

II 39.824

UNIVERSITATEA „DUNĂREA DE JOS” DIN GALAȚI
FACULTATEA DE MECANICĂ

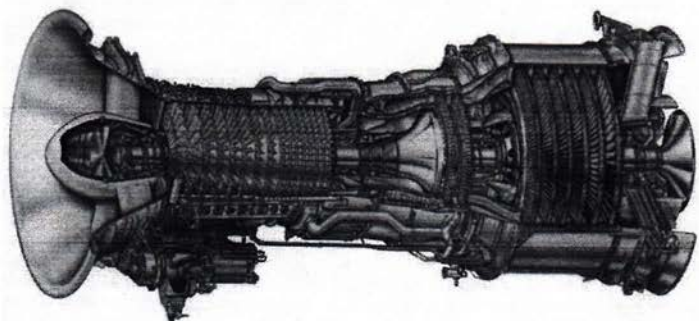
Ing. Olguta MARINESCU

**INTEROGAREA SI ANALIZA SEMNALELOR
GENERATE DE ROTOARELE MONOBLOC IN
CONFIGURATIE COMPLEXA, MULTI-TREAPTA
SI CU DEFECTE DE FISURARE**

-REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT-

**CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC,
Prof. dr. ing. Mihaela BANU**

GALAȚI, 2011



Turbina LM500 fabricata de General Electric SUA.



266.576



C - 2 6 6 5 7 6

INTRODUCERE

De-a lungul anilor, discurile cu palete, în special cele utilizate la motoarele cu reacție ale avioanelor, au fost obiectul unor diverse studii, având în vedere mediul în care lucrează și rolul lor cu privire la siguranța avionului.

În această lucrare - structurată pe 5 capitole (125 pagini) și continuând 126 figuri, 6 tabele și 3 anexe - sunt dezbătute noțiuni noi atât în domeniul experimental cât și în modelarea computațională a discurilor cu palete care prezintă atât mistuning cât și defecte de fisurare, în configurație complexă monobloc cât și multitreaptă.

O nouă metodă de ordin redus pentru rotoarele monobloc în configurație complexă și cu defecte de fisurare care să mărească exponențial viteza de calcul este detaliat dezvoltată în Capitolul II al lucrării. Există două componente cheie care stau la baza acestei metode. În primul rând, deplasările și deformările date de suprafața fisurată nu sunt modelate în coordonate absolute ci în coordonate relative, ceea ce permite o reducere semnificativă a modelului bazându-se pe metoda Craig-Bampton cu interfața fixă (CMS). În al doilea rând, efectele mistuning-ului vor fi înglobate în model prin metoda Compunerii Modulilor cu Mistuning (CMM), metoda ce permite construirea de modele extrem de reduse ale structurilor nominale fără defecte dar afectate de mistuning.

Capitolul III se concentrează asupra aspectelor legate de proiectare și instrumentație a pieselor și platformei de testare utilizate în cadrul experimentelor efectuate pe un rotor monobloc de la o turbina de elicopter. Detaliile asupra tehnicilor de excitație și măsurare folosite, precum și resursele hardware și software ce cuprind experimentul sunt de asemenea introduse.

Capitolul IV se concentrează pe prezentarea rezultatelor obținute în procesul de monitorizare structurală a discurilor cu palete monobloc în configurație atât singulară în prezența unui defect sub forma unei fisuri pe una din palete cât și în configurație multi-treaptă. Se vor prezenta rezultatele obținute în urma unei tehnici de calibrare bazate pe reciprocitate, apoi vor fi introduse efectele datorate cuplajului dintre trepte în cazul sistemelor în configurație multi-treaptă și de asemenea efectele neliniare introduse de prezența unei fisuri pe una din paletele discului monobloc atât în configurație singulară cât și în configurație multi-treaptă.

În capitolul final sunt prezentate concluziile referitoare la această lucrare cât și contribuțiile originale pe plan teoretic și experimental.

Referințele bibliografice, la care se fac trimiteri în lucrare, cuprind un număr de 94 titluri. Lucrarea are la bază cercetări fundamentale ce au fost publicate într-un număr de 4 lucrări, din care 3 lucrări în calitate de prim autor și 2 lucrări științifice au fost prezentate și publicate în volumele conferințelor internaționale.

Pe această cale doresc să aduc cele mai sincere mulțumiri conducătorilor mei științifici, Prof. dr. ing. Mihaela Banu și Prof. dr. ing. Bogdan Epureanu pentru tot sprijinul, îndrumarea și ajutorul acordat pe parcursul întregii perioade de cercetare și elaborare a tezei de doctorat

Alese multumiri tuturor membrilor comisiei de doctorat pentru rabdarea cu care au analizat lucrarea de fata precum si pentru valoroasele comentarii si sugestii de pe tot parcursul pregatirii mele profesionale.

Sunt, de asemenea, recunoscatoare tuturor colegilor mei de laborator pentru prietenia lor, ajutorul si atmosfera propice de lucru oferite pe parcursul acestor ani de cautari stiintifice. Le multumesc pentru clipele frumoase petrecute impreuna care in mod sigur vor ramane o amintire frumoasa.

Nu in ultimul rand as vrea sa ii multumesc familiei mele pentru intelegerea, sprijinul si incurajarea continua pe care mi-au oferit-o.

In incheiere multumesc tuturor mentorilor mei, care mi-au daruit cu darnicie din cunostintele lor si care au cladit in mine dragostea si respectul pentru munca, insuflandu-mi curiozitatea vie de a cauta mereu adevarul.

Galati, Noiembrie 2011

Autorul

CUPRINS

DEDICATIE	v
INTRODUCERE	vi
CAPITOLUL	
I. Stadiul actual al cercetarilor privind monitorizarea integritatii structurale a rotoarelor monobloc in configuratie complexa, multi-treapta si cu defecte de fisurare	1
1.1 Introducere	1
1.2 Directii de cercetare	2
II. Elaborarea metodei XRR de monitorizare a integritatii structurale a rotoarelor monobloc in configuratie complexa si cu defecte de fisurare	5
2.1 Modelare matematica a metodei XRR	5
2.1.1 Vibratia discurilor nominale cu palete	5
2.1.2 Metode de modelarea cu ordin redus a structurilor nominal cu o paleta fisurata	6
2.1.3 Reprezentarea mistuning-ului in structuri ciclice cu o paleta fisurata	11
2.1.4 Metode de modelare cu ordin redus pentru structurile ce prezinta o fisura foarte mare sau fisuri multiple pe una din palete	12
2.2 Rezultate si discutii	12
2.2.1 Descrierea structurii cu o paleta fisurata	12
2.2.2 Performanta modelelor de ordin redus si validitatea acestora	13
III. Proiectarea echipamentului de monitorizare a integritatii structurale a rotoarelor monobloc in configuratie complexa, multi-treapta si cu defecte de fisurare	19
3.1 Componenta echipamentului de monitorizare a integritatii structurale a rotoarelor	19
3.2 Proiectarea dispozitivului mecanic de sustinere si pozitionare al rotoarelor monobloc in configuratie complexa si cu defecte de fisurare	20
3.3 Sistemul de excitare acustica EOE al rotoarelor monobloc in configuratie complexa si cu defecte de fisurare	20
3.3.1 Generarea de semnal folosit in partea experimentală al rotoarelor monobloc in configuratie complexa si cu defecte de fisurare	21
IV. Algoritmi de monitorizare a integritatii structurale a rotoarelor monobloc in configuratie complexa, multi-treapta si cu defecte de fisurare	23

4.1	Algoritmul de calibrare al speakerelor	23
4.2	Algoritmul de calibrare a raspunsului discurilor cu palete ca urmare a excitarii EOE	25
4.3	Algoritmul de monitorizare a integritatii structurale a discurilor cu palete in configuratie multi-treapta	32
4.3.1	Rezultate si discutii	32
4.4	Algoritmul de monitorizare a integritatii structurale a discurilor cu palete ce prezinta o fisura pe una din palete	34
4.4.1	Rezultate si concluzii	34
4.5	Algoritmul de monitorizare a integritatii structurale a discurilor cu palete in configuratie multitreapta ce prezinta o fisura pe una din paletele unei trepte	37
4.5.1	Rezultate si concluzii	37
V. Concluzii si contributiile personale		41
5.1	Concluzii	41
5.2	Contributiile personale	43
5.3	Ideile de cercetare viitoare	44

CAPITOLUL I

Stadiul actual al cercetarilor privind monitorizarea integritatii structurale a rotoarelor monobloc in configuratie complexa, multi-treapta si cu defecte de fisurare

1.1 Introducere

Investigiatiile privind efectele provocate de imperfectiuni asupra vibratiilor sistemelor rotative cum sunt rotoarele dateaza aproximativ cu un secol in urma cand Zenneck [93] a prezentat primul studiu asupra dinamicii discurilor cu axisimetrie aproape perfecta.

In acest caz, discurile prezinta perechi de moduri de vibratie ale caror frecvente naturale sunt identice si mai mult sunt localizate arbitrar in directia circumferentiala a discului. Zenneck [93] a aratat atat analitic cat si experimental faptul ca datorita imperfectiunilor cele doua moduri de vibratie degeneraza, formand doua moduri distincte de vibratie cu o localizare fixa in directia discului.

Cateva decenii mai tarziu, fenomenul numit mistuning descoperit in rotoare a inceput sa ia amploare fiind tot mai mult studiat de catre cercetatori si ingineri. De atunci, mai multi cercetatori au cercetat efectele mistuningului asupra paletelor rotoarelor, atat experimental cat si analitic folosinduse de modele reprezentative cu parametrii concentrati si de metode numerice, statistice si de perturbare (Wagner [85], Dye si Henry [18], Ewins [21], [22], El-Bayoumy si Srinivasan [20], Lu si Warner [50], Griffin si Hoosac [29], Abbas si Kamal [1], Lin si Mignolet [49]).

Pentru a modela cu o acuratete mare un disc cu palete prin modele cu parametrii concentratii, o identificare de parametrii trebuie efectuata, care este foarte dificila si aproape imposibila de realizat daca numarul gradelor de libertate ce descrie sistemul este foarte mare. De aceea, pentru a eficientiza metodele de analiza, au existat mai multe eforturi de generare a modelelor cu ordin redus, in mod sistematic, porninduse de la modele cu element finit si utilizand metodele de compunere sistematica a modurilor de vibratie (CMS) [Irretier [33]; Zheng and Wang [94]; Castanier et al. [52]; Kruse si Pierre [43], [42]; Bladh si colab. [63]).

Aceasta cercetare se concentreaza, in parte, pe dezvoltarea de modele de ordin redus ale turbinelor ce prezinta mistuning, avand la baza, in principal, tehnici CMS. Sinteza modurilor componente (CMS) in practica ingineriasca, a fost initiata de Hurty [32]. Hurty a folosit trei seturi de moduri componente: (a) moduri normale cu interfata fixa; (b) moduri de constrangere cu "redundanta" statica si (c) modurile corpului rigid. Cativa ani mai tarziu, Craig si Bampton [13] au formulat o tehnica CMS simplificata bazata pe studiul lui Hurty. Tehnica C-B a capatat o enorma popularitate in domeniul analizei structurale si a fost aplicata unei game largi de structuri de rezistenta.

Dezavantajul principal al metodei C-B este utilizarea interfetelor fixe in timpul calcularii modurilor normale ale componentelor, deoarece datele experimentale pentru o componenta sunt adesea obtinute in conditii de interfata libera. Goldman [28] a fost primul care a formulat o tehnica CMS, care a folosit modurile normale cu interfata libera. MacNeal [54] a formulat apoi o tehnica CMS hibrida, care a permis reprezentari ale componentelor cu interfeate mixte. In general, analiza cu element finit este prea scumpa computational pentru a prezice raspunsul turbinelor cu mistuning, din doua motive principale. In primul rand, un model industrial cu element finit (FEM), al unei turbine are, de obicei, sute de mii sau chiar milioane de grade de libertate (DOF). In al doilea rand, prezenta mistuning-ului intr-o paleta este aleatorie si, prin urmare, simularile Monte Carlo sunt folosite pentru a prezice statistic raspunsul fortat al aceluia sistem care necesita multe evaluari numerice. Prin urmare, multe eforturi de cercetare au fost dedicate dezvoltarii diferitelor modele de ordin redus pentru a diminua timpul computational si sa investigheze efectele mistuning-ului asupra vibratiilor paletelor. [52, 63, 48, 90, 26, 27].

În general, acuritatea testelor de vibrație depinde de montarea exactă a discului cu palete care se dorește a fi testat, precum și de calibrarea sistemului extern de excitație. Acest lucru este valabil mai ales în cazul excitației EOE. Pentru a genera cu adevărat o excitație EOE într-un mediu de testare al unui disc cu palete, o forță sinusoidală trebuie aplicată cu aceeași amplitudine la fiecare paletă și defazajul dintre palete trebuie să fie, de asemenea, constant pe tot parcursul experimentului, indiferent ca se folosesc *speakers*, claxoane cu tubulatură de vinil, electromagneți sau instrumente "Flywheel" concepute special [34, 38, 17, 75]. În ciuda necesității calibrării meticuloase, cu scopul de a aduna informații suficiente pentru controlul precis al excitației, incertitudinile în aplicarea forțelor sunt inevitabile pe parcursul testului la vibrații. Prin urmare, este important să se ia în calcul aceste incertitudini pentru îmbunătățirea calibrării, precum și pentru exactitatea testelor de vibrație a discurilor cu palete.

De-a lungul anilor, discurile cu palete, în special cele utilizate la motoarele cu reacție ale avioanelor, au fost obiectul unor diverse studii, având în vedere mediul în care lucrează și rolul lor cu privire la siguranța avionului. Ca rezultat, s-a dezvoltat o terminologie foarte specifică cu privire la aceste structuri. O explicație detaliată a terminologiei menționate poate fi găsită în mai multe referințe, cum ar fi [23]. Cu toate acestea, un scurt rezumat al anumitor termeni și definiții este util a fi prezentat.

1.2 Direcții de cercetare

Munca de cercetare depusă pentru această dizertație își propune să ofere noi metodologii de calcul și să promoveze înțelegerea fenomenelor fizice care vor ajuta și îmbunătățirea modelării ansamblurilor de rotoare monobloc în configurație complexă și cu defecte de fisurare din punct de vedere al dinamicii structurale.

Detectarea defectelor de fisurare în sistemele metalice cu configurație complexă sunt considerate un element important în procesul de monitorizare a integrității structurale ale vehiculelor terestre, navelor și aeronavelor. Munca de cercetare depusă pentru această dizertație are aplicații importante în ceea ce privește procesul de monitorizare a integrității structurale și de detectare a defectelor în structurile metalice în configurație complexă în mod special pentru rotoarele de elicopter care prezintă defecte de fisurare.

Analiza vibrațiilor structurilor complexe care prezintă defecte de fisurare este un domeniu de cercetare emergent datorită importanței sale practice și numeroaselor probleme care apar în contextul teoriilor dinamicii liniare și neliniare. Din punct de vedere practic, datorită creșterii cererilor de tehnici noi și fiabile de detectare a defectelor, s-au dezvoltat metode bazate pe vibrații pentru diferite tipuri de structuri mecanice din industria aerospațială, cum ar fi sistemele microelectromecanice (MEMS) pentru motoarele mari cu reacție și corpurile aeronavelor.

O problemă ce apare în cazul modelării structurilor complexe cu defecte de fisurare este aceea ca datorită prezenței fisurilor, întreaga structură nu mai poate fi văzută ca o structură ciclică simetrică. La modelarea unui disc cu palete nominal dintr-o turbină cu rotoare, analiza vibrațiilor poate fi mult simplificată prin introducerea conceptului de simetrie ciclică, caz în care toate sectoarele care formează discul cu palete sunt presupuse a fi identice. Însa, conceptul de simetrie ciclică nu se mai poate lua în calcul atunci când apar diferențe mici în ceea ce privește proprietățile de material sau caracteristicile geometrice de la o paletă la cealaltă. Acest fenomen poartă numele de *mistuning*. Deși *mistuning*-ul este de obicei mic relativ cu proprietățile individuale ale paletei, acesta poate provoca un efect drastic asupra răspunsului integral al sistemului. Mai mult, *mistuning*-ul poate provoca localizarea răspunsului vibrațiilor asupra câtorva palete, iar concentrația inerentă a energiei poate duce la o creștere bruscă a amplitudinii vibrației maxime ce o paletă o poate suporta și a nivelului de stres. Prin urmare, este important a se lua în considerare efectele neliniarităților introduse de defectele de fisurare, precum și complicațiile cauzate de *mistuning*, pentru a înțelege dinamica fundamentală ale acestor structuri metalice complexe cum sunt rotoarele de elicopter.

Mai mult decât atât, deoarece defectele de fisurare își schimbă în timp proprietățile geometrice cum ar fi, locația, lățimea și lungimea, s-a observat ca modulurile de vibrație, ale structurilor ce prezintă aceste defecte de fisurare, sunt din ce în ce mai complexe și prezintă fenomene de *veering*. În aceste regiuni, se știe că există interacțiuni între modulurile de vibrație care pot duce la fenomene de

localizare a energiei vibratorii. Si prin urmare, poate accelera marirea fisurilor datorita concentrarii energiei vibratiilor asupra paletei deteriorate. In plus cercetarile de pana acum, in care s-a investigat raspunsul neliniar al structurilor cu defecte de fisurare in regiunile de veering, au fost foarte reduse.

In plus, dezvoltarea modelelor computationale foarte realiste presupune utilizarea unui numar foarte mare de grade de libertate (GDL). De aici nevoia de dezvoltare a unor modele de ordin redus capabile sa capteze eficient dinamica sistemului cu cat mai putine GDL posibile. Astfel, eficienta de calcul se imbunatateste, dar in problemele neliniare de acest gen, acuratetea rezultatelor si timpul de calcul sunt cruciale si sunt dependente de complexitatea si precizia cu care se doreste a fi modelata regiunea neliniara. Si anume, alegerea si numarul GDL ce definesc regiunea neliniara sunt factorii cheie de care depinde precizia si timpul metodei de calcul.

Datorita tuturor acestor aspecte mentionate mai sus, scopul acestei munci de cercetare este de a intelege diferentele fundamentale fizice provocate de efectele mistuning-ului fata de efectele provocate de prezenta unei fisuri pe o paleta in fenomenul de localizare al vibratiilor. Astfel, fenomenele de localizare pot fi exploatate in procesul de monitorizare structurala al integritatii rotoarelor si de detectare a defectelor. Directiile de cercetare sunt rezumate dupa cum urmeaza:

- Identificarea fenomenelor de localizare si caracteristicile vibratiilor neliniare puternic asociate cu prezenta fisurilor, astfel încât acestea sa poata fi exploatate in procesul de monitorizare structurala al integritatii rotoarelor si de detectare a defectelor.
- A oferi o intelegere mai aprofundata asupra fenomenelor fizice fundamentale de localizare a vibratiilor in rotoare datorita efectelor individuale si combinate ale prezentei mistuning-ului si/sau fisurilor pe una sau mai multe palete ale rotoarelor.
- Dezvoltarea unui model eficient de ordin redus pentru analiza unui rotor in cofiguratie complexa si cu defecte de fisurare.
- Integrarea tehnicilor de modelare ale rotoarelor ce prezinta defecte cu fisurare cu tehnicile de modelare ale rotoarelor in configuratie multitreapta pentru a permite predictia raspunsului vibratiilor rotoarelor in configuratie multitreapta si cu defecte de fisurare.

CAPITOLUL II

Elaborarea metodei XRR de monitorizare a integritatii structurale a rotoarelor monobloc in configuratie complexa si cu defecte de fisurare

Obiectivul acestui capitol este de a obtine eficient un model de ordin redus liniar si precis, cu cat mai putine grade de libertate posibile. Modelele obtinute se doresc a fi folosite ca date de intrare pentru codurile bazate pe tehnici neliniare pentru studierea efectelor de inchidere si deschidere a fisurilor. Simularile computationale non-liniare nu reprezinta scopul acestei teze. Rezultatele prezentate in acest capitol se pot regasi in publicatiile autorului [95, 96, 100].

2.1 Modelare matematica a metodei XRR

2.1.1 Vibratia discurilor nominale cu palete

In cazul ideal nominal, un disc cu palete este considerat a avea palete identice din punct de vedere al geometriei si al matricilor de masa si de rigiditate. Un disc nominal cu N -palete este compus din N sectoare identice (prezinta simetrie ciclica) si poate fi modelat aplicand conditia de faza corespunzatoare la interfata dintre doua sectoare adiacente pentru a descrie raspunsul vibratoriu a intregii structuri ciclice. Modelarea cu element finit a discurilor nominale cu palete devine relativ favorabila.

Este convenabil a se descrie modurile de vibratie al unui disc cu palete din punct de vedere al diametrelor nodale (aceste fiind descrise de liniile modale ce traverseaza diametrul discului). Diferenta de faza dintre sectoarele adiacente pentru un anumit diametru nodal h este definit ca $\phi_h = \frac{2\pi h}{N}$.

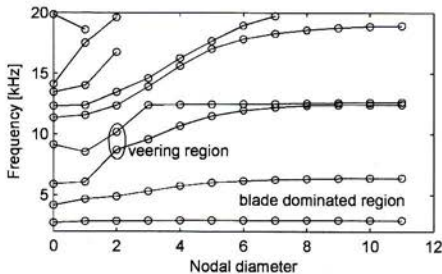


Figure 2.1: Frecventele naturale versus diametrele nodale pentru un disc cu palete nominal (rezultate dintr-o analiza efectuata in ANSYS).

Caracteristicile modurilor de vibratie sunt convenabil sintetizate de un grafic al frecventelor naturale in functie de diametrele nodale asa cum se arata in Fig. 2.1. Acest grafic dezvaluie doua aspecte importante ale structurii modale ale discului cu palete nominal. Primul aspect, pe masura ce diametrul nodal creste, liniile cu o inclinatie ascutita din Fig. 2.1 corespund modurilor de vibratie in care discul are o miscare dominanta. Liniile aproximativ orizontale reprezinta familii ale modurilor

de vibratie in care paletetele au o miscarea dominanta. O alta observatie notabila in Fig. 2.1 sunt numeroasele regiuni de veering in care modurile de vibratie nu mai sunt descrise exclusiv numai de miscarea discului sau numai a paletelor. Din punct de vedere fizic, prezenta regiunilor de veering indica un grad mare de cuplare intre aceste modurilor de vibratie iar miscarea intregii sturcturi este descrisa de miscarea combinata a discului cu paletetele. Ca un exemplu, primul mod de torsiune al diametrului nodal zero (al unui sistem nominal) este reprezentat in Fig.2.2a.

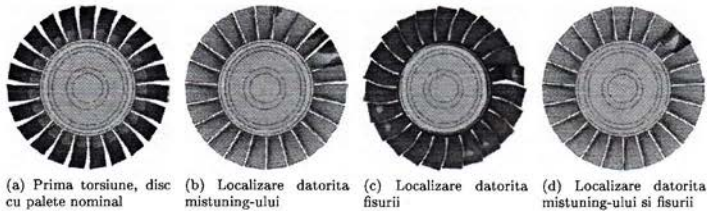


Figure 2.2: Fenomenul de localizare a energiei in modurile de vibratie datorita prezentei mistuning-ului si a fisurilor in discurile cu palete.

2.1.2 Metode de modelarea cu ordin redus a structurilor nominal cu o paleta fisurata.

Modelarea de ordin redus a structurilor calibrate cu o pala fisurata. Discurile cu palete sunt modelate sa prezinte simetrie ciclica. Din cauza catorva factori inevitabili, cum ar fi prezenta unor fisuri pe anumite palete, sau alte variatii ale acestora, presupunerea simetriei ciclice nu mai este valabila. Din moment ce modelele cu element finit ale discurilor industriale cu palete sunt costisitoare din punct de vedere al timpului computational si al resurselor, utilizarea modelelor reduce este avantajoasa si uneori inevitabila. Acest capitol furnizeaza un astfel de model redus obtinut utilizand o formulare noua a metodelor curente de ordin redus prin condensarea gradelor de libertate ce nu definesc interfata fisurata si, astfel, reducand dramatic dimensiunea modelului. In acest scop, o metoda Craig Bampton unic modificata este folosita dupa cum se va descrie in continuare. Ecuația generala a miscarii unei structuri elastice este exprimata ca:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} + \mathbf{F}_{nl}(\mathbf{x}_{nl}) = \mathbf{F}_{ext}(t), \quad (2.1)$$

unde \mathbf{M} , \mathbf{C} and \mathbf{K} reprezinta matricile de masa, amortizare si rigiditate. \mathbf{F}_{ext} reprezinta o excitatie periodica externa care nu depinde de raspunsul structurii. \mathbf{F}_{nl} este un vector al fortelor neliniare care sunt cauzate de deschiderea si inchiderea fisurii. Aceasta forta depinde de stadiul sistemului si mai exact de gradele de libertate \mathbf{x}_{nl} (pe fetele fisurii) care sunt implicate in non-liniaritati. A se lua in seama ca, in cazul liniar, se presupune ca $\mathbf{F}_{nl}(\mathbf{x}_{nl}) = 0$. Astfel, fisura este considerata intotdeauna deschisa. In acelasi timp, raspusul starii de echilibru a sistemului se presupune a fi armonic $\mathbf{X}(t) = \mathbf{x}e^{i\omega t}$ deoarece fortele externe sunt considerate armonice. Astfel, se obtine un model al domeniului de frecvente exprimat ca: $(-\omega^2\mathbf{M} + j\omega\mathbf{C} + \mathbf{K})\mathbf{x} = \mathbf{F}_{ext}$, unde ω este frecventa de excitatie. In continuare, gradele de libertate ale structurii se pot re-aranja si partitiona astfel:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{c1} \\ \mathbf{x}_{c2} \\ \mathbf{x}_p \\ \mathbf{x}_a \end{bmatrix}, \quad (2.2)$$

unde fiecare partitie corespunde unui anumit tip de grad de libertate dupa cum urmeaza:

- \mathbf{x}_{c1} si \mathbf{x}_{c2} corespund vectorilor gradelor de libertate ce definesc suprafata fisurilor. Acesti vectori formeaza *perechi de contact*. O pereche de contact este definita de 2 noduri ce se

considera a fi in contact unul cu celalalt atunci cand fisura este inchisa si nu exista forte externe.

- \mathbf{x}_p reprezinta gradele de libertate din vecinatatea suprafatei fisurilor.
- \mathbf{x}_a reprezinta toate celelalte gradele de libertate ale structurii.

Ecuatia liniara generala a miscarii structurii cu o paleta fisurata se poate scrie dupa cum urmeaza:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{c1,c1} & \mathbf{M}_{c1,c2} & \mathbf{M}_{c1,p} & \mathbf{M}_{c1,a} \\ \mathbf{M}_{c1,c2}^T & \mathbf{M}_{c2,c2} & \mathbf{M}_{c2,p} & \mathbf{M}_{c2,a} \\ \mathbf{M}_{c1,p}^T & \mathbf{M}_{c2,p}^T & \mathbf{M}_{p,p} & \mathbf{M}_{p,a} \\ \mathbf{M}_{c1,a}^T & \mathbf{M}_{c2,a}^T & \mathbf{M}_{p,a}^T & \mathbf{M}_{a,a} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{x}}_{c1} \\ \ddot{\mathbf{x}}_{c2} \\ \ddot{\mathbf{x}}_p \\ \ddot{\mathbf{x}}_a \end{bmatrix} + (1+j\gamma) \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{c1,c1} & \mathbf{K}_{c1,c2} & \mathbf{K}_{c1,p} & \mathbf{K}_{c1,a} \\ \mathbf{K}_{c1,c2}^T & \mathbf{K}_{c2,c2} & \mathbf{K}_{c2,p} & \mathbf{K}_{c2,a} \\ \mathbf{K}_{c1,p}^T & \mathbf{K}_{c2,p}^T & \mathbf{K}_{p,p} & \mathbf{K}_{p,a} \\ \mathbf{K}_{c1,a}^T & \mathbf{K}_{c2,a}^T & \mathbf{K}_{p,a}^T & \mathbf{K}_{a,a} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{c1} \\ \mathbf{x}_{c2} \\ \mathbf{x}_p \\ \mathbf{x}_a \end{bmatrix} = \mathbf{F}_{ext}. \quad (2.3)$$

unde amortizarea se presupune a fi la nivel structural cu un coeficient de amortizare γ .

Pentru a prezenta mai clar abordarea propusa, este convenabil sa aplicam mai intai o transformare de coordonate ecuatiilor de miscare ale structurii pentru a transforma perechile de grade de libertate ce definesc fisura. Matricea de transformare se defineste astfel:

$$\alpha = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{bmatrix}. \quad (2.4)$$

Se obtine un nou set de coordonate $\mathbf{x}_r = \mathbf{x}_{c1} - \mathbf{x}_{c2}$. Aceste coordonate reprezinta deplasari relative intre perechile de contact si depind de \mathbf{x} astfel:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}_{c1} \\ \mathbf{x}_{c2} \\ \mathbf{x}_p \\ \mathbf{x}_a \end{bmatrix} = \alpha \begin{bmatrix} \mathbf{x}_r \\ \mathbf{x}_{c2} \\ \mathbf{x}_p \\ \mathbf{x}_a \end{bmatrix} = \alpha \begin{bmatrix} \mathbf{x}_r \\ \mathbf{x}_h \end{bmatrix} = \alpha \tilde{\mathbf{x}}. \quad (2.5)$$

Se poate observa cu usurinta ca aceasta schimbare de coordonate elimina nevoia de a distinge cele doua seturi de coordonate din fiecare pereche de contact de celelalte grade de libertate ale structurii intrucat \mathbf{x}_h contine $\begin{bmatrix} \mathbf{x}_{c2} \\ \mathbf{x}_p \end{bmatrix}$. De remarcat ca vectorul \mathbf{x}_h reprezinta gradele de libertate ale structurii nominale cand aceasta nu are fisuri (sistem nominal nedeformat/nefisurat).

Folosirea de coordonate relative conduce la beneficii computationale substantiale. O parte din aceste beneficii au fost notate in referinta [41]. Totusi, in acea lucrare nevoia de a modela mistuning-ul cu CMS nu a permis folosirea celei mai importante beneficii, mai precis, simetria ciclica a structurii nominale nedeformate/nefisurate. In aceasta lucrare ne folosim de cel mai important beneficiu si modelam partitia sanatoasa folosind simetrie ciclica. Mai mult, timpul computational este redus considerabil in comparatie cu abordarea anterioara pentru ca un singur sector (cel cu paleta fisurata) interactioneaza cu coordonatele relative. Mistuning-ul este luat, de asemenea, in considerare asa cum este descris in continuare. Prin urmare, ecuatiile de miscare devin:

$$\tilde{\mathbf{M}}\ddot{\tilde{\mathbf{x}}} + (1+j\gamma)\tilde{\mathbf{K}}\tilde{\mathbf{x}} = \tilde{\mathbf{F}}_{ext}, \quad \text{unde} \quad (2.6a)$$

$$\tilde{\mathbf{M}} = \alpha^T \mathbf{M} \alpha = \begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{M}}_{\mathbf{x}_r} & \tilde{\mathbf{M}}_{\mathbf{x}_r, \mathbf{x}_h} \\ \tilde{\mathbf{M}}_{\mathbf{x}_r, \mathbf{x}_h}^T & \tilde{\mathbf{M}}_{\mathbf{x}_h} \end{bmatrix}, \quad (2.6b)$$

$$\tilde{\mathbf{K}} = \alpha^T \mathbf{K} \alpha = \begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{K}}_{\mathbf{x}_r} & \tilde{\mathbf{K}}_{\mathbf{x}_r, \mathbf{x}_h} \\ \tilde{\mathbf{K}}_{\mathbf{x}_r, \mathbf{x}_h}^T & \tilde{\mathbf{K}}_{\mathbf{x}_h} \end{bmatrix}, \quad (2.6c)$$

$$\tilde{\mathbf{F}}_{ext} = \alpha^T \mathbf{F}_{ext}. \quad (2.6d)$$

Diversele partitionari ale matricilor de masa si rigiditate sunt exprimate astfel:

$$\widetilde{\mathbf{M}}_{\mathbf{x}_r} = \mathbf{M}_{c1,c1}, \quad (2.7a)$$

$$\widetilde{\mathbf{K}}_{\mathbf{x}_r} = \mathbf{K}_{c1,c1}, \quad (2.7b)$$

$$\widetilde{\mathbf{M}}_{\mathbf{x}_r, \mathbf{x}_h} = [\mathbf{M}_{c1,c1} + \mathbf{M}_{c1,c2} \quad \mathbf{M}_{c1,p} \quad \mathbf{0}], \quad (2.7c)$$

$$\widetilde{\mathbf{K}}_{\mathbf{x}_r, \mathbf{x}_h} = [\mathbf{K}_{c1,c1} + \mathbf{K}_{c1,c2} \quad \mathbf{K}_{c1,p} \quad \mathbf{0}], \quad (2.7d)$$

$$\widetilde{\mathbf{M}}_{\mathbf{x}_h} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{c2,c2} & \mathbf{M}_{c2,p} & \mathbf{M}_{c2,a} \\ \mathbf{M}_{c2,p}^T & \mathbf{M}_{p,p} & \mathbf{M}_{p,a} \\ \mathbf{M}_{c2,a}^T & \mathbf{M}_{p,a}^T & \mathbf{M}_{a,a} \end{bmatrix}, \quad (2.7e)$$

$$\widetilde{\mathbf{K}}_{\mathbf{x}_h} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{c2,2} & \mathbf{K}_{c2,p} & \mathbf{K}_{c2,a} \\ \mathbf{K}_{c2,p}^T & \mathbf{K}_{p,p} & \mathbf{K}_{p,a} \\ \mathbf{K}_{c2,a}^T & \mathbf{K}_{p,a}^T & \mathbf{K}_{a,a} \end{bmatrix}. \quad (2.7f)$$

O importanta simplificare se poate face acum. Mai precis, matricile $\mathbf{M}_{c1,a}$, $\mathbf{M}_{c2,a}$, $\mathbf{K}_{c1,a}$ and $\mathbf{K}_{c2,a}$ devin 0 pentru ca nu mai exista nici o relatie fizica intre gradele de libertate ale suprafetelor fisurii si toate celelalte grade de libertate ale structurii, cu exceptia gradelor de libertate care se afla in vecinatatea suprafetelor fisurii.

In continuare, metoda Craig-Bampton CMS este folosita pentru a reduce dimensiunea modelului. Gradele de libertate relative sunt alese ca fiind grade de libertate active in modelul de ordin redus in timp ce toate celelalte grade de libertate sunt condensate utilizand CMS. In acest caz, al sistemului cu o paleta fisurata, miscarea este reprezentata de o combinatie liniara a modurilor de constrangere cu un set al modurilor normale cu interfata fixa ale structurii nedeformate, nefisurate. Matricea de transformare Craig-Bampton β se defineste ca:

$$\beta = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \Psi & \Phi \end{bmatrix}. \quad (2.8)$$

Modurile de contrangere Ψ definite pentru fiecare grad de libertate relativ ca fiind modul static indus de structura atunci cand unui grad de libertate relativ ii este impusa o deplasare unitara in timp ce toate celelalte grade de libertate active sunt mentinute fixe (zero). Setul de moduri normale Φ asociate cu gradele de libertate ce sunt condensate se calculeaza mentinand toate gradele de libertate fixe la valoarea zero. Dar, aceste moduri normale corespund structurii nedeformate/ nefisurate si pot fi calculate folosind conceptul de simetrie ciclica. Mai mult, aceste moduri normale pot fi trunchiate pentru domeniul de frecvente de interes pentru a reduce mai mult dimensiunea modelului. Ecuatiiile de miscare se pot reduce la :

$$\mathbf{M}_{ROM} \begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{x}}_r \\ \tilde{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + (1 + j\gamma)\mathbf{K}_{ROM} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_r \\ \mathbf{q} \end{bmatrix} = \mathbf{F}_{ROM}, \quad \mathbf{x}_r \in \mathbb{R}^{N_c}, \quad \mathbf{q} \in \mathbb{R}^{N_{nm}}, \quad (2.9)$$

unde N_c reprezinta numarul de grade de libertate al unei suprafete ce descrie fiecare fisura, iar N_{nm} reprezinta numarul de moduri normale incluse in Φ . De asemenea,

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}_r \\ \mathbf{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \Psi & \Phi \end{bmatrix} \tilde{\mathbf{x}}, \quad (2.10a)$$

$$\mathbf{M}_{ROM} = \beta^T \widetilde{\mathbf{M}} \beta = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{\mathbf{x}_r} & \mathbf{M}_{\mathbf{x}_r, \mathbf{q}} \\ \mathbf{M}_{\mathbf{x}_r, \mathbf{q}}^T & \mathbf{M}_{\mathbf{q}} \end{bmatrix}, \quad (2.10b)$$

$$(2.10c)$$

$$\mathbf{K}_{ROM} = \beta^T \widetilde{\mathbf{K}} \beta = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{\mathbf{x}_r} & \mathbf{K}_{\mathbf{x}_r, \mathbf{q}} \\ \mathbf{K}_{\mathbf{x}_r, \mathbf{q}}^T & \mathbf{K}_{\mathbf{q}} \end{bmatrix}, \quad (2.10d)$$

$$\mathbf{F}_{ROM} = \beta^T \widetilde{\mathbf{F}}. \quad (2.10e)$$

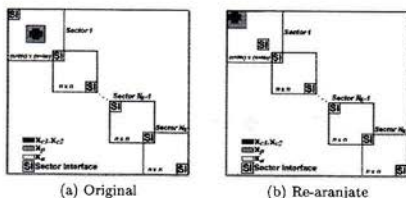


Figure 2.3: Structura conceptuala a matricilor de masa si de rigiditate ale intregului sistem, unde N_s reprezinta numarul de sectoare din sistem.

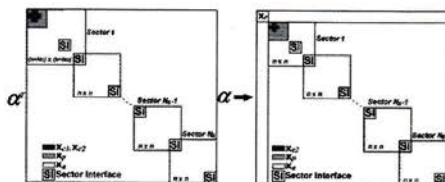


Figure 2.4: Structura conceptuala a matricii liniare α de transformare aplicate matricilor de masa si de rigiditate unde N_s reprezinta numarul de sectoare din sistem.

Diversele partitiori ale M_{ROM} si K_{ROM} sunt

$$M_{x_r} = \widetilde{M}_{x_r} + \Psi^T \widetilde{M}_{x_r, x_h}^T + \widetilde{M}_{x_r, x_h} \Psi + \Psi^T \widetilde{M}_{x_h} \Psi, \quad (2.11a)$$

$$K_{x_r} = \widetilde{K}_{x_r} + \Psi^T \widetilde{K}_{x_r, x_h}^T + \widetilde{K}_{x_r, x_h} \Psi + \Psi^T \widetilde{K}_{x_h} \Psi, \quad (2.11b)$$

$$M_{x_r, q} = \widetilde{M}_{x_r, x_h} \Phi + \Psi^T \widetilde{M}_{x_h} \Phi, \quad (2.11c)$$

$$K_{x_r, q} = \widetilde{K}_{x_r, x_h} \Phi + \Psi^T \widetilde{K}_{x_h} \Phi, \quad (2.11d)$$

$$M_q = \Phi^T \widetilde{M}_{x_h} \Phi = I, \quad (2.11e)$$

$$K_q = \Phi^T \widetilde{K}_{x_h} \Phi = \Lambda_0. \quad (2.11f)$$

De remarcat ca M_q si K_q reprezinta matricea de identitate I si matricea valorilor proprii Λ_0 ale sistemului nominal. Acest fapt conduce la simplificari dramatice in constructia modelului de ordin redus. Mai mult, dimensiunile modelului pot fi reduce cu o alta observatie cheie. Si anume, modulele de contrangere sunt nemule aproximativ doar in vecinatatea suprafetelor fisurii. Aceasta inseamna ca atat Ψ cat si Φ se pot exprima in functie de cantitati ce sunt calculate la nivel de un singur sector.

O reprezentare grafica pas cu pas a metodei este prezentata in Figurile de la 2.3 la 2.7. Structura matricelor sistemului nefisurat (M si K) rste prezentata in Fig. 2.3a. Asa cum poate fi observat, nu exista nici o legatura intre gradele de libertate ce definesc suprafata fisurii (reprezentate de x_{c1} si x_{c2}) si gradele de libertate ce definesc interfata dintre sectoare.

Pentru a opera cu datele computationale mai usor, matricile M si K sunt re-aranjate ca in Fig. 2.3b. De observat ca aceasta reorganizare nu chimba in niciun fel metodologia, aplicarea transformari liniare α este ilustrata in Fig. 2.4. Cea mai importanta consecinta a acestei transformari este obtinerea matricilor sistemului nominal nedeformat/nefisurat \widetilde{M}_{x_h} si \widetilde{K}_{x_h} (ce pot fi usor modelate folosind conceptul simetriei ciclice).

Matricea Craig-Bampton β este prezentata in Fig. 2.5a. Cea mai importanta prezumtie pentru calcularea acestei matrici il reprezinta faptul ca modurile de contrangere Ψ sunt considerate nenule doar in sectorul fisurat, in vecinatatea suprafetelor fisurii. Un exemplu al acestei caracteristici se poate observa in Fig. 2.6. Constrangerile aplicate gradurilor de libertate relative nu afecteaza in mod semnificativ deplasările care nu sunt invecinatele suprafetelor fisurii.

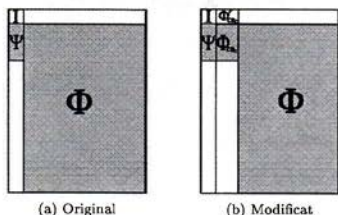


Figure 2.5: Conceptual structure of the original and modified Craig-Bampton transformation matrices.

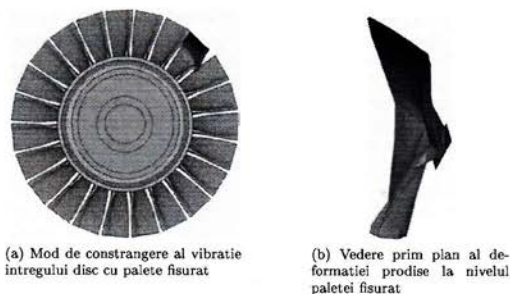


Figure 2.6: Exemplu de mod de constrangere al vibratiei unui disc cu palete fisurat, in care o deplasare unitara a fost aplicata coordonatei relative corespunzatoare perechi de contact numarului doi (in directie radiala).

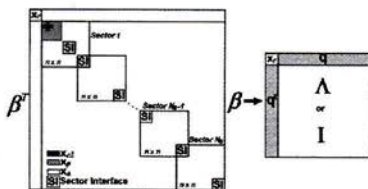


Figure 2.7: Structura conceptuala a matricii modale β de transformare aplicate matricilor de masa si de rigiditate unde N_s reprezinta numarul de sectoare din sistem.

Transformarea modala si modelul de ordin redus rezultat sunt exemplificate in Fig. 2.7. Este evident ca, matricile de ordin redus ale sistemului fisurat sunt de ordinul $N_c + N_{nm}$.

Paleta	Mistuning δ_i [%]	Paleta	Mistuning δ_i [%]
1	0	13	-3.25
2	-6	14	3.5
3	0.5	15	-3
4	-4.5	16	-2.5
5	1	17	-2
6	1.5	18	4
7	-4	19	-1.5
8	-2	20	4.5
9	-3.5	21	5
10	2.5	22	-1
11	3	23	-0.5
12	3.25		

Table 2.1: Valorile sablonului de mistuning folosit in studiul de caz.

2.1.3 Reprezentarea mistuning-ului in structuri ciclice cu o paleta fisurata

Cazul nominal al unui sistem este o idealizare. In realitate, exista intotdeauna mici diferente intre proprietatile structurale ale paletelor individuale, ceea ce distruge conceptul de simetrie ciclica a discurilor cu palete si al rotoarelor. Aceste iregularitati structurale, cunoscute sub nume comun de mistuning, pot deriva din tolerantele de manufacturare, abaterile in proprietatile materialului sau a uzurii neuniforme. Mistuning-ul este cunoscut ca a avea un efect potential dramatic asupra comportamentului vibratoriu al discurilor cu palete deoarece poate conduce la localizarea spatiala a energiei vibratorilor. Aceasta localizare spatiala conduce la concentrarea energiei vibratorilor dintr-un disc pe una sau mai multe cateva palete in loc sa fie distribuita uniform in sistem pe toate paletele. Astfel, efectul mistuning-ului trebuie inclus in analiza daca se doreste obtinerea unor estimari precise ale amplitudinilor raspunsului vibratorilor. Pentru a ilustra acest lucru, Fig. 2.2b prezinta modul de vibratie la diametrul nodal numarul doi al unui sistem ce prezinta mistuning. De observat ca una din lame raspunde cu o amplitudine mai mare.

Sablonul specific de mistuning folosit pentru a obtine modelul cu element finit si rezultatele modelului de ordin redus sunt afisate in tabelul 2.1. Si anume, mistuning-ul este considerat prezent in structura prin introducerea de valori diferite ale Modulului lui Young E_i pentru fiecare paleta in parte,

$$E_i = E_0(1 + \delta_i), \quad (2.12)$$

unde E_0 este Modulul lui Young pentru paleta nominal, iar δ_i reprezinta parametrul adimensional corespunzator mistuning-ului din fiecare paleta i .

In abordarea propusa, mistuning-ul de valoare mica este modelat cu acuratete pentru partea de structura nominala nedeformata/nefisurata a matricilor finale ale modelului de ordin redus. Pentru a modela mistuning-ul, metoda CMM introdusa de Lim si colab. [48] este utilizata. In aceasta metoda, factorii de participare modala ale modurilor normale de vibratie ale paletei incastrate sunt utilizati pentru a descrie miscarea lamelor din punct de vedere ale modurilor normale ale sistemului nominal nedeformat/nefisurat. Asadar, mistuning-ul este proiectat pe modurilor normale de vibratie ale paletei incastrate fara a necesita o reprezentare bazata pe componentele intregului sistem asa cum sunt raportate in lucrarea stiintifica anterioara [41]. De observat ca modurilor normale de vibratie ale paletei incastrate utilizate pentru a descrie miscarea paletei modului normal al sistemului nominal nedeformat/nefisurat sunt obtinute dintr-un model la nivelul unui singur sector. Detalii despre CMM pot fi gasite in referintele [6, 7, 48].

Forma finala a ecuatiilor de miscare sintetizate ale structurii ce prezinta pe de-o parte mistuning dar si o paleta fisurata este:

$$\mathbf{M}_{ROM} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{x}}_r \\ \ddot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + (1 + j\gamma) \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{\mathbf{x}_r} & \mathbf{K}_{\mathbf{x}_r, \mathbf{q}} \\ \mathbf{K}_{\mathbf{x}_r, \mathbf{q}}^T & \Lambda_0 + \sum_{i=1}^N \mathbf{P}_{\Phi, i}^T \Lambda_i^{\delta, b} \mathbf{P}_{\Phi, i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_r \\ \mathbf{q} \end{bmatrix} = \mathbf{F}_{ROM} \quad (2.13)$$

unde $\Lambda_i^{\delta, b}$ reprezinta diferentele intre valorile proprii ale paletei incastrate nominal fata de cele cu mistuning, iar $\mathbf{P}_{\Phi, i}$ reprezinta factorii de participare modala pentru paleta i .

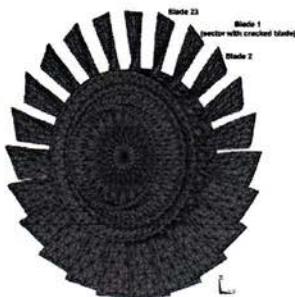


Figure 2.8: Modelul cu element finit al discului cu o paleta fisurata.

2.1.4 Metode de modelare cu ordin redus pentru structurile ce prezinta o fisura foarte mare sau fisuri multiple pe una din palete

Pentru cazul in care structura prezinta o fisura foarte mare sau mai multe fisuri per sector, matricea de transformare Craig-Bampton β ce modifica coordonate fizice in coordonate reduse (Ecuația 2.8 si Fig. 2.5a) nu e suficienta pentru a obtine matricile de masa si rigiditate reduse destul de precise pentru a descrie miscarea structurii fisurate. La anumite frecvente s-a observat ca modurile de vibratie ale structurii fisurate sunt similare cu modurile normale de vibratie ale paletei fisurate incastrate. De asemenea, la acele frecvente raspunsul este localizat in jurul acelei palete fisurate. Prin urmare, pentru fisuri mari, metoda de modelare cu ordin redus poate fi imbunatatita semnificativ, asigurandu-ne ca matricea de transformare din coordonate fizice in coordonate de ordin redus include si subspatiile descrise modurile normale de vibratie ale paletei fisurate incastrate. Aceste moduri sunt notate cu Φ_{CB_e} si au o proprietate importanta. Si anume, acestea sunt aproximativ nule in toate sectoarele cu exceptia sectorului cu paleta fisurata. Prin urmare, Φ_{CB_e} sunt usor calculate folosind modelul unui singur sector. Bazandu-ne pe aceste observatii, se defineste o matrice de transformare modificata Craig-Bampton β_m astfel:

$$\beta_m = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \Phi_{CB_e}^r & \mathbf{0} \\ \Psi & \Phi_{CB_e} & \Phi \end{bmatrix}, \quad (2.14)$$

unde $\Phi_{CB_e}^r$ este calculata folosind Φ_{CB_e} si matricea de transformare descrisa de ecuația 2.4. Mai exact, $\Phi_{CB_e}^r$ reprezinta deplasările relative între perechile de contact ale paletei fisurate incastrate. Reprezentarea grafica a matricii de transformare modificata Craig-Bampton este ilustrata in Fig. 2.5b.

2.2 Rezultate si discutii

In aceasta sectiune sunt discutate rezultatele obtinute folosind diversele metode de modelare cu ordin redus pentru discurile cu palete care prezinta atat mistuning cat si o paleta fisurata. Acuratetea rezultatelor este investigata pentru diversii parametri implicati in metoda propusa de modelare cu ordin redus.

2.2.1 Descrierea structurii cu o paleta fisurata

Structura considerata este prima treapta al turbinei unui elicopter in trei trepte. Rotorul studiat contine 23 de palete. Modelul cu element finit al acestui disc cu palete se prezinta in Fig. 2.8. Pachetul ANSYS de element finit a fost folosit pentru a executa toate analizele de element finit.

raza discului	150 mm
lungimea paletel	55 mm
latimea paletel la sectiunea bazei	35 mm
grosimea paletel la marginea leading in sectiunea bazei	4 mm
grosimea paletel la marginea trailing in sectiunea bazei	2 mm
grosimea paletel la marginea leading in sectiunea varfului	2,5 mm
grosimea paletel la marginea trailing in sectiunea varfului	1 mm
lungimea fisurii	15% din latimea paletel
unghiul de torsione a paletel	30 °

Table 2.2: Caracteristicile geometriei discului cu palete.

Discul cu palete se considera a fi fixat pe dintii amplasati pe marginile exterioare ale discului, ceea ce aproximeaza conditiile de proximitate cu celelalte trepte ale turbinei.

Modelul contine 17811 grade de libertate, un numar considerabil pentru a descrie precis comportamentul liniar al discului cu palete. Un alt model cu o discretizare mai fina a fost de asemenea folosit cu scopul de validare a metodei. Modelul mai fin contine 159603 grade de libertate.

Proprietatile de material al discului cu palete sunt: densitate $\rho = 9224 \frac{g}{cm^3}$; Modulul lui Young $E_0 = 100GPa$; coeficientul lui Poisson $\nu = 0.345$. Geometria discului cu palete are caracteristicile afisate in tabelul 2.2.

Matricile structurale ale sectorului cu o fisura si a sectorului nominal au fost transferate in Matlab pentru a se construi modelul de ordin redus pentru intregul disc cu palete. Pentru inceput, fisura este considerata ca fiind de dimensiuni mici. In absenta solicitarilor exterioare, nodurile din fiecare pereche sunt in contact unul cu celalalt.

2.2.2 Performanta modelelor de ordin redus si validitatea acestora

Rezultatele numerice sunt organizate in trei grupe principale: In primul rand, este examinata precizia estimarii valorilor proprii ale sistemului nominal fisurat avand o discretizare grosiera. In al doilea rand, este explorata precizia sistemului fisurat cu mistuning. In final, este investigata metoda pentru un model cu o discretizare mai fina ce prezinta o fisura foarte mare sau mai multe fisuri (pe una din palete).

2.2.2.1 Performanta modelelor de ordin redus si validitatea acestora pentru sistemele nominal fisurate

Acurateea metodei propuse de modelare cu ordin redus este demonstrata de capacitatea acesteia de a captura frecventele naturale a primelor 100 de moduri de vibratie ale discului cu palete de studiat. Acurateea rezultatelor obtinute pentru raspunsul vibratiilor libere ale structurii cu o paleta fisurata depinde de valorile alese ale parametrilor:

1. numarul de moduri normale N_{nm} retinute in modelul redus; o precizie mai mare se obtine pentru un N_{nm} mai mare, si
2. numarul de noduri N_c folosit pentru a modela suprafata fisurii; un numar mai mare de noduri relative asigura o descriere mai precisa a deformarii locale la interfata fisurii.

Cateva calcule au fost efectuate pentru cateva valori ale parametrului N_{nm} . Modurile normale incluse in modelul de ordin redus se obtin din analiza modala executata in ANSYS la frecvente de pana la 10 kHz, 20 kHz, 30 kHz si 40 kHz.

Asa cum se observa in Fig. 2.9, modelul de ordin redus prezice valorile proprii efective (furnizate de intregul model FEM) cu o eroare mai mica de $10^{-3}\%$. Variatia valorilor proprii se defineste ca fiind $\frac{\lambda_{ROM} - \lambda_a}{\lambda_a}$, unde λ_{ROM} valorile proprii prezise cu modelul de ordin redus, iar λ_a reprezinta valorile proprii exacte (anticipate de o analiza cu element finit in ANSYS). De remarcat este faptul ca aceste calcule sunt liniare ce permit fenomenul reciproc de penetrare intre perechile de noduri de la interfata fisurii.

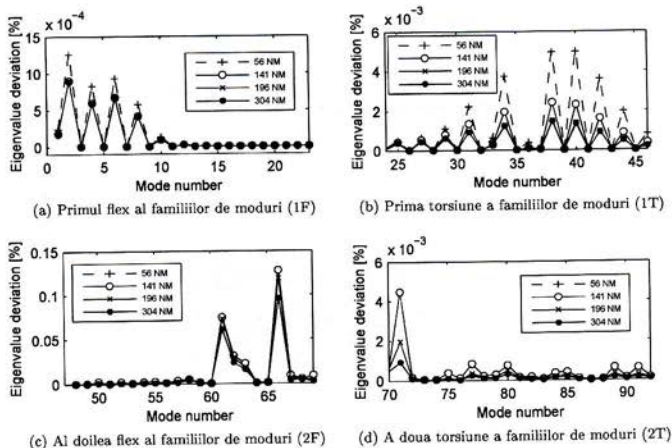


Figure 2.9: Vedere prim plan a variației valorilor proprii estimate cu ANSYS fata de cele estimate de modelul cu ordin redus, la diferite moduri normale (NM) incluse.

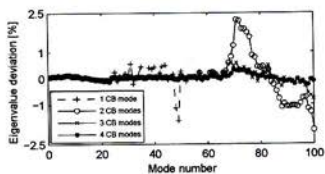


Figure 2.10: Influenta numarului de moduri de vibratie ale paletei incastrate folosite in modelarea efectului prezentei mistuning-ului in sistemul ce prezinta deasemenea o fisura.

2.2.2.2 Performanta modelelor de ordin redus si validitatea acestora pentru sistemele fisurate ce prezinta mistuning

Prezenta mistuningului intr-un sistem poate avea un efect drastic asupra raspunsului vibratoriu al discului ce prezinta o fisura pe una din palete. Pentru a ilustra acest efect, modul de vibratie al discului cu o paleta fisurata care prezinta mistuning deasemenea este prezentata in Fig. 2.2d.

Unul din avantajele cheie ale metodei propuse este acela ca mistuning-ul poate fi luat in considerare prin intermediul metodei CMM. Prin aceasta abordare, mistuning-ul este modelat ca fiind o perturbare a modurilor normale de vibratie ale paletei incastrate ale sistemului nedeformat/nefisurat. Asadar, modelele de ordin redus foarte eficiente si precise sunt dezvoltate in continuare. Sablonul de mistuning prezentat in tabelul 2.1 a fost folosit pentru atat pentru a obtine modelul cu element finit cat si modelul de ordin redus.

Modelul de ordin redus pentru discul cu mistuning si cu o paleta fisurata este foarte precis asa cum este demonstrat de faptul ca variatiile valorilor proprii (in comparatie cu cele furnizate de integral model FEM) sunt mai mici de 0.25% asa cum se poate observa in Fig. 2.10. Se poate observa de asemenea ca variatia valorilor proprii estimate scade pe masura ce numarul modurilor normale de

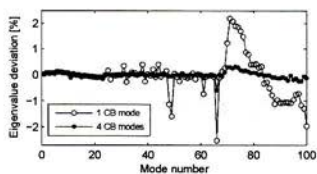


Figure 2.11: Variatia valorilor proprii estimate pentru discul fisurat ce prezinta mistuning in toate paletele inclusiv o valoare de 5% in paleta fisurata.

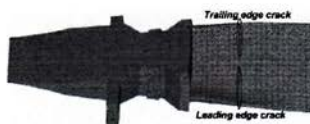


Figure 2.12: Modelul cu element finit al sectorului de disc ce prezinta doua fisuri foarte mari pe paleta.

vibratie ale paletei incastrate folosite in proiectarea mistuning-ului creste. Variatia valorilor proprii este definita ca fiind $\frac{\lambda_{ROM} - \lambda_{am}}{\lambda_{am}}$, unde λ_{ROM} reprezinta valorile proprii estimate de modelul cu ordin redus care include deasemenea efectele mistuningului si prezenta fisurii, iar λ_{am} reprezinta valorile proprii estimate folosind analiza cu element finit in ANSYS al intregului sistemului cu mistuning si cu o paleta fisurata. Comparand rezultatele din figurile 2.9 si 2.10 se poate observa ca erorile de predictie sunt mai mari cand consideram ca sistemul de studiat prezinta atat mistuning cat si o fisura pe una din palete. Acest lucru se datoreaza mai degraba capabilitatii metodei CMM de predictie a valorilor proprii unui sistem ce prezinta mistuning decat capabilitatii oferite de metoda propusa de modelare a structurilor ce prezinta atat mistuning cat si o fisura pe una din palete.

Metoda propusa de modelare a structurilor fisurate si cu mistuning ofera o precizie buna si atunci cand mistuning-ul este prezent in paleta fisurata. Fig. 2.11 demonstreaza ca atunci cand mistuning-ul este prezent deasemenea in paleta fisurata, modelul de ordin redus poate estima foarte bine valorile proprii ale sistemului ce prezinta atat mistuning cat si o fisura de dimensiuni mici pe una din palete.

2.2.2.3 Performanta modelelor de ordin redus si validitatea acestora pentru sistemele ce prezinta mistuning si o fisura foarte mare sau mai multe fisuri pe una din palete

Modelul cu element finit al sectorului de disc ce prezinta doua fisuri foarte mari pe paleta este prezentat in Fig. 2.12.

Fisurile sunt localizate la 1/3 de la baza sectiunii paletei. Fiecare fisura reprezinta 40% din latimea paletei. Fisura de pe marginea leading a paletei este descrisa de 45 de grade de libertate, iar fisura de pe marginea trailing a paletei de 48 de grade de libertate. Intregul sistem cu mistuning si cu o paleta fisurata contine 159,603 de grade de libertate. Modelul cu element finit al sectorului de disc fisurat contine 1,743 de grade de libertate.

O consecinta a prezentei unor fisuri asa de mari este aceea ca numarul modurilor normale de vibratie ale sistemului nominal necesare sa descrie sistemul fisurat creste dramatic. Pentru a ne adresa acestei probleme este folosita metoda modificata CB CMS descrisa in sectiunea 2.1.4. Figura 2.13 prezinta diferentele in variatia valorilor proprii estimate de metoda Craig-Bampton CMS cu si fara modificarile aduse acesteia. Variatia valorilor proprii este definita ca fiind $\frac{\lambda_{ROM} - \lambda_a}{\lambda_a}$, unde λ_{ROM}

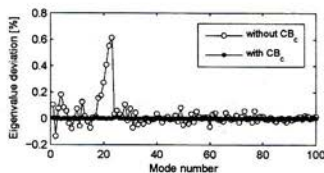


Figure 2.13: Influenta utilizarii sau nu a modurilor de vibratie ale paletei fisurate incastrate (CB_c) in estimarea valorilor proprii ale sistemului ce prezinta doua fisuri de dimensiuni foarte mari.

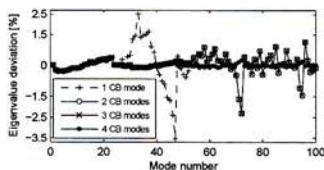


Figure 2.14: Influenta numarului de moduri de vibratie ale paletei incastrate folosite in modelarea efectului prezentei mistuning-ului in sistemul ce prezinta doua fisuri de dimensiuni foarte mari.

reprezinta valorile proprii estimate de modelul cu ordin redus, iar λ_n reprezinta valorile proprii estimate folosind analiza cu element finit in ANSYS al intregului sistem. Modelul de ordin redus, cu modificari de rigiure aduse acestuia, estimeaza valorilor proprii cu o eroare mai mica de 0.01% in comparatie cu cele furnizate de intregul model FEM. Comparatiile intre frecventele sistemului au fost efectuate folosind 226 de moduri normale de vibratie ale sistemului mentinute pentru ambele metode.

Cateva calcule au fost efectuate pentru a examina precizia estimarii mistuning-ului cu diferite modurilor normale de vibratie ale paletei incastrate. Asa cum se poate observa din Fig. 2.14, modelele de ordin redus estimeaza cu o eroare mai mica de 0.5% valorilor proprii furnizate de analiza cu element finit in ANSYS al intregului sistem. Comparatia dintre aceste frecvente ale sistemului cu mistuning a fost realizata pentru sablonul de mistuning afisat in tabelul 2.1.

Figura 2.15 demonstreaza ca atunci cand mistuning-ul este prezent deasemenea in paleta fisurata, modelul de ordin redus poate estima foarte bine valorile proprii ale sistemului ce prezinta atat mistuning cat si multiple fisuri de dimensiuni relativ mari pe una din palete. Acest rezultat este de asteptat. Prezenta mistuning-ului afecteaza matricea de rigiditate a paletei fisurate si astfel afecteaza intrările in matricele de ordin redus corespunzatoare coordonatelor relative. Exista doua

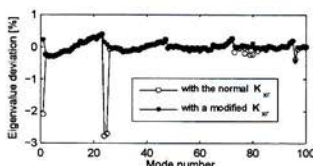


Figure 2.15: Variatia valorilor proprii estimate pentru discul fisurat ce prezinta mistuning in toate paletele inclusiv o valoare de 5% in paleta ce contine doua fisuri de dimensiuni foarte mari.

solutii pentru a solutiona aceasta problema. In primul rand paleta fisurata se poate considera ca fiind o paleta de referinta (cu fisurile inchise). Apoi, prin definitie, nu se mai considera prezenta mistuning-ului in paleta fisurata. In al doilea rand, variatia rigiditatii corespunzatoare coordonatelor relative in matricile de ordin redus poate fi modelata explicit pentru acea portiunea a paletei fisurate a modelului. Oricare din aceste doua solutii conduce la modele eficiente si precise. Rezultatele obtinute folosind cea de-a doua solutie (de exemplu folosind o matrice K_{x_1}) modificata sunt prezentate in Fig. 2.15.

Obiectivul acestui capitol este de a obtine eficient un model de ordin redus liniar si precis, cu cat mai putine grade de libertate posibile. Modelele obtinute se doresc a fi folosite ca date de intrare pentru codurile bazate pe tehnici neliniare pentru studierea efectelor de inchidere si deschidere a fisurilor. Simularile non-liniare nu reprezinta scopul acestei teze.





CAPITOLUL III

Proiectarea echipamentului de monitorizare a integritatii structurale a rotoarelor monobloc in configuratie complexa, multi-treapta si cu defecte de fisurare

3.1 Componenta echipamentului de monitorizare a integritatii structurale a rotoarelor

Instrumentatia utilizata pentru a examina efectele mistuningului, fisurii si compunerii multi-treapta al discurilor cu palete, intr-un mediu controlat, este prezentat in figura 3.1. Aceasta se compune dintr-un disc cu palete, si din sistemele de excitatie EOE si masurare ce consta dintr-un Vibrometru Laser de Scanare cu efect Doppler (SLDV), ambele non-contact, pentru a evita introducerea de noi surse de mistuning. Discul cu palete face parte dintr-o turbina in trei trepte al unui elicopter. Masuratorile obtinute cu sistemul SVDL pot fi exportate numeric pentru a fi ulterior extern procesate sau pot fi vizualizate 2D sau 3D in mediul software al controlerului SVDL. Atat sistemul de excitare cat si de masurare sunt controlate in mod automat de catre un computer industrial de lucru prin intermediul mediului de programare Labview. Intregul experiment are loc pe o masa anti-vibratorie, care izoleaza specimenul de testat si masurat de catre sursele de vibratii inconjuratoare. Deasemenea experimentul este incapsulat intr-o camera anecoida pentru a prevenii expunerea utilizatorilor la factorii de zgomot industrial destul de mari la frecventele de lucru.

O parte din avantajele dezvoltarii si folosirii echipamentului si metodelor de analiza prezentate in acest capitol au fost inglobate intr-o serie de seminarii sustinute de autor ([101, 102]).



Figure 3.1: Standul experimental pentru excitarea si masurarea non-contact a discurilor cu palete in configuratie complexa, multitreapta

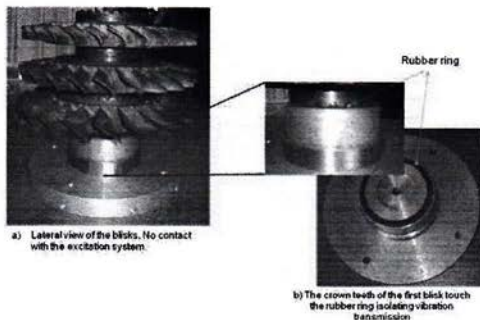


Figure 3.2: Pozitionarea celor trei discuri cu 23, 25 si respectiv 29 palete in configuratie monobloc multi-treapta.

3.2 Proiectarea dispozitivului mecanic de sustinere si pozitionare al rotoarelor monobloc in configuratie complexa si cu defecte de fisurare

Dispozitiv mecanic din Fig.3.2 consta dintr-o flansa de aluminiu si are scopul de a ajuta la pozitionarea rotoarelor de testat pe masa rotativa. De asemenea, va ajuta la pozitionarea specimenului de testat cu o eroare concentrica de 0.3 mm. Un exemplu de masurare si ajustare a erorilor se prezinta in Fig.3.3.



Figure 3.3: Exemplificarea masuratorilor de reducere a erorilor de concentricitate.

In experimentul propus se doreste ca specimenul de testat sa nu se afle in contact cu dispozitivul mecanic sau cu orice alt dispozitiv, in scopul de izolare a energiilor vibratiilor. Pentru a rezolva aceasta sarcina un inel de cauciuc a fost utilizat si atasat dispozitivului mecanic de aluminiu conform Figurii 3.2.

3.3 Sistemul de excitare acustica EOE al rotoarelor monobloc in configuratie complexa si cu defecte de fisurare

Pentru a evita modificarea specimenului de testare si introducerea in mod ne-intentionat al mistuning-ului, se doreste furnizarea excitatiei asupra specimenului fara contact. In plus in scopul de a atinge o gama completa de moduri de excitatie, este nevoie de un mijloc de excitare pentru fiecare paleta.

Astfel s-a ales sa se foloseasca un mod de excitatie acustica. Un mic speaker a fost pozitionat la 1mm (0.039 inch) fata de suprafata de contact a fiecarei palete. Speakererele au un diametru de 4 mm (0.157 inch), cu o impendata electrica de 8 omi si o putere maxima de 0.3 wati. Speakererele au fost pozitionate aproximativ paralel in spatele fiecarei palete prin intermediul unor blocuri acrilice taiate la acelasi unghi ca cel al paletelor in planul discului dupa cum se poate observa in Fig. 3.4.

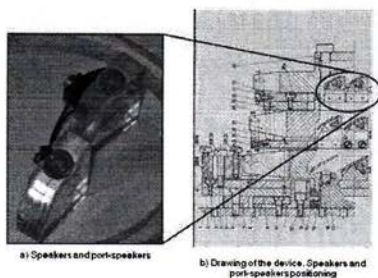


Figure 3.4: Exemplificare speakere incapsulate in blocuri acrilice

Fiecare difuzor a fost incapsulat in blocul sau acrilic, care a fost atasat cu ajutorul unui surub special pe o placa acrilica montata in spatele specimenului de testare. Blocurile acrilice au fost fabricate si montate individual pentru fiecare paleta astfel incat sa permita detasarea acestora cu usurinta din sistemul de testare fara a perturba specimenul de testare. In acest fel difuzoarele pot fi inlocuite, desurband blocul acrilic potrivit asociat difuzorului, adaugand un nou difuzor in acelasi bloc acrilic si repositionandu-l la loc in spatele paletei specimenului de testare.

3.3.1 Generarea de semnal folosit in partea experimentală al rotoarelor monobloc in configuratie complexa si cu defecte de fisurare

In generarea semnalelor sinusoidale pentru a alimenta speakererele folosite in experiment sau folosit doua metode ambele facand uz de placa de achizitii de la National Instruments PCI 6723.

Pentru cazul in care se doreste excitarea unei singure palete la un moment dat, placa de achizitii s-a folosit impreuna cu urmatoarele instrumente: generator de semnal, circuit de amplificare, circuit de demultiplexare. Schematica acestui caz se poate observa in Figura 3.5. Generarea de semnal pentru acest caz este facuta de catre un Sintetizator Multifunctional de la Tektronix, deoarece un semnal cu o rezolutie mai mare este dorita. Dupa generare, semnalul trece printr-un circuit de demultiplexare, pentru a fi atribuit speakerului de sub paleta care se doreste a fi excitata. In acest caz placa de achizitii a ajutat la generarea de semnale digitale TTL (0-5V) pentru a comanda iesirea demultiplexorului. Semnalul de la iesirea circuitului de demultiplexare va fi conditionat, astfel va fi trecut printr-un circuit de amplificare inainte de a ajunge sa alimenteze speakerul si a genera excitatie asupra paletei. Conditionarea semnalului este necesara deoarece Sintetizatorul nu ofera suficienta energie necesara alimentarii speakerelor cu o impedanta de 8 Ω la puterea maxima de operare. Amplitudinea, frecventa si faza semnalului analogic de alimentare a fiecarei speaker sunt controlate automat de catre un computer prin mediul de programare Labview de la National Instruments.

In cel de-al doilea caz, in care se doreste excitarea simultana a tuturor paletelor, placa de achizitii s-a folosit impreuna numai cu circuitul de amplificare. Schematica acestui caz se poate observa in Figura 3.6. Generarea de semnal a fost facuta prin intermediul placii PCI 6723. Rezolutia in faza a semnalului a fost redusa datorita capacitatii maxime limitate de generare a semnalelor analogice de catre placa de achizitie. Si in acest caz la fel ca in precedentul toti parametrii semnalului pot fi controlati automat de catre un computer prin mediul de programare Labview de la National Instruments.

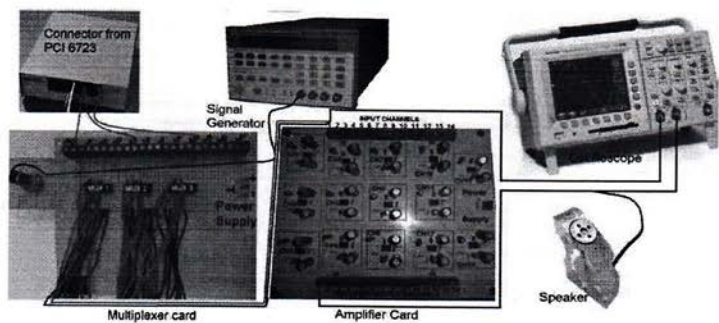


Figure 3.5: Generarea de semnal folosit in partea experimentală in cazul in care se dorește excitarea unei singure palete la un moment dat.

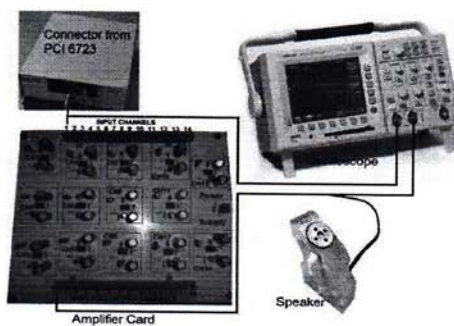


Figure 3.6: Generarea de semnal folosit in partea experimentală in cazul in care se dorește excitarea tuturor paletelor din disc simultan.

CAPITOLUL IV

Algoritmi de monitorizare a integritatii structurale a rotoarelor monobloc in configuratie complexa, multi-treapta si cu defecte de fisurare

4.1 Algoritmul de calibrare al speakerelor

Inainte ca orice speaker sa fie folosit in experiment pentru a oferi excitatie unei anumite paete, raspunsul fiecaruia in frecventa a fost masurat in scopul unei mai usoare calibrarii a experimentului in continuare. Rezultatele prezentate in aceasta sectiune al capitolului IV se pot regasi in publicatia autorului [97].

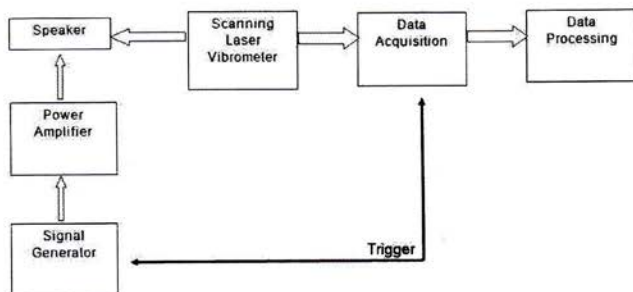


Figure 4.1: Diagrama bloc a experimentului de testare si masurare a fiecarui speaker in parte.



Figure 4.2: Speaker montat in blocul sau de acril, cu detaliu asupra suprafetei deschise care ofera posibilitatea masurarea membranei acestuia.

Diagrama bloc a acestui experiment este prezentat in figura 4.1. Fiecare speaker este deja montat in suportul sau acrilic asa cum se poate observa in figura 4.2. Fiecare speaker va fi alimentat individual cu un semnal sinusoidal si raspunsul in frecventa al fiecaruia va fi analizat. Fasciculul laser a fost focalizat pe suprafata deschisa din mijlocul speakerului, suprafata ce ofera acces la membrana care oscileaza provocand sunet. Vibrometrul cu laser va fi folosit pentru a masura viteza de oscilatie

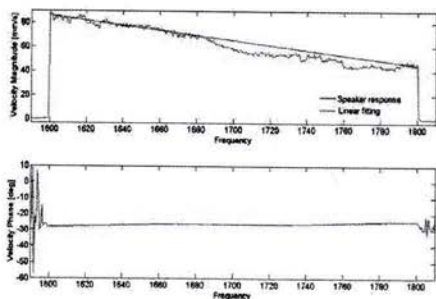


Figure 4.3: Raspunsul in frecventa al unui speaker oarecare.

a membranei la diferite frecvente ale semnalului de alimentare a speakerului. Semnalul de iesire dat de controlerul vibrometrului cu laser este supus unei transformari fourier pentru o mai simpla, rapida si stabila interpretare a raspunsului vibratiei in amplitudine si faza.

Fascicolul laserului este trimis astfel incat sa cada perpendicular pe suprafata de masurat. Deasemenea suprafata deschisa a speakerului unde se vor face masurarile a fost invelita cu un strat foarte subtire de pudra cu un coeficient de reflectivitate foarte mare. Astfel, focalizarea fascicolului a fost maxima cu un diametru al spotului masurand 2-3 μm . Vibrometrul masoara viteza suprafetelor intr-o directie paralela cu fascicolul laser.

In scopul calibrarii acustice, fiecare speaker a fost alimentat in banda de frecvente de la 1600 Hz la 1800 Hz, banda in care se regaseste prima familie de moduri de flexiune a discului de paleta de masurat. Raspunsul in frecventa al unui speaker oarecare masurat in banda de frecvente specificata mai sus arata ca in figura 4.3. Dupa cum se poate observa raspunsul in amplitudine nu este constant, asa cum ar trebui sa fie in modul ideal, in banda relativ ingusta de frecventa aleasa pentru testare. Acest lucru se va cuantifica intr-o sursa de de erori in procesul de calibrare in amplitudine la nivelul discului intrucat acest procedeu se bazeaza pe principiul de reciprocitate. Pe de alta parte, raspunsul in faza a speakerului este constant liniar, fapt ceea ce va favoriza calibrarea foarte buna in faza la nivelul discului.

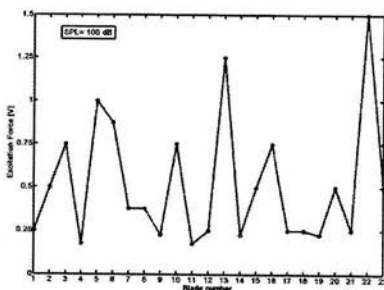


Figure 4.4: Diferentele in caracteristicile de putere a speakerelor ce apartin fiecarei palete.

Algoritmul de calibrare la nivelul discului presupune calibrarea in mod iterativ a excitatiei aplicate asupra fiecarei palete astfel incat diferentele, intre raspunsurile in amplitudine a diferitelor

paleta, sa fie minimizate in cazul excitarii unei singure paleta, si totodata faza excitarii sa fie cat mai precis aplicata astfel incat sa se obtina raspunsul la excitare cu diferenta de faza intre paleta dorita cat mai corect. In acest scop, speciunile folosite in excitarea acustica se doresc a prezenta o caracteristica cat mai lineara in banda de frecvente de masurat, de aici si nevoia de masurare si caracterizare a fiecarui speaker in parte.

S-a analizat deasemenea si puterea fiecarui speaker, de a produce excitatie asupra paletelor sistemului in care vor fi incluse. Aceste rezultate sunt prezentate in figura 4.4. Pentru aceasta analiza s-a vrut a se cunoaste care este nivelul semnalului cu care fiecare speaker trebuie alimentat pentru a produce o presiune SPL de 100dB la o distanta fixa si constanta pentru fiecare speaker pentru a produce 1cm. Dupa cum se poate observa, caracteristicile de putere a speakerelor sunt foarte diferite intre ele, ceea ce va ingreuna procesul de calibrare. Din figura 4.4 se poate deduce deasemenea nevoia implementarii unui procedeu de calibrare care sa minimizeze toate erorile de manufacturare si pozitionare a excitatiei fata de discul cu paleta de masurat.

4.2 Algoritmul de calibrare a raspunsului discurilor cu paleta ca urmare a excitarii EOE

In cazul excitarii EOE raspunsul vibratoriu al fiecărei paleta depinde substantial de cat de bine fortele care vor fi aplicate sistemului sunt calibrate. De aceea un intreg algoritm este propus, pentru a rezolva precizia fortelor de excitare care vor aplicate asupra paletelor, dupa cum urmeaza. O parte din rezultatele prezentate in aceasta sectiune al capitolului IV se pot regasi in publicatia autorului [99].

Ecuatia de miscare pentru discul cu paleta este:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + (1 + j\gamma)\mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}_{ext}(t), \quad (4.1)$$

unde \mathbf{M} si \mathbf{K} reprezinta matricile de masa si de rigiditate a sistemului si sunt matrici simetrice. \mathbf{F}_{ext} reprezinta excitatia acustica externa periodica aplicata sistemului, iar γ este parametrul de amortizare structurala al discului cu paleta.

Daca,

$$\begin{aligned} \mathbf{x} &= \mathbf{X}e^{i\omega t}, \\ \mathbf{D} &= -\omega^2\mathbf{M} + (1 + j\gamma)\mathbf{K}, \\ \mathbf{F}_{ext}(t) &= \mathbf{F}_{ext}e^{i\omega t}. \end{aligned}$$

Atunci ecuatia de miscare se poate rescrie ca fiind

$$\mathbf{X} = \mathbf{D}^{-1}\mathbf{F}_{ext}, \quad (4.3)$$

in care \mathbf{X} si \mathbf{D} sunt matrici construite din mai multe seturi de date de masura colectate in urma excitatiei individuale a fiecărei paleta.

Matricea de flexibilitate a sistemului este definita ca fiind:

$$\mathbf{D}^{-1} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \dots & \alpha_{1N} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \dots & \alpha_{2N} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \alpha_{N1} & \alpha_{N2} & \dots & \alpha_{NN} \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

unde α_{kl} este deplasarea paletei k datorita unei forte sinusoidale aplicate la paleta l , cand toate celelalte forte aplicate la celelalte paleta sunt egale cu zero, iar N este numarul total de paleta.

Utilizand variabile dummy in locul parametrilor de faza $e^{i\theta_{kl}}$, si amplitudine Γ_{kl} , corespunzatori unei anumite valori ale diametrului nodal, si erorile lor dummy corespunzatoare $e^{i\Delta\theta_{kl}}$ si $\Delta\Gamma_{kl}$, valorile raspunsului si a excitatiei pot si rescrise in functie de acesti patru parametri. Astfel liniile si coloanele matricii \mathbf{X} vor fi descrise de valorile $(\mathbf{X}_{kl} + \Delta\mathbf{X}_{kl})e^{i\psi_{kl} + \Delta\psi_{kl}}$ iar liniile si coloanele matricii \mathbf{F} vor fi descrise de valorile $(\mathbf{F}_{kl} + \Delta\mathbf{F}_{kl})e^{i\phi_{kl} + \Delta\phi_{kl}}$. Erorile de masurare includ zgomot, imperfectiunile

de cablaj, si celelalte deviatii care pot aparea in generarea fortelor acustice. Pentru a simplifica notatia in continuare se considera ca, $(\mathbf{X}_{kl} = \mathbf{X}_{kl} + \Delta\mathbf{X}_{kl})$, $(\mathbf{F}_{kl} = \mathbf{F}_{kl} + \Delta\mathbf{F}_{kl})$, $\theta = \psi_{kl} + \Delta\psi_{kl}$, $\Phi_{kl} = \phi_{kl} + \Delta\phi_{kl}$. Valorile amplitudinii si fazei corespunzatoare unei anumite valori ale diametrului nodal in cazul aplicarii excitatiei EOE variaza conform cu $ND\frac{2\pi}{N}$, unde variabila ND reprezinta valoarea excitarii diametrului nodal.

In cazul in care sistemul este perfect calibrat, fara zgomot, raspunsul in faza a acestuia ar trebui sa fie egal cu diferenta de faza corespunzatoare excitarii EOE aplicate de la paleta la cealalta. Paletele k si l reprezinta numarul paletei masurate si paletei excitate. In cazul excitarii individuale a fiecarei palete, ecuatia de miscare devine:

$$\mathbf{X} = \mathbf{D}^{-1} \begin{bmatrix} F_1 e^{i\Omega_1} & & & 0 \\ & F_2 e^{i\Omega_2} & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & F_N e^{i\Omega_N} \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

unde

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} X_{11} e^{i\theta_{11}} & X_{12} e^{i\theta_{12}} & \dots & X_{1N} e^{i\theta_{1N}} \\ X_{21} e^{i\theta_{21}} & X_{22} e^{i\theta_{22}} & \dots & X_{2N} e^{i\theta_{2N}} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ X_{N1} e^{i\theta_{N1}} & X_{N2} e^{i\theta_{N2}} & \dots & X_{NN} e^{i\theta_{NN}} \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

In continuare se defineste parametrul c_k ca fiind:

$$c_k = \frac{F_k e^{i\Omega_k}}{F_l e^{i\Omega_l}} \quad (4.7)$$

Asadar, ecuatia 4.5 devine:

$$\mathbf{X} = F_l e^{i\Omega_l} \mathbf{D}^{-1} \begin{bmatrix} c_1 & & & 0 \\ & c_2 & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & c_N \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

Termenii din ecuatia 4.8 in reprezentarea lor extinsa arata de forma:

$$X_{lk} e^{i\theta_{lk}} = F_l e^{i\Omega_l} \alpha_{lk} c_k \quad (4.9)$$

Acestui sistem, pentru a putea fi corect determinat, se impune conditia ca:

$$\sum_{k=1}^N c_k = N \quad (4.10)$$

Conform teoriei de reciprocitate, intr-un sistem linear este valabila egalitatea $\alpha_{kl} = \alpha_{lk}$. Daca impartim termenul $X_{kl} e^{i\theta_{kl}} F_l e^{i\Omega_l} \alpha_{kl} c_l$ cu termenul $X_{lk} e^{i\theta_{lk}} F_k e^{i\Omega_k} \alpha_{lk} c_k$ si folosind teorema reciprocitatii rezulta ca:

$$\frac{c_l}{c_k} = \frac{X_{kl}}{X_{lk}} e^{i(\theta_{kl} - \theta_{lk})} \quad \text{sau} \quad c_l - \frac{X_{kl}}{X_{lk}} e^{i(\theta_{kl} - \theta_{lk})} c_k \quad (4.11)$$

Grupand ecuatiile 4.10 si 4.11, pentru toate valorile lui l si k , sub forma unei matrici si notand $\xi^{kl} = e^{i(\theta_{kl} - \theta_{lk})}$, sistemul de rezolvat va avea forma:

$$\mathbf{A} \mathbf{c} = \mathbf{b} \quad (4.12)$$

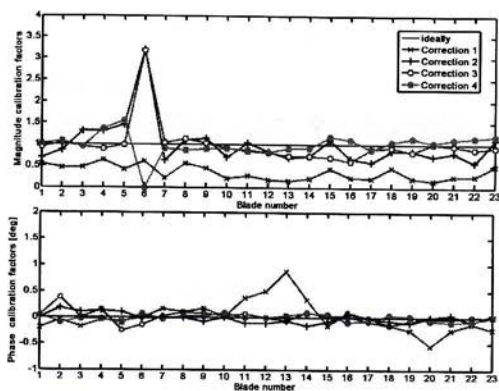


Figure 4.5: Coeficientii de calibrare in amplitudine si faza pentru prima familie de flexiune (1F) de moduri de vibratie a discului cu paleta industrial.

unde Θ_k reprezinta faza excitarii EOE corespunzatoare paletii k .

Pentru calibrarea sistemului in cazul excitatiei individuale a fiecarei paleta numai coeficientul de calibrare in amplitudine trebuie luat in considerare. Insa, cu excitatia EOE (prin care se simuleaza fortele exercitate asupra discului cu paleta in interiorul turbinei) se necesita calibrarea sistemului atat in amplitudine cat si in faza. Datorita prezentei factorilor neliniari in sistem datorita variatiei sursei de excitare cu distanta la care este aplicata fata de specimen, cateva iteratii ale procesului de calibrare trebuiesc implementate pana cand coeficientii c sunt intre nivelul de eroare dorit.

A se observa faptul ca coeficientii de calibrare depind de deplasarile sistemului, dar cantitatile colectate cu ajutorul vibrometrului laser sunt de obicei viteze. Deoarece discul cu paleta prezinta amortizare structurala si este supus unei miscari armonice, deplasările acestuia sunt proportionale cu vitezele si prin urmare pot fi inlocuite cu vitezele normalizate. Totusi acest lucru nu este necesar intrucat vitezele normalizate se reduc in ecuatia 4.11 cand numai ratia $\frac{\dot{X}_{kt}}{X_{ik}}$.

Ca pas de pornire se poate considera sistemul in care excitarea EOE este de valoare zero, adica raspunsul tuturor paletelor trebuie sa fie in faza una faza de alta. Pentru inceput s-a incercat aplicarea procedurii de calibrare pentru prima familie de flexiune de moduri de vibratie a discului cu paleta a caror frecvente de rezonanta au loc in banda de frecvente de la 1600 Hz la 1800 Hz.

Figura 4.5 prezinta coeficientii de calibrare in amplitudine si faza pentru fiecare paleta in banda de frecventa aleasa. A se observa faptul ca chiar si dupa cea de-a patra iteratie coeficientii de calibrare in amplitudine nu converg spre valoarea unitara cum este de dorit pentru a obtine un sistem perfect calibrat.

Pentru a obtine rezultatele de mai sus, s-a adus o imbunatire procedurii de calibrare. Datele colectate ce contin raspunsul in amplitudine si faza pentru toate frecventele de rezonanta a tuturor paletelor, sunt filtrate dupa urmatoarea rationament. Nu se vor forma ecuatii intre perechi de paleta daca una din acestea prezinta, in primul rand, un raspuns in amplitudine sau faza de trei ori mai mare decat perechea ei, iar in cel de-al doilea rand, daca acel raspuns este mai mic decat o valoare prag aleasa (spre exemplu $200\mu m$) ce defineste plafonul de zgomot al masuratorilor. Deasemenea acest plafon se poate mari sau micora depinzand de marimea concentratiei de energie ce are lor in sistem la acea frecventa de excitare.

Faptul ca procesul de calibrare nu converge la rezultate optime in aceasta banda de frecvente si deoarece raspunsul este localizat a condus la aplicarea procedurii de calibrare la frecvente mai mari, unde se doreste un grad mai mare de cuplaj intre paleta la aceasi frecventa de excitare.

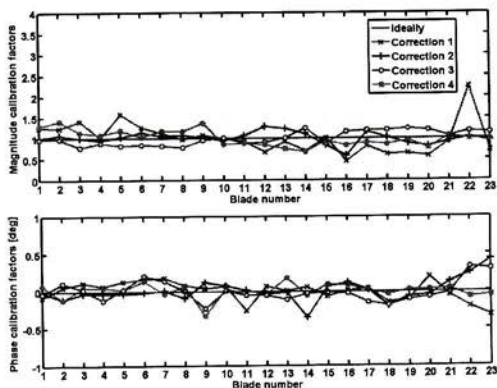


Figure 4.6: Coeficientii de calibrare in amplitudine si faza pentru prima familie de torsiune (1T) de moduri de vibratie a discului cu paleta industrial.

Dupa cum se poate observa din figurile 4.6 paletile prezinta un grad mai mare de cuplaj intre ele la frecventele mai inalte dar totusi nu indeajuns pentru o convergenta optima a procedului de calibrare. Pentru acest studiu de caz, s-a considerat prima familie de torsiune de moduri de vibratie cu frecventele de rezonanta intre 4000 Hz la 4200 Hz. Dupa cea de-a patra iteratie coeficientii de calibrare in amplitudine in aceasta banda de frecventa prezinta o convergenta spre valoarea unitara dar nesatisfacatoare inasa.

In acest moment se inspecteaza faptul ca temperatura mediului ambiant influenteaza major masuratorile. Astfel, printr-o analiza modala in Ansys a discului cu paleta, in care variatiile temperaturii sunt luate in considerare, se observa faptul ca sistemul isi schimba frecventa de rezonanta odata cu cresterea temperaturii. Acest rezultat este prezentat in figura 4.7. Dupa cum se poate observa, frecventa de rezonanta variaza odata cu temperatura, iar daca frecventa de excitare nu variaza si ea in timp cu fluctuatiile temperaturii, raspunsul in amplitudine colectat poate fi eronat cu un procent de pana la 50% poate si mai mult, depinzand de valoare coeficientului de amortizare structurala prezent in fiecare paleta, care la randul lui variaza si el timp odata cu temperatura mediului ambiant.

Prin figura 4.8 se demonstreaza deasemenea cum amplitudinea unui punct fix de masura de pe o paleta variaza in timp, datorita fluctuatiilor de temperatura ce au loc in mediul ambiant. In procesul de calibrare, colectarea raspunsurilor in amplitudine si faza a tuturor paletelor excitate la toate frecventele de rezonanta proprie din banda de frecventa corespunzatoare familiei de moduri de vibratie aleasa, presupune un proces de durata, aproximativ 52 ore. Astfel, masuratorile nu mai prezinta fenomenul de reciprocitate intrucat conditiile de masuratoare nu mai sunt identice de la un moment de timp la altul.

Astfel, pentru a compensa pentru aceste erori introduse de fluctuatiile temperaturii se poate opta pentru, unu, efectuarea masuratorilor intr-un mediu in care temperatura este controlata si mentinuta fixa, doi, colectarea in acelasi timp atat a raspunsului in amplitudine a sistemului cat si temperatura mediului ambiant la care acele masuratori au fost efectuate si compensarea raspunsului in momentul post-procesarii datelor.

Pentru a se demonstra capabilitatea procedului de calibrare propus, s-a recurs la accelerarea colectionarii de masuratori, prin reducerea numarului de paleta ce se vor calibrate intre ele. Odata cu reducerea numarului de paleta, banda de frecvente de excitare corespunzatoare frecventelor de rezonanta a acestora este micorata. Astfel, s-au ales doar acele paleta ce prezinta un grad mare de

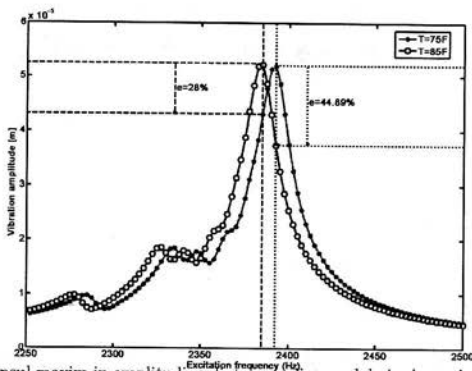


Figure 4.7: Raspunsul maxim in amplitudine dintr-o analiza modala in Ansys in banda de frecvente de la 2200Hz la 2500Hz, in care temperatura mediului ambiant variaza de la 75 la 85 grade Fahrenheit.

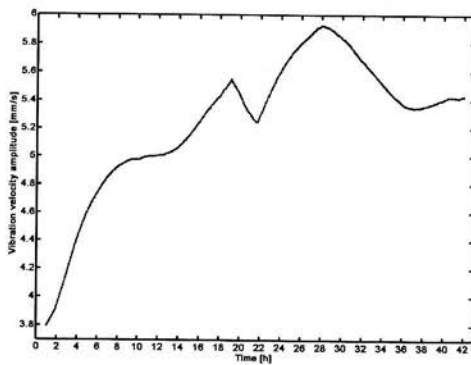


Figure 4.8: Variatiile in amplitudine a unui punct de masura de pe o paleta datorita fluctuatiilor temperaturii ce au loc in mediului ambiant de colectare a vibratiilor unui sistem in decursul a 42 de ore.

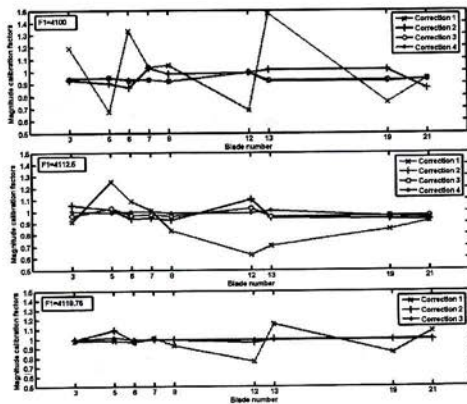


Figure 4.9: Coeficientii de calibrare in amplitudine al celor noua paleta alese pentru prima familie de torsiune (1T) de moduri de vibratie a discului cu paleta industrial

culpaj intre ele la o anumita frecventa de rezonanta.

Aplicarea experimentală a procedurii de calibrare a produs rezultate excelente in urma efectuării unui numar relativ redus de iteratii. In figura 4.9, se poate observa ca factorii de calibrare in amplitudine, pentru frecventa de excitare de 4100 Hz, au o valoare maxima initiala de 1.5 iar cea minima de 0.675. In urma a cinci iteratii, valoare maxima a factorii de calibrare in amplitudine este de 0.9913 iar cea minima de 0.9195, ceea ce duce la validarea procedurii de calibrare propus. Deasemenea, si la frecventele de excitare de 4112.5 Hz si 4118.75 Hz factorii de calibrare pentru cele 9 paleta alese, prezinta o convergenta unitara foarte buna.

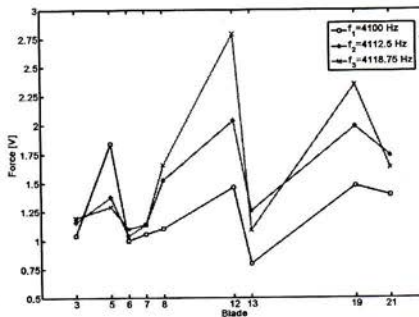


Figure 4.10: Variatiile in amplitudinea semnalelor ce alimenteaza fiecare din cele noua speakere, corespunzatoare paletelor ce s-au ales a fi calibrate din discul industrial, in functie de frecventa de excitare.

Calcularea acestor coeficienti de calibrare s-a efectuat pentru fiecare frecventa in parte deoarece s-a observat ca acestia nu sunt constanti, si depind de frecventa de excitare a sistemului. Acest fapt

Clasificarea modurilor	Distributia energiei	Amplitudinea Modala
Treapta 1 - mod de vibratie singular (S_1)	$ER_{11} > 0.75$	$MAC_1 > 0.75$
Treapta 1 - mod de vibratie multi-treapta (M_{S1})	$ER_{11} > 0.75$	$MAC_1 < 0.75$
Treapta 2 - mod de vibratie singular (S_2)	$ER_{12} > 0.75$	$MAC_2 > 0.75$
Treapta 2 - mod de vibratie multi-treapta (M_{S2})	$ER_{12} > 0.75$	$MAC_2 < 0.75$
Multi-treapta - mod de vibratie dublu singular (M_{S1}, M_{S2})	$ER_{11} < 0.75$ si $ER_{12} < 0.75$	$MAC_1 > 0.75$ si $MAC_2 > 0.75$
Mod de vibratie multi-treapta ($M_{1,2}$)	$ER_{11} < 0.75$ si $ER_{12} < 0.75$	$MAC_1 < 0.75$ si $MAC_2 < 0.75$

Table 4.1: Clasificarea celor 6 tipuri de moduri de vibratie in functie de distributia energiei de deformare si de alinierea modala.

se dateaza caracteristicii neliniare in frecventa a speakerelor ce nu furnizeaza aceeasi excitatie chiar si pentru cazul unei devierii foarte mici de 6.25Hz in frecventa. In figura 4.10 se poate observa cum amplitudinea semnalelor ce alimenteaza fiecare speaker difera de la un set de coeficienti de calibrare la celalalt in functie de frecventa de excitare.

4.3 Algoritm de monitorizare a integritatii structurale a discurilor cu palete in configuratie multi-treapta

4.3.1 Rezultate si discutii

Pentru o mai buna intelegere a efectelor introduse de cuplajul dintre treptele multiple ce alcatuiesc sistemul in configuratie multi-treapta ce prezinta deasemenea si mistuning, mai multe masuratori experimentale au fost efectuate a caror rezultate vor fi analizate si prezentate in cele ce urmeaza.

Pentru a clasifica modurile de vibratie a sistemelor de discuri cu palete in configuratie multi-treapta, ne vom ajuta de indicatiile cantitative date de doi factori. Primul dintre acestia il constituie distributia energiei de deformare. Raportul energiei de deformare pentru modul de vibratie i al discului din treapta intai dintr-un sistem constituit din doua trepte este dat de:

$$ER_{i1} = \frac{ER_{t1}}{ER_{t1} + ER_{t2}} \quad (4.20)$$

iar pentru cea de-a doua treapta este dat de:

$$ER_{i2} = \frac{ER_{t2}}{ER_{t1} + ER_{t2}} \quad (4.21)$$

Cele doua rapoarte ER_{i1} si ER_{i2} reflecta cantitatea de energie de deformare continuta in fiecare din cele doua trepte ale sistemului discurilor cu palete in configuratie multi-treapta.

Cel de-al doilea factor ce ajuta la clasificarea modurilor de vibratie ale discurilor in configuratie multi-treapta, il constituie o forma a criteriului de asigurare modala (MAC). Numarul MAC este o masura cantitativa de aliniere a doua moduri de vibratie. Daca doua moduri de vibratie sunt paralele, atunci numarul MAC este egal cu 1, iar daca cele doua moduri sunt perpendiculare atunci numarul MAC este egal cu 0.

Folosind informatia data de cele doua rapoarte descrise de ecuatii 4.20 si 4.21 si numarul MAC, 6 tipuri de moduri de vibratie ale discurilor cu palete in configuratie multi-treapta sunt posibile. In primul rand, raportul de energie este folosit pentru a clasifica modul de vibratie cu miscare predominata in treapta intai, a doua sau multi-treapta (miscarea este prezenta in ambele trepte). Apoi, numarul MAC este folosit pentru a identifica daca modul multi-treapta este aliniat cu un mod de vibratie specific uneia dintre trepte individuale. Toate cele 6 tipuri de moduri de vibratie sunt sumarizate in tabelul 4.1.

Datorita unei prezente a efectelor multi-treapta considerabile ambele trepte vor raspunde avand o amplitudine cu magnitudinea importanta la frecventa de rezonanta. Analizele la nivelul unui rotor in configuratie singulara nu poate captura aceste efecte multi-treapta. In figura 4.11 se prezinta detaliat aceste efecte multi-treapta. Pentru acest experiment excitatia s-a aplicat pe paleta cu numarul trei a discului din treapta intai si s-a colectat informatia cu privire la modul de vibratie cu amplitudinea maxima a unui punct pe la periferia fiecarei palete al aceluasi disc. Cum se poate observa discul din treapta intai in configuratie singulara prezinta un mod de vibratie a carui amplitudine maxima se inregistreaza pe paleta cu numarul 20, la frecventa de rezonanta de 4092.06

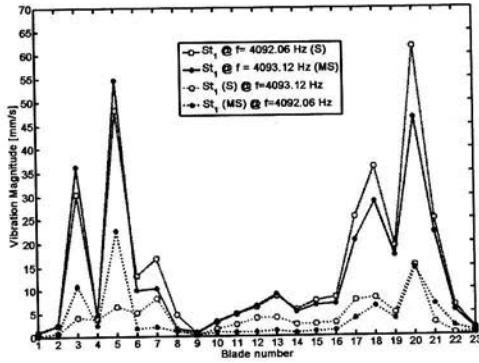


Figure 4.11

Hz. In prezenta celui de-al doilea disc, la aceasi frecventa amplitudinea maxima se inregistreaza pe paleta cu numarul 5, dar aceasta nu este amplitudinea maxima a sistemului, deci in configuratie multi-treapta frecventa de 4092.06 Hz nu reprezinta o frecventa de rezonanta. Baleind in frecventa se observa ca raspunsul maxim pe paleta cu numarul 5 se obtine la frecventa de 4093.12 Hz, aceasta reprezentand frecventa de rezonanta a sistemului in configuratie multi-treapta. Aplicand excitatie asupra discului in configuratie singulara la frecventa de rezonanta a sistemului in configuratie multi-treapta se poate observa ca tot paleta cu numarul 20 prezinta o deformare cu amplitudinea cea mai mare din sistem.

Asadar datorita efectele multi-treapta apar modificari atat la nivelul frecventei de rezonanta cat si alinierea modurilor de vibratie. Amplitudinea maxima isi muta locatia de pe paleta cu numarul 20 in configuratie singulara, pe paleta cu numarul 5 in configuratie multi-treapta.

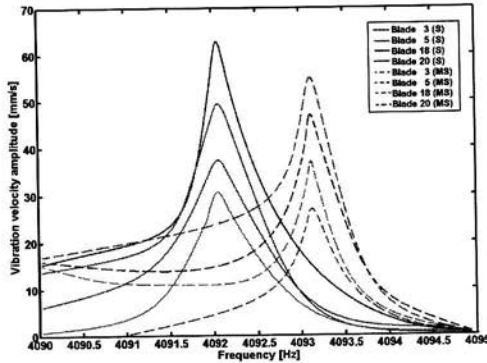


Figure 4.12: Raspunsul in frecventa a patru din palete pentru a vedea efectul multitreapta-shift in freq

In continuare, in figura 4.12, s-au ales patru palete a caror raspuns maxim in amplitudine este

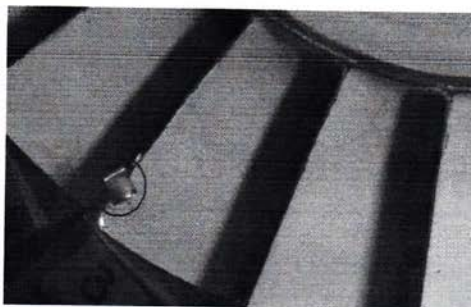


Figure 4.13: Exemplu de fisura simulata pe paleta cu numarul trei a primului rotor

considerabil, pentru a se prezenta efectele multi-treapta in banda de frecventa de la 4090 Hz la 4095 Hz. Se poate observa cu usurinta ca apar diferente in frecventa de rezonanta a sistemului in configuratie singulara fata de cel in configuratie multi-treapta. Deasemenea apar modificari si la nivelul raspunsului maxim in amplitudine al paletelor. Dupa cum se poate observa raspunsul paletelor cu numarul 18 si 20 se diminueaza in prezenta celei de-a doua trepte, pe cand raspunsul paletelor 3 si 5 se amplifica in configuratie multi-treapta fata de configuratia singulara. Chiar daca banda de frecventa este ingusta si modificarile in frecventa nu sunt considerate a fi foarte mari, modificari foarte importante apar in alinierea si modul de vibratie a discului cu paleta in cele doua configuratii prezentate.

4.4 Algoritm de monitorizare a integritatii structurale a discurilor cu palete ce prezinta o fisura pe una din palete

4.4.1 Rezultate si concluzii

In cele mai multe cazuri, prezenta unui defect mic in discurile cu palete nu influenteaza major raspunsul static sau raspunsul de amplitudini mici ale structurii. Cu toate acestea, influenta defectelor se pot observa atunci cand structura este supusa unor forte dinamice externe mari, ce produc amplitudini largi ale modurilor de vibratie. In acest caz, chiar si cele mai mici modificari in componenta structurala a discurilor cu palete (cum ar fi fisuri sau alte scenarii de defecte locale), pot avea un efect considerabil asupra raspunsului structural in domeniul timp, care, la randul lor, pot oferi indicatii a prezentei unei daune sau defect.

Defectele care induc modificari foarte mici in frecventele naturale si modurile de vibratie pot induce schimbari de faza intre raspunsul vibratoriu in domeniul timp al structurii ce prezinta fisuri fata de cel ce nu prezinta. In multe aplicatii, discurile cu palete sunt supuse unor sollicitari dinamice armonice mari, ceea ce conduc la amplitudini largi ale raspunsului vibratoriu si implicit la comportamente neliniare ce pot fi usor de identificat.

Pentru a simula prezenta unei fisuri, pe una din paletele rotorului industrial de studiat, si fara a deteriora prea tare integritatea acestuia, s-a considerat o bucata de tabla indoita in jurul paletelor astfel incat sa fie fixata de rotor, dar in acelasi timp, sa prezinte si un joc mic intre cele doua parti. Ansamblul se poate observa in Figura 4.13. Bucata de tabla a fost manufacturata din acelasi tip de aliaj din Ti din care este confectionat si rotorul industrial.

Exista mai multe tehnici pentru a trata raspunsul structural neliniar al discurilor cu palete in domeniu timp. Reprezentarea in spatiul temporal al raspunsului vibratoriu este un instrument adecvat si putenic pentru a studia comportamentul dinamic al unei structurii.

Cazurile in care frecventa de excitatie este aproape de una din frecventele naturale de rezonanta ale sistemului reprezinta un studiu interesant si important pentru sisteme de a observa comporta-

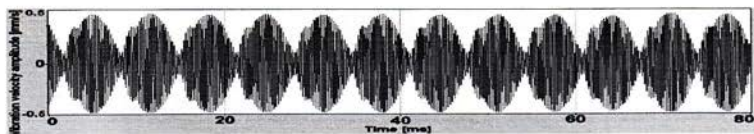


Figure 4.14: Exemplu comportament nelinier datorita prezentei intr-o locatie oarecare a unei fisurii pe paleta cu numarul trei a primului rotor.

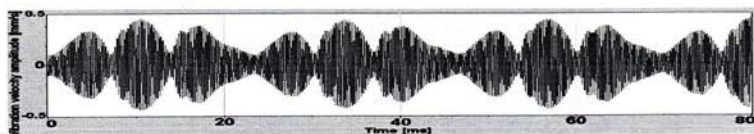


Figure 4.15: Exemplu comportament nelinier datorita prezentei intr-o locatie oarecare a unei fisurii pe paleta cu numarul trei a primului rotor.

mente neliniare, deoarece ele conduc de obicei la fenomene complexe cum ar fi de bataie sau vibratii cvasi-periodice sau haotice. In astfel de regimuri, sistemele discurilor cu palete sunt destul de sensibile chiar si la cele mai mici schimbări introduse la nivelul geometriei si/sau proprietatilor fizice, inclusiv defecte. Aceste regimuri de vibratie cu amplitudini largi, sunt, prin urmare, de asteptat sa sporeasca gradul de sensibilitate al structurilor neliniare in ceea ce priveste modul de vibratie al acestora chiar daca modificarile aduse in frecventa sunt neglijabile. Ca urmare, discurile cu palete au fost supuse unor forte externe armonice uniform distribuite pe o regiune aproape de locul fisurii.

Experimentele de laborator au fost efectuate la o singura frecventa pentru mai multe moduri de pozitionare a fisurii simulate pe paleta cu numarul 3 a rotorului industrial de masurat. Figurile 4.14 si 4.15 prezinta raspunsul in timp al structurii cu fisura. Se poate observa ca in urma aplicarii excitatiilor armonice in apropierea frecvenței naturale de rezonanta conduce la aparitia fenomenelor de bataie cu o perioada oarecare.

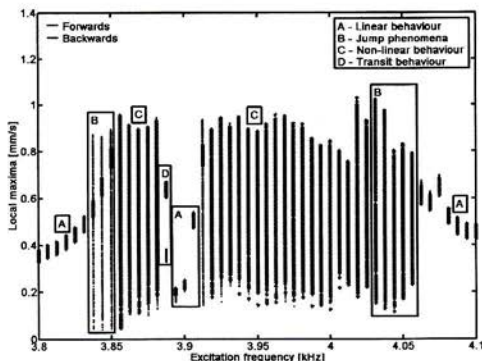


Figure 4.16: Valorile maxime locale ale raspunsului palei cu numarul 3 in prezenta fisurii.

Pentru cazul in care sistemele de discuri cu palete prezinta unele defecte majore precum o fisura,

existenta unor solutii multiple a fost observata pentru anumite valori ale fortei. Un astfel de exemplu de comportament nelinier din partea unui sistem este prezentat in figura 4.16, in regiunile notate cu C. In aceasta figura valorile maxime locale au fost stocate pentru fiecare frecventa de excitare din banda de frecventa de masurat (de la 3800 Hz la 4100 Hz) unde efecte ale neliniaritatii sistemului au fost observate.

Pentru aceasta banda de frecventa, forta aplicata asupra sistemului a condus la aparitia fenomenului de salt in raspunsul in frecventa, regiunea notata cu B in figura 4.16. Baleind frecventa de excitare in banda de frecventa aleasa intr-un sens, la anumite valori ale frecventei de excitare raspunsul sistemului este nelinier in acel sens, dar baleind din sens contrar, sistemul sare de la comportamentul nelinier si prezinta un fenomen linier pentru aceleasi valori ale frecventei de excitare.

Una din cele mai importante caracteristici ale sistemelor neliniare este sensibilitatea mare cu privire la conditiile initiale. Chiar si cea mai mica diferenta in conditiile initiale va conduce la solutii complet diferite in frecventa si faza. De aceea se observa ca sistemul intra in comportamentul nelinier la momente diferite de timp atunci cand este supus excitarii la frecvente baleiate intr-un sens fata de celalalt.

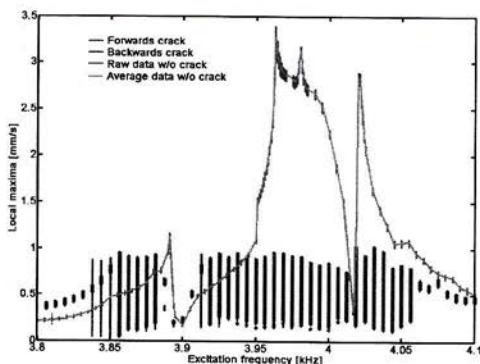


Figure 4.17: Valorile maxime locale ale raspunsului paltei cu numarul 3 atat in prezenta cat si in absenta fisurii.

In figura 4.17 se poate observa diferentele introduse de prezenta neliniaritatilor in sistem. In primul rand, prezenta fisurii afecteaza raspunsul in amplitudine, care in mod normal, linier este de valoare mult mai mare la frecventa de rezonanta. Prezenta fisurii nu numai ca anuleaza aparitia acelei rezonante dar mai mult introduce si solutii multiple in acea regiune de frecventa.

Existenta unor diferente in zonele lineare, se datoreaza manipularii experimentale a fisurii. Pentru a indeparta efectele neliniare, bucata de tabla, cu care s-a simulat prezenta fisurii, a fost fixata pe paleta astfel incat sa nu mai prezinte joc intre piese. Astfel componenta structurii a avut minuscula modificari, fapt ce poate fi observat la capetele lineare ale raspunsului in amplitudine.

Cand unui sistem linier ii este aplicata o forta externa periodica, acesta va incerca sa raspunda in conformitate cu excitatia aplicata si sa ocoleze la aceasi frecventa la care a fost supus (bineinteles dupa ce a trecut printr-o perioada scurta tranzitorie). Situatia nu se prezinta la fel si in cazul sistemelor neliniare. In acest caz, in functie de gradul de neliniaritate, sistemul prezinta fie un comportament linier, cvasi-periodic sau haotic.

O tehnica standard de reprezentare a spatiului de faza ($\dot{\omega}, \omega, t$) al sistemelor supuse unor sollicitari periodice este de a studia proiectia ($\dot{\omega}, \omega$) la momentele de timp t , unde t este multiplu de perioada $T = 2\pi/\omega$. Aici ω ar putea fi frecventa de excitare, frecventa de rezonanta a sistemului structural, sau multiplii ale acesteia, iar T este perioada de functiei de excitare, perioada de rezonanta a

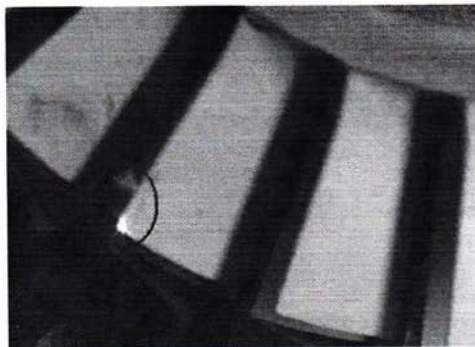


Figure 4.18: Exemplu de fisura simulata pe paleta cu numarul trei a primului rotor in configuratie multi-treapta

sistemului structural, sau multipli ale acestora. Rezultatele din analiza acestor proiectii de faza ($\dot{\omega}, \ddot{\omega}$) la anumite momente de timp $t = kT$, sunt constituite dintr-o secventa de puncte reprezentand asa numita *harta Poincare*. Traiectoriile convergente de la starea de echilibru sunt de obicei formate in spatiul de faza si in cele mai multe cazuri sunt foarte sensibile la orice mica modificare aparuta la nivelul sistemului.

Este de asteptat ca, in regimul periodic, perioada raspunsului sistemului sa fie egala cu perioada fortei de excitare externa aplicata sistemului. Daca T este perioada fortei externe, atunci perioada raspunsului sistemului va fi nT , caz in care n este un numar intreg. In regimul haotic valoarea acestui numar n tinde catre infinit. Numarul de puncte distince (pentru o perioada lunga de timp), reprezentate pe harta Poincare indica perioada sistemului. Prin urmare, in regim haotic, harta Poincare incearca sa cuprinda un subset din spatiul fazelor. Se poate intampla cateodata ca harta Poincare sa lase neocupate anumite regiuni cu toate ca acestea sunt accesibile din punct de vedere energetic. In astfel de cazuri se considera ca sistemul prezinta un comportament non-ergodic.

4.5 Algoritm de monitorizare a integritatii structurale a discurilor cu palete in configuratie multi-treapta ce prezinta o fisura pe una din paletele unei trepte

4.5.1 Rezultate si concluzii

Dupa cum s-a putut observa in sectiunea anterioara chiar si cele mai mici modificari in componenta structurala a unui disc cu palete (cum ar fi fisuri sau alte scenarii de defecte locale), pot avea un efect considerabil asupra raspunsului structural in domeniul timp al aceluia sistem in configuratie singulara, care, la randul lor, pot oferi indicatii asupra prezentei unei daune sau defect aparute la nivelul aceluia disc.

In cazul sistemelor in configuratie multi-treapta, se pune intrebarea daca, aceste modificari aparute pe unul din discuri induce anumite efecte ce pot fi vizualizate si analizate la nivelul celui de-al doilea disc.

Pentru a simula prezenta unei fisuri, pe una din paletele discului din treapta intai a sistemului in configuratie multi-treapta de studiat, si fara a deteriora prea tare integritatea acestuia, s-a considerat aceeasi bucata de tabla indoita in jurul paletei cu numarul trei a rotorului din treapta intai. Ansamblul multi-treapta se poate observa in Figura 4.18.

In figura 4.19 se prezinta efectele introduse de prezenta celui de-al doilea disc asupra raspunsului maxim in amplitudine a celor 23 de palete ale discului din treapta intai ce prezinta o fisura. Dupa cum se poate observa apar modificari datorita efectului multi-stage. La unele palete amplitudinea

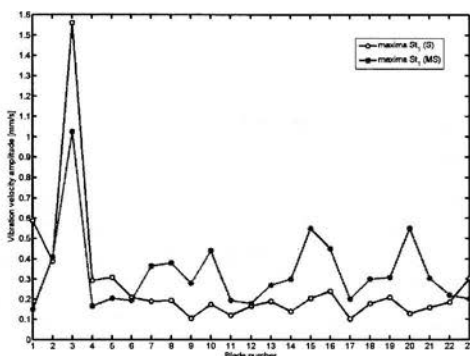


Figure 4.19: Raspunsul maxim in amplitudine al celor 23 de palete, la frecventa de excitare de 3975 Hz in prezenta unei fisuri pe paleta cu numarul trei al primului rotor in configuratie multitreapta versus singulara.

maxima a rasunsului vibratoriu se diminueaza dupa cum se poate observa la paletele cu numarul 1, 3, 4, 5 si 23. Pentru paletele 2, 6 si 12 amplitudinea maxima a semnalului este aproximativ aceeași dar efectele neliniare introduse sunt diferite. Pentru toate celelalte palete amplitudinea maxima a semnalului apare amplificata datorita prezentei celei de-al doilea disc.

In figurile 4.20 si 4.21 se prezinta un caz de modificare a comportamentului nelinier introduse de prezenta celei de-a doua trepte asupra raspunsului maxim in amplitudine a paletei cu numarul 6 a discului din treapta intai ce prezinta o fisura.

In figura 4.20 (a) se prezinta locatia punctului de colectare a informatiei cu privire la amplitudinea vibratiei paletei cu numarul 6 a rotorului ce prezinta o fisura pe paleta cu numarul 3, in configuratie singulara. In figura 4.20 (b) se prezinta raspunsul in timp, iar in figura 4.20 (c) se prezinta raspunsul in frecventa. Pentru acest experiment paleta cu numarul 3 a fost supusa unei excitatii armonice la frecventa de 3975Hz. Se observa ca efectele neliniare datorate prezentei fisurii in sistem se pot vizualiza si pe paleta cu numarul 6, unde apare fenomenul de bataie. La aparitia acestui fenomen, semnalul caracteristic al raspunsului vibratoriu la frecventa de rezonanta de 3975 Hz apare modulata cu un semnal la frecventa de 4200 Hz.

In figura 4.21 (a) se prezinta locatia punctului de colectare a informatiei cu privire la amplitudinea vibratiei paletei cu numarul 6 a rotorului din prima treapta, in configuratie multi-treapta. In figura 4.21 (b) se prezinta raspunsul in timp, iar in figura 4.21 (c) se prezinta raspunsul in frecventa. Pentru acest experiment paleta cu numarul 3 a fost supusa unei excitatii armonice la frecventa de 3975Hz. La aparitia fenomenului de bataie, fenomen nelinier datorita prezentei fisurii, semnalul caracteristic corespunzator raspunsului vibratoriu la frecventa de rezonanta de 3975 Hz apare modulata cu un semnal la frecventa de 4200 Hz, dupa cum s-a putut observa din configuratia singulara, dar de aceasta data semnalul modulator este de amplitudine mult mai mic decat semnalul propriu-zis al vibratiei paletei, caz contrar fata de raspunsul dat de sistemul in configuratie singulara. Asadar datorita efectelor multi-treapta modul de vibratie a paletei cu numarul 6 si implicit modul de vibratie a intregului disc se modifica in prezenta celei de-a doua trepte.

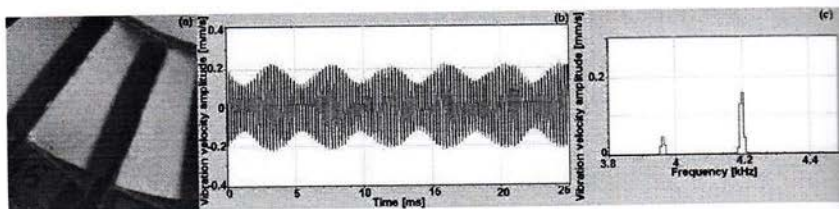


Figure 4.20: Raspunsul in amplitudine a paletii cu numarul 6 la frecventa de excitare de 3975 Hz in prezenta unei fisuri pe paleta cu numarul trei al primului rotor in configuratie singulara; (a) punctul de masura; (b) raspunsul vibratoriu in timp; (c) raspunsul vibratoriu in frecventa.

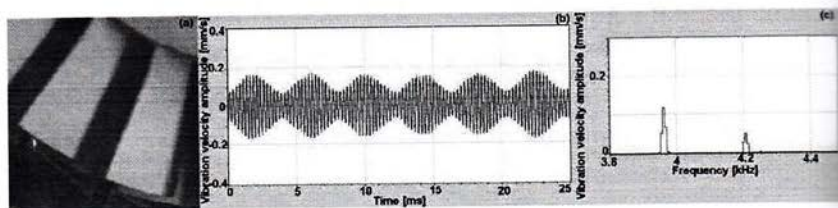


Figure 4.21: Raspunsul in amplitudine a paletii cu numarul 6 la frecventa de excitare de 3975 Hz in prezenta unei fisuri pe paleta cu numarul trei al primului rotor in configuratie multitreapta; (a) punctul de masura; (b) raspunsul vibratoriu in timp; (c) raspunsul vibratoriu in frecventa.

CAPITOLUL V

Concluzii si contributii personale

5.1 Concluzii

In prima parte a acestei lucrari, noi metode de modelare cu ordin redus pentru sistemele ce prezinta atat mistuning cat si fisuri pe una din lamele au fost dezvoltate tratand sistemul ca o combinatie intre o componenta ce reprezinta sistemul nominal (X), o componenta ce reprezinta coordonatele relative (X_r), si o componenta virtuala ce reprezinta efectul mistuning-ului in palete (CMM). Abordarea $X-X_r$ -CMM prezinta un numar considerabil de caracteristici atractive dupa cum urmeaza.

1. Datele de intrare necesare pentru a construi modele de ordin redus sunt relativ usor de generat. Doar o analiza cu element finit a unui sector cu o paleta fisurata, cu paleta nominal nedeformat/nefisurat si a unei palete incastrate sunt necesare. Toate datele de intrare se pot exprima in functie de cantitati rezultate la nivelul unui singur sector, fapt ce duce la minimizarea costurilor de memorie si de procesare.
2. Transformarea din coordonate fizice in coordonate $X-X_r$ este implementata usor folosind o transformare simpla liniara ale gradelor de libertate de la interfata fisurii. Folosind aceasta abordare, modelul sistemului nominal obisnuit este obtinut prin simpla stergere din matricile sistemului a elementelor corespunzatoare gradelor de libertate relative.
3. Metoda interfetelor fixe folosita in reducerea modelului $X-X_r$ converge rapid si utilizeaza doar modurile normale de vibratie si modurile de constrangere ale sistemului nominal pentru a reprezenta modurile normale de vibratie ale sistemului nominal fisurat. De observat ca utilizarea coordonatelor relative s-a dovedit a furniza o convergenta buna in trecut [41]. Insa, in contrast cu metoda propusa, in acea lucrare o metoda CMS standard a fost folosita pentru a modela prezenta mistuning-ului si prin urmare constructia modelului de ordin redus necesita folosirea matricilor la nivelul intregului sistem. De asemenea in acea lucrare, discul cu palete a fost partitionat diferit fata de abordarea curenta.
4. Complexitatea utilizarii de informatii de la nivelul intregului sistem in procesul de constructie al modelului de ordin redus propus este evitata. Acest fapt este posibil deoarece modurile de constrangere sunt considerate nenule doar in sectorul cu paleta fisurata si aproximativ egale cu zero in toate celelalte sectoare ce alcatuiesc discul cu palete.
5. Efectele prezentei mistuning-ului atat de valori mici cat si de valori mai mari pot fi usor introduse in modelarea $X-X_r$ printr-o serie de abordari. In prezenta teza ne concentram numai pe metoda CMM. Insa, se pot folosi deasemenea si alte tehnici de proiectare ale mistuning-ului. In mod special, deoarece mistuning-ul este prezent doar in portiunea descrisa de palete a sistemului nominal nedeformat/nefisurat, metoda CMM este una dintre cele mai usor metode de aplicat. Utilizand aceasta metoda, proiectia mistuning-ului este efectuata utilizand factorii de participare modala a modurilor normale de vibratie ale paletei fisurate incastrate.
6. Prin metoda propusa poate se pot manipula sisteme ce prezinta mai multe fisuri si/sau fisuri foarte mari. Ideea cheie pentru acest fapt este utilizarea metodei Craig-Bampton CMS modificate ce a fost introdusa in Capitolul II si s-a dovedit a avea rezultate excelente.

7. Abordarea X_r -CMM furnizeaza o acuratete excelenta. Metoda a fost validata folosind un rotor industrial cu o geometrie complexa/realista continand atat fisuri de dimensiuni mici cat si de dimensiuni mai mari.
8. Frecventele naturale estimate ale sistemului cu o paleta fisurata au dovedit o convergenta rapida pe masura ce numarul modurilor normale de vibratie ale sistemului nominal selectate a crescut. Aceasta caracteristica asigura ca modelele obtinute sa fie de dimensiuni reduse si totusi precise.
9. Abordarea propusa este foarte eficienta din punct de vedere computational. Estimările cu metoda de reducere $X-X_r$ -CMM au fost comparate cu cele furnizate de analiza cu element finit in ANSYS al intregului sistem. Metoda propusa s-a dovedit a conduce la economisirea semnificativa a resurselor computationale. De exemplu modelul cu element finit in ANSYS al intregului sistem ce prezinta atat mistuning cat si o fisura pe una din palete are 159603 grade de libertate in timp ce modelul redus are 330 de grade de libertate cu aceeasi acuratete.
10. Doar analize si informatii la nivel de sector sunt necesare pentru a construi modele de ordin redus eficiente ale discurilor ce prezinta atat mistuning cat si o fisura pe una din palete. Acest lucru contrasteaza lucrarea anterioara [41] in care modurile de constrangere la nivelul intregului sistem erau necesare, pe de o parte, datorita partitionarii sistemului in anumite componente specifice. Aceste partitii erau necesare pentru includerea efectelor date de prezenta mistuning-ului. In abordarea propusa, efectele mistuning-ului este modelat prin metoda CMM, iar partitionarea anevoioasa a discului cu palete nu mai este necesara.

In a doua parte a acestei lucrari s-au prezentat concepte noi privind tehnicile de masurare de auto-monitorizare structurala care actioneaza cu succes si se dovedesc a reprezenta o modalitate eficienta si sigura de masura a raspunsului vibratoriu dat de sistemele rotative cum ar fi discurile cu palete sau rotoarele.

1. Exista mai multe tehnici de procesare de semnal disponibile, care pot fi folosite in procesul de monitorizare structurala a discurilor cu palete in configuratie singulara sau multi-treapta, ce prezinta mistuning si efecte neliniare ale fisurii. In lucrarea de fata, au fost prezentate si evaluate proceduri care vizeaza depistarea defectelor localizate pe una din paletele rotorului de studiat in configuratie atat singulara cat si multi-treapta.
2. Investigatiile experimentale prezentate in aceasta lucrare au fost concepute pe baza intelegerii efectelor prezentei defectelor sub forma de fisura si deasemena efectelor cuplajului ce apar in cazul discurilor in configuratie multi-treapta dobandite din studiile teoretice. Scopul a fost acela de a evidentia si a oferi o perspectiva fizica a fenomenelor cauzate de prezenta fisurii si a cuplajului dintre trepte, pentru a valida modele teoretice si computationale, care au aparut in ultimele decenii.
3. Faptul ca tehnicile prezentate in aceasta teza, ca de altfel toate celelalte tehnici bazate pe tehnicile de masurare cu LDV, se bazeaza pe o aliniere corecta si cat mai exacta a razei laser cu axa de rotatie, conduce la aparitia unor erori de masurare in colectarea raspunsului vibratoriu dat de palete discului de masura. Astfel s-a proiectat un dispozitiv mecanic, de mare precizie, pe care s-a pozitionat si reglat discul cu palete de masurat. Prin masuratori repetate in conditii similare, s-a demonstrat ca dispozitivul proiectat este capabil sa produca date fiabile si coerente, lucru esential deoarece acesta urma sa fie folosit in scopuri de validare.
4. Evaluările numerice si experimentale ale procedurilor de procesare a semnalului au aratat ca acestea sunt in masura sa detecteze defectele sub forma de fisuri prezente pe suprafata unei palete a discului de masurat.
5. Studiile din aceasta lucrare au fost concentrate deasemena si pe gradul de tranzmitere si detectare a efectelor neliniare si asupra celorlalte palete din disc si mai ales la nivelul unei alte trepte al ansamblului multi-treapta ce compune sistemul de masurat.

6. Procedurile de procesare de semnal sunt eficiente la diferite nivele de zgomot de fundal si in prezenta modificarilor considerabile aparute in raspunsul modulat al vibratiilor cauzat de neliniaritatile din sistem. Evaluările numerice si experimentale arata deasemenea ca si conditiile de functionare au un impact mare asupra raspunsului vibratoriu si asupra detectarii prezentei unui posibil defect.
7. Tot in partea a doua a acestei lucrari, s-a prezentat o metoda de calibrare iterativa a fortei externe aplicate pe fiecare paleta, astfel incat diferentele in amplitudine ale raspunsului vibratoriu ale fiecarei palete excitate sa fie minimizeze atat in cazul excitarii individuale a paletelor cat si in cazul excitarii EOE care in plus necesita si minimizarea diferentelor de faza ale raspunsurilor vibratorii. Algoritmul de calibrare foloseste reciprocitatea si implica rezolvarea problemei celor mai mici patrate pentru a reduce efectele zgomotului de masura si de incertitudine.

Tehnicile experimentale dezvoltate in aceasta lucrare, cele ce ofera masurarea raspunsului vibratoriu in urma excitatiei non-contact, ar trebui folosite pe discurile cu palete industriale, pentru a demonstra eficienta tehnicilor si procedeele de procesare de semnal si de detectare si monitorizare a starii de sanatate structurala ale acestora. Aceste metode care fac uz de masuratori experimentale ale raspunsului liber sau forat ale intregului disc cu palete, ofera un instrument puternic de studiu al efectelor neliniare, precum si al cuplajului dintre diferitele trepte ale discurilor in configuratie multi-treapta. Identificarea caracteristicilor individuale ale fiecarei palete din sistem in configuratie singulara sau multi-treapta, in prezenta sau nu a defectelor sub forma de fisuri, poate duce la predictii ale raspunsului vibratoriu mai eficiente si mai specifice si implicit la identificarea defectelor sau a daunelor in timpul controalelor de rutina si intretinere a discurilor cu palete.

5.2 Contributii personale

Prin studiile efectuate in vederea conceperii lucrarii de fata au fost aduse urmatoarele contributii originale care se inscriu in tendintele existente in acest moment privind cercetarile modurilor de comportare a rotoarelor monobloc in configuratie complexa ce prezinta fisuri pe una din palete, in configuratie atat singulara cat si multi-treapta, utilizand metode de modelare si monitorizare online.

Analiza bibliografica efectuata a condus catre stabilirea atat a directiilor de cercetare cat si a modului in care acestea pot fi abordate. Urmatoarele contributii personale au fost aduse domeniului de cercetare ales:

1. Cu ajutorul unei masini de masurare in trei coordonate, s-a realizat geometria unei turbine industriale constituita din trei discuri cu un numar diferit de palete, cu ajutorul careia au putut fi realizate toate analizele FEM.
2. O noua metoda de modelare cu ordin redus pentru sistemele ce prezinta atat mistuning cat si fisuri pe una din palete a fost dezvoltata tratand sistemul ca o combinatie intre o componenta ce reprezinta sistemul nominal (X), o componenta ce reprezinta coordonatele relative (X_r), si o componenta virtuala ce reprezinta efectul mistuning-ului in palete (CMM).
3. S-a implementat o noua platforma de pozitionare, calibrare si compensare a erorilor de pozitionare a unei turbine industriale in mai multe trepte.
4. S-a construit o camera anecoida in interiorul careia s-a pozitionat intregul sistem de excitare si masurare a vibratiilor turbinei industriale in mai multe trepte.
5. S-a implementat un nou sistem electronic de excitare acustica si de calibrare a excitarii unei turbine industriale in mai multe trepte.
6. S-au realizat experimentale metode eficiente de calibrare a speakerelor folosite in sistemul de excitare si a raspunsului vibratoriu dat de turbine industriale in mai multe trepte.
7. S-au analizat experimentale efectele multi-treapta si gradul de cuplare dintre treptele unei turbine industriale.

8. S-au analizat experimental efectele neliniare introduse de prezenta unei fisuri atat la nivelul sistemelor in configuratie singulara cat si la nivelul sistemelor in configuratie multi-treapta.
9. Toate analizele si algoritmi dezvoltati in lucrarea de fata au condus la implementarea de soft-uri de operare a tuturor acestor metode, soft-uri dezvoltate in mediile de programare Visual Basic, Labview si Matlab.

3.3 Idei de cercetare viitoare

Exista mai multe modalitati posibile de imbunatatire a procedurilor propuse de prelucrare a semnalului. Printre acestea semnalele alternative reziduale sau imbunatatirea caracteristicilor de stare pot fi puse in aplicare.

Mai multe studii sunt deasemena necesare pentru o mai buna intelegere si o mai buna utilizare a frecventelor de rezonanta si a factorilor de amplificare ce apar la nivelul discurilor cu palete in prezenta mistuning-ului si a fisurilor, in configuratie multi-treapta in special.

Mai multe proceduri paralele de procesare a semnalului, cautand defecte diferite si generatoare de mai multe stari caracteristice paralele, tinde a capata o importanta cat mai mare, care la randul lor vor conduce la nevoia de o compilare si interpretare mai eficienta a rezultatelor pentru a permite clasificare automata.

BIBLIOGRAFIE SELECTIVA

- [1] B. A. H. Abbas and K. M. Kamal. Vibration of turbomachinery blades with root flexibility effects. *Bladed Disk Assemblies, Proceedings of the ASME 11th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise*, pages 31–41, 1987.
- [2] A. A. Abdallah and A. A. Huckelbridge. Boundary flexible method of component mode synthesis using static ritz vectors. *Computers and Structures*, 35:51–61, 1990.
- [3] O. N. L. Abraham and J. A. Brandon. The modeling of the opening and closure of a crack. *Journal of Vibration and Acoustics*, 117(3A):370–377, 1995.
- [4] P.W. Anderson. Absence of diffusion in certain random lattices. *Physical Review*, 109(5):1942–1505, 1958.
- [5] Craig R. Bampton. Coupling of substructures for dynamics analysis. *AIAA Journal*, 6(7):1313–1319, 1968.
- [6] R. Bladh, M. P. Castanier, and C. Pierre. Component-mode based reduced order modeling techniques for mistuned bladed disks \bar{U} part i : Theoretical models. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123(1):89–99, 2001.
- [7] R. Bladh, M. P. Castanier, C. Pierre, and M. J. Kruse. Dynamic response prediction for a mistuned industrial turbo machinery rotor using reduced-order modeling. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 124(2):311–324, 2002.
- [8] R. Bladh and M. P. Castanier si C. Pierre. Component-mode-based reduced order modeling techniques for mistuned bladed disks \bar{U} part ii: Application. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123(1):100–108, 2001.
- [9] A. P. Bovsunovsky and C. Surace. Consideration regarding superharmonic vibrations of a cracked beam and the variation in damping caused by the presence of the crack. *Journal of Sound and Vibration*, 288(4–5):865–886, 2005.
- [10] T. Chondros and A. D. Dimarogonas. Vibration of a crack cantilever beam. *Journal of Vibration and Acoustics*, 120(3):742–746, 1998.
- [11] T. Chondros, A. D. Dimarogonas, and J. Yao. Vibration of a beam with a breathing crack. *Journal of Sound and Vibration*, 239(1):57–67, 2001.
- [12] R. R. Craig. Substructure methods in vibration. *ASME Journal of Mechanical Design*, 117:207–213, 1995.
- [13] R. R. Craig and M. C. C. Bampton. Coupling of substructures for dynamics analyses. *AIAA Journal*, 6(7):1313–1319, 1968.
- [14] A. D. Dimarogonas. Dynamic response of cracked rotors. Internal report, General Electric Co., NY, U.S.A., 1970.
- [15] A. D. Dimarogonas. Dynamics of cracked shafts. Internal report, General Electric Co., NY, U.S.A., 1971.

- [16] A. D. Dimarogonas. *Vibration engineering*. Technical report, West Publishers, St. Paul, MN, U.S.A, 1976.
- [17] C. J. Duffield and G. S. Agnes. An experimental investigation on periodic forced vibration of a bladed disk. *Proceedings of the 40th AIAA/ASME/ASCE/AMS Structures, Structural Dynamics and Material Conference*, 2001.
- [18] R. C. F. Dye and T. A. Henry. Vibration amplitudes of compressor blades resulting from scatter in blade natural frequencies. *ASME Journal of Engineering for Power*, 91(3):182-188, 1958.
- [19] J. M. Dickens, E. L. Wilson, M. Yuan. Dynamic analysis by direct superposition of ritz vectors. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 10:813-821, 1982.
- [20] L. E. El-Bayoumy and A. V. Srinivasan. Influence of mistuning on rotor-blade vibrations. *AIAA Journal*, 13(4):460-464, 1975.
- [21] D. J. Ewins. The effects of detuning upon the forced vibrations of bladed disks. *Journal of Sound and Vibration*, 9(1):65-79, 1969.
- [22] D. J. Ewins. A study of resonance coincidence in bladed discs. *Journal Mechanical Engineering Science*, 12(5):305-312, 1975.
- [23] D. J. Ewins. Structural dynamics characteristics of bladed disks. *AGARD Manual on aeroelasticity in axial-flow turbomachines*, 2, 1988.
- [24] L. Jezequel, E. Seinturier, F. Pichot, F. Thouverez. Mistuning parameters identification of a bladed disk. *Key Engineering Materials - Damage Assessment of Structures - DAMAS 2001*, 204-205:123-132, 2001.
- [25] D. M. Feiner and J. H. Griffin. A fundamental model of mistuning for a single family of modes. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 124(4):597-605, 2002.
- [26] D. M. Feiner and J. H. Griffin. Mistuning identification of bladed disk using a fundamental mistuning model-part i: Theory. *Journal of Turbomachinery*, 126:150-158, 2004.
- [27] D. M. Feiner and J. H. Griffin. Mistuning identification of bladed disk using a fundamental mistuning model-part ii: Application. *Journal of Turbomachinery*, 126:159-165, 2004.
- [28] R. L. Goldman. Vibration analysis by dynamic partitioning. *AIAA Journal*, 7(6):1152-1154, 1969.
- [29] J. H. Griffin and T. M. Hoosac. Model development and statistical investigation of turbine blade mistuning. *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 106(2):204-210, 1984.
- [30] P. Gudmundson. The dynamic behavior of slender structures with cross-sectional cracks. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 31(4):329-345, 1983.
- [31] J. F. Hou. Cracking-induced mistuning in bladed disks. *AIAA Journal*, 44:2542-2546, 2006.
- [32] W. C. Hurty. Dynamic analysis of structural systems using component modes. *AIAA Journal*, 3(4):678-685, 1965.
- [33] H. Irretier. Spectral analysis of mistuned bladed disk assemblies by component mode synthesis. *Vibrations of Bladed Disk Assemblies, Proceedings of the ASME 9th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise*, pages 115-125, 1983.
- [34] C. Pierre, O. Mehmed, J. A. Judge. Experimental investigation of model localization and forced response amplitude magnification for a mistuned bladed disk. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123:940-950, 2001.

- [35] M. P. Castanier et C. Pierre, J. A. Judge, S. L. Ceccio. Experimental investigation of the effects of random and intentional mistuning on the vibration of bladed disks. *Proceedings of the 7th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference*, 2002.
- [36] et C. Pierre, J. A. Judge, S. L. Ceccio. Traveling-wave excitation and optical measurement techniques for non-contacting investigation of bladed disks dynamics. *Shock and Vibration Digest*, 35(3):183–190, 2003.
- [37] et G. M. Hulbert J. A. Morgan, C. Pierre. Calculation of component mode synthesis matrices from measured frequency response functions, part 1: Theory. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 120(2):503–508, 1998.
- [38] K. W. Jones. Mistuning for minimum maximum bladed disk forced response. *AIAA Proceedings of the 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, 2004.
- [39] J. A. Judge. Experimental investigation of the effects of mistuning on bladed disk dynamics. *PhD thesis*, 2002.
- [40] M. Karthikeyan and S. Talukdar. Development of a novel algorithm for a crack detection, localization, and sizing in a beam based on forced response measurements. *Journal of Vibration and Acoustics*, 130(2), 2008.
- [41] V. Kharyton, J.-P. Laine, F. Thouverez, and O. Kucher. Cracked blade detection from blade disk forced response. In *Power for Land, Sea and Air*, volume 124, pages 586–597, Orlando, FL, U.S.A., 2009. ASME TurboExpo 2009.
- [42] M. J. Kruse and C. Pierre. Dynamic response of an industrial turbomachinery rotor. *Proceedings of the 32nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, 1996.
- [43] M. J. Kruse and C. Pierre. Forced response of mistuned bladed disks using reduced-order modeling. *Proceedings of the 37th AIAA/ASME/ASCE/AHS Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, 4:1938–1950, 1996.
- [44] J. H. Kuang and B. W. Huang. The effect of blade crack on mode localization in rotating bladed disks. *Journal of Sound and Vibration*, 227:85–103, 1999.
- [45] J. H. Kuang and B. W. Huang. Mode localization of a cracked blade disk. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 121(2):335–341, 1999.
- [46] J. H. Kuang and B. W. Huang. Variation in the stability of a rotating blade disk with a local crack defect. *Journal of Sound and Vibration*, 294:486–502, 2006.
- [47] C.-W. Lee, J.-S. Yun, and Oh S. Jun. Modeling of a simple rotor with a switching crack and its experimental verification. *Journal of Vibration and Acoustics*, 114(2):217–225, 1992.
- [48] S. Lim, M. P. Castanier, and C. Pierre. Compact, generalized component mode mistuning representation for modeling bladed disk vibration. *AIAA Journal*, 45(9):2285–2298, 2007.
- [49] C.-C. Lin and M. P. Mignolet. An adaptive perturbation scheme for the analysis of mistuned bladed disks. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 119(1):153–160, 1997.
- [50] L. K. H. Lu and P. C. Warner. A statistical assessment of the effect of variable root flexibility on the vibration response of shrouded blades. *Vibrations of Bladed Disk Assemblies, Proceedings of the ASME 9th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise*, pages 147–151, 1983.
- [51] et P. Tappert M. Mercadal, A. von Flotow. Damage identification by nsms blade resonance tracking in mistuned rotors. *Proceedings of the 2001 IEEE Aerospace Conference*, 2001.
- [52] C. Pierre M. P. Castanier, G. Ottarsson. A reduced-order modeling technique for mistuned bladed disks. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 119(3):439–447, 1997.

- [53] si J. Griffin, M. Rossi, D. Feiner. Experimental study of the fundamental mistuning model (fmm) for probabilistic analysis. *Proceedings of the 9th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference*, 2004.
- [54] R. H. MacNeal. A hybrid method of component mode synthesis. *Computers and Structures*, 1:581-601, 1971.
- [55] M. P. Mignolet and A. Rivas-Guerra. Identification of mistuning characteristics of bladed disks from free response data \bar{U} part i. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123(2):395-403, 2001.
- [56] M. P. Mignolet and A. Rivas-Guerra. Identification of mistuning characteristics of bladed disks from free response data \bar{U} part ii. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123(2):404-411, 2001.
- [57] F. Moyroud, T. Fransson, and G. Jacquet-Richardet. A comparison of two finite element reduction techniques for mistuned bladed disks. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 124(4):942 \bar{U} -952, 2002.
- [58] G. S. Ottarsson and C. Pierre. On the effects of interblade coupling on the statistics of maximum forced response amplitudes in mistuned bladed disks. *Proceedings of the 96th AIAA/ASME/ASCE/AHS Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, 5:3070-3078, 1995.
- [59] T. Pafelias. Dynamic behavior of a cracked rotor. Technical Information Series No. DF-74-LS-79, General Electric Co., NY, U.S.A., 1974.
- [60] E. P. Petrov, K. Y. Sanliturk, and D. J. Ewins. A new method for dynamic analysis of mistuned bladed disks based on the exact relationship between tuned and mistuned systems. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 124(3):586 \bar{U} -597, 2002.
- [61] N. Pugno, C. Surace, and R. Ruotolo. Evaluation of the non-linear dynamic response to harmonic excitation of a beam with several breathing cracks. *Journal of Sound and Vibration*, 235(5):749 \bar{U} -762, 2000.
- [62] M. Chargin si D. Gallant, R. Arnold, R. Citerley. Application of ritz vectors for dynamic analysis of large structures. *Computers and Structures*, 21:461-467, 1985.
- [63] si C. Pierre, R. Bladh, M. P. Castanier. Reduced order modeling and vibration analysis of mistuned bladed disk assemblies with shrouds. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 121(3):515-522, 1999.
- [64] S. Rubin. Improved component-mode representation for structural dynamic analysis. *AIAA Journal*, 13(8):995-1006, 1975.
- [65] si M. P. Castanier S. Lim, C. Pierre. Imistuning identification and reduced-order model updating for bladed disk based on a component mode mistuning technique. *Proceedings of the 9th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference, Pinehurst*, 2004.
- [66] si A. K. Bajaj S. Samaranayake, G. Samaranayake. Resonant vibrations in harmonically excited weakly coupled mechanical systems with cyclic symmetry. *Chaos, Solitons and Fractals*, 11:1519-1534, 2000.
- [67] A. Saito, M. P. Castanier, and C. Pierre. Effects of a cracked blade on mistuned turbine engine rotor vibration. *Journal of Vibration and Acoustics*, 131(6), 2009.
- [68] A. Saito, M. P. Castanier, and C. Pierre. Efficient nonlinear vibration analysis of the forced response of rotating cracked blades. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 4(1), 2009.

- [69] Y.-H. Seo, C.-W. Lee, and K. C. Park. Crack identification in a rotating shaft via the reverse directional frequency response functions. *Journal of Vibration and Acoustics*, 131(1), 2009.
- [70] P. Seshu. Substructuring and component mode synthesis. *Shock and Vibration*, 4(3):199–210, 1997.
- [71] M.-H. H. Shen and Y. C. Chu. Vibrations of beams with a fatigue crack. *Computers and Structures*, 45(1):79–93, 1992.
- [72] M.-H. H. Shen and C. Pierre. Natural modes of bernoulli-euler beams with symmetric cracks. *Journal of Sound and Vibration*, 138(1):115–134, 1990.
- [73] M.-H. H. Shen and C. Pierre. Free vibrations of beams with a single-edge crack. *Journal of Sound and Vibration*, 170(2):237–259, 1994.
- [74] R. R. Craig si A. L. Hale. Block-krylov component synthesis method for structural model reduction. *AIAA Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 11:562–570, 1988.
- [75] J. Keith si C. Charles. A traveling wave excitation system for bladed disk. *Proceedings of the 43th AIAA/ASME/ASCE/AMS Structures, Structural Dynamics and Material Conference*, 2002.
- [76] R. R. Craig si C.-J. Chang. Free-interface methods of substructure coupling for dynamic analysis. *AIAA Journal*, 14(11):1633–1635, 1976.
- [77] M. P. Mignolet si C.C. Lin. Identification of structural parameters in mistuned bladed disks. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 119(3):428–438, 1997.
- [78] E. L. Wilson si E. P. Bayo. Use of special ritz vectors in dynamic substructure analysis. *ASCE Journal of Structural Engineering*, 112:1944–1954, 1986.
- [79] A. L. Hale si L. Meirovitch. A general substructures synthesis method for dynamic simulation of complex structures. *Journal of Sound and Vibration*, 69(2):309–326, 1980.
- [80] A. V. Srinivasan. Flutter and resonant vibration characteristics of engine blades. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 119(4):742–775, 1997.
- [81] S. A. Tobias and R. N. Arnold. The influence of dynamical imperfection on the vibration of rotating disks. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 171:669–690, 1957.
- [82] D. M. Tran. Component mode synthesis methods using partial interface modes: Application to structures with cyclic symmetry. *Computers and Structures*, 79(17–18):209–222, 2001.
- [83] A. F. Vakakis and C. Cetinkaya. Mode localization in a class of multidegree-of-freedom nonlinear systems with cyclic symmetry. *SIAM Journal on Applied Mathematics*, 53:262–282, 1993.
- [84] si G. M. Hulbert. W.-H. Shyu, Z.-D. Ma. A new component mode synthesis method: Quasi-static mode compensation. *Finite Elements in Analysis and Design*, 24:271–281, 1997.
- [85] J. T. Wagner. Coupling of turbomachine blade vibrations through the rotor. *ASME Journal of Engineering for Power*, 89(4):502–512, 1967.
- [86] S. T. Wei and C. Pierre. Localization phenomena in mistuned assemblies with cyclic symmetry, part i: Free vibrations. *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 110(4):429–438, 1988.
- [87] S. T. Wei and C. Pierre. Localization phenomena in mistuned assemblies with cyclic symmetry, part ii: forced vibrations. *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 110(4):439–449, 1988.

- [88] E. Jordan si K. Murphy X. Fang, J. Tang. Crack induced vibration localization in simplified bladed-disk structures. *Journal of Sound and Vibration*, 291:395-418, 2006.
- [89] M.-T. Yang and J. H. Griffin. A normalized modal eigenvalue approach for resolving modal interaction. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 119(3):647-650, 1997.
- [90] M.-T. Yang and J. H. Griffin. A reduced order approach for the vibration of mistuned bladed disk assemblies. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 119(1):161-167, 1997.
- [91] M.-T. Yang and J. H. Griffin. A reduced order approach for the vibration of mistuned bladed disks assemblies. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 119(3):161-167, 1997.
- [92] M.-T. Yang and J. H. Griffin. A reduced order model of mistuning using a subset of nominal system modes. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123(1):893-900, 2001.
- [93] J. Zenneck. Ueber die freien schwingungen nur annahernd vollkommener kreisformiger platten. *Annalen der Physik*, 67:165-184, 1899.
- [94] Z.-C. Zheng and F.-R. Wang. Dynamic analysis of blade groups using component mode synthesis. *Vibrations of Blades and Bladed Disk Assemblies, Proceedings of the ASME 10th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise*, pages 97-103, 1985.
- [95] O. MARINESCU and B.I.Epureanu and M. Banu. Reduced Order Models of Mistuned Cracked Bladed Disks. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Vancouver, Canada, November 2010.
- [96] O. MARINESCU and B.I.Epureanu and M. Banu. Reduced Order Models of Mistuned Cracked Bladed Disks. *Journal of Vibration and Acoustics*, October 2011.
- [97] O. MARINESCU and M. Banu and V. Marinescu. Identifying the Characteristics of Acoustic Excitation for Structural Health Monitoring of Blisks. *Annals of ŞDunarea de Jos T, University of Galati, Fascicule V, Year XXVIII (XXXIII)*, pages 51-56, 2010.
- [98] M. Banu and A. Buruiana and G. Frumuseanu and A. Epureanu and S. Totolici and O. MARINESCU. Simulation of the Cutting Process Basic Instability Using Molecular Dynamics Technique. *Non-Linear Systems and wavelet Analysis, Included in ISI/SCI Web of Science and Web of Knowledge*, pages 78-82, Tunisia 2010.
- [99] O. MARINESCU and M. Banu and V. Marinescu and G. Frumuseanu. A novel traveling wave excitation measurement technique. *International Journal of Modern Manufacturing Technologies*, 2011.
- [100] O. MARINESCU Reduced Order Models of Mistuned Cracked Bladed Disks. *Seminar held at Vibration and Acoustics Laboratory, Department of Mechanical Engineering, University of Modena and Emilia Region, Italy, October 2010.*
- [101] O. MARINESCU FFT analyses in industrial engineering applications. *Seminar held at Vibration and Acoustics Laboratory, Department of Mechanical Engineering, University of Modena and Emilia Region, Italy, February 2010.*
- [102] O. MARINESCU Non contact vibration measurements for engineering applications. *Seminar held at Vibration and Acoustics Laboratory, Department of Mechanical Engineering, University of Modena and Emilia Region, Italy, June 2010.*



5,00