



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II
DIPARTIMENTO DI PROGETTAZIONE E GESTIONE INDUSTRIALE

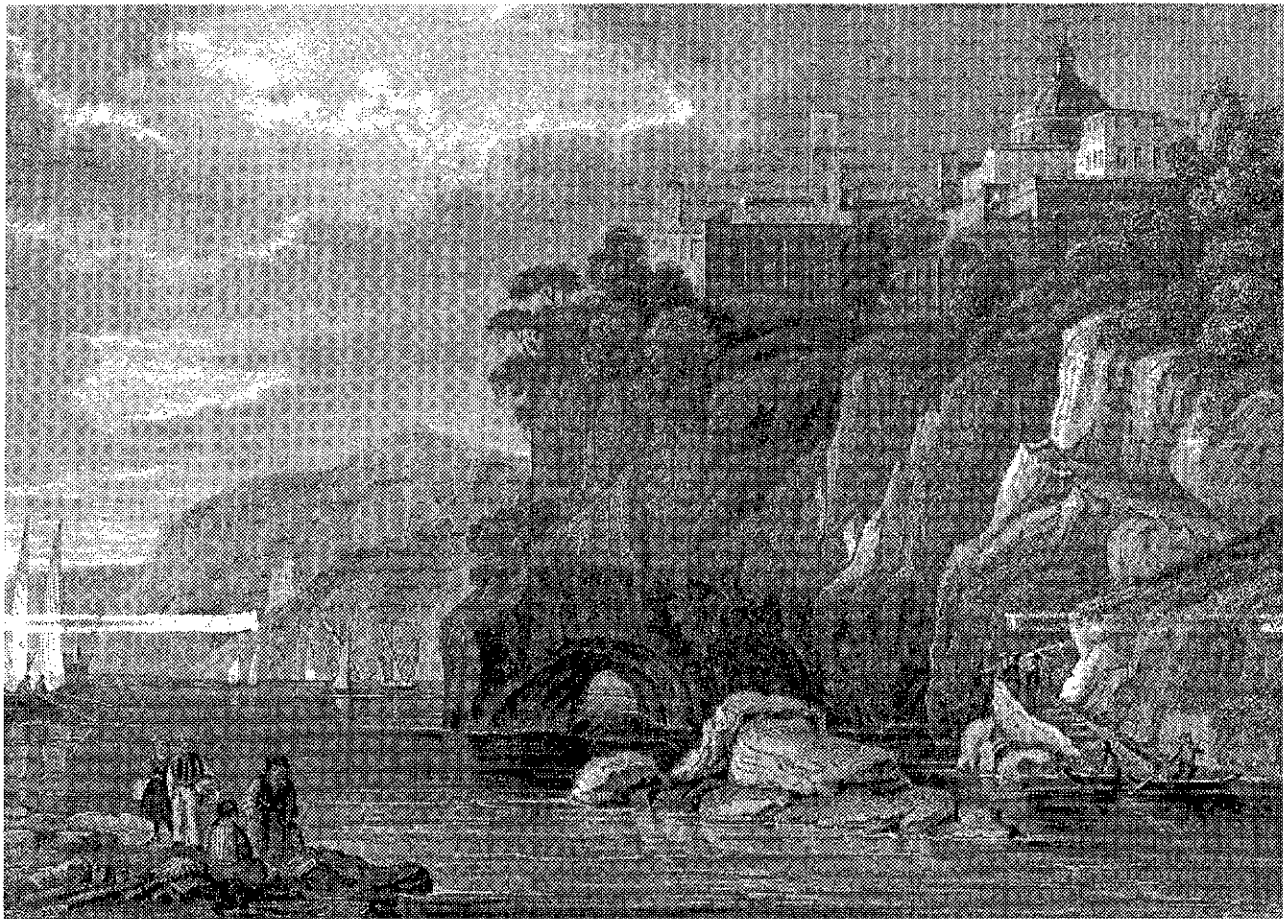


ADM

ASSOCIAZIONE NAZIONALE
DISEGNO DI MACCHINE



*Embajada de España
Consejería de Educación
Italia*



Il Seminario Italo-Español

**PROGETTAZIONE E FATTIBILITÀ DEI
PRODOTTI INDUSTRIALI
DISEÑO Y FABRICABILIDAD
DE LOS PRODUCTOS INDUSTRIALES**

*-Hotel le Axidie - MARINA DI EQUA
Vico Equense - NAPOLI*

24-26 giugno 1998 24-26 de junio de 1998

Progettazione degli ancoraggi piastra - ventilatore di macchine frigorifere per la riduzione delle emissioni sonore

Salvatore Mura, Filippo Bertolino, Emanuele Leo

*Dipartimento Ingegneria Meccanica, Università Degli Studi Di Cagliari
Piazza D'armi - 09100 Cagliari*

Abstract

Analitical models have been developed that can be used to investigate the vibration modes in air - conditioning units.
Experimental data have confirmed the analitical results.

1. INTRODUZIONE

Il rumore prodotto dalle macchine frigorifere condensate ad aria ed impiegate nel condizionamento dell'aria è dovuto principalmente a:

- Emissioni dirette del ventilatore 40%
- Emissioni dirette del compressore 22%
- Emissioni dovute a vibrazioni dei componenti 38%

Scopo del presente lavoro è quello di individuare un nuovo modo di progettazione degli ancoraggi piastra - ventilatore al fine di limitare le emissioni sonore correlabili alle vibrazioni indotte dai ventilatori sulle piastre di supporto.

Il lavoro si articola su due fasi. Nella prima si studieranno le caratteristiche dinamiche del complesso piastra - ventilatore con la individuazione delle frequenze proprie e della risposta forzata.

Nella seconda fase, l'esame dei risultati ottenuti potrà consentire di ridisegnare il complesso piastra - ventilatore con lo scopo di limitare le vibrazioni emesse dal sistema.

2. VISUALIZZAZIONE DELLA DEFORMATA DELLA PIASTRA MEDIANTE SABBIA

Scopo della prova è quello di visualizzare in maniera approssimata i ventri e i nodi di vibrazione per una prima stima del campo di ampiezze della piastra. Prima dell'esecuzione della prova si è provveduto a mettere a livello la piastra onde evitare accumuli di sabbia dovuti alla non perfetta orizzontalità dell'apparato. L'apparecchiatura per l'acquisizione automatica delle immagini consiste in una videocamera digitale connessa ad un Personal Computer; la videocamera è stata disposta sopra alla piastra illuminata con luce radente per esaltare le asperità della sabbia e renderne più evidenti gli spostamenti. Si è poi disposto un leggero strato di sabbia sulla piastra e si è avviato il ventilatore. Ad intervalli di tempo regolari, sono state acquisite singole immagini con la videocamera.

L'analisi di alcune immagini acquisite mostra una migrazione della sabbia dalle zone centrali verso la periferia e la formazione di due zone vuote, di forma approssimativamente ellittica, ai due lati dell'asse di simmetria longitudinale; la dissimetria di tali zone l'una rispetto all'altra è probabilmente dovuta alla dissimetria della piastra rispetto all'asse longitudinale. Si può ragionevolmente ipotizzare che in corrispondenza delle zone prive di sabbia sia massima l'ampiezza della vibrazione.

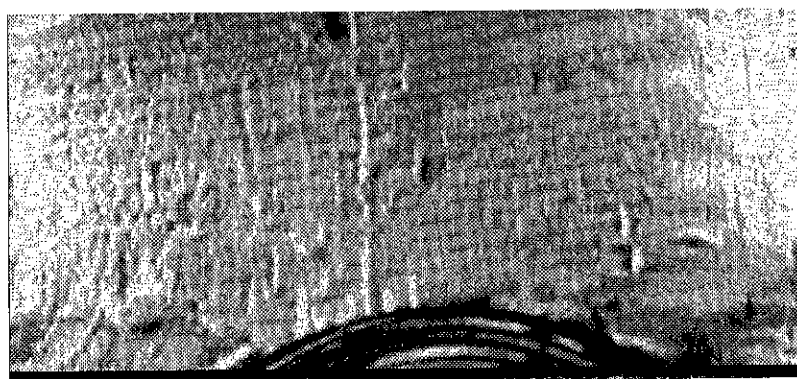


Figura 1 Disposizione della sabbia all'inizio dell'esperienza



Figura 2 Disposizione della sabbia alla fine dell'esperienza

3. ANALISI ESTENSIMETRICA DELLA PIASTRA

La tecnica estensimetrica fornisce la misura della deformazione locale della struttura. Essa si basa sulla misura della variazione del segnale elettrico proveniente dai trasduttori (strain gages) applicati sulla piastra. Tale segnale è inviato ad una centralina estensimetrica costituita da un alimentatore, un amplificatore ed un sistema di acquisizione dati. Il segnale acquisito dagli estensimetri è risultato di debole livello e affetto da un elevato rumore di fondo; questo fatto è probabilmente da imputarsi alla non ottimale posizionamento delle rosette estensimetriche.

La poca praticità del riposizionamento delle rosette confrontata con la grande versatilità delle metodologie accelerometriche ha dunque fatto preferire quest'ultima metodologia rispetto alle tecniche estensimetriche.



Figura 3 Disposizione degli estensimetri

4. ANALISI MODALE

L'analisi modale consiste nella ricerca dei modi propri e delle corrispondenti frequenze naturali del sistema libero. La descrizione completa di tali caratteristiche (*modello modale*) è fornita dai parametri modali associati ad ogni grado di libertà (SDOF): frequenze naturali, forme modali (modal shapes) e fattori di smorzamento (damping ratios). I modi naturali di vibrazione per un dato sistema sono completamente determinati dalle sue proprietà fisiche (massa, rigidità, smorzamento) e dalla loro distribuzione spaziale. La partecipazione di ciascun modo alla vibrazione totale è determinata sia dalle caratteristiche delle sorgenti dell'eccitazione sia dalle forme modali proprie del sistema. La formulazione di un modello modale può essere fatta sia in maniera numerica che in maniera sperimentale.

4.1 Analisi modale agli elementi finiti

L'analisi numerica parte dalla definizione delle caratteristiche fisiche della struttura in termini di massa, rigidità e smorzamento; un siffatto modello è detto "modello spaziale". Nei sistemi a più gradi di libertà (MDOF) il modello spaziale si concretizza in un insieme di tre matrici: $\{M\}$ matrice di massa; $\{K\}$ matrice di rigidità; $\{C\}$ matrice di smorzamento. Tenuto conto che i materiali utilizzati nel costruire la piastra non possiedono grandi capacità di smorzamento interno, nel modello spaziale della struttura si trascurano gli effetti dello smorzamento. In regime di vibrazioni libere, l'equazione di equilibrio dinamico del sistema è:

$$[M] \cdot \{\ddot{x}\} + [K] \cdot \{x\} = 0 \quad (1)$$

Ipotizzando una risposta del tipo

$$\{x(t)\} = \{x\} \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t} \quad (2)$$

le equazioni possono essere riscritte nel seguente modo:

$$([K] - \omega^2 \cdot [M]) \cdot \{x\} \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t} = 0 \quad (3)$$

Il sistema matriciale ammetterà soluzioni diverse dalla soluzione banale nel caso in cui:

$$\det([K] - \omega^2 \cdot [M]) = 0 \quad (4)$$

Posto N il numero di DOF con cui si è modellizzato il sistema, l'equazione (4) avrà N radici che rappresentano le frequenze proprie del sistema. Sostituendo la i-esima frequenza propria ω_i nell'equazione di (3) e risolvendo rispetto al vettore degli spostamenti $\{x\}$ si ottiene la corrispondente forma modale rappresentata dal vettore $\{\psi_i\}$.

Le Figg. 4 e 5 rappresentano due delle N forme modali del sistema in esame..

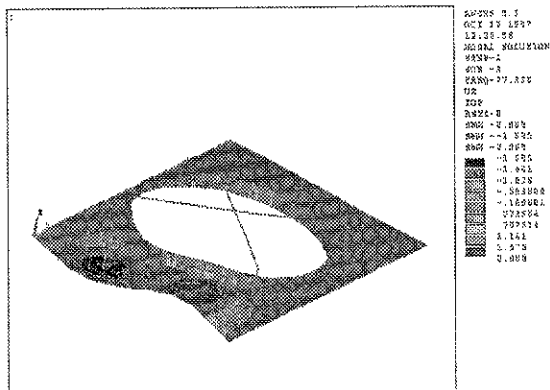


Figura 4 Forma modale relativa alla frequenza propria 77.38 Hz

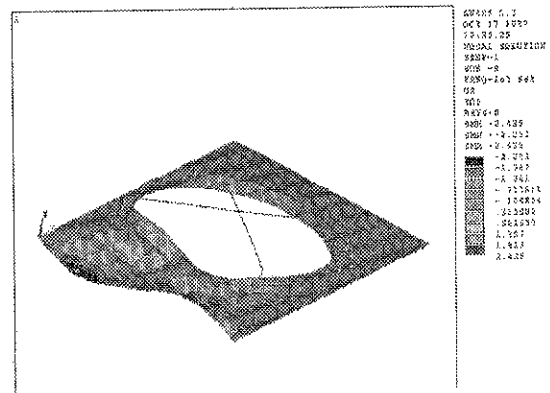


Figura 5 Forma modale relativa alla frequenza propria 145.96 Hz

4.2 Analisi modale sperimentale

Lo studio sperimentale delle vibrazioni strutturali, contribuendo in maniera fondamentale alla comprensione ed al controllo di molti fenomeni vibratorii riscontrabili nella pratica, viene essenzialmente eseguito per due ragioni: caratterizzare dal punto di vista dinamico una struttura meccanica; verificare i risultati forniti da modelli teorici. La procedura seguita nella campagna di misura sperimentale può essere riassunta nei seguenti punti: ancoraggio della struttura; rilevazione sperimentale; analisi dei risultati ottenuti.

4.2.1 Ancoraggio della struttura

Preliminare importante all'intero processo di misurazione è la preparazione della struttura da testare, in particolar modo la scelta delle condizioni di vincolo che devono rispecchiare il più fedelmente possibile quelle della struttura reale. La necessità di simulare nel miglior modo possibile la reale situazione vincolare della piastra in condizioni operative ha fatto cadere la scelta del vincolo su una situazione di corpo vincolato ottenuta fissando la piastra ad un telaio di alluminio con profilo ad L con sei viti, una per angolo della piastra e due in corrispondenza delle mezzerie dei lati lunghi della piastra.

4.2.2 Rilevazione sperimentale

La tecnica di misurazione utilizzata è basata sulla misura delle funzioni di trasferimento fra diversi punti della struttura. Tale tecnica è fondamentalmente basata sull'ipotesi che in prossimità delle risonanze tutta la risposta del sistema sia governata dal modo più vicino alla risonanza stessa; tale assunzione, implicando la linearità del sistema e la sovrapposizione degli effetti, fa sì che la risposta del sistema a molteplici gradi di libertà (MDOF) sia schematizzabile come sovrapposizione di molteplici risposte di sistemi a un solo grado di libertà (SDOF). L'apparecchiatura utilizzata per la campagna di misurazione è costituita da un analizzatore FFT bicanale, da due amplificatori di segnale, da un sensore di forza e da uno di accelerazione il tutto disposto secondo lo schema in Fig. 6.

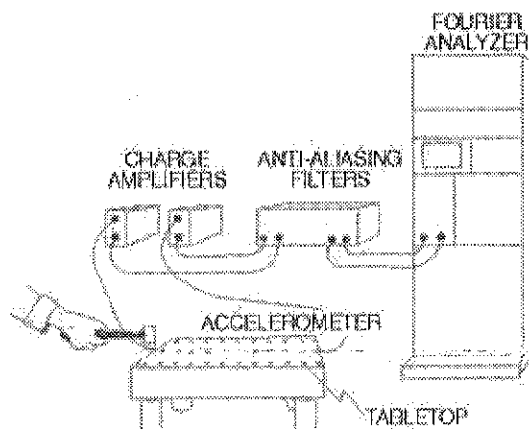


Figura 6 Schema della catena di misura

Posizionato l'accelerometro nel generico nodo i della piastra e eccitato il generico nodo j con il martelletto strumentato, i segnali in uscita dai trasduttori, opportunamente preamplificati, vengono inviati all'analizzatore FFT dove, mediante trasformata di Fourier, vengono convertiti dal dominio temporale a quello delle frequenze. Dai due segnali in ingresso così elaborati:

$$\bar{X}_i = |X_i| \cdot e^{j(\omega t + \phi_i)} ; \quad \bar{F}_j = |F_j| \cdot e^{j(\omega t + \phi_j)} \quad (6)$$

si ricava la Funzione di Risposta in Frequenza (FRF):

$$\bar{H}_{ij}(\omega) = \left| \frac{X_i}{F_j} \right| \cdot e^{j(\varphi_i - \varphi_j)} \quad (7)$$

Posto $\Delta\varphi = \varphi_i - \varphi_j$, la funzione di trasferimento può essere espressa come:

$$\bar{H}_{ij}(\omega) = \left| \frac{X_i}{F_j} \right| \cdot (\cos(\Delta\varphi) + j \cdot \sin(\Delta\varphi)) \quad (8)$$

Supponendo trascurabili gli smorzamenti, in condizioni di risonanza la risposta è in ritardo rispetto all'eccitazione di 90° . Tale sfasamento implica che alla risonanza la parte reale della funzione di trasferimento sia nulla mentre la parte immaginaria presenti un picco. Utilizzando l'accelerometro come segnale di riferimento in posizione fissa e eccitando tutti i nodi della

piastra si ottiene un set di funzioni di trasferimento del tipo $\bar{H}_{oj}(\omega) = \frac{\bar{X}_o(\omega)}{\bar{F}_j(\omega)}$. Il valore

dei picchi delle parti immaginarie di tali funzioni fornisce per ogni punto j l'entità dello spostamento che a tal punto compete nella forma modale corrispondente alla frequenza cui il picco si riferisce.

Per ottimizzare le procedure e i tempi di esecuzione delle prove si è operata una semplificazione considerando sulla piastra un numero finito di gradi di libertà (DOF). Sfruttando la simmetria della piastra rispetto al suo asse minore, si è deciso di estendere l'analisi sperimentale ad una sola metà della stessa. Si è quindi disegnata una griglia a maglie quadrate di lato 50 mm e su di essa si sono determinati 72 nodi. La scelta del punto dove posizionare il sensore fisso di accelerazione è stata condizionata dalla necessità di evitare il suo posizionamento in corrispondenza delle linee nodali delle forme modali; ciò avrebbe infatti comportato l'acquisizione di un segnale notevolmente debole in corrispondenza di tale frequenza. Essendo di notevole importanza la risposta forzata della piastra si è deciso di posizionare l'accelerometro in corrispondenza di un nodo che presentasse ampiezza massima durante il funzionamento normale del ventilatore; analizzando la disposizione della sabbia si è quindi deciso di mettere l'accelerometro in un punto che risultasse completamente libero dalla sabbia al termine della prova. Con tale scelta ci si è assicurati che, anche perdendo alcune forme modali, certamente non si perda quella che probabilmente maggiormente influisce sulla risposta della piastra alle reali condizioni di lavoro.

Assicurato l'accelerometro alla piastra, si sono sollecitati con il martelletto strumentato tutti i DOF rappresentati dai nodi della griglia. La scelta di un'eccitazione di tipo impulsivo è stata dettata sia dalla semplicità della strumentazione richiesta a tale scopo sia dalla notevole componente in frequenza tipica degli impulsi. I segnali dei trasduttori, opportunamente amplificati, sono stati inviati all'analizzatore, mediati su otto acquisizioni successive dello stesso punto e successivamente elaborati. L'analisi in frequenza è stata limitata all'intervallo 0-500 Hz in quanto si è osservato che per frequenze superiori le vibrazioni indotte in condizioni operative sono di entità trascurabile. Per ogni set di misure realizzato eccitando la struttura nel punto generico j si è calcolata la Funzione di Risposta in Frequenza \bar{H}_{oj} . La determinazione delle frequenze proprie della piastra è stata ottenuta valutando per ogni singola acquisizione i

valori di frequenza ai quali corrispondono picchi nella parte immaginaria delle FRF; tali valori sono poi stati mediati, frequenza per frequenza, per ottenere una stima delle frequenze proprie. Determinato il set di frequenze proprie ω_r , le forme modali sono state ottenute per ogni frequenza propria associando ad ogni nodo j la parte immaginaria della \bar{H}_{Oj} . Due delle forme modali sperimentali sono rappresentate in Figg. 7 e 8.

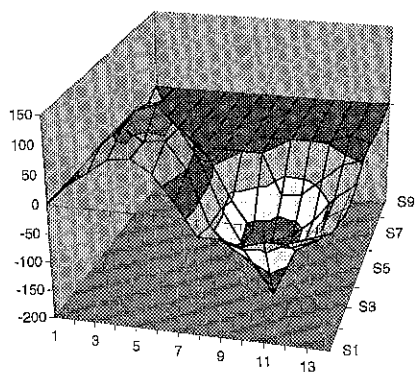


Figura 7 Forma modale sperimentale alla frequenza 71.25 Hz

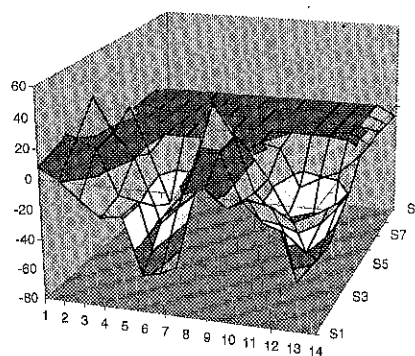


Figura 8 Forma modale sperimentale alla frequenza 142.5 Hz

5. RIPOSIZIONAMENTO DEGLI ANCORAGGI

L'analisi degli spettri di ampiezza rilevati sperimentalmente (Fig. 9) evidenzia che la componente di massima ampiezza è quella relativa alla frequenza 69.7 Hz, frequenza di paletta del ventilatore; la Fig. 10 rappresenta la relativa componente della risposta forzata del sistema.

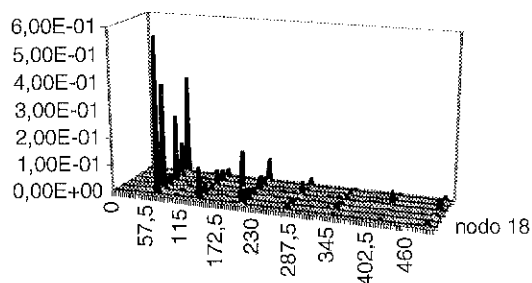


Figura 7 Spettro di accelerazione in diversi nodi della piastra

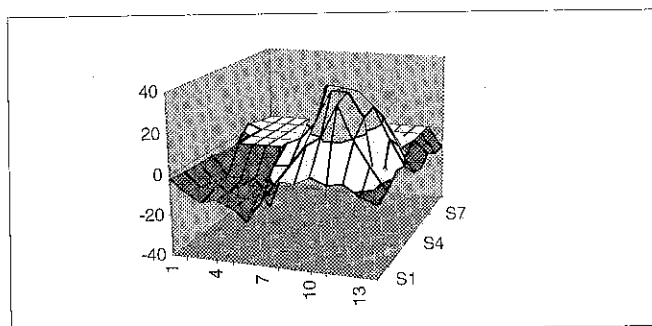


Figura 8 Componente della risposta forzata alla frequenza 69.7 Hz

Da ciò si può dedurre che la forzante generata dal ventilatore pone in vibrazione la piastra che risponde con una forma d'onda fortemente condizionata dalla forma modale più prossima alla frequenza di massima ampiezza della forzante.

Ciò suggerisce la possibilità di modificare la configurazione del sistema piastra-ventilatore variando la posizione dei collegamenti fra la piastra e l'incastellatura di sostegno del ventilatore.

La forma modale relativa alla frequenza propria 71.25 Hz presenta infatti una linea nodale in corrispondenza dell'asse longitudinale; in corrispondenza di tale linea risulta quindi massima l'impedenza della piastra nei confronti di una forzante di pulsazione pari alla frequenza propria cui la forma modale si riferisce.

Sotto l'ipotesi che la risposta del sistema sia completamente caratterizzata dalla forma modale più prossima a tale frequenza, disponendo gli ancoraggi del ventilatore sulla linea nodale della forma modale a 71.25 Hz si dovrebbe limitare la trasmissione della principale componente di vibrazione al resto della piastra.

La simulazione delle modifiche alla piastra è stata eseguita utilizzando il codice di calcolo Ansys 5.3. Partendo dal modello FEM già utilizzato per l'analisi teorica della piastra originale si sono spostati i punti di ancoraggio disponendoli lungo gli assi. Se tale modifica non provocasse apprezzabili variazioni nelle frequenze proprie e nelle forme modali, gli ancoraggi si troverebbero ancora sulle linee nodali relative ad una frequenza propria prossima alla frequenza di paletta del ventilatore. La modifica, pertanto, apporterà benefici al comportamento della struttura solo nel caso in cui la precedente condizione sia soddisfatta.

Le forme modali prossime alle prime due armoniche della forzante sono illustrata in Figg. 11 e 12.

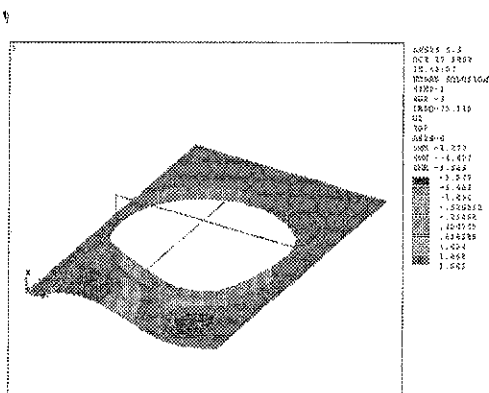


Figura 11 Forma modale della configurazione modificata della piastra relativa alla frequenza 73.11 Hz

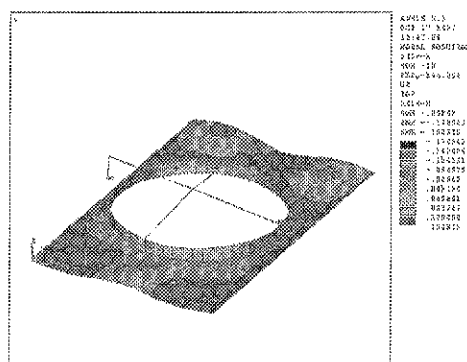


Figura 12 Forma modale della configurazione modificata della piastra relativa alla frequenza 144.2 Hz

Dall'analisi delle forme modali si nota che per frequenze proprie prossime alla frequenza di paletta, le linee nodali risultano situate lungo gli assi di simmetria della piastra.

L'ipotesi posta alla base della modifica strutturale risulta quindi fondata; si ha quindi che i punti di ancoraggio fra piastra e incastellatura sono situati in punti di massima impedenza per la frequenza di paletta.

Tale situazione favorisce pertanto la limitazione dei picchi di ampiezza predominanti nella piastra originale. Per la verifica analitica dell'utilità della modifica adottata si è realizzata

l'analisi armonica sulla piastra sollecitata da una forzante sinusoidale di ampiezza unitaria la cui pulsazione vari nel intervallo 50-150 Hz. Le FRF così ottenute in due nodi della piastra, uno situato sull'asse longitudinale (35) e uno (31) nella zona di massima ampiezza della forma modale relativa ai 69.7 Hz a sinistra dell'asse longitudinale, sono rappresentate in Figg. 13 e 14.

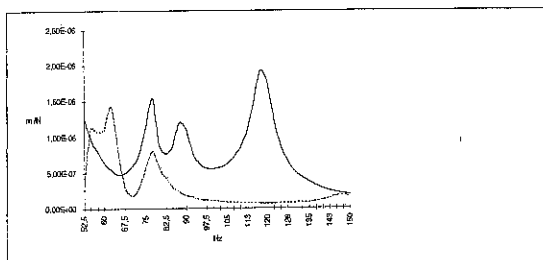


Figura 13 Confronto fra le FRF della piastra originale (linea blu) e di quella modificata (linea rossa) relative al nodo 31

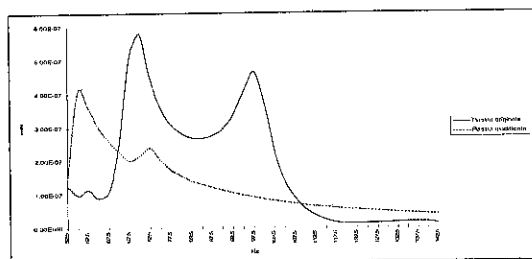


Figura 14 Confronto fra le FRF della piastra originale (linea blu) e di quella modificata (linea rossa) relative al nodo 35

L'analisi teorica preliminarmente svolta sulla piastra modificata ha evidenziato il fatto che le variazioni apportate alla posizione degli ancoraggi generano zone di alta impedenza per frequenze prossime a quelle di paletta. Questo fatto comporta quindi una diminuzione del picco di ampiezza in corrispondenza di tale frequenza; tale abbattimento degli spettri di ampiezza è stato evidenziato sperimentalmente misurando con tecniche accelerometriche gli spettri di ampiezza della vibrazione forzata in diversi nodi della piastra. Gli spettri relativi ai nodi 31 e 35 sono mostrati in Figg. 15 e 16

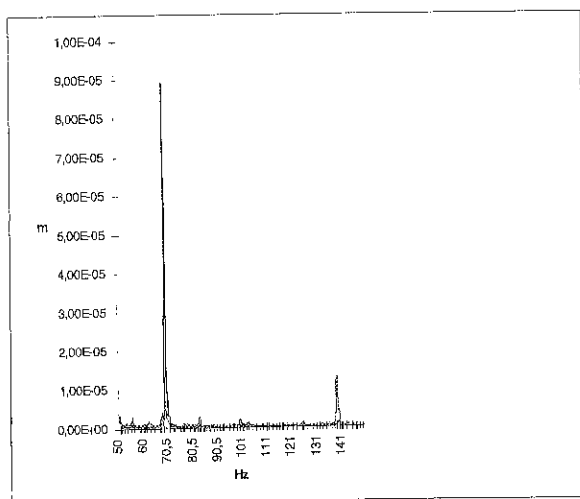


Figura 9 Confronto fra gli spostamenti della piastra originale (linea blu) e di quella modificata (linea rossa) relativi al nodo 31

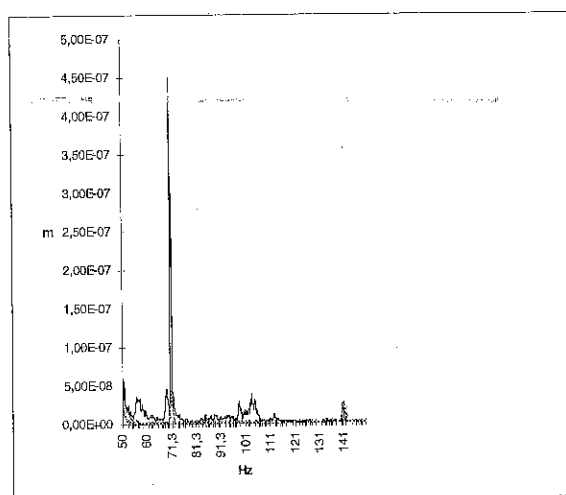


Figura 10 Confronto fra gli spostamenti della piastra originale (linea blu) e di quella modificata (linea rossa) relativi al nodo 35

6. CONCLUSIONI

Tutte le analisi teoriche e sperimentali hanno evidenziato alcuni risultati utili per la rimodellazione della piastra. Fra questi appare significativa la presenza di zone, sedi di vibrazioni di ampiezza massima, disposte ai lati dell'asse di simmetria longitudinale della piastra, mentre la zona comprendente l'asse stesso presenta una notevole impedenza nei confronti delle sollecitazioni indotte dal ventilatore. Ciò suggerisce la rotazione dei punti di ancoraggio dell'incastellatura di sostegno del ventilatore nei confronti della piastra.

L'analisi delle forme modali per le frequenze proprie prossime alla frequenza di paletta, conferma la validità dell'ipotesi evidenziando la coincidenza dei punti di ancoraggio nelle zone di massima impedenza della piastra. La verifica analitica effettuata in tre nodi posti su una linea ortogonale all'asse longitudinale hanno confermato quanto sopra (cfr. Figg. 11 e 12). Il metodo utilizzato appare, alla luce dei risultati ottenuti, di sicuro interesse in quanto consente lo studio preliminare del complesso in pre-serie consentendo quindi l'individuazione delle zone di più alta impedenza dove posizionare gli ancoraggi al fine di limitare le vibrazioni indotte.

Una ulteriore conferma dei risultati ottenuti ci viene dall'esame degli andamenti medi delle emissioni sonore effettuate nelle due configurazioni nel campo di frequenze compreso fra i 50 e 250 Hz.

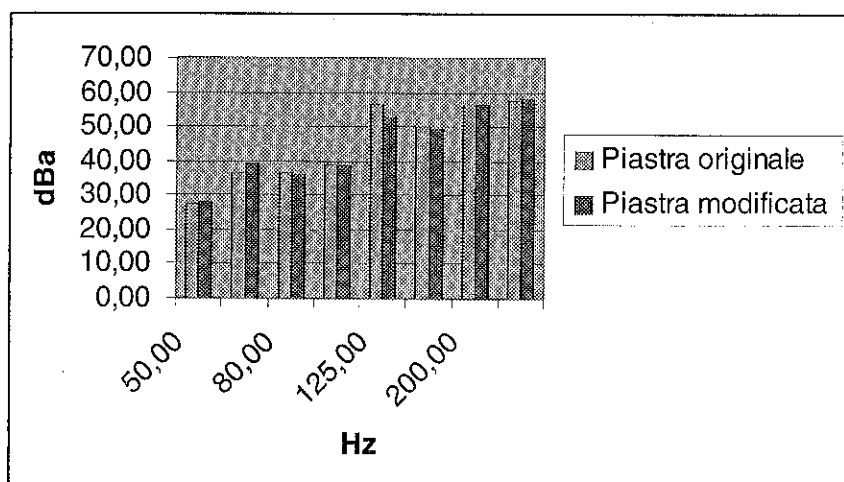


Figura 11 Confronto delle emissioni sonore della piastra originale e di quella con gli ancoraggi riposizionati

BIBLIOGRAFIA

- [1] Thomson W. J., Theory of vibration with application, Chapman&Hall, London 1993.
- [2] Ewins D. J., Modal Testing: theory and practice, Research Studies Press, Tauton 1995.
- [3] Calabrese C., Misura fonometrica o misura intensimetrica? Due tecniche a confronto nella pianificazione e nella bonifica delle centrali frigorifere, Climaveneta 1996.
- [4] Parrini M., Il rumore nei ventilatori: come utilizzare i dati di rumorosità nella ricerca.