

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

Département de Mécanique



THESE DE DOCTORAT

en Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

**Contribution à la Modélisation de Défauts d'organes de
Machines Tournantes**

Par :

DOUGDAG Mourad

Ingénieur d'état en Génie Mécanique de l'Ecole Nationale Polytechnique, Alger

Magistère en Construction Mécanique de L'université Saad Dahleb, Blida

Devant le jury composé de :

AIAD Abdelkrim	Professeur	USD. Blida	Président
ABUDURA Salem	Professeur	U. Médèa	Examineur
BELAIDI Abderrahmane	M.C.A	U. Boumerdes	Examineur
ZAHLOUL Hamou	M.C.A	U. Chlef	Examineur
FERDJANI Hicheme	M.C.A	USD. Blida	Examineur
OUALI Mohammed	Professeur	USD. Blida	Directeur de thèse

BLIDA, 2012

RESUME

Ce travail présente une étude théorique et expérimentale portant sur la modélisation du comportement dynamique non-linéaire d'un ensemble d'organes de machines défectueux. On s'intéressera aux organes les plus importants, en outre le roulement à billes et la ligne d'arbres.

Les objectifs de cette étude sont le développement de modèles de simulation du comportement dynamique, dans le but de servir comme outil d'évaluation et d'aide à la conception et à la détection des défauts des machines tournantes.

Notre contribution portera sur la proposition d'un ensemble de modèles et de nouvelles approches dans le but d'éclairer certaines zones d'ombres dans l'étude des machines tournantes et d'élaborer des modèles améliorés, simples, compactes, robustes et faciles à implémenter.

L'étude est organisée en plusieurs parties chacune d'elle est dédiée à un organe de machine.

La première partie de l'étude portera sur la modélisation d'un roulement à billes à cinq degrés de liberté avec intégration de méthodes paramétriques de simulation de défauts. Le modèle ainsi formé est soumis à la vérification expérimentale et à la comparaison à d'autres modèles de la littérature.

La deuxième partie de l'étude portera sur la modélisation d'un arbre présentant une fissure transversale. On s'intéressera à l'amélioration du modèle analytique classique et à la proposition de nouvelles techniques de détection précoce de la fissure et d'estimation de la durée de vie. Le modèle modifié ainsi que les techniques de détections proposées seront soumis à la vérification expérimentale et à la comparaison à d'autres modèles de la littérature.

La troisième partie de l'étude englobe les deux premières. Elle aboutit à l'étude d'une machine de base constituée d'une ligne d'arbres montée sur des paliers à roulements. Un intérêt particulier est porté au traitement de la problématique du couplage de la déformation au mouvement.

En conclusion, l'étude est jugée intéressante ; puisqu'elle a permis le développement de modèles analytiques dont la vérification a donné des résultats satisfaisants et la réalisation d'un banc d'essai de simulation des machines tournantes et une série de logiciels qui sont présentés dans ce travail.

الملخص

هذا العمل يقدم دراسة نظرية وتجريبية حول السلوك الديناميكي الغير خطي لمجموعة من مكونات الآلات الدوارة التي تحوي عيوباً. المكونات التي نهتم بها هي المحامل و المحاور. الهدف من هذه الدراسة هو تطوير نماذج افتراضية تكون أدوات تقييم و تجربة تساعد في مجال الهندسة الميكانيكية للألات و كذلك في المساعدة على الكشف عن العيوب في هذه الآلات. مساهمتنا تتبلور في اقتراح لمقاربات جديدة تكون سبب في إنشاء نماذج جديدة, سهلة, قوية و بسيطة التطبيق في الاستخدامات و التطبيقات في مجال البرمجيات.

الدراسة قسمت لأقسام متخصصة حسب مكونات الآلات الدوارة التي تم اختيارها. في القسم الأول من الدراسة, نتعرض لنماذج المحامل ذوات الخمس درجات من الحرية. تدمج فيها نظرية محاكاة العيوب. ثم تعرض النتائج على التحقيق في كفاءتها عن طريق التجربة و المقارنة مع النماذج الموجودة.

في القسم الثاني من الدراسة, نتعرض لنموذج المحور الذي بهي شقوق. في هذه المرحلة نهتم بتحسين نظرية النموذج التقليدي من جهة و من جهة أخرى نقدم اقتراحات لتطوير تقنيات الكشف المبكر عن الشقوق و تقدير مدة الصلاحية. النماذج المطورة تعرض بعد ذلك للتحقق من صلاحيتها عن طريق التجربة و المقارنة بالنماذج الموجودة في الميدان.

في القسم الثالث من الدراسة, يتم تجسيد الدراستين السابقتين بحيث أن كل من المحمل و المحور تصبح مكوناً لآلة ذات محاور مركبة. نعطي اهتماماً خاص في هذه المرحلة لدراسة إشكالية العلاقة المركبة للحركة بالتشويه. هذه الدراسة تهدف إلى جعل النماذج أكثر واقعية من تلك التي تستند على معلم دوار.

في الختام, نعتبر أن كل أقسام الدراسة كانت ذوات منافع قيمة من حيث أنها مكنت من إنشاء نماذج نظرية أثبتت كلها نجاعتها حسب النتائج الحسنة للاختبارات التجريبية. و على اثر هذا العمل تم إنشاء منصة التجارب للألات الدوارة و برنامجين للإعلام الآلي سيعرضان في هذا العمل.

Abstract

This work presents a theoretical and an experimental study about the non-linear dynamic behaviour modelling of a defective machine parts. The interest is focused towards ball bearings and shafts.

The objectives of this study are the development of simulation models in order to use it as an evaluation and assistance tool in both design of the rotating machines and defects detection.

Our contribution will relate to propose for new approaches with an aim to build improved, simple, compact and robust models, which are easy to implement in software program.

The study is structured in parts. Each part is designed to study a selected element of the machine.

The first part presents the ball bearing modelling of five degrees of freedom. This model integrates the fault simulation parametric method. The developed model is submitted to experimental verification and comparison to literatures models

The second part presents the modelling of a shaft presenting a transverse crack. The attention is focussed to the traditional analytical model improvement and also to the early detection crack techniques and the lifetime estimation. The modified model as well as the suggested detections techniques will be subjected to verifications.

The third part of the study becomes as an achievement of previous works. It leads to the study of a basic rotating machine which is constituted by shafts mounted on bearings. The interest is focused toward the coupling problematic treatment of the deformation with movement.

In conclusion, the study is considered to be interesting; since it allowed the development of analytical models where the verification has given satisfactory results and has permitted the manufacturing of a simulation rotating machine testing bench and the development of some software which are presented in this work.

REMERCIEMENTS

Je remercie DIEU le tout puissant.

Je tiens à remercier Monsieur M. OUALI, mon Directeur de thèse, pour ses conseils, son aide et le suivi continu de ce travail. Je tiens aussi à remercier Monsieur le Directeur Général du CRNB pour toutes les facilités qu'il m'a accordé pour mener à biens mes travaux ainsi qu'au Directeur de la DTN. Je tiens aussi à remercier les responsables de l'Université de Blida de leur aide pour l'aboutissement de ce travail.

Je remercie l'ensemble de mes collègues du Laboratoire des Etudes Mécanique pour leurs soutien et aide au cours des ces années de préparation de ce travail. Je cite particulièrement Monsieur Djaoui Mohamed pour ses louables efforts lors de la conception et la réalisation du Banc d'essai des machines tournantes ainsi que l'équipe de l'Atelier Mécanique pour la réalisation de ce banc.

Je remercie tous les étudiants de l'Université de Blida et de l'institut d'informatique d'Oued-Smar qui ont participé à la valorisation du banc d'essai et à la réalisation de certaines parties des logiciels développés.

J'adresse mes plus vifs remerciements à Monsieur Abdelkrim AIAD, Professeur à l'Université Saad Dahleb de Blida, pour l'honneur qu'il me fait en présidant ce jury de Doctorat.

Je remercie vivement Monsieur Abudura Salem, Professeur à l'Université de Médéa, pour m'avoir fait l'honneur d'être membre de jury.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à Messieurs :

- Abderrahmane BELAIDI, Maître de conférences à l'université de Boumerdes,
- Hamou ZAHLOUL, Maître de conférences à l'université de Chlef et
- Hicheme FERDJANI, Maître de conférences à l'université de BLIDA, d'avoir accepté sans réserve d'examiner mon travail.

Je dédie ce travail à ma très chère épouse et à mes enfants MOUHAMED, RANIA, ABDELKADER, MALAK et WISSAL.

A mes défunts parents

TABLE DES MATIERES

RESUME.....	II
REMERCIEMENTS.....	V
TABLE DES MATIERES	VI
LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX	VII
LISTE DES ILLUSTRATIONS ET GRAPHES	VII
LISTE DES TABLEAUX.....	XV
INTRODUCTION GENERALE.....	1
DEMARCHE SCIENTIFIQUE	3
I. GENERALITES SUR LES MACHINES TOURNANTES	4
II. THEORIE DES ROULEMENTS A BILLES DEFECTUEUX	7
II.1 ETAT DE L'ART	7
II.2 DEFAILLANCE DES ROULEMENTS	9
II.3 MODELISATION DES ROULEMENTS A BILLES	9
II.4 MODELISATION DES DEFAILLANCES DES ROULEMENTS A BILLES.....	20
II.5 VERIFICATION SUCCINCTE DES MODELES DE RIGIDITE, DE DEFAILLANCE ET DES ASPECTS DE STABILITE	22
II.6 VERIFICATION DU MODELE DE ROULEMENT A BILLES	29
II.7 VERIFICATION DU MODELE DE DEFAILLANCE.....	33
II.8 CONCLUSION DU CHAPITRE	44
III. THEORIE DE L'ARBRE FISSURE ET METHODES DE DETECTION	46
III.1 ETAT DE L'ART	46
III.2 DEFAILLANCE DES ARBRES DE MACHINES	49
III.3 MODELISATION D'UN ARBRE FISSURE	51
III.4 DETECTION ET IDENTIFICATION DES FISSURES	62
III.5 VERIFICATION EXPERIMENTALE DU MODELE DE FISSURATION	64
III.6 INVESTIGATIONS EXPERIMENTALE ET NUMERIQUE POUR LA DETECTION DES FISSURES TRANSVERSALES.....	70
III.7 CONCLUSION DU CHAPITRE	82
IV. THEORIE DES LIGNES D'ARBRES DEFECTUEUSES.....	84
IV.1 ETAT D'ART	84
IV.2 DEFAILLANCE DES LIGNES D'ARBRES	86
IV.3 MODELISATION DES LIGNES D'ARBRES	88
IV.4 PROPOSITIONS DE NOUVELLES APPROCHES	93
IV.5 VERIFICATIONS DES APPROCHES PROPOSEES	97
IV.6 CONCLUSION ET PERSPECTIVES.....	110
V. CONCLUSION GENERALE.....	111
BIBLIOGRAPHIE.....	112
APPENDICES.....	123

LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX

Liste des illustrations et graphes

Figure I.1 Différentes configurations de machines tournantes	4
Figure I.2 Evolution de la modélisation de machines tournantes	6
Figure II.1 Section d'un roulement à billes avec (n) billes	10
Figure II.2 Forces maximales appliquées sur un roulement à billes	11
Figure II.3 La déformation locale (h_r) et globale élastique (δ) de l'une des parties symétrique d'une bille du modèle proposé de déformation	11
Figure II.4 (a) Modèle de distribution de forces sur les billes avant contact ($q(z)$) et après contact ($q(r)$)	12
Figure II.4 (b) Modèle de chargement radial d'une bille	12
Figure II.5 Chargement graduel des billes répartis en secteurs	12
Figure II.6 Défilement des billes avec la cage dans le roulement en rotation. Cas de figures : (a & c) ligne de chargement entre deux billes, (b) ligne de chargement sur une bille.	13
Figure II.7 Rotation du roulement en un pas au cours d'un cycle	13
Figure II.8 Modélisation d'une machine simple avec deux paliers à roulements à billes en un ensemble de ressorts représentant les principales raideurs du roulement	15
Figure II.9 Système de coordonnées à la position d'équilibre dynamique	15
Figure II.10 Modèle dynamique d'1 d.d.l (SDOF)	15
Figure II.11 Modèle dynamique symétrique d'un roulement à deux d.d.l. (2DOF) (a) Modèle réel symétrique, (b) Modèle 2 d.d.l considérant les déplacement plan selon (y,z) sans déformation de l'arbre, (c) Modèle 2 d.d.l considérant le degré de liberté de l'arbre.	16
Figure II.12 Modèle de la déformation radiale totale δr	18

Figure II.13 Modèle proposé de déformation angulaire modèle $\delta\theta$	18
Figure II.14 Modèle de déformation axial δx	18
Figure II.15 Modèle de torsion de la bague interne	18
Figure II.16 Modèle de distribution de chargement axial	18
Figure II.17 Schéma de corps libre d'un élément roulant avec équilibre de la force centrifuge avec les forces de raideurs	20
Figure II.18 Exemples des défauts caractéristiques de roulement (a) une bille roulant sur une fissure ou cavité induisant une rupture partielle de contact suivie par un choc, (b) une bille roulant sur une zone dure causée par une surchauffe (par exemple), la raideur devient plus rigide, (c) une bille roulant sur une bosse causant un déplacement imposé (r_i), (d) une bille roulant sur une cavité ou une piqûre.	21
Figure II.19 Déformation théorique d'un roulement.	23
Figure II.20 Variation de la force F_i appliquée à la $i^{\text{ème}}$ bille	23
Figure II.21 Rigidité dynamique d'un roulement $K(t)$ pour un déplacement angulaire du roulement de $\gamma [0, \varphi_n]$	23
Figure II.22 Variation cyclique de la raideur non-linéaire d'un roulement à nombre de billes impaire	24
Figure II.23 Réponse en vitesse d'un défaut sur la piste externe.	25
Figure II.24 Réponse en vitesse d'un défaut sur la piste interne.	25
Figure II.25 Variation des orbites sous l'effet d'un amortissement d'un film d'huile pour 2 à 37 rotations	26
Figure II.26 Trajectoire de phase sous l'effet de la variation de l'amortissement d'un film d'huile pour 2 à 37 rotations	26
Figure II.27 Variation des orbites sous l'effet d'un changement de vitesses pour 2 à 37 rotations	27
Figure II.28 Trajectoire de phase pour 2 à 37 rotations sous l'effet de la variation de la vitesse	27
Figure II.29 Migration du point d'équilibre et "section de Poincaré "	27
Figure II.30 Evolution de l'orbite sous l'effet des forces d'inertie	28

Figure II.31 Schéma de l'installation avec machine d'essais universelle INSTRON 1185	29
Figure II.32 Système d'amarrage du roulement	29
Figure II.33 Cas de chargement du roulement sur la bille ou entre deux billes	30
Figure II.34 Essai sur la bague de compensation sans roulement	30
Figure II.35 Superposition des courbes théorique et expérimentale	30
Figure II.36 Changement du déplacement en fonction de l'angle φ_i de la position de la bille (Courbe laissée)	31
Figure II.37 Superposition des courbes théoriques avec ceux de Palmgren et de Krämer [4, 31]	32
Figure II.38 Banc d'essai de simulation de défaillance de roulement [53].	34
Figure II.39 Stylo électrique et roulements à billes (6205 FAG) manipulées [53]	34
Figure II.40 (a) : Comparaison de signaux temporels d'un défaut sur la piste externe	35
Figure II.40 (b) : Comparaison de spectres d'un défaut sur la piste externe	36
Figure II.41 (a) Comparaison de signaux temporels d'un défaut sur la piste interne	36
Figure II.41 (b) Comparaison de spectre d'un défaut sur la piste interne	37
Figure II.42 (a) Comparaison de signaux temporels d'un défaut sur la bille	38
Figure II.42 (b) Comparaison de spectre d'un défaut sur la bille	38
Figure II.43 Deux impulsions dues aux chocs générées au premier et deuxième bord d'une fissure avec différentes largeurs sur la piste externe (haute résolution est utilisée ici 1000 pas/cycle) a)- Zoom sur la première impulsion, b)- trios impulsions, c) illustration expérimentale pour deux impulsions [58]	39
Figure II.44 Superposition des plusieurs spectres expérimentaux pour différents défauts sur la piste externe	40

Figure II.45 Evolution de l'amplitude adimensionnelle sous l'effet de la variation de la taille du défaut pour trois plages de modes (courbes lissées par un polynôme d'ordre deux)	40
Figure II.46 Adaptation du modèle initial pour la comparaison avec celui de KIRAL (a) Introduction du modèle de chargement des billes, avec une augmentation de l'angle de couverture des billes (Δ) sur les deux faces comparativement au modèle initial et illustration du vecteur charge tournant. (b) Introduction des raideurs latérales et verticales aux points P1, P2 et P3 dans la modélisation du roulement, (c) les différents cas de l'effet du type de nombre de billes pair ou impair sur la fluctuation de la raideur (i) six billes chargées, (ii) sept billes chargées et (iii) six billes chargées.	42
Figure II.47 Comparaison de signaux temporels d'un défaut sur la bille. Modèle modifié et modèle de Kiral	42
Figure II.48 Sensibilité de la détection de la taille de défaut	43
Figure II.49 Positionnement de deux défauts de cavité sur la piste externe	44
Figure II.50 Manifestation de deux défauts sur la piste externe	44
Figure III.1 Schéma d'une fissure et modes de fissurations	50
Figure III.2 Poutre prismatique avec une fissure transversale	51
Figure III.3 Modèle d'un arbre fissuré sous sollicitations	53
Figure III.4 Schéma d'une fissure transversale sur une poutre ronde	54
Figure III.5 Schéma d'une fissure transversale dans un tube	55
Figure III.6 Schéma illustrant l'importance de l'effet géométrique sur la section fissurée	56
Figure III.7 Schéma du modèle de Green [63] (a) Poutre fissurée (b) modèle global d'une poutre asymétrique	58
Figure III.8 Distribution de contraintes sur une poutre fissurée Encastree-libre (modèle simple de 622 éléments finie PLANE42 et 782 nœuds)	58
Figure III.9 La géométrie de la zone fissurée (tranche de la section)	59
Figure III.10 Introduction d'un ressort de raideur au lieu de la fissure	60

Figure III.11 Modélisation par deux arbres liés par un ressort intermédiaire. Modèle de Rosales [105] b) modèle de Loya [106]	61
Figure III.12 Schéma représentant une fissure qui respire	61
Figure III.13 Photo du banc d'essai	64
Figure III.14 Schéma de l'éprouvette d'essai statique avec ses différents types de section ainsi que les positions d'application des forces et mesure des déplacements	64
Figure III.15 Souplesse et raideur globales en fonction de l'avance de la fissure	65
Figure III.16 Effet des corrections géométriques sur la flexibilité et la raideur locale théorique selon les formules (III.20) et (III.22)	66
Figure III.17 Modèle numérique (6240 éléments briques dont plus de 5000 éléments trapézoïdaux près de la fissure)	67
Figure III.18 Comparaison entre courbes expérimentale et numérique	67
Figure III.19 Rigidité et flexibilité globales pour le cas d'une poutre à section cylindrique en variation sur échelle linéaire et logarithmique	67
Figure III.20 (a) Flexibilité locale d'un tube (première approche)	68
Figure III.20 (b) Flexibilité locale d'un tube (deuxième approche)	68
Figure III.21 Flexibilité numérique totale de tubes à plusieurs épaisseurs	69
Figure III.22. Photos représentant l'installation du laboratoire d'essai	71
Figure III.23 Chaîne de mesure et montage expérimental	67
Figure III.24 Modélisation numérique d'une poutre fissurée (élément beam4)	72
Figure III.25 Modèle Volume ou 3D de poutre fissurée discrétisé (8840 éléments Solid186, 16074 nœuds)	72
Figure III.26 Réponse de la poutre fissurée avec plusieurs profondeurs comparée à celle de la poutre saine (Cas de poutre carrée)	72
Figure III.27 Variation de l'amplitude FRF des trois premiers modes (<i>Lissage polynomiale</i>)	73

Figure III.28	Variation de l'amplitude FRF des trois premiers modes pour des petites fissures (<i>Lissage polynomiale</i>)	73
Figure III.29	Variation relative et absolue des fréquences pour différents modes d'un tube (<i>Lissage polynomiale d'ordre 2</i>)	74
Figure III.30	Variation relative des coefficients d'amortissement pour les poutres à section carré et ronde (<i>lissage polynomiale d'ordre 2</i>)	75
Figure III.31	Variation 3D des fréquences (f_i/f_0) en fonction de (c/l) et (a/h) pour différentes profondeurs de fissures dans une barre de section carrée (encastree-libre) et pour différents modes	75
Figure III.32	Trois premiers modes de la barre de section carrée (encastree-libre) (a) 1 ^{er} mode (b) 2 ^{ème} mode, (c) 3 ^{ème} mode	76
Figure III.33	Variation 3D des fréquences (f_i) en fonction de des différentes profondeurs et positions de fissures d'une barre de section tube (appuyée-appuyée) pour le 2 ^{ième} mode.	77
Figure III.34	Deuxième mode d'une barre de section tube (appuyée-appuyée)	77
Figure III.35	Effet de la section sur la sensibilité relative des fréquences pour : les modes (a) mode 1, (b) mode 2 et (c) mode 6 (<i>lissage polynomiale d'ordre 2</i>)	78
Figure III.36	Spectre de FRF sur la gamme 0 - 3200 HZ avec un pas de 0.25 Hz DAQ700	78
Figure III.37	Variation de la raideur locale K_{1j} en fonction de (a/D)	79
Figure III.38	Variation de la sensibilité relative de la raideur locale K_{1j}	79
Figure III.39	Fluctuation absolue des fréquences modales selon la position de mesures (p/l), (a) mode 4 spatial 3d, (b) mode 5, (c) mode 3 et (d) mode 4 contour plan.	80
Figure III.40	Fluctuation relative des sensibilités des fréquences par position de mesure (p/l) pour les modes 2,3 et 4	80
Figure III.41	Fluctuation de l'amplitude de l'inertance, la phase et la partie réelle et imaginaire (a) (mode 4) Inertance, (b) phase, (c) Partie Réelle et (d) Partie imaginaire	81
Figure IV.1	Schéma d'une ligne d'arbre réel [1]	89
Figure IV.2	Ligne d'arbre avec volant d'inertie [134]	86

Figure IV.3 Calcul d'une ligne d'arbre flexible sous le logiciel Cast3m [137]	90
Figure IV.4 Schéma de principe de la méthode MEFPIIL	91
Figure IV.5 Evolution parallèle du corps étudié et du maillage associé a) Formulation eulérienne (non coïncidence des frontières), b) Formulation lagrangienne (distorsions) et c) Formulation ALE [145]	92
Figure IV.6 Rotor totalement maillé avec des interfaces au niveau des paliers	93
Figure IV.7 Modèle multi-corps solides avec liaisons	94
Figure IV.8 Modélisation 3D d'une ligne d'arbre avec roulements (ALMAKINA)	94
Figure IV.9 Modèle multi-corps solides avec poutres ou arbres	95
Figure IV.10 Exemple d'un rotor 3D avec la subdivision en sections (ALMAKINA)	96
Figure IV.11 Méthode de calcul selon les directions des axes déformés (e_i) (ALMAKINA)	96
Figure IV.12 Exemple illustrant des éléments arbres, disques minces et épais et des roulements (ALMAKINA)	96
Figure IV.13 Exemple de comparaison statique entre ALMAKINA et ANSYS	97
Figure IV.14 Solution nodale de la distribution graphique de la somme des déplacements ($x+y+z$) pour les deux codes. (a) résultats d'ANSYS, (b) résultats d'ALMAKINA	97
Figure IV.15 Déformation de la flexion du rotor avec la solution nodale pour les deux codes. (a) résultats d'ANSYS, (b) résultats d'ALMAKINA	98
Figure IV.16 Exemple de la comparaison dynamique entre ALMAKINA et ANSYS pour une force d'impulsion simple	99
Figure IV.17 Comparaison des spectres de déplacement entre les résultats d'ANSYS et d'ALMAKINA	99
Figure IV.18 Différentes déformées dynamiques résultants du code ALMAKINA	99
Figure IV.19 (a) Photo de la chaîne de mesure [147].	100

Figure IV.19 (b) Photo du banc d'essai. Son repère et ses points de mesures [147].	100
Figure IV.20 Modèles solide-poutre	101
Figure IV.21 Modèle 3D éléments finis	101
Figure IV.22 Spectre de réponse expérimentale en A(X et Y) et numérique en (3)(Y et Z)	101
Figure IV.23 Spectre de réponse expérimentale A (X et Y) et numérique 3D (n329)(X, Y et Z)	102
Figure IV.24 Champ de déplacement nodal avec déformée dynamique à un instant (t_i)	102
Figure IV.25 Champ de déplacement par élément avec déformée dynamique à un instant (t_i)	102
Figure IV.26 Spectre expérimental de l'accélération (Y et Z) et accélération numérique (X et Y) du modèle solide-poutre	103
Figure IV.27 Forme du mouvement orbital de l'axe de l'arbre	104
Figure IV.28 Déformée modale et réponses temporelle de déplacement (Y et Z)	104
Figure IV.29 Spectre expérimental de l'accélération (Y et Z) et accélération numérique (X, Y et Z) du modèle 3D	104
Figure IV.30 Forme du mouvement orbital de l'axe de l'arbre au nœud 337	105
Figure IV.31 Réponse temporelle numérique mesurée au nœud 337	105
Figure IV.32 Spectre de l'accélération du modèle solide-poutre mesuré au nœud 3	105
Figure IV.33 Orbite numérique du modèle solide-poutre mesurée au nœud 4 (+7.5 [ms])	106
Figure IV.34 Déformée numérique du modèle solide-poutre mesuré au nœud 3 pour un désalignement aux nœuds 5 et 7	106
Figure IV.35 Spectre de l'accélération du modèle numérique 3D mesuré au nœud 329 avec vue sur les déformées (désalignement au point B' et C)	106
Figure IV.36 Orbite du modèle 3D numérique mesurée au nœud 337	106

Figure IV.37	Réponses temporelles du modèle 3D numérique mesurées au nœud 337	106
Figure IV.38	Déformée dynamique sans effet des déformations statiques (chargement et désalignement) (x500)	107
Figure IV.39	Déformée dynamique avec effet des déformations statiques (chargement et désalignement) (x500)	107
Figure IV.40	Spectres de réponse des modèles numérique 3D (au nœud 338) et expérimental	108
Figure IV.41	Déformées à des instants différents avec champ de déplacement nodal (flèches) et déplacement global par élément (couleur) (l'excentricité géométrique indique le balourd)	108
Figure IV.42	Réponses temporelles du modèle 3D numérique mesurées au nœud 337	109
Figure IV.43	Orbite du modèle 3D numérique mesuré au nœud 337	109

Liste des tableaux

Table II.1	Fréquences de défauts	35
Table IV.1	Résultats statiques	97
Table IV.2	Tableau des principales fréquences propres	102
Table IV.3	Amplitudes des pics suivant x et y (24'2" ou (2.7mm)	107
Table IV.4	Amplitudes des pics pour les différents balourds suivant Y	109

INTRODUCTION GENERALE

Les machines tournantes jouent un rôle majeur dans les secteurs des transports (réacteurs d'avion, pâles d'hélicoptère, etc.), de l'énergie (turbines, turboalternateurs, éoliennes, volant d'énergie de type « flywheel » pour le stockage, pompes, etc.) et dans certains équipements (disque dur, DVD, gyroscopes, centrifugeuses, machines outils, machines à laver, etc.)

L'amélioration des méthodes de conception et des techniques de maintenance des machines tournantes sont devenues, de nos jours, des objectifs primordiaux pour les industriels au vu des critères technico-économiques et des exigences de performances et de sûreté nucléaire.

Les études de modélisation classiques du comportement dynamique des machines tournantes présentent un certain nombre d'inconvénients. En effet, d'un côté, elles introduisent des modèles de défaillances simples mais non réalistes ou complexes mais fastidieux. D'un autre côté, ces modélisations classiques omettent parfois le couplage des déformations au mouvement de rotation par la considération d'un référentiel tournant. Cette approche nuit à l'appréciation correcte de certains défauts.

Notre contribution, dans ce travail consiste en la proposition d'une modélisation théorique et numérique du comportement dynamique non-linéaire avec effet des défauts des principaux organes de machines. On aboutit, alors, à un formalisme réaliste, simple, robuste, compact et implémentable facilement dans des codes de calcul. D'autre part, on propose d'explorer de nouvelles approches qui permettent la considération du couplage des déformations au mouvement des organes de machines. Les résultats escomptés permettront d'offrir un support d'aide à l'identification des défauts dans les techniques de maintenance et aussi l'amélioration et le perfectionnement des techniques de conception par des simulations plus réalistes.

Pour ce faire, un plan de travail a été établi ciblant les principaux organes de machines, à savoir le palier et l'arbre pour arriver à la constitution d'une machine de base (monorotor) ou complexe (multirotors). Ce présent travail comprend trois parties distinctes organisées en quatre chapitres, dont le premier a

été dédié aux généralités sur les machines tournantes, le deuxième et le troisième concernent la modélisation des paliers (spécialement les roulements défectueux) et des arbres (spécialement les arbres fissurés). Alors que le quatrième chapitre traite en détail une machine tournante constituée par le montage d'une ligne d'arbres sur des roulements à billes.

Une fois les différents modèles développés, ils sont implémentés dans un code de calcul par éléments finis pour la simulation du comportement normal et anormal des machines. La validation des modèles développés ainsi que l'outil de calcul est obtenue en étapes. En premier, les modèles sont validés un à un puis à la fin, le modèle global d'une machine tournante est soumis à la validation.

DEMARCHE SCIENTIFIQUE

Les objectifs fixés ont été établis dans le but de répondre à un certain nombre de besoins manifestés d'une part par le CRNB en matière de perfectionnement des techniques de maintenances appliquées aux machines du réacteur nucléaire de recherche et les besoins du laboratoire de vibration et d'autre part de celui de l'université de Blida au développement d'outils didactiques et de recherche scientifique.

Les objectifs tracés ont fait l'objet de plusieurs thèmes de recherche :

- *Mesure et analyse des vibrations,*
- *dynamique des roulements défectueux et dynamique des lignes d'arbres fissurés,*
- *conception, réalisation et vérification d'un banc d'essai de machines tournantes,*
- *réalisation d'un code de calcul par E.F. avec implémentation des modèles d'organes et*
- *réalisation d'un code CAO/DAO pour le traitement des données avant et après calcul des lignes d'arbre avec des perspectives pour d'autres applications telles que la théorie des corps solides.*

Ces thèmes ont été réalisés dans le cadre de travaux scientifiques (publications et communications nationales et internationales) et dans le cadre de sujets mémoires :

- *Conception et réalisation d'un banc d'essai pour la vérification des modèles et approches proposées. Travail réalisé par Monsieur **DJAOUI Mouhamed** (2005).*
- *Elaboration d'un éditeur graphique de dessin vectoriel pour un code de calcul de structures et de machines. Travail réalisé en collaboration avec messieurs **BAHRIZ Mahdi & SALHI Lyes** (2008).*
- *Elaboration d'un code de calcul des structures et machines ALMAKINA, implémentant les modèles analytiques (2011)*
- *Mémoire PFE*
 - *Initiation à l'étude des machines tournantes par la mise à niveau et la valorisation d'un banc d'essai de simulation. Travail réalisé par Messieurs **CHADI Mohamed Seddik et RAHMANI Mustapha**, Université de Blida (2006)*
- *Mémoire de Magistère*
 - *Identification des Dommages dans les Barres d'Acier en Employant des Indices Basés sur l'Analyse Modale Expérimentale et Numérique. Travail réalisé par monsieur **MELLEL Nacim**, Université de Blida (2010).*

I. GENERALITES SUR LES MACHINES TOURNANTES

Description des machines tournantes

Les machines tournantes sont un moyen incontournable dans le domaine de la transformation d'énergie. Ce sont des systèmes mécaniques complexes. Elles sont, généralement, composées d'un ensemble d'organes fixes et tournants [1].

Les machines sont structurées en arbres sous formes de monorotors ou de multirotors (arbres avec disques) couplés par des liaisons de transmission de mouvement. L'ensemble repose sur un bâti par l'intermédiaire des supports avec paliers. Ces derniers permettent le support d'un ou de plusieurs arbres tournants structurés en ligne d'arbres d'un ou de plusieurs niveaux de vitesses chacun [2, 3]

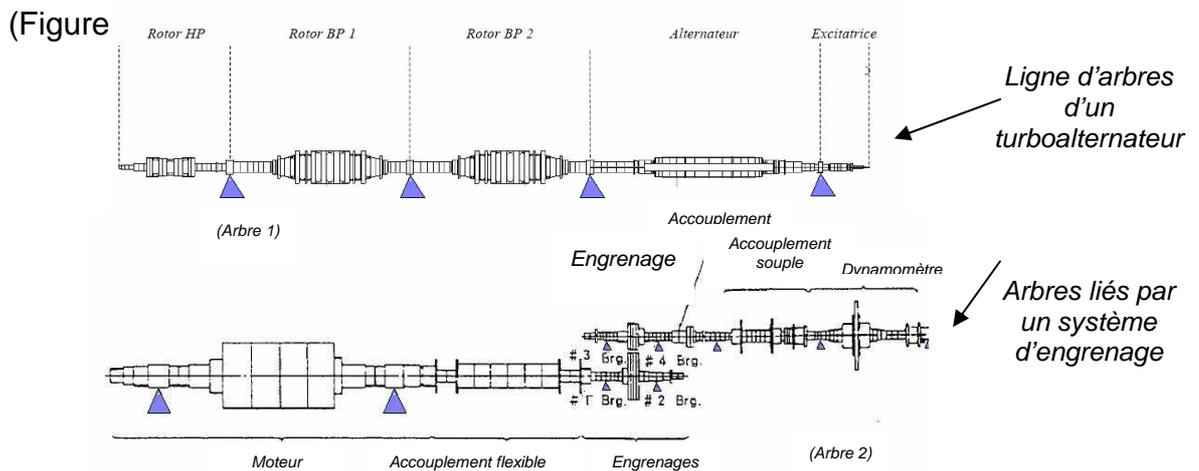


Figure I.1 Différentes configurations de machines tournantes

Les machines tournantes ont un comportement dynamique spécifique vis à vis d'autres systèmes continus, en particulier à cause de la présence de l'effet gyroscopique. Leur modélisation est rendue complexe par les effets de rotations, les variations de caractéristiques en fonction de la vitesse de rotation (raideurs, amortissement...) et d'autres paramètres tels que la température de fonctionnement [4].

Modélisation des machines tournantes

La modélisation est un outil mathématique et analytique. Elle est utilisée dans la plupart des domaines. Son apport est très important pour faciliter la compréhension du comportement physique des modèles étudiés et le gain de

temps et d'argent. C'est une procédure qui généralement précède les travaux expérimentaux, jusque là, inévitables pour la vérification et la validation du modèle analytique. Elle est aussi utilisée pour l'amélioration du niveau de fiabilité des systèmes étudiés.

La modélisation des machines tournantes devient un outil de recherche obligatoire pour l'amélioration des techniques de maintenance et de conception.

Comme les défaillances qui touchent les machines tournantes sont des phénomènes complexes, aléatoires et de nature différente, il est parfois nécessaire de recourir aux techniques de modélisations pour cerner le problème. Le modèle obtenu peut être utilisé pour évaluer le comportement dynamique et d'en apporter les solutions adéquates [1].

Le souci dans toute modélisation est l'efficacité et la simplicité. C'est pourquoi elle vise en permanence la simplification du modèle réel, souvent très complexe, pour s'adapter aux moyens de calculs disponibles.

De ce fait, la modélisation des machines tournantes a traversé plusieurs phases d'évolutions et d'améliorations successives et progressives jusqu'à atteindre le niveau actuel. On cite :

1. La modélisation par la théorie de la R.D.M. (Figure I.2 (a)) : en premier temps, les théoriciens ont adopté le modèle simple d'une poutre appuyée aux extrémités. Mais ce modèle ne tenait pas compte de plusieurs problèmes et défauts. Le surdimensionnement était de rigueur pour augmenter la fiabilité des systèmes mécaniques, le problème d'économie et d'optimisation venait en second.
2. Le modèle de Jeffcott [1] (Figure I.2 (b)) est un modèle qui a introduit l'effet du balourd et de l'excentricité. Ce modèle a été amélioré, plus tard, pour tenir compte des paliers et leur comportement non-linéaire (Figure I.2 (c)).
3. De nos jours, des modèles plus complexes ont vu le jour (Figure I.2 (d) et (e)). Ces modèles, plus fins, sont généralement à base d'éléments finis. On trouve deux grandes familles : les modèles classiques utilisés dans les codes de calculs dédiés au calcul de Rotor dynamique tels que ROTORINSA [4] ou des modèles plus modernes tels que celui de CAST3M [137].

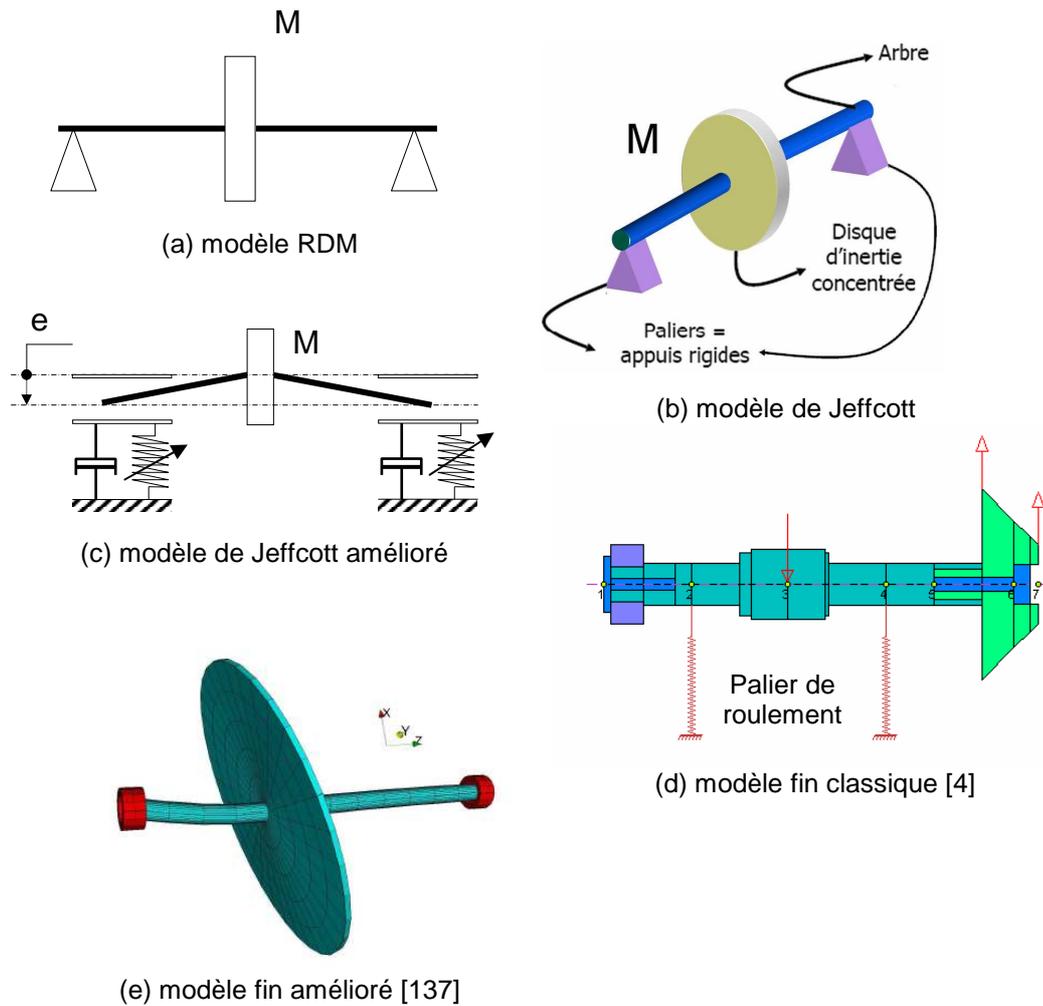


Figure I.2 Evolution de la modélisation des machines tournantes

L'étude de la dynamique des machines tournantes suppose une bonne description de l'ensemble des organes qui la composent, depuis l'arbre simple, le rotor, les disques aubagés, les roulements jusqu'aux carters. Une compréhension fine des comportements vibratoires associés à de tels systèmes constitue à l'heure actuelle un enjeu majeur dans le domaine industriel, que ce soit pour les raisons de perfectionnement des techniques de maintenance ou de conception.

II. THEORIE DES ROULEMENTS A BILLES DEFECTUEUX

Les roulements sont les parties mécaniques les plus couramment employées dans les équipements tournants et sont la cause principale des pannes dans des machines. De tels défauts de fonctionnement peuvent mener aux arrêts coûteux, aux problèmes de production et même à des accidents de travail. Pour réduire au minimum le coût de maintenance et par conséquent le temps de panne et d'entretien, une compréhension complète du comportement des roulements est exigée pour développer des systèmes de diagnostic et de pronostique efficace.

II.1 Etat de l'art

A. Comportement des roulements défectueux

La modélisation du comportement mécanique d'un roulement est principalement basée sur le calcul de rigidité. Cette dernière est obtenue à partir du calcul des déformations [5 et 6] du roulement sous divers chargements.

Les premiers travaux de Palmgren [7] et l'Eschmann [8], sur la modélisation des roulements, avaient pour but la description du transfert des vibrations vers la structure. En effet, les roulements introduisent plusieurs sources des non-linéarités associées aux jeux mécaniques et aux contacts hertziens entre éléments roulants et bagues.

Il est à noter que le modèle suggéré est basé sur une linéarisation, des termes de la matrice de rigidité, autour d'une position d'équilibre sous chargement statique du roulement. Une méthode simplifiée consiste à introduire des raideurs radiales, souvent considérées isotropes, la forme utilisée est celle de ressorts simples ; c'est un modèle paramétrique concentré.

Mais cette approche ne considère pas l'accouplement entre la flexion et la tension-compression. Kraus [9] mesure les rigidités axiale et radiale avec les forces harmoniques et Drago [10] essaye d'introduire la rigidité de rotation selon les plans de flexion. Rajab [11] et Young [12] introduisent respectivement l'accouplement et l'effet du chargement axial. Cette tendance a été validée par Lim [13] et De Mull [15]. Ce dernier perfectionna le modèle de Lim. Ces modèles révèlent l'effet du moment gyroscopique, sachant qu'avant Fukata et Col. [16] suggèrent un modèle consistant à inclure l'inertie des éléments roulants. Après,

les travaux se sont orientés pour considérer les défauts géométriques, mais les modèles restent linéaires Yhlan [17]. Choi [18] et Bourdon [19] ont adapté le modèle de roulement au formalisme de la méthode des éléments finis en introduisant les éléments roulants et ont pris en compte la déformation des bagues.

La modélisation des défauts a été introduite, au début, par plusieurs auteurs, comme McFadden (1984, 1985) [20] et Briant [21]. Ils ont présenté les anomalies sous forme de force d'impulsion.

Le défaut initialement, simulé par une simple impulsion, est simulé, par la suite, par des signaux plus complexes ou en variant les propriétés géométriques. Adams [20] simule le défaut en ajustant le diamètre intérieur et/ou extérieur de la piste de roulement des éléments roulants durant le passage sur le défaut. Hoonbin Hong [22] introduit un modèle de signal contenant plusieurs composantes simplifiées modélisées par des fonctions sinusoïdales, des éléments tels que : les séries d'impulsion produites par le défaut, l'effet de modulation provoqué par la répartition des charges non-uniforme, les vibrations induites par l'usure du roulement et une mixture comprenant les signaux non désirés issus des autres pièces de la machine et du bruit. Tkachuk [23] étudie un élément de défaut constitué par un champ de forces de contact appliqué sur la piste externe/intérieure afin de simuler le défaut dans un modèle d'éléments finis 3D.

B. Contribution

Notre contribution consiste à proposer un modèle analytique à cinq degrés de libertés décrivant le comportement dynamique non linéaire des roulements à billes en considérant le chargement non-uniforme sur les billes, le mouvement de la cage et le vecteur de charge tournant. La modélisation comprend :

1. le choix entre deux techniques de calcul de la déformation : la technique de Palmgren [7] ou la technique proposée,
2. l'utilisation de la technique de Rajab de calcul des éléments de la matrice de rigidité [11] pour des modèles à un, deux et cinq degrés de liberté,
3. l'adoption d'un modèle proposé de calcul de chargement,
4. l'adoption d'un modèle proposé de défilement des billes,
5. l'adoption de techniques proposées pour le calcul des raideurs d'une bille et totale,
6. l'adoption d'un modèle proposé de calcul de la raideur dynamique,

7. l'adoption de modèles dynamiques d'une machine simple avec et sans arbre,
8. le choix entre deux techniques de simulation des défauts : un modèle paramétrique proposé et une technique d'introduction d'impulsions équivalentes.

Le modèle obtenu se distingue par sa simplicité et sa robustesse face à la complexité observée dans les autres modèles.

II.2 Défaillance des roulements

Même avec un chargement normal, une lubrification appropriée, un montage correct et une absence de nuisances, le roulement devient défectueux à cause de la fatigue du matériau, après un certain temps de fonctionnement [24].

La durée de vie des éléments roulants est tributaire principalement des conditions de fatigue et d'usure du matériau de la surface de la piste de roulement. Les défauts prématurés de roulement peuvent être causés par un grand nombre de facteurs dont les plus importants sont la fatigue, l'usure, la déformation plastique, la corrosion, le « brinelling » défaut de surcharge (impressions régulièrement espacées sur la piste), une mauvaise lubrification, un mauvais montage et une conception incorrecte. Souvent, il peut y avoir interférence entre les facteurs pour en créer un défaut particulier de roulement ou la défaillance d'un roulement dans un mode particulier de fonctionnement ce qui introduit par la suite d'autres modes de défaillance [25] : la fatigue, l'usure, la déformation plastique, la corrosion, le « brinelling », le mauvais montage, la mauvaise conception et fabrication, la mauvaise lubrification et le glissement et le patinage.

II.3 Modélisation des roulements à billes

Dans les machines tournantes, on utilise plusieurs types de roulements comme paliers selon les applications désirées. Habituellement, un roulement se compose de deux bagues avec un ensemble d'éléments roulant fonctionnant dans l'espace entre les bagues. Les formes standard d'un élément roulant sont la bille, le rouleau conique, le rouleau de baril et l'aiguille. Le tout est emballé dans une cage qui sépare les éléments par un espacement égal et empêche des contacts inter-éléments (Figure II.1). Vu leur complexité et leur diversité, on ne s'intéresse qu'au cas des roulements à billes.

Le développement théorique de ce modèle nécessite une modélisation cinématique, un mécanisme de contact, un modèle de chargement équivalent et enfin une prise en compte des couplages.

Les notions concernant les caractéristiques géométriques et physiques et l'étude cinématique ne seront pas détaillées dans cette partie ; Elles sont largement commentées dans la littérature [6, 26 et 27].

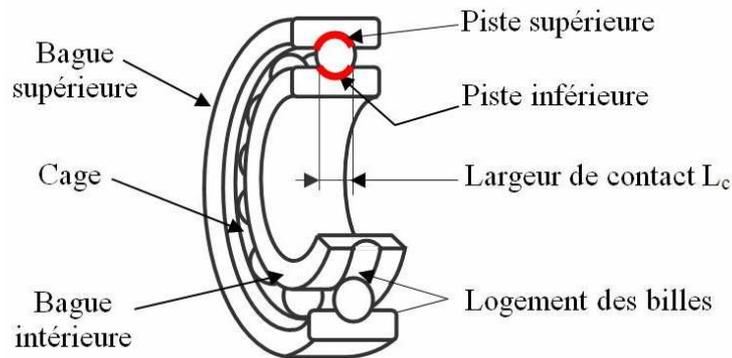


Figure II.1 Section d'un roulement à billes avec (n) billes

La modélisation d'un roulement à billes est basée sur plusieurs critères aussi complexes les uns que les autres. Dans un but de simplification un certain nombre d'hypothèses est émis :

- les considérations suivantes ne sont pas prises en compte :
 - interactions des billes avec la cage et
 - la déformation élastique des bagues.
- l'angle de contact des billes avec la piste est nul ($\beta=0$).
- le jeu fonctionnel ou le dégagement est considéré,
- l'angle initial du vecteur charge tournant est à la position of $\phi=\pi/2$,
- L'inertie de masse des billes est prise en compte.

La modélisation du comportement mécanique d'un roulement à billes est principalement basée sur le calcul de sa rigidité. On obtient une matrice de raideurs calculée dans le système de coordonnées polaire qui est attaché au vecteur de chargement fixe ou tournant

II.3.1 Calcul de rigidité

L'évaluation de la rigidité d'un roulement est basée sur le modèle de Rajab [11] (Figure II.2). Ainsi, la déformation et les charges correspondantes sont calculées, afin de déduire la rigidité dans le mode quasi-statique. Or, dans le logement des billes et sous l'effet du chargement deux déformations sont

observées l'une est locale au niveau de la surface de contact bille-bague et l'autre est une déformation élastique de la bille.

Les déformations dues au contact des billes avec les pistes supérieures et inférieures (Figure II.3) sont calculées selon la loi de Hertz [28, 29], à ce niveau, il existe plusieurs modèles de calcul dont ceux de Palmgren [30], Krämer [31] et le modèle proposé.

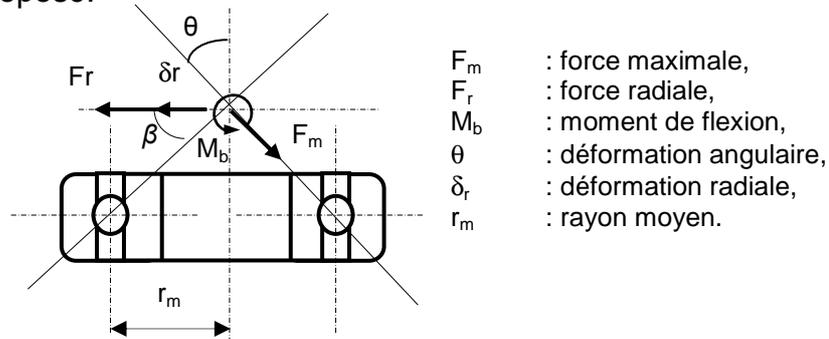


Figure II.2 Forces maximales appliquées sur un roulement à billes

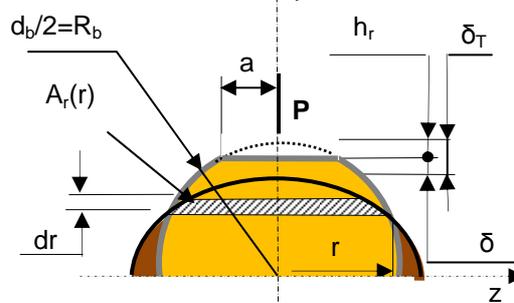


Figure II.3 La déformation locale (h_r) et globale élastique (δ) de l'une des parties symétriques d'une bille du modèle proposé de déformation

Calcul de la rigidité selon Rajab [11] donne :

$$K_{rr} = F_r / \delta_r \quad K_{r\theta} = F_r / \theta \quad \text{et} \quad K_{\theta r} = M_b / \delta_r \quad K_{\theta\theta} = M_b / \theta \quad (I.1)$$

A. Modèle de déformation

L'approche consiste à estimer la déformation radiale en deux étapes. Le calcul de la déformation locale due au contact de la bille avec les pistes supérieure et inférieure puis le calcul de la déformation élastique globale (Figure II.3) selon la théorie de l'élasticité [32].

Le calcul aboutit à la détermination de la déformation totale suivante [33, 34] :

$$\delta_T = 2 \left(\frac{F}{\pi E d_b} \ln \left[\frac{d_b}{h_r} - 1 \right] + 2h_r \right) \quad (II.2(a))$$

L'équation (II.2(a)) inclut les déformations de compression locale et élastique globale sur les deux faces de la bille, supposées similaires. De même, les déformations sur les bagues sont aussi supposées identiques (Figure II.3).

Alors que Palmgren [4, 30] et Krämer [31] proposent la forme suivante :

$$\delta_T = C^{te} \cdot F^{\frac{2}{3}} d_b^{-\frac{1}{3}} ; \text{ où } C^{te} \text{ est une constante} \quad (II.2(b))$$

B. Modèle de chargement

- La tranche des charges distribuées sur [- R, +R] (couleur rouge et noire) sur la Figure (II.4(a)) renferme les billes chargées avant q(z) et après le contact q(r), le chargement est exprimé par :

$$q(z) = q_0 \frac{\sqrt{R^2 - z^2}}{R} \quad (II.3)$$

Le calcul aboutit à la forme suivante [33, 35, 34] :

$$F_i = \frac{F}{2\pi} [\sin 2(\varphi_i + \pi/n) - \sin 2(\varphi_i - \pi/n) - 4\pi/n] \quad (II.4)$$

- La force radiale est définie par : $F_{ri} = |F_i| \sin \varphi_i$ (II.5)

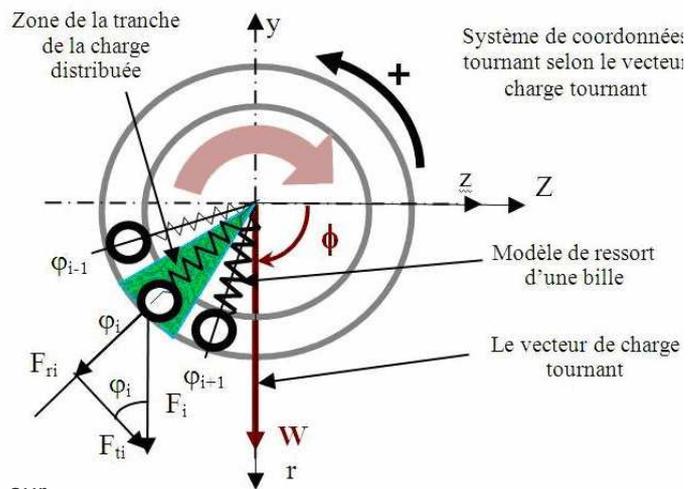
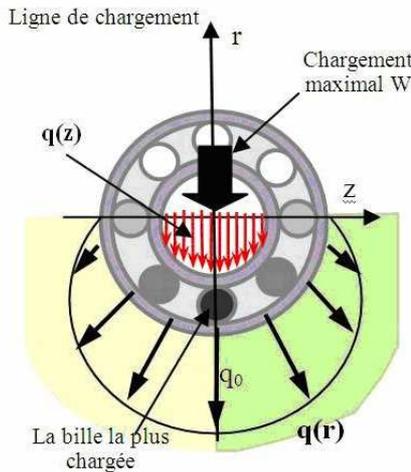


Figure II.4 (a) Modèle de distribution de force sur les billes avant contact (q(z)) et après contact (q(r))

Figure II.4 (b) Modèle de chargement radial d'une bille

Pour obtenir la rigidité radiale totale d'un roulement à billes, toutes les raideurs des billes sont considérées selon leurs positions de chargement comme l'indique la Figure (II.5).

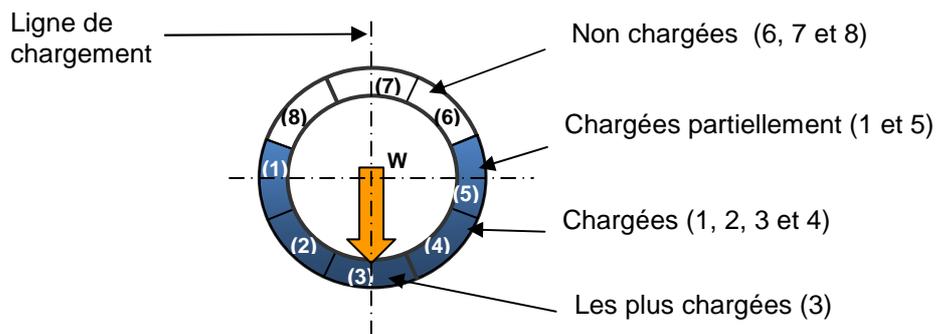


Figure II.5 Chargement graduel des billes réparties en secteurs

La Figure (II.5) illustre la variation du chargement des billes du fait de la concentration du chargement sur la moitié basse et à cause du jeu fonctionnel ; ce qui permet d'alléger les billes de la moitié supérieure et ce pour un chargement selon la direction à (-90°).

C. Raideur d'une bille

La loi qui lie le chargement aux déformations s'écrit comme suit :

$$K_{rr}^{(b)} = \frac{dF_r}{d\delta_r} \tag{II.6}$$

où $K_{rr}^{(b)}$ est la raideur radiale d'une bille.

La Formule (II.2(a)) permet d'obtenir une courbe $f(\delta_T)$ (force-déplacement. La formule (II.6) permet de déterminer la raideur d'une bille en utilisant cette courbe $f(\delta_T)$ comme suit [1, 36]:

$$k_{rr}^{(b)} = \frac{F_r}{2 \frac{F_r}{\pi E d_b} \ln \left[\frac{d_b}{h_r} - 1 \right] + 4h_r} \tag{II.7(a)}$$

Palmgren [4, 30] et Krämer [31] proposent, à partir de la formule (II.2(b)), la forme suivante :

$$F = K \delta^{3/2} ; \text{ où } K \text{ est le facteur de rigidité} \tag{II.7(b)}$$

A la différence de la méthode de Palmgren [30], la raideur, dans le modèle proposé, est obtenue pas à pas à partir de la courbe $f(\delta_T)$ [33].

D. Modèle de défilement des billes dans la cage

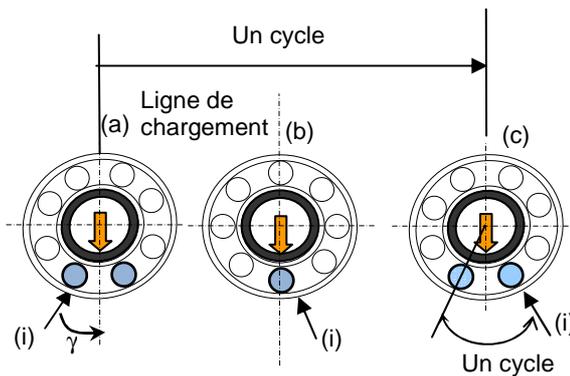


Figure II.6 Défilement des billes avec la cage dans le roulement en rotation. Cas de figures : (a & c) ligne de chargement entre deux billes, (b) ligne de chargement sur une bille.

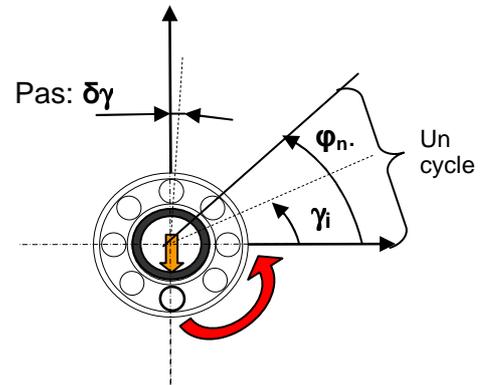


Figure II.7 Rotation du roulement en un pas au cours d'un cycle

La Figure (II.6) montre les deux positions les plus pertinentes des billes, lorsque la cage du roulement tourne. Il devient évident que le changement des

positions des billes dans le roulement se répercute directement sur la variation de la raideur qui devient non-linéaire.

La Figure (II.7) illustre le principal changement de position des billes pour un angle φ_n . Ce changement se répète (n) fois en un tour du chariot. Ce phénomène est donc cyclique et chaque cycle est subdivisé géométriquement en plusieurs pas ($\delta\gamma$).

E. Raideur totale

Dans le but de considérer les différents aspects décrits précédemment la formule de calcul de la raideur totale proposée aura la forme:

$$K_{rr}(\gamma) = \sum_{i=1}^m |K_{rr}^{(bi)} \cdot \cos(\gamma_i - \phi)| \quad (II.8)$$

avec: γ_i est la position angulaire de la $i^{\text{ème}}$ bille (Fig. II.7), $\gamma_i = \gamma_{i-1} + \varphi_n$ avec $\varphi_n = 2\pi/n$, $K_{rr}^{(bi)}$ est la raideur d'une bille, elle est différente de zéro quand γ_i est sur la moitié inférieure du roulement et elle est égale à zéro pour les billes de la moitié supérieure non chargée illustrée sur la Figure (II.5), $\gamma = \omega_{ca} \cdot t + \gamma_0$ où γ_0 est la position initiale de chaque bille, $\phi = \omega \cdot t + \phi_0$ où ϕ_0 est la position initiale du vecteur charge tournant et m est le nombre des billes chargées ($m \approx \frac{n}{2}$).

L'effet du vecteur charge tournant est considéré par l'introduction de la position angulaire $\phi(t)$ de ce vecteur dans la formule (II.8).

Les motivations du choix de cette formulation sont dues, entre autres, à l'expression des forces (II.4 & II.5) et à la variation de la distance radiale entre la bague déplacée sous le chargement et celle fixe (voir Annexe A). D'autre part, plusieurs auteurs utilisent une forme similaire de celle proposée pour exprimer la déformation des billes selon leurs positions, Estocq [37].

Vu l'utilisation permanente des roulements en mode dynamique, la présentation d'une modélisation dynamique devient nécessaire.

II.3.2 Modélisation dynamique d'une machine simple

La modélisation d'une machine simple (Figure II.8), se basant sur le modèle de roulement, est tributaire de plusieurs critères dont le choix d'un système de coordonnées adéquat et un nombre de degrés de liberté représentatif.

Le modèle adopté de cette machine simple Figure (II.8) est basé sur le choix de repères bien définis. On choisit le repère local polaire (O,r,γ,x) tournant avec la cage et le repère global cartésien (O',Y,x,Z) . Ces repères tiennent compte des cinq (05) principaux degrés de liberté d'un roulement à la position d'équilibre dynamique tel que indiqué sur la Figure (II.9).

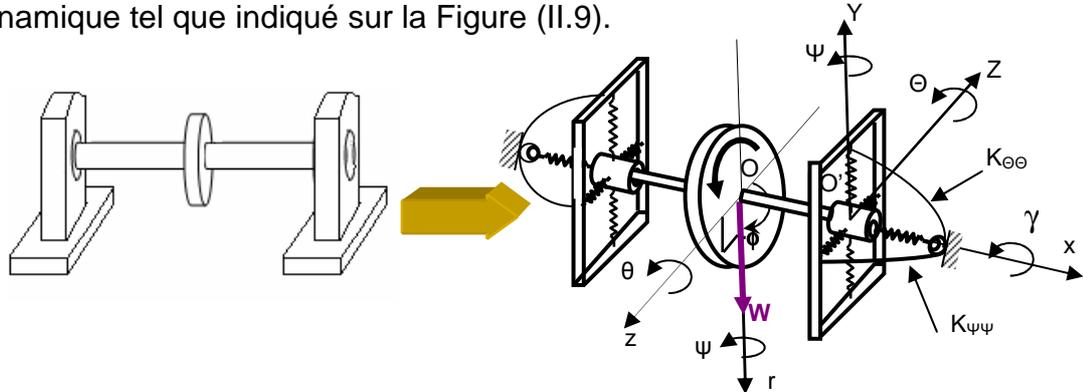


Figure II.8 Modélisation d'une machine simple avec deux paliers à roulements à billes en un ensemble de ressorts représentant les principales raideurs du roulement

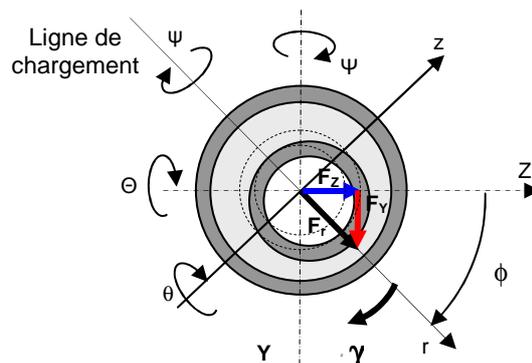


Figure II.9 Système de coordonnées à la position d'équilibre dynamique

Le calcul théorique du comportement dynamique d'un roulement sous les conditions normales de fonctionnement dépend de l'environnement du roulement et des critères de choix du nombre de degrés de libertés utilisés. On se propose de présenter les trois cas de modèles les plus utilisés.

A. Modèle d'un seul degré de liberté 1 d.d.l. (SDOF)

Pour une modélisation simple d'un seul degré de liberté 1 d.d.l. (SDOF), seule la déformation radiale est considérée, telle représentée sur la Figure (II.10).

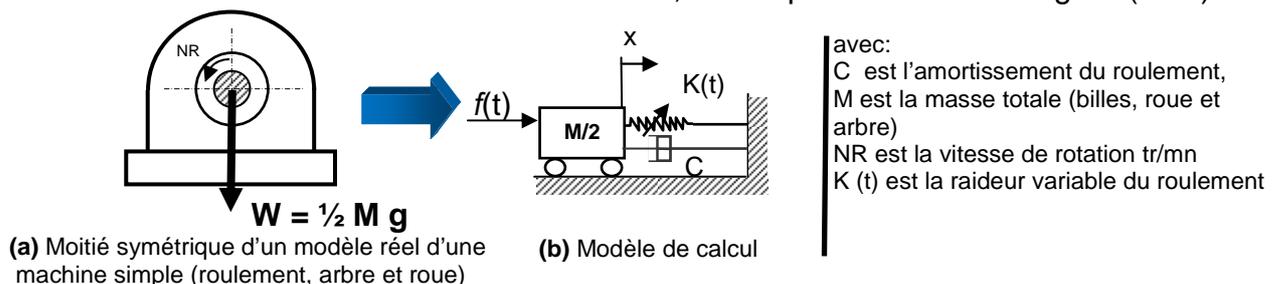


Figure II.10 Modèle dynamique d'1 d.d.l (SDOF)

L'équation différentielle de mouvement a la forme suivante :

$$M.\ddot{X} + C.\dot{X} + K(t).X = f(t) \quad (\text{II.9})$$

où $K(t)$ est la raideur dynamique, (c) est le facteur d'amortissement du roulement et (M) est la masse totale.

En introduisant la raideur dynamique avec les autres données du problème, la résolution de l'équation différentielle (II.16) mène vers la résolution d'un problème non-linéaire. Plusieurs méthodes peuvent être énumérées pour résoudre cette équation différentielle, telles que la méthode Wilson-Teta [38] ou celle de Newmark [39] (Appendice E) et le pas est choisi à partir de la Figure (II.7)

B. Comparaison du modèle 1 d.d.I. aux modèles non réduits

Les modèles non réduits sont tous les modèles développés dans le contexte de reproduire la majorité des fonctionnalités vibratoires d'un roulement. Parmi ces modèles, on trouve ceux qui considèrent tous les degrés de liberté, ceux qui modélisent séparément tous les composants de roulements, etc.

La comparaison du modèle à un d.d.I. avec ces modèles complexes tels que ceux de [20, 22, 23] a pour objectif de montrer que le modèle simple proposé peut être suffisant dans certaines applications de simulation [35, 34].

C. Modèle de deux degrés de liberté 2 d.d.I. (2 DOF)

Le système de repère, dans ce cas, est généralement choisi pour tenir compte des déplacements effectués dans le plan perpendiculaire à l'axe de rotation, ce qui permet de calculer les déplacements selon les axes z et y (Figure II.11(b)) et obtenir le mouvement orbital.

Un autre modèle à deux d.d.I. est étudié. Il est constitué par le modèle d'un d.d.I. du roulement couplé au modèle de flexion simple de l'arbre. Ce modèle est illustré sur la Figure (II.11(c)) et il a été utilisé dans le but de faire certaines études de stabilité.

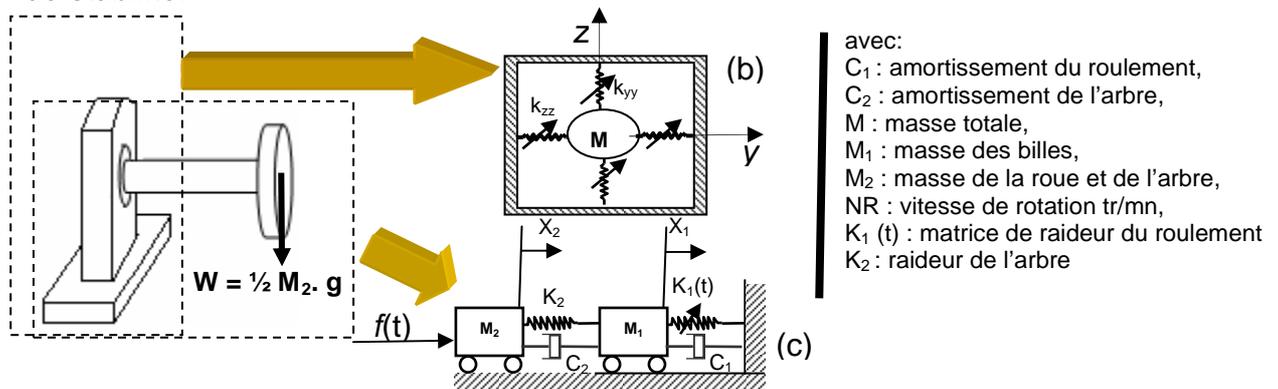


Figure II.11 Modèle dynamique symétrique d'un roulement à deux d.d.I. (2DOF)
 (a) Modèle réel symétrique, (b) Modèle 2 d.d.I. considérant les déplacements plan selon (y, z) sans déformation de l'arbre, (c) Modèle 2 d.d.I. considérant le degré de liberté de l'arbre.

Afin de prendre en charge les déplacements latéraux, les raideurs K_{zz} et K_{zr} issues de la formule (II.8) du repère locale de coordonnées polaires $(r, \gamma, x, z, \psi, \theta)$, on divise le roulement en deux cotés gauche et droite . En effet, au cours d'une sollicitation latérale seulement une moitié des billes chargées sera sollicitée (nuancée en vert plus foncé sur Figure (II.4 (a)). La raideur K_{zz} , pour le coté gauche, est alors exprimée par :

$$\frac{1}{k_{zz}(\gamma)} = \frac{1}{\sum_{i=1}^o K_{rr}^{(bi)} |\sin(\gamma_i - \phi)|} + \frac{1}{\sum_{i=o+1}^m K_{rr}^{(bi)} |\sin(\gamma_i - \phi)|} \quad (II.10)$$

avec (o) le nombre de billes dans le coté droit $o \approx (m/2)$

K_{zr} est définie en considérant le déplacement latéral dû à la force radiale F_r . K_{zr} est calculée comme suit :

$$\frac{1}{k_{zr}(\gamma)} = \frac{1}{\sum_{i=1}^o K_{rr}^{(bi)} |\cos(\gamma_i - \phi) \sin(\gamma_i - \phi)|} + \frac{1}{\sum_{i=o+1}^m K_{rr}^{(bi)} |\cos(\gamma_i - \phi) \sin(\gamma_i - \phi)|} \quad (II.11)$$

La passage vers le repère global s'effectue par la transformation $[T][k][T^t]$ pour calculer les termes de la raideur K_{zz} , K_{yy} et K_{yz} .

Pour le cas particulier où K_{zr} et K_{zz} sont nulles, la transformation donne :

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{yy}(t) = K_{rr}(t) \sin^2(\omega.t + \phi_0) \\ K_{zz}(t) = K_{rr}(t) \cos^2(\omega.t + \phi_0) \\ K_{zy}(t) = -K_{rr}(t) \sin(\omega.t + \phi_0) \cos(\omega.t + \phi_0) \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{avec } \omega \text{ la vitesse de rotation et } \phi_0 \\ \text{position initiale du vecteur.} \end{array} \quad (II.12)$$

Sachant que la matrice de transformation $T_{2 \times 2}$ a la forme : $[T] = \begin{bmatrix} -\sin\phi & \cos\phi \\ \cos\phi & \sin\phi \end{bmatrix}$

D. Modèle à cinq degrés de liberté 5 d.d.l. (5 DOF)

On exploite la matrice de raideur obtenue sur le système polaire qu'on transforme au système cartésien classique.

Le calcul de la matrice de raideur globale $K_{5 \times 5}$ selon le **repère de coordonnées polaires** $(r, \gamma, x, z, \psi, \theta)$ qui tourne autour de l'axe (x) nécessite le calcul des principales déformations et mode de chargements selon les cinq degrés de liberté illustrés sur la Figure (II.8).

Les principaux modes de déformation et de chargement proposés pour ce cas de figure sont respectivement donnés sur les Figures (II.12, II.13, II.14, II.15 et II.16); Certains nécessitent le développement de nouveaux modèles qu'on se propose de présenter.

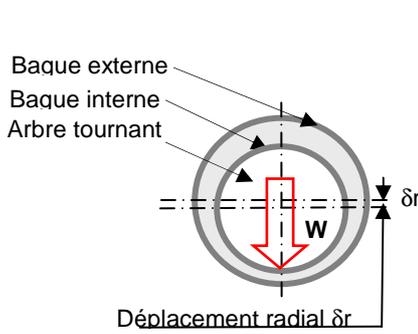


Figure II.12 Modèle de la déformation radiale totale δr

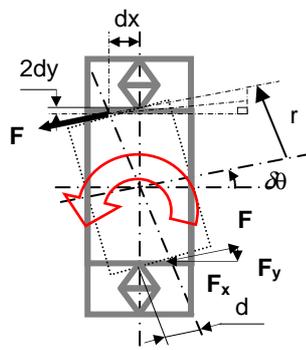


Figure II.13 Modèle proposé de déformation angulaire modèle $\delta \theta$

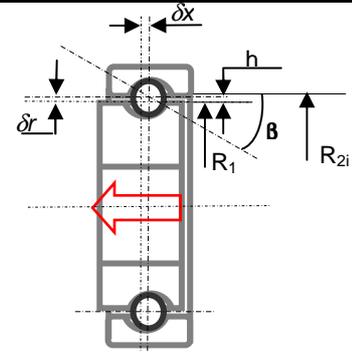


Figure II.14 Modèle de déformation axial δx

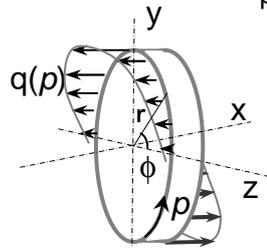


Figure II.15 Modèle de torsion de la bague interne

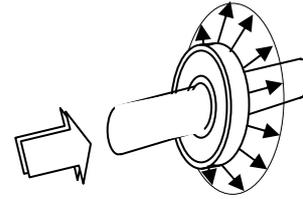


Figure II.16 Modèle de distribution de chargement axial

Les Figures (II.12 à II.14) présentent les principaux modes de déformation que subit le roulement et qui sont la déformation radiale δr , la déformation angulaire $\delta \theta$ et la déformation axiale δx . Alors que les Figures (II.15) et (II.16) présentent les autres modes de chargement.

Le calcul de la matrice de raideur globale $K_{5 \times 5}$ selon le **repère de coordonnées cartésiennes** (Y,x,Z, γ , Ψ , Θ) nécessite le passage par le repère polaire. Ce passage nécessite une transformation par l'introduction d'un angle de rotation (ϕ) autour de l'axe x. la matrice de raideur ainsi calculée s'exprime sous la

$$[k_{5 \times 5}] = \begin{bmatrix} K_{rr} & K_{rx} & K_{rz} & K_{r\psi} & K_{r\theta} \\ & K_{xx} & K_{xz} & K_{x\psi} & K_{x\theta} \\ & & K_{zz} & K_{z\psi} & K_{z\theta} \\ sym & & & K_{\psi\psi} & K_{\theta\theta} \\ & & & & K_{\theta\theta} \end{bmatrix} \quad \& \quad [k_{5 \times 5}^*] = \begin{bmatrix} K_{YY} & K_{Yx} & K_{YZ} & K_{Y\Psi} & K_{Y\Theta} \\ & K_{xx} & K_{xz} & K_{x\Psi} & K_{x\Theta} \\ & & K_{ZZ} & K_{Z\Psi} & K_{Z\Theta} \\ sym & & & K_{\Psi\Psi} & K_{\Psi\Theta} \\ & & & & K_{\Theta\Theta} \end{bmatrix} \quad (II.13)$$

“Système de coordonnées polaires tournant”

“Système de coordonnées cartésiennes fixe”

La matrice de transformation générale $T_{5 \times 5}$ permettant le passage est introduite sous la forme suivante :

$$[k^*] = [T][K][T^t] \quad (II.14)$$

où [T] est exprimée sous la forme:

$$[T] = \begin{bmatrix} -\sin \phi & 0 & \cos \phi & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \cos \phi & 0 & \sin \phi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin \phi & \cos \phi \\ 0 & 0 & 0 & \cos \phi & \sin \phi \end{bmatrix}$$

II.3.3 Introduction de certaines propriétés dynamiques influentes dans le comportement dynamique des roulements à billes

L'étude de certains aspects de comportement dynamique du système mécanique composé de roulements, tel que l'instabilité, requiert l'introduction de certaines propriétés mécaniques qui jouent un rôle prédominant dans le comportement dynamique en question. On cite : l'amortissement mécanique du matériau, l'amortissement du film d'huile et l'inertie des billes en rotation.

A. Amortissement mécanique

Le comportement dynamique des roulements dépend de l'introduction de l'effet de l'amortissement visqueux. On utilise une gamme de valeurs selon la littérature [40].

B. Amortissement du film d'huile

La force d'amortissement F_i due au film d'huile [41] possède deux termes. Le premier terme est proportionnel à la vitesse et le second au déplacement. Ce dernier terme est la source de l'instabilité. La force est donnée par [41] :

$$F_i = -C_i(\dot{S} - i\omega S) \quad (II.15)$$

où C_i est l'amortissement du film d'huile, $S=r+iz$ est une variable complexe, $\{r, z\}$ sont les coordonnées et ω est la vitesse de rotation angulaire de l'arbre.

Pour introduire cette force dans l'équation (II.9) adaptée à un système deux d.d.l. décrit dans le repère locale polaire (O,r,γ,x) , la formule (II.15) doit être convertie à la forme vectorielle. Après développement et réduction la formule (II.9) devient:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{r} \\ \ddot{z} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C' & 0 \\ 0 & C' \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{r} \\ \dot{z} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{rr} & k_{rz} \\ k_{zr} & k_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} r \\ z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_r \\ f_z \end{Bmatrix} - \omega \begin{bmatrix} C_i & 0 \\ 0 & -C_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ r \end{Bmatrix} \quad (II.16)$$

avec $C'=(C+C_i)$

C. Inertie des billes en rotation

L'introduction de l'inertie d'une bille de roulement est un résultat de la différence des forces de contact entre les bagues interne et externe selon la représentation de la Figure (II.17). Pour le cas particulier d'élément roulant, en contact à la fois avec la bague supérieure et inférieure, à l'équilibre on a [42] :

$$\frac{m_b \omega_{ca}^2 d_p}{2} = F_e - F_i \quad (II.17)$$

où $F_i = K_{pi} \delta_i^{3/2}$ et $F_e = K_{pe} \delta_e^{3/2}$

avec $F_{i,e}$ sont les forces de raideur de la bague inférieure et extérieure, $K_{pi,e}$ est le facteur de raideur selon la loi de Palmgren [30] selon les deux bagues et $\delta_{i,e}$ sont les déformations selon les deux bagues.

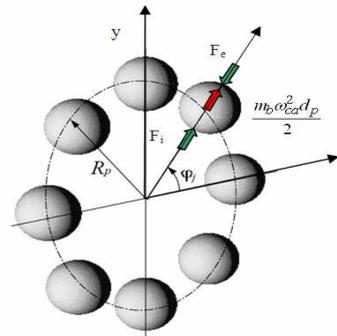


Figure II.17 Schéma de corps libre d'un élément roulant avec équilibre de la force centrifuge avec les forces de raideurs

La force centrifuge d'inertie d'une bille en mouvement est donnée par :

$$F_b^i = \frac{m_b \omega_{ca}^2 d_p}{2} \quad (\text{II.18})$$

Dans notre étude, on ne tient pas compte de l'inertie de la bague inférieure supposée liée à l'arbre ni de celle de la bague externe.

II.4 Modélisation des défaillances des roulements à billes

La modélisation des défauts touchant les roulements a évolué depuis l'introduction d'un simple signal d'impulsion Kiral [43] aux signaux complexes Hoonbin Hong [22] passant par la considération des changements géométriques Adams [20] jusqu'à l'introduction de forces de simulation Tkachuk [23].

II.4.1 Modèle paramétrique

Dans le but de simuler des cas de roulements défectueux tels illustrés sur Figure (II.18) : une fissure, épaufrure, cavité, bosse (coupeau de métal, impuretés, saleté ou écaillage), une zone endurcie de la piste de roulement. On propose une modélisation à base paramétrique. Cette technique permet d'exclure les billes à l'occurrence du défaut et rend le contact partiel par l'addition de paramètres dans l'équation (II.8).

La taille du défaut est identifiée par (Δ) , le temps nécessaire pour traverser le défaut est $(\delta\tau)$ et la période d'occurrence est donnée par τ (τ correspond à la position angulaire α_τ). (τ) et $(\delta\tau)$ sont définies selon les lois cinématiques et la taille du défaut.

Par exemple pour simuler l'effet de la fissure, la raideur de la bille qui roule sur le défaut sera supprimée ou atténuée. Pour simuler la zone durcie, on ajoute une raideur additionnelle à la raideur de bille qui roule sur cette zone.

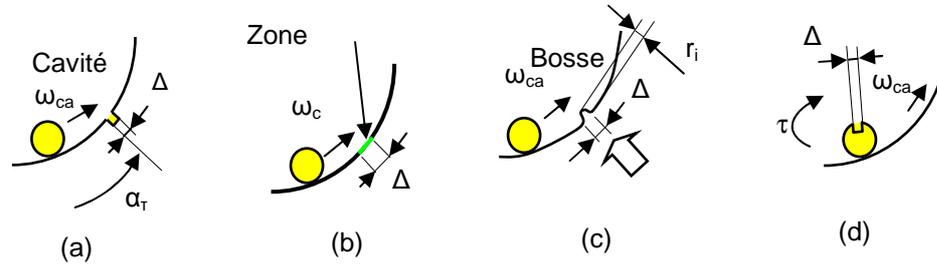


Figure II.18 Exemples des défauts caractéristiques de roulement

- (a) une bille roulant sur une fissure ou cavité induisant une rupture partielle de contact suivie par un choc,
 (b) une bille roulant sur une zone dure causée par une surchauffe (par exemple), la raideur devient plus rigide,
 (c) une bille roulant sur une bosse causant un déplacement imposé (r_i),
 (d) une bille présentant une cavité ou une piqûre.

La formule paramétrique proposée prend la forme :

$$K_{rr}^{(D)}(\gamma) = \sum_{i=1}^m \left[\delta_1(\tau) \cdot [K_{rr}^{(b)} + \delta_2(\tau) \cdot K_d(\tau)] \cdot |\cos(\gamma_i - \phi)| \right] \quad (II.19)$$

avec $K_d(\tau)$ est la raideur additionnelle et proportionnelle à la rigidité de la zone, $\delta_1(\tau)$ et $\delta_2(\tau)$ sont respectivement paramètre « switch » de la rupture par contact (0, +1) et le « switch » de la raideur additionnelle (0, +1). Les deux paramètres sont activés à chaque coïncidence d'une bille avec la position du défaut.

II.4.2 Modèle de déplacement imposé

Excepté les cas cités, il existe des cas tel que l'exemple illustré sur la Figure (II.18 (c)) qui ne peuvent pas être simulés par la formule (II.19). Une autre technique est proposée. Elle consiste en l'introduction d'un déplacement imposé équivalent au défaut dans l'équation de mouvement. L'expression suivante illustre le cas de déplacement imposé :

$$X_i = X_i + r_i \quad (II.20)$$

où r_i simule le déplacement imposé, il dépend de la position et de la taille du défaut Figure (II.18). On a :

$$r_i = |r_0 \cdot \cos(\varphi_d - \phi)| \quad (II.21)$$

où: r_0 est la taille d'une bosse et φ_d sa position.

En plus, l'équation (II.19) peut être enrichie et améliorée par l'introduction de facteurs correcteurs dans les variables géométriques, mécaniques et/ou cinématiques des formules de base.

II.4.3 Implémentation du modèle de roulement dans le code

ALMAKINA

Le modèle de calcul des raideurs ainsi que le modèle de défaillance sont implémentés dans le code de calcul ALMAKINA sous forme d'unité.

Le roulement est proposé sous la forme de trois types de ressorts, l'un à trois degrés de liberté mais avec des raideurs statiques, le deuxième à trois degrés de liberté avec des raideurs dynamiques incluant le modèle de défaillance et le troisième un modèle à cinq degrés de liberté avec modèles de défaillance.

Les résultats du calcul seront présentés lors de la vérification du modèle de roulement.

II.5 Vérification succincte des modèles de rigidité, de défaillance et des aspects de stabilité

Une série de tests préliminaires sur le modèle développé (1 d.d.l.) a été effectuée, dans le but de faire un rétrospectif non détaillé sur la ténacité (exactitude) des modèles de la raideur et de défaillance aux principales épreuves de robustesse et de fidélité. Pour ce faire, on a utilisé plusieurs types de roulements le FLT ISKRA 6203Z et le 6205FAG.

II.5.1 Procédure des tests préliminaires

La procédure adoptée recouvre cinq aspects de la modélisation. Le premier test consiste à mesurer la variation de la raideur radiale selon le chargement, le deuxième consiste à mesurer la raideur radiale en fonction de la rotation des billes et le troisième test permet d'introduire le modèle de défaillance. Les quatrième et cinquième tests touchent un certain nombre d'aspects liés aux effets de la bifurcation, la lubrification, la stabilité, l'orbite et l'inertie,

II.5.1.1 Résultats préliminaires de la raideur statique

Les résultats théoriques du modèle de comportement du roulement à billes, en mode statique, tirés à partir des formules (II.7 (a)), sont représentés sur la Figure (II.19). Alors que la distribution du chargement par bille selon sa position tirée de la formule (II.4) est représentée sur la Figure (II.20).

Le graphe de la Figure (II.19) illustre la déformation en fonction de la force, alors que le graphe de la Figure (II.20) représente le chargement appliqué sur une bille selon sa position dans le roulement. On remarque que le premier graphe

indique que la déformation est non linéaire, alors que le deuxième graphe montre que la bille subit le chargement maximal quand elle se trouve sur la ligne de chargement alors que ce même chargement se réduit jusqu'à s'annuler dans une tranche de 180° recouvrant approximativement la moitié du roulement.

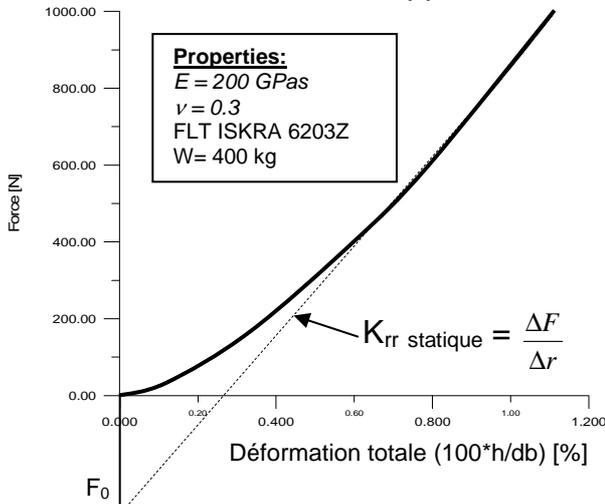


Figure II.19 Déformation théorique d'un roulement

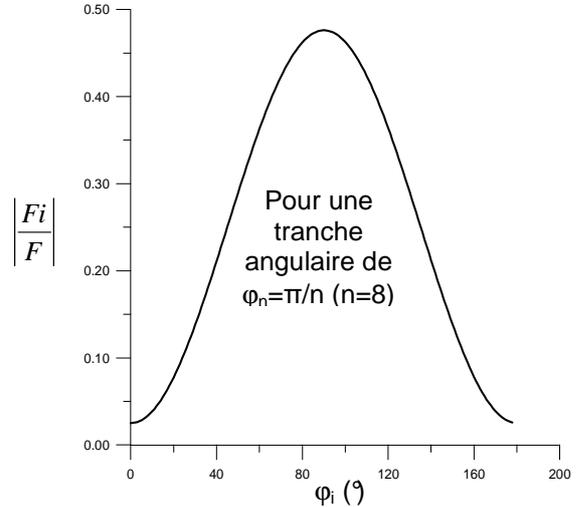


Figure II.20 Variation de la force F_i appliquée à la $i^{\text{ème}}$ bille

II.5.1.2 Résultats préliminaires de la raideur dynamique

La Figure (II.21) représente le graphe de la variation de la raideur en fonction du temps. Le temps est représenté par la variation des positions des billes durant une rotation angulaire de la cage de ($\gamma = \phi_n$) correspondant à un cycle. Pour obtenir cette figure, il suffit de calculer la raideur selon les formules (II.6, II.7 (a) & II.8).

La Figure (II.21), indique clairement la forme non-linéaire de la raideur dynamique en fonction du défilement des billes avec la cage du roulement. Cette allure est très semblable à celle des résultats de Lim [13], Kraus [9], Yuzhong [44] et des sociétés Flygt [45] et Romax [46].

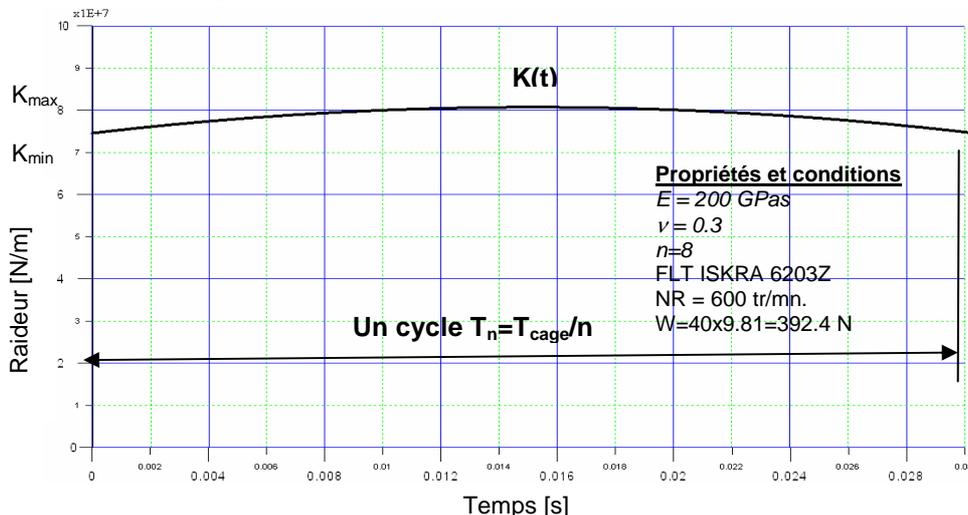


Figure II.21 Rigidité dynamique d'un roulement $K(t)$ pour un déplacement angulaire du roulement de $\gamma [0, \phi_n]$

Dans le but de mettre en évidence le caractère cyclique de la variation de la raideur durant une rotation de la cage, on présente la variation de la raideur au cours d'un tour de la cage sur la Figure (II.22).

La Figure (II.22) illustre le caractère cyclique de la raideur durant une rotation de la cage du roulement.

Par ailleurs, cette figure montre que la forme non linéaire de la raideur pour un cycle est fortement dépendante du nombre de billes (paires ou impaires). En effet, si le nombre de bille est impair le nombre de billes n'est pas le même dans les deux moitiés du roulement (zone chargée et non chargée). Il fluctue entre pair et impair ce qui se répercute par une courbe à double bosses voir Figure II.22 (a).

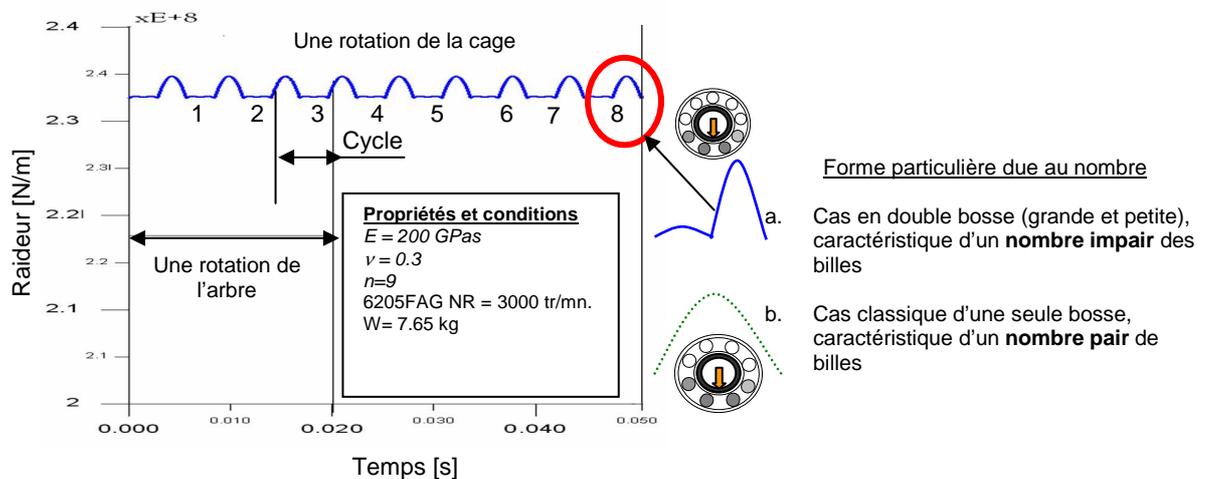


Figure II.22 Variation cyclique de la raideur non-linéaire d'un roulement à nombre de billes impair

II.5.1.3 Résultats préliminaires de l'effet des défauts

Dans le but de mettre en évidence les principales apparences des défauts et de les comparer à celles de la littérature [47, 48, 49, 50, 40, 51 et 52], quelques expériences ont été réalisées utilisant le modèle dynamique à un d.d.l. selon la formule (II.19). Les conditions utilisées sont une vitesse de rotation de l'arbre de 600 tr/mn, une masse de chargement de 40 kg et un rapport d'amortissement de 0.06.

Les principaux résultats obtenus [35] sont illustrés sur les Figures (II.23) et (II.24).

Les Figures (II.23 et II.24) montrent la forme à trois petites ondes qui correspondent aux trois phases de positionnement des billes (Figure (II.6)): l'émergence de l'effet du défaut sur le signal de la réponse, l'apparition d'une impulsion au passage du défaut et le développement d'une modulation du signal

quand le défaut se trouve sur partie mobile. Cette modulation dépend de la vitesse de cette partie par rapport à la vitesse de défilement des billes.

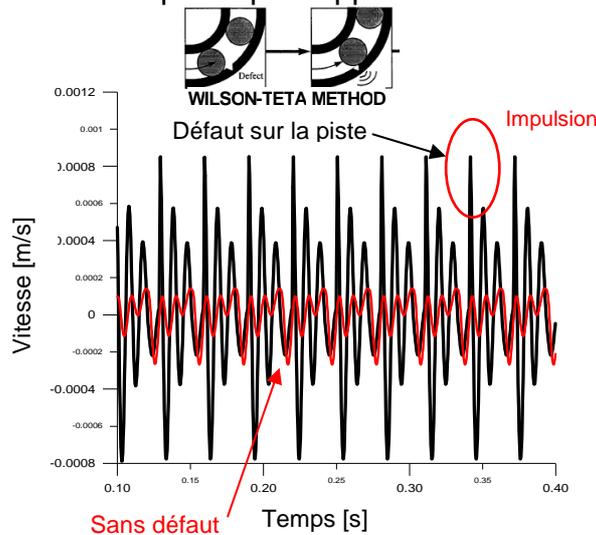


Figure II.23 Réponse en vitesse d'un défaut sur la piste externe.

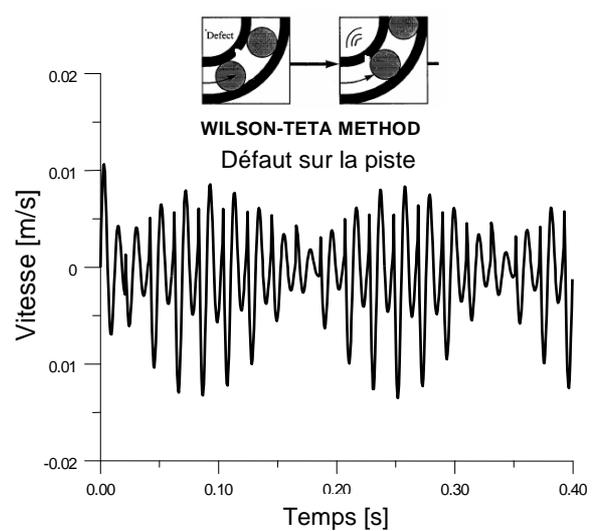


Figure II.24 Réponse en vitesse d'un défaut sur la piste interne.

La comparaison de ces courbes de réponse des différentes simulations de défauts aux standards¹ donne une bonne similarité [35].

II.5.1.4 Effet de bifurcation et de lubrification

Dans cette partie du travail, on focalise nos efforts sur l'étude des effets de l'amortissement du film d'huile et de la vitesse de rotation sur le comportement dynamique du roulement à billes. On utilise les notions de trajectoire de phase, d'évolution de l'orbite et de la section de Poincaré comme outils d'étude. Le modèle à deux d.d.l. et les équations (II.12 et II.16) sont utilisées.

On étudie un roulement de type FLT ISKRA 6203Z sous les conditions utilisées dans le chapitre II.5 résumées dans la Figure (II.21), mais cette fois-ci avec une vitesse de rotation de 1000 tr/mn. Les conditions initiales sont : $r(t=0)=r_0$ et $z(t=0)=0$. On s'intéresse à deux aspects qui sont l'amortissement du film d'huile et la vitesse de rotation.

Toutes les courbes de l'évolution orbitale et des trajectoires de phase qui seront présentées dans ce chapitre ne sont tracées qu'une fois que le régime permanent soit atteint et que la phase transitoire soit dépassée.

¹ Références citées au début du chapitre.

A. Effet de l'amortissement du film d'huile

Pour étudier l'effet de l'amortissement (C_i) du film d'huile, on introduit le rapport de ce dernier par rapport à celui du roulement (C). On choisira un rapport (C_i/C) variant de zéro à cinq [41] avec un pas de 0.1.

Dans la Figure (II.25), la forme de l'orbite ne change d'aspect que lorsque le rapport (C_i/C) dépasse la valeur **2.8**. Initialement la boucle avait des points de connexions puis elle se transformait en une forme semi-elliptique simple. La Figure (II.26) de la trajectoire de phase montre ce changement après le dépassement de la dite valeur, les boucles internes disparaissent et les connexions se décalent au-dessus de l'axe zéro. Cette valeur de changement de la trajectoire de phase ne peut être considérée autant que bifurcation ; car dans toutes les situations, l'orbite se stabilise vers un cycle limite à l'exception du changement significatif de la forme. D'autre part, aucune situation instable n'a pu être identifiée.

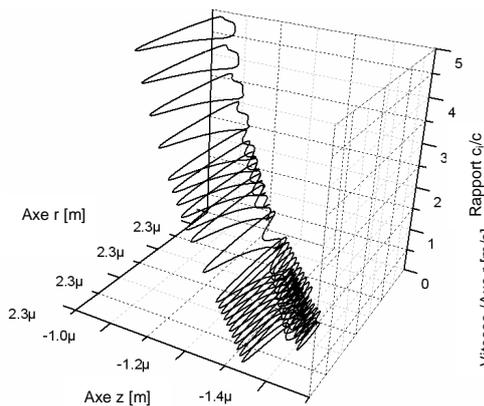


Figure II.25 Variation des orbites sous l'effet d'un amortissement d'un film d'huile pour 2 à 37 rotations

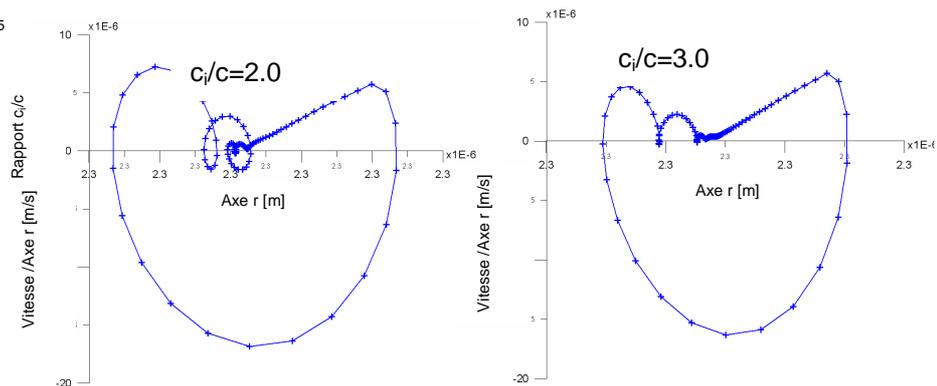


Figure II.26 Trajectoire de phase sous l'effet de la variation de l'amortissement d'un film d'huile pour 2 à 37 rotations

B. Effet de la variation de la vitesse de rotation

L'étude de la vitesse de rotation consiste au changement de la vitesse de 50 jusqu'à 5000 tr/mn avec un pas variable entre 100 et 500 tr/mn.

La Figure (II.27) ne montre pas une variation importante de l'évolution de l'orbite. La boucle évolue d'une forme plate vers une boucle semi-elliptique. Ce changement s'opère après le dépassement de la vitesse 1000 tr/mn. Ce changement est confirmé dans la Figure (II.28) de la trajectoire de phase de la même manière que dans le cas précédent.

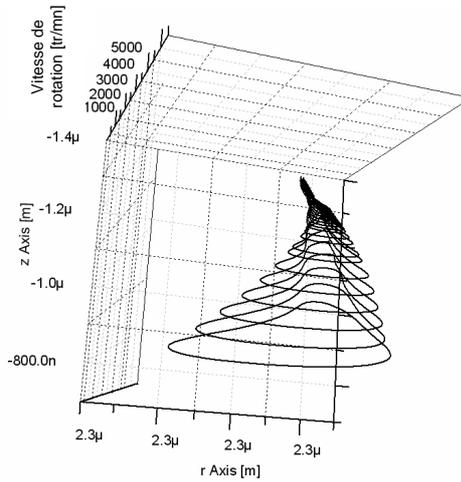


Figure II.27 Variation des orbites sous l'effet d'un changement de vitesse pour 2 à 37 rotations

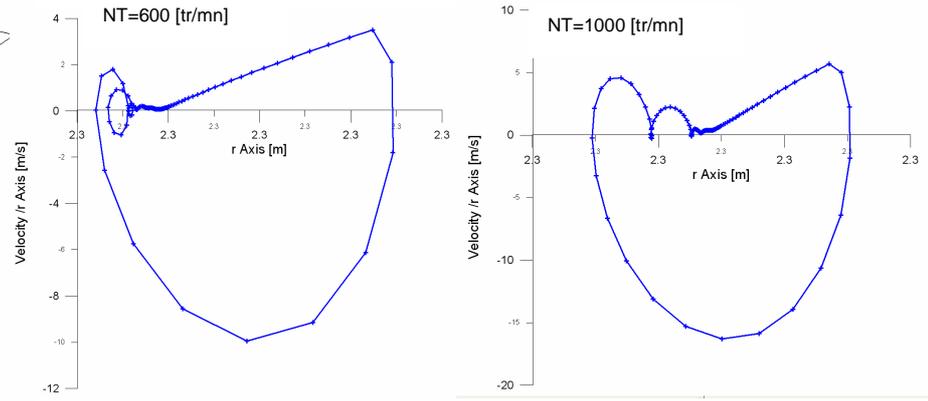


Figure II.28 Trajectoire de phase pour 2 à 37 rotations sous l'effet de la variation de la vitesse

La Figure (II.29) montre que l'orbite se stabilise au cycle limite (coloré en bleu ou symbole étoile) après la phase transitoire (d'approximation une rotation-coloré en rouge), le point d'équilibre migre, durant cette phase, depuis la position de l'équilibre statique vers la position d'équilibre dynamique (représentée par le centre de l'orbite). En effet, le système atteint le régime permanent pour $p > p_b$. La section de Poincaré confirme cette observation.

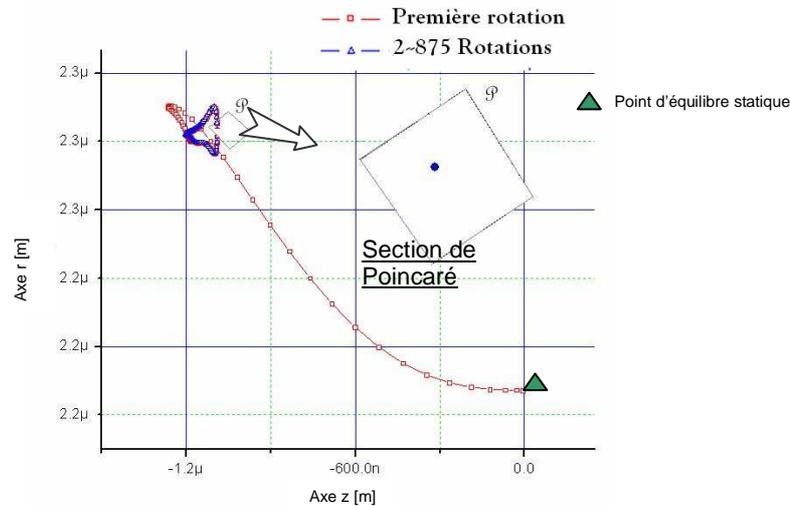


Figure II.29 Migration du point d'équilibre et "section de Poincaré"

La Figure (II.29) illustre l'effet du nombre de rotations sur l'évolution de l'orbite pour le cas (C_i/C) égale à 3 et la vitesse de rotation à 1000 tr/mn.

II.5.1.5 Effet de l'inertie

L'introduction de l'effet de l'inertie des billes de roulement ne peut être appréciée que par une étude comparative ou expérimentale. On choisit le modèle d'Andrew LIEW [42], avec un roulement unique à deux d.d.l. (sans la considération de l'effet de la raideur de l'arbre). Les propriétés du modèle et les

conditions de simulation sont : un roulement de type 7908CTDULP4 NSK/RHP avec un angle de contact de 15° , le rotor est supposé ayant une masse de 2Kg, les vitesses de rotation sélectionnées sont 1000 tr/mn et 18000 tr/mn. La lubrification n'est pas considérée. La formule (II.18) est utilisée.

La Figure (II.30) met en évidence quatre résultats. (a) l'orbite résultant du modèle proposé sans effet de l'inertie a relativement une très petite taille, il est confondu avec un point (il est désigné par le symbole « plus » en rouge). (b) l'orbite résultant du modèle proposé avec effet de l'inertie est illustrée sous une forme elliptique. (c) l'orbite de LIEW sans l'effet de l'inertie et (d) l'orbite de LIEW [42] avec l'effet de l'inertie.

Les courbes indiquent que les forces d'inertie ont un important effet sur le comportement dynamique des roulements. Les deux modèles ont des centres d'orbite convergents quand la vitesse dépasse 1100 tr/mn alors que la forme de la courbe des orbites est différente.

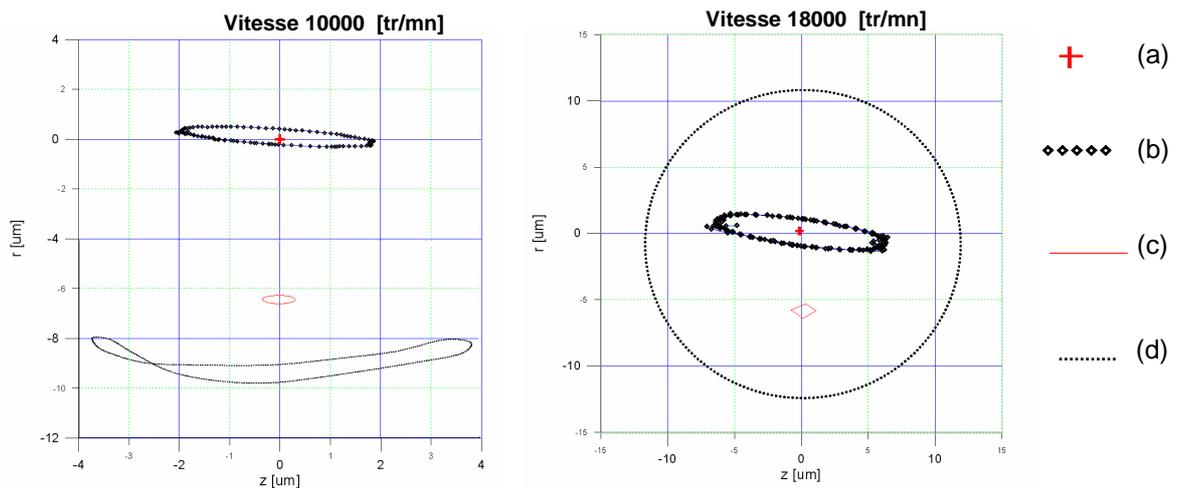


Figure II.30 Evolution de l'orbite sous l'effet des forces d'inertie

La principale raison de cette différence est que le modèle de LIEW ne considère pas le jeu de fonctionnement ce qui cause cet effet d'anisotropie dans le modèle proposé (Figure (II.30(b))).

II.5.2 Conclusion

En conclusion l'étude préliminaire d'un roulement à billes est globalement satisfaisante ; puisqu'elle aboutit, dans cette étape, à l'obtention de résultats cohérents, fidèles et globalement semblables aux résultats des références.

Pour une confirmation des qualités du modèle développé à savoir la simplicité d'usage, la robustesse de sa méthode paramétrique de modélisation

des défauts et sa fiabilité dans la simulation de divers cas, une vérification plus rigoureuse est nécessaire.

II.6 Vérification du modèle de roulement à billes

II.6.1 Vérification expérimentale de la raideur statique

Dans le but de vérifier expérimentalement un modèle théorique de raideur, un certain nombre d'essais de compression ont été conduits sur des roulements à billes pour la mesure expérimentale de la rigidité.

II.6.1.1 Procédure expérimentale

Le dispositif expérimental qui a servi à la réalisation des essais statiques sur des roulements de référence FLT ISKRA 6203Z et une machine universelle d'essai type INSTRON 1185 illustrée sur Figure (II.31). Elle est constituée d'un bâti mécanique d'une capacité de 100KN, commandée par une unité électronique [33,34].

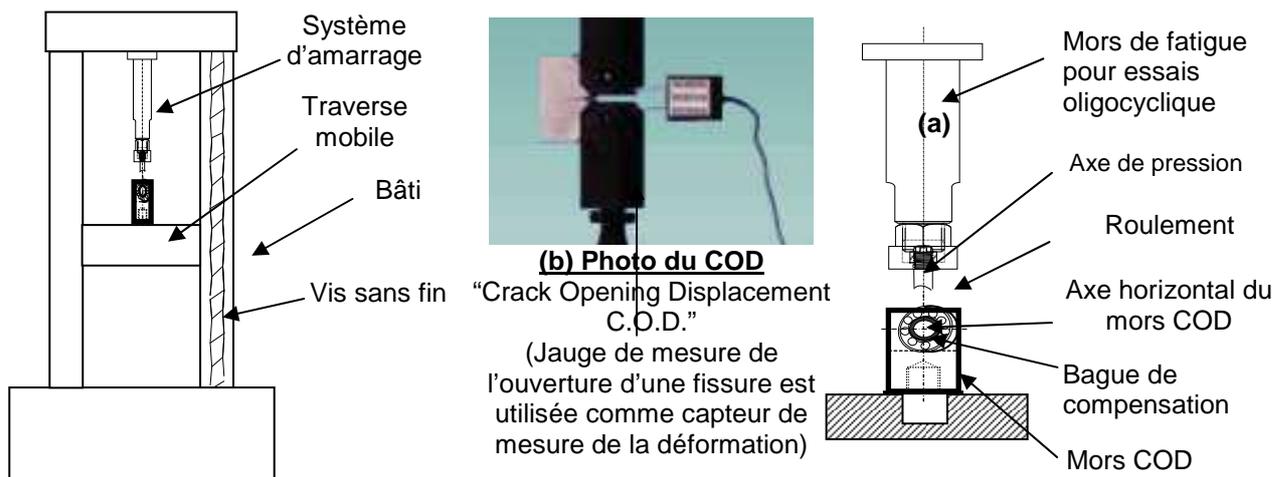


Figure II.31 Schéma de l'installation avec machine d'essais universels INSTRON 1185

Figure II.32 Système d'amarrage du roulement

La technique de mesure de la rigidité du roulement bridé entre l'axe de pression et la bague de compensation est illustrée sur la Figure II.32(a). L'essai commence au moment où le contact entre l'ensemble des pièces est réalisé. La déformation totale est alors mesurée sur le roulement par un capteur de déformation le COD (Figure II.32(b)) [33,34].

II.6.1.2 Essais

Dans la Figure (II.33), est représenté le montage pour la mesure de la raideur selon les deux cas de figure de disposition des billes. Dans la Figure

(II.34), est illustré le montage pour mesurer la raideur du système de maintien afin de déduire la rigidité du roulement [33,34].

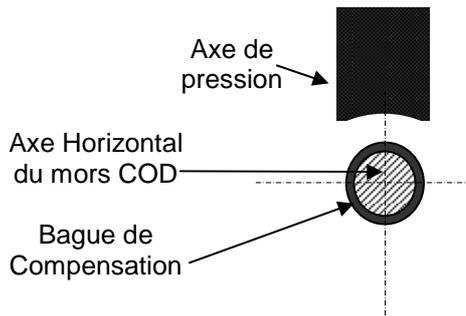


Figure II.34 Essai sur la bague de compensation sans roulement

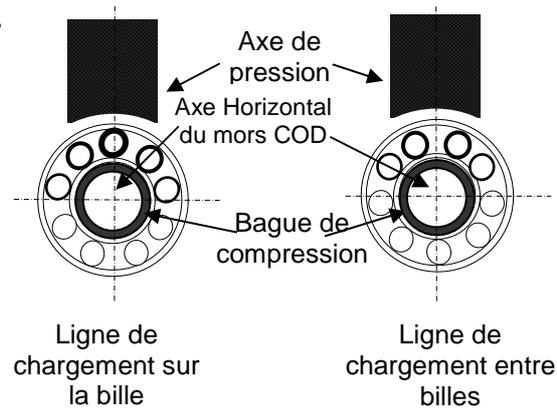


Figure II.33 Cas de chargement du roulement sur la bille ou entre deux billes

II.6.1.3 Résultats en modes statiques

A. Test statique

Les premières constatations sur les résultats expérimentaux obtenus, en mode statique, révèlent : la concordance et la fidélité des essais sur les différents échantillons utilisés [33].

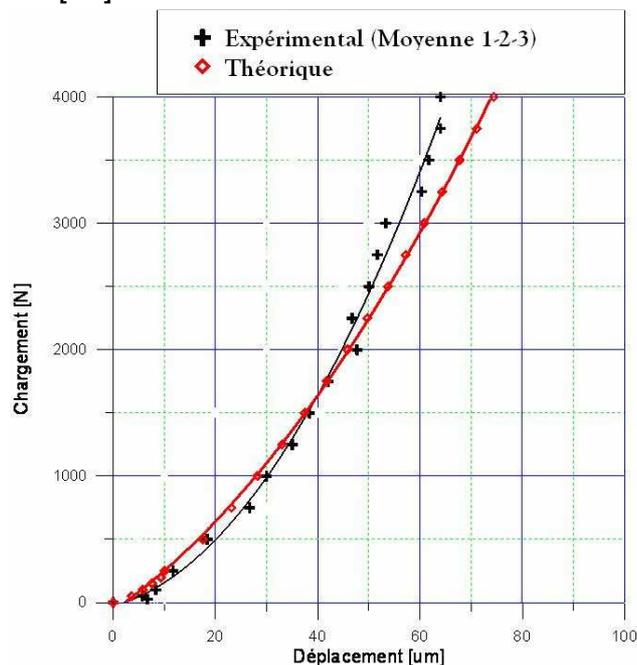


Figure II.35 Superposition des courbes théorique et expérimentale

A partir des différents résultats expérimentaux obtenus sur les roulements utilisés [33], on déduit les résultats de force-déplacement moyennés. La comparaison des courbes force-déplacement des résultats expérimentaux et théoriques est donnée sur la Figure (II.35).

On compare les résultats expérimentaux avec ceux tirés du modèle théorique, illustrés sur la Figure (II.35). Du point de vue allure des courbes, la modélisation reflète relativement l'expérience. Du point de vue quantitatif, il est noté l'existence d'une bonne concordance entre les courbes dans la plage de fonctionnement du roulement mais, au départ et à la fin des courbes, il subsiste un léger écart. Cette différence est due, d'une part, au passage de la machine INSTRON par une petite période d'adaptation et d'autre part du fait que le modèle développé ne tient pas compte des traitements thermiques [33,34].

B. Test dynamique

Dans la suite des travaux, il est mis en évidence l'effet du changement des positions angulaires des billes. On utilise pour cela les deux principales configurations illustrées sur la Figure (II.33). Les résultats obtenus sont illustrés sous la forme d'une courbe angle-déplacement sur la Figure (II.36) [33].

La Figure (II.36) illustre les deux courbes théorique et expérimentale laissée. La comparaison montre une similitude acceptable entre les résultats expérimentaux et théoriques. Une légère différence existe entre les deux courbes aux extrémités. Les raisons probables à cet écart sont le lissage, les singularités, les hypothèses prises tel que la non considération de la déformation des bagues.

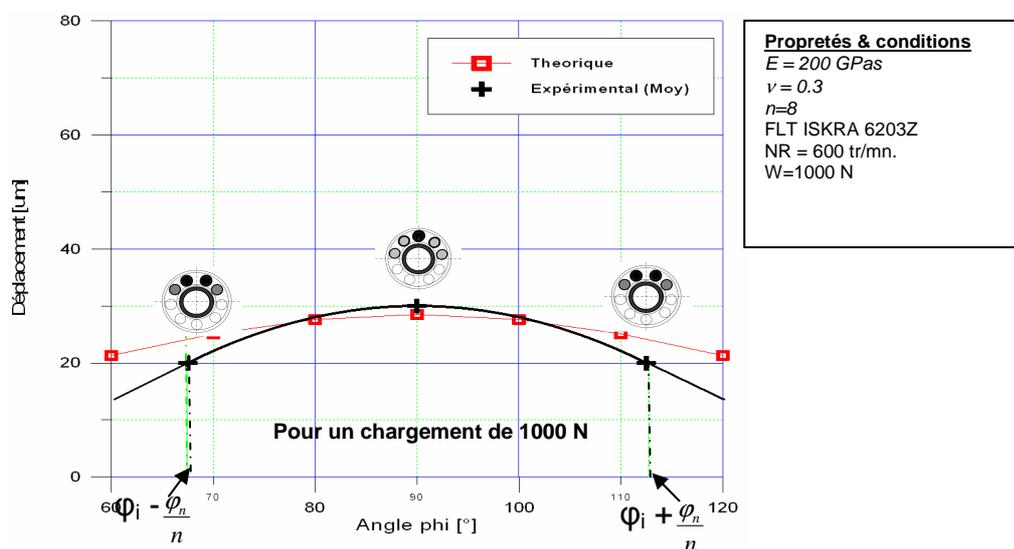


Figure II.36 Changement du déplacement en fonction de l'angle ϕ_i de la position de la bille (Courbe laissée)

II.6.1.4 Conclusion

L'analyse des deux courbes force-déplacement et angle-déplacement révèle l'existence d'une bonne concordance entre les résultats théoriques et

expérimentaux et la comparaison est jugée globalement acceptable dans la plage de fonctionnement du roulement.

Ce résultat positif permet de considérer que la courbe angle-déplacement, tirée du mode statique, comme base pour la détermination de la courbe équivalente raideur-angle et de l'appliquer au mode dynamique. Cette approche sera soumise à l'expertise et à la vérification dans les travaux suivants.

II.6.2 Comparaison des résultats statiques aux travaux d'autres auteurs

II.6.2.1 Comparaison des courbes force-déplacement

Dans un souci de vérification et de confirmation des modèles proposés, les résultats obtenus sont soumis à une comparaison et/ou confrontation avec ceux des autres modèles. Les mêmes conditions de simulation seront considérées.

La comparaison des courbes superposées montre que la courbe de la déformation locale h_r (déformation de Hertz) du modèle proposé est proche de celles de Palmgren [30] et Krämer [4, 31]. Alors que la courbe de la déformation totale où est considérée la déformation élastique de la bille, un écart est perceptible. D'autre part, un écart semblable existe entre les courbes des deux références. Or, la comparaison de la même courbe force-déformation totale à l'expérimentation a déjà donné une bonne similitude.

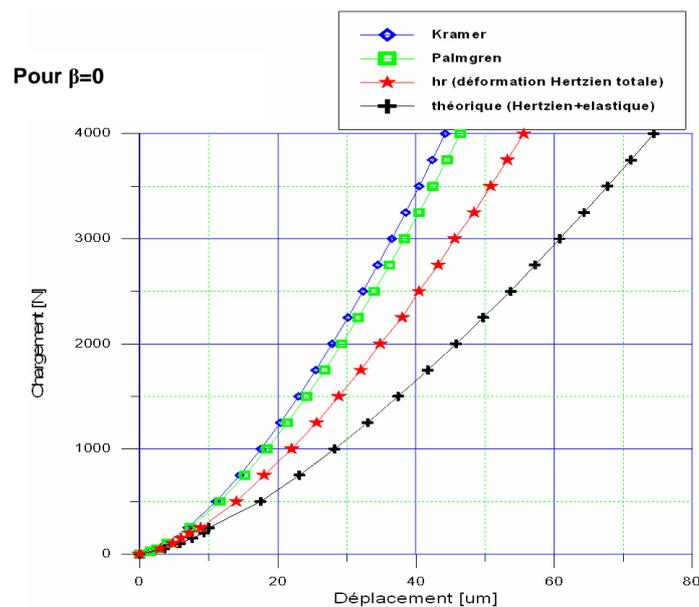


Figure II.37 Superposition des courbes théoriques avec ceux de Palmgren et de Krämer [4, 31]

II.6.2.2 Conclusion

Malgré le léger écart existant entre les courbes de déformation, l'influence sur le calcul de la raideur est encore atténuée. Les courbes restent un peu parallèles. Les raideurs sont donc proches les unes des autres. D'autre part, la vérification expérimentale du modèle proposé est un argument inspirant la confiance.

Dans la suite des essais, deux modèles de déformations seront utilisés : celui de Palmgren et le modèle proposé.

II.7 Vérification du modèle de défaillance

Dans le but de vérifier le modèle théorique de défaillance du roulement, un nombre d'expériences de simulation a été réalisé et des comparaisons aux résultats d'autres auteurs ont été faites.

II.7.1 Vérification expérimentale

II.7.1.1 Procédure expérimentale

La procédure consiste en la création artificielle par le perçage d'une petite cavité sur la piste externe, la piste interne et sur la bille. Cette opération est réalisée par un stylo électrique (Figure II.39). Le roulement défectueux est par la suite placé sur l'un des deux paliers du banc d'essai (Figure II.38).

Dans le modèle analytique, on utilise les propriétés mécaniques suivantes : le chargement appliqué est une masse de 7.65 kg, le rapport d'amortissement est de 0.05 (5%), la vitesse de rotation est de 3000 tr/mn et les paramètres « switch » sont $\delta_1 = 0$ (& $\delta_2=0$) à chaque coïncidence ($t=\tau$). Tous les essais sont réalisés avec un seul défaut sur les pistes externe, interne ou sur la bille, le vecteur charge est considéré fixe à la position $\phi = -90^\circ$ (ou 270°).

II.7.1.2 Dispositif expérimental de simulation de défaut sur roulement

Le banc d'essai est constitué par deux paliers (roulement 6205FAG) portant un arbre chargé à son milieu par un support libre en rotation grâce à un palier, ce support sert au chargement de masses. L'arbre est entraîné par un motoréducteur de puissance 1 KW et une réduction continue de 0 à 900 tr/mn. Le banc d'essai est placé sur un support scellé et isolé par des semelles en caoutchouc (Figure II.38) [53].

Dans cette partie, on utilise un Analyseur bi-canal de type 2033 de Brüel & Kjær et un accéléromètre de type 4381 de Brüel & Kjær. Les mesures des signaux sont obtenues par la chaîne d'instrumentation adaptée illustrée sur la Figure (II.38).

L'analyseur de signaux utilise la fréquence d'échantillonnage de 5.63 kHz et le pas de temps correspondant de $61\mu\text{s}$ pour un nombre de 3604 valeurs par signal se qui correspond à 11 rotations de l'arbre pour une durée de 0.22s



Figure II.38 Banc d'essai de simulation de défaillance de roulement [53].

II.7.1.3 Préparation des défauts

A. Préparatifs expérimentales

Les défauts sont des cavités ayant plusieurs tailles: petite (1x1 mm), moyenne (2x1 mm) et large (3x1 mm) [53].

La Figure (II.39) illustre le stylo électrique destiné pour la création artificielle de défauts et les roulements artificiellement endommagés. Pour réduire l'effet des bruits, la mesure considérée est la moyenne de cinq (5) mesures consécutives et l'instrumentation utilisée dispose de filtres adéquats et des réglages de conditionnement permettant de réduire les effets de bruit.



La tension est de
220 Volts et le
courant
électrique est
ajustable.

Figure II.39 Stylo électrique et roulements à billes (6205 FAG) détériorés [53]

II.7.1.4 Résultats en mode dynamique

A. Récapitulatifs des principaux résultats

Table II.1 : Fréquences de défauts

Fréquences [Hz]	BPFO	BPMI	FTF	BSF	RPM
Théorique	178.6	271.4	19.8	116.01	50.0
Spectre analytique	181.2	281.8	20.0	118.7	50.0
Spectre	175.0	295.0	-	176.0	50.0

Le Tableau (II.1) montre que les résultats obtenus du spectre analytique sont plus proches de ceux tirés de la théorie que ceux tirés directement du spectre expérimental.

Les Figures (II.40, II.41 et II.42) illustrent les signaux temporels et spectraux de l'émergence de l'effet d'un défaut de cavité sur la piste externe, interne ou sur la bille.

B. Défaut sur la piste externe

La Figure (II.40(a)) montre que le signal temporel est caractérisé par l'apparition d'impulsions amorties et périodiques, dont la forme dépend des propriétés mécaniques du roulement et est conforme au résultat de la Figure (II.23). L'enveloppe et les signaux des résultats théoriques sont proches des signaux expérimentaux.

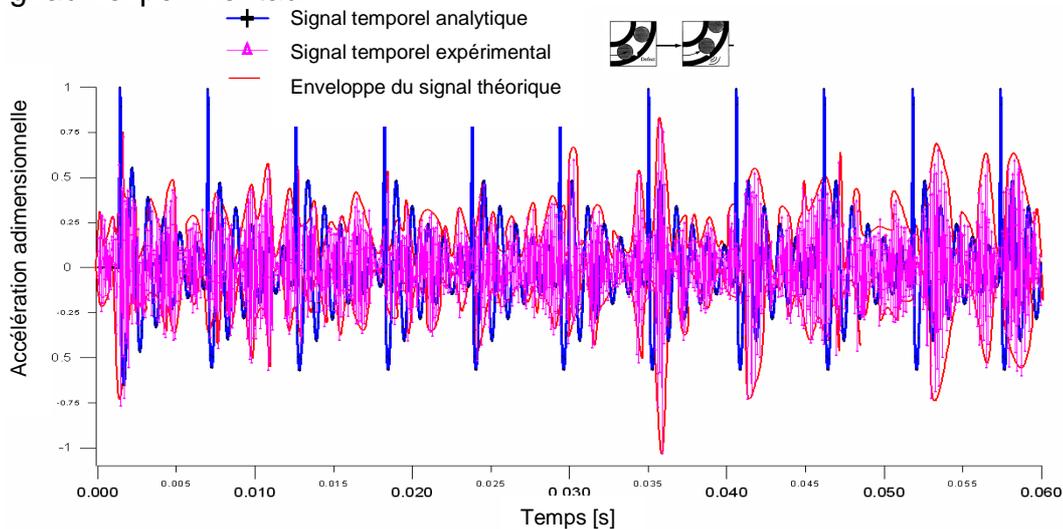


Figure II.40 (a) Comparaison de signaux temporels d'un défaut sur la piste

La Figure (II.40 (b)) montre un spectre caractéristique à un défaut placé sur la piste externe, il est identifié par plusieurs harmoniques multiples de la fréquence BPFO « Ball Pass Fault Outside race ». Les résultats théoriques donnent une bonne concordance avec plusieurs résultats de références et travaux d'auteurs tels que [54, 55, 40, 51 et 52]. D'autre part le rapport de fréquences $1 \times \text{BPFO}$ est de 181.2Hz ; ce résultat est le même que celui trouvé théoriquement et

expérimentalement. Une bonne similarité est observée entre les harmoniques théoriques et expérimentales, mais une différence palpable est observée dans l'ordre des amplitudes. La cause est due aux effets des vibrations aléatoires de frottement, des vibrations des autres composants du banc d'essai et des chocs.

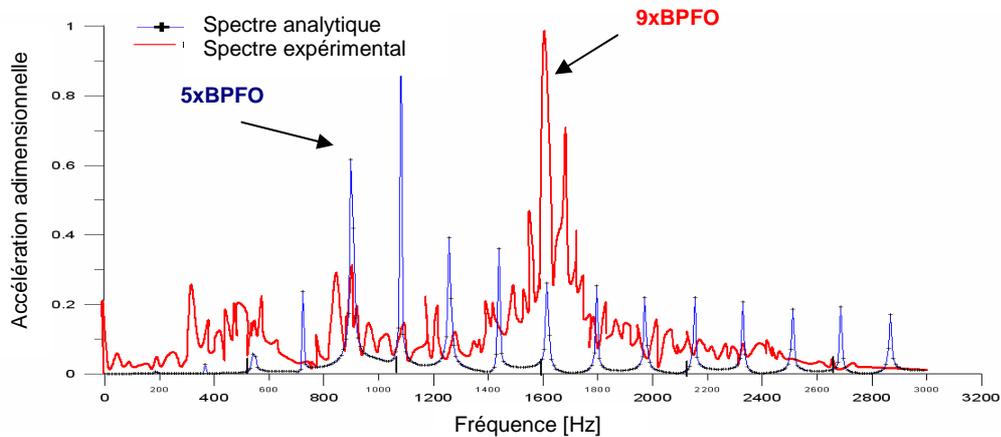


Figure II.40 (b) Comparaison de spectres d'un défaut sur la piste externe

D'autre part, l'expérience a démontré qu'à part le balourd, les amplitudes des composants d'harmoniques au delà du quatrième ordre sont proches ou inférieure de 3 à 6 dB. Les amplitudes augmentent naturellement avec l'augmentation du chargement appliqué aux surfaces du roulement (défauts de montage), et au stade initial de l'usure sur ces surfaces. Les harmoniques d'ordre plus élevé que les multiples de 10 à 20 sont généralement la conséquence des chocs d'impulsion [54].

C. Défaut sur la piste interne

La Figure (II.41 (a)) montre une modulation du signal illustrée par la courbe en noir. Cette modulation due à la variation relative de la position du défaut par rapport à la zone chargée et est conforme au résultat de la Figure (II.24).

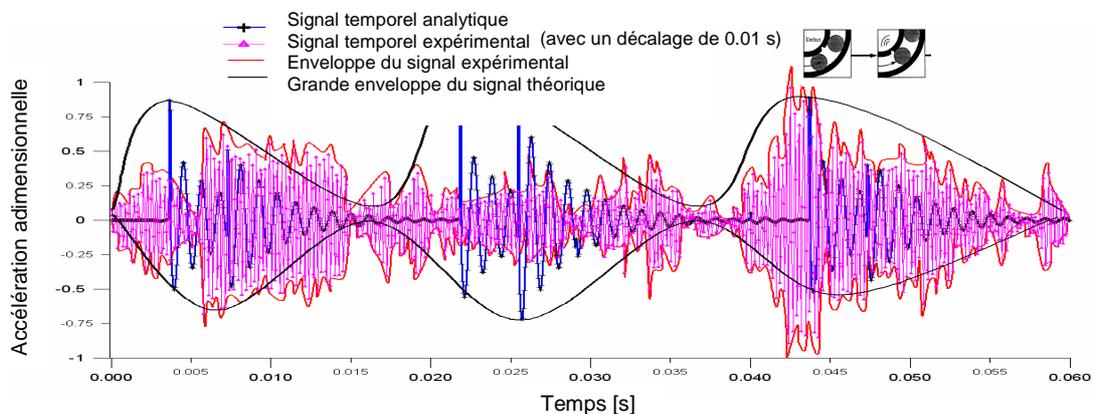


Figure II.41 (a) Comparaison de signaux temporels d'un défaut sur la piste interne

La Figure (II.41 (a)) montre un léger décalage rattrapé, ce dernier est dû à la mauvaise synchronisation entre l'expérience et la simulation théorique. D'autre part, on observe l'absence d'une onde intermédiaire qui peut être expliquée par l'incapacité du modèle théorique à générer des vibrations quand la zone défectueuse est au-delà de la partie chargée.

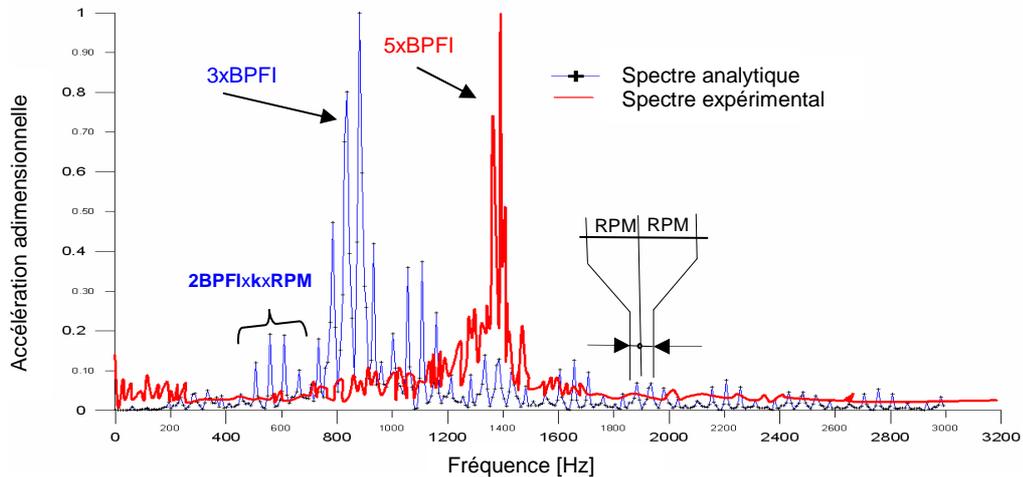


Figure II.41(b) Comparaison de spectre d'un défaut sur la piste interne

La Figure (II.41 (b)) illustre le spectre caractéristique au défaut sur la piste interne, il est défini par des harmoniques multiples de la fréquence BPFi « Ball Pass Frequency Inside race » associées à ses bandes latérales d'harmoniques de $BPFi \times k \times RPM$ « Rotating Per Minute », ceci est dû à la fréquence de rotation de l'arbre, où k est un indice entier. Les résultats théoriques sont comparables avec ceux de plusieurs références et résultats de travaux d'auteurs tels que [56, 55, 40, 51 et 52]. D'autre part, le rapport de fréquence $1 \times BPFi$ est 281.8Hz; ce résultat est proche de celui trouvé théoriquement et expérimentalement. On fait aussi les mêmes constatations sur la comparaison des résultats que ceux énoncés précédemment.

D. Défaut sur la bille

La Figure (II.42 (a)) montre que la modulation du signal est due à la variation de la position du défaut de la bille par rapport à la zone la plus chargée et la plus déchargée pendant une rotation de la cage. Elle est aussi dépendante au contact alternatif du défaut de la bille entre piste externe et interne.

La Figure (II.42 (b)) représente le spectre de réponse caractéristique d'un défaut sur la bille, Il est défini par des harmoniques multiples de la fréquence BFF « Ball Fault Frequency » ou $(2 \times BSF)$ « Ball Spin Frequency » associées à ses bandes latérales d'harmoniques $BFF \times k \times FTF$ « Fundamental Train Frequency »,

ceci est dû à la fréquence de rotation de la cage. Le spectre est conforme avec les références et autres résultats de travaux tels que [57, 55, 40 et 51]. D'autre part, le rapport de fréquence $1xBFF$ est 237.5 Hz et le BSF est 118.75 HZ. Ce résultat est proche des résultats théorique et expérimental. On fait aussi les mêmes constatations sur la comparaison des résultats que ceux énoncés précédemment.

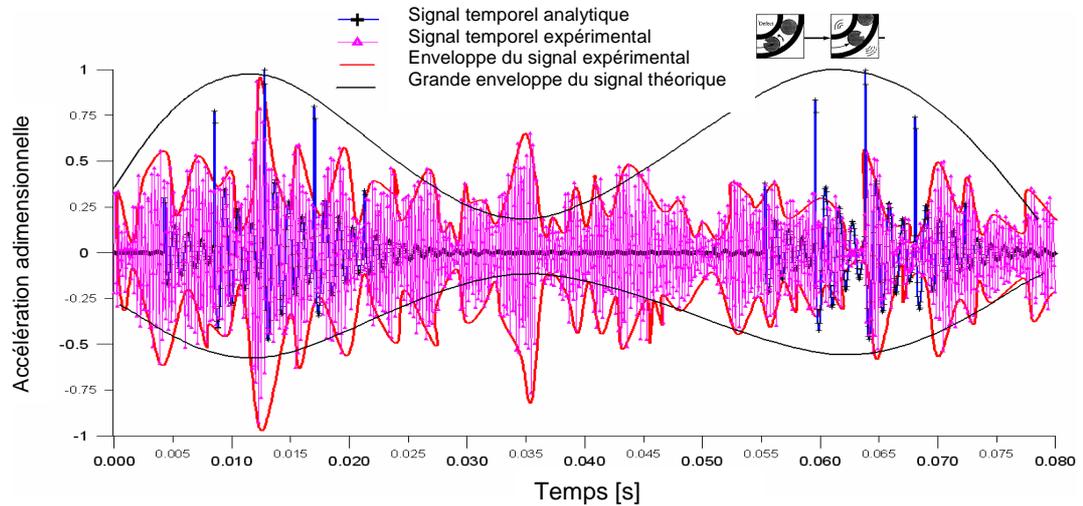


Figure II.42 (a) Comparaison de signaux temporels d'un défaut sur la bille

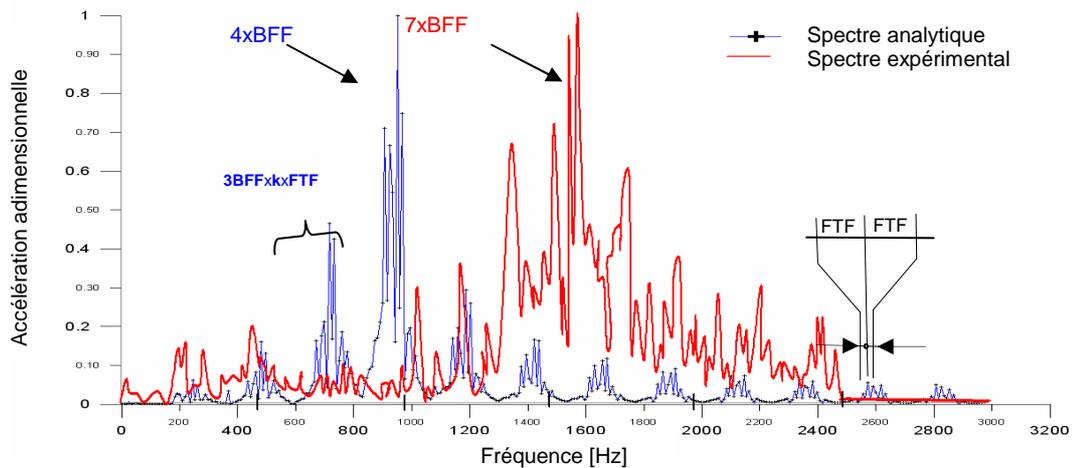


Figure II.42 (b) Comparaison de spectre d'un défaut sur la bille

II.7.1.5 Etude de l'impulsion générée par la défaillance et son évolution et problématique de la détection

A. Description de la réponse d'impulsion

Le défaut de cavité créé artificiellement subit une augmentation de sa taille et un arrondissement des ses bords et ce après plusieurs centaines de tours de l'arbre. L'arrondissement des bords provoque l'atténuation des chocs et rend la détection par l'identification des impulsions difficile. C'est pourquoi les mesures doivent être réalisées avant [53]. Ce phénomène a été aussi mentionné par Adams [20].

D'autre part, la Figure (II.43 (a)) montre que tant que la taille du défaut est petite, les deux impulsions générées aux bords de la cavité sont confondues, mais quand la distance entre les deux bords augmente significativement, les deux impulsions générées deviennent séparées [20]. Ce changement dépend de plusieurs paramètres tels que : le déphasage entre les deux impulsions, la raideur des billes, la vitesse de rotation, le rapport entre le diamètre de la bille et la taille du défaut... Le paramètre le plus important, à notre avis, est le déphasage entre les deux impulsions.

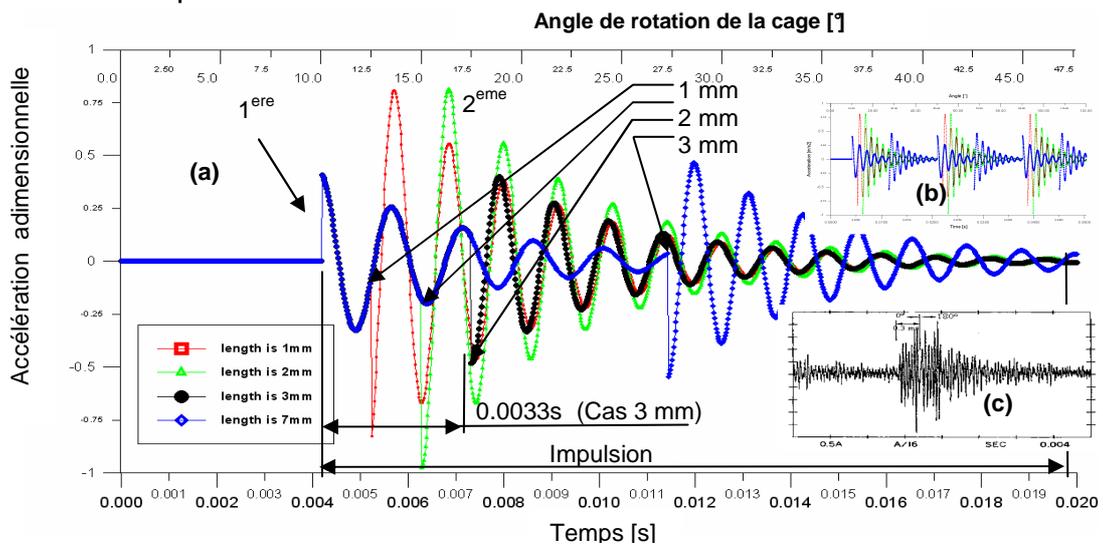


Figure II.43 Deux impulsions dues aux chocs générées au premier et deuxième bord d'une fissure avec différentes largeurs sur la piste externe (haute résolution est utilisée ici 1000 pas/cycle)
a) Zoom sur la première impulsion, b) trios impulsions, c) illustration expérimentale pour deux impulsions [58]

La Figure (II.43 (b)) illustre la superposition des impulsions dues au trois cas. Généralement, pour les petites tailles, l'amplitude globale augmente suivant le développement du défaut. Hong [22] en traite quelques aspects. Sawalhi [58] évoque que le deuxième impact génère une nouvelle vague qui interfère avec la première, tel illustré par le résultat expérimental de la Figure (II.43 (c)).

B. Effet de la taille du défaut sur la répartition des harmoniques

La superposition des spectres expérimentaux (Figure II.44) pour différentes tailles de défauts sur la piste externe montre que l'effet de l'augmentation de la taille du défaut amplifie les amplitudes des harmoniques de basses fréquences et diminue celles des hautes fréquences. Ce résultat est confirmé par les résultats analytiques [34].

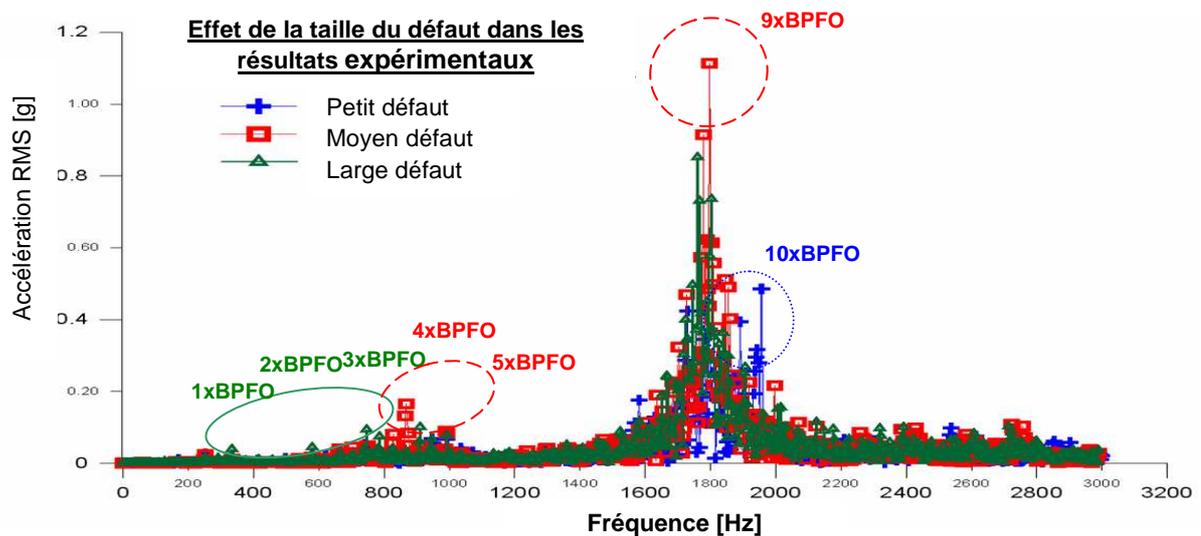


Figure II.44 Superposition des plusieurs spectres expérimentaux pour différents défauts sur la piste externe

C. Evolution de l'amplitude

La Figure (II.45) montre l'évolution de l'amplitude globale du spectre dans chacune des gammes choisie (basse, moyenne et haute). Ce choix a été le résultat d'observation de la concentration des pics par bandes. L'évolution de l'amplitude adimensionnelle montre le même type d'évolutions déjà mises en évidence par les résultats théoriques (Figure II.59) et expérimentales [34].

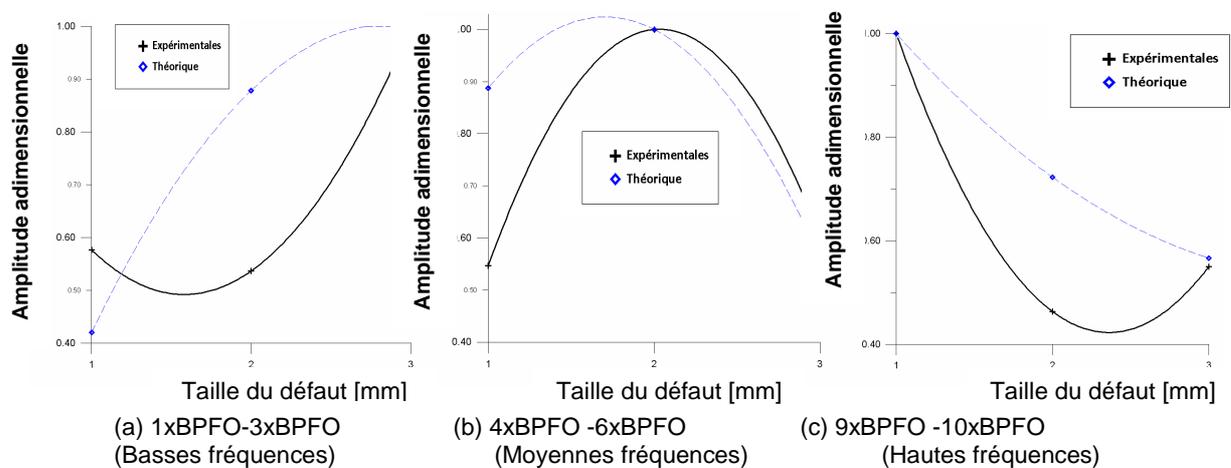


Figure II.45 Evolution de l'amplitude adimensionnelle sous l'effet de la variation de la taille du défaut pour trios plages de modes (courbes lissées par un polynôme d'ordre deux)

II.7.1.6 Conclusion

L'étude expérimentale de la vérification du modèle de défaillance donne des résultats acceptables dans l'ensemble, mais des décalages subsistent sur l'ordre des harmoniques pour plusieurs raisons dont :

- la non génération du modèle proposé de vibrations autres que celle des défauts,
- l'absence des résonances avec d'autres composants et

- certains paramètres expérimentaux non considérés tel le choix des positions des billes de départ.

L'analyse des résultats expérimentaux a révélé les problèmes liés à l'identification correcte des défauts. Ceci est dû à la complexité à isoler les fréquences des défauts du roulement de celles générées par les différents autres composants et organes de la machine. Le modèle théorique peut aider à l'analyse du signal en isolant l'effet du défaut et ainsi identifier les sources de perturbations expérimentales

L'étude, de l'impulsion générée, a montré une concordance acceptable avec les résultats de la littérature et a révélé une relation intéressante entre l'ordre et l'évolution des amplitudes des harmoniques et la taille du défaut.

En conclusion, les deux modèles proposés de roulement à un degré de liberté ou de défaillance ont prouvé leur capacité à simuler fidèlement le comportement dynamique sous l'effet des défauts.

II.7.2 Comparaison aux résultats de travaux d'autres auteurs

Dans le but de perfectionner les résultats expérimentaux, une série de comparaisons est réalisée, d'une part pour confirmer les résultats trouvés et d'autre part pour explorer de nouvelles situations mettant en évidence d'autres qualités du modèle.

II.7.2.1 Comparaison avec les résultats d'Adams

La comparaison des résultats de simulation des défauts sur la piste externe, interne et sur la bille avec les résultats des travaux d'Adams [20] a montré des bonnes concordances [35].

II.7.2.2 Comparaison avec les résultats de Kiral

Le modèle numérique de Kiral [59, 43] inclut un roulement à billes de type 6205 à cannelure profonde, logé dans une structure, le roulement est soumis au vecteur charge tournant. Il utilise un rapport d'amortissement de 0.005 et une masse totale de 1.8213 kg. Le système tourne à une vitesse de 1000 tr/mn [59, 43].

Pour permettre une bonne comparaison, trois modifications significatives sont nécessaires pour être introduites dans le modèle initial (Figures II.4 et II.9). Le vecteur charge devient tournant c.-à-d. l'angle ϕ variable, les rigidités latérales

seront considérées et le chargement des billes va s'étendre au-delà de la moitié c.-à-d. l'angle dépasse les 180° (Figure II.4) comme c'est illustré sur la Figure (II.46 (a)) par une augmentation angulaire (Δ) à gauche et à droite.

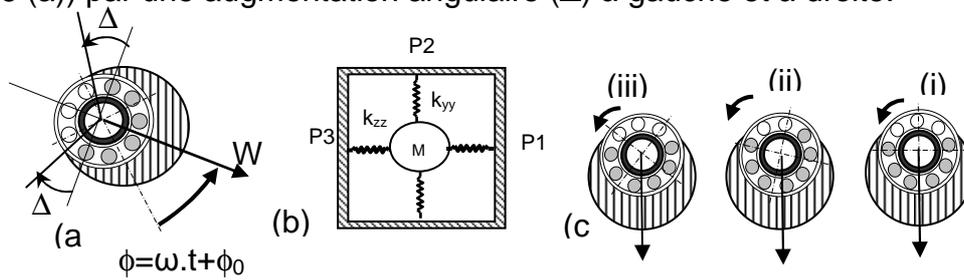


Figure II.46 Adaptation du modèle initial pour la comparaison avec celui de KIRAL
 (a) Introduction du modèle de chargement des billes, avec une augmentation de l'angle de couverture des billes (Δ) sur les deux faces comparativement au modèle initial et illustration du vecteur charge tournant.
 (b) Introduction des raideurs latérales et verticales aux points P1, P2 et P3 dans la modélisation du roulement,
 (c) les différents cas de l'effet du type de nombre de billes pair ou impair sur la fluctuation de la raideur
 (i) six billes chargées, (ii) sept billes chargées et (iii) six billes chargées.

Pour déterminer les raideurs latérales et verticales, on utilise la méthode de transformation $[T][k][T^t]$. Les raideurs K_{zz} et K_{yy} sont exprimées comme suit :

$$\begin{cases} K_{yy}(t) = K_r(t) \cdot \sin^2(\omega \cdot t + \phi_0) & \text{avec } \omega \text{ est la vitesse de rotation et} \\ K_{zz}(t) = K_r(t) \cdot \cos^2(\omega \cdot t + \phi_0) & \phi_0 \text{ est la position initial du vecteur} \end{cases}$$

La Figure (II.47), illustre la comparaison des résultats d'un défaut sur une bille. La simulation sur les deux modèles suppose que la bille tourne sur un seul axe. Pour les mesures sur le point P2. Les résultats numériques de Kiral [59, 43] sont représentés en couleur rouge et les résultats du modèle proposé en bleu.

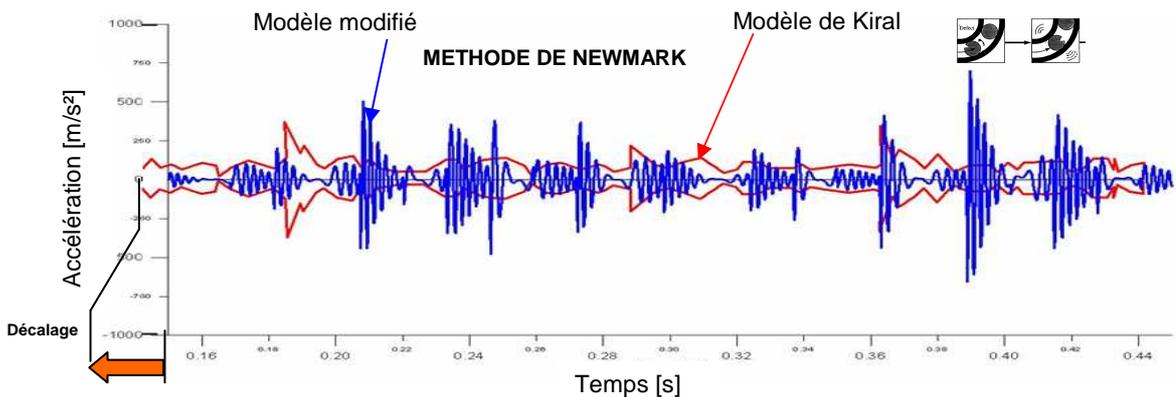


Figure II.47 Comparaison de signaux temporels d'un défaut sur la bille. Modèle modifié et modèle de Kiral

Bien que le modèle proposé soit simple comparativement au modèle éléments finis à plusieurs degrés de liberté de Kiral [43], il donne des résultats qui leur sont proches. Encore mieux, l'utilisation de la technique de déplacement imposée donne des résultats meilleurs ; c'est dû au fait que Kiral [59] a utilisé un

signal d'impulsion spécial pour simuler le défaut. Des différences existent entre les deux résultats, les principales causes sont l'effet amortisseur du logement et le constat fait précédemment sur l'incapacité du modèle proposé à générer des vibrations au-delà des zones chargées.

II.7.2.3 Comparaison avec les résultats d'Abdullah Morhain

Le modèle de Abdullah Morhain [60] utilise la technique A.E. (Emission Acoustique) pour l'identification de défauts de tailles différentes 0.85 mm, 2.95mm et 7.12 mm sur la piste externe d'un roulement (Figure II.48)).

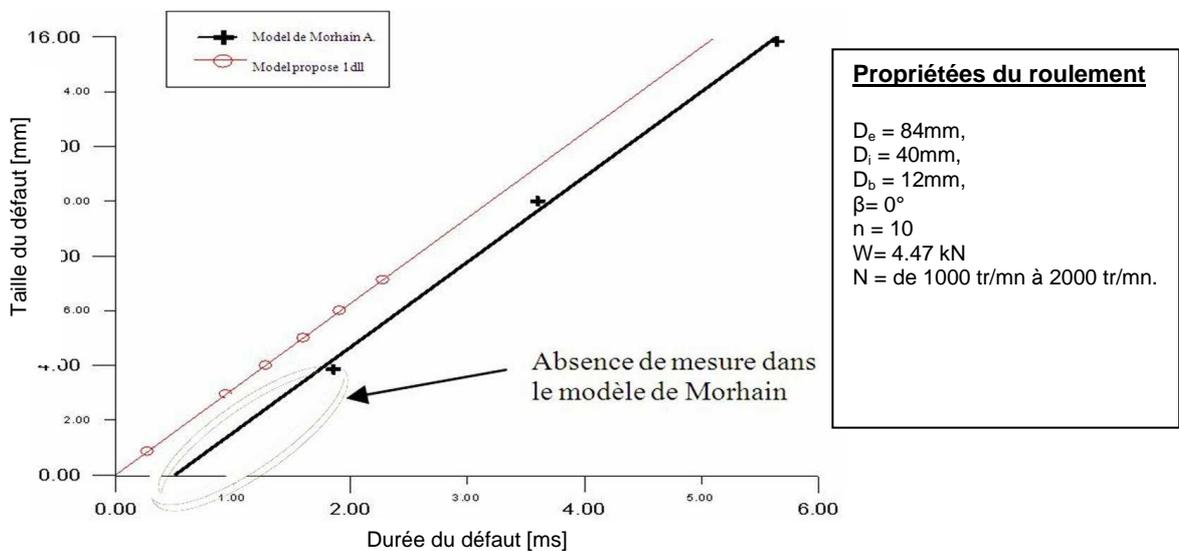


Figure II.48 Sensibilité de la détection de la taille de défaut

Le modèle proposé a mis en évidence de très petites tailles de défauts comparativement au modèle de Morhain. Ce dernier est probablement sensible aux effets des bruits.

La Figure (II.48) illustre la durée du temps de passage de la bille sur une cavité sur la piste externe. Le modèle proposé peut servir comme un outil utile pour vérifier la sensibilité de la méthode d'émission acoustique (A.E.), dans ces cas d'utilisation liés aux roulements

II.7.2.4 Comparaison avec les résultats des travaux de Chao-Shih

Chao-Shih [61] étudie le cas d'un roulement ayant plusieurs défauts. Pour le même type de roulement que celui déjà utilisé précédemment, mais avec un arbre tournant à 1800 tr/mn. Deux défauts sont utilisés aux positions 18° et de 73° (Figure II.49) sur la piste externe.

Les Figures (II.49) et (II.50) relatives à la distribution des impulsions dues aux cas de défauts multiples, montrent que les pulsations sont influencées par trois paramètres fondamentaux liés au défaut. La distance relative à la zone chargée (amplitude de l'impulsion), la distance relative à la prochaine bille et la taille du défaut.

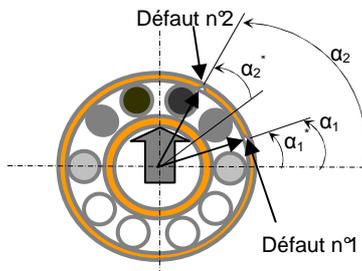


Figure II.49 Positionnement de deux défauts de cavité sur la piste externe

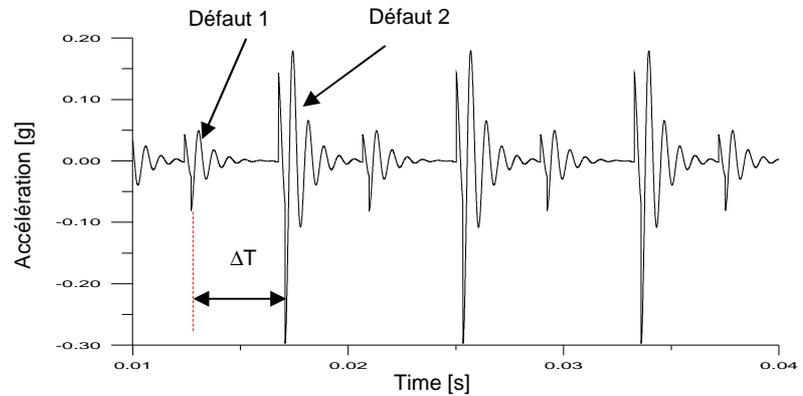


Figure II.50 Manifestation de deux défauts sur la piste externe

En conclusion, ces résultats montrent clairement la nature du déphasage entre les deux impulsions comparées au travail de Chao [61] et mettent en évidence une technique d'identification du nombre de défauts utilisant la variation d'amplitude.

II.7.3 Conclusion

Le modèle proposé trouve un fondement tant théorique qu'expérimental grâce à la série d'épreuves sur son aptitude à simuler correctement différents défauts. Les tests ont permis d'évaluer sa simplicité, sa robustesse et sa fiabilité face aux modèles de la littérature. Le modèle a montré une bonne élasticité à s'adapter aux nouvelles situations.

Cette partie de thèse permet aussi de dévoiler plusieurs avantages non perceptibles au début de l'étude préliminaire. On cite l'extension de la zone de chargement, la détection de plusieurs défauts à la fois et la mesure de la taille du défaut.

II.8 Conclusion du chapitre

L'étude d'un roulement à billes a abouti à l'obtention de modèles théoriques de défaillance et de comportement statique et dynamique de système de un, deux et cinq degrés de liberté.

La vérification expérimentale du modèle a été basée sur des résultats expérimentaux fiables ; les tests de fidélité ont été vérifiés [33].

L'expérimentation a permis d'éclairer différents problèmes liés aux difficultés expérimentales de réalisation, d'indentification et d'interprétation.

La confrontation des résultats à ceux des auteurs était très enrichissante ; en permettant de prouver la simplicité du modèle, sa robustesse, sa compacité et son élasticité.

Entre autres, le modèle a pu répondre correctement aux exigences de l'étude de bifurcation, de lubrification, d'inertie et d'instabilité.

Les résultats permettent de justifier les considérations et hypothèses de l'étude et de dévoiler des caractéristiques intéressantes du modèle proposé, tels que les effets du type de nombre des billes, de la relation de phase entre impulsions et taille du défaut sur l'évolution des pics, de l'identification du nombre de défauts et de la technique de mesure de la distance entre les défauts. Par ailleurs, ces travaux mettent en évidence le caractère multifonctionnel du modèle.

III. THEORIE DE L'ARBRE FISSURE ET METHODES DE DETECTION

III.1 Etat de l'art

A. Problématique

En machines tournantes, la présence des fissures dans l'arbre est un phénomène courant. Cependant et vu que la fissure, une fois amorcée, a une évolution non contrôlée, imprévisible et rapide. Elle devient un véritable casse tête pour les industrielles en matière d'entretien, de sécurité des installations et d'économie. La compréhension du phénomène de fissuration et de ses modes d'amorçage et d'évolution est l'une des clefs de la résolution de ce problème.

L'étude du comportement des arbres fissurés présente deux volets. Le premier est lié aux aspects de modélisation de la fissuration et l'autre est lié à sa détection. Ce deuxième aspect est complété, dans cette étude, par l'introduction des techniques expérimentales d'identification des fissures.

B. Fissuration de l'arbre de machines

La présence de la fissure s'accompagne inévitablement par la modification des propriétés géométriques et mécaniques de la structure. En plus, ce changement est connu depuis longtemps. Il conduit à une concentration de contraintes à la pointe de la fissure et introduit une flexibilité locale.

Au début, plusieurs modélisations ont décrit le comportement d'une poutre fissurée, par un changement géométrique consistant à réduire la section. Christides et Barr [62] et Itzhak Green et Schlumberger [63] ont montré que le changement géométrique gouverne la réduction de la raideur.

Les premières tentatives d'introduire la Mécanique de la rupture sont celles d'Irwin, de Bueckner et de Westmann qui relie la flexibilité locale aux facteurs d'intensité de contraintes [64]. Par la suite Dimarogonas et ses élèves n'ont cessé d'améliorer ce modèle initial appliqué aux poutres.

Dimarogonas a expliqué que vu l'ouverture et la fermeture de la fissure le comportement devient non-linéaire [66]. Gasch R., Henry T.A. [67] et Henry et Okah-Avae [68] se sont intéressés, alors, au mécanisme non-linéaire dû au phénomène de respiration "breaths" par l'application du principe du rotor De Laval.

Dans cette logique d'utilisation des poutres, Zhong [69] et Sutar [66] subdivisent les poutres fissurées en segments disposés selon la (les) fissure(s). Ranjbaran A. [70] modélise la fissure par une raideur axiale équivalente.

Avec l'avancée notable des capacités des ordinateurs, les méthodes numériques sont devenues le premier outil d'exploration des divers aspects liés à la modélisation des structures en présence de non-linéarités causés par la présence de fissures [64]. Chahine et Laborde [71] introduisaient la X-FEM (eXtended Finite Element Method) comme moyens d'étude des fissures et leur propagation.

On aboutit à deux types de modélisation, l'une grossière se base sur les poutres et l'autre fine se base sur des modèles non réduit (3D). Le premier type trouve des applications dans les circonstances non exigeantes en précision [72,73 et 74].

Bien que, cette modélisation en poutres offre plusieurs avantages comme la simplicité d'implémentation dans le calcul numérique, cette méthode souffre de certains inconvénients. Des problèmes de précision se posent, particulièrement quand la fissure dépasse le rayon de la poutre [64].

C. Détection des fissures dans les arbres de machines

Au début, la méthode de détection la plus utilisée consistait en un examen de l'arbre à l'arrêt, ce qui est préjudiciable au rendement économique et est une source de prolifération des fissures à cause des arrêts/démarrages. L'examen se basait sur des techniques traditionnelles telles que le contrôle visuel, les ultrasons et les radiations infrarouges. Or, ces techniques ne sont pas très efficaces dans ce domaine où le niveau de bruit est très élevé et l'arrêt des machines est à éviter.

Durant ces dernières années, les techniques de détection et d'identification des dommages en général et la fissuration en particulier, en temps réel, ont bénéficié d'importants efforts de recherche, plusieurs méthodes de détection ont vu le jour dont l'application de l'analyse modale expérimentale.

La méthode exploite l'effet de l'endommagement structurel sur la modification des propriétés dynamiques [75].

Parmi les premiers qui se sont intéressés au domaine de détection vibratoire tout en exploitant les travaux de Dimarogonas des années 60, on cite Pafelias [76] qui a, au début des années 70, poursuivi les travaux de

Dimarogonas, et il développa, une technique de détection de fissures basée sur l'harmonique d'ordre 2.

Après, les travaux sur la caractérisation de la réponse vibratoire des arbres de machines tournantes fissurées se sont multipliés. L'ensemble des modèles d'investigation analytiques, numériques et expérimentaux ont été rapportés par Dimarogonas et Paipetis [65], Wauer [77], Entwistle et Stone [78], Dimarogonas [79,80] et Gasch [81]. La plupart des chercheurs se sont intéressés à l'identification du décalage des fréquences de résonance due à la fissuration [79, 80, 82, 83] exploitant ainsi la simplicité qu'offrent les mesures de ce paramètre.

L'utilisation de l'Analyse modale expérimentale pose problème, car cette dernière est une méthode linéaire, or, le comportement de la fissure ne l'est pas à cause de l'ouverture-fermeture des lèvres de la fissure, alors, les auteurs utilisent l'artifice de l'ouverture permanente de la fissure.

Tous les paramètres modaux sont des propriétés globales. Ces paramètres ont eux leurs parts d'expertise afin de trouver les meilleurs indicateurs. Les conclusions des différents auteurs [84, 85, 86, 87] furent que certains sont instables et d'autre difficilement exploitables.

De nos jours, la plupart des travaux sur la détection des fissures sur les rotors consistent à explorer plus profondément certains points particuliers tels que la phase d'accélération ou de décélération de l'arbre etc. Ces travaux dont on peut citer par exemple ceux de Darpe et al. [88, 89, 90, 91], ceux de Sinou et Lees [92] ou ceux de Jun et Eun [93]. Ces travaux restent fidèles aux modèles de fissures développés dans les années 70 et 80 dans quelques articles fondateurs [64]. Également significatif sont les travaux sur des méthodes d'analyse telles que la théorie d'ondelette (Hou et autres 2000), la théorie de réseau neurone (Masri et autres 2000) et les diverses mesures de sensibilité et techniques d'optimisation [62].

Bien que, les techniques basées sur l'analyse modale expérimentale aient une grande simplicité d'utilisation et sont largement utilisées dans le contrôle en temps réel. Ces techniques souffrent de problèmes de précision.

D. Contribution

Notre contribution dans les domaines de la modélisation et de la détection des fissures dans les arbres de machines consiste, d'une part, par l'amélioration de la précision du modèle poutre de Dimarogonas, ceci par la réalisation d'une

recherche sur les causes de cette faible précision et d'en proposer des solutions. D'autre part, par la réalisation d'une étude rétrospective sur les techniques de détection des fissures utilisant l'analyse modale expérimentale afin d'améliorer la précision et en cas échéant de chercher d'éventuelles propriétés plus sensibles ou de proposer de nouvelles approches, ceci, dans un souci d'offrir, aux techniques de CND classiques, un appui en les orientant vers les endroits à risque et de pouvoir contrôler les zones même non accessibles et de vérifier globalement la structure en ligne.

III.2 Défaillance des arbres de machines

Sous l'effet de la corrosion, de la fatigue ou de tout autre facteur d'origine accidentelle ou provoqué, la création de défaillance par fissuration est favorisée. Ces fissures naissent et se développent jusqu'à atteindre un niveau de gravité qui menace la sécurité, provoque des accidents ou perturbe la production.

Il existe plusieurs formes de fissures : la fissure perpendiculaire à l'axe de la poutre ou fissure transversale à fond droit (cas idéal), fissure parallèle à l'axe ou longitudinale [65], fissure oblique avec un angle, fissure circonférentielle [65] et les fissures elliptiques et ou semi elliptiques [94, 95, 96].

On s'intéresse aux fissures transversales qui sont largement étudiées et dont les études couvrent la majorité des aspects liés à la théorie de la fissuration, la propagation et l'estimation de la durée de vie.

III.2.1 Fissure transversale ou à fond droit

Une fissure transversale à fond droit est la forme idéale, en réalité cette forme n'a pas toujours un front droit parfait, mais approximatif. La considération d'une profondeur constante (a) est faite pour simplifier la modélisation et l'expérimentation. Cette forme de fissure touche aussi bien les poutres que les arbres de machines.

La mécanique de la rupture introduit deux principales notions dans l'étude des fissures :

- La notion de facteur d'intensité de contrainte K_i qui décrit la singularité des contraintes en pointe de la fissure.
- La notion de propagation de la fissure sous sollicitations statique et dynamique.

Une fissure est caractérisée par ses aspects géométriques et particulièrement la profondeur (Figure III.1(a)), son mode d'ouverture après amorçage et par sa ténacité.

A. Mode de rupture

Une fissure est caractérisée par des lèvres qui s'ouvrent de manières différentes selon le type de sollicitation appliquée, on parle de mode.

Tout déplacement des lèvres de fissures se résume à la combinaison de trois modes principaux notés I, II, III (Figure III.1(b)).

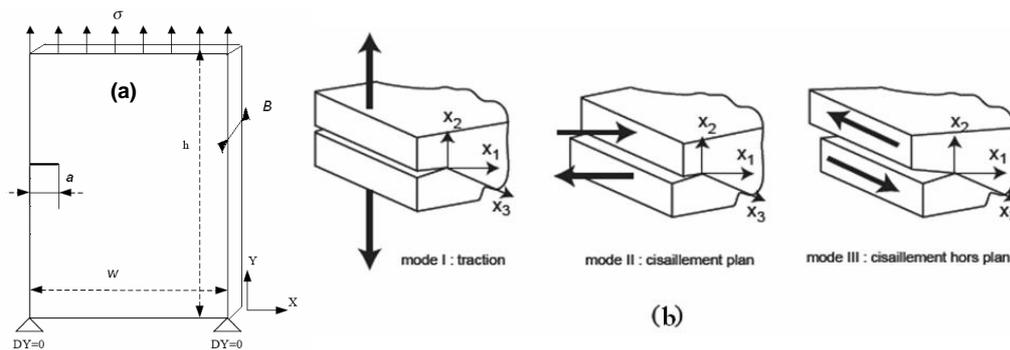


Figure III.1 Schéma d'une fissure et modes de fissurations

B. Mesure de la ténacité K_{IC}

La détermination de la ténacité qui est une propriété intrinsèque du matériau est déterminée expérimentalement par des essais normalisés.

Pour le premier mode, la ténacité est obtenue selon des normes internationales comme l'ISO 12737 [97], cette norme est reprise intégralement dans la norme européenne EN ISO 12737 [97].

C. Méthodes de mesure de la profondeur d'une fissure

On distingue deux types de mesures de la profondeur de fissure : les mesures directes (optique, fractographique) et les mesures indirectes pour lesquelles la profondeur de fissure est déduite de la mesure d'une autre grandeur physique telle que la compliance. Il en existe d'autres, en particulier celles faisant appel à une technique de contrôle non destructif comme les ultrasons [97].

III.2.2 Propagation de la fissure par fatigue

La rupture par fatigue se produit suivant trois (3) stades [98, 94] : phase d'amorçage, phase de propagation lente et phase de propagation rapide ou rupture. Elle est usuellement tributaire de la variation du facteur d'intensité de contrainte ΔK selon le stade de propagation

Stade I : ΔK faible. La vitesse de fissuration est faible et très sensible à la variation du facteur d'intensité de contrainte. En dessous d'une certaine valeur seuil ΔK_s l'avancée de la fissure n'est plus mesurable.

Stade II : ΔK moyen. La vitesse de fissuration est en première approximation une fonction puissance de la variation du facteur d'intensité de contrainte. Cette relation est connue sous le nom de loi de Paris.

Stade III : ΔK élevé. La propagation de la fissure est très rapide ou rupture ($\Delta K \sim K_{Ic}$).

III.2.3 Notion de durée de vie

La notion de durée de vie d'une structure fissurée sollicitée en fatigue est très importante du point de vue pratique. Il s'agit de déterminer le nombre de cycles avant rupture « N_f » qui conduit à partir d'une fissure initiale de longueur (a_0) à une fissure critique (a_f) [98, 94].

III.3 Modélisation d'un arbre fissuré

La modélisation des arbres fissurés est basée sur l'introduction de la flexibilité locale à l'endroit de la fissure par Dimarogonas. On présentera dans ce qui suit son modèle de référence tout en introduisant quelques modifications sur ce modèle. Ces modifications seront citées au fur et à mesure du développement du modèle.

III.3.1 Modèle de poutre prismatique

On reprend le modèle de Dimarogonas A. D. [65], avec considération de l'effet de torsion selon la théorie de Timoshenko [32] et par le remplacement des formules du facteur d'intensité de contraintes selon la littérature [99] (Figure III.2)

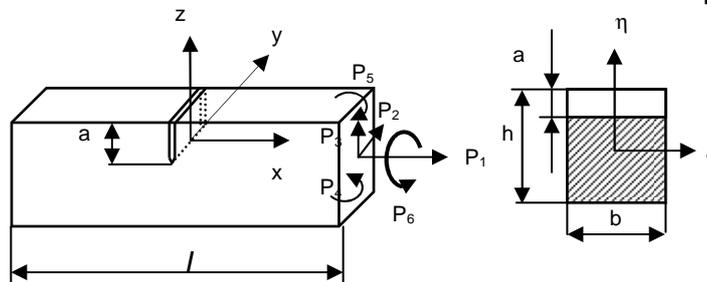


Figure III.2 Poutre prismatique avec une fissure transversale

Le théorème de Castigliano's [65] permet de calculer les déplacements additionnelles dues à la présence de la fissure sur la déformation de la poutre :

$$u_i = \partial U_T / \partial P_i \tag{III.1}$$

L'énergie de déformation a la forme de

$$U_T = \int_0^a \frac{\partial U_T}{\partial a} . da = \int_0^a J . da \quad (III.2)$$

avec $J = \partial U_T / \partial a$ (la densité de l'énergie de déformation)

En considérant l'équation (III.1) et (III.2) selon les équations de Paris [65], déplacements additionnels (u_i) prennent la forme :

$$u_i = \frac{\partial}{\partial P_i} \left[\int_0^a J(a) . da \right] \quad (III.3)$$

Le calcul des coefficients d'influences c_{ij} donne :

$$c_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial P_j} = \frac{\partial^2}{\partial P_i \partial P_j} \int_0^a J(a) . da \quad (III.4)$$

La fonction générale de la densité d'énergie de déformation est :

$$J(a) = \frac{1}{E'} \left[\left(\sum_{m=1}^6 K_{I.m} \right)^2 + \left(\sum_{m=1}^6 K_{II.m} \right)^2 + \kappa \left(\sum_{m=1}^6 K_{III.m} \right)^2 \right] \quad (III.5)$$

avec $E' = E$ (contraintes planes, $m=1,4,5$), $E' = E/(1-\nu^2)$ (déformations planes, $m=1,4,5$), $E' = G$ (cisaillement, $m=2,3,6$) et $\kappa = 1+\nu$

Les coefficients d'influences de la flexibilité deviennent :

$$c_{ij} = \frac{1}{E' b} \int_0^a \left[\frac{\partial^2}{\partial P_i \partial P_j} \sum_n \int_0^b \left(e_n \sum_m K_{nm} \right)^2 dy \right] . da \quad (III.6)$$

Il est indiqué que $n=I, II$ et III sont les trios modes de fissuration.

avec $e_n = \kappa$ pour $n=III$ et $e_n = 1$ pour $n=I$ & $n=II$

K_{nm} est le facteur d'intensité de contraintes en modes $n=I, II$ & III et sous les chargements P_m pour $m=1,2,\dots,6$

Le facteur d'intensité est défini selon la littérature [99] :

$$K_{nm} = \sigma_m \sqrt{\pi . a} F_I(a/h) \quad (III.7)$$

pour $(n,m) = \{(I,1), (I,5), (I,4), (II,3), (III,2), (III,6)\}$,

et $\ell = \{1,2,II,III,III\}$

où $K_{nm} = 0$ pour $(n,m) = \{(I,2), (I,3), (I,6), (II,1), (II,2), (II,4), (II,5), (II,6), (III,1), (III,3), (III,4), (III,5)\}$

et (a) est la profondeur de la fissure et $F_I(a/h)$ est la fonction de facteur de forme dépendant du type et le mode de chargement [65].

alors que les contraintes sont définies comme:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{P_1}{A} = \frac{P_1}{bh} & \sigma_2 &= \frac{P_2}{A} = \frac{P_2}{bh} & \sigma_3 &= \frac{P_3}{A} = \frac{P_3}{bh} \\ \sigma_4 &= \frac{P_4}{I_4/\xi} = \frac{12P_4}{b^3h} \xi & \sigma_5 &= \frac{P_5}{I_5/\eta} = \frac{12P_5}{h^3b} \eta & \sigma_6 &= \frac{P_6}{\gamma hb^2} \end{aligned} \quad (III.8)$$

où $\eta = h/2$, $\gamma = \frac{1}{3+1.8\frac{b}{h}}$ γ est le facteur correcteur dépendant du rapport (b/h) [32, 5]

pour $b > h$ d'une section prismatique

La densité d'énergie de déformation liée aux facteurs d'intensités de contraintes devient sur la base des ces modifications :

$$J = \int_0^{+b} \left[\frac{1}{E'} [K_{I1} + K_{I4} + K_{I5}]^2 + \frac{1}{G} K_{II3}^2 + \frac{\kappa}{G} [K_{III2} + K_{III6}]^2 \right] d\xi \quad (III.9)$$

Le remplacement des K_{mn} par leurs expressions et l'intégration dans $[0 .. b]$

donne :
$$c_{ij} = \frac{\Phi_{kl}}{E' b^p h^q} \quad (III.10)$$

avec
$$\Phi_{kl} = \int_0^a \pi \left(\frac{a}{h} \right) F_k(a/h) F_l(a/h) d(a/h)$$

pour $(i,j) = \{(1,1), (1,4), (1,5), (2,2), (2,6), (3,3), (4,4), (4,5), (5,5), (6,6)\}$ et $(k,l) = \{(1,1), (1,1), (1,2), (III,III), (III,III), (II,II), (1,1), (1,2), (2,2), (III,III)\}$ où p & q sont définis entre 1 et 3, pour les autres (i,j) les coefficient $c_{ij} = 0$.

En considérant que la matrice [C] est symétrique par réciprocité [65, 148], la raideur totale locale peut s'exprimer sous la forme :

$$[C^T] = [C_s] + [C_f] \Rightarrow : [K^T]^{-1} = [K]^{-1} + [C_f] \quad (III.11)$$

où C_s et C_f sont respectivement la flexibilité avant fissuration et la flexibilité additionnelle.

III.3.2 Modèle d'arbre rond

Considérant un segment d'un arbre avec les propriétés suivantes : un diamètre (D) et une fissure transversale de profondeur (a). Ce segment d'arbre est soumis à des forces de sollicitation représentées sur la Figure (III.3).

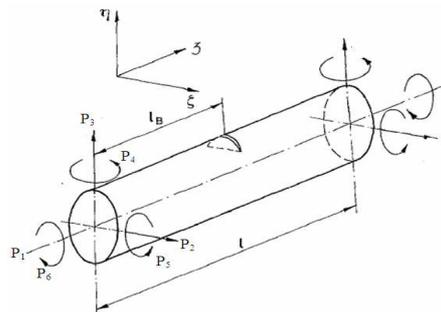


Figure III.3 Modèle d'un arbre fissuré sous sollicitations

Le calcul de la flexibilité locale se fait de la même manière que pour le cas prismatique, mais avec un changement de variables adéquat (Figure III.4).

Le changement de la forme prismatique de la poutre vers la forme cylindrique nécessite un changement de variable bien défini, ce changement est donné par [100]:

$$\alpha = \alpha(\xi) = \sqrt{R^2 - \xi^2} - (R - a) \tag{III.12}$$

$$h = h(\xi) = 2\sqrt{R^2 - \xi^2} \text{ et } b = \sqrt{R^2 - (R - a)^2}$$

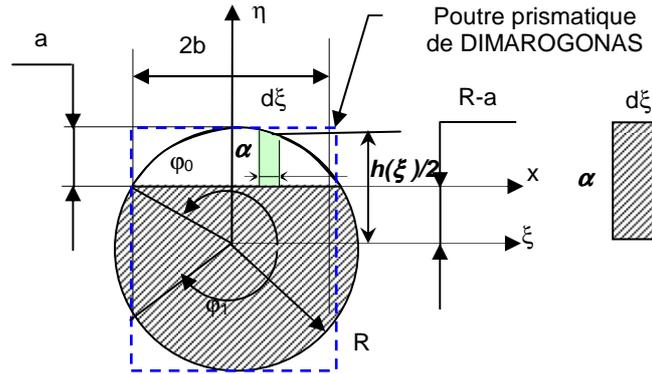


Figure III.4 Schéma d'une fissure transversale sur une poutre ronde

Après calculs, les flexibilités auront la forme [1]:

$$C_{ij} = \frac{b^p h^q \Delta \Theta \Phi_{kl}}{E' \pi^2 R^8} \tag{III.13}$$

avec $\Phi_{kl} = \int_0^\alpha \pi \left(\frac{\alpha}{h} \right) F_k(\alpha/h) F_l(\alpha/h) d(\alpha/h)$,

sachant que le lien entre (i,j) et (k,l) est déjà définie dans la formule (III.10), où p,q et s sont définie dans la page 1 à 6.

$$\Theta = \int_0^b \sqrt{R^2 - \xi^2} d\xi = -R^2 \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} \sin^2 \varphi d\varphi = \frac{R^2}{2} [(\cos 2\varphi_1 - \cos 2\varphi_0) + 2(\varphi_0 - \varphi_1)]$$

$$\Delta = \int_0^b \xi \sqrt{R^2 - \xi^2} d\xi = -R^3 \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} \cos \varphi \sin^2 \varphi d\varphi$$

pour $\xi = R \cos \varphi$, avec $\varphi_0 = \arccos(b/R) + \pi/2$ et $\varphi_1 = -\varphi_0$

$$C_{ij} = \frac{b^p h^q}{E' \pi^2 R^8} \int_{-b}^{a+b} \int_0^\alpha \xi (R^2 - \xi^2) \pi \frac{\alpha}{h} F_k \left(\frac{\alpha}{h} \right) F_l \left(\frac{\alpha}{h} \right) d\xi da \tag{III.14}$$

III.3.3 Modèle d'arbre tubulaire ou tube

La modélisation se base sur le modèle de poutre ronde [100]. Dans ce cas, la particularité se manifeste quand la fissure atteint le bord du trou (Figure III.5). A partir de cette position le comportement du tube diffère des autres.

Le passage de la forme ronde à la forme tubulaire nécessite un changement de variable [100]:

Si on suppose $r = \rho R$

avec $0 \leq \rho \leq 1$ on aura $A' = (1-\rho^2)A$, $I' = (1-\rho^4)I$ et $h(\xi, r)$ est la hauteur

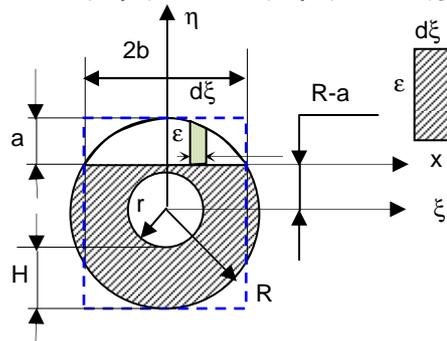


Figure III.5 Schéma d'une fissure transversale dans un tube

La section de la poutre est partagée en trois zones d'intégrations selon les modifications géométriques introduites par la fissure. Chacune d'elles nécessite un changement de variables propre à elle [1].

Après calculs, on obtient l'expression suivante [1]:

$$C_{ij} = \frac{(b^p - d^q)h\Delta\Theta\Phi_{kl}}{(1-\rho^s)E'\pi^t R^u} \tag{III.15}$$

avec $\Phi_{kl} = \int_0^\alpha \pi \left(\frac{\alpha}{h} \right) F_k(\alpha/h) F_l(\alpha/h) d(\alpha/h)$

(k,l) sont définies dans la formule (III.10) et p, q, s, t & u sont définies entre les valeurs 1 & 8

$$\Theta = \int_d^b \sqrt{R^2 - \xi^2} d\xi = -R^2 \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} \sin^2 \varphi d\varphi = \frac{R^2}{2} [(\cos 2\varphi_1 - \cos 2\varphi_0) + 2(\varphi_0 - \varphi_1)]$$

$$\Delta = \int_d^b \xi \sqrt{R^2 - \xi^2} d\xi = -R^3 \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} \cos \varphi \sin^2 \varphi d\varphi$$

pour $\xi = R \cdot \cos \varphi$, avec h et $\varphi_0 = a \cos(b/R)$

$\varphi_1 = -\varphi_0$ pour $d=0$ (Figure III.4) et $\varphi_1 = -a \cos(d/r)$ pour $d>0$

III.3.4 Problématique de la flexibilité locale

Sachant que le principe de la modélisation de l'effet de la fissure est l'addition d'une flexibilité locale à l'originale (poutre intacte). La flexibilité locale est obtenue

à partir de la théorie de mécanique de la rupture. La question qui se pose est : est-ce que cet ajout modélise correctement le comportement d'un arbre fissuré ?

Pour répondre à cette question, une analyse de la méthode est nécessaire.

III.3.4.1 Analyse de la méthode de calcul

Papadopoulos élève de Dimarogonas [101] propose la forme suivante de calcul de la flexibilité globale.

$$[C_g] = [G_1][C_{cr}][G_2] + [C_s] \tag{III.16}$$

avec C_{cr} , flexibilité locale due à la fissure, C_s flexibilité de la poutre intacte et G_1 et G_2 comme suite pour une poutre simplement appuyée :

$$[G_1] = \text{diag}[1 \ 1 \ 1 \ l/2 \ l/2 \ 1], \quad [G_2] = \text{diag}[1 \ 1 \ 1 \ l/4 \ l/4 \ 1] \tag{III.17}$$

C_g devient :

$$[C_s] = \begin{bmatrix} l & l & l & l^3 & l^3 & l \\ AE & 4AG & 4AG & 48EI & 48EI & GI_p \end{bmatrix} \tag{III.18}$$

La raideur globale s'exprime alors sous la forme :

$$[K_g] = [C_g]^{-1}.$$

La méthodologie peut être partagée en deux domaines de calcul : la méthode de résistance des matériaux (RDM) et la mécanique de rupture. Dans le premier domaine, la section de la poutre est supposée intacte. Dans le deuxième domaine, l'effet de la fissure est considéré (Figure III.6).

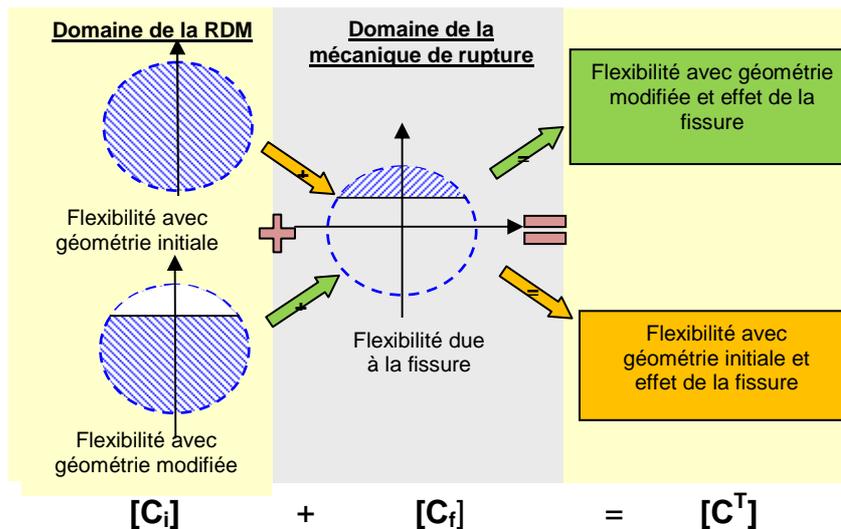


Figure III.6 Schéma illustrant l'importance de l'effet géométrique sur la section fissurée

Selon la définition du facteur d'intensité de contrainte, K est défini comme l'aptitude de la structure à résister à la propagation de la fissure. Cette définition

montre qu'une partie de l'énergie est perdue lors de l'écartement des lèvres de la fissure. Ce phénomène est suivi par un déplacement additionnel au déplacement original défini par la RDM. Or, ce dernier n'est plus le même ; vu que la section a changé et par conséquent se trouve aussi diminuée. On a, alors, deux causes modificatrices : la fissure et le changement géométrique.

Ces observations peuvent être consolidées par des approches faites dans les travaux d'auteurs et par une simulation numérique réalisée dans ce travail.

III.3.4.2 Argumentations

A. Argumentations basés sur les critiques des auteurs

El Arem explique que les modifications apportées par Dimarogonas pour la modélisation des surfaces fissurées du rotor qui offre l'avantage d'être facilement applicable dans un algorithme numérique, n'en reste pas moins une approximation dont la précision n'est pas établie (Varé *et al.*, 2000). Par ailleurs, des problèmes de convergence de la procédure d'intégration ont été mis en évidence lorsque la profondeur de la fissure dépasse le rayon (la moitié) de la section du rotor (Abraham *et al.* 1994; Dimarogonas, 1994) [64, 72, 102].

Dimarogonas estime que plusieurs questions restent en suspens et spécialement pour la section fissurée pour les arbres tournants [80],

Par ailleurs, quelques critiques peuvent être émises autour de certains aspects de la méthode, on cite [100]:

1. le modèle de Dimarogonas ne tient pas compte du changement géométrique de la section fissurée (Figure III.11),
2. le modèle de Dimarogonas n'a pas inclus la force de torsion dans son modèle prismatique initial.

B. Argumentations basées sur les travaux des auteurs

La littérature montre plusieurs modèles basés seulement sur les modifications géométriques comme source de modélisation de la fissure.

a) modèle du moment d'inertie

Christides et Barr (1984) [118] considèrent le produit EI comme suit :

$$EI(x) = \frac{EI_0}{1 + C \exp(-2\alpha|x - x_c|/d)} \quad (\text{III.19})$$

où $C=(I_0-I_c)/I_c$, $I_0 = \frac{bh^3}{12}$ et $I_{c_j} = \frac{b(h-a)^3}{12}$ sont le deuxième moment quadratique de la poutre endommagée à la $j^{\text{ème}}$ fissure. (b) et (h) sont la largeur et la hauteur de la poutre intacte et (a) est la profondeur de la fissure. (x) est la position selon l'axe de la poutre et (x_c) est la position de la fissure. (α) est la constante que Christides et Barr ont estimé égale à 0.667 par expérimentation [103].

b) Modèle géométrique

Green [63] présente un schéma (Figure III.7), où il montre qu'il n'y a pas d'ouverture de fissure, seul le changement géométrique gouverne la flexion.

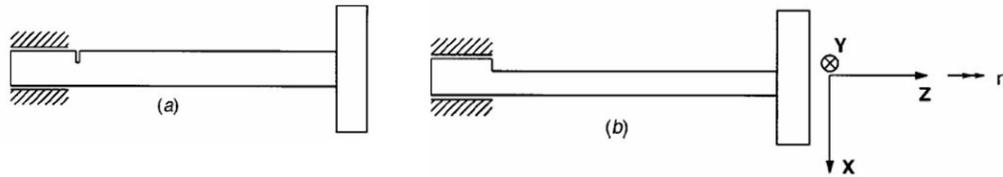


Figure III.7 Schéma du modèle de Green [63]
 (a) Poutre fissurée (b) modèle global d'une poutre asymétrique

C. Argumentations basées sur un calcul numérique

a) Décalage de l'axe neutre

Un simple exemple de calcul numérique, d'une éprouvette pour un chargement quelconque, montre le décalage de l'axe neutre en présence d'une fissure (Figure (III.8)).

Cette illustration de la répartition des contraintes Figure (III.8) montre deux phénomènes : l'intensification des contraintes à la pointe de la fissure (prise en considération par l'implication des K_I) et le déplacement de l'axe neutre au voisinage de la section fissurée qui n'est pas pris en considération.

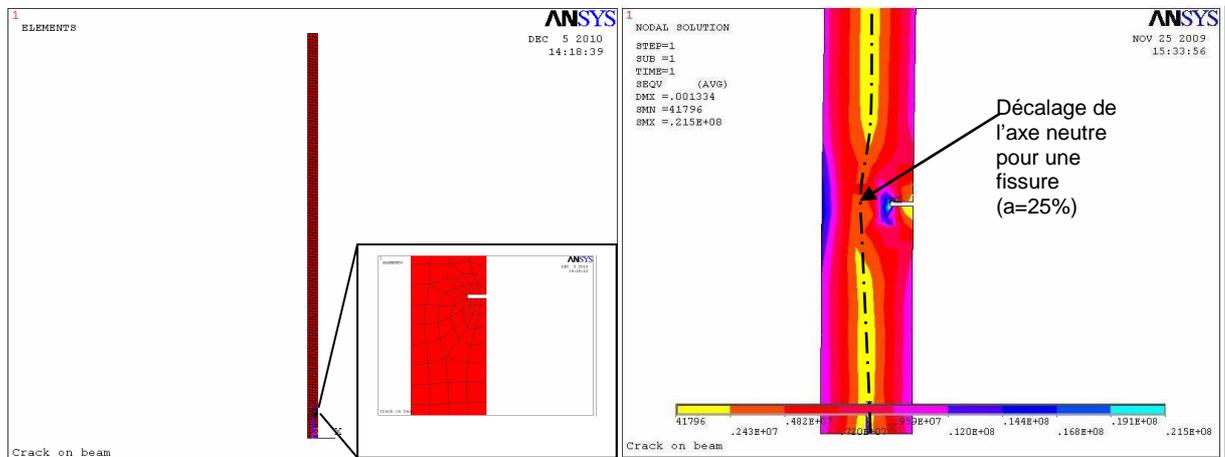


Figure III.8 Distribution de contraintes sur une poutre fissurée encastree-libre (modèle simple de 622 éléments finie PLANE42 et 782 nœuds)

D. Conséquence

La présence de la fissure implique une modification significative de la géométrie, ce qui est un argument de modification des propriétés mécaniques. Pour ces raisons l'effet géométrique doit être considéré dans le calcul global de la flexibilité.

III.3.4.3 Introduction de l'effet géométrique par des facteurs correcteurs

Le calcul présenté ici, est simple, il est destiné à illustrer l'importance des changements géométriques sur les propriétés mécaniques. On introduit des facteurs correcteurs dans les principaux paramètres de calculs tels que l'aire de la section et le moment d'inertie. Ils sont déduits par comparaison aux paramètres originaux. Ces paramètres correcteurs seront injectés dans la formule (III.16).

A. Application

Tout d'abord considérant un cas simple d'une poutre en flexion pure, la formule (III.14) pour le calcul de la flexibilité locale devient [65]:

$$C_s = \frac{32h\Phi_{22}}{3E'\pi^2R^8} (3R^2b - b^3) \tag{III.20}$$

B. Calcul des Facteurs correcteurs

a) Calcul des facteurs pour une section prismatique : bxh

Section : $factA = 1 - a/h$

Moments :

$$factIZ = 1 - (a/h)^3 - 3(a/h)^3(h/a - 1)^2 \text{ et } factIY = 1 - 8(a/h)$$

b) Calcul des facteurs pour une section ronde : $\phi=D$

Section :

$$factA = \{1 - \phi/\pi - (b/R)[1 - (a/R)]/\pi\}$$

avec : $\phi = \text{ArcTan } b/(R-a)$

Moment :

$$factIZ \approx 1 - (b_{\max}^3 a^3) (|R/a - 5/12|) / R^4 \text{ et } factIY \approx 1 - (1/3)(ab_{\max}^3 / R^4)$$

avec $b^2 = R^2 - (R-a)^2$ si $a > R$ alors $b_{\max} = R$ si non $b_{\max} = b$

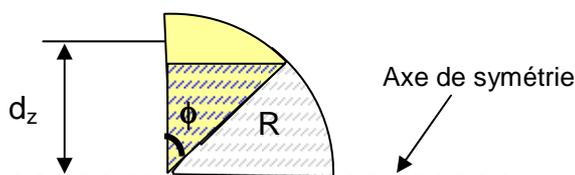


Figure III.9 La géométrie de la zone fissurée (tranche de la section)

I_{az} et I_{ay} sont les moments de la section A_a de la zone fissurée par rapport à l'axe z et d_z est la distance comme présentée sur la Figure (III.9).

c) Calcul des facteurs pour une section tubulaire

C'est le même que précédemment avec l'ajout du facteur p . On aura :

$$\begin{aligned} factA &= (1-\rho^2)\{1-\phi/\pi-(b/R)[1-(a/R)]/\pi\} \\ factI_Z &\approx (1-\rho^4)\{1-(b_{max}a^3)(|R/a-5/12|)/R^4\} \\ factI_Y &\approx (1-\rho^4)\{1-(1/3)(ab^3_{max}/R^4)\} \end{aligned}$$

C. Calcul de la flexibilité globale modifiée

L'introduction du facteur correcteur du moment d'inertie $factY$ comme suit :

$$I_i^m = factY.I_i$$

dans l'équation (III.8 puis III.9) permet d'aboutir à la forme :

$$[C_g^m] = [G_1][C_{cr}][G_2] + [C_s^m] \tag{III.21}$$

où $C_s^m = fact.C_s$, $fact$ est le facteur. (III.22)

avec C_s^m est la flexibilité modifiée en fonction des facteurs de corrections.

III.3.5 Introduction de la flexibilité locale dans le modèle de calcul

L'effet de la raideur locale est modélisé sous diverses formes pour être transmis à la structure entière ; ça va de l'intégration à la raideur globale jusqu'à l'introduction de la raideur locale sous la forme de ressort nodal à la position de la fissure considérée alors comme une discontinuité.

Parmi les modèles utilisés, on trouve celui de rotor De Laval [65],

La raideur globale obtenue est de la forme :

$$k_T = \frac{k_0}{\left(1 + \frac{ck_0l^2}{8}\right)} \tag{III.23}$$

où k_0 est la raideur initiale sans fissure et k_T est la raideur modifiée par la flexibilité additionnelle c .

La méthode de Loutridis [104] introduit un ressort ponctuel (Figure III.10):

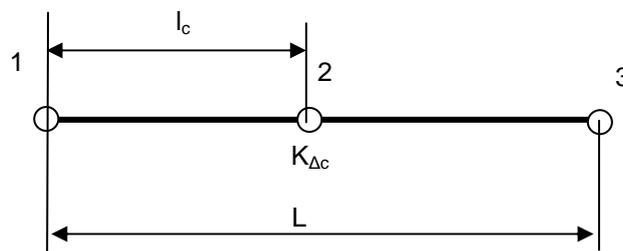


Figure III.10 Introduction d'un ressort de raideur au lieu de la fissure.

La flexibilité additionnelle est définie par :

$$\Delta c = \frac{72l_c^2 \pi (1-\nu^2)}{Ewb^4} f(\varphi) \tag{III.24}$$

avec $f(\varphi) = 19.60 \frac{a^{10}}{b^8} - 40.69 \frac{a^9}{b^7} + 47.04 \frac{a^8}{b^6} - 32.99 \frac{a^7}{b^5} + 20.30 \frac{a^6}{b^4} - 9.98 \frac{a^5}{b^3} + 4.60 \frac{a^4}{b^2} - 1.05 \frac{a^3}{b} + 0.63a^2$

et l_c position de la fissure.

Dans cette méthode, l'ouverture et la fermeture de la fissure est modélisée par : $k(t) = k_o + k_{\Delta c} (1 + \cos \omega t)$ (III.25)

avec $k_{\Delta c} = \frac{1}{2}(k_c - k_o)$, k_c et k_o sont les raideurs avec fissure ouverte et fermée

où $k_c = \frac{1}{c} = \frac{EI\pi^4}{32L^3}$

El Arem [64] propose des éléments de poutres saines reliés par un élément nodal (longueur nulle) représentant la fissure ou ressort de raideur non-linéaire et variable. Rosales [105] présente un modèle similaire (Figure III.11), en introduisant l'effet de fissure par des raideurs locales ou ressort nodal à la position de la fissure.

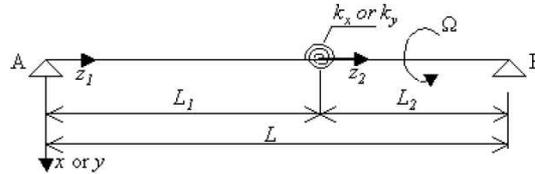


Figure III.11 Modélisation par deux arbres liés par un ressort intermédiaire

Ouahabi [106] propose un modèle d'ouverture et de fermeture des lèvres de la fissure (Figure III.12) par l'expression suivante:

$$k(t) = \begin{cases} k_o & \text{si } t < T/2 \\ k = k_o + 100P_f (a_0 + a_1 t + a_2 t^2) = k_o + 100P_f \sin\left(\frac{2\pi t}{T}\right) & \text{si } t \geq T/2 \end{cases} \tag{III.26}$$

où T est la période de l'excitation.

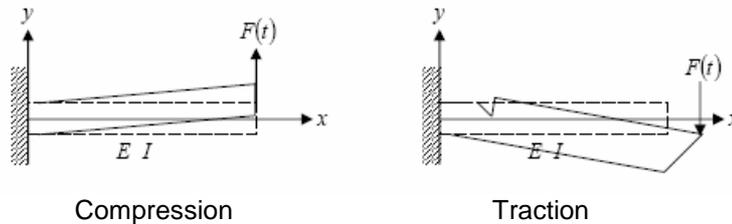


Figure III.12 Schéma représentant une fissure qui respire

Sinou et al [92] propose une formule basée sur une approche harmonique.

$$f(\omega t) = \frac{1}{2} + \frac{2}{\pi} \cos \omega t - \frac{2}{3\pi} \cos 3\omega t + \frac{2}{5\pi} \cos 5\omega t - \frac{2}{7\pi} \cos 7\omega t + \dots \tag{III.27}$$

Le modèle présenté [101,107], pour modéliser le comportement en zone fissurée, se base sur la théorie du rapport de l'énergie libérée "strain energy release rate" (SERR) combinée à la mécanique de la rupture linéaire et à la dynamique des rotors. Il a été largement utilisé durant ces trois dernières décennies dans le but de calculer la compliance occasionnée sur la section fissurée des arbres tournants.

III.3.6 Méthode de calcul des modes propres des arbres fissurés

Sur la base de la théorie des poutres, il est possible de calculer les fréquences et vecteurs propres des poutres selon les conditions aux limites avec une précision élevée [108].

Des techniques telles que celles de Matveev V. and Bovsunovskii A. P. [109] proposent l'introduction de facteur correcteur dû à la présence de la fissure.

Vu des difficultés analytiques de développement et d'implémentation de ce type de modélisations, on complète l'étude par les techniques expérimentales au chapitre (III.4).

III.3.7 Implémentation du modèle modifié dans le code ALMAKINA

Le modèle de fissuration des poutres est introduit dans le code ALMAKINA sous la forme d'un nœud de raideur (Appendice C) sur un arbre.

L'effet de propagation de la fissure (a/h) est introduit par la considération des formules (III.10, III.14 et III.15). Cet effet est réduit à un facteur adimensionnel variant entre [0..1] suivant l'allure illustrée sur la Figure (III.16) de la raideur locale.

L'effet de rotation de la fissure est basé sur le modèle de Sinou et al [92] formule (III.27). Cette formule dépend de l'angle de rotation (ωt).

III.4 Détection et identification des fissures

La détection des fissures, particulièrement aux premières étapes, et l'estimation de la durée de vie de l'arbre sont des tâches très importantes surtout après le regain d'intérêt de l'industrie.

Les différentes méthodes de détections se surclassent selon leurs aptitudes dans les différentes phases de détection d'un défaut. Rytter, 1993 [110] proposa de classer les méthodes de détection d'endommagement en quatre niveaux :

- Niveau I** : détermination de l'existence d'un endommagement dans la structure,
Niveau II : localisation d'un endommagement,
Niveau III : quantification de la sévérité d'un endommagement,
Niveau IV : prédiction de la durée de vie résiduelle.

III.4.1 Méthodes basées sur le changement des paramètres modaux principaux

La présence des fissures provoque des changements des propriétés géométriques et autres des structures. Ces altérations influent directement sur les propriétés modales. Cette propriété rend ces paramètres des indicateurs potentiels d'endommagement. [111, 112, 107, 113, 114, 115].

L'existence des dommages structurels dans un système technologique implique des changements des paramètres modaux. Ces changements peuvent être obtenus à partir des résultats de l'essai dynamique de vibration. Ils deviennent des indicateurs.

A. Changement de fréquence

Dans toutes les études, les résultats indiquent que les fréquences décroissent en fonction de la croissance de l'endommagement. Ceci semble logique et intuitif puisque l'endommagement tend à réduire la rigidité de la structure [116]. Or, cette technique semble poser des problèmes de sensibilités [75].

La faible sensibilité des décalages fréquentiels à l'endommagement devrait donc requérir des niveaux de dommages très importants ou des instrumentations très fines (sensibles). L'utilisation des décalages fréquentiels semble surtout applicable lors d'essais en environnement contrôlé comme le contrôle de qualité en usine. Il convient également de signaler que les fréquences sont la résultante de propriétés globales de la structure [75].

B. Les autres indicateurs

a) Modification de l'amortissement

Salane et Baldwin (1990) ont étudié l'influence de l'endommagement sur les coefficients d'amortissement. Leurs conclusions furent qu'ils état difficile de constituer des indicateurs fiables parce que ces derniers pouvaient augmenter puis chuter.

b) Changement des déformées propres

Les déformées propres d'une structure mécanique sont souvent utilisées pour l'évaluation des endommagements, à travers le coefficient de corrélation

entre les modes comme le coefficient MAC (*Modal Assurance Criterion*) [84]. Ce critère d'assurance modale (MAC) fournit la mesure d'uniformité entre le vecteur modal estimé en l'état non endommagé et celui estimé en état endommagé [110].

c) Méthodes basées sur le changement d'indicateurs évolués

Les méthodes de détection basées sur les changements des fréquences ne peuvent pas localiser l'endroit des dommages. Pour surmonter cet inconvénient, d'autres méthodes employant le changement des indicateurs évolués, jugés plus sensibles aux petits dommages, sont utilisées. On cite des paramètres tels que les dérivées des déformées modales (MCDP) ou le changement de flexibilité ou de l'énergie de déformation (MID). Cependant, leur applicabilité est faible puisque leur évaluation à partir des données expérimentales est difficile [87, 85].

III.5 Vérification expérimentale du modèle de fissuration

III.5.1 Description du banc d'essai statique

Le banc, tel que présenté sur la photo de la Figure (III.13), est formé de deux supports verticaux en forme de T inversé raccordés par trois poutres latérales : deux principales en bas et une troisième pour le renforcement. Les supports verticaux sont fixés aux dalles en bétons.

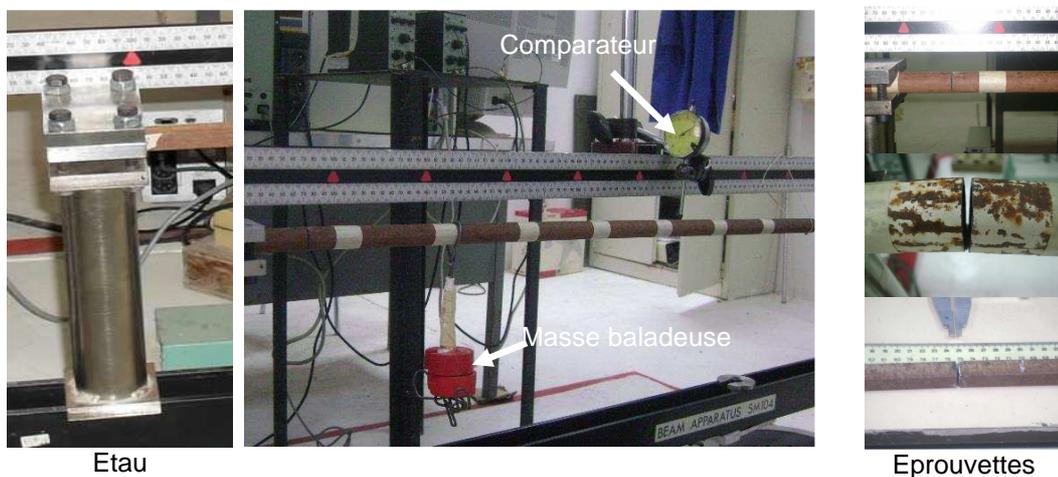


Figure III.13 Photo du banc d'essai

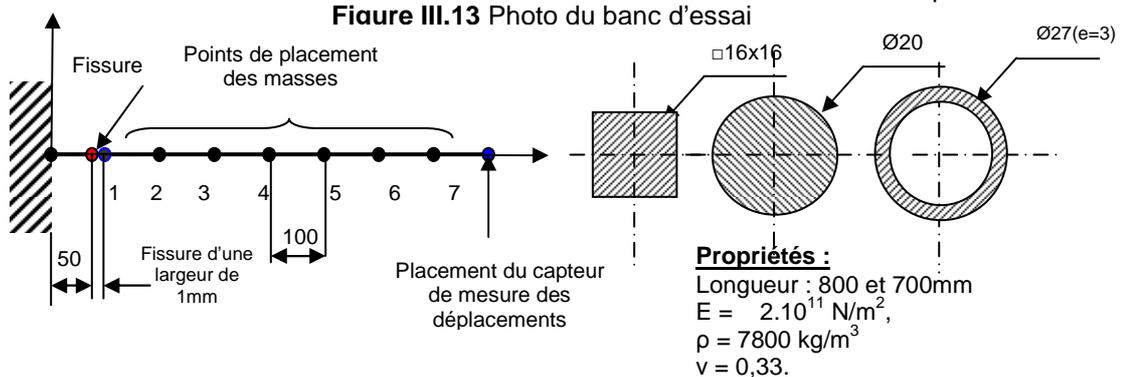


Figure III.14 Schéma de l'éprouvette d'essai statique avec ses différents types de section ainsi que les positions d'application des forces et mesure des déplacements

La Figure (III.14) montre les endroits de fixation des masses et d'application des forces d'excitation (statiques ou dynamiques) ainsi que les positions des mesures de déplacements et de réponses dynamiques.

Les éprouvettes sont placées sur le banc par l'intermédiaire de mâchoires métallique (étau). Le système de fixation est placé sur des barres doubles (Figure III.14).

III.5.2 Préparations expérimentales

Après la réalisation des différents préparatifs, on procède au déplacement des masses sur les points et on mesure les déplacements à l'extrémité par un comparateur. Cette opération est répétée pour chaque rapport (a/h). Les relevés et les mesures sont répétés plusieurs fois (05 fois), le traçage des courbes force-déplacement permet de déduire à chaque fois la raideur (K_{1j}).

III.5.3 Variation des flexibilités et des raideurs

La Figure (III.15) met en évidence l'augmentation de la variation de la raideur ou de la souplesse quand les mesures s'approchent de la fissure (de l'encastrement) et que la profondeur de la fissure augmente.

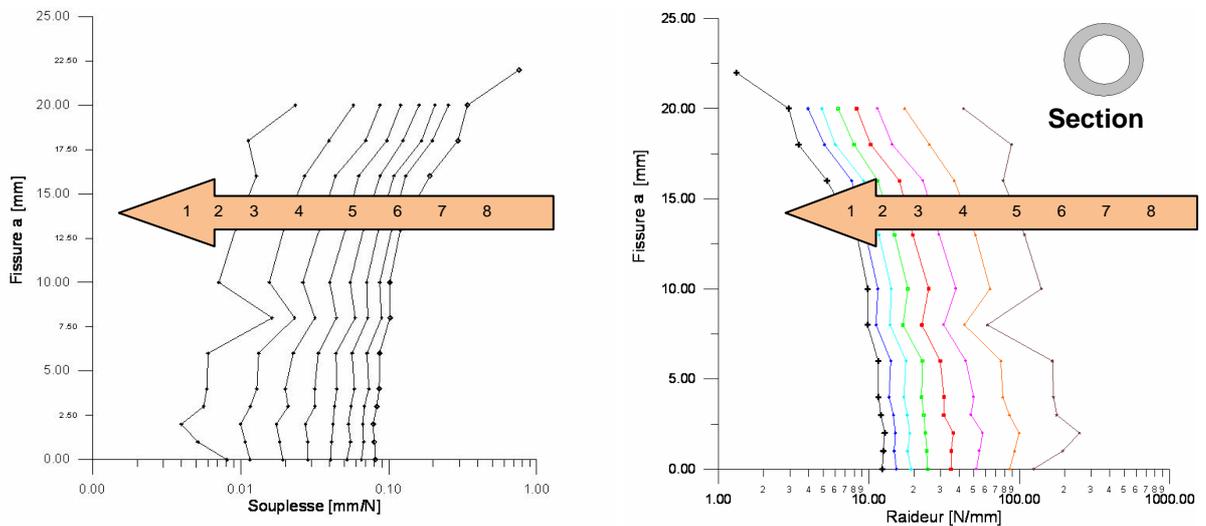


Figure III.15 Souplesse et raideur globales en fonction de l'avance de la fissure

III.5.4 Comparaison théorico-expérimentale

Sur la base des formules (III.20 et III.22), on trace les courbes de la souplesse locale pour une poutre ronde intacte et avec corrections. C'est une étape préliminaire avant le passage vers la vérification de la validité des corrections apportées pour introduire l'effet géométrique.

A. Résultats théoriques

La Figure (III.16 (a)) concerne la variation de la flexibilité sous l'effet de la progression d'une fissure transversale. La courbe montre une forte croissance pour ($a/R < 0.4$), une allure monotone jusqu'à ($a/R < 1.6$) puis survient une croissance accélérée (phénomène semblable à l'avalanche). Cette courbe correspond aux résultats présentés par Dimarogonas A. D. [65].

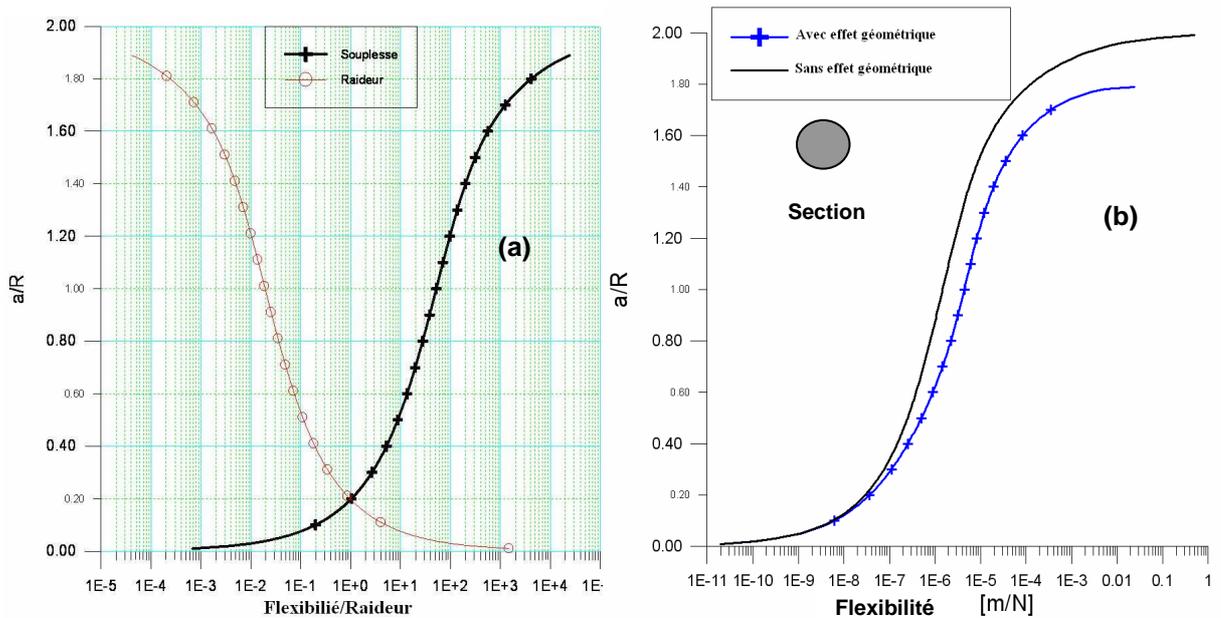


Figure III.16 Effet des corrections géométriques sur la flexibilité et la raideur locale théorique selon les formules (III.20) et (III.22)

On remarque que dans le premier stade, la souplesse ou la raideur locale présente une variation très importante en décade (sur l'échelle logarithmique). Cela arrive au début de la progression de la fissure. On peut parler de bons indicateurs ou révélateurs de fissures. Malheureusement cette propriété n'est pas accessible expérimentalement pour être utilisée comme détecteur de fissures.

D'autre part, l'effet de l'introduction des correcteurs géométriques sur le calcul de la surface et du moment d'inertie pour le calcul de la souplesse modifiée est illustré sur la Figure (III.16 (b)). L'écart est apparent à partir de ($a/R > 0.4$), il est d'autant plus important quand la fissure dépasse le rayon. Se peut-il que cet écart soit la divergence citée dans la littérature (Abraham *et al.* 1994; Dimarogonas, 1994) [72].

Pour apprécier la signification de cet écart, comparant ces résultats théoriques aux résultats expérimentaux.

Tout d'abord et afin de s'assurer de la crédibilité des résultats expérimentaux, la rigidité totale expérimentale est comparée à celle obtenue numériquement à partir d'un modèle d'éléments finis (Figure III.17).

B. Comparaison entre les courbes expérimentale et numérique

La Figure (III.18) montre que la courbe numérique s'approche de la courbe expérimentale dans toute la gamme de la profondeur de la fissure inférieure à 18mm c.-à-d. couvrant 70% du diamètre. Par conséquent, les résultats montrent que les résultats expérimentaux et numériques sont en parfaite concordance.

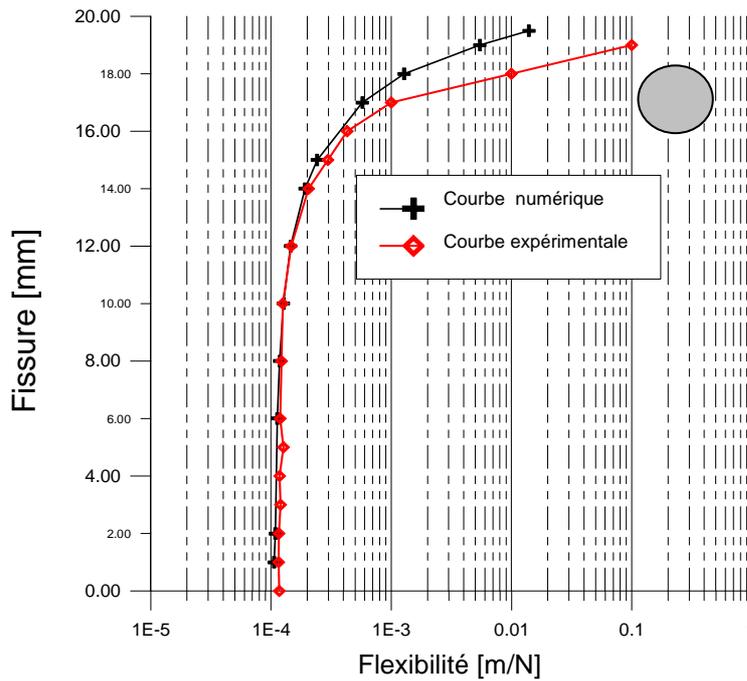


Figure III.18 Comparaison entre courbes expérimentale et numérique

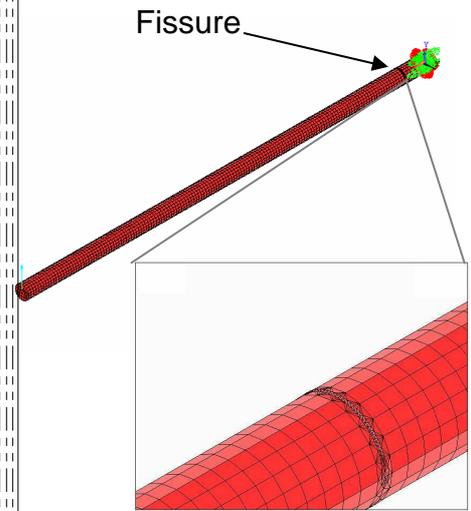


Figure III.17 Modèle numérique (6240 éléments briques dont plus de 5000 éléments trapézoïdaux près de la fissure)

C. Comparaison entre les courbes théorique et expérimentale

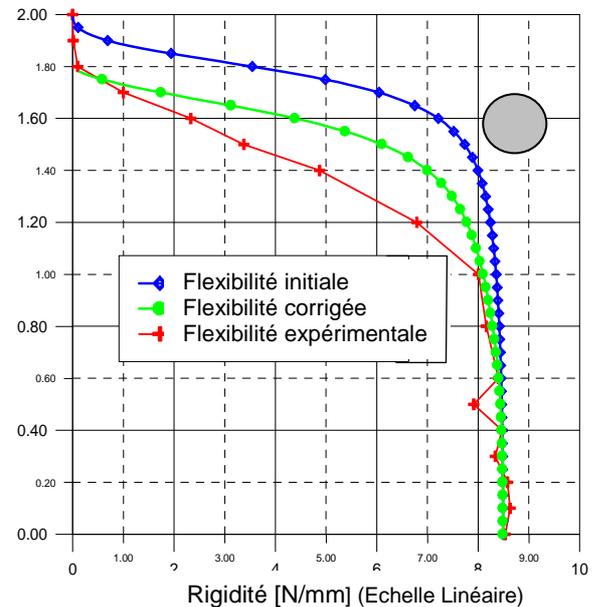
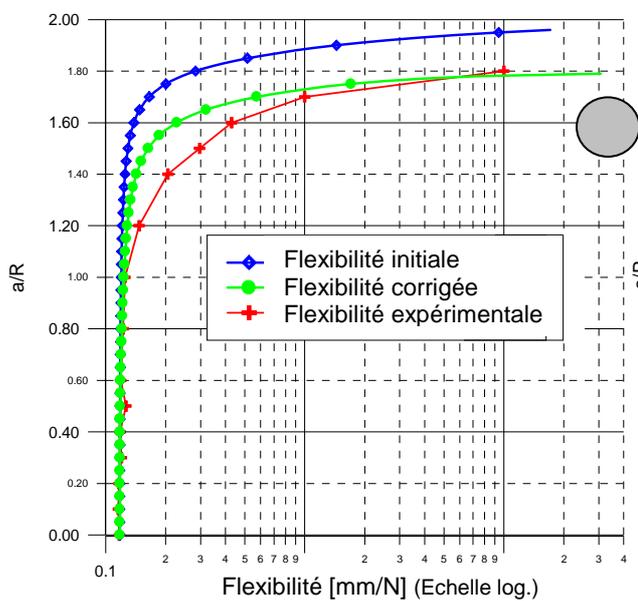


Figure III.19 Rigidité et flexibilité globales pour le cas d'une poutre à section cylindrique en variation sur échelle linéaire et logarithmique

La vérification expérimentale de l'effet géométrique exige la comparaison des résultats expérimentaux et analytique (avec et sans correction) (Figure III.19) pour le cas de la flexibilité globale calculée par la formule (III.23).

La Figure (III.19) indique les différentes courbes résultantes des résultats théoriques, théoriques modifiés et expérimentaux. Les courbes montrent qu'en échelle linéaire la variation de la raideur n'est perceptible que pour une taille de fissure qui dépasse 40% du diamètre.

On observe qu'à des profondeurs élevées, la divergence entre résultats théoriques et expérimentaux est de plus en plus significative quand la fissure dépasse le rayon de la poutre. Cette observation confirme celle d'El Arem [72, 102]. D'autre part, les corrections apportées rendent les résultats théoriques plus proches de ceux expérimentaux que les résultats théoriques classiques dans la gamme de (a/h) [1.2 à 1.6] et sont donc moins atténués. Cet écart montre l'importance de ces corrections pour une estimation réaliste de la durée de vie aux derniers stades de fissuration avant rupture finale.

D. Effet de singularité sur les tubes

a) illustration théorique

L'étude théorique du modèle théorique du tube, fait apparaître des endroits de singularités aux bords intérieurs libres du tube.

Dans les Figures (III.20 (a) et (b)), la comparaison des résultats avec ceux de Dimarogonas [65] pour $(r/R=0)$ ou sans trou donne une bonne similitude, mais quand (r/R) augmente une divergence apparaît. Les résultats illustrés sur les figures sont issus de deux approches différentes pour le calcul de la souplesse locale [1].

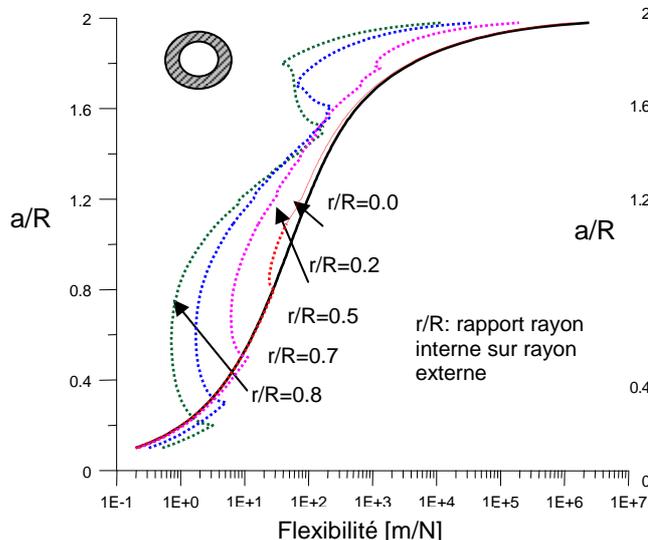


Figure III.20 (a) Flexibilité locale d'un tube (première approche)

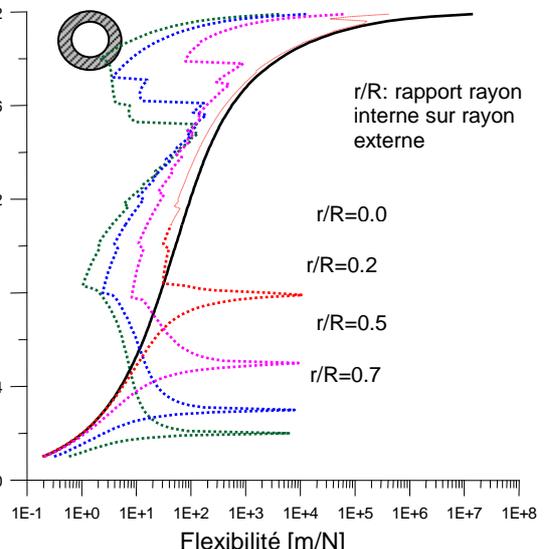


Figure III.20 (b) Flexibilité locale d'un tube (deuxième approche)

Dans la première approche illustrée sur la Figure (III.20 (a)), les résultats montrent une remarquable ressemblance entre la flexibilité locale du tube et celle d'une poutre ronde (pleine) avant que la fissure n'atteigne le trou puis un comportement totalement différent. C'est l'effet de l'influence considérable du trou. La présence du trou diminue globalement la flexibilité locale mais présente une singularité quand la fissure atteint les bords. Cette singularité est plus explicite dans la Figure (III.20(b)) de la deuxième approche où on a considéré la hauteur physique entre deux bords libres successifs (épaisseur du cylindre) alors que dans la première approche cette hauteur est égale au diamètre [1].

Ces résultats sont en conformité avec ceux de He [117] qui se limitent à une fissure au voisinage de l'épaisseur du tube, mais les autres effets ne sont pas reportés dans ses travaux.

b) illustration numérique

Sur la base du modèle numérique (Figure III.17), un ensemble de calculs statiques de la flexibilité totale a été réalisé en changeant l'épaisseur du tube pour plusieurs profondeurs de la fissure ($a/D < 50\%$). Les résultats sont illustrés sur la Figure (III.21).

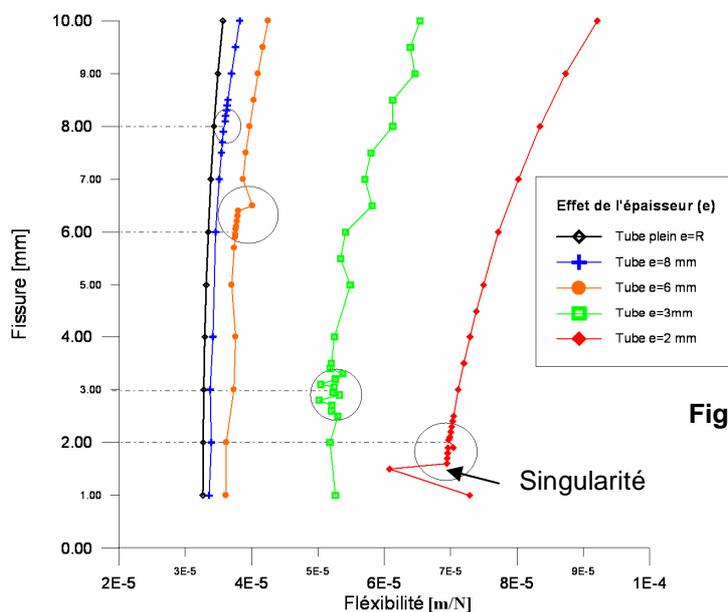


Figure III.21 Flexibilité numérique totale de tubes à plusieurs épaisseurs

La Figure (III.21) illustre l'augmentation de la flexibilité totale du tube à cause du rapport raideur avec la masse. La présence des singularités proches du bord est confirmée. L'effet sur la flexibilité locale est mis en évidence par l'augmentation des amplitudes des perturbations selon la taille de l'épaisseur.

III.5.5 Conclusions

Les corrections apportées et la mise en évidence de la présence de singularité sont des résultats globalement satisfaisants.

En effet, l'introduction des différents facteurs correcteurs est justifiée par la vérification expérimentale et le phénomène de singularité dans le tube est mis en évidence théoriquement et numériquement. Il nécessite plus d'expérimentations pour confirmer ce phénomène.

Par ailleurs, les résultats présentés pour le tube ont une similitude acceptable avec ceux de la littérature He [117].

III.6 Investigations expérimentale et numérique pour la détection des fissures transversales

III.6.1 Description du banc d'essai dynamique

III.6.1.1 Matériel d'essai et préparations

A. Laboratoire de vibration

Le matériel utilisé est composé de trois parties (Figure III.22): le banc d'essai, la chaîne de mesures Brüel & Kjær (Analyseur de signaux 2032, Accéléromètres 4384 avec amplificateurs 2635), et la chaîne d'excitation (Générateur de signaux B & K, Amplificateur de puissance B & K 2707, pot vibreur et Capteur de force B & K 820) voir Figure (III.23).



Photo 1 & 2 : Banc d'essai



Photo 3 : Analyseur de signaux 2032, générateur de signaux et amplificateur de puissance

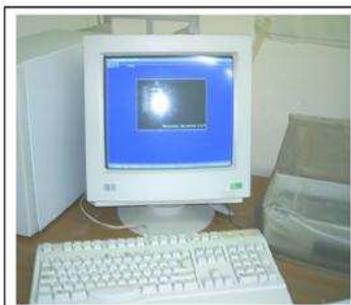


Photo 4 : Programme INTERFAC IEEE

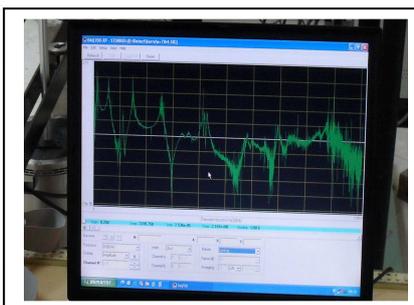


Photo 6 : Logiciel Daq700 amélioré

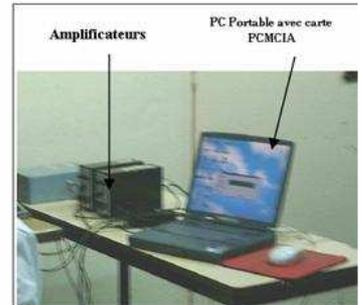


Photo 5 : PC portable avec carte d'acquisition PCMCIA

Figure III.22. Photos représentant l'installation du laboratoire d'essai

B. Logiciels utilisés

Les principaux logiciels utilisés lors de cette série d'expérimentations sont (Figure III.22) : le code INTERFAC pour l'interfaçage IEEE de l'analyseur 2032 avec le PC et le code DAQ700 (sur le PC portable) pour la mesure et le traitement de signal. Ces logiciels ont été développés pour l'acquisition et le traitement de signal.

C. Description de la chaîne de mesure et montage expérimental

La chaîne de mesure est montée telle représenté sur la Figure (III.23).

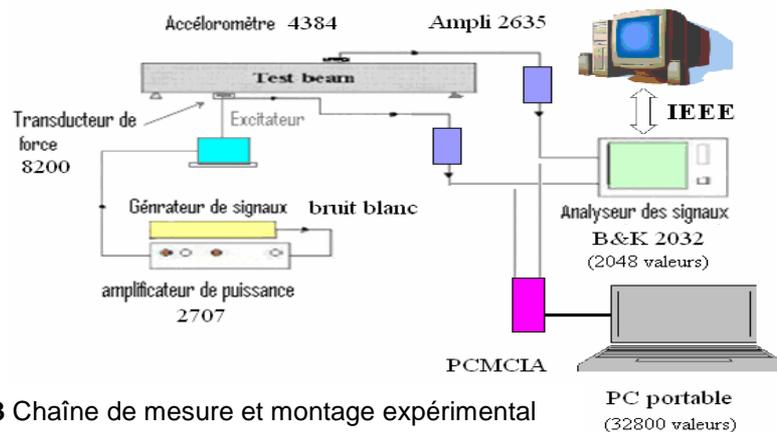


Figure III.23 Chaîne de mesure et montage expérimental

III.6.1.2 Eprouvettes d'essai dynamique

Les épreuves utilisées sont illustrées sur la Figure (III.14), l'excitateur est placé à la position n°8. Ces barres respectent les conditions de d'Euler-Bernoulli avec $h/l < 0.1$ [118, 40].

III.6.2 Préparations expérimentales

Après l'étape de montage, de raccordement et de réglage de l'instrumentation, on procède aux contrôles préliminaires et à la préparation des essais. Dans cette partie on va essayer de trouver les meilleurs paramètres de réglage, d'acquisition et d'excitation.

III.6.3 Modélisation numérique

L'analyse modale numérique par éléments finis de la poutre étudiée (saine et fissurée) a été effectuée en utilisant deux types de modèles. Le premier modèle est de type volumique et le second est de type poutre (Figures III.24 et III.25). La fissure est obtenue, respectivement sur les modèles, par soustraction d'un volume parallélépipédique d'épaisseur 1mm en divers endroits et selon plusieurs profondeurs et par modification du module de Young.

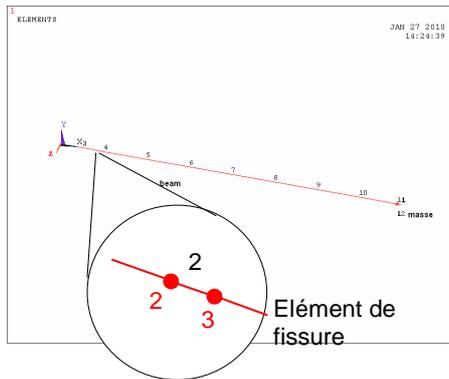


Figure III.24 Modélisation numérique d'une poutre fissurée (élément beam4)

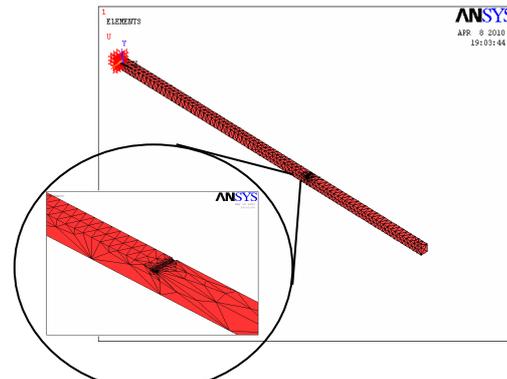


Figure III.25 Modèle Volume ou 3D de poutre fissurée discrétisée (8840 éléments Solid186, 16074 nœuds)

III.6.4 Investigations des paramètres

Au cours des expériences préliminaires une recherche expérimentale et numérique sur un ensemble de paramètres a été effectuée afin d'identifier les meilleures identificateurs possibles de fissures. Les principaux paramètres analysés sont : la réponse libre, l'hystérésis chargement/déchargement de (force-accélération) et/ou (force-déplacement). Ces expériences ne sont pas concluantes [75].

D'autres paramètres ont été alors pris en considération (expérimentés). Il s'agit des fréquences, du coefficient d'amortissement modal, de la déformée modale, etc. On se limite à la présentation de la fonction de réponse en fréquence et son amplitude.

III.6.4.1 Fonction de réponse en fréquence (FRF)

La Figure (III.26) montre un décalage global des fréquences vers la gauche, mais ce décalage peut ne pas se révéler pour certains types de modes non fondamentaux.

C'est pour cette raison qu'on dit que les fréquences propres sont affectées de manière différente selon le mode considéré.

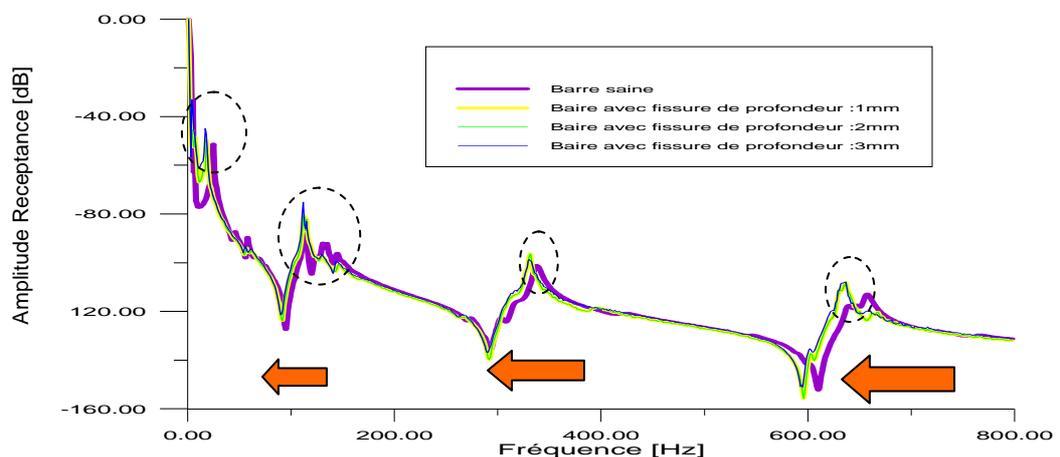


Figure III.26 Réponse de la poutre fissurée avec plusieurs profondeurs comparée à celle de la poutre saine (Cas de poutre carrée)

III.6.4.2 Amplitude FRF

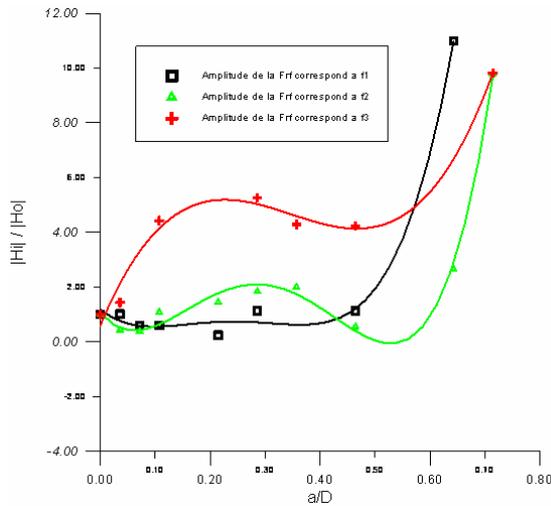


Figure III.27 Variation de l'amplitude FRF des trois premiers modes (*Lissage polynomiale*)

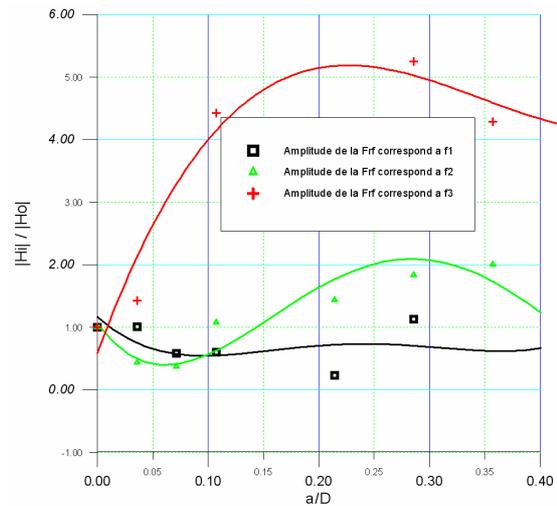


Figure III.28 Variation de l'amplitude FRF des trois premiers modes pour des petites fissures (*Lissage polynomiale*)

Les Figures (III.27 et III.28) montrent que l'amplitude de la Receptance du premier mode peut être utilisée comme étant un index de détection des fissurations puisqu'elle varie jusqu'à 57% de sa valeur initiale (saine) à ($a=3\text{mm}$); alors que pour les autres modes elle est instable.

III.6.4.3 Conclusion

Après analyse des différents paramètres, il ressort que certains ne peuvent être de bons indicateurs d'endommagement. Seul les fréquences, les facteurs d'amortissement pour les petites fissures et les raideurs sont capables de donner de bons résultats en matière de détection.

III.6.5 Etude des paramètres sélectionnés

A. Problématique sur la sensibilité

Dans cette phase, on va établir une base de comparaison entre les différents paramètres aptes à qualifier l'état de situation des structures fissurées. On introduit, alors, la notion de sensibilité.

L'étude bibliographique a montré la faible sensibilité des ces techniques de détections vu les problèmes d'erreurs de mesures et du fait qu'ils dépendent du faible taux de variation de la raideur globale [85]. Or, il s'avère, d'après la théorie [65], que la flexibilité locale est largement affectée par le phénomène de fissuration. C'est pourquoi, on se propose d'explorer cette voie. On adopte alors,

deux approches l'une globale ou classique (niveau 1) et l'autre locale proposée (niveau 1 et 2).

Dans la première approche, on étudie la sensibilité des différents paramètres modaux, ainsi que l'effet de certains aspects (sections). Dans la deuxième, on introduit le paramètre de la raideur locale et l'effet de la position de la fissure sur les modes propres.

On considère la sensibilité relative comme la norme et la sensibilité absolue comme la différence.

On introduit aussi un critère de détection précoce des fissures : ce critère stipule que pour une variation de 10% d'un paramètre, il doit correspondre une variation inférieure à 10% des fissures.

III.6.5.1 Approche globale

A. Fréquences

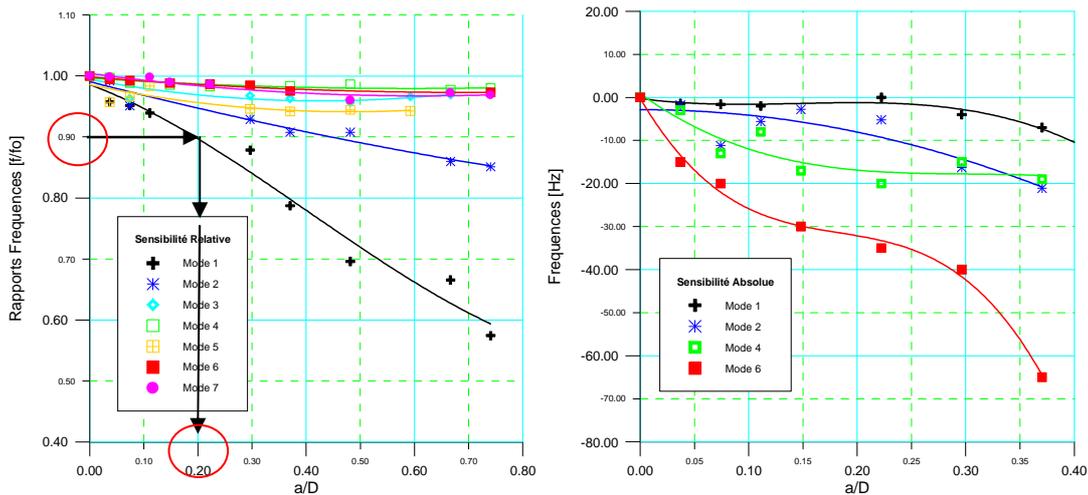


Figure III.29 Variation relative et absolue des fréquences pour différents modes d'un tube (Lissage polynomiale d'ordre 2)

La Figure (III.29) montre que la sensibilité relative est d'autant plus significative qu'on s'approche du mode fondamental en fonction de la propagation de la fissure, alors que la sensibilité absolue n'est mise en évidence que pour les modes élevés. Cependant, la sensibilité absolue est fonction des données de la structure testée contrairement à la sensibilité relative qui peut être utilisée par abaques.

D'autre part, on constate que pour un changement significatif de 10% de la sensibilité relative des fréquences (mode 1), on détecte une propagation de la fissure de l'ordre de 20%.

B. Coefficient d'amortissement

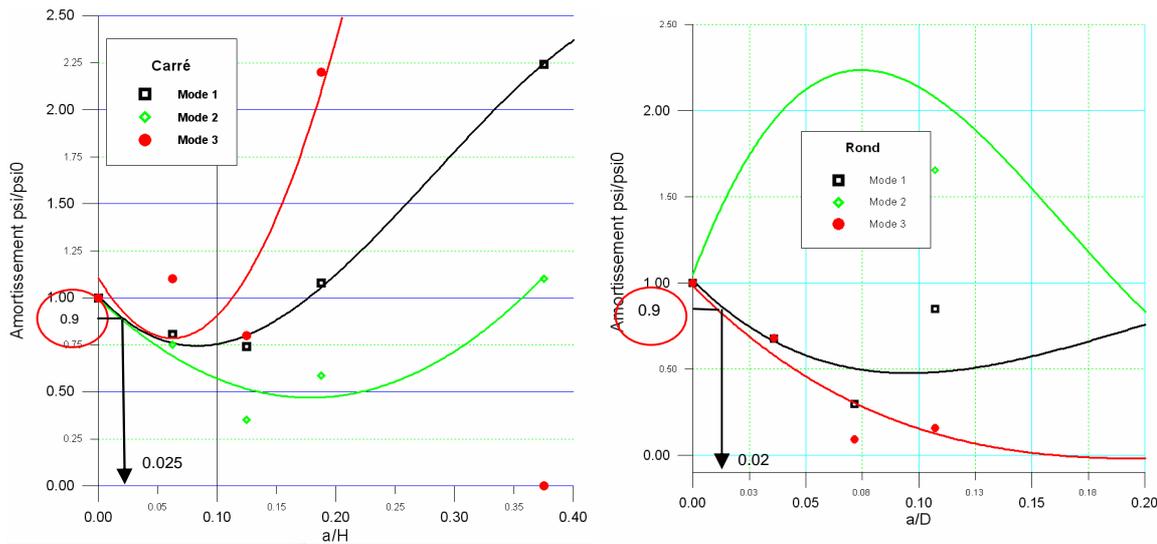


Figure III.30 Variation relative des coefficients d'amortissement pour les poutres à section carrée et ronde (*lissage polynomiale d'ordre 2*)

La Figure (III.30) montre que la variation du coefficient d'amortissement semble donner une bonne sensibilité pour les fissures à l'état précoce ; puisqu'elle détecte une progression de la fissure inférieure à **2%** par une variation de **10%** de (ξ / ξ_0) . Au-delà, les résultats deviennent instables et plusieurs travaux les confirment. [119].

C. Variation de la position de la fissure (c/l)

Pour différents cas de conditions aux limites, on étudie l'effet de variation de la position de la fissure par le modèle numérique de volumes ou 3D (Figure III.25)

a) Encastré-libre

Pour le cas des modèles des barres carrées fissurés encastrés à une extrémité et libre à l'autre, les variations des trois premières fréquences propres normalisées (f_{n1} , f_{n2} et f_{n3}) en fonction des rapports (a/h) pour différents rapports (c/l) sont respectivement présentés dans les graphes de la Figure (III.31 (a), (b) et (c)).

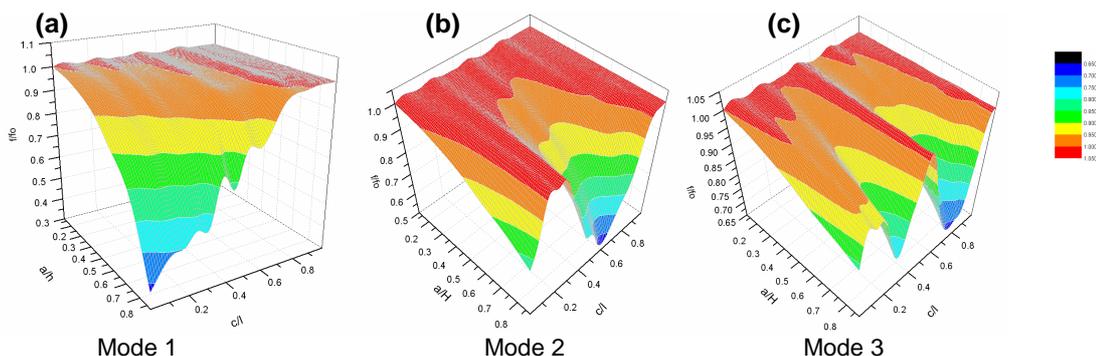


Figure III.31 Variation 3D des fréquences (f_i/f_0) en fonction de (c/l) et (a/h) pour différentes profondeurs de fissures dans une barre de section **carrée** (encastrée-libre) et pour différents modes

En observant les Figures (III.31 (a),(b) et (c)), On peut observer que les valeurs des trois premières fréquences propres de la poutre fissurée diminuent, avec l'augmentation de la profondeur de la fissure.

La Figure (III.31 (a)) montre que le taux de décroissance de la fréquence f_1 est maximum pour $c/l = 0,0625$ et $c/l = 0.25$. Ce rapport diminue rapidement quand c/l augmente entre $c/l = 0.25$ et $c/l = 0.75$, et il reste invariable ($c/l > 0.8$). Le premier mode est le plus affecté quand la fissure est au voisinage de l'encastrement.

Dans la Figure (III.31(b)), on observe que la diminution du taux de décroissance de f_2 est un peu significative quand la fissure est localisée entre $c/l = 0.5$ et $c/l = 0.75$. Quand la fissure est localisée près de l'extrémité encastree ($c/l = 0.0625$ et $c/l = 0.25$), cette diminution est moins significative, ce qui est confirmée par la littérature [113].

Dans la Figure (III.31 (c)), on observe que le mode 3 est moins affecté, il est presque insensible à l'existence de la fissure au milieu ($c/l = 0.5$) de la poutre et à l'extrémité libre ($c/l = 1$), il change rapidement quand la fissure est située aux alentours de ($c/l = 0.3125$) et beaucoup plus aux environs de ($c/l = 0.8$).

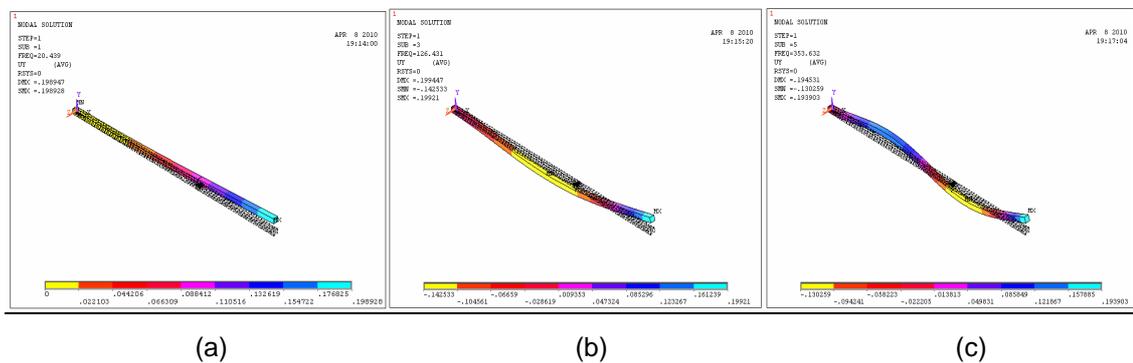


Figure III.32 Trois premiers modes de la barre de section carrée (encastree-libre)
 (a) 1^{er} mode (b) 2^{ieme} mode, (c) 3^{ieme} mode

En comparant ces graphes de la Figure (III.31) aux allures des déformations modales illustrées sur les Figures (III.32 (a), (b) et (c)), on observe une grande similitude ; ce qui permet de déduire que l'ampleur des variations des fréquences propres dépend à la fois à la profondeur de la fissure, au moment fléchissant maximal et à la position de la fissure par rapport à l'endroit des nœuds modaux.

b) Appuyé-appuyé

L'introduction de ce mode de fixation est importante ; vu qu'il est le mode de fixation le plus rencontré dans l'industrie et dans les installations.

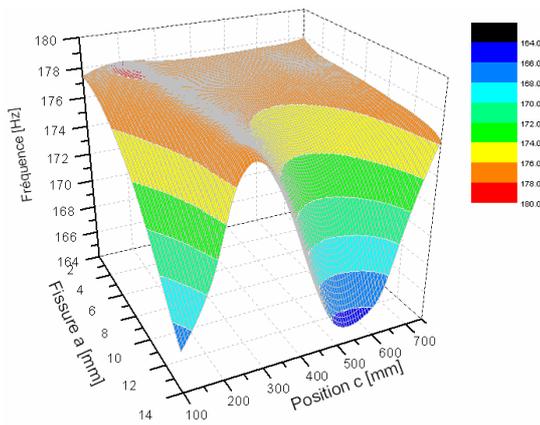


Figure III.33 Variation 3D des fréquences (f_i) en fonction de des différentes profondeurs et positions de fissures d'une barre de section **tube** (appuyée-appuyée) pour le 2^{ème} mode.

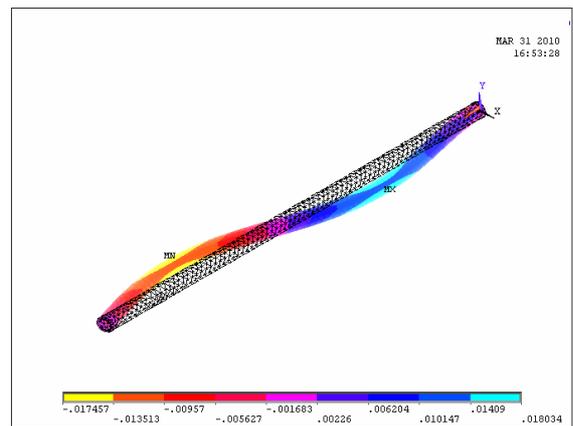


Figure III.34 Deuxième mode d'une barre de section **tube** (appuyée-appuyée)

Les Figures (III.33 et III.34) confirment les constatations faites pour le cas encastree-libre.

A partir de l'analyse des résultats obtenus, on peut constater que la variation des paramètres modaux est intimement liée à la profondeur, à la position de la fissure et aux modes de vibration (Figures III.32 et III.34) selon les conditions aux limites appliquées.

Les résultats ont permis de mettre en évidence une relation importante entre les conditions aux limites et les déformées modales d'une part et la position de la fissure d'autre part. En effet, dans les cas où l'une ou les deux extrémités sont encastrees, la fréquence propre fondamentale est affectée fortement surtout quand la fissure est proche de la partie encastree, alors que dans le cas où la poutre est appuyée-appuyée, elle l'est quand la fissure est localisée au milieu de la poutre.

Ces observations montrent que les dommages affectent, indépendamment du type de conditions aux limites appliquées, les fréquences d'une manière différente, selon l'éloignement ou le rapprochement de la fissure des nœuds modaux. En conséquence, l'utilisation de cette corrélation peut permettre la localisation des fissures en plus de la détection.

D. Comparaison entre différentes sections

La comparaison des sensibilités, selon la section de la poutre, montre que le tube est, généralement, le plus affecté par la présence de la fissure, alors que la poutre à section carrée donne une sensibilité moins bonne que de celle à section ronde (Figure III.35).

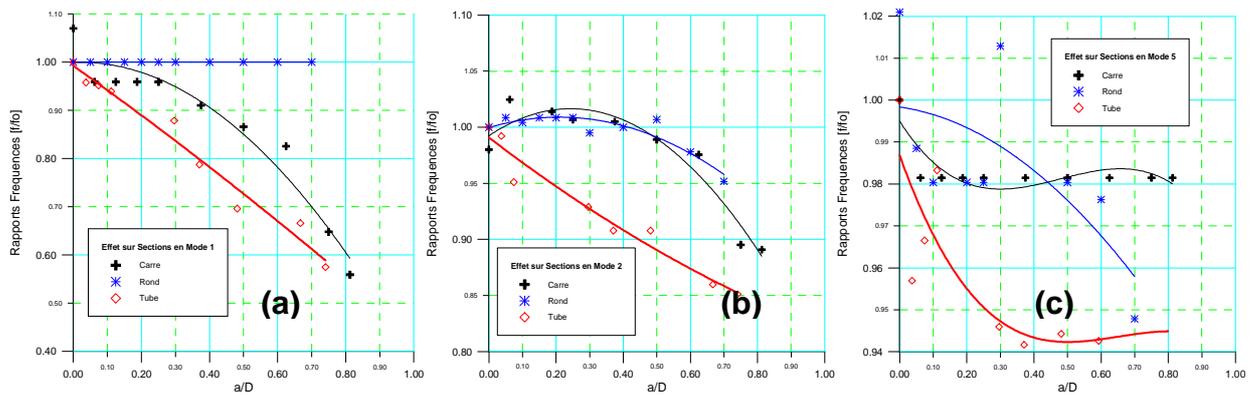


Figure III.35 Effet de la section sur la sensibilité relative des fréquences pour : les modes (a) mode 1, (b) mode 2 et (c) mode 6 (lissage polynomiale d'ordre 2)

E. Conclusion sur l'étape de l'approche globale

Les résultats montrent que la technique utilisant les fréquences reste l'une des plus stables et des plus sûres. La corrélation entre variation des fréquences et déformées modales peut être un outil de localisation. Le facteur d'amortissement comme la Fonction de Réponse en Fréquence FRF, est aussi un paramètre qui satisfait au critère de détection précoce. L'association de ces paramètres peut être utilisée pour confirmer l'existence de la fissure. En outre, la sensibilité absolue est un bon indicateur des fissures en hautes fréquences, mais elle présente un problème d'appréciation et de quantification de la progression de la fissure.

III.6.5.2 Approche locale

Dans cette deuxième approche, notre objectif est de s'approcher des paramètres locaux, c'est pourquoi, on introduit la raideur locale et l'effet de la mesure proche de la position de la fissure.

A. Amélioration des méthodes d'investigation

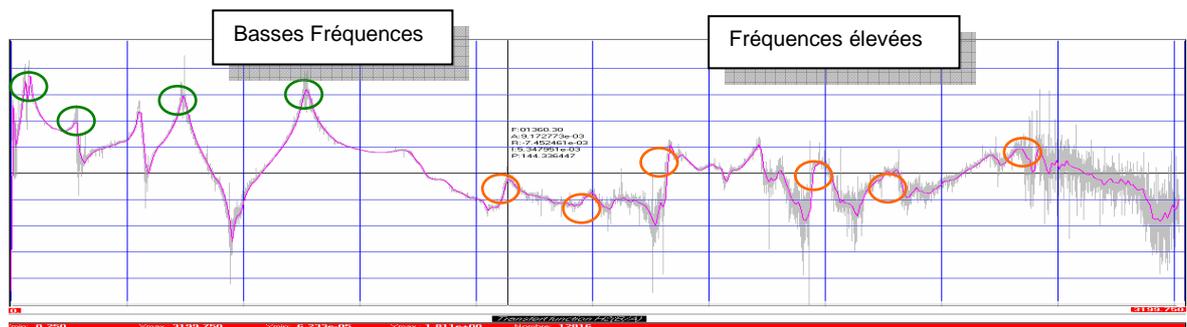


Figure III.36 Spectre de FRF sur la gamme 0 - 3200 Hz avec un pas de 0.25 Hz sur DAQ700

Pour améliorer les mesures, on augmente la résolution en travaillant avec un PC portable avec carte PCMCIA ayant une résolution meilleure que l'Analyseur

2032 B&K. De plus des améliorations ont été portées sur l'affichage spectral en utilisant un programme de lissage sur le logiciel DAQ700 (Figure III.36).

B. Flexibilité et raideur Locale

a) Flexibilité locale théorique

Ce comportement illustré sur la Figure (III.16) semble être un bon atout pour des recherches sur l'exploitation de la raideur locale comme indicateur.

Pour vérifier la validité de notre approche, on procède à la mesure des raideurs K_{ij} le long de la poutre selon la Figure (III.14). A chaque point ($i=1..8$), on pose plusieurs masses et on mesure le déplacement au point $j=8$. La fissure est à ($c/l=0.0625$). La raideur proche de la fissure K_{18} est nommée la raideur pseudo locale pour désigner la raideur de l'élément fissuré.

b) Raideur pseudo-locale

La Figure (III.37) représente d'une manière significative l'effet de la fissure qui est d'autant plus important que la raideur mesurée est proche de la fissure.

La Figure (III.38) montre que la raideur pseudo locale donne une sensibilité acceptable de 15%, et donc très proche du critère de détection de 10%.

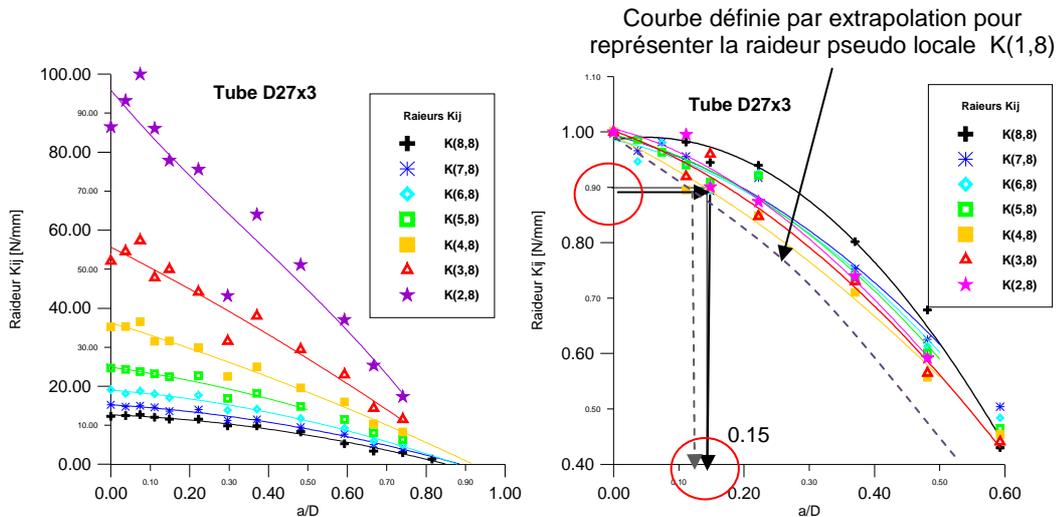


Figure III.37 Variation de la raideur locale K_{ij} en fonction de (a/D)

Figure III.38 Variation de la sensibilité relative de la raideur locale K_{ij}

c) Balayage des points de mesure (p/l) (capteur baladeur)

Dans le but de mettre en évidence l'approche locale, on propose de prendre des mesures des vibrations en divers endroits (points), dont ceux proches de la fissure ; ce qui permettra de vérifier si la mesure est influencée par la position de mesure.

La Figure (III.39) montre des fluctuations des fréquences selon la position de la mesure (p/l) et la progression de la fissure (a/h). La fréquence est une

propriété globale, mais elle semble être influencée par le rapprochement des points de mesures près de la fissure. Les raisons sont multiples. La position de la mesure est sensible à la corrélation qui existe entre la déformée modale et la mesure des paramètres modaux à cet endroit et elle est aussi sensible à la réduction de la distorsion du signal et de son absorption par la structure avant qu'il soit saisi par le capteur baladeur. Donc, plus qu'on se rapproche de la fissure plus le signal présente moins de pertes (de l'effet de fissure).

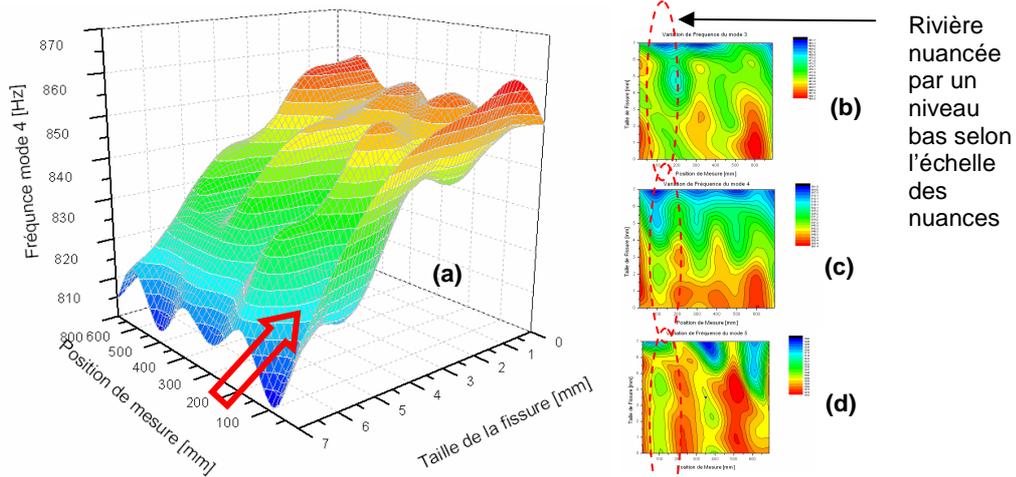


Figure III.39 Fluctuation absolue des fréquences modales selon la position de mesures, (a) mode 4 spatial 3d, (b) mode 5, (c) mode 3 et (d) mode 4 contour plan.

La présence de la fissure est mise en évidence par les graphes de la Figure (III.39). La zone de la fissure est représentée par une plus grande diminution des fréquences ; illustrée par une rivière nuancée selon l'échelle des couleurs par rapport aux autres endroits et ceci pour les modes (1 à 7).

La Figure (III.40) montre une réduction relative à la position de la fissure.

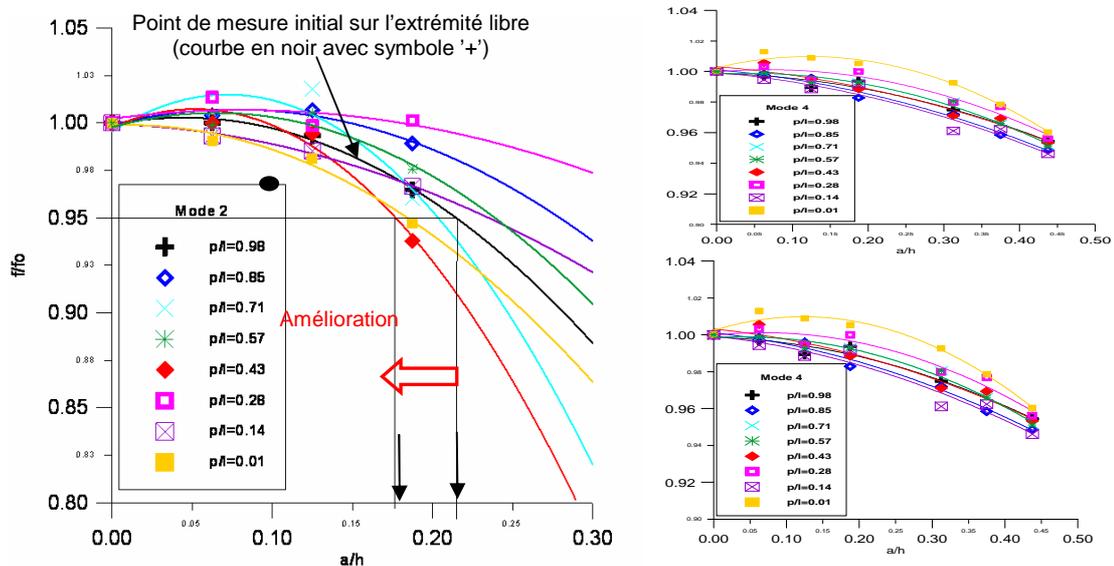


Figure III.40 Fluctuation relative des sensibilités des fréquences par position de mesure (p/l) pour les modes 2,3 et 4

La Figure (III.40) de la sensibilité relative, montre une légère amélioration de la sensibilité relative de l'ordre de 5%. On obtient, alors, une variation (a/h) de 17% au lieu de 22%.

En conclusion, cette technique permet d'augmenter légèrement la sensibilité pour la détection et ce pour tous les modes (1-8) ce qui la rend indépendante des modes. D'autre part, elle permet de repérer la zone du défaut.

III.6.5.3 Les autres paramètres étudiés

L'exploitation des autres paramètres tels que la variation de l'amplitude, la phase, la partie imaginaire et la partie réelle (Figure III.41), donne des résultats remarquables qui peuvent être exploités pour la détection et la localisation au niveau I et II.

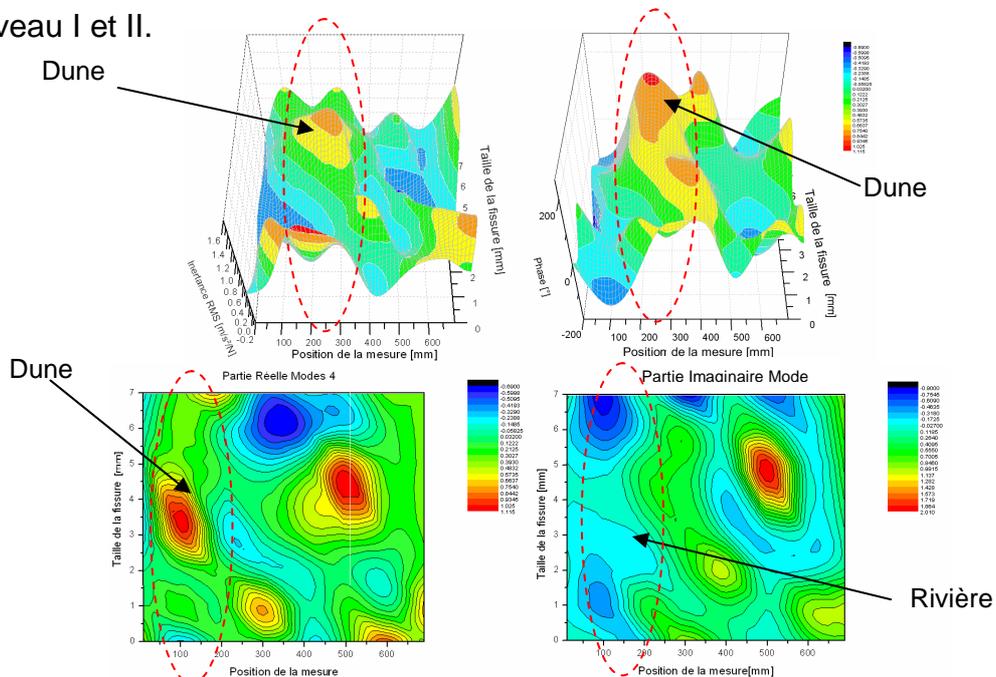


Figure III.41 Fluctuation de l'amplitude de l'inertance, la phase et la partie réelle et imaginaire (mode 4)

(a) Inertance, (b) phase, (c) Partie Réelle et (d) Partie imaginaire

III.6.5.4 Rétrospective des résultats obtenus

L'exploitation des sensibilités des fréquences reste l'une des techniques les plus stables et les plus sûres. Elle peut aussi être utilisée pour repérer la zone de la fissure en exploitant la corrélation entre sensibilité et modes de déformations ; en effet, la comparaison des sensibilités entre les modes indique le mode le plus sensible ce qui permettra de localiser la fissure sur l'un de ses ventres. L'intersection entre plusieurs modes permet d'éliminer des positions et d'en suspecter d'autres.

Le coefficient d'amortissement et la Fonction de Réponse en Fréquence FRF sont les seuls paramètres qui satisfassent au critère de détection précoce. Malheureusement, ils présentent des instabilités, l'association de ces deux paramètres permet de confirmer l'existence réelle de la fissure.

L'exploitation de la mesure de la raideur pseudo-locale semble donner des sensibilités relatives qui satisfont au critère de 10%, mais elle est tributaire de la qualité des mesures surtout aux endroits de la fissure et est difficilement exploitable en surveillance en ligne.

L'exploitation de la technique de mesures par balayage est forte prometteuse. Elle améliore nettement la sensibilité de la détection et peut permettre la localisation surtout en exploitant les graphes 3D de tous les paramètres.

III.6.6 Conclusion

La rétrospective réalisée autour des indicateurs probables de fissures a permis de mettre en évidence les paramètres ayant les meilleures sensibilités et la proposition de nouvelles techniques.

Les résultats obtenus permettent d'améliorer manifestement la sensibilité des fréquences et même d'indiquer la zone fissurée.

L'exploitation de la mesure statique des raideurs et la raideur pseudo-locale semblent donner des sensibilités relatives satisfaisant au critère de précocité, mais elle est tributaire de la qualité des mesures surtout aux endroits de la fissure.

L'exploitation de la technique de mesures locales améliore nettement la sensibilité absolue mais son amélioration de la sensibilité relative reste faible. L'exploitation des graphes 3D et contour plan des différents paramètres exploités peuvent être considérés comme des outils prometteurs en matière de localisation des fissures. Une investigation plus fine permettra à l'avenir de confirmer ces résultats préliminaires.

De plus, certains aspects ont été mis en évidence tel que la singularité de la flexibilité au bord du trou, en traitant les tubes.

Les résultats obtenus justifient les corrections apportées.

III.7 Conclusion du chapitre

Dans ce travail, de nombreux objectifs ont été ciblés. D'une part, l'amélioration de la méthode de modélisation des arbres fissurés, grâce à la mise

en évidence de l'intérêt d'introduire l'effet géométrique dans le calcul de la flexibilité initiale supposée « intacte ». D'autre part, l'amélioration de la précision de détection des fissures et d'estimation de la durée de vie, par l'amélioration du modèle et l'augmentation de la sensibilité et la proposition de nouvelles techniques de détection et de localisation.

L'aboutissement à ces objectifs entre dans le cadre de l'élaboration d'une méthode expérimentale apte à être appliquée sur une installation industrielle pour contrôler l'intégrité et l'état de vieillissement des équipements.

Cette partie de l'étude est une expérience bénéfique qui a permis d'une part d'avoir une opportunité pour perfectionner nos connaissances et d'autre part d'ouvrir de nouvelles voies dans le domaine de la détection et de l'identification des dommages dans les arbres de machines et les structures.

Tout en estimant avoir atteint notre objectif tracé pour cette partie de l'étude, nous envisageons de développer en premier lieu cette méthode de diagnostic sur des arbres ayant plusieurs fissures et en deuxième lieu étendre cette méthode pour d'autres applications telles que le contrôle des cuves et des réservoirs sous pression, organes sensibles de l'industrie et des installations nucléaires.

IV. THEORIE DES LIGNES D'ARBRES DEFECTUEUSES

IV.1 Etat d'art

A. Problématique

Dans l'étude des machines tournantes, les techniques de modélisation ont évolué depuis l'utilisation de la méthode des poutres de Timoshenko ou Euler-Bernoulli vers le rotor de Jeffcott et De Laval, jusqu'à arriver à des modélisations de plus en plus complexes.

Cette quête d'amélioration continue montre que les modèles développés n'ont pas encore atteint le seuil de la simulation réaliste du comportement dynamique des machines tournantes.

De nos jours, on a introduit la méthode des éléments finis M.E.F., un outil de modélisation des plus performants. Cette méthode peut aller vers une modélisation des plus réalistes des phénomènes qui touchent les M.T., mais cet outil reste inapplicable pour décrire le comportement du corps en mouvement avec déformation ou gérer correctement les interactions entre les corps au niveau des interfaces palier-arbre. En plus, des difficultés d'ordre informatiques subsistent toujours.

Pour dépasser ces obstacles, on a introduit un certain nombre d'artifices mathématiques tels que le repère tournant et les repères locaux pour les interfaces et des approches de sous espaces pour les problèmes informatiques. Mais, les résultats obtenus restent en dessous des espérances et objectifs fixés. C'est pourquoi, il est nécessaire d'exploiter et de s'inspirer des outils mathématiques développés pour diverses autres applications afin de les adapter aux problèmes qu'on désire résoudre.

Depuis un certains temps de nombreuses techniques mathématiques ont été développées pour diverses applications dans divers domaines. On cite les techniques conçues pour la théorie des corps rigides, la théorie de la mécanique des corps déformable, la mécanique des fluides, la mécanique ondulatoire, la théorie de la tribologie ou de la mécanique de contact, etc.

B. Tendances des travaux de recherches sur les rotors

Le thème Dynamique des Systèmes en Rotation (DSR) continue son évolution vers la modélisation dynamique globale des systèmes mécaniques en

rotation, avec prise en compte de plusieurs aspects non linéaires. La modélisation des effets dissipatifs, la modélisation des effets d'engrènement et de dynamique des chaînes cinématiques trouvent des améliorations en tenant comptes de divers facteurs et paramètres. On cite les effets de séisme, la flexibilité du bâti, les raideurs variables en fréquences, les effets dissipatifs, les frottements non-linéaires, etc. [120].

Mais ces avancées considérables ne veulent pas dire que le domaine de machines tournantes ne manque pas de problèmes non résolus encore.

Grau G [121] aborde le sujet de la modélisation des paliers non linéaires avec ligne d'arbres déformable et l'effet de cette flexibilité sur le seuil de stabilité. Dello [122] a évoqué le problème des carences du diagramme de Campbell à pouvoir identifier correctement les vitesses critiques de certains types de turbines, ce qui a amené Dresser-Rand à introduire le SAFESM (Singh's Advanced Frequency Evaluation) diagramme. Vasylius [123] rappelle que les principales causes des vibrations dangereuses sont le balourd, la rigidité dynamique insuffisante, les éléments tournants, l'usure etc. L'effet gyroscopique n'a de l'influence que pour les vibrations élevées. Sternchüss [124] souligne que la pratique industrielle qui consiste à diviser le rotor en disques aubagés indépendants écarte toute notion de couplage inter-disques. Nandi [125] indique que les techniques de sous-systèmes ou substructures présentent des problèmes de reconstructions modales aux modes élevés et des problèmes de non linéarité. Saruhan [126] propose de modéliser le système de rotor-roulement en utilisant un algorithme évoluant ou l'algorithme génétique pour palier aux problèmes des tolérances d'assemblages. Villa [127] évoque les problèmes liés à la modélisation correcte du comportement dynamique des rotors. Il propose d'utiliser un modèle numérique aussi fin que possible pour prédire les phénomènes observés expérimentalement et particulièrement la raideur en flexion des supports en première vitesse critique. Blanc Henri [128] met en évidence l'importance des régimes transitoires dans l'étude des M.T. (passage par les vitesses critiques, fatigue, etc.).

C. Référentiels de calcul

Dans la littérature deux référentiels sont généralement utilisés dans la description du comportement dynamique des corps déformables et non

déformables. On parle de description Eulérienne (pour le mouvement absolu) et Lagrangienne (pour la déformation relative).

Concernant le problème de mouvement avec déformation ($x+dx$), plusieurs méthodes existent pour sa résolution, on cite les méthodes asymptotiques analytiques de la Balance Harmonique, celle de Krilov- Bogoloubov, etc. Mais ces méthodes sont fastidieuses et ne s'appliquent qu'à des cas relativement simples. De nouvelles méthodes modernes existent aussi telles que l'ALE, MEFPIIL, etc.

D. Contribution

Sur la base d'une rétrospective des méthodes utilisées dans la modélisation des lignes d'arbres, on se propose une investigation des possibilités d'utilisation de nouvelles méthodes non classiques ou de rechercher de nouvelles approches qu'on peut appliquer à la résolution des problèmes du choix du référentiel dans l'étude des rotors et d'identification des défauts. De plus, on valorisera les résultats obtenus aux chapitres précédents et donnera quelques éléments de réponses aux problèmes classiques et ceux liés au référentiel. L'étude sera relativement complète.

La validation de la modélisation adoptée ne peut se faire qu'à travers l'implémentation dans un code de calcul de MEF de tous les modèles proposés. On aura ainsi obtenu un champ de simulations pour les nouvelles approches à étudier et à vérifier expérimentalement sur banc d'essai de M.T. (Appendice B).

IV.2 Défaillance des lignes d'arbres

IV.2.1 Origine des défaillances des lignes d'arbre

La représentation du comportement réel d'une ligne d'arbres est d'une telle complexité que des simplifications s'imposent. C'est pourquoi, des limites doivent être établies pour que l'approche reste objective [32].

L'arbre est une structure mécanique élaborée avec des matériaux possédant une certaine souplesse, amortissement, anisotropie et présentant plusieurs anomalies de naissances. C'est ce qu'on appelle communément les défauts. On peut les classer en défauts de conception, de fabrication, de montage, intrinsèques, défauts (impuretés et vides) à l'intérieur et au contour, de mauvaise uniformité des propriétés mécaniques, géométriques, etc.

Quelle que soit la complexité de l'arbre, il est caractérisé par des modes propres de flexion et de torsion. Ces modes propres sont rencontrés en montée ou

en descente de puissance et correspondent aux **vitesse critiques** [129]. Les erreurs humaines, les contraintes technologiques liés aux matériaux et à la qualité de l'outil de fabrication engendrent des défauts de fabrication (les fissures, les porosités, les impuretés), de même qu'une mauvaise répartition des masses crée le défaut de **balourd** [130].

Lors d'un mauvais montage des problèmes apparaissent tels que le **désalignement**, l'excentricité et le désaxement [129].

Par ailleurs, les appuis de l'arbre présentent des **jeux de fonctionnement**, de tolérances de montage et de fabrication, de souplesse ainsi que d'autres anomalies. Le poids de l'arbre fait apparaître une **flèche de flexion** qui amplifie les forces centrifuges [130].

Ces défauts peuvent être jugés admissibles [131] à un certain moment, mais leur interdépendance et évolution sont parfois spectaculaires. Avec le temps ils provoquent le vieillissement et la détérioration de la machine.

IV.2.2 Identification des défauts des lignes d'arbres

Il existe, généralement, des techniques pour résoudre le problème d'identification des défauts. Trois grandes familles de méthodes de résolutions [130] peuvent être citées :

- Les méthodes analytiques,
- Les méthodes expérimentales,
- Les méthodes numériques (différences finies, Eléments finis, etc.).

Ces méthodes doivent tenir compte du régime de fonctionnement (permanent/transitoire), du mode de comportement (statique/dynamique), des lois de comportement (linéaires/non linéaires), des singularités (discontinuités/défauts) et des effets de la température, de l'irradiation, de l'érosion, de la corrosion,... [130].

Dans la première famille, plusieurs lois sont connues. On cite les lois de la mécanique des solides et celles des milieux continus. Elles donnent des résultats presque exacts pour les cas très simples, mais leur efficacité baisse avec la complexité des cas traités.

La deuxième famille offre des méthodes de mesure et d'analyse des effets des anomalies mécaniques avec une très grande précision, mais rencontre plusieurs problèmes, lors des différentes phases au moment de la capture de l'information,

au cours du transport et pendant le traitement et l'analyse. Cette méthode est le meilleur moyen et le plus fiable pour l'étude du comportement vibratoire des machines tournantes [131].

La troisième famille des méthodes de résolution fondées sur les méthodes numériques représente, sans aucun doute, des techniques d'avenir. Ces méthodes se basent essentiellement sur la discrétisation du problème en plusieurs petits problèmes plus simples à résoudre [130].

Ces méthodes sont efficaces pour les problèmes complexes. Ce qui est le cas pour des machines tournantes. Vu les différentes conditions de fonctionnement, les critères de fiabilité et les raisons économiques, le choix des méthodes numériques est le plus adéquat. Il reste à connaître avec précision les conditions aux limites et les conditions initiales.

IV.3 Modélisation des lignes d'arbres

A première vue, il existe une similitude entre le comportement des arbres et la théorie des poutres [5,132]. Cette approche n'est pas sans fondements scientifiques ; car la ressemblance entre les deux cas est très grande. Or, les conditions de fonctionnement et les critères de fiabilité des arbres sont si différents qu'ils exigent une approche spéciale nécessitant l'inclusion des phénomènes qui leur sont propres. Les raisons sont [133]:

1. Le calcul des flèches de flexion et des rotations des sections est nécessaire,
2. Généralement, Les arbres ont de nombreux changements de sections ce qui compliquent le calcul exact des flèches et des rotations,
3. Le travail des arbres en fatigue demande un calcul de grande précision pour les endroits de concentrations de contraintes,
4. Les tolérances de fabrication, les jeux de fonctionnement et les masses mal réparties créent des forces centrifuges qui dépendent de la vitesse de rotation,
5. Les arbres travaillent en torsion, le comportement dynamique en torsion n'est perceptible qu'en régime transitoire.

De plus les problèmes de défauts relatifs aux comportements statique et dynamique font que l'arbre tournant est sujet à des excentricités statique et dynamique. De ce fait, l'axe de rotation est tournant par rapport à un axe fictif (Figure IV.1).

L'excentricité résultante peut être exprimée par [134, 130]:

$$f(q, t) = e(q, t) + y(q, t) + u(q, t) \tag{IV.1}$$

où: $f(q, t)$ est l'excentricité totale, $e(q, t)$ est l'excentricité entre le centre géométrique et massique, $y(q, t)$ est le distance de la ligne des excentricités à l'axe des appuis, $u(q, t)$ est le déplacement des paliers, $m(q, t)$ est l'excès de masses (Balourds), $d(q,t)$ est la position des excès de masses (Balourds), q sont les coordonnées généralisées.

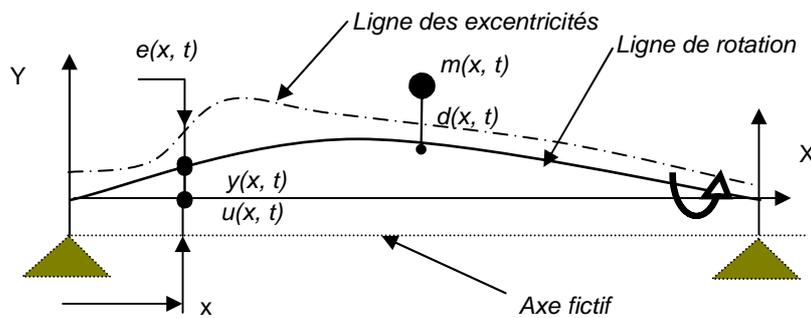


Figure IV.1 Schéma d'une ligne d'arbre réel [1]

Cette situation se manifeste par des vibrations caractéristiques ou signatures, au niveau des appuis (paliers), selon le régime et les conditions de fonctionnement. Ces vibrations caractéristiques illustrent les anomalies existantes, leur poids et leur évolution dans le temps. Ces anomalies présentent, généralement, une interdépendance entre elles sans oublier le mouvement gyroscopique de l'arbre [135].

La modélisation des lignes d'arbres est largement commentée dans la littérature selon divers aspect [1]. On présente succinctement les principales formes classiques et les méthodes appliquées ou qui sont applicables à la modélisation des lignes.

IV.3.1 Modélisation classique

La modélisation des lignes d'arbres passe par la modélisation des principaux modes de sollicitation statiques et dynamiques contrôlant le comportement dynamique de ces lignes d'arbres [1] : la compression /traction de l'arbre, la flexion de l'arbre, la flexion due à l'effet des forces centrifuges, le cisaillement de l'arbre et la torsion des arbres.

La modélisation des lignes d'arbre peut être schématisée selon la Figure (IV.2).

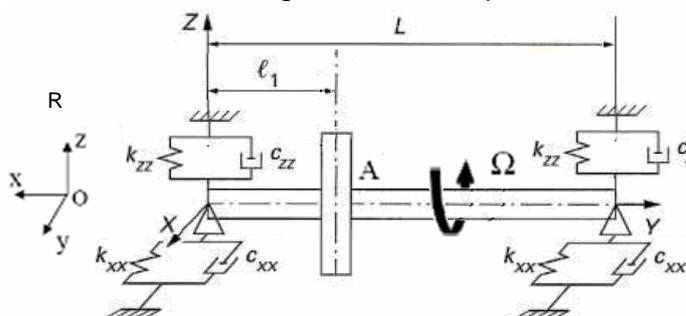


Figure IV.2 Ligne d'arbre avec volant d'inertie [134]

Hypothèses de cette modélisation :

1. vitesse de rotation constante,
2. vibration linéaire,
3. système élastique.

L'équation du mouvement, dans le repère fixe (R) [134] de la (Figure IV.2) est exprimée par:

$$[M_n]\{\ddot{U}\} + ([G(\Omega)] + [C_n])\{\dot{U}\} + ([K_n] + [H(\Omega)])\{U\} = \vec{F}_{ext} \quad (IV.2)$$

La résolution de ce système d'équations pour diverses vitesses de rotations aboutira à la détermination des fréquences et vecteurs propres du système. L'une des applications de ces résultats est la construction du diagramme de Campbell. D'autres applications permettent l'obtention des déformées modales circulaires [134]. L'une des plus simples modélisations est connue sous le nom de modèle de Jeffcott pour un monorotor [1, 91].

IV.3.2 Méthodes appliquées à la modélisation des lignes d'arbresIV.3.2.1 Modèle éléments finis poutres

Dans la méthode des éléments finis appliquée aux poutres, on trouve une modélisation qui tient compte des effets gyroscopique [136] (Appendice C.5).

IV.3.2.2 Modèle éléments finis 3D

C'est une modélisation très fine qui a été utilisée pour l'étude des lignes d'arbres. La Figure (IV.3) présente un exemple d'Arnaud Lazarus [137]. Ce dernier propose une méthode originale pour contourner la problématique du référentiel. La méthode consiste à faire la résolution de l'équation de mouvement sous deux référentiels. Dans le premier le système est décrit sous un repère tournant et dans l'autre le système est décrit dans un repère fixe. Il utilise par la suite des contraintes de liaisons (multiplicateurs de Lagrange) pour déterminer les résultats.

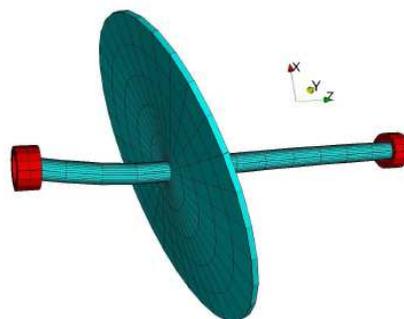


Figure IV.3 Calcul d'une ligne d'arbre flexible sous logiciel le Cast3m [137]

IV.3.3 Méthodes applicables à la modélisation des lignes d'arbres

Il existe dans la littérature plusieurs travaux utilisant des techniques non classiques appliquées dans divers domaines et particulièrement aux problèmes des fluides compressibles. Ces techniques sont utilisées pour résoudre le problème de chevauchement entre repère Eulérien et Lagrangien. Parmi ces méthodes, on cite les méthodes des corps rigides, de MEFPIL, des Sous espaces, de décomposition de domaines, etc.

IV.3.2.1 Méthode des corps rigides

La méthode consiste en la subdivision d'une structure en corps rigides liés entre eux par des liaisons souples. Chaque solide indéformable doit posséder des caractéristiques mécaniques (masse, position du centre de masse, matrice d'inertie) proches de celle du modèle réel. Ceci permet d'élaborer la matrice d'inertie et la matrice dynamique, outils indispensables pour la résolution des équations de mouvement. Les déformations sont localisées au niveau des liaisons flexibles [138].

IV.3.2.2 Méthode MEFPIL

Le champ nodal des vitesses est calculé sur une grille Eulérienne d'éléments finis et un ensemble de particules Lagrangiennes noyées dans le maillage servent de points d'intégration au lieu et place des points classiques de Gauss (Figure IV.4). Ces particules transportent avec elles les caractéristiques des matériaux et les variables de temps [139, 140].

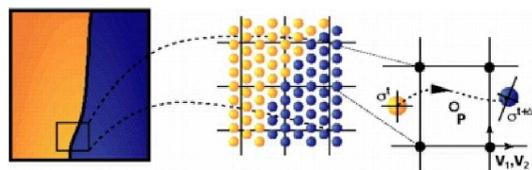


Figure IV.4 Schéma de principe de la méthode MEFPIL

IV.3.2.3 Les méthodes sous espace et sous structure

La méthode a été appliquée initialement dans la théorie des éléments finis. Elle consiste à subdiviser le domaine étudié en plusieurs sous domaines ou mailles [141]. Le principe général des méthodes de sous-structuration consiste à approximer le comportement dynamique $y^i(t)$ de la sous-structure i , de dimension n^i , par une combinaison linéaire de p^i vecteurs caractéristiques formant une base

de Ritz, noté $[\Phi^i]$. Ces techniques permettent de diminuer la taille du problème, en ne conservant que les degrés de liberté « privilégiés » [142].

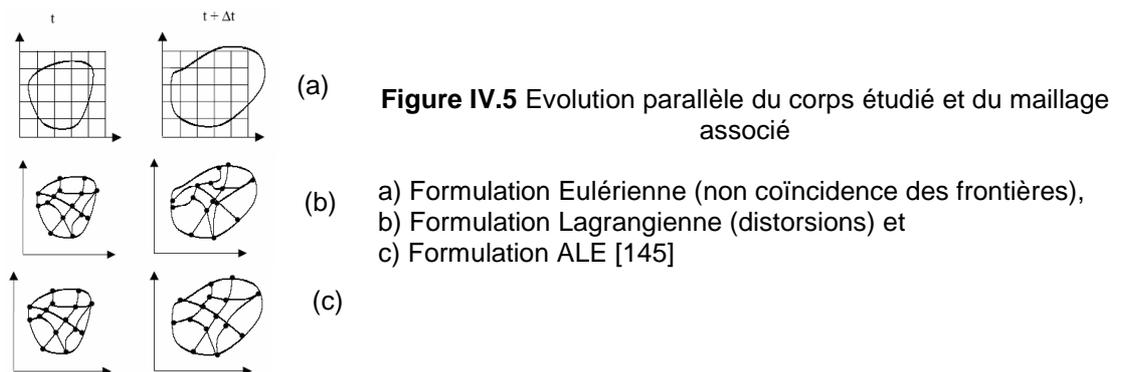
$$\underbrace{\{y^i(t)\}}_{(y^i)} = \sum_{j=1}^{p^i} \underbrace{\{\Phi_j^i\}}_{(x^i, p^i)} \cdot \underbrace{\{d_j^i(t)\}}_{(d^i)} = \underbrace{[\Phi^i]}_{(x^i, p^i)} \cdot \underbrace{\{d^i(t)\}}_{(d^i)} \quad (IV.3)$$

IV.3.2.4 Les méthodes de décomposition de domaines

Ces méthodes permettent d'utiliser efficacement les ordinateurs parallèles. Elle subdiviser la structure en sous-domaines et s'intéresse aux problèmes d'interfaces entre eux (Figure IV.4) [143].

IV.3.2.5 Les méthodes A.L.E.

Le formalisme « Arbitraire Eulérien Lagrangien » (A.L.E.) est développé depuis de nombreuses années dans le logiciel METAFOR [144]. Il permet de découpler le déplacement du maillage et le déplacement de la matière (Figure IV.5).



Le principe de cette formulation (A.L.E.) mixte est le développement du maillage se déplaçant à taux indépendant (bien que non nul) de celui de la matière. En conséquence, la matière se déplace par rapport au maillage, comme dans une formulation Eulérienne pure, mais en forme extérieure des éléments sont contrôlées par les conditions aux limites du problème, comme dans une formulation lagrangienne [145, 146, 144].

IV.3.2.6 Conclusion

L'ensemble des méthodes présentées et qui ont, déjà, été appliquées pour la résolution des problèmes de rotors dynamiques [145, 137] ainsi que les méthodes classiques et les méthodes utilisant la MEF, ont résolu la plupart des problèmes des lignes d'arbres. Les problèmes principaux qui restent en suspens où à résoudre sont les phénomènes et régimes transitoires, la caractérisation de

la déformation dynamique en mouvement rotatif réel sans passer par les déformées modales en plus de certains aspects non linéaires. Les déformées modales sont issues de l'analyse modale linéaire, ce qui n'est pas toujours le cas. D'autre part, la modélisation des problèmes liés aux désalignements est peu traitée par ces nouvelles méthodes.

IV.4 Propositions de nouvelles approches

Le traitement préliminaire de ces « insuffisances », après la revue des méthodes présentées, a abouti à la proposition d'un certain nombre d'idées et de propositions. Le problème principal de ces propositions est leur faisabilité.

IV.4.1 Différentes approches proposées

Plusieurs idées ont été analysées, on cite :

- La méthode des volumes finis V.F. avec introduction de champs de forces en équilibre sur tout le contour pour maintenir la forme.
- Le couplage de cette méthode V.F. aux éléments finis E.F. par l'addition de matrices d'amortissement et de raideur aux centres de gravités des volumes finis.
- L'assemblage de la V.F. et E.F. découplées, où la V.F. pour décrire le mouvement et le maillage adaptatif selon les lignes de courant pour le calcul de la déformation selon l'E.F.
- Le maillage en E.F. de toutes les composantes des M.T. par E.F. (Figure IV.6). Dans ce cas, le mouvement est résolu par la théorie des corps solide de la structure déformée.

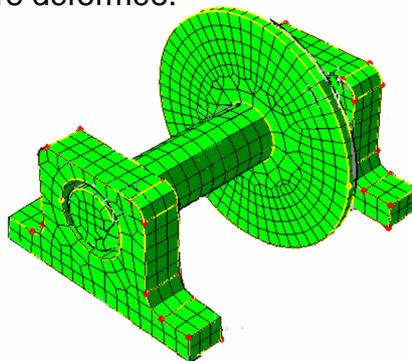


Figure IV.6 Rotor totalement maillé avec des interfaces au niveau des paliers

D'autres idées ont été analysées. On cite :

-L'application d'une technique de subdivision de la structure en sous-structures. Selon la théorie des ondes, le mouvement et la déformation de la structure est assuré par le déplacement et la déformation causée par ces ondes.

-L'application de la méthode des multi-corps solides, en subdivisant la structure en zones rigides et souples (corps solide et liaisons) selon le degré de déformation de la structure à chaque étape (Figure IV.7).

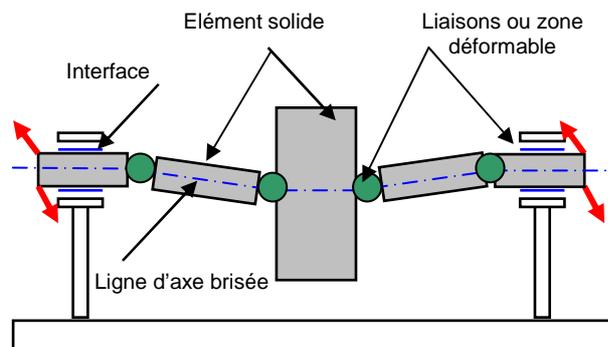


Figure IV.7 Modèle multi-corps solides avec liaisons

IV.4.2 Choix et justifications

Le choix est porté sur l'approche tout éléments finis et la méthode des corps solides avec poutres flexibles tout en considérant les modèles de roulement proposés et d'arbre fissuré. La raison de ce choix est justifiée par la simplicité de ces techniques à être mises en équations et l'existence d'un code de calcul de structure par E.F. ALMAKINA (Appendice C) développé spécialement pour l'implémentation des modèles proposés.

IV.4.3 Méthodes sélectionnées

IV.4.3.1 Application de la méthode « tout élément finis » ou 3D

C'est une modélisation fine, la discrétisation est utilisée, dans cet exemple, pour l'étude des lignes d'arbres comme l'indique la Figure (IV.8), les autres organes sont obtenus à partir des modèles proposés aux chapitres précédents.

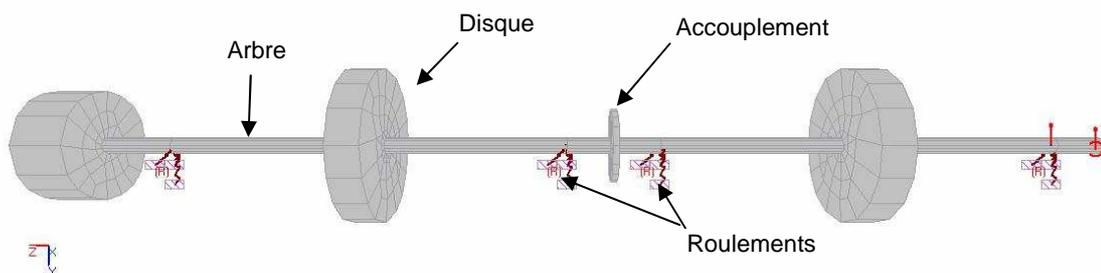


Figure IV.8 Modélisation 3D d'une ligne d'arbre avec roulements (ALMAKINA)

On s'inspire de la méthode utilisant deux référentiels [137] pour calculer les déformations dans le repère de Lagrange, alors que le déplacement est obtenu par rapport au repère d'Euler pour un mouvement en régime permanent.

IV.4.3.2 Application de la méthode de solide-poutre

On utilise la méthode des éléments finis où les arbres sont flexibles et les disques sont supposés être des corps solides avec considération de l'effet gyroscopique (Figure IV.9) (Appendice C).

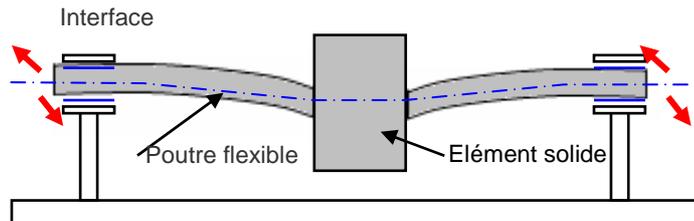


Figure IV.9 Modèle multi-corps solides avec poutres ou arbres

Le mouvement est obtenu de la même manière que précédemment en (IV.4.3.1)

IV.4.4 Mise en œuvre

La stratégie de mise en œuvre se base sur l'élaboration d'un code de calcul ALMAKINA (Appendice C) par éléments finis avec implémentation des différents modèles d'organes de machines pour l'obtention d'un système dit complet de simulation expérimentale et numérique. Le programme est doté de tous les outils de calcul nécessaires : calcul modal, calcul dynamiques, rotor dynamique ainsi que des programmes de résolution des équations de mouvement pas à pas (Appendices E et F).

On affine les choix des propositions par l'élaboration de techniques implémentables sur le code.

On procède à la conception, la réalisation, le contrôle et la préparation d'un banc d'essai pour effectuer une campagne ou série d'expériences de vérification des approches adoptées.

IV.4.4.1 Méthode tout éléments finis 3D

Cette méthode se base sur les méthodes classiques de calcul par MEF, sauf qu'elle introduit la notion la subdivision du corps en sections (Figure IV.10).

Chaque section comprend l'ensemble des nœuds (point de masse) qui sont répartis dans le plan perpendiculaire à l'axe. Chaque section dispose d'un centre de gravité (c.d.g.). L'ensemble de ces c.d.g. forment l'axe de rotation flexible ou

rigide selon les convenances adoptées par l'utilisateur. Les positions des c.d.g. sont calculées à chaque instant. Les forces centrifuges et de Coriolis sont alors actualisées selon la direction des segments axes (e_i) (Figure IV.11).

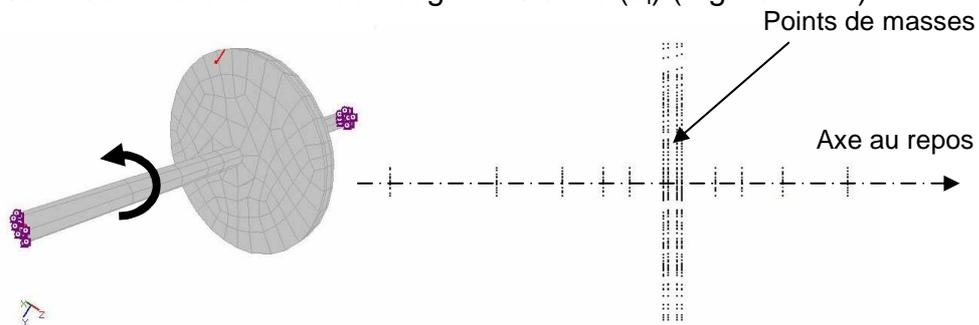


Figure IV.10 Exemple d'un rotor 3D avec la subdivision en sections (ALMAKINA)

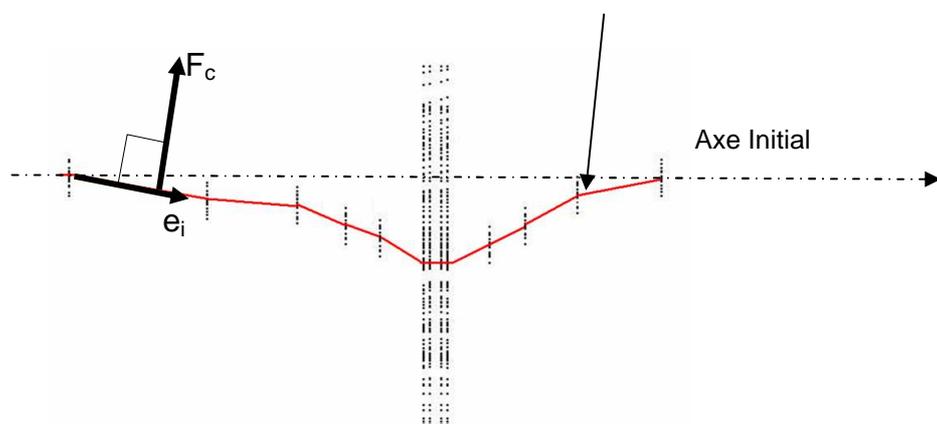


Figure IV.11 Méthode de calcul selon les directions des axes déformés (e_i) (ALMAKINA)

L'excentricité, due à la mauvaise répartition des masses, est établie directement par l'axe flexible avec ou sans l'effet des forces gravitationnelles ou par la mobilité de l'axe de rotation.

IV.4.4.2 Méthode solide-poutre

Dans cette méthode, on considère des éléments finis poutres 3D avec la considération des effets gyroscopiques (Figure IV.12) (Appendice C).

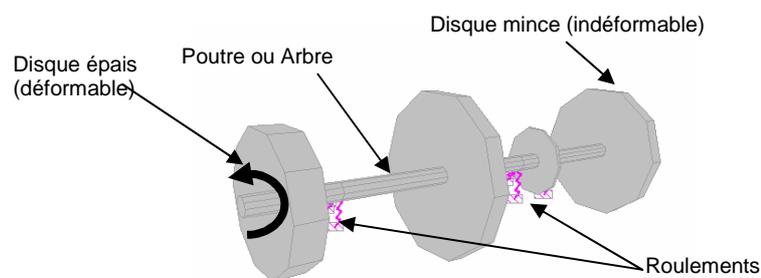


Figure IV.12 Exemple illustrant des éléments arbres, disques minces et épais et des roulements (ALMAKINA)

Cette méthode a l'avantage d'être simple et non gourmande en potentialités informatiques. Elle a aussi la possibilité d'introduire facilement, les modèles d'arbres fissurés et les roulements.

IV.5 Vérifications des approches proposées

IV.5.1 Vérification numérique préliminaire des moteurs de calcul

L'objectif de cette étape est la vérification des moteurs de calcul statique et dynamique. On compare les résultats d'exemples simples avec le code de calcul ANSYS.

IV.5.1.1 Vérification statique

Dans le but de vérifier la robustesse du logiciel développé **ALMAKINA**, des comparaisons avec un code de référence sont nécessaires. Le choix est porté sur le programme commercial **ANSYS 12.1** pour cette opération.

L'exemple de comparaison est illustré sur la Figure IV.13

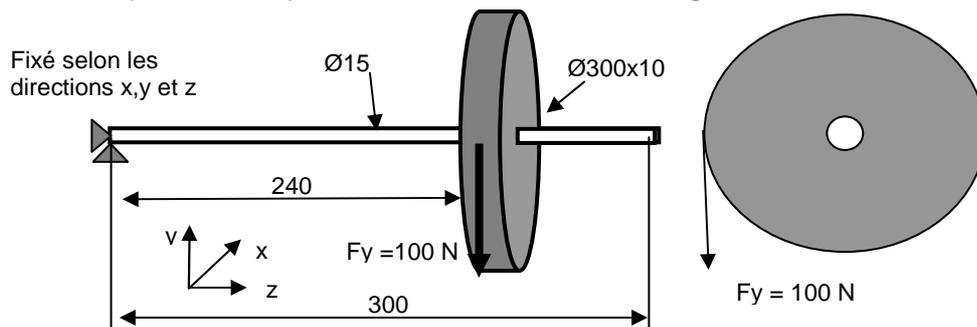


Fig. IV.13 Exemple de la comparaison statique entre ALMAKINA et ANSYS

On adopte un même exemple d'un rotor simple avec le même maillage, le même type d'éléments (Solid45) pour ANSYS et élément Brique standard pour ALMAKINA et les mêmes conditions aux limites et le même matériau ($E=2e^{11}$ N/m², $\nu=0.34$ et $\rho = 7800$ kg/m³). Le maillage a 1965 nœuds et 1230 éléments. La force est appliquée au nœud 613 (sur le coté latéral du disque) (Figure IV.13).

Les résultats obtenus sont illustrés sur la figure suivante.

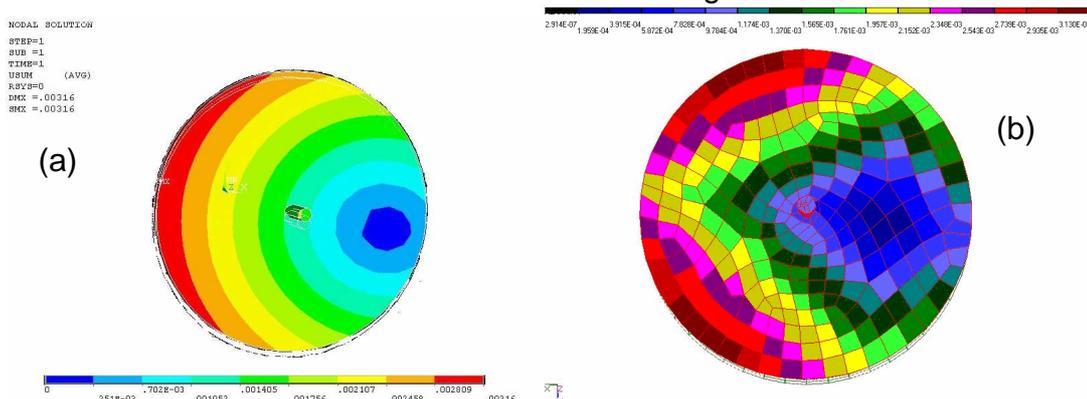


Fig. IV.14 Solution nodale de la distribution graphique de la somme des déplacements (x+y+z) pour les deux codes. (a) résultats d'ANSYS, (b) résultats d'ALMAKINA

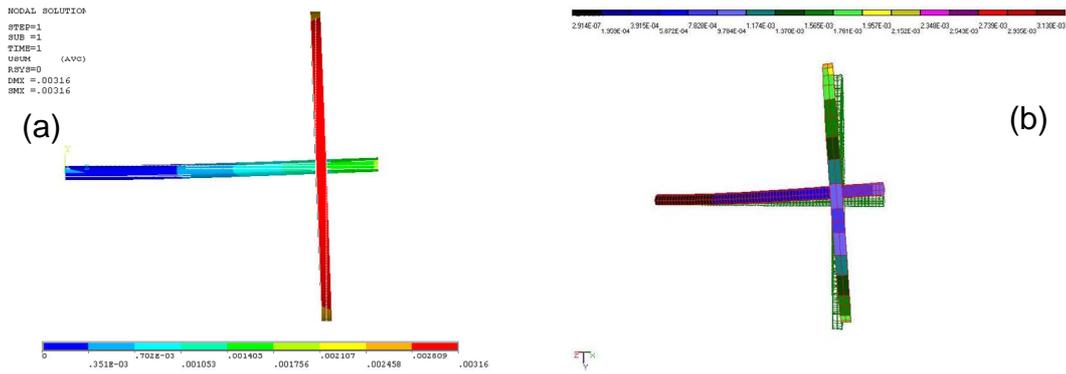


Fig. IV.15 Déformation de la flexion du rotor avec la solution nodale pour les deux codes. (a) résultats d'ANSYS, (b) résultats d'ALMAKINA

La comparaison des résultats illustrés sur les Figures (IV.14(a)) et (IV.14(b)) montre que la répartition de la somme des déplacements est semblable pour les deux. La seule différence entre les deux résultats est d'ordre graphique. La résolution graphique dans le code ALMAKINA est plus grossière. Le choix des couleurs est différent.

La comparaison de la valeur maximale de la somme des déplacements montre une grande ressemblance. Les résultats prouvent la similitude qui existe entre les deux codes en calcul statique (Table IV.1).

Table IV.1 Résultats statique

Code	Maximum Sum [m]
ANSYS	0.0031600
ALMAKINA	0.0032933

D'autre part, la comparaison des déformées de la flexion du rotor des deux codes montre une bonne similitude (Figure IV.15 (a) et (b)), et ce malgré l'utilisation par ALMAKINA de l'élément brique standard qui est un élément linéaire à 8 nœuds de faible capacité dans la résolution des problèmes de flexion.

IV.5.1.1 Vérification dynamique

Dans le but de vérifier le calcul dynamique, un exemple d'un rotor simple est pris pour la comparaison des résultats des codes ALMAKINA et ANSYS.

Avec la même méthode adoptée précédemment, le même maillage, le même matériau, le même type d'élément et la même force d'impulsion appliquée sur le coté latéral du disque, on traite le cas suivant. L'exemple a 516 nœuds et 327 éléments (Solid45) pour ANSYS.

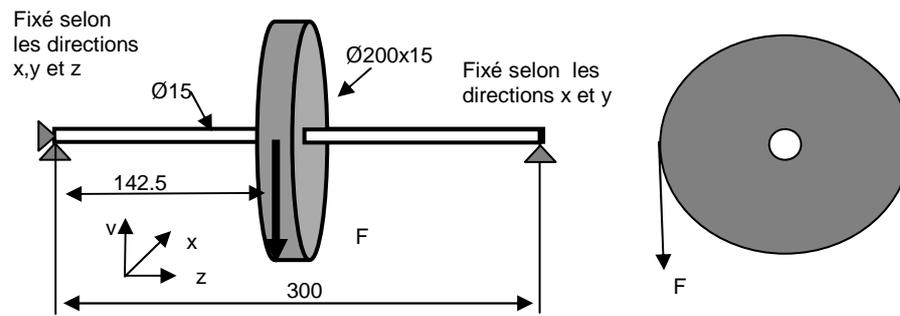


Fig. IV.16 Exemple de la comparaison dynamique entre ALMAKINA et ANSYS pour une force d'impulsion simple

La comparaison entre les réponses spectrales de déplacements au même nœud selon la direction (y) est présentée sur la Figure IV.17.

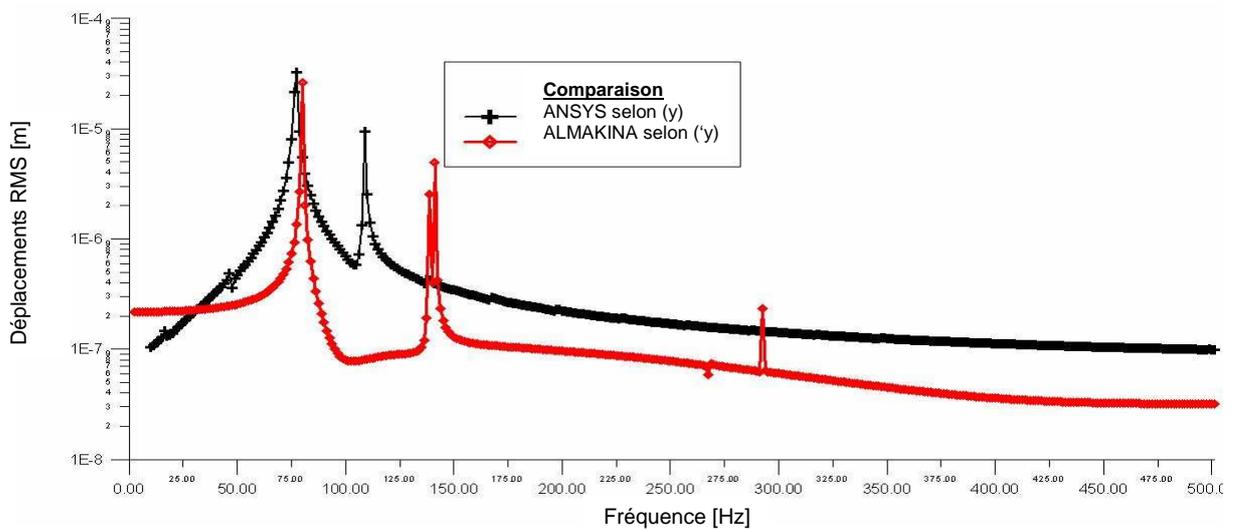


Fig. IV.17 Comparaison des spectres de déplacement entre les résultats d'ANSYS et d'ALMAKINA

La Figure (IV.17) montre que les pics du mode fondamental sont presque identiques alors que les pics du deuxième mode présentent un décalage. Le troisième mode est absent sur les résultats du code ANSYS.

La Figure (IV.18) illustre les différentes réponses de la déformation dynamique à des instants de temps différents. Les trois modes fondamentaux sont présents.

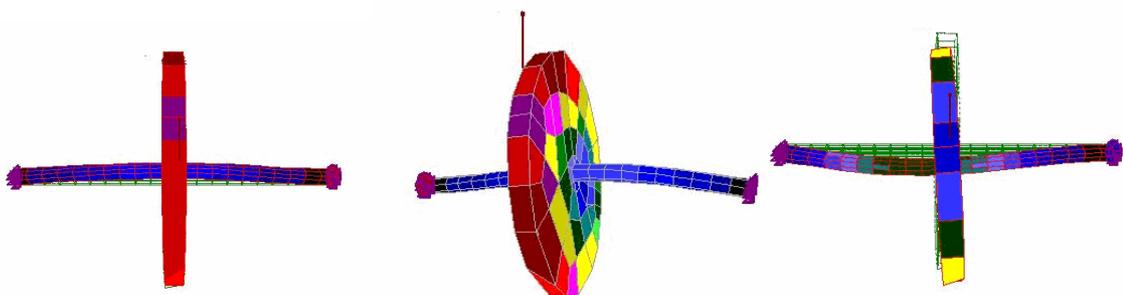


Fig. IV.18 Différentes déformées dynamiques résultants du code ALMAKINA

IV.5.2 Vérification expérimentale en rotor dynamique

IV.5.2.1 Matériel d'expérimentation

A. Objectifs

Les objectifs de ce travail expérimental sont la vérification des réponses de simulation du code de calcul pour les deux méthodes sélectionnées.

B. Préparations expérimentales

Après vérifications (niveau, serrage, etc.) et montage à l'état de référence sans défauts, on place les différents types de capteurs selon la Figure (IV.19 (a)) et on met en place la chaîne de mesure selon la Figure (IV.19(b)). On fait fonctionner le moteur et on lance les expériences [147].

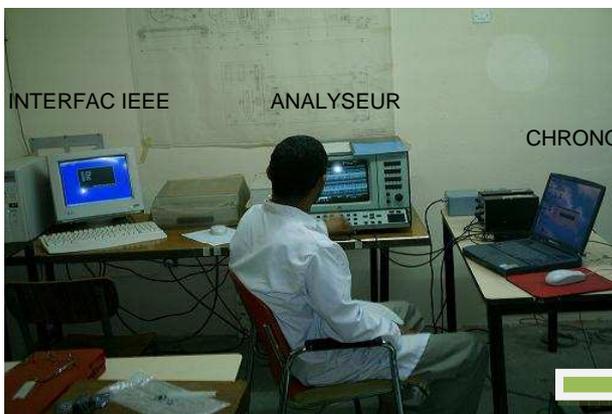


Figure IV.19 (a) Photo de la chaîne de mesure [147].

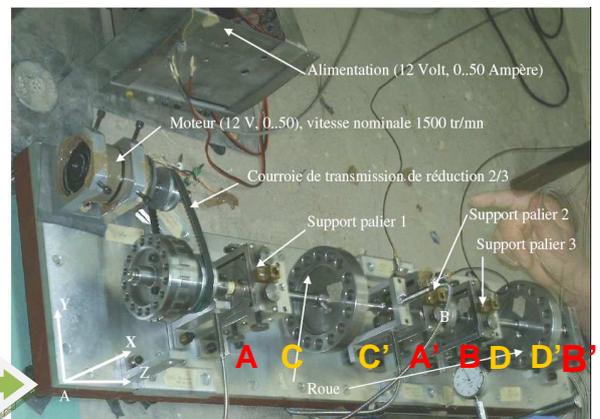


Figure IV.19 (b) Photo du banc d'essai. Son repère et ses points de mesures [147].

C. Manipulations

Pour réaliser les différents tests, on utilise différents modes de réglages selon les cas de figures envisagés.

Le programme CHRONO pour la mesure de la vitesse de rotation, l'ANALYSEUR pour la mesure des réponses temporelles et spectrales et INTERFAC utilisent l'interfaçage IEEE avec un PC pour le stockage et le traitement des signaux mesurés [147] (Figure IV.19 (a)).

IV.5.2.2 Modèles numérique solide-poutre et 3D E.F.

Les modèles conçus pour les deux méthodes sont une copie du banc d'essai (Appendice B) avec les simplifications qui s'imposent tels que la non considération de la table (support), la courroie et le moteur (Figures IV.20 et IV.21).

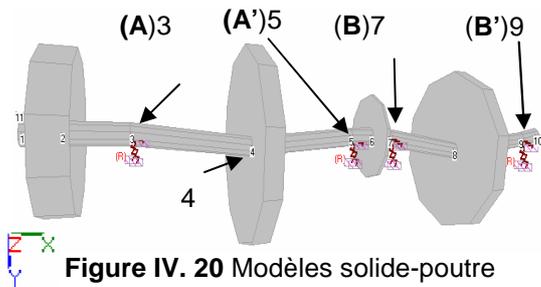


Figure IV.20 Modèles solide-poutre

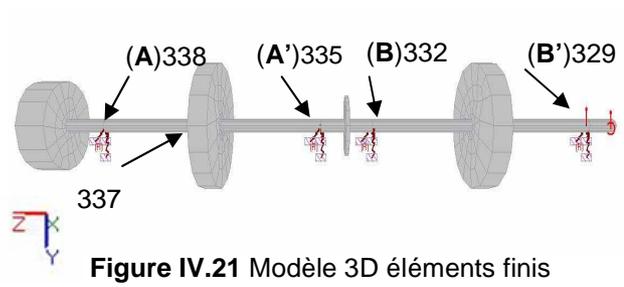


Figure IV.21 Modèle 3D éléments finis

Le modèle solide-poutre de la Figure (IV.20) est illustré sous la forme d'un assemblage de solides, où l'arbre, l'élément linéaire, est présenté sous la forme solide, alors que dans la Figure (IV.21) le modèle est illustré par un maillage 3D de toute la structure ayant 868 nœuds et 467 éléments brique.

IV.5.2.3 Caractéristiques du banc d'essai

Cette expérience consiste à la stimulation de la réponse du banc d'essai à une force d'impulsion.

A. Résultats du modèle numérique solide-poutre

Sous l'effet d'une impulsion au point A du banc d'essai (Figure (IV.19 (b))), on obtient la réponse (Figure IV.22) sur le même point selon les directions X et Y.

La Figure IV.22 montre une ressemblance acceptable entre les pics fondamentaux et l'allure générale du spectre numérique avec le spectre XX (excitation selon X et réponse selon X) (Tableau IV.4), mais le spectre issu du modèle solide-poutre présente une carence en pics. Le modèle présente une meilleure représentation des modes fondamentaux.

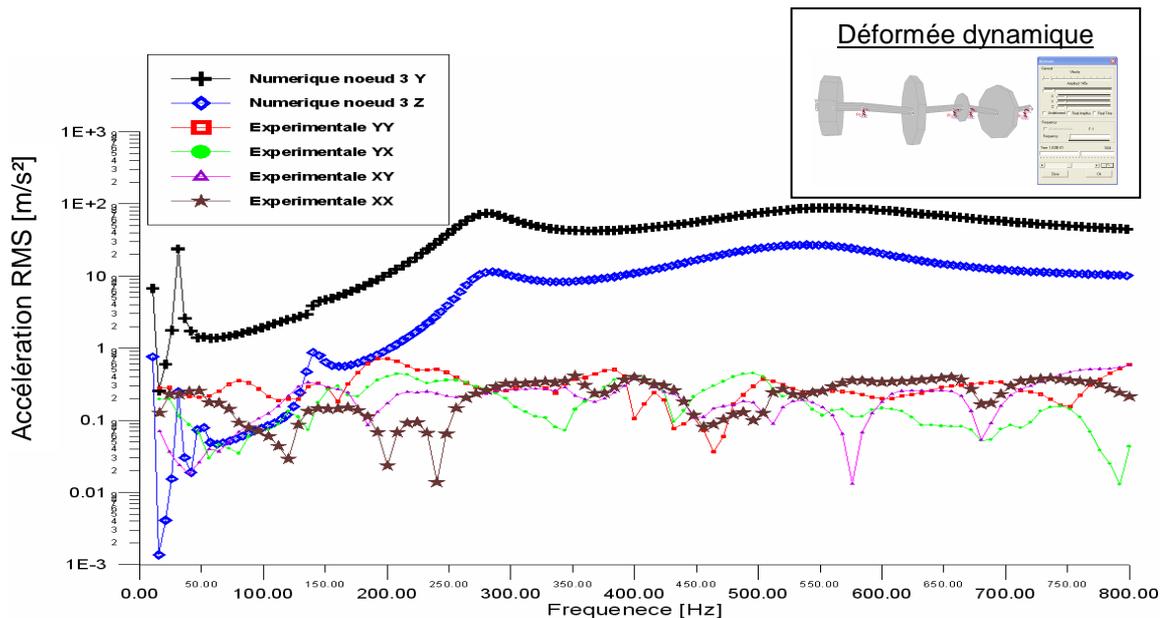


Figure IV.22 Spectre de réponse expérimentale en A(X et Y) et numérique en (3)(Y et Z)

B. Résultats du modèle numérique 3D éléments finis

La Figure (IV.22) confirme la disparité entre les réponses numérique et expérimentale en matière de richesse en pics. En effet, les pics des modes supérieurs sont fusionnés dans le modèle numérique. Une différence d'amplitude est constatée.

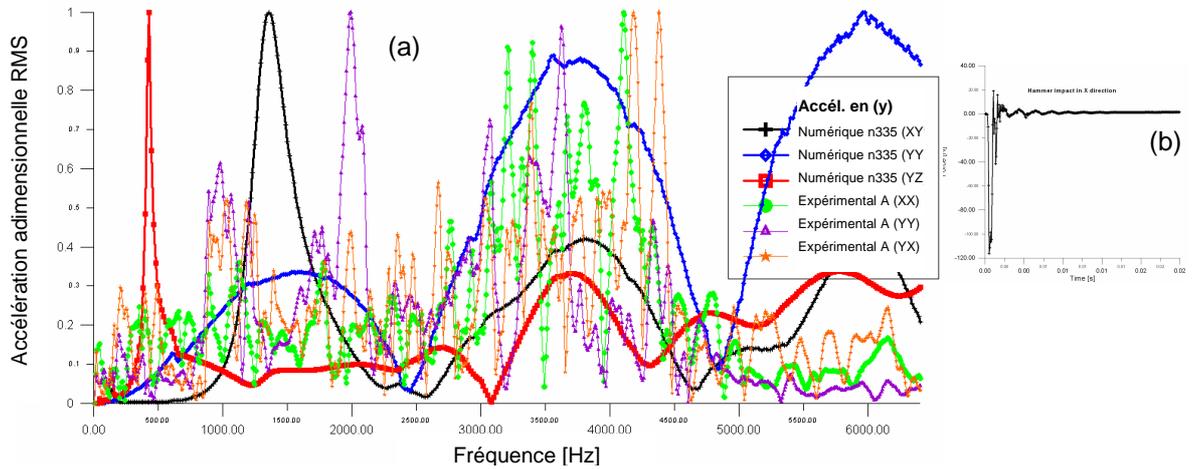


Fig. IV.23 Spectre de réponse expérimentale A (X et Y) et numérique 3D (n329)(X, Y et Z) (a) force d'impact d'un marteau utilisé lors de l'expérimentation et dans le calcul numérique (b) réponse en accélération à la force d'impact du marteau

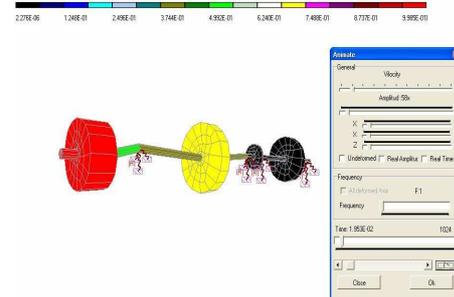
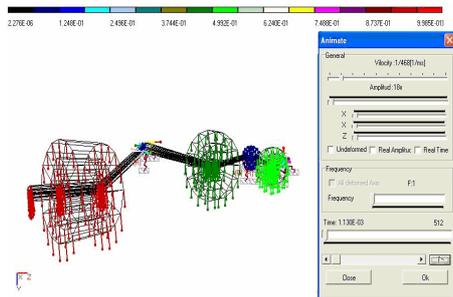


Figure IV.24 Champ de déplacement nodal avec déformée dynamique à un instant (t_i) **Figure IV.25** Champ de déplacement par élément avec déformée dynamique à un instant (t_i)

Table IV.2 Tableau des principales fréquences propres

Résultats expérimentaux											
X(Hz)	-	-	-	-		352	656	896	1128	1784	2768
Y(Hz)	-	-	-	-		200	-	984	1208	1768	1992
Résultats ALMAKINA 3D											
X(Hz)	-	40	-	-	170	-	-	-	-	-	-
Y(Hz)	25	40	-	-	158	-	-	-	-	-	-
Z(Hz)	25	40	70	110	165	-	-	-	-	-	-
Résultats ALMAKINA Poutres											
Y(Hz)	25	50	-	-	-	370	630	720	1200	-	-
Z(Hz)	25	50	-	-	-	370	630	720	1200	-	-

Les Figures (IV.24) et (IV.25) illustrent l'état des déplacements par nœud et par élément à un instant (t_i) du comportement dynamique de la ligne d'arbre au cours d'une animation. Les déplacements sont nuancés selon l'échelle des couleurs affichées en haut de chaque figure.

C. Commentaire et interprétation

Hormis l'avantage des modes fondamentaux, les résultats obtenus montrent la pauvreté des signaux produits par rapport aux différents composants issus du banc d'essai (Table IV.2). Ceci est dû au fait que le modèle est incapable de produire les phénomènes liés aux bruits, aux jeux, aux chocs, à l'effet de la courroie, aux vibrations des parties non modélisés du banc... De plus, dans le cas 3D le problème de la résolution est perceptible. Il est imputé aux limitations en discrétisation (E.F) et en nombre d'itérations limitées en temps et aussi à l'atténuation rapide du signal à cause de l'amortissement. Il est possible d'améliorer la résolution du modèle 3D par un affinage du maillage et l'augmentation du nombre d'itérations, ce qui rendra le modèle plus lourd en temps de calcul.

IV.5.2.4 Simulation sans défauts du banc d'essai (signature)

Afin de pouvoir interpréter les défauts simulés et suivre leur évolution, il faut une base appelée signature de référence sur laquelle on peut faire les comparaisons. A la position de références "zéro" et pour une vitesse de rotation d'environ **1070 tr/min ($f_0=17.3$ Hz)**, on enregistre les différents signaux temporels et spectraux et le mouvement orbital de l'axe.

A. Résultats du modèle numérique solide-poutre

Une pauvreté des signaux issus du modèle solide-poutre est constatée par rapport au modèle expérimental (Figure IV.26). Les causes sont les mêmes que celles déjà citées. D'autre part, le banc présente un défaut de désalignement.

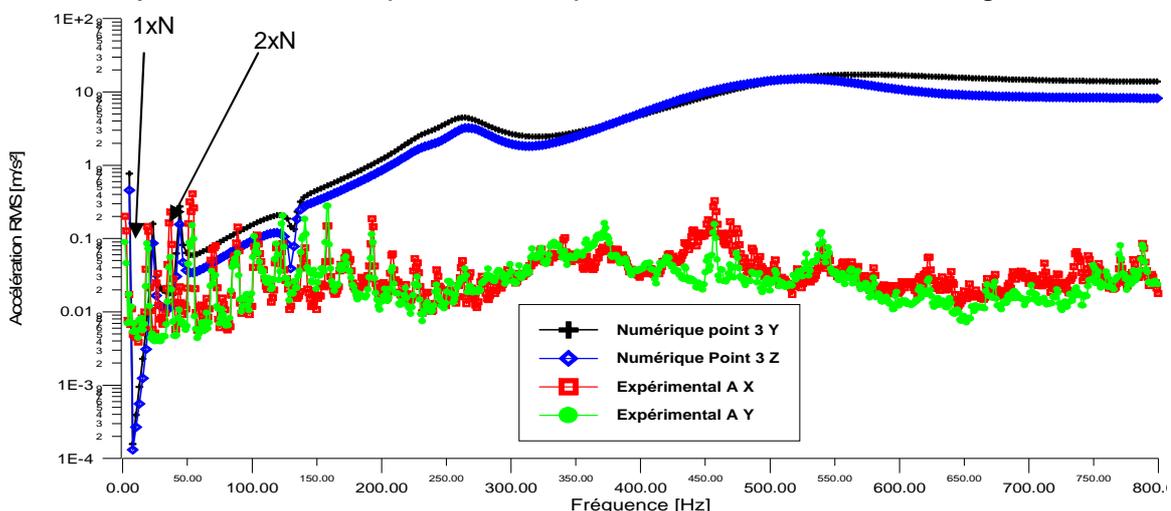


Figure IV.26 Spectre expérimental de l'accélération (Y et Z) et accélération numérique (X et Y) du modèle solide-poutre

Les Figures (IV.27 et IV.28) montrent un décalage du centre d'équilibre dynamique du modèle solide-poutre. En effet, les mesures expérimentales sont faites par des techniques qui ne tiennent pas compte de l'effet statique.

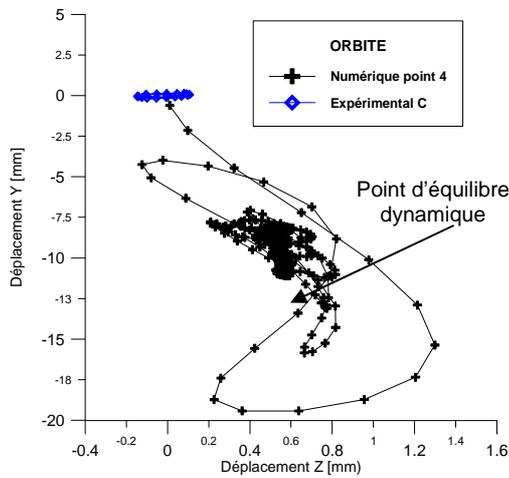


Figure IV.27 Forme du mouvement orbital de l'axe de l'arbre

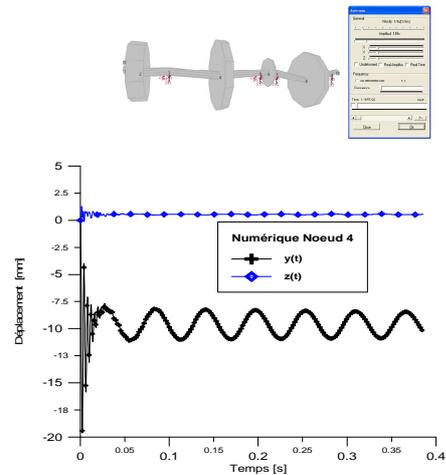


Figure IV.28 Déformée modale et réponses temporelle de déplacement (Y et Z)

B. Résultats du modèle numérique 3D éléments finis

La Figure (IV.29) montre un spectre numérique plus garni en pics que le cas issu des résultats du modèle solide-poutre. Une bonne similitude est observée, sauf que la résolution du spectre numérique est moyenne.

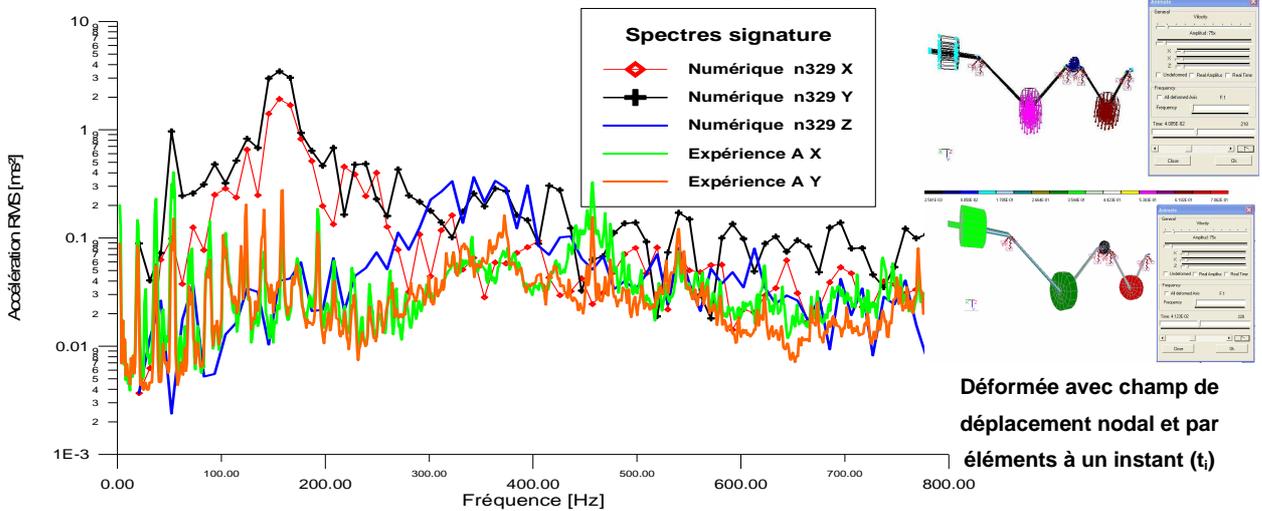


Figure IV.29 Spectre expérimental de l'accélération (Y et Z) et accélération numérique (X, Y et Z) du modèle 3D

La comparaison de l'orbite expérimentale à l'orbite du modèle 3D (Figures IV.30 et IV.31) est plus avantageuse que celle du modèle solide-poutre. L'orbite du modèle numérique 3D décrit plusieurs cycles limites.

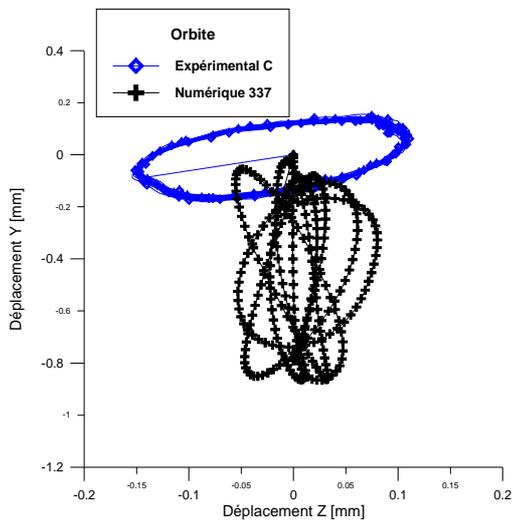


Figure IV.30 Forme du mouvement orbital de l'axe de l'arbre au nœud 337

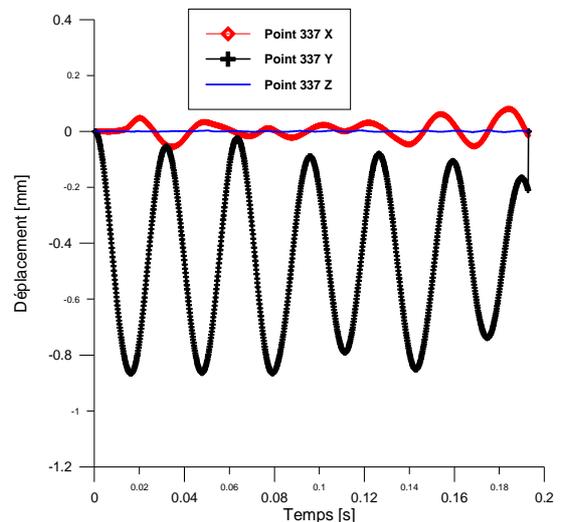


Figure IV.31 Réponse temporelle numérique mesurée au nœud 337

C. Commentaire et interprétation

La qualité du spectre de réponse issu du modèle 3D est meilleure que celui du modèle solide-poutre.

IV.5.2.5 Simulation du désalignement sur le banc d'essai

On déplace le quatrième palier (B') avec un pas de 0.5mm jusqu'à 2.7mm dans le but de provoquer un désalignement angulaire. Afin de simuler le mieux que possible ce défaut, le palier (B) (Figure IV.18) est libéré et ensuite on fixe les paliers par un serrage adéquat.

A. Résultats du modèle numérique solide-poutre

La Figure (IV.32) montre que les premiers pics d'harmoniques en nN indiquant le désalignement sont présents sur le graph. D'autre part, les Figures (IV.33 et IV.34) montrent l'effet du désalignement et du chargement.

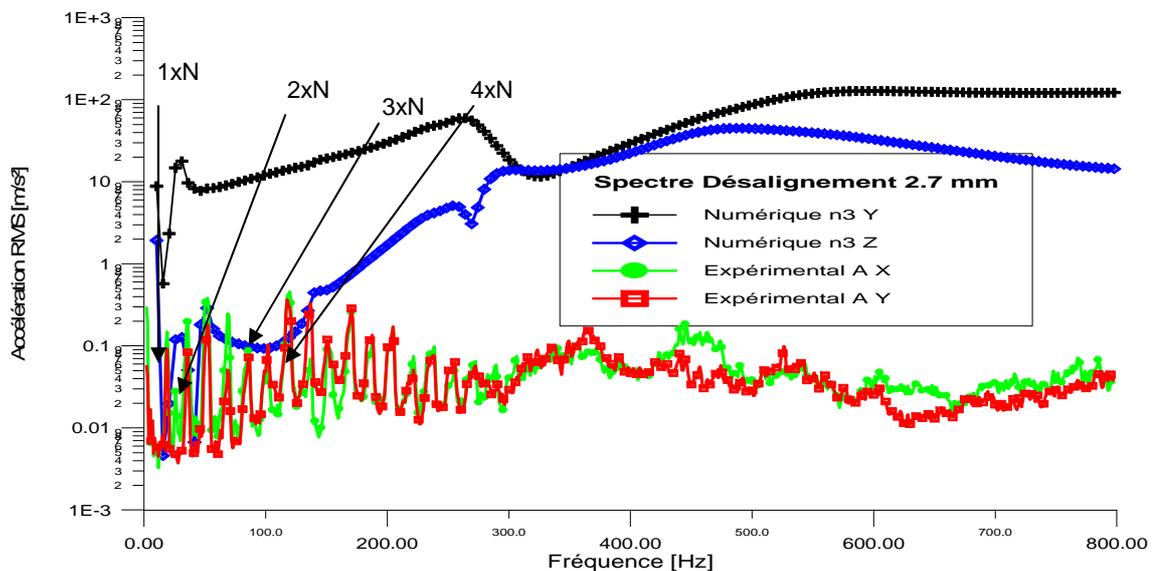


Figure IV.32 Spectre de l'accélération du modèle solide-poutre mesuré au nœud 3

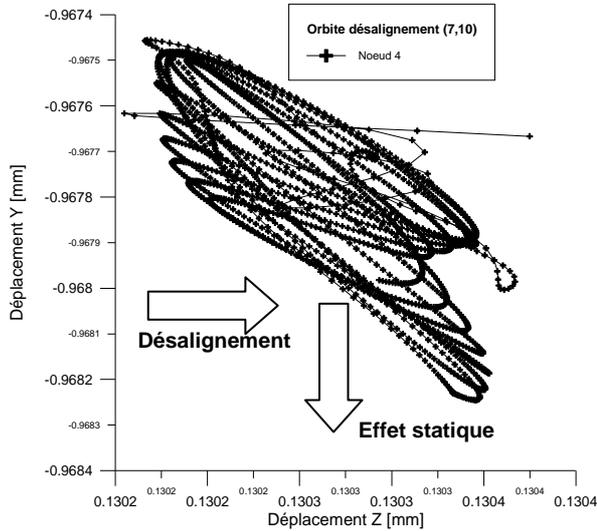


Figure IV.33 Orbite numérique du modèle solide-poutre mesuré au nœud 4 (+7.5 [ms])

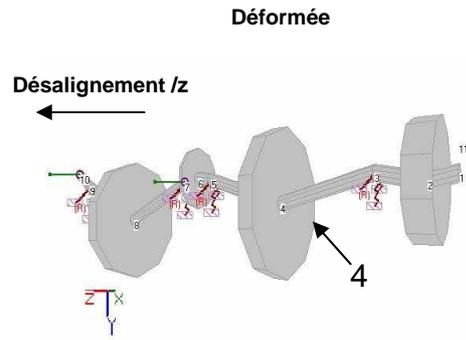


Figure IV.34 Déformée numérique du modèle solide-poutre mesuré au nœud 3 pour un désalignement aux nœuds 5 et 7

B. Résultats du modèle numérique 3D éléments finis

On remarque le changement pics $1 \times N, 2 \times N, 3 \times N$ et $4 \times N$ lors de l'introduction du désalignement (Figure IV.35). En outre, les Figures (IV.36 et IV.37), du modèle numérique, illustrent les effets du chargement gravitationnel en même temps que le désalignement sur l'orbite qui se stabilise sur un cycle limite.

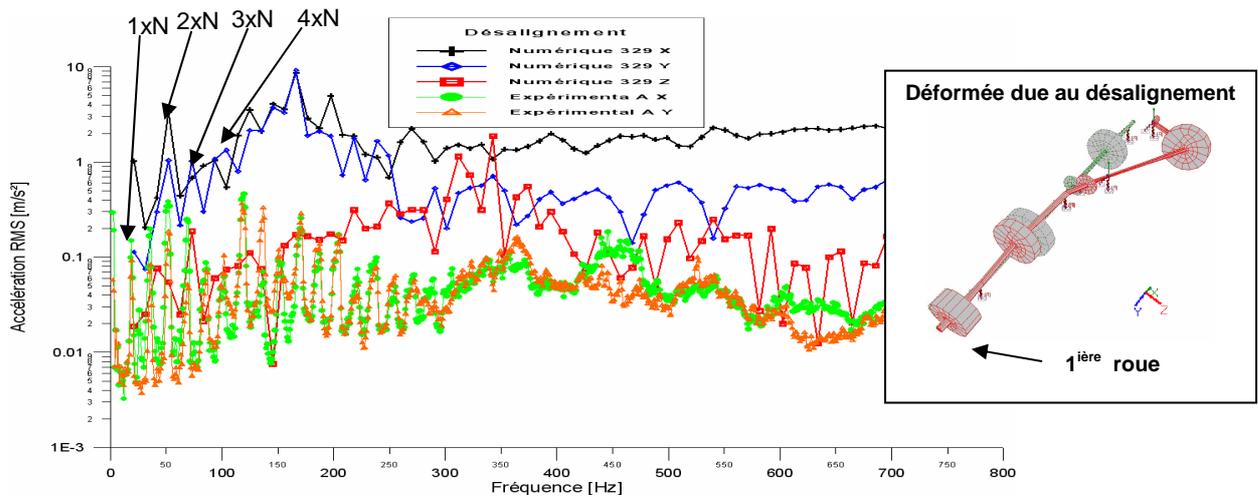


Figure IV.35 Spectre de l'accélération du modèle numérique 3D mesuré au nœud 329 avec vus sur les déformées (désalignement au point B' et C)

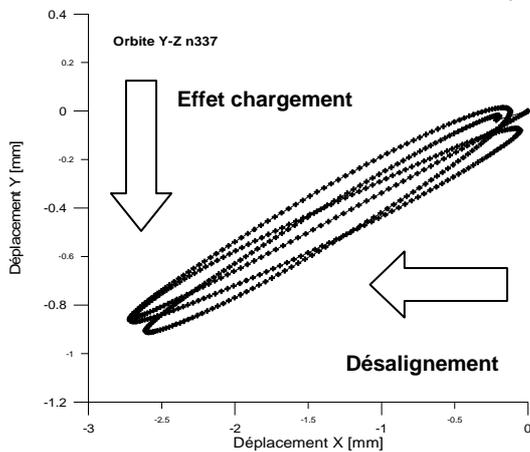


Figure IV.36 Orbite du modèle 3D numérique mesuré au nœud 337

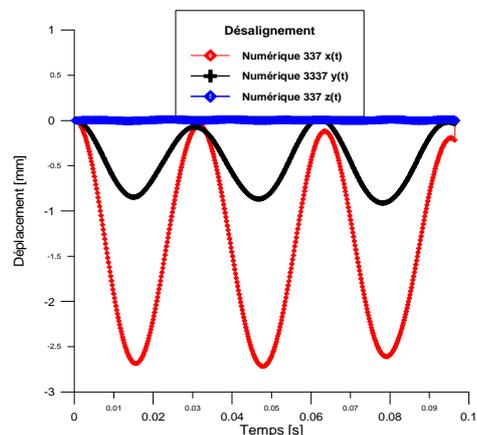


Figure IV.37 Réponses temporelles du modèle 3D numérique mesurée au nœud 337

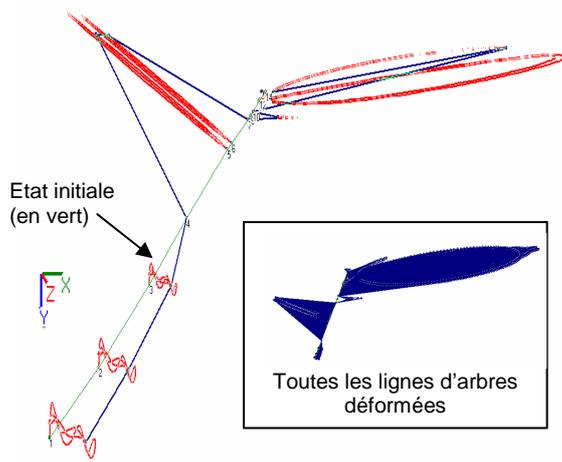


Figure IV.38 Déformée dynamique sans effet des déformations statiques (chargement et désalignement) (x500)

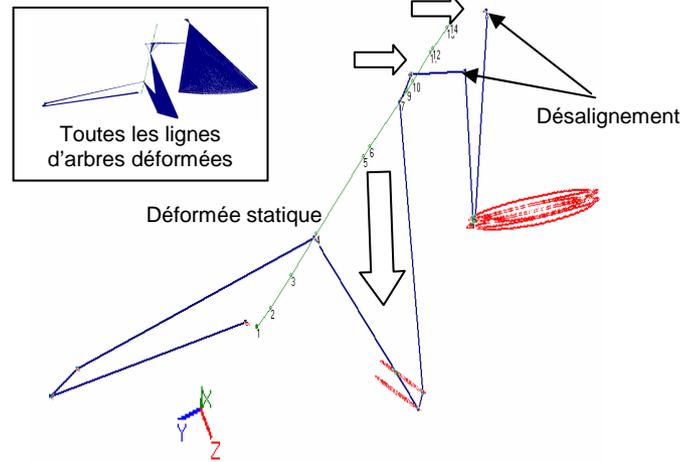


Figure IV.39 Déformée dynamique avec effet des déformations statiques (chargement et désalignement) (x500)

La Figure (IV.38) représente l'historique de la déformée dynamique (en rouge) de la ligne d'arbre (en bleu) après un certain temps de rotation sans considération de l'effet des déformations statiques (chargement et désalignement). Cet effet est visible sur la Figure (IV.39). On observe que le mouvement de la première roue (Figure (IV.35)) comprise entre les points 2 et 3 (Figure (IV.38)), présente une orbite avec des connexions alors que les autres points présentent une orbite tendant vers un cycle limite elliptique. Cette forme d'instabilité est due aux conditions de maintien de cette première roue. La Figure (IV.39) montre la même chose mais avec un effet d'échelle différent.

Table IV.3 Amplitudes des pics suivant x et y (24'2" ou (2.7mm)

Fréquence (Hz)	X	$1 \times N$	$2 \times N$	$3 \times N$	$4 \times N$
Expérimental RMS [m/s ²]		0.150	0.196	0.383	0.248
Numérique 3D RMS [m/s ²]		-	3.4	0.7	0.5
Fréquence (Hz)	Y	$1 \times N$	$2 \times N$	$3 \times N$	$4 \times N$
Expérimental RMS [m/s ²]		0.092	0.082	0.184	0.051
Numérique 3D RMS [m/s ²]		-	1.4	1.0	1.3

C. Commentaire et interprétation

Les premières harmoniques indiquent, par leur niveau d'amplitude l'importance du deuxième et du troisième mode par rapport au premier, le signe du désalignement. Les amplitudes obtenues à partir des résultats numériques sont plus importantes, c'est dû probablement aux effets d'absorption de la structure et des supports non introduits. D'autre part, le déplacement dû au chargement est dominant par rapport au désaxement.

Les modèles classiques [4,137] donnent des déformées modales et la déformée dynamique est reconstituée à partir de plusieurs modes linéaires. Dans notre cas, la déformée dynamique est obtenue directement et indépendamment de la linéarité du système. Par conséquent, elle reflète naturellement le comportement non linéaire qui peut exister, ce qui est différent pour les modèles classiques. Le seul inconvénient du modèle proposé est sa lenteur à créer le diagramme de Campbell. Ce dernier nécessite un calcul itératif. Pour chaque vitesse de rotation, on transforme des réponses temporelles à chaque fois en spectres à partir desquels on soustrait les modes propres (amplitudes et fréquences).

IV.5.2.6 Simulation sur le banc d'essai avec balourd

Cette manipulation consiste à placer une masse de 180g sur la roue centrale. Sur le modèle numérique, le balourd est simulé par un voilement au point 337. (Figure IV.40(c)).

A. Résultats du modèle numérique 3D balourd pour une masse de 180g

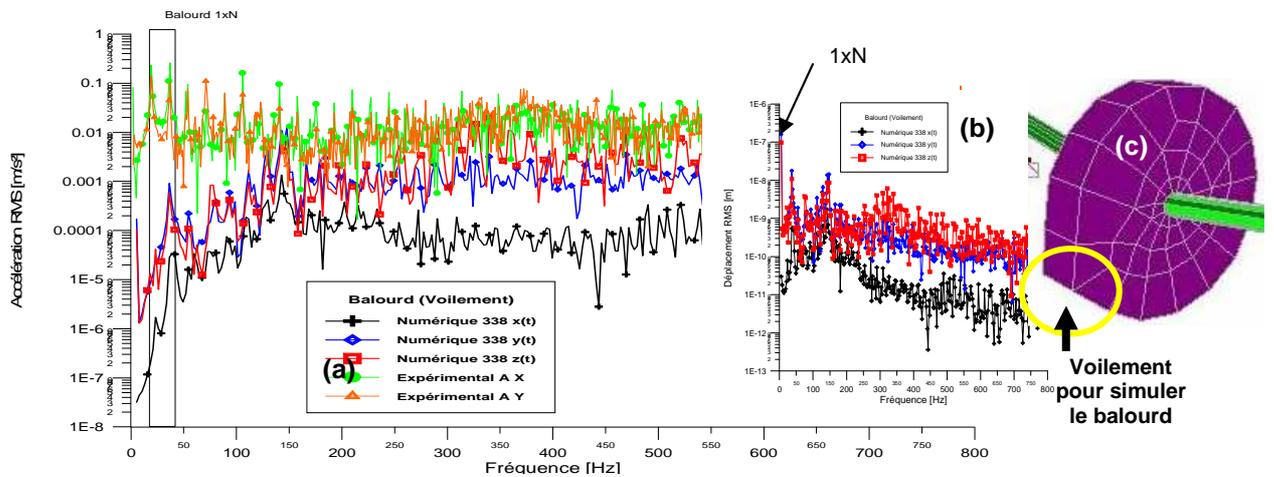


Figure IV.40 Spectres de réponse des modèles numérique 3D (au nœud 338) et expérimental

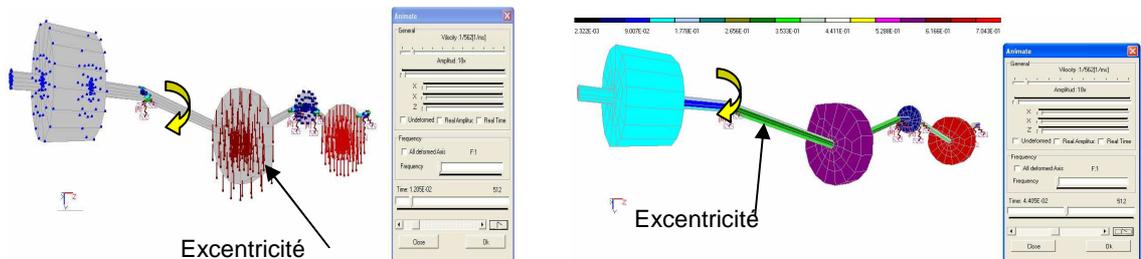


Figure IV.41 Déformées à des instants différents avec champ de déplacement nodale (flèches) et déplacement global par élément (couleur) (l'excentricité géométrique indique le balourd)

Sur la Figure (IV.40), le balourd représenté avec le pic $1 \times N$ est dominant sur le graphe des déplacements (Figure IV.40 (b)), mais sur le graphe des accélérations (Figure IV.40 (a)) d'autres harmoniques sont plus dominantes du fait que la méthode adoptée avec un voilement possède une masse ajoutée plus faible que celle utilisée en expérimentation (180g) ; il suffit de comparer cette orbite à celle du cas de référence (Figure IV.28).

La Figure (IV.41) illustre la déformation, à un instant donné lors du mouvement de rotation, de la ligne d'arbre avec présence d'une excentricité de la roue présentant le balourd.

D'autre part, les Figures (IV.42 et IV.43) illustrent mieux le balourd mais avec un une certaine instabilité n'ayant pas pu atteindre le cycle limite comme l'est le cas expérimental.

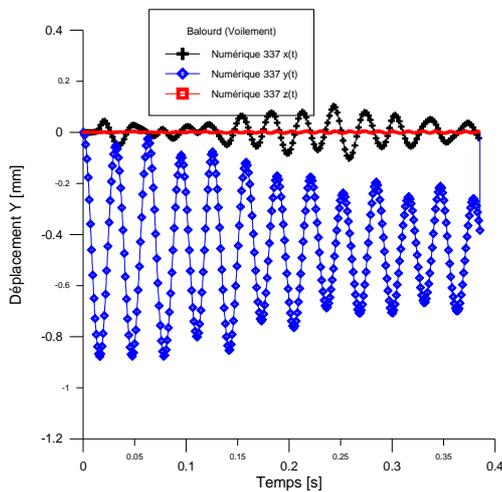


Figure IV.42 Réponses temporelles du modèle 3D numérique mesurée au nœud 337

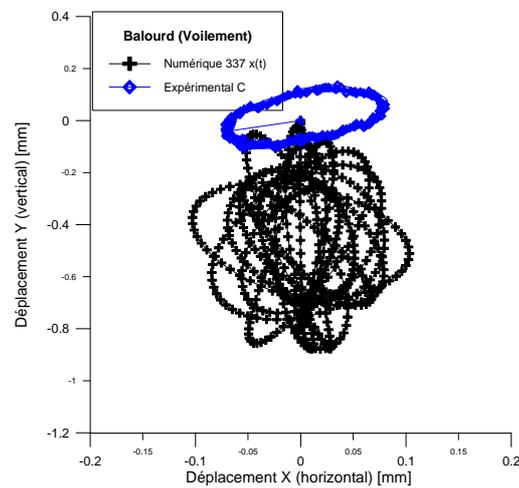


Figure IV.43 Orbite du modèle 3D numérique mesurée au nœud 337

Le tableau suivant présente l'amplitude des pics à la fréquence de rotation ($1 \times N$).

Table IV.4 Amplitudes des pics pour les différents balourds suivant Y

Fréquences [Hz]	18($1 \times N$)	37	54	72	90
Expérimental RMS [m/s^2]	0.4	0.3	0.2	0.3	0.2
Numérique RMS [m/s^2]	0.4e-4	9.2e-4	2.2e-4	8.4e-4	6.0e-4

C. Commentaire général

Le pic correspondant au défaut de balourd est identifiable à la fréquence de rotation ($1 \times N$) égale à **18 Hz**.

Le modèle solide-poutre ne peut être utilisé pour la simulation du défaut de balourd. Alors que le modèle 3D offre des résultats acceptables en forme mais le rapport des amplitudes est préjudiciable au modèle numérique qui souffre du

problème de son incapacité à mettre en évidence toutes les forces appliquées au banc d'essai telles que le serrage provoqué par la courroie d'entraînement, le jeu mécanique et autre.

IV.6 Conclusion et perspectives

Les résultats pertinents obtenus dans cette partie du travail se résument à une étude rétrospective sur les méthodes classiques et de nouvelles approches de modélisations des lignes d'arbres. Cette étude a abouti à la proposition d'un ensemble de procédures de modélisations basées sur le calcul simultané des déformations et du mouvement ainsi qu'à l'élaboration d'un code de calcul pour machines tournantes, un code DAO/CAO et la réalisation d'un banc d'essai.

Le banc d'essai a été soumis, au préalable, à une série de tests de contrôle, de vérification et de caractérisation. Les résultats obtenus ont prouvé sa capacité à simuler correctement les différentes anomalies liées aux lignes d'arbres.

Le code de calcul ALMAKINA a été réalisé dans l'objectif de simuler le comportement dynamique des machines tournantes. Le code dispose d'une base d'éléments finis usuels et a été enrichi par l'implémentation des modèles de roulements à billes, d'arbre fissurés et de lignes d'arbre. Le code a été vérifié par de simples cas avec le code ANSYS et a donné des résultats acceptables.

Les résultats de simulation des différents défauts sont satisfaisants en particulier ceux du modèle 3D. Ce dernier simule correctement les différents défauts mais exige un temps de calcul plus important que celui du modèle solide-poutre.

Globalement, les résultats de cette partie de l'étude sont jugés acceptables à ce stade, alors que les insuffisances méritent d'être traitées et perfectionnées.

Concernant les deux autres approches adoptées, l'approche multi-corps et de l'approche M.E.F. modulaire ou (proche en proche), les résultats obtenus par ces approches restent en-dessous des objectifs fixés, en matière de facilité d'implémentation. Elles nécessitent plus d'efforts afin de les implémenter dans un futur proche.

Le code CAO/DAO MOUHANDIS conçu pour être une aide au code ALMAKINA en matière de conception des pièces de machines et leurs assemblages est exposé en Appendice D. Ce code doit être pourvu de modules de calcul des masses et des inerties ainsi que pour le calcul des rigidités des liaisons.

V. CONCLUSION GENERALE

La conclusion qu'on peut se faire sur ce travail est basée sur les résultats obtenus à partir des différentes études menées.

L'étude d'un roulement à billes a abouti, à l'obtention d'un modèle mathématique simple du comportement non-linéaire en mode statique et dynamique avec simulation de défauts de roulements par des techniques paramétriques et de déplacements imposés.

L'ensemble des choix et hypothèses considérés, pour l'élaboration des modèles de comportement et de défaillances, a été justifié par la qualité des résultats obtenus.

La comparaison et/ou la confrontation des résultats du modèle proposé avec les résultats expérimentaux et ceux de la littérature montre de bonnes concordances. Ces résultats ont fait apparaître le caractère multifonctionnel du modèle. Ils ont dévoilés d'autres avantages : l'importance du type de nombre pair ou impair des billes sur la raideur dynamique, le positionnement des défauts et leurs intervalles, la relation de phase entre impulsions et l'effet de la taille du défaut sur l'évolution des pics d'harmoniques.

L'étude de l'arbre fissuré a porté sur l'amélioration de la modélisation analytique classique et elle a permis de suggérer de nouvelles techniques de détection.

Les résultats obtenus à partir du modèle proposé pour l'arbre fissuré, sont globalement satisfaisants et justifient les corrections apportées au modèle traditionnel.

L'étude des lignes d'arbres a mené à plusieurs propositions dont certaines ont été concrétisées par leur mise en équations et leur implémentation dans des codes de calculs.

La vérification expérimentale de la modélisation de certains défauts des lignes d'arbres des machines a révélé le caractère laborieux de l'expérimentation et la difficulté de joindre le réel au théorique. D'autre part, elle a permis de montrer les difficultés de la programmation caractérisées par l'ampleur du temps de calcul.

BIBLIOGRAPHIE

- 001- Dougdag M. & Ouali M., Introduction de défauts dans l'étude des machines tournantes, thèse de magister, soutenu juin 2001, Université de Blida.
- 002- Blanc Henri, Dynamique des rotors en torsion. Répartition de l'inertie et de la raideur, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, Volume BM 5 122, Août-1995, pp. 14-15.
- 003- Martial Naudin, Vibrations et contraintes alternées dans les turbomachines, © Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, Volume BM 4 175,2005. pp. 11
- 004- Arnaud Allezy, Contribution a l'analyse du comportement dynamique de machines tournantes en régime transitoire. Approches métrique et expérimentale. Thèse de doctorat présentée à l'INSA LYON, N° d'ordre 2006-ISAL-0013, année 2006. pp. 146-150.
- 005- L. Bourgain, R. Dart & J. Bourgain, Machines tournantes et circuits pulsés. Applications Industrielles et médicales de l'analyse spectrale, Dunod, Edition Bordas 1988, pp. 392-411
- 006- Joseph E. Shigley & Larry D. MITCHEL. Mechanical Engineering Design. 4th Edition. McGraw-Hill, 1983, pp. 85-88, pp. 484-514
- 007- Palmgren A. Ball and roller bearing engineering, 3rd Ed., S. Burkank & Co, Philadelphia (1959).
- 008- Eschmann, P., Hasbargen, L. And Weigand, K., 1985, Ball and roller bearings, theory, design and application, r, oldenburg verlag, john wiley and sons , INC.
- 009- Kraus, J., Blech, J.J., Braun, S.G., 1987, In situ determination of roller bearing stiffness and damping by modal analysis. Trans. of the A.S.M.E., Journal of vibration, acoustics stress and reliability in design, vol. 109, pp.235-240
- 010- Drago, R.J., 1980, New approach for analysing transmission noise, Machine Design, vol.52 n°27, pp.114-115
- 011- Rajab, M.D., 1982, Modelling of the transmissibility through rolling-element bearing under radial and moment loads. Ph.D. thesis. The Ohio state university. Columbus. Ohio.
- 012- Young, W.B., 1988, Dynamic modelling and experimental measurement of gear shaft and housing system, m.s. thesis, the ohio state university, columbus, ohio.

-
- 013- Lim, Teik Chin, Vibration transmission through rolling element bearings in geared rotor systems, the Ohio State University, 1989, pp. 12-60
- 014- Philippe VELEX, Modélisation du comportement dynamique des transmissions par engrenage, INSA/LMC/Laboratoire de mécanique de contacts, URA, CNRS 856, Lyon, Publication CETIM/ Comportement dynamique et acoustique des transmissions par engrenage, Synthèse Bibliographique, 1993, pp 60-68
- 015- De Mul, J.M., Vree, J.M., and Maas, D.A., 1989a, Equilibrium and associated load distribution in ball and roller bearings loaded in five degrees of freedom while neglecting friction. part I general theory and application to ball bearings, Trans. of the A.S.M.E., Journal of Tribology, vol.111, pp.149-155
- 016- Fukata, S., E.H., Kondou, T., Ayabe, T., and Tamura, H., 1985, On the Radial Vibration of Ball Bearing, Bulletin of JSME, Vol. 28, N°239, pp.899-904
- 017- Yhland, E., 1992, A linear theory of vibrations caused by ball bearings elasticity in gear at moderate speed. Trans. Of the A.S.M.E., Journal of Tribology, vol. 154, pp.348-359
- 018- Choi, I.S., Simulation des mécanismes complexes en C.M.A.O. étude des non linéarités de comportement. Application aux boîtes de transmission de puissance d'hélicoptères. Thèse de doctorat. INSA de Lyon, 1993 n°93 ISAL, 0034, pp.224
- 019- Bourdon Adelin, Modélisation dynamique globale des boîtes de vitesses automobiles, thèse de doctorat à INSA de Lyon, 1997, n°97 ISAL 0084, pp.23-42
- 020- Michael Louis Adams, Analysis of Rolling Element Bearing Faults in Rotating Machinery Experiments, Modelling, Fault Detection and Diagnosis, Thesis for Doctor of philosophy in the case Western Reserve University, august 2001. pp.12-13, 25-28,50-53,74-108,147-183
- 021- Brian T. Holm-Hansen, Development of self-diagnostic rolling element bearing, Thesis for Doctor of philosophy in the University of Massachusetts, 1999, pp.12-30
- 022- Hoonbin Hong, Ming Liang, Fault severity assessment for rolling element bearings using the Lempel–Ziv complexity and continuous wavelet transform, Journal of Sound and Vibration 320 (2009) 452–468
- 023- Petro Tkachuk and Jens Strackeljan, A 3D-ball bearing model for simulation of axial load variations, The Seventh International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies, 201
- 024- Shahab Hasanzadeh Ghafari, A Fault Diagnosis System for Rotary Machinery Supported by Rolling Element Bearings, thesis presented to the University of Waterloo, Ontario, Canada, 2007, pp 41,44

- 025- Ian Howard, A review of rolling elements bearing vibration "Detection, Diagnostic and Prognostic, published by Aeronautical and Maritime Research Laboratory Airframes and Engines Division, DSTO-RR-0013, Melbourne Victoria 3001, Australia, October 1994, pp. 1-10
- 026- M. MORET, Roulements et butés à billes et à rouleaux, Techniques de l'ingénieur, Volume B5-I, Août-1995
- 027- Harris, T. A., 1991, Rolling Bearing Analysis, 3rd Ed., Wiley, New York.
- 028- François Louf, Contact théorie de Hertz, 2003, site Internet [http //agregb1.dgm.enscachan.fr/Documents/TheorieTP/files/Contact.pdf](http://agregb1.dgm.enscachan.fr/Documents/TheorieTP/files/Contact.pdf), pp.1
- 029- Mark Lelkes, Définition des engrenages Klingenberg, Thèse de doctorat présentée à l'INSA LYON, N° d'ordre 02-ISAL-0012, année 2002. p p. 106-110, pp. 125-127.
- 030- PALMGREN, A. Les roulements, description, théorie, applications, SKF PARIS, 1967, pp. 120
- 031- KRÄMER, E. Dynamics of Rotors and foundation. Berlin, Springer-Verlag. 1993
- 032- S. TIMOSHENKO, Résistance des matériaux. Théorie élémentaire et problèmes, année 1968, tome I et II, collection Dunod technique, pp. 2-19
- 033- Dougdag M. & Ouali M., The calculation of ball bearing nonlinear stiffness Theoretical and experimental study with Comparisons. Journal of Engineering and Applied Sciences 3 (11) 872-883, 2008
- 034- Dougdag M., Ouali M, An experimental testing of a simplified model of a ball bearing: stiffness calculation and defect simulation, Meccanica DOI 10.1007/s11012-011-9434-0, Received: 28 December 2008 / Accepted: 13 May 2011, © Springer Science+Business Media B.V. 2011 (**Impact Factor = 0.8**)
- 035- Dougdag M., Ouali M, A simple and compact model of defects and non-linear dynamic stiffness of a ball bearing, Mécanique & Industries 10, 525-543 (2009), www.mecanique-industries.org, DOI:10.1051/meca/2010011,(c)AFM, EDP Sciences 2009 (**I.S.I. = 0.06**)
- 036- Dougdag M. & Ouali M., Modélisation d'un Roulement à billes et de ses Défauts. Etude Comparative, XV colloque Vibrations Chocs & Bruit, Lyon France du 14, 15 et 16 Juin 2006
- 037- Estocq P., Une approche méthodologique numérique et expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire de défauts d'écaillage de roulements à billes, thèse de doctorat, Université de Reims Champagne Ardenne, 2004. pp. 35-5
- 038- Mario Paz, Structural dynamics. Theory and computation, Van nostrand reinhold company New-York, 1985 (2e Edition), pp.389-397
- 039- Pierre Ladevèze and Jean-Pierre Pelle, Mastering Calculations in Linear and Nonlinear Mechanics, Translated by Theofanis Strouboulis, Mechanical Engineering Series Frederick F. Ling, 2005 Springer Science+Business Media, Inc. pp. 250

-
- 040- Allan G. Piersol & Thomas L. Paez, HARRIS'SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK, Sixth Edition, McGRAW-HILL, 2010, 2002, 1995, 1988, 1976, 1961 by The McGraw-Hill, Printed in the United States of America., pp. (16-8)-(16-24) and (24.14)-(24.16)
- 041- I. A. Pasyukova, Bifurcations of Cylindrical Precessions of an Unbalanced Rotor, TECHNISCHE MECHANIK, Band 26, Heft 1,(2006), 1– 10, Manuskripteingang 12. Oktober 2005, pp. 1-10
- 042- Andrew LIEW, A study of a rotor system with ball bearing non-linearity; and the development of transfer matrix techniques suitable for analysing such systems. Thesis for Doctor of philosophy in New South Wales University, 2002. pp. 9
- 043- Zeki Kiral & Hira Karagülle, Vibration analysis of rolling element bearings with various defects under the action of an unbalanced force, Mechanical Systems and Signal Processing 20 (2006) 1967–1991, pp.1971-1987
- 044- yuzhong cao, Modelling of high-speed machine-tool spindle systems, Thesis for Doctor of philosophy in the faculty of graduate studies, the university of British Columbia, March 2006, pp. 20-82
- 045- Flygt, ITT Industries, Engineering for life. Shaft and Bearings Calculations. Year 2004, N° 02.03.Eng. 0,5 M. 04.04 892932. www.flygt.com, pp. 7
- 046- Romax technology-Technical support, Tools for Engineering Excellence, Bearings Questions and Answers Guide, year 2007, [http //www.romaxtech.com/ index.php](http://www.romaxtech.com/index.php)-
- 047- Angelo M., Vibration monitoring of Machines, Technical Review N°1-1987, Brüel & Kjær , pp.11-31
- 048- Brüel & Kjær , Surveillance des machines, révision Sept.1990, pp.19-33
- 049- RANDALL, B. TECH R.B., B.A., Frequency Analysis, 3rd edition 1st print Brüel & Kjær 1987, pp.179, 288-295
- 050- TRAMPE BROCH J., Mechanical Vibration and Shock Measurements, Brüel & Kjær , Avril 1984, pp.197-205
- 051- Arul Muthukumarasamy and Suri Ganeriwala, Diagnosis of Rolling Element Bearing Faults using Envelope Analysis, [http //www.spectraquest.com/](http://www.spectraquest.com/),Tech Note, SpectraQuest Inc (2009), pp. 1-11
- 052- Hans Konstantin-Hansen and Henrik Herlufsen, Envelope and Cepstrum Analyses for Machinery Fault Identification, Brüel & Kjær , www.SandV.com, SOUND & VIBRATION, MAY 2010, 1-10
- 053- BOUCHERIT hamid, Analyse expérimentale et numérique des défauts de paliers à roulements pour le diagnostic des machines tournantes. Thèse de Magistère, Ecole Nationale Polytechnique El Harrach, Alger 2007. pp 28,54-59,96
- 054- Alexej Barkov and Natalja Barkova, Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings - Part 1, VibroAcoustical Systems and Technologies,

St.Petersburg, Russia, Edited by John S. Mitchell, Contributing Editor for Sound & Vibration.

- 055- A. A. ROQUE, T. A. N. SILVA, J. M. F. CALADO and J. C. Q. DIAS, Rolling bearing fault detection and isolation – A didactic study, 4th WSEAS/IASME International Conference on EDUCATIONAL TECHNOLOGIES (EDUTE'08) Corfu, Greece, October 26-28, 2008
- 056- V. Barkov, N. A. Barkova, ?1996, Non-linear Signal Models in Vibroacoustic Machine Diagnostics.
- 057- V. Barkov, N. A. Barkova, The artificial intelligence systems for machine condition monitoring and diagnostics by vibration, Published in the Proceedings of the Saint Petersburg Post-graduate Institute of the Russian Federation Power Industry and Vibration Institute, USA, Volume 9, Saint Petersburg, 1999.
- 058- N. Sawalhi, R.B. Randall, Simulating gear and bearing interactions in the presence of faults Part II. The combined gear bearing dynamic model and the simulation of localised bearing faults, Mechanical Systems and Signal Processing 22 (2008) 1924–1951
- 059- Zeki Kiral & Hira Karagülle, Simulation and analysis of vibration signals generated by rolling element bearing with defects, Tribology International Volume 36, Issue 9, September 2003, Pages 667-678, pp.669-673
- 060- Abdullah Morhain Al-Ghamd & David Mba, A comparative experimental study on the use of acoustic emission and vibration analysis for bearing defect identification and estimation of defect size, Mechanical Systems and Signal Processing 20 (2006) 1537–1571, October 2004, pp.1538-1541, 1546
- 061- Chao-Shih Liu, Fault detection of rolling element bearings, Thesis for Doctor of philosophy in the University of Washington 2005, pp.96-98.
- 062- Fabrizio vestroni & antonino morassi, dynamic methods for damage detection in structures, international centre for mechanical sciences, ISBN 978-3-211-78776-2 Springer Wien New-York, © 2008 by CISM, Udine Printed in Italy, SPIN 12244355
- 063- Itzhak Green and Cody Casey, Crack Detection in a Rotor Dynamic System by Vibration Monitoring—Part I: Analysis, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power APRIL 2005, Vol. 127 Ö 425, DOI: 10.1115/1.1789514, Copyright © 2005 by ASME
- 064- Saber EL AREM, Vibrations non-linéaires des structures fissurées Application aux rotors de turbines, THÈSE doctorat présentée à L'ÉCOLE NATIONALE DES PONTS ET CHAUSSÉES en janvier 2006
- 065- A. D. Dimarogonas & S. A. Paipettis, Analytical Methods in Rotor Dynamics, ASP , 1983, Pages 144-166
- 066- Mihir Kumar Sutar, Fault detection of crack cantilever beam using smart technique, thesis of Master, Department of Engineering, National Institute of Technology, Rourkela, Orissa, India, 2009, pp. 19-22

-
- 067- Gasch R. Dynamic behaviour of a simple rotor with a cross-sectional crack, IME Conf Publ., Vibrations in Rotating Machinery, Paper C178/76, 1976
- 068- Henry T.A. and Okah-Avale B.E. Vibrations in cracking shafts, *ibid.* Paper C162/76, 1976
- 069- Shuncong Zhong, S. Olutunde Oyadiji, Analytical predictions of natural frequencies of cracked simply supported beams with a stationary roving mass, *Journal of Sound and Vibration* 311 (2008) 328–352
- 070- A. Ranjbaran, A. R. Shokrzadeh & S. Khosravi, A new finite element analysis of free axial vibration of cracked bars, *Communications in Numerical Methods in Engineering*, Article first published online 11 JUN 2010, DOI 10.1002/cnm.1400, Copyright © 2010 John Wiley & Sons, Ltd.
- 071- E. Chahine, P. Laborde, Y. Renard, Enrichissement singulier à l'aide d'une fonction cut-o d'un fond de fissure avec XFEM, SMAI, 2006
- 072- Saber El Arem and Habibou Maitournam, Un élément fini de poutre fissurée application à la dynamique des arbres tournants, Manuscrit auteur, publié dans "Revue Européenne de Mécanique Numérique 16, 5 (2007) 643-663. DOI: 10.3166/REMN.16.643-663 (hal-00421768, version 1 - 3 Oct 2009)
- 073- Ewins D. J., "Modal Testing Theory and Practice", Research Studies Press LTD, England, (1984).
- 074- S. FRACIS, MORIS, "Mechanical vibrations theory and application", second edition, University of Colorado, 1978.
- 075- MELLAL NACIM, Identification des Dommages dans les Barres d'Acier en Employant des Indices Basés sur l'Analyse Modale Expérimentale et Numérique, thèse de Magistère soutenue au Département de Mécanique, Faculté des Sciences de l'Ingénieur, Université Saad Dahleb de Blida, Juin 2010
- 076- T. Pafelias. Dynamic response of a cracked rotor. Technical Information Series DF-74-LS-79, General Electric Co., 1974.
- 077- J. Wauer. On the dynamics of cracked rotors A literature survey. *Applied Mechanical Reviews*, 43, 1, 13–17, 1990.
- 078- R. D. Entwistle and B. J. Stone. Survey of the use of vibration methods in the assessment of component geometry. *Vib. and Noise Meas. Pred. and Cont.*, Inst. engineers, Australia, 90 210–217, 1990.
- 079- A. D. Dimarogonas. A brief history of rotor dynamics. In *Rotordynamics*, volume 92, Venise, 1992. Springer.
- 080- A. D. Dimarogonas. Vibration of cracked structures A state of the art review. *Engineering Fracture Mechanics*, 55 (5) 831–857, 1996.
- 081- R. Gasch. A survey of the dynamic behavior of a simple rotating shaft with a transverse crack. *J. Sound and vibration*, 160 313–332, 1993.

-
- 082- P. Gudmundson. Eigenfrequency changes of structures due to cracks, notches or other geometrical changes. *J. Mech. Phys. Solids*, 30(5) 339–353, 1982.
- 083- P. Gudmundson. The dynamical behavior of slender structures with cross-sectional cracks. *J. Mech. Phys. Solids*, 31 329–345, 1983
- 084- Houssein Nacer, Surveillance vibratoires des structures mécaniques sous contraintes thermiques, thèse de Doctorat, Université de Rennes 1, 2006, France.
- 085- Alvandi, Alireza., “Contribution à l'utilisation pratique de l'évaluation dynamique pour la détection d'endommagements dans les ponts ”, Thèse de Doctorat, École Nationale des Ponts et Chaussées, Paris, France, 2003.
- 086- A.K. Pandey, M. Biswas and M.M. Samman. Damage detection from changes in curvature mode shapes. *Journal of Sound and Vibration*, 145(2) 321-332, 1991.
- 087- F. S. Barbosa, C. C. H. Borges, C. Cremona, Damage evaluation of structures using dynamic measurements, XXV CILAMCE -Iberian Latin-American Congress on Computational Method in Engineering, Recife, Brazil.
- 088- A. K. Darpe, K. Gupta, and A. Chawla. Analysis of the response of a cracked jeffcott rotor to axial excitation. *J. Sound Vib.*, 249(3) 429–445, 2002.
- 089- A. K. Darpe, K. Gupta, and A. Chawla. Dynamics of a two-crack rotor. *J. Sound Vib.*, 259(3) 649–675, 2003.
- 090- A. K. Darpe, K. Gupta, , and A. Chawla. Coupled bending, longitudinal and torsional vibrations of a cracked rotor. *J. Sound Vib.*, 269 33–60, 2004.
- 091- A. K. Darpe, K. Gupta and A. Chawla. Transient response and breathing behaviour of a cracked jeffcott rotor. *J. Sound Vib.*, 272 207–243, 2004.
- 092- J. Sinou, A.W. Lees, The influence of cracks in rotating shafts, *Journal of Sound and Vibration* 285 (4–5) (2005) 1015–1037.
- 093- O. S. Jun and H. J. Eun. Modelling and vibration analysis of a simple rotor with a breathing crack. *J. Sound and Vibration*, 155(2) 273–290, 1992
- 094- Dr. Amar GHOUL, Mécanique de la rupture, ouvrage réalisé par CASBAH édition 2005, ISBN 9947-0-0847-9.
- 095- Philippe Le Grogneq, Saïd Hariri, Mansour Afzali & Haïdar Jaffal, Nocivité des défauts et propagation de fissures dans les équipements sous pression, 18ème Congrès Français de Mécanique Grenoble, 27-31 août 200
- 096- E. GALENNE, SSLV110 - Fissure elliptique dans un milieu infini, Code Aster EDF-R&D/AMA, 15/02/2008, p 1/14
- 097- Suzanne Degallaix & Bernhard Ishner, *Traité des Matériaux Caractérisation expérimentale des matériaux, Propriétés physiques, thermiques et mécanique (Tome 1 & 2)*, PPUR Presses polytechniques et universitaires Romandes 2008. ISBN 2880745675, 9782880745677, 402 pages

- 098- GHOUL A., Cours Mécanique de la rupture, CDSE 1990. Page 10
- 099- D. R. J. OWEN & A. J. FAWKES, Engineering Fracture Mechanic Numerical methods and applications, 1983,
- 100- Ouall Mohammed & Dougdag Mourad, Calculation model of the stiffness of the cylindrical shaft, including a transverse crack, XVI colloque Vibrations Chocs & Bruit, Lyon France du 14, 15 et 16 Juin 2008
- 101- C. A. Papadopoulos and A. D. Dimarogonas. Coupling of bending and torsional vibration of a cracked timoshenko beam. Ing. Arch., 57 496–505, 1987.
- 102- Saber El Arem, Shearing effects on the breathing mechanism of a cracked beam section in bi-axial flexure, European Journal of Mechanics - A/Solids / European Journal of Mechanics - A/Solids 28, 6 (2009) 1079-1087
- 103- J. K. SS, M. I. FSL and S. ES, Simplified models for the location of cracks in beam structures using measured vibration data, available online at <http://www.idealibrary.com> on IDEAL®, Journal of Sound and vibration (2002) 251(1), 13}38 doi:10.1006/jsvi.2001.3978
- 104- Loutridis S., E. Douka & Il.J. Hadjileontiadis. Forced vibration behaviour and crack detection of cracked beams using instantaneous frequency, NDT&E International 38 (2005) 411-419.
- 105- Marta B. Rosales, Carlos P. Filipich, and Miguel A. Conca, CRACK DETECTION IN A SPINNING BEAM, Mecanica Computational Vol. XXIII, G.Buscaglia, E.Dari, O.Zamonsky (Eds.), Bariloche, Argentina, November 2004
- 106- Ouahabi A, Thomas M.et Lakis , Détection de fissures de respiration de fatigue par excitation harmonique et analyse temps-fréquence, Département de Génie Mécanique, École de technologie supérieure, Montréal, Québec, CANADA
- 107- Chris A. Papadopoulos, The strain energy release approach for modeling cracks in rotors: A state of the art review, Mechanical Systems and Signal Processing 22 (2008) 763–789, 0888-3270/\$ - see front matter r 2007 Elsevier Ltd. All rights reserved. doi:10.1016/j.ymssp.2007.11.009
- 108- Cyril M. Harris & Allan G. Piersol, HARRIS' SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK, Fifth Edition, ISBN 0-07-137081-1 ,McGRAW-HILL, 2002, 1996, 1988, 1976, 1961 by The McGraw-Hill Companies, Inc. All rights reserved. Printed in the United States of America. Pp. (7-14)-(7-20)
- 109- V. V. Matveev and A. P. Bovsunovskii, Some aspects of vibration of an elastic body with a “breathing” discontinuity of material, UDC 620.178; 620.179, Strength of Materials, Vol. 32, No. 5, 2000, 0039–2316/2000/3205–0434\$25.00 Copyright © 2001 Plenum Publishing Corporation
- 110- Maeck, Damage Assessment of Civil Engineering Structures by Vibration Monitoring, Thèse de Doctorat, Katholieke Universiteit Leuven - (Belgium), 2003.
- 111- A. k. Batabyal, Crack Detection in Cantilever Beam Using Vibration Response, Springer Science + Business Media B.V. 2008,

-
- 112- Han-Ik Yoon, In-Soo Son, Sung-Jin Ahn, Free Vibration Analysis of Euler-Bernoulli Beam with Double Cracks, *Journal of Mechanical Science and Technology* 21 (2007) 476–485
- 113- G.M. Owolabi, A.S.J. Swamidas*, R. Seshadri, Crack detection in beams using changes in frequencies and amplitudes of frequency response functions, *Journal of Sound and Vibration* 265 (2003) 1–22
- 114- Romain Langlois, analyse numérique d'une base de données expérimentale de tubes sollicités en flexion, Projet de fin d'étude, Laboratoire d'études Mécanique et thermiques, Centre d'étude de Saclay, France.
- 115- Jean-Sébastien Dupu, Comparaison de méthodes dynamiques d'analyse du comportement mécanique de matériaux, LMGC - Université Montpellier II, 2007
- 116- Adams RD, Cowley P, Pye CJ, Stone BJ. A vibration technique for non-destructively assessing the integrity of structure. *Journal of Mechanical Engineering Science* 1978; 20 93-100.
- 117- Yumin He, Junjie Ye, Xuefeng Chen, Zhengjia He, Discussion on calculation of the local flexibility due to the crack in a pipe, *Mechanical Systems and Signal Processing* 23(2009) 804–810
- 118- Christides, S., & Barr, A.D.S., "One-dimensional theory of cracked Bernoulli Euler beams, *International Journal of Mechanical Sciences* 26 (11/12) (1984).
- 119- Paul-Eric Dupuis, "Essais de vibrations, mesures et exploitation des résultats", *Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, Volume BM 5 160*, (2003).
- 120- Jacquet-Richardet Georges, GUINGAND Michèle, Evolution de la recherche actuellement au domaine des DSR, 2006, Adresse [http //ldms.insa-lyon.fr/ldms/page_perso.php?&cd_dossier15](http://ldms.insa-lyon.fr/ldms/page_perso.php?&cd_dossier15)
- 121- Grau G, Iordanoff I, Bou-Saïd B and Berthier, Mise en évidence de l'influence du comportement non linéaire des paliers aérodynamiques sur la dynamique de rotors flexibles, Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides, INSA de Lyon, 2005, France
- 122- Jim Dello, Frequency evaluation of steam turbine bladed disk, Dresser-Rand, Wellsville, NY, USA, 2002
- 123- Marius Vasylius, Jolanta Janut nien & Jurgita Grigonien, Mathematical modeling of dynamics of air blower rotor, ISBN 978-9955-28-283-9, International Conference, 20th EURO Mini Conference, "Continuous Optimization and Knowledge-Based Technologies", EurOPT-2008, May 20–23, 2008, Neringa, LITHUANIA
- 124- A. Sternchüss, E. Balmès, Réductions de modèles de rotors de turbomachines, Laboratoire MSSMat UMR 8579, Ecole Centrale Paris, 92295 Châtenay-Malabry
- 125- Swapan Kumar Nandi, Sub-Structuring Based Rotordynamic Analysis of Gas Turbine Engine, Paper published in International conference of VETOMAC-II, Vibration Engineering and Technology of Machinery, 2002

-
- 126- Hamit SARUHAN, Modeling and Simulation of Rotor-Bearing Systems, Proceedings of 5th International Symposium on Intelligent Manufacturing Systems, May 29-31, 2006 292-303,
- 127- C. Villa — J-J. Sinou — F. Thouverez — M. Massenzio, Etudes numérique et expérimentale d'un système tournant à supports flexibles variables, Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes CNRS-UMR 5513, Equipe Dynamique des Structures et des Systèmes, Ecole Centrale de Lyon, 36 avenue Guy de Cologne, 69134 Ecully Cedex, France.
- 128- Blanc Henri, Dynamique des rotors en torsion. Introduction Torsion shaft dynamics. Introduction Techniques de l'ingénieur, Paris, France, INIST-CNRS, Cote INIST 27363 K, 35400012590908.0010, 2000
- 129- Michèle BASSEVILLE, Marie-Odite CORDIER, Surveillance et diagnostic des systèmes dynamiques Approches complémentaires du traitement de signal et de l'intelligence artificielle, Rapport de recherche n°285/04-1996, INRIA
- 130- VIBRO-METER, Les machines tournantes et leurs comportements vibratoires, Edition n°1/Aout 1986
- 131- Smith J. Derek, Gears and their vibrations. A basic approach for understanding gear noise, copyright 1983 by DEKKER Marcel Inc. USA
- 132- R. BIGRET, Bases pour l'étude dynamique des poutres et des rotors, Techniques de l'ingénieur, Volume B5-III, Août-1995
- 133- INGM 1989, Cours Etude des arbres, Cycle Ingénieurs 4e A, cours de Techno-Arbres, INGM, 1988/1989, pp 1-23
- 134- Michel Lalanne, Guy ferraris, Dynamique des rotors en flexion, © Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, Volume BM 5 110, Edition 2005, pp. 12
- 135- VIBRO-METER, Introduction à l'analyse modale. Théorie expérimentale des structures mécaniques, P/N 561-008 F, Edition n°3/Mars 1989.
- 136- J. Trampe Broch, Mechanical Vibration and Shock Measurements, Brüel & Kjær, Avril 1984
- 137- Arnaud Lazarus, Influence des défauts sur le comportement dynamique d'une machine tournante, LMS, CEA, Club CAST3M 2007
- 138- F. Ambrogi , C. Braccesi , F. Cianetti, Simulation de corps flexibles. Approche multicorps Mechanical Dynamics S.r.l. Italy, Via Palladio 98, 33010 Tavagnacco (UD) – Italy Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Perugia Via G. Duranti 1, 06100 Perugia - Italy E-mail cianfi@unipg.it, 2005
- 139- La MEFPIL, Méthodes Eléments Finis avec des Points d'Intégration Lagrangiens m Institut de Recherche en Génie Civil et Mécanique - Centrale Nantes - Ecole Centrale de Nantes - MEFPIL.htm - [http //www.ec-nantes.fr/-](http://www.ec-nantes.fr/), 2005

-
- 140- Frédéric Dufour, Méthode des éléments finis avec des points d'intégration Lagrangiens - MEFPIIL, R&DO, GeM - Institut de Recherche en génie civil et mécanique, 17ème Congrès Français de Mécanique Troyes, septembre 2005, France
- 141- Tse P., Peng Y.H. and Yam R., Wavelet Analysis and Envelop Detection For Rolling Element Bearing Fault Diagnosis - Their Effectiveness and Flexibility, Transactions of the ASME, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 123(3), July, 2001, pp.303-310.
- 142- Tse P., Xu G., Qu L., and Kumara S., An Effective and Portable Electronic Ear for Fault Diagnosis Using Machine Operating Sound Directly, International Journal of Acoustics and Vibration, an affiliated Journal of the Institute of Acoustics and Vibration (IIAV), Vol. 6(1), March 2001, pp. 23-31
- 143- Rosu , Optimisation of rotor pole shape of switched reluctance motors and the effect of rotor eccentricity on unbalanced magnetic pull and noise emissions, IEEE international electric machines and drives. Electric Motors and Drives, 1997
- 144- Romain Boman, Développement d'un formalisme Arbitraire Lagrangien Eulérien tridimensionnel en dynamique implicite. Application aux opérations de mise à forme, Thèse présentée en vue de l'obtention du grade légal de Docteur en Sciences de l'Ingénieur, Mars 2010,
- 145- David Lornage, Dynamique globale des lignes d'arbres de turbomachines couplées aux fluides environnants. Application aux cas des lames fluides, thèse de doctorat soutenue en 2001 à l'Institut national des sciences appliquées de Lyon, N° d'ordre 2001 ISAL 67, pp. 5-20
- 146- Yuan Di and Tadanobu Sato, Remapping scheme in ale method for liquefaction simulation, 16th ASCE Engineering Mechanics Conference, July 16-18, 2003, University of Washington, Seattle, USA
- 147- CHADI Mohamed Seddik et RAHMANI Mustapha, Initiation à l'étude des machines tournantes par la mise à niveau et la valorisation d'un banc d'essai de simulation, mémoire d'ingénieur d'état, Université Saad Dahleb Blida, Institut de Mécanique, 2006
- 148- Jean Sabot, Comportement Acoustique des transmissions par engrenages, Ecole centrale de Lyon/LDTS/Laboratoire de tribologie & dynamique des systèmes, URA, CNRS 855, Lyon, Publication CETIM/ Comportement dynamique & acoustique des transmissions par engrenage, Synthèse Bibliographique, 1993.

APPENDICES

APPENDICE A

Démonstratrice de la formule de défaillance d'un roulement à bille

Soit deux cercles décalés l'un par rapport à l'autre, on cherche à calculer la distance radiale entre eux.

Cet exemple est présenté pour démontrer l'approche proposée. On suppose que sous l'effet du chargement la bague intérieure indéformable se décale du centre avec une distance cumulant le jeu existant et les déformations des billes.

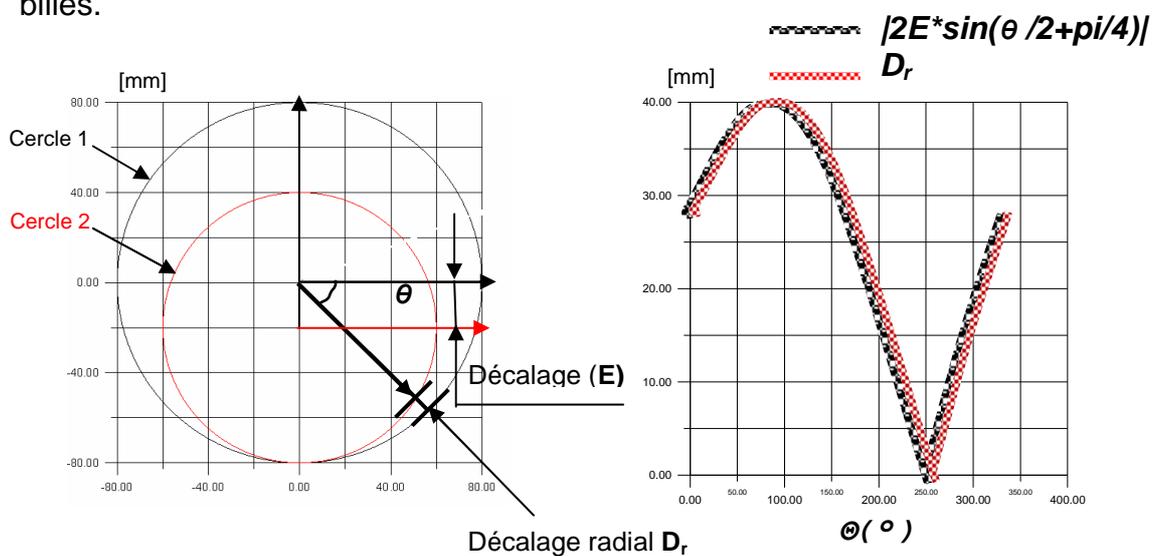


Figure A.1 Différence radiale pour un angle donné

La deuxième figure montre que la différence radiale est confondue avec la valeur absolue du sinus.

APPENDICE B

Description du banc d'essai de simulation des machines tournantes

B.1 Description générale du banc d'essai de machine tournante

Le banc d'essai de simulation est conçu et réalisé au CRNB (Figure B.1). La conception est inspirée d'un modèle de Vibro-meter [1].

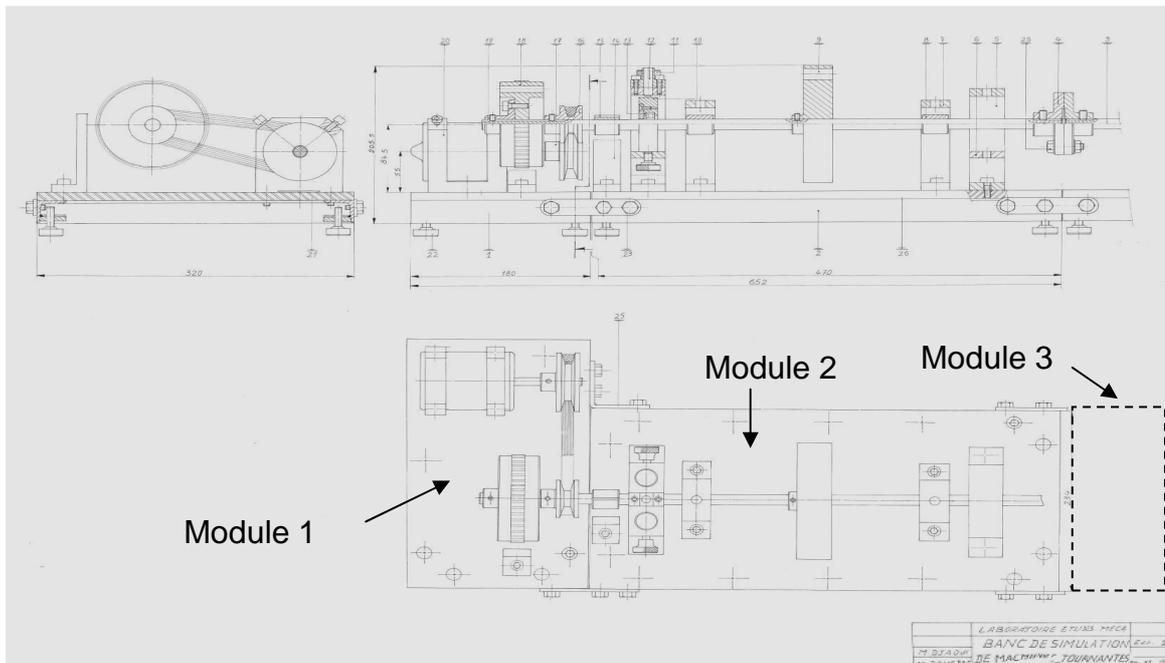


Figure B.1 Dessin d'une partie de l'assemblage du banc d'essai

Le banc a été réalisé (Figure B.2) principalement pour simuler les effets du balourd et des désalignements. Il est composé de trois modules assemblés. Deux modules disposent d'une machine simple composée par un arbre avec roue, l'ensemble est maintenu sur deux paliers à roulements à billes et le troisième module dispose d'un moteur électrique d'entraînement à vitesses variables (0 à 1500 tr/min). Le moteur est couplé à l'arbre par une courroie.

D'autre part, le premier module dispose d'une roue dentée pour la mesure de la vitesse de rotation. Cette roue possède une série de rainures tout autour de son périmètre. De plus, chaque arbre dispose de plusieurs bagues à une seule rainure pour l'identification du nombre de tour et la mesure de l'orbite de l'axe de rotation.

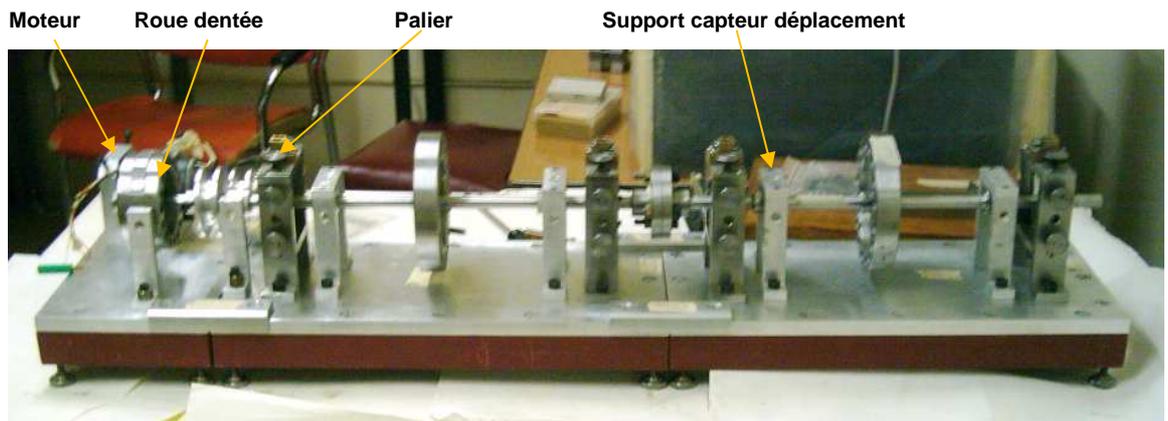


Figure B.2. Photo du banc d'essai actuel

B.1 Objectifs de réalisation du banc d'essai

Les principaux objectifs de réalisation du banc d'essai sont :

- 1- La simulation des défauts de ligne d'arbres,
- 2- La simulation des défauts de roulements,
- 3- L'offre d'un support de validation de logiciels développés dont les codes de contrôle de machines tournantes et le programme ALMAKINA,
- 4- La vérification des méthodes d'approches énoncées,
- 5- L'offre d'un outil didactique.

B.2 Etat du banc d'essai

Le banc d'essai a été soumis à une série de contrôles visuel et métrologique. Les résultats de ce contrôle ont montré que le banc d'essai présente de nombreux défauts jugés admissibles [147].

B.3 Conclusion

L'expérimentation de plusieurs tests de simulation de défauts a permis de mettre en valeur le banc d'essai, sa caractérisation tout en fixant les principales limites de son utilisation. En outre, des solutions adéquates ont été proposées pour améliorer les performances du banc d'essai [2].

B.4 Bibliographie

1. VIBRO-METER, Equipement de simulation des machines tournantes, 1989,
2. CHADI Mohamed Seddik et RAHMANI Mustapha, initiation a l'étude des machines tournantes par la mise à niveau et la valorisation d'un banc d'essai de simulation, Projet de Fin d'Etude, BLIDA 2006

APPENDICE C

Programme de calcul ALMAKINA

C.1 Présentation générale du programme

Le code ALMAKINA (Figure C.1) est un programme de calcul des structures développé au CRNB. Il est muni d'une base de données éléments finis et on lui implémente les modèles de roulement à billes, arbre fissuré, arbre et disque tournants (effet gyroscopique).

Le code ALMAKINA dispose de plusieurs moteurs de calcul statique : Gauss à pivot total et partiel et Cholesky. Pour le calcul dynamique : Beta, Teta, et Newmark, etc. Pour le calcul modale : JACCOBI pour les cas de matrice symétrique et QR pour le cas général avec et sans réduction matricielle,...pour le traitement de signal : FFT.

Le code ALMAKINA dispose d'une interface graphique pour l'interprétation graphique des fichiers de données par affichage 3D et leur manipulation avant et après calcul.

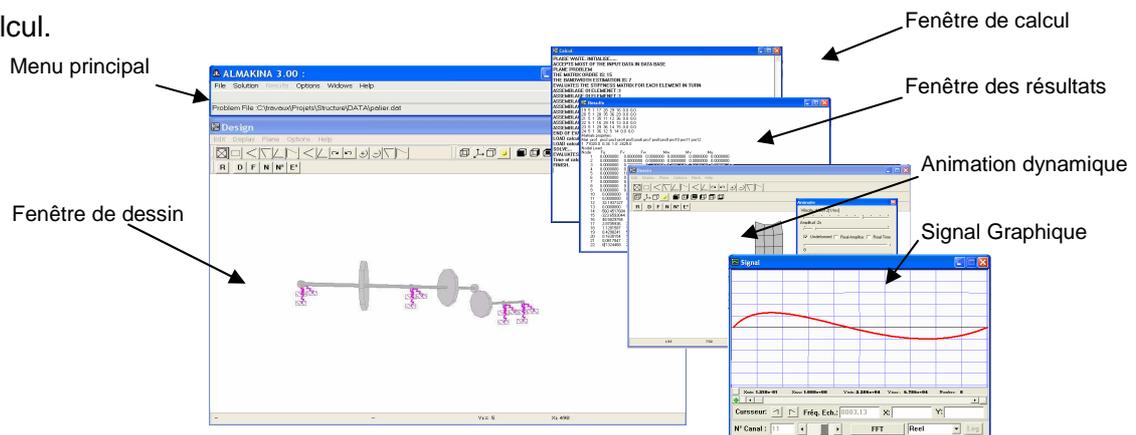


Figure C.1 Interface graphique et Menus du code ALMAKINA

C.2 Menu principal

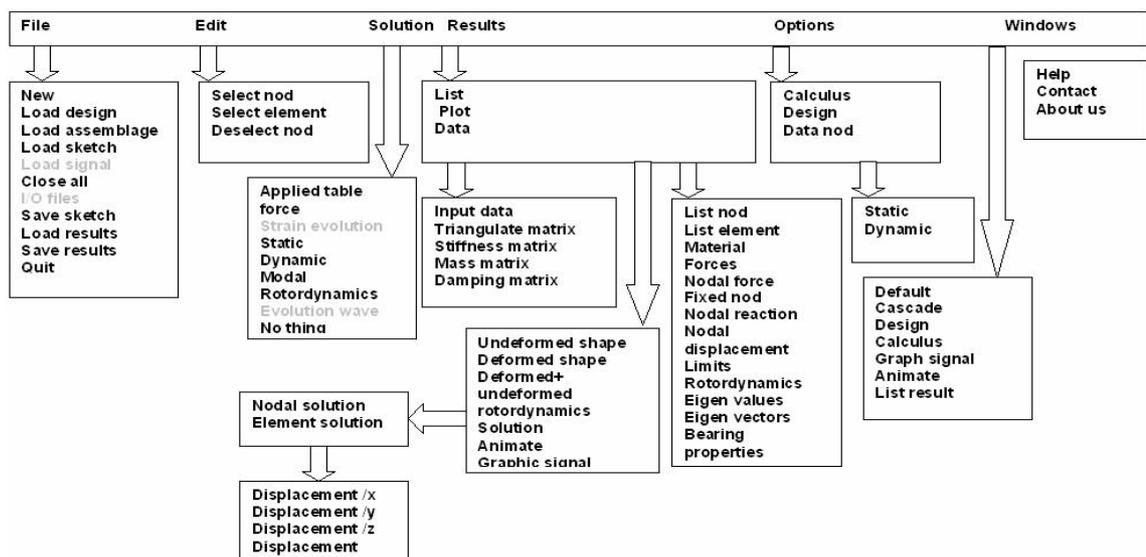


Figure C.2 Organigramme général du menu principal du code ALMAKINA

C.3 Menu options de calcul

Les options du calcul statique offrent plusieurs possibilités de choix.

- Le choix du moteur de calcul (Gauss avec pivot total, Gauss avec pivot partiel et Cholesky).

- La possibilité d'ignorer l'arrêt en cas d'un nombre élevé d'erreurs de données, ou d'ignorer les erreurs.
- D'activer le programme d'optimisation de calcul (calcul avec considération de la largeur de bande seulement ou avec considération des creux matriciels.
- Le choix du type de repère dans le calcul des éléments finis. Le choix du nombre des points de Gauss dans l'intégration des E.F.

Les options de calcul dynamique sont plus diverses. L'utilisateur a plusieurs choix à prendre en plus de ceux proposés par défaut. Les principaux choix peuvent être opérés selon ou par type de calcul. En général, on a le choix de la nature des matrices (concentrées ou normales). Pour le calcul modal, on a le choix entre méthodes réduites ou non réduites, le choix du type de réduction, le choix de la méthode de calcul modal QE ou QR. Pour le calcul pas à pas, on a les choix suivants : le temps total, le nombre d'itérations, la méthode de calcul pas à pas (linéaire, Wilson-téta, beta, Newmark-1, Newark-2, Hilber-Hughes-Taylor HHT-1, Hilber-Hughes-Taylor HHT-2, HHT (Explicite1) et Différence Centrée (Explicite2). Ces choix sont aussi tributaires du choix de la fréquence max en cas de méthodes explicites. On a aussi le choix des facteurs de calcul pas à pas (gamma, beta et téta). En outre, il existe la possibilité de choisir un système de calcul avec pas secondaires autour des points de calculs classiques pour plus de précision. Pour le calcul rotor dynamique, on a d'autres types d'options qui se résument principalement à l'activation de la rotation de l'objet, le type de calcul après chaque rotation (sans calcul, rotation et assemblage de matrices élémentaire sauvegardées, calcul de nouveau de toutes les matrices élémentaires, calcul par transformation matriciel de la matrice assemblée). D'autres options sont disponibles.

C.5 Modèle éléments finis poutres de l'arbre et disques

Alors que la méthode utilisée est issue de Modèle de Rayleigh [2, 3] pour la flexion des arbres avec effet gyroscopique, le modèle adopté est composé des modèles suivants : le modèle d'un arbre sous la flexion avec effet gyroscopique [1], le modèle discret d'un disque [4], le modèle d'un arbre sous la force axiale [5] et le modèle d'un arbre sous la torsion [5].

C.6 Fichiers Entrés et Sorties (I/O)

Le code ALMAKINA dispose d'un certains nombre de fichiers d'entrées et propose un certain nombre de fichiers de sorties : Fichiers d'entrées de données (coordonnées, connexion, conditions aux limites, etc.) ou de fichier sketch (coordonnées et confection de contours) et les fichiers de sorties pour les calculs dynamiques ou rotor dynamique.

Le format de ces fichiers se trouve -sur l'aide- avec le code ALMAKINA.

C.6 Bibliographie

1. DOUGDAG M. & OUALI M., Introduction de défauts dans l'étude des machines tournantes, thèse de magister, soutenu juin 2001, Université de Blida.
2. J. R. MANCUSO, Couplings and Joints, Design, selection and application, Mechanical Engineering Software. 1986
3. J. TRAMPE BROCH, Mechanical Vibration and Shock Measurements, Brüel & Kjaer Avril 1984
4. Lee CHANG-WONG, Vibration Analysis of Rotor, LUXER ACADIMIC PUBLISHERS. 1993
5. Mario PAZ, Structural dynamics. Theory and computation, VAN NOSTRAND REINHOLD COMPANY New-York, 1985 (2e Edition), pp.389-397

APPENDICE D

Programme de CAO/DAO MOUHANDIS

Le code de calcul réalisé nommé "ALMAKINA" utilise l'introduction des données des structures de calcul à travers l'appel de fichiers générés manuellement par l'utilisateur. Ce fichier des données pose un vrai problème pour son utilisation dans le logiciel.

Afin de remédier à cet inconvénient majeur la réalisation d'un éditeur d'objet capable d'effectuer la génération automatique du fichier des données de calcul avec assemblage et maillage des structures s'est imposé.

Le code D.A.O² et la C.A.O³ MOUHANDIS (Figure D.1) a été conçu en modules de :

- *de dessin vectoriel en 2D,*
- *de formation et de manipulation des objets 3D,*
- *d'assemblage des objets 3D,*
- *de maillage automatique pour la formation du fichier de calcul par éléments finis.*
- *responsable de la génération du fichier de données de calcul.*

D.1 Présentation générale du programme

Dans le but de se doter d'un code de calcul de structures et de machines tournantes, un projet de développement d'un préprocesseur de DAO/CAO a été lancé en coopération avec L'I.N.I Oued-Smar.

Cet éditeur va permettre de concevoir des objets 2D, il devra être facile à l'utilisation et permettre la conception des formes planes et leur maillage. Il donne la possibilité à l'utilisateur de transformer ces formes en objets 3D. Une fois créés, ces objets peuvent être assemblés dans un même objet 3D. Cet assemblage sera transformé en un fichier de calcul par éléments finis.

Le principe général du code MOUHANDIS 1.00 se base sur le partage des étapes de conception du produit ou machine en plusieurs phases. Chaque étape est présentée sous forme d'un éditeur adapté. Chaque éditeur présente les principaux outils de l'étape de conception du produit.

² Dessin assisté par ordinateur.

³ Conception assistée par ordinateur.

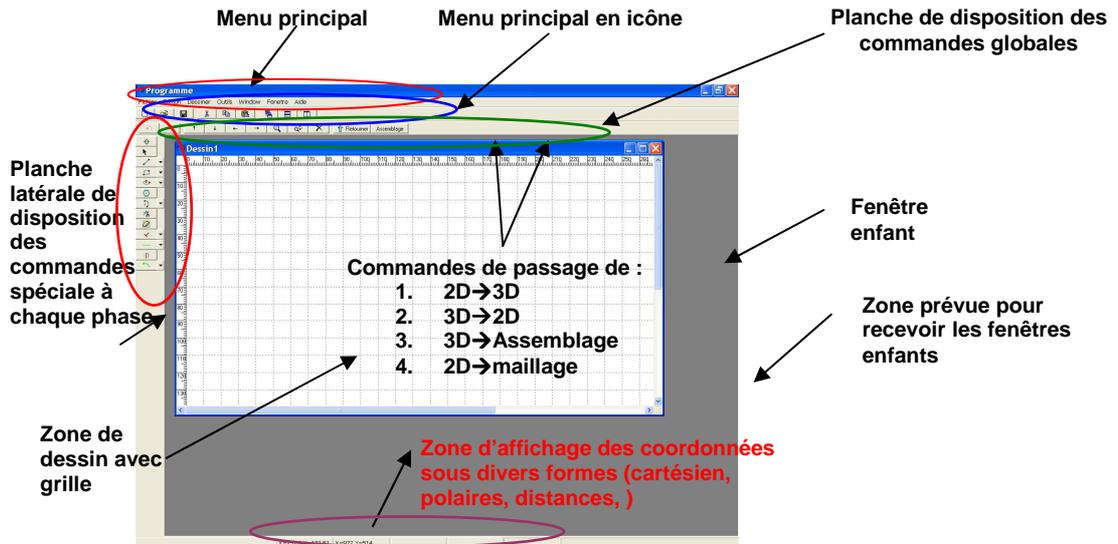


Figure D.1 Apparence de MOHANDIS 1.00

A. Passage 2D vers 3D

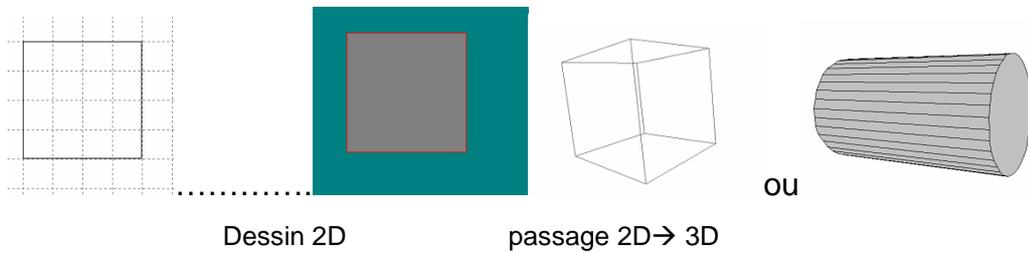


Figure D.2 Carré en 2D est placé dans la fenêtre 3D puis transformé

B. Assemblage

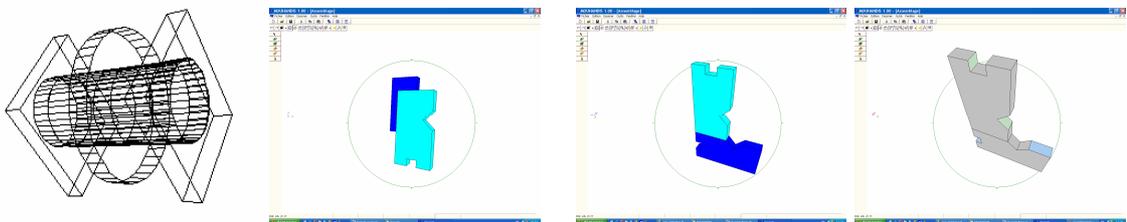


Figure D.3 Pièces Dispersées assemblées sans et avec lumière

C. Maillage



Figure D.4 Maillage du carré en 2D Figure VI.4 Maillage du cube en 3D

APPENDICE E

Méthode de résolution des équations de mouvement

E.1 Méthodes classiques de calcul

Les principales méthodes de calcul pas à pas sont largement utilisées [1, 2, 3]. On se limite à présenter deux techniques.

E.2 Méthode de Newmark 2

Le schéma d'intégration de Newmark est sans aucun doute le schéma implicite le plus utilisé pour les problèmes de dynamique. Il est basé sur les hypothèses suivantes :

$$\dot{U}_{t+\Delta t} = \dot{U}_t + \Delta t \left[(1 - \gamma) \ddot{U}_t + \gamma \ddot{U}_{t+\Delta t} \right], \text{ et}$$

$$U_{t+\Delta t} = U_t + \Delta t \dot{U}_t + (\Delta t)^2 \left[\left(\frac{1}{2} - \beta \right) \ddot{U}_t + \beta \ddot{U}_{t+\Delta t} \right]$$

où γ et β sont des paramètres de l'algorithme desquels dépendent la stabilité et la précision du schéma d'intégration obtenu. Il a été démontré dans [3,4] que le schéma est inconditionnellement stable dans le cadre des petites perturbations si $\gamma \geq 0,5$ et $\beta \geq (2\gamma + 1)^2/16$.

Détaillons les couples de paramètres les plus utilisés :

- $(\gamma = 0,0; \beta = 0,25)$: le schéma de Newmark est équivalent au schéma explicite des différences centrées,
- $(\gamma = 0,5; \beta = 0,25)$: c'est la règle du trapèze. Le schéma est d'ordre 2,
- $(\gamma = 0,5; \beta = \frac{1}{6})$: c'est la règle de l'accélération linéaire à l'intérieur d'un pas de temps.

En insérant ces équations dans l'équation de mouvement, on aura:

$$\begin{cases} \widehat{M}_{t+\Delta t}^{i+1} = a_0 M + a_1 C + (K_T)_{t+\Delta t}^i, \\ \widehat{F}_{t+\Delta t}^{i+1} = (F_{ext})_{t+\Delta t} + M(a_2 \dot{U}_t + a_3 \ddot{U}_t) + C(a_4 \dot{U}_t + a_5 \ddot{U}_t) - (F_{int})_{t+\Delta t}^i, \end{cases}$$

où :

$$a_0 = \frac{1}{\beta(\Delta t)^2}, \quad a_1 = \frac{\gamma}{\beta\Delta t},$$

$$a_2 = \frac{1}{\beta\Delta t}, \quad a_3 = \frac{1}{2\beta} - 1,$$

$$a_4 = \frac{\gamma}{\beta} - 1, \quad a_5 = \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\gamma}{\beta} - 2 \right).$$

References

1. Mario PAZ, Structural dynamics. Theory and computation, VAN NOSTRAND REINHOLD
2. COMPANY New-York, 1985 (2e Edition), pp.389-397
3. Pierre Ladevèze and Jean-Pierre Pelle, Mastering Calculations in Linear and Nonlinear Mechanics, Translated by Theofanis Strouboulis, Mechanical Engineering Series Frederick F. Ling, 2005 Springer Science+Business Media, Inc. pp. 250
4. ANSYS help, Theory reference, Transient analysis
5. Benoît MAGNAIN, développement d'algorithmes et d'un code de calcul, thèse de Doctorat, pour l'étude des problèmes de l'impact et du choc l'université d'évry-val d'essonne, novembre 2006, pp .65-67]

APPENDICE F

Méthode de résolution des systèmes d'équations

F.1 Méthode classique de résolution

Les principales méthodes de résolutions utilisées dans le programme ALMAKINA (Gauss, Cholesky) [1,2] sont largement présentes dans la littérature.

On s'intéresse principalement aux problèmes rencontrés et aux techniques d'optimisation adoptées.

F.2 Problème de bande variable

Pendant les itérations, il est clair que la bande est conservée [3], mais il a été constaté une variation à l'intérieur de la bande, où la matrice subit des remplissages et des évidements d'un autre côté.

F.3 Problème de matrice creuse

La méthode des éléments finis crée généralement des matrices creuses, dont la résolution pose problème vu la distribution des zéro.

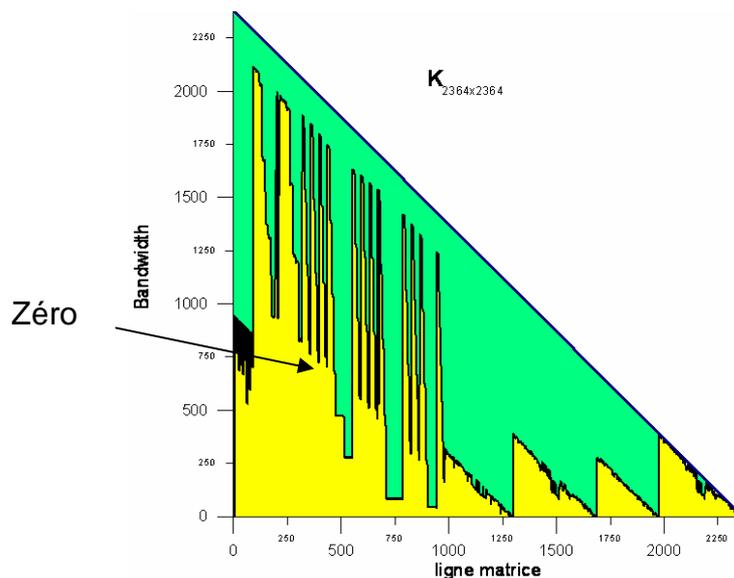


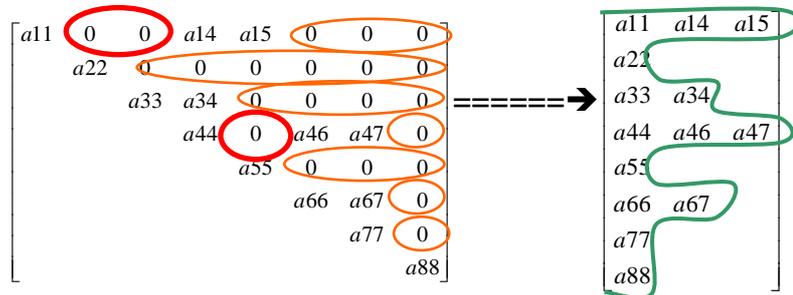
Figure F.1 Exemple d'une matrice après factorisation sur le code ALMAKINA

Ce problème est résolu par plusieurs techniques. Cela va de la numérotation des nœuds aux techniques de condensation de la matrice.

Il existe plusieurs algorithmes de numérotation permettant la réduction de la largeur de bande tel l'arbre d'élimination introduit par Liu (1990) [4], Cuthill-MacKee [5], RCM Reverse-Cuthill-MacKee [6], etc.

F.4 Solutions par stockage intelligent

La méthode généralement utilisée consiste à ne stocker que les éléments non nuls utilisés de la matrice.



F.5 Optimisation du calcul

Parmi les problèmes rencontrés ; on cite l'effet des matrices creuses sur le temps de calcul particulièrement dans le calcul rotor dynamique. La solution adoptée était d'identifier les éléments non nuls avant et après factorisation, ceci permet de réduire le temps de calcul.

Des techniques d'optimisations ont été appliquées pour réduire le temps de calcul, dont l'optimisation de la méthode de Gauss pour le calcul dynamique et le stockage des matrices élémentaires (K, M et C) pour le calcul rotor dynamique.

F.6 Références

1. Vincent Chiaruttini, Méthodes des Éléments Finis Méthodes des Éléments Finis Résolution des systèmes linéaires Résolution des systèmes linéaires, DMSE / LCME–Vincent Chiaruttini DMSE/LCME–vincent.chiaruttini@onera.fr, novembre 2007 – ENSMP, ONERA]
2. Raphaëlle Herbin, Cours d'Analyse numérique, Université Aix Marseille 1 Licence de mathématiques, 17 avril 2010]
3. David Dureisseix, Méthodes numériques appliquées à la conception par éléments finis, université Montpellier 2, sciences et techniques, cel-00351713, version 1-10 10 janvier 2009
4. Ibrahima GUEYE, résolution de grands systèmes linéaires issus de la méthode des éléments finis sur des calculatrices massivement parallèles thèses de Doctorat, ED n°432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur, décembre 2009, pp 9-11]
5. Nicolas Laurent, Logiciel d'analyse par éléments finis HAPLO, 20 juin 2004 [Copyright c 1999-2003 Nicolas Laurent nl@gnu.org, LATEX 2]
6. V. LEGAT, INTRODUCTION AUX ELEMENTS FINIS, Université catholique de Louvain, Faculté des Sciences Appliquées, Notes du cours MECA2120, Année académique 2005-2006 (version 2.2.1 29-10-2005)

APPENDICE G

LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS

α : angle,	m : nombre des billes chargées, masse,
β : angle de contact bille/bague,	n : nombre de billes,
γ : rotation angulaire de la cage,	p : périmètre du roulement,
δ_i : déformation,	q_0 : chargement réparti max,
δ_T : déformation totale,	$q(p)$: chargement réparti le long du périmètre p ,
ε : rayon de courbure du logement bille,	$q(r)$: chargement réparti le long de r ,
θ : angle d'inclinaison bague intérieure / z ,	$q(z)$: chargement réparti le long de z ,
ν : rapport de Poisson,	d_p : diamètre moyen,
φ : angle / x , position de billes,	r_m : rayon moyen,
φ_n : angle entre deux billes,	A_r : surface élémentaire selon l'axe r ,
ω : vitesse angulaire de l'arbre,	E_i : module de Young (ball, ring),
ω_{ca} : vitesse angulaire de la cage, ,	F_i : force / r, t, x, y & z ,
ϕ : position du chargement,	F_m : force maximale,
ψ : angle, angle d'inclinaison bague intérieure / y ,	F_r : force radiale,
a : demi largeur de contact,	K_{rr} : raideur radiale,
b : largeur,	M : mass, moment,
c : coefficient d'amortissement,	NR, NT, NB: vitesse de l'arbre, cage & bille,
d_b : diamètre de bille,	R, R_b : rayon de bille,
$d_{ext.}$: diamètre bague externe logement billes,	R_a : rayon de l'arbre,
$d_{int.}$: diamètre bague interne logement billes,	R_{1e} : rayon externe bague interne,
d_i : déplacement / R, X, y et Z ,	R_{2i} : rayon interne bague externe,
d_{log} : diamètre du logement bille,	R_{log} : rayon logement bille,
d.d.l : degrés de liberté,	R_b : rayon bille,
h : jeu entre bagues,	R_p : rayon moyen (pitch radius),
h_r : profondeur de déformation locale,	T : time d'un cycle,
L_c : largeur de contact (bille/bague),	W : vecteur charge tournant.