



HAL
open science

Modélisation et détection des fissures dans les systèmes tournants à partir des réponses modales et de la dynamique associée

Jean-Jacques Sinou, A Lees

► To cite this version:

Jean-Jacques Sinou, A Lees. Modélisation et détection des fissures dans les systèmes tournants à partir des réponses modales et de la dynamique associée. 7e colloque national en calcul des structures, CSMA, May 2005, Giens, France. hal-01814809

HAL Id: hal-01814809

<https://hal.science/hal-01814809>

Submitted on 13 Jun 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Public Domain

Modélisation et détection des fissures dans les systèmes tournants à partir des réponses modales et de la dynamique associée

J.-J. Sinou^{*,} — A.W. Lees^{*}**

** Department of Mechanical Engineering
University of Wales, Singleton Park, Swansea, SA2 8PP
Wales, United Kingdom.*

*** Laboratoire LTDS CNRS-UMR 5513, Equipe D2S
Ecole Centrale de Lyon, 36 avenue Guy de Collongue
69134 Ecully Cedex, France.*

*jean-jacques.sinou@ec-lyon.fr
a.w.lees@swansea.ac.uk*

RÉSUMÉ. Cette étude s'intéresse à l'influence des fissures transversales sur les systèmes tournants. Les variations des fréquences propres ainsi que le changement du comportement dynamique du système fissuré sont examinés à partir d'une modélisation éléments finis d'un rotor comportant une fissure tournante. De plus, l'évolution des orbites du rotor fissuré à la moitié de la première fréquence de résonance est étudié. La réponse dynamique système est évaluée par l'intermédiaire de la méthode de la balance harmonique. Les orbites pour différentes vitesses de rotations sont présentées afin de proposer des critères de détection de fissures pour les systèmes tournants.

ABSTRACT. The influence of the presence of transverse cracks in a rotating shaft is analyzed. The paper addresses the two distinct issues of the changes in modal properties and the influence of crack breathing on dynamic response during operation. Moreover, the evolution of the orbit of the cracked rotor near half of the first resonance frequency is investigated. The dynamic response of a rotor with a breathing crack is evaluated by expanding the changing stiffness of the breathing crack as a truncated Fourier series. The resulting orbits during transient operation are presented and some distinguishing features of a cracked rotor are examined.

MOTS-CLÉS : dynamique, éléments finis, systèmes tournants, fissure, non-linéaire.

KEYWORDS: dynamic, finite element, rotor, breathing crack, non-linear.

1 Introduction

L'un des scénarios catastrophiques pour les systèmes tournants est la cassure du rotor du fait de la propagation d'une fissure non détectée. Ainsi, de nombreux chercheurs (Wauer 1990, Gash 1993, Mayes et al. 1984) se sont penchés sur les problèmes de détections des fissures afin de palier à ce risque. Généralement deux approches sont utilisées pour tenter de détecter une fissure sur les rotors. La première consiste à vérifier que les fréquences propres du rotor à l'arrêt n'évoluent pas au cours des diverses utilisations. Cette approche n'apparaît cependant pas suffisante étant donné que la variation du comportement modal d'un rotor peut être liée à divers autres facteurs mécaniques. Aussi, une deuxième méthode consistant à s'intéresser au comportement vibratoire du système est souvent utilisée afin de statuer sur l'apparition de fissures lors du fonctionnement des machines tournantes.

Dans ce papier, nous développons donc un modèle éléments finis d'un rotor fissuré afin d'examiner l'influence d'une fissure sur le comportement modal du rotor à l'arrêt mais aussi sur le comportement dynamique du système afin de statuer sur la possibilité de détection de fissures dans les systèmes tournants. Par souci de gain en terme de temps de calcul, le comportement vibratoire du système fissuré est obtenu par la méthode de la balance harmonique.

2 Modèle d'un rotor fissuré

Le système considéré comporte un arbre flexible discrétisé en 20 éléments poutres de Timoshenko (soit 84 degrés de liberté) et deux disques rigides, comme illustré en Figure 1. L'équation dynamique du système global s'écrit sous la forme

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + (\mathbf{C} + \Omega\mathbf{G})\dot{\mathbf{x}} + (\mathbf{K} - f(t).\mathbf{K}_{\text{crack}})\mathbf{x} = \mathbf{Q} + \mathbf{W} \quad (1)$$

où \mathbf{M} , \mathbf{C} , \mathbf{G} et \mathbf{K} définissent les matrices de masse, d'amortissement, gyroscopique et de raideur. \mathbf{Q} et \mathbf{W} sont les vecteurs des forces de gravité et de balourd. $\mathbf{K}_{\text{crack}}$ est la matrice de raideur due à la fissure et $f(t)$ la fonction d'ouverture et fermeture de la fissure au cours du temps. En effet, une fissure, sous l'effet du poids propre du rotor et de sa flexion associée, a un comportement d'ouverture et de fermeture: lorsque la fissure se situe sur la partie basse du rotor, elle est totalement ouverte sous l'effet de la flexion de l'arbre, comme illustré en Figure 1; par contre, lorsqu'elle se situe sur la partie haute du rotor, elle est totalement fermée; enfin, si elle est orthogonale à l'axe, elle est à moitié ouverte. Aussi, des études (Friswell et al 2002) ont montré que ce comportement d'évolution de la raideur de l'élément fissuré peut s'exprimer de façon simplifiée sous la forme $f(t) = (1 - \cos(\Omega t))/2$ où Ω correspond à la vitesse de rotation du rotor (en supposant que les effets dus au balourd sont inférieurs à ceux dus au poids propre du rotor). Enfin la fissure transversale est modélisée par une réduction du moment d'inertie ΔI de l'élément fissuré (Mayes et al. 1984) :

$$((\Delta I/I_0)/(I - \Delta I/I_0)) = (R/l).(1 - v^2)F(\mu) \quad (2)$$

où I_0 , R , l , ν , μ , et $F(\mu)$ définissent le moment d'inertie, le rayon de l'arbre, la longueur de l'élément fissuré, le coefficient de Poisson, la profondeur de fissure adimensionnée ($\mu=a/R$ où a définit la profondeur de fissure comme illustré en Figure 1) et une fonction variant suivant la taille de la fissure et validée expérimentalement (Mayes et al. 1984). Ensuite, la matrice de raideur relative à l'élément comportant la fissure transversale $\mathbf{K}_{\text{crack}}$ est obtenue à partir d'un calcul élément fini standard. Dans cette étude, nous considérons un rotor de longueur 1m et de diamètre d'arbre de 0.01m. Les disques d'épaisseur 0.015m sont placés à 0.3m et 0.7m de l'arbre ; les diamètres intérieurs et extérieurs associés sont 0.01 et 0.04m.

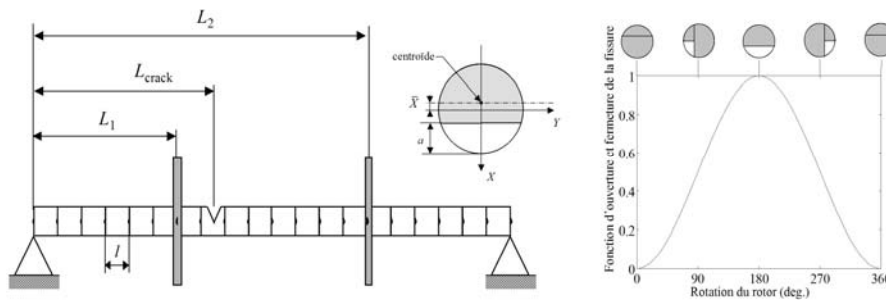


Figure 1- Modèle éléments finis d'un système tournant comportant une fissure

3 Influence de la fissure sur les fréquences propres

Du fait de la diminution de raideur au niveau de l'élément comportant une fissure, les fréquences propres du système sont modifiées. Afin de statuer sur la variation des fréquences propres due à la présence d'une fissure, nous calculons

$$\%C_i = \left(\left(f_i^{\text{uncracked}} - f_i^{\text{cracked}} \right) / f_i^{\text{uncracked}} \right) \times 100 \quad (3)$$

où f_i^{cracked} et $f_i^{\text{uncracked}}$ définissent les $i^{\text{ème}}$ fréquences propres des systèmes fissurés et non fissurés respectivement. Les variations des deux premières fréquences propres verticales du rotor ($\%C_1$ et $\%C_3$) en fonction de la profondeur et de la position d'une fissure sont illustrées en Figure 2. Dans cet exemple, la fissure est considérée totalement ouverte (soit orthogonale à l'axe X). La Figure 3 montre l'influence de l'orientation d'une fissure située au milieu de l'arbre et de profondeur $\mu = 1$ pour les premières fréquences propres horizontales et verticales du rotor. L'ensemble de ces résultats indique clairement que la détection d'une fissure est envisageable à partir de l'étude des fréquences propres du système. Cependant, cette détection ne peut pas s'effectuer lors du fonctionnement du système et fait l'hypothèse que seule une fissure est responsable de la variation du comportement modal du rotor. Afin de pouvoir détecter la présence d'une fissure de façon plus certaine et surtout lors du fonctionnement du système, il est donc nécessaire de

s'intéresser à la réponse dynamique associée à un rotor comportant une fissure transversale.

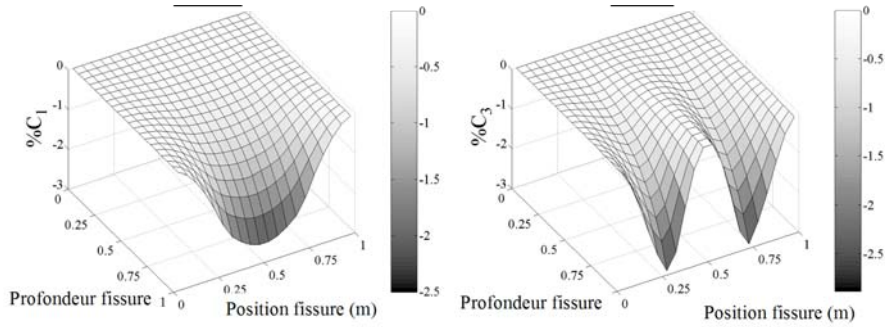


Figure 2- Influence de la profondeur et position d'une fissure

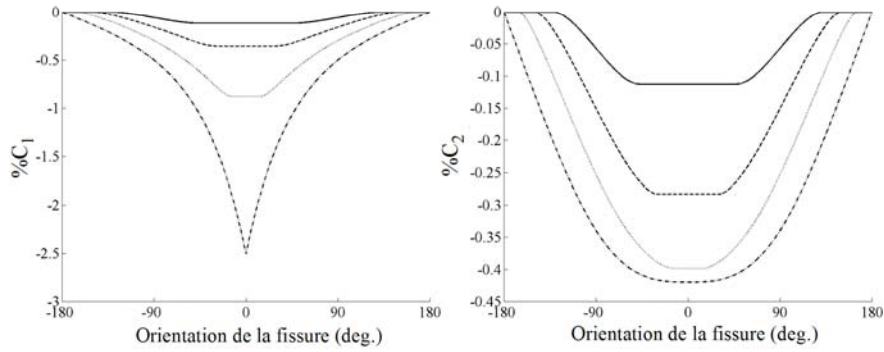


Figure 3- Influence de l'orientation de la fissures sur les fréquences propres
 (— $\mu = 0.25$, - - - $\mu = 0.5$, $\mu = 0.75$, - - - $\mu = 1$)

4 Réponse dynamique d'un rotor fissuré

Le système dynamique du rotor fissuré pour chaque vitesse de rotation Ω s'écrit

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{D}(\Omega)\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} + \mathbf{f}(\mathbf{x}, \Omega, t) - \mathbf{g}(\mathbf{x}, \Omega, t) = 0 \quad (6)$$

où \mathbf{M} , \mathbf{D} et \mathbf{K} sont les matrices de masse, amortissement et raideur du système. \mathbf{f} et \mathbf{g} définissent les vecteurs contenant respectivement les expressions dues à la présence d'une fissure tournante et les forces de balourd et de gravité.

Afin de déterminer de façon rapide les réponses vibratoires du système précédent, on utilise une méthode de balance harmonique. La réponse du système ainsi que les expressions $\mathbf{f}(\mathbf{x}, \Omega, t)$ et $\mathbf{g}(\mathbf{x}, \Omega, t)$ sont estimées sous la forme de séries de Fourier tronquées à l'ordre m . La solution du système s'écrit alors sous la forme

$$\mathbf{x} = \mathbf{X}_0 + \sum_{n=1}^m [\mathbf{X}_{2n-1} \cdot \cos(n\Omega t) + \mathbf{X}_{2n} \cdot \sin(n\Omega t)] \quad (7)$$

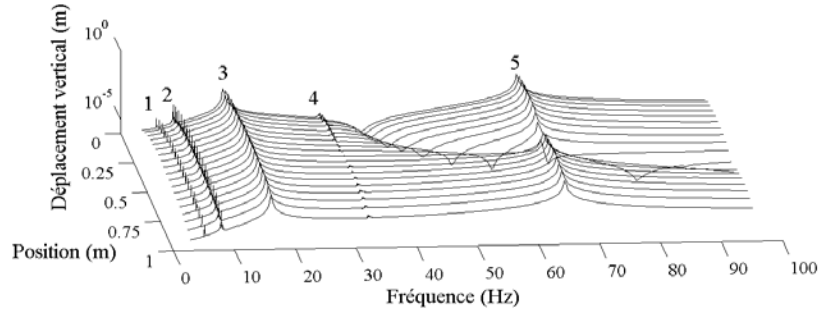


Figure 5- Détection de fissure sur la réponse dynamique

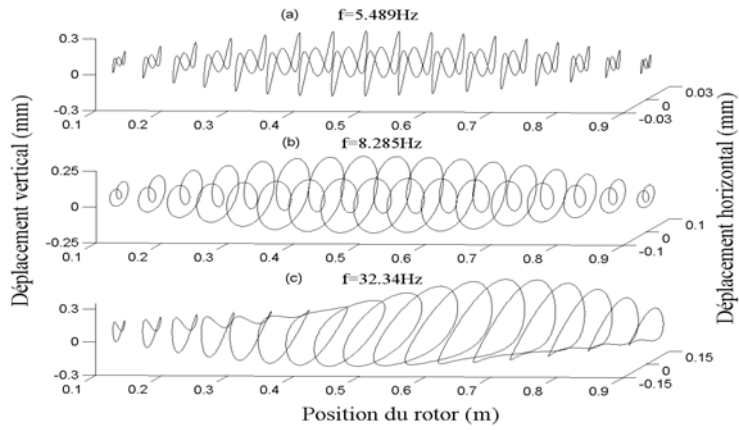


Figure 6- Evolutions orbitales du rotor fissuré (a) 3X résonance du 1^{er} mode (b) 2X résonance du 1^{er} mode (c) 2X résonance du 2^{ème} mode

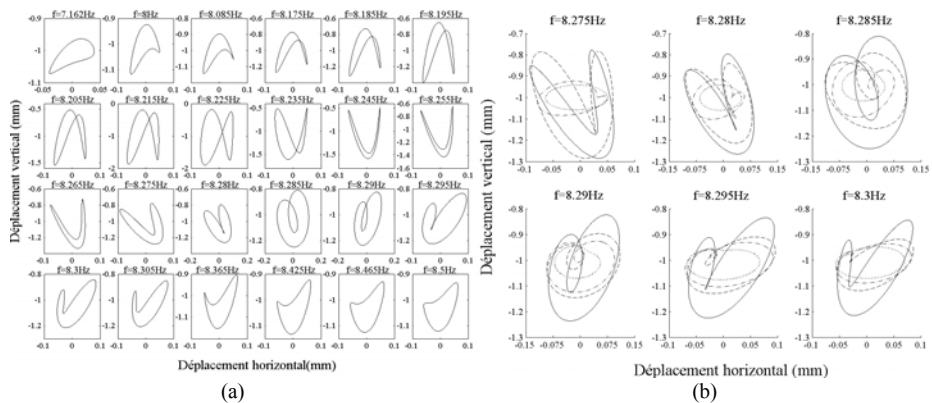


Figure 7- Orbites à la résonance 2X (a) Evolution (b) influence de la profondeur de fissure(..... $\mu = 0.25$, - . - . $\mu = 0.5$, - - - $\mu = 0.75$, — $\mu = 1$)

On considère une balourd sur le 2^{ième} disque, de masse 0.005g et excentré de 0.01m. La fissure est positionnée à 0.375 m. Le comportement du rotor fissuré est obtenu en Figure 5 (déplacement vertical le long du rotor pour la plage de fréquence de rotation considérée). Les points 3 et 5 correspondent aux 1^{er} et 2^{ème} fréquences associés aux modes à déformée verticale. On observe de plus deux pics de résonances (points 2 et 4) et un pic de résonance (point 1) qui correspondent aux résonances 2X des deux premières fréquences précédentes (points 3 et 5) et à la résonance 3X du premier mode (point 3). Les orbites associées sont montrées en Figure 6. On observe donc pour les résonances 2X et 3X de la première fréquence des orbites comportant deux boucles entrelacées et trois boucles, respectivement. Pour la résonance 2X de la second fréquence, on distingue l'apparition de deux boucles sur une partie du rotor (extrémité gauche). Ces résultats illustrent l'influence d'une fissure sur un rotor mais ne constituent pas un critère suffisant pour statuer sur sa présence, ces pics de résonances pouvant être dus à de nombreux phénomènes (roulements, désalignement, méplats, etc). Aussi, afin de s'assurer de la présence de fissures, on s'intéresse à l'évolution des orbites du rotor au passage de la résonance 2X du premier mode (point 2, Figure 7(a)) : l'orbite du rotor (pris au milieu de l'arbre) dessine donc tout d'abord une boucle puis deux boucles extérieures (7.1Hz-8.2Hz) pour ensuite évoluer vers deux boucles l'une dans l'autre (8.2Hz-8.3Hz) et enfin finir par un retour à une boucle unique (au delà de 8.3Hz). Cette évolution des orbites au passage de la résonance 2X du premier mode et le changement de deux boucles externes en boucle interne est caractéristique du comportement d'un rotor fissuré. De plus, il est possible de statuer sur la taille d'une fissure lors du passage de la résonance 2X de la première fréquence en examinant la taille de la boucle interne, comme illustré en Figure 7(b).

5 Conclusion

Ce papier propose la modélisation d'un rotor comportant une fissure tournante et l'étude de l'influence d'une fissure sur les fréquences propres et le comportement dynamique du système obtenu par l'intermédiaire de la méthode de la balance harmonique. Un critère de détection de fissure en fonctionnement est proposé à partir de l'étude de l'évolution des orbites au passage de la résonance 2X de la première fréquence du rotor fissuré.

Références

- Friswell, M.I., and Penny, J.E.T.P. *International Journal of Structural Health Monitoring*, 1(2), 139-148. Crack Modelling for Structural Health Monitoring, 2002.
- Gasch, R. *Journal of Sound and Vibration*, 160(2), 313-332. A Survey of the Dynamic Behaviour of a Simple Rotating Shaft with a Transverse Crack, 1993.
- Mayes, I.W., and Davies, W.G.R. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 106, 139-145. Analysis of the Response of a Multi-Rotor-Bearing System Containing a Transverse Crack in a Rotor, 1984.
- Wauer, J. *Applied Mechanics Review*, 43, 13-17. Dynamics of Cracked Rotors: Literature Survey, 1990.