

A mixed analytical-multibody-BEM approach for predicting the sound power level of a hydraulic impact hammer

Luigi Mangialardi, Leonardo Soria

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Gestionale, Politecnico di Bari, Italy

E-mail: Lmm@poliba.it, soria@poliba.it

Keywords: hydraulic hammer, impact noise, sound intensity, SPL, multibody-BEM.

SUMMARY. Noise pollution is globally felt as one of the most important environmental problems. Among the several areas of intervention in which it is needed to improve with the aim of reducing the environmental pollution, one of the most important is that related to noise and vibration levels of machines. A particular case belonging to this category is constituted by hydraulic hammers, that often have to operate in an urban context [1, 2], with a sound power level (SPL) easily reaching 110-120 dB.

Aim of the research presented in the paper is to propose a scientific methodology to analyse the mechanical response of a hydraulic hammer, during operation, and to develop a numerical predictive code to estimate the SPL. In particular what has been studied is the contribution of the structure-borne (ringing) noise [3] generated in the piston-tool impact area. The ultimate goal of the research is to utilise the developed model to analyse the effects on the hammer SPL of some possible technical solutions and, therefore, to single out those that may lead to an effective reduction of the noise pollution. During the operation of the hammer, three possible sources of noise can be considered, indeed, (i) the noise related to the impact between the hitting piston and the tool [4], (ii) the noise produced by the operation of the hydraulic distributor that governs the alternative motion of the piston (the distributor is composed by impacting parts), (iii) the noise radiated from the demolition region, related also to the rebound of the hammer [5, 6]. By means of the model here presented, it has become possible to get an estimation of the SPL generated by sources (i) and (iii), individually.

At first a unidimensional analytical model of the two impacting bodies has been developed, to describe the structural vibration of the two parts and, in particular, to evaluate the modal participation factors. Secondly the results of the analytical model has been compared with the ones of a more complex multibody-FEM dynamic model made by means of the Madymo solver (TNO Automotive Safety Solutions - NL). The comparison has allowed to verify the correctness of some assumptions made to simplify the analytical model and to understand better the influence of the geometry of the two hitting parts [7, 8]. At last SPL produced by each individual source has been evaluated by using the Modal Acoustic Transfer Vector Analysis run in the FEM-BEM environment Virtual.Lab Acoustics (LMS International - BE).

The results of the model, expressed in terms of sound power and sound intensity, have been successfully compared with experimental data, available from technical literature. In particular the comparison shows that the ringing noise represents, as expected, the bigger contribution to the whole SPL generated by the hammer.

1 INTRODUZIONE

L'inquinamento acustico è ormai, diffusamente considerato una delle forme più pericolose di inquinamento atmosferico, al pari di quello gassoso. La direttiva comunitaria 2000/14/CE sul ravvicinamento delle legislazioni degli Stati membri concernenti l'emissione acustica ambientale delle macchine ed attrezzature destinate a funzionare all'aperto, poi modificata dalla direttiva 2005/88/CE

(recepita in Italia con decreto legislativo n. 262 del 2002 e successive modificazioni), ha permesso di razionalizzare le procedure di valutazione della conformità e di marcatura, le documentazioni tecniche e la rilevazione dei dati, per quanto riguarda l'emissione acustica ambientale delle macchine e delle attrezzature destinate a funzionare all'aperto. L'intento è stato, evidentemente, quello di evitare ostacoli alla libera circolazione di tali macchine ed attrezzature; la riduzione dei livelli di potenza acustica ammessi di dette macchine e attrezzature è risultata, inoltre, benefica sia per quanto riguarda la salute e il benessere dei cittadini sia per la tutela dell'ambiente.

La direttiva considera in particolare le categorie dei (i) *martelli demolitori azionati a mano* (martelli rompicalcestruzzo, alimentati da un motore di qualsiasi tipo, utilizzati nei cantieri edili o di ingegneria civile) e quella dei (ii) *martelli demolitori idraulici*. Questi ultimi sono, come è noto, attrezzature che utilizzano la fonte energetica della macchina portante, generalmente un escavatore, per azionare un pistone, talvolta gas assistito, detto massa battente, che urta ciclicamente sulla punta utensile. L'onda d'urto generata dall'impatto si propaga attraverso l'utensile e produce la rottura del materiale da lavorare. I martelli demolitori idraulici richiedono olio in pressione per il loro funzionamento. La categoria (i) rientra fra quelle soggette a limiti di emissione acustica. La categoria (ii), invece, fra quelle assoggettate solo alla marcatura di rumorosità. Un costruttore di martelli demolitori idraulici deve, quindi, apporre sul prodotto la marcatura CE, accompagnata dall'indicazione del livello di potenza sonora (SPL) garantito, senza, peraltro, avere un limite superiore di tale grandezza da rispettare, a differenza del caso dei martelli azionati a mano. Per entrambe le categorie di martelli demolitori, comunque, i costruttori inseguono la progressiva riduzione del SPL, che finisce per costituire, evidentemente, un vantaggio competitivo sui concorrenti.

Il SPL complessivamente generato dal martello durante il funzionamento è imputabile fondamentalmente a tre differenti sorgenti acustiche: (i) il rumore prodotto dall'impatto fra massa battente e punta utensile, (ii) il rumore prodotto dal distributore oleodinamico che produce il movimento alternativo della massa battente e (iii) il rumore prodotto nella zona di rottura. Con il presente lavoro si intende presentare una procedura numerica innovativa per la determinazione della quota di rumore strutturale prodotto dalla sorgente (i), al netto del rumore aerodinamico che pure accompagna, come è noto, il colpo singolo del martello. Nell'urto tra due corpi, infatti, si possono distinguere più meccanismi di generazione del rumore: (i) i corpi durante l'impatto subiscono brusche accelerazioni o decelerazioni, dando origine alla propagazione di un singolo impulso di pressione (*acceleration noise*); (ii) l'impatto è accompagnato da una rapida espulsione di aria dalla zona di contatto, che origina una perturbazione di pressione di tipo aerodinamico o radiativo (*air ejection noise*); (iii) nel caso vi siano deformazioni plastiche permanenti, tali repentini cambiamenti di forma e/o volume danno ciascuno origine a corrispondenti impulsi di pressione; (iv) una parte dell'energia cinetica associata alle velocità di ingresso all'urto dei corpi impattanti rimane intrappolata, dopo l'urto, sotto forma di vibrazioni meccaniche residue dei corpi stessi, che causano un'emissione acustica semi-continua (*ringing noise*). In genere il picco di pressione acustica è dato dal rumore aerodinamico, ma esso sussiste per un tempo brevissimo (dell'ordine del ms), mentre il rumore strutturale è caratterizzato da valori di pressione acustica inferiori ma che permangono per un periodo di tempo di un ordine di grandezza maggiore, la cui durata è funzione dei vari meccanismi di damping presenti. Nel caso di interesse tale durata è certamente inferiore al periodo di battuta del martello. Ciò permette di affermare che gli effetti sonori prodotti da due colpi consecutivi non si sovrappongono ed è, quindi, significativo studiare il rumore prodotto dal colpo singolo.

L'approccio presentato ha, dunque, la finalità di studiare, qualitativamente e quantitativamente, il ringing noise prodotto dal singolo impatto massa battente - punta utensile. In una prima fase i due solidi sono schematizzati come due elementi monodimensionali nell'immediatezza dell'impatto. La

quota di energia cinetica immagazzinata sotto forma di vibrazione residua è calcolata integrando l'equazione di propagazione d'onda unidimensionale. Le condizioni al contorno considerate sono, in particolare, quelle relative alle condizioni di prova, descritte dalla direttiva 2000/14/CE, per le due categorie di martelli demolitori sopra richiamate (i risultati di tale modello sono stati confrontati con successo con quelli di un più complesso modello 3D sviluppato mediante il solutore Multibody/FEM Madymo (TASS - NL)). Tramite il solutore FEM Ansys (ANSYS, Inc. - USA) viene, poi, condotta un'analisi modale dei due elementi impattanti, i cui risultati sono necessari per la seguente analisi BEM del campo acustico effettuata mediante il modulo Acoustics di Virtual.Lab (LMS International - BE), che permette, infine, il calcolo del SPL.

2 IL MODELLO ANALITICO

La caratterizzazione delle vibrazioni residue di cui sono dotate massa battente e punta utensile dopo l'impatto è effettuata attraverso un modello analitico unidimensionale.

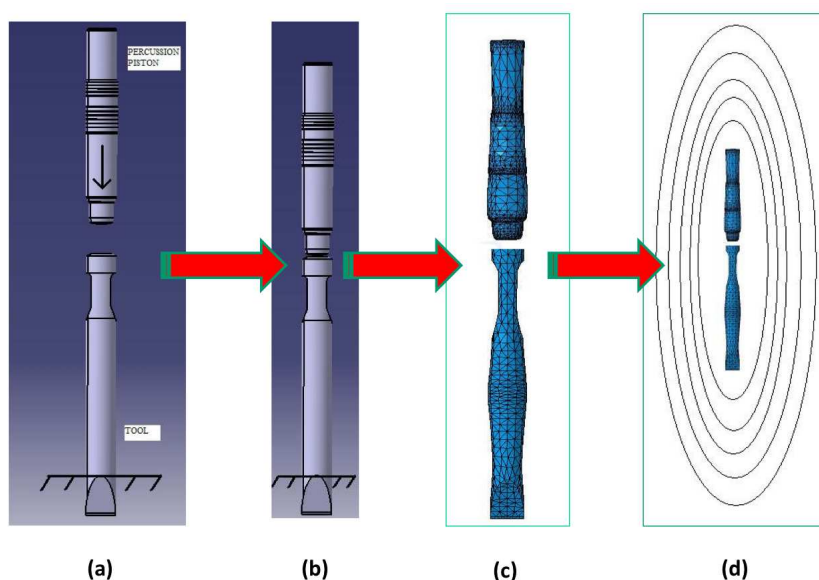


Figura 1: Fasi dell'approccio presentato: i moti di caricamento (a) e rilascio (b) studiati mediante il modello analitico unidimensionale, l'analisi modale 3D condotta mediante solutore FEM (c), il campo acustico generato dall'impatto studiato tramite il solutore BEM (d).

La soluzione è classicamente ottenuta in forma aperta, come somma di una serie convergente, per sovrapposizione dei contributi corrispondenti ai diversi modi naturali. Il calcolo è, naturalmente, troncato a un numero finito di modi, scelto in base all'approssimazione voluta. Le ampiezze relative a ciascuno dei modi considerati, per entrambi i corpi dopo l'urto, sono, poi, utilizzate per operare la stima del ringing noise associato a ciascuno dei due moti residui. In Figura 1 è riportato lo schema della metodologia presentata, che ricalca il principio di funzionamento di un martello demolitore. La

massa battente, spinta dalla pressione generata dai fluidi operativi, effettua la corsa di avvicinamento alla punta utensile, che culmina con l'impatto contro di essa, la quale ha l'altra estremità a contatto con il materiale in lavorazione. Nell'immediatezza dell'urto l'azione esercitata dai fluidi operativi, sulla massa battente, cessa di agire, per cui, essa arriva all'impatto con velocità sostanzialmente costante e in assenza di uno stato tensionale e deformativo, a parte gli effetti trascurabili legati alla gravità (fase di caricamento). Dopo l'impatto i due corpi si separano (fase di rilascio) e la massa battente effettua la corsa di allontanamento, a causa sia del rimbalzo provocato dall'urto, che le restituisce una quota significativa della sua energia cinetica iniziale, sia della ripristinata azione dei fluidi operativi. Quello descritto è un funzionamento ciclico, la cui frequenza è dell'ordine delle centinaia di colpi al minuto.

Nel caso dei martelli demolitori azionati a mano, la direttiva 2000/14/CE prevede che la prova di rumorosità venga effettuata con l'apparecchio fissato su un utensile annegato in un blocco cubico di cemento posto a sua volta in una fossa cementata scavata nel suolo. Durante le prove, fra il martello demolitore e l'utensile che funge da supporto può essere inserito un elemento intermedio in acciaio, che deve costituire un complesso rigido. Nel caso di martelli demolitori idraulici, il martello è installato sulla macchina portante ed è impiegato uno speciale blocco di prova (incudine metallica). Il martello deve essere tenuto in posizione verticale dal braccio dell'escavatore per fornirgli una stabilità pari a quella esistente nelle normali condizioni operative e deve essere usato un utensile con punta piatta. Naturalmente nel caso dei martelli demolitori idraulici il contatto fra punta piatta e incudine metallica è unilaterale e, quindi, nonostante il pre-carico fornito dalla macchina portante esiste necessariamente un rimbalzo del martello. Tale rimbalzo (*rebound*) esiste anche in condizioni operative ed è funzione, evidentemente, delle caratteristiche meccaniche del materiale in lavorazione [5, 6].

2.1 *La fase di caricamento*

Durante la fase di caricamento massa battente e punta utensile sono in contatto fra loro e la punta ha, in particolare, l'altra estremità annegata nel blocco di calcestruzzo (caso dei martelli azionati a mano) o in contatto con l'incudine metallica (caso dei martelli idraulici), contatto garantito dal pre-carico esercitato dalla macchina portante.

L'analisi del contatto fra massa battente e punta utensile è effettuata supponendo che esista durante l'urto una penetrazione virtuale della punta utensile operata dalla massa battente e limitata dall'interposizione di un'impedenza meccanica lineare (un Kelvin element), a parte reale sostanzialmente nulla. L'elemento è, evidentemente, da considerarsi attivo solo quando lo sforzo normale nei solidi a contatto è di compressione. All'inizio della fase di caricamento si suppone che essi siano indeformati (non si considera in questa sede lo stato deformativo della punta prodotto dal pre-carico fornito dalla macchina portante al martello idraulico), in contatto, con penetrazione virtuale e relativo sforzo normale nulli. Si suppone che la massa battente sia in moto con velocità V , mentre la punta utensile è ferma. L'altro estremo della punta, nel caso dei martelli demolitori azionati a mano può essere senz'altro considerato incastrato. Nel caso dei martelli idraulici, l'interazione della punta con l'incudine metallica può, analogamente, essere descritta mediante un'impedenza meccanica lineare. Quando si considera che il modulo di questa sia infinitamente grande, si sta supponendo che la macchina portante sia in grado di rendere trascurabili i moti di rimbalzo del martello. In tale ipotesi l'estremo della punta è nuovamente considerato incastrato. In definitiva, ai fini del presente lavoro, si supponerà che tale condizione al contorno possa essere considerata valida per entrambe le tipologie di martelli demolitori.

Imponendo le quattro condizioni al contorno, (i) sforzo normale nullo nella sezione d'estremità

libera della massa battente, (ii) uguaglianza tra la forza risultante dovuta al Kelvin element e lo sforzo normale nella sezione d'estremità della massa battente in contatto con la punta, (iii) uguaglianza tra gli sforzi normali nelle sezioni di estremità dei due solidi in contatto, (iv) spostamento nullo della sezione incastrata dell'utensile, è possibile pervenire all'equazione caratteristica delle frequenze dell'intero sistema massa battente - punta utensile, con i vincoli unilaterali attivi, che, risolta numericamente, permette la determinazione delle frequenze $f_k = \omega_k/2\pi$ e dei modi naturali $\phi_k(x)$ del sistema medesimo. In Figura 2 sono riportati i primi tre modi.

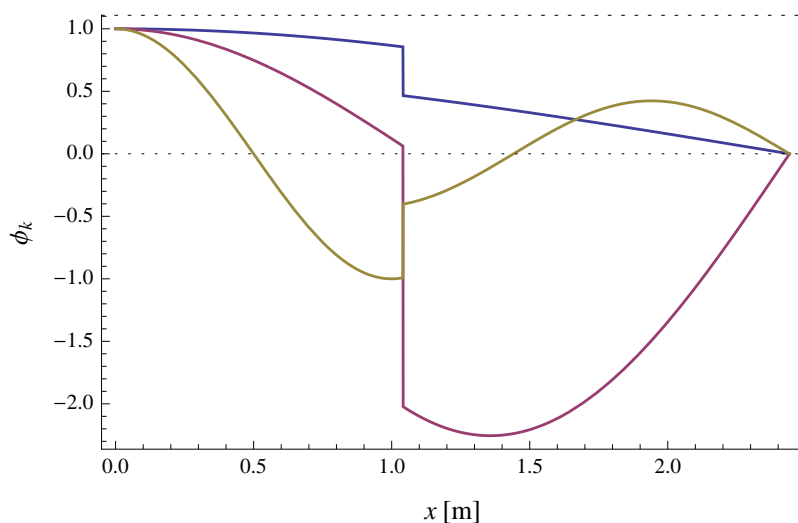


Figura 2: Rappresentazione dei primi tre modi di vibrare del sistema costituito da massa battente e punta utensile in contatto d'estremità, con la punta incastrata all'altro estremo.

Imponendo, ancora, alla soluzione ottenuta in forma di serie:

$$u(x, t) = \sum_{k=1}^{+\infty} \left[\hat{U}_{re}^{(k)} \sin(\omega_k t) + \hat{U}_{im}^{(k)} \cos(\omega_k t) \right] \phi_k(x), \quad (1)$$

troncata opportunamente, le condizioni iniziali sopra descritte, diviene possibile la determinazione delle costanti $\hat{U}_{re}^{(k)}$ e $\hat{U}_{im}^{(k)}$ per ogni k naturale considerato.

Nota l'espressione del campo di spostamento $u(x, t)$, è possibile determinare l'istante temporale in corrispondenza del quale la fase di caricamento si conclude, andando a calcolare, per via numerica, il primo punto di nullo dello sforzo normale nella sezione in cui ha luogo il contatto fra i due corpi.

2.2 La fase di rilascio

Nella fase di rilascio si è in presenza di due corpi distinti senza alcun legame meccanico, la massa battente e la punta utensile, ciascuno dei quali dotato di sue proprie frequenze naturali e forme modali longitudinali. Nel caso della massa battente, le condizioni al contorno da imporre per

la determinazione di frequenze e modi propri sono evidentemente che lo sforzo normale risulti nullo in entrambe le sezioni di estremità. Come è noto, con tali condizioni al contorno, il campo di moto è ancora esprimibile nella forma riportata nell'Equazione 1, con la sovrapposizione di un moto rigido.

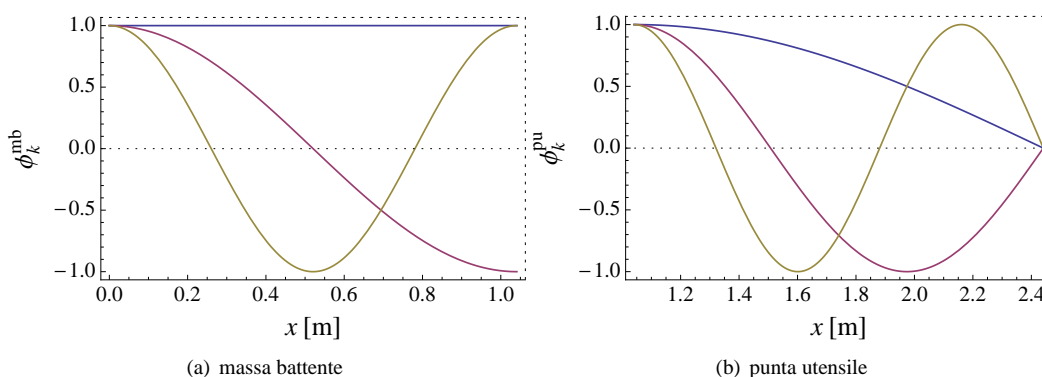


Figura 3: I primi tre modi di vibrare, per ciascuno dei due corpi, durante la fase di rilascio.

Nel caso dell'utensile, invece, le condizioni al contorno sono che (i) lo sforzo normale nella sezione d'impatto, che adesso è libera, risulti nullo e (ii) che lo spostamento si annulli nella sezione incastrata (la soluzione è ancora della forma riportata nell'Eq. 1). In Figura 3 sono riportati i primi tre modi della massa battente, a sinistra, e dell'utensile, a destra.

La fase di rilascio ha inizio al termine di quella di caricamento. Pertanto le condizioni iniziali da imporre alle due distinte soluzioni generali, della massa battente e della punta utensile, con il fine di particularizzare le costanti di integrazione nelle due soluzioni, sono date dal campo di spostamento e dall'atto di moto dei due solidi al momento del distacco, prima determinato.

In Fig. 4, sono rappresentate deformata e atto di moto iniziali per la fase di rilascio. I calcoli sono stati condotti utilizzando i dati geometrici tipici di un martello demolitore idraulico. Avendo supposto il verso del campo di spostamento positivo nella fase di avvicinamento della massa battente alla punta, e, dunque, negativo in quella di allontanamento, si vede bene che l'atto di moto al momento del distacco risulta sostanzialmente simmetrico di quello imposto all'inizio della fase di caricamento. Una rapida analisi del grafico relativo al campo di spostamento svela, poi, il fatto che tutta la linea d'asse dei due solidi al momento del distacco risulta essere in trazione. Tale comportamento, corretto nelle condizioni di prova dei martelli tenuti a mano, è dovuto nel caso dei martelli idraulici al fatto che la soluzione è stata ottenuta senza tenere conto del pre-carico iniziale fornito dalla macchina portante. In altri termini, essendo il vincolo alla base dell'utensile, in tal caso, unilaterale, in assenza di un pre-carico sufficiente, il martello deve subire complessivamente un moto di rimbalzo, come detto in precedenza.

In Figura 5 è, infine, riportato il grafico delle ampiezze $\psi_k = \sqrt{\hat{U}_{re}^{(k)2} + \hat{U}_{im}^{(k)2}}$ in funzione della frequenza. Tali quantità sono necessarie per la determinazione dei fattori di partecipazione modale,

relativi ai due moti di vibrazione residua, nella successiva analisi acustica.

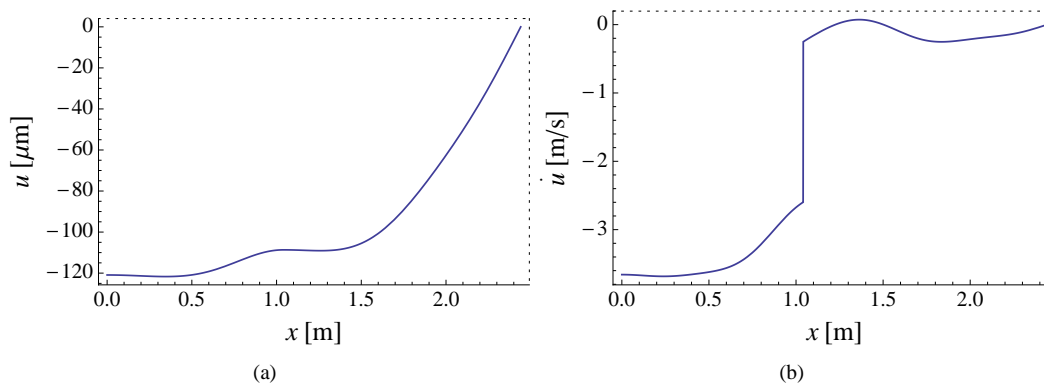


Figura 4: Rappresentazione di (a) deformata e (b) atto di moto iniziali della fase di rilascio.

3 IL MODELLO BEM ACUSTICO

La stima del ringing noise è operata utilizzando il modulo Acoustics dell'ambiente di simulazione Virtual.Lab. La simulazione è effettuata in ambito Indirect BEM con la metodologia dei Modal Acoustic Transfer Vectors (MATV). Gli elementi necessari per condurre un'analisi di questo tipo sono: (i) una base modale del corpo vibrante; (ii) un vettore di fattori di partecipazione modale; (iii) un set di Acoustic Transfer Vectors.

La base modale dei due corpi vibranti è stata ottenuta per mezzo del solutore FEM Ansys, estraendo i modi di frequenza compresa nel campo di interesse; i set di Acoustic Transfer Vectors sono stati calcolati mediante Virtual.Lab Acoustics; i vettori dei fattori di partecipazione modale sono stati implementati all'interno del solutore. Per ciascun corpo vibrante sono state condotte un numero di analisi MATV pari al numero dei modi di vibrare longitudinali dei due corpi dotati di un'ampiezza significativa (calcolata tramite il modello analitico illustrato nel paragrafo 2) e considerata, quindi, rilevante in termini di contributo al rumore globale. Il vettore dei fattori di partecipazione modale, relativo ad un determinato modo di vibrare, presenta tutte le componenti nulle eccetto quella corrispondente al modo considerato: il suo valore è tale da scalare l'ampiezza associata alla forma modale per portarla al valore determinato dal modello analitico.

I risultati estratti consistono nella stima dei livelli di pressione sonora e potenza sonora generati. La procedura di calcolo si articola nei seguenti step: (i) importazione della mesh strutturale e del set di modi; (ii) modifica dei parametri modali; (iii) creazione del vettore dei fattori di partecipazione modale; (iv) creazione della mesh acustica; (v) creazione del piano rappresentativo del suolo; (vi) creazione della Field Point Mesh; (vii) Acoustic Mesh Preprocessing Set; (viii) calcolo degli Acoustic Transfer Vectors; (ix) trasferimento del set di modi dalla mesh strutturale alla mesh acustica; (x) Modal Acoustic Transfer Vectors Analysis Case.

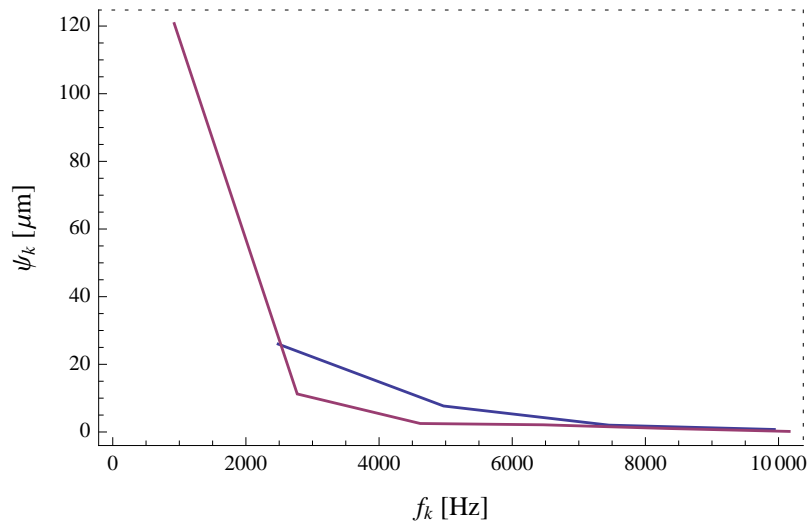


Figura 5: Rappresentazione delle ampiezze delle prime armoniche per i due moti di vibrazione residua (della massa battente in blu, della punta utensile in rosso).

Si riportano, in particolare, i risultati relativi al primo modo proprio di ciascuno dei due corpi, dal momento che è emerso, dall'analisi condotta mediante il modello analitico, che il ringing noise è dominato dalle frequenze fondamentali dei due corpi impattanti.

E' bene sottolineare che nella modellazione acustica si è supposto che i due corpi siano liberi di irradiare in campo libero, eccezion fatta per la presenza di una superficie rigida e riflettente rappresentante il suolo, mentre nella pratica essi sono circondati dal resto dei componenti del martello demolitore (elementi silenzianti in primis). Ciò però non inficia l'utilità dei risultati ottenuti, dal momento che lo scopo ultimo del presente lavoro è quello di descrivere il meccanismo di formazione e propagazione del rumore strutturale e correlarlo ai parametri progettuali e di funzionamento.

In entrambi i casi i risultati sono stati calcolati su una field point mesh di tipo ISO-Power emisferica: la sua geometria è automaticamente elaborata in modo da ricalcare le condizioni di misura sperimentali del rumore imposte dalle norme. Il software calcola i valori di pressione acustica nei nodi della field point mesh e da questi, tramite un processo di interpolazione, ricava il campo di pressione acustica sull'intera superficie: detto campo viene rappresentato graficamente attraverso delle curve isolivello. Infine, utilizzando la field point mesh di tipo ISO-Power, tra i risultati è fornito anche il valore della potenza acustica emessa, dalla quale è possibile ricavare il SPL.

In Figura 6(a) è riportato il livello di pressione sonora sulla field point mesh nel caso della massa battente; a causa della geometria del corpo e della forma del modo di vibrare, esso presenta una simmetria assiale con il picco di pressione ubicato in corrispondenza dell'asse longitudinale: il suo valore, ad una distanza di circa 5 m dalla base superiore, è pari a 108 dB(A), alla frequenza di 2420 Hz. Il valore del SPL risulta pari a 121 dB(A). In Figura 6(b) è, poi, riportato il livello di pressione sonora nel caso dell'utensile. Anche in questo caso, a causa della geometria del corpo e della forma del modo di vibrare, esso presenta simmetria assiale, con picco di pressione sull'asse longitudinale: il suo valore, ad una distanza di circa 1.5 m dalla base superiore, è pari a 106 dB(A), alla frequenza

di 903 Hz. Il valore del livello di potenza sonora risulta pari a 117 dB(A).

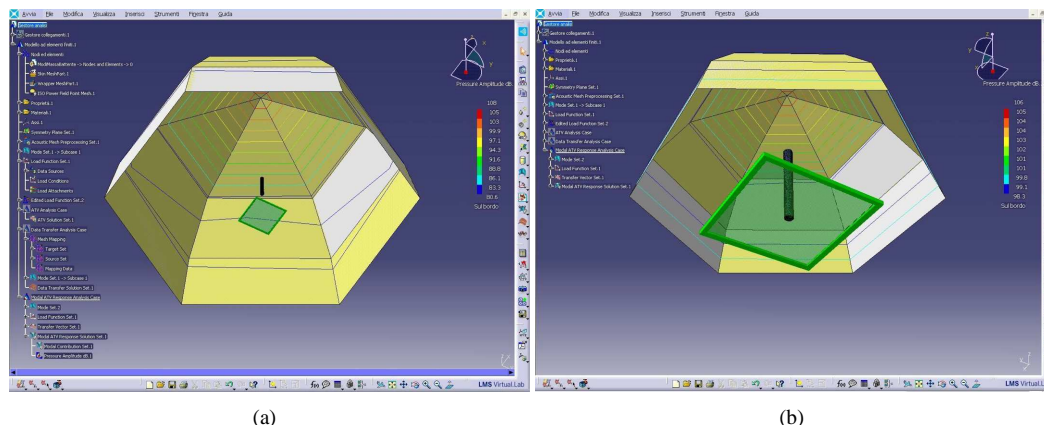


Figura 6: Rappresentazione del livello di pressione sonora sulla field point mesh nel caso della massa battente (a) e in quello della punta utensile (b).

Il livello di potenza sonora complessivo associato al ringing noise, dato dalla combinazione dei livelli di potenza sonora emessi dai due corpi, risulta, infine, pari a 122.5 dB(A). Tali risultati sono assolutamente in linea con i valori sperimentali dichiarati dai costruttori e riportati nella letteratura tecnica e nelle norme.

4 CONCLUSIONI

Nel presente lavoro è affrontato lo studio del rumore strutturale prodotto dal nucleo centrale di un martello demolitore: il sistema costituito dalla massa battente e dalla punta utensile. In particolare viene presentata una procedura teorica avente il fine di caratterizzare la dinamica del sistema determinando (i) le vibrazioni residue che permangono nei due corpi impattanti a valle dell'urto, e, (ii) il campo acustico da esse generato. Al fine di valutare il contributo di ciascun modo naturale al moto residuo complessivo si risolve l'equazione di propagazione elastica, supponendo che i due corpi siano schematizzabili come solidi 1D. Il contatto fra i due corpi è mediato da un'impedenza meccanica concentrata (una molla lineare) attiva solo quando la forza scambiata è tale da produrre sforzo normale di compressione. Il contatto fra la punta utensile e la zona di lavoro può essere schematizzata nella medesima maniera o supponendo che l'estremità della punta sia bloccata. Tale condizione corrisponde a quella relativa alla prova di rumorosità per martelli azionati a mano, ma può risultare, in prima approssimazione, idonea anche nel caso di martelli idraulici, se si tiene conto del pre-carico statico esercitato dalla macchina portante e nell'ipotesi che esso sia sufficiente ad rendere trascurabili i moti di rimbalzo del martello. È studiata una prima fase di caricamento, durante la quale la massa battente monta sulla punta decelerando, e una seconda fase, di progressivo rilascio, durante il quale essa accelera in senso opposto, finché la forza scambiata al contatto si azzeri e si ha il distacco delle due parti. La massa battente si allontana di moto rigido e, contemporaneamente, vibra. La punta, invece, incastrata all'altro estremo, vibra soltanto. I risultati del modello analitico 1D

sono stati confrontati con successo con quelli di un più sofisticato modello dinamico multicorpo, dal costo computazionale decisamente più elevato, al fine di verificare la correttezza delle approssimazioni proposte. Una volta caratterizzati correttamente i moti residui dei due solidi a valle dell'urto, è possibile ottenere una mappatura del campo acustico e una stima del Sound Power Level, utilizzando il solutore FEM-BEM LMS V.Lab Acoustics e le relative analisi Modal Acoustic Transfer Vectors. Sviluppi futuri di questo lavoro sono certamente (i) lo studio dei moti di rebound del martello idraulico durante il funzionamento e (ii) il confronto dei risultati teorici con quelli sperimentali derivanti da attività di laboratorio.

Riferimenti bibliografici

- [1] Torano, J., Rodriguez, R., Diego, I. and Menendez, M., "Environmental impact of rock excavation in urban areas: comparison between blasting and hydraulic breaker hammer" *Civil Engineering and Environmental Systems*, **23**, 117-126 (2006).
- [2] Tuncdemir, H., "Impact hammer applications in Istanbul metro tunnels" *Tunnelling and Underground Space Technology*, **23**, 264-272 (2008).
- [3] Richards, E. J., Westcott, M. E. and Jeyapalan, R. K., "On the prediction of impact noise, II: Ringing noise" *Journal of Sound and Vibration*, **65**, 419-451 (1979).
- [4] Richards, E. J., Carr, I. and Westcott, M., "On the prediction of impact noise, V: The noise from drop hammers" *Journal of Sound and Vibration*, **88**, 333-367 (1983).
- [5] Bilgin, N., Dincer, T., Copur, H., "The performance prediction of impact hammers from Schmidt hammer rebound values in Istanbul metro tunnel drivages" *Tunnelling and Underground Space Technology*, **17**, 237-247 (2002).
- [6] Li, X., Rupert, G., Summers, D. A., Santi, P. and Liu, D., "Analysis of Impact Hammer Rebound to Estimate Rock Drillability" *Rock Mechanics and Rock Engineering*, **33**, 1-13 (2000).
- [7] Bais, R. S., Gupta, A. K., Nakra, B. C., Kundra, T. K., "Studies in dynamic design of drilling machine using updated finite element models" *Mechanism and Machine Theory*, **39**, 1307-1320 (2004).
- [8] Chiang, Luciano E., Elias, Dante A., "A 3D FEM methodology for simulating the impact in rock-drilling hammers" *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*, **45**, 701-711 (2008).