

UNIVERSITE DE REIMS CHAMPAGNE ARDENNE
U.F.R. de Sciences Exactes et Naturelles

T H E S E

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE REIMS CHAMPAGNE - ARDENNE

Spécialité Génie Mécanique

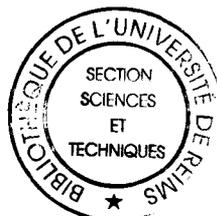
Par

Fabien BOGARD

**DEVELOPPEMENT D'UNE APPROCHE NUMERIQUE
VISANT A OPTIMISER LE SUIVI VIBRATOIRE DES
CONSTITUANTS D'UNE MACHINE TOURNANTE**

Soutenue le 22 janvier 2000 devant le jury composé de :

Dr. M. BEN TAHAR	Université de Compiègne	Rapporteur
Dr. K. DEBRAY	Université de Reims	Codirecteur
Pr. M. GUEURY	Université de Nancy	Rapporteur
Pr. Y.Q. GUO	Université de Reims	
Pr. F. JOUBERT	Université de Bordeaux	Président
Mr. H. LAFORGUE	Coordinateur Maintenance à la Direction des usines Citroën	
Pr. A. PAVAN	Université de Reims	Directeur



A Virginie

REMERCIEMENTS

Ce travail a été mené au sein du Groupe de Mécanique Appliquée, entité du Groupe de Mécanique Matériaux et Structures de l'Université de Reims Champagne Ardenne, dirigé conjointement par les Professeurs Y. DELMAS et A. PAVAN.

Monsieur A. PAVAN, Professeur à l'IUT de Reims et initiateur de ce projet, a dirigé cette étude et je tiens à lui exprimer ma profonde reconnaissance pour m'avoir fait bénéficier de son expérience et de ses conseils.

Mes remerciements s'adressent tout particulièrement à Monsieur K. DEBRAY, Maître de conférences à l'IUT de Reims, qui a co-encadrer ce travail, me faisant ainsi profiter de ses compétences et de sa rigueur scientifique. Qu'il trouve ici l'expression de ma reconnaissance pour le temps qu'il a bien voulu consacrer à cette étude.

Je remercie Monsieur Y. Q. GUO, Professeur à l'IUT de Reims pour m'avoir soutenu et pour avoir participé à la relecture de ce mémoire ainsi qu'au jury.

Monsieur F. JOUBERT, Professeur à l'Université de Bordeaux, m'a fait l'honneur de présider mon jury de thèse. Je lui en suis profondément reconnaissant.

Monsieur M. GUEURY, Professeur à l'Université de Nancy, et Monsieur M. BEN TAHAR, Maître de conférences habilité à l'UTC de Compiègne, ont accepté d'être les rapporteurs de cette thèse, qu'ils reçoivent ici mes plus vifs remerciements.

Mes remerciements s'adressent également à Monsieur H. LAFORGUE, coordinateur maintenance à la direction des usines Citroën, pour avoir accepté de faire partie de ce jury.

Je tiens à remercier Monsieur C. DELOZANNE, Ingénieur CNAM, pour son soutien et le travail effectué sur la partie expérimentale de cette étude ainsi que Monsieur S. CREQUY, technicien d'enseignement et de recherche à l'IUT, pour l'aide apportée lors de la réalisation du banc d'essai.

Je remercie le Conseil Régional de Champagne Ardenne qui a financé cette thèse durant trois années.

Enfin, je remercie l'ensemble des membres du Groupe de Mécanique Appliquée pour leur soutien, leur bonne humeur et leurs conseils tout au long de la réalisation de ce travail.

INTRODUCTION GENERALE

Face au challenge actuel de l'augmentation de production et de la réduction des coûts, les professionnels de la maintenance se tournent de plus en plus, pour rester compétitifs, vers la maintenance dite conditionnelle.

En effet, dans un passé proche, le service entretien était cantonné à intervenir presque exclusivement au moment de la panne de la machine et appliquait alors une maintenance dite corrective. L'augmentation des coûts résultants et la perte de clientèle due aux délais non respectés, ont amené les industriels à repenser leur service entretien pour le transformer en véritable service de maintenance.

Ainsi, à la maintenance corrective est venue s'ajouter la maintenance préventive qui définit, selon un échéancier d'interventions établi par le manuel d'entretien de la machine, les changements de pièces et mécanismes les plus sollicités. Cependant, la maintenance préventive, si elle réduit la probabilité de défaillances et incidemment les pannes, se révèle très onéreuse. Cette méthode systématique, est largement utilisée dans des industries à haut risque et notamment lorsque la sécurité est mise en cause. Un avion, un vaisseau spatial, seront systématiquement révisés, entretenus selon un échéancier très strict. Cette rigueur est loin d'être nécessaire lorsqu'il s'agit de l'entretien de machines de production.

Aussi, nombre d'industriels se sont intéressés à déterminer plus finement les points faibles de leurs machines mais aussi la date de l'éventuel remplacement des pièces les plus sollicitées afin d'éviter la défaillance. Cette troisième vision de la maintenance est définie par l'AFNOR comme la maintenance prédictive ou conditionnelle. Elle nécessite la mise en place de moyens de contrôle pour surveiller, en cours de fonctionnement, divers paramètres comme les niveaux et la qualité de l'huile, les températures et pressions, des critères électriques (tension, intensité), les jeux mécaniques, les vibrations...

De ces paramètres, le paramètre vibration est sans aucun doute le plus intéressant quant à l'étendue du domaine industriel qu'il couvre et au nombre d'informations représentatives d'un état de fonctionnement qu'il permet de recueillir. Il concerne toutes les machines tournantes, c'est à dire pratiquement l'ensemble des entreprises de transformation, toutes spécialités confondues. Quelques mesures de vibrations simultanées et de courte durée permettent d'avoir une image fiable, non seulement sur l'état de fonctionnement d'un élément

privilegié mais aussi dans la plupart des cas, sur la localisation des germes ou des défauts à l'origine d'un fonctionnement dégradé. Le suivi dans le temps de l'évolution de ces défauts permet d'envisager au mieux (avant la panne et sans compromettre la production) les périodes d'intervention pour traiter le problème.

Les dernières innovations, en l'électronique et en informatique, permettent un traitement rapide et de plus en plus précis des signaux vibratoires récoltés. Seulement, l'ensemble de ces signaux, bien que tributaire du soin et de la qualité des mesures effectuées, reste principalement dépendant du choix de l'opérateur quant au positionnement des capteurs de mesures (ici des accéléromètres piézoélectriques).

En effet, lorsqu'il n'est pas possible, pour des raisons évidentes de coûts, de placer partout des capteurs à demeure, il faut être capable malgré l'inaccessibilité (machine de grande dimension) ou les contraintes de fonctionnement (proximité des pièces en mouvement, température...) de les placer au plus près des organes à surveiller et dans une configuration qui permette de relever correctement le signal (la vibration résultant d'un effort, il est normal d'effectuer la prise de mesure suivant la direction de celui-ci).

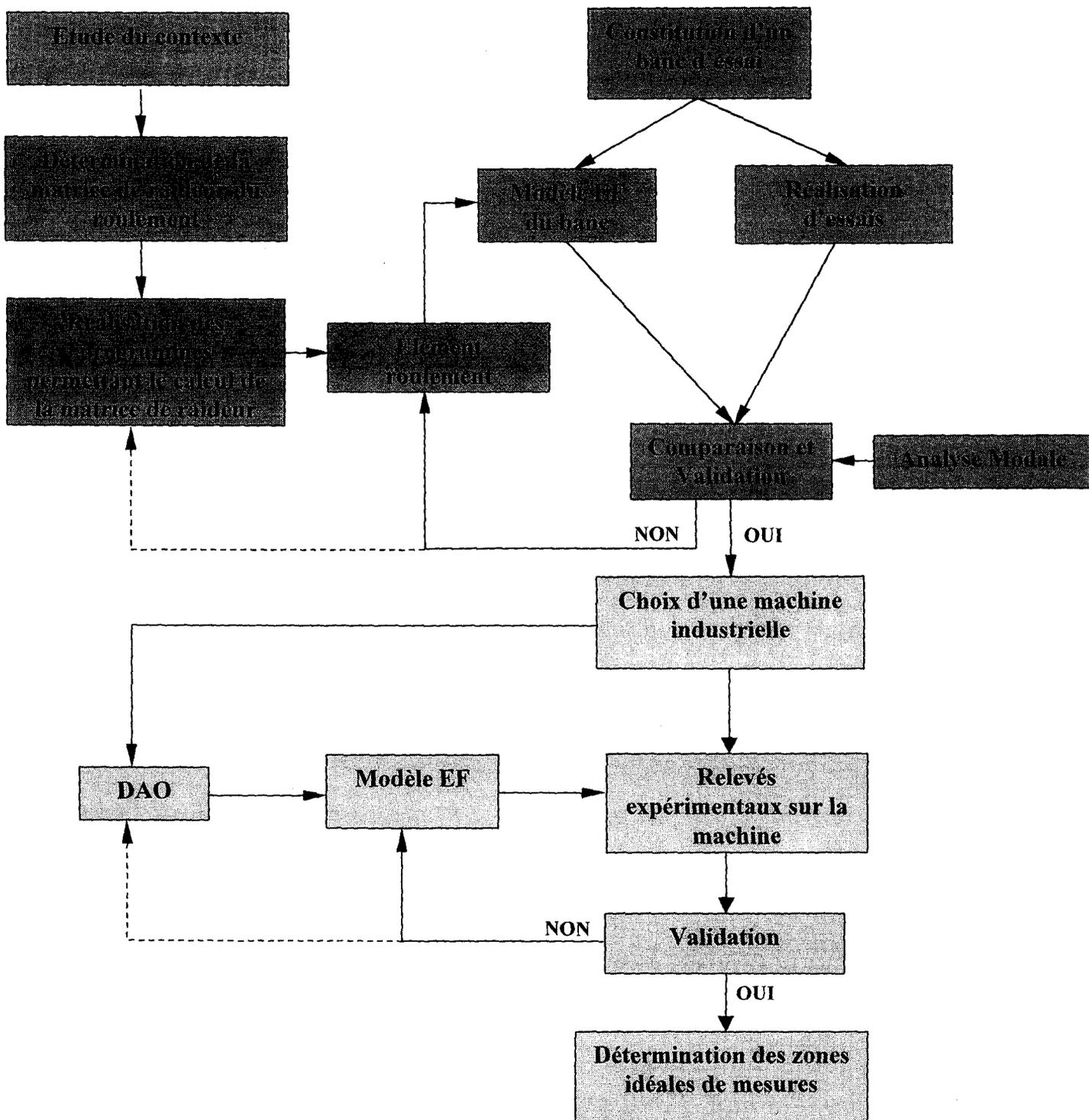
Le problème est particulièrement présent lorsqu'il s'agit de surveiller les roulements de machines tournantes. En effet, dans ce cas, il est très délicat sinon impossible de positionner les capteurs au droit des paliers. Pour tenter de régler cette difficulté, tout en prenant en compte les propriétés inhérentes à la propagation des vibrations dans les matériaux ou les bâtis de machine, on peut se demander s'il n'existe pas sur tout bâti, une ou plusieurs zones privilégiées particulièrement sensibles à une gamme de vibrations bien définie et capable de fournir, à partir d'un seul capteur, toutes les informations à caractère vibratoire issues d'une ou plusieurs sources de la machine.

Ces remarques et considérations constituent les fondements de cette étude.

L'objectif de ce travail est d'établir les bases d'un nouvel axe de recherche au sein du laboratoire par la création d'outils numériques spécifiques permettant la détermination de zones de mesures optimales pour la surveillance vibratoire de machines tournantes simples, et ce, dans le cadre d'une maintenance conditionnelle.

Cette étude est centrée sur le fait que le palier et plus exactement le roulement est le point clé de la transmission solidienne des vibrations de l'arbre au carter. Ainsi, une

méthodologie est mise en place avec pour objectif la modélisation, à l'aide de la méthode des éléments finis, de ce roulement. Le synoptique suivant résume la démarche entreprise.



Synoptique de la démarche proposée

Ce mémoire comporte 5 Chapitres symbolisés par les 5 couleurs apparaissant dans le synoptique précédent.

Le premier Chapitre est consacré à l'étude des différents aspects de la maintenance ainsi qu'à l'analyse vibratoire. Cette synthèse bibliographique permettra notamment de fixer les choix des outils numériques qui ont guidés la réalisation de ce travail. L'importance du palier en tant que transmetteur de vibrations est également mis en avant.

L'étude de la modélisation du roulement à billes fait l'objet du deuxième Chapitre. L'ensemble des configurations et travaux traitant du roulement à billes sont abordés pour finalement extraire et développer le modèle le plus adapté à notre étude.

Le troisième Chapitre est dédié à l'aspect numérique du problème et plus particulièrement à l'intégration dans un code élément fini d'un roulement à billes. Les concepts de base de cette analyse sont également rappelés.

Dans un premier temps, le quatrième Chapitre est consacré à la présentation d'un banc d'essai que nous avons réalisé, et à la validation expérimentale du modèle élément fini proposé. Dans un second temps une méthodologie est développée afin de définir la position de points optimums de mesures.

Enfin, le cinquième Chapitre synthétise l'ensemble de la démarche en l'appliquant à un dispositif industriel courant : un touret à meuler.

SOMMAIRE

INDEX DES FIGURES ET TABLEAUX

NOTATIONS

INTRODUCTION GENERALE

CHAPITRE I

Maintenance et Analyse Vibratoire

1. LES DIFFERENTS OUTILS DE LA MAINTENANCE

1.1. Définition	1
1.2. Maintenance corrective	2
1.3. Maintenance systématique	3
1.4. Maintenance conditionnelle	4

2. LA SURVEILLANCE PAR ANALYSE VIBRATOIRE

2.1. Généralités	5
2.2. Stratégies de détection	6
2.2.1. Outils servant au DEPISTAGE.....	7
2.2.2. Outils servant au DIAGNOSTIC	8
2.3. Principaux défauts détectés	
2.3.1. Tableaux récapitulatifs	9
2.3.2. Défauts liés au roulement.....	12

2.4. Matériel de l'analyse vibratoire.....	13
2.5. Capteur d'acquisition	14
2.5.1. Capteur piézo-électrique.....	15
2.5.2. Positionnement du capteur.....	15
3. LES VIBRATIONS ET LES MACHINES	
3.1. Importance du palier en tant que chemin de passage des vibrations.....	17
3.2. Approche éléments finis – analyse modale	18
4. CONCLUSION DU CHAPITRE I.....	20

CHAPITRE II

Le roulement : approche analytique

1. LE ROULEMENT

1.1. Généralités	21
1.2. Différents modèles analytiques du roulement à billes	
1.2.1. Modèles de références.....	23
1.2.2. Modèles simplifiés	25
1.2.3. Modèles complets	26
1.2.4. Modélisations spécifiques	
1.2.4.1. Prise en compte des défauts.....	27
1.2.4.2. Prise en compte du lubrifiant	29

2. LE MODELE ANALYTIQUE UTILISE

2.1. Développement du calcul analytique

2.1.1. Les hypothèses	30
-----------------------------	----

2.1.2. Expressions des efforts et des déplacements.....	31
2.2. Equilibre de l'arbre	34
3. ETUDE GEOMETRIQUE DU ROULEMENT 6205 SNR	
3.1. La fonction objectif	35
3.2. Le choix des facteurs.....	36
3.3. Détermination des modalités.....	37
3.4. Résultats du plan d'expériences	38
3.5. Les paramètres dimensionnels calculables	40
4. CONCLUSION DU CHAPITRE II.....	41

CHAPITRE III

Le roulement : approche numérique

1. ANALYSE MODALE

1.1. Généralités	42
1.2. Rappel des concepts de base de l'analyse modale	
1.2.1. Cas d'un système conservatif	43
1.2.2. Cas d'un système dissipatif	45
1.2.3. Remarques	46
1.2.4. Vibration forcée	46

2. INTEGRATION DE LA MATRICE DE RAIDEUR DANS LE CODE

2.1. Généralités	47
2.2. L'élément de roulement à billes.....	48
2.3. Maillage du roulement.....	49

2.4. Compléments	
2.4.1. Matrice de masses	51
2.4.2. Amortissement	53
3. PROBLEMES LIES A LA NON LINEARITE	
3.1. Prise en compte au niveau du code.....	54
3.2. Programme permettant d'éditer la matrice de raideur	56
4. INTERET DE LA MODELISATION REALISEE	58
5. LE MODELE ELEMENT FINI DE LA CELLULE ELEMENTAIRE.....	59
5.1. Choix des éléments	60
5.2. Les conditions aux limites et l'excitation	61
6. CONCLUSION DU CHAPITRE III.....	63

CHAPITRE IV

Mise en œuvre Expérimentale et Validation du modèle numérique

1. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

1.1. Description	64
1.2. Conditions expérimentales	67

2. LES PARAMETRES DE L'ANALYSE

2.1. Excitation	69
2.2. Paramètres de mesures	
2.2.1. Fonction de Réponse en Fréquence	70
2.2.2. Traitement du signal	70
2.2.3. La chaîne de mesures	72
2.3. Les outils d'analyse	
2.3.1. Mode Shape Sommutation Plot	73
2.3.2. Matrice des résidus	74
2.3.3. Le logiciel d'analyse modale.....	76

3. VALIDATION EXPERIMENTALE DU MODELE EF

3.1 Préambule	77
3.2 Ensemble plaque-carter et palier	
3.2.1 Analyse modale de la plaque –carter seule	77
3.2.2 Prise en compte du palier	79
3.3 La cellule élémentaire entière	
3.3.1 Préambule	80
3.3.2 Les différentes étapes de la comparaison expérimentale - numérique.....	81

4. RECHERCHE DU POINT OPTIMAL DE MESURE..... 84

5. CONCLUSION DU CHAPITRE IV 86

CHAPITRE V

Application industrielle

1. LE TOURET A MEULER

1.1. Description 87

1.2. Etude géométrique du roulement 6203 SNR..... 88

2. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI..... 89

3. GEOMETRIE ET MODELE ELEMENT FINI

3.1. D.A.O. du touret..... 90

3.2. Maillage de la structure..... 91

3.3. Modèle du roulement 93

3.4. Conditions aux limites 93

4. VALIDATION EXPERIMENTALE DU MODELE EF

4.1. Exemple de recalage d'un flasque 94

4.2. Recalage du modèle entier..... 95

5. DETERMINATION DES ZONES DE MESURES IDEALES

**5.1. Recherche d'un défaut particulier au roulement à billes : écaillage
de bague intérieure 100**

**5.2. Recherche de la zone permettant de relever tous les types de
défauts 105**

6. CONCLUSION DU CHAPITRE V 106

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES 108

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES..... 111

ANNEXES..... 121

INDEX DES FIGURES ET TABLEAUX

CHAPITRE I

- Figure I-1 : Les différentes approches de la maintenance
- Tableau I-1 : Comparatif des diverses maintenances
- Figure I-2 : Représentation du signal temporel et fréquentiel
- Figure I-3 : Valeur efficace et facteur de crête
- Figure I-4 : Signal temporel et distribution de l'amplitude
- Tableau I-2 : Les principales anomalies relevées en maintenance conditionnelle
- Tableau I-3 : Evocation d'un défaut par ses symptômes [MORE95]
- Figure I-5 : Visualisation du choc dû à un écaillage
- Figure I-6 : Une chaîne de mesures type en analyse vibratoire
- Figure I-7 : Accéléromètre à compression (Document B&K)
- Figure I-8 : Réponse en fréquences en fonction du mode de fixation du capteur

CHAPITRE II

- Figure II-1 : Les différentes composantes du roulement [SNR87]
- Figure II-2 : Roulement radial à une rangée de billes
- Figure II-3 : Déplacement axial et radial du centre de gravité
- Figure II-4 : Etude du roulement selon **Rajab**
- Figure II-5 : Dispositif expérimental de **Wardle** [WARD88]
- Figure II-6 : Localisation des efforts et déplacements
- Figure II-7 : Charge et déplacement du centre de courbure de la bague intérieure
- Figure II-8 : Section géométrique du roulement à billes
- Figure II-9 : Déplacement du point M
- Figures II-10 : Configuration type d'un montage de roulement
- Figure II-11 : Modèle du montage de roulement utilisé pour le plan d'expériences
- Figure II-12 : Principales dimensions d'un roulement à billes
- Tableau II-1 : Paramètres mesurés
- Figure II-12 : Dimensionnement du roulement
- Tableau II-1 : Paramètres mesurés

Tableau II-2 : Modalités utilisées

Tableau II- 3 : Table des essais TAGUSHI

Tableau II-4 : Effets de chaque facteur sur la réponse

Tableau II-5 : Classement des facteurs en fonction de leur influence

Figure II-13 : Représentation schématique des paramètres dimensionnels calculables

Tableau II-6 : Paramètres dimensionnels

CHAPITRE III

Figure III-1 : Déformées modales

Figure III-2 : Module de la réponse en fréquence du ddl $\bar{X}_h(\omega)$

Figure III-3 : Schéma du dispositif élément fini pour les essais sur l'élément roulement.

Figure III-4 : Spectres relevés à un nœud donné pour différente configuration de l'élément roulement

Figure III-5 : Configuration pour une et deux «branches »

Figure III-6 : Configuration à 4 branches retenue

Figure III-7 : Influence de la matrice de masse du roulement

Figure III-8 : Méthode de linéarisation de HARRIS

Figure III-9 : Variation des termes de raideur de la matrice tangente en fonction de l'action suivant Y

Figure III-10 : Rappel de la configuration de base (Figure II-10)

Tableau III-1 : Résultats calcul non linéaire

Figure III-11 : Comparaison entre modèle éléments de roulement et éléments rigides

Figure III-12 : Ecart relatif des fréquences de résonance du modèle avec et sans le système arbre-roulements

Figure III-13 : Exemple de déformée de la plaque-carter

Figure III-14 : Influence du nombre d'éléments quadrangles pour la plaque-carter

Figure III-15 : Maillage plaque-carter avec arbre

Figure III-16 : Conditions aux limites

Figure III-17 : Excitation réalisée sur l'arbre

CHAPITRE IV

Figure VI-1 : Représentations schématiques partielles du montage de la cellule élémentaire

Figure IV-2 : Evolution des fréquences de résonance en fonction du serrage

Figure IV-3 : Comparaison des spectres pot vibrant et marteau de choc

Figure IV-4 : Les différentes étapes du traitement du signal

Tableau IV-1 : Paramètres de réglages du logiciel de la carte d'acquisition

Figure IV-5 : La chaîne de mesures utilisée

Figure IV-6 : Utilisation du MSSP pour un exemple simple

Figure IV-7 : Exemple de fichiers de mesures

Figure IV-8 : Montage de la plaque-carter en libre-libre

Tableau IV-2 : Comparaison entre les fréquences expérimentales et numériques (plaque seule)

Figure IV-9 : Prise compte du palier

Tableau IV-3 : Comparaison entre les fréquences expérimentales et numériques (plaque-carter + palier encastrés)

Figure IV-10 : Position des points de mesures

Figure IV-11 : Reproductibilité des essais

Figure IV-12 : Spectre comparatif entre mesures expérimentales et numériques

Tableau IV-4 : Comparaison entre les fréquences expérimentales et numériques (cellule élémentaire entière)

Tableau IV-5 : Isovaleurs en accélération suivant l'axe Z

Tableau IV-6 : Exemple de modes mineurs et de modes majeurs

Figure IV-13 : Nœuds les plus sollicités d'après le calcul du MSSP

Figure IV-14 : Histogramme du MSSP

Figure IV-15 : Nœuds les plus sollicités selon le critère de la matrice des résidus

CHAPITRE V

Figure V-1 : Le touret à meuler

Figure V-2 : Les différents composants du touret

Tableau V-1 : Caractéristiques du roulement 6203

Figure V-2 : Configuration du banc d'essai

Figure V-3 : Dispositif d'excitation du touret

Figures V-4 : Dessins DAO d'un flasque du touret à meuler

Figure V-5 : Maillage réalisé sur le touret

Figure V-6 : Répartition des épaisseurs sur le touret à meuler

Figure V-7 : Modélisation des roulements à billes

Figure V-8 : Conditions aux limites imposées au touret

Figure V-9 : Montage en libre-libre d'un flasque du touret

Tableau V-1 : Comparaison entre les fréquences expérimentales et numériques
(flasque seul)

Figure V-10 : Position des 95 points de mesure sur le modèle modal

Tableau V-2 : Comparaison entre les fréquences expérimentales et numériques
(touret sans le carter-central)

Figure V-11 : Comparaison des déformées pour le premier mode

Figure V-12 : Spectre comparatif entre expérimental et numérique
(point n°40 (cf FigureV-11))

Figure V-13 : Déplacement local

Figure V-14 : Positionnement du roulement dans un flasque

Tableau V-3 : Fréquences caractéristiques de défaut du roulement 6203 SNR

Figure V-15 : Isovaleur en déplacement pour la fréquence d'excitation de 247 Hz

Figure V-16 : Isovaleur en déplacement correspondant au mode de résonance à 322 Hz

Figure V-17 : Nœuds mis en avant par le calcul du MSSP et de la matrice des résidus

Figure V-18 : Zone de mesure optimale pour la détection du défaut d'écaillage

Figure V-19 : Spectre d'enveloppe au point n°49

Figure V-20 : Spectres d'enveloppe aux points n°46 et n°48

Tableau V-4 : Amplitude de mesure pour quelques points de la structure

Tableau V-5 : Fréquences de défauts et modes de résonance représentatifs

Figure V-21 : Répartition des nœuds utilisés pour le calcul

Figure V-22 : Zone de mesure à privilégier

NOTATIONS

A_0 : Distance entre les centres de courbure de la bague intérieure et de la bague extérieure.

$[A]$: Résidu de la fonction de transfert.

α : Angle de contact.

B : Largeur du roulement.

β_i : Rotations suivant $i = x, y$.

δ_i : Déplacement du centre de poussée du roulement suivant $i = x, y, z$.

D_w : Diamètre des billes du roulement.

D_m : Diamètre primitif.

d_0 : Diamètre intérieur du roulement en fond de gorge.

d_i : Diamètre extérieur du roulement en fond de gorge.

d : Diamètre intérieur du roulement.

D : Diamètre extérieur du roulement.

$\{F_i\}$: Forces appliquées au centre de courbure de la bague intérieure suivant $i = x, y, z$.

l_{oi} : Distance du centre de la bille au centre de courbure de la bague intérieure avant application de l'effort.

l_{oe} : Distance du centre de la bille au centre de courbure de la bague extérieure avant chargement.

l_i : Distance du centre de la bille au centre de courbure de la bague intérieure après chargement.

l_e : Distance du centre de la bille au centre de courbure de la bague extérieure après chargement.

K_H : Coefficient de Hertz lié à la géométrie des surfaces de contact.

Q_i : Forces appliquées au centre de courbure de la bague intérieure suivant $i = r, z$.

M_i : Moments appliqués au centre de courbure de la bague intérieure suivant $i = r, z$.

ϕ : Angle de positionnement des billes.

u_i : Déplacement du centre de poussée O du roulement suivant $i = r, z$.

(r_m, z_m) : Coordonnées polaires du centre de courbure de la bague intérieure.

r_i : Rayon de courbure de la bague intérieure.

r_e : Rayon de courbure de la bague extérieure.

r_L : Jeu radial total.

Δ_i, Δ_e : Demi jeu radial respectivement intérieur et extérieur.

R_m : Rayon primitif.

$[R_\phi]$: Matrice de transformation du repère lié au centre de courbure de la bague intérieur au repère lié au centre de poussée du roulement.

$[K]$: Matrice de raideur tangente du roulement à billes.

s : Variable de Laplace, nombre complexe, $s = \sigma + j\omega$.

$[M]$: Matrice de masse.

$\{x\}$: Vecteur déplacement.

ω : Pulsation de la force excitatrice.

ω^2 : Valeurs propres.

$\{\psi_r\}$: Vecteur propre ($r = 1, \dots, n$).

$[K_{\text{élem-roul}}]$: Matrice de raideur du roulement utilisée au niveau du code de calcul.

$[K_{\text{roul}}]$: Matrice de raideur analytique.

$[H(s)]$: Matrice de la fonction de transfert.

$[H(\omega)]$: Fonction de réponse en fréquence = $\frac{\{X(\omega)\}}{\{F(\omega)\}}$.

$*$: Quantité complexe conjuguée.

σ : Coefficient d'amortissement.

ω_d : Fréquence de résonance amortie.

ω_n : Fréquence de résonance naturelle.

$\xi_0 = \cos\phi$: amortissement.

Z : Nombre de billes.

CHAPITRE I

Maintenance et Analyse Vibratoire

« Toutes les machines s'expriment. Encore faut-il comprendre les messages qu'elles délivrent. »

De nos jours on ne fait plus appel aux sensations des individus pour comprendre les dérives des machines (bruits, chaleurs, odeurs, vibrations...) qui attireraient inmanquablement l'attention et servaient de base aux diagnostics. Aujourd'hui, les différents outils de maintenance permettent de mieux apprécier la santé des machines et des systèmes en temps réel grâce à l'analyse des vibrations, des déformations ou des bruits. Ainsi, les vibrations, images fidèles des efforts dynamiques engendrées par les pièces en mouvements, en variant constamment, modifient de façon notable la signature vibratoire de la machine. Ceci constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle de dégradations voire de pannes. Pour la déceler, la surveillance par analyse vibratoire est l'une des techniques qui s'impose avec succès. Grâce au développement des études sur la « pathologie » des machines, les vibrations relevées sont directement reliées aux causes matérielles qui les génèrent. Mais ce dépistage des anomalies à un stade précoce et le suivi de leurs évolutions ne sont possibles que si, préalablement, l'on connaît les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible d'affecter une machine ou un ensemble cinématique.

1. LES DIFFERENTS OUTILS DE LA MAINTENANCE

1.1. Définition

La norme NF X60-010 définit la maintenance comme « l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé ».

Depuis 1981 l'AFNOR diffuse un ensemble de normes relatives à la maintenance afin d'unifier non seulement le vocabulaire, mais aussi les différentes méthodes utilisées. Il existe trois approches différentes de la maintenance, elles sont ici présentées par un synoptique (Figure I-1).

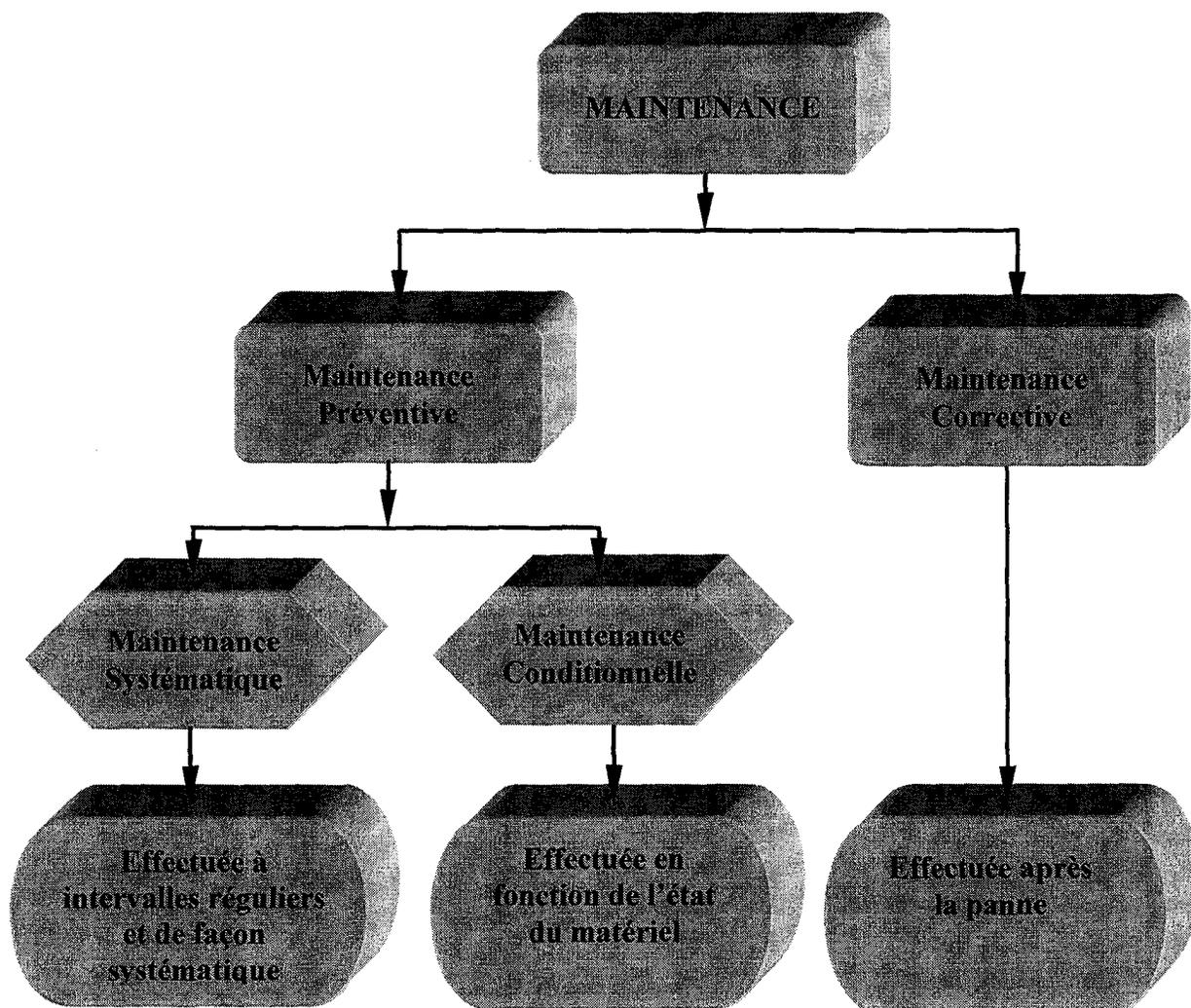


Figure I-1 : Les différentes approches de la maintenance

1.2. Maintenance corrective

La maintenance corrective est définie comme « la maintenance effectuée après la défaillance » ; l'intervention s'effectue après l'apparition de la panne, elle est donc curative. Il n'y a pas de surveillance particulière à effectuer. Le diagnostic est de type binaire : bon ou mauvais fonctionnement.

Au sein d'une entreprise ce type de maintenance peut exister seule et peut parfois être suffisante notamment dans le cas, où la défaillance d'une machine ne risque pas de perturber de façon notable la production. De même, si l'entreprise renouvelle fréquemment le parc, il est naturel de penser que le taux de pannes est plus faible que lorsque les machines sont vieillissantes.

Cependant, ce type de maintenance peut provoquer des charges irrégulières de travail tant au niveau de la production, lors des pannes, que du service entretien, lors des interventions.

1.3. Maintenance systématique

La maintenance systématique est définie comme « la maintenance préventive effectuée selon un échéancier établi en fonction du temps ou du nombre d'unités d'usage ».

Dans ce cas, on définit des intervalles d'actions pour l'entretien, on n'attend plus la rupture complète du mécanisme, mais c'est l'étude des historiques de fonctionnement du matériel utilisé qui va permettre de déterminer une date de vétusté au-delà de laquelle les risques d'apparition de pannes sont jugés trop importants. On pratique alors une intervention pour remettre en état le matériel. Par rapport à la maintenance corrective, on évite l'arrêt brutal de production car l'intervention de remplacement peut être programmée en période de non-production.

Cependant, ce type de maintenance se caractérise souvent par un coût prohibitif et l'on cherche de plus en plus à la remplacer par la maintenance conditionnelle.

1.4. Maintenance conditionnelle

La maintenance conditionnelle est définie comme étant « la maintenance subordonnée à un type d'événement prédéterminé (autodiagnostic, information d'un capteur, mesure...) ».

Ce type de maintenance récente, permet d'assurer le suivi continu d'un matériel en fonctionnement. Il n'est pas nécessaire de connaître la loi d'endommagement du matériel puisque l'intervention est déterminée au vu du contrôle effectué.

Il y a trois étapes incontournables pour réaliser une telle maintenance :

- Chercher et adapter un moyen de surveillance performant compatible qui puisse mettre en évidence un dysfonctionnement.
- Détecter un endommagement par une surveillance permanente.
- Diagnostiquer la gravité de l'endommagement et prévoir l'espérance de vie de bon fonctionnement par des lois mécaniques.

Les outils de surveillance sont nombreux et adaptés à chaque industrie, on peut citer par exemple le contrôle des usures (analyse d'huiles, mesure de jeu...), le contrôle des paramètres physiques (température, pression, débit...), le contrôle de la propagation de

fissures (émission acoustique). Cependant, l'outil le plus usité et qui offre la plus large palette d'analyse est le contrôle par la mesure de vibrations.

Remarque :

Pour avoir une vision plus globale des avantages et des inconvénients des trois types de maintenance au sein de l'entreprise, le tableau suivant (Tableau I-1) reprend les définitions en précisant le champ d'application de ces trois tendances.

Type de maintenance	Corrective	Préventive systématique	Préventive conditionnelle
Principe	Intervention après la défaillance.	Intervention avant la panne suivant un échéancier préétabli.	Intervention avant la panne suivant l'évolution du comportement réel du matériel.
Principaux avantages	<ul style="list-style-type: none"> ▫ Coûts de maintenance intrinsèques, faibles. 	<ul style="list-style-type: none"> ▫ Planification des interventions, ▫ Bonne disponibilité des équipements, ▫ Gestion des stocks de pièces détachées efficace, ▫ Amélioration de la sécurité. 	<ul style="list-style-type: none"> ▫ Planification des interventions, ▫ Très bonne disponibilité des équipements, ▫ Consommation des pièces détachées optimisée.
Principaux inconvénients	<ul style="list-style-type: none"> ▫ Pas de prévision possible, ▫ Charge de travail très irrégulière du service maintenance, ▫ Disponibilité du matériel médiocre, ▫ Prise en compte de la sécurité difficile. 	<ul style="list-style-type: none"> ▫ Utilisation non optimisée des pièces de rechange, ▫ Interventions parfois inutiles, ▫ Coût élevé. 	<ul style="list-style-type: none"> ▫ Coût des matériels de surveillance.
Champs d'applications	<ul style="list-style-type: none"> ▫ Lorsque les défaillances ne sont pas critiques pour la production, ▫ Pour toutes les défaillances cataclysmiques. 	<ul style="list-style-type: none"> ▫ Équipements critiques, ▫ Organes de sécurité, ▫ Matériels soumis à une législation (ascenseurs, téléphériques par ex.). 	<ul style="list-style-type: none"> ▫ Sur les composants dont la dégradation est progressive, ▫ Sur les systèmes nécessitant un haut niveau de sécurité.

Tableau I-1 : Comparatif des diverses maintenances

2. LA SURVEILLANCE PAR ANALYSE VIBRATOIRE

L'analyse vibratoire est l'outil de la maintenance conditionnelle qui connaît aujourd'hui le développement le plus important du fait des évolutions l'amélioration des domaines de l'informatique, du traitement du signal ou de l'électronique. Cette technique est basée sur l'analyse du comportement vibratoire des machines en service pour établir un diagnostic sur leur état de fonctionnement.

Les informations qu'il est possible d'extraire d'une analyse vibratoire sont nombreuses, car comme nous l'avons dit précédemment, les vibrations reflètent fidèlement l'ensemble des efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement.

Cette caractéristique fait de la surveillance par analyse de vibrations un outil indispensable à la mise en place d'une maintenance conditionnelle, puisqu'elle permet, par un dépistage ou un diagnostic approprié des défauts, d'éviter la casse et de n'intervenir sur une machine qu'à bon escient.

2.1. Généralités

Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement de va-et-vient autour d'une position moyenne, dite position d'équilibre. Ces vibrations sont caractérisées par leur fréquence, leur amplitude et par leur nature (c'est à dire leur caractère périodique, impulsionnel ou aléatoire).

La notion de spectre, c'est à dire la représentation du signal de la vibration en fonction des fréquences, est à la base de tout dépistage et diagnostic de défaut (voir §2.2). Le spectre d'un signal est le résultat du calcul d'une intégrale (intégrale de Fourier) permettant de passer du domaine temporel au domaine fréquentiel, grâce à un algorithme FFT (Fast Fourier Transform). L'analyse spectrale décompose un signal complexe, induit par le fonctionnement d'une machine, en composantes sinusoïdales élémentaires caractérisées par leur amplitude et leur fréquence. Chaque composante est alors représentée par un segment vertical appelé raie dont l'abscisse représente la fréquence et l'ordonnée l'amplitude (Figure I-2). Ainsi, le spectre permet de visualiser, pour reprendre un parallèle souvent usité, à la façon d'un électroencéphalogramme en médecine, l'état de santé de la machine surveillée. Nous verrons au Chapitre IV que les spectres d'entrées et de sorties peuvent être combinés pour former un outil très efficace : la Fonction de Réponse en Fréquence ou FRF.

Le signal temporel (Figure I-2) est moins utilisé, bien qu'il possède les mêmes caractéristiques que le spectre fréquentiel, car ce type de représentation devient très vite compliqué voir inextricable lorsque le signal a pour origine des sollicitations multiples, ou que l'on cherche à le décomposer en composantes sinusoïdales élémentaires.

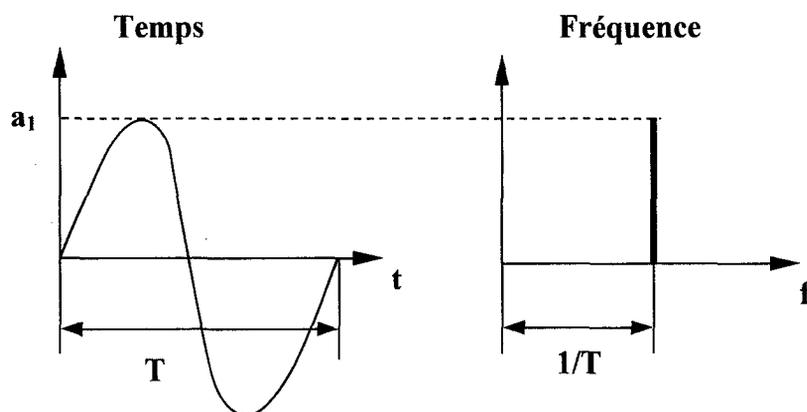


Figure I-2 : Représentation du signal temporel et fréquentiel

2.2. Stratégies de détection

La surveillance par analyse vibratoire doit dans un premier temps permettre de détecter les défauts pour éviter toute dégradation de la machine mais également prévenir de l'émergence d'un problème et des répercussions sur son fonctionnement.

La notion de dépistage a pour objectif de mettre en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce et de suivre son évolution. Cette démarche repose sur le choix préalable d'un indicateur ou d'un ensemble d'indicateurs dont on va surveiller la variation dans le temps.

Cependant, le dépistage d'une anomalie à un stade précoce n'est pas suffisant, car le technicien en maintenance conditionnelle désire généralement connaître la nature de cette anomalie et sa gravité pour pouvoir prendre une décision sur le remède à mettre en place. La réponse à ces nouvelles exigences est du ressort du diagnostic dont les fondements sont quelque peu différents de ceux du dépistage. Le diagnostic doit permettre d'identifier avec précision la nature de l'anomalie et si possible d'en préciser la gravité. Cette démarche s'appuie sur une analyse systématique du signal vibratoire, tant dans sa forme spectrale que temporelle, pour rechercher la présence d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter l'installation considérée.

2.2.1. Outils servant au DEPISTAGE

Les outils servant au dépistage [AFNO95] sont des indicateurs plus ou moins élaborés dont l'évolution dans le temps est représentative d'une anomalie et de son aggravation. A chaque indicateur est associé un seuil à partir duquel on déclenche une procédure préétablie d'intervention. On distingue les indicateurs en mode global temporel et différents indicateurs en mode global fréquentiel.

- **Indicateurs en mode global temporel pour le suivi des roulements :**

- ⇒ La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square) : elle correspond à un niveau global dans une bande de fréquences donnée, généralement en accélération et en hautes fréquences (Figure I-3) [DRON95]. La valeur efficace aide à la caractérisation d'un signal.
- ⇒ Le facteur de crête : c'est le rapport de la valeur de crête du signal sur la valeur efficace de l'amplitude. Ce facteur permet, en général, de connaître le type de vibration ; sinusoïdale, impulsionnel (Figure I-3).

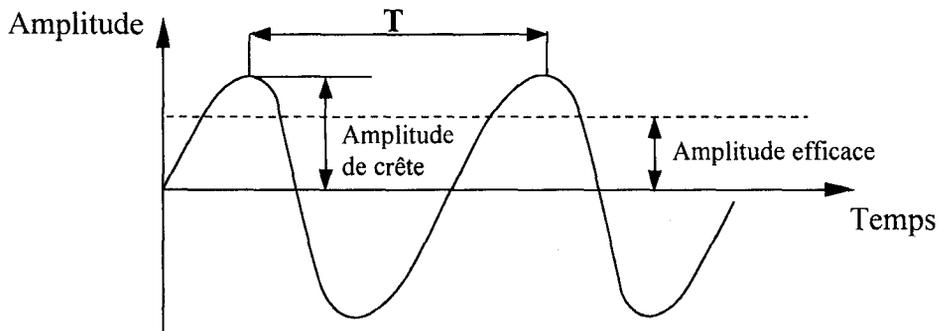


Figure I-3 : Valeur efficace et facteur de crête

- ⇒ Le kurtosis : c'est un indicateur statistique permettant de caractériser la nature impulsive d'un signal ; c'est un paramètre sans dimension qui caractérise l'aplatissement de la densité de probabilité du signal (Figure I-4).

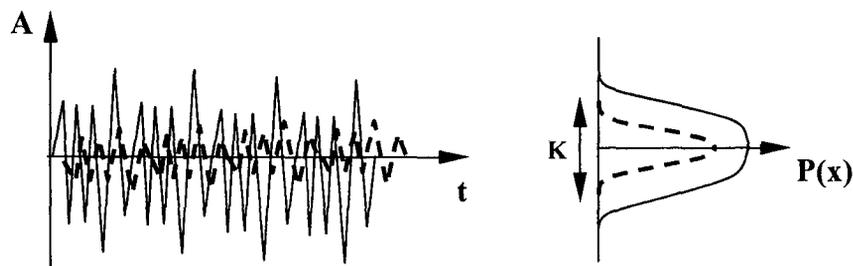


Figure I-4 : Signal temporel et distribution de l'amplitude

- **Indicateurs en mode global bande large :**

Ce type de mesure utilise notamment la valeur RMS et s'effectue sur une large plage de fréquences de 10 à 1000 Hz. Il permet d'évaluer l'état global d'un matériel sans pouvoir en déterminer la cause. L'inconvénient majeur de cette technique est que les grandes amplitudes ont une influence prépondérante sur le résultat global d'où un effet dit de « masque ».

- **Indicateurs en mode global par bandes de fréquences :**

Pour minimiser l'effet de masque, certains appareils permettent de déterminer la valeur RMS, ou d'autres indicateurs de même nature, dans des bandes de fréquences plus ou moins larges. Sous réserve de connaître les seuils d'intervention correspondants, cela peut permettre de dissocier certains défauts importants et de fiabiliser une interprétation.

- **Indicateurs spectraux par comparaison avec des gabarits :**

Dans ce cas, on compare un spectre de référence sur lequel on a défini des seuils d'alarme à un spectre gabarit pris à un moment où l'état de l'installation a été jugé satisfaisant. Lorsqu'une ou plusieurs composantes (fréquences) dépassent leur seuil respectif, une alarme est activée. La difficulté réside bien sur, dans ce cas, dans la définition des seuils.

2.2.2 Outils servant au DIAGNOSTIC

Comme nous l'avons vu précédemment le diagnostic a pour objectif d'identifier les causes et d'analyser pour chacune d'elle le niveau ou la gravité de l'endommagement. L'analyse spectrale, ainsi que les outils d'analyse qui lui sont associés, est le moyen le plus efficace pour diagnostiquer le comportement d'un matériel de production. Ces outils sont principalement le zoom, le cepstre, la démodulation d'amplitude (ou détection d'enveloppe), ainsi que la démodulation de fréquence.

- **Le zoom :**

Le zoom autorise une augmentation de la résolution d'analyse grâce à une concentration des lignes spectrales dans une bande de fréquences restreinte autour d'une fréquence centrale. L'intérêt est de pouvoir séparer des fréquences très proches. Il ne faut pas confondre la fonction zoom avec la « loupe » qui n'offre qu'un grossissement de l'image enregistrée ne permettant pas de dissocier deux fréquences proches.

- **Le cepstre :**

Cette fonction, [ROUS99], qui est en fait la transformée inverse du logarithme du spectre, permet dans un spectre, de rechercher, d'identifier et de quantifier rapidement toute famille de composantes périodiques.

- **La démodulation d'amplitude (ou détection d'enveloppe):**

La démodulation d'amplitude, [RASOL95] permet d'analyser la forme du signal principalement lorsque le défaut recherché excite un mode de résonance de la structure (écaillage de roulement, crique d'engrenage...). Ce cas est fréquent lorsque les défauts engendrent des forces impulsionnelles qui excitent des modes de résonance de structure bien avant de se manifester à leur propre fréquence cinématique.

- **La démodulation de fréquence :**

La démodulation de fréquence permet, en association avec la démodulation d'amplitude, d'identifier les défauts induisant ou induits par des variations périodiques de la vitesse instantanée de rotation (jeu d'accouplement, fissure de denture...).

2.3. Principaux défauts détectés

2.3.1. Tableaux récapitulatifs

Il n'y a pas de bon diagnostic sans une bonne connaissance des défauts. C'est pourquoi, une démarche essentielle de l'action de surveillance, est de rechercher quels sont les incidents les plus fréquemment rencontrés sur les machines et de déterminer la manière dont ils se manifestent, autrement dit, de déterminer leur signature vibratoire. L'expérience acquise sur les problèmes vibratoires des machines tournantes a conduit à classifier les défauts rencontrés en différentes catégories (Tableau I-2).

Type d'anomalie	Vibration		Remarques
	Fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	De 0,42 à 0,48 x f_{rot}	Radiale	Uniquement sur paliers lisses hydrodynamiques à grande vitesse.
Défaut de balourd	1 x f_{rot}	Radiale	L'amplitude proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur 2 mesures orthogonales. Visible sur le spectre du rotor.
Défaut de fixation	1,2,3,4 x f_{rot}	Radiale	Aucun déphasage sur 2 mesures orthogonales. Visible sur le spectre de la pièce incriminée.
Défaut d'alignement	2 x f_{rot}	Axiale et Radiale	La vibration axiale est en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire. Visible sur le spectre du rotor.
Excitation électrique	1,2,3,4, x 50Hz	Axiale et Radiale	La vibration disparaît dès la coupure de l'alimentation. Visible sur le spectre du système.
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique du rotor	Radiale	La vibration apparaît en régime transitoire et s'atténue ensuite.
Courroie en mauvais état	1,2,3,4 x f_p	Radiale	Pic d'amplitude important à la fréquence de passage de la courroie. Visible sur le spectre .
Engrenage endommagé	Fréquence d'engrènement : $f_e = z \times f_{rot \text{ arbre}}$	Axiale et Radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement. Utilisation de la technique du cepstre .
Faux-rond d'un pignon	$f_e \pm f_{rot \text{ pignon}}$	Axiale et Radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement dues au faux-rond.
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Axiale et Radiale	Visible sur le spectre .
Détérioration de roulement	Hautes fréquences	Axiale et Radiale	Ondes de choc dues aux écaillages. Utilisation de la technique de détection d'enveloppe , du kurtosis .

Avec : f_{rot} = fréquence de rotation, f_e = fréquence d'engrènement

f_p = fréquence de passage de la courroie, z = nombre de dents de l'engrenage

Tableau I-2 : Les principales anomalies relevées en maintenance conditionnelle

Pour chaque catégorie, l'ensemble des indications nécessaires au technicien de maintenance est exposé. Elles permettent de constater que l'analyse spectrale permet de détecter un grand nombre d'anomalies.

Le Tableau 1-3 suivant permet, quant à lui, de visualiser directement l'impact temporel et fréquentiel de ces défauts.

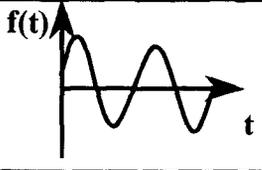
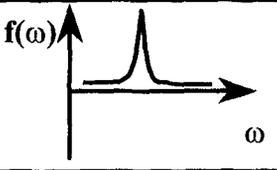
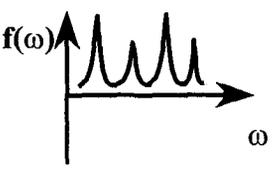
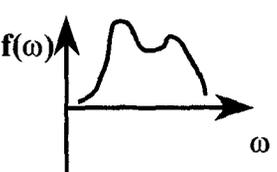
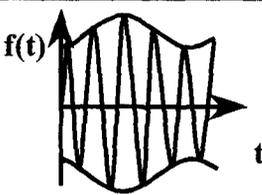
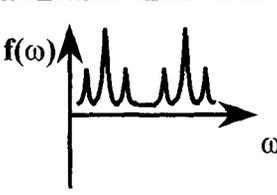
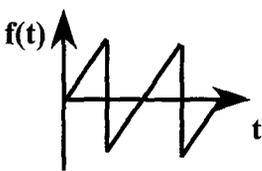
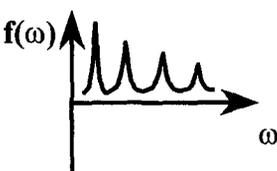
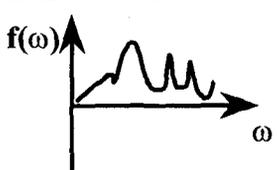
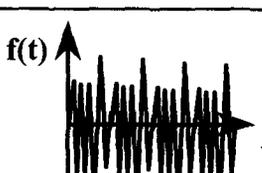
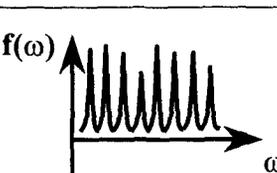
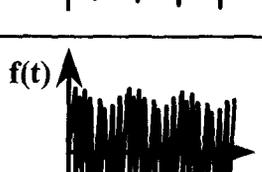
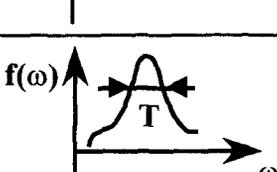
Signal temporel Amplitude = $f(t)$	Remarques	Spectre Amplitude = $f(\omega)$
	SINUS = Phénomène organisé Balourd si $\omega = \omega$ rotation Instabilité si $\omega \neq \omega_k/2$	
	PERIODIQUE – Voir SINUS Il diffère du précédent car il contient des harmoniques. Ce cas est plus général que le précédent.	
	ALEATOIRE = NON ORGANISE Turbulent, écoulement, excitation hydraulique.	
	BATTEMENTS : 2 phénomènes <ul style="list-style-type: none"> ▪ Vibrations dues à 2 sources de fréquences voisines. ▪ Capteurs à porteuse non synchronisée. ▪ Engrenages. 	
	DENT DE SCIE – Relaxation <ul style="list-style-type: none"> ▪ Broutement patin. ▪ Frottement (courroie, craie, crissement). 	
	IMPULSION – CHOCS ISOLES <ul style="list-style-type: none"> ▪ Jeux. ▪ Desserrages. ▪ Corps errants. 	
	CHOCS REPETES <ul style="list-style-type: none"> ▪ Jeux. ▪ Desserrage. ▪ Engrenages. ▪ Roulement à billes. ▪ Arbre marqué (défaut capteur). 	
	MODULATION D'AMPLITUDE Réponse d'un système sur sa fréquence propre à une excitation aléatoire.	

Tableau I-3 : Evocation d'un défaut par ses symptômes [MORE95]

Les Tableaux I-2 et I-3, bien permettant de donner une idée globale sur l'origine des défauts, ne constituent cependant qu'un résumé sur les connaissances de ces anomalies. Il est bien évident que dans la pratique la distinction entre les différents phénomènes vibratoires et leur interprétation physique ne peut se faire uniquement à la lecture d'un abaque, aussi précis soit-il.

2.3.2. Défauts liés au roulement

Il nous a semblé utile de revenir plus spécifiquement au cas du roulement, non seulement parce qu'il va tenir une place importante dans le reste de ce mémoire mais aussi parce qu'il reste l'organe le plus sensible d'un parc machine et donc le plus surveillé.

Dans la plupart des cas, la dégradation du roulement se traduit par un écaillage d'une des pistes, ou de l'élément roulant, en produisant un choc à chaque passage (Figure 1-5).

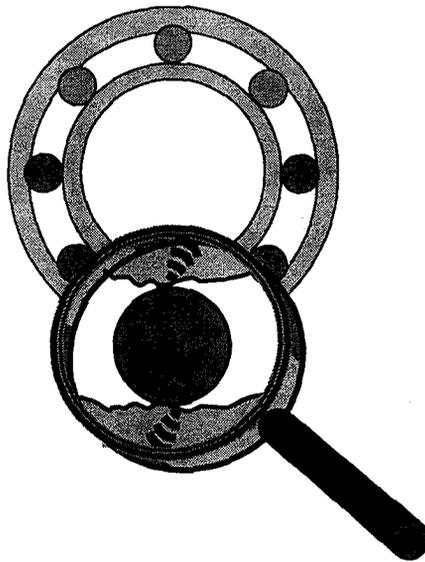


Figure I-5 : Visualisation du choc dû à un écaillage

Pour chaque type de roulement et en fonction de ses côtes de fabrication, on peut considérer quatre fréquences caractéristiques définies avec les paramètres suivants et tirées de la formule de **Willis** habituellement appliquée aux engrenages épicycloïdaux :

- Z , le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles),
- D_m , le diamètre primitif,
- D_w , le diamètre des éléments roulants,
- α , l'angle de contact,
- f_{rot} , la fréquence de rotation de la bague interne (la bague externe étant supposée fixe).

- La fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur un défaut de bague externe (la bague externe étant supposée fixe), f_{be} , est donnée par l'équation suivante :

$$f_{be} = \frac{f_{rot} \times Z}{2} \left(1 - \frac{D_w}{D_m} \cos \alpha \right) \quad (I-1)$$

- La fréquence de passage d'une bille (ou d'un rouleau) sur un défaut de bague interne (la bague interne étant supposée montée sur l'arbre tournant), f_{bi} , est donnée par l'équation suivante :

$$f_{bi} = \frac{f_{rot} \times Z}{2} \left(1 + \frac{D_w}{D_m} \cos \alpha \right) \quad (I-2)$$

- La fréquence de passage d'un défaut de cage, f_c , est donnée par l'équation suivante :

$$f_c = \frac{f_{rot}}{2} \left(1 - \frac{D_w}{D_m} \cos \alpha \right) \text{ donc } f_c = \frac{f_{be}}{Z} \quad (I-3)$$

- La fréquence de passage d'un défaut de bille (ou de rouleau) sur la bague externe ou sur la bague interne, f_c , est donnée par l'équation suivante :

$$f_c = \frac{f_{rot}}{2} \times \frac{D_m}{D_w} \left(1 - \left(\frac{D_w}{D_m} \cos \alpha \right)^2 \right) \quad (I-4)$$

Pour pouvoir détecter ces défauts, il est nécessaire de suivre une méthodologie précise faisant intervenir différents appareils.

2.4. Matériel de l'analyse vibratoire

Une chaîne de mesures en analyse vibratoire doit remplir un certain nombre de fonctions :

- Transformer la vibration mécanique en un signal électrique ; c'est le rôle du capteur.
- Amplifier le signal de sortie du capteur pour le rendre exploitable et transportable ; c'est le rôle du préamplificateur.
- Intégrer le signal (passage du déplacement à l'accélération où à la vitesse si nécessaire) ; c'est le rôle de l'intégrateur.
- Limiter la plage de fréquences du signal ; c'est le rôle des filtres passe-haut ou passe-bas pour améliorer la qualité du signal relevé.

- Amplifier de nouveau le signal obtenu pour le transmettre de nouveau à l'appareil de visualisation et ainsi pouvoir analyser.

Cette chaîne fonctionnelle de mesures type est présentée à la Figure I-6.

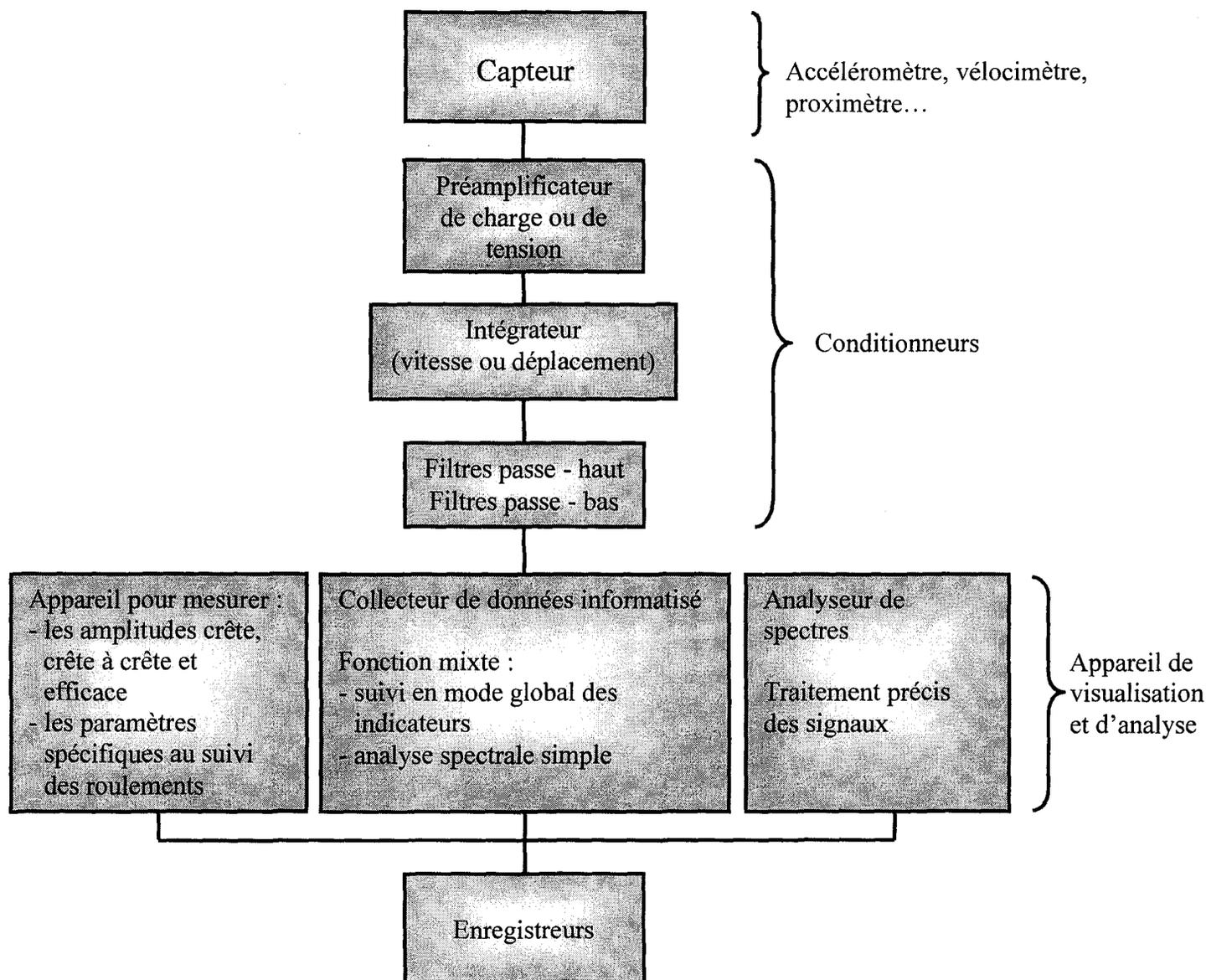


Figure I-6 : Une chaîne de mesures type en analyse vibratoire

2.5. Capteur d'acquisition

C'est l'élément capital de la chaîne de mesures. L'objectif de ce travail étant de déterminer les zones de positionnement des capteurs susceptibles d'aider l'opérateur dans son

travail d'analyse vibratoire, il nous a donc semblé intéressant de faire le point sur les acquis en matière de positionnement de capteur, ainsi que de donner quelques précisions supplémentaires sur son utilisation.

2.5.1. Le capteur piézo-électrique

Nous allons nous intéresser exclusivement aux capteurs de type accéléromètre car se sont les capteurs les plus utilisés en analyse vibratoire et également ceux qui ont été utilisés tout au long de cette étude. Son principe de fonctionnement repose sur la propriété que possèdent les matériaux piézo-électriques à générer une charge électrique proportionnelle à l'effort de compression ou de cisaillement appliqué (Annexe A). Schématiquement, un accéléromètre est constitué d'un disque en matériau piézo-électrique qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte. Quand la masse se déplace sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur le disque piézo-électrique des efforts induisant une charge électrique proportionnelle à cette accélération (Figure I-7).

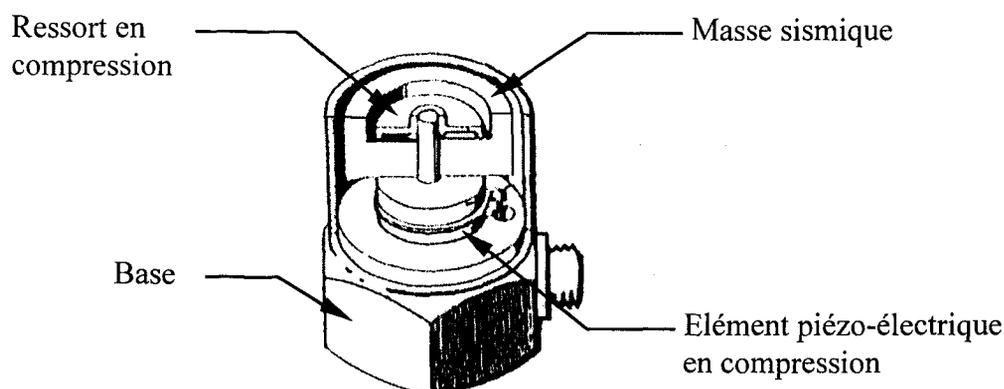


Figure I-7 : Accéléromètre à compression (Document B&K)

2.5.2. Le positionnement du capteur

Le choix de l'emplacement des points de mesures est une des composantes de la réussite d'une analyse vibratoire. Différents « conseils » de bon sens et d'expériences permettent aux opérateurs de se positionner au mieux. Ces « conseils », bien que généraux et pas toujours réalisables, donnent un aperçu de la méthodologie à mettre en place mais également des problèmes et des lacunes que pose le positionnement :

- Pour chaque ligne d'arbre les emplacements choisis doivent permettre d'effectuer une mesure radiale horizontale, radiale verticale, ainsi qu'une mesure axiale sur le palier du côté transmission (du côté de la charge maximale).
- Les capteurs doivent être placés en liaison mécanique la plus directe possible avec l'élément mobile, en limitant au strict minimum le nombre de pièces assurant l'interface entre l'élément mobile et le capteur, ce point doit être choisi judicieusement en fonction des raideurs des pièces respectives.
- Les mesures sont effectuées toujours au même endroit.
- Pour la prise de mesures sur les appareils électriques, le capteur doit être isolé.
- L'emplacement des points de mesures doit être propre, les surfaces de contact avec les capteurs se doivent d'être également lisses, planes et perpendiculaires à la direction de la mesure.
- L'utilisation des câbles de liaison ne doit pas générer des contraintes mécaniques qui entraînent des parasites ; il faut donc les fixer de manière adéquate et éviter les longueurs inutiles.
- Le mode de fixation des capteurs doit être déterminé en fonction du type de défaut à relever car les accéléromètres ont une réponse linéaire sur une gamme de fréquences déterminée et qui peut être considérablement diminuée selon le mode de fixation choisi (Figure I-8).

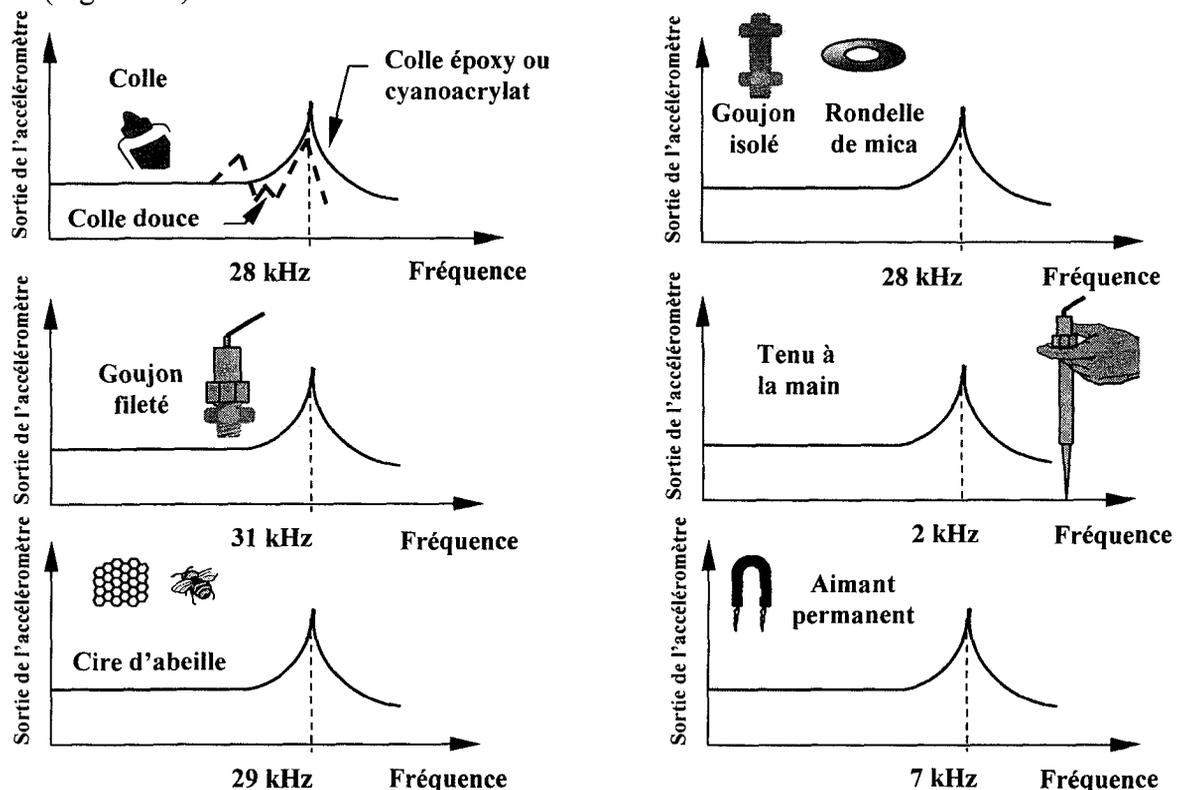


Figure I-8 : Réponse en fréquences en fonction du mode de fixation du capteur

Remarque :

L'existence même de ces conseils succincts montre qu'il existe bien un problème de fond de positionnement des capteurs puisqu'il n'est pas possible de donner une règle générale pouvant s'appliquer à tous les cas de figures. L'existence des zones les mieux adaptées à la mesure vibratoire étant complètement dépendante de la machine étudiée (ainsi que du défaut recherché), mettre au point une méthodologie applicable sur chaque machine, avant de procéder aux relevés, semble donc être une alternative intéressante. Démarche d'autant plus intéressante, qu'étant réalisée à l'aide d'un modèle numérique, elle sera transparente à l'opérateur qui n'aura qu'à positionner son capteur à l'endroit indiqué.

3. LES VIBRATIONS ET LES MACHINES

L'efficacité d'une maintenance par analyse vibratoire est dépendante de la qualité des prises de mesures, des techniques employées, mais aussi des possibilités de positionnement des capteurs comme nous venons de le voir.

Les complexités géométriques de la machine ; hauteur, largeur mais aussi les différences de raideurs locales liées à la présence de nervures ou de variations d'épaisseurs du carter, interfèrent pour une part importante dans la fiabilité des mesures. Il peut donc être intéressant de chercher sur ces machines, et plus particulièrement sur les machines tournantes, les zones qui vont avoir une influence particulière dans la propagation des vibrations.

3.1. Importance du palier en tant que chemin de passage des vibrations

Un certain nombre d'auteurs se sont intéressés aux aspects dynamiques de structures tels que les bâtis ou les carters de machines avec pour objectif de diminuer les nuisances vibro-acoustiques. Les systèmes de réducteurs à engrenages ont surtout été étudiés car ils sont générateurs de bruits et de vibrations, surtout si les résonances de l'arbre ou du bâti, par exemple, sont proches des fréquences d'utilisation. Ces études, réalisées dans l'optique de diminuer purement et simplement les vibrations et le bruit rayonné par les carters, sont intéressantes car elles permettent d'appréhender plus concrètement les problèmes d'ordre vibratoires, et géométriques, directement liés aux conditions de prise de mesures en maintenance prédictive par analyse vibratoire.

En effet, il y a eu depuis les années 1960, un grand nombre de travaux donnant une modélisation analytique ou expérimentale, tant du point de vue vibratoire qu'acoustique, de

structures mécaniques complètes et complexes tels que les réducteurs de vitesse. Un tour d'horizon détaillé des modèles dynamiques liés aux engrenages a été mené par **Ozugen** [OZUG88]. Il ressort de l'ensemble des études sur la diminution du bruit dans les systèmes de transmission de puissance, que les efforts ne doivent pas être portés uniquement sur la qualité des engrenages mais également sur les chemins de transmission des efforts (et déplacements) au reste de la structure, c'est à dire, le corps de l'engrenage, l'arbre, les roulements et supports de roulements, ainsi que le carter.

Différentes solutions ont été proposées pour limiter les grandes amplitudes vibratoires d'arbre, génératrices de fortes vibrations. Une solution est de placer des masses sur ce dernier de façon à augmenter localement la rigidité, sans modifier la position du centre de gravité, et également de s'arranger pour positionner les paliers à des nœuds de l'arbre, [BADG72]. On peut également, lorsqu'il s'agit d'arbre creux, le remplir d'un matériau amortissant [CETI95], cette solution ne peut bien sûr s'envisager seule pour espérer une amélioration notable, [DRAG86]. De même, l'augmentation de rigidité des paliers peut permettre de jouer sur la capacité transmissive de ce dernier et donc de diminuer globalement les niveaux de bruit générés par la boîte de vitesse. **Singh**, [SING85], conclut également sur l'importance de la rigidité des chemins de transmission que constituent les paliers et sur les répercussions importantes qu'ils peuvent avoir dans l'altération de la dynamique du système étudié.

3.2 Approche éléments finis – Analyse modale

Une solution complémentaire qui commence à faire son chemin industriellement, après avoir montré son intérêt en laboratoire, est le contrôle actif des vibrations [CETI95]. Le contrôle vibratoire actif consiste à atténuer une vibration gênante en lui superposant, à l'aide de sources secondaires dites actionneurs, une vibration de même nature mais opposée. Le calcul de la commande des actionneurs se fait par l'intermédiaire d'algorithmes permettant la minimisation d'un critère, qui peut être de type énergétique ou mécanique sur un ensemble de capteurs d'erreurs. Les machines outils ont des conditions de fonctionnement variables et des modes propres qui peuvent évoluer (par exemple avec la masse des pièces à usiner). Pour résoudre ces problèmes, il faut tout d'abord effectuer une analyse modale fine de la machine pour déterminer les modes propres et leurs fréquences excitatrices avant d'être amené à régler la fréquence de résonance de l'absorbeur en fonction des vibrations présentes. Là aussi, ce type de système mécanique, efficace seulement pour les basses fréquences, est basé sur la variation de raideur, de masse et d'amortissement de l'élément élastique absorbeur.

Autrement dit, l'ajout de ce type de système montre qu'il est possible d'agir sur les caractéristiques vibratoires intrinsèques de la machine en basant ses réflexions sur une analyse modale fine.

De même, l'utilisation de modèle éléments finis, pour la détermination des emplacements les plus favorables au positionnement des masses ou amortisseurs, dans l'optique de déplacer des fréquences de résonance est de plus en plus courante. **Inoue** et al, [INOUE92] (voir aussi [INOUE93]) ont proposé une méthode pour définir au mieux ces positionnements en donnant un design spécifique des plaques composant l'intérieur d'un carter. **Drago** avait déjà proposé d'utiliser la méthode des éléments finis pour étudier ce type de structure en dynamique suivant trois étapes principales [DRAG80] ; une étude analytique permettant une évaluation de l'excitation générée par les engrenages, la détermination des réponses de l'arbre par un modèle éléments finis et enfin le calcul de la réponse des paliers donc du carter. Il est à noter que les roulements sont ici modélisés par des éléments de poutres et des ressorts, tout comme l'avait fait **Sciarra** et al en 1978 [SCIA77].

Plus récemment, **Todd** et **Rook** [TODD96] ont émis un certain nombre d'hypothèses concernant le rayonnement vibro-acoustique d'un système arbre-engrenage-roulement-carter en se basant sur une étude par éléments finis. Ils ont ainsi déterminé des conditions sur l'arbre, la rigidité du carter ainsi que sur les supports maintenant le carter pour diminuer ce rayonnement. Leur modèle permet de montrer la manière dont se transmet le bruit induit par un système d'engrenages au carter. L'étude des réponses du carter indique que ses déplacements sont principalement dus aux flux énergétiques provenant des paliers. On pourra noter que le roulement a également été représenté par un élément à deux degrés de liberté.

Takatsu et **Kato**, [TAKA94] ont, avec une approche plus axée sur le traitement du signal à proprement parlé, déterminé la fonction de transfert d'un réducteur à engrenage en étudiant séparément chaque sous-structure du réducteur (la caisse et le système arbre-engrenage-roulement). Chacune de ces sous-structures a été examinée succinctement par l'intermédiaire de la MEF et leur fonction de transfert a été déterminée par analyse modale. Les fonctions de transfert sont ensuite reliées sur la base de la méthode explicite de synthèse des fonctions de transfert. Ce type de modélisation permet d'avoir une idée globale du comportement vibratoire du réducteur, bien que les roulements ne soient modélisés que pour des translations radiales et axiales. L'intérêt, dans ce cas précis, était de pouvoir intervenir dès la phase de conception du réducteur pour prendre en compte ces conclusions liées à la dynamique du réducteur.

Remarque :

Ces études montrent qu'il est très difficile de trouver un critère géométrique universel, permettant de dévier ou d'annihiler des résonances parasites. Cet objectif ne peut être atteint que partiellement et en agissant sur tous les organes mécaniques de la chaîne cinématique de la machine. Ceci est principalement dû à la difficulté de quantification analytique des efforts se répartissant sur les chemins de transmission des vibrations. D'autre part, il est maintenant reconnu que l'utilisation combinée des techniques d'analyse modale et de modélisation numérique, basées sur la méthode des éléments finis, peut permettre de cerner avec plus de précision les difficultés liées à la dynamique des machines tournantes et ainsi permettre une action directe sur les problèmes que peuvent générer les vibrations. Il est en outre important de noter que le sous système créé par le roulement et l'interface roulement-bâti, a une importance primordiale dans le transfert des vibrations solidiennes de la partie dynamique de la machine à sa partie statique.

4. CONCLUSION DU CHAPITRE I

Dans ce chapitre, le lecteur a pu se familiariser avec les notions de bases de la maintenance ainsi qu'avec les principes et stratégies de la surveillance par analyse vibratoire. En outre, un tour d'horizon des études, réalisées ces dernières années, traitant du comportement vibratoire des machines ainsi que des moyens pour se prémunir des vibrations structurelles a été abordé. Il ressort de l'ensemble de ces considérations plusieurs points de réflexion.

Tout d'abord, il semble évident que le positionnement du capteur n'a pas été (en se plaçant dans le contexte de la maintenance par analyse vibratoire) un thème très étudié si l'on en juge par le peu de travaux à ce sujet. Ceci reste dommageable, car même si l'expérience de l'opérateur reste l'atout majeur dans le choix des points de mesures, cette phase préliminaire n'en reste pas moins fondamentale dans la réussite d'une analyse vibratoire ; elle mérite donc que l'on s'y intéresse de plus près.

De plus, l'étude bibliographique montre que le point fondamental de la transmission des vibrations, des parties mobiles aux parties fixes, est l'ensemble palier-roulement, comme nous pouvions, à juste titre, le penser. C'est donc sur cet ensemble qu'il convient de s'arrêter si l'on souhaite prendre en compte le cheminement des vibrations par une approche numérique, à la manière des études réalisées utilisant la méthode des éléments finis.

CHAPITRE II

Le roulement : approche analytique

Dans ce deuxième Chapitre nous nous intéressons plus particulièrement au roulement à billes ainsi qu'aux différentes modélisations analytiques existantes, susceptibles d'être utilisées pour appréhender la dynamique d'une machine tournante. Les différentes études réalisées sur ce sujet vont ensuite nous permettre de détailler une modélisation analytique du roulement adaptée à notre étude. Une étude dimensionnelle originale complète cette partie analytique en précisant l'impact de certaines dimensions sur le calcul de la matrice de raideur d'un roulement à billes dans le cadre d'un calcul dynamique.

1. LE ROULEMENT

1.1. Généralités

Le roulement est un organe qui assure une liaison mobile entre deux éléments d'un mécanisme en rotation l'un par rapport à l'autre. Sa fonction est de permettre la rotation relative de ces éléments sous charges et avec précision. Il est de ce fait le seul lien entre les parties fixes et les parties mobiles et donc le transmetteur privilégié des vibrations de l'une à l'autre.

Le roulement est constitué (Figure II-1):

- De deux bagues liées l'une à l'élément fixe, l'autre à l'élément mobile et comportant des chemins de roulement.
- De corps roulants permettant le déplacement relatif des deux bagues avec un frottement minimal.
- D'une cage guidant et séparant les corps roulants.

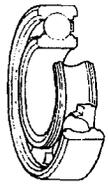
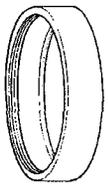
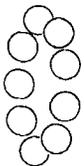
TYPE	BAGUE EXTÉRIEURE	BAGUE INTÉRIEURE	ÉLÉMENTS ROULANTS	CAGE		
				Matière synthétique	l'ôle emboutie	Massive usinée
 Roulements à billes						

Figure II-1 : Les différents composants du roulement [SNR87]

Les roulements sont classés en deux groupes : les roulements à billes et les roulements à rouleaux ; chaque groupe étant lui-même divisé en sous catégories, roulement à billes radiaux, axiaux et roulement à rouleaux radiaux, axiaux ; chacun étant destiné à une utilisation spécifique [SNR87].

Nous nous intéressons plus particulièrement ici au roulement à une rangée de billes à contact radial. Il s'agit en fait du roulement de base le plus utilisé dans l'industrie grâce notamment à son bon rapport coût-performance. Ce roulement peut être utilisé avec des vitesses de rotation élevées et supporte bien des charges axiales dans les deux sens. La géométrie de ce roulement, donnée par le fabricant, est visible à la Figure II-2.

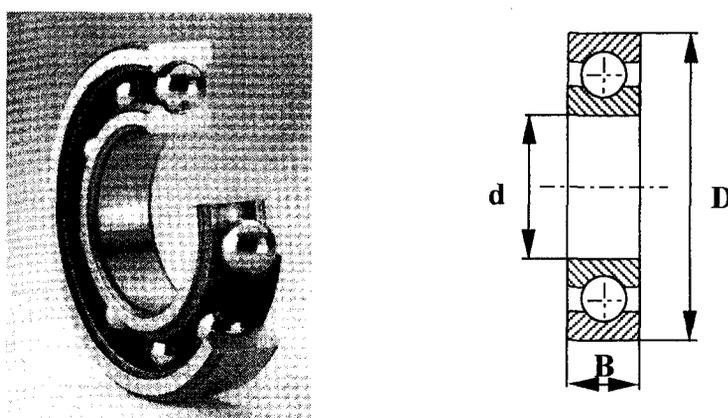


Figure II-2 : Roulement radial à une rangée de billes

D représentant le diamètre extérieur, d le diamètre intérieur et B la largeur du roulement.

1.2. Différents modèles analytiques du roulement à billes

Il existe un grand nombre de travaux traitant des problèmes liés au roulement, qu'ils soient d'ordre tribologiques, mécaniques ou vibratoires. La détermination d'un modèle analytique du roulement est la première étape à réaliser ; le roulement ne pourra être intégré dans un code élément fini que si l'on connaît parfaitement la loi de comportement qui le caractérise, autrement dit sa matrice de raideur.

1.2.1. Modèles de références

Jones [JONE46] et **Palmgren** [PALM59] ont été les premiers à donner les représentations analytiques d'un roulement chargé axialement et /ou radialement en étendant les théories de **Hertz** et **Boussineq** (Annexe C) au calcul des paliers à corps roulants. L'objectif était de mieux comprendre les sollicitations subies par le roulement pour en estimer plus finement la durée de vie.

Les hypothèses qui ont été retenues par **Palmgren** pour la détermination de ces modèles analytiques sont les hypothèses de base pour pratiquement toutes les études traitant ce thème, à savoir :

- La déformation structurale des bagues est négligée,
- Les forces d'inertie sont négligées,
- Pas de jeu dans les roulements,
- Hypothèse des petites déformations élastiques,
- Hypothèse des petits déplacements qui permet de prendre un repère commun pour les deux bagues du roulement (ce qui revient à considérer le mouvement relatif d'une bague par rapport à l'autre).

Le modèle de **Palmgren** établit un certain nombre de relations entre la déformation élastique du roulement et la charge maximale sur tous les types de roulement et ce, pour une dérive purement axiale ou radiale de ce dernier. Il détermine en fait les efforts au centre de gravité, en tenant compte des déplacements du roulement en ce point.

Un roulement est soumis en son centre de gravité C (Figure II-3) à un déplacement $\vec{\delta}$ tel que :

$$\vec{\delta} = \delta_{axial} \vec{i} + \delta_{radial} \vec{j} \quad (II-1)$$

où \vec{i} et \vec{j} sont les vecteurs de base du repère (C, x, y).

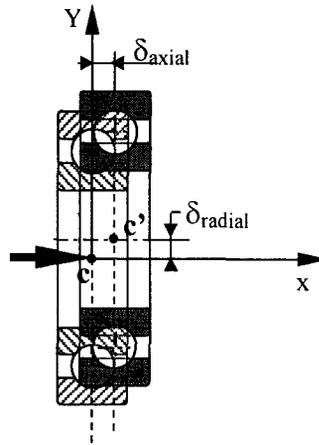


Figure II-3 : Déplacement axial et radial du centre de gravité

Les relations effort-déplacement au niveau du contact bille-chemin de roulement sont régies par la théorie de **Hertz** :

$$\delta_j = K_H Q_j^m \quad (\text{II-2})$$

pour laquelle $m = \frac{2}{3}$, K_H est une constante liée à la géométrie du roulement (Annexe C), Q_j représente l'effort appliqué à la $j^{\text{ème}}$ bille. Les efforts sur le roulement s'écrivent alors :

$$\begin{cases} F_{\text{axial}} = \sum_{j=1}^Z \sin \alpha Q_j \\ F_{\text{radial}} = \sum_{j=1}^Z \cos \alpha \cos \phi_j Q_j \end{cases} \quad (\text{II-3})$$

avec Z le nombre de billes, α l'angle de contact et ϕ_j l'angle de positionnement de la bille j (voir Figure II-6).

On peut déduire

$$Q_j = \left(\frac{\delta_{\text{radial}} \cos \alpha}{K_H} \text{pos}(\cos \phi_j + 2\varepsilon - 1) \right)^{\frac{1}{m}} \quad (\text{II-4})$$

avec $\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\delta_{\text{axial}} \tan \alpha}{\delta_{\text{radial}}} \right)$ qui est le paramètre de charge défini par **Palmgren**, $\text{pos}(x)$ étant la

fonction définie par :

$$\text{pos}(x) = \begin{cases} x & \text{si } x > 0 \\ 0 & \text{si } x \leq 0 \end{cases} \quad (\text{II-5})$$

qui tient compte du fait que la force de contact n'existe que si les billes sont en contact.

Ces formules forces-déplacements, proposées par **Palmgren**, ont été reformulées par **Harris** [HARR91]. L'ouvrage de **Harris** présente une étude complète des modèles analytiques des roulements destinés en premier lieu à l'étude des durées de vie par les lois de comportement. Ces travaux menés suivant tous les cas de figures et dans toutes les configurations possibles constituent un vrai ouvrage de référence.

1.2.2. Modèles simplifiés

Sur les bases de ces modèles de références, certains auteurs ont proposé une approche simplifiée de la modélisation du roulement consistant à ne considérer que les raideurs axiales et radiales. **Garguilo** [GARG80] a regroupé sous forme de tableaux des relations simplifiées permettant de déterminer pour des configurations données, des raideurs axiales et radiales. De même, **Walford** [WALF80] s'est intéressé aux raideurs radiales, toujours du point de vue expérimental, sous des excitations harmoniques contrôlées. Ces travaux sont intéressants car ils permettent d'envisager la modélisation du roulement autrement que par rapport à la durée de vie, mais ils ne modélisent le roulement qu'avec une partie des degrés de libertés, c'est pourquoi ce type de modèle est considéré comme incomplet ou simplifié.

Kraus [KRAU87] a également travaillé dans cette voie en déterminant expérimentalement l'influence de différents paramètres tels que la précharge, l'amortissement, la vitesse de rotation ou l'angle de contact. Il conclut, entre autre, que la vitesse de rotation de l'arbre n'a pas d'influence sur la rigidité des roulements dans la plage de vitesse étudiée. De même, la différence de rigidité entre les états statiques et dynamiques est faible. Cette conclusion est importante car elle nous permet d'étudier le roulement à partir d'un montage à arbre fixe et dans des conditions quasi-statiques.

Drago [DRAG80] a introduit des raideurs angulaires définies suivant les plans de flexion des arbres en vue de mieux décrire le transfert vibratoire de l'arbre vers le carter. Seulement, ce type de modélisation ne permet pas de prendre en compte, comme précédemment, le transfert vibratoire réel entre les sources d'excitations qui peuvent être liées aux effets de dentures ou de balourd d'arbre, et les récepteurs comme le carter ou le bâti. Les carters étant principalement sollicités en flexion, [ISHI81] ; **Rajab** [RAJA82] a proposé un couplage entre les déplacements relatifs radiaux et les déplacements angulaires autour des axes du roulement entre la bague intérieure et la bague extérieure ; ce couplage aboutit à une matrice de raideur 2×2 . Les rigidités angulaires et radiales sont obtenues par la résolution des équations charges-déplacements entre l'arbre et le roulement en utilisant la méthode itérative

de **Newton-Raphson**. La force radiale F_r et le moment M (autour de l'axe radial) sont utilisés pour définir les éléments de rigidité du roulement tels que (Figure II-4) :

$$K_{rr} = \frac{F_r}{\delta_r} \text{ (N.mm}^{-1}\text{)}, K_{r\theta} = \frac{F_r}{\theta} \text{ (N.rad}^{-1}\text{)}, K_{\theta r} = \frac{M}{\delta_r} \text{ (N)} \text{ et } K_{\theta\theta} = \frac{M}{\theta} \text{ (N.mm.rad}^{-1}\text{)} \quad (\text{II-6})$$

Ce modèle a été utilisé pour analyser les efforts et déplacements transmis aux supports de roulements (θ étant la déviation angulaire axiale).

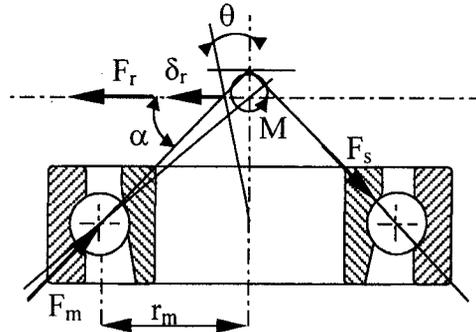


Figure II-4 : Etude du roulement selon Rajab

Taha [TAHA83] a également analysé la transmissibilité des vibrations au travers des roulements en utilisant les équations forces-déplacements du système arbre-roulement-carter. Les déplacements du carter ont été pris en compte en calculant la charge radiale et le moment au travers du roulement. Cette analyse a été utilisée uniquement pour étudier les effets du non-alignement du roulement et de l'arbre sur les performances de la boîte de vitesse pour en évaluer la durée de vie.

1.2.3. Modèles complets

L'ensemble de ces modèles, de part leurs caractères incomplets (ils ne prennent en compte que les déplacements suivant 2 directions) ne peuvent servir de base à une modélisation précise des vibrations dans les bâtis de machines tournantes.

Jones [JONE60] a été le premier à formuler un modèle plus complet, à 5 degrés de liberté, permettant de donner les déformations élastiques d'un point de l'arbre en prenant en compte les réactions de la structure support. Depuis le début des années 90, quelques auteurs ont travaillé sur des modèles généraux plus modulaires. Une étude intéressante et complète a été proposée par **Lim** et **Singh** [LIM90]. Ils proposent une approche analytique basée sur une matrice de raideur associée aux cinq degrés de liberté de translation et de rotation de la bague

intérieure du roulement dans son mouvement relatif par rapport à la bague extérieure (le 6^{ème} degré de liberté libre correspond à la rotation suivant l'axe du roulement).

La matrice de raideur proposée inclut un couplage entre la flexion de l'arbre et la flexion du carter. Ce couplage est réalisé grâce à la prise en compte des conditions de montage des roulements et plus globalement grâce à la prise en compte des équations d'élasticité de l'arbre supportant les roulements à billes ou à rouleaux. Cette approche a été étendue par **Royston** et **Basdogan** [ROYS98] au roulement à double rangée de billes en négligeant les raideurs liées aux moments. **Demul** [DEMU89] dans le même esprit, a proposé une étude générale et consistante pour le calcul de l'équilibre des roulements. Ce modèle est systématique et complet. Il a également étudié dans ce modèle les effets des forces centrifuges et des moments gyroscopiques, étude qui n'a pas été considérée par **Lim**. Dernièrement, **Houpert** [Houp97] a développé une méthode analytique globale, prenant en compte les 5 degrés de liberté du roulement et permettant de donner des équations communes aux roulements à billes et aux roulements à rouleaux. Ici, **Houpert** n'a pas développé deux approches distinctes, comme l'a fait **Demul**, mais une approche commune qui permet, en prenant quelques hypothèses supplémentaires, de donner une modélisation basée sur les mêmes équations pour les roulements à billes et pour les roulements à rouleaux.

1.2.4. Modélisations spécifiques

1.2.4.1. Prise en compte des défauts

Tout en déterminant un modèle analytique du roulement, certains ont cherché à y intégrer les défauts et/ou les perturbations tribologiques que peuvent engendrer des défauts géométriques dus à l'usure ou à une mauvaise utilisation du roulement.

Tallian et **Gustaffson** [TALL65] ont effectué une étude tant analytique qu'expérimentale sur les vibrations engendrées par les défauts géométriques de surface. Ces études, ainsi que celles de **Yhland** [YHLA68], ont permis à **Wardle** [WARD88] de proposer une représentation analytique basée sur un modèle linéaire du contact bille-bague du roulement à billes. La structure dans laquelle est positionnée le roulement est prise en compte grâce à l'ajout d'une masse fixée sur la bague extérieure (Figure II-5). Les résultats analytiques ont pu être validés expérimentalement dans le cas de vibrations radiales et axiales.

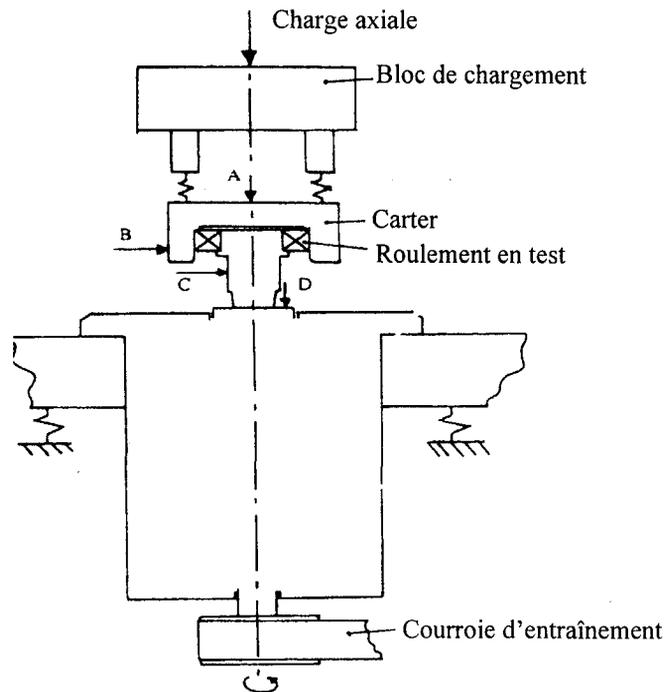


Figure II-5 : Dispositif expérimental de Wardle [WARD88]

On note que ces travaux sont basés sur des modèles linéaires du contact bille-bague, c'est à dire sur une équation de Hertz « linéarisée » et dans le cas du roulement à billes uniquement. **Yhland** [YHLA92] a traité le cas d'un roulement à rouleaux faiblement chargé assimilé à un contact ponctuel et donc à un roulement à billes classique ; mais ce modèle reste très compliqué. Cet article présente également un modèle plus complet que celui de **Wardle** (par la détermination d'une matrice de raideur 5x5) incluant les défauts géométriques et négligeant les effets centrifuges dus aux billes.

Une mesure expérimentale des raideurs non linéaires axiales et radiales (restreinte à des systèmes à un degré de liberté) réalisée par **Tiwary** et **Vyas** [TIWA95], a également exploité les défauts géométriques des roulements en simulant leurs effets par un signal aléatoire de type bruit blanc. Le choix de ce type d'excitation s'explique par le fait que, même pour un système rotatif équilibré, l'excitation peut être causée par un grand nombre de sources différentes (imperfection de surface, imprécision dans l'assemblage arbre-roulement-carter...) et donc exciter une large bande de fréquences ; seul ce type de signal est en effet apte à pouvoir balayer toutes les fréquences du spectre vibratoire (Chapitre III). L'avantage de la technique mise en place par **Tiwary** et **Vyas** est qu'elle ne requière pas l'estimation directe des efforts appliqués au système, cette détermination pouvant, dans certains cas poser problèmes. Une comparaison des résultats obtenus est effectuée avec la modélisation

analytique de **Harris** pour un cas académique et suivant la direction axiale. Les résultats restent peu convaincants.

Datta et Farhang [DATT 97] se sont intéressés aux rigidités non linéaires associées aux points de contact bille-bague. En considérant des rigidités individuelles à chaque zone de contact entre la bille et le chemin de roulement, ils ont montré que certaines billes d'un même roulement, en fonction de leurs positions angulaires, pouvaient se déplacer différemment pour une sollicitation commune à l'ensemble du roulement. Le modèle utilisé représente le contact élément roulant-bague par un système de masses et de ressorts travaillant uniquement en compression pour simuler les déformations de contacts et les forces résultantes. Ce modèle mis au point est valable aussi bien pour les roulements à billes que pour les roulements à rouleaux et ce, grâce à une normalisation de la zone de contact.

1.2.4.2 Prise en compte du lubrifiant

On peut signaler l'intérêt porté à l'influence du lubrifiant sur les caractéristiques vibratoires du roulement à billes. En effet, le lubrifiant a pour fonction principale de séparer les surfaces métalliques actives du roulement en maintenant un film d'huile entre les corps roulants et leurs chemins de roulement afin d'éviter l'usure et de limiter les contraintes anormales et les échauffements qui pourraient résulter du contact métal-métal des éléments en rotation. Le lubrifiant permet également de refroidir le roulement, dans le cas de la lubrification à l'huile, et d'éviter l'oxydation. La présence de ce film d'huile peut donc avoir un effet perturbateur du point de vue vibratoire. Un certain nombre de travaux ont eu pour objet l'influence intrinsèque de la présence de ce film d'huile sur les caractéristiques vibratoires du roulement, qu'il soit à billes ou à rouleaux

L'effet amortissant du film d'huile sur l'amplitude des vibrations a été traité par **Rahnejat** [RAHN85] dans le cas d'un arbre massif rigide. Il conclut que le nombre de billes, la charge appliquée au roulement ainsi que le jeu interne sont directement liés aux caractéristiques amortissantes du film d'huile, cela signifie que ce sont notamment ces paramètres dimensionnels (jeux, diamètre des billes...) qui vont faire que la présence du lubrifiant sera plus ou moins ressentie du point de vue vibratoire.

Dans le même esprit, le développement des théories d'élasto-hydrodynamiques (EHD), prenant tous les paramètres qui entrent en compte dans le calcul des déformations élastiques de l'acier et des pressions hydrodynamiques du lubrifiant (dans l'optique de donner une estimation de l'épaisseur du film d'huile), a permis de mieux appréhender les effets.

En fait, les travaux réalisés par **Harris** [HARR91], **Houpert** [HOUP80], **Dalmaz-Hamrock** [DALM80], et **Dowson** [HARM77] ont montré qu'il était possible de tenir compte de ces théories EHD dans les calculs des forces de frottement lors de la détermination des équations d'équilibre du roulement. De même, l'épaisseur du film d'huile, intervenant dans les équations liées à la géométrie du roulement, peut avoir une influence notamment pour des vitesses de rotation élevées. Ceci montre, et ce problème sera abordé plus loin, que la précision dans le dimensionnement géométrique du roulement est primordiale pour la caractérisation des phénomènes vibratoires (§3.1). Cependant, étant données les faibles vitesses de rotation qui nous préoccupent (< 2000 Hz), les effets du lubrifiant ne peuvent pas être significatifs.

2. LE MODELE ANALYTIQUE UTILISE

La modélisation analytique du roulement que nous avons choisie est basée sur les approches respectives de **Lim** [LIM90] et **Demul** [DEMU89]. Ce choix s'explique par le fait que notre objectif n'est pas de déterminer un quelconque facteur de durée de vie pour le roulement, comme c'est souvent le cas dans les autres modèles analytiques, mais de modéliser le comportement vibratoire du système étudié. C'est pourquoi la nécessité d'utiliser un modèle prenant en compte les 5 degrés de liberté du roulement et de la structure le supportant est impératif. Cette association est réalisée, dans les travaux en question, par des coefficients de couplage (des termes de la matrice de raideur) déterminés grâce aux équations d'équilibre décrivant le système étudié. De plus, il est à noter que le modèle de **Demul** a l'avantage d'être construit matriciellement donc transposable à un code élément fini.

2.1. Développement du calcul analytique

2.1.1. Les hypothèses

Il est cependant important de prendre, en plus des hypothèses de **Palmgren** (p6), quelques précautions :

- En ce qui concerne les efforts : le poids des éléments est négligé devant les efforts mis en jeu, il en va de même pour les coefficients d'amortissement négligeables devant la raideur du roulement. De plus, tous les composants du roulement sont considérés rigides, c'est à dire qu'il n'y a pas de déformation de flexion. Enfin, nous ne tiendrons pas compte de la force centrifuge et des effets de couple gyroscopique car ces effets n'influent que très peu

pour les vitesses de rotation qui nous intéressent. Nous ne tiendrons pas compte non plus des forces de frottement étant données les charges qui s'exercent sur chaque bille.

- En ce qui concerne la géométrie des éléments du roulement : elle est considérée parfaite et symétrique (pour chacun des éléments, le centre de masse est situé sur l'axe de rotation, si bien qu'il n'y a pas de balourd).

- Pour les conditions de fonctionnement : la bague extérieure est imposée fixe (en liaison encastrement avec le bâti). Dans le cas général, les bagues extérieure et intérieure peuvent se déplacer sous l'action d'une charge mais, nous pouvons aussi considérer simplement le mouvement relatif de l'une par rapport à l'autre. De plus, la vitesse de rotation de l'arbre est considérée constante ainsi que la position angulaire des billes. Enfin, les roulements fonctionnent sous des conditions de température normales et constantes sans influence du lubrifiant.

2.1.2. Expressions des efforts et des déplacements

La Figure II-6 présente les différents repères qui vont nous permettre d'établir les expressions des forces et des déplacements associés au centre de gravité O.

On a : $(O, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$ Repère cartésien de référence, lié à la bague intérieure du roulement.

L'axe (O, \bar{z}) est confondu avec l'axe de rotation du roulement.

et $(O, \bar{r}, \bar{t}, \bar{z})$ Repère cylindrique, avec ϕ étant l'angle entre l'axe \bar{r} et l'axe \bar{x} .

L'angle ϕ permet un repérage angulaire de la position des Z billes.

Le torseur des efforts extérieurs, appliqué au roulement en son centre O s'écrit :

$$\{\tau_{\text{ext}}\}_O = \left\{ \begin{array}{cc} F_x & M_x \\ F_y & M_y \\ F_z & 0 \end{array} \right\}_{O, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z}} \quad (\text{II-7})$$

Sous l'effet des efforts la bague intérieure va :

- se déplacer en translation de $\delta_x \bar{x} + \delta_y \bar{y} + \delta_z \bar{z}$
- subir une rotation d'angle β_x autour de l'axe \bar{x}
- subir une rotation d'angle β_y autour de l'axe \bar{y}

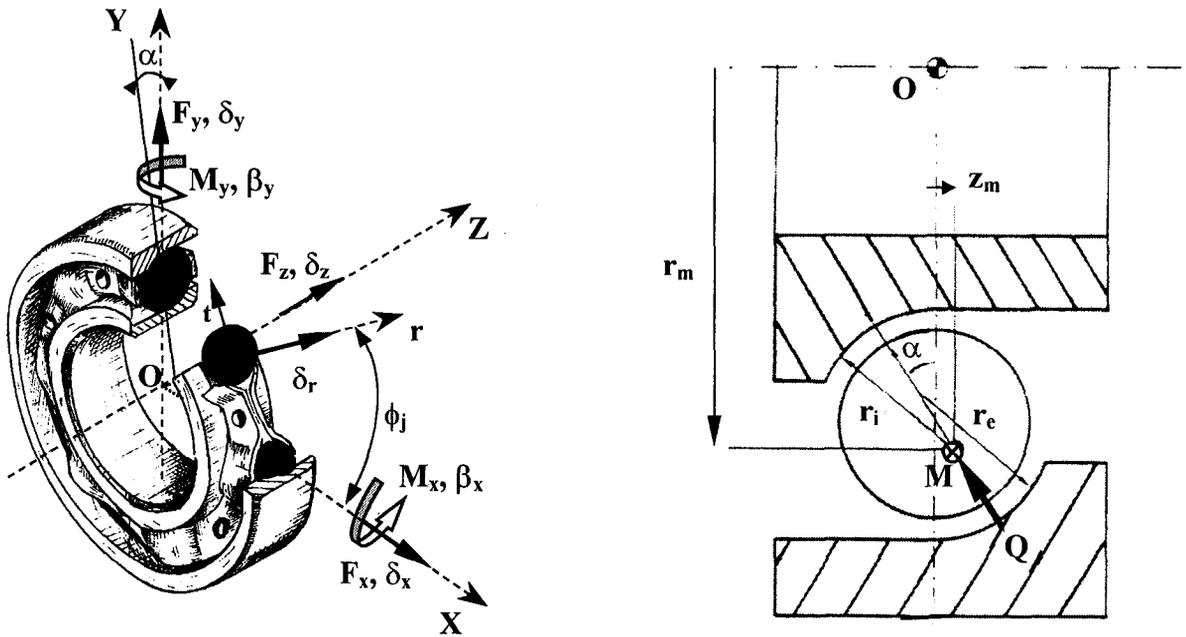


Figure II-6 : Localisation des efforts et déplacements

De même, au point M de coordonnées (r_m, z_m) , centre de courbure de la bague intérieure d'une des billes, le torseur des efforts s'écrit dans le repère $(\vec{r}, \vec{t}, \vec{z})$:

$$\left\{ \tau_Q \right\}_M = \begin{Bmatrix} Q_r & 0 \\ 0 & T \\ Q_z & 0 \end{Bmatrix}_{O, \vec{r}, \vec{t}, \vec{z}} \quad \text{ou encore } \{Q\} = \begin{Bmatrix} Q_r \\ Q_z \\ T \end{Bmatrix} \quad (\text{II-8})$$

où $\{Q\}$ est le vecteur des sollicitations au point M.

Ainsi, sous l'effet de la charge de chacune des Z billes, le point M va (Figure II-7) :

- se déplacer en translation de $u_r \vec{r} + u_z \vec{z}$
- subir une rotation de θ autour de l'axe \vec{t}

Ce qui permet de définir le vecteur déplacement tel que :

$$\{u\}^T = (u_r, u_z, \theta) \quad (\text{II-9})$$

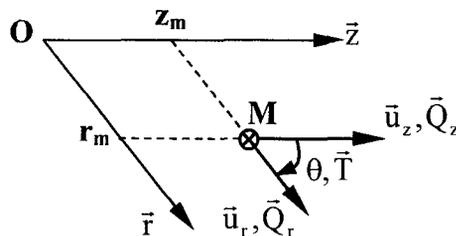


Figure II-7 : Charge et déplacement du centre de courbure de la bague intérieure

Ce qui permet d'écrire dans le repère $(O, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$:

$$\{f\} = [R_\phi]^T \cdot \{Q\} \quad (\text{II-10})$$

où $\{Q\}$ est la charge appliquée au centre de courbure M du chemin de roulement de la bague intérieure de la $j^{\text{ème}}$ bille repérée par l'angle ϕ , $\{f\}$ l'expression de $\{Q\}$ dans le repère $(O, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$ et $[R_\phi]$ la matrice de transformation (développée en Annexe F) est définie par :

$$[R_\phi] = \begin{bmatrix} \cos\phi & \sin\phi & 0 & -z_m \cdot \sin\phi & z_m \cdot \cos\phi \\ 0 & 0 & 1 & r_m \cdot \sin\phi & -r_m \cdot \cos\phi \\ 0 & 0 & 0 & -\sin\phi & \cos\phi \end{bmatrix}. \quad (\text{II-11})$$

Appliquons maintenant le principe fondamental de la statique à l'ensemble du roulement dans le repère $(O, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$ sur l'ensemble des Z billes. On a :

$$\{F\} + \sum_{j=1}^Z \{f\}_j = \{F\} + \sum_{j=1}^Z [R_\phi]_j^T \times \{Q\}_j = 0 \quad (\text{II-12})$$

Ce système non linéaire est résolu à l'aide de la méthode de **Newton Raphson**. On va ainsi déduire les déplacements de la bague intérieure, le vecteur solution étant $\{\delta\}^T = (\delta_x, \delta_y, \delta_z, \beta_x, \beta_y)$. On pose :

$$\{R\} = \{F\} + \sum_{j=1}^Z [R_\phi]_j^T \{Q\}_j = \{0\} \quad (\text{II-13})$$

soit

$$\begin{aligned} \{R(\delta + \Delta\delta)\} &= \{R(\delta)\} + \left[\frac{\partial R}{\partial \delta} \right] \{\Delta\delta\} = \{0\} \\ &= \{F\} + \sum_{j=1}^Z \{f\}_j + \sum_{j=1}^Z [R_\phi]_j^T \times [Q']_j \times [R_\phi]_j \{\Delta\delta\} = \{0\} \end{aligned}$$

avec $\{\Delta\delta\}$ l'incrément du vecteur solution $\{\delta\}$ pour l'itération suivante.

On peut alors écrire $[K]$ la matrice de raideur tangente (5x5) telle que :

$$[K] = \left[\frac{\partial \{f\}}{\partial \{\delta\}^T} \right] = - \sum_{j=1}^Z [R_\phi]_j^T \times [Q']_j \times [R_\phi]_j \quad (\text{II-14})$$

où $[Q']$ est la matrice de raideur tangente de contact d'un élément roulant j , elle est développée en Annexe F.

2.2. Equilibre de l'arbre

La résolution du système (II-12) nécessite des équations supplémentaires traduisant l'équilibre statique et élastique de l'arbre. En effet, ce système conduit à 10 inconnues ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, \delta_x, \delta_y, \delta_z, \beta_x, \beta_y$) que l'on ne peut résoudre avec les 5 équations de la statique. Des équations d'élasticité supplémentaires peuvent être obtenues à partir de ce qu'il sera convenu d'appeler la configuration type du montage de roulement de type radial (Figure II-10).

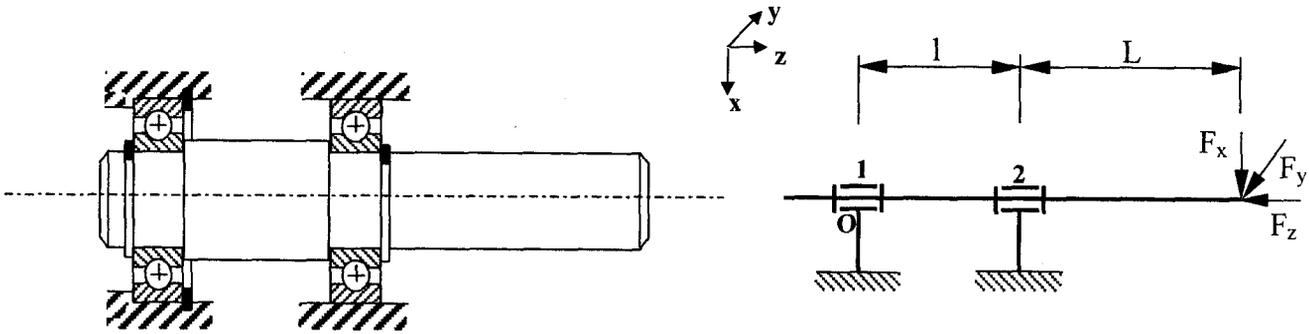


Figure II-10a : Montage de roulement classique

Figure II-10b : Schématisation du montage

Figures II-10 : Configuration type d'un montage de roulement

Ainsi les équations d'équilibre statique de l'arbre sont obtenues par :

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \quad \text{et} \quad \sum \vec{M}_O = \vec{0} \quad (\text{II-15})$$

l'équilibre élastique va nous permettre d'écrire les relations suivantes :

$$\text{et} \begin{cases} EI(\beta_x^2 - \beta_x^1) + R_y^1 \frac{l^2}{2} + M_x^1 \cdot l = 0 \\ EI(\delta_y^2 - \delta_y^1 - \beta_x^1 \cdot l) + M_x^1 \frac{l^2}{2} + R_y^1 \frac{l^3}{6} = 0 \\ EI(\beta_y^2 - \beta_y^1) + R_x^1 \frac{l^2}{2} + M_y^1 \cdot l = 0 \\ EI(\delta_x^2 - \delta_x^1 - \beta_y^1 \cdot l) + M_y^1 \frac{l^2}{2} + R_x^1 \frac{l^3}{6} = 0 \end{cases} \quad (\text{II-16})$$

E et I sont respectivement le module d'Young et le moment quadratique de l'arbre et R_i^j, M_i^j, δ_i^j et β_i^j , les efforts et moments extérieurs, les déplacements et rotations relatifs au centre de gravité O_j de la bague intérieure des roulements inférieur ($j=1$) et supérieur ($j=2$) dans la direction i ($i= x, y, z$). La longueur l caractérise l'entraxe entre les deux roulements et L la distance entre le centre de gravité de la bague intérieure du roulement n°2, et le point d'application des efforts.

3. ETUDE GEOMETRIQUE DU ROULEMENT 6205 SNR

Les dimensions du roulement rentrent pour une part importante dans le calcul de la matrice de raideur tangente. Aussi, il nous est apparu nécessaire de consacrer une étude spécifique à ces paramètres, afin de mieux cerner leur incidence sur l'analyse vibratoire. Nous avons donc choisi de réaliser un plan d'expériences afin de déterminer l'influence relative de différents paramètres dimensionnels sur les fréquences de résonance du système basic de la Figure II-10.

Le plan d'expériences permet de quantifier et de hiérarchiser les effets de plusieurs de facteurs du système étudié sur un résultat ou un critère donné. Toute la difficulté de cette méthode est de définir de façon optimale le critère ou la fonction objectif, mais aussi les facteurs à tester, ainsi que leurs modalités.

3.1. La fonction objectif

Notre étude étant axée sur le comportement dynamique d'un ensemble mécanique, nous avons choisi comme objectif l'évolution des premières fréquences de résonance d'un dispositif constitué d'un arbre et de deux roulements. Les bagues extérieures sont supposées fixes et indéformables (Figure II-11).

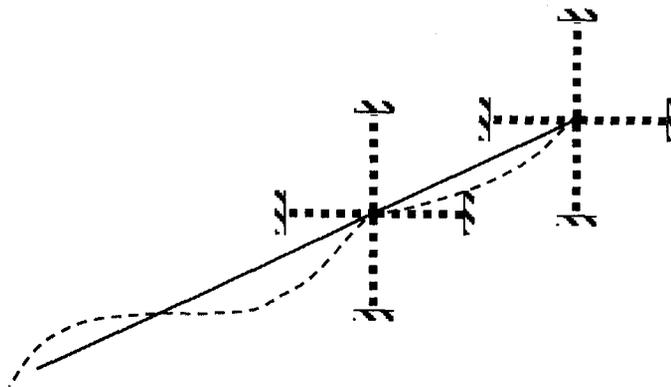


Figure II-11 : Modèle du montage de roulement utilisé pour le plan d'expériences

L'objectif est donc d'analyser l'incidence des facteurs géométriques retenus sur les premières fréquences propres du dispositif schématisé Figure II-11.

3.2. Le choix des facteurs

Le choix des facteurs est une phase déterminante pour la fiabilité des résultats du plan d'expériences, ils doivent notamment être indépendants et bien sûr représentatifs du problème concerné. Dans notre cas nous avons sélectionné les 5 facteurs suivants (Figure II-12) :

- α : l'angle de contact (Figure II-7),
- r_i : le rayon de courbure de la bague intérieure,
- r_e : le rayon de courbure de la bague extérieure,
- d_i : le diamètre intérieur du roulement en fond de gorge,
- d_0 : le diamètre extérieur du roulement en fond de gorge.

Cependant, la détermination de ces cotes peut poser un véritable problème. En effet, outre les dimensions que l'on peut trouver dans le catalogue du fabricant, c'est à dire les grandeurs classiques D , d , B (Figure II-2), les facteurs choisis sont considérés comme des cotes stratégiques par les constructeurs et donc non divulgués.

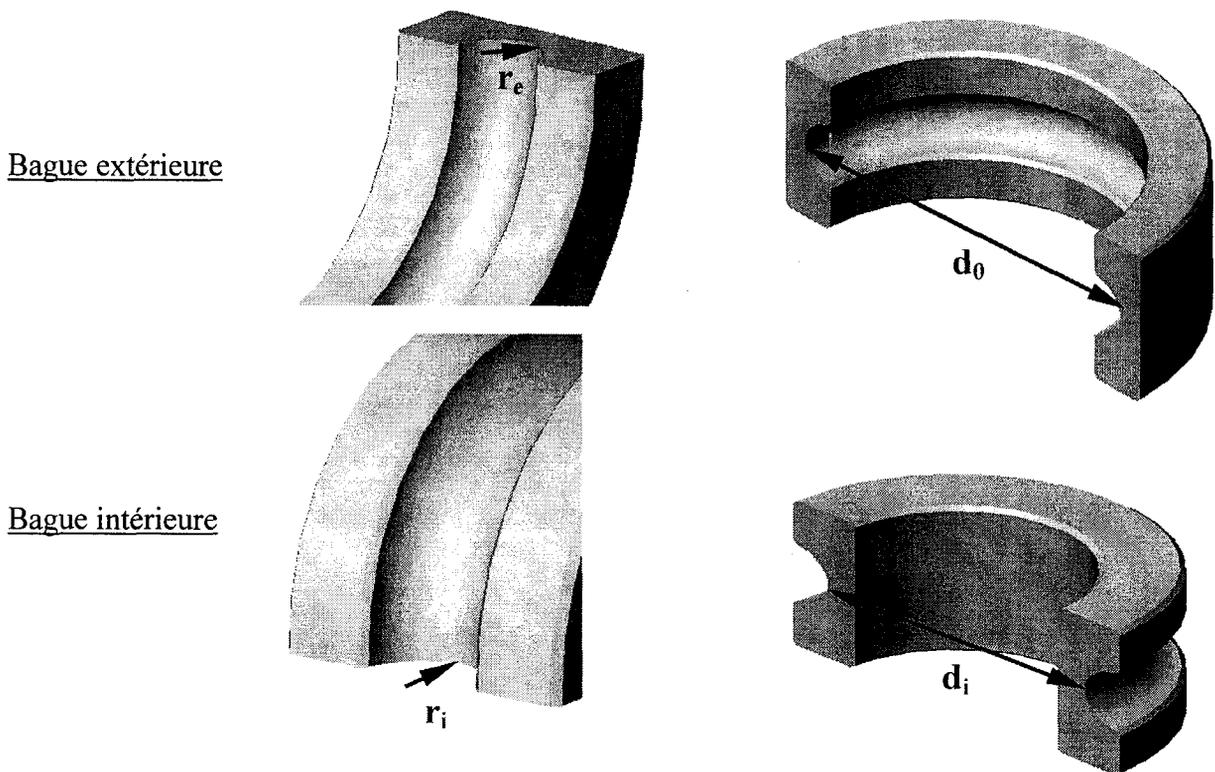


Figure II-12 : Principales dimensions d'un roulement à billes

Il existe néanmoins des approximations ; **Harris** [HARR91] propose par exemple, pour les rayons de courbure des bagues intérieures et extérieures :

$$r_i = 51.5\% \times D_w \text{ et } r_e = 53\% \times D_w \quad (\text{II-17})$$

avec D_w : le diamètre de bille (connu avec précision), et d_0 et d_i peuvent être approchés par les valeurs maximales et minimales données dans les catalogues. **Houpert** [HOUP98] propose, quant à lui, une formule basée sur le calcul d'un facteur « d'osculation moyen », \bar{K} , compris entre 0.03 et 0.15 pour déterminer les rayons de courbure et note $r = \frac{(1+\bar{K})}{2} D_w$.

3.3. Détermination des modalités

Pour chacun des 5 facteurs, 2 modalités, c'est à dire deux valeurs distinctes, ont été choisies centrées sur la mesure effectuée à l'aide d'une machine tridimensionnelle. Pour r_i , r_e , d_i et d_0 , un ensemble de mesures a été effectué (pour chaque détermination de paramètre, un scan de 32 mesures a été effectué à chaque fois) ; les résultats sont présentés dans le Tableau II-1 suivant :

Paramètres	Dimension (mm)
r_i	$4,101^{\pm 0,001}$
r_e	$4,158^{\pm 0,001}$
d_0	$46,642^{\pm 0,001}$
d_i	$30,752^{\pm 0,001}$

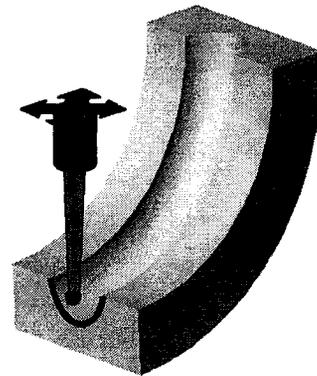


Tableau II-1 : Paramètres mesurés

Le Tableau II-2 présente les modalités qui ont été calculées en prenant un écart supérieur et inférieur autour des paramètres mesurés. Cet écart est de $\pm 0.1\%$ pour d_0 et d_i et de $\pm 1.2\%$ pour r_i et r_e de façon à rester cohérent avec les approximations communiquées par les constructeurs. Pour l'angle de contact α , une valeur arbitraire de 1° a été choisie comme écart d'erreur maximum pour le roulement à contact radial.

	Modalités	
	1	2
d_0	46.612	46.712
d_i	30.702	30.802
α	0	1.745×10^{-2}
r_i	4.051	4.151
r_e	4.108	4.208

Tableau II-2 : Modalités utilisées

3.4. Résultats du plan d'expériences

L'étude a été menée par l'intermédiaire d'un plan d'expériences de type **Tagushi** [LOCH90]. Cette méthode permet, pour un nombre d'essais réduit, d'avoir une idée précise de l'influence des facteurs sélectionnés. Le Tableau II-3 présente, sur sa partie gauche, la table orthogonale de **Tagushi** L8 (pour 8 essais) et sur sa partie droite, différentes fréquences de résonance obtenues après calcul en fonction des modalités.

La table orthogonale de **Tagushi** définit les combinaisons de facteurs pour lesquels la ou les réponses doivent être observées. Il se présente sous la forme d'une table matrice. Les colonnes sont associées aux facteurs à faire varier et les lignes représentent les combinaisons des facteurs à tester. L'ensemble des lignes représente donc la séquence des essais à réaliser [SCHI98].

Essais	1	2	3	4	5	6	7	Fréquence n° (Hz)						
	d_0	d_i	$d_0.d_i$	α	r_i	r_e		2	4	6	7	10	12	
1	1	1	1	1	1	1	1	824.45	4572.9	5392.8	8916.3	14434	19755	
2	1	1	1	2	2	2	2	1484.1	6481.9	8146.5	9760.9	15222	20802	
3	1	2	2	1	1	2	2	1238.2	6195.6	6295.2	9421.4	15191	19982	
4	1	2	2	2	2	1	1	1239.2	6200.6	6302.4	9421.2	15195	19984	
5	2	1	2	1	2	1	2	1153.1	5860.4	6484.7	9530.2	14964	20077	
6	2	1	2	2	1	2	1	937.36	4972.5	6270	9356	14566	20039	
7	2	2	1	1	2	2	1	1484.1	6478.6	8138.7	9760.8	15220	20798	
8	2	2	1	2	1	1	2	824.36	4572.9	5392.9	8916.4	14434	19755	
								Réponse moyenne	1148.10	5666.92	6565.4	9385.4	14903.2	20149

Tableau II- 3 : Table des essais TAGUSHI

L'analyse est fondée sur les différences de résultats entre les essais, dues aux changements de niveaux des facteurs par rapport à la réponse moyenne. L'effet moyen de chaque facteur est déterminé sur l'ensemble des réponses. Le Tableau II-4 présente uniquement la réponse sur la fréquence repérée f_2 car les résultats pour les autres fréquences sont comparables. Elle correspond à la variation de la réponse lorsque l'on passe de la moyenne des réponses à la modalité 2 (niveau haut), à la valeur moyenne de la réponse. La variance ainsi que le taux de confiance est précisé.

	Effet de la réponse sur f_2	Variance	Confiance (%)
d_0	-48.375	18724.7	2.612
d_i	48.356	18706.2	2.608
α	-26.85	5768.6	0.001
r_i	192.017	294961	58.282
r_e	137.37	151979	29.467
$d_0.d_i$	-12.29	3001.5	0

Tableau II-4 : Effet de chaque facteur sur la réponse

Le calcul des effets moyens de chaque facteur nous renseigne donc immédiatement sur les influences respectives de chacun d'entre eux. Ils sont classés dans le Tableau II-5 :

	f_2	f_4	f_6	f_7	f_8	f_{12}
d_0	3	3	5	6	3	4
d_i	4	4	4	5	4	5
α	5	6	6	4	6	6
r_i	1	1	1	1	1	1
r_e	2	2	2	2	2	2

Tableau II-5 : Classement des facteurs en fonction de leur influence

Le plan d'expériences permet donc de faire plusieurs constats quant au facteur choisi et à leur modalité. On remarque en effet que sur l'ensemble de la plage de fréquences concernée (824-19755 Hz) les facteurs r_i et r_e sont à chaque fois les plus influents. Puis

viennent dans l'ordre d_0 , d_i et α . Cette étude montre qu'il est important de connaître précisément l'ensemble de ces paramètres car ils peuvent influencer de manière notable les résultats de nos calculs dynamiques. Ainsi, on ne peut se contenter d'approximations pour la détermination de r_i et r_e . Une détermination plus fine, réalisée par exemple à l'aide d'une machine à mesurer tridimensionnelle, permettra d'obtenir une bonne précision de mesure. Par contre, lorsqu'il n'est pas possible d'effectuer ce type de mesure sur toutes les dimensions majeures du roulement (les facteurs sélectionnés), les approximations proposées par les constructeur pour les cotes d_0 et d_i peuvent suffire.

3.5. Les paramètres dimensionnels calculables

Les relevés dimensionnels effectués nous permettent d'exprimer les caractéristiques des roulements nécessaires au calcul de la matrice de raideur (Figure II-13):

- $R_m = \frac{1}{2}(-r_i + \frac{d_i}{2} + r_e + \frac{d_0}{2}) \Rightarrow$ Rayon primitif
- $r_L = 2\Delta_i + 2\Delta_e = (d_0 - d_i - 2D_w) \Rightarrow$ Jeu radial
- $A_0 = l_i + l_e = r_e + r_i - D_w - \frac{r_L}{2} \Rightarrow$ Distance entre les centres de courbure sans charge
- $r_j = R_m + \frac{A_0}{2} \Rightarrow$ Rayon centre roulement et centre de courbure bague intérieure
- $r_m = R_m + (r_i - \frac{D_w}{2} - \frac{r_L}{4}) \cdot \cos\alpha_0 \Rightarrow$ Projection de r_j sur l'axe radial du roulement r
- $z_m = (r_i - \frac{D_w}{2} - \frac{r_L}{4}) \cdot \sin\alpha_0 \Rightarrow$ Projection de r_j sur l'axe axial du roulement Z

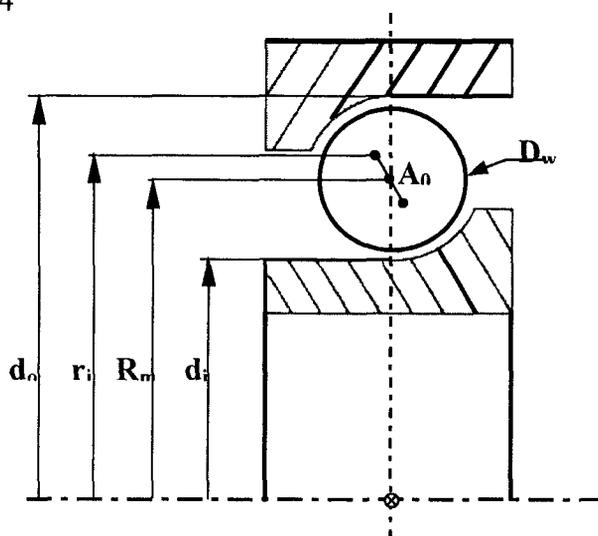


Figure II-13 : Représentation schématique des paramètres dimensionnels calculables

Pour la détermination du coefficient K_H , de la relation de Hertz (voir également Annexe C), **Harris** [HARR92] propose une méthodologie complète basée sur des abaques qui donne une idée précise sur ce coefficient. Cependant, le calcul simplifié suivant [HERN98] permettra d'avoir une valeur proche de celle de **Harris** et de façon beaucoup plus rapide :

$$K_H = \frac{\sqrt{D_w \times 10^{-3}}}{9,54594 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{31622,7766}} \text{ en } N \cdot mm^{\frac{-3}{2}} \quad (II-18)$$

Le tableau suivant résume les paramètres dimensionnels déterminés pour le roulement SNR 6205 :

Roulement 6205 SNR		
$A_0 = 0.314 \text{ mm}$	$r_i = 4.101 \text{ mm}$	$d_0 = 46.642 \text{ mm}$
$r_L = 0.014 \text{ mm}$	$r_e = 4.158 \text{ mm}$	$R_m = 19.377 \text{ mm}$
$r_m = 0.019 \text{ mm}$	$z_m = 0$	$K_H = 9.333 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3/2}$
$r_j = 19.534 \text{ mm}$	$d_i = 30.752 \text{ mm}$	$D_w = 7.938 \text{ mm}$

Tableau II-6 : Paramètres dimensionnels

4. CONCLUSION DU CHAPITRE II

L'étude bibliographique de début de Chapitre a montré qu'il existait un certain nombre de travaux permettant la formulation des aspects dynamiques et tribologiques des roulements en fonction de leurs caractéristiques dimensionnelles. Parmi ces différentes approches, un modèle analytique du roulement à billes a été choisi en fonction de son aptitude à transmettre les sollicitations soumises au roulement (5 degrés de liberté) mais également en fonction de son caractère systématique et de sa simplicité de formulation (certains paramètres tel que la lubrification n'ont pas été pris en compte).

Une étude dimensionnelle originale a en outre été réalisée par le biais d'un plan d'expériences et a permis de définir complètement le roulement radial à une rangée de billes qui nous préoccupe ici.

L'objet du chapitre suivant va consister à intégrer dans une procédure élément fini ce modèle analytique.

CHAPITRE III

Le Roulement : Approche numérique

La matrice de raideur tangente analytique du roulement à billes ayant été définie, il est bien évident que son intégration au sein d'un code élément fini nécessite quelques précautions. Il faut en premier lieu s'assurer que le code de calcul en question autorise la prise en compte d'une telle matrice même si celle-ci est calculée explicitement par un sous programme indépendant. Nous avons opté pour le code de calcul Abaqus® Standard qui, en plus de ses capacités de calcul reconnues, permet l'intégration de la matrice qui nous préoccupe dans les meilleures conditions.

Dans un premier temps, avant de développer la prise en compte de l'élément roulement dans le code de calcul, nous allons rappeler quelques notions de base qui seront utiles tant pour la résolution du problème élément fini que pour l'exploitation des mesures expérimentales du chapitre suivant.

1. ANALYSE MODALE

1.1. Généralités

L'analyse modale permet de donner une description de la réponse dynamique d'une structure. Les paramètres modaux que sont la fréquence modale, l'amortissement modal et la déformée modale forment une description complète des caractéristiques vibratoires propres à la structure étudiée ; ces paramètres sont constants que la structure vibre ou pas.

L'analyse modale permet ainsi de construire un outil efficace, le modèle modal, avec lequel il est possible d'étudier les effets de modifications structurelles ou de prévoir les performances de la structure dans des conditions de fonctionnement modifiées.

La déformée souvent complexe d'une structure vibrante, peut être décomposée en une série de déformées modales simples ayant chacune une fréquence et une amplitude caractéristiques. L'objectif étant de pouvoir séparer et interpréter ces déformées pour analyser le comportement dynamique de la structure étudiée en sachant que, toute réponse dynamique forcée de la structure sera représentée comme la somme pondérée de ses déformées propres (Figure III-1).

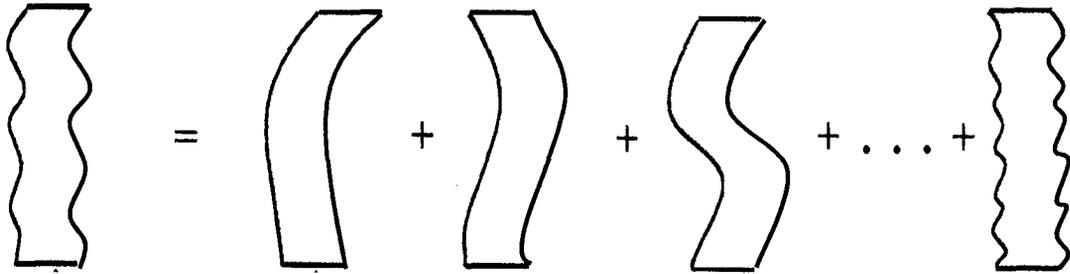


Figure III-1 : Déformées modales

1.2. Rappel des concepts de base de l'analyse modale

L'approche modale consiste à résoudre l'équation du mouvement (III-1) pour un système linéaire discret d'ordre N :

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (\text{III-1})$$

où $[M]$, $[C]$ et $[K]$ sont respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur, caractérisant les propriétés spatiales du système. $\{\ddot{x}\}$, $\{\dot{x}\}$ et $\{x\}$ sont respectivement les vecteur accélération, vitesse et déplacement dépendant du temps et $\{f\}$, le vecteur des forces d'excitation externes.

Dynamiquement, un système est complètement caractérisé par les fréquences propres et les modes propres de vibration libre ; il faut cependant distinguer deux cas, le cas d'un système conservatif et le cas d'un système dissipatif.

1.2.1. Cas d'un système conservatif

Enlever le terme d'amortissement de l'équation pour simplifier sa résolution est une approche dite modes réels, qui conduit à des composantes modales réelles : elle a l'avantage de la simplicité, mais nécessite, pour être menée efficacement, l'utilisation d'un algorithme adapté. L'algorithme le plus usité est l'algorithme de Lanczos qui peut être précédé d'une condensation de Guyan. Ainsi, si l'on considère un système non amorti en vibration libre, l'équation (III-1) s'écrit :

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (\text{III-2})$$

la solution de cette équation (III-2) est alors bien connue et de la forme :

$$\{x(t)\} = \{\bar{X}\}e^{i\omega t} \quad (\text{III-3})$$

où $\{\bar{X}\}$ est un vecteur colonne correspondant à la réponse en amplitude indépendamment du temps et ω est la pulsation de la force excitatrice. On peut ainsi écrire en substituant (III-3) dans (III-2) :

$$[[K] - \omega^2 [M]] \{\bar{X}\} = \{0\} \quad (III-4)$$

Pour avoir une solution non triviale, la condition $\det([K] - \omega^2 [M]) = 0$ doit être satisfaite, ce qui revient à chercher les valeurs $\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2$ appelées **valeurs propres** de (III-4).

Ainsi, les valeurs $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ sont, quant à elles, appelées **fréquences propres** non amorties du système. En substituant chaque fréquence naturelle dans (III-4) et en résolvant les équations ainsi obtenues on obtient N vecteurs propres $\{\Psi_k\}$ ($k = 1, \dots, N$).

Chaque paire $(\omega_k, \{\Psi_k\})$ correspond au $k^{\text{ème}}$ mode de vibration du système. Les matrices correspondantes constituent une description complète des caractéristiques du modèle, c'est ce que l'on appelle le **modèle modal**, c'est à dire qu'il décrit ses propriétés modales (fréquences naturelles et déformées) par opposition au modèle spatial où le système est décrit par ses propriétés spatiales c'est à dire $[M], [C], [K]$.

$[\Psi] = [\{\Psi_1\} \{\Psi_2\} \dots \{\Psi_n\}]$ est la matrice modale du système, elle regroupe l'ensemble des vecteurs propres. Les vecteurs propres possèdent une propriété très importante dite d'orthogonalité qui peut s'écrire :

$$[\Psi]^T [M] [\Psi] = \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & m_k & \\ & & \diagup \end{bmatrix} \text{ ou } [\Psi]^T [K] [\Psi] = \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & K_k & \\ & & \diagup \end{bmatrix} \quad (III-5)$$

Les vecteurs de déformée, du fait de leurs propriétés d'orthogonalité sont linéairement indépendants (aucun vecteur ne peut être obtenu par combinaison linéaire des autres), et forment ainsi une base dans l'espace à N dimensions.

Inversement, tout vecteur exprimé dans cette base modale peut être décomposé en N vecteurs de mode indépendant. Pour en simplifier l'expression, ces vecteurs sont souvent normalisés de sorte que le plus grand élément de chaque vecteur soit égal à la valeur unité.

Par opposition aux fréquences naturelles qui sont des quantités fixes et uniques, les déformées sont connues à un facteur d'échelle près. Ainsi, K_k et m_k ne peuvent être pris séparément car ils dépendent du ratio $\omega_k^2 = \frac{K_k}{m_k}$; la représentation des déformées est toujours soumise à cette procédure de normalisation.

Cependant, en analyse modale, il est courant de normaliser chaque vecteur propre à l'aide de la masse modale de façon à obtenir :

$$[\phi]^T [M][\phi] = [I] \quad (III-6)$$

1.2.2. Cas d'un système dissipatif

Lorsque l'on conserve le terme d'amortissement dans la résolution, les composantes modales sont complexes au sens algébrique. En pratique, on utilise plutôt les modes réels en s'accommodant de l'approximation qui en résulte. Les modes complexes sont en général réservés aux cas particuliers de structures fortement amorties, ou de structures en rotation pour lesquelles l'effet gyroscopique introduit une matrice antisymétrique en complément de la matrice d'amortissement. Si l'on garde tous les termes de l'équation (III-1), cette dernière peut se réécrire sous la forme :

$$\begin{bmatrix} [C] & [M] \\ [M] & [0] \end{bmatrix} \{\dot{u}(t)\} + \begin{bmatrix} [K] & [0] \\ [0] & [-M] \end{bmatrix} \{u(t)\} = \{0\} \quad (III-7)$$

en considérant $u(t)$ comme un vecteur d'état défini par $u(t) = \begin{Bmatrix} x(t) \\ \dot{x}(t) \end{Bmatrix}$.

Ce qui peut s'écrire plus simplement

$$[A]\{\dot{u}(t)\} + [B]\{u(t)\} = \{0\} \quad (III-8)$$

où $[A]$ et $[B]$ sont des matrices carrées, réelles et symétriques de taille $2N \times 2N$.

Dans l'espace vectoriel, on cherche une solution de la forme $\{x(t)\} = \{\bar{X}\}e^{st}$ où $\{\bar{X}\}$ est un vecteur complexe représentant l'amplitude de la réponse et s un nombre complexe, soit

$$\{u(t)\} = \begin{Bmatrix} \{\bar{X}\} \\ s\{\bar{X}\} \end{Bmatrix} e^{st} = \{\bar{U}\}e^{st} \quad \text{et} \quad \{\dot{u}(t)\} = \begin{Bmatrix} s\{\bar{X}\} \\ s^2\{\bar{X}\} \end{Bmatrix} e^{st} = s\{\bar{U}\}e^{st}.$$

On aboutit au problème aux valeurs propres : $[s[A] + [B]]\{\bar{U}\} = \{0\}$ qui admet :

- $2N$ valeurs propres complexes conjuguées s_k telles que :

$$s_k = -\omega_k \xi_k \pm i\omega_k \sqrt{1 - \xi_k^2} \quad \text{avec } \xi_k \text{ coefficient d'amortissement associé au mode } k \text{ et } \omega_k \text{ la fréquence naturelle non amortie pour ce même mode } k.$$

- $2N$ vecteurs propres à composantes complexes conjuguées :

$$\{\Psi'_k\} = \begin{Bmatrix} \{\Psi_k\} \\ \{\Psi_k\}_{s_k} \end{Bmatrix} \quad \text{et} \quad \{\Psi''_k\} = \begin{Bmatrix} \{\Psi_k^*\} \\ \{\Psi_k^*\}_{s_k^*} \end{Bmatrix} \quad \text{avec } s_k \text{ et } s_k^* \text{ les valeurs propres et } \{\Psi_k\}$$

et $\{\Psi_k^*\}$ les vecteurs propres colonnes, complexes, correspondants aux coordonnées spatiales vectorielles de $\{x\}$.

1.2.3 Remarques

Il est important de noter que, quel que soit le système étudié, les vecteurs propres ne sont pas déterminés d'une manière absolue. Dans le cas de systèmes non amortis les déformées sont exprimées en amplitudes réelles mais à un coefficient multiplicateur près. Pour le cas plus général des structures amorties, les déformées sont complexes, c'est à dire qu'elles comportent une amplitude mais également un angle de phase. Ainsi, une représentation graphique fixe n'est pas possible car contrairement aux modes réels, le déplacement de chaque ddl, représenté par les vecteurs propres, atteindra son maximum à des instants différents. Ce qui empêche les représentations graphiques.

1.2.4. Vibration forcée

Le type d'excitation qui va nous préoccuper tout au long de ce travail concerne l'excitation harmonique en régime permanent :

$$\{x(t)\} = \{\bar{X}\} e^{i\omega t}$$

où $\{\bar{X}\}$ est le vecteur des amplitudes complexes de la réponse, la substitution de cette expression dans l'équation (III-1) permet d'écrire le système fréquentiel suivant :

$$\forall \omega : [-\omega^2 M + i\omega C + K] \{\bar{X}(\omega)\} = F(\omega) \quad \text{(III-9)}$$

Ce système se résout facilement par passage dans la base modale du système conservatif associé : en appelant $[\Psi]$ la matrice modale, on peut écrire :

$$\{\bar{X}(\omega)\} = [\Psi] \cdot \{r(\omega)\}$$

où $\{r(\omega)\}$ sont les coordonnées modales fréquentielles.

En faisant le changement de variable $\{\bar{X}(\omega)\} \rightarrow \{r(\omega)\}$ et en prémultipliant par $[\Psi]^T$ l'équation (III-10) devient

$$\forall \omega : [-\omega^2 M + i\omega C + K] \{r(\omega)\} = \{R(\omega)\} \quad \text{(III-10)}$$

avec $\{R(\omega)\} = [\Psi]^T \cdot \{F(\omega)\}$ excitations modales (projections des excitations $\{F(\omega)\}$ sur la base modale).

$$\forall k = 1, \dots, N \text{ on a } \{R_k(\omega)\} = \psi_k \cdot \{F(\omega)\}$$

qui est l'excitation fréquentielle pour le mode k.

Le système d'équations d'équilibre est devenu diagonal dans la base modale (compte tenu de l'hypothèse d'amortissement proportionnel) et comporte n équations découplées (une pour chaque mode k), on déduit :

$$\forall k = 1, \dots, N \quad r_k(\omega) = \frac{R_k(\omega)}{[-\omega^2 \cdot M_k + i\omega C_k + K_k]} \quad (\text{III-11})$$

La réponse en fréquence $\{\bar{X}(\omega)\}$ s'obtient alors par une combinaison des contributions modales (méthode de superposition modale) :

$$\{\bar{X}(\omega)\} = [\Psi] \cdot r(\omega) \Rightarrow \{\bar{X}(\omega)\} = \sum_{k=1}^n r_k(\omega) \cdot \psi_k \quad (\text{III-12})$$

et le $h^{\text{ème}}$ degré de liberté s'obtient par combinaison modale :

$$\forall h = 1, \dots, N \quad \{\bar{X}_h(\omega)\} = \sum_{k=1}^n r_k(\omega) \cdot [\Psi]_{hk} \text{ avec } [\Psi]_{kj} \text{ } h^{\text{ème}} \text{ composante du mode } k.$$

On observe, Figure III-2, que la réponse harmonique est caractérisée par la présence de pics de réponses correspondant aux fréquences propres du système : il s'agit des résonances du système excité à une fréquence égale à l'une de ses fréquences propres. Cela provient du principe de superposition modale qui combine des contributions en provenance de chacun des modes, les fonctions de transfert modales ($H_j(\omega) = \frac{1}{-\omega^2 M_j + i\omega C_j + K_j}$) passent par un

maximum pour une fréquence d'excitation égale à leur fréquence propre.

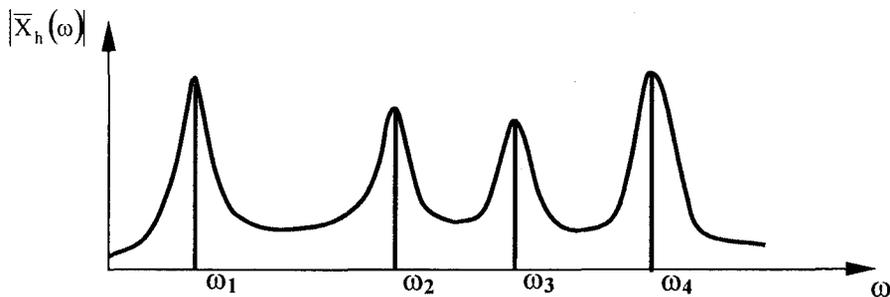


Figure III-2 : Module de la réponse en fréquence du ddl $\bar{X}_h(\omega)$

Toutes les investigations qui sont réalisées dans ce mémoire sont basées sur l'étude de ce spectre.

2. INTEGRATION DE LA MATRICE DE RAIDEUR DANS LE CODE

2.1. Généralités

Il n'existe pas, à notre connaissance, dans les grands codes élément fini existants (ANSYS[®], NASTRAN[®], SAMCEF[®], ABAQUS[®], ...) d'élément fini « roulement ». Certains

ont choisi de créer, en plus d'éléments spécifiques, des logiciels adaptés prenant en compte les problèmes liés au roulement. **Choi** [CHOI93] a intégré le modèle analytique de **Demul** [DEMU89] du roulement en représentant les bagues par des éléments poutres et en utilisant des éléments de contact pour simuler le comportement des contacts billes-bagues. Ce type de représentation permet, et c'est son principal intérêt, de prendre en compte la déformation des bagues, mais le fait de représenter chaque contact complique quelque peu la modélisation car les caractéristiques du roulement, comme les efforts, sont ainsi répartis sur plusieurs éléments. Cette difficulté a obligé **Choi** à développer lui-même un post processeur spécifique.

Les fabricants de roulement ont également développé des post processeurs permettant la prise en compte globale du roulement, du point de vue géométrique, en introduisant un modèle de déformation au sein d'un code élément fini. Bien qu'il soit très difficile d'avoir des renseignements sur ce type de logiciel, le constructeur **Timken** par exemple [HOUP95], utilise une matrice de raideur du carter réduite à un seul degré de liberté formant l'interface entre le carter et les roulements. **Miglietta** et al [MIGL95] utilise également la méthode des éléments finis dans une optique générale de validation de conception des montages tels que les réducteurs de vitesses. Chaque bague du roulement est modélisée par un nœud, situé au centre de la bague et ayant 6 degrés de liberté. La répartition des efforts internes est décrite par l'intermédiaire d'un module spécial ; ceci permet de considérer l'incidence des déplacements et des désalignements relatifs du roulement sur sa durée de vie.

2.2. L'élément de roulement à billes

Nous avons choisi de définir l'élément de roulement à billes à l'aide de plusieurs éléments linéiques à deux nœuds. Notre objectif est de relier le nœud de l'arbre confondu avec le centre de gravité, aux nœuds répartis sur le pourtour de l'alésage par des liens physiques.

Ces liens physiques, caractérisés par la matrice de raideur calculée au chapitre précédent, doivent permettre le passage des efforts de l'arbre vers la plaque-carter.

Toutefois, aux 5 degrés de liberté par nœud précisés dans le chapitre précédent, nous avons dû ajouter un 6^{ème} ddl correspondant à la rotation d'axe Z, suivant l'axe de l'arbre. Ce 6^{ème} ddl nous assure une compatibilité des éléments roulement avec les éléments poutre utilisés pour définir l'arbre.

Ainsi, la matrice du roulement, écrite au niveau du code de calcul, sera une matrice 12x12 de la forme :

$$[K_{\text{élem - roul}}] = \begin{bmatrix} [K_{\text{roul}}] & -[K_{\text{roul}}] \\ -[K_{\text{roul}}] & [K_{\text{roul}}] \end{bmatrix} \quad (\text{III-13})$$

La sous matrice $[K_{\text{roul}}]$ est celle déterminée analytiquement avec en plus une 6^{ème} ligne et une 6^{ème} colonne dont seul le terme diagonal est non nul et de valeur très faible (10^{-3}), l'objectif étant d'avoir une matrice non singulière sans fausser les résultats.

2.3. Maillage du roulement

La nécessité de représenter au mieux la réalité physique de la liaison arbre-roulement-carter, nous oblige à répartir de façon logique la liaison arbre-carter, via les éléments roulement, sur l'ensemble du pourtour de l'alésage.

Pour y parvenir, la matrice de raideur de l'élément roulement est fractionnée par le nombre d'éléments choisi, pour répartir les efforts sur l'alésage ; on a :

$$[K_i] = \frac{1}{\text{nb branche}} [K_{\text{élem-roul}}] \quad (\text{III-14})$$

Ainsi, à chaque matrice $[K_i]$, correspond un élément à deux nœuds incliné d'un angle θ_i caractérisant la rotation d'axe Z associée à ce i^{ème} élément (Figure II-3).

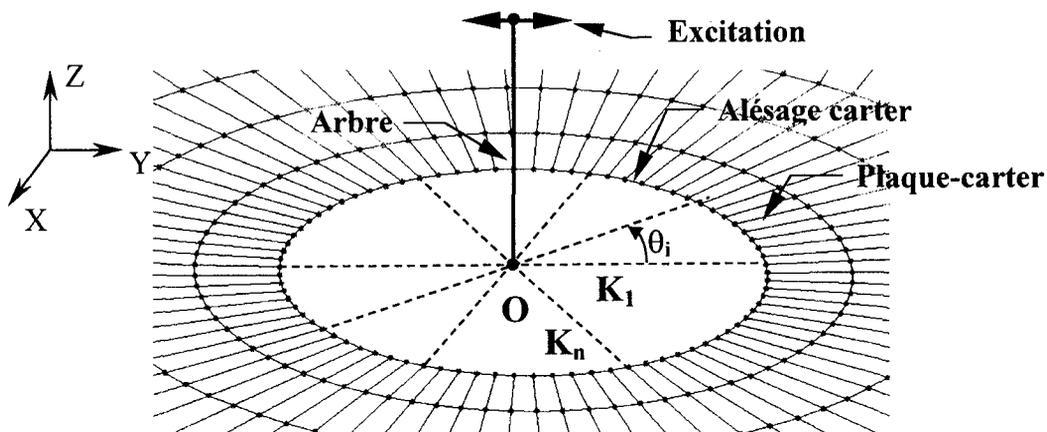


Figure III-3 : Schéma du dispositif élément fini pour les essais sur l'élément roulement

Toutefois, comme il faut fournir au logiciel Abaqus les matrices de raideur des éléments exprimées dans le repère global du modèle, les matrices $[K_i]$ doivent être changées de repère ; on utilise donc la relation suivante pour passer du repère local au repère global :

$$[K_i^0] = [P^T] [K_i] [P] \quad (III-15)$$

ou $[P]$ est la matrice de rotation d'axe Z relative à θ_i .

Il nous faut maintenant déterminer le nombre d'éléments permettant une bonne représentation du roulement à billes.

Nous avons donc «réparti» l'élément fini roulement suivant 1, 2, 3, 4, 6, 8, 12 et 16 branches entre un nœud de l'arbre et les nœuds de l'alésage et ce, pour une configuration proche de la configuration du banc d'essai (voir Chapitre IV). Le roulement inférieur n'a pas été pris en compte pour alléger les calculs. L'accélération a été relevée pour chaque configuration (c'est à dire pour chaque nombre de branches) sur un nœud de la surface de la plaque-carter.

Il a ainsi été possible de comparer des spectres d'accélération et de voir l'influence de la discrétisation de l'élément roulement sur le comportement vibratoire d'une plaque alésée (Figure III-4).

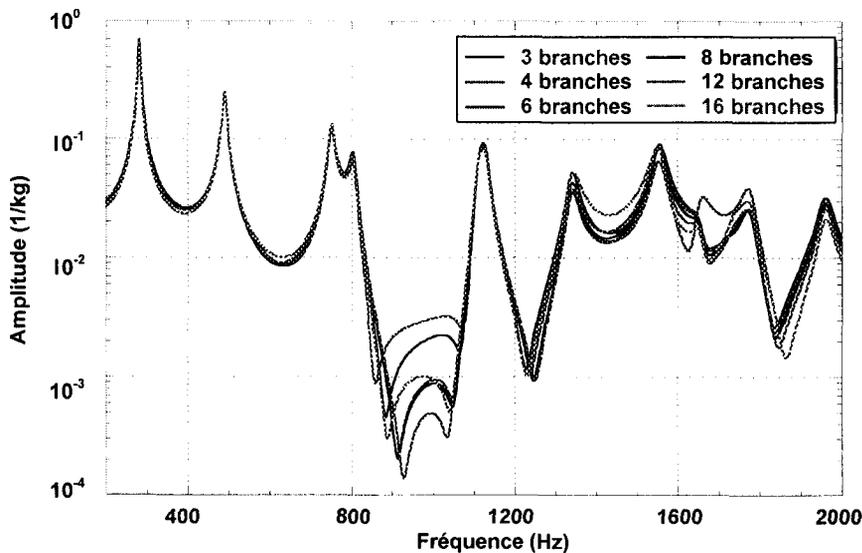


Figure III-4 : Spectres relevés à un nœud donné pour différentes configurations de l'élément roulement

On remarque que le calcul ne converge pas lorsque l'élément roulement est constitué d'une ou deux branches (Figures III-5). La liaison ainsi créée n'est pas réaliste et de toute façon non symétrique, elle est donc éliminée.

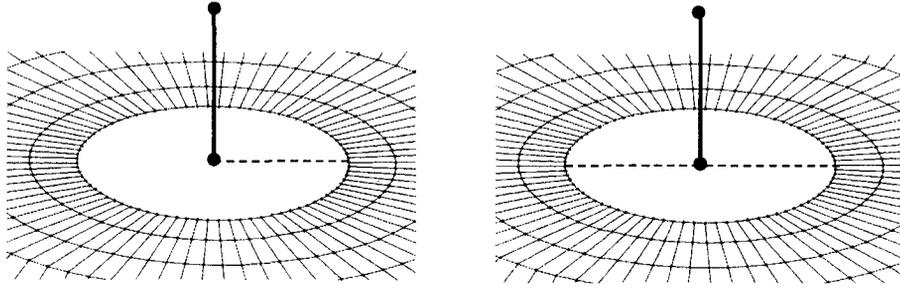


Figure III-5 : Configuration pour une et deux «branches»

Pour ce qui est des spectres visibles à la Figure III-4, on remarque une très bonne cohérence entre les différentes configurations ; ce qui tend à prouver que le nombre de branches de notre élément fini roulement n'a pas beaucoup d'influence sur le comportement dynamique du système (pour un minimum de 3 branches). Aussi, et dans le souci de simplifier la procédure de calcul, nous avons choisi de définir notre élément roulement à l'aide de 4 branches (Figure III-6) réparties à 90° pour propager équitablement l'ensemble des vibrations transmises au bord de l'alésage.

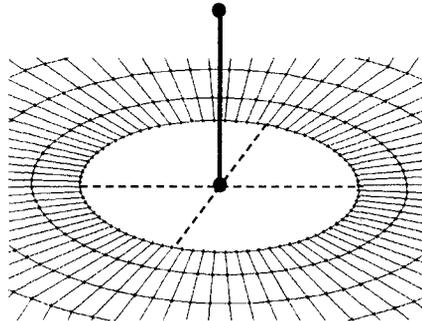


Figure III-6 : Configuration à 4 branches retenue

2.4. Compléments

2.4.1. Matrices de masse

Bien qu'il ne soit jamais fait référence dans l'ensemble des travaux que nous avons étudié de la présence de la matrice de masse du roulement à billes, nous avons souhaité vérifier son influence sur nos calculs dynamiques. L'absence de la matrice de masse s'explique par le fait que la masse du roulement est pratiquement négligeable par rapport à la structure qui l'entoure.

La prise en compte des matrices de masse peut être réalisée par une représentation dite cohérente ou concentrée. La première représentation permet d'écrire la matrice en faisant

intervenir la masse volumique, ρ et une matrice des fonctions d'interpolation $[N]$ qui relie les déplacements $\{d\}$ d'un point intérieur de l'élément, au vecteur colonne des déplacements nodaux $\{q\}$, on a :

$$[m] = \int_V \rho [N]^T [N] dV \text{ avec } \{d\} = N\{q\}.$$

La seconde représentation consiste à discrétiser les masses, soit au niveau de l'élément, soit au niveau global de la structure. Dans ce cas, la résolution du problème aux valeurs propres est plus aisée qu'avec une matrice de masse pleine. Une manière simple de générer une matrice diagonale [CRAV96] consiste à attribuer à chaque nœud de l'élément qui en comporte n , $\frac{1}{n}$ de la masse totale de l'élément sur chaque degré de liberté de translation. La matrice diagonale obtenue est ainsi plus simple à écrire que si on utilise les fonctions de forme pour fabriquer une matrice de masse cohérente. Le fait de ne pas alimenter en masse les degrés de rotation peut cependant créer des problèmes numériques, lors de la résolution, selon l'algorithme employé.

Néanmoins, nous avons testé l'influence de la présence de cette matrice de masse concentrée sur la dynamique de notre plaque trouée. La matrice utilisée prend en compte la masse de 0.13 kg du roulement 6205 SNR. La Figure III-7 illustre l'influence de la matrice de masse par la comparaison de deux spectres, avec et sans la prise en compte de cette matrice.

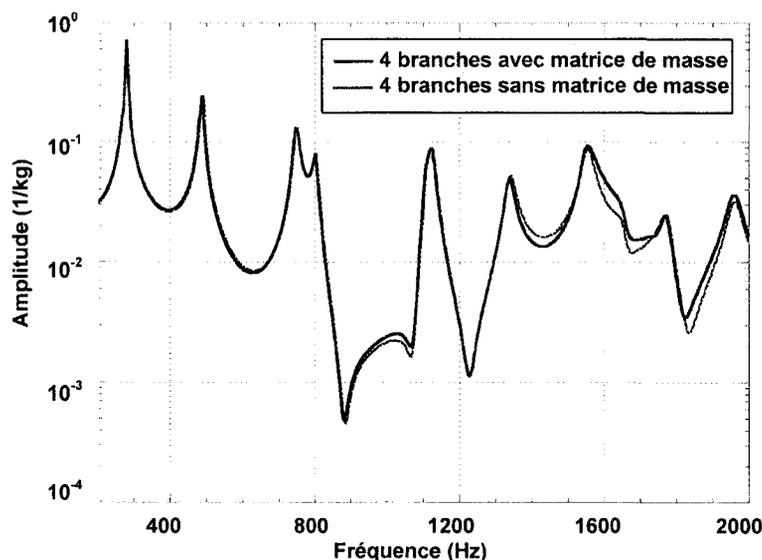


Figure III-7 : Influence de la matrice de masse du roulement

On remarque que l'influence de la matrice de masse du roulement est très faible, le spectre est légèrement décalé en amplitude à partir de 1000 Hz. On remarque que, du point de

vue fréquentiel, aucun changement ou décalage ne se produit ; ce qui est primordial en ce qui nous concerne puisque notre travail est basé sur la signature fréquentielle des défauts. Ainsi l'influence de la matrice de masse du roulement sur notre système étant négligeable, elle ne sera pas prise en compte.

2.4.2. Amortissement

Différentes études, **Stone** [STON82] et **Walford** [WALF83] ont montré que l'amortissement dans les roulements était principalement causé par la présence du film d'huile. **Kraus** [KRAU87] a montré que la température du film d'huile, plus que son épaisseur, avait une influence prépondérante sur l'amortissement. En effet, l'amortissement dans un roulement chaud est plus faible que dans un roulement froid.

L'expérience acquise par le constructeur **Skf** [ZEIL96], lui a permis de cerner les principales sources d'amortissement dans les montages de roulement :

- 1^{ère} source : amortissement par le film lubrifiant élastohydrodynamique (EHD) dans la zone de contact hertzienne entre les éléments roulants et les chemins.
- 2^{ème} source : amortissement à l'interface arbre/roulement et logement/roulement.
- 3^{ème} source : amortissement résultant de la compression du lubrifiant au contact éléments roulants/chemins dans ce que l'on nomme la zone d'entrée du lubrifiant, où il est aspiré vers la zone hertzienne.
- 4^{ème} source : amortissement au sein de la matière dû à une déformation hertzienne des éléments roulants et des chemins.

Des essais ont montré une capacité d'amortissement élevée du film lubrifiant EHD (1^{ère} source) et encore plus élevée à l'interface roulement/pièces voisines (2^{ème} source). Cependant, en raison des valeurs de rigidité très élevées, le film EHD et l'interface roulement/pièces voisines deviennent fixes et leur haute capacité d'amortissement ne peut contribuer à l'amortissement global du montage. L'amortissement global dans le roulement est principalement influencé par l'amortissement au sein de la matière qui reste faible (amortissement par hystérésis, 4^{ème} source) et l'amortissement dans la zone d'entrée de l'huile (3^{ème} source).

Cependant, une approche empirique réalisée par **Skf** [ZEIL96], estime cet amortissement (ou plutôt le coefficient de perte) pour un roulement sec rigide à billes à moins

de 1%. Aussi, étant donné que la non lubrification fait partie de nos hypothèses de départ, ces problèmes d'influence mineur ne seront pas pris en compte.

Néanmoins, pour éviter des problèmes numériques lors de la résolution du modèle élément fini, un coefficient fréquentiel arbitraire $\xi = 0.01$ est retenu.

3. PROBLEMES LIES A LA NON LINEARITE

3.1. Prise en compte au niveau du code

Le roulement, comme nous l'avons déjà mentionné, possède un comportement fortement non linéaire à cause du contact Hertzien entre les billes et les chemins de roulement. Ceci impose, en toute rigueur, de prendre en compte la variation des coefficients de raideur de la matrice du roulement à billes en fonction du chargement.

En réalité, le déplacement du centre de gravité du roulement peut être représenté par un déplacement moyen autour duquel fluctue un déport sinusoïdal de faible amplitude.

$$\text{On a } \begin{cases} \{q\} = \{q_m\} + \{q_0\} \sin \omega t \\ \{q_0\} \ll \{q_m\} \end{cases} \quad (\text{III-16})$$

avec $\{q_0\} \sin \omega t$ la fluctuation autour du déplacement moyen $\{q_m\}$ durant l'excitation stabilisée.

Cette approche, également adoptée par **Lim** [LIM90] et **Harris** [HARR91] peut être illustrée à l'aide d'un schéma proposé par **Harris** (Figure III-8).

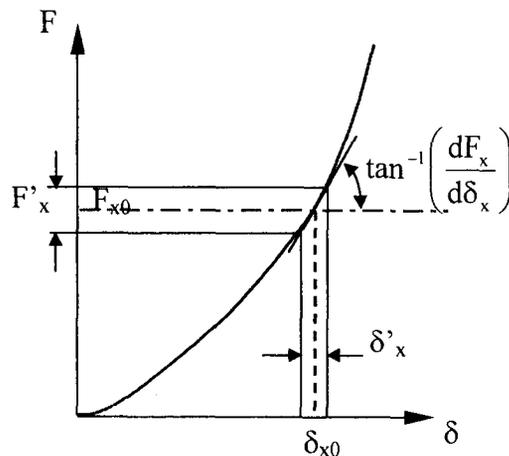


Figure III-8 : Méthode de linéarisation de Harris

La Figure III-8 montre clairement que le terme de raideur à prendre en compte est en fait la raideur tangente du dispositif, déterminée par le déplacement moyen ou la force moyenne.

Pour ce qui concerne le dispositif de la cellule élémentaire de notre étude (Chapitre IV), cette hypothèse peut également être retenue. En effet dans notre cas, la précharge vaut 216 N et l'amplitude de la sollicitation sinusoïdale réalisée par le pot vibrant est de l'ordre de 1.3 N (déterminée selon les spécifications de l'Annexe B) soit 0.6 % de la précharge.

La Figure III-9 illustre l'évolution de certains termes de raideur en fonction de la charge appliquée.

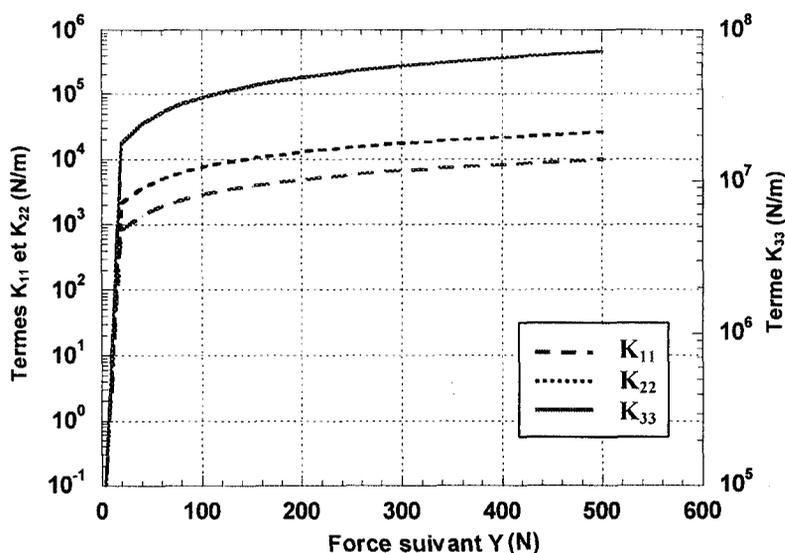


Figure III-9 : Variation des termes de raideur de la matrice tangente en fonction de l'action suivant Y

On observe que pour la précharge de 216 N, la courbe est dans une portion pratiquement linéaire.

Par ailleurs, pour une variation de $\pm 0.6 \%$ de la force appliquée, ces coefficients de raideur évoluent au maximum de $\pm 1.376 \text{ N}$ ce qui confirme bien la faible incidence de la variation de charge.

Nous avons néanmoins vérifié le bien fondé de la démarche en prenant en compte « artificiellement » la non linéarité du dispositif simplifié représenté à la Figure III-10.

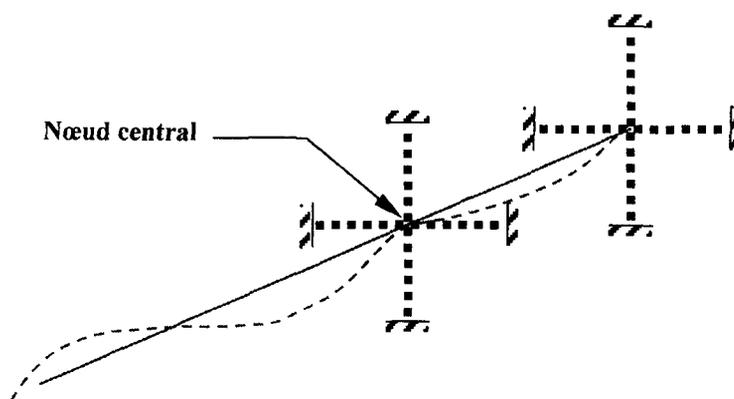


Figure III-10 : Rappel de la configuration de base (Figures II-10)

Il est constitué d'un arbre monté avec 2 roulements dont les bagues sont supposées fixes. Pour ce dispositif, la première fréquence de résonance a été calculée de façon itérative en réinjectant pour chaque pas le champ de déplacement issu de l'itération précédente. Le Tableau III-1 récapitule l'ensemble des résultats.

N° essai	1 ^{ère} Freq. Résonance (Hz)	U1 (mm)	U2 (mm)	U3 (mm)	R1 (°)	R2 (°)
1	26.435	6.1391e-07	-1.3437e-09	-4.9883e-09	3.0866e-07	0.0010533
2	26.432	-1.9478e-07	-3.5038e-12	0.0000	-1.4642e-10	0.00019056
3	26.432	-1.9478e-07	-3.5038e-12	0.0000	-1.4642e-10	0.00019056
4	26.432	-1.9478e-07	-3.5038e-12	0.0000	-1.4642e-10	0.00019056

Tableau III-1 : Résultats du calcul non linéaire pour les déplacements du nœud central

On observe bien une convergence immédiate des résultats. En particulier, la fréquence de résonance est stable dès la première itération.

3.2. Programme permettant d'éditer la matrice de raideur

La résolution du système non linéaire, constitué par les équations d'équilibre quasi statiques du roulement ainsi que par les équations d'élasticité du montage, a été réalisée en amont du calcul élément fini, par l'intermédiaire d'un programme en Fortran 90. Ce programme est composé d'un ensemble de sous programmes permettant respectivement, la prise en compte des paramètres dimensionnels des roulements traités, la description du système d'équations non linéaires constituant les équations d'équilibre du roulement et les

équations d'élasticité du montage. La résolution de ce système est obtenue par l'emploi de la méthode de **Newton Rapshon**, la matrice de raideur tangente résultat est ensuite écrite au format spécifié par le code de calcul Abaqus [ABAQ99]. Ce programme prend directement en compte les spécifications qui viennent d'être énoncées sur le nombre de « branches » de l'élément roulement à billes à contact radial, l'assemblage des matrices 6x6 $[K_{roul}]$ pour former la matrice $[K_{\text{élem-roul}}]$ puis l'interfaçage permettant de passer la fraction de matrice $[K_i]$ du repère local au repère global.

4. INTERET DE LA MODELISATION REALISEE

Il nous a semblé intéressant de montrer la différence de comportement dynamique dans le cas d'une structure dans laquelle notre élément de roulement a été pris en compte et une structure dans laquelle le roulement est considéré comme un élément rigide uniquement.

Ainsi, sur la base du dispositif expérimental explicité au Chapitre IV, un modèle comportant des éléments rigides type Rb3D2 (selon la dénomination Abaqus), à la place des « branches » de l'élément de roulement, a été construit. La Figure III-11 présente le comparatif entre le modèle éléments rigides, le modèle élément de roulement et le spectre expérimental pour une FRF relevée par exemple au nœud n°552 (partie centrale droite) de la plaque-carter.

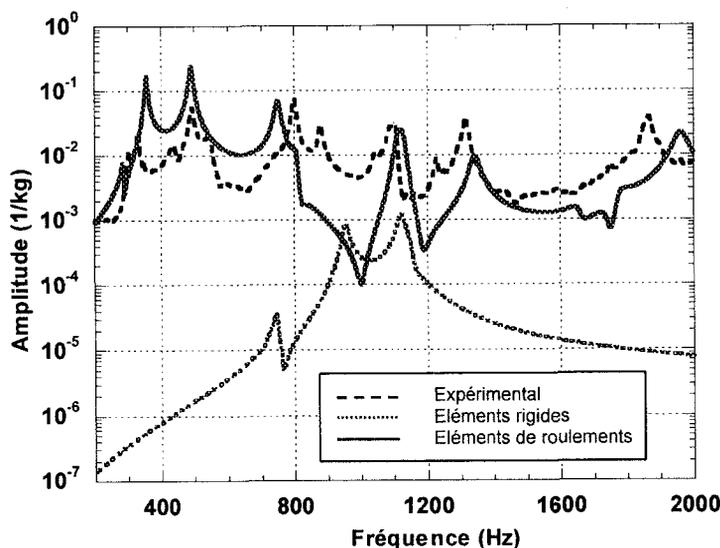


Figure III-11 : Comparaison entre modèle éléments de roulement et éléments rigides

On voit clairement, et cela est valable pour n'importe quel point, que le spectre avec les éléments rigides ne correspond pas du tout au spectre expérimental.

Pour connaître l'incidence de la matrice de raideur du roulement sur le calcul des fréquences propres du modèle cellule élémentaire, nous avons extrait les fréquences propres de la plaque-carter encastrée avec le palier mais sans la modélisation de l'arbre et du roulement. Les fréquences propres sont comparées à celles du montage complet (plaque-carter, palier, arbre, roulement). La courbe de la Figure III-12 présente l'écart relatif entre les fréquences de résonance obtenues avec et sans l'ensemble arbre-roulement, on a l'écart relatif

$$\eta \text{ tel que } \eta = \left| \frac{f_{pps} - f_{ppa}}{f_{pps}} \right| \times 100 \text{ avec } f_{pps} \text{ la fréquence de résonance plaque + palier seuls et } f_{ppa}$$

la fréquence de résonance plaque + palier + montage arbre-roulement.

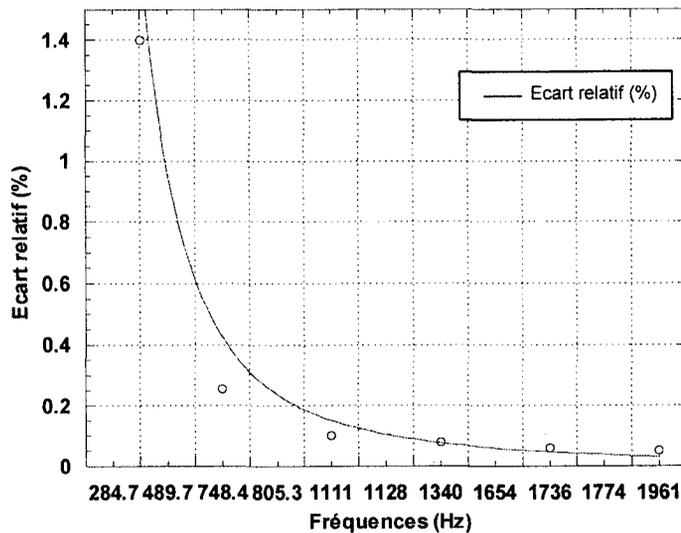


Figure III-12 : Ecart relatif des fréquences de résonance du modèle avec et sans le système arbre-roulements

On remarque que cet écart est un peu plus important sur les basses fréquences pour diminuer régulièrement et finalement être insignifiant sur les fréquences les plus élevées. La présence de l'arbre rajoute bien évidemment des fréquences de résonances supplémentaires (à 27, 167, 353Hz). Cette influence décroissante par rapport à la fréquence montre que le roulement n'a pas d'incidence en tant qu'élément constitutif du modèle (ses dimensions, sa masse sont négligeables par rapport au reste du modèle). Par ailleurs, les termes les plus élevés de la matrice sont de l'ordre de 10^6 N.m^2 alors que ceux de la matrice de raideur des

éléments de plaque S4r5 choisis sont de l'ordre de 10^9 N.m². Ceci montre que l'élément influençant le plus la dynamique du montage est la plaque et pas le roulement.

Par contre, le rôle de l'élément de roulement dans la transmission des vibrations du mécanisme émetteur à l'organe récepteur est indéniable, l'essai réalisé avec les éléments rigides (Figure III-11) le confirme pleinement.

Remarque :

L'élément de roulement présenté ci dessus permet de modéliser intrinsèquement le roulement à billes à contact radial dans n'importe quelle modélisation élément fini. Cependant, l'hypothèse consistant à supposer les bagues indéformables, prises lors du calcul de la matrice de raideur, nous oblige à vérifier que les nœuds du pourtour de l'alésage du modèle restent dans le même plan. Plus exactement, la modélisation qui est faite du palier doit permettre de prendre en compte cette notion d'indéformabilité de la bague extérieure par une augmentation locale de rigidité. L'exemple du banc d'essai « cellule élémentaire », qui sera traité au chapitre suivant, prend en compte une rigidité plus importante localisée sur le pourtour de l'alésage de la plaque-carter. Les déformées, pour les premières fréquences propres de ce banc d'essai, sont présentées à la Figure III-13. On constate, et cela se vérifie si l'on relève les déplacements des nœuds en question, qu'ils restent dans le même plan c'est à dire que l'alésage ne se déforme pas.

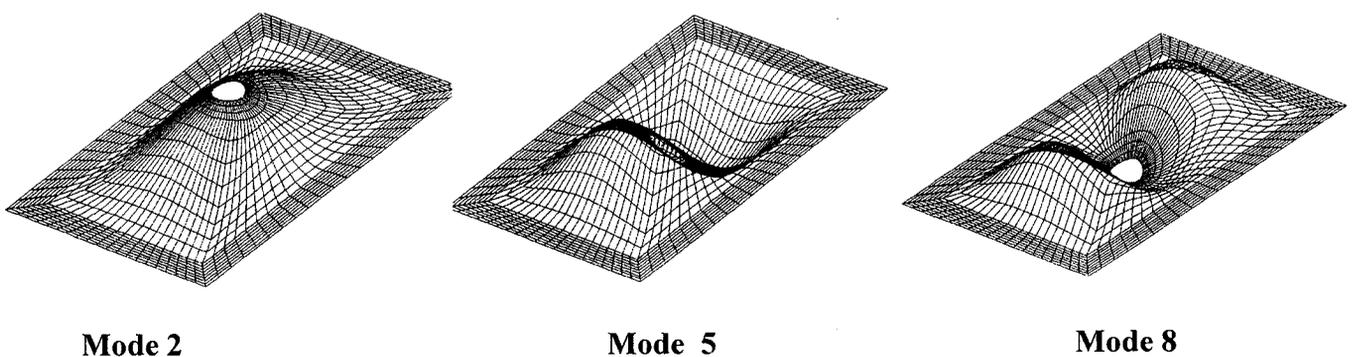


Figure III-13 : Exemple de déformée de la plaque-carter

5. LE MODELE ELEMENTS FINIS DE LA CELLULE ELEMENTAIRE

Le modèle élément fini du banc d'essai « cellule-élémentaire » est constitué de la plaque-carter, de la modélisation du roulement en plusieurs « branches », faite au chapitre III, ainsi que de celle de l'arbre. Les barres réalisant la condition d'encastrement ne seront pas

représentées. Nous avons opté pour une représentation en 3 dimensions en éléments de poutre pour l'arbre et en éléments de plaque pour la plaque-carter.

Chaque élément rentrant dans la constitution du modèle numérique va être étudié séparément avant de traiter le banc dans sa totalité. L'objectif étant alors de valider l'élément de roulement.

5.1. Choix des éléments

La plaque-carter en alliage d'aluminium a été maillée à l'aide d'éléments de plaque de type quadrangles à quatre nœuds. Ces éléments (s4r5 selon la dénomination d'Abaqus [ABAQ99]) ne prennent pas en compte le cisaillement transverse (hypothèses de **Kirchoff**), et possèdent 5 degrés de liberté à chaque nœud. Le 6^{ème}, (la rotation suivant l'axe Z), n'est activé que si le nœud en question est chargé par un moment ou si l'élément est partagé avec un élément poutre par exemple.

Le maillage de l'arbre est réalisé à l'aide d'éléments de poutre à 2 nœuds ayant 6 degrés de liberté par nœud. Ces éléments, référencés B31 par Abaqus, utilisent une interpolation linéaire pour les déplacements et rotations tenant compte du cisaillement transverse selon la théorie des poutres de **Timoshenko**. Cet élément utilise en outre une matrice de masse diagonale.

L'influence du nombre d'éléments pour modéliser la plaque-carter, qui est la partie la plus influente sur le comportement dynamique global du banc d'essai, a été étudiée. La réalisation d'un certain nombre d'essais numériques a permis de choisir un nombre d'éléments de 1712 quadrangles. L'étude de convergence a été menée sur 7 cas comprenant respectivement 352, 480, 624, 1109, 1600, 1801 nœuds. La Figure III-14 illustre l'évolution de l'écart relatif η pour chaque maillage. Pour une fréquence propre donnée, η a été choisi

comme étant le rapport : $\eta = \left| \frac{f_n - f_i}{f_n} \right| \times 100$ ou f_n et f_i sont respectivement la fréquence du maillage le plus fin (supposé le plus proche de la solution) et la fréquence calculée pour un maillage donné. Notre choix s'est porté sur le maillage comportant 1600 nœuds soit 1528 éléments.

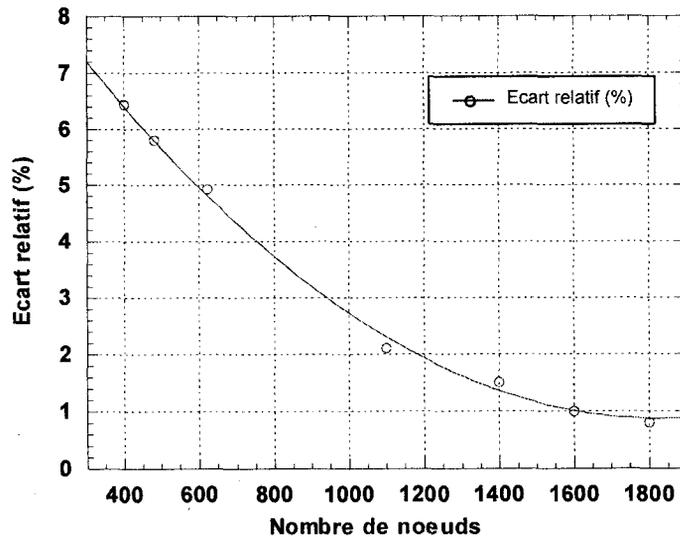


Figure III-14 : Influence du nombre d'éléments quadrangles pour la plaque-carter

En ce qui concerne l'arbre, une discrétisation comportant 33 éléments de poutre a été choisie.

Le maillage paramétrique de la plaque-carter avec l'arbre est représenté à la Figure III-15.

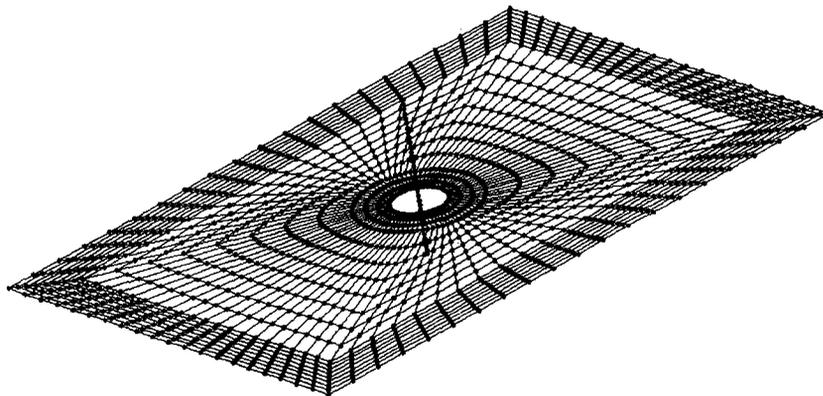


Figure III-15 : Maillage plaque-carter avec l'arbre

On remarquera que le maillage a été affiné, sur la zone correspondant à la surface couverte par les barres d'encastrement, pour permettre une meilleure combinaison d'essais lors de la définition des conditions aux limites.

5.2. Conditions aux limites et excitation

La condition d'encastrement, réalisée expérimentalement par l'ensemble des barres en acier réparties sur le pourtour de la plaque-carter et maintenues par les 34 boulons (voir Chapitre IV), a posé quelques problèmes de modélisation. En effet, nous n'avons pas pu nous

contenter de bloquer les 6 degrés de liberté des nœuds se trouvant au droit des barres. Une succession d'essais a montré qu'il était nécessaire de bloquer uniquement les déplacements des nœuds du pourtour intérieur des barres de la plaque-carter les autres nœuds situés sur la surface des barres étant encastres (Figure III-16).

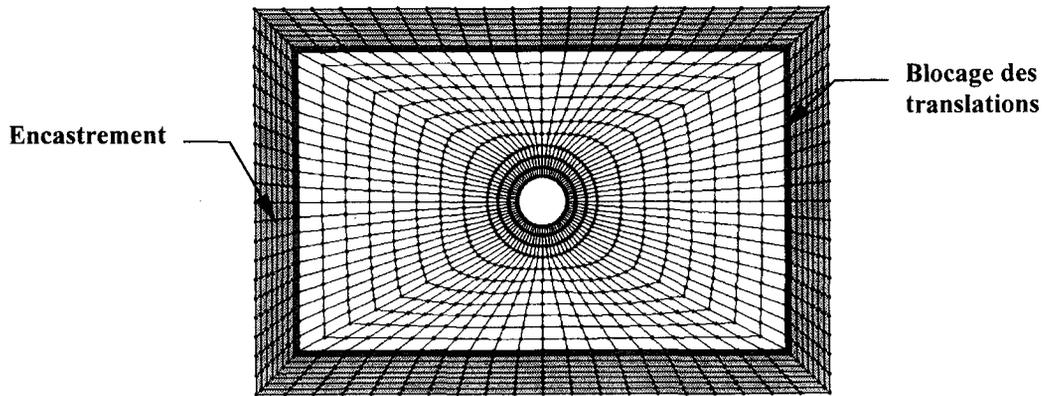
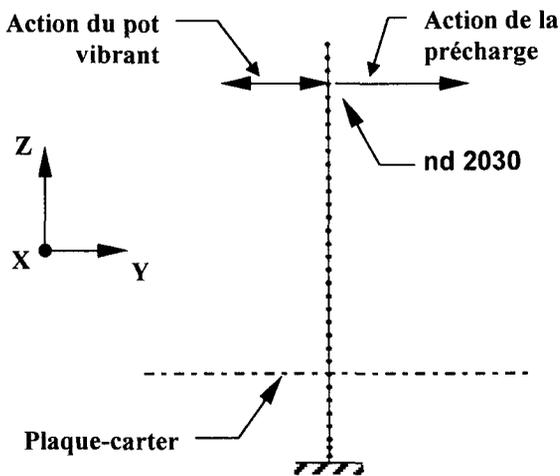


Figure III-16 : Conditions aux limites

L'excitation a été réalisée par l'intermédiaire de 3 étapes de calcul permettant d'appliquer successivement la précharge obtenue par le poids mort ainsi que l'excitation de type bruit blanc obtenue par le pot vibrant (Figure III-17).



Etape 1 : Application d'une force statique de 216N suivant la direction Y au nœud 2030.

Etape 2 : Calcul des fréquences propres du modèle.

Etape 3 : Application, au nœud 2030 et dans la direction Y, de l'excitation de type bruit blanc.

Figure III-17 : Excitation réalisée sur l'arbre

6. CONCLUSION DU CHAPITRE III

Ce chapitre a permis d'insérer le modèle analytique du roulement à billes explicité au Chapitre II dans un code élément fini, en définissant un élément fini de roulement en tant que tel. Cet élément de roulement, représenté par le biais de sa matrice de raideur tangente, permet de relier physiquement un nœud de l'arbre à plusieurs nœuds de l'alésage et ce, suivant 5 degrés de liberté. Les résultats de cette étude montrent que l'utilisation de cet élément peut être considérée comme optimale pour une répartition suivant 4 «branches» à 90°. De même, l'étude des matrices de masse et d'amortissement à prendre en compte, pour cet élément de roulement, a été considérée et il a pu être démontré que leur prise en compte pouvait être négligée. Enfin, une comparaison avec un modèle rigide (réalisé à partir d'éléments rigides) a démontré l'intérêt de l'élément de roulement par rapport à une représentation simpliste consistant à considérer le roulement uniquement comme une connexion rigide entre l'arbre et le bâti ; cette comparaison vient compléter les études menées sur les différents modèles de représentation dont il est fait mention au Chapitre II.

Les principes de bases de l'analyse modale théorique ont été rappelés dans l'optique de leur utilisation dans le chapitre suivant. Le modèle élément fini du banc d'essai a également été développé.

Le chapitre suivant va nous permettre de valider cet élément de roulement par rapport à des essais expérimentaux.

CHAPITRE IV

Mise en œuvre expérimentale et validation du modèle numérique

Les deux Chapitres précédents ont permis de développer un modèle EF permettant de prévoir le comportement vibratoire d'un ensemble arbre-roulement-carter. Il paraît maintenant nécessaire de valider expérimentalement les résultats numériques.

Aussi, nous avons choisi de nous intéresser, dans un premier temps, à ce que nous avons appelé la cellule élémentaire d'une machine tournante, à savoir l'ensemble arbre-roulement-carter. Techniquement, ceci s'explique par le fait qu'il est plus aisé de considérer seulement une partie de la machine plutôt que de la machine dans son ensemble, mais aussi parce que l'ensemble choisi est représentatif du chemin que suivent les vibrations qui intéressent les opérateurs en analyse vibratoire.

1. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

1.1. Description

Le dispositif est constitué (Figure IV-1) d'un arbre de longueur 145 mm et de diamètre 25 mm monté sur deux roulements à billes identiques SNR 6205 espacés de 42 mm. Le roulement supérieur est fixé au centre d'une plaque d'aluminium (2024) d'épaisseur 5.96 mm, de largeur 400 mm et de longueur 600 mm, par l'intermédiaire d'un palier en acier. Cette plaque, représentative d'un carter de machine, est encastrée sur son périmètre à l'aide d'un ensemble de 8 barres d'acier rectifiées de section carrée (46 mm de côté). L'ensemble est boulonné, par 38 boulons, sur un bloc de béton armé isolé des vibrations parasites pouvant provenir du sol.

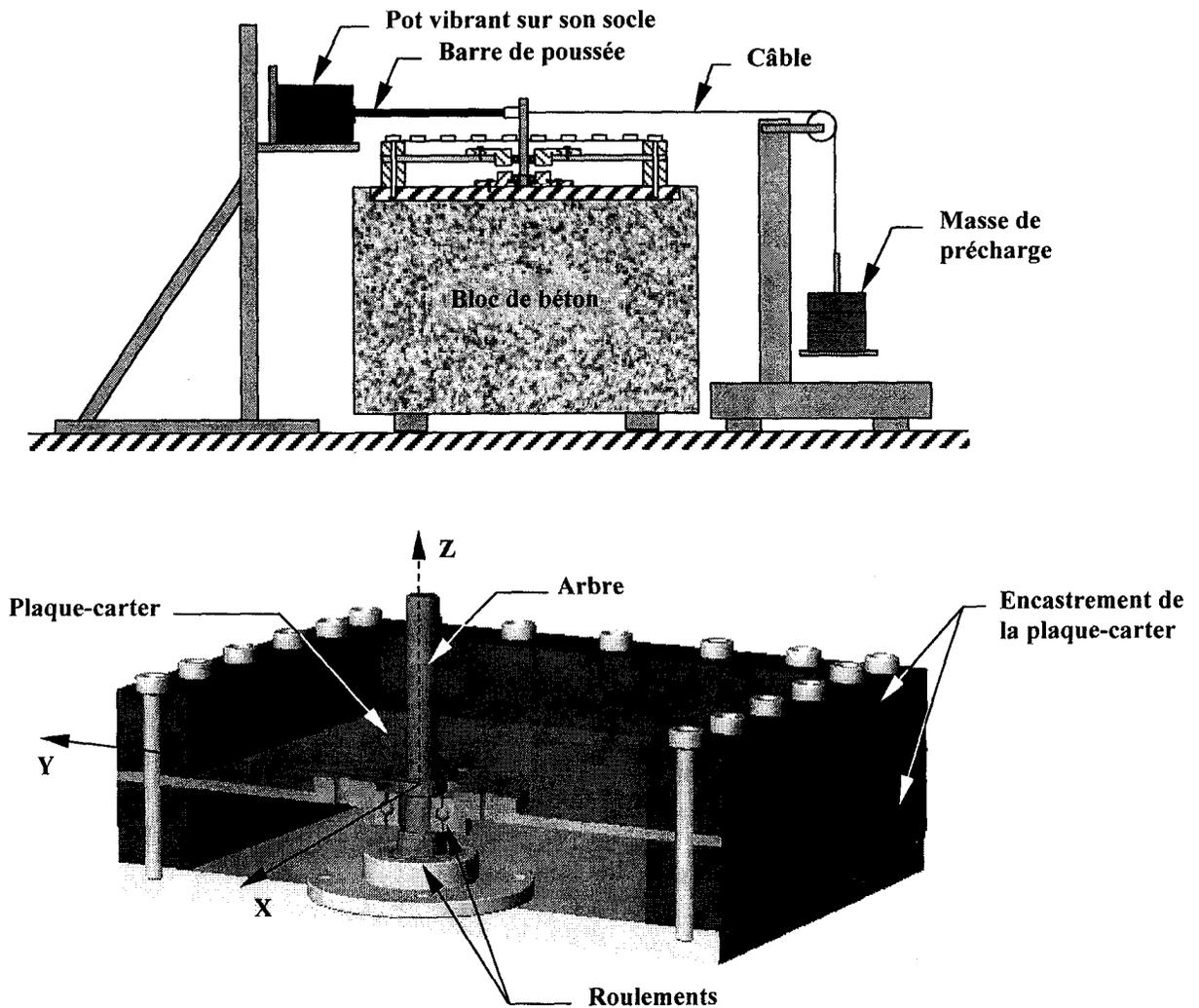


Figure VI-1 : Représentations schématiques partielles du montage de la cellule élémentaire

Comme cela a été déjà précisé au Chapitre II, la matrice de raideur du roulement, pour les faibles vitesses de rotation, n'est pas influencée par la vitesse de rotation des billes. Ceci nous permet de concevoir un dispositif expérimental pour lequel l'arbre ne tourne pas ; il est excité, d'une part, par un pot vibrant reproduisant les vibrations engendrées au niveau de l'arbre et d'autre part, il est préchargé par un système de masses mortes. Un soin tout particulier a été apporté à l'alignement entre l'axe du pot vibrant et le câble de précharge.

Cette précharge permet de charger les éléments roulants (et les pistes) de façon à augmenter la rigidité et d'améliorer globalement le comportement vibratoire du roulement en évitant le comportement chaotique des cages. La valeur de cette précharge est délicate à déterminer car il n'existe pas de règles précises s'appliquant à notre cas. Cependant, en se basant sur une formulation empirique, donnée par le constructeur SNR, la norme de cette

force de précharge (en Newton), pour un roulement à billes, doit être égale à 4 à 8 fois le diamètre de l'arbre (en millimètre). L'arbre faisant 25 mm de diamètre, la force appliquée sur l'extrémité libre de l'arbre devra donc être comprise entre 100 et 200 N. De nombreux essais nous ont conduit à imposer une précharge de 216 N (la masse du plateau support est prise en compte) se situant au maximum de l'écart fixé par SNR. Par ailleurs, les résultats du Chapitre précédent montrent que si nous choisissons une précharge trop faible, nous risquons de nous situer dans la zone la plus fortement non linéaire des coefficients de raideurs (Figure III-8), ce qui est incompatible avec la démarche de résolution numérique que nous avons développée.

L'encastrement du pourtour de la plaque a été réalisé par un ensemble de barres massives en acier, boulonnées sur toute leur longueur, assurant ainsi un encastrement le plus rigide possible. La valeur du couple de serrage a été portée à son maximum (à la limite de l'arrachage des filets) soit 10 N.m. Il faut noter que la valeur de ce couple de serrage a une importance notable sur les caractéristiques dynamiques de la plaque-carter. La Figure IV-2 illustre l'évolution des fréquences de résonance en fonction du couple de serrage.

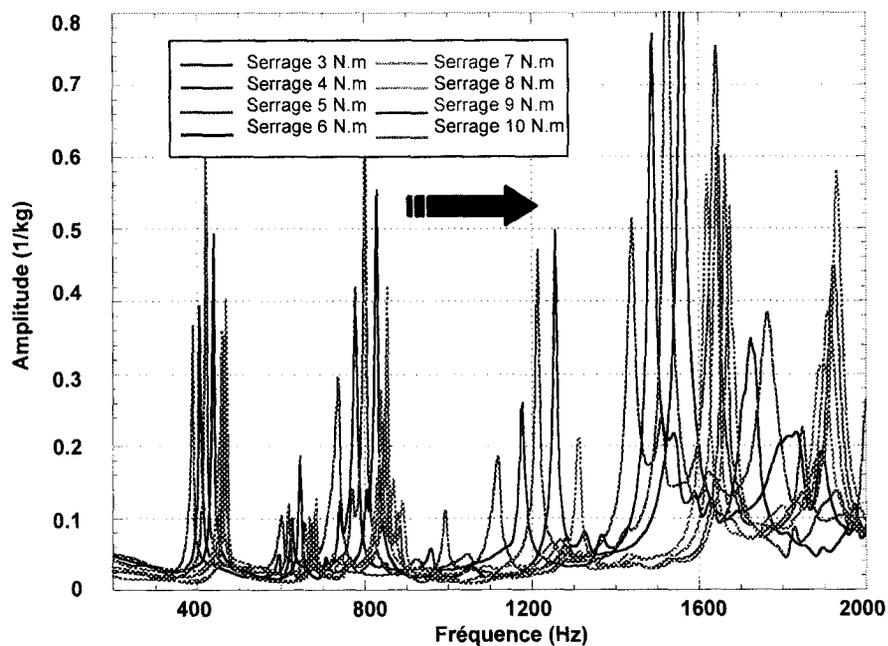


Figure IV-2 : Evolution des fréquences de résonance en fonction du serrage

On constate un décalage constant de l'ensemble des pics de résonance, il n'a ainsi pas été possible, sous peine de détruire les filetages, de déterminer un couple conférant un serrage optimal et donc une stabilisation du déplacement des pics. Ces résultats montrent clairement que même pour un couple de serrage maximal fixé à 10 N.m, nous n'avons pas un encastrement physiquement parfait. La raideur en flexion de la plaque d'alliage d'aluminium

semble trop importante. Ce constat expérimental explique le choix des conditions aux limites prises au Chapitre précédent pour le modèle numérique.

1.2. Conditions expérimentales

De même que pour le couple de serrage des boulons, plusieurs investigations ont été menées dans le but de voir les influences de :

- la précharge,
- la position du roulement par rapport au plan médian de la plaque-carter,
- la variation de direction de précharge (et par la même de l'excitation),
- la présence des systèmes supportant le pot vibrant et le système de précharge sur la dynamique du banc d'essai ainsi constitué.

• Les effets des variations de directions d'excitation et de précharge (les 2 actions restant alignées) sur la dynamique du banc d'essai, se traduisent par de légères différences d'amplitude pour certains modes de déformations (principalement ceux se trouvant dans la direction d'excitation). Toutefois, les variations d'amplitude restent faibles et aucune influence n'a été observée sur l'allure des déformées modales et des fréquences caractéristiques. Nous pouvons alors nous contenter d'exciter le système suivant une direction et considérer ce montage comparable à un système arbre tournant (les effets gyroscopiques et forces centrifuges n'étant de toute façon pas pris en compte dans le modèle élément fini du roulement). Nous avons ainsi choisi, pour des raisons pratiques, d'exciter le système suivant la direction transversale de la plaque (selon l'axe Y).

• Le positionnement du roulement par rapport au plan moyen de la plaque-carter n'affecte que très peu (seulement en amplitude) la transmission des vibrations au travers du roulement. Cette constatation, par ailleurs confirmée par des résultats mis en évidence par le passé [LIN89], nous a permis de placer le roulement de telle sorte que son plan moyen soit confondu avec celui de la plaque-carter.

• L'influence du système de précharge sur la dynamique du banc d'essai a été étudiée en calculant la fréquence fondamentale de résonance du câble porteur :

$$f = \frac{1}{2L} \sqrt{\frac{F}{\rho S}} \quad \text{avec } L : \text{longueur (0.76 m)}$$

F : effort sur le câble (193.2 N)

ρ : masse volumique du câble d'acier (4965.62 kg.m⁻³)

S : section du câble (3.6x10⁻⁶ m²)

Cette fréquence, soit $f \approx 70\text{Hz}$, étant largement en dessous de la plage des fréquences d'étude que nous nous sommes fixées (200-2000Hz), le système de précharge ne viendra donc pas perturber les mesures.

• Enfin, nous avons vérifié que le dispositif d'excitation de l'arbre ne modifiait pas le comportement dynamique de la cellule élémentaire. La Figure IV-3 montre que la réponse vibratoire de la plaque-carter est la même qu'elle soit sollicitée par un pot vibrant (bruit blanc) ou un marteau de choc. Ceci confirme que le système de maintien du pot n'a aucune incidence sur la réponse dynamique de la cellule élémentaire.

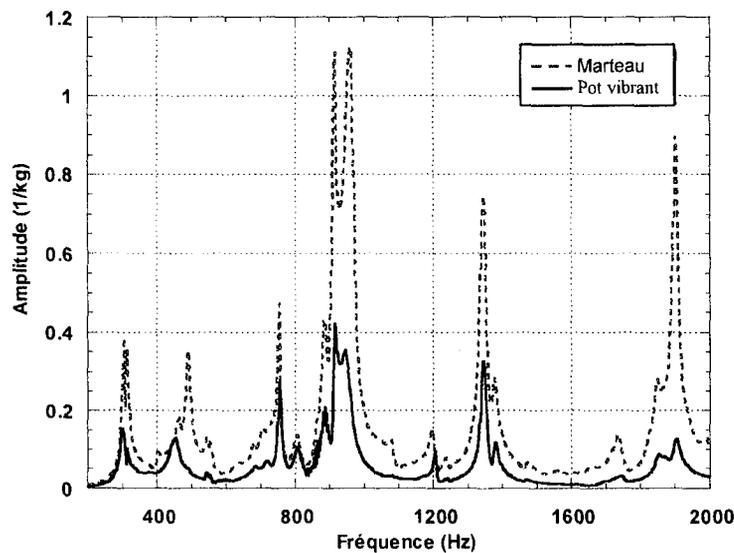


Figure IV-3 : Comparaison des spectres pot vibrant et marteau de choc

En fait, les spectres sont très proches, seules les amplitudes sont différentes, cela est uniquement dû à l'impossibilité de gérer la force d'impact du marteau de choc.

2. LES PARAMETRES DE L'ANALYSE

2.1. Excitation

L'objectif recherché, par le biais du système d'excitations, est de pouvoir exciter l'ensemble des fréquences de résonance de la cellule élémentaire comme pourrait le faire des actionneurs aussi divers que des systèmes d'accouplement, des moteurs ou des engrenages de formes diverses. Il est donc nécessaire de balayer l'ensemble du spectre de fréquences, sur une plage que nous avons choisie de limiter à 2000 Hz. Deux possibilités s'offrent à nous pour exciter la structure : l'emploi d'un marteau de choc qui créera une excitation transitoire ou l'emploi d'un pot vibrant capable de créer une excitation suivant un signal donné.

Les avantages du marteau de choc sont nombreux, simplicité d'utilisation, pas de système d'attache à prévoir (la structure n'est pas modifiée), le choc peut être donné à n'importe quel endroit facilement, mais l'inconvénient majeur est qu'il est très difficile de créer un choc idéal (le plus court possible) et reproductible. L'excitation créée par le pot vibrant peut, quant à elle, facilement être contrôlée aussi bien en fréquence qu'en amplitude et offre ainsi un certain confort expérimental. Il est cependant intéressant de noter que du point de vue théorique, il n'y a pas de différences entre des données collectées à partir d'essais au pot vibrant et au marteau d'impact ; dans la mesure où le signal appliqué par le pot vibrant est comparable, dans son action, à celui réalisé par le marteau. En effet, les signaux qui peuvent générer une excitation par pot vibrant peuvent être dissociés en 4 groupes :

- harmoniques (correspondant au signal de la force et de la réponse d'une structure excitée par une action sinusoïdale),
- périodiques (produites par exemple par une machine à vitesse de rotation constante),
- transitoires (réponse d'une structure excitée par des actions impulsionnelles),
- aléatoires (réponse d'une structure soumise à une excitation de type bruit blanc).

Une excitation de type bruit blanc est la mieux adaptée puisqu'elle permet d'exciter l'ensemble des fréquences de résonance de la structure ; car le spectre devenu discret, ne contient de l'énergie qu'aux fréquences échantillonnées par l'analyse.

Le signal utilisé sera pseudo-aléatoire, c'est à dire aléatoire sur une période de temps donnée (le temps d'acquisition). Le terme d'aléatoire s'applique ici à l'amplitude de la force d'excitation qui, en terme statistique, doit avoir une probabilité de distribution Gaussienne. Le fait d'utiliser un signal pseudo-aléatoire (donc périodique) permet d'éviter les problèmes de

fuites spectrales (déformations des pics mesurés qui deviennent trop larges et trop bas). Ces erreurs peuvent être également minimisées par l'utilisation des fonctions de pondération qui ont pour effet d'atténuer les données en début et en fin d'enregistrement. La meilleure fonction de pondération à utiliser avec des données aléatoires est la fenêtre de Hanning. Dans notre cas, le signal étant pseudo-aléatoire, c'est donc la fenêtre rectangle qui va être préférée pour le signal d'entrée ; c'est à dire une pondération égale à un.

2.2. Les paramètres de mesures

2.2.1. La Fonction de Réponse en Fréquence

La fonction de réponse en fréquence (FRF) va être utilisée pour déterminer les caractéristiques vibratoires de notre système. Exprimée comme le rapport complexe entre le signal de sortie et le signal d'entrée en fonction de la fréquence ω , on la note $H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)}$,

elle va permettre de déterminer les caractéristiques dynamiques de notre banc d'essai.

Nous allons privilégier les mesures d'accélération car elles sont directement proportionnelles aux forces dynamiques induisant le mouvement et elles permettent ainsi de mettre en évidence des phénomènes dont les fréquences sont caractéristiques des défauts générés par des écaillages de roulements, des jeux,

2.2.2. Traitement du signal

L'utilisation d'une FRF et donc du spectre fréquentiel s'appuie sur l'utilisation de l'intégrale de Fourier pour passer du signal temporel au signal fréquentiel. Cet outil mathématique nécessite d'effectuer sur le signal mesuré un certain nombre d'opérations (numérisation, fenêtre de pondération, périodisation) qui modifient le spectre calculé vis à vis du spectre réel. Les écarts peuvent être atténués grâce à l'utilisation de filtres anti-repliements (théorème de Shannon) et à la correction des effets de fenêtrage [MAX87]. Le synoptique de la Figure IV-4 présente les différentes étapes du traitement d'un signal.

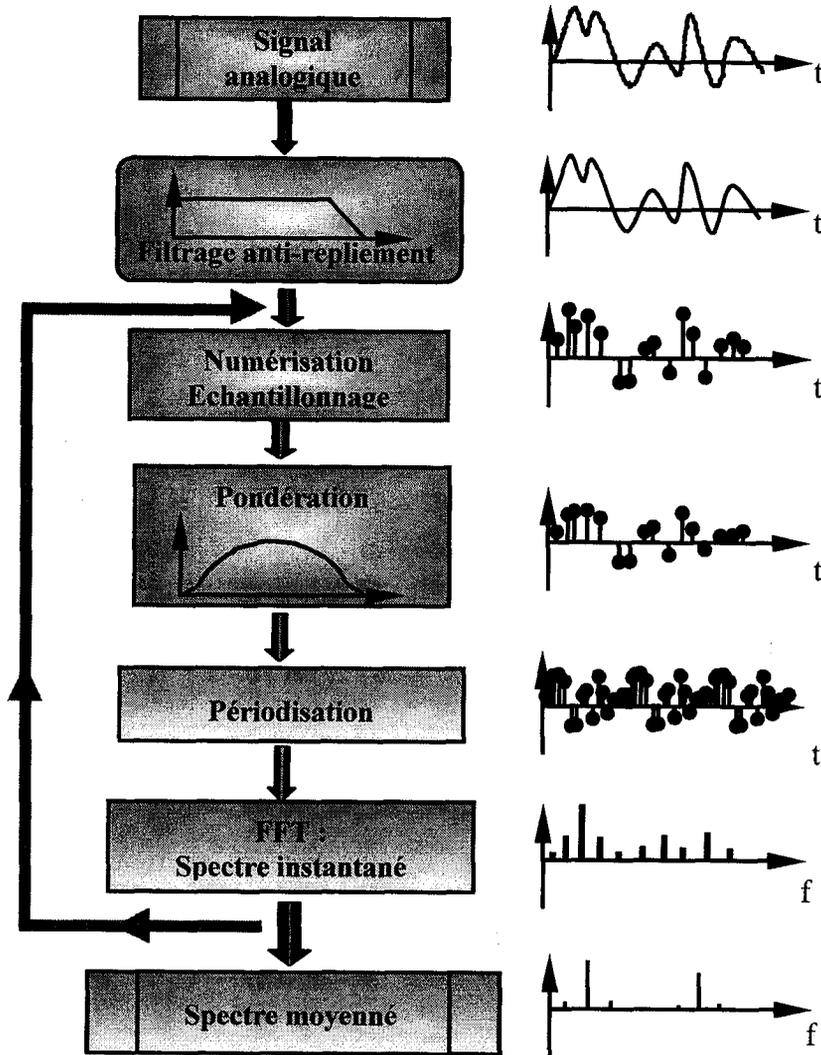


Figure IV-4 : Les différentes étapes du traitement du signal

Le signal, à la sortie du capteur, est tout d'abord numérisé grâce à un convertisseur analogique/numérique à la fréquence d'échantillonnage f_e . Le calcul du spectre s'effectue toujours sur un nombre N d'échantillons, multiple de 2, l'intervalle de temps Δt correspondant au temps d'acquisition d'un bloc de N échantillons, pour le calcul d'un spectre s'écrit donc :

$$\Delta t = \frac{N}{f_e} .$$

L'échantillonnage du signal a pour effet de créer artificiellement, de part et d'autre de la fréquence d'échantillonnage des spectres fictifs identiques au spectre réel (effet comparable à un effet stroboscopique). Le signal n'est plus celui qui constitue le signal d'origine ; on parle alors d'effet de repliement. Pour éviter ce problème de recouvrement entre le spectre réel et les spectres fictifs il faut que la fréquence d'échantillonnage, f_e , corresponde au double de la fréquence la plus élevée, f_m , de la bande de fréquence étudiée. Plus exactement

l'analyseur FFT (Fast Fourier Transform) fixe la fréquence d'échantillonnage à 2.56 fois la fréquence la plus élevée (théorème de Shannon) :

$$f_e = 2.56 \times f_m$$

La transformée de Fourier étant calculée sur une fenêtre de largeur Δt , alors qu'elle devrait l'être théoriquement sur un signal de durée infinie, une fenêtre de pondération est introduite pour réduire les effets d'ondulations de spectres. Enfin, l'élaboration d'un spectre moyenné permet d'éliminer les composantes aléatoires ou « bruit » dont l'amplitude moyenne tend vers zéro.

Les paramètres retenus pour notre étude sont résumés dans le Tableau IV-1. L'ensemble de ces paramètres vont permettre de programmer la carte d'acquisition par l'intermédiaire du logiciel Spectral® [STAC93].

Paramètres	Désignation	Valeur
Nombre de lignes	L	1600
Nombre d'échantillons donnés	$N = 2.56 \times L$	4096
Gamme d'analyse en fréquence	f_g	0 Hz - 2000 Hz
Fréquence max.	f_m	2000 Hz
Fréquence d'échantillonnage	$f_e = 2.56 \times f_m$	5120 Hz
Fréquence de résolution	$\Delta f = f_m / L$	1.25 Hz
Temps d'acquisition	$\Delta t = N \times 1 / (2.56 \times f_m)$	78 ms
Moyennage	Mode moyennage linéaire 100 coups	
Fenêtrage	<ul style="list-style-type: none"> • Fenêtre Hanning pour la sortie • Fenêtre rectangle pour la force 	

Tableau IV-1 : Paramètres de réglages du logiciel de la carte d'acquisition

2.2.3. La chaîne de mesures

La chaîne de mesures (Figure IV-5) est constituée d'une carte d'acquisition multivoie, d'un amplificateur de puissance, d'un générateur de signal pour produire le signal d'excitation, d'un capteur de force ainsi que de plusieurs accéléromètres.

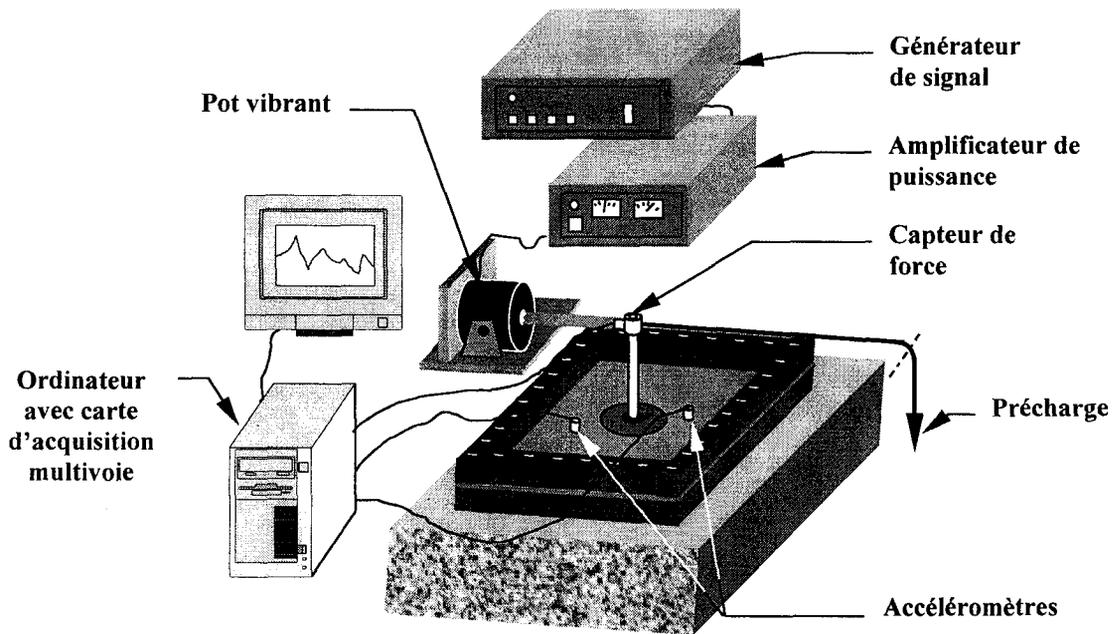


Figure IV-5 : La chaîne de mesures utilisée

2.3. Les outils d'analyse

Seuls les développements des outils de l'analyse modale utilisés dans ce chapitre pour la validation du modèle numérique, vont être développés. Il s'agit des outils Mode Shape Summation Plot et matrice des résidus. Le logiciel d'analyse modale utilisé est également présenté.

2.3.1 Mode Shape Summation Plot (MSSP)

Le MSSP correspond à une représentation sous forme d'histogrammes de l'ensemble des modes relativement à l'ensemble des degrés de liberté. Chaque barre de cet histogramme, correspondant aux degrés de liberté, est créée en sommant les composantes des déformées correspondantes pour tous les modes concernés. En créant ainsi une somme d'amplitudes de déformée, la contribution de chaque mode relativement aux degrés de liberté est préservée et il devient possible d'identifier clairement la répartition énergétique sur chaque ddl.

La Figure IV-6 présente un exemple de l'utilisation du MSSP pour visualiser la contribution de chaque ddl sur les 2 premières fréquences propres d'une barre [LMS97].

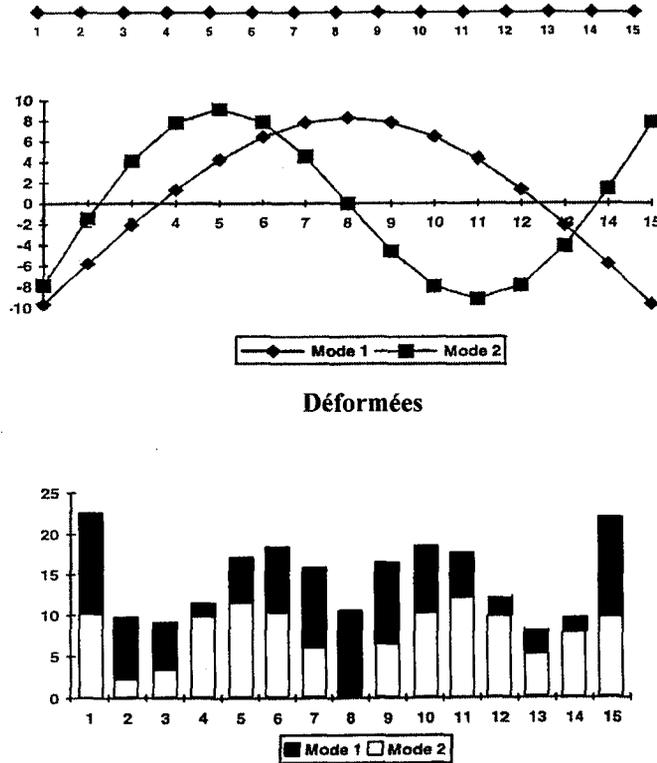


Figure IV-6 : Utilisation du MSSP sur un exemple simple [LMS97]

2.3.2. Matrice des résidus

Comme nous l'avons vu précédemment, les signaux expérimentaux qui vont être exploités, aussi bien pour la validation de l'élément roulement que pour la détermination des zones de défauts, seront des Fonctions de Réponses en Fréquences ou FRF.

Avant de définir mathématiquement ces FRF, il convient de définir tout d'abord la notion de fonction de transfert $H(s)$ à partir du domaine de Laplace. L'équation du mouvement (III-1) du Chapitre III peut être décomposée par la transformation de Laplace qui permet de convertir des équations différentielles en équations algébriques plus faciles à manipuler. On peut ainsi exprimer la relation (III-1) telle que :

$$[H(s)] \{X(s)\} = \{F(s)\} \Rightarrow [H(s)] = \frac{\{X(s)\}}{\{F(s)\}} \quad (IV-1)$$

avec

$$[H(s)] = \frac{1}{[M]s^2 + [C]s + [K]} = \frac{[A]}{(s - s_1)} + \frac{[A^*]}{(s - s_1^*)} \quad (IV-2)$$

où s_1 et s_1^* sont les racines caractéristiques appelées aussi pôles de la fonction de transfert $H(s)$ (voir Annexe E). A et A^* correspondant à des quantités complexes conjuguées appelées

3. VALIDATION EXPERIMENTALE DU MODELE EF

3.1. Préambule

La comparaison des données numériques et expérimentales fait toujours l'objet de nombreux travaux [AVIT92]. Il existe plusieurs niveaux de validation, chacun étant tributaire de la précision que l'on souhaite atteindre, du cadre dans lequel sont faites les manipulations (atelier, laboratoire...) et du soin apporté au modèle numérique. Ces degrés de validation peuvent avoir pour objectifs d'obtenir un modèle qui [MAIA97] :

- i. reproduise exactement toutes les propriétés modales mesurées (fréquences naturelles, amplitude des déformées modales),
- ii. reproduise toutes les propriétés des FRF mesurées (aussi bien pour les modes identifiés que pour ceux qui ne le sont pas),
- iii. soit capable de reproduire toutes les mesures faites en FRF et/ou les propriétés modales (même pour les points non inclus dans le modèle modal),
- iv. possède l'ensemble des masses, raideurs et amortissement correct et qui soit capable de reproduire toutes les propriétés dynamiques en incluant celles qui n'ont pas été étudiées.

L'objectif de la validation qui nous préoccupe ne se situe pas au niveau 4, mais a pour ambition de montrer la cohérence et la justesse des hypothèses émises pour la modélisation de l'élément roulement à billes.

3.2. Ensemble plaque-carter et palier

Dans un premier temps, il nous a semblé plus rigoureux, de valider d'une part la modélisation de la plaque-carter seule et d'autre part l'ensemble plaque-carter + palier sans le roulement ni l'arbre.

3.2.1. Analyse modale de la plaque-carter seule

La plaque-carter a été étudiée seule en mode libre-libre, l'excitation étant réalisée grâce à un marteau de choc (Figure IV-8). La réalisation de la condition dite libre-libre ne pose pas de problèmes si l'on prend soin de suspendre la structure au moyen d'un flexible suffisamment souple pour ne pas modifier les fréquences de résonance de la structure.

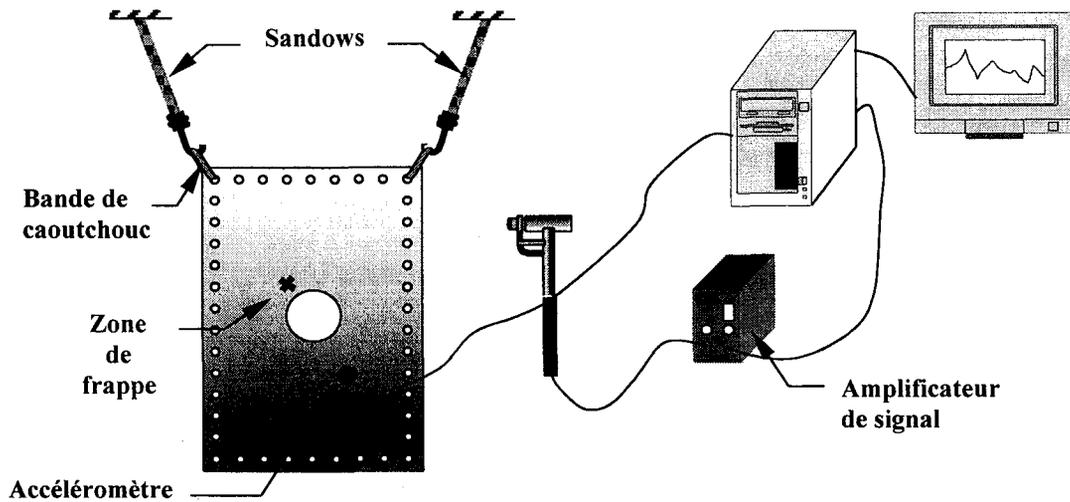


Figure IV-8 : Montage de la plaque-carter en libre-libre

Le logiciel d'analyse modale nous a permis d'extraire les premières fréquences de résonance de la plaque-carter à partir de plusieurs dizaines de mesures réalisées en différents points. Le Tableau IV-2 récapitule les fréquences de résonance mesurées et calculées.

Mode	Fréquence expérimentale (Hz)	Fréquence numérique (Hz)	Ecart relatif (%)
7	78	80	2.56
8	86	86	0.00
9	187	190	1.60
10	198	202	2.02
11	232	239	3.02
12	270	280	3.70
13	386	367	4.92
14	392	404	3.06
15	484	504	4.13

Tableau IV-2: Comparaison entre les fréquences expérimentales et numériques (plaque seule)

On remarque que l'écart relatif entre les fréquences mesurées et calculées reste inférieur à 5%, ce qui valide les paramètres numériques choisis pour la modélisation de la plaque-carter, c'est à dire le choix des éléments de plaque (S4r5) ainsi que les caractéristiques géométriques et mécaniques de la plaque-carter (module d'Young, épaisseur, densité...).

3.2.2. Prise en compte du palier

Nous nous sommes ensuite intéressés à la validation de l'ensemble plaque-carter + palier, dans les conditions réelles d'encastrement, c'est à dire monté avec le système de barres, sur le bloc de béton. L'objectif est ici double : prendre en compte le palier (par sa masse et sa raideur), mais également déterminer les conditions aux limites les plus appropriées pour représenter l'encastrement réel et ses imperfections.

Pour ce qui concerne le palier, une discrétisation fine de la surface couverte par celui-ci a été réalisée pour permettre de disposer d'un ensemble de masses ponctuelles, à l'emplacement des nœuds, dont la somme représente la masse réelle du palier. Ces masses ont été réparties de façon à être plus importantes au bord de l'alésage, là où la densité massique du palier est plus grande (Figure IV-9).

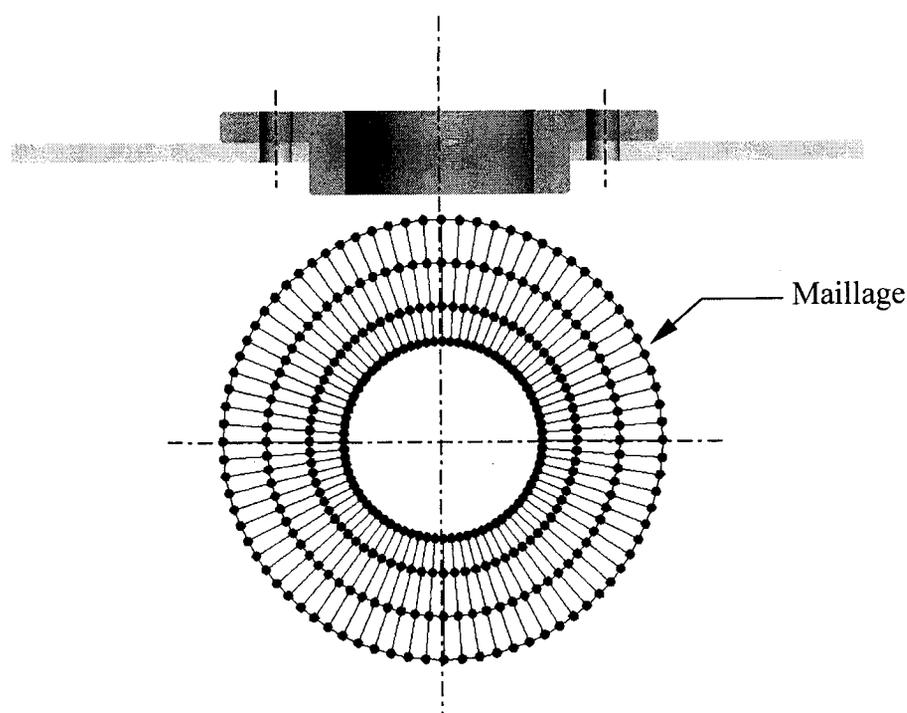


Figure IV-9 : Prise en compte du palier

La raideur intrinsèque du palier sur la plaque-carter a été également déterminée, par une succession de calculs qui nous ont amenés à imposer, sur cette zone, un module d'Young équivalent de 500 MPa. Ce module d'Young n'a, bien sûr, aucune réalité physique, mais permet d'obtenir au droit du palier une rigidité locale en flexion équivalente à la réalité expérimentale.

Pour ce qui concerne les conditions aux limites, elles ont été adaptées afin que les fréquences mesurées soient en accord avec celles calculées. La configuration retenue (voir Chapitre III) conduit aux fréquences calculées récapitulées dans le Tableau IV-3.

Mode	Fréquence expérimentale (Hz)	Fréquence numérique (Hz)	Ecart relatif (%)
1	276	266	3.62
2	488	510	4.50
3	750	800	6.66
4	886	857	3.27
5	1100	1180	7.27
6	1212	1198	1.55
7	1326	1384	4.37
8	1717	1811	5.47
9	1858	1874	0.86
10	1897	1901	0.22

Tableau IV-3 : Comparaison entre les fréquences expérimentales et numériques (plaque-carter + palier encastrés)

Les valeurs faibles des écarts relatifs, inférieurs à 7 %, valident les choix faits pour la prise en compte du palier et de l'encastrement.

3.3. La cellule élémentaire entière

3.3.1. Préambule

Expérimentalement, la plaque-carter a été quadrillée de la même manière que le maillage élément fini pour pouvoir comparer les FRF aux nœuds et points correspondants. Ainsi, 24 points de mesures ont été sélectionnés pour pouvoir bénéficier d'une large couverture de la surface de la plaque. Ces points de mesures sont représentés à la Figure IV-10.

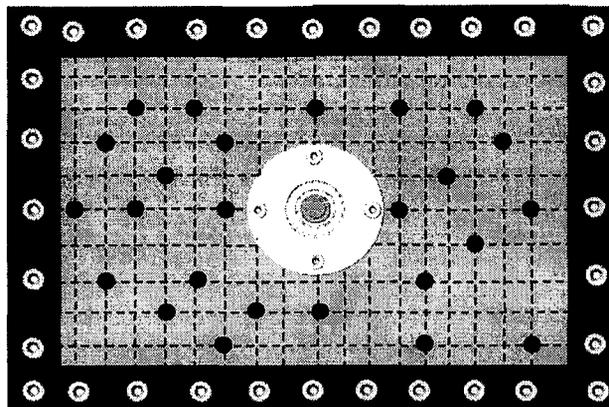


Figure IV-10 : Position des points de mesures

Une première campagne d'essais a d'abord permis de s'assurer de la reproductibilité des mesures en comparant les spectres avant et après démontage complet du système. La Figure IV-11 montre un exemple de mesure pris au point n°552. On constate une concordance parfaite entre les deux spectres, hormis peut être un léger décalage en amplitude.

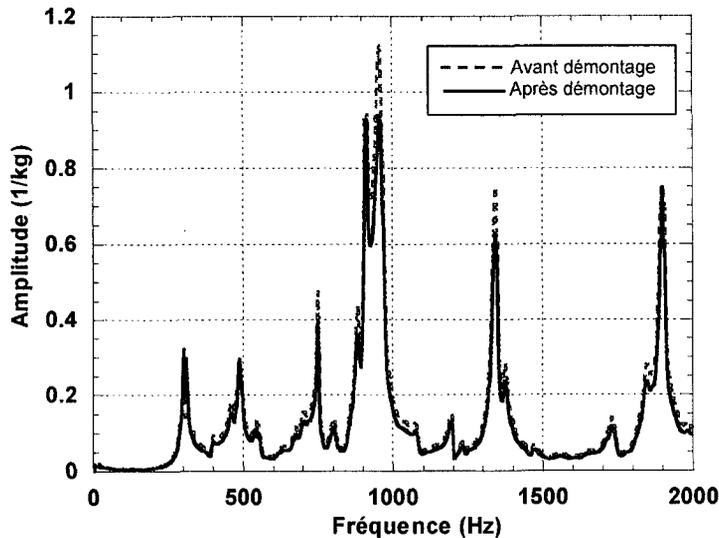


Figure IV-11. Reproductibilité des essais

La reproductibilité des mesures étant assurée, une moyenne de 20 acquisitions par point a permis de déterminer une FRF caractéristique pour chacun des 24 points de mesures. Grâce au logiciel ME'scope et à son module de linéarisation, il a été possible d'extraire les fréquences propres sur ces spectres moyennés, pour donner une représentation du comportement modal global de la cellule élémentaire.

3.3.2. Les différentes étapes de la comparaison numérique-expérimental

Une première comparaison, effectuée d'un point de vue fréquentiel, montre une très bonne corrélation entre les spectres calculés et les spectres expérimentaux, et ce, sur pratiquement l'ensemble des 24 points de mesures (Figure IV-10). Les spectres des points se trouvant près des barres d'encastrement montrent une moins bonne adéquation avec les spectres numériques ; les mesures étant en effet perturbées par la présence de ces barres.

On remarque par ailleurs, la présence de petits pics supplémentaires sur le graphe expérimental. La simple comparaison fréquentielle ne permet pas dans ce cas, de faire autre chose que ce simple constat. Par contre l'analyse modale va nous permettre, d'une part de s'assurer de la bonne adéquation des pics qui semblent correspondre, mais aussi d'émettre des

hypothèses sur la présence de ces pics supplémentaires en comparant cette fois-ci les déformées de la plaque-carter.

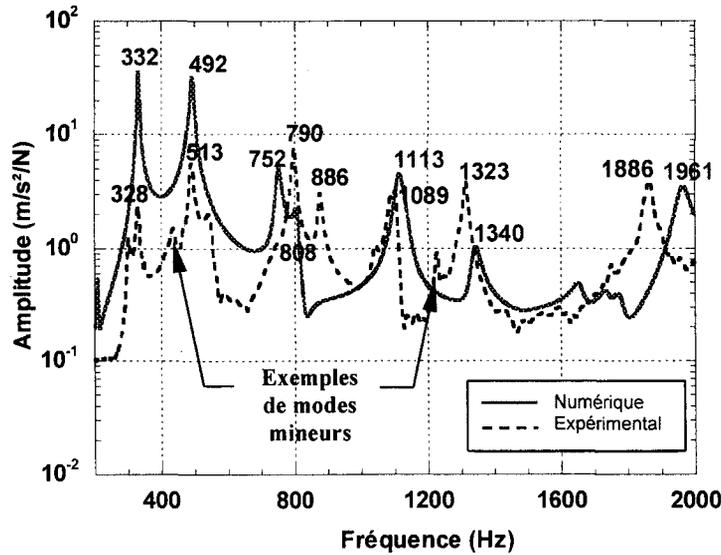


Figure IV-12 : Comparaison numérique-expérimental

Le Tableau IV-4 présente l'écart relatif entre les fréquences mesurées et les fréquences calculées. On remarque que cet écart reste très faible, malgré la valeur la plus élevée (inférieure à 9 %).

Fréquence expérimentale (Hz)	Fréquence numérique (Hz)	Ecart relatif (%)
328	332	1.22
513	492	1.09
790	752	4.81
886	808	8.80
1089	1113	2.20
1323	1340	1.28
1886	1961	3.97

Tableau IV-4 : Comparaison entre les fréquences expérimentales et numériques (cellule élémentaire complète)

Le Tableau IV-5 permet de comparer les déformées numériques et expérimentales sur deux exemples. On s'aperçoit, et cela est valable pour les 8 pics émergents du graphe, que les déformées correspondent exactement les unes avec les autres. Les zones rouges correspondant

à un déplacement positif maximal suivant l'axe Z, et les zones bleues à un déplacement négatif maximal.

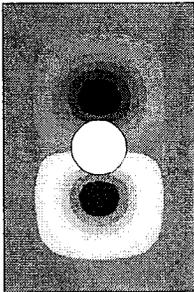
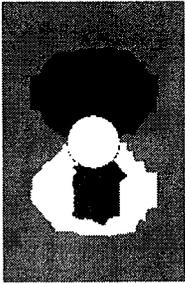
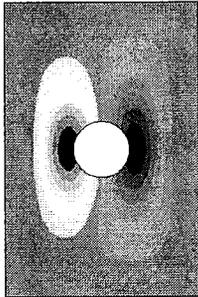
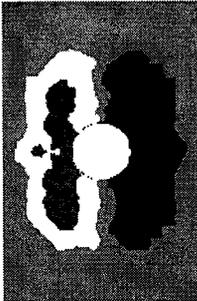
	Eléments Finis	Analyse modale expérimentale
MODE 2-1	 <p>492 Hz</p>	 <p>513 Hz</p>
MODE 2-2	 <p>752 Hz</p>	 <p>790 Hz</p>

Tableau IV-5 : Isovaleurs en accélération suivant l'axe des Z

D'autre part, s'agissant des petits pics expérimentaux, visibles à la Figure IV-12, qui n'ont pas de correspondance numérique, on s'aperçoit qu'ils précèdent tous un pic majeur. L'étude des isolaveurs montre que ces petits pics sont en fait des modes mineurs des grands, c'est à dire que les déformées associées aux fréquences en question montrent que la plaque-carter subit, pour ces fréquences, des déformations identiques mais d'amplitudes très inférieures aux pics plus importants qui les suivent. Deux exemples sont présentés, dans le Tableau IV-6 suivant, pour les pics mineurs à 425 Hz et 1209 Hz et les pics majeurs correspondant à 513 Hz et 1323 Hz.

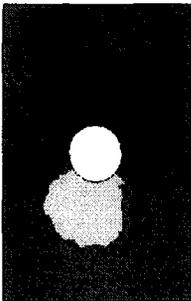
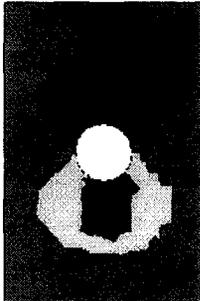
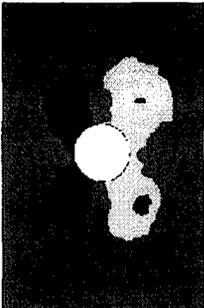
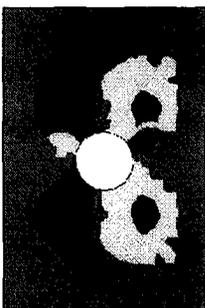
	Modes mineurs	Modes majeurs
1 ^{er} cas	 <p>425 Hz</p>	 <p>513 Hz</p>
2 ^{ème} cas	 <p>1290 Hz</p>	 <p>1323 Hz</p>

Tableau IV-6 : Exemple de modes mineurs et de modes majeurs

On observe que le mode mineur correspond bien à un début de formation du mode majeur ; ils ne constituent donc pas des modes propres à part entière.

4. RECHERCHE DU POINT OPTIMAL DE MESURE

La détermination de la zone la plus sensible sur la plaque carter du banc d'essai va être évaluée à partir de la détermination des vecteurs propres, grâce au MSSP et aux propriétés de la matrice des résidus (voir §2.3.1). Cette analyse a pour principal intérêt de tester les programmes de calcul que nous avons développés, sur un cas simple. En effet, la géométrie basique de la plaque-carter laisse penser que les zones les plus sollicitées seront distribuées symétriquement par rapport au centre de la plaque en restant éloignées des barres, ce qui permettra d'apprécier la validité des programmes et de la démarche.

Le MSSP met en évidence plusieurs nœuds situés autour du roulement (Figure IV-13).

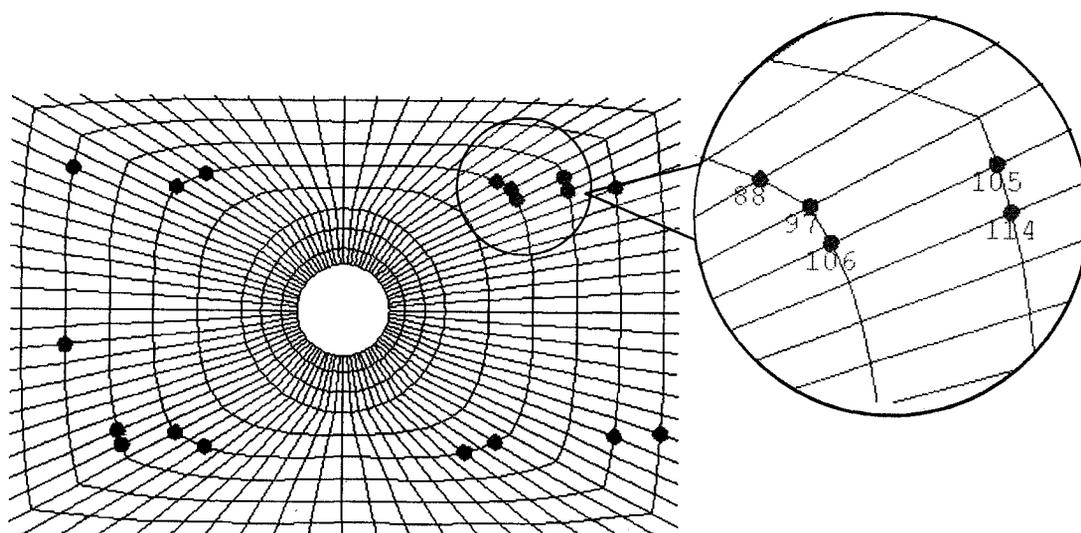


Figure IV-13 : Nœuds les plus sollicités d'après le calcul MSSP

En effet, l'histogramme correspondant, réduit aux dix nœuds les plus influents, à 3 modes et à la direction Z orthogonale à la plaque (Figure IV-14), indique que les nœuds 88 et 114 sont les plus sollicités. On remarque que les cinq valeurs les plus importantes correspondent à la même zone. De plus les nœuds suivants semblent indiquer, comme l'on pouvait s'y attendre, la présence de zones, symétriques, par rapport au centre de la plaque-carter.

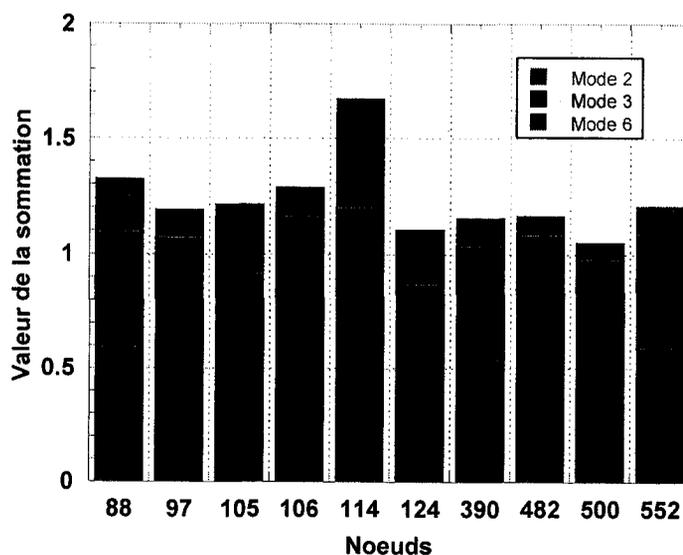


Figure IV-14 : Histogramme du MSSP

Le calcul de la matrice des résidus met en avant un certain nombre de points en considérant là aussi, l'ensemble des modes de résonance de la structure pour la direction Z. Le programme recherche (voir §2.3.2) pour chaque degré de liberté d'excitation envisageable (les colonnes de la matrice) le point de mesure idéal qui donne le plus grand résidu (les lignes

de la matrice). La Figure IV-15 nous permet de visualiser la distribution de ces points sur le maillage de la plaque-carter, on peut s'apercevoir que la distribution proposée est pratiquement identique à celle donnée par le MSSP.

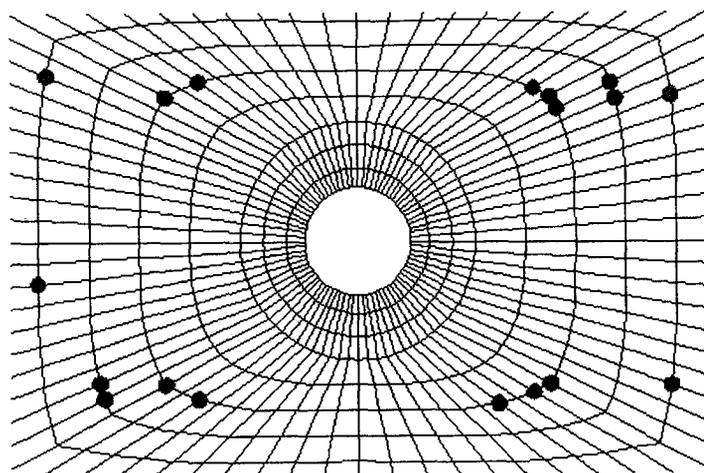


Figure IV-18 : Nœuds les plus sollicités selon le critère de la matrice des résidus

Ainsi, la zone la plus sollicitée correspond à une zone située à peu près au milieu de la partie droite de la plaque-carter et légèrement décalée à droite de l'alésage. Si l'on observe les déformées expérimentales présentées aux Tableau IV-5 et IV-6 on constate que cette répartition est cohérente.

5. CONCLUSION DU CHAPITRE IV

Le banc d'expérimentation conçu et réalisé pour reproduire une cellule élémentaire de machine tournante a permis de valider les résultats numériques issus du calcul élément fini. La comparaison des Fonctions de Réponse en Fréquence relevées en différentes positions sur la plaque-carter avec celles calculées, a en effet mis en évidence la validité de notre modèle.

En outre, il a été possible de mettre en avant, grâce au modèle numérique, une zone plus sensible à la sollicitation qui va pouvoir être directement exploitée par l'opérateur pour le positionnement du capteur de mesure.

Nous allons maintenant appliquer la démarche et l'ensemble des modèles utilisés au cas d'une véritable machine tournante, avec une géométrie beaucoup plus complexe et répondre à la question du positionnement du capteur d'une manière plus industrielle.

CHAPITRE V

Application industrielle

La démarche numérique ayant été validée, il paraît indispensable de l'appliquer à une machine industrielle courante, plus complexe de part sa géométrie et son fonctionnement, afin de mettre en évidence les réels apports de la technique proposée vis à vis des impératifs de la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire.

Ce chapitre va ainsi passer en revue les différentes étapes inhérentes à la mise en place de la démarche sur une machine tournante courante : un touret à meuler.

1. LE TOURET A MEULER

1.1. Description

Le touret à meuler est présent dans tous les ateliers ; il permet l'affûtage des outils coupants (Figure V-1).

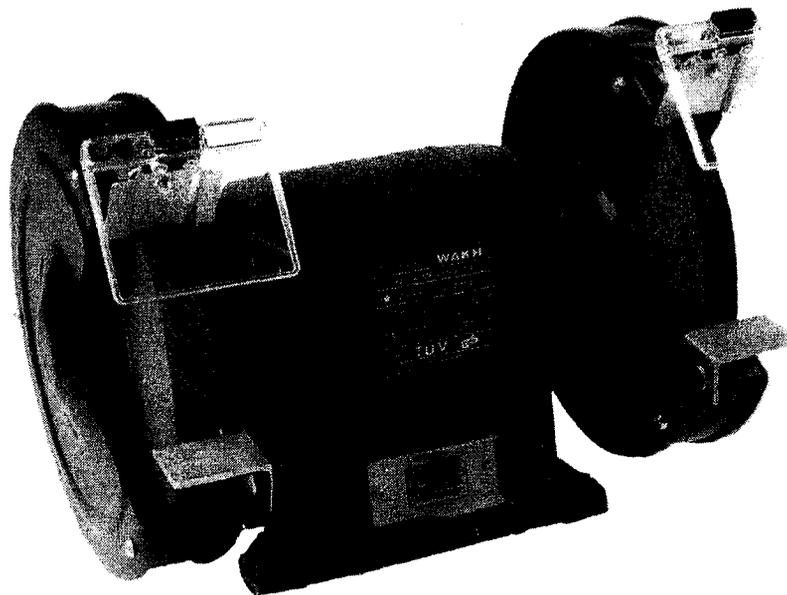


Figure V-1 : Le touret à meuler

Du point de vue cinématique, le touret est constitué d'un arbre-rotor entraînant les meules. L'arbre est supporté par deux roulements à billes 6203 SNR. Ces deux roulements sont logés dans des flasques en alliage d'aluminium espacés par une tôle d'acier, constituant le carter-central du touret (Figure V-2).

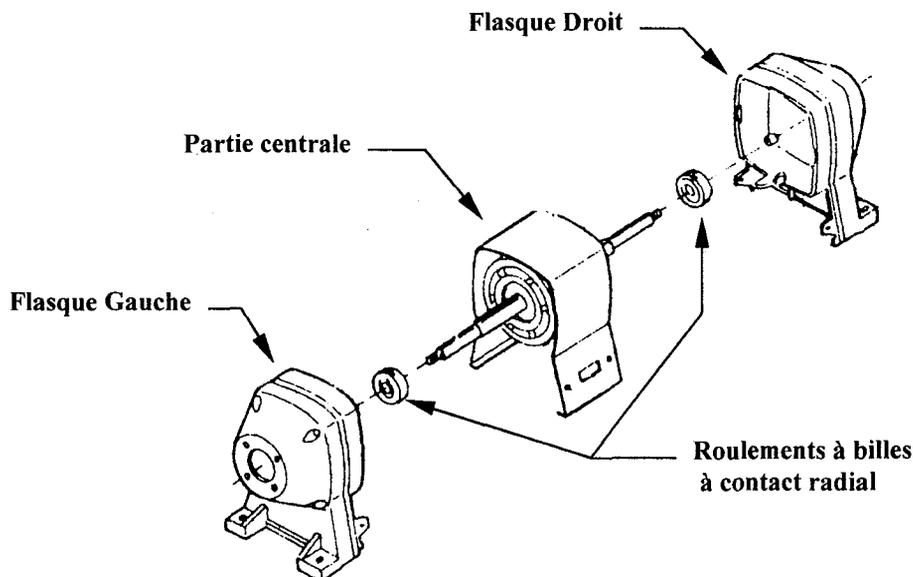


Figure V-2 : Les différents composants du touret

Globalement, la configuration cinématique du touret à meuler reprend celle de la cellule élémentaire, à savoir, un arbre sollicité à ses extrémités et maintenu par deux roulements à billes à contact radial.

1.2. Etude géométrique du roulement 6203 SNR

De même que pour les roulements 6205 de la cellule élémentaire, les cotes d_i , d_o , r_i et r_e du roulement 6203 ont été mesurées à l'aide de la machine tridimensionnelle. Le Tableau V-1 résume les dimensions principales du roulement 6203.

Roulement 6203 SNR		
$A_0 = 0.333 \text{ mm}$	$r_i = 3.526 \text{ mm}$	$d_o = 35.251 \text{ mm}$
$r_L = 0.022 \text{ mm}$	$r_e = 3.560 \text{ mm}$	$R_m = 14.263 \text{ mm}$
$r_p = 14.410 \text{ mm}$	$z_p = 0$	$K_H = 8.604 \times 10^9 \text{ N.m}^{-3/2}$
$r_j = 14.429 \text{ mm}$	$d_i = 21.735 \text{ mm}$	$D_w = 6.747 \text{ mm}$

Tableau V-1 : Caractéristiques du roulement 6203

2. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI

La configuration utilisée pour la cellule élémentaire du chapitre précédent, a été adaptée, afin d'une part de pouvoir mener une analyse modale sur le touret de façon à valider le modèle élément fini, et d'autre part de pouvoir positionner le touret dans des conditions proches de l'utilisation en atelier (Figure V-2).

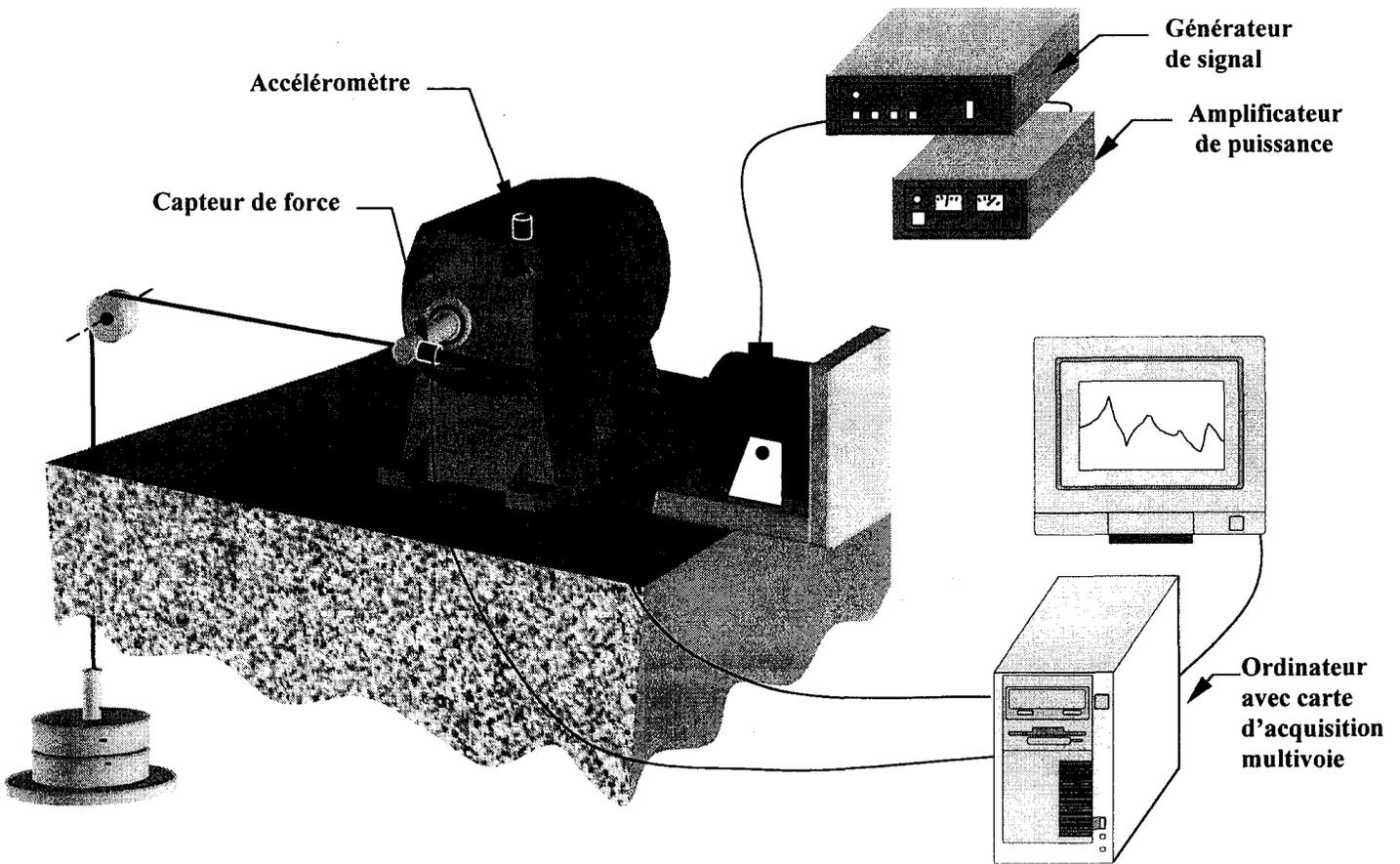


Figure V-2 : Configuration du banc d'essai

Comme pour la cellule élémentaire, l'excitation est réalisée à l'aide d'un pot vibrant. En effet, pour pouvoir exciter l'ensemble des fréquences de résonance de l'appareil, l'action du moteur tournant à une fréquence donnée et excitant, par la même, la structure à cette même fréquence, n'est pas suffisante pour extraire l'ensemble des modes. C'est pourquoi nous avons eu recours au pot vibrant. Ainsi, l'arbre du touret est relié, par l'intermédiaire d'un manchon et d'une barre de poussée au pot vibrant d'une part, et au système de précharge d'autre part (Figure V-3). Ce système de précharge est identique dans

son principe et dans son action à celui utilisé pour la cellule élémentaire. Le diamètre de l'arbre nous a conduit à prendre une précharge de 124 N.

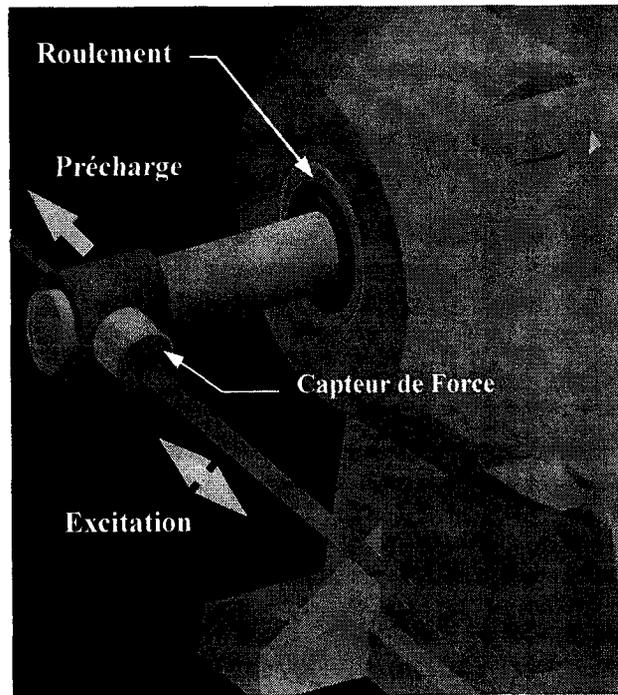


Figure V-3 : Dispositif d'excitation du touret

Le paramétrage permettant de programmer la carte d'acquisition est, quant à lui, pratiquement identique à celui de la cellule élémentaire.

3. GEOMETRIE ET MODELE ELEMENT FINI

3.1. D.A.O. du touret

Avant de penser à réaliser des calculs éléments finis sur le touret, il faut disposer du fichier D.A.O. de la structure. Ces fichiers ont été créés grâce aux logiciels AutoCAD 13[®] et Autosurf[®] [AUTO95]. Il s'est avéré que la représentation des flasques a été beaucoup plus difficile que prévu à cause de la complexité des surfaces intérieures et extérieures (Figure V-4). Il a notamment été nécessaire de mesurer au préalable, à l'aide d'une machine à mesurer tridimensionnelle, l'ensemble des dimensions utiles à la réalisation du dessin.

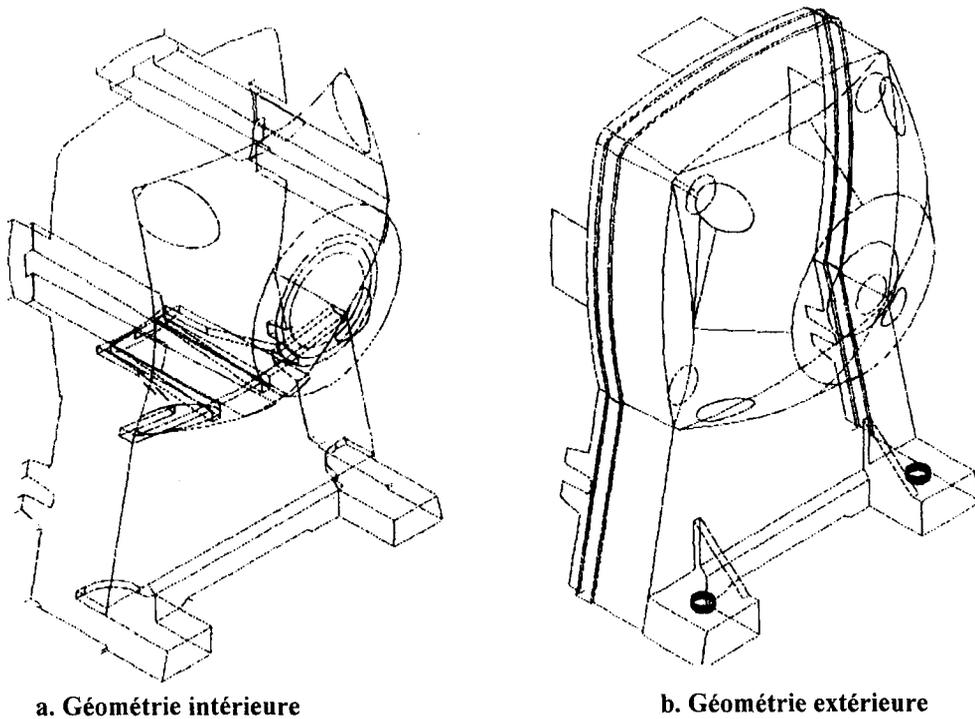


Figure V-4 : Dessins DAO d'un flasque du touret à meuler

Par ailleurs, pour pouvoir mailler le touret avec des éléments coques nous devons disposer de la géométrie représentant la surface moyenne. C'est pourquoi nous avons dû réaliser d'une part la surface intérieure du touret et d'autre part la surface extérieure.

3.2. Maillage de la structure

Le fichier DAO du touret a ensuite été intégré dans le logiciel Cosmos/m[®] [COSM98], qui nous a en fait servi de pré-processeur pour la réalisation du maillage. Les flasques ainsi que la partie centrale ont été maillés avec des éléments coques (Figure V-5).

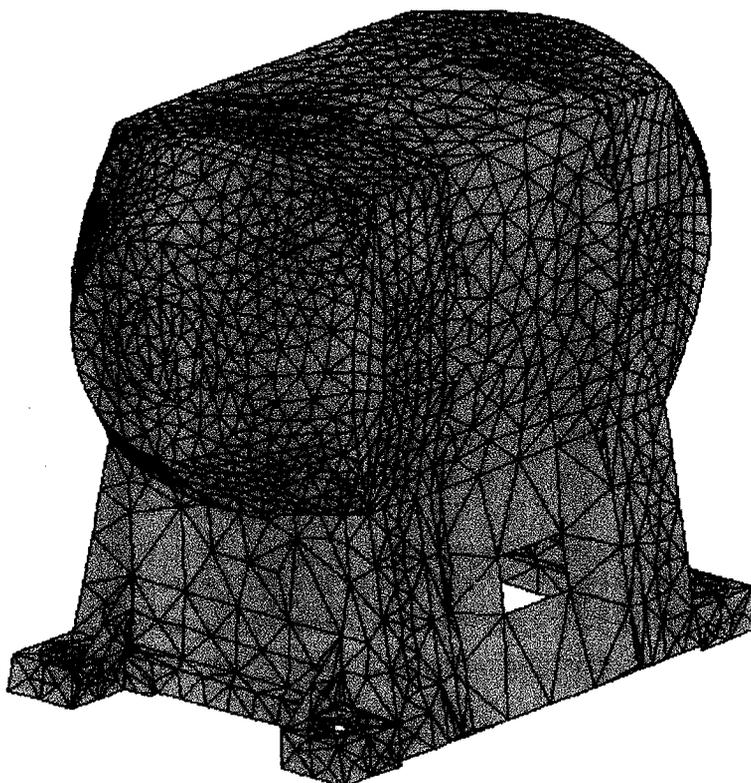


Figure V-5 : Maillage réalisé sur le touret

Les épaisseurs liées aux différentes parties du touret n'étant pas constantes, nous avons découpé le touret en plusieurs zones regroupant des ensembles d'éléments d'épaisseur égales (Figure V-6). Au final, le modèle comporte 5735 éléments pour 3492 nœuds, soit près de 19000 ddl.

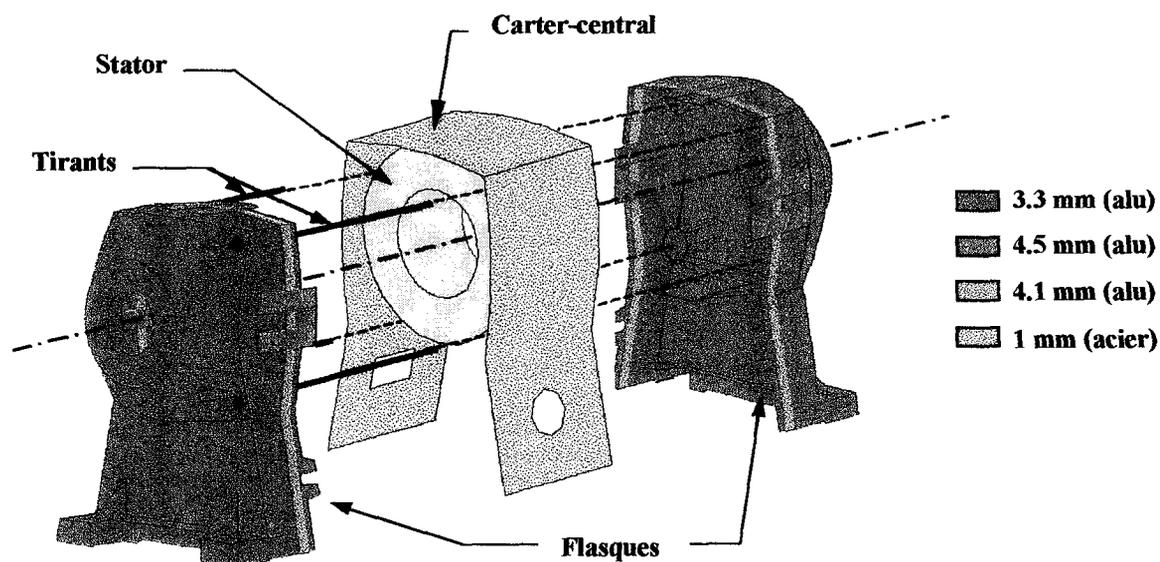


Figure V-6 : Répartition des épaisseurs sur le touret à meuler

Les deux flasques sont en alliage d'aluminium alors que le carter-central est en acier. Ces flasques sont tenus écartés par l'intermédiaire du stator qui joue également un rôle d'entretoise. Ce stator, qui s'apparente à un cylindre creux d'épaisseur 20 mm (de longueur 110 mm pour un diamètre extérieur de 190 mm), a été maillé à l'aide d'éléments solides. La masse importante (2.5 kg) du stator, par rapport à celle du carter (222.3 g) et des flasques (\approx 440 g pièce) doit nécessairement être prise en compte dans les calculs dynamiques. Des tirants permettent de solidariser l'ensemble.

3.3. Modèle du roulement

L'élément fini roulement que nous avons présenté dans les chapitres précédent a été réutilisé en adaptant les programmes aux dimensions du roulement 6203 et aux caractéristiques du montage (distance entre les roulements, diamètre d'arbre, ...). La configuration en quatre « branches » de notre élément roulement va permettre la connexion des logements du roulement à l'arbre du rotor (Figure V-7).

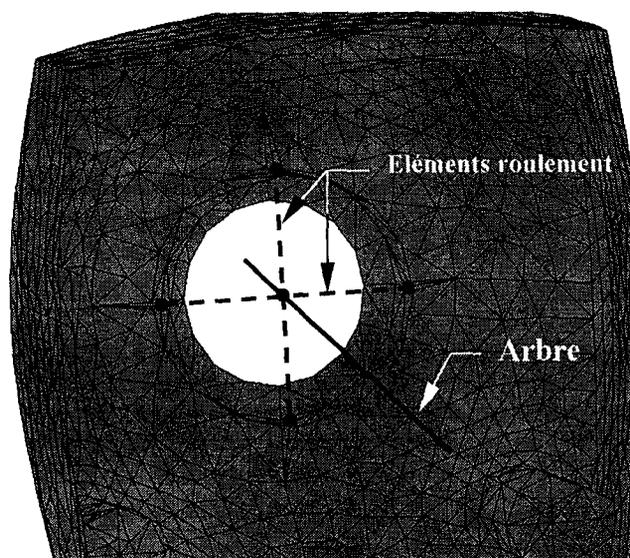


Figure V-7 : Modélisation des roulements à billes

3.4. Conditions aux limites

Les conditions aux limites ont été imposées pour respecter au mieux la fixation du touret. Il est en effet bridé par le socle à l'aide de vis au niveau des 4 pieds (Figure V-8).

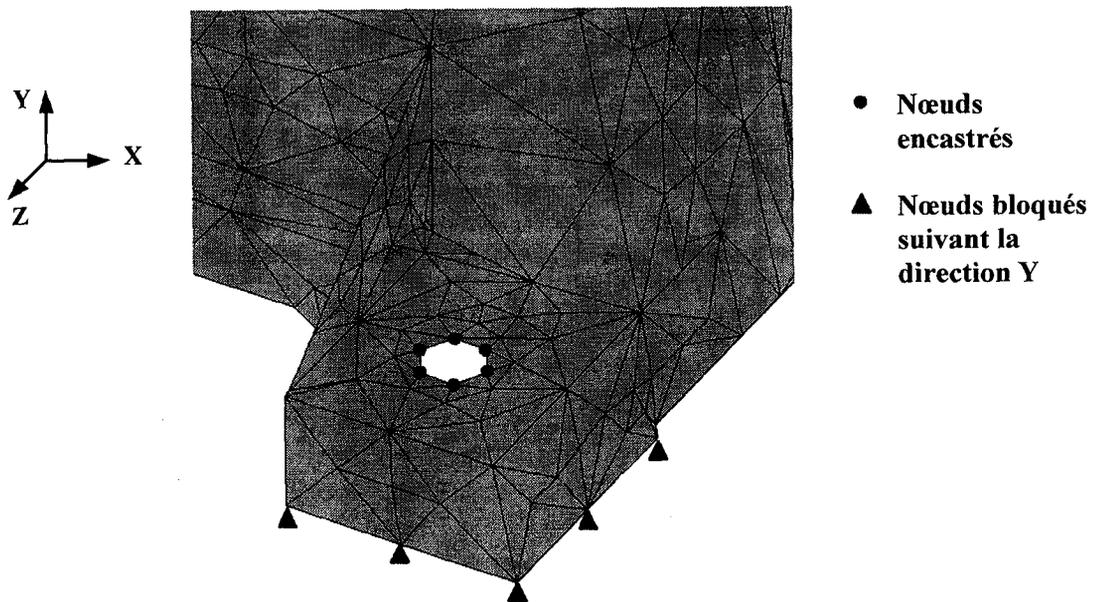


Figure V-8 : Conditions aux limites imposées au touret

La modélisation des conditions de montage est assurée par un encastrement, pour les nœuds de l'alésage recevant la vis, et un blocage suivant la direction verticale pour les nœuds étant directement en contact avec le socle.

4. VALIDATION EXPERIMENTALE DU MODELE EF

4.1. Exemple de recalage d'un flasque

Nous avons cherché à valider le maillage en déterminant les modes de vibrations d'un flasque monté en libre-libre (Figure V-9).

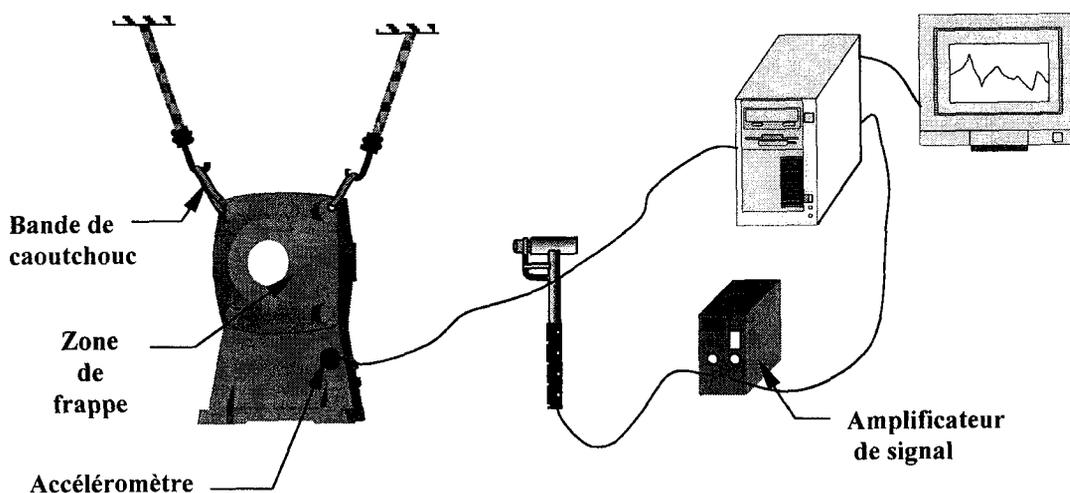


Figure V-9 : Montage en libre-libre d'un flasque du touret

Le Tableau V-1 récapitule les premières fréquences de résonance du flasque mesurées et calculées.

Mode	Fréquence expérimentale (Hz)	Fréquence numérique (Hz)	Ecart relatif (%)
7	520	497	4.4
8	1010	1100	8.9
9	1263	1257	0.5
10	1601	1665	3.9
11	1660	1711	3.1
12	1745	1848	5.9
13	2000	1941	2.9

Tableau V-1 : Comparaison des fréquences expérimentales et numériques (flasque seul)

On observe une bonne cohérence entre les résultats expérimentaux et numériques, en effet, l'écart relatif n'excède pas 6 %, sauf pour le 8^{ème} mode. Pour ce mode de déformation, qui fait intervenir les flans du flasque, il n'a pas été possible d'obtenir de meilleurs résultats numériques.

Ces résultats sur les flasques permettent néanmoins de valider les choix établis pour la géométrie, comme pour les épaisseurs, ou le matériau (module d'Young, densité...).

4.3. Recalage du modèle complet

Du point de vue expérimental, le touret a été quadrillé pour pouvoir relever avec exactitude les coordonnées des points de mesures. Nous avons choisi 95 positions de mesure pour percevoir le comportement dynamique global du touret (Figure V-10). La détermination de ces positions s'est faite de manière à couvrir équitablement la surface du touret.

L'ensemble des FRF ainsi relevé permet d'établir une cartographie complète (dans les 3 directions) de la dynamique du touret à meuler, indispensable pour mener à bien l'analyse modale.

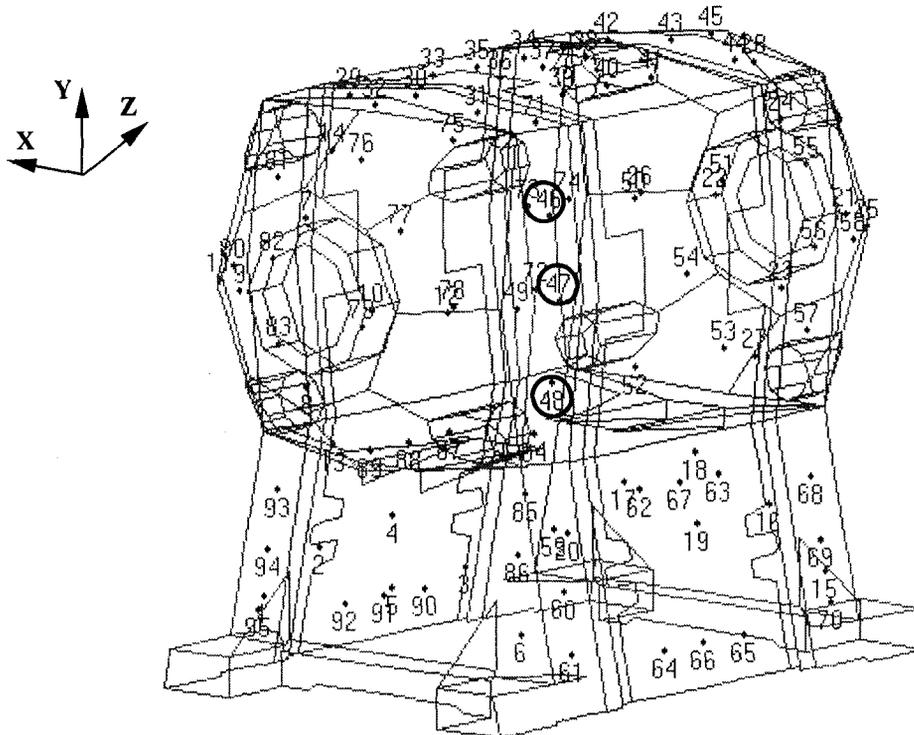


Figure V-10 : Position des 95 points de mesure sur le modèle modal

Le logiciel d'analyse modale n'autorisant pas, avec la version dont nous disposons, une importation directe des fichiers DAO, nous avons créé une interface permettant de transposer la géométrie du modèle élément fini vers le logiciel d'analyse modale ME'scope [VIBR97].

Le recalage fréquentiel, réalisé de la même manière que pour le banc d'essai, a consisté dans un premier temps à comparer les spectres expérimentaux et numériques, puis à comparer les déformées représentées sous forme d'isovaleurs de déplacement.

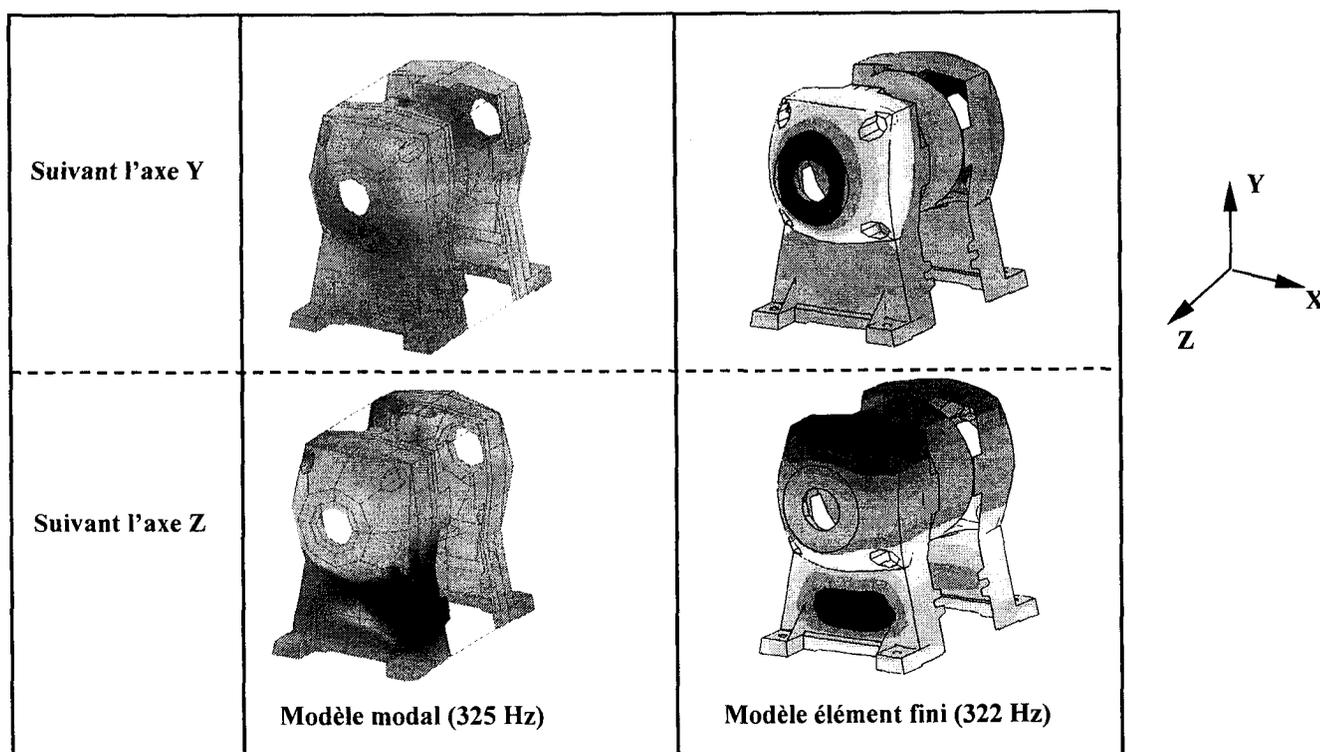
Ces comparaisons (Tableau V-3) ont été effectuées en omettant le carter-central en tôle. Ce composant crée en effet une jonction imparfaite avec les flasques (il est vissé à sa base sur chacun des deux flasques), et perturbe les relevés expérimentaux. En fait, il n'a aucun rôle fonctionnel, et sert uniquement à la protection du moteur.

Fréquence expérimentale (Hz)	Fréquence numérique (Hz)	Ecart relatif (%)
325	322	0.92
389	380	2.31
470	474	0.85
572	589	2.97
678	654	3.54
883	831	5.88
946	954	0.84
998	966	3.20
1069	973	8.98
1189	1086	8.66

Tableau V-2 : Comparaison des fréquences expérimentales et numériques (touret sans le carter-central)

On remarque une bonne cohérence entre les résultats expérimentaux et numériques puisque l'écart relatif global est de l'ordre de 3.8 %. Toutefois, on retrouve comme pour le flasque seul un écart prépondérant pour les modes 9 et 10 aux alentours de 1000 Hz.

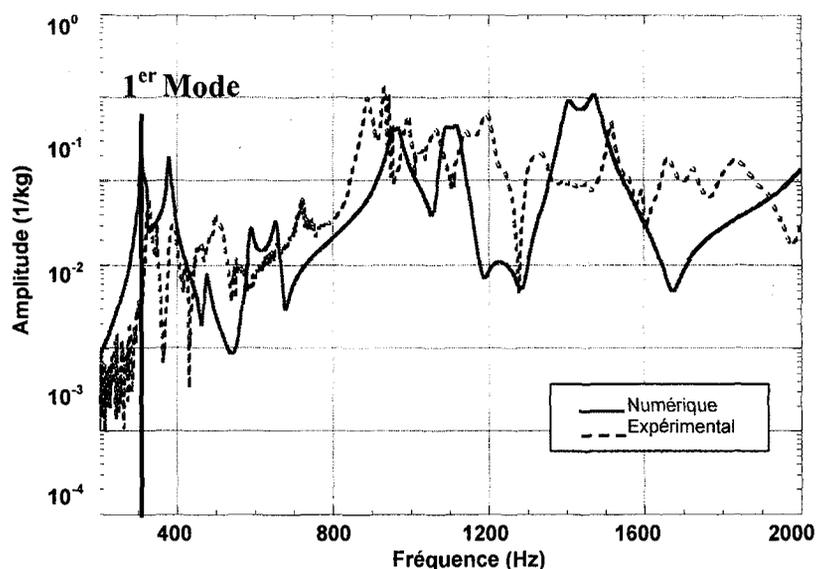
Les cartographies, Figures V-11, des isovaleurs de déplacement pour la première fréquence du tableau, confirme bien la corrélation entre les fréquences calculées et mesurées.



Figures V-11 : Comparaison des déformées pour le premier mode

Le modèle modal, reposant sur une définition moins fine de la géométrie, est évidemment plus grossier que le modèle élément fini. On peut cependant constater que les zones les plus sollicitées sont identiques.

La Figure V-12 représente, l'évolution des spectres calculés et mesurés en un même point (par balayage de la plage de fréquence 200-2000 Hz).



**Figure V-12 : Spectre comparatif entre expérimental et numérique
(point n°40 (cf FigureV-11))**

On constate que les fréquences numériques de 831 Hz et 966 Hz (repérées dans le Tableau V-2) ne sont pas visibles sur cette figure. Une explication peut être avancée en considérant que ces fréquences de résonance ne sont pas excitées par la direction d'excitation que nous appliquons au touret, elles ne créent donc pas de pics sur le spectre numérique. En effet, la déformée modale associée à la fréquence de 831 Hz correspond à un déplacement localisé du touret (Figure V-13).

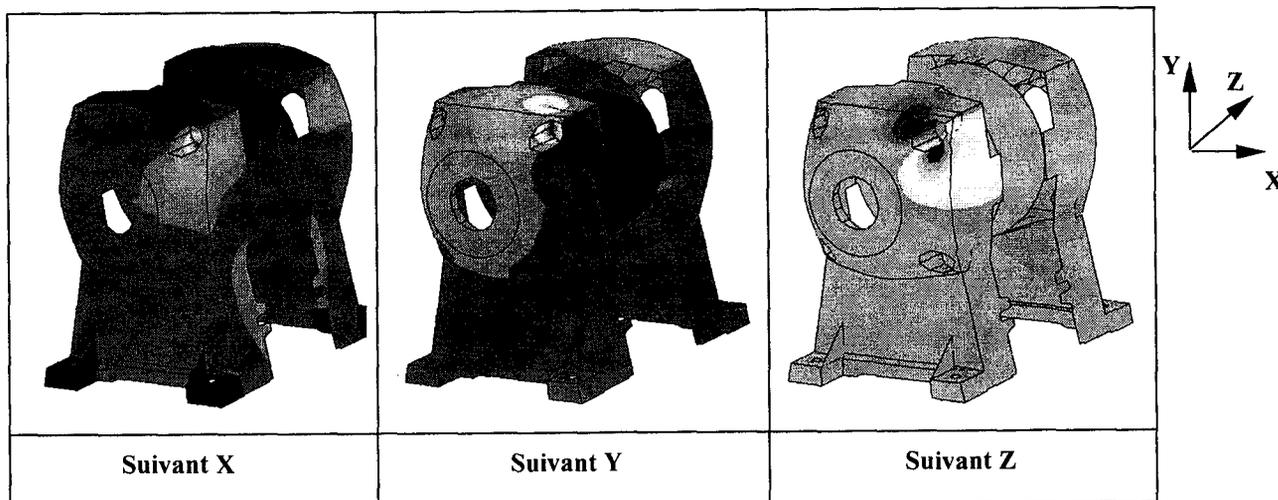


Figure V-13 : Déplacement local

De plus, l'amplitude des déplacements engendrés par ces modes, est très faible par rapport aux autres (10^{-8} contre 10^{-2}), ce qui explique leur non présence sur le graphe numérique.

La Figure V-12 permet néanmoins de visualiser la correspondance fréquentielle effectuée dans le Tableau V-2. On remarque cependant un décalage plus important sur les derniers pics aux environs de 1700 Hz.

Ces comparaisons (isovaleurs et spectrales) bien qu'indicatives, nous autorise à considérer notre modèle élément fini comme étant représentatif de la réalité.

5. DETERMINATION DES ZONES DE MESURES IDEALES

Le modèle numérique étant validé, nous allons pouvoir estimer les zones de mesures optimales permettant de suivre, par exemple, un défaut provenant d'un roulement. Même si le touret n'est pas cinématiquement très complexe, on ne peut pas positionner un capteur directement au droit du roulement compte tenu de la conception des logements et de la forme conique des flasques (Figure V-14).

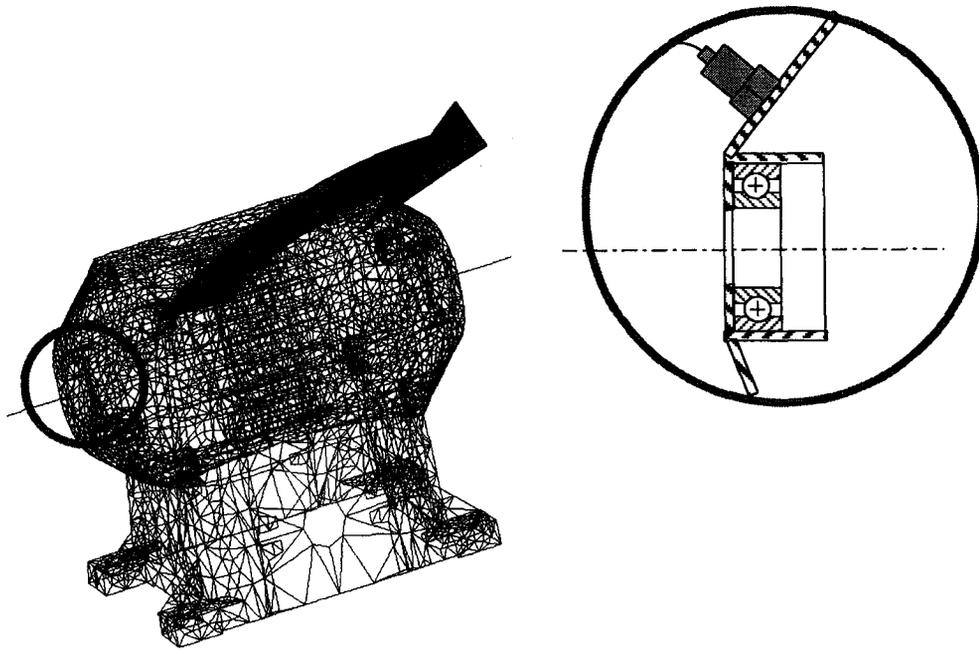


Figure V-14 : Positionnement du roulement dans un flasque

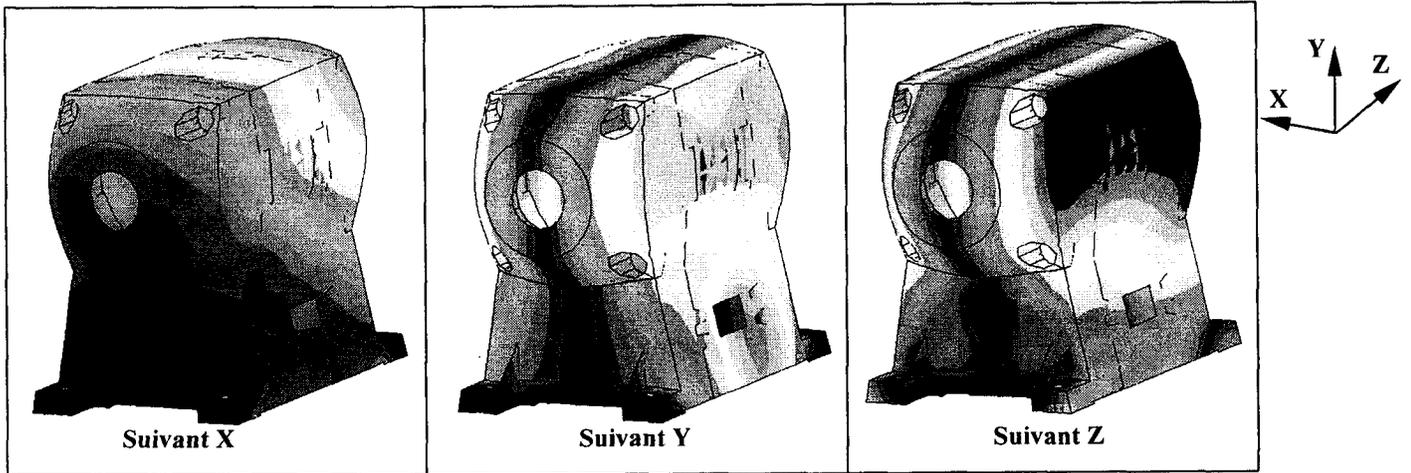
5.1. Recherche d'un défaut particulier : écaillage de bague intérieure

Nous avons cherché, dans un premier temps, à déterminer numériquement la zone permettant de relever un défaut d'écaillage lié à la bague intérieure du roulement gauche. Comme nous l'avons vu au Chapitre I (§ 2.3.2), la fréquence caractéristique de ce type de défaut peut être calculée (Tableau V-3) pour le roulement 6203 du touret.

	Bague intérieure	Bague extérieure	Cage	Bille
Fréquence de défaut en Hz	247.3	152.6	19	100

Tableau V-3 : Fréquences caractéristiques de défaut du roulement 6203 SNR

Lorsque la structure est excitée numériquement à la fréquence des défauts de bague intérieure, on remarque qu'un coté du touret est plus sollicité que l'autre (Figure V-15).



FigureV-15 : Isovaleurs en déplacement pour la fréquence d'excitation de 247 Hz

Ces déformées ressemblent fortement à celles que donnent le premier mode propre de cette structure (FigureV-16).

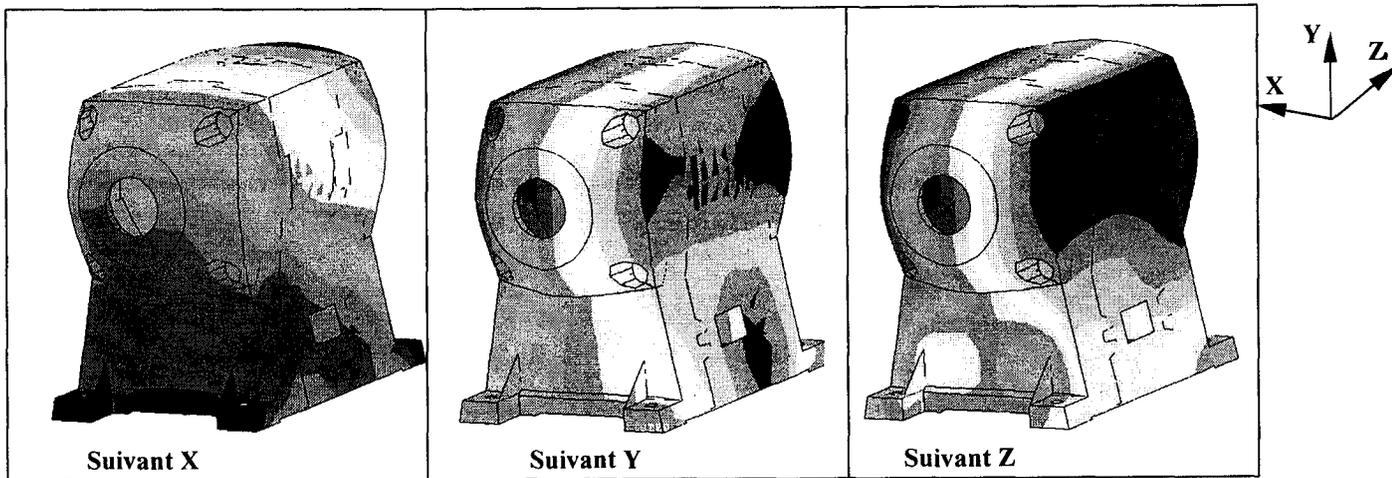


Figure V-16 : Isovaleurs en déplacement pour le mode de résonance à 322 Hz

On va ainsi pouvoir rapprocher la déformée, issue de cette fréquence caractéristique de défaut, avec celle du premier mode propre pour déterminer, par l'intermédiaire du MSSP et le calcul de la matrice des résidus, la zone de mesure optimale pour ce type de défaut. En effet, il faut en outre noter que le passage de la bille sur le défaut va engendrer un choc et ainsi créer un certain nombre d'harmoniques, dont les trois premières vont être 494 Hz, 741 Hz et 988 Hz. Ces harmoniques peuvent à leur tour être rapprochés respectivement des fréquences de résonances suivantes, 486 Hz, 754 Hz et 973 Hz (pour le touret avec carter-central).

L'ensemble des nœuds choisi pour le calcul du MSSP et de la matrice des résidus est détaillé au §5.2.

Nous pouvons ainsi calculer, pour la direction X par exemple, les nœuds les plus sollicités (Figure V-17).

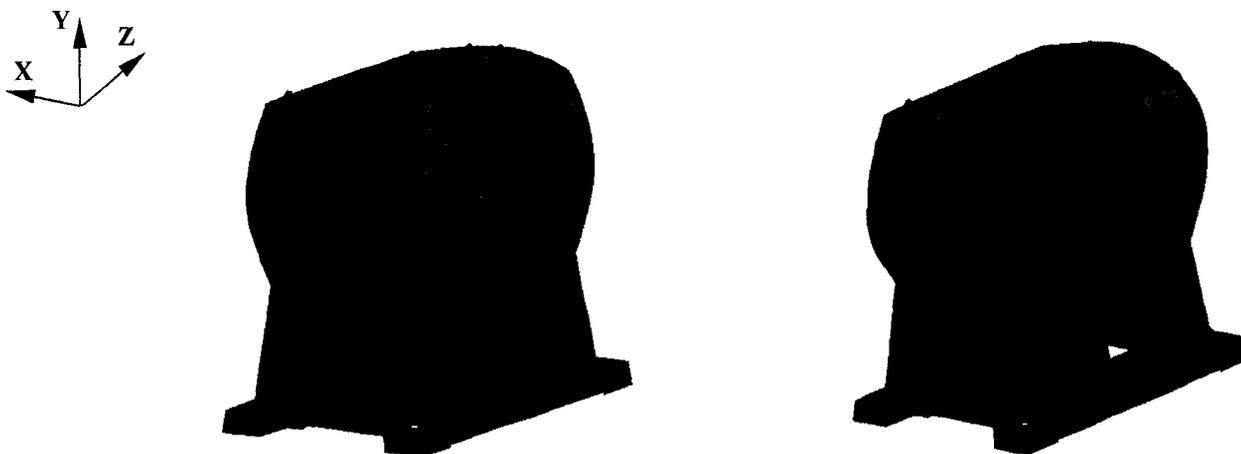


Figure V-17 : Nœuds mis en avant par le calcul, respectivement, du MSSP et de la matrice des résidus

On constate que les nœuds donnés par le MSSP confirment ceux donnés par la matrice des résidus ; on obtient pratiquement le même résultat. Cependant, il faut noter que ces nœuds sont distribués sur le coté et sur le dessus des flasques. On notera, que les nœuds se trouvant sur le dessus ne peuvent pas convenir pour effectuer une mesure suivant X. De même, si le roulement détérioré se trouve dans le flasque gauche, les nœuds se trouvant sur le droit son à enlever. En résumé, la surface de mesure optimale déterminée a partir des données numériques met en avant la zone située sur le coté droit en haut du flasque gauche (Figure V-18).

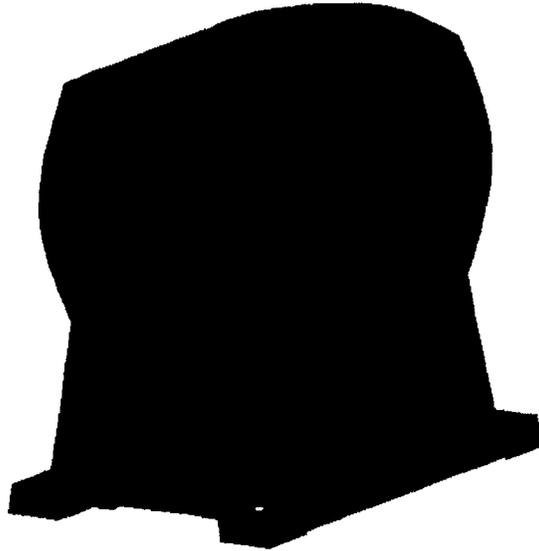


Figure V-18 : Zone de mesure optimale pour la détection du défaut d'écaillage

Nous avons souhaité confirmer expérimentalement le choix de la zone de mesure pour le défaut considéré. Pour ce faire, le roulement du flasque gauche a été détérioré en créant sur la bague intérieure, une rainure à l'aide d'une machine à électroérosion à fil, et nous avons utilisé le touret en fonctionnement normal (le moteur tournant) [DELO99].

La technique de la détection d'enveloppe [CARR91] a été employée pour visualiser le défaut. Cette méthode consiste à filtrer un signal autour d'une fréquence de résonance identifiable sur le spectre. Le signal ainsi obtenu est ensuite redressé puis filtré ou démodulé (voir Annexe E). On obtient alors un signal enveloppe auquel on applique la transformée de Fourier ; cette méthode est très employée pour la détection précoce des défauts de roulement.

Le spectre de la Figure V-20 représente l'analyse enveloppe qui a été effectuée au point n°49 (voir Figure V-10). Ce point de mesure correspond à un nœud se situant à la limite de la zone idéale définie numériquement à la Figure V-19. Un seuil d'alerte (en vert) et un seuil de danger (en rouge) ont été déterminés, de manière pragmatique, pour la détection du défaut de bague intérieure que nous avons créé sur le roulement. On constate que le seuil d'alerte est dépassé donc que le défaut est détecté.

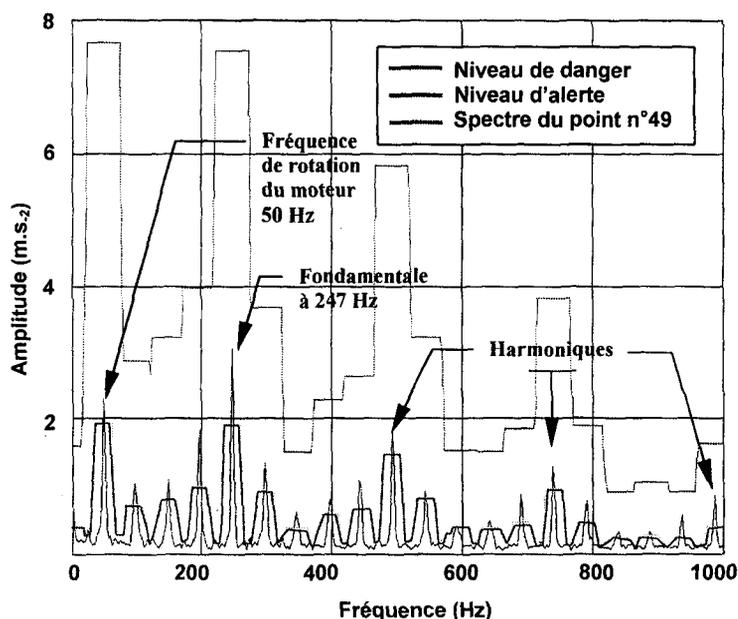


Figure V-19 : Spectre d'enveloppe au point n°49

La Figure V-20 présente la détection d'enveloppe qui a été effectuée aux points n°46, situé vraiment au milieu de la zone idéale et au point n°48 situé plus bas et en dehors de la zone numérique (Figure V-11). On remarque que le spectre obtenu avec le point n°46 permet de repérer le défaut de bague intérieure, de façon plus franche que pour le point n°49. De même, l'amplitude générée par le point n°48 est moins importante.

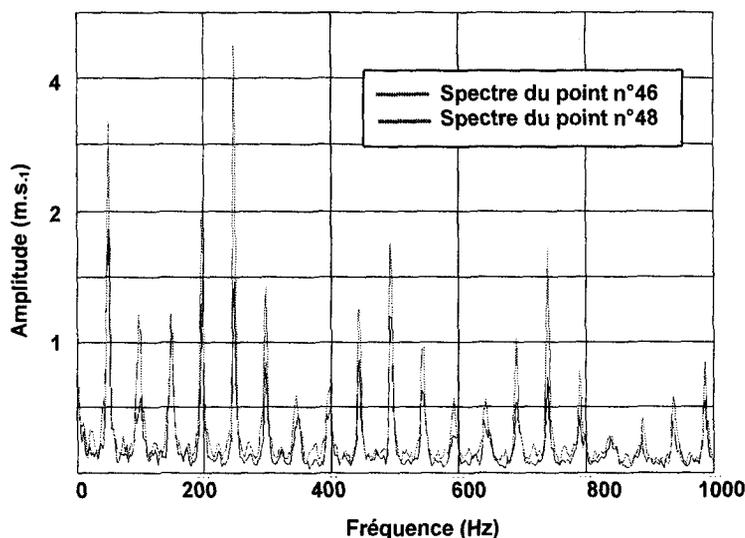


Figure V-20 : Spectres d'enveloppe aux points n°46 et n°48

Ceci montre donc clairement que la zone située autour du point n°46 est mieux adaptée pour relever le défaut de bague intérieure. Le Tableau V-4 présente les amplitudes prélevées pour différents points de la structure.

Points de la structure	Amplitude en m/s ² de la fondamentale
29	1.4
30	0.95
31	1.8
33	0.3
46	4.5
47	2.97
48	1.46
49	3.04
50	0.36
51	0.38
52	0.4
53	0.31
54	0.35

Figure V-4 : Amplitude max. de mesure pour quelques points de la structure

Ces résultats montrent que de toute évidence, la zone optimale déterminée par le calcul conduit à des amplitudes mesurées nettement plus importantes que pour les autres points de mesure.

5.2. Recherche de la zone permettant de relever tous les types de défauts

Nous avons ensuite cherché à déterminer s’il existait une zone sur ce touret qui permette de surveiller le roulement pour l’ensemble des fréquences de défauts (Tableau V-5).

Pour ce faire, nous avons cherché les harmoniques de ces défauts pour les rapprocher des fréquences de résonance du touret.

	Fondamentale (Hz)	Fréq. de réso. prise en compte (Hz)	1 ^{ère} Harmonique (Hz)	Fréq. de réso. prise en compte (Hz)	2 ^{ème} Harmonique (Hz)	Fréq. de réso. prise en compte (Hz)
f_{bi}	247.3	323	494	486	741	779
f_{be}	152.6	323	306	323	459	486
f_e	100	323	200	323	300	323

Tableau V-5 : Fréquences de défauts et modes de résonance représentatifs

Le suivi des défaillances des roulements doit préférentiellement se faire, comme nous l’avons vu précédemment, le plus près possible du roulement lui-même, en évitant les pièces

intermédiaires. De plus, le fonctionnement d'un accéléromètre piézo-électrique impose que l'emplacement des points de mesure se trouve sur une surface plane et perpendiculaire à la direction de mesure. Ceci exclu donc des zones de mesures potentielles, les parties coniques des flasques et le carter-central du touret.

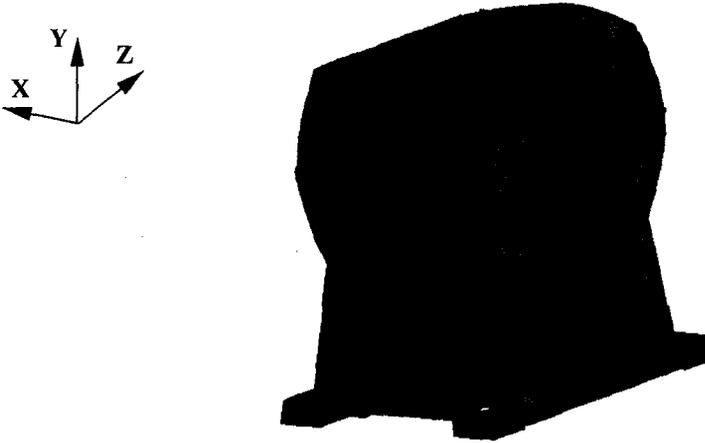


Figure V-21 : Répartition des nœuds utilisés pour le calcul

Le calcul du MSSP et la recherche du maximum de la matrice des résidus réalisé sur un ensemble de 207 points répartis sur les cotés des flasques (Figure V-21) ont permis de situer l'ensemble des points les plus sollicités par les fréquences sélectionnées (Tableau V-4). La zone définie par ces points permet donc d'évaluer dans les meilleures conditions l'état du roulement (Figure V-22).

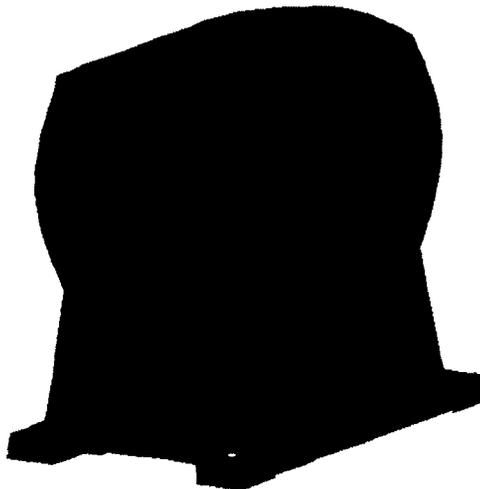


Figure V-22 : Zone de mesure à privilégier

Remarque :

On notera que les fréquences des défauts calculables pour les roulements de ce touret, sont situées en dessous de la première fréquence propre de la structure. C'est pourquoi la zone

définie pour le défaut de bague intérieure se trouve être aussi celle qui permet de suivre au mieux les autres défauts. Ceci est cohérent car le premier mode le plus proche et donc le plus représentatif se trouve être le même (≈ 322 Hz). Il s'agit là très certainement d'un critère qui peut permettre d'optimiser la géométrie du touret afin de « caler » certains modes de vibrations avec une ou des fréquences de défauts que l'on souhaite pouvoir déceler le plus vite possible.

6. CONCLUSION DU CHAPITRE V

Ce dernier chapitre a permis d'appliquer la procédure numérique que nous avons définie tout au long de ce travail à un outil industriel de géométrie complexe.

Après avoir validé le modèle EF à l'aide d'une analyse modale expérimentale, une zone de mesure optimale a pu être déterminée. Cette zone a été confirmée à l'aide de techniques de détection d'enveloppe, qui sont couramment utilisées en analyse vibratoire pour la détection des défauts de roulements.

CONCLUSION GENERALE

Ce travail propose une méthodologie numérique basée sur la méthode des éléments finis permettant de localiser sur une machine tournante, des zones de prise de mesures accessibles et riches d'informations, dans l'optique de mener au mieux une analyse vibratoire. L'exemple du suivi d'un roulement sur un touret à meuler a été traité. Pour parvenir à ce résultat, différentes étapes ont été franchies, elles correspondent aux différents chapitre de ce mémoire.

Dans un premier temps, une étude liée à la maintenance par analyse vibratoire, comportant les enjeux et spécifiant les problèmes de mesure a été réalisée pour situer et définir précisément les problèmes. Il ressort de cette étude deux constatations majeures. Tout d'abord, il ne semble pas exister de travaux portant sur l'étude numérique du problème de positionnement du capteur. Par ailleurs, les études traitant des problèmes vibratoires des machines tournantes sont souvent confrontés au problème de la transmission des vibrations solidiennes des organes mobiles, générateurs de vibrations, vers les parties fixes. Cette liaison, réalisée par le palier et le roulement, joue donc un rôle majeur dans la diffusion des vibrations vers les parties accessibles à l'opérateur.

Dans un second temps, nous nous sommes intéressés au roulement à billes à contact radial pour définir l'approche analytique la plus adaptée à la modélisation des phénomènes vibratoires qui nous préoccupent. Le modèle prend en compte la configuration du montage et permet de caractériser le roulement par une matrice de raideur. L'importance de certaines dimensions de ce roulement, dans l'établissement de la matrice de raideur tangente, a été démontrée par le biais d'une étude originale basée sur un plan d'expériences. Il en ressort la nécessité de connaître précisément les dimensions géométriques des rayons de courbure des pistes de roulement des bagues intérieures et extérieures.

Dans un troisième temps, la matrice de raideur tangente a été intégrée dans un code élément fini pour créer un élément de roulement à deux nœuds et six degrés de liberté par nœud. La prise en compte de l'élément de roulement dans un maillage a été optimisée en définissant un nombre de nœuds de raccordement permettant une bonne représentation du comportement dynamique de l'ensemble arbre-roulement.

Un banc d'essai, représentatif de la cellule élémentaire d'une machine tournante (l'ensemble arbre-roulement-carter), est présenté dans la quatrième partie. Après s'être assuré de la validité du modèle élément fini représentant ce banc d'essai, nous avons exploité les résultats du modèle numérique afin de mettre en évidence les zones de mesures optimales du banc d'essai. Pour y parvenir deux approches sont proposées ; la première est basée sur la sommation des déformées modales du modèle numérique (MSSP), la seconde détermine pour la colonne de la matrice des résidus, relative au degré de liberté d'excitation, les valeurs maximales des résidus classées par ordre décroissant. Les deux méthodes donnent des résultats très proches.

Enfin, dans la cinquième partie, le bien fondé de notre démarche a été confirmé en étant appliquée à une machine industrielle, un touret à meuler. Après avoir validé le modèle élément fini du touret à meuler, les résultats numériques nous ont permis de caractériser une zone de mesure idéale pour suivre l'évolution de l'endommagement d'un roulement à billes à contact radial. La validité de la zone ainsi définie a été vérifiée expérimentalement en mesurant, en différents endroits, les vibrations engendrées par un défaut de bague intérieure d'un roulement du touret. Les résultats expérimentaux confirment parfaitement les résultats calculés.

Du point de vue industriel, la connaissance de ces zones de mesure est sans conteste un atout important, car la fiabilité et la qualité de ces relevés constitue la base d'une maintenance conditionnelle par analyse vibratoire. Cependant, cette approche numérique ne peut être intéressante que si elle n'impose pas de contrainte à l'opérateur, il faut au contraire que celui-ci n'est plus qu'à effectuer ses mesures à l'endroit indiqué. C'est pourquoi cette technique doit être utilisée dans le cadre du bureau d'étude pendant la phase de conception de la machine tournante, car la nécessité d'avoir le fichier DAO de la machine s'impose comme un impératif dans la rapidité d'utilisation de cette démarche. De plus, la prise en compte, dès la phase de conception, des contraintes liées à la maintenance par analyse vibratoire, peut permettre de modifier en partie certains carters de sorte que les vibrations issues d'un défaut naissant puissent être détectées le plus rapidement possible. Une extension de la démarche

pourrait donc être d'envisager des solutions techniques qui permettent de faire converger les vibrations de différents défauts en des points ciblés.

Ce travail a permis de poser les fondements d'un axe de recherche nouveau au sein du laboratoire GMA, basé sur une approche numérique des problèmes d'analyse vibratoire. Une extension de ce travail est actuellement en cours de réalisation pour affiner la démarche proposée et étendre le domaine d'investigation.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

CHAPITRE I

- [AFNO95] AFNOR, Surveillance des machines par analyse des vibrations, Isbn: 2123090123, 1995.
- [DRON95] J.P. DRON, Elaboration et adaptation d'outils pour le suivi de l'endommagement de composants mécaniques par analyse vibratoire, Thèse, Université de Reims, 1995.
- [ROUS99] P. ROUSSEAU, Application industrielle de l'analyse cepstrale pour la détection précoce d'écaillage pour les dents d'engrenage, Mémoire ingénieur CNAM, Reims, 1999.
- [RASO95] L. RASOLONFONDRAIBE, Mise en œuvre des méthodes paramétriques adaptatives pour la surveillance d'une machine de production par analyse vibratoire, Thèse, Université de Reims, 1995.
- [MORE92] J. MOREL, Vibrations des machines et diagnostic de leur état mécanique, Ed Eyrolles, Issn 03994198, 1992.
- [OZUG88] J. OZUGEN, D. HOUSER, Mathematical models used in gear dynamics, a review., Journal of sound and vibration, Vol. 121, n° 3, 1988.
- [BADG72] R.H. BADGLEY, T. CHIANG, Investigation of gearbox design modifications for reducing helicopter gearbox noise, Eustis direstorate, USAMRDL Technical report 72-6, 1972.
- [CETI95] CETIM, Matériaux pour l'isolation acoustique des machines et des véhicules, Recueil de conférences, isbn 2-854003705, 1995.
- [DRAG86] DRAGO, Gear system design for minimum noise, Gear noise seminar, general motor, 1986.
- [SING85] R. SINGH, Casing noise radiation, Gear noise short course note, The Ohio state University, 1985.
- [CETI95] CETIM, Applications of active control to reduction of noise and vibrations, Recueil de conférences, 1995.
- [INOUE82] K. INOUE, D. TOWNSEND, Minimization of the vibrating energy of thin plate structures, Proceedings of the 18th anual ASME design automation conference, Phenix, Vol. 44, n° 2, pp. 369-376, 1992.

- [INOUE93] K. INOUE, D. TOWWNSSEND, J. COY, Optimum design of a gearbox for low vibration, Journal of mechanical design, Vol. 115, n° 4, Dec 1993.
- [DRAG80] R.J. DRAGO, New approach for analysing transmission noise, Machine Design, Vol. 52, n° 27, pp. 114-115, 1980.
- [SCIA77] J. SCIARRA, R. HOWELLS, J. LENSKI, R. DRAGO, E. SCHAFER, Helicopter Transmission vibration and Noise Reduction Program, Technical Report, Boeing Vertol Compagny, Vol. 1, Oct. 1977.
- [TODD96] E. TODD, ROOK and RAJENDRA SINGH, Mobility analysis of structure born noise power flow through bearings in gearbox like structures, Noise control Enj., Vol. 44, n° 2, pp. 69-78, Mars 1996.
- [TAKA84] TAKATSU, KATO, Diffusion delle vibrazioni in un riduttore ad ingranaggi, Organi Di Trasmissione, Vol. 25, n° 4, pp. 110-118, 1994.

CHAPITRE II

- [SNR87] SNR, catalogue technique, 1987.
- [JONE46] A.B. JONES, Analysis of stress and deflections, New Departure Division GMC Bristol, Vol. 1 et 2, 1946.
- [PALM59] A. PALMGREN, Ball and roller bearing engineering , 3rd Ed., S. Burbank & Co, Philadelphia, 1959.
- [HARR91] T.A. HARRIS, Rolling bearings analysis, 3eme edition, Lavoisier, 1991.
- [GARG80] E.P. GARGUILO, A simple way to estimate bearing stiffness, Machin Design, Vol. 52, pp. 107-110, 1980.
- [WALF80] T.L.H. WALFORD, B.J. STONE, The measurement of the radial stiffness of rolling element bearings under oscillating conditions, J.M.E.S., Vol. 22, pp. 175-181, 1980.
- [KRAU87] J. KRAUS, J.J. BLECH, S.G. BRAUN, In situ determination of roller bearing stiffness and damping by modal analysis, Journal of vibration acoustics stress and reliability in design, Vol. 109, pp. 235-240, 1987.
- [DRAG80] R.J. DRAGO, How to design quiet transmission, Machine design, 11 déc. 1980.
- [ISHI81] K. ISHIDA, T. MATSUDA, M. FUKUI, Effect of gearbox on noise reduction of gear device, Proc. Of the Int. Symp. On geared and power transmissions, Tokyo, pp. 13-18, 1981.

- [RAJA82] M.D. RAJAD, Modeling of the transmissibility through rolling element bearings under radial and moment loads, Ph. D. Thesis, The Ohio State University, Columbus, Ohio, 1982.
- [TAHA83] M.M.A. TAHA, The influence of bearing misalignment on the performance of helicopter gear boxes, *Wear*, Vol. 92, n° 1, pp. 79-97, 1983.
- [JONE60] A.B. JONES, A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions, *Journal of Basic Engineering*, Vol. 82, pp. 309-320, 1960.
- [LIM90] T.C. LIM, R. SINGH, Vibration transmission through rolling element bearings, part I : bearings stiffness formulation, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 139, pp. 179-199, 1990.
- [ROYS98] T. J. ROYSTON, I. BASDOGAN, Vibration transmission through self aligning (spherical) rolling element bearing : theory and experiment, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 215, n° 5, pp. 997-1014, 1998.
- [DEMU89] J.M. DEMUL, J.M. VREE, D.A. MAAS, Equilibrium and associated load distribution in ball and roller bearings loaded in 5 degrees of freedom while neglecting frictions. Part II : Application to roller bearings and experimental verification, *Trans. Of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 111, pp. 149-153, Janv. 1989.
- [DEMU89] J.M. DEMUL, J.M. VREE, D.A. MAAS, Equilibrium and associated load distribution in ball and roller bearings loaded in 5 degrees of freedom while neglecting frictions. Part I : General theory and application to ball bearings, *Trans. Of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 111, pp. 142-148, Janv. 1989.
- [HOUP97] L. HOUPERT, A Uniform analytical approach for ball and roller bearings calculation, *Journal of Tribology*, Vol. 119, pp. 851-858, Oct. 1997.
- [TALL65] T.E. TALLIAN, O.G. GUSTAFSSON, Progress in rolling bearing vibration research and control, *ASLE transaction*, Vol. 8, pp. 195-207, 1965.
- [YHLA68] E. YHLAND, Waviness measurement, an instrument for quality control in rolling bearing industry, *Proc. Instn Mech. Engrs*, Vol. 182, n° 3K, 1968.
- [WARD88] F.P. WARDLE, Vibration forces produced by waviness of the rolling surfaces of trust loaded ball bearings, Part I : Theory, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 202, n° C5, pp. 305-312, 1988.

- [WARD88] F.P. WARDLE, Vibration forces produced by waviness of the rolling surfaces of trust loaded ball bearings, Part II : Experimental validation, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 202, n° C5, pp. 313-319, 1988.
- [YHLA92] E. YHLAND, A non linear theory of vibration caused by ball bearings with form errors operating at moderate speed, Trans. Of the ASME, Journal of tribology, Vol. 154, pp. 348-359, 1992.
- [TIWA95] TIWARY R., N.S. VYAS, Estimation of non linear stiffness parameters of rolling element bearings from random response of rotor bearing system, Journal of Sound and Vibration, Vol. 187, n° 2, pp. 229-239, Oct. 1995.
- [DATT97] J. DATTA, K. FARHANG, A non linear model for structural vibrations in rolling element bearing, Part I : derivation of governing equations, Journal of tribology, Vol. 119, n° 1, pp. 126-131, Janv. 1997.
- [DATT97] J. DATTA, K. FARHANG, A non linear model for structural vibrations in rolling element bearing, part II :simulation and result, Journal of tribology, Vol. 119, pp. 323-331, 1997.
- [RAHN85] H. RAHNEJAT, R. GOHAR, The vibration of radial ball bearings, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 199, n° C3, pp. 181-193, 1985.
- [HOUP80] L. HOUPERT, A contribution of the study of friction in EHD contacts, Thèse INSA Lyon, 1980.
- [DALM80] G. DALMAZ, TESSIER, DUGRAGNE, Friction improvement in cycloïdal motion contacts : rib-roller end contact in tapered roller bearing, Poceedings of the 7th Leeds Lyon Symposium on tribology, pp. 175-185, 1980.
- [HAMR77] B.J. HAMROCK, D. DOWSON, Isothermal EHD lubrication of point contacts. Part III : Fully flooded results, ASME Serie F, Vol. 99, pp. 264-276, 1977.
- [LOCH90] R.H. LOCHNER, J.E. MATAR, Conception de la qualité : les plans d'expériences, AFNOR, isbn :2124675117, 1990.
- [SCHI98] Pratique des plans d'expériences, P.SCHIMMERLING, J.C. SISSON, A. ZAIDI, édition Lavoisier, isbn : 2743002395, 1998.
- [HERN98] X. HERNOT, Modélisation des arbres et des paliers à roulement en vue de l'optimisation de l'ensemble arbre-palier, Thèse n° 465, INSA Toulouse, 1998.

CHAPITRE III

- [CHOI93] S. CHOI, Simulation des mécanisme complexes en CMAO, étude des non linéarités de comportement, Thèse n°93ISAL0034, INSA LYON, 1993.
- [DEMU89] J.M. DEMUL, J.M. VREE, D.A. MAAS, Equilibrium and associated load distribution in ball and roller bearings loaded in 5 degrees of freedom while neglecting frictions. Part I : General theory and application to ball bearings, Trans. Of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 111, pp. 142-148, Janv. 1989.
- [HOUP95] HOUPERT, Prediction of bearing gear and husing performance, Rolling bearing practice today, seminar, JME, Fev. 1995.
- [MIGL95] E. MIGLIETTAG. MONTINI, Conception des réducteurs industriels : un long processus, Magazine Evolution, Vol. 1, pp. 19-23, 1995.
- [CRAV96] J.C. CRAVEUR, Modélisation des structures, calcul par éléments finis, Ed. MASSON, isbn : 2225851239, pp. 238p, 1996.
- [STON82] B.J STONE, The state of the art in the measurement of stiffness and damping in rolling element bearing, Annals of CIRP, Vol. 31, n° 2, pp. 529-538, 1982.
- [WALF83] T.L WALFORD., B.J STONE., The source of damping in rolling element bearings under oscillating conditions, Proceeding I.Mec.E, Vol. 197C, pp. 225-232, 1983.
- [KRAU87] J. KRAUS, J.J. BLECH, S.G. BRAUN, In situ determination of roller bearing stiffness and damping by modal analysis, Journal of vibration acoustics stress and reliability in design, Vol. 109, pp. 235-240, 1987.
- [ZEIL96] R. ZEILLINGER, H. KOTTRISCH, Amortissement dans les montages de roulements, Magazine Evolution, Vol. 1, pp. 27-30, 1996.
- [LIM90] T.C. LIM, R. SINGH, Vibration transmission through rolling element bearings, part I : bearings stiffness formulation, Journal of Sound and Vibration, Vol. 139, pp. 179-199, 1990.
- [HARR91] T.A. HARRIS, Rolling bearings analysis, 3eme edition, Lavoisier, 1991.
- [ABAQ99] Manuels d'utilisation d'Abaqus Standard ver. 5.8, 1999.

CHAPITRE IV

- [LIN89] J.S. LIN, Experimental analysis of dynamic force through bearings, MS. Thesis, the Ohio state University, 1989.
- [MAX87] J. MAX, Méthode et techniques de traitement du signal et applications aux mesures physiques, ed MASSON, isbn : 222580785x, 1987.
- [STAC93] STAC, PC instrument, SPMulti : 2-16 channel FFT Analyseur for PC, Technical manual, Elektronische Systeme GmbH, 1993.
- [LMS97] Conception modale, Intégration essais éléments finis, optimisation de modèles EF, Séminaire de formation continue, ENS Cachan, 1997.
- [POTT74] R. POTTER, M. RICHARDSON, Mass, stiffness and damping matrices from measured modal parameters, ISA 74 Inter. Instrumentation–Automation Conference & Exhibit, 1974.
- [MESC97] Vibrant technology, ME'scope : Operating manuel (ver.4), 1997.
- [AVIT92] P. AVITABLE, F. PECHINSKY, J. O'CALLANAN, Study of vector correlation using modal analysis, IMAC X, San Diego, Californie, pp. 572-583, 1992.
- [MAIA97] MAIA , SILVA, HE, LIEVEN, LIN, SKINGLE, TO, URGUEIRA, Théoretical and experimental modal analysis, isbn 0863802087 ed. by NUNO MANUEL, MENDES MAIA, Portugal, pp. 468, 1997.

CHAPITRE V

- [AUTO95] AutoCAD Release 13, Guide d'utilisation, Oct. 1995.
- [SNR87] SNR, catalogue technique, 1987.
- [COSM98] Cosmos/m 2.0, Manuel d'utilisation, 1998.
- [VIBR97] Vibrant technology, ME'scope : Operating manuel (ver.4), 1997.
- [DELO99] C. DELOZANNE, L'analyse modale : un outil d'aide à la mise en œuvre d'une maintenance conditionnelle en milieu industriel, Mémoire ingénieur CNAM, Reims, 1999.
- [CARR91] D. CARREAU, Analyse des vibrations pour la surveillance des roulements, Maintenance et entreprise, n°436, Janv. 1991.

NON REFERENCE

- D.V JONES, O.LAGHROUCHE, D.LEHOUEDEC, Simulation numérique de la propagation d'ondes en milieu semi infini tridimensionnel, GAMI, Vol. 49, n° 2, pp. 73-74, Juin 1996.
- U. J. KURZE, Comments on "on the energy flow in evanescent waves", Journal of Sound and Vibration, Vol. 161, n° 2, pp. 355-356, 1992.
- CETIM, 4^{ème} Congrès sur l'intensimétrie, 1993.
- S.A. HAMBRIC, P.D. TAYLOR, Comparison of experimental and finite element structure borne flexural power measurements for a straight beam, Journal of Sound and Vibration, Vol. 170, n° 5, pp. 595-605, 1994.
- C. DAL-FERRO, R. HENRY, J.N. BICHET, B. GOSSSELIN, Analyse modale d'une hélice marine, GAMI, Vol. 446, Oct. 1992.
- D. GARREAU, M. SIDAHMED, Méthode avancées de traitement du signal en vue de la surveillance des machines, GAMI, Vol. 435, n° , pp. 61-64, Sep. 1990.
- M. MAATAR, P. VELEX, L. FLAMAND, Simulation numérique du comportement dynamique d'engrenages avec écarts de forme axiaux, GAMI, Vol. 446, pp. 50-52, Oct.1992.
- S. FRIKHA, G. COFFIGNAL, J.L. TROLLE, T.H. CHAU, Analyse des sollicitations dynamiques appliquées sur une structure, GAMI, Vol. 435, Sep. 1990.
- P.L. GEORGE, Génération automatique de maillages, GAMI, Vol. 46, n° 2, pp. 57-61, Juin 1993.
- J.P. PELLE, Optimisation des maillages, GAMI, Vol. 46, n° 2, pp. , Juin 1993.
- R. CHEVALIER, R. BIGRET, P. KARAJANI, S. VIALARD, Equilibrage des machines tournantes par coefficients d'influence à l'aide de modèles numériques, Revue Française de Mécanique, n° 4, pp. 285-292, 1995.
- D. DEBRIE, V. BEGOTTO, M. TOMCZAK, Détection de défauts d'engrenages par démodulation simultanée d'amplitude et de phase, Revue Française de Mécanique, n° 1, pp. 5-12, 1996.
- R. BIGRET, P. KARAJANI, S. VIALARD, R. CHEVALIER, Machines tournantes. Détermination des coefficients d'influence par les caractéristiques modales, Revue Française de Mécanique, n° 4, pp. 277-283, 1995.

- G. GENATIOS, M. LAFUENTE, M. LORRAIN, Sur la détermination des propriétés dynamiques des structures à partir de l'action des vibrations environnantes, *Revue Française de Mécanique*, n° 3, pp. 227-238, 1995.
- S.E.S. KARLSSON, A computation device for prescribing incident waves to a structure via a Rayleigh-Timoshenko beam, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 190, n° 5, pp. 739-750, 1996.
- A.N. BERCIN, An assessment of the effects of in-plane vibrations on the energy flow between coupled plates, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 191, n° 5, pp. 661-680, 1996.
- R.M. LIN, M.K. LIM, J.H. ONG, Improving finite element models in the higher frequency range using modified frequency response function sensitivity method, *Finite Element in Analysis and Design*, Vol. 15, n° 2, pp. 157-175, 1991.
- C.K. MECHEFSKE, J. MATHEW, Fault detection and diagnosis in low speed rolling element bearings, part I: the use of parametric spectra, *Mechanical systems and signal processing*, Vol. 6, n° 4, pp. 297-307, 1992.
- T.C. LIM, R. SINGH, Vibration transmission through rolling element bearings, part II: system studies, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 139, pp. 201-225, 1990.
- T.C. LIM, R. SINGH, Vibration transmission through rolling element bearings, part III: geared rotor system studies, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 151, n° 1, pp. 31-54, 1991.
- T.C. LIM, R. SINGH, Vibration transmission through rolling element bearings, part IV: statistical energy analysis, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 153, pp. 37-50, 1992.
- T.C. LIM, R. SINGH, Vibration transmission through rolling element bearings, part V: effect of distributed contact load on roller bearing stiffness matrix, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 169, n° 4, pp. 547-553, 1994.
- LIM, SINGH, A review of gear housing dynamics and acoustics literature, NASA contractor report 185148, pp. 85p, 1989.
- H. OHTA, N. SUIGIMOTO, Vibration characteristics of tapered roller bearings, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 190, n° 2, pp. 137-147, 22 Feb 1996.
- Y. KANG, Y. G. LEE, S.C. CHEN, Instability analysis of unsymmetrical rotor bearing systems using the transfer matrix method, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 199, n° 3, pp. 381-400, 23 Jan 1997.
- F.A. RAFFA, F. VATTA, The dynamic stiffness method for linear rotor bearing systems, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 118, n° 3, pp. 332-339, Juillet 1996.

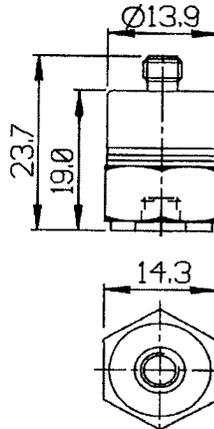
- JUHN-HORN CHEN, AN-CHEN LEE, Identification of linearized dynamics characteristics of rolling element bearings, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 119, n° 1, pp. 60-69, Janv 1997.
- CRAWFORD R, MEEKS, LONG TRAN, Ball bearing dynamic analysis using computer methods, part I : analysis, *Journal of tribology*, Vol. 118, pp. 52-58, Janv 1996.
- C.P. FRITZEN, Identification of mass, damping and stiffness material of mechanical system, *J.of vib.,acoustic,stress and reliability in design*, Vol. 108, pp. 9-16, 1986.
- D.E. NEWLAND, *Mechanical vibration analysis and computation*, isbn 058202744b, Ed. Longman scientific technical.
- J. DATTA, K. FARHANG, A non linear model for structural vibrations in rolling element bearing, Part II : Simulation and results, *Journal of tribology*, Vol. 119, pp. 323-331, Avril 1997.
- L. HOUPERT, *Les roulements : théorie et calculs*, SIA Société des ingénieurs automobiles, pp. 29pages, 1997.
- M.A. MOHIUDDIN, M. BETTAYED, Y.A. KHULIEF, Dynamic analysis and reduced order modelling of flexible rotor bearing system using analytical approach, *Computer end structures*, Vol. 69, pp. 349-359, 1998.
- ZU, JI, Steady state response of continuous non linear rotor bearing system using analytical approach, *Journal of engineering for Gas Turbines and power*, Vol. 120, pp. 751-758, Octo. 1998.
- D.M. KU, Finite element analysis of whirl speeds for rotor bearing system with internal damping, *Mechanical system and signal processing*, Vol. 12, n° 5, pp. 599-610, 1998.
- ZU, JI, Method of multiple scal for vibration analysis of rotor shaft system with non linear bearing pedestal model, *Journal of sound and vibration*, Vol. 218, n° 2, pp. 293-305, 1998.
- J.L. TAYLOR, Identification of bearing defects by spectral analysis, *Journal of mechanical design*, Vol. 102, pp. 199-204, 1980.
- R.J. KLCKNER, J. PIRVICS, Spherical roller bearing analysis, *Journal of lubrication technology*, Vol. 104, pp. 99-108, 1982.
- J. MATHEW, R.J. ALFREDSON, The condition monitoring of rolling element bearings using vibration analysis, *Journal of vibration acoustics stress and reliability in design*, Vol. 83, pp. 1-7, 1983.

- EL-SAEJDY, Finite element modelling of a rotor shaft rolling bearing system with consideration of bearing non linéarities, Journal of vibration and control, Vol. 4, n° , pp. 541-602, 1998.
- T. CONTURSI, A. MESSINA, E.J. WILLIAMS, A multiple damage location assurance criterion based on naturel frequency changes, Journal of vibration and control, Vol. 4, n° , pp. 619-633, 1998.

ANNEXES

Fiche technique des capteurs utilisés

Les accéléromètres utilisés pour toute la partie expérimentale de ce travail sont des accéléromètres piézo-électrique à électronique intégrée du type A/120/VT de la société DJB, doit voici les principales caractéristiques.



TYPE	CONIQUE		
MODELES	1	2	3
Sensibilité mV/g $\pm 5\%$ à 20°C	10	31,6	100
Fréquence de résonance (monté) kHz	28		
Sensibilité transversale max %	5		
Gamme de température d'utilisation °C	-50/+125		
Dérive de la sensibilité/température	-5 % à -50°C	-5 % à +125°C	
Sensibilité pyroélectrique g/°C	0,2		
Fréquence de coupure pyroélectrique Hz	0,002		
Sensibilité de sollicitation à l'extension à 250 $\mu\epsilon$ en g/ $\mu\epsilon$	0,01		
Accélération sinusoïdale continue max g	1000		
Tension d'alimentation V	15/35		
Courant d'alimentation mA	2/15		
Tension de repos V (20°C)	8,5/9,5		
Délai de stabilisation pour 90 % valeur finale en sec.	5	5	5
Niveau de bruit mg	3	2	1
Fréquence de coupure basse Hz	0,2	0,7	2
Fréquence de coupure basse (/L) Hz	0,1	0,4	1
Surcharge g	450/500	140/155	45/50
Impédance de sortie (500 Hz) Ω	30	50	100
Matériau du boîtier	acier inoxydable 303 S31		
Fixation	base taraudée 10/32 UNF x 4 mm		
Masse gramme	18,32 (VTC)		
Connecteur	Microdot 10/32 UNF (A/120/V, /VT) isolé (VI, /VTI) TNC (VTC)		
Construction	connecteur hermétique, soudé		

I. U. T. Accelerometer Calibration Certificate



D J Birchell Ltd
Finchley Avenue Industrial Estate
Mildenhall, Suffolk IP28 7BG
Tel. (01638) 712288
Sales: (01638) 714224
Fax: (01638) 711531
http://www.djbinstruments.com
e-mail: info@djbinstruments.com

D J B Instruments S.A.R.L.
33 bis, rue Louis Maury
65100 Verdun, FRANCE
Tel. (33) 329885124
Fax: (33) 329886740
http://www.djbinstruments.com
e-mail: info@djbinstruments.com
Date 30/11/98



Type	A/120/VT	Ser. No.	1698	20°C	°C	°C	°C	°C
CHARGE SENSITIVITY pC/pk/g pk								
Voltage SENSITIVITY mV pk/g pk			99.1					
CAPACITANCE pF								
INSULATION RESISTANCE								
PRESSURE SENSITIVITY pC/psi								
FREQUENCY Hz	20	200	4000					
Response % 20°C	-1	0	0					
Response % °C								
Response % °C								
THIS CALIBRATION IS TRACEABLE TO NAT. STD.								
Temp. +/- 2°C of Stated Temp. Meas. uncertainty +/- 3% confidence probability > 95% POLAR CROSS-AXIS ERROR, TEST FREQ. 100 Hz 3% max								
CABLE LENGTH								
TEMP(T) °C	-50	0	20	100	150	200	250	300
NORMALISED CHARGE SENSITIVITY $\frac{QT}{CZ0}$								
NORMALISED CAPACITANCE $\frac{CT}{CZ0}$								
OUTPUT VOLTAGE (e) WITH LOAD $CL = \frac{QT}{CT+CL}$								

Détermination de la force exercée par le pot vibrant

Pour estimer la force, il faut prendre en compte l'intensité R.M.S. délivrée par l'amplificateur de puissance qui pilote le pot vibrant (Figure B-3). La force maximale (52 N) délivrée par le pot vibrant, en fonctionnement normal correspond à un courant de 5 A. Toutefois, une force de 60 N peut être obtenue pour un courant de 7 A mais avec un refroidissement spécifique.

Ces données vont nous permettre de calculer la force du pot en sortie pour n'importe quel courant en entrée. En effet, la densité de flux magnétique nécessaire à l'obtention d'un effort est créée dans l'entrefer d'un aimant permanent (Figure B-1).

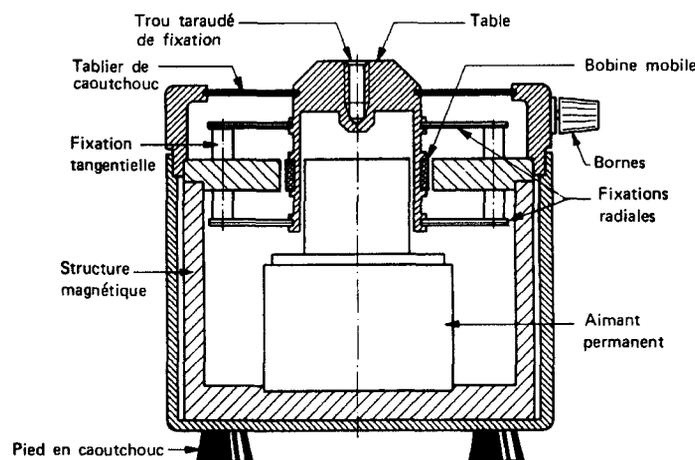


Figure B-1 : Vue en coupe de l'excitateur.

A partir des principes de base de l'électromagnétisme nous pouvons exprimer la force électromagnétique produite par le déplacement d'un noyau au cœur d'une bobine, soit :

$$F_e = B \cdot I_e \cdot L \cdot N = \mu_F \cdot I_e$$

Avec : F_e = force (N), B = densité de flux magnétique (weber. M^{-2}), I_e = courant (A), L = longueur du conducteur constituant la bobine (m), N = nombre de spires de la bobine, μ_F = facteur force / courant de la bobine ($N \cdot A^{-1}$). D'après le constructeur $\mu_F = 8.6 N \cdot A^{-1}$.

Cependant, il faut noter que la force calculée est la force électromagnétique appliquée à la bobine et non pas celle transmise intégralement à la structure. Le mouvement des composants du pot et de la barre de poussée implique des modifications d'ordre dynamique sur la valeur de la force (frottements, perpendicularité, ...). Pour une intensité donnée la force reste donc une valeur approchée qui ne peut être levée que par l'adjonction d'un transducteur de force.

Théorie de Hertz

La solution du calcul des déformations à l'interface de deux solides a été approximé par H. Hertz en 1881 sur la base des hypothèses suivantes :

- Les corps en contact sont continus, homogènes, élastiques et isotropes
- Les déformations sont petites
- Chaque solide peut être considéré comme un milieu semi-infini
- Pas de frottement.

Dans ces conditions, la relation donnée par Hertz s'exprime par

$$Q = K_H \cdot \delta^n \quad (2)$$

où :

- Q est la force normale d'action réciproque entre les corps ;
- K_H est une constante qui dépend de la forme des surfaces des corps en contact ; on a

$$K_H = \lambda \sqrt[3]{\frac{\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}}{1.5} \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R'_2}}}$$

- v_i et E_i sont respectivement les coefficients de Poisson et module d'Young des deux surfaces en contact, R_1 et R_2 les rayons des éléments en contact, R' au rayon des surfaces de contact et λ une fonction complexe déterminée à partir d'abaques [HERN98].
- δ est la compression élastique, c'est-à-dire le rapprochement de deux corps, ou, plus précisément, la variation de la distance entre les corps mesurée parallèlement à la ligne d'action de la force Q (Figure C-1) entre deux points arbitraires C1 et C2, assez éloignés du point de contact et rigidement liés à leur corps respectif.

A maintes reprises, la formule (2) a été vérifiée expérimentalement, surtout dans le cas de contact entre une sphère et un plan et de contraintes peu importantes.

En règle générale, on peut admettre que sous l'effet d'une force Q tendant vers 0, la surface de contact entre deux corps (1 et 2) est réduite à un point géométrique (Figure C-1).

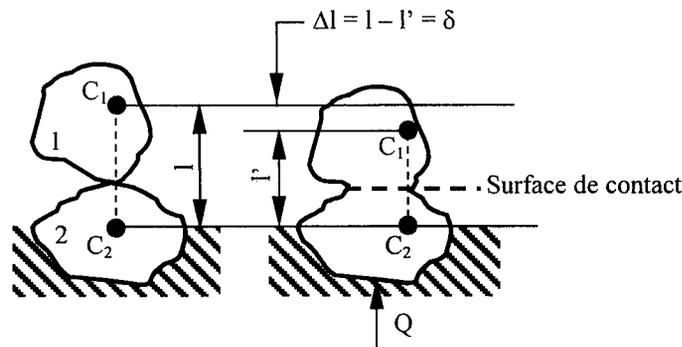


Figure C-1 : Schéma de contact réciproque de deux corps sous l'effet d'une force normale

Si les deux corps ont la même courbure dans un même plan, le contact s'établit suivant une ligne, c'est le cas, par exemple, de deux cylindres à axes parallèles.

En pratique, dans les roulements, sous l'effet d'une force $Q > 0$, il se crée (conformément à la théorie de Hertz,) une surface de contact plane, qui a la forme d'une ellipse, ou le rapport entre

le demi-grand axe a et le demi-petit axe b peut varier dans les limites $1 < \frac{a}{b} < \infty$. Dans cette

expression, la limite de gauche correspond au contact entre les deux sphères, ou entre une sphère et une surface plane (Figure C-2), par contre celle de droite correspond au contact entre deux cylindres infiniment longs.

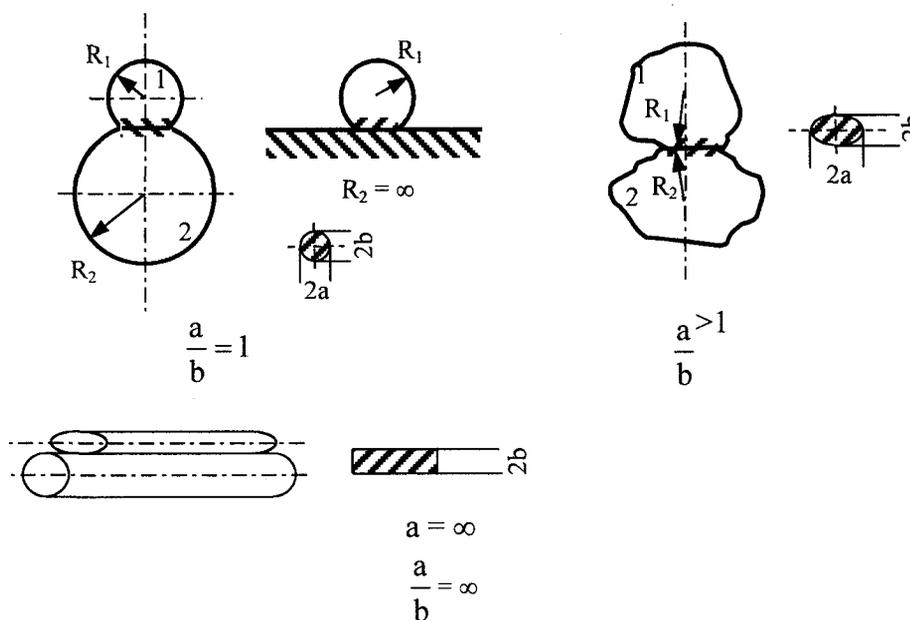


Figure C-2 : Influence de la géométrie des corps en contact sur la forme de la surface de contact et le rapport entre les demi-axes a/b

Matrice des résidus, complément

La transformation de Laplace est intéressante car elle rend possible le traitement de fonction discontinus en prenant automatiquement en compte les conditions initiales.

La transformation de Laplace d'une fonction $x(t)$, renoter $X(s)$, est définie par

$$X(s) = \mathcal{L}[x(t)] = \int_0^{+\infty} e^{-\Delta t} x(t) dt$$

ou s est une quantité complexe connue sous le nom de variable de Laplace.

Si on utilise la transformation de Laplace de côté de l'équation

$$[M] \{\ddot{x}\} + [C] \{\dot{x}\} + [K] \{x\} = \{f\}$$

on obtient $\mathcal{L}[m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t)] = m[s^2 X(s) - s x(0) - \dot{x}(0)] + c[sX(s) - x(0)] + kX(s)$

$$= (m s^2 + c s + k)X(s) - m s x(0) - m \dot{x}(0) - c x(0)$$

et

$$\mathcal{L}[F(t)] = F(s)$$

ou $(m s^2 + c s + k)X(s) = F(s) + m \dot{x}(0) + (m s + c)x(0)$

où $x(0)$ et $\dot{x}(0)$ sont respectivement les déplacements et vitesses initiaux et le côté droit de l'équation précédente peut être considéré la transformation généralisée de l'excitation. Si les conditions initiales sont nulles, le ratio de la réponse transformée sur l'excitation transformée peut s'écrire :

$$H(s) = \frac{X(s)}{F(s)}$$

ou $H(s) = \frac{1}{m s^2 + c s + k}$ est la fonction de transfert système. $H(s)$ est une valeur complexe

fonction de s . Le dénominateur de cette fonction de transfert est l'équation caractéristique

donnant deux racine exprimées par $s_{1,2} = \sigma \pm i\omega_d$ avec $\sigma = -\xi\omega_n$ et $\omega_d = \omega_n\sqrt{1-\xi^2}$.

La fonction de transfert peut maintenant être réécrite telle que

$$H(s) = \frac{1}{m(s-s_1)(s-s_2)}$$

ou $s_1 = \sigma + i\omega_d$ et $s_2 = s_1^* = \sigma - i\omega_d$ sont appelés pôles de la fonction de transfert, ils sont visibles à la Figure E-1.

L'expression précédente peut s'écrire

$$H(s) = \frac{1}{m(s-s_1)(s-s_1^*)} = \frac{A}{(s-s_1)} + \frac{A^*}{(s-s_1^*)}$$

ou les complexes conjugués A et A^* sont définis comme les résidus de la fonction de transfert et son directement reliés à l'amplitude et la fonction réponse. Les résidus sont donné par

$A = \frac{1}{i2m\omega_d}$. Pour 1 ddl A est un imaginaire pur, pour un système à n ddl, les résidus sont

généralement des quantités complexes.

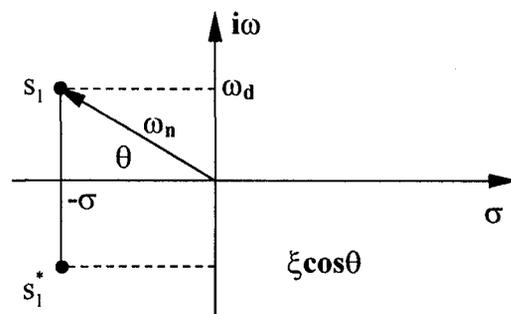


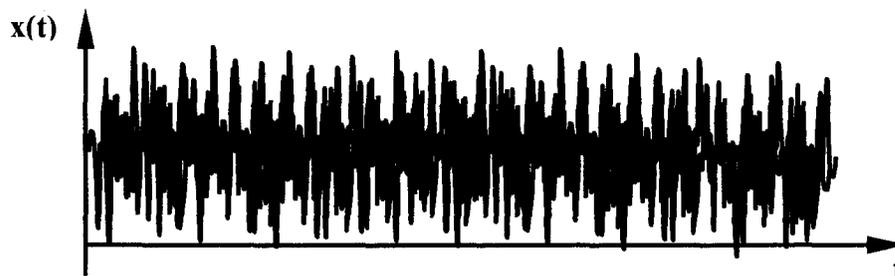
Figure E-1 : Représentation d'un pôle dans l'espace de Laplace

Détection d'enveloppe ou HFRT (High Frequency Resonance Technique)

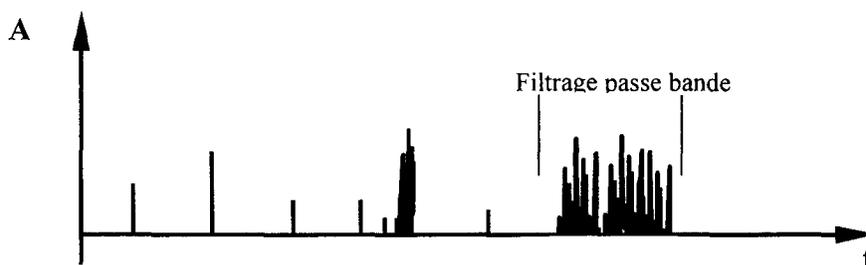
La méthode de détection d'enveloppe est une technique utilisée en maintenance conditionnelle pour la détection de défauts à l'état précoce tant pour l'application aux roulements à billes et à rouleaux que pour la surveillance des engrenages par exemple. La détection d'enveloppe utilise les résonance de la structure, en haute fréquence ($\approx 10\text{kHz}$), pour déterminer les fréquences de défauts générés par des chocs dans les basses fréquences ($< 1\text{kHz}$). En effet, l'analyse en fréquence des signaux de vibrations de machines tournantes est très riche dans le domaine des basses fréquence. C'est dans cette bande que se manifestent tous les défauts traditionnels de cinématique : balourds, désalignements, passage d'aubes, défauts de roulement, engrènements, défauts de paliers, excitations dues aux moteurs électriques, etc.

On procède donc comme suit :

- Détermination des résonances de la structure dans la gamme (0-10kHz)
- Détermination du signal temporel



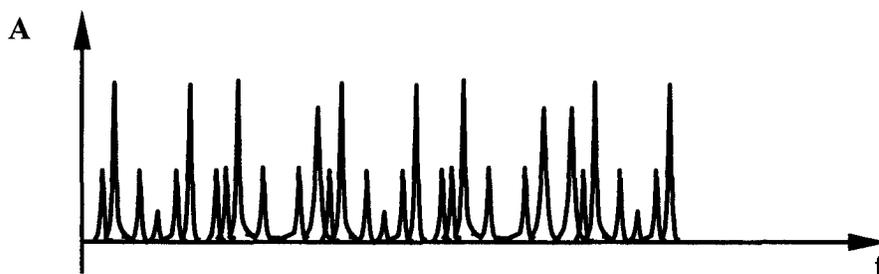
- Transformée de Fourier du signal + filtrage autour de la résonance choisie avec une largeur de bande telle qu'elle comporte les fréquences et harmoniques représentatifs du défaut recherché.



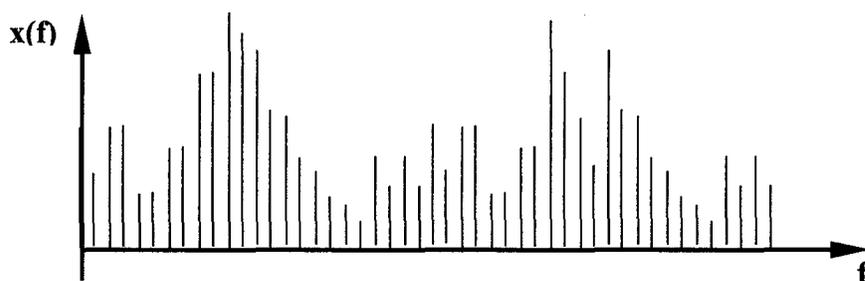
- Transformée de Fourier inverse du spectre filtré. On obtient alors un signal temporel plus clair, permettant de visualiser les chocs et les périodicité du signal.



- Suppression des composantes haute fréquences et détection d'enveloppe par la transformée de Hilbert suivi d'un redressage.



- On effectue alors la transformée de Fourier sur ce signal. Les fréquences ainsi obtenues sont précisément celles que l'on recherche.

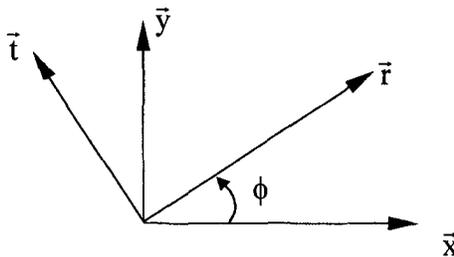


En effectuant la transformée de Fourier sur le log du spectre précédent et en élevant au carré, on obtient une représentation en $1/f$, où seules subsistent les fréquences fondamentales.

Matrice de raideur analytique du roulement à billes, compléments

• Détermination de la matrice de passage

Nous pouvons exprimer le vecteur des efforts $\{Q\}$, s'exerçant sur une bille, dans le repère $(O, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$. Soit $(O, \bar{r}, \bar{t}, \bar{z})$ un repère intermédiaire. Pour passer de $(O, \bar{r}, \bar{t}, \bar{z})$ à $(O, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$ on note :



$$\begin{aligned}\bar{r} &= \bar{x} \cdot \cos \phi + \bar{y} \cdot \sin \phi \\ \bar{t} &= -\bar{x} \cdot \sin \phi + \bar{y} \cdot \cos \phi\end{aligned}\quad (1)$$

Nous noterons $\{\tau_Q\}$, le torseur des efforts s'exerçant sur une bille au point M dans $(O, \bar{r}, \bar{t}, \bar{z})$:

$$\{\tau_Q\}_M = \begin{Bmatrix} Q_r & 0 \\ 0 & T \\ Q_z & 0 \end{Bmatrix}_{O, \bar{r}, \bar{t}, \bar{z}} \quad (2)$$

Exprimons $\{\tau_Q\}$ au point O (changement de centre de réduction du torseur) :

Nous notons \bar{R} la résultante de $\{\tau_Q\}$.

$$\text{On a : } \{\tau_Q\}_O = \begin{Bmatrix} Q_r & 0 \\ 0 & T \\ Q_z & 0 \end{Bmatrix} + \overline{OM} \wedge \bar{R} = \begin{Bmatrix} Q_r & 0 \\ 0 & T \\ Q_z & 0 \end{Bmatrix} + \begin{vmatrix} r_m & Q_r \\ 0 & 0 \\ z_m & Q_z \end{vmatrix}$$

soit :

$$\{\tau_Q\}_O = \begin{Bmatrix} Q_r & 0 \\ 0 & T + (Q_r z_m - Q_z r_m) \\ Q_z & 0 \end{Bmatrix}_{O, \bar{r}, \bar{t}, \bar{z}} \quad (3)$$

En notant $\{f\}$ la représentation de $\{Q\}$ dans le repère $(O, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$:

$$\{f\}^T = (f_x, f_y, f_z, m_x, m_y)$$

et en exprimant la résultante \bar{R} du torseur $\{\tau_Q\}$ dans le repère $(O, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$:

$$\bar{R} = Q_r \cdot \bar{r} + Q_z \cdot \bar{z} = Q_r \cdot \cos \phi \cdot r\bar{x} + Q_r \cdot \sin \phi \cdot r\bar{y} + Q_z \cdot \bar{z} \quad (4)$$

il devient possible d'écrire :

$$\begin{Bmatrix} \cos\phi & 0 \\ \sin\phi & 0 \\ 0 & 1 \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} Q_r \\ 0 \\ Q_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \end{Bmatrix}$$

De même, le moment \overline{M}_O du torseur $\{\tau_Q\}_O$ s'écrit dans le repère $(O, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$:

$$\overline{M} = [T + (Q_r \cdot z_m - Q_z \cdot r_m)] \cdot \bar{t} \quad (5)$$

$$\overline{M} = -T \sin\phi \bar{x} + T \cos\phi \bar{y} - Q_r z_m \sin\phi \bar{x} + Q_r z_m \cos\phi \bar{y} + Q_z r_m \sin\phi \bar{x} - Q_z r_m \cos\phi \bar{y}$$

Soit :

$$\begin{Bmatrix} -z_m \sin\phi & -\sin\phi & r_m \sin\phi \\ z_m \cos\phi & \cos\phi & -r_m \cos\phi \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} Q_r \\ T \\ Q_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} m_x \\ m_y \end{Bmatrix}$$

Donc globalement :

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \\ m_x \\ m_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\phi & 0 & 0 \\ \sin\phi & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\phi \sin\phi & \sin\phi \sin\phi & -\sin\phi \\ \cos\phi \cos\phi & -\cos\phi \cos\phi & \cos\phi \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} Q_r \\ Q_z \\ T \end{Bmatrix}$$

$$\Leftrightarrow \{f\} = [R_\phi]^T \begin{Bmatrix} Q_r \\ Q_z \\ T \end{Bmatrix} \quad (6)$$

avec $[R_\phi]^T$ la transposée de $[R_\phi]$, matrice de passage du repère cylindrique au repère cartésien, définie par :

$$[R_\phi] = \begin{bmatrix} \cos\phi & \sin\phi & 0 & -z_m \cdot \sin\phi & z_m \cdot \cos\phi \\ 0 & 0 & 1 & r_m \cdot \sin\phi & -r_m \cdot \cos\phi \\ 0 & 0 & 0 & -\sin\phi & \cos\phi \end{bmatrix} \quad (7)$$

• **Détermination de la matrice des efforts en fonction de la géométrie du roulement**

Pour pouvoir déterminer cette matrice de raideur de contact, pour une bille, il faut suivre de plus près le déplacement du point M, le centre de courbure de la bague intérieure. En situation nominale, c'est à dire sans aucune charge : $\{\delta\}=\{0\}$ et $\{u\}=0$. La ligne de contact qui relie les centres de courbures des bagues intérieure et extérieure forme un angle α_0 avec

l'axe radial (Figure F-1). Cet angle est appelé angle de contact nominal. Nous noterons Δ_i et Δ_e les jeux avec les bagues intérieure et extérieure.

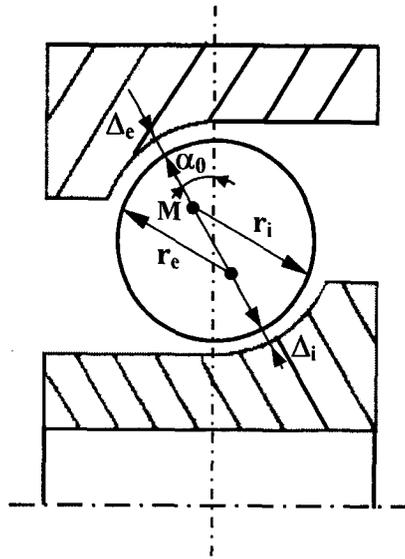


Figure F-1 : Section géométrique du roulement à billes

Les distances entre les centres de courbure et le centre de la bille s'écrivent (Figure F-2) :

$$\begin{aligned} l_{oi} &= r_i - \frac{Dw}{2} - \Delta_i \\ l_{oe} &= r_e - \frac{Dw}{2} - \Delta_e \end{aligned} \quad (8)$$

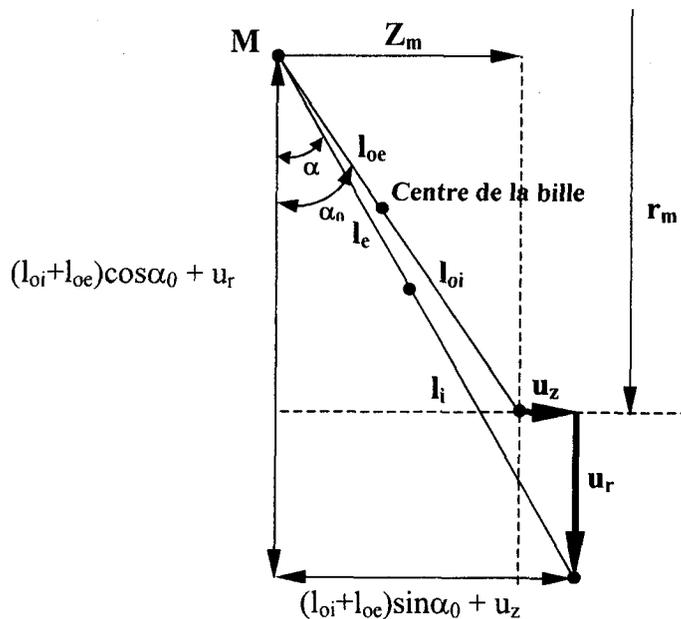


Figure F-2 : Déplacement du point M

Comme le montre la Figure F-2, le centre de courbure de la bague intérieure est choisie comme point de référence. Lorsque la bille est comprimée entre les deux bagues, son

centre peut se déplacer sur la ligne de contact qui forme un angle α avec l'axe radial. L'angle α est déterminé par la relation :

$$\tan \alpha = \frac{(l_{oi} + l_{oe}).\sin \alpha_0 + u_z}{(l_{oi} + l_{oe}).\cos \alpha_0 + u_r} \quad (9)$$

La distance entre les centres de courbures est donnée par :

$$l_i + l_e = \sqrt{\{(l_{oi} + l_{oe}).\cos \alpha_0 + u_r\}^2 + \{(l_{oi} + l_{oe}).\sin \alpha_0 + u_z\}^2} \quad (10)$$

Nous pouvons déduire la compression élastique δ entre la bague intérieure et extérieure, ou plus précisément, la variation de distance entre les deux corps :

$$\delta = l_i + l_e - l_{oi} - l_{oe} - \Delta_i - \Delta_e \quad (11)$$

Lorsqu'il y a contact, la force normale d'action Q qui caractérise la pression de contact de la bille est supérieure à 0, on a alors la relation :

$$\begin{Bmatrix} Q_r \\ Q_z \\ T \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -Q \cos \alpha \\ -Q \sin \alpha \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Pour déterminer la matrice $[Q]$, un certain nombre de dérivées partielles doivent être déterminées en tenant compte du fait que α et δ sont fonction de $\{u\}$:

$$\frac{\partial Q_r}{\partial u_r} = -\frac{\partial Q}{\partial \delta} \times \frac{\partial \delta}{\partial (l_i + l_e)} \times \frac{\partial (l_i + l_e)}{\partial u_r} \cos \alpha + Q \sin \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial u_r} \quad (12)$$

La dérivée de l'équation (11) nous donne :

$$\frac{\partial \delta}{\partial (l_i + l_e)} = 1 \quad (13)$$

En fonction de la Figure F-2 on peut écrire :

$$l_i + l_e = \frac{(l_{oi} + l_{oe}).\cos \alpha_0 + u_r}{\cos \alpha} = \frac{(l_{oi} + l_{oe}).\sin \alpha_0 + u_z}{\sin \alpha} \quad (14)$$

En dérivant cette équation on obtient :

$$\frac{\partial (l_i + l_e)}{\partial u_r} = \frac{1 + (l_i + l_e). \sin \alpha. \frac{\partial \alpha}{\partial u_r}}{\cos \alpha} = \frac{-(l_i + l_e). \cos \alpha. \frac{\partial \alpha}{\partial u_r}}{\sin \alpha} \quad (15)$$

Cette égalité produit :

$$\frac{\partial \alpha}{\partial u_r} = -\frac{\sin \alpha}{l_i + l_e} \quad (16)$$

En substituant l'équation (16) dans l'équation (15), on obtient :

$$\frac{\partial (l_i + l_e)}{\partial u_r} = \cos \alpha \quad (17)$$

Avec les expressions (13), (16) et (17), l'équation (12) devient :

$$\frac{\partial Q_r}{\partial u_r} = -\frac{\partial Q}{\partial \delta} (\cos \alpha)^2 - \frac{Q (\sin \alpha)^2}{l_i + l_e} \quad (18)$$

Un raisonnement similaire nous donne les autres composantes de la matrice $[Q]$:

$$\frac{\partial Q_r}{\partial u_z} = \frac{\partial Q_z}{\partial u_r} = \frac{\partial Q}{\partial \delta} \sin \alpha \cdot \cos \alpha + \frac{Q \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{l_i + l_e} \quad (19)$$

et

$$\frac{\partial Q_z}{\partial u_z} = -\frac{\partial Q}{\partial \delta} (\sin \alpha)^2 - \frac{Q (\cos \alpha)^2}{l_i + l_e} \quad (20)$$

Comme nous l'avons mentionné, les autres composantes sont nulles, compte tenu du choix du centre de courbure comme point de référence :

$$\frac{\partial Q_r}{\partial \theta} = \frac{\partial Q_z}{\partial \theta} = \frac{\partial T}{\partial u_r} = \frac{\partial T}{\partial u_z} = \frac{\partial T}{\partial \theta} = 0 \quad (21)$$

Nous avons ainsi toutes les informations pour calculer $[Q'] =$

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial Q_r}{\partial u_r} & \frac{\partial Q_r}{\partial u_z} & \frac{\partial Q_r}{\partial \theta} \\ \frac{\partial Q_z}{\partial u_r} & \frac{\partial Q_z}{\partial u_z} & \frac{\partial Q_z}{\partial \theta} \\ \frac{\partial T}{\partial u_r} & \frac{\partial T}{\partial u_z} & \frac{\partial T}{\partial \theta} \end{bmatrix}.$$

RESUME :

Le suivi vibratoire d'organes sensibles de machines tournantes (palier à roulement, engrenages...), utilisé dans les process de surveillance des machines, est tributaire du type d'analyse mis en œuvre, de la qualité des appareils utilisés mais aussi et surtout du choix de l'emplacement des points de mesures. Il n'est en effet pas toujours possible de se positionner au droit même de l'élément à étudier et ce, pour des raisons d'accessibilité géométriques ou fonctionnelles. La fiabilité des analyses vibratoires serait donc accrue si l'on pouvait améliorer la procédure expérimentale de prise de mesures en spécifiant des zones susceptibles d'être aussi sensibles et riches en informations. Cette étude s'inscrit donc dans le cadre d'une démarche générale dont l'objectif est de proposer une approche numérique qui permette de cerner au mieux l'emplacement optimal de ces point de mesures. Un intérêt particulier est porté à l'élément commun à toutes ces machines ; à savoir le roulement. Le roulement, et plus exactement le « chemin de passage » que constitue le roulement et le palier, est le point clé de la transmission vibratoire de la partie dynamique à la partie statique de la machine tournante. La matrice de raideur tangente d'un roulement à billes est déterminée puis intégrée dans un code éléments finis afin de modéliser, dans un premier temps, le comportement vibratoire d'un ensemble élémentaire arbre-roulement-carter. Une étude expérimentale en analyse modale, mettant en œuvre un système d'acquisition multivoie ainsi que des capteurs piézo-électriques, a été menée avec pour objectif de quantifier expérimentalement ces zones de mesures et de valider l'approche numérique. Dans un deuxième temps, le cas d'une machine tournante de type industriel est également traité pour asseoir le bien fondée de la démarche et en démontrer l'intérêt pratique.

MOTS CLES : Roulement à billes, position du capteur, matrice de raideur tangente, éléments finis, analyse modale expérimentale, maintenance.

SUMMARY :

The vibratory analysis of sensitive parts of rotating systems (rolling bearing, gears, etc), used in the machine monitoring (predictive maintenance), depends on the means implemented but more especially on the measurements points choice. Indeed, it is not always possible to locate the sensors near the studied element, because of geometrical or functional accessibility reasons (moving parts, machine size, high temperature, etc). The reliability of vibratory measurements should be thus increased if the experimental procedure was improved by specifying zones which are likely more sensitive and rich in information, whatever the sensor type used. The aim of this study is to propose a numerical approach which makes possible; (i) a better surround of the optimal measurement points location; (ii) to give accurate indications that could followed by the designers of revolving machines to suggest solutions on vibratory flows orientation towards accessible zones. For that purpose, a particular interest is carried to the waveguide that constitutes the rolling element bearing. We can consider that they are the key points of vibratory transmission between the dynamic and static parts of a revolving machine. By limiting the approach to the rolling element bearing as ball bearings, the stiffness matrix of this component has been numerically evaluated and integrated in a finite element software. Firstly, the numerical approach was used to model the vibratory behavior of a revolving machine, which is restricted to an elementary cell composed with a shaft, a ball bearings and a casing. A modal analysis of this bench test had improved the coherence of the calculations and shows a good suitability between numerical and experimental results. In a second time, an industrial machine has been studied (a grinding machine) which has permitted to confirm the method and to show the practical interest of this approach.

KEY WORDS : Rolling ball bearing, sensor localisation, tangente stiffness matrix, finite element method, experimental modal analysis, maintenance.

