in sei punti al di sopra del simulacro come si può vedere in figura 3.24b. Le loro

coordinate cartesiane rispetto al sistema considerato (in figura 3.11) sono riportate nella tabella qui di seguito.

Numero	x [mm]	y [mm]	z [mm]
07	-500	0	748
08	-500	0	952
09	-320	-2140	748
10	-320	2140	748
11	-2500	0	748
12	1500	0	748

Tabella 3.8: Posizione dei microfoni aggiunti rispetto all'origine.

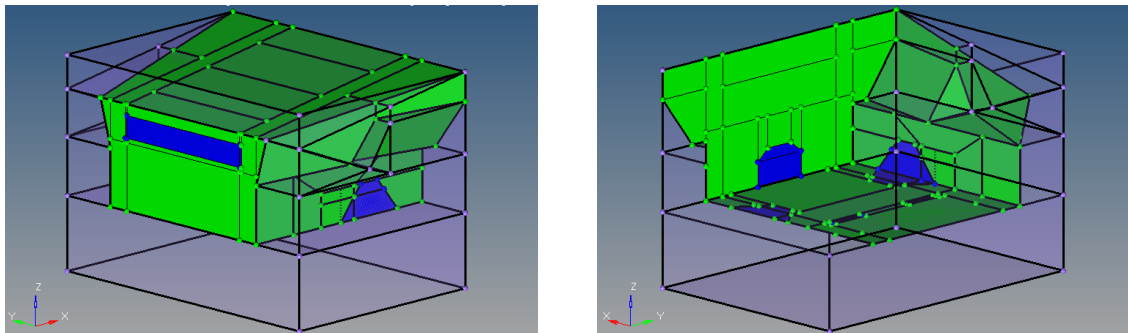


Figura 3.25: In blu aperture nel modello WBT.

La simulazione delle aperture ed il passaggio delle onde di pressione dalla parte interna a quella esterna sono stati rappresentati applicando la continuità dell'operatore impedenza (equazione 3.25) sulle superfici ad esse corrispondenti, di colore blu nelle figure 3.25.

Non è stato simulato nessun trattamento tipo quelli del feltro o del compensato come nelle simulazioni FEM e BEM.

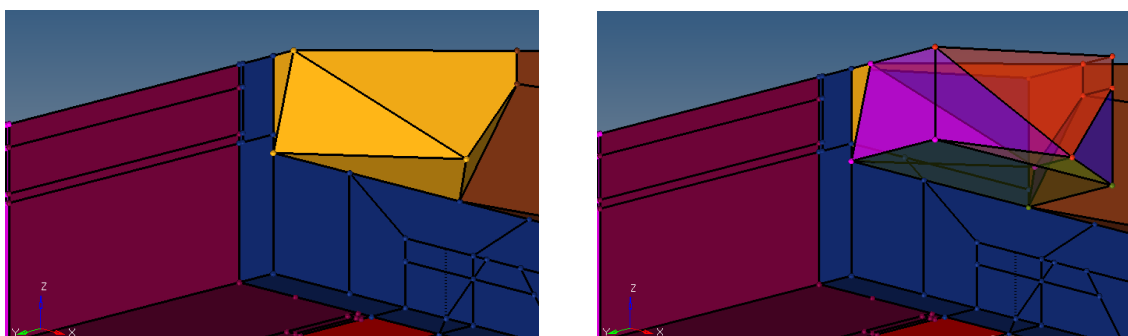


Figura 3.26: Spigolo e approssimazione per mezzo di domini WBT.

La tecnica WBT è stata applicata con successo in passato sia a modelli di radiazione in spazio infinito [7] che a quelli di radiazione in spazio semi-infinito [30]. L'applicazione di questo metodo al nostro caso però comporta l'uso di un modello alquanto complesso, ad esempio, l'approssimazione degli spigoli richiede la creazione di un numero elevato di domini (figure 3.26).

Poiché la metodologia WBT è alquanto innovativa, non è ancora stato sviluppato un software a livello commerciale e si può ancora considerare un metodo in via di implementazione. Per questi motivi si è quindi deciso di procedere gradualmente e di validare l'applicazione del WBT alle due configurazioni semplificate riassunte nella seguente tabella:

Conf.	Volume	Aperture	Superfici	Mic.	Confronto
WBT01	soltanto interno	tutte chiuse	tutte rigide tranne la superiore del motore con $v_n = 1m/s$	01 - 06	FEM
WBT02	interno ed esterno	tutte aperte	tutte rigide tranne la superiore del motore con $v_n = 1m/s$	01 - 12	BEM

Tabella 3.9: Configurazioni semplificate del WBT.

Nella seguente tabella 3.10 sono riassunti i parametri delle analisi delle configurazioni WBT:

Conf.	Freq. (da \leftarrow a)	Δf	N° freq.	N° domini	Tempo medio / f
WBT01	2 \leftarrow 1000	2	500	22	30''
WBT02	200 \leftarrow 1250	2	526	38	3'20''

Tabella 3.10: Parametri delle analisi WBT.

Facciamo notare che per lo stesso intervallo e numero di frequenze della mesh a) con il metodo BEM abbiamo impiegato circa 6 ore e mezza, mentre nel caso della tecnica WBT e configurazione WBT02 le ore di calcolo sono state 29. Ricordiamo che con il BEM abbiamo utilizzato un computer a 8 processori mentre nel caso del WBT soltanto 2 processori; quindi va considerato un fattore di circa 4 volte per confrontare i tempi di calcolo che risultano così dello stesso ordine di grandezza.

3.5 Metodo delle funzioni di trasferimento (PTF)

3.5.1 Richiami di teoria

Il metodo delle funzioni di trasferimento si basa sulla suddivisione in due parti del dominio del problema [31]: una parte interna V_I e un'altra esterna V_E (vedi figura 3.27). Queste due parti sono collegate tra loro attraverso una o più superfici di accoppiamento Ω_A dove vengono imposte le condizioni di continuità. Le superfici d'accoppiamento sono divise in sotto-domini più semplici detti *patches*, da cui il nome di questo metodo "Patch Transfer Function" (PTF).

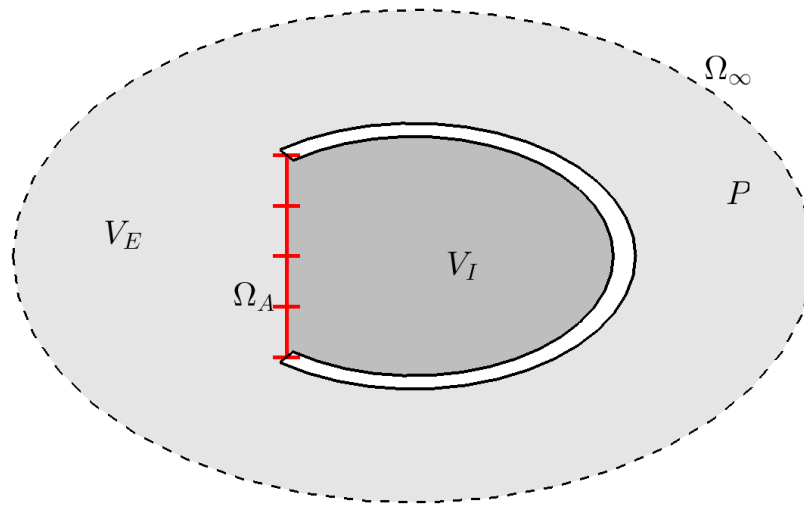


Figura 3.27: Suddivisione del volume del problema in interno V_I ed esterno V_E , e superficie di accoppiamento Ω_A .

Inizialmente i volumi V_I e V_E vengono risolti separatamente con un metodo adatto (FEM, BEM, etc.) per calcolare le funzioni di trasferimento tra le diverse *patches*. Successivamente queste funzioni vengono composte tra loro sulle superfici di accoppiamento Ω_A . Per far questo su un lato delle *patches* vengono messe le sorgenti che corrispondono al campo acustico del volume che "bagna" le *patches* da quel lato; sull'altro lato invece vengono calcolate le velocità che corrispondono all'altro volume. Queste velocità sono le variabili principali del problema; una volta calcolate, da esse si possono poi ricavare la pressione e la velocità in ogni punto P del volume. Di conseguenza viene costruito un modello di dimensioni inferiori a quelle dei metodi BEM e FEM, perché è necessario raccogliere soltanto le informazioni necessarie sulle superfici di accoppiamento.

Come criterio di solito si utilizzano 2 *patches* per ogni lunghezza d'onda λ . Quindi la lunghezza media di una *patch* l_{patch} vale:

$$l_{\text{patch}} = \frac{\lambda}{2} = \frac{c}{2 \cdot f_{\text{max}}} \quad (3.38)$$

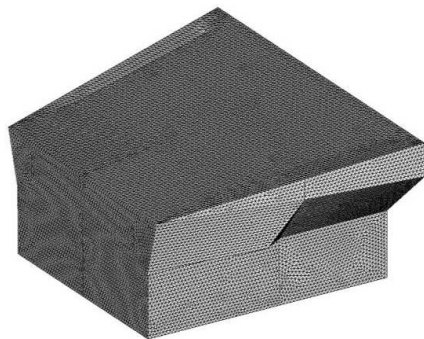
dove c è la velocità del suono e f_{max} la frequenza massima di calcolo.

3.5.2 Applicazione del metodo PTF al nostro caso

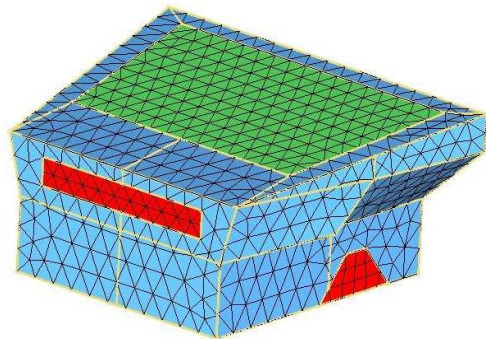
Per quanto riguarda il nostro problema il volume è stato diviso in due parti [19]:

- la cavità interna del simulacro che è stata risolta con il metodo FEM (vedi figura 3.28a);
- la parte esterna con il pavimento rigido che è stata risolta usando una tecnica numerica con le funzioni di Green.

Queste parti sono accoppiate in corrispondenza alle aperture (in rosso in figura 3.28b).



(a) Mesh FEM del volume interno V_I della cavità.



(b) Mesh delle *patches*: in rosso le aperture, in blu il compensato e in verde i trattamenti fonoassorbenti.

Figura 3.28: Figure delle diverse mesh nel metodo PTF.

La cavità interna è stata risolta col metodo FEM e utilizzando la sovrapposizione modale. Circa 3100 modi sono stati calcolati fino a 4 kHz. Per ottenere tali modi la cavità è stata simulata approssimando il suo volume con circa $157 \cdot 10^3$ tetraedri (vedi figura 3.28a).

Le funzioni di trasferimento del volume esterno invece sono state calcolate con un metodo BEM approssimato che permette di valutare tali funzioni di trasferimento in modo relativamente rapido, seppur con un certo livello di approssimazione [31].

Frequenze (da \leftrightarrow a)	N° frequenze	Tempo medio/ frequenza
250 \leftrightarrow 3500	1000	30''

Tabella 3.11: Parametri d'analisi per le simulazioni PTF.

Come nel FEM e nel BEM, anche nel PTF sono stati imposti gli stessi valori di impedenza per i trattamenti assorbenti (vedi figura 3.12) e per il compensato (vedi tabella 3.3).

Si sono poi mantenute le stesse posizioni per la sorgente (vedi figura 3.18) e si sono calcolati i valori della pressione acustica negli stessi punti microfonicici usati nel BEM e nel FEM (vedi tabella 3.2).

Le simulazioni del metodo PTF sono state condotte a Lione in Francia presso l'istituto INSA. È stato usato un computer a 4 processori. Come è riassunto in tabella 3.11, per una configurazione sono state necessarie circa 8 ore di calcolo.

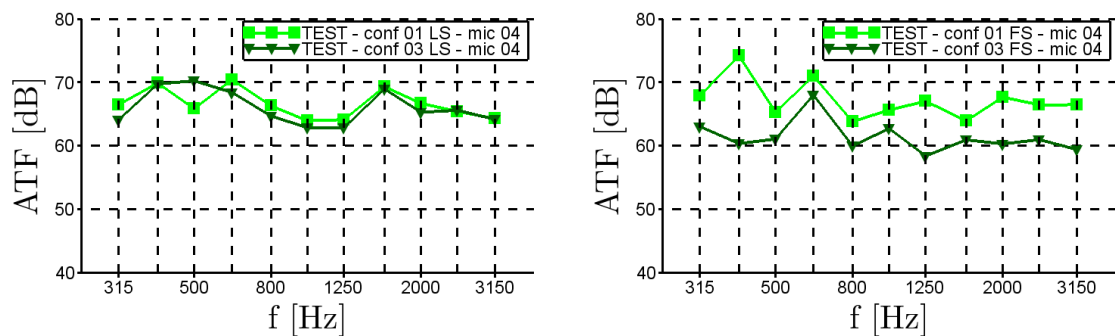
Capitolo 4

Risultati e discussione

In questo capitolo abbiamo preferito seguire l'ordine temporale in cui sono stati applicati i diversi metodi. Quindi i risultati di seguito sono così divisi:

1. risultati dell'attività sperimentale
2. metodo degli elementi al contorno (BEM)
3. metodo delle funzioni di trasferimento (PTF)
4. metodo degli elementi finiti (FEM/AML)
5. tecnica basata sulle funzioni d'onda (WBT)

4.1 Risultati dell'attività sperimentale



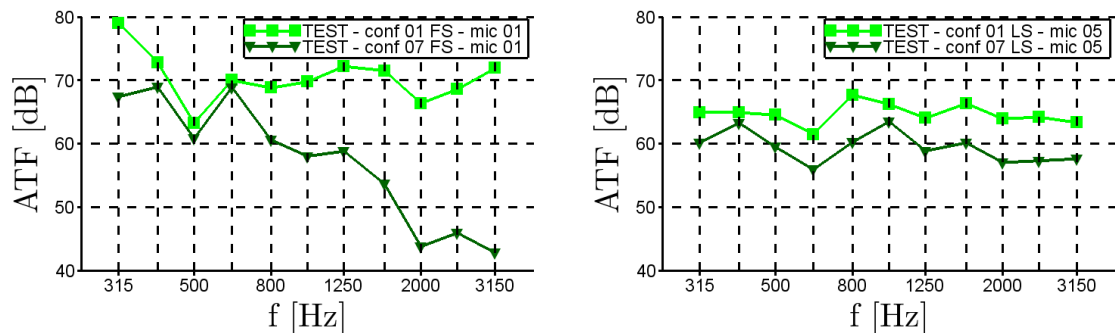
(a) ATFs misurate con la sorgente frontale. (b) ATFs misurate con la sorgente laterale.

Figura 4.1: ATFs misurate durante i test nella configurazione 1 (quadrretti color verde chiaro) e nella 3 (triangoli color verde scuro) e per il microfono 4 (a destra del motore).

Con le prime figure (4.1a, 4.1b, 4.2a e 4.2b) che riportiamo in questa sezione, vogliamo mostrare come la sensibilità delle funzioni di trasferimento (ATFs) misurate nelle diverse configurazioni dipenda dalla distanza relativa tra la posizione dei microfoni e le aperture.

In figura 4.1a possiamo per esempio valutare il confronto tra le ATFs misurate nella configurazione 1 (quadretti color verde chiaro) e nella configurazione 3 (triangoli color verde scuro) con la sorgente in posizione laterale e per il microfono 4 (a destra del motore). Ricordiamo che nella configurazione 1 tutti i fori del simulacro sono aperti, mentre nella 3 sono tutti chiusi tranne quelli dei passa-ruota. Dalla figura sopracitata ne deriva che la chiusura di quasi tutte le aperture ha un effetto relativamente limitato sulle ATFs, tranne a 500 Hz. Questo è dovuto al fatto che quando la sorgente è in posizione laterale, il microfono 4 vede direttamente la sorgente stessa attraverso le aperture passa-ruota. Possiamo così dedurre che questo microfono nella configurazione 1 e con la sorgente in posizione laterale registra la maggior parte di rumore proprio dal contributo delle aperture passa-ruota.

La situazione è ben diversa se consideriamo la sorgente in posizione frontale (vedi figura 4.1b) e manteniamo invariato tutto il resto: in questo caso la chiusura di tutte le aperture tranne quella dei fori passa-ruota determina una forte diminuzione della ATF misurata (quasi 5 dB). Questo cambiamento è dovuto al fatto che il percorso di propagazione tra la sorgente e il microfono muta in maniera sostanziale al passaggio dalla configurazione 1 alla 3.



(a) ATFs misurate con la sorgente frontale e per il microfono 1 (sopra al motore).

(b) ATFs misurate con la sorgente laterale e per il microfono 5 (anteriore al motore).

Figura 4.2: ATFs misurate durante i test nella configurazione 1 (quadretti color verde chiaro) e nella configurazione 7 (triangoli color verde scuro).

La figura 4.2a mostra le ATFs misurate nella configurazione 1 (quadretti color verde chiaro) e nella configurazione 7 (triangoli color verde scuro) con la sorgente in posizione frontale e per il microfono 1 (sopra al motore). La differenza tra queste due configurazioni consiste nel fatto che nella 1 i trattamenti non ci sono mentre nella 7 sono tutti presenti. Le aperture invece sono tutte aperte in entrambe le configurazioni. Come possiamo vedere, l'impatto dei trattamenti fonoassorbenti sulle ATFs misurate è notevole. Alle alte frequenze la differenza tra le ATFs raggiunge anche i 30 dB. Questo è dipendente dal fatto che il microfono 1 è molto vicino al

trattamento sotto al cofano, ad una distanza inferiore ai 2 cm come succede anche per un veicolo reale. Come conseguenza è evidente che il microfono 1 rileva in maniera molto significativa la presenza del trattamento.

D'altra parte questo non succede sempre come si può vedere ad esempio nella figura 4.2b che mostra le ATFs misurate sempre nelle configurazioni 1 e 7 ma stavolta con la sorgente laterale e per il microfono 5 (anteriore al motore). Come possiamo osservare, l'effetto dei trattamenti è molto inferiore a quello osservato nel precedente confronto e dell'ordine di 4 dB su tutto il range di frequenze analizzato. La differenza tra le due ATFs è piuttosto piccola anche tenendo conto del fatto che, quando tutti i trattamenti sono presenti come nella configurazione 7, le onde di pressione tra la sorgente laterale e il microfono 5 devono compiere diverse riflessioni tra le superfici interne del simulacro.

Di conseguenza questi primi risultati mostrano quanto non sia affatto scontato il comportamento delle onde di pressione all'interno del simulacro al variare delle aperture e dei trattamenti applicati. Le funzioni di trasferimento misurate nei test rappresentano quindi un buon punto di riferimento per validare i risultati dell'applicazione dei metodi analitici e computazionali.

4.2 Risultati del metodo BEM

Alcuni esempi dei risultati che abbiamo ottenuto con il metodo degli elementi al contorno (BEM) vengono riportati nelle figure da 4.3 a 4.6:

- figura 4.3: configurazione 1, sorgente frontale e microfono 4 (a destra del motore);
- figura 4.4: configurazione 7, sorgente frontale e microfono 4 (a destra del motore);
- figura 4.5: configurazione 3, sorgente laterale e microfono 1 (sopra al motore);
- figura 4.6: configurazione 11, sorgente laterale e microfono 1 (sopra al motore);

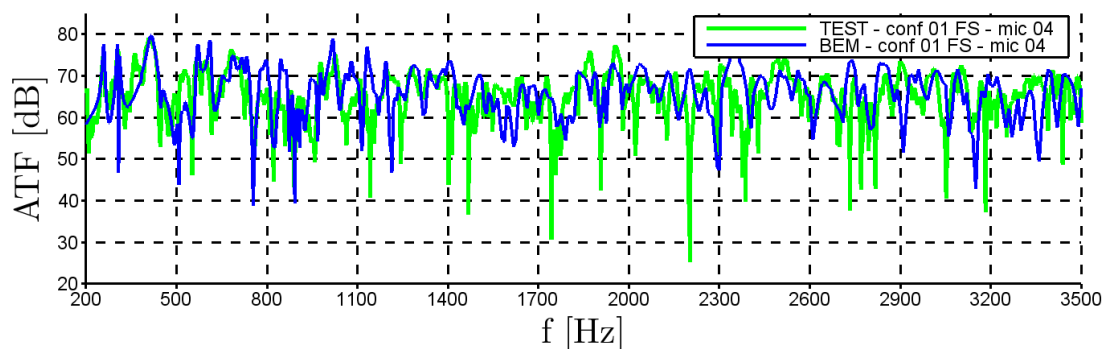


Figura 4.3: Confronto ATFs dei test (verde) e del metodo BEM (blu) nella configurazione 1, con sorgente frontale e per il microfono 4 (a destra del motore).

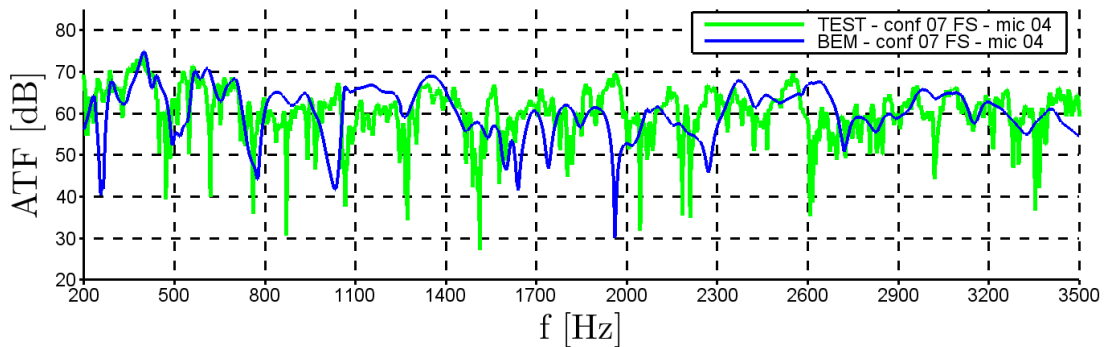


Figura 4.4: Confronto ATFs dei test (verde) e del metodo BEM (blu) nella configurazione 7, con sorgente frontale e per il microfono 4 (a destra del motore).

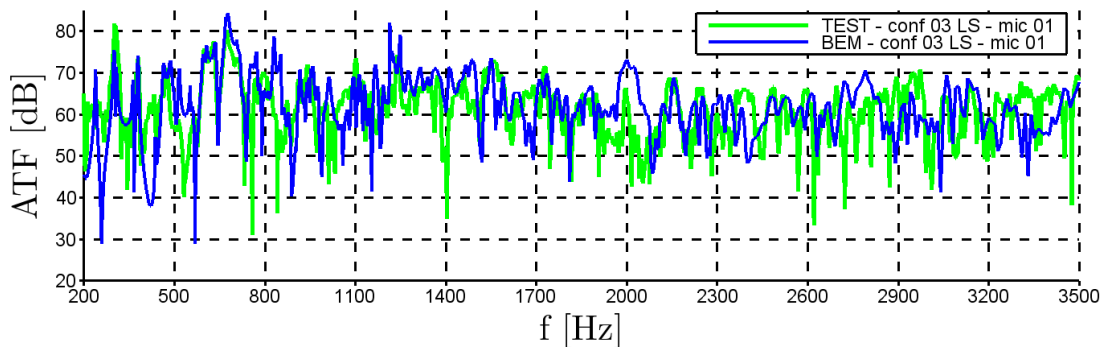


Figura 4.5: Confronto ATFs dei test (verde) e del metodo BEM (blu) nella configurazione 3, con sorgente laterale e per il microfono 1 (a destra del motore).

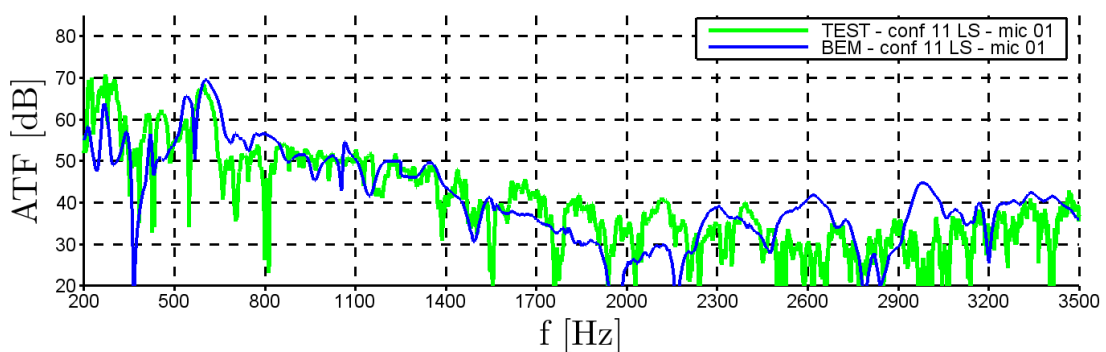
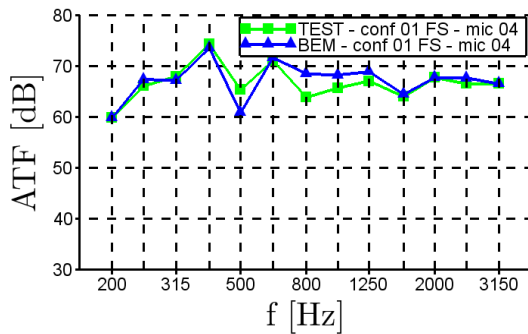


Figura 4.6: Confronto ATFs dei test (verde) e del metodo BEM (blu) nella configurazione 11, con sorgente laterale e per il microfono 1 (a destra del motore).

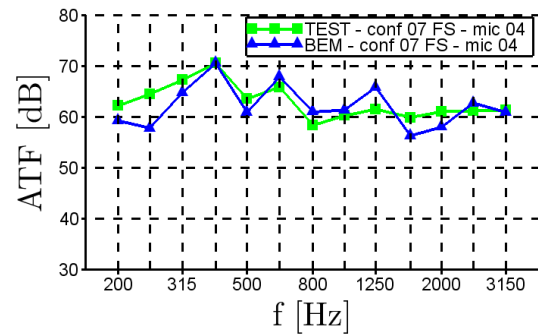
Come si può osservare, in tutti i casi (figure 4.3, 4.4, 4.5 e 4.6) la correlazione tra le misure dei test (verde) e i risultati delle simulazioni BEM (blu) è abbastanza soddisfacente su tutto il range di frequenze. È senza dubbio importante notare che in questi quattro esempi, il percorso di propagazione del campo acustico tra la sorgente

e i microfoni non è mai diretto inoltre, negli ultimi due esempi, il microfono è quello sopra al motore e, come scritto in precedenza, si trova nella complessa posizione distante 2 cm dal trattamento sotto-cofano.

Sempre dalle figure da 4.3 a 4.6 in banda fine (cioè con campionamento in frequenza di 1 Hz) possiamo osservare che il metodo BEM fornisce una buona stima sia degli effetti conseguenti all'apertura o alla chiusura dei fori sia anche degli effetti derivanti dall'applicazione dei trattamenti fonoassorbenti.

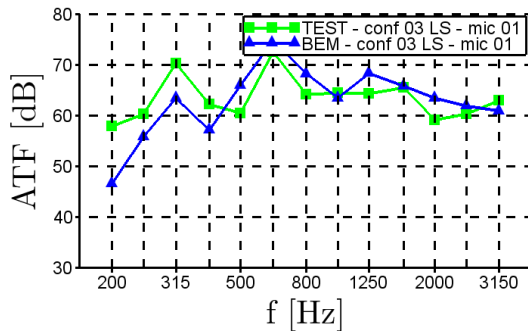


(a) ATFs della configurazione 1.

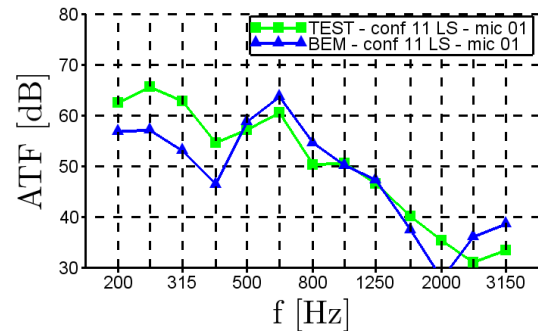


(b) ATFs della configurazione 7.

Figura 4.7: Confronto ATFs ottenute dai test (quadretti verdi) e dalle simulazioni BEM (triangoli blu) con la sorgente frontale e per il microfono 4 (a destra del motore), frequenze in terzi d'ottava.



(a) ATFs della configurazione 3.



(b) ATFs della configurazione 11.

Figura 4.8: Confronto ATFs ottenute dai test (quadretti verdi) e dalle simulazioni BEM (triangoli blu) con la sorgente laterale e per il microfono 1 (sopra al motore), frequenze in terzi d'ottava.

Gli effetti sulle ATFs delle aperture e dei trattamenti e la correlazione tra i risultati dei test e del metodo BEM possono essere apprezzati in modo più sintetico utilizzando i terzi d'ottava, come possiamo vedere nelle figure 4.7a, 4.7b, 4.8a e 4.8b.

Lo studio di questi effetti può essere approfondito in maniera dettagliata attraverso il confronto tra le differenze delle funzioni di trasferimento Δ ATFs misurate in

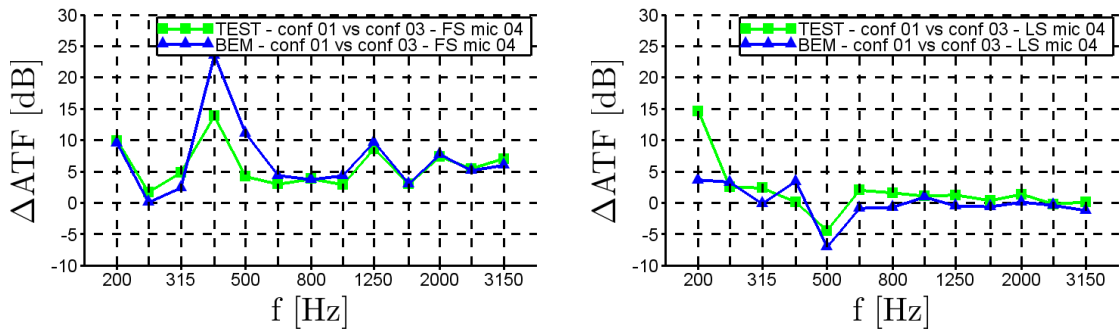
due generiche configurazioni A e B; tali grandezze si possono così definire in modo generale con l'equazione

$$\Delta ATF_{AB} = ATF_{\text{conf.A}} - ATF_{\text{conf.B}} \quad (4.1)$$

dove $ATF_{\text{conf.A}}$ è la funzione di trasferimento corrispondente alla configurazione A, mentre $ATF_{\text{conf.B}}$ quella corrispondente alla configurazione B.

Sebbene fisicamente tale grandezza non sia corretta perché le ATF sono livelli di pressione che si sottraggono con formule simili a 3.3, tecnicamente parlando le ΔATF s permettono invece di trarre direttamente importanti conclusioni. Riguardo a questa grandezza è importante osservare che:

- se è positiva, le ATF sono diminuite dalla conf.A alla conf.B, e quindi è avvenuto un decadimento del livello sonoro misurato;
- se è negativa, le ATF sono aumentate dalla conf.A alla conf.B e quindi è avvenuto un incremento del livello sonoro misurato.



(a) ΔATF s con la sorgente frontale.

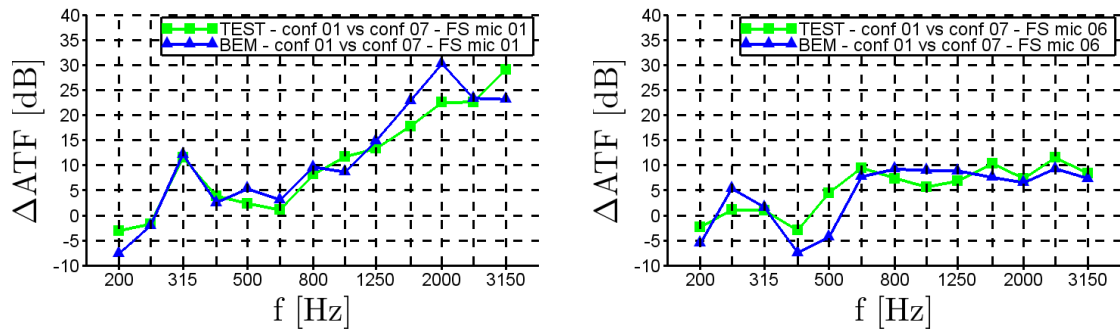
(b) ΔATF s con la sorgente laterale.

Figura 4.9: ΔATF s ottenuti dai test (quadrati verdi) e calcolati con il BEM (triangoli blu) tra la configurazione 1 e tra la 3 e per il microfono 4 (a destra del motore).

Ad esempio nelle figure 4.9a e 4.9b per mezzo del confronto tra i ΔATF s misurati nei test (quadrati verdi) e calcolati con il BEM (triangoli blu) possiamo farci un'idea dell'effetto ottenuto dalla chiusura di tutte le aperture tranne quelle dei passa-ruota, come avviene al passaggio dalla configurazione 01 alla configurazione 03. Questo effetto dipende fortemente dalla posizione relativa del microfono rispetto alla sorgente. La figura 4.9a mostra cosa avviene al variare della frequenza per il microfono 4 (a destra del motore) e con la sorgente frontale: in generale il decadimento della ATF è intorno ai 5 dB con un picco a 400 Hz che viene simulato abbastanza bene dal metodo BEM.

Nella figura 4.9b possiamo osservare le stesse configurazioni 1 e 3 a confronto per lo stesso microfono 4 ma con posizione laterale della sorgente: dato che il microfono è di lato rispetto al motore ed è vicino alle aperture che non sono state chiuse, ci si aspetta che il ΔATF sia relativamente basso e, in effetti, questo è quanto accade. D'altra parte a 500 Hz la chiusura delle aperture ha un impatto negativo su tale

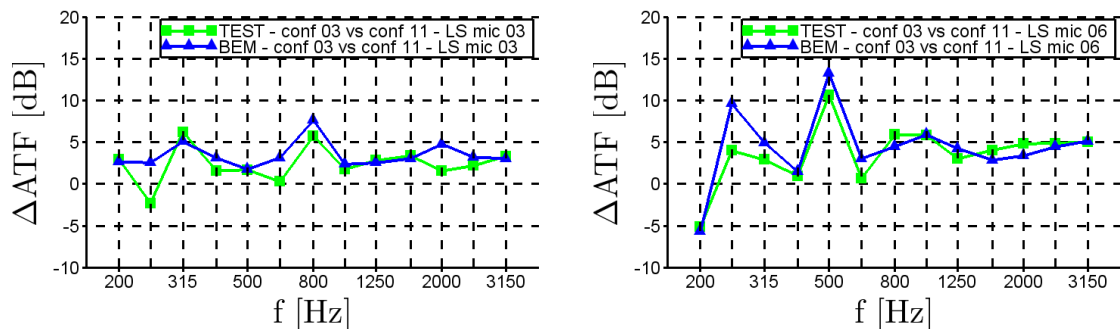
microfono, c'è un aumento della ATF per nulla intuitivo e prevedibile. Nonostante ciò il metodo BEM è riuscito a prevedere tale comportamento e al di sopra di 630 Hz il Δ ATF è quasi trascurabile.



(a) Δ ATFs per il microfono 1 (sopra al motore).

(b) Δ ATFs per il microfono 6 (dietro al motore).

Figura 4.10: Δ ATFs ottenuti dai test (quadrretti verdi) e calcolati con IL BEM (triangoli blu) tra la configurazioni 1 e tra la 7 e con sorgente in posizione frontale.



(a) Δ ATFs per il microfono 3 (a sinistra del motore).

(b) Δ ATFs per il microfono 6 (dietro al motore).

Figura 4.11: Δ ATFs ottenuti dai test (quadrretti verdi) e calcolati con IL BEM (triangoli blu) tra la configurazioni 3 e tra la 11 e con sorgente in posizione laterale.

Allo stesso modo nelle figure 4.10a e 4.10b, per mezzo del confronto tra i Δ ATFs misurati nei test (quadrretti verdi) e calcolati con il BEM (triangoli blu) nella configurazione 01 e nella configurazione 07, possiamo apprezzare l'effetto dei trattamenti fonoassorbenti. La figura 4.10a mostra il confronto tra i Δ ATFs del test e del metodo BEM per il microfono 1, per le configurazioni 1 e 7 e con la sorgente frontale, invece la figura 4.10b mostra le stesse grandezze per il microfono 6 per stesse configurazioni e con la stessa posizione della sorgente.

Ricordiamo che il primo dei due microfoni è posizionato in uno spazio stretto tra la superficie superiore del motore e il trattamento fonoassorbente sotto-cofano mentre il secondo si trova sulla parete posteriore del motore. L'effetto del trattamento

acustico per il microfono 1 è più consistente, fino a 25-30 dB per le alte frequenze e viene riprodotto dalle simulazioni BEM in modo discreto, anche se si trova in una posizione che rappresenta una sfida per questo metodo. A maggior ragione per il microfono 6 viene confermata la capacità del BEM di simulare l'applicazione dei trattamenti.

In aggiunta le figure 4.11a e 4.11b mostrano il confronto tra il test e il metodo BEM per quanto riguarda i Δ ATFs tra la configurazione 3 e la 11 con sorgente laterale e per il microfono in posizione 3 (a sinistra del motore) e per il microfono in posizione 6 (parte dietro del motore). Anche con questi Δ ATFs possiamo studiare l'effetto dell'applicazione dei trattamenti; tale effetto è adeguatamente catturato dalle simulazioni, incluso il massimo a 800 Hz per il microfono 3 (figura 4.11a) e il picco a 500 Hz per il microfono 6 (figura 4.11b).

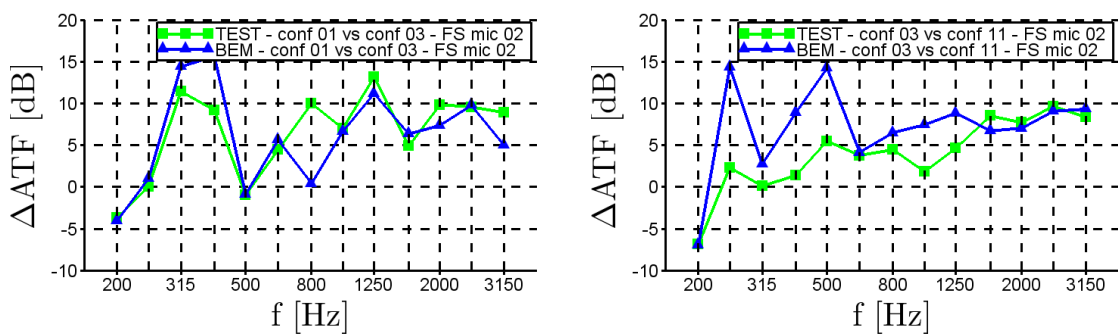
(a) Δ ATFs tra la conf. 1 e la 3.(b) Δ ATFs tra la conf. 3 e la 11.

Figura 4.12: Δ ATFs ottenuti dai test (quadretti verdi) e calcolati con IL BEM (triangoli blu) per il microfono 2 (sotto al motore) e con sorgente in posizione frontale.

Abbiamo già accennato al fatto che i punti microfonici sono stati collocati a 1 cm dalle superfici del motore per ovviare al problema di singolarità dell'operatore BEM. Secondo noi il punto microfonico che tra tutti ha risentito di più di questo difetto del BEM è stato il numero 2, quello attaccato alla superficie sotto al motore; tale microfono si trova a 1 cm di distanza da due superfici parallele che distano 2 cm tra di loro. Nelle figure 4.12a e 4.12b riportiamo i Δ ATFs misurati per questo microfono tra le configurazioni 1 e 3 e quelli tra le configurazioni 3 e 11, sempre con sorgente in posizione frontale. Le discrepanze a bassa frequenza di 10 dB o più che si possono osservare sono con ogni probabilità giustificate da questo difetto del BEM. A parte queste eccezioni i Δ ATFs mostrano sempre una buona correlazione.

4.3 Risultati del metodo PTF

Le figure 4.13a, 4.13b, 4.14a e 4.14b rappresentano il confronto tra le ATFs dei test (quadretti verdi) e del metodo delle funzioni di trasferimento (PTF, rombi magenta). Tali ATFs sono riportate in terzi d'ottava per poter osservare sinteticamente

la buona correlazione tra le curve. In particolare le figure 4.13a e 4.13b mostrano le configurazioni 1 e 3 che sono quelle senza i trattamenti fonoassorbenti applicati, mentre le figure 4.14a e 4.14b riportano i risultati della configurazione 7, nella quale tutti i trattamenti sono applicati: quindi possiamo apprezzare come la diminuzione delle ATFs dovuta all'assorbimento sia rappresentata correttamente dal metodo PTF. Tuttavia in queste figure qualche differenza appare specialmente alle alte frequenze con la sorgente in entrambe le posizioni e per il microfono 1 che si trova molto vicino al trattamento.

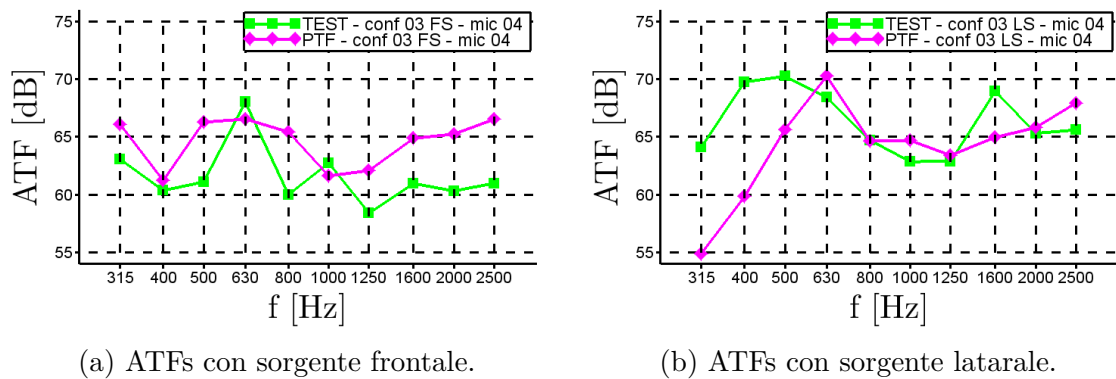


Figura 4.13: ATFs ottenute dai test (quadretti verdi) e calcolate con il metodo PTF (rombi magenta) della configurazione 3 e per il microfono 4 (a destra del motore).

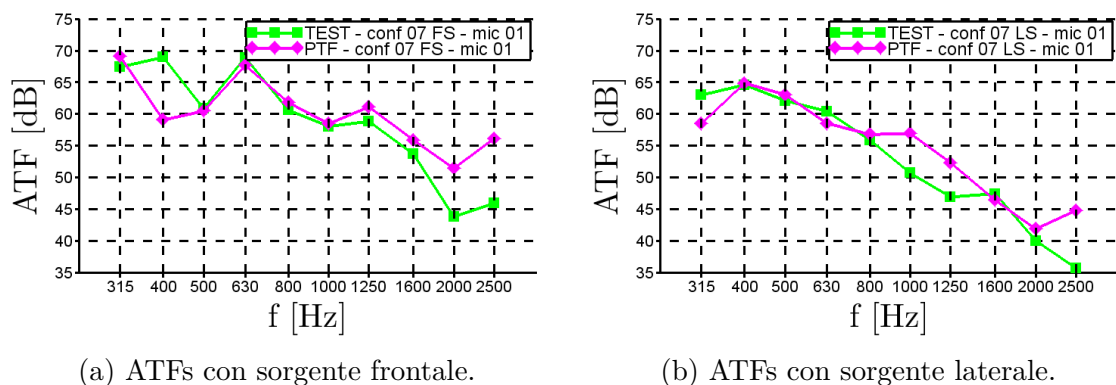


Figura 4.14: ATFs ottenute dai test (quadretti verdi) e calcolate con il metodo PTF (rombi magenta) della configurazione 7 e per il microfono 1 (sopra al motore).

Le figure 4.15a, 4.15b, 4.16a e 4.16b ci permettono di apprezzare quanto le simulazioni con il metodo PTF siano capaci rispettivamente di descrivere correttamente l'effetto della chiusura dei fori e dell'applicazione dei trattamenti fonoassorbenti. In particolare le figure 4.15a e 4.15b mostrano per il microfono 4 (a destra del motore) i Δ ATFs tra le configurazioni 1 e 3 con la sorgente sia in posizione frontale sia in posizione laterale. A seguire le figure 4.16a e 4.16b riportano il confronto dei Δ ATFs nel microfono 1 (sopra al motore) tra le configurazioni 1 e 7 con la sorgente in en-

trambe le posizioni. Anche in queste figure il confronto tra i dati misurati nei test e quelli simulati col metodo PTF mostrano una buona correlazione.

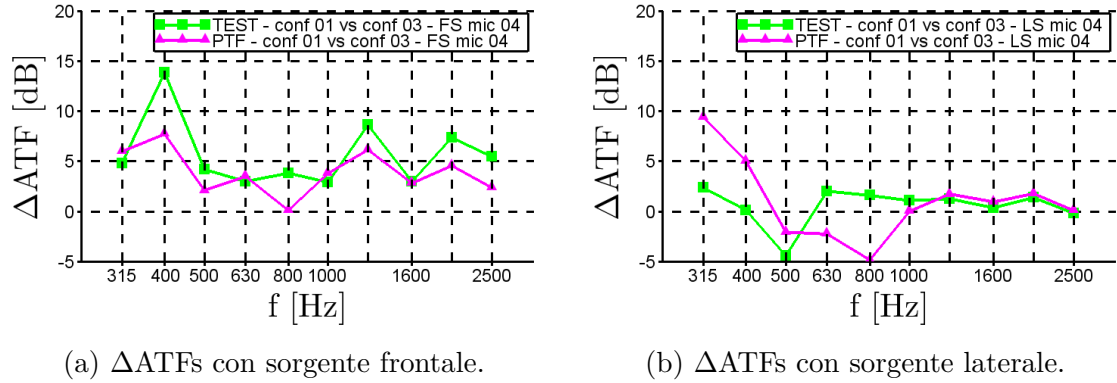


Figura 4.15: Δ ATFs ottenuti dai test (quadretti verdi) e calcolati con il metodo PTF (rombi magenta) tra le configurazioni 1 e 3 per il microfono 4 (a destra del motore).

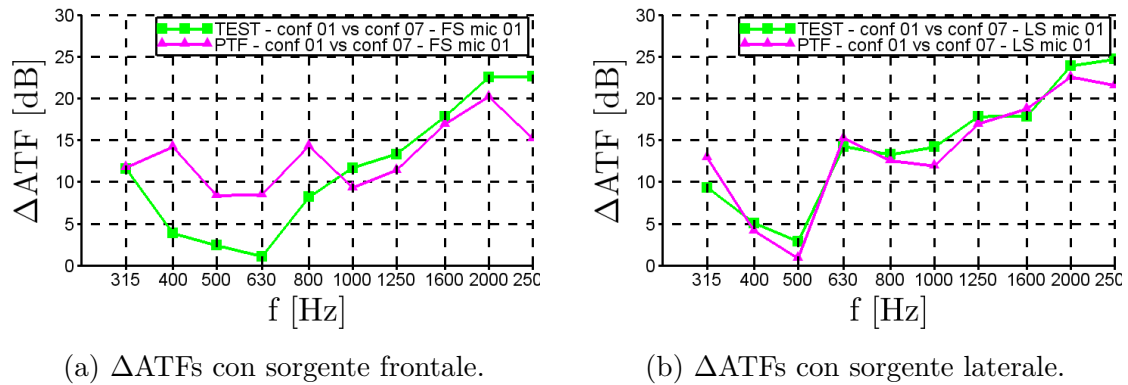


Figura 4.16: Δ ATFs ottenuti dai test (quadretti verdi) e calcolati con il metodo PTF (rombi magenta) tra le configurazioni 1 e 7 per il microfono 1 (sopra al motore).

4.4 Risultati del metodo FEM/AML

Allo stesso modo del metodo BEM riportiamo qui di seguito alcuni esempi dei confronti in banda fine tra le misure dei test (verde) e il metodo degli elementi finiti (FEMAML, arancione) nelle figure da 4.17 a 4.20:

- figura 4.17: configurazione 1, sorgente frontale e microfono 6 (dietro al motore);
- figura 4.18: configurazione 3, sorgente frontale e microfono 6 (dietro al motore);
- figura 4.19: configurazione 3, sorgente laterale e microfono 3 (a sinistra del motore);

- figura 4.20: configurazione 11, sorgente laterale e microfono 3 (a sinistra del motore);

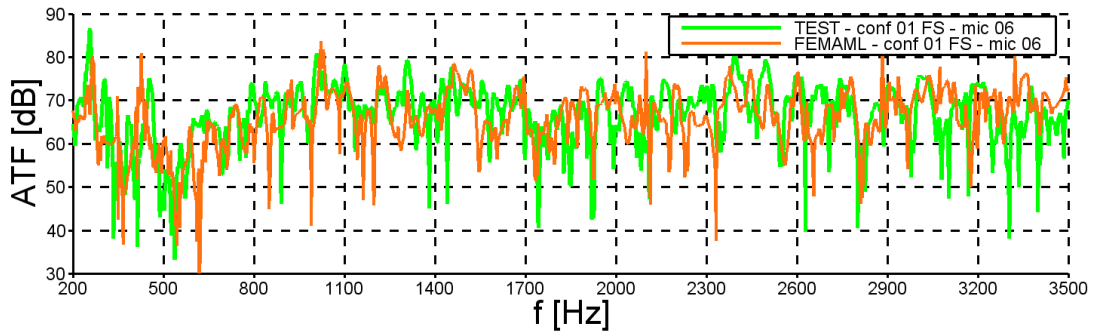


Figura 4.17: Confronto ATFs dei test (verde) e del metodo FEM/AML (arancione) in banda fine nella configurazione 1, con sorgente frontale e per il microfono 6 (dietro al motore).

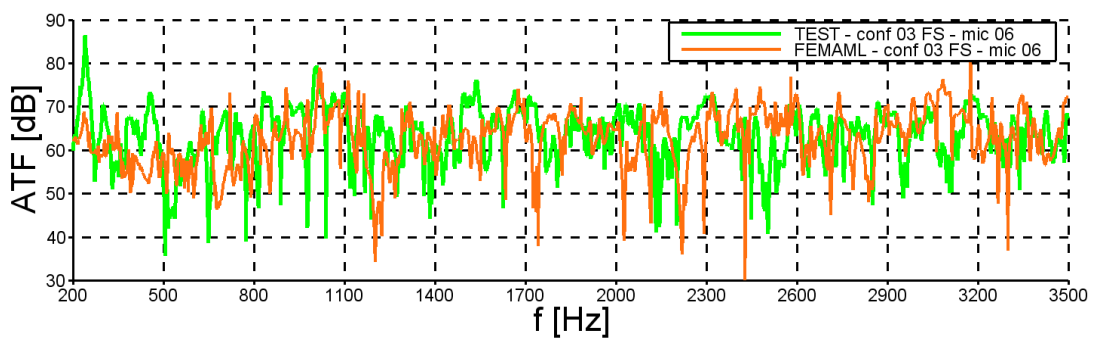


Figura 4.18: Confronto ATFs dei test (verde) e del metodo FEM/AML (arancione) in banda fine nella configurazione 3, con sorgente frontale e per il microfono 6 (dietro al motore).

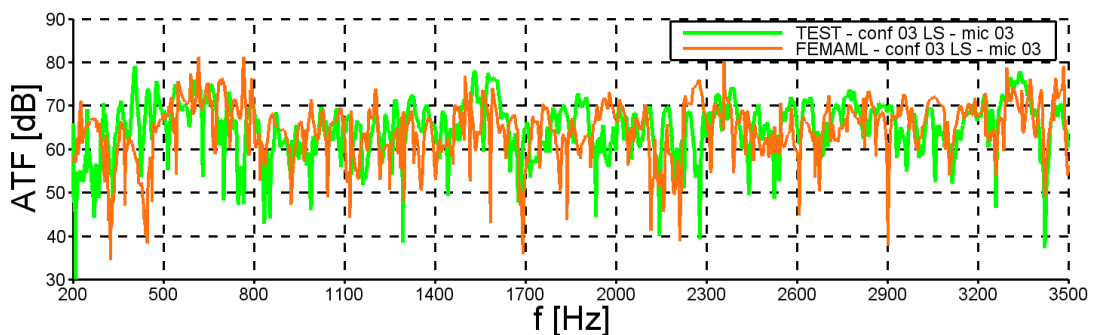


Figura 4.19: Confronto ATFs dei test (verde) e del metodo FEM/AML (arancione) in banda fine nella configurazione 3, con sorgente laterale e per il microfono 3 (a sinistra del motore).

Anche per il metodo FEM/AML la correlazione tra le simulazioni e le misure sperimentali è accettabile. Dalle figure 4.17, 4.18, 4.19 e 4.20 possiamo apprezzare la capacità di questo metodo di rappresentare gli effetti conseguenti alla chiusura di quasi tutte le aperture (configurazione 3, figure 4.18 e 4.19) e all'applicazione dei trattamenti fonoassorbenti (configurazione 11, figura 4.20).

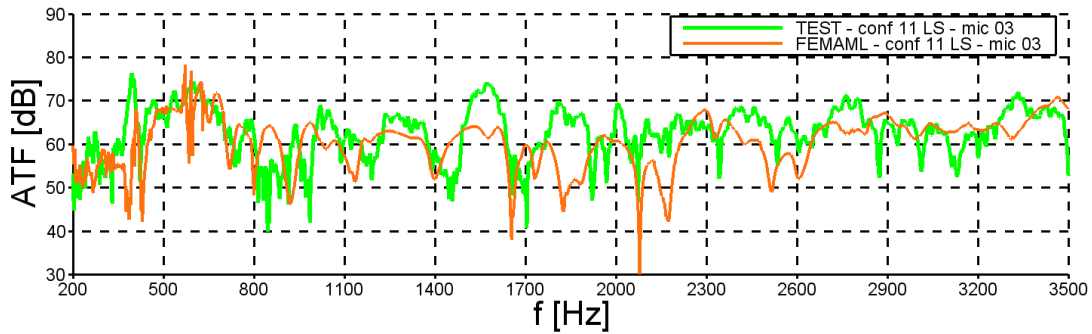
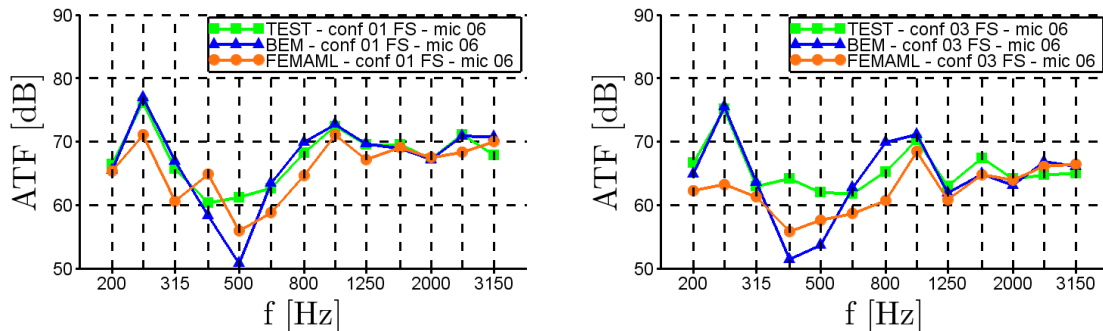


Figura 4.20: Confronto ATFs dei test (verde) e del metodo FEM/AML (arancione) in banda fine nella configurazione 11, con sorgente laterale e per il microfono 3 (a sinistra del motore).



(a) ATFs della configurazione 1.

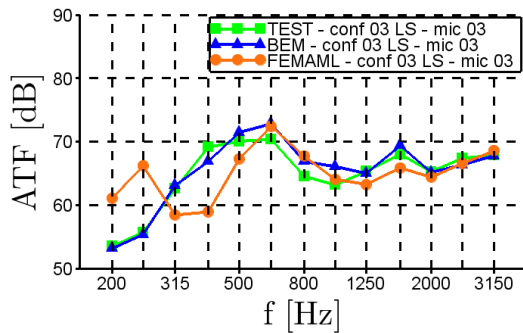
(b) ATFs della configurazione 3.

Figura 4.21: ATFs ottenute dai test (quadretti verdi) e calcolate con il BEM (triangoli blu) e con il FEM/AML (pallini arancioni) con la sorgente frontale e per il microfono 6 (dietro al motore).

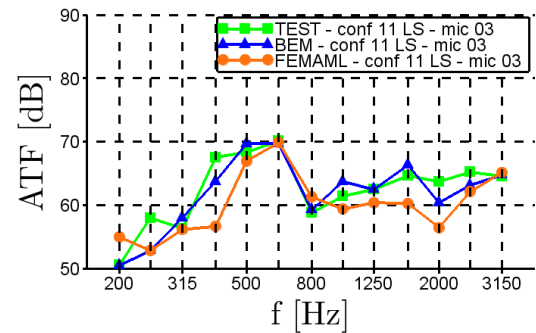
Gli stessi effetti sulle ATFs derivanti dalle aperture e dai trattamenti possono essere osservati in modo più diretto utilizzando i terzi d'ottava, come possiamo vedere nelle figure 4.21a, 4.21b, 4.22a e 4.22b. In queste ultime oltre alle ATFs dei test (quadretti verdi) e quelle del metodo FEM/AML (pallini arancioni), abbiamo anche aggiunto quelle del metodo BEM (triangoli blu); però dal confronto delle ATFs è ancora difficile capire quale delle due metodologie di simulazione si avvicini di più alle misure sperimentali.

Di conseguenza anche per il metodo FEM/AML utilizziamo i Δ ATFs e l'equazione 4.1 per poter meglio apprezzare la sua capacità di simulare gli effetti:

- della chiusura di quasi tutti i fori tranne quelli passa-ruota come avviene al passaggio dalla configurazione 1 alla 3, rappresentato in figura 4.23a per mezzo delle curve dei Δ ATFs dei test (quadretti verdi), del BEM (triangoli blu) e del FEM/AML (pallini arancioni);
- dell'applicazione di tutti i trattamenti fonoassorbenti come avviene al passaggio dalla configurazione 3 alla 11, rappresentato in figura 4.23b per mezzo delle curve dei Δ ATFs dei test (quadretti verdi), del BEM (triangoli blu) e del FEM/AML (pallini arancioni).



(a) ATFs della configurazione 3.



(b) ATFs della configurazione 11.

Figura 4.22: ATFs ottenute dai test (quadretti verdi) e calcolate con il BEM (triangoli blu) e con il FEM/AML (pallini arancioni) con la sorgente laterale e per il microfono 3 (a sinistra del motore).

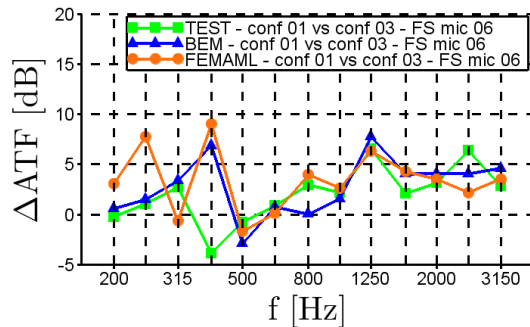
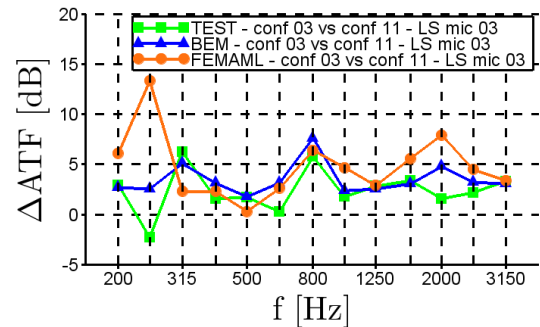
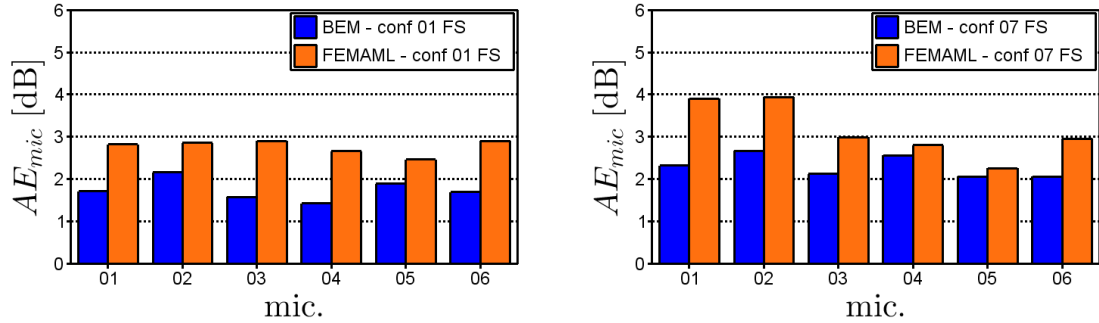

 (a) Δ ATFs tra conf. 1 e conf. 3 con sorgente frontale e per il microfono 6 (dietro al motore).

 (b) Δ ATFs tra conf. 3 e conf. 11 con sorgente laterale e per il microfono 3 (a sinistra del motore).

 Figura 4.23: Confronto tra i Δ ATFs ottenuti dai test (quadretti verdi) e dalle simulazioni con il BEM (triangoli blu) e con il FEM (pallini arancioni).

Entrambe i metodi mostrano una correlazione abbastanza soddisfacente in tutti e due i grafici, anche se si può già osservare che, tranne per qualche frequenza, i Δ ATFs del metodo BEM sono più vicini a quelli del test rispetto a quelli del FEM/AML, come nel caso di 800 Hz nella figura 4.23a. Un'altra osservazione interessante che si

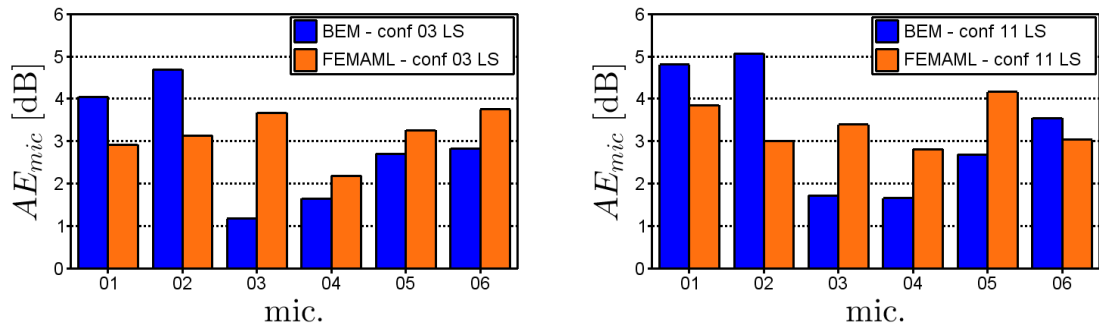
può fare è che il FEM/AML perde in accuratezza specialmente alle basse frequenze, al di sotto dei 500 Hz. Questo comportamento probabilmente deriva dalla conformazione della mesh utilizzata per questo metodo: gli elementi finiti vengono usati per approssimare il modello fino ad una distanza di 5-10 cm dal simulacro. È probabile che tale spazio sia insufficiente per simulare in maniera corretta la dispersione delle onde con una lunghezza d'onda maggiore, che corrispondono alle basse frequenze.



(a) AE_{mic} della configurazione 1 con sorgente frontale.

(b) AE_{mic} della configurazione 7 con sorgente frontale.

Figura 4.24: Confronto tra errore medio per ogni microfono (AE_{mic}) del metodo BEM (blu) e del metodo FEM/AML (arancione) rispetto alle misure sperimentali.



(a) AE_{mic} della configurazione 3 con sorgente laterale.

(b) AE_{mic} della configurazione 11 con sorgente laterale.

Figura 4.25: Confronto tra errore medio per ogni microfono (AE_{mic}) del metodo BEM (blu) e del metodo FEM/AML (arancione) rispetto alle misure sperimentali.

È possibile anche prendere in considerazione altre grandezze che diano la possibilità in modo sintetico di confrontare le misure dei test con i risultati delle simulazioni. Per esempio analizziamo come varia la differenza tra le ATFs misurate e quelle simulate. Facciamo questa comparazione attraverso l'errore medio (average error, AE) AE_{mic} in frequenza per ciascun microfono, ovvero la media algebrica dei Δ ATFs tra test e simulazione

$$AE_{mic} = \frac{1}{n_{tob}} \cdot \sum_{i=1}^{n_{tob}} |ATF_{test,f_i} - ATF_{sim,f_i}| \quad (4.2)$$

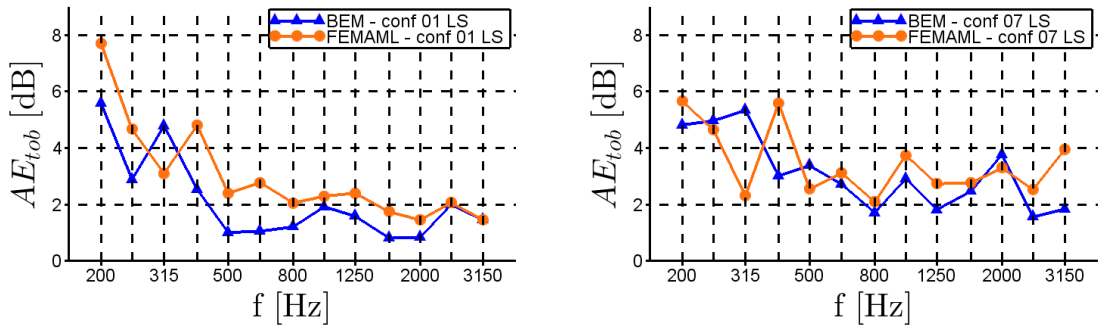
dove n_{tob} è il numero totale di bande in terzi d'ottava considerate, ATF_{test,f_i} è la corrispondente funzione di trasferimento valutata durante i test per il terzo d'ottava f_i e ATF_{sim,f_i} è una funzione di trasferimento simulata. Per il coefficiente AE_{mic} è importante osservare che tanto più vicino allo 0 sarà quanto più i risultati del metodo di simulazione considerato saranno più vicini alle misure sperimentali.

Usando l'equazione 4.2 abbiamo ricavato i dati delle figure 4.24a, 4.24b, 4.25a e 4.25b; tali dati ci mostrano ancora che l'applicazione del metodo BEM (blu) porta a risultati più accurati del metodo FEM/AML (arancione) visto che il suo AE_{mic} è il più delle volte inferiore a quello del metodo FEM/AML. Come possiamo osservare nelle figure 4.25, i microfoni che per il metodo BEM danno risultati meno accurati sono l'1 e il 2 perché, come abbiamo già spiegato, si trovano rispettivamente molto vicino al trattamento sotto-cofano e tra due superfici parallele che distano 2 cm tra di loro.

Portiamo infine altri confronti di questo tipo però componendo tra loro i diversi contributi provenienti dai microfoni per ogni frequenza al fine di poter osservare l'errore medio $AE_{f_{tob}}$ tra i risultati delle simulazioni e tra quelli delle misure dei test. Facciamo uso perciò della seguente formula

$$AE_{f_{tob}} = \frac{1}{n_{mic}} \cdot \sum_{i=1}^{n_{mic}} |ATF_{test,mic_i} - ATF_{sim,mic_i}| \quad (4.3)$$

dove n_{mic} è il numero di microfoni, ATF_{test,mic_i} sono le funzioni di trasferimento misurate col metodo sperimentale per il microfono i -esimo, ATF_{sim,mic_i} quelle che risultano dal calcolo con i metodi BEM e FEM/AML.



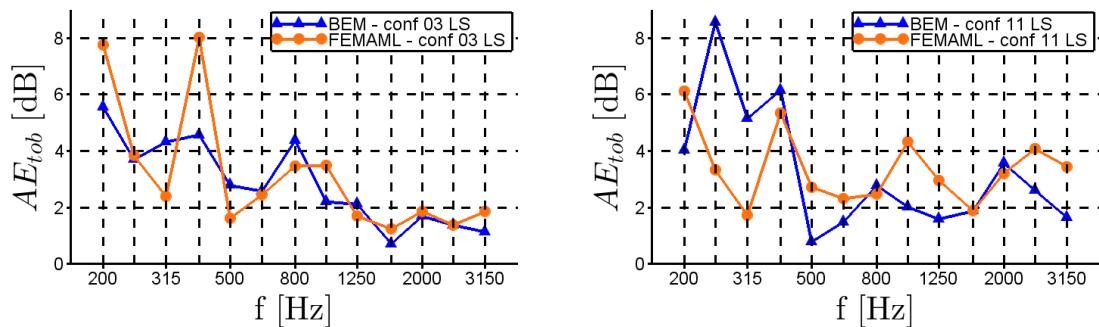
(a) $AE_{f_{tob}}$ della configurazione 1 con sorgente laterale.

(b) $AE_{f_{tob}}$ della configurazione 7 con sorgente laterale.

Figura 4.26: Confronto tra errore medio per ogni frequenza ($AE_{f_{tob}}$) del metodo BEM (blu) e del metodo FEM/AML (arancione) rispetto alle misure sperimentali.

Riportiamo i grafici dei confronti tra gli $AE_{f_{tob}}$ del BEM (triangoli blu) e del FEM/AML (pallini arancioni) nelle figure 4.26a, 4.26b, 4.27a e 4.27b: questi grafici

sono i risultati delle configurazioni 1, 3, 7 e 11 con la sorgente in posizione laterale. Di nuovo possiamo osservare che il metodo BEM è più accurato del metodo FEM/AML. La causa per cui a basse frequenze l'errore è maggiore dipende probabilmente dal fatto che le bande di terzi d'ottava di tali frequenze contengono un numero minore di frequenze di calcolo. In aggiunta le bande a bassa frequenza sono più strette, perciò è più facile che un picco ricada in un intervallo adiacente. Di conseguenza lo spostamento di un picco da un intervallo all'altro porta ad un maggiore errore valutato.



(a) $AE_{f_{tob}}$ della configurazione 3 con sorgente laterale.

(b) $AE_{f_{tob}}$ della configurazione 11 con sorgente laterale.

Figura 4.27: Confronto tra errore medio per ogni frequenza ($AE_{f_{tob}}$) del metodo BEM (blu) e del metodo FEM/AML (arancione) rispetto alle misure sperimentali.

4.5 Risultati del metodo WBT

Ricordiamo come detto in precedenza che per la tecnica basata sulle funzioni d'onda (Wave Based Technique, WBT) abbiamo analizzato due configurazioni semplificate:

- WBT01: volume soltanto interno al simulacro con tutte superfici rigide tranne quella superiore del motore ($v_n = 1$ m/s);
- WBT02: volume interno ed esterno al simulacro con tutte superfici rigide tranne quella superiore del motore ($v_n = 1$ m/s).

I confronti di queste due configurazioni rispettivamente con il metodo FEM e BEM sono stati necessari perché non era possibile convalidare i risultati della tecnica WBT direttamente con le misure dei test in quanto, come precedentemente riportato, è molto innovativa e non esiste per essa un software disponibile in commercio.

4.5.1 Problema riguardante il volume soltanto interno al simulacro (WBT01)

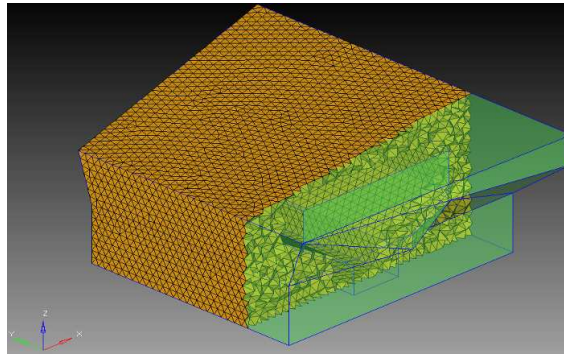


Figura 4.28: Mesh FEM utilizzata per validare l'applicazione della tecnica WBT al volume interno del simulacro.

Per validare i risultati dell'applicazione della tecnica WBT abbiamo eseguito contemporaneamente la risoluzione della stessa configurazione col metodo FEM. Essendo il volume in questo caso definito, non è stato necessario nessuno stratagemma per rendere domini infiniti quindi si è utilizzata una mesh più contenuta (vedi figura 4.28, 10^5 elementi tetraedrici) di quella usata in precedenza col metodo FEM/AML.

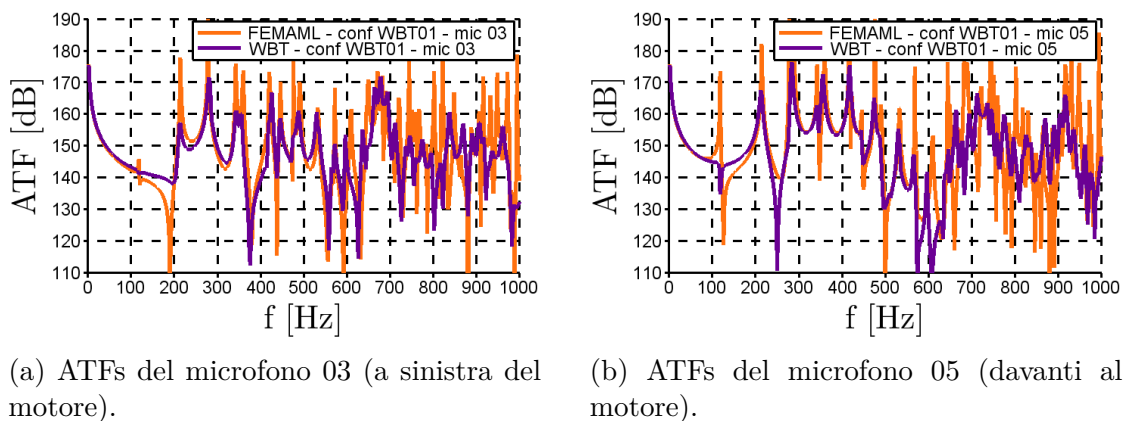
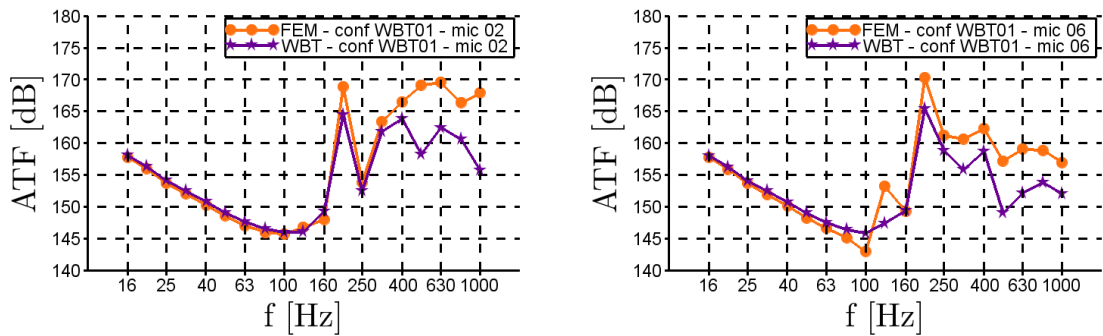


Figura 4.29: ATFs simulate con il metodo FEM (curva arancione) e con la tecnica WBT (curva violetta) della parte di volume soltanto interna al simulacro.

Nelle figure 4.29a e 4.29b possiamo osservare i confronti delle ATFs in banda fine da 0 a 1000 Hz dell'applicazione del metodo FEM (grafico in arancione) e della tecnica WBT (grafico in viola) per il microfono 03 (quello a sinistra del motore) e per il microfono 05 (quello davanti al motore): la correlazione è precisa tra le due curve fino a 600 Hz. Oltre tale limite i risultati sono ancora buoni anche se si possono osservare degli spostamenti verso destra dei picchi del metodo FEM, spostamenti

che sono un difetto computazionale di tale metodo dovuto ad un errore di calcolo che causa il movimento dei modi del problema verso frequenze maggiori.



(a) ATFs per il microfono 02 (sotto al motore).

(b) ATFs per il microfono 06 (dietro al motore).

Figura 4.30: ATFs simulate con il metodo FEM (pallini arancioni) e con la tecnica WBT (stelle viola) della parte di volume soltanto interna al simulacro, rappresentate in bande di terzi d'ottava.

Nelle figure 4.30a e 4.30b sono riportati confronti in terzi d'ottava per il microfono 02 (sotto al motore) e per il microfono 06 (dietro al motore): la differenza tra le ATFs è peggiore per il microfono 02 che si trova in un volume sottile del modello, la tecnica WBT non è del tutto capace di rendere il passaggio del campo di pressione da volumi ampi a volumi stretti come in questo caso; per tale motivo riteniamo che la ATF del microfono 02 venga sottostimata di così tanto per le frequenze nell'intorno di 1 kHz.

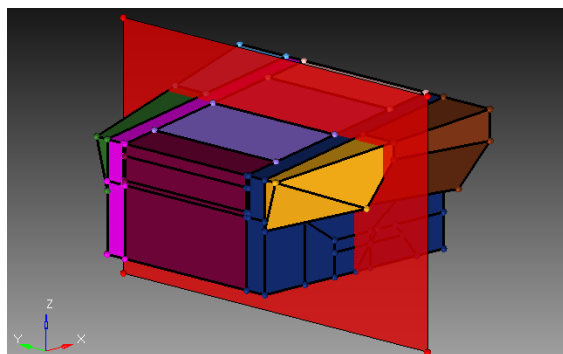
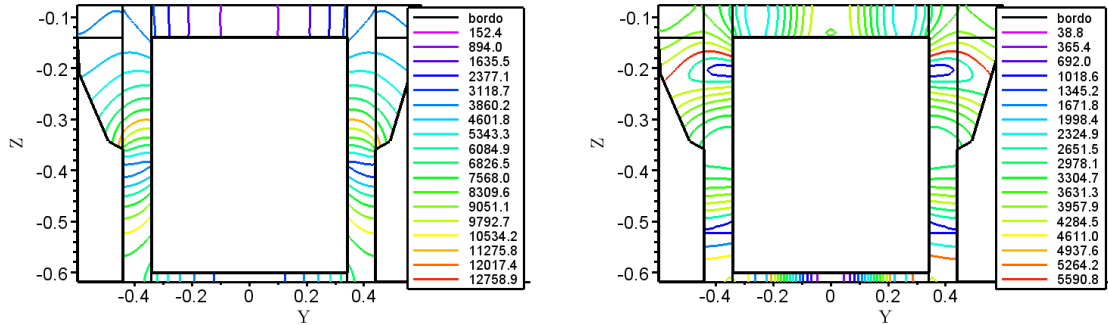


Figura 4.31: Piano di taglio perpendicolare all'asse X e passante per $x=-0.5$ m, utilizzato per le linee di livello.

Infine possiamo osservare l'andamento delle linee di livello corrispondenti al valore della pressione all'interno del volume del simulacro nelle figure 4.32a e 4.32b: i valori della pressione sono stati calcolati nel piano perpendicolare all'asse x e passante per $x=-0.5$ m rispetto al sistema di riferimento (vedi figura 4.31). Più del valore della pressione è importante osservare come le linee colorate siano continue al

passaggio da un dominio all'altro: questo è il risultato dell'applicazione di condizioni adatte di continuità tra un dominio e l'altro.



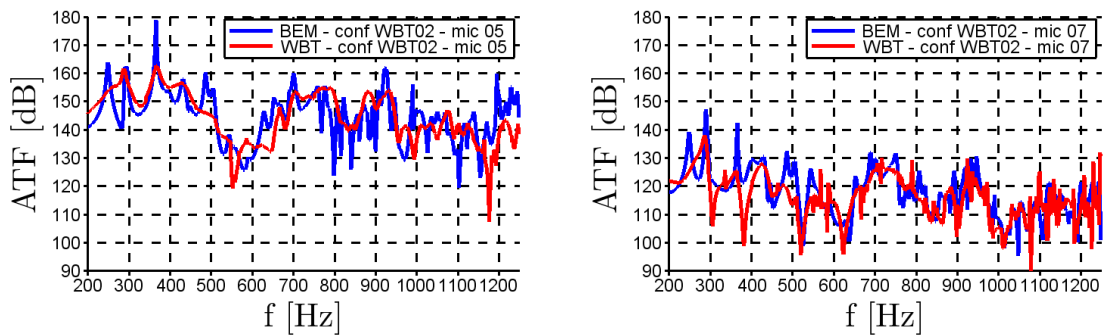
(a) Campo di pressione [Pa] per la frequenza di 214 Hz.

(b) Campo di pressione [Pa] per la frequenza di 689 Hz.

Figura 4.32: Linee di livello corrispondenti al campo di pressione calcolate con l'applicazione della tecnica WBT per il volume interno del simulacro.

4.5.2 Problema riguardante il volume sia interno che esterno al simulacro (WBT02)

Per validare i risultati dell'applicazione della tecnica WBT alla seconda configurazione (WBT02) questa volta abbiamo risolto lo stesso problema con il metodo BEM. I fori del simulacro sono stati considerati tutti aperti e nessun trattamento fonoassorbente è stato applicato, però, invece di sollecitare il campo di pressione con una sorgente monopolare, è stata applicata una velocità normale unitaria ($v_n = 1$ m/s) come nella precedente configurazione WBT01. La mesh utilizzata per il metodo BEM è la stessa utilizzata nelle precedenti simulazioni del metodo BEM per l'intervallo di frequenze a) (tra 200 e 1250 Hz) riportata in figura 3.16.

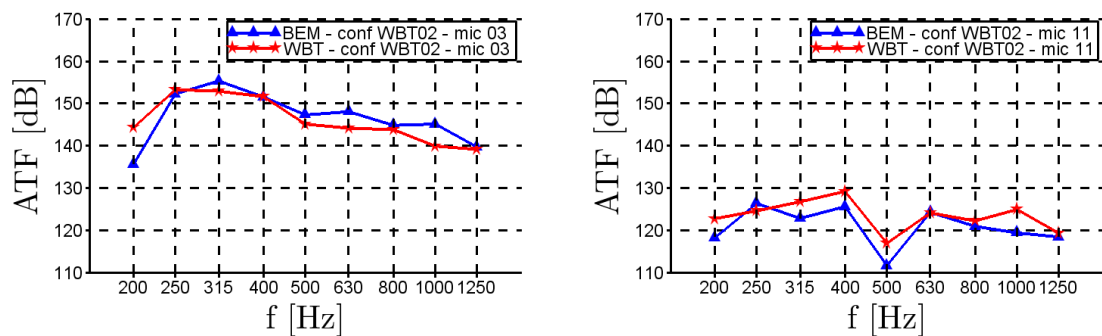


(a) ATFs per il microfono 05 (dentro al simulacro e davanti al motore).

(b) ATFs per il microfono 07 (fuori e sopra al simulacro).

Figura 4.33: ATFs simulate con il metodo BEM (blu) e con la tecnica WBT (rosso) del volume interno ed esterno al simulacro, rappresentate in banda fine.

Nelle figure 4.33a e 4.33b possiamo confrontare i risultati delle ATF in banda fine da 200 a 1250 Hz ottenute dall'applicazione del metodo BEM (curva in blu) e della tecnica WBT (curva in rosso) per il microfono 05 (dentro al simulacro e davanti al motore) e per il microfono 07 (fuori dal simulacro e sopra di esso): anche se questa volta la correlazione tra le due curve non è precisa, essa è comunque buona su tutto l'intervallo di frequenze. Una buona parte dei picchi è la stessa e l'andamento delle ATF della tecnica WBT è lo stesso di quelle del metodo BEM. Passando dall'interno del simulacro (microfono 05) all'esterno (microfono 07) entrambe i metodi di calcolo raffigurano abbastanza bene il decadimento delle ATF per tutte le frequenze.



(a) ATF per il microfono 03 (dentro al simulacro e a sinistra del motore).

(b) ATF per il microfono 11 (fuori e davanti al simulacro).

Figura 4.34: ATF simulate con il metodo BEM (triangoli blu) e con la tecnica (stelle rosse) del volume interno ed esterno al simulacro, rappresentate in bande di terzi d'ottava.

Riportiamo nelle figure 4.34a e 4.34b i confronti delle ATF in bande di terzi d'ottava per il microfono 03 (dentro al simulacro a sinistra del motore) e per il microfono 11 (fuori dal simulacro in posizione anteriore): la differenza tra le ATF del metodo BEM (triangoli blu) e della tecnica WBT (stelle rosse) è più variabile rispetto a quella della configurazione precedente sebbene si mantenga sempre intorno ai 5 dB. Anche se stiamo valutando un intervallo più ristretto di quello dei metodi precedentemente analizzati, la correlazione tra le ATF rimane piuttosto buona e quindi riteniamo che anche la tecnica WBT sia capace di rappresentare in modo adeguato il campo acustico esterno.

Concludendo riportiamo l'andamento di alcune curve di livello per il piano di sezione perpendicolare alla direzione x e passante per $x = -0.5$ m (vedi figura 4.35): nelle figure 4.36 e 4.37 possiamo apprezzare l'andamento delle linee di livello corrispondenti al valore della pressione.

Sia nella parte interna che in quella esterna al simulacro osserviamo una buona continuità delle curve a colori per la frequenza di 789 (figura 4.36) e di 1098 Hz (figura 4.37) dove abbiamo due diversi picchi di pressione. Oltre alla continuità tra i diversi domini all'interno e intorno al simulacro è anche possibile osservare quella attraverso la circonferenza che è il limite tra la parte risolta con le funzioni d'onda

per dominio confinato e tra quella risolta con le funzioni d'onda per dominio non confinato.

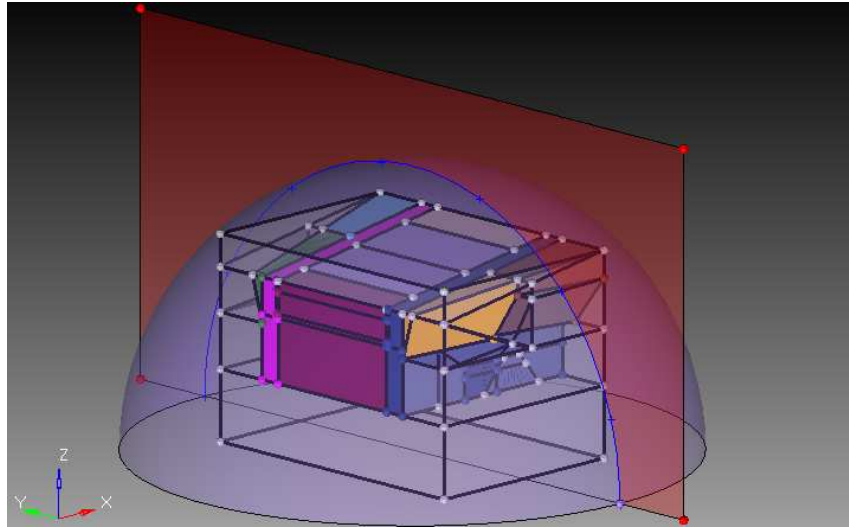


Figura 4.35: Piano di taglio perpendicolare all'asse X e passante per $x=-0.5$ m, utilizzato per le linee di livello.

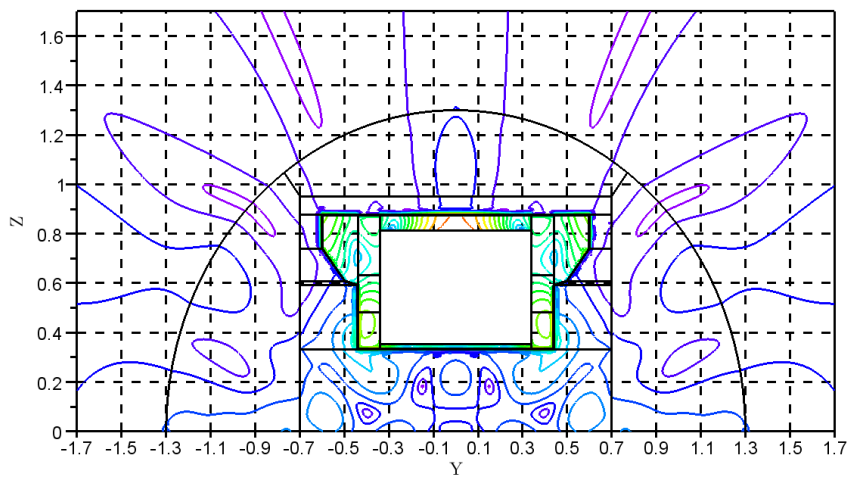


Figura 4.36: Linee di livello corrispondenti al campo di pressione calcolate con il WBT per il volume sia interno che esterno al simulacro, per la frequenza di 789 Hz.

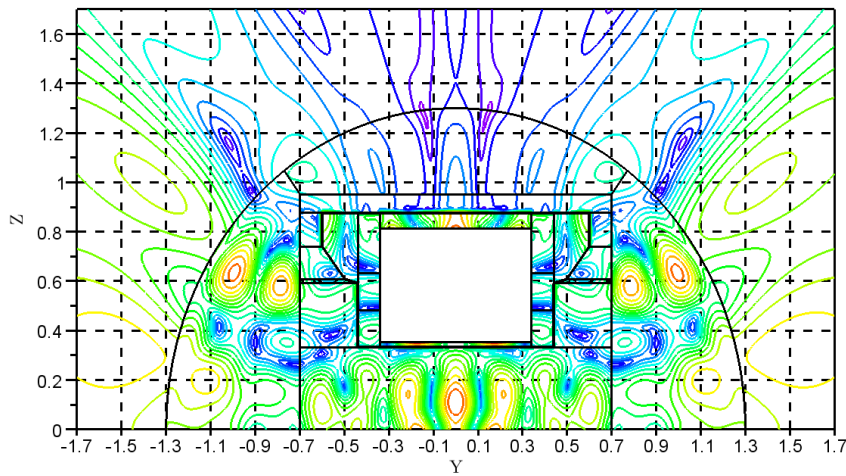


Figura 4.37: Linee di livello corrispondenti al campo di pressione calcolate con il WBT per il volume sia interno che esterno al simulacro, per la frequenza di 1098 Hz.

4.6 Considerazione sui tempi di calcolo

Al termine di questo capitolo che riporta i risultati ottenuti con l'applicazione dei diversi metodi, ci sembra doveroso richiamare anche i tempi di calcolo presentati nel capitolo precedente e riassunti nella tabella 4.1.

Metodo	Freq. (da \leftrightarrow a)	N° freq.	N° elementi	Tempo medio / fr.	CPU
BEM	200 \leftrightarrow 3500	878	fino a 6.7E4	5' \leftrightarrow 6'15"	8
PTF	200 \leftrightarrow 3500	1000	1.6E5	30"	4
FEM/AML	200 \leftrightarrow 3500	1651	7.2E5	54" \leftrightarrow 1'15"	8
BEM	200 \leftrightarrow 1250	526	8.7E3	45"	8
WBT01	2 \leftrightarrow 1000	500	22	30"	2
WBT02	200 \leftrightarrow 1250	526	38	3'20"	2

Tabella 4.1: Riassunto dei tempi di calcolo di tutti i metodi analitici e computazionali.

Il tempo di calcolo infatti è l'altro parametro fondamentale insieme all'accuratezza dei risultati e al loro errore rispetto alle misure al fine di decidere quale dei metodi sia più opportuno utilizzare durante la fase di progettazione.

Prendiamo come riferimento il metodo degli elementi al contorno (Boundary Element Method, BEM) perché è il primo che abbiamo usato e che per il problema acustico esterno ci ha fornito i risultati più accurati tra tutti i metodi fin qui analizzati. Con l'utilizzo di tale metodo siamo riusciti a risolvere una frequenza in un

tempo che va da 5' a 6'15" per l'applicazione o meno dei trattamenti fonoassorbenti. Anche se tale tempo è un buon punto di partenza, nella realtà abbiamo visto che comporta 3-4 giorni di calcolo per ogni configurazione, tempo che può essere molto lungo soprattutto se si ha bisogno di vedere subito le conseguenze della variazione di spessore o di materiale di un trattamento fonoassorbente. Inoltre tale tempo può risultare un limite non trascurabile del metodo BEM se si devono provare più configurazioni sullo stesso modello per avere un'idea di quale possa essere quella più conveniente nella pratica.

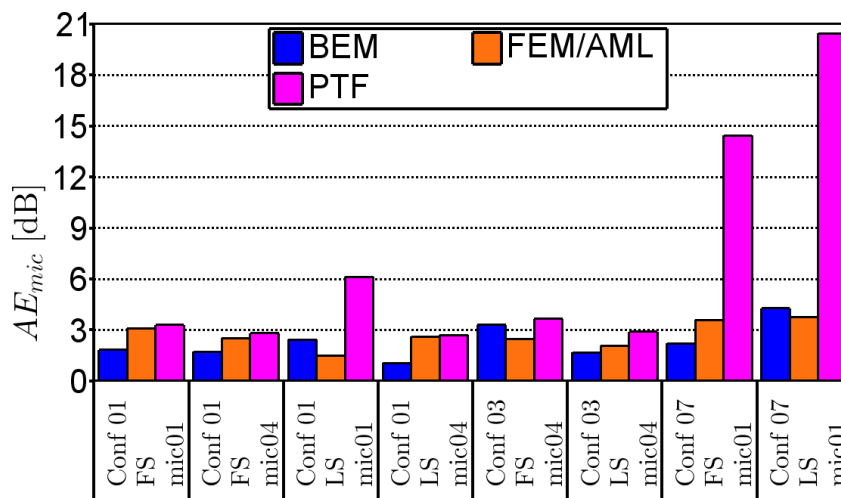


Figura 4.38: Confronto tra errore medio del metodo BEM (blu), del metodo FEM/AML (arancione) e del metodo PTF (magenta) rispetto alle misure sperimentali.

Da come si può vedere in figura 4.38 il metodo delle funzioni di trasferimento (Patch Transfer Function, PTF, color magenta nei grafici) fornisce un'accuratezza inferiore sia a quella del metodo BEM (blu) che a quella del FEM/AML (arancione). D'altra parte permette una notevole diminuzione dei tempi di calcolo, fino a 30" per ogni frequenza; quindi il metodo PTF, rispetto al BEM, permette una riduzione dei tempi di calcolo di un fattore 10.

Il fatto poi che con questo metodo si è utilizzato un calcolatore a 4 processori invece che a 8 come per il BEM, ci permette di affermare che tale tempo potrebbe anche diminuire se si confrontassero i due metodi sullo stesso computer.

Il confronto più diretto sui tempi di calcolo che possiamo fare però è quello tra il BEM e il metodo degli elementi finiti con lo strato automaticamente adattato (Finite Element Method, Automatically Matched Layer, FEM/AML) più diretto perché è stato utilizzato lo stesso computer e lo stesso software. Rispetto al BEM, questo metodo permette una riduzione dei tempi di calcolo di un fattore 5. Per ogni configurazione ci sono volute dalle 24 alle 34 ore, questo significa che per avere dei risultati sulla variazione di un parametro del modello è sufficiente aspettare un giorno. Per di più con il metodo FEM/AML si sono eseguite un numero di frequenze che è circa il doppio di quelle del metodo BEM e non si è suddiviso l'intervallo totale

di frequenze in sotto-intervalli in modo da poter beneficiare di *mesh* con un minor numero di elementi per le frequenze più basse. Questo ci fa ipotizzare che sarebbe possibile con il metodo FEM/AML calcolare addirittura i risultati di 3 o 4 diverse configurazioni nello stesso giorno.

Consideriamo poi la tecnica delle funzioni d'onda (Wave Based Technique, WBT): nel caso del problema risolto per il volume soltanto interno al simulacro (configurazione WBT01) il tempo di calcolo è di circa 30'' a frequenza, ovvero di circa 4 ore per tutte le frequenze fino a 1 kHz, in questo caso perciò la tecnica WBT offre tempi di calcolo accettabili e si potrebbe utilizzare per provare diverse configurazioni di trattamenti fonoassorbenti applicati.

Invece nel caso di campo acustico esterno (configurazione WBT02) e con un numero elevato di domini, i tempi di calcolo aumentano fino a 3'20'' a frequenza, che significa 5 volte tanto il tempo che impiega il metodo BEM per risolvere una frequenza nello stesso intervallo tuttavia l'accuratezza dei risultati non è migliorata.

I tempi di calcolo della tecnica WBT non sono legati alla lunghezza media dell'elemento come nel caso del BEM e del FEM/AML; all'aumentare delle frequenze invece aumenta il numero di funzioni d'onda che vengono aggiunte per la soluzione del problema e aumenta esponenzialmente anche il tempo di calcolo per ogni frequenza.

Per questo motivo ci siamo fermati con le simulazioni a 1250 Hz e abbiamo deciso di non spingerci alle alte frequenze: anche se la tecnica WBT avrebbe potuto calcolare i valori della pressione per alte frequenze, nel nostro caso avrebbe impiegato decine di minuti a frequenza e avrebbe restituito tempi di calcolo meno vantaggiosi rispetto a quelli degli altri metodi applicati.

L'impiego per il WBT di 8 processori invece di 2 avrebbe certamente migliorato i tempi di calcolo ma di un fattore inferiore a 4 volte, comportando così tempi ancora maggiori di quelli del metodo BEM.

Capitolo 5

Conclusioni

I risultati ottenuti da questo lavoro di ricerca sono il frutto dell'impegno di un partner industriale (Autoneum), di diversi istituti di ricerca (IMAMOTER, INSA, Virtual Vehicle) e dell'Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia. L'obiettivo comune è stato quello di valutare l'efficienza dei diversi metodi di calcolo deterministici utilizzati per la simulazione del campo acustico esterno di un autoveicolo e per la progettazione delle parti fonoassorbenti costruite per limitarlo.

Per quanto riguarda il suddetto obiettivo, le considerazioni più importanti che possiamo ricavare da questo lavoro sono le seguenti:

- i risultati ottenuti dall'applicazione del metodo degli elementi al contorno (BEM) sono quelli più accurati e più vicini alle misure sperimentali;
- il metodo degli elementi finiti con lo strato automaticamente adattato (FEM/AML) e quello delle funzioni di trasferimento (PTF) permettono una riduzione considerevole dei tempi di calcolo anche se ne consegue il più delle volte una minore accuratezza;
- per questo tipo di problema la tecnica basata sulle funzioni d'onda (WBT) dà risultati incoraggianti ma, non abbastanza competitivi con gli altri metodi qui studiati soprattutto per quanto riguarda i tempi di calcolo.

Speriamo con tali considerazioni di aver offerto spunti di riflessione a chi avrà necessità di decidere quale metodo computazionale utilizzare per risolvere problemi ingegneristici soprattutto di tipo acustico.

Nel nostro lavoro abbiamo ristretto la nostra ricerca soltanto ai metodi deterministici, anche se esistono metodologie probabilistiche che possono essere utilizzate soprattutto per le altre frequenze.

Anche se nell'ultima decina di anni i metodi di calcolo sono stati soggetti ad un enorme sviluppo, in futuro si potrà ricercare e approfondire ulteriormente l'utilizzo di differenti metodologie accoppiate al fine di svilupparne altre che siano contemporaneamente più veloci e più accurate.

Ringraziamenti

*Ringrazio di buon grado il Progetto Europeo
"ITN Marie Curie GA-214909 MID-FREQUENCY
CAE Methodologies for Mid-Frequency Analysis
in Vibration and Acoustics",
al quale ho avuto la fortuna di partecipare.*

*Ringrazio i professori e i dottori che hanno
speso il loro tempo per aiutarmi, in particolare:
il prof. Mauro Corticelli dell'Università di Modena,
il dott. Giuseppe Miccoli, il dott. Claudio Bertolini,
il prof. H.-H. Priebsh della "Graz University of Technology",
il prof. Roberto Pompoli dell'Università di Ferrara
e la dottoressa Petra Silar.*

*Ringrazio inoltre
l'Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia,
l'istituto IMAMOTER di Ferrara,
il centro Virtual Vehicle di Graz
e la sede dell'azienda Autoneum di Desio,
per l'aiuto, il sostegno e per le persone con cui
ho potuto collaborare durante questo periodo di ricerca.*

*Ringrazio ancora una volta i miei genitori,
che mi hanno aiutato a proseguire gli studi e
che mi hanno insegnato con l'esempio che
le cose più belle si conquistano sempre con un po' di fatica.*

*Ringrazio le mie sorelle, i nipotini e i cognati
per aver accolto l'idea di aver uno "zio a distanza".*

*Ringrazio i miei suoceri per l'interesse e
per l'aiuto che mi hanno dato soprattutto
nella correzione finale di questo scritto.*

*In aggiunta ringrazio Davide, Giacomo, Chicco,
Valentina, Marcello B., Morena, Adrea D.,
Giorgio S., Matteo, Francesco, Eugenio,
Marcello Z., Paolo ed Ezio
che sono rimasti miei amici
anche se spesso non sono stato presente.*

*Ringrazio anche Giorgio V., Bruno, Lukash, Godwin,
Jan, Thomas, Fred, Elmar, Eleonora, Valentina, Angela,
Alice, Onur, Tomas, Dimitrios, Marcos, Rainer,
Andrea B., Antonio, Roberto, Louis, Sanda, Jacques,
Lluis, Hao, Adriamo, Ravi, Mohamed, Romain
e tutti gli altri che ho avuto la fortuna di conoscere
durante il periodo di ricerca a Graz in Austria
e vivendo un'esperienza fondamentale
per il mio dottorato, per il mio percorso lavorativo
e per la mia vita.*

*Un ringraziamento speciale infine
alla mia ragazza che, convinta della mia intelligenza,
mi ha consigliato di intraprendere il percorso di dottorato,
mi ha lasciato partire per andare all'estero
quando è stato il momento
e mi ha riaccolto quando sono tornato in Italia.
A lei che da otto mesi è diventata mia moglie
dedico questo lavoro.*

Il mondo è un bel libro,
ma poco serve a chi non lo sa leggere.

Carlo Goldoni

Bibliografia

- [1] ISO IS 362-1:2007, *Measurement of noise emitted by accelerating road vehicles - Engineering method - Part 1: M and N categories*, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2007
- [2] D. VIGÈ, M. OUISSE, L. MAXIT, C. CACCIOLATI, Y. JACQUES, A. BIHADI, T. COURTOIS, C. GRANAT, P. STRASSER, *Linking Acoustic Simulation Tools for Efficient Computation of Exterior Noise in Vehicles*, Rieter Automotive Conference 2003, Zurich, Switzerland, 2003
- [3] M. DANTI, R. RANIOLO, B. VAN GENECHTEN, M. TOURNOUR, J. REJLEK, A. GALEZIA, S. RUSCHMEYER, *Recent advances in the simulation of exterior noise field propagation and its frequency extension*, Proceedings of the 25th International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2012), Leuven, 2012 September
- [4] O. ATAK, D. HUYBRECHS, B. PLUYMERS, W. DESMET, *A hybrid Boundary Element - Wave Based Method for 3D acoustic multiple scattering problems*, Proceedings of the 25th International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2012), Leuven, 2012 September
- [5] J. HUIJSSSEN, P. FIALA, R. HALLEZ, W. DESMET, *Simulation of pass-by noise of automotive vehicles in the mid-frequency range using Fast Multipole BEM*, Proceedings of the 24th International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2010), Leuven, 2010 September
- [6] R. HALLEZ, K. DE LANGHE, *Solving large industrial acoustic model with the fast multipole method*, Proceedings of the 16th International Congress on Sound and Vibration, (ICSV16), Kraków, 2009 July
- [7] T. MÒCSAI, H.-H. PRIEBSCHE, F. DIWOKY, A. HEPBERGER, *Engine radiation simulation up to 3 kHz using the Wave Based Technique*, Proceedings of the 16th International Congress on Sound and Vibration, (ICSV16), Kraków, 2009 July
- [8] B. BERGEN, B. VAN GENECHTEN, D. VANDEPITTE, W. DESMET, *An efficient Wave Based Method for three-dimensional Helmholtz problems in unbounded domains*, Proceedings of the 16th International Congress on Sound and Vibration, (ICSV16), Kraków, 2009 July

- [9] K. YAMAMOTO, *Road traffic noise prediction model "ASJ RTN-Model 2008" proposed by the Acoustical Society of Japan - Part 1: The framework and the flow of calculation* -, Proceedings of Inter-noise 2009, Ottawa, 2009 August
- [10] Y. OSHINO, *Road traffic noise prediction model "ASJ RTN-Model 2008" proposed by the Acoustical Society of Japan - Part 2 : Calculation model of sound emission of road vehicles* -, Proceedings of Inter-noise 2009, Ottawa, 2009 August
- [11] S. SAKAMOTO, A. FUKUSHIMA, K. YAMAMOTO, *Road traffic noise prediction model "ASJ RTN-Model 2008" proposed by the Acoustical Society of Japan - Part 3: Calculation model of sound propagation* -, Proceedings of Inter-noise 2009, Ottawa, 2009 August
- [12] S. MÜLLER, V. COTONI, T. CONNELLY, *Use of Fast Multipole BEM to calculate automotive exterior acoustic loads in SEA models*, Proceedings of Inter-noise 2009, Ottawa, 2009 August
- [13] J. CORDIOLI, S. MÜLLER, T. CONNELLY, *SEA Prediction of Vehicle Interior Noise Using Exterior Loading Computed by Fast Multipole BEM*, Proceedings of Inter-noise 2009, Ottawa, 2009 August
- [14] T. MASUMOTO, A. GUNAWAN, T. OSHIMA, Y. YASUDA, T. SAKUMA, *Development of low-frequency fast multipole BEM and its performance tests*, Proceedings of Inter-noise 2009, Ottawa, 2009 August
- [15] J.-F. RONDEAU, A. DUVAL, C. MORGENSTERN, G. BORELLO, S. FRIKHA, A. GALLET, P. JEAN, N. NOE, *SONVERT: Hybrid Traffic Noise Simulation Approach*, Proceedings of SAE 2009 World Congress, Detroit, Michigan, USA, 2009 April
- [16] J. A. LÓPEZ, J. M. TABOADA, H. J. RICE, F. O. BASTEIRO, *Fast multipole method implementation for Meyer formulation applied to acoustic scattering problems*, EURONOISE 2009, Edinburg, Scotland, 2009 October
- [17] L. L. THOMPSON, *A review of finite element methods for time-harmonic acoustics*, Journal of The Acoustical Society of America - J ACOUST SOC AMER, vol. 119, no. 3, 2006
- [18] G. PARISE, G. MICCOLI, C. BERTOLINI, F. TINTI, *Simulazione degli effetti di trattamenti fonoassorbenti sul campo acustico esterno di autoveicoli*, 38° Convegno Nazionale AIA, Rimini, Giugno 2011
- [19] G. MICCOLI, G. PARISE, N. TOTARO, *Simulation of the effect of the absorbing treatments in the engine compartment on the acoustic transfer functions from the power-train surface to exterior receivers*, Automotive Acoustics Conference, 1st Int. ATZ Conference, Zurich, 2011

- [20] G. MICCOLI, G. PARISE, C. BERTOLINI, F. TINTI, *Vehicle exterior noise field analysis methods and simulation models*, 18th International Congress on Sound and Vibration, Rio de Janeiro, July 2011
- [21] G. MICCOLI, G. PARISE, C. BERTOLINI, T. NIZZOLI, *Metodologie di calcolo numerico applicate a modelli di autoveicolo di grande complessità*, 39^o Convegno Nazionale AIA, Roma, Luglio 2012
- [22] G. MICCOLI, T. NIZZOLI, G. PARISE, C. BERTOLINI, N. TOTARO, *High complexity vehicle models analysis and simulation methods*, 19th International Congress on Sound and Vibration, Vilnius, July 2012
- [23] G. PARISE, P. SILAR, H.-H. PRIEBSCHE, G. MICCOLI, C. BERTOLINI, T. NIZZOLI, *Application of the Wave Based Technique for the exterior acoustic field of a simplified car mock-up*, 25th International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, September 2012
- [24] B. PLUYMERS, *Wave based modelling methods for steady-state vibro-acoustics*, PhD Thesis, Leuven, Belgium, Juni 2006
- [25] P. SILVESTRI, C. SAVINO, M. CALLONI, *Simulazione acustica di motori a combustione interna downsized*, A&C - Analisi e Calcolo, 2011
- [26] A. D. PIERCE, *Acoustics: An introduction to its Physical Principles and Applications*, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1981
- [27] S. CHANDLER-WILDE, S. LANGDON, *Boundary element methods for acoustics*, Department of Mathematics, University of Reading, Berkshire, July 2007
- [28] W. DESMET, *A wave based prediction technique for coupled vibro-acoustic analysis*, Ph.D. thesis 98D12, Katholieke Universiteit Leuven, Leuven, Belgium, 1998.
- [29] E. TREFFTZ, *Ein Gegenstück zum Ritzschen Verfahren*, in Proceedings of the 2nd International Congress of Applied Mechanics, Zürich, Switzerland, 1926
- [30] J. REJLEK, B. PLUYMERS, A. HEPBERGER, H.-H. PRIEBSCHE, W. DESMET, *Application of the wave based technique for steady-state semi-infinite radiation analysis*, Proceedings of the 5th International Workshop on Trefftz Methods. Leuven, Belgium, 2008
- [31] L. MAXIT, C. CACIOLATI, J.-L. GUYADER, *Airborne noise prediction using patch acoustic impedance*, 9th International Congress on Sound and Vibration, ICSV9, Orlando, USA, 2002