

## **METAMATERIALI FONOASSORBENTI SVILUPPATI VIA 3D PRINTING PER INTERVENTI ACUSTICI NEL SETTORE AUTOMOTIVE**

## **SOUND-ABSORBING METAMATERIALS DEVELOPED VIA 3D PRINTING FOR ACOUSTIC INTERVENTIONS IN THE AUTOMOTIVE INDUSTRY**

Matteo Sambucci <sup>1\*</sup>, Federico Cecchini <sup>2</sup>, Francesca Nanni <sup>2</sup>, Giuseppe Pucacco <sup>3</sup>, Marco Valente <sup>1</sup>

<sup>1</sup> Dipartimento di Ingegneria Chimica, Materiali ed Ambiente, Sapienza Università di Roma

<sup>2</sup> Dipartimento di Ingegneria dell'Impresa, Università di Roma Tor Vergata

<sup>3</sup> Dipartimento di Fisica, Università di Roma Tor Vergata

\* Indirizzo dell'autore di riferimento - Corresponding author's address:

Dipartimento di Ingegneria Chimica, Materiali ed Ambiente, Sapienza Università di Roma,

Via Eudossiana 18, 00184 Roma, Italia

e-mail: [matteo.sambucci@uniroma1.it](mailto:matteo.sambucci@uniroma1.it)

(Ricevuto il 07/11/2019, accettato il 14/02/2020)

### **RIASSUNTO**

Il punto cardine del lavoro è la prototipazione e caratterizzazione di metamateriali fonoassorbenti, potenzialmente destinabili ad interventi di correzione acustica in ambito automobilistico, basati su un risonatore di Helmholtz a cavità irregolare implementato con filtri porosi realizzati via 3D printing. Il suddetto sistema si prefigge lo scopo di minimizzare l'annoyance in abitacolo dovuto ad un fenomeno che va sotto il nome di Cavity Noise (CN), scaturente in seguito all'interazione pneumatico-strada. La manifattura additiva offre la possibilità di modulare le caratteristiche strutturali dei filtri e quindi sintonizzare le proprietà fonoassorbenti in funzione del fenomeno sonoro da mitigare.

### **ABSTRACT**

The key point of the work is the prototyping and characterization of sound-absorbing metamaterials, potentially intended for acoustic interventions in the automotive sector, based on an irregular-cavity Helmholtz resonator implemented with porous filters made via 3D printing. The purpose of the system is to minimize the annoyance in the car cockpit due to a phenomenon defined Cavity Noise (CN), resulting from the tire-road interaction. Additive manufacturing gives the possibility to modulate the structural properties of the filters and then tune the sound-absorbing performances according to the acoustic phenomenon to be mitigated.

Parole chiave: metamateriali fonoassorbenti; automotive; risonatori; manifattura additiva.

Keywords: sound-absorbing metamaterials; automotive; resonators; additive manufacturing

## 1 Introduzione

L'automobile, al giorno d'oggi, è divenuta un bene primario imprescindibile per quasi la totalità della popolazione. Può servire unicamente per spostarsi dalla propria abitazione al luogo di lavoro ma anche rappresentare l'"ufficio mobile" di tanti professionisti: l'ambiente nel quale si trascorre più tempo ogni giorno. Ad inficiare la scelta di acquisto del cliente entrano in gioco non solo fattori legati alle prestazioni, al costo e ai consumi ma c'è da considerare il contributo sempre più consolidato del comfort. A tal proposito, il rumore e le vibrazioni svolgono un ruolo importante in quella che viene considerata l'armonia complessiva del veicolo. Il loro contributo è riassunto nel parametro NVH (Noise-Vibration-Harshness), uno dei punti cardine del settore automotive dedito allo studio e agli interventi riguardanti l'acustica e le vibrazioni dei veicoli. Le fonti di rumore e di vibrazione derivano essenzialmente da tre sorgenti [1]: motore, aerodinamica e interazione pneumatico-strada. Negli ultimi anni, sono stati effettuati molteplici studi mirati a identificare soluzioni soddisfacenti per sopperire alle manifestazioni sonore indesiderate dovute alla motorizzazione della vettura (ad esempio con lo sviluppo delle vetture "ibride"). Per quanto concerne la riduzione del rumore di rotolamento, gli interventi e le strategie potenzialmente attuabili sono ancora in fase di ottimizzazione. Oltre a motivazioni legate alla garanzia di un living in abitacolo ottimale, l'attenuazione del suddetto fenomeno indesiderato ha finalità di natura legislativa; le normative europee ECE R117 [2] e EC R661 [3] regolano infatti le emissioni rumorose "esterne" generate durante l'esercizio dell'automobile. Le vibrazioni del cerchione e i fenomeni di risonanza acustica che si verificano nella cavità dello pneumatico sono state identificate come i responsabili principali del rumore dovuto all'interazione pneumatico-strada. Dalla loro azione combinata scaturisce il Cavity Noise (CN) che esplica il suo effetto in un range di frequenze tra 190 Hz e i 270 Hz, contribuendo ad incentivare il livello di fastidio in abitacolo [4]. La riduzione della rumorosità interna, oltre ad apportare benefici da un punto di vista fisiologico, ha ripercussioni sotto l'aspetto del mercato in quanto influenza la decisione di acquisto del consumatore, il quale sarà orientato su un prodotto che garantisca migliori prestazioni in termini di comfort alla guida. Ciò è indicativo del fatto che la prevenzione del rumore di rotolamento sia ancora un problema impegnativo attualmente oggetto di numerose ricerche, in ambito ingegneristico, mirate alla creazione di soluzioni atte all'attenuazione.

L'obiettivo di questo lavoro è la prototipazione di un sistema fonoassorbente che garantisca un intervento mirato per minimizzare il fenomeno del CN e che possa potenzialmente competere con le strategie attualmente sul mercato. Il concept ideato si basa sulla nozione di metamateriale fonoassorbente: sistema acustico, creato artificialmente, avente caratteristiche morfologiche, realizzate ad hoc, al fine di fornire un significativo effetto di attenuazione sonora in funzione del fenomeno rumoroso da abbattere. Un metamateriale guadagna le sue proprietà dalla struttura piuttosto che direttamente dalla composizione chimica del materiale con il quale è realizzato. L'attività di ricerca è improntata sullo sviluppo e caratterizzazione di un prototipo di dispositivo fonoassorbente basato su un risonatore di Helmholtz a cavità irregolare ottimizzato con filtri acustici porosi sviluppati tramite manifattura additiva. Modificare la geometria della cavità del risonatore ed implementarne il design tramite i filtri porosi, garantisce il miglioramento delle prestazioni in termini di efficienza di fonoassorbimento ed intervallo spettrale di azione. Il suddetto sistema, installato nella cavità dello pneumatico, si prefigge lo scopo di minimizzare l'annoyance in abitacolo dovuto al succitato fenomeno del CN. L'unica strategia attualmente attiva, atta a

minimizzare le emissioni sonore indesiderate dovute all'interazione pneumatico-strada, riguarda l'applicazione sul cerchione di schiume poliuretaniche fonoassorbenti [5]. Tale soluzione presenta però problemi di durabilità e sicurezza associati a questo tipo di materiali polimerici [6]. Sulla base di queste considerazioni, il sistema "risonatore di Helmholtz-filtri acustici stampati 3D" può rappresentare una valida alternativa alla soluzione sopra descritta, in virtù di alcuni aspetti: solidità dell'apparato, libertà di scelta del materiale di stampa e possibilità di modulazione delle proprietà acustiche (operando sulla geometria e morfologia del risonatore e dei filtri).

Il lavoro si suddivide in una prima parte prettamente teorica nel quale verranno descritti i meccanismi e i principi fisici che sono alla base del CN. La seconda parte è dedicata alla campagna sperimentale inerente al progetto: ottimizzazione topologica del risonatore (analisi FEM della risposta acustica), manifattura additiva dei filtri (strategia più idonea per avere un controllo accurato della geometria e delle caratteristiche strutturali) e caratterizzazione fisico-acustica identificativa delle performance del sistema (misure di resistività al flusso sui filtri e test di risonanza acustica sul prototipo fonoassorbente). Finalità della campagna sperimentale è la valutazione della gamma di azione e dell'efficienza dei metamateriali sviluppati, identificando la tipologia di filtro più idoneo a garantire ottimali effetti di smorzamento acustico rispetto al CN.

## 2 Il Cavity Noise: principio fisico ed analisi modale-energetica

Durante l'esercizio di una vettura entrano in gioco numerosi fattori che influenzano in maniera più o meno significativa il comfort in abitacolo: i sistemi elettrici e meccanici, fonti di rumore esterne di natura aerodinamica e il rumore di rotolamento. Le emissioni acustiche di origine strutturale (correlate al motore e all'interazione pneumatico-strada) sono quelle che contribuiscono in maniera più significativa all'acustica interna al veicolo [1]. Alcune ricerche hanno inoltre evidenziato che il rumore di rotolamento (Tire-Pavement Noise) prevale su quello di funzionamento all'aumentare della velocità dell'automobile [1][4], come evidenziato in Fig. 1.

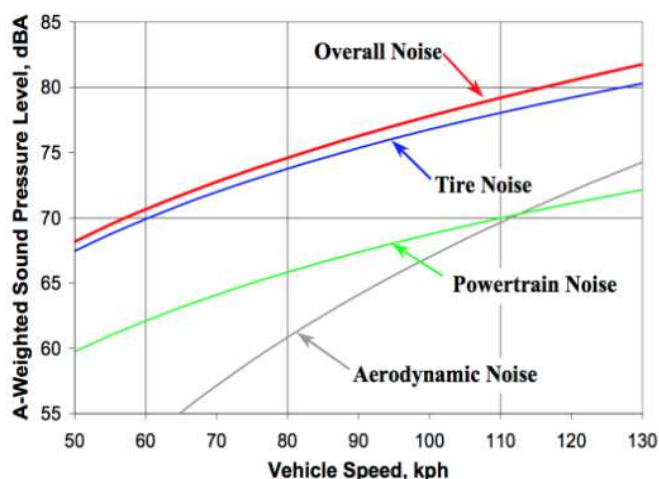


Figura 1 - Contributi delle varie sorgenti di rumore, nel caso di autovettura con sufficiente livello di manutenzione [1] - Contributions of the various noise sources, in the case of a car with sufficient maintenance level [1].

L'interazione pneumatico-strada produce essenzialmente quattro diversi fenomeni che contribuiscono alla generazione del rumore di rotolamento: air pumping, stick-slip,

stick-snap e le vibrazioni. I suddetti meccanismi sono poi accompagnati da processi vibro-acustici che giocano un ruolo chiave nell'amplificazione/diffusione dell'energia sonora prodotta, comportando un significativo incremento del livello di fastidio percepito da chi risiede all'interno della vettura [1]. L'air pumping scaturisce nel momento in cui l'aria viene trascinata all'interno dei volumi delimitati dalle scanalature del battistrada e dalla superficie stradale, andando incontro ad un gradiente di pressione in ingresso e in uscita dall'area di contatto. Con riferimento alla direzione di marcia, nella parte anteriore dell'impronta l'aria intrappolata nelle scanalature è compressa ed espulsa, mentre, nella parte posteriore, si genera una depressione e l'aria viene aspirata. Le emissioni riconducibili a questo meccanismo sono relative a frequenze medio-alte ( $> 1000$  Hz) e costituiscono mediamente il 30% del rumore di rotolamento [7]. Stick-slip e stick-snap sono meccanismi di generazione sinergici dipendenti dalla conformazione del battistrada e della superficie stradale. Lo stick-slip consiste in una successione di cicli contatto-rilascio tra le due superfici. Al superamento della resistenza d'attrito, il battistrada slitta sulla pavimentazione e aderisce di nuovo ad essa molto rapidamente provocando emissioni sonore e vibrazioni. Lo stick-snap è invece dovuto all'adesione all'interfaccia battistrada-pavimentazione che si genera nel momento in cui si verifica il contatto tra i due elementi. In uscita dall'area di contatto, la forza di adesione trattiene il battistrada e il conseguente rilascio dello stesso genera energia sonora e vibrazione della carcassa. Solo una bassissima percentuale ( $\sim 1\%$ ) del rumore di rotolamento è riconducibile a questi due effetti [8]. Le vibrazioni (radiali o tangenziali), che scaturiscono nel momento in cui si verifica un impatto tra il battistrada e la pavimentazione stradale, rappresentano il principale contributo al tire-pavement noise (60-80 % dell'energia acustica emessa). L'entità di tali sollecitazioni dipende da molteplici fattori: deformabilità dello pneumatico, elasticità della pavimentazione, tessitura del manto stradale, disegno e condizioni del battistrada. A tale fenomeno è attribuibile una generazione di rumore a frequenze medio-basse ( $< 1000$  Hz) in un range di velocità tra 40 km/h e 90 km/h [1]. In tale contesto, la generazione dell'evento rumoroso è accompagnata da fenomeni locali di amplificazione, i quali inficiano la propagazione sonora indesiderata all'interno del veicolo. La risonanza di cavità rappresenta uno dei meccanismi più incisivi sotto tale aspetto ed è la sorgente dalla quale scaturisce il CN.

## 2.1 La risonanza di cavità e il Cavity Noise

L'aria utilizzata per il gonfiaggio dello pneumatico e contenuta all'interno della superficie toroidale dello stesso, risente di eccitazioni che si manifestano durante il rotolamento dovute a fenomeni di impatto tra battistrada e manto stradale. Le frequenze di vibrazione possono assumere valori tali da mandare in risonanza il fluido presente nella cavità, il quale, messo a sua volta in vibrazione, trasmette sollecitazioni alla struttura del veicolo. Più dettagliatamente, vengono a generarsi degli sforzi in corrispondenza del mozzo della ruota che poi si trasmettono al sistema di sterzo e alle sospensioni sino ad arrivare all'abitacolo, traducendosi in un indesiderato rumore tonale che può essere percepito chiaramente all'interno della vettura. Le suddette sollecitazioni sono però frutto di un'azione combinata tra la risonanza di cavità e la risonanza del cerchione (rim resonance) [6]. Questi due fenomeni, entrambi derivanti dall'interazione pneumatico-strada, si verificano in modo indipendente ma, se le risonanze che li caratterizzano interferiscono costruttivamente, si generano vibrazioni in corrispondenza della parte centrale della ruota sancendo il fenomeno del CN.

Il contributo della cavità dello pneumatico sul rumore di rotolamento fu dedotto per la prima volta nel 1990 da Sakata et al. [9] in seguito a test vibro-acustici sperimentali eseguiti su un veicolo di prova. Lo spettro di risonanza risultante (Fig.2) evidenzia tre picchi distribuiti in un intervallo di frequenze tra 60 Hz e 400 Hz, che corrisponde alla banda spettrale associata al contributo delle vibrazioni sul rumore di rotolamento.

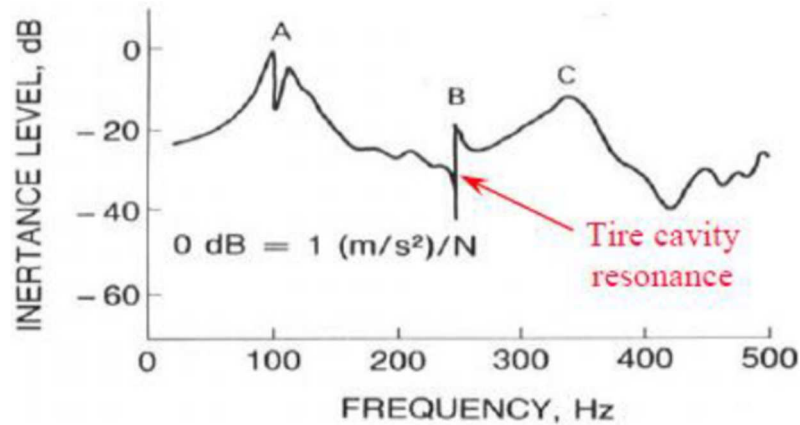


Figura 2 - Risposta in frequenza relativa ai test vibro-acustici eseguiti da Sakata et al.[9] - Frequency response related to vibro-acoustic tests performed by Sakata et al. [9].

I picchi “A” e “C” sono stati ricondotti a risonanze legate alle variazioni della struttura dello pneumatico [5], mentre quello alla frequenza di ~ 250 Hz (picco “B”) è stato attribuito al fenomeno di risonanza di cavità. Successivi studi di Sakata et al. [10] hanno portato allo sviluppo di un modello analitico, basato sulla rappresentazione monodimensionale della struttura toroidale dello pneumatico, dal quale è stata dedotta una formulazione matematica correlata alla determinazione della frequenza di risonanza di cavità ( $f_{cr}$ ) nel caso di non interazione pneumatico-strada (Eq.1)

$$(1) \quad f_{cr} = \frac{2 \times c}{\pi \times (D_o + D_i)} \quad [\text{Hz}]$$

Dove:

- $c$  è la velocità del suono nell’aria contenuta nella cavità [m/s];
- $D_o$  è il diametro esterno dello pneumatico [m];
- $D_i$  è il diametro interno dello pneumatico [m].

L’equazione, dedotta tramite l’approccio di Sakata et al., consente di quantificare il valore della frequenza di risonanza in funzione delle dimensioni dello pneumatico. Investigando sulla più comune tipologia di pneumatici equipaggiati da autoveicoli di categoria M (monovolumi e SUV), si constata che i valori di frequenza di risonanza di cavità sono compresi in un intervallo tra 190 Hz e 270 Hz [10], come mostrato in Tab.1.

Tabella 1 - Frequenze di risonanza di cavità per alcune tipologie di pneumatico calcolate tramite il modello di Sakata - Cavity resonance frequencies for some types of tires calculated by Sakata's model

<i>Tire Size</i>	<i>Cavity outer radius (mm)</i>	<i>Cavity inner radius (mm)</i>	<i>f<sub>cr</sub> (Hz) Sakata Model</i>
165/65R13	254,5	155,1	266,5
185/65R14	280	167,8	243,8
205/65R15	306	180,5	224,4
215/65R16	325	193,2	210,7
235/65R17	350,5	205,9	196,2
235/60R18	351,5	218,6	191,5

Sulla base dei risultati di Sakata et al., il successivo lavoro di ricerca condotto da Yamauchi & Akiyoshi [11] si è focalizzato sul monitorare le variazioni spettrali della risonanza di cavità, quando si passa da una situazione di pneumatico non deformato a quella di interazione con il suolo, che implica deformazioni dell'elemento rotante. Test sperimentali hanno messo alla luce che, nel caso di sistema imperturbato, si avrà una risposta in frequenza caratterizzata da un singolo picco alla frequenza di risonanza propria del tire (in accordo con il modello di Sakata et al.), mentre nel caso di azione deformante dovuta al rotolamento si verifica la comparsa, nell'intorno della frequenza di risonanza, di due modi acustici isoenergetici [7] identificati come modo a bassa frequenza e modo ad alta frequenza (Fig.3).

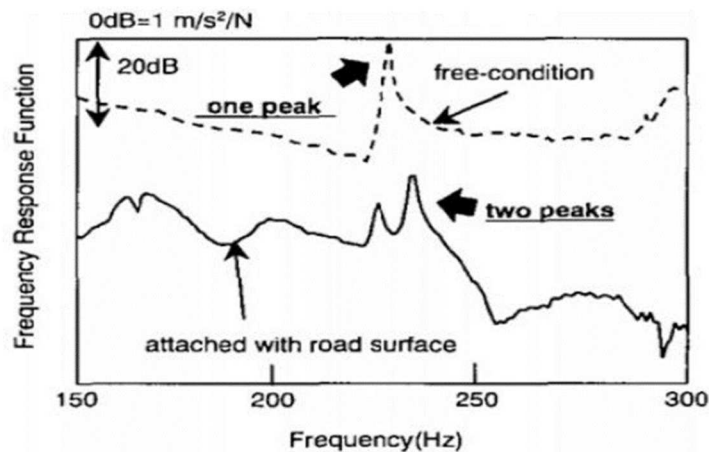


Figura 3 - Analisi spettrale della risonanza di cavità nel caso di pneumatico non perturbato (linea tratteggiata) e sollecitato (linea continua) [11] – Cavity resonance spectral analysis in the case of non-perturbed tire (dotted line) and deformed (continuous line) [11].

Questo splitting è giustificato dal fatto che, al contatto con la superficie stradale, si ha una rottura della simmetria dello pneumatico che produce i due modi risonanti

sopra definiti, i quali differiscono di  $90^\circ$  da un punto di vista dell'orientazione e della deformazione. Il modo ad alta frequenza corrisponde alla creazione di un gradiente di pressione che induce una deformazione verticale dello pneumatico, mentre quello a bassa frequenza corrisponde ad una deformazione in direzione orizzontale (corrispondente alla direzione di marcia del veicolo). Il risultato dedotto dagli studi di Yamauchi & Akiyoshi evidenzia come il CN non è un fenomeno selettivo, quantificabile solo sulla base delle dimensioni dello pneumatico. Durante l'esercizio della vettura entrano in gioco fenomeni vibro-acustici più complessi che ne estendono la banda d'azione.

## 2.2 Analisi energetica del CN

Questo paragrafo è dedicato all'analisi energetica del CN, al fine di valutare dove si colloca tale fenomeno indesiderato da un punto di vista psico-acustico e comprendere le potenziali conseguenze che può manifestare nel caso di prolungata esposizione. I test sperimentali, descritti nel paragrafo precedente, hanno evidenziato che in corrispondenza della frequenza di risonanza sono associati livelli di pressione sonora tra 40 e 65 dB [9][11]. Come si può appurare dall'audiogramma di Fig.4, tale fenomeno si manifesta in una regione di elevata sensibilità percettiva per l'uomo ma di entità energetica ben distante dai limiti che possono comportare conseguenze indesiderate da un punto di vista fisico. Sotto l'aspetto legislativo, la normativa italiana vigente in materia di inquinamento acustico (D.L.gs. 9 aprile 2008, n. 81), afferma che livelli inferiori ad 80 dB, sono catalogati come emissioni rumorose di classe di rischio 0.

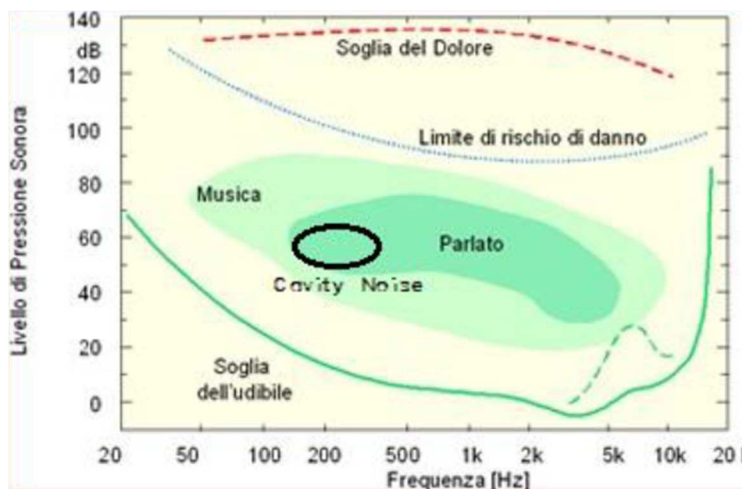


Figura 4 - Audiogramma evidenziante il range di azione del Cavity Noise (Rif: <http://www.thesoundmaster.it>) - Audiogram highlighting the action range of Cavity Noise (Ref.: <http://www.thesoundmaster.it>).

Tuttavia, l'interesse nella mitigazione del CN è da ricondurre principalmente alla sua frequenza di azione. Il rumore di cavità rientra nella categoria dei rumori a bassa frequenza ( $< 300$  Hz), riguardo i quali sono state certificate le criticità da un punto di vista fisiologico. L'esposizione ad emissioni acustiche di questo tipo può essere causa di numerosi disturbi fisiologici: vertigini, stress, ipertensione e disturbi del ritmo cardiaco [12].



### 3 Outline della campagna sperimentale

L'attività sperimentale si è incentrata sulla prototipazione e caratterizzazione di metamateriali fonoassorbenti opportunamente dimensionati ed ottimizzati al fine di esibire una risposta acustica significativa nel range di frequenze caratteristico del CN (190 Hz – 270 Hz, per veicoli di categoria M). Tale sistema è la combinazione di un risonatore di Helmholtz a cavità frattale e di filtri acustici a diverso grado di porosità. La funzione del risonatore è quella di “sintonizzare” l'assorbimento nella regione spettrale nel quale intervenire, mentre i filtri svolgono il ruolo di incrementare l'impedenza acustica del sistema risonante aggiungendo una componente resistiva che consente di ottenere una risposta acustica più efficiente in termini di larghezza di banda di assorbimento.

Verrà preliminarmente descritta la progettazione CAD del risonatore a cavità irregolare seguita da analisi FEM, sfruttata per prevederne la risposta acustica in frequenza. Scopo della modellazione agli elementi finiti è stata anche l'analisi delle proprietà dissipative offerte dalla cavità frattale rispetto quelle associate ai convenzionali sistemi risonanti a cavità sferica o cilindrica.

La seconda parte della campagna sperimentale si basa sul processo di manifattura del risonatore e dei filtri porosi. Mentre la realizzazione del risonatore è stata affidata a tecnica di produzione di tipo sottrattivo (a causa di vincoli tecnologici), i filtri sono stati prodotti ricorrendo a tecnologia “additiva” (FDM, Fused Deposition Modeling), la quale offre importanti vantaggi in termini di rapidità e affidabilità nella produzione ma allo stesso tempo permette la modulazione del grado di porosità agendo semplicemente sui parametri di stampa.

In conclusione, verranno presentati i risultati dei test di caratterizzazione fisica ed acustica eseguiti sui filtri porosi (porosimetria e resistività al flusso) e sulla gamma di metamateriali fonoassorbenti sviluppati (test di risonanza acustica).

#### 3.1 Progettazione, analisi acustica e manifattura del risonatore di Helmholtz a cavità frattale

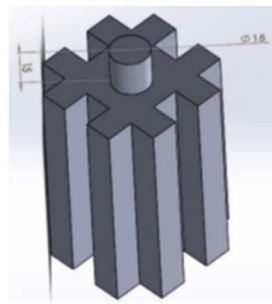
I risonatori di Helmholtz sono dispositivi acustici altamente selettivi poiché offrono un significativo effetto di fonoassorbimento in una stretta banda di frequenza. In altre parole, sono potenzialmente vantaggiosi nel momento in cui si vuole realizzare un intervento attenuante piuttosto mirato. La frequenza di assorbimento (frequenza di risonanza) dipende strettamente dalla loro geometria, quindi se non “sintonizzati” alla corretta frequenza associata al tipo di fenomeno rumoroso da abbattere, fornirebbero un effetto praticamente trascurabile in termini di smorzamento acustico. Un primo accorgimento per conferire una gamma di azione più ampia consiste nel modificarne la cavità. Una superficie interna geometricamente irregolare, rispetto alle convenzionali forme sferiche o cilindriche, incentiva lo smorzamento acustico per effetto di fenomeni di dissipazione viscosa che si verificano in corrispondenza della superficie [13].

##### 3.1.1 Ottimizzazione topologica

Come punto di partenza per la progettazione della cavità irregolare, è stato preso come riferimento da letteratura un risonatore standard a geometria cilindrica [13], in maniera tale da attuare un dimensionamento coerente con il range di frequenze di interesse. La cavità è stata modificata selezionando una geometria interna di tipo frattale, definita curva di Minkovski. In tale contesto, la ricerca di Sapoval et al. [14] rappresenta uno degli esempi più evidenti concernente la relazione tra cavità frattali e proprietà acustiche. Dal lavoro si evince che, tra le geometrie frattali acusticamente



performanti, la geometria Minkowski è quella caratterizzata dal minore grado di complessità progettuale e quindi consente una prototipazione e manifattura agevole. Il design del risonatore di Helmholtz a cavità frattale è stato realizzato tramite il software CAD Solidworks®. La progettazione e il dimensionamento del prototipo sono stati attuati considerando la frequenza di risonanza target e i vincoli tecnologici legati al successivo processo di manifattura. In Fig.5 è riportato il disegno 3D e le dimensioni del risonatore.



A (sezione del collo)	177 mm <sup>2</sup>
r (raggio dell'apertura)	7,5 mm
V (volume della cavità)	1,7 x 10 <sup>5</sup> mm <sup>3</sup>
l' (lunghezza efficace)	27 mm

Figura 5 - CAD 3D e dimensioni del risonatore di Helmholtz a cavità frattale - 3D  
 CAD and sizes of the fractal cavity Helmholtz resonator.

Applicando la formula di Rayleigh (Eq.2) è possibile stimare la frequenza di risonanza ( $f_r$ ) del sistema.

$$(2) \quad f_r = \frac{c}{2\pi} \times \sqrt{\frac{A}{V \times l'}} = 381 \quad [\text{Hz}]$$

Dove

- $c$  è la velocità del suono in aria [m/s]
- $A$  è l'area della sezione trasversale del collo [m<sup>2</sup>]
- $V$  è il volume della cavità [m<sup>3</sup>]
- $l'$  è la lunghezza "efficace" del collo [m]

La frequenza risultante dal dimensionamento del prototipo risulta evidentemente al di fuori dell'intervallo spettrale caratteristico del CN. Tuttavia, l'applicazione dei filtri acustici sarà sfruttata non solo per incrementare le prestazioni dissipative del risonatore ma anche per centrare la frequenza di risonanza nel range di interesse.

### 3.1.2 Analisi FEM

La simulazione della risposta acustica del risonatore di Helmholtz, tramite FEM (Finite Element Method), ha la finalità di fornire una previsione riguardo la risposta fonoassorbente del sistema, che si riconduce alla determinazione di tre parametri: frequenza di risonanza, bandwidth (BW) e fattore di merito (Q). L'analisi numerica ha permesso di valutare il corretto dimensionamento del prototipo e, allo stesso tempo, constatarne le performance acustiche.

Lo studio è stato effettuato utilizzando COMSOL Multiphysics®, ricorrendo all'interfaccia fisica "Acustica di pressione". L'interfaccia è idonea per le simulazioni nel dominio delle frequenze con variazioni armoniche del campo di pressione e matematicamente consente la risoluzione dell'equazione di Helmholtz; relazione ottenibile considerando come punto di partenza l'equazione delle onde, alla quale si

ipotizza come soluzione un'onda piana armonica. Si fissa un range di frequenze di eccitazione (frequency sweep) e, per ogni frequenza eccitante, viene calcolata la soluzione numericamente esatta. L'output dell'analisi è la risposta in frequenza globale del risonatore sotto forma di spettro. Dallo spettro è possibile dedurre quindi le auto-frequenze del sistema e trarre le grandezze indicatrici delle proprietà acustiche del risonatore. In Tab.2 sono riportati i parametri dello studio.

Tabella 2 - Analisi FEM: parametri di input - FEM analysis: input parameters

Velocità del suono nel mezzo	c <sub>air</sub> = 343 m/s
Densità dell'aria	rho <sub>air</sub> = 1,2 Kg/m <sup>3</sup>
Pressione acustica di riferimento	P <sub>0</sub> = 0,00002 Pa
Mesh	Triangolare
Massima frequenza dello sweep	fmax = 5500 Hz
Minima frequenza dello sweep	fmin = 0,1 Hz
Max. dimensione del mesh-element	c <sub>air</sub> /fmax/5
Condizione al contorno	Parete rigida

Il risultato dell'analisi è riassunto in due tipologie di diagrammi: la risposta in frequenza del risonatore (Fig.6-a) e la distribuzione del livello di pressione acustica nel volume (Fig.6-b)

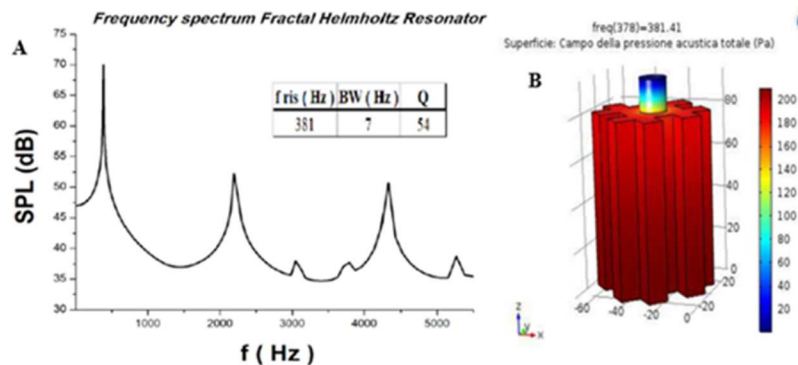


Figura 6 - Risultati dell'analisi FEM: risposta in frequenza del risonatore (a) e distribuzione del livello di pressione sonora (b) – FEM analysis results: frequency response of the resonator (a) and sound pressure level distribution (b).

Il picco di maggiore intensità è quello legato alla frequenza di risonanza (fr), la quale sancisce il massimo effetto di assorbimento di energia sonora. Come giustificato dal diagramma 3D di Fig.6-b, alla frequenza di risonanza, avremo una situazione di massimo assorbimento sonoro nel dominio frattale e un intenso fenomeno dissipativo al collo del risonatore. Gli altri parametri valutati sono la bandwidth (Eq.3) e il fattore di merito (Eq.4).

$$(3) \quad Bw = f_{t, sup} - f_{t, inf} \quad [\text{Hz}]$$

$$(4) \quad Q = fr/BW \quad [\text{Hz}]$$

Dove:

- $f_{t,sup}$  è la frequenza di taglio superiore [Hz];
- $f_{t,inf}$  è la frequenza di taglio inferiore [Hz];

La Bw indica l'efficienza del risonatore mentre il Q indice di qualità del dispositivo in termini di risposta selettiva.

I risultati della simulazione evidenziano il corretto accordo tra la frequenza di risonanza teorica (dedotta tramite la formula di Rayleigh) e quella determinata tramite analisi FEM. La simulazione conferma inoltre la spiccata selettività del risonatore, in quanto il suo effetto attenuante si estende solo di 7 Hz rispetto la frequenza di risonanza.

### 3.1.3 Manifattura del prototipo

Il prototipo del risonatore è stato realizzato in Nylon tramite fresatura. La fase antecedente alla produzione ha richiesto una modifica delle dimensioni in quanto questo tipo di tecnica di manifattura non permetteva di riprodurre gli spigoli "vivi" caratterizzanti la geometria Minkovski ma consentiva di realizzare scanalature circolari. Ciò avrebbe comportato una significativa variazione di volume del risonatore e quindi uno spostamento della frequenza di risonanza. Il disegno CAD è stato quindi rettificato modificando la morfologia della cavità ed è stata quantificata la variazione di volume. In accordo con la formula di Rayleigh, è stato possibile valutare l'effetto del disavanzo sulla frequenza di risonanza e quindi "risintonizzare" il risonatore aumentando l'altezza della cavità di 5 mm. A conferma del corretto ridimensionamento, è stata eseguita analisi FEM sul prototipo modificato. Lo spettro di confronto (Fig.7) non evidenzia variazioni in termini di proprietà acustiche e risonanti tra il sistema originariamente sviluppato (cavità a geometria Minkovski) e quello ridimensionato.

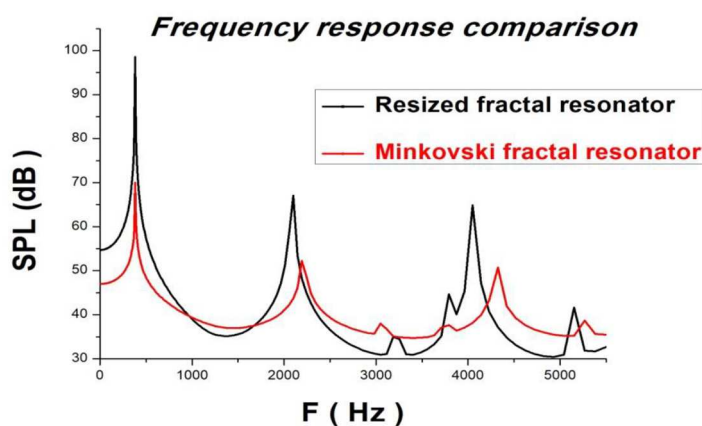


Figura 7 - Risultati dell'analisi FEM: confronto tra la risposta in frequenza della cavità frattale e quella della cavità ridimensionata - FEM analysis results: comparison between the frequency response of the fractal cavity and the resized cavity.

In Fig.8 è mostrato il risonatore a cavità frattale sviluppato tramite lavorazione sottrattiva. Il prototipo si compone di due parti: un disco (spessore 15 mm) costituito da un foro centrale (diametro 15 mm) caratterizzante il collo del risonatore, e un cilindro di altezza 85 mm nel quale è stata realizzata la cavità frattale.

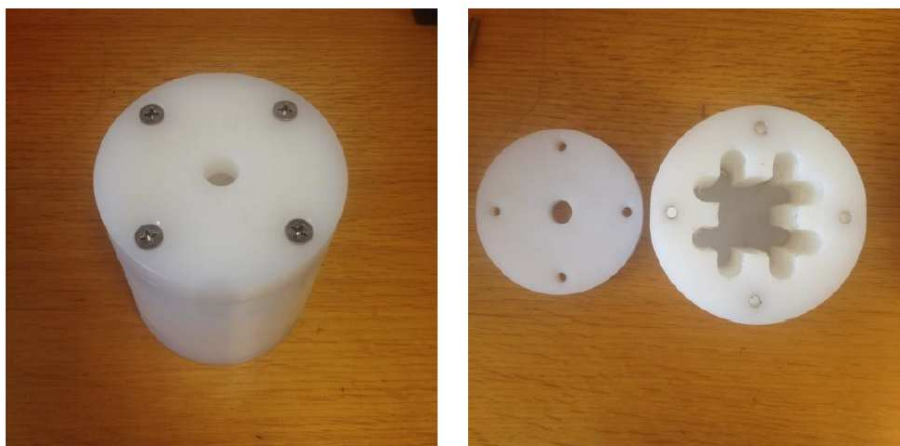


Figura 8 - Prototipo di risonatore a cavità frattale - Prototype of the fractal cavity resonator.

### 3.2 Progettazione, manifattura e caratterizzazione dei filtri acustici porosi

In aggiunta all'elevata selettività del risonatore, è stato possibile constatare una netta discordanza tra frequenza di risonanza del prototipo fonoassorbente (381 Hz) ed intervallo spettrale associato al CN (190-270 Hz). L'ottimizzazione del risonatore attraverso i filtri acustici offre due vantaggi a riguardo: a) installando i filtri (di opportuno spessore) al di sopra dell'apertura del collo, se ne incrementa la massa acustica con il conseguente effetto di diminuzione della frequenza di risonanza; b) i filtri acustici introducono un fattore di dissipazione aggiuntivo. La porosità del filtro incentiva l'assorbimento sonoro attraverso dispersione del calore generato dall'onda acustica per attrito con le superfici porose. Grazie a tale meccanismo il potere fonoassorbente si estende oltre la gamma di frequenze in cui cade la risonanza, il che significa un aumento della BW del risonatore.

Per la produzione dei filtri acustici si è ricorso alla manifattura additiva. Sia da un punto di vista progettuale che economico, tale tecnologia offre importanti vantaggi: possibilità di modulare la porosità agendo agevolmente sui parametri di stampa, prototipazione rapida, minore costo delle materie prime e scarto di materiale minimo [15].

#### 3.2.1 Progettazione dei filtri

Nella progettazione dei filtri acustici si è tenuto conto di due proprietà fisico-strutturali che influenzano in maniera rilevante le prestazioni acustiche degli assorbitori porosi: spessore e grado di porosità.

Lo spessore dei filtri è stato selezionato considerando l'esigenza di centrare la frequenza di risonanza del risonatore frattale in corrispondenza dell'intervallo spettrale inerente il CN. Sulla base della formula di Rayleigh, è stato possibile determinare che uno spessore pari a 20 mm consente di fissare la frequenza di risonanza ad un valore circa pari a 230 Hz.

Per quanto concerne la porosità dei filtri, al fine di soddisfare un ottimale compromesso tra proprietà dissipative, solidità meccanica e risoluzione dell'apparato di stampa, sono stati selezionati gradi di porosità non superiori al 60 %. Nello specifico, la scelta degli esatti valori da realizzare è stata definita considerando un approccio teorico-sperimentale, definito modello di Leong [13], che ha permesso di calcolare i valori di

porosità raccomandati compatibilmente con la risoluzione delle stampanti 3D ad estrusione e in funzione dei parametri di stampa che governano il processo di deposizione. Sono stati realizzati e valutati filtri con i seguenti gradi di porosità: 4%, 11%, 31%, 56%.

### 3.2.2 Manifattura dei filtri tramite stampa 3D

I filtri sono stati realizzati tramite stampante 3D ad estrusione (ZMorph® 3DPrinter) presso il Dip. di ingegneria dell'impresa dell'Università di Roma "Tor Vergata". Il PLA (Verbatim®) è stato scelto come materiale per la manifattura poiché manifesta minori criticità da un punto di vista del processo di stampa e possiede requisiti reologico-meccanici idonei per la realizzazione di prodotti ad elevata risoluzione dimensionale: bassa viscosità e trascurabili fenomeni di ritiro post-deposizione [17].

La prima fase del processo di stampa ha previsto la realizzazione del modello CAD del filtro in Solidworks®. E' stato sviluppato un corpo cilindrico di spessore 20 mm e diametro di base 30 mm. Il disegno CAD è stato convertito in formato stl ed importato nel software Voxelizer®. Tale applicazione ha consentito di settare i parametri di processo: temperatura di estrusione, temperatura del substrato, percorso di stampa e infill. Quest'ultimo, che definisce il grado di riempimento dell'oggetto che si desidera realizzare, è stato il parametro chiave sul quale si è operato per la realizzazione delle varie percentuali di porosità. Ad esempio, per la realizzazione del filtro a porosità 56 % è stato imposto un infill pari a 44%. In Fig.9-a è mostrato un estratto del processo di manifattura, mentre in Fig.9-b è riportato il set di filtri acustici a porosità 4%, 11%, 31% e 56%.

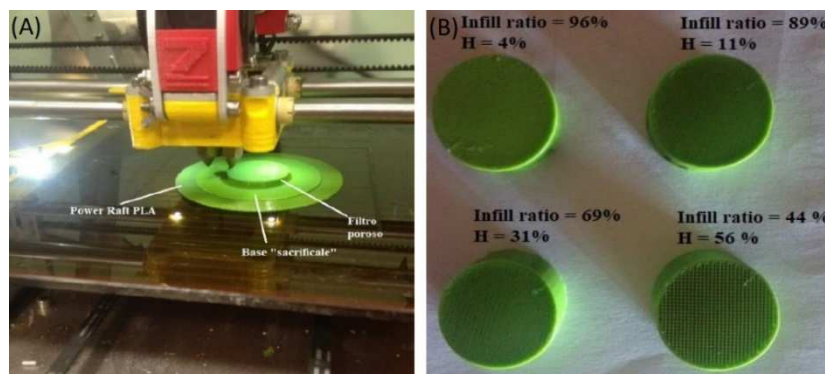


Figura 9 - Processo di manifattura (a) e set di filtri acustici a diverso grado di porosità realizzati tramite stampa 3D (b) – Manufacturing process (a) and set of acoustic filters with different porosity degrees realized with 3D printing (b).

### 3.2.3 Analisi porosimetrica dei filtri acustici

Una delle criticità caratterizzante la stampa 3D ad estrusione di materiali termoplastici riguarda il fenomeno dello swelling (o rigonfiamento dell'estruso) [17]. Durante il processo di estrusione del materiale, all'uscita dall'ugello di stampa viene a mancare il vincolo costituito dalle pareti dell'estrusore, e si verifica una dilatazione trasversale dell'estruso. I rigonfiamenti possono essere pari a 1,5 – 2,5 volte le dimensioni dell'ugello e quindi alterare l'infill del campione (e quindi il grado di porosità). Un'analisi porosimetrica sui filtri si è rivelata necessaria per valutare l'entità del fenomeno dello swelling sulla microstruttura dei campioni e determinarne l'effettiva porosità.



Per tale scopo, è stata effettuata porosimetria tramite analisi CT-Scan, metodo diagnostico basato su elaborazione di immagini tomografiche grazie alla quale è possibile ottenere l'immagine virtuale 3D del campione e trarre informazioni dettagliate riguardanti la microstruttura, le difettosità presenti e le geometrie interne ed esterne. L'analisi tomografica sui filtri è stata eseguita presso i laboratori del Centro Europeo per la Ricerca e la Tecnologia spaziale (ESTEC) di Noordwijk (Paesi Bassi). Il modello dell'apparato di misura utilizzato è il GE V/tome/X m300 Phoenix 2 system mentre il software per l'acquisizione delle immagini è VG Studio Max. La scansione è stata eseguita sui campioni più significativi in termini di porosità (31% e 56 %) con l'ottenimento di immagini riguardanti la sezione trasversale e longitudinale dei filtri (Fig.10).

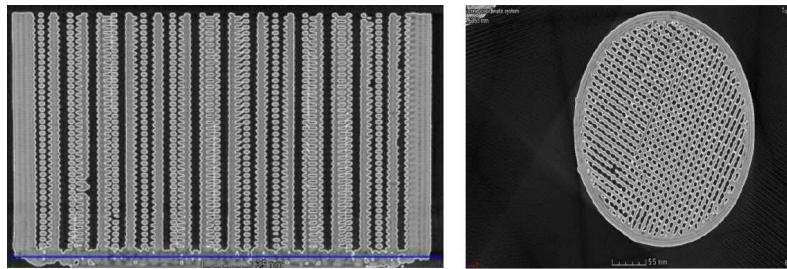


Figura 10 - Immagini tomografiche (sezione trasversale e longitudinale) del filtro  
 - Tomographic images (cross section and longitudinal section) of the filter.

Le tomografie dei campioni sono state analizzate tramite apposito software per il post-processing (ImageJ®) con l'ottenimento di valori di porosità ( $\phi_{exp.}$ ) e dimensione dei canali ( $d_{can.}$ ). Nella seguente tabella (Tab.3) sono riportati i risultati delle misure eseguite sui due tipi di filtri analizzati e il confronto con i valori di porosità teorica ( $\phi_{th.}$ ) dedotti dall'infill.

Tabella 3 - Porosità dei filtri dedotta tramite processamento delle immagini tomografiche e confronto con in valori nominali - Filters porosity deduced through tomographic image processing and comparison with nominal values.

$\phi_{teorica}$	$\phi_{sperim.}$	$d_{canale} (\mu m)$
4 %	/	/
11%	/	/
31%	25 %	380
56 %	51 %	570

Come atteso, la percentuale di porosità dei filtri è inferiore rispetto il valore teorico a causa proprio dello swelling. Tale fenomeno non è comunque così incisivo da perturbare significativamente la microstruttura dei campioni, considerando che si ha al massimo una discordanza di 6 punti percentuali.

### 3.2.4 Misura della resistività al flusso dei filtri acustici

La determinazione della resistività al flusso dei filtri acustici è stata eseguita tramite misura in tubo di impedenza in accordo con il metodo di Ingard & Dear [18]. La misura

si basa sulla quantificazione della perdita di pressione sonora attraverso un provino perturbato da un segnale acustico a bassa frequenza ( $< 100$  Hz). L'apparato di misura, progettato e sviluppato presso il Dip. di ingegneria dell'impresa dell'Università di Roma "Tor Vergata", è costituito da un tubo in PVC ( $\varnothing = 30$  mm) sezionato in due parti di uguale lunghezza (1 m) per consentire l'inserimento del campione. Le due parti sono interconnesse tra loro tramite un giunto in PVC ( $\varnothing = 32$  mm) che esibisce un restringimento di sezione che funge da alloggiamento porta-provino. Un'estremità del condotto viene sigillata con una terminazione riflettente costituita da un tappo in ghisa. Sul tubo è stata praticata una coppia di fori ( $\varnothing = 6,35$  mm) per l'inserimento dei trasduttori microfonic: un foro è stato realizzato sul raccordo anteriormente all'alloggio del campione, l'altro invece in prossimità della terminazione metallica. La distanza tra la sorgente e il primo microfono (identica a quella tra campione e secondo trasduttore) è stata fissata a 850 mm, valore dedotto per garantire una trasduzione del segnale acustico il meno possibile affetta dal rapporto segnale/rumore. Il tubo è messo in comunicazione con la sorgente sonora tramite un acoustic box, una cassa in legno (600 mm x 450 mm x 600 mm) riempita alla base e nella parte superiore con pannelli di cartongesso e gomma piombo (atti ad incrementare la massa delle pareti e a sancire effetto fonoisolante) sui quali è applicata una schiuma poliuretanic a morfologia piramidale che svolge la funzione di minimizzare le risonanze e le riflessioni acustiche interne. A chiusura della cassa è applicato un pannello in legno rinforzato con cartongesso sul quale viene installato un ulteriore giunto in PVC che consente il collegamento del tubo fungendo, allo stesso tempo, da guida d'onda. La parte di generazione e rivelazione del segnale acustico consta dei seguenti componenti:

- Coppia di microfoni a condensatore da  $\frac{1}{4}$  di pollice modello Superlux® Ecm 888b
- Scheda audio modello MidiTech Audiolink III®
- Altoparlante modello Behringer MPA40BT-Pro®

Per quanto concerne le operazioni di generazione del segnale e di acquisizione degli spettri, è stato utilizzato il software Room EQ Wizard (REW).

Un'immagine dell'apparato nella configurazione sperimentale per la misura della resistività al flusso è mostrata in Fig. 11.



Figura 11 - Set-up sperimentale per la misura della resistività al flusso in tubo di impedenza - Experimental set-up for the flow resistivity measurement in impedance tube.



La procedura sperimentale prevedeva il posizionamento del filtro poroso nell'apposito giunto tra i due trasduttori microfonici. È stato erogato un segnale audio tipo Sine sweep di frequenza da 0 Hz a 100 Hz e sono stati acquisiti gli spettri RTA (Real Time Analyzer), espressi in 1/3 di ottava, associati ai due microfoni (Fig.12).



Figura 12 - Esempio di spettro RTA acquisito dai trasduttori microfonici -  
 Example of RTA spectrum acquired from microphones.

Sono state eseguite una gamma di 8 misure nelle stesse condizioni per ogni campione. Dagli audiogrammi è stato possibile estrapolare i dati di livello di pressione sonora nel range spettrale di investigato. Per avere un valore identificativo del segnale captato dai due dispositivi, è stato eseguito il valor medio. Noto lo spessore del campione, imponendo per la velocità del suono un valore pari a 344 m/s e fissando il valore di densità dell'aria pari a 1,2 kg/m<sup>3</sup>, è stato possibile calcolare la resistività al flusso in accordo con la formula seguente (Eq.5):

$$(5) \quad \sigma = \frac{\rho_0 \times c}{t} \times 10^{\frac{L_{p1} - L_{p2}}{20}} \quad [N \times s / m^4]$$

Dove:

- $\rho_0$  è la densità dell'aria [kg/m<sup>3</sup>];
- $c$  è la velocità del suono [m/s];
- $t$  è lo spessore del campione [m];
- $L_{p1}$  e  $L_{p2}$  sono, rispettivamente, i livelli di pressione sonora medi a monte e a valle del campione [dB].

I risultati sperimentali della caratterizzazione acustica sono riassunti nella tabella seguente (Tab.4). Per completezza sono riportati anche i dati di resistenza al flusso ( $R_f$ ) ottenibili moltiplicando il valore di resistività per lo spessore del campione.

Tabella 4 - Risultati sperimentali del test di resistività al flusso - Experimental results of the flow resistivity test.

$\varphi_{teorica}$	$\varphi_{sperim}$	$\sigma (Ns/m^4)$	$R_f (Ns/m^3)$
4 %	/	13066	261
11 %	/	3683	74
31 %	25 %	2925	59
56 %	51 %	2607	52

La resistività al flusso decresce passando da tassi di porosità meno significativi a percentuali più accentuate poiché una microstruttura più fitta ostacola maggiormente la propagazione dell'onda sonora attraverso il filtro poroso. I dati ottenuti potranno essere sfruttati per approfondire gli studi e le ricerche concernenti questo lavoro. Nello specifico, i valori saranno potenzialmente utilizzabili come dati in input di modelli numerici poro-acustici (Delany-Bazley, Miki, J.C.A.) per l'analisi FEM della risposta acustica dell'insieme "risonatore + filtro".

### 3.3 Caratterizzazione acustica dei metamateriali fonoassorbenti

Le proprietà acustiche del risonatore di Helmholtz a cavità irregolare e del metamateriale completo (risonatore + filtri) sono state investigate tramite metodo elettro-acustico ricorrendo all'analizzatore CLIO di Audiomatica®. L'apparato di misura consta dei seguenti componenti:

- Scheda audio PCI PB-4281
- Condizionatore di segnale CLIO Box SC-01
- Microfono a condensatore MIC-01 ( $\varnothing = 8$  mm)
- Amplificatore QCBOX MODEL 4
- Altoparlante
- Software CLIO – Electrical & Acoustical Tests

Le misure, condotte presso il Dip. di Fisica dell'Università di Roma "Tor Vergata", consistevano nel perturbare il sistema con un segnale acustico di estensione in frequenza opportuna e registrare, tramite il microfono posizionato all'interno della cavità del risonatore, la risposta spettrale. Il set-up sperimentale è mostrato in Fig.13.

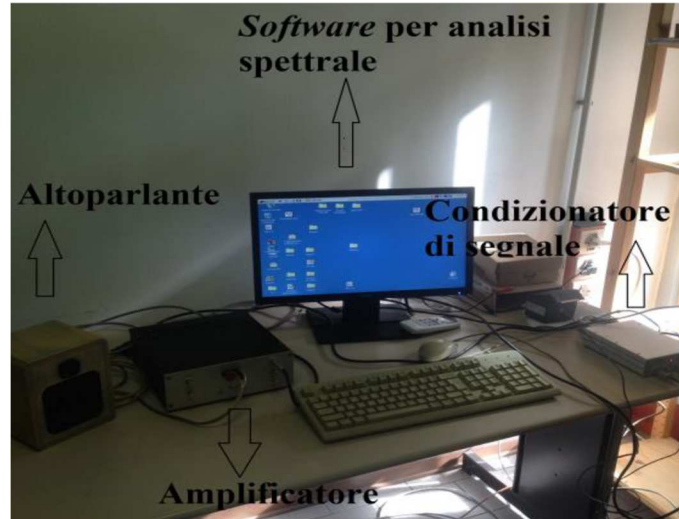


Figura 13 - Set-up sperimentale per l'analisi elettro-acustica - Experimental set-up for electro-acoustic analysis.

La Clio Box SC-01, parte integrante del sistema di misura, è un'interfaccia quadri-canale che consente il collegamento della linea microfonica di acquisizione e della periferica di erogazione del segnale. Tale dispositivo è controllato dal software CLIO – Electrical & Acoustical Tests tramite apposito connettore seriale, garantendo la trasmissione dei segnali audio da e verso la scheda audio. Con riferimento alla configurazione di misura di Fig.13, si osserva che al canale di output del condizionatore

di segnale è collegata la catena costituente la sorgente sonora (amplificatore e altoparlante), mentre il canale di input sancisce il collegamento con il microfono. Con il software è stato possibile gestire la calibrazione del trasduttore microfonico ed impostare i parametri della prova (tipo di segnale, risoluzione spettrale e smoothing). La tipologia di misura selezionata per la caratterizzazione acustica dei campioni è definita MLS&Sweep. Il test consiste nell'erogazione di un segnale acustico di tipo MLS (Maximum Length Sequences) e di registrare, tramite il microfono, la risposta in frequenza dell'ambiente di prova, in termini di livello di pressione sonora. Lo spettro risultante è un diagramma "Sound Pressure Level vs Frequency" che evidenzia i picchi di risonanza caratteristici.

Per le prove sperimentali, il microfono è stato collocato all'interno della cavità risonante mentre l'altoparlante, parte terminale della catena generatrice, è stato posizionato a circa 20 cm dal risonatore. Tramite il software CLIO, è stata selezionato un segnale MLS con estensione in frequenza da 20 Hz a 20 KHz. Su ciascun prototipo (risonatore standard e risonatore ottimizzato con filtri) sono state effettuate 5 misure ed acquisiti i relativi spettri in 1/3 ottava. Lo spettro medio risultante è stato ricostruito tramite il programma di elaborazione dati Origin®. Le curve di risposta dei campioni investigati sono state confrontate e propriamente processate al fine di estrapolare le tre grandezze acustiche di interesse: frequenza di risonanza ( $f_{res}$ ), BW e Q. La frequenza di risonanza è stata valutata considerando il valore di picco inerente alla banda di risonanza principale, nel quale si osserva il massimo livello di pressione sonora. In accordo con l'Eq.3, la BW è stata valutata come differenza tra le due frequenze di taglio corrispondenti alla banda di risonanza principale. Le frequenze di taglio corrispondono alle frequenze per le quali il livello di pressione sonora assume un valore di 3 dB inferiore rispetto il suo valore massimo. Il fattore di merito Q è stato determinato come rapporto tra la frequenza di risonanza e la BW (Eq.4).

La prima caratterizzazione riguarda il risonatore non implementato, quindi in assenza dei filtri porosi. La configurazione sperimentale della misura è mostrata in Fig.14. Alla base del risonatore è stato praticato un foro per permettere l'inserimento del microfono nella cavità. Il prototipo è stato posizionato con l'apertura del collo verso l'altoparlante per consentire un'ottimale propagazione dell'onda sonora al suo interno.

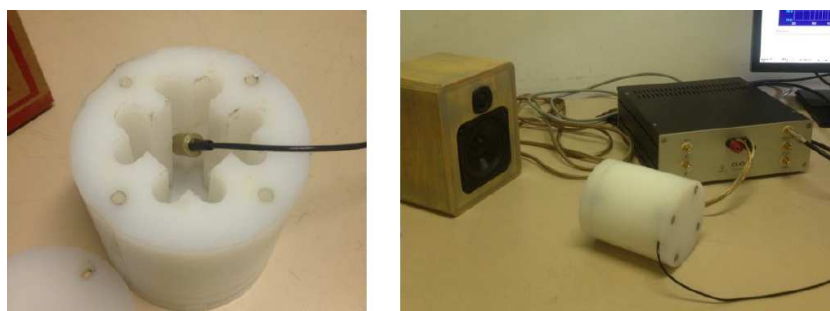
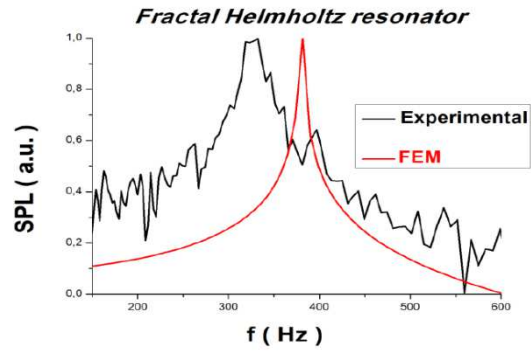


Figura 14 - Configurazione sperimentale per la caratterizzazione acustica del risonatore - Experimental configuration for the acoustic characterization of the resonator.

La curva di risposta, elaborata con Origin®, è stata confrontata con lo spettro ottenuto tramite analisi FEM (Fig.15).



	$f_{res} (Hz)$	$BW (Hz)$	$Q$
<b>Exper.</b>	<b>332</b>	<b>20</b>	<b>17</b>
<b>FEM</b>	<b>381</b>	<b>7</b>	<b>54</b>

Figura 15 - Confronto tra la risposta in frequenza sperimentale e la risposta ottenuta tramite analisi FEM - Comparison between the experimental frequency response and the one obtained by FEM analysis.

Dal grafico di confronto è osservabile un’evidente divergenza tra simulazione ed esperimento sia in termini di frequenza di risonanza, dipendente esclusivamente dalla geometria del risonatore, sia in termini di BW in cui invece ricoprono un ruolo centrale le proprietà dissipative del sistema. Mentre per la frequenza di risonanza c’è un discostamento di bassa entità (~ 15 %), dovuto essenzialmente al dimensionamento poco “fedele” offerto dal processo di manifattura, per la BW la differenza può dipendere dal fatto che per il sistema reale la natura viscoelastica del materiale incentiva lo smorzamento sonoro, rispetto al modello FEM dove si è considerato esclusivamente la condizione di parete rigida modellizzando esclusivamente il volume d’aria interno la cavità, al fine di abbassare la potenza di calcolo richiesta.

L’analisi elettro-acustica è stata quindi effettuata sulla gamma di metamateriali fonoassorbenti, ottenuti assemblando sull’apertura del sistema risonante a cavità irregolare le quattro tipologie di filtri acustici (Fig.16).



Figura 16 - Configurazione sperimentale per la caratterizzazione acustica del metamateriale (risonatore+filtro acustico) - Experimental configuration for the acoustic characterization of the metamaterial (resonator + acoustic filter).

Gli spettri relativi a ciascun filtro sono stati confrontati in un unico grafico (Fig.17) al fine di apprezzare l'effetto del diverso grado di porosità e di resistività al flusso sulla selettività e risposta in frequenza del risonatore.

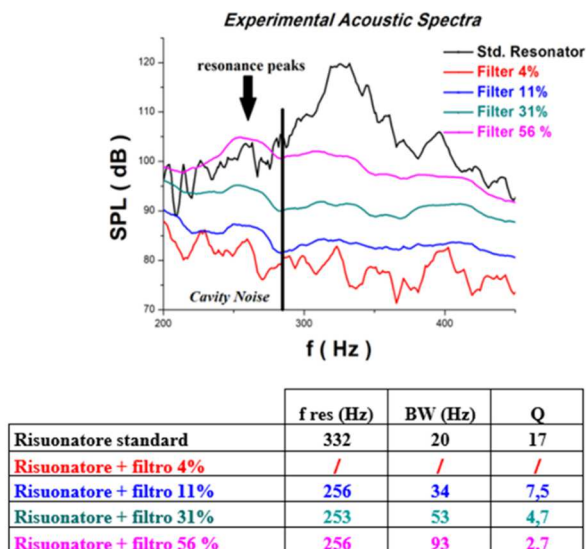


Figura 17 - Risultati analisi elettro-acustica: spettri di confronto del risonatore implementato con i filtri a diversa porosità – Electro-acoustic analysis results: comparison spectra of the resonator implemented with filters at different porosity.

Il filtro a porosità più bassa (4%) fornisce una risposta spettrale “piatta” esente da modi di risonanza, in virtù del fatto che la quasi totale assenza di porosità aperta impedisce il flusso sonoro nella cavità inibendo sia le risonanze sia gli effetti di smorzamento dovuti al contributo della porosità. I filtri acustici a porosità teorica 11%, 31% e 56 % garantiscono invece l'ottimizzazione del risonatore, determinando due effetti: a) variazione della massa acustica del risonatore che porta ad uno shift della frequenza di risonanza in un intervallo spettrale che converge a quello del CN; b) incremento dell'efficienza fonoassorbente del risonatore. La BW di maggiore entità si ha nel caso del filtro a porosità 56 % (BW = 93 Hz) per il quale si manifesta il miglior matching tra proprietà resistive e microstrutturali. In tal caso, l'efficienza del metamateriale copre l'intero range spettrale relativo al fenomeno del CN, rendendo tale configurazione la più idonea per lo scopo prefissato.

Considerando la stretta correlazione tra proprietà strutturali dei filtri e performance acustiche, è opportuno evidenziare che i risultati sperimentali ottenuti non tengono conto della potenziale variabilità morfologica che può insorgere nel caso di produzione seriale dei campioni tramite manifattura additiva. Un aspetto su cui indagare in futuro sarà proprio il valutare, sotto l'aspetto qualitativo e quantitativo, l'effetto delle divergenze morfologiche tra diversi prototipi sulle proprietà fonoassorbenti del metamateriale.

## Conclusioni

In questo lavoro di ricerca è stato affrontato lo studio, la prototipazione, l'ottimizzazione e la caratterizzazione fisico-acustica di un sistema fonoassorbente, basato sul concetto di metamateriale, destinato al settore automotive come potenziale strategia per la minimizzazione del Cavity Noise (CN). L'idea di base del

prototipo è stata quella di sfruttare la combinazione tra un risonatore di Helmholtz a cavità frattale acusticamente ottimizzata e filtri acustici porosi sviluppati tramite manifattura additiva. Il vantaggio offerto da questo tipo di tecnologia di produzione risiede nella possibilità di modulare le proprietà poro-acustiche dei filtri agendo agevolmente sui parametri di stampa. La caratterizzazione acustica dei metamateriali ha evidenziato che i filtri contribuiscono a migliorare le performance del risonatore di Helmholtz, sia in termini di proprietà risonanti che di efficienza fonoassorbente, consentendo di sintonizzare lo smorzamento acustico del sistema nell'intervallo spettrale associato al CN. In particolare, il filtro a porosità nominale 56 % ha manifestato migliori prestazioni acustiche, ampliando la banda di azione del risonatore in tutto il range spettrale associato al fenomeno rumoroso. Il concept sviluppato può rappresentare una valida alternativa alle tecnologie attualmente operative nell'ambito della mitigazione del rumore di rotolamento (es. schiume poliuretatiche). Il principale vantaggio riguarda la possibilità di sfruttare le peculiarità della manifattura additiva per modulare, agendo sui parametri di processo, le proprietà acustico-strutturali del sistema fonoassorbente. Inoltre, sfruttando il concetto di metamateriale si avrà la possibilità attingere ad una vasta gamma di materiali di stampa e selezionare il più idoneo in funzione delle condizioni termo-meccaniche dello pneumatico. Studi e sperimentazioni future saranno focalizzati sui seguenti aspetti: a) trasferimento della geometria prototipata ad una configurazione "radiale" adatta all'installazione all'interno dello pneumatico; b) selezione del materiale più idoneo per la produzione del prototipo (caratterizzazione meccanica e termica); c) testing delle performance del prototipo durante l'esercizio della vettura oppure attraverso appropriati test vibro-acustici. Un interessante upgrade sarà incentrato anche sul processo di produzione additiva. Si valuterà, nel caso di manifattura in serie di campioni, in che modo le variazioni morfologiche tra i vari prototipi (indotte da problematiche intrinseche alla stampa 3D) vanno ad incidere sulle performance del metamateriale fonoassorbente.

## Conclusions

In this research work was addressed the study, the prototyping, the optimization and the physical-acoustic characterization of a sound-absorbing system, based on the metamaterial concept, intended to the automotive sector as a potential strategy for the Cavity Noise minimization. The basic idea of the prototype was to exploit the combination of an acoustically optimized Helmholtz resonator and porous acoustic filters developed through additive manufacturing. The advantage of this type of production technology lies in the ability to modulate the poro-acoustic properties of filters by acting easily on the printing parameters. The acoustic characterization of metamaterials has shown that filters help to improve the performances of Helmholtz's resonator, both in terms of resonance property and sound-absorbing efficiency, allowing to tune the noise dampening in the spectral range associated with the CN. In particular, the 56% nominal porosity filter showed better acoustic performances, expanding the resonator's action band throughout the spectral range associated with the noisy phenomenon. The concept developed may be a viable alternative to the technologies currently in operation in the field of tire-pavement noise mitigation (polyurethane foams). The main advantage is the possibility of exploiting the peculiarities of additive manufacturing to modulate, acting on the process parameters, the acoustic-structural properties of the sound-absorbing system. Besides, taking advantage of the concept of metamaterial you will have the opportunity to choose between a wide range of printing

materials and select the most suitable material according to the thermo-mechanical conditions of the tire. Future studies and experiments will focus on the following aspects: a) transfer of the geometry to a "radial" configuration more suitable for installation inside the tire; b) selection of the most suitable material for the production of the prototype (mechanical and thermal characterization); c) testing the performances of the prototype during the operation of the car or through proper vibro-acoustic tests. An interesting upgrade will also focus on the additive manufacturing process. In the case of series-based production of the samples, morphological variations between prototypes (induced by intrinsic issues of 3D printing) will be evaluated and how this aspect affects the performance of the sound-absorbing metamaterial.

### **Ringraziamenti**

Un doveroso ringraziamento ai post-doc e ricercatori del Dip. di Ingegneria dell'Impresa dell'Università di Roma "Tor Vergata" (Dott.ssa Lamastra F., Dott. Bragaglia M., Dott.ssa Cherubini V., Dott. Franceschetti F., Dott.ssa Rinaldi M.) per l'assistenza e il prezioso supporto tecnico-scientifico forniti durante la campagna sperimentale.

### **Bibliografia**

- [1] Carrara, S. (2013). Indagine sperimentale delle proprietà meccaniche e funzionali di strati di usura dense-graded ad emissione acustica ottimizzata per la riduzione del rumore stradale. Tesi di Laurea Magistrale. Scuola di Ingegneria Civile, Ambientale e Territoriale, Politecnico di Milano.
- [2] Regulation No. 117-02 (15/09/2015). Uniform Provisions Concerning the Approval of: Tyres with Regard to Rolling Sound Emissions and to Adhesion on Wet Surfaces and/or to Rolling Resistance. Status of United Nations regulation.
- [3] Regulation No. 661/2009 (13/07/2009) concerning type-approval requirements for the general safety of motor vehicles, their trailers and systems, components and separate technical units intended therefor. Official Journal of the European Union.
- [4] Mohamed, Z. (2014). A study of tyre cavity resonance noise mechanism and countermeasures using vibroacoustic analysis. Tesi di dottorato. RMIT University.
- [5] Patent Michelin PCT/EP2013/061171.
- [6] Sainty, S., Tawaf, A., Richard, J., Mohamed, Z., Wang, X. (2012). Analysis of potential solutions to audible tire cavity and rim coupling resonance noise. In: Proceedings of the Internoise 2012/ASME NCAD. New York City, 19-22 July.
- [7] Oorath, R., Saraswat, A., Gupta, S.K., Tiwari, N., Goyal, S., Patel, C. (2017). Influence of tread design parameters on air pumping noise in automotive tires. In: 24th International Congress on Sound and Vibration. London, 23-27 July.
- [8] Zhang, Y., Yi, J. (2012). Tire/road stick-slip interactions: Analysis and experiments. In: ASME 2012 5<sup>th</sup> Annual Dynamic Systems and Control Conference Joint with the JSME 2012 11<sup>th</sup> Motion and Vibration Conference. Fort Lauderdale (Florida), 17-19 October, 3, pp. 503–512.
- [9] Molisani, L.R., Burdisso, R.A., Tsihlas, D. (2003). A coupled tire structure/acoustic cavity model. *Int. J. Solids Struct.*, 40(19), pp.5125-5138.
- [10] Wang, X., Mohamed, Z., Ren, H., Liang, X., Shu, H. (2014). A study of tyre, cavity and rim coupling resonance induced noise. *Int. J. Veh. Noise Vib.*, 10(1-2), pp. 25–50.



- [11] Yamauchi, H., & Akiyoshi, Y. (2002). Theoretical analysis of tire acoustic cavity noise and proposal of improvement technique. *JSAE Review*, 23(1), pp. 89-94.
- [12] Oud, M. (2012). Low-frequency noise: a biophysical phenomenon. In: *Proceedings of the 16<sup>th</sup> congress edition “Geluid, Trillingen, Luchtkwaliteit en Gebied en Gebouw”*. Nieuwegein (Holland), 6-7 November.
- [13] Godbold, O. (2008). Investigating broadband acoustic adsorption using rapid manufacturing. Tesi di dottorato. Loughborough University.
- [14] Sapoval, B., Haeberlé O., Russ, S. (1997). Acoustical properties of irregular and fractal cavities. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 102(4), pp. 2014-2019.
- [15] Hague, R., Mansour, S., Saleh, N. (2004). Material and design considerations for Rapid Manufacturing. *Int. J. Prod. Res.*, 42 (22), pp. 4691–4708.
- [16] <https://www.3dsystems.com/3d-printers> (08/10/2019)
- [17] Bagley, E. B., Storey, S. H., West, D. C. (1963). Post Extrusion Swelling of Polyethylene. *Journal of Applied Polymer Science*, 7 (5), pp. 1661-1672.
- [18] Arenas, J.P., Del Rey, R., Alba, J., Ramis, J. (2013). Evaluation of two alternative procedures for measuring airflow resistance of sound absorbing materials. In: *20th International Congress on Sound and Vibration*. Bangkok (Thailand), 7-11 July.