



**HAL**  
open science

# Recherches en Dynamique pour un Développement d'Eco Machines Tournantes Réactives - Smart Machines

Jarir Mahfoud

► **To cite this version:**

Jarir Mahfoud. Recherches en Dynamique pour un Développement d'Eco Machines Tournantes Réactives - Smart Machines. Sciences de l'ingénieur [physics]. INSA de Lyon, 2009. tel-00545388

**HAL Id: tel-00545388**

**<https://theses.hal.science/tel-00545388>**

Submitted on 10 Dec 2010

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

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

# **HABILITATION A DIRIGER DES RECHERCHES**

Spécialité Mécanique

**Recherches en Dynamique pour un Développement  
d'Eco Machines Tournantes Réactives - Smart Machines**

Jarir Mahfoud

Maître de Conférences à

Université de LYON

Institut National des Sciences Appliquées

Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures - LaMCoS UMR5259

Numéro : HDR 2009 006



# PLAN

HABILITATION A DIRIGER DES RECHERCHES.....	1
PLAN.....	3
REMERCIEMENTS.....	5
CONTEXTE.....	7
I SUIVI DE COMPORTEMENT .....	9
I.1 Analyse Fonctionnelle .....	10
I.2 Dispositif Expérimental.....	12
I.2 Modélisation Théorique.....	13
I.3 Modélisation Expérimentale .....	16
I.4 Automatisation par Utilisation de Réseaux de Neurones.....	24
I.5 Conclusions .....	27
II DÉFINITION ET IDENTIFICATION DE MODÈLE DE COMPORTEMENT: APPLICATION A L'ÉQUILIBRAGE .....	28
II.1 Optimisation par Méthodes Heuristiques.....	29
II.2 Méthode des Coefficients d'Influence.....	31
II.3 Identification d'un Modèle pour l'Optimisation de l'Equilibrage (EF).....	32
II.4 Identification d'un Modèle pour l'Optimisation de l'Equilibrage (Modèles d'Etat) ...	38
II.5 Equilibrage Adaptatif (Méta-modèle) .....	48
II.6 Conclusion .....	51
III CONTRÔLE ACTIF.....	52
III.1 Contrôle par Actionneurs Piézoélectriques.....	53
III.2 Contrôle par Actionneurs Electromagnétiques .....	58
III.3 Conclusions .....	71
IV PROJET DE RECHERCHE.....	73
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	75
ENCADREMENT .....	80
BREVET .....	82
PUBLICATIONS.....	82



## REMERCIEMENTS

Je remercie le Professeur Hannes Bleuler d'avoir accepté d'être rapporteur de ce travail et pour ses remarques pertinentes.

Je remercie le Professeur Nicolò Bachschmid d'avoir accepté d'être rapporteur de ce travail et pour les commentaires qui m'ont permis d'améliorer ce document.

Je remercie également le Professeur Daniel Froelich d'avoir accepté d'être rapporteur de ce travail, pour les commentaires et toutes les discussions fructueuses

Je remercie le Professeur Régis Dufour pour ses remarques et conseils enrichissants durant la rédaction de ce document et pour avoir accepté de faire partie du Jury.

Je remercie le professeur Valder Steffen Jr pour son soutien, encouragements et conseils et d'avoir accepté de faire partie du Jury.

Je remercie le professeur Eric Jacquelin d'avoir accepté d'examiner ce travail et de faire partie du Jury.

Un grand merci à Johan Der Hagopian pour son soutien et pour ses efforts et conseils précieux qui m'ont permis d'effectuer le changement thématique dans de bonnes conditions et d'avoir accepté de faire partie du Jury.

Plusieurs collègues et étudiants ont contribué d'une façon directe ou indirecte à ce travail, je tiens à les remercier sincèrement. Merci tout particulièrement à Claire Breneur pour ses encouragements et les remarques enrichissantes et précises.

Finalement je remercie les membres du Laboratoire pour leur soutien et leurs encouragements.



## CONTEXTE

Les machines tournantes sont présentes dans bien de domaines de nos industries et de nos sociétés et jouent un rôle primordial dans le transport et l'énergie. Le contexte actuel d'épuisement de ressources fossiles et la demande continuellement en augmentation d'énergie, font du domaine de la production de l'énergie (qu'elle soit électrique, thermique, éolienne, hydraulique ou nucléaire) un secteur qui concentre une part importante de l'innovation et de l'investissement des institutions et des industriels. Les tendances actuelles concernent l'augmentation du rendement et de la fiabilité, la diminution des dimensions, des coûts d'exploitation et des impacts environnementaux. Les machines doivent donc opérer dans des conditions respectant les normes de sécurité, de sûreté, de confort et d'environnement. La maîtrise et l'optimisation de ces conditions ont constitué le fil conducteur des recherches que je mène.

Après un DEA et une thèse, au Laboratoire de Mécanique des Structures (LMSt - UPRESA 5006) à l'INSA de Lyon, sur l'équilibrage des rotors flexibles avec contraintes imposées sur les niveaux vibratoires j'ai été nommé en 1991 Maître de Conférences au Laboratoire de Conception et Analyses de Systèmes Mécaniques (CASM - EA 676) à l'INSA de Lyon. Mes travaux concernaient la Conception Mécanique Intégrée et plus particulièrement le suivi de comportement de systèmes mécaniques complexes comme le boîtes de transmission de puissance. Depuis 2002 et suite à deux fusions successives de laboratoires, je suis membre de l'équipe Dynamique et Contrôle des Structures du Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS – UMR 5259) à l'INSA de Lyon. J'ai profité de ce changement et de ces contraintes pour recentrer mes activités autour des machines tournantes et plus particulièrement "l'équilibrage et le contrôle actif des machines tournantes".

L'ensemble de ma recherche concerne le suivi du comportement, l'équilibrage et le contrôle actif des machines tournantes. Trois thèmes qui ont un point commun la définition et l'identification d'un modèle de la machine ensuite, connaissant les réponses identifier les perturbations et les forces extérieures. Ces recherches constituent la base vers le développement de machines avec une capacité de réagir, sans interventions extérieures, en présence d'une défaillance ou lors de passage des zones de vitesses critiques ou des zones d'instabilités, de modifier ses caractéristiques afin d'avoir toujours un comportement respectant les normes de sécurité, de sûreté, de confort et d'environnement. La base vers un développement d'une Eco machine tournante réactive: une Smart machine tournante.

Les premières recherches que j'ai co-encadrées traitent **du suivi de comportement** et du diagnostic des boîtes de transmission de puissance par engrenages [M2-M9, CT1 et CT2]. L'objectif est la mise en place d'une approche de maintenance préventive de machines tournantes en présence de défauts combinés d'engrenages et de roulements [J2, J3, J4, J6, J7, J9]. L'approche scientifique est à la fois numérique et expérimentale. Dans les deux approches, les défauts critiques étudiés ont été choisis suite à une étude AMDEC (Analyse de Modes de Défaillance, de leurs Effets et leurs Criticités). Cette démarche a été appliquée également pour la définition d'une méthode de maintenance préventive conditionnelle appliquée aux turbomachines dans le cadre du Post-doc de Flavio D'Ambrosio [CT3].

Mes recherches concernant **l'équilibrage des machines tournantes** ont débutés lors de ma thèse [T1, J1]. Les études et coopérations réalisées ont abouti à un logiciel d'équilibrage utilisé dans l'industrie. Ce thème toujours d'actualité a évolué vers différentes activités:

- la mise en place d'une méthodologie d'équilibrage multi-étage pour des systèmes complexes comme les compresseurs monopistons [C28],
- le développement de méthodes d'équilibrage basées sur un modèle identifié expérimentalement afin de réduire le nombre d'essais [J10, J12],



- le développement d'approches permettant de prendre en compte des non linéarités dues à la très grande flexibilité des structures étudiées [J11],
- l'optimisation de la répartition des masses de correction à la fois en positions et en valeur en intégrant des effets de non linéarité de comportement et des perturbations stochastiques des mesures.

Le thème **contrôle actif des machines tournantes** est le plus récent. Il porte sur le développement et la mise en place de stratégies de contrôle permettant la modification du comportement dynamique des rotors en flexion, en régime transitoire, par l'utilisation d'actionneurs. Le contrôleur peut être dans le domaine physique ou modal avec une commande floue ou neuro-floue. Concernant la technologie d'actionneurs, des travaux ont déjà été réalisés en utilisant des actionneurs piézoélectriques [J8]. Le contrôle est efficace et robuste, le seul inconvénient concerne la liaison entre l'actionneur et la machine. Nos recherches actuelles portent sur la conception et le dimensionnement d'actionneurs électromagnétiques [J13, J14] qui présentent l'avantage d'être sans contact et offrent la possibilité de contrôler à la fois l'arbre du rotor et un de ces composants (paliers hydrodynamiques). Ces travaux font l'objet d'une thèse déjà soutenue [CT5] et une thèse en préparation que je co-encadre [CT6].

Les recherches menées ont souvent bénéficié de soutiens d'entreprises industriels. Actuellement il peut être cité : la société DANFOSS pour l'équilibrage, la société GE Oil & Gas et la société CONVERTEAM pour la dynamique des rotors sur paliers magnétiques actifs.

Ces recherches s'appuient également sur des collaborations scientifiques internationales dans lesquelles je me suis fortement investi:

- Une collaboration avec l'équipe du Professeur Aly El-Shafei de l'université du Caire avec un séjour de chercheur invité d'un mois,
- des collaborations avec l'équipe du Professeur Valder Steffen Jr de l'université fédérale d'Uberlândia avec des thèses sandwichs [CT4 et CT7], et un séjour de chercheur invité pour quatre mois,
- une collaboration avec l'équipe du Professeur Julio Mancilla à l'Instituto Politecnico Nacional – Mexico et un séjour de chercheur invité d'un mois,
- l'accueil au laboratoire pour un an du Professeur Bosco Da Silva de l'Universidade Federal do Rio Grande do Norte UFRN, Natal – Brasil.

Mes activités et thèmes de recherches sont présentés en trois chapitres sans prendre en compte l'aspect chronologique. Chaque chapitre présente la recherche déjà réalisée, celle en cours puis future. Un chapitre est consacré au projet de recherche concernant les études initiées dans un souci d'appliquer et d'adapter les acquis dans des contextes particuliers de complexité des nouvelles machines ou tout simplement la volonté de considérer les besoins environnementaux et le développement **d'Eco- Machines Tournantes** [M16, J14].

Le plan du rapport est le suivant:

- Suivi de comportement,
- Définition et identification de modèle de comportement: application à l'équilibrage,
- Contrôle actif,
- Projet de recherche.

## I SUIVI DE COMPORTEMENT

Le monde de l'industrie et plus particulièrement le domaine de la production de l'énergie dispose de machines et d'installations qui sont de plus en plus performantes et complexes. La production de l'énergie, qu'elle soit électrique, thermique, éolienne, hydraulique ou nucléaire, impose des exigences de haute sécurité, de réduction des coûts d'exploitation et de maîtrise de la disponibilité des équipements donnant ainsi à la maintenance des systèmes un rôle prépondérant.

Une politique de maintenance préventive optimisée doit permettre d'augmenter la disponibilité et de n'intervenir qu'en présence d'éléments défectueux, de minimiser le temps de réparation, et de fournir un diagnostic fiable et facilement interprétable malgré la complexité des équipements.

Suivant l'importance du paramètre sécurité, la maintenance préventive peut être systématique ou conditionnelle. Le principe des deux approches est identique: définir l'indicateur adéquate qui signale la présence d'un ou plusieurs défauts d'un composant et qui indique un niveau critique au-delà duquel une intervention est nécessaire.

La maintenance systématique est basée sur les lois de fiabilité en relation avec les conditions de fonctionnement définies par les constructeurs. Plusieurs optimisations sont possibles, citons à titre d'exemple le remplacement à périodicité fixe et réparation minimale :

$$T \cdot \lambda(T) - \int_0^T \lambda(t) \cdot dt = C_p / C_d \quad (I.1)$$

avec :

- T Temps optimal de remplacement,
- C<sub>p</sub> Coût du préventif,
- C<sub>d</sub> Coût de la défaillance,
- λ(t) Taux de défaillance.

Le taux de défaillance λ(t) pour des composants ou des systèmes peut être obtenu à partir des retours d'expériences. Son évolution en fonction du temps de fonctionnement est appelée la courbe en baignoire (Fig. I.1a).

Cependant, la dispersion de géométrie, l'hétérogénéité des matériaux ou les surcharges d'utilisation peuvent entraîner des défaillances avant la date optimale prévue. C'est pourquoi, et essentiellement pour les systèmes mécaniques où la sécurité est un paramètre de grande importance, la maintenance préventive conditionnelle est appliquée.

La maintenance préventive conditionnelle est subordonnée à un type d'événement prédéterminé (niveaux de capteurs, bruits, mesure d'usure...) révélateur d'un état de dégradation du bien. Après avoir défini un état de référence supposé sans perturbation (t=0), un changement de la réponse mesurée par rapport à cet état de référence indique l'apparition de défauts qui sont considérés comme perturbations. Le plus souvent, il est supposé que les perturbations ne sont pas suffisamment importantes pour changer la fonction de transfert du système.

Si les indicateurs définis sont suffisamment efficaces pour indiquer la présence des défauts, il est intéressant de pouvoir définir des seuils au dessous desquels il est possible d'opérer et de prévoir le temps de fonctionnement en toute sécurité. Une approche où l'indicateur du défaut choisi est à l'image de son taux de défaillance (figure I.1). La principale difficulté consiste à établir la relation entre le niveau de manifestation de chaque défaut et sa gravité.

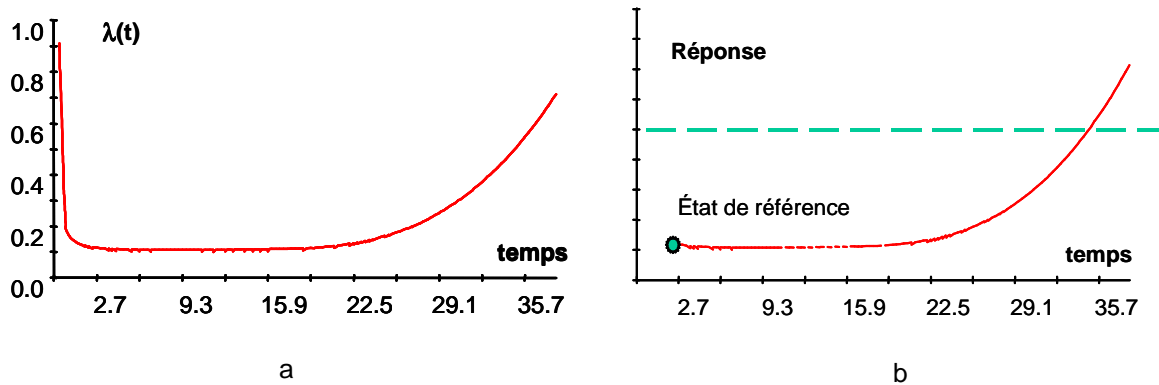


Fig. 1.1: Définition des seuils à partir des indicateurs issus de mesures

Mes activités de recherche concernent essentiellement la mise en place de démarche de politique de maintenance préventive conditionnelle. Dans ce qui suit, cette démarche entreprise est appliquée à une boîte de transmission de puissance par engrenages. Elle repose sur une approche de modélisation numérique utile pour l'appréhension des phénomènes de base, et sur une approche expérimentale nécessaire à la validation des méthodologies proposées. Deux composantes importantes sont également nécessaires afin d'avoir une approche globale et optimisée. La première concerne les outils d'analyse fonctionnelle permettant de synthétiser les besoins et de prendre en compte la spécificité du système étudié ainsi que les contraintes imposées. La seconde concerne l'automatisation de la méthodologie développée à l'aide des réseaux de neurones [CT1, CT2].

### 1.1 Analyse Fonctionnelle

Les outils d'analyse fonctionnelle permettent de synthétiser le besoin auquel répond une politique de maintenance préventive. Elle doit notamment prendre en compte la spécificité du système à surveiller avec ses anomalies probables, les exigences de coûts et de sécurité, les possibilités matérielles concernant les moyens de mesure et de traitement, ainsi que la facilité d'interprétation de l'équipe de surveillance. Une démarche rigoureuse doit être entreprise pour définir précisément les relations existant entre ces différents éléments. On définit alors les fonctions de service dissociées en fonctions principales (FP) et fonctions de contrainte (FC) assurées par l'outil à développer (figure 1.2).

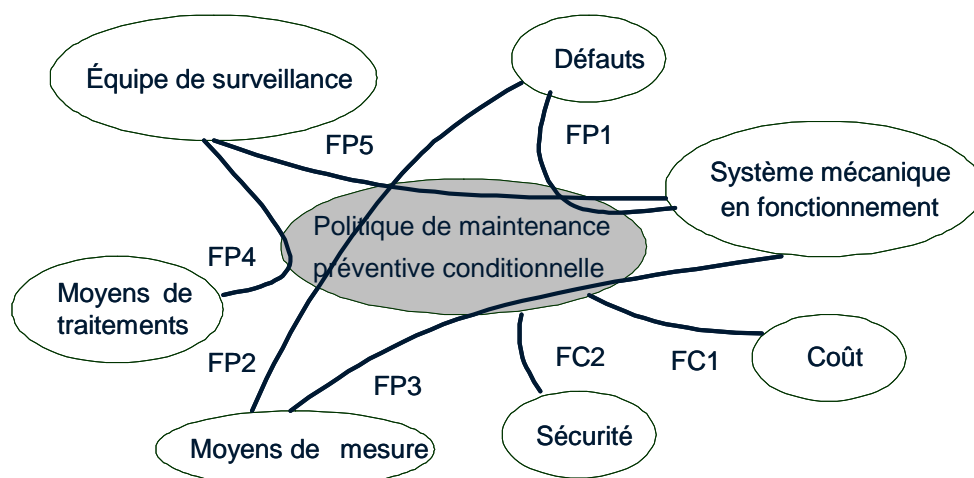


Fig. 1.2: Diagramme pieuvre d'une politique de maintenance préventive conditionnelle

La méthodologie suivie vise à déterminer les éléments nécessaires à la conception d'un système expert embarqué. Pour cela, des solutions technologiques répondant aux fonctions énoncées ont été proposées. L'organisation générale est présentée dans la figure I.3.

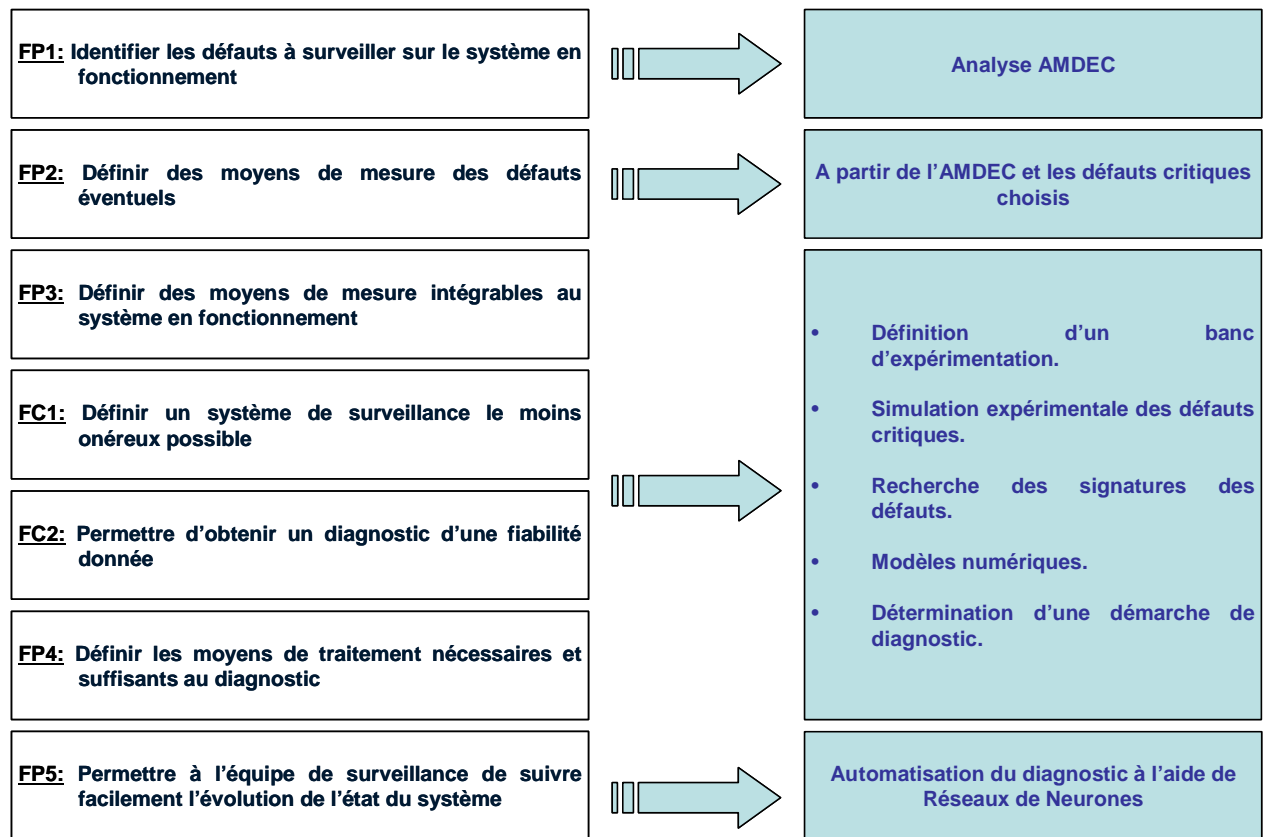


Fig. I.3 : Plan de recherche associé aux fonctions à traiter

L'AMDEC permet d'isoler les causes principales de défaillances afin de surveiller les composants les plus critiques dans le cadre d'un programme de maintenance préventive. Il est donc indispensable que cette analyse puisse mener à une hiérarchisation des effets critiques et des modes de défaillance.

Tab. I.1 : Localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenages

Localisation des défauts	% d'occurrence
Dentures	60
Paliers	19
Arbres	10
Carters	7
Autres	4

Différents types de méthodologies ont été développés par les industriels et par les laboratoires de recherche afin de définir une approche la plus générale possible permettant de quantifier les modes de défaillance selon le degré de leur dangerosité [1, 2]. Dans l'étude réalisée, nous avons appliqué une approche simplifiée basée sur les travaux de différents chercheurs [3, 4]. Les statistiques concernant les causes de défaillances et la localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenages permettent de conclure que

les organes les plus sensibles sont les engrenages et les roulements (Tableau I.1). Les causes d'avaries sont multiples, et donnent lieu à des anomalies plus ou moins graves.

À partir de l'étude AMDEC et de l'hypothèse que les défaillances ne résultent pas des vices de fabrication ou de montage [5 et 6], les deux éléments critiques sont les roulements et les engrenages. Concernant leurs défauts critiques, deux familles de défaillances sont dégagées:

- les défauts de surface (pitting et écaillage, usure et grippage),
- les défauts de volumes (fissures en fond de dent ou sur bague).

Seuls les défauts de surface ont été considérés dans notre étude. Les défauts simulés sont :

- enlèvement de matière sur une seule dent d'engrenages à denture droite et hélicoïdale,
- scuffing (brûlage) d'engrenages droits et hélicoïdaux,
- enlèvements de matières localisés sur la piste intérieure de roulements à billes et à rouleaux.

Cette étape a ouvert le choix des défaillances à surveiller et les éléments critiques ainsi que la définition générale de l'organisation des études à mener.

## 1.2 Dispositif Expérimental

Le banc d'essai (figure I.4) est constitué de deux lignes d'arbre de 60 mm de diamètre et 680 mm de longueur, montées en boucle ouverte et fixées sur un châssis par l'intermédiaire de quatre paliers à roulement de rigidité moyenne de  $3 \cdot 10^7$  daN/m. La distance d'entraxe est de 78 mm. Un moteur électrique (120 kW) permet d'avoir une plage de vitesses de fonctionnement variant entre 0 et 6000 tr/mn, et un frein une variation du couple résistant entre 0 et 120 Nm. L'étude est réalisée sur des engrenages de 36/38 dents avec un rapport de conduite de 1.3 et un module de 2 mm. L'angle d'hélice est de  $21^\circ$  et le rapport de recouvrement est de 1 pour les engrenages hélicoïdaux. Seuls les défauts des engrenages hélicoïdaux sont considérés lors de l'étude de défauts combinés. Le banc d'essai est équipé de différents capteurs disposés de la meilleure façon afin d'appréhender les défauts simulés. Les accéléromètres piézoélectriques sont placés sur les carters des paliers (A1, A2 et A3) et les codeurs optiques sont montés au bout des arbres d'entrée et de sortie (E1 et E2).

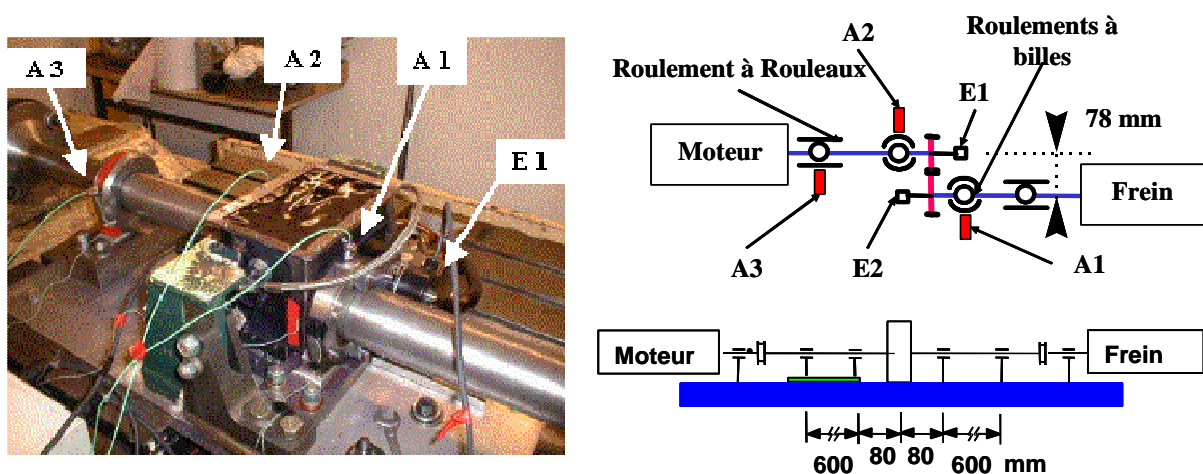


Fig.I.4: Banc d'essai

## 1.2 Modélisation Théorique

Ce travail a été réalisé en collaboration avec Christophe BARD [7] et la participation de plusieurs chercheurs [8, 9]. L'étude réalisée [M3] a pour but de:

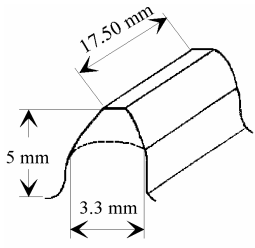
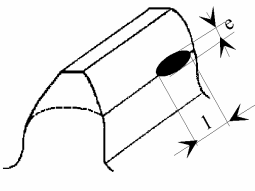
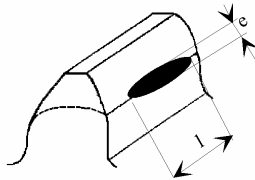
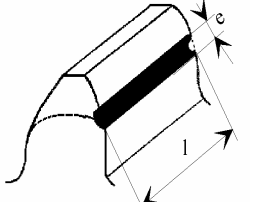
- comprendre les phénomènes de base du comportement,
- étudier l'influence du défaut sur le comportement dynamique du système,
- définir les grandeurs physiques les plus sensibles au défaut.

Le banc destiné aux essais est modélisé avec 41 éléments finis et 251 degrés de liberté. Un facteur d'amortissement de 0.02 est choisi pour les modes de la structure et il est de 0.06 pour l'engrènement. Les arbres sont modélisés avec des éléments de poutre de Bernoulli à 6 degrés de liberté par noeud, les roulements par des raideurs et les engrenages par des cylindres rigides connectés par une rigidité d'engrènement traduisant la contribution des dentures et des couplages élastiques. Les mouvements de chaque roue sont représentés par 6 degrés de liberté, bien que la torsion des arbres reste prédominante. L'intérêt de conserver 6 degrés de liberté est de prendre en compte les couplages de l'engrènement entre les vibrations de torsion et de flexion des arbres [10-12]. La mise en équation s'effectue à partir des équations générales du mouvement :

$$M \ddot{X} + C \dot{X} + K(\theta^*) X = K(\theta^*) \{ \xi_o(\theta^*) + \varepsilon_o(\theta^*) \} \quad (1.2)$$

Où  $\theta^* = \Omega^* t$ ,  $\Omega^*$  est la vitesse de rotation,  $K(\theta^*)$  la forme générale de la matrice de rigidité, elle dépend de la rigidité d'engrènement,  $\xi_o(\theta^*) + \varepsilon_o(\theta^*)$  le vecteur spécifique qui simule l'excitation associée à l'erreur de transmission statique  $\xi_o(\theta^*)$  et l'erreur de transmission sans charge  $\varepsilon_o(\theta^*)$ . M et C sont respectivement les matrices de masse et d'amortissement. La résolution de ce système d'équations s'effectue par la méthode de Newmark.

Tab. I.2 : Caractéristiques géométriques des défauts

Sans défaut	Niveau 1	Niveau 2	Niveau 3
			
Largeur (l)	4.4 mm	8.7 mm	17.5 mm
Profondeur (p)	0.043 mm	0.072 mm	0.23 mm
Epaisseur (e)	0.4 mm	0.75 mm	0.97 mm

La variation de la rigidité d'engrènement est calculée par un logiciel spécifique (PRINCE) développé au Laboratoire. Ce logiciel permet de prendre en compte les paramètres géométriques (état de surface, correction de denture, ...) lors de l'analyse quasi-statique de l'engrènement. L'introduction du défaut se fait d'abord par la prise en compte des fluctuations de rigidité d'engrènement engendrées par le défaut par l'intégration de relevés de profils expérimentaux. Un premier calcul permet la détermination de l'évolution de la

rigidité d'engrènement en fonction du défaut, ensuite les déformations élastiques dans la dent et la répartition de pression sur la face de la dent sont calculées. Les déformations volumiques sont estimées par la méthode des Prismes Finis [9] et les déformations surfaciques par la théorie de Boussinescq. On obtient donc la répartition des champs de déformations élastiques, des efforts, ainsi que l'évolution de la rigidité d'engrènement.

Un engrènement à denture droite, 36/38 dents de qualité AGMA 12 avec un module de 2 et un rapport de conduite de 1.3, est étudié. A ce stade, seuls les défauts d'engrènement localisés de type écaillage sont considérés. Afin d'associer le niveau de manifestation du défaut à sa gravité, trois niveaux de gravité sont simulés, leur position est déterminée à l'aide d'essais de marquage. Les caractéristiques géométriques des défauts sont regroupées dans le tableau 1.2.

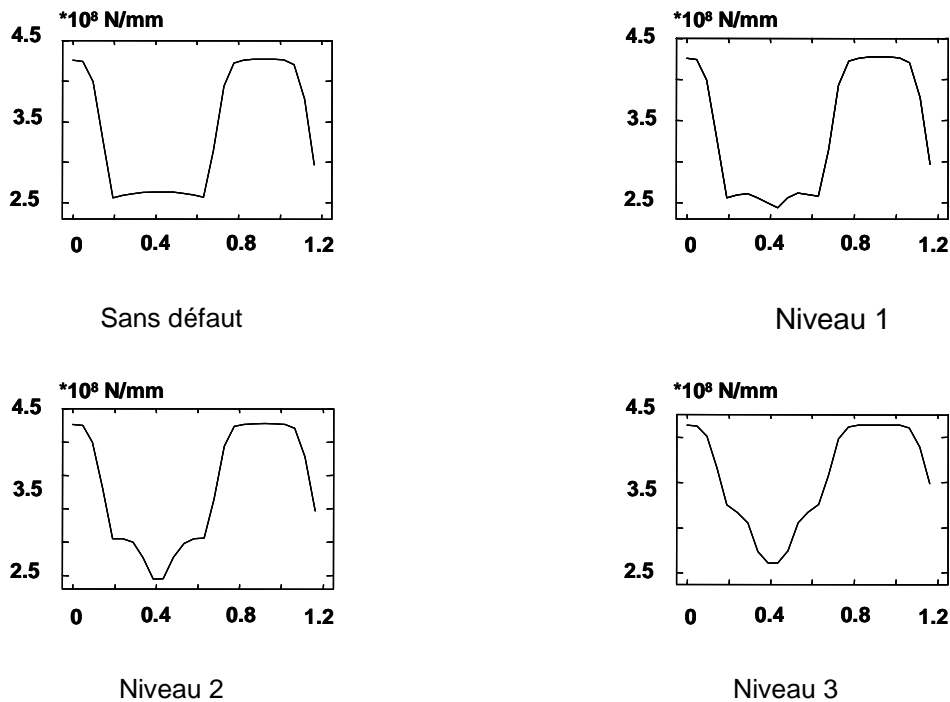


Fig. 1.5 : Variation de la raideur d'engrènement pour une période d'engrènement

Dans l'analyse quasi-statique les défauts sont considérés comme une modification géométrique de la denture. L'influence sur la raideur d'engrènement des défauts niveau 1 et 2 est pratiquement négligeable, alors que celle du défaut niveau 3 atteint 50% (figure 1.5).

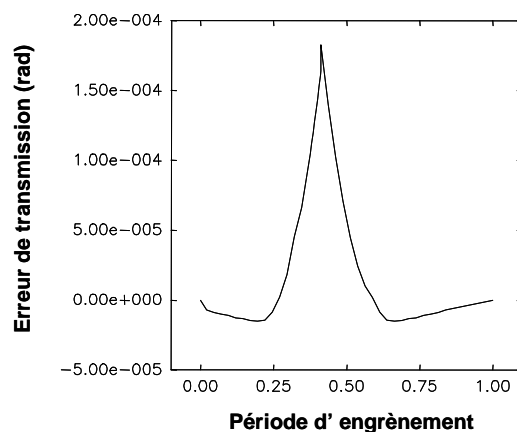


Fig. 1.6: Erreur de transmission statique, défaut niveau 3

Le profil de dent obtenu induit un effet sur comportement cinématique de la denture pour les trois niveaux de défaut. Une discontinuité apparaît due à la perte du contact quand le défaut occupe toute la largeur de la dent. L'erreur de transmission statique est calculée pour le niveau 3 uniquement (figure I.6). Pour les deux autres niveaux, cette excitation est considérée comme négligeable due à la continuité du contact entre les dents.

L'effort dynamique est calculé pour différentes conditions de fonctionnement en vitesse (0-6000 tr/min) et en couple (0-150 Nm). Les variations en fonction du couple sont pratiquement négligeables. Dans la figure 1.7, l'effort dynamique est présenté pour le couple maxi. Parmi les trois niveaux de défaut, seul le niveau trois a un effet sur l'effort dynamique avec une augmentation qui atteint 60%. La modification de la raideur d'engrènement n'a visiblement pas d'influence sensible, la véritable excitation est due à la modification de l'erreur de transmission statique.

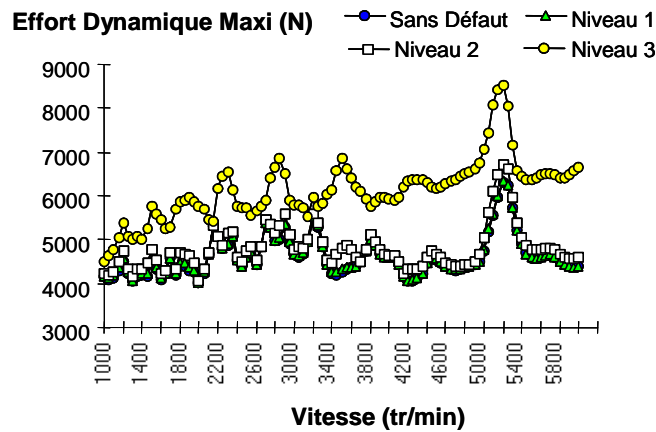


Fig. I.7: Effort dynamique en fonction de la vitesse

Les contraintes au pied de dents sont comparées avec et sans défauts (figure I.8). Le passage du défaut niveau 3 produit une augmentation sensible de la contrainte, alors que cette augmentation est faible pour les deux autres niveaux.

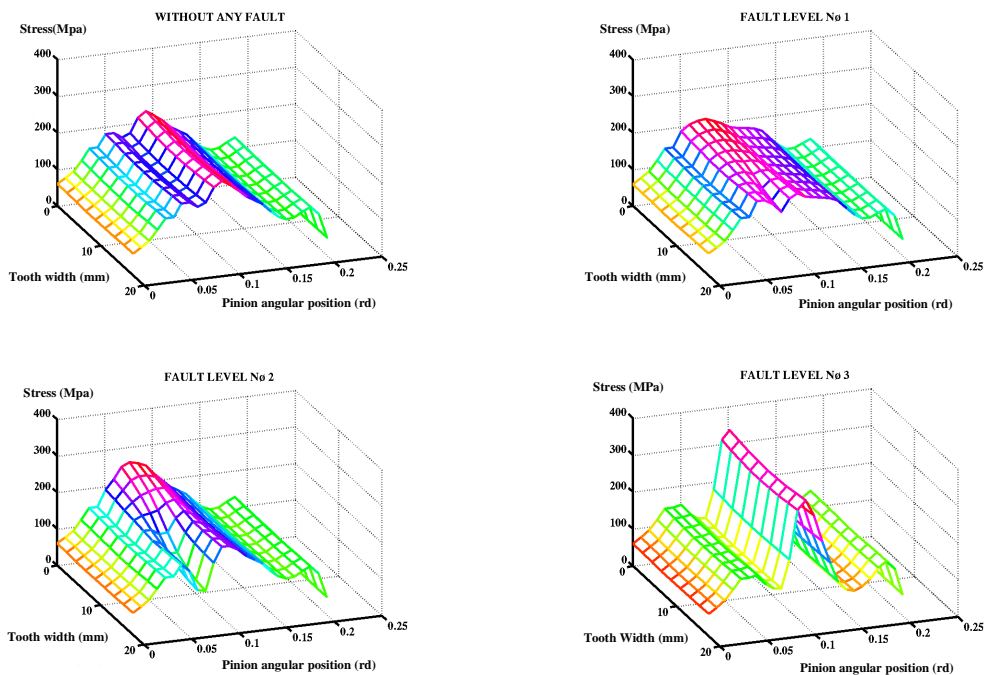


Fig. I.8: Contraintes au pied de dent



Les résultats obtenus ne permettent pas de dégager d'indications pour la mise en place de seuils de bon fonctionnement. Le modèle actuel permet de prévoir les effets du défaut, mais pour prévoir l'évolution, ce modèle doit intégrer une approche de type fatigue.

### ***1.3 Modélisation Expérimentale***

Cette étude expérimentale a pour but de :

- définir la signature spécifique à chaque type de défaut,
- définir les domaines d'observation des réponses mesurées,
- isoler les indicateurs adéquats,
- définir l'interaction entre les défauts de différents composants.

A partir d'une étude AMDEC, deux éléments critiques constituant le système sont isolés (roulements et engrenages). Les défauts considérés comme critiques à surveiller et qui vont être simulés:

- enlèvement de matière sur une seule dent d'engrenages à denture droite et hélicoïdale,
- scuffing (brûlage) d'engrenages droits et hélicoïdaux,
- enlèvement de matières localisées sur la piste intérieure de roulements à billes et à rouleaux.

Plusieurs travaux concernant la détection et l'identification des défauts des roulements sont déjà réalisés. Généralement les mesures d'accélération effectuées sur les paliers décrivent très bien le comportement dynamique des roulements. L'identification des défauts passe par l'analyse temporelle, fréquentielles et cepstrales de ces mesures [13-16].

Les défauts d'engrenages sont également largement étudiés [17-19, J2, J6]. Selon leur nature, ces défauts peuvent être plus ou moins facilement détectés soit par des mesures de niveaux vibratoires soit par la mesure de l'erreur de transmission. L'erreur de transmission est la grandeur physique mesurable qui décrit le mieux le comportement dynamique des engrenages [J4]. Elle peut être définie comme la différence angulaire entre la position réelle de l'arbre de sortie et la position qu'il aurait occupé si la transmission était parfaite (sans erreurs géométriques ni déformations).

Les procédures des plans d'expériences sont appliquées afin de planifier les essais en fonction de différentes conditions de fonctionnement (vitesses et couples). Les réponses mesurées (accélérations et erreur de transmission) sont traitées dans différents domaines (temporel, fréquentiel, cepstre et ondelettes). Le choix de ces domaines d'analyses est motivé par différentes études comparatives réalisées.

Le défaut local sur l'engrenage est réalisé en enlevant de la matière au niveau de la ligne de contact à l'aide d'une meuleuse. Une largeur de 1 mm et une profondeur de 0.09 mm sont mesurées. Le défaut réparti est du type brûlage dû à la diminution de la lubrification lors de fonctionnement. Le défaut est obtenu après 40h de fonctionnement à une vitesse de 3500 tr/min et une charge de 90 Nm.

Tab. I.3: Caractéristiques géométriques des roulements

	Roulement à billes	Roulement à rouleaux
Zb = nombre d'éléments roulants	14	21
Db = diamètre moyen du roulement (mm)	77.7	80.55
db = diamètre de l'élément roulant (mm)	9	7
$\alpha$ = angle de contact	0	0

Deux types de roulements endommagés sont considérés: un roulement à billes et un roulement à rouleaux (Table I.3). Les deux roulements sont sur l'arbre moteur, ceci pour faciliter les opérations de montage et démontage. Deux types de défauts sont créés: un défaut local simulant un écaillage sur la bague intérieure des deux roulements et un défaut réparti sur un élément roulant du roulement à rouleaux. L'écaillage est réalisé par enlèvement de matière à l'aide d'une fine meuleuse. Une profondeur de 0.088 mm et une largeur de 1.7 mm sont mesurées pour l'écaillage du roulement à rouleaux. Par contre, vu que le démontage du roulement à billes n'est pas envisageable, seul le défaut d'écaillage est réalisé, il est plus faible et ne traverse pas toute la piste et il n'a pas pu être mesuré. Les défauts reproduits sur chaque organe mécanique sont récapitulés Tableau I.4.

Tab. I.4: Défaut simulé sur chaque organe mécanique

	Défaut local	Défaut réparti
Engrenages	Entaille sur une dent de la roue menée, au niveau du primitif	Usure répartie des dents des deux roues par fonctionnement sans lubrifiant
Roulement à rouleaux (RR)	Entaille importante traversant la piste de la bague intérieure	Entaille sur une génératrice d'un rouleau
Roulement à billes (RB)	Faible entaille endommageant partiellement la piste de la bague intérieure	

Les expérimentations sont réalisées pour différentes conditions de fonctionnement. Trois vitesses dans la plage de vitesses d'utilisation (1300, 2300 et 4300 tr/min) sont choisies avec deux configurations de charge faible et élevée (60 et 120 Nm).

Plusieurs tests sont effectués sous les mêmes conditions afin de s'assurer de la répétitivité des mesures et d'avoir des données nécessaires pour l'étude de variance.

Devant le grand nombre de configurations et pour faciliter la présentation des résultats obtenus, chaque test est labellisé avec trois chiffres XYZ, décrivant l'état de l'élément concerné. Le premier chiffre (X) décrit l'état du roulement à billes, le deuxième (Y) celui du roulement à rouleaux et le dernier (Z) celui de l'engrenage. Les chiffres peuvent prendre la valeur 1 pour l'état sain, 2 pour le défaut local et 3 pour le défaut réparti. Ainsi la configuration 232 correspond à un essai avec un défaut local sur le roulement à bille, un défaut d'élément roulant du roulement à rouleaux et un défaut local sur l'engrenage. La configuration 111, est l'état de référence sans défaut.

Suite aux différentes études, les indicateurs de défauts de roulement ont été établis à partir des mesures d'accéléromètres placés sur les paliers. Les indicateurs de défauts d'engrenages quant à eux, ils étaient établis à partir de mesures d'erreur de transmission.

### 1.3.1 Indicateurs de Défauts de Roulements

Les grandeurs physiques mesurées sont l'accélération et l'erreur de transmission. Les accélérations au niveau des paliers sont mesurées en utilisant des accéléromètres piézoélectriques notés A1, A2 et A3 (Fig. I.4). Une fréquence d'échantillonnage de 50 kHz est utilisée. Cette gamme fréquentielle contient tous les phénomènes qui nous intéressent à ce stade.

Dans un premier temps, et afin d'étudier la sensibilité des capteurs en fonction des défauts simulés, les valeurs maximales des amplitudes d'accélérations pour différentes configurations de défauts uniques sont comparées (Fig. I.9).

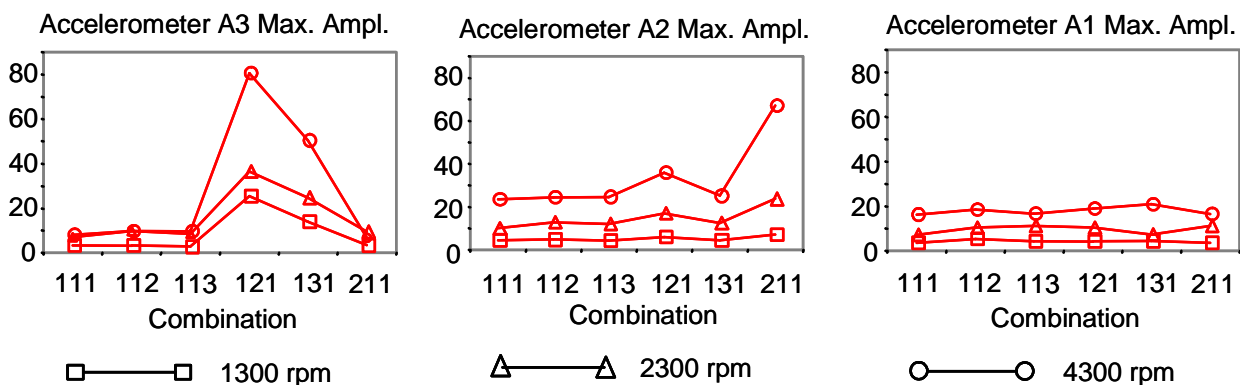


Fig. I.9: Amplitudes maximales des signaux d'accéléromètres

Il est à noter que l'accéléromètre A1 (placé sur le roulement à billes de l'arbre récepteur) ne donne pas d'informations utiles pour détecter les défauts, et montre l'absence d'effets de couplage de ces défauts avec la structure flexible du carter. En effet, les roulements défectueux sont placés sur l'arbre d'entrée. Les défauts d'engrenages ne sont pas assez importants pour être distingués facilement (et directement) dans le domaine temporel. Par contre, le niveau vibratoire augmente sensiblement du capteur placé sur le roulement défectueux (A2 pour le roulement à billes et A3 pour le roulement à rouleaux). Il est à noter également, que la présence d'un défaut de dimensions importantes (121) peut être visible même sur le signal du capteur non colocalisé, et plus particulièrement pour les hautes vitesses. L'effet des défauts est bien visible dans le signal temporel dans le cas de défaut unique. Cette visibilité est moins évidente en présence de défauts combinés.

Chaque type de défauts a une signature propre (Tab. I.5) due à sa nature, aux grandeurs géométriques du roulement et à la vitesse de fonctionnement ( $F_{am}$ ). Cette signature est plus facilement détectable dans le domaine fréquentiel.

Les défauts étudiés produisent des modulations de phase (ou fréquence) et d'amplitude, ce qui provoque dans le spectre des bandes latérales autour des fréquences principales du système. Le cepstre est un outil permettant d'identifier l'espacement en fréquence séparant ces bandes, et donc l'origine de l'anomalie [17]. Il est défini comme étant la Transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre de puissance. Si dans le domaine fréquentiel est caractérisé par les fréquences, celui du cepstre est caractérisé par les quéfrenques. Une petite quéfrenque représente des espacements grands entre les fluctuations dans le spectre et une haute quéfrenque des espacements petits.

Tab. I.5: Fréquences caractéristiques de défauts d'engrenages et roulements

Défaut	Fréquence
bague intérieure	$F_{di} = \frac{Z_b \times F_{Am}}{2} \left(1 + \frac{d_b}{D_b} \cos \alpha\right)$
bague extérieure	$F_{de} = \frac{Z_b \times F_{Am}}{2} \left(1 - \frac{d_b}{D_b} \cos \alpha\right)$
élément roulant	$F_{dr} = F_{Am} \frac{D_b}{d_b} \left(1 - \frac{d_b^2}{D_b^2} \cos^2 \alpha\right)$

Une autre technique, basée sur la transformée d'Hilbert, est également utilisée, il s'agit de l'analyse d'enveloppe [20]. L'étude du signal enveloppe permet d'analyser la forme du signal, notamment lorsque le défaut recherché excite un mode de résonance de la structure. Elle consiste à filtrer le signal autour d'une fréquence de résonance identifiable sur le spectre, et à en rechercher la modulation provoquée par la répétition des forces générées par le défaut recherché. La détermination des fréquences de modulation, donc des taux de répétition des chocs, associée à la connaissance de la cinématique de l'installation, permet de localiser l'origine du défaut de façon précoce et rapide, même lorsque l'effet du défaut est noyé dans un bruit de fond.

L'effet des défauts de roulements est aisément observable en analysant le signal enveloppe des accélérations (Fig. I.10). La présence du défaut local sur bague intérieure (BI) ou du défaut d'élément roulant (ER), produit une augmentation importante de l'amplitude de la fréquence fondamentale du défaut (H1) et de son harmonique (H2) dans le domaine fréquentiel.

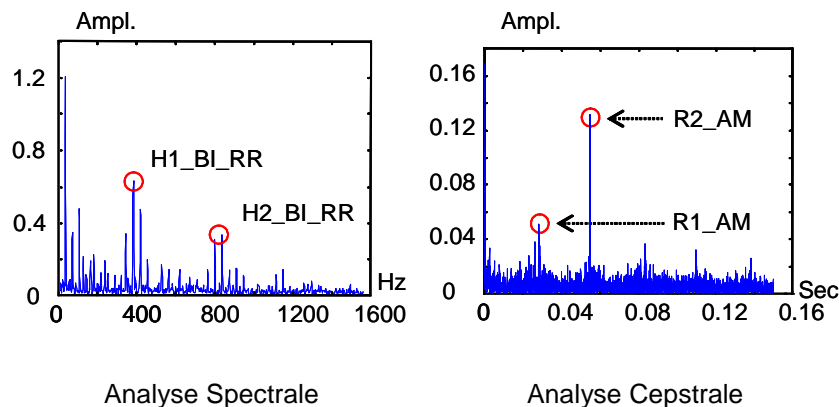


Fig. I.10: Signal enveloppe, configuration 121, accéléromètre A3, 2300 tr/min, 60 Nm

Le défaut local (BI) est caractérisé également par la présence de bandes latérales autour de la fréquence caractéristique du défaut et ses harmoniques. L'espacement est égal à la valeur de la fréquence de rotation d'arbre moteur (AM) (le roulement défectueux est sur l'arbre d'entrée). Cette fréquence est plus facilement visible dans le domaine cepstral avec le rhamonique (R1) de cette fréquence et ses harmoniques. L'indicateur choisi pour la détection et l'identification est donc la somme de l'amplitude du H1 et H2 du signal enveloppe d'accélération. La somme de l'amplitude du R1 et R2 du signal est un indicateur supplémentaire pour la localisation.

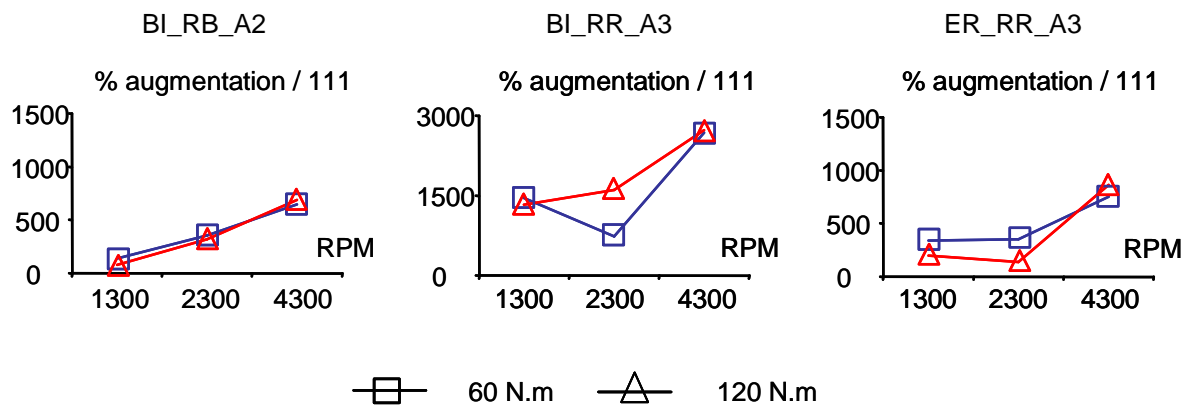


Fig. I.11: Evolution de l'indicateur (H1+H2) du défaut de roulements en fonction des conditions de fonctionnement

Les indicateurs de défaut de roulement sont basés sur les mesures issues du capteur les plus proches de l'élément défectueux. La robustesse des l'indicateurs est étudiée en fonction de différentes combinaisons, l'examen de leur évolution en fonction de l'état (configuration) du roulement montre l'efficacité de ces indicateurs pour les différentes configurations étudiées. L'évolution de l'indicateur H1+H2 en fonction de la vitesse et du couple est présentée dans la figure I.11. Il est à noter que le pourcentage d'augmentation de l'indicateur du défaut d'écaillage (BI) du roulement à rouleaux (RR) est très important par rapport à l'état sans défaut.

Dans l'optique d'optimisation du nombre de capteurs nécessaires pour la surveillance de tel mécanisme, la possibilité d'utilisation d'un seul capteur par arbre est également étudiée. L'indicateur du défaut de bague intérieure du roulement à rouleaux, calculé à partir des signaux issus du capteur A2 placé sur le roulement à billes, est examinée pour différentes combinaisons de défauts. L'évolution de cet indicateur pour les cas particuliers avec ou sans défaut de roulement à billes est présentée en figure I.12.a et b successivement.

Le défaut de bague intérieure du roulement à rouleaux peut être observé et facilement identifié pour les configurations sans défaut de roulement à billes (Fig. I.13.a). L'identification devient difficile en présence de ce défaut, et tout particulièrement quand il est associé au défaut réparti d'engrenage (223), l'identification reste efficace pour toutes les autres combinaisons (Fig. I.12.b).

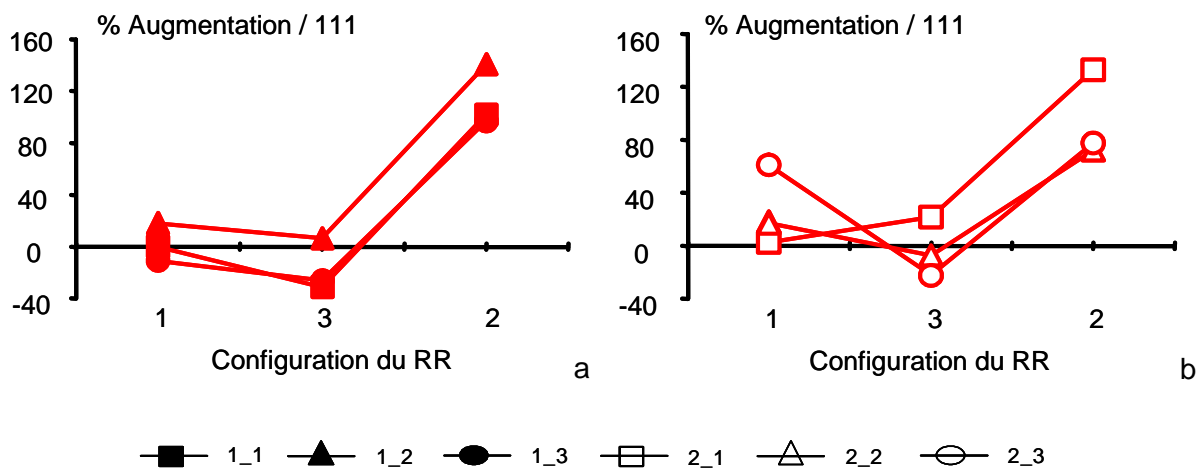


Fig.I.12: Indicateur défaut bague intérieure roulement à rouleaux, Capteur A2, 2300 tr/min, 60 Nm

Il est à noter que le niveau d'indicateur de défaut bague intérieure peut atteindre des valeurs négatives pour certains cas où ce défaut n'existe pas (Fig. 12). Néanmoins l'amplitude des accélérations augmente avec la présence de différentes configurations de défauts (Fig.13).

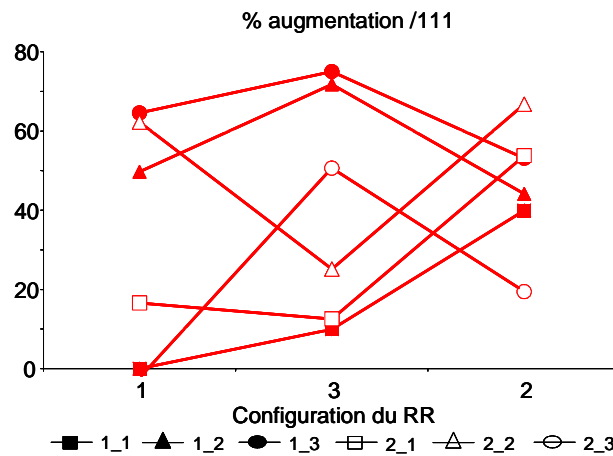


Fig.I.13: Niveaux d'accélérations, Capteur A2, 2300 tr/min, 60 Nm

D'autre part, l'identification du défaut local de faibles dimensions (roulement à billes) avec l'accéléromètre A3 placé sur le roulement à rouleaux est possible uniquement si le défaut est seul. La présence d'autres types de défauts qu'ils soient sur les engrenages ou sur l'autre roulement rend l'identification impossible. Néanmoins, la probabilité d'occurrence de défauts multiples en même temps est très faible voire négligeable, le suivi du comportement peut être donc possible en utilisant un seul capteur par arbre.

### 1.3.2 Indicateurs de Défauts d'Engrenages

La présence de défauts d'engrenages est détectable par les deux grandeurs physiques mesurées l'accélération et l'erreur de transmission. Dans le cas de défauts combinés, la présence de défaut de roulements apporte une perturbation importante, surtout pour le capteur situé sur l'élément défectueux. L'erreur de transmission est la réponse du système qui décrit le plus fidèlement le comportement dynamique de l'engrènement et fournit les informations et éléments nécessaires pour le diagnostic des défauts d'engrenages.

L'acquisition de données s'effectue soit par un échantillonnage temporel soit angulaire [J7]. L'échantillonnage angulaire permet, en appliquant des moyennes synchronisées par rapport soit à l'arbre moteur (Fig. I.14.a) ou à l'arbre récepteur (Fig. I.14.b), d'amplifier et de mettre en évidence les phénomènes spécifiques à chaque arbre. La figure I.14 présente le signal qui correspond à un défaut local sur la roue menée.

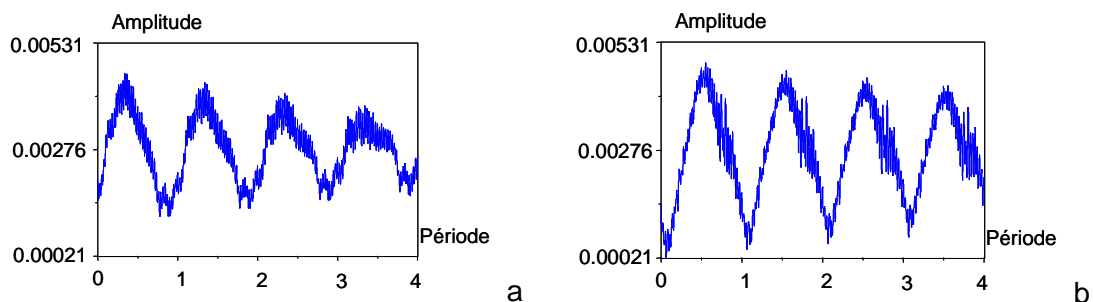


Fig. I.14: Influence de la méthode d'échantillonnage sur les mesures d'erreur de transmission, défaut 112, 4300 tr/min, 60 Nm

La présence du défaut réparti modifie le comportement dynamique à chaque passage de dent et accentue ainsi les excitations à la fréquence d'engrènement. Ceci se traduit par une augmentation importante dans le domaine spectral du niveau de l'amplitude de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques et par la présence de bandes latérales espacées de la fréquence de l'arbre récepteur (Fig.I.15).

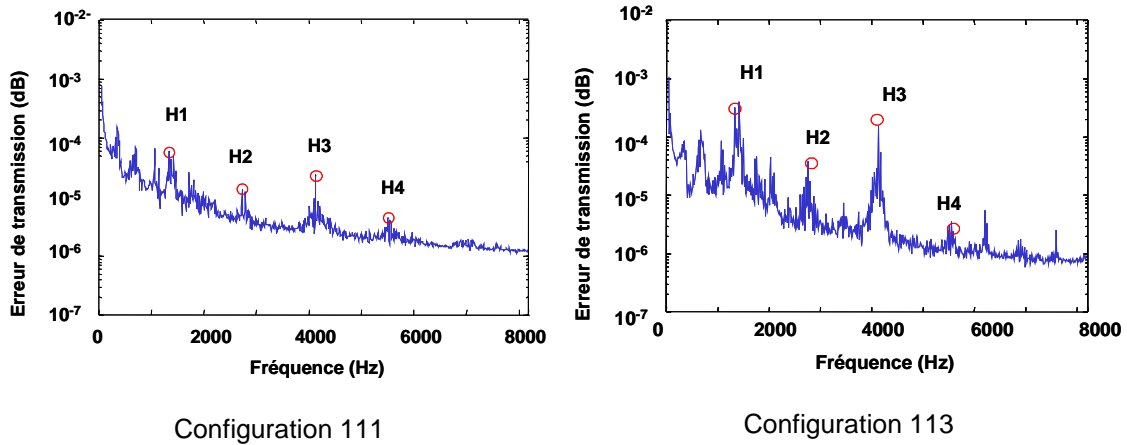


Fig. I.15: Erreur de transmission, 2300 tr/min, 60 Nm

Afin de quantifier son effet, la somme de l'amplitude des quatre premières harmoniques de la fréquence d'engrènement est comparée pour les différentes combinaisons de défauts dans la figure I.16.

La présence des défauts produit une augmentation importante de l'indicateur et surtout pour les conditions de fonctionnement élevées. Pour les configurations avec la présence de défauts combinés, l'identification du type du défaut d'engrènement devient une opération délicate, surtout pour les conditions de fonctionnement à basse vitesse. L'indicateur somme des harmoniques d'engrènement signale la présence d'un défaut d'engrènement, mais ne permet pas d'identifier sa nature.

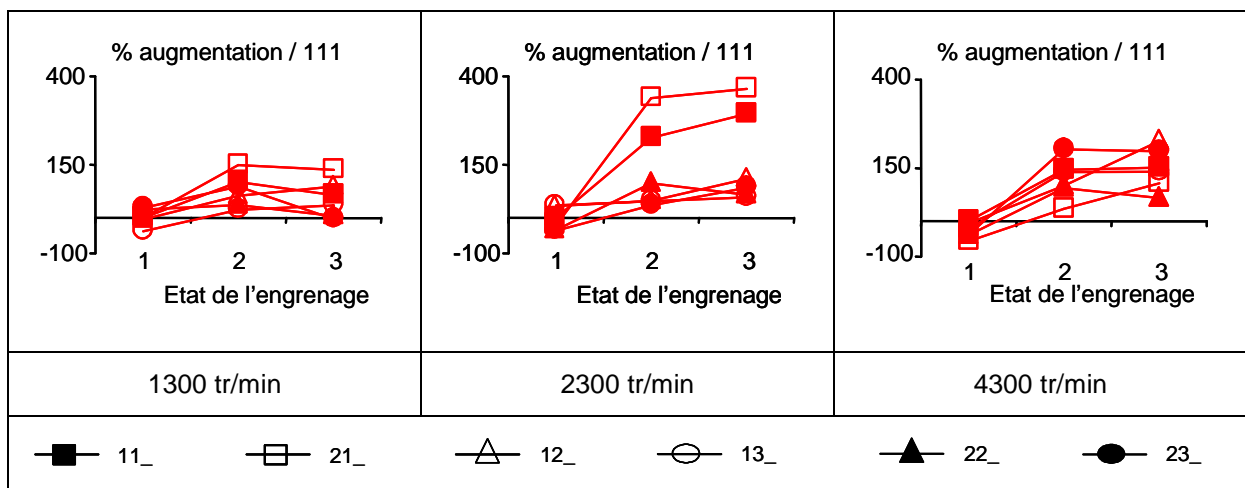


Fig. I.16: Somme de l'amplitude des quatre premières harmoniques de la fréquence d'engrènement

La présence du défaut local d'engrènement modifie le comportement dynamique d'engrènement par la perte de contact entre les dents à chaque passage de la dent défectueuse. Cette modification peut être observée sur la réponse temporelle et tout particulièrement après un moyennage synchrone. Afin de quantifier l'effet du défaut local, la réponse temporelle du signal erreur de transmission est considérée pour chaque passage de

dents. Différents indicateurs statistiques sont évalués comme la moyenne, la valeur maximale, l'écart type, la moyenne quadratique, l'étendue ou le coefficient de variation. L'étendue est choisie comme indicateur. La présence d'un défaut d'engrenage (local ou réparti) peut être détectée, mais l'identification de sa nature reste toujours difficile.

Les expérimentations menées sur le banc d'essai ont permis de dégager des indicateurs de défauts d'engrenages et de roulements efficaces même en cas de combinaisons d'avaries, et dans plusieurs conditions de fonctionnement. Les deux grandeurs physiques étudiées sont les accélérations aux paliers et l'erreur de transmission entre les deux roues de l'engrenage. Plusieurs domaines d'analyse sont nécessaires afin de rendre la détection et l'identification de chaque endommagement possibles, et il est nécessaire à un diagnostic correct de combiner l'utilisation des différents indicateurs. Il n'existe pas un paramètre lié à un seul défaut; chaque avarie agit sur plusieurs indicateurs, et l'analyse organisée de ces derniers constitue la démarche de diagnostic.

Ainsi, les accélérations sont principalement destinées à la mise en évidence de la présence de défauts de roulements par la méthode de l'enveloppe; elles peuvent également être utiles pour la détection et la dissociation de défaut d'engrenages à faibles vitesses. Cependant, elles doivent être dans ce cas, mesurées à proximité d'un palier dont le roulement n'est pas endommagé.

L'erreur de transmission est un outil efficace pour le suivi de comportement de l'engrenage. Elle est plus efficace à haute vitesse qu'à basse vitesse, et donc complémentaire à l'analyse des accélérations. Cependant, même à basse et moyenne vitesse, elle est utilisable, avec un risque dans certaines configurations de détecter un défaut qui n'existe pas.

L'objectif des recherches présentées ici est la conception d'un système de surveillance automatique embarqué appliqué aux boîtes de transmission de puissance par engrenages. L'étude numérique et expérimentale ont permis de dégager des indicateurs pratiques et efficaces pour le diagnostic des défauts multiples. Afin d'automatiser la démarche d'analyse en intégrant l'avis de l'expert et les indicateurs déjà choisis, une étude visant à évaluer les performances des réseaux de neurones pour ce genre de mission est réalisée.



## ***1.4 Automatisation par Utilisation de Réseaux de Neurones***

La conception d'un système de surveillance automatique nécessite l'élaboration d'un modèle reliant les perturbations extérieures (défauts) à l'état du mécanisme à surveiller en utilisant les réponses physiques mesurables. Le but ici est d'établir un modèle qui permet, à partir des indicateurs déjà sélectionnés, d'identifier les défauts d'éléments mécaniques ciblés.

Les réseaux de neurones sont un outil que nous avons utilisé également dans le domaine de l'équilibrage, de l'identification de modèle et de l'optimisation des gains de contrôleurs. C'est pourquoi, nous avons choisi de commencer par une introduction succincte sur les réseaux, puis le réseau construit pour l'identification du défaut est détaillé.

### **1.4.1 Les Réseaux de Neurones**

Un Méta Modèle a été établi à l'aide de Réseaux de Neurones, où la connaissance exacte des lois de comportement entre les excitations et les réponses n'est pas nécessaire. Néanmoins, une connaissance globale du comportement est un atout indispensable pour la définition d'une architecture efficace du réseau. Le modèle de comportement est une boîte noire valable pour décrire le comportement dans les conditions d'identifications (apprentissage).

Les réseaux de neurones sont composés d'éléments simples (neurone) dont le fonctionnement est inspiré du système nerveux biologique. Les modèles mathématiques des réseaux de neurones artificiels reproduisent de manière simple la structure de réseaux de neurones biologiques [21]. Les différents points de la modélisation sont le type du neurone, les connexions entre neurones qui constituent le réseau choisi et finalement, l'apprentissage du réseau, qui est le point essentiel.

Un neurone est une fonction qui relie plusieurs entrées ( $x_i$ ) à une seule sortie. Chaque entrée est pondérée par un poids ( $w_i$ ) et elle est tributaire d'un biais ( $b$ ), ensuite la somme de toutes les entrées multipliée par une fonction appelée fonction d'activation constitue la sortie:

$$a = f \left( \sum_{i=1} x_i w_i + b \right) \quad (1.4)$$

Plusieurs types de fonctions d'activations sont utilisés car elles peuvent être linéaires ou non linéaires. Les neurones sont ensuite rassemblés en couches et la connexion entre couches peut être directe ou en cascade. Il faut dans un premier temps déterminer les poids et les biais. Cette identification est le processus d'apprentissage.

Initialement, les valeurs des paramètres (poids et biais) d'un réseau sont définies de manière aléatoire. Le principe d'apprentissage est d'établir une relation entre le champ de variables d'entrées et le champ de variables de sorties du réseau par la modification de ses paramètres. Cette modification doit permettre de faire correspondre au mieux la réponse du système neuronal à celle de l'objectif fixé. De manière générale les réseaux sont ajustés par apprentissage supervisé, c'est à dire à partir d'un vecteur entrée/sortie connu. Le système s'ajuste par comparaison des valeurs entre la sortie qu'il calcule et celle désirée et à partir d'algorithmes d'apprentissage spécifiques qui peuvent être eux aussi linéaires ou non linéaires.

### **1.4.2 Réseau Choisi**

Différentes algorithmes d'apprentissage, fonctions d'activation et architectures de réseaux sont testées et évaluées.

Le réseau retenu et utilisé est rétro-propagation "cascade-forward" avec une couche cachée. L'apprentissage est basé sur l'algorithme d'optimisation de Levenberg-Marquardt (Fig. I.17).

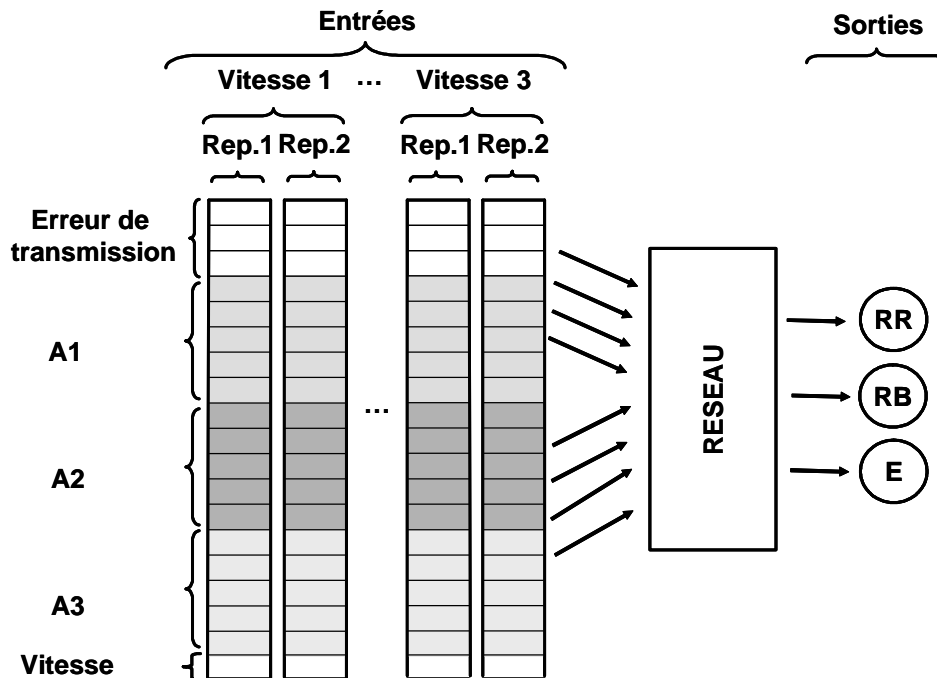


Fig. I.17 : L'architecture du réseau choisi

Dix neuf entrées, avec une fonction d'activation linéaire, sont utilisées. Une entrée est réservée à la vitesse de rotation, ce choix est essentiel afin de prendre en compte les variations importantes des niveaux entre les différentes conditions de fonctionnement. Trois autres entrées sont dédiées aux indicateurs calculés à partir de l'analyse de l'erreur de transmission:

- la somme de l'amplitude des quatre premières harmoniques de la fréquence d'engrènement,
- l'étendue de l'amplitude de l'erreur de transmission par dent,
- la somme de l'amplitude des deux premiers harmoniques de rotation de l'arbre récepteur.

Il est important de noter que ce dernier indicateur n'est pas considéré comme étant efficace lors de l'analyse des signaux d'erreur de transmission, or sa présence est essentielle pour le bon fonctionnement du réseau.

Cinq entrées sont retenues pour chacun des trois accéléromètres basées sur la somme des amplitudes des deux premiers :

- harmoniques du défaut de la bague intérieure du roulement à rouleaux,
- harmoniques du défaut d'élément roulant du roulement à rouleaux,
- harmoniques de rotation de l'arbre moteur,
- harmoniques de rotation de l'arbre récepteur,
- harmoniques du défaut de la bague intérieure du roulement à billes.

Dix neuf neurones sont choisis dans la couche cachée avec une fonction d'activation du type Tansig (Tangente sigmoïde). Trois sorties sont utilisées, qui correspondent aux trois éléments étudiés. La première est dédiée au diagnostic du roulement à billes et elle peut

prendre la valeur 1 (sans défaut) ou 2 (défaut bague intérieure), la deuxième est dédiée au diagnostic du roulement à rouleaux et elle peut prendre la valeur 1 (sans défaut), 2 (défaut bague intérieure) ou 3 (défaut élément roulant). La dernière sortie est réservée pour le diagnostic de l'engrenage, elle peut prendre les valeurs 1 (sans défaut), 2 (défaut local) ou 3 (défaut réparti). Il y a donc 54 combinaisons possibles (en considérant les trois vitesses), ce qui fait au total 162 sorties possibles.

L'apprentissage est mené en utilisant les données issues des deux répétitions de mesures réalisées dans les mêmes conditions de fonctionnement. Les mesures sont répétitives. Des légères variations sont constatées, la plus importante concerne le coefficient d'aplatissement des mesures de l'erreur de transmission (Fig. I.18), néanmoins cette valeur est toujours proche de zéro. La variation de la vitesse est inférieure à  $\pm 7\%$ . Il faut noter que pour une même configuration la variation de la vitesse pour les deux répétitions est inférieure à  $\pm 2\%$ .

L'apprentissage est arrêté après 250 itérations. Le réseau est testé en utilisant la valeur moyenne de chaque entrée pour les deux répétitions. Le test est réalisé pour les 18 configurations et pour les trois vitesses de fonctionnement. La différence maximale observée est inférieure à 0.35 entre la valeur obtenue et la valeur attendue. L'écart maximum est obtenu pour la configuration (2 / 3 / 3) à 2300 tr/min, ceci correspond au défaut local du roulement à billes et défaut réparti pour le roulement à rouleaux et pour l'engrenage. Le résultat obtenu est (2.14 / 3.34 / 3.04).

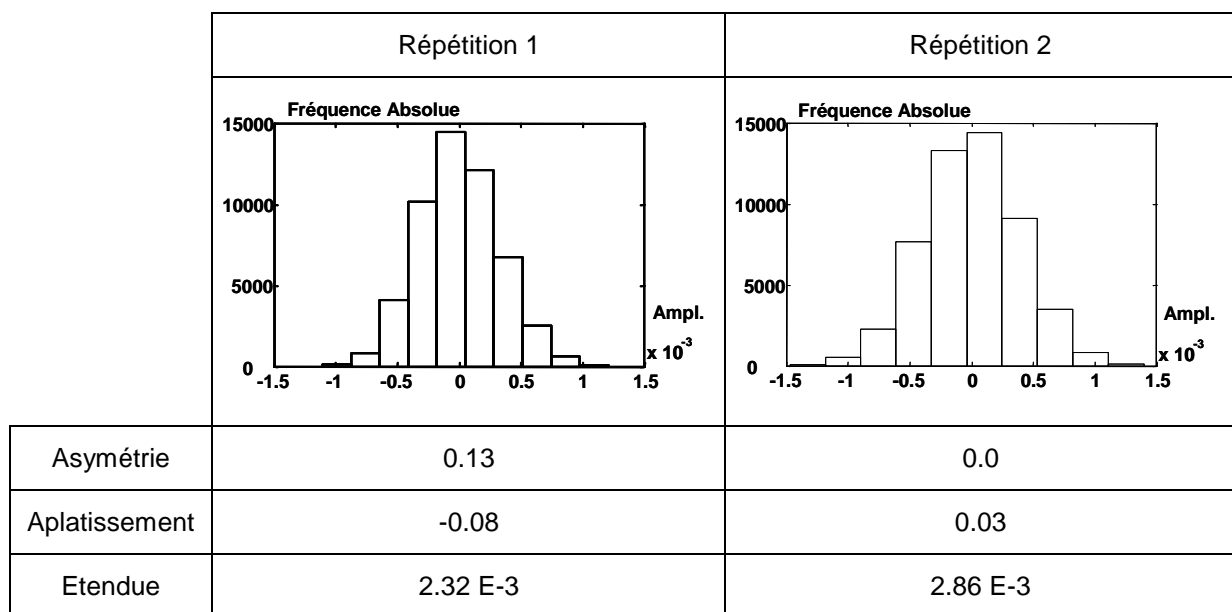


Fig. I.18: Histogramme de l'erreur de transmission, sans défaut, 2300 tr/min, 120 Nm

Concernant la vitesse 1300 tr/min, la détection et l'identification semblent être les plus aisées, avec une différence maximale inférieure à 0.25.

Concernant la vitesse 4300 tr/min, la différence maximale est inférieure à 0.35. Il est à noter ici que les configurations défauts multiples (222, 232 et 233) qui présentaient des difficultés d'identification pour la partie analyse sont identifiées facilement. Les configurations avec le maximum de différence correspondent à des situations où logiquement elles ne peuvent pas exister (2.3 pour le défaut de roulement à billes où les possibilités sont 1 ou 2).

Le modèle neuronal (méta-modèle) a permis d'une part d'optimiser les diagnostics de certaines configurations et d'autre part de mettre en place un outil performant pour le diagnostic vibratoire. Outre un outil de diagnostic, ce modèle constitue un outil d'optimisation permettant l'évaluation de l'efficacité des différents indicateurs.

En effet l'examen des poids des différents indicateurs sélectionnés a permis d'éliminer certains indicateurs. Le changement de signe lors des différentes étapes de l'apprentissage signale un indicateur inefficace.

Ces résultats permettent la validation des performances des réseaux de neurones pour une telle application. Cependant, pour une utilisation systématique, il reste à gérer la phase d'apprentissage, car il n'est pas envisageable de réaliser une campagne d'essais avec défauts simulés sur un système réel. Pour cela, il serait intéressant d'être capable d'obtenir des signaux modélisés pour apprendre le comportement au réseau.

Il serait donc intéressant de maîtriser un modèle du comportement dynamique de système à transmission de puissance, modulaire, adaptable à toute configuration de réducteur, capable de fournir des signaux numériques représentatifs de ceux que l'on peut recueillir sur le système sain, ou défectueux.

## **1.5 Conclusions**

L'objectif donné pour ces recherches est de fournir les éléments nécessaires au suivi du comportement de machine tournante. L'application présentée ici concerne les transmissions de puissance par engrenages.

La modélisation numérique a permis une appréhension des phénomènes de base. Néanmoins, les résultats obtenus ne permettent pas de dégager d'indications pour la mise en place de seuils de bon fonctionnement. Le modèle actuel offre la possibilité de prévoir les effets du défaut mais pas son évolution, ce modèle doit intégrer une approche de type fatigue. La modélisation expérimentale a permis la validation des méthodologies proposées et la mise en place des indicateurs de défauts d'engrenages et de roulements efficaces même en cas de combinaisons d'avaries, et dans plusieurs conditions de fonctionnement.

Deux autres approches sont également nécessaires afin d'avoir une démarche globale et optimisée. La première concerne les outils d'analyse fonctionnelle, très utiles et nécessaires pour synthétiser les besoins et prendre en compte la spécificité du système étudié et les contraintes imposées. La seconde concerne l'automatisation de la méthodologie développée à l'aide des réseaux de neurones. Le méta-modèle développé, basé sur les réseaux de neurones, a permis l'automatisation du suivi de comportement d'une part et l'optimisation de la démarche de diagnostic d'autre part. Néanmoins ce modèle nécessite un nombre important d'essais pour la phase d'apprentissage, il serait donc intéressant de développer un modèle de comportement dynamique capable de fournir les signaux représentatifs des défauts à surveiller.

Dans ces recherches, les défauts sont considérés comme une perturbation extérieure, ils ne modifient en rien la fonction de transfert qui relie l'entrée à la sortie. Une des perspectives est d'appliquer le principe de complétion de données, mais dans ce cas les défauts qui sont détectés sont ceux qui produisent un changement du modèle (discontinuité).

## II DÉFINITION ET IDENTIFICATION DE MODÈLE DE COMPORTEMENT: APPLICATION A L'ÉQUILIBRAGE

L'optimisation de la maîtrise du comportement des machines tournantes nécessite l'élaboration de modèles reliant les excitations ou les perturbations extérieures aux réponses physiques mesurables. Le suivi du comportement, l'équilibrage ou le contrôle actif des machines tournantes ont un point commun: la définition d'un modèle de comportement à partir de mesures expérimentales. Après avoir choisi le type du modèle (E.F., Méta-modèle, ...), la démarche se déroule en deux étapes. Tout d'abord le modèle est identifié à partir des réponses mesurées (accélérations, déplacements, ...) dues à une excitation connue, ensuite, et à partir des réponses mesurées, ce modèle est utilisé pour la détermination des forces inconnues qui engendrent ces réponses (Fig. II.1). Un exemple simple est l'équilibrage par la méthode des coefficients d'influence où la première étape consiste à déterminer la matrice des coefficients d'influence (le modèle) à partir de balourds d'essai, puis à l'aide de ce modèle, le déséquilibre est calculé à partir des réponses mesurées.

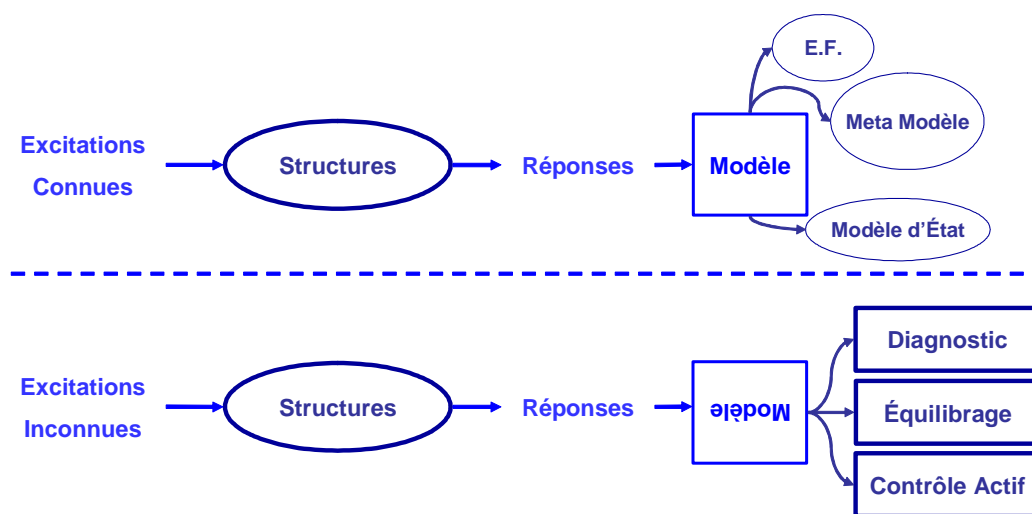


Fig. II.1 : Schéma de principe de la démarche

Dans deux types de modèles sont traités:

- Les "Méta-Modèles": modèles établis à l'aide de Réseaux de Neurones, où la connaissance exacte des lois de comportement entre les excitations et les réponses n'est pas nécessaire. Néanmoins, une connaissance globale du comportement est un atout indispensable pour la définition d'une architecture efficace du réseau. Le modèle de comportement est une boîte noire valable pour décrire le comportement dans les conditions d'identification (apprentissage).
- Les modèles définis à partir des équations de mouvement. Nous avons étudié et utilisé deux types de modélisation, chaque type a son domaine d'application et ses limitations:
  - o Modèles éléments finis où l'identification concerne les paramètres physiques du système (masse, raideur et amortissement). Ici, les nœuds du maillage correspondent aux points de mesures et d'actions. L'avantage d'un tel modèle est la possibilité d'intervenir pratiquement en tout point de la structure (selon la finesse du maillage), il suffit qu'un nœud du maillage corresponde à l'emplacement de l'actionneur. Par contre, ce type de modèle est bien adapté aux structures avec une architecture simple et un ensemble de caractéristiques physiques à identifier relativement faible.

- Modèles d'état où l'identification est globale, elle concerne les matrices de la dynamique et de commande. Ici, les points de mesures correspondent au vecteur d'état et les points d'action au vecteur de commande. L'avantage est la globalisation de la modélisation et la relative facilité d'identification. Par contre ce modèle décrit le comportement du système étudié pour un domaine d'application fréquentiel qui dépend du nombre de points de mesure disponibles, lui même dépendant de la possibilité de pouvoir solliciter la structure pour cette gamme fréquentielle. Un autre inconvénient est que le nombre des points d'action peut être limité car la prise en compte d'un nombre important de points d'action nécessite un nombre conséquent d'expérimentation.

Plusieurs méthodes et approches d'identification existent [22], le principe revient à minimiser l'écart entre les réponses mesurées et celles issues du modèle (curve fitting) et dans ce cas l'identification peut être considérée comme un problème d'optimisation [23]. Dans les études présentées ici, les méthodes d'optimisation pour l'identification peuvent être classées en deux types:

- Classiques, qui sont très efficaces dans le cas d'unicité de la solution: moindres carrés, Gauss-Newton, ...
- Heuristique, qui sont très efficaces dans le cas de plusieurs minima locaux: Algorithme Génétique, Particles Swarm, ...

Si les méthodes d'optimisation classiques sont bien connues actuellement, les méthodes heuristiques le sont un peu moins. Ce chapitre débute donc par une présentation succincte d'une de ces méthodes (Particles Swarm). Les différentes méthodes heuristiques utilisées ont le même principe, cette méthode est choisie pour la simplicité de sa mise en application.

Afin de présenter les modèles (méta-modèles, éléments finis ou modèle d'état) et les méthodes d'identification (classiques ou heuristiques) mis au point et utilisés, l'équilibrage des machines tournantes est choisi comme application. Dans cette partie, la méthode des coefficients d'influence est présentée en premier, c'est une méthode qui nécessite l'identification d'un modèle "simple" à partir de mesures expérimentales.

Le plan du chapitre est le suivant:

- Optimisation par méthodes heuristiques,
- Méthode des coefficients d'influence,
- Identification d'un modèle pour l'optimisation de l'équilibrage (EF),
- Identification d'un modèle pour l'optimisation de l'équilibrage (modèle d'état),
- équilibrage adaptatif (méta-modèle).

## **II.1 Optimisation par Méthodes Heuristiques**

L'optimisation, d'un point de vue mathématique, est la discipline qui concerne la recherche des maxima et des minima d'une fonction soumise à un certain nombre de contraintes [24 et 25]. Il ne s'agit pas de trouver la solution "optimale", mais plutôt la solution la plus adaptée pour un problème donné.

Il convient de trouver, dans le domaine des observables (l'espace de recherche des variables du problème), les solutions  $X = \{x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n\}$  qui minimisent la fonction objective (coût)  $F(X)$ , soumise éventuellement aux contraintes suivantes:

$$\begin{aligned} g_j(X) &\leq 0 \quad ; \quad j = 1, m \\ h_k(X) &= 0 \quad ; \quad k = 1, l \end{aligned} \quad (II.1)$$

Pour les fonctions dérivables deux fois, des problèmes sans contraintes peuvent être résolus en trouvant les lieux où le gradient de la fonction objective est égal à 0 (par exemple les points stationnaires) et en utilisant la matrice hessienne pour classer le type de point. Si le hessien est défini positif, le point est un minimum local ; s'il est un défini négatif, un maximum local. Les techniques de résolution dépendent de la nature de la fonction objective de l'ensemble contraint (Gauss-Newton, descente de gradient ou Levenberg-Maquardt).

Les méthodes d'optimisation basées sur le vivant de type Algorithme Génétique, Particles Swarm ou encore Ant Colony présentent l'avantage de converger vers la solution dans les cas d'existence de plusieurs minima locaux [26 - 29].

Le principe de ces méthodes est le même:

- définir le domaine des observables,
- sélectionner d'une façon aléatoire un certain nombre de solutions qui appartiennent au domaine,
- évaluer la fonction objective, en fonction du vecteur erreur des différentes solutions,
- effectuer un nouveau tirage de solutions en fonction du vecteur erreur.

Les méthodes varient entre elles suivant la méthodologie adoptée pour modifier le tirage en fonction du vecteur erreur déjà calculé dans l'itération précédente.

Le choix de présenter l'algorithme d'optimisation par Particles Swarm (Optimisation par Essais Particulaires) est motivé par son efficacité et la simplicité de sa mise en œuvre. La première étape consiste à choisir le nombre de solutions à évaluer (appelé agents) et à fixer le domaine des observables (les limites possibles des solutions attendues). Ensuite les solutions (appelées positions) sont sélectionnées d'une façon aléatoire :

$$x_0^i = x_{\min} + r_1(x_{\max} - x_{\min}) \quad (II.2)$$

$x_0^i$  est la position initiale de l'agent 'i',  $x_{\max}$  et  $x_{\min}$  sont les limites du domaine des observables et  $r_1$  est un nombre aléatoire suivant une loi uniforme entre 0 et 1. Une "vitesse" initiale est calculée également pour chaque agent:

$$v_0^i = \frac{x_{\min} + r_2(x_{\max} - x_{\min})}{\Delta t} \quad (II.3)$$

où  $r_2$  est un nombre aléatoire suivant une loi uniforme entre 0 et 1 et  $\Delta t$  est le pas du "temps". Ensuite, et en fonction des performances de tous les agents, la vitesse de chaque agent est mise à jour:

$$v_{k+1}^i = \omega v_k^i + c_1 r_1 \frac{(p^i - x_k^i)}{\Delta t} + c_2 r_2 \frac{(p_k^g - x_k^i)}{\Delta t} \quad (II.4)$$

$p^i$  est la toute meilleure position trouvée par l'agent i,  $p_k^g$  est la meilleure position trouvée par l'ensemble des particules à l'itération k,  $\omega$  est l'inertie de la particule. Dans le cas où  $\omega$  est grande la recherche est plutôt globale. En général la valeur de  $\omega$  est prise entre 0.8 et 1.4.  $c_1$  &  $c_2$  sont des paramètres de confiance accordés à la particule et à l'ensemble des

particules respectivement. Les valeurs utilisées dans la bibliographie sont 1.5 pour c1 et 2.5 pour c2. Finalement une nouvelle position peut être calculée:

$$x_{k+1}^i = x_k^i + v_{k+1}^i \Delta t \quad (II.5)$$

Bien sûr le choix des paramètres de confiance ou d'inertie peut jouer sur la rapidité de la convergence, mais d'une façon générale, on tend vers la réponse souhaitée après un certain nombre plus ou moins important d'itérations. Plusieurs méthodes heuristiques peuvent être utilisées dans le même processus d'optimisation [30], dans ce cas nous parlons de l'approche Life Cycle.

Ces méthodes d'optimisation sont appliquées pour l'identification expérimentale de modèles de machines tournantes et également pour l'identification des forces de balourds initiaux à partir de mesures. Elles sont un atout important, pour le moment je suis un utilisateur qui applique et je ne cherche pas à développer dans ce domaine.

## II.2 Méthode des Coefficients d'Influence

L'équilibrage est une des plus anciennes solutions développées afin de réduire les vibrations des machines tournantes. Plusieurs méthodes et approches existent [31 – 33, T1], le principe consiste à établir une relation (modèle) qui relie les déplacements aux forces. Deux grandes familles se distinguent; celles basées sur la méthode modale (où un modèle théorique est utilisé) et celles basées sur la méthode des coefficients d'influence (où le modèle est identifié expérimentalement).

La méthode de coefficient d'influence est la méthode la plus utilisée dans l'industrie pour son efficacité et la simplicité de sa mise en œuvre. Ici le modèle est identifié en quantifiant l'effet d'une masse d'essai connue, rajoutée au rotor dans un plan déterminé appelé plan d'équilibrage, sur les déplacements mesurés dans un certain nombre de points de mesures et ceci pour différentes vitesses. La méthode est basée sur deux hypothèses: d'une part une relation linéaire entre les déplacements mesurés et les masses d'essai appliquées, d'autre part le balourd initial inconnu peut être ramené à un nombre déterminé de balourds discrets dans les plans d'équilibrage choisis sur le rotor:

$$V_{ini} = C B_{ini} \quad (II.6)$$

$V_{ini}$  est le vecteur de déplacements mesurés dus au balourd initial inconnu ( $B_{ini}$ ). Les déplacements et les balourds sont des grandeurs physiques avec une amplitude et une position angulaire par rapport à un dispositif de référence en fonction du sens de rotation de l'arbre. C est la matrice de coefficients d'influence. Le principe de la méthode consiste à calculer, dans les plans d'équilibrage choisis, les balourds correcteurs  $B_c$  qui permettent de minimiser les différents déplacements mesurés pour différentes vitesses de rotation:

$$C (B_{ini} + B_c) \Rightarrow 0 \quad (II.8)$$

La matrice de coefficients d'influence est le modèle du système qui doit être déterminé expérimentalement en fonction de déplacements ( $V_R$ ) résultants de l'application de balourds d'essai connu ( $B_T$ ):

$$\begin{aligned} C (B_{ini} + B_T) &= V_R \\ C &= B_T^{-1} (V_R - V_{ini}) \end{aligned} \quad (II.9)$$



Le modèle est identifié en plaçant des balourds d'essai dans les différents plans d'action. Les balourds correcteurs sont calculés soit par inversion directe, si le nombre de mesures est égal au nombre de forces:

$$B_C = - C^{-1} V_{ini} \quad (II.10)$$

Généralement le nombre de mesures est supérieur au nombre de plans d'équilibrage disponibles sur la machine, dans ce cas les balourds correcteurs sont calculés en utilisant des techniques d'optimisation basées sur la méthode des moindres carrés [34 et J1]:

$$B_C = - \left[ \bar{C}^t C \right]^{-1} \bar{C}^t V_{ini} \quad (II.11)$$

où  $\bar{C}^t$  est la matrice transposée conjuguée de C.

Bien qu'elle soit efficace, plusieurs inconvénients peuvent être signalés comme le nombre d'expérimentations nécessaires pour la détermination de la matrice C. Une des hypothèses de base est la linéarité entre les forces et les déplacements, or les machines actuelles présentent de plus en plus des non linéarités. Les calculs sont également valables dans le cas d'arbres symétriques et dans le cadre de petits déplacements. Ces inconvénients ont incité les chercheurs à développer de nouvelles approches afin de réduire le temps d'expérimentation [35 - 39] ou de répondre à des exigences de non linéarités [C20, J10 et J11].

La méthode des coefficients d'influence est la méthode référence dans le domaine, sa maîtrise est un point important qui nous a permis par suite de développer d'autres approches et méthodes.

### **II.3 Identification d'un Modèle pour l'Optimisation de l'Equilibrage (EF)**

L'objectif est d'identifier expérimentalement un modèle de comportement pour l'optimisation de l'équilibrage. Le modèle est un modèle EF basé sur les équations générales du mouvement. Cette approche doit pallier un certain nombre d'inconvénients constatés lors de l'utilisation des méthodes classiques.

La méthode consiste à construire un modèle en éléments finis de la machine à équilibrer. Les paramètres du modèle sont tout d'abord identifiés expérimentalement et ensuite les balourds correcteurs sont calculés en fonction des déplacements mesurés en utilisant le modèle inverse déjà identifié. Un algorithme d'optimisation pseudo aléatoire de type algorithme génétique est utilisé pour les deux étapes: l'identification des paramètres du modèle, et l'identification des forces du balourd [C20].

#### **II.3.1 Description de la Méthode**

Le modèle du rotor est établi sur la théorie décrite dans [40]. Il comprend des éléments de disque rigide et symétrique, des éléments poutres symétriques prenant en compte l'effet de cisaillement de type Timoshenko pour l'arbre et des raideurs et amortissements visqueux non symétriques pour les paliers. A partir des équations de Lagrange, pour des petits déplacements et en régime permanent et stable, les équations du mouvement, pour une vitesse de rotation  $\Omega$  donnée, peuvent s'écrire sous la forme:

$$M_T \ddot{\delta} + C_T(\Omega) \dot{\delta} + K_T \delta = F_T(t) \quad (II.12)$$

$M_T$  est la matrice masse totale du système,  $C_T$  la matrice incluant l'amortissement et les effets gyroscopiques,  $K_T$  la matrice raideur totale,  $F_T$  le vecteur de forces généralisées et

$\delta$  le vecteur des déplacements généralisés. Dans le cas où l'excitation extérieure est due uniquement aux forces du balourd, l'équation II.12 devient :

$$M_T \ddot{\delta} + C_T(\Omega) \dot{\delta} + K_T \cdot \delta = U_1 \cos(\Omega t) + U_2 \sin(\Omega t) \quad (\text{II.13})$$

La réponse du système en régime permanent et stable peut s'écrire sous la forme:

$$\delta = \Delta_1 \cos(\Omega t) + \Delta_2 \sin(\Omega t) \quad (\text{II.14})$$

qui introduite dans l'équation (II.13), permet d'établir le système matriciel obtenu :

$$\begin{pmatrix} K_T - M_T \Omega^2 & -\Omega C_T(\Omega) \\ \Omega C_T(\Omega) & K_T - M_T \Omega^2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta_1 \\ \Delta_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (\text{II.15})$$

A ce stade, deux problèmes peuvent être posés: le cas où les forces et les déplacements sont connus et mesurables, il s'agit alors de l'identification des paramètres du modèle; le cas où il s'agit d'identifier les forces extérieures sachant que le modèle et les déplacements sont connus. Les deux problèmes peuvent être écrits en tant que problème d'optimisation.

Les paramètres du modèle sont identifiés en optimisant la différence entre la fonction de transfert calculée à partir du modèle et celle mesurée expérimentalement due à une excitation au marteau de choc à l'arrêt. La fonction de transfert du modèle s'écrit:

$$\overline{Dr}(\omega_j) = - \left[ (K_T - M_T \omega_j^2) + i C_d \omega_j \right]^{-1} \omega_j^2 F \quad (\text{II.16})$$

où  $F_h$  est la force appliquée au système avec le marteau de choc et qui est mesurée avec un capteur de force,  $C_d$  est la matrice d'amortissement,  $i = \sqrt{-1}$  et  $\omega_j$  est la fréquence du  $j^{\text{ème}}$  mode.

Le système est identifié à l'arrêt, l'effet gyroscopique ne peut donc pas être considéré. Néanmoins, l'effet gyroscopique dû aux disques peut être modélisé connaissant les paramètres physiques qui peuvent être mesurés précisément comme les masses les diamètres ou les positions de ces disques.

L'identification des balourds correcteurs passe par la minimisation de la fonction objective ( $F_{ob}$ ) définie comme fonction de l'écart entre les déplacements (ou les accélérations) mesurés ( $F_{exp}$ ) et ceux calculés par le modèle identifié ( $F_{model}$ ), elle s'écrit:

$$F_{ob}(I_e) = \sum_{i=1}^v \sum_{j=1}^{2n} \left( F_{model} [I_e(i, j)]^2 - F_{exp} [i, j]^2 \right) \quad (\text{II.17})$$

avec

$$I_e = [b_1, \alpha_1, b_2, \alpha_2, \dots, b_h, \alpha_h]^T \quad (\text{II.18})$$

et

$$F_{\text{model}}(I_e) = \begin{bmatrix} D_{11x} & D_{11z} & D_{21x} & D_{21z} & \cdots & D_{n1x} & D_{n1z} \\ D_{12x} & D_{12z} & D_{22x} & D_{22z} & & & \\ \vdots & & & & & & \\ D_{1Vx} & D_{1Vz} & & & \cdots & D_{nVx} & D_{nVz} \end{bmatrix} \quad (II.19)$$

$$F_{\text{exp}} = \begin{bmatrix} R_{11x} & R_{11z} & R_{21x} & R_{21z} & \cdots & R_{n1x} & R_{n1z} \\ R_{12x} & R_{12z} & R_{22x} & R_{22z} & & & \\ \vdots & & & & & & \\ R_{1Vx} & R_{1Vz} & & & \cdots & R_{nVx} & R_{nVz} \end{bmatrix}$$

$I_e$  est le vecteur d'optimisation constitué des balourds  $b_k$  et de leurs positions angulaires  $\alpha_k$  dans le  $k^{\text{ième}}$  plan d'équilibrage.  $D_{ijd}$  de l'équation II.19, présente le déplacement calculé par le modèle pour la  $i^{\text{ème}}$  vitesse d'équilibrage, le  $j^{\text{ième}}$  point de mesure et la direction d.  $R_{ijd}$  correspond aux mesures expérimentales dans la même configuration.

### II.3.2 Banc d'Essai

La validation expérimentale est réalisée sur un banc d'essai conçu pour l'étude du comportement dynamique des machines tournantes très flexibles avec un rotor vertical comme les machines de l'industrie pétrolière. L'expérimentation est réalisée au Laboratoire des Systèmes Mécaniques à l'Université Fédérale d'Uberlândia.

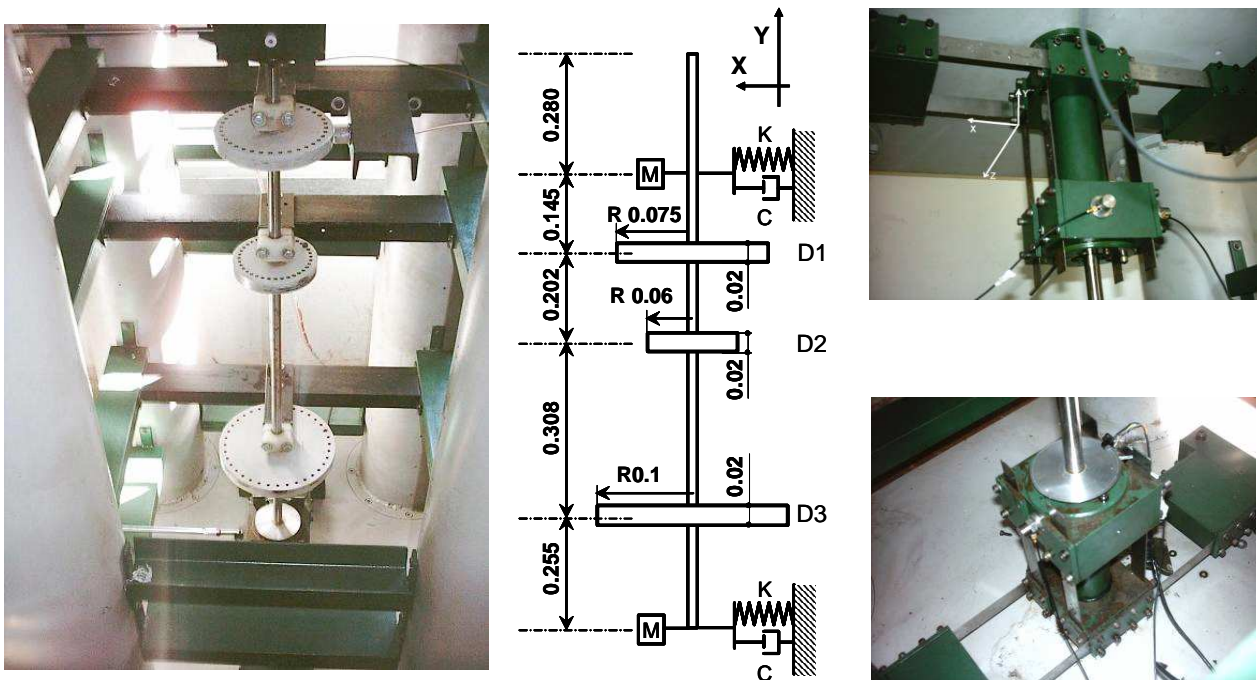


Fig. II.2 : Banc d'essai

L'arbre est uniforme, d'une longueur de 1.280 m et d'un diamètre de 0.017 m. La description géométrique est détaillée sur la figure II.2. Le rotor est monté sur roulements à billes à chaque extrémité. Chaque palier est relié à l'environnement avec des plaques très flexibles dont la raideur est largement inférieure à celle des roulements, ce qui implique la

présence des modes cylindrique et conique. Les plaques sont montées de façon telle que l'ensemble du rotor est dissymétrique.

Le rotor est entraîné par un moteur électrique de 1.5 kW, la vitesse de rotation peut varier jusqu'à 7200 tr/min.

Les déplacements sont mesurés par deux capteurs à courant de Foucault placés dans le plan XZ sur le disque le plus haut (D1) et les accélérations par deux accéléromètres, placés dans le plan XZ, collés sur chaque palier. Les signaux sont stockés sur un micro ordinateur à l'aide d'une carte d'acquisition.

Le rotor est modélisé avec cinq éléments de poutre, trois éléments de disque rigide. Les caractéristiques géométriques de l'arbre et des disques sont mesurées, elles ne seront pas considérées lors du processus d'optimisation. Les supports sont modélisés par des raideurs et amortissements dissymétriques. L'identification concerne les caractéristiques des supports (masse, raideur et amortissement) ainsi que le facteur d'amortissement modal équivalent.

### II.3.3 Identification du Modèle

L'identification est réalisée dans une bande fréquentielle 0 - 25 Hz, comprenant six modes: le mode conique, le mode cylindrique et le premier mode flexible dans chaque direction X et Z. Etant donné le nombre important de paramètres, le processus d'identification est effectué en plusieurs étapes:

1- Le modèle éléments finis est réduit en appliquant la méthode pseudo modale, en sélectionnant les six premiers modes pour avoir le comportement dynamique d'une façon satisfaisante dans la gamme fréquentielle étudiée.

2- Comme l'amortissement mesuré pour les modes du corps rigide est très faible, la fonction objective prend uniquement en compte la masse et la raideur des supports  $(k_{1j}, k_{2j}, m_{1j}, m_{2j})$ , elle est la différence au carré entre les fréquences propres simulées et mesurées:

$$F_{1j}(k_{1j}, k_{2j}, m_{1j}, m_{2j}) = \sum_{i=1}^{n=6} \left( \frac{|Fn_i^{experimental} - Fn_i^{model}(k_{1j}, k_{2j}, m_{1j}, m_{2j})|^2}{(Fn_i^{experimental})^2} \right) \quad (II.20)$$

avec  $F_{1j}$  la fonction objective calculée au palier 1 (le palier supérieur) dans la direction j. Les vecteurs  $Fn^{model}$  et  $Fn^{experimental}$  correspondent aux fréquences propres calculées et mesurées respectivement.

3- Ensuite la fonction objective (Eq. II.16) est construite en considérant l'amortissement:

$$F_{2j}(D_j) = \sum_{g=1}^2 \left( \sum_{h=1}^2 \left( \sum_{i=1}^n \left( \left| \overline{Dr}_{ghj}^{experimental}(\omega_i) - \overline{Dr}_{ghj}^{analytical}(\omega_i, D_j) \right|^2 \cdot Coh_{ghj}(\omega_i) \right) \right) \right) \quad (II.21)$$

avec  $D_j$  le vecteur d'amortissement (des roulements et du rotor), g et h correspondent à l'emplacement de l'excitation et de la mesure respectivement, sachant que 1 désigne le support supérieur et 2 le support inférieur. Plusieurs fonctions objectives sont construites et étudiées, les résultats les plus probants sont obtenus en pondérant la fonction objective par la fonction de cohérence  $Coh_{ghj}$ .

La comparaison de la fonction de transfert calculée et mesurée dans la direction Z est présentée dans la figure II.3 pour différentes configurations d'excitation et de mesures (en fonction du palier supérieur P1 ou inférieur P2).

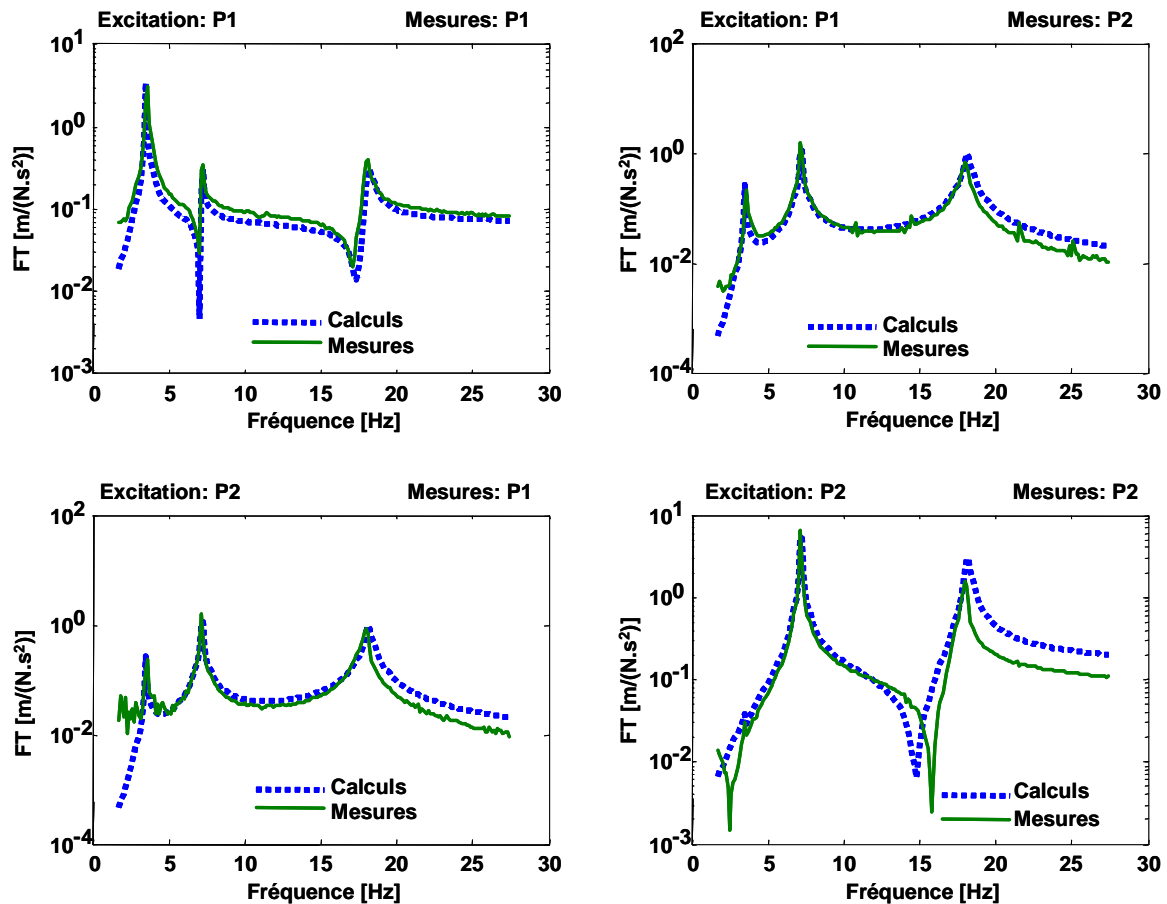


Fig. II.3 : Fonction de transfert, direction Z

Il est à noter que le modèle identifié décrit d'une façon fidèle le comportement dynamique du système étudié dans la plage des fréquences choisie. Les mêmes tendances sont observées pour la direction X.

### II.3.4 Identification des Balourds

Trois plans d'équilibrage, coïncidant avec les trois disques, sont choisis. La fonction objective (II.17) est optimisée pour plusieurs vitesses de rotation (216, 342, 432, 984, 1086 et 1146 tr/min). Les résultats de cette optimisation permettent d'estimer dans ces trois plans les balourds agissant sur la machine.

Les balourds correcteurs sont calculés en appliquant les démarches présentées dans la section II.3.1. Les valeurs calculées sont regroupées dans le tableau II.1.

Tab. II.1: Balourds correcteurs identifiés

	Modules (g.mm)	Phase (°)
Plan #1	15.2	84
Plan #2	4.9	276
Plan #3	7.0	124

Les déplacements mesurés sont alors comparés à ceux issus du modèle (soumis aux balourds identifiés) pour différentes vitesses de rotation et différentes configurations (Fig.II.4). Le modèle décrit convenablement la réponse dynamique du système étudié et plus particulièrement autour des vitesses critiques. Les différences observées sont dues aux difficultés rencontrées lors de l'identification des facteurs d'amortissement modaux du rotor.

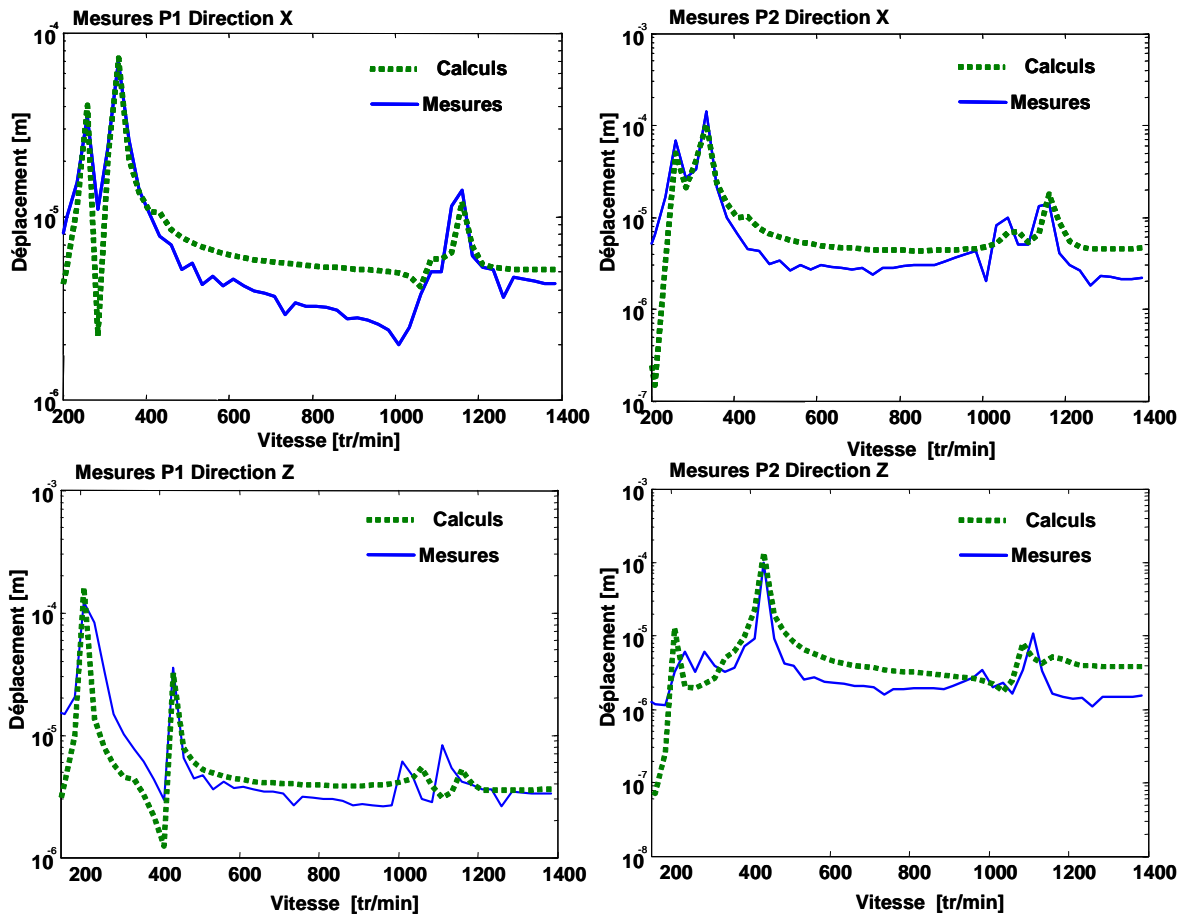


Fig. II.4 : Déplacements calculés et mesurés

Afin d'évaluer l'efficacité de l'équilibrage, les déplacements du système avant et après équilibrage dans les deux directions X et Z sont comparés dans la figure II.5. L'équilibrage est performant et permet une réduction importante des niveaux vibratoires.

Le modèle présenté ici a ses avantages et ses inconvénients: il offre une souplesse de possibilités de choix d'emplacement de plans d'équilibrage et points de mesures, ce choix est conditionné par le nombre et la position des nœuds du modèle. Néanmoins, plus le modèle est important plus il est difficile à identifier précisément ses paramètres. Le nombre d'essais nécessaires à l'identification est très réduit, par contre l'identification est réalisée à l'arrêt uniquement. De ce fait, les paramètres influents sur l'effet gyroscopique ne peuvent pas être identifiés, ils sont considérés dans le modèle avec leurs caractéristiques géométriques.

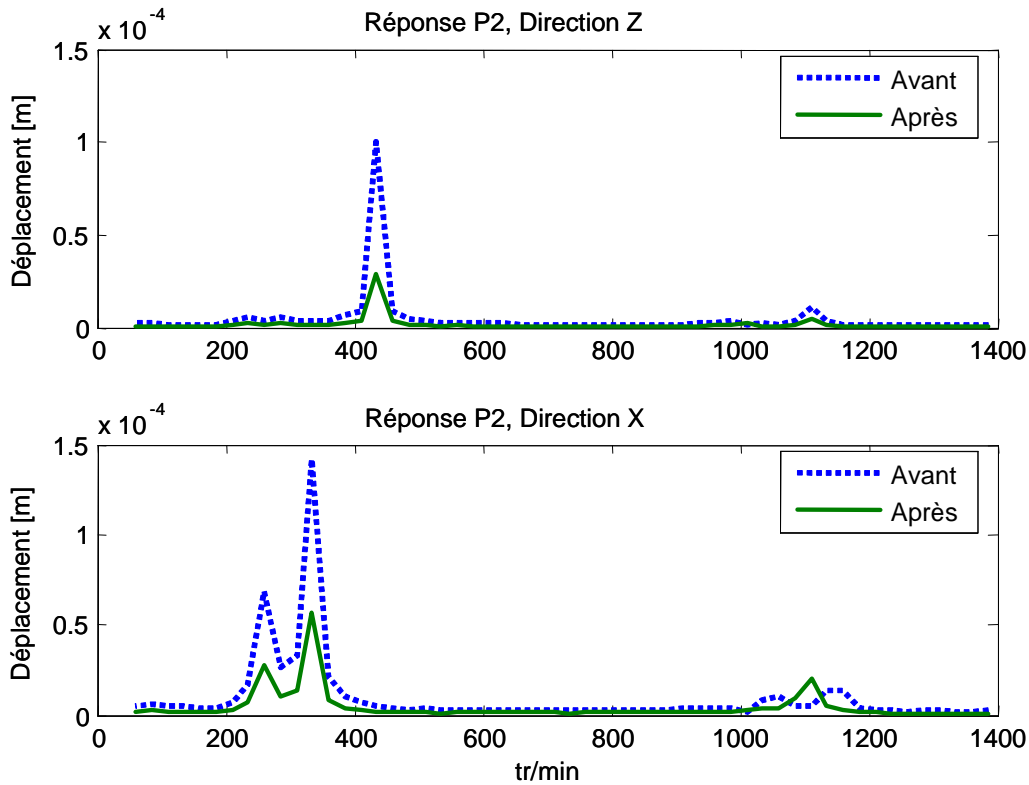


Fig. II.5 : Déplacement du système avant et après équilibrage

L'approche présentée ici peut être utilisée pour l'optimisation du placement d'éventuels plans d'équilibrage lors de la phase de conception d'une machine tournante. Une autre application concerne l'optimisation du choix d'une combinaison de plans d'équilibrage la plus efficace pour des applications où il est possible d'intervenir facilement sur plusieurs plans.

#### **II.4 Identification d'un Modèle pour l'Optimisation de l'Équilibrage (Modèles d'Etat)**

Toujours dans l'optique d'identifier expérimentalement un modèle de comportement pour l'optimisation de l'équilibrage, j'ai adapté la modélisation déjà initiée au Laboratoire dans le domaine du contrôle actif. Le modèle est basé sur les équations générales du mouvement exprimées dans l'espace d'état.

La méthode développée est décrite, ensuite le dispositif expérimental utilisé pour la validation de l'approche est présenté. Afin de mettre au point et d'optimiser les démarches, une validation par simulations numériques dans des conditions proches de l'expérimentation est réalisée, ensuite la démarche est validée expérimentalement à partir de mesures [J10]. Les avantages et les inconvénients sont finalement discutés.

##### II.4.1 Description de la Méthode

Le comportement dynamique d'un rotor flexible en régime transitoire est gouverné par l'équation différentielle suivante [40]:

$$[M] \ddot{\delta} + [C_b + \dot{\phi} C_g] \dot{\delta} + [K + \dot{\phi} K_g] \delta = F \quad (II.22)$$

Avec  $[M]$  la matrice masse,  $[K]$  la matrice amortissement,  $[C_b]$  la matrice amortissement visqueux des paliers. Les matrices  $[K_g]$  et  $[C_g]$  représentent l'effet gyroscopique, le vecteur  $\delta$  les déplacements généralisés.  $\dot{\phi}$  est la vitesse de rotation angulaire et  $[F]$  le vecteur des forces généralisées. En régime permanent et stable, ou pour des petites variations de la vitesse de rotation, l'accélération angulaire  $\ddot{\phi}$  peut être négligée. L'équation (II.22) devient donc:

$$[M] \ddot{\delta} + [C_b + \dot{\phi} C_g] \dot{\delta} + [K] \delta = F \quad (II.23)$$

Les équations sont ensuite exprimées dans l'espace d'état, qui est une représentation pratique pour le contrôle:

$$\begin{bmatrix} \dot{\delta} \\ \ddot{\delta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1} K & -M^{-1} C_b - M^{-1} C_g \dot{\phi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1} \end{bmatrix} F \quad (II.24)$$

La matrice de la dynamique est décomposée en une matrice dynamique dépendante de la vitesse de rotation et exprimant l'effet gyroscopique  $[A^*]$ , et une matrice dynamique non dépendante de la vitesse  $[A]$  :

$$\dot{X} = [A] X + [A^*] X + [B] F \quad (II.25)$$

avec:

$$X = \begin{bmatrix} \delta \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} ; \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1} \end{bmatrix} ; \quad A^* = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -M^{-1} C_g \dot{\phi} \end{bmatrix} ; \quad A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1} K & -M^{-1} C_b \end{bmatrix}$$

Si les forces extérieures agissant sur le système sont dues uniquement au déséquilibre, les balourds correcteurs peuvent être calculés comme suit:

$$F = [B' \cdot B]^{-1} [B]' [\dot{X} - ([A] X + [A^*] X)] \quad (II.26)$$

Cette écriture est pratique, mais peut altérer les résultats suite à la propagation de l'erreur due à l'incertitude inévitable des données (mesures).

Une fois le modèle du système identifié, la détermination des forces peut être considérée comme un problème inverse et l'identification des balourds correcteurs s'effectue alors par la minimisation de l'écart entre les déplacements (ou les accélérations) mesurés et ceux calculés par le modèle identifié.

L'identification du modèle est réalisée également par la minimisation de l'écart entre les réponses mesurées et celles calculées par le modèle en appliquant une procédure d'optimisation basée sur les techniques des moindres carrés (Levenberg-Maquardt). L'identification du modèle de comportement passe par plusieurs étapes:

La première est dédiée à la matrice de la dynamique  $[A]$ . A partir de l'équation (II.25), la réponse libre du système à l'arrêt devient:



$$\dot{X} = [A] X \quad (II.27)$$

Le vecteur d'état est issu de mesure, la matrice de la dynamique peut être identifiée. La deuxième étape concerne la matrice de commande  $[B]$ . La réponse du système à l'arrêt, en régime permanent et stable, due à une excitation extérieure connue s'écrit:

$$\dot{X} = [A] X + [B] F \quad (II.28)$$

La matrice de la dynamique  $[A]$  est déjà déterminée dans l'étape précédente, la matrice commande  $[B]$  peut être identifiée facilement.

La troisième étape est dédiée à l'opération délicate de l'identification de la matrice qui exprime les effets gyroscopiques  $[A^*]$ . A une vitesse de rotation assez élevée pour avoir des effets gyroscopiques non négligeables, la réponse impulsionnelle mesurée après la durée du choc, peut être considérée comme la réponse libre du système pour une vitesse donnée de rotation:

$$\dot{X} = [A] X + [A^*] X \quad (II.29)$$

La matrice de la dynamique  $[A]$  est déjà connue, la matrice  $[A^*]$  l'est donc également et le modèle du système devient complètement identifié tout comme les forces extérieures.

Il est à noter que le modèle expérimental obtenu est réduit car représente le système étudié sur les premiers modes retenus. Le nombre de modes dépend du nombre de points de mesure disponibles et utilisés.

#### II.4.2 Banc d'Essai

Le système étudié est un rotor horizontal composé d'un arbre flexible uniforme de 0.04 m de diamètre avec deux disques rigides (Fig. II.6). L'arbre est monté sur deux paliers, un roulement à billes (B2) et un à rouleaux (B1). L'arbre est entraîné par un moteur électrique de 10 kW de puissance assurant des vitesses de rotation jusqu'à 6000 tr/min.

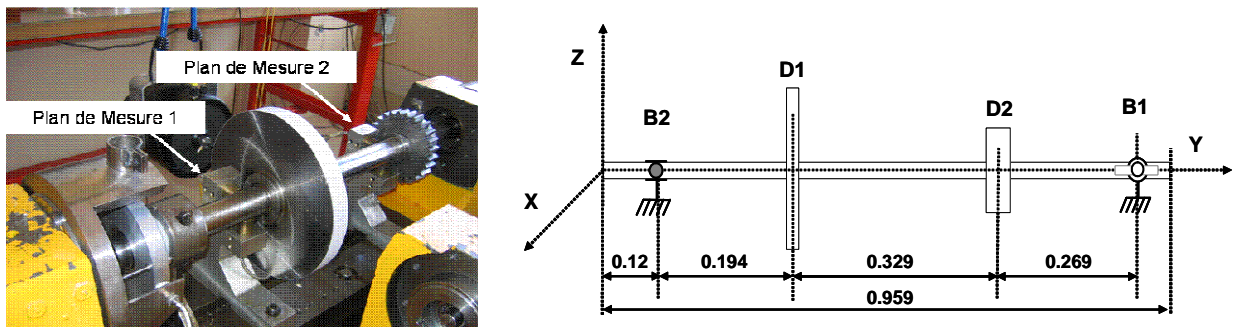


Fig. II.6 : Banc d'essai

Les déplacements sont mesurés en utilisant quatre capteurs de déplacement à courant de Foucault (Vibrometer TQ 103) disposés en deux plans de mesure permettant d'avoir les déplacements dans les deux directions X et Z. Les capteurs sont notés respectivement C1 et C3 selon la direction Z et C2 et C4 selon la direction X. les deux

disques favorisent l'implantation des deux plans d'équilibrage notés D1 et D2. La méthodologie proposée peut alors être évaluée numériquement et expérimentalement.

### II.4.3 Evaluation Numérique

Cette étape a pour but d'explorer les limites de la méthodologie proposée, d'identification de l'effet gyroscopique qui est ici très faible voire négligeable, et de plus d'évaluer l'efficacité de l'identification en présence de fort amortissement.

Les réponses du banc d'essai sont calculées avec un modèle éléments finis de rotor. Il comprend: des éléments paliers avec des raideurs élastiques et d'amortissements visqueux; des éléments de disque rigide et symétrique; des éléments poutres symétriques de type Timoshenko à deux noeuds. Chaque noeud comprend 4 degrés de liberté, deux déplacements latéraux et deux rotations de flexion (Fig. II.7).

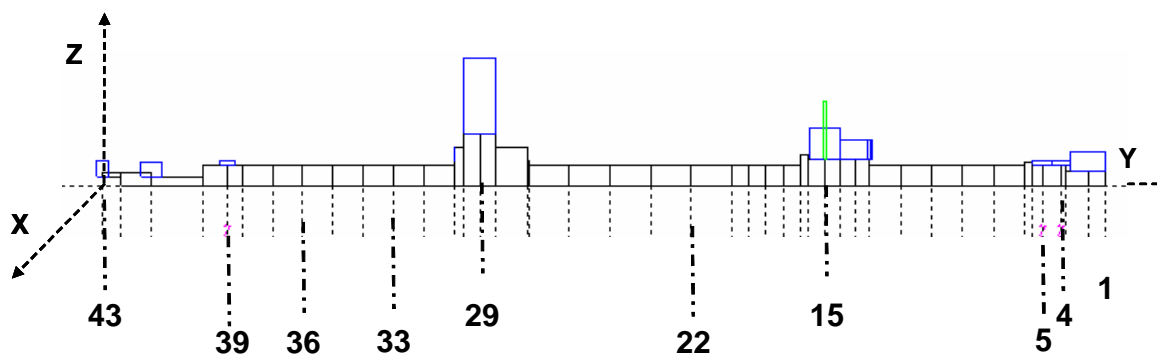


Fig. II.7 : Modèle éléments finis

La simulation numérique est réalisée sous l'environnement MATLAB® et SIMULINK®. Les matrices modales sont calculées en utilisant un logiciel spécialisé dans les calculs des machines tournantes ROTORINSA® développé au laboratoire. Les caractéristiques modales des six premiers modes sont groupées dans le tableau II.2.

Tab. II.2: Caractéristiques des six premiers modes

Mode	Fréquences (Hz)	Facteur d'amortissement
1	52.08	0.054
2	58.07	0.034
3	157.90	0.089
4	170.71	0.082
5	322.45	0.009
6	323.91	0.010

Les déplacements sont considérés dans les deux directions X et Z et pour deux noeuds #18 et #32. Ces noeuds correspondent à la disposition des deux plans de mesures. Dans cette configuration de quatre points de mesures, le système identifié est un modèle équivalent réduit à ses quatre premiers modes.

L'identification du modèle s'effectue, comme présentée précédemment, en trois étapes en essayant d'être le plus proche possible des conditions expérimentales:

La première concerne l'identification de la matrice  $[A]$  selon l'équation II.27, la réponse libre à l'arrêt est obtenue en considérant la réponse impulsionnelle après la durée du choc appliqué. Ce choc est généré en utilisant une excitation demi sinus d'une durée de 0.003 seconde et d'une amplitude de 1/0.003 N appliquée au nœud #39. Comme le modèle est réduit à ses quatre premiers modes, les déplacements sont filtrés en utilisant un filtre passe-bas à huit pôles et une fréquence de coupure de 290 Hz. Les fréquences propres et les facteurs d'amortissement modaux sont calculés à partir des valeurs propres de la matrice de dynamique identifiée  $[A]$ , ils sont groupés dans le tableau II.3. Il est à noter que les valeurs obtenues sont proches de celles du modèle initial (Tableau II.2).

Tab. II.3: Caractéristiques du modèle identifié

Mode	Fréquences (Hz)	Facteur d'amortissement
1	52.26	0.054
2	58.19	0.034
3	158.94	0.089
4	171.88	0.090

La deuxième étape concerne l'identification de la matrice de commande  $[B]$  qui est réalisée à partir de l'équation II.28 et en considérant la réponse du système à l'arrêt en régime permanent et stable, due à une excitation sinusoïdale effectuée soit à une fréquence fixe soit avec un balayage. Un balayage sinus de 5 jusqu'à 180 Hz en 10 secondes est utilisé pour les résultats présentés ici. La force est appliquée successivement aux nœuds #15 et #29 dans les deux directions X et Z. Ces deux nœuds correspondent à l'emplacement des deux disques.

La dernière étape concerne l'identification de la matrice dynamique qui exprime les effets gyroscopiques  $[A^*]$  à partir de l'équation II.28 et en considérant la réponse impulsionnelle après la durée du choc pour une vitesse de rotation de 2500 tr/min, qui est légèrement inférieure à la première vitesse critique. La réponse impulsionnelle est générée en utilisant une excitation demi sinus d'une durée de 0.003 seconde et d'une amplitude de 1/0.003 N appliquée au nœud #36.

Afin de comparer la réponse du système identifié à la réponse du système initial en régime permanent et transitoire, un balourd de 120 g.mm est rajouté au nœud #29 (D1) et la réponse impulsionnelle due à un choc appliqué au nœud #15 est calculée pour une vitesse de rotation de 2000 tr/min.

Le modèle décrit parfaitement le système étudié, les différences constatées sur les réponses de la figure II.8 sont dues au fait que le modèle identifié est un modèle équivalent réduit sur ses quatre premiers modes uniquement.

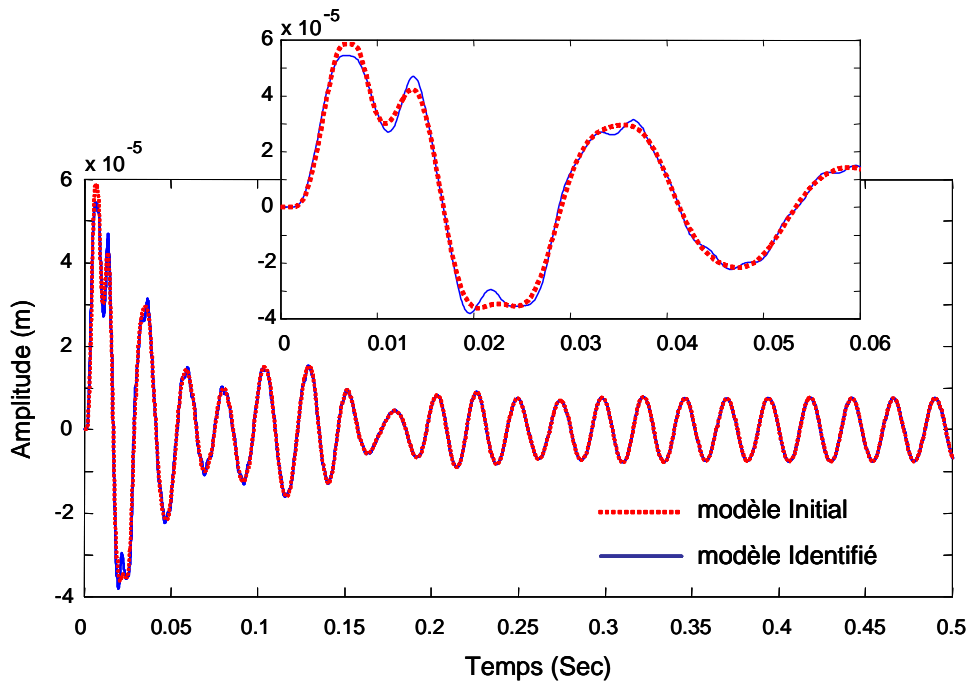


Fig. II.8: Réponse impulsionnelle, 2000 tr/min, direction X, noeud #18.

Le modèle est utilisé pour identifier les forces du balourd à partir de la réponse du système à 2000 tr/min. Les deux plans d'équilibrage, les disques D1 et D2, sont considérés. Le balourd initial est celui utilisé précédemment: 120 g.mm placé au noeud #29 (D1). L'amplitude du balourd identifié en disque D2 est pratiquement négligeable alors qu'il est sensiblement d'amplitude identique au balourd initial sur le disque D1 (Fig. II.9).

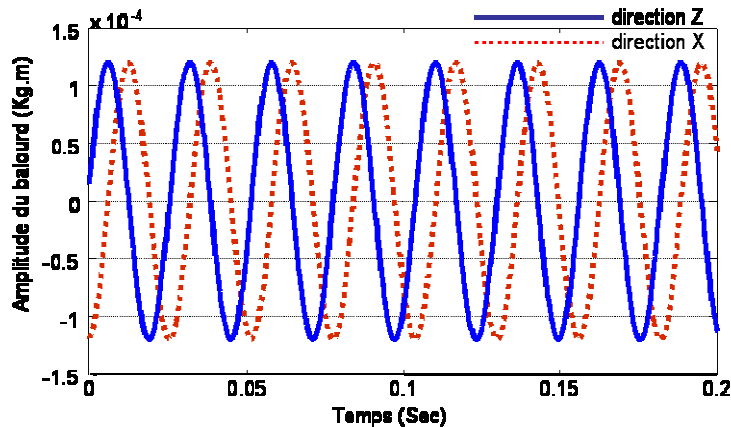


Fig. II.9: Amplitude du balourd identifié, 2000 tr/min, D1, noeud #29

La méthodologie proposée est mise au point et testée numériquement. Outre le fait que l'approche est efficace, plusieurs observations sont à souligner:

- L'effet gyroscopique, bien que très faible, a pu être identifié correctement.
- L'identification du modèle reste performante pour des valeurs d'amortissements modaux du système initial inférieures à 20%.
- La force d'excitation extérieure est estimée avec précision malgré la présence d'un nombre surabondant de plans d'équilibrage possibles.

#### II.4.4 Evaluation Expérimentale

L'identification du modèle s'effectue comme précédemment en trois étapes, ici le vecteur d'état est construit avec les déplacements mesurés à l'aide des quatre capteurs disposés dans les deux plans (Fig. II.6) et les vitesses sont calculées en dérivant numériquement les déplacements.

Les chocs sont appliqués à l'aide d'un marteau de choc (B&K 8202) équipé d'un capteur de force piézoélectrique (B&K 8200). Les sollicitations sinusoïdales sont réalisées par un pot d'excitation électrodynamique GWV20B. L'acquisition des mesures est assurée avec l'interface SCADA III de LMS®. La fréquence d'échantillonnage est de 4096 Hz.

Plusieurs chocs sont appliqués à différentes positions le long de l'arbre de rotation. La réponse du banc d'essai suite à un choc, appliqué à 40 mm à gauche du disque D1 et à 45° par rapport aux capteurs, est présentée en figure II.10.

Les fréquences mesurées (47, 48.1, 172.3 et 175.4 Hz) correspondent aux deux premiers modes de flexion dans les deux directions X et Z. Le banc d'essai semble être légèrement dissymétrique.

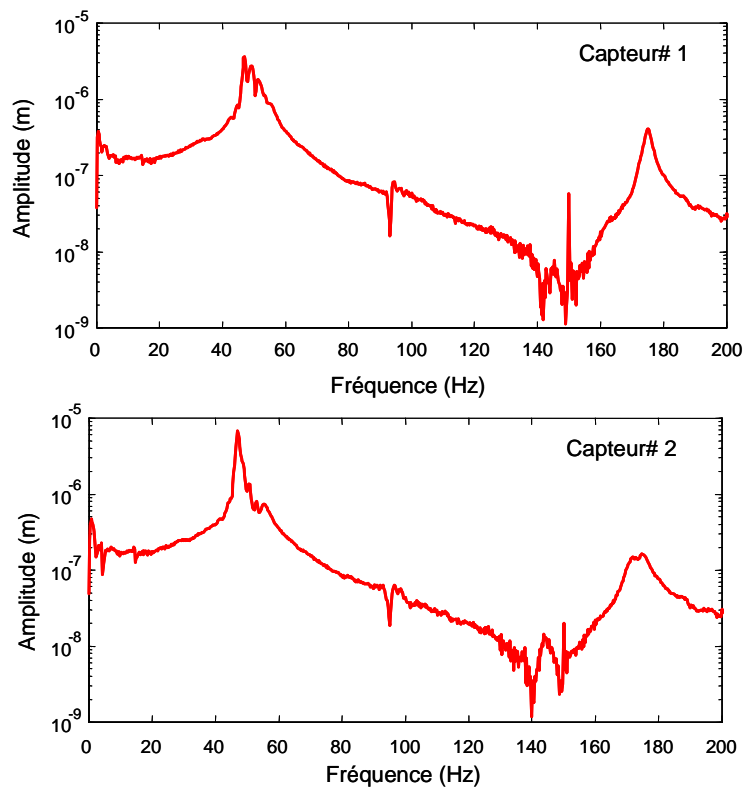


Fig. II.10: Réponse impulsionnelle à l'arrêt – Domaine fréquentiel

Les différentes valeurs de fréquences propres et de facteurs d'amortissement modaux, calculées à partir des valeurs propres de la matrice de la dynamique identifiée  $[A]$  issue de plusieurs réponses impulsionnelles, sont comparées. La variation est pratiquement négligeable, les valeurs moyennes suite à quatre différents tests sont présentées dans le tableau II.4.

Table II.4: Caractéristiques du modèle identifié

Mode	Fréquences (Hz)	Facteur d'amortissement
1	47.5	0.006
2	49.3	0.024
3	170.7	0.010
4	176.2	0.006

Les mesures sont répétitives; la valeur maximale du coefficient de variation des fréquences est inférieure à 2%.

La matrice commande est identifiée en appliquant, consécutivement dans les directions X et Z, un balayage sinusoïdal de 10 à 230 Hz en 8 secondes. Les deux disques sont les deux plans d'équilibrage choisis, la sollicitation est donc appliquée sur les deux disques. La non-coïncidence entre les positions des points de mesures et d'excitations produit une légère modification de la matrice commande habituelle. La matrice ainsi obtenue correspond à la matrice habituelle multipliée par une matrice de passage qui relie la position des points de mesure et d'excitations.

La réponse du système est ensuite comparée à la réponse du modèle dans la figure II.11. Le modèle décrit très convenablement le comportement dynamique du système étudié sur la plage fréquentielle considérée. Il est à noter que le deuxième mode ne répond pas quand l'excitation est appliquée sur le disque D1, ceci est dû au fait que l'emplacement de ce disque correspond à un de ses nœuds de vibration.

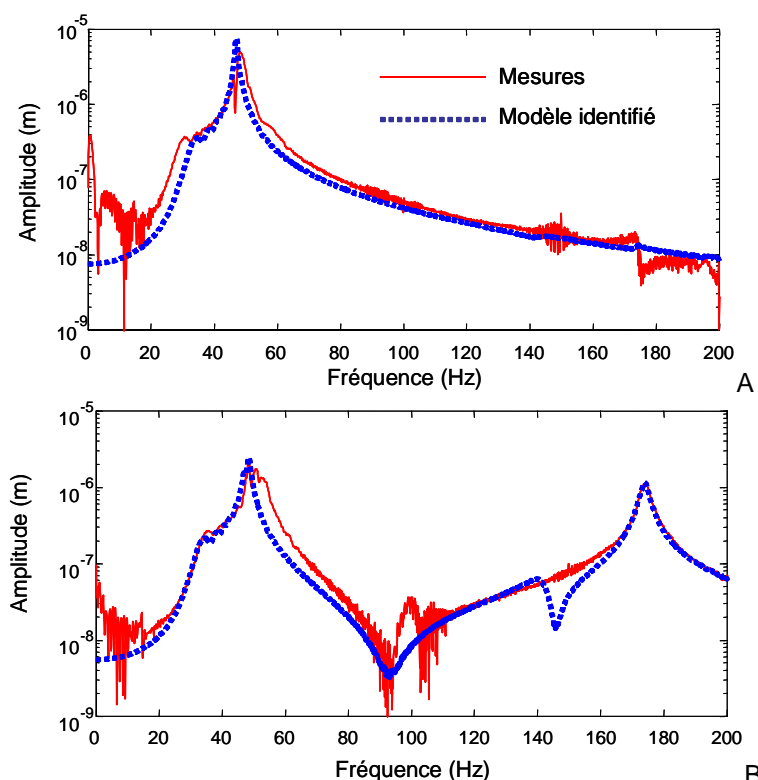


Fig. II.11: Réponse du système et du modèle: A- Excitation en D1 selon X, capteur C2  
B- Excitation en D2 selon Z, capteur C4

L'identification de la matrice  $[A^*]$  est réalisée en utilisant la réponse impulsionnelle mesurée à une vitesse de rotation de 2000 tr/min. Cette vitesse est choisie car elle est proche de la première critique avec des déplacements significatifs et une orbite stable. Le choc est exécuté à 0.4 m à gauche du disque D1. La réponse impulsionnelle est le résultat du choc appliqué, des imperfections géométriques, du run-out électrique dû à l'utilisation des capteurs à courant de Foucault et du déséquilibre initial déjà présent sur la machine. Afin d'avoir la réponse impulsionnelle due au choc uniquement, la réponse du système en régime permanent et stable est tout d'abord enregistrée, ensuite le choc est appliqué et la réponse mesurée est soustraite d'une façon synchrone au signal précédent. Les deux signaux doivent être synchrones, un échantillonnage angulaire est nécessaire afin d'assurer le même nombre de points de mesure pour chaque période.

Pour la suite de cette étude, l'effet gyroscopique n'est plus considéré, ceci est dû d'une part à son influence qui s'est avérée négligeable et d'autre part à l'importance de son coefficient de variation suite à plusieurs tests (environ 30%).

La réponse impulsionnelle mesurée à 2000 tr/min est comparée à celle générée par le modèle identifié en négligeant l'effet gyroscopique avec un choc appliqué sur le disque D1. La comparaison doit être faite dans des conditions similaires, la machine tournante testée n'est pas parfaitement équilibrée. Deux balourds: 880 g.mm à 120° sur le disque D1 et 490 g.mm à -40° sur le disque D2 sont donc rajoutés au modèle identifié. Ces balourds correspondent aux balourds estimés par la méthode de coefficients d'influence. Les déplacements mesurés par le capteur C2 sont présentés sur la figure II.12. La réponse générée par le modèle est similaire à celle mesurée sur la machine mais avec moins de richesse fréquentielle car réduit sur ses quatre premiers modes. Le modèle décrit donc convenablement le comportement dynamique de la machine étudiée dans la gamme fréquentielle sélectionnée et ceci en régime permanent et stable comme en régime transitoire.

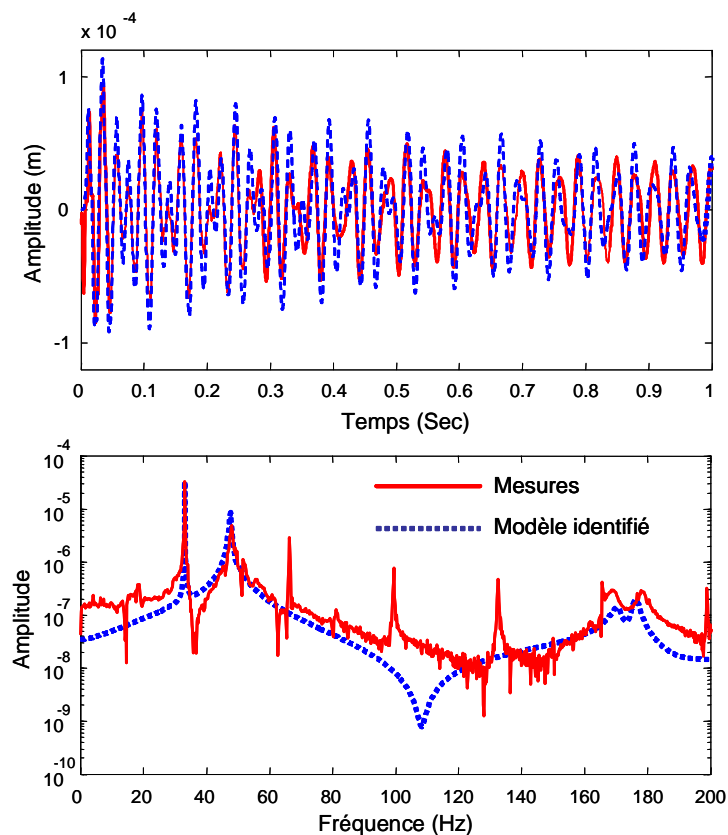


Fig. II.12: Réponse impulsionnelle, capteur C2, 2000 tr/min

L'estimation des forces externes s'est effectuée à la vitesse de rotation de 2000 tr/min. Les force dues aux balourds sont exprimées par deux forces sinusoïdales d'amplitude constante dans les deux directions X et Z, or ce n'est pas le cas pour les forces estimées ici (Fig. II.13). Ceci est dû à la présence de différents types d'excitations sur le système étudié autres que les forces du balourd.

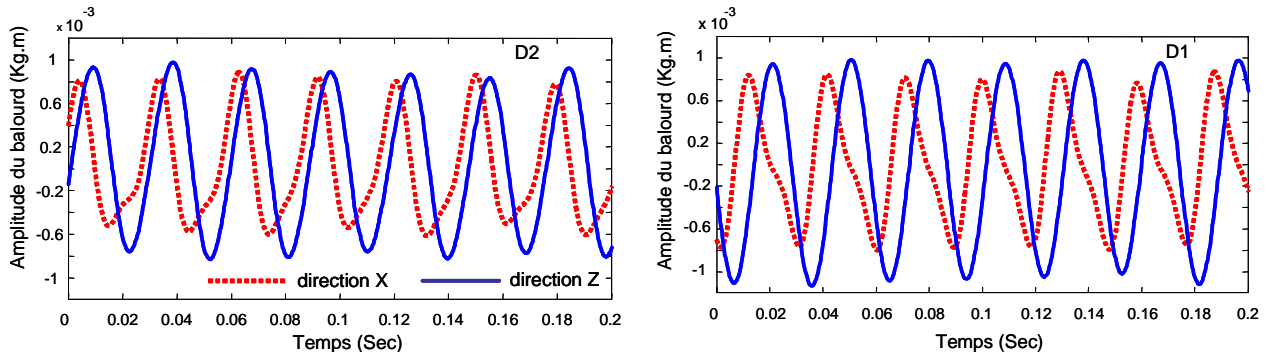


Fig. II.13: Estimation de l'amplitude du balourd dans les deux disques, 2000 tr/min

Suite à l'estimation des forces externes, les balourds dans les deux plans d'action D1 et D2 sont calculés. Plusieurs calculs sont réalisés en considérant les valeurs maximales, minimales ou moyennes des forces estimées, le tableau II.5 regroupe les résultats obtenus en considérant la valeur moyenne des forces externes dans les deux plans.

Tab. II.5: Balourds identifiés

Disque	Module g.mm	Phase °
1	740	127
2	540	-16

Les déplacements mesurés sont comparés aux déplacements générés par le modèle pour deux vitesses de rotation, avant et après la première vitesse critique. Les résultats obtenus (Fig. 11.14) montrent l'efficacité de la méthodologie proposée.

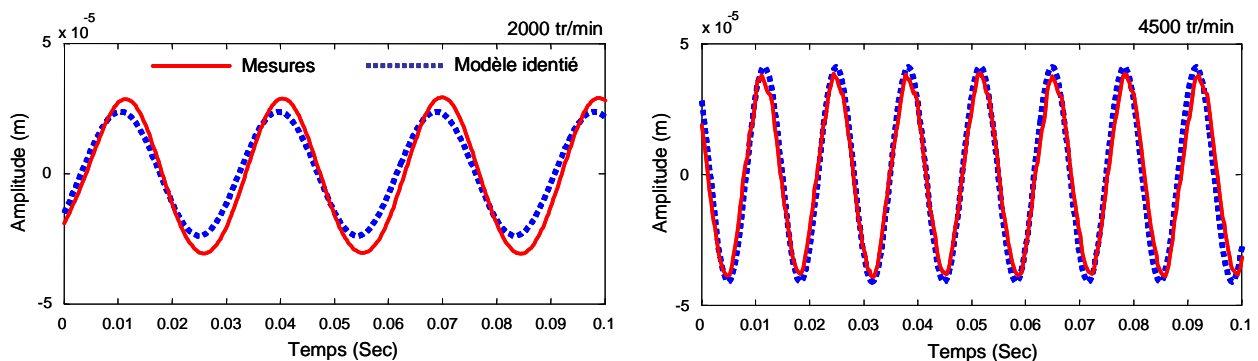


Fig. II.14: Réponse du système, capteur C1

L'approche proposée est simple et efficace. Le modèle identifié est un outil intéressant qui sert autant pour l'équilibrage que pour le contrôle actif.



L'approche d'identification, présentée, est dédiée aux machines tournantes avec un arbre flexible monté sur paliers à roulement et des facteurs d'amortissement relativement faible ( $< 0.2$ ). L'approche est appliquée également pour l'identification des structures souples. Nos recherches sont actuellement orientées vers deux axes essentiels:

- Adapter l'approche pour l'identification des systèmes non linéaires. Les non linéarités considérées sont dues:
  - o soit aux grands déplacements de l'arbre très flexible,
  - o soit à la présence de paliers où les caractéristiques dépendent de la vitesse de rotation.
- Identifier les sources d'excitations à partir des forces équivalentes estimées aux plans d'action. Cette approche est très utile d'une part pour la compensation des forces externes, et pour le suivi de comportement de machines tournantes d'autre part.

## II.5 Equilibrage Adaptatif (Méta-modèle)

Les méthodes classiques d'équilibrage sont basées sur la linéarité entre forces et déplacements mesurés. C'est aussi le cas pour les méthodes d'équilibrage basées sur un modèle. Actuellement deux types de non linéarité sont considérés dans nos recherches: celles dues aux grandes déflexions d'un arbre très flexible, et celles dues à la présence de paliers où les caractéristiques dépendent de la vitesse de rotation.

L'objectif ici est de définir et d'identifier expérimentalement un modèle de comportement pour optimiser l'équilibrage en présence de non linéarités. La démarche proposée consiste à établir un modèle basé sur les réseaux de neurones avec les mesures de réponses comme entrée et les balourds correcteurs en sortie. Ce modèle est actualisé en fonction des balourds correcteurs appliqués et les déplacements résiduels mesurés. Le modèle qui relie les déplacements aux forces n'est pas forcément connu (méta modèle), il est adapté au fur et à mesure et il exprime le comportement dans les conditions d'apprentissage [J11].

Le banc d'essai, présenté dans la section II.3.2 est utilisé comme application. Nous avons utilisé le même dispositif de mesure pour les déplacements et les accélérations et uniquement deux plans d'équilibrage D1 et D3.

Tab. II.6: Coefficients calculés

		Test 1		Test 2	
		Module	Phase °	Module	Phase °
Balourd d'essai (g.mm)		670.2	-90	730.6	-130
coefficients d'Influence (m/g.mm)	Point 1	70.7	-83.0	77.1	27.2
	Point 2	0.55	-145.4	1.03	-58.6
	Point 3	42.8	-58.2	36.6	37.6
	Point 4	3.8	-179.6	4.6	-103.9

Le banc admet des déplacements de grandes amplitudes dues à la très grande flexibilité de ses supports. En présence de déséquilibre initial et pour des vitesses proches des vitesses critiques les déplacements deviennent importants et le comportement non linéaire. Les coefficients d'influence entre la force exercée par un balourd placé dans le plan D1 et les accélérations mesurées sur les deux paliers sont calculés pour deux balourds différents. En examinant les résultats (Tab. II.6) il est évident que le comportement de ce système est non linéaire. Ceci explique également les difficultés rencontrées pour équilibrer ce banc d'essai avec la méthode des coefficients d'influence.

Un réseau "feed-forward" est utilisé avec les déplacements mesurés comme entrées et les balourds comme sorties. L'algorithme d'apprentissage choisi est de type "resilient retro-propagation" où le signe de la dérivée est uniquement utilisé pour mettre à jour les poids. Le réseau est constitué d'une couche d'entrée avec huit neurones, deux neurones par entrée afin de prendre en compte le module et le déphasage, la fonction d'activation est non linéaire de type Tansig; une couche cachée avec huit neurones et une fonction d'activation Tansig; une couche de sortie avec quatre neurones et une fonction d'activation linéaire. Le principe de la démarche proposée est schématisé dans la figure II.15.

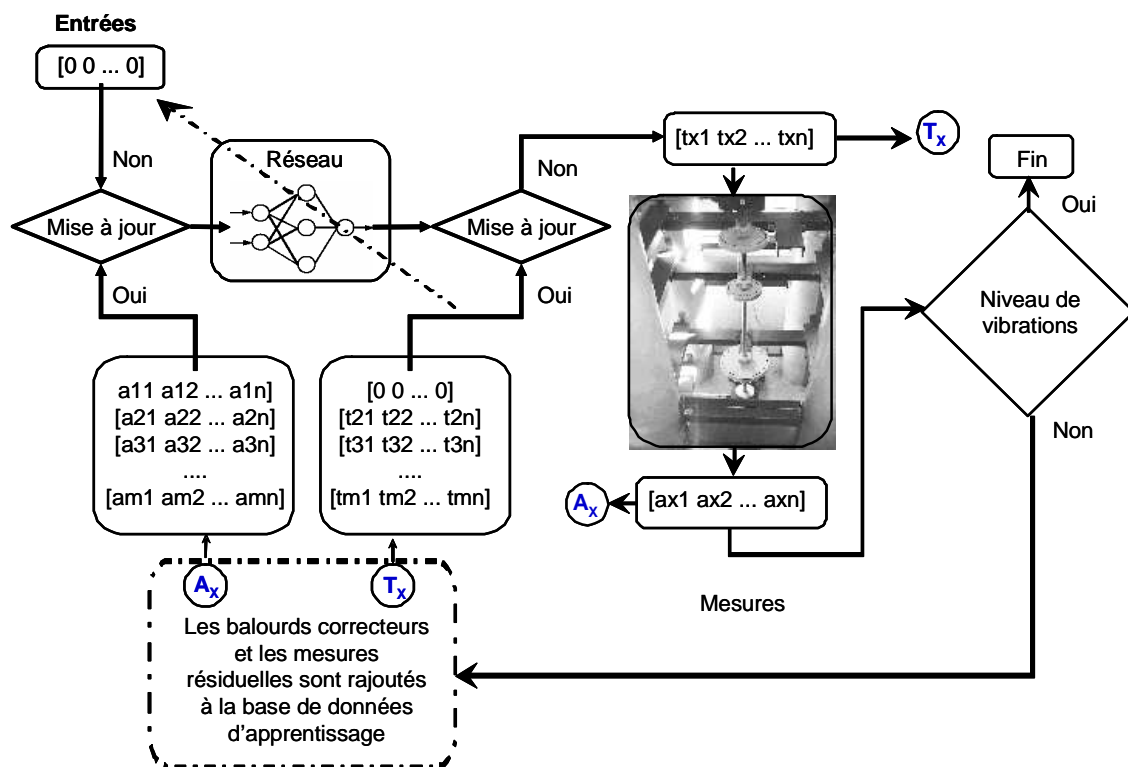


Fig. II.15: Schéma de principe de fonctionnement de la méthodologie proposée

Les données de départ pour l'apprentissage du réseau sont les accélérations mesurées dues à plusieurs combinaisons de balourds d'essai. Dans cette étude les mesures utilisées lors des tentatives d'équilibrage par la méthode des coefficients d'influence sont utilisées pour l'apprentissage.

Pour le passage #1 une combinaison de balourds est calculée en imposant un niveau d'accélération zéro, ces balourds sont rajoutés dans les plans d'équilibrage et en examinant le niveau des accélérations résiduelles, nous avons décidé de refaire un deuxième équilibrage, dans ce cas, le couple balourd et accélérations résiduelles correspondantes sont rajoutés à la base de données d'apprentissage, donc contribuent à la mise à jour du réseau.

Le premier passage a permis une réduction d'environ 33% sur l'ensemble de mesure, la réduction atteint 69% pour le deuxième passage et le processus est arrêté au troisième passage après une réduction totale d'environ 80%. Les balourds calculés ainsi que les accélérations résiduelles sont regroupés dans le tableau II.7.

Tab. II.7: Balourds correcteurs et niveaux vibratoires résiduels

	Passage 1		Passage 2		Passage 3	
	Module	Phase °	Module	Phase °	Module	Phase °
Balourds correcteurs [gr.mm]						
Plan 1	1223	-100	631	-60	539	-40
Plan 2	1076	-10	1012	-90	905	-70
Mesures [m/sec <sup>2</sup> ]						
Point 1	8	272	2.5	155	1.7	222
Point 2	0.1	120	0.1	360	0.02	46.8
Point 3	3.4	275	2.1	237.1	1.13	245.9
Point 4	0.83	149.3	0.84	114.2	0.78	114.1
% Réduction	33.3%		69.9%		80.4%	

Les déplacements mesurés avec les capteurs situés au niveau du disque D1 sont présentés dans la figure II.16. Ils sont largement diminués. Les mêmes tendances sont mesurées avec les accéléromètres aux niveaux des deux paliers.

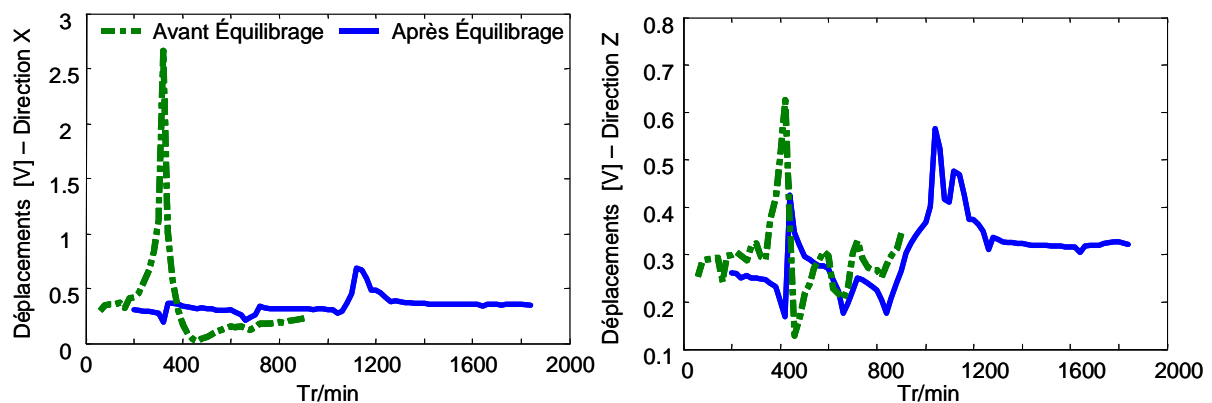


Fig. II.16: Déplacement selon X et Z plan de mesure disque D1

L'approche est très efficace, mais un peu coûteuse en terme du nombre d'expériences. Les performances peuvent être largement améliorées en associant un générateur de balourd. Des travaux sont déjà initiés au laboratoire dans ce domaine [41], l'approche devient alors une approche d'Équilibrage Actif Adaptatif.

## **II.6 Conclusion**

Un modèle qui décrit fidèlement le comportement d'une structure est une étape clé dans la méthodologie de maîtrise de son comportement. Trois modèles sont présentés et évalués (modèle éléments finis, modèle d'état et méta modèle), chacun a ses avantages et ses inconvénients. Il est important à signaler que le modèle identifié expérimentalement peut être utilisé sans modification pour l'équilibrage et pour le contrôle actif, et nous sommes actuellement en phase d'évaluation des performances pour le suivi de comportement.

Les recherches continuent, dans les domaines de l'équilibrage et de l'identification de modèles, avec les axes suivants:

- Identifier les sources d'excitations à partir des forces équivalentes estimées aux plans d'action. Les méthodes d'optimisation pseudo aléatoires sont d'excellents outils bien adaptés à ce type de mission. Cette approche est très utile pour la compensation des forces externes, et également pour le suivi de comportement de machines tournantes.
- Optimiser le placement des plans d'équilibrage lors de la phase de conception d'une machine. Les mêmes démarches peuvent être utilisées pour le choix d'une combinaison de plans d'équilibrage la plus efficace pour des applications où il est possible d'intervenir facilement sur plusieurs plans. Dans les deux cas, les méthodes d'optimisation pseudo aléatoires sont efficaces.
- Poursuivre les études sur l'équilibrage basé sur un méta-modèle avec l'objectif de mettre au point une approche d'Equilibrage Actif Adaptatif.
- Mettre en place et évaluer des méthodes d'identification des machines tournantes à structures complexes (motocompresseurs, turbomachines) en condition d'exploitation où les conditions d'identification du laboratoire ne peuvent pas être appliquées. L'identification des paramètres du modèle s'effectue avec les mesures collectées lors d'une montée ou d'une descente en vitesse.
- Adapter l'approche pour l'identification des systèmes avec non linéarités dues:
  - o aux grandes déflexions d'un arbre très flexible,
  - o à la dissymétrie de la partie tournante,
  - o à la présence de paliers dont les caractéristiques dépendent de la vitesse de rotation.

### III CONTRÔLE ACTIF

La maîtrise du comportement dynamique des machines tournantes a pour objectif de réduire les nuisances vibratoires et/ou sonores et d'assurer la fiabilité du fonctionnement grâce à:

- la génération de forces tournantes synchrones - cas de l'équilibrage [31-35],
- l'ajout d'éléments amortissants sur la structure pour dissiper cette énergie - cas du contrôle passif [42-44],
- l'échange d'énergie entre la structure et son environnement à l'aide d'actionneurs - cas du contrôle actif [45-52].

Le contrôle actif fait partie de mes activités depuis 2005. L'apprentissage a nécessité un investissement très important. L'objectif ici est de présenter les résultats déjà obtenus et d'exposer les perspectives en terme d'études et de recherche.

Suite aux différentes études et recherches du Laboratoire dans le domaine du contrôle actif [53-56] nous avons choisi d'étudier et de développer ce que nous appelons une commande de contrôle par paliers intelligents. Dans ce cas les actionneurs n'agissent pas directement sur l'arbre de la machine tournante mais par l'intermédiaire d'un de ses paliers qui est monté dans un dispositif de type cage d'écureuil (Fig. III.1). L'avantage d'un tel dispositif est l'amplitude de la force nécessaire pour imposer un déplacement, qui est plus faible en comparaison à une action directe sur le rotor. Ceci est dû à la raideur de la cage d'écureuil qui est généralement plus faible que la raideur de l'arbre. D'autre part il permet la maîtrise du comportement dynamique du rotor sans liaison directe entre les actionneurs et l'arbre tout en utilisant des actionneurs classiques avec ou sans contact.

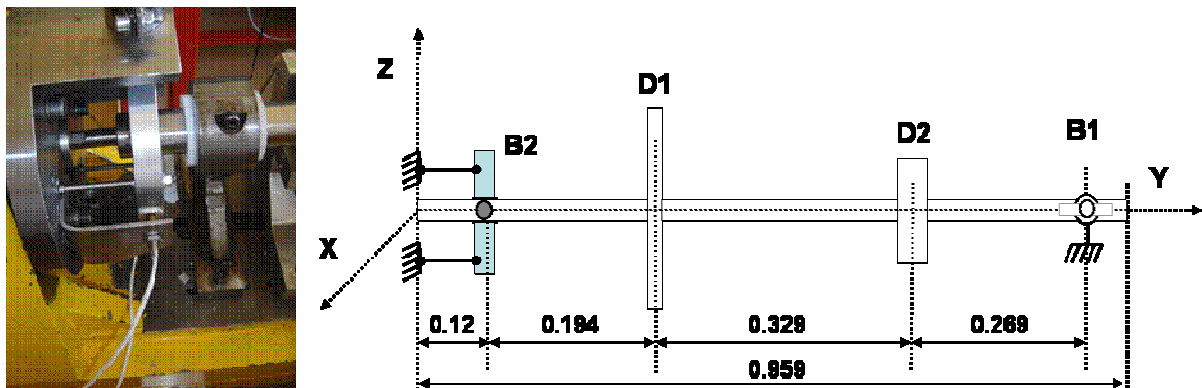


Fig. III.1 : Palier monté en dispositif de cage d'écureuil

Le contrôle choisi est modal et réglé à partir d'un modèle de la structure identifié expérimentalement. La commande de contrôle peut être soit optimale du type LQ (Linear Quadratic), LQG (Linear Quadratic Gaussian) voire analogique par retour de sortie sous forme PID (Proportionnelle, Dérivée, Intégrale), soit neuronale, soit floue voire neuro-floue.

Les actionneurs considérés actuellement sont du type piézoélectrique (APE) et électromagnétiques (AEM). Ils sont sélectionnés car ils génèrent des forces (ou des déplacements) suffisantes pour garantir un contrôle efficace dans la gamme fréquentielle ciblée. D'autre part ils sont réversibles: le déplacement de la structure dans le plan d'action génère une tension qui est l'image de ce déplacement ou de la vitesse de la structure à l'endroit des actionneurs. Les actionneurs peuvent alors être utilisés comme des capteurs [57 - 61], ou encore comme récupérateur de l'énergie générée. Cette énergie pourrait être stockée et réutilisée par la boucle de contrôle. Ce dernier point fait l'objet de recherches où nous sommes encore au stade de l'exploration et de l'initiation.

Les démarches que nous appliquons dans le domaine du contrôle actif sont illustrées avec deux études : le contrôle actif d'une machine tournante par actionneurs piézoélectriques lors des passages des vitesses critiques; et le contrôle actif d'une poutre flexible par actionneurs électromagnétiques.

### **III.1 Contrôle par Actionneurs Piézoélectriques**

Depuis les années 80, les matériaux piézoélectriques sont utilisés pour le contrôle de systèmes mécaniques et plusieurs études ont montré la possibilité d'un contrôle efficace des structures flexibles [62-65]. L'utilisation de ce genre d'actionneurs est répandue de part leur relative simplicité technologique et de mise en œuvre. Plusieurs travaux du laboratoire ont concerné cette recherche [50 et J8], Il s'agit de l'implémentation d'un contrôleur optimal afin de démontrer expérimentalement la faisabilité et l'efficacité du contrôle d'un rotor flexible par l'utilisation de deux actionneurs piézoélectriques disposés dans un seul plan d'action.

L'objectif est de présenter l'approche de contrôle appliquée et les résultats obtenus. Après une présentation rapide du dispositif d'essai, la démarche de contrôle est précisément décrite car elle est la base théorique des démarches de contrôle utilisées ultérieurement. Finalement, les résultats obtenus ainsi que les études futures sont commentés et discutés.

#### **III.1.1 Dispositif Expérimental**

Le système étudié est le rotor horizontal déjà présenté dans la section II.4.2. La force de contrôle est appliquée à l'aide de deux vérins piézoélectriques (Physik Instrumente P-245.70;  $\pm 120 \mu\text{m}$ ; 2000N compression; 300 N traction). Ils sont connectés orthogonalement au palier cage d'écureuil à l'aide d'une liaison en corde de piano et afin d'agir indépendamment suivant les directions horizontale et verticale (Fig. III.2). Le point de fonctionnement est choisi pour avoir une force de commande de  $\pm 1000 \text{ N}$  grâce à une tension constante de  $-500 \text{ V}$  appliquée aux vérins.

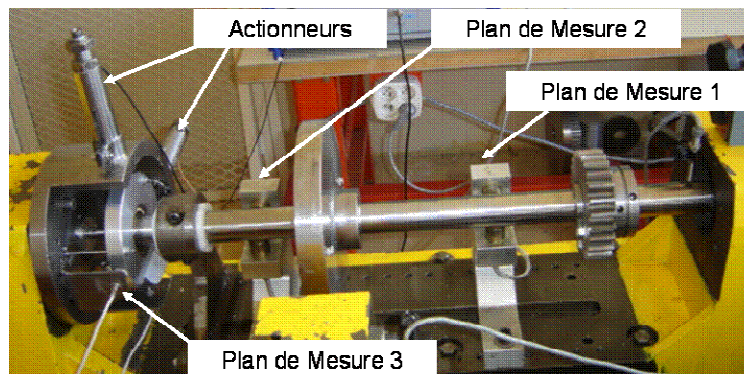


Fig. III.2: Dispositif expérimental

Les déplacements sont mesurés en utilisant quatre capteurs de déplacement à courant de Foucault (Vibrometer TQ 103) disposés suivant deux plans de mesure permettant d'avoir les déplacements dans les deux directions X et Z. Deux autres capteurs de déplacement (Vibrometer TQ 101) dans le plan de mesure #3 sont également utilisés, ils sont co-localisés avec les actionneurs. Les acquisitions et le traitement de mesures sont assurés à l'aide d'une carte Dspace® où est implémenté le contrôleur.

#### **III.1.2 Démarche de Contrôle**

Comme le nombre de capteurs et d'actionneurs est généralement limité, un contrôle modal est choisi et l'objectif est de contrôler les quatre premiers modes de flexion du rotor. Le modèle éléments finis est réduit en utilisant la méthode pseudo-modale [40]. La stratégie de contrôle est basée sur l'estimation de l'état modal à partir des déplacements mesurés,

l'estimation est assurée par un observateur de type Linéaire Quadratique (LQ) et la commande est du type optimale LQ également.

Pour des raisons pratiques, pour l'implémentation du contrôleur, il est nécessaire de décrire les équations du mouvement dans l'espace d'état sous forme discrétisée:

$$\begin{aligned}\{X\}_{k+1} &= [A_d]\{X\}_k + [B_d]\{u\}_k \\ \{Y\}_k &= [C_d]\{X\}_k\end{aligned}\quad (III.1)$$

avec  $\{X\}_k$  le vecteur d'état modal à l'instant k,  $\{Y\}_k$  la sortie,  $[A_d]$  la matrice dynamique modale discrétisée,  $[B_d]$  la matrice de commande et  $C_d = [P_c \Phi \ 0]$  où  $P_c$  est une matrice de dimension (m×n) permettant de sélectionner les degrés de liberté sur lesquels les déplacements sont mesurés et  $\Phi$  est le vecteur de modes.

La détermination de la commande linéaire quadratique est un problème d'optimisation qui consiste à calculer la force de commande  $\{u_c\}$  qui minimise la fonction objective J:

$$\begin{aligned}\{u_c\}_k &= -[K] \cdot \{X\}_k \\ J &= \sum_{k_{init}=0}^{k_{fin}-1} \left( \{X\}_k^T \cdot [Q] \cdot \{X\}_k + \{u\}_k^T \cdot [R] \cdot \{u\}_k \right)\end{aligned}\quad (III.2)$$

avec  $[Q]$ ,  $[R]$  matrices de pondération de l'état et de la commande respectivement.  $[G]$  matrice des gains du contrôleur obtenue par:

$$[G] = \left( [R] - [B_d]^T \cdot [S] \cdot [B_d] \right)^{-1} \cdot [B_d]^T \cdot [S] \cdot [A_d] \quad (III.3)$$

et  $[S]$  une matrice définie positive obtenue par la résolution de l'équation de Riccati:

$$\begin{aligned}[A_d]^T \cdot [S] \cdot [A_d] - S - \left( [A_d]^T \cdot [S] \cdot [B_d] \right) \cdot \\ \left( [R] + [B_d]^T \cdot [S] \cdot [B_d] \right)^{-1} \cdot \left( [B_d]^T \cdot [S] \cdot [A_d] \right) + [Q]\end{aligned}\quad (III.4)$$

En appliquant le contrôle modal, la commande est générée en utilisant l'état modal construit ou estimé à partir des mesures physiques et de l'historique du contrôle comme il ne peut être mesuré directement. Plusieurs types d'observateurs existent. Pour cette étude un observateur Linéaire Quadratique est utilisé et les démarches pour l'obtention ses gains sont similaires à celles présentées précédemment pour le contrôleur Linéaire Quadratique. Il est à noter qu'un observateur LQ est équivalent à un filtre de Kalman dans le domaine temporel [66]. Ce filtre est un estimateur optimal d'un point de vue probabiliste dans le cas où les bruits sont répartis d'une façon gaussienne. La construction de l'état peut être formulée par:

$$\begin{aligned}\{X\}_{k+1} &= [A_d]\{X\}_k + [B_d]\{u\}_k + \{w_1\}_k \\ \{Y\}_k &= [C_d]\{X\}_k + \{w_2\}_k\end{aligned}\quad (III.5)$$

avec  $[w_1]$  et  $[w_2]$  vecteurs de bruits aléatoires des variables d'état et des mesures respectivement et qui sont supposés indépendants du point de vue probabilité. Le vecteur d'état estimé  $[\hat{X}]$  peut être calculé par la relation suivante:

$$\{\hat{X}\}_{k+1} = [A_d]\{\hat{X}\}_k + [B_d]\{u\}_k + [L]\left(\{y\}_k - [C_d]\{\hat{X}\}_k\right) \quad (III.6)$$

avec  $[L]$  matrice gain de l'observateur, qui est obtenue par:

$$[L]_k = \left([A_d][S_E]_k [C_d]^T\right) \left([R_E] + [C_d][S_E]_k [C_d]^T\right)^{-1} \quad (III.7)$$

Comme précédemment  $S_E$  est obtenu par la résolution des équations de Reccati:

$$\begin{aligned} [S_E]_{k+1} = [A_d][S_E]_k [A_d]^T - ([A_d][S_E]_k [C_d]^T) \\ \left([R_E] + [C_d][S_E]_k [C_d]^T\right)^{-1} \left([C_d][S_E]_k [A_d]^T\right) + [Q_E] \end{aligned} \quad (III.8)$$

où  $[Q_E]$  et  $[R_E]$  matrices de pondération obtenues par le calcul de l'espérance mathématique d'ordre 1,1 de  $[w_1]$  et  $[w_2]$  :

$$\begin{aligned} Q_E &= E\left(\{w_1\}\{w_1\}^T\right) \\ R_E &= E\left(\{w_2\}\{w_2\}^T\right) \end{aligned} \quad (III.9)$$

La démarche générale est schématisée dans la figure III.3. Le retour intégral est appliqué au déplacement de la consigne (cage d'écureuil) afin de garantir la précision statique.

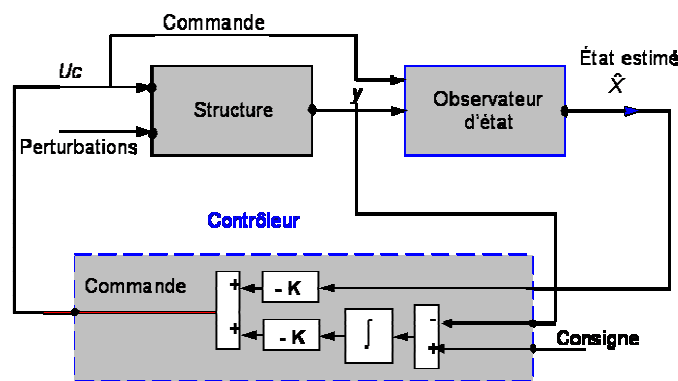


Fig. III.3: Diagramme block de la chaîne de contrôle

### III.1.3 Modélisation du Banc d'Essai

Un modèle éléments finis (Fig. III.4) du banc d'essai est utilisé afin de réaliser les simulations numériques et plus particulièrement pour disposer d'un modèle modal du dispositif réduit sur ses premiers modes et régler les gains du contrôleur et de l'observateur. Les matrices modales sont calculées en utilisant ROTORINSA®. La base modale est calculée en prenant en compte les huit premiers modes du rotor à l'arrêt. Seuls les quatre



premiers modes sont considérés pour le réglage des gains. Les nœuds #22, 33 et 39 correspondent à l'emplacement des plans de mesures #1, 2 et 3 respectivement.

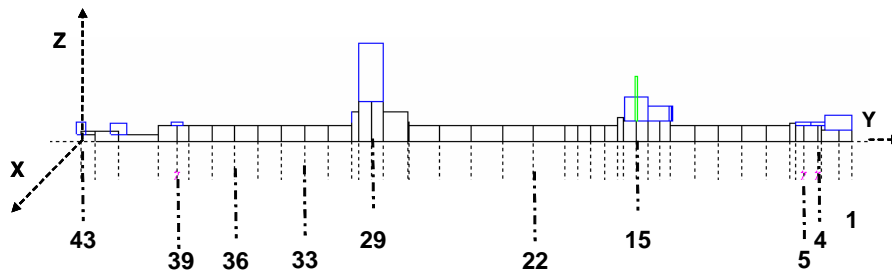


Fig. III.4: Modèle éléments finis

Les caractéristiques du modèle (raideur et facteur d'amortissement) sont recalées en fonction des fréquences de résonances mesurées à l'arrêt (Tab. III.1). Le banc d'essai est légèrement dissymétrique, les quatre premiers modes sélectionnés correspondent aux deux premiers modes de flexion dans les deux plans X et Z.

Tab. III.1: Caractéristiques du modèle

Mode	Direction	Fréquence (Hz)	Raideur 106 N/m	Facteur d'amortissement
1	X	66.5	3.5	0.02
2	Z	66.8	8.0	0.02
3	X	193.1	8.7	0.01
4	Z	208.1	6.9	0.01

### III.1.4 Evaluation Expérimentale et Perspectives

Après avoir implémenté la chaîne de contrôle, l'efficacité du contrôle est testée et validée dans plusieurs configurations. L'amplitude de la fonction de transfert, au plan de mesure #1, due à un balayage sinusoïdale à l'arrêt est présentée dans la figure III.5.

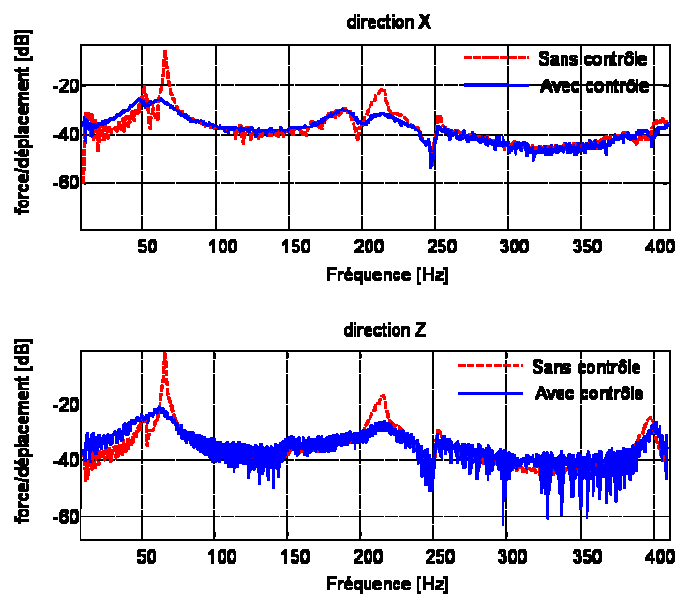


Fig. III.5: Fonction de transfert au plan de mesure #1 dans les deux directions X et Z

Le contrôle permet d'obtenir une réduction d'environ 20 dB sur le premier mode de flexion dans les deux directions. Le gain est moindre pour le deuxième mode de flexion dans les deux directions, ceci est dû à la prise en compte des quatre premiers modes lors du calcul des gains de la chaîne du contrôleur. Il est à noter que le contrôleur n'a pas d'effet pour des fréquences différentes des fréquences de résonance et particulièrement pour celles supérieures à la première de flexion.

La réponse du système à l'arrêt, au plan de mesure #3 et au plan de mesure #2 dans la direction verticale (Z), due à un choc appliqué sur le disque D1 dans la direction verticale est présentée dans la figure III.6. Le temps de stabilisation est ramené de 0.3 à 0.05 secondes. Les mêmes tendances sont obtenues dans la direction horizontale (X).

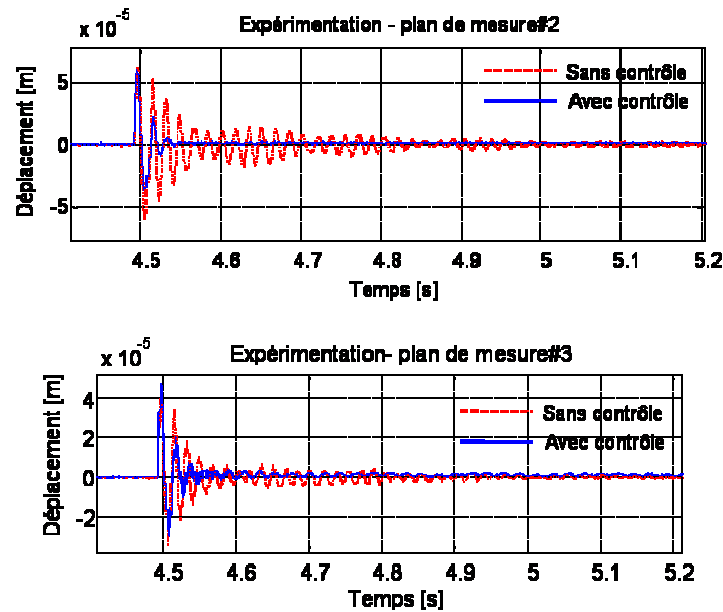


Fig. III.6: Réponse impulsionnelle avec et sans contrôle

La stabilité du contrôleur est testée sur le rotor fonctionnant à une vitesse constante et stable de 2000 tr/min. La réponse du système contrôlé, dans les plans de mesure #2 et #3 dans la direction horizontale (X), due à un choc appliqué sur le disque D1 est présentée dans la figure III.7; pour des raisons de sécurité la réponse impulsionnelle du système sans contrôle n'a pas été mesurée.

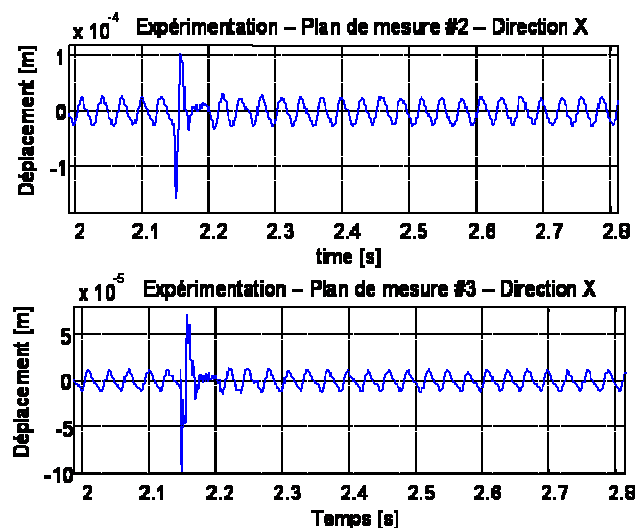


Fig. III.7: Réponse impulsionnelle contrôlée, 2000 tr/min

Le contrôleur permet de réduire efficacement les perturbations dues au choc, par contre aucun effet n'est constaté sur la réponse due au balourd résiduel. En effet, ce contrôleur est optimisé essentiellement dans la zone des fréquences de résonance. Les mêmes tendances sont obtenues dans la direction verticale (Z).

Le comportement dynamique en régime transitoire du système est étudié lors des montées en vitesse de 2400 tr/min à 6000 tr/min en 14 secondes. Les réponses mesurées du système montrent que la vitesse critique est franchie en toute sécurité (Fig.III.8) et ceci dans les deux directions X et Z pour les plans de mesure #2 et #3. Le contrôle semble être efficace.

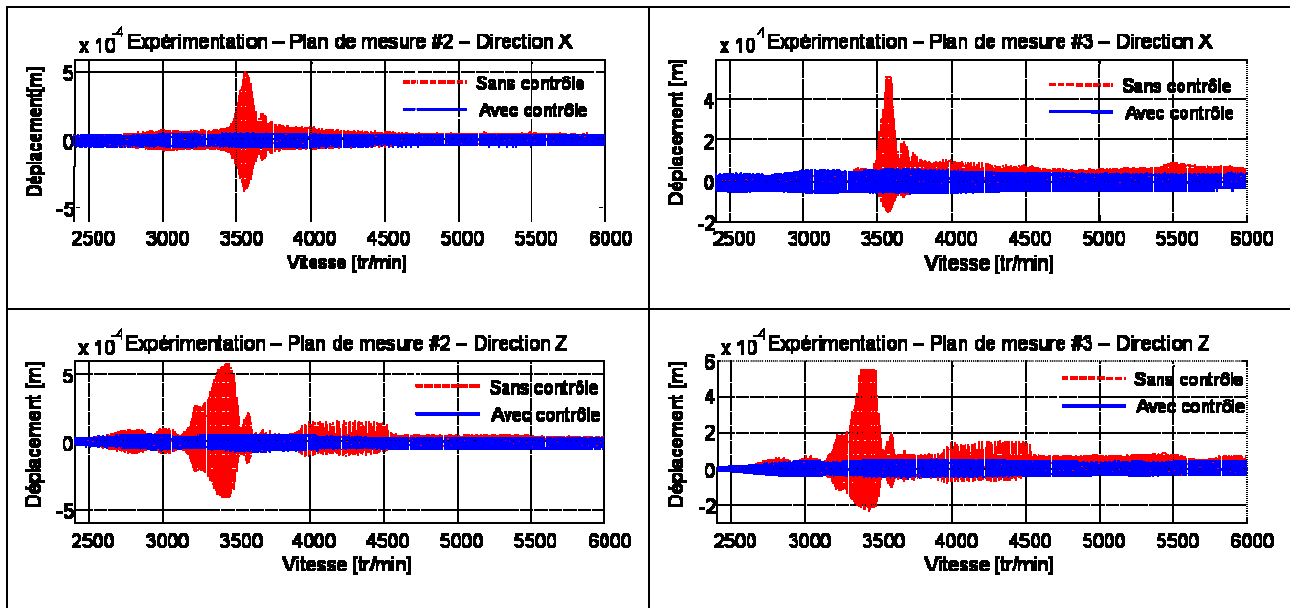


Fig. III.8: Réponses du système en régime transitoire

Le contrôle modal linéaire quadratique est testé pour la maîtrise du comportement dynamique de rotor flexible en régime transitoire et en régime permanent. Le contrôle est efficace essentiellement autour des fréquences de résonance et ceci dû aux procédures d'optimisation appliquées. Un seul point négatif peut être signalé, la commande est transmise à l'aide d'un "pushrod" qui doit être fixé sur le palier en cage d'écureuil. La fiabilité de la liaison entre l'actionneur et le rotor doit être considérée.

Les études futures ou en cours concernent:

- l'évaluation et l'optimisation de la consommation énergétique en fonction de différentes approches et stratégies de contrôle,
- le contrôle du comportement par l'utilisation d'actionneurs électromagnétiques afin d'éliminer les problèmes de liaison rotor actionneur.

### III.2 Contrôle par Actionneurs Electromagnétiques

L'utilisation de Paliers Magnétiques Actifs (PMA) comme support des rotors offre l'avantage d'être sans contact stator/rotor et donc réduit considérablement les coûts de maintenance. Cette solution permet également d'être appliquée dans des processus de fabrication nécessitant une propreté absolue ou dans des milieux corrosifs. Cependant, le comportement de ces paliers est non linéaire et par essence instable en boucle ouverte. Il requiert donc un contrôle permanent, les différentes études réalisées montrent les possibilités et les limitations de ce type de contrôle [67-72].

L'objectif des études et des recherches est l'optimisation et la maîtrise du comportement dynamique des structures à l'aide d'actionneurs électromagnétiques (AEM),

les PMA sont utilisés comme des actionneurs et non comme des paliers. Afin d'atteindre cet objectif, plusieurs étapes sont nécessaires: concevoir et dimensionner l'actionneur en fonction de la structure étudiée; développer et évaluer des stratégies de contrôle et choisir la plus adéquate en fonction des contraintes de fonctionnement; implémenter et valider le contrôleur expérimentalement voire dans un contexte industriel; et finalement, évaluer les impacts environnementaux des contrôleurs proposés.

Les études déjà réalisées concernent la conception et le dimensionnement d'AEM pour le contrôle d'une poutre flexible (rotor à l'arrêt). Les recherches en cours sont dédiées au développement du contrôle d'une machine tournante où les différentes excitations dues à la rotation sont considérées. Ici seuls les résultats obtenus sur la poutre flexible sont présentés.

Après un descriptif succinct du dispositif expérimental, les performances de l'AEM sont évaluées, ensuite les démarches de contrôle testées sont discutées. Les contrôleurs choisis sont évalués d'abord numériquement ensuite expérimentalement.

### III.2.1 Dispositif expérimental

Il est constitué d'une poutre en acier de section rectangulaire et constante encastrée à une extrémité et appuyée sur un ressort cylindrique de raideur 17000 N/m à l'autre extrémité (Fig. III.9).

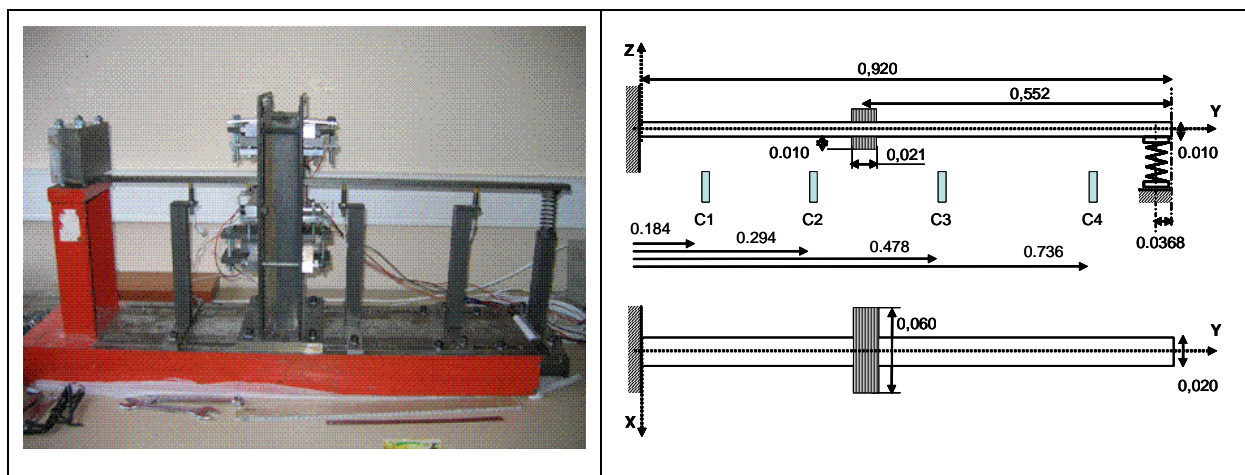


Fig. III.9: Détails du banc d'essai

Les mesures sont assurées par quatre capteurs de déplacement à courant de Foucault (Vibrometer TQ 102) répartis le long de la poutre et notés C1 à C4. Les acquisitions et le traitement de mesures sont assurés à l'aide d'une carte Dspace®.

Le but est de contrôler le comportement dynamique de la poutre selon la direction Z, d'où la disposition des capteurs et de l'actionneur.

### III.2.2 Caractérisation de l'AEM

Un AEM peut exercer une force électromagnétique de traction uniquement, ainsi deux actionneurs identiques et commandés séparément sont nécessaires pour le contrôle de la poutre. Un AEM est construit par empilement de tôles en fer doux, il est constitué de deux parties une en forme de E qui forme le noyau et reçoit la bobine, et une en forme de I qui est attachée à la poutre. L'entrefer est choisi relativement faible (0.6 mm) de sorte que les pertes magnétiques peuvent être considérées comme négligeables. Les deux AEM sont placés à 0.368 m de l'encastrement, les caractéristiques géométriques sont regroupées sur la figure III.10. Le choix de l'emplacement d'actionneurs et de capteurs est fait en fonction de la forme des modes comprises dans la gamme fréquentielle étudiée.

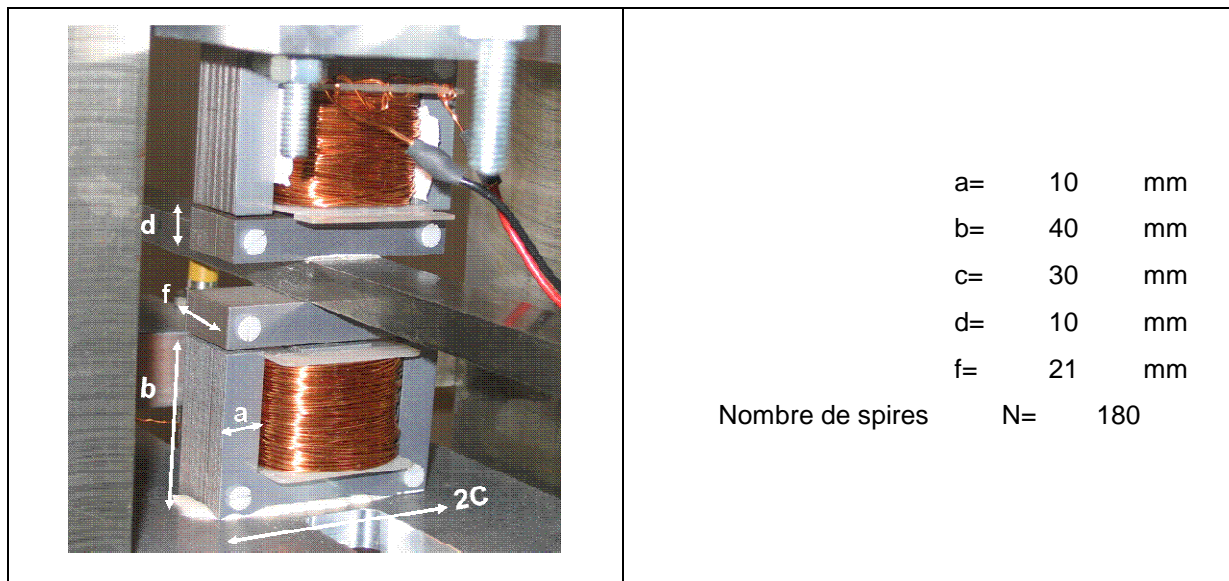


Fig. III.10: Caractéristiques de l'AEM

Les actionneurs sont pilotés soit en courant soit en tension. Afin de faciliter le pilotage et le développement du modèle des actionneurs, une commande en intensité est choisie. Ce choix est motivé également par le désir de mettre au point une ligne d'action linéaire. Sachant que la sortie du contrôleur est une force de commande, un modèle inverse de l'actionneur est nécessaire afin de linéariser la ligne d'action et d'avoir l'intensité de commande à l'image de la force (Fig. III.11).

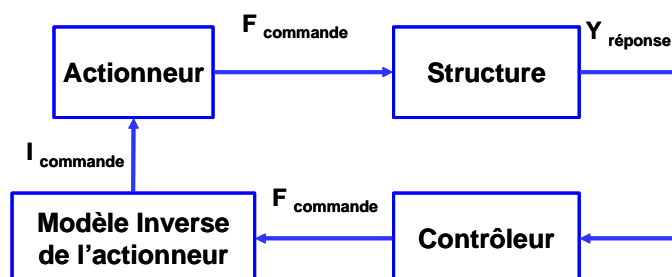


Fig. III.11: Principe général de la chaîne de contrôle

Le dimensionnement est réalisé pour que l'actionneur génère une force maximale de 300 N pour une intensité de commande de 3.0 A. L'intensité de chaque actionneur est fournie par un amplificateur tension-courant indépendant dont le gain est de 0.3 A par volt. Vu la technologie des amplificateurs utilisés, une intensité résiduelle subsiste quand les amplificateurs sont mis sous tension avec une tension d'entrée nulle. Elle doit être prise en compte dans le modèle dans la phase d'expérimentations pour éviter les risques d'instabilité.

La force électromagnétique fournie  $F_{em}$  par l'actionneur en fonction de l'intensité  $I$  peut s'écrire en fonction des caractéristiques géométriques, du déplacement au niveau de l'actionneur  $\delta_a$ , de la perméabilité magnétique du vide  $\mu_0 = 4\pi 10^{-7}$  H/m et celle relative  $\mu_r$  comme suit:

$$F_{em} = \frac{N^2 \mu_0 a f I^2}{2 \left( (e \pm \delta_a) + \frac{b+c+d-2a}{\mu_r} \right)^2} = \frac{N^2 \mu_0 S_0 I^2}{2 \left( (e \pm \delta_a) + \frac{b+c-a}{\mu_r} \right)^2} \quad (III.10)$$

où  $\mu_r$  est la perméabilité relative par rapport au vide (sans dimension). Elle peut varier en fonction de paramètres tel que la température. Sa valeur est basée sur des spécifications données par les constructeurs et généralement n'est pas connue avec grande précision.

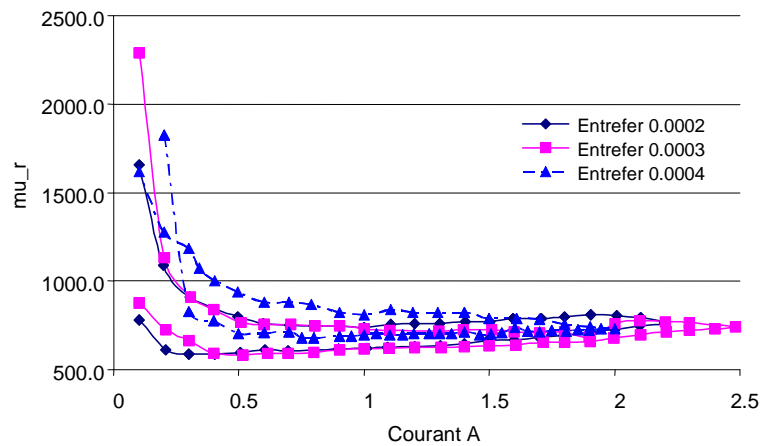


Fig. III.12: Perméabilité en fonction de l'intensité pour différents entrefers

Afin de déterminer sa valeur expérimentalement la force électromagnétique fournie par un actionneur pour différentes valeurs d'entrefer  $e$  est mesurée en fonction d'une montée et une descente en intensité (Fig. III.12). Cette valeur peut être considérée constante pour de faibles densités de champ magnétique, ceci est le cas pour notre étude, la valeur moyenne calculée et retenue  $\mu_r = 740$ .

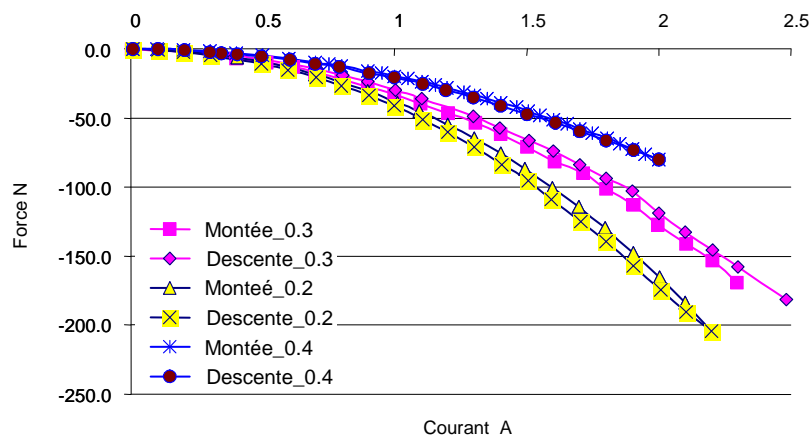


Fig. III.13: Forces mesurées en fonction de l'intensité pour différents entrefers

Après avoir identifié le modèle de l'actionneur, la force fournie pour une montée et une descente en intensité est mesurée en fonction de plusieurs entrefers (Fig. III.13). Les effets d'hystérésis semblent être négligeables, de plus, aucune saturation n'a été observée dans la gamme de conditions de fonctionnement, la relation entre la force et le carré de l'intensité est linéaire pour un entrefer donné.

### III.2.3 Démarche de Contrôle

Une stratégie de contrôle modal est choisie. La base modale, nécessaire pour le calcul des gains du contrôleur, est déterminée avec un modèle de la structure identifié expérimentalement dans la base des équations d'état comme décrit dans la section II.4.1.

Le modèle identifié possède autant de degrés de liberté que de capteurs utilisés. Afin de reconstruire le vecteur d'état à partir des mesures, un estimateur linéaire quadratique jouant le rôle d'un filtre de Kalman est utilisé. Les gains du filtre sont calculés à partir des équations III.7-9 décrites précédemment.

La commande du contrôle flou utilise les principes de la logique floue [80-81]. Ce type de commande présente le double intérêt d'être simple à mettre en œuvre et de prendre en compte des données imprécises voire incertaines.

Le principe général de fonctionnement d'un contrôleur flou est schématisé dans la figure III.14.

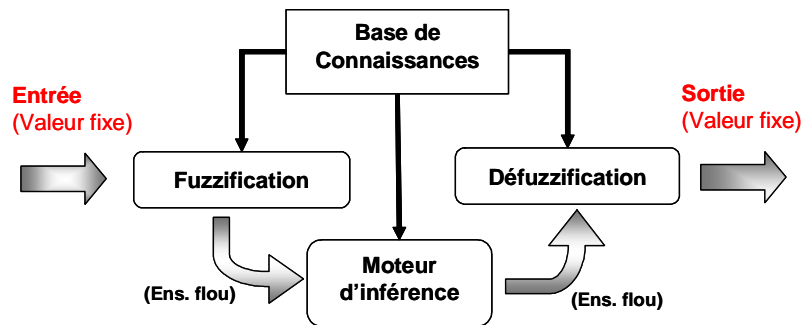


Fig. III.14: Principe de la commande floue

Il s'agit tout d'abord de la fuzzification qui consiste à transformer les variables physiques (vecteur d'état modal) en grandeurs floues à l'aide des fonctions quantitatives (grand, petit, ...). Ces fonctions peuvent être définies par des zones d'appartenance dans le domaine de discours, soit définies par une fonction analytique, combinaison linéaire des entrées à l'exemple des fonctions floues de sortie de Sugeno. Le nombre de fonctions d'appartenance à donner à chaque variable dépend de l'incertitude de la mesure, de la précision dans la commande ou de la non-linéarité du contrôleur. Ces aspects peuvent être traités par un compromis entre la forme et le nombre de fonctions d'appartenance

La deuxième étape consiste à élaborer la base de connaissances en définissant les règles liant les entrées aux sorties ainsi les règles de composition des grandeurs floues. Cette étape est primordiale et fait appel à l'avis d'experts. Les règles sont établies par les lois en "si ... et/ou si ... alors ..." traduisant le comportement du contrôleur. Un ensemble de règles floues doit couvrir l'ensemble des possibilités tout en évitant une surabondance de règles qui est lourd à gérer par le contrôleur et en respectant le fait que ces règles ne peuvent pas avoir de conclusions différentes, afin d'éviter les contradictions.

Pour un état donné des entrées, plusieurs règles peuvent être validées simultanément et fournir des consignes différentes pour les sorties. Il faut donc disposer d'une méthode de composition des règles pour obtenir la valeur finale de la (ou des) sortie(s). Le moteur d'inférence est le centre de combinaison et de calcul du système flou. L'application de l'opérateur de l'implication entre deux fonctions d'appartenance de chaque règle donne la pondération correspondante à cette règle. Suivant l'implication utilisée, l'opérateur peut être défini de différentes manières : maximum, minimum (Mamdani) ou produit (Larsen).

La valeur de sortie finale est calculée par le moteur d'agrégation en fonction des sorties de toutes les règles. L'opérateur d'agrégation peut être l'union, le minimum, le maximum, le produit, ...

La composition des variables d'entrées floues et leur traitement par le moteur d'inférence donne une sortie floue qu'il faut transformer en valeur physique. Il existe plusieurs méthodes de défuzzification, suivant le type de sortie désirée. Plusieurs techniques peuvent être utilisées: calcul du centre de gravité (méthode de Mamdani) ou le calcul de la

moyenne pondérée (méthode de Sugeno), ... . Dans notre cas c'est la méthode Sugeno qui a été choisi pour sa rapidité de calculs dans la boucle temps réel.

Le contrôleur a des avantages notables car il nécessite peu de fonctions d'appartenance pour obtenir un contrôle efficace, grâce à la prise en compte des entrées non seulement dans les prémices mais aussi dans les conclusions. De plus, résultant d'une fonction mathématique, le calcul de la commande ne nécessite pas beaucoup de ressources informatiques. Le principal inconvénient de ce type de contrôleur provient du réglage des fonctions de sortie, car requiert de l'expérience et une très bonne compréhension des phénomènes.

Un contrôleur indépendant par mode est nécessaire. Pour chaque mode les entrées, qui sont le déplacement modal et la vitesse modale pondérés par des gains à déterminés, sont transformées dans l'espace qualitatif (fuzzification) défini en fonction des valeurs maximales et minimales de chaque grandeur. Deux fonctions d'appartenance sont utilisées, grandeurs positives et grandeurs négatives. Les règles définies sont regroupées dans le tableau III.2.

Tab. III.2: Règles du contrôleur flou

Règle	Condition	Décision
1	Si le déplacement positif et la vitesse positive	Action
2	Si le déplacement positif et la vitesse négative	Pas d'action
3	Si le déplacement négatif et la vitesse positive	Pas d'action
4	Si le déplacement négatif et la vitesse négative	Action

La force de commande est la somme pondérée des forces modales qui est la sortie de chaque contrôleur après l'application des règles et la transformation avec le modèle de Sugeno. La force de commande à appliquer est déterminée à l'aide de la base modale. Le principe de la chaîne de commande est schématisé dans la figure III.15.

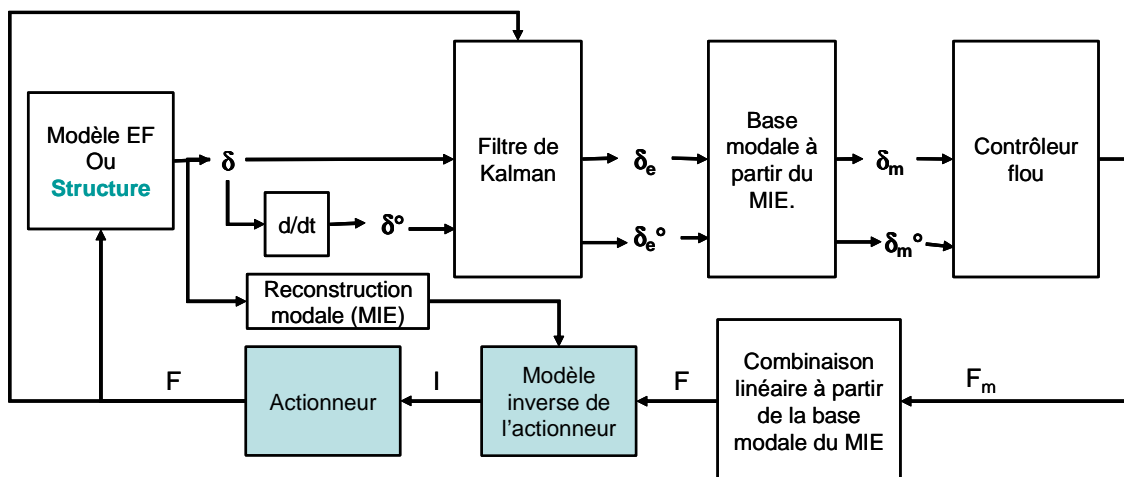


Fig. III.15: Description de la chaîne de contrôle modale

L'entrefer est reconstruit à partir de la base modale du modèle identifié et les déplacements mesurés par les quatre capteurs. Les différentes simulations numériques effectuées montrent que la reconstruction à partir d'une pondération linéaire des déplacements des capteurs adjacents (C2 et C3) peut fournir des résultats différents de



l'entrefer réel. Le modèle identifié expérimentalement est donc une étape essentielle, il permet de régler les gains du contrôleur, les gains du filtre de Kalman et également de reconstruire les variations de l'entrefer.

Il est à noter que la structure étudiée est simple et que le contrôle est effectué efficacement dans le domaine physique. Les performances de ce type de contrôleur (appelé par la suite contrôleur DV) par rapport au contrôleur modal sont comparées. La commande de contrôle est floue dans les deux cas. L'entrefer également doit être estimé à partir de la base modale et les déplacements issus des capteurs. Le principe de la chaîne de commande est schématisé dans la figure III.16. Nous n'avons pas comparé les performances d'un contrôleur flou (physique ou modal) par rapport aux autres techniques de contrôle (PID, LQG, ...) dans ce travail, ce point fait partie des travaux futurs.

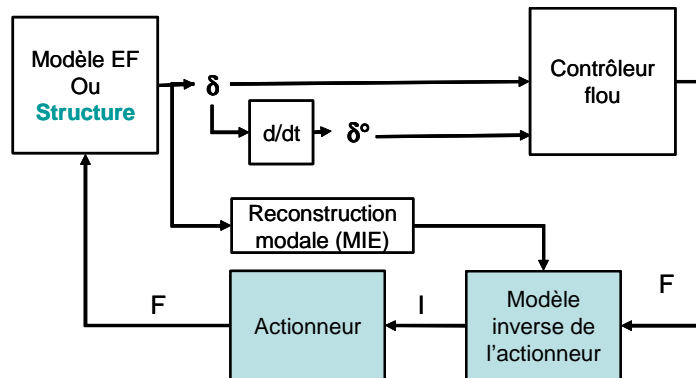


Fig. III.16: Description de la chaîne de contrôle dans le domaine physique

Dans un souci d'intégration de la composante environnement dans la démarche de contrôle actif des machines tournantes, la comparaison entre les deux stratégies de contrôle porte à la fois sur les performances du contrôle réalisé (efficacité et robustesse) et également sur la consommation énergétique.

### III.2.4 Evaluation Numérique

L'évaluation numérique est réalisée en simulant les mesures à partir d'un modèle éléments finis du dispositif expérimental. La poutre est modélisée par 25 éléments identiques de type Timoshenko à 4 degrés de libertés par nœud deux translations et deux rotations selon les directions X et Z. Les simulations numériques sont réalisées sous l'environnement MATLAB® et SIMULINK®, les matrices masse, raideur et amortissement utilisées pour construire le modèle d'état de référence sont calculées en utilisant un programme élément finis développé au laboratoire. Afin d'effectuer les simulations numériques dans des conditions proches de l'expérimentation, un bruit blanc, d'une moyenne quadratique rms de  $3.2 \cdot 10^{-6}$  m, est superposé aux déplacements calculés et les vitesses sont obtenues par dérivation numérique.

La première étape consiste à identifier un modèle "expérimental" à partir des réponses "mesurées" sur le modèle de référence considéré inconnu. Les déplacements dans la direction Z des nœuds #6, #9, #14 et #21 sont considérés, leurs positions correspondent à l'emplacement sur le dispositif expérimental des capteurs de déplacement C1, C2, C3 et C3 respectivement. Dans cette configuration, le système identifié est un modèle équivalent réduit à ses quatre premiers modes avec un seul plan d'action. L'identification du modèle s'effectue, comme présentée précédemment, en deux étapes en essayant d'être le plus proche possible des conditions expérimentales.

La première concerne l'identification de la matrice d'évolution dynamique  $[A]$  selon l'équation II.27, la réponse libre est obtenue en considérant la réponse impulsionnelle après la durée du choc appliqué. Comme le modèle est un modèle équivalent réduit sur ses quatre premiers modes, les déplacements sont filtrés en utilisant un filtre passe-bas à neuf pôles et avec une fréquence de coupure de 350 Hz. Les fréquences propres et les facteurs d'amortissement modaux sont calculés à partir des valeurs propres de la matrice identifiée de la dynamique  $[A]$ , ils sont regroupés dans le tableau III.3. Les valeurs obtenues sont identiques à ceux du modèle initial.

Tab. III.3: Caractéristiques du modèle identifié

Mode	Fréquences (Hz)	Facteur d'amortissement
1	28.15	0.003
2	58.57	0.003
3	155.81	0.003
4	317.02	0.003

La deuxième étape concerne l'identification de la matrice de commande  $[B]$  selon l'équation II.28 en considérant la réponse du système en régime permanent et stable, due à une excitation sinusoïdale à 43 Hz, qui est une fréquence entre la première et la deuxième de résonance. L'excitation est appliquée au nœud #11 qui correspond au plan d'action.

La réponse impulsionnelle du système identifié (MIE) à l'emplacement du capteur C1 est comparée par rapport à la réponse calculée au nœud #6 du modèle éléments finis (MEF). Le modèle identifié décrit parfaitement le comportement du système dans la gamme fréquentielle choisie (Fig. III.17).

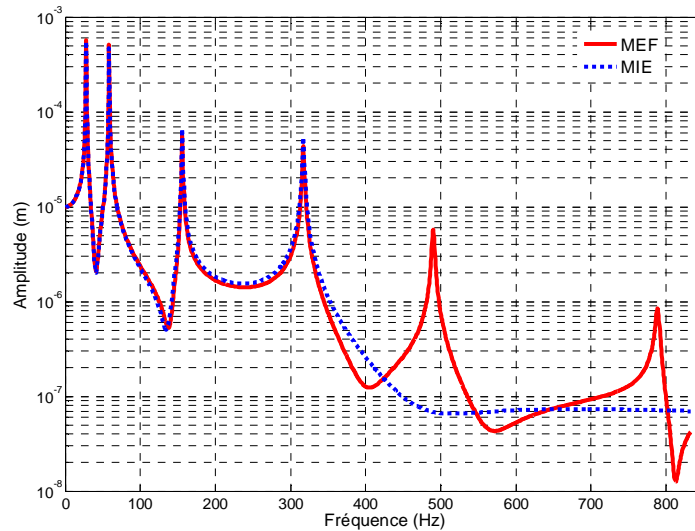


Fig. III.17: Réponses impulsionnelles, capteur C1

Les gains du filtre de Kalman sont ensuite calculés à l'aide du modèle identifié. Les déplacements sont comparés avant et après l'utilisation du filtre, la contribution des modes supérieurs est filtrée efficacement sans pour autant modifier ni les niveaux d'amplitude pour les modes ciblés ni la phase. Les risques de spillover d'observation sont diminués.

Les gains des contrôleurs flous indépendants sont réglés, mode par mode, tout d'abord avec le modèle identifié pour ensuite être en principe ajustés sur le modèle de référence. Ici, le réglage avec le modèle identifié est suffisant et permet d'avoir les gains adéquats. Plusieurs configurations de contrôle sont évaluées, seuls les résultats finaux sont présentés. Bien que le modèle identifié soit un modèle à quatre degrés de liberté, le contrôle modal est réalisé sur les trois premiers modes afin d'avoir une cohérence avec l'approche expérimentale.

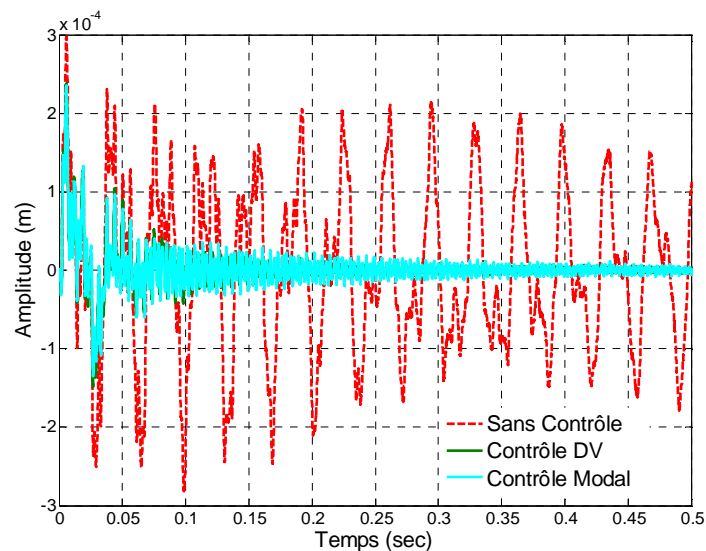


Fig. III.18: Réponses impulsionnelles, noeud #14, avec et sans contrôle

Les contrôleurs sont testés sur le modèle de référence. La réponse impulsionnelle dans le domaine temporel du noeud #14 (capteur C3) est comparée avec et sans contrôle (Fig.III.18). Les deux contrôleurs sont très efficaces, l'atténuation est obtenue en moins de 0.2 seconde.

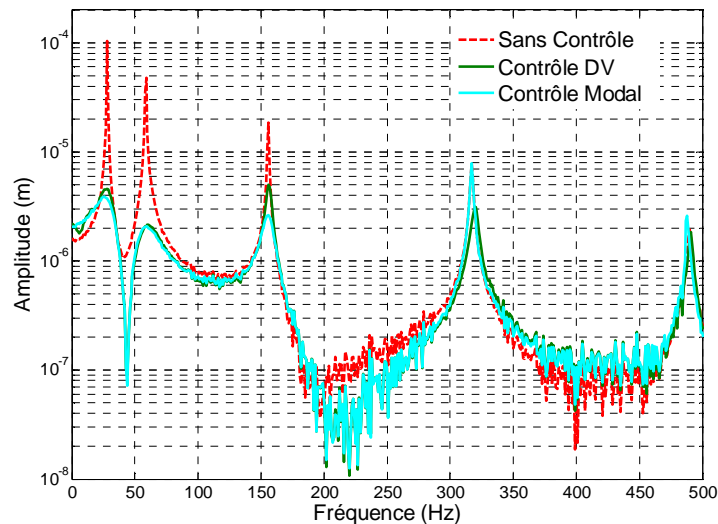


Fig. III.19: Réponse impulsionnelle, capteur C3, avec et sans contrôle

L'examen des réponses dans le domaine fréquentiel montre également l'efficacité des deux contrôleurs (Fig. III.19). Il est à noter que le contrôleur modal est légèrement plus performant pour les trois premiers modes, par contre il n'a pas d'influence sur le quatrième mode tandis que le contrôleur DV permet encore une réduction. Ceci est logique puisque le contrôleur modal est réglé pour agir uniquement dans cette gamme fréquentielle.

Les modes supérieurs n'ont pas été modifiés ce qui signifie qu'il n'y avait pas d'effet spillover de contrôle. Globalement les deux stratégies de contrôle sont efficaces et robustes avec un minimum de spillover. Dans le choix de la stratégie nous avons souhaité intégrer la consommation du courant. Une approche simple est utilisée pour le moment, la consommation est proportionnelle à l'aire sous la courbe de réponse de la force de commande pour la période d'analyse. L'examen de cette consommation oriente le choix naturellement vers la stratégie modale, en effet l'intégrale de la force appliquée sur la période de l'étude (2 secondes) donne 5.8 N pour la stratégie modale et 9.0 N pour le contrôleur DV (Fig. III.20).

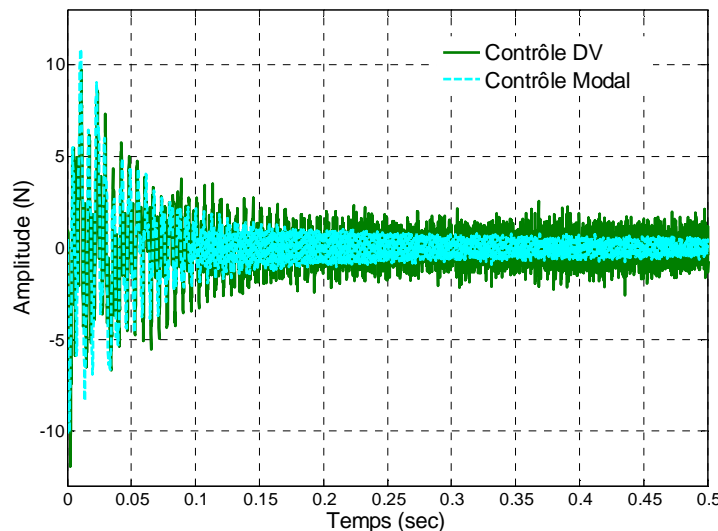


Fig. III.20: Consommation du courant pour les deux stratégies de contrôle

L'effet du courant résiduel est pris en compte dans les simulations numériques. La variation du courant consommé après la durée du choc et le régime transitoire est due à ce courant résiduel. Plus ce courant est faible plus la variation est faible.

Cette étape a permis la validation de la méthodologie proposée et la compréhension de plusieurs phénomènes de base concernant à la fois l'actionneur et les contrôleurs. Plusieurs configurations ont été évaluées afin de mettre en place une approche efficace et facilement reproductible dans d'autres contextes notamment industriels.

### III.2.5 Evaluation Expérimentale

Le schéma du contrôle déjà évalué et validé dans l'étude numérique est implémenté sous l'environnement Dspace avec une carte de calcul et de gestion des informations DS1005, dotée d'un processeur DSP TMS320C40, une carte DS2002 d'acquisition de données 12 bits et de temps de conversion 3.3  $\mu$ s par voie et une carte DS2101 de restitution de données 12 bits de 3  $\mu$ s de temps de conversion. Les cartes sont placées dans un PC et sont émulées sous l'environnement MATLAB - SIMULINK<sup>®</sup>. La fréquence d'échantillonnage utilisée est de 3 kHz.

Les réponses impulsionnelles sont obtenues à l'aide d'un marteau de choc (B&K 8202) équipé d'un capteur de force piézoélectrique (B&K 8200). Les sollicitations sinusoïdales sont réalisées par un pot d'excitation électrodynamique B&K4810. L'acquisition des mesures est assurée avec l'interface SCADA III de LMS<sup>®</sup>. La fréquence d'échantillonnage est de 4096 Hz.

Tout d'abord, il s'agit d'identifier le modèle expérimental (MIE). Plusieurs chocs sont appliqués à différentes positions entre les deux capteurs C1 et C2. Vu la structure et la disposition du banc d'essai, plusieurs fréquences sont observées dans la plage de fréquences d'étude (0-250 Hz). Si les quatre premiers modes de la poutre sont bien observés dans cette gamme, des modes supplémentaires apparaissent comme ceux correspondant au support du ressort et au mode de l'ensemble du dispositif posé sur son assise. Nous avons choisi de garder cette configuration afin d'évaluer la possibilité d'identification dans des conditions "moins académiques".

Comme pour les simulations numériques, les déplacements sont filtrés en utilisant un filtre passe-bas à neuf pôles et avec une fréquence de coupure de 350 Hz. La matrice de la dynamique est identifiée suite à plusieurs chocs, quatre modes sont identifiés, ils correspondent aux modes de la poutre. Les fréquences propres ainsi que les facteurs d'amortissement sont regroupés dans le tableau III.4.

Tab. III.4: Caractéristiques du modèle identifié

Mode	Fréquences (Hz)	Facteur d'amortissement
1	24.20	0.0046
2	54.77	0.0019
3	153.10	0.0015
4	315.50	0.0064

La matrice de commande est identifiée en considérant la réponse du système en régime permanent et stable, due à une excitation sinusoïdale de 43 Hz, fréquence entre la première et la deuxième de résonance. L'excitation est appliquée au plan d'action.

La réponse impulsionnelle obtenue à partir du modèle identifié (MIE) est comparée à celle mesurée (Fig. III.21), le modèle décrit fidèlement le comportement dynamique pour les trois premiers modes, avec moins de richesse fréquentielle évidemment. Le modèle est supposé représenter la structure sur les quatre premiers modes. Si les trois premiers modes sont parfaitement identifiés, ce qui n'est pas le cas pour le quatrième mode. Ceci est dû au faible niveau de réponse pour ce mode d'une part et la difficulté à avoir des mesures

"propres" en fonction de l'installation du banc. C'est la raison du choix d'effectuer le contrôle modal uniquement sur les trois premiers modes.

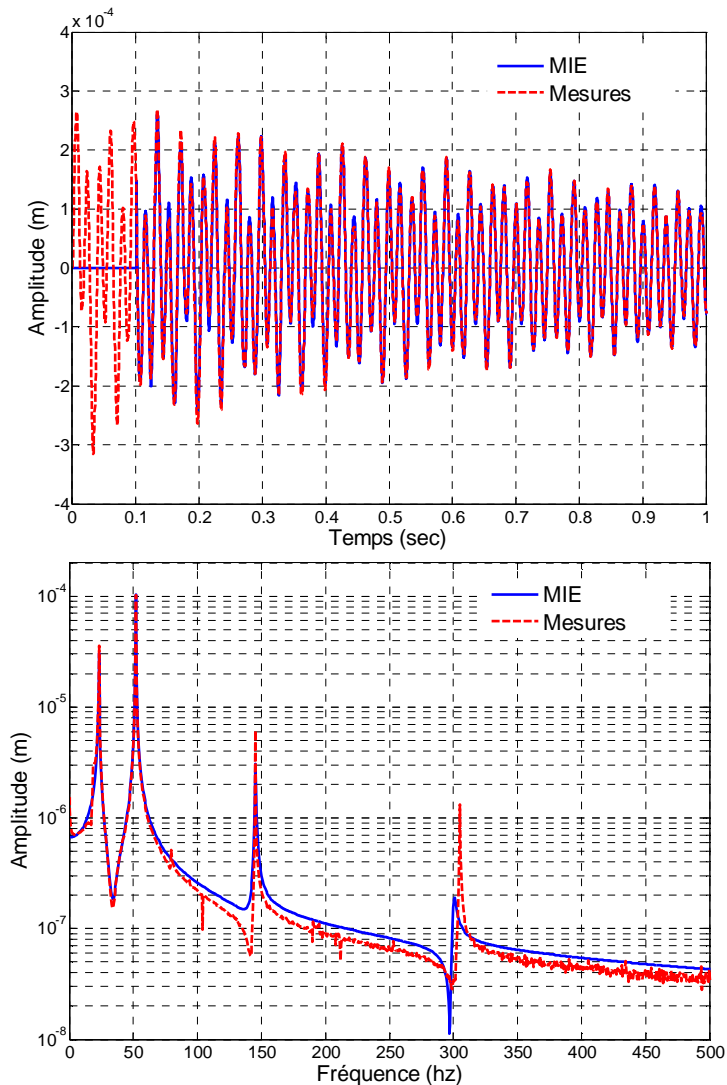


Fig. III.21: Réponses impulsionnelles mesurées et calculées avec le modèle identifié, C2

Les gains du filtre de Kalman sont calculés à l'aide du modèle identifié, la comparaison des mesures avant et après l'application du filtre montre qu'il permet d'éliminer la contribution des modes supérieurs. Les gains des contrôleurs flous indépendants sont réglés, mode par mode également à l'aide du modèle identifié.

La précision statique est assurée par un retour intégral du déplacement au plan d'action, pour le travail présenté ici et vu les excitations considérées, le retour intégral n'est pas utilisé. L'intensité résiduelle  $I_0$  concernant chaque actionneur est différente et elle est mesurée et considérée dans le modèle inverse des actionneurs afin d'éviter tout risque d'instabilité. Le comportement de deux contrôleurs n'est pas identiques même sans perturbation extérieure, le "bruit" émis par le contrôleur DV, dès que le contrôle est mis en marche, est relativement plus fort que le contrôleur modal, ceci est dû à leurs réactions différentes vis à vis du courant résiduel.

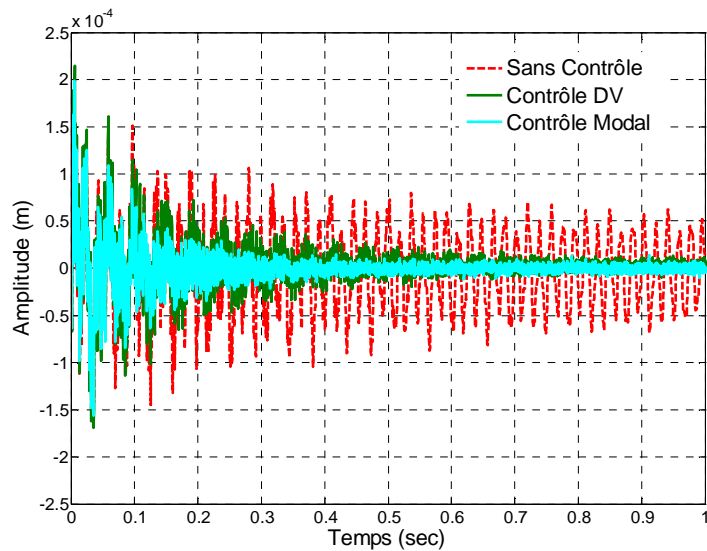


Fig. III.22: Réponses impulsionnelles, capteur C3, avec et sans contrôle

Les contrôleurs sont testés en condition d'excitation impulsionnelle. Les chocs sont appliqués à une position sélectionnée entre les deux capteurs C1 et C2 (à 0.22 m de l'encastrement). Le choix de la position est fait afin de pouvoir exciter une large gamme fréquentielle. La réponse impulsionnelle dans le domaine temporel issue du capteur C3 est comparée avec et sans contrôle (Fig.III.23). Les deux contrôleurs sont très efficaces, l'atténuation est obtenue en moins de 0.4 secondes. On constate des amplitudes légèrement plus faibles pour le contrôleur modal.

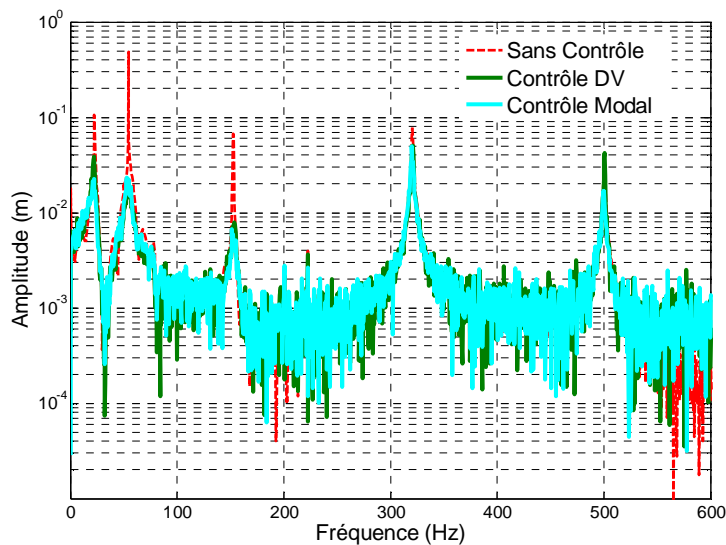


Fig. III.23: F.T., Réponses impulsionnelles, capteur C3, avec et sans contrôle

Afin de quantifier ce léger meilleur comportement, la fonction de transfert des mesures issues du capteur C3 est examinée. Comme pour les simulations numériques, le contrôleur modal a une relative meilleure performance sur les trois premiers modes voire pour le quatrième mode. Concernant le cinquième mode, si le contrôleur modal ne permet pas une réduction du niveau ce qui est prévu, le contrôleur DV produit une légère augmentation du niveau, donc introduit un léger spillover.

Comme pour les simulations numériques, l'examen de la consommation du courant oriente le choix vers la stratégie modale (Fig. III.24).

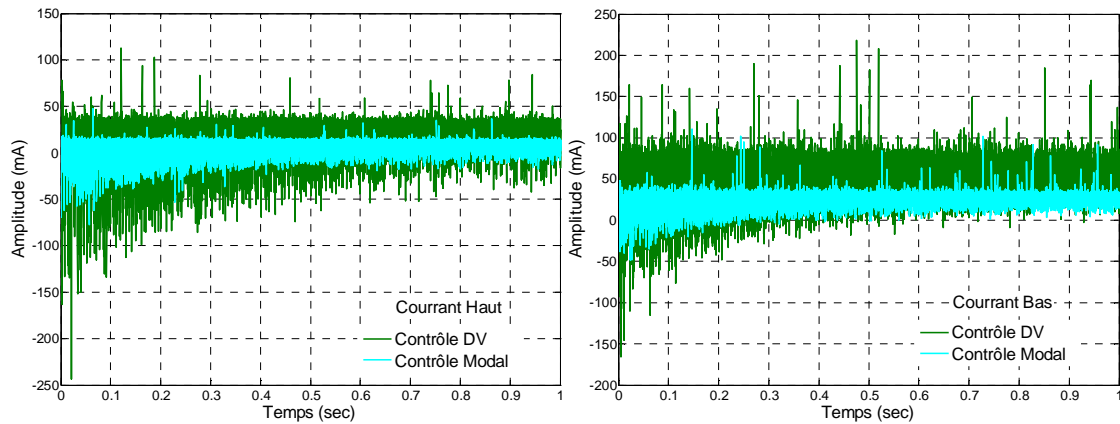


Fig. III.24: Consommation du courant pour les deux stratégies de contrôle

Afin de quantifier cette consommation, la somme du courant consommé divisé par la force d'impact sur la période de l'étude (2 secondes) pour les deux stratégies et les deux actionneurs est calculée et présentée dans le Tableau III.5.

Tab. III.5: Consommation du courant (A) pour les deux stratégies de contrôle

	Contrôleur Modale	Contrôleur DV
Actionneur Haut	70.5	195.0
Actionneur Bas	172.5	372.9

Les mêmes tendances qu'en simulation numérique sont observées. Le coût énergétique du contrôleur DV est supérieur. Notre choix porte donc sur le contrôleur modal.

Le but de cette recherche est la mise en place de méthodes et approches pour la maîtrise de comportement de machines tournantes. Ceci a permis:

- d'acquérir de l'expérience et du métier dans le domaine de la conception et le dimensionnement des actionneurs électromagnétiques,
- de rendre la démarche, déjà mise en place, de l'identification plus robuste,
- de faire les (nos) premiers pas pour la prise en compte des contraintes environnementales dans la démarche de contrôle,
- d'acquérir de l'expérience et du métier dans le domaine du contrôle flou physique ou modal.

### III.3 Conclusions

L'activité présentée ici est récente, l'acquisition des connaissances et des pratiques a nécessité du temps et de efforts. Les études présentées confortent nos choix d'une stratégie modale de contrôle avec une commande floue. Cette stratégie est très efficace à condition d'avoir un modèle de comportement fiable. L'approche de définition de modèle identifié expérimentalement (section II.4-1) semble être très utile et efficace. Ce modèle est utilisé également pour une estimation fiable de l'entrefer en temps réel et le réglage des gains du filtre de Kalman et des contrôleurs. La méthodologie proposée limite également les risques de spillover d'observation et de contrôle.



Plusieurs recherches sont actuellement en cours, elles visent à:

-formaliser la démarche de réglage de différents gains qu'ils soient du contrôleur ou de l'estimateur. Pour le moment et l'avis de l'expert donne le meilleur réglage. Nous envisageons d'évaluer les performances des méthodes d'optimisation pseudo aléatoire couplées aux techniques de la logique floue pour un réglage optimum des gains,

-appliquer l'approche développée sur une structure où certaines caractéristiques varient en fonction de la fréquence d'excitation. L'étude sera réalisée sur une poutre d'une section constante, encastrée à une extrémité et supportée par un plot en élastomère dont la raideur et l'amortissement dépendent de la fréquence d'excitation à l'autre extrémité. Les approches, à la fois de l'identification du modèle et du contrôle, seront adaptées afin de prendre en compte ce type de non linéarités.

-appliquer l'approche développée sur une machine tournante expérimentale (Fig. III.25). Les actionneurs sont déjà dimensionnés et le montage du dispositif expérimental est en cours d'évaluation.

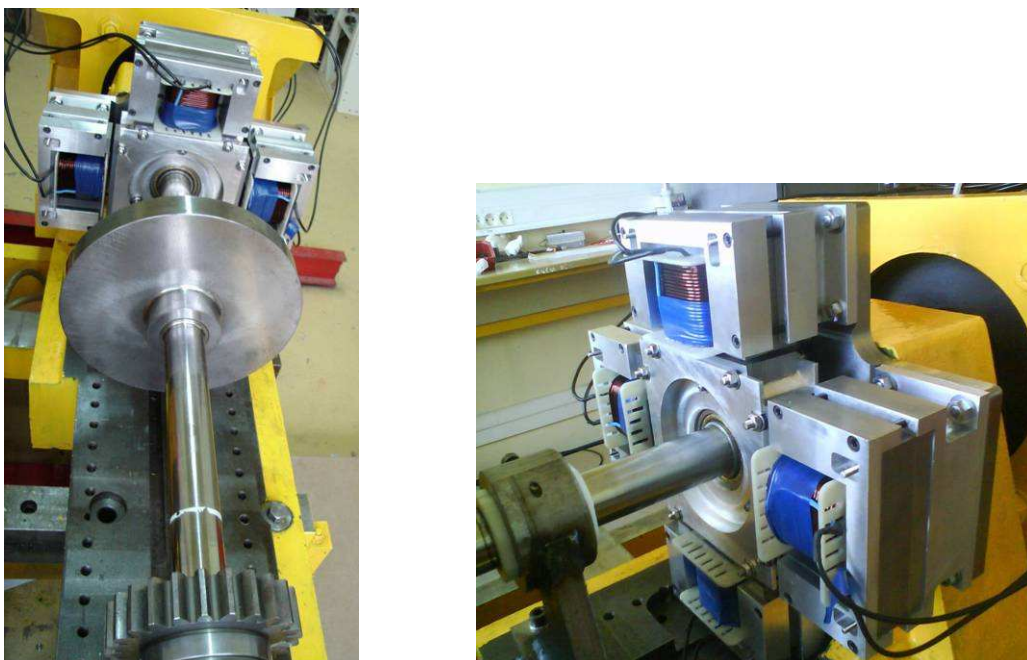


Fig. III.25: Préparation du banc d'essai rotor

-intégrer la composante environnement dans le choix et la mise au point d'une démarche de contrôle d'une machine tournante. Les résultats obtenus dans l'étude sur la poutre ont montré que deux stratégies de contrôle avec relativement les mêmes performances "techniques" peuvent avoir un coût énergétique différent et de ce fait, la consommation peut être un critère de choix. D'autre part, la machine tournante présentée a été contrôlée efficacement par un plan d'actionneurs piézoélectriques, nous sommes en préparation pour réaliser le contrôle de cette même machine avec un plan d'actionneurs électromagnétiques. L'objectif est d'effectuer les analyses de cycle de vie de l'ensemble machine et actionneurs, et de dresser le bilan énergétique pour une configuration donnée de fonctionnement pour les deux approches.

## IV PROJET DE RECHERCHE

Les recherches déjà réalisées, en cours et futures présentées dans ce rapport ont pour objectif le développement de Smart Machines Tournantes (SMT). Ce que nous entendons par SMT est une machine avec une capacité de réagir sans interventions extérieures, en présence d'une défaillance, lors de passage des zones de vitesses critiques ou des zones d'instabilités, de modifier ses caractéristiques afin d'avoir toujours un comportement respectant les normes de sécurité, de sûreté et de confort. En même temps une machine tournante ne peut pas être considérée Smart si elle ne respecte pas l'environnement. Nous la définissons donc comme une Eco machine tournante réactive.

Les approches pour réduire les nuisances et assurer la sécurité de fonctionnement se déclinent, selon les possibilités et les moyens d'intervention, en deux solutions: équilibrage et contrôle actif. En **équilibrage** les recherches permettront d'une part le développement de méthodes basées sur des modèles identifiés expérimentalement prenant en compte des non linéarités dues à la très grande flexibilité des structures étudiées ou à la dépendance de certaines caractéristiques aux fréquences; elles permettront d'autre part l'optimisation de la répartition des masses de correction à la fois en position et en valeur en considérant des perturbations stochastiques des mesures. Une thèse sandwich [CT7] est actuellement en cours en collaboration avec le Professeur Valder Steffen Jr de l'Université Fédérale d'Uberlândia.

En **contrôle actif** les **Paliers Magnétiques Actifs** (PMA) ont l'avantage d'agir sans contact ne nécessitant pas de lubrification par conséquent ils limitent l'usure et la pollution. Les recherches ont pour but d'une part de développer les démarches et les procédures permettant la conception des PMA pour la modification du comportement dynamique des rotors en régime transitoire; et d'autre part d'optimiser la consommation énergétique dans la phase d'utilisation. Les PMA associés à un Modèle de comportement Identifié Expérimentalement (MIE) permettront l'identification de sources d'excitations à partir des forces équivalentes estimées aux plans d'action et contribuerons ainsi au **suivi de comportement** des machines. Cet axe est en développement en collaboration avec des industriels sous la forme d'une thèse Cifre avec la société GE Gas & Oil et une thèse Cifres avec la société CONVERTEAM.

Les PMA offrent également l'avantage de pouvoir agir sur l'arbre directement ou indirectement à l'aide de **paliers intelligents** comme dans le cas des paliers à air contrôlés par PMA. La maîtrise d'instabilité de paliers par l'utilisation des PMA est un projet de recherche en préparation en collaborations scientifiques internationales avec l'équipe du Professeur Aly El-Shafei de l'université du Caire sur le thème "Development of Smart Integrated Bearings".

Les PMA utilisés comme actionneurs permettent la **suppression de l'hystérésis** dans les systèmes mécaniques. En effet, le problème de contrôle présente en général un intérêt particulier dans le domaine de l'ingénierie. Par exemple, il est important de pouvoir contrôler les vibrations à grandes amplitudes, de déterminer des critères de stabilité ou de supprimer l'hystérésis responsable des phénomènes de saut dans les systèmes vibratoires. Des résultats analytiques récents ont montré que l'introduction d'une excitation à haute fréquence dans un système vibratoire peut avoir un effet sur l'élimination de l'hystérésis. Une demande de convention de coopération CNRST - Maroc / CNRS – France sur " Effet d'une excitation rapide sur le phénomène l'hystérésis dans les systèmes mécaniques", est déposée en collaboration avec le Professeur Mohamed Belhaq au Laboratoire de Mécanique de la Faculté des Sciences de Casablanca.

La prise de conscience par l'homme des impacts environnementaux de ses activités est un des enjeux majeurs du développement durable pour le siècle à venir. L'évolution récente des moyens d'évaluation écologique permet désormais aux concepteurs de disposer d'outils performants d'aide à la décision pour le choix des technologies et de leur

développement. Nous avons initié des études et des recherches dans un souci d'appliquer et d'adapter les acquis dans des contextes particuliers de complexité des nouvelles machines et la volonté de considérer les besoins environnementaux et le **développement d'Eco-Machines Tournantes**. Il s'agit d'intégrer la composante environnement dans la démarche de la maîtrise de comportement dynamique des machines tournantes, d'appliquer les analyses de cycle de vie afin d'optimiser les performances et la consommation d'énergie par différentes approches et solutions et de proposer des recommandations pour l'optimisation de la conception de machines tournantes. Les recherches en cours [M16], en collaboration avec le professeur Daniel Froelich (ENSAM Chambéry) traitent de l'application des démarches d'analyse de cycle de vie et des éco indicateurs pour évaluer les performances des approches de contrôle et des types d'actionneurs [J14 & J15].

Vu la complexité des machines actuelles, il est intéressant et utile de pouvoir estimer le comportement dynamique de telles structures à partir d'un ensemble de mesures surabondantes dans un certain nombre de points accessibles. Plusieurs approches sont possibles comme les méthodes de minimisation énergétique ou encore il s'agit d'adapter la démarche d'estimation utilisée dans le domaine du contrôle basée sur le filtre de Kalman. Ce thème de **complétion de données** est actuellement en évaluation en coopération avec Thouraya Nouri-Baranger (UCBL, LaMCoS) [M17].

## RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Arcidiacono G., Compatelli G., "Reliability improvement of a diesel engine using the FMETA approach", *Quality and Reliability Engineering International*, 2004, Vol. 20, pp. 143-154.
- [2] Zwingelstein G., "La maintenance basée sur la fiabilité guide pratique d'application de la RCM", Edition Hermes, Paris 1996 ISBN 2-86601-545-2, p.666.
- [3] Sidahmed M., Garnier C., "Détection de défauts dans les engrenages", *Cetim informations*, 1991, n°124, pp. 71-74.
- [4] Stewart R.M., "The specification and development of a standard for gearbox monitoring", 2nd International Conference on Vibration in Rotating Machines, Cambridge, 1980, pp.353-358.
- [5] Bachschmid, N., Pennacchi, P. and Vania, A., "Identification of multiple faults in rotor systems", *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 254(2), pp. 327-366.
- [6] Pennacchi, P., Bachschmid, N., Vania, A., Antonio Zanetta, G. and Gregori, L., "Use of modal representation for the supporting structure in model-based fault identification of large rotating machinery: part 1—theoretical remarks", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20 (2006), pp. 662–681.
- [7] Bard, C., "Modélisation du comportement dynamique des transmission par engrenages", *Thèse de Doctorat, INSA de LYON*, 1995, 292 p.
- [8] Kim, Y. C., "Distribution des charges et des contraintes dans les engrenages cylindriques avec voile. Simulation numérique par la méthode des Prismes Finis," *Thèse de Doctorat, INSA de LYON*, 1996, 151 p.
- [9] Olakorede, A. and Play, D., "Load sharing load distribution and stress analysis of cylindrical gears by Finite Prism Method in a CAD environment," *Proc. Design Productivity Int. Conf.*, Feb. 1991, Honolulu, Ragsdell & T.Holt, pp 921-927.
- [10] Smith, J.D., "Gears and their Vibration", 1983, Marcel Dekker, New York.
- [11] Özguven, N. & Houser, D.R., "Mathematical models used in gear dynamics - a review", *Journal of Sound and Vibration*, 1988, N° 1 21(3), pp 383-411.
- [12] Parker, R.G., Vijayakar, S.M., Imajo, T., "Non-linear dynamic response of a spur gear pair: modeling and experimental comparisons", *Journal of Sound and Vibration*, 2000, N°237(3), pp. 435-455.
- [13] Mathew, J. and Alfredson, R. J., "The Condition Monitoring of Rolling Element Bearing Analysis", *J. Vibration, Acoustic, Stress, and reliability design*. Vol. 106, 1984, pp. 447 - 453.
- [14] Mcfadden, P.D. and Toozhy, M.M., "Application of Synchronous Averaging to Vibration Monitoring of Rolling Element Bearings", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.14, No. 6, 2000, pp. 891-906.
- [15] Tandon, N., Nakra, B.C., "Detection of Defects in Rolling Element Bearings by Vibration Monitoring", *Journal of the Institution of Engineers (India)- Mechanical Engineering Division*, Vol. 73, 1993, pp. 271 - 282.
- [16] A. El-Shafei, "Measuring Vibration for Machinery Monitoring and Diagnostics", *Shock and Vibration Digest*, Vol. 25, No. 1, January 1993, pp. 3-14.
- [17] Randall, R. B., "A New Method of Modeling Gear Faults", *J. Mechanical Design*, ASME, Vol. 104, 1982, pp 259-267.

- [18] Capdessus, C., Sidahmed, M. and Lacoume, J.L., "Cyclostationary Processes: Application in Gear Faults Early Diagnostics", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 14, No. 3, 2000, pp. 371-385.
- [19] Dalpiaz, G., Rivola, A. and Rubini, R., "Effectiveness and Sensitivity of Vibration Processing Techniques for Local Fault Detection in Gears", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 14, No. 3, 2000, pp. 387-412.
- [20] Mcfadden P.D., "Detecting fatigue cracks in gears by amplitude and phase demodulation of the meshing vibration", *ASME Transactions Journal of Vibration Acoustics and Reliability in Design*, 1986, Vol. 108, p. 165-170.
- [21] Davalo E. et Naim P., "Des réseaux de neurons", Paris, Eyrolles, 1993, 232 p.
- [22] Ewins, D.J., "Modal Testing: Theory and Practice", Research Studies Press LTD., England, 1984.
- [23] Assis, E. G. and Steffen Jr., V., "Inverse Problem Techniques for the Identification of Rotor-Bearing Systems", *Inverse Problems in Engineering*, 11(1), pp. 39–53, 2003.
- [24] Vanderplaats, G. N., "Numerical Optimization Techniques for Engineering Design", Vanderplaats Research and Development, Inc., 1767 S. 8th St., Colorado Springs, CO, 4th edition, 2005.
- [25] Viana, F. A. C., "Surrogate Modeling Techniques and Heuristic Optimization Methods Applied to Design and Identification Problems", Thèse de doctorat, Université Fédérale d'Uberlândia, Faculté de génie Mécanique, Brésil, 2008.
- [26] Viana, F. A. C., Rojas F., J. E., Rade, D. A. and Steffen Jr., V., "Experimental Force Identification by using Natural Optimization". In Proc. of the 6th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization, Rio de Janeiro, Brazil, May 30 - June 03 2005.
- [27] Michalewicz, Z. and Fogel, D. B., "How to Solve it: Modern Heuristics", Springer-Verlag, New York, Inc. York, USA, 1st edition, January 2000.
- [28] Kennedy, J. and Eberhart, R. C., "Particle Swarm Optimization". In Proceedings of the 1995 IEEE International Conference on Neural Networks, Perth, Australia, pp 1942–1948, 1995.
- [29] Dorigo, M., Maniezzo, V. and Colorni, A., "The Ant System: Optimization by a Colony of Cooperating Agents", *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics-Part B*, 26(1):1–13, 1996.
- [30] Krink, T. and Løvberg, M., "The LifeCycle Model: Combining Particle Swarm Optimisation, Genetic Algorithms and Hill-Climbers", In Proceedings of the 7th International Conference on Parallel Problem Solving from Nature, pages 621–630, 2002.
- [31] Lund, J.W. and Tonnesen, J., "Analyses and experiments on multiplane balancing of a flexible rotor", *ASME Journal of Engineering for Industry*, 1972, 94, pp. 233–242.
- [32] Rieger, N.F., "Balancing of a rigid and flexible rotors", The shock and vibration information centre United States department of defence, P. 614, 1986.
- [33] Foiles, W. C., Allaire, P. E. and Gunter, E. J., "Review: Rotor Balancing", *Shock and Vibration*, 1998, 5, 325-336.
- [34] Goodman, T.P., "A least squares method for computing balance correction masses", *ASME Journal of Engineering for Industry*, 1964, 8, pp. 273–279.
- [35] Gnielka, P., "Modal Balancing of Flexible Rotors Without Test Runs: An Experimental Investigation", *Journal of Sound And Vibration*, 1983, 90, pp. 157-172.

- [36] Krodkiewski, J.M., Ding, J. and Zhang, N., "Identification of unbalance change using a non-linear mathematical model for rotor–bearing systems", *Journal of Vibration*, 169 (1994), pp. 685–698.
- [37] Xu, B, Qu, L. and Sun, R., "The Optimization Technique-Based Balancing of Flexible Rotors Without Test Runs", *Journal of Sound And Vibration*, 238 (2000), 5, pp. 877-892.
- [38] Edwards S., Lees W. and Friswell M., "Experimental Identification of Excitation and Support Parameters of a Flexible-Rotor-Bearing Foundation System for a Single Run-Down", *Journal of Sound And Vibration*, 232 (2000), 5, pp. 963-992.
- [39] El-shafei A., El-kabbany A.S. and Younan A.A., "Rotor Balancing without Trial Weights", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 126 (2004), pp. 604-609.
- [40] M. Lalanne, G. Ferraris, 1997, "Rotordynamics prediction in engineering", 2nd edition, John Wiley & Sons.
- [41] Alauze C., Der Hagopian J., Gaudiller L., Voinis P., "Active balancing of turbomachinery: Application to large shaft lines", *Journal of Vibration and Control*, 2001, 7, pp. 249-278.
- [42] Purcell, W. E., "Materials for noise and vibration control", *Sound and Vibration*, 11(7), pp. 20-29, 1977.
- [43] Chu, F., and Holmes, R., "The Damping Capacity of the Squeeze Film Damper in Suppressing Vibration of a Rotating Assembly", *Tribology International*, 33, pp. 81-97, 2000.
- [44] Harland, N., Mace, B. and Jones, R., "Adaptive-passive control of vibration transmission in beams using electro/magnetorheological fluid filled inserts", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 9(2):209–220, 2001.
- [45] Meirovitch, L., and Olson, M., "Dynamics and Control of Structures", *Applied Mechanics Reviews*, 43(12), B278, 1990.
- [46] Balas, M.J. *Active Control of Flexible Systems*, *Journal of Optimization Theory and Applications*, 1978, Vol. 25, p. 415-436.
- [47] Preumont, A., "Vibration Control of Active Structures", Kluwer Academic Publisher, Dordrecht / Boston / Londres, 1997.
- [48] Balas, M.J., "Modal Control of Certain Flexible Dynamic Systems", *Journal of Control and Optimization*, 1978, Vol. 16, N°3, pp.450-461.
- [49] Baz, A., Poh, S., "Experimental Implementation of the Modified Independent Modal Space Method", *Journal of sound and Vibration*, 1990, Vol. 139, N°1, pp. 133-149.
- [50] Gaudiller, L., and Der Hagopian, J., 1996, "Active Control of Flexible Structures Using a Minimum Number of Components", *Journal of Sound and Vibration*, 193(3), pp. 713-741.
- [51] Allaire, P. E., Lewis, D. W. and Knight, J. D., "Active vibration control of a single mass rotor on flexible supports" *Journal of the Franklin Institute*, 315 (3), pp. 211–222, 1983.
- [52] Burrows, C., Keogh, P. and Tasaltin, R., "Closed-loop vibration control of flexible rotors - an experimental study", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Mechanical Engineering Science*, 207(1), pp. 1–17, 1993.
- [53] Gelin, A., "Etude théorique et expérimentale des comportements dynamiques permanent et transitoire de rotors sur paliers magnétiques", *Thèse de Doctorat: Insa de Lyon*, 1990, N°90ISAL0035.

- [54] Gaudiller, L., "Contrôle actif du comportement dynamique de structures souples supportées", Thèse de Doctorat: Insa de Lyon, 1994, N°94ISAL0018.
- [55] Mahlis, M., "Contrôle actif modal flou des rotors flexibles par plan d'action piézoélectrique", Thèse de Doctorat: Insa de Lyon, 2002, N°02ISAL0098.
- [56] Couzon, P.Y., "Contrôle actif neuro-flou de structures: Application aux rotors supportés par paliers magnétique actifs", Thèse de Doctorat: Insa de Lyon, 2003, N° d'ordre : 03 ISAL 0076.
- [57] Palazzolo, A. B., Jogannathan, S., Kascak, A. F., Montague, G. T., and Kiraly, L. J., 1993, "Hybrid Active Vibration Control of Rotor Bearing Systems Using Piezoelectric Actuators", *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 115, pp. 111-119.
- [58] Aenis, M., Knopf, E. and Nordmann, R., "Active magnetic bearings for the identification and fault diagnosis in turbomachinery", *Mechatronics* 12 (2002), pp. 1011-1021.
- [59] Kasarda, M., Marshall, J. and Prins, R., 2007, "Active magnetic bearing based force measurement using the multi-point technique", *Mechanics Research Communications*, 34, pp. 44-53.
- [60] Palazzolo, A. B., Kascak, A. F., Montague, G. T. and Kiraly, L. J., "Piezoelectric Pusher for Active Vibration Control of Rotating Machinery", *Transactions of ASME*, July (1989), Vol. 111, 298-305.
- [61] Mani, G., Quinn, D.D. and Kasaeda, M., 2006, "Active health monitoring in a rotating cracked shaft using active magnetic bearings as force actuators", *Journal of Sound and Vibration*, 294, pp. 454-465.
- [62] Baz, A., Poh, S., "Performance of an Active Control System with Piezoelectric Actuators", *Journal of sound and Vibration*, 1988, Vol. 126, N°2, p. 327-340.
- [63] Alizadeh, A., Ehmann, C., Schönhoff, U., and Nordmann, R., 2003, "Active Bearing of Rotors Utilizing Robust Controlled Piezo Actuators", *Proceedings of DETC'03*, Chicago, Illinois, Sep. 2-6.
- [64] Tzou, H. S., "Active Vibration Control of Flexible Structures Via Conserve Piezoelectricity", *Proceedings Of 20th Midwestern Mechanics Conference, Developments in Mechanics*, 1987, Vol. 14-c, pp. 1201-1206.
- [65] Horst, H.-G., Wölfel, H. P., 2004, "Active Vibration Control of a High Speed Rotor Using PZT Patches on the Shaft Surface", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 15, pp. 721-728.
- [66] Kalman, R., 1963, "Theory of Optimal Control and the Calculus of Variation", R. Bellman, ed., *Math. Opt. Tech.*, Univ. Of California Press, Berkeley, CA.
- [67] Schweitzer, G., Bleuler, H., Traxler, A., "Active Magnetic Bearings - Basics, Properties and Applications", vdf Hochschulverlag AG, ETH, Zurich 2003.
- [68] T. Mizuno, K. Araki, and H. Bleuler, "Stability Analysis of Self-sensing Magnetic Bearing Controllers", *IEEE transactions on control systems technology*, vol. 4, no. 5, September 1996.
- [69] Lei, S. and Palazzolo, A., "Control of flexible rotor systems with active magnetic bearings", *Journal of Sound and Vibration*, (2008), doi:10.1016/j.jsv.2007.12.028.
- [70] Bleuler, H., Vischer, D., Schweitzer, G., Traxler, A. and Zlatnik, D., "New concepts for cost-effective magnetic bearing control", *Automatica*, Volume 30, Issue 5, May 1994, pp. 871-876

- [71] Fung, R.F., Liu, Y.T. and Wang, C.C., "Dynamic model of an electromagnetic actuator for vibration control of a cantilever beam with a tip mass", *Journal of Sound and Vibration*, 288 (2005), pp. 957–980.
- [72] P-Y Couzon and J. Der Hagopian, "Neuro-Fuzzy active control of rotor suspended on active magnetic bearing", 2007, *Journal of Vibration and Control*, 13(4), pp. 365-384.
- [73] M. Mahlis, L. Gaudiller and J. Der Hagopian, "Fuzzy Modal Active Control of the Dynamic Behavior of Flexible Structures", 2005, *Journal of Vibration and Control*, 11, pp. 67-88.
- [74] Borne, P., Rozinoer, J., Dieulot, et al., "Introduction à la Commande Floue", Paris, TECHNIP, 1998, 102 p.



## **ENCADREMENT**

### DEA & Masters:

- [M1] F.LINOSSIER, "Conception de boîte de vitesses: capacité de remplissage d'huile", INSA-LYON 1993.
- [M2] Ph.GUERIN, "Maintenance préventive des mécanismes de transmissions par engrenages : application aux roulements", INSA-LYON 1995.
- [M3] C.BEIGNEUX, "Intégration fine de géométrie de dentures", INSA-LYON 96.
- [M4] O.HUGUENIN, "Identification de paramètres de systèmes mécaniques", INSA-LYON, Sept. 1997.
- [M5] C.RENOUX, "Mesure et analyse de l'erreur de transmission", INSA-LYON Sept. 1997.
- [M6] F. CALDERONE « Création de réseaux de neurones appliqués à la Maintenance Préventive », INSA-LYON, Sept. 1999.
- [M7] M. KANE « Etude du comportement dynamique des systèmes mécaniques dans le domaine temps-fréquence : Application à la transformée en ondelette », INSA-LYON, Sept. 1999.
- [M8] K. STOFLETH « Maintenance préventive conditionnelle : Etude expérimentale de signatures de défauts de roulements et d'engrenages », INSA-LYON, Sept. 2000.
- [M9] F. RENARD, "Etude et évaluation des réseaux de neurones pour l'automatisation de procédures de diagnostic", INSA-LYON, Sept. 2001.
- [M10] R. LOMBARD, " La Méthode des Eléments Finis Stochastiques", INSA-LYON, Sept 2002.
- [M11] D. JAUFFRES, "Modélisation de la chute en escalade", INSA-LYON, Juin 2003.
- [M12] X. MAURY, "Méthodes avancées pour l'équilibrage actif des rotors flexibles– Réseaux de Neurones", INSA-LYON, Sept. 2005.
- [M13] N. LEVECQUE, "Equilibrage actif des rotors flexibles", INSA-LYON, Sept. 2006.
- [M14] M. BLIN-LACROIX, "Equilibrage d'un rotor flexible avec un minimum d'essais: Comparaison de deux méthodes", INSA-LYON, Sept. 2007.
- [M15] V. VAURET, "Etude et évaluation d'un contrôleur stable et robuste pour le contrôle électromagnétique d'une machine tournante à palier lisse", INSA-LYON, 2008.
- [M16] Y. SKLADANEK, "Eco-bilan et contrôle de machines tournantes", INSA-LYON, 2008.
- [M17] D. AHMED, " Identification des Conditions Limites et des points sources à partir d'un nombre limité de mesures - Application aux machines tournantes", INSA-LYON, 2008.

Co-encadrement de Thèses / Post-Doc :

[CT1] M. ALATTASS, "Maintenance des machines tournantes : Signature de défauts d'engrenages droits et hélicoïdaux", Thèse de doctorat, n° d'ordre 94 ISAL 0109, INSA-LYON 1994.

Jury:

D. PLAY, D. NICOLAS, F. LE MAITRE, J. FAUCHON, G. FERRARIS, A. KASSAI & J. MAHFOUDH.

[CT2] C. BRENEUR, "Eléments de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements ", Thèse de doctorat, n° d'ordre 02 ISAL 0096, INSA-LYON 2002.

Jury:

W. CHARON, J. GUILLOT, D. PLAY, S. TICHKIEWITCH, J.F. RIGAL et J. MAHFOUDH.

[CT3] F. D'AMBROSIO, " Analyse des Modes de Défaillances, de leurs Effets et de leur Criticité (AMDEC) pour la Maintenance de Turbomachines", Post-Doc, IFP, Sept 2004- Sept 2005.

[CT4] R.C. SIMÕES, " Estudo Sobre o Controle Ativo de Rotores Flexíveis", 2006, Thèse sandwich avec l'Université Fédérale d'Uberlândia, Brésil.

[CT5] X. DELEPINE, "Contrôle actif neuro-flou et suivi de comportement d'une pompe à vide turbomoléculaire à paliers magnétiques actifs", Thèse de doctorat, n° d'ordre 2006 ISAL 00127, INSA-LYON 2006.

Jury:

A. PREUMONT, P. ARGOUL, M. BLEULER, J.L. GUYADER, J. MAHFOUD et J. DER HAGOPIAN.

[CT6] K.BOUMSKIYOU, "Contrôle actif sur PMA : application à un motocompresseur industriel en régime transitoire", Thèse CIFRE en préparation avec GE.

[CT7] T.S. MORAIS, "Estudo de Falhas em Maquinas Rotativas Inteligentes", 2010, Thèse sandwich avec l'Université Fédérale d'Uberlândia, Brésil.

## **BREVET**

- [B1] ORELIS – "Augmentation du flux dans des tubes poreux multicanaux par création d'une collecte centrale " – A. RENARD, J. MAHFOUDH, S. BATIOU, X. PETIT, 5 Août 1998 – Pli cacheté LPC/DO/98017.

## **PUBLICATIONS**

- [T1] J.MAHFOUDH, "Contribution à l'équilibrage des machines tournantes", Thèse de Doctorat. Juillet 1990, n°d'ordre 90 ISAL 0066, IN SA-LYON.

### Articles Journaux

- [J1] Mahfoudh, J., Der Hagopian, J. et Cadoux, J., "Equilibrage multiplans-multivitesse avec contraintes imposées sur les déplacements", *Matériaux Mécanique Electricité*. No 427- Septembre 1988.
- [J2] Alattass, M., Mahfoudh, J. et Play, D., "Etude morphologique des signaux vibratoires. Identification des défauts des engrenages droits et hélicoïdaux", *Revue Française de Mécanique*, n°1996-1, pp.33-40.
- [J3] Mahfoudh, J. et Play, D., "Suivi de comportement et Maintenance, Identification de défauts avec engrenages droits et hélicoïdaux", un chapitre dans l'ouvrage "Une expérience en C.A.O. mécanique : Le Réseau de Laboratoire PROMOTEUR", Ed. Technologie Bucarest, Oct. 1996, pp.254-266, ISBN 973-31-0981-9.
- [J4] Remond, D., Mahfoudh, J. et Play, D., " Mesures et Analyse de l'Erreur de Transmission d'Engrenages avec Défauts à Haute Vitesse à l'aide de Codeurs Optiques" – Contribution en CMVAO mécanique, Ed. Transilvania, Brasov/Roumanie 1998 – pp 1-12, ISBN 973-98512-0-7.
- [J5] Mahfoudh, J. et Renard, A., "Behaviour of multichanneled ceramic tubes under pressure", *Mécanique industrielle et matériaux*, Vol. 52, N°3, pp. 117-118, SEP 1999.
- [J6] Alattas M. and Mahfoudh, J., "Detection of Spur and Helical Gear Faults Through Vibration Analysis", *Journal of Natural and Applied Sciences*, Vol. 7, No. 2, August 2003, pp. 269-278.
- [J7] D. Remond and Mahfoudh, J., "From Transmission Error Measurements tot Angular Sampling in Rotating Machines with Discret Geometry", *Journal of Shock & vibrations*, Vol. 12, N°2, pp. 149-161, 2005.
- [J8] Simões R. C., Der Hagopian, J., Mahfoudh, J. and Steffen Jr., V., " Modal Active Vibration Control of a Rotor using Piezoelectric Stack Actuators", *Journal of Vibration and Control*, Vol. 13, No. 1, 45-64 (2007).
- [J9] Mahfoud, J. and Breneur, C., "Experimental Identification of Multiple Faults in Rotating Machines", *Smart Structures and Systems*, Vol. 4, No. 4 (2008) 000-000.
- [J10] Mahfoud, J., Der Hagopian, J., Lévecque, N. and Steffen Jr, V, "Experimental Model to Control and Monitor Rotating Machines", *Mech. Mach. Theory* (2008), doi:10.1016/j.mechmachtheory.2008.04.009.
- [J11] Villafane Saldarriaga, M., Mahfoud, J., Steffen Jr, V. and Der Hagopian, J., "Balancing of an Unsymmetrical Flexible Rotor by Using Artificial Neural Networks", *Accepté pour publication dans Smart Structures and Systems*.

### Articles Soumis

- [J12] Villafane Saldarriaga, M., Mahfoud, J., Steffen, Jr, V. and Der Hagopian, J., "Inverse Problem Approach Applied to the Balancing of Flexible Machines", *Proposé pour publication dans Journal of Vibration and Control*,
- [J13] Der Hagopian, J. and Mahfoud, J., " Electromagnetic Actuator Design for the Control of Light Structures", *Proposé pour publication dans Smart Structures and Systems*,
- [J14] Mahfoud, J. and Der Hagopian, J., " Numerical and Experimental Investigations of Control Approches by Using Electromagnetic Actuator", *Proposé pour publication dans Shock and Vibration*.
- [J15] Skladanek, Y., Der Hagopian, J. and Mahfoud, J., " Energy Cost of the Active Control of Rotating Machine by Using Electromagnetic Actuator and Piezoelectric Actuator", *Proposé pour publication dans le journal de l'IGTI*.

### Articles dans des Conférences avec Comité de Lecture

- [C1] M.Alattass, J.Mahfoudh & D.Play, "Vibration analysis for detection of gear faults within gearbox: application to spur & helical gears", Fourth international conference on rotor dynamics, IFToMM, CHICAGO 1994, Vibration Institut.
- [C2] M.Alattass, J.Mahfoudh, D.Remond & D.Play, "Experimental study of faults influence on vibration and noise measurements in gear transmission mechanism", International gearing conference, NEW-CASTLE 1994.
- [C3] J.Mahfoudh, C.Bard, M.Alattass & D.Play, "Simulation of gearbox dynamic behaviour with gear faults", Second International conference on gearbox noise, vibration & diagnostics, LONDON 1995, IMECHE.
- [C4] M.Alattass, J.Mahfoudh & D.Play, "Morphological study of vibratory signals", Conference on the acoustical & vibratory surveillance methods and diagnostic techniques, PARIS 1995, CETIM.
- [C5] J.Mahfoudh, C.Bard & D.Play, "Experimental & numerical study of vibration monitoring applied on gear transmission systems", Integrated monitoring, diagnostics & failure prevention, MFPT, MOBILE-ALBAMA 1996.
- [C6] J.Mahfoudh, C.Bard, C.Beigneux & D.Play, "Experimental study of gear faults in gearbox : Evaluation of dynamic stress fluctuations", Reliability, Stress Analysis and Failure Prevention, VIRGINIA April 1997, MFPT-ASME.
- [C7] J.Mahfoudh, D.Remond, C.Bard & C.Renoux, "Condition monitoring : Experimental study of the transmission error for the detection of gear faults", Allemagne, Septembre 1998, IFTOMM.
- [C8] C.breneur, J.mahfoudh & D.play, "Condition Monitoring : Experimental study for the diagnostic of simultaneous faults on gear and bearings" – IMECHE, 7th International Conference on Vibrations and Rotating Machinery, Nottingham/U.K., 12-14 September 2000.
- [C9] J.Mahfoudh, C.Breneur, F.Calderone & D.Play, "Assessment of neural networks for detection and identification of gearbox faults" – ESDA 2000, the Centennial Interdisciplinary Conference on Research, Systems Integration, Design & Analysis, Montreux / SWIZERLAND, 10-13 July 2000.
- [C10] C.Breneur, J.Mahfoudh, K.Stofleth & D.Play, "Diagnostic Approaches for Gears and Bearings", ISCORMA-1, 20-24 August 2001, South Lake Tahoe, California, USA.
- [C11] J.Mahfoudh, K.Stofleth, C.Breneur & D.Play, "EXPERIMENTAL STUDY OF LOCAL FAULTS ON GEARS AND BEARINGS", Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic Techniques, Compiègne, FRANCE, October 16-18, 2001
- [C12] J.Mahfoudh & C.Breneur, "Condition Monitoring: Experimental Study of Combined Faults on Gears and Bearings", 6th International conference on Rotor Dynamics, Proceeding of IFToMM Conference – Sydney, Australia, September 30 to October 4, 2002.
- [C13] J.Mahfoudh & D.Remond, "Experimental study of the transmission error for the detection of gear faults", Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, USA, June 16-19, 2003.
- [C14] D.Remond & J.Mahfoudh, "Mesure et traitement de réponses de machines tournantes présentant une géométrie périodique discrète", 2<sup>ème</sup> Colloque d'Analyse Vibratoire Expérimentale, Blois, France, 13-14 Novembre 2003.
- [C15] C.Breneur & J.Mahfoudh, "Diagnostics of gearbox faults using neural networks", 5th International Conference, CETIM – Senlis, France, 2004.

- [C16] A.Chiter, A.Felkaoui, R.Zegadi, R.E.Bekka & J.Mahfoudh, " Efficacité des indicateurs de surveillance dans les problèmes de la détection et du diagnostic des défauts dans les machines tournantes « Mesures en mode spécifique » ", International Conference on Optics. Setif (Algerie), 22/11/2004-23/11/2004.
- [C17] J.Mahfoudh, L.Manin & A-C.Charlot, "Etude du comportement vibratoire d'un vélo grand public", Le 17ème Congrès Français de Mécanique, Université de technologie de Troyes du 29 août au 2 septembre 2005, France.
- [C18] L.Manin, J.Mahfoudh, M.Richard & D.Jauffres, "Modeling the climber fall arrest dynamics", ASME 2005, International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Long Beach, California, USA, September 24-28, 2005.
- [C19] M.Villafañe Saldarriaga, V.Steffen Jr. & J.Mahfoud, "Balanceamento de um Rotor Flexível com Mancais Assimétricos Usando Redes Neurais Artificiais", 15° POSMEC. FEMEC/UFU, Uberlândia-MG, Dezembro 2005.
- [C20] M. Villafañe saldarriaga, V. Steffen Jr., J. Der hagopian and J. Mahfoud, "Balancing of Flexible Machines Without Trial Weights Using Optimization Techniques", 7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics, Vienna, Austria, 25-28 September 2006.
- [C21] R.C.Simões, J.Der Hagopian, J.Mahfoud & V.Steffen Jr., "About the Implementation of an Optimal Modal Controller in Flexible Rotor by Using Piezoelectric Actuators", 7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics, Vienna, Austria, 25-28 September 2006.
- [C22] X.De Lepine, J.Der Hagopian & J.Mahfoud, "Contrôle modal à partir d'un modèle condensé équivalent réduit, application à un treillis", Vibrations Chocs et Bruits, Ecully, 14-16 Juin 2006.
- [C23] X.De Lepine, J.Der Hagopian & J.Mahfoud, "Development of a Condensed Reduced Model Based Modal Control Method for Rotors Supported by Active Magnetic Bearings", The Tenth International Symposium on Magnetic Bearings, Martigny, Switzerland, August 21<sup>st</sup>-23<sup>th</sup> 2006.
- [C24] A.Chiter, R.Zegadi, R.E.Bekka & J.Mahfoudh, "A new method for automatic defects detection and diagnosis in bearings using OGS test", INTERNATIONAL CONFERENCE ON MECHANICS AND MATERIALS, ICMM-06, Sétif-Algeria, 04-06 November 2006.
- [C25] J.Mahfoud, X.De Lépine, N.Lévecque & J.Der Hagopian, "Numerical and Experimental Investigations for Rotating Machine Balancing without Test Run", XII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics (DINAME 2007), ABCM, Ilhabela, SP, Brazil, February 26 - March 2, 2007
- [C26] J.Der Hagopian, N.Lévecque, V.Steffen, Jr & J.Mahfoud, "Inverse Model for the Control and the Monitoring of Rotating Machines", 12th IFToMM World Congress, Besançon (France), June 18-21, 2007.
- [C27] M.Villafañe Saldarriaga, J.Mahfoud, V.Steffen, Jr & J.Der Hagopian, "Balancing of an Unsymmetrical Flexible Rotor by Using Artificial Neural Networks", DETC2007-34176, Symposium on Modeling, Vibration and Control of Rotor Systems, L.V. Sept 2007.
- [C28] N.Lévecque, J.Mahfoud, D.Violette, G.Ferraris & R.Dufour, "Model and Experiment for Vibration Reduction of a Single Cylinder Reciprocating Compressor", IMechE, 9th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, EXTER 2008.
- [C29] Skladanek, Y., Der Hagopian, J. and Mahfoud, J., "Energy Cost of the Active Control of Rotating Machine by Using Electromagnetic Actuator and Piezoelectric Actuator", ASME Gas Turbine Technical Congress & Exposition, June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA.