



**ASSOCIAZIONE ITALIANA
PER L'ANALISI DELLE SOLLECITAZIONI**

ATTI

XI CONVEGNO NAZIONALE

Estratto

**CNR - ISTITUTO DI METROLOGIA "G. COLONNETTI"
POLITECNICO DI TORINO
TORINO - IVREA 26-29 SETTEMBRE 1983**

ANALISI SPERIMENTALE DEL COMPORTAMENTO DINAMICO DELLE PALE DI TURBINE A GAS

F. Bertolino, B. Picasso

Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Università di Cagliari

SOMMARIO

Viene affrontato il problema della determinazione delle frequenze proprie e dei modi naturali di vibrare sulle palette del 1° e 2° stadio di una turbina a gas per la produzione di potenza. L'analisi sperimentale condotta con la tecnica dell'interferometria olografica in tempo reale e in tempo medio ha permesso di definire i modi di vibrare nel campo di frequenze corrispondenti a possibili condizioni di eccitazione in risonanza da parte del fluido. I modelli impiegati, forniti dalla Casa Costruttrice della turbina, permettevano di tener conto dei vincoli imposti dal contatto tra pale contigue attraverso il tettuccio superiore. Nelle prove sperimentali sono state quindi prese in esame le due condizioni di tettuccio libero e tettuccio vincolato. Le frequenze proprie ed i modi di vibrare sono stati calcolati con il metodo degli elementi finiti utilizzando elementi tridimensionali isoparametrici. I calcoli, svolti con diverse finezze di suddivisione e con elementi di tipo diverso, hanno permesso di individuare alcuni dati utili per la scelta della discretizzazione in analisi di questo tipo.

Abstract

This paper deals with the determination of natural frequencies and resonant modes on the two real blades of the first and second stage of a gas turbine for power production. Experimental analysis carried with time average and real time holographic techniques allowed mode determination in the frequency range corresponding

to possible resonancies excited by the fluid. The experimental set-up was designed in order to permit to take into account the effect of constraint imposed on blade displacements by the upper shroud. For this reason the two extreme conditions of free and tightened shroud were considered in the holographic analysis. Resonant frequencies and corresponding modes were also calculated by means of the finite elements method using tridimensional isoparametric elements of various types. A fairly good agreement is found between experimental and analytical data for free shroud condition while a further refinement is required in the analytical model for constrained shroud condition.

Introduzione

L'analisi dinamica delle palette e dei dischi delle turbomacchine costituisce ormai una fase obbligata ed importante della progettazione. La richiesta di prestazioni sempre più elevate e l'esigenza di ridurre peso e dimensioni hanno portato all'affinamento delle procedure di calcolo ad esempio mediante l'impiego di metodi numerici capaci di fornire una descrizione dettagliata dello stato di sforzo dei componenti più sollecitati (dischi, palette) tenendo conto di tutti possibili tipi di sollecitazione. D'altra parte è diffuso il ricorso a metodi sperimentali su modelli e prototipi nell'intento di verificare, nella simulazione delle condizioni di funzionamento, i dati forniti dal modello matematico impiegato. Il presente lavoro è la cronaca di una analisi svolta su due pale reali della turbina a gas PGT 25 Nuovo Pignone, sperimentalmente con l'interferometria olografica e analiticamente con il metodo degli elementi finiti. Per quanto sia la tecnica sperimentale che il metodo numerico adottati siano di comune impiego e di utilità indiscussa si vuole nella esposizione seguente portare un contributo alla conoscenza di alcuni dei problemi che insorgono nell'applicazione di questi metodi a casi reali. Il modello sperimentale del secondo stadio è rappresentato nella fig.1. La pala è fissata per tutta la profondità della radice di pino a un blocco di ghisa di grosse dimensioni che garantisce la rigidezza del vincolo alla base. Le due colonne laterali portano

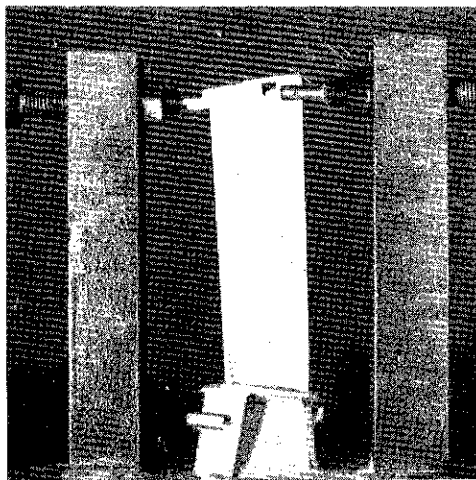
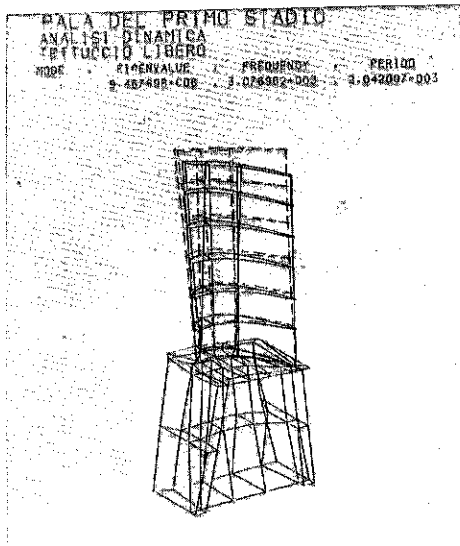


Fig. 1 - Pala del 2° stadio

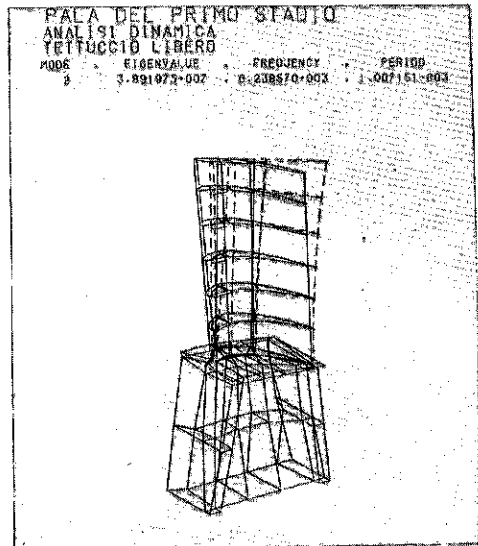
all'estremità superiore due viti orizzontali che simulano la condizione di vincolo dovuta al contatto tra i tettucci di pale contigue (vincolo certamente non perfetto la cui schematizzazione analitica, tenendo conto anche delle azioni dissipative è stata tentata ad esempio in [1]). Il calcolo è stato svolto con elementi tridimensionali sia con espansione degli spostamenti lineare (elemento isoparametrico di forma cubica con 8 nodi e 24 gradi di libertà) che con espansione quadratica (elemento isoparametrico a 20 nodi e 60 gradi di libertà). La tabella 1 riporta i risultati dei calcoli svolti con varie suddivisioni di finezza crescente. L'osservazione dei risultati della tab.1 indica che a parità di gradi di libertà l'elemento parabolico dà valori più approssimati di quello lineare. Il maggior tempo di calcolo è dovuto alla superiore larghezza di banda che si è verificata con questi elementi per il tipo di suddivisione adottata. La convergenza dei risultati verso i valori sperimentali è evidente, con scostamenti che per l'ultimo caso, relativo alla discretizzazione con 32 elementi lineari sulla base e 18 parabolici sulla pala, non supera il 12%. Se si considera che ciò che maggiormente influenza i risultati del calcolo è il numero e il tipo di elementi usati per discretizzare la pala, ne segue che con solo 18 elementi di tipo parabolico si ottengono risultati con una approssimazione sufficiente per gli scopi pratici. Non sembrerebbe nel caso presente giustificato l'impiego di elementi tridimensionali dove potrebbe conseguirsi un risparmio notevole di tempo di calcolo con l'impiego di elementi del tipo "Thick shell" derivati da quelli tridimensionali mediante l'eliminazione dei termini di rigidità corrispondenti a sforzi nella direzione dello spessore e con la riduzione dei gradi di libertà a 5 per nodo invece dei 6 o 9 necessari rispettivamente per descrivere gli spostamenti della superficie media nel caso si adoperi un elemento lineare o quadratico. Si aggiunga inoltre che [2] nei casi in cui lo spessore della pala sia da considerarsi piccolo esiste il problema che le equazioni del moto risultino mal condizionate per il prevalere dei termini di rigidità in direzione normale allo spessore. Malgrado tali problemi sono stati impiegati elementi tridimensionali lineari e parabolici sia per la presenza della base e delle due colonne di vincolo laterali che imponevano l'uso di questi elementi, sia per la disponibilità di un elemento tridimensionale lineare particolarmente adatto allo studio di problemi di flessione per l'assunzione di valore costante del taglio nella sezione normale della lastra inflessa. Dalla tab.1 è possibile rilevare che l'uso di elementi tridimensionali porta a valori elevati il tempo di calcolo soprattutto con l'elemento parabolico che comporta, come si è detto, una maggiore larghezza di banda. I risultati della tab.1 che

I° STADIO - ELEMENTI FINITI - FREQUENZE PROPRIE HZ										
	N. EL	NGL	CALCOLO	DISCR. TETT.	(459) ω_1	(921) ω_2	(1334) ω_3	(2282) ω_4	(2418) ω_5	(CPU)
1	39 LIN	246	LM ITER.	ASSENTE MC	921	1167	1590	3096	4392	13
2	39 LIN	246 (96)	LM COND	ASSENTE MC	609.3	1147	1571	---	---	17
3	55 LIN	366	LM ITER	ASSENTE MC	532	973	1362	2716	3194	19
4	42 LIN 9 PAR	504	LM ITER	ASSENTE MC	511	1072	1501	2611	3448	60
5	94 LIN*	618	LM ITER	ASSENTE MC	542	1063	1437	2693	3424	50
6	33 LIN 18 PAR	666	LM ITER	ASSENTE MC	489	993	1403	2240	2282	75
7	64 LIN	456	LM ITER	ASSENTE VINCOLO	2694 (1485)	3260 (1690)	4421 (1975)	---	---	20
II° STADIO - ELEMENTI FINITI - FREQUENZE PROPRIE HZ										
	N. EL	NGL	CALCOLO	DISCR. TETT.	(245) ω_1	(593) ω_2	(880) ω_3	(1245) ω_4	(1170) ω_5	(CPU)
8	38 LIN	261	LM ITER	ASSENTE MC	449	1071	1413	2261	3018	7
9	51 LIN	357	LM ITER	4 LIN	346	757	1037	1872	2555	---
10	57 LIN	384	LM ITER	4 LIN	369	1040	1250	2180	4847	47
11	60 LIN	408	LM ITER	ASSENTE MC	299	755	949	1701	2503	
12	73 LIN	504	LM ITER	4 LIN MC	291	690	882	1621	2397	34
13	42 LIN 9 PAR	492	LM ITER	ASSENTE MC	274	690	1007	1552	---	65
14	73 LIN	504	CS ITER	ASSENTE MC	300	738	892	1643	2561	34
15	32 LIN 18 PAR	660	LM ITER	ASSENTE MC	253	628	966	1202		75
16	73 LIN	504	LM ITER	ASSENTE (VINCOLO)	1740 (1055)	2342 (1351)	3353 (1756)	4824 ---		29
LM - MATRICE DI MASSA "LUMPED" PAR - ELEMENTI PARABOLICO ITER - METODO ITERATIVO CS - " " CONSISTENT MC - MASSA CONCENTRATA * 8 EL. NELLA SEZIONE LIN - ELEMENTI LINEARI COND - CONDENSAZIONE										

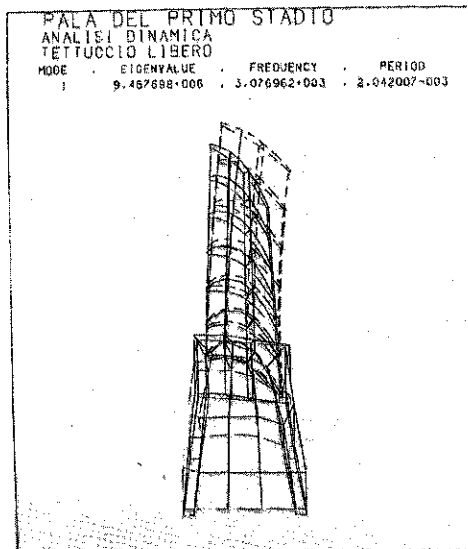
TAB. 1 - Risultati relativi al calcolo con elementi finiti



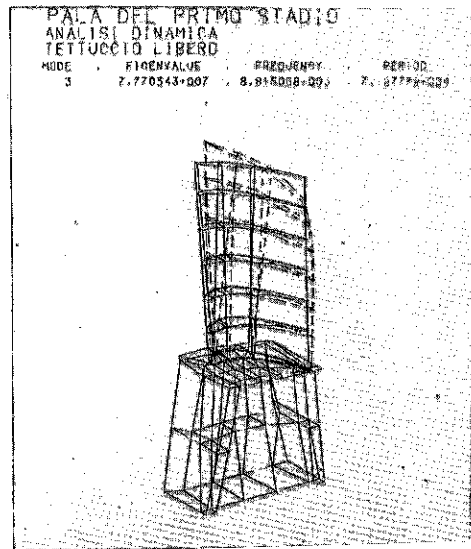
a) 1° Modo flessionale



b) 2° Modo flessionale



c) 1° Modo flessionale



d) 3° Modo torsionale

Fig. 2 - Discretizzazione e forme modali

si riferiscono alla condizione di libertà completa per il tettuccio e con numero elevato di grado di libertà sono, come è stato detto abbastanza vicini ai dati sperimentali. Non altrettanto si può dire per i casi in cui si è simulato il vincolo sul tettuccio con l'eliminazione degli opportuni gradi di libertà nodali. In questo caso le frequenze proprie calcolate sono ben al di sopra di quelle sperimentali denunciando che il modello reale presenta in corrispondenza dei tettucci, vincolati come si è detto mediante viti tangenziali portate da due colonnine in ferro assai rigide, ampiezze di vibrazione non nulle. Per questa ragione si è tentata la discretizzazione dell'intero sistema paletta più colonne laterali allo scopo di verificare anche in queste condizioni l'efficienza del programma. I risultati non sono per il momento ancora disponibili. La fig.2 rappresenta in vista assonometrica la discretizzazione impiegata per il primo stadio, suddiviso in 39 elementi, e i primi tre modi di vibrare riportati con linea tratteggiata. Le figg. 2a, 2b rappresentano rispettivamente il modo fondamentale corrispondente a spostamenti approssimativamente normali alla superficie della pala, e il primo modo di flessione con spostamenti paralleli approssimativamente alla corda del profilo. Le figg. 2c, 2d rappresentano rispettivamente ancora il primo modo visto da una diversa angolazione e il primo modo torsionale.

Analisi sperimentale

I risultati dell'indagine olografica sono rappresentati nelle figg.3, 4. Per la descrizione della tecnica interferometrica si rimanda a [3], [4]. I modi di vibrare vengono descritti in maniera soddisfacente dall'interferometria olografica con la possibilità di stabilire i punti soggetti alle maggiori ampiezze di vibrazione e l'andamento delle linee nodali, rappresentate nelle fotografie da frange chiare brillanti. Si può osservare che non risulta corretto ad esempio discretizzare la pala supponendo la base infinitamente rigida in quanto questa (soprattutto nel primo stadio) risulta percorsa da alcune frange ed è quindi sede di spostamenti rilevanti. L'indagine compiuta ha riguardato il campo di frequenze da 0 a 7000 Hz, corrispondente alla possibilità di eccitazione in risonanza da parte del fluido. E' opportuno notare che a causa delle differenze inevitabili esistenti nei valori delle frequenze proprie tra pala e pala ("mistuning") nascono nel disco palettato modi complessi con frequenze intermedie tra quelle proprie di un disco palettato con pale "in sintonia" corrispondenti alle classiche forme con cerchi e diametri nodali.

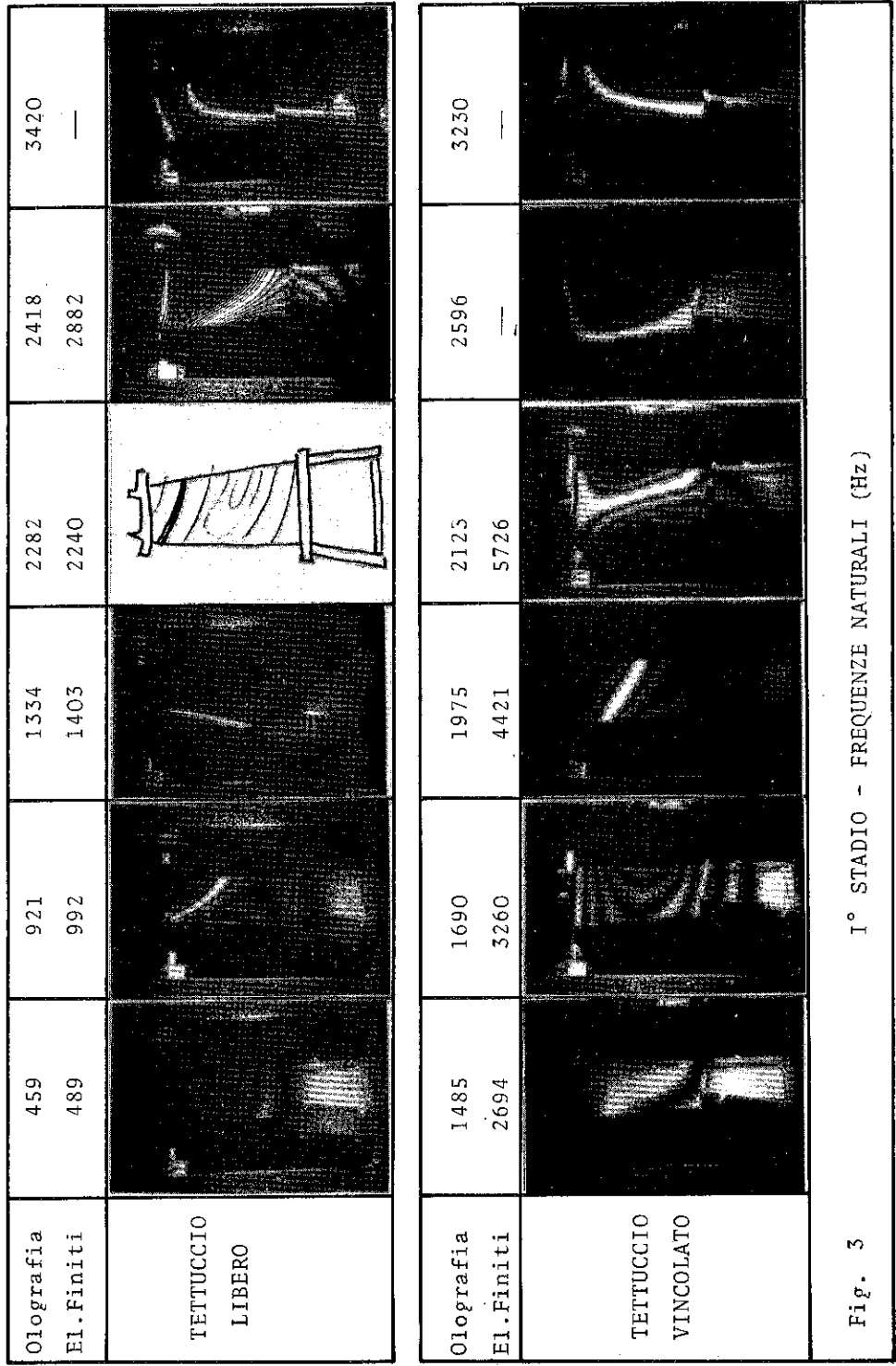
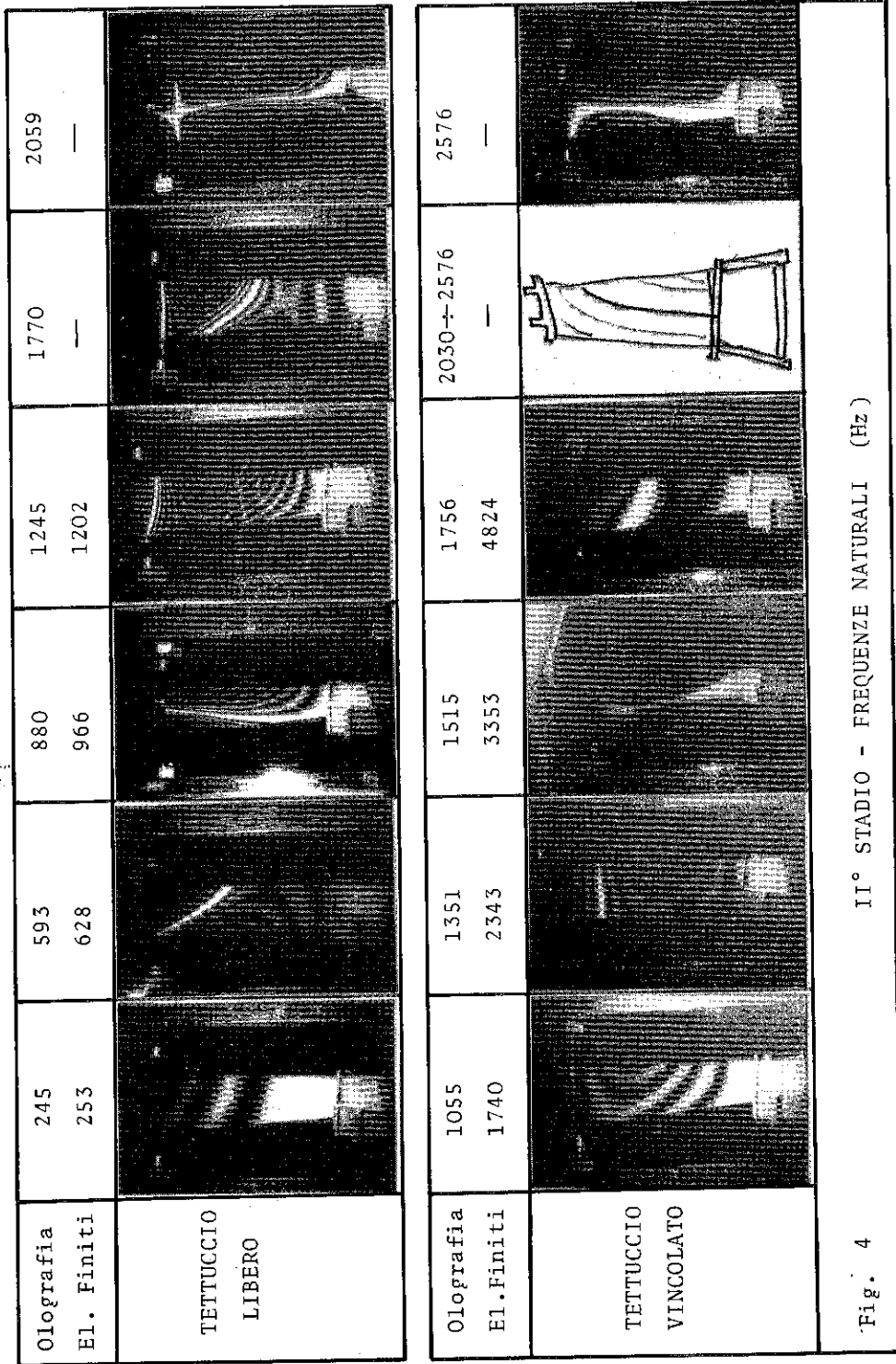


Fig. 3 I° STADIO - FREQUENZE NATURALI (Hz)



II° STADIO - FREQUENZE NATURALI (Hz)

Fig. 4

F.Bertolino, B.Picasso

Questo fenomeno moltiplica le possibilità di risonanza e può portare al verificarsi di livelli di sforzo molto elevati in singole pale [5] e [6]. Risulta evidente quindi come sia opportuno un esame sperimentale di tutto il disco palettato in condizioni quanto più possibile vicine a quelle reali di funzionamento. L'analisi sperimentale diventa in questo caso assai più complicata soprattutto se l'indagine viene svolta sul disco rotante per verificare l'incremento di rigidità dovuto al campo delle forze centrifughe. Ci si propone di raggiungere questo obiettivo in una successiva fase della ricerca.

Conclusioni

L'analisi olografica in campo dinamico compiuta sulle palette del primo e secondo stadio di una turbina a gas per la produzione di potenza sembra confermare i risultati ottenuti col metodo degli elementi finiti con elementi tridimensionali isoparametrici a 8 e 20 nodi. L'ipotesi di vincolo rigido in corrispondenza del tettuccio superiore non fornisce invece risultati ragionevolmente approssimati a causa probabilmente della natura elastica e dissipativa di tale vincolo. Tale problema sarà oggetto di uno studio ulteriore che prevede anche l'analisi sperimentale di un intero disco palettato.

Bibliografia

- [1] R.M.Hall, E.K.Armstrong - The vibration characteristic of an Assembly of Interlock Shrouded Turbine blades - ASME Winter Annual Meeting, New York 1976. Ed. A.V.Srinivasan - Pratt & Witney Aircraft.
- [2] O.C.Zienkiewicz - The Finite Element Method. Third Ed. Mc Graw Hill - New York 1977
- [3] Holographic non destructive testing - Ed. R.K.Erf - Academic Press New York 1974
- [4] K.A.Stetson, R.L.Powell Interferometric Hologram evaluation and real time vibration analysis of diffuse objects - J. Opt. Soc. Amer. 55,1694 (1965)
- [5] D.J.Ewins, Y.V.K.Sadasiva Rao - A Theoretical Study of the damped forced vibration response of bladed discs - Winter Annual Meeting ASME, New York 1976. Ed. A.V.Srinivasan - Pratt & Witney Aircraft.
- [6] A.V.Srinivasan, H.M.Freye - Effect of mistuning on resonant stresses of turbine blades - ASME Winter Annual Meeting, New York 1976. Ed. A.V.Srinivasan - Pratt & Witney Aircraft.
- [7] STRUDL - The Structural Design Language - Engineering user's Manual Vol.2 - MIT - Cambridge Massachussets - 1971

Si ringrazia la Nuovo Pignone S.p.A. fornitrice delle due pale reali impiegate nel corso delle prove per l'autorizzazione cortesemente concessa alla pubblicazione dei risultati delle prove.