



Università degli Studi di Ferrara

DOTTORATO DI RICERCA IN
SCIENZE DELL'INGEGNERIA

CICLO XXX

COORDINATORE Prof. TRILLO STEFANO

ANALISI SPERIMENTALE E NUMERICA DELLA DIFFUSIVITÀ DEL CAMPO SONORO IN UNA CAMERA RIVERBERANTE

Settore Scientifico Disciplinare ING-IND/11

Dottorando

Dott. MARESCOTTI CRISTINA

Cristina Marescotti

(firma)

Tutore

Prof. POMPOLI FRANCESCO

Francesco Pompoli

(firma)

Anni 2014/2017

Abstract

The reverberant chamber of the Tecnopolo of the University of Ferrara, recently realised, is a fundamental facility for the research activities undertaken in the field of acoustics. The reverberant chambers are mainly used to perform standardised measurements, such as the determination of sound power of the noise sources, according to the UNI EN ISO 3741:2010, or the evaluation of the absorption coefficient for random incidence, as described by the UNI EN ISO 354:2003. These standards also provide the qualification procedure to verify that the laboratory requirements are fulfilled. More specifically, it is necessary to verify that the diffusivity of the sound field, generated into the reverberant chamber, satisfies a certain requirement, defined by the standard, within a specific frequency range. Assuming a diffuse sound field, the physical quantities of interest, like the sound power levels for example, can be determined from the quantities that is possible to measure into the reverberant room, by means of simple mathematic equations.

The first part of this dissertation is based on the experimental qualification procedures, undertaken for the reverberation chamber of the University of Ferrara. The UNI EN ISO standard provides the qualification process to determine the chamber suitability to characterised different sound sources, either broadband or with tonal component at certain frequencies. While, the UNI EN ISO 354, provides the procedure to define the appropriate number of static diffusers, to be installed in the chamber in order to achieve the maximum degree of sound diffusivity. Besides, two additional standards have been used for the qualification process: i) the ASTM C423 – 09a, which can be seen as the USA version of the EN 354 standard, providing different methods to evaluate the spatial variability associated to the decay of sound; ii) the proposed revision of the EN 354 standard, in which several procedures to qualify both the facility and the equipment (sound sources, static and dynamic diffusers) are given. The reverberant chamber of the University of Ferrara was one of the laboratories included in a national inter-laboratory test carried out in order to evaluate what has been proposed in the revision of standard. These procedures briefly described aim to characterise the sound field inside the room, providing some minimum requirements to be fulfilled.

The reverberant room object of this dissertation initially failed the qualification for discrete frequencies. Therefore, it was necessary to investigate in details the sound field at low frequencies, where the room is strongly characterised by a modal behaviour. To this purpose, a new approach is proposed, based on the post-processing of the measured impulse response. By properly setting the values governing the signal sampling and the frequency analysis, it is possible to obtain, with a good resolution both in time and frequency, the temporal decays of each single line of the spectrum. It is necessary to evaluate only those mode with a linear decay of the sound pressure. By means of the Schroeder's backward integration it is possible to calculate for each of these mode the modal decay time. The methodology has been applied to investigate different configuration of the reverberant room: with or without static diffuser, with and without absorbing material; in order to evaluate the influence that different elements inside the room have on the sound field. Finally the propose method is compared with the classical approach know as half-power bandwidth (or simply 3 dB method), analysing advantages and drawbacks.

The last part of this dissertation is focused on a numerical investigation of the reverberant room by means of a finite element software, in order to investigate whether numerical simulations can be an handy tool to be used during the design process of such kind of laboratory. Numerical simulation can be useful to optimise the room geometry, considering the construction restraints, the number and the shape of the diffusers, and the positions of the acquisition system, in order to fulfil all the requirements given by the standards. The

model is firstly calibrated by comparing the results obtained for different configurations of the laboratory to the experimental data. The experimental frequency response of the room is compared with the results of the eigenvalue analysis, in order to verify if the model can accurately predict both the room modal frequencies (with the associated modal shapes) and the differences between the tested configurations. The qualification procedure, described by the EN 3741:2010, have been simulated, both considering broadband sources and discrete frequencies, reproducing the same acquisition setup used in the experimental measurements. Three different methods to evaluate the modal decay time have been applied to the numerically computed impulse response: i) post-processing of the impulse response; ii) half power bandwidth method; iii) reverberation time measurement according to the standard UNI EN ISO 3382-2.

Riassunto

La camera riverberante appartenente al Tecnopolo dell'Università degli Studi di Ferrara, di recente realizzazione, costituisce un importante strumento di ricerca in ambito acustico, che viene utilizzato per lo svolgimento di numerose misure standardizzate, tra cui la norma UNI EN ISO 3741:2010 per la determinazione del livello di potenza sonora delle sorgenti di rumore e la UNI EN ISO 354:2003, per la determinazione del coefficiente di assorbimento per incidenza diffusa. Verificare l'idoneità di tale ambiente di misura, ha portato alla necessità di applicare le differenti procedure di qualificazione che sono indicate all'interno delle suddette norme, per valutare che all'interno dello spazio di misura e in un ben determinato range in frequenza, sia garantita una condizione minima di diffusività. È proprio il concetto teorico di campo sonoro diffuso, che si pone alla base del funzionamento della camera riverberante e che consente di determinare le grandezze fisiche di interesse (ad esempio il livello di potenza sonora) dalle grandezze misurate (il livello di pressione sonora), tramite l'utilizzo di relazioni matematiche semplici.

Dalla fase di collaudo si sviluppa quindi la prima parte dell'elaborato, riguardante l'esecuzione sperimentale delle procedure di qualificazione. All'interno della UNI EN ISO 3741 sono riportate le procedure di qualifica per determinare l'idoneità della camera riverberante alla misura di differenti sorgenti di rumore, a banda larga o con predominanti componenti a frequenze discrete, mentre nella UNI EN ISO 354, viene presentata la procedura di collaudo da seguire per determinare il numero ottimale di diffusori statici, che garantiscono il massimo grado di diffusione. Altre due norme sono analizzate e applicate per caratterizzare il campo sonoro che si instaura: una è la ASTM C423 – 09a, che rappresenta la versione americana della UNI EN ISO 354, la quale riporta numerose procedure per determinare la variabilità spaziale associata al decadimento sonoro. La seconda riguarda la proposta di revisione della UNI EN ISO 354, che presenta procedure di qualifica relative sia all'ambiente di misura, che alla strumentazione utilizzata (sorgenti e diffusore rotante). Sempre riguardo questa bozza di revisione, la camera riverberante di Ferrara sta partecipando ad una sessione di interlaboratory test a livello nazionale, per testare le proposte di modifica suggerite. Lo svolgimento delle procedure brevemente elencate, servono sia per garantire l'idoneità del laboratorio di misura, che per comprendere come il campo sonoro si qualifica rispetto ai limiti dettati da norma.

A causa della mancata idoneità per la qualifica secondo componenti a frequenze discrete, nasce la necessità di studiare nel dettaglio il campo sonoro a bassa frequenza, quando l'ambiente di misura è caratterizzato da un comportamento modale. Una nuova metodica di analisi del decadimento sonoro modale viene presentata, la quale si basa sulla post elaborazione della risposta all'impulso. La metodica consiste nell'acquisire la risposta all'impulso della camera riverberante e, tramite opportune impostazioni relative sia al campionamento del segnale che alle impostazioni di analisi in frequenza del software di post elaborazione, è possibile ottenere, con una buona risoluzione sia in frequenza che nel tempo, i decadimenti temporali associati ad ogni linea spettrale. L'applicazione di un opportuno criterio di selezione, garantisce di stimare i soli decadimenti modali che presentano un andamento lineare del livello di pressione sonora nel tempo. Applicando a tali andamenti, l'integrale inverso di Schroeder, si determina infine il tempo di decadimento modale. La metodica di analisi viene successivamente applicata alle differenti configurazioni di misura della camera riverberante, in assenza e presenza sia dei diffusori statici che del materiale assorbente, per valutare come questi differenti elementi influenzino il campo sonoro. Infine viene riportato il confronto con la ben conosciuta metodica di analisi della mezza potenza di banda (o metodo dei 3 dB), valutando sia i pro che i contro dei due studi.

La fase finale dell'elaborato riguarda lo studio della camera riverberante tramite l'analisi numerica agli elementi finiti. Diverse simulazioni vengono svolte e confrontate con i relativi andamenti sperimentali per valutare la validità del modello implementato. La risposta in frequenza sperimentale viene confrontata con l'analisi agli autovalori numerica, per verificare se il modello riesce a predire sia le frequenze (con relative forme modali) dei modi propri, che lo shift presente tra le diverse configurazioni di indagine (con e senza diffusori). Vengono simulate le procedure di qualifica riportate nella norma UNI EN ISO 3741:2010, sia per la banda larga che per le componenti a frequenze discrete, utilizzando diversi setup di acquisizione (6 posizioni microfoniche discrete e microfono rotante a traiettoria continua). Infine viene determinata la risposta all'impulso numerica, alla quale vengono applicate 3 differenti metodiche sperimentali per la determinazione del tempo di decadimento modale: post elaborazione della risposta all'impulso; metodo della mezza potenza di banda; misura del tempo di riverberazione tramite la UNI EN ISO 3382-2. Tutte queste simulazioni vengono svolte con l'obiettivo di determinare se l'analisi numerica può essere utilizzata come strumento di supporto nella fase di progettazione di una camera riverberante, ottimizzando la geometria, in base ai vincoli costruttivi, il numero e forma dei diffusori, fino al posizionamento del setup di misura, che garantisce di rispettare i limiti imposti dalle procedure di qualifica.

Indice

Introduzione.....	1
1. Teoria del campo sonoro diffuso.....	9
1.1. Il campo perfettamente diffuso.....	9
1.2. Il campo acustico in ambienti chiusi.....	10
1.3. Modello ad onde piane (PWM – Plane Wave Model) e teoria modale.....	10
1.3.1. La densità modale.....	16
1.3.2. Conteggio dei modi.....	17
1.3.3. Angoli equivalenti.....	17
1.3.4. Spazio modale.....	19
1.3.5. Smorzamento.....	19
1.3.6. Fattore di overlap modale.....	20
1.4. Teoria modale e smorzamento.....	22
1.5. Modello statistico.....	24
1.5.1. Campo perfettamente diffuso.....	25
1.5.2. Campo sonoro in camera riverberante eccitata da tono puro.....	27
1.6. Modello geometrico.....	30
1.7. Tempo di riverberazione – campo sonoro in condizione non stazionaria.....	30
1.7.1. Campo diffuso.....	30
1.7.2. Campo non diffuso.....	32
1.7.3. Superfici localmente reagenti e superfici a reazione estesa.....	34
1.7.4. Campo non-diffuso: distribuzione di assorbimento non uniforme.....	34
1.8. Variabilità spaziale del campo sonoro.....	35
1.8.1. Campo sonoro vicino ai muri.....	35
1.8.2. Campo sonoro associato al singolo modo.....	36
1.8.3. Densità di energia.....	37
1.9. Influenza dell'assorbimento.....	40
1.9.1. Condizione stazionaria – campo modale.....	40
1.9.2. Decadimento modale.....	42
1.10. Stima della diffusione.....	44
1.10.1. Metodiche standardizzate.....	44
1.10.2. Metodiche proposte in letteratura.....	45
2. Descrizione della camera riverberante.....	49
2.1. Regole di progettazione: geometria della camera riverberante.....	49
2.2. Regole di progettazione: diffusori.....	52
2.3. Camera riverberante dell'Università di Ferrara.....	56
2.3.1. Caratteristiche costruttive e geometria interna.....	57
2.3.2. Analisi critica della camera riverberante dell'Università di Ferrara.....	60

2.3.3.	Diffusori statici.....	62
2.3.4.	Diffusore rotante.....	64
3.	Qualificazione della camera riverberante dell'Università di Ferrara	69
3.1.	UNI EN ISO 3741	69
3.1.1.	UNI EN ISO 3741: Limiti stabiliti dalla procedura di misura	69
3.1.2.	UNI EN ISO 3741: Procedura di prova e determinazione del livello di potenza sonora 75	
3.1.3.	UNI EN ISO 3741: Valutazione del numero minimo di posizioni microfoniche e di sorgente	77
3.1.4.	UNI EN ISO 3741: Setup di misura	79
3.1.5.	UNI EN ISO 3741: Determinazione del livello di potenza sonora.....	81
3.1.6.	UNI EN ISO 3741: Appendice C.....	84
3.1.6.1.	UNI EN ISO 3741: Appendice C – Procedura di prova	84
3.1.6.2.	UNI EN ISO 3741: Appendice C – Setup di misura.....	85
3.1.6.3.	UNI EN ISO 3741: Appendice C - Qualificazione della camera riverberante 86	
3.1.7.	UNI EN ISO 3741: Appendice D.....	89
3.1.7.1.	UNI EN ISO 3741: Appendice D – Procedura di prova	89
3.1.7.2.	UNI EN ISO 3741: Appendice D – Setup di misura.....	91
3.1.7.3.	UNI EN ISO 3741: Appendice D - Qualificazione della camera riverberante 92	
3.2.	UNI EN ISO 354	95
3.2.1.	UNI EN ISO 354: Limiti stabiliti dalla procedura di misura	95
3.2.2.	UNI EN ISO 354: Procedura di prova	98
3.2.3.	UNI EN ISO 354: Setup di misura	100
3.2.4.	UNI EN ISO 354: Appendice A – Diffusività del campo sonoro in camera riverberante.....	100
3.3.	UNI EN ISO 354: Proposta di revisione	102
3.3.1.	UNI EN ISO 354 - REVISIONE: Limiti stabiliti dalla procedura di misura	103
3.3.2.	UNI EN ISO 354 - REVISIONE: Procedura di prova.....	104
3.3.3.	UNI EN ISO 354 - REVISIONE: Procedure di qualificazione	104
3.3.3.1.	Appendice A: Diffusività del campo sonoro in camera riverberante.....	104
3.1.1.1.	Appendice B: Qualificazione con l'assorbitore di riferimento	111
3.1.1.2.	Appendice H: Qualificazione delle sorgenti.....	112
3.4.	ASTM C423 – 09a	112
3.4.1.	ASTM C423 – 09a: Limiti stabiliti dalla procedura di misura	112
3.4.2.	ASTM C423 – 09a: Procedura di prova	114
3.4.3.	ASTM C423 – 09a: Annesso A3 – Diffusività del campo sonoro in camera riverberante.....	115

3.4.4.	ASTM C423 – 09a: Annesso X1 – Grado di diffusione della camera riverberante e variabilità della posizione sorgente	120
3.5.	Conclusioni	122
4.	Metodica per la misura del decadimento modale	125
4.1.	Calcolo del tempo di decadimento modale: post processamento della risposta all'impulso	126
4.2.	Applicazione del metodo della post elaborazione: singola frequenza modale ..	135
4.1.1.	Decadimenti modali – analisi in frequenza	138
4.1.2.	Decadimenti modali – variazione della posizione microfonica	141
4.1.3.	Decadimenti modali – variazione della posizione sorgente	149
4.1.4.	Decadimenti modali – variazione delle combinazioni sorgente-microfono	154
4.1.5.	Decadimenti modali – effetto dei diffusori statici sul decadimento modale	161
4.2.	Metodo della mezza potenza (o dei 3 dB)	171
4.3.	Confronto tra il metodo della post elaborazione della risposta all'impulso e il metodo della mezza potenza di banda	174
4.4.	Analisi del tempo di decadimento modale in presenza di materiale assorbente su una parete della camera riverberante	183
4.5.	Conclusioni	190
5.	Studio numerico della camera riverberante	193
5.1.	Modellazione agli elementi finiti – FEM	194
5.2.	Modello 3D della camera riverberante	195
5.3.	Analisi agli autovalori della camera riverberante	196
5.3.1.	Risultati della simulazione – modi proprio della camera riverberante	199
5.4.	Risposta forzata della camera riverberante	207
5.4.1.	Risultati della simulazione – spettro del livello di pressione sonora	208
5.5.	Qualificazione numerica della camera riverberante	212
5.5.1.	Qualificazione numerica della camera riverberante – Appendice C per la misurazione del suono ad ampio spettro	212
5.5.2.	Qualificazione numerica della camera riverberante – Appendice D per la misurazione di componenti di frequenze discrete	218
5.6.	Stima del tempo di decadimento modale tramite la simulazione numerica	225
5.6.1.	Tempo di decadimento modale numerico – post elaborazione della risposta all'impulso	226
5.6.2.	Tempo di decadimento modale numerico – metodo della mezza potenza di banda	229
5.6.3.	Tempo di riverberazione numerico – misura secondo lo standard UNI EN ISO 3382-2	231
5.7.	Conclusioni	234
	Conclusione	237
	Bibliografia	245

Indice delle figure

Figura 1.1: Distribuzione di pressione - Modo assiale.....	13
Figura 1.2: Distribuzione dei pressione - Modo tangenziale.....	14
Figura 1.3: Distribuzione dei pressione - Modo obliquo.	14
Figura 1.4: Campo modale in una camera rettangolare e in una camera a geometria complessa.	15
Figura 1.5: Vista in pianta di una camera a geometria regolare in cui avviene la chiusura di fase.	15
Figura 1.6: Reticolo modale nello spazio dei numeri d'onda.	16
Figura 1.7: Numero di modi in una camera a geometria regolare di 50 m ³	17
Figura 1.8: Angoli equivalenti nel k-spazio.	18
Figura 1.9: Angoli equivalenti per una camera di 50 m ³ regolare.	18
Figura 1.10: Risposta modale con fattore di overlap modale $M_f \ll 1$ e $M_f = 1$	21
Figura 1.11: Transizione del campo sonoro da modale a diffuso in ambiente chiuso....	22
Figura 1.12: Livello di pressione sonora alle pareti.	26
Figura 1.13: Funzione di densità di probabilità in camera riverberante eccitata da tono puro.	28
Figura 1.14: livello di pressione sonora lungo la diagonale di una camera riverberante eccitata da tono puro.	28
Figura 1.15: Correlazione spaziale della pressione sonora in camera riverberante eccitata da tono puro.	29
Figura 1.16: Covarianza spaziale della pressione sonora in camera riverberante eccitata da tono puro.	29
Figura 1.17: Decadimento lineare in condizione di campo diffuso.	31
Figura 1.18: Decadimenti dei singoli modi e decadimento della banda in terzi d'ottava a 125 Hz.	33
Figura 1.19: Decadimento con doppia pendenza dovuto dalla presenza di materiale assorbente su una superficie.....	35
Figura 1.20: Fenomeni di interferenza ai contorni.....	35
Figura 1.21: Fenomeni di interferenza ai contorni a seconda dell'assorbimento.	36
Figura 1.22: Pressione complessa - confronto reazione locale ed estesa per la sorgente ad angolo (riferimento [52]).	41
Figura 1.23: Pressione complessa - confronto reazione locale ed estesa per la sorgente centrale (riferimento [52]).	41
Figura 1.24: Variabilità del tempo di riverberazione in frequenza - a) materiale a soffitto e pavimento; b) materiale sui muri laterali; c) materiale su tutte le pareti.....	43
Figura 2.1: Immagine satellitare della camera riverberante.	56
Figura 2.2: Vista in pianta e in sezione frontale della camera riverberante.	57
Figura 2.3: Vista in sezione laterale della camera riverberante.....	57
Figura 2.4: a) Camera riverberante; b) ingresso; c) finestra di transmission loss; d) diffusori statici.	58

Figura 2.5: a) Camera semi-anechoica; b) portone di ingresso con copertura fonoassorbente; c) finestra di transmission loss.	58
Figura 2.6: Camera di controllo.	59
Figura 2.7: CAD 3D della camera riverberante e riferimenti.....	60
Figura 2.8: Andamento dell'area di assorbimento equivalente A1 a camera vuota - confronto con il limite UNI EN ISO 354.....	61
Figura 2.9: Andamento del coefficiente di assorbimento a camera vuota - confronto con il limite UNI EN ISO 3741 e ASTM C423.	61
Figura 2.10: Diffusori statici: a) fronte; b) retro.....	63
Figura 2.11: Posizione dei diffusori statici in camera riverberante.	63
Figura 2.12: Diffusore rotante.....	64
Figura 2.13: Stratigrafia pannello del diffusore rotante.	64
Figura 2.14: Vista frontale e posteriore BOSCH di 24VDC 45W IP44 50rpm.....	65
Figura 2.15: Andamento della velocità di rotazione in funzione del voltaggio di alimentazione.	66
Figura 2.16: Supporto del pannello vibrante.	66
Figura 2.17: Posizioni relative al diffusore rotante in camera riverberante.	67
Figura 3.1: Andamento del tempo di riverberazione T15 per la camera riverberante dell'Università di Ferrara: configurazione senza diffusori (linea blu); configurazione con 4 diffusori statici (linea rossa).	70
Figura 3.2: Andamento del rumore di fondo nella camera riverberante dell'Università di Ferrara - confronto con i limiti assoluti UNI EN ISO 3741.	70
Figura 3.3: Valori limiti atmosferici UNI EN ISO 3741.	71
Figura 3.4: Posizioni sorgenti secondo i requisiti UNI EN ISO 3741.	72
Figura 3.5: Posizioni microfoniche discrete secondo i requisiti UNI EN ISO 3741.	73
Figura 3.6: Posizionamento del microfono rotante all'interno dell'ambiente di misura e relativa traiettoria.....	74
Figura 3.7: Prospetto 4 UNI EN ISO 3741 - determinazione del numero di posizioni microfoniche NM in presenza di toni puri.....	78
Figura 3.8: Prospetto 5 UNI EN ISO 3741 - determinazione del numero ottimale NS di posizioni sorgenti.	79
Figura 3.9: Setup di misura Appendice D UNI EN ISO 3741.	80
Figura 3.10: Livello di potenza sonora pesato A - 6 posizioni microfoniche discrete.	81
Figura 3.11: Livello di potenza sonora pesato A – microfono rotante a traiettoria continua.	82
Figura 3.12: Livello di potenza sonora pesato A al variare della velocità di rotazione del diffusore rotante - 6 posizioni microfoniche discrete.	82
Figura 3.13: Livello di potenza sonora pesato A al variare della velocità di rotazione del diffusore rotante – microfono rotante a traiettoria continua.	83
Figura 3.14: Livello di potenza sonora pesato A - 6 posizioni microfoniche discrete e sorgente S06.....	84

Figura 3.15: Prospetto 1 UNI EN ISO 3741 - limiti sul volume della camera riverberante.	84
Figura 3.16: Prospetto C.1 UNI EN ISO 3741 - valori limiti dello scarto tipo per la qualificazione ad ampio spettro.	85
Figura 3.17: Scarto tipo ss della UNI EN ISO 3741, qualificazione per misure di rumore ad ampio spettro - setup a 6 microfoni discreti.	86
Figura 3.18: Scarto tipo ss della UNI EN ISO 3741, qualificazione per misure di rumore ad ampio spettro - setup con microfono rotante a traiettoria continua.....	86
Figura 3.19: Scarto tipo ss al avariare della velocità del diffusore rotante - setup a 6 microfoni discreti.	88
Figura 3.20: Scarto tipo ss al avariare della velocità del diffusore rotante - setup con microfono rotante a traiettoria continua.	88
Figura 3.21: Prospetto D.2 UNI EN ISO 3741 - frequenze di prova per la qualificazione a frequenze discrete.....	90
Figura 3.22: Prospetto D.1 UNI EN ISO 3741 - valori limiti dello scarto tipo per la qualificazione a frequenze discrete.	90
Figura 3.23: Altoparlante B&C Speaker 6MDN44-88 con cassa in legno.....	92
Figura 3.24: Setup di misura Appendice D UNI EN ISO 3741.	92
Figura 3.25: Scarto tipo sf della UNI EN ISO 3741, qualificazione per misure di rumore a frequenze discrete - setup a 6 microfoni discreti.....	93
Figura 3.26: Scarto tipo sf della UNI EN ISO 3741, qualificazione per misure di rumore a frequenze discrete - setup con microfono rotante a traiettoria continua.	94
Figura 3.27: Tabella 1 UNI EN ISO 354: valori limite dell'area di assorbimento equivalente A1 a camera vuota.	96
Figura 3.28: Andamento di A1 per la camera riverberante dell'Università di Ferrara. ...	96
Figura 3.29: Posizioni sorgenti secondo I requisiti UNI EN ISO 354.	98
Figura 3.30: Provino di materiale testato secondo la UNI EN ISO 354.	99
Figura 3.31: Coefficiente di assorbimento al variare del numero di diffusori statici installati.	101
Figura 3.32: UNI EN ISO 354 Appendice A – coefficiente di assorbimento all'aumentare dei diffusori statici installati nella camera riverberante dell'Università di Ferrara.	101
Figura 3.33: Andamento di fd al variare del numero di diffusori statici installati.	106
Figura 3.34: Andamento di fd al variare della tipologia di diffusori.	107
Figura 3.35: Configurazione di misura con tappo in legno.	108
Figura 3.36: Andamento dell'area di assorbimento equivalente A1 a camera vuota. ...	108
Figura 3.37: Posizionamento della sorgente ad angolo per le misure di diffusività - Revisione UNI EN ISO 354.	109
Figura 3.38: Andamento di fd in presenza del tappo in legno nella finestra di TL.	109
Figura 3.39: Tempo di riverberazione RT30 - confronto tra le configurazioni a 4 diffusori statici e con il diffusore rotante 0.19Hz.	110
Figura 3.40: Variabilità del decadimento sonoro con la posizione microfonica – diffusori statici.	117

Figura 3.41: ASTM C423 - variabilità del decadimento con le posizioni microfoniche in presenza del tappo in legno della TL.....	117
Figura 3.42: ASTM C423 – confronto tra la configurazione con e senza tappo in legno.	118
Figura 3.43: 3 posizioni del provino per la qualificazione della ASTM C423.	119
Figura 3.44: Coefficiente di assorbimento in terzi di ottava al variare della posizione del provino.	119
Figura 3.45: ASTM C423 - variabilità del decadimento con le posizioni del provino....	120
Figura 3.46: ASTM C423 - variabilità del decadimento sonoro con le posizioni delle sorgenti sonore.	121
Figura 4.1: Confronto tra un segnale sinusoidale e un impulso unitario - andamento nel tempo e in frequenza.....	127
Figura 4.2: Esempio di risposta all'impulso.....	128
Figura 4.3: Schematizzazione del procedimento di analisi - dalla risposta all'impulso alla risposta in frequenza.	128
Figura 4.4: Waterfall - storie temporali dei decadimenti ad ogni frequenza dello spettro. Risposta all'impulso della camera riverberante.....	129
Figura 4.5: Storia temporale del decadimento sonoro prima (andamento blu) e dopo (andamento rosso) l'applicazione dell'integrale all'indietro di Schroeder. Viene inoltre riportato lo schema per il calcolo del tempo di decadimento - esempio sul T30.....	130
Figura 4.6: Schematizzazione della procedura per la determinazione del decadimento sonoro.	130
Figura 4.7: Tipologia di decadimento a parità di posizione sorgente-microfono e di setup della camera riverberante.....	132
Figura 4.8: CAD con le posizioni microfoniche (sfere blu) e la posizione sorgente (sfera rossa) nel setup di misura del tempo di decadimento modale.	133
Figura 4.9: Interfaccia del software di post elaborazione della risposta all'impulso.	134
Figura 4.10: Schema riassuntivo – Metodica post elaborazione della risposta all'impulso.	134
Figura 4.11: Conteggio dei modi per banda di terzo di ottava - analisi agli autovalori al FEM.	135
Figura 4.12: Analisi in frequenza della risposta all'impulso - dati sperimentali.	135
Figura 4.13: Forma modale relativa ai 38.3 Hz (sesto modo), ottenuta al modello FEM – vista 3D e in pianta.....	137
Figura 4.14: Andamento del decadimento sonoro relativo al modo dei 38.67 Hz - metodo della post elaborazione della risposta all'impulso.	137
Figura 4.15: Distribuzione in frequenza dei tempi di decadimento modali, a parità di configurazione della camera riverberante e di setup di misura. Confronto con l'andamento del tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 354.	139
Figura 4.16: Variazione del tempo di decadimento T30 per frequenze adiacenti - andamento in banda fine.....	139
Figura 4.17: Storie temporali dei decadimenti modali nella banda di terzo di ottava dei 80 Hz.	140

Figura 4.18: Distribuzione in frequenza dei tempi di decadimento relativi alle diverse posizioni microfoniche, a parità di configurazione della camera riverberante e di posizione della sorgente. Confronto con l'andamento del tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 354.....	141
Figura 4.19: Variazione massima del tempo di decadimento T30 per valori di frequenze adiacenti e all'interno della singola banda di terzo di ottava - tutte le posizioni microfoniche entro il criterio di selezione.....	142
Figura 4.20: Storie temporali dei decadimenti relativi alla banda di terzo di ottava dei 40 Hz - tutte le posizioni microfoniche entro il criterio di selezione.	143
Figura 4.21: Storie temporali dei decadimenti relativi alla banda di terzo di ottava dei 80 Hz – posizione microfonica M01 entro il criterio di selezione.	144
Figura 4.22: Variazione massima del tempo di decadimento T30 a parità di frequenza di decadimento - tutte le posizioni microfoniche entro il criterio di selezione.	145
Figura 4.23: Impedenza acustica superficiale della camera riverberante con 4 diffusori statici - stima effettuata dal coefficiente di assorbimento misurato secondo la norma UNI EN ISO 354.....	145
Figura 4.24: Storia temporale dei decadimenti alla frequenza di 62.5 Hz al variare della posizione microfonica.....	146
Figura 4.25: Distribuzione del livello di pressione sonora alla frequenza di 62.14 Hz - modello FEM della camera riverberante.....	146
Figura 4.26: Decadimenti temporali per la frequenza modale di 164.84 Hz - confronto al variare della posizione microfonica.....	147
Figura 4.27: Confronto spettro in frequenza M02 e M06 - viene evidenziata la frequenza modale di 164.84 Hz.	147
Figura 4.28: Deviazione standard del tempo di decadimento T30 per valori di frequenze adiacenti - tutte le posizioni microfoniche entro il criterio di selezione.....	148
Figura 4.29: Forme modali relative alle frequenze di 38.3 Hz, 41.7 Hz e 43.7 Hz ottenute dall'analisi agli autovalori al FEM.....	148
Figura 4.30: Valore medio del tempo di decadimento T30 per valori di frequenze adiacenti - tutte le posizioni microfoniche entro il criterio di selezione.....	149
Figura 4.31: Distribuzione in frequenza dei tempi di decadimento relativi alle diverse posizioni sorgente, a parità di configurazione della camera riverberante e di posizione microfonica. Confronto con l'andamento del tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 354.....	149
Figura 4.32: Variazione massima del tempo di decadimento T30 per valori di frequenze adiacenti e all'interno della singola banda di terzo di ottava - tutte le posizioni sorgente entro il criterio di selezione. Gli andamenti tratteggiati si riferiscono alle analisi condotte al variare della posizione microfonica.....	150
Figura 4.33: Tre forme modali appartenenti alla banda in frequenza dei 63 Hz.	151
Figura 4.34: Storie temporali dei decadimenti relativi alla banda di terzo di ottava dei 40 Hz - tutte le posizioni sorgenti entro il criterio di selezione.....	152
Figura 4.35: Deviazione standard del tempo di decadimento T30 per valori di frequenze adiacenti - tutte le posizioni sorgenti entro il criterio di selezione. Gli andamenti tratteggiati si riferiscono alle analisi condotte al variare della posizione microfonica.	153

Figura 4.36: Valore medio del tempo di decadimento T30 per valori di frequenze adiacenti - tutte le posizioni sorgenti entro il criterio di selezione. Gli andamenti tratteggiati si riferiscono alle analisi condotte al variare della posizione microfonica.....	153
Figura 4.37: Distribuzione in frequenza dei tempi di decadimento relativi alle diverse combinazioni sorgente-microfono, a parità di configurazione della camera riverberante. Confronto con l'andamento del tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 354.	154
Figura 4.38: Variazione massima del tempo di decadimento T30 per valori di frequenze adiacenti e all'interno della singola banda di terzo di ottava - tutte le posizioni sorgenti e microfoniche entro il criterio di selezione.	155
Figura 4.39: Deviazione standard del tempo di decadimento T30 per valori di frequenze adiacenti - tutte le posizioni sorgenti e microfoniche entro il criterio di selezione.	156
Figura 4.40: Valore medio del tempo di decadimento T30 per valori di frequenze adiacenti - tutte le posizioni sorgenti e microfoniche entro il criterio di selezione.	156
Figura 4.41: Conteggio dei modi in banda di terzo di ottava - confronto tra l'analisi agli autovalori al FEM e la metodica della post elaborazione della risposta all'impulso.	157
Figura 4.42: Deviazione standard a parità di frequenza di decadimento - tutte le posizioni sorgenti e microfoniche entro il criterio di selezione.....	157
Figura 4.43: Numero di frequenze modali rilevate, all'interno della banda di terzo di ottava, in più posizioni e numero di combinazioni sorgente-microfono che rilevano la medesima frequenza modale - andamento in banda di terzo di ottava.	158
Figura 4.44: Storia temporale dei decadimenti alla frequenza di 41.41 Hz al variare della coppia sorgente-microfono.	159
Figura 4.45: Spettro in frequenza della risposta all'impulso - frequenza modale dei 41.41 Hz.	159
Figura 4.46: Confronto tra il tempo di decadimento modale medio e il tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 3382-2.	160
Figura 4.47: Confronto tra la deviazione standard relativa al tempo di decadimento modale medio e al tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 3382-2. ...	160
Figura 4.48: Andamento dello spettro in banda fine della risposta all'impulso – confronto tra le diverse configurazioni della camera riverberante.....	161
Figura 4.49: Storie temporali dei decadimenti per la posizioni sorgente S01 e la posizione microfonica M01 - confronto al variare della configurazione della camera riverberante. ...	162
Figura 4.50: Storia temporale dei decadimenti Storie temporali dei decadimenti per la posizioni sorgente S01 e la posizione microfonica M01 - confronto al variare della configurazione della camera riverberante. Zoom nelle range in frequenza [40 – 120] Hz.	162
Figura 4.51: Storie temporali dei decadimenti relativi alle frequenze invariate dopo l'introduzione dei 4 diffusori statici - analisi a parità di modo eccitato.....	163
Figura 4.52: Storie temporali dei decadimenti relativi alle frequenze influenzate dall'introduzione dei 4 diffusori statici - analisi a parità di modo eccitato.....	163
Figura 4.53: Forme modali ottenute al FEM - confronto tra camera riverberante vuota (A - 62.15 Hz) e con 4 diffusori statici (B - 61.80 Hz) a parità di modo eccitato.	164

Figura 4.54: Forme modali ottenute al FEM - confronto tra camera riverberante vuota (A - 83.99 Hz) e con 4 diffusori statici (B - 83.12 Hz) a parità di modo eccitato.	165
Figura 4.55: Forme modali ottenute al FEM - confronto tra camera riverberante vuota (A - 96.17 Hz) e con 4 diffusori statici (B - 94.73 Hz) a parità di modo eccitato.....	165
Figura 4.56: Variazione del tempo di decadimento per valori di frequenze adiacenti - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della post elaborazione della risposta all'impulso.	166
Figura 4.57: Variazione del tempo di decadimento all'interno della banda di terzo di ottava - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della post elaborazione della risposta all'impulso.	166
Figura 4.58: Numero dei decadimenti che ricadono nel criterio di selezione - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della post elaborazione della risposta all'impulso.	168
Figura 4.59. Andamento della deviazione standard all'interno in banda di terzo di ottava - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della post elaborazione della risposta all'impulso.	169
Figura 4.60. Andamento del tempo di decadimento medio all'interno in banda di terzo di ottava - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della post elaborazione della risposta all'impulso.	169
Figura 4.61. Andamento della deviazione standard a parità di frequenza modale- confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della post elaborazione della risposta all'impulso.	170
Figura 4.62: Schema riassuntivo – Metodica post elaborazione della risposta all'impulso.	172
Figura 4.63: FFT a banda fine per il metodo della mezza potenza - confronto tra due canali microfonici (stessa sorgente).	173
Figura 4.64: Schema per la determinazione dell'errore nella stima del tempo di decadimento - metodo della mezza potenza di banda.....	174
Figura 4.65: Confronto tra le metodiche di calcolo del tempo di decadimento a parità di coppia sorgente-microfono e di configurazione della camera di prova.....	175
Figura 4.66: Andamento del picco alla frequenza di 98.5 Hz - confronto tra le due funzioni di interpolazione.	175
Figura 4.67: Forme modali ottenute al FEM relative ai primi due modi assiali 20.70 Hz e 27.28 Hz - configurazione con 4 diffusori statici vista in pianta e in 3D.....	177
Figura 4.68: Forme modali ottenute al FEM relative al 5° e 6° modo alle frequenze di 38.33 Hz e 41.65 Hz - configurazione con 4 diffusori statici vista in piano e in 3D.	178
Figura 4.69: Forme modali ottenute al FEM relative ai primi due modi assiali 20.87 Hz e 27.70 Hz - configurazione senza diffusori statici vista in piano e in 3D.	179
Figura 4.70: Variazione del tempo di decadimento per valori di frequenze adiacenti - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della mezza potenza di banda.	181
Figura 4.71: Variazione del tempo di decadimento all'interno della banda di terzo di ottava - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della mezza potenza di banda.	181

Figura 4.72. Andamento della deviazione standard all'interno in banda di terzo di ottava - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della mezza potenza di banda.	182
Figura 4.73: Forme modali ottenute al modello FEM per la 12° frequenza modale - confronto tra la camera senza diffusori 60.74 Hz (A) e la camera con 4 diffusori 59.81 Hz (B).	182
Figura 4.74: Stima del decadimento modale in assenza e in presenza di materiale assorbente - confronto tra i due metodi di stima.	183
Figura 4.75: Coefficiente di assorbimento α del provino di fibra di poliestere - misura secondo la norma UNI EN ISO 354.	184
Figura 4.76: Andamento dell'impedenza acustica superficiale per la camera riverberante con 4 diffusori statici.	184
Figura 4.77: Numero di decadimenti presenti all'interno delle bande di terzo di ottava indagata - confronto in assenza e in presenza del materiale assorbente.	185
Figura 4.78: Spettro in frequenza della risposta all'impulso - confronto in assenza e in presenza del materiale assorbente.	185
Figura 4.79: Variazione del tempo di decadimento per valori di frequenze adiacenti - confronto in assenza e in presenza del provino di materiale assorbente.	186
Figura 4.80: Andamento della deviazione standard de tempo di decadimento T30 - confronto tra la configurazione in assenza e in presenza del provino di materiale assorbente.	187
Figura 4.81: Tempo di decadimento modale medio - confronto tra le due configurazioni della camera riverberante in assenza e in presenza del provino di materiale assorbente. Andamenti relativi alla metodica della post elaborazione della risposta all'impulso e alle misure secondo UNI EN ISO 3382-2.	188
Figura 4.82: Tempi di decadimento modali - zoom nel range in frequenza [40 - 100] Hz.	188
Figura 4.83: Storie temporali dei decadimenti modali – influenza del materiale al variare del modo eccitato.	189
Figura 4.84: Forma modale relativa alla frequenza di 64.6 Hz, ottenuta dall'analisi agli autovalori al FEM.	189
Figura 4.85: Forma modale relativa alla frequenza di 53.9 Hz, ottenuta dall'analisi agli autovalori al FEM.	189
Figura 5.1: Modelli 3D per la simulazione al FEM della camera riverberante – (A) camera SENZA DIFFUSORI; (B) camera con 4 DIFFUSORI; (C) camera con 4 DIFFUSORI + provino UNI EN ISO 354.	196
Figura 5.2: Condizione al contorno relativa all'impedenza imposta alle pareti.	198
Figura 5.3: Mesh applicate al dominio fluido della camera riverberante simulata.	198
Figura 5.4: Risposte in frequenza relative alle 3 posizioni sorgenti e alle 6 posizioni microfoniche in scala di grigi e livello sonoro massimo in rosso – determinazione delle frequenze di risonanza sperimentali.	203
Figura 5.5: Andamento della risposta in frequenza sperimentale con relative frequenze di risonanza - configurazione di prova in assenza dei diffusori.	204
Figura 5.6: Andamento della risposta in frequenza sperimentale con relative frequenze di risonanza - configurazione di prova con 4 diffusori statici.	204

Figura 5.7: Andamento delle frequenze modali in funzione dell'indice modale - confronto tra i dati sperimentali e FEM per la configurazione senza diffusori.	205
Figura 5.8: Andamento delle frequenze modali in funzione dell'indice modale - confronto tra i dati sperimentali e FEM per la configurazione con 4 diffusori statici.	205
Figura 5.9: Condizione al contorno relativa al provino di materiale assorbente.....	208
Figura 5.10: Confronto tra lo spettro in frequenza al FEM e i dati sperimentali - configurazione SENZA DIFFUSORI con S01 e M01 secondo UNI EN ISO 354.	209
Figura 5.11: Confronto tra lo spettro in frequenza al FEM e i dati sperimentali - configurazione 4 DIFFUSORI con S01 e M01 secondo UNI EN ISO 354.	209
Figura 5.12: Confronto tra lo spettro in frequenza al FEM e i dati sperimentali - configurazione 4 DIFFUSORI con SA e M01_A posizionati secondo figura 4.9.....	210
Figura 5.13: Confronto tra lo spettro in frequenza al FEM e i dati sperimentali - configurazione 4 DIFFUSORI con SA e M01_A posizionati secondo figura 4.9 in presenza del provino di materiale assorbente.....	211
Figura 5.14: Vista in 3D e in pianta delle forme modali ottenute dall'analisi agli autovalori al FEM - confronto tra le configurazioni in assenza e in presenza del provino di materiale assorbente.	212
Figura 5.15: Posizioni sorgenti e microfoniche al FEM - qualificazione Appendice C UNI EN ISO 3741.....	213
Figura 5.16: Prospetto C.1 UNI EN ISO 3741 - valori limiti dello scarto tipo per la qualificazione ad ampio spettro.	213
Figura 5.17: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice C UNI EN ISO 354 – rumore a banda larga. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale secondo il setup di misura a 6 posizioni microfoniche discrete con 4 diffusori statici.	214
Figura 5.18: Modello 3D FEM con la discretizzazione della traiettoria del microfono rotante.	215
Figura 5.19: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice C UNI EN ISO 354 – rumore a banda larga. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale secondo il setup di misura con microfono rotante a traiettoria continua con 4 diffusori statici.	215
Figura 5.20: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice C UNI EN ISO 354 – rumore a banda larga. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale secondo il setup di misura a 6 posizioni microfoniche discrete senza diffusori.	216
Figura 5.21: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice C UNI EN ISO 354 – rumore a banda larga. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale secondo il setup di misura con microfono rotante a traiettoria continua senza diffusori.	217
Figure 5.22: Confronto a parità di analisi di indagine al variare dei diffusori installati in camera riverberante. Valutazione dell'influenza dei 4 diffusori statici nella qualificazione secondo l'Appendice C.....	218
Figura 5.23: Posizioni sorgenti e microfoniche al FEM - qualificazione Appendice D UNI EN ISO 3741.....	218
Figura 5.24: Prospetto D.2 UNI EN ISO 3741 - frequenze di prova per la qualificazione a frequenze discrete.....	219

Figura 5.25: Prospetto D.1 UNI EN ISO 3741 - valori limiti dello scarto tipo per la qualificazione a frequenze discrete.	219
Figura 5.26: Qualificazione della camera di prova secondo l'Appendice D per frequenze discrete - confronto al variare del setup di misura sperimentale.	220
Figura 5.27: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice D UNI EN ISO 354 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale per la configurazione con 6 posizioni microfoniche discrete con 4 diffusori statici.	221
Figura 5.28: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice D UNI EN ISO 354 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale per la configurazione con microfono rotante a traiettoria continua con 4 diffusori statici.	222
Figura 5.29: Andamento della deviazione standard calcolata tra le diverse posizioni microfoniche a parità di frequenza indagata.	222
Figura 5.30: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice D UNI EN ISO 354 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale per la configurazione con 6 posizioni microfoniche discrete in assenza di diffusori statici.....	223
Figura 5.31: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice D UNI EN ISO 354 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale per la configurazione con microfono rotante a traiettoria continua in assenza di diffusori statici.....	224
Figura 5.32: Confronto a parità di analisi di indagine al variare dei diffusori installati in camera riverberante. Valutazione dell'influenza dei 4 diffusori statici nella qualificazione secondo l'Appendice D.....	225
Figura 5.33: Posizioni sorgenti e microfoniche al FEM – determinazione della risposta all'impulso numerica.....	226
Figura 5.34: Schema riassuntivo – Metodica post elaborazione della risposta all'impulso numerica.....	227
Figura 5.35: Spettro in frequenza del livello di pressione sonora ottenuto dalla post elaborazione della risposta all'impulso - confronto tra i valori numerici (FEM) e i valori sperimentali.....	228
Figura 5.36: Tempo di decadimento modale ottenuto tramite la metodica della post elaborazione della risposta all'impulso - confronto tra i valori numerici (FEM) e i valori sperimentali.....	228
Figura 5.37: Andamento della ZoomFFT del livello di pressione sonora ottenuto dalla post elaborazione della risposta all'impulso - confronto tra i valori numerici (FEM) e i valori sperimentali.....	229
Figura 5.38: Schema riassuntivo – Metodica della mezza potenza di banda per lo spettro in frequenza sperimentale.....	230
Figura 5.39: Tempo di decadimento modale ottenuto tramite la metodica della mezza potenza di banda – confronto tra i valori numerici (FEM) e i valori sperimentali.....	230
Figura 5.40: Schema riassuntivo – Misura del tempo di decadimento modale tramite la UNI EN ISO 3382-2.....	231
Figura 5.41: Tempi di riverberazione - confronto tra l'andamento numerico e sperimentale.....	232

Figura 5.42: Decadimento nella banda di terzo di ottava dei 25 Hz - confronto andamento sperimentale e numerico.233

Figura 5.43: Tempo di decadimento T30 medio e relativa deviazione standard - confronto tra le 3 metodiche di indagine, applicate sia ai dati sperimentali che numerici.....233

Indice delle tabelle

Tabella 2.1: Dimensioni caratteristiche della camera riverberante.....	60
Tabella 2.2: Confronto tra i valori limiti stabiliti dalle differenti normative e i dati relativi alla camera riverberante dell'università di Ferrara.	62
Tabella 2.3: Grandezze caratteristiche diffusori statici.	63
Tabella 2.4: Caratteristiche principali del pannello costituente il diffusore rotante.	65
Tabella 2.5: Dati tecnici motoriduttore.	65
Tabella 2.6: Velocità di rotazione del diffusore rotante.	65
Tabella 2.7: Coordinate cartesiane del diffusore rotante.	66
Tabella 3.1: Coordinate cartesiane sorgente di riferimento norma UNI EN ISO 3741.....	71
Tabella 3.2: Coordinate cartesiane relative alla posizioni microfoniche.	73
Tabella 3.3: Caratteristiche del microfono rotante a traiettoria continua.	74
Tabella 3.4: Valore del coefficiente di correzione per il rumore di fondo K1i.....	77
Tabella 3.5: Valutazione del numero di posizioni microfoniche e di sorgente per la misura del livello di potenza sonora.	83
Tabella 3.6: Scarto tipo ss relativo alla qualificazione ad ampio spettro.	87
Tabella 3.7: Scarto tipo sf relativo alla qualificazione a frequenze discrete.	95
Tabella 3.8: Coordinate cartesiane sorgente di riferimento norma UNI EN ISO 354.	97
Tabella 3.9: Coefficiente di assorbimento medio determinato con l'installazione dei diffusori statici a soffitto.	101
Tabella 3.10: Valori del fattore di campo diffuso fd al variare del numero e della tipologia di diffusori statici installati – configurazioni con e senza tappo TL.....	107
Tabella 3.11: Qualificazione del diffusore rotante - confronto tra i tempi di riverberazione e lo scarto teorico.	110
Tabella 3.12: Coefficiente di assorbimento ad incidenza normale dell'assorbitore di riferimento.....	111
Tabella 3.13: Area di assorbimento equivalente richiesta Areq per il provino di riferimento.	111
Tabella 3.14: Coefficiente di assorbimento a camera vuota (4 diffusori) secondo la ASTM C423 - 09a.....	113
Tabella 3.15: Limiti di variazione del decadimento - posizione microfonica (sM/dM); posizione del provino (sS/dS).	116
Tabella 4.1: Impostazioni di misura - fase di post elaborazione della risposta all'impulso.	135
Tabella 4.2: Frequenze modali ottenute dall'analisi agli autovalori al FEM (primi 250 modi).	136
Tabella 4.3: Delta massimo tra frequenze adiacenti - analisi in banda di terzo di ottava.	139
Tabella 4.4: Dati relativi ai decadimenti delle frequenze della banda di terzo di ottava dei 80 Hz.	140
Tabella 4.5: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava - tutte le frequenze e le posizioni microfoniche rientranti nel criterio di selezione.	142

Tabella 4.6: Tempi di decadimento di tutti i modi appartenenti alla frequenza di terzo di ottava dei 40 Hz - 4 diffusori con tutte le posizioni microfoniche e sorgente S02 UNI EN ISO 354.	143
Tabella 4.7: Grandezze stimate a parità di frequenza modale per le diverse posizioni microfoniche.	146
Tabella 4.8: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava - tutte le frequenze e le posizioni sorgenti rientranti nel criterio di selezione.	150
Tabella 4.9: Decadimenti modale relativi alla banda di terzo di ottava dei 63 Hz - analisi al variare della posizione sorgente.....	151
Tabella 4.10: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava – parità di frequenze modale investigata al variare della posizione sorgente.....	153
Tabella 4.11: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava - tutte le frequenze e le combinazioni sorgente-microfono rientranti nel criterio di selezione.	155
Tabella 4.12: Tempi di decadimento relativi alla frequenza modale dei 41.41 Hz - 4 diffusori tutte le combinazioni sorgente-microfono.....	158
Tabella 4.13: Frequenze entro il criterio di selezione - range [20 - 120] Hz.	163
Tabella 4.14: Tempo di decadimento e livello di pressione sonora in fase stazionaria a parità di modo eccitato - confronto tra la configurazione con 4 diffusori statici e senza diffusori.	166
Tabella 4.15: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava – confronto al variare della configurazione della camera riverberante. Metodo di indagine della post elaborazione della risposta all'impulso. Le grandezze si riferiscono a tutte le frequenze che ricadono entro il criterio di selezione (comprendono sia le posizioni microfoniche che le posizioni sorgente).....	167
Tabella 4.16: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava a parità di frequenza modale – confronto al variare della configurazione della camera riverberante. Metodo di indagine della post elaborazione della risposta all'impulso. Le grandezze si riferiscono a tutte le combinazioni sorgente-microfono.....	170
Tabella 4.17: Impostazioni di misura della Zoom FFT - fase di post elaborazione della risposta all'impulso.....	172
Tabella 4.18: Confronto tra le frequenze relative ai modi della camera ottenuti dall'analisi agli autovalori al FEM e con l'applicazione delle due metodiche sperimentali - configurazione con 4 diffusori statici.	176
Tabella 4.19: Confronto tra le frequenze relative ai modi della camera ottenuti dall'analisi agli autovalori al FEM e con l'applicazione delle due metodiche sperimentali - configurazione senza diffusori.....	179
Tabella 4.20: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava – confronto al variare della configurazione della camera riverberante. Metodo di indagine della mezza potenza di banda (3 dB).....	180
Tabella 4.21: Dati relativi al tempo di decadimento T30 in banda di terzo di ottava - confronto in assenza e in presenza del materiale assorbente al variare della metodica di analisi. .	186
Tabella 5.1: Modi propri e forme modali ottenute al FEM per la camera riverberante - confronto tra la configurazione SENZA DIFFUSORI e la configurazione con 4 DIFFUSORI statici.	199
Tabella 5.2: Frequenze modali - confronto tra le due metodiche di indagine al variazione della configurazione della camera riverberante.	206

Tabella 5.3: Parametri C1-C8 per la modellazione della fibra di poliestere - modello empirico Garai-Pompoli.....	208
Tabella 5.4: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice C UNI EN ISO 3741 - misura del suono ad ampio spettro secondo il setup di misura a 6 posizioni microfoniche discrete con 4 diffusori statici.	214
Tabella 5.5: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice C UNI EN ISO 3741 - misura del suono ad ampio spettro secondo il setup di misura con microfono rotante a traiettoria continua con 4 diffusori statici.	216
Tabella 5.6: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice C UNI EN ISO 3741 - misura del suono ad ampio spettro secondo il setup di misura a 6 posizioni microfoniche discrete senza diffusori.	216
Tabella 5.7: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice C UNI EN ISO 3741 - misura del suono ad ampio spettro secondo il setup di misura con microfono rotante a traiettoria continua senza diffusori.....	217
Tabella 5.8: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice D UNI EN ISO 3741 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra i dati numerici e sperimentali per la configurazione con 6 posizioni microfoniche discrete con 4 diffusori statici.....	221
Tabella 5.9: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice D UNI EN ISO 3741 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra i dati numerici e sperimentali per la configurazione con microfono rotante a traiettoria continua con 4 diffusori statici.	222
Tabella 5.10: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice D UNI EN ISO 3741 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra i dati numerici e sperimentali per la configurazione con 6 posizioni microfoniche discrete in assenza di diffusori statici.....	223
Tabella 5.11: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice D UNI EN ISO 3741 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra i dati numerici e sperimentali per la configurazione con microfono rotante a traiettoria continua in assenza di diffusori statici.	224
Tabella 5.12: Tempo di riverberazione in banda di terzo di ottava - confronto tra i dati sperimentali e numerici.....	232

Introduzione

La camera riverberante è un importante strumento di ricerca in ambito acustico. Insieme alla camera anecoica, rappresenta uno dei due principali ambienti acustici che vengono utilizzati per lo svolgimento di numerose misure standardizzate, quali la misura del livello di potenza sonora di sorgenti di rumore o l'assorbimento acustico per incidenza diffusa di materiali per trattamenti fonoassorbenti. Tale laboratorio di misura, è essenzialmente costituito da "una camera che presenta un tempo di riverberazione elevato, progettata in modo specifico da possedere tutte le superfici acusticamente riflettenti in modo tale da rendere il campo sonoro che vi si instaura dentro, il più diffuso possibile" [1]. Alla base di tale ambiente di misura, si pone quindi il concetto teorico del campo sonoro diffuso, il quale trova in letteratura molteplici definizioni: "In un campo diffuso vi è equa probabilità di flusso di energia in tutte le direzioni" [2], "Il campo sonoro diffuso è composto da onde sonore che arrivano da tutte le direzioni [...] Un campo sonoro omogeneo e isotropo presenta lo stesso livello di pressione sonora in tutte le direzioni" [3], "l'energia sonora che arriva in un qualsiasi punto dell'ambiente è uniformemente distribuita su tutte le possibili direzioni di incidenza" [4]. Come mostrato da alcune delle descrizioni riportate precedentemente, il concetto alla base della teoria della diffusione consiste nell'omogeneità del campo sonoro che si instaura all'interno di un ambiente confinato, in questo caso della camera riverberante.

La trattazione del campo sonoro diffuso è da sempre un argomento spinoso in ambito acustico. A livello analitico, esistono differenti modelli che trattano lo studio del campo sonoro in ambiente diffuso, i quali si distinguono per complessità e per range di frequenze di validità, tra cui il modello ad onde piane [3,5,6], il modello geometrico [5] e il modello statistico [2, 3, 5, 6, 8 – 12]. A livello pratico, il raggiungimento della condizione di campo diffuso risulta essere molto difficile, soprattutto a bassa frequenza dove il comportamento modale dell'ambiente circoscritto porta ad avere una condizione relativa al campo sonoro altamente disomogenea, sia all'interno dello spazio fisico che in frequenza. In letteratura, molti autori hanno studiato diverse metodiche per poter comprendere e soprattutto migliorare la condizione di diffusività che si instaura nell'ambiente di misura: ottimizzazione della geometria della camera riverberante, in termini di forma e dimensione del volume [4, 13 – 17], rapporti di lunghezza e inclinazione tra i lati [4, 18 – 22]; ottimizzazione degli elementi diffondenti, per dimensioni, forma, materiali [4, 15, 23, 24] e tipologia, passando dai diffusori piani, a quelli volumetrici, dagli statici ai rotanti [6, 13, 15, 21, 25, 26, 27]. Questi studi sono tutti finalizzati al tentativo di trovare delle regole di ottimizzazione da applicare in fase di progettazione, poiché molti autori [22, 28, 29, 30] sottolineano la mancanza da parte delle normative di fornire un'adeguata procedura di progettazione del laboratorio di misura: gli standard riportano infatti informazioni di massima non sufficienti a raggiungere un adeguato grado di diffusione.

Grazie alla moltitudine di misure che possono essere eseguite e al costo e complessità relativamente ridotti necessari alla realizzazione di questi ambienti di misura, rispetto anche ad un'eventuale camera anecoica, le camere riverberanti sono molto diffuse, sia a livello pubblico (Università ed ambienti di studio) che a livello privato (enti ed aziende). A causa della difficoltà di ricreare un ambiente diffuso dovuto in parte dalla mancanza di regole di progettazione ben definite, le camere riverberanti esistenti sono molto eterogenee tra di loro, sia per forma e dimensioni, che per configurazioni (diffusori utilizzati, strumenti di misura e loro posizione): una diretta conseguenza di questa eterogeneità, porta ad avere dei risultati di misura spesso non confrontabili, caratterizzati da una bassa accuratezza. Numerose sessioni di interlaboratory test [15, 31], hanno mostrato la scarsa ripetibilità e riproducibilità nell'applicare le norme standardizzate alle differenti procedure di misura. Da questa problematica è quindi nata la necessità di poter stimare una metodica in grado di determinare il "grado di diffusione" che si instaura all'interno dell'ambiente di misura, in

modo tale da valutare se la condizione teorica, relativa al campo sonoro diffuso, è raggiunta o, eventualmente, quali accorgimenti utilizzare per incrementarla. Molti autori hanno ricercato e proposto delle metodiche per la stima del grado di diffusione in ambiente riverberante, utilizzando diverse definizioni e grandezze che descrivono il campo sonoro diffuso: tutte quante sono però concordi nella metodica di analisi, che consiste nel confrontare l'andamento teorico relativo al campo diffuso con l'andamento sperimentale [5, 6, 32 – 41]. Nessuna di queste metodiche sembra però fornire un adeguato strumento di indagine del grado di diffusione: le grandezze ottenute mostrano una tendenza a dare una spiegazione più qualitativa che quantitativa, risultando difficile effettuare dei confronti tra ambienti differenti o geometrie complesse.

All'interno di questo complesso scenario, si inserisce l'elaborato della presente tesi, il quale si propone di studiare nel dettaglio il campo sonoro che si instaura all'interno della camera riverberante del Dipartimento di Ingegneria dell'Università di Ferrara, partendo dalle procedure di qualificazione secondo gli standard di misura, passando dall'analisi dei decadimenti modali a bassa frequenza, fino a giungere alla simulazione numerica come possibile strumento di ausilio in fase di progettazione. Nel dettaglio l'elaborato si sviluppa in 5 capitoli, qui brevemente riassunti.

Il primo capitolo riguarda la teoria del campo sonoro diffuso. Vengono per primi analizzati i differenti modelli analitici, i quali si differenziano per tipologia di analisi e per range in frequenza indagato. A bassa frequenza, al di sotto della frequenza critica definita da Schroeder, viene analizzato il comportamento modale dell'ambiente circoscritto utilizzando il modello analitico ad onde piane: partendo dall'equazione delle onde e applicando di volta in volta delle ipotesi sulle condizioni al contorno, si determina l'andamento della pressione (forma modale) e le frequenze alle quali si manifestano i modi propri dell'ambiente di misura. Ad alta frequenza, al di sopra della frequenza di Schroeder, vengono invece utilizzati due differenti tipologie di analisi: la prima riguarda il modello statistico, il quale tratta il campo sonoro utilizzando un approccio di tipo statistico grazie all'elevato numero di modi che si instaurano. Questo modello risulta essere molto utile poiché non necessita di un elevato numero di informazioni riguardanti la camera stessa, a differenza del modello analitico che richiede delle grandezze relative alla forma e dimensioni della camera, da stimare in maniera molto precisa. Infine viene accennato il modello geometrico, il quale si basa sull'ipotesi di considerare l'onda sonora come una "raggio", analizzandone il percorso e le riflessioni alle pareti, per frequenze di indagine elevate. I principali modelli trattati sono quello analitico delle onde piane e quello statistico. Partendo dalla definizione di campo sonoro perfettamente diffuso, caratterizzato da ipotesi e condizioni al contorno molto restrittive, si passa per gradi successivi alla descrizione di un modello teorico il più prossimo alla realtà, riducendo le ipotesi effettuate in partenza, fino quindi a giungere alla definizione dell'ambiente debolmente smorzato. Per entrambi i modelli si descrive il comportamento della camera in base alla tipologia di sorgente utilizzata per eccitare l'ambiente circoscritto e in base alla condizione del campo sonoro. Per quanto riguarda la tipologia di sorgente si analizza sia il rumore a banda larga che l'eccitazione secondo un tono puro, che costituisce la condizione di misura più sfavorevole. Mentre per quanto riguarda la condizione di sviluppo del campo sonoro, si riporta sia quella stazionaria, che quella in fase di decadimento, analizzando le grandezze che ne descrivono il comportamento (variabilità spaziale e curva di decadimento) e individuandone le caratteristiche a seconda della presenza o meno di un campo sonoro diffuso. Tutte queste casistiche sono inoltre analizzate a seconda che vi sia o meno del materiale assorbente in camera riverberante, studiando la condizione di misura relativa alla determinazione del coefficiente di assorbimento. Analizzati i differenti casi di studio teorici, i quali vengono confrontati con le reali condizioni, viene infine riportata una carrellata delle principali metodiche presentate in letterature per la determinazione del grado di diffusione in camera riverberante.

Il secondo capitolo riporta la descrizione completa della camera riverberante dell'Università di Ferrara. La prima parte riguarda una rassegna delle informazioni relative alla corretta progettazione del laboratorio di misura, riportando i valori limiti e le indicazioni trovate sia all'interno degli standard di misura [42 – 45], seguiti durante la fase di progettazione, che in letteratura. Si ripropone infine il confronto tra i suddetti limiti standardizzati e le reali dimensioni della camera riverberante, in modo da verificare come si colloca rispetto alle normative considerate. La stessa rassegna viene effettuata anche per i diffusori: vengono analizzate le varie tipologie di elementi diffondenti utilizzati nella pratica comune, riportandone le regole di buona progettazione trovate sia nelle normative che in letteratura. Successivamente viene descritta nel dettaglio la camera riverberante dell'Università di Ferrara: partendo dalla definizione del volume e delle dimensioni, le quali sono state progettate e simulate tramite le linee guida presenti nelle norme di riferimento [42, 44, 45], si riporta la descrizione dello scheletro costituente l'ambiente di misura, con gli elementi strutturali utilizzati e la stratigrafia delle pareti (materiali costituenti, spessori, rifiniture superficiali). Infine si descrive nel dettaglio le due tipologie di diffusori utilizzati nelle diverse fasi di misura: i diffusori statici e il diffusore rotante.

Il terzo capitolo riporta tutte le procedure di qualifica applicate alla camere riverberante dell'Università di Ferrara, per l'idoneità alle procedure di misura standardizzate. Per ogni normativa vengono descritti gli aspetti principali, quali i limiti da rispettare, la collocazione della strumentazione di acquisizione, la procedura di esecuzione della misura. Sono inoltre riportati i differenti setup di misura, per quanto riguarda sia la strumentazione utilizzata che la collocazione della medesima nello spazio di misura.

La prima norma applicata è la UNI EN ISO 3741:2010 - determinazione dei livelli di potenza sonora e dei livelli di energia sonora delle sorgenti di rumore mediante misurazione della pressione sonora, in camera riverberante. All'interno della presente norma sono previste due procedure di qualificazione. La prima riguarda l'Appendice C, che descrive la procedura di qualifica della camera di prova riverberante per la misurazione del suono ad ampio spettro. Nonostante non sia obbligatoria per il laboratorio in esame, viene comunque eseguita per valutarne il comportamento. La seconda fase di qualifica è riportata in Appendice D, e stabilisce la procedura di qualificazione della camera di prova riverberante per la misurazione di componenti di frequenze discrete. Questa fase risulta essere di particolare importanza, poiché determina il setup di misura definitivo, eliminando lo step di verifica che deve essere obbligatoriamente svolta per ogni futura acquisizione. Infine viene eseguita una misura del livello di potenza sonora seguendo le direttive della presente norma, successivamente confrontata con l'andamento analogo ottenuto da una misura effettuata in camera semianecoica secondo la UNI EN ISO 3745.

La seconda norma riportata è la UNI EN ISO 354: 2003 - misura dell'assorbimento acustico in camera riverberante di materiali per pareti o per trattamenti fonoassorbenti, o l'area di assorbimento equivalente di oggetti, come mobili, persone o superfici assorbenti. In questa normativa viene riportata un'unica procedura di qualificazione, che viene mostrata nell'Appendice A e riguarda il collaudo dei diffusori statici, per valutarne il numero ottimale che garantisce un sufficiente grado di diffusione. Di tale norma viene anche valutata la bozza di revisione proposta nel febbraio 2017. All'interno della bozza sono valutate 3 procedure di qualifica: la prima riguarda la determinazione del grado di diffusione dell'ambiente di misura, il quale sancisce se la camera risulta essere idonea o meno allo svolgimento delle prove standardizzate. Anche in questo caso, come per gli articoli riguardanti le metodiche di stima del grado di diffusione, viene stabilito un indice di riferimento che mette in confronto l'andamento teorico con quello sperimentale della deviazione standard del tempo di riverberazione, rispetto il quale viene impostato un valore limite da rispettare. La seconda procedura riguarda invece la misura del coefficiente di assorbimento, utilizzando un provino di riferimento, le cui caratteristiche sono specificate

nel dettaglio. Questa procedura permette di ottenere un coefficiente correttivo da applicare alle successive misure. Infine viene riportata una procedura di qualifica per la sorgente sonora utilizzata, la quale determina un indice di direttività della sorgente utilizzata in campo riverberante.

La terza norma considerata è ASTM C423 – 09a, ovvero la versione americana della UNI EN ISO 354. Le procedure di qualifica sono in totale 4. All'interno dell'Annesso A3 vengono riportate due procedure di qualificazione: la prima riguarda la variabilità spaziale del decadimento sonoro al variare della posizione microfónica; la seconda riguarda invece la medesima variabilità calcolata però al su tre differenti posizioni del provino di misura. Le restanti due procedure di qualifica sono riportate all'interno dell'Annesso X1: una consiste nella determinazione del numero ottimale di diffusori, in analogia alla procedura presentata nella UNI EN ISO 354:2003; l'altra riguarda invece la variabilità del decadimento sonoro a seconda della posizione sorgente.

Per tutte le procedure sopra riportate, sono impostati all'interno dei relativi standard, i valori limite che devono essere soddisfatti per attestare l'avvenuta qualificazione dell'ambiente di misura testato.

Lo studio e l'applicazione di queste molteplici procedure di qualifica, non si pongono il singolo obiettivo di comprendere se il laboratorio indagato risulta essere idoneo rispetto le differenti norme di riferimento, ma cerca di esplorare ulteriori aspetti. In primis si vuole comprendere se le indicazioni riportate nelle norme, non sempre concordi tra di loro, risultano essere sufficienti ad una corretta progettazione dell'ambiente di misura, con lo scopo finale di ottenere un sufficiente grado di diffusione che permetta di rientrare entro i valori limite. Unitamente a ciò, si vuole capire se le grandezze descritte all'interno delle medesime norme, risultano essere sufficienti a quantificare il grado di diffusione, sia rispetto l'evoluzione dell'ambiente di misura (introducendo elementi diffondenti di varia natura) che la configurazione definitiva.

Il quarto capitolo tratta invece dell'analisi condotta sui tempi di decadimento modali. Come detto precedentemente, a bassa frequenza l'ambiente circoscritto è caratterizzato da un comportamento modale, il quale porta ad avere un'elevata variabilità del campo sonoro all'interno dello spazio di misura, facendo cadere l'ipotesi di campo sonoro diffuso. In questo range in frequenza giace infatti il limite di molte delle norme sopra riportate (stabilito spesso per la frequenza di terzo di ottava dei 100 Hz), a causa dei bassi livelli di accuratezza ottenuti o della non applicabilità della procedura di acquisizione. Unitamente a questo aspetto si ha che gli standard di misura utilizzano per caratterizzare, sia le sorgenti di rumore che i materiali assorbenti, delle grandezze in bande di terzi di ottava, perdendo qualsiasi tipologia di informazione sulla variabilità spaziale e in frequenza caratteristica del campo sonoro modale.

Al fine di comprendere le dinamiche del campo sonoro che si instaura in fase di decadimento all'interno di un ambiente così complesso, si è deciso di effettuare un'analisi sperimentale dei modi di risonanza della camera riverberante degli Studi di Ferrara. Le metodiche di analisi applicate sono due.

La prima riguarda la determinazione del tempo di decadimento modale tramite la post elaborazione della risposta all'impulso. Viene effettuata la risposta all'impulso dell'ambiente di prova e, tramite una fase di post elaborazione, si determina sia lo spettro in frequenza del livello di pressione sonora che i decadimenti sonori per tutte le linee spettrali della risposta in frequenza. Selezionando delle impostazioni opportune nel software di post elaborazione, è infatti possibile ottenere una FFT della risposta all'impulso con un'elevata risoluzione in frequenza, unitamente ad una buona risoluzione nel tempo per una corretta valutazione dei decadimenti temporali. A tutti i decadimenti viene successivamente applicato un criterio di selezione, il quale determina le sole frequenze modali e scarta tutti i decadimenti che presentano degli andamenti del livello di pressione sonora non lineari, a

causa di interazioni con frequenze adiacenti o dalla non corretta stima della retta di interpolazione. Successivamente si applica l'integrale all'indietro di Schroeder, per stimare il tempo di decadimento modale associato ad ogni frequenza modale.

La seconda metodica riguarda l'applicazione del metodo della mezza potenza di banda o dei 3 dB, per determinare il tempo di decadimento modale dallo spettro in frequenza. Le due metodologie descritte vengono confrontate tra di loro e con lo standard UNI EN ISO 3382-2 [46] per la determinazione del tempo di riverberazione, per valutarne i pro e i contro. Dimostrato che la metodica della post elaborazione della risposta all'impulso offre un'analisi accurata e dettagliata del tempo di decadimento modale, con relativo andamento del decadimento stesso, essa viene utilizzata per confrontare il campo sonoro che si instaura in ambiente riverberante, in assenza e in presenza dei pennelli diffusori per stimarne l'efficacia e il funzionamento: come modificano la forma modale e il decadimento sonoro e in che range in frequenza agiscono.

Infine si riporta un confronto tra il tempo di decadimento modale stimato a camera riverberante vuota e con un provino di materiale assorbente (fibra di poliestere di 12 m²) per vedere come la variazione di impedenza superficiale, dovuta da un'elevata discontinuità di assorbimento presente in un ragione localizzata dello spazio di misura, agisce sui decadimenti e sui modi di risonanza.

Tramite il presente metodo di indagine non solo si prefigge di studiare e comprendere le dinamiche del capo sonoro che si instaurano in camera riverberante, in un range in frequenza (al di sotto della frequenza di Schroeder) in cui prevale il comportamento modale dell'ambiente di prova, ma si cerca di valutare se la nuova metodica presentata può essere utilizzata per quantificare il grado di diffusione raggiunto. Confrontando diversi setup di misura della camera riverberante, si vuole comprendere infine l'azione svolta dai vari elementi diffondenti, i quali sono stati progettati seguendo le linee guida indicate sia nelle norme che in letteratura, con lo scopo di rendere maggiormente uniforme il campo sonoro.

L'ultimo capitolo dell'elaborato riguarda la fase di simulazione numerica della camera riverberante. Diverse simulazioni sono svolte per comprendere se la simulazione agli elementi finiti (FEM), può essere utilizzata come strumento di indagine da affiancare nella fase di progettazione della camera riverberante. Lo studio del campo sonoro che vi si genera dentro, può portare alla definizione sia di una geometria di ottimizzazione, in base ai vincoli costruttivi imposti, sia di un setup di misura ottimale: variando le posizioni microfoniche e di sorgente si può valutare la combinazione migliore che garantisce la qualificazione della camera secondo le norme prescritte. Un'ulteriore analisi che può essere svolta, riguarda la progettazione dei diffusori statici. Sempre dalla simulazione al FEM si cerca di comprendere se è possibile effettuare un'ottimizzazione dei diffusori statici installati. Confrontando il campo sonoro, prima e dopo l'installazione dei diffusori, se ne può valutare le dimensioni, il posizionamento e il numero ottimale per garantire il maggiore grado di diffusione possibile. Per comprendere tutti questi aspetti, sono state svolte differenti sessioni di simulazione.

Prima di passare però alla fase di analisi delle simulazioni, viene descritto nel dettaglio il modello acustico implementato nel software di simulazione FEM. Sono riportate le condizioni al contorno applicate, le impostazioni relative alla mesh e alla tipologia di analisi svolta.

La prima che viene eseguita è l'analisi agli autovalori, con la determinazioni delle frequenze modali e delle relative forme modali (andamento del livello di pressione sonora). Per validare il modello, i valori relativi alle frequenze modali vengono confrontati con le frequenze di risonanza ottenute dalla risposta in frequenza sperimentale dell'ambiente di misura. Le simulazioni vengono svolte sia in assenza dei diffusori statici che in presenza, confrontando i valori ottenuti con i relativi andamenti sperimentali, per vedere se il FEM riesce a predire lo shift in frequenza presente tra le due configurazioni. Nel caso di validità

del modello, un'analisi delle forme modali tra le due configurazioni, può fornire ulteriori informazioni sul comportamento in frequenza dei diffusori.

La seconda analisi viene svolta sulla risposta forzata della camera riverberante. Al variare della posizione sorgente e della configurazione di misura (con o senza diffusori) si valuta se il modello riesce a predire la variazione delle frequenze di risonanza stimate: non è possibile effettuare delle stime e dei confronti sull'ampiezza del livello di pressione sonora a causa del differente comportamento della sorgente sonora simulata rispetto a quella reale (non viene considerato lo spettro di emissione della sorgente reale). Un ulteriore confronto viene svolto in assenza e in presenza del materiale assorbente utilizzato per la misura secondo la UNI EN ISO 354:2003.

La terza fase di simulazione, prevede l'esecuzione al FEM delle procedure di qualificazione descritte all'interno della norma UNI EN ISO 3741:2010. Vengono svolte le qualifiche riguardanti sia l'Appendice C, per la misura di sorgenti sonore di rumore a banda larga, e la qualifica secondo l'Appendice D, per le misure di sorgenti con componenti di frequenze discrete. Entrambe le simulazioni vengono svolte utilizzando il setup di misura relativo sia alle 6 posizioni microfoniche discrete, che al microfono rotante: quest'ultimo viene simulato effettuando la media energetica del livello di pressione sonora calcolata per un elevato numero di posizioni discrete (74 punti) che giacciono sulla traiettoria microfonica. Gli andamenti simulati vengono poi confrontati con i corrispettivi sperimentali, per valutare se il FEM riesce a prevedere in maniera accurata la procedura di qualifica. Questo aspetto risulterebbe molto importante, soprattutto in vista di una fase di progettazione futura, poiché la qualifica secondo l'Annesso D determina in maniera definitiva il setup di misura per la misura del livello di potenza sonora in camera riverberante.

L'ultima fase di simulazione riguarda la stima del decadimento modale, tramite l'applicazione di tre differenti metodiche sperimentali. Per prima cosa si effettua la simulazione della risposta forzata della camera riverberante, utilizzando una risoluzione in frequenza maggiore rispetto alle simulazioni precedenti. Ciò è dovuto dal fatto che, dagli andamenti in frequenza della pressione complessa esportata ad ogni punto di misura, si deve calcolare, in una fase successiva di elaborazione, la risposta all'impulso dell'ambiente di misura. Determinati gli andamenti della risposta all'impulso e dello spettro in frequenza del livello di pressione sonora, si applicano le metodiche di determinazione del tempo di decadimento.

La prima metodica riguarda l'applicazione della post elaborazione della risposta all'impulso, descritta nel Capitolo 4. Dalle risposte all'impulso numeriche, si determinano, tramite un'analisi in frequenza, gli andamenti relativi ai decadimenti temporali: a questi ultimi si applica il criterio di selezione per determinare i decadimenti alle singole frequenze modali. La seconda analisi riguarda invece il calcolo del tempo di decadimento modale utilizzando il metodo della mezza potenza (o dei 3 dB). Tale calcolo viene applicato allo spettro in frequenza del livello di pressione sonora ottenuto direttamente dalla simulazione al FEM e determina il tempo di decadimento per ogni picco di pressione.

L'ultima analisi consiste nella stima del tempo di riverberazione, secondo il procedimento di misura definito dalla UNI EN ISO 3382-2. La risposta all'impulso numerica viene utilizzata come segnale di eccitazione per il calcolo del tempo di riverberazione in terzi di ottava. Riproducendola su un personal computer, in segnale generato viene inviato all'interno della scheda di acquisizione dati, direttamente in uno dei canali microfoniche. Utilizzando un modulo dedicato di acquisizione del tempo di riverberazione e impostando il tipo di segnale di eccitazione di tipo impulsivo, viene mediato il decadimento su una posizione microfonica e per 6 posizioni sorgenti, rappresentate dalle 6 diverse risposte all'impulso numeriche. Dal software viene infine esportato il tempo di riverberazione T_{30} in terzo di ottava.

Ottenuti i tempi di decadimento per le tre diverse tipologie di indagine valutate, i dati ottenuti al FEM vengono confrontati con i relativi dati sperimentali per verificare la corretta previsione del decadimento sonoro. Un buon accordo tra i dati sperimentali e quelli

numerici, rappresenta una corretta stima del coefficiente di smorzamento modale: poiché questo viene stimato dal FEM in base alla sola condizione al contorno di impedenza imposta alle pareti, ciò evidenzierebbe una corretta stima di questa grandezza, determinata dalla misura del coefficiente di assorbimento acustico della camera vuota calcolate secondo la UNI EN ISO 354:2003 e l'impedenza acustica superficiale delle pareti: quest'ultima viene stimata tramite la formula matematica relativa all' α per incidenza diffusa, stabilito all'interno della norma UNI EN ISO 105340-2, sotto le ipotesi di pareti localmente reagenti e con basso smorzamento (il valore immaginario dell'impedenza si annulla).

Infine viene riportato il capitolo conclusivo in cui sono evidenziati i risultati ottenuti dalle diverse analisi descritte nel corpo centrale della tesi. Valutando il raggiungimento degli obiettivi prefissati, si valuta come il presente elaborato si colloca sia rispetto allo studio della camera riverberante dell'Università di Ferrara, che rispetto allo stato dell'arte.

1. Teoria del campo sonoro diffuso

Nel primo capitolo viene riportata la teoria di base e la ricerca bibliografica effettuata al fine di comprendere i vari argomenti trattati nel presente elaborato. Il tema principale riguarda lo studio del campo sonoro diffuso all'interno di un ambiente circoscritto, poiché rappresenta la fisica che descrive il comportamento della camera riverberante dell'Università di Ferrara, oggetto delle analisi riportate in questa tesi.

Effettuando determinate semplificazioni, vengono in principio presentati i modelli utilizzati per descrivere le proprietà del campo perfettamente diffuso, considerato sia in fase stazionaria che in fase di transitorio (decadimento sonoro). Aumentando la complessità dei modelli, si cerca di descrivere il comportamento del campo diffuso che meglio approssima la condizione reale, considerando sia la dipendenza dalla tipologia di sorgente eccitante che dalle caratteristiche di assorbimento delle pareti.

Analizzando tutte le possibili casistiche pratiche, come la presenza di sorgenti sonore con differente contenuto in frequenza o la presenza di materiale assorbente di ristrette dimensioni, tale studio risulta fondamentale nel determinare le relazioni empiriche necessarie all'esecuzione delle misure normative. Nasce così l'esigenza di quantificare la diffusione dell'ambiente circoscritto, per poter stabilire se risulta essere qualificato nello svolgimento delle misure standardizzate, presentando, di conseguenza, un campo sonoro sufficientemente diffuso. Diverse metodologie sono state proposte da più autori e vengono infine riportate.

1.1. Il campo perfettamente diffuso

Alla base di tutte le procedure standardizzate di misura applicabili in camera riverberante (potenza sonora, assorbimento acustico per incidenza diffusa, transmission loss di partizioni, ecc. ...) vi è il concetto di campo sonoro perfettamente diffuso.

Tale concetto trova in letteratura molteplici definizioni:

“In un campo diffuso vi è equa probabilità di flusso di energia in tutte le direzioni. Ciò implica che i parametri statistici che caratterizzano un campo sonoro diffuso siano omogenei e isotropici nello spazio” [2]. “Un campo sonoro diffuso comprende un infinito numero di onde piane caratterizzate da fase casuale (onde incoerenti), che arrivano da direzioni uniformemente distribuite” [2].

“Il campo sonoro diffuso è composto da onde sonore che arrivano da tutte le direzioni. Ciò porta al concetto di un campo sonoro che viene generato, all'interno di un ambiente non confinato, da sorgenti non correlate e uniformemente distribuite nello spazio. Essendo quest'ultime non correlate, non sono presenti fenomeni di interferenza e il campo risultante è omogeneo o isotropo. Un campo sonoro omogeneo e isotropo presenta differenti caratteristiche, tra cui: lo stesso livello di pressione sonora in tutte le direzioni; la correlazione temporale presente tra grandezze lineari acquisite in due punti dello spazio, dipende solo dalla distanza dei due punti e non dalla posizione all'interno dell'ambiente confinato; la media temporale dell'intensità sonora è nulla in tutti i punti dello spazio” [3].

Nonostante il concetto di campo diffuso sia molto utile per studiare il campo sonoro che si instaura all'interno di un ambiente circoscritto, esso è una idealizzazione che si scosta molto dalla condizione reale, a causa di diversi fattori. Per primo si ha il fattore legato alla dissipazione di energia, che porta ad avere un flusso di energia netto dalla sorgente a porzioni di spazio in cui vi è assorbimento [5]. Anche la presenza di riflessioni speculari, invece di riflessioni diffuse alle pareti, contribuisce a ridurre la diffusione del campo sonoro

[5]. L'ambiente confinato stesso è caratterizzato dalla presenza di fenomeni di interferenza costruttiva e distruttiva ai bordi, che portano ad una non uniformità del campo sonoro nello spazio [47]; mentre il campo sonoro generato da una singola sorgente, dà origine a fenomeni di interferenza in tutto lo spazio confinato. Il campo sonoro, generato da un tono puro, non risulta più essere caratterizzato da onde incoerenti, ma da onde coerenti con fase casuale, le quali giungono da ogni direzione [3].

A causa di tutte queste problematiche, è possibile ricreare in laboratorio (ambiente controllato) un campo sonoro che si approssima al comportamento diffuso in una piccola regione di spazio (zona centrale del laboratorio) e in un range in frequenza limitato (medie-alte frequenze). A bassa frequenza si ha infatti che le onde sonore arrivano in ogni punto dello spazio solo da un limitato numero di direzioni, portando ad una elevata disomogeneità del campo sonoro instauratosi. Vi sono inoltre altri fattori che contribuiscono al non avere campo diffuso in ambiente chiuso e che sarebbero da evitare: camere di prova con geometria regolare e assenza di elementi diffondenti; riflessione non diffusa dalle superfici costituenti la camera; non uniforme distribuzione di assorbimento sulle stesse superfici [5].

1.2. Il campo acustico in ambienti chiusi

Al fine di comprendere la fisica del campo acustico che si instaura all'interno di un ambiente chiuso, sono stati sviluppati diversi modelli teorici. Essi si differenziano per tipologia a seconda che si tratti di un modello analitico (teoria modale), probabilistico (modello statistico) o geometrico (teoria basata sulle onde sonore modellate come raggi). In base al modello utilizzato si ha inoltre un differente range in frequenza di studio, distinguendo tra quelli che analizzano il campo sonoro a bassa frequenza (comportamento modale) e quelli invece utilizzati nell'analisi delle medie-alte frequenze. Infine, ogni modello si basa su delle ipotesi di studio differenti: a seconda del grado di complessità dell'analisi, le ipotesi effettuate sul campo acustico e sull'ambiente confinato sono diverse e conducono ad una idealizzazione del modello che può essere più o meno lontana dalla condizione reale.

Vengono ora mostrati i principali modelli per la descrizione del campo sonoro in ambiente chiuso.

1.3. Modello ad onde piane (PWM – Plane Wave Model) e teoria modale

Si tratta di un modello di tipo analitico che si basa sulla risoluzione dell'equazione delle onde, tenendo conto delle condizioni al contorno dell'ambiente studiato. Questa tipologia di approccio viene utilizzata soprattutto a bassa frequenza, portando alla descrizione del campo acustico in termini di modi della camera [3]. Basandosi sulla risoluzione delle equazioni del moto delle onde, il modello analitico è risolvibile soltanto ipotizzando delle condizioni molto restrittive (geometria regolare e muri infinitamente rigidi), che spesso si discostano dal comportamento reale: per tale motivo, le equazioni vengono implementate in modelli numerici (ad esempio FEM) che rendono possibili lo studio di situazioni più complesse [3].

Per prima cosa si definisce il concetto di impedenza normale, che rappresenta una delle grandezze fondamentali nella definizione delle condizioni al contorno. L'impedenza normale acustica della superficie n -esima, definita anche impedenza superficiale, è ottenuta dal rapporto tra la pressione dell'onda incidente e la velocità normale alla superficie nel punto di incidenza [5, 48]:

$$Z_n = \frac{\hat{p}}{\hat{u}_n} \quad (1.1)$$

L'impedenza specifica viene invece determinata tramite il rapporto tra l'impedenza normale e l'impedenza caratteristica di un'onda piana in aria

$$\xi = \frac{Z_n}{\rho c} \quad (1.2)$$

Viene inoltre definita l'ammittanza acustica specifica, cioè il reciproco dell'impedenza specifica, spesso utilizzata per comodità nei calcoli

$$\eta = \frac{1}{\xi} \quad (1.3)$$

L'impedenza superficiale risulta essere una funzione sia della frequenza che dell'angolo di incidenza ed è una grandezza complessa. Le ipotesi semplificative che possono essere effettuate sull'impedenza acustica sono [5, 48]:

- Superficie infinitamente rigida: l'impedenza superficiale assume un valore infinito (velocità normale nulla) e di conseguenza si ha una perfetta riflessione dell'onda incidente. Non vi è smorzamento.
- Superficie localmente reagente: l'impedenza non dipende più dall'angolo di incidenza, ma solo dalla frequenza. La velocità normale alla superficie dipende soltanto dalla pressione nel punto di incidenza.
- Superficie a reazione estesa: l'impedenza dipende sia dall'angolo di incidenza che dalla frequenza.

All'interno di un ambiente confinato, il campo sonoro si assume costituito da onde piane, caratterizzate dall'aver pressione sonora e velocità di particella con fase costante su ogni piano perpendicolare alla direzione di propagazione (fronte d'onda) [5]. Le ipotesi iniziali sono le seguenti:

- Geometria regolare (rettangolare) della camera da analizzare, di dimensioni l_x , l_y e l_z ;
- Condizione ai contorni di muri perfettamente rigidi (velocità normale di particella al contorno nulla).

Stabilite le ipotesi iniziali, si cerca quindi la soluzione all'equazione di *Helmholtz*, descritta in coordinate cartesiane [3]:

$$\frac{\partial^2 \hat{p}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \hat{p}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \hat{p}}{\partial z^2} + k^2 \hat{p} = 0 \quad (1.4)$$

Dove \hat{p} è la rappresentazione complessa della pressione sonora [Pa] e k è il numero d'onda [m^{-1}]. L'equazione (1.4) governa la propagazione sonora nello spazio 3-D [5]. Essa non descrive il campo sonoro all'interno di un ambiente chiuso, poiché non considera le condizioni al contorno: senza tenere conto di queste ultime, la soluzione alle onde piane è definita Plane Wave Model (PWM o modello ad onde piane) [47].

Per poter determinare i modi e la loro distribuzione di pressione (forma modale) all'interno di un ambiente chiuso, l'equazione (1.4) deve rispettare le condizioni al contorno, di muro infinitamente rigido, che si traduce in gradiente di pressione sonora nullo (velocità nulla) [3]:

$$\frac{\partial \hat{p}}{\partial x} = 0 \text{ per } x = \begin{cases} 0 \\ l_x \end{cases} \quad \frac{\partial \hat{p}}{\partial y} = 0 \text{ per } y = \begin{cases} 0 \\ l_y \end{cases} \quad \frac{\partial \hat{p}}{\partial z} = 0 \text{ per } z = \begin{cases} 0 \\ l_z \end{cases} \quad (1.5)$$

Si assume che la soluzione di (1.4) possa essere fattorizzata, cioè espressa come il prodotto di una funzione esponenziale e di una funzione delle coordinate spaziali:

$$\hat{p}(x, y, z, t) = p_x(x) p_y(y) p_z(z) e^{j\omega t} \quad (1.6)$$

Ponendo la (1.6) nella (1.4) e dividendo per \hat{p} si ottiene

$$\frac{1}{p_x(x)} \frac{d^2 p_x(x)}{dx^2} + \frac{1}{p_y(y)} \frac{d^2 p_y(y)}{dy^2} + \frac{1}{p_z(z)} \frac{d^2 p_z(z)}{dz^2} + k^2 = 0 \quad (1.7)$$

Analizzando la (1.7) si giunge alla conclusione che tutti i termini devono essere indipendenti da x , y e z . Eguagliando i primi tre termini della (1.7) ai relativi numeri d'onda, si ottiene:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 p_x(x)}{dx^2} + k_x^2 p_x(x) &= 0 \\ \frac{d^2 p_y(y)}{dy^2} + k_y^2 p_y(y) &= 0 \\ \frac{d^2 p_z(z)}{dz^2} + k_z^2 p_z(z) &= 0 \end{aligned} \quad (1.8)$$

Dove le tre costanti separate devono sottostare al vincolo:

$$k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 = k^2 \quad (1.9)$$

L'equazione (1.4) è stata quindi separata in 3 equazioni, ognuna delle quali dipende dalla singola coordinata. Le 3 equazioni hanno soluzione nella forma:

$$\begin{aligned} p_x(x) &= A e^{-jk_x x} + B e^{jk_x x} \\ p_y(y) &= C e^{-jk_y y} + D e^{jk_y y} \\ p_z(z) &= E e^{-jk_z z} + F e^{jk_z z} \end{aligned} \quad (1.10)$$

E conseguentemente la soluzione generale alla (1.4) può essere scritta come:

$$\hat{p} = (A e^{-jk_x x} + B e^{jk_x x}) (C e^{-jk_y y} + D e^{jk_y y}) (E e^{-jk_z z} + F e^{jk_z z}) e^{j\omega t} \quad (1.11)$$

Al fine di soddisfare le condizioni al contorno, si ha che [3]:

- Per $x=0$, $y=0$ e $z=0 \Rightarrow B=A$, $D=C$ e $F=E$

$$p_x(x) = 2A \cos(k_x x), \quad p_y(y) = 2C \cos(k_y y), \quad p_z(z) = 2E \cos(k_z z) \quad (1.12)$$

- Per $x=l_x$, $y=l_y$ e $z=l_z \Rightarrow$

$$k_x l_x = n_x \pi, \quad k_y l_y = n_y \pi, \quad k_z l_z = n_z \pi \quad (1.13)$$

Con n_x , n_y e n_z numeri interi.

Da qui si può riscrivere la pressione sonora come somma dei seguenti termini:

$$\psi_N(x, y, z, t) = \Lambda_N \cos\left(\frac{n_x \pi x}{l_x}\right) \cos\left(\frac{n_y \pi y}{l_y}\right) \cos\left(\frac{n_z \pi z}{l_z}\right) \quad (1.14)$$

Da cui:

$$\hat{p}(x, y, z, t) = \sum_N A_N \psi_N(x, y, z, t) e^{j\omega t} \quad (1.15)$$

Dove N rappresenta la sommatoria dei 3 numeri interi n_x , n_y e n_z :

$$\sum_N = \sum_{n_x=0}^{\infty} \sum_{n_y=0}^{\infty} \sum_{n_z=0}^{\infty} \quad (1.16)$$

Le ampiezze modali A_N dipendono dalla posizione e dalla potenza della sorgente.

Il fattore

$$\Lambda_N = \sqrt{\varepsilon_{n_x} \varepsilon_{n_y} \varepsilon_{n_z}} \quad (1.17)$$

In cui $\varepsilon_0=1$ e $\varepsilon_1=\varepsilon_2=\varepsilon_3=\dots=2$ è una costante di normalizzazione. Combinando la (1.9) con la (1.13) si ottiene l'espressione delle velocità angolari

$$\omega_N = k_N c = c \sqrt{\left(\frac{n_x \pi}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y \pi}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z \pi}{l_z}\right)^2} \quad (1.18)$$

Da cui le frequenze naturali della camera risultano essere

$$f_N = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (1.19)$$

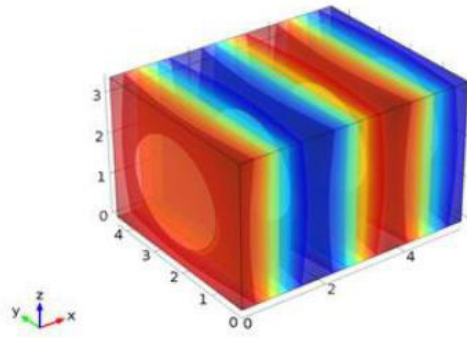


Figura 1.1: Distribuzione di pressione - Modo assiale.

La pressione sonora all'interno di un ambiente confinato (1.15) è ottenuta dalla somma di funzioni (1.14) che rappresentano i modi propri dell'ambiente confinato:

- Nel caso in cui i 3 indici siano $=0 \Rightarrow$ si ha la frequenza di cavità fondamentale, in cui la pressione sonora è indipendente dalla posizione e l'aria agisce come una molla [3].
- Nel caso in cui 2 dei 3 indici sia pari a 0 \Rightarrow si ha un modo assiale (1-D figura 1.1), in cui il movimento ondulatorio avviene in un'unica direzione [3];
- Nel caso in cui 1 dei 3 indici sia pari a 0 \Rightarrow si ha un modo tangenziale (2-D figura 1.2), in cui il movimento ondulatorio coinvolge due paia di superfici che giacciono una opposta all'altra: la propagazione delle onde avviene con un angolo obliquo per una coppia di superfici, mentre è tangenziale per l'altra coppia [3, 5];

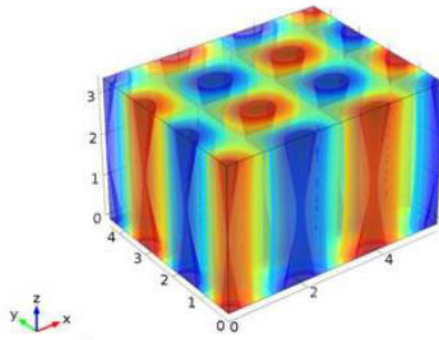


Figura 1.2: Distribuzione dei pressione - Modo tangenziale.

- Nel caso in cui nessuno dei 3 indici sia pari a 0 \Rightarrow si ha un modo obliquo (3-D figura 1.3), in cui la propagazione sonora avviene con un angolo obliquo a tutte le superfici della camera [3, 5].

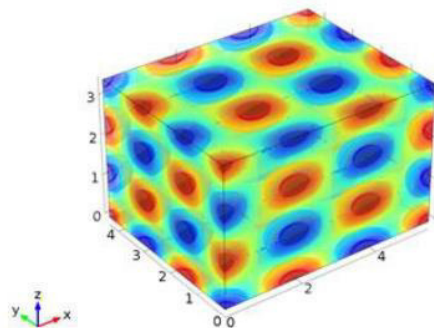


Figura 1.3: Distribuzione dei pressione - Modo obliquo.

In figura 1.4 viene riportata una rappresentazione 2-D del campo di pressione in 2 differenti geometrie (una pianta regolare e una a geometria complessa) in cui sono rappresentati i contorni a iso-pressione per due modi tangenziali. La linee a pressione nulla sono definiti piani nodali (geometria regolare) o superfici nodali (geometria irregolare) [3].

Si ricorda inoltre che se le dimensioni della camera regolare sono commensurabili (in rapporto tra di loro con numeri interi) alcune delle frequenze naturali coincidono, risultando in una risposta in frequenza molto irregolare. Tale condizione di definisce degenerazione modale [3].

La descrizione dei modi in un ambiente confinato può essere effettuata anche tramite l'approccio geometrico, seguendo il cammino di un'onda attraverso un ambiente a geometria regolare. Le ipotesi alla base di tale considerazione sono [5]:

- Geometria regolare a sezione rettangolare;

- Muri infinitamente rigidi e perfettamente riflettenti;
- Impedenza acustica superficiale uniforme su tutte le superfici;
- Riflessioni speculari.

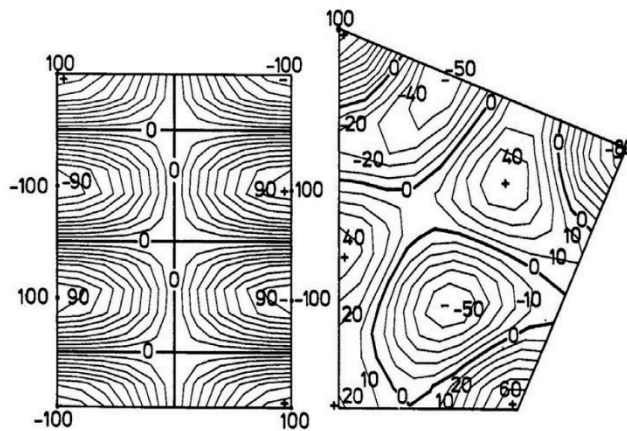


Figura 1.4: Campo modale in una camera rettangolare e in una camera a geometria complessa.

Dal punto di origine, l'onda prosegue nel suo cammino fino ad arrivare alla parete rigida dalla quale viene riflessa in maniera speculare (onda incidente e riflessa hanno lo stesso angolo rispetto alla normale alla superficie). Alcune onde, subiscono un certo numero di riflessioni fino ad arrivare al punto di origine, viaggiando nella medesima direzione con cui sono state generate. In alcune casistiche si ha che il percorso effettuato dall'onda, in termine di fase, ha una lunghezza che è un intero multiplo di 2π , comportando una continuità di fase. Il fronte d'onda presenta quindi una linea chiusa, definita chiusura di fase. Ogni onda che torna al punto iniziale, viaggiando nella medesima direzione, definisce un modo con una precisa frequenza (vedi figura 1.5) [5].

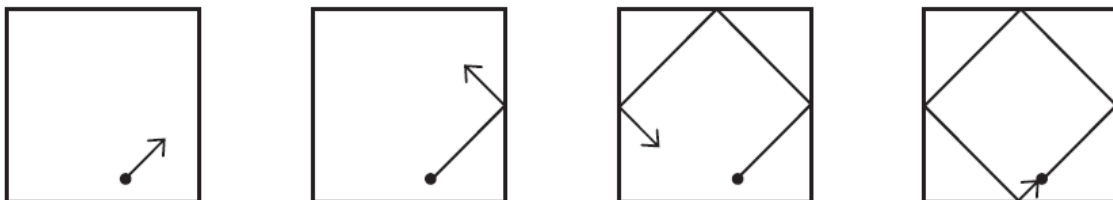


Figura 1.5: Vista in pianta di una camera a geometria regolare in cui avviene la chiusura di fase.

Tali modi sono definiti "locali", poiché sono locali allo spazio definito dai propri confini. Per le ipotesi fatte inizialmente, non si ha interazione tra l'onda sonora che si instaura nella camera e le onde sonore strutturali generate all'interno dei stessi confini: i muri e il pavimento sono considerati solamente come dei confini che definiscono la parte di energia che viene riflessa e il cambiamento di fase subito dall'onda incidente. All'interno dello spazio analizzato non vi è inoltre una sorgente che eccita tali modi: viene quindi considerato il cammino dell'onda senza considerare come essa sia generata. I modi locali sono inoltre definiti modi naturali o onde stazionarie e sono una proprietà del singolo spazio: i modi generati dall'azione combinata di spazio confinato e di sorgente sonora eccitante sono invece definiti risonanze [5].

I modi in una stanza sono dati dalla somma dell'interferenza di onde che viaggiano lungo diverse direzioni. Analizzando un modo assiale si ha:

$$\psi_N(x, y, z) = \frac{1}{\sqrt{2}} \left(e^{-jk_x x} + e^{+jk_x x} \right) \quad (1.20)$$

L'equazione (1.20) mostra come un modo assiale sia la somma di due onde piane con medesima ampiezza, una che si propaga nella direzione positiva di x e una nella direzione opposta: si instaura quindi un'onda stazionaria, data dall'interferenza di due onde che devono soddisfare le condizioni al contorno imposte. Le stesse considerazioni possono essere fatte per i modi tangenziali e obliqui: si avrà per i primi l'interferenza di quattro onde che viaggiano in direzione opposta su due differenti direzioni (x - y , y - z o x - z); mentre per i secondi il modo è dato dall'interferenza di otto onde che si propagano nelle 3 direzioni cartesiane [3].

1.3.1. La densità modale

Dalla (1.18) si nota come la distribuzione dei modi all'interno di una camera rettangolare, dipenda solo dalle sue dimensioni. La densità modale è il numero medio di modi per unità di larghezza di banda ed è rappresentata da una funzione irregolare della frequenza [3]. Al fine di facilitare il calcolo dei modi in un determinato range in frequenza, risulta necessario disporre le frequenze modali utilizzando una rappresentazione geometrica: utilizzando le equazioni (1.9) e (1.11) è infatti possibile ricreare un reticolo cartesiano in cui gli assi x , y e z rappresentano i numeri d'onda k_x , k_y e k_z . Il sistema di coordinate nel k -spazio è quindi rappresentato in figura (1.6), in cui ogni punto rappresenta una frequenza modale e il vettore che unisce l'origine del sistema al punto stesso, rappresenta il numero d'onda k [5].

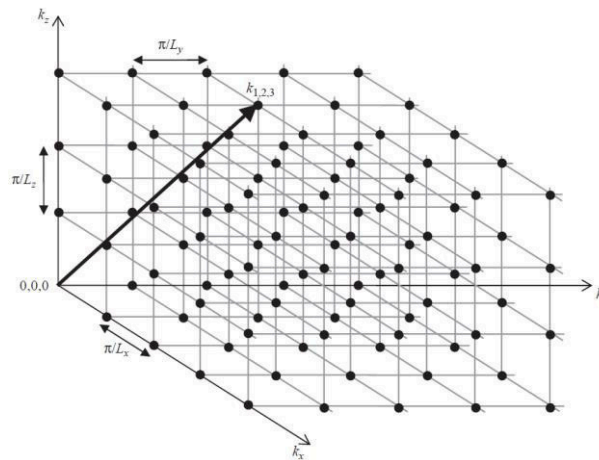


Figura 1.6: Reticolo modale nello spazio dei numeri d'onda.

I punti del reticolo che giacciono su uno dei tre assi, rappresentano i modi assiali; i punti che invece giacciono sui piani $k_x k_y$, $k_y k_z$ o $k_x k_z$ (escludendo quelli coincidenti con gli assi) rappresentano i modi tangenziali; i restanti sono i modi obliqui. A livello geometrico, l'equazione (1.9) rappresenta una superficie sferica di volume $4\pi k^3/3$ in cui i vari punti sono distanziati tra di loro (lungo gli assi) delle quantità π/l_x , π/l_y e π/l_z . Da qui si ottiene il volume associato al singolo punto del reticolo $\pi^3/l_x l_y l_z = \pi^3/V$. Il numero di punti rinchiusi all'interno di una sfera di raggio k , che equivale quindi al numero di frequenze modali tra 0 Hz e il generico valore f , risulta essere pari a:

$$N_f = \frac{k^3 V}{6\pi^2} + \frac{k^2 S_T}{16\pi} + \frac{k L_T}{16\pi} \quad (1.21)$$

Dove:

- S_T : è l'area totale della camera analizzata [m^2];
- L_T : è la lunghezza totale degli spigoli della camera analizzata [m].

La densità media di frequenze modali n_f , cioè il numero di frequenze per Hz alla generica frequenza f risulta essere pari a

$$n_f = \frac{dN_f}{df} = 4\pi V \frac{f^2}{c^3} + \frac{\pi f S_T}{2c^2} + \frac{L_T}{8c} \quad (1.22)$$

L'espressione risulta essere valida per qualsiasi ambiente chiuso, indipendentemente dalla sua geometria e forma. Viene inoltre utilizzata per definire altre grandezze fondamentali per la comprensione del campo acustico modale in ambiente chiuso [3].

1.3.2. Conteggio dei modi

Il conteggio dei modi N , in una larghezza di banda pari a B , può essere determinato in due modi: dall'equazione (1.18) si determinano i singoli modi e si calcola il numero di modi; oppure utilizzando la densità modale secondo l'equazione (1.23).

$$N_s = n_f B \quad (1.23)$$

Come mostrato in figura 1.7, si può riscontrare che i modi a frequenze più basse sono sempre i modi assiali, mentre all'aumentare della frequenza di centro banda, il numero dei modi obliqui cresce maggiormente rispetto al numero dei modi assiali e tangenziali.

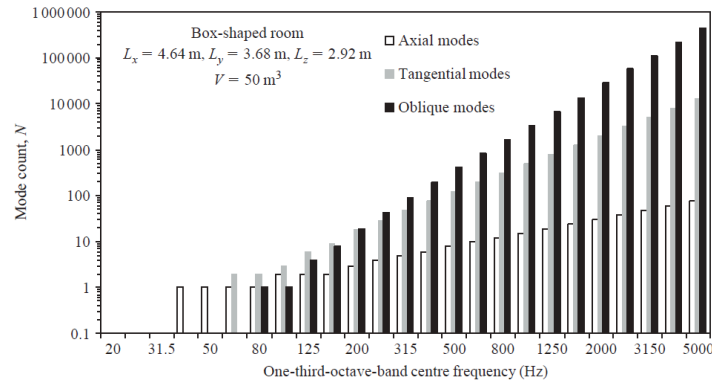


Figura 1.7: Numero di modi in una camera a geometria regolare di 50 m^3 .

Poiché le onde stazionarie corrispondenti alle frequenze di ogni modo eccitato sono, in generale, associate ad un particolare set di coseni (equazione 1.14), un aumento del parametro N_s indica un aumento della casualità nella direzione di arrivo delle onde: tale parametro può quindi identificare un certo grado di diffusione [47].

1.3.3. Angoli equivalenti

Parte della definizione di campo diffuso è data dalla equa probabilità che l'onda sonora arrivi da qualsiasi direzione, cioè da ogni angolo. Da qui nasce la necessità di analizzare il

range di angoli associati alle onde piane costituenti i singoli modi. Ogni modo, come descritto nel paragrafo 1.3, è composto dall'interferenza di onde piane, per le quali possiamo definire gli angoli equivalenti ϑ_x , ϑ_y e ϑ_z , ottenuti tramite rette normali agli assi x , y e z . Tali angoli sono determinati analizzando il vettore nel k -spazio relativo alla singola frequenza modale: del vettore si ottengono le singole componenti tramite le sue proiezioni sui 3 piani x - y , y - z e x - z (figura 1.8) [5].

Per ogni modo, l'angolo equivalente è relazionato al numero d'onda k tramite la seguente formula:

$$k_x = k \sin \vartheta_x \quad k_y = k \sin \vartheta_y \quad k_z = k \sin \vartheta_z \quad (1.24)$$

Unendola alla (1.13) si ottiene:

$$\vartheta_x = a \sin \left(\frac{n_x c}{2l_x f} \right) \quad \vartheta_y = a \sin \left(\frac{n_y c}{2l_y f} \right) \quad \vartheta_z = a \sin \left(\frac{n_z c}{2l_z f} \right) \quad (1.25)$$

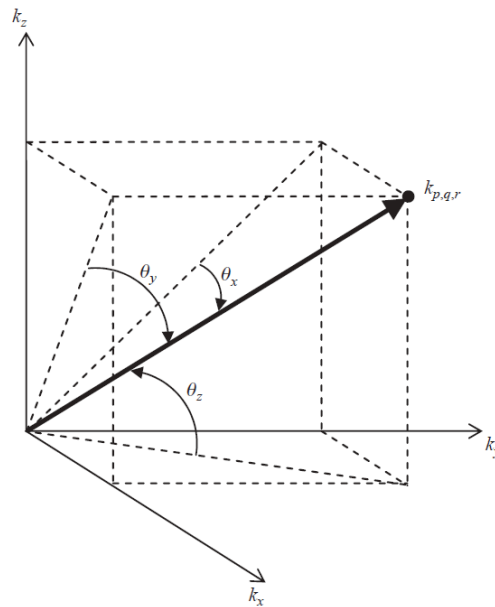


Figura 1.8: Angoli equivalenti nel k -spazio.

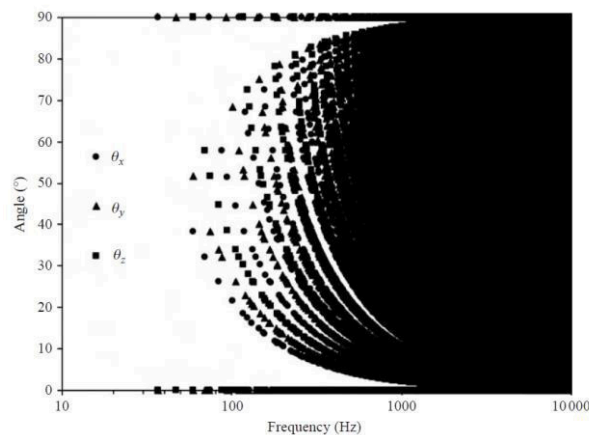


Figura 1.9: Angoli equivalenti per una camera di 50 m^3 regolare.

Come mostrato in figura 1.9, si nota come il comportamento in frequenza sia caratterizzato dall'aver a bassa frequenza, dove sono presenti pochi modi, un limitato numero di angoli,

che invece si espande fino a comprendere tutti i valori tra 0° e 90° all'aumentare della frequenza stessa, e quindi del numero di modi presenti. A seconda invece della tipologia di modo eccitato, si riscontra che: per i modi assiali, un angolo è pari a 90° mentre gli altri sono nulli; per i modi tangenziali, un angolo è pari a 0° mentre gli altri due sono diversi da 90° ; infine per i modi obliqui, tutti gli angoli sono diversi da 90° [5].

1.3.4. Spazio modale

La spaziatura media in frequenza tra modi adiacenti δf è calcolata tramite la densità modale:

$$\delta f = \frac{1}{n_f} \quad (1.26)$$

Dal punto di vista del campo diffuso, lo spazio modale dovrebbe essere più piccolo e più uniforme possibile: un campo sonoro diffuso viene infatti riconosciuto quando i singoli modi sono poco distanziati tra di loro e il più possibile distribuiti uniformemente [47].

1.3.5. Smorzamento

In ogni trattazione matematica finora presentata, è sempre stata presa in considerazione l'ipotesi di muro infinitamente rigido. Nella realtà esistono invece meccanismi di dissipazione che riducono il livello di pressione sonora nell'ambiente confinato. I meccanismi di dissipazione sono principalmente di tre tipologie e sono successivamente riportati [5].

Il primo meccanismo riguarda la dissipazione per perdite interne, in cui l'energia sonora è convertita in calore. Questa tipologia di dissipazione avviene quando l'onda sonora incontra un materiale assorbente o, ad alta frequenza, a causa dell'assorbimento dell'aria.

$$\eta_{\text{int}} = \frac{cA_T}{8\pi fV} \quad (1.27)$$

Dove:

- c : velocità del suono in aria [m/s];
- A_T : area di assorbimento totale [m²] (equazione 1.31) ;
- f : frequenza [Hz],
- V : volume della camera analizzata [m³].

Il secondo meccanismo riguarda invece la dissipazione dovuta per perdite di accoppiamento, in cui l'energia sonora è trasmessa ad altre parti della struttura che si affacciano all'interno della camera dove si sviluppa il campo sonoro. Può essere sia un'apertura attraversata dal campo sonoro o un elemento che viene posto in vibrazione dal campo incidente.

In fine vi è il fattore di smorzamento totale, dato dalla somma dei due suddetti contributi. Poiché solitamente le perdite di accoppiamento sono molto inferiori rispetto alle perdite interne (muri pesanti utilizzati nella costruzione di camere riverberanti), il fattore di smorzamento totale equivale alle singole perdite interne.

Per quanto riguarda l'analisi del campo sonoro all'interno di un ambiente circoscritto, per descrivere lo smorzamento vengono utilizzati due parametri [5]. Il primo è il coefficiente di

assorbimento sonoro α : è definito dal rapporto tra l'intensità assorbita da una superficie e l'intensità incidente sulla medesima superficie. È un valore compreso tra $[0 - 1]$, in cui 0 coincide con la condizione di muro perfettamente rigido (impedenza infinita) e 1 coincide invece con la condizione di totale assorbimento (impedenza nulla). È una grandezza funzione sia della frequenza che dell'angolo di incidenza. Esso è collegato al coefficiente di riflessione tramite:

$$\alpha = 1 - |R|^2 \quad (1.28)$$

Definito α_{ϑ} come il coefficiente di assorbimento all'angolo di incidenza ϑ per un'onda piana che incide su una superficie localmente reagente

$$\alpha_{\vartheta} = \frac{4 \operatorname{Re}\{Z\} \cos \vartheta}{\left(\operatorname{Re}\{Z\}^2 + \operatorname{Im}\{Z\}^2\right) \cos^2 \vartheta + 2 \operatorname{Re}\{Z\} \cos \vartheta + 1} \quad (1.29)$$

Si ottiene il coefficiente di assorbimento statistico in campo diffuso:

$$\alpha_{st} = \int_0^{\pi/2} \alpha_{\vartheta} \sin(2\vartheta) d\vartheta \quad (1.30)$$

Strettamente legato al coefficiente di assorbimento, vi è l'area di assorbimento equivalente. Quantificata in m^2 , essa è definita come il rapporto tra la potenza sonora assorbita da una superficie o da un oggetto, rispetto all'intensità incidente sul medesimo elemento. È relazionata all'assorbimento tramite

$$A_T = \sum_{i=1}^I S_i \alpha_i \quad (1.31)$$

In cui:

- S_i : area dell' i -esima superficie [m^2];
- α_i : coefficiente di assorbimento dell' i -esima superficie.

L'area di assorbimento equivalente è un parametro molto importante poiché quantifica con un unico valore d'area l'assorbimento totale della camera analizzata.

Il secondo è il tempo di riverberazione T_{60} , che rappresenta il tempo, in secondi, necessario affinché o il livello di pressione sonora decada di 60 dB, o l'energia sonora decada di un milionesimo del suo valore iniziale. Tale grandezza si basa sul concetto di riverberazione, che quantifica come l'energia sonora decade all'interno di uno spazio circoscritto (una volta spenta repentinamente la sorgente sonora) a causa dei meccanismi di dissipazione presenti nell'ambiente eccitato. Il tempo di riverberazione relaziona la potenza sonora irradiata nello spazio al livello di pressione sonora media nel medesimo spazio; inoltre quantifica l'assorbimento o il fattore di smorzamento totale.

1.3.6. Fattore di overlap modale

Il fattore di overlap modale è una grandezza fondamentale nella teoria del campo diffuso, poiché permette di determinare il punto di transizione tra la condizione di non-diffusione e quella di diffusione, tramite la definizione di una frequenza di taglio [47].

Definita la larghezza di banda dei 3-dB (o mezza potenza) per il singolo modo:

$$\Delta f = \frac{2.2}{T} \quad (1.32)$$

l'overlap (o sovrapposizione) modale si ottiene:

$$M_f = \frac{\Delta f}{\delta f} = n_f \Delta f \quad (1.33)$$

L'overlap modale rappresenta il numero di modi eccitati da un tono puro, sotto l'ipotesi secondo cui un modo è eccitato quando la frequenza del tono puro ricade entro il Δf centrato alla frequenza del modo stesso [3]. A seconda del valore assunto da M_f (figura 1.10) si hanno diversi comportamenti del campo sonoro in ambiente confinato [5]:

- $M_f \ll 1$: non c'è sovrapposizione tra i valori di Δf di due modi adiacenti. Tra i due modi sono quindi presenti delle gole che rendono la risposta in frequenza dell'ambiente circoscritto molto irregolare;
- $M_f = 1$: la risposta modale dei due modi si sovrappone a Δf ;
- $M_f \gg 1$: il valore di Δf risulta essere maggiore dello spazio modale δf presente tra due picchi. La risposta diventa maggiormente uniforme all'aumentare della frequenza, in concomitanza alla riduzione di avvallamenti tra le frequenze adiacenti.

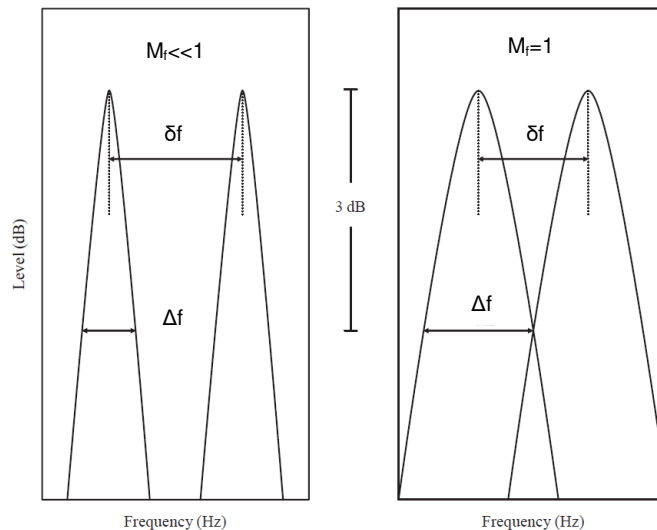


Figura 1.10: Risposta modale con fattore di overlap modale $M_f \ll 1$ e $M_f = 1$.

Come detto precedentemente, dal fattore di overlap modale si può definire una frequenza di taglio f_M , la quale indica la frequenza inferiore associata ad un minimo valore del fattore di overlap modale:

$$f_M = \sqrt{\frac{M_f RTc^3}{8.8\pi V}} \quad (1.34)$$

Imponendo un fattore di overlap pari a 3, per cui si ha all'interno dello stesso valore di Δf una sovrapposizione di 3 modi, si ottiene la frequenza di taglio definita come frequenza di Schroeder. Tale valore viene utilizzato comunemente per distinguere il campo modale (non-diffuso) dal campo sonoro diffuso [3, 5].

$$f_s = 2000 \sqrt{\frac{RT}{V}} \quad (1.35)$$

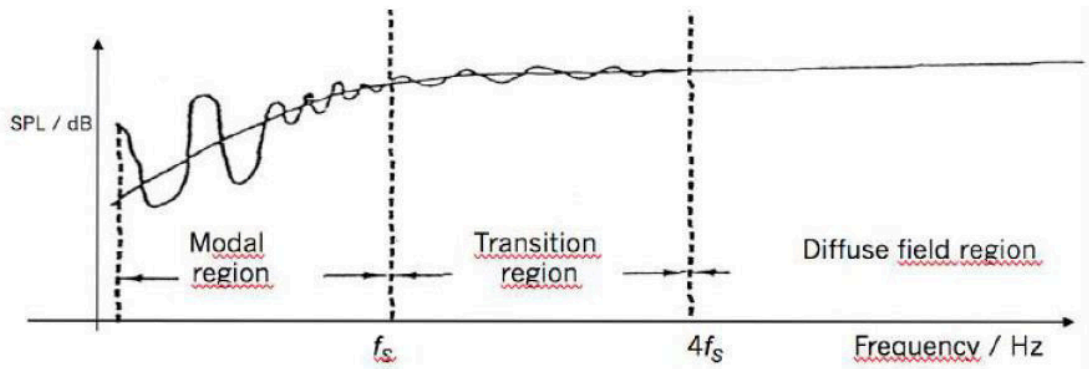


Figura 1.11: Transizione del campo sonoro da modale a diffuso in ambiente chiuso.

In letteratura sono stati trovati riferimenti in cui il campo diffuso viene suddiviso in 3 regioni invece che due.

Nel primo caso viene definito un range di valori $[f_s - 4f_s]$ in cui si ha una fase di transizione del campo sonoro, all'interno dell'ambiente circoscritto, il quale è caratterizzato da un comportamento ibrido tra quello modale e quello perfettamente diffuso (figura 1.11) [49, 50].

Lubman [6], definisce invece le seguenti 3 regioni:

- I regione (bassa frequenza): dal primo modo a f_s . È caratterizzata da un basso overlap modale: poiché la densità modale aumenta all'aumentare del volume della camera, viene definita regione di volume;
- II regione (media frequenza): da f_s fino a quando il campo diventa semi-riverberante. L'overlap modale è sufficiente da giustificare l'approccio statistico e il campo riverberante domina rispetto a quello diretto. Viene definita regione statistica;
- III regione (alta frequenza): ad alta frequenza l'assorbimento dell'aria diventa tale da far sì che il campo diretto sia dominante rispetto a quello riverberante. Viene definita regione di campo diretto (o di assorbimento dell'aria).

Sia la I che la III regione sono caratterizzate dall'assenza di campo diffuso, con conseguente elevata variabilità spaziale del campo sonoro.

1.4. Teoria modale e smorzamento

Nella precedente trattazione, una delle ipotesi di base consiste nell'avere contorni con impedenza infinita. Nel caso di un muro non infinitamente rigido, che quindi ammette valore finito dell'impedenza acustica alla pareti, si ha che il gradiente di pressione ai contorni non risulta più essere nullo [47]:

$$\frac{\partial \hat{p}}{\partial n} = -i \frac{\rho c}{Z_{n,j}} k \hat{p} = -i \eta_j k \hat{p} \quad (1.36)$$

Dove η_j è l'ammittanza specifica della j -esima parete. Assumendo l'ipotesi di muro localmente reagente e che l'impedenza sia invariante rispetto alla frequenza in campo modale (bassa frequenza), l'impedenza assume quindi un valore reale finito indipendente

dall'angolo di incidenza e dalla frequenza stessa: tali ipotesi sono alla base dello studio dell'ambiente debolmente smorzato [3]. Le condizioni al contorno espresse in (1.5) diventano quindi

$$\begin{aligned}\frac{\partial \hat{p}}{\partial x} &= i\eta_{x0}k\hat{p} \quad \text{per } x=0 & \frac{\partial \hat{p}}{\partial x} &= -i\eta_{xl}k\hat{p} \quad \text{per } x=l_x \\ \frac{\partial \hat{p}}{\partial y} &= i\eta_{y0}k\hat{p} \quad \text{per } y=0 & \frac{\partial \hat{p}}{\partial y} &= -i\eta_{yl}k\hat{p} \quad \text{per } y=l_y \\ \frac{\partial \hat{p}}{\partial z} &= i\eta_{z0}k\hat{p} \quad \text{per } z=0 & \frac{\partial \hat{p}}{\partial z} &= -i\eta_{zl}k\hat{p} \quad \text{per } z=l_z\end{aligned}\quad (1.37)$$

I passaggi successivi sono i medesimi effettuati per la condizione con muri perfettamente rigidi, fino a giungere ad un'espressione della pressione sonora complessa come quella descritta in equazione (1.11). Applicando le nuove condizioni al contorno, si ottiene per il campo di pressione:

$$\begin{aligned}p_x &= n_x \left[(k_x + \eta_x k) e^{ik_x x} + (k_x - \eta_x k) e^{-ik_x x} \right] \\ p_y &= n_y \left[(k_y + \eta_y k) e^{ik_y y} + (k_y - \eta_y k) e^{-ik_y y} \right] \\ p_z &= n_z \left[(k_z + \eta_z k) e^{ik_z z} + (k_z - \eta_z k) e^{-ik_z z} \right]\end{aligned}\quad (1.38)$$

Dalla (1.38) si ottengono infine le equazioni caratteristiche per la determinazione delle frequenze modali:

$$\begin{aligned}e^{i2k_x l_x} &= \frac{(k_x - \eta_{x0}k)(k_x - \eta_{xl}k)}{(k_x + \eta_{x0}k)(k_x + \eta_{xl}k)} \\ e^{i2k_y l_y} &= \frac{(k_y - \eta_{y0}k)(k_y - \eta_{yl}k)}{(k_y + \eta_{y0}k)(k_y + \eta_{yl}k)} \\ e^{i2k_z l_z} &= \frac{(k_z - \eta_{z0}k)(k_z - \eta_{zl}k)}{(k_z + \eta_{z0}k)(k_z + \eta_{zl}k)}\end{aligned}\quad (1.39)$$

Le equazioni riportate in (1.39) sono di tipo non lineare: la soluzione analitica non è ottenibile a causa delle condizioni imposte ai bordi complesse. Perciò le soluzioni a tali equazioni sono state ottenute per via numerica: tenendo conto dello smorzamento delle pareti, le frequenze modali ottenute sono numeri complessi, in cui la parte reale quantifica la frequenza modale mentre la parte immaginaria quantifica lo smorzamento. Il numero d'onda può essere descritto come [47]:

$$k_{x,y,z} = \left\{ \frac{\omega}{c} \right\}_{\text{numero d'onda modale}} + i \left\{ \frac{\delta}{c} \right\}_{\text{smorzamento}} \quad (1.40)$$

Da cui si ottengono infine le frequenze modali complesse [47]:

$$f_N = \frac{c}{2\pi} \sqrt{k_x^2 + k_y^2 + k_z^2} \quad (1.41)$$

1.5. Modello statistico

Nonostante la teoria modale non sia ristretta alle sole basse frequenze, essa viene sostituita da un approccio di tipo statistico, utilizzato a medie-alte frequenze, per 2 principali motivi. Il primo dovuto al fatto che la teoria modale si basa sulla somma dei singoli modi, con la conseguenza che ad alta frequenza si dovrebbero calcolare delle grandezze ottenute dalla somma di centinaia di termini complessi (modi), diventando molto sensibile a piccoli errori. Scostamenti lievi nella stima del volume o nella misura della temperatura (per fare qualche esempio) si tradurrebbero in elevati errori nella stima delle frequenze modali. Il secondo dovuto al fatto che l'utilizzo di un approccio statistico diventa molto utile nel determinare le caratteristiche principali del campo sonoro diffuso ad alta frequenza, senza dover disporre di un elevato numero di dati. Tale modello non necessita infatti di informazioni sulla camera analizzata [3].

Come detto nel paragrafo 1.3.6, viene stabilita una frequenza di taglio f_s , frequenza di *Schroeder* per cui si ha un overlap modale pari a 3, tale per cui, a livello teorico, si può giustificare un approccio statistico anche per un'eccitazione a frequenze discrete.

Prima di addentrarci nella descrizione del modello statistico, si vuole però capire perché esso viene applicato.

L'analisi matematica dell'equazione delle onde che descrive un campo sonoro prodotto in un ambiente confinato, porta all'espressione generale dei modi locali di una camera (equazione 1.18). Questi ultimi rappresentano la soluzione all'equazione omogenea delle onde, una volta applicate le condizioni al contorno ed ogni singolo modo è caratterizzato da una frequenza e da una distribuzione di pressione. La distribuzione di queste frequenze modali dipende dalla forma della stanza e dalle sue dimensioni, ma ad alta frequenza la densità modale (equazione 1.21) dipende soltanto dal volume dell'ambiente confinato: quest'ultimo può essere visto come un insieme di risonatori (modi) la cui larghezza di banda è proporzionale all'assorbimento dei muri. Da ciò ne consegue che a frequenze oltre una certa soglia (frequenza di taglio), una sorgente che mette un tono puro è in grado di eccitare più modi, grazie ad una sufficiente sovrapposizione modale: questa è la base del modello statistico [2].

Come descritto nel paragrafo 1.3, i modi possono essere descritti come somma di onde piane progressive (nel caso di geometria regolare): ne consegue che al di sopra di una certa frequenza, in presenza di un'elevata sovrapposizione modale, il campo sonoro può essere descritto come somma di onde progressive, le quali giungono da diverse direzioni e che sono governate da leggi casuali (relazione in fase e direzione). Bisogna però sottolineare che anche il modello statistico si basa su delle ipotesi spesso scostanti dalla realtà:

- La forma della camera non deve essere troppo complessa: una dimensione non può essere troppo diversa dalle altre; non ci devono essere effetti di focalizzazione; non deve essere eccessivamente simmetrica; non deve variare nel tempo (no diffusore rotante). Essa però può essere di geometria non regolare e presentare al proprio interno elementi diffondenti.
- I muri sono ipotizzati localmente reagenti: il valore dell'ammittanza acustica specifica deve essere reale e molto piccolo ($\ll 1$). Il coefficiente di assorbimento della camera può essere distribuito in modo uniforme o casuale nella camera stessa, ma tutte le superfici devono presentare proprietà acustiche medie uniformi (non è presente una singola parete con materiale altamente assorbente).

- La parte riverberante del campo sonoro deve essere predominante (distanza minima dalla sorgente e dalle pareti per evitare sia il campo diretto che fenomeni di concentrazione del suono).
- La sorgente che emette il tono puro è considerata come una sorgente puntiforme monopolo di impedenza infinita.
- Deve esserci una sovrapposizione modale superiore ad un certo valore per giustificare l'approccio statistico.
- Non viene considerato l'assorbimento dell'aria, il quale diventa importante in camere di elevato volume oltre una certa frequenza [2].

1.5.1. Campo perfettamente diffuso

Le ipotesi di partenza per la definizione di un modello statistico sono le seguenti [3]:

- Campo perfettamente diffuso;
- Campo riverberante composto da onde piane non coerenti (non hanno differenza in fase costante, perciò non avvengono fenomeni di interferenza distruttiva e costruttiva);
- Non vi è interferenza tra le varie onde costituenti il campo sonoro: la pressione quadratica media è uniforme in tutto lo spazio.

La pressione di un'onda incoerente in campo riverberante è data da:

$$\hat{p}(\theta, \varphi) = \frac{C}{\sqrt{4\pi}} e^{j(\omega t - k_x x - k_y y - k_z z)} \quad (1.42)$$

In cui θ è l'angolo polare e φ è l'angolo azimutale in coordinate sferiche. Tutte le onde sono caratterizzate dalla medesima ampiezza e arrivano da tutte le direzioni, definendo così le tre componenti del numero d'onda k :

$$k_x = k \sin \theta \cos \varphi \quad k_y = k \sin \theta \sin \varphi \quad k_z = k \cos \theta \quad (1.43)$$

Dalla terza ipotesi di pressione uniforme nella regione centrale dell'ambiente confinato, si ottiene il valore della pressione quadratica media:

$$p_{rms}^2 = \frac{|C|^2}{2 \cdot 4\pi} \int_{-\pi}^{\pi} d\varphi \int_0^{\pi} \sin \theta d\theta = \frac{|C|^2}{2} \quad (1.44)$$

La componente z della velocità di particella in una singola onda è uguale a:

$$\hat{u}_z(\theta, \varphi) = \frac{C}{\rho c \sqrt{4\pi}} \frac{k_z}{k} e^{j(\omega t - k_x x - k_y y - k_z z)} = \frac{C \cos \theta}{\rho c \sqrt{4\pi}} e^{j(\omega t - k_x x - k_y y - k_z z)} \quad (1.45)$$

Da cui la corrispondente intensità sonora risulta essere:

$$I_z(\theta, \varphi) = \frac{|C|^2}{8\pi \rho c} \cos \theta \quad (1.46)$$

L'integrale dell'intensità su un angolo solido di 4π è pari a zero: non c'è flusso di intensità in campo sonoro perfettamente riverberante. Ciò non avviene però ai bordi dell'ambiente

confinato, in cui l'integrale effettuato su una semisfera porta ad un valore finito dell'intensità sonora, pari a :

$$I_{inc,z} = \frac{|C|^2}{8\pi\rho c} \int_{-\pi}^{\pi} d\varphi \int_0^{\pi/2} \cos\theta \sin\theta d\theta = \frac{|C|^2}{8\rho c} = \frac{p_{rms}^2}{4\rho c} \quad (1.47)$$

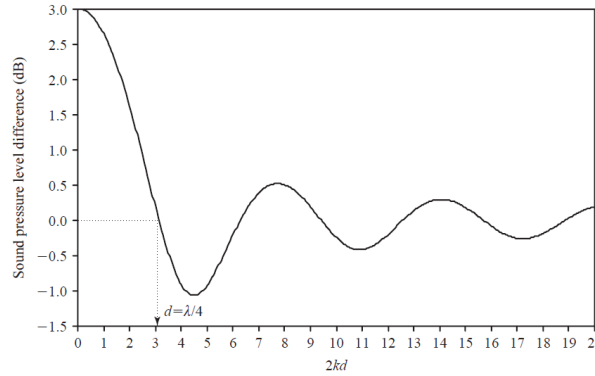


Figura 1.12: Livello di pressione sonora alle pareti.

La teoria del campo sonoro perfettamente diffuso ipotizza che le onde costituenti il campo sonoro siano non correlate: perciò non avvengono fenomeni di interferenza e la pressione quadratica media delle varie onde è considerata additiva [3]. È però possibile estendere tale teoria in modo da considerare i fenomeni di interferenza che avvengono alle pareti. Sviluppata da Waterhouse [7] si basa sull'ipotesi di avere contorni infinitamente rigidi esposti ad un campo perfettamente diffuso. Il livello di pressione ai bordi risulta quindi essere affetto da un termine correttivo:

$$p_{rms}^2(d) = \frac{|C|^2}{2} \left(1 + \frac{\sin 2kd}{2kd} \right) \quad (1.48)$$

Tale termine quantifica i fenomeni di interferenza che avvengono tra le onde in corrispondenza dei bordi. In figura 1.12 viene mostrato l'andamento del termine correttivo in funzione della distanza dalla parete: il livello di pressione sonora alla parete è raddoppiato, risultando in un aumento del livello di pressione di 3 dB. Stesse condizioni possono essere effettuate sia per gli spigoli che congiungono 2 pareti, in cui si avrà un aumento del livello pari a 6 dB e un incremento pari a 9 dB negli angoli di intersezione di 3 pareti [3, 5].

Waterhouse riesce inoltre a determinare l'incremento dell'energia sonora totale nella camera dovuta a tali fenomeni di interferenza, escludendo però l'incremento dovuto agli spigoli e agli angoli poiché, comparati a quelli dovuti alle superfici laterali, sono di entità inferiore. Definita l'energia sonora totale per un'onda piana come:

$$E_a = V \frac{I}{c} \quad (1.49)$$

introducendo il fattore di correzione di Waterhouse si ottiene:

$$E_a = V \frac{I}{c} \left(1 + \frac{S\lambda}{8V} \right) = V \frac{\bar{p}^2}{\rho c^2} \left(1 + \frac{S\lambda}{8V} \right) \quad (1.50)$$

1.5.2. Campo sonoro in camera riverberante eccitata da tono puro

La teoria del campo sonoro perfettamente diffuso è un'approssimazione troppo grande poiché non tiene conto dei fenomeni di interferenza che si instaurano a causa del fatto che le onde sono tutte generate dalla medesima sorgente e poiché ipotizza il campo sonoro omogeneo, condizione non presente soprattutto in presenza di eccitazioni date da frequenze discrete [3].

Un modello più realistico è il modello a toni puri, il quale ipotizza il campo sonoro costituito da onde coerenti (con fase casuale e che arrivano da ogni direzione), che tiene conto dei fenomeni di interferenza di onde piane non soltanto ai contorni, ma presenti in tutto lo spazio di propagazione. Di conseguenza si avrà che il livello di pressione sonora dipende fortemente dalla posizione all'interno dell'ambiente riverberante, ma la probabilità che il livello sia entro un certo range di valori è la medesima in tutte le posizioni [3, 10]. Inoltre l'intensità media temporale ha valore finito ad ogni posizione.

Il campo sonoro può essere quindi pensato come la somma di onde piane con fase e ampiezza casuali, le quali arrivano da ogni direzione. La pressione al punto generico r_1 risulta essere:

$$\hat{p}(r_1) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{i=1}^N A_i e^{j(\omega t - k_i \cdot r_1)} \quad (1.51)$$

Dove A_i è l'ampiezza complessa dell' i -esima onda e k_i è il vettore numero d'onda, di lunghezza (ω/c) che punta nella direzione di propagazione dell' i -esima onda. Le ampiezze sono variabili casuali indipendenti con una distribuzione di fase uniforme e tutte le direzioni dei vettori numeri d'onda k sono egualmente probabili. Prendendo in considerazione un secondo punto a r_2 , la pressione complessa può essere scritta come

$$\hat{p}(r_2) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{i=1}^N A_i e^{j(\omega t - k_i \cdot r_2)} = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{i=1}^N A_i e^{j(\omega t - k_i \cdot r_1)} e^{jk_i \cdot r} \quad (1.52)$$

In cui $k_i r$ è il termine che tiene conto della shift in fase tra i due punti. Poiché a punti distanti $r > \lambda/2$ le fasi sono indipendenti tra di loro, le proprietà statistiche de campo sonoro possono essere determinate studiando l'insieme statistico delle somme riportate in equazione (1.51).

Di grande importanza risulta essere lo studio relativo alla statistica spaziale della pressione quadratica media, poiché i valori mediati nello spazio di tale grandezza sono utilizzati nella pratica delle misure in camera riverberante. La pressione quadratica media viene espressa come:

$$\begin{aligned} p_{rms}^2(r_1) &= \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{2N} \left| \sum_{i=1}^N A_i e^{j(\omega t - k_i \cdot r_1)} \right|^2 \\ &= \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{2N} \left(\left(\sum_{i=1}^N |A_i| \cos(\varphi_i - k_i \cdot r_1) \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^N |A_i| \sin(\varphi_i - k_i \cdot r_1) \right)^2 \right) \end{aligned} \quad (1.53)$$

La pressione quadratica media risulta essere composta dalla somma di termini casuali. Entrambe le sommatorie presenti nell'equazione (1.53) hanno una distribuzione Gaussiana e sono costituite da variabili casuali indipendenti tra di loro. La somma di n variabili

Gaussiane, indipendenti e con la medesima distribuzione, al quadrato, portano ad una distribuzione di tipo chi-quadro, risultando con $n=2$ in una distribuzione esponenziale [3].

Al fine di comprendere meglio il campo sonoro all'interno di un'ambiente confinato, nello specifico risulta importante comprendere la variabilità spaziale del campo sonoro in ambiente riverberante. Non viene riportata tutta l'analisi statistica effettuata sulla variabile esponenziale (la quale viene ampiamente spiegata in letteratura [2, 3, 6, 8 – 12, 25]) ma sono riportate solo le considerazioni conclusive.

Analizzando la funzione densità di probabilità del livello di pressione sonora in camera riverberante (figura 1.13), in cui L_{p0} è il livello corrispondente al valore medio di p_{rms}^2 , si nota come tale grandezza vari in modo significativo nello spazio, all'interno di un ambiente confinato eccitato da un tono puro. La sua deviazione standard risulta inoltre essere pari a 5.6 dB per ogni camera debolmente smorzata eccitata da frequenze discrete al di sopra della frequenza di Schroeder [3].

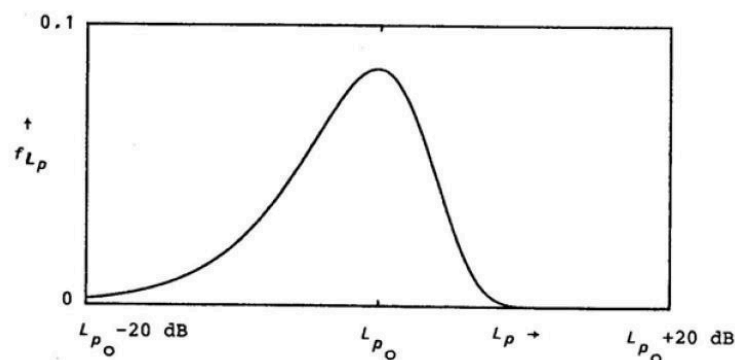


Figura 1.13: Funzione di densità di probabilità in camera riverberante eccitata da tono puro.

Tale variabilità spaziale può essere vista anche da figura 1.14, in cui viene riportato l'andamento del livello di pressione sonora acquisito sulla diagonale di una camera riverberante eccitata da un tono puro. Tra i vari picchi vi sono differenze superiori ai 10 dB.

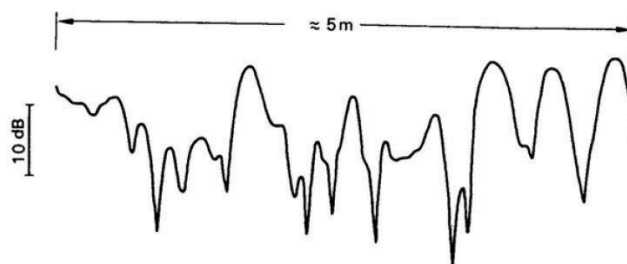


Figura 1.14: livello di pressione sonora lungo la diagonale di una camera riverberante eccitata da tono puro.

Analizzando la funzione di correlazione (figura 1.15) si ha che per distanze inferiori a $\lambda/4$, due segnali hanno medesima fase ed ampiezza, mentre per distanze superiori a $\lambda/2$, due segnali sono scorrelati: conoscere fase e ampiezza di un segnale non mi fornisce informazioni sul secondo segnale [3, 5].

Se si analizza invece la funzione di covarianza (figura 1.16) si ha che per distanze superiori a $\lambda/2$, due segnali sono indipendenti tra di loro e quindi, se le posizioni microfoniche si trovano ad una distanza pari o maggiore, si ha la massima efficienza nella procedura di mediazione spaziale. L'incertezza nella stima di tale media diminuisce all'aumentare della radice del numero di posizioni [3].

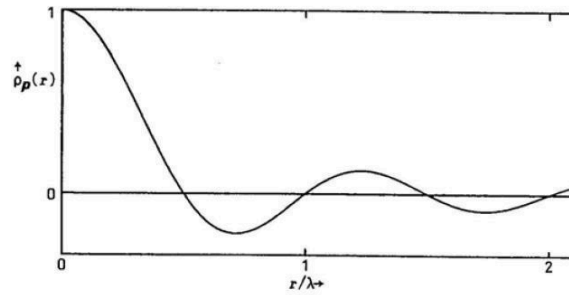


Figura 1.15: Correlazione spaziale della pressione sonora in camera riverberante eccitata da tono puro.

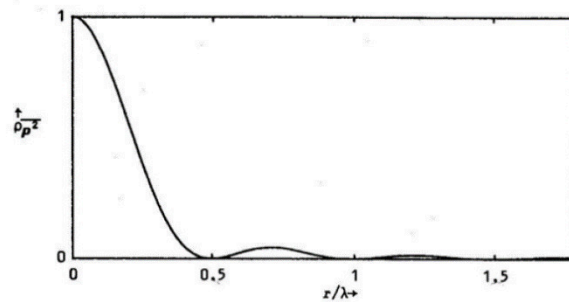


Figura 1.16: Covarianza spaziale della pressione sonora in camera riverberante eccitata da tono puro.

Al fine di ridurre la variabilità spaziale del livello di pressione in camera riverberante eccitata da tono puro, possono essere effettuate diverse procedure. La prima consiste nella mediazione in frequenza [8, 10, 12, 25]: effettuare una media su più frequenze, e quindi all'interno di una banda in frequenza, equivale ad eccitare la camera con un rumore a banda larga. Il campo sonoro risulta più uniforme, il livello di pressione sonora dipende in modo minore dalla posizione e l'intensità sonora è ridotta. L'effetto della media in frequenza dipende dalla larghezza di banda sulla quale si effettua la media e dallo smorzamento della camera: più lungo il tempo di riverberazione (minore smorzamento) è più efficiente sarà la media. Si ha inoltre una riduzione della deviazione standard della pressione quadratica media, rispetto all'eccitazione con tono puro.

Un'altra procedura effettuata per ridurre la variabilità spaziale del livello di pressione sonora, riguarda la mediazione su diversi ambienti [6, 8, 9, 10, 12, 25]: in questo caso viene considerata una mediazione effettuata in più ambienti, cioè in camere riverberanti che presentano una differente geometria. Tale condizione può essere anche raggiunta tramite l'utilizzo di un diffusore rotante, il quale modifica in continuazione la geometria della camera in cui viene posizionato. Il diffusore rotante riesce a ricreare un ambiente con geometria differente ma stesse dimensioni, mantenendo inalterata la densità modale ma variando la distribuzione delle frequenze modali.

Infine si può agire mediando su diverse posizioni sorgente [7, 8, 25]: la deviazione standard del livello di pressione in ambiente riverberante diminuisce all'aumentare sia del numero di ricettori, ma anche all'aumentare del numero di sorgenti. A bassa frequenza tale deviazione può essere ridotta con una camera di volume molto grande o molto smorzata (entrambi i fattori contribuiscono a far diminuire la frequenza di taglio riducendo il range in frequenza relativo alla regione modale).

1.6. Modello geometrico

Un modello geometrico permette il calcolo della risposta dell'ambiente chiuso utilizzando le sorgenti immagine. Tale approccio ipotizza che la lunghezza d'onda sia piccola rispetto alle dimensioni degli ostacoli che l'onda incontra: perciò il modello risulta essere affidabile solo ad alta frequenza, dove le onde sonore sono paragonate a dei raggi. I fenomeni di diffrazione e tutte le informazioni relative alla fase, che possono causare interferenza, sono ignorati. In tal modo un raggio può essere seguito nel suo percorso dalla sorgente all'ostacolo, contro il quale subirà una riflessione speculare. I contorni sono considerati come degli specchi: la lunghezza del percorso tra sorgente-ricevitore è uguale alla linea retta che congiunge la sorgente immagine al ricevitore stesso [5].

Alcune definizioni riguardanti il modello geometrico vengono riportate in paragrafo 1.7.1, poiché delle considerazioni sul comportamento del campo sonoro in ambiente diffuso, nello specifico riguardanti il tempo di riverberazione, vengono svolte prendendo in considerazione il cammino libero medio delle onde sonore, descritto utilizzando l'approccio geometrico.

1.7. Tempo di riverberazione – campo sonoro in condizione non stazionaria

Come brevemente riportato nel paragrafo 1.3.5, il tempo di riverberazione quantifica il tempo necessario affinché vi sia un decadimento del livello sonoro di 60 dB. Esso quindi può essere determinato una volta noto come l'energia decade all'interno di un ambiente chiuso, alla singola frequenza modale o in una banda in frequenza. Il decadimento inoltre caratterizza una condizione non stazionaria e risulta quindi necessario capire come tale fenomeno avviene all'interno di un ambiente riverberante a seconda del comportamento del campo acustico instauratosi (campo modale o campo diffuso).

1.7.1. Campo diffuso

Le ipotesi iniziali per l'analisi del decadimento in campo diffuso sono [5]:

- Superfici costituenti la camera possono avere assorbimento diverso, ma questo deve essere distribuito in maniera uniforme sulla singola superficie;
- Riflessioni diffuse in tutte le superfici della camera.

Avvalendosi del modello geometrico, si definisce il cammino libero medio, d_{mfp} , come la distanza media percorsa da un'onda tra due successive riflessioni in un ambiente chiuso

$$d_{mfp} = \frac{4V}{S_T} \quad (1.54)$$

In cui V è il volume [m^3] e S_T è la superficie totale [m^2] della camera. Tale grandezza, in campo diffuso, può essere utilizzata per calcolare il tempo medio Δt che intercorre tra due successive riflessioni

$$\Delta t = \frac{d_{mfp}}{c} \quad (1.55)$$

A sua volta, dal tempo medio si ottiene il numero di riflessioni che avvengono all'interno della camera

$$N = \frac{t}{\Delta t} = \frac{ct}{d_{mfp}} \quad (1.56)$$

Il processo di decadimento può essere ora stimato analizzando la probabilità che le onde incidano sulle superfici della camera con un coefficiente di assorbimento differente. Quando la sorgente al tempo $t=0$ viene spenta, le onde continuano a viaggiare all'interno dell'ambiente confinato e, ogni volta che incontrano una superficie, parte dell'energia dell'onda viene riflessa e parte viene assorbita. Definito il coefficiente di assorbimento medio per campo diffuso

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{S_T} \sum_{i=1}^I S_i \alpha_i \quad (1.57)$$

Si ottiene la pressione media quadratica come

$$p^2(t) = p^2(0)e^{(N \ln(1-\bar{\alpha}))} \quad (1.58)$$

Che perciò, in campo diffuso, presenta un andamento esponenziale e, graficando il livello di pressione sonora nel tempo, si ottiene invece un andamento lineare (figura 1.17).

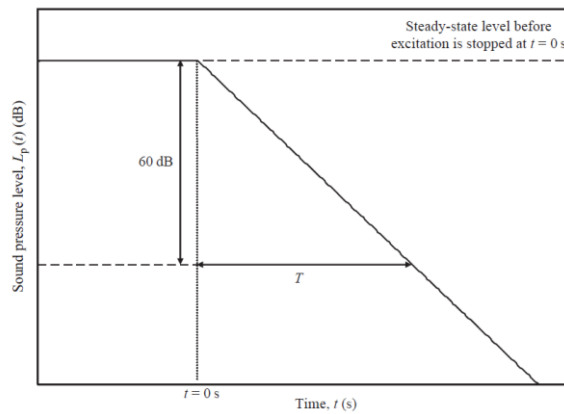


Figura 1.17: Decadimento lineare in condizione di campo diffuso.

Dall'equazione (1.58) si ottiene la formula di tempo di riverberazione secondo Eyring, tenendo conto anche dell'assorbimento dell'aria m :

$$T = \frac{-24V \ln 10}{c(S_T \ln(1-\bar{\alpha}) - 4mV)} \quad (1.59)$$

Dall'equazione (1.59) si può notare sia che il tempo di riverberazione è proporzionale al cammino libero medio in campo diffuso, sia che se si assume un valore del coefficiente di assorbimento medio costante, all'aumentare del volume il tempo di riverberazione aumenta.

Se invece si assume un valore del coefficiente di assorbimento medio molto inferiore a 1, tale per cui $\bar{\alpha} \approx -\ln(1-\bar{\alpha})$, si ottiene la formula del tempo di riverberazione secondo Sabine

$$T = \frac{24V \ln 10}{cS_T \bar{\alpha}} \quad (1.60)$$

La formula di Sabine si basa su un'ipotesi più restrittiva rispetto a quella di Eyring, ma quest'ultima porta a buone approssimazioni solo nel caso di riflessione diffusa delle superfici e coefficiente di assorbimento uniforme. Assumendo che il livello di pressione

sonora, in condizione stazionaria, al tempo $t=0$ sia di 60 dB in campo diffuso, si ottiene la formula relativa al livello di pressione sonora (variabile nel tempo) che definisce il decadimento ideale [5]:

$$L_p(t) = 60 - \frac{60t}{T} \quad (1.61)$$

1.7.2. Campo non diffuso

In presenza di campo non diffuso, le curve di decadimento non assumono un andamento lineare. All'interno di una singola banda in frequenza, si ha che il decadimento totale è ottenuto dai decadimenti dei singoli modi presenti all'interno della banda indagata e dall'interazione dei modi stessi. Tale condizione è particolarmente sentita a bassa frequenza, dove i modi sono ben distinti tra di loro e la presenza di smorzamento nell'ambiente indagato, fa sì che i decadimenti dei singoli modi interferiscano tra di loro [5].

Ipotizzando:

- Camera a geometria regolare;
- Superfici localmente reagenti: l'ammittanza acustica specifica delle pareti è indipendente dall'angolo di incidenza;
- Sorgente che eccita l'ambiente con un tono puro alla frequenza del singolo modo analizzato (eccitazione del singolo modo);

il valore della pressione quadratica media è pari a:

$$p^2(t) = p^2(0)e^{(-2\delta_m ct)} \quad (1.62)$$

In cui

$$\delta_m = \xi \left(\frac{\varepsilon_{n_x}}{l_x} + \frac{\varepsilon_{n_y}}{l_y} + \frac{\varepsilon_{n_z}}{l_z} \right) \quad (1.63)$$

Con ξ ammittanza acustica specifica e i coefficienti ε sono espressi in equazione (1.17). Il tempo di riverberazione del singolo modo risulta essere:

$$T = \frac{3 \ln 10}{c \xi \left(\frac{\varepsilon_{n_x}}{l_x} + \frac{\varepsilon_{n_y}}{l_y} + \frac{\varepsilon_{n_z}}{l_z} \right)} \quad (1.64)$$

Il denominatore dell'equazione (1.64) viene definito costante di smorzamento modale. Inoltre è possibile stabilire che: tutti i modi assiali hanno tempo di riverberazione differente quando $l_x \neq l_y \neq l_z$; tutti i modi tangenziali possono essere considerati in tre gruppi definiti da $n_x=0$, $n_y=0$ e $n_z=0$ e ogni gruppo che presenta il medesimo indice nullo, ha stesso tempo di riverberazione; i modi obliqui sono invece caratterizzati dallo stesso tempo di riverberazione [5].

Vengono inoltre riportate le formule del livello di pressione sonora relativa al decadimento del m -esimo modo

$$L_{p,m}(t) = 60 - \frac{60t}{T} + 10 \log \left(\frac{T_m}{\sum_{m=1}^M T_m} \right) \quad (1.65)$$

E relativa alla banda in frequenza analizzata

$$L_p(t) = 10 \log \left(\sum_{m=1}^M 10^{L_{p,m}(t)/10} \right) \quad (1.66)$$

I modi assiali sono caratterizzati da un tempo di riverberazione maggiore rispetto a quelli tangenziali, a loro volta con tempo di riverberazione maggiore rispetto agli obliqui. Per tale motivo l'energia al tempo $t=0$ per i modi assiali, tende ad essere maggiore rispetto a quelli tangenziali e obliqui. Perciò, nella prima parte del decadimento, i primi [20 – 30] dB, la maggioranza dei diversi modi hanno un ruolo fondamentale nel determinare la curva di decadimento della banda in frequenza; nella parte finale la curva di decadimento è invece determinata dai modi che possiedono un tempo di riverberazione più lungo (solitamente i modi assiali), come mostrato in figura 1.18. Da ciò si nota come i modi assiali siano primari nel determinare il decadimento a bassa frequenza. Vi è quindi spesso la necessità di installare assorbitori a bassa frequenza per ridurre l'influenza di tali modi [5].

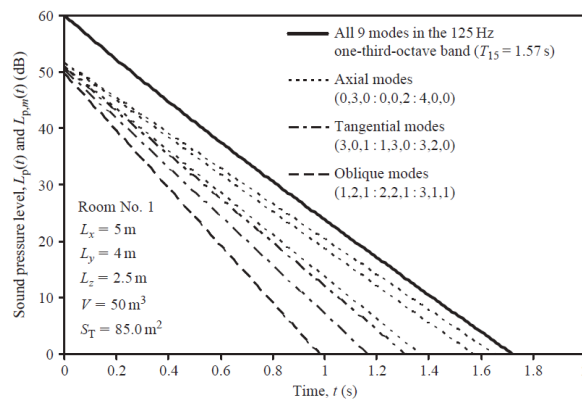


Figura 1.18: Decadimenti dei singoli modi e decadimento della banda in terzi d'ottava a 125 Hz.

Nel caso reale, la curva di decadimento misurata per la banda in frequenza, fluttuerà attorno alla linea retta teorica a causa dell'interazione tra i vari modi, che può causare battimenti. La suddetta trattazione è stata inoltre ottenuta utilizzando un valore singolo per l'ammittanza acustica specifica, assumendo che il coefficiente di assorbimento sia costante al variare dell'angolo di incidenza. In realtà si ha che il coefficiente di assorbimento risulta essere inferiore per incidenza normale rispetto a quella obliqua, accentuando la curvatura del decadimento a causa di tempi di riverberazione maggiori per i modi assiali [5].

Tali considerazioni sull'andamento del tempo di riverberazione sono state effettuate avvalendosi del modello geometrico [5] e quindi facendo delle ipotesi sul cammino libero medio. Le stesse conclusioni sono state tratte da Jacobsen [2, 3, 10 - 12], analizzando però il bilancio di energia all'interno di un ambiente confinato eccitato da una sorgente. Utilizzando sia l'approccio modale che quello statistico, riesce a determinare la costante esponenziale che governa il decadimento sonoro in un ambiente chiuso, effettuando le seguenti ipotesi:

- Ambiente debolmente smorzato: i muri hanno ammittanza acustica piccola caratterizzata da una parte reale finita (l'energia acustica è assorbita dai muri);

- La forma modale rimane la medesima della camera non smorzata: vi è una riduzione dell'ampiezza modale nel tempo.

Le costanti esponenziali ottenute variano a seconda del modo studiato e portano alle stesse conclusioni: i modi assiali sono quelli che possiedono un decadimento più lento rispetto ai tangenziali ed obliqui, permanendo per più tempo all'interno dell'ambiente di misura; essi sono preponderanti a bassa frequenza, mentre ad alta frequenza vi è un elevato numero di modi obliqui, risultando in un decadimento più lineare [5].

1.7.3. Superfici localmente reagenti e superfici a reazione estesa

Una superficie localmente reagente, è una superficie in cui la componente normale della velocità di particella è influenzata solo dalla pressione nel punto di incidenza; contrariamente in una superficie a reazione estesa, la componente normale della velocità di particella è influenzata anche dalla pressione dei punti adiacenti. Nella pratica comune, è ragionevole assumere l'ipotesi di locale reazione delle superfici costituenti la camera riverberante, poiché vi sono altre problematiche che introducono ulteriori incertezze nel calcolo. Se si considera invece superfici a reazione estesa, in cui il suono viene di conseguenza trasmesso ad altre parti della struttura, si deve ricordare che il tempo di riverberazione non dipende soltanto dai modi naturali della camera, ma dipende dall'interazione di questi ultimi con i modi strutturali dell'elemento vibrante [5].

Se si assume una superficie localmente reagente che ha un valore dell'ammittanza acustica specifica indipendente dalla frequenza, si ottengono 3 gruppi di tipologie di modi che possiedono lo stesso tempo di riverberazione come descritto nel paragrafo 1.7.2. Nella realtà, si è trovato sperimentalmente che all'interno di questi gruppi, vi sono modi caratterizzati da tempi di riverberazione molto differenti tra di loro: ciò è principalmente dovuto alla non locale reazione delle superfici indagate. A causa dell'interazione tra i modi naturali della camera e i modi strutturali vi è perciò un range di valori di tempo di riverberazione associato al singolo modo. Ulteriori prove sperimentali sono inoltre state condotte per dimostrare che al variare dello smorzamento totale e/o della densità modale dei muri, il tempo di riverberazione dei modi viene alterato [5].

1.7.4. Campo non-diffuso: distribuzione di assorbimento non uniforme

La presenza di un campo sonoro non-diffuso dovuto alla distribuzione non uniforme di assorbimento, può essere presente quando all'interno di un ambiente caratterizzato da basso assorbimento viene posizionato un provino di materiale altamente assorbente. In questa casistica il decadimento può presentare elevate curvature o doppie pendenze come mostrato in figura 1.19 [5].

In presenza di materiale assorbente su una superficie dell'ambiente analizzato (in questo caso il pavimento), una possibile spiegazione del doppio decadimento può essere la seguente: ad alta frequenza, la prima parte del decadimento è caratterizzata dalla presenza di modi obliqui, i quali vengono rapidamente smorzati dal materiale altamente assorbente; la parte finale del decadimento risulta essere invece caratterizzata dalla presenza di quei modi tangenziali o obliqui, i quali presentano un tempo di riverberazione più elevato e quindi una pendenza inferiore, che si instaurano tra le pareti in cui non vi è il materiale assorbente.

L'andamento della curva di decadimento può quindi essere predetta ipotizzando la presenza di due diverse tipologie di modi: vi sono quelli le cui onde si propagano parallele al materiale assorbente (grazing waves), determinando la parte finale della curva di

decadimento e quelli le cui onde si propagano con un angolo obliquo al materiale assorbente (non-grazing waves). Esse determinano invece la parte iniziale della curva di decadimento [5].

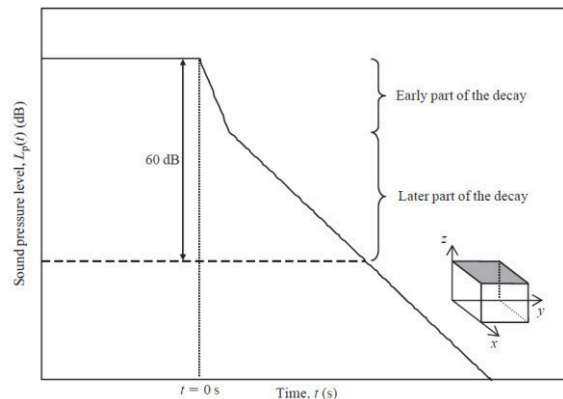


Figura 1.19: Decadimento con doppia pendenza dovuto dalla presenza di materiale assorbente su una superficie.

1.8. Variabilità spaziale del campo sonoro

Tutte le procedure standardizzate di misura che prevedono l'utilizzo di una camera riverberante, si basano sull'assunzione di campo perfettamente diffuso e, di conseguenza, di un campo sonoro caratterizzato dal medesimo livello di pressione sonora in ogni punto dell'ambiente di misura. Non essendo però possibile nel caso reale, si assume che tale condizione di diffusione sia raggiungibile soltanto in una ristretta porzione dello spazio di misura (zona centrale) e in un ristretto range in frequenza (gli estremi del quale dipendono dalle proprietà della camera). Tali misure si basano inoltre sulla media temporale, in frequenza e spaziale di più acquisizioni, rendendo perciò necessario comprendere come il livello di pressione sonora sia variabile all'interno dello spazio di misura.

1.8.1. Campo sonoro vicino ai muri

Nelle vicinanze delle pareti, il campo sonoro subisce un'elevata variabilità: il suo comportamento risulta essere influenzato da come vengono caratterizzate le proprietà descrittive i contorni.

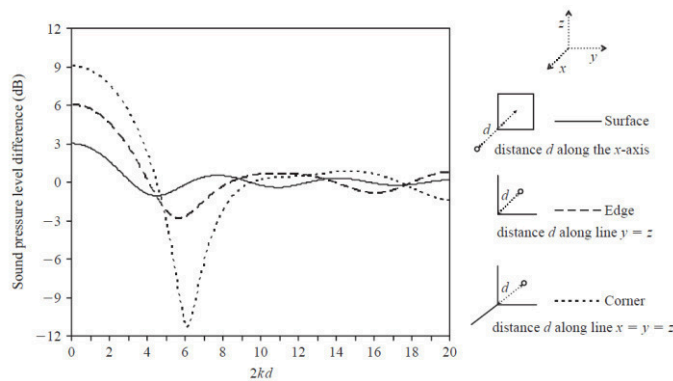


Figura 1.20: Fenomeni di interferenza ai contorni.

Nel caso di muri perfettamente rigidi, si ha un raddoppio della pressione sonora in prossimità delle superfici della camera, come descritto nel paragrafo 1.5.1. Il livello di

pressione sonora subisce un incremento di 3 dB, tornando ai livelli del campo sonoro centrale ad una distanza pari a $\lambda/4$ dai muri stessi. Per questa ragione risulta importante posizionare i punti di acquisizione lontano dai contorni dell'ambiente di misura, posizionandosi ad una distanza minima pari a $\lambda/4$, in cui λ risulta essere la lunghezza d'onda calcolata alla frequenza minima per cui la camera risulta essere qualificata. Si ricorda inoltre che l'incremento del livello di pressione risulta essere maggiore nelle vicinanze di spigoli e angoli (+6 dB e +9dB rispettivamente), come mostrato in figura 1.20: nonostante ciò il contributo di questi ultimi due elementi è trascurato rispetto a quello dato dalla vicinanza delle superfici, poiché l'energia immagazzinata in angoli e spigoli risulta nettamente inferiore rispetto a quella immagazzinata vicino ai muri [5].

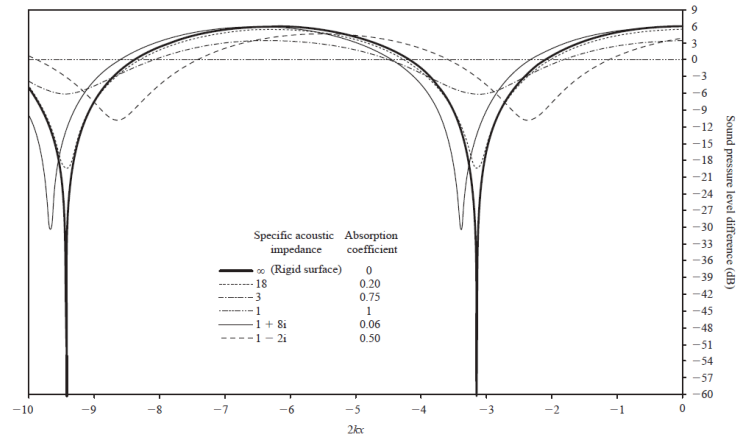


Figura 1.21: Fenomeni di interferenza ai contorni a seconda dell'assorbimento.

Se si considera invece l'influenza che l'assorbimento dei muri esercita sul campo sonoro nelle sue immediate vicinanze, a seconda del valore assunto dall'impedenza acustica superficiale, si hanno diverse casistiche. Se l'impedenza specifica acustica è pari a 1, il coefficiente di assorbimento è unitario e di conseguenza l'onda incidente è totalmente assorbita dal muro. La differenza tra il livello di pressione a centro stanza e il livello di pressione al muro è nulla. Nel caso in cui l'impedenza specifica acustica è infinita, si manifesta la condizione di muro perfettamente rigido e assorbimento nullo. Vi è la riflessione perfetta dell'onda incidente con aumento del livello di pressione di 3 dB. Allontanandosi dalla superficie, vi sono inoltre fenomeni di interferenza distruttiva dell'onda incidente e riflessa, le quali si annullano l'una con l'altra a distanze pari a $2kx = -(2n-1)\pi$ con n numero intero. Infine, se l'impedenza specifica acustica assume valore reale o complesso, il coefficiente di assorbimento varia tra $[0 - 1]$. I minimi e i massimi di pressione presenti nella condizione perfettamente rigida risultano essere ridotti a seconda dello smorzamento della parete e i minimi subiscono uno spostamento in frequenza, variando il valore di $2kx$ al quale si manifestano [5].

1.8.2. Campo sonoro associato al singolo modo

Le ipotesi di partenza sono:

- Camera con geometria regolare;
- Muri perfettamente rigidi e riflettenti;
- Sorgente con tono puro.

Il campo di pressione all'interno dell'ambiente confinato risulta essere:

$$p_{rms}^2(x, y, z, x_s, y_s, z_s, t) = \left| \frac{\omega \rho c^2 Q_{rms} \psi_n(x, y, z) \psi_n(x_s, y_s, z_s)}{V \Lambda_n \sqrt{4\omega_n^2 \xi_n^2 + (\omega^2 - \omega_n^2)^2}} \right|^2 \quad (1.67)$$

Dove:

- x_s, y_s e z_s : coordinate spaziali della sorgente;
- Q_{rms} : velocità volumetrica della sorgente;
- ω : velocità angolare del tono puro generato dalla sorgente.

Il fattore di smorzamento del singolo modo viene invece calcolato utilizzando il tempo di riverberazione T_n , tramite la formula della mezza potenza o dei "3 dB"

$$\xi_n = \frac{3 \ln 10}{T_n} \quad (1.68)$$

Dal quale viene determinato la costante di smorzamento del singolo modo

$$\eta_n = \frac{6 \ln 10}{2\pi f T_n} = \frac{\xi_n}{\pi f} \quad (1.69)$$

Si determinano infine le forme modali che descrivono la pressione sonora nello spazio sia per il ricettore (equazione 1.14) che per la posizione sorgente (si sostituiscono le coordinate spaziali della sorgente nell'equazione 1.14).

$$\psi_n(x_s, y_s, z_s) = \cos\left(\frac{n_x \pi x_s}{l_x}\right) \cos\left(\frac{n_y \pi y_s}{l_y}\right) \cos\left(\frac{n_z \pi z_s}{l_z}\right) \quad (1.70)$$

Dalle equazioni 1.14 e 1.70 si possono trarre che il massimo valore assunto dalla funzione ψ_n è 1, sia per la posizione sorgente che per la posizione ricevente. Ciò avviene nelle coordinate spaziali associate agli angoli della camera. Di conseguenza si ha che la sorgente deve essere posizionata in un angolo per eccitare tutti i modi. Il massimo della pressione quadratica media si ha nelle coordinate spaziali definite anti-nodi, le quali dipendono dal singolo modo. Poiché in una geometria regolare, la funzione ψ_n è unitaria negli angoli per ogni modo, tale posizione risulta essere fondamentale per la determinazione di tutti i modi naturali dell'ambiente eccitato. Inoltre quando uno dei coseni di ψ_n è nullo, la pressione sonora è nulla: tali posizioni sono definite piani nodali e per ogni modo ci sono n_x, n_y e n_z piani nodali perpendicolari rispettivamente alle direzioni x, y e z . Nella realtà non ci sarà mai pressione nulla nei punti nodali a causa sia della presenza di rumore di fondo, sia a causa dell'assorbimento dei muri che evita la formazione di fenomeni di interferenza distruttiva totale [5].

Sempre analizzando le equazioni 1.14 e 1.70, si nota come il campo sonoro modale sia caratterizzato da un'elevata variabilità spaziale del livello di pressione sonora. Il livello massimo si ha alle pareti, il quale diminuisce fino a giungere ai valori minimi in concomitanza dei piani nodali.

1.8.3. Densità di energia

La densità di energia w , è l'energia (descritta nell'equazione 1.49) per unità di volume. All'interno di un campo sonoro riverberante, costituito da onde piane, essa è uguale a

$$w_r = \frac{I}{c} = \frac{(P_{rms}^2)_{t,s}}{\rho c^2} \quad (1.71)$$

E di conseguenza la densità di energia è direttamente proporzionale alla media spaziale e temporale della pressione quadratica media. Analizzando la densità di energia a seconda delle proprietà del campo sonoro che si instaura all'interno dell'ambiente confinato, si può comprendere meglio la variabilità spaziale associata a tale campo e, di conseguenza, alle metodologie di misura utilizzate in camera riverberante [5].

1.8.3.1. Campo diffuso

La densità di energia in condizione stazionaria, può essere descritta in un campo diffuso tramite la risposta all'impulso dell'ambiente eccitato. Se al tempo $t=0$ una sorgente puntiforme emette un impulso, si generano delle onde sferiche la cui intensità è proporzionale al quadrato della distanza percorsa. L'intensità all'interno dell'ambiente di misura può essere quindi descritta come la somma dell'intensità derivante dall'onda diretta (I_0 a distanza sorgente-ricevitore r_0) più l'intensità di tutti i contributi derivanti dalle successive riflessioni (questi contributi possono essere compresi come l'intensità generata all'istante t generico dalla sorgente immagine relativa alla generica riflessione considerata). L'intensità totale che arriva al generico ricevitore al tempo t_1 può essere descritta come

$$I = \int_{t_1}^{\infty} \frac{I_0 r_0^2}{(ct)^2} e^{\left(\frac{ct}{d_{mfp}} \ln(1-\bar{\alpha})\right)} \frac{4\pi c^3 t^2}{V} dt \quad (1.72)$$

In cui si ha:

- $\frac{I_0 r_0^2}{(ct)^2} e^{\left(\frac{ct}{d_{mfp}} \ln(1-\bar{\alpha})\right)}$: intensità della sorgente immagine al tempo t . il termine esponenziale rappresenta il fattore di attenuazione, dovuto al fatto che ad ogni riflessione parte dell'energia viene assorbita dal contorno;
- $\frac{4\pi c^3 t^2}{V} dt$: densità temporale di riflessioni, che quantifica il numero di riflessioni che arrivano al ricevitore al generico istante t nell'intervallo di tempo dt .

Dalla 1.72 si ricava la densità di energia pari a

$$w_r = \int_{t_1}^{\infty} \frac{W}{V} e^{\left(\frac{ct}{d_{mfp}} \ln(1-\bar{\alpha})\right)} dt \quad (1.73)$$

In cui $W = 4\pi r_0^2 I_0$ è la potenza sonora. A seconda delle ipotesi effettuate sul punto iniziale di integrazione, la densità di energia assume diversi valori finiti:

- $t_1=0$: all'interno dell'intervallo di integrazione viene considerato anche il tempo che intercorre affinché il suono diretto arrivi al ricevitore. Questo aspetto tiene conto della distanza sorgente-ricevitore, che in molte casistiche assume un ruolo importante (sale adibite a concerti) La densità di energia diventa pari a:

$$w_r = \frac{4W}{cA} \quad (1.74)$$

$t_1 = d_{mfp}/c$: tempo medio impiegato per viaggiare dalla sorgente al ricevitore quando vi è una riflessione. Tale considerazione si basa sul fatto che il decadimento esponenziale in un campo diffuso può iniziare soltanto alla fine della prima riflessione al ricevitore. Tenendo conto anche dell'attenuazione di intensità dovuta all'assorbimento dell'aria, si ottiene la formula della densità di energia in campo diffuso:

$$w_r = \frac{4W}{cA} e^{\left(-\frac{A}{S_r}\right)} \quad (1.75)$$

Con

$$A = -S_r \ln(1 - \bar{\alpha}) + 4mV \quad (1.76)$$

L'equazione 1.75 restituisce la relazione presente tra pressione sonora e area di assorbimento equivalente in campo diffuso, per una fissata potenza sonora in camera: la pressione sonora in ambiente confinato si riduce con l'aumento dell'area di assorbimento equivalente e vice versa.

1.8.3.2. Campo riverberante in assenza di decadimento esponenziale

Nel caso di assenza di campo sonoro diffuso, è il tempo di riverberazione che fornisce il legame tra potenza sonora e il livello di pressione sonora. La difficoltà risiede nel fatto che l'assenza di diffusione porta ad avere decadimenti non lineari e, di conseguenza, errori nella stime del tempo di riverberazione: da qui nasce la necessità di identificare quale parte della curva di decadimento utilizzare per la stima del tempo di riverberazione. Nei primi [20 – 30] dB sono la maggioranza dei modi a giocare un ruolo fondamentale, mentre nella parte terminale del decadimento rimangono invece solo i modi che presentano un decadimento più lento [5].

Poiché nella condizione stazionaria l'energia viene immagazzinata in tutti i modi, da ciò si evince che il tempo di riverberazione deve essere calcolato in un range in cui la maggior parte dei modi interviene nel determinare la curva di decadimento (T_{10} , T_{15} o T_{20}). Utilizzando queste grandezze, è possibile quindi determinare l'area di assorbimento equivalente e determinare la densità di energia utilizzando l'equazione 1.75.

1.8.3.3. Campo sonoro in banda di frequenza

Fino ora è stata considerata la variabilità spaziale del campo sonoro in presenza di un tono puro. Poiché le misure standardizzate prevedono la stima di grandezze in bande di ottava o terzi d'ottava, risulta necessario comprendere come il campo sonoro si comporti non alla singola frequenza, ma in una range di frequenze. All'interno di ogni banda sono presenti diversi modi, ognuno dei quali caratterizzato dal proprio decadimento, i quali interagiscono tra di loro e con i contorni, rendendo più complesso il campo sonoro che si instaura.

Al di sotto della prima frequenza modale, il campo sonoro dovrebbe essere omogeneo e uniforme in tutto lo spazio. In realtà si è visto da alcuni rilievi sperimentali [5] che anche in questa regione in frequenza, andando ad eccitare la camera con un rumore a banda larga, vi sono alcuni piani di acquisizione che presentano un livello di pressione uniforme, ma all'interno del volume globale rimane comunque un'elevata variabilità [2 – 12] dB.

Al di sotto della frequenza di Schroeder, il campo sonoro viene descritto dalla teoria modale: è un range in frequenza in cui all'interno della singola banda analizzata sono presenti da 1 a 3 modi. Si ricorda inoltre che la divisione dei modi all'interno della singola banda non è così netta: a causa dello smorzamento la risposta di uno o più modi può influenzare la banda dei modi adiacenti. Nonostante l'ambiente sia eccitato utilizzando un rumore a banda larga e non vi sia pressione nulla nei piani nodali, vi è un'elevatissima variabilità spaziale del campo sonoro: massimi di pressione agli angoli e minimi nel centro della stanza. A causa di questo elevato grado di variabilità spaziale, risulta necessario installare elementi diffondenti: all'aumentare dell'irregolarità geometrica e di impedenza della camera di misura, i modi locali tendono a diventare ibridi, con distribuzione di pressione meno simmetrica [5].

Infine, al di sopra della frequenza di Schroeder, il campo sonoro viene caratterizzato da un approccio di tipo statistico: il campo sonoro diventa sempre più uniforme nella regione centrale dell'ambiente confinato. In tale regione di analisi risulta essere più funzionale, come indicatore di variabilità spaziale, l'utilizzo della deviazione standard. È molto importante ricordare che però tale grandezza dipende dal tipo di segnale di eccitazione: vi sono infatti diverse formule per stimare la deviazione standard teorica in campo diffuso, a seconda del range in frequenza analizzato e a seconda del tipo di sorgente (i toni puri presentano infatti una variabilità spaziale notevolmente superiore rispetto ad un rumore a banda larga [2, 3, 5, 6, 11, 12, 25]). Si ricorda che eccitare un ambiente confinato con un rumore a banda larga equivale a mediare differenti campi sonori ottenuti dall'eccitazione del singolo tono puro, le cui frequenze sono date dalla larghezza di banda del rumore utilizzato [3, 8, 10, 12].

1.9. Influenza dell'assorbimento

Tutti i modelli fino ora proposti, analizzano il campo sonoro modale ipotizzando le superfici dell'ambiente confinato come infinitamente rigide (impedenza infinita e coefficiente di assorbimento nullo) o localmente reagenti (ammittanza acustica specifica reale e molto piccola ($\ll 1$) e coefficiente di assorbimento medio uniforme). In questo modo viene esclusa dall'analisi la condizione di muri a reazione estesa e, nello specifico, la condizione in cui vi sia presenza di materiale molto assorbente su un'unica parete (condizione di misura per l'assorbimento acustico in camera riverberante). Viene ora mostrato come il campo sonoro modale sia influenzato dalla presenza di un provino di materiale assorbente, sia in condizione di regime (analisi modale del campo sonoro) che in condizione di decadimento (variazione del decadimento e del tempo di riverberazione).

1.9.1. Condizione stazionaria – campo modale

In entrambe le metodologie analizzate per la descrizione del campo sonoro in ambiente circoscritto, sia le frequenze che le forme modali sono state ottenute ipotizzando di avere muri perfettamente rigido o localmente reagenti. Dalla teoria modale, l'equazione (1.19), mostra come le frequenze modali siano dipendenti soltanto dalle dimensioni della camera e dalle condizioni termodinamiche dell'aria racchiusa.

Tale ipotesi viene avvalorata anche in [47]: nella presente trattazione, vengono simulate al FEM differenti configurazioni di camere riverberanti, in assenza e presenza di un provino di materiale assorbente. Le principali caratteristiche descrittive il campo sonoro modale, vengono determinate:

- Numero di modi;
- Densità modale;

- Spazio modale;
- Overlap modale;
- Fattore di overlap modale.

Confrontando, a parità di geometria, le configurazioni con e senza materiale assorbente, risulta che l'unico parametro influenzato dalla presenza del provino è lo spazio modale (vedi paragrafo 1.3.4). Di conseguenza, anche le grandezze dipendenti da questo parametro subiscono un incremento: overlap modale e fattore di overlap modale. All'inserimento del provino si ha infatti che aumenta lo smorzamento dei modi e, di conseguenza, essi risultano allargati, con conseguente aumento della distanza calcolata a 3 dB. Proprietà che risultano invece essere costanti sono il numero di modi e la densità modale: all'aumentare dell'assorbimento in camera, non vi è una riduzione dei modi, i quali rimangono pressoché costanti in quantità. Nel presente elaborato non viene però considerato il valore di frequenza modale alla quale si instaurano i modi propri dell'ambiente simulato.

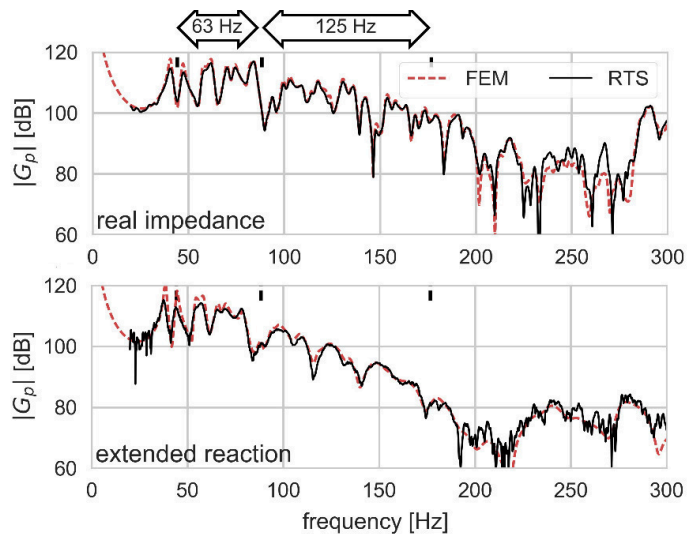


Figura 1.22: Pressione complessa - confronto reazione locale ed estesa per la sorgente ad angolo (riferimento [52]).

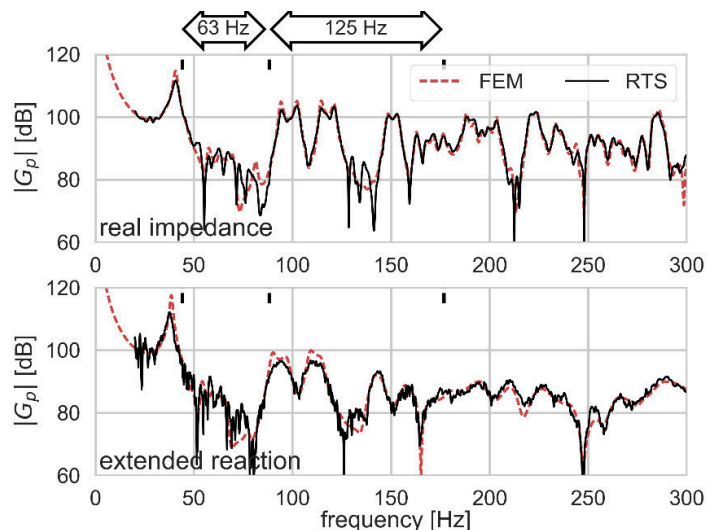


Figura 1.23: Pressione complessa - confronto reazione locale ed estesa per la sorgente centrale (riferimento [52]).

Al fine di considerare l'influenza che l'inserimento di materiale assorbente può avere all'interno di un ambiente circoscritto, deve essere considerata l'ipotesi di reazione estesa dei muri. Per poter determinare le frequenze e le forme modali, non è possibile utilizzare il

modello analitico, ma vengono utilizzati modelli numerici in cui sono implementate le equazioni delle onde o modelli geometrici. Nell'articolo di Rok Prisljan [52], vengono confrontati due modelli (FEM e ray-tracing) utilizzati per investigare un ambiente confinato al quale vengono applicate differenti condizioni al contorno:

- Muri localmente reagenti (impedenza reale);
- Assorbitori a risonanza;
- Muri a reazione estesa.

La risposta della pressione complessa viene determinata all'interno della camera simulata posizionando la sorgente sonora in due punti dello spazio: in un angolo e in una posizione centrale ad una delle superfici laterali. Confrontando gli andamenti delle configurazioni con muri localmente reagenti (assorbimento uniforme) e dei muri a reazione estesa, i risultati mostrano: nel caso di muro a reazione estesa i picchi si manifestano solo a bassa frequenza; è presente uno shift in frequenza tra le due condizioni al contorno, indipendentemente dalla posizione della sorgente; lo shift in frequenza risulta essere inferiore a bassa frequenza, mentre aumenta con i modi superiori.

Ulteriori analisi sulla risposta in frequenza di un ambiente di piccole dimensioni (cabina di un elicottero) in presenza di diverse condizioni al contorno, è stata eseguita da J. Pan [51]. Per poter tener conto, all'interno del modello numerico, di differenti valori di impedenza imposta alla pareti, viene definito un coefficiente di accoppiamento modale $\beta_{I,J}C_{I,J}$, definito da due grandezze:

- $\beta_{I,J}$: ammittanza acustica specifica che descrive la natura dell'assorbimento sonoro della parete indagata;
- $C_{I,J}$: coefficiente di accoppiamento che rappresenta l'accoppiamento geometrico tra l'I-esimo e il J-esimo modo rigido di contorno.

Il coefficienti di accoppiamento modale è una grandezza complessa, la cui parte reale rappresenta lo smorzamento modale e la parte complessa corrisponde allo shift delle frequenze naturali rispetto alla condizione di muro infinitamente rigido.

Dalle ricerche effettuate risulta quindi che, inserendo materiale assorbente all'interno di un ambiente riverberante, si manifesta uno shift delle frequenze naturali dell'ambiente rispetto alla condizione di muro infinitamente rigido. Vi è inoltre una riduzione dell'ampiezza del livello di pressione, soprattutto ad alta frequenza a causa del maggiore assorbimento dei modi. In conclusione, si ha che il numero dei modi non risulta variato e lo shift in frequenza è tale da non pregiudicare la densità modale, la quale rimane invariata.

1.9.2. Decadimento modale

Come descritto nel paragrafo 1.7.4, in assenza di assorbimento uniforme e, nello specifico, in presenza di materiale assorbente su una sola parete, il decadimento all'interno della banda in frequenza risulta essere caratterizzato da una doppia pendenza, a causa del diverso assorbimento a cui sono soggetti i singoli modi.

Anche nella condizione transiente di decadimento, molti autori hanno cercato di implementare a livello numerico la condizione di muro a reazione estesa, in modo da considerare la presenza di un provino di materiale assorbente all'interno dell'ambiente riverberante. In molti articoli di Miroslaw Meissner [19, 53 – 56] viene trattata la tematica del decadimento sonoro all'interno di spazi a geometria sia regolare che complessa, ma caratterizzati dalla presenza di materiale assorbente. In [54] determina tre grandezze

utilizzate per analizzare la linearità delle curve di decadimento: early decay time (EDT), late decay time (LDT) e il rapporto EDT/LTD definito come il rapporto di decadimento. Queste tre grandezze sono state determinate per ogni modo dell'ambiente confinato, una volta determinato sia la frequenza che la forma modale. Introducendo il materiale all'interno dell'ambiente misurato, si nota che il rapporto di decadimento varia con la frequenza. Una distribuzione irregolare del materiale assorbente porta ad avere importanti doppie pendenze: si ha infatti che la prima parte di decadimento è caratterizzata dai modi che subiscono un forte smorzamento, mentre la parte finale è caratterizzata dai modi che sono debolmente smorzati. Inoltre, a seconda di come è disposto il materiale (quali pareti sono smorzate) e a seconda della distribuzione spaziale delle forme modali, ogni modo è soggetto ad uno smorzamento differente: saranno i modi con una distribuzione di energia concentrata nella zona di elevato smorzamento ad essere maggiormente dissipati [18].

In [56] vengono effettuate ulteriori considerazioni sulla linearità del decadimento dei modi, affermando che: quando il decadimento è lineare, la storia temporale della pressione è dominata da un unico modo o da più modi che presentano il medesimo decadimento e che quindi sono caratterizzati dallo stesso smorzamento; quando il decadimento non è lineare e caratterizzato da doppia pendenza, vi è un modo dominante il quale è maggiormente smorzato rispetto ai modi vicini. Ancora una volta si evidenzia come a seconda della posizione del materiale il tempo di riverberazione sia variabile in frequenza: se il materiale viene posizionato sul pavimento o sul soffitto, le variazioni nel tempo di riverberazione sono contenute; se invece viene collocato nei muri laterali, la variazione in frequenza risulta essere invece più importante; infine, con il materiale su ogni parete, vi è variabilità nel tempo di riverberazione, ma più contenuto rispetto al trattamento dei muri laterali. La variabilità del tempo di riverberazione in frequenza è quindi da associare al differente coefficiente di smorzamento modale dei singoli modi.

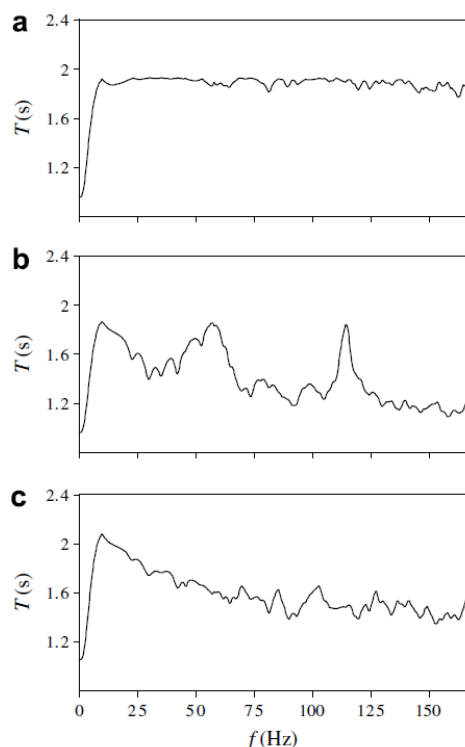


Figura 1.24: Variabilità del tempo di riverberazione in frequenza - a) materiale a soffitto e pavimento; b) materiale sui muri laterali; c) materiale su tutte le pareti.

Sempre in [56], viene effettuato il confronto tra il tempo di riverberazione T ottenuto dalla pressione globale all'interno dell'ambiente circoscritto e il tempo di riverberazione T_m del

singolo modo. Vi sono valori in frequenza per cui le due grandezze coincidono e valori per cui vi è una notevole differenza. Tale condizione è causata dal fatto che il tempo T per una determinata frequenza di eccitazione è influenzato non soltanto dallo smorzamento dei modi a frequenze adiacenti, ma anche dalla relazione presente tra le ampiezze dei modi in condizione stazionaria: queste ultime a loro volta dipendono sia dall'estensione e posizione della sorgente quanto dai valori delle forme modali alla posizione sorgente (quali modi sono o meno eccitati e in che misura).

Martin Schlosser e Oldrich Turecek [57] non analizzano il comportamento del decadimento in presenza di materiale assorbente, ma analizzando le varie metodologie per poter ridurre l'influenza dei modi a bassa frequenza, giungono alle seguenti conclusioni. L'analisi si basa sulla misura del decadimento del singolo modo: l'ambiente di misura, di geometria regolare, viene eccitato in un range in frequenza in cui sono presenti 2 modi assiali. Per poter analizzare il singolo modo, i microfoni sono posizionati sul piano nodale (minima pressione) del modo da escludere. Analizzando i decadimenti a tutte le posizioni microfoniche, essi non sono costanti, ma variano nello spazio, andando contro l'ipotesi secondo cui in un ambiente debolmente smorzato, il singolo modo presenta un decadimento costante nello spazio, in cui l'ampiezza diminuisce nel tempo in modo uguale in ogni punto [3]. Stesse considerazioni sono emerse in [19], in cui si mostra come il decadimento locale (del singolo modo) sia fortemente influenzato sia dalla posizione sorgente che dalla posizione ricevente, mentre il decadimento globale (all'interno della banda) non presenti l'influenza della posizione sorgente.

1.10. Stima della diffusione

I principali standard di misura utilizzati in camera riverberante, si basano sul concetto di campo diffuso. Le formule e la teoria alla base della determinazione delle grandezze descritte nelle varie norme, ipotizzano la presenza di un campo sonoro diffuso in un ristretto range in frequenza (dipendente dalla configurazione del laboratorio di prova) e in una limitata porzione di spazio (regione centrale lontana dalle pareti e dalle sorgenti). Spesso le condizioni reali sono ben distanti dal concetto teorico, soprattutto in presenza di provini di materiali assorbenti i quali vanno a creare una porzione di spazio caratterizzata da un'elevata disomogeneità.

Risulta quindi necessario stabilire l'effettivo grado di diffusione che si riesce ad ottenere all'interno di un ambiente riverberante. Le metodologie proposte in letteratura sono molteplici e si basano sui differenti concetti che definiscono il campo sonoro diffuso. Viene ora fatta una breve rassegna di tali metodologie, partendo da quelle proposte negli standard di misura e utilizzati al fine di qualificare il laboratorio di misura.

1.10.1. Metodiche standardizzate

All'interno delle principali norme nazionali e internazionali che descrivono i procedimenti di misura in campo riverberante, sono riportate diverse metodiche utilizzate per la qualificazione e il collaudo del laboratorio di misura. Tali metodiche si basano principalmente sull'analisi della variabilità spaziale di determinate grandezze e sono state indagate da molti autori nel tentativo di capire quanto questi indicatori possano dare un'informazione sul grado di diffusione raggiunto in un determinato ambiente di misura [13, 26, 29, 31, 58]. Le metodologie sono le seguenti:

- UNI EN ISO 354 [42]: determinazione del coefficiente massimo di assorbimento α_{max} durante l'installazione di elementi diffondenti. Viene determinato il valore di α

massimo che si identifica con il numero ottimale di elementi diffondenti da installare all'interno dell'ambiente di misura.

- Revisione UNI EN ISO 354 [43]: vengono proposti due parametri per quantificare il grado di diffusione in camera riverberante.

Il primo è il coefficiente f_d , che rappresenta il rapporto tra la deviazione standard del tempo di riverberazione misurato in camera riverberante e la deviazione standard teorica, la quale si basa sulla teoria descritta da J. L. Davy [59, 60]. Tale parametro viene anche descritto all'interno del report di misura [31], il quale, al fine di qualificare il laboratorio, non deve essere superiore al valore di 1.0 in tutto il range in frequenza per cui si vuole qualificare l'ambiente di misura.

Il secondo si basa sulla determinazione della linearità delle curve di decadimento C_m . Tale parametro viene successivamente confrontato con il valore della deviazione standard teorica relativa alla curvatura.

- ASTM C423 [44]: in questa norma sono riportate 3 differenti procedure per quantificare il grado di diffusione nel laboratorio di misura.

Il primo si basa sulla determinazione del coefficiente di assorbimento massimo α_{max} durante l'installazione di elementi diffondenti. In maniera analoga alla norma UNI EN ISO 354, viene determinato il valore di α massimo che si identifica con il numero ottimale di elementi diffondenti da installare all'interno dell'ambiente di misura.

Un'ulteriore verifica viene effettuata analizzando la deviazione standard relativa dei decadimenti rispetto alle posizioni microfoniche s_M . Viene determinata la variabilità spaziale dei decadimenti sonori (almeno 20) rispetto alle posizioni microfoniche (ricevitori). Tale andamento viene confrontato con il valore limite stabilito dalla norma stessa.

Infine viene determinata la deviazione standard relativa dei decadimenti rispetto alla posizione di provino s_s . Il medesimo procedimento applicato per il calcolo di s_M viene applicato ora per tre posizioni del provino testato (non deve esserci una sovrapposizione tra due posizioni del materiale superiore al 25%). Anche in questo caso l'andamento in frequenza ottenuto viene confrontato con il valore limite prescritto dalla norma.

Diversi articoli trattano l'efficacia di tali indicatori nel quantificare l'effettivo grado di diffusione presente all'interno dell'ambiente di misura [13, 26, 29, 31, 58]: in tutti gli articoli analizzati si giunge alla conclusione che tali parametri sono inadatti sia nello stimare la configurazione e numero ottimali dei diffusori installati, sia nel quantificare la diffusione di un ambiente riverberante.

1.10.2. Metodiche proposte in letteratura

Le metodiche proposte in letteratura sono molteplici e si basano su differenti principi che descrivono il campo sonoro diffuso. Esse inoltre differiscono nella metodologia: possono proporre la misura di un ben determinato parametro, che in base al valore assunto descrive o meno la presenza di un campo sonoro diffuso, oppure la determinazione dell'andamento di una grandezza misurata la quale deve essere confrontata con il relativo andamento teorico. Viene proposta una breve rassegna di tali metodiche:

- "Measurement of Correlation Coefficients in Reverberant Sound Field" Richard K. Cook, R. V. Waterhouse, R. D. Berendt, Seymour Edelman, M. C. Thomposon Jr. [9]:
 - Principio: campo sonoro completamente casuale. In ogni punto dello spazio e ad ogni frequenza, le onde piane hanno la stessa intensità media per tutte le direzioni e fasi.

- Confronto tra il valore di cross-correlazione misurato e il valore teorico di campo diffuso.
- “Measurement of Diffusion in Reverberation Chambers” Manfred R. Schroeder [32]:
 - Principio: la distribuzione del flusso di energia sonora sull'intero angolo solido è uniforme in campo diffuso. L'angolo di incidenza al muro (o superficie di misura) è distribuito in maniera analoga all'angolo di incidenza in un punto centrale al campo diffuso.
 - Confronto tra la distribuzione angolare della densità di energia misurata e il suo andamento teorico.
- “Characterization of a diffuse field in a reverberant room” H. Nelisse, J. Nicolas [33]:
 - Principio: la densità di energia è la stessa in tutti i punti del campo diffuso.
 - Confronto tra l'andamento della funzione di correlazione misurata e l'andamento teorico descritto dalla teoria modale e determinazione dell'uniformità spaziale del livello di pressione sonora.
- “The coherence of reverberant sound field” Jacobsen Finn, Roisin Thibaut [10]:
 - Principio: livello di pressione sonora uguale in tutti i punti; la funzione di correlazione temporale tra quantità lineari misurate in due punti dipende solo dalla distanza e non dalla posizione; l'intensità sonora media temporale è zero in ogni punto.
 - Collega la funzione di coerenza degli spettri della pressione sonora alla funzione di correlazione e la confronta con il valore teorico in campo diffuso.
- “The diffuse sound field in energetic analysis” Giovanni Del Galdo, Maja Taseska, Oliver Thiergart, SAF Jukka Ahonen, Ville Pulkki, SAF [34]:
 - Principio: equa probabilità di flusso di energia istantanea in tutte le direzioni e densità di energia uniforme in tutti i punti dello spazio.
 - Confronto tra il coefficiente Ψ_{ref} che quantifica il grado di diffusione ideale e 3 differenti coefficienti:
 - Ψ_E : stimatore basato sulla densità di energia.
 - Ψ_{CV} : stimatore basato sul coefficiente di variazione del vettore intensità.
 - Ψ_{Ia} : stimatore basato sull'intensità attiva.
- “Thresholds for the slope ratio in determining transition time and quantifying diffuser performance in situ” Cheol-Ho Jeong, Finn Jacobsen, Jonas Brunskog, Nx [35]:
 - Principio: collegamento tra mixing system e campo diffuso.
 - Determinazione del rapporto tra il tempo di transizione e il tempo di riverberazione (T_{20}). Sia il tempo di transizione che il rapporto tra tempo di transizione e tempo di riverberazione sono indicatori del grado di diffusione: un basso tempo di transizione dovuto ad un'elevata diffusione dell'ambiente confinato, porta ad un basso rapporto tra i due tempi.
- “An objective measure for the sensitivity of room impulse response and its link to a diffuse sound field” Rok Prislan, Jonas Brunskog, Finn Jacobsen, Cheol-Ho Jeong [36]:
 - Principio: collega il concetto di mixing system al concetto di campo diffuso, poiché per $t \rightarrow \infty$ un mixing system è uniforme nello spazio e nella direzione.
 - Definizione dell'indice di sensibilità Γ , dato dal rapporto tra l'energia non correlata e l'energia totale tra due differenti risposte all'impulso. In base al valore assunto da tale indice, si è in presenza o meno di un campo diffuso.
- “A wavenumber approach to characterizing the diffuse field conditions in reverberation rooms” Melanie Nolan, Efrén Fernández-Grande, Jonas Brunskog, Antoine Richard, Cheol-Ho Jeong [37] e “Estimating the diffuseness of sound fields: a wavenumber analysis method” Melanie Nolan, Jonas Brunskog, John L. Davy [38]:

- Principio: il campo sonoro diffuso è caratterizzato da un campo sonoro isotropico, in cui l'intensità sonora arriva in modo uniforme da tutte le direzioni dello spazio.
- Viene definito un indicatore di potenziale isotropia $i(k)$ del campo sonoro: se uguale a 0 si ha che l'onda incidente si propaga in un'unica direzione (anisotropia del campo), se invece uguale a 1, il flusso dell'energia sonora è uguale in tutte le direzioni.
- “Kurtosis of room impulse responses as a diffuseness measure for reverberation chambers” Cheol-Ho Jeong [39]:
 - Principio: collegamento tra mixing system e campo diffuso.
 - Determinazione della kurtosis normalizzata di una risposta all'impulso. Tale parametro deve avere un andamento analogo alla kurtosis di una distribuzione Gaussiana, affinché non vi sia un degrado della diffusione in campo riverberante.
- “Acoustic intensity, energy-density and diffuseness estimation in a directionally-constrained region” Archontis Politis e Ville Pulkki [40]:
 - Principio: uniformità e isotropia del campo sonoro diffuso.
 - Determinazione di tre grandezze e confronto con i valori teorici di campo diffuso:
 - Vettore di intensità attiva i_a ;
 - Densità di energia E ;
 - Coefficiente di diffusione ψ .
- “Diffuse acoustic field produced in reverberant rooms: a boundary diffuse field index” Jean-Daniel Chazot, Olivier Robin, Jean-Louis Guyader, Noureddine Atalla [41]:
 - Principio: in base alla teoria di Sabine sul campo diffuso, vi è un rapporto pari a 2 tra la pressione sonora ai muri e la pressione sonora in centro stanza.
 - Determinazione dell'indice di diffusione ai muri $BDFI$:
 - La media di tale indice su una superficie di misura può essere relazionata all'angolo di incidenza o alla presenza di onde piane correlate tra di loro: se superiore a 2 indica la presenza di onde correlate; se inferiore a 2 indica un angolo di incidenza massimo inferiore a 90° (valore ideale). Un valore medio di $BDFI$ più vicino possibile a 2, indica una perfetta isotropia del campo sonoro ai bordi.
 - La deviazione standard di tale indice può essere relazionata alla distribuzione spaziale sonora sulla stessa superficie di misura. Può essere usata per valutare l'omogeneità del campo sonoro ai muri: più la deviazione standard è bassa, maggiore sarà l'omogeneità del campo sonoro ai bordi.

2. Descrizione della camera riverberante

La camera riverberante costituisce un importante strumento di ricerca in ambito acustico. Tale ambiente di misura viene infatti utilizzato per l'esecuzione di molteplici misure acustiche normative: livello di potenza sonora di sorgenti di rumore, assorbimento acustico per incidenza diffusa di materiali per trattamenti fonoassorbenti, transmission loss di partizioni o elementi, coefficiente di scattering, ecc.. Alla base di queste misure standardizzate vi è il concetto di campo sonoro diffuso, il quale, se presente all'interno dell'ambiente di misura, permette di ottenere delle relazioni matematiche semplici tra le grandezze misurate e le grandezze da determinare [22, 30].

Molti lavori presenti in letteratura riportano diversi studi effettuati nell'ottica di migliorare la diffusione all'interno di un ambiente circoscritto, tramite sia l'individuazione della geometria ottimale dell'ambiente di misura (volume, forma, pareti inclinate, rapporto tra le lunghezze dei lati), che l'individuazione di elementi diffondenti ottimali (materiali costituenti, spessori, dimensioni). Per quanto riguarda i diffusori, un miglioramento del grado di diffusione può essere ottenuto utilizzando di diverse tipologie: a geometria piana o tridimensionale, statici o mobili, sospesi a soffitto (hanging diffuser) o applicati alle pareti (boundary o volume diffuser).

Nel presente capitolo viene riportata una breve sintesi delle metodiche presenti sia negli standard di misura attualmente in vigore che negli articoli di letteratura per la corretta progettazione della camera riverberante, nell'ottica di raggiungere il migliore grado di diffusione possibile all'interno del range in frequenza di misura. Infine viene descritta nel dettaglio la camera riverberante dell'Università degli Studi di Ferrara.

2.1. Regole di progettazione: geometria della camera riverberante

All'interno delle norme di riferimento [42, 44, 45] vengono indicate alcune regole da seguire nella progettazione della camera riverberante, con lo scopo di raggiungere un grado di diffusione il più elevato possibile, per un determinato range in frequenza e per un ristretto spazio di misura. Tali regole sono riassunte in tabella 2.1 e mostrano come, a seconda della norma utilizzata nella procedura di progettazione, non vi siano dei valori comuni nelle grandezze descritte.

- UNI EN ISO 354 [42]: le indicazioni riportate sono le seguenti:
 - V_{min} : 150 m³. Tale valore viene indicato in modo da raggiungere una frequenza di taglio di 100 Hz (in banda di terzo d'ottava). Il valore ottimale indicato è di 200 m³.
 - V_{max} : 500 m³. Tale valore viene indicato poiché, per volumi superiori, l'accuratezza della misura di assorbimento ad alta frequenza risulta essere drasticamente ridotta a causa dell'assorbimento dell'aria.
 - $l_{max} < 1.9V^{1/3}$: in cui l_{max} è la lunghezza massima che si ottiene all'interno dei contorni dell'ambiente circoscritto (comprese le diagonali) mentre V è il volume in m³ del medesimo. Inoltre, per poter ottenere una distribuzione uniforme delle frequenze naturali, non si devono avere due dimensioni della camera il cui rapporto è dato da numeri interi.
 - Viene imposto un valore limite sull'assorbimento (e di conseguenza sul tempo di riverberazione) della camera di misura vuota. Tale limite superiore sull'area di assorbimento equivalente, viene imposto in modo da garantire un ambiente altamente riflettente, in modo da favorire le riflessioni che incrementano la diffusività del campo sonoro.
- UNI EN ISO 354 – proposta di revisione [43]:

- V_{min} : 200 m³. Nel caso il volume della camera riverberante sia inferiore, la frequenza in banda di terzo di ottava minima di misura diventa la prima al di sopra del valore $100(200/V)^{1/3}$ Hz.
- V_{max} : 500 m³. Nel caso il volume della camera riverberante sia superiore, la frequenza in banda di terzo di ottava massima di misura diventa la prima al di sotto del valore $5000(500/V)^{1/3}$ Hz.
- $l_{max} < 1.9V^{1/3}$: in cui l_{max} è la lunghezza massima che si ottiene all'interno dei contorni dell'ambiente circoscritto (comprese le diagonali) mentre V è il volume in m³ del medesimo. Per ottenere una distribuzione uniforme delle frequenze naturali a bassa frequenza, la distanza tra superfici opposte dovrebbe deviare di almeno il 4% dai rapporti 1:1 e 2:3. Tali distanze sono ottenute nel mezzo delle superfici.
- Viene imposto un valore limite sull'assorbimento (e di conseguenza sul tempo di riverberazione) della camera di misura vuota. In particolare si ha che un basso valore dell'area di assorbimento equivalente porta ad un basso smorzamento modale e una bassa sovrapposizione modale: si raccomanda quindi di ridurre il tempo di riverberazione in modo da ottenere un assorbimento che sia appena sotto i valori limiti. Soprattutto per frequenze ≤ 250 Hz si consiglia di applicare dello smorzamento modale in camera riverberante.
- La forma non deve essere rettangolare (da preferire). Il pavimento dovrebbe avere entrambi i muri opposti inclinati di almeno 5°, meglio se 10°. Il soffitto dovrebbe essere inclinato di un angolo di almeno 5°, meglio se 10°. Muri inclinati riducono la formazione di un campo sonoro orizzontale: nel caso in cui quest'ultimo si instauri in presenza di materiale assorbente e diffusori sospesi, si consiglia di installare diffusori a muro.
- La norma presenta indicazioni sui materiali costruttivi: pavimento, soffitto e muri devono avere basso coefficiente di assorbimento. Devono essere di almeno 100 kg/m²: poiché porte e diffusori aumentano l'assorbimento equivalente in camera, si consiglia elementi di almeno 400 kg/m². Le superfici esposte non devono essere porose: nel caso lo fossero, devono essere ricoperte con vernice per chiudere la superficie.
- Per ridurre l'ingresso di rumore di fondo proveniente dall'esterno, i muri e soprattutto le aperture (porte) devono garantire un sufficiente isolamento. La camera dovrebbe essere sospesa su delle molle per evitare l'inclusione di rumore strutturale.
- UNI EN ISO 3741 [45]:
 - V_{min} : 200 m³. Tale valore viene indicato in modo da raggiungere una frequenza di taglio di 100 Hz (in banda di terzo d'ottava). Nel Prospetto 1 vengono riportati valori di volume inferiori, a discapito della frequenza minima misurabile.
 - V_{max} : 300 m³. La norma esplicita che per volumi superiori è necessario qualificare la camera riverberante per misure ad ampio spettro (Appendice C), a causa dei problemi riscontrati con l'aumento dell'assorbimento dell'aria ad alta frequenza.
 - Indicazioni sulla forma della camera di misura:
 - Non dovrebbe avere superfici parallele;
 - Se ha la forma di un cuboide regolare, vengono indicate le proporzioni tra le varie dimensioni costituenti la camera (non devono essere numeri interi).

- Vengono utilizzati frequentemente come proporzioni i valori $1:2^{1/3}:4^{1/3}$. Nel prospetto A.1 vengono invece riportati ulteriori rapporti tra le dimensioni della camera nel caso essa presenti un volume pari a 200 m^3 .

$$\bar{\alpha} \leq 0.16 \quad \text{per } f < \frac{2000}{V^{1/3}}$$

- $\bar{\alpha} \leq 0.06 \quad \text{per } f \geq \frac{2000}{V^{1/3}}$: condizione sull'assorbimento di tutte le pareti

della camera riverberante. Esso deve essere sufficientemente basso da garantire la formazione di un campo sonoro riverberante adeguato: il valore di $\bar{\alpha}$ influenza sia la distanza minima sorgente-microfono, sia la risposta in frequenza dell'ambiente di prova.

- ASTM C423 [44]:
 - La camera deve essere costruita con pareti di materiale massivo, come muratura o cemento. Costruzioni leggere potrebbero portare ad un assorbimento eccessivo, soprattutto sotto i 200 Hz.
 $\bar{\alpha} \leq 0.05 \quad \text{per } 250 \leq f \leq 2500$
 - $\bar{\alpha} \leq 0.10 \quad \text{per } f < 250 \text{ e } f > 2500$: assorbimento della camera riverberante vuota, includendo la presenza dei diffusori (considerando l'area di entrambi i lati).
 - La camera deve essere sufficientemente isolata da evitare l'inclusione di rumore esterno o di vibrazioni strutturali.
 - V_{min} : 125 m^3 . Viene raccomandato un volume di 200 m^3 o superiore.
 - Due dimensioni della camera non devono essere uguali e/o il rapporto tra la dimensione massima e la dimensione minima non deve essere superiore a 2:1.

Le regole riportate sono relative a differenti grandezze. Il volume della camera di misura deve rientrare all'interno di determinati limiti: il valore minimo stabilisce la frequenza di taglio inferiore, in terzo di ottava, entro la quale sono garantiti un certo numero di modi; il valore massimo deve invece essere rispettato per evitare un eccessivo assorbimento dell'aria che, ad alta frequenza, riduce drasticamente l'accuratezza di misura. Le indicazioni relative alla geometria della camera e alle proporzioni tra le varie dimensioni, vengono stabilite in modo tale da ottenere una distribuzione modale uniforme all'interno delle differenti bande in frequenza, soprattutto a bassa frequenza.

Per quanto riguarda il limite massimo sull'assorbimento della camera vuota, viene stabilito in modo tale da favorire un elevato numero di riflessioni che incrementano il grado di diffusione raggiunto nell'ambiente di misura. Solo nella revisione della UNI EN ISO 354, si indica espressamente che il valore dell'area di assorbimento equivalente deve essere il più vicino possibile al limite prescritto, poiché un alto valore dell'area di assorbimento equivalente porta ad un alto smorzamento modale e, di conseguenza, aumenta la sovrapposizione modale. Soprattutto per frequenze $\leq 250 \text{ Hz}$ si consiglia di applicare dello smorzamento modale in camera riverberante.

Altri limiti riguardanti il volume minimo della camera di prova, indicati in norme differenti, sono elencati in [22]. Anche in questo caso i valori riportati si discostano tra di loro.

In letteratura, molti autori [22, 28, 29, 30] sottolineano la mancanza da parte delle normative di fornire un'adeguata procedura di progettazione del laboratorio di misura: gli standard riportano infatti informazioni di massima non sufficienti a raggiungere un adeguato grado di diffusione. La mancanza di diffusione porta, di conseguenza, ad una bassa riproducibilità

delle misure in ambiente riverberante, come mostrato in numerosi round robin test effettuati su differenti provini di materiale assorbente [15, 31, 29, 58, 61].

La ricerca bibliografica effettuata sulla progettazione delle camere riverberanti, ha portato a differenti conclusioni, riguardanti la geometria dell'ambiente di misura, che sono necessarie al fine di aumentare il grado di diffusione.

Per quanto riguarda i muri costituenti la camera riverberante devono essere di materiale massivo, come muratura o cemento, per evitare che la vibrazione dei muri possa influenzare l'assorbimento sonoro, soprattutto a frequenze inferiori ai 200 Hz [13, 14, 15, 16, 17, 22, 44, 62, 61]. Essi, inoltre, devono essere altamente riflettenti, in modo tale da mantenere l'assorbimento il più basso possibile (con conseguente tempo di riverberazione elevato) così da avere all'interno dell'ambiente circoscritto un elevato numero di riflessioni [13, 14, 15, 16, 17, 22, 28, 61, 62, 63].

Il volume della camera deve essere il più grande possibile: tale condizione permette di avere una frequenza di taglio inferiore bassa (le dimensioni della camera sono comparabili alla lunghezza d'onda relativa alla frequenza minima di misura), poiché all'aumentare del volume aumentano il numero di modi a bassa frequenza. Vi è un limite superiore però a tale grandezza, poiché all'aumentare del volume si ha che, ad alta frequenza, l'assorbimento dell'aria diventa elevato, riducendo l'accuratezza di misura [4, 13, 14]. Vi è inoltre un limite superiore al volume dovuto dai costi di realizzazione [4, 14, 15, 16, 17].

Ulteriori miglioramenti possono essere ottenuti andando ad agire sulla forma della camera. Molti autori hanno cercato di ottenere dei rapporti ottimali tra i lati costituenti la geometria della camera [4, 19, 18, 20, 21, 22]. I vari tentativi si basano sull'ottimizzare la distribuzione dei modi a bassa frequenza: per avere un buon grado di diffusione, sono necessari almeno [10 – 20] modi all'interno della singola banda in frequenza, i quali devono essere spaziatati tra di loro nella maniera più uniforme possibile, in modo tale da ottenere una risposta in frequenza della camera omogenea. Tali analisi non hanno mai portato ad una definizione univoca dei rapporti geometrici ottimali, poiché si è concluso che non esiste una regola generale per tutte le camere, ma bisogna trovare la condizione ottimale per ogni singola configurazione (dipendenza dei rapporti geometrici dal volume e dalla forma).

Tutti gli autori sono concordi nell'affermare che il grado di diffusione aumenta se la camera riverberante presenta una geometria irregolare [13, 15, 21, 41, 62, 63] e se i muri sono inclinati [5 – 15]°: non esistono coppie di muri paralleli (eliminazione dei flutter echoes soprattutto in presenza del provino assorbente) [4, 14, 15, 18, 26, 28, 62, 63, 64]. Queste due condizioni sono importanti al fine di ottenere una distribuzione dei modi più uniforme, poiché a parità di volume, una geometria irregolare presenta lo stesso numero di modi di una geometria regolare, ma li distribuisce in maniera differente [14, 62, 63]. Sempre all'interno di una geometria irregolare, le onde stazionarie che si instaurano sono più "dolci" [15, 62] e si evita quei fenomeni di degenerazione modale presenti nelle geometrie regolari, cioè la presenza di modi di armoniche multiple del modo fondamentale [14, 62].

Alcuni autori riportano come metodologia per aumentare il grado di diffusione, l'utilizzo di elementi assorbenti o di pannelli risonanti, soprattutto per smorzare i modi a bassa frequenza e rendere la risposta della camera maggiormente uniforme [4, 16, 47].

2.2. Regole di progettazione: diffusori

In tutte le norme riportate si consiglia, al fine di incrementare il grado di diffusione, l'utilizzo di elementi diffondenti, sia statici che rotanti. All'interno degli standard, sono riportate indicazioni sia sulla progettazione dei diffusori sia sulla loro qualificazione: quest'ultima

procedura viene seguita in modo tale da ottenere il numero ottimale di diffusori all'interno dell'ambiente di misura. Le indicazioni presenti nelle norme sono le seguenti:

- UNI EN ISO 354 [42]:
 - Un accettabile grado di diffusione può essere raggiunto usando diffusori fissi o rotanti. Essi dovrebbero essere pannelli di materiale con basso coefficiente di assorbimento e con una massa per unità di area di circa 5 kg/m².
 - Sono raccomandati diffusori di differenti dimensioni, la cui area (per lato) oscilla nel range [0.8 – 3] m².
 - I diffusori possono essere leggermente curvati e dovrebbero essere orientati in maniera casuale all'interno di tutto lo spazio di misura.
 - Se viene utilizzato un diffusore rotante, il rapporto tra la frequenza di ripetizione dei decadimenti (rumore stazionario interrotto) e la frequenza di rotazione del medesimo non deve essere un numero intero.
 - Nell'Appendice A della norma, viene presentata una metodica per determinare il numero ottimale di diffusori:
 - Viene determinato il coefficiente di assorbimento in terzi d'ottava di un campione di spessore [5 – 10] cm nelle seguenti configurazioni: senza diffusori; piccolo numero di diffusori (circa 5 m²); aumento del numero di diffusori in step di circa 5 m².
 - Viene mediato il coefficiente di assorbimento nel range in frequenza [500 – 5000] Hz. Tale valore viene graficato rispetto all'area totale (o al numero se sono di dimensioni uguali) dei diffusori installati.
 - L'andamento ottenuto nel punto precedente giungerà ad un massimo o si stabilizzerà ad un valore costante. Tale valore rappresenta il numero ottimale di diffusori dell'ambiente analizzato.
 - La norma afferma che, secondo esperienza, l'area totale dei diffusori (contando entrambi i lati) richiesta per ottenere un grado di diffusione adeguato è circa il [15 – 25] % dell'area totale della camera riverberante.
- UNI EN ISO 354 – proposta di revisione [43]:
 - Un accettabile grado di diffusione può essere raggiunto aggiungendo elementi diffondenti. Dovrebbero essere attaccati al soffitto e, al massimo, a due muri non opposti.
 - Dovrebbero essere sospesi in modo tale che il volume dietro di essi sia completamente accoppiato al restante volume d'aria o che sia completamente isolato, in modo da sottrarlo al restante volume.
 - La massa dovrebbe essere tale da garantire che l'assorbimento non sia al di sopra dei valori limiti riportati in norma.
 - Sono raccomandati diffusori di differenti dimensioni, con area all'interno del range [0.8 – 3] m².
 - A bassa frequenza sono necessari diffusori larghi e di elevato spessore (maggiore di $\lambda/8$ alla frequenza alla quale vogliono agire).
 - Dovrebbero essere leggermente curvati e orientati in maniera casuale. Il lato convesso deve essere orientato verso il materiale. Per evitare problematiche dovute dal lato concavo, la curvatura dovrebbe essere uguale alla distanza tra il lato posteriore e la superficie più prossima.
 - Si possono utilizzare diffusori rotanti, con il metodo del rumore interrotto, se qualificati secondo una procedura riportata in norma.
- UNI EN ISO 3741 [45]:
 - All'interno della presente norma viene sottolineata l'importanza di usare diffusori rotanti, soprattutto in presenza di sorgenti sonore che emettono un

suono in banda stretta o a frequenze discrete. Essi sono utili per i principali due motivi:

- Il diffusore riduce la varianza spaziale della pressione sonora quadratica media nella camera, consentendo di effettuare stime più accurate della media spaziale del livello di pressione sonora;
- Il diffusore rotante distribuisce il flusso di potenza sonora dalla sorgente in tutta la camera, il quale, in genere, riduce la dipendenza della potenza sonora della sorgente dalle dimensioni della camera e dalla posizione della sorgente nella camera di prova riverberante.
- All'interno dell'Appendice B vengono indicate le linee guida per la progettazione dei diffusori rotanti:
 - Il diffusore rotante dovrebbe essere grande quanto la struttura della camera la consente;
 - La struttura non dovrebbe essere leggera, ma si consiglia una massa superficiale di almeno 5 kg/m^2 ;
 - La velocità di rotazione dovrebbe consentire la media della pressione sonora su almeno 10 rotazioni complete del diffusore stesso;
 - Per i problemi connessi alla progettazione pratica, si consiglia di pensare al diffusore come un disco, un cono o un cilindro bilanciando le superfici in modo che il centro di gravità risieda sull'asse del diffusore. Un diffusore a doppio cono di diametro 5 m ha dato buoni risultati ad una velocità di 2.6 rad/s . I migliori risultati si ottengono con superfici diffondenti che non siano parallele ad alcune superficie della camera.
- ASTM C423 [44]:
 - Un buon grado di diffusione viene raggiunto installando un adeguato numero di pannelli che riflettono il suono appesi o distribuiti con orientamento casuale in tutto il volume della camera di misura. È fortemente raccomandato che alcuni di questi pannelli siano installati su un asse rotante o tenuti in movimento in un qualche modo, da poter modificare in continuazione la forma dell'ambiente di misura.
 - In Appendice X1 vengono riportate alcune considerazioni pratiche sui diffusori:
 - Gli elementi diffondenti dovrebbero essere pannelli smorzanti di materiale con basso assorbimento acustico e un massa per unità di area di almeno 5 kg/m^2 .
 - È raccomandata una superficie (per lato) di 3 m^2 .
 - I pannelli possono essere corrugati o leggermente curvati.
 - Se viene utilizzato un diffusore rotante, la frequenza di ripetizione dei decadimenti e la frequenza di rotazione del medesimo non dovrebbero essere in rapporto con un numero intero.
 - Viene indicato un procedimento di qualificazione per la determinazione del numero ottimale di diffusori da installare analogo a quello descritto per la UNI EN ISO 354, in cui varia solamente il range di frequenza in cui il coefficiente di assorbimento viene mediato [500 – 4000] Hz.

Tutte le norme sono concordi nell'affermare che i diffusori devono essere elementi con basso coefficiente di assorbimento, in modo da favorire le riflessioni per incrementare il grado di diffusione. Essi inoltre devono essere posizionati in modo il più possibile casuale all'interno dell'intero spazio di misura.

Tutti gli standard consigliano l'utilizzo di almeno un diffusore rotante per incrementare la diffusione del campo sonoro. Particolare importanza viene dedicata all'interno della UNI EN ISO 3741, soprattutto in presenza di sorgenti sonore che emettono un suono in banda stretta o a frequenze discrete. Il diffusore rotante viene infatti consigliato per ridurre la varianza spaziale della pressione sonora quadratica media nella camera, consentendo di effettuare stime più accurate della media spaziale del livello di pressione sonora. Esso inoltre distribuisce il flusso di potenza sonora dalla sorgente in tutta la camera, il quale, in genere, riduce la dipendenza della potenza sonora della sorgente dalle dimensioni della camera e dalla posizione della sorgente nella camera di prova riverberante.

In letteratura sono presenti molti articoli dove viene valutata l'influenza dei diffusori sul campo sonoro che si instaura in camera riverberante: tale argomento risulta essere comunque di difficile analisi, poiché come mostrato nel paragrafo 1.10, non esiste una metodologia robusta e univoca per determinare l'effettivo grado di diffusione che si instaura in un ambiente riverberante.

Vengono ora presentate ed analizzate le 3 tipologie principali di diffusori:

I primi e quelli maggiormente utilizzati sono gli hanging diffusers: sono tipicamente diffusori piani i quali vengono appesi al soffitto in maniera casuale all'interno dell'ambiente di misura. In letteratura vengono riportate le caratteristiche principali che devono possedere per ottimizzare le loro prestazioni. Per poter agire a bassa frequenza devono essere di dimensioni elevate [4, 15, 24]: le dimensioni devono essere paragonabili ad almeno metà lunghezza d'onda della frequenza inferiore per cui si vuole qualificare la camera. Si consiglia inoltre di installare diffusori di differenti spessori, dimensioni e rapporto tra queste due grandezze, in modo da evitare che vi sia un assorbimento selettivo in un ristretto range in frequenza, a causa della vibrazione del pannello stesso [23].

La loro efficacia è riscontrata in camere riverberanti di geometria regolare o in presenza del materiale assorbente da testare: in camere dalla geometria irregolare, spesso non producono ulteriori miglioramenti nella diffusione del campo sonoro [15, 30, 64]. La loro efficacia viene attribuita nel reindirizzare il campo sonoro all'interno dell'ambiente di misura, rendendolo più uniforme. Un buon indicatore nella stima dell'aumento di diffusione è la misura del coefficiente di assorbimento: introducendo i diffusori, il campo sonoro viene reindirizzato e una maggiore quantità di energia riesce ad incidere sul provino di materiale assorbente, portando ad un incremento di α [13, 15, 16, 49, 61].

Molti autori sottolineano le problematiche riscontrate nell'utilizzo di tali diffusori all'interno della camera riverberante. Essi infatti risultano spesso inefficaci nel reindirizzare il campo sonoro che si può sviluppare sul piano orizzontale dell'ambiente circoscritto (soprattutto a bassa frequenza con la presenza di modi assiali), portando ad un campo sonoro poco diffuso [13, 26]. A seconda di come sono disposti nello spazio di misura, possono portare ad una suddivisione del volume della camera riverberante: la parte al di sopra dei diffusori risulta essere disaccoppiata dal restante volume, con conseguente sovrastima del coefficiente di assorbimento (volume sovrastimato nella formula di α) e problematiche ad alta frequenza [24, 26]. Un ulteriore punto a sfavore è dovuto dall'introduzione di un maggior grado di incertezza nella stima di α a causa della non corretta determinazione sia del volume della camera riverberante, che della superficie dei diffusori (1 o 2 lati). Essi inoltre sono visti come degli ostacoli che portano ad avere un comportamento acustico all'interno della camera riverberante molto complesso e di difficile comprensione [16].

La seconda tipologia di diffusori analizzati sono i boundary (o Volume) diffusers: sono elementi di forma solida (semisfere o elementi più complessi) che vengono attaccati su tutte le pareti dell'ambiente di misura. Nella maggior parte degli articoli esaminati, vengono confrontati con i hanging diffusers, sottolineando come i boundary siano più efficaci nel

rendere il campo sonoro maggiormente uniforme. Essi portano ad una stima più accurata del coefficiente di assorbimento, poiché si riesce a determinare in modo più preciso sia il volume totale della camera riverberante (togliendo il volume occupato dai diffusori installati) sia la superficie esposta al campo sonoro dei diffusori stessi [13, 15, 26, 30]. Contrariamente ai hanging, i boundary portano ad una minore variabilità spaziale del campo sonoro [29, 30, 41, 58], poiché riescono a indirizzare meglio l'energia sonora, risultando in una maggiore omogeneità.

L'ultima tipologia di diffusori sono i rotating diffusers o diffusori rotanti. Solitamente sono pannelli di ampie dimensioni ai quali possono essere attaccate delle ulteriori partizioni per eliminare la simmetria rispetto all'asse di rotazione. Tale sistema riesce a ridurre la variabilità spaziale della pressione sonora in camera riverberante, sia in presenza di un rumore a banda larga, ma soprattutto in presenza in un tono puro. La sua azione "benefica" è attribuita a diversi fattori. Oltre a funzionare come un modulatore, il quale agisce su una frequenza discreta andando a creare un multitono, le cui frequenze sono spaziate in modo proporzionale alla frequenza di rotazione [6, 25, 27], il diffusore rotante modifica in continuazione la forma modale dei modi dell'ambiente circoscritto: modifica quindi il flusso di energia e l'angolo di incidenza al muro, rendendo il campo sonoro maggiormente uniforme [4, 14]. Tale elementi presentano però alcuni limiti: elevate dimensioni che tolgono spazio all'interno dell'ambiente di misura (devono essere rispettate alcune distanze tra il diffusore e gli altri elementi presenti in camera, quali pareti, microfoni, sorgenti, provini e ulteriori elementi diffondenti); possibilità di elevato rumore di fondo causato dal meccanismo di movimentazione [63].

2.3. Camera riverberante dell'Università di Ferrara

La camera riverberante è situata presso il Polo Scientifico Tecnologico dell'Università di Ferrara presso via Giuseppe Saragat 1, nel corpo E del medesimo Polo. Essa è stata ricavata nel primo piano dell'immobile adiacente alla già realizzata camera anecoica, presso i laboratori del Dipartimento di Ingegneria.



Figura 2.1: Immagine satellitare della camera riverberante.

2.3.1. Caratteristiche costruttive e geometria interna

Esternamente il corpo centrale è costituito da una struttura in conglomerato cementizio armato, con pareti di spessore di 30 cm sui lati Nord, Est e Ovest e da un setto interno (lato Nord-Ovest confinante con la camera anecoica) realizzato in blocchi cassero di cemento armato di spessore 30 cm. Tale partizione non è parallela al corrispondente setto esterno, ma presenta un'inclinazione di 3°: la struttura è quindi caratterizzata da una geometria in pianta che non presenta coppie di pareti tra di loro parallele.

Dall'immobile esterno sono stati ottenuti 4 differenti ambienti: la **camera riverberante**, la **camera semianecoica**, la **camera di controllo** e l'ingresso.

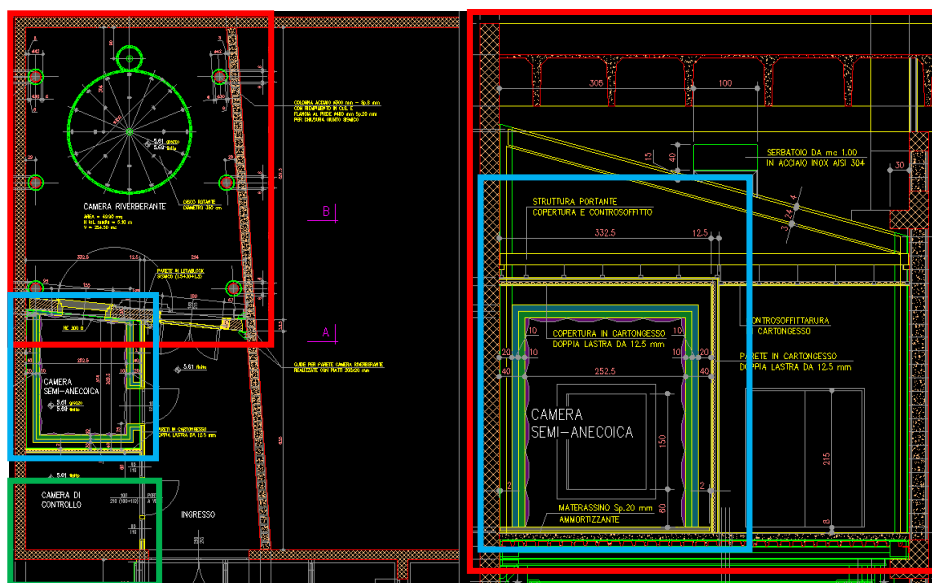


Figura 2.2: Vista in pianta e in sezione frontale della camera riverberante.

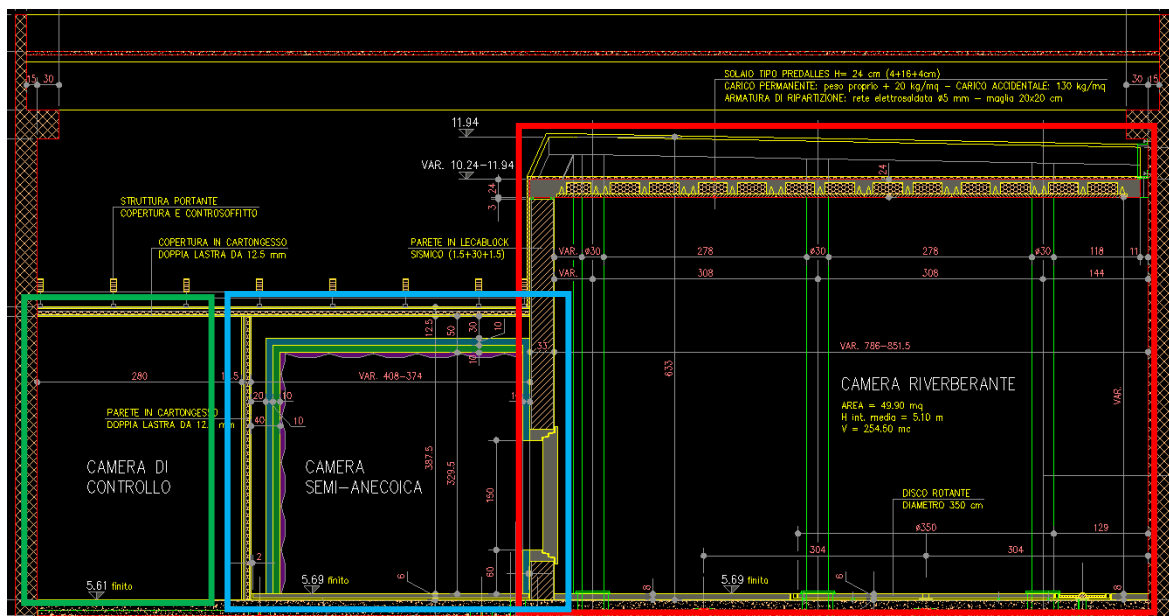


Figura 2.3: Vista in sezione laterale della camera riverberante.

La camera riverberante (figura 2.4) è stata ottenuta sfruttando le 3 pareti esistenti, 2 esterne in cemento armato (Sud-Ovest ed Sud-Est) e quella interna in blocchi di cassero (Nord-Ovest), più una nuova parete trasversale, inclinata di 3°, in muratura di Lecablok dello spessore di 30 cm. La copertura è inclinata di 15° ed è costituita da un solaio di tipo

Descrizione della camera riverberante

predalles (lastre piane in calcestruzzo) dello spessore di 24 cm, mentre il piano di calpestio è costituito da una pavimentazione in calcestruzzo. Nel soffitto è stato inoltre posizionato un sistema di guide che permette di appendere i microfoni, le sorgenti e i diffusori statici. Tutte le pareti interne sono state rivestite da uno smalto liscio e riflettente in modo da ridurre ulteriormente l'assorbimento interno.

Sulla parete in Lecablok sono presenti due aperture: una finestra a tre battute di dimensione 125 x 150 cm, progettata al fine di consentire le misure di transmission loss di componenti o di partizioni, tra un ambiente riverberante e un ambiente semianecoico: un portone a due battenti di dimensioni 167 x 208 cm per consentire l'ingresso all'ambiente di misura.

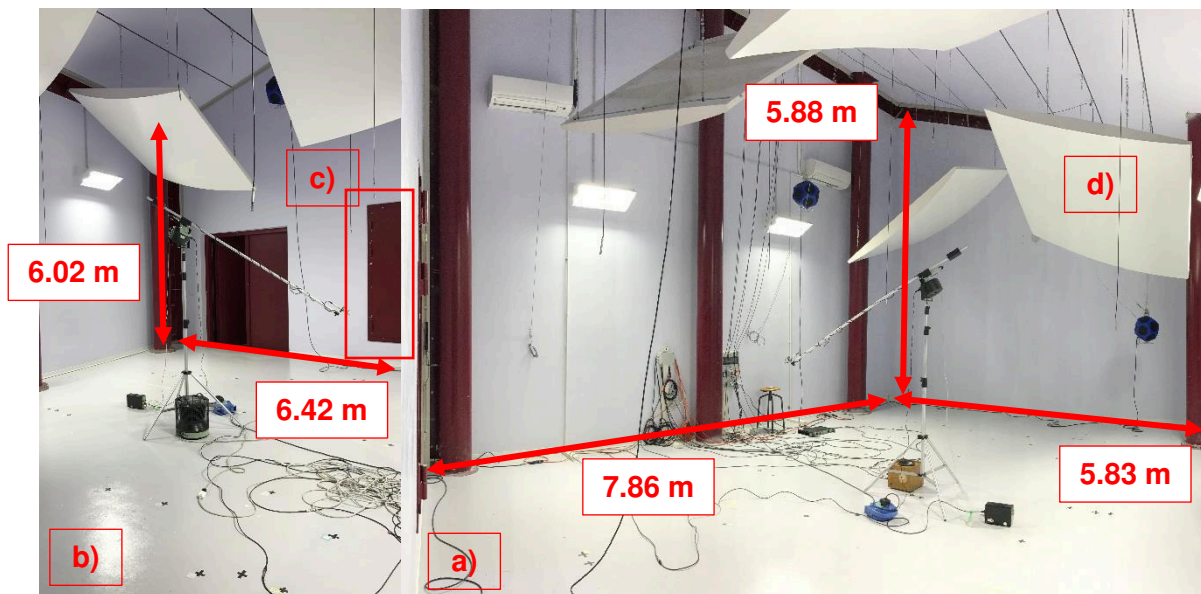


Figura 2.4: a) Camera riverberante; b) ingresso; c) finestra di transmission loss; d) diffusori statici.

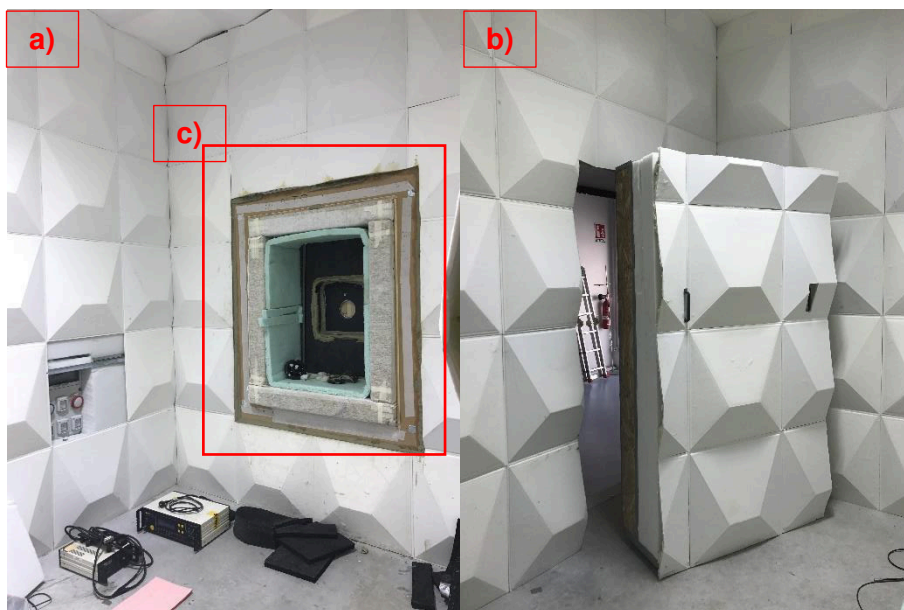


Figura 2.5: a) Camera semi-anecoica; b) portone di ingresso con copertura fonoassorbente; c) finestra di transmission loss.

Entrambe le aperture presentano porte dalle elevate caratteristiche fonoisolanti, in modo tale da limitare l'ingresso di rumore di fondo proveniente dall'esterno. All'interno della

camera riverberante sono presenti 6 colonne in acciaio di diametro DN 300 mm e spessore 10 mm: tali sistemi sono necessari al fine di svincolare il solaio dalle pareti laterali per motivi di sicurezza sismica. Le colonne sono riempite di sabbia per evitare risonanze interne alle cavità.

La camera semi-anecoica (figura 2.5) è accostata alla camera riverberante nella parete Sud-Ovest, mentre pareti doppie in cartongesso dello spessore totale di 12.5 cm la separano dalla parete Sud-Est dell'immobile, dalla camera di controllo, dall'ingresso e dalla copertura esistente. Internamente, pareti e soffitto sono dotati di un ulteriore rivestimento: un'intercapedine d'aria di 20 cm dalle pareti e di 30 cm dal soffitto, seguita da un doppio strato di fibra di poliestere dello spessore di 10 cm, alla quale è fissato un rivestimento finale di pannelli di poliestere a forma di cuneo di altezza 5 cm. Sulla parete confinante con l'ingresso è presente una porta di dimensioni 100 x 210 cm che permette di entrare in camera semi-anecoica: tale apertura può essere chiusa tramite una copertura di materiale fonoisolante mobile. Le dimensioni nette dell'ambiente sono di 2.53 x 3.29 m per un'altezza di 3.30 m.

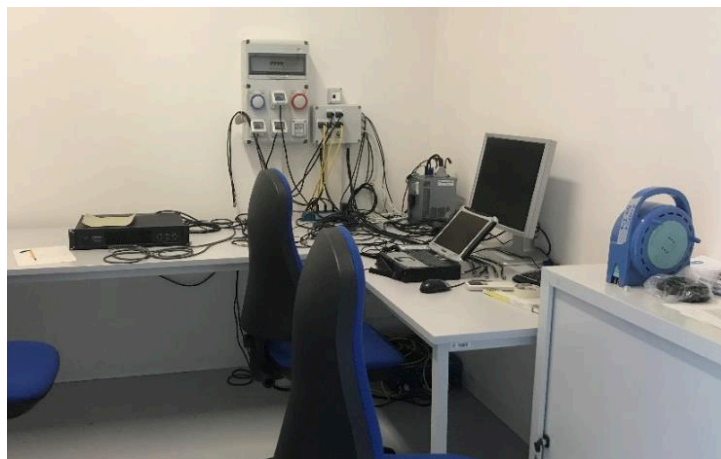


Figura 2.6: Camera di controllo.

La camera di controllo (figura 2.6) è il locale destinato alle attrezzature necessarie all'acquisizione e svolgimento delle attività di misura in laboratorio. Sono stati predisposti numerosi collegamenti sia con la camera riverberante che con la camera semi-anecoica in modo da consentire le attività in remoto, senza la presenza di operatori all'interno degli ambienti di misura.

In camera di controllo, nell'ingresso e nella camera riverberante sono stati inoltre predisposti dei sistemi di climatizzazione che permettono di regolare le condizioni termigrometriche sia nell'ambiente di misura che negli spazi circostanti.

Seguendo le indicazioni riportate nel paragrafo 2.1, la geometria costituente la camera riverberante è di forma irregolare e non presenta coppie di pareti tra di loro parallele, in modo tale da evitare il fenomeno di degenerazione modale soprattutto presente a bassa frequenza. In figura 2.7 viene mostrato il CAD 3D, ottenuto con le dimensioni riportate in tabella 2.1: tali dimensioni sono state misurate una volta completata la costruzione del laboratorio. Il volume della camera riverberante risulta essere pari a 252.5 m^3 , dal quale deriva la frequenza di Schroeder pari a circa 330 Hz, stimata in base all'equazione (1.35).

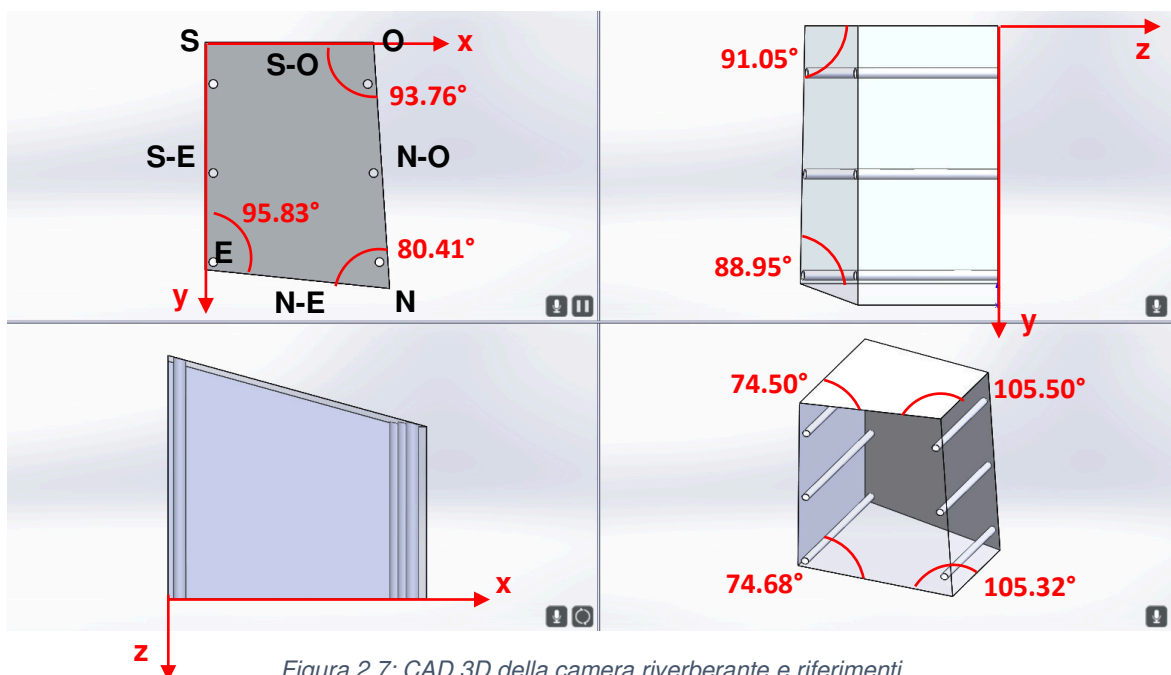


Figura 2.7: CAD 3D della camera riverberante e riferimenti.

Tabella 2.1: Dimensioni caratteristiche della camera riverberante.

Dimensioni caratteristiche della camera riverberante					
V_lordo (senza colonne)	[m ³]	252.90			
V_netto (senza colonne e diffusori)	[m ³]	252.50			
Area pavimento	[m ²]	49.50			
Altezza media	[m]	5.11			
Altezza S	[m]	5.88	Lato N-E	[m]	6.42
Altezza O	[m]	4.26	Lato N-W	[m]	8.53
Altezza E	[m]	6.02	Lato S-O	[m]	5.83
Altezza N	[m]	4.26	Lato S-E	[m]	7.86
Angolo Ovest – piano x-y	[°]	93.76	Angolo Sud – piano y-z	[°]	91.05
Angolo Nord – piano x-y	[°]	80.41	Angolo Est – piano y-z	[°]	88.95
Angolo Sud – piano x-z	[°]	74.50	Angolo Ovest – piano x-z	[°]	105.50
Angolo Est – piano x-z	[°]	74.68	Angolo Nord – piano x-z	[°]	105.32

2.3.2. Analisi critica della camera riverberante dell'Università di Ferrara

Dopo aver riportato le prescrizioni normative riguardanti il dimensionamento della camera riverberante, in tabella 2.2 viene mostrato il confronto tra i valori normati e i medesimi calcolati per la camera riverberante dell'Università di Ferrara.

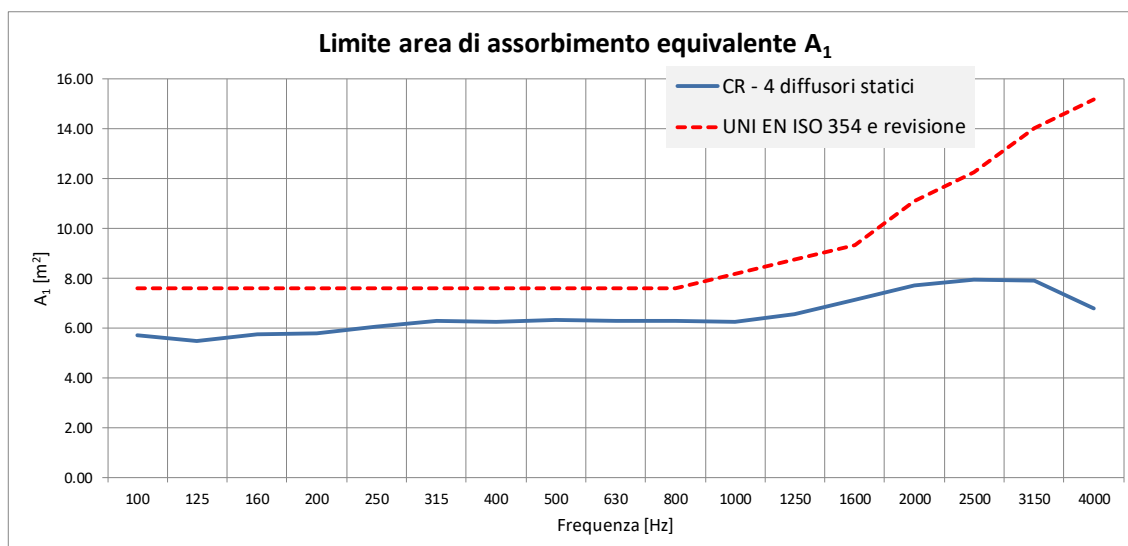


Figura 2.8: Andamento dell'area di assorbimento equivalente A_1 a camera vuota - confronto con il limite UNI EN ISO 354.

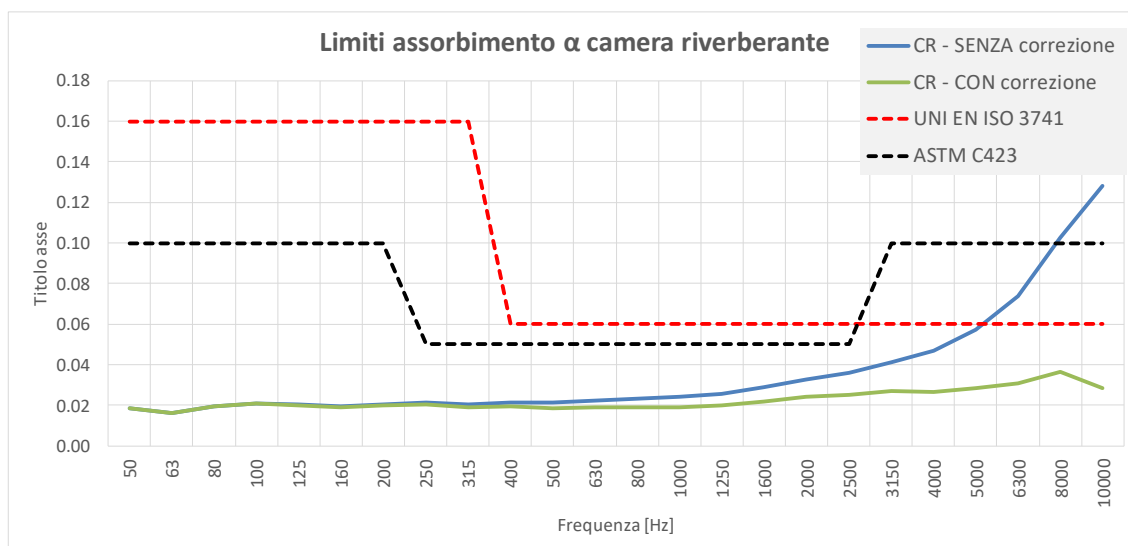


Figura 2.9: Andamento del coefficiente di assorbimento a camera vuota - confronto con il limite UNI EN ISO 3741 e ASTM C423.

Per quanto riguarda il confronto con i valori limiti impostati dalle norme di misura, si ha che la camera riverberante dell'Università di Ferrara soddisfa tutti i limiti imposti, ad eccezione della dimensione l_{max} presente nella UNI EN ISO 354, la quale risulta essere maggiore rispetto al limite consentito. Analizzando gli andamenti di figura 2.8 e 2.9, si ha che la camera soddisfa il criterio massimo imposto sull'area di assorbimento equivalente A_1 secondo la UNI EN ISO 354; per il coefficiente di assorbimento a camera vuota ottenuto invece secondo sia la UNI EN ISO 3741 che per la ASTM C423, il valore limite è rispettato se si applica la correzione per l'assorbimento dell'aria alle alte frequenze.

Tabella 2.2: Confronto tra i valori limiti stabiliti dalle differenti normative e i dati relativi alla camera riverberante dell'università di Ferrara.

	V _{min} [m ³]	V _{max} [m ³]	V _{ottimale} [m ³]	l _{max} [m]	Proporzioni tra le dimensioni	Indicazioni sulla forma
Camera riverberante dell'Università di Ferrara		250		12.15	Geometria irregolare con assenza di pareti parallele. La dimensione massima è pari a 8.53 m, la dimensione minima è 4.26 m.	Non vi sono coppie di superfici parallele. Il soffitto è inclinato di 15°, i muri del perimetro laterale sono inclinati di 3° (parete N-O) e di 6° (parete N-E).
UNI EN ISO 354:2003	150	500	200	$<1.9V^{1/3}=12.01$	NO dimensioni della camera in rapporto con numeri interi	-
Condizione rispettata?	SI	SI	NO	NO	SI	-
UNI EN ISO 354 - Revisione	200	500	-	$<1.9V^{1/3}=12.01$	La distanza tra superfici opposte dovrebbe deviare di almeno il 4% dai rapporti 1:1 e 2:3	Forma non rettangolare. Muri opposti inclinati \geq di 5° (meglio 10°). Soffitto inclinato \geq 5° (meglio 10°).
Condizione rispettata?	SI	SI	-	NO	SI	NO (angoli)
UNI EN ISO 3741	200	300	-	-	Forma di un cuboide regolare: tabella Prospetto A.1. Consigliati i valori $1:2^{1/3}:4^{1/3}$	NO superfici parallele.
Condizione rispettata?	SI	SI	-	-	NO	SI
ASTM C423	125	-	≥ 200	-	Due dimensioni della camera non devono essere uguali e/o il rapporto tra la dimensione massima e la dimensione minima non deve essere superiore a 2:1.	-
Condizione rispettata?	SI	-	SI	-	SI	-

2.3.3. Diffusori statici

Per poter migliorare la diffusione a bassa frequenza, sono stati progettati ed installati 4 diffusori statici, mostrati in figura 2.10, 2.11 e in figura 2.4 d). I diffusori sono pannelli di Mdf (Medium-density fibreboard) le cui caratteristiche sono riportate in tabella 2.3.

Per far sì che i diffusori siano efficaci in un determinato range in frequenza, le loro dimensioni devono essere paragonabili ad almeno metà della lunghezza d'onda della frequenza a cui vogliono agire [21]. Imponendo una velocità del suono pari a 340 m/s, si ottiene che i diffusori installati in camera riverberante agiscono in una banda con frequenza centrale pari a 80 Hz.

Tabella 2.3: Grandezze caratteristiche diffusori statici.

Densità	[kg/m³]	700.00
Lunghezza	[m]	2.00
Larghezza	[m]	2.20
Raggio di curvatura	[m]	5.00
Area frontale	[m²]	4.35
Spessore	[m]	0.02
Volume	[m³]	0.11

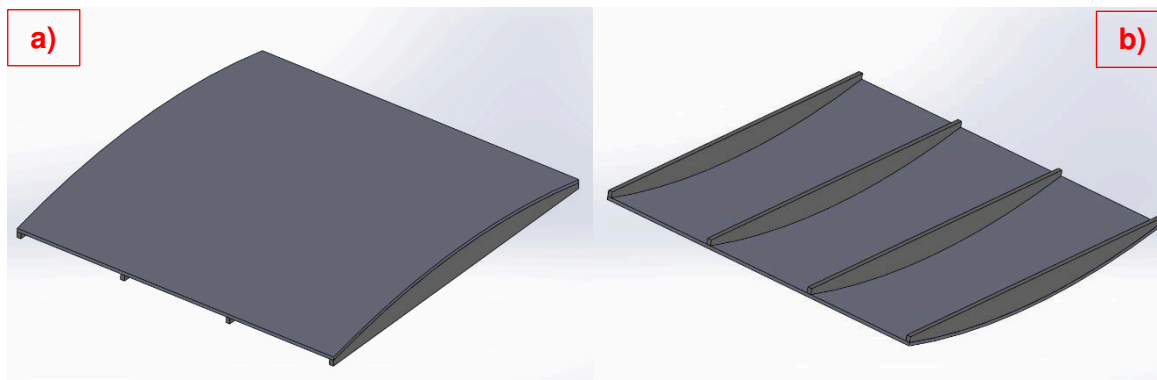


Figura 2.10: Diffusori statici: a) fronte; b) retro.

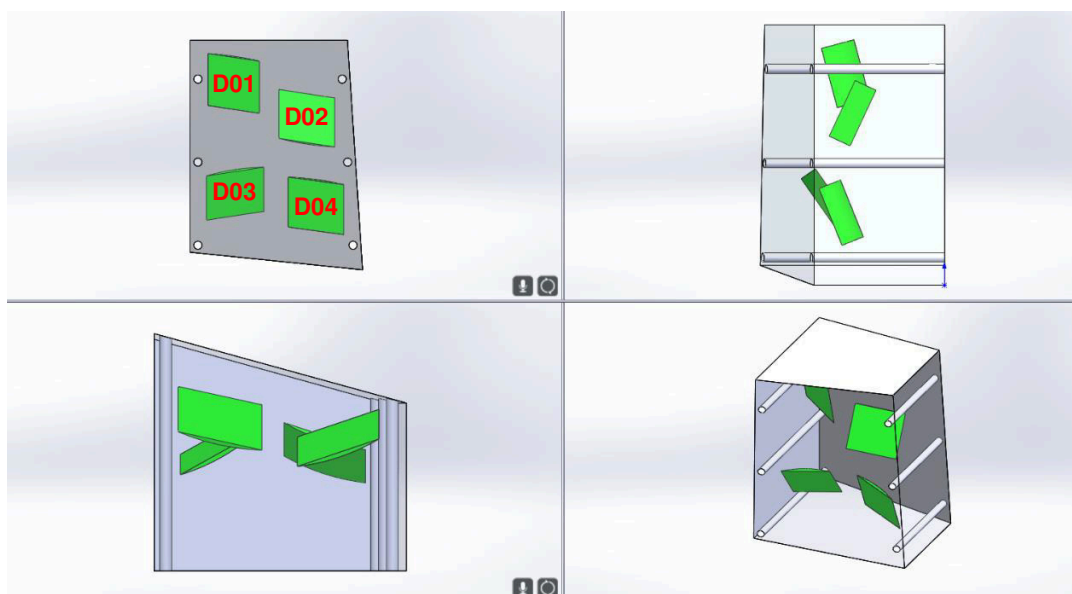


Figura 2.11: Posizione dei diffusori statici in camera riverberante.

Una volta realizzati, tali diffusori sono stati sospesi utilizzando dei cavi in acciaio fissati a soffitto, avvalendosi delle guide metalliche descritte nel paragrafo 2.3.1. Sono stati posizionati all'interno dell'ambiente di misura orientandoli in modo casuale nell'intero spazio disponibile, rispettando i vincoli di distanza prescritti all'interno delle norme UNI EN ISO 354 [42] e UNI EN ISO 3741 [45]. La fase di montaggio è stata eseguita in concomitanza alla procedura di collaudo dei diffusori, descritta nell'Appendice A della [42]. Tutta la procedura di qualificazione e i relativi dati verranno riportati nel capitolo 3, in cui sono descritte le norme utilizzate nelle diverse fasi di qualifica della camera riverberante.

2.3.4. Diffusore rotante

In tutte le normative di riferimento [42, 43, 44 e 45] riguardanti misure standardizzate in camera riverberante e in letteratura, si raccomanda l'utilizzo di uno o più diffusori rotanti con lo scopo di incrementare il grado di diffusione. A causa dell'elevata variabilità del livello di pressione sonora, soprattutto in presenza di forti componenti tonali (qualificazione Appendice D UNI EN ISO 3741, vedi paragrafo 3.1.7), si è deciso di progettare e di testare il diffusore rotante mostrato in figura 2.12, costituito da differenti parti.



Figura 2.12: Diffusore rotante.

Il pannello è formato da un pacchetto sandwich, il cui corpo centrale è in schiuma di resina poliuretanic a cella chiusa, delimitato da un supporto metallico esterno in lamiera di acciaio zincato. La stratigrafia del pannello viene mostrata in figura 2.13 mentre in tabella 2.4 vengono riportate le caratteristiche principali, tra cui dimensioni del pannello e densità della schiuma. La lamiera presenta inoltre delle nervature per aumentarne la resistenza, visto il sottile spessore di tale elemento. Nonostante, sia in letteratura che in normativa, venga consigliato l'utilizzo di geometrie complesse e asimmetriche, è stata costruita e testata una geometria semplice (pannello rettangolare) sia per limitare i costi di costruzione che per analizzare, in fase preliminare, quanto il sistema possa migliorare il grado di diffusione nell'ambiente riverberante.

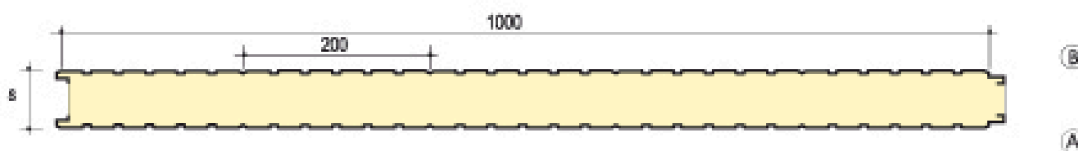


Figura 2.13: Stratigrafia pannello del diffusore rotante.

Il sistema di movimentazione del pannello rotante è costituito da un motoriduttore del tipo BOSCH di 12VDC 45W IP44 50rpm, utilizzato in campo automobilistico per l'azionamento del tergicristallo di una Fiat Panda, che presenta le caratteristiche tecniche di tabella 2.5.

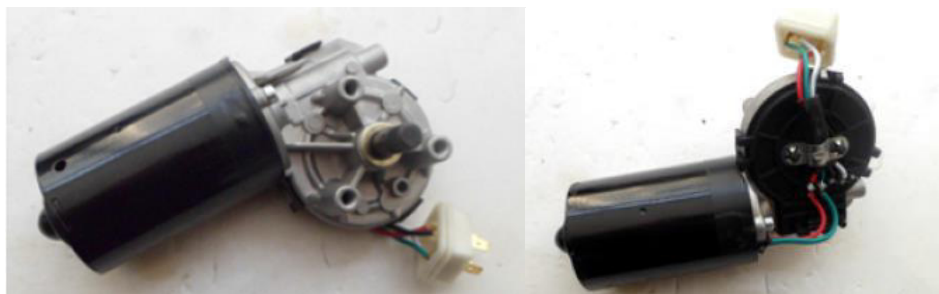


Figura 2.14: Vista frontale e posteriore BOSCH di 24VDC 45W IP44 50rpm.

Tabella 2.4: Caratteristiche principali del pannello costituente il diffusore rotante.

Caratteristiche pannello diffusore rotante	
Spessore [m]	0.025
Larghezza [m]	1.50
Lunghezza [m]	2.00
Area (un lato) [m ²]	3.00
Volume [m ³]	0.075
Densità della schiuma [kg/m ³]	39.00

Tabella 2.5: Dati tecnici motoriduttore.

Tensione	[V]	12.00
Corrente	[A]	3.11
Potenza	[W]	74.79
Coppia	[Nm]	8.23
Velocità	[rpm]	35.10
EFF	[%]	30.27

Al motoriduttore viene accoppiato un alimentatore GW INSTEK - GPS-3030D: si tratta di un sistema a corrente continua che riesce ad erogare una potenza nel range [54 – 90] W. Viene utilizzato grazie alle sue proprietà: ridotta rumorosità; protezione in caso di sovraccarico e di inversione di polarità; ottima regolazione che permette di effettuare operazioni a voltaggio o corrente costanti.

Tabella 2.6: Velocità di rotazione del diffusore rotante.

Velocità n°	Tensione di alimentazione [V]	rpm [giri/min]	Frequenza [Hz]
1	3.00	7.50	0.13
2	4.00	11.32	0.19
3	5.00	15.00	0.25
4	6.00	18.18	0.30
5	7.00	21.43	0.36

Grazie all'accoppiamento tra motoriduttore e alimentatore, è possibile ottenere differenti velocità di rotazione del diffusore rotante, a seconda del voltaggio impostato. In tabella 2.6 sono riportate le velocità di rotazione utilizzate durante le varie fasi di analisi e qualificazione

della camera riverberante, mentre in figura 2.15 viene mostrato l'andamento della velocità di rotazione, espressa in giri al minuto, rispetto al voltaggio di alimentazione.

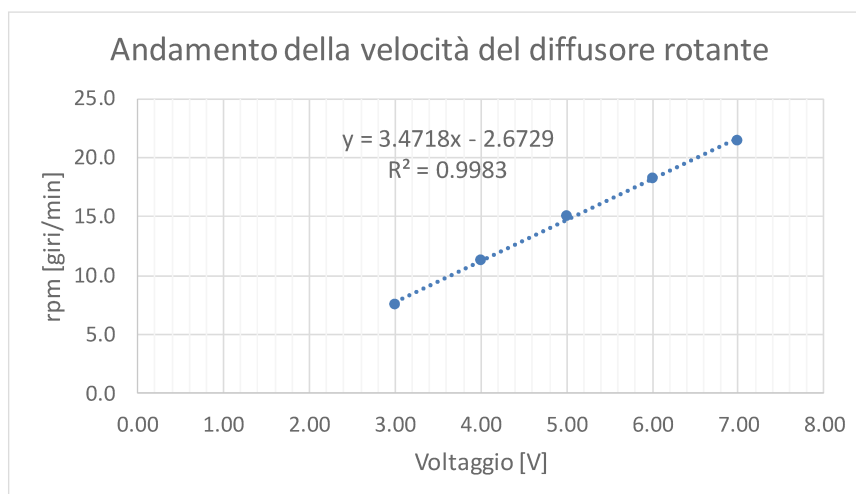


Figura 2.15: Andamento della velocità di rotazione in funzione del voltaggio di alimentazione.

Il supporto rotante del pannello (figura 2.16) è costruito in acciaio al carbonio Fe360, dal peso complessivo di 60 kg ed è costituito da quattro parti principali: a) sedia di appoggio; b) corpo cilindrico; c) albero di trasmissione; d) giunto di supporto del pannello.

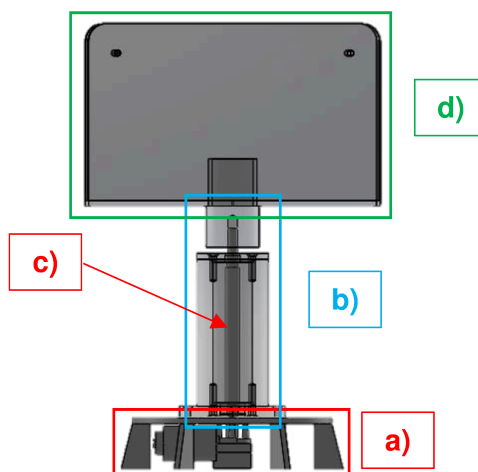


Figura 2.16: Supporto del pannello vibrante.

Tabella 2.7: Coordinate cartesiane del diffusore rotante.

Posizioni diffusore rotante - UNI EN ISO 354 e 3741			
DR01	[m]	x	1.30
		y	6.50
		z	0.00
DR02	[m]	x	3.40
		y	3.00
		z	0.00

Il diffusore viene collocato, all'interno dell'ambiente di misura, in 2 posizioni differenti, per valutare come la sua collocazione influisca sulla variabilità spaziale dei livelli di pressione

sonora acquisiti: la prima nell'angolo Sud-Est (a circa 50 cm dalle superfici laterali della camera); l'altra nella zona centrale della camera stessa. Le coordinate sono riportate in tabella 2.7, mentre in figura 2.17 viene riportato il CAD con il posizionamento del diffusore: i cilindri gialli riportano l'ingombro del diffusore rotante in una rivoluzione completa.

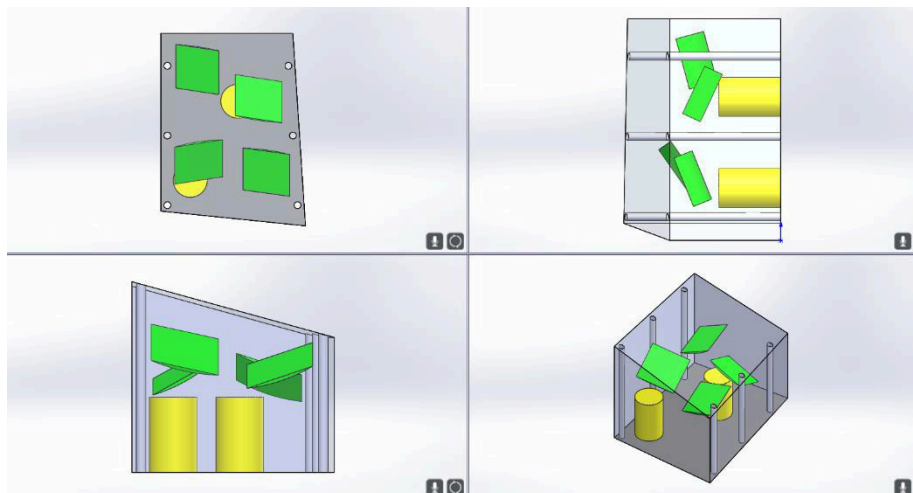


Figura 2.17: Posizioni relative al diffusore rotante in camera riverberante.

3. Qualificazione della camera riverberante dell'Università di Ferrara

Nel presente capitolo verranno descritte le diverse procedure utilizzate per la qualificazione della camera riverberante dell'Università di Ferrara. Le fasi di qualificazione seguite sono riportate all'interno dei due standard internazionali UNI EN ISO 3741:2010 per la misura del livello di potenza sonora e UNI EN ISO 354:2003 per la misura dei coefficienti di assorbimento, e all'interno dello standard americano ASTM C423-09a:2014, sempre per la misura del coefficiente di assorbimento. Dopo una prima introduzione delle norme, verranno presentati i dati relativi al laboratorio testato, secondo differenti configurazioni.

3.1. UNI EN ISO 3741

Lo standard internazionale UNI EN ISO 3741:2010, riguarda la determinazione dei livelli di potenza sonora e dei livelli di energia sonora delle sorgenti di rumore mediante misurazione della pressione sonora, in camera riverberante.

Si tratta di un metodo di classe 1, di laboratorio, che determina il livello di potenza sonora in bande di terzi di ottava [100 – 10000] Hz, tenendo conto delle correzioni per ogni differenza esistente tra le condizioni meteorologiche nel momento e luogo della prova rispetto a quelle corrispondenti ad un'impedenza caratteristica di riferimento, le quali sono:

- Temperatura dell'aria: 23.0 °C;
- Pressione statica: 101.325 kPa;
- Umidità relativa: 50%.

È una norma idonea per la misura di tutti i tipi di rumori, definiti nella ISO 12001, e applicabile a dispositivi, macchine, componenti o sottogruppi, con un volume complessivo inferiore a 2% del volume della camera di prova.

3.1.1. UNI EN ISO 3741: Limiti stabiliti dalla procedura di misura

Vengono ora illustrati brevemente i limiti da rispettare all'interno dell'ambiente di misura per avere una corretta procedura di misura.

Il primo limite da verificare, per l'idoneità della camera di prova a vuoto, riguarda l'assorbimento acustico massimo. Esso influenza la distanza minima tra sorgente-microfono, l'irradiazione sonora della sorgente e le caratteristiche della risposta in frequenza dell'ambiente di prova. All'interno dell'intervallo di misura, tutte le pareti della camera entro una lunghezza d'onda dalla sorgente di rumore sottoposto a prova, devono essere progettate in modo tale da avere un coefficiente di assorbimento minore di 0.06. Le restanti pareti devono possedere proprietà di assorbimento tali da rispettare l'equazione 3.1 in ogni banda di terzo di ottava al di sotto dei 6300 Hz:

$$T_{60} > \frac{V}{S} \quad (3.1)$$

Dove:

- T_{60} : tempo di riverberazione misurato in conformità alla UNI EN ISO 3382-2, usando però solo il primo decadimento da 10 dB o 15 dB [s];
- V : volume della camera di prova [m³];
- S : area totale della camera di prova [m²].

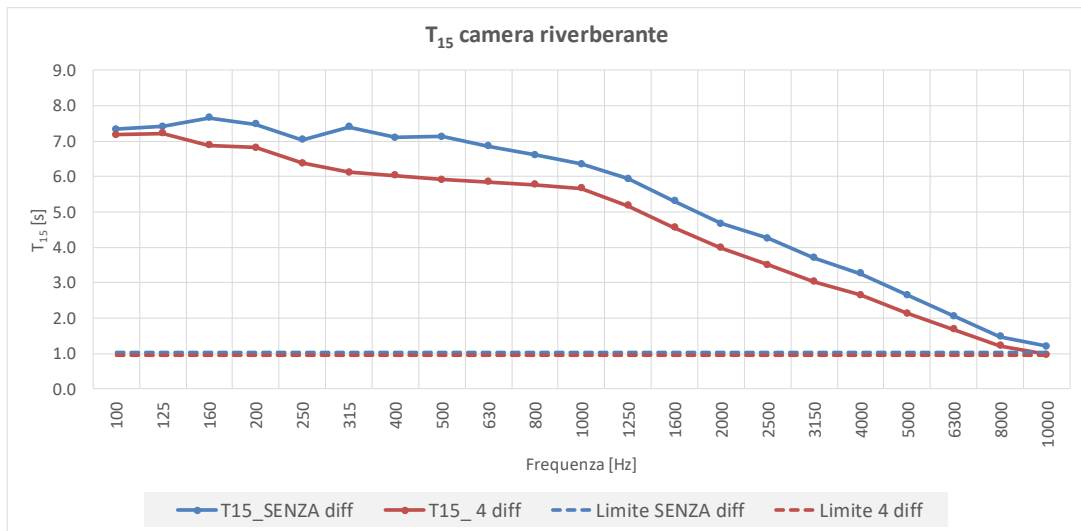


Figura 3.1: Andamento del tempo di riverberazione T_{15} per la camera riverberante dell'Università di Ferrara: configurazione senza diffusori (linea blu); configurazione con 4 diffusori statici (linea rossa).

Per la camera riverberante dell'università di Ferrara si ha che il rapporto tra volume e superficie interna è pari a 1.02 nella configurazione in assenza di diffusori statici, mentre risulta essere pari a 0.95 nella configurazione con 4 diffusori (nel calcolo della superficie si tiene conto solo di una lato). In figura 3.1 viene riportato l'andamento del tempo di riverberazione T_{15} sia in assenza che in presenza dei 4 diffusori statici descritti in paragrafo 2.3.2. Nel caso tale condizione non venga rispettata, la camera deve superare la qualifica definita in Appendice C per poter essere idonea allo svolgimento delle misure ad ampio spettro. Analizzando il grafico 3.1 risulta evidente che il laboratorio rispetta il limite sull'assorbimento, poiché il tempo di riverberazione è caratterizzato da valori superiori al rapporto V/S . Utilizzando l'equazione (1.35), si è inoltre stimata una frequenza critica o di Schroeder pari a circa 330 Hz, inserendo come dati di input il tempo di riverberazione medio, ottenuto dalla curva rossa di figura 3.1 e il volume della camera di prova pari a 252.5 m^3 .

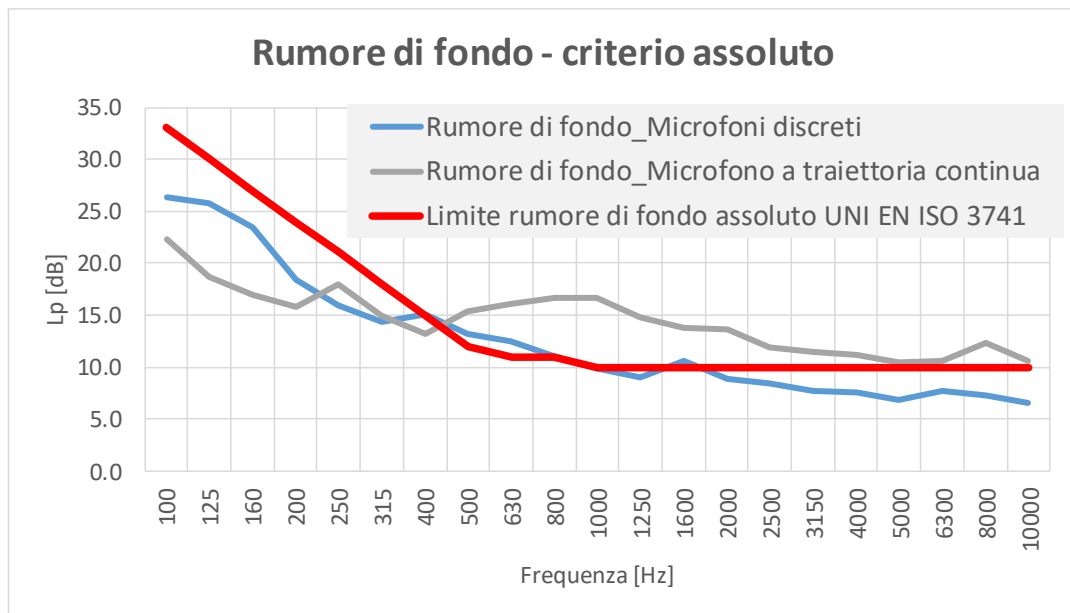


Figura 3.2: Andamento del rumore di fondo nella camera riverberante dell'Università di Ferrara - confronto con i limiti assoluti UNI EN ISO 3741.

All'interno della norma vengono stabiliti anche dei criteri per il rumore di fondo: all'interno del prospetto 2 vengono infatti indicati i limiti assoluti sul rumore di fondo per tutte le bande nel range di frequenza misurabile. Se la camera di prova presenta un rumore di fondo inferiore a tale limite, non è necessario effettuare la verifica sul rumore di fondo per ogni sorgente testata.

In figura 3.2 vengono riportati gli andamenti del rumore di fondo secondo i due setup di misura testati: la prima costituita da 6 posizioni microfoniche discrete; la seconda dal microfono rotante a traiettoria continua. Confrontando con i valori limite i due andamenti, si nota come la camera non rientri all'interno del criterio assoluto per il rumore di fondo: per ogni misura sarà necessario verificare la validità dell'acquisizione rispetto al rumore di fondo (vedi paragrafo 3.1.2, tabella 3.4).

Per quanto riguarda le grandezze atmosferiche, nella zona di posizionamento dei microfoni, le variazioni delle grandezze meteorologiche devono rispettare i valori limiti riportati in figura 3.3 (prospetto 3 della norma). Per quanto riguarda invece la pressione statica, le misurazioni devono essere effettuate entro una variazione massima di ± 1.5 kPa .

Intervallo di temperature θ °C	Intervallo di umidità relativa %		
	< 30%	da 30% a 50%	> 50%
	Limiti ammessi per temperatura e umidità relativa		
$-5 \leq \theta < 10$	± 1 °C, $\pm 3\%$	± 1 °C, $\pm 5\%$	± 3 °C, $\pm 10\%$
$10 \leq \theta < 20$	± 1 °C, $\pm 3\%$	± 3 °C, $\pm 5\%$	± 3 °C, $\pm 10\%$
$20 \leq \theta \leq 50$	± 2 °C, $\pm 3\%$	± 5 °C, $\pm 5\%$	± 5 °C, $\pm 10\%$

Figura 3.3: Valori limiti atmosferici UNI EN ISO 3741.

All'interno della norma vengono riportate le indicazioni per il corretto posizionamento di tutti gli strumenti necessari all'esecuzione delle procedure di misura. Per quanto riguarda il posizionamento della sorgente di rumore, viene collocata sul pavimento ad una distanza di almeno 1.5 m dalle pareti. Se, in conformità alla qualificazione dell'Appendice D necessita di più posizioni, la loro distanza deve essere $\geq \lambda/2$, calcolata alla frequenza di centro banda di misura più bassa: riferita ai 100 Hz, si ottiene che due posizione sorgenti devono essere ad una distanza ≥ 1.7 m . Se il pavimento è rettangolare, la sorgente deve essere posizionata in modo asimmetrico.

Tabella 3.1: Coordinate cartesiane sorgente di riferimento norma UNI EN ISO 3741.

Posizioni sorgenti - UNI EN ISO 3741							
S01	[m]	x	2.00	S04	[m]	x	3.00
		y	1.50			y	4.20
		z	0.00			z	0.00
S02	[m]	x	4.00	S05	[m]	x	2.40
		y	2.00			y	5.90
		z	0.00			z	0.00
S03	[m]	x	1.50	S06	[m]	x	4.30
		y	3.20			y	6.20
		z	0.00			z	0.00

In figura 3.4 vengono riportate le 6 posizioni sorgenti testate in camera riverberante: le sfere arancioni rappresentano la distanza minima tra due posizioni sorgenti e, affinché due elementi soddisfino i requisiti di norma (diametro sfere 1.7 m), non vi deve essere intersezione tra le sfere di influenza. In tabella 3.1 vengono riportate le coordinate all'interno del sistema di riferimento mostrato in figura 2.7.

Come per le sorgenti, anche i microfoni devono essere posizionati seguendo determinati accorgimenti. La distanza minima tra la sorgente di rumore sottoposta a prova e le posizioni microfoniche, per ciascuna banda in frequenza d'interesse, risulta essere pari a:

$$d_{\min} = D_1 \sqrt{\frac{V}{T_{60}}} \quad (3.2)$$

Dove:

- $D_1 = \begin{cases} 0.08 f \geq 5000 \text{ Hz} \\ 0.16 f < 5000 \text{ Hz} \end{cases}$
- V : volume della camera riverberante di prova [m^3];
- T_{60} : tempo di riverberazione [s].

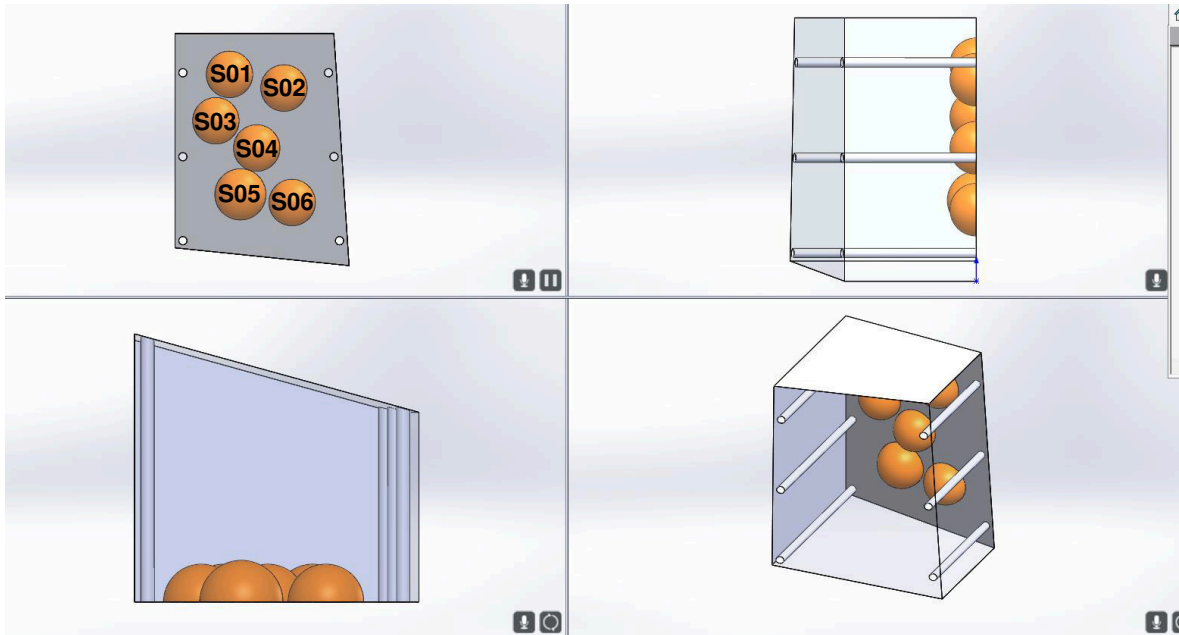


Figura 3.4: Posizioni sorgenti secondo i requisiti UNI EN ISO 3741.

Nel caso la camera di prova non sia qualificata secondo l'Appendice D, devono essere selezionate sei posizioni microfoniche discrete, le quali devono stare ad una distanza maggiore di 1.0 m da tutte le superfici dell'ambiente di misura e ad una distanza maggiore di d_{\min} (nel nostro caso pari a 1.4 m) dalla sorgente. La distanza tra due posizioni microfoniche adiacenti deve essere $\geq \lambda/2$ alla frequenza di centro banda di misura più bassa (≥ 1.7 m per i 100 Hz).

Per quanto riguarda il microfono rotante a traiettoria continua si ha che nessun punto della traiettoria microfonica deve trovarsi:

- A meno di d_{\min} dalla sorgente di misura;
- A meno di 1.0 m dalle superfici della camera di misura;
- A meno di 0.5 m dalle superfici di un diffusore;
- Su un piano inclinato di 10° rispetto ad ogni superficie della camera;

- o La lunghezza della traiettoria deve essere almeno $\min \begin{cases} l \geq 3\lambda \\ l \geq 10.3 \text{ m} \end{cases}$ dove λ è la lunghezza d'onda relativa alla frequenza di misura più bassa.

Tabella 3.2: Coordinate cartesiane relative alle posizioni microfoniche.

Posizioni microfoni - UNI EN ISO 354 e 3741							
M01	[m]	x	4.14	M04	[m]	x	3.25
		y	1.46			y	4.34
		z	3.63			z	3.02
M02	[m]	x	1.75	M05	[m]	x	1.75
		y	2.64			y	4.80
		z	1.73			z	2.02
M03	[m]	x	4.89	M06	[m]	x	2.49
		y	3.70			y	7.01
		z	1.50			z	1.89

In figura 3.5 vengono riportate le 6 posizioni microfoniche discrete in camera riverberante: le sfere blu rappresentano la distanza minima tra due posizioni microfoniche e, affinché due elementi soddisfino i requisiti di norma (diametro sfere 1.7 m), non vi deve essere intersezione tra le sfere di influenza. In tabella 3.2 vengono riportate le coordinate all'interno del sistema di riferimento mostrato in figura 2.7.

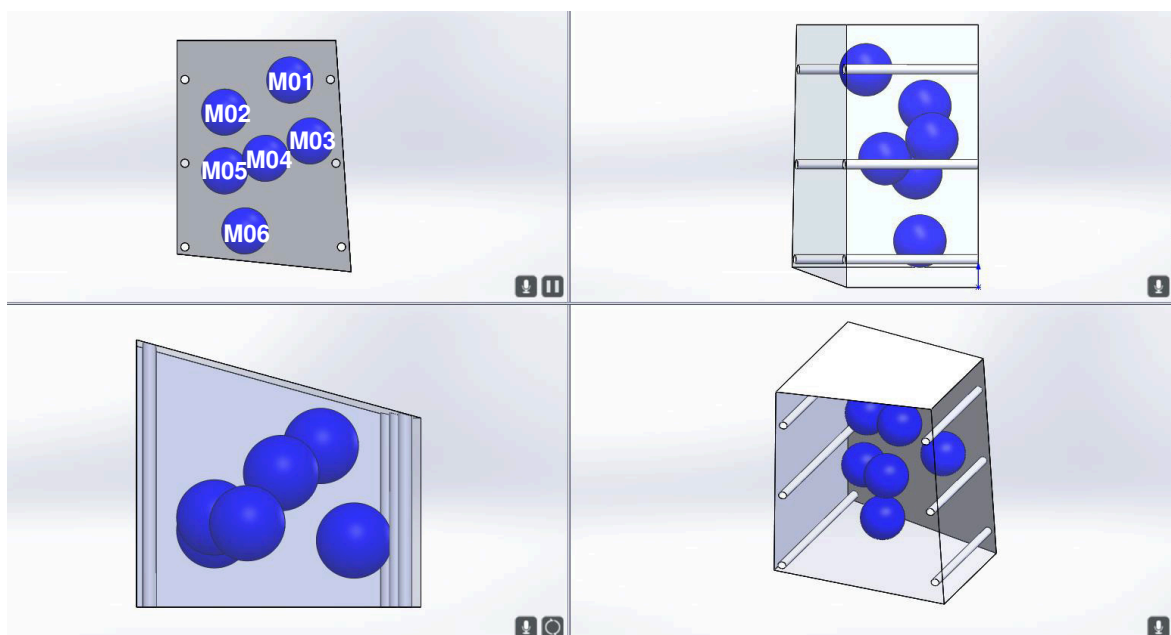


Figura 3.5: Posizioni microfoniche discrete secondo i requisiti UNI EN ISO 3741.

Per quanto riguarda il posizionamento del microfono rotante all'interno dell'ambiente di misura, in tabella 3.3 vengono riportati tutti i dati e le distanze, conformi ai vincoli descritti all'interno della UNI EN ISO 3741. In figura 3.6 viene riportato il posizionamento all'interno dell'ambiente di misura, mostrando in magenta la traiettoria effettuata durante una rotazione: il piano in cui giace il sensore viene evidenziato con un certo spessore per

renderlo visibile anche nella vista laterale della camera, di cui si può notare come esso sia inclinato rispetto al pavimento e alle restanti pareti del laboratorio.

Anche per il tempo di acquisizione della pressione sonora, vi sono diversi vincoli da rispettare, in base alla frequenza di indagine e alla tipologia di strumentazione utilizzata in fase di acquisizione:

- Per $f \leq 160$ Hz il tempo di acquisizione deve essere di almeno 30 s;
- Per $f \geq 200$ Hz il tempo di acquisizione deve essere di almeno 10 s;
- Se si utilizzano diffusori rotanti, il tempo di acquisizione deve essere un multiplo intero del periodo di rotazione, o più di 10 volte maggiore di questo;
- Se si utilizza un microfono mobile, il tempo di acquisizione deve contenere almeno due passaggi completi;
- Il livello di pressione sonora riferito al rumore di fondo deve avere lo stesso tempo di acquisizione utilizzato per la misura della sorgente di rumore sottoposta a prova.

Tabella 3.3: Caratteristiche del microfono rotante a traiettoria continua.

Posizionamento microfono rotante (UNI EN ISO 3741)			
Coordinate cartesiane (M04)	[m]	x	3.25
		y	4.64
		z	0.00
Altezza minima dal pavimento	[m]		1.10
Distanza minima diffusore	[m]		0.50
Raggio di rotazione	[m]		1.65
Velocità di rotazione	[s/giro]		32
Angolo di inclinazione del piano di rotazione	[°]		30

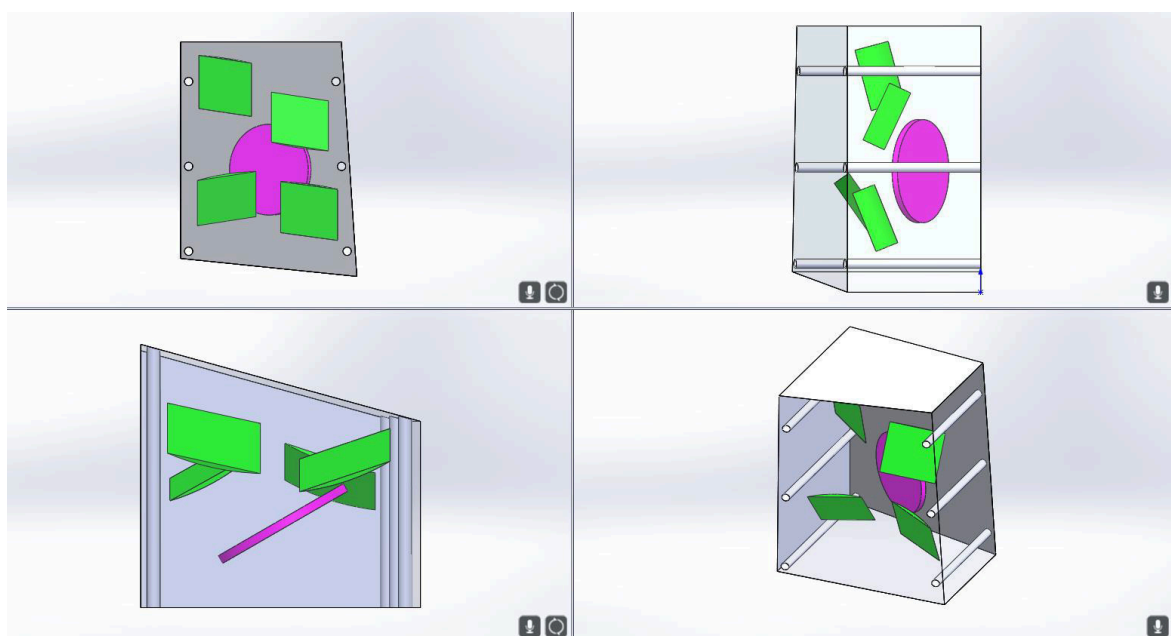


Figura 3.6: Posizionamento del microfono rotante all'interno dell'ambiente di misura e relativa traiettoria.

3.1.2. UNI EN ISO 3741: Procedura di prova e determinazione del livello di potenza sonora

Per poter determinare il livello di potenza sonora di una sorgente di rumore sottoposta a prova, sono necessarie 3 tipologie di acquisizione:

- Acquisizione del livello di pressione sonora tramite posizioni microfoniche discrete o microfono a traiettoria continua;
- Acquisizione del tempo di riverberazione T_{15} ;
- Acquisizione delle grandezze meteorologiche nella camera di prova.

Dopo avere effettuato la calibrazione dei microfoni, la prima fase della procedura di misurazione consiste nel determinare il tempo di riverberazione T_{15} della camera in presenza della sorgente di analisi (non in funzione). Tale misura viene effettuata secondo le indicazioni presenti all'interno della UNI EN ISO 3382-2, utilizzando il setup di misura e la stessa procedure descritta successivamente nel paragrafo 3.2.1, relativo alle misure del coefficiente di assorbimento in camera riverberante. La misura del tempo di riverberazione risulta fondamentale per il calcolo dell'area di assorbimento equivalente, grandezza necessaria nel determinare il livello di potenza sonora tramite il metodo diretto.

Acquisito il tempo di riverberazione e monitorate le condizioni ambientali, viene effettuata la misura del livello di pressione sonora temporale medio della sorgente di rumore sottoposta a prova: nella presente analisi le acquisizioni sono effettuate su 6 differenti posizioni sorgente, utilizzando entrambe le configurazioni con le 6 posizioni microfoniche discrete e con il microfono a traiettoria continua. Le posizioni sorgenti e microfoniche sono le stesse mostrate e descritte in paragrafo 3.1.1. La misura viene impostata con un ritardo iniziale per consentire alla sorgente di rumore di portare a regime il campo sonoro nell'ambiente di prova (tale ritardo deve essere superiore al valore massimo di tempo di riverberazione).

Se le acquisizioni del livello di pressione sonora sono state effettuate utilizzando più posizioni sorgenti e più posizioni microfoniche, la procedura di determinazione del livello di potenza sonora deve essere effettuato come segue.

Per primo si calcola la media del livello di pressione sonora temporale medio sulle j -esime posizioni sorgenti $L'_{pi(ST)}$, utilizzando l'equazione 3.3

$$L'_{pi(ST)} = 10 \log \left\{ \frac{1}{N_s} \sum_{j=1}^{N_s} 10^{0.1 [L'_{pi(ST)}]_j} \right\} \quad (3.3)$$

Dove:

- $[L'_{pi(ST)}]_j$: livello di pressione sonora temporale medio per banda di terzi di ottava misurato alla i -esima posizione microfonica e per la j -esima posizione della sorgente sottoposta a prova [dB];
- N_s : numero delle posizioni sorgente.

Al valore medio relativo alle posizioni sorgenti ottenuto dall'equazione (3.3), viene applicata la correzione per il rumore di fondo, nel caso in cui la camera non rientri entro i limiti assoluti relativi al rumore di fondo. Il livello di pressione sonora temporale medio relativo alla i -esima posizione sorgente e corretto per il rumore di fondo $L_{pi(ST)}$ risulta essere:

$$L_{pi(ST)} = L'_{pi(ST)} - K_{1i} \quad (3.4)$$

Il valore del coefficiente di correzione per il rumore di fondo è riportato in tabella 3.4, dove:

- $L'_{pi(B)}$: livello di pressione sonora temporale medio per banda di terzi di ottava del rumore di fondo (B) misurato alla i -esima posizione microfonica [dB].

Utilizzando i livelli di pressione sonora temporali medi corretti, si ottiene il valore medio sulle i -esime posizioni microfoniche, con N_M numero di posizioni totali, come segue:

$$\bar{L}_{p(ST)} = 10 \log \left[\frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} 10^{0.1 L_{pi(ST)}} \right] \quad (3.5)$$

Si determina infine il livello di potenza sonora L_W come descritto nell'equazione (3.6):

$$L_W = \bar{L}_{p(ST)} + \left\{ 10 \log \frac{A}{A_0} + 4.34 \frac{A}{S} + 10 \log \left(1 + \frac{Sc}{8Vf} \right) + C_1 + C_2 - 6 \right\} \quad (3.6)$$

Dove:

- $A = \frac{55.26}{c} \left(\frac{V}{T_{60}} \right)$: area di assorbimento equivalente della camera di prova [m²];
- $A_0 = 1 \text{ m}^2$;
- S : superficie totale della camera di prova [m²];
- $c = 20.05 \sqrt{273 + \theta}$: velocità del suono in aria alla temperatura θ [m/s];
- V : volume della camera di prova [m³];
- f : frequenza di centro banda in terzi di ottava [Hz];
- $C_1 = -10 \log \frac{p_s}{p_{s,0}} + 5 \log \left(\frac{273.15 + \theta}{\theta_0} \right)$: correzione della grandezza di riferimento che tiene conto dell'impedenza caratteristica dell'aria nelle condizioni metereologiche al momento e luogo della prova;
- $C_2 = -10 \log \frac{p_s}{p_{s,0}} + 15 \log \left(\frac{273.15 + \theta}{\theta_1} \right)$: correzione dell'impedenza di trasmissione per cambiare la potenza sonora effettiva relative alle condizioni metereologiche nel momento e luogo della prova nella potenza sonora nelle condizioni di riferimento:
 - p_s : pressione statica al momento e luogo della prova [kPa];
 - $p_{s,0} = 101.325 \text{ kPa}$: pressione statica di riferimento;
 - θ : temperatura dell'aria al momento e luogo della prova [°C];
 - $\theta_0 = 314 \text{ K}$;
 - $\theta_1 = 296 \text{ K}$.

Per quanto riguarda i tempi di acquisizione, essi sono i seguenti:

- Acquisizione della pressione sonora per la durata di 40 s nella configurazione con 6 posizioni microfoniche discrete e senza il diffusore rotante;
- Acquisizione della pressione sonora per la durata di 64 s nella configurazione con microfono rotante a traiettoria continua e/o diffusore rotante nelle velocità relative alle tensioni di alimentazione di [4 – 7] V. Tale tempo di acquisizione consente la media su 2 rivoluzioni complete del microfono rotante e almeno 10 giri del diffusore rotante alle velocità riportate;

- Acquisizione della pressione sonora per la durata di 80 s nella configurazione con diffusore rotante alla tensione di alimentazione di 3 V. Tale tempo di acquisizione consente la media su almeno 10 giri del diffusore rotante.

Tabella 3.4: Valore del coefficiente di correzione per il rumore di fondo K_{1i} .

Valore di K_{1i}		
$\Delta L_{pi} = L'_{pi(ST)} - L'_{pi(B)}$		
Se	$\Delta L_{pi} \geq 15\text{dB}$	$K_{1i} = 0$
	$6\text{dB} \leq \Delta L_{pi} < 15\text{dB}$ per $\begin{cases} f \leq 200\text{Hz} \\ f \geq 6300\text{Hz} \end{cases}$	$K_{1i} = -10 \log(1 - 10^{-0.1\Delta L_{pi}})$
	$10\text{dB} \leq \Delta L_{pi} < 15\text{dB}$ per $250\text{Hz} \leq f \leq 5000\text{Hz}$	$K_{1i} = -10 \log(1 - 10^{-0.1\Delta L_{pi}})$
	$\Delta L_{pi} < 6\text{dB}$ per $\begin{cases} f \leq 200\text{Hz} \\ f \geq 6300\text{Hz} \end{cases}$	$K_{1i} = 1.26 \text{ dB}$
	$\Delta L_{pi} < 10\text{dB}$ per $250\text{Hz} \leq f \leq 5000\text{Hz}$	$K_{1i} = 0.46 \text{ dB}$

3.1.3. UNI EN ISO 3741: Valutazione del numero minimo di posizioni microfoniche e di sorgente

Nel caso la camera di prova non superi la qualificazione secondo l'Appendice D (paragrafo 3.1.7), per ogni sessione di misura risulta necessario verificare il numero di posizioni microfoniche e di sorgente da utilizzare. La procedura di verifica parte dalla determinazione dello scarto tipo s_M dei livelli di pressione sonora misurati con le 6 posizioni iniziali secondo l'equazione 3.7:

$$s_M = \sqrt{\sum_{i=1}^{N_{M(pre)}} \frac{(L'_{pi(pre)} - L'_{pm(pre)})^2}{N_{M(pre)} - 1}} \quad (3.7)$$

Dove:

- $L'_{pi(pre)}$: livello di pressione sonora temporale medio per banda di terzo di ottava misurato alla i -esima posizione del microfono con la sorgente in funzione [dB];
- $L'_{pm(pre)}$: media aritmetica dei livelli di pressione sonora temporale medio per banda di terzo di ottava misurata alle 6 posizioni microfoniche iniziali (pre) [dB];
- $N_{M(pre)}$: numero di posizioni microfoniche iniziali, pari a 6.

Nel caso lo scarto tipo s_M sia superiore a 1.5 dB per una o più bande in frequenza, si ha che la sorgente di prova emette componenti a frequenze discrete. In tal caso bisogna determinare il numero di posizioni microfoniche N_M opportuno, avvalendosi del prospetto 4 riportato in figura 3.7.

Frequenza centrale della banda di terzo di ottava Hz	Scarto tipo, s_M dB		
	$s_M \leq 1,5$	$1,5 < s_M \leq 3$	$s_M > 3$
	Valore minimo di N_M		
100, 125, 160	6	6	6
200, 250, 315		6	12
400, 500, 630		12	24
≥ 800		15	30

Figura 3.7: Prospetto 4 UNI EN ISO 3741 - determinazione del numero di posizioni microfoniche N_M in presenza di toni puri.

In alternativa alle posizioni microfoniche discrete, può essere utilizzato un microfono a traiettoria continua la cui lunghezza l di traiettoria deve essere il valore minimo di equazione 3.8:

$$\min \begin{cases} l = \frac{\lambda}{2} N_M \\ l = 10.3 \end{cases} \quad (3.8)$$

Dove:

- l : lunghezza della traiettoria [m];
- λ : lunghezza d'onda relativa alla frequenza di centro con scarto superiore a 1.5 dB [m];
- N_M : numero di posizioni microfoniche discrete ottenute con il prospetto 4.

Dopo aver determinato il numero di posizioni microfoniche ottimali, risulta necessario valutare il numero di posizioni sorgente N_S tramite l'equazione:

$$N_S \geq K_S \left[\left(\frac{T_{60}}{V} \right) \left(\frac{1000}{f} \right)^2 + \frac{1}{N_M} \right] \quad (3.9)$$

Dove:

- K_S : è ricavato dal prospetto 5 (figura 3.8);
- T_{60} : tempo di riverberazione per la determinata banda in terzi d'ottava [s];
- V : volume della camera di prova [m³];
- f : valore della frequenza di centro per la determinata banda in terzi d'ottava [Hz];
- N_M : numero di posizioni microfoniche ricavato dal prospetto 4 per la determinata banda in terzi d'ottava.

Il numero di posizioni sorgenti può essere ridotto nei seguenti modi: introduzione di un diffusore rotante; riduzione del tempo di riverberazione per aumentare la sovrapposizione modale. Per le bande in terzi di ottava inferiori ai 1000 Hz, il tempo di riverberazione dovrebbe soddisfare la seguente condizione:

$$T_{60} < V \left(\frac{f}{1000} \right)^2 \quad (3.10)$$

Frequenza centrale della banda di terzo di ottava Hz	Scarto tipo, s_M dB		
	$s_M \leq 1,5$	$1,5 < s_M \leq 3$	$s_M > 3$
	K_S		
100, 125, 160		2,5	5
200, 250, 315		5	10
400, 500, 630		10	20
≥ 800		12,5	25
Valore minimo di M_S	1	Secondo l'equazione (12)	

Figura 3.8: Prospetto 5 UNI EN ISO 3741 - determinazione del numero ottimale N_S di posizioni sorgenti.

3.1.4. UNI EN ISO 3741: Setup di misura

Tutte le misure sono state effettuate in remoto e il set up di misura consiste in:

1. PC Soundbook_MK2_8B: [numero di matricola 7101-9013 tarato in data 16/05/2016] sistema multicanale dotato di 8 canali di ingresso BNC (con possibilità di espanderli) e un canale di uscita per la generazione di segnali, tra cui:
 - Sine sweep lineare e logaritmica;
 - Generatore interno di rumore bianco e rosa;
 - Possibilità di generare segnali arbitrari caricando file specifici nel software di misura.

Il sistema di misura viene utilizzato per l'acquisizione della pressione sonora in camera riverberante, consentendo di visualizzare ed esportare i dati in differenti formati:

- Livello di pressione sonora in banda d'ottava e/o in FFT;
 - Presenta i filtri di pesatura Z, A, C e permette rilievi in Leq e secondo le diverse costanti temporali (Fast, Slow, Impulse e Picco);
 - Acquisizione del tempo di riverberazione secondo lo standard UNI 3382, sia utilizzando la tecnica del rumore interrotto che la tecnica della risposta all'impulso integrata.
2. Software di misura Samurai 2.6 installatovi sopra. Tale programma rende possibile sia l'acquisizione, elaborazione ed esportazione dei dati, secondo differenti formati digitali, che il ri-processamento dei segnali registrati, tramite un opportuno sistema di post-elaborazione: i segnali registrati possono essere inseriti nel software come canali di misura, in modo tale da effettuare le analisi, a posteriori, ritenute più opportune.
 3. Posizioni microfoniche discrete: 6 microfoni prepolarizzati da ½ pollice Bruel and Kjaer 4186-A-021, utilizzati per misure in campo libero, accoppiati a 6 preamplificatori Bruel and Kjaer 2671 ad alimentazione ICP. Trattandosi di misure in campo riverberante, viene applicata a posteriori, sui livelli di pressione sonora acquisiti, la correzione per campo diffuso: tale correzione viene fornita insieme al data sheet dei microfoni stessi.
 4. Microfono a traiettoria continua: è un sistema costituito da più parti:
 - Capsula microfonica per campo libero Larson Davis modello 2541, di ½ pollice di diametro.
 - Preamplificatore Larson Davis modello PRM902, da ½ pollice di diametro con connettore LEMO.
 - Supporto rotante Brüel & Kjær per microfono Tipo Boom 3923, progettato per l'utilizzo in misure di potenza sonora nel rispetto della UNI EN ISO 3741. E' costituito essenzialmente da tre parti:

- Un braccio regolabile in lunghezza [50 – 200] cm, da 6 tubi in alluminio avvitabili fra loro. Una estremità del braccio presenta il sistema di alloggiamento del microfono in gomma, attenuando eventuali vibrazioni trasmesse dal braccio; l'altra estremità presenta 2 contrappesi per bilanciare la rotazione dell'asta.
 - Il corpo principale è costituito dal gruppo motore, che permette la rotazione del braccio estendibile, secondo tre differenti velocità di rotazione: 16, 32 e 64 s/giro. Tale sistema permette inoltre di inclinare il piano di rotazione del microfono rotante in passi di 10°.
 - Condizionatore di segnale Brüel & Kjær 5935: si tratta di un sistema bicanale condizionatore e amplificatore di segnale per microfoni preamplificati. È necessario per poter collegare il microfono rotante al sistema di acquisizione, poiché dispone di collegamenti in ingresso di tipo LEMO.
5. Sorgente di riferimento Bruel and Kjaer 4204. Si tratta di una sorgente sonora calibrata, costituita da un ventilatore centrifugo azionato da un potente motore asincrono. La sorgente può essere utilizzata nello svolgimento delle seguenti misure standardizzate: ISO 3741, ISO 3744, ISO 3745, ISO 3747, ISO 6926 e ANSI S1.3 1. La sorgente di riferimento è stata inoltre tarata in data 18/10/2016 presso la camera semianecoica dell'Università di Ferrara, utilizzando lo standard di misura UNI EN ISO 3745:2012.
- È stata testata durante la fase di misura la sorgente di riferimento, necessaria anche allo svolgimento delle procedure di qualificazione, in modo tale da poter confrontare le misure di potenza sonora effettuate in camera anecoica, vista la recente fase di taratura, con le medesime effettuate in ambiente riverberante.
6. Termo-Igrometro Oregon Scientific modello JB913R: sistema di rilevamento della temperatura e dell'umidità relativa dell'ambiente di misura.
7. Barometro elettronico HD 9980T BRAVO: sistema di rilevamento della pressione statica dell'ambiente di misura.
8. Calibratore B&K 4231 (numero seriale 2263425, tarato il 12/05/2016): sistema di calibrazione dei 6 microfoni discreti e del microfono a traiettoria continua.

In figura 3.7 viene riportata una fotografia della camera riverberante di prova con l'allestimento per la misura del livello di potenza sonora.



Figura 3.9: Setup di misura Appendice D UNI EN ISO 3741.

3.1.5. UNI EN ISO 3741: Determinazione del livello di potenza sonora

La procedura di misura per la determinazione del livello di potenza sonora è stata eseguita sulla sorgente di riferimento Bruel and Kjaer 4204, in modo da confrontare le curve ottenute in camera riverberante con l'andamento ottenuto in camera semianecoica tramite la UNI EN ISO 3745 (di classe 1 di precisione). Le prove sperimentali sono state eseguite secondo differenti setup di misura:

- Camera riverberante vuota: la procedura è stata effettuata in assenza di elementi diffondenti, valutando solo l'influenza della geometria e della forma dell'ambiente circoscritto;
- 4 diffusori: la procedura è stata applicata con all'interno della camera i 4 diffusori statici, montati a soffitto, descritti nel paragrafo 2.3.2;
- Diffusore rotante_x Hz: il diffusore rotante è stato posizionato nelle coordinate cartesiane del punto DR01 riportato in tabella 2.6. Nonostante sia stata stabilita come velocità di riferimento quella relativa alla frequenza di rotazione di 0.19 Hz (tensione di alimentazione di 4 V), le prove sono state eseguite a tutte le velocità di rotazione per valutare l'influenza sul livello di potenza sonora risultante.

In figura 3.10 e 3.11 vengono riportate le curve di potenza sonora pesata A calcolate per le varie configurazioni della camera di prova rispettivamente per il setup di misura a 6 posizioni microfoniche discrete e con il microfono rotante a traiettoria continua. Nei grafici viene riportato, per confronto, l'andamento del livello di potenza sonora pesato A determinato secondo la UNI EN ISO 3745 e le barre di errore, calcolate come descritto nelle relative norme di misura (UNI EN ISO 3741 e UNI EN ISO 3745). Sono inoltre riportati i valori della somma energetica pesata A [$SUM(A)$] con i relativi errori.

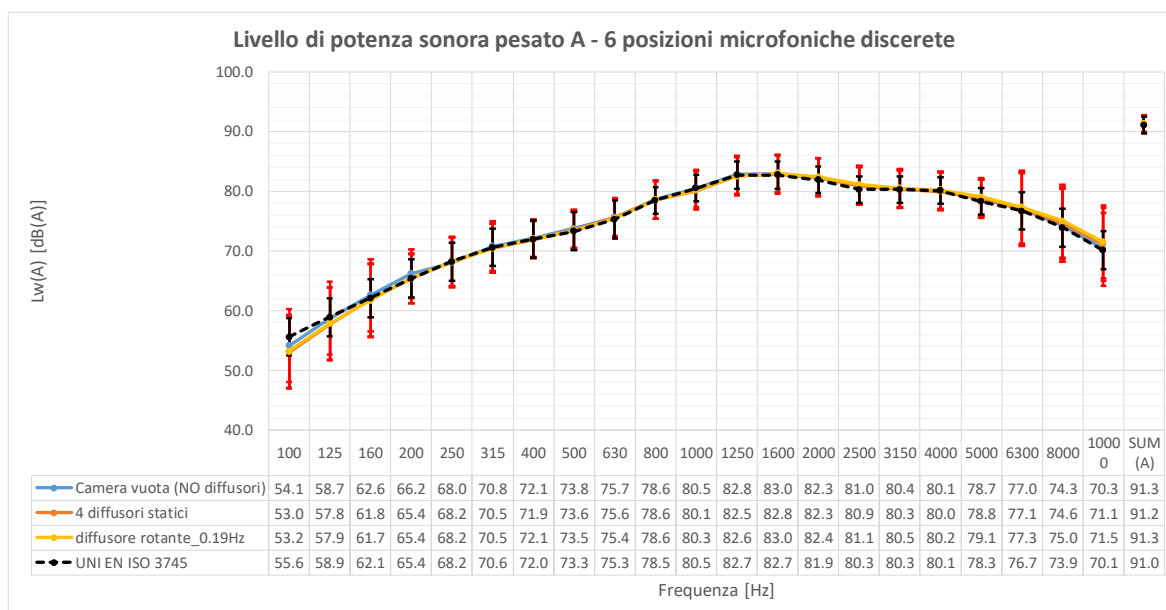


Figura 3.10: Livello di potenza sonora pesato A - 6 posizioni microfoniche discrete.

In entrambe le configurazioni di misura, si ha un buon accordo tra gli andamenti relativi alle misure effettuate in camera riverberante e le misure effettuate in camera semianecoica: i valori rientrano nel range di errore della UNI EN ISO 3745, come mostrato dagli andamenti riportati in figura 3.10, 3.11, 3.12, 3.13. Lo scostamento maggiore è presente in due condizioni: a bassa frequenza (al di sotto dei 125 Hz) soprattutto per il setup a 6 posizioni microfoniche discrete, dovuto dalla maggiore variabilità spaziale del livello di pressione sonora acquisito, a causa della presenza dei modi propri dell'ambiente di misura; ad alta frequenza (oltre i 5000 Hz), per entrambe le configurazioni, dovuto sia alla correzione per

l'assorbimento dell'aria (che tiene conto delle differenti condizioni meteorologiche), sia alla correzione da applicare ai microfoni, poiché sono sensori da campo libero e non da campo diffuso.

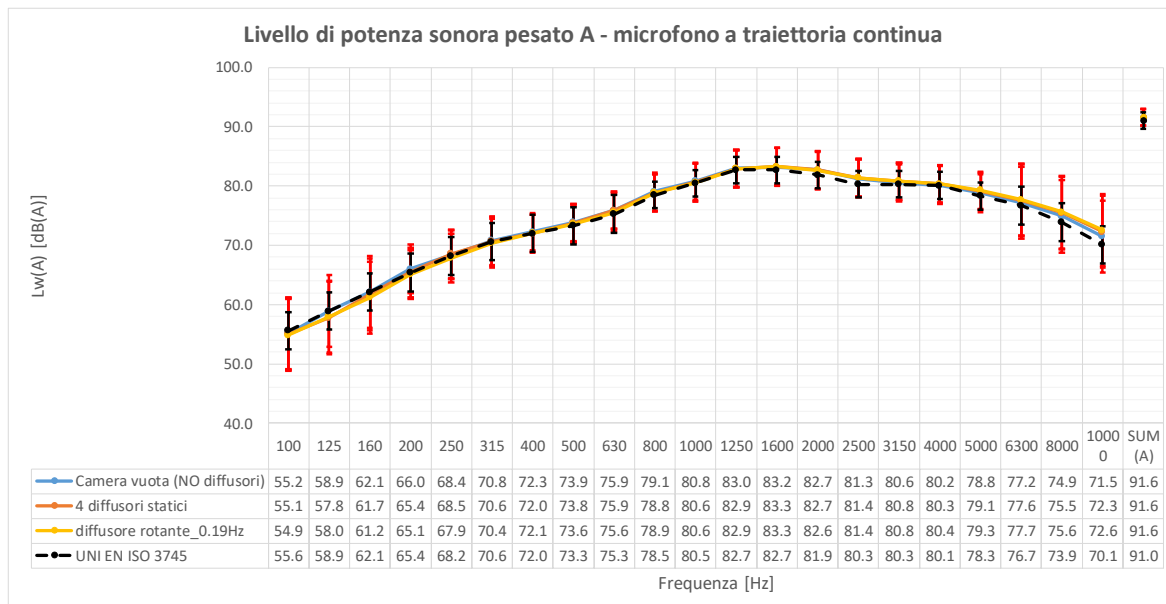


Figura 3.11: Livello di potenza sonora pesato A – microfono rotante a traiettoria continua.

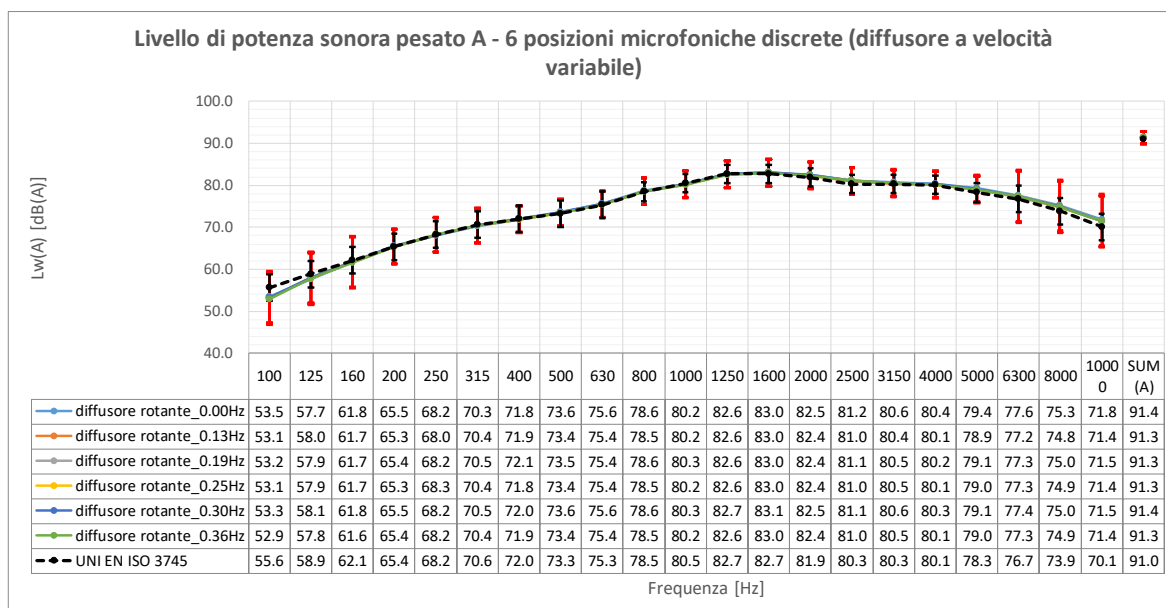


Figura 3.12: Livello di potenza sonora pesato A al variare della velocità di rotazione del diffusore rotante - 6 posizioni microfoniche discrete.

In figura 3.12 e 3.13 vengono riportati gli andamenti della potenza sonora pesata A determinati al variare della velocità di rotazione del diffusore rotante: anche in questo caso, i valori rientrano entro le barre di errore mostrando un buon accordo tra le curve.

Per ogni configurazione di misura, relativa al setup con 6 posizioni microfoniche discrete, è stata seguita la procedura di valutazione delle posizioni microfoniche e di sorgente descritta nel paragrafo 3.1.3.

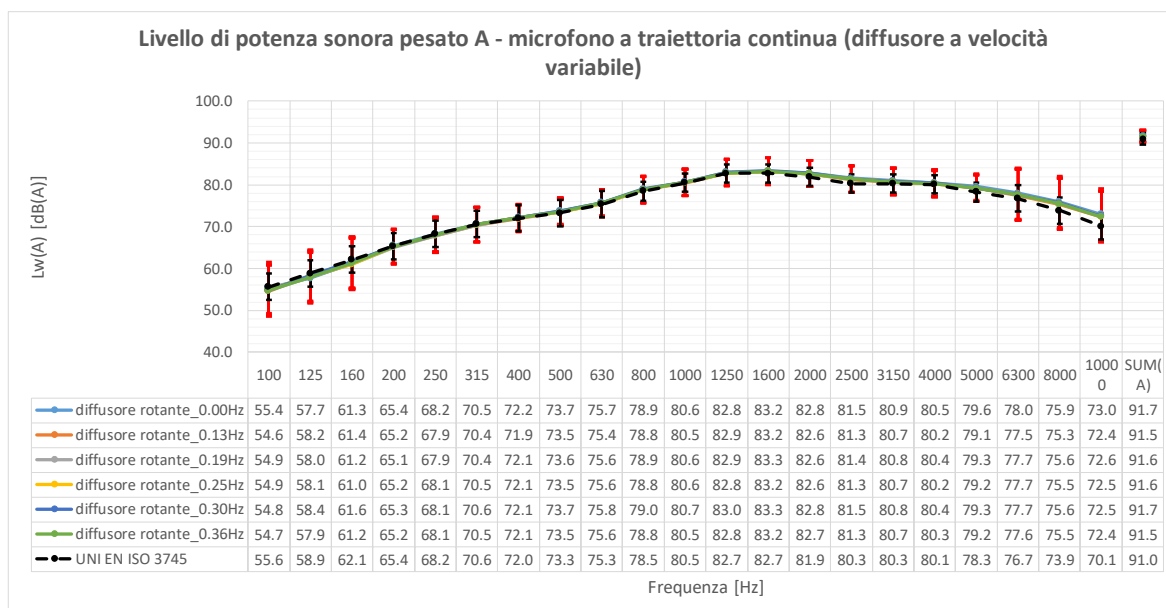


Figura 3.13: Livello di potenza sonora pesato A al variare della velocità di rotazione del diffusore rotante – microfono rotante a traiettoria continua.

Tabella 3.5: Valutazione del numero di posizioni microfoniche e di sorgente per la misura del livello di potenza sonora.

	Configurazione di misura	Sorgente fuori scarto limite	Frequenza [Hz]	N _M necessari	N _s necessari	
6 posizioni	Camera vuota (NO diffusori)	S01	100	6	7.7	
			125	6	5.1	
	4 diffusori statici	S01	100	6	7.5	
			S02	125	6	5
			S04	100	6	7.5
	diffusore rotante_0.19 Hz	S01	100	6	7.2	
S04			100	6	7.2	
S05			100	6	7.2	

Una volta effettuata la misura di pressione sonora, si procede nella valutazione, descritta in paragrafo 3.1.3, del numero minimo di posizioni microfoniche e sorgente necessarie per la corretta esecuzione della misura standardizzata. In tabella 3.5 vengono riportate le configurazioni di misura relative alle posizioni sorgente che superano lo scarto limite s_M descritto in figura 3.7. Poiché lo scarto tipo risulta essere superiore solo a bassa frequenza (per bande di terzo di ottava ≤ 125 Hz) e per un valore di $s_M \leq 3$ dB, il numero di posizioni microfoniche non subisce variazioni, mentre il numero di posizioni sorgente, per le quali risulta necessario mediare la pressione sonora acquisita, aumenta drasticamente: si ha che per soddisfare lo scarto tipo s_M a 100 Hz bisogna effettuare una media su 8 differenti posizioni sorgente, mentre a 125 Hz devono essere mediate 5 posizioni sorgente. Poiché la configurazione S04 non risulta essere idonea alla misura della potenza sonora per una singola posizione sorgente, in quanto la camera di prova non è qualificata secondo l'appendice D e lo scarto tipo s_M è superiore a 1.5 dB nella valutazione delle posizioni sorgente, in figura 3.14 viene riportato il livello di potenza sonora pesato A valutato per la configurazione S06 (tabella 3.1), idonea per la misura con una singola posizione sorgente.

In questo caso si ha che, rispetto alle misure svolte in S04, è presente una maggiore variabilità tra le varie configurazioni alla frequenza di 100 Hz, mentre l'andamento complessivo ripercorre l'andamento ottenuto dallo standard UNI EN ISO 3745.

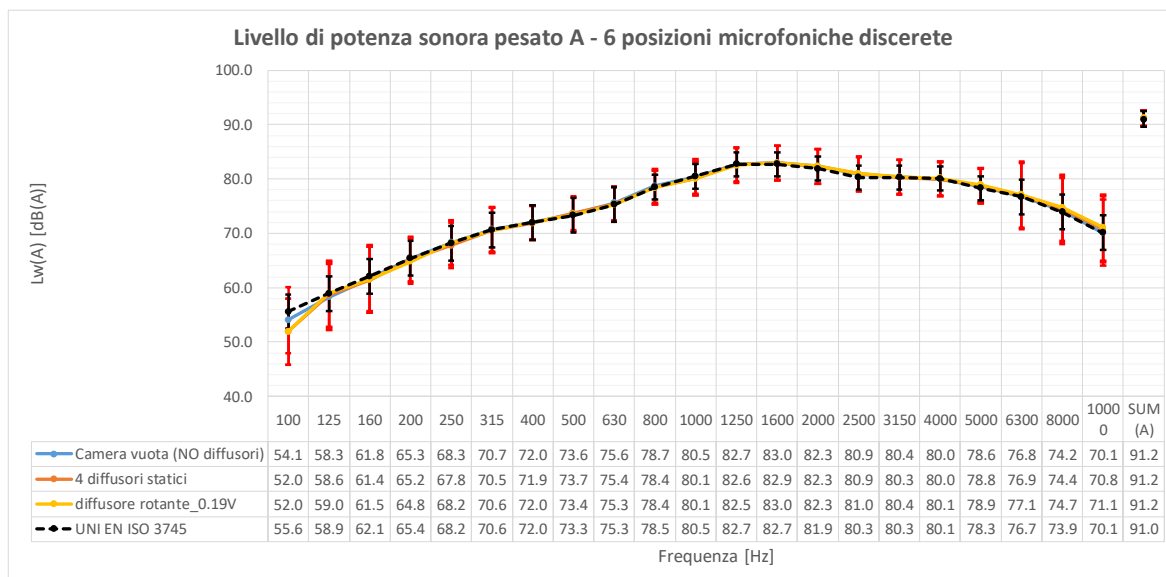


Figura 3.14: Livello di potenza sonora pesato A - 6 posizioni microfoniche discrete e sorgente S06.

3.1.6. UNI EN ISO 3741: Appendice C

Nell'Appendice C della UNI EN ISO 3741 viene riportata la procedura di qualifica della camera di prova riverberante per la misurazione del suono ad ampio spettro. La procedura, seppur consigliata per tutte le camere, è obbligatoria nei seguenti casi: nel caso in cui il volume della camera di prova sia inferiore a quanto indicato nel Prospetto 1 della norma (figura 3.15) o superiore ai 300 m³; se l'assorbimento della camera di prova non è conforme a quanto descritto nel paragrafo 3.1.1.

Frequenza di interesse più bassa in banda di terzo di ottava Hz	Volume minimo della camera di prova riverberante m ³
100	200
125	150
160	100
≥ 200	70

Figura 3.15: Prospetto 1 UNI EN ISO 3741 - limiti sul volume della camera riverberante.

Tale procedimento fornisce una misura della variabilità relativa dell'accoppiamento tra la sorgente sonora e il campo sonoro riverberante, nonché della variabilità relativa al procedimento con cui è eseguita la media spazio/temporale.

3.1.6.1. UNI EN ISO 3741: Appendice C – Procedura di prova

La procedura di prova consiste in sei o più misurazioni del livello di pressione sonora temporale medio, nelle bande di terzo di ottava per cui si vuole qualificare la camera di

misura. Ogni misurazione deve essere eseguita collocando la sorgente di riferimento in una o più posizioni differenti, rispettando i seguenti limiti:

- Distanza tra sorgente e pareti: ≥ 1.5 m
- Distanza tra sorgente e microfono: conforme all'equazione 3.2 $d_{\min} \geq 1.4$ m
- Distanza tra due posizioni sorgenti: $\geq \lambda/4 = 0.86$ m (con frequenza minima di centro banda pari a 100 Hz)

Nessuna posizione sorgente deve essere su un asse della camera (se a geometria regolare) e devono essere disposte nell'intorno della posizione in cui verrà poi collocata la sorgente di rumore sottoposto a prova. Per ogni posizione sorgente deve essere acquisito il livello di pressione sonora temporale medio nelle bande di terzo d'ottava e arrotondati al più vicino 0.1 dB, utilizzando sia il medesimo setup di misura che il tempo di acquisizione utilizzati durante le prove reali. Viene così determinato lo scarto tipo s_s definito come:

$$s_s = \sqrt{\sum_{i=1}^{N_s} \frac{(L_{pi} - L_{pm})^2}{N_s - 1}} \quad (3.11)$$

Dove:

- L_{pi} : livello di pressione sonora temporale medio per banda di ottava [dB];
- L_{pm} : media aritmetica dei livelli di pressione sonora temporale medio per banda di ottava [dB];
- N_s : numero di posizioni sorgenti.

La camera è qualificata per le misurazioni ad ampio spettro se lo scarto tipo calcolato risulta essere inferiore ai limiti indicati in figura 3.16.

Frequenza centrale della banda di terzo di ottava Hz	Massimo scarto tipo ammesso, s_s dB
da 100 a 160	1,5
da 200 a 630	1,0
da 800 a 2 500	0,5
da 3 150 a 10 000	1,0

Figura 3.16: Prospetto C.1 UNI EN ISO 3741 - valori limiti dello scarto tipo per la qualificazione ad ampio spettro.

3.1.6.2. UNI EN ISO 3741: Appendice C – Setup di misura

La qualificazione è stata eseguita utilizzando le 6 posizioni microfoniche e le 6 posizione sorgenti descritte nel paragrafo 3.1.1. Il set up di misura, compresi i tempi di acquisizione, risultano essere gli stessi utilizzati nella fase di determinazione del livello di potenza sonora, descritto nel paragrafo 3.1.3.

3.1.6.3. UNI EN ISO 3741: Appendice C - Qualificazione della camera riverberante

La prima fase riguarda la qualificazione della camera riverberante per misure di rumore ad ampio spettro. La procedura sperimentale prevede l'acquisizione della pressione sonora secondo differenti setup di misura:

- In assenza e in presenza dei 4 diffusori statici a soffitto;
- In presenza del diffusore rotante con diverse velocità di rotazione. In questa configurazione sono presenti anche i 4 diffusori statici;
- Acquisizione del segnale di pressione tramite 6 posizioni microfoniche discrete e il microfono a traiettoria continua.

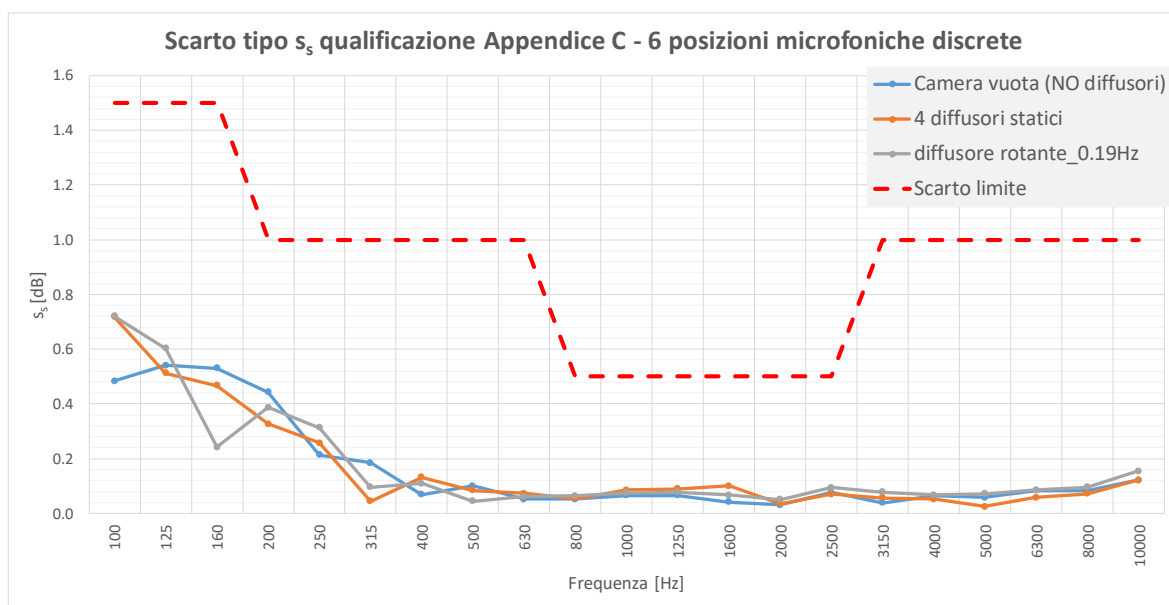


Figura 3.17: Scarto tipo s_s della UNI EN ISO 3741, qualificazione per misure di rumore ad ampio spettro - setup a 6 microfoni discreti.

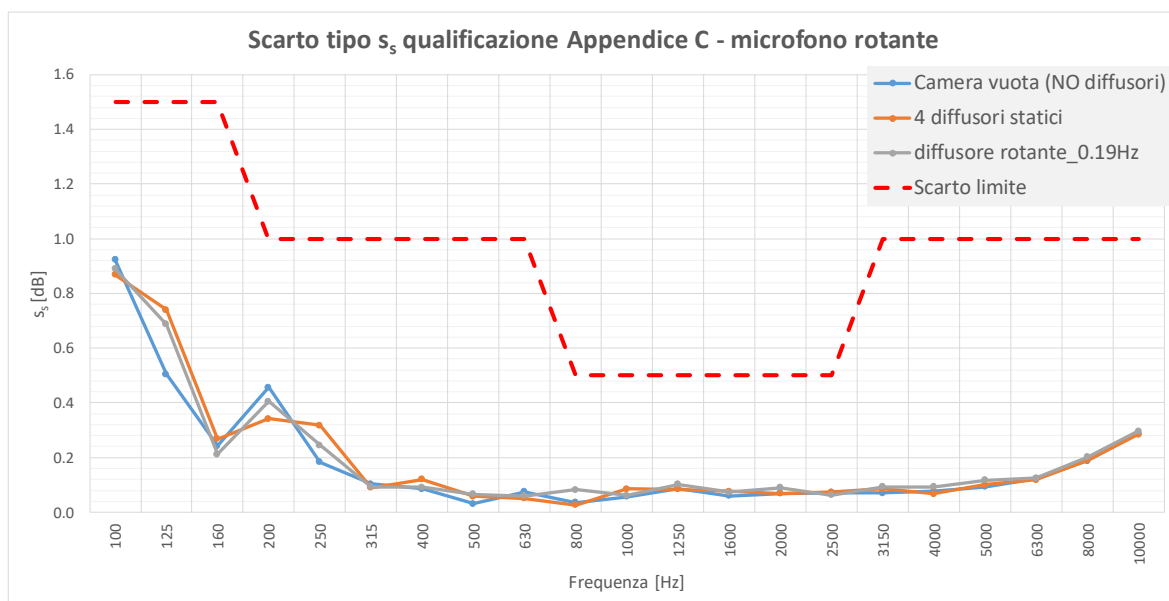


Figura 3.18: Scarto tipo s_s della UNI EN ISO 3741, qualificazione per misure di rumore ad ampio spettro - setup con microfono rotante a traiettoria continua.

Nonostante la camera riverberante dell'Università di Ferrara non necessiti di tale verifica, in quanto soddisfa tutti i requisiti di paragrafo 3.1.6, la procedura viene eseguita per valutare se può fornire informazioni sul grado di diffusione della camera di misura al variare della configurazione testata. In figura 3.17 e 3.18 vengono riportati gli andamenti dello scarto tipo s_s per le principali configurazioni di indagine, acquisiti rispettivamente per le 6 posizioni microfoniche discrete e per il microfono rotante a traiettoria continua:

- Camera riverberante vuota: la procedura è stata effettuata in assenza di elementi diffondenti, valutando solo l'influenza della geometria e della forma dell'ambiente circoscritto;
- 4 diffusori: la procedura è stata applicata con all'interno della camera i 4 diffusori statici, montati a soffitto, descritti nel paragrafo 2.3.2;
- Diffusore rotante_0.19 Hz: il diffusore rotante è stato posizionato nelle coordinate cartesiane del punto DR01 riportato in tabella 2.6. Viene inoltre stabilita come velocità di riferimento (utilizzata anche nelle prove per l'Appendice D) quella relativa alla frequenza di rotazione di 0.19 Hz, equivalente a circa 11 giri al minuto.

Tutte le configurazioni di misura soddisfano la procedura di qualificazione, poiché gli andamenti dello scarto tipo s_s (tabella 3.6) si trovano al disotto dei valori limite per tutte le frequenze di terzo di ottava.

Tabella 3.6: Scarto tipo s_s relativo alla qualificazione ad ampio spettro.

Frequenz a	6 posizioni microfoniche discrete			Microfono rotante a traiettoria continua			Scart o limite
	Camera vuota (NO diffusori)	4 diffusori statici	diffusore rotante_0.1 9 Hz	Camera vuota (NO diffusori)	4 diffusor i statici	diffusore rotante_0.1 9 Hz	
[Hz]	s_s [dB]			s_s [dB]			s_s [dB]
100	0.5	0.7	0.7	0.9	0.9	0.9	1.5
125	0.5	0.5	0.6	0.5	0.7	0.7	1.5
160	0.5	0.5	0.2	0.2	0.3	0.2	1.5
200	0.4	0.3	0.4	0.5	0.3	0.4	1.0
250	0.2	0.3	0.3	0.2	0.3	0.2	1.0
315	0.2	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	1.0
400	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	1.0
500	0.1	0.1	0.0	0.0	0.1	0.1	1.0
630	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	1.0
800	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0	0.1	0.5
1000	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.5
1250	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.5
1600	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.5
2000	0.0	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.5
2500	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.5
3150	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	1.0
4000	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	1.0
5000	0.1	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	1.0
6300	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	1.0
8000	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	1.0
10000	0.1	0.1	0.2	0.3	0.3	0.3	1.0

A parità di setup di acquisizione, si ha che per la configurazione a 6 posizioni microfoniche discrete le curve al di sopra dei 400 Hz presentano un andamento analogo, mostrando come al variare degli elementi diffondenti, lo scarto tra le varie posizioni sorgenti non subisce notevoli modifiche. La configurazione a camera vuota presenta uno scarto inferiore nelle bande dei 100 Hz e 250 Hz, mentre risulta peggiorativa nelle bande dei 160 Hz e 200 Hz. Nella banda dei 160 Hz si ha che la configurazione con il diffusore rotante, riduce notevolmente lo scarto tra le varie posizioni sorgenti.

Per la configurazione con microfono rotante, anche in questo caso, al di sopra dei 400 Hz, gli andamenti sono analoghi al variare degli elementi diffondenti. La configurazione a camera vuota presenta uno scarto inferiore nelle bande dei 125 Hz e 250 Hz, mentre risulta peggiorativa nella banda dei 200 Hz. Infine, rispetto alla configurazione con 6 posizioni microfoniche discrete, gli scarti al di sotto dei 125 Hz e al di sopra dei 8000 Hz risultano essere maggiori.

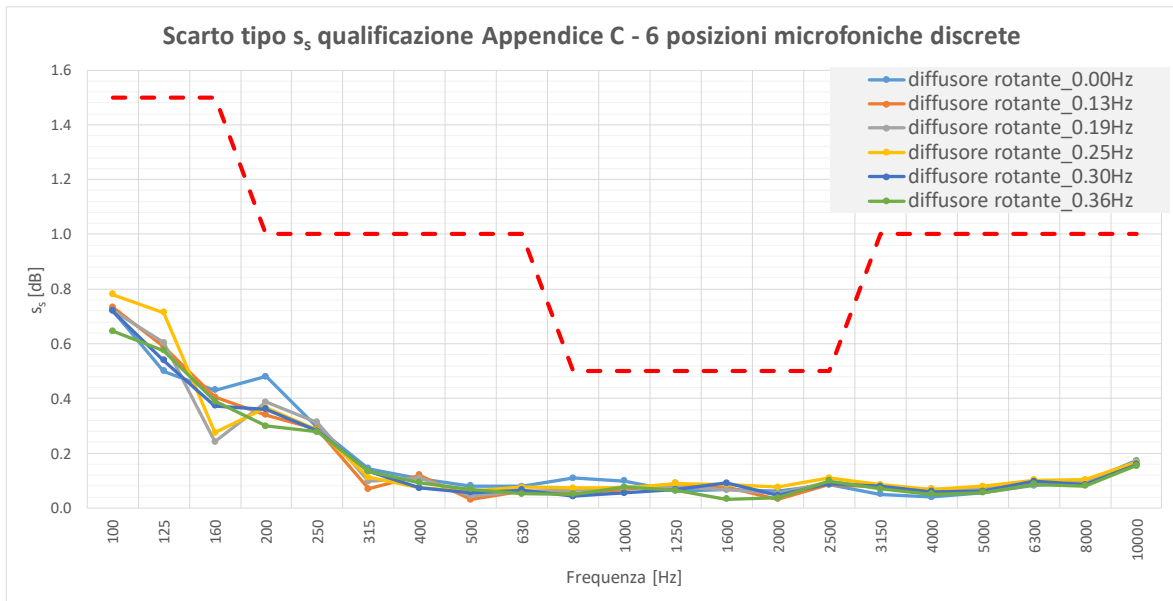


Figura 3.19: Scarto tipo s_s al variare della velocità del diffusore rotante - setup a 6 microfoni discreti.

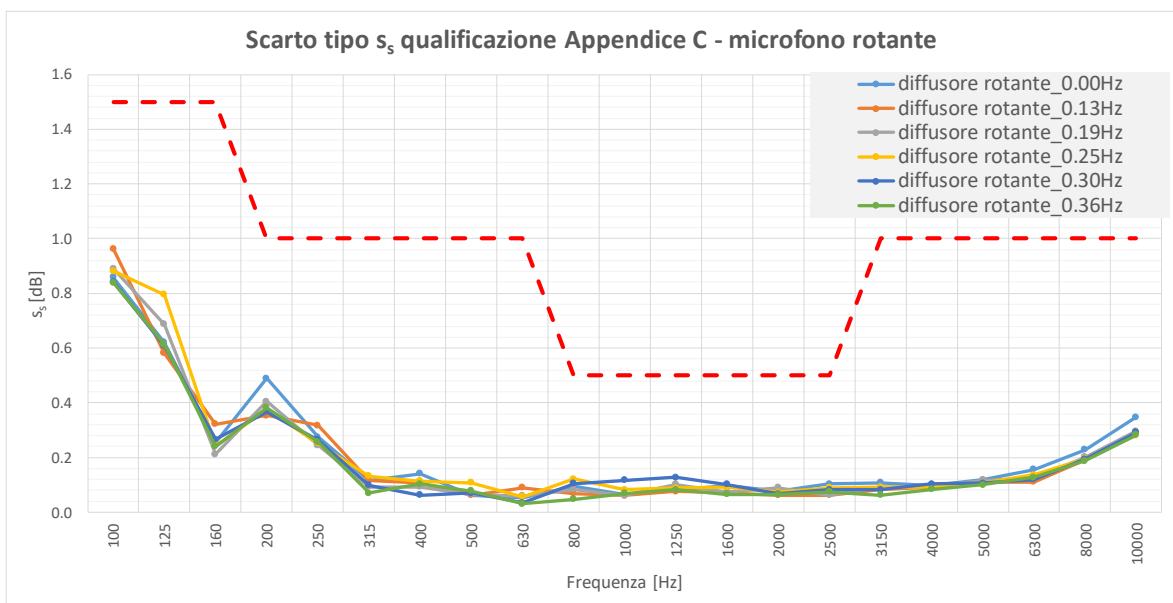


Figura 3.20: Scarto tipo s_s al variare della velocità del diffusore rotante - setup con microfono rotante a traiettoria continua.

In figura 3.19 e 3.20 vengono riportati gli andamenti dello scarto tipo alle varie velocità del diffusore rotante, rispettivamente per il setup di misura a 6 posizioni microfoniche discrete e per il microfono a traiettoria continua. Anche in questo caso, tutte le configurazioni soddisfano i requisiti limiti per la qualifica a banda larga.

3.1.7. UNI EN ISO 3741: Appendice D

Nell'Appendice D della UNI EN ISO 3741 viene riportata la procedura di qualificazione della camera di prova riverberante per la misurazione di componenti di frequenze discrete. La presenza di componenti significative di frequenze discrete, porta ad elevate problematiche nella fase di misura: la variabilità spaziale del campo sonoro risulta essere molto elevata e fortemente dipendente dalla configurazione della camera di prova, con conseguente riduzione della ripetibilità e riproducibilità dei test. Per poter ridurre questi problemi, la camera di prova dovrebbe essere progettata ed equipaggiata secondo le indicazioni della norma (descritte nel paragrafo 2.1 e 2.2): tale procedura di qualificazione si propone quindi di valutare l'efficacia combinata di tutte le caratteristiche dell'impianto di prova. Si ha inoltre che se il setup di misura (posizione sorgenti e microfoniche), utilizzato per la qualificazione secondo l'Appendice D, ne rispetta i limiti imposti, tale setup di misura diventa quello definitivo per le misure del livello di potenza sonora in camera riverberante e non necessita di ulteriori verifiche.

3.1.7.1. UNI EN ISO 3741: Appendice D – Procedura di prova

Per primo, bisogna selezionare e testare l'altoparlante di prova: la procedura prevede infatti l'utilizzo di un altoparlante che abbia un diametro di 200 mm o inferiore, con chiusura posteriore a tenuta d'aria. L'altoparlante, unitamente al sistema di misura, deve essere testato in ambiente semianecoico per determinarne la risposta in frequenza. Posizionato sul pavimento riflettente e con il cono rivolto verso l'alto, viene acquisito il livello di pressione sonora media per le 365 frequenze discrete definite dalla norma (figura 3.21), arrotondato ai 0.5 dB più prossimi. Il microfono di acquisizione deve essere dello stesso modello e fabbricante di quelli utilizzati poi per la qualificazione in camera riverberante, collocato a [10 – 20] mm in posizione coassiale al di sopra del piano del bordo dell'altoparlante. Quest'ultimo risulta idoneo alla fase di qualificazione solo se i livelli di pressione sonora alle frequenze adiacenti non mostrano differenze maggiori di 1 dB.

L'altoparlante di prova viene poi collocato in camera riverberante con il cono opposto alla superficie più vicina (compreso il pavimento), in uno o più punti e/o più altezze equivalenti alle posizioni della sorgente di rumore da testare. Devono essere utilizzate almeno 6 posizioni microfoniche discrete o un microfono a traiettoria continua, collocate secondo i vincoli descritti nel paragrafo 3.1.1. Se si utilizza un diffusore rotante, questo deve essere in funzione.

Ai livelli di pressione sonora acquisiti in camera riverberante viene sottratto il livello di pressione sonora misurato in ambiente semianecoico, per ogni frequenza, in modo da rimuovere l'influenza del campo vicino. Viene così determinato lo scarto tipo s_f come segue:

$$s_f = \sqrt{\sum_{k=1}^{N_f} \frac{(L_{pk} - L_{pm})^2}{N_f - 1}} \quad (3.12)$$

Dove:

- L_{pk} : livello di pressione sonora temporale medio (corretto con la risposta in frequenza dell'altoparlante di prova) relativo alla k-esima frequenza di prova, mediato su tutte le posizioni microfoniche (e di sorgente se sono multiple) [dB];
- L_{pm} : media aritmetica dei valori di L_{pk} su tutte le frequenze appartenenti alla singola banda di terzo di ottava [dB];
- N_f : numero di frequenze di prova contenute all'interno della singola banda di terzo di ottava.

La camera risulta essere qualificata secondo l'Appendice D se per ogni banda in terzo di ottava lo scarto tipo ricade entro i limiti di figura 3.22.

	Frequenza centrale delle bande di terzo di ottava Hz														
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
-	-	147	-	-	-	361	-	-	-	-	-	1470	-	-	
-	113	148	-	226	-	364	-	-	-	-	1130	1480	-	2260	
-	114	149	-	228	-	367	-	564	712	-	1140	1490	-	2280	
90	115	150	180	230	285	370	450	570	720	900	1150	1500	1800	2300	
91	116	151	182	232	288	373	455	576	728	910	1160	1510	1820	2320	
92	117	152	184	234	291	376	460	582	736	920	1170	1520	1840	2340	
93	118	153	186	236	294	379	465	588	744	930	1180	1530	1860	2360	
94	119	154	188	238	297	382	470	594	752	940	1190	1540	1880	2380	
95	120	155	190	240	300	385	475	600	760	950	1200	1550	1900	2400	
96	121	156	192	242	303	388	480	606	768	960	1210	1560	1920	2420	
97	122	157	194	244	306	391	485	612	776	970	1220	1570	1940	2440	
98	123	158	196	246	309	394	490	618	784	980	1230	1580	1960	2460	
99	124	159	198	248	312	397	495	624	792	990	1240	1590	1980	2480	
100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	
101	126	161	202	252	318	403	505	636	808	1010	1260	1610	2020	2520	
102	127	162	204	254	321	406	510	642	816	1020	1270	1620	2040	2540	
103	128	163	206	256	324	409	515	648	824	1030	1280	1630	2060	2560	
104	129	164	208	258	327	412	520	654	832	1040	1290	1640	2080	2580	
105	130	165	210	260	330	415	525	660	840	1050	1300	1650	2100	2600	
106	131	166	212	262	333	418	530	666	848	1060	1310	1660	2120	2620	
107	132	167	214	264	336	421	535	672	856	1070	1320	1670	2140	2640	
108	133	168	216	266	339	424	540	678	864	1080	1330	1680	2160	2660	
109	134	169	218	268	342	427	545	684	872	1090	1340	1690	2180	2680	
110	135	170	220	270	345	430	550	690	880	1100	1350	1700	2200	2700	
111	136	171	222	272	348	433	555	696	888	1110	1360	1710	2220	2720	
-	137	172	-	274	-	436	560	702	-	-	1370	1720	-	2740	
-	138	173	-	276	-	439	-	-	-	-	1380	1730	-	2760	
Incremento, Hz	1	1	1	2	2	3	3	5	6	8	10	10	10	20	20
Tolleranza dell'incremento, Hz	± 0,3	± 0,3	± 0,3	± 0,5	± 0,5	± 1	± 1	± 1,5	± 2	± 3	± 3	± 5	± 5	± 5	± 5
Numero di frequenze di prova, N_f	22	26	27	22	26	22	27	23	24	23	22	26	27	22	26

Figura 3.21: Prospetto D.2 UNI EN ISO 3741 - frequenze di prova per la qualificazione a frequenze discrete.

Non è necessario qualificare la camera di prova per frequenze di terzo di ottava superiori ai 2500 Hz, nel caso di posizioni microfoniche discrete; nel caso di microfono a traiettoria continua, la procedura di qualificazione deve essere svolta solo per quelle frequenze inferiori a f_1 o f_2 (equazione 3.13), quale che sia la maggiore. Inserendo i dati della camera di prova, la frequenza massima risulta essere f_2 pari a 791.1 Hz: di conseguenza, utilizzando il microfono rotante, la qualifica deve essere svolta fino alla banda in terzi d'ottava dei 800 Hz.

Frequenza centrale della banda di terzo di ottava Hz	Massimo scarto tipo ammesso, s_f dB
da 100 a 160	3,0
da 200 a 315	2,0
da 400 a 630	1,5
da 800 a 2 500	1,0

Figura 3.22: Prospetto D.1 UNI EN ISO 3741 - valori limiti dello scarto tipo per la qualificazione a frequenze discrete.

$$\max \begin{cases} f_1 = \frac{6000}{l} \\ f_2 = \frac{5000}{V^{1/3}} \end{cases} \quad (3.13)$$

Dove:

- l : lunghezza della traiettoria microfonica continua [m];
- V : volume della camera di prova [m³].

L'acquisizione della pressione sonora viene effettuata per la durata di 64 s per ogni frequenza di misura. Le prove sono svolte sia con le 6 posizioni microfoniche discrete che con il microfono rotante. La configurazione con diffusore rotante è stata analizzata solo alla frequenza di rotazione di 0.19 Hz, a causa dell'elevato tempo di esecuzione della procedura completa (si ricorda che si tratta della misura di 365 frequenze discrete). Tale tempo di acquisizione permette di mediare su 2 rivoluzioni complete del microfono rotante e su più di 10 rotazioni del diffusore rotante.

Anche in questo caso è stato impostato un ritardo nell'acquisizione della pressione sonora per permettere di ottenere una condizione stazionaria all'interno della camera riverberante.

3.1.7.2. UNI EN ISO 3741: Appendice D – Setup di misura

Nel caso in esame, la sorgente sonora di prova è stata collocata nella posizione S04 descritta in figura 3.4 e tabella 3.1; le posizioni microfoniche discrete sono le medesime di figura 3.5 e tabella 3.2, mentre il microfono a traiettoria continua viene posizionato come in figura 3.6, nella posizione M04. Tutte le misure sono state effettuate in remoto e il set up di misura consiste in:

1. PC con software di acquisizione ed elaborazione dati Labview 2016 e 2 schede di acquisizione NI USB-4431 (4 canali in ingresso + 1 canale in uscita BNC) e NI USB-4432 (5 canali in uscita BNC). Le due schede, collegate tramite presa USB al PC, vengono utilizzate sia per acquisire i segnali in ingresso dai 6 microfoni discreti e dal microfono rotante, sia per mandare il segnale in uscita all'altoparlante.
2. Sorgente di prova: altoparlante B&C Speaker 6MDN44-8 di diametro 12.7 mm, montato all'interno di una cassa in legno (dimensioni 25 x 25 cm e di altezza 20 cm e 1 cm sospesa da terra) come mostrato in figura 3.23 e collegato all'amplificatore di segnale Brüel & Kjær Tipo 2716-C.
3. Posizioni microfoniche discrete: 6 microfoni prepolarizzati da ½ pollice Bruel and Kjaer 4186-A-021, utilizzati per misure in campo libero, accoppiati a 6 preamplificatori Bruel and Kjaer 2671 ad alimentazione ICP.
4. Microfono a traiettoria continua: la descrizione del sistema è riportata in paragrafo 3.1.1.
5. Termo-Igrometro Oregon Scientific modello JB913R: sistema di rilevamento della temperatura e dell'umidità relativa dell'ambiente di misura.
6. Barometro elettronico HD 9980T BRAVO: sistema di rilevamento della pressione statica dell'ambiente di misura.
7. Calibratore B&K 4231: sistema di calibrazione dei 6 microfoni discreti e del microfono a traiettoria continua.

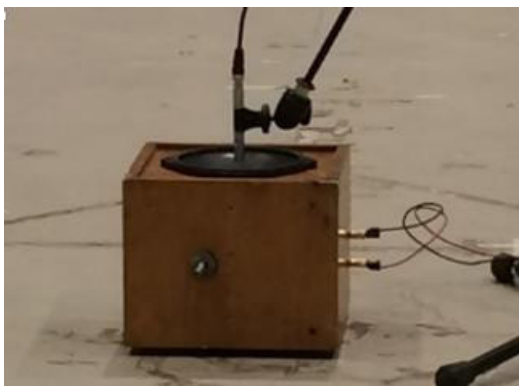


Figura 3.23: Altoparlante B&C Speaker 6MDN44-88 con cassa in legno.

In figura 3.24 viene riportata una fotografia della camera riverberante di prova con l'allestimento per la qualificazione secondo l'Appendice D.



Figura 3.24: Setup di misura Appendice D UNI EN ISO 3741.

3.1.7.3. UNI EN ISO 3741: Appendice D - Qualificazione della camera riverberante

La seconda fase riguarda la qualificazione della camera riverberante per misure di rumore a frequenze discrete. La procedura sperimentale prevede l'acquisizione della pressione sonora secondo differenti setup di misura:

- In assenza e in presenza dei 4 diffusori statici a soffitto;
- In presenza del diffusore rotante alla velocità di rotazione $n^{\circ}2$, relativa ai 0.19 Hz di frequenza di rotazione (tabella 2.5). Il diffusore viene collocato in entrambe le posizioni DR01 e DR02 (descritte in tabella 2.6), per vedere la sua influenza al variare della posizione all'interno dell'ambiente di misura. In questa configurazione sono presenti anche i 4 diffusori statici;
- Acquisizione del segnale di pressione tramite 6 posizioni microfoniche discrete e il microfono a traiettoria continua.

Questo procedimento di qualifica risulta essere fondamentale per stabilire il set up di misura definitivo: se la camera rientra nei parametri limite, le posizioni microfoniche e di sorgente utilizzate nella procedura di qualifica sono idonee a qualsiasi tipologia di misura del livello di potenza sonora (sia per sorgenti di rumore a banda larga che per quelle che presentano marcate componenti a frequenze discrete). In fase di acquisizione non risulta perciò

obbligatorio applicare la procedura descritta in paragrafo 3.1.3 per la valutazione delle posizioni microfoniche e di sorgente.

In figura 3.25 e 3.26 vengono riportati gli andamenti dello scarto tipo s_f per le principali configurazioni di indagine, acquisiti rispettivamente per le 6 posizioni microfoniche discrete e per il microfono rotante a traiettoria continua:

- Camera riverberante vuota: la procedura è stata effettuata in assenza di elementi diffondenti, valutando solo l'influenza della geometria e della forma dell'ambiente circoscritto;
- 4 diffusori statici: la procedura è stata applicata con all'interno della camera i 4 diffusori statici, montati a soffitto, descritti nel paragrafo 2.3.2;
- Diffusore rotante_0.19Hz (angolo): il diffusore rotante è stato posizionato nelle coordinate cartesiane del punto DR01 riportato in tabella 2.6. Viene inoltre stabilita come velocità di riferimento quella relativa alla frequenza di rotazione di 0.19 Hz (4 V di alimentazione, equivalente a circa 11 giri al minuto);
- Diffusore rotante_0.19Hz (centro stanza): il diffusore rotante è stato posizionato nelle coordinate cartesiane del punto DR02 riportato in tabella 2.6. Viene inoltre stabilita come velocità di riferimento quella relativa alla frequenza di rotazione di 0.19 Hz (equivalente a circa 11 giri al minuto);

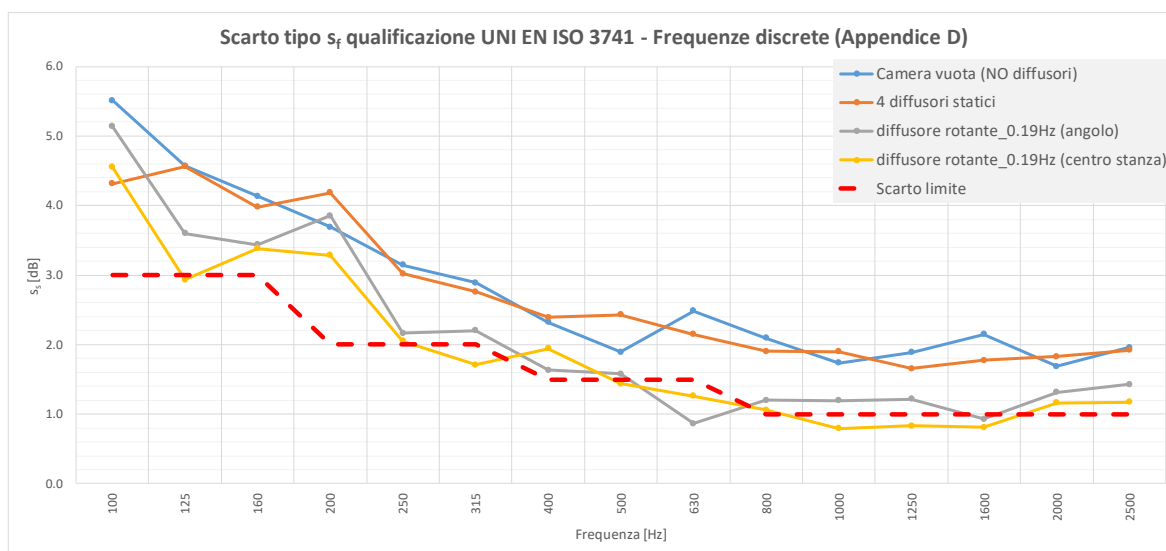


Figura 3.25: Scarto tipo s_f della UNI EN ISO 3741, qualificazione per misure di rumore a frequenze discrete - setup a 6 microfoni discreti.

Per quanto riguarda la configurazione con 6 posizioni microfoniche discrete entrambe le configurazioni a camera vuota e in presenza dei 4 diffusori statici risultano essere ampiamente al di sopra dei valori limite in tutte le bande di terzi di ottava. Se lo scarto s_f viene considerato come una grandezza che quantifica il grado di diffusione all'interno della camera riverberante, si ha che non vi è una sostanziale differenza tra la configurazione in assenza e quella in presenza dei diffusori statici. Questi ultimi pertanto non portano ad un miglioramento della diffusività, poiché la variabilità spaziale del livello di pressione sonora in presenza di toni puri, rimane pressoché costante.

La presenza del diffusore rotante porta ad una riduzione dello scarto tipo s_f in alcune bande di terzo di ottava delle frequenze centrali. Nello specifico si ha che il set up di misura rientra nei limiti di qualifica nelle frequenze: 630 Hz e 1600 Hz per il diffusore posizionato nell'angolo della camera riverberante; 125 Hz, 315 Hz, 500 Hz e nel range [1000 – 1600] Hz per il diffusore posizionato al centro della stanza. Si ha quindi che il diffusore ha

un'influenza maggiore se posizionato nel centro della stanza, probabilmente dovuto al fatto che riesce a reindirizzare maggiormente il campo sonoro instauratosi.

Non è stato trovato un setup di misura che soddisfi i limiti di qualifica nel range [100 – 2500] Hz per la configurazione a 6 posizioni microfoniche discrete: soprattutto a bassa frequenza, nel range [100 – 200] Hz, lo scarto tipo s_f risulta essere molto elevato e ben al di sopra dei valori limiti stabiliti dalla norma.

Analizzando la configurazione con il microfono rotante a traiettoria continua, possono essere svolte differenti considerazioni. Lo scarto tipo risulta essere inferiore per tutte le configurazioni testate rispetto al setup di misura con 6 posizioni microfoniche discrete. A partire dalla banda di terzo di ottava dei 630 Hz si ha che la camera di prova entra nei valori limiti, ricordando che nel caso di utilizzo di un microfono a traiettoria continua, la qualifica è necessario fino alla banda dei 800 Hz. Le configurazioni in assenza e in presenza dei diffusori statici presentano, anche in questa condizione, un andamento molto simile: la prima risulta essere entro i limiti alla frequenza di 500 Hz, mentre la seconda alla frequenza di 315 Hz.

Le configurazioni con diffusore rotante presentano uno scarto tipo inferiore: la posizioni DR01 ad angolo, rientra nei limiti alla frequenza di 160 Hz e a partire dai 315 Hz in su; la configurazione a centro stanza DR02, risulta qualificata a partire dai 250 Hz in su, escludendo il terzo di ottava relativo ai 400 Hz.

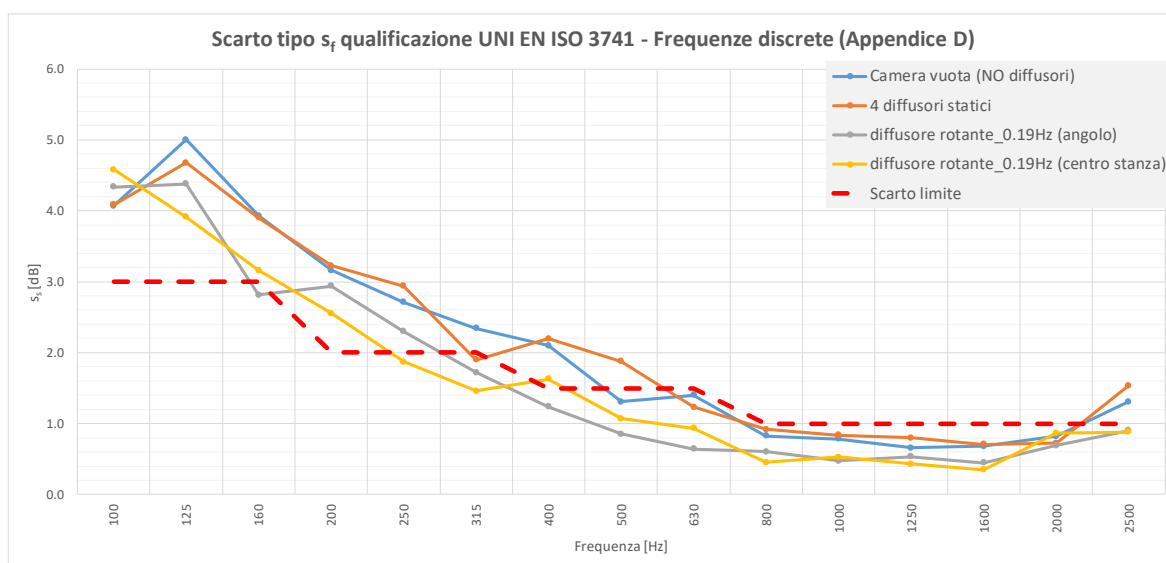


Figura 3.26: Scarto tipo s_f della UNI EN ISO 3741, qualificazione per misure di rumore a frequenze discrete - setup con microfono rotante a traiettoria continua.

Utilizzando il setup di misura con microfono rotante a traiettoria continua, le frequenze entro cui il limite di qualifica è rispettato sono maggiori rispetto alle 6 posizioni microfoniche discrete: lo scarto risulta infatti ridotto grazie all'ulteriore media spaziale che viene svolta nel percorso del microfono rotante. Nonostante ciò, la camera riverberante non risulta qualificata al di sotto dei 200 Hz in terzo di ottava, in cui lo scarto tipo s_f è notevolmente superiore al valore limite, seppur inferiore ai valori ottenuti con il setup a 6 posizioni microfoniche discrete. In tabella 3.6 vengono riportati i valori di scarto tipo s_f di tutte le configurazioni testate.

Tabella 3.7: Scarto tipo s_f relativo alla qualificazione a frequenze discrete.

Frequenza	6 posizioni microfoniche discrete				Microfono rotante a traiettoria continua				Scarto limite
	Camera vuota (NO diff.)	4 diff. statici	Diff. rotante $\bar{0.19\text{Hz}}$ (angolo)	Diff. rotante $\bar{0.19\text{Hz}}$ (centro stanza)	Camera vuota (NO diff.)	4 diff. statici	Diff. rotante $\bar{0.19\text{Hz}}$ (angolo)	Diff. rotante $\bar{0.19\text{Hz}}$ (centro stanza)	
[Hz]	s_f [dB]				s_f [dB]				s_f [dB]
100	5.5	4.3	5.1	4.6	4.1	4.1	4.3	4.6	3.0
125	4.6	4.6	3.6	2.9	5.0	4.7	4.4	3.9	3.0
160	4.1	4.0	3.4	3.4	3.9	3.9	2.8	3.2	3.0
200	3.7	4.2	3.9	3.3	3.2	3.2	2.9	2.6	2.0
250	3.1	3.0	2.2	2.0	2.7	2.9	2.3	1.9	2.0
315	2.9	2.8	2.2	1.7	2.3	1.9	1.7	1.5	2.0
400	2.3	2.4	1.6	1.9	2.1	2.2	1.2	1.6	1.5
500	1.9	2.4	1.6	1.4	1.3	1.9	0.9	1.1	1.5
630	2.5	2.1	0.9	1.3	1.4	1.2	0.6	0.9	1.5
800	2.1	1.9	1.2	1.1	0.8	0.9	0.6	0.5	1.0
1000	1.7	1.9	1.2	0.8	0.8	0.8	0.5	0.5	1.0
1250	1.9	1.7	1.2	0.8	0.7	0.8	0.5	0.4	1.0
1600	2.1	1.8	0.9	0.8	0.7	0.7	0.4	0.3	1.0
2000	1.7	1.8	1.3	1.2	0.8	0.7	0.7	0.9	1.0
2500	2.0	1.9	1.4	1.2	1.3	1.5	0.9	0.9	1.0

3.2. UNI EN ISO 354

Lo standard internazionale UNI EN ISO 354:2003, riguarda la misura dell'assorbimento acustico in camera riverberante di materiali per pareti o per trattamenti fonoassorbenti, o l'area di assorbimento equivalente di oggetti, come mobili, persone o superfici assorbenti. Dalla misura del tempo di riverberazione, in assenza e in presenza del provino di materiale da testare, viene determinato l'area di assorbimento equivalente A_T del provino: nel caso in cui questo ricopra in modo uniforme una superficie, viene determinato il coefficiente di assorbimento dividendo A_T per la superficie del provino stesso S . Le misurazioni vengono effettuate in bande in terzi di ottava nel range [100 – 5000] Hz.

3.2.1. UNI EN ISO 354: Limiti stabiliti dalla procedura di misura

Vengono ora illustrati brevemente i limiti da rispettare all'interno dell'ambiente di misura per avere una corretta procedura di misura.

Nella norma vengono indicati dei valori limite sul volume della camera di prova, che si ripercuotono sul range in frequenza entro il quale la camera stessa risulta essere idonea per lo svolgimento delle misure. Essa non dovrebbe avere un volume inferiore ai 150 m³ e non superiore ai 500 m³.

Anche in questo caso vi sono dei limiti sull'area di assorbimento equivalente, nell'ottica di avere un ambiente che promuova la diffusività del campo sonoro. L'area di assorbimento equivalente A_T della camera vuota non dovrebbe essere maggiore ai valori limite riportati in figura 3.27.

Frequency, Hz	100	125	160	200	250	315	400	500	630
Equivalent sound absorption area, m ²	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5

Frequency, Hz	800	1 000	1 250	1 600	2 000	2 500	3 150	4 000	5 000
Equivalent sound absorption area, m ²	6,5	7,0	7,5	8,0	9,5	10,5	12,0	13,0	14,0

Figura 3.27: Tabella 1 UNI EN ISO 354: valori limite dell'area di assorbimento equivalente A_1 a camera vuota.

Tali valori sono riferiti ad un volume di 200 m³: nel caso la camera di prova presenti un volume V [m³] differente rispetto al valore di riferimento, i nuovi limiti devono essere calcolati moltiplicando quelli di figura 3.27 per il coefficiente $(V/200)^{2/3}$. Il grafico dell'area di assorbimento equivalente, a camera vuota, in funzione della frequenza deve avere un andamento privo di picchi: il valore ad una banda in terzi di ottava non deve scostarsi più del 15% rispetto al valore medio ottenuto con le due bande adiacenti. In figura 3.28 viene riportato l'andamento dell'area di assorbimento equivalente a camera vuota A_1 per il laboratorio dell'Università degli Studi di Ferrara: l'andamento limite (linea rossa) è ottenuto tenendo conto del fattore correttivo del volume (252.5 m³); la linea blu rappresenta la configurazione senza diffusori statici; la linea verde rappresenta la configurazione con 4 diffusori statici. Il valore di A_1 è stato ottenuto utilizzando le misure di tempo di riverberazione T_{20} (relativo ad un decadimento di 20 dB): in ogni banda di terzo di ottava la camera risulta essere entro i valori limiti in entrambe le configurazioni di misura.

Il provino, nel caso di assorbitori piani, deve avere una superficie compresa nel range [10 – 12] m². Se il volume della camera di misura è maggiore di 200 m³, la superficie del provino può essere aumentata fino ad un massimo di un fattore moltiplicativo pari a $(V/200)^{2/3}$. La superficie del provino dipende dal volume della camera di prova e dalla capacità assorbenti del provino stesso: all'aumentare del volume della camera, deve aumentare la superficie del provino; per provini con coefficiente di assorbimento basso, si dovrebbe utilizzare il valore massimo di superficie.

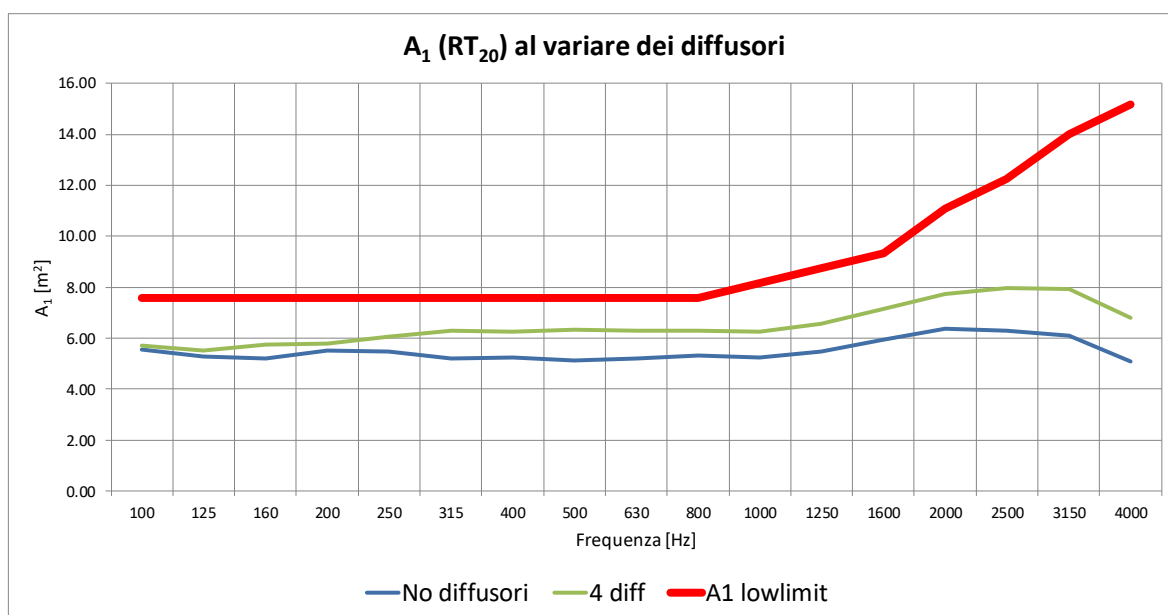


Figura 3.28: Andamento di A_1 per la camera riverberante dell'Università di Ferrara.

Il provino deve essere di forma rettangolare con un rapporto larghezza/lunghezza nel range [0.7 – 1.0]. Deve essere posizionato in modo che nessun bordo sia a meno di 1 m dalle

pareti della camera: è consentita una distanza massima di 0.75 m. I bordi del provino non devono essere paralleli al muro della camera di prova più prossimo.

Anche il posizionamento e il montaggio del provino di misura necessita cu particolari accorgimenti. All'interno della norma (Appendice B) sono fornite diverse indicazione per il corretto montaggio del provino di misura, a seconda della tipologia. Testando un pannello piano, il provino viene posizionato direttamente sul pavimento dell'ambiente di prova.

Per avere una completa adesione al pavimento, possono essere utilizzati elementi di fissaggio meccanici o adesivi. Nel caso il provino sia composto da più parti, i giunti dovrebbero essere sigillati utilizzando nastro adesivo o materiale non assorbente, in modo da evitare i problemi di assorbimento laterale dei singoli pezzi.

Il perimetro laterale dovrebbe essere ricoperto (a meno che non sia esposto nel normale utilizzo) per evitare i problemi di assorbimento laterale: in caso contrario, il perimetro laterale deve essere compreso nell'area totale del provino per il calcolo del coefficiente di assorbimento. La cornice di copertura deve essere costituita da materiale acusticamente riflettente, della stessa altezza dello spessore del materiale testato, senza lasciare uno spessore di aria tra la cornice e il materiale o tra la cornice e il pavimento. I materiali riportati sono: acciaio di spessore 1.0 mm; cartongesso di 12.5 mm; legno di 12.5 mm (tutti i valori indicati si riferiscono allo spessore minimo).

Per quanto riguarda i limiti atmosferici, i rilievi di temperatura, umidità relativa e pressione statica devono essere effettuati sia in assenza che in presenza del materiale da testare e non devono differire troppo tra di loro per non avere variazioni significative nell'assorbimento dell'aria. L'umidità relativa deve essere contenuta in un range [30 – 90] % e la temperatura dell'aria deve essere superiore ai 15 °C durante tutta la durata del test. Il provino dovrebbe essere mantenuto in posizione prima del test in modo tale da portarlo in equilibrio rispetto alle condizioni ambientali della camera di prova.

Illustrando ora i vincoli riguardanti il posizionamento dei microfoni, per prima cosa la norma riporta la tipologia di microfono da utilizzare nell'acquisizione del livello di pressione sonora, il quale dovrebbero essere omnidirezionale. Le distanze da rispettare nel posizionamento dei microfoni sono le seguenti:

- 1.5 m tra due posizioni microfoniche adiacenti;
- 2.0 m rispetto alle sorgenti sonore;
- 1.0 m rispetto sia le superfici della camera di prova che il provino di materiale da testare.

Il numero di curve di decadimento misurate, spazialmente indipendenti tra di loro, deve essere minimo 12: ciò implica che il numero delle posizioni microfoniche per il numero di posizioni sorgenti deve essere almeno pari a 12. Poiché nella norma si riporta un numero minimo di posizioni microfoniche pari a 3, anche nelle misure di assorbimento acustico sono state utilizzate 6 posizioni microfoniche discrete, le medesime riportate nel paragrafo 3.1.1.

Tabella 3.8: Coordinate cartesiane sorgente di riferimento norma UNI EN ISO 354.

Posizioni sorgenti - UNI EN ISO 354											
S01	[m]	X	4.89	S02	[m]	X	0.96	S03	[m]	x	3.25
		Y	1.01			Y	3.41			y	6.61
		z	1.50			z	3.19			z	3.71

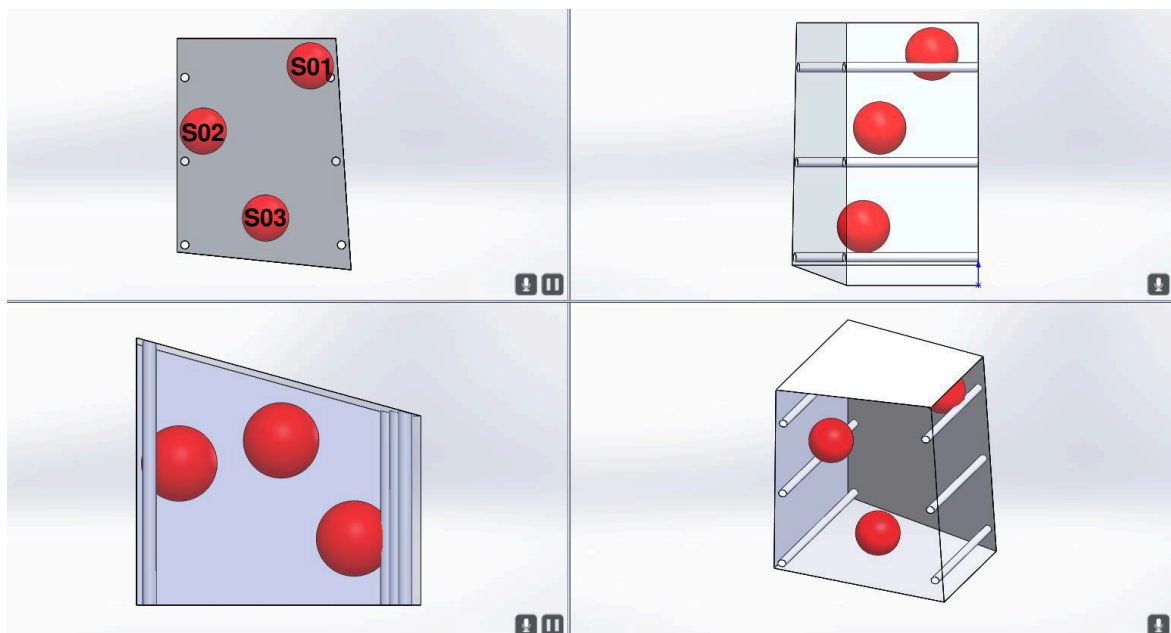


Figura 3.29: Posizioni sorgenti secondo I requisiti UNI EN ISO 354.

Anche nel caso delle sorgenti sonore, il suono dovrebbe essere generato da una sorgente omnidirezionale. Le sorgenti sonore non devono essere posizionate a meno di 3 m le une dalle altre e devono essere almeno 2: nel caso in esame sono state utilizzate 3 sorgenti sonore differenti che, moltiplicate per il numero di posizioni microfoniche, porta ad un numero di misure spazialmente indipendenti tra di loro pari a 18. In figura 3.29 vengono riportate le 3 posizioni sorgenti: le sfere rosse rappresentano la distanza minima tra due posizioni sorgenti e, affinché due elementi soddisfino i requisiti di norma (diametro sfere 1.5 m), non vi deve essere intersezione tra le sfere di influenza. In tabella 3.8 vengono riportate le coordinate all'interno del sistema di riferimento mostrato in figura 2.7.

Condizioni di misura: il tempo di riverberazione utilizzato nella valutazione del coefficiente di assorbimento deve essere effettuato su un decadimento di 20 dB, partendo da un punto iniziale a -5 dB rispetto alla condizione di rumore stazionario in cui la sorgente è ancora accesa. Il punto finale di decadimento, valutato di conseguenza a -25 dB, deve trovarsi ad almeno 10 dB sopra il rumore di fondo.

3.2.2. UNI EN ISO 354: Procedura di prova

La procedura di determinazione del coefficiente di assorbimento prevede l'esecuzione di due differenti prove:

- Misura del tempo di riverberazione T_{20} a camera riverberante vuota;
- Misura del tempo di riverberazione T_{20} in presenza del provino di materiale sottoposto a prova;
- Acquisizione delle grandezze meteorologiche nella camera di prova.

Come metodologia di acquisizione del tempo di riverberazione T_{20} è stata utilizzata la risposta all'impulso integrata (metodo indiretto). Utilizzando 3 sorgenti sonore (figura 3.29) e 6 posizioni microfoniche discrete (figura 3.5), vengono effettuate 3 sweep lineari per ogni posizione sorgente, per un totale di 54 acquisizioni.

La procedura di misura viene effettuata prima in assenza e successivamente in presenza del provino di materiale da testare, monitorando in ogni fase di misura la variabilità delle condizioni atmosferiche. Il provino testato nella presente analisi è costituito da 6 pannelli in fibra di poliestere, dalle dimensioni di 1.0 x 2.0 m (area del singolo elemento 2.0 m² e area totale del provino 12 m²) con spessore di 0.1 m: la densità del materiale è pari a 50 kg/m³. In figura 3.30 viene mostrata una fotografia della camera riverberante in presenza del provino da testare.

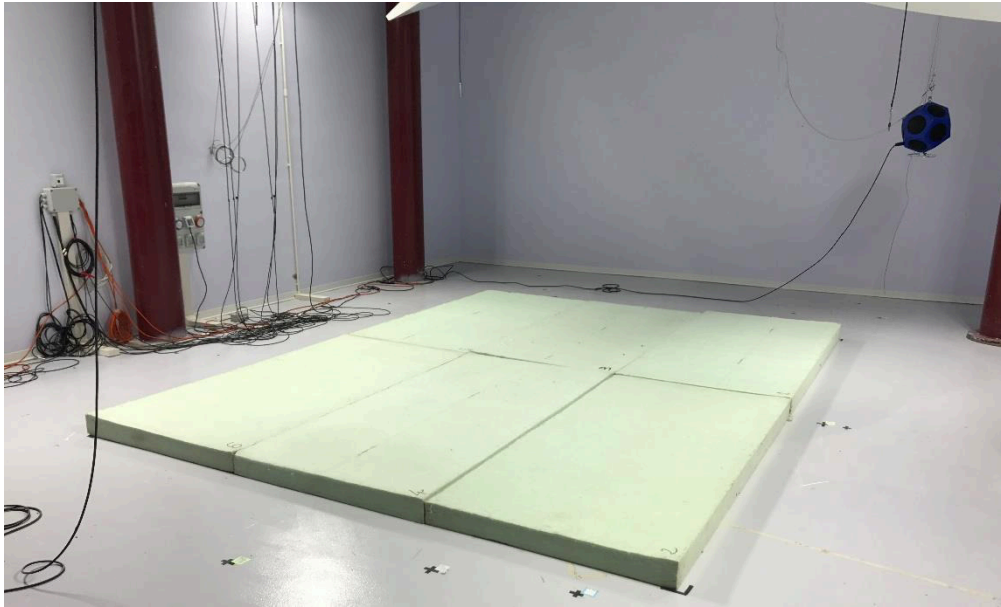


Figura 3.30: Provino di materiale testato secondo la UNI EN ISO 354.

Determinato il tempo di riverberazione per tutte le frequenze di terzi di ottava in cui la camera risulta idonea, viene determinato l'area di assorbimento equivalente A_i nelle due configurazioni di prova ($i=1$ camera vuota; $i=2$ con provino):

$$A_i = \frac{55.3V}{cT_i} - 4Vm_i \quad (3.14)$$

Dove:

- T_i : tempo di riverberazione calcolato su un decadimento di 20 dB [s];
- c : velocità di propagazione del suono in aria [m/s] secondo la formula $c = (331 + 0.6t)$ in cui t è la temperatura dell'aria in [°C];
- m_i : coefficiente di attenuazione di potenza [1/m] calcolato secondo la formula $m = \frac{\alpha}{10 \log(e)}$ in cui α rappresenta il coefficiente di attenuazione determinato secondo la ISO 9613-1.

Determinati i due valori dell'area di assorbimento equivalente si può calcolare il coefficiente di assorbimento α_s come:

$$\alpha_s = \frac{A_r}{S} = \frac{A_2 - A_1}{S} \quad (3.15)$$

Dove:

- S : superficie del provino di misura [m²].

3.2.3. UNI EN ISO 354: Setup di misura

Le acquisizioni del tempo di riverberazione presentano un setup di misura equivalente alla UNI EN ISO 3741, descritto nel paragrafo 3.1.4. Nello specifico rimangono inalterati: software e hardware di acquisizione dati. Nello specifico viene utilizzato un modulo dedicato al tempo di riverberazione, conforme allo standard UNI EN ISO 3382; posizioni e sensori microfonicamente discreti. Il tempo di riverberazione non viene acquisito utilizzando il microfono rotante; sensori per il monitoraggio delle condizioni meteorologiche.

Le sorgenti utilizzate (figura 3.29) sono invece 3 sorgenti dodecaedriche LookLine D203 con amplificatore e generatore di segnale LookLine DA204. In questa fase di misura non viene utilizzato il generatore di segnale esterno, ma il segnale di sweep viene fornito dal software di misura direttamente al sistema di amplificazione.

3.2.4. UNI EN ISO 354: Appendice A – Diffusività del campo sonoro in camera riverberante

Nell'Appendice A della norma UNI EN ISO 354 viene riportata la procedura di collaudo per l'installazione dei diffusori statici, la quale propone una metodologia di misura per determinare il numero ottimale di elementi diffusivi da collocare nell'ambiente di lavoro, in modo da aumentare il grado di diffusione del campo sonoro. Il collaudo prevede di determinare il coefficiente di assorbimento acustico per un materiale assorbente, poroso ed omogeneo, il quale presenta un coefficiente di assorbimento maggiore di 0.9 all'interno del range in frequenza [500 – 4000] Hz, secondo differenti configurazioni:

- In assenza di diffusori;
- Introducendo un numero limitato di diffusori statici (all'incirca 5 m² in area);
- Introducendo un numero maggiore di diffusori (step di circa 5 m² in area).

I diffusori sono introdotti all'interno dell'ambiente di misura con orientamento casuale e cercando di coprire tutto lo spazio disponibile. Per ogni misura deve essere determinato il valore medio del coefficiente di assorbimento in un range in frequenza di terzo di ottava [500 – 5000] Hz: il valore medio deve essere poi graficato in funzione dell'area totale dei diffusori installati (o del numero se sono di medesime dimensioni).

All'aumentare dei diffusori, il campo sonoro che si instaura sul piano parallelo al provino di misura, viene deviato: un numero maggiore di raggi va perciò ad incidere sul provino stesso, aumentando il coefficiente di assorbimento misurato. Di conseguenza l'andamento del coefficiente di assorbimento presenta un andamento crescente all'aumentare del numero dei diffusori, fino a raggiungere un valore massimo o costante, oltre il quale l'introduzione di ulteriori elementi diffusivi non agisce sul campo sonoro instauratosi: il primo valore massimo raggiunto rappresenta il numero ottimale di diffusori statici per quella specifica configurazione di camera riverberante.

La procedura di collaudo è stata eseguita durante l'installazione dei diffusori statici a soffitto: sono state effettuate misure di tempo di riverberazione in assenza e in presenza del materiale assorbente (descritto in paragrafo 3.2.2) per la camera vuota (senza diffusori) e all'aumentare del numero di pannelli (ad ogni step è stato introdotto nell'ambiente di misura 1 diffusore). In figura 3.31 viene rappresentato l'andamento del coefficiente di assorbimento in terzi di ottava, mentre in figura 3.32 viene rappresentato il coefficiente medio in funzione dell'area totale dei diffusori; i valori sono riportati in tabella 3.9.

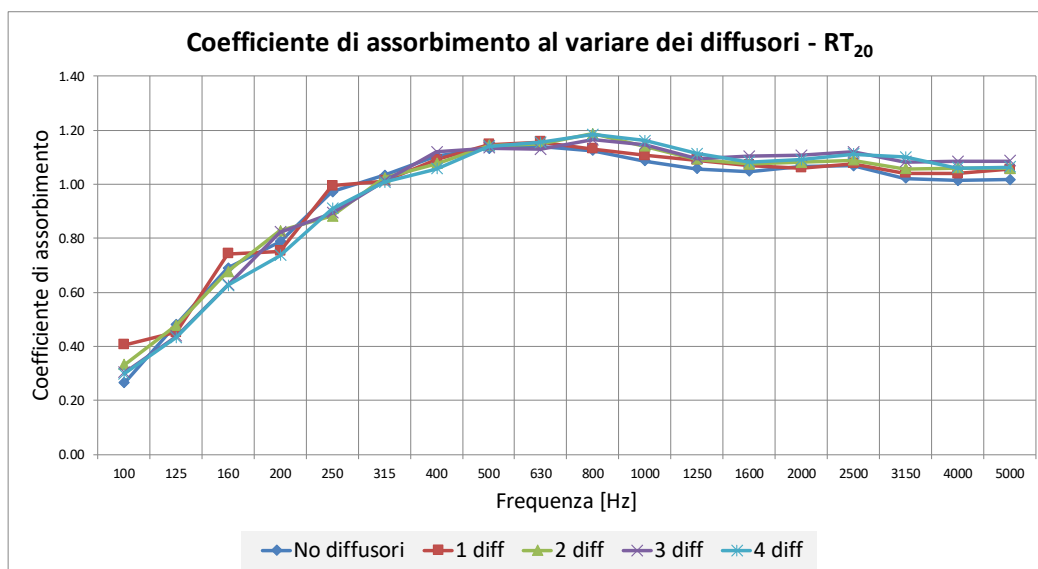


Figura 3.31: Coefficiente di assorbimento al variare del numero di diffusori statici installati.

Tabella 3.9: Coefficiente di assorbimento medio determinato con l'installazione dei diffusori statici a soffitto.

Area diffusori [m ²]	α_s medio
0.0	1.07 ± 0.18
4.4	1.09 ± 0.18
8.8	1.10 ± 0.18
13.2	1.11 ± 0.18
17.6	1.11 ± 0.18

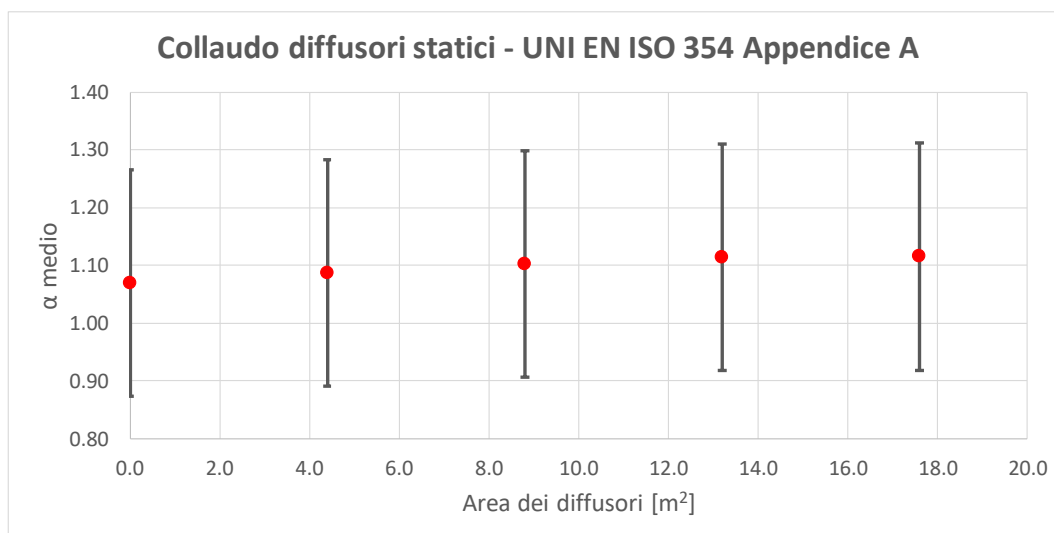


Figura 3.32: UNI EN ISO 354 Appendice A – coefficiente di assorbimento all'aumentare dei diffusori statici installati nella camera riverberante dell'Università di Ferrara.

Sia in tabella che in grafico sono riportati i valori relativi all'errore di α medio: poiché nella norma non viene specificata una procedura per la determinazione dell'errore del coefficiente di assorbimento, esso è stato stimato determinando l'errore percentuale di ogni grandezza necessaria alla determinazione del coefficiente stesso e, tramite la legge di propagazione dell'errore, si ottiene l'errore combinato.

Le grandezze necessarie per la determinazione del coefficiente di assorbimento sono riportate in equazione (3.16)

$$\alpha_s = \frac{A_T}{S} = \frac{\left(\frac{55.3V}{cT_2} - 4Vm_2\right) - \left(\frac{55.3V}{cT_1} - 4Vm_1\right)}{S} \quad (3.16)$$

Per ognuna di queste grandezze, viene determinato l'errore percentuale, stabilito all'interno delle seguenti normative:

- S: superficie di misura [m²]. Norma di riferimento per la determinazione dell'errore percentuale - UNI EN ISO 3745;
- T_i: tempo di riverberazione [s]. Norma di riferimento per la determinazione dell'errore percentuale - UNI EN ISO 354;
- m_i: coefficiente di attenuazione. Norma di riferimento per la determinazione dell'errore percentuale - ISO 9613-1 [65];
- c: velocità del suono in aria [m/s]. Norma di riferimento per la determinazione dell'errore percentuale - UNI EN ISO 354;
- V: volume della camera riverberante [m³]. Norma di riferimento per la determinazione dell'errore percentuale - UNI EN ISO 354.

Dalla stima dell'errore percentuale di ogni grandezza sopra elencata, si ottiene l'errore combinato ε_{TOT} tramite la somma quadratica di equazione (3.17):

$$\varepsilon_{TOT} = \sqrt{\left(\varepsilon_{T_{20}}^2 + \varepsilon_{m_i}^2 + \varepsilon_c^2 + \varepsilon_V^2\right) + \varepsilon_S^2} \quad \text{dove } \varepsilon_i = u_i \cdot c_i \quad (3.17)$$

All'interno di ogni norma viene definita la procedura di calcolo dell'errore percentuale ε_i riferito alla i-esima grandezza fisica, il quale si compone di due fattori: l'incertezza di riferimento u_i , che dipende dalla i-esima grandezza fisica e da come questa viene determinata; il coefficiente di sensibilità c_i , che viene determinato effettuando la derivata parziale della grandezza per la quale si vuole stimare l'errore (nel presente caso α_s) rispetto alla grandezza fisica i-esima. Le barre di errore sono utili per far capire come l'introduzione dei diffusori in camera riverberante non portino ad una sostanziale modifica del coefficiente di assorbimento del materiale testato. Se tale grandezza viene presa come indicatore del grado di diffusione dell'ambiente di misura, rapportato alle barre di errore, il coefficiente rimane pressoché costante e di conseguenza i diffusori non portano ad un sostanziale miglioramento del campo sonoro, probabilmente dovuto alla già complessa geometria della camera riverberate e al loro posizionamento.

3.3. UNI EN ISO 354: Proposta di revisione

È stata proposta recentemente una revisione della norma UNI EN ISO 354, la quale presenta notevoli differenze rispetto a quella precedente. Tali differenze vengono ora evidenziate e i risultati ottenuti tramite l'applicazione della revisione verranno successivamente presentati e commentati. Il testo della norma è ancora in via di definizione e le considerazioni successive si riferiscono alla versione del DRAFT 28/02/2017.

3.3.1. UNI EN ISO 354 - REVISIONE: Limiti stabiliti dalla procedura di misura

In questo caso i limiti imposti sul volume della camera di prova, vanno a ridurre il range in frequenza misurabile, in modo inversamente dipendente dal valore assunto dal volume stesso. La camera di prova non dovrebbe avere un volume inferiore ai 200 m³ e non superiore ai 500 m³. Si consiglia un volume compreso nel range [200 – 300] m³. Nel caso in cui il volume della camera di prova sia fuori i limiti imposti, il range di frequenze misurabili viene ridotto:

- Se $V < 200 \text{ m}^3$: la frequenza in banda di terzo di ottava più bassa misurabile diventa la prima al di sopra del valore $100(200/V)^{1/3}$;
- Se $V > 500 \text{ m}^3$: la frequenza in banda di terzo di ottava più alta misurabile diventa la prima al di sotto del valore $5000(500/V)^{1/3}$.

I limiti sull'area di assorbimento equivalente della camera vuota sono i medesimi della norma in vigore, ma in questo caso si raccomanda di mantenere i valori di A_1 appena al di sotto dei valori limiti, in modo da diminuire il tempo di riverberazione a bassa frequenza e, di conseguenza, avere un maggiore overlap modale dei modi presenti.

Il provino, nel caso di assorbitori piani, deve avere una superficie compresa nel range [10 – 12] m²: al di sotto dei 10 m² viene considerato come un assorbitore discreto. Il provino deve essere di forma rettangolare con un rapporto larghezza/lunghezza nel range [0.7 – 0.9]. Per il posizionamento, deve essere collocato ad 1 m di distanza da qualsiasi superficie della camera e, tra il lato del provino e il muro della camera più prossimi, deve esserci un angolo di almeno 10° o superiore.

Analizzando le prescrizioni riguardanti le grandezze atmosferiche, l'influenza della variabilità relativa alle condizioni ambientali deve essere inferiore al 3%: nello specifico si ha che

$$4V(m_2 - m_1)/S < 0.03 \quad (3.18)$$

Dove:

- m_2/m_1 : è il coefficiente di attenuazione di potenza calcolato secondo la ISO 9613-1, utilizzando le condizioni meteorologiche della camera con provino/senza provino;
- V : volume della camera di prova [m³];
- S : superficie del provino [m²].

Le misure con e senza provino devono essere svolte in successione, in modo da minimizzare le variazioni climatiche. Le misure a camera vuota possono essere fatte sia prima che dopo rispetto a quella con il provino: la media delle due misure può ridurre l'errore dovuto alla variabilità delle condizioni ambientali.

Nella revisione della norma, viene espressamente indicato che le misure dovrebbero essere eseguite con microfoni fissi. Le distanze limite sono le medesime della norma in uso. Un ulteriore limite viene posto sulle posizioni microfoniche che giacciono sul medesimo piano: il piano in cui sono collocate le posizioni microfoniche non deve trovarsi entro 5° rispetto un qualsiasi piano parallelo ai muri dell'ambiente di misura.

In alternativa può essere utilizzato un microfono a traiettoria continua: esso deve essere qualificato secondo l'Appendice A e presenta i seguenti limiti di posizionamento:

- 2 m di distanza da ogni sorgente sonora;

- 1 m di distanza da ogni superficie della camera e dal provino di misura;
- Il piano su cui giace la traiettoria deve avere un'inclinazione superiore ai 10° rispetto a qualsiasi piano parallelo ai muri della camera.

Le sorgenti sonore dovrebbero essere posizionate negli angoli della camera di prova: a bassa frequenza consente di avere la miglior eccitazione possibile di tutti i modi della camera; il volume della sorgente deve essere tolto dal volume totale della camera di prova. Viene inoltre descritto nell'Appendice H tutta la procedura di qualificazione per le sorgenti di prova.

Infine per quanto riguarda le condizioni di misura, il tempo di riverberazione utilizzato nella valutazione del coefficiente di assorbimento deve essere effettuato su un decadimento di 30 dB, partendo da un punto iniziale a -5 dB rispetto alla condizione di rumore stazionario in cui la sorgente è ancora accesa. Il punto finale di decadimento, valutato di conseguenza a -35 dB, deve trovarsi ad almeno 10 dB sopra il rumore di fondo. Al limite il range di valutazione può essere ridotto fino a 20 dB.

3.3.2. UNI EN ISO 354 - REVISIONE: Procedura di prova

La procedura di misura e le formule per la determinazione del coefficiente di assorbimento sono pressoché le medesime della norma in vigore. Subisce una modifica l'equazione 3.15 per la determinazione del coefficiente di assorbimento, la quale diventa:

$$\alpha_s = \frac{A_T}{S} = \frac{\gamma(A_2 - A_1)}{S} \quad (3.19)$$

Le modifiche sono le seguenti:

- Viene fatta una distinzione tra V_1 , relativo alla camera vuota, e V_2 relativo alla camera con provino: se il provino presenta un volume superiore ai 2 m³, esso deve essere tolto dal volume totale della camera di prova nella determinazione di V_2 ;
- γ : fattore di correzione di assorbimento. All'interno dell'Appendice B viene riportata la procedura per il calcolo di tale fattore, determinato con un materiale di riferimento.

3.3.3. UNI EN ISO 354 - REVISIONE: Procedure di qualificazione

A differenza della UNI EN ISO 354 in vigore, nella nuova proposta sono riportate molteplici procedure di qualificazione della camera riverberante.

3.3.3.1. Appendice A: Diffusività del campo sonoro in camera riverberante

Il grado di diffusione in camera riverberante viene stimato tramite la valutazione della variabilità spaziale del tempo di riverberazione. Tale qualifica deve essere svolta con il provino di riferimento (descritto nell'Appendice B) e con i diffusori da collaudare.

Utilizzando un numero di combinazioni sorgente-microfono superiore a 12 (minimo 3 posizioni microfoniche e 2 sorgenti) viene determinato il tempo di riverberazione o con il metodo del rumore interrotto (almeno 18 ripetizioni per ogni combinazione sorgente-microfono) o con il metodo della risposta all'impulso integrata. Utilizzando quest'ultima metodologia, si calcola la deviazione standard misurata $\sigma_{s,m}$ del tempo di riverberazione come:

$$\sigma_{s,m}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{j=1}^N (T_{\mu,j} - T_{\mu})^2 \quad (3.20)$$

Dove:

- $T_{\mu,j}$: è il tempo di riverberazione medio alla j-esima combinazione sorgente-microfono [s];
- T_{μ} : tempo di riverberazione medio [s];
- N : numero di sorgenti-microfono combinazioni.

La deviazione standard teorica $\sigma_{s,t}$ si ottiene invece:

$$\sigma_{s,t}^2 = 1.09 \frac{T_{\mu}}{f} \quad (3.21)$$

Con f frequenza di centro banda in terzi di ottava. Affinché la camera risulti idonea, si ha che il rapporto f_d , definito fattore di campo diffuso [31], tra la deviazione standard misurata e la deviazione standard teorica, mediato nel range in frequenza [250 – 3150] Hz, deve essere ≤ 1 : se supera il valore unitario, si ha che la varianza spaziale misurata risulta essere superiore a quella teorica, con conseguente elevata fluttuazione spaziale e ridotta diffusività del campo sonoro.

Un altro fattore che deve essere controllato per verificare una buona diffusione nell'ambiente di misura è la linearità delle curve di decadimento. Calcolando il tempo di riverberazione nei primi 15 dB di decadimento (T_t) e negli ultimi 15 dB (T_b) per la stessa curva di decadimento e per la stessa combinazione sorgente-microfono, si ottiene il valore della curvatura come:

$$C_m = \frac{T_b}{T_t} - 1 \quad (3.22)$$

A causa della variabilità statistica del campo sonoro sarà sempre presente una certa curvatura: la deviazione standard teorica viene determinata come segue:

$$\sigma(\bar{C}) = \sqrt{\frac{K_s^2 + K_e^2/n}{NfT}} \quad (3.23)$$

Dove:

- n : numero di misure per la singola combinazione sorgente-microfono;
- K_s : costante per la variazione spaziale di curvatura, per frequenze di terzi di ottava e un decadimento di 30 dB (=320);
- K_e : costante per la variazione del campione di curvatura, per frequenze di terzi di ottava e un decadimento di 30 dB (= 0 per il metodo della risposta all'impulso integrata).

La linearità della curvatura è adeguata se $|\bar{C}_m| < 3\sigma(\bar{C})$.

Altre due procedure sono riportate nell'Appendice A. La prima riguarda la qualificazione del microfono rotante: definito T_{mov} il tempo di riverberazione medio della camera acquisito tramite il microfono rotante, quest'ultimo può essere utilizzato solo se la seguente condizione viene soddisfatta in tutte le frequenze di terzo di ottava

$$|T_{mov} - T_{\mu}| < \sqrt{2} \frac{2\sigma_{s,t}}{\sqrt{12}} \quad (3.24)$$

La seconda riguarda invece la qualificazione del diffusore rotante: definito T_{rot} il tempo di riverberazione medio della camera quando il diffusore rotante è in funzione, quest'ultimo può essere utilizzato solo se sono soddisfatte 2 condizioni:

- Il fattore f_d è ≤ 1 con il diffusore rotante in una posizione fissa, posizione che deve essere variata per ogni misura;
- L'equazione 3.24 è soddisfatta per ogni frequenza:

$$|T_{rot} - T_{\mu}| < \sqrt{2} \frac{2\sigma_{s,t}}{\sqrt{12}} \quad (3.25)$$

Per quanto riguarda la camera riverberante dell'Università di Ferrara, è stato calcolato il valore di f_d , utilizzando i valori di T_{30} come specificato da norma (utilizzando il materiale in fibra di poliestere di 12 m² di superficie descritto in paragrafo 3.2.2), per le diverse configurazioni di indagine:

- Camera vuota senza elementi diffondenti;
- Camera con diffusori statici appesi a soffitto (da 1 a 4 pannelli);
- Camera con diffusore rotante alla frequenza di rotazione di 0.19 Hz (condizione di riferimento) collocato nella posizione DR01 (tabella 2.6). Si ricorda che in questa configurazione sono sempre presenti i 4 diffusori statici.

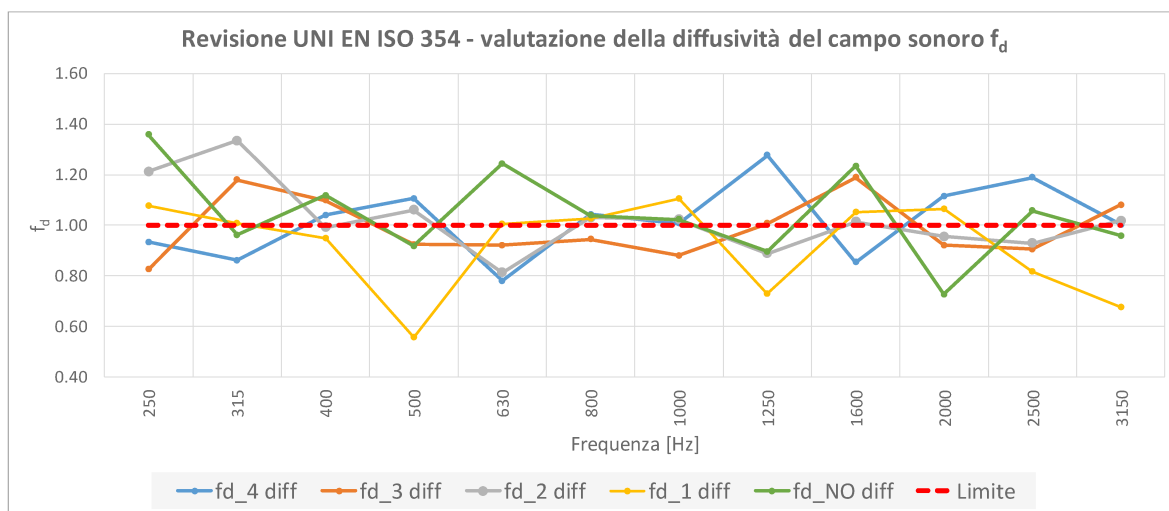


Figura 3.33: Andamento di f_d al variare del numero di diffusori statici installati.

Si ricorda che la norma prevede la determinazione del coefficiente f_d utilizzando un campione di riferimento, dalle specifiche definite all'interno della norma stessa.

In figura 3.33 viene riportato l'andamento di f_d in funzione della frequenza di terzo di ottava, al variare del numero di diffusori statici installati. Si ha che le uniche due configurazioni che rientrano nel limite imposto sono le configurazioni con 1 e 3 diffusori. Risulta inoltre difficile stabilire se l'introduzione di diffusori nell'ambiente di misura porti ad un effettivo incremento del grado di diffusione. In tabella 3.10 vengono riportati i valori di f_d al variare del numero e della tipologia di diffusori installati: analizzando il valore medio di tale grandezza si può affermare che la configurazione che mediamente rientra maggiormente nei limiti è quella caratterizzata da 1 diffusore statico, nonostante il coefficiente f_d sia sotto al valore unitario per 5 delle 12 bande di qualifica.

Tabella 3.10: Valori del fattore di campo diffuso f_d al variare del numero e della tipologia di diffusori statici installati – configurazioni con e senza tappo TL.

Frequenza [Hz]	fd_0.19 Hz	fd_4 diff	fd_3 diff	fd_2 diff	fd_1 diff	fd_NO diff	fd_TL_354	fd_TL_angolo	Limite
250	1.14	0.93	0.83	1.21	1.08	1.36	0.70	0.92	1
315	1.16	0.86	1.18	1.33	1.01	0.96	1.17	1.16	1
400	0.95	1.04	1.10	0.99	0.95	1.12	1.08	1.43	1
500	1.04	1.11	0.92	1.06	0.56	0.92	0.87	0.83	1
630	1.03	0.78	0.92	0.81	1.01	1.24	1.08	1.17	1
800	1.21	1.04	0.95	1.03	1.03	1.04	0.93	0.96	1
1000	1.14	1.01	0.88	1.02	1.10	1.02	0.87	1.15	1
1250	1.10	1.28	1.01	0.89	0.73	0.90	0.67	0.84	1
1600	0.91	0.85	1.19	1.01	1.05	1.23	1.02	1.27	1
2000	1.09	1.11	0.92	0.96	1.06	0.73	1.05	1.10	1
2500	1.06	1.19	0.91	0.93	0.82	1.06	1.08	1.28	1
3150	1.14	1.00	1.08	1.02	0.68	0.96	0.92	1.03	1
Media	1.08	1.02	0.99	1.02	0.92	1.04	0.95	1.09	

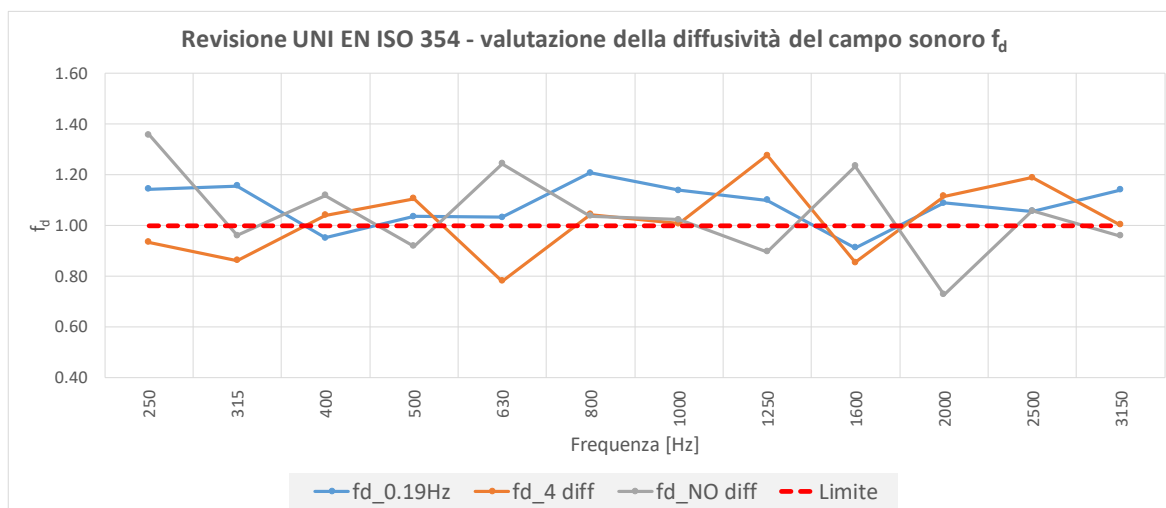


Figura 3.34: Andamento di f_d al variare della tipologia di diffusori.

In figura 3.34 si riporta l'andamento di f_d confrontando le 3 principali configurazioni al variare dell'elemento diffondente installato. Anche in questo caso, nessuna curva soddisfa i requisiti della qualifica: si nota inoltre che la presenza del diffusore rotante porta ad un incremento del coefficiente medio, risultando essere la configurazione peggiore.

Nella revisione della UNI EN ISO 354, viene consigliato di configurare la camera riverberante in modo tale da avere un'area di assorbimento equivalente A_1 , ad ambiente vuoto, inferiore ai limiti di figura 3.27, rimanendo però il più possibile vicino a tali limiti. Per l'esecuzione di particolari misure di transmission loss, è stato necessario installare in camera riverberante un tappo di legno delle dimensioni della finestra di TL. Effettuando le misure di tempo di riverberazione secondo la configurazione riportata in figura 3.35, l'andamento dell'area di assorbimento equivalente risulta essere quella relativo alla curva nera di figura 3.36, la quale si avvicina ulteriormente al limite di norma.



Figura 3.35: Configurazione di misura con tappo in legno.

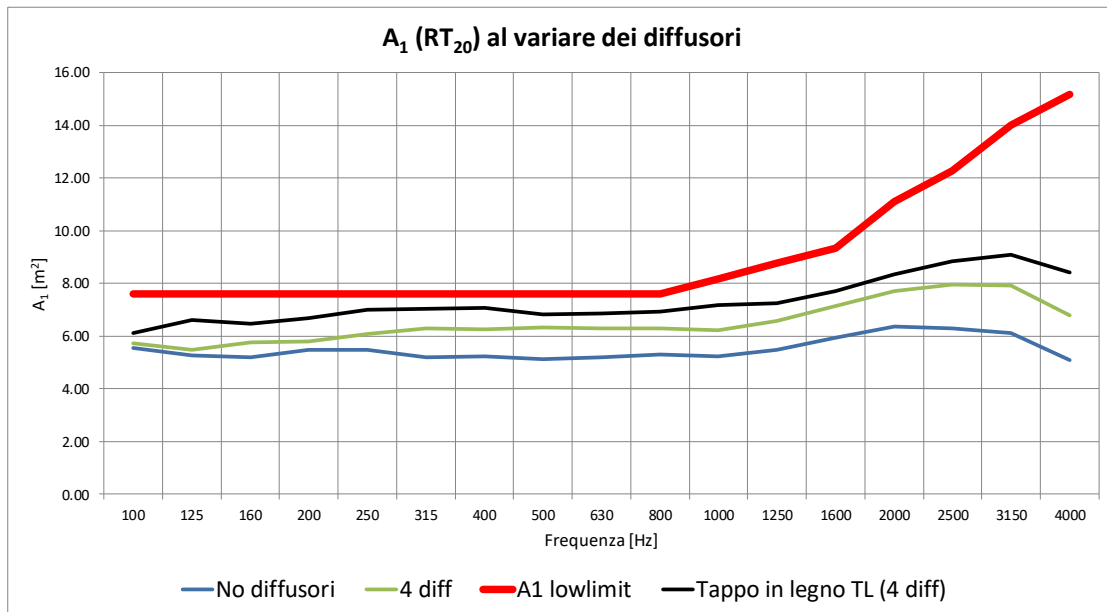


Figura 3.36: Andamento dell'area di assorbimento equivalente A_1 a camera vuota.

Le misure di assorbimento sul provino in fibra di poliestere, sono state svolte anche secondo la configurazione di figura 3.37, andando a calcolare il fattore di campo diffuso f_d dei seguenti setup di misura:

- $f_{d_TL_354}$: calcolo del coefficiente f_d con il tappo in legno nella finestra di TL e utilizzando le 3 posizioni sorgente della UNI EN ISO 354;
- $f_{d_TL_angolo}$: calcolo del coefficiente f_d con il tappo in legno nella finestra di TL e utilizzando 3 posizioni sorgente ad angolo. Poiché la revisione della norma consiglia l'utilizzo di sorgenti sonore ad angolo, la misura è stata eseguita posizionando la sorgente mostrata in figura 3.37, costituita da 3 altoparlanti, negli spigoli della camera riverberante Sud-Est, Sud-Ovest e Nord-Ovest (vedi figura 2.7);
- $f_{d_4\ diff}$: calcolo del coefficiente f_d senza il tappo in legno nella finestra di TL e utilizzando le 3 posizioni sorgente della UNI EN ISO 354 (lo stesso graficato in figura 3.33).

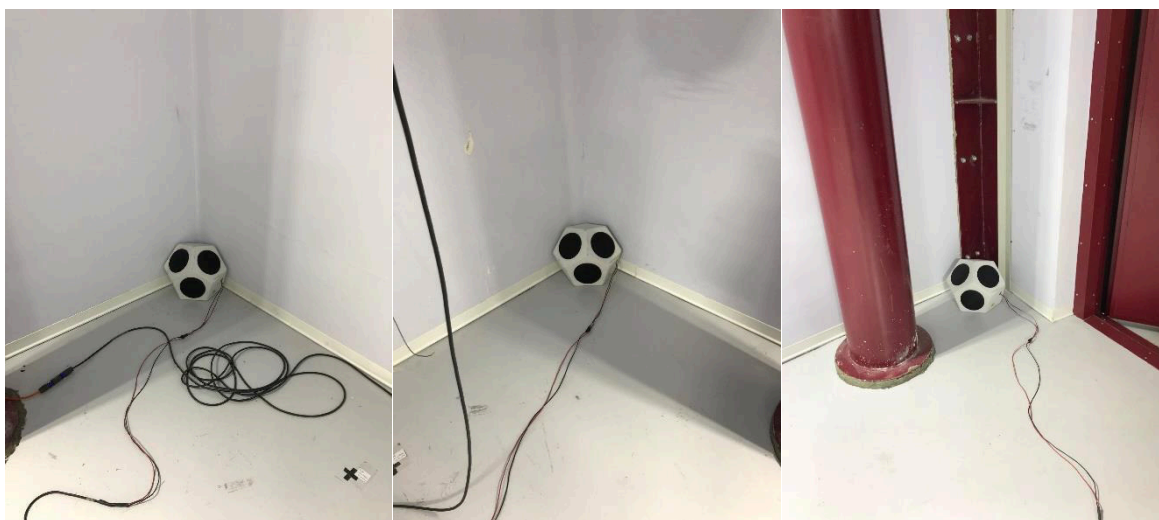


Figura 3.37: Posizionamento della sorgente ad angolo per le misure di diffusività - Revisione UNI EN ISO 354.

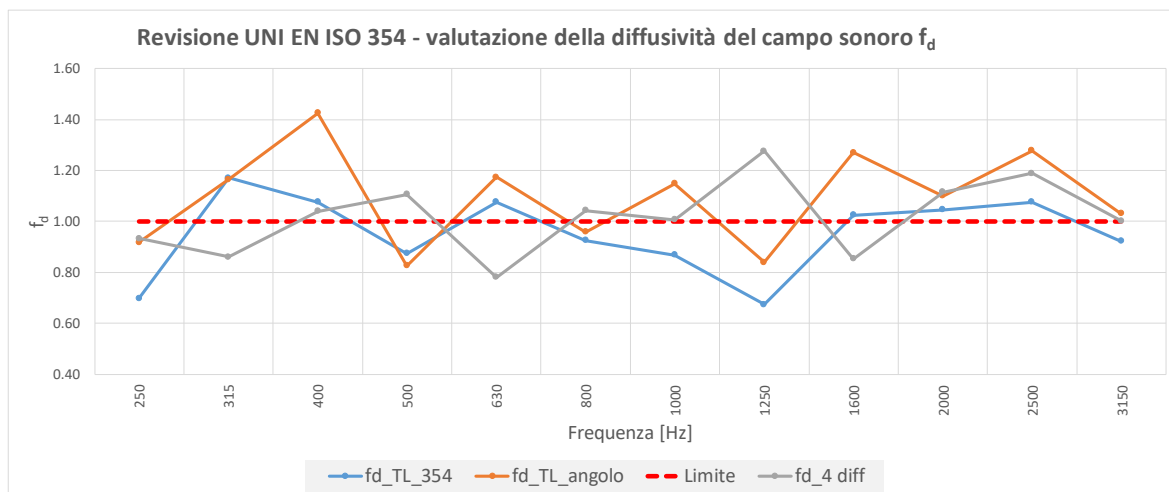


Figura 3.38: Andamento di f_d in presenza del tappo in legno nella finestra di TL.

Analizzando il grafico di figura 3.38 si possono fare le seguenti considerazioni. La prima riguarda il confronto tra la configurazione con tappo in legno rispetto a quella con i 4 diffusori: a parità di sorgenti utilizzate e di elementi diffondenti installati, il coefficiente di diffusività f_d si riduce soprattutto nella regione in frequenza [800 – 1250] Hz. Nonostante l'area di assorbimento equivalente A_1 risulti essere prossima ai valori limite prescritti dalla norma, il grado di diffusione supera i valori limiti imposti dalla revisione, presentando delle frequenze in cui il coefficiente f_d è superiore sia al valore unitario, che all'analoga configurazione senza tappo in legno. La configurazione di misura con sorgente sonora ad angolo, risulta invece essere peggiorativa rispetto a quella con le sorgenti collocate secondo la UNI EN ISO 354 e, di conseguenza, porta ad un aumento dell'indice standardizzato.

Una prima analisi del fattore di campo diffuso f_d porta ad avere delle perplessità sulla possibilità che tale grandezza riesca effettivamente a quantificare, sia a livello quantitativo che qualitativo, il grado di diffusione che si può instaurare all'interno dell'ambiente di misura. Tale perplessità è dovuta dal fatto che, al variare della configurazione di misura, sia in termini di elementi diffondenti installati che in termini di assorbimento della camera, l'andamento del coefficiente non subisce notevoli variazioni, ma rimane pressoché oscillante attorno al valore limite.

Tabella 3.11: Qualificazione del diffusore rotante - confronto tra i tempi di riverberazione e lo scarto teorico.

Frequenza [Hz]	$ T_{rot} - T_{\mu} $	$\sqrt{2} \frac{2\sigma_{s,t}}{\sqrt{12}}$
250	0.58	0.13
315	0.50	0.12
400	0.45	0.10
500	0.29	0.09
630	0.29	0.08
800	0.19	0.07
1000	0.25	0.06
1250	0.24	0.05
1600	0.18	0.04
2000	0.18	0.04
2500	0.27	0.03
3150	0.18	0.03

Un ulteriore fase di qualifica deve essere svolta per poter utilizzare il diffusore rotante, garantendo sia la linearità del decadimento, che la condizione sul tempo di riverberazione medio. Utilizzando l'equazione 3.25, si calcolano entrambi i membri riportando i valori in tabella 3.11. Il calcolo è stato effettuato utilizzando le seguenti grandezze:

- T_{rot} : tempo di riverberazione medio della camera quando il diffusore rotante è in funzione [s];
- T_{μ} : tempo di riverberazione medio della camera in assenza del diffusore rotante [s]. in questo caso, viene utilizzato il tempo di riverberazione della camera di misura nella configurazione con 4 diffusori statici;
- $\sigma_{s,t}$: deviazione standard teorica calcolata secondo l'equazione 3.19.

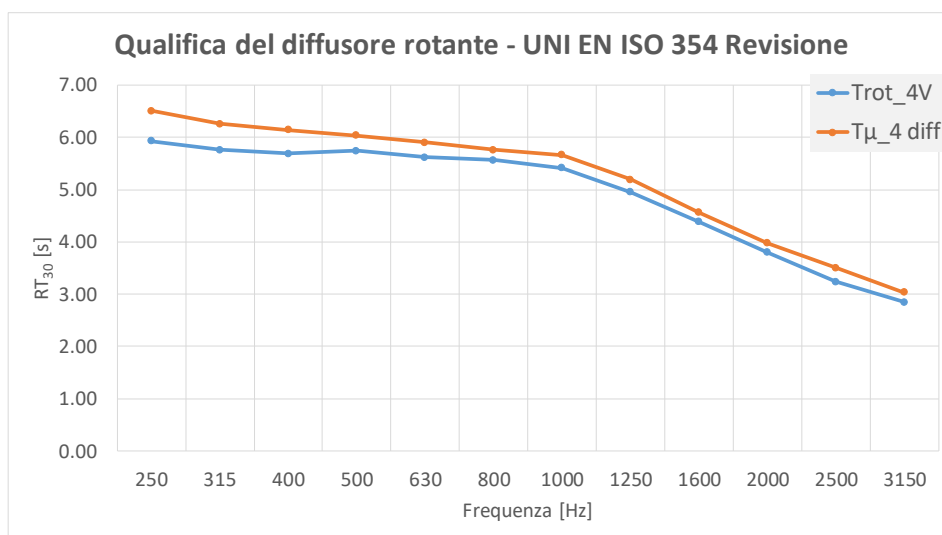


Figura 3.39: Tempo di riverberazione RT_{30} - confronto tra le configurazioni a 4 diffusori statici e con il diffusore rotante 0.19Hz.

Per ogni frequenza di terzo di ottava nel range di validazione, si ha che la diseuguaglianza (3.25) non è rispettata, poiché la differenza tra i due tempi di riverberazione (mostrati in figura 3.39) risulta essere sempre maggiore rispetto al valore teorico di riferimento. Pertanto, il diffusore rotante non risulta essere qualificato per le misure del coefficiente di assorbimento secondo la revisione della UNI EN ISO 354.

3.3.3.2. Appendice B: Qualificazione con l'assorbitore di riferimento

La qualificazione della camera riverberante e delle posizioni di misura, dovrebbero essere verificate ogni volta che viene effettuata una modifica nell'ambiente di prova e ogni anno, tramite misure di assorbimento con un provino di riferimento.

Il provino dovrebbe essere un provino piano di lana minerale, delle dimensioni di 100 x 600 x 1200 mm, assemblati in modo tale da creare un piano assorbente delle dimensioni di 3000 x 3600 mm (10.8 m²). Due strati di materiale dovrebbero essere utilizzati e attaccati l'uno all'altro, per uno spessore totale di 200 mm. Il perimetro laterale deve essere ricoperto con una cornice acusticamente riflettente di 18 mm di spessore, di compensato, alta 200 mm. Le fessure tra i diversi strati di materiale non devono essere ricoperte, mentre quelle presenti tra il materiale e la cornice devono essere sigillate con nastro. Il materiale deve essere ricoperto, da entrambi i lati, con una rete metallica (trasparenza $\geq 81\%$).

Il materiale assorbente deve avere le seguenti caratteristiche:

- Densità: $26.5 \pm 1.5 \text{ kg/m}^3$;
- Spessore: 2 strati di $100 \pm 1 \text{ mm}$
- Legante: $7.0 \pm 0.5 \%$
- Porosità: $99\% \pm 0.003 \%$
- Resistività al flusso d'aria (ISO 9053): $10.6 \pm 1 \text{ kPa} \cdot \text{s/m}^2$
- Assorbimento nel tubo ad impedenza (10534-1:1996) senza spessore d'aria:

Tabella 3.12: Coefficiente di assorbimento ad incidenza normale dell'assorbitore di riferimento.

Frequenza [Hz]	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
Assorbimento	0.93	0.91	0.88	0.87	0.88	0.91	0.94	0.95	0.96	0.97	0.99	0.99
Tolleranza	± 0.04	± 0.04	± 0.04	± 0.03	± 0.03	± 0.03	± 0.03	± 0.02	± 0.02	± 0.02	± 0.01	± 0.01

Tramite la procedura di misura standard, si determina l'area di assorbimento equivalente misurata $A_{s,ref}$ del materiale di riferimento in camera riverberante, il quale deve essere maggiore o uguale dei limiti di tabella 3.12.

Tabella 3.13: Area di assorbimento equivalente richiesta A_{req} per il provino di riferimento.

Frequenza [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000
$A_{req} [\text{m}^2]$	10.3	10.6	10.9	11.1	11.1	11.1

Determinata l'area di assorbimento equivalente del provino di riferimento $A_{s,ref}$, si ottiene il fattore di correzione di assorbimento γ come segue:

$$\gamma = \frac{A_{req}}{A_{s,ref}} \quad (3.26)$$

Il fattore di correzione di assorbimento γ viene utilizzato all'interno dell'equazione (3.19), in modo tale da calibrare l'area di assorbimento equivalente del provino di misura rispetto ai risultati del materiale di riferimento.

3.3.3.3. Appendice H: Qualificazione delle sorgenti

Come detto nel paragrafo 3.3.1, le sorgenti sonore dovrebbero essere posizionate negli angoli dell'ambiente di misura. Nell'Appendice H viene riportata una procedura di misura per determinare l'indice di direttività DI della sorgente. La procedura prevede che la sorgente emetta un segnale di rumore in bande di terzo di ottava: il livello di pressione sonora L_i deve essere acquisito ad 1 m dal centro dell'altoparlante in diversi punti distanziati di 5° , in due direzioni ortogonali tra di loro. Calcolato il livello sonoro medio L_{av} , come media aritmetica dei differenti L_i , l'indice di direttività diventa:

$$DI_i = L_i - L_{av} \quad (3.27)$$

Una radiazione equa in tutte le direzioni può essere assunta se i valori di DI sono entro un limite di ± 2 dB nel range in frequenza [100 – 630] Hz. Nel range [630 – 1000] Hz, il limite aumenta linearmente da ± 2 dB a ± 8 dB. Esso diventa ± 8 dB nel range [1000 – 5000] Hz.

3.4. ASTM C423 – 09a

Si tratta di uno standard americano per determinare l'assorbimento sonoro e il coefficiente di assorbimento sonoro tramite la misura del decadimento in camera riverberante. All'interno del laboratorio dell'Università di Ferrara viene testato anche il presente metodo, poiché, in letteratura, viene spesso affiancato alle normative UNI per confrontare le metodologie di qualifica dell'ambiente di misura.

3.4.1. ASTM C423 – 09a: Limiti stabiliti dalla procedura di misura

Vengono ora illustrati brevemente i limiti da rispettare all'interno dell'ambiente di misura per avere una corretta procedura di misura.

Analizzando i limiti sul volume della camera di prova, essa non dovrebbe avere un volume inferiore ai 125 m³. Viene raccomandato un volume di 200 m³, ma non viene indicato un limite superiore.

Il coefficiente di assorbimento, ottenuto dividendo l'area di assorbimento equivalente per la superficie totale della camera, compresi i diffusori (entrambi i lati), deve essere minore o uguale a 0.05 per le frequenze di terzo di ottava [250 – 2500] Hz. Al di sotto dei 250 Hz e al di sopra dei 2500 Hz, il coefficiente dovrebbe essere minore o uguale a 0.10. In tabella 3.14 vengono riportati i valori del coefficiente di assorbimento per la camera riverberante dell'Università di Ferrara, ad ambiente vuoto e considerando nella superficie totale entrambi i lati dei 4 diffusori statici installati. In tutto il range in frequenza, la camera rispetta i limiti dello standard.

Per quanto riguarda il provino di misura, deve essere rettangolare, costituito da un unico elemento o da più elementi assemblati tra di loro. È raccomandata un'area di 6.69 m², delle dimensioni di 2.44 x 2.74 m. Un'area inferiore di 5.57 m² non dovrebbe essere usata e neanche provini con rapporti estremi tra le dimensioni. Nel caso in cui il volume del provino sia superiore al 1% rispetto al volume della camera di prova, il volume del provino deve essere tolto nel calcolo di V_2 , che rappresenta il volume della camera riverberante in presenza del provino di misura. Nell'Annesso A1 vengono inoltre riportate le caratteristiche del provino di riferimento, il quale deve avere un assorbimento sonoro medio di almeno 0.70. Preferibilmente, dovrebbe avere un coefficiente di assorbimento di almeno 0.20 nelle

frequenze maggiori uguali ai 200 Hz. Il laboratorio dovrebbe essere testato almeno una volta all'anno con il provino di riferimento.

Tabella 3.14: Coefficiente di assorbimento a camera vuota (4 diffusori) secondo la ASTM C423 - 09a.

Frequenza [Hz]	α	Frequenza [Hz]	α
50	0.02	800	0.02
63	0.02	1000	0.02
80	0.02	1250	0.02
100	0.02	1600	0.03
125	0.02	2000	0.03
160	0.02	2500	0.03
200	0.02	3150	0.03
250	0.02	4000	0.02
315	0.02	5000	0.02
400	0.02	6300	0.02
500	0.02	8000	0.01
630	0.02	10000	0.01

Il provino deve essere inoltre posizionato come in fase di utilizzo: viene collocato sul pavimento evitando simmetrie rispetto alla geometria della camera. Il provino non deve essere ad una distanza maggiore di 0.75 m rispetto ai muri. Il provino dovrebbe avere una cornice di materiale non riflettente ed essere fissato al pavimento in modo da evitare il passaggio del suono da sotto il provino stesso.

La temperatura media non deve essere inferiore ai 10 °C e non vi deve essere una deviazione dal valore medio superiore ai 5 °C. L'umidità relativa media non deve essere inferiore al 40% e non vi deve essere una deviazione rispetto al valore medio superiore a $\pm 5\%$.

Anche in questo caso, sono imposti dei limiti sul posizionamento degli strumenti di acquisizione. I microfoni utilizzati nell'acquisizione del tempo di riverberazione dovrebbero essere omnidirezionali con una risposta piatta (± 2 dB entro ogni banda di terzo di ottava) in ampiezza per incidenza casuale. Le distanze da rispettare nel posizionamento dei microfoni sono le seguenti:

- Almeno 5 posizioni microfoniche;
- 1.5 m tra due posizioni microfoniche adiacenti;
- 0.75 m rispetto sia le superfici della camera di prova che il provino di materiale da testare.

Se viene utilizzato un microfono rotante devono essere rispettate le seguenti condizioni:

- 0.75 m rispetto sia le superfici della camera di prova che il provino di materiale da testare;
- La lunghezza della traiettoria deve essere di almeno 7.5 m.

Le sorgenti sonore dovrebbero invece essere una o più configurate in modo tale da soddisfare la qualificazione secondo l'Annesso A3. Le sorgenti possono essere posizionate negli angoli dell'ambiente di misura. Il livello sonoro deve essere almeno 45 dB al di sopra del rumore di fondo.

Infine, per quanto riguarda le condizioni di misura, nel presente standard viene utilizzato il metodo del rumore interrotto. Devono essere acquisiti almeno 50 decadimenti (10 decadimenti per ogni posizione microfonica se vengono impiegati 5 microfoni fissi). L'acquisizione parte dopo [100 – 300] ms dal tempo di spegnimento della sorgente sonora, eliminando problemi di transiente o distorsione causato dallo spegnimento stesso. L'acquisizione deve essere effettuata finché il livello sonoro non è al di sotto di 32 dB rispetto al livello di regime.

3.4.2. ASTM C423 – 09a: Procedura di prova

La procedura di determinazione del coefficiente di assorbimento prevede l'esecuzione di due differenti prove:

- Misura dei decadimenti temporali a camera riverberante vuota;
- Misura dei decadimenti temporali in presenza del provino di materiale sottoposto a prova;
- Acquisizione delle grandezze meteorologiche nella camera di prova.

Acquisiti i 50 decadimenti, si deve determinare il livello di pressione sonora media dell'*i*-esimo punto nel decadimento *N*-esimo come:

$$L_i = \frac{1}{N} \sum_{j=0}^N L_{ij} \quad (3.28)$$

Dove:

- *N*: numero di decadimenti (minimo 50);
- *L_{ij}*: livello di pressione sonora misurato al *i*-esimo punto durante il *j*-esimo decadimento [dB].

In ogni banda di terzo di ottava, viene determinato il punto iniziale dopo [100 – 300] ms dallo spegnimento della sorgente. Il punto finale del decadimento viene determinato in modo tale che:

$$L_1 - L_i \leq 25 \text{ dB} \quad (3.29)$$

Dove *L₁* è il punto iniziale determinato come detto precedentemente. Si calcola così il decadimento come:

$$d' = \frac{6}{M(M^2 - 1)\Delta t} \left[(M + 1) \sum_{i=1}^M (L_i) - 2 \sum_{i=1}^M i(L_i) \right] \quad (3.30)$$

In cui:

- *M*: numero di punti di misura all'interno del *i*-esimo decadimento;
- Δt : tempo di durata del *i*-esimo decadimento [s].

Ad ogni decadimento deve essere sottratto il decadimento dovuto dall'assorbimento dell'aria, calcolato come:

$$d_{air} = m'c \quad (3.31)$$

In cui:

- *m'*: coefficiente di attenuazione determinato secondo la ANSI S1.26 [dB/s];

- c : velocità del suono in aria [m/s] calcolata secondo $c = 20.047\sqrt{273.15 + T[^\circ\text{C}]}$, con T temperatura dell'aria della camera di prova.

Infine viene determinato il coefficiente di assorbimento α del provino di misura secondo:

$$\alpha = (A_2 - A_1)/S \quad (3.32)$$

In cui:

- A_i : area di assorbimento equivalente in assenza ($i=1$) e presenza ($i=2$) del provino di misura. Viene determinato utilizzando il decadimento d corretto secondo il decadimento dell'aria ($d = d' - d_{air}$) come:

$$A = 0.9210 \frac{Vd}{c} \quad (3.33)$$

- S : superficie del provino sottoposta a prova [m²].

Poiché il software di misure utilizzato non consente l'esportazione dei decadimenti, ma fornisce i tempi di riverberazioni di ogni coppia sorgente-microfono, per poter ottenere il valore del decadimento corretto d_i , alla i -esima posizione microfonica, viene utilizzata l'equazione 3.34 ottenuta nel riferimento [13]:

$$d_i = \frac{60}{T_i} - m_{iso} c \log_{10}(e) \quad (3.34)$$

Dove:

- T_i : tempo di riverberazione della i -esima posizione microfonica [s];
- m_{ISO} : coefficiente di attenuazione dell'aria calcolato secondo lo standard ISO 9613-1 [1/m];
- c : velocità del suono in aria [m/s];
- e : numero di Nepero.

3.4.3. ASTM C423 – 09a: Annesso A3 – Diffusività del campo sonoro in camera riverberante

All'interno dell'Annesso A3 vengono descritte due tipologie di qualificazione per testare le performance della camera di prova riverberante.

La prima riguarda la misura della variazione del decadimento con la posizione microfonica, in assenza del provino di misura. La qualificazione consiste nel determinare 5 posizioni microfoniche fisse e nell'acquisire 20 decadimenti sonori, utilizzando come segnale di test un rumore causale caratterizzato da uno spettro continuo all'interno di tutto il range in frequenza di misura, che comprende le bande di terzo di ottava [100 – 5000] Hz. Per ogni frequenza di terzo di ottava, viene determinata la deviazione standard s_M del decadimento rispetto alla posizione microfonica come segue:

$$s_M = \left(\frac{1}{N_M - 1} \sum_{i=1}^{N_M} (d_{Mi} - (d_M)^2) \right)^{1/2} \quad (3.35)$$

Dove:

- N_M : numero di posizioni microfoniche;
- d_{Mi} : decadimento della i -esima posizione microfonica;
- d_M : decadimento medio su tutte le posizioni microfoniche.

Per ogni frequenza di misura, la deviazione standard relativa s_M/d_M deve essere contenuta entro i limiti di tabella 3.15.

La valutazione della variabilità del decadimento sonoro rispetto alle posizioni microfoniche, è stata eseguita secondo due configurazioni della camera di misura:

- Camera riverberante in assenza del tappo di TL, al variare del numero di diffusori statici installati (figura 3.40);
- Camera riverberante con tappo in legno nella finestra di TL, valutando la variabilità delle singole posizioni sorgenti e della loro media (figura 3.41).
- All'aumentare del numero di diffusori statici installati, la deviazione standard relativa, mediata sia sul numero di posizioni microfoniche che di posizioni sorgente, si riduce, soprattutto a bassa frequenza nel range [100 – 1000] Hz. Le configurazioni che presentano una variabilità inferiore sono le seguenti: la configurazione con 4 diffusori statici installati risulta essere al di sopra dei valori limiti di norma solo alla frequenza di 200 Hz. I diffusori sembrano agire soprattutto nella frequenza di terzo di ottava relativa ai 160 Hz, in cui viene ridotto il picco presente sia a camera vuota (NO diff) che con 1 diffusore statico. La configurazione con diffusore rotante alla frequenza di rotazione di 0.19 Hz ricade entro i valori limiti a tutte le frequenze di qualifica (nella banda di 500 Hz eguaglia il valore limite). Nonostante sia sempre entro i valori limiti, il diffusore rotante agisce riducendo notevolmente la variabilità spaziale, soprattutto nella banda dei 100 Hz, e riduce la deviazione standard relativa nei range [200 – 250] Hz e [800 – 1250] Hz rispetto alla configurazione con i soli 4 diffusori statici installati, riducendo la variabilità associata al campo sonoro instauratosi.

Tabella 3.15: Limiti di variazione del decadimento - posizione microfonica (s_M/d_M); posizione del provino (s_s/d_s).

Frequenza [Hz]	s_M/d_M	s_s/d_s
100	0.11	0.07
125	0.07	0.04
160	0.04	0.04
200	0.03	0.04
250	0.03	0.03
315	0.03	0.03
400	0.03	0.03
500	0.02	0.02
630	0.02	0.02
800	0.02	0.02
1000	0.02	0.02
1250	0.02	0.02
1600	0.02	0.02
2000	0.02	0.02
2500	0.02	0.02
3150	0.02	0.02
4000	0.02	0.02
5000	0.02	0.02

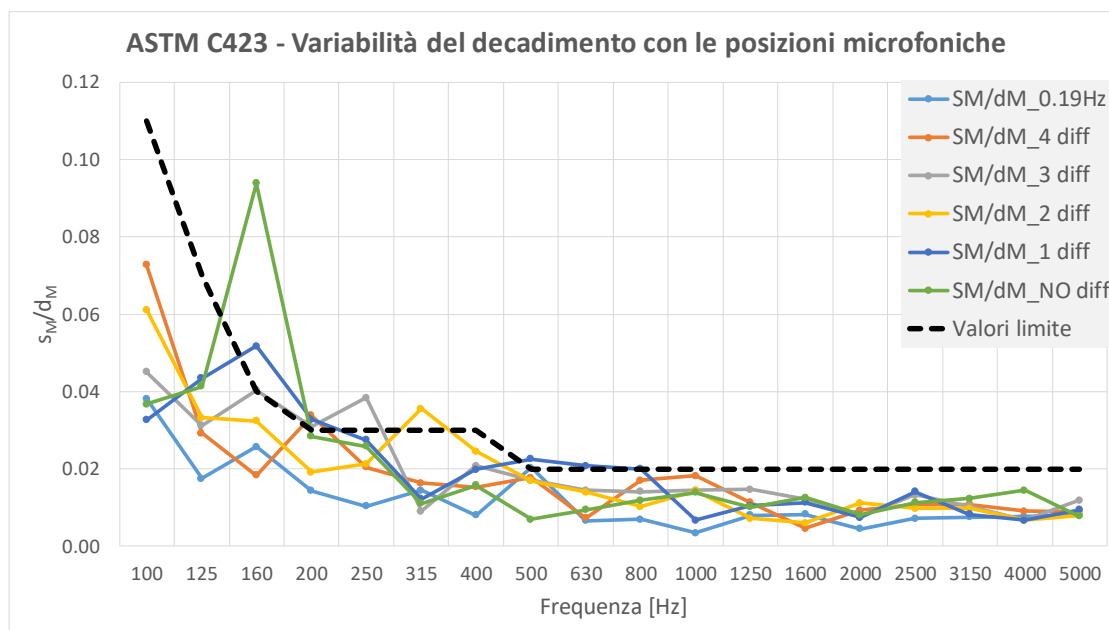


Figura 3.40: Variabilità del decadimento sonoro con la posizione microfonica – diffusori statici.

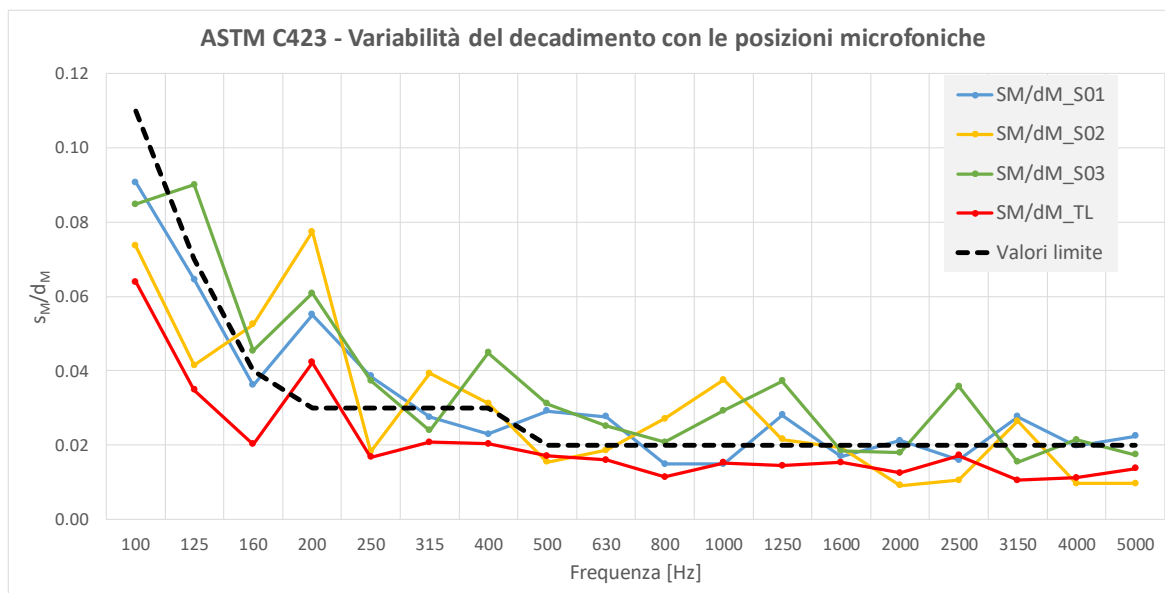


Figura 3.41: ASTM C423 - variabilità del decadimento con le posizioni microfoniche in presenza del tappo in legno della TL.

Svolgendo la medesima qualifica in presenza del tappo di legno nella finestra di TL (figura 3.35), vengono analizzati i seguenti andamenti:

- s_M/d_M_S0i : deviazione standard relativa mediata sulle 6 posizioni microfoniche della sorgente i -esima (con $i=1,2,3$);
- s_M/d_M : deviazione standard relativa mediata sia sulle 6 posizioni microfoniche che sulle 3 posizioni sorgenti.

La variabilità del decadimento sonoro della singola posizione sorgente non rientra nei limiti della norma per nessuna delle tre posizioni determinate secondo la UNI EN ISO 354, mentre la deviazione standard relativa mediata sia sulle 6 posizioni microfoniche che sulle 3 posizioni sorgenti, risulta invece essere all'interno del limite di norma, tranne che per la frequenza dei 200 Hz. Si ha quindi che per ridurre la variabilità del campo sonoro

instauratosi all'interno dell'ambiente di misura risulta necessario utilizzare più posizioni sorgenti e mediare su queste ultime.

In figura 3.42 viene riportato il confronto del valore medio di deviazione standard relativa per le seguenti configurazioni: in presenza e in assenza del tappo in legno nella finestra di TL; con 3 posizioni sorgenti ad angolo (le stesse per il calcolo di f_d in paragrafo 3.3.3.1). Nonostante nella revisione della UNI EN ISO 354 si consigli di avere un valore di A_1 il più vicino possibile al limite di norma, si ha invece che per la qualificazione secondo la ASTM C423, a parità di posizionamento della sorgente sonora, tale condizione porta a un peggioramento della deviazione standard tra le diverse posizioni microfoniche, la quale presenta un valore superiore in quasi tutto il range in frequenza e, in particolare, alla frequenza di 200 Hz, già fuori limite. Confrontando quindi le due metodologie per la determinazione del grado di diffusione in camera riverberante, si ha che il coefficiente f_d , stimato nella revisione della UNI EN ISO 354 migliora diminuendo il tempo di riverberazione in camera riverberante, anche se comunque rimane fuori limite per molte delle frequenze di indagine. Contrariamente al coefficiente f_d , la deviazione standard s_M/d_M , definita nella ASTM C423, subisce un peggioramento al diminuire del tempo di riverberazione. Posizionando le 3 sorgenti sonore ad angolo, la deviazione standard relativa risulta essere entro i limiti, tranne che per la frequenza di 200 Hz. Il valore di s_M/d_M aumenta nelle frequenze di 125 Hz e 160 Hz, nonostante sia comunque entro i limiti, probabilmente dovuto al fatto che, posizionate ad angolo, le sorgenti riescono ad eccitare in maniera più distinta dei modi presenti all'interno delle bande indagate, i quali portano ad un aumento della disomogeneità del campo sonoro tra le diverse posizioni microfoniche.

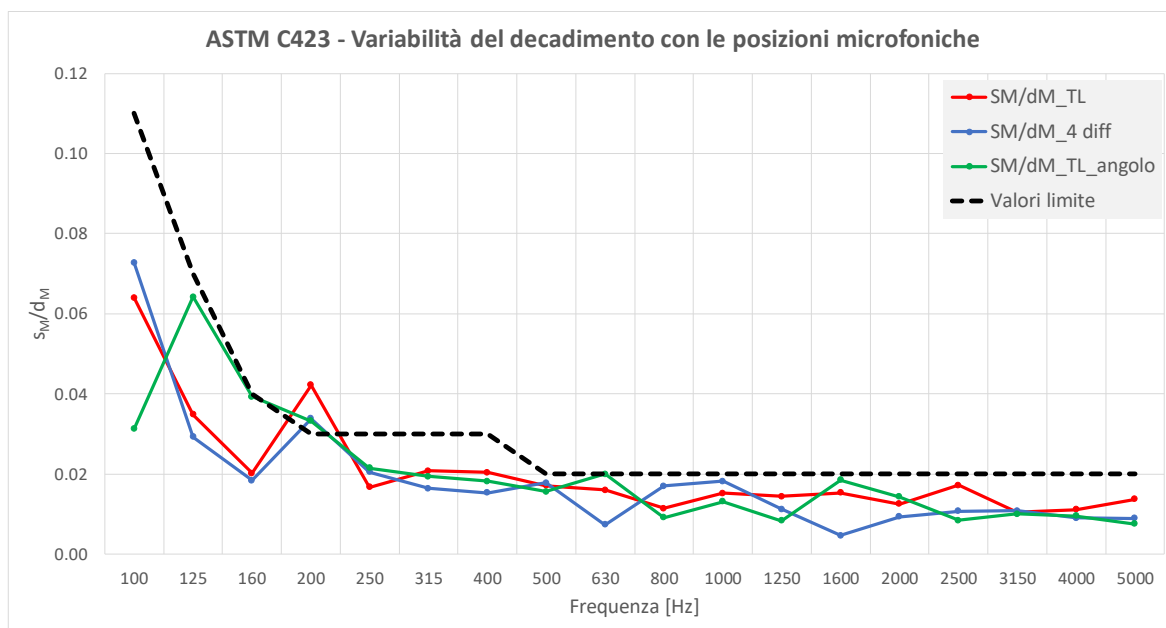


Figura 3.42: ASTM C423 – confronto tra la configurazione con e senza tappo in legno.

La seconda qualifica riguarda invece la variabilità del decadimento al variare della posizione del provino testato. Il provino, montato sul pavimento come descritto nel paragrafo 3.4.1, deve possedere un coefficiente di assorbimento di almeno 0.20 per frequenze uguali o maggiore di 200 Hz. All'interno della camera di misura bisogna selezionare almeno 3 posizioni per il provino, le quali non devono sovrapporsi di un fattore superiore al 25%: per la qualificazione del laboratorio dell'Università di Ferrara, sono state utilizzate le 3 posizioni riportate in figura 3.43, per il provino in fibra di poliestere costituito da 3 pannelli delle dimensioni di 2 m x 1 m di spessore 10 cm, per una superficie frontale totale di 6 m².

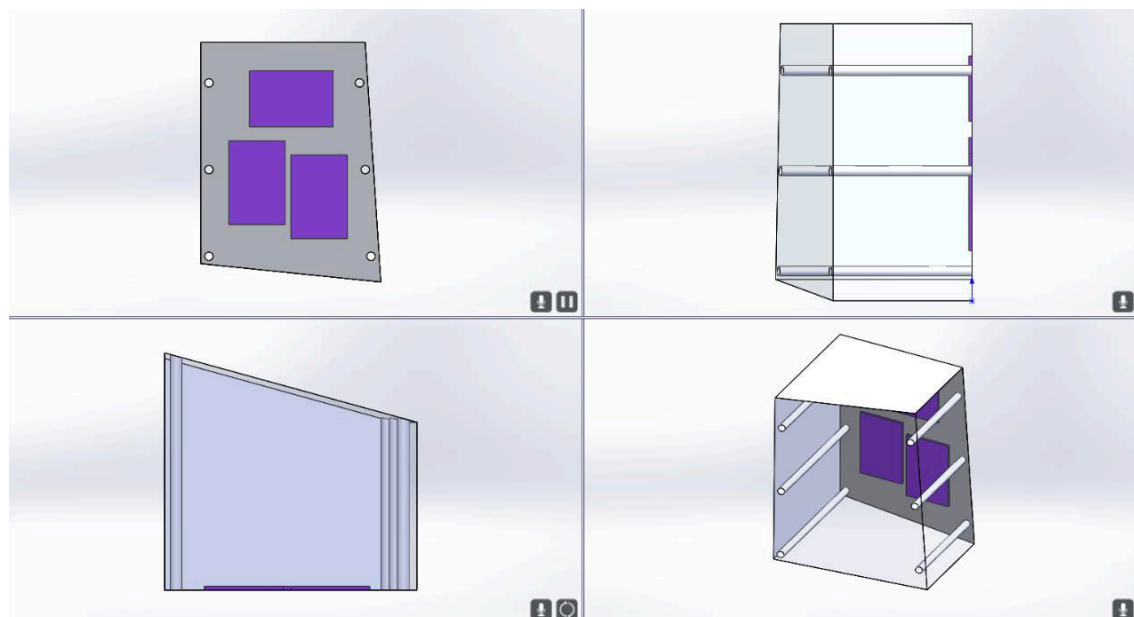


Figura 3.43: 3 posizioni del provino per la qualificazione della ASTM C423.

Per ogni posizione si determina il decadimento e, una volta corretto per l'assorbimento dell'aria, si determina la deviazione standard s_s come:

$$s_s = \left(\frac{1}{N_s - 1} \sum_{i=1}^{N_s} (d_i - d_s)^2 \right)^{1/2} \quad (3.36)$$

Dove:

- N_s : numero di posizioni del provino;
- d_i : decadimento acquisito alla i -esima posizione di provino;
- d_s : decadimento mediato su tutte le posizioni di provino.

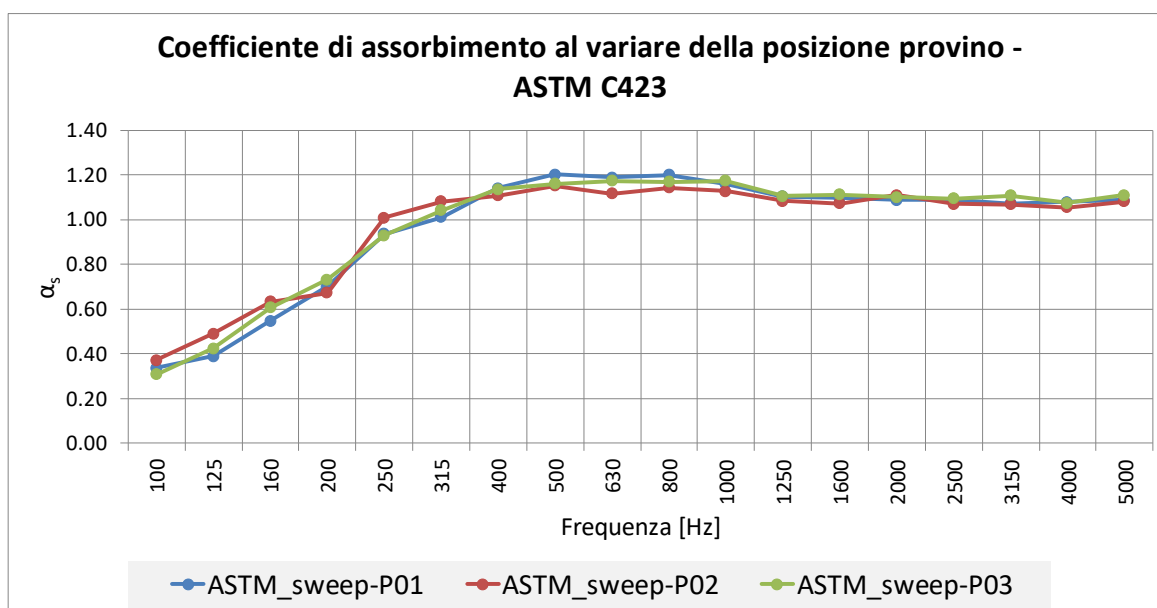


Figura 3.44: Coefficiente di assorbimento in terzi di ottava al variare della posizione del provino.

Per ogni frequenza di misura, la deviazione standard relativa s_s/d_s deve essere contenuta entro i limiti di tabella 3.15.

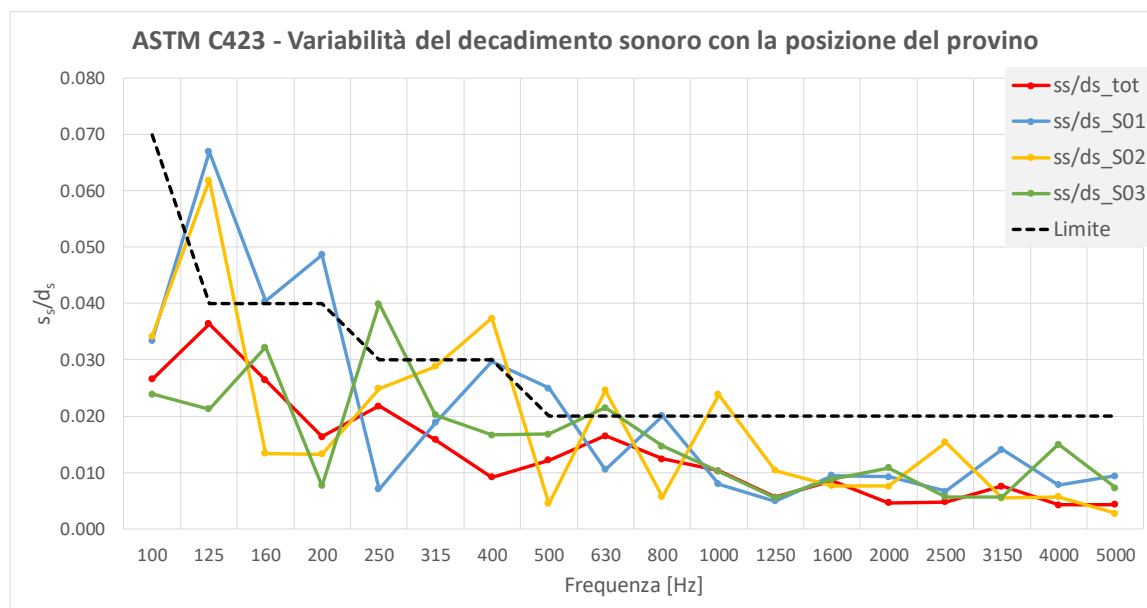


Figura 3.45: ASTM C423 - variabilità del decadimento con le posizioni del provino.

In figura 3.44 vengono riportati gli andamenti del coefficiente di assorbimento in frequenza di terzo di ottava mentre in figura 3.45 viene riportato l'andamento della deviazione standard relativa s_s/d_s .

Le misure sono state eseguite con la presenza del tappo in legno nella finestra di TL e utilizzando le sorgenti nelle posizioni della norma UNI EN ISO 354. Analizzando gli andamenti riportati in figura 3.45 si ha che: la variabilità del decadimento sulla singola sorgente sonora, non rispetta i limiti stabiliti dalla norma per nessuna delle 3 posizioni per frequenze inferiori ai 1250 Hz; l'andamento medio della deviazione standard relativa, mediato sia sulle posizioni dei provini che sulle posizioni sorgente, mostra invece un andamento inferiore ai limiti imposti dalla norma per tutto il range in frequenza, qualificando la camera di misura.

3.4.4. ASTM C423 – 09a: Annesso X1 – Grado di diffusione della camera riverberante e variabilità della posizione sorgente

Ulteriori due procedure di qualifica sono riportate nel presente Annesso, sempre con lo scopo di vedere come la variabilità di determinate grandezze possano influire sulla variabilità spaziale del campo sonoro.

La prima fase riguarda il collaudo dei diffusori statici e, nello specifico, la procedura per determinarne il numero ottimale. Le misure sono condotte utilizzando o il provino di riferimento descritto in 3.4.1, o utilizzando un provino con le seguenti caratteristiche:

- Spessore di 50 mm di materiale assorbente, poroso ed omogeneo;
- Pannelli di lana di roccia o di vetro con densità nel range [40 – 100] kg/m³ o schiuma poliuretana.

La procedura di qualifica è la medesima di quella riportata in UNI EN ISO 354 e descritta nel paragrafo 3.2.4: viene determinato il coefficiente di assorbimento medio nelle frequenze [500 – 4000] Hz all'aumentare del numero di diffusori installati. Tale grandezza viene graficata rispetto al numero dei diffusori (o area dei diffusori) e il valore massimo di tale funzione rappresenta il numero di diffusori ottimali.

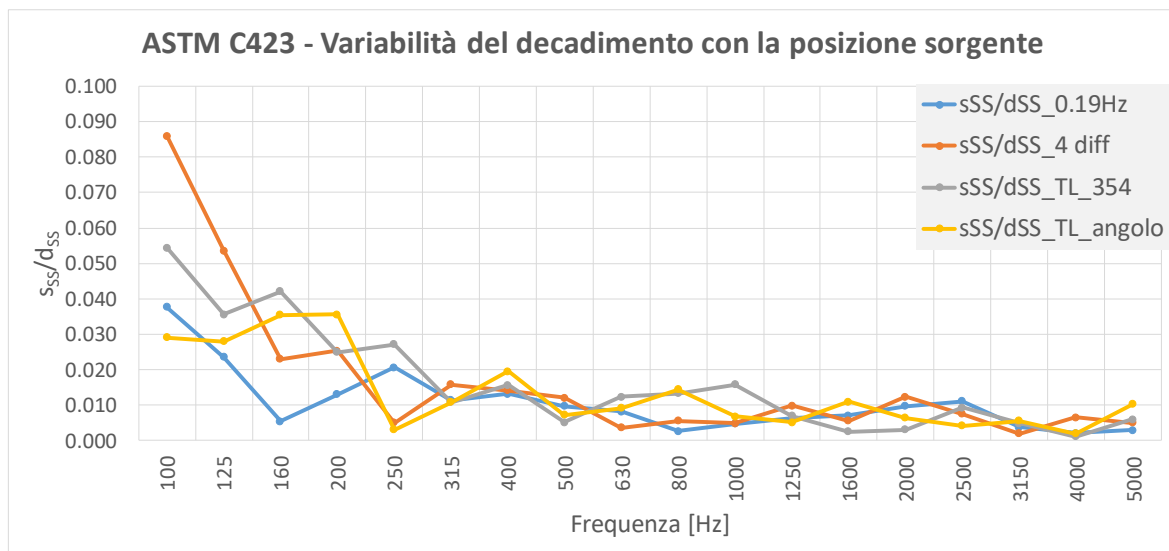


Figura 3.46: ASTM C423 - variabilità del decadimento sonoro con le posizioni delle sorgenti sonore.

La seconda procedura riguarda invece la variabilità del decadimento al variare della posizione sorgente. Le posizioni sorgenti devono essere 3 e possono essere di due tipologie: 3 differenti posizioni distanziate le une dalle altre di almeno 1.5 m; se la sorgente comprende più di un sistema altoparlante, il centro geometrico di tale sistema deve essere di almeno 1.5 m distanziato rispetto ai restanti centri geometrici.

Determinati i decadimenti sonori per ogni posizione sorgente (corretti con l'assorbimento dell'aria), si calcola la deviazione standard s_{SS} del decadimento come:

$$s_{SS} = \left(\frac{1}{N_{SS} - 1} \sum_{i=1}^{N_{SS}} (d_i - (d_{SS}))^2 \right)^{1/2} \quad (3.37)$$

Dove:

- N_{SS} : numero di posizioni sorgenti;
- d_i : decadimento misurato alla i -esima posizione sorgente;
- d_{SS} : decadimento mediato sul numero di posizioni sorgenti.

In figura 3.46 viene riportato l'andamento della deviazione standard relativa per le principali configurazioni di indagine, al variare della posizione della sorgente sonora:

- $s_{SS}/d_{SS_0.19Hz}$: deviazione standard relativa in presenza del diffusore rotante alla frequenza di rotazione di 0.19 Hz;
- $s_{SS}/d_{SS_4\ diff}$: deviazione standard relativa in presenza dei 4 diffusori statici installati a soffitto;
- $s_{SS}/d_{SS_TL_354}$: deviazione standard relativa in presenza dei 4 diffusori statici installati a soffitto e del tappo in legno nella finestra di TL. Le posizioni sorgenti sono quelle relative alla UNI EN ISO 354;
- $s_{SS}/d_{SS_TL_angolo}$: deviazione standard relativa in presenza dei 4 diffusori statici installati a soffitto e del tappo in legno nella finestra di TL. La sorgente sonora è stata posizionata nei 3 angoli, come descritto in 3.3.3.1.

In questo caso, non viene riportato all'interno della norma un valore limite a cui riportare la variabilità del decadimento in base alla posizione della sorgente di eccitazione. I confronti che possono essere fatti sono relativi alle diverse configurazioni testate.

Tutti gli andamenti presentano elevati valori di deviazione standard a bassa frequenza, in cui la presenza dei modi propri della camera contribuisce a rendere meno omogeneo il campo sonoro. Al di sopra dei 315 Hz, le diverse configurazioni presentano un andamento pressoché analogo, con valori di deviazione standard relativa sempre inferiori a 0.02. Poiché la deviazione standard relativa presenta dei valori ridotti, al di sopra dei 315 Hz vi è un buon grado di diffusione in base al presente parametro di misura.

La configurazione con il diffusore rotante, ha un andamento della deviazione standard più stabile rispetto alle altre configurazioni. Presenta un valore massimo di 0.038 alla frequenza di 100 Hz, mentre nelle restanti bande in frequenza è caratterizzato da una deviazione standard uguale o inferiore rispetto agli altri setup di misura.

La configurazione con tappo in legno e sorgenti sonore agli angoli, mostra una deviazione standard maggiore nel range [125 – 200] Hz rispetto alla configurazione con diffusore rotante, mentre, al di sotto dei 160 Hz, ha valori inferiori rispetto all'analogica configurazione con sorgenti sonore stabilite in base alla UNI EN ISO 354.

Infine la configurazione con 4 diffusori statici risulta essere quella che presenta una variabilità maggiore del decadimento sonoro rispetto alla posizione sorgente, con valori di deviazione standard relativa superiori a 0.05 per le frequenze inferiori ai 125 Hz.

3.5. Conclusioni

Cinque differenti norme sono state analizzate e successivamente utilizzate nella fase di qualifica della camera riverberante dell'Università di Ferrara, variandone la configurazione di misura: camera riverberante vuota, camera riverberante con 4 diffusori statici montati a soffitto, camera riverberante con 4 diffusori statici e un diffusore rotante (0.19 Hz come frequenza di rotazione di riferimento).

La prima norma riguarda la UNI EN ISO 37421:2010, per la determinazione dei livelli di potenza sonora e dei livelli di energia sonora delle sorgenti di rumore mediante misurazione della pressione sonora, in camera riverberante. All'interno della norma sono descritte due differenti procedure di qualifica. La prima, riportata nell'Appendice C, consiste nella procedura di qualifica per la misurazione del suono ad ampio spettro. Nonostante tale procedura non sia obbligatoria per la camera riverberante in esame, poiché rispetta sia i limiti imposti sul volume dell'ambiente di prova che sull'assorbimento a camera vuota (figura 3.1), viene determinato lo scarto tipo s_s che quantifica la variabilità spaziale del livello di pressione sonora in presenza di una sorgente di rumore ad ampio spettro. Lo scarto tipo ottenuto risulta essere ampiamente sotto i limiti per tutte le configurazioni di misura indagate, qualificando la camera per le misure ad ampio spettro.

La seconda fase, riportata in Appendice D, consiste nella procedura di qualificazione per la misurazione di componenti di frequenze discrete. Tale procedura, obbligatoria per qualsiasi camera riverberante, risulta essere fondamentale nella validazione delle posizioni di misura: se la qualifica è superata, si ha che le posizioni microfoniche e di sorgente non necessitano di ulteriori verifiche durante le fasi di acquisizione (vedi paragrafo 3.1.3). Determinato lo scarto tipo s_r , che quantifica la variabilità spaziale del livello di pressione sonora in presenza di una sorgente che emette toni puri, esso viene successivamente confrontato con i valori limite. La camera riverberante dell'Università di Ferrara non risulta essere qualificata per nessuna delle 3 configurazioni di indagine: nonostante lo scarto limite diminuisca con l'introduzione del diffusore rotante, si ha che per frequenze in banda di terzo di ottava inferiori ai 250 Hz lo scarto tipo risulta essere superiore ai valori limite, a causa del forte comportamento modale presente all'interno dello spazio di misura. L'introduzione di più diffusori rotanti (come dimostrato in [15]) o di un diffusore rotante di dimensioni maggiori e/o geometria complessa, potrebbe far rientrare la camera all'interno dei valori limite, a discapito però dello spazio di misura disponibile.

Infine è stata condotta una misura del livello di potenza sonora in camera riverberante sulla sorgente di riferimento B&K 4204, caratterizzata da un'emissione ad ampio spettro. Dopo aver verificato il numero di posizioni microfoniche e di sorgenti necessarie per l'esecuzione della misura, poiché la camera di prova non risulta essere qualificata secondo l'Appendice D, il livello di potenza sonora è stato confrontato con il medesimo andamento ottenuto in camera semianecoica tramite l'applicazione della UNI EN ISO 3745: l'andamento ottenuto in camera riverberante presenta uno scostamento a bassa frequenza, al di sotto della banda in terzo di ottava dei 125 Hz, a causa del comportamento modale dell'ambiente di misura e al di sopra dei terzi di ottava dei 2000 Hz, dovuto al contributo esercitato dall'assorbimento dell'aria. Tali scostamenti rientrano però all'interno delle incertezze di misura associate ad entrambe le norme, mostrando un buon accordo tra i due andamenti.

La seconda norma analizzata è la UNI EN ISO 354:2003, che riguarda la misura dell'assorbimento acustico in camera riverberante di materiali per pareti o per trattamenti fonoassorbenti, o l'area di assorbimento equivalente di oggetti, come mobili, persone o superfici assorbenti. All'interno della norma di misura non sono specificate delle procedure di qualificazione della camera di prova: soltanto all'interno dell'Appendice A viene riportata la procedura da eseguire per determinare il numero ottimale di diffusori da installare, in modo tale da ottenere un buon grado di diffusione. Nel caso in esame, sono stati installati 4 diffusori di 2.0 x 2.2 m in Mdf, scelti di dimensioni elevate in modo tale da agire per frequenze di banda di terzo di ottava maggiori e uguali a 80 Hz.

Recentemente è stata effettuata una proposta di revisione della suddetta norma UNI EN ISO 354:2003, le cui linee guida sono riportate all'interno del Draft datato al 28 febbraio 2017. All'interno di questo documento sono riportate alcune modifiche e soprattutto differenti procedure di qualificazione dell'ambiente di prova, che sono stata valutate e applicate alla camera riverberante in esame.

Un'importante modifica riguarda il calcolo del coefficiente di assorbimento α_s (equazione 3.19), il quale presenta all'interno della propria formula un fattore di correzione dell'assorbimento γ . Tale fattore, utilizzato per la calibrazione dell'ambiente di misura, viene calcolato effettuando la misura di assorbimento del provino di materiale assorbente di riferimento, le cui caratteristiche sono specificate nel Draft.

Sempre utilizzando il provino di riferimento, viene definita la procedura di qualifica dell'ambiente di prova all'interno dell'Appendice A, in cui si stima il grado di diffusione in camera riverberante tramite la valutazione della variabilità spaziale del tempo di riverberazione. La grandezza utilizzata nella qualifica è il rapporto f_d , definito fattore di campo diffuso [31], tra la deviazione standard misurata e la deviazione standard teorica, mediato nel range in frequenza [250 – 3150] Hz. Tale fattore quale deve essere ≤ 1 , poiché se supera il valore unitario, si ha che la varianza spaziale misurata risulta essere superiore a quella teorica, con conseguente elevata fluttuazione spaziale e ridotta diffusività del campo sonoro. Analizzando le varie configurazioni di indagine, si ha che il rapporto f_d risulta oscillare intorno al valore unitario, non mostrando se vi è o meno una configurazione di misura che sia migliorativa rispetto alle altre. Nello specifico, si nota inoltre che la configurazione di prova che segue le indicazioni prescritte nel Draft (area di assorbimento equivalente a camera vuota prossima ai limiti e sorgenti sonore ad angolo) risulta essere quella che presenta il fattore f_d più elevato. Per tali motivi e per le considerazioni che sono riportate nel report tecnico [31], non si ritiene il fattore f_d come un ottimale descrittore del grado di diffusione in camera riverberante.

L'ultima norma analizzata è la ASTM C423, standard americano per determinare l'assorbimento sonoro e il coefficiente di assorbimento sonoro tramite la misura del decadimento in camera riverberante. Tale norma viene presa in considerazione in modo

tale da valutare le diverse grandezze che quantificano il grado di diffusione raggiunto in camera riverberante.

All'interno dell'Annesso A3 sono presenti 2 differenti procedure di qualifica. La prima consiste nel determinare lo scarto tipo s_M , che quantifica la variabilità spaziale del decadimento sonoro per le posizioni microfoniche di misura, a camera vuota. In questo caso si nota come all'aumentare del numero di diffusori statici e, maggiormente, con l'inserimento del diffusore rotante, lo scarto tipo si riduca rientrando al di sotto dei valori limite, soprattutto a bassa frequenza dove il comportamento modale della camera tende ad incrementare la variabilità spaziale del decadimento. In questo caso si ha quindi che il parametro investigato riesce a dare un'indicazione su come ridurre tale variabilità presente all'interno dello spazio di misura, a seconda degli elementi diffusivi utilizzati. Confrontando invece il setup di misura relativo alla UNI EN ISO 354:2003 (lo stesso utilizzato nella ASTM C423) e il setup di misura del Daft, si ha che quest'ultimo porta ad un peggioramento dello scarto tipo s_M , il quale risulta essere sopra i valori limite per le frequenze di banda di terzo di ottava di 160 Hz e 200 Hz.

La seconda fase di qualifica riguarda invece l'analisi della variabilità spaziale del decadimento sonoro al variare della posizione del provino di misura, tramite il calcolo dello scarto tipo s_s . Utilizzando il setup di misura stabilito secondo le prescrizioni della UNI EN ISO 354:2003, si ha che lo scarto tipo ricade all'interno dei valori limite stabiliti dalla ASTM C423, mostrando una limitata sensibilità della camera riverberante indagata al posizionamento del provino di misura.

4. Metodica per la misura del decadimento modale

Le norme descritte nel capitolo 3 riguardanti le procedure di misura applicabili in camera riverberante, sono ritenute valide all'interno di un determinato range in frequenza, limitato superiormente dall'assorbimento dell'aria, soprattutto in ambienti di elevate dimensioni, e limitato inferiormente a causa della presenza di un campo sonoro caratterizzato da una bassa densità modale. Al di sotto della banda di terzo di ottava dei 100 Hz, considerata negli standard di misura come frequenza limite per cui la condizione di diffusività del campo sonoro è rispettata, le misure non sono considerate idonee a causa dei bassi livelli di accuratezza raggiunti. Tale problematica è dovuta alla presenza dei modi di risonanza dell'ambiente circoscritto, che, a bassa frequenza, risultano essere ben distanziati tra di loro, causando un'elevata variabilità spaziale del livello di pressione sonora all'interno dello spazio di misura.

Come riportato nel capitolo 1, all'interno di un ambiente confinato, soprattutto se di forma regolare, si instaurano a bassa frequenza dei modi propri caratterizzati sia da forma modale che da energia differenti [3, 5]. Quando una sorgente stazionaria viene improvvisamente spenta, si ha che l'energia associata ad ogni modo decade con una legge esponenziale nel tempo: considerando invece tale energia in scala logaritmica, quindi analizzando il livello di pressione sonora, si ha che il decadimento nel tempo avviene seguendo un andamento lineare. Essendo ogni modo caratterizzato dalla propria distribuzione di energia, il decadimento associato varia a seconda della tipologia di modo che si instaura all'interno dell'ambiente confinato: poiché le norme utilizzate nella valutazione del tempo di riverberazione forniscono dei valori in banda di terzi di ottava, se all'interno della singola banda sono presenti 2 o più modi energeticamente differenti, il decadimento globale risulterà caratterizzato da più pendenze, rendendo problematica la determinazione del tempo di riverberazione corretto [5]. Si ricorda che tale grandezza risulta fondamentale nell'applicazione di differenti procedure di misura standardizzate, soprattutto nell'ambito dell'acustica architettonica e strutturale: da qui nasce la necessità di valutare un approccio che possa stimare in modo corretto ed accurato il tempo di riverberazione a bassa frequenza.

Oltre alle suddette problematiche legate alla corretta misura del tempo di riverberazione, se si analizzano i risultati relativi al collaudo acustico della nuova camera riverberante dell'Università di Ferrara, si nota come l'introduzione dei 4 diffusori fissi, progettati per agire a partire da 88 Hz, non mostrino un miglioramento dei parametri acustici definiti nella procedura di collaudo della UNI EN ISO 3741 al di sotto della frequenza di Schroeder (stimata intorno ai 330 Hz), soprattutto per quanto riguarda la qualifica della camera in presenza di sorgenti di rumore con componenti tonali. Da tale osservazione nasce quindi la necessità di analizzare nel dettaglio il comportamento della camera riverberante a bassa frequenza, tramite lo studio dei modi propri che si sviluppano nell'ambiente di misura ed il calcolo dei relativi tempi di decadimento utilizzando un approccio modale.

In questo capitolo viene quindi mostrata una metodologia sviluppata per la determinazione del tempo di decadimento modale, analizzando sperimentalmente i decadimenti dei singoli modi che si instaurano all'interno della camera riverberante del Tecnopolo dell'Università di Ferrara. Tale metodica si propone due differenti obiettivi: il primo riguarda la determinazione del tempo di decadimento modale a bassa frequenza, confrontando i valori ottenuti con i metodi di misura standardizzati e, in particolare, con il metodo della risposta all'impulso integrata. Il secondo obiettivo riguarda invece lo studio del campo sonoro in ambiente circoscritto: tramite questa metodica, è possibile individuare i singoli modi che si instaurano e valutarne il decadimento nello spazio. A seconda di come si sviluppa la curva di decadimento del singolo modo, è possibile effettuare delle valutazioni sulla tipologia di

modo che si instaura e sulla presenza o meno di un campo sonoro sufficientemente diffuso. Si ricorda che in presenza di un campo sonoro diffuso il decadimento dell'energia, in scala logaritmica, che si instaura è lineare, mentre in condizione di non diffusione tale curva di decadimento non è sempre approssimata da una linea retta [5]: decadimenti caratterizzati da pendenze multiple sono indice di un basso grado di diffusione del campo sonoro [66].

Una volta stabilito e descritto il metodo per la determinazione del tempo di decadimento modale, esso viene applicato alle diverse configurazioni di misura della camera riverberante: in assenza di diffusori statici (camera vuota); con 4 diffusori statici; con il diffusore rotante alla frequenza di rotazione di 0.19 Hz (compresi i 4 diffusori statici). Il confronto tra le configurazioni di prova viene effettuato nell'ottica di comprendere come l'introduzione di differenti tipologie di elementi diffondenti agiscano sul campo sonoro e per valutare se questi elementi portino ad un miglioramento del grado di diffusione in ambiente circoscritto. Infine, diverse metodiche di determinazione del tempo di decadimento modale, o del tempo di riverberazione, vengono applicate e successivamente confrontate per valutarne i pro e i contro.

4.1. Calcolo del tempo di decadimento modale: post processamento della risposta all'impulso

La metodologia sviluppata nel presente elaborato, riguarda il calcolo del tempo di decadimento modale tramite il post processamento della risposta all'impulso. Tale metodica, oltre a fornire il tempo di decadimento modale, restituisce le curve di decadimento dei singoli modi analizzati, fornendo un'informazione più dettagliata sul campo sonoro che si instaura nell'ambiente circoscritto in fase di transitorio (spegnimento della sorgente di misura).

La risposta all'impulso $h(t)$ di un sistema acustico (composto dalla struttura sotto test e dal sistema di acquisizione) lineare e tempo invariante (LTI), è una funzione che descrive il comportamento del sistema stesso, nel nostro caso della camera riverberante, quando esso viene eccitato da una funzione di Dirac $\delta(t)$. Quest'ultima, definita anche impulso unitario, è caratterizzata sia dall'aver un'ampiezza infinita all'istante temporale $t=0$, sia dall'essere infinitamente stretta, tale per cui agli istanti temporali $t \neq 0$ la funzione assume valore nullo $\delta(t) = 0$, come mostrato in figura 4.1. Dalle precedenti considerazioni si ottiene la proprietà di tale funzione

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) dt = 1 \quad (4.1)$$

La funzione delta di Dirac è molto importante poiché ogni tipologia di segnale può essere descritta utilizzando un treno di impulsi, propriamente scalati e shiftati nel tempo. Da ciò deriva la considerazione secondo cui la risposta all'impulso descrive completamente un sistema LTI soggetto a qualsiasi segnale di input $x(t)$. il segnale in uscita $y(t)$ può essere ottenuto eseguendo l'integrale di convoluzione

$$y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} h(u)x(t-u) du = \int_{-\infty}^{\infty} h(t-u)x(u) du \quad (4.2)$$

Dove u rappresenta una variabile temporale fittizia. Per brevità l'operazione di convoluzione viene anche riportata come

$$y(t) = x(t) \otimes y(t) \quad (4.3)$$

L'integrale di convoluzione utilizza la variabile u per moltiplicare il segnale di ingresso tempo invertito per la funzione di risposta all'impulso (o la risposta all'impulso tempo invertita per il segnale in ingresso) e integra su tutti i possibili valori di t per ottenere il segnale in uscita [5].

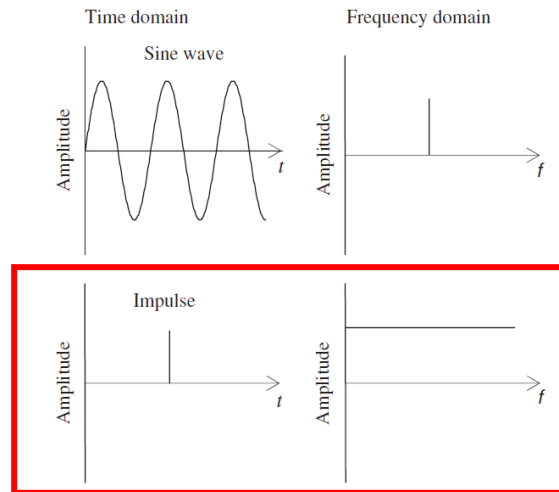


Figura 4.1: Confronto tra un segnale sinusoidale e un impulso unitario - andamento nel tempo e in frequenza.

Nel caso in esame, si vuole determinare la risposta all'impulso del sistema $h(t)$, nota sia la funzione in ingresso $x(t)$, che la funzione in uscita $y(t)$: si ha infatti che, la funzione in uscita dal sistema analizzato consiste nella pressione sonora acquisita dalle singole posizioni microfoniche, mentre il segnale in ingresso viene fornito dalla sorgente sonora. Poiché non è possibile ricreare nella pratica un segnale eccitante pari alla delta di Dirac, in presenza di un sistema LTI è possibile ottenere la risposta all'impulso utilizzando qualsiasi tipo di segnale, purché esso contenga abbastanza energia da eccitare tutte le frequenze di interesse, in modo da prevalere sul rumore di fondo [67]. Grazie alla proprietà della convoluzione si ha infatti che generando il filtro inverso $f(t)$ della funzione in ingresso, si ottiene la delta di Dirac come segue:

$$f(t) = x^{-1}(t) \Rightarrow f(t) \otimes x(t) = \delta(t) \quad (4.4)$$

Utilizzando il filtro inverso è quindi possibile ottenere la risposta all'impulso del sistema analizzato come segue:

$$\begin{aligned} y(t) &= x(t) \otimes h(t) \\ &\Downarrow \\ f(t) \otimes y(t) &= f(t) \otimes x(t) \otimes h(t) \\ &\Downarrow \\ h(t) &= f(t) \otimes y(t) \end{aligned} \quad (4.5)$$

Nella pratica viene utilizzato come segnale eccitante una sine sweep logaritmica, cioè un segnale sinusoidale a frequenza variabile con variazione esponenziale della frequenza nel tempo, come definito nell'equazione 4.6:

$$x(t) = \sin \left[\frac{\omega_1 T}{\ln \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)} \left(e^{\frac{t}{T} \ln \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)} - 1 \right) \right] \quad (4.6)$$

Ottenuta la risposta all'impulso dell'ambiente di misura, il passo successivo consiste nell'applicare a tale segnale la trasformata di Fourier per determinare la funzione di trasferimento complessa (TF), la quale descrive la lineare proprietà di trasmissione di un sistema, cioè la capacità di trasportare o trasformare energia in un certo range in frequenza [67]. Dalla TF si ottiene in fine la risposta in frequenza dell'ambiente eccitato, calcolata come il modulo della TF: nel nostro caso la risposta in frequenza consiste nel livello di pressione sonora in funzione della frequenza, ottenuto ad ogni posizione microfonica. In figura 4.3 viene riportato un breve schema della metodica fino a qui descritta:

- Il sistema in analisi (DUT: Device Under Test) viene eccitato tramite un segnale impulsivo (IMPULSE);
- Acquisendo il segnale in uscita del sistema, si ottiene la risposta all'impulso (IR);
- A quest'ultima viene applicata la trasformata di Fourier (FFT) per poter infine determinare la risposta in frequenza (TF).

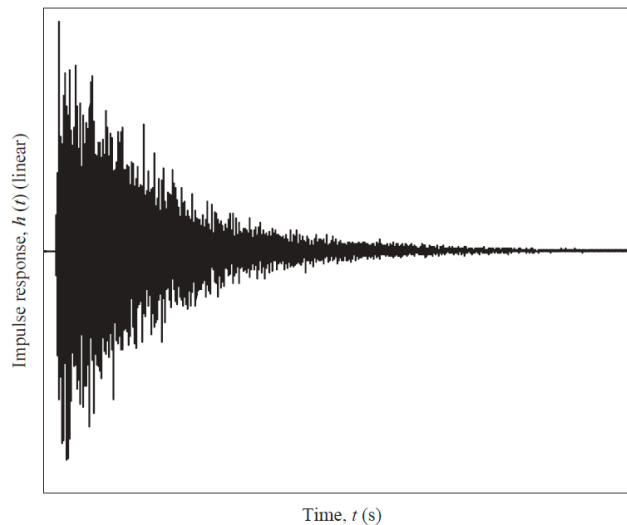


Figura 4.2: Esempio di risposta all'impulso.

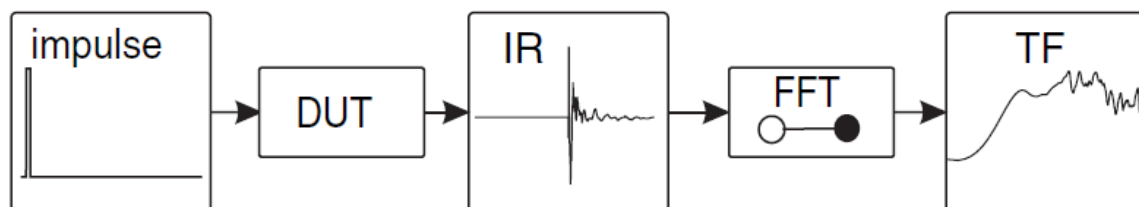


Figura 4.3: Schematizzazione del procedimento di analisi - dalla risposta all'impulso alla risposta in frequenza.

L'andamento della risposta in frequenza viene utilizzato per un duplice scopo. Il primo consiste nel determinare le frequenze modali della camera di prova, le quali coincidono con i picchi di pressione presenti nella risposta in frequenza [5].

Il secondo consiste nell'applicare il metodo della risposta all'impulso integrata per il calcolo del tempo di decadimento modale. La risposta all'impulso è caratterizzata dall'aver, ad ogni frequenza di campionamento, un andamento del livello di pressione sonora che decade nel tempo, come mostrato nel grafico waterfall di figura 4.4: esso riporta nel piano orizzontale gli assi relativi al tempo (asse y - Tempo [s]) e alle frequenze (asse x - Frequenza [Hz]), mentre l'asse z rappresenta il livello di pressione sonora (L_p [dB]). Guardando il grafico 3D sul piano x-z, si ottiene la risposta in frequenza dell'ambiente ad ogni istante temporale; se invece si seziona il grafico sul piano y-z, si ottiene l'andamento del livello di pressione sonora ad ogni singola linea spettrale.

Gli andamenti ottenuti alle singole frequenze di indagine, sono andamenti che presentano fluttuazioni casuali dovute a diversi fattori, tra cui l'interazione di modi normali di frequenze adiacenti, o fluttuazioni legate alla storia del segnale immediatamente precedente allo spegnimento della sorgente. Per minimizzare tali problematiche, per ogni andamento temporale del livello di pressione sonora viene determinato il valore della pressione sonora al quadrato, per poi applicarvi l'integrale all'indietro definito da Schroeder in [66].

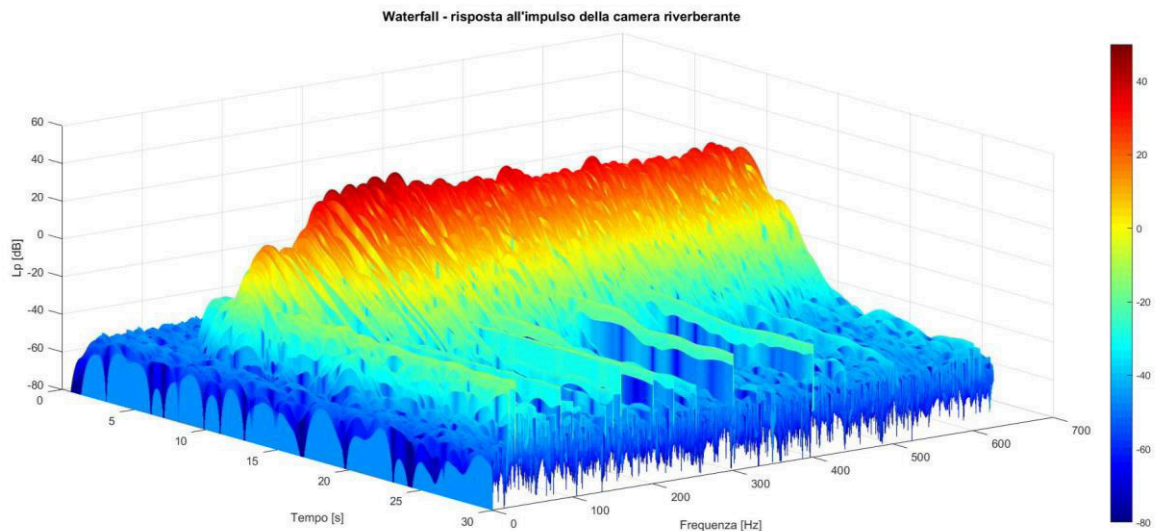


Figura 4.4: Waterfall - storie temporali dei decadimenti ad ogni frequenza dello spettro. Risposta all'impulso della camera riverberante.

Tale metodica permette infatti di determinare la curva di decadimento come se fosse ottenuta dalla media di un numero infinito di decadimenti acquisiti tramite il metodo del rumore interrotto. Poiché ogni linea spettrale della funzione in frequenza è caratterizzata da una storia temporale $h_f(t)$, Schroeder dimostra che la risposta del sistema $E_f(t)$ dopo lo spegnimento della sorgente sonora al tempo $t=0$, è legata alla risposta all'impulso del sistema stesso dall'equazione 4.7.

$$E_f(t) = 10 \log_{10} \left(\int_t^{\infty} h_f^2(t) dt \right) \quad (4.7)$$

La ricostruzione della curva di decadimento può quindi avvenire tramite l'integrazione all'indietro della risposta all'impulso al quadrato, fino al livello stazionario; procedendo per tempi crescenti, per sottrazione dal livello stazionario (prima parte della sommatoria di equazione 4.8) dei valori assunti progressivamente dall'integrale della risposta all'impulso al quadrato (seconda parte della sommatoria di equazione 4.8). Il metodo della sommatoria è quello implementato nello script Matlab utilizzato in questo elaborato.

$$E_f(i) = \sum_{i=0}^{N-1} h^2(i) - \sum_{i=0}^{i-1} h^2(i) \quad (4.8)$$

Dove i rappresenta l' i -esimo istante temporale campionato e N è la lunghezza di tutto l' i -esimo segnale analizzato. In figura 4.5 viene riportato un esempio del processo di integrazione all'indietro, in cui viene riportato l'andamento blu relativo alla storia temporale del livello di pressione sonora alla i -esima frequenza di indagine, mentre l'andamento rosso è il medesimo dopo aver applicato il procedimento di integrazione all'indietro di Schroeder.

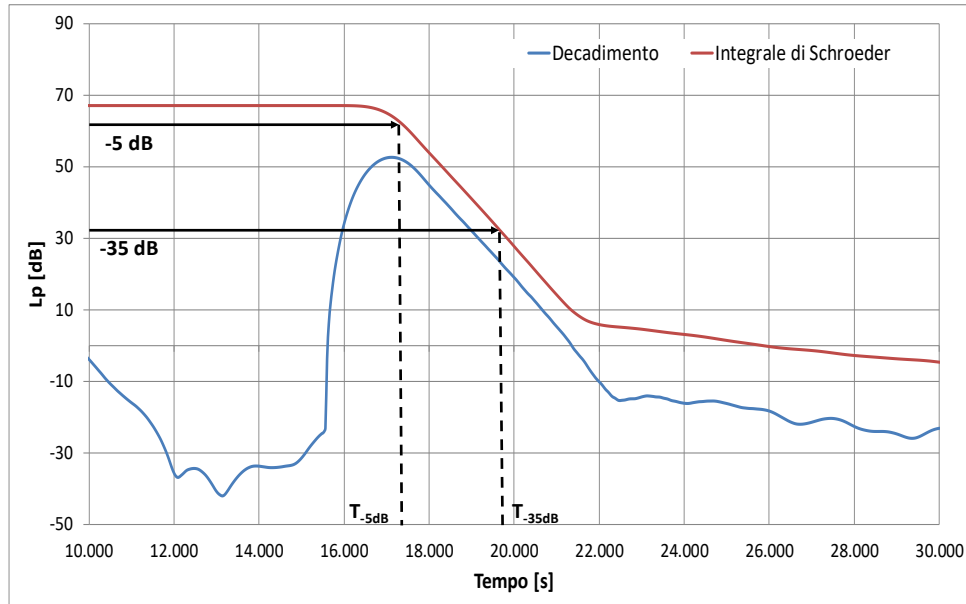


Figura 4.5: Storia temporale del decadimento sonoro prima (andamento blu) e dopo (andamento rosso) l'applicazione dell'integrale all'indietro di Schroeder. Viene inoltre riportato lo schema per il calcolo del tempo di decadimento - esempio sul T_{30} .

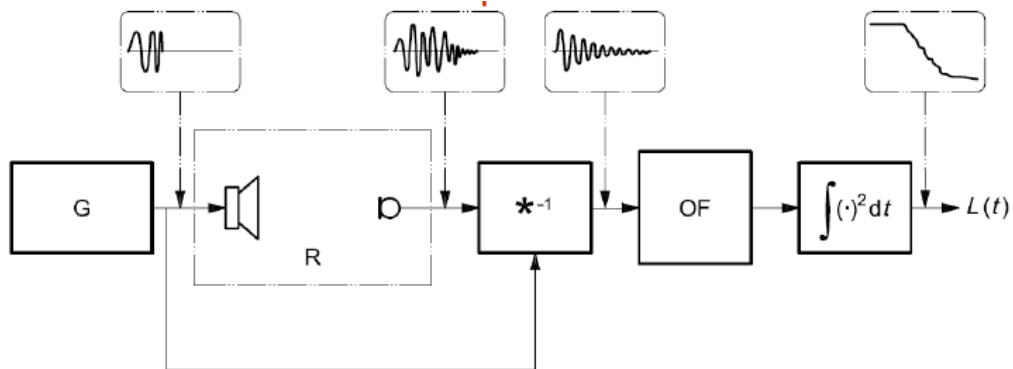


Figura 4.6: Schematizzazione della procedura per la determinazione del decadimento sonoro.

In figura 4.6 viene riportato lo schema sintetico delle diverse fasi necessarie per determinare il decadimento sonoro alle singole frequenze di campionamento. In sintesi esso consiste in:

- Generazione di un segnale sine sweep logaritmico (G: sweep generator) all'interno dell'ambiente di misura (R: room);
- Il segnale acquisito dalle posizioni microfoniche, viene convoluto (*-1) con il filtro inverso del segnale in ingresso ottenendo la risposta all'impulso del sistema (IR);
- A tale risposta all'impulso viene applicata un filtro in frequenza (OF) in frazioni d'ottava o in banda fine (come nel nostro caso), ottenendo la risposta in frequenza della risposta all'impulso;

- Alla singola storia temporale associata ad ogni linea spettrale della risposta in frequenza, viene applicato l'integrale all'indietro di Schoreder per determinare infine l'andamento del decadimento del livello di pressione sonora nel tempo.

In figura 4.5 viene schematizzata la procedura di calcolo del tempo di decadimento, che viene determinato su due differenti range di decadimento, relativi ai 10 dB e ai 30 dB. Per prima cosa si determinano gli istanti temporali in cui si valuta il decadimento. Ponendosi come punto iniziale a -5 dB dalla condizione stazionaria, per eliminare problematiche dovute a transitori nella fase di spegnimento, si determina sia l'istante temporale in cui si manifesta un decadimento di 10 dB, in cui il punto di valutazione finale è posto a -15 dB rispetto alla fase stazionaria, che l'istante temporale su un decadimento di 30 dB, con punto finale valutato a -35 dB dalla condizione stazionaria. All'interno di questi due range di valutazione, [-5; -15] dB e [-5; -35] dB, si ottiene la retta che meglio approssima le curve di decadimento e, dal coefficiente angolare, si determinano infine i tempi modali T_{10} e T_{30} , secondo l'equazione 4.9:

$$T_i = -60 \cdot m_i \quad (4.9)$$

Dove T_i rappresenta il tempo di decadimento e m_i rappresenta il coefficiente angolare riferiti all' i -esimo range di decadimento ($i=10, 30$). Unitamente ai valori di tempo di decadimento, vengono calcolati altri due coefficienti. Il primo è il coefficiente di regressione lineare R^2 per ogni retta di interpolazione, utilizzata nel calcolo del tempo di decadimento, sempre per ogni i -esimo range di decadimento. Il secondo consiste nel determinare l'errore attribuito al calcolo del tempo di decadimento. Considerando l'errore dovuto all'approssimazione del decadimento ad una retta di tipo $y = A + Bx$, viene determinato quanto la retta di regressione si scosta dai dati sperimentali tramite il metodo dei minimi quadrati. Posti x_i e y_i rispettivamente i valori temporali e il livello di pressione sonora dell' i -esimo decadimento, viene determinato il valore dell'incertezza di misura come:

$$\sigma_y^2 = \frac{1}{N-2} \sum_{i=1}^N (y_i - A - Bx_i)^2 \quad (4.10)$$

In cui N è il numero totale di campioni dell' i -esimo decadimento modale, mentre i coefficienti A e B sono riportati in equazione 4.11:

$$\begin{aligned} A &= \left(\frac{(\sum x_i^2)(\sum y_i) - (\sum x_i)(\sum x_i y_i)}{\Delta} \right) \\ B &= \left(\frac{N(\sum x_i y_i) - (\sum x_i)(\sum y_i)}{\Delta} \right) \\ \Delta &= N(\sum x_i^2) - (\sum x_i)^2 \end{aligned} \quad (4.11)$$

Il passo successivo consta nel determinare i tempi di decadimento modali, quindi relativi alle frequenze modali della camera riverberante. Per poter automatizzare il calcolo e scegliere solo le frequenze d'interesse, tutta la procedura è stata implementata all'interno di uno script creato in Matlab 2016, il quale presenta un criterio di selezione delle frequenze modali, basandosi sulle seguenti condizioni:

- Determinazione delle frequenze modali: all'interno dello script viene analizzato l'andamento dello spettro del livello di pressione sonora ottenuto dalla FFT della risposta all'impulso. Poiché ad ogni picco di pressione sonora è associato un modo

della camera, di tale spettro vengono determinate le frequenze modali. Per ogni frequenza modale, viene analizzata la storia temporale del decadimento associato e se ne determina la linearità tramite la verifica di due condizioni, di seguito riportate.

- Differenza relativa del tempo di decadimento modale: vengono escluse tutte le frequenze e i ricettori in cui la differenza relativa tra T_{10} e T_{30} è superiore al 10%, tramite l'equazione (4.12). Tale condizione permette di escludere tutti i decadimenti che sono caratterizzati da una doppia pendenza, in cui il T_{10} , calcolato sul primo decadimento, si scosta dal T_{30} , il quale comprende anche la fase finale del decadimento stesso.

$$\frac{|(T_{30} - T_{10})|}{T_{10}} \leq 0.10 \quad (4.12)$$

- Valore minimo assoluto tra i coefficienti di correlazione $R^2_{T_{10}}$ e $R^2_{T_{30}}$: la seconda condizione esclude tutte le frequenze e tutti i ricettori in cui il valore minimo assoluto tra i due coefficienti di correlazione è minore del 97%, come mostrato in equazione (4.13). Tale condizione permette di escludere tutti i decadimenti che presentano delle pulsazioni, per cui la retta di interpolazione non approssima in maniera corretta l'andamento del decadimento.

$$\min(R^2_{T_{30}}; R^2_{T_{10}}) \geq 0.97 \quad (4.13)$$

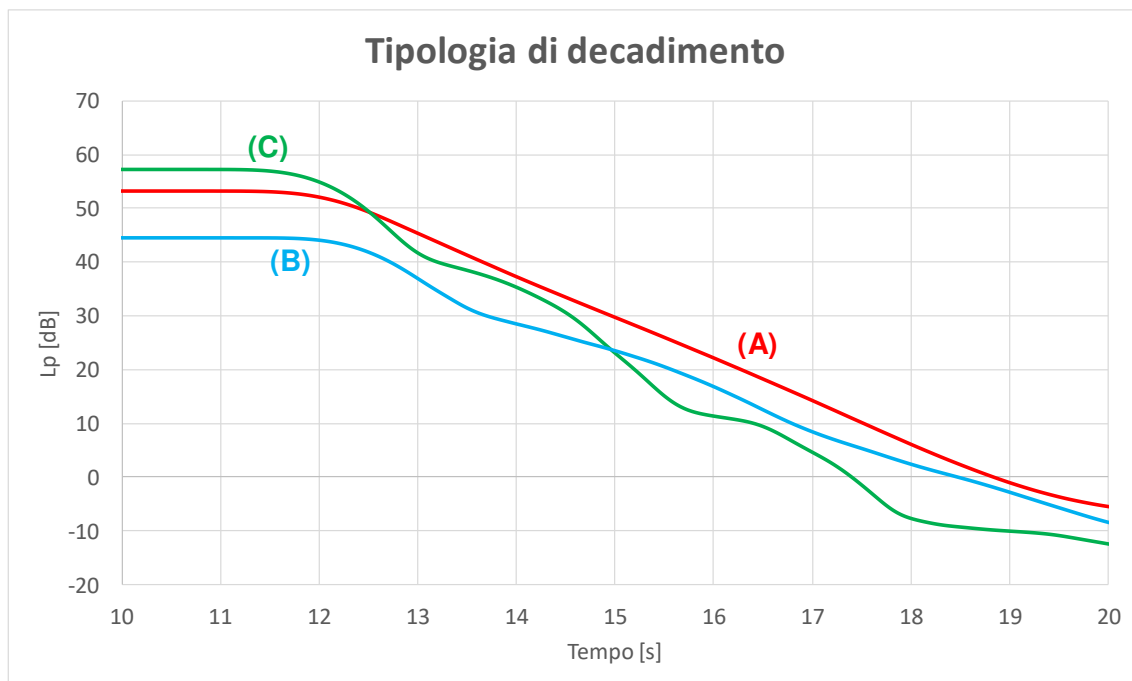


Figura 4.7: Tipologia di decadimento a parità di posizione sorgente-microfono e di setup della camera riverberante.

Il criterio di selezione non va ad agire solo sulla scelta delle frequenze modali, ma va ad agire anche sui limiti della suddetta metodica, che sono qui presentati:

- Se nella medesima banda in frequenza sono presenti due o più modi energeticamente differenti, e quindi caratterizzati da una diversa velocità di decadimento, il decadimento risultante è caratterizzato da una pendenza multipla. Esso perciò restituisce dei valori di T_{10} (prima parte della curva) e T_{30} (che comprende anche la parte finale della curva) molto differenti tra di loro (andamento (B) di figura 4.7).

- Se nella medesima banda in frequenza sono presenti 2 o più modi con stessa energia ma fase iniziale differente, il decadimento risultante è caratterizzato da delle pulsazioni, non permettendo di determinare il tempo di decadimento modale (andamento (C) di figura 4.7). L'andamento (A) mostra invece un decadimento caratterizzato da un andamento lineare [68].

I valori associati alle due condizioni, che costituiscono il criterio di selezione, sono stati stabiliti tramite l'analisi dei dati sperimentali, in quanto si è stimato essere sufficienti a giustificare un andamento lineare del livello di pressione sonora associato al singolo modo.

Per quanto riguarda l'aspetto pratico, nella fase di acquisizione della risposta all'impulso, vengono utilizzati due differenti setup di misura. Il primo consiste nell'utilizzo delle 3 posizioni sorgenti e delle 6 posizioni microfoniche utilizzate nello svolgimento delle misure secondo la norma UNI EN ISO 354. In tabella 3.2 e in figura 3.5 vengono riportati rispettivamente le coordinate spaziali e il posizionamento delle posizioni microfoniche all'interno della camera riverberante; in maniera analoga sono riportate le informazioni relative alle sorgenti sonore in tabella 3.8 e in figura 3.29. Il secondo setup di misura viene invece riportato in figura 4.8, dove sono mostrate in blu le posizioni microfoniche mentre in rosso viene riportata la posizione sorgente. La disposizione degli strumenti di acquisizione è effettuata in modo da avere i microfoni M01_A, M02_A e M06_A rispettivamente a 5.0 cm dalle pareti negli angoli Sud e Ovest del piano di calpestio e nell'angolo Nord del solaio, mentre la sorgente viene collocata nell'angolo Est, posizionata sempre a pavimento. Microfoni e sorgenti sono collocati negli angoli per poter eccitare (la sorgente) e per poter acquisire (i microfoni) tutti i modi propri dell'ambiente di misura, come descritto nel paragrafo 1.8.2. Le restanti 3 posizioni microfoniche sono invece collocate nelle coordinate spaziali relative a M03, M04 e M05, riportate e mostrate rispettivamente in tabella 3.2 e in figura 3.5. L'ambiente di misura viene eccitato utilizzando come segnale una sine sweep logaritmica nel range in frequenza [0 – 10000] Hz per quanto riguarda il setup di misura della UNI EN ISO 354, mentre è pari a [40 – 500] Hz per il setup che presenta le posizioni ad angolo.

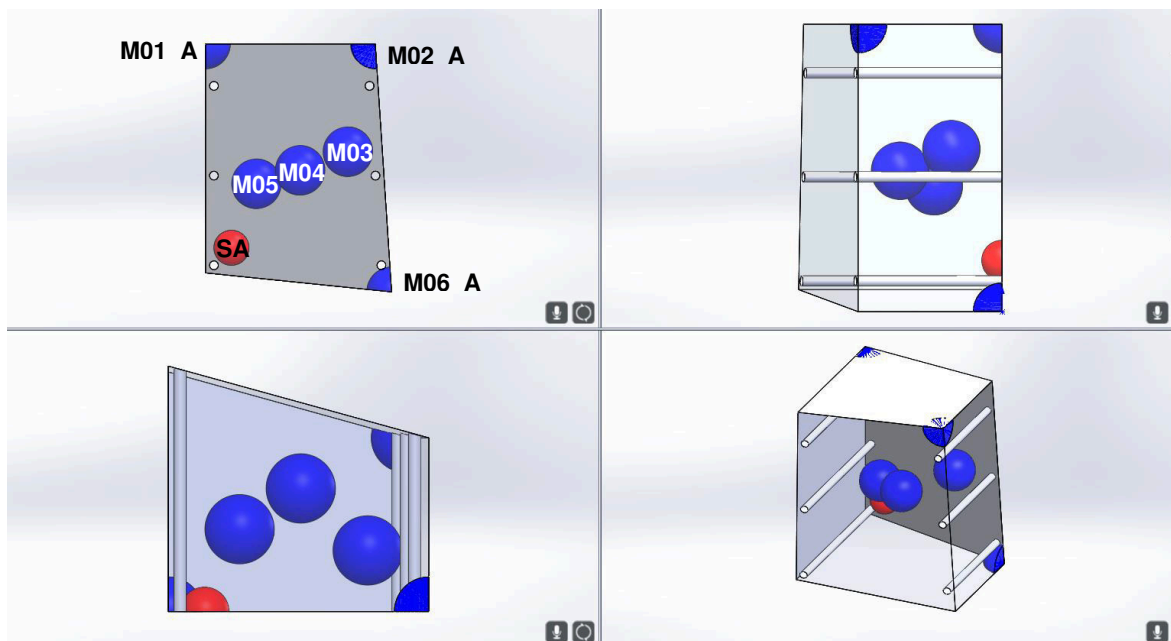


Figura 4.8: CAD con le posizioni microfoniche (sfere blu) e la posizione sorgente (sfera rossa) nel setup di misura del tempo di decadimento modale.

Per quanto riguarda la fase di post elaborazione, le risposte all'impulso vengono elaborate all'interno del software di misura Samurai, il quale presenta un modulo dedicato di post

processing. Tale modulo consente di caricare dei file di misura in diversi formati digitali nel nostro caso in .wav, per poi effettuare molteplici analisi su segnali che sono stati acquisiti precedentemente (vedi figura 4.9). Il vantaggio di questa analisi consiste quindi nel poter rielaborare il segnale acquisito senza dover ripetere la misura, cambiando le impostazioni di processamento, in modo tale da valutare anche come le suddette impostazioni (fattore di overlap, tipologia di finestra, tipologia di media) possano influenzare l'andamento della grandezza elaborata. Al fine di ottenere una buona risoluzione sia in frequenza ($\Delta f=0.391$ Hz) che nel tempo ($\Delta t=0.04$ s), il ricampionamento del segnale relativo alla risposta all'impulso e le impostazioni di post processing, riportati in tabella 4.1, sono stati stabiliti in modo tale da consentire uno studio dettagliato delle frequenze alle quali si manifestano i modi propri dell'ambiente di misura, unitamente ad una buona rappresentazione della storia temporale del decadimento del singolo modo.

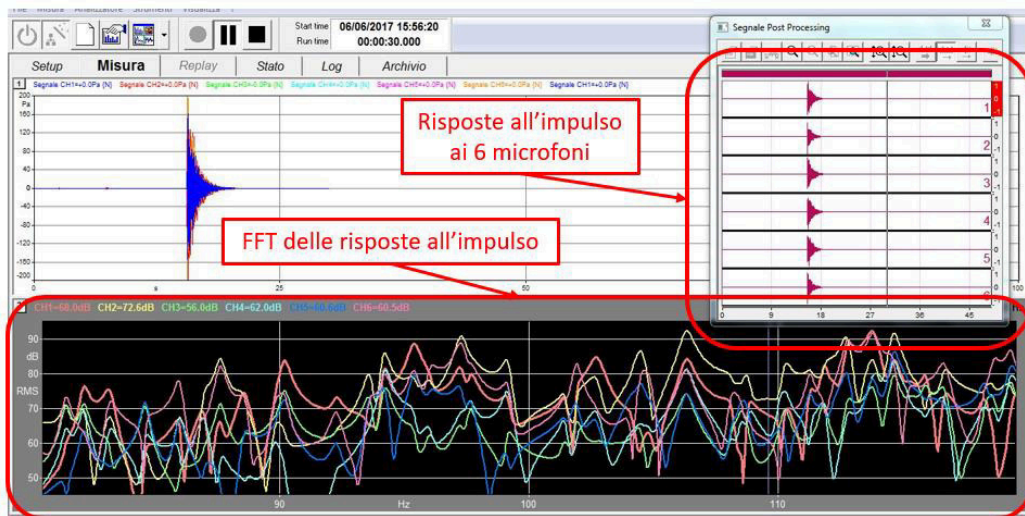


Figura 4.9: Interfaccia del software di post elaborazione della risposta all'impulso.

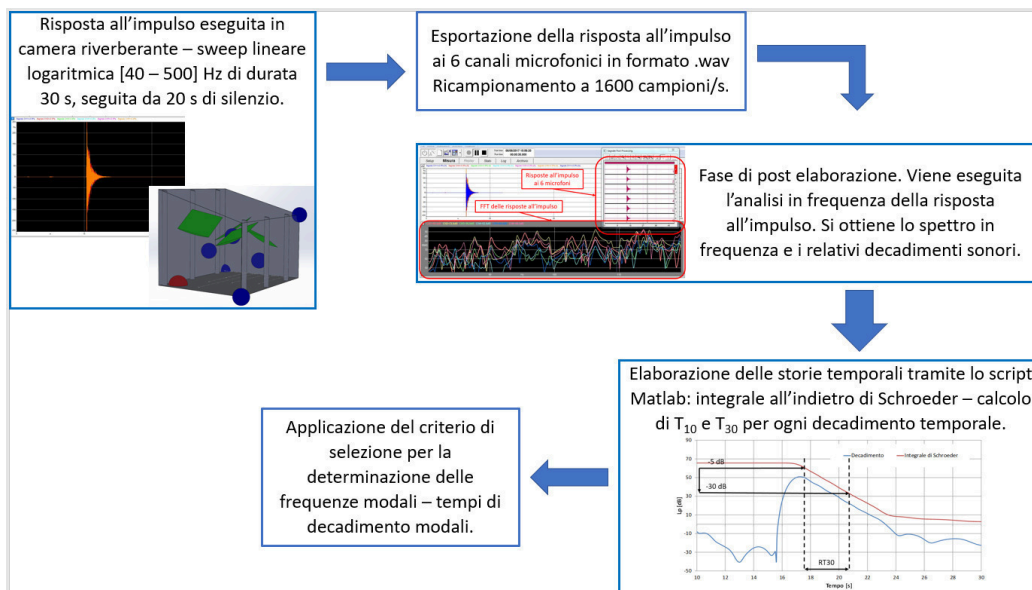


Figura 4.10: Schema riassuntivo – Metodica post elaborazione della risposta all'impulso.

In figura 4.10 viene riportato lo schema finale in cui viene riassunta la metodica utilizzata per la determinazione del tempo di riverberazione modale.

Tabella 4.1: Impostazioni di misura - fase di post elaborazione della risposta all'impulso.

Ricampionamento della risposta all'impulso	[n° di campioni/s]	1600
Banda FFT	[Hz]	625
Numero di linee		1600
Finestra FFT		Hanning
Overlap	[%]	98.5 (64x)
Media		Lineare ripetitiva
Numero di medie		1

4.2. Applicazione del metodo della post elaborazione: singola frequenza modale

Una volta effettuata la risposta all'impulso (IR) della camera riverberante, ne viene determinato il decadimento per ogni singola linea spettrale della risposta in frequenza, per poi stimare, tramite il criterio di selezione, sia i valori di tempo di decadimento modale che le relative storie temporali.

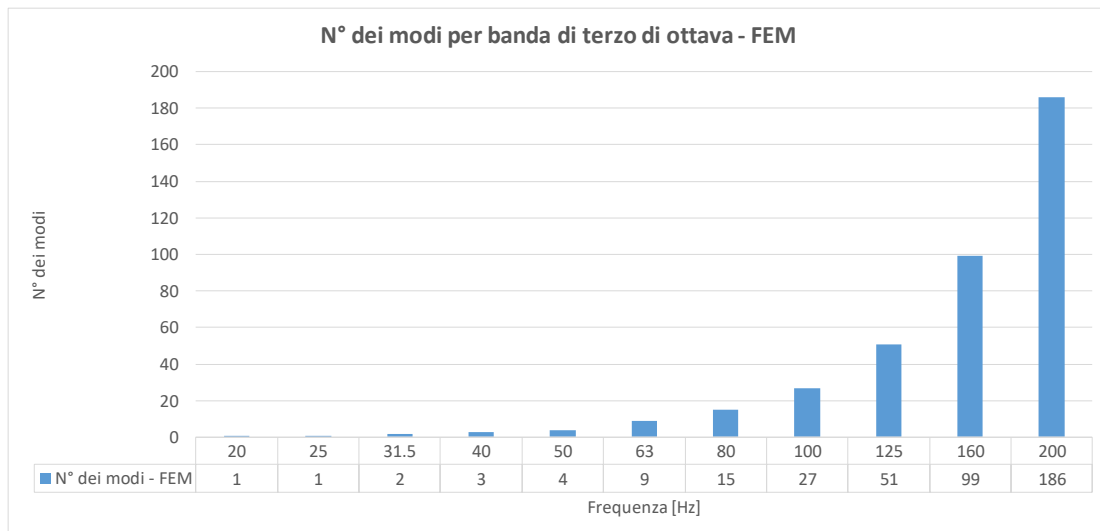


Figura 4.11: Conteggio dei modi per banda di terzo di ottava - analisi agli autovalori al FEM.

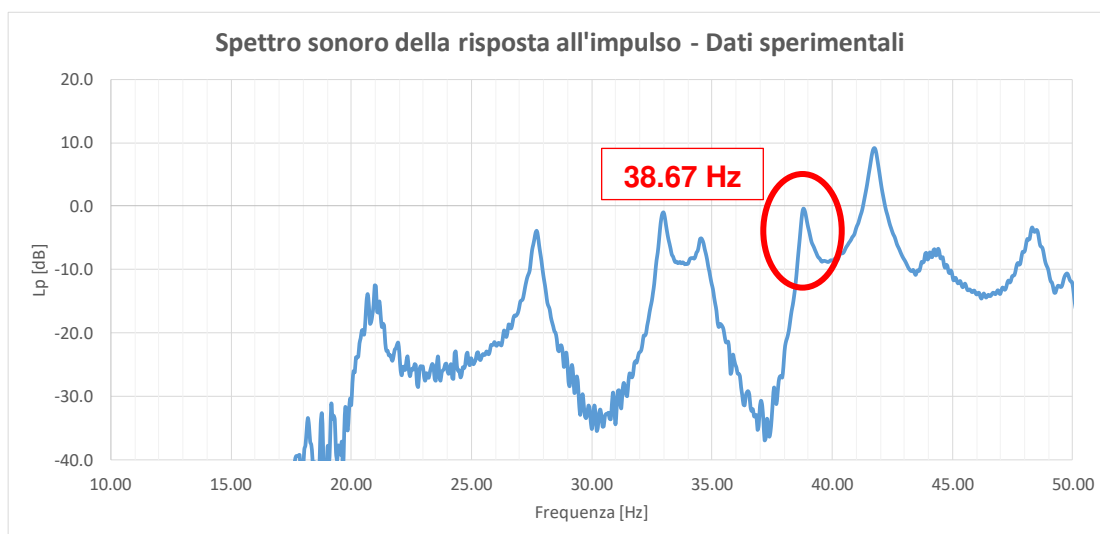


Figura 4.12: Analisi in frequenza della risposta all'impulso - dati sperimentali.

Dopo aver effettuato un'analisi agli autovalori della camera riverberante dell'Università di Ferrara tramite un modello agli elementi finiti, che verrà illustrato nel dettaglio nel capitolo 5, viene riportato in tabella 4.2 un elenco delle prime 250 frequenze modali, delle quali viene determinato il conteggio dei modi all'interno delle bande di terzo di ottava, riportate in figura 4.11.

Tabella 4.2: Frequenze modali ottenute dall'analisi agli autovalori al FEM (primi 250 modi).

N° modi	Frequenze [Hz]	N° modi	Frequenze [Hz]	N° modi	Frequenze [Hz]	N° modi	Frequenze [Hz]	N° modi	Frequenze [Hz]
1	0.81	51	103.57	101	133.42	151	156.60	201	174.09
2	20.70	52	103.77	102	134.67	152	156.74	202	174.30
3	27.27	53	104.35	103	135.24	153	157.40	203	174.49
4	32.39	54	105.17	104	135.95	154	157.45	204	175.03
5	34.26	55	105.96	105	136.28	155	158.64	205	175.37
6	38.33	56	107.11	106	136.63	156	159.01	206	175.63
7	41.65	57	108.07	107	137.10	157	159.05	207	176.05
8	43.70	58	108.46	108	137.65	158	159.48	208	176.19
9	48.02	59	109.71	109	138.38	159	159.98	209	176.57
10	49.55	60	110.26	110	138.65	160	160.02	210	176.69
11	53.86	61	110.79	111	139.00	161	160.62	211	177.08
12	55.60	62	111.20	112	139.87	162	160.71	212	177.52
13	59.81	63	111.79	113	140.26	163	160.84	213	177.58
14	60.52	64	112.68	114	140.64	164	161.34	214	178.06
15	61.80	65	112.85	115	141.46	165	161.53	215	178.40
16	62.14	66	113.79	116	141.83	166	162.21	216	178.68
17	64.60	67	114.35	117	142.56	167	162.51	217	178.83
18	66.44	68	114.66	118	142.80	168	162.65	218	179.29
19	66.80	69	115.68	119	143.33	169	162.93	219	179.49
20	69.09	70	116.47	120	143.70	170	163.28	220	180.05
21	70.37	71	117.63	121	144.43	171	163.66	221	180.55
22	70.89	72	117.97	122	144.69	172	164.23	222	180.80
23	73.81	73	119.20	123	145.00	173	164.88	223	181.14
24	75.02	74	119.62	124	145.54	174	165.18	224	181.44
25	75.61	75	119.80	125	145.75	175	165.44	225	181.51
26	78.22	76	120.73	126	146.35	176	165.62	226	181.86
27	78.54	77	121.09	127	146.62	177	165.77	227	181.93
28	80.97	78	121.33	128	147.27	178	166.31	228	182.60
29	81.84	79	121.52	129	147.62	179	166.69	229	182.63
30	83.11	80	123.26	130	148.12	180	167.07	230	182.87
31	84.04	81	123.75	131	148.31	181	167.54	231	182.98
32	85.45	82	124.25	132	148.60	182	167.67	232	183.34
33	86.46	83	124.36	133	148.74	183	167.91	233	183.63
34	86.94	84	124.43	134	149.10	184	168.55	234	183.75
35	88.13	85	125.21	135	150.01	185	168.59	235	184.38
36	88.34	86	125.78	136	150.32	186	168.74	236	184.68
37	89.11	87	126.31	137	150.56	187	169.38	237	185.10
38	90.13	88	126.91	138	150.96	188	169.46	238	185.36
39	91.87	89	127.42	139	151.59	189	169.89	239	185.64
40	93.16	90	128.10	140	151.89	190	170.18	240	185.82
41	93.27	91	128.71	141	152.25	191	170.60	241	186.34
42	93.65	92	129.19	142	152.54	192	170.86	242	186.56
43	94.73	93	129.36	143	152.89	193	171.30	243	186.78
44	95.45	94	130.42	144	153.04	194	171.50	244	186.96
45	96.64	95	131.08	145	153.43	195	172.09	245	187.44
46	97.03	96	131.19	146	153.67	196	172.34	246	187.68
47	98.81	97	132.04	147	154.36	197	172.87	247	187.86
48	100.81	98	132.63	148	154.66	198	172.97	248	187.90
49	101.77	99	132.94	149	154.97	199	173.39	249	188.18
50	102.54	100	133.14	150	155.68	200	173.66	250	188.40

Applicando il criterio di selezione alle storie temporali relative ai picchi modali dell'andamento di figura 4.12, si ottiene come prima frequenza che rientra all'interno delle

condizioni di selezione quella relativa al sesto modo dei 38.67 Hz, evidenziato nella risposta in frequenza tramite il cerchio rosso. Di tale frequenza viene illustrata in figura 4.13 la forma modale relativa ai 38.3 Hz, mostrando il livello di pressione sonora ottenuto tramite l'analisi agli elementi finiti, in cui sono ben visibili le curve nodali relative ai minimi di pressione. Applicando la metodica sperimentale alla storia temporale relativa a tale frequenza di indagine, si ottiene invece l'andamento mostrato in figura 4.14. Per quanto riguarda invece i picchi di pressione associati a frequenze inferiori, essi non rientrano all'interno del criterio di selezione, poiché la sorgente sonora utilizzata non è in grado di fornire abbastanza energia da garantire un decadimento di almeno 30 dB superiore al rumore di fondo.

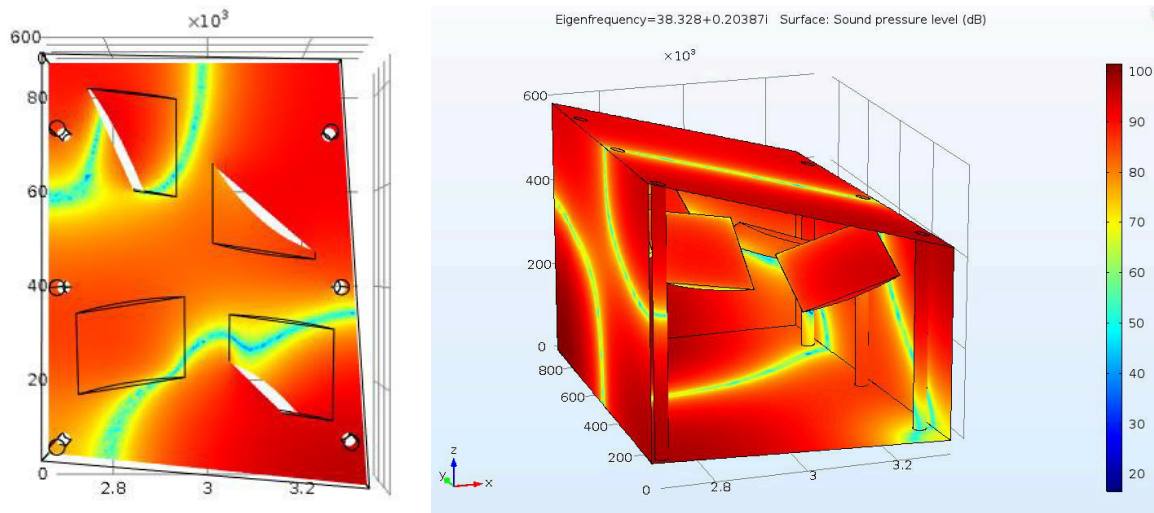


Figura 4.13: Forma modale relativa ai 38.3 Hz (sesto modo), ottenuta al modello FEM – vista 3D e in pianta.

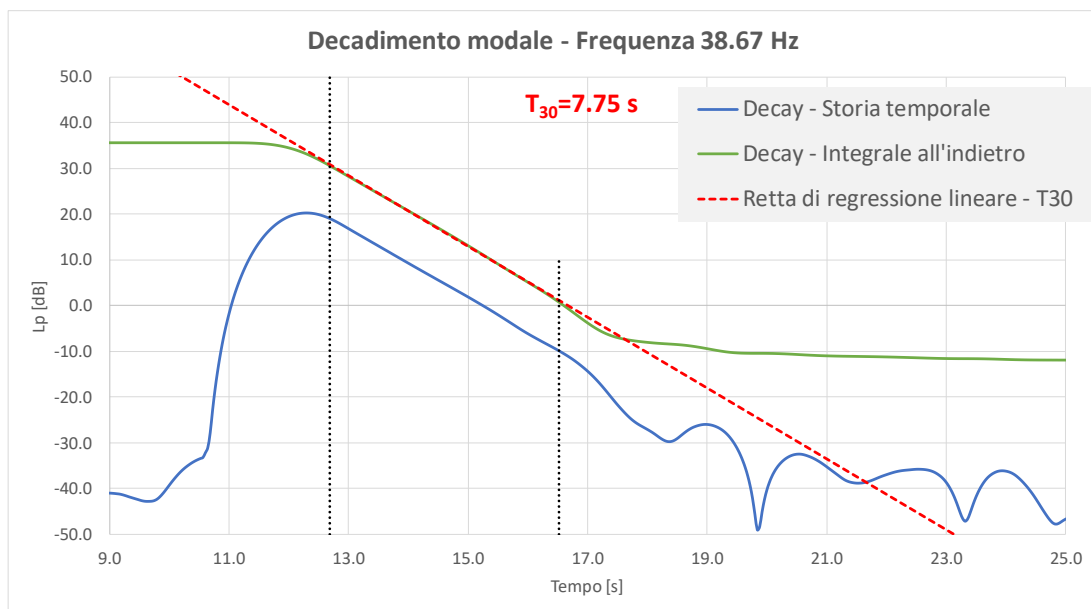


Figura 4.14: Andamento del decadimento sonoro relativo al modo dei 38.67 Hz - metodo della post elaborazione della risposta all'impulso.

In figura 4.14 sono riportate differenti grandezze: la curva blu si riferisce alla storia temporale del decadimento ottenuto dall'analisi FFT, in post elaborazione, eseguita sulla risposta all'impulso della camera riverberante. L'andamento verde è ottenuto applicando il procedimento dell'integrale all'indietro di Schroeder, descritto in paragrafo 4.1, alla storia temporale: poiché esso rappresenta la media di un elevato numero di decadimenti

(teoricamente infiniti), la curva risulta essere priva delle fluttuazioni che caratterizzano invece la storia temporale in blu. La retta tratteggiata in rosso rappresenta invece la retta di regressione lineare determinata su un decadimento di 30 dB, quest'ultimo delimitato dalle rette tratteggiate nere, ottenute rispettivamente a -5 dB e a -35 dB dal livello sonoro stazionario. Dalla retta di regressione viene determinato il coefficiente angolare, il quale, tramite l'equazione (4.9), restituisce il valore del tempo di decadimento modale, stimato essere pari a 7.75 s per la frequenza indagata.

Il presente metodo di indagine consente quindi di stimare il tempo e la storia temporale del decadimento ad ogni frequenza dello spettro relativo alla risposta all'impulso. Tramite il criterio di selezione, è possibile ottenere tali grandezze per le sole frequenze modali proprie dell'ambiente indagato, unitamente all'esclusione di tutti quei decadimenti che sono caratterizzati dalla presenza di pendenze multiple o di pulsazioni, dopo l'applicazione dell'integrale all'indietro di Schroeder, che portano ad una errata stima del tempo di decadimento. Grazie alla possibilità di analizzare il singolo decadimento, è inoltre possibile effettuare differenti tipologie di valutazioni. La prima consiste nel confrontare decadimenti di frequenze adiacenti, o presenti all'interno della medesima banda di terzo di ottava, per valutarne sia il contributo energetico che l'influenza rispetto al decadimento globale della banda in frequenza analizzata. La seconda valutazione, riguarda invece l'analisi della variabilità dei decadimenti all'interno dello spazio di misura, sia rispetto alle posizioni microfoniche che rispetto alla posizione della sorgente eccitante. Infine, confrontando le stesse frequenze modali per configurazioni differenti della camera riverberante (variazione dei diffusori installati, inserimento di materiale assorbente), si vuole valutare come questi elementi possano influenzare i differenti modi e verificare se il presente metodo può essere utilizzato come strumento di indagine per stimarne l'influenza sul campo sonoro instauratosi.

4.2.1. Decadimenti modali – analisi in frequenza

La prima tipologia di analisi viene condotta a parità di configurazione della camera di prova e a parità di setup di misura: vengono analizzati i tempi di decadimento per la camera riverberante in presenza dei 4 diffusori statici appesi a soffitto, utilizzando la posizione microfonica (M01) e la posizione sorgente (S02) collocate entrambe secondo lo standard di misura della UNI EN ISO 354, come mostrato nelle Figura 3.5 e 3.29. In figura 4.15 vengono riportati i valori relativi a tutti i tempi di decadimento che rientrano all'interno del criterio di selezione, con le relative barre di errore, determinate secondo l'equazione 4.10. L'andamento tratteggiato in nero rappresenta il tempo di riverberazione in terzi di ottava, calcolato applicando la metodologia di misura della norma UNI EN ISO 354: anche in questo caso è relativo alla sola posizione sorgente S02 e alla posizione microfonica M01.

Trattandosi dei tempi di decadimento relativi ad una sola posizione microfonica, ogni valore riportato nel grafico rappresenta un'unica frequenza modale che ricade all'interno del criterio di selezione. Dal grafico si nota che frequenze adiacenti presentano dei tempi di decadimento molto differenti tra di loro, come mostrato in tabella 4.3, in cui viene riportata la differenza massima presente tra le frequenze adiacenti $\Delta T_{adiacenti}$, calcolata secondo l'equazione (4.14) all'interno delle diverse bande di terzo di ottava. In figura 4.16 viene riportata la medesima differenza, questa volta in banda fine.

$$\Delta T_{adiacenti} = |T_n - T_{n+1}| \quad (4.14)$$

Dove T_n è il tempo di decadimento calcolato alla n-esima frequenza modale, mentre T_{n+1} è il tempo di decadimento calcolato alla frequenza superiore alla n-esima.

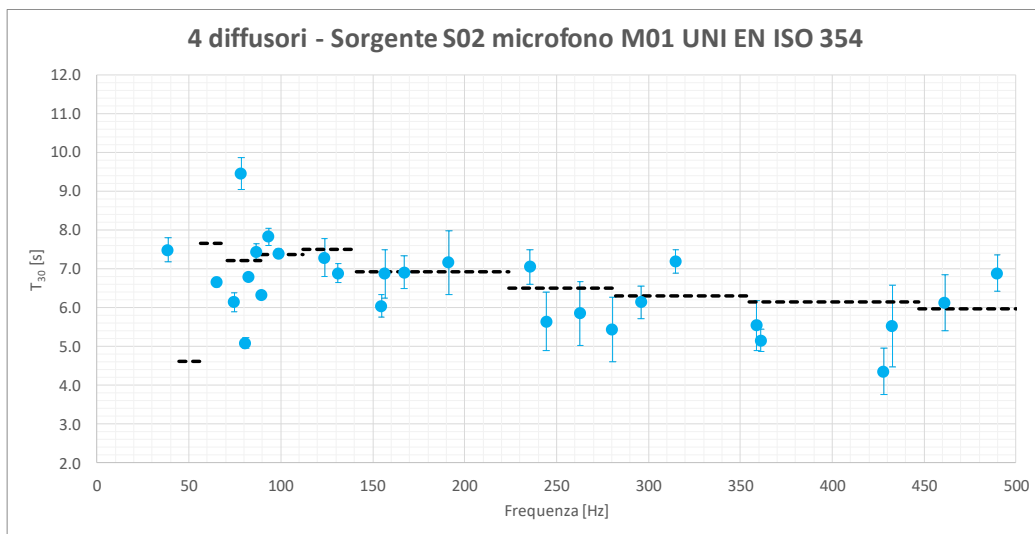


Figura 4.15: Distribuzione in frequenza dei tempi di decadimento modali, a parità di configurazione della camera riverberante e di setup di misura. Confronto con l'andamento del tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 354.

Tabella 4.3: Delta massimo tra frequenze adiacenti - analisi in banda di terzo di ottava.

Terzi di ottava [Hz]	Delta max ($\Delta T_{\text{adiacenti}}$) [s]	N° di frequenze per banda
40	0.8	1
50	-	-
63	0.5	1
80	4.4	5
100	1.5	3
125	0.8	2
160	0.8	3
200	0.1	1
250	1.4	4
315	1.6	2
400	1.2	4
500	1.8	3

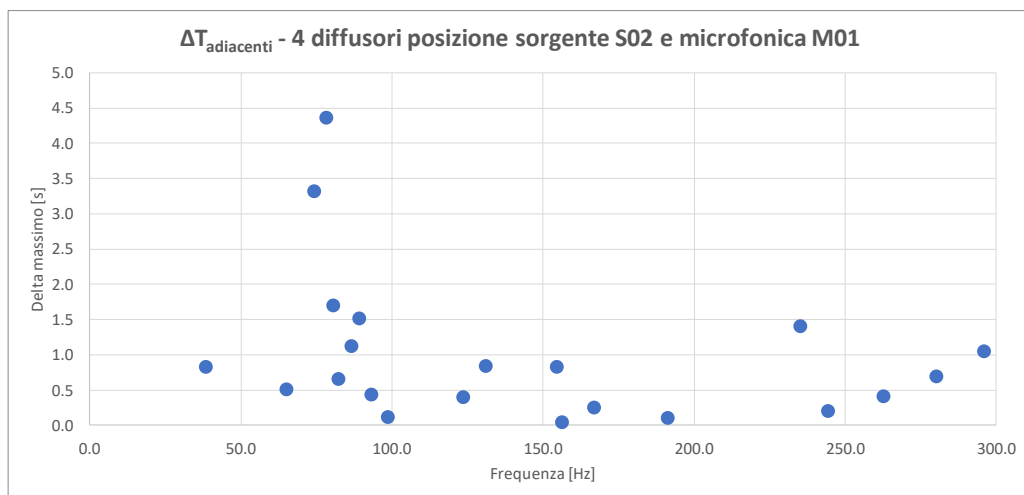


Figura 4.16: Variazione del tempo di decadimento T_{30} per frequenze adiacenti - andamento in banda fine.

A bassa frequenza, in cui sono presenti modi energeticamente differenti, ci si aspetta un'elevata differenza tra frequenze adiacenti, poiché possono manifestarsi tutte e tre le tipologie di modi: assiali, tangenziali e obliqui. Ad alta frequenza, un'elevata differenza risulta essere meno giustificata, poiché al di sopra della frequenza di Schroeder (330 Hz), il campo sonoro è dominato dai modi obliqui, i quali dovrebbero presentare un tempo di decadimento simile (stesso coefficiente di smorzamento modale).

Focalizzando lo studio su una singola banda in frequenza, è ora possibile valutare come questi modi differiscano a livello energetico, tramite l'analisi delle storie temporali dei decadimenti, riportati in figura 4.17 per la banda di terzo di ottava relativa ai 80 Hz.

In tabella 4.4 vengono riportati alcuni dati relativi ai decadimenti presenti nella banda di terzo di ottava dei 80 Hz. I valori di T_{30} oscillano tra un massimo di 9.45 s fino ad un minimo di 5.09 s, mentre la differenza massima tra due frequenze adiacenti è pari a 4.36 s. Anche i valori del livello di pressione sonora in fase stazionaria differiscono tra i diversi decadimenti, da un massimo di 40.1 dB fino ad un minimo di 26.8 dB, mostrando come nel singolo punto, il contributo energetico di ogni modo al livello complessivo vari notevolmente a seconda del modo eccitato (differenze > 10 dB).

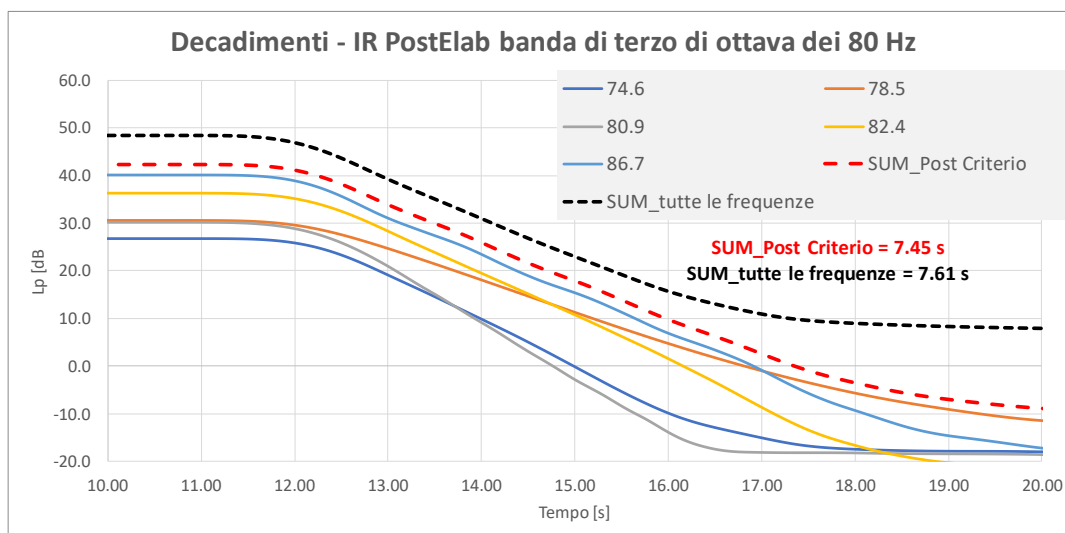


Figura 4.17: Storie temporali dei decadimenti modali nella banda di terzo di ottava dei 80 Hz.

Tabella 4.4: Dati relativi ai decadimenti delle frequenze della banda di terzo di ottava dei 80 Hz.

Frequenza [Hz]	T_{30} [s]	$\Delta T_{\text{adiacenti}}$ [s]	Lp stazionario [dB]	Delta Lp stazionario [dB]
74.6	6.14	3.32	26.8	3.7
78.5	9.45	4.36	30.5	0.2
80.9	5.09	1.70	30.3	6.1
82.4	6.79	0.66	36.3	3.8
86.7	7.44	-	40.1	-
Valore massimo	9.45		40.1	
Valore minimo	5.09		26.8	
Valore medio	6.98		32.8	
T30_SUM	7.45		42.3	
T30_SUM_Tutti i decadimenti	7.61		48.4	

L'andamento tratteggiato in rosso rappresenta la somma energetica dei decadimenti presenti nella banda in frequenza che soddisfano il criterio, riportando anche il valore del tempo di decadimento pari a 7.45 s. Guardando inoltre l'andamento del decadimento sonoro complessivo post criterio, questo è determinato sostanzialmente da tre modi caratterizzati da tre velocità di decadimento diverse, che dominano in differenti istanti temporali. L'andamento tratteggiato nero rappresenta invece la somma energetica di tutti i decadimenti presenti all'interno della banda in frequenza analizzata, compresi anche quelli esclusi dal criterio di selezione, ed è caratterizzato da un tempo di decadimento pari a 7.61 s. Rispetto alla curva globale post criterio, esso è caratterizzato da un andamento non lineare, portando ad un'erronea stima del tempo di decadimento, se si considera degli intervalli di calcolo superiori ai 30 dB.

4.2.2. Decadimenti modali – variazione della posizione microfonica

La seconda analisi effettuata sui dati di tempo di decadimento e sulle relative storie temporali, riguarda il comportamento di tali grandezze al variare della posizione del microfono.

Lo studio viene quindi eseguito a parità di configurazione della camera riverberante (4 diffusori statici installati) e a parità di sorgente eccitante (S02 secondo il setup di misura della UNI EN ISO 354, di figura 3.29). In figura 4.18 vengono riportati tutti i valori di tempo di decadimento ottenuti alle differenti posizioni microfoniche, i quali ricadono all'interno del criterio di selezione. L'andamento tratteggiato in nero riporta il tempo di riverberazione in banda di terzo di ottava, ottenuto applicando la procedura di calcolo definita nella UNI EN ISO 354.

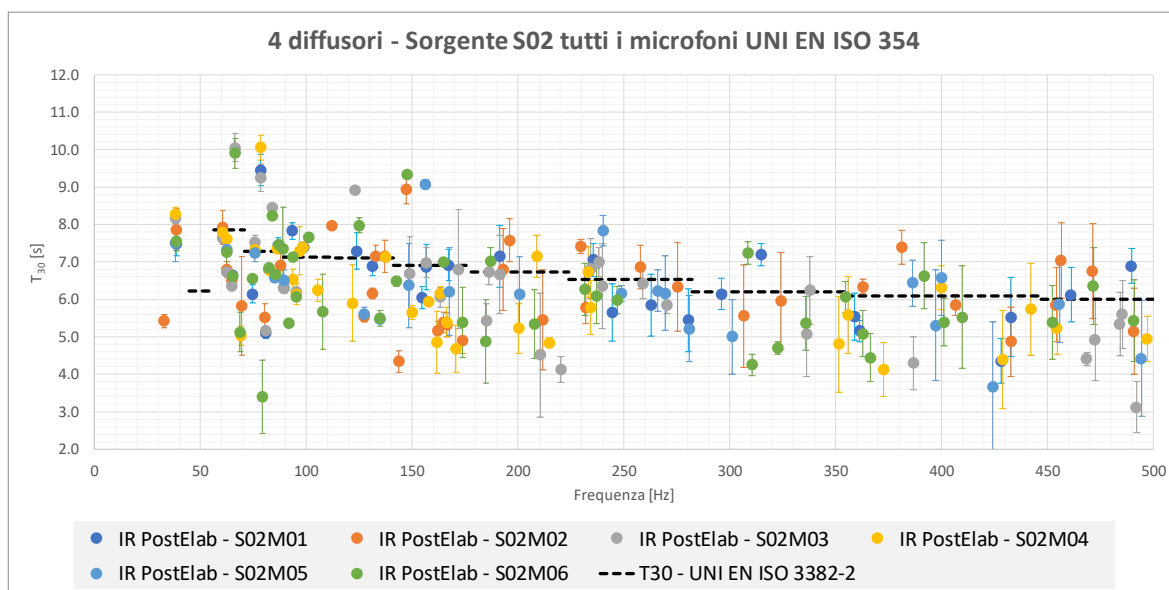


Figura 4.18: Distribuzione in frequenza dei tempi di decadimento relativi alle diverse posizioni microfoniche, a parità di configurazione della camera riverberante e di posizione della sorgente. Confronto con l'andamento del tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 354.

Raggruppando i tempi di decadimento modale in bande di terzo di ottava, sono state determinate alcune grandezze, riportate in tabella 4.5: la variabilità massima presente sia tra frequenze adiacenti ($\Delta T_{adiacenti}$) che tra frequenze appartenenti alla stessa banda di terzo di ottava (ΔT_{max}); la deviazione standard e il valore medio di T_{30} ; il numero di dati mediati, cioè tutte le frequenze presenti nella banda di analisi.

Tabella 4.5: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava - tutte le frequenze e le posizioni microfoniche rientranti nel criterio di selezione.

Terzi di ottava [Hz]	$\Delta T_{\text{adiacenti}}$ [s]	ΔT_{max} [s]	Dev.st T_{30} [s]	T_{30} medio [s]	N° frequenze per banda
25	-	-	-	-	-
32	2.4	0.0	-	5.4	1
40	0.8	0.8	-	7.8	6
50	-	-	-	-	-
63	4.8	5.0	1.4	7.1	17
80	4.4	6.7	1.5	7.1	24
100	2.7	2.5	0.7	6.7	17
125	2.8	3.4	1.1	6.8	14
160	4.6	5.0	1.3	6.3	26
200	2.7	3.4	1.1	5.9	16
250	1.7	2.6	0.6	6.3	23
315	3.0	3.0	0.9	5.7	13
400	2.9	3.7	0.9	5.4	23
500	2.6	4.3	0.9	5.7	36

Nei grafici di figura 4.19, 4.28 e 4.30 vengono riportati rispettivamente gli andamenti in terzi di ottava relativi alla variazione massima del tempo di decadimento per frequenze adiacenti e all'interno del terzo di ottava, la deviazione standard e il valore medio sempre relativi al tempo di decadimento. I valori ottenuti per la banda di terzo di ottava dei 50 Hz non sono significativi poiché sono stati individuati solo due modi.

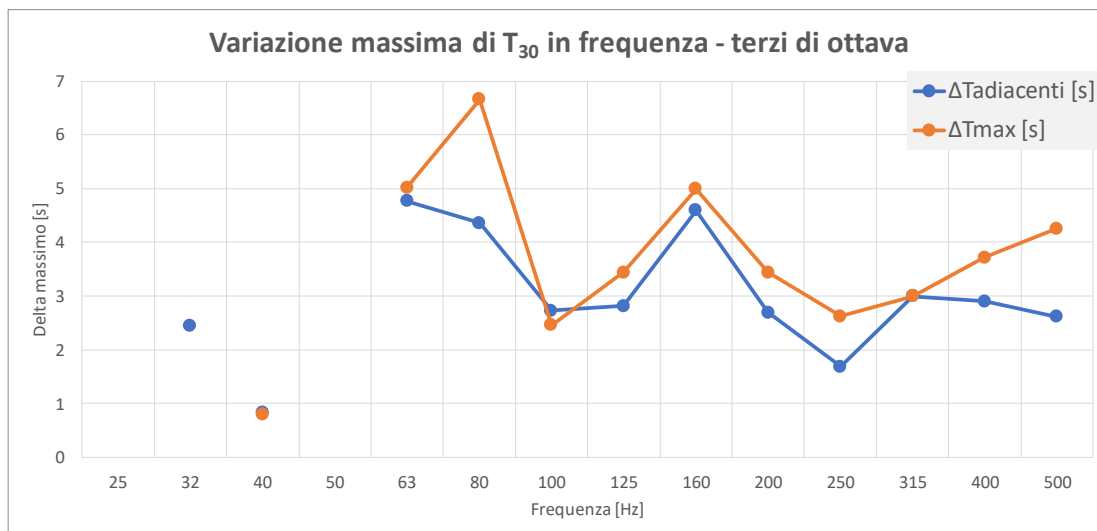


Figura 4.19: Variazione massima del tempo di decadimento T_{30} per valori di frequenze adiacenti e all'interno della singola banda di terzo di ottava - tutte le posizioni microfoniche entro il criterio di selezione.

Per quanto riguarda la variabilità massima tra frequenze adiacenti, l'andamento presenta il valore minimo nella banda dei 40 Hz, pari a 0.8 s, mentre il proprio massimo alla banda dei 63 Hz, con un delta pari a 4.8 s. La massima variabilità all'interno della banda in terzo di ottava presenta, anche in questo caso, il valore minimo, pari a 0.8 s per la frequenza dei 40 Hz, mentre il valore massimo viene raggiunto nella banda degli 80 Hz con una differenza di 6.7 s.

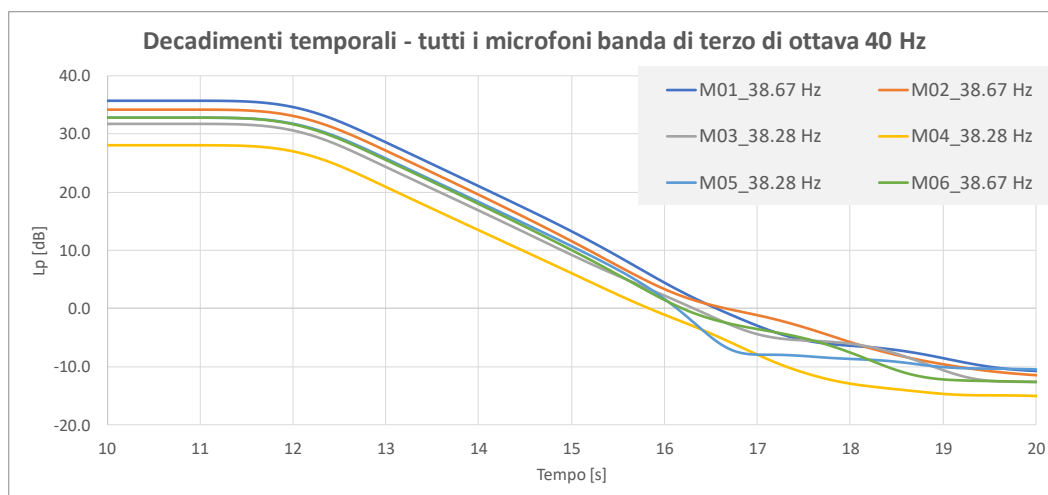


Figura 4.20: Storie temporali dei decadimenti relativi alla banda di terzo di ottava dei 40 Hz - tutte le posizioni microfoniche entro il criterio di selezione.

Analizzando le storie temporali dei decadimenti relativi alla banda dei 40 Hz (figura 4.20), si possono trarre le seguenti considerazioni: i modi sono caratterizzati da livelli di pressione sonora, in fase stazionaria, differenti tra di loro, giustificati dalle diverse coordinate spaziali attribuite ai microfoni; il tempo di decadimento mostra invece una variabilità ridotta, in confronto alla banda dei 80 Hz, dovuto alla presenza di decadimenti caratterizzati da pendenze simili tra di loro.

Tabella 4.6: Tempi di decadimento di tutti i modi appartenenti alla frequenza di terzo di ottava dei 40 Hz - 4 diffusori con tutte le posizioni microfoniche e sorgente S02 UNI EN ISO 354.

Frequenza [Hz]	T ₃₀ [s]	Delta T30 [s]	Lp stazionario [dB]	Delta Lp stazionario [dB]
38.3	8.16	0.13	31.8	2.4
38.3	8.28	0.77	34.2	1.3
38.3	7.51	0.03	32.8	2.8
38.7	7.48	0.38	35.7	1.5
38.7	7.86	0.32	34.2	1.3
38.7	7.54	-	32.8	-
Valore massimo	8.28		35.7	
Valore minimo	7.48		31.8	
Valore medio	7.81		33.6	

In figura 4.21 vengono rappresentati i decadimenti temporali relativi alla frequenza di terzo di ottava dei 80 Hz, che rappresenta la banda con la massima variabilità dei tempi di decadimento: rispetto a figura 4.20, tale grafico è caratterizzato dalla presenza di decadimenti con pendenze molto differenti tra di loro, portando ad una conseguente elevata variabilità del tempo di decadimento stimato all'interno della camera di prova.

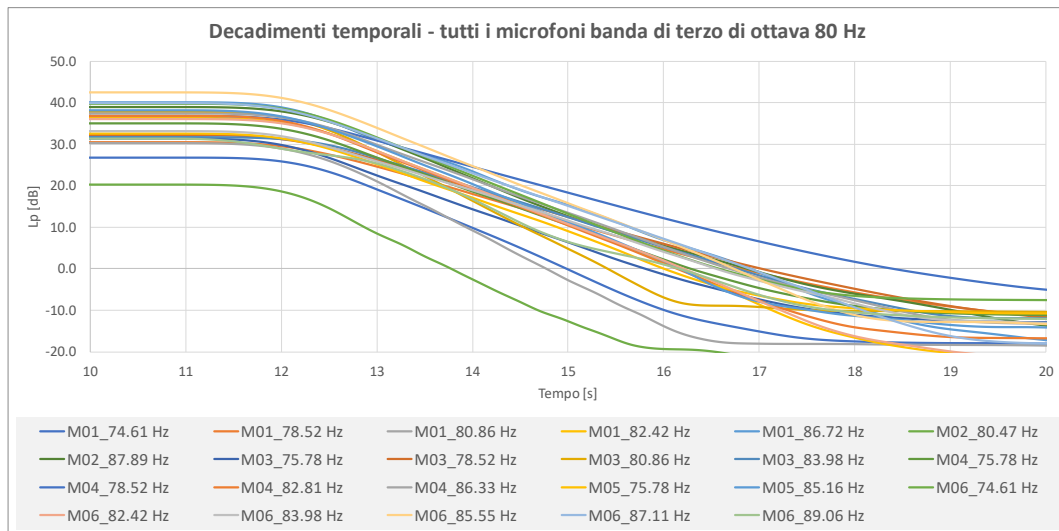


Figura 4.21: Storie temporali dei decadimenti relativi alla banda di terzo di ottava dei 80 Hz – posizione microfonica M01 entro il criterio di selezione.

Constatato che all'interno dello spazio di misura vi è un'elevata variabilità del tempo di decadimento modale, sia tra frequenze adiacenti ($\Delta T_{adiacenti}$) che tra tutte le frequenze entro il terzo di ottava (ΔT_{max}), si vuole ora valutare la variabilità spaziale a parità di frequenza indagata. In figura 4.22 viene riportato l'andamento in banda fine della variazione massima del tempo di decadimento T_{30} a parità di frequenza modale, calcolata sui valori che rientrano nel criterio di selezione per le diverse posizioni microfoniche. Come descritto nel paragrafo 1.7.2, le ipotesi alla base dell'analisi del decadimento sonoro in ambiente circoscritto, consistono nell'avere sia un ambiente debolmente smorzato, in modo tale che le pareti siano caratterizzate da un'impedenza acustica superficiale reale, e che, sempre l'impedenza acustica superficiale, sia distribuita in modo uniforme su tutte le superfici. Se queste due ipotesi sono verificate, si ha che la forma modale rimane la medesima della camera non smorzata: il decadimento subisce quindi una riduzione dell'ampiezza nel tempo, senza variazioni di pendenza (il tempo di decadimento rimane costante all'interno dello spazio di misura). Le due ipotesi sopra descritte, che stanno alla base del modello analitico dell'ambiente debolmente smorzato, possono essere ritenute valide nella condizione di camera riverberante vuota: l'impedenza acustica, mostrata in figura 4.23, viene calcolata tramite l'equazione (4.2) utilizzando il coefficiente di assorbimento misurato secondo la UNI EN ISO 354: per valori in banda di terzo di ottava compresi nel range [63 – 100] Hz l'impedenza acustica presenta un andamento pressoché costante, mentre subisce una repentina riduzione alla frequenza di centro banda dei 50 Hz, poiché la norma utilizzata nella determinazione del coefficiente di assorbimento acustico (UNI EN ISO 354), è caratterizzata da una bassa accuratezza di misura per le bande di terzo di ottava minori.

Per determinare l'impedenza acustica superficiale della camera riverberante vuota, viene utilizzata l'equazione (4.1) riferita ai coefficienti di assorbimento per incidenza diffusa, stabilito all'interno della norma UNI EN ISO 105340-2.

$$\alpha_{st} = 8 \frac{z'}{z'^2 + z''^2} \left[1 - \frac{z'}{z'^2 + z''^2} \ln(1 + 2z' + z'^2 + z''^2) + \frac{1}{z''} \frac{z'^2 - z''^2}{z'^2 + z''^2} \arctan \frac{z''}{1 + z'} \right] \quad (4.1)$$

Dove:

- α_{st} : coefficiente di assorbimento sonoro per incidenza diffusa per materiali localmente reagenti. La grandezza viene riportata all'interno della norma UNI EN

ISO 1053402-2 per la “Determinazione del coefficiente di assorbimento acustico e dell’impedenza acustica di tubi di impedenza”;

- $z = Z/\rho_0 c_0$: impedenza acustica normalizzata;
- $z' = R/\rho_0 c_0$: parte reale dell’impedenza acustica normalizzata;
- $z'' = X/\rho_0 c_0$: parte immaginaria dell’impedenza acustica normalizzata.

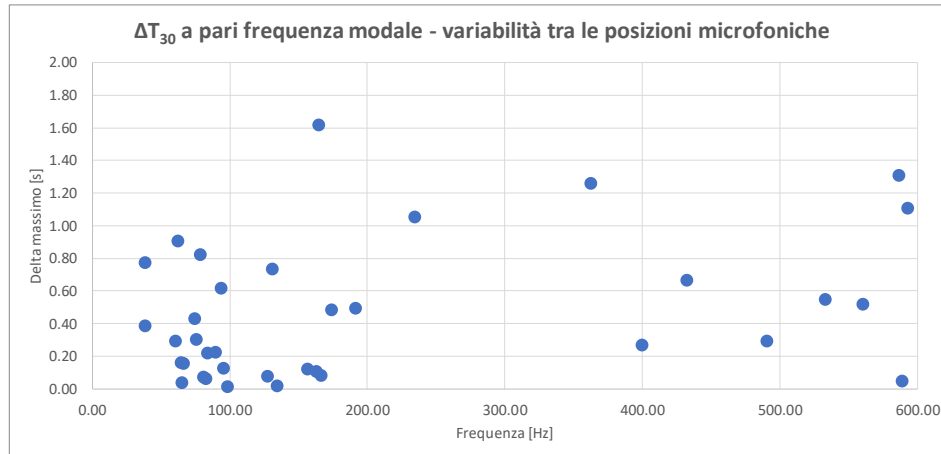


Figura 4.22: Variazione massima del tempo di decadimento T_{30} a parità di frequenza di decadimento - tutte le posizioni microfoniche entro il criterio di selezione.

Al fine di determinare il valore dell’impedenza in terzi di ottava, si deve ipotizzare di avere muri localmente reagenti (l’assorbimento è indipendente dall’angolo di incidenza) e debolmente smorzati, come definito precedentemente per la camera riverberante, in modo tale che la parte immaginaria z'' risulti essere nulla e di conseguenza la formula per l’assorbimento diventa:

$$\alpha_{st} = 8 \frac{1}{z'} \left[1 - \frac{1}{z'} \ln(1 + 2z' + z'^2) \right] \quad (4.2)$$

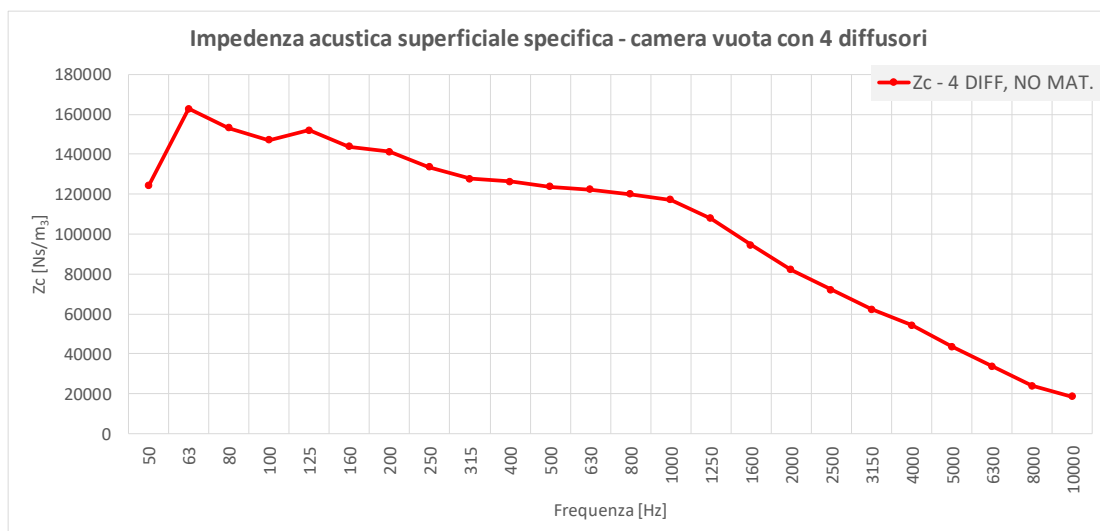


Figura 4.23: Impedenza acustica superficiale della camera riverberante con 4 diffusori statici - stima effettuata dal coefficiente di assorbimento misurato secondo la norma UNI EN ISO 354.

Analizzando le differenze ottenute a parità di frequenza modale tra le diverse posizioni microfoniche, ricordando che l’analisi viene effettuata a parità di sorgente sonora, la variabilità spaziale, associata alla stima del tempo di decadimento modale, risulta essere contenuta. La massima differenza è pari a 1.26 s alla frequenza di terzo di ottava dei 315 Hz. A bassa frequenza si ha che l’ipotesi sull’impedenza risulta essere verificata, poiché i

decadimenti si manifestano con la stessa pendenza, come mostrato in figura 4.24 dove viene riportato, come esempio, la frequenza modale dei 62.5 Hz. In figura 4.25 viene riportata la forma modale ottenuta al FEM.

Tabella 4.7: Grandezze stimate a parità di frequenza modale per le diverse posizioni microfoniche.

Terzi di ottava [Hz]	N° di frequenze	Valore medio dei canali	Media T_{30} [s]	Media ΔT_{max} [s]
25	-	-	-	-
32	-	-	-	-
40	2	3	7.81	0.58
50	-	-	-	-
63	5	3	7.60	0.30
80	7	2	7.14	0.30
100	3	2	6.79	0.25
125	3	2	5.86	0.27
160	5	2	5.94	0.48
200	1	2	6.91	0.49
250	1	2	6.30	1.05
315	1	2	5.71	1.26
400	2	2	5.82	0.46
500	3	2	5.69	0.45

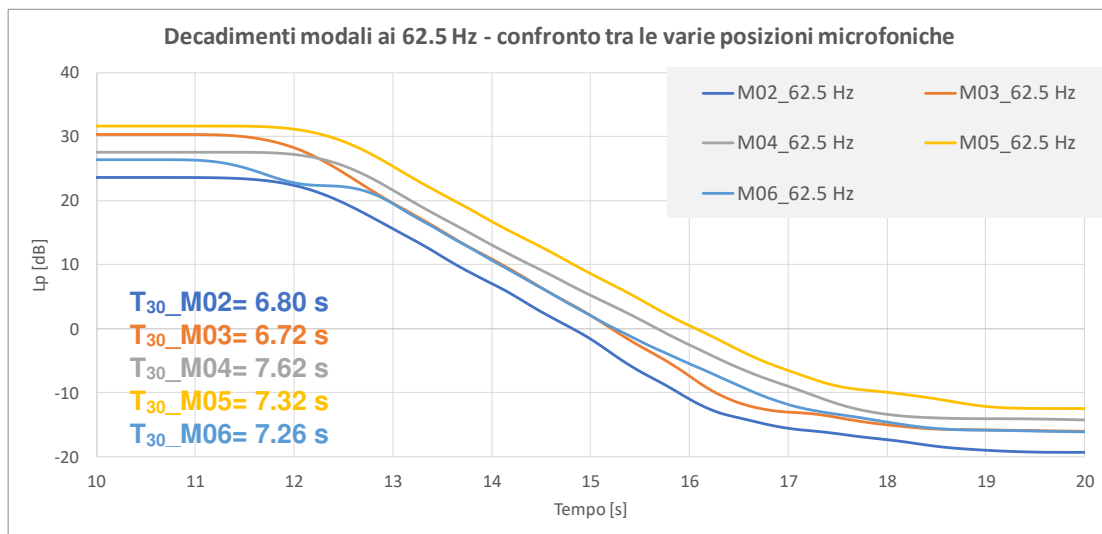


Figura 4.24: Storia temporale dei decadimenti alla frequenza di 62.5 Hz al variare della posizione microfonica.

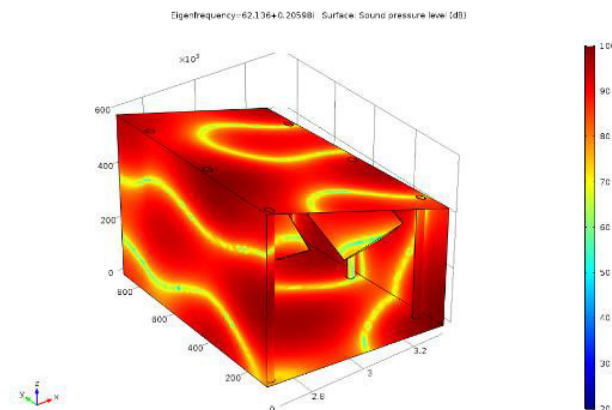


Figura 4.25: Distribuzione del livello di pressione sonora alla frequenza di 62.14 Hz - modello FEM della camera riverberante.

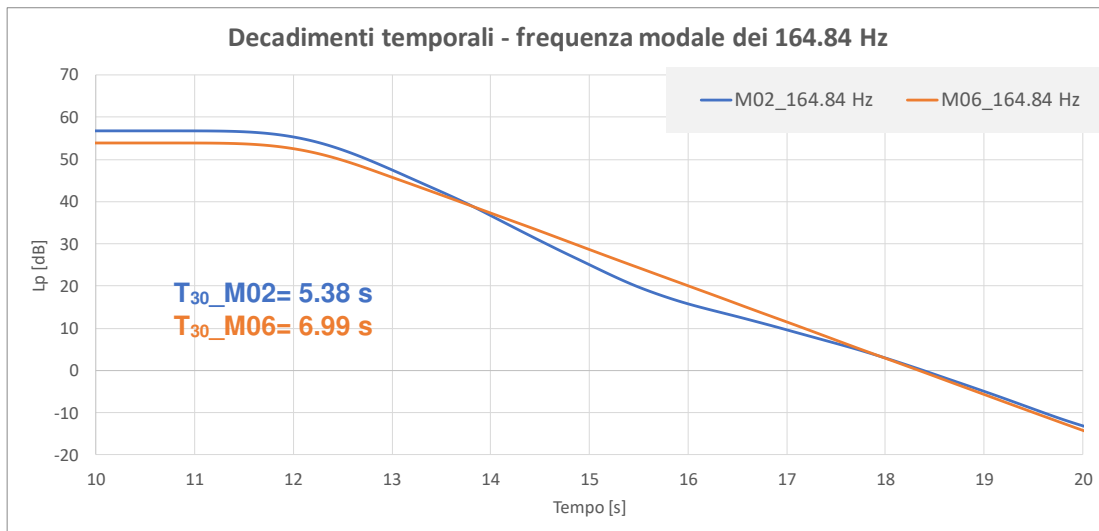


Figura 4.26: Decadimenti temporali per la frequenza modale di 164.84 Hz - confronto al variare della posizione microfonica.

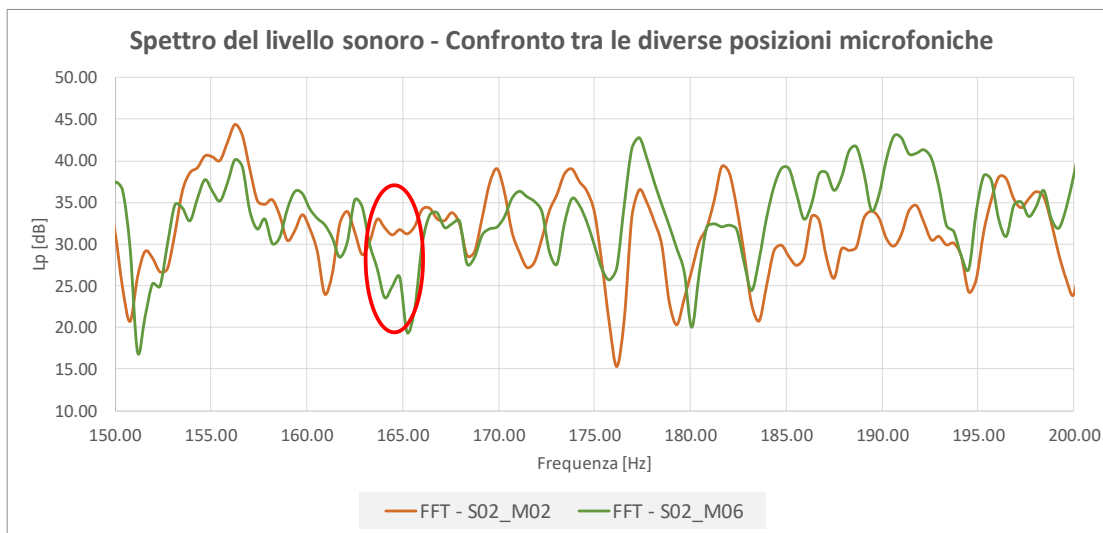


Figura 4.27: Confronto spettro in frequenza M02 e M06 - viene evidenziata la frequenza modale di 164.84 Hz.

Una maggiore variabilità spaziale del decadimento modale, a parità di frequenza indagata, si ottiene nei terzi di ottava superiori. Se si studia la frequenza di 164.84 Hz, in cui si ha la massima differenza pari a 1.26 s, vengono riportati i decadimenti temporali in figura 4.26, mentre in figura 4.27 sono mostrati gli spettri in frequenza delle due posizioni microfoniche. Analizzando nel dettaglio il range [150 – 200] Hz, ben al di sotto della frequenza di Schroeder, stimata pari a 330 Hz, si nota un'elevata variabilità dei picchi di pressione, sia in frequenza che in ampiezza: i modi così individuati, a parità di frequenza per le diverse posizioni microfoniche, sono numericamente inferiori rispetto a quelli riscontrati alle basse frequenze, come mostrato in tabella 4.7. Oltre ad avere un ridotto numero sia di frequenze che di microfoni che individuano lo stesso modo, quando questo accade si ha che i decadimenti presentano la massima differenza di T_{30} come mostrato in figura 4.22. Questo aspetto è in disaccordo rispetto all'ipotesi secondo cui ad alta frequenza, il campo sonoro risulta essere dominato dalla presenza di modi obliqui, i quali, presentando lo stesso smorzamento modale, dovrebbero possedere un andamento del decadimento sonoro analogo.

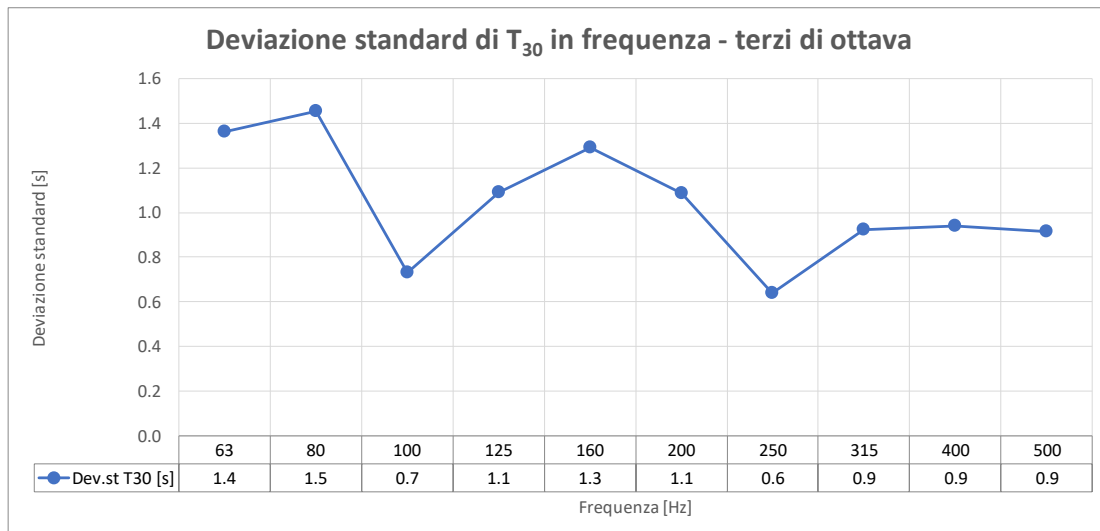


Figura 4.28: Deviazione standard del tempo di decadimento T_{30} per valori di frequenze adiacenti - tutte le posizioni microfoniche entro il criterio di selezione.

In figura 4.28 viene invece mostrato l'andamento relativo alla deviazione standard del tempo di decadimento, in funzione della frequenza di banda di terzo di ottava. Nel grafico vengono riportate solo le bande in frequenza nel range [63 – 500] Hz, poiché per valori inferiori non sono presenti abbastanza dati da consentire di applicare lo stimatore statistico.

Come per gli andamenti relativi alle differenze $\Delta T_{adiacenti}$ ΔT_{max} di tabella 4.5, anche la deviazione standard presenta i propri massimi alle frequenze di 80 Hz e di 160 Hz. Ciò è imputabile al fatto che questi due terzi di ottava sono caratterizzati da un numero di modi numericamente superiori che presentano tempi di decadimento differenti tra di loro: si ha infatti che a bassa frequenza si manifestano i primi modi della camera riverberante, assiali e tangenziali, di differente orientamento (quindi con differenti indici n_x , n_y e n_z), come mostrato dalle forme modali ottenute al FEM di figura 4.29. Essendo caratterizzati da energie differenti, essi decadono con tempi variabili a seconda della forma modale che si instaura.

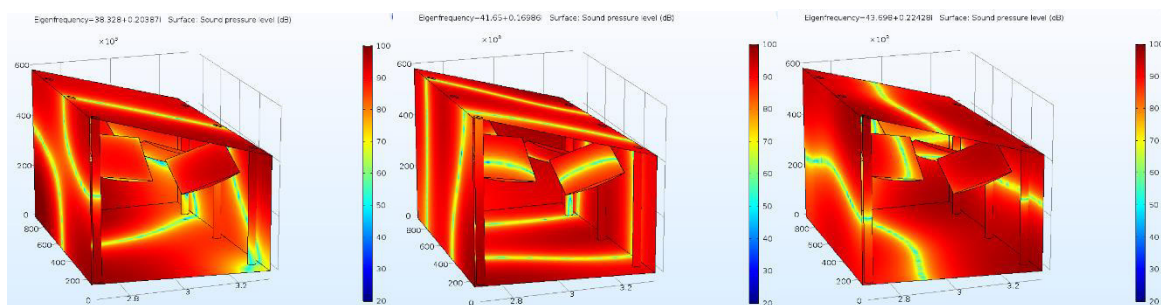


Figura 4.29: Forme modali relative alle frequenze di 38.3 Hz, 41.7 Hz e 43.7 Hz ottenute dall'analisi agli autovalori al FEM.

Ad alta frequenza, la deviazione standard si stabilizza intorno al valore medio unitario, mostrando che anche per frequenze in cui i modi obliqui sono preponderanti, vi è una certa variabilità associata al decadimento modale.

Il tempo di decadimento medio, di figura 4.30, presenta invece un andamento decrescente all'aumentare della banda di terzo di ottava analizzata. Questo andamento è in linea con la considerazione secondo cui a bassa frequenza, l'ambiente è caratterizzato dalla presenza di modi assiali e tangenziali, i quali presentano tempi di decadimento maggiori rispetto ai modi obliqui, che invece si manifestano ad alta frequenza. Le barre di errore riportate si riferiscono ai valori della deviazione standard di figura 4.28, mostrando come all'interno del

singolo terzo, il tempo di decadimento subisca notevoli variazioni, scostandosi fino a 1.5 s dal valore medio per la banda di terzo di ottava dei 80 Hz. Questa variabilità non viene considerata all'interno delle norme di misura del tempo di riverberazione, le quali tengono conto solo della media energetica dei decadimenti entro la banda in frequenza analizzata, perdendo ogni informazione sulla distribuzione del tempo di decadimento all'interno delle frequenze e nello spazio di misura.

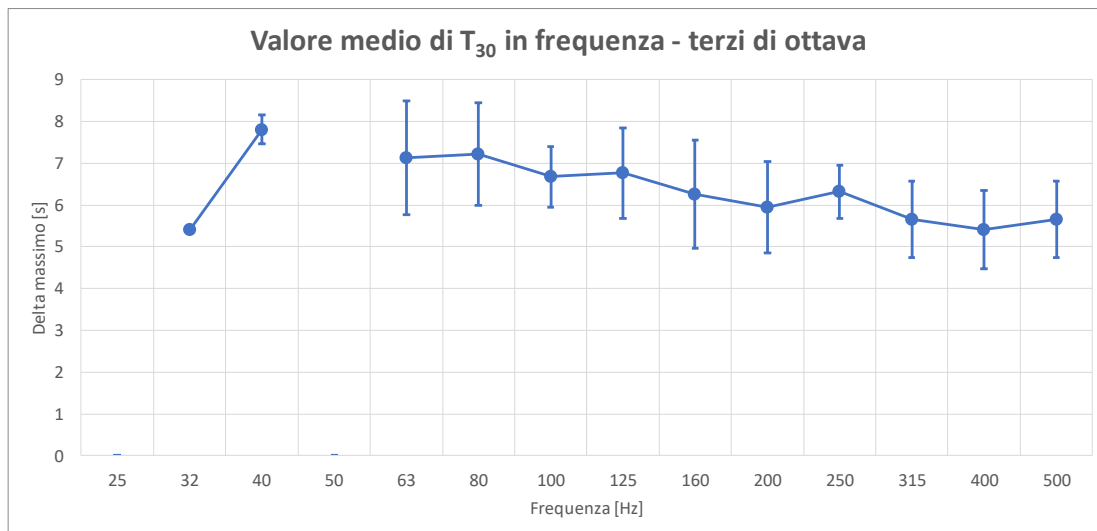


Figura 4.30: Valore medio del tempo di decadimento T_{30} per valori di frequenze adiacenti - tutte le posizioni microfoniche entro il criterio di selezione.

4.2.3. Decadimenti modali – variazione della posizione sorgente

Le stesse analisi condotte per le diverse posizioni microfoniche, vengono ora svolte al variare della posizione sorgente. Lo studio viene eseguito sempre a parità di configurazione della camera riverberante (4 diffusori statici installati), mantenendo costante la posizione microfonica (M01 secondo il setup di misura della UNI EN ISO 354, di figura 3.29), ma considerando la variabilità del tempo di decadimento in base alla posizione sorgente.

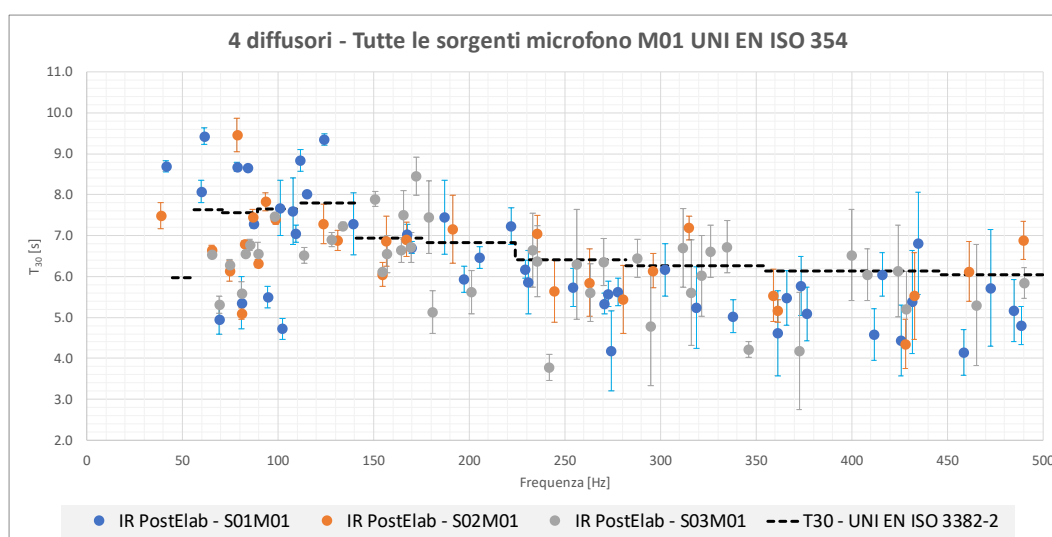


Figura 4.31: Distribuzione in frequenza dei tempi di decadimento relativi alle diverse posizioni sorgente, a parità di configurazione della camera riverberante e di posizione microfonica. Confronto con l'andamento del tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 354.

In figura 4.31 vengono quindi riportati tutti i valori di tempo di decadimento ottenuti alle 3 differenti posizioni sorgenti, i quali ricadono all'interno del criterio di selezione. L'andamento tratteggiato in nero riporta il tempo di riverberazione in banda di terzo di ottava, ottenuto applicando la procedura di calcolo definita nella UNI EN ISO 354.

Tabella 4.8: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava - tutte le frequenze e le posizioni sorgenti rientranti nel criterio di selezione.

Terzi di ottava [Hz]	$\Delta T_{\text{adiacenti}}$ [s]	ΔT_{max} x [s]	Dev.st T_{30} [s]	T_{30} medio [s]	N° frequenze per banda [s]
25	-	-	-	-	-
32	-	-	-	-	-
40	0.8	1.2	0.9	8.1	2.0
50	-	-	-	-	-
63	4.5	4.5	1.7	6.8	6.0
80	4.4	4.4	1.3	6.9	13.0
100	2.9	4.1	1.2	7.0	11.0
125	2.1	2.8	0.9	7.4	8.0
160	1.8	2.4	0.7	7.0	12.0
200	2.3	2.3	0.9	6.6	8.0
250	2.6	3.3	0.8	5.7	17.0
315	2.5	3.0	0.9	5.9	13.0
400	2.7	2.6	0.8	5.4	18.0
500	1.8	3.1	0.8	5.6	21.0

Come per l'analisi effettuata per le posizioni microfoniche, in tabella 4.8 sono riportati i valori di delta massimo, sia per frequenze adiacenti $\Delta T_{\text{adiacenti}}$ che per tutte le frequenze all'interno della banda di terzo di ottava ΔT_{max} , la deviazione standard e la media dei tempi di decadimento, insieme al numero di frequenze presenti all'interno di ogni banda. Si ricorda che la banda relativa ai 50 Hz non viene considerata nella presente analisi, poiché non presenta valori di decadimento che rientrano all'interno del criterio di selezione.

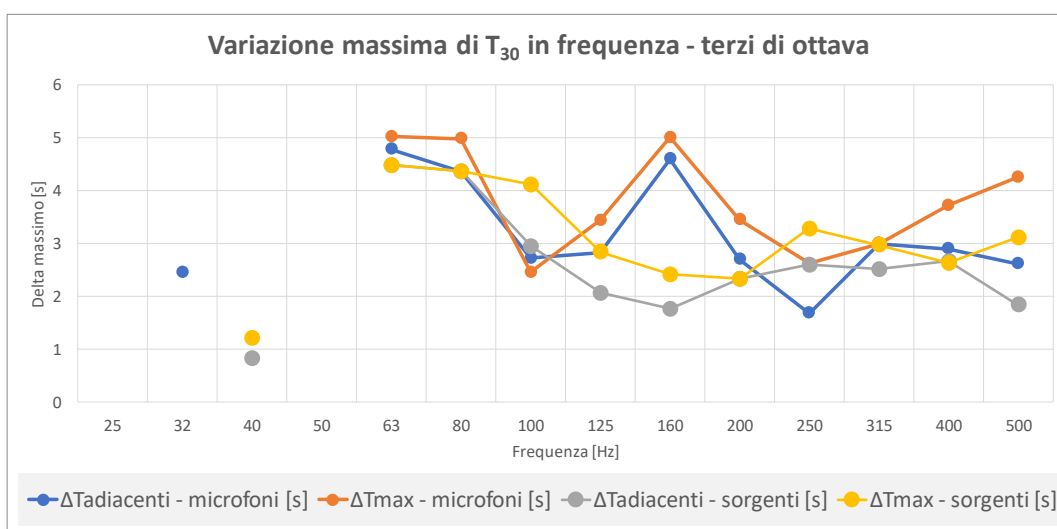


Figura 4.32: Variazione massima del tempo di decadimento T_{30} per valori di frequenze adiacenti e all'interno della singola banda di terzo di ottava - tutte le posizioni sorgente entro il criterio di selezione. Gli andamenti tratteggiati si riferiscono alle analisi condotte al variare della posizione microfonica.

In figura 4.32 vengono riportati i confronti tra le differenze massime del tempo di decadimento valutato per frequenze adiacenti e valutato per tutte le frequenze entro il terzo di ottava, stimati al variare sia delle posizioni microfoniche (andamenti blu e arancione) che delle posizioni sorgenti (andamenti giallo e grigio). Per quanto riguarda il delta tra frequenze

adiacenti, il valore minimo di 0.8 s è associato alla banda dei 40 Hz, mentre il valore massimo pari a 4.5 s, ricade nella banda dei 63 Hz. In maniera analoga si sviluppa l'andamento relativo al delta massimo calcolato all'interno del terzo di ottava, in cui il valore minimo è sempre presente nella banda di 40 Hz, pari a 1.2 s, e il valore massimo nella banda si 63 Hz, pari a 4.5 s. Confrontando le due differenti configurazioni di analisi, sia per le posizioni microfoniche che per le posizioni sorgenti la massima variabilità si ha nella banda dei 63 Hz, banda in frequenza all'interno della quale sono presenti modi caratterizzati da un contributo energetico molto differente tra loro, come mostrato in figura 4.33. La variabilità rispetto alle differenti posizioni sorgente aumenta, rispetto alla configurazione con diverse posizioni microfoniche, per la banda dei 100 Hz e dei 250 Hz, mentre è notevolmente inferiore ai 160 Hz.

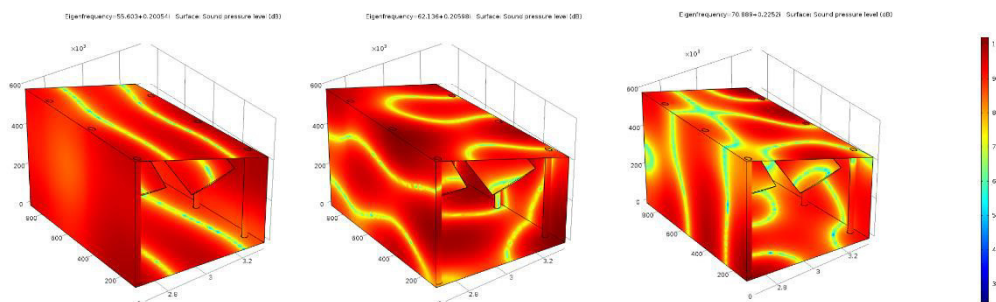


Figura 4.33: Tre forme modali appartenenti alla banda in frequenza dei 63 Hz.

Tabella 4.9: Decadimenti modale relativi alla banda di terzo di ottava dei 63 Hz - analisi al variare della posizione sorgente.

Frequenza [Hz]	T30 [s]	Delta T30 [s]	Lp stazionario [dB]	Delta Lp stazionario [dB]
S01_59.8	8.08	1.35	34.6	2.7
S01_61.3	9.43	2.77	31.9	0.1
S02_65.2	6.65	0.11	32.0	5.2
S03_65.2	6.54	1.59	26.9	6.6
S01_69.1	4.95	0.36	33.4	5.1
S03_69.1	5.31	-	28.4	-
Valore massimo	9.43		34.6	
Valore minimo	4.95		26.9	
Valore medio	6.83		31.2	
T30_SUM	7.72		39.7	
T30_SUM_Tutti i decadimenti	8.43		46.8	

Analizzando le storie temporali dei decadimenti relativi alla banda dei 63 Hz (figura 4.34), si può effettuare la stessa considerazione fatta analizzando le forme modali ottenute al FEM, mostrando come l'elevata variabilità dei tempi di decadimento all'interno della banda in analisi, sia dovuta alla presenza di modi caratterizzati da diverse frequenze e decadimenti, con pendenza variabile. Al variare della posizione sorgente si ha quindi che i modi eccitati non sono i medesimi all'interno dell'ambiente di misura, mostrando una significativa dipendenza rispetto alla collocazione della sorgente stessa: essi variano sia in pendenza, potando a differenti tempi di decadimento modali stimati, che nel valore del livello di pressione sonora in fase stazionaria. Quest'ultima considerazione è ben visibile confrontando i valori di Lp [dB] per la frequenza di 69.1 Hz: a parità di posizione microfonica

indagata, i due decadimenti presentano infatti una variazione del livello sonoro para a 5.1 dB, in linea con la considerazione secondo cui se la sorgente viene avvicinata ad un piano nodale di un modo, in cui si verifica il minimo di pressione sonora, il relativo modo viene eccitato in maniera ridotta.

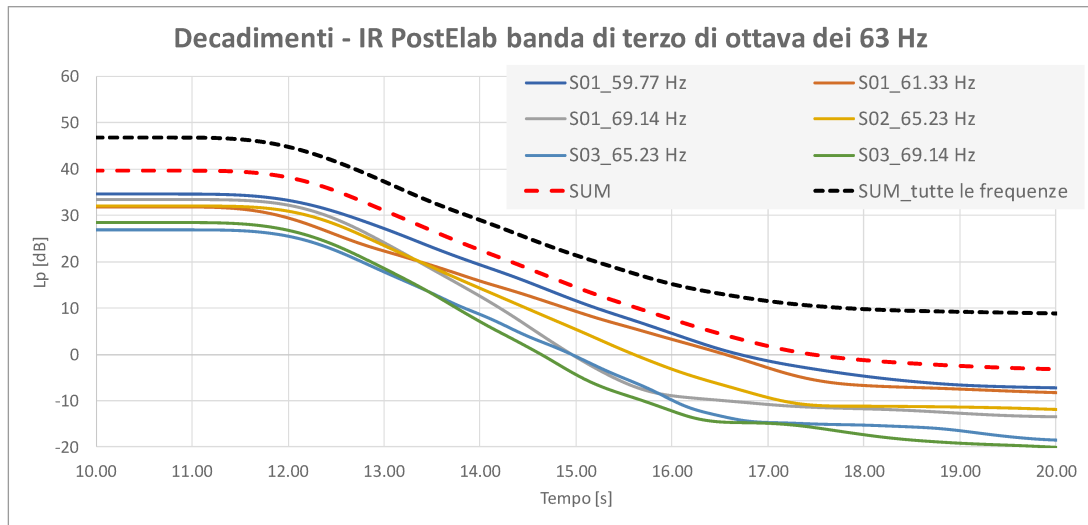


Figura 4.34: Storie temporali dei decadimenti relativi alla banda di terzo di ottava dei 40 Hz - tutte le posizioni sorgenti entro il criterio di selezione.

Se si considera una metodologia che si basa sulla media di tutti i decadimenti, come quella definita nella UNI EN ISO 354, tale dipendenza può portare ad errori nella stima del tempo di decadimento, poiché i modi eccitati dipendono fortemente dalla sorgente scelta. L'utilizzo di diverse sorgenti, porta ad un andamento globale caratterizzato da più pendenze, con conseguente problematica nella stima del corretto tempo di decadimento. Quest'ultima considerazione viene mostrata dal decadimento globale di figura 4.34 (linea tratteggiata nera), che rappresenta la somma energetica di tutti i decadimenti presenti nella banda di terzo di ottava dei 63 Hz, relativi alla posizione microfonica M01 e a tutte le posizioni sorgenti. Tale andamento presenta una pendenza maggiore rispetto alla somma dei soli contributi modali, portando come visibile da tabella 4.9, ad un incremento del T_{30} di 0.71 s. Si ha inoltre che a causa della presenza di decadimenti non lineari o influenzati dal rumore di fondo, la fase finale del decadimento globale tende ad alzarsi, con la conseguente non linearità del decadimento.

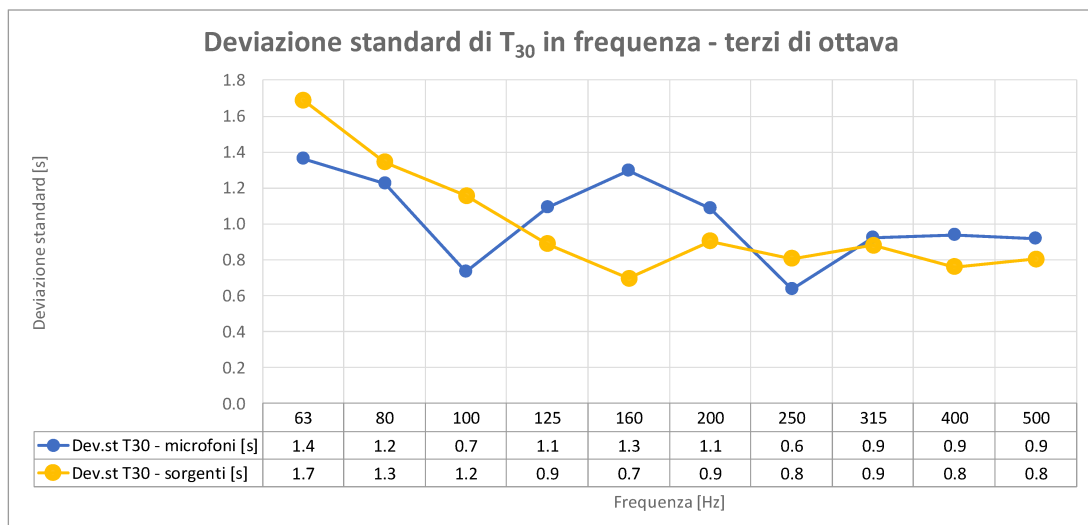


Figura 4.35: Deviazione standard del tempo di decadimento T_{30} per valori di frequenze adiacenti - tutte le posizioni sorgenti entro il criterio di selezione. Gli andamenti tratteggiati si riferiscono alle analisi condotte al variare della posizione microfonica.

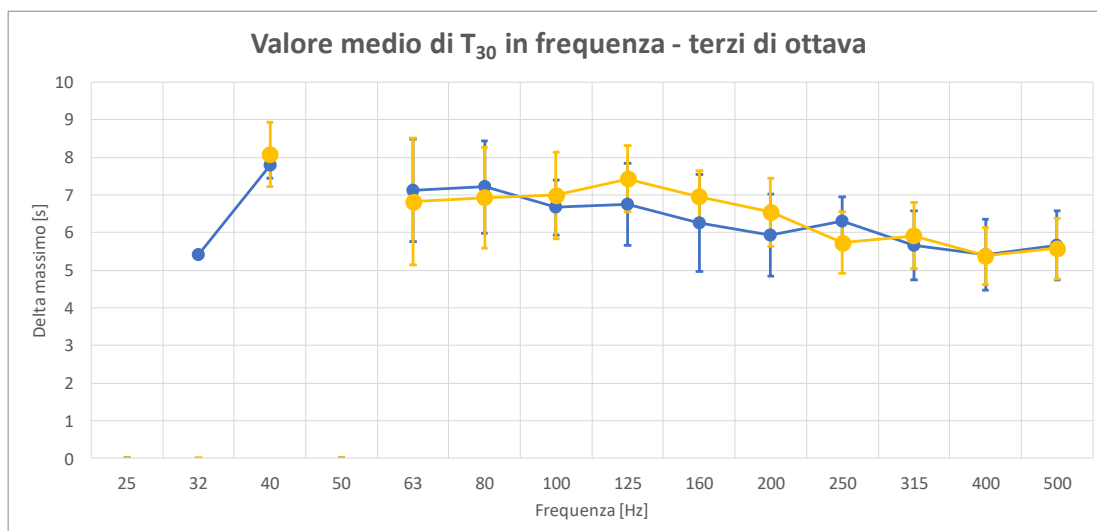


Figura 4.36: Valore medio del tempo di decadimento T_{30} per valori di frequenze adiacenti - tutte le posizioni sorgenti entro il criterio di selezione. Gli andamenti tratteggiati si riferiscono alle analisi condotte al variare della posizione microfonica.

L'andamento della deviazione standard (figura 4.35), calcolata sulle differenti posizioni sorgenti per tutte le frequenze presenti all'interno della banda di terzo di ottava, è caratterizzata da un andamento superiore all'analoga analisi svolta per le diverse posizioni microfoniche (andamento blu) nel range [63 – 100] Hz. A bassa frequenza si riscontra quindi una maggiore variabilità dei tempi di decadimento, rispetto al valore medio, dovuto alla presenza di modi energeticamente più eterogenei. Ad alta frequenza, al di sopra dei 250 Hz, la deviazione standard sembra stabilizzarsi intorno al valore unitario per entrambe le configurazioni, mostrando una ridotta variabilità del T_{30} sia rispetto alla posizione microfonica che sorgente, con una conseguente maggior uniformità del decadimento sonoro, sia al variare della frequenza modale che della coordinata spaziale.

Tabella 4.10: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava – parità di frequenze modale investigata al variare della posizione sorgente.

Terzi di ottava [Hz]	N° di frequenze	Valore medio dei canali	Media T_{30} [s]	Media ΔT_{\max} [s]	Terzi di ottava [Hz]
25	-	-	-	-	-
32	-	-	-	-	-
40	-	-	-	-	-
50	-	-	-	-	-
63	2	2	5.86	0.17	0.24
80	3	2	6.87	0.30	0.48
100	1	2	6.44	0.17	0.24
125	-	-	-	-	-
160	1	2	6.09	0.05	0.07
200	-	-	-	-	-
250	1	2	6.71	0.48	0.68
315	-	-	-	-	-
400	1	2	4.89	0.39	0.55
500	-	-	-	-	-

L'andamento del tempo di decadimento medio, di figura 4.36, conferma ancora una volta la tendenza a diminuire di valore all'aumentare della banda di frequenza, dovuto dalla presenza di modi energeticamente più importanti a bassa frequenza rispetto a quelli a valori superiori

L'analoga analisi a parità di frequenza modale eccitata rispetto alle differenti posizioni sorgente non può essere condotta, a causa della bassa numerosità di posizioni e di bande di terzo di ottava in cui la stessa frequenza viene riscontrata, come mostrato in tabella 4.10. Ancora una volta viene quindi confermato che, al variare della posizione sorgente, i modi eccitati e quindi riscontrati dalla stessa posizione microfonica, sono differenti tra di loro. Non sono presenti frequenze per cui il medesimo decadimento viene valutato su tutte e 3 le posizioni sorgenti utilizzate.

4.2.4. Decadimenti modali – variazione delle combinazioni sorgente-microfono

Le considerazioni finali vengono effettuate analizzando la variabilità del decadimento sonoro, in banda di terzo di ottava, considerando sia tutte le posizioni microfoniche che le posizioni sorgenti, per tutte quelle frequenze che ricadono entro il criterio di selezione (tabella 4.11). In figura 4.37 vengono quindi riportati tutti i valori di tempo di decadimento ottenuti per tutte le combinazioni sorgente-microfono, che ricadono all'interno del criterio di selezione. L'andamento tratteggiato in nero riporta il tempo di riverberazione in banda di terzo di ottava, ottenuto applicando la procedura di calcolo definita nella UNI EN ISO 354.

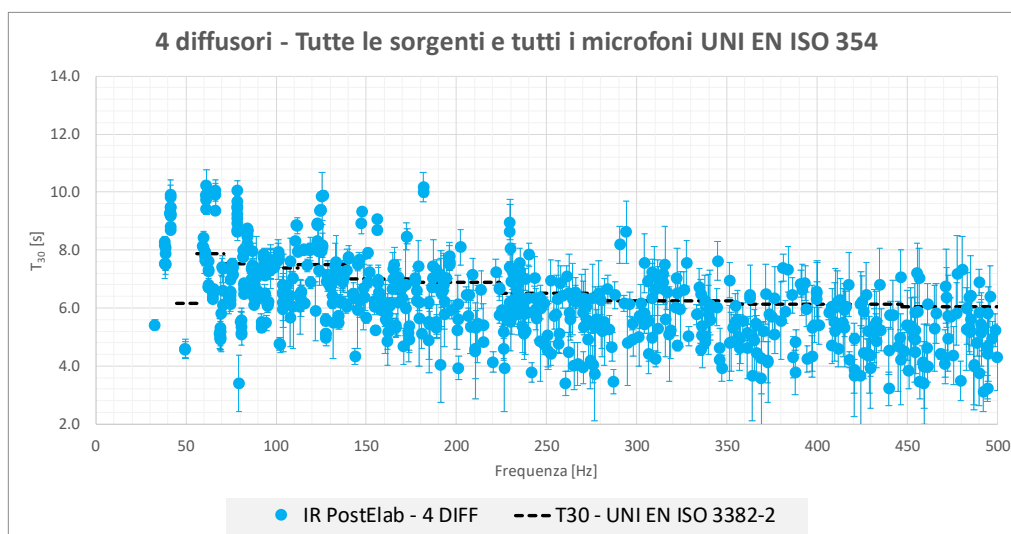


Figura 4.37: Distribuzione in frequenza dei tempi di decadimento relativi alle diverse combinazioni sorgente-microfono, a parità di configurazione della camera riverberante. Confronto con l'andamento del tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 354.

In figura 4.38 viene riportato l'andamento della differenza massima tra i tempi di decadimento, per frequenze adiacenti $\Delta T_{adiacenti}$ in blu e per tutte le frequenze ΔT_{max} entro la banda di terzo di ottava in arancione. Introducendo nell'analisi tutte le posizioni microfoniche e tutte le posizioni sorgente testate, la variabilità spaziale ottenuta sulla stima del tempo di decadimento T_{30} risulta avere un andamento oscillante intorno al valore di 4 s per il $\Delta T_{adiacenti}$ e intorno al valore medio di 5 s per il ΔT_{max} .

Gli andamenti ottenuti a bassa frequenza sono concordi con l'assunzione secondo cui, essendo concentrati in questi valori di frequenza i primi modi della camera, assiali e tangenziali, l'elevata variabilità spaziale deriva dal fatto che i modi individuati presentano

sia orientamento che energia differente, che si traduce in un differente valore di T_{30} . Ad alta frequenza, si ha che questa variabilità non è giustificata dalle ipotesi di ambiente debolmente smorzato: i modi obliqui, caratterizzati dal medesimo coefficiente di smorzamento modale, dovrebbero presentare un tempo di decadimento uguale, con la conseguente ridotta variabilità sia per frequenze adiacenti che all'interno della banda di analisi. L'unica giustificazione a questa elevata variabilità potrebbe risiedere nell'ipotesi effettuata sull'impedenza superficiale caratteristica dell'ambiente di misura. Come mostrato in figura 4.23, a partire dai 125 Hz fino a bande di terzo di ottava superiori, non presenta un andamento costante in frequenza, per cui Z_c non può essere considerata indipendente dalla frequenza.

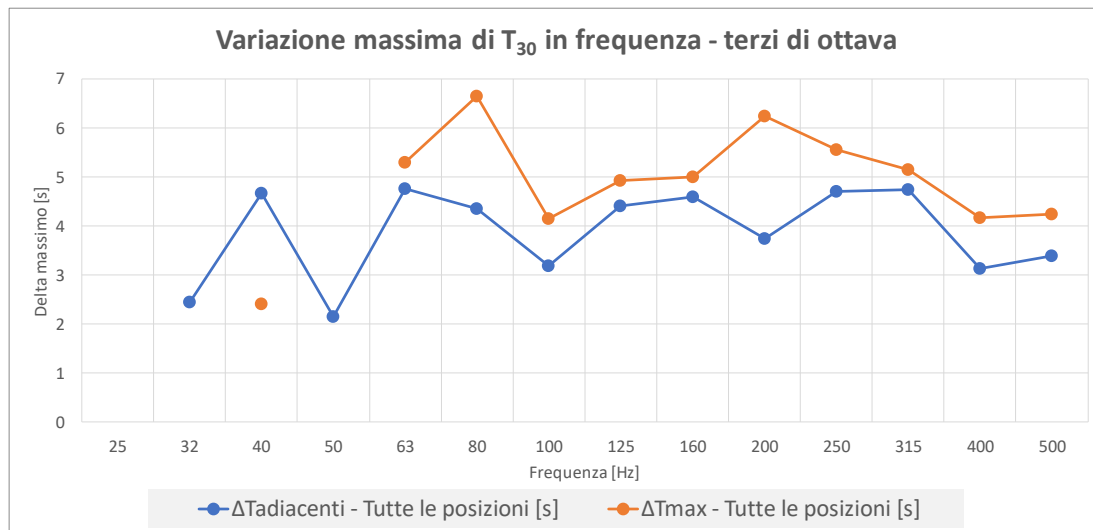


Figura 4.38: Variazione massima del tempo di decadimento T_{30} per valori di frequenze adiacenti e all'interno della singola banda di terzo di ottava - tutte le posizioni sorgenti e microfoniche entro il criterio di selezione.

Tabella 4.11: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava - tutte le frequenze e le combinazioni sorgente-microfono rientranti nel criterio di selezione.

Terzi di ottava [Hz]	$\Delta T_{\text{adiacenti}}$ [s]	ΔT_{max} [s]	Dev.st T_{30} [s]	T_{30} medio [s]	N° frequenze per banda [s]
25	-	-	-	-	-
32	2.4	0.0	-	5.4	1
40	4.7	2.4	0.8	8.7	17
50	2.1	0.0	0.0	4.6	2
63	4.8	5.3	1.6	7.2	42
80	4.4	6.7	1.2	7.3	73
100	3.2	4.1	0.9	6.9	66
125	4.4	4.9	1.1	7.2	78
160	4.6	5.0	1.1	6.5	62
200	3.7	6.2	1.2	6.3	55
250	4.7	5.6	1.1	5.9	88
315	4.7	5.2	1.1	5.9	69
400	3.1	4.2	0.9	5.3	102
500	3.4	4.3	1.0	5.4	113

Per quanto riguarda la deviazione standard e il valore medio di T_{30} , l'andamento globale presenta un trend simile a quelli delle analisi sulle singole posizioni microfoniche e di sorgente. La deviazione standard ha il valore minimo alla frequenza di 40 Hz, pari a 0.8 s, e il massimo, pari a 1.6 s, alla frequenza di centro banda dei 63 Hz, per poi mantenere un andamento costante, oscillante intorno al valore unitario, a partire dai 100 Hz fino a valori

in frequenza superiori. Il valore medio di T_{30} presenta sempre un andamento decrescente all'aumentare delle frequenze di banda di terzo di ottava.

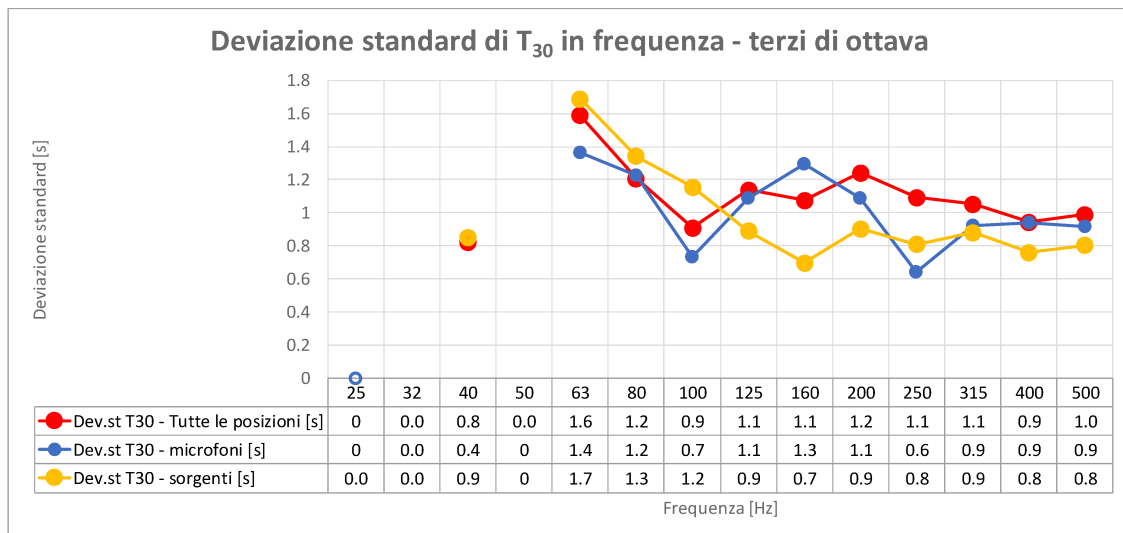


Figura 4.39: Deviazione standard del tempo di decadimento T_{30} per valori di frequenze adiacenti - tutte le posizioni sorgenti e microfoniche entro il criterio di selezione.

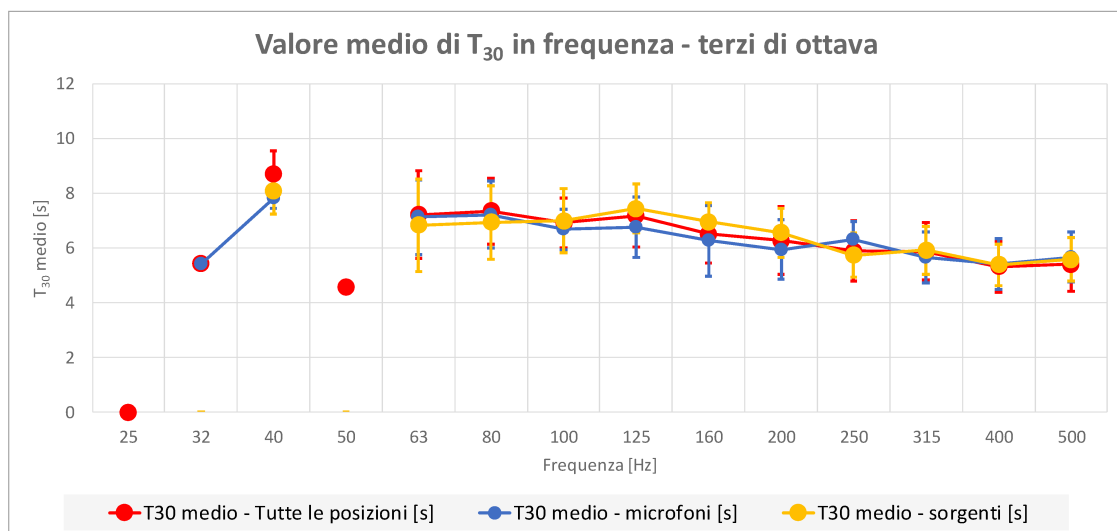


Figura 4.40: Valore medio del tempo di decadimento T_{30} per valori di frequenze adiacenti - tutte le posizioni sorgenti e microfoniche entro il criterio di selezione.

In figura 4.41 viene riportato il conteggio dei modi in banda di terzo di ottava, confrontando le frequenze modali ottenute tramite l'analisi agli autovalori effettuata con il modello analitico e tramite l'applicazione della metodica della post elaborazione della risposta all'impulso. Le considerazioni che possono essere effettuate sono le seguenti:

- Al di sotto dei 40 Hz, la sorgente utilizzata non consente di eccitare in modo sufficientemente energetico i modi dell'ambiente di misura e di conseguenza i primi modi ottenuti nelle bande dei 20 Hz e dei 25 Hz non sono rilevati dalla metodica sperimentale.
- Tra i 40 Hz e i 100 Hz, le due analisi presentano un conteggio dei modi molto simile tra di loro. Il massimo scostamento è presente alla frequenza di 50 Hz, in cui la metodica sperimentale presenta 3 modi in meno rispetto alla numerica.

- Al di sopra dei 100 Hz, la metodica sperimentale presenta un numero di modi individuati molto inferiore rispetto alla metodica analitica. Ciò è dovuto a due differenti fattori. Il primo riguarda l'elevata sovrapposizione modale, per cui i picchi relativi al livello di pressione sonora risultano essere meno separati e indipendenti tra di loro: di conseguenza, la metodica sperimentale individua un minor numero di frequenze modali che ricadono all'interno del criterio di selezione. Il secondo fattore è imputabile alla risoluzione in frequenza degli spettri sperimentali: analizzando gli autovalori ottenuti al FEM, si ha che la differenza tra due frequenze modali adiacenti, risulta essere inferiore alla risoluzione in frequenza utilizzata nell'acquisizione degli spettri sperimentali, con la conseguente perdita di alcuni dei picchi modali.

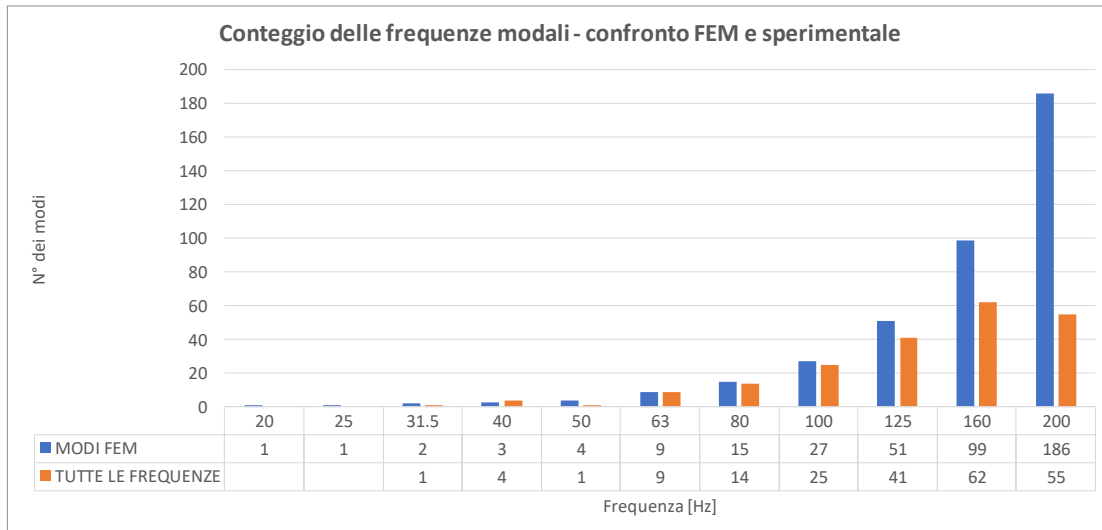


Figura 4.41: Conteggio dei modi in banda di terzo di ottava - confronto tra l'analisi agli autovalori al FEM e la metodica della post elaborazione della risposta all'impulso.

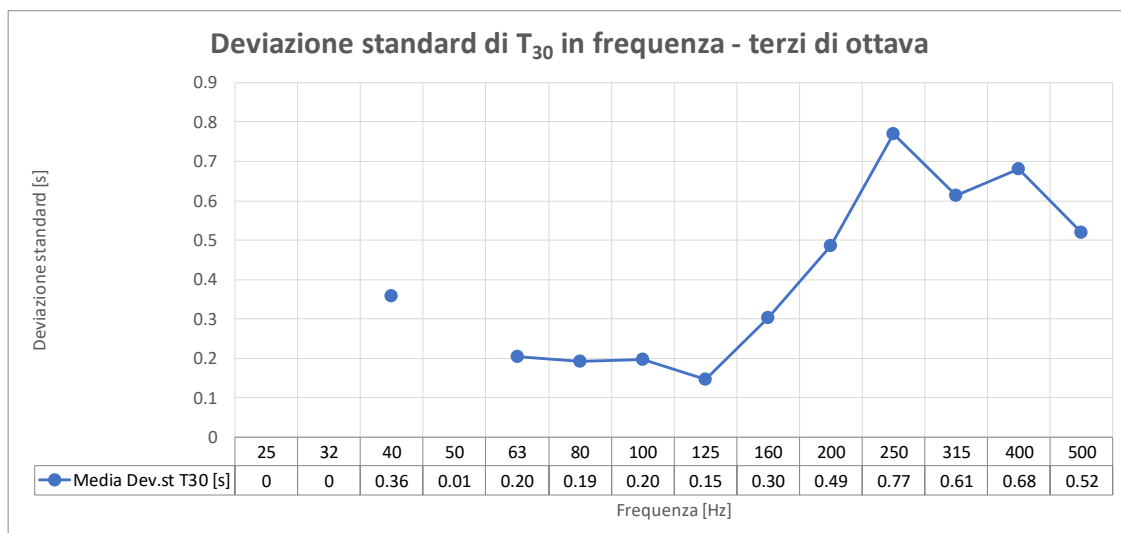


Figura 4.42: Deviazione standard a parità di frequenza di decadimento - tutte le posizioni sorgenti e microfoniche entro il criterio di selezione.

In figura 4.42 viene riportata la deviazione standard calcolata a parità di frequenza modale, rilevata sulle diverse combinazioni sorgenti-microfono che ricadono all'interno del criterio di selezione, mentre in figura 4.43 vengono riportate due grandezze: la prima rappresenta il numero di frequenze modali che sono rilevate su più posizioni all'interno della banda in frequenza analizzata; la seconda rappresenta il numero medio di combinazioni sorgente-microfono che rilevano la stessa frequenza modale. La deviazione standard risulta contenuta in tutto il range in frequenza, visto che il massimo valore è pari a 0.77 s constatato

alla frequenza di 250 Hz. A bassa frequenza, dove sono presenti un numero inferiore di frequenze modali ma, al contempo, sono rilevate su più posizioni all'interno dell'ambiente di misura, la deviazione standard presenta i valori minori. A queste frequenze, vi sono i modi principali della camera e, grazie ad una bassa sovrapposizione modale, sono ben distanziati tra di loro. Lo spettro in frequenza del livello di pressione sonora (figura 4.13) è caratterizzato da picchi nitidi e ben separati tra di loro: i decadimenti modali sono facilmente individuabili e presentano andamenti lineari con pendenza simile (vedi figura 4.44).

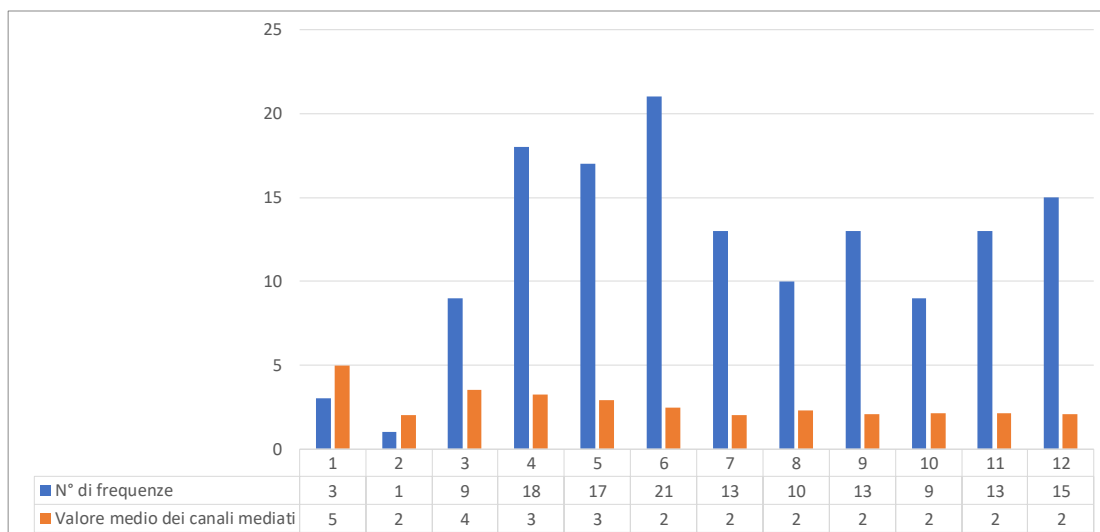


Figura 4.43: Numero di frequenze modali rilevate, all'interno della banda di terzo di ottava, in più posizioni e numero di combinazioni sorgente-microfono che rilevano la medesima frequenza modale - andamento in banda di terzo di ottava.

Tabella 4.12: Tempi di decadimento relativi alla frequenza modale dei 41.41 Hz - 4 diffusori tutte le combinazioni sorgente-microfono.

Frequenza [Hz]	T30 [s]	Delta T30 [s]	Lp stazionario [dB]	Delta Lp stazionario [dB]
S01_M01_41.41	8.69	1.21	39.0	5.9
S01_M02_41.41	9.90	1.10	33.0	7.7
S01_M03_41.41	8.80	0.41	40.8	2.4
S01_M04_41.41	9.21	0.27	38.3	5.4
S01_M05_41.41	9.49	0.31	32.9	4.7
S01_M06_41.41	9.18	0.31	37.6	2.3
S03_M02_41.41	9.49	0.22	35.2	7.7
S03_M03_41.41	9.27	0.55	42.9	3.2
S03_M06_41.41	9.82	-	39.7	-
Valore massimo	9.90		42.9	
Valore minimo	8.69		32.9	
Valore medio	9.31		37.7	
T30_SUM	9.21		48.4	

Ad alta frequenza la variabilità è maggiore. Il numero di modi che si ripetono nella banda di terzo di ottava sono più numerosi rispetto a bassa frequenza, ma essi sono individuabili su un numero ridotto di combinazioni sorgente-microfono. Per quanto riguarda quindi l'analisi a parità di modo eccitato, si ha che ad alta frequenza risulta essere più difficile individuare lo stesso modo all'interno dello spazio di misura: ciò è imputabile sia alla complessa forma

modale che si instaura, sia all'impossibilità di individuare tutti i massimi di pressione sonora all'interno di un ambiente molto esteso, utilizzando un ridotto numero di posizioni microfoniche.

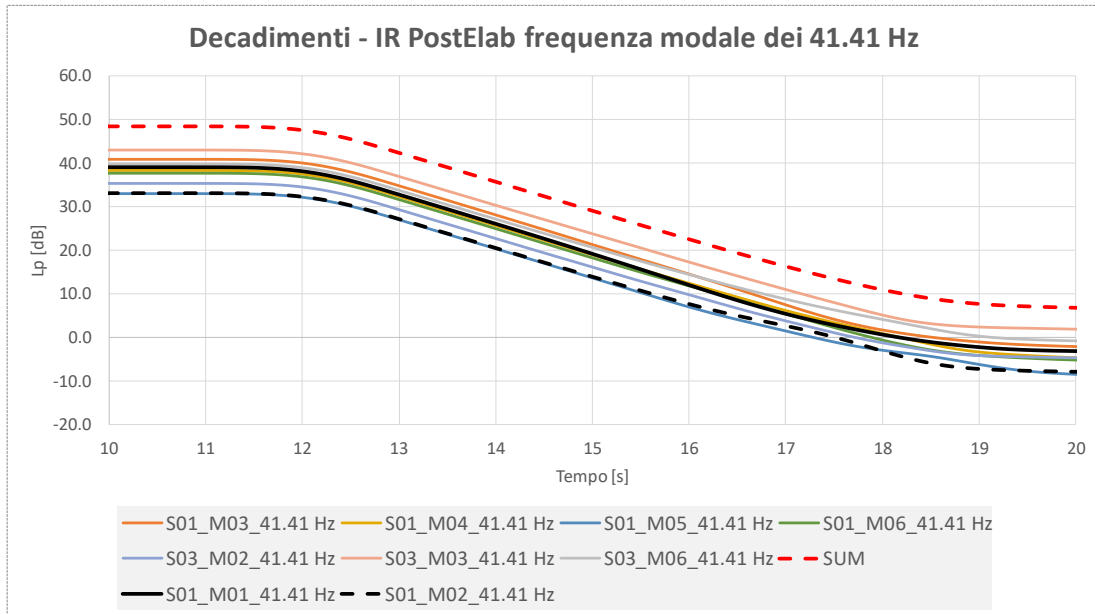


Figura 4.44: Storia temporale dei decadimenti alla frequenza di 41.41 Hz al variare della coppia sorgente-microfono.

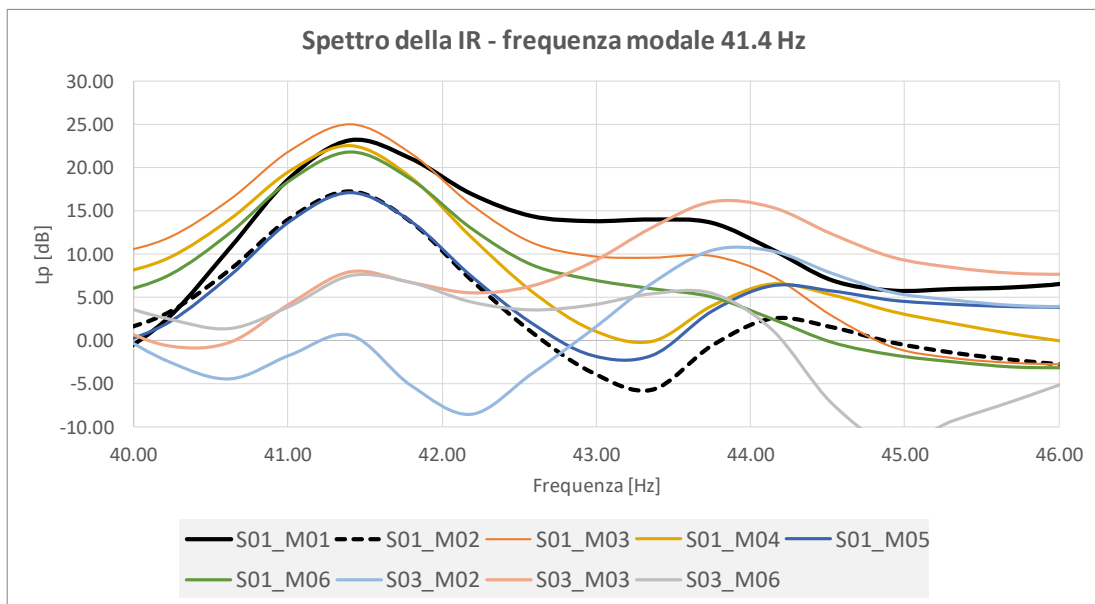


Figura 4.45: Spettro in frequenza della risposta all'impulso - frequenza modale dei 41.41 Hz.

Effettuando un'analisi a parità di frequenza modale, in figura 4.44 vengono riportati gli andamenti relativi alle storie temporali dei decadimenti alla frequenza di 41.41 Hz, caratterizzata da 9 coppie di sorgente-microfono che ricadono entro il criterio di selezione con una variazione di T_{30} pari a 1.21 s. I decadimenti sono tutti caratterizzati da un andamento lineare del livello di energia sonora, in cui la massima variabilità è presentata dai due andamenti in nero (massimo T_{30} per la curva tratteggiata e minimo T_{30} per la curva continua). Come si può notare dalle precedenti analisi condotte a parità di frequenza modale eccitata (figura 4.21 e 4.25) il tempo di decadimento minore è sempre associato al canale microfonico che presenta un livello di pressione sonora in fase stazionaria inferiore. Esaminando lo spettro in frequenza della risposta all'impulso di figura 4.45, vengono

evidenziati allo stesso modo i due andamenti che presentano il massimo e il minimo del tempo di decadimento modale. Si ha che il decadimento che presenta il T_{30} maggiore (S01_M02 linea tratteggiata) è caratterizzato da un'ampiezza inferiore del picco modale, ma risulta essere meno influenzato dal modo adiacente rispetto all'andamento con linea continua (S01_M01). Questo ultimo infatti mostra un picco del livello di pressione sonora con un andamento fortemente asimmetrico: il tempo di decadimento stimato risulta essere inferiore e si scosta maggiormente dal valore medio, calcolato su tutte le combinazioni microfono-sorgente riportate. Viene anche evidenziato il tempo di decadimento ottenuto dalla somma energetica di tutti i decadimenti relativi alla frequenza di 41.41 Hz, caratterizzato da un T_{30} pari a 9.21 s.

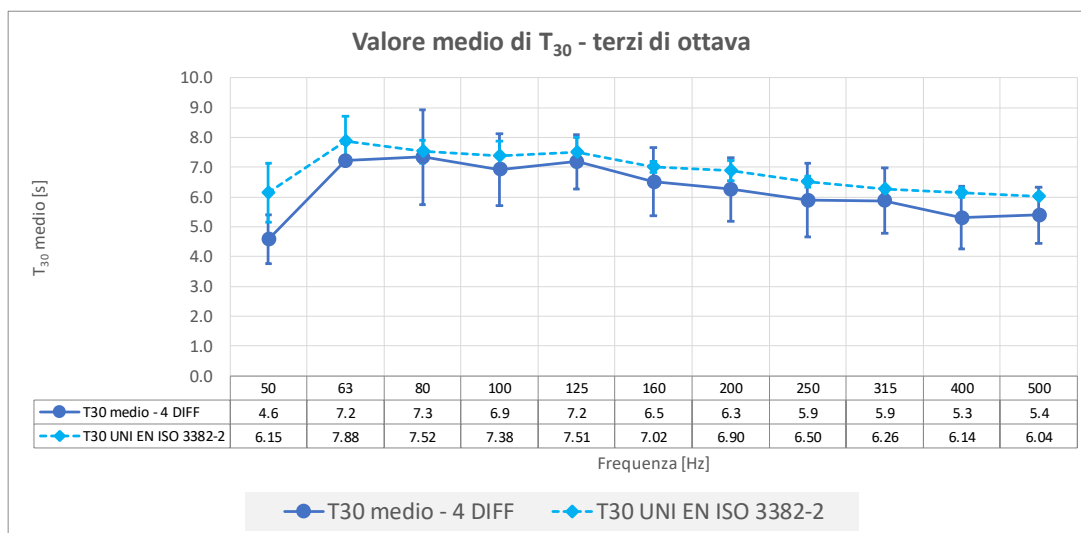


Figura 4.46: Confronto tra il tempo di decadimento modale medio e il tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 3382-2.

In figura 4.46 viene riportato il confronto tra il tempo di decadimento medio e il tempo di riverberazione ottenuto tramite la norma UNIN EN ISO 3382-2. Per entrambi gli andamenti sono riportate le barre di errore ottenute come segue: per la metodica sperimentale, sono i valori della deviazione standard del T_{30} stimata per tutte le frequenze modali entro la banda di terzo di ottava considerata; per la metodica il tempo di riverberazione, sono gli scarti calcolati su tutte le combinazioni sorgente-microfono utilizzate (3 sorgenti e 6 microfoni) e su tutte e 3 le medie effettuate per ogni sorgente.

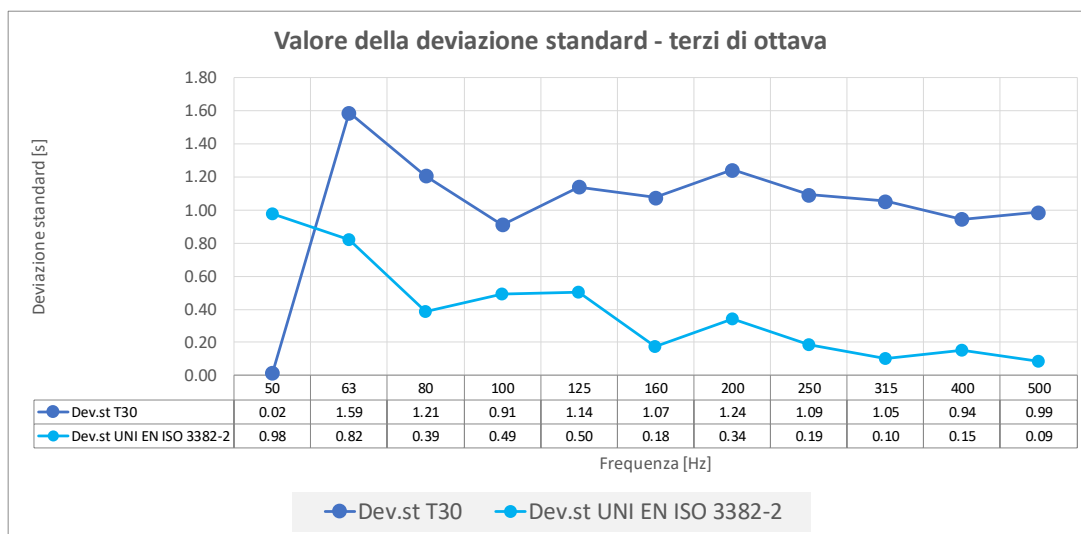


Figura 4.47: Confronto tra la deviazione standard relativa al tempo di decadimento modale medio e al tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 3382-2.

L'andamento ottenuto con la norma UNI EN ISO 3382-2, mostra dei valori superiori a tutte le bande di terzo di ottava, a causa della differenza nel calcolo del valore medio. Lo standard si basa infatti su una media energetica di tutti i decadimenti, in cui i decadimenti caratterizzati da un contributo energetico maggiore, e quindi da un tempo di decadimento più elevato, hanno un peso superiore, a discapito dei decadimenti più rapidi. La metodica sperimentale, si basa invece su una media aritmetica, in cui tutti i decadimenti modali pesano allo stesso modo. Guardando invece la barre di errore, si nota come la norma UNI EN ISO 3382-2 presenti dei valori relativi alla deviazione standard che diminuiscono all'aumentare della frequenza, come mostrato in figura 4.47, tendendo a zero per frequenze superiori ai 250 Hz. Conseguentemente, la metodica utilizzata nello standard non tiene conto della variabilità attribuita al tempo di decadimento, sia in termini di frequenze che ricadono entro il terzo di ottava, che in termini di spazio fisico in cui viene effettuata la misura. A bassa frequenza, la deviazione standard risulta essere ridotta poiché vengono considerati solo i modi energeticamente più influenti, mentre ad alta frequenza, è l'elevato numero di modi mediati che riduce lo scarto associato alla misura.

4.2.5. Decadimenti modali – effetto dei diffusori statici sul decadimento modale

La metodica riguardante la post elaborazione della risposta al impulso, si propone di comprendere come l'installazione dei 4 diffusori statici, qualificati secondo la procedura definita nell'Annesso A della UNI EN ISO 354, agiscano modificando il campo sonoro che si instaura in camera riverberante, in termini sia di frequenze che di comportamento modale (forma modale e decadimento). Si ricorda che i 4 diffusori statici sono stati dimensionati in modo tale da agire a partire dagli 80 Hz fino a frequenze superiori. Per effettuare questa valutazione, le precedenti analisi riguardanti la variabilità dei tempi di decadimento, vengono ora svolte sulle 2 configurazioni della camera di prova: camera riverberante in assenza di elementi diffondenti (SENZA DIFFUSORI) e camera riverberante con i 4 diffusori statici, descritti in paragrafo 2.3.3, appesi al soffitto (4 DIFFUSORI).

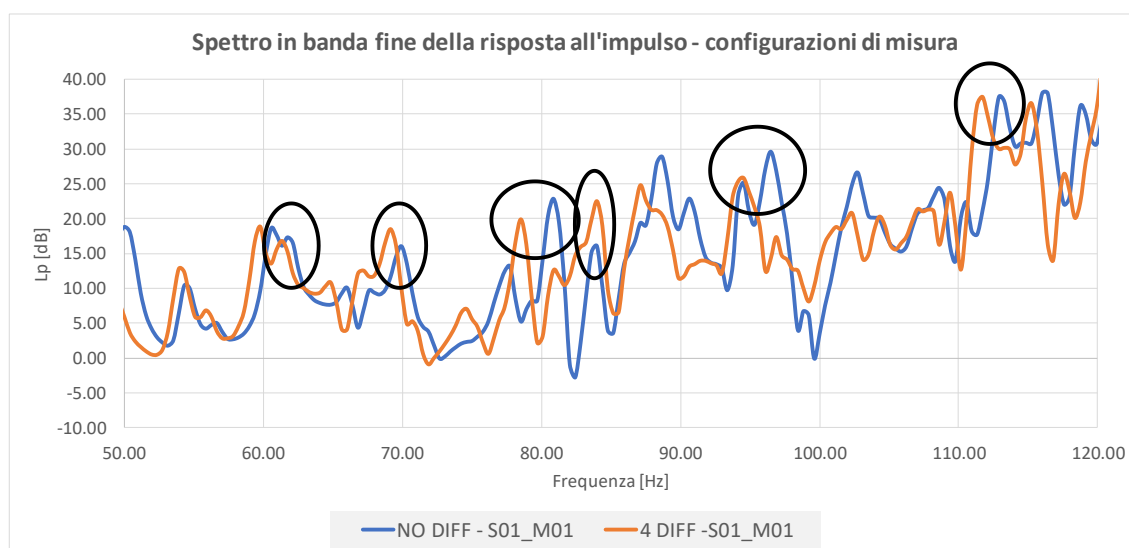


Figura 4.48: Andamento dello spettro in banda fine della risposta all'impulso – confronto tra le diverse configurazioni della camera riverberante.

Per prima cosa viene riportato uno zoom dello spettro in banda fine (figura 4.48), nel range [50 – 120] Hz, relativo alla risposta all'impulso delle due configurazioni, a parità sia di posizione sorgente (S01 della UNI EN ISO 354) che microfonica (microfono M01 della UNI EN ISO 354). Gli andamenti mostrano come all'aumentare del numero di diffusori, vi sia

uno shift delle frequenze dei modi propri dell'ambiente di misura. Per quanto riguarda i picchi modali, essi invece presentano un'ampiezza pressoché invariata per tutte e due le configurazioni di indagine.

In figura 4.49 vengono riportate tutte le frequenze che ricadono all'interno del criterio di selezione a parità di posizione sorgente (S01 della UNI EN ISO 354) e di posizione microfonica (M01 della UNI EN ISO 3549), confrontando le due configurazioni della camera riverberante, quindi in assenza e in presenza dei diffusori installati. Per comprendere meglio che cosa succede a parità di frequenza analizzata, viene riportato in figura 4.50 uno zoom di figura 4.49, all'interno del range [50 – 120] Hz. Le frequenze che vengono evidenziate e che sono mostrate anche dall'analisi dei picchi modali di figura 4.48, si riferiscono ai tempi di decadimento ottenuti a parità di modo indagato. I dati riportati in tabella 4.13 sono relativi alle frequenze modali e ai corrispettivi tempi di decadimento dei modi sopra evidenziati: ogni riga riporta i valori delle due configurazioni di indagine a parità di modo eccitato (si ricorda che tra le due configurazioni è presente uno shift in frequenza e che i modi, ad eccezione per quello alla frequenza dei 83.98 Hz, non coincidono).

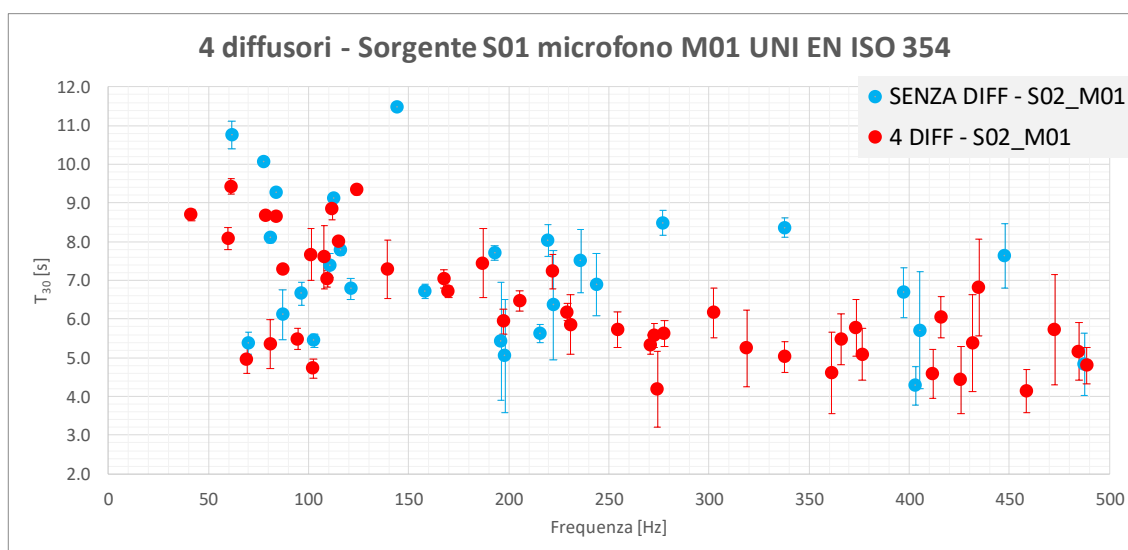


Figura 4.49: Storie temporali dei decadimenti per la posizioni sorgente S01 e la posizione microfonica M01 - confronto al variare della configurazione della camera riverberante.

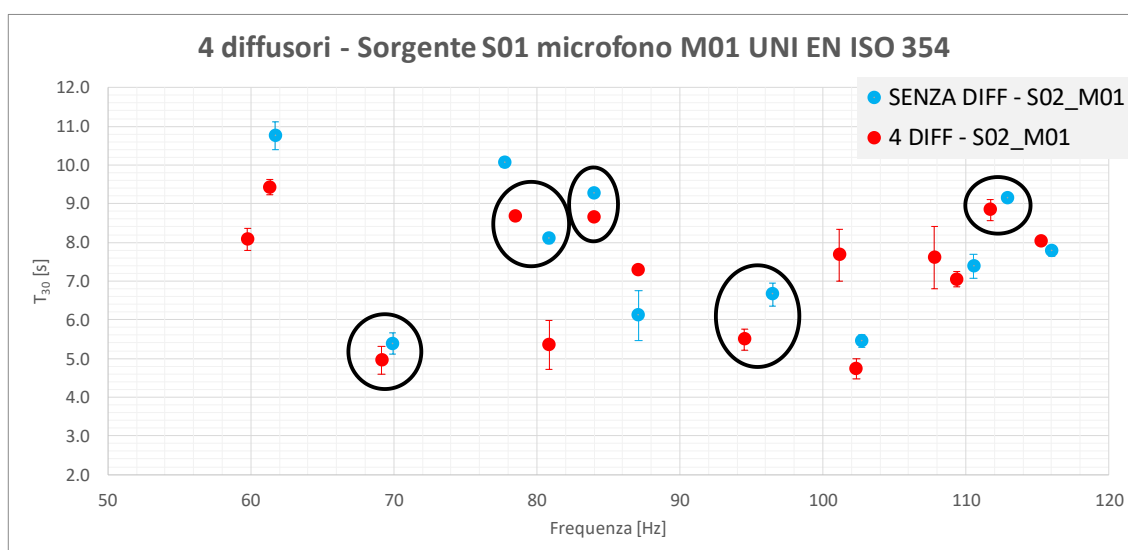


Figura 4.50: Storia temporale dei decadimenti Storie temporali dei decadimenti per la posizioni sorgente S01 e la posizione microfonica M01 - confronto al variare della configurazione della camera riverberante. Zoom nelle range in frequenza [40 – 120] Hz.

Tabella 4.13: Frequenze entro il criterio di selezione - range [20 - 120] Hz.

4 DIFF - S01_M01		SENZA DIFF - S01_M01	
Frequenza [Hz]	T ₃₀	Frequenza [Hz]	T ₃₀
61.33	9.43	61.72	10.76
69.14	4.95	69.92	5.38
78.52	8.67	80.86	8.10
83.98	8.65	83.98	9.27
94.53	5.49	96.48	6.66
111.72	8.84	112.89	9.13

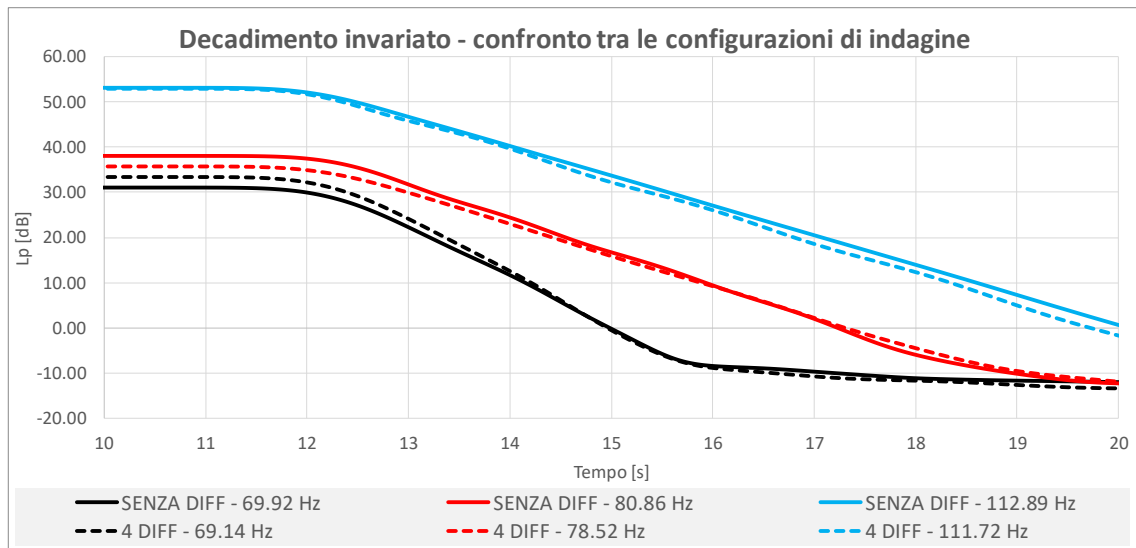


Figura 4.51: Storie temporali dei decadimenti relativi alle frequenze invariate dopo l'introduzione dei 4 diffusori statici - analisi a parità di modo eccitato.

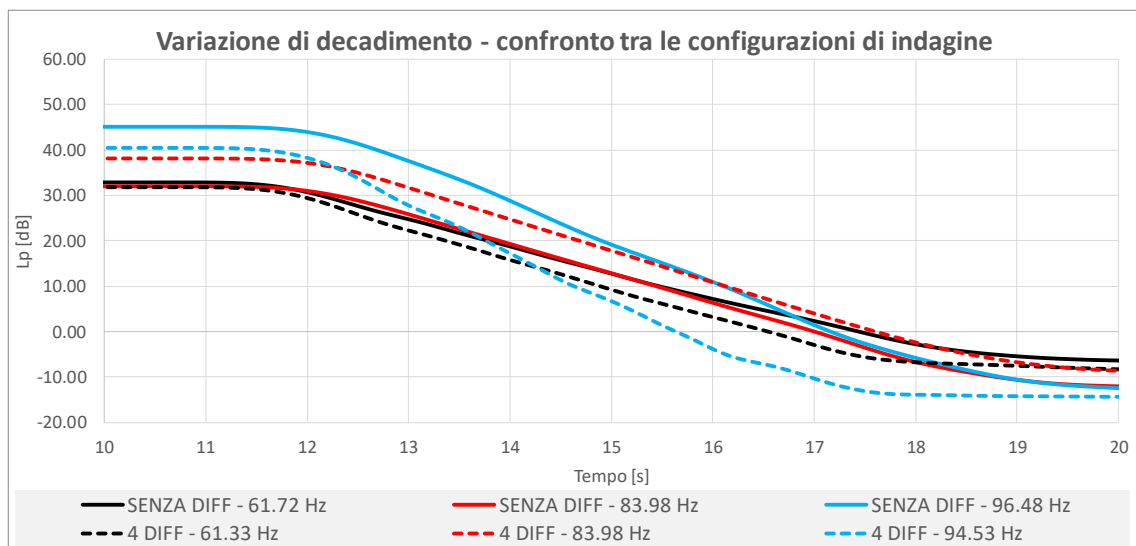


Figura 4.52: Storie temporali dei decadimenti relativi alle frequenze influenzate dall'introduzione dei 4 diffusori statici - analisi a parità di modo eccitato.

Dei suddetti modi vengono riportati i decadimenti temporali ottenuti tramite l'applicazione della metodica della post elaborazione della risposta all'impulso: in figura 4.51 vengono riportate le frequenze modali che non subiscono una variazione rispetto all'introduzione dei

diffusori statiti, mostrando come sia la pendenza che il livello in fase stazionaria rimanga immutato. In figura 4.52 vengono invece riportati i decadimenti relativi alle frequenze che risento dell'introduzione dei diffusori statici, mostrando, contrariamente a figura 4.51, una variabilità sia di pendenza del decadimento che di livello in fase stazionaria. Per comprendere cosa accade dopo l'inserimento dei 4 diffusori statici, vengono mostrate le forme modali ottenute al FEM (figura 4.53, 4.54 e 4.55) delle 3 frequenze che mostrano una variazione di pendenza in figura 4.52, riportando in tabella 4.14 le relative frequenze ottenute sperimentalmente e al FEM: i valori relativi alle due metodiche di indagine non sono coincidenti ma presentano delle variazioni.

In figura 4.53, 4.54 e 4.55 vengono riportate le forme modali, sia in 3D che rispetto alla vista in pianta, relative ai 14°, 29° e 42° modo ottenute dall'analisi agli autovalori al FEM, sia per la configurazione senza diffusori statici che per la configurazione con 4 diffusori statici. Le frequenze risultano essere associate al modo più vicino al valore sperimentale di tabella 4.14. In questo caso si può vedere l'influenza dei diffusori statici: analizzando la forma modale relativa al 16° modo di figura 4.53, che rappresenta delle tre frequenze analizzate quella più eclatante, si nota come i piani nodali vengano riorientati dalla presenza dei 4 diffusori, ottenendo quindi un modo più complesso. Ciò giustifica di conseguenza anche la diminuzione del tempo di decadimento associato: il modo assiale, che si manifesta in assenza dei diffusori è infatti caratterizzato da un minor numero di riflessioni lungo il suo cammino, rispetto al modo obliquo generato dai 4 diffusori statici che presenta una conseguente diminuzione del tempo di decadimento. Anche per le frequenze di figura 4.54 e 4.55, si nota una tendenza dei 4 diffusori a distorcere le curve nodali, rendendo il modo più complesso, dimostrato anche in queste due casistiche dalla riduzione del tempo di decadimento associato.

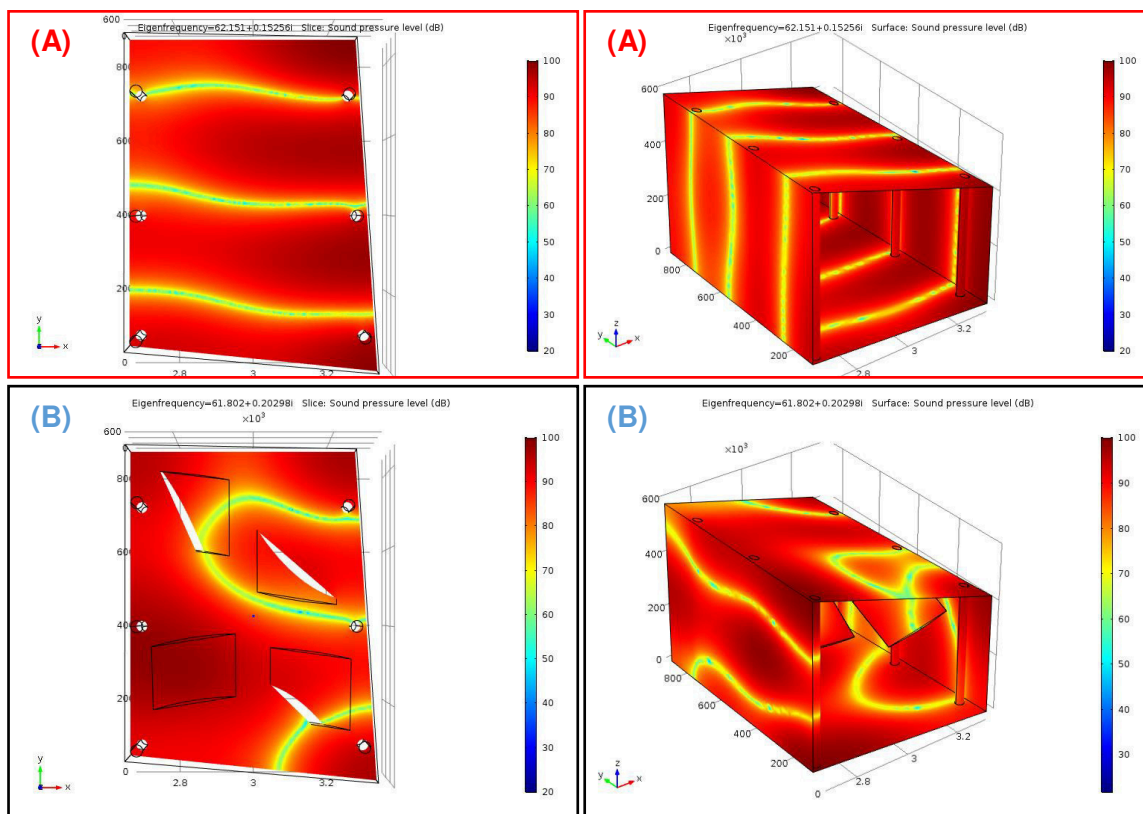


Figura 4.53: Forme modali ottenute al FEM - confronto tra camera riverberante vuota (A - 62.15 Hz) e con 4 diffusori statici (B - 61.80 Hz) a parità di modo eccitato.

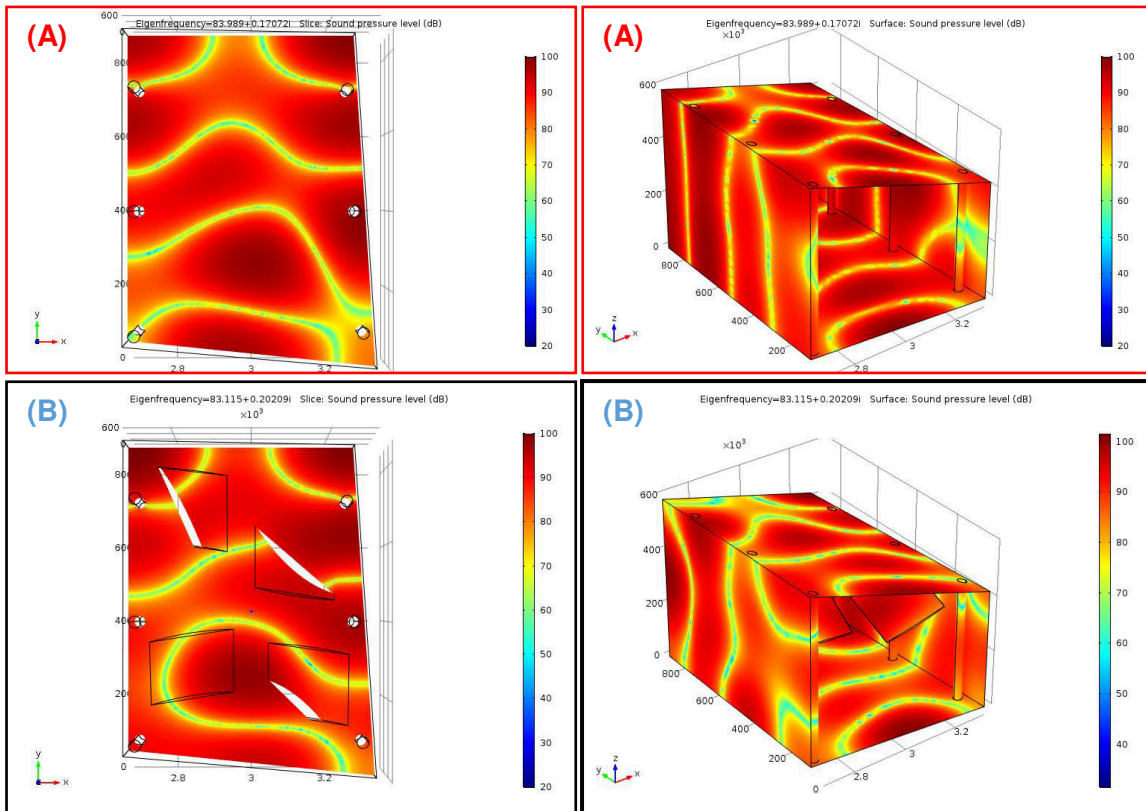


Figura 4.54: Forme modali ottenute al FEM - confronto tra camera riverberante vuota (A - 83.99 Hz) e con 4 diffusori statici (B - 83.12 Hz) a parità di modo eccitato.

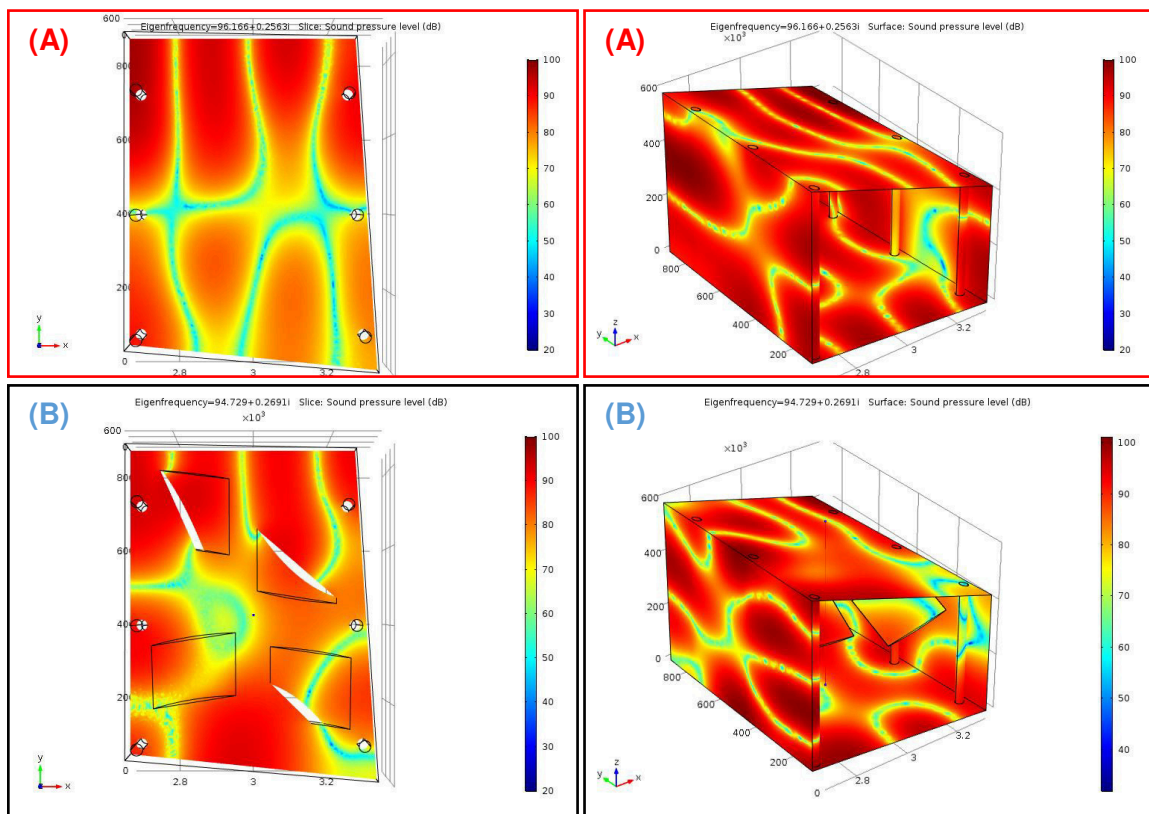


Figura 4.55: Forme modali ottenute al FEM - confronto tra camera riverberante vuota (A - 96.17 Hz) e con 4 diffusori statici (B - 94.73 Hz) a parità di modo eccitato.

Tabella 4.14: Tempo di decadimento e livello di pressione sonora in fase stazionaria a parità di modo eccitato - confronto tra la configurazione con 4 diffusori statici e senza diffusori.

	4 DIFFUSORI			SENZA DIFFUSORI		
	Frequenze [Hz]	T ₃₀ [s]	Lp stazionario [dB]	Frequenze [Hz]	T ₃₀ [s]	Lp stazionario [dB]
IR Post_Elab	61.33	9.43	31.9	61.72	10.76	32.8
	83.98	8.65	38.2	83.98	9.27	32.0
	94.53	5.49	40.5	96.48	6.66	45.0
FEM	61.80			62.15		
	83.11			83.99		
	94.73			96.17		

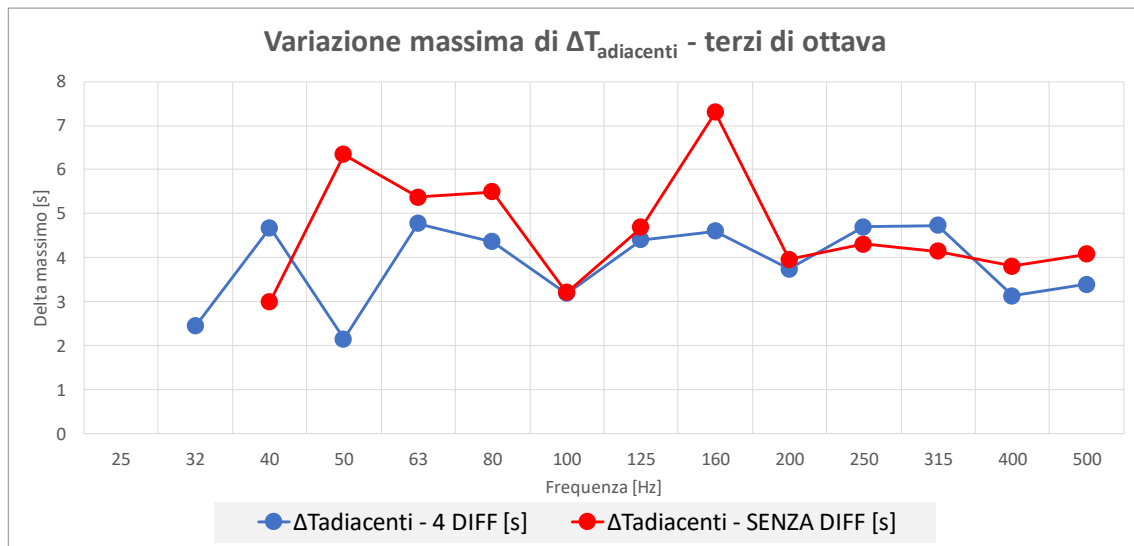


Figura 4.56: Variazione del tempo di decadimento per valori di frequenze adiacenti - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della post elaborazione della risposta all'impulso.

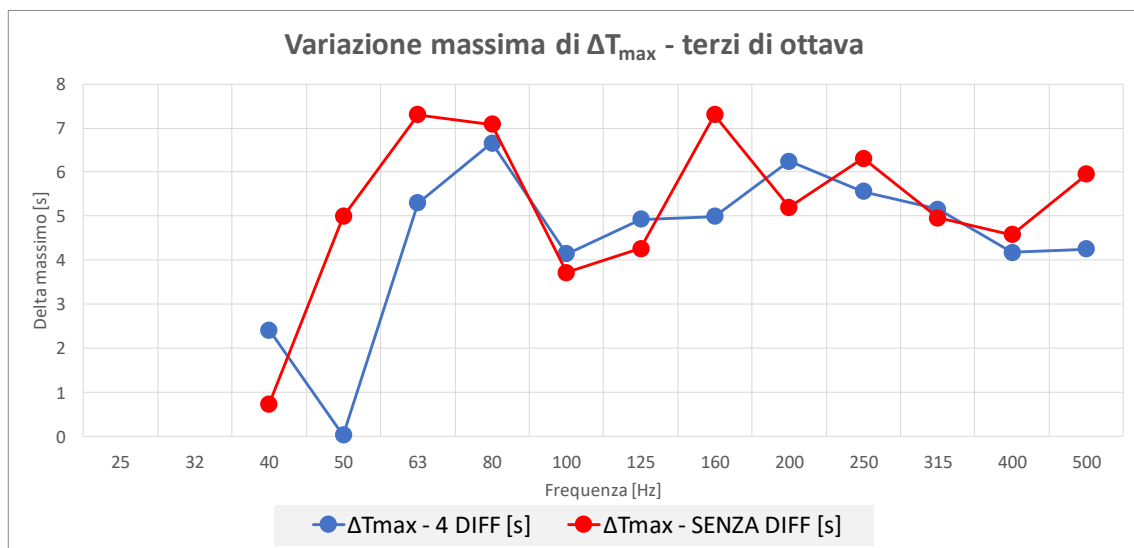


Figura 4.57: Variazione del tempo di decadimento all'interno della banda di terzo di ottava - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della post elaborazione della risposta all'impulso.

Dopo aver valutato puntualmente l'influenza dei diffusori statici e quindi valutato la singola frequenza modale, l'analisi viene ora effettuata confrontando le due configurazioni di misura in bande di terzo di ottava, considerando il comportamento dei decadimenti modali per tutte le combinazioni sorgente-microfono. In tabella 4.15 sono riportate le grandezze stimate utilizzando il tempo di decadimento T_{30} e descritte nei precedenti studi: la differenza massima presente tra frequenze adiacenti $\Delta T_{adiacenti}$; la differenza massima ΔT_{max} presente tra tutte le frequenze costituenti una banda di terzo di ottava; la deviazione standard e il tempo di decadimento medio; il numero di frequenze presenti nella banda indagata e che ricadono all'interno del criterio di selezione.

Tabella 4.15: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava – confronto al variare della configurazione della camera riverberante. Metodo di indagine della post elaborazione della risposta all'impulso. Le grandezze si riferiscono a tutte le frequenze che ricadono entro il criterio di selezione (comprendono sia le posizioni microfoniche che le posizioni sorgente).

Terzi di ottava [Hz]	$\Delta T_{adiacenti}$ [s]	ΔT_{max} [s]	Dev.st T_{30} [s]	T_{30} medio [s]	N° frequenze per banda [s]
4 DIFFUSORI					
25	-	-	-	-	-
32	2.45	0.00	-	5.42	1
40	4.68	2.41	0.82	8.71	17
50	2.15	0.03	0.02	4.58	2
63	4.77	5.30	1.59	7.22	42
80	4.36	6.66	1.21	7.34	73
100	3.18	4.15	0.91	6.92	66
125	4.40	4.93	1.14	7.18	78
160	4.60	5.00	1.07	6.51	62
200	3.74	6.24	1.24	6.26	55
250	4.70	5.56	1.09	5.89	88
315	4.74	5.16	1.05	5.87	69
400	3.13	4.18	0.94	5.31	102
500	3.39	4.25	0.99	5.39	113
SENZA DIFFUSORI					
25	-	-	-	-	-
32	-	-	-	-	-
40	3.00	0.74	0.31	9.53	6
50	6.34	4.99	3.53	8.84	2
63	5.38	7.30	2.39	9.09	36
80	5.49	7.08	1.61	7.97	57
100	3.21	3.72	0.80	6.75	59
125	4.69	4.26	0.97	7.48	70
160	7.30	7.30	1.73	7.19	69
200	3.95	5.19	1.04	6.79	64
250	4.31	6.31	1.21	6.77	58
315	4.14	4.96	1.17	6.86	65
400	3.80	4.58	1.13	6.24	63
500	4.08	5.95	1.29	6.80	80

In figura 4.56 viene riportato l'andamento relativo alla massima variabilità del tempo di decadimento calcolato per frequenze adiacenti $\Delta T_{adiacenti}$. La configurazione con i 4 diffusori statici presenta una variabilità inferiore nel range in frequenza [50 – 200] Hz, che può essere considerata come una tendenza a rendere maggiormente obliqui i modi che si instaurano e, di conseguenza, ad avvicinare il tempo di decadimento tra le diverse frequenze che ricadono nella banda di indagine. I diffusori sembrano quindi cominciare ad agire a partire dalla banda in frequenza dei 50 Hz, nonostante da letteratura fosse stata stimata come frequenza minima quella degli 80 Hz, mentre risultano inefficaci all'interno della banda dei 40 Hz. Si nota però che, rispetto alla configurazione a camera vuota, nella configurazione con 4 diffusori il numero di modi individuati nella banda dei 40 Hz è numericamente inferiore. A partire dai 250 Hz, le due configurazioni non mostrano invece sostanziali differenze.

Un andamento analogo viene mostrato in figura 4.57 dove sono riportati i dati relativi alla massima variabilità presente tra tutte le frequenze nella banda di terzo di ottava. Anche in questo caso si nota una maggiore uniformità del tempo di decadimento modale per la configurazione con i 4 diffusori, all'interno del range in frequenza [50 – 80] e alla frequenza dei 160 Hz. Per le restanti bande di terzo di ottava, i due andamenti presentano dei valori paragonabili. Guardando l'andamento complessivo, si nota ancora una volta come la variabilità per le frequenze superiori, quindi relativi alla banda dei 400 Hz e dei 500 Hz, sia molto elevata, mostrando differenze fino a 4 s, (figura 4.56), in un range in frequenza in cui sono numericamente superiori i modi obliqui.

In figura 4.58 viene mostrato l'istogramma relativo al conteggio dei modi in banda di terzo di ottava, effettuato sia per entrambe le configurazioni di misura, a camera vuota e con 4 diffusori statici, sia confrontando le due metodiche di analisi, una relativa alla metodica sperimentale della post elaborazione della risposta all'impulso, una relativa al modello numerico agli elementi finiti. Rispetto all'analisi agli autovalori effettuata al FEM, la metodica sperimentale rileva un numero di modi che sono paragonabili all'analisi numerica nel range in frequenza [50 – 100] Hz, per entrambe le configurazioni di misura. A frequenze inferiori, l'analisi sperimentale non è estendibile a causa dell'impossibilità della sorgente sonora ad eccitare in modo sufficientemente energetico i modi, mentre ad alta frequenza il numero di modi determinati dal FEM risulta essere numericamente superiore. Ad alta frequenza, la presenza di un elevato numero di modi come mostrato da figura 4.28, porta ad avere una sovrapposizione modale tale per cui i picchi del livello di pressione sonora sono meno pronunciati e, di conseguenza, i decadimenti rientranti nel criterio sono minori. Un buon accordo tra le due metodiche di indagine è presente anche nella banda dei 100 Hz per la configurazione con 4 diffusori statici, mentre per la configurazione a camera vuota, la metodica sperimentale rileva un numero di modi inferiore.

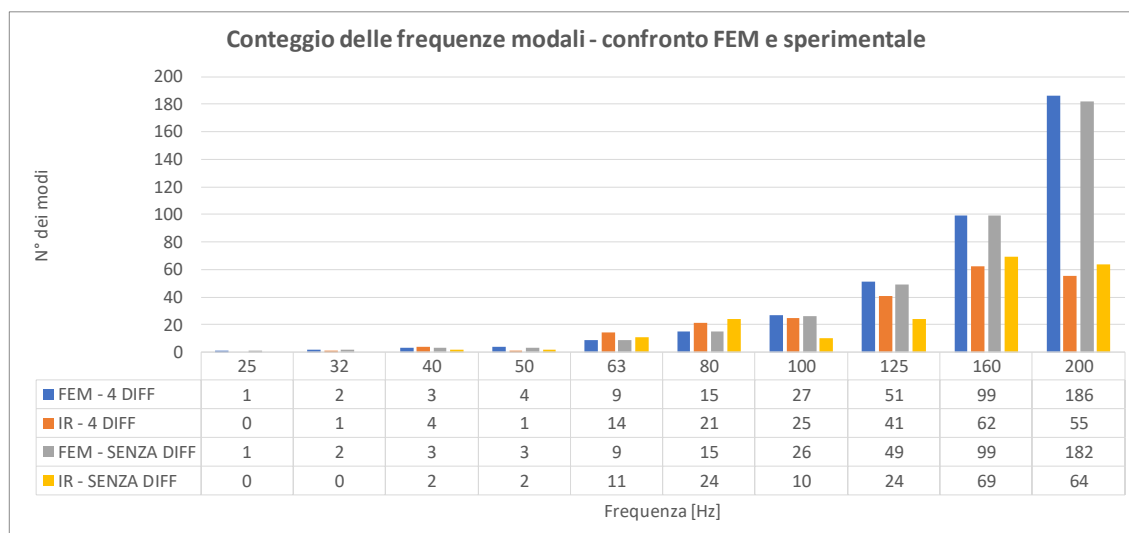


Figura 4.58: Numero dei decadimenti che ricadono nel criterio di selezione - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della post elaborazione della risposta all'impulso.

Infine vengono riportati gli andamenti relativi sia alla deviazione standard (figura 4.59) che al tempo di decadimento medio (figura 4.60), calcolati su tutte le combinazioni sorgente-microfono. La variabilità dei tempi di decadimento rispetto al valore medio, risulta essere peggiore in assenza di diffusori per le frequenze nel range [50 – 80] Hz, in cui si ha un andamento della deviazione standard con valori superiori rispetto all'altra configurazione. Di conseguenza, in queste bande di frequenza, si ha una maggiore dispersione dei tempi di decadimento, unitamente al fatto che si ha la massima differenza sia tra i valori estremi che per frequenze adiacenti come mostrato in figura 4.56 e 4.57.

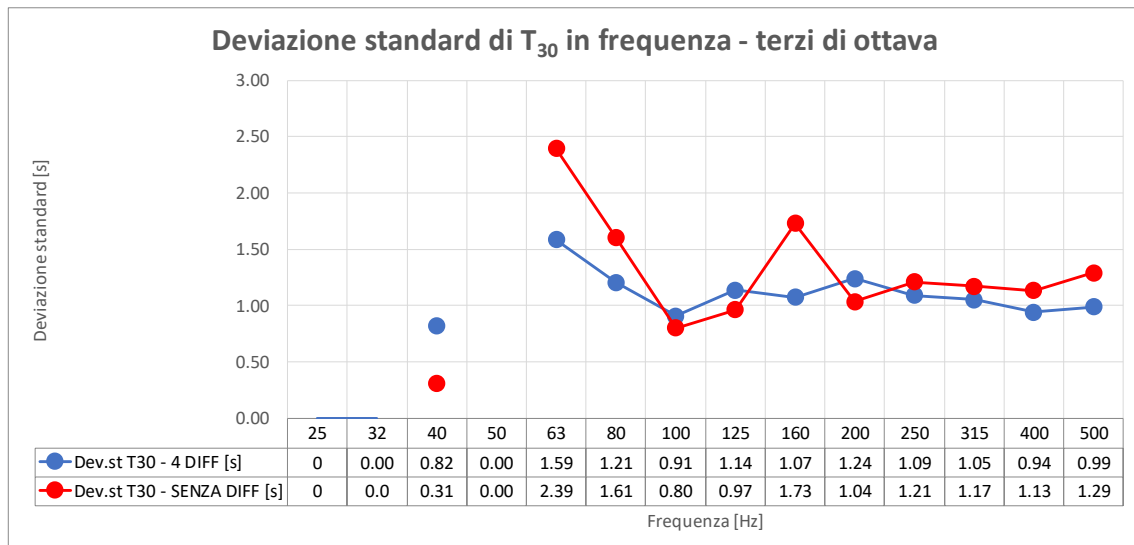


Figura 4.59. Andamento della deviazione standard all'interno in banda di terzo di ottava - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della post elaborazione della risposta all'impulso.

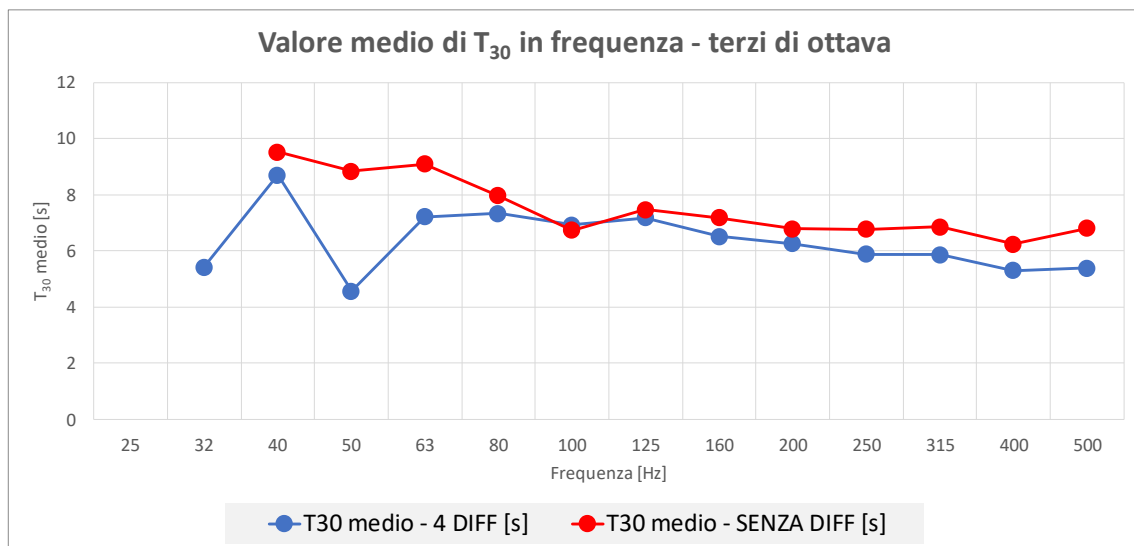


Figura 4.60. Andamento del tempo di decadimento medio all'interno in banda di terzo di ottava - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della post elaborazione della risposta all'impulso.

In figura 4.59 viene riportato l'andamento della deviazione standard calcolata per i tempi di decadimento modali all'interno della singola banda di terzo di ottava. La configurazione con i 4 diffusori presenta un valore della deviazione standard inferiore alle frequenze relative ai 63 Hz, 80 Hz, 160 Hz e per valori superiori ai 250 Hz. Analizzando i due andamenti, si ha quindi che la loro funzione di rendere più uniforme il campo sonoro, riducendo la variabilità presente tra i diversi modi, si concentra per frequenze inferiori ai 100 Hz, ad eccezione della banda dei 160 Hz in cui si ha un repentino incremento nella condizione a camera vuota. Per frequenze superiori la deviazione standard presenta un andamento analogo per entrambe le configurazioni di misura, risultano però essere inferiore per la configurazione con 4 diffusori statici. Tale condizione è dovuta in parte all'aumento di assorbimento dovuto dall'introduzione di tali elementi, che si traduce in una riduzione del tempo di decadimento come mostrato anche dal relativo andamento di figura 4.60.

Un'ultima analisi viene eseguita valutando la variabilità associata al tempo di decadimento a parità di frequenza modale indagata. In tabella 4.16 vengono riportate le grandezze stimate per il T_{30} in entrambe le configurazioni della camera di prova, determinate per tutte le combinazioni sorgente-microfono.

Tabella 4.16: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava a parità di frequenza modale – confronto al variare della configurazione della camera riverberante. Metodo di indagine della post elaborazione della risposta all'impulso. Le grandezze si riferiscono a tutte le combinazioni sorgente-microfono.

Terzi di ottava [Hz]	N° di frequenze	Valore medio dei canali	Media T ₃₀ [s]	Dev.st T ₃₀ [s]	Media ΔT _{max} [s]
4 DIFFUSORI					
25	-	-	-	-	-
32	-	-	-	-	-
40	3	5	8.32	0.36	0.80
50	1	2	4.58	0.01	0.02
63	9	4	7.49	0.20	0.40
80	18	3	7.22	0.19	0.36
100	17	3	6.94	0.20	0.31
125	21	2	7.07	0.15	0.22
160	13	2	6.25	0.30	0.43
200	10	2	6.26	0.49	0.77
250	13	2	6.23	0.77	1.12
315	9	2	5.70	0.61	0.93
400	13	2	5.13	0.68	0.99
500	15	2	5.25	0.52	0.75
SENZA DIFFUSORI					
25	-	-	-	-	-
32	-	-	-	-	-
40	1	5	9.57	0.33	0.74
50	-	-	-	-	-
63	8	4	8.98	0.20	0.52
80	13	4	7.66	0.38	0.68
100	13	4	6.76	0.39	0.69
125	17	3	7.52	0.46	0.74
160	20	2	7.28	0.31	0.44
200	14	2	6.67	0.72	1.11
250	9	2	7.19	0.93	1.53
315	9	2	6.90	0.88	1.35
400	10	2	6.55	0.82	1.26
500	10	2	6.73	1.25	1.98

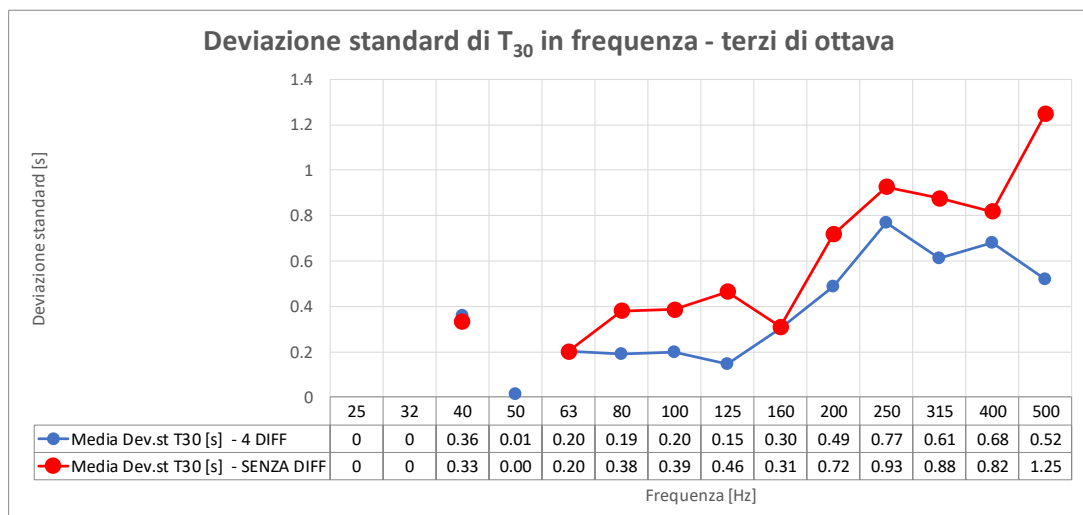


Figura 4.61. Andamento della deviazione standard a parità di frequenza modale- confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della post elaborazione della risposta all'impulso.

Analizzando il grafico relativo alla deviazione standard di figura 4.61, si ha che a parità di configurazione analizzata, a bassa frequenza i decadimenti temporali sono maggiormente stabili: si ha infatti che per il medesimo modo, più posizioni all'interno dello spazio di misura rilevano tempi di decadimento molto simili tra di loro. All'aumentare della frequenza, si ha

invece che la variabilità spaziale associata al singolo decadimento aumenta. Come spiegato in paragrafo 4.1.4, ciò è imputabile sia ad una maggiore interazione dei modi ad alta frequenza, dovuto dalla maggiore sovrapposizione modale, ma anche all'impedenza superficiale acustica delle pareti che varia maggiormente in frequenza. Confrontando invece le configurazioni di misura a parità di banda di terzo di ottava, la configurazione a camera vuota presenta per l'intero range in frequenza una deviazione standard superiore rispetto all'analogica con 4 diffusori statici. Si ha quindi che i diffusori statici agiscono anche all'interno del singolo modo, distribuendolo in maniera più uniforme all'interno di tutto lo spazio di misura.

4.3. Metodo della mezza potenza (o dei 3 dB)

La seconda metodica utilizzata nella determinazione del tempo di decadimento modale consiste nel metodo della mezza potenza di banda, o noto anche come metodo dei 3 dB. Considerando il decadimento dell' n -esimo modo, il quadrato della pressione è proporzionale all'energia del modo stesso, tramite l'equazione (4.15):

$$p^2(t) = p^2(0)e^{(-2\delta_n t)} \quad (4.15)$$

Dove δ_n rappresenta la costante di smorzamento modale dell' n -esimo modo. Tale grandezza risulta correlata alla mezza potenza Δf_{-3dB} relativa all' n -esimo modo tramite l'equazione (4.16):

$$\Delta f_{-3dB} = \frac{\delta_n}{\pi} \quad (4.16)$$

Se si considera un decadimento di 60 dB sul singolo modo, si ottiene:

$$L(T_n) - L(0) = 10 \log_{10} \left(\frac{p^2(T_n)}{p^2(0)} \right) = 10 \log_{10} \left(e^{(-2\delta_n T_n)} \right) - 60 \text{dB} \quad (4.17)$$

Dalla (4.17) si ottiene infine la formula per il tempo di decadimento modale T_n , sempre riferito all' n -esimo modo:

$$\Delta f_{-3dB} = \frac{3 \ln(10)}{\pi T_n} = \frac{2.2}{T_n} \Rightarrow T_n = \frac{2.2}{\Delta f_{-3dB}} \quad (4.18)$$

Per poter determinare il tempo di decadimento modale tramite la metodica dei 3 dB, è necessario in primis determinare lo spettro in frequenza della risposta all'impulso effettuata in camera riverberante, come descritto in paragrafo 4.2. Gli andamenti FFT, ottenuti dalla post elaborazione della risposta all'impulso e necessari per l'applicazione della metodica relativa all'analisi del decadimento modale, sono caratterizzati da un Δf pari a 0.391 Hz: tale risoluzione in frequenza non è adeguata per poter applicare il metodo dei 3 dB con sufficiente accuratezza. Per questo motivo, è stata eseguita un'ulteriore analisi in frequenza della risposta all'impulso, definita come ZoomFFT. Quest'ultima tipologia di analisi, permette di avere, rispetto alla classica analisi in FFT, un minor numero di linee spettrali all'interno di una misura di medesima durata. Essa consente infatti di concentrare un numero elevato di linee spettrali (elevata frequenza di campionamento) in un range in frequenza ristretto (elevato fattore di Zoom), con una conseguente migliore risoluzione in frequenza. Inserendo in maniera opportuna le impostazioni di misura, riportate in tabella

4.17, all'interno del software di post elaborazione, è infatti possibile ottenere uno spettro in frequenza con una risoluzione pari a 0.05 Hz.

In figura 4.62 viene riportato lo schema finale in cui viene riassunta la metodica utilizzata per la determinazione del tempo di decadimento modale con il metodo della mezza potenza di banda.

Anche in questo caso è stato creato uno script in Matlab 2016b per automatizzare la procedura di calcolo. Una volta inserito l'andamento della ZoomFFT (mostrato in figura 4.63), la quale viene valutata per ogni combinazione sorgente-microfono, vengono determinati tutti i picchi del livello di pressione sonora. Prima di procedere con il calcolo, anche in questo caso viene applicato un criterio di selezione dei picchi: vengono infatti esclusi tutti quei picchi che non possiedono una variazione di ampiezza uguale o maggiore a 3 dB, per il quale risulterebbe impossibile applicare il metodo, e tutti quei picchi che sono caratterizzati da una variazione in ampiezza sufficiente ma che possiedono pochi punti di interpolazione.

Tabella 4.17: Impostazioni di misura della Zoom FFT - fase di post elaborazione della risposta all'impulso.

Ricampionamento della risposta all'impulso	[n° di campioni/s]	1600
Banda FFT	[Hz]	625
Numero di linee		801
Finestra FFT		Hanning
Overlap	[%]	98.5 (64x)
Fattore di Zoom		16x
Delta Frequenza	[Hz]	0.049
Media		Esponenziale

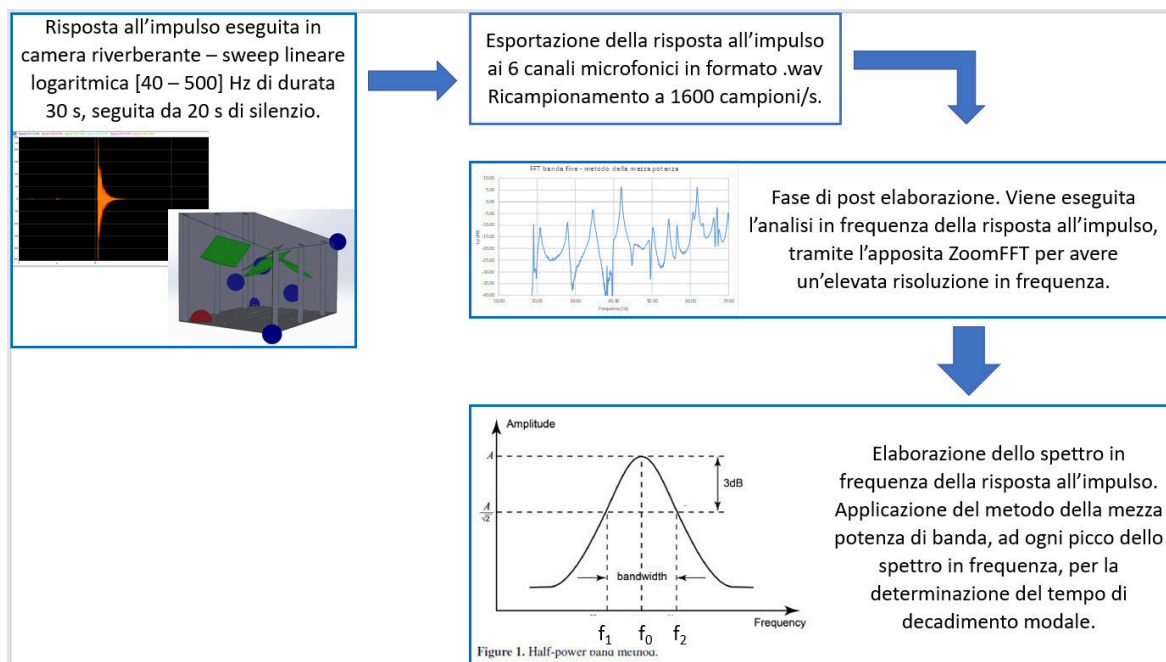


Figura 4.62: Schema riassuntivo – Metodica post elaborazione della risposta all'impulso.

Una volta stabiliti i picchi entro il criterio di selezione, vengono individuati i valori massimi del livello di pressione sonora, per poi successivamente determinare le frequenze per cui si ha una riduzione in ampiezza pari a -3 dB rispetto al valore di picco. Prima di determinare

il tempo di decadimento, per ogni andamento sperimentale relativo alle frequenze modali dello spettro considerato, viene effettuato un processo di interpolazione utilizzando due differenti funzioni di fitting, per ridurre ulteriormente l'errore nella stima del tempo di decadimento causato dal numero finito di campioni. La prima si basa sul codice polyfit, il quale approssima la curva analizzata tramite una funzione polinomiale di grado N (4° nella presente analisi), utilizzando il metodo dei minimi quadrati; la seconda utilizza il codice di calcolo lorentzfit [69], che si basa sulla funzione Lorentziana, ben utilizzata nelle casistiche in cui si devono analizzare degli andamenti piccati e caratterizzata da una distribuzione simmetrica. Determinate le nuove curve di interpolazione, vengono ora calcolati i valori di Δf_{-3dB} . Da quest'ultimo si ottiene il valore del tempo di decadimento della n-esima frequenza di picco, tramite l'equazione (4.18). Oltre al tempo di decadimento modale T_n alle singole frequenze modali, il codice di calcolo restituisce anche lo scostamento tra il modello e i valori assunti dalla funzione sperimentale, tramite la somma dei quadrati residui (RSS).

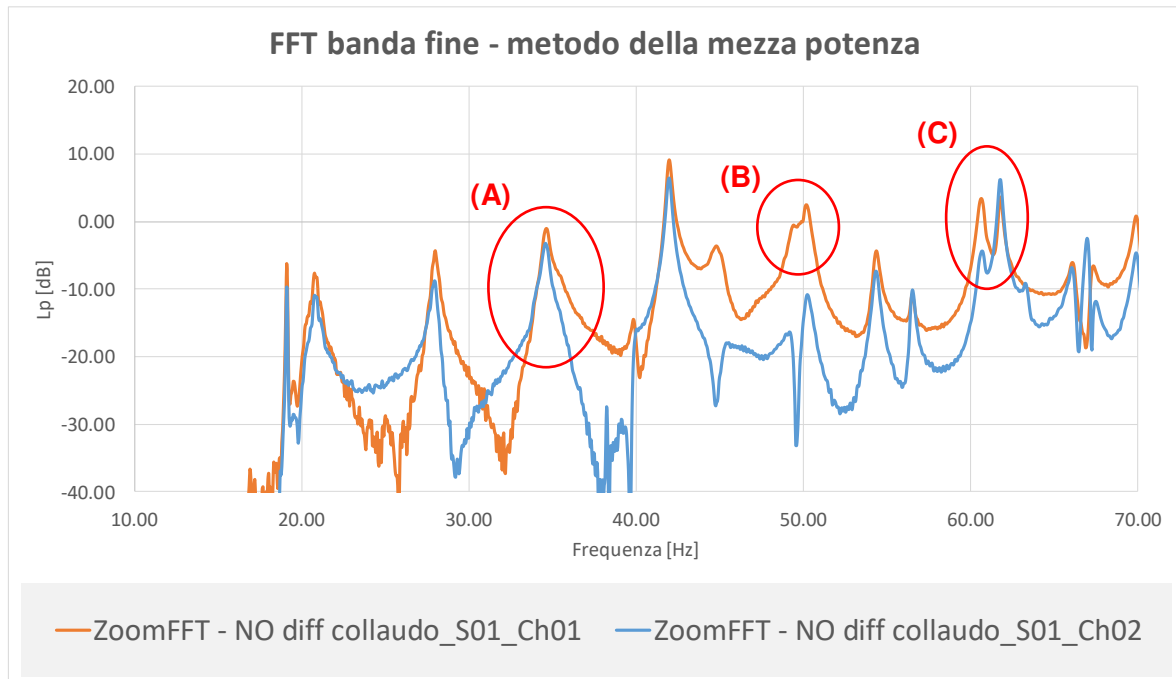


Figura 4.63: FFT a banda fine per il metodo della mezza potenza - confronto tra due canali microfonici (stessa sorgente).

Anche nella presente metodica viene determinato l'errore commesso nella stima del tempo di decadimento T_n , relativo alla n-esima frequenza di decadimento. Ipotizzando che l'errore dipenda dalla risoluzione in frequenza $\Delta f_{fitting}$ utilizzata nella fase di interpolazione dei picchi sperimentali, il valore superiore dell'errore viene determinato tramite l'equazione (4.19)

$$-T_n + \frac{2.2}{\Delta f_{-3dB,n} - \Delta f_{min,n}} = -T_n + \frac{2.2}{\Delta f_{-3dB,n} - (2 \cdot \Delta f_{fitting})} \quad (4.19)$$

Mentre il valore inferiore viene determinato utilizzando l'equazione (4.20)

$$T_n - \frac{2.2}{\Delta f_{-3dB,n} + \Delta f_{max,n}} = T_n - \frac{2.2}{\Delta f_{-3dB,n} + (2 \cdot \Delta f_{fitting})} \quad (4.20)$$

In figura 4.64 viene riportato lo schema con le relative grandezze utilizzate nella stima dell'errore del tempo di decadimento, analizzando un singolo picco di pressione.

Il presente metodo di indagine è però caratterizzato da limiti dovuti dall'interazione tra modi adiacenti:

- La presenza di picchi in frequenza troppo ravvicinati, non consente di distinguere la singola frequenza alla quale si instaura il modo proprio dell'ambiente confinato, dando origine a due differenti problematiche: nel caso (A) di figura 4.4, l'interazione dei modi adiacenti dà origine ad un picco non simmetrico; nel caso (B) si ha invece che, in determinate posizioni microfoniche, i picchi non sono facilmente distinguibili e l'assenza di una variazione in ampiezza superiore ai 3 dB, non consente di applicare la metodologia di indagine stessa. In entrambi i casi, il metodo della mezza potenza porta ad un'errata stima del tempo di decadimento modale.
- Nel caso (C), viene invece mostrata la necessità di dover analizzare più posizioni microfoniche per poter analizzare tutti i modi che si instaurano all'interno dell'ambiente di misura.

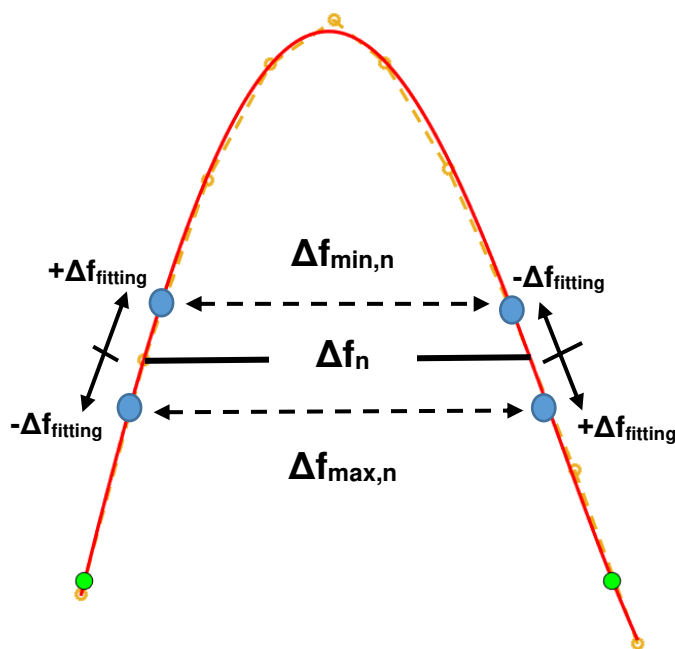


Figura 4.64: Schema per la determinazione dell'errore nella stima del tempo di decadimento - metodo della mezza potenza di banda.

Infine si ricorda che tale metodica restituisce solo il valore del tempo di decadimento modale alle singole frequenze di indagine, perdendo qualsiasi tipo di informazione legata al comportamento del decadimento stesso, quali pendenza, andamento e contributo energetico.

4.4. Confronto tra il metodo della post elaborazione della risposta all'impulso e il metodo della mezza potenza di banda

Dopo avere descritto le due metodiche di indagine, viene ora riportato il confronto tra i tempi di decadimento modali ottenuti tramite l'applicazione della post elaborazione della risposta all'impulso e della mezza potenza di banda. Analizzando a parità di coppia sorgente-microfono (S02 e M01 della UNI EN ISO 354) e di configurazione della camera di prova (4 diffusori statici appesa a soffitto), vengono riportati gli andamenti del tempo di decadimento per le due metodiche in figura 4.65.

Per primo si vuole confrontare le due metodologie utilizzate nella fase di interpolazione dei picchi sperimentali. I valori di tempo di decadimento ottenuti con le due funzioni (Polyfit e Lorentzfit) sono molto simili tra di loro. Vi sono alcune frequenze, come ad esempio quella

dei 98.5 Hz cerchiata in verde in figura 4.65, in cui le due metodiche di calcolo riportano dei valori diversi di T_{30} . Tale variazione è spiegata in figura 4.66, in cui vengono riportati gli andamenti sperimentali (linea tratteggiata blu) e l'andamento interpolato (linea continua rossa) relativi alle due funzioni utilizzate. Come descritto in paragrafo 4.2, la funzione Lorentziana presenta una distribuzione di probabilità simmetrica: conseguentemente, una volta ottenuta la frequenza di picco, l'interpolazione dei dati avviene in maniera simmetrica rispetto a questa frequenza. L'andamento ottenuto con la funzione Lorentzfit si scosta maggiormente rispetto alla funzione Polyfit, la quale invece riesce a ricalcare in modo più efficiente l'andamento sperimentale, ottenendo un valore del residuo RSS inferiore. Conseguentemente il confronto viene ora eseguito tra la metodica relativa alla mezza potenza di banda con funzione di interpolazione Polyfit e la metodica relativa alla post elaborazione della risposta all'impulso.

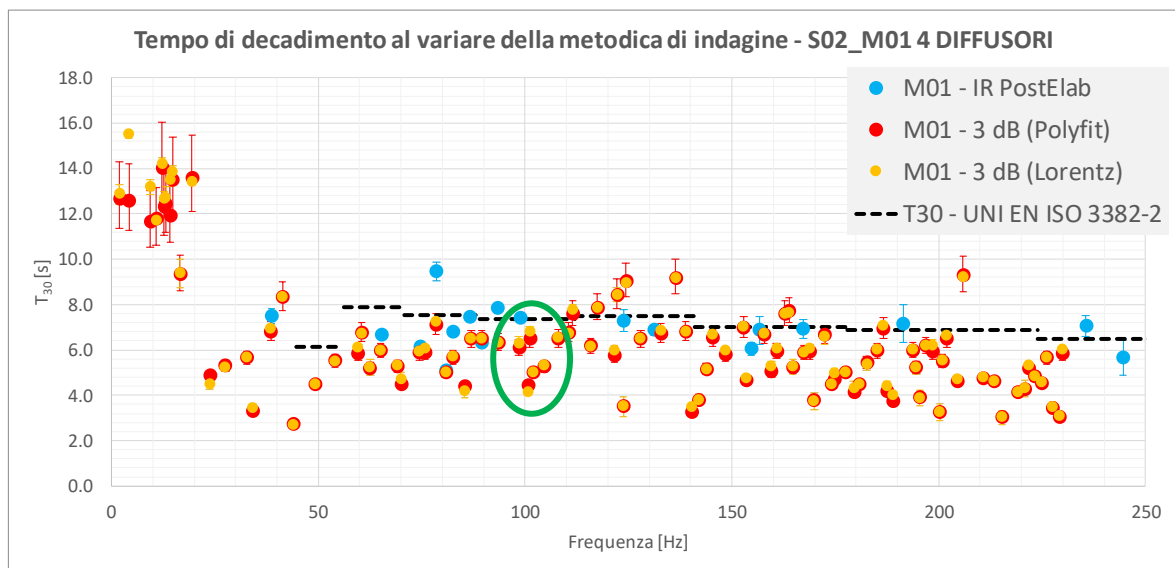


Figura 4.65: Confronto tra le metodiche di calcolo del tempo di decadimento a parità di coppia sorgente-microfono e di configurazione della camera di prova.

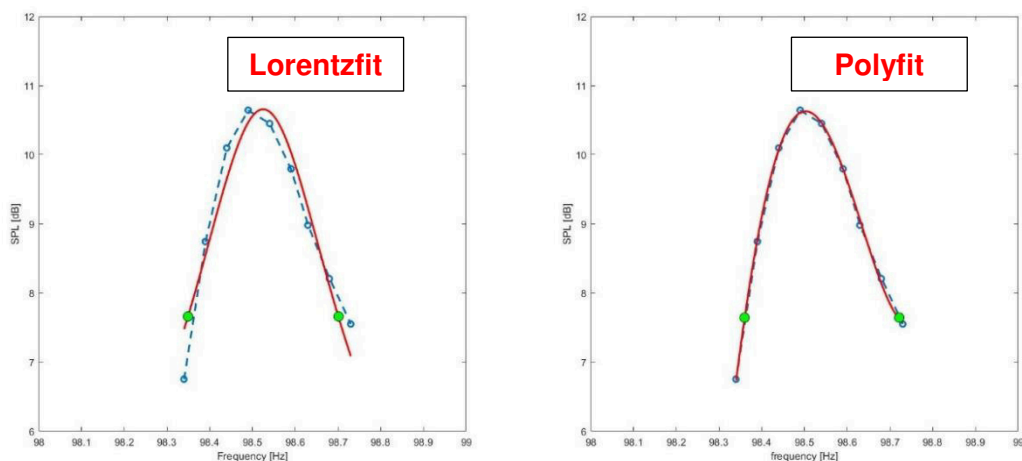


Figura 4.66: Andamento del picco alla frequenza di 98.5 Hz - confronto tra le due funzioni di interpolazione.

Per quanto riguarda il metodo della post elaborazione della risposta all'impulso, in tutte le configurazioni non sono riportati i tempi di decadimento modali per frequenze inferiori ai [40 – 50] Hz, in cui sono presenti i primi modi della camera riverberante come mostrato in figura 4.63. Questo fattore è dovuto alla diversità delle due metodiche di indagine. La post elaborazione della risposta all'impulso necessita della storia temporale relativa al

decadimento energetico del singolo modo per la stima del T_{30} . Per ottenerne un valore corretto, si deve avere che il livello di pressione sonora in fase stazionaria deve essere almeno 40 dB al di sopra del rumore di fondo: se la sorgente non eccita sufficientemente, a livello energetico, le frequenze modali, non si riesce ad ottenere un rapporto segnale rumore tale da garantire un decadimento di 30 dB. Nel caso della metodica della mezza potenza di banda, si ha invece che essa si basa sui picchi del livello di pressione sonora ottenuti dallo spettro in frequenza della risposta all'impulso: di conseguenza necessita di un rapporto segnale rumore inferiore rispetto alla precedente metodica.

Confrontando le due metodiche di calcolo, si ha invece che a parità di frequenza indagata, sia in figura 4.65 che in tabella 4.18, la metodica relativa alla mezza potenza di banda presenta dei valori di tempo di decadimento sempre inferiori rispetto alla metodica della risposta all'impulso post elaborata. Ciò è imputabile a due problematiche principali: il Δf disponibile nella curva FFT sperimentale in banda fine, acquisita dall'analizzatore; il Δf utilizzato nella fase di interpolazione del picco di indagine. La sovrastima di Δf_{-3dB} , dovuto da una non sufficiente risoluzione in frequenza, porterebbe infatti ad una riduzione del tempo di decadimento modale stimato.

Tabella 4.18: Confronto tra le frequenze relative ai modi della camera ottenuti dall'analisi agli autovalori al FEM e con l'applicazione delle due metodiche sperimentali - configurazione con 4 diffusori statici.

4 DIFFUSORI							
Modi FEM [Hz]	Mezza potenza di banda (3 dB)			IR PostElab			
	Frequenza [Hz]	T_{30} [s]	Delta massimo [s]	Frequenza [Hz]	T_{30} [s]	Delta massimo [s]	
1	20.70	20.63	9.21	-	-	-	
2	27.27	27.52	5.75	2.16	-	-	
3	32.39	32.60	5.34	1.67	32.81	5.42	0.00
4	34.26	34.26	3.89	1.32	-	-	-
5	38.33	38.46	6.77	3.79	38.28	7.85	0.80
6	41.65	41.37	7.98	1.38	41.41	9.31	1.21
7	43.70	43.72	3.22	1.02	-	-	-
8	48.02	49.23	3.44	-	-	-	-
9	49.55	49.33	4.21	1.54	49.61	4.58	0.03
10	53.86	53.92	5.36	0.74	-	-	-
11	55.60	55.92	5.97	2.12	-	-	-
12	59.81	59.73	7.08	1.75	59.77	8.25	0.34
13	60.52	60.46	6.22	1.64	60.55	7.79	0.29
14	61.80	61.34	7.57	2.42	61.33	9.83	0.79
15	62.14	62.52	6.32	0.46	62.50	6.98	0.92

Le elaborazioni effettuate sui dati di tempo di decadimento modale vengono svolte all'interno di due differenti range di frequenze in banda di terzo di ottava: considerando anche i modi a più bassa frequenza, il metodo dei 3 dB si estende all'interno di un range di [16 – 200] Hz; per quanto riguarda invece il metodo della post elaborazione della risposta all'impulso, come visto nei precedenti paragrafi, esso si estende in un range [40 – 500] Hz.

In tabella 4.18 e 4.19 vengono riportati i dati relativi ai primi 15 modi della camera riverberante, rispettivamente nella configurazione con 4 diffusori statici e senza diffusori. Nelle tabelle sono riportate, nella prima colonna le frequenze relative ai modi ottenute con l'analisi agli autovalori effettuata tramite la modellazione al FEM dell'ambiente di prova; nelle restanti colonne sono riportati i valori di frequenze, il T_{30} medio e il delta massimo presente tra i valori mediati del tempo di decadimento per le due metodiche sperimentali. Avendo analizzato i valori relativi a tutte le coppie sorgente-microfono, alla medesima

frequenza modale potrebbero essere presenti più posizioni in cui ricade il calcolo di T_{30} : da qui si è stabilito di riportarne il valore medio e il delta massimo presente tra i diversi canali. Nel caso il valore di delta non sia presente, vuol dire che quella determinata frequenza si è presentata in un'unica combinazione sorgente-microfono; mentre nel caso non siano riportate determinate frequenze modali, ciò è dovuto alla non individuazione del modo nella relativa metodica sperimentale.

Analizzando la configurazione con 4 diffusori statici, per primo si riporta il confronto tra la metodica della mezza potenza di banda e le forme modali ottenute al FEM. In figura 4.67 vengono illustrate le forme modali relativi ai primi due modi assiali della camera riverberante, per la configurazione con 4 diffusori statici.

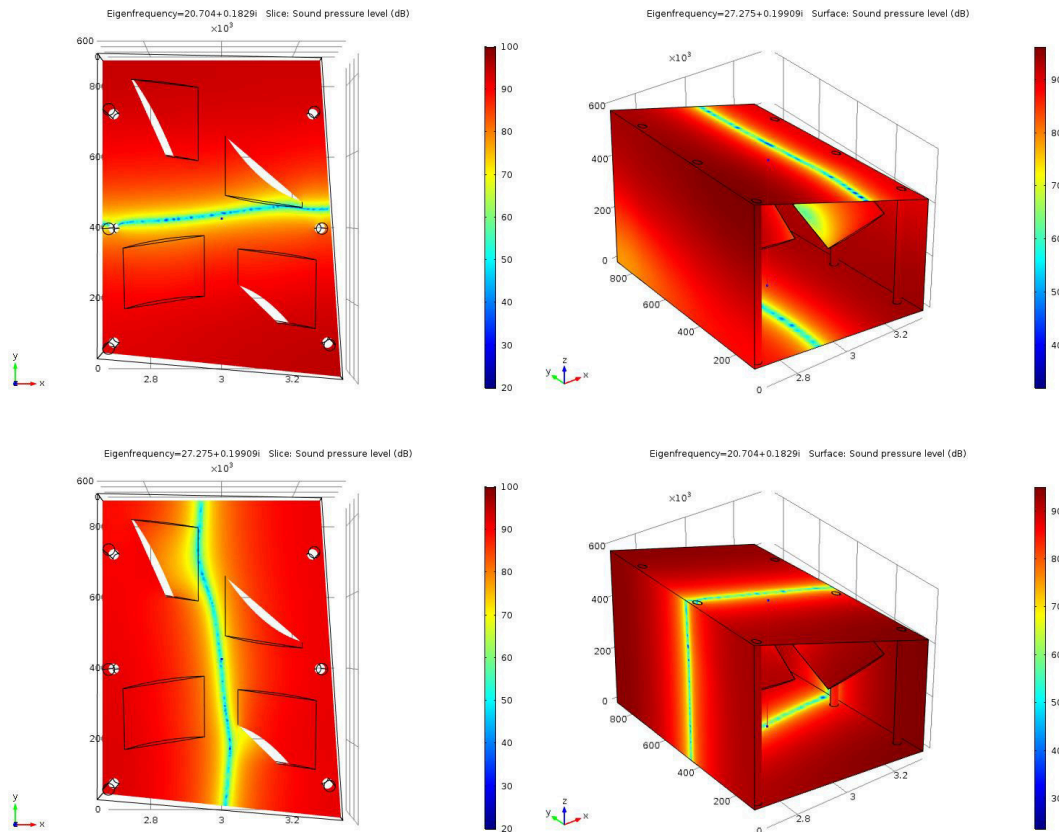


Figura 4.67: Forme modali ottenute al FEM relative ai primi due modi assiali 20.70 Hz e 27.28 Hz - configurazione con 4 diffusori statici vista in pianta e in 3D.

Il primo modo assiale si manifesta alla frequenza, ottenuta al FEM, di 20.70 Hz e coinvolge la dimensione maggiore in pianta della camera riverberante. L'analogia frequenza sperimentale è stimata intorno ai 20.63 Hz con un tempo di decadimento pari a 9.21 s. Tale frequenza non presenta un valore associato al delta massimo poiché è stata riscontrata solo all'interno di una combinazione sorgente-microfono. Il secondo modo assiale si sviluppa invece dalla formazione di onde stazionarie che coinvolgono la dimensione in pianta della camera minore. Al FEM presenta una frequenza di 27.28 Hz, riscontrata con il metodo dei 3 dB a 27.52 Hz, con un tempo di decadimento pari a 5.75 s. In questo caso la frequenza è stata mediata su più posizioni, per la precisione su 10 combinazioni sorgente-microfono differenti, mostrando però un'elevata variabilità tra le diverse posizioni, che vanno da un minimo di 5.10 s a un massimo di 7.26 s. I valori sperimentali del tempo di decadimento sono in linea con le forme modali ottenute al FEM: si ha infatti che il primo modo, energeticamente superiore, presenta un tempo di decadimento più elevato rispetto al secondo modo, il quale, sviluppandosi su una dimensione inferiore, decade più

velocemente. Analizzando le frequenze relative ai modi FEM di 38.33 Hz e di 41.65 Hz, dei quali vengono riportate le forme modali in figura 4.68, si ha che le analoghe frequenze sperimentali sono per la metodica della mezza potenza di banda 38.46 Hz 41.37 Hz, con un tempo di decadimento rispettivamente pari a 6.77 s e 7.98 s; per la metodica relativa alla post elaborazione dei 3 dB, le frequenze sono pari a 38.28 Hz e 41.41 Hz, con tempi di decadimento di 7.89 s e 9.33 s. Oltre a fatto che il metodo della risposta all'impulso stima dei valori di tempo di decadimento superiori, con un delta massimo rispetto ai 3 dB di 1.35 s per la frequenza di 41 Hz, si ha che la stessa metodica presenta una variabilità spaziale inferiore: la differenza massima tra il tempo di decadimento stimato a pari frequenza tra le diverse posizioni microfono-sorgente che individuano il modo analizzato, risulta infatti essere sempre inferiore rispetto all'analogica grandezza ottenuta applicando il metodo dei 3 dB.

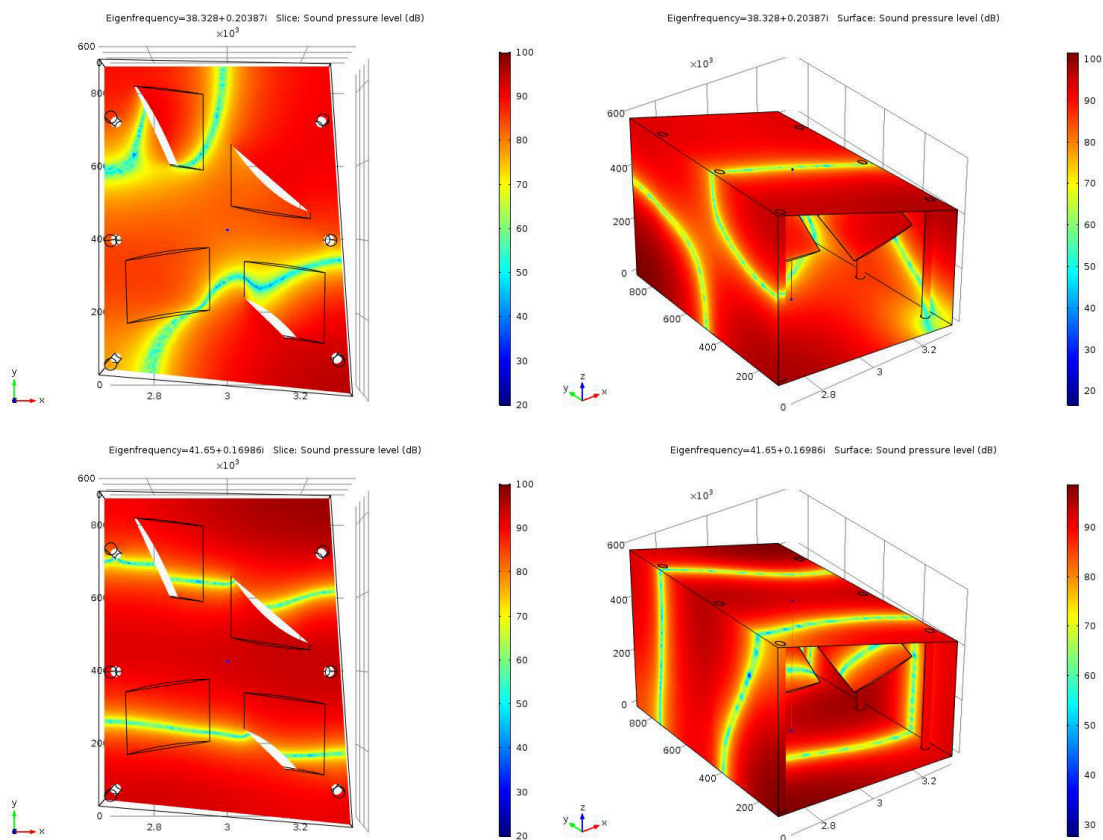


Figura 4.68: Forme modali ottenute al FEM relative al 5° e 6° modo alle frequenze di 38.33 Hz e 41.65 Hz - configurazione con 4 diffusori statici vista in piano e in 3D.

Per quanto riguarda la configurazione della camera riverberante vuota, senza nessun tipo di diffusori installato, in tabella 4.19 vengono riportate le frequenze modali ottenute al FEM e le medesime ottenute applicando le due metodiche di calcolo, con i relativi tempi di decadimento e la massima variabilità spaziale a parità di frequenza indagata.

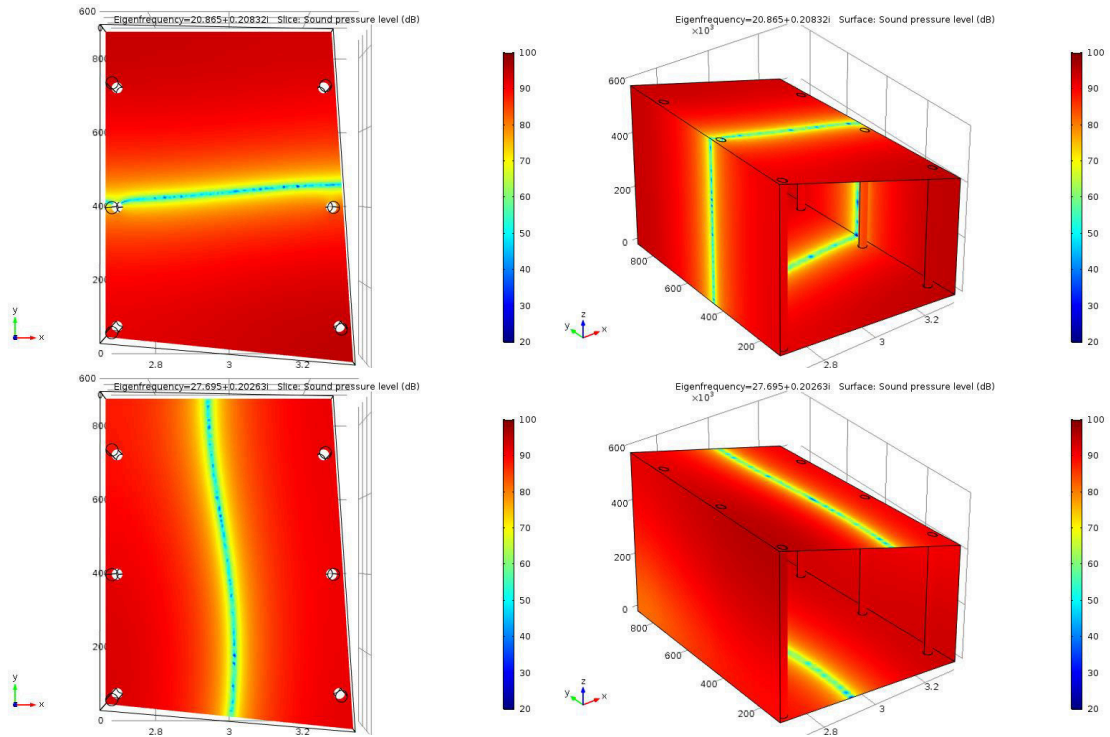


Figura 4.69: Forme modali ottenute al FEM relative ai primi due modi assiali 20.87 Hz e 27.70 Hz - configurazione senza diffusori vista in piano e in 3D.

Tabella 4.19: Confronto tra le frequenze relative ai modi della camera ottenuti dall'analisi agli autovalori al FEM e con l'applicazione delle due metodiche sperimentali - configurazione senza diffusori.

SENZA DIFFUSORI							
Modi FEM [Hz]		3 dB			IR PostElab		
		Frequenza [Hz]	T ₃₀ [s]	Delta massimo [s]	Frequenza [Hz]	T ₃₀ [s]	Delta massimo [s]
1	20.86	20.63	11.60	3.89	-	-	-
2	27.70	27.62	6.13	5.90	-	-	-
3	33.46	32.70	5.61	2.76	-	-	-
4	34.67	34.40	3.53	2.61	-	-	-
5	39.60	-	-	-	-	-	-
6	42.12	-	-	-	41.80	9.53	0.74
7	44.68	-	-	-	-	-	-
8	49.22	49.43	4.16	1.54	-	-	-
9	50.08	-	-	-	-	-	-
10	54.06	54.02	5.10	1.99	54.30	6.34	-
11	56.22	55.92	5.97	2.12	56.25	11.81	1.44
12	60.74	60.46	6.18	1.64	60.55	11.22	0.20
13	60.79	60.46	6.37	2.96	60.94	10.07	0.10
14	62.15	62.52	6.52	2.96	-	-	-
15	62.86	62.52	6.32	0.46	62.89	6.38	-

Analizzano i primi due modi assiali, alle frequenze di 20.87 Hz e 27.70 Hz, che si sviluppano in camera riverberante, in figura 4.69 vengono riportate le forme modali ottenute al FEM. La metodica della mezza potenza presenta come frequenze che maggiormente si avvicinano a tali modi numerici quelle relative ai 19.51 Hz e 28.01 Hz, che rispettivamente restituiscono valori di tempo di decadimento pari a 5.82 s e 6.47 s. In questa casistica si avrebbe il primo modo caratterizzato da un tempo di decadimento inferiore rispetto al secondo, contraddicendo la considerazione effettuata sulla configurazione con 4 diffusori, secondo cui il modo che si sviluppa dalla formazione di onde stazionarie sulla dimensione in pianta maggiore, sarebbe quello energeticamente più importante e quindi con decadimento più lento. In questo caso si ha quindi che la metodica risulta essere più imprecisa. Si ha inoltre che per entrambe le configurazioni di indagine della camera riverberante, le frequenze modali ottenute con il metodo della post elaborazione della risposta all'impulso si avvicinano maggiormente alle frequenze ottenute al FEM, rispetto alla metodica della mezza potenza di banda: la differenza tra le frequenze a parità di modo ottenuto dalla simulazione numerica, è infatti inferiore nel caso della prima metodica di calcolo.

In tabella 4.20 vengono riportati i dati relativi all'analisi dei tempi di decadimento stimati tramite la metodica della mezza potenza di banda. I valori si riferiscono, come per l'analogo studio effettuato per la configurazione con 4 diffusori, alle seguenti grandezze calcolate in bande di terzo di ottava: massima differenza dei tempi di decadimento tra frequenze adiacenti e tra tutte le frequenze presenti all'interno della singola banda; deviazione standard e valore medio del tempo di decadimento; numero di frequenze. I dati sono determinati al variare della configurazione della camera riverberante, considerando tutti le combinazioni sorgente-microfono ottenute.

Tabella 4.20: Analisi del tempo di decadimento in terzo di banda di ottava – confronto al variare della configurazione della camera riverberante. Metodo di indagine della mezza potenza di banda (3 dB).

Terzi di ottava [Hz]	$\Delta T_{\text{adiacenti}}$ [s]	ΔT_{max} [s]	Dev.st T_{30} [s]	T_{30} medio [s]	N° frequenze per banda [s]
4 DIFFUSORI					
16	-	-	-	-	-
20	1.1	0.3	0.2	9.4	3
25	4.6	5.1	1.6	6.4	17
32	4.6	6.8	1.5	4.7	25
40	3.8	5.7	2.1	6.2	28
50	3.8	3.8	1.0	5.1	36
63	3.1	5.8	1.2	6.1	81
80	4.4	6.5	1.3	5.8	108
100	4.0	7.4	1.4	5.6	169
125	4.5	6.7	1.4	5.8	227
160	5.5	8.0	1.3	5.5	324
200	9.7	12.2	1.5	5.3	406
SENZA DIFFUSORI					
16	-	-	-	-	-
20	4.2	4.7	1.8	8.2	11
25	3.5	4.1	1.6	7.4	16
32	5.0	5.1	1.2	6.0	18
40	6.1	7.0	2.1	6.3	31
50	5.4	8.2	1.8	4.7	33
63	6.0	9.4	2.2	6.6	82
80	5.0	7.5	1.6	6.1	97
100	5.0	8.4	1.3	5.6	154
125	7.7	9.5	1.3	5.9	231
160	6.3	8.3	1.5	5.8	349
200	7.3	10.0	1.5	5.6	428

In figura 4.70 e 4.71 vengono riportate le variazioni massime subite dal tempo di decadimento rispettivamente per frequenze adiacenti e tra tutte le frequenze in bande di terzo di ottava. Oltre agli andamenti ottenuti tramite l'applicazione del metodica della mezza potenza (linea continua), vengono riportati gli analoghi andamenti ottenuti con il metodo della post elaborazione della risposta all'impulso (linea tratteggiata), per le sole frequenze di centro banda presenti in entrambe le metodologie. Per quanto riguarda le basse frequenze, al di sotto dei 40 Hz dove l'analisi può essere condotta soltanto con la metodica dei 3 dB, si ha che per le due grandezze graficate, i valori presentano un andamento decrescente con la frequenza. Poiché al di sotto dei 40 Hz, come mostrato da figura 4.56, il numero dei modi presenti nella banda in frequenza risulta essere minore o uguale a 2, si ha che il conteggio dei modi riportati in tabella 4.24 si riferisce a più combinazioni sorgente-microfono che rilevano la medesima frequenza modale. Di conseguenza, le basse frequenze non sono caratterizzate soltanto da avere dei modi contigui con tempi di decadimenti simili tra di loro, ma anche lo stesso modo rilevato su più coordinate spaziali, presenta tempi di decadimento tra loro simili.

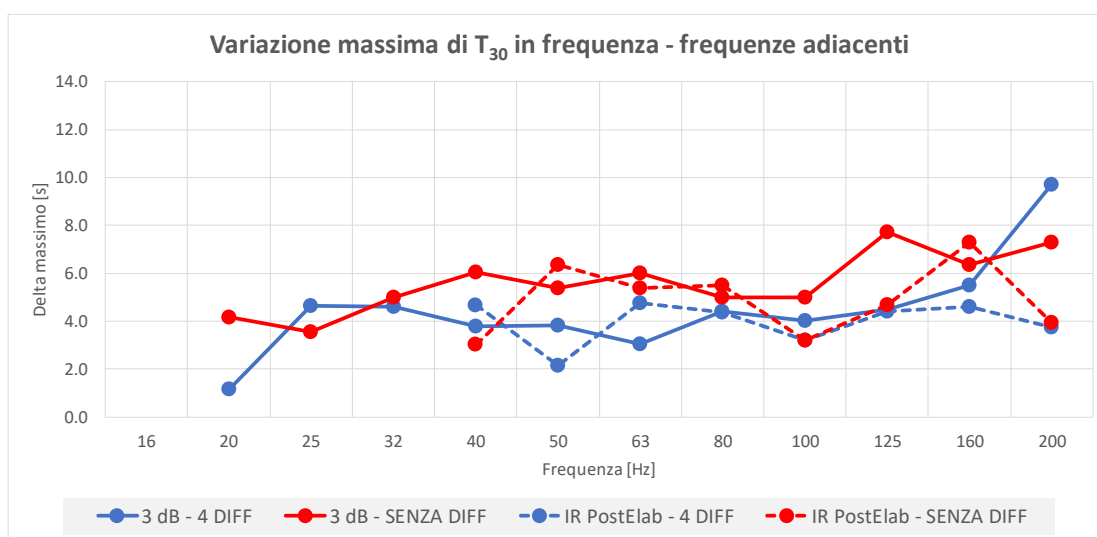


Figura 4.70: Variazione del tempo di decadimento per valori di frequenze adiacenti - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della mezza potenza di banda.

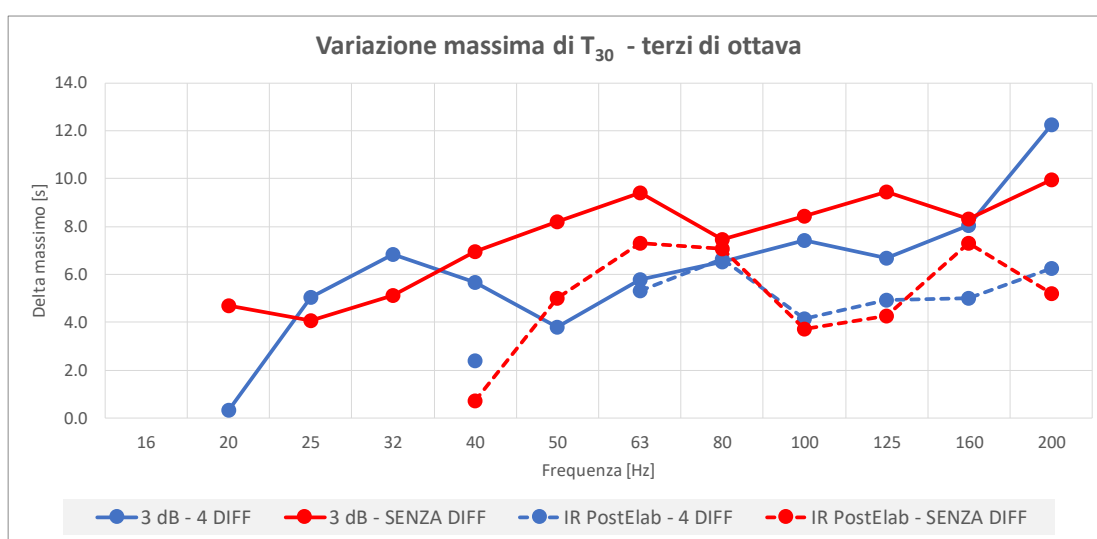


Figura 4.71: Variazione del tempo di decadimento all'interno della banda di terzo di ottava - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della mezza potenza di banda.

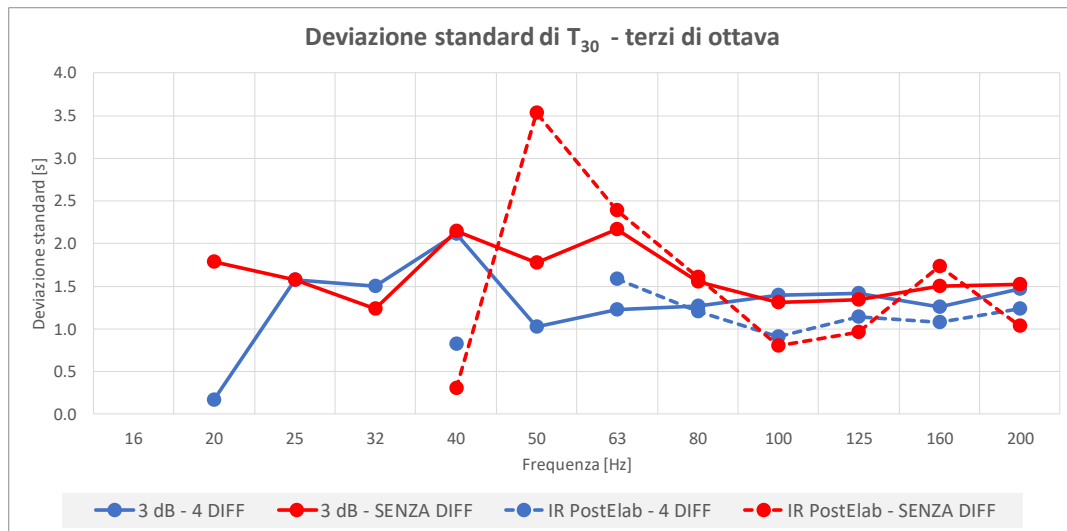


Figura 4.72. Andamento della deviazione standard all'interno in banda di terzo di ottava - confronto tra le diverse configurazioni di misura. Metodica di analisi della mezza potenza di banda.

Al di sopra dei 40 Hz, dove possono essere valutate entrambe le metodiche sperimentali, nonostante la metodica della mezza potenza di banda tenda a sovrastimare le differenze rispetto alla metodica della post elaborazione della risposta all'impulso, entrambe presentano il medesimo trend, in cui la configurazione con 4 diffusori presenta delle differenze inferiori rispetto alla camera vuota, riducendo la conseguente variabilità del decadimento modale sia per frequenze adiacenti che, a livello globale, all'interno della banda di frequenza analizzata.

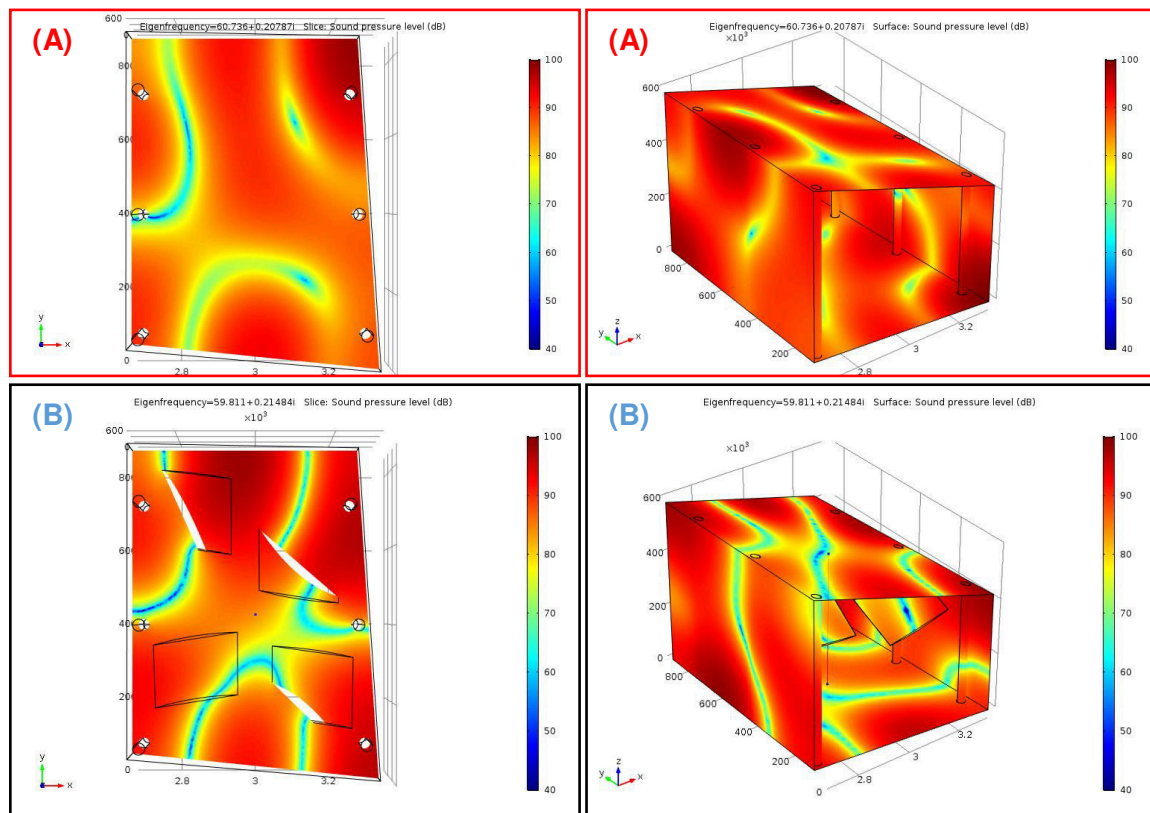


Figura 4.73: Forme modali ottenute al modello FEM per la 12° frequenza modale - confronto tra la camera senza diffusori 60.74 Hz (A) e la camera con 4 diffusori 59.81 Hz (B).

Analizzando l'andamento della deviazione standard di figura 4.72, la metodica dei 3 dB presenta dei valori superiori all'unità per quanto riguarda le frequenze inferiori ai 40 Hz, ad

eccezione per la configurazione con 4 diffusori alla frequenza di centro banda dei 20 Hz, dove la deviazione standard è pari a 0.2 s, poiché in questa banda sono presenti soltanto 3 valori del tempo di decadimento riferiti allo stesso modo, il quale viene rilevato da 3 differenti combinazioni sorgente-microfono che presentano lo stesso T_{30} . Nel range in frequenza [25 – 40] Hz, le due configurazioni della camera riverberante non mostrano sostanziali differenze nella stima della deviazione standard, ad indicare che i diffusori non portano nessuna variazione nel campo sonoro instauratosi. Le due configurazioni mostrano la massima variabilità nelle frequenze [50 – 80] Hz. Analizzando le forme modali ottenute al FEM, il primo modo che risente della presenza dei diffusori risulta essere quello relativo alla frequenza dei 60.74 Hz per la camera vuota e il relativo modo a 59.81 Hz per la camera con i 4 diffusori. Le forme modali sono mostrate in figura 4.73. Tale modo ricade all'interno della banda dei 63 Hz dove si ha la massima differenza della deviazione standard associata alle due configurazioni di indagine. Per frequenze maggiori e uguali alla banda di terzo di ottava relativa ai 100 Hz, l'andamento della deviazione standard rimane pressoché costante attorno al valore medio di 1.5 s per entrambe le configurazioni, mostrando come non vi sia un'influenza da parte dei diffusori statici sul tempo di decadimento modale.

4.5. Analisi del tempo di decadimento modale in presenza di materiale assorbente su una parete della camera riverberante

L'ultima analisi che viene condotta riguarda la variazione del tempo di decadimento quando viene introdotto all'interno della camera riverberante un provino di materiale assorbente, che rende altamente disomogenea la distribuzione di impedenza delle pareti dell'ambiente di misura. L'analisi si basa sullo studio del tempo di decadimento, utilizzando entrambe le metodiche descritte, quando all'interno della camera riverberante, in configurazione con 4 diffusori statici appesi a soffitto, viene posto il provino di 12 m² di superficie, utilizzato nelle misure di assorbimento della UNI EN ISO 354 (la descrizione del provino è riportata in paragrafo 3.2.2). In questa fase di studio viene utilizzato il setup di misura descritto in figura 4.8, in cui sia la sorgente che 3 delle 6 posizioni microfoniche, sono collocate negli angoli dell'ambiente di misura.

In figura 4.74 vengono riportati i dati relativi al tempo di decadimento modale T_{30} , ottenuti applicando il metodo della post elaborazione della risposta all'impulso.

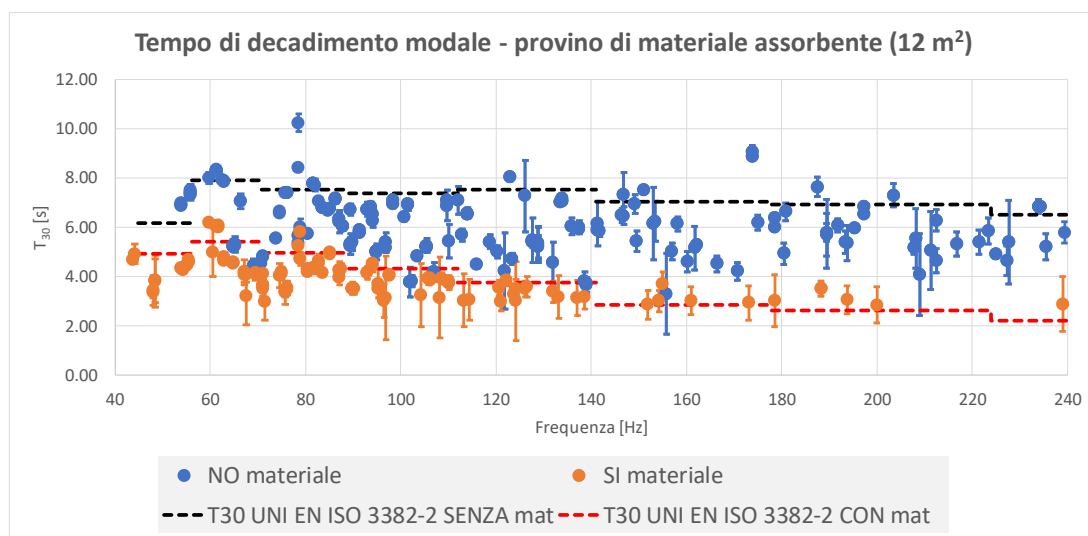


Figura 4.74: Stima del decadimento modale in assenza e in presenza di materiale assorbente - confronto tra i due metodi di stima.

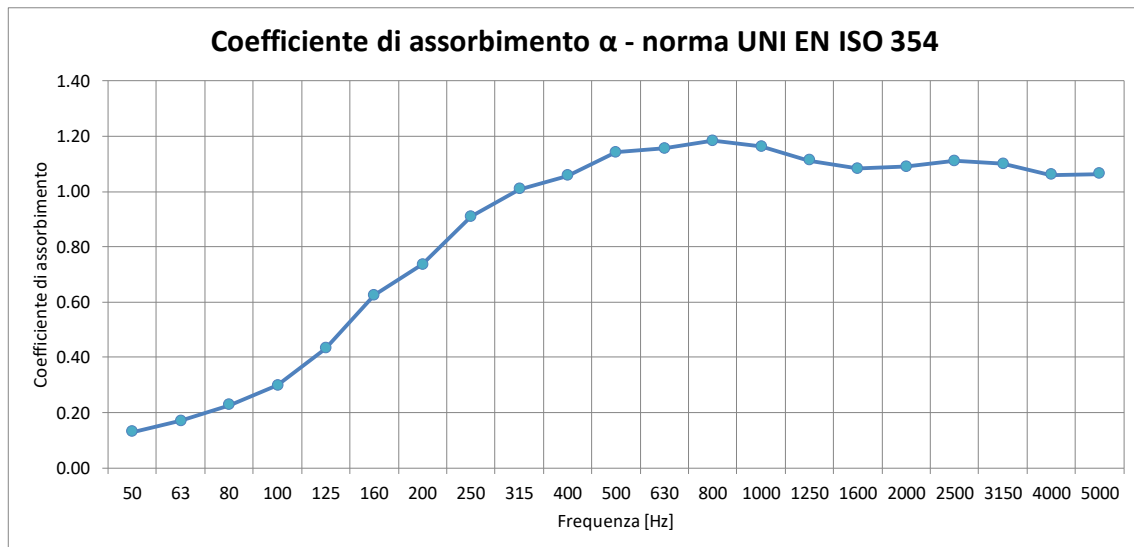


Figura 4.75: Coefficiente di assorbimento α del provino di fibra di poliestere - misura secondo la norma UNI EN ISO 354.

Prima di passare all'analisi dei valori stimati di tempo di decadimento modale, si ripropone una breve descrizione del provino di materiale testato. Si tratta di una materiale in fibra di poliestere con densità del materiale è pari a 50 kg/m^3 . Il provino è costituito da 6 pannelli dalle dimensioni di $1.0 \times 2.0 \text{ m}$ (area del singolo elemento 2.0 m^2 e area totale del provino 12 m^2) con spessore di 0.1 m . In figura 4.75 viene riportata la curva di assorbimento ottenuta applicando la norma UNI EN ISO 354 in camera riverberante. La curva di α presenta dei valori così elevati, superiori all'unità, poiché la misura è stata svolta in assenza della cornice laterale di materiale riflettente, includendo nel calcolo della superficie, per la determinazione dell'assorbimento, anche la porzione di superficie laterale. Tramite l'equazione (4.1) è stata inoltre valutata l'impedenza acustica superficiale della camera di prova, riportandone in figura 4.76 l'andamento.

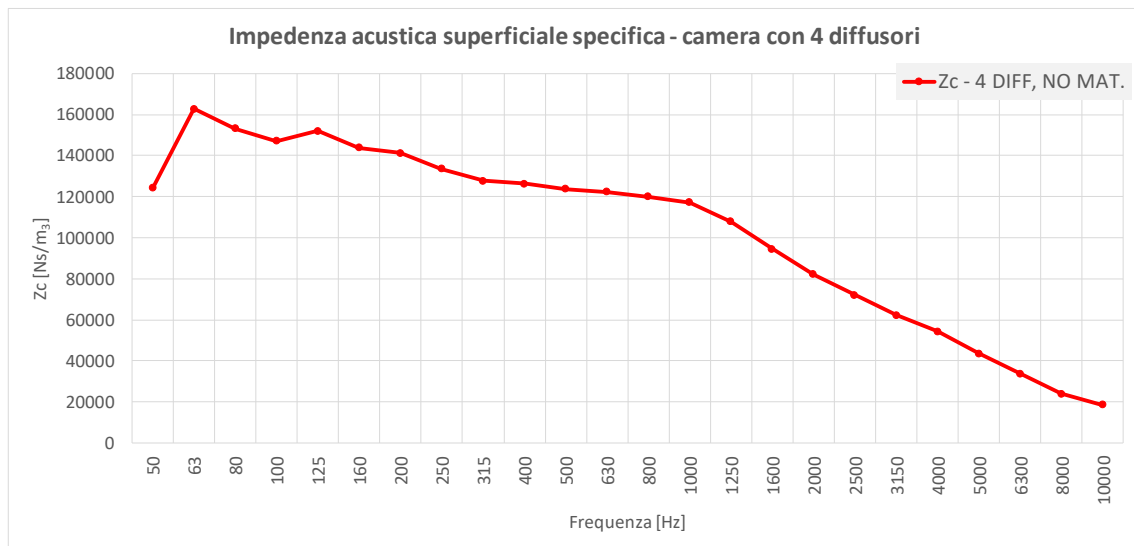


Figura 4.76: Andamento dell'impedenza acustica superficiale per la camera riverberante con 4 diffusori statici.

In tabella 4.21 vengono quindi riportati i dati relativi al tempo di decadimento calcolati in assenza e in presenza del provino di materiale da testare: la variazione calcolata sul tempo di decadimento per frequenze modali adiacenti $\Delta T_{\text{adiacenti}}$; la variazione massima del tempo di decadimento ΔT_{max} all'interno del terzo di banda analizzato; la deviazione standard e il

valore medio riferiti al T_{30} ; il numero di frequenze che ricadono all'interno della banda indagata, tenendo conto di tutte le combinazioni sorgenti-microfono.

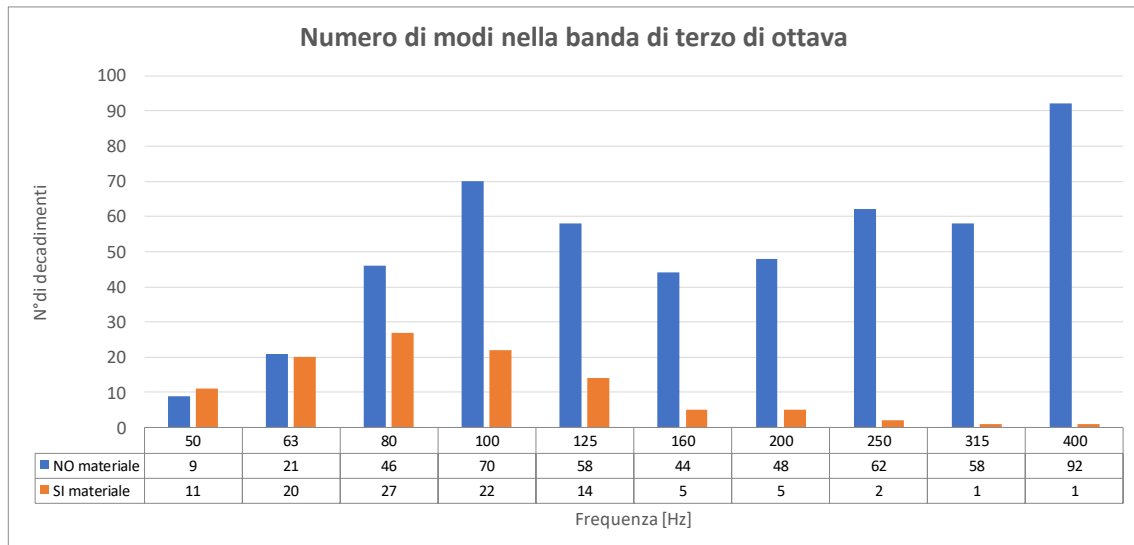


Figura 4.77: Numero di decadimenti presenti all'interno delle bande di terzo di ottava indagata - confronto in assenza e in presenza del materiale assorbente.

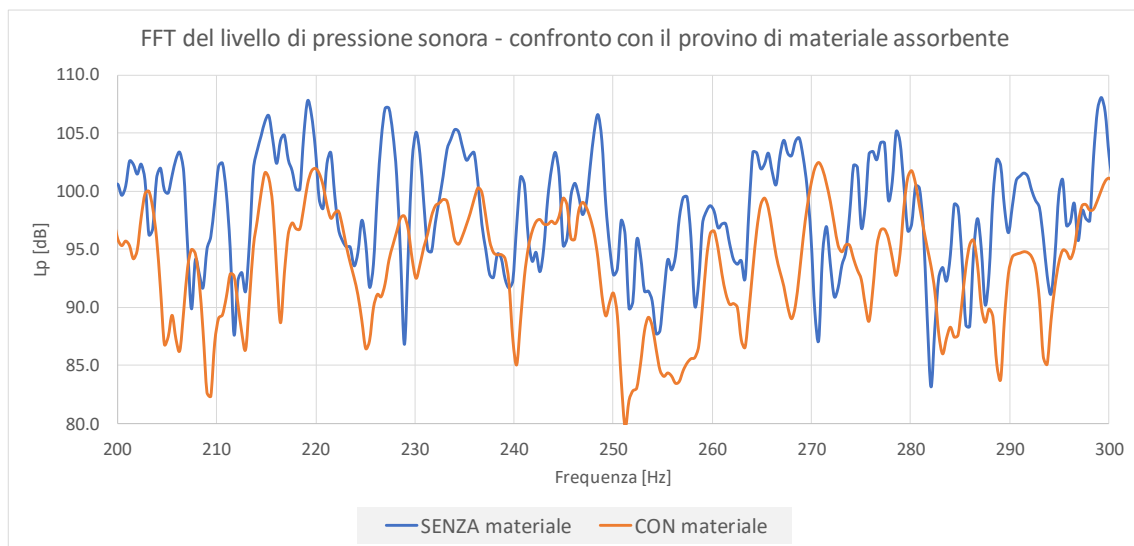


Figura 4.78: Spettro in frequenza della risposta all'impulso - confronto in assenza e in presenza del materiale assorbente.

Per prima cosa si vuole analizzare il numero di frequenze che ricadono all'interno del criterio dopo l'introduzione del materiale, considerando tutte le posizioni microfoniche. Ad eccezione per la banda dei 50 Hz e dei 63 Hz, il numero di frequenze rilevate risulta essere sempre inferiore rispetto alla camera senza provino di materiale. Il divario tra le due configurazioni aumenta con la frequenza, a causa dell'aumento del coefficiente di assorbimento del materiale: il coefficiente di smorzamento modale aumenta di conseguenza, portando ad avere dei decadimenti non lineari, che vengono esclusi dal criterio di selezione. Questo aspetto è visibile in figura 4.78, dove viene riportato uno zoom dello spettro della risposta all'impulso nel range [200 – 300] Hz: confrontando le due configurazioni si nota come i picchi relativi al livello di pressione sonora siano ridotti sia in ampiezza del livello sonoro che in numerosità, mentre l'ampiezza in frequenza risulta aumentata.

Tabella 4.21: Dati relativi al tempo di decadimento T_{30} in banda di terzo di ottava - confronto in assenza e in presenza del materiale assorbente al variare della metodica di analisi.

Terzi di ottava [Hz]	$\Delta T_{\text{adiacenti}}$ [s]	ΔT_{max} [s]	Dev.st T_{30} [s]	T_{30} medio [s]	N° frequenze per banda [s]
SENZA MATERIALE					
50	1.4	0.6	0.3	7.2	9
63	3.0	3.9	1.5	6.8	21
80	2.8	5.4	1.0	6.7	46
100	3.2	3.3	0.9	5.7	70
125	3.8	4.4	1.2	5.7	58
160	4.7	5.8	1.4	6.0	44
200	2.1	3.6	0.8	5.8	48
250	3.4	3.7	1.0	5.4	62
315	3.2	4.0	1.1	4.9	58
400	2.8	2.9	0.8	4.5	92
CON MATERIALE					
40	1.1	4.9	0.2	4.8	2
50	1.7	4.7	0.5	4.1	11
63	1.9	6.2	0.8	4.8	20
80	2.3	5.8	0.6	4.2	27
100	1.4	4.5	0.4	3.7	22
125	0.5	3.8	0.3	3.3	14
160	0.2	3.7	0.3	3.1	5
200	0.5	3.5	0.3	3.2	5
250	0.3	3.0	0.1	2.9	2

Effettuare un confronto tra le due configurazioni risulta difficile in determinate bande in frequenza, a causa della ridotta numerosità dei dati ottenuti in presenza del provino assorbente: i confronti vengono quindi svolti fino alla banda di terzo di ottava dei 125 Hz. In figura 4.79 viene riportato l'andamento della variabilità ottenuta per frequenze adiacenti. Ad eccezione della banda dei 50 Hz, la configurazione con il materiale assorbente presenta dei valori di $\Delta T_{\text{adiacenti}}$ inferiori alla configurazione in assenza: il materiale, nonostante a bassa frequenza abbia un basso coefficiente di assorbimento, riesce comunque ad agire smorzando i tempi di decadimento modali, rendendoli più uniformi. Questo aspetto viene presentato anche in figura 4.80, dove viene riportata la deviazione standard assunta dal T_{30} .

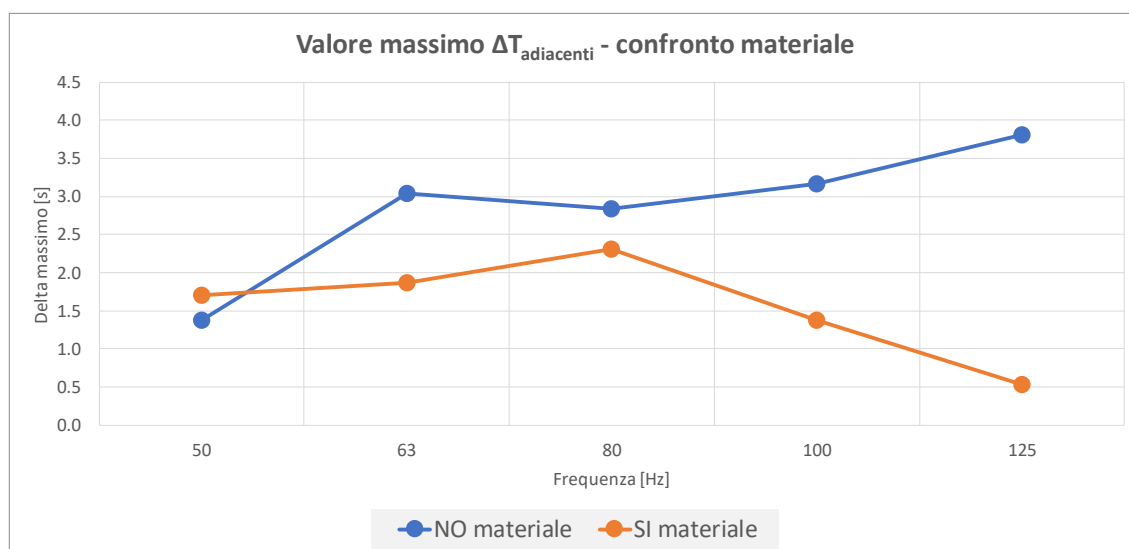


Figura 4.79: Variazione del tempo di decadimento per valori di frequenze adiacenti - confronto in assenza e in presenza del provino di materiale assorbente.

L'andamento di figura 4.80 mostra, come detto precedentemente, la tendenza del tempo di decadimento a stabilizzarsi intorno al valore medio quando viene introdotto il materiale assorbente. È quindi presente una maggiore uniformità del decadimento all'interno dello spazio di misura, rispetto alla condizione di camera vuota.

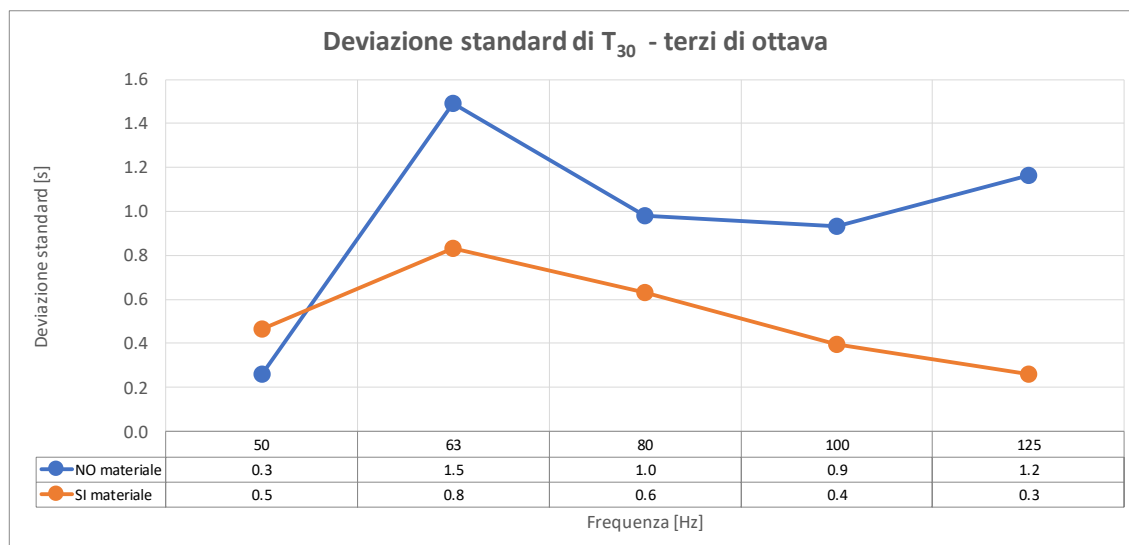


Figura 4.80: Andamento della deviazione standard de tempo di decadimento T_{30} - confronto tra la configurazione in assenza e in presenza del provino di materiale assorbente.

Una maggiore uniformità dei valori di tempo di decadimento è riscontrabile anche nell'analisi della massima differenza tra tutte le frequenze appartenenti ad una singola banda di terzo di ottava (figura 4.79). Anche in questa casistica, l'introduzione del materiale, riduce il delta presente tra il valore massimo e il valore minimo assunto da T_{30} , ad eccezione per la banda relativa ai 50 Hz secondo la metodica della post elaborazione della risposta all'impulso. Ciò è dovuto al fatto che nella banda dei 50 Hz, in presenza del materiale, sono state riscontrate un numero maggiore di frequenze che ricadono all'interno del criterio di selezione, le quali sono caratterizzate da una maggiore variabilità rispetto alla configurazione senza materiale.

In figura 4.81 viene riportato il confronto tra il tempo di decadimento modale medio e il tempo di riverberazione misurato secondo lo standard UNI EN ISO 354, sia in assenza che in presenza del materiale assorbente. Le barre di errore sono relative, per entrambi gli andamenti, alla deviazione standard ottenuta nel caso del metodo del post processamento della risposta all'impulso, sulle diverse frequenze modali rientranti nella banda di terzo di ottava (i valori sono riportati in tabella 4.21), mentre per la norma UNI EN ISO 3382-2 sono stati ottenuti dallo scarto dei tempi di riverberazione calcolati per tutte le combinazioni sorgente-microfono (si ricorda che le posizioni sorgenti sono 3 mentre le posizioni microfoniche sono 6) e per tutte e 3 le sweep di misura. Per quanto riguarda la configurazione in assenza di materiale, si ha che l'andamento ottenuto con l'applicazione della norma sottostima il tempo di decadimento nella banda dei 50 Hz, mentre per le restanti frequenze di centro banda presenta dei valori superiori. Questo è dovuto al fatto che la metodica sperimentale della post elaborazione della risposta all'impulso si basa su una media aritmetica dei decadimenti modali, mentre la UNI EN ISO 3382-2 si basa su una media energetica: conseguentemente si ha che la norma da un peso maggiore ai decadimenti energeticamente superiori, mentre i decadimenti caratterizzati da una pendenza inferiore, e quindi da un T_{30} minore, incidono di meno sul valore complessivo. Questo aspetto è presente anche nella configurazione con materiale, in cui l'andamento ottenuto applicando lo standard di misura è sempre superiore ai dati sperimentali ottenuti tramite la risposta all'impulso. Non tenendo conto quindi della variabilità associata ai

decadimenti, sia in frequenza che entro lo spazio di misura, lo scarto medio ottenuto tramite la UNI EN ISO 3382-2 risulta inferiore rispetto ai valori ottenuti analizzando i singoli decadimenti sperimentali.

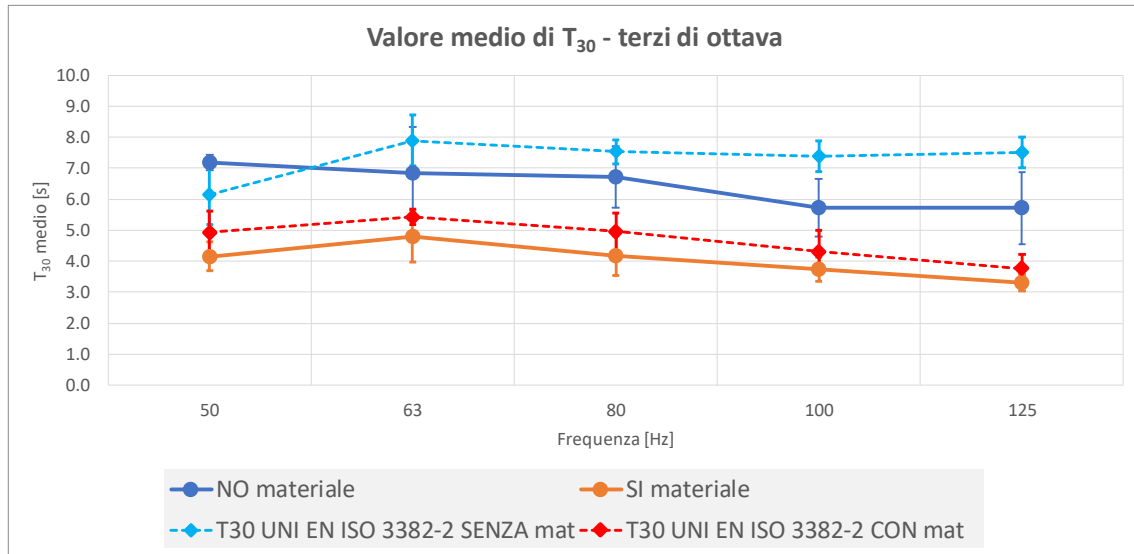


Figura 4.81: Tempo di decadimento modale medio - confronto tra le due configurazioni della camera riverberante in assenza e in presenza del provino di materiale assorbente. Andamenti relativi alla metodica della post elaborazione della risposta all'impulso e alle misure secondo UNI EN ISO 3382-2.

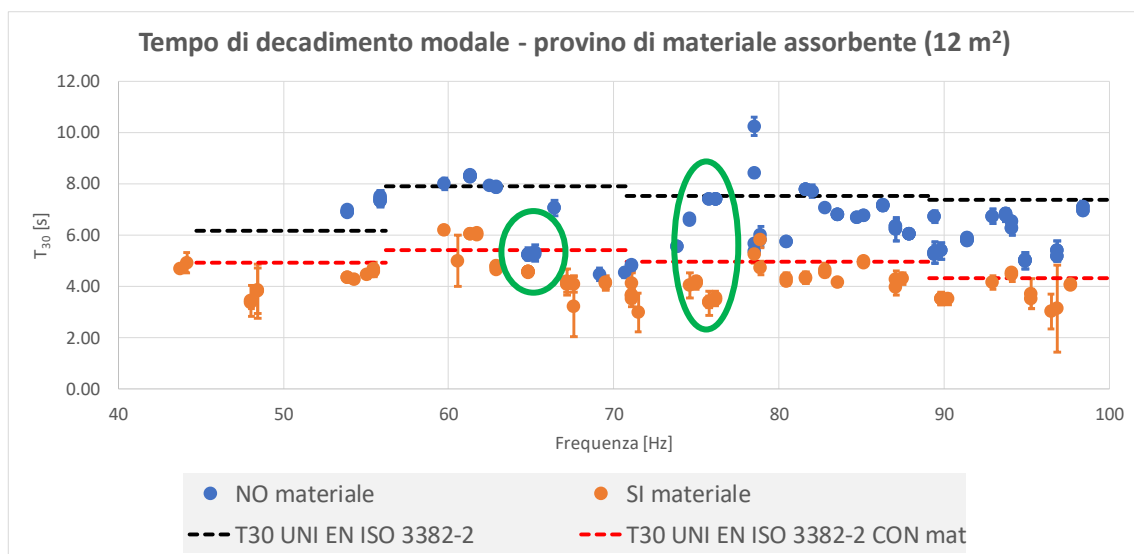


Figura 4.82: Tempi di decadimento modali - zoom nel range in frequenza [40 - 100] Hz.

Un'ultima analisi viene effettuata indagando come il materiale influenza il singolo decadimento modale. Analizzando le due frequenze modali cerchiata in verde in figura 4.82, si nota come il materiale agisca diversamente: la prima, relativa alla frequenza sperimentale di 64.84 Hz, rimane pressoché invariata dopo l'introduzione del materiale, con una variazione del T30 che va dai 5.19 s ai 4.56 s. La seconda frequenza modale, pari a 53.91 Hz, risulta invece essere fortemente influenzata dal materiale, poiché il tempo di decadimento passa da 6.89 s in assenza del materiale assorbente, a 4.33 s con il provino di misura dentro la camera riverberante. I relativi decadimenti sono mostrati in figura 4.83, dove per gli andamenti in blu relativi alla frequenza di 64.84 Hz, il decadimento presenta una pendenza quasi invariata, mentre per la frequenza di 76.17 Hz, gli andamenti sono completamente differenti.

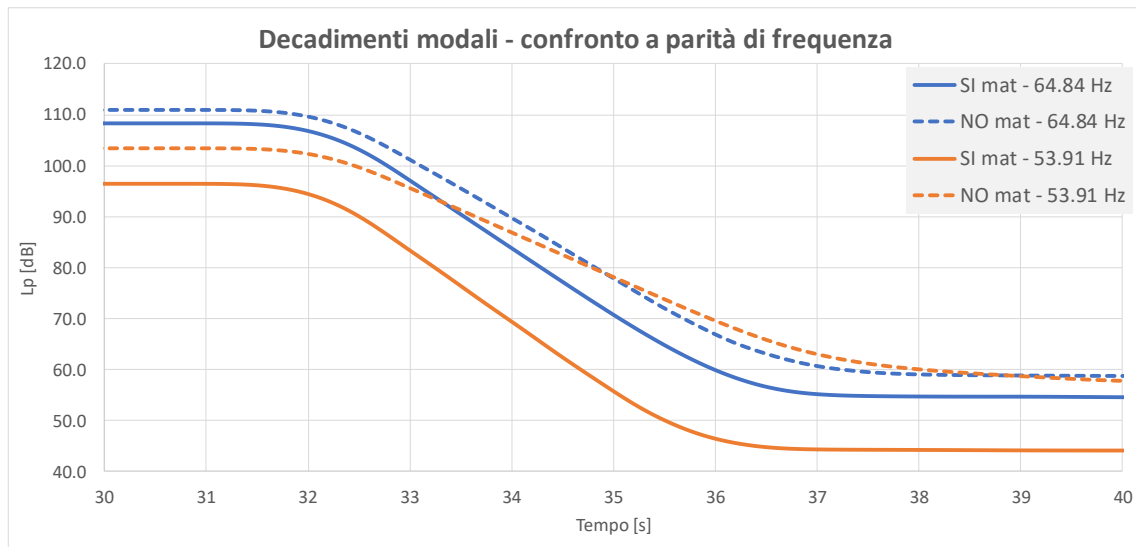


Figura 4.83: Storie temporali dei decadimenti modali – influenza del materiale al variare del modo eccitato.

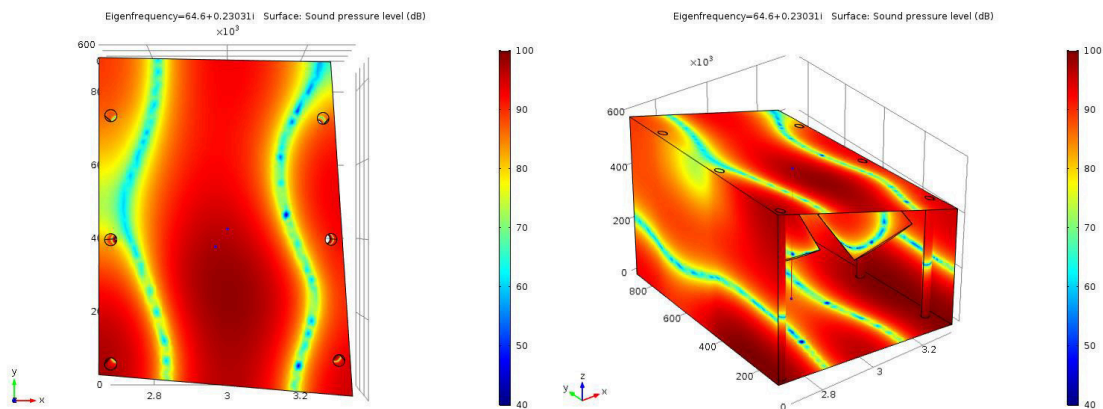


Figura 4.84: Forma modale relativa alla frequenza di 64.6 Hz, ottenuta dall'analisi agli autovalori al FEM.

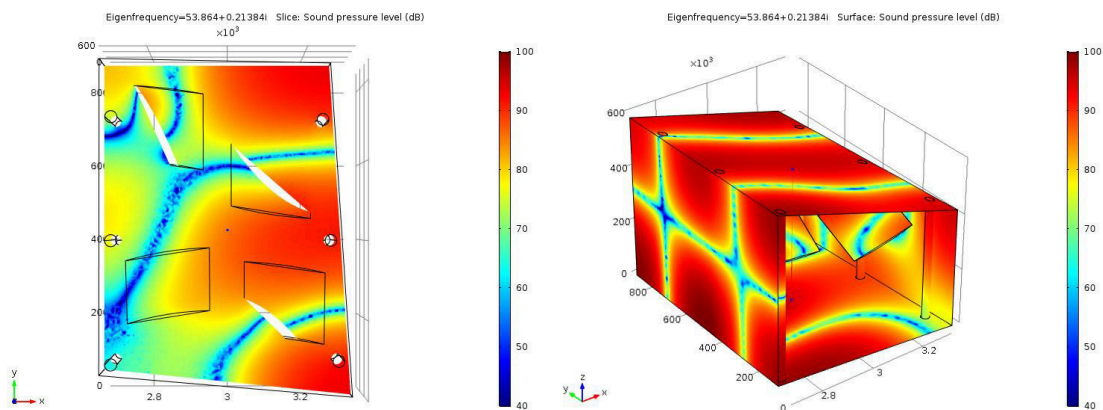


Figura 4.85: Forma modale relativa alla frequenza di 53.9 Hz, ottenuta dall'analisi agli autovalori al FEM.

Per comprendere cosa è accaduto con l'introduzione del materiale, sono riportate in figura 4.84 e 4.85, le forme modali ottenute all'analisi agli autovalori effettuata al FEM, per la configurazione in assenza del materiale assorbente. Riportando le frequenze modali che maggiormente si avvicinano a quelle ottenute sperimentalmente, si nota come la frequenza che rimane invariata, quella relativa al modo dei 64.84 Hz, caratterizzata da una forma modale meno complessa rispetto alla frequenza dei 53.9 Hz, che subisce uno smorzamento maggiore. Conseguentemente si ha che il materiale porta ad una riduzione globale del

tempo di decadimento, poiché la diminuzione del T_{30} si riscontra a tutte le frequenze, ma agisce in maniera differente a seconda della forma modale che si instaura.

4.6. Conclusioni

Nel quarto capitolo è stata presentata un'analisi dettagliata svolta sul comportamento modale della camera riverberante dell'Università di Ferrara. Nello specifico, viene presentata una nuova metodica sperimentale di determinazione del tempo di decadimento modale a bassa frequenza, al di sotto della frequenza di Schroeder stimata pari a 330 Hz, definita metodo del post processamento della risposta all'impulso. Diversamente dalle altre metodiche qui analizzate (metodo della mezza potenza di banda, o dei 3 dB, e tempo di riverberazione calcolato tramite la norma UNI EN ISO 3382-2) il post processamento della risposta all'impulso consente di ottenere sia il tempo di decadimento che la curva di decadimento relativa per il singolo modo eccitato: l'andamento di quest'ultima, ottenuto graficando il livello di pressione sonora in funzione della frequenza, restituisce ulteriori informazioni sul gradi di diffusione raggiunto in camera riverberante. Varie analisi sono state svolte utilizzando la presente metodica.

La prima analisi viene svolta andando a considerare i tempi di decadimenti ottenuti sia per una singola posizione microfonica che di sorgente. Considerando tutti i modi che decadono all'interno della singola banda in frequenza, si nota come frequenze adiacenti siano caratterizzate da tempi di decadimento molto diversi tra di loro, che presentano differenze anche di 1.5 s: a bassa frequenza ciò è dovuto alla presenza di modi energeticamente differenti tra di loro (assiali, tangenziali e obliqui); ad alta frequenza, cioè al di sopra della frequenza di Schroeder, un'elevata variabilità è meno giustificata, poiché vi è una preponderanza di modi obliqui, i quali, secondo la teoria dell'ambiente debolmente smorzato descritto in paragrafo 1.7.2, dovrebbero presentare medesimo coefficiente di smorzamento e medesimo tempo di decadimento. Tale incongruenza viene spiegata dall'impedenza acustica superficiale di figura 4.23, mostrando una forte dipendenza di questa grandezza dalla frequenza, soprattutto per i terzi di ottava superiori.

Analizzando ora la variabilità spaziale del tempo di decadimento, considerando 6 differenti posizioni microfoniche ed una unica posizione della sorgente eccitante, la variabilità presente all'interno della medesima banda di terzo di ottava tra frequenze adiacenti, aumenta ottenendo differenze fino a 4.8 s. All'interno della medesima banda si ottengono quindi delle curve di decadimento che differiscono tra di loro sia per la pendenze che per i livelli di pressione sonora in fase stazionaria. Il primo aspetto è legato alla presenza di modi energeticamente differenti tra di loro; il secondo aspetto è legato invece alle coordinate spaziali della singola posizione microfonica, la quale può trovarsi o meno in prossimità di una piano nodale. Per quanto riguarda invece la deviazione standard e il tempo di decadimento medio in banda di terzo di ottava, entrambi gli indicatori presentano un andamento decrescente all'aumentare della frequenza: il primo associato alla maggiore variabilità dei modi a bassa frequenza; il secondo dovuto all'aumento del coefficiente di assorbimento, a camera vuota, con l'aumentare della frequenza.

A parità di frequenza indagata si ha invece che i decadimenti ottenuti su più posizioni microfoniche, presentano la medesima pendenza e di conseguenza il medesimo tempo di decadimento modale: tale considerazione supporta l'ipotesi dell'ambiente debolmente smorzato, secondo cui il singolo modo decade all'interno dell'ambiente circoscritto variando in ampiezza (livello di pressione sonora in fase stazionaria diverso in base alla posizione), ma mantenendo la stessa pendenza in ogni punto.

La stessa analisi è stata condotta utilizzando un'unica posizione microfonica e diverse posizioni sorgente. Le considerazioni effettuate sulla variabilità dei modi nella singola banda

in frequenza e sui due indicatori di deviazione standard e di media del tempo di decadimento, sono i medesimi ottenuti nella precedente analisi, notando però dei valori superiori e, di conseguenza, una maggiore variabilità spaziale dei decadimenti al variare della posizione sorgente.

A seconda di dove la posizione sorgente viene collocata, i modi eccitati non sono i medesimi: se la sorgente si trova infatti in prossimità dei piani modali associati ad una determinata frequenza modale, il modo associato a tale frequenza non viene eccitato. Si nota inoltre che la stessa frequenza modale non viene riscontrata su tutte e 3 le posizioni sorgenti utilizzate. Questo aspetto risulta essere critico per quelle metodiche che determinano il tempo di riverberazione effettuando la media di tutti i decadimenti all'interno della banda in frequenza: se il numero delle posizioni sorgenti non è adeguato, alcuni modi non vengono eccitati, portando ad errori nella stima del valore corretto.

Analizzando infine tutte le posizioni microfoniche e tutte le posizioni sorgenti, le considerazioni sono analoghe ai due casi precedenti. L'aspetto maggiormente interessante riguarda il confronto tra il numero di modi ottenuti sperimentalmente e ottenuti tramite l'analisi agli autovalori al FEM: si ha che per bande di terzo di ottava inferiori ai 125 Hz, le due metodiche di indagine riportano un conteggio delle frequenze modali analoghe; per frequenze superiori si ha invece che la metodica sperimentale presenta un conteggio inferiore, dovuto sia ad una maggiore sovrapposizione modale che porta ad una più difficoltosa individuazione dei picchi modali, sia ad una risoluzione in frequenza non abbastanza elevata.

Per valutare se la metodica di analisi proposta può essere utilizzata per comprendere come l'introduzione di elementi diffondenti agiscano sul campo sonoro, migliorandone il grado di diffusione, la stessa analisi, considerando tutte le posizioni sorgenti e microfoniche, viene eseguita per la configurazione in assenza e in presenza dei 4 diffusori statici appesi a soffitto. Confrontando le due configurazioni di misura, si ha che in presenza dei 4 diffusori, sia la massima variazione tra modi adiacenti che la deviazione standard associata al tempo di decadimento, diminuiscono: ciò è dovuto alla tendenza dei diffusori a riorientare i modi che si instaurano e, di conseguenza, a diminuire la differenza tra modi energeticamente differenti. Analizzando i decadimenti modali a parità di frequenza, si ha che in presenza dei diffusori i decadimenti risultano più lineari, dimostrando un maggiore grado di uniformità. Infine, unendo l'analisi sperimentale alle forme modali ottenute al FEM, è stato possibile comprendere a partire da che frequenza i diffusori agiscono sul campo sonoro, visualizzando sia come variano i decadimenti che la distribuzione di pressione all'interno dell'ambiente di misura.

Oltre a confrontare le diverse configurazioni di misura, sono state confrontate 3 metodiche di indagine: il post processamento della risposta all'impulso; il metodo della mezza potenza di banda; il tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 3382-2. Le prime due metodiche riguardano l'analisi del tempo di decadimento modale. Il metodo dei 3 dB, presenta il pregio di necessitare un minor rapporto segnale/rumore per la determinazione dei picchi modali anche a frequenze molto basse, ma di contro necessita di una maggiore risoluzione in frequenza e non restituisce le informazioni legate al decadimento modale fornite dal nuovo metodo presentato. La metodica dei 3 dB, pur restituendo dei tempi di decadimento superiori rispetto al post processamento della risposta all'impulso, presenta i medesimi trend nelle analisi svolte sia all'interno della singola banda di terzo di ottava che a parità di frequenza.

Per quanto riguarda invece la norma UNIN EN ISO 3382-2, utilizzata nella stima del tempo di riverberazione, presenta diverse problematiche rispetto alle due metodiche sopra citate: essa restituisce dei valori in terzi di ottava, mediando tutti i decadimenti che ne fanno parte. Essendo una media energetica, tiene conto solo dei modi maggiormente energetici, mentre

quelli meno influenti vengono scartati; inoltre non restituisce nessun tipo di informazione sulla distribuzione dei singoli modi o su come essi decadano. Infine, l'errore sul tempo di riverberazione stimato dalla norma risulta essere notevolmente inferiore rispetto a quello stimato dalle precedenti metodiche: la norma tende, di conseguenza, a non considerare l'elevata variabilità sia spaziale che in frequenza, associata ai differenti modi eccitati.

L'ultima analisi viene invece condotta confrontando la camera riverberante in assenza e in presenza del provino di materiale assorbente, utilizzato per lo svolgimento delle misure secondo la norma UNI EN ISO 354. Introducendo il materiale si ha che il numero di modi riscontrati dalla metodica sperimentale diminuiscono, soprattutto ad alta frequenza dove l'aumento di assorbimento porta all'esclusione di un maggior numero di decadimenti non lineari; a bassa frequenza il numero dei modi rimane invece pressoché invariato. Il tempo di decadimento subisce invece una riduzione, per l'aumento dell'assorbimento, ma presenta anche una maggiore stabilità rispetto al valore medio, come indicato dalla ridotta deviazione standard. Per quanto riguarda invece la forme modali ottenute al FEM, esse rimangono invariate: l'introduzione del materiale porta di conseguenza ad una globale riduzione del tempo di decadimento modale, agendo maggiormente su quei modi che presentano una forma modale più complessa.

5. Studio numerico della camera riverberante

L'ultima parte dell'elaborato riguarda lo studio numerico effettuato sulla camera riverberante dell'Università di Ferrara. Lo scopo di tale analisi risiede nel valutare se il calcolo agli elementi finiti può essere considerato un buon strumento di indagine, sia per comprendere le dinamiche del campo sonoro che si instaura all'interno dell'ambiente chiuso e valutarne l'effettivo grado di diffusione, sia per l'utilizzo di tale mezzo di ricerca nella progettazione di futuri ambienti adibiti allo svolgimento di misure standardizzate.

Le simulazioni che vengono eseguite sono molteplici. Per prima cosa viene effettuato uno studio degli autovalori (eigenfrequency) dell'ambiente di misura, il quale restituisce sia i valori delle frequenze che le forme modali, in modo tale da determinare la tipologia di modo che si instaura e che distribuzione di pressione presenta all'interno dello spazio indagato.

Successivamente viene effettuata l'analisi forzata della camera. Quest'ultima viene eccitata tramite una sorgente sonora puntiforme e monopolo, all'interno di un range in frequenza [10 – 400] Hz, collocata in 2 differenti posizioni: la prima ad angolo, come per il setup di misura utilizzato per l'esecuzione della risposta all'impulso, e la seconda posizionata nelle coordinate relative alla S02 definita dai limiti imposti dalla norma UNI EN ISO 354. Presso 9 differenti posizioni microfoniche, 3 ad angolo e 6 nello spazio centrale seguendo sempre le prescrizioni della UNI EN ISO 354, viene determinato il livello di pressione sonora numerico, per poi confrontarlo con l'analogo andamento sperimentale. Tale fase di confronto viene utilizzata per validare sperimentalmente il modello FEM, valutando se riesce a stimare in maniera corretta il campo sonoro che si instaura nell'ambiente di prova.

Una volta validato il modello numerico, vengono effettuate le due procedure di qualificazione definite all'interno della norma UNI EN ISO 3741. La prima, riportata nell'Appendice C, riguarda la procedura di qualifica per la misura del suono ad ampio spettro. Definiti sia le condizioni al contorno, ipotizzando una distribuzione di impedenza acustica superficiale uniforme su tutte le pareti, che la tipologia di sorgente sonora simulata (puntiforme e monopolo di potenza unitaria), viene determinato il livello di pressione sonora sulle 6 posizioni microfoniche (descritte in tabella 3.2 e mostrate in figura 3.5), al variare delle 6 posizioni sorgenti (anche esse descritte in tabella 3.1 e mostrate in figura 3.4). Dai livelli così ottenuti si determina lo scarto tipo s_s , da confrontare sia con l'andamento sperimentale che con i limiti imposti dalla norma.

La seconda procedura di qualifica viene riportata all'interno dell'Appendice D della UNI EN ISO 3741, in cui si qualifica la camera per la misura di componenti di frequenze discrete. La modellazione è la medesima dell'Appendice C, sia per le condizioni al contorno che per la sorgente sonora, la quale eccita l'ambiente di prova alle frequenze stabilite dalla norma. In questo caso la simulazione viene svolta per due differenti setup di misura: il primo in cui sono presenti 6 posizioni microfoniche discrete; il secondo in cui si utilizza il microfono rotante, semplificandolo andando a stimare il valore medio del livello di pressione sonora su 74 posizioni microfoniche che giacciono sulla traiettoria continua. Anche in questo caso, dalle due differenti configurazioni viene stimato lo scarto tipo s_r , da confrontare con i relativi dati sperimentali.

L'ultima fase di studio riguarda invece la stima del decadimento modale, applicando ai dati numerici ottenuti dalle simulazioni FEM 3 differenti metodiche di indagine. Come primo step, si determina, al FEM, sia la componente reale che immaginaria della pressione sonora in ogni postazione microfonica, per poi ricostruire, tramite uno script sviluppato in Matlab 2016, la risposta all'impulso numerica. Quest'ultima viene importata come file .wav all'interno del software di post elaborazione Samurai 2.6 e, utilizzando lo stesso procedimento descritto in paragrafo 4.1.1, si determina lo spettro del livello di pressione

sonora e le storie temporali dei decadimenti per tutte le linee spettrali. Successivamente vengono utilizzati 3 differenti metodi di indagine per la determinazione del tempo di decadimento modale: alle storie temporali dei decadimenti sonori, viene applicata la metodica della post-elaborazione della risposta all'impulso, per determinare sia le curve che i tempi di decadimento modali; allo spettro in frequenza del livello di pressione sonora, viene invece applicato il metodo della mezza potenza di banda, per il calcolo dei soli tempi di decadimento modali; infine, la risposta all'impulso numerica, viene utilizzata come file sorgente per la determinazione del tempo di riverberazione secondo la norma UNI EN ISO 3382-2.

5.1. Modellazione agli elementi finiti – FEM

I problemi della fisica sono, solitamente, legati ad equazioni di carattere integrale o differenziale e le soluzioni “esatte” di tali equazioni, forniscono una descrizione completa del comportamento fisico del sistema in esame. Tuttavia, principalmente, a causa della complessità dei problemi reali (geometria, proprietà, condizioni al contorno, ...), è più utile determinare delle soluzioni approssimate, ricorrendo a dei metodi di previsione.

Come mostrato nel capitolo 1, la soluzione analitica all'equazione delle onde, basata su un problema differenziale alle derivate parziali, è ottenibile soltanto effettuando numerose e restrittive ipotesi sia sul campo sonoro indagato, che sulle condizioni al contorno. Per studiare problemi di carattere acustico si utilizzano principalmente quattro metodi di simulazione:

- FEM (Finite Element Method) ovvero metodo agli elementi finiti;
- BEM (Boundary Element Method) ovvero metodo agli elementi al contorno;
- SEA (Statistical Energy Analysis) ovvero analisi al bilancio statistico;
- Modelli geometrici.

Ogni metodo è indicato per un diverso range in frequenza, in particolare i metodi FEM e BEM sono utilizzati principalmente alle basse frequenze (anche se per sistemi la cui geometria non è molto complessa è possibile estendere il loro range di utilizzo anche a 4-5 kHz). Il metodo SEA è principalmente utilizzato per analisi alle medio-alte frequenze, in quanto una delle condizioni necessarie è che sia molto elevata la densità modale. Infine i metodi geometrici sono principalmente utilizzati per l'analisi alle medio-alte frequenze, anche se è possibile implementare algoritmi capaci di prevedere il comportamento acustico di un sistema a bassa frequenza (metodo delle sorgenti immagine complesso).

Poiché l'indagine effettuata nel presente elaborato si basa sull'analisi del campo sonoro che si instaura a bassa frequenza, dove la condizione di campo diffuso viene meno per la presenza dei modi propri dell'ambiente, le simulazioni effettuate sulla camera riverberante vengono svolte utilizzando un metodo agli elementi finiti FEM, tramite l'utilizzo del software di calcolo Comsol 5.2.

Il metodo agli elementi finiti è uno dei metodi numerici più comuni per risolvere problemi di fisica e ingegneria, e consiste nella determinazione della distribuzione di una o più variabili in un dominio continuo, governate da una o più equazioni differenziali e condizioni al contorno.

Alla base del metodo FEM in acustica vi è:

- la trasformazione del problema originale in una formulazione integrale equivalente (metodo variazionale o dei residui pesati). In realtà esiste un metodo diretto di

risoluzione di modelli FEM (in analogia al metodo delle rigidezze in analisi strutturale) ma in genere è utilizzato per problemi molto semplici;

- l'approssimazione delle distribuzioni delle variabili di campo (ad esempio la pressione sonora in un problema di FEM acustico) e della geometria del mezzo continuo in termini di opportune funzioni di approssimazione (funzioni di forma) definiti per piccoli sottodomini (elementi finiti) del mezzo continuo. L'insieme degli elementi finiti è denominato mesh.

L'equazione (1.4) riporta l'equazione di Helmholtz in forma semplificata, poiché essa non tiene conto del termine sorgente q . Nella sua formulazione completa, essa diventa quindi:

$$\frac{\partial^2 \hat{p}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \hat{p}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \hat{p}}{\partial z^2} + k^2 \hat{p} = -j\rho\omega q \quad (5.1)$$

Dove j rappresenta l'unità immaginaria, ρ è la densità dell'aria [kg/m^3] e ω è la frequenza angolare [$1/\text{rad}$]. Passando dal dominio analitico continuo al dominio discreto della modellazione numerica, l'equazione (5.1) viene riscritta come termini di pressione ai nodi della discretizzazione:

$$([K_a] + j\omega[C_a] - \omega^2[M_a])\{p_i\} = \{F_a\} \quad (5.2)$$

Dove:

- $[K_a]$: matrice di rigidezza acustica;
- $[C_a]$: matrice di smorzamento acustico;
- $[M_a]$: matrice di massa acustica;
- $\{F_a\}$: fattore delle sorgenti esterne.

La risoluzione dell'equazione (5.2), imponendo le opportune condizioni al contorno, permette di determinare la pressione ai nodi $\{p_i\}$ da cui è possibile successivamente ottenere il valore della pressione acustica in qualunque punto del dominio per mezzo della seguente approssimazione:

$$p(x, y, z) \approx [N]\{p_i\} \quad (5.3)$$

Dove $[N]$ costituisce il set delle funzioni di forma.

5.2. Modello 3D della camera riverberante

Per poter effettuare lo studio del comportamento acustico della camera riverberante utilizzando un software di modellazione numerica, si deve per prima cosa ricostruire la geometria 3D dell'ambiente di prova tramite un software CAD. Poiché l'analisi si basa sul calcolo del campo sonoro all'interno di un mezzo di propagazione, che in questo caso coincide con l'aria racchiusa dalle pareti, del modello strutturale bisogna determinare il volume d'aria interno, andando a sottrarre tutti quegli elementi solidi che non ne fanno parte, come ad esempio le colonne e i diffusori statici. Le 3 geometrie così ottenute (figura 5.1) si riferiscono alle differenti configurazioni della camera riverberante testate:

- Camera riverberante vuota (SENZA diffusori): dal volume di aria totale, racchiuso dalle pareti, vengono sottratte le 6 colonne;
- Camera riverberante con 4 diffusori statici: in questo caso, oltre alle 6 colonne, vengono sottratti i volumi relativi ai 4 diffusori statici installati;

- Camera riverberante con materiale assorbente: in questo caso si ha che alla configurazione sia a camera vuota che in presenza dei diffusori statici, viene aggiunto un parallelepipedo di 12 m² di superficie (3 m x 4 m) si spessore 10 cm, che rappresenta il provino di materiale utilizzato nei test della UNI EN ISO 354.

Le 5 sorgenti sonore e i 9 microfoni sono stati modellati come degli elementi puntiformi, le cui coordinate spaziali sono riportate in:

- Le 3 posizioni sorgente relative alla UNI EN ISO 354 sono riportate in tabella 3.29.
- La posizione sorgente utilizzata nella qualificazione della norma UNI EN ISO 3741 appendice D, presenta le medesime coordinate x e y della posizione microfonica S04 di tabella 3.1. L'altezza è nulla poiché è collocata a terra.
- La sorgente sonora ad angolo, è stata collocata come mostrato in figura 4.1, posizionata sul pavimento e di fronte alla colonna.
- Le 6 posizioni microfoniche relative alla UNI EN ISO 3741 e 354 sono riportate in tabella 3.2.
- Le 3 posizioni microfoniche ad angolo sono state collocate all'interno del modello 3D posizionandosi alla distanza di 5 cm dallo spigolo, ottenuto ponendosi a 45° sia dalle pareti laterali che dal soffitto/pavimento.

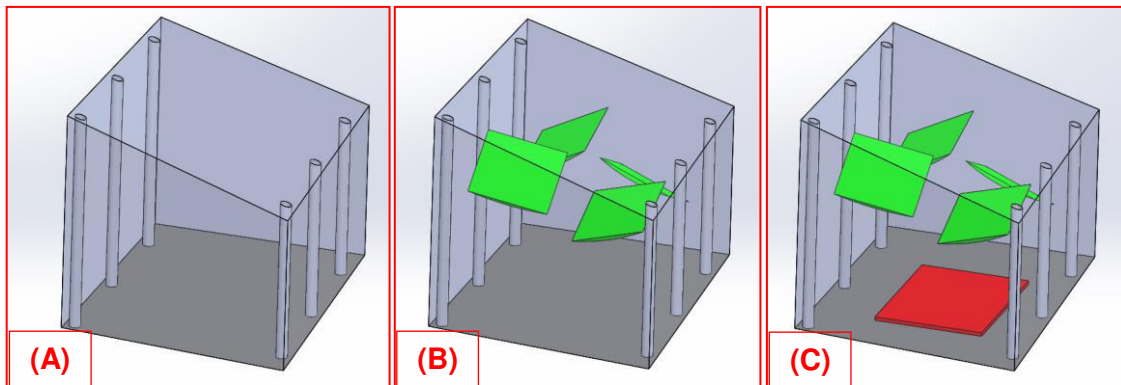


Figura 5.1: Modelli 3D per la simulazione al FEM della camera riverberante – (A) camera SENZA DIFFUSORI; (B) camera con 4 DIFFUSORI; (C) camera con 4 DIFFUSORI + provino UNI EN ISO 354.

5.3. Analisi agli autovalori della camera riverberante

La prima fase di indagine effettuata al FEM riguarda l'analisi agli autovalori, eseguita per determinare le frequenze modali della camera riverberante dell'Università di Ferrara. Tale analisi risulta fondamentale nel determinare i modi propri dell'ambiente di prova, senza la presenza di un elemento sorgente che ne forza la risposta, tenendo conto dello smorzamento. Come descritto nel paragrafo 1.4, lo studio del campo sonoro all'interno di un ambiente circoscritto debolmente smorzato, tenendo quindi in considerazione l'impedenza acustica delle pareti, può essere eseguito soltanto per via numerica, a causa della complessità delle equazioni che lo governano. All'interno del modello FEM, si dimostra che il calcolo delle frequenze di risonanza avviene tramite un'equazione del tipo:

$$[K_A]\{\phi_m\} = (2\pi f_m)^2 [M_a]\{\phi_m\} \quad (5.4)$$

in cui f_m sono le frequenze di risonanza $[(2\pi f_m) = \omega_m$ sono gli autovalori] e ϕ_m sono le autofunzioni, che restituiscono le distribuzioni modali alla data frequenza di risonanza.

Il modello FEM implementato all'interno del software Comsol 5.2, è un modello 3D che si basa sulla fisica di risoluzione definita come "Pressure Acoustics, Frequency Domain": essa consiste nello studio del comportamento acustico di uno o più elementi fluidi accoppiati tra

di loro, all'interno del dominio delle frequenze. Non tiene conto della componente vibratoria strutturale, considerando le pareti e gli elementi strutturali entro il dominio fluido come infinitamente rigidi. In questa parte del modello vengono impostate le condizioni al contorno delle pareti e degli elementi solidi (diffusori e colonne).

- **Pressure acoustic:** definisce le equazioni di risoluzione e le caratteristiche del dominio fluido analizzato. Trattandosi di aria, il dominio viene modellato come un fluido lineare elastico, che necessita soltanto delle grandezze relative alla velocità del suono e alla densità per essere caratterizzato. Le grandezze sono definite dalle equazioni (5.5) e (5.6), in cui c_0 rappresenta la velocità del suono in aria [m/s], ρ_0 e T rappresentano rispettivamente la densità [kg/m³] e la temperatura [°C] dell'aria, quest'ultima impostata pari a 20 °C.

$$c_0 = 20.05\sqrt{273+T} \quad (5.5)$$

$$\rho_0 = 1.29 \left(\frac{273}{273+T} \right) \quad (5.6)$$

Sempre all'interno della fisica di modellazione, viene definita un'altra condizione al contorno riguardante l'impedenza delle pareti e degli elementi strutturali della camera. Ipotizzando la condizione di muri localmente reagenti (il valore dell'ammittanza acustica specifica, grandezza inversa all'impedenza, deve essere reale e molto piccolo $\ll 1$), si ha che l'impedenza diventa una funzione che dipende esclusivamente dalla frequenza e non dall'angolo di incidenza. Il coefficiente di assorbimento della camera può essere quindi distribuito in modo uniforme o casuale nella camera stessa, ma tutte le superfici devono presentare proprietà acustiche medie uniformi.

Per determinare l'impedenza acustica superficiale della camera riverberante vuota, viene utilizzata l'equazione (5.7) riferita ai coefficienti di assorbimento per incidenza diffusa, stabilito all'interno della norma UNI EN ISO 105340-2.

$$\alpha_{st} = 8 \frac{z'}{z'^2 + z''^2} \left[1 - \frac{z'}{z'^2 + z''^2} \ln(1 + 2z' + z'^2 + z''^2) + \frac{1}{z''} \frac{z'^2 - z''^2}{z'^2 + z''^2} \arctan \frac{z''}{1 + z'} \right] \quad (5.7)$$

Dove:

- α_{st} : coefficiente di assorbimento sonoro per incidenza diffusa per materiali localmente reagenti. La grandezza viene riportata all'interno della norma UNI EN ISO 105340-2 per la "Determinazione del coefficiente di assorbimento acustico e dell'impedenza acustica di tubi di impedenza";
- $z = Z/\rho_0 c_0$: impedenza acustica normalizzata;
- $z' = R/\rho_0 c_0$: parte reale dell'impedenza acustica normalizzata;
- $z'' = X/\rho_0 c_0$: parte immaginaria dell'impedenza acustica normalizzata.

Al fine di determinare il valore dell'impedenza in terzi di ottava, vengono applicate le suddette ipotesi valide nella configurazione della camera riverberante vuota (impedenza indipendente dall'angolo di incidenza e di valore elevato), in modo tale che la parte immaginaria z'' risulti essere nulla e di conseguenza la formula per l'assorbimento diventa:

$$\alpha_{st} = 8 \frac{1}{z'} \left[1 - \frac{1}{z'} \ln(1 + 2z' + z'^2) \right] \quad (5.8)$$

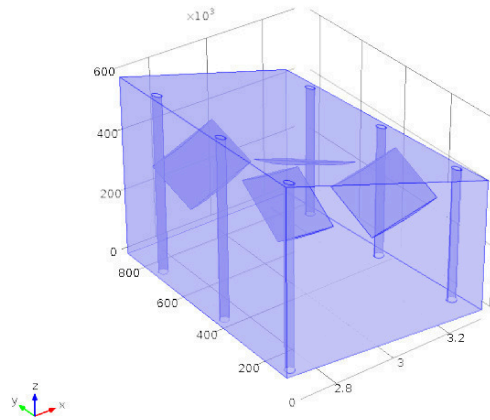


Figura 5.2: Condizione al contorno relativa all'impedenza imposta alle pareti.

- Mesh: la mesh (figura 5.3) che viene impostata utilizza degli elementi di tipo tetraedrici per la discretizzazione del dominio. L'accuratezza della soluzione dipende dal numero di elementi e migliora all'aumentare di questi ultimi, fino a giungere alla condizione di convergenza della soluzione. Si dimostra che per ottenere risultati attendibili all'interno di un certo range in frequenza, è necessario discretizzare la geometria utilizzando almeno 6 elementi (meglio 10) per lunghezza d'onda. La formula per impostare la massima lunghezza del singolo elemento è data da:

$$\lambda_{\max} = \frac{c}{f_{\max}} = \frac{343}{300} \approx 1.14 \text{ [m]} \quad (5.9)$$

$$6 \cdot \dim_{el} = \lambda_{\max} \Rightarrow \dim_{el} = \frac{\lambda_{\max}}{6} = \frac{c \cdot 100}{6 \cdot f_{\max}} = 19.06 \text{ [cm]}$$

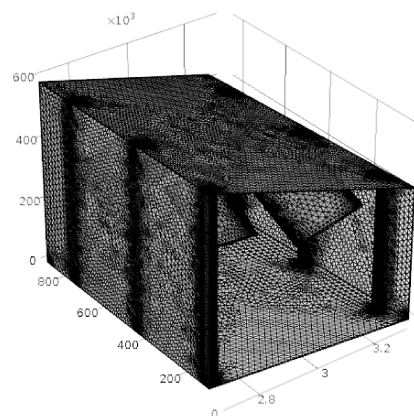


Figura 5.3: Mesh applicata al dominio fluido della camera riverberante simulata.

Nelle presenti simulazioni, la frequenza massima f_{\max} è stata stabilita pari a 300 Hz e sono stati utilizzati 6 elementi per lunghezza d'onda. Queste due grandezze sono

state scelte in modo tale da limitare i costi computazioni delle simulazioni, a causa dell'elevato volume della geometria da discretizzare.

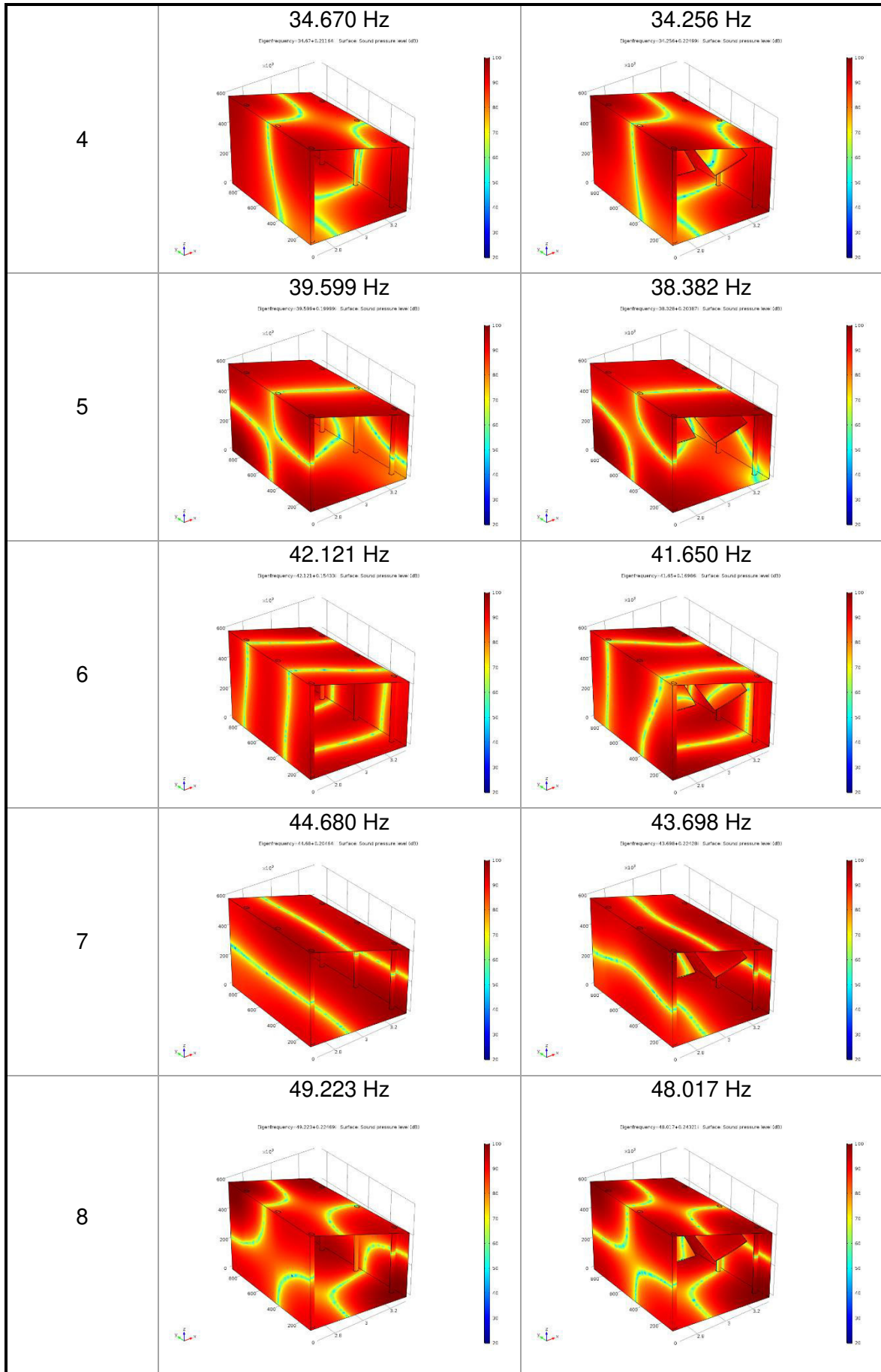
- Studio: lo studio impostato in questa casistica si chiama "Eigenfrequency" e riguarda l'analisi degli autovalori e degli autovettori per la determinazione dei rispettivi frequenze modali e forme modali.

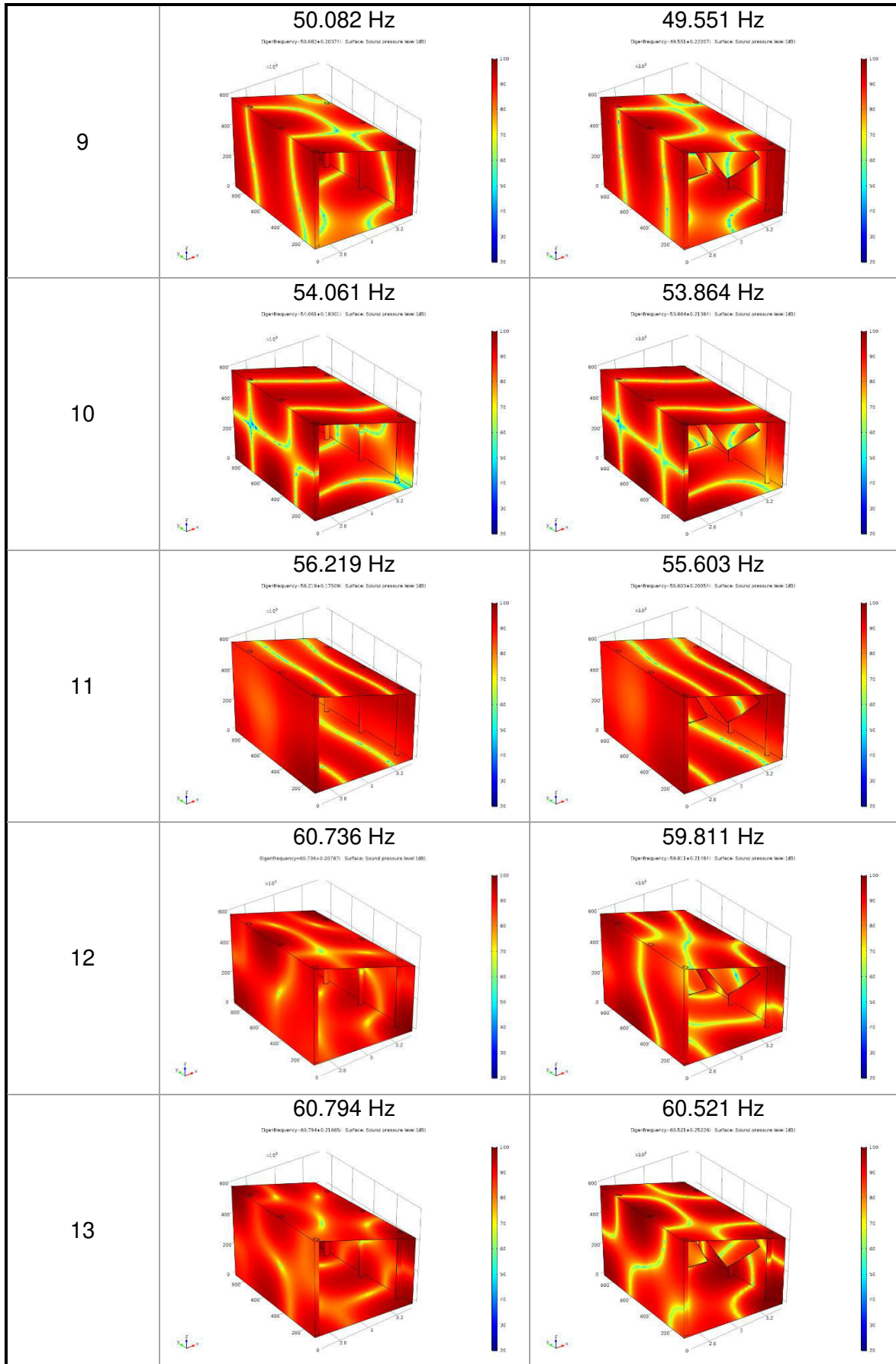
5.3.1. Risultati della simulazione – modi proprio della camera riverberante

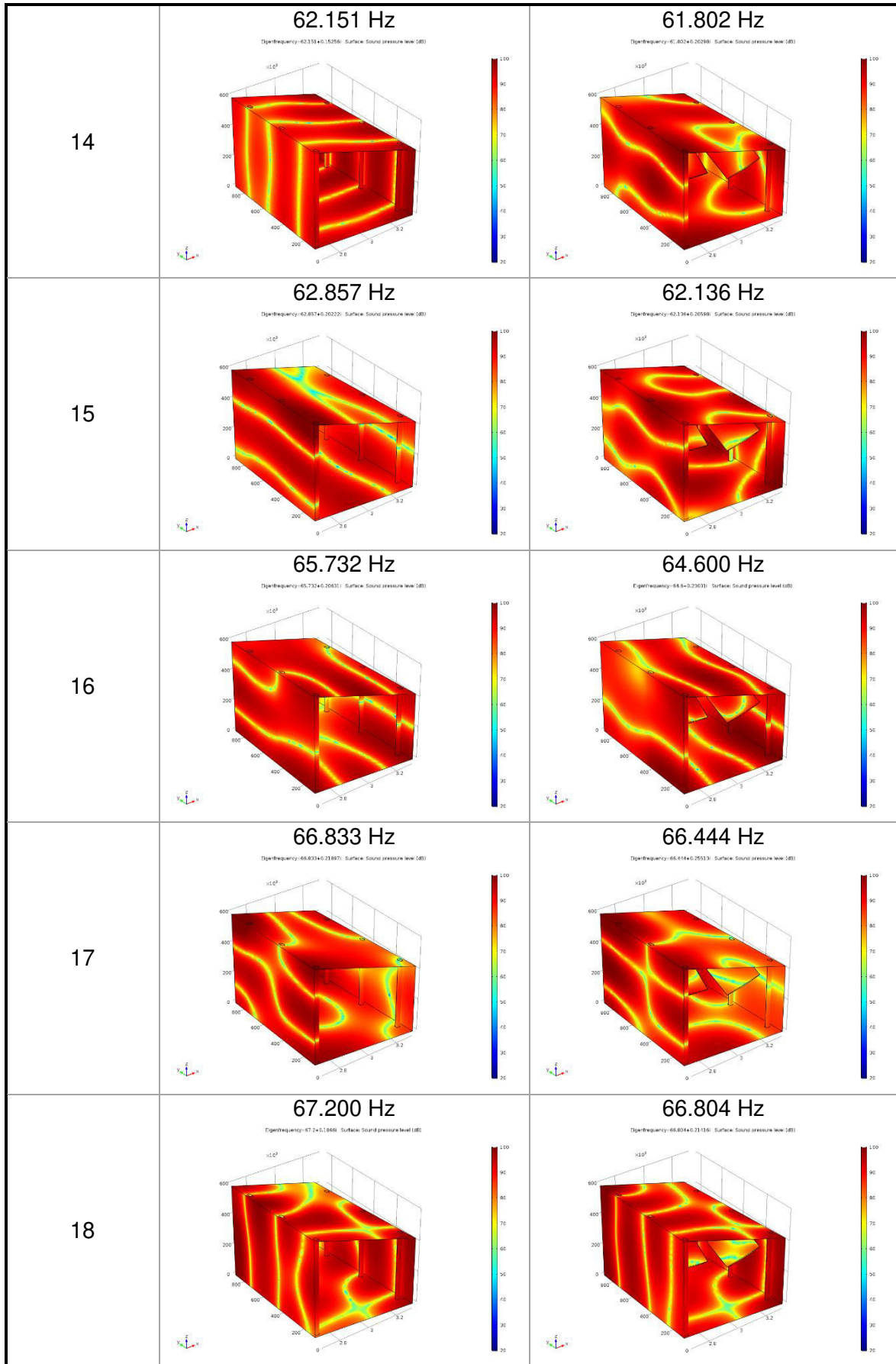
Nella presente analisi vengono determinati i modi propri dell'ambiente simulato unitamente alle relative forme modali. Oltre a mostrare i valori ottenuti relativi alle frequenze modali, vengono riportati in tabella 5.1 le distribuzioni del livello di pressione, confrontando a parità di modo eccitato le due configurazioni di indagine: camera vuota SENZA DIFFUSORI e camera con installati 4 DIFFUSORI statici.

Tabella 5.1: Modi propri e forme modali ottenute al FEM per la camera riverberante - confronto tra la configurazione SENZA DIFFUSORI e la configurazione con 4 DIFFUSORI statici.

N° modo	SENZA DIFFUSORI	4 DIFFUSORI
1	<p>20.865 Hz</p> <p>Eigenfrequency=20.865+0.20832i Surface: Sound pressure level (dB)</p>	<p>20.704 Hz</p> <p>Eigenfrequency=20.704+0.1829i Surface: Sound pressure level (dB)</p>
2	<p>27.695 Hz</p> <p>Eigenfrequency=27.695+0.20263i Surface: Sound pressure level (dB)</p>	<p>27.275 Hz</p> <p>Eigenfrequency=27.275+0.19909i Surface: Sound pressure level (dB)</p>
3	<p>33.461 Hz</p> <p>Eigenfrequency=33.461+0.18182i Surface: Sound pressure level (dB)</p>	<p>32.392 Hz</p> <p>Eigenfrequency=32.392+0.16189i Surface: Sound pressure level (dB)</p>







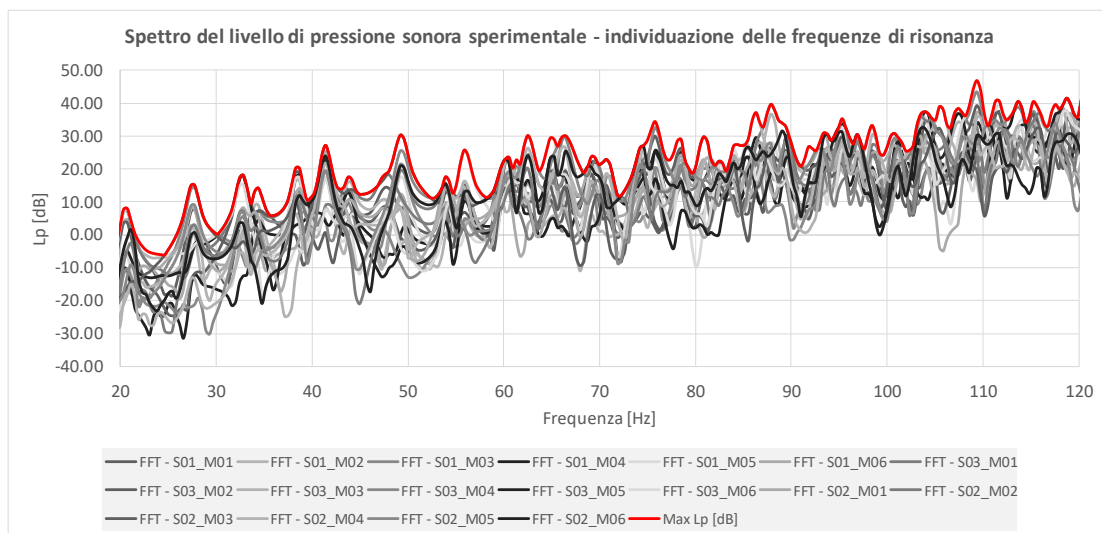
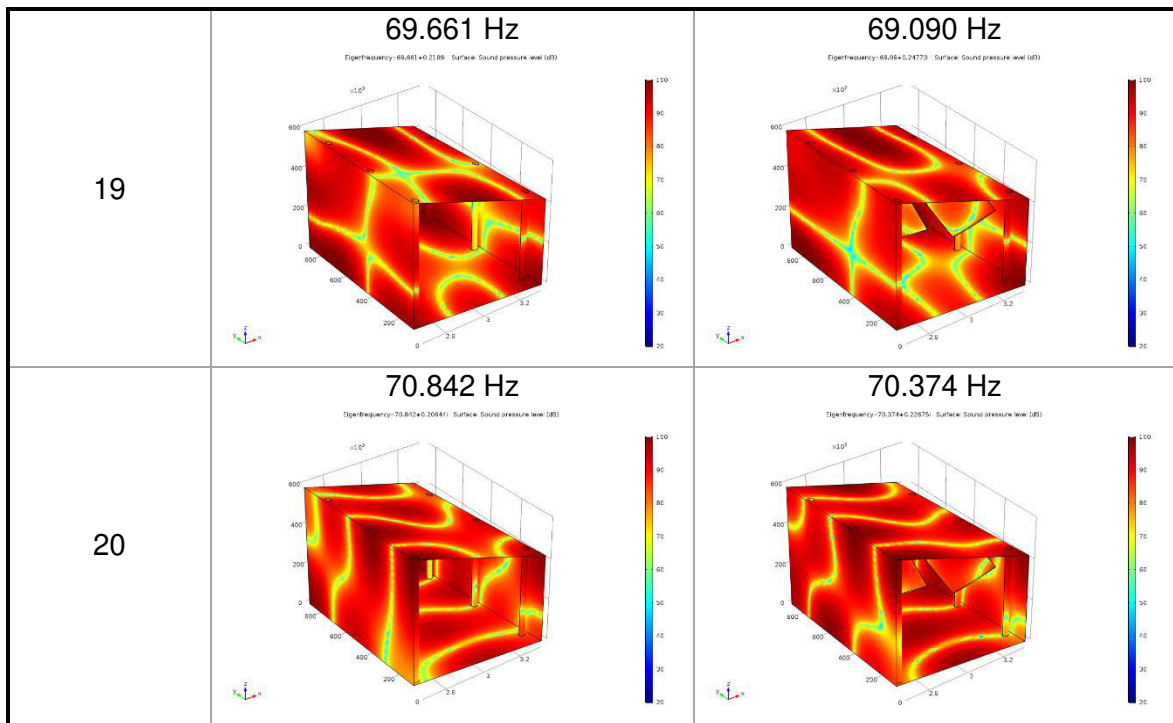


Figura 5.4: Risposte in frequenza relative alle 3 posizioni sorgenti e alle 6 posizioni microfoniche in scala di grigi e livello sonoro massimo in rosso – determinazione delle frequenze di risonanza sperimentali.

Una volta determinate le frequenze e le forme modali tramite l'analisi al FEM, il passo successivo consta nel confrontare tali valori con le frequenze modali ottenute sperimentalmente, per verificare l'affidabilità del modello numerico. Per determinare le frequenze modali sperimentalmente, è stata effettuata una risposta in frequenza della camera riverberante: utilizzando una sorgente dodecaedrica, l'ambiente di misura viene eccitato tramite un segnale di tipo sine sweep logaritmico, in un range in frequenza [0 – 5000] Hz, per determinare le frequenze di risonanza alle quali si manifestano i modi. Poiché a seconda di dove viene collocata la sorgente e il ricettore, i modi individuati sono differenti, la risposta in frequenza è stata determinata per tre differenti posizioni sorgenti e per 6 posizioni microfoniche. Di tutte le risposte in frequenza così ottenute, si determina il livello massimo associato ad ogni linea spettrale e dall'andamento di questo si determinano i picchi di livello di pressione sonora associati alle frequenze di risonanza della camera riverberante. In figura 5.4 vengono riportati in scala di grigio, tutti gli andamenti della risposta

in frequenza della camera riverberante, ottenuti per tutte le combinazioni sorgenti-microfono acquisite, mentre l'andamento in rosso si riferisce al livello di pressione sonora massimo, dal quale si determinano le singole frequenze di risonanza, analizzando i picchi i valori attribuiti ai singoli picchi.

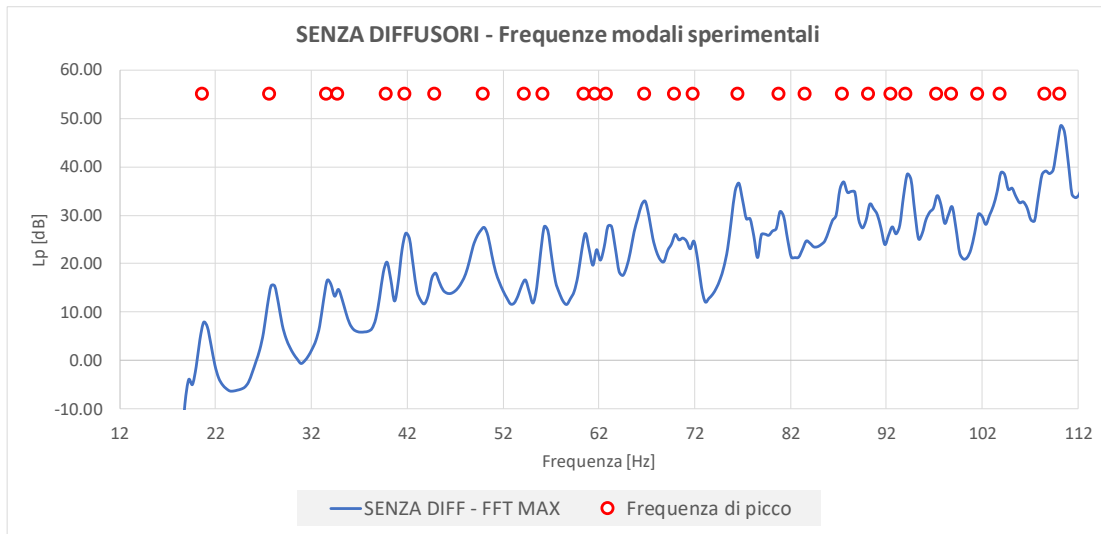


Figura 5.5: Andamento della risposta in frequenza sperimentale con relative frequenze di risonanza - configurazione di prova in assenza dei diffusori.

L'analisi sperimentale viene condotta per le due configurazioni della camera riverberante simulate al FEM: camera riverberante senza diffusori e camera riverberante in presenza di 4 diffusori statici. In figura 5.3 e 5.4 vengono riportati gli andamenti relativi agli spettri del livello di pressione sonora massimo, ottenuto per tutte le combinazioni sorgente-microfono per le quali è stata svolta la risposta in frequenza dell'ambiente di prova, per entrambe le configurazioni di prova, rispettivamente senza diffusori e con 4 diffusori statici. Al di sopra dell'andamento in frequenza, sono riportati gli indicatori che evidenziano le frequenze modali alle quali si manifestano i picchi di pressione sonora.

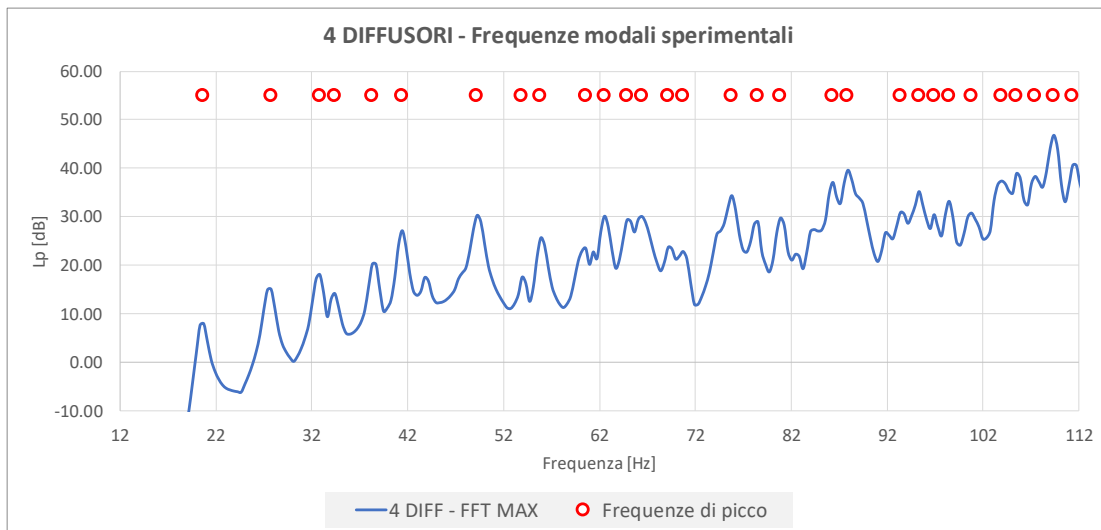


Figura 5.6: Andamento della risposta in frequenza sperimentale con relative frequenze di risonanza - configurazione di prova con 4 diffusori statici.

Determinate le frequenze di risonanza sperimentali, viene ora effettuato il confronto con i valori numerici ottenuti dall'analisi agli autovalori al FEM per verificarne l'affidabilità. In figura 5.5 e 5.6 sono riportati gli andamenti delle frequenze modali in funzione dell'indice modale, fino alla frequenza superiore relativa alla banda di terzo di ottava dei 100 Hz,

rispettivamente per la configurazione senza diffusori e con 4 diffusori statici, confrontando i valori ottenuti al FEM con i valori sperimentali.

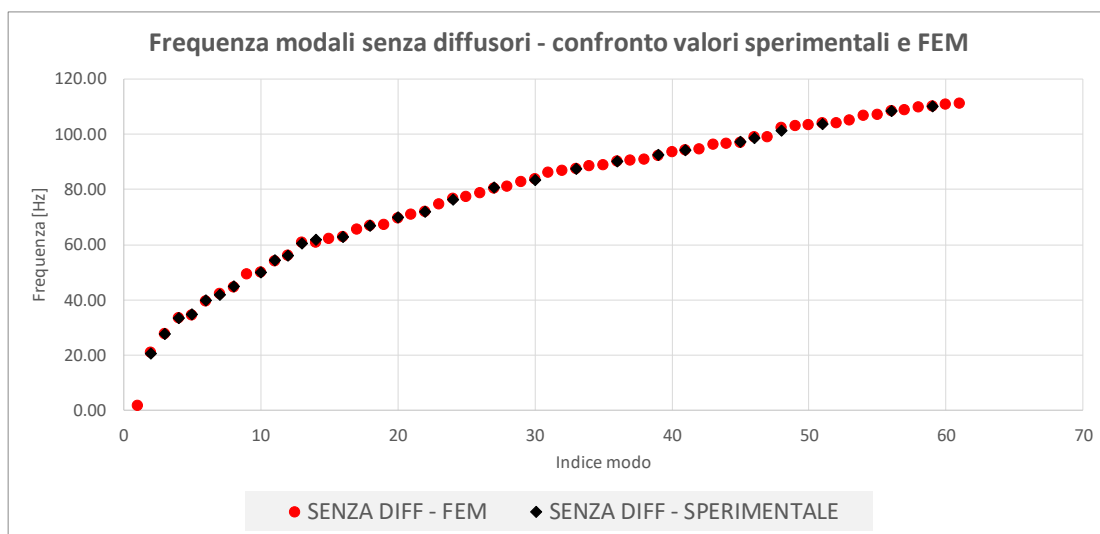


Figura 5.7: Andamento delle frequenze modali in funzione dell'indice modale - confronto tra i dati sperimentali e FEM per la configurazione senza diffusori.

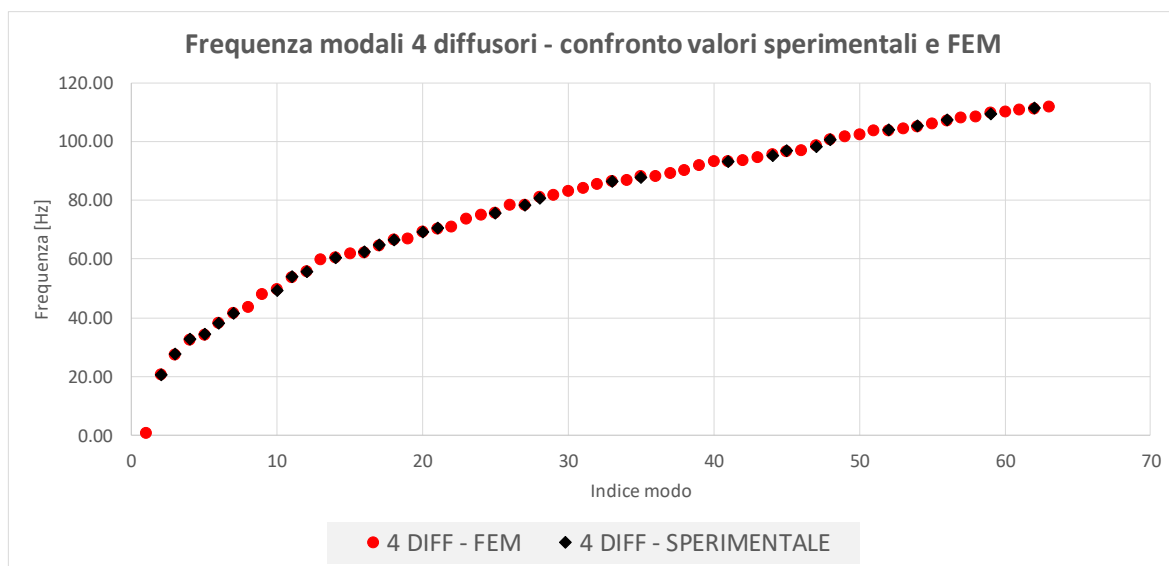


Figura 5.8: Andamento delle frequenze modali in funzione dell'indice modale - confronto tra i dati sperimentali e FEM per la configurazione con 4 diffusori statici.

Nonostante nel FEM siano presenti un numero di modi superiori rispetto a quelli individuati sperimentalmente, si ha che il modello numerico riesce a determinare in modo accurato le frequenze modali della camera analizzata. Ciò viene maggiormente evidenziato in tabella 5.2, dove sono riportate le frequenze modali presenti sia nell'andamento sperimentale che in quello al FEM, per entrambe le configurazioni di misura, con la variazione percentuale $\Delta f(\%)$ presente tra le due metodiche a parità di modo indagato. Tale variazione viene calcolata come segue:

$$\Delta f (\%) = \frac{|f_{FEM} - f_{sperimentale}|}{f_{sperimentale}} \cdot 100 \quad (5.10)$$

Analizzando i dati di tabella 5.2, si nota come tra i dati sperimentali e i dati numerici vi sia una differenza percentuale inferiore al 2 % per tutte le frequenze riportate.

Tabella 5.2: Frequenze modali - confronto tra le due metodiche di indagine al variazione della configurazione della camera riverberante.

SENZA DIFFUSORI				4 DIFFUSORI			
Indice modo	Freq. sperimentali [Hz]	Freq. FEM [Hz]	Δf (%)	Indice modo	Freq. sperimentali [Hz]	Freq. FEM [Hz]	Δf (%)
1	20.86	20.70	0.77	1	20.70	20.70	0.00
2	27.70	27.73	0.14	2	27.73	27.27	1.66
3	33.46	33.59	0.40	3	32.81	32.39	1.28
4	34.67	34.77	0.28	4	34.38	34.26	0.34
5	39.60	39.84	0.62	5	38.28	38.33	0.12
6	42.12	41.80	0.77	6	41.41	41.65	0.59
7	44.68	44.92	0.54	7	49.22	49.55	0.67
8	50.08	50.00	0.16	8	53.91	53.86	0.08
9	54.06	54.30	0.44	9	55.86	55.60	0.46
10	56.22	56.25	0.06	10	60.55	60.52	0.04
11	60.74	60.55	0.31	11	62.50	62.14	0.58
12	60.79	61.72	1.52	12	64.84	64.60	0.38
13	62.86	62.89	0.05	13	66.41	66.44	0.06
14	66.83	66.80	0.05	14	69.14	69.09	0.07
15	69.66	69.92	0.37	15	70.70	70.37	0.46
16	71.91	71.88	0.04	16	75.78	75.61	0.22
17	76.63	76.56	0.08	17	78.52	78.54	0.04
18	80.34	80.86	0.64	18	80.86	80.97	0.14
19	83.99	83.59	0.47	19	86.33	86.46	0.15
20	87.48	87.50	0.02	20	87.89	88.13	0.27
21	90.24	90.23	0.00	21	93.36	93.27	0.09
22	92.37	92.58	0.23	22	95.31	95.45	0.14
23	94.25	94.14	0.11	23	96.88	96.64	0.24
24	97.13	97.27	0.14	24	98.44	98.81	0.38
25	98.93	98.83	0.10	25	100.78	100.81	0.03
26	102.25	101.56	0.67	26	103.91	103.77	0.13
27	104.07	103.91	0.15	27	105.47	105.17	0.29
28	108.43	108.59	0.15	28	107.42	107.11	0.29
29	110.14	110.16	0.01	29	109.38	109.71	0.31
				30	111.33	111.20	0.11

Dall'analisi effettuata agli autovalori si ha quindi che la simulazione agli elementi finiti riesce a stimare con buona precisione le frequenze modali della camera di prova. Esso inoltre riesce ad individuare lo shift in frequenza presente tra le due diverse configurazioni della camera riverberante, tale per cui si ha che i modi a camera con 4 diffusori si manifestano a frequenze inferiori. Tale shift viene mostrato e confermato sia dall'andamento relativo ai picchi delle risposta in frequenza sperimentale di figura 4.48, sia dal confronto dei dati di tabella 5.2.

Per quanto riguarda le forme modali riportate in tabella 5.1, a parte qualche distorsione presente nelle curve nodali relative ai minimi del livello di pressione sonora, fino all'undicesimo modo le due configurazioni presentano delle forme modali analoghe e sono quindi caratterizzate dalla stessa tipologia di modo. L'influenza dei diffusori si percepisce a partire dal dodicesimo modo, in cui le due configurazioni presentano delle distribuzioni del livello di pressione differenti. Questo fattore è ben visibile al quattordicesimo modo, in cui si ha che la configurazione senza diffusori presenta un modo assiale del terzo ordine che si sviluppa lungo la direzione maggiore in pianta: nella configurazione con 4 diffusori statici,

tale modo scomparire totalmente lasciando spazio ad una forma modale più complessa, data dal manifestarsi di un modo obliquo.

5.4. Risposta forzata della camera riverberante

La seconda fase di simulazione consta nel determinare la risposta forzata della camera riverberante, quando questa è eccitata da una sorgente sonora. Contrariamente all'analisi agli autovalori, in cui viene determinata la risposta libera della camera in assenza di una forzante esterna, in questo caso l'ambiente circoscritto viene eccitato tramite una sorgente puntiforme: in questo caso la determinazione del livello di pressione sonora si ottiene tramite la risoluzione dell'equazione (5.2).

Per quanto riguarda il modello, le condizioni al contorno, riguardanti le proprietà del mezzo fluido e l'impedenza delle pareti sono le medesime di quelle descritte nel paragrafo 5.3. Vi sono tre modifiche rispetto al modello agli autovalori.

La prima consiste nell'impostare all'interno della fisica di risoluzione "Pressure Acoustic" la sorgente sonora eccitante. Viene utilizzata una sorgente di tipo monopolo con un'eccitazione pari a 1 W, costante a tutte le frequenze.

La seconda consiste nella tipologia di studio. Non si tratta più di un'analisi agli autovalori, ma in questo caso si tratta di una simulazione nel dominio delle frequenze. Lo studio viene di conseguenza definito come "Frequency domain", nel quale bisogna impostare il range in frequenza dell'analisi: nel presente caso viene impostato un range pari a [10 – 400] Hz, con passo di 1 Hz.

La terza modifica riguarda solo il modello (C) di figura 5.1, che rappresenta la camera riverberante con il provino di materiale assorbente. Sempre all'interno della fisica di studio, viene definito nel menu "Poroacustics" il modello utilizzato per la simulazione del materiale assorbente, che viene applicato al provino di materiale assorbente come mostrato in figura 5.9. Si tratta del modello monoparametrico empirico di Delany-Bazley-Miki, il quale si basa sulla stima della parte reale ed immaginaria dell'impedenza acustica caratteristica complessa Z_c e della costante di propagazione γ_c , note le seguenti grandezze: densità ρ_0 e velocità di propagazione del suono c_0 in aria; frequenza f dell'onda acustica; resistività del flusso d'aria σ , che costituisce l'unico parametro caratteristico del materiale. Le relazioni, ottenute da un best-fit tra valori teorici e risultati sperimentali sono le seguenti:

$$\begin{aligned} \operatorname{Re}[Z_c] &= \rho_0 c_0 \left[1 + \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^{-C2} \right] \\ \operatorname{Im}[Z_c] &= -\rho_0 c_0 \left[C3 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^{-C4} \right] \end{aligned} \quad (5.11)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{Re}[\gamma_c] &= \left(\frac{2\pi f}{c_0} \right) \left[C5 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^{-C6} \right] \\ \operatorname{Im}[\gamma_c] &= \left(\frac{2\pi f}{c_0} \right) \left[1 + C7 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^{-C8} \right] \end{aligned} \quad (5.12)$$

Valide in un campo di σ e f tale che

$$0.01 \leq \frac{\rho_0 f}{\sigma} \leq 1 \quad (5.13)$$

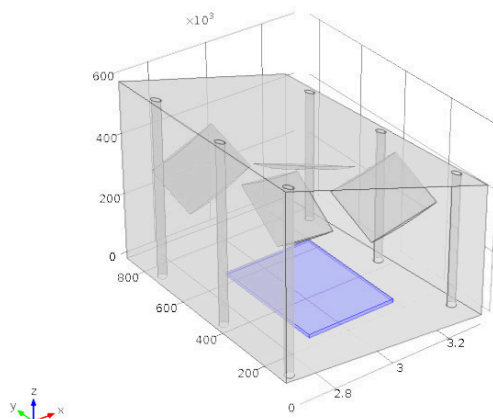


Figura 5.9: Condizione al contorno relativa al provino di materiale assorbente.

I valori dei coefficienti da $C1$ a $C8$ (tabella 5.3), anche in questo caso calcolati come best-fit dai dati sperimentali, sono stati impostati pari al modello Garai-Pompoli, ottimizzato per i materiali in fibra di poliestere [48]. Il valore della resistività al flusso è stato impostato pari a $6989 \text{ [Pa s/m}^2\text{]}$ e, fissando un valore della densità dell'aria pari a 1.2 kg/m^3 si ottiene che la frequenza minima per cui l'equazione (5.1) risulta valida è pari a 58 Hz .

Tabella 5.3: Parametri $C1$ - $C8$ per la modellazione della fibra di poliestere - modello empirico Garai-Pompoli.

Modello	Categoria di materiali	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
Garai-Pompoli	Fibre di poliestere	0.078	0.623	0.074	0.660	0.159	0.571	0.121	0.530

5.4.1. Risultati della simulazione – spettro del livello di pressione sonora

In questa fase di analisi dei dati, vengono confrontate le curve in frequenza del livello di pressione sonora, ottenute sia sperimentalmente, effettuando la trasformata di Fourier della risposta all'impulso, sia numericamente, quindi esportando il livello di pressione sonora su tutte le posizioni microfoniche del modello agli elementi finiti. Questa parte di confronto serve anche come fase di validazione del modello stesso.

Le configurazioni testate sono le stesse presentate in paragrafo 5.2: camera riverberante SENZA DIFFUSORI, simulata nella configurazione a camera vuota, senza i diffusori e senza il provino di materiale assorbente; camera con 4 DIFFUSORI, anche in questa casistica sia in assenza che in presenza del provino utilizzato nelle misure il coefficiente di assorbimento acustico.

In figura 5.10 e 5.11 vengono riportati gli spettri in frequenza ottenuti rispettivamente per la configurazione SENZA DIFFUSORI e per la configurazione con 4 DIFFUSORI, relativi sia ai dati esportati dalla simulazione numerica (andamento blu), sia agli andamenti sperimentali della FFT della risposta all'impulso. Questi due grafici sono stati ottenuti

eccitando la camera riverberante tramite una sorgente puntiforme, di potenza unitaria, posizionata nelle coordinate S01 del setup di misura della UNI EN ISO 354 (figura 3.29 e tabella 3.8). I dati sono stati esportati a tutte le posizioni microfoniche relative sempre alla disposizione secondo la UNI EN ISO 354 (figura 3.5 e tabella 3.2): nei grafici viene riportato solo l'andamento relativo alla posizione microfonica M01.

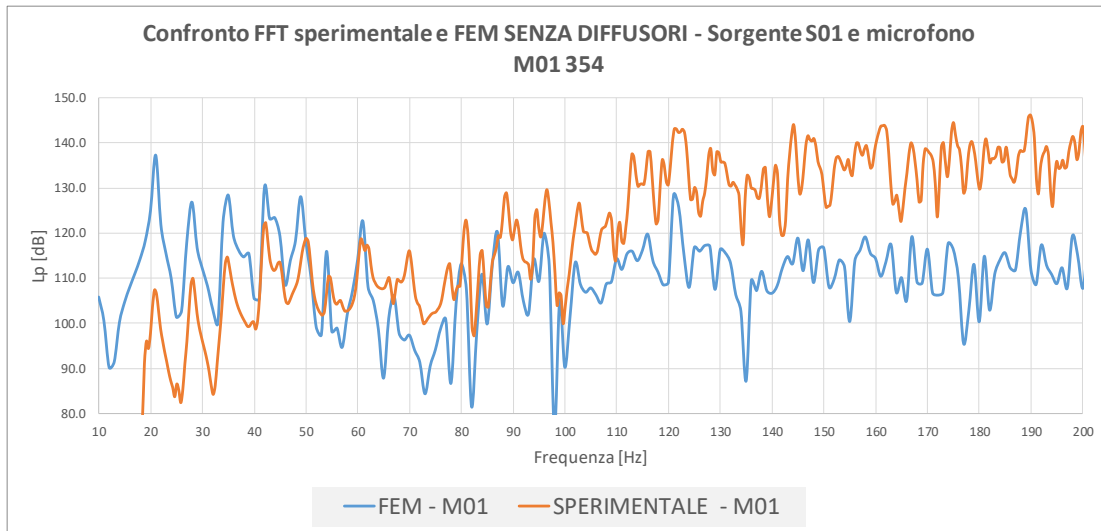


Figura 5.10: Confronto tra lo spettro in frequenza al FEM e i dati sperimentali - configurazione SENZA DIFFUSORI con S01 e M01 secondo UNI EN ISO 354.

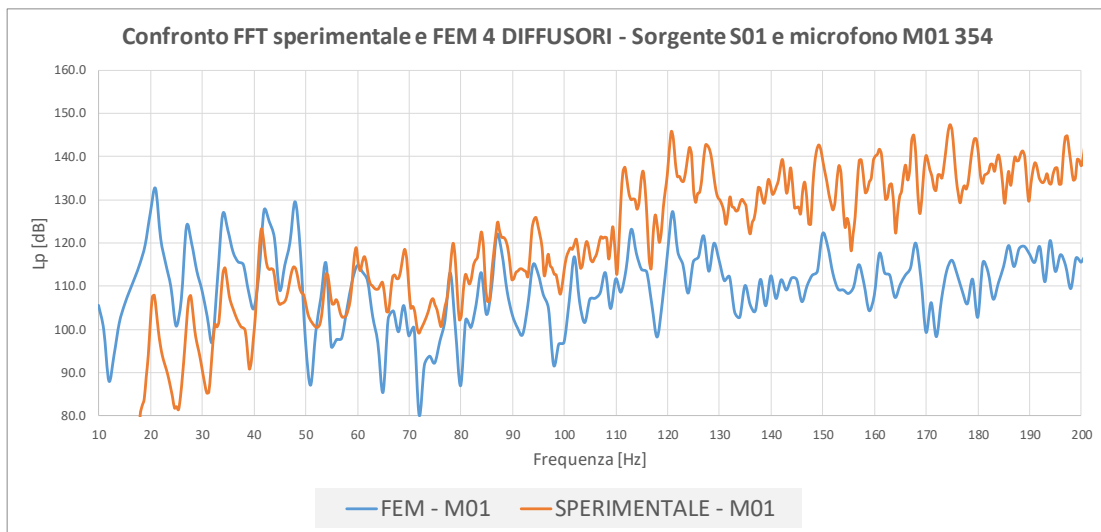


Figura 5.11: Confronto tra lo spettro in frequenza al FEM e i dati sperimentali - configurazione 4 DIFFUSORI con S01 e M01 secondo UNI EN ISO 354.

Per quanto riguarda l'ampiezza del livello di pressione sonora, non può essere effettuato un confronto assoluto tra i due andamenti, in quanto al FEM la sorgente è stata modellata come un monopolo che emette una potenza unitaria e costante a tutte le frequenze, senza tenere conto dell'andamento dello spettro di emissione che caratterizza la sorgente reale. L'analisi si basa quindi sul confronto dei picchi modali in termini di frequenze: si vuole stabilire se la simulazione al FEM riesce a predire in modo accurato i picchi di pressione associati alle frequenze di risonanza. In entrambe le configurazioni di prova della camera riverberante, i primi modi a bassa frequenza, fino a 100 Hz, presentano una buona sovrapposizione in termini di frequenza: è presente un lieve shift, ma si ricorda che la risoluzione in frequenza al FEM è pari a $\Delta f_{FEM}=1$ Hz, mentre la risoluzione della FFT sperimentale è pari a $\Delta f_{SPERIMENTALE}=0.39$ Hz. All'aumentare della frequenza, i due andamenti si discostano maggiormente: il FEM non riesce a predire tutti i picchi riscontrati

nello spettro sperimentale, ma riesce comunque ad individuare quelli che presentano una variazione di ampiezza maggiore (maggiore contributo energetico).

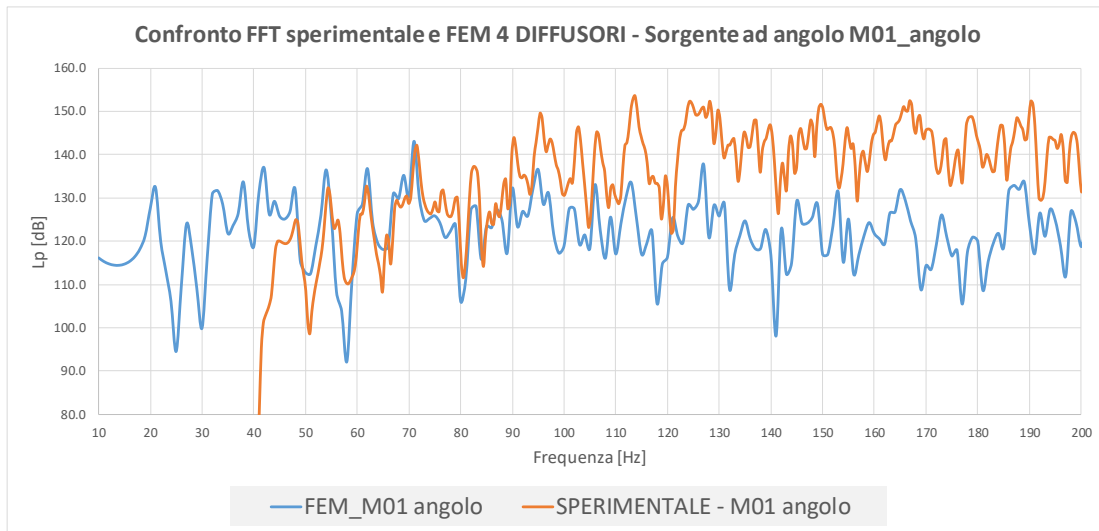


Figura 5.12: Confronto tra lo spettro in frequenza al FEM e i dati sperimentali - configurazione 4 DIFFUSORI con SA e M01_A posizionati secondo figura 4.9.

In figura 5.12 viene invece riportato lo spettro in frequenza ottenuto utilizzando il setup di misura di figura 4.8, collocando la sorgente sonora nell'angolo Est del pavimento della camera riverberante ed esportando i dati dalla posizione microfonica M01_A, situata a 5 cm dall'angolo Ovest del soffitto. I dati sperimentali non sono disponibili al di sotto dei 40 Hz, poiché la risposta all'impulso è stata eseguita nel range in frequenza [40 – 500] Hz. Anche in questo caso il modello numerico riesce ad individuare le frequenze di risonanza con buona approssimazione fino ai 120 Hz, mentre per valori in frequenza superiori, l'andamento FEM risulta meno preciso. Lo scostamento dei dati numerici rispetto ai dati sperimentali ed elevate frequenze, è imputabile anche al processo di discretizzazione del dominio fluido. Nonostante siano stati utilizzati 6 elementi per lunghezza d'onda, come descritto dall'equazione (5.9) e sia stata impostata una frequenza massima di analisi pari a 300 Hz, l'errore di convergenza relativo alla simulazione numerica tende ad aumentare al crescere della frequenza. Valori superiori sia di elementi che di frequenza massima non sono stati considerati a causa dell'elevato costo computazionale richiesto dalla simulazione, sia in termini di tempo che di memoria hardware. Per quanto riguarda la configurazione della camera riverberante in assenza del provino, entrambe le configurazioni di misura, senza diffusore con 4 diffusori statici, i dati numerici ottenuti al FEM riescono a riprodurre in maniera accurata le frequenze di risonanza ottenute dall'analisi forzata del sistema.

Si analizza ora la configurazione di indagine relativa alla camera riverberante, con i 4 diffusori statici, in presenza del provino di materiale assorbente, utilizzato nello svolgimento delle misure del coefficiente di assorbimento acustico tramite la UNI EN ISO 354. In figura 5.13 viene riportato il confronto tra i dati ottenuti sperimentalmente, dalla FFT della risposta all'impulso, in colore rosso e i dati numerici, rappresentati dall'andamento in blu. Il setup di misura si riferisce alla posizione sorgente SA e alla posizione microfonica M01_A, entrambe collocate in due angoli differenti della camera di prova. L'andamento sperimentale è ottenuto solo per frequenze superiori ai 40 Hz, poiché la risposta all'impulso è stata eseguita eccitando la camera riverberante con una sweep logaritmica nel range [40 – 500] Hz. Anche in questo caso si ha che il modello FEM riesce a predire in maniera accurata le frequenze di risonanza associate ai diversi picchi di pressione. Un aspetto importante che si vuole sottolineare riguarda l'influenza del materiale assorbente utilizzato nel range in frequenza di indagine. Come mostrato in figura 4.76, il coefficiente di assorbimento del materiale

testato, determinato tramite la norma UNI EN ISO 354 con valori pari a $[0.1 - 0.3]$ per le bande di terzo di ottava $[50 - 100]$ Hz, mostra la scarsa influenza del provino a bassa frequenza. Confrontando l'andamento della curva rossa continua, che rappresenta il livello di pressione sonora sperimentale, acquisito in presenza del materiale assorbente con l'andamento della curva nera tratteggiata, relativa invece alla camera vuota, si nota come non vi sia una modifica delle frequenze per cui si manifestano i picchi di pressione sonora, ma soltanto una variazione di ampiezza. Il materiale, conseguentemente, non agisce modificando la risposta in frequenza della camera riverberante, ma agisce soltanto sull'ampiezza del livello di pressione sonora, come mostrato in figura 5.13 e sulla velocità di decadimento del singolo modo. Questo ultimo aspetto viene evidenziato in figura 4.74 e 4.82, dove sono rispettivamente riportati i decadimenti modali ottenuti alle singole frequenze e il tempo di decadimento medio in banda di terzo di ottava, per le configurazioni in presenza e in assenza del materiale testato. Confrontando inoltre le forme modali ottenute al FEM dall'analisi svolta in assenza e in presenza del materiale assorbente, si ha che per tutte le frequenze simulate, non vi sono differenze tra la distribuzione del livello di pressione sonora stimate a parità di frequenza indagata, mostrando come anche a livello numerico, non vi sia una differenza con l'introduzione del materiale. Questo aspetto è mostrato in figura 5.14 dove vengono riportate le forme modali relative alla frequenza di 54 Hz.

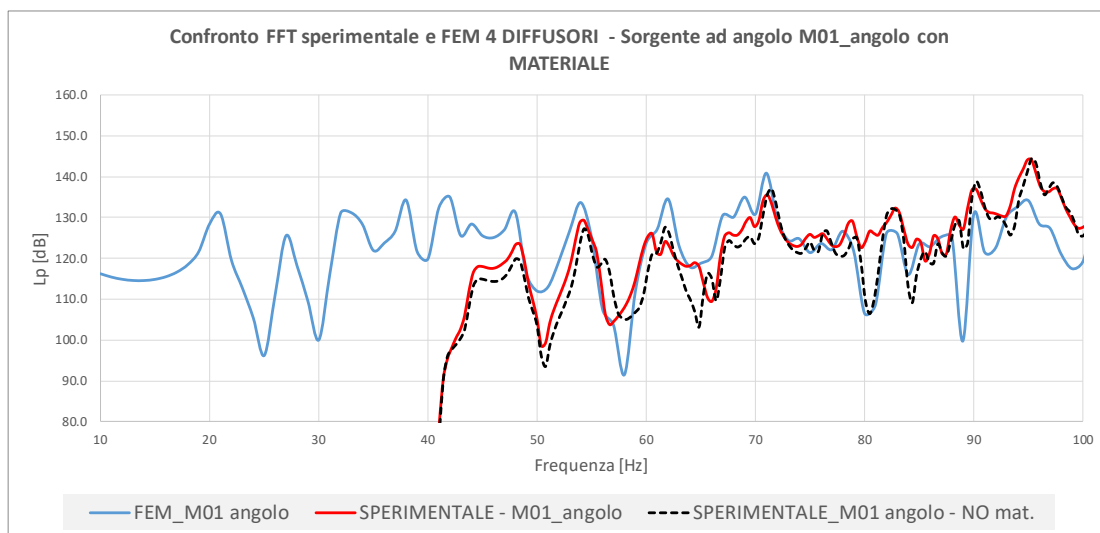
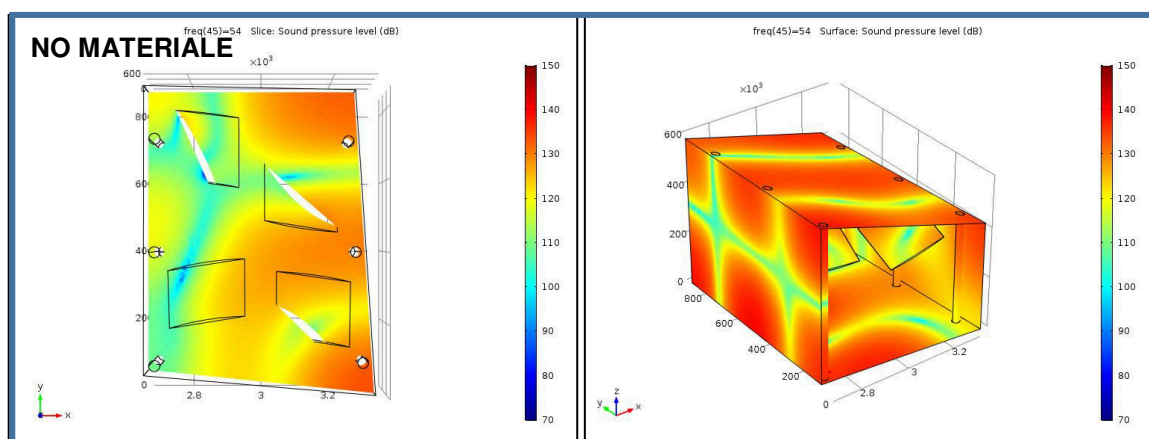


Figura 5.13: Confronto tra lo spettro in frequenza al FEM e i dati sperimentali - configurazione 4 DIFFUSORI con SA e M01_A posizionati secondo figura 4.9 in presenza del provino di materiale assorbente.



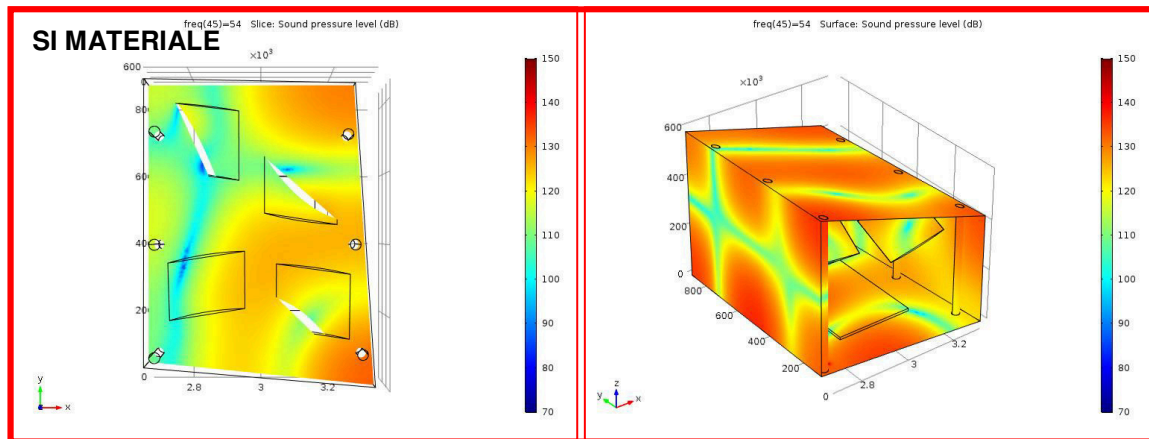


Figura 5.14: Vista in 3D e in pianta delle forme modali ottenute dall'analisi agli autovalori al FEM - confronto tra le configurazioni in assenza e in presenza del provino di materiale assorbente.

5.5. Qualificazione numerica della camera riverberante

L'analisi dei dati riportata in paragrafo 5.4.1, mostra come il modello FEM riesca a stimare in modo corretto la risposta forzata dell'ambiente di misura simulato, individuando accuratamente le frequenze di risonanza ottenute dagli andamenti sperimentali. Conseguentemente, il modello FEM è validato e può essere utilizzato per la predizione del campo sonoro all'interno della camera riverberante.

Come spiegato nell'introduzione, uno dei principali obiettivi della modellazione numerica riguarda l'utilizzo della simulazione come metodo di indagine in fase di progetto del laboratorio di misura. Oltre a determinare la distribuzione modale tramite l'analisi agli autovalori e valutare l'influenza di elementi diffondenti, come mostrato dallo studio effettuato sui tempi di decadimento modali presentato in capitolo 4, si vuole utilizzare il FEM per simulare la fase di collaudo e valutare se la camera riverberante risulta qualificata secondo gli standard di misura. Nello specifico, le fasi di qualifica che vengono svolte si riferiscono all'Annesso C e all'Annesso D della UNI EN ISO 3741, riguardante la misura del livello di potenza sonora in camera riverberante.

5.5.1. Qualificazione numerica della camera riverberante – Appendice C per la misurazione del suono ad ampio spettro

La prima fase di qualifica numerica riguarda l'Annesso C, relativo alla "procedura di qualificazione della camera di prova riverberante per la misurazione del suono ad ampio spettro". La simulazione viene svolta per la configurazione con 4 diffusori statici, in cui vengono inseriti i 6 punti microfonic relativi alle coordinate di tabella 3.2 e le 6 posizioni sorgenti di tabella 3.1, le quali sono mostrate all'interno della geometria 3D di figura 5.15. Le condizioni al contorno sono le stesse descritte in paragrafo 5.3 e 5.4: alle pareti viene imposta un'impedenza acustica superficiale Z_c stimata in banda di terzo di ottava dal coefficiente di assorbimento determinato a camera vuota, mentre la sorgente sonora viene simulata come un monopolo di potenza unitaria a tutte le frequenze di indagine. I parametri riguardanti la mesh sono i medesimi descritti in paragrafo 5.3, ottenuta seguendo la regola dei 6 elementi per lunghezza d'onda e impostando come frequenza massima quella relativa ai 300 Hz. L'analisi viene condotta all'interno del range in frequenza [89 – 447] Hz con passo di 1 Hz. I due valori limite sono riferiti alla banda di terzo di ottava dei 100 Hz, valore minimo a partire dal quale deve essere svolta la qualifica, e alla banda dei 400 Hz, oltre la quale il

costo computazionale della simulazione diventa troppo oneroso in termini sia di tempo che di memoria hardware necessaria.

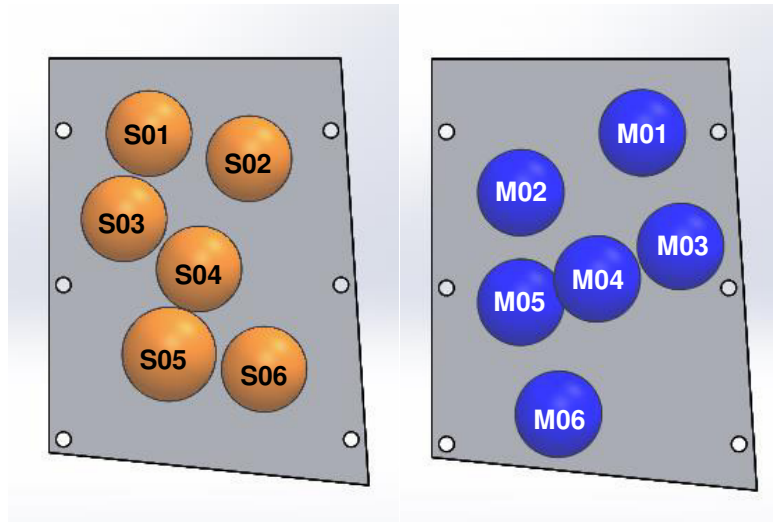


Figura 5.15: Posizioni sorgenti e microfoniche al FEM - qualificazione Appendice C UNI EN ISO 3741.

I livelli di pressione sonora vengono esportati, per tutte le combinazioni sorgente-microfono, per ogni frequenza simulata: essendo una rappresentazione in banda fine, risulta necessario raggruppare i valori in bande di terzi di ottava, per poi determinarne la somma energetica. Per ogni posizione sorgente si calcola quindi il livello di pressione sonora temporale medio nelle bande di terzo d'ottava, mediato sulle 6 posizioni microfoniche discrete e arrotondato al più vicino 0.1 dB. Viene così determinato lo scarto tipo s_s definito come:

$$s_s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N_s} (L_{pi} - L_{pm})^2}{N_s - 1}} \quad (5.14)$$

Dove:

- L_{pi} : livello di pressione sonora temporale medio per banda di ottava [dB];
- L_{pm} : media aritmetica dei livelli di pressione sonora temporale medio per banda di ottava [dB];
- N_s : numero di posizioni sorgenti.

La camera è qualificata per le misurazioni ad ampio spettro se lo scarto tipo calcolato risulta essere inferiore ai limiti indicati in figura 5.16.

Frequenza centrale della banda di terzo di ottava Hz	Massimo scarto tipo ammesso, s_s dB
da 100 a 160	1,5
da 200 a 630	1,0
da 800 a 2 500	0,5
da 3 150 a 10 000	1,0

Figura 5.16: Prospetto C.1 UNI EN ISO 3741 - valori limiti dello scarto tipo per la qualificazione ad ampio spettro.

Tabella 5.4: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice C UNI EN ISO 3741 - misura del suono ad ampio spettro secondo il setup di misura a 6 posizioni microfoniche discrete con 4 diffusori statici.

Frequenza [Hz]	Scarto limite [dB]	Appendice C – FEM [dB]	Appendice C – SPERIMENTALE [dB]	Scarto FEM – SPERIMENTALE [dB]
100	1.5	1.0	0.7	0.3
125	1.5	0.8	0.5	0.3
160	1.5	0.8	0.5	0.4
200	1.0	0.4	0.3	0.1
250	1.0	0.3	0.3	0.1
315	1.0	0.2	0.0	0.1
400	1.0	0.1	0.1	0.0

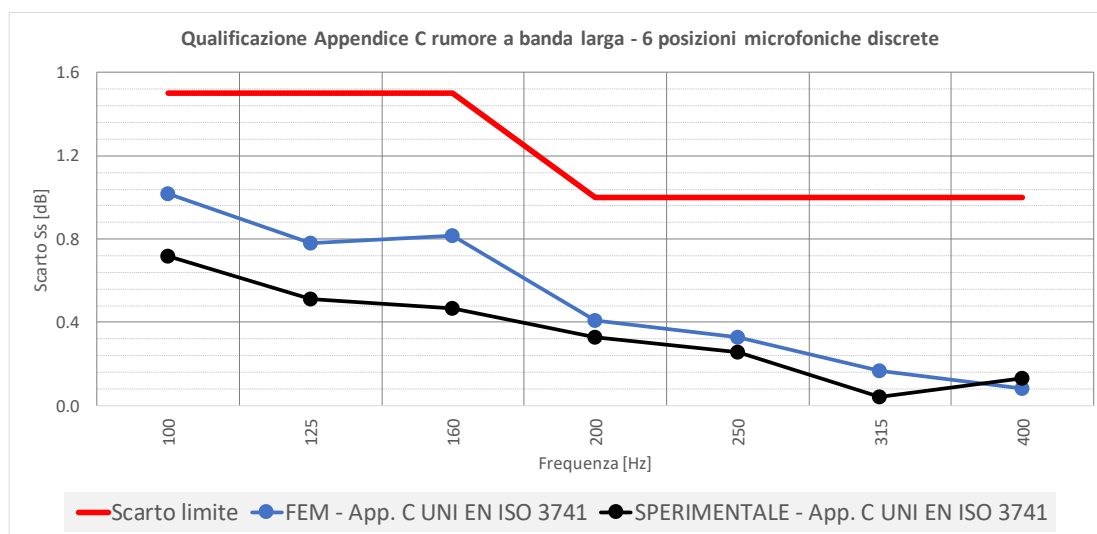


Figura 5.17: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice C UNI EN ISO 354 – rumore a banda larga. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale secondo il setup di misura a 6 posizioni microfoniche discrete con 4 diffusori statici.

In tabella 5.4 sono riportati i dati relativi allo scarto tipo s_s ottenuti sia per i dati numerici che per quelli sperimentali, i valori limiti definiti dalla norma e la differenza ottenuta tra il valore di scarto tipo ottenuto al FEM e ottenuto dalle acquisizioni sperimentali. Affinché la camera risulti qualificata, gli andamenti ottenuti, mostrati in figura 5.17, devono rientrare al di sotto dei valori limite, riferito all'andamento in linea continua rossa. Si ha che il modello FEM rientra all'interno dei limiti prescritti dalla norma, nonostante presenti dei valori di scarto tipo superiori rispetto all'andamento sperimentale. Questa differenza tra la configurazione numerica e l'analoga sperimentale è attribuibile alla modellazione della sorgente sonora al FEM: per ogni linea spettrale simulata, si ha che la sorgente sonora emette un segnale di pari ampiezza e fase, perdendo la condizione di rumore casuale proprio della banda larga. Questo aspetto tonale presente nella simulazione numerica, si ripercuote sulla media aritmetica effettuata tra le diverse posizioni microfoniche, che presentano una variabilità superiore rispetto ai dati sperimentali. Un altro aspetto che influisce sullo scostamento presente tra i dati sperimentali e i dati numerici riguarda l'implementazione della condizione al contorno relativa all'impedenza acustica superficiale: quest'ultima viene infatti imposta in modo uniforme su tutte le superfici riflettenti della camera riverberante, utilizzando dei valori costanti all'interno delle bande in frequenza di terzo di ottava.

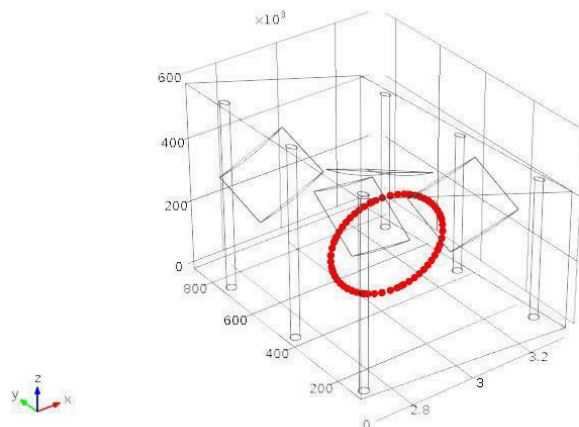


Figura 5.18: Modello 3D FEM con la discretizzazione della traiettoria del microfono rotante.

Dopo aver valutato lo scarto tipo s_s sulle 6 posizioni microfoniche discrete, la stessa analisi viene ora svolta andando a valutare la qualificazione della camera di prova tramite l'utilizzo del microfono rotante a traiettoria continua. L'analisi di quest'ultimo viene eseguita selezionando un certo numero di posizioni discrete (in questo caso sono 74 punti di misura) sulla traiettoria circolare, come mostrato in figura 5.18, dalle quali si esporta il livello di pressione sonora alle frequenze di indagine. Si effettua infine la media energetica di tutte le posizioni discrete simulate, per ottenere lo spettro in frequenza del livello di pressione sonora associato al singolo microfono rotante. In tabella 5.5 e in figura 5.19 sono riportati rispettivamente i valori e gli andamenti relativi alla qualifica secondo l'Appendice C, svolta utilizzando il microfono rotante, confrontando i valori numerici e sperimentali con i valori limite imposta dalla norma. Rispetto al caso delle 6 posizioni microfoniche discrete, l'andamento medio ottenuto al FEM ricalca in maniera più accurata l'andamento sperimentale, per frequenze superiori ai 125 Hz, mentre per la frequenza di centro banda relativa ai 100 Hz, lo scarto ottenuto tra i due andamenti risulta essere superiore.

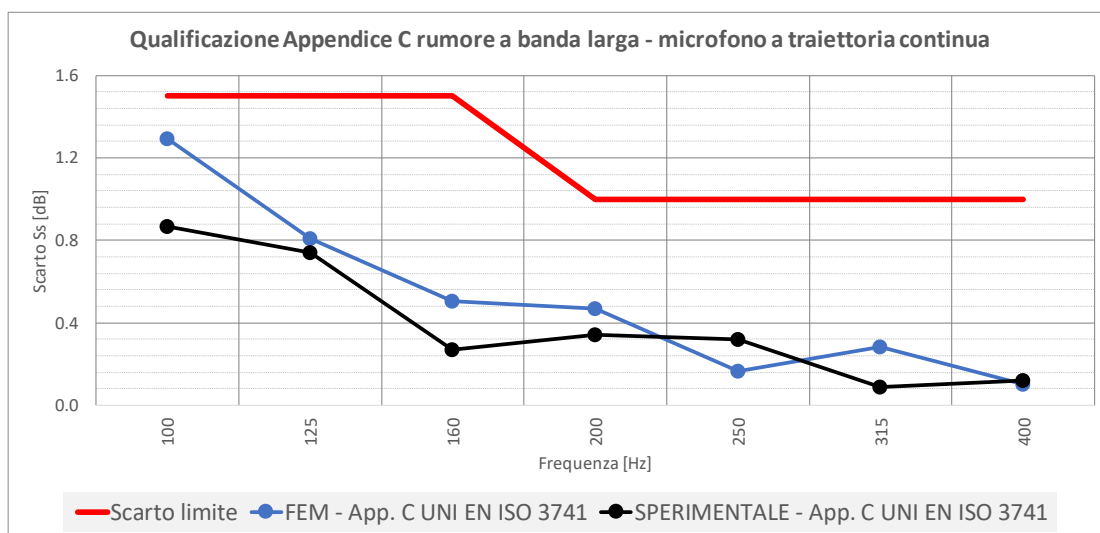


Figura 5.19: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice C UNI EN ISO 354 – rumore a banda larga. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale secondo il setup di misura con microfono rotante a traiettoria continua con 4 diffusori statici.

Tabella 5.5: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice C UNI EN ISO 3741 - misura del suono ad ampio spettro secondo il setup di misura con microfono rotante a traiettoria continua con 4 diffusori statici.

Frequenza [Hz]	Scarto limite [dB]	Appendice C – FEM [dB]	Appendice C – SPERIMENTALE [dB]	Scarto FEM – SPERIMENTALE [dB]
100	1.5	1.3	0.9	0.4
125	1.5	0.8	0.7	0.1
160	1.5	0.5	0.3	0.2
200	1.0	0.5	0.3	0.1
250	1.0	0.2	0.3	0.2
315	1.0	0.3	0.1	0.2
400	1.0	0.1	0.1	0.0

Tabella 5.6: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice C UNI EN ISO 3741 - misura del suono ad ampio spettro secondo il setup di misura a 6 posizioni microfoniche discrete senza diffusori.

Frequenza [Hz]	Scarto limite [dB]	Appendice C – FEM [dB]	Appendice C – SPERIMENTALE [dB]	Scarto FEM – SPERIMENTALE [dB]
100	1.5	1.3	0.5	0.8
125	1.5	0.4	0.5	0.1
160	1.5	0.9	0.5	0.4
200	1.0	0.3	0.4	0.1
250	1.0	0.7	0.2	0.5
315	1.0	0.3	0.2	0.1
400	1.0	0.2	0.1	0.1

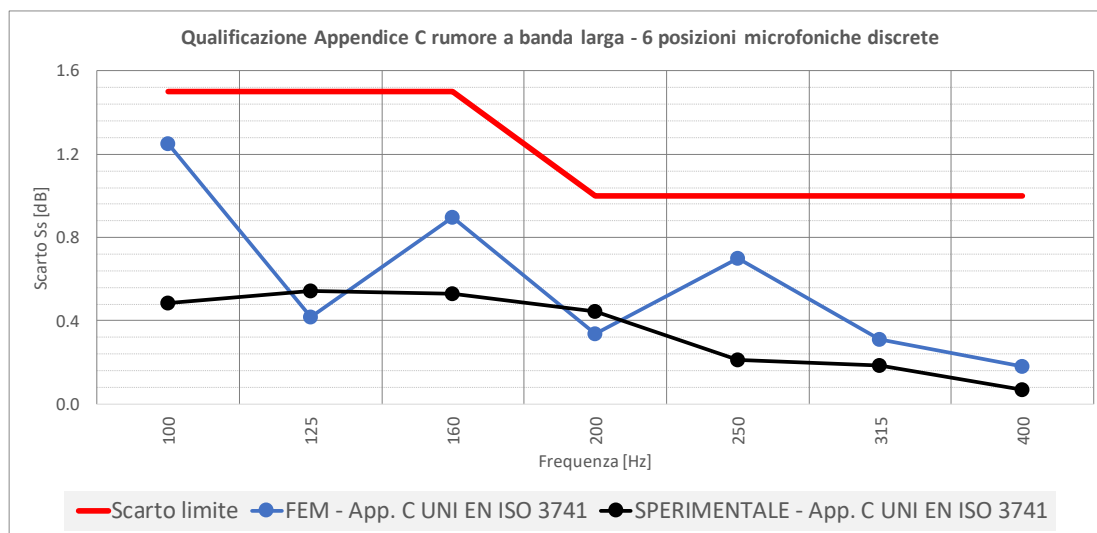


Figura 5.20: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice C UNI EN ISO 354 – rumore a banda larga. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale secondo il setup di misura a 6 posizioni microfoniche discrete senza diffusori.

Lo stesso studio numerico è stata condotta anche per la configurazione della camera riverberante in assenza di diffusori statici: il modello al FEM è lo stesso utilizzato per la configurazione con 4 diffusori statici, cambiando solamente i valori relativi all'impedenza

acustica superficiale, ottenuta utilizzando il coefficiente di assorbimento acustico determinato per la camera riverberante vuota.

In tabella 5.6 e in figura 5.20 sono riportati rispettivamente i dati e gli andamenti relativi allo scarto tipo s_s , sia sperimentali che numerici, determinati per la configurazione senza diffusori con 6 posizioni microfoniche discrete, mentre in tabella 5.21 e in figura 5.21 sono riportati i corrispettivi andamenti ottenuti per il setup di misura con microfono rotante a traiettoria continua.

Tabella 5.7: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice C UNI EN ISO 3741 - misura del suono ad ampio spettro secondo il setup di misura con microfono rotante a traiettoria continua senza diffusori.

Frequenza [Hz]	Scarto limite [dB]	Appendice C – FEM [dB]	Appendice C – SPERIMENTALE [dB]	Scarto FEM – SPERIMENTALE [dB]
100	1.5	1.4	0.9	0.5
125	1.5	0.8	0.5	0.3
160	1.5	0.5	0.2	0.3
200	1.0	0.5	0.5	0.1
250	1.0	0.4	0.2	0.3
315	1.0	0.2	0.1	0.1
400	1.0	0.2	0.1	0.1

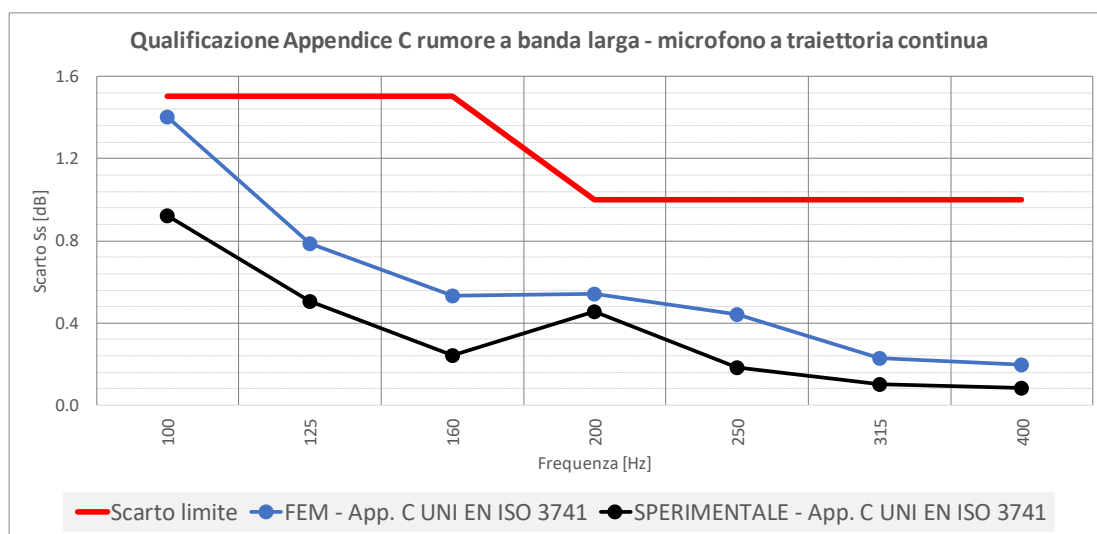


Figura 5.21: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice C UNI EN ISO 354 – rumore a banda larga. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale secondo il setup di misura con microfono rotante a traiettoria continua senza diffusori.

Analizzando gli andamenti di figura 5.20 e 5.21, unitamente a figura 5.22 dove viene riportato il confronto a parità di analisi effettuata al variare dei diffusori installati, si ha che sia i dati sperimentali che numerici non mostrano una sostanziale modifica dello scarto tipo con l'introduzione dei 4 diffusori statici. Si ha quindi che per la qualificazione secondo il rumore a banda larga, l'introduzione dei 4 diffusori statici non porta ad una variazione dello scarto tipo s_s , il quale risulta comunque essere ampiamente al di sotto del valore limite per entrambe le configurazioni della camera di prova.

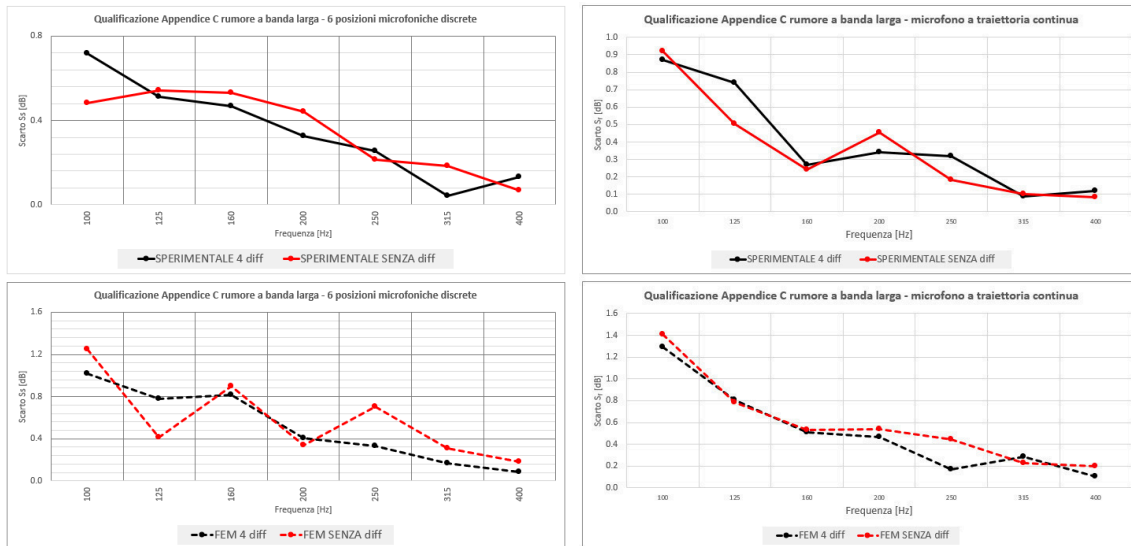


Figure 5.22: Confronto a parità di analisi di indagine al variare dei diffusori installati in camera riverberante. Valutazione dell'influenza dei 4 diffusori statici nella qualificazione secondo l'Appendice C.

5.5.2. Qualificazione numerica della camera riverberante – Appendice D per la misurazione di componenti di frequenze discrete

La seconda fase di qualificazione riguarda invece l'Annesso D, relativo alla “procedura di qualificazione della camera di prova riverberante per la misurazione di componenti di frequenze discrete”. Anche per questa casistica la simulazione viene svolta secondo la configurazione con 4 diffusori statici, in cui vengono inseriti i 6 punti microfonici alle coordinate di tabella 3.2 mentre la posizione sorgente viene collocata nelle coordinate spaziali x-y relative alla posizione microfonica S04 di tabella 3.1, ad una quota z nulla (la sorgente è sul pavimento). I punti microfonici e di sorgente simulati sono riportati in figura 5.23. Per quanto riguarda le condizioni al contorno, sia l'impedenza acustica superficiale risulta che la modellazione della sorgente sonora, sono impostate in analogia alla simulazione svolta per determinare la risposta forzata di paragrafo 5.4.

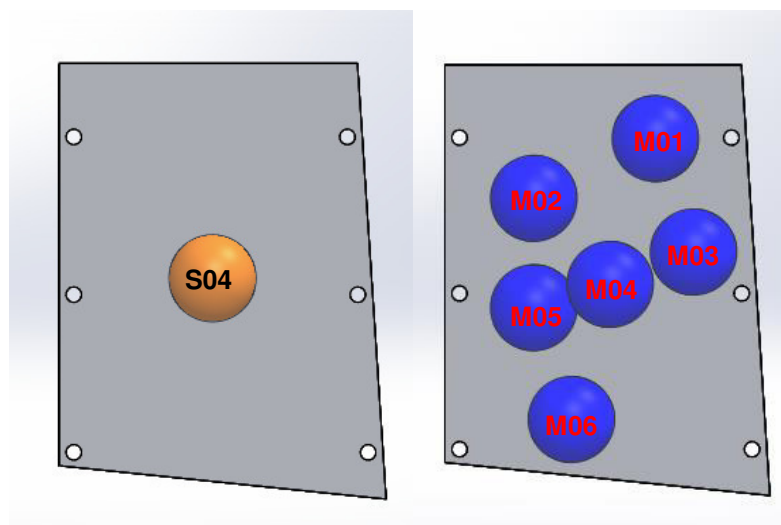


Figure 5.23: Posizioni sorgenti e microfoniche al FEM - qualificazione Appendice D UNI EN ISO 3741.

Le impostazioni riguardanti la mesh sono invariate, mentre viene modificato il range in frequenza di studio: le frequenze di analisi sono quelle indicate in figura 5.24, dove sono

riportati i valori delle frequenze discrete necessarie per la validazione della camera secondo lo standard di misura.

	Frequenza centrale delle bande di terzo di ottava Hz														
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
-	-	147	-	-	-	361	-	-	-	-	-	1470	-	-	-
-	113	148	-	226	-	364	-	-	-	-	1130	1480	-	2260	-
-	114	149	-	228	-	367	-	564	712	-	1140	1490	-	2280	-
90	115	150	180	230	285	370	450	570	720	900	1150	1500	1800	2300	-
91	116	151	182	232	288	373	455	576	728	910	1160	1510	1820	2320	-
92	117	152	184	234	291	376	460	582	736	920	1170	1520	1840	2340	-
93	118	153	186	236	294	379	465	588	744	930	1180	1530	1860	2360	-
94	119	154	188	238	297	382	470	594	752	940	1190	1540	1880	2380	-
95	120	155	190	240	300	385	475	600	760	950	1200	1550	1900	2400	-
96	121	156	192	242	303	388	480	606	768	960	1210	1560	1920	2420	-
97	122	157	194	244	306	391	485	612	776	970	1220	1570	1940	2440	-
98	123	158	196	246	309	394	490	618	784	980	1230	1580	1960	2460	-
99	124	159	198	248	312	397	495	624	792	990	1240	1590	1980	2480	-
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
101	126	161	202	252	318	403	505	636	808	1010	1260	1610	2020	2520	-
102	127	162	204	254	321	406	510	642	816	1020	1270	1620	2040	2540	-
103	128	163	206	256	324	409	515	648	824	1030	1280	1630	2060	2560	-
104	129	164	208	258	327	412	520	654	832	1040	1290	1640	2080	2580	-
105	130	165	210	260	330	415	525	660	840	1050	1300	1650	2100	2600	-
106	131	166	212	262	333	418	530	666	848	1060	1310	1660	2120	2620	-
107	132	167	214	264	336	421	535	672	856	1070	1320	1670	2140	2640	-
108	133	168	216	266	339	424	540	678	864	1080	1330	1680	2160	2660	-
109	134	169	218	268	342	427	545	684	872	1090	1340	1690	2180	2680	-
110	135	170	220	270	345	430	550	690	880	1100	1350	1700	2200	2700	-
111	136	171	222	272	348	433	555	696	888	1110	1360	1710	2220	2720	-
-	137	172	-	274	-	436	560	702	-	-	1370	1720	-	2740	-
-	138	173	-	276	-	439	-	-	-	-	1380	1730	-	2760	-
Incremento, Hz	1	1	1	2	2	3	3	5	6	8	10	10	10	20	20
Tolleranza dell'incremento, Hz	±0,3	±0,3	±0,3	±0,5	±0,5	±1	±1	±1,5	±2	±3	±3	±5	±5	±5	±5
Numero di frequenze di prova, N_f	22	26	27	22	26	22	27	23	24	23	22	26	27	22	26

Figura 5.24: Prospetto D.2 UNI EN ISO 3741 - frequenze di prova per la qualificazione a frequenze discrete.

Esportati i livelli di pressione sonora alle differenti posizioni microfoniche, si determina lo scarto tipo s_f come segue:

$$s_f = \sqrt{\sum_{k=1}^{N_f} \frac{(L_{pk} - L_{pm})^2}{N_f - 1}} \quad (5.15)$$

Dove:

- L_{pk} : livello di pressione sonora temporale medio relativo alla k-esima frequenza di prova, mediato su tutte le posizioni microfoniche (e di sorgente se sono multiple) [dB];
- L_{pm} : media aritmetica dei valori di L_{pk} su tutte le frequenze appartenenti alla singola banda di terzo di ottava [dB];
- N_f : numero di frequenze di prova contenute all'interno della singola banda di terzo di ottava.

Frequenza centrale della banda di terzo di ottava Hz	Massimo scarto tipo ammesso, s_f dB
da 100 a 160	3,0
da 200 a 315	2,0
da 400 a 630	1,5
da 800 a 2 500	1,0

Figura 5.25: Prospetto D.1 UNI EN ISO 3741 - valori limiti dello scarto tipo per la qualificazione a frequenze discrete.

Al contrario dell'elaborazione dei dati sperimentali, in questo caso lo scarto tipo viene determinato direttamente sui valori dei livelli di pressione sonora, senza correggerli per la

risposta in frequenza dell'altoparlante di prova. Ciò è dovuto al fatto che la sorgente simulata viene modellata come un monopolo di potenza unitaria e non presenta le caratteristiche di emissione della sorgente reale. Affinché la camera di prova sia qualificata secondo l'Appendice D, lo scarto tipo deve essere inferiore ai valori limite riportati in figura 5.25.

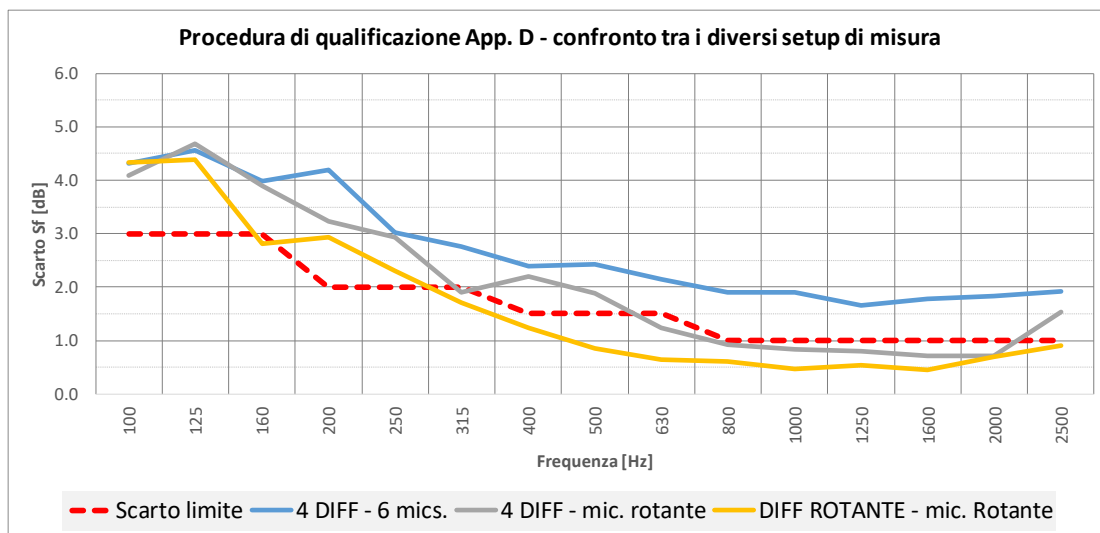


Figura 5.26: Qualificazione della camera di prova secondo l'Appendice D per frequenze discrete - confronto al variare del setup di misura sperimentale.

In paragrafo 3.1.7.3 viene riportata la fase di qualificazione sperimentale della camera riverberante secondo l'Appendice D, la quale è stata condotta al variare sia della configurazione della camera di prova, quindi modificando gli elementi diffondenti installati, sia al variare del setup di misura, utilizzando sia le 6 posizioni microfoniche discrete che il microfono rotante a traiettoria continua, mostrato in figura 3.6. Al variare della configurazione di misura, il valore stimato dello scarto tipo s_f si modifica come mostrato in figura 5.26, dove sono riportati gli andamenti ottenuti per la camera riverberante con 4 diffusori, secondo il setup di misura con 6 posizioni microfoniche discrete e il microfono a traiettoria continua, e per la camera con il diffusore rotante, in cui l'acquisizione viene svolta utilizzando il microfono rotante. Le 3 configurazioni riportate mostrano come si modifica lo scarto tipo al variare della media effettuata: a differenza delle 6 posizioni microfoniche discrete, il microfono a traiettoria continua riesce ad estendere la media su una porzione di spazio maggiore, mentre l'introduzione del diffusore rotante, estende la media su più geometrie della camera di prova, a parità di volume considerato, come descritto in capitolo 1.5.2. Conseguentemente si ha una diminuzione dello scarto tipo, dovuto alla riduzione della variabilità spaziale del livello di pressione sonora, portato dall'applicazione dei diversi metodi di mediazione.

Al fine di valutare questo processo di media anche all'interno delle simulazioni FEM, lo scarto tipo s_f viene stimato per la configurazione con 4 diffusori statici, sia utilizzando il setup di misura delle 6 posizioni microfoniche discrete che quello relativo al microfono a traiettoria continua (mostrato in figura 5.18).

In tabella 5.8 sono riportati i dati relativi allo scarto tipo s_f ottenuti sia per i dati numerici che per quelli sperimentali, i valori limiti definiti dalla norma e la differenza ottenuta tra il valore di scarto tipo ottenuto al FEM e ottenuto dalle acquisizioni sperimentali. Affinché la camera risulti qualificata, gli andamenti ottenuti, mostrati in figura 5.27, devono rientrare al di sotto dei valori limite.

Tabella 5.8: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice D UNI EN ISO 3741 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra i dati numerici e sperimentali per la configurazione con 6 posizioni microfoniche discrete con 4 diffusori statici.

Frequenza [Hz]	Scarto limite [dB]	App. D 6 mics - FEM [dB]	App. D 6 mics - SPERIMENTALE [dB]	Scarto FEM - SPERIMENTALE [dB]
100	3.0	5.6	4.3	1.3
125	3.0	4.3	4.6	0.3
160	3.0	3.4	4.0	0.6
200	2.0	3.3	4.2	0.9
250	2.0	2.8	3.0	0.2
315	2.0	2.3	2.8	0.4
400	1.5	2.2	2.4	0.2
500	1.5	2.6	2.4	0.2

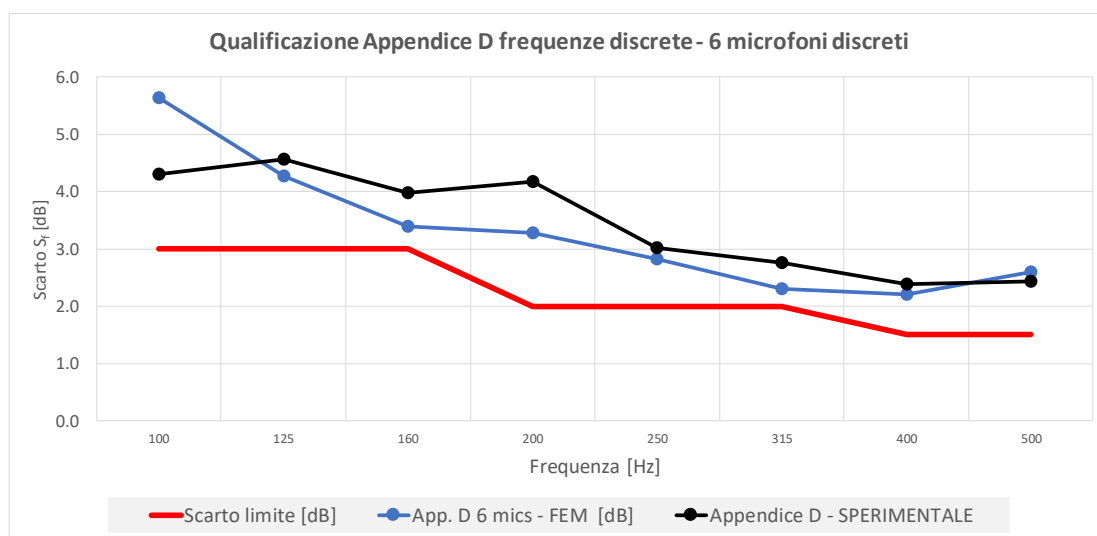


Figura 5.27: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice D UNI EN ISO 354 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale per la configurazione con 6 posizioni microfoniche discrete con 4 diffusori statici.

Ricordando che la mesh è stata impostata in modo tale da avere una frequenza massima pari a 400 Hz, si riportano di conseguenza i soli valori al di sotto della banda di terzo di ottava dei 500 Hz. Analizzando gli andamenti di figura 5.27, si ha quindi che per frequenze inferiori alla banda di terzo di ottava dei 400 Hz, l'andamento FEM presenta uno scarto inferiore rispetto alla condizione sperimentale, ad eccezione per la frequenza di centro banda relativa ai 100 Hz. Il FEM tende di conseguenza a sottostimare la variabilità spaziale che si instaura all'interno della camera di prova quando questa viene eccitata da una frequenza discreta.

In tabella 5.9 e in figura 5.28 sono invece rispettivamente riportati i dati e gli andamenti dello scarto s_f ottenuti dalla simulazione numerica del microfono rotante. La media aritmetica è stata eseguita su 74 punti equi spaziali che giacciono sulla traiettoria circolare. Anche in questo caso il confronto deve essere svolto a partire della banda di terzo di ottava dei 500 Hz e per frequenze minori. Anche in questo caso si ha che l'andamento numerico sottostima lo scarto tipo, ottenendo dei valori inferiori nel range [160 – 500] Hz rispetto ai dati sperimentali, mentre risulta essere superiore per le frequenze di centro banda relative ai 100 Hz e 125 Hz.

Tabella 5.9: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice D UNI EN ISO 3741 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra i dati numerici e sperimentali per la configurazione con microfono rotante a traiettoria continua con 4 diffusori statici.

Frequenza [Hz]	Scarto limite [dB]	App. D mic rotante - FEM [dB]	App. D mic rotante - SPERIMENTALE [dB]	Scarto FEM - SPERIMENTALE [dB]
100	3.0	5.6	4.1	1.5
125	3.0	5.0	4.7	0.3
160	3.0	3.3	3.9	0.6
200	2.0	2.8	3.2	0.5
250	2.0	2.4	2.9	0.5
315	2.0	1.9	1.9	0.0
400	1.5	1.4	2.2	0.8
500	1.5	1.7	1.9	0.2

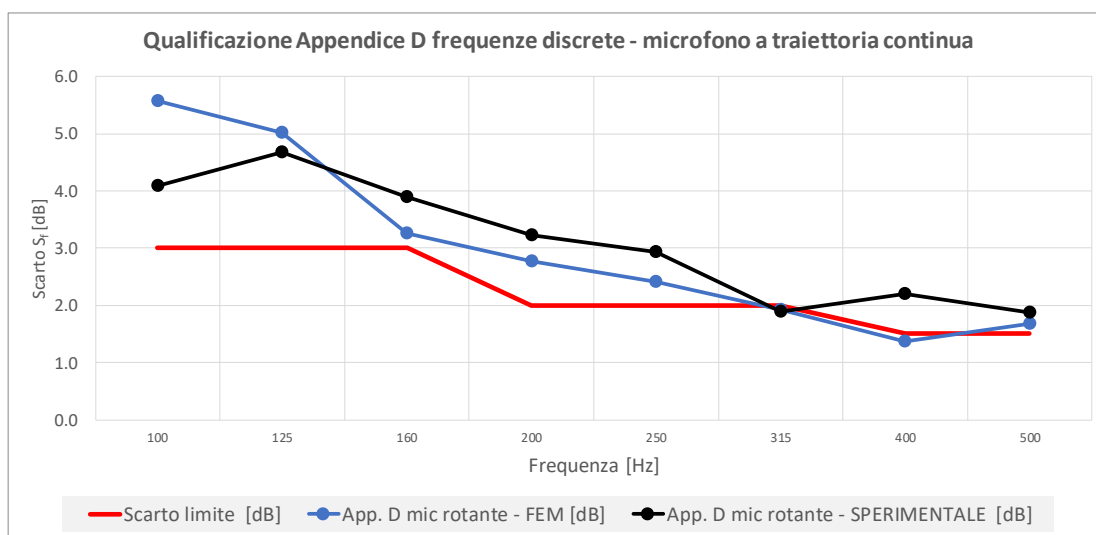


Figura 5.28: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice D UNI EN ISO 354 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale per la configurazione con microfono rotante a traiettoria continua con 4 diffusori statici.

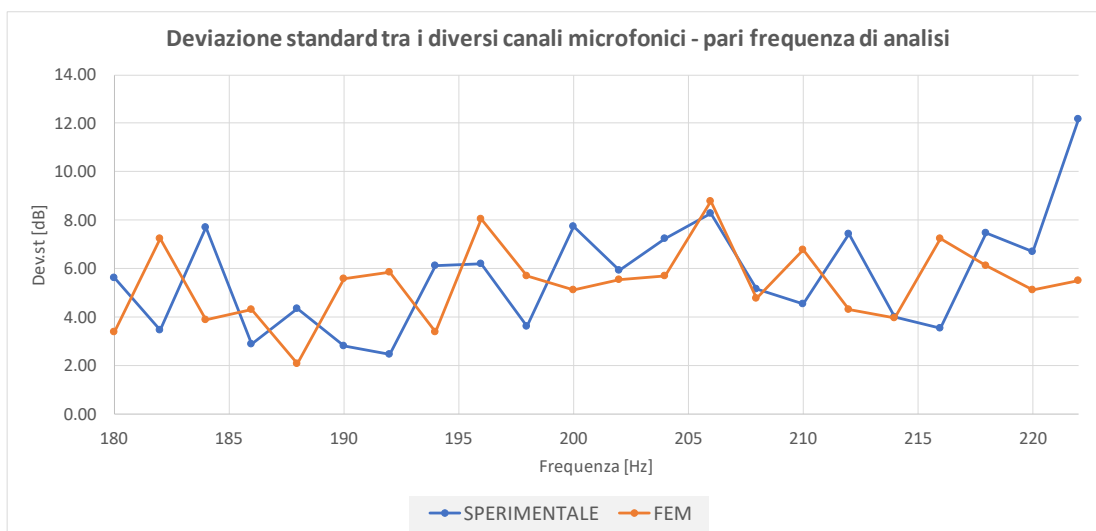


Figura 5.29: Andamento della deviazione standard calcolata tra le diverse posizioni microfoniche a parità di frequenza indagata.

Per indagare in modo più approfondito la causa di questa sottostima da parte della simulazione numerica, viene determinata la deviazione standard del livello di pressione sonora tra le diverse posizioni microfoniche, a parità di frequenza eccitata. Come mostrato dall'andamento di figura 5.29, determinato all'interno della banda di terzo di ottava dei 200 Hz dove c'è la massima differenza dello scarto tipo, i due andamenti non mostrano una configurazione che sia più stabile rispetto all'altra, riportando entrambe un'elevata variabilità del livello di pressione sonora all'interno dello spazio di misura a parità di frequenza eccitata. Di conseguenza la differenza tra la metodica sperimentale e la metodica al FEM, risiede nella variabilità tra le diverse frequenze presenti all'interno della banda di terzo analizzata: il modello FEM risente meno della differenza di pressione che si instaura tra valori di frequenze adiacenti.

Lo stesso studio numerico è stata condotto anche per la configurazione della camera riverberante in assenza di diffusori statici: il modello al FEM è lo stesso utilizzato per la configurazione con 4 diffusori statici, cambiando solamente i valori relativi all'impedenza acustica superficiale, ottenuta utilizzando il coefficiente di assorbimento acustico determinato per la camera riverberante vuota. In tabella 5.10 e in figura 5.30 sono riportati rispettivamente i dati e gli andamenti relativi allo scarto tipo s_r , sia sperimentali che numerici, determinati per la configurazione senza diffusori con 6 posizioni microfoniche discrete.

Tabella 5.10: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice D UNI EN ISO 3741 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra i dati numerici e sperimentali per la configurazione con 6 posizioni microfoniche discrete in assenza di diffusori statici.

Frequenza [Hz]	Scarto limite [dB]	App. D 6 mics - FEM [dB]	App. D 6 mics - SPERIMENTALE [dB]	Scarto FEM - SPERIMENTALE [dB]
100	3.0	6.9	5.5	1.3
125	3.0	4.9	4.6	0.3
160	3.0	3.4	4.1	0.7
200	2.0	3.8	3.7	0.1
250	2.0	3.2	3.1	0.0
315	2.0	2.6	2.9	0.3
400	1.5	2.9	2.3	0.6
500	1.5	2.2	1.9	0.3

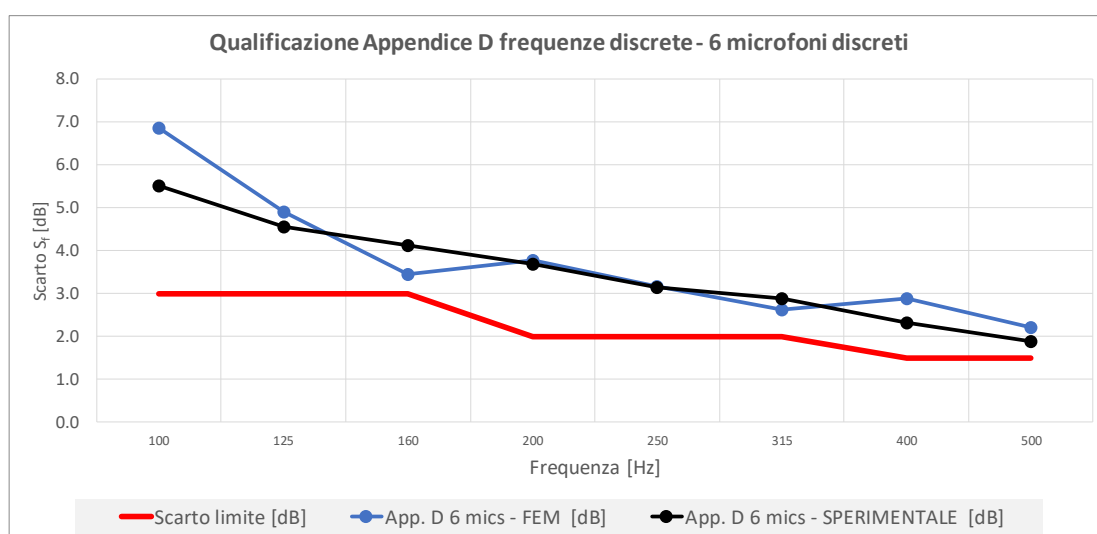


Figura 5.30: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice D UNI EN ISO 354 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale per la configurazione con 6 posizioni microfoniche discrete in assenza di diffusori statici.

In tabella 5.11 e in figura 5.31 sono invece riportati i medesimi dati ottenuti però per il setup di misura relativo al microfono rotante a traiettoria continua.

Tabella 5.11: Dati relativi alla procedura di qualifica secondo l'Appendice D UNI EN ISO 3741 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra i dati numerici e sperimentali per la configurazione con microfono rotante a traiettoria continua in assenza di diffusori statici.

Frequenza [Hz]	Scarto limite [dB]	App. D 6 mics - FEM [dB]	App. D 6 mics - SPERIMENTALE [dB]	Scarto FEM - SPERIMENTALE [dB]
100	3.0	5.7	4.1	1.7
125	3.0	5.2	5.0	0.2
160	3.0	3.8	3.9	0.2
200	2.0	3.9	3.2	0.7
250	2.0	3.4	2.7	0.7
315	2.0	2.4	2.3	0.1
400	1.5	2.1	2.1	0.0
500	1.5	1.8	1.3	0.4

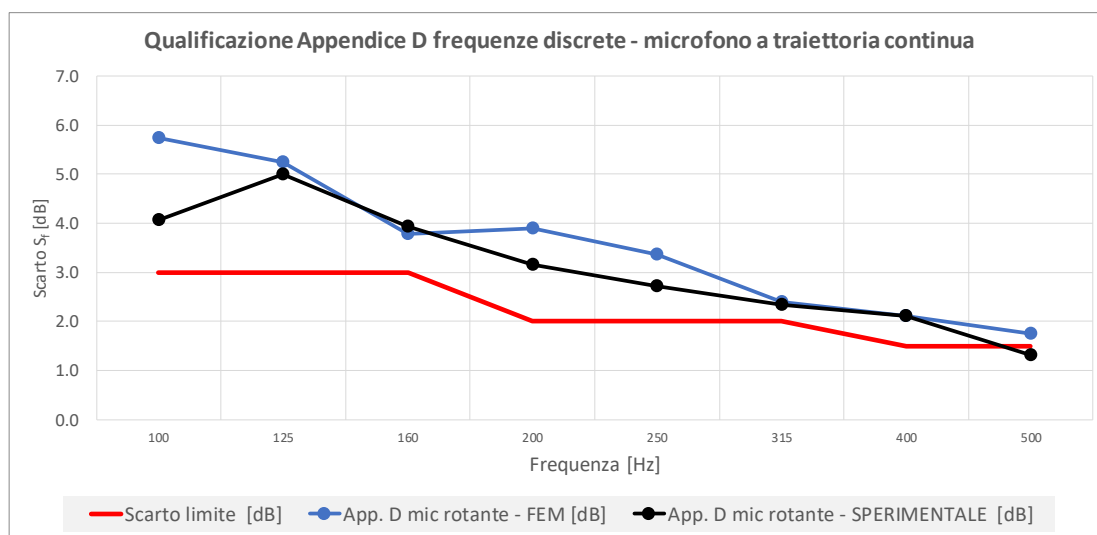


Figura 5.31: Procedura di qualificazione della camera riverberante secondo l'Appendice D UNI EN ISO 354 - componenti di frequenze discrete. Confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale per la configurazione con microfono rotante a traiettoria continua in assenza di diffusori statici.

Per valutare l'influenza che i diffusori esercitano all'interno del modello FEM, in figura 5.32 vengono riportati i confronti a parità di analisi, al variare dei diffusori installati nella camera riverberante. Analizzando gli andamenti sperimentali, sia per il setup di misura con 6 posizioni microfoniche discrete che per il microfono rotante a traiettoria continua, l'introduzione dei 4 diffusori statici non porta a nessun tipo di modifica nella valutazione dello scarto tipo s_f per la qualificazione secondo frequenze discrete. Analizzando invece i corrispettivi andamenti ottenuti al FEM, si ha che l'analisi numerica mostra un miglioramento dello scarto tipo con l'introduzione dei 4 diffusori statici: sia l'andamento ottenuto per il setup di misura a 6 posizioni microfoniche discrete che per il microfono rotante a traiettoria continua, lo scarto tipo presenta dei valori inferiori ad ogni frequenza di centro banda di terzo di ottava. Si ha quindi che il modello numerico sovrastima l'influenza esercitata dai 4 diffusori statici rispetto ai valori ottenuti dalle indagini sperimentali.

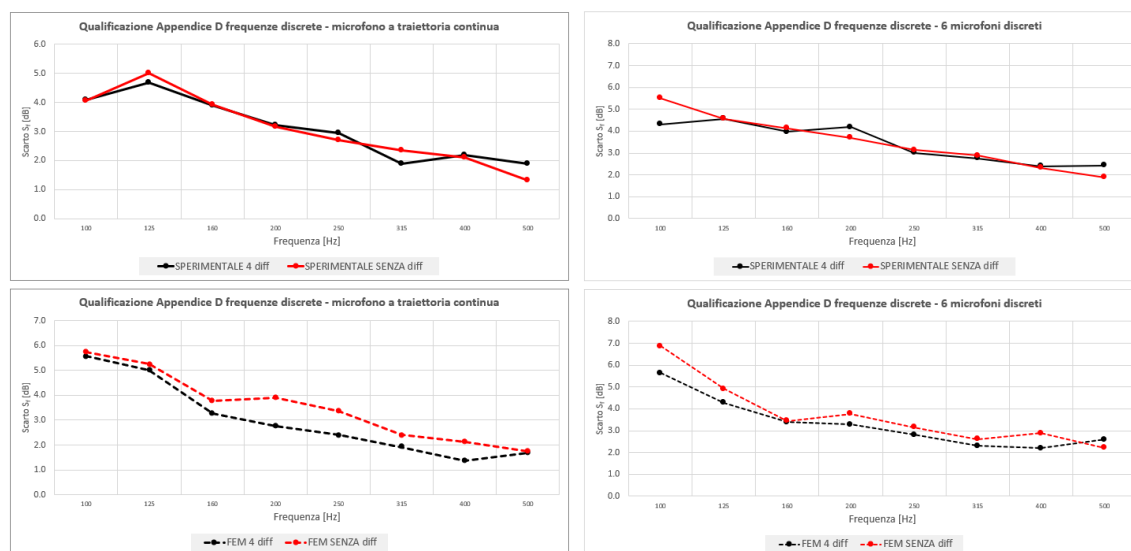


Figura 5.32: Confronto a parità di analisi di indagine al variare dei diffusori installati in camera riverberante. Valutazione dell'influenza dei 4 diffusori statici nella qualificazione secondo l'Appendice D.

Dai precedenti studi si evidenzia che il modello numerico risulta essere un buon strumento di previsione sia dei modi propri, ottenuti tramite l'analisi agli autovalori, che delle frequenze di risonanza, stimate tramite la risposta forzata dell'ambiente di prova. Per quanto riguarda invece le diverse procedure di qualificazione svolte, definite dalla norma UNI EN ISO 3741, si ha:

- Una sovrastima dello scarto tipo s_s , parametro di confronto per la qualifica della misurazione del suono ad ampio spettro, causata dal comportamento tonale della sorgente simulata, la quale non considera la componente di rumore casuale propria della sorgente di riferimento (non tiene conto della casualità associata alla fase). L'andamento ottenuto con il microfono rotante a traiettoria continua, presenta un andamento che si avvicina maggiormente a quello sperimentale, rispetto alla simulazione svolta con le 6 posizioni microfoniche discrete;
- Una sottostima dello scarto tipo s_r , parametro di confronto per la qualifica della misurazione di sorgenti con componenti tonali discrete, sia per la configurazione con 6 posizioni microfoniche discrete che per quella con il microfono rotante a traiettoria continua. In questo caso si imputa tale sottostima ad una minore variabilità presente tra le diverse frequenze entro la banda di terzo di ottava considerata, dovuta dalla modellazione della sorgente sonora.
- Al variare della configurazione di prova della camera riverberante, si ha che per la qualificazione secondo il rumore a banda larga, il modello numerico non mostra un'influenza dei 4 diffusori statici rispetto alla configurazione a camera vuota, come per i dati sperimentali. Per quanto riguarda la qualificazione secondo frequenze discrete, si ha invece che il modello FEM mostra un miglioramento dello scarto tipo con l'introduzione dei 4 diffusori, per entrambi i setup di misura con 6 posizioni microfoniche discrete e con il microfono rotante a traiettoria continua. Tale tendenza non è invece presente all'interno degli andamenti ottenuti sperimentalmente.

5.6. Stima del tempo di decadimento modale tramite la simulazione numerica

L'ultima fase di modellazione riguarda lo studio del campo sonoro in fase di decadimento. Utilizzano le risposta all'impulso numerica, ottenuta tramite la trasformata di Fourier inversa dello spettro della pressione sonora complessa, calcolata dalle simulazioni al FEM,

vengono applicate 3 differenti metodiche di analisi sperimentali, per studiare il decadimento temporale:

- Per primo si applica la metodica della post elaborazione della risposta all'impulso, definita nel paragrafo 4.1, per calcolare il tempo di decadimento modale.
- Successivamente, si applica la metodica della mezza potenza di banda (o metodo dei 3 dB) per determinare il tempo di decadimento modale, utilizzando questa volta la risposta in frequenza ottenuta dalle simulazioni numeriche.
- Infine viene determinato il tempo di riverberazione in terzi d'ottava, secondo la norma UNI EN ISO 3382-2, utilizzando come segnali di eccitazione gli impulsi ottenuti sia dalla simulazione numerica che dalla risposta all'impulso sperimentale dell'ambiente di prova.

Il confronto tra le tre metodiche sperimentali e i dati ottenuti al FEM, permetteranno di comprendere se le condizioni al contorno, riguardanti l'impedenza superficiale acustica, sono idonee per simulare il comportamento modale dell'ambiente di prova in fase di decadimento.

5.6.1. Tempo di decadimento modale numerico – post elaborazione della risposta all'impulso

La prima metodica analizzata riguarda la post elaborazione della risposta all'impulso numerica. Il modello di simulazione FEM utilizzato presenta le medesime impostazioni del modello utilizzato per la risposta forzata della camera riverberante. Le condizioni al contorno riguardano l'impedenza acustica superficiale, la quale viene applicata in modo uniforme su tutte le pareti e i diffusori che racchiudono il dominio fluido. L'andamento dell'impedenza è stato ottenuto dal coefficiente di assorbimento acustico a camera vuota, come definito dall'equazione (5.7). La sorgente sonora viene simulata come una sorgente puntiforme di tipo monopolo, la quale possiede una potenza unitaria costante in frequenza: le coordinate spaziali della sorgente sono quelle relative alla S02 della UNI EN ISO 354, riportate in tabella 3.8. Il livello di pressione sonora viene invece acquisito sulle 6 differenti posizioni microfoniche discrete, definite sempre dalla UNI EN ISO 354, le cui coordinate spaziali sono in tabella 3.2. Le posizioni relative sia alla sorgente che ai microfoni all'interno del modello 3D simulato, sono riportate in figura 5.33.

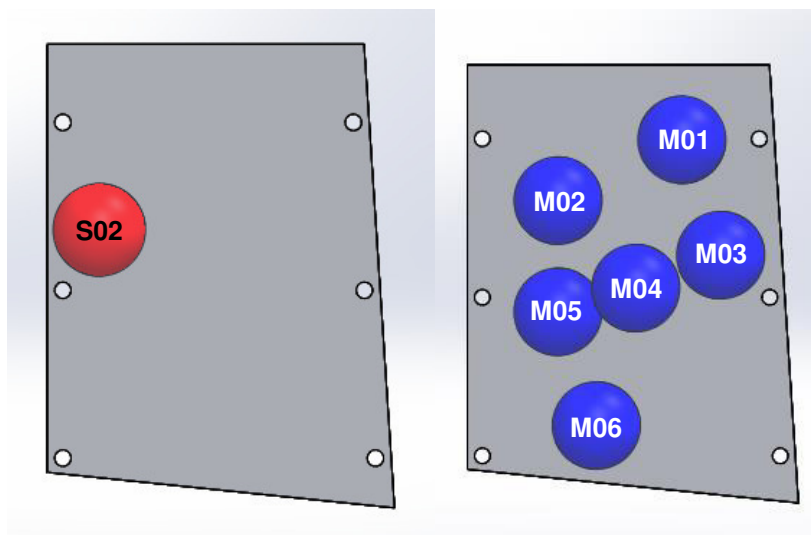


Figura 5.33: Posizioni sorgenti e microfoniche al FEM – determinazione della risposta all'impulso numerica.

Le impostazioni della mesh sono le medesime riportate in paragrafo 5.3.1, dove viene rispettata la regola dei 6 elementi per lunghezza d'onda, calcolata ad una frequenza massima di 300 Hz. L'unica differenza rispetto all'analisi forzata, riguarda la risoluzione in frequenza utilizzata: le simulazioni sono svolte in un range in frequenza [10 – 120] Hz con passo di 0.1 Hz. Una risoluzione in frequenza così elevata deriva dalla necessità di ottenere una risposta all'impulso che presenti una buona risoluzione nel dominio del tempo: all'aumentare del numero delle linee spettrali della simulazione in frequenza, si ha che la risoluzione nel tempo aumenta, ottenendo una risposta all'impulso più dettagliata. Aver limitato la frequenza di indagine agli 120 Hz è una conseguenza dell'aver una risoluzione in frequenza elevata: a causa del costo computazionale della simulazione, in termini di tempo di esecuzione e di memoria hardware a disposizione, è stato quindi limitato il range in frequenza simulato (per i dati riportati precedentemente, si ha che la simulazione impiega 3 giorni per l'esecuzione).

Effettuata la simulazione, il passo successivo riguarda la determinazione della risposta all'impulso, che viene ottenuta tramite l'esecuzione di uno script realizzato in Matlab 2016. Per ogni posizione microfonica vengono esportati i valori complessi della pressione sonora, della quale si ottiene così lo spettro in frequenza. Di tale andamento viene quindi eseguita la trasformata inversa di Fourier, in modo tale da calcolare la rappresentazione nel dominio del tempo, cioè la risposta all'impulso relativa alla singola posizione microfonica.

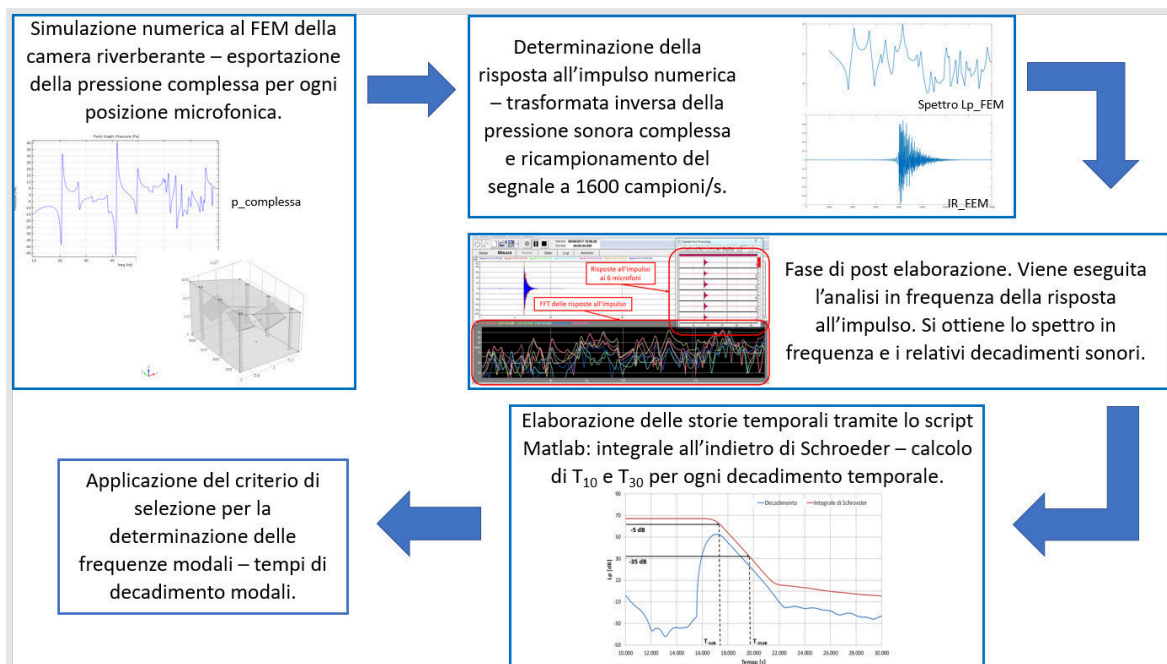


Figura 5.34: Schema riassuntivo – Metodica post elaborazione della risposta all'impulso numerica.

Della risposta all'impulso numerica così ottenuta, viene effettuata la post elaborazione come descritto in paragrafo 4.1. Il segnale ricreato in Matlab, viene ricampionato a 1600 campioni al secondo e viene esportata in file .wav. Il ricampionamento risulta necessario per mantenere le condizioni di analisi stabilite nella metodica di post elaborazione: unitamente alle impostazioni scelte nel software di misura (sono le stesse dell'elaborazione sperimentale e riportate in tabella 4.1), si ha che il ricampionamento del segnale in ingresso deve essere effettuato per ottenere una buona risoluzione sia in frequenza ($\Delta f=0.391$ Hz) che nel tempo ($\Delta t=0.04$ s). Si ricorda che tale condizione è fondamentale al fine di consentire uno studio dettagliato delle frequenze alle quali si manifestano i modi propri dell'ambiente di misura, unitamente ad una buona rappresentazione della storia temporale del decadimento del singolo modo. L'estensione del file .wav è invece necessaria per poter

importare, come segnali di ingresso, le risposte all'impulso all'interno del software di post elaborazione. Effettuata l'analisi in frequenza della risposta all'impulso relative alle 6 posizioni microfoniche, si ottiene lo spettro in frequenza con le relative storie temporali dei decadimenti sonori. Poiché i decadimenti così ottenuti si riferiscono a tutti i valori delle linee spettrali, viene applicato il criterio di selezione per determinare i sia gli andamenti che i valori di tempo di decadimento T_{30} alle sole frequenze modali. Lo schema riassuntivo della metodica applicata, viene mostrato in figura 5.34.

Per primo si analizza il confronto tra l'andamento sperimentale, curva arancione, e l'andamento numerico, curva blu, della risposta in frequenza, ottenuti entrambi dopo aver effettuato la post elaborazione della risposta all'impulso e riportati in figura 5.35. Anche in questa casistica, come mostrato per gli andamenti riportati in paragrafo 5.4.1, si ha un buon accordo tra la curva sperimentale e la curva ottenuta agli elementi finiti, la quale riesce a riprodurre i principali picchi associati alle frequenze di risonanza della camera.

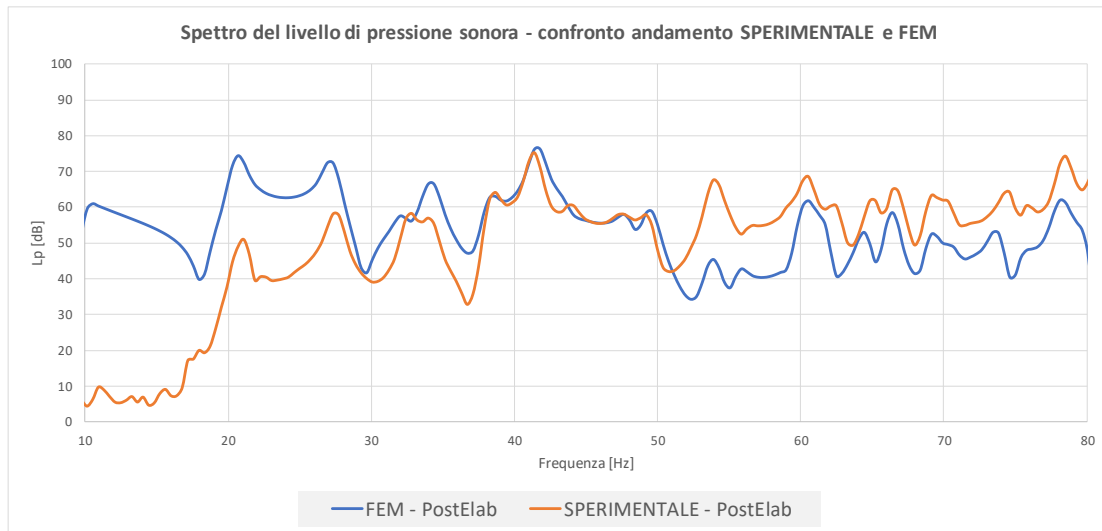


Figura 5.35: Spettro in frequenza del livello di pressione sonora ottenuto dalla post elaborazione della risposta all'impulso - confronto tra i valori numerici (FEM) e i valori sperimentali.

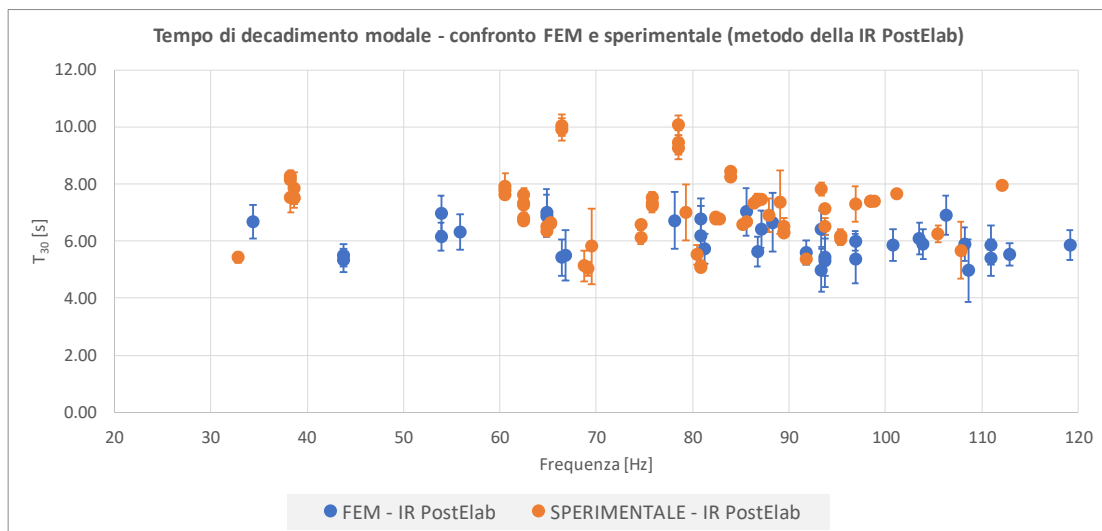


Figura 5.36: Tempo di decadimento modale ottenuto tramite la metodica della post elaborazione della risposta all'impulso - confronto tra i valori numerici (FEM) e i valori sperimentali.

Dopo aver applicato il criterio di selezione, vengono analizzate le storie temporali relative ai decadimenti modali, determinando il tempo di decadimento T_{30} per entrambi gli andamenti, sia quello sperimentale che quello numerico: i dati relativi al T_{30} sono riportati in

figura 5.36, dove vengono mostrati in blu i tempi modali numerici e in arancione quelli ottenuti dalla post elaborazione sperimentale.

Come mostrato in figura 5.36, i dati relativi al tempo di decadimento modale, ottenuti tramite l'analisi al FEM, stimano con buona approssimazione i valori ottenuti sperimentalmente. Analizzando i valori medi stimati per tutti i decadimenti rientranti nel range di frequenza analizzato, il T_{30} assume un valore pari a 6.01 s per l'analisi numerica e un valore pari a 6.24 s per i dati sperimentali, con le relative deviazioni standard rispettivamente pari a 0.61 s e 1.18 s. I tempi di decadimento medi presentano dei valori molto simili tra di loro, con uno scarto percentuale inferiore a 4%, mentre la deviazione standard evidenzia come l'analisi effettuata tramite gli andamenti numerici, sottostima la variabilità presente tra le diverse frequenze modali.

Poiché le impostazioni relative alla post elaborazione sono le medesime utilizzate nell'analisi effettuata sui dati sperimentali, l'unico fattore che può giustificare una ridotta variabilità associata alla stima del tempo di decadimento modale, è imputabile alle condizioni al contorno impostate nel modello FEM. Nello specifico si ha che la condizione di impedenza acustica superficiale delle pareti che racchiudono il dominio fluido, viene mantenuta costante all'interno delle banda di terzo di ottava, andando a ridurre la variabilità associata al singola frequenza modale.

5.6.2. Tempo di decadimento modale numerico – metodo della mezza potenza di banda

La seconda metodica che viene applicata nella stima del decadimento modale numerico, è quella relativa alla mezza potenza di banda (o 3 dB), descritta in paragrafo 4.2.

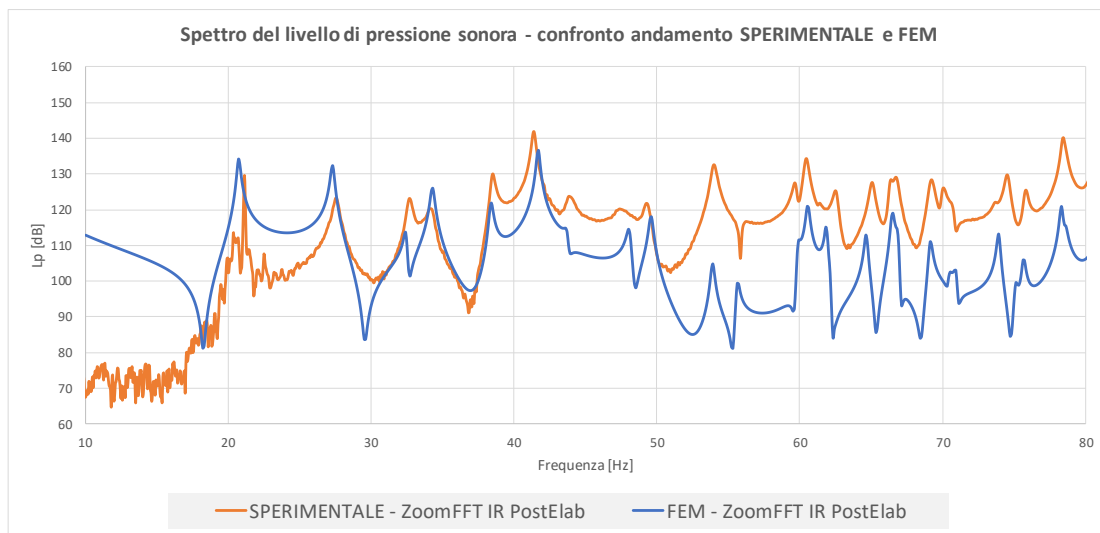


Figura 5.37: Andamento della ZoomFFT del livello di pressione sonora ottenuto dalla post elaborazione della risposta all'impulso - confronto tra i valori numerici (FEM) e i valori sperimentali.

Dopo aver effettuato la simulazione agli elementi finiti della configurazione di prova, si esporta lo spettro in frequenza del livello di pressione sonora relativo ad ogni posizione microfonica. In figura 5.37 viene riportato il confronto tra l'andamento sperimentale in arancione, relativo alla ZoomFFT ottenuta dalla post elaborazione della risposta all'impulso misurata, e l'andamento numerico dello spettro in frequenza, mostrato invece dalla linea blu. Quest'ultimo viene elaborato all'interno dello script Matlab 2016 relativo al metodo della mezza potenza di banda, per determinare i valori di T_{30} relativi al tempo di decadimento associato alle singole frequenze modali. In figura 5.38 viene riportato lo schema riassuntivo,

in cui vengono indicati i vari step necessari all'applicazione della metodica di analisi dei 3 dB.

In figura 5.39 sono riportati gli andamenti dei tempi di decadimento stimati tramite l'applicazione del metodo dei 3 dB: esportato lo spettro del livello di pressione sonora alle varie posizioni microfoniche simulate, vengono determinati i picchi modali e i relativi valori di T_{30} , come descritto nel paragrafo 4.2. In questa casistica, si ottengono dei valori di tempo di decadimento medio pari a 7.01 s per l'analisi numerica con una deviazione standard di 2.03 s, mentre per quanto riguarda i dati sperimentali si ha un valore medio di T_{30} pari a 5.94 s, con relativa deviazione standard di 1.47 s. Al contrario della precedente analisi, si ha che la metodica della mezza potenza di banda sovrastima il tempo di decadimento modale: nonostante esso presenti una variabilità associata alla singola frequenza maggiore, come indicato dalla deviazione standard, si ha che la maggior parte dei valori ottenuti si concentrano attorno al valor medio di 7.01 s.

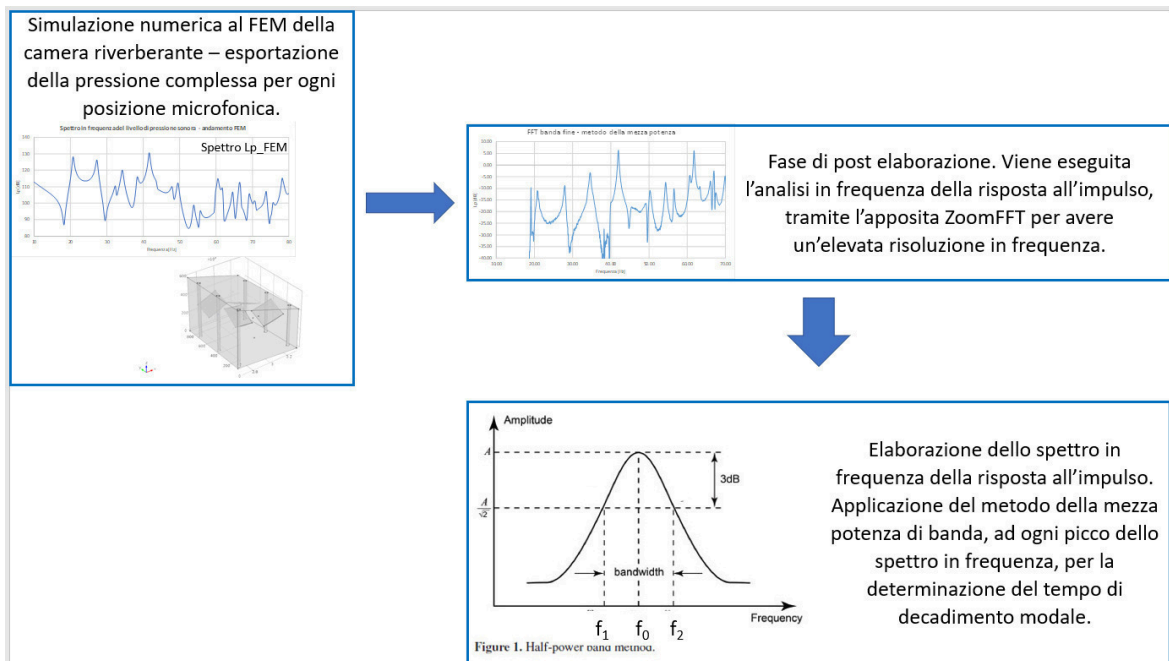


Figura 5.38: Schema riassuntivo – Metodica della mezza potenza di banda per lo spettro in frequenza sperimentale.

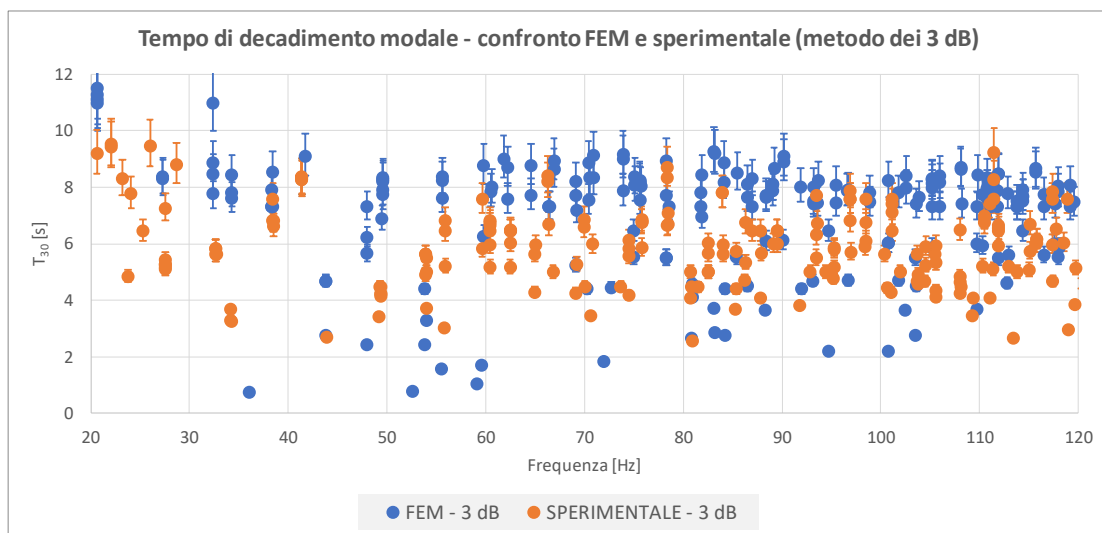


Figura 5.39: Tempo di decadimento modale ottenuto tramite la metodica della mezza potenza di banda – confronto tra i valori numerici (FEM) e i valori sperimentali.

Per quanto riguarda il metodo dei 3 dB, la differenza tra il FEM e le misure sperimentali è imputabile alla larghezza di banda associata ai picchi modali: come visibile in figura 5.39, nonostante il modello numerico riesca a determinare le frequenze modali con buona approssimazione, si ha che i picchi presentano un'ampiezza in frequenza Δf_{3dB} minore, con conseguente aumento del tempo di decadimento stimato. In questo caso si ha che il metodo numerico sottostima lo smorzamento modale, ottenendo dei tempi di decadimenti inferiori rispetto all'analisi sperimentale: la condizione di impedenza imposta alle pareti, risulta essere sovrastimata nell'applicazione del metodo della mezza potenza di banda. Come nel precedente caso, anche nella presente metodica si nota una tendenza dei tempi di decadimento modali a rimanere costanti all'interno del terzo di ottava analizzato, mostrando ancora una volta come la condizione imposta sull'impedenza acustica superficiale risulti restrittiva per l'analisi del decadimento modale in banda fine.

5.6.3. Tempo di riverberazione numerico – misura secondo lo standard UNI EN ISO 3382-2

L'ultima metodica di analisi del decadimento sonoro, applicata alla risposta all'impulso numerica, riguarda la misura del tempo di riverberazione secondo lo standard della UNI EN ISO 3382-2. Ottenuta la risposta all'impulso, sia degli andamenti numerici tramite la procedura descritta in 5.6.1, che degli andamenti sperimentali, tramite l'acquisizione svolta in camera riverberante, questo segnale viene utilizzato come sorgente eccitante per la determinazione del tempo di decadimento. Il setup di misura consiste in:

- Un personal computer, che riproduce la risposta all'impulso da analizzare;
- Software di acquisizione dati Samurai 2.6 con scheda di acquisizione SINUS GmbH (8 ch + 8 ch), che tramite un modulo dedicato di misura, basato sulla norma UNI EN ISO 3382-2, restituiscono il tempo di riverberazione in terzi di ottava.

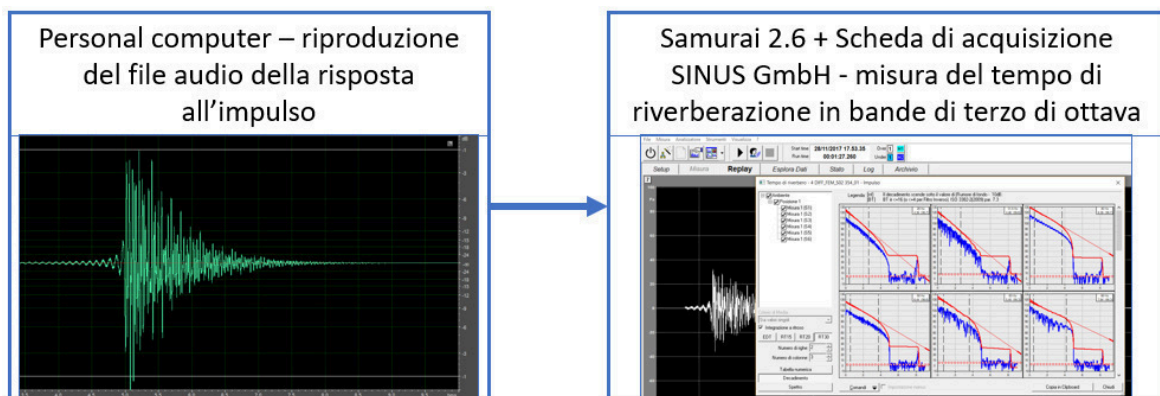


Figura 5.40: Schema riassuntivo – Misura del tempo di decadimento modale tramite la UNI EN ISO 3382-2.

La procedura di misura viene schematizzata in figura 5.40 e consiste in:

- Il personal computer viene utilizzato per riprodurre il file audio relativo alla risposta all'impulso, la quale diventa lo sorgente eccitante.
- Il segnale audio viene inviato alla scheda di acquisizione, inserendo il cavo del segnale output del personal computer, nell'ingresso microfonico della scheda di acquisizione stessa. Quest'ultima elabora la risposta all'impulso della configurazione analizzata come se fosse il segnale eccitante della camera di prova.
- Le 6 risposte all'impulso relative all'analisi numerica e sperimentale, vengono eseguite in successione, in modo tale che la stessa posizione microfonica della

scheda di acquisizione, esegua la media del tempo di riverberazione su 6 differenti posizioni sorgente.

Il menù di acquisizione del modulo dedicato di tempo di riverberazione, viene impostato in modo tale da effettuare una media dei decadimenti su una singola posizione microfonica e su 6 posizioni sorgente, quando il segnale di eccitazione è di tipo impulsivo: inoltre il range in frequenza viene impostato pari a [25 – 5000] Hz in modo tale da analizzare le bande di terzo di ottava relativa nel range [25 – 80] Hz, in cui si ha il contributo energetico della risposta all'impulso numerica (le simulazioni sono state infatti svolte dai 10 Hz fino agli 80 Hz).

Effettuata l'elaborazione sia per i dati numerici che per i dati sperimentali, a parità di configurazione della camera riverberante e di sorgente eccitante, in tabella 5.12 e in figura 5.41 sono riportati rispettivamente i valori e gli andamenti del tempo di riverberazione T_{30} ottenuti dalla metodica.

Tabella 5.12: Tempo di riverberazione in banda di terzo di ottava - confronto tra i dati sperimentali e numerici.

Frequenza [Hz]	T_{30} SPERIMENTALE [s]	T_{30} FEM [s]
50	6.84	6.68
63	10.29	6.20
80	9.93	5.72
100	8.55	6.99
125	7.07	6.41

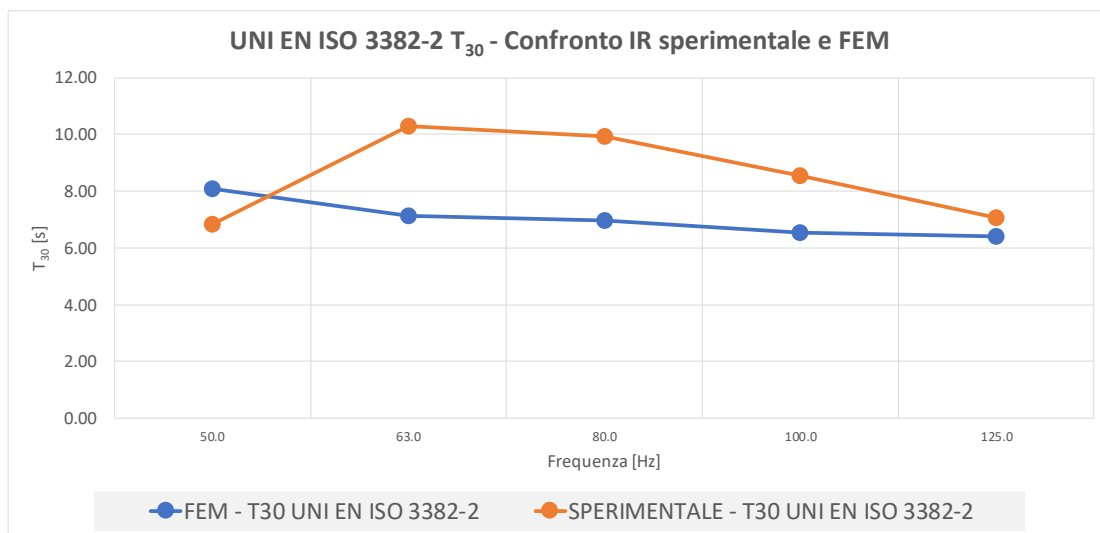


Figura 5.41: Tempi di riverberazione - confronto tra l'andamento numerico e sperimentale.

numerica presentano un andamento pressoché costante all'interno del range in frequenza analizzato, presentando un valore medio di T_{30} e una deviazione standard pari 7.03 s e 0.66 s, rispetto agli andamenti sperimentali che presentano dei rispettivi valori pari a 8.54 s e 1.58 s. Le bande in frequenza analizzate per la determinazione del tempo di riverberazione partono dal valore di centro banda relativo ai 50 Hz: si è scelto questo valore poiché i decadimenti temporali acquisiti presentano sia un andamento lineare del livello di pressione sonora, all'interno del range di valutazione del T_{30} , che un buon coefficiente di correlazione relativo alla retta di regressione lineare, come mostrato da figura 5.42. Per bande di terzo di ottava inferiore, non era presente un contributo energetico tale da garantire una riduzione del livello stazionario pari a 30 dB. Il limite superiore, è invece definito dalla frequenza

massima con cui è stata svolta la simulazione, svolta per determinazione la risposta all'impulso numerica.

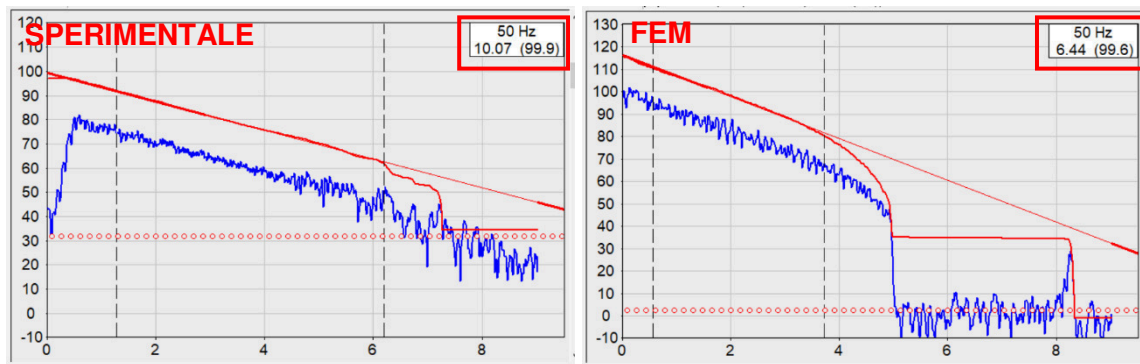


Figura 5.42: Decadimento nella banda di terzo di ottava dei 25 Hz - confronto andamento sperimentale e numerico.

Analizzando i tempi di riverberazione, si ha che i valori stimati per la risposta all'impulso

La terza metodica di analisi del decadimento sonoro, mostra nuovamente una tendenza del tempo di riverberazione numerico a rimanere costante all'interno delle bande in frequenza analizzate, come per le precedenti metodiche di analisi. La condizione di impedenza acustica superficiale, applicata con valori costanti all'interno delle bande di terzo di ottava, non permette di stimare la variabilità del tempo di decadimento, o di riverberazione, associata alla singola frequenza modale, mantenendo un valore medio costante a quasi tutte le frequenze di indagine.

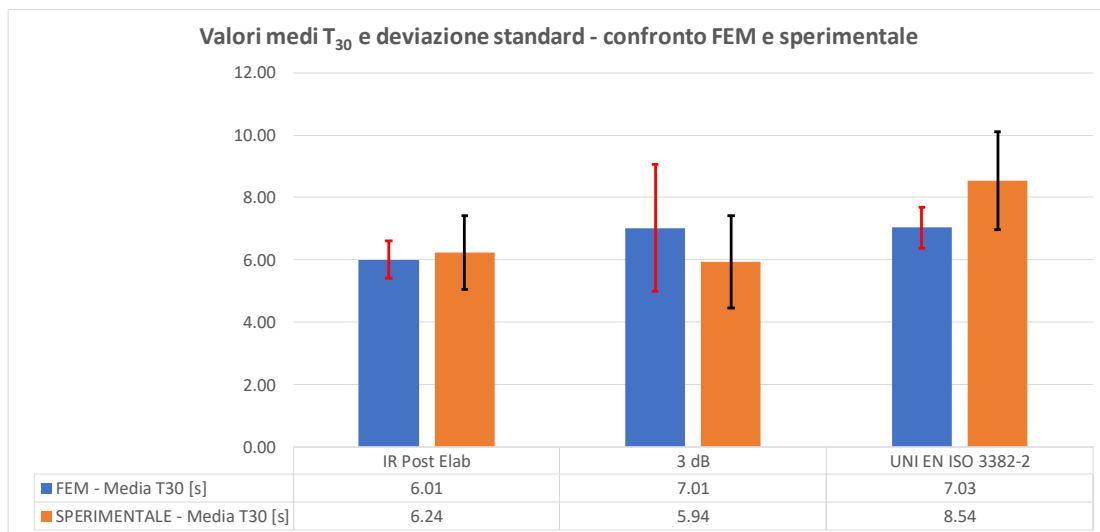


Figura 5.43: Tempo di decadimento T_{30} medio e relativa deviazione standard - confronto tra le 3 metodiche di indagine, applicate sia ai dati sperimentali che numerici.

In figura 5.43 viene riproposto il grafico riassuntivo dei tempi di decadimento medi, stimati utilizzando le tre differenti metodiche di indagine applicate sia agli andamenti sperimentali che numerici. Le barre di errore si riferiscono al valor medio della deviazione standard. Tra le tre metodiche di indagine presentate e discusse, quella relativa alla post elaborazione della risposta all'impulso presenta dei valori medi di T_{30} che più si avvicinano confrontando i dati numerici con quelli sperimentali. La metodica della mezza potenza di banda è l'unica che presenta una sovrastima dei dati numerici rispetto a quelli sperimentali, sottostimando il coefficiente di smorzamento relativo alle singole frequenze modali. In tutte le metodiche, è presente una tendenza dell'andamento numerico a stabilizzarsi attorno ad un valore medio, ad eccezione per la metodica relativa alla mezza potenza di banda, la quale

presenta una deviazione standard più elevata. Tale tendenza viene giustificata dalla condizione di impedenza acustica imposta alle pareti del dominio fluido la quale, essendo costante all'interno delle bande di terzo di ottava, non riesce a simulare lo smorzamento caratteristico del singolo modo. Ulteriori simulazioni sono in fase di analisi, nel tentativo di stimare un andamento dell'impedenza acustica superficiale che riesca a simulare il decadimento sonoro dei modi propri in maniera più accurata.

5.7. Conclusioni

Nel capitolo conclusivo di questo elaborato, viene tratta l'analisi numerica svolta sulla camera riverberante dell'Università di Ferrara. Utilizzando un software di simulazione agli elementi finiti, viene ricreato il modello 3D dell'ambiente di misura impostandone le condizioni al contorno: sorgente sonora puntiforme, caratterizzata da un monopolio di potenza unitaria e costante in frequenza; impedenza superficiale specifica delle pareti costante all'interno delle bande di terzo di ottava simulate, ottenuta dalla misura di tempo di riverberazione sperimentale.

La prima parte del capitolo descrive l'analisi agli autovalori (frequenze modali) e autovettori (forme modali) effettuata per determinare i modi propri dell'ambiente di misura. L'analisi viene condotta per le configurazioni sia in assenza che in presenza dei 4 diffusori statici montati a soffitto. Il confronto tra i modi numerici e quelli sperimentali, ottenuti tramite la risposta all'impulso della camera riverberante, mostra un buon accordo tra le due metodiche di indagine, con una differenza percentuale inferiore al 2% per entrambe le configurazioni studiate. Si ha inoltre che il modello FEM riesce a prevedere lo shift in frequenza tra i modi a camera vuota e i modi a camera con diffusori statici che si riscontra a livello sperimentale. Confrontando le forme modali delle due configurazioni simulate, a parità di modo eccitato, si riesce inoltre a visualizzare a quale frequenza i diffusori agiscono modificando il campo sonoro instauratosi.

La seconda parte riguarda la simulazione della risposta forzata dell'ambiente di misura. Lo spettro in frequenza del livello di pressione sonora numerico viene confrontato ai dati sperimentali per la validazione del modello, simulando 3 differenti configurazioni: camera riverberante senza diffusori; camera riverberante con 4 diffusori statici a soffitto; camera riverberante con i 4 diffusori e il provino di materiale utilizzato nella misura del coefficiente di assorbimento acustico. Per tutte e 3 le configurazioni di indagine, il modello FEM riesce a riprodurre in modo accurato gli spettri dei livelli di pressione sonora in termini di frequenze di picco, fino ai 120 Hz: le ampiezze non possono essere confrontate in valore assoluto poiché non viene simulato lo spettro di emissione della sorgente reale; per quanto riguarda invece frequenze superiori, l'errore di convergenza della simulazione numerica tende ad aumentare con la frequenza.

Per la configurazione in presenza del provino di materiale assorbente, sia a livello sperimentale che numerico non è presente una variazione delle frequenze di picco, ma soltanto una variazione dell'ampiezza del livello di pressione sonora. Questo aspetto è mostrato anche dal confronto delle forme modali ottenute in assenza e in presenza del provino, che rimangono pressoché immutate.

La terza parte riguarda invece la qualifica numerica della camera di prova, tramite la simulazione delle procedure descritte all'interno della norma UNI EN ISO 3741. Tali procedure sono le seguenti: qualificazione della camera per la misura di suono ad ampio spettro, descritta nell'Appendice C; qualificazione della camera per la misura di componenti di frequenze discrete. Entrambe le procedure sono state svolte in assenza e in presenza dei 4 diffusori statici e acquisendo il segnale di pressione sonora sia per 6 posizioni microfoniche discrete che per il microfono a traiettoria continua.

Per quanto riguarda l'Appendice C, il FEM tende a sovrastimare lo scarto tipo s_s per entrambi i setup di misura simulati, ottenendo un miglio accordo nel caso del microfono rotante a traiettoria continua. Tale sovrastima è imputabile alle impostazioni di simulazione attribuite alla sorgente sonora: si ha infatti che la sorgente emette un segnale di pari ampiezza e fase a tutte le frequenze, perdendo la condizione di casualità propria del rumore a banda larga. Confrontando invece le due configurazioni simulate, l'introduzione dei diffusori non porta ad una modifica dello scarto tipo, sia per i dati sperimentali che per quelli numerici.

Per la qualifica secondo l'Appendice D, si ha invece che il FEM tende a sottostimare lo scarto tipo s_i per entrambi i setup di misura. Questo aspetto è principalmente dovuto alla condizione di impedenza acustica superficiale impostata alle pareti: essendo tale valore costante all'interno della banda di terzo di ottava, viene a meno la variabilità associata al singolo modo, con la conseguente riduzione dello scarto tipo tra le frequenze costituenti il terzo di ottava simulato. Per quanto riguarda invece il confronto in assenza e in presenza dei 4 diffusori statici, si ha che il modello FEM prevede un miglioramento dello scarto tipo, il quale si riduce, con l'introduzione degli elementi diffondenti. Di conseguenza si ha che il modello numerico sovrastima l'influenza dei diffusori rispetto ai dati sperimentali.

L'ultima fase del capitolo riguarda la determinazione del tempo di decadimento modale numerico. Ottenuta la risposta all'impulso dalla modellazione FEM, vengono indagate 3 differenti metodiche per la determinazione del tempo di decadimento modale: la prima è il post processamento della risposta all'impulso, applicata alle storie temporali dei decadimenti numerici; la seconda è il metodo della mezza potenza, utilizzata con lo spettro del livello di pressione sonora numerico; infine viene determinato il tempo di riverberazione in banda di terzo di ottava tramite la misura definita nella norma UNI EN ISO 3382-2, utilizzando come file di sorgente le risposte all'impulso numeriche. I dati simulati vengono successivamente confrontati i valori sperimentali.

Per quanto riguarda la metodica del post processamento della risposta all'impulso, il modello FEM riesce a predire con buona approssimazione il tempo di decadimento medio sperimentale, mentre la relativa deviazione standard risulta essere inferiore. A causa della condizione di impedenza acustica superficiale applicata alle pareti, che si ricorda essere costante all'interno della banda di terzo di ottava, il modello FEM restituisce dei valori di tempo di decadimento modale che tendono a raggrupparsi attorno al valore medio stimato, poiché viene a meno la variabilità associata ai differenti coefficienti di smorzamento modali. I dati ottenuti tramite il metodo dei 3 dB, tendono invece a sovrastimare sia il tempo di decadimento modale che la deviazione standard rispetto ai valori sperimentali. In questo caso, si ha una sovrastima dell'impedenza acustica numerica, poiché i picchi modali presentano un valore di Δf_{3dB} che risulta essere più elevato rispetto alla curva sperimentale. Infine si ha che utilizzando la metodica riportata nella UNI EN ISO 3382-2, il tempo di riverberazione in terzo di ottava è superiore nel caso numerico, mostrando un trend pressoché costante per tutte le bande di terzo di ottava indagate. Conseguentemente, anche in questa casistica, come per il post processamento della risposta all'impulso, la condizione al contorno di impedenza superficiale, costante in frequenza, non riesce a riprodurre la variabilità associata alle singole frequenze modali.

Il confronto tra i tempi di decadimento numerici e quelli sperimentali presentano, in conclusione, alcune differenze che sono imputabili ad una non precisa impostazione delle condizioni al contorno, soprattutto riguardante l'impedenza superficiale acustica delle pareti, che non tiene conto della variabilità in frequenza del coefficiente di smorzamento modale.

Conclusione

La camera riverberante, appartenente al Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli Studi di Ferrara, rappresenta uno dei principali laboratori utilizzati dal gruppo di acustica, sia per scopo scientifico di ricerca, che per l'esecuzione dei diversi standard di misura. Progettata seguendo le linee guida presenti negli standard di misura [42, 44, 45] e tramite l'ausilio di simulazioni numeriche agli elementi finiti [70], tale ambiente di misura è stato recentemente completato e, di conseguenza, collaudato in modo tale da attestarne l'idoneità nell'eseguire le procedure di misure standardizzate.

Da questa necessità nasce la prima fase sperimentale descritta all'interno del presente elaborato di tesi. Le norme utilizzate durante la procedura di qualifica sono diverse.

La prima analizzata è la UNI EN ISO 3741:2010, la quale riguarda la determinazione dei livelli di potenza sonora e dei livelli di energia sonora delle sorgenti di rumore mediante misurazione della pressione sonora, in camera riverberante. Le procedure di qualificazione riportate nella presente norma sono due e vengono eseguite al variare della configurazione della camera riverberante: vengono testati sia due differenti setup di misura (6 posizioni microfoniche discrete e microfono rotante a traiettoria continua), che differenti tipologie di diffusori installazione (4 diffusori statici e un diffusore rotante). Nell'Appendice C viene riportata la procedura di qualifica della camera di prova riverberante per la misurazione del suono ad ampio spettro. Nonostante questa fase di qualifica non sia necessaria per la camera riverberante indagata, poiché quest'ultima presenta un volume superiore ai 200 m³, che consente di effettuare misure fino alla banda di terzo di ottava dei 100 Hz (vedi paragrafo 3.1.6), viene eseguita in egual modo per valutare come il variare della configurazione, influenzi il parametro di stima. Lo scopo di tale procedura consiste nel determinare lo scarto tipo s_s associato alla variazione delle posizioni sorgenti all'interno dell'ambiente di misura, utilizzano una sorgente di riferimento collocata in 6 differenti coordinate spaziali. Confrontando lo scarto tipo con i valori limite, si ha che la camera di prova rientra abbondantemente entro i limiti imposti dalla norma, qualificandola per le misure ad ampio spettro, indipendentemente dalla configurazione di misura utilizzata: la variazione sia del setup di misura che dei diffusori testati, non porta ad una modifica del parametro di qualifica, che si trova ben al di sotto dei valori limiti.

La procedura di qualifica più importante definita nella norma, risiede nell'Appendice D, dove viene testata la camera di prova riverberante per la misurazione di componenti di frequenze discrete. Questa procedura rappresenta una fase determinante per la camera di prova: se infatti quest'ultima risulta essere qualificata per le componenti tonali, il setup di misura che soddisfa i valori limiti diviene quello definitivo, senza dover, per ogni sessione di misura, applicare il criterio di verifica riguardante il numero minimo disposizioni sorgente e microfoniche. Anche in questo caso si stima uno scarto tipo, definito s_f e determinato per i valori delle frequenze discrete che ricadono all'interno della banda di terzo di ottava analizzata: per tale procedura, la norma specifica sia le frequenze tonali da eccitare che la tipologia di sorgente sonora da utilizzare. Analizzando le differenti configurazioni di indagine, si ha che la combinazione migliore risulta essere quella composta dal microfono rotante a traiettoria continua e dal diffusore rotante, che fanno rientrare la camera riverberante entro i limiti imposti dalla norma a partire dai 250 Hz fino a bande di terzo di ottava superiori. Per frequenze inferiori, tutte le configurazioni presentano degli andamenti che non rispettano il limite imposto dalla qualifica. La procedura di mediazione spaziale esercitata dal microfono rotante e di mediazione a parità di volume ma su differenti geometrie della camera riverberante, grazie all'azione di modulatore esercitata dal diffusore rotante, erano stati indicati come metodi da applicare per incrementare il grado di diffusione in ambiente riverberante [6, 8, 9, 10, 12, 25].

Nonostante la camera non rientri all'interno della procedura di qualifica per l'Appendice D, lo standard di misura viene applicato per determinare il livello di potenza sonora pesato A

della sorgente di riferimento. Dopo aver verificato che il numero di posizioni sorgenti e microfoniche soddisfa la verifica sullo scarto medio, tale andamento viene confrontato con il livello di potenza sonora pesato A ottenuto applicando lo standard di misura UNI EN ISO 3745 in camera semianecoica. Gli andamenti ottenuti si sovrappongono rientrando all'interno dell'errore definito dai rispettivi standard di misura, in tutto il range in frequenza di bande di terzo di ottava.

La seconda fase di qualifica riguarda il collaudo dei diffusori fissi, descritto all'interno della UNI EN ISO 354:2003, riguardante la misura dell'assorbimento acustico in camera riverberante di materiali per pareti o per trattamenti fonoassorbenti, o l'area di assorbimento equivalente di oggetti, come mobili, persone o superfici assorbenti. In questo caso si determina il valore medio del coefficiente di assorbimento α , nel range [500 – 4000] Hz, introducendo una diffusore alla volta all'interno dell'ambiente di misura. Quando il valore attribuito al coefficiente si stabilizza, viene determinato il numero ottimale di diffusori che massimizzano il grado di diffusione nell'ambiente di prova: la condizione viene raggiunta dopo l'introduzione dei 4 diffusori statici di dimensioni 2.0 m x 2.2 m.

Recentemente è stata inoltre proposta una revisione della UNI EN ISO 354 (DRAFT 28/02/2017), la quale, a differenza della precedente versione, suggerisce un maggiore numero di procedure di qualificazione, che vengono testate per verificarne l'andamento. La prima fase consiste nel determinare il grado di diffusione del campo sonoro tramite la stima del coefficiente f_d , ottenuto dal rapporto tra la deviazione standard del tempo di riverberazione misurato e il valore teorico di tale grandezza, ipotizzato nel caso di campo perfettamente diffuso: tale rapporto, mediato nel range in frequenza [250 – 3150] Hz, deve essere inferiore a 1 per qualificare la camera di prova. Testate le configurazioni al variare del numero di diffusori installati, la camera risulta qualificata per le configurazioni con 1 e 3 diffusori statici, ma la variazione tra le diverse configurazioni risulta essere contenuta e oscillante intorno al valore unitario. A causa di ciò, vi sono numerose perplessità sulla capacità di tale grandezza di quantificare il grado di diffusione in ambiente riverberante, poiché al variare dei diffusori installati, tale grandezza non subisce nessun tipo di modifica. La seconda qualifica viene svolta invece sull'idoneità del diffusore rotante, in cui, anche in questo caso, si deve confrontare il valore sperimentale del tempo di decadimento ottenuto con il diffusore in funzione, con una grandezza teorica che si basa sulla variabilità spaziale del campo diffuso: anche in questa casistica, si ha che il diffusore rotante non risulta essere qualificato per le misure di assorbimento. Le restanti due qualifiche, una secondo il materiale di riferimento e l'altra relativa alla direttività della sorgente eccitante, non sono state attualmente eseguite. Recentemente la camera riverberante dell'Università di Ferrara è stata introdotta come partecipante all'interno di un intelaboratory test nazionale, riguardante la revisione della suddetta norma. A causa di disagi logistici dovuti ai tempi di consegna del materiale da testare, non è stato possibile introdurre all'interno della tesi tale attività di ricerca.

L'ultima normativa analizzata è la ASTM C423 – 09a, che rappresenta la versione americana della UNI EN ISO 354:2003. Le fasi di qualifica eseguite sono le seguenti: la prima riguarda la misura della variazione del decadimento rispetto la posizione microfonica, in assenza del provino di misura, determinata tramite la misura della deviazione standard del decadimento. La camera di prova rientra all'interno dei limiti imposti dalla norma se si considera la variabilità presente tra le 6 posizioni microfoniche discrete, mediata su 3 differenti posizioni sorgenti utilizzate, e conformi alla UNI EN ISO 354. La seconda procedura riguarda la variabilità del decadimento sonoro al variare della posizione del provino testato. Collocando il provino in 3 differenti aree della camera, si determina la deviazione standard e i decadimenti al variare della posizione di tale materiale. Anche in questo caso, la camera risulta qualificata considerando tutte e 3 le posizioni sorgenti.

Valutando nel complesso lo studio effettuato tramite l'analisi e l'applicazione delle differenti normative, possono essere svolte le seguenti considerazioni. Per prima cosa, come citato

in differenti elaborati in letteratura [22, 28, 29, 30], le indicazioni riguardanti la corretta progettazione del laboratorio di misura, non risultano essere sufficienti per garantire il grado di diffusione stabilito nelle norme stesse. Nonostante l'ambiente di prova indagato sia stato progettato e successivamente realizzato seguendo le linee guida riportate nei diversi standard di misura, esso non riesce a soddisfare i valori limite stabiliti all'interno delle procedure di qualifica. Questo aspetto risulta essere alquanto critico, poiché sembra contraddire le stesse normative: le indicazioni e i vincoli progettuali non consentono infatti di rispettare i limiti di qualificazione.

Tale aspetto non riguarda solamente la mancanza o la limitazione di linee guida progettuali, ma pone il dubbio anche sulla capacità degli indicatori di misura, riportati nelle fasi di qualificazione, di quantificare il corretto grado di diffusione in camera riverberante. Questo dubbio sorge dall'incapacità di tali grandezze, sia per quanto riguarda gli scarti tipo riportati nella UNI EN ISO 3741 che per il coefficiente f_d descritto nel Draft della UNI EN ISO 354, di quantificare come il campo sonoro si modifica dopo l'introduzione di elementi diffondenti. Introducendo un numero crescente di diffusori statici, tali indicatori non subiscono delle modifiche: sia in configurazione a vuoto che con il numero di diffusori ottimali, stabiliti tramite la UNI EN ISO 354, la camera di prova non rientra nella qualifica sia per la misura del suono con componenti tonali (scarto tipo s_f della UNI EN ISO 3741) che per la misura del coefficiente di assorbimento acustico (proposta di revisione della UNI EN ISO 354). Un debole miglioramento dello scarto tipo s_f si riscontra utilizzando il diffusore rotante: quest'ultimo però non rispetta gli ingombri riportati nella norma di riferimento, poiché non avrebbe consentito il corretto posizionamento del setup di misura all'interno della camera di prova, rispetto le distanze limite di elementi quali microfoni, sorgenti e diffusori statici. Anche in questo caso si ha una contraddizione all'interno della norma di riferimento: l'utilizzo di uno o più diffusori rotanti richiederebbe un volume della camera riverberante elevato, il quale non rispetterebbe né i valori consigliati né i valori limite, con conseguente miglioramento delle condizioni di misura a bassa frequenza, a discapito dell'accuratezza ad alta frequenza (problema dell'assorbimento dell'aria per grandi volumi).

Per quanto riguarda invece lo standard americano, ASTM C423 per la misura del coefficiente di assorbimento acustico, la procedura di valutazione del grado di diffusione a camera vuota, sembra mostrare un miglioramento a bassa frequenza con l'inserimento di un numero progressivo di diffusori statici: lo scarto tipo che ne quantifica il limite, calcolato in bande di terzo di ottava, subisce delle modifiche a seconda di come gli elementi diffondenti agiscono sul campo modale.

Ad oggi giorno si ha di conseguenza che le norme di misura in camera riverberante, non forniscono gli strumenti necessari per una corretta sia progettazione del laboratorio di misura, che valutazione del grado di diffusione.

A causa dei risultati ottenuti sia dalla fase di qualificazione secondo l'Appendice D della 3741, in cui la camera riverberante non risulta essere qualificata per le componenti di frequenze discrete, che dalla completa inefficienza dei diffusori statici, secondo i differenti parametri riportati all'interno delle norme di misura, nasce la necessità di analizzare il comportamento della camera riverberante a bassa frequenza, in campo modale. Studiando nello specifico il comportamento associato al decadimento modale, viene definita una nuova metodica sperimentale per la determinazione sia del tempo che dell'andamento temporale associati al decadimento modale: tale analisi si basa sulla post elaborazione della risposta all'impulso, acquisita in ambiente riverberante. I punti principali emersi da tale analisi sono i seguenti:

- All'interno di ogni banda di terzo di ottava esiste un'elevata variabilità del tempo di decadimento associato al singolo modo, mostrando come le differenti tipologie di forma modale (assiale, tangenziale e obliqua), siano caratterizzate da tempi di decadimento molto differenti. Questi presentano infatti dei valori maggiori per i modi

assiali e tangenziali, che caratterizzano le basse frequenze, rispetto ai modi obliqui, predominanti ad alta frequenza e caratterizzati da dei decadimenti più rapidi.

- Analizzando a parità di frequenza modale le diverse posizioni microfoniche, si riscontra la condizione teorica secondo cui, all'interno di un ambiente debolmente smorzato (pareti localmente reagenti con un valore di impedenza molto alto), come può essere ipotizzata la camera riverberante vuota, il singolo modo decade uniformemente all'interno dello spazio di misura, diminuendo di ampiezza senza modificare la pendenza associata al decadimento.
- A parità di configurazione della camera di prova, la deviazione standard tra i tempi di decadimento appartenenti alla stessa banda di frequenza, decresce all'aumentare della frequenza: ciò è dovuto al fatto che ad alta frequenza vi è una preponderanza di modi obliqui i quali presentano medesimo coefficiente di smorzamento modale e, di conseguenza, stesso tempo di decadimento. A bassa frequenza si ha invece una maggiore variabilità per la presenza di modi differenti, caratterizzati da tempi di decadimento diversi tra di loro.
- A parità sia di configurazione che di frequenza analizzata, si nota come la deviazione standard presente tra i valori di tempo di decadimento modale, sia inferiore a bassa frequenza rispetto alle alte frequenze: a bassa frequenza, come detto precedentemente si hanno dei modi stabili che decadono nello spazio di misura in maniera uniforme, i quali sono anche facilmente individuabili su più posizioni microfoniche. Ad alta frequenza la deviazione standard aumenta, mostrando una maggiore variabilità spaziale associata al singolo modo. Tale aspetto è imputabile sia alla complessa forma modale che si instaura, sia all'impossibilità di individuare tutti i massimi di pressione sonora all'interno di un ambiente molto esteso, utilizzando un ridotto numero di posizioni microfoniche.

Applicando la metodica della post elaborazione della risposta all'impulso al variare della camera di prova, si vuole determinare se tale metodica riesce a quantificare l'influenza dei diffusori fissi installati. Analizzando i decadimenti modali in assenza e in presenza dei quattro diffusori, si ottengono le seguenti considerazioni:

- Considerando la massima variazione attribuita al tempo di decadimento T_{30} , a parità di frequenza modale ed entro la banda di terzo di ottava, la configurazione con i 4 diffusori presenta una variabilità inferiore, soprattutto nelle bande relative ai [50 – 80] Hz e ai 160 Hz, mostrando una tendenza ad omogeneizzare il tempo di decadimenti modale rispetto ad un valore medio. Tale aspetto può essere imputabile ad una tendenza dei diffusori a reindirizzare i decadimenti modali, in modo da avere una distribuzione più uniforme dei tempi associati.
- Rispetto alla configurazione senza diffusori, i 4 diffusori presentano un numero di decadimenti lineari maggiori, che vengono individuati dal criterio di selezione: ricordando che un campo sonoro diffuso è caratterizzato da dei decadimenti con un andamento lineare del livello di pressione sonora [5], se il numero di frequenze alle quali si manifestano i decadimenti lineari aumenta, si ha di conseguenza una minor tendenza dei modi adiacenti ad influenzarsi a vicenda, riducendo le problematiche legate sia alla doppia pendenza che alle oscillazioni della storia temporale.
- Infine, anche gli andamenti della deviazione standard in banda di terzo di ottava presentano dei valori inferiori con l'introduzione dei diffusori, attestando una maggiore uniformità spaziale dei decadimenti presenti sia all'interno della singola banda in frequenza, che a parità di frequenza analizzata. Unendo inoltre la metodica del tempo di decadimento modale, alle forme modali ottenute al FEM, è stato possibile determinare come i diffusori agiscono modificando i decadimenti e le forme modali dei modi propri dell'ambiente di misura.

Successivamente viene effettuato il confronto tra la nuova metodica di studio e la metodica della mezza potenza di banda, la quale utilizza il coefficiente di smorzamento modale per determinare il tempo di decadimento modale. Confrontando le due metodiche, si nota come il metodo dei 3 dB presenti sistematicamente dei valori relativi al T_{30} inferiori rispetto alla post elaborazione della risposta all'impulso: ciò è imputabile alla risoluzione finita in frequenza associata allo spettro del livello di pressione sonora, utilizzato per l'applicazione del metodo dei 3 dB, la quale porta ad una sovrastima dell'ampiezza di banda, con conseguente sottostima del tempo di decadimento.

Le due metodiche presentano degli andamenti relativi alla variabilità associata al tempo di decadimento modale simili, i quali si stabilizzano maggiormente all'aumentare della frequenza di indagine. Le due metodiche possono essere utilizzate per l'analisi dei decadimenti modali, presentando differenti pro e contro. Per quanto riguarda la metodica dei 3 dB, essa non fornisce alcuna informazione riguardo alla storia temporale dei decadimenti modali e tende a sovrastimare il valore di T_{30} . Per quanto riguarda gli aspetti favorevoli, risulta essere di più facile applicazione e necessita di un rapporto segnale rumore inferiore rispetto alla metodica del post processamento della risposta all'impulso, soprattutto a bassa frequenza (inferiore ai 40 Hz).

L'ultimo confronto effettuato riguarda la stima del decadimento modale in assenza e in presenza del provino di materiale assorbente utilizzato per la misura del coefficiente di assorbimento secondo la UNI EN ISO 354:2003 (fibra di poliestere di 12 m² si superficie per 10 cm di spessore). Da tale analisi si nota come l'introduzione del provino di materiale, porti ad una riduzione del tempo di decadimento a tutte le frequenze modali, senza modificare il valore della frequenza relativa al singolo modo. L'introduzione del provino diminuisce inoltre il numero di modi che ricadono nel criterio, quindi riducendo la linearità del decadimento attribuito al singolo modo. Dei decadimenti rientranti nel criterio, si ha non solo una riduzione del tempo decadimento, ma si ha che i valori tendono a stabilizzarsi attorno ad un valore medio.

La nuova metodica di analisi del decadimento modale in camera riverberante, ha contribuito ad una maggiore comprensione delle dinamiche legate al campo sonoro nell'ambiente di misura, in un range in frequenza in cui il comportamento modale porta ad una elevata variabilità della pressione sonora in tutto lo spazio circoscritto. Tramite il confronto dei differenti setup di misura, dalla condizione a vuoto a quella con 4 diffusori statici, si è riuscito a valutare come l'introduzione di questi elementi porti ad una maggiore diffusione del campo sonoro, rendendo i decadimenti modali lineari e riducendo la variabilità associata al tempo di decadimento all'interno dello spazio di misura. Avvalendosi dell'ausilio del FEM, il quale restituisce le curve modali del campo di pressione, è stato possibile inoltre valutare le frequenze in cui tali elementi diffondenti agiscono, modificando i piani nodali in modo tale da redistribuire quei modi che rendono il campo sonoro maggiormente disomogeneo (modi assiali e tangenziali).

Non è stato possibile definire una grandezza univoca che quantifichi il grado di diffusione, come invece si è tentato nei diversi articoli accademici riportati in paragrafo 1.10., i quali però tendono a dare una descrizione più qualitativa che quantitativa della diffusione raggiunta in camera riverberante. L'analisi di differenti laboratori o ambienti riverberanti, sia in assenza che in presenza di elementi diffondenti, potrebbe aiutare ad una migliore comprensione dell'applicabilità di tale metodica di analisi, in modo tale da definire anche una procedura per la quantificazione della diffusione.

Un'ulteriore considerazione può essere tratta andando a comparare la metodica di analisi dei decadimenti modali con la norma di misura del tempo di riverberazione UNI EN ISO 3382-2: come mostrato dal confronto di tali procedure, la norma risulta essere inaccurata nella misura del tempo di riverberazione a bassa frequenza, poiché mediando i decadimenti all'interno di un range in frequenza troppo ampio, definito dalla banda di terzo di ottava, non tiene conto della variabilità associata ai differenti decadimenti modali. La norma, di

conseguenza, restituisce un unico decadimento basato sulle curve che presentano un maggior contributo energetico, il quale può essere caratterizzato da più pendenze, portando ad una erronea stima del tempo di riverberazione associato. Si è inoltre dimostrato che, non tenendo conto della variabilità associata ai differenti decadimenti, la norma tende a sottostimare l'errore associato alla misura di T_{30} .

L'ultimo capitolo prevede lo studio numerico della camera riverberante, tramite l'analisi agli elementi finiti. Differenti stadi di simulazione sono stati eseguiti con l'intento di capire se il modello FEM può essere utilizzato come strumento previsionale in fase di progettazione della camera riverberante, in modo tale da investigare sia le dimensioni ottimali che massimizzano il grado di diffusione, che il setup di misura ottimale, scelto in modo tale da risultare idoneo per le differenti procedure di qualifica.

La prima analisi svolta è quella eseguita agli autovalori, in cui si confrontano i modi propri ottenuti numericamente con le frequenze di risonanza ottenute dalla risposta in frequenza sperimentale dell'ambiente di misura. Confrontando gli andamenti numerici con quelli sperimentali, si ha che il modello riesce a stimare in maniera corretta le frequenze modali, sia in assenza che in presenza dei diffusori, rilevando anche lo shift in frequenza presente tra le due configurazioni di indagine. L'errore percentuale presente tra le frequenze modali numeriche e sperimentali è inferiore al 2%.

Anche l'analisi della risposta forzata della camera riverberante, al variare sia della posizione sorgente che della presenza o meno del provino di materiale assorbente, porta ad una buona sovrapposizione dei dati numerici rispetto a quelli sperimentali, in termini di frequenze alle quali si manifestano i picchi di pressione.

Le simulazioni successive si basano invece sulla modellazione della camera riverberante applicando le procedure di qualifica descritte nell'Annesso C e D della UNI EN ISO 3741:2010. Entrambe le qualifiche sono state svolte sia con il setup di misura relativo alle 6 posizioni microfoniche discrete che al microfono rotante a traiettoria continua.

Per quanto riguarda l'Annesso C, il FEM tende a sovrastimare lo scarto rispetto all'andamento sperimentale, nonostante rimanga comunque entro i limiti imposti dalla norma. Questa sovrastima è imputabile alla modellazione della sorgente al FEM: essa infatti eccita l'ambiente di prova tramite dei toni puri alle frequenze di analisi, con una potenza costante pari ad 1 W. Essendo la qualificazione sperimentale eseguita con una sorgente ad ampio spettro, nel FEM si perde quella parte associata al comportamento casuale proprio della banda larga, sovrastimando di conseguenza la variabilità spaziale a causa dell'eccitazione a frequenze discrete intrinseco della sorgente modellata.

Per quanto riguarda invece l'Appendice D, si ha per entrambi i setup di misura, una sottostima rispetto alla variabilità sperimentale. Questo aspetto è invece legato ad una minore variabilità del livello di pressione sonora numerico tra le frequenze discrete eccitate all'interno della banda di terzo di ottava. In questo caso si ha quindi che il FEM sottostima il campo modale che si genera alla singola frequenza simulata, non tenendo conto sia dell'influenza che il campo sonoro esercita sulla sorgente, sia dell'influenza che i modi adiacenti esercitano sulla frequenza eccitata. Per entrambe le procedure di qualifica, il microfono rotante presenta dei valori di scarto che si avvicinano maggiormente agli andamenti sperimentali.

L'ultima fase di simulazione riguarda lo studio del decadimento modale numerico. Determinando la risposta all'impulso dallo spettro in frequenza della pressione complessa, esportato dalle singole posizioni microfoniche simulate, vengono applicate 3 metodiche sperimentali per il calcolo del tempo di decadimento modale.

La prima riguarda la post elaborazione della risposta all'impulso, determinando sia i tempi che gli andamenti dei decadimenti temporali. La seconda metodica di indagine riguarda invece il metodo della mezza potenza di banda o dei 3 dB; infine si misura il tempo di

riverberazione tramite la procedura standardizzata relativa alla UNI EN ISO 3382-2, utilizzando la risposta all'impulso numerica come segnale di eccitazione.

Il confronto tra i dati numerici e sperimentali evidenzia una tendenza dei tempi di decadimento numerici a stabilizzarsi intorno ad un valore medio, non mostrando la variabilità invece presente nei valori sperimentali. Tale fattore è determinato dalla condizione al contorno di impedenza superficiale acustica imposta alle pareti delimitanti il dominio fluido analizzato. Tale andamento, costante all'interno delle bande in frequenza analizzate, non riesce ad associare al singolo decadimento, il proprio coefficiente di smorzamento modale, risultando in una minor variabilità dei tempi stimati. Tra le differenti configurazioni di indagine si ha che quella relativa alla post elaborazione della risposta all'impulso presenta un maggiore accordo tra gli andamenti numerici e sperimentali, in termini di T_{30} medio e di deviazione standard associata.

L'analisi al FEM ha mostrato un duplice aspetto. Il vantaggio consiste nel possedere uno strumento di analisi che consente di effettuare uno studio preliminare dell'ambiente di misura. In fase di progettazione, è così possibile valutare le modifiche più idonee da effettuare per raggiungere sia il grado di diffusione maggiore, che per rientrare entro i valori limite riportati all'interno delle norme di misura.

Unitamente allo studio del decadimento modale, la simulazione al FEM può essere utilizzata per l'analisi delle frequenze e delle forme modali, in modo tale da comprendere come si sviluppa il campo sonoro e come questo muta inserendo degli elementi diffondenti. Valutare le frequenze modali e la loro distribuzione in frequenza viene considerato come un metodo per ottenere un buon grado di diffusione, come riportato in [4, 19, 18, 20, 21, 22]: ciò viene raggiunto spaziando in modo uniforme [10 – 20] modi all'interno della singola banda in frequenza, in modo tale da ottenere un spettro della camera omogeneo. Si ha però che a bassa frequenza, la presenza di modi energeticamente differenti tra di loro, anche se equi spazati, può portare ad una elevata disomogeneità del campo sonoro risultante, senza incrementare il grado di diffusione, come dimostrato dall'analisi dei decadimenti modali.

Per quanto riguarda invece l'influenza dei diffusori statici, è stato infatti possibile valutare a che frequenze modali essi agiscono e come questi modificano le forme modali che si instaurano nella camera di prova. Tale informazione risulta essere fondamentale poiché per la progettazione dei diffusori non sono presenti delle informazioni specifiche, ma solo di massima.

Un aspetto negativo che deve essere sottolineato riguarda però la mancanza di una corretta impostazione delle condizioni al contorno. Sia per la sorgente sonora, ma soprattutto per l'impedenza superficiale acustica, i dati di input del modello FEM portano a dei scostamenti tra i valori numerici e quelli sperimentali, sia nella fase di qualifica secondo la UNI EN ISO 3741 sia nella determinazione del decadimento sonoro numerico. Uno studio più approfondito dell'impedenza superficiale in banda fine, può portare ad una migliore stima degli andamenti numerici, rendendo il modello FEM più affidabile. Ciò non toglie che tale strumento di analisi fornisce un valido supporto alla fase di progettazione, dove i dati di impedenza superficiale acustica non sono disponibili.

Per quanto riguarda gli sviluppi futuri, si vuole proseguire nello studio delle simulazioni, effettuando un'analisi di sensibilità dell'impedenza acustica superficiale, in modo da stimare il valore idoneo sia per la predizione del tempo di decadimento modale, che per un migliore accordo tra i dati numerici e quelli sperimentali relativi alle fasi di qualificazione della UNI EN ISO 3741:2010. Inoltre si procederà il prima possibile allo svolgimento degli interlaboratory test per effettuare valutazioni sulla proposta di revisione della UNI EN ISO 354:2003.

Bibliografia

- [1] C. M. Harris, "*Handbook Of Acoustical Measurements And Noise Control*", Acoustical Society of America, 1998.
- [2] Jacobsen F, "*The Diffuse Sound Field: Statistical Considerations Concerning The Reverberant Field In The Steady State*", Report No 27 technical university of Denmark, pp. 11-22, 1979.
- [3] Jacobsen F, "*The Sound Field In A Reverberation Room*", Note No 31261 Technical University of Denmark, 2011.
- [4] T. J. Schultz, "*Diffusion In Reverberation Rooms*", Journal of sound and vibration, 1971.
- [5] Hopkins C, "*Sound Insulation*", Elsevier, Oxford, 2007.
- [6] Lubman D, "*Precision Of Reverberant Sound Power Measurements*", The Journal of the Acoustical Society of America, 1974.
- [7] Waterhouse RV, "*Interference Patterns In Reverberant Sound Fields*", The Journal of the Acoustical Society of America, 1955.
- [8] Waterhouse RV, "*Statistical Properties Of Reverberant Sound Fields*", The Journal of the Acoustical Society of America, 1968.
- [9] Cook RK, Waterhouse RV, Berendt RD, Edelman S, Thompson MCJ, "*Measurement Of Correlation Coefficients In Reverberant Sound Fields*", The Journal of the Acoustical Society of America, 1955.
- [10] Jacobsen F, Thibaut R, "*The Coherence Of Reverberant Sound Fields*", The Journal of the Acoustical Society of America, 2000.
- [11] Jacobsen F, Rodriguez MA, "*The Ensemble Variance Of Pure-Tone Measurements In Reverberation Rooms*", The Journal of the Acoustical Society of America, 2010.
- [12] Jacobsen F, Rodriguez MA, "*Sound Power Emitted By A Pure-Tone Source In A Reverberation Room*", The Journal of the Acoustical Society of America, 2009.
- [13] Bradley DT, Muller-Trapet M, Adelgren J, Vorlander M, "*Effect Of Boundary Diffusers In A Reverberation Chamber: Standardized Diffuse Fields Quantifiers*", The Journal of the Acoustical Society of America, 2014.
- [14] C. Y. Tsui, C. R. Voorchees, J. C. S. Yang, "*The Design Of Small Reverberation Chambers For Transmission Loss Measurement*", Applied acoustics, 1979.
- [15] T. M. Famighetti, "*Investigation Into The Performance Of The Reverberation Chamber Of The Integrated Acoustics Laboratory*", thesis, 2005.
- [16] D. T. Bradley, C. Diaz, E. Snow, "*Improved Sound Field Reverberance And Diffusivity In A Reverberation Chamber Through Implementation Of Resonant-Diffusing Wall Panels*", Acta Acustica united with Acustica, vol.101, 2015.
- [17] Md M. Hasan, M. Hodgson, "*Effectiveness Of Reverberation Room Design: Room Size And Shape And Effect On Measurement Accuracy*", ica, 2016.
- [18] Rindel JH, "*Modal Energy Analysis Of Nearly Rectangular Rooms At Low Frequencies*", Acta Acustica united with Acustica, Volume 101, Number 6, pp. 1211-1221, 2015.
- [19] Meissner M, "*Acoustics Of Small Rectangular Rooms: Analytical And Numerical Determination Of Reverberation Parameters*", Applied Acoustics, 2017.
- [20] M. M. Louden, "*Dimension-Ratios Of Rectangular Rooms With Good Distribution Of Eigentones*", Acustica vol.24, 1971.

- [21] T. J. Cox, P. D'Antonio, M. R. Avis, "Room Sizing And Optimization At Low Frequencies", J. Audio Eng. Soc, Vol. 52, 2004.
- [22] Y. Elnemr, T. Elnady, "Design, Construction And Validation Of A Reverberation Room", icsv, 2013.
- [23] J. L. Davy, W. A. Davern, P. Dubout, "Qualification Of Room Diffusion For Absorption Measurements", Applied acoustica, 1989.
- [24] E. Schroeder, "The Spectral Rigidity As A Criterion For The Optimization Of Reverberation Chambers", inter noise, 2004.
- [25] Lubman D, "Fluctuations Of Sound With Position In A Reverberant Room", The Journal of the Acoustical Society of America, 1968.
- [26] Lautenbach MR, Vercammen MLS, "Can We Use The Standard Deviation Of The Reverberation Time To Describe Diffusion In A Reverberation Chamber?", ICA, 2013.
- [27] C. G. Balachandran, "Random Sound Field In Reverberation Chambers", The Journal of the Acoustical Society of America, 1959.
- [28] K. H. Kuttruff, "Sound Decay In Reverberation Chambers With Diffusing Elements", J. acoust. Soc. Am., 1981.
- [29] Vercammen MLS, "Improving The Accuracy Of Sound Absorption Measurement According To ISO 354", Proceedings of the International Symposium on Room Acoustics, 2010.
- [30] M. R. Lautenbach, M. L. S. Vercammen, "Volume Diffusers In The Reverberation Room", ica, 2010.
- [31] Vercammen MLS, "Sound Absorption Measurements In The Reverberation Room; Diffuse Sound Field And Reference Absorber", Report No RA 547-1E-RA Peutz, 2016.
- [32] Schroeder MR, "Measurement Of Sound Diffusion In Reverberation Chambers", The Journal of the Acoustical Society of America, 1959.
- [33] Nélisse H, Nicolas J, "Characterization Of A Diffuse Field In A Reverberant Room", The Journal of the Acoustical Society of America, 1997.
- [34] Del Galdo G, Taseska M, Thiergart O, Ahonen J, Pulkii V, "The Diffuse Sound Field In Energetic Analysis", The Journal of the Acoustical Society of America, 2012.
- [35] Jeong CH, Jacobsen F, Brunskog J, "Thresholds For The Slope Ratio In Determining Transition Time And Quantifying Diffuser Performance In Situ", The Journal of the Acoustical Society of America, 2012.
- [36] Prislán R, Brunskog J, Jacobsen F, Jeong CH, "An Objective Measure For The Sensitivity Of Roo Impulse Response And Its Link To A Diffuse Sound Field", The Journal of the Acoustical Society of America, 2014.
- [37] Nolan M, Grande EF, Brunskog J, Richard A, Jeong CH, "A Wavenumber Approach To Characterizing The Diffuse Field Conditions In Reverberation Rooms", ICA 2016.
- [38] Nolan M, Brunskog J, Davy JL, "Estimating The Diffuseness Of Sound Fields: A Wavenumber Analysis Method", Inter-Noise, 2017.
- [39] Jeong CH, "Kurtosis Of Room Impulse Responses As A Diffuseness Measure For Reverberation Chamber", The Journal of the Acoustical Society of America, 2016.
- [40] Politis A, Pulkki V, "Acoustic Intensity, Energy-Density And Diffuseness Estimation In A Directionally-Constrained Region", arXiv, 2016.
- [41] J-D. Chazot, O. Robin, J-L. Guyader, N. Atalla, "Diffuse Acoustic Field Produced In Reverberant Rooms: A Boundary Diffuse Field Index", Acta Acustica united with Acustica, vol.102, 2016.

- [42] UNI EN ISO 354, “*Acustica: Misura Dell’assorbimento Acustico In Camera Riverberante*”, 2003.
- [43] Revisione UNI EN ISO 354, “*Acustica: Misura Dell’assorbimento Acustico In Camera Riverberante*”, 2017.
- [44] ASTM C423 – 09a, “*Standard Test Method For Sound Absorption And Sound Absorption Coefficients By The Reverberation Room Method*”, 2014.
- [45] UNI EN ISO 3741, “*Determinazione Dei Livelli Di Potenza Sonora E Dei Livelli Di Energia Sonora Delle Sorgenti Di Rumore Mediante Misurazione Della Pressione Sonora. Metodi Di Laboratorio In Camera Riverberante.*”, 2010.
- [46] UNI EN ISO 3382-2, “*Misurazione Dei Parametri Acustici Degli Ambienti. Parte 2: Tempo Di Riverberazione Negli Ambienti Ordinari.*”, 2008.
- [47] Md Mehadi H, “*Diffuse Sound Fields, Reverberation-Room Methods And The Effectiveness Of Reverberation-Room Designs*”, Thesis at the University of British Columbia, 2015.
- [48] F. Pompoli, P. Bonfiglio, “*Assorbimento Acustico: Teoria, Tecniche Di Misura E Di Simulazione, Material*”.
- [49] Gerbotto A, “*Caratterizzazione Di Una Camera Riverberante In Scala*”, Tesi di laurea Politecnico di Torino, 2016.
- [50] Prato A, “*Laboratory Measurements Of Building Acoustics At Low Frequencies: A Modal Approach*”, Ph.D. Thesis Politecnico di Torino, 2015.
- [51] Pan j, Elliott SJ, Baek K-H, “*Analysis Of Low Frequency Acoustic Response In A Damped Rectangular Enclosure*”, Journal of Sound and Vibration, 1999.
- [52] Prislán R, Svensek D, “*Ray-Tracing Semiclassical Low Frequency Acoustics Modeling With Local And Extended Reaction Boundaries*”, arXiv, 2017.
- [53] Meissner M, “*Computational Studies Of Steady-State Sound Field And Reverberant Sound Decay In A System Of Two Coupled Rooms*”, Versita Journals 2007.
- [54] Meissner M, “*Influence Of Absorbing Material Distribution On Double Slope Sound Decay In L-Shaped Room*”, Archives of Acoustics, 2008.
- [55] Meissner M, “*The Effect Of Modal Localization On Reverberant Energy Decay In A Case Of Two Acoustically Coupled Rooms*”, Archives of Acoustics, 2006.
- [56] Meissner M, “*Influence Of Wall Absorption On Low-Frequency Dependence Of Reverberation Time In Room Of Irregular Shape*”, Applied Acoustics, 2008.
- [57] Schlosser M, Turecek O, “*Measurement Of Sound Absorption Coefficient At Low Frequencies In Reverberation Chamber*”, Inter-Noise 2016.
- [58] Vercammen MLS, “*How To Improve The Accuracy Of The Absorption Measurement In The Reverberation Chamber?*”, Peutz.
- [59] Davy JL, Dunn IP, Dubout P, “*The Variance Of Decay Rates In Reverberation Rooms*”, Acustica, 1979.
- [60] Davy JL, “*The Variance Of Decay Rates At Low Frequencies*”, Applied Acoustics, 1988.
- [61] T. M. Famighetti, K. A. Cunefare, E. E. Muhlberger, “*Qualification And Performance Of A Reverberation Chamber Equipped With Lightweight Diffusers*”, Noise control eng. J., 2006.
- [62] R. H. Bolt, “*Normal Modes Of Vibration In Room Acoustics: Experimental Investigations In Nonrectangular Enclosures*”, The Journal of the Acoustical Society of America, 1939.

- [63] X. Duanqi, W. Zheng, C. Jinjing, “*Acoustic Design Of A Reverberation Chamber*”, Applied acoustics, 1991.
- [64] E. Toyoda, S. Sakamoto, H. Tachibana, “*Effects Of Room Shape And Diffusing Treatment On The Measurement Of Sound Absorption Coefficient In A Reverberation Room*”, Acoustic sci. & tech, 2004.
- [65] ISO 9613-1, “*Attenuation Of Sound During Propagation Outdoors – Part 1: Calculation Of The Absorption Of Sound By The Atmosphere*”, 1993.
- [66] M.R. Schroeder, “*New Method Of Measuring Reverberation Time*” J. Acoust. Soc. Am., vol. 37, pp. 409–412, 1965.
- [67] D. Havelock, S. Kuwano, M. Vorlander, “*Handbook Of Signal Processing In Acoustics – Volume 1*”, Springer, 2008.
- [68] P. Bonfiglio, F. Pompoli, A. Farnetani, “*A Simplified Method For Determining The Damping Loss Factor Of Flat Structures Using A Narrow Band Decay Method*”.
- [69] MathWorks (2017), Lorentzfit(x,y,varargin). Versione 1.6 by Jered Wells (R2015a). <https://it.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/33775-lorentzfit-x-y-varargin->
- [70] G. Frascari, F. Pompoli, P. Bonfiglio, “*Simulazione Acustica Agli Elementi Finiti Di Camera Riverberante*”, tesi di laurea specialistica, 2009-2010.
- [71] R. H. Bolt, R. W. Roop, “*Frequency Response Fluctuations In Rooms*”, The Journal of the Acoustical Society of America, 1950.
- [72] ASTM E90, “*Standard Test Method For Laboratory Measurement Of Air-Borne Sound Transmission Loss Building Partitions And Elements*”, 2009.
- [73] R. Spagnolo, “*Acustica: Fondamenti E Applicazioni*”, De Agostini Scuola SpA, Novara, marzo 2015.