

# MIGLIORARE IL COMFORT

di Massimo Verme

**Sudi accurati e alcuni accorgimenti particolari sono in grado di ridurre drasticamente i fastidi derivanti dall'elevata rumorosità e dalle vibrazioni che si generano nel corso di una navigazione, tuttavia, per ottenere ottimi risultati in questo campo, prima di tutto, è indispensabile un lavoro accurato da parte del cantiere costruttore.**

Il comfort sonoro e vibrazionale è sempre più oggetto d'interesse per l'industria della nautica da diporto. Tale aspetto influisce sulla progettazione in modo sensibile, doven-

dosi integrare sia col progetto tecnico sia con quello architettonico. D'altro canto i risultati ottenibili danno un forte valore aggiunto all'imbarcazione. A tal proposito riportiamo un tipico grafico a bande d'ottava, che mostra il livello di pressione acustica in salone e cabina Vip di due barche tecnicamente comparabili ma agli opposti come comfort sonoro (fig. 1). Da come si può notare, la differenza fra i due casi è in media di circa 12 dBA. La stessa differenza in comfort acustico tra un'utilitaria di fascia bassa e una berlina superiore che viaggiano entrambe a 160 km/ora. In considerazione di ciò, molti cantieri stanno immettendo in budget cifre considerevoli alla voce "Rumore e Vibrazioni", facendole assumere un ruolo primario. Essa viene sviluppata seguendo schemi e metodologie ormai consolidati di cui tentiamo di spiegare anche ai non tecnici alcuni aspetti. Strettamente legati, sia il rumore sia le vibrazioni hanno una fonte, un mezzo di trasmissione e un elemento d'interfaccia con il ricevitore.

L'analisi e l'ottimizzazione progettuale deve sia ridurre il problema alla sorgente sia ottimizzare il mezzo di trasmissione. Fonti principali di vibrazioni e dunque di rumore, sono i motori, i generatori, l'apparato propulsivo, gli impianti nelle loro componenti rotanti e, non ultima, l'azione del mare sulla carena. L'azione alla fonte delle vibrazioni deve essere fatta sia dal costruttore dei componenti, limitandone le emissioni, sia dal progettista, che deve limitare il trasferimento di energia vibrazionale alla struttura. Nello studio di questo aspetto si fa riferimento a uno schema semplificato di cui alla figura 2. La fonte di vibrazioni (un generatore di bordo, per esempio) ha una massa  $m$  ed è collegata alla struttura per mezzo di supporti che hanno sia proprietà elastiche, caratterizzate dalla rigidità  $k$  (la molla), sia delle proprietà di smorzamento, di valore  $\zeta$  (l'ammortizzatore). Tale sistema ha una frequenza d'o-

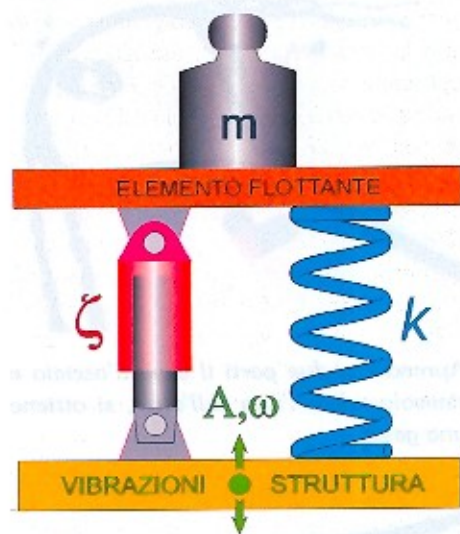


Fig. 2 - Le vibrazioni possono essere ridotte mediante molle e ammortizzatori.

scillazione caratteristica detta frequenza naturale o "di risonanza" il cui valore, indipendente dallo smorzamento, è dato da  $\omega_n = \sqrt{k/m}$ . Aumentando la massa e diminuendo la rigidità, la frequenza "di risonanza" diminuisce. Se la massa riceve una forza pulsante (le vibrazioni del generatore, rifacendosi all'esempio) con ampiezza  $A$  e frequenza  $\omega$  essa vibrerà (e trasmetterà energia alla struttura) quanto più la forza pulsante ha una frequenza vicina a quella di risonanza e quanto più basso è lo smorzamento. La figura 3 mostra la risposta alla forza pulsante e, semplificando, l'energia trasmessa alla struttura, in funzione della sua vicinanza alla frequenza di risonanza ( $\omega/\omega_n = 1$ ) e dello smorzamento dell'ammortizzatore. Nella pratica si cerca di "lavorare" sui parametri di massa, rigidità e smorzamento per far sì di rientrare in condizioni di funzionamento alla destra della banda rossa del grafico, ove si ha una forte attenuazione. L'uso dei cosiddetti supporti antivibranti rientra, ad esempio, in quest'ultimo caso, evitando il trasferimento di

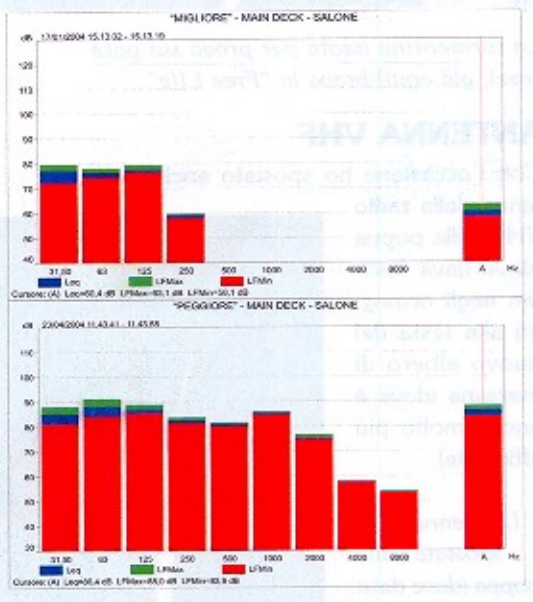
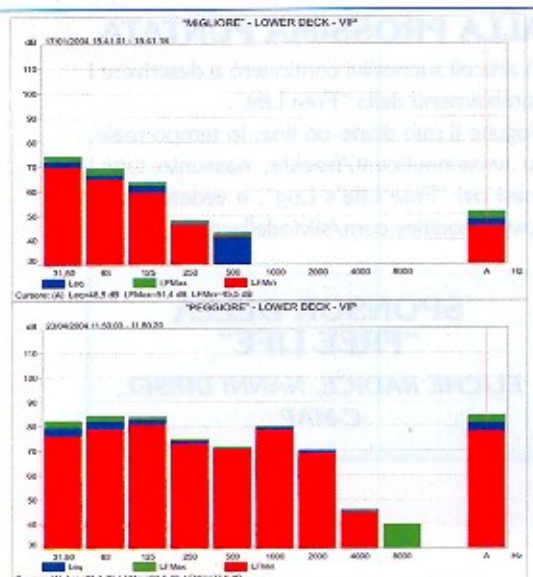


Fig. 1 - Livelli di rumorosità nel salone e nella cabina Vip di imbarcazioni simili, dotate di diversi sistemi di insonorizzazione.



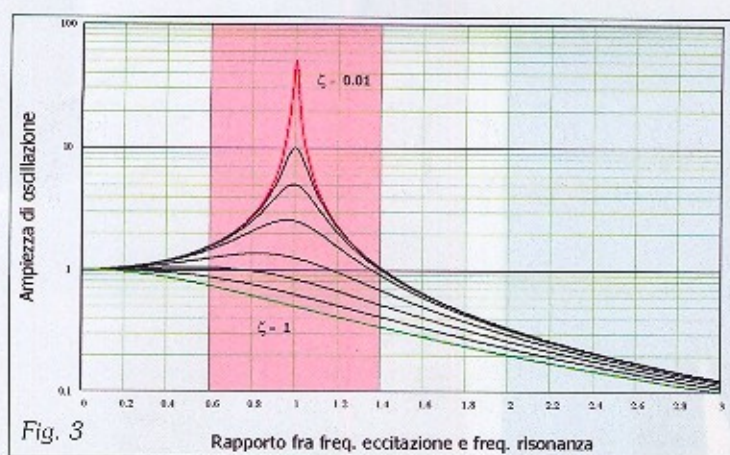


Fig. 3

energia vibrazionale ad alta frequenza. In altre parole si abbassa la rigidezza del collegamento ( $k$ ) per abbassare la frequenza naturale e se ne alza lo smorzamento ( $\zeta$ ), usando materiali opportuni detti viscoelastici ("gomme" poliuretaniche ed elastomeri vari) in cui si lo smorzamento si verifica per attrito interno del materiale (variabile con la frequenza). Non sempre è possibile mantenersi a destra della banda rossa del grafico. In questo caso, una volta definito lo spettro di frequenza delle vibrazioni ("le frequenze fondamentali con cui vibra") generate dal componente, si deve mirare a mantenersi distanti da condizioni di risonanza, evitando così fenomeni di amplificazione delle vibrazioni indotte localmente sulla struttura.

L'approccio che si segue nella successiva fase di analisi vibrazionale della struttura è concettualmente identico ma ripetuto per ogni possibile frequenza eccitante delle forzanti e ogni frequenza naturale della struttura.

Le prime verifiche mirano a evitare che esse non si sovrappongano. L'ottimizzazione e il riprogetto della struttura porta a ridefinire i rapporti di rigidezza e le dimensioni degli elementi strutturali per allontanarsene. Queste verifiche strutturali vengono effettuate modellando, con codici di calcolo a elementi finiti (FEM), l'intera struttura dell'imbarcazione, ottenendo come risultati le frequenze naturali (di risonanza) e le forme modali (gli elementi che si deformano) a tali frequenze. L'analisi di queste ultime spesso è utile per capire ed evitare casi (purtroppo accaduti) in cui elementi distanti sono vibrazionalmente accoppiati e "accordati", ad esempio con la frequenza di rotazione dell'elica. In questi casi, un elemento che riceve vibrazioni a una determinata frequenza in sala macchine, può ritrasmetterle quasi inalterate, alla stessa frequenza, in un altro punto distante anche qualche decina di metri, senza che la rimanente struttura si muova.

Da un punto di vista pratico, l'esperienza personale ci dice che questi modelli matematici sono tanto più affidabili e intellegibili, quanto più

sono semplificati e quanto più non si spinge verso l'alto la frequenza naturale cercata. Sono cioè ottimi per un'analisi vibrazionale di porzioni estese di struttura (si veda a tal scopo la figura 4, relativa ad alcune forme modali del ponte dell'ISA 120, cortesia Meccano) ma diventano praticalmente inutilizzabili per l'analisi della struttura, quale mezzo di trasmissione del rumore. In altre parole, l'approccio deterministico ai problemi di rumore dell'analisi FEM, perde completamente di significato per strutture complesse.

Un modello FEM per l'analisi vibrazionale oltre i 200 Hz di uno yacht, avrebbe tempi di elaborazione non accettabili. La ricerca di forme modali ad alta frequenza richiede una suddivisione del modello in elementi di piccola dimensione, aumentando la complessità globale e diventando inoltre una sorgente di potenziale incongruenza con quanto effettivamente costruito. Le proprietà dei materiali andrebbero inoltre inserite nel modello come dipendenti dalla frequenza, accrescendo ancora la complessità computazionale. Tali considerazioni hanno portato allo sviluppo di una metodologia alternativa per la valutazione della trasmissività del rumore. Nata in campo aerospaziale (primi anni '60) per prevedere la risposta in frequenza dei veicoli spaziali al rumore dei motori a reazione, questa tecnica si chiama Statistical Energy Analysis (SEA). Tale analisi utilizza una predeterminazione statistica della risposta in frequenza di macro-elementi (pareti, travi), definibile con pochi parametri (dimensioni, materiale), unitamente a una caratterizzazione degli elementi di connessione. Il tutto forma un modello risolvibile in base a equazioni di bilancio energetico che, pur con certi limiti, fornisce risultati sufficientemente affidabili per completare il quadro di informazioni necessario, relativamente alla trasmissione del rumore. Definiti e ottimizzati i parametri di trasmissività della struttura, occorre, quale fase finale, migliorare l'interfaccia col ricevente, ossia, ad esempio, l'armatore nella propria cabina. Per ottenere

ciò, si devono fare delle scelte in funzione del budget in peso del progetto. In funzione di questo si scelgono le coibentazioni fonoassorbenti e/o fonoimpedenti che isolano la struttura (murate, ponti e paratie) dall'imbonaggio della cabina e la filosofia costruttiva di quest'ultima. In particolare, con riferimento alla figura 5, si distinguono due tipologie: la cabina fissa e quella flottante. Quest'ultima soluzione, adottata su quasi tutti i megayacht in acciaio, si rifà allo stesso principio fisico descritto sommariamente in precedenza, relativamente ai supporti antivibranti. Tale soluzione si concretizza in una serie di dettagli costruttivi che solitamente il consulente fornisce al cantiere, volti ad indi-

viduare la corretta rigidezza ( $k$ ) e smorzamento in funzione del tipo di cabina. La cabina flottante deve essere costruita ad hoc anche dal punto di vista architettonico, mentre la cabina fissa viene universalmente adottata (salvo eccezioni più o meno fortunate) sugli yacht veloci in vetroresina.



Fig. 4

Modello matematico utilizzato per la riduzione delle vibrazioni a bordo.

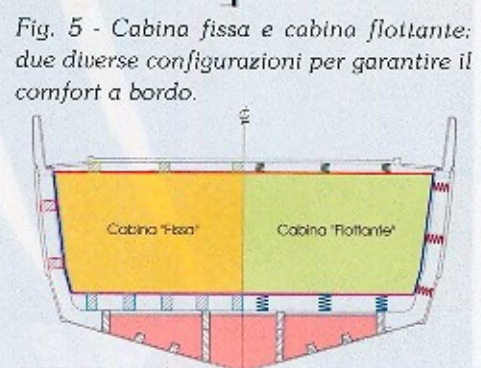


Fig. 5 - Cabina fissa e cabina flottante: due diverse configurazioni per garantire il comfort a bordo.

Al termine di questa introduzione ai metodi di previsione e ottimizzazione acustico-strutturale, non possiamo non ricordare che a essa va affiancata un'opportuna sensibilizzazione del personale di cantiere. Un foro di qualche centimetro di diametro rimasto aperto su una paratia di compartimentazione, ha una trasmissività di rumore aereo ben maggiore del miglioramento ottenuto con molte decine di migliaia di euro spesi in ottimizzazioni e calcoli a tavolino.