

## ANALISI NUMERICA VIBRO-ACUSTICA E CORRELAZIONE SPERIMENTALE PER UN COPERCHIO TESTA-CILINDRI

E. Armentani<sup>a</sup>, D. De Stefanis<sup>b</sup>, R. Esposito<sup>a</sup>, A. Parente<sup>b</sup>

<sup>a</sup> *Università di Napoli Federico II, Dipartimento di Progettazione e Gestione Industriale, Piazzale V. Tecchio, 80 – 80125 Napoli, e-mail: enrico.armentani@unina.it*

<sup>b</sup> *Fiat Powertrain Technologies S.p.A., Strada Torino, 50 - 10043 Orbassano (TO), Italia, e-mail: davide.destefanis@fptpowertrain.elasis.it*

### Sommario

Il presente lavoro riguarda l'analisi numerica vibro-acustica di un coperchio testa-cilindri di un motore a benzina di recente sviluppo. L'analisi è stata articolata in due fasi principali: definizione e validazione di un modello ad elementi finiti in grado di riprodurre la dinamica sperimentale, ed individuazione di una metodologia in grado di determinare i modi potenzialmente critici in ottica vibro-acustica prescindendo dalla conoscenza delle reali condizioni operative di funzionamento del sottosistema. L'analisi vibrazionale ha riguardato la definizione di un modello agli elementi finiti sul quale è stata riprodotta la risposta ottenuta sperimentalmente e acquisita mediante accelerometri posti sulla superficie superiore del coperchio. Successivamente, attraverso un'analisi acustica con modello agli elementi di contorno (BEM), si sono riprodotti i livelli di rumore in campo vicino. Il confronto tra i dati numerici e sperimentali è risultato molto soddisfacente per entrambe le grandezze (vibrazionale ed acustica). Una volta validati i modelli, attraverso la definizione degli indici di trasmissibilità vibrazionale e acustica, sono stati individuati i modi critici del sistema, prescindendo dalla conoscenza delle reali forze che nascono durante il funzionamento del motore; ciò consente una più rapida ottimizzazione del componente e di conseguenza una diminuzione dei tempi di sviluppo dell'intero motopropulsore, migliorandolo in ottica NVH. Tale metodologia, ulteriormente validata ed affinata, è attualmente adottata nello sviluppo dei nuovi motopropulsori.

### Abstract

This work describes a numerical vibro-acoustic analysis of a gasoline engine's cylinder head of recent development. The analysis was divided in two main steps: definition and correlation of the numerical model by mean of comparison with tests data, and development of a methodology to identify the potentially critical modes for the NVH performance without knowing the real operational boundaries of the sub-system. The vibration analysis has focused on the definition of a finite element model for reproducing the behaviour of the component, experimentally obtained by accelerometers placed on the top of the cover. The subsequent acoustic analysis has been executed through a boundary element model. The comparison between numerical results and experimental data was very good. Once the models have been validated and vibration and acoustic transmissibility indexes have been defined, system's critical modes have been identified, disregarding the real forces that arise during engine working; this allows a faster component optimization and, consequently, a reduction of the whole engine system development time, improving it from a NVH point of view. Such methodology had been further validated and developed and is now part of the standard validation plan for new engine.

**Parole chiave:** analisi acustica, analisi vibrazionale, NVH, FEM, BEM

## 1. INTRODUZIONE

In tempi recenti il confort vibro-acustico è diventato sempre più un aspetto centrale nella progettazione e nello sviluppo di un veicolo, legato, tra l'altro, all'esigenza, per l'industria automobilistica, di riduzione dei tempi di analisi e di ottimizzazione dei componenti, in quanto ciò si traduce in una riduzione di costi ed in una maggiore competitività sul mercato. Si pensi che negli ultimi anni i tempi che passano dalla definizione del *concept* alla produzione di un motopropulsore si sono notevolmente ridotti, essendo questi, attualmente, dell'ordine dei 12-18 mesi.

In tale ottica si può inquadrare il presente lavoro in quanto si sono validate metodologie allo scopo di ricavare i modi critici di una struttura in termini di vibrazioni e di emissione acustica [1-5]. Questo prima ancora di conoscere le reali sollecitazioni in condizioni operative di funzionamento, in quanto, queste ultime, richiedono tipicamente analisi sperimentali normalmente non disponibili nelle fasi iniziali dei progetti. La conoscenza di tali modi permette di individuare le frequenze che presentano il maggior peso nella genesi del fenomeno vibrazionale e della emissione sonora.

## 2. DEFINIZIONE DEL MODELLO

Oggetto del presente lavoro è il coperchio punterie di un motore a benzina. Il modello FEM, inizialmente presente nel database aziendale, è stato opportunamente modificato per adattarlo alle esigenze delle analisi vibrazionali e acustiche effettuate (figura 1). In particolare le modifiche riguardano l'aggiunta di masse per tener conto degli accelerometri, della centralina e del supporto delle bobine e la ri-modellazione degli elementi che collegano il coperchio alla testa.

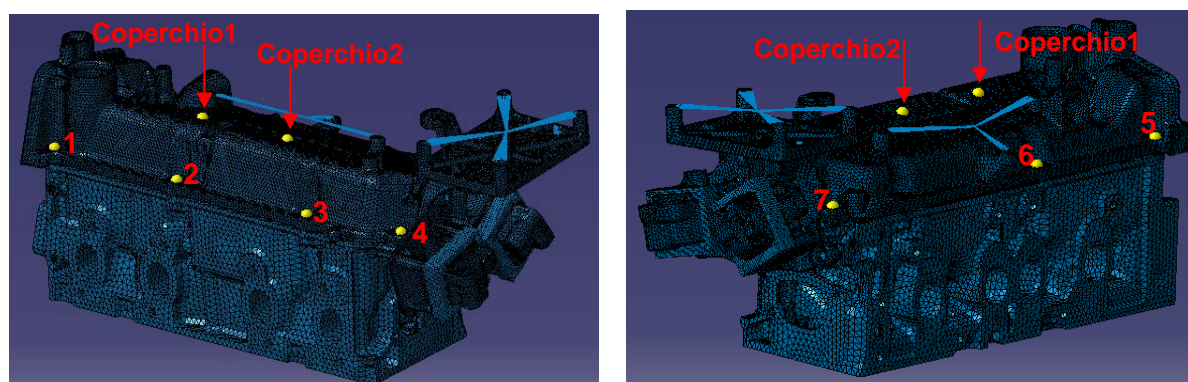


Figura 1: Modello FEM e punti accelerometrici

## 3. ANALISI SPERIMENTALE

Al fine di acquisire le vibrazioni trasmesse dal motore al coperchio sono stati posti su quest'ultimo degli accelerometri; in particolare, sette di essi sono stati posizionati in prossimità dei collegamenti esistenti tra testa e coperchio (figura 2a e 2b – punti 1÷7) e due di essi sono stati posizionati sulla parete superiore della sovratesta (figura 2c – coperchio 1 e coperchio 2). Gli accelerometri utilizzati sono del tipo piezoelettrico, realizzati da BRÜEL & KJÆR (modello 4393) aventi un peso di 2.4 g. Inoltre è stata rilevata mediante un microfono posto in campo vicino, anche la pressione acustica generata dalla vibrazione del modello stesso.

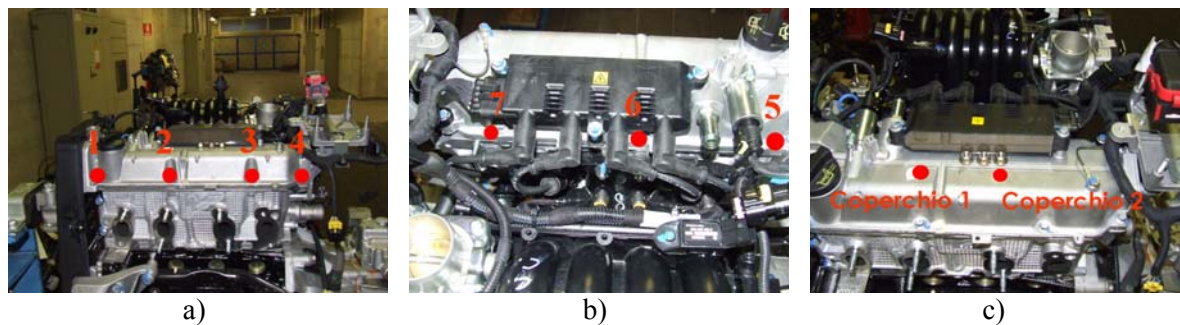


Figura 2: Setup sperimentale – posizione degli accelerometri

#### 4. ANALISI VIBRAZIONALE

Tutte le analisi numeriche sono state effettuate con l'ausilio di Virtual Lab (prodotto dalla LMS). Con l'analisi vibrazionale, la risposta forzata, nei punti denominati Coperchio1 e Coperchio2 viene ricavata, a calcolo, eccitando il modello in corrispondenza delle viti che collegano il coperchio alla testa del motore con i dati vibrazionali forniti dalla sperimentazione. Riproducendo quindi la risposta a calcolo, nei punti coperchio1 e coperchio2 si ottengono risultati in banda fine come mostrato nelle figure 3 e 4. Dai diagrammi riportati si può rilevare la buona correlazione ottenuta tra i dati sperimentali e quelli numerici calcolati; questa è ancora più evidente se il confronto lo si riporta in terzi di ottave (figure 5 e 6).

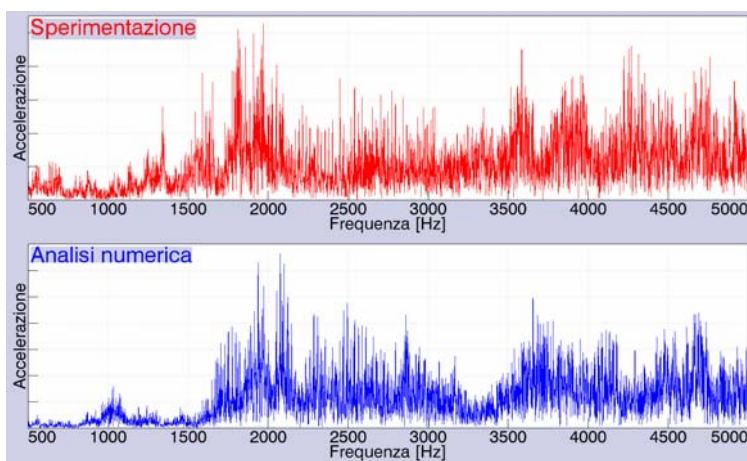


Figura 3: Confronto numerico-sperimentale in banda fine per il punto “coperchio1”

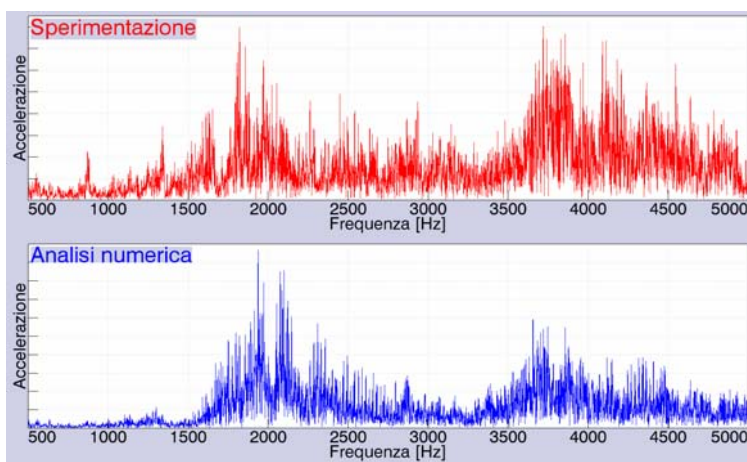


Figura 4: Confronto numerico-sperimentale in banda fine per il punto “coperchio2”

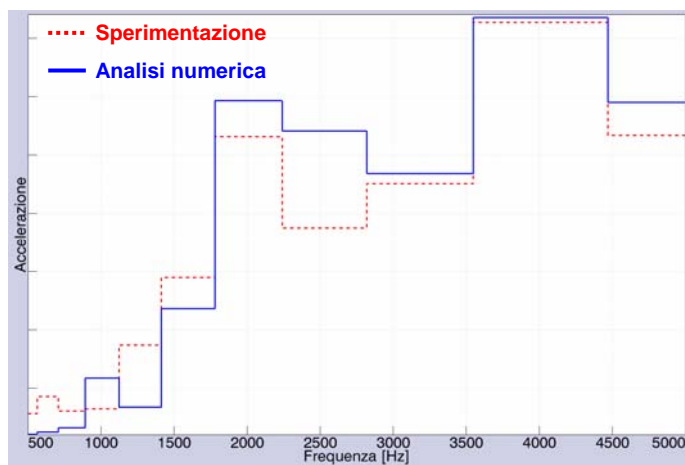


Figura 5: Confronto numerico-sperimentale in terzi di ottave per il punto “coperchio1”

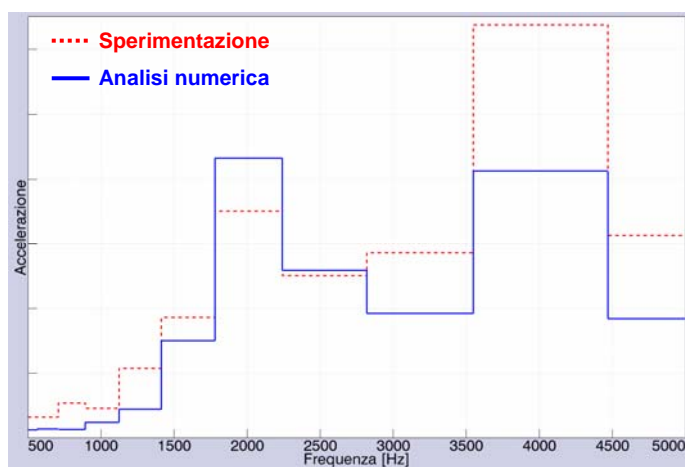


Figura 6: Confronto numerico-sperimentale in terzi di ottave per il punto “coperchio2”

## 5. ANALISI ACUSTICA

L'analisi acustica è stata condotta utilizzando il modulo Acoustic Harmonic BEM (Boundary Element Method) del software Virtual Lab.

Il calcolo è stato eseguito su base modale e, da un punto di vista operativo prevede i seguenti step: 1. creazione del modello BEM (figura 7); 2. calcolo degli ATV (Acoustic Transfer Vectors); 3. proiezione dei modi derivati dal precedente calcolo vibrazionale (con modello FEM) sul modello BEM (figura 8); 4. calcolo dei MATV (Modal Acoustic Transfer Vectors), della pressione sonora e della potenza acustica.

Gli ATV stabiliscono una relazione tra le velocità normali della superficie vibrante e la pressione sonora in un punto dello spazio; essi dipendono dalla configurazione del dominio acustico e in particolare dalla geometria della superficie vibrante, dall'impedenza, dalla posizione dei microfoni, dalla frequenza e dalle proprietà fisiche del mezzo in cui il suono si propaga e dunque dalla temperatura e dalla densità. Il calcolo degli ATV prescinde dall'analisi vibrazionale ed, in particolare, non dipende dalle condizioni di carico e dai valori di damping utilizzati in tale analisi.

A differenza degli ATV, i MATV non possono essere valutati da una sola analisi acustica ma richiedono la conoscenza delle condizioni dinamiche relative alla struttura vibrante. I MATV dipendono dalla geometria della superficie vibrante, dai trattamenti acustici delle superfici, dalle posizioni dei microfoni, dalla frequenza, dalle proprietà fisiche del mezzo in cui si propaga il suono e dai modi di vibrare della struttura e dunque dalle proprietà strutturali e dalle condizioni di vincolo.

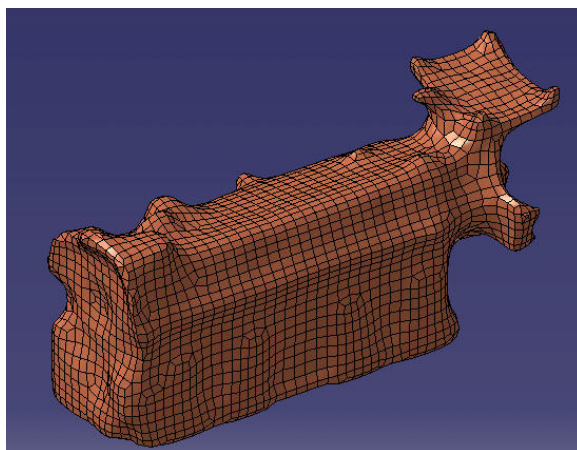


Figura 7: Modello BEM

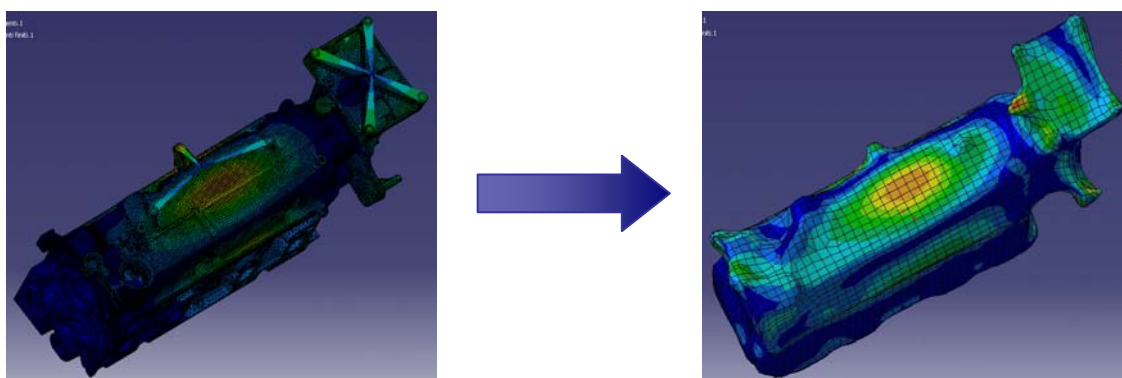


Figura 8: Proiezione dei modi derivati dall'analisi FEM sul modello BEM

È stato già messo in evidenza che l'analisi acustica viene effettuata a partire dai dati vibrazionali precedentemente ricavati; in effetti le vibrazioni del coperchio, generate dalle forzanti agenti nei punti di collegamento tra testa e sovratesta, danno luogo a variazioni locali di pressione e dunque generano rumore.

Il valore di pressione acustica è stato ricavato, a calcolo, nel punto in cui il livello di pressione sonora è stato misurato sperimentalmente con un microfono; tale posizione (MIC) è pari a circa 7 mm sopra la superficie superiore del coperchio (figura 9).

Per evitare il cosiddetto effetto "irregular frequencies", tipico di un'analisi BEM, ovvero la presenza di picchi anomali in corrispondenza delle frequenze proprie della cavità acustica racchiusa dagli elementi di contorno, si è assegnato alla superficie interna degli elementi di contorno (e dunque al materiale) un'impedenza pari a quella dell'aria (376.8 rayl alla temperatura di 80 °C); in tal modo il coefficiente di riflessione è nullo; di conseguenza la misura di pressione acustica non è influenzata dal suono riflesso dalle pareti interne della mesh BEM.

Nelle figure 10 e 11 è riportato, rispettivamente in banda fine e in terzi di ottava, il confronto tra i risultati ottenuti a calcolo e i rilievi sperimentali della pressione acustica rilevata nel punto MIC. È evidente come l'andamento della pressione acustica ottenuto a calcolo sia molto simile a quello sperimentale.



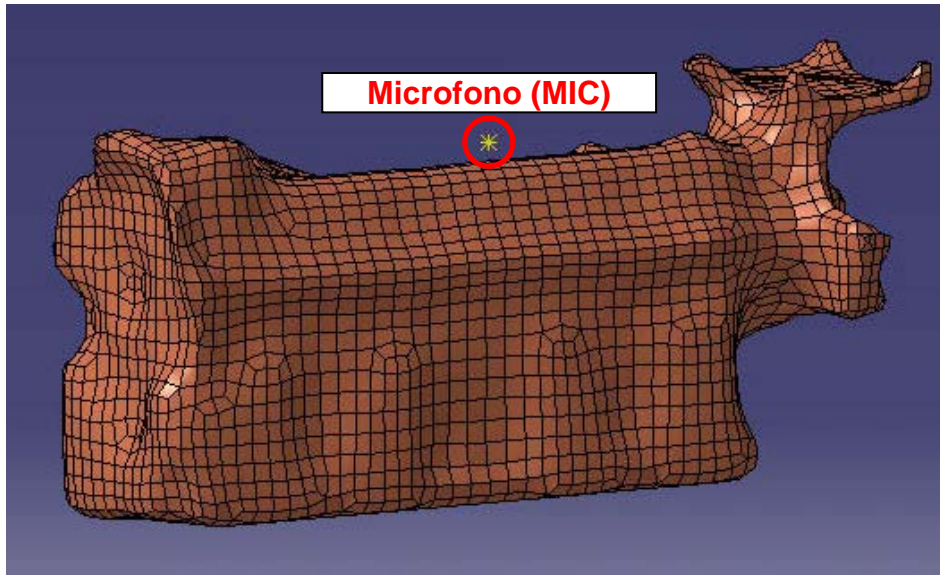


Figura 9: Posizione microfono (MIC)

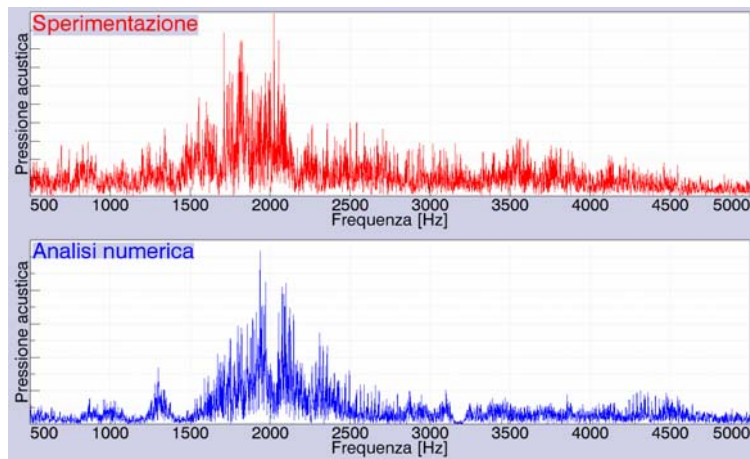


Figura 10: Confronto numerico-sperimentale in banda fine della pressione acustica

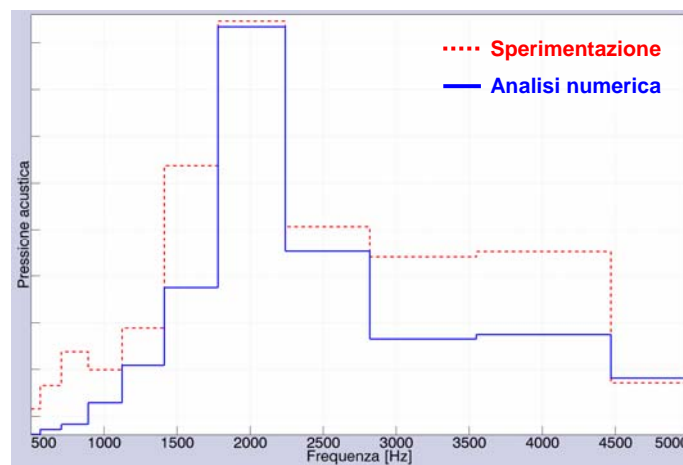


Figura 11: Confronto numerico-sperimentale in terzi d'ottava della pressione acustica

La figura 10 evidenzia la presenza di picchi di pressione acustica compresi tra 1700 e 2100 Hz; in corrispondenza di tali picchi, nella successiva figura 12 vengono riportate le normal velocity average.

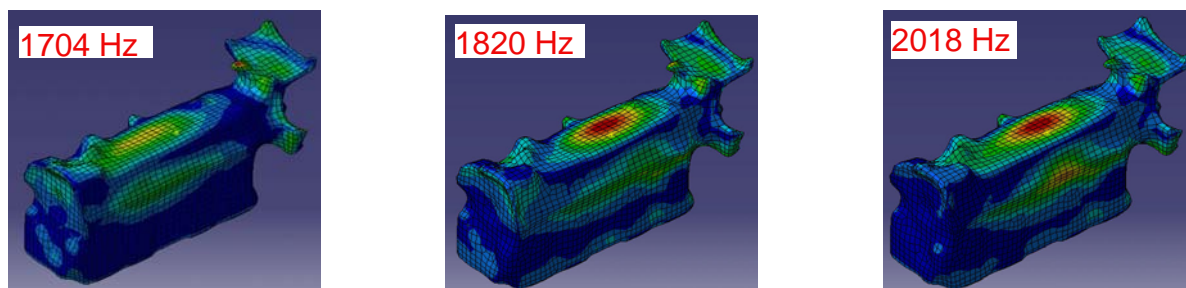


Figura 12: Normal velocity average

L'analisi numerica è stata effettuata considerando la temperatura dell'aria,  $T_a$ , pari a  $80^{\circ}\text{C}$ , cui corrisponde la densità,  $\rho$ , pari a  $1.00 \text{ kg/m}^3$  e la velocità del suono nell'aria,  $c$ , di  $376.8 \text{ m/s}$ ; inoltre si è posto nullo il valore del coefficiente di smorzamento (damping). Successivamente sono state effettuate diverse analisi facendo variare opportunamente alcuni parametri; in particolare si sono analizzate le risposte al variare della temperatura dell'aria, del coefficiente di smorzamento e della posizione del microfono. I risultati sono di seguito sintetizzati: i livelli di pressione acustica diminuiscono all'aumentare della temperatura; ricordando che la pressione acustica è proporzionale sia all'impedenza sia alla velocità delle particelle costituenti l'aria, all'aumentare della temperatura la velocità delle particelle suddette aumenta meno rapidamente di quanto decresce l'impedenza dell'aria. Inoltre allontanando dal coperchio la posizione del punto (MIC) in cui si rileva la pressione acustica, il livello di pressione sonora ovviamente diminuisce; tale variazione, però, è fortemente influenzata dalla posizione di tale punto. Infine, data l'esigua distanza considerata tra la posizione dei microfoni e il modello, la presenza del coefficiente di smorzamento dell'aria non fa variare in modo significativo la risposta che si ottiene a calcolo.

Successivamente è stata calcolata la potenza acustica, considerando una superficie sferica che ingloba il modello realizzato. Tale superficie è stata modellata, una prima volta, con venti punti di misura (coarse spherical mesh), una seconda volta, con trentotto (fine spherical mesh), valori scelti tenendo conto dei riferimenti indicati nella normativa ISO 3744 (figura 13). I risultati ottenuti sono riportati nella successive figure 14 e 15, in banda fine, mentre in figura 16 è riportato il confronto in terzi di ottava. Dal confronto emerge non esserci una sostanziale differenza nell'andamento della potenza acustica, passando da una superficie a venti punti di misura ad una a trentotto.

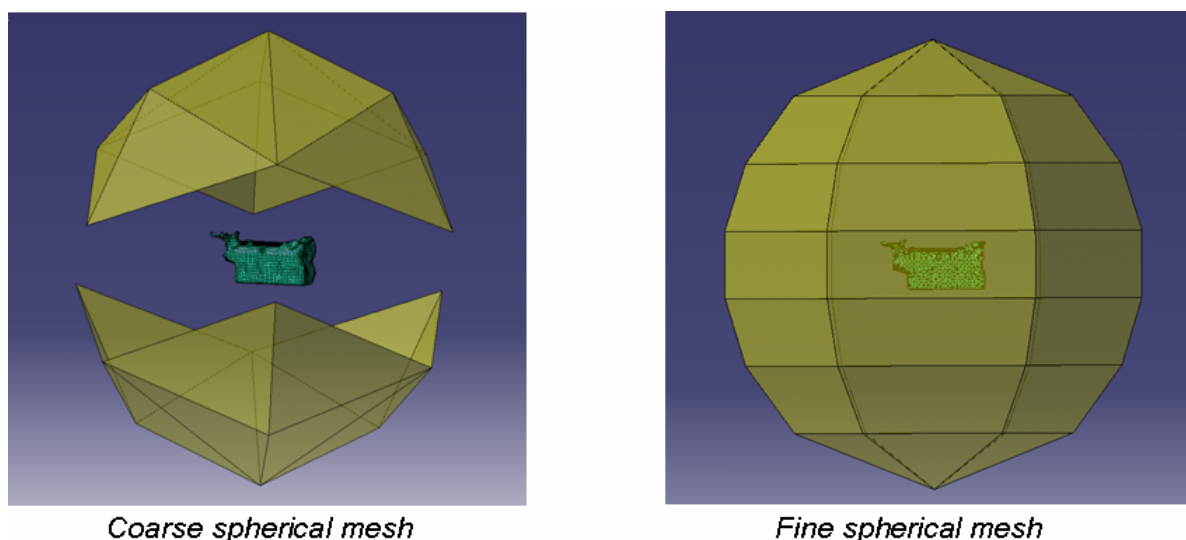


Figura 13: Superfici sferiche considerate per la valutazione della potenza sonora

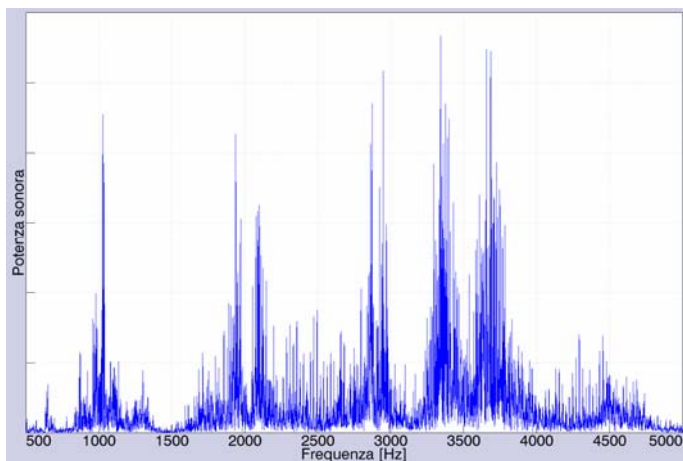


Figura 14: Potenza sonora calcolata in banda fine - coarse spherical mesh

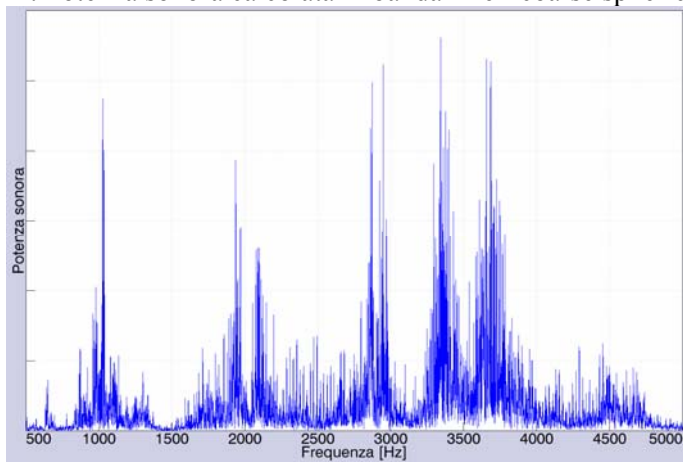


Figura 15: Potenza sonora calcolata in banda fine - fine spherical mesh

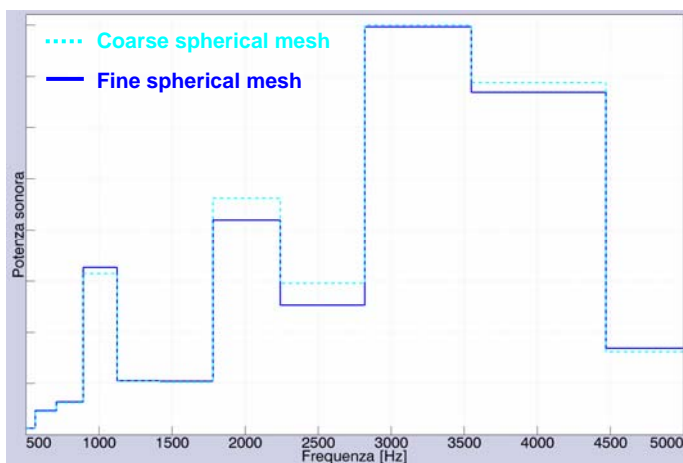


Figura 16: Confronto coarse vs. fine spherical mesh in terzi di ottava della potenza acustica calcolata

## 6. INDICI DI TRASMISSIBILITÀ

Una volta validati i modelli FEM e BEM per la riproduzione a calcolo dei livelli vibro-acustici misurati sperimentalmente, si è cercata una metodologia che consenta di valutare i modi critici di una struttura e, conseguentemente, le frequenze che presentano il maggior peso nella genesi del fenomeno vibrazionale e della emissione sonora a prescindere dalla conoscenza della eccitante. In particolare si è cercato di individuare due indici che permettano di caratterizzare un determinato componente dal punto di vista vibrazionale e acustico.



### 6.1. Trasmissibilità vibrazionale

Per un dato componente, l'indice di trasmissibilità vibrazionale è definito come rapporto tra la somma delle risposte ottenute in alcuni punti "interessanti", considerati di uscita, e la somma delle risposte ottenute in altri punti "interessanti", considerati in ingresso, ottenute eccitando il modello con una forzante unitaria posta in un punto qualsiasi di esso; la trasmissibilità vibrazionale viene, dunque, definita nel seguente modo:

$${}_l T_{jk}(\omega) = \frac{\sum_j X_j e^{i\omega t}}{\sum_k X_k e^{i\omega t}}$$

dove:

$\sum_j X_j e^{i\omega t}$  è la somma delle risposte ottenute nei punti di uscita delle vibrazioni (j),

$\sum_k X_k e^{i\omega t}$  è la somma delle risposte ottenute nei punti di ingresso delle vibrazioni (k),

${}_l T_{jk}$  è l'indice di trasmissibilità vibrazionale (adimensionale), per una forzante unitaria posta nel nodo(l)

È bene precisare che, così come è definito, l'indice di trasmissibilità vibrazionale dipende, oltre che dalla frequenza, anche dai punti scelti quali ingresso e uscita delle vibrazioni, così come pure dal punto in cui si eccita la struttura. In particolare la trasmissibilità dipende anche dal punto in cui si decide di applicare la forzante unitaria, a parità di punti scelti quali input e output, questo in virtù del fatto che cambiando la posizione dell'eccitante variano i fattori di partecipazione modale. Scegliendo, però, un numero opportuno e sufficientemente elevato di punti in cui misurare le vibrazioni in uscita, è possibile evidenziare tutte le forme modali. Invece i punti di ingresso e il punto di eccitazione, che non necessariamente corrispondono, devono opportunamente determinarsi a seconda del particolare componente oggetto di indagine.

Per il componente oggetto di questo studio, i punti di ingresso delle vibrazioni sono i punti in cui il coperchio è vincolato alla testa, mentre quelli di uscita delle vibrazioni sono posti sulle pareti, superiore e laterali, della sovratesta (figura 17). Inoltre, nel caso in esame, la struttura è stata forzata con un'eccitante unitaria presa di volta in volta in punti differenti, posti tutti sulla base inferiore della testa (figura 18). Si noti come, nel nostro caso, i punti di ingresso delle vibrazioni non corrispondono al punto di eccitazione.

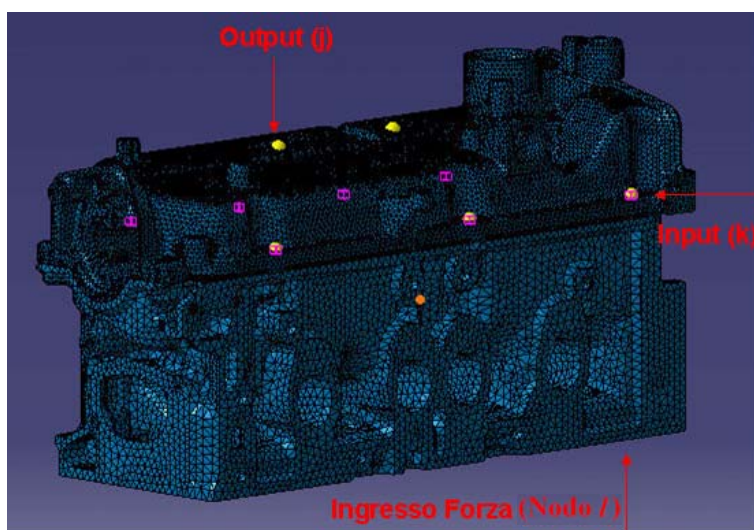


Figura 17: Grandezze per la definizione dell'indice di trasmissibilità vibrazionale

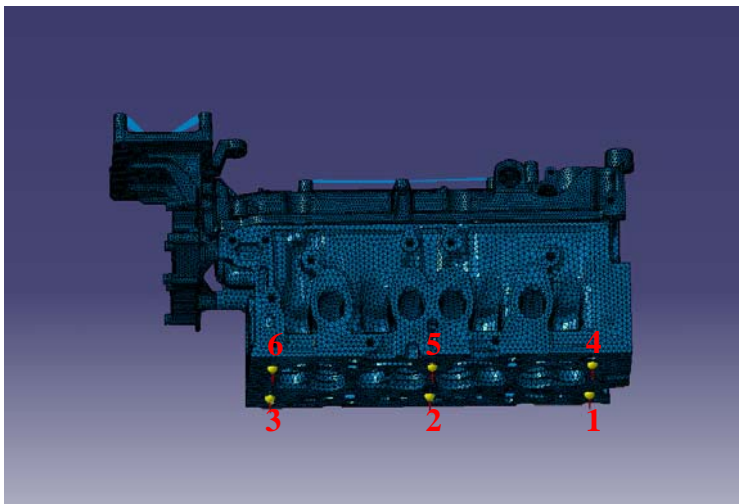


Figura 18: Posizioni delle forzanti

Tra i principali risultati ottenuti è da evidenziare che per tutte le posizioni delle forzanti considerate, che sono poi quelle che realisticamente andranno ad eccitare il sistema, qualsiasi sia l'ingresso della forzante unitaria, i modi che risultano critici sono sempre gli stessi e in particolare, in tutti i casi esaminati, i modi maggiormente eccitati sono quelli a 1774 Hz, 2043 Hz, 2484 Hz e 3675 Hz (figura 19) in corrispondenza dei quali nella figura 20 si riportano le rispettive deformate modali:

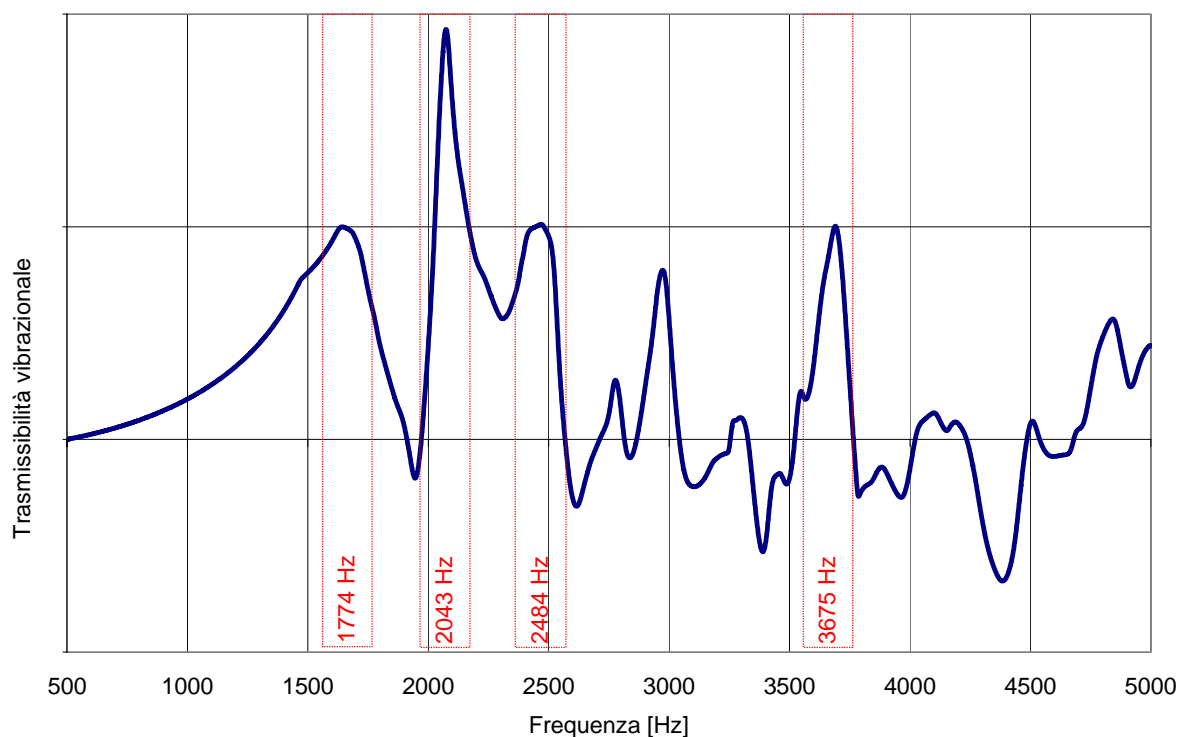


Figura 19: Modi critici evidenziati attraverso l'indice di trasmissibilità vibrazionale

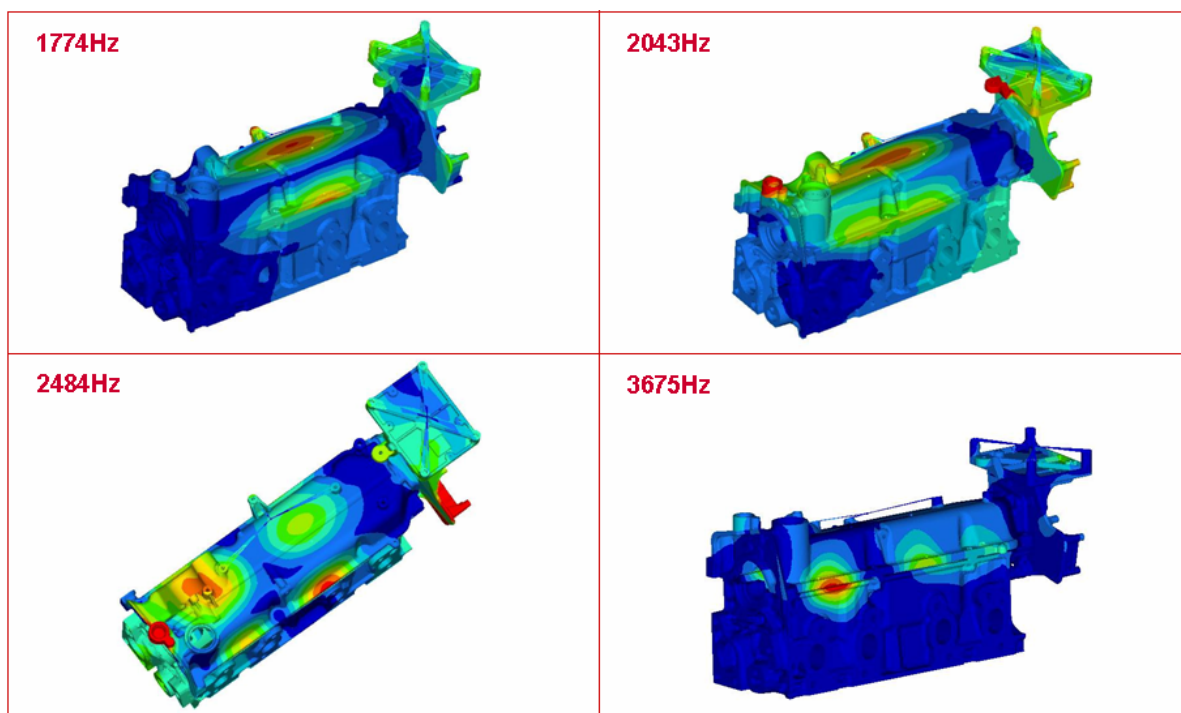


Figura 20: Deformate modali

Confrontando poi i modi potenzialmente critici calcolati attraverso l'indice di trasmissibilità vibrazionale, come sopra definito, con quelli che si ricavano dai dati sperimentali, per esempio acquisiti nel punto "coperchio 1" (figura 21), si può vedere che i due andamenti sono molto simili.

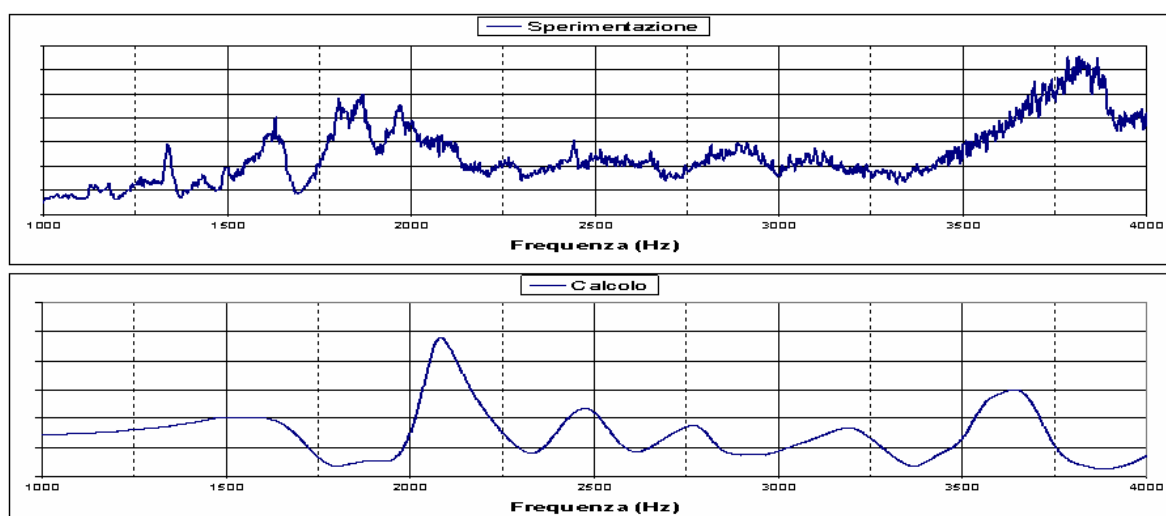


Figura 21: Confronto numerico sperimentale per la determinazione dell'indice di trasmissibilità vibrazionale

## 6.2. Trasmissibilità acustica

Per un dato componente, l'indice di trasmissibilità acustica può essere definita come la potenza sonora emessa dalla struttura quando la stessa viene eccitata da una forzante unitaria. Anche in questo caso, la trasmissibilità acustica varia con il punto scelto quale ingresso della forzante unitaria in quanto variano i fattori di partecipazione modale. È evidente, quindi, che perché tale indice possa caratterizzare dal punto di vista acustico una struttura, è necessario far variare la posizione della forzante, tra quelle che realisticamente andranno ad eccitare il sistema, e verificare che per qualsiasi ingresso, i modi che risultano critici sono sempre gli stessi. Orbene anche in questo caso, per tutte le posizioni prese in considerazione per le forzanti (figura 18), le analisi numeriche BEM hanno mostrato che i modi critici,

cioè quelli per i quali si ha la maggiore emissione sonora, sono quelli alle frequenze di 1774 Hz, 2043 Hz, 2484 Hz e 3675 Hz (figura 22). Tali modi maggiormente eccitati sono correlabili alle misure sperimentali effettuate. Dunque anche la trasmissibilità acustica è un indice capace di fornire indicazioni su quelli che sono i modi critici, dal punto di vista acustico, di una struttura qualsiasi.

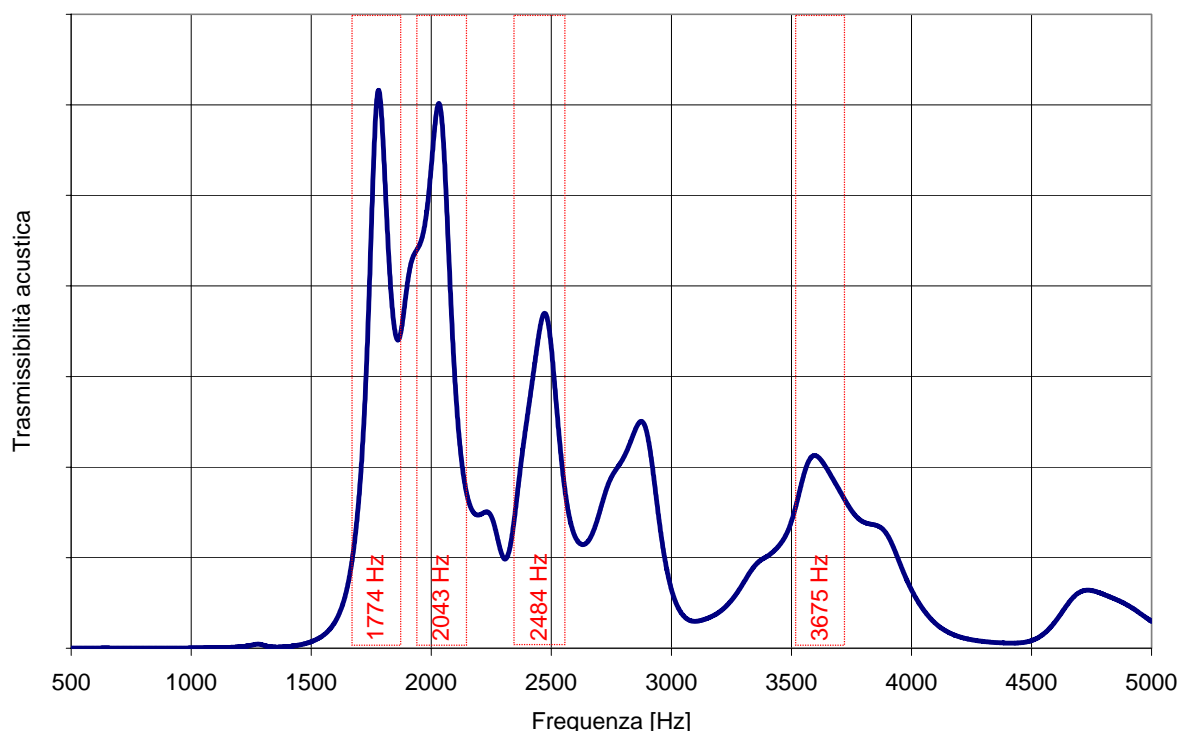


Figura 22: Modi critici evidenziati attraverso l'indice di trasmissibilità acustica

## 7. CONCLUSIONI

Per un coperchio testa-cilindri di un motore a benzina sono state effettuate analisi vibrazionali FEM ed acustiche BEM. I risultati ottenuti sono in ottimo accordo con quelli sperimentali.

Una volta validati i modelli sono stati definiti due indici capaci di caratterizzare sia dal punto di vista vibrazionale che acustico una struttura qualsiasi: il primo, l'indice di trasmissibilità vibrazionale, è definito quale rapporto tra le vibrazioni in uscita e in ingresso del componente, generate eccitando lo stesso con una forzante unitaria; il secondo, l'indice di trasmissibilità acustica, è definito come la potenza sonora emessa dalla struttura quando la stessa è eccitata da una forzante unitaria.

Tali indici, così come sono stati definiti, hanno il limite di dipendere dal punto scelto per l'applicazione della forzante unitaria e quello vibrazionale, in aggiunta, dipende anche dalla scelta dei punti di ingresso e uscita delle vibrazioni. Però nei casi realistici, in cui la posizione delle forzanti è circoscritta in zone ristrette e comunque note, possono essere uno strumento capace di individuare, tra i modi naturali di vibrare di un componente comunque complesso, quelli potenzialmente critici per il sistema e, attraverso la conoscenza dell'energia di deformazione relativa agli stessi, permettono di individuare le zone maggiormente sollecitate del componente consentendone l'ottimizzazione quando esso è ancora in fase di progettazione e dunque quando non sono ancora possibili dei rilievi sperimentali, consentendo una diminuzione dei costi e dei tempi di sviluppo del componente stesso.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] K. M. P. Norton, D. G. Karczub, *Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers*, Cambridge University Press, 2003.

- [2] S. Kopuz, N. Lalor, “Analysis of interior acoustic fields using the finite element method and the boundary element method”, *Applied Acoustics*, 45, 193-210, 1995.
- [3] S. Kopuz, Y. S. Unlusoy, M. Caliskan, “Integrated FEM/BEM approach to the dynamic and acoustic analysis of plate structures”, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 17, 269-277, 1996.
- [4] A. J. Svobodnik, Z. S. Chen, G. Hofstetter, “A coupled FE/BE-Method for elasto-acoustics: Formulation and Application”, *Seventh International Congress on Sound and Vibration*, Garmisch-Partenkirchen, Germany, 2000.
- [5] E. Armentani, D. De Stefanis, R. Esposito, G. Granato, F. Sbarbati, “Analisi dinamica di un sistema di distribuzione di un motore automobilistico”, *XXXVI Congresso Nazionale AIAS*, Ischia (NA), 4–8 Settembre 2007.