

Misure di stress senza contatto su pale di rotori di ventole in plastica e confronti con modelli FEM

R. Marsili, A. Di Renzo, G.L. Rossi, G. Rosati*

^a *Dipartimento di Ingegneria Industriale – Università degli Studi di Perugia Via Duranti, 1 – 06125 Perugia, Italy Tel: +39 075 58537 51/44 Fax: +39075 5853744 E-Mail: misure@unipg.it*

ABSTRACT

In questo lavoro, per lo studio e l'ottimizzazione di pale di rotori di ventole in plastica, si propone la tecnica di misura termoelastica. A tal fine, è stato messo a punto uno specifico banco prova, basato sull'impiego di un eccitatore elettrodinamico, che sollecita la pala. I risultati ottenuti sperimentalmente, mediante la tecnica di misura termoelastica, sono confrontati con quelli calcolati mediante una modellazione agli elementi finiti. Le prove effettuate hanno consentito, di individuare le zone di massima sollecitazione, e di quantificare le concentrazioni di tensioni presenti in esse.

Introduzione

Uno degli obiettivi della progettazione delle pale di ventole, è quello di realizzarle con una vita sufficiente, per essere adatte ad affrontare il periodo di esercizio della macchina nelle previste condizioni di funzionamento.

Una generica schiera di pale rotanti di ventole o di turbine è sottoposta a sollecitazioni statiche e dinamiche, causate essenzialmente dalle forze d'inerzia, centrifughe e aerodinamiche, che derivano dal moto di rotazione, dalle vibrazioni proprie e forzate e dalle complesse interazioni statiche e dinamiche tra il fluido e la palettatura.

E' molto sentita la necessità di effettuare misure di vibrazione e di stress senza contatto, in quanto risulta normalmente difficile prevedere teoricamente le sollecitazioni, che si hanno in esercizio. Le prove sperimentali e le modellazioni di pale di ventole e turbine hanno evidenziato, che le interazioni tra il fluido e le pale possono dare luogo ad instabilità aeroelastiche, in particolare, si possono instaurare eccitazioni di risonanza, che producono vibrazioni dannose, con elevati livelli di sollecitazione, che possono portare in breve tempo anche alla rottura della pala [3]. Per la stima delle sollecitazioni sulla pala vengono tipicamente seguiti due approcci: l'analisi modale numerica e sperimentale. La pala viene schematizzata come un sistema a parametri concentrati, in

maniera tale da poter stimare i modi propri di vibrare, e quindi la risposta forzata durante il funzionamento [3], anche usando i diagrammi di Campbell [4].

Per effettuare l'analisi modale sperimentale, si applica in un punto della pala una forza eccitatrice, e si rileva la risposta in una griglia di punti corrispondente alla schematizzazione a parametri concentrati per mezzo di un accelerometro, di un sensore di spostamento o di velocità [2].

La metodologia di prova qui proposta si basa, invece, sull'innovativa tecnica della termoelasticità, che consente di ottenere mappe degli stress sulla superficie della pala opportunamente sollecitata.

1. Misura delle tensioni mediante termoelasticità

Il principio delle misure termoelastiche è basato sulle variazioni di temperatura, causato da carichi ciclici applicati al componente. Sappiamo, che se un gas viene compresso la sua temperatura aumenta, l'effetto opposto si ha quando viene fatto espandere. Questo effetto si ha anche nei corpi solidi, ma le variazioni di temperatura che si generano sono molto piccole. La variazione di volume in un solido è legata alla somma delle tensioni principali, e queste a loro volta possono essere messe in relazione alla variazione di temperatura dalla seguente relazione (1) :

$$\Delta T = \frac{T \cdot \alpha (\Delta \sigma_1 + \Delta \sigma_2)}{C_p \cdot \rho} \quad (1)$$

- α = Coefficiente di dilatazione termica
- T = Temperatura assoluta dell'oggetto sollecitato
- ρ = Densità
- C_p = Calore specifico a pressione costante
- σ_1, σ_2 = Tensioni principali

Solamente da pochi decenni è stato possibile rilevare queste piccole variazioni di temperatura, attraverso l'uso di sistemi termografici differenziali, con idonee caratteristiche metrologiche (fig.1). Il sistema da noi usato è il DeltaTherm 1560,

costruito dalla StressPhotonics. L'elemento principale del dispositivo è la termocamera all'infrarosso, che rileva le piccole variazioni termiche sulla superficie del target. Il sistema utilizza la tecnica di amplificazione di lock-in, per acquisire i cambiamenti di temperatura in fase con le variazioni di carico applicato. In tal modo si riesce a migliorare il rapporto segnale rumore.

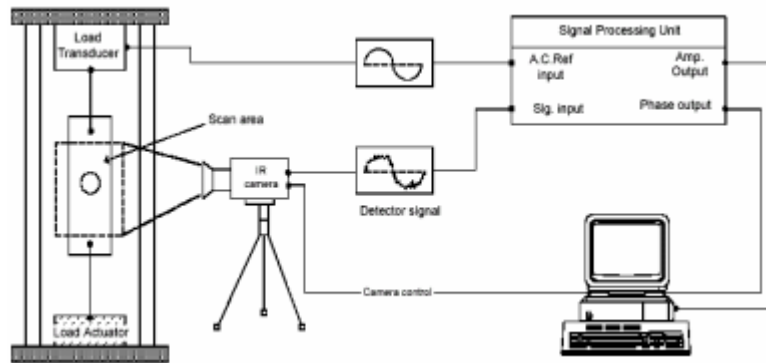


fig. 1: catena di misura di un sistema termoelastico

2. Sviluppo del banco prova ed assemblaggio ventola

Per effettuare le misure di campi di stress mediante un sistema termoelastico sulla superficie di pale di ventole, è stato sviluppato un apposito banco e relativa metodologia di carico e di prova. Tale banco deve avere la funzione di:

- vincolare opportunamente la ventola;
- fornire una forza alterna alla pala;
- garantire un semplice accesso ottico alla superficie della pala.

Per vincolare la ventola al banco prova, sono stati utilizzati i fori presenti sulla flangia, normalmente impiegati in esercizio per l'accoppiamento bullonato con l'albero di trasmissione del movimento (fig. 2).



fig. 2: la ventola vincolata al banco prova

Il sistema di fissaggio della ventola è costituito da due pezzi, un supporto e una base, illustrati in fig. 3, che possono scorrere e ruotare uno dentro l'altro, facilitando il montaggio della ventola, ed il collegamento della pala all'eccitatore elettrodinamico mediante incollaggio.

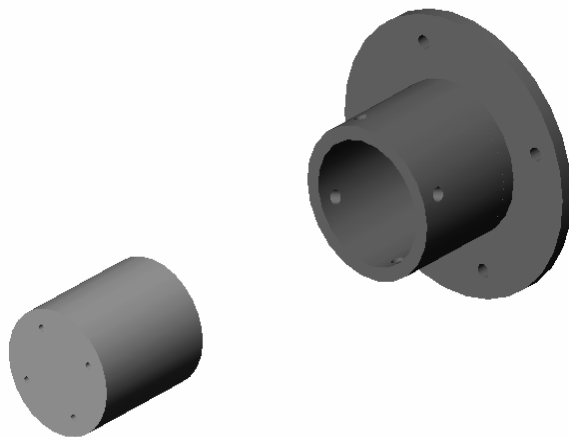


fig. 3: componenti del banco per il bloccaggio del mozzo

E' stato utilizzato un eccitatore elettrodinamico, in grado di applicare forze con ampiezza fino a 17 N e frequenza fino a 10 kHz.

La forza viene misurata con una cella di carico piezoelettrica, (ICP modello 208B01) inserita nell'apposita sede dello shaker (fig. 4).

E' ovviamente presente un generatore di segnale ed un amplificatore, il cui segnale viene anche impiegato come riferimento per il sistema di misura termoelastico.

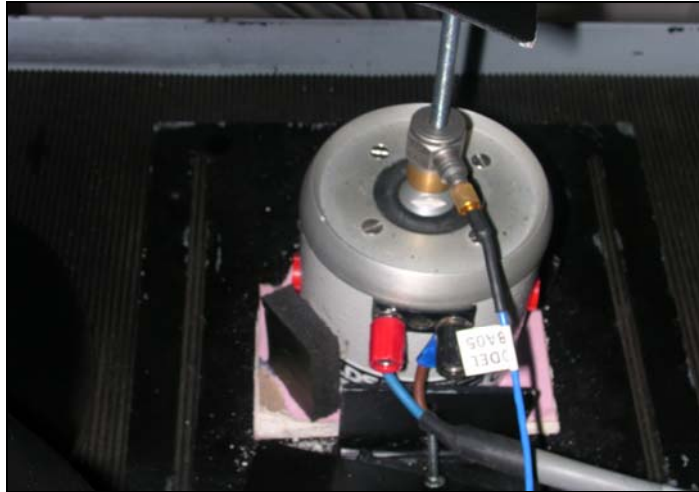


fig. 4: lo shaker elettrodinamico impiegato e particolare del collegamento alla pala.

3 Analisi numerica: modellazione fem

Il modello è stato sviluppato utilizzando il codice ANSYS. L'elemento utilizzato è lo shell 43. La discretizzazione della pala è stata fatta con 15114 elementi.

3.1 Analisi statica

Il calcolo è stato eseguito, vincolando rigidamente la parte cilindrica del codolo, e caricando la pala alla sua sommità con una forza costante di 17 N.

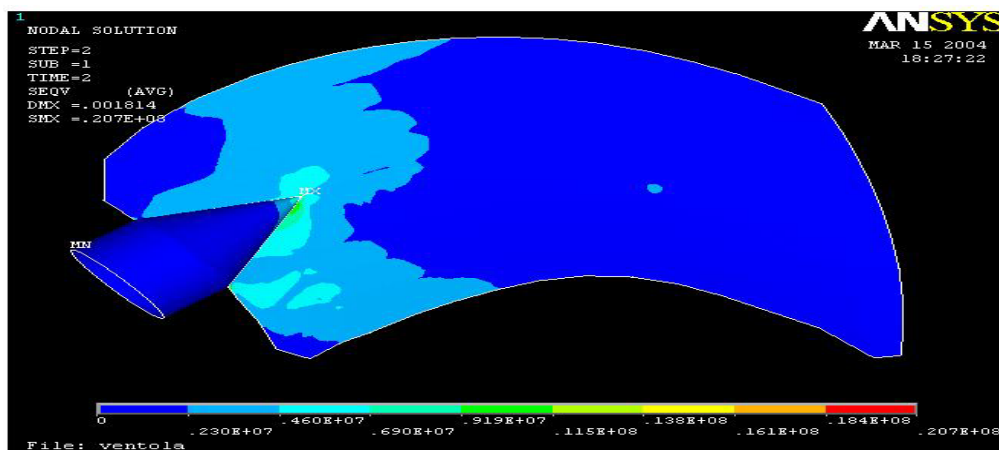


fig. 5: Distribuzione di tensione calcolata sull'intera pala

Dal risultato ottenuto (fig. 5), si può notare una zona di concentrazione di tensione in prossimità della punta del codolo di irrigidimento del sistema di fissaggio della pala al mozzo (fig. 6).

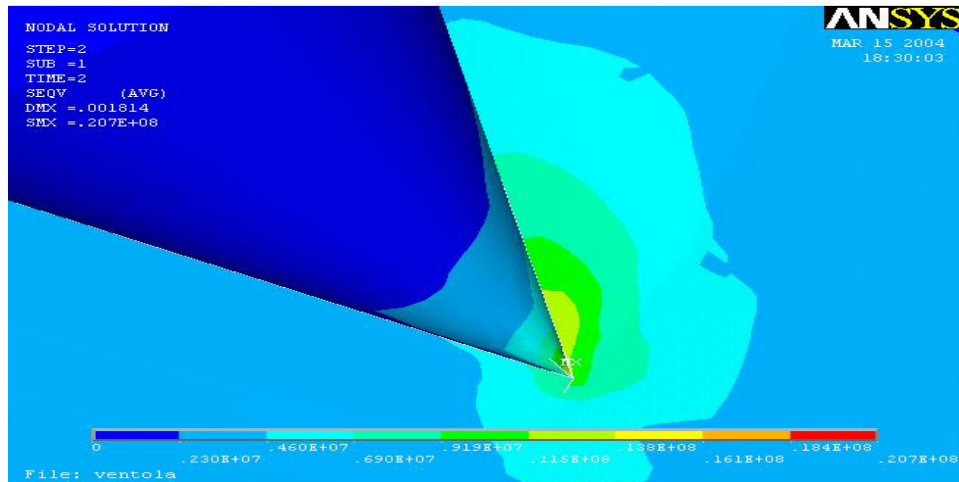


fig. 6: Dettaglio della distribuzione di tensione sul codolo

3.2 Analisi modale

Per individuare le forme modali e le relative frequenze di vibrazione della pala, è stata condotta una analisi modale teorica, eliminando tutti i gradi di libertà dei nodi di tutta la parte cilindrica del codolo di fissaggio. Sono state calcolate le prime cinque forme modali di seguito illustrate.

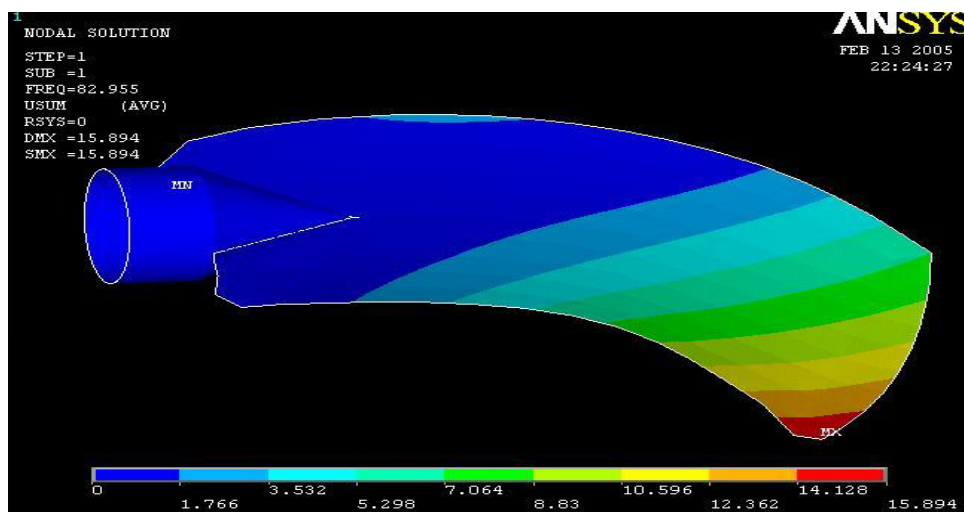


fig. 7: prima forma modale (82,96 Hz)

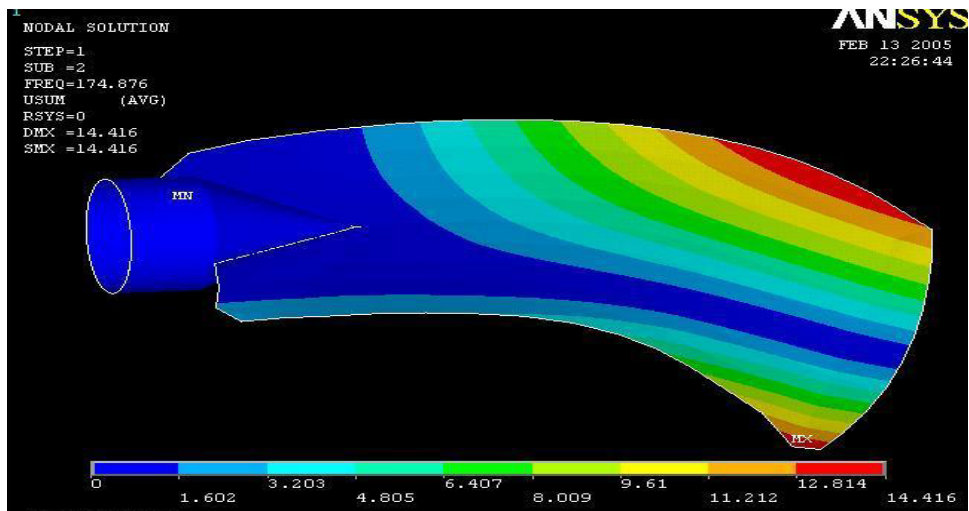


fig. 8: seconda forma modale (174,88 Hz)

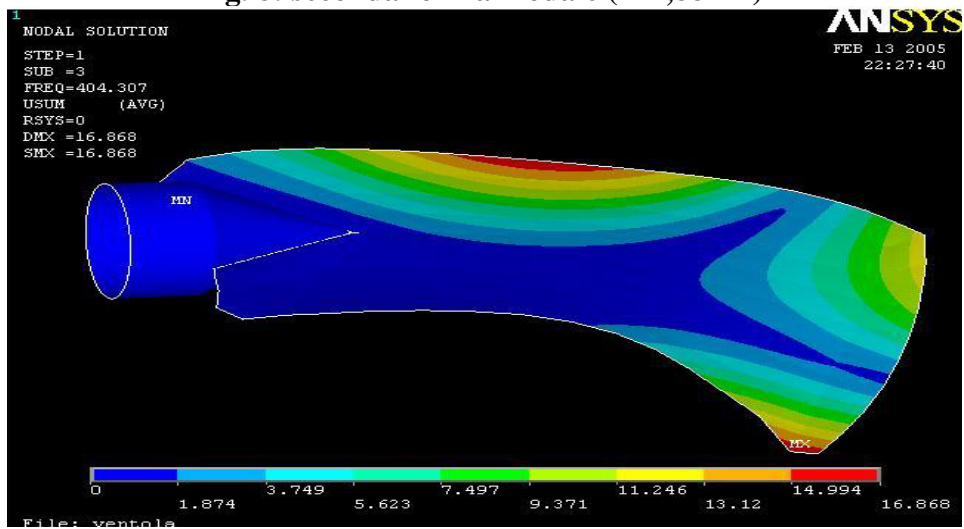


fig. 9: terza forma modale (404,31 Hz)

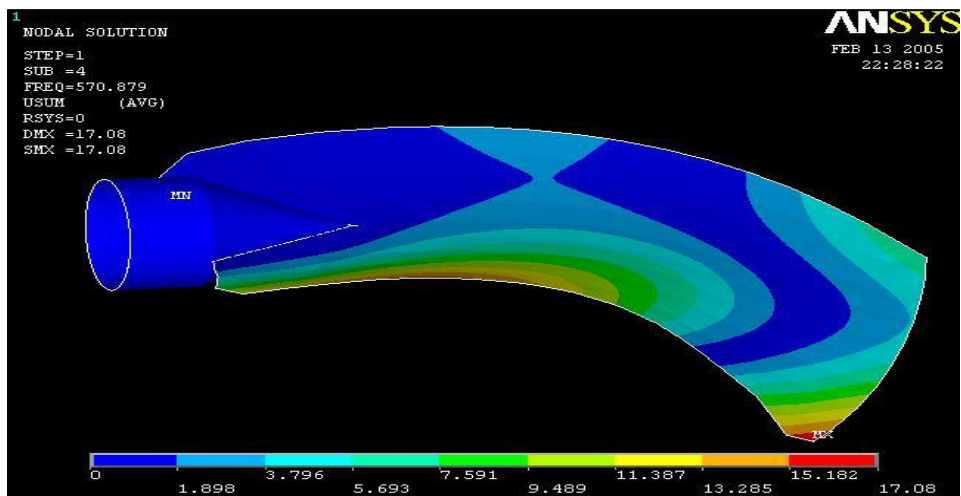


fig. 10: quarta forma modale (570,88 Hz)

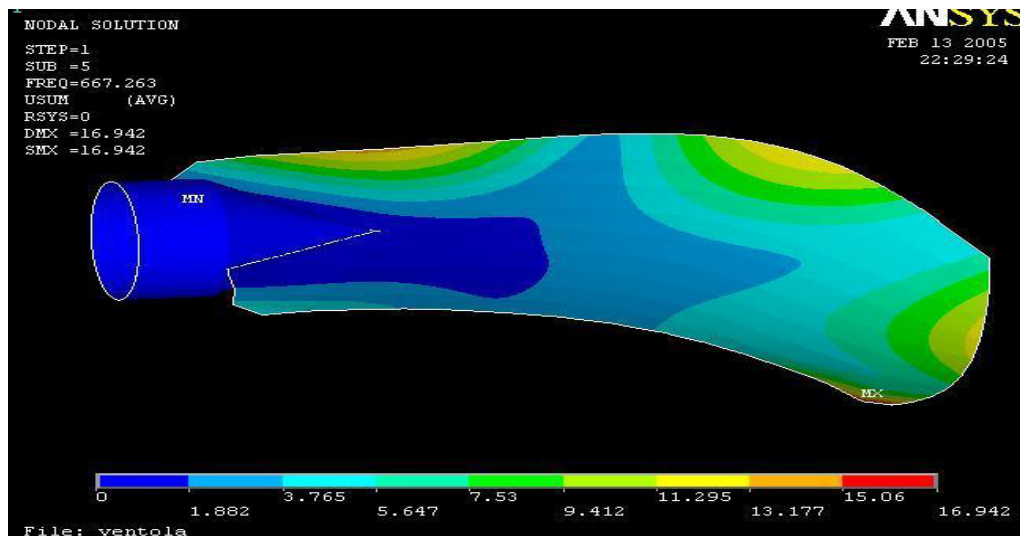


fig. 11: quinta forma modale (667,26 Hz)

La prima flessionale risulta a 82 Hz, la seconda è una torsionale ,mentre alle frequenze maggiori si hanno gli altri modi tipici di palette di ventole e turbine.

4. Risultati sperimentali e numerici

4.1 Metodologia di misura e prova mediante termoelasticità

Gli oggetti del nostro studio sono state due tipologie di pala della stessa forma, che differiscono solo nelle dimensioni, essendo una più lunga di 25,4 mm.

Preliminarmente sono state svolte delle prove, sulla prima tipologia di pala, con forzanti a diverse frequenze. Le immagini termografiche differenziali, ottenute sollecitando dinamicamente la pala alla sua sommità sono illustrate in fig. 12 e 13. Da tali risultati si evidenziano subito le zone di massima sollecitazione sulla sommità della pala, dove è collegato l'eccitatore e sulla punta del codolo. La prima zona non è, ovviamente, significativa delle condizioni di esercizio, mentre la seconda coincide con quanto evidenziato dall'analisi FEM.

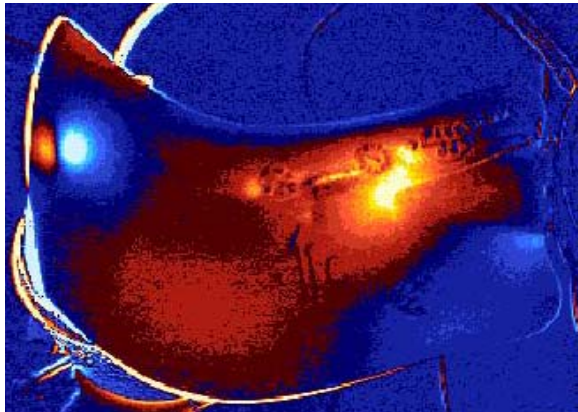


fig. 12: forzante a 5 Hz

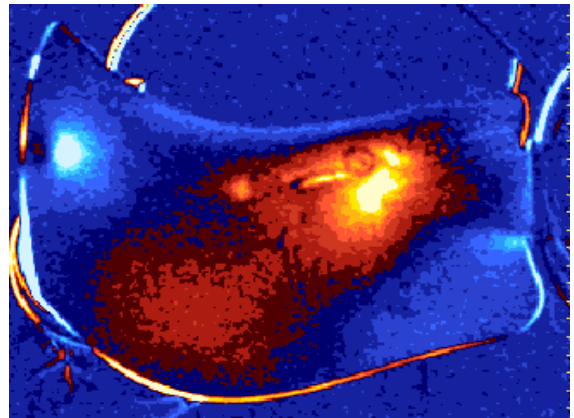


fig. 13: forzante a 8 Hz

Il confronto delle immagini a diverse frequenze è risultato poi molto utile, per assicurarsi, che le frequenze del carico applicato siano sufficienti a garantire la quasi-adiabaticità.

L'obiettivo, sulla seconda tipologia di pala, è stato quello di misurare le mappe di tensione scalate in MPa. E' stata seguita la procedura, di seguito illustrata:

- sono state acquisite le termografie differenziali della pala a diversa frequenze (fig.12,13).
- dall'analisi di tali risultati si evidenziano le zone con maggior tensione dove si concentra la nostra analisi.

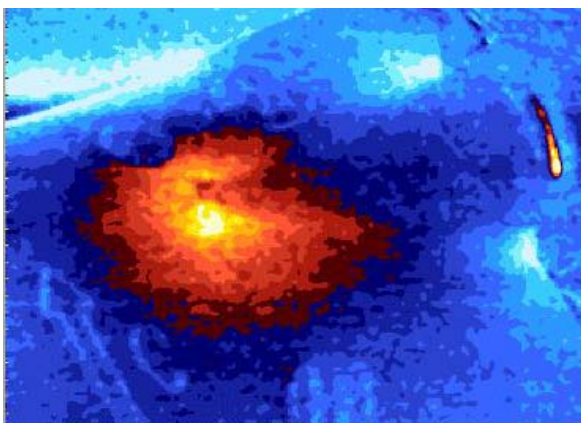


fig. 12: forzante a 30 Hz

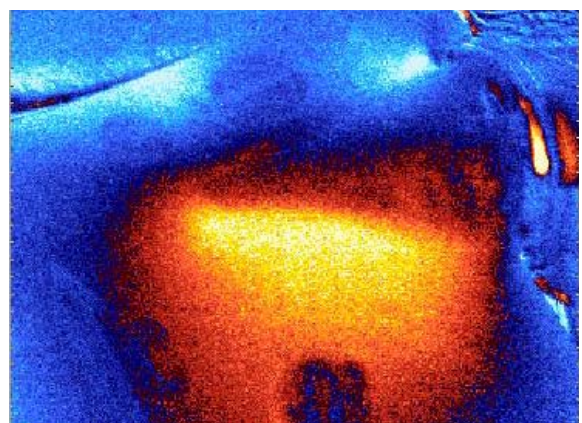


fig. 13: forzante a 110 Hz

Per determinare la distribuzione di tensione in MPa, è necessario determinare un coefficiente, che è il rapporto tra la somma delle tensioni principali e la fluttuazione di temperatura come evidenziato in precedenza nella (1).

Invece che teoricamente, utilizzando la (1), ciò viene di solito fatto sperimentalmente come segue:

- dall'immagine termografica differenziale si individua, sulla superficie del componente, una zona con distribuzione di tensione uniforme.
- nella zona a tensione uniforme, si applicano due estensimetri con griglie perpendicolari, e si esegue l'acquisizione dei loro segnali.

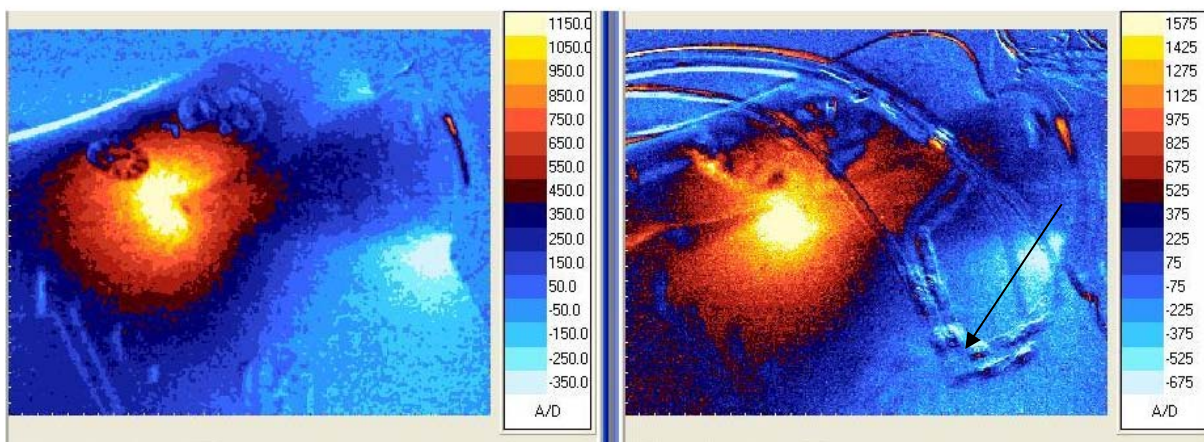


fig. 14: confronto tra mappe termografiche eseguite nelle stesse condizioni di carico ed inquadratura con e senza estensimetro.

- per calcolare il fattore di calibrazione si utilizza la (2):

$$K = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{S_{avg}} \quad (2)$$

$\sigma_y + \sigma_x$ = somma delle tensioni in due direzioni perpendicolari;

S_{avg} = valore medio dell'emissione, rilevato dal sistema termografico nella zona in cui è stato posizionato l'estensimetro.

Utilizzando le relazioni tra stress e deformazione otteniamo (3):

$$K = \frac{E(\varepsilon_x + \varepsilon_y)}{S_{avg}(1-\nu)} \quad (3)$$

dove E è il modulo di Young, ν è il modulo di Poisson, ε è la deformazione relativa (strain). Di seguito vediamo le mappe scalate del componente in esame, sollecitato da forzanti aventi diversa frequenza.

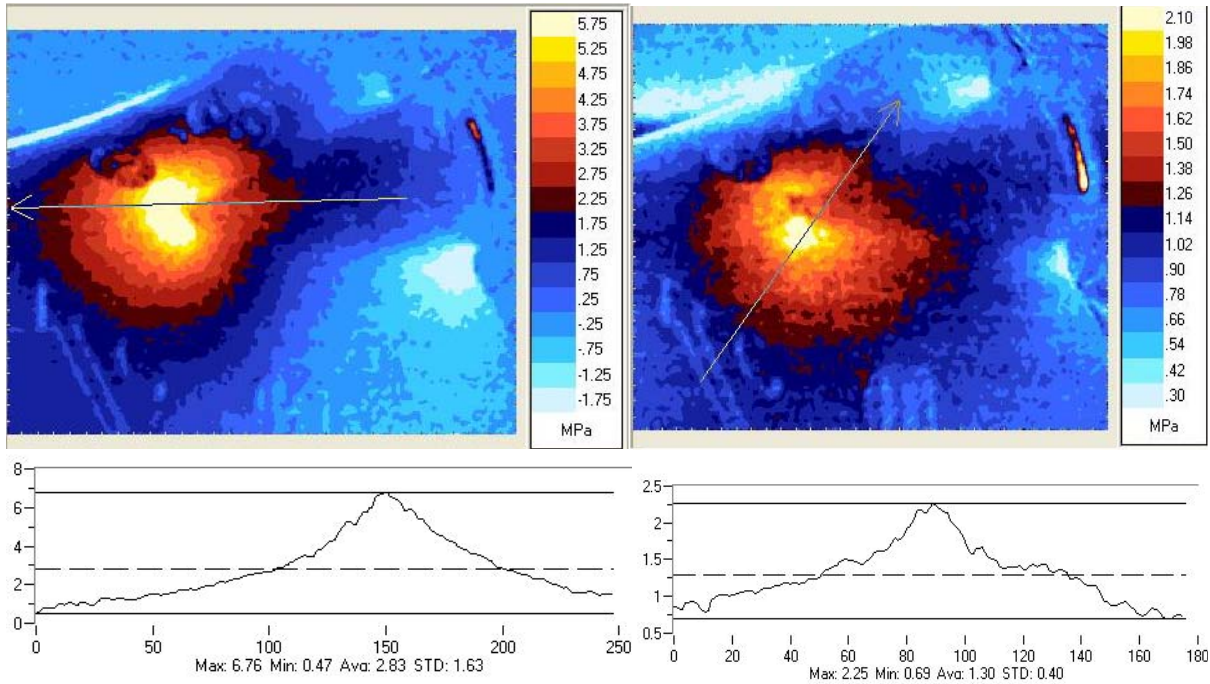


fig. 15: forzante a 40 Hz

fig. 16: forzante a 80 Hz

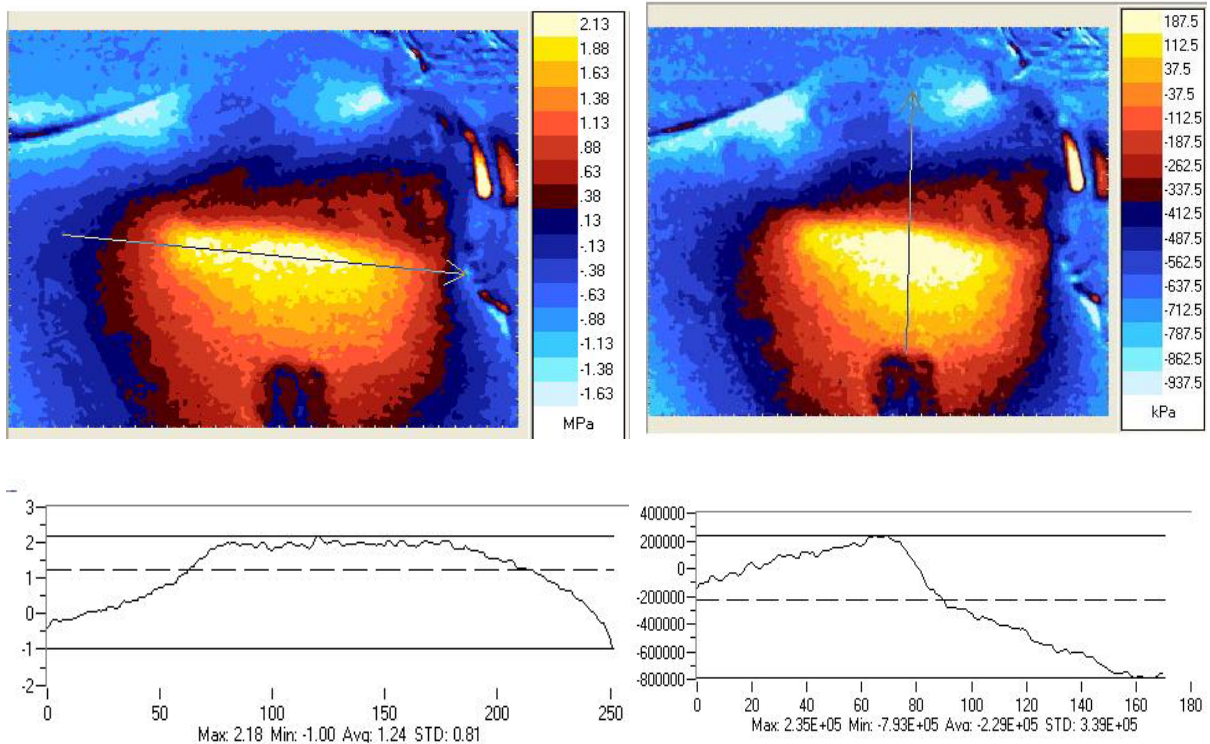


fig. 17: forzante a 110 Hz

fig. 18: forzante a 120

4.2 Analisi dei risultati sperimentali

Dal confronto delle mappe termografiche, è possibile notare come la zona di massima sollecitazione, si trova sulla punta del codolo (fig. 15,16) per le frequenze di 40 Hz e 80 Hz. Per le frequenze di 80 Hz e 110 Hz, la concentrazione di tensione si ha sulla parte laterale del codolo. Effettuando, quindi, prove di pale con diversi materiali e geometrie, è possibile scegliere quella che riduce a valori accettabili la concentrazione, ed i livelli di tensione in tali zone.

5. Conclusioni

In questo articolo è stata messa a punto una metodologia di misura e un relativo banco prova, per analizzare sperimentalmente le distribuzioni di stress su pale di ventilatori in plastica, e poter così scegliere il disegno, e la configurazione ottimale per migliorarne la resistenza a fatica e quindi la durata e l'affidabilità. I risultati ottenuti dalle prove sono stati validati, confrontandoli con quelli di una analisi numerica agli elementi finiti, sia statica che dinamica. La metodologia proposta rende possibile determinare, grazie ad una ottima risoluzione spaziale, i fattori di concentrazione di tensione e gli effettivi livelli massimi.

Riferimenti bibliografici

- [1] L. Andrenelli, N. Paone, G. Rossi, E. P. Tomasini “La misurazione senza contatto delle vibrazioni di pale di turbomacchine: caratteristiche del misurando, del modello e delle tecniche di misura”. Atti convegno nazionale dell’associazione italiana per l’analisi delle sollecitazioni. Università di Ancona. 1990
- [2] M. Casini “Analisi dinamica delle pale del primo e secondo stadio della turbina PGT 25”. Rapporto gs 00021 Nuovo Pignone Firenze. 1982
- [3] Krishna Rao V. Kaza and Robert E. Kielb “Flutter of turbofan rotors with mistuned blades,” journal of Vibration, Acoustic, Stress, and Reliability Design, Vol. 106, 1984, pp 211-217.
NASA Lewis Research Center, Cleveland, Ohio.1982
- [4] D. J. Ewins, Z. S. Han “Resonant vibration level of a mistuned blade disk”. AIAA JOURNAL Vol. 22, 1983, pp 1618-1625.
Imperial College of Science and Technology, London, England. 1982
- [5] Harwood N. and Cummings W.M., “Thermoelastic stress analysis” Hadam Hilger, Bristol, Philadelphia and New York.1991